



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KARLANMA ŞARTLARINDA ÇALIŞAN KANATLI BORU EVAPORATÖRLERİNİN PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

S.Berrak İLDEŞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalını

Nisan-2013
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KARLANMA ŞARTLARINDA ÇALIŞAN KANATLI BORU EVAPORATÖRLERİNİN PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

S.Berrak İLDEŞ

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kemal ALTINIŞIK

2013, 50 Sayfa

Jüri
Prof.Dr. Kemal ALTINIŞIK
Yrd.Doç.Dr. Dilek Nur ÖZEN
Yrd.Doç.Dr. Kevser DİNÇER

Soğutma sistemlerinin evaporatörlerinde kar oluşumu, kanatlar arasındaki hava geçiş alanını azaltır ve yüzey üzerindeki yalıtım etkisi nedeniyle, evaporatörün performansı düşer. Soğutma sistemlerinde evaporatör yüzeyinde bulunan bir rezistans sayesinde defrost işlemi gerçekleştirilerek oluşan bu kar tabakası eritilir. Bu çalışmada defrost işlemi esnasındaki enerji sarfiyatını minimize etmek için bir soğutma sistemi tasarlandı.

Deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlardan, rezistanslı mevcut defrost sisteminin tasarlanan sisteme göre daha ekonomik olduğunu görüldü.

Anahtar Kelimeler: Evaporatör, ısı transferi, kanatlı boru, kar gelişimi.

ABSTRACT

MS THESIS

INVESTIGATION OF PERFORMANCE OF FINED PIPE EVAPORATORS UNDER FROZING CONDITIONS AS EXPERIMENTAL

S.Berrak İLDEŞ

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Prof. Dr. Kemal ALTINIŞIK

2013, 50 Pages

Jury
Prof.Dr. Kemal ALTINIŞIK
Asst.Prof.Dr. Dilek Nur ÖZEN
Asst.Prof.Dr. Kevser DİNÇER

Frost formation at the evaporators of refrigeration systems reduces the surface area of passage between the air and the wings due to the effect of the insulation, the evaporator performance is reduced. The surface of evaporator in refrigeration systems has a resistance which performs defrost in order to melt frost layer.

In this study, the refrigeration system is designed to minimize energy consumption during the defrosting. Experimental results obtained from the study which indicate that resistance of the current defrost system is more economical than the system was designed.

Keywords: Evaporator, finned tube, frost growth, heat transfer.

ÖNSÖZ

Bu çalışmada kanatlı borulu evaporatörün karlanma şartları altındaki performansı deneysel olarak incelendi ve evaporatörde değişiklikler yapılarak yeni sistemle performansının iyileştirilmesi için çalışıldı.

Çalışmam boyunca bilgisinden, tecrübesinden ve desteğinden yararlandığım Danışmanın Sayın Prof. Dr. Kemal ALTINIŞIK'a ve yardımlarını benden esirgemeyen Sayın Yrd. Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN'e teşekkürü bir borç bilirim.

S.Berrak İLDEŞ
KONYA-2013

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

1.1. Soğutma Hakkında Genel Bilgi 1
1.2. Soğutma Devresi Elemanları 4
1.2.1. Kompresör 4
1.2.2. Yoğuşturucu (Kondenser) 5
1.2.3. Evaporatör (Buharlaştırıcı) 6
1.2.4. Filtre (Dryer) 7
1.2.5. Termostat 8
1.2.6. Kısılma vanası (Kılcal boru) 9
1.2.7. Soğutucu akışkan 9
1.2.8. Isı değiştirici 10
1.2.9. Buzdolaplarında karlanma 10
1.2.10. No frost buzdolabı 11

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **12**

3. MATERYAL VE METOT **19**

3.1. Materyal 19
3.1.1. Ölçüm sistemi 21
3.1.1.1. Sıcaklık ve nem ölçer 21
3.1.1.2. Isıl anemometre 22
3.1.1.3. K tipi eleman 22
3.1.1.4. Sayaç 23
3.1.1.5. Data logger 23
3.2. Metod 24
3.2.1. Hacimsel ve Kütlesel Hava Debisinin Hesabı 24
3.2.2. Havanın Evaporatör Giriş ve Çıkışındaki Entalpisi 25
3.2.3. Hava Tarafı Isı Geçişi 26
3.2.4. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı 27
3.2.5. Soğutucu Akışkan Tarafı Isı Geçişi 28
3.2.6. Evaporatörün Isıl Kapasitesi 28

4. DENEYSEL ÇALIŞMA **29**

5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA **32**

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 34

6.1. Sonuçlar 34
6.2. Öneriler 34

KAYNAKLAR 36

EKLER 39

ÖZGEÇMİŞ.....40

SİMGELER

Simgeler

A : alan (m^2)
B_0 : kaynama sayısı
c_p : özgül ısı (J /kg K)
D : hava içindeki su buharının difüzyon katsayısı (m^2 /s)
D_h : hidrolik çap (m)
f_a : sürtünme faktörü
h : taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_{sb} : buharlaşma entalpisi (J/ kg)
$h_{süb}$: süblimasyon entalpisi (J /kg)
h_L : sıvı fazı için sıvı-sıvı arasındaki konveksiyon ısı transfer katsayısı (W/m^2K)
h_{TP} : iki fazlı ısı iletim katsayısı (W/m^2K)
h_r : soğutucu tarafındaki taşınım katsayısı (W/m^2K)
k : ısı iletim katsayısı (W/mK)
L_{kanat} : kanat uzunluğu (m)
L : kanadın eşdeğer yüksekliği (m)
Le : Lewis sayısı
M_{hava} : birim mesafedeki havanın kütlesi (kg/m)
m : kütle (kg)
$\dot{m}$: kütlesel debi (kg /s)
m_w : boru kütlesi (kg)
$\dot{m}''_{\delta}$: kar kalınlığını arttıran su buharının kütle akısı (kg/ s m^2)
$\dot{m}''_{\rho}$: kar yoğunluğunu arttıran su buharının kütle akısı (kg/ s m^2)
Nu : Nusselt sayısı
q : ısı transferi (W)
q'' : ısı akısı (W/ m^2)
P : basınç (N/ m^2)
Pr : Prandtl sayısı
r : yarıçap (m)
Re : Reynolds sayısı
w_{kanat} : kanat genişliği (m)
T : sıcaklık (^oC)
U : toplam ısı transfer katsayısı (W/ m^2 K)
$U_{h,k}$: havadan kanat yüzeyine toplam ısı geçiş katsayısı (W/ m^2 K)
$U_{h,b}$: havadan boruya toplam ısı geçiş katsayısı (W/ m^2 K)
$U_{h,s}$: havadan soğutucuya toplam ısı geçiş katsayısı (W/ m^2 K)
U_m : kütle transfer katsayısı (kg/ s m^2)
UA : evaporatörün toplam ısıl geçirgenliği (W/K)
X : kuruluk derecesi (kg/kg)
x, y, z : koordina t (m)

Yunan harfleri

δ : kalınlık (m)
ε_{fst} : absorbsiyon katsayısı
η : verim
ρ : yoğunluk (kg/m)
Φ : bağıl nem (%)
ω : özgül nem (kg/kg)

Alt indisler

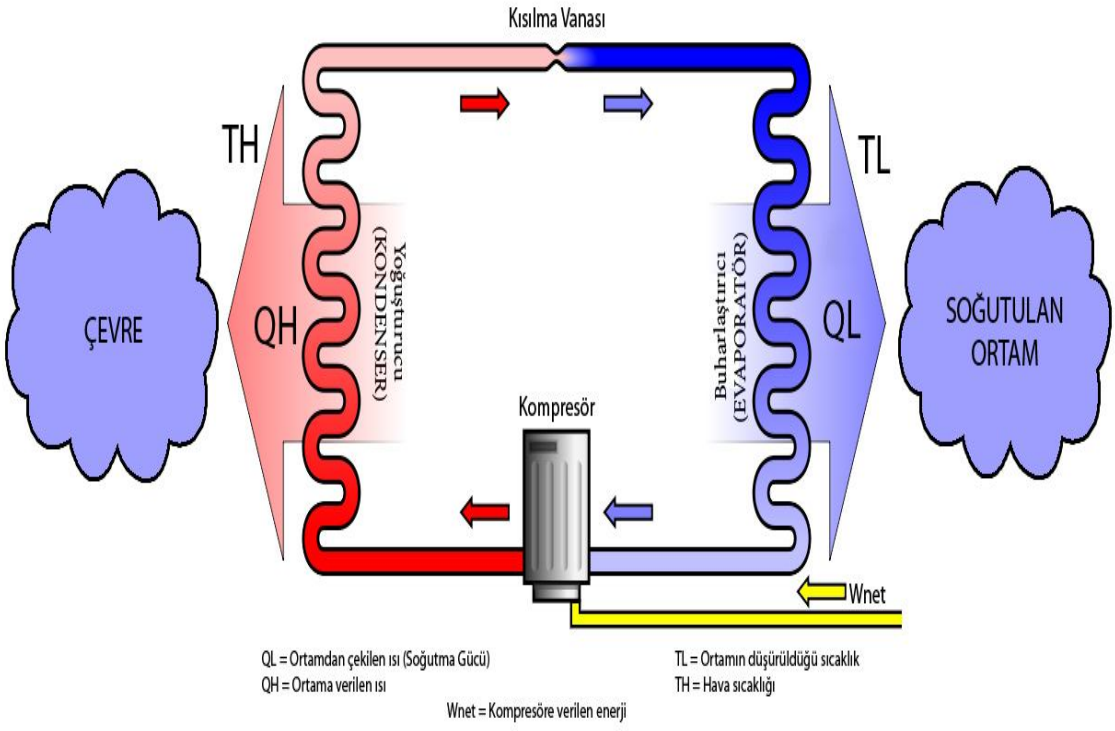
b: boru yüzeyi
db: doymuş buhar
h : hava
hg: hava girişi
hç: hava çıkışı
kan : kanat
i : iç
d: dış
sg: soğutucu girişi
sç: soğutucu çıkışı
soğ: soğutucu
T: toplam
sb: su buharı

1. GİRİŞ

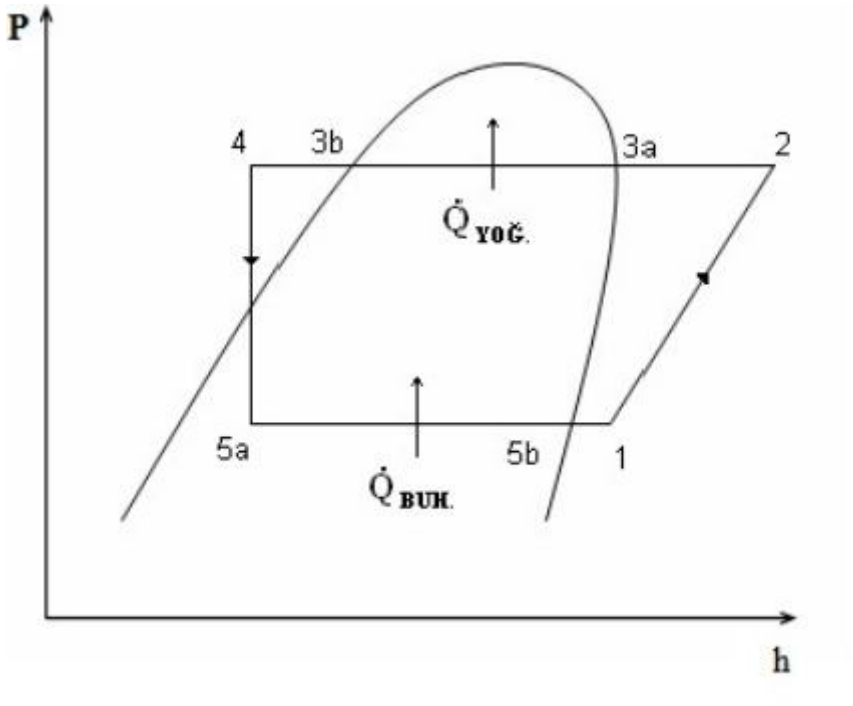
1.1. Soğutma Hakkında Genel Bilgi

Yeryüzündeki enerji kaynaklarının hızla tükeniyor olması ve beraberinde getirdiği enerji maliyetlerindeki artış, birçok kuruluş ve organizasyonu enerji kullanımı ile ilgili araştırmalar yapmaya yönlendirmiştir. Araştırmalar sonucunda, konutsal ihtiyaçlar doğrultusunda tüketilen enerjinin, toplam enerji tüketiminde önemli bir paya sahip olduğu görülmüştür. Bu nedenle, konutsal enerji tüketiminde büyük pay sahibi olan dayanıklı tüketim mallarının üreticileri, ürünlerinin enerji tüketimi ile ilgili çalışmalarını hızlandırmışlar; konutsal soğutma amacıyla kullanılan buzdolapları ve derin dondurucular da yaygın kullanımları nedeni ile bu çalışmalara konu olmuşlardır. Bir buzdolabı veya derin dondurucunun enerji tüketimi, o cihazın sahip olduğu soğutma sistemine ait elemanların performansları ile doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle, soğutma sistemine ait elemanların performanslarının belirlenmesi önem taşımaktadır.

Soğutma sistemini ve elemanlarını tanıtmak amacı ile ideal bir soğutma çevrimine ait sistem elemanları ve bu çevrimin basınç-entalpi diyagramı sırasıyla Şekil 1.1 ve Şekil 1.2`de gösterilmiştir.



Şekil 1.1. İdeal bir soğutma sistemi



Şekil 1.2. İdeal soğutma çevrimine ait basınç-entalpi diyagramı

Şekil 1.2`de görülmekte olan basınç-entalpi diyagramındaki numaralandırma doğrultusunda ideal soğutma çevrimi elemanları ve çevrim bölgeleri tanıtılacak olursa:

1-2 entalpi farkı ile kompresörün sıkıştırma işi ifade edilmiştir. Bu bölgede alçak basınç tarafından gaz halinde emilen soğutucu akışkan yüksek basınç bölgesine gaz olarak sıkıştırılır.

2-3a entalpi farkı yüksek basınç tarafı aşırı kızgınlık (superheat) bölgesidir ve yoğuşturucu (kondenser) girişinde bulunmaktadır.

3a-3b entalpi farkı kondenser yoğuşma bölgesi olarak adlandırılır.

3b-4 entalpi farkı yüksek basınç tarafı aşırı soğutma (subcool) bölgesi olarak ifade edilir ve yoğuşturucu çıkısında bulunmaktadır.

4-5a noktaları arasında adyabatik genişleme işlemi tanımlanmıştır. Burada, bir genişleme aygıtı yardımı ile soğutucu akışkanın basıncı yüksek basınç bölgesinden alçak basınç bölgesine düşürülür.

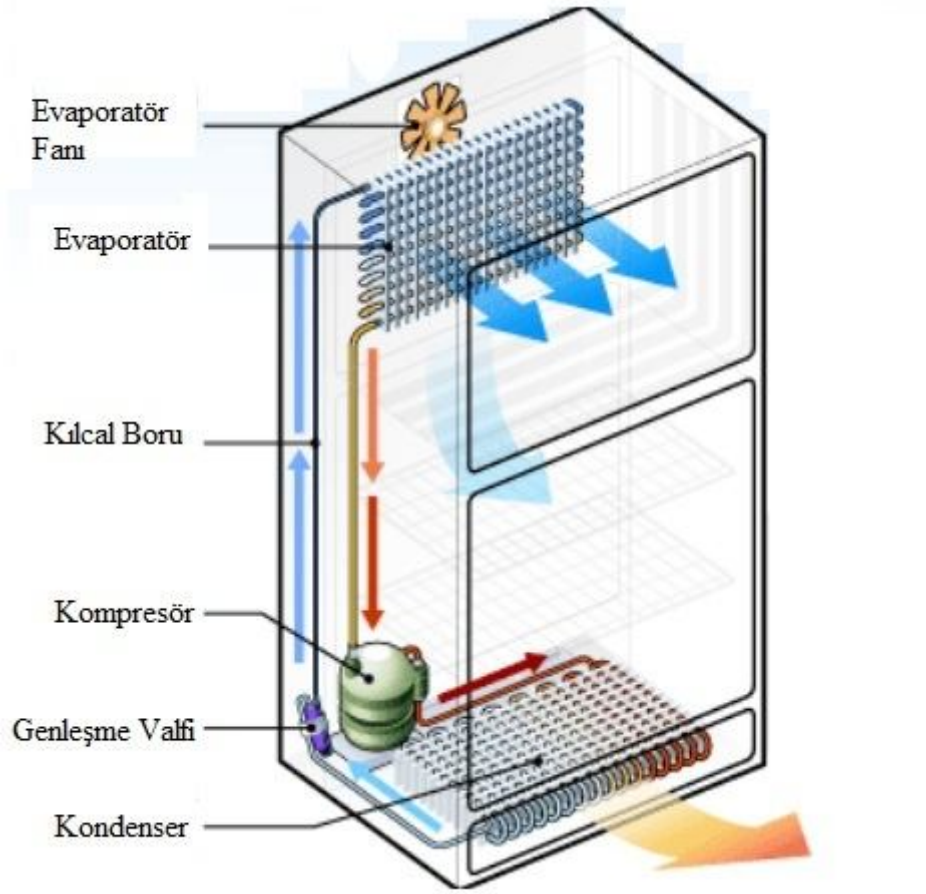
5a-5b entalpi farkı ile soğutma kapasitesi ifade edilmiştir. Bu bölgede ortamdan ısı çekilir ve buharlaştırıcı (evaporatör) yardımı ile soğutucu akışkan buharlaştırılır.

5b-1 bölgesi ise alçak basınç tarafı asırı kızdırma bölgesi olarak ifade edilir. Bu bölgede soğutucu akışkan aşırı kızdırılarak kompresör emniyeti sağlanır.

Enerji tüketimi-performans ilişkisini 5a-5b entalpi farkı ile tanımlanmış olan buharlaştırıcı soğutma kapasitesi ile örneklemek mümkündür. Aynı buharlaşma ve

yoğuşma koşullarında, buharlaştırıcı performansının artısı, soğutma kapasitesinde artışa, soğutma kapasitesindeki artış ise 1-2 entalpi farkının, bununla birlikte kompresörün sıkıştırma isi için harcayacağı enerjinin azalmasına neden olacaktır.

Soğutma çevrimlerinin analizinde, genellikle ideal bir referans çevrim kullanılır. Sıkıştırma sürecinin izentropik olduğu varsayılmaktadır. Kısılma süreci de ısı değiştiricideki ısı geçişi göz önünde bulundurulmayarak adyabatik olarak kabul edilmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları dikkate alınmamaktadır.



Şekil 1.3. Soğutma çevrimi sisteminin gösterimi

1.2. Soğutma Devresi Elemanları

1.2.1. Kompresör

Kompresörler soğutucu sistemin kalbini oluşturmaktadır ve çalışma prensipleri ne olursa olsun buharlaştırıcıdan çıkan gazı yoğuşma basıncına kadar sıkıştırılması işlevini yerine getirmektedir.



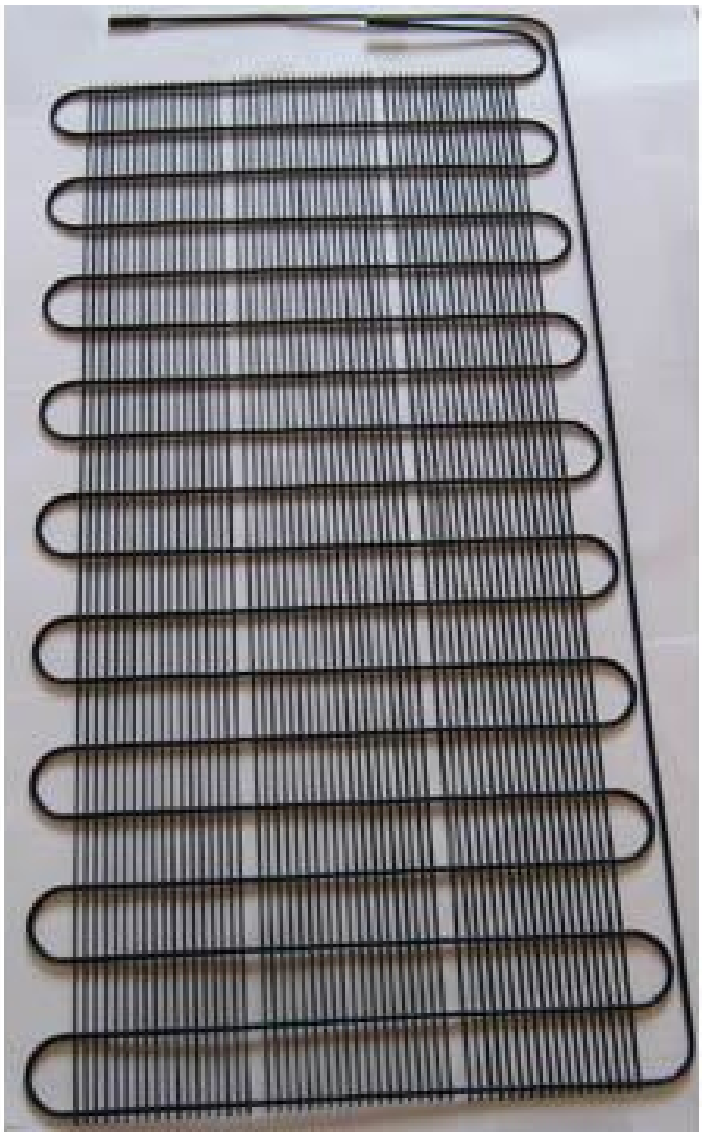
Şekil 1.4. Kompresör

Bu işlevi yerine getirebilecek başka kompresör çeşitleri ve tasarımları mevcut olmakla birlikte ev tipi buzdolaplarında hermetik pistonlu kompresörler kullanılmaktadır.

Hermetik kompresörlerde tek fazlı, iki kutuplu asenkron indüksiyon motorları bulunmaktadır. Değişken hızlı kompresör uygulamalarında, hız kontrolü frekansın değiştirilmesi yoluyla gerçekleştirilmektedir. Hız kontrolü yapılan kompresörlerde doğru akım motorları, indüksiyon motorları ve senkron motorlar kullanılmaktadır. Kompresör silindir hacmi, buzdolabı hacmi ve kullanılan soğutkana bağlı olarak 2 cm^3 ve 10 cm^3 arasında değişmektedir.

1.2.2. Yoğuşturucu (Kondenser)

Yoğuşturucular, kompresörden çıkan kızgın buharın soğuyup doymuş hale geçmesi ve bunu takiben yoğuşmasını sağlayan ve sonunda açığa çıkan ısıyı dışarı veren çevrim elemanıdır. Buzdolabının dışında veya yalıtım malzemesinin içinde saklı olarak yer almaktadır. Buzdolabının dışında yer aldığında, düz boruların kıvrılarak kat kat yapılmasıyla oluşturulan geçişlerin sayısı arttırılarak, yoğuşturucunun ısıyı havaya atması kolaylaştırılmakta, soğutkanın aşırı soğutulmuş sıvı haline geçmesi sağlanmaktadır.

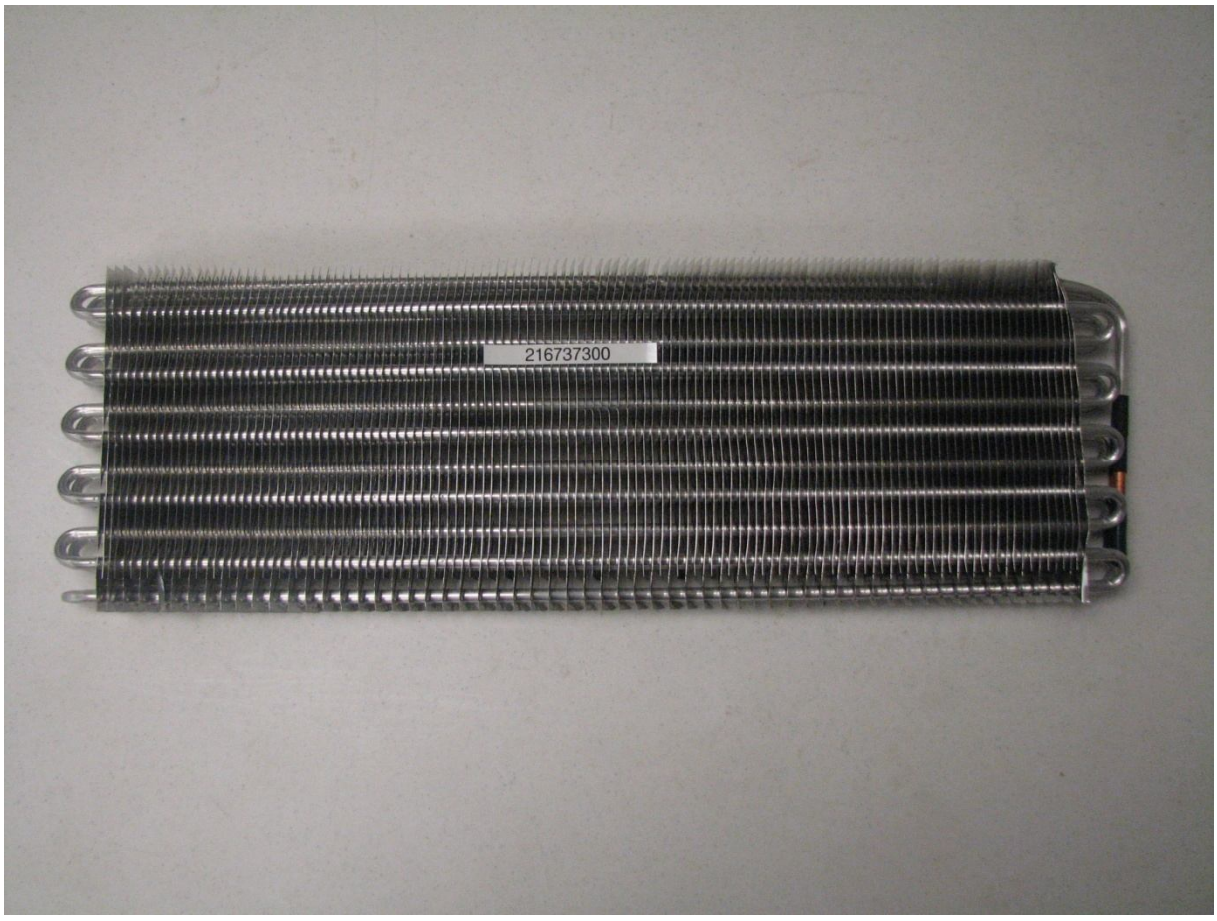


Şekil 1.5. Kondenser

1.2.3. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Buharlaştırıcı, kısılma vanasından gelen düşük sıcaklık ve düşük basınçtaki sıvının, kabin ısısını alarak buharlaştığı bölümdür. Bu nedenle demir, çelik, pirinç, bakır ve alüminyum gibi malzemelerden imal edilir.

Kabin içinde saklı veya kabin yüzeyinden yaklaşık 30 mm uzaklıkta harici olarak monte edilmektedir. Harici olarak yerleştirmede toplam ısı geçiş katsayısı daha yüksek olmaktadır. Hava ile buharlaştırıcı yüzeyi arasındaki ısı geçişi, doğal ya da zorlanmış taşınım ile gerçekleşir. Doğal ısı taşınımı, ufak dirençlerle karşılaştığında bile sorun yaratmaktadır. Bu nedenle bir fan kullanılarak, hava dolaşımının zorlanmış ısı taşınımıyla elde edilmesi tercih edilmektedir. Zorlanmış ısı taşınımında daha çok kanatlı buharlaştırıcılar kullanılmaktadır.



Şekil 1.6. Evaporatörün görünümü

Buzdolabında, tek buharlaştırıcı kullanılabileceği gibi, birden fazla buharlaştırıcı da kullanılabilmektedir. İki buharlaştırıcı kullanıldığında, bunlardan biri donmuş gıda depolama bölümüne, diğeri de taze gıda depolama bölümüne konulmaktadır. Tek buharlaştırıcılı sistemlerde, fanlar yardımıyla hava hareketi sağlanarak, değişik bölmelerin istenilen oranlarda soğutulması sağlanmaktadır.

1.2.4. Filtre (Dryer)

Filtre, soğutucu devrelerde sistem içinde nem veya kompresörden gelecek yağ zerrelerini tutarak devrenin tıkanmasını önleyen elemandır. Soğutma sistemlerinin içine soğutucu gaz basılmadan önce devre servis borusu üzerinden vakumlanır fakat yine de devre içerisinde bir miktar rutubet kalabilir veya elektrik dalgalanmalarında kompresör silkelenip devreye yağ basabilir bu her zaman mümkündür.



Şekil 1.7. Dryer

Bu gibi durumlarda devrede bulunan kılcal boruların tıkanmaması için kondenser çıkışına bağlanır dryerin çıkışından itibaren boru incelir(kılcal boru). Soğutma devresininde filtre görevi görür.

1.2.5. Termostat

Termostat soğutma sıcaklığını ayarlayan devre elemanıdır. İç yapısında yine soğutma sistemlerinde kullanılan gazlardan biri bulunur.(R 12, R134 a v.b)



Şekil 1.8. Termostat

Buzdolaplarında evaporatöre monteli olur içi gaz dolu bulpun ucu (yaklaşık termostatın 1,5 metre uzunluğunda kılcal borusu bulunur) evaporatöre monteli olup evaporatördeki soğutma arttıkça bulp içindeki gaz termostat gövdesindeki körüğün şişerek kontağı açmasına ve bu kontağa bağlı kompresörün devre dışı kalmasına sıcaklık yükseldiği zaman körüğün sönerek tekrar kontağı kapamasıyla kompresörün çalışmasına sebeb olur. Bu şekilde soğutma sıcaklığı termostatda ayarlanan değerde kalır aynı zamanda kompresörün dinlenmesi sağlanır. Klima sistemlerinde termostat ortam sıcaklığına göre kompresörü devreye alıp çıkarır.

1.2.6. Kısılma vanası (Kılcal boru)

Kısılma vanası basit bir akış kontrol mekanizmasıdır. Soğutkanın akışını kısarak, basıncını değiştirmektedir. Yoğuşturucudan gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki aşırı soğutulmuş sıvı soğutkanın, basıncını ve sıcaklığını düşürerek buharlaşma basıncına getirmek için kullanılmaktadır.



Şekil 1.9. Solenoid kısılma vanası

Soğutkanın bir kısmı buharlaştırıcıya girmeden, kısılma vanası içinde buharlaşmaya başlamaktadır. Bir diğer işlevi ise, kompresör durduğu zaman, soğutma devresindeki basınç farklılığını dengelemektir. Kullanılacak kılcal boruların boy ve çapı kompresör performansına göre belirlenmektedir.

1.2.7. Soğutucu akışkan

Buzdolabının içindeki ısıyı dışarı taşımak için kullanılan akışkan maddelerdir. Soğutkanlarda bulunması gereken bazı özellikler şunlardır:

*Çevresel uyum

*Yanıcı, patlayıcı ve zehirli olmaması

*Sistemin hiçbiryerinde kimyasal değişikliğe uğramaması

*Düşük maliyet

1.2.8. Isı değiştirici

Buzdolabı soğutma devresinde, yüksek basınçlı soğutkanın dolaştığı borulara basma boruları, alçak basınçlı soğutkanın dolaştığı borulara da emme boruları denilmektedir. Emme ve basma borularının bir bölümü birleştirilerek bir ısı değiştirici meydana getirilir. Isı değiştirici; basma borusu, emme borusunun içinden geçecek şekilde yapılabileceği gibi, basma ve emme borularının ayrı ve açıkta birleştirilmesiyle de elde edilebilmektedir. Isı değiştiricisinde, buharlaştırıcıdan gelen soğutkan bir miktar ısınma yoğuşturucudan gelen soğutkan bir miktar soğuma imkânı bulur. Yoğuşturucudan gelen soğutkanın soğuması, kısılma vanasında başlayan buharlaşmayı azaltıcı yönde etki yapmaktadır. Kısılma vanasında buharlaşamayan soğutkan, buharlaştırıcıda buharlaştığından soğutma kapasitesi artmaktadır. Buharlaştırıcıdan gelen soğutkanın ısınması, kompresöre sıvı soğutkan ulaşmamasını garanti altına alırken, soğutkanın kızgın buhar haline geçmesini de sağlamaktadır. Bu yöntem soğutma sisteminin verimini artırmaktadır.

1.2.9. Buzdolaplarında karlanma

Buzdolaplarında en çok görülen sorunlardan biri karlanmadır. Karlanmanın sebebi ise buzdolabının içindeki nem oranıdır. Nemli hava buzdolabının içindeki soğukla karşılaştığında yoğunlaşarak su damlası halini alır. Bu su damlaları ise ısı 0 derecenin altına düştüğünde karlanma meydana gelir.



Şekil 1.10. Buzdolabında karlanmanın görünümü

Buzdolaplarındaki ısı dışarıya göre daha düşük olduğu için iki ortam arasında bir basınç farklılığı oluşur. Bu fark, içeri doğru bir çekim meydana getirerek kapağın adeta yapışarak kapanmasını sağlar. Buna rağmen buzdolabı kullanım için her kullanıldığında dışarıdan içeriye hava girer. Havadaki nem dolabın iç yüzeylerinde yoğunlaşarak su damlası haline gelir ve karlanmaya yol açar. Ancak buharlaşma buzdolabına konan yalıtılmamış kaplardaki yemeklerden de kaynaklanabilir.

Her iki durumda da içeride nemin karlanmaya yol açmayacağı bir tedbir alınması gerekir. Bunun için buzdolabının arka yüzeyinde yoğunlaşarak su damlaları haline gelen nemin eğimli bir kanalla toplanarak bir tüp kanalıyla dışarıdaki motora verilmesi gerekir. Motor bu suyu hem çalışırken meydana gelen ısıyı düşürmek hem de buharlaştırıp havaya karıştırarak buzdolabındaki karlanmayı engellemek için kullanılır.

1.2.10. No frost buzdolabı

No frost buzdolaplarında gazlı, kompresörlü soğutma sistemi devre elemanlarının her biri mevcuttur tek farkı evaporatör yüzeyinde bulunan ısıtıcı rezistanslar ve bu rezistansları devreye alan ve çıkaran zaman rölesi bulunur. Bu şekilde gün içerisinde belli aralıklarla rezistanslar evaporatör üzerinde biriken karı eriterek hem buzdolabının daha verimli çalışmasını sağlar hemde hiç bir zaman kullanıcının buzları eritmesini ihtiyaç kalmaz. Kullanıcı bu işlemin farkına olmaz. Buzdolaplarında eriyen buzların suları genelde kompresör üzerindeki hazneye giderek kompresörün sıcaklığı ile buharlaşır veya dolabın altına kadar uzatılan kondenser borularının içinden geçtiği bir su toplama kabında kondenser borusunun sıcaklığı ile buharlaşır.

Hava dolaşımlı soğutma prensibi ile çalışan No-Frost ürünlerde ısı transferini karakterize eden parametreler; evaporatör formu, toplam ısı transfer katsayısı ve hava debisidir. Bu çalışmada enerji sarfiyatını minimize eden ve kompresöre ek yük getirmeksizin evsel soğutucuların kondenserlerinden dışarı atılan sıcak hava, üç akışkanın birbirine karışmadığı yeni bir ısı değiştiricisi üzerinden geçirilerek yüzeylerde oluşan karlanmanın önlenmesi amaçlandı. Soğutucu içerisinden emilen hava, kondenserden gelen sıcak hava ile karışmadan içinde bulunan nemi evaporatör yüzeyine bırakarak daha kuru formda yeniden soğutucu içine gönderildi. Deneysel olarak gerçekleştirilen bu çalışma, No-Frost deney düzeneğinde test edildi.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde evaporatörün karlanmış haldeki performansının iyileştirilerek enerji tasarrufu elde edilmesini sağlamayı hedefleyen ve modelleyen bir çalışmaya rastlanmamıştır. Sadece çalışmamıza kısmen yakın olabilecek kanat aralık değişiminin karlanma şartları altındaki evaporatörün performansına etkileri üzerine çalışmalar mevcuttur. Konumuz bu açıdan literatüre özgün bir kaynak olacaktır. Literatürde yapılan incelemeler sonucunda karlanmanın evaporatör performansına etkisi üzerine yapılan çalışmalarda oluşturulan matematik modelin deneysel sonuçlarla da uyum sağladığı fakat genel bir karlanma modeli kullanılmadığı gözlemlendi. Buna en büyük neden olarak, kar oluşumunun yüzey sıcaklığı, hava sıcaklığı, hava nemi, hava hızı, hava debisi, yüzey geometrisi ve akış şekli gibi birçok parametreye bağlı olması gösterilebilir. Kar oluşumunun çok sayıda parametreye bağlı olması, belirli şartlar altında yapılan herhangi bir çalışmanın sonuçlarının başka bir çalışmada kullanılamamasına neden olmaktadır. Ayrıca yeni bir ısı değiştiricisi kullanılarak havanın nemi alınıp, evaporatör üzerine gönderilen sisteme ait bir çalışma, literatürde mevcut değildir.

Kakaç [1], ısı eşanjörlerinin analizi için basit genel eşitlikler verdi ve ısıl tasarımda kullanılmak üzere; boru içi buharlaşma, kovan kısmında yoğuşma ve boru içi yoğuşma için ısı iletim eşitlikleri sundu. Bu tip ısı eşanjörlerinin kapasite ve boyutlandırılmasına ilişkin sorunları kısaca ele aldı ve ısı tasarım örnekleri verdi.

Lenic, Trp ve Frankovic [2], kanatlı borulu ısı değiştiricisi üzerinde karlanma oluşumu boyunca ısı ve kütle transferini incelediler. İki boyutlu bir matematik model geliştirdiler. Sınır tabadaki hız, sıcaklık ve neme ek olarak kar kalınlığı ve

yoğunluğunun ayrıntılı hesaplanması sayesinde toplam ısı transfer katsayını buldular. Soğutma çevrimi veriminin hava sıcaklığına ve nemine bağlı olduğunu gördüler.

Şeker, Karataş ve Eğrican [3], yapmış oldukları ilk çalışmada karlanma oluşumu boyunca kanatlı borulu ısı değiştiricisi üzerinde ısı ve kütle transferini incelediler. Hava tarafındaki ısı ve kütle transfer katsayısını, soğutucu tarafındaki ısı transfer katsayısını, hava- kar ara yüzeyindeki sıcaklığı ve ısı değiştiricisinin yüzey verimini hesapladılar. Isı değiştiricisindeki toplam geçirgenliği (UA) ve basınç düşümü, farklı hava giriş sıcaklığı, bağıl nem, hava kütle akışı ve soğutucu sıcaklığına göre değerlendirdiler. Yapmış oldukları çalışmanın sonucunda hava giriş sıcaklığı ve debisi arttıkça; toplam ısı transfer katsayısının, hava tarafındaki basınç düşüşünün ve kar kalınlığının artığını gözlemlediler. Bağıl nemdeki artışın toplam ısı transfer katsayısını arttırdığını fakat zamanla bu artış hızının azaldığını gördüler. Ayrıca bağıl nemdeki artışın basınç düşüşünü ve kar kalınlığını arttırdığını gözlemlediler.

Tso, Cheng ve Lai [4], kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinde, kanat boyunca değişen kar kalınlığını esas alan bir model geliştirdiler. Gerçekçi bir model oluşturmak amacıyla düzensiz sıcaklık dağılımı nedeniyle kanat boyunca değişen kar kalınlığı ile karlanma ve karlanma olmaksızın hava soğutucusunun dinamik davranışını incelediler. Çalışmalarının sonucunda; ısı değiştiricisinin performansının karlanma oluşumu nedeniyle azaldığını, kanat boyunca sıcaklık değişiminin düzensiz bir karlanma gelişimine neden olduğunu, kar yüksekliğinin kanat dibinde kanat ucuna göre daha yüksek olduğunu ve soğutucu girişinde yer alan boru sırasının daha düşük yüzey sıcaklığı ile daha fazla karlanma gelişimine sahip olduğunu gözlemlediler.

Şeker, Karataş ve Eğrican [5], ikinci çalışmalarında kanatlı borulu ısı değiştiricisindeki kar oluşumunu deneysel olarak incelediler. Daha önce oluşturdukları matematik modelden elde ettikleri sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırdılar ve uyum içinde olduklarını gördüler.

Soo Lee, Seung Kim ve Hee Lee [6], soğuk düzlemsel bir yüzeyde karlanma tabakasının formülasyonu için bir matematik model geliştirdiler. Ayrıca oluşturdukları matematik modele geçerlilik kazandırmak için deneysel çalışma yaptılar. Matematik modelde, suyun moleküler difüzyonunu ve karlanma tabakası içinde su buharı süblimasyonu nedeniyle açığa çıkan gizli ısıyı esas aldılar. Donma kalınlığı üzerindeki teorik sonuçlarla deneysel sonuçların arasında ortalama %10 hata olduğunu tespit ettiler ve düşük hızlarda bu hatanın %19 'a ulaştığını gözlemlediler. Lewis sayısını giriş havasının bir fonksiyonu olarak ifade ettiler. Kar kalınlığının ve karın yüzey sıcaklığının artan hava hızı ve bağıl nem ile yükseldiğini gözlemlediler.

Kar, Salinas ve Gonçalves [7], nemli hava içindeki bir silindirin etrafında karlanma gelişimini incelediler. Karlanma oluşumu boyunca bölgesel özellikleri belirlemek için iki boyutlu bir matematik model geliştirdiler. Akış alanının çözümü ile sıcaklık ve nem alanlarını belirlediler. Böylece ısı ve kütle transfer katsayılarını buldular. Bu sayede yoğunluk, kalınlık ve sıcaklık gibi bölgesel özellikleri belirlediler.

Yan, Li, Wu, Lin ve Chang [8], karlanma koşulları altında kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin çalışma performansını deneysel olarak incelediler. Tek ve çok sıralı ısı değiştiricilerinin üzerinde çeşitli parametrelerin ısı transferine etkisini görmek için test yaptılar. Havanın sıcaklığı, debisi ve bağıl nemi, soğutucu sıcaklığı, kanat aralığı ve sıra

sayısı gibi parametreleri incelediler. Yapmış oldukları çalışmanın sonunda düşük hava debisinin karlanma gelişimini arttırdığını ve karlanma nedeniyle daralan kanat aralıklarının etkisiyle basınç düşüşünün arttığını gözlemlediler. Bağıl nemin artmasıyla basınç düşüşünün arttığını ve geniş kanat aralıklarının ısı değiştiricisinin performansını önemli bir derecede etkilemediğini gözlemlediler.

Yao, Jiang, Deng ve Ma [9], hava kaynaklı ısı pompasındaki hava tarafı ısı değiştiricisinin, karlanma koşullarındaki performansını incelediler. Hava tarafındaki ısı değiştiricisinin karlanma şartları altındaki çalışma özelliklerini ve bu özelliklerin performansa olan etkilerini incelemek için bir matematik model geliştirdiler. Matematik modelin çözümü için değişik formlardaki ısı değiştiricileri için de kullanılabilecek kütle, enerji ve momentum korunum denklemleri türettiler. Sabit hava sıcaklığında yüksek bağıl nemin daha ciddi karlanma gelişimine ve daha kısa buz çözme süresine sahip olduğunu gördüler. Sabit bağıl nemde karlanma oluşumunun düşük sıcaklıklara nazaran yüksek sıcaklıklarda daha ciddi bir boyutta olduğunu gözlemlediler.Karlanma tabakasının artmasıyla hava tarafındaki toplam ısı transfer katsayısının ve hava debisinin azaldığını gördüler.

Jia, Tso, Jolly ve Wong [10], karlanma oluşumunu dikkate almadan evaporatörün performansını incelediler. Evaporatörün kararlı ve dinamik davranışını belirleyebilmek için bir matematik model geliştirdiler. Ayrıca R-134a soğutucu akışkanı kullanarak kuru şartlarda evaporatörün çalışma özelliklerini gözlemlemek için deneysel bir çalışma yaptılar. Karşı yönlü konfigürasyonun, eş yönlü konfigürasyona göre daha yüksek bir ısıl verim sağladığını gördüler.

Lee, Jhee ve Yang [11], düzlemsel soğuk bir yüzeyde karlanma oluşumunu incelediler. Matematik modelden elde ettikleri sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırdılar ve %10 'luk bir hata tespit ettiler. Isı transfer değerinin karlanmanın ilk safhasında hızlı bir şekilde azaldığını fakat azalmanın hızının zamanla yavaşladığını gözlemlediler. Diğer taraftan gizli ısı transfer değerinin, duyulur ısı transfer değerine karşın hemen hemen değerini koruduğunu gözlemlediler.

Deng ve Xu [12], karlanma koşulları altındaki bir hava soğutucusunun performansını araştırmak için deneysel bir çalışma yaptılar. Yapmış oldukları deneysel çalışmanın sonucunda hava soğutucusunun performansını etkileyen temel faktörlerin, buharlaşma sıcaklığı, kanat aralığı, kar yüksekliği ve hava hızı olduğunu gözlemlediler. Toplam ısı transfer katsayısının ilk başta arttığını ve daha sonra azaldığını tespit ettiler. Daha küçük kanat aralıkları için toplam ısı transfer katsayısının daha hızlı azaldığını ve yüksek hava hızı için enerji transfer katsayısının daha yüksek olduğunu gördüler. Karlanma kalınlığının artmasının ve daha küçük kanat aralıklarının sarf edilen elektrik gücünü arttırdığını tespit ettiler. Karlanma koşulları altında çalışan ısı değiştiricilerindeki kanat aralıklarının kuru şartlar altında çalışan ısı değiştiricilerine göre daha geniş olması gerektiği sonucuna vardılar.

Özkan ve Özil [13], ev tipi soğutuculardaki kanatlı borulu evaporatörlere karlanma oluşumunun etkisini incelemek için deneysel bir çalışma yaptılar. Evaporatörün hava giriş ve çıkış kanallarının her ikisinde de hava hızını ölçtüler ve karlanma oluşumu üzerinde hava hızını incelediler. Evaporatör üzerinde oluşan kar tabakasının poroz bir yapıya sahip olduğunu gördüler.

Lenic, Trp ve Frankovic [14], kanatlı borulu ısı değiştiricisi üzerinde karlanma oluşumunu incelemek için iki boyutlu bir model geliştirdiler. Karlanma oluşumunun hava ve kanatlar arasındaki ısı transferini önemli derecede etkilediğini tespit ettiler. Giriş hava nemi ve sıcaklığı arttıkça karlanma gelişiminin daha hızlı arttığını gözlemlediler. Oluşturdukları matematik modelde karlanma tabakasının gözenekli yapısını dikkate aldılar ve karlanma oluşumu boyunca kar yoğunluğunun arttığını gördüler.

Wang ve Chi [15], kanatlı borulu ısı değiştiricisindeki sürtünme ve ısı transferi özelliklerini araştırdılar. Düz kanat formuna sahip kanatlı borulu ısı değiştiricisinin hava tarafındaki performansını incelediler. Isıl hidrolik özellikler üzerinde; boru sırasının, kanat aralığının ve boru çapının etkisini araştırdılar. Boru sırasına bağlı olarak ısı transferi üzerinde kanat aralığının önemli bir etkiye sahip olduğunu gördüler. Boru sıra sayısının bir veya iki olması durumunda kanat aralığındaki azalma ile ısı transfer performansının arttığını gözlemlediler ve boru sıra sayısının dörtten ($N>4$), Reynolds sayısının ise ikibinden büyük ($Re>2000$) olduğu durum için kanat aralığının ısı transfer performansı üzerindeki etkisini göz ardı ettiler. Aynı kanat aralıkları için boru sıra sayısının sürtünme üzerindeki etkisinin çok küçük olduğunu gördüler.

Sarıçay ve Erbay [16], levha kanatlı borulu ısı değiştiricisindeki kanat aralıkları değişiminin, ısıl performansa olan etkilerini soğutma kapasitesini arttıracak uygun geometriyi bulmak amacıyla incelediler. Evaporatör kanat aralıklarını 2-15 mm arasında değiştirerek sayısal olarak modellediler. Evaporatörde kanat aralığının azaltılmasının, ısı transfer katsayısını azaltmasına rağmen toplam alanı arttırdığı için ısı geçişini arttırdığını gözlemlediler.

Özen ve Altınışık [17], R600a, R290, R134a, R22, R410a ve R32 soğutucu akışkanlarının kanatlı borulu evaporatördeki performansını incelediler. Soğutucu akışkanların toplam ısıl geçirgenliğine etkisini bir matematik model oluşturarak analiz ettiler. Matematik modelden elde edilen sonuçlara göre R600a'nın buharlaşma ısı transfer katsayının ve toplam ısıl geçirgenliğinin incelenen diğer soğutucu akışkanlara göre daha fazla olduğunu gördüler.

3. MATERYAL VE METOT

Çalışmanın doğru bir şekilde yürütülebilmesi için;

1. Kondensere giren ve çıkan havanın sıcaklığı,
2. Evaporatöre giren ve çıkan havanın sıcaklığı ve bağıl nemi,
3. Soğutucu akışkan debisi,
4. Evaporatöre giren havanın debisi

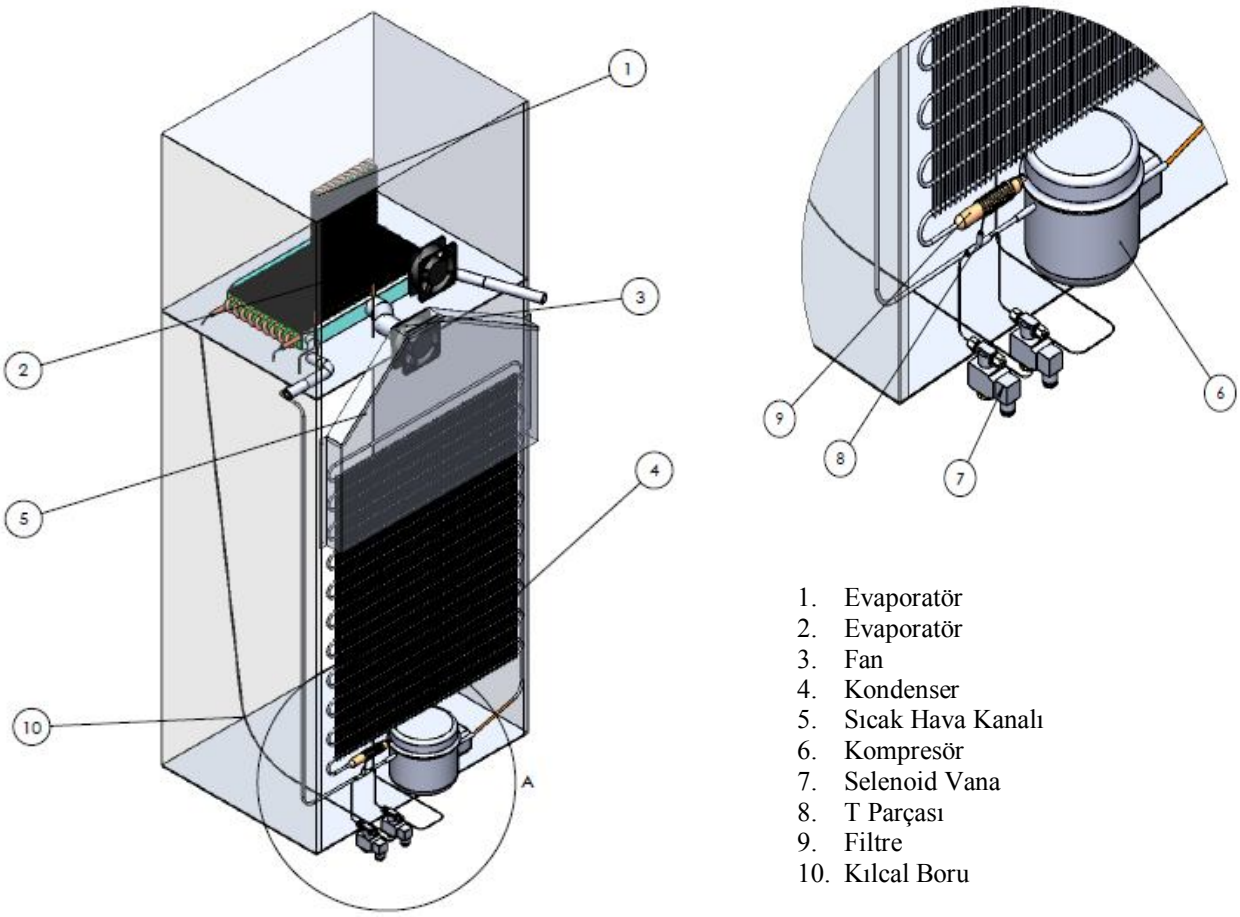
şeklinde sıralanan parametrelerin ölçümlerinin alınması gerekir. Bu parametrelerin incelenmesi için uygulanacak yöntem ile kullanılacak materyal açık bir şekilde aşağıda tanımlanmakta ve yapılacak ölçümler, kurulacak ilişkiler verilmektedir.

3.1. Materyal

Karlanma şartları altında çalışan No-Frost buzdolabı evaporatörlerinin, yeni bir sistem tasarımıyla performans büyüklüklerini hesaplamak amacıyla Şekil 3.1' de gösterilen deney düzeneği tasarlandı.

Şekil 3.1' deki deney düzeneği üç akışkanın birbirine karşımadığı bir primer ısı değiştiricisi, havanın evaporatör ve konserde dolaşmasını sağlayan kanallardan ve defrost işlemi sırasında soğutma çevrimini devam ettirecek ikinci bir evaporatörden oluşmaktadır.

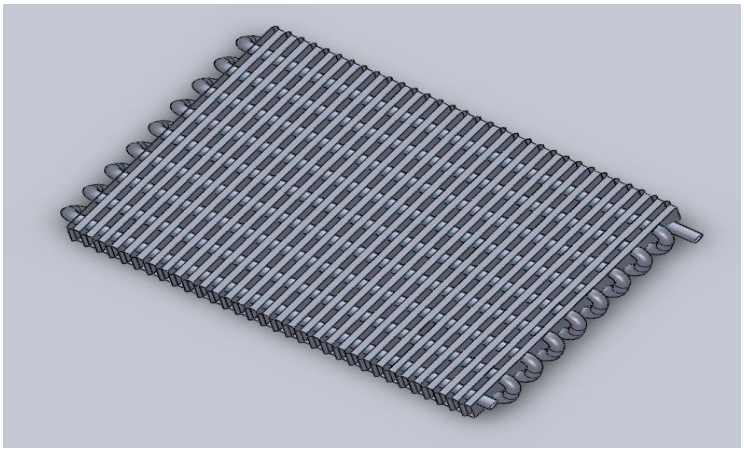
Bu çalışmada defrost işlemi esnasında kondenserden ortama atılan sıcak havanın ısısından faydalanmak amaçlandı. Bunun için kondenserden çıkan sıcak hava kanallar vasıtasıyla, üç akışkanı birbirine karıştırmayacak şekilde özel olarak tasarlanan evaporatör yüzeyine gönderildi. Bu esnada kondenserdeki sıcak havanın muhafazasını sağlamak ve soğutma çevrimini devam ettirmek için ikinci bir evaporatör selenoid vanalar sayesinde devreye sokuldu. Bu durum için ilgili sayaçtan elektrik sarfiyatı belirlendi. İkinci durumda resiztanslı defrost işlemi için ilgili sayaçtan elektrik sarfiyatı belirlendi.



1. Evaporatör
2. Evaporatör
3. Fan
4. Kondenser
5. Sıcak Hava Kanalı
6. Kompresör
7. Selenoid Vana
8. T Parçası
9. Filtre
10. Kılcal Boru

Şekil 3.1. Deney düzeneği

Şekil 3.2' de görülen evaporatörün tasarımı sıcak va soğuk havanın birbirine karışmasını önleyecek şekilde tasarlanmıştır. Konderserden gelen sıcak hava evaporatör yüzeyine gönderilerek de-frost işlemi için kullanıldı.



Şekil 3.2. Evaporatör

3.1.1. Ölçüm Sistemi

Ölçüm sistemi; bir sıcaklık ve nemölçer, anemometre, K tipi Nikel Krom-Nikel termo elemanlar, defrost işlemi sırasında rezistans ve kompresörün çektiği elektrik gücünü ölçen iki sayaç ve ölçülen değerleri kaydeden bir veri toplama sisteminden oluşmaktadır.

3.1.1.1. Sıcaklık ve nem ölçer

Test evaporatörüne giriş ve çıkışlardaki havanın sıcaklığı, nemi ve hızı ölçüldü. Evaporatöre giriş ve çıkışta havanın sıcaklığını ve nemini ölçmek için %0-%100 bağıl nem (relative humidity) ve -20^{o}C,+80^{o}C sıcaklık aralığında, nem için $\pm$ %3 ve sıcaklık için $\pm$ %0,9 doğrulukta ölçüm yapabilen bir sıcaklık ve nemölçer kullanıldı. Şekil 3.3' te verilen sıcaklık ve nemölçerin prob ucu, toza karşı filtre korumalı, prob boyu 250 mm ve çapı ise 12 mm değerindedir.



Şekil 3.3. Sıcaklık ve nem ölçer

3.1.1.2. Isıl anemometre

Havanın hızı 0-15 m/s aralığında ve ±%2 doğrulukta ölçüm yapan bir anemometre ile ölçüldü. Aynı zamanda Şekil 3.4' te görülen bu cihaz ile havanın sıcaklığı 0^{o}C, 80^{o}C sıcaklık aralığında ve ± %3 doğrulukta ölçülebilmektedir.



Şekil 3.4. Sıcaklık ve nem ölçer

3.1.1.3. K tipi termoeleman

Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için Şekil 3.5' te verilen, -200,+1200 ^{o}C aralığında ve %2 ^{o}C doğrulukta ölçüm yapabilen K tipi Nikel Krom-Nikel termo elemanlar kullanıldı. Ni-Cr (+) ucu yeşil ve Ni (-) ucu beyaz renklidir. Çelik ve cam elyaf örgülerde yeşil bant şeklindedir.



Şekil 3.5. K tipi termoeleman

3.1.1.4. Sayaç

Elektrik sarfiyatını ölçmek için Şekil 3.6' da verilen sayaç kullanıldı.



Şekil 3.6. Sayaç

3.1.1.5. Data logger

Şekil 3.7' de verilen veri toplama sistemi modülerdir ve 56 kanal sayısına sahiptir. Değişik özelliklerde giriş çıkış modülleri takılabilmektedir. Analog ve sıcaklık sensör giriş modüllerinin çözünürlüğü en 16 bit değerindedir. Giriş tipleri en az beş çeşit termoeleman tipi destekler niteliktedir.



Şekil 3.7. Data logger

3.2. Metod

Deneysel çalışmadan elde edilen veriler sayesinde iki durum için ısıl performansın hesaplanmasında termodinamiğin birinci yasası, enerji balans denklemleri, Fourier ısı iletim ve Newton'un soğuma yasası ve bazı ampirik bağıntılardan yararlanıldı.

Deneysel çalışmada hava ve soğutucu akışkan tarafında kullanılan hesaplamalar bu bölümde anlatıldı.

3.2.1. Hacimsel ve Kütlesel Hava Debisinin Hesabı

Havanın hızı kanal üzerine açılan dört noktanın hızının ortalaması alınarak (3.1) bağıntısı ile hesaplandı.

$$u_{ort} = \frac{(u_1 + u_2 + u_3 + u_4)}{4} \tag{3.1}$$

Kanal içerisindeki havanın hacimsel debisi ise (3.2) bağıntısı ile bulundu.

$$\dot{V} = A.u_{ort} \tag{3.2}$$

Havanın kütlesel debisi (3.3) bağıntısı ile hesaplandı.

$$\dot{m} = \rho_{hava} A.u_{ort} \tag{3.3}$$

ρ_{hava}, $c_{p,hava}$, k_{hava}, υ_{hava} ve Pr sayısı, sıra ile (3.4), (3.5), (3.6), (3.7) ve (3.8) bağıntıları ile hesaplandı (Özen, 2011).

$$\rho_{hava} = 3{,}21.10^{-13}.T_{hava}^{\ 5} + 2{,}91164.10^{-10}.T_{hava}^{\ 4} - 9.4326796.10^{-8}.T_{hava}^{\ 3} + 1{,}74865167.10^{-5}\,T_{hava}^{\ 2} - 4{,}21045150\,7849.10^{-3}\,T_{hava} + 1.2717292\,38428878 \tag{3.4}$$

$$c_{p,hava} = -7{,}35654.10^{-10}.T_{hava}^{\ 3} + 7{,}0394140\,7.10^{-7}.T_{hava}^{\ 2} - 6.617662124.10^{-6}.T_{hava} + 1{,}00422835\ 1813935 \tag{3.5}$$

$$k_{hava} = -2{,}1829285.10^{-8}.T_{hava}^{\ 2} + 7{,}75497717\ 820.10^{-5}.T_{hava} + 0.023992614793735 \tag{3.6}$$

$$\upsilon_{hava} = 9{,}312497185782315.10^{-11}.T_{hava}^{\ 2} + 8{,}590787874997148.10^{-8}.T_{hava} + 1{,}35829706\,7698768.10^{-5} \quad (3.7)$$

$$Pr = 2{,}822567491733898.10^{-7}.T_{hava}^{\ 2} - 2{,}106760350579977.10^{-4}.T_{hava} + 7{,}183495256743111.10^{-1} \quad (3.8)$$

3.2.2. Havanın Evaporatör Giriş ve Çıkışındaki Entalpisi

Nemli havanın evaporatöre giriş ve çıkış entalpisi (3.9) bağıntısıyla bulundu.

$$i = i_{hava} + w_{hava} i_{buhar} \quad (3.9)$$

Nemli hava içindeki buharın entalpisi, (3.10) bağıntısı ile hesaplandı (Çengel, 2008).

$$i_{buhar} = 2501{,}3 + 1{,}82T_{hava} \quad (3.10)$$

(3.10) bağıntısı yukarıdaki ifadeye göre tekrar düzenlenirse aşağıdaki bağıntı elde edilir (Çengel, 2008).

$$i = c_{p,hava} T_{hava} + w_{hava} (2501{,}3 + 1{,}82T_{hava}) \quad (3.11)$$

Havanın evaporatöre giriş ve çıkış özgül nemleri aşağıda belirtilen bağıntılarla hesaplandı (Anonim, 1997).

$-100^{o}C < T_{hava} \leq 0^{o}C$ için; hava sıcaklığına karşı gelen doyma basıncı aşağıdaki bağıntılar ile hesaplanabilir (Anonim, 1997).

$$P_{db} = e^{\alpha}$$
$$\alpha = C_1/(T_{hava} + 273{,}15) + C_2 + C_3.(T_{hava} + 273{,}15) + C_4.(T_{hava} + 273{,}15)^2 + C_5.(T_{hava} + 273{,}15)^3 + C_6.(T_{hava} + 273{,}15)^4 + C_7.In(T_{hava} + 273{,}15) \quad (3.12)$$

Bu bağıntıdaki sabitler ise,

C_1=-5674,5359
C_2=6,3925247
C_3=-0,9677843.10^{-2}
C_4=0,62215701.10^{-6}
C_5=0,20747825.10^{-8}
C_6=-0,9484024.10^{-12}
C_7=4,1635019

ifadeleri ile bulunabilir.

$0^{o}C < T_{hava} < 200^{o}C$ için; hava sıcaklığına karşı gelen doyma basıncı aşağıdaki bağıntılar ile verildi (Anonim, 1997).

$$P_{db} = e^{\alpha} \tag{3.13}$$

$$\alpha = C_8/(T_{hava} + 273.15) + C_9 + C_{10}.(T_{hava} + 273,15) + C_{11}.(T_{hava} + 273,15)^2 + C_{12}.(T_{hava} + 273,15)^3 + C_{13}.In(T_{hava} + 273,15) \tag{3.14}$$

Bu bağıntıdaki sabitler,

C_8=-5,8002206.10^3
C_9=1,3914993
C_{10}=-4,8640239.10^{-2}
C_{11}=4,1764768.10^{-5}
C_{12}=-1,445209.10^{-8}
C_{13}=6,5459673

bağıntıları ile hesaplanabilmektedir.

Havanın kısmi basıncı ve özgül nemi aşağıdaki bağıntılardan bulunabilir.

$$P_{buhar} = \phi P_{db} \tag{3.15}$$

$$w_{hava} = \frac{0,622.P_{buhar}}{P - P_{buhar}} \tag{3.16}$$

Burada P havanın toplam basıncıdır.

3.2.3. Hava Tarafı Isı Geçişi

Kanalın bulunduğu ortamdaki havanın sıcaklığı kanal içindeki hava sıcaklığından yüksek olduğu için, kanaldaki test bölgesine ısı kazancı olmaktadır. Hava tarafı ısı geçişi (3.17) bağıntısından hesaplanmaktadır.

$$q_{hava} = \dot{m}_{hava}(i_{hg} - i_{hç}) - (UA)_{kanal}(T_{ortam} - T_{içyüzey}) \tag{3.17}$$

Burada, $(UA)_{kanal}$ ifadesi kanalın toplam ısıl geçirgenliği olup, aşağıdaki bağıntıdan elde edildi.

$$(UA)_{kanal} = \frac{1}{R_{kanal}} \tag{3.18}$$

Toplam ısıl direnç değeri (3.19) bağıntısından bulundu.

$$R_{kanal} = \frac{t_{kanal}}{k_{kanal}A_{kanal}} + \frac{t_{yal}}{k_{yal}A_{yal}} + \frac{t_{sac}}{k_{sac}A_{sac}} + \frac{1}{h_d A_{kanal}} \tag{3.19}$$

Hava tarafındaki doğal taşınım katsayısı (3.20) bağıntısından elde edildi (Altınışık, 2003).

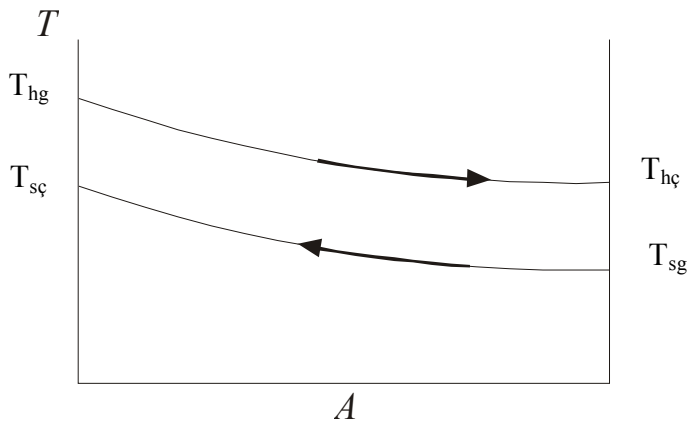
$$h_d = \frac{0{,}54.k}{L}.\left(\frac{\beta.9{,}81.\Delta T.L^3.Pr}{\upsilon^2}\right)^{1/4} \tag{3.20}$$

Burada β, hacimsel genleşme katsayısıdır, L ise test bölgesinin uzunluğudur ve evaporatörün bulunduğu test bölgesinin toplam alanının, çevresine bölünmesiyle elde edilir (Altınışık, 2003).

$$L_{kanal} = \frac{A_{kanal}}{P_{kanal}} \tag{3.21}$$

3.2.4. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı Şekil 3.8' de verilen şekle göre, (3.22) bağıntısından bulundu.



Şekil 3.8. Ters akım durumu

$$\Delta T_m = \frac{(T_{hg} - T_{sç}) - (T_{hç} - T_{sg})}{In\left(\frac{(T_{hg} - T_{sç})}{(T_{hç} - T_{sg})}\right)} \quad (3.22)$$

3.2.5. Soğutucu Akışkan Tarafı Isı Geçişi

Soğutucu akışkandan transfer olan ısı, aşağıdaki bağıntıdan bulundu**.**

$$q_{soğ} = \dot{m}_{soğ}(i_{sç} - i_{sg}) \quad (3.23)$$

Soğutucu akışkanın evaporatöre girişteki entalpisi (3.24) bağıntısından bulunur (Özen, 2011).

.

$$i_{sg} = (753{,}06.10^{-8}.T_{sg}^{\ 3} + 14{,}124.10^{-4}.T_{sg}^{\ 2} + 1{,}1723.T_{sg} + 199{,}99).10^3 \quad (3.24)$$

Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkıştaki entalpisi, (3.25) bağıntısından bulundu (Özen, 2011).

.

$$i_{sç} = (-110{,}95.1\,0^{-7}.T_{sç}^{\ 3} - 17{,}761.10^{\ 4}\,T_{sç}^{\ 2} + 0{,}36939.T_{sç} + 405{,}06).10^{\ 3} \quad (3.25)$$

3.2.6. Evaporatörün Isıl Kapasitesi

Evaporatörün ısıl kapasitesi soğutucu akışkan ve hava tarafındaki ısıl kapasitelerin aritmetik ortalaması alınarak (3.26) bağıntısı ile hesaplandı.

$$q_{ort} = \frac{q_{hava} + q_{soğ}}{2} \quad (3.26)$$

4. DENEYSEL ÇALIŞMA

Tasarlanan deney düzeneğinin resmi Şekil 4.1'de verildi. Şekillerden de görüldüğü gibi soğutucuda kondenser kısmının bir bölümü kapatılarak kondenserden dışarı atılan sıcak havanın yalıtımı gerçekleştirildi. Bu sayede kondenserden atılan sıcak hava, fan yardımı ile üç akışkanın birbirine karışmadığı özel tasarlanmış evaporatör yüzeyine gönderilerek ısıl direncin azaltılması sağlanmaya çalışıldı. Soğutucunun arka kısmına yerleştirilen sayaçlar yardımı ile rezistanslı ve tasarlanan sistem ile çalışan her iki durum için ayrı ayrı sarfiyatlar tespit edildi. Soğutucunun kapak kısmında yer alan pencereden iç kısımda yer alan evaporatör yüzeyindeki karlanma gözlemlendi. Hazırlanan deney düzeneği aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Tasarlanan deney düzeneği

Tablo 4.1 ve 4.2'de rezistanslı defrost işlemi ve kondenserdeki sıcak hava ile gerçekleştirilen defrost işlemleri için zamana bağlı olarak deneysel çalışmadan elde edilen ısı yükleri belirtildi. Rezistanslı ve tasarlanan defrost soğutma sistemleri 8 saat çalıştırıldı ve bu süreçten sonra defrost işlemine geçildi.

Tablo 4.1'den de görüldüğü gibi rezistanslı sistem için 16.30-16.46 saatleri arasında defrost işlemi gerçekleştirildi. Rezistanslı defrost işlemi 16 dakika sürdü. Sonra tekrar soğutma işlemine devam edildi. Defrost işleminden sonraki ilk saatlerde ısı yükünün başlangıçtaki değerlere göre oldukça yüksek olduğu tablodan da görülmektedir. İlerleyen saatlerde ısı yükünün düşmeye başlaması karlanmanın ve ısıl direncin artmasının bir göstergesidir.

Tablo 4.1. Rezistanslı defrost işlemi için q-t değerleri

Zaman(h)	Isı Yükü(w)	Zaman(h)	Isı Yükü(w)	Zaman(h)	Isı Yükü(w)
08:00	1800	15:30	1010	17:11	1950
08:30	1700	16:00	960	17:36	1970
09:00	1730	16:30	800	18:01	1900
09:30	1680	16:30	30	18:26	1920
10:00	1720	16:32	27	18:51	1720
10:30	1690	16:34	35	19:16	1750
11:00	1710	16:36	24	19:41	1670
11:30	1400	16:38	28,8	20:06	1690
12:00	1770	16:39	22	20:31	1530
12:30	1200	16:40	23	20:56	1545
13:00	1450	16:41	16	21:21	1250
13:30	1280	16:42	12	21:46	1270
14:00	1320	16:44	14	22:11	850
14:30	1100	16:46	10	22:36	890
15:00	1160	16:46	2000	23:01	500

Tablo 4.2'den de görüldüğü gibi kondenserdeki sıcak hava ile gerçekleştirilen sistem için 16.30-17.10 saatleri arasında defrost işlemi gerçekleştirildi. Tasarlanan defrost soğutma sisteminde defrost işleminin süresi 40 dakika olarak ayarlandı. Defrost işleminden sonraki ilk saatlerde ısı yükünün başlangıçta elde edilen değerlere göre oldukça düşük olduğu tablodan da görülmektedir. Rezistanslı defrost işlemine kıyasla tasarlanan defrost soğutma sisteminde defrost işleminden sonraki ilk saatlerde ısı

yükünün zamanla aşırı derecede düşmeye başlaması karlanmanın ve ısıl direncin çok daha fazla artmasının bir göstergesidir.

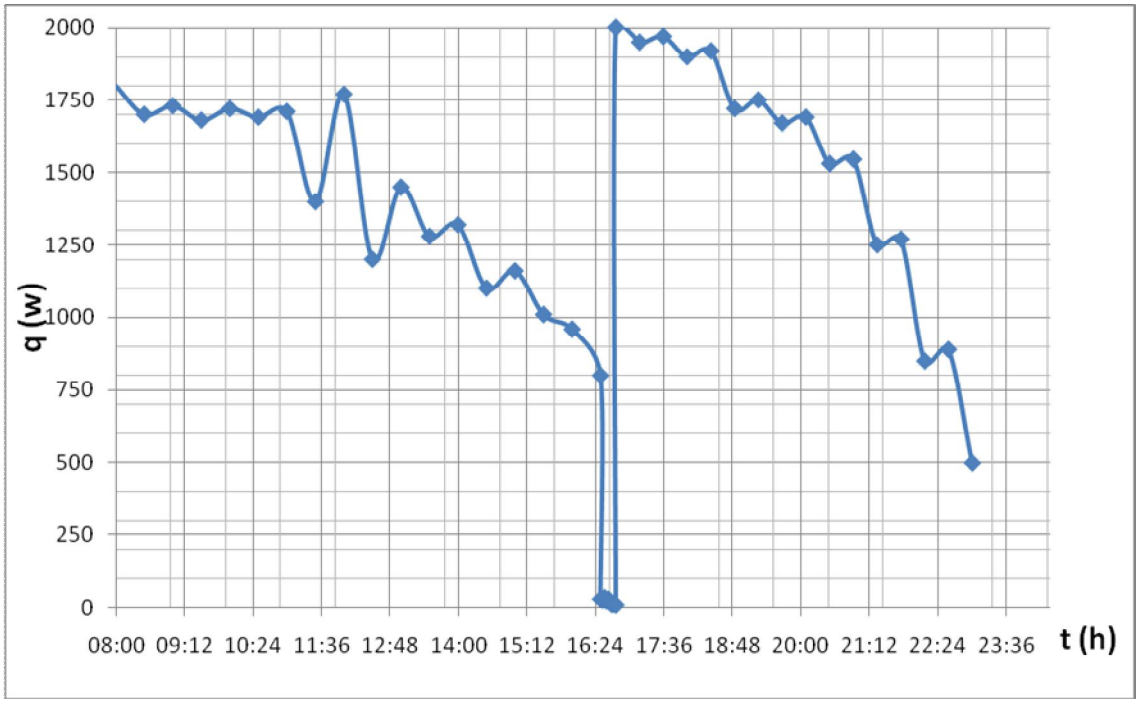
Tablo 4.2. Kondenserdeki sıcak hava ile gerçekleştirilen defrost işlemleri için q-t değerleri

Zaman(h)	Isı Yükü(w)	Zaman(h)	Isı Yükü(w)	Zaman(h)	Isı Yükü(w)	Zaman(h)	Isı Yükü(w)
08:00	1800	15:00	1180	16:50	21,6	18:00	990
08:30	1700	15:30	1110	16:52	18	18:25	900
09:00	1730	16:00	1165	16:54	19,3	18:50	915
09:30	1680	16:30	1150	16:56	16	19:15	840
10:00	1720	16:30	30	16:58	17	19:40	863
10:30	1690	16:32	27	17:00	14	20:05	810
11:00	1710	16:34	28	17:02	14,8	20:30	820
11:30	1400	16:36	26	17:04	11	20:55	750
12:00	1770	16:38	27,5	17:06	12,6	21:20	770
12:30	1200	16:40	24	17:08	10	21:45	680
13:00	1450	16:42	25	17:09	9,6	22:10	690
13:30	1280	16:44	22	17:10	8	22:35	590
14:00	1320	16:46	23,5	17:10	1000	23:00	620
14:30	1210	16:48	20	17:35	980	23:25	400

5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, soğutma sistemlerinde hava içindeki nemin evaporatör yüzeyinde sebep olduğu kar oluşumu, kondenserdeki sıcak hava ile engellemek amaçlandı. Resiztans ve kondenserdeki sıcak hava ile gerçekleştirilen defrost işlemleri karşılaştırıldı.

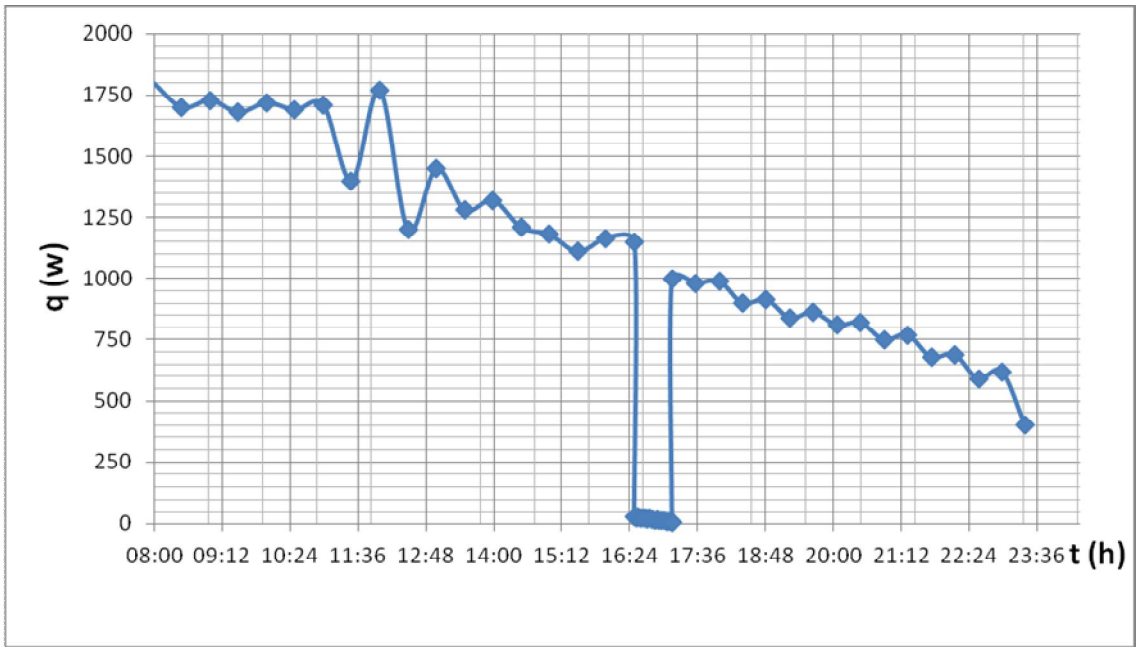
Bu iki durum Şekil 5.1 ve Şekil 5.2' de ayrı ayrı görülmektedir.



Şekil 5.1. Rezistanslı defrost soğutma sistemi için q-t Grafiği

Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 incelendiğinde ilk 8 saatlik karlanma sürecinde rezistanslı ve tasarlanan defrost soğutma sistemlerinde bir fark olmadığı görülmektedir. Her iki durum içinde evaporatör yüzeyinde meydana gelen kar tabakası yüzeyde yalıtım etkisi yaparak ısıl direnci arttırdı. Bu durumun ısıl performansın düşmesine neden olduğu görülmektedir. 8 saatlik süreçten sonra defrost işlemine geçildi.

16 dakikalık rezistanslı defrost işlemi sırasında evaporatör yüzeyindeki karın tamamen eridiği ve defrost işleminden sonra soğutma performansının arttığı gözlemlendi.



Şekil 5.2. Tasarlanan defrost soğutma sistemi için q-t Grafiği

Tasarlanan defrost soğutma sisteminde defrost işleminin süresi 40 dakika olarak ayarlandı. Bu süreçten sonra evaporatör yüzeyindeki karın tamamen erimediği ve defrost işleminin sonunda devam eden süreçte soğutma performansının Şekil 5.2' de olduğu gibi hızlı bir şekilde düştüğü görüldü.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Ev tipi soğutuculardа, evaporatör yüzey sıcaklığı havanın içindeki su buharının donma sıcaklığının altında ise bu durumda evaporatör yüzeyinde başlangıçta film şeklinde karlanma meydana gelir. Kar yüzey sıcaklığı, donma sıcaklığının altında kalmaya devam ederse, kar yüzey üzerinde toplanmaya devam eder ve yalıtım görevi yapar. Bu durum ısıl direnci artıracağından, soğutucu akışkanın absorbe edeceği ısı azalır ve kanatlar arası, karlanma nedeniyle daralacağı için sürtünme nedeniyle, enerji sarfiyatı artar. Bu nedenle, özellikle No-Frost soğutuculardа karlanmanın neden olduğu enerji sarfiyatı sistem performansının değerlendirilmesi hususunda, üretici firmalar açısından önem arz eder.

Bu çalışmada, ekstra bir enerji sarfiyatı olmaksızın evaporatör üzerinde karlanmayı önleyici yeni bir tasarım yapılmaya çalışıldı. Evaporatörlerin yüzeyinde defrost işlemi için kullanılan rezistans yerine kondenserden dışarı atılan sıcak havadan yararlanıldı. Ancak kondenserden alınan sıcak hava defrost işlemi için yeterli gelmeyip bu sıcak havayı muhafaza etmek için defrost işlemi esnasında da kompresörün çalışması çok daha fazla elektrik sarfiyatına yol açtı.

Sonuç olarak tasarlanan defrost sisteminin mevcut rezistanslı sisteme göre ekonomik olmadığı görüldü.

6.2. Öneriler

Konuyla ilgili ileride yapılacak çalışmalar için aşağıdaki öneriler verilebilir.

1. Deneyler esnasında kondenserdeki sıcak havanın tam olarak muhafaza altında tutulmasını ve aynı zamanda kondenserin ortam ile ısı alışverişinin verimli olarak sağlanması için daha uygun bir kabin tasarlanabilir.

2. Kondenserden defrost işlemi sırasında sıcak hava sağlamak için kompresör deney esnasında çalıştırıldı. Bu durum elektrik sarfiyatına neden oldu. Kondenserdeki sıcak havanın devamlılığını sağlayacak başka bir yöntem tercih edilebilir.

3. Üç akışkanın karışmaması için tasarlanan evaporatör yüzeyine, kondenserdeki sıcak hava, kanallar sayesinde gönderildi. Fakat homojen dağılım sağlanamadı. Havanın evaporatör yüzeyine, homojen bir şekilde dağılmasını sağlayacak bir sistem tasarlanabilir.

4. Defrost işlemi sırasında kondenserdeki sıcak havanın devamlı sağlanması için soğutma sisteminin sürekli çalıştırılması gerekti. Bu durum ikinci bir evaporatör kullanılmasını sistem için zorunlu kıldı. Bu evaporatör kondenser için tasarlanan kabin üzerine en uygun yer olarak monte edildi. Evaporatörün kondenser kabinine bu kadar yakın olması kabindeki hava sıcaklığının düşmesine neden oldu. Defrost işlemini olumsuz yönde etkileyen bu durum için ikinci evaporatör sisteminin dışında alternatif yöntemler düşünülebilir.

KAYNAKLAR

Acar, A. , 2011, *Vikipedi özgür ansiklopedi* [online], http://tr.wikipedia.org/wiki/Buzdolab%C4%B1, [Ziyaret Tarihi: 24 Nisan 2011].

Aljuwayhel, N.F., Reindl, D.T., Klein, S.A., Nellis,G.F., 2008, Experimental investigation of the performance of industrial evaporator coils operating under frosting conditions, *International journal of refrigeration*, 31, 98–106.

Altınışık, K., 2003, Uygulamalarla Isı Transferi, 2.Baskı, *Nobel Yayın Dağıtım*, 506-507, 702-703.

Anonim, 2005, *Alternaturk Türkiye'nin Enerji Sitesi* [online], http://www.alternaturk.org/A++enerji-tasarrufu.php, [Ziyaret Tarihi: 24 Nisan 2011].

Anonim, 1997, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHARE HANDBOOK, Atlanta, 6.2-6.1.

Cheng, C.H. and Cheng, Y.C., 2001. Predictions of frost growth on a cold plate in atmospheric air, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28 (7) 953-962.

Cui, J., Li, W. Z., Liu, Y., Zhao, Y. S., 2011, A new model for predicting performance of fin-and-tube heat exchanger under frost condition, *International Journal of Heat and Fluid Flow* , 32, 249–260.

Fossa, M. and Tanda, G., 2002. Study of free convection frost formation on a vertical plate, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 661–668.

Hermes, C.J.L., Piucco, R. O. , Barbosa, J.R., Melo, Jr., C., 2009. A study of frost growth and densification on flat surfaces, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, 371-379.

Holman, J.P., 1966, Experimental Methods for Engineers, Second Edition, McGrow-Hill Kogakusha, 37-38.

Huang, J.M., Hsieh, W.C., Ke, X.J., Wang, C.C., 2008, The effects of frost thickness on the heat transfer of finned tube heat exchanger subject to the combined influence of fan types, *Applied Thermal Engineering*, 28, 728–737.

Ismail, K. A. R., Salinas, C., Gongalves, M. M., 1997. Frost growth around a cylinder in a wet air stream, *Int J. Refrig*., 20 (2) 106-119.

Kim, D.H., Koyama, S., Kuwahara, K., Kwon,J.T., 2010, Study on heat and mass transfer characteristics of humid air-flow in a fin bundle, *International journal of refrigeration*, 33 1434- 1443.

Kim, J.S., Lee, K.S., Yook, S.J., 2009, Frost behavior on a fin considering the heat conduction of heat exchanger fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 2581-2588.

Kim, S.J., Choi, H.J., Ha, M.Y., Kim, S.R, Bang, S.W., 2010, Heat transfer and pressure drop amidst frost layer presence for the full geometry of fin-tube heat exchanger, *Journal of Mechanical Science and Technology,* 24 (4) 961-969

Kondepudi, S.N. and O'Neal, D.L., 1989. Effect of frost growth on the performance of louvered finned tube heat exchangers, *Int. J. Refrigeration*, 12, 151–158.

Kondepudi, S.N. and O'Neal, D.L., 1993. Performance of finned-tube heat exchanger under frosting conditions: I. Simulation model, *Int. J.Refrigerat*., 16, 3, 175–180.

Kondepudi, S.N. and O'Neal, D.L., 1993. Performance of finned-tube heat exchanger under frosting conditions: II. Comparison of experimentaldata with model, *Int. J. Refrigeration*, 16, 3, 181–184.

Lee, K.S., Jhee, S., Yang, D.K., 2003. Prediction of the frost formation on a cold flat surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 3789–3796.

Lee, K.S., Kim, W.S., Lee, T.H., 1997. A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40, 4359-4365.

Lee, M., Kim, Y., Lee, H., Kim,Y., (2010), Air-side heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitches under frosting conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2655–2661.

Lee, Y.B. and Ro, S.T., 2002. Frost formation on a vertical plate in simultaneously developing flow, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 939–945.

Lenic, K., Trp, A. , Frankovic, B., 2009. Transient two-dimensional model of frost formation on a fin-and-tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 22–32.

Lüer, A. and Beer, H., 2000. Frost deposition in a parallel plate channel under laminar flow conditions, *Int. J. Therm*. Sci., 39, 85–95.

Seker, D., Karatas, H., Egrican, Nilufer, 2004. Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I- Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 27, 367–374.

Seker, D., Karatas, H., Egrican, Nilufer, 2004. Frost formation on fin- and- tube heat exchangers. Part II-Experimental investigation of frost formation on fin- and- tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 27, 375–377.

Silva, D. L., Hermes, C. J. L., 2011, Claudio Melo a, Experimental study of frost accumulation on fan-supplied tube-fin evaporators, *Applied Thermal Engineering*, 31, 1013-1020.

Tso, C.P., Cheng, Y.C., Lai, A.C.K., 2006. An improved model for predicting performance of finned tube heat exchanger under frosting condition, with frost thickness variation along fin, *Applied Thermal Engineering*, 26, 111–120.

Xia, Y. and Jacobi, A.M. 2010, A model for predicting the thermal-hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers under frosting conditions, *International journal of refrigeration*, 33 321 - 333.

Yan, W.M., Li, H. Y., Wu, Y. J., Lin, J.Y., Chang, W. R, 2003. Performance of finned tube heat exchangers operating under frosting conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 871–877.

Yao, Y., Jiang, Y., Deng , S., Ma, Z., 2004. A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 3745–3756.

Yun, R., Yongchan, K., Min, K., 2002, Modeling of frost growth and frost properties with airflow over a flat plate, *International Journal of Refrigeration*, 25, 362-371.

EKLER

EK-1 Havanın özellikleri

Temperature T (^oC)	**Density ρ (kg/m^3)**	**Specific heat capacity c_p (kJ/kg,K)**	**Thermal conductivity k- (W/m.K)**	**Kinematic viscosity v . 10^{-6} (m^2/s)**	**Prandtl's number Pr**
-150	2,793	1,026	0,0116	3,08	0,76
-100	1,980	1,009	0,0160	5,95	0,74
-50	1,534	1,005	0,0204	9,55	0,725
0	1,293	1,005	0,0243	13,30	0,715
20	1,205	1,005	0,0257	15,11	0,713
40	1,127	1,005	0,0271	16,97	0,711
60	1,067	1,009	0,0285	18,90	0,709
80	1,000	1,009	0,0299	20,94	0,708
100	0,946	1,009	0,0314	23,06	0,703
120	0,898	1,013	0,0328	25,23	0,70
140	0,854	1,013	0,0343	27,55	0,695
160	0,815	1,017	0,0358	29,85	0,69
180	0,779	1,022	0,0372	32,29	0,69
200	0,746	1,026	0,0386	34,63	0,685
250	0,675	1,034	0,0421	41,17	0,68
300	0,616	1,047	0,0454	47,85	0,68
350	0,566	1,055	0,0485	55,05	0,68
400	0,524	1,068	0,0515	62,53	0,68

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	**:**	S.Berrak İLDEŞ
Uyruğu	**:**	Türkiye Cumhuriyeti TC
Doğum Yeri ve Tarihi	**:**	Konya, 27/07/1986
Telefon	**:**	0 507 769 23 20
Faks	**:**	-
e-mail	**:**	berrakildes@gmail.com

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**Bitirme Yılı**
Lise	:	Mehmet Akif Ersoy Y.D.A.L , Selçuklu, Konya	2000-2004
Üniversite	:	Erciyes Üniversitesi, Melikgazi, Kayseri	2004-2009
Yüksek Lisans	:	Selçuk Üniversitesi, Selçuklu, Konya	2009-20...

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2009-2011	Solimpeks Enerji	Proje Mühendisi
2011-2012	FMC Hidrolik	Proje-Satış Mühendisi
2012-20…	Fetaş Yangın	Proje-Satış Mühendisi

UZMANLIK ALANI

Termodinamik, Isı Transferi

YABANCI DİLLER

İngilizce

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

YAYINLAR