



T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**EV TİPİ BİR BUZDOLABINDA ELİPS VE
DAİRESEL BORULU EVAPORATÖRÜN
PERFORMANSA ETKİSİNİN DENEYSEL
ARAŞTIRILMASI**

Mehmet KARATAŞ

YÜKSEK LİSANS

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Haziran-2018
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Mehmet KARATAŞ tarafından hazırlanan “**Ev Tipi Bir Buzdolabında Elips ve Dairesel Borulu Evaporatörün Performansa Etkisinin Deneysel Araştırılması**” adlı tez çalışması 06.07/18 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof. Dr. H.Kürşad ERSOY

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Selçuk DARICI

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Özgür SOLMAZ

İmza


.....

.....

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Mustafa YILMAZ
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Mehmet KARATAŞ



ÖZET

YÜKSEK LİSANS

EV TİPİ BİR BUZDOLABINDA ELİPS VE DAİRESEL BORULU EVAPORATÖRÜN PERFORMANSA ETKİSİNİN DENEYSEL ARAŞTIRILMASI

Mehmet KARATAŞ

**Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Dr.Öğr.Üyesi Selçuk DARICI

2018, 63 Sayfa

Jüri

**Prof. Dr. H.Kürşad ERSOY
Dr. Öğr. Üyesi Selçuk DARICI
Dr. Öğr. Üyesi Özgür SOLMAZ**

Bu çalışmada, R600a soğutucu akışkanı kullanan ev tipi bir buzdolabının evaporatöründe bulunan iki farklı ısı değiştiricinin, buzdolabının soğutma kapasitesine, soğutma tesir katsayısına ve iç ortam sıcaklıklarına etkisinin deneysel olarak belirlenmesi amaçlanmıştır. Elips kesitli evaporatör ile ölçülen debi, dairesel evaporatöre göre kompresörün ilk çalışma zamanında %10.70, üçüncü çalışma anında %12.94 daha düşüktür. Dairesel kesitli evaporatördeki STK, elips kesitli evaporatöre göre ilk çalışma zamanında %4.25, üçüncü çalışma zamanında %5.96 daha yüksektir. Ayrıca aşırı soğutma sıcaklığı dairesel kesitli borulara sahip çevrimde 0.5°C olurken, eliptik kesitli borulara sahip çevrimde 3.0°C olarak ölçülmüştür. Ancak güç analizi bakımından iki evaporatör içinde soğutulan hacmin aynı olması göz önünde bulundurulduğunda elips evaporatör dairesel evaporatöre göre daha az enerji tüketmiştir. Aynı zamanda kompresör daha kısa süre çalışarak buzdolabı iç hacmini istenilen sıcaklığa getirmiştir. Kompresörün elektrik tüketiminin elips kesitli evaporatörde saatte ortalama 58.2W, dairesel kesitli evaporatörde 61.1W olduğu belirlenmiştir. Elips kesitli evaporatörde kompresörün çektiği gücün dairesel kesitli evaporatöre göre %5 azaldığı görülmüştür. Eliptik kesitli boru kullanımı, çevrimde aşırı soğutma sıcaklığının artması, borular arasındaki sabitleme elemanlarının kanatlı boru gibi davranmasında birlikte etkisiyle bu iyileşmeye neden olduğu düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Evaporatör, Soğutma kapasitesi, Termal kamera, Elips geometri, Enerji verimi

ABSTRACT

MS THESIS

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE EVAPORATORS WITH ELLIPTICAL AND CIRCULAR CROSS-SECTIONAL PIPES ON PERFORMANCE IN A HOUSEHOLD REFRIGERATOR

Mehmet KARATAŞ

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

Advisor: Assist. Prof. Dr. Selçuk DARICI

2018, 63 Pages

Jury

Prof. Dr. H.Kürşad ERSOY

Assist. Prof. Dr. Selçuk DARICI

Assist. Prof. Dr. Özgür SOLMAZ

In the present study, it is purposed to experimentally determine the effect of two different types of heat exchangers in the evaporator of a household refrigerator using R600a on cooling capacity, coefficient of performance and indoor temperature of the refrigerator. The flow rate measured for the evaporator with the elliptical cross-sectional pipes is 10.70% less than the evaporator with the circular cross-sectional pipes at the first run time of the compressor and 12.94% less at the third run time. The COP value for the evaporator with the circular cross-sectional pipes is 4.25% higher than the evaporator with the elliptical cross-sectional pipes at the first run time and 5.96% higher at the third run time. Furthermore, while the effect of supercooling is 0.50C in the evaporator with circular section pipes, it is 300C in the evaporator with elliptical section pipes. However, the evaporator with the elliptical cross-sectional pipes has consumed less energy than the evaporator with the circular cross-sectional pipes by considering the refrigeration of the same volume via both evaporator types in terms of power analysis. Furthermore, the compressor has brought the internal volume temperature of the refrigerator to the desired value by operating for a shorter period. It has determined that the electricity consumption of the compressor was 58.2W per hour for the evaporator with the elliptical cross-sectional pipes, 61.1W per hour for the evaporator with the circular cross-sectional pipes. It is thought that the caused this improvement use of elliptical pipe, the increase of the overheating temperature in the cycle, and together effects of the fixation elements between the pipes acting like the finned pipe.

Keywords: Evaporator, Refrigeration capacity, Thermal camera, Elliptical geometry, Energy efficiency.

ÖNSÖZ

Buzdolabı, buhar sıkıştırma yöntemiyle çalışan, yıllardır insanların günlük yaşamını sürdürebilmesi yiyecek, içecek ve gıdaların sağlıklı bir şekilde saklanabilmesi için evlerin, lokantaların, otellerin kısacası insanın olduğu her yerde gıdaları soğuk tutarak uzun süre muhafaza edilmesini sağlayan soğutma makinalarıdır. Tarihçesi 1790'lara kadar giden, fakat 1900'lü yılların başlarından itibaren sanayileşmenin gelişmesiyle beraber fabrikalarda seri üretimine başlanarak insanların günlük yaşantısına girmeye başlamıştır. Kullandığı enerji ve her evde en az bir buzdolabı düşünüldüğünde buzdolabı üzerinde yapılan iyileştirmeler, ciddi enerji tasarrufu sağlamaktadır.

Ülkemizin enerjide dışa bağımlı bir ülkedir. İnsanların yaşam standartları bozulmadan ve işletmelerdeki üretim kalitesinde düşüşe yol açmadan enerji tüketiminin azaltılması sağlanmalıdır. Soğutucularda da zaman zaman iyileştirmeler yapılmış bu iyileştirmeler sonucu enerji sınıflarına ayırmalar yapılmıştır. Fakat bu iyileştirmelerin çoğu soğutucunun yalıtımı artırılarak sağlanmış, yalıtımın artırılması da iç hacimde daralmalara yol açmıştır.

Danışmanlığımı üstlenip değerli zamanını bize ayıran danışmanım Dr.Öğr.Üyesi Selçuk DARICI'ya, tez konusunun belirlenmesinde projenin fikir sahibi olan ve bana yol gösteren Prof.Dr.Muammer ÖZGÖREN'e, başından sonuna kadar gerek bilgisiyle, gerek tecrübesiyle deney sistemimizi kuran, yöneten, çalışmamın her aşamasında bana yardımcı olan Dr.Öğr.Üyesi Özgür SOLMAZ'a, bana gösterdiği sabır ve ilgi için Arş.Gör. Sercan DOĞAN'a, Arş.Gör. Muharrem H. AKSOY'a, Arş.Gör. İlker GÖKTEPELİ'ye, Arçelik Ar-Ge ekibine teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Haklarını hiçbir zaman ödeyemeyeceğim anneme ve babama, desteğini ve hoşgörüsünü benden esirgemeyen eşime, yaptıkları fedakarlıklardan dolayı kardeşlerime, sonsuz sabır ve anlayışlarından dolayı teşekkür ederim.

Mehmet KARATAŞ
KONYA-2018

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Ülkemizde Buzdolabı Enerji Tüketimi	2
1.2. Ev Tipi Buzdolaplarında Soğutma Sistemi.....	3
1.2.1 Kompresör	4
1.2.2 Yoğuşturucu (Kondenser).....	5
1.2.3 Buharlaştırıcı (Evaporatör)	6
1.2.4 Genleşme valfleri (Kılcal boru)	8
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	10
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	19
3.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	19
3.2. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	20
3.3. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	22
3.4. İdeal Çevrim ve Gerçek Çevrim Arasındaki Farklılıklar.....	23
3.5. Deney Sisteminde Kullanılan Elemanlar	24
3.5.1. İklimlendirme Odası (Test Odası)	24
3.5.2. Datalogger.....	25
3.5.3. Logger Utility	27
3.5.4. Wattmetre.....	27
3.5.5. Coriolis Tip Debimetre	28
3.5.6. Sıcaklık Sensörü	30
3.5.7. Basınç Sensörü.....	31
3.6. Termo-Ekonomik Performans Deneyleri.....	32
3.7. Belirsizlik Analizi	36
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA	40
4.1. Dairesel silindirler ile imal edilmiş kanatçıksız evaporatör performans deney sonuçları.....	41
4.1.1 Dairesel silindirler ile imal edilmiş kanatçıksız evaporatör performans hesaplamaları	48
4.2. Eliptik silindirler ile imal edilmiş kanatçıksız evaporatör performans deney sonuçları.....	50
4.3. Dairesel ve Elips Kesitli Evaporatörün Karşılaştırması	57
4.4. Termal Kamera ile buzdolabı test düzeneğinde yapılan ölçümler.....	58

4.5. Belirsizlik Analizi	60
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	61
5.1. Sonuçlar	61
5.2. Öneriler	63
KAYNAKLAR	64
ÖZGEÇMİŞ	67



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	Alan	(m ²)
h	Entalpi	(kJ/kg)
m_{sa}	Saatlik kütleli debi	(g/s)
P	Basınç	(bar,kPa)
$\dot{Q}$	Isı kazancı, soğutma yükü	(W)
s	Entropi	(kJ/kg.K)
STK	Soğutma tesir katsayısı	
T	Sıcaklık	(°C)
t	Zaman	(h,s)
T_0	Çevre sıcaklığı	(°C)
$\dot{W}$	Güç	(W,kW)
η	Verim	
ω	Bağıl belirsizlik	

Altindisler

0	Çevre
1	Kompresör girişı
2	Kompresör çıkışı- Kondenser girişı
3	Kondenser çıkışı
4	Genleşme valfi çıkışı
5	Evaporatör girişı
6	Evaporatör çıkışı
7	Alt evaporatör çıkışı
elektr	Elektrik
evap	Evaporatör
E	Ekserji
fizik	Fiziksel
g	Giriş
ke	Kinetik enerji
kim	Kimyasal enerji
komp	Kompresör
kond	Kondenser
max	Maksimum
min	Minimum
ort	Ortalama
pe	Potansiyel enerji
sa	Soğutucu akışkan

Kısaltmalar

EES	Mühendislik Eşitlik Çözücüsü
PLC	Programlanabilir Mantıksal Denetleyici
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
UPS	Kesintisiz Güç Kaynağı



1. GİRİŞ

Dünyada kısıtlı miktarda bulunan fosil enerji kaynaklarının verimli kullanılmasının önemi gün geçtikçe artmaktadır. Enerji kaynaklarının verimli kullanım ile avantaj sağlanabilir ve gelecekte de kullanımı mümkün olabilir. Temiz yaşanabilir bir dünya için fosil yakıtlar yerine alternatif enerji kaynaklarına yönelmek, enerji tüketen cihazları daha tasarruflu hale getirmek, gelecek yaşamlar için çok önemlidir.

Buzdolapları gelişmiş toplumlarda evlerin, iş yerlerinin, restoranların, otellerin ve benzeri mahallerin vazgeçilemez demirbaş cihazlarından. Sistemin tasarımına, bölgenin iklim özelliklerine, soğuk muhafaza edilecek malzeme, gıda ve içeceklere bağlı olarak günde en az 6 saat olmak üzere, bazen gün boyunca ve yıl boyunca sürekli çalışan cihazlardır. Örneğin bir evin elektrik giderinin yaklaşık %12,5'i ile %50'si aralığındaki bir değer buzdolabı elektrik tüketimine denk gelmektedir. Bu nedenle, buzdolabı enerji tüketiminde azalma sağlanması durumunda ekonomiye katkı (daha az enerji ithalatı ve tüketimi) ve çevresel kazanımların (azalan karbondioksit salınımı, küresel ısınma etkisinin azalması ve diğer çevresel etkilerin azaltılması) yanı sıra bu gelişimi elde eden kurum ve kuruluş rekabet edebilme yeteneğinde artış söz konusu olacaktır.



Şekil 1.1. Ev tipi iki kapılı buzdolabı

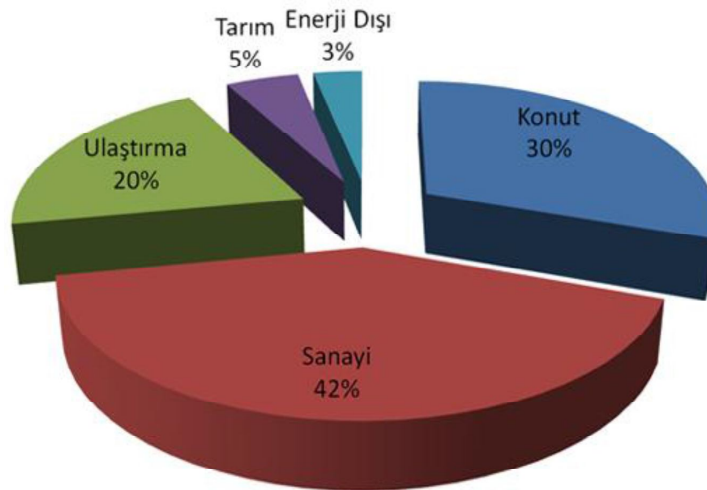
Türkiye şartlarında 4 kişilik bir ailenin tüm ihtiyaçları karşılanacak şekilde düşünüldüğünde yılda harcadığı elektrik enerjisi 6 bin kWh civarındadır. İnsanların ihtiyaçlarının giderek artması kullanılan elektrik giderlerinin de giderek artmasına yol

açmıştır. Bu nedenle Türkiye’de Sanayi ve Ticaret Bakanlığı tarafından “Ev Tipi Buzdolapları, Derin Dondurucular, Buzdolabı Derin Dondurucular ve Bunların Bileşimlerinin Enerji Etiketlemesine Dair Yönetmelik” çıkartılmıştır.

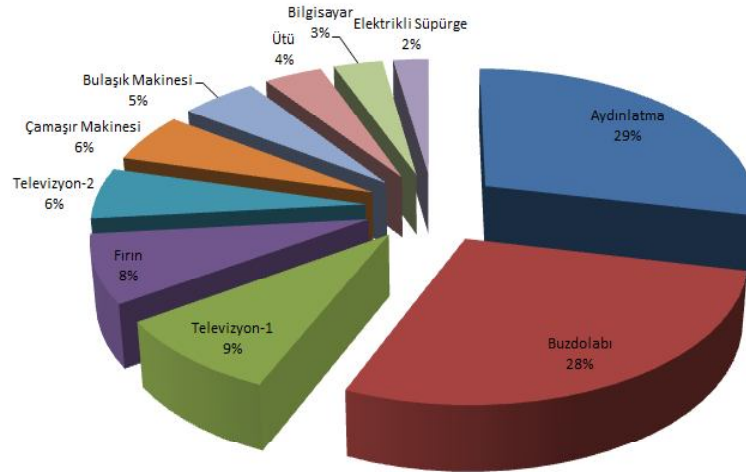
Ev tipi buzdolaplarının enerji verimliliğini daha iyi hale getirmek için daha faydalı modeller ve iyileştirmeler bulunmaktadır. Bugüne kadar yapılan iyileştirmeler arasında en fazla olanı, buzdolabı yalıtım kalınlığının artırılmasıdır. Bu yöntem faydalı olmasına karşın, buzdolabının iç hacminin küçültülmesini ya da dış ölçülerin büyütülmesini gerektirir. Fakat gıdaların saklanabileceği alan ve buzdolabının evde kapladığı hacim düşünüldüğünde dolapta yalıtım kalınlığını artırmak hem sınırlı boyutta kalması, hem de dış ölçüler yönünden sıkıntı doğurması sebebiyle her zaman tercih edilmemektedir. Diğer verimlilik seçenekleri değerlendirildiğinde, verimli kompresör kullanımı, ısı değiştiricilerin (buharlaştırıcı, yoğusturucu, kılcal boru-dönüş borusu ısı değiştiricisi) ısı geçiş performanslarının artırılması gibi seçenekler de önemli araçlar olmasına rağmen çeşitli tasarım kısıtları ve maliyet artışı sebebiyle bunlardan sınırlı ölçüde faydalanılabilmektedir.

1.1. Ülkemizde Buzdolabı Enerji Tüketimi

Ülkemizde ve Avrupa Birliği ülkelerinde 2013 yılı verileri incelendiğinde toplam elektrik enerjisi tüketiminin %30'unun evlerde kullanıldığı görülmektedir. (Şekil 1.2). Evlerde kullanılan elektriğinde büyük bir kısmı olan %28'ini soğutucu veya buzdolapları tüketmektedir (Şekil 1.3).



Şekil 1.2 Ülkemizde elektrik enerjisi kullanımının sektörlere göre dağılımı



Şekil 1.3 Ülkemizde evsel elektrik enerjisi kullanımının dağılımı

Grafikler incelendiğinde evlerdeki elektrik tüketiminde en büyük kullanım aydınlatma ve buzdolabında gerçekleşmektedir. Aydınlatmada tasarruflu ampullerin kullanımı daha da arttığından buzdolabı ve soğutma sistemleri listede rahatlıkla başı çekmektedir.

Ülkemizde TEDAŞ'tan alınan verilerine göre, 2013 yılında konutlarda 44,97 milyar kWh elektrik tüketilmiştir. Yıllık elektrik enerjisi tüketimi olarak bakıldığında, ülkemizde 2013 yılında buzdolaplarının 12,6 milyar kWh enerji tüketimi gerçekleştiği görülmektedir.

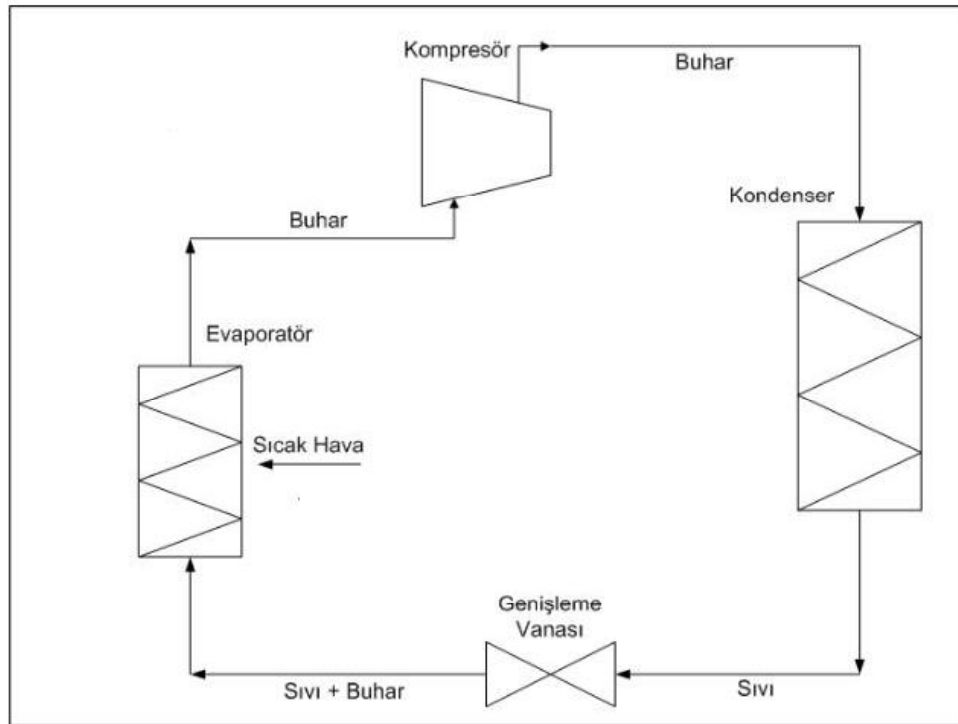
İstatistiki veriler göstermektedir ki, ülkemizde buzdolapları, toplam elektrik enerjisi tüketiminin %8 ila %10'unu oluşturmaktadır. Bu %8 ila %10 elektrik kullanımı, buzdolaplarında yapılacak verim artırma çalışmaları ile elektrik enerjisi tüketiminde önemli tasarruflar sağlanabilir.

1.2. Ev Tipi Buzdolaplarında Soğutma Sistemi

Ev tipi buzdolaplarında büyük çoğunlukla buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile soğutma sağlanmaktadır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkanın buharlaştırılması ile soğutulacak kabin içerisinden ısı çekilir.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimini buzdolaplarında kullanılan parçalar ile kısaca açıklanacak olursa: hermetik kompresörde sıkıştırılarak basıncı yükseltilecek gaz fazındaki soğutucu akışkan yoğunlaştırıcı da ısısını ortama atarak sıvı faza geçirilir, kılcal boruda soğutucu akışkanın basıncı düşürülerek buharlaştırıcıda düşük sıcaklıkta kaynamaya zorlanır ve tamamen gaz fazına geçen soğutucu akışkan sıkıştırılmak üzere tekrar kompresöre döner. Kar yapmayan buzdolaplarında, soğutma buharlaştırıcı üzerinden fan ile geçirilen havanın

kabine üflenmesi şeklinde zorlanmış taşınım ile gerçekleştirilir. Soğuk buharlaştırıcı yüzeyinde kar şeklinde biriken havadaki nem, belirli aralıklarda çalıştırılan ısıtıcılar yardımıyla eritilerek kabin dışına su olarak atılır.

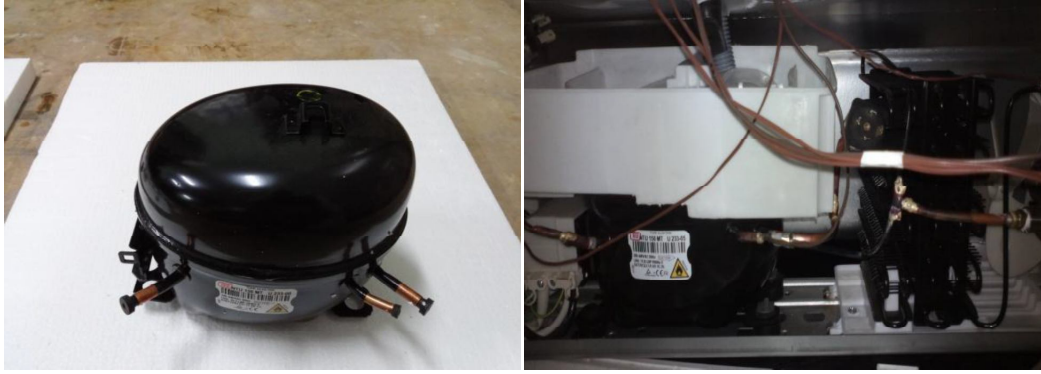


Şekil 1.4 Ev tipi buzdolaplarında soğutma sistemi

İki veya daha fazla bölmeli soğutucularda bölmeler farklı buharlaştırıcılarla soğutulacağı gibi, aynı buharlaştırıcı üzerinden geçirilen havanın bölmeler arasında dolaştırılması ile de soğutma yapılabilir.

1.2.1 Kompresör

Kompresörler soğutma sisteminin ana elemanıdır. Soğutucu akışkanın çevrim boyunca sistem üzerinde soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ısı iletilmesini sağlar. Soğutma devrelerinde buharlaştırıcıda bulunan alçak basınçta buhar halindeki soğutucu akışkanı, daha yüksek basınçtaki yoğuşturucuya sıkıştırarak sıvı hale gelmeye zorlayan, güç harcayan makinelerdir.



Şekil 1.4 Hermetik kompresör ve soğutucudaki konumu

İdeal bir kompresörde ilk kalkışta, kompresörün uygulayacağı dönme momenti oldukça az olması gerekir. Değişik ani basınç ve yüklemelerde emniyet ve güvenliğini muhafaza etmesi gerekir. Ömrünün uzun olması, titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklemelerde belirli seviyenin üstüne çıkmamalıdır. Daha az güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilmelidir. Verimleri kısmi yüklerde de düşmemeli, maliyetinin mümkün olduğunca az olmalıdır. Ancak kompresör için bu karakteristik özelliklerin tümünü birden sahip olması söz konusu değildir. Uygulama şartlarına göre karakteristik avantajları olan kompresör seçilir. Bu görevi yerine getirebilecek başka kompresör çeşitleri ve tasarımları mevcut olmakta, fakat ev tipi buzdolaplarında hermetik pistonlu kompresörler kullanılmaktadır.

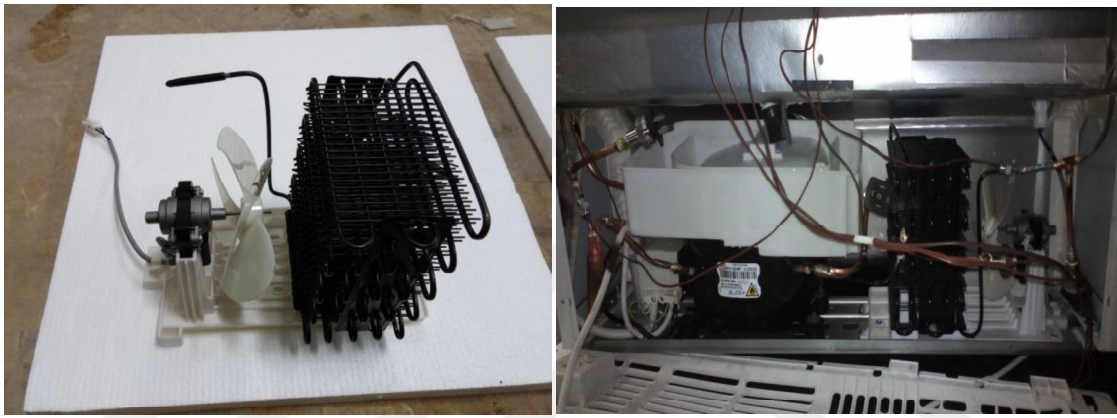
Hermetik kompresörlerde iki kutuplu, tek fazlı asenkron motor kullanılmaktadır. Frekans değiştirilerek kompresörün devir hızı değiştirilebilir. Hız kontrolü yapılan kompresörlerde genellikle doğru akım motorları, indüksiyon motorları ve senkron motorlar kullanılmaktadır. Kompresör silindir hacmi, buzdolabı hacmi ve kullanılan soğutucu akışkana bağlı olarak 2 cm^3 ve 10 cm^3 arasında değişiklik göstermektedir.

Hermetik motorlarda ana sargılar tek başına bir döndürme momenti sağlayamazlar. Bunu sağlamak için motorda yardımcı sargılara ihtiyaç vardır. Yardımcı sargılar ile ana sargılar bir döndürme alanı meydana getirmek suretiyle motor ilk hareketini gerçekleştirir. Motorun harekete geçmesi için her iki sargıya da elektrik akımı verilmelidir. Motor normal devrine ulaşıncaya yardımcı sargılardaki akım kesilir, ana sargıdaki akım motorun dönmesini sağlar.

1.2.2 Yoğuşturucu (Kondenser)

Soğutma sisteminin temel elemanlarından biridir. Yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın buhar haldeki soğutucu akışkanın ısını dış ortama vererek akışkanın sıvı hale gelmesini

sağlar. Sistemin yüksek basınç tarafına monte edilir. Buharlaştırıcıdan aldığı ısı ile buharlaşan, kompresör sayesinde de basıncı artırılan soğutucu akışkan burada sıvı hale geçer. Ortam ile yoğuşturucu yüzeyinde ısı alışverişi meydana gelir. Yoğuşturucu ilk olarak ısıyı yoğuşturucu tüplerin cidarlarına ve sonra tüplerden soğuk ortama transfer ederek uzaklaştırır. Soğuk ortam hava, su veya bu ikisinin karışımı da olabilir. Isı alışverişi yoğuşturucunun dizaynına bağlı olarak yoğuşturucunun %5 kadar kısmı kullanılarak soğutucu akışkanın kızgınlığı alınır. %85'lik bir kısmında yoğuşma gerçekleşir. Geriye kalan yaklaşık %10'luk alanda da aşırı soğutma meydana gelir.



Şekil 1.5 Yoğuşturucu ve deney sistemindeki konumu

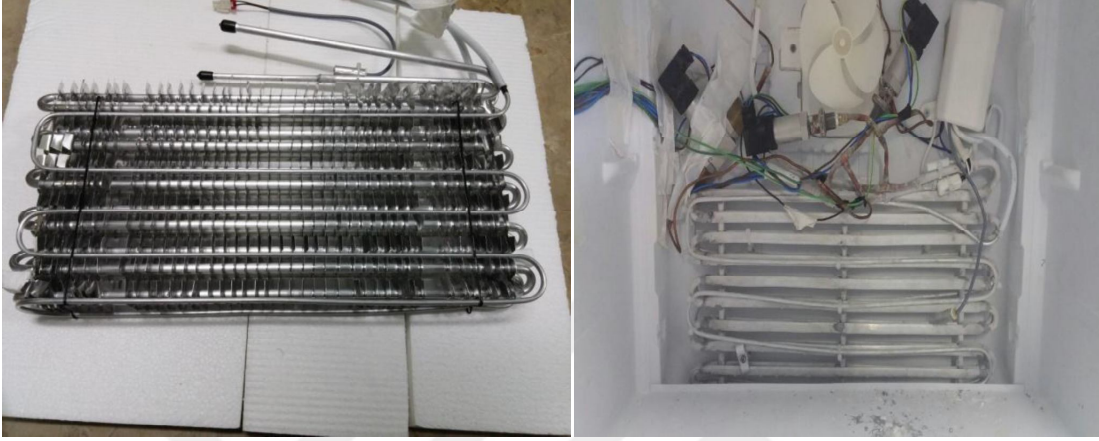
Uygulamalarda birçok durumda toplam ısı geçiş katsayıları hesaplanırken aşırı ısıtma ve aşırı soğutma bölgeleri hesaplanmaz. Çünkü yoğuşturucu bölgesi daha uzundur.

Yoğuşturucu kapasitesi, yoğuşturucunun yapımında kullanılan malzemeye, ortam ile yoğuşturucu arasındaki temas alanına, ortam ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkına, ve yoğuşturucu yüzeyinin temizliğine bağlıdır. İyi bir konstrüksiyon ve malzeme seçimiyle istenilen yoğuşma sağlanabilir. Daha iyi bir malzemeyle daha küçük boyutlarda yoğuşturucu imal edilebilir. Ev tipi buzdolaplarında yoğuşturucu yüzeyine yapışan toz, kir, pamukçuk ısı transferini engellediğinden yoğuşturucu verimini düşürmektedir.

1.2.3 Buharlaştırıcı (Evaporatör)

İçerisinden geçen soğutucu akışkan sayesinde, soğutucu akışkan buharlaşırken içinde bulunduğu hacimden ısı çeken cihazlardır. Soğutucu akışkanın cinsine, çalışma şartlarına, soğutulmak istenen sıvının veya havanın sirkülasyon yöntemine göre değişik konstrüksiyonlarda ve boyutlarda evaporatör tipi bulunmaktadır. Buharlaştırıcıda bir cisim

soğutulurken, soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısını kullanılır. Soğutma niceliği; buharlaştırıcının yüzey alanına, toplam ısı transfer katsayısına ve soğutucu akışkan ile soğutulan madde arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Aşağıda Arçelik firmasına ait evaporatör bulunmaktadır. Deney düzeneğinde halihazırda kullanılan Şekil 1.6'da ki evaporatör ve kendi tasarladığımız ıslak yüzey alanı mevcut evaporatör ile aynı olan evaporatörün deneyleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1.6 Evaporatör ve deney sistemindeki konumu

Kısılma vanasında doyma sıcaklığının altına soğutularak aşırı soğutulan soğutucu akışkan, düşük basınçta buharlaştırıcıya girmektedir. Düşük basınçtaki akışkan sürekli kaynarak evaporatörde ilerlerken evaporatörden çıkana kadar tamamen buharlaşır.

Buhar halindeyken bile soğutulan ortamdan daha soğuk olduğunda ısı çekmeye devam eder. Buhar buharlaştırıcıdan ayrılana kadar sıcaklığı sürekli artacak, buharın sıcaklığı doyma noktasının sıcaklığının üzerine çıkacak ve buhar aşırı kızdırılmış olacaktır. Buharlaşma esnasında sıvının sıcaklığında bir değişim olmayıp, entalpisi artacaktır. Fakat aşırı kızdırma bölgesinde hem sıcaklık hem entalpi beraber artacaktır.

Bu sayede evaporatörden çıkana kadar soğutucu akışkanın tamamı buharlaşmıştır.

Buharlaştırıcılar genellikle iletkenliği yüksek olan alüminyum, demir, çelik, bakır gibi malzemelerden imal edilirler. Dış yüzeyinde kir ve buz tabakası oluşma ihtimali vardır. Evaporatör üzerindeki 1cm kalınlığındaki buz tabakası ısı transferinin yarıya düşmesine neden olmaktadır. Aynı soğutmayı yapabilmek için kompresör daha çok çalışmak zorunda kalır ve daha çok güç çekmektedir.

Hava soğutucu buharlaştırıcılar, belirli bir derecenin altındaki oda sıcaklığında kar eritme (Defrost) düzeneğiyle donatılmalıdır. Aksi takdirde kanatçıklar arasında su donarak, hava hareketi azalır soğutma işlevini yerine getirememektedir. Elektrik ile kar eritme en fazla kullanılan defrost yöntemidir. Evaporatörün soğutucu akışkan borularından sistemde

dolaşan iki ucuna ve bu boruların iç kısmına yalıtımlı borunun içine girecek şekilde elektrikli rezistanslar yerleştirilerek yapılır. Genellikle otomatik olarak defrost zamanları ayarlanmaktadır.

1.2.4 Genleşme valfleri (Kılcal boru)

Genleşme valfleri bir diğer adıyla kısılma vanaları, soğutucu akışkanın basıncını istenilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan soğutma elemanlardır. Bu elemanlar endüstriyel ve ticari uygulamalarda genel olarak el ayar vanası, otomatik kısılma vanası, elektrikli kısılma vanası, termostatik kısılma vanası, şamandıralı ayar valfi ve kılcal boru olarak çeşitlendirilebilir.



Şekil 1.7 Kılcal boru ve deney sistemindeki konumu

Soğutma sisteminde yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına sıvı soğutucu akışkanın geçişini ölçülü şekilde kontrol etmek üzere küçük sistemlerde pratik ve ekonomik bir çözüm sağlar. Kılcal boruda sıvı akışkan gazdan daha kolay geçer. Herhangi bir sebepten boruya sıvı yerine gaz akışkan girdiğinde akış debisi düşecek ve basınç farkları çok az değişecektir. Basınç farklarının değişmemesi ise sistemin dengesi için gereklidir.

Sisteme yeteri kadar gaz şarjı yapılmadığında kılcal borudan buhar geçer ve bu da istenmeyen bir durumdur. Uygun bir şarj kondenser çıkışında az bir miktar aşırı soğutma sağlar. Aşırı şarjda ise kompresör girişine sıvı soğutucu akışkan girmesine neden olur. Bu akışkan yağ ile karışır, zayıf yağlamaya neden olur. Silindirleri aşındırır ve supaplarda kırıklara neden olup, kompresörü kullanılamaz hale getirmektedir.

Soğutucu akışkan kılcal boruya yukarıdan aşağı yönde girmelidir. Soğutucu akışkan ağırlık yardımıyla kılcal boru girişinde toplanacak, buhar girişini engelleyen bir sıvı sızdırmazlığı oluşturacaktır. Akış yönü ters olursa sıvı kılcal boru boyunca hız yardımıyla gaz olarak taşınır. Basma hattı basıncını artırır ve sistem verimini düşürür.

Kılcal boru yoğuşturucu çıkışı ile buharlaştırıcı girişi arasına bağlanır. Kılcal boru girişine bir kurutucu konulmasında fayda vardır. Endüstriyel uygulamalarda kılcal boru sert

lehimle kompresöre giden emiş borusuna bağlanır. Bu sayede kompresöre sıvı yürümesinin önüne geçilir.

Kılcal borulu bir sistemin özellikle yüksek basınç tarafı dikkatli bir şekilde hesaplanıp tasarlanmalıdır. Yoğuşturucu hacmi gerektiğinde sıvı soğutucuyu toplayabilecek kadar büyük olmalı, buharlaştırıcıdan tüm soğutucunun süpürülerek yoğuşturucuya yığılmasına yani soğutucu şarjı noksanlığı durumunun ortaya çıkmasına izin vermeyecek kadar küçük olmalıdır.

Yapılan bu yüksek lisans çalışmasında buzdolabı hacimde değişiklik yapmadan, Arçelik laboratuvarlarında bulunan test odasında, Arçelik firmasına ait D70420N model A+ sınıfı bir buzdolabının üzerine ölçüm ekipmanları montaj edilerek deneyler yapılmıştır. Firmanın kullandığı dairesel kesitli evaporatör ile tasarlanan elips kesitli evaporatörün çektiği güç, soğutucu akışkanın debisi, soğutucu akışkanın sıcaklık ve basınç değerleri sistemden anlık olarak ölçülerek soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısı performansları belirlenmiştir. Soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayılarının belirlenmesiyle birlikte soğutma sisteminin belirsizlik analizleri de hesaplanabilir duruma gelmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Buzdolabı performansının araştırılması üzerine birçok çalışma bulunmaktadır. Bunlardan bazıları aşağıda verilmiştir. Bu çalışmalardan bazıları günümüzden geçmişe doğru olacak şekilde bu bölümde verilmiştir. Yapılan literatür taramasında daire ve elips kesitli buzdolabı evaporatörlerinin deneysel karşılaştırması üzerine benzer bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Oyedepo ve ark. (2017) R600A ve LPG kullanarak farklı soğutucu akışkan yükü ve kılcal boru uzunluğu kullanan bir ev buzdolabının performansına ilişkin karşılaştırmalı bir deneysel çalışma gerçekleştirmiştir. Her iki gaz içinde 0.9 metre ve 1.5 metre uzunluğunda iki farklı kılcal boruda deneyler yapmıştır. Bunun sonucunda en yüksek STK (4.8), L-1.5 m ile 60 g LPG şarjı kullanılarak elde edilmiştir. LPG kullanılarak elde edilen ortalama STK, R600A'ninkinden% 1.14 daha yüksektir. Ancak elektrik tüketimine göre kompresör, sistemdeki LPG'ye kıyasla %20 daha az güç tüketmiştir. Sistem, COP ve soğutma kapasitesi bakımından LPG de en iyi performansı gösterirken, R600A güç tüketimi açısından en iyi sonuçları vermiştir.

Sağ ve ark. (2017) temel bir soğutma çevriminde genleşme valfi yerine ejektör kullanmışlardır. Ejektörlü soğutma sisteminde ekserji kayıplarını ve yerlerini belirlemek için ekserji analizi yapılmıştır. Ejektörlü soğutma sisteminin, buhar sıkıştırılmalı çevrime göre ekserji kaybının daha az ve ekserji verimliliğinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Ejektörlü soğutma çevriminde ekserji veriminin %6.7-14.2 daha fazla olduğu görülmüştür.

Arshad (2017) R-12, R-22 ve R-407C soğutucu akışkanlarının enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Araştırma sonucunda R-12 ve R-22 için evaporatörde ekserji kaybı neredeyse aynıdır, ancak R-407C maksimumdur.

Solmaz ve ark. (2016) dairesel kesitli evaporatörlü buzdolabının 25°C test odasında enerji ve ekserji analizlerini yapmıştır. Analiz sonuçlarına göre, buzdolabının performans katsayısı (COP) ve test edilen buzdolabının kompresör güç tüketimi belirlenmiştir. Buzdolabı sistemindeki ekserji kayıplarının, kompresörün çektiği gücün %51'ine tekamül ettiği görülmüştür. Bu %51 ekserji kaybının %24'ü kompresörden, %16'sı evaporatörden, %7'si kılcal borudan, %4'ü kondenserde gerçekleşmiştir. Buzdolabı performansının artırılması için iyileştirme çalışmalarının kompresör ve evaporatör üzerinde odaklanması gerekliliği belirtilmiştir.

Dogan ve ark. (2015) iki farklı çaptaki dairesel silindir ve eliptik silindirlerin dış akış yapılarını PIV ile inceleyerek karşılaştırmışlardır. Yapılan çalışmada, daha önceki incelemelerden elde ettikleri 3.25 çap oranına sahip eliptik silindir ve bu eliptik silindirin iki

farklı uzunluğu ile aynı çapa sahip iki farklı silindir kullanılmıştır. Bu üç farklı silindirin için dış akış yapısı karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, eliptik silindirin dairesel silindire göre her iki durumda da daha uygun bir akış yapısına sahip olduğu çıkarımı yapılmıştır.

Doğan ve ark. (2015) soğutma sistemindeki dairesel kesite sahip boruları birbirinden farklı eliptik çap oranlarındaki elips borular ile yerleri değiştirilerek akış analizini yapmışlardır. Çalışma da ilk olarak farklı çap oranlarındaki elips kesitleri etrafında oluşan dış akışın iki boyutlu incelenmesi yapılmıştır ve daha sonra aynı çap oranlarına sahip elips kesitli silindirler ısı değiştiricide kullanılan boru düzenine göre çoklu elips borulara sahip bir ısı değiştirici olarak yeniden tasarlanmıştır. Tasarlanan katı modeller, Ansys-Fluent yazılımında sayısal olarak analizi yapılmıştır. Elips çap oranları, elipsin uzun çapının kısa çapa oranı olarak oluşturulmuş ve incelemelerde 1,1.5, 2, 2.5, 3 ve 3.25 çap oranları kullanılmıştır. Analizlerden elde edilen, elips çap oranına göre sıcaklık dağılımı eş değer alanları ve akım çizgileri sunulmuştur ve bu sonuçlar ilgili uygulamaya göre değerlendirilmiştir. Ayrıca, tasarımlarda ısı değiştirici hacminin sabit tutulması durumu ile borular arasındaki mesafenin sabit tutulması durumları da incelenmiştir. Borular arası mesafenin sabit tutulduğu durumda elips kesitli ısı değiştirici boruları kullanılarak ısı transferi ve basınç düşüşü dikkate değer miktarda artmıştır. Yapılan dış akış analizleri sonucunda silindirler arası mesafenin aynı olarak tasarlandığı modelde elips boru kesitlerine ait çap oranının değeri arttıkça ısı transferinin de arttığı bulunmuştur. Aynı hacim için tasarlanan farklı çapa sahip çoklu eliptik silindir tasarım sonuçlarından elde edilen sıcaklık konturlarına göre elips silindirlerin tasarımlarından dolayı silindirler arası mesafenin fazla olması nedeniyle ısı transferinin daha az olduğu gözlemlenmiştir.

Özgören ve ark. (2015) pasif yöntemlerden olan genişletilmiş yüzey yöntemi ile ısı transferinin iyileştirilmesi uygulamalarından bir ısı değiştiricisinde dairesel boru yerine eliptik boru kullanılarak analizler yapmıştır. Daire kesitli ısı değiştiriciler yerine elips kesitli ısı değiştiriciler kullanıldığında hem iç hem de dış akışta önemli iyileştirmeler olabileceğini belirtmişlerdir. Daire kesitli yerine elips boru kullanıldığında birim boru boyunca iç akışta ısı transferi %12.8 oranında artarken basınç kaybı %77 mertebesinde artmaktadır. Benzer şekilde dış akışta ise geciktirilen akış ayrılması ve art izindeki küçülme sonucunda ısı transferinin %17 oranında artırılabilmesi ve basınç kaybının ise %54 oranında azaltılabileceği görülmüştür. Sonuçta ısı değiştiricilerde daire kesitli borular yerine elips/oval kesitli olanlar kullanılarak ısı değiştiricilerde enerji dönüşüm verimliliği artışı sağlanarak önemli oranda enerji tasarrufu sağlanabileceği belirlenmiştir.

Jha ve ark. (2015) R134a ve R600a soğutucu akışkanlarının karşılaştırmasını yapmıştır. Sonucunda R600a analizinde araştırılan alternatif soğutucunun biraz daha yüksek performans katsayısına sahip olduğu belirlenmiştir. Ayrıca R134a soğutucu akışkanının herhangi bir sızıntı halinde ozon tabakasına ve küresel ısınmaya sebebiyetinin, R600a'ya göre daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır.

Sag ve ark. (2015) R134a gazı kullanan bir soğutma çevriminde genleşme valfi yerine ejektör kullanmışlardır. Ejektör soğutma sisteminin performans katsayısı, bileşenlerinin her birinin geri dönüşümsüzlüğü ve verimliliği belirlenmiş ve aynı şartlar altında aynı soğutma kapasitesine sahip bir temel buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi ile karşılaştırılmıştır. Ejektörlü soğutma sisteminin genleşme valfi kullanılan soğutma sistemine göre STK'sı % 7,34-12,87, ekserji verimi ise % 6.6–11.24 daha yüksektir.

Saravanakumar ve Selladurai (2014) R134a ile çalışacak şekilde tasarlanan bir ev buzdolabının performansı üzerinde R134a'ya alternatif olarak R290 / R600a'nın hidrokarbon soğutucu karışımının ekserji analizini karşılaştırmışlardır. R134a ve R290 / R600a karışımı için sistemin dört ana bileşeninde STK, ekserji kaybı, ekserji verimliliği ve verim kusuru üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir. R290 / R600a karışımının STK'sı, R134a'ya kıyasla % 28.5'e kadar arttığı belirtilmiştir.

Selimli ve ark. (2014) R134a soğutucu akışkanının yerine çevreye daha az zarar veren ve daha ekonomik olduğu bilinen R600a soğutucu akışkanının soğutma sistemine ve performansına etkisini incelemişlerdir. Bu nedenle, R134a ve R600a soğutucu akışkanlarının soğutma sistemindeki soğutma performansına katkısı deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Deney düzeneği 70x70x50 cm boyutlarında izole edilmiş bir soğutma odası ve soğutucu üniteden oluşturulmuştur. Deney düzeneğine 100gr soğutucu akışkan basılarak 28°C ve 35°C ortam sıcaklıklarında belirli bir süre çalıştırılıp ve alınan ölçümler sonucu soğutma sistemi STK değerleri karşılaştırılmıştır. Deney sonucunda, R134a soğutucu akışkanı yerine R600a soğutucu akışkanı kullanılmasıyla soğutma makinesi ortalama STK değeri %4 artırılmıştır. Sonuçta, R600a soğutucu akışkanı kullanılan soğutma çevrimi, R134a soğutucu akışkanı kullanan soğutma çevrimine göre daha iyi performans gösterdiği gözlemlenmiştir. Ayrıca, soğutma sisteminde R134a soğutucu akışkanın R600a soğutucu akışkanına göre, soğutulacak alanı daha kısa sürede soğuttuğu ifade edilmiştir.

A sınıfı enerji tüketim seviyesi yerine C sınıfı bir soğutma makinası kullanıldığında, C sınıfı buzdolabı %45 daha fazla enerji tüketilmektedir. Tüklenmekte olan fosil yakıtların durumu ve alternatiflerinin üretim maliyetleri nedeniyle ortaya çıkan yüksek enerji maliyeti ve enerji kullanımının çevre üzerindeki olumsuz etkisi, her sektörde olduğu gibi ev

elektroniği ve evsel elektrikli eşyalarda da enerji verimliliğini en önemli unsur konumuna taşımaktadır. Bugün oldukça gelişen bu sektör Türkiye ihtiyaçlarına cevap verebildiği gibi yurtdışına da büyük çapta ihracat yapmaktadır. Uluslararası seviyede üretim yapan birçok fabrika bulunmaktadır. Türkiye’de üretilen, yurtiçi ve yurtdışında satışa sunulan evsel soğutucuların çoğunun enerji verimlilikleri A sınıfı ve daha üst sınıftadır. A++ enerji seviyesi, günde 0,5 kWh değerinde bir elektrik tüketmektedir. 0,5 kWh, 40 W gücündeki bir lambanın 12 saat boyunca yanmasına eşdeğer bir kullanımdır. İçerinde havanın dolaştığı soğutma sistemlerinde ve No-Frost buzdolaplarında, levha kanatlı borulu evaporatörler kullanılır. Bu tip evaporatörler de hava tarafındaki ısı taşınım katsayısının düşük olması nedeniyle, levha şeklinde kanatlar eklenmiştir. Bununla beraber soğutucu akışkanın aktığı kanallar dairesel kesitli borulardır ve çok uzunca bir süredir bu boruların geometrisi üzerinde soğutucu grubun performansını arttıracak bir değişiklik yapılmamıştır. TMMOB tarafından 2008 yılında belirlenen Dünyada ve Türkiye’de enerji kullanım raporuna göre, evlerde kullanılan buzdolabı enerji harcanması ortalaması %32 olarak beyan edilmiştir. Buzdolaplarında ki enerji tüketim değeri ortam sıcaklığı, iç hacimdeki gıda miktarı, soğutucu hacminde gün içerisinde kapısının açılması ve kapanma sayısı ve zamanı, termostat ayar değerine bağlı olarak kompresör çalışma ve durma süresi-sıklığı başta olmak üzere birçok değişken faktöre bağlıdır. Soğutucu üzerindeki kullanılan ekipmanların daha verimli olanları ile değiştirilmesi veya ısı izolasyonlarının daha iyi hale getirilmesi ile yeni regülasyon değerlerine ulaşılabileceği aşıkardır. Buzdolabı enerji tüketim değerlerine bu değişken parametrelerin detaylı olarak analiz edilerek araştırılması ile bu maliyet yansıması minimum düzeyde tutulabileceği belirtilmektedir (Durmaz ve ark., 2013).

Buzdolabı evaporatörlerine yönelik yayınlar sınırlı sayıda olsa da, evaporatörün çapraz akışlı ve çok geçişli bir ısı değiştirici olduğu göz önüne alınarak ısı değiştiricilerle ilgili literatürde çok sayıda çalışma bulmak mümkün olmaktadır. Bu çalışmalarda dairesel kesitli boru ile elips kesitli borulara ait çeşitli parametrelerin ısı transferi, basınç düşüşü ve gürültü üretimine etkisi incelenmiştir. Bu çalışmalar çok sayıda olduğu için önerilen tez konusu ile ilgili sonuçlar aşağıda açıklanmıştır. Ayrıca elips kesitli boruların kullanılması durumunda ısı değiştiricilerinde elde edilen performans iyileşme değerleri bir liste halinde sunulmuştur.

Lin ve Jang (2002) aynı parametrelerde incelenen eliptik tüp ve çapraz desenler oluşturulmuş dairesel tüplerde yapılan çalışmalar sayesinde ısı transferi katsayısının elips silindir dağılımında dairesel silindir dağılımına göre %4 - %8 arttığını bulmuşlardır. Saboya ve Saboya (2001) iki plaka arasına yerleştirilmiş sıralı elips silindirleri sayısal metotlarla

incelemiş ve tüm eliptik düzenlemelerin silindire göre performansının daha iyi olduğunu söylemişlerdir. Rocha ve ark. (1997) plakalı ısı değiştiricilerinde iki boyutlu ısı transferi analizini dairesel silindir ve elips silindir arasında ısı ve kütle transferini hesaplayarak bir araştırma yapmışlardır. Araştırmada kullanılan elips silindirin görünüş oranı, uzun çap/kısa çap olarak tanımlanmış, Görünüş Oranı (GO) 0.86 olarak alınmış ve hesaplamalarda Reynolds sayısının 0–1600 değerleri arasında ve Prandtl sayısının 0.70 değerinde deneyler gerçekleştirmişlerdir. Eliptik tüplü ısı değiştiricilerinin silindirik tüplü ısı değiştiricilerine göre daha iyi aerodinamik yapıya ve ısı performansına sahip olduklarını söylemişlerdir. Tan ve ark. (2012) elips kesitli bükülmüş borulardan yapılmış, borulu kanatlı ısı değiştiricilerinin performansını deneysel olarak incelemiştir. Sayısal analiz de yapılan çalışmada ısı transferi katsayısı ve sürtünme faktörü, elipslik oranı arttıkça artmakta, büküm oranı azaldıkça her iki parametrenin de azaldığı belirtilmiştir. Bir diğer benzer çalışmada Yang ve ark. (2011) bükülmüş elips kesitli boru yüzeyinden dolayı büyüyen vortekslerin hız vektörleri ve sıcaklık gradyanlarına etkisinin ısı transferini iyileştirdiği belirtilmiştir. Bazı araştırmalarda ise elips geometrisi üzerindeki akış yapısını sayısal yöntemlerle incelenmiş ve bu incelemeyi silindirik geometrilili yapı ile karşılaştırmışlardır. Romero-Méndez ve ark. (2000), Bouris ve ark. (2001), Tiwari ve ark. (2003), ve Juncu (2008) tarafından yapılan çalışmalarda eliptik tüplü ısı değiştiricilerin silindirik yapıya göre daha yüksek ısı transferine sahip olduklarını bildirmişlerdir. Bu çalışmalarda elips silindir geometrisi ile dairesel silindir geometri arasındaki kullanım farklılıklarından bahsedilmiş ve eliptik tüplü olarak yapılan ısı değiştiricilerinin dairesel silindire göre daha verimli olduğunu ifade etmişlerdir. Diğer benzer çalışmalar detaylı şekilde aşağıda verilmiştir. Juncu (2008) çalışmasında elips silindir yapısının silindir yapıya göre daha düşük akış direnci ve daha yüksek ısı transfer oranına imkan sağladığını ve ısı transfer katsayısını Reynolds sayısı kadar elips silindirin görünüş oranının (GO., Aspect Ratio; AR) da etkilediğini sayısal çalışmalarla izah etmiştir. Basınç düşüşü açısından iki fazlı akışında yer aldığı, Bouris ve ark. (2001) çalışması önemlidir. Bu çalışmada denenen elips geometrilerinin dairesel kesite göre daha az kirlenme ve basınç düşüşüne neden olduğu bulunmuştur. Hasan (2005) araştırmasında küçük yüzey alanına sahip elips silindir yapının dairesel silindir yapısından daha kullanışlı olduğunu belirtmiştir. Deneyleri Reynolds sayısının 1.000-11.000 değerleri arasında ve GO=2, 3 ve 4 değerlerinde yapmıştır. Li ve ark. (2006) elips tüp dizilimlerinin sürtünmeye ve ısı transferine etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarını endüstride rastlanan boruların boyutlarına göre gerçekleştirmişlerdir. Nagarani ve ark. (2012) tarafından yapılan sayısal ve deneysel araştırma da aynı malzemeden yapılmış ve aynı yüzey alanına sahip dairesel ve elips kesitli

kanatların sabit ısı akısında analizleri yapılmıştır. Biot sayısı 0,151 değerine kadar eliptik kesitli borulu ısı değiştiricinin performansı dairesel kesitliye göre daha iyi olduğu bulunmuştur. Sohal ve O'Brien (2001) jeotermal güç sistemlerinde kullanılan hava soğutmalı kondenseler de performans iyileştirmesi için dairesel kesitli boruları oval kesitli borularla değiştirilmesi ve buna ayrıca girdap üreteçleri (vortex generator) eklenmesi olmak üzere iki durumu incelemiştir. Farklı tasarım parametrelerine göre ısı transferi %25-35 oranında iyileşmesi yanında basınç kaybı çok küçük kalmıştır. Chu ve ark. (2009) yaptıkları sayısal çalışmada eliptik kesitli kanatlı borulu ısı değiştiricilerde plakalar arasına yerleştirilen türbülötörlerin etkilerini incelemişlerdir. Farklı dizilimli girdap üreteçleri (vortex generator) ile Nu sayısı % 13,6-32,9 arasında basınç düşüşü ise % 29,2 ile %40,6 arasında değişmiştir. Matos ve ark. (2004) ısı transferi katsayısı artırmak için ısı değiştiricilerde sabit bir hacim için farklı saptırmalı dizilimleri sayısal olarak ve hava tüneline deneysel olarak dairesel kesitli ve elips borular için incelemiş ve optimum değerleri araştırmışlardır. Aynı yüzey alanına sahip eliptik ve dairesel borular için deneyler $852 \leq Re_L \leq 8520$ için yapılmıştır. Farklı dizilim ve saptırma oranlarına göre incelenen 12 borulu ısı değiştiriciler için optimum elips kesitli borunun ısı transferi katsayısı optimum dairesel kesitli borulara göre %20 kadar daha iyi olduğu sonucuna varılmışlardır. Tao ve ark. (2007) elips ve dairesel kesitli boruların laminar ısı transferi ve akış yapılarını 3 boyutlu sayısal analizle karşılaştırmışlardır. Akışa dik yönde aynı kesit alanına sahip elips ve dairesel borular karşılaştırıldığında elips kesitli boruların basınç kaybını %10 artırmasına karşın ısı transferini %30 civarında artırdığı sonucuna varılmıştır. Burada açıklanan elips silindir uygulamasının ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisine yönelik elde edilen sonuçlardan bazıları aşağıda tabloda özetlenmiştir.

Tablo 2.1 Elips silindir uygulamalarının ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisi

Yazarlar	Isı Transferi	Basınç Düşüşü
Matos ve ark. (2004)	%13-20 iyileşme	Azalma bulunmuştur.
Lin ve Jang (2002)	%4 - %8 iyileşme	Azalma bulunmuştur.
Rocha ve ark. (1997)	%18 iyileşme	%25 Azalma bulunmuştur.
Sohal ve O'Brien (2001)	%25-35 iyileşme	Azalma bulunmuştur.
Chu ve ark. (2009)	%13-32 iyileşme	% 29,2 ile %40,6 azalma
Tao ve ark. (2007)	%30 iyileşme	%10 Artış bulunmuştur.
Leu ve ark. (2001)	%10 azalma	%41 Azalma bulunmuştur.

Bahaidarah ve ark. (2006) Reynolds sayısının 25-350 aralığında farklı boru demetlerinde dairesel oval ve yassı kesite sahip ısı değiştirici borularını ısı ve hidrolik açıdan incelemiştir. İncelemelerini geliştirdikleri sayısal bir model ile gerçekleştirmişlerdir. Düşük Reynolds sayılarında akış karakteristiği performansı etkilerken daha yüksek Reynolds sayılarında boru şeklinin etkisi olduğunu belirtmişlerdir.

Horvat ve ark. (2006) yaptıkları çalışmalarda sayısal olarak bir boru demetinde dairesel ve elips kesitli borular kullanarak bunları karşılaştırmıştır. Elde ettikleri sonuçları hidrolik açıdan sürüklenme katsayısı ile ve ısı transferi açısından da Stanton sayısı ile ifade etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları deneysel verilerle de karşılaştırmışlardır. Sonuçlarının ısı değiştiricileri uygulamalarında kullanımına yönelik fonksiyonları polinomal olarak elde etmişlerdir.

Berbish (2011) dört adet elips silindiri çapraz akışa yerleştirerek ısı transferi ve akış karakteristiklerini incelemiştir. Çalışmalarını hem deneysel hem de sayısal gerçekleştirmişlerdir. Geniş bir Reynolds sayısı aralığında gerçekleşen çalışmalarında Reynolds sayısı aralığı 4000 ile 45570 arasında değişmiştir. $1.5 < PL, PT/b < 4.0$. $Re < 14100$ için akış kenarında en yüksek yerel Nu sayısı elde edilmiştir. $Re > 14100$ de Nu sayısı oranında elde edilen iyileşme ortalama %2 civarında gerçekleşmiştir.

Borrajo-Pérez ve ark. (2012) yaptıkları deneysel çalışmada kanatlara sahip elips borulu ısı değiştiricileri içerisinde ısı ve akış karakteristiklerini incelemiştir. Kullandıkları elips ısı değiştirici borusunun eksantriklik oranı 0.5 olarak alınmıştır. İzoterm kanat koşulları için akış $200 < Re < 1500$ arasında değiştirilmiştir. Sonuçlarını yerel olarak Nu, j ve f faktörleri ile ifade etmişlerdir.

Tala ve ark. (2012) iki boruya sahip kanatçıklı ısı değiştiricisinde boru kesitinin ısı ve hidrolik karakteristiklerine etkisini incelemiştir. Çalışmalarını sayısal olarak yapmışlardır. Kullandıkları elipslerin çap oranları 1, 0.7 ve 0.5'dir. Reynolds sayısını da en dar çapa göre hesaplayarak 1050 ve 2100 olarak tespit etmişler ve bu değerler için incelemelerini gerçekleştirmişlerdir. Yazarlar ısı ve hidrolik performansı belirlemek için ısı performans ile hidrolik performans arasında bir boyutsuz sayı sunmuşlar ve dairesel kesitteki boyutsuz sayıya göre elips çap oranını küçülterek yaklaşık %80 performans iyileşmesi elde etmişlerdir. Ayrıca termodinamiğin ikinci yasa verimi açısından da ele alınan incelemede ısı performans ve viskoz etkiler nedeniyle oluşan tersinmezliklerin de %15 ve %50 oranlarında azaldığını belirtmişlerdir. Bu iyileşmeler elips kesit ile sayısal olarak elde edilmiştir.

Tahseen ve ark. (2015) nın çalışmasından genel bir sonuç olarak elips silindirlerin kullanılması ile ısı değiştirici uygulamalarında %30'a yakın ısı transferi artışı ve aynı oranda basınç düşüşü elde edildiği belirtilmiştir. Bununla beraber bahsedilen oranların elde edilmesi için borular arasındaki mesafenin dairesel kesitle kıyaslama yapılırken aynı tutulması veya daha da daraltılması durumlarına dikkat çekilmiştir. Yine bahsedilen iyileştirmelerin elips kesit ile elde edilmesindeki temel mekanizmanın dış akış yani hava tarafındaki iyileşme olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada da dikkat çeken bir nokta çift fazlı akışın elips borular içerisindeki gelişimine yönelik bir makaleye rastlanmamıştır.

Ekin ve Çerçi (2008) Tipik bir 250 L'lik soğutucuda, bileşen düzeyindeki kayıpları ölçmek ve her bir elemanın potansiyel verimliliğini belirlemek için, kararlı halde alınan deneysel veriler altında termodinamiğin birinci ve ikinci yasası uygulamıştır. Buzdolabı sıcaklık, basınç, debi ve güç tüketimini ölçmek için soğutma çevriminin önemli noktalarında veri toplayıcılarla donatılmış ve standart test odasında çalıştırılmıştır. Soğutma çevrimi kararlı hale gelinceye kadar bütün veriler belirli aralıklarla ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Diğer buzdolapları ile karşılaştırıldığında %4,3 olan ikinci yasa verimi oldukça düşük olduğunu belirtmiştir.

Ev tipi buzdolaplarında enerji tüketimini minimize etmek için yapılan çalışmalardan bir tanesi Porkhial ve ark. (2006) tarafından ev tipi buzdolaplarında kullanılan hermetik pistonlu kompresörlerin geçici davranışlarının incelenmesidir. Sonuç olarak geçici rejimde çalışan buzdolabının daha fazla elektrik harcadığı ve özellikle bu rejimde çalışırken kompresörün izantropik kabulünün doğru olmadığı elde edilen deneysel sonuçların sayısal sonuçlar ile karşılaştırılması ile elde edilmiştir. Ayrıca uygun bir tasarımla emme valfinin yanına yerleştirilmiş kompresör girişinin enerji verimliliğini arttırdığı bulunmuştur.

Melo ve ark. (1999) ev tipi soğutucularda kullanılan değişik uzunluk, çap ve boru pürüzlülüğüne sahip 8 adet kılcal borudan değişik soğutucu akışkan debilerinde üç farklı akışkan kullanarak (R-12, R-134a ve R-600a) deneysel testler yaparak özellikler arasındaki ilişkiyi boyut analizi yardımı ile incelemişlerdir.

Hepbasli (2007) tarafından yapılan ev tipi buzdolabının termo ekonomik analizidir. Bu çalışmada ekserji, enerji, tüketim ve kütle miktarına dayanan EXCEM metodu R-314a kullanan ev tipi buzdolabına uygulanmıştır. Buzdolabının performans değerlendirmesi 0 °C ila 20 °C arasında değişen çeşitli referans noktalarını temel alan eksergo ekonomik hususlar açısından yapılmıştır. Sistemini oluşturan her bir elemanın ekserji yok oluşu deneysel olarak ölçülmüş parametrelerin ortalama değerleri için belirlenmiştir. Sistem bileşenlerinin ekserji etkinliği, sistem elemanlarının performansına değer biçmek ve gelişim potansiyelini

açıklamak için belirlenmiştir. Her bir eleman için termodinamik ve maliyet kayıpları araştırılmıştır. Ekserjetik verimin %13,68 ile % 28 ve %58 ile %68 arasında değiştiği bulunmuştur. Stegou-Sagia ve Paigniannis (2005) yaptıkları çalışmada, soğutucu akışkan olarak kullanılan R-404A, R-410A, R410B ve R507’li buhar sıkıştırmalı çevrim için tek kademeli soğutma çevriminde meydana gelen tersinmezlikleri tanımlamışlardır. Termodinamiğin temellerine dayanarak geliştirilmiş bir algoritma ile ekserji kayıpları olarak tersinmezlikler hesaplanmıştır.

Literatür çalışmalarında ısı değiştiricilerde farklı elips borularda analizi olsa da deneysel yöntemle yapılmış birden fazla birbiriyle etkileşim halinde elips silindir etrafında oluşan akış yapısı ile ilgili deneysel çalışmaya literatürde rastlanmamıştır. Ayrıca elips tüplerin buzdolabı evaporatörlerin de doğrudan kullanımına yönelik bir çalışma da bulunamamıştır. Elips tüplerin buzdolabı evaporatörlerin de kullanımına yönelik patent ile de karşılaşılmamıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

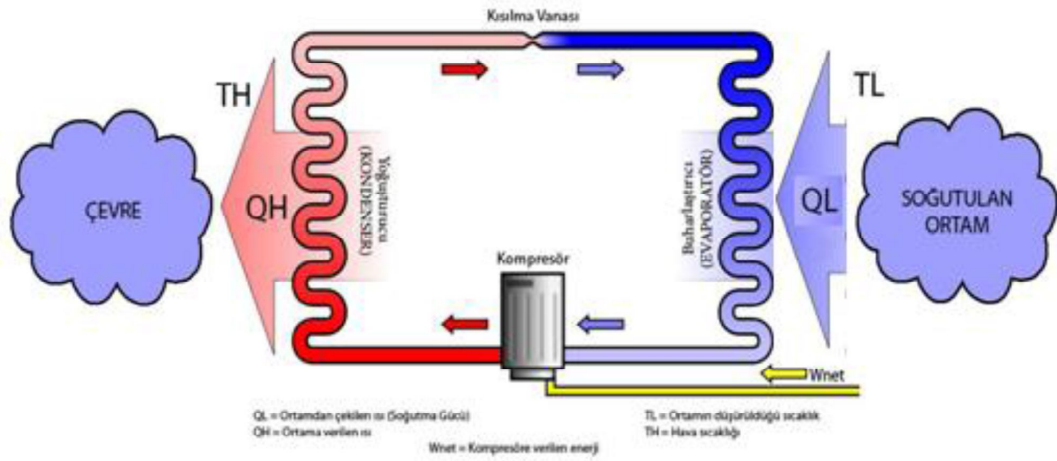
Bu bölümde, çalışma konusunun ortaya çıkma ve gelişme sürecindeki teşvik edici unsurlardan, konuyla ilgili küresel güncel durumlardan, tez çalışması sırasında kullanılan deney düzeneği teçhizatlarından, inceleme sırasında takip edilen işlem sırasından ve hesaplama yöntemlerinden bahsedilmiştir.

Bir buzdolabı soğutma sistemi üzerine sıcaklık, basınç, wattmetre ve kütlelesel debiölçer cihazı montajı yapılmıştır. Gerekli veriler datalogger cihazına anlık olarak kaydedilmiştir. Kaydedilen verilerin doğruluğundan emin olmak amacıyla deney sisteminin tüm sağlaması ve literatürdeki verilerde göz önünde bulundurularak cihazlardaki ölçülen değerlerin kontrolü yapılmıştır. Ölçülen bu parametrelerden evaporatör soğutma kapasitesi ve kompresör gücü hesaplanmıştır. Daha sonra soğutma tesir katsayısı hesaplanmıştır. Bu ölçümler gün boyunca yapılarak buzdolabı performansının zamanla değişimi belirlenmiştir. Deneylerde daire ve oval(elips) kesitli borular kullanılmıştır. Her iki evaporatör, sırasıyla aynı buzdolabına monte edilerek, sabit ortam sıcaklığında deneyler yapılarak karşılaştırılmıştır.

3.1.Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırırmalı mekanik bir soğutma çevrimi alçak ve yüksek basınç tarafı olarak iki ana bölümden oluşmaktadır. Alçak ve yüksek basınç taraflarından mevcut olan soğutma çevrimi, dört ana elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar sırasıyla, yoğuşturucu (kondenser), kompresör, buharlaştırıcı (evaporatör) ve kısılma vanası (genleşme valfi-kılcal boru)'dur. Bu belirtilen elemandan bir veya daha fazlasının eksik olması halinde soğutma çevrimi döngüsü sağlanamaz.

Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sisteminde; kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halde yoğuşturucuya kompresör sayesinde gönderilir. Yoğuşturucu, çevreye ısı vererek soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlar. Daha sonra kısılma vanasına ulaşan soğutucu akışkan, alçak basınca kısılarak ıslak buhar halde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcının bulunduğu ortam sıcaklığının altında bir sıcaklıkta evaporatöre giren soğutucu akışkan, ortamın ısını çekerek ortamı soğutur ve evaporatör çıkışında doymuş buhar halde kompresör tarafından sıvı halde emilir (Şekil 3.1). Böylece çevrim devamlı olarak tekrarlanması sağlanır. Soğutucu akışkanın sürekli olarak bu proseslerden geçmesi, soğutma çevrimi olarak isimlendirilir. (Yamankaradeniz ve ark., 2013).

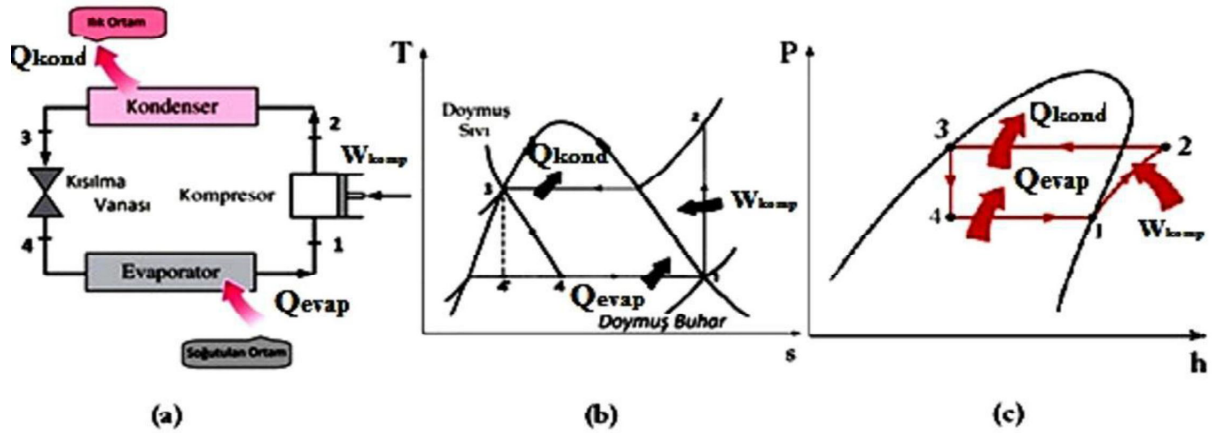


Şekil 3.1 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

Soğutma çevrimlerinin analizinde, çoğunlukla ideal bir soğutma çevrimi referans alınarak yapılmaktadır. Sıkıştırma prosesinde kompresörün izentropik olduğu düşünülmektedir. Kısılma prosesi de ısı geçişi olmadığı varsayımı yapılarak adyabatik olarak kabul edilmektedir. Buharlaştırıcı ve yoğulturucuda basınç kayıpları olmadığı varsayılarak analizi yapılmaktadır.

3.2. İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde soğutucu akışkan sıkıştırılmadan önce tamamını buharlaştırılmak için (hal değişimi için yeterli genişlemeyi sağlayabilmek) kısılma prosesi ile buharlaşma basıncına düşürülür ve burada tamamen buharlaşır. Kısılma prosesi, sıvıyı bir kısılma vanasından, genişleme valfinden veya kılcal borulardan geçirerek sağlanır. Bu proseslerin genel çizimi, T-s diyagramı ve P-h diyagramı Şekil 3.2'de verilmiştir. Buhar sıkıştırırmalı çevrim soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimlerden biridir.



Şekil 3.2 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ve elemanları (a), T-s diyagramı (b) ve P-h diyagramı (c)

Bu çevrimin devamlılığını sağlayan hal ve değişimler aşağıdaki şekildedir:

- 1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucu da çevreye sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı geçişi
- 3-4 Kısıtma (Genişleme ve basıncın düşmesi)
- 4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı geçişi.

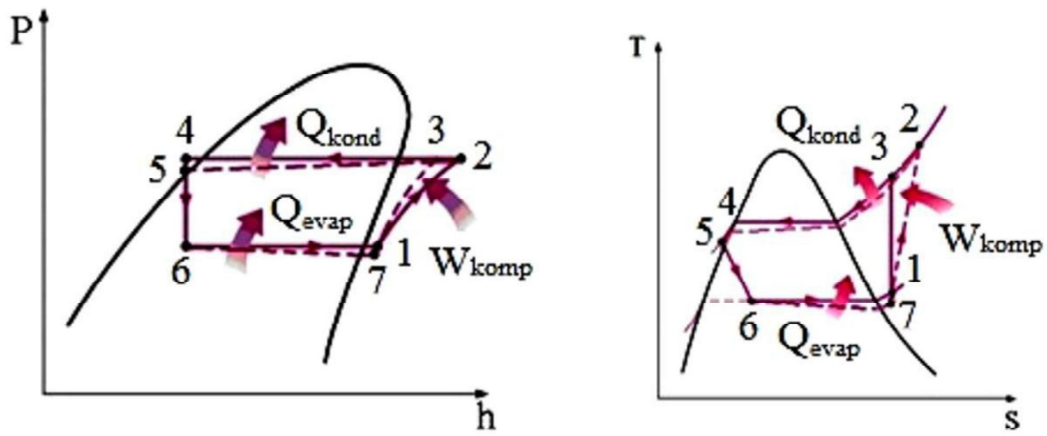
İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girmekte ve izentropik olduğu varsayılarak yoğuşma basıncına kadar sıkıştırılır. Sıkıştırma prosesi esnasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığından daha yüksek sıcaklıklara ulaşmaktadır.

Daha sonra soğutucu akışkan 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak kılcal boruya doğru hareket eder. Yoğuşma esnasında soğutucu akışkandan dış ortama ısı geçişi olmaktadır. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığından yüksektir. Doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkan daha sonra genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kadar basıncı düşmektedir. Bu hal değişimi esnasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının daha altına inmektedir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı çekerek tümüyle buharlaşmaktadır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan (evaporatörden) doymuş buhar halinde çıkarak ve kompresöre doymuş buhar halde girerek çevrimi tamamlamaktadır.

Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevrimlerinde yapılan enerji ve ekserji analizlerinde, P-h ve T-s grafikleri oluşturulurken bazı kabuller yapılmaktadır. Yapılan kabuller şu şekildedir:

Soğutucu akışkanın Şekil 3.2’de belirtildiği gibi 2-3 ve 4-1 noktaları arasında evaporatör ve kondenserden geçerken basınç kaybı olmadığı, 1-2 ve 3-4 noktaları arasında kompresördeki sıkışmanın izentropik ve genleşme valfindeki genleşmenin adyabatik ortamda gerçekleştiği kabul edilmektedir. Soğutma çevrimi boyunca evaporatör ve kondenser dışında herhangi bir bölgede ısı kaybının ve kazanımının olmadığı kabul edilmektedir. Genleşme elemanındaki basınç düşmesi (kısılma) işleminin sabit entalpide gerçekleştiği ve sistem elemanları arasındaki bağlantıyı sağlayan boru, hortum ve bağlantı elemanlarında herhangi bir basınç kaybı olmadığı kabul edilmektedir. Bunlara ek olarak, bağlantı boruları ile çevre arasında ısı transferinin olmadığı da kabul edilir. Evaporatör çıkışında soğutucu akışkan doymuş buhar olduğu, kondenser çıkışında ise doymuş sıvı olduğu farz edilir.

3.3. Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi



Şekil 3.3 Gerçek soğutma sistemi T-s ve P-h diyagramı

Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimlerde dış ortam ile ısı alışverişi, sürtünme ve basınçlardaki kayıplardan dolayı ideal soğutma sistemlerinden farklılıklar vardır. Bu farklılıklar göz önüne alındığında ideal soğutma çevrimindeki kabuller uygulanamamaktadır. Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimlerdeki basınç ve sıcaklık kaybı göz önünde bulundurulduğunda sıcaklık-entropi grafiği Şekil 3.3’te gösterildiği gibi oluşmaktadır. Yukarıdaki grafiklerde ideal çevrim ile gerçek çevrim arasındaki fark, açık bir şekilde görünmektedir. İdeal bir çevrimde, evaporatörden çıkan soğutucu akışkan

kompresöre doymuş buhar halinde girer, ancak bu durum soğutucu akışkanın halinin hassas bir biçimde kontrol edilememesinden dolayı gerçek çevrimde uygulanamamaktadır. Dolayısıyla soğutma sisteminde, soğutucu akışkan kompresöre girmeden tamamen gaz fazında olması gerektiği için Şekil 3.3.'te gösterildiği gibi 1- 2 noktaları arasında kızgın buhar olacak şekilde tasarlanıp, soğutucu akışkanın kompresöre girdiğinde tamamıyla buhar fazında olması gerekmektedir.

Çoğunlukla, evaporatör ve kompresör arasındaki borular soğutucunun tasarımına göre farklılık gösterdiğinden, boru boyları değişkenlik gösterebilmektedir. Bu değişken borularda akış sürtünmesi olmakta ve buna bağlı olarak soğutucu akışkanda boru boylarıyla doğru orantılı olacak şekilde basınç düşüşü olmaktadır. Basınç düşüşünün yanı sıra dış ortamdan soğutucu akışkana olan ısı transferinin artması, soğutucu akışkanın özgül hacmini arttırmakta ve bu sebepten kompresörün yapacağı iş artmaktadır. İdeal soğutma çevrimlerinde kompresörün tersinir ve adyabatik olduğu kabul edilmektedir. Kompresörde sıkıştırma prosesi esnasında, kompresörden dış ortama ısı geçişinin olmadığı varsayılır. Gerçek soğutma sistemlerinde ise akış sürtünmesi entropiyi etkilemekte ve ısı geçişleri vardır. Sürtünmenin entropiyi artırdığı bilinmektedir. Isı transferi ise geçiş yönüne göre entropiyi artırabilmekte veya azaltabilmektedir. Bu iki parametre incelendiğinde, soğutucu akışkanın sıkışma esnasında entropisinin arttığı göz önünde bulundurulmalıdır. İdeal soğutma çevrimde kondenser çıkışında (3) soğutucu akışkan, kompresör basma basıncında doymuş sıvı halinde iken, gerçek çevrimde kompresör çıkışıyla genleşme elemanı arasında basınç düşmesi vardır. Soğutucu akışkanın genleşme elemanından önce tamamen sıvı fazda olması gerekir. Kondenser çıkışında doymuş sıvı halini oluşturmak için, soğutucu akışkanın çok hassas bir şekilde tamamen doymuş olduğunu bilinmelidir. Ancak o anda soğutucu akışkanın durumu bilmek kolay değildir. Bundan dolayı kondenser çıkışı çoğunlukla sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Özetle, soğutucu akışkan doyma sıcaklığının daha altındaki bir değere soğutulur; başka bir şekilde ifadeyle ise aşırı soğutma yapılır. Böylece, soğutucu akışkan evaporatöre, ideal çevrimden daha düşük bir entalpide girmekte ve bu sebepten bulunduğu iç hacimden daha çok ısı çekebilmektedir. Kılcal boru ile buharlaştırıcı arasındaki mesafe çok az olduğundan, bu iki eleman arasındaki basınç kaybı çok küçüktür ve bu durum ihmal edilmektedir.

3.4. İdeal Çevrim ve Gerçek Çevrim Arasındaki Farklılıklar

1) Genleşme valfi yani kılcal boru girişinden önce sıvı soğutucu akışkan aşırı soğutma yapılarak, soğutma gücünün artması sağlanır. Bu sayede soğutulacak hacimden daha fazla ısı çekilebilmektedir.

- 2) Buharlaştırıcı çıkışında soğutucu sıvı doymuş buhar noktasından, kızgın buhar noktasına geçirilerek yine soğutma kabiliyetinin arttırılması sağlanabilir. Daha önemlisi soğutucu akışkanın tam anlamıyla buharlaşması garanti edilerek, kompresöre soğutucu akışkanın sıvı olarak yürütmesi engellenmektedir. Bu sayede kompresörün ömrü artırılmış ve soğutma gücünden tam anlamıyla fayda sağlanmaktadır.
- 3) Kompresörde soğutucu akışkan sıkıştırılırken gerçek soğutma çevrimlerinde sabit entropide gerçekleşmesi mümkün değildir. Sabit entropide gerçekleşmesi için kompresör silindir yüzeyi ile soğutucu akışkan arasında sürtünme ile bir ısı alışverişi olmaması gerekmektedir. Kompresörde, bu ısı alışverişinin olmaması mümkün değildir.
- 4) Kompresördeki varolan emme ve basma valfinde, silindir tarafı ile valfin dış bölgesi arasında sürekli bir basınç farkı olmak zorundadır. İki ortam arasında basınç farkı olmadığı takdirde valf açılmaz ve gazın geçmesi mümkün olamaz.
- 5) Buharlaştırıcıda ve kondenserde soğutucu akışkanın ilerlerken, boruların iç cidarlarında ve büküm noktalarında mutlaka basınç kayıpları olacaktır.

3.5. Deney Sisteminde Kullanılan Elemanlar

Deney sistemimiz Arçelik buzdolabı fabrikasında TS EN ISO 15502 standartlarına göre klimatize edilmiş iklimlendirme odasında gerçekleşmiştir. Aşağıda deney sisteminde kullanılan materyallerin ve elemanların özellikleri verilmiştir.

3.5.1. İklimlendirme Odası (Test Odası)

Üretilen ürünü, dünyada farklı bir bölgeye göndermeden önce orada nasıl bir performans göstereceğini bilmek önemlidir. Bundan dolayı beyaz eşya imalatçıları buzdolabından klimaya, çamaşır makinasından su sebiline kadar ürettikleri tüm ürünlerini test odasında farklı iklim şartları altında deneylerini yapmak zorundadırlar. Yapılan bu deneylerin en önemli amacı ürünün o bölgede nasıl performans gösterdiği ve içinde bulunduğu şartlara göre enerji tüketiminin hangi oranda olduğu bilinmelidir.



Şekil 3.4 Deneylerin gerçekleştirildiği test odası

Arçelik A.Ş. bünyesinde bulunan test odası iki farklı sıcaklık grubunda çalışabilmektedir. Test odaları -50°C ile $+80^{\circ}\text{C}$ arasında ve $+80^{\circ}\text{C}$ ile $+250^{\circ}\text{C}$ olmak üzere düşük ve yüksek sıcaklıktaki ortam şartlarında hizmet verebilmektedir. Hassas bir sıcaklık parametrelerine sahiptir. Ayrıca %1 ile %100 değerlerinde bağıl nem şartlarını oluşturabilmekte farklı fan hızları sayesinde farklı iklim koşullarını bulunduğu ortama yansıtabilmektedir. İstenilen ihtiyaca, test ortamına, ortam şartlarına göre özel olarak üretilmiş bu odalarda, zamana bağlı değişkenler istenebilmekte ve uygulanabilmektedir.

Deney sisteminde test odası 25°C sıcaklığına getirilmiş, deneyler sabit sıcaklıkta güvenli bir ortamda gerçekleşmiştir. Test odalarında $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ve %1'e kadar nem hassasiyeti oluşturulabilmektedir.

Test esnasında toplanan bütün veriler sağlıklı bir şekilde anlık olarak bilgisayar veya kağıt üzerine aktarılabilir. Arçelik test odalarında 6 farklı istasyon sayesinde aynı anda 6 farklı soğutucunun testleri ve analizleri yapılabilir. Bu istasyonların ayrı ayrı ileri derecede detaylı bilgileri toplanabilmekte, toplanan tüm data lar istenilen çıktılar halinde kağıt üzerine veya bilgisayar ortamındaki dosyalara aktarılabilir. Test odaları tamamen PLC kontrollü olup, doğrudan veya uzaktan bağlantı kurularak bilgisayar, dokunmatik ekranlar (HMI) veya internet üzerinden istenilen deney şartları oluşturulabilmekte, sistemin parametreleri izlenebilmekte ve değiştirilebilmektedir.

Tablo 3.1 Test odası teknik özellikleri

Test bölümü hacmi	54 m ³
Sıcaklık aralığı	-50°C ile $+80^{\circ}\text{C}$
Sıcaklık hassasiyeti	$\pm 0,1$
Nem aralığı	(25-98)%RH/ (20-70) $^{\circ}\text{C}$
Nem hassasiyeti	%1
Verilerin saklanması	PLC, bilgisayar, harici harddisk

3.5.2. Datalogger

Datalogger seçilmiş verileri belirli bir süre boyunca, belirli aralıklarla kaydeden cihazlardır. Datalogger sıcaklık, nem, basınç, su seviyesi, rüzgar hız ve yönü, güneşlenme değerleri, birçok fiziksel veriyi, kısaca analog veya dijital verilerin hepsini kaydeden cihazlardır. Bir projede, gerçekleştirilecek ya da ürün bulundurulacak alanların hangi fiziksel koşullarda bulunduğu ne gibi durumlara maruz kaldığını süreleriyle birlikte bilme ve buna göre değerlendirme ihtiyacına yönelik cihazlardır.

Veri kaydediciler sorun belirleme, ısıtma/soğutma/havalandırma testleri, saha çalışmaları, taşıma esnasındaki izlemler, kalite kontrol çalışmaları gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Araştırmalarda ve eğitim bilimleriyle ilgili alanlar ilgilenenler için de veri toplama adına dataloggerlar son derece kullanışlıdır. Kaydetme başlama talimatı verildikten sonra otomatik olarak verileri kaydeder belirtilen süre bittiğinde kayıt işlemini durdurur. Dataloggerlar, kendileriyle birlikte gelen yazılım sayesinde kişisel bilgisayar üzerinden komut verme ve bilgileri alma işlemleri kolaylıkla gerçekleştirilebilir. Bu yazılım ayrıca kaydedilen verileri analiz ederek karşılaştırmalı olarak sunar ve tablo, grafik gibi yöntemlerle daha iyi bir anlayış sağlamaya olanak sağlar. Dataloggerlar; nem, basınç, iç hava kalitesi, sıcaklık ve çok fonksiyonlu dataloggerlar gibi kategorileri ayrılmaktadır. Kullanılacak alana ve ihtiyaçlara göre farklı özellikte dataloggerlar bulunmaktadır.

Yapılan deneylerde Hioki marka 30 kanallı datalogger kullanılmıştır. Kullanılan datalogger sayesinde veriler saniyelik olarak kaydedilmektedir. Datalogger'a istenilen büyüklükte harici flash bellek takılabildiğinden, sonsuz ve kesintisiz veri alımı gerçekleştirilebilmektedir.



Şekil 3.5 Deneylerde kullanılan datalogger

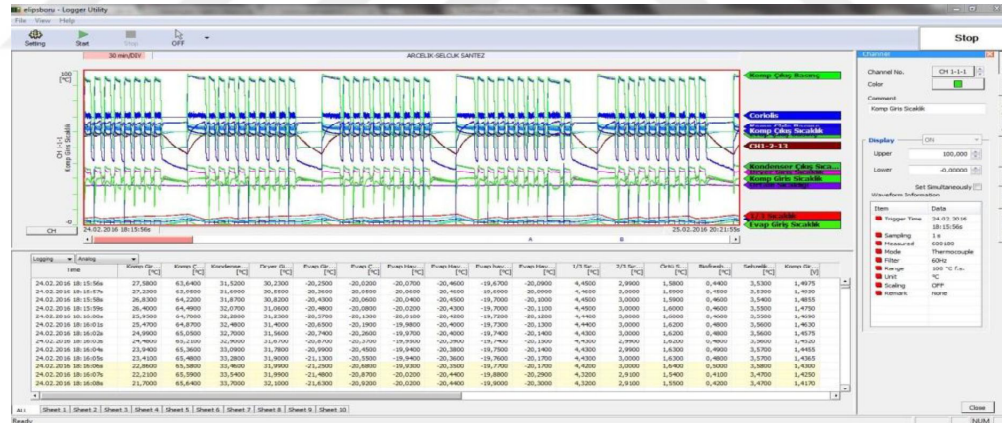
Datalogger üzerindeki kanallara sistem elemanlarının giriş ve çıkışındaki sıcaklık, basınç gibi değerleri kaydeder. Dataloggerda flash bellek kapasitesi dolduğunda uyarı göstergesi yanmaktadır. Datalogger üzerindeki ekran sayesinde ölçüm yaptığımız her andaki verinin değeri görülebilmektedir. Ayrıca verilerin problemsiz bir şekilde kaydedildiğini gösteren yeşil ışık mevcuttur.

Tablo 3.2 Datalogger teknik özellikleri

BELLEK TÜRÜ	Dahili harddisk-flash bellek
BELLEK KAPASİTESİ	Kullanılan bellek büyüklüğü
GİRİŞTE ÖLÇÜLEN DEĞERLER	1'den 30 kanala kadar kullanıcı gereksinimlerine göre yüklü giriş modülleri
İLETİŞİM HIZI	9600Bd
BİLGİSAYAR İLE ARAYÜZ	RS232 , 15 m.PC ile veya hat modem veya GSM üzerinden bağlantı sağlanabilir. USB girişi Ethernet arayüzü LAN isteğe bağlı.
KORUMA	IP20
GÜÇ	9-30 Vdc, önerilen 24Vdc
ÇALIŞMA SICAKLIĞI ARALIĞI	0 ile 50 °C

3.5.3. Logger Utility

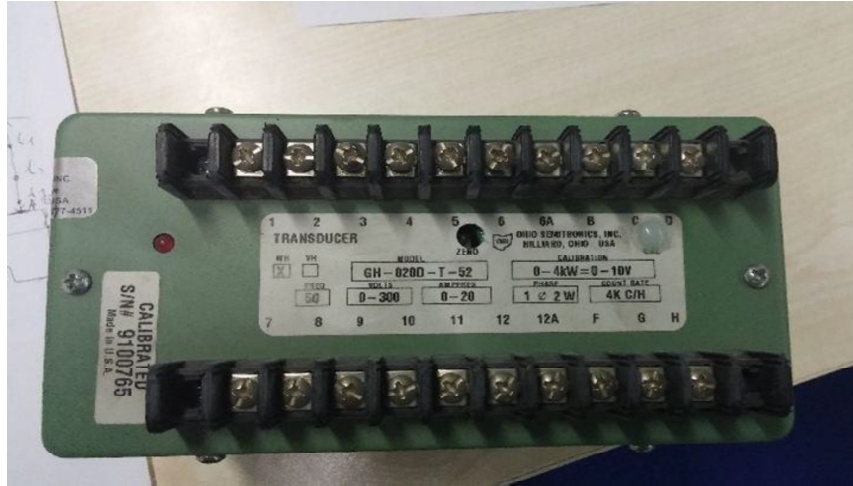
Datalogger cihazının almış olduğu verileri Logger Utility programı sayesinde bilgisayarda analiz etme, grafikleri alabilme ve her an için deney sisteminin kontrolü sağlanabilmektedir. Ayrıca deney sisteminde ölçüm yapılan noktalardeki cihazların herhangi bir hatası da bu program üzerinden bulunabilmektedir.

**Şekil 3.6** Deneylerde kullanılan Logger Utility programı

Program sayesinde her bir ölçüm cihazının deneyde çizdirdiği grafikler görülebilmektedir. Ölçüm verilerinin istenilen zamanlarda veya periyotlarda ortalama veriler hesaplatılabilmektedir.

3.5.4. Wattmetre

Wattmetre, buzdolabının çektiği gücün ölçülmesinde kullanılmıştır. Kalibrasyon sertifikasına sahip olan şekil 3.7'deki wattmetre deneylerimizde kullanılmıştır.



Şekil 3.7 Deneylerde kullanılan transducer

Güç ölçme cihazı Arçelik firmasındaki test odasındaki UPS prizine bağlanarak ilk çalıştırma anında kalibre edilmiştir. 0-4000W'lık gücü 0-10V analog veriye çevirebilmektedir. Bu analog bilgide datalogger sayesinde anlık olarak kaydedilmektedir.

Tablo 3.3 Wattmetre teknik özellikleri

Doğruluk derecesi	$\pm 0.2\% \text{ Rdg.}$
Montaj	Panel
Ölçüm	AC
Çıkış	0- $\pm 10\text{Vdc}$ -Röle
Frekans	58-62Hz
Akım Girişi	0-5Aac
Sistem yapılandırması	1Ø2W

3.5.5. Coriolis Tip Debimetre

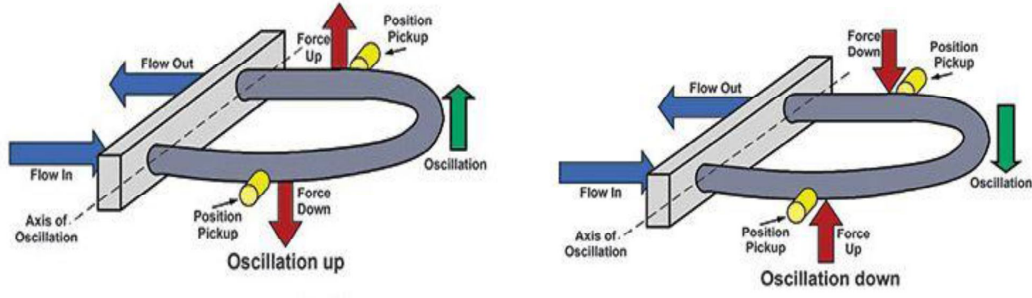
Soğutma sistemlerinde akışkan debisi ölçümü proses kontrolünün en önemli noktalarından biridir. Bundan dolayı da soğutma çevrimlerinde en sık kullanılan ölçümdür. Akışkanların debilerini ölçüm için kullanılan cihazlara 'akış ölçer' denilmektedir. Ayrıca akışkanın debisinin ölçümü için birçok tipte ve özellikte cihazlar mevcuttur. Kullanılacak akış ölçerlerin tipinin belirlenmesi akışkanın karakteristiğine ve kullanım şartlarına bağlıdır. Debi ölçümü, çoğunlukla fark basınç veya belirli bir kesitten geçen akışın hızının ölçülmesi ile de dolaylı yünden hesaplanabilir. Dolayısıyla bu ölçüm elektronik olarak volümetrik akış oranına çevrilebilir. Kapalı kesitlerde akış iki farklı şekilde ölçülebilmektedir. Bunlar volümetrik ve kütleli ölçüm yöntemleridir.



Şekil 3.8 Deney sisteminde kullanılan Coriolis debimetre

Coriolis tip debimetrelerde büyük oranda akışı hesaplamak için obstrüksiyonsuz U şeklindeki tüpler sensör amacıyla kullanmakta ve Newton' un ikinci hareket yasasına göre ölçüm gerçekleştirilmektedir. Elektromanyetik vibratörler sayesinde U tüpler doğal frekanslarla titreşime zorlanırlar. Soğutucu akışkan bu U tüplerin içinden akarak tüplerin düşey doğrultuda momentum alması için zorlanırlar. Tüpler vibrasyonun çevrim yarı zamanı süresince yukarı doğru hareket etmektedir. Bu andan itibaren tüp içine dolmaya bağlayan soğutucu akışkan tüpleri aşağı yönde bastırılmasıyla tüplerin yukarı yönde hareketlerine karşı bir direnç oluşturmuş olur. Tüpün yukarı yönde hareketleri sebebiyle tüpten dışarı akan akışkanın yukarı yönde bir momentumu vardır. Tüp içinde ilerleyen soğutucu akışkan düşey hareketindeki değişime karşı tüpe itme yönünde direnç göstermektedir. Burda oluşan kuvvetler arasındaki farklılık tüpte kıvrılmaya sebep olmaktadır. Tüp titreşim çevriminin diğer yarısında, aşağı yönde hareketine devam eder ve bu yukarı hareketinde oluşan kıvrılmanın tam tersine bir kıvrıma neden olmaktadır. Oluşan bu kıvrılma karakteristiğine 'Coriolis etkisi' denmektedir.

Bu kıvrılma, tüplerin içinden geçen soğutucu akışkan kütleli akış ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Newton' un ikinci hareket yasasına göre de bu kıvrılma doğrulanmaktadır. Hız dedektörleri tüplerin iki yanına da yerleştirilerek, titreştirilen tüplerin hızını ölçmek için kullanılırlar. Hız sensörleri tarafından belirlenen zaman farkının ölçülmesi ile tüplerden geçen kütle ölçülmektedir. U tüplerde akışın olmadığı zamanlarda tüpte kıvrılma meydana gelmemektedir. Hız sensörleri arasında zaman farkı da yoktur. U tüpler içerisinde akış anında zaman hız sensörlerinde sinyaller arasında zaman farklılığı oluşur. Oluşan bu zaman farklılıkları kütleli akış ile doğru orantılıdır. Kütle ölçümü esnasında yoğunluğunda ölçüldüğü için sıcaklık ve basınç değişimleri ölçüm sonuçlarını etkilememektedir.



Şekil 3.9 Coriolis tip debimetre ölçme biçimi

Coriolis tip akış ölçerler oldukça hassas ve fonksiyonlu cihazlardır. Çoğu uygulamada ve deney sistemlerinde akışkan debisinin istenilen hassasiyette ve kararlılıkta ölçebildiğinden fayda maliyet unsuru açısından avantaj sağlamaktadır. Volümetrik, kütesel, toplam kütesel akışları ve yoğunluk gibi bilgiler anlık olarak çıkış alınabilir. Transmitterler çoğunlukla elektronik çıkışları olan akıllı cihazlardır. Bu özellikleri sayesinde verilerin çözülmesinde ve sağlıklı bir şekilde işlenmesinde çözümleyici cihaza yardımcı olmaktadır. Bazı protokoller kullanılarak bu cihazlar ile haberleşme sağlanabilmektedir.

Deney sisteminde EMERSON firmasına ait H serisi debimetre kullanılmıştır. Transmitter kısmı ile Hioki cihazına bağlanmış ve saniyelik olarak geçen akış miktarı Tablo 3.4'deki doğrulukla kaydedilmiştir.

Tablo 3.4 Coriolis tip debimetre teknik özellikleri

Kütle akış doğruluğu	$\pm 0.15\%$
Hacim akış doğruluğu	$\pm 0.15\%$
Kütle akışı tekrarlanabilirliği	$\pm 0.05\%$
Hacim akışı tekrarlanabilirlik	$\pm 0.075\%$
Özkütle doğruluk	$\pm 0.002 \text{ g/cm}^3$
Yoğunluk tekrarlanabilirlik	$\pm 0.001 \text{ g/cm}^3$
Sıcaklık doğruluk	$\pm 1 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0.5\%$
Sıcaklık tekrarlanabilirlik	$\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$
Max. Çalışma basıncı	125 bar
Çalışma sıcaklığı	-204 ile 204
Çalışma ortam sıcaklığı	25
Veri gönderim sıklığı	1 sn

3.5.6. Sıcaklık Sensörü

Sıcaklık sensörleri Seebeck etkisi denilen sıcaklık farkıyla doğru orantılı elektromotor kuvveti oluşturmaktadır. Oluşturulan bu elektro motor kuvveti soğuk nokta uçlarında milivolt seviyesi kadar bir gerilime sebep olmaktadır. Isıl çiftlerin çalışma mantığı

bu olaya dayanmaktadır. Soğutucu hacminde kullanılan K tipi termokupl cihazı, kromel-alumet malzemesinden üretilip $-200/1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ gibi yüksek sıcaklık farklarında çalışabilmektedir.



Şekil 3.10 Deney sistemindeki sıcaklık sensörleri

Deney sisteminde K tipi sıcaklık ölçerler kullanılmıştır. Kullanılan sıcaklık ölçerler $-50/+100\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki değerleri $0,15^{\circ}\text{C}$ hassasiyet ile ölçebilmektedir.

3.5.7. Basınç Sensörü

Deney sisteminde Mesens marka MPS500 tipi, 0-10 bar ve 0-6 bar ölçüm aralığında olan, 12-36 V gerilim altında çalışan ve 4-20 mA çıkış sinyali oluşturan basınç sensörleri kullanılmıştır. Kullanılan basınç sensörleri, ölçme aralığının 5 katı kadar basınçlara dayanabilmektedir. Mesens marka MPS500 tipi basınç sensörlerinin hassasiyeti %0,5'tir. Hesaplamalarda ve ölçülen değerlerde basınç değişkeninin doğru ve hassas biçimde ölçülebilmesi deney sistemimizin güvencibilirliği açısından önemlidir. Basınç sensörleri deney sistemine monte edilmeden önce kalibre edilmiş, doğru değerleri verdiğinden emin olunmuştur. Basınç sensörleri ile soğutucu akışkan ölçümü yapıldığından çalışma sıcaklık aralığına da dikkat edilmiş, $-40/+125\text{ }^{\circ}\text{C}$ gibi yüksek sıcaklık aralığında çalışabilecek basınç sensörü seçilmiştir.



Şekil 3.11 Deney sistemindeki basınç sensörleri

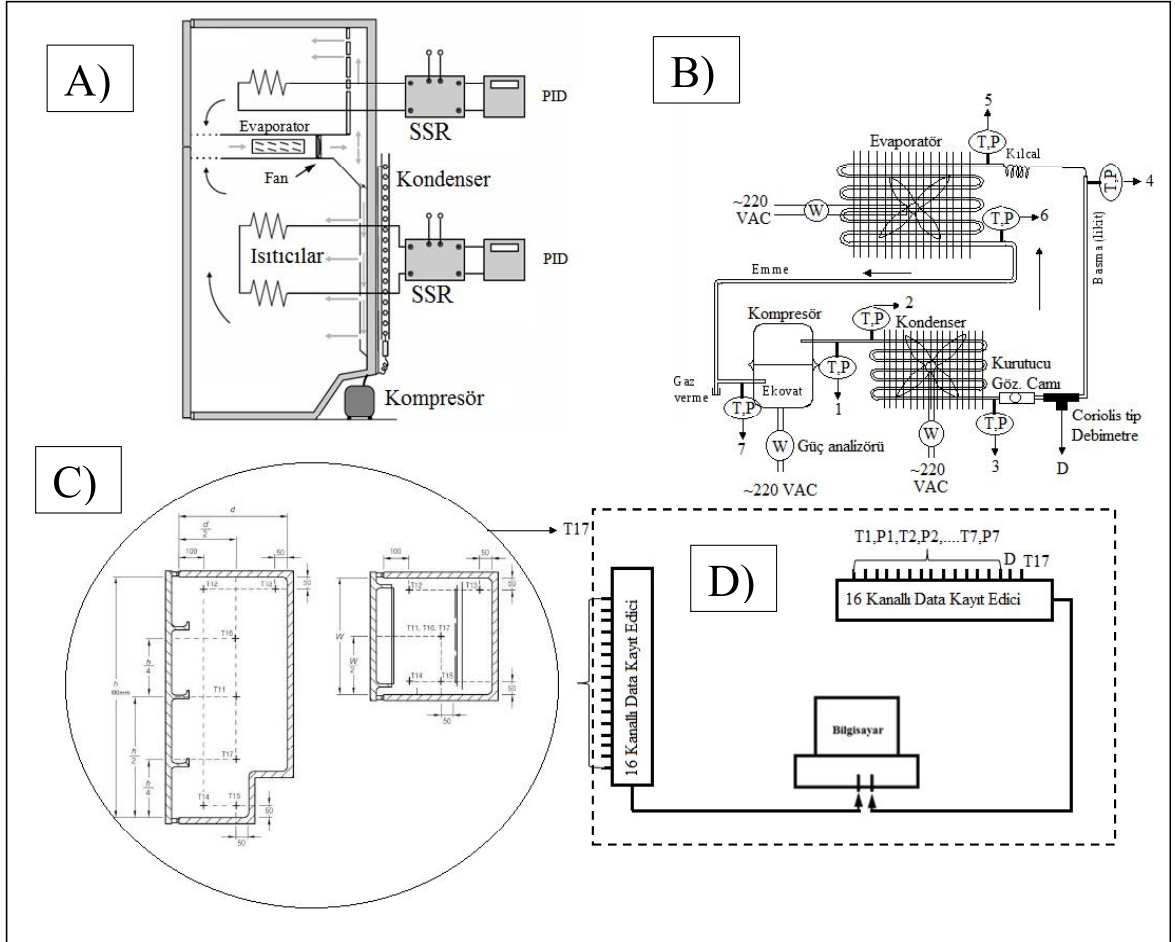
3.6. Termo-Ekonomik Performans Deneyleri

Bu işlem adımımda her iki evaporatörün kapasitesinin ve soğutma grubunun performansına etkisinin araştırılması planlanmıştır. Termodinamik analize göre yapılacak deneyler ve değerler aşağıdaki sıra ile gerçekleştirilmiştir;

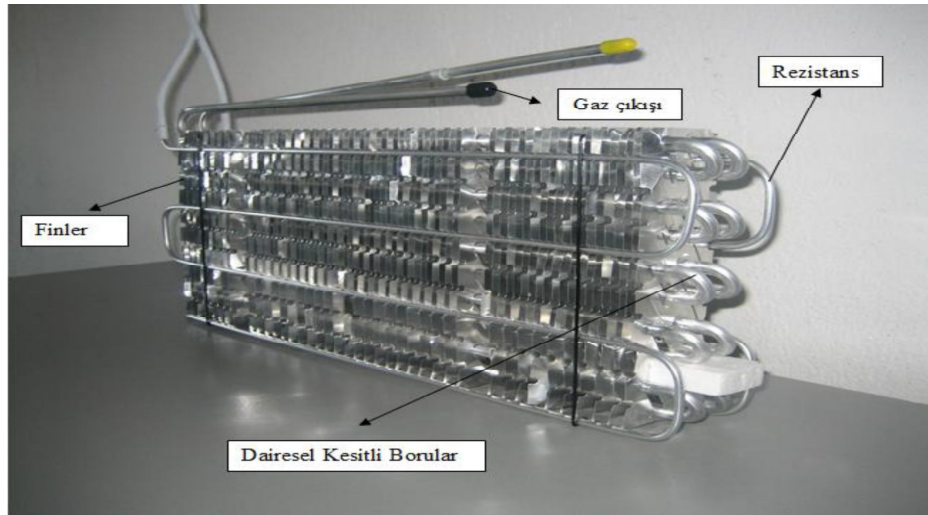
- Dairesel kesitli evaporatörün buzdolabında kullanılan sistemin performans göstergeleri olan Soğutma Tesir Katsayısı (STK), ısı transferi, enerji tüketimi ve sistem bileşenlerinin ayrı ayrı kapasitelerinin ölçümü yapılmıştır.
- Elips kesitli evaporatörün buzdolabında kullanılan sistemin performans göstergeleri olan Soğutma Tesir Katsayısı (STK), ısı transferi, enerji tüketimi ve sistem bileşenlerinin ayrı ayrı kapasitelerinin ölçümü yapılmıştır.
- Sistem performans göstergeleri yeniden belirlenmiştir.
- Deney sonuçları incelenmiş, iki farklı evaporatör içinde karşılaştırmalı analizler yapılmıştır.

Tez kapsamında incelenecek evaporatörün buzdolabı üzerinde denenmesi iki aşamada gerçekleşmiştir. Öncelikle iklimlendirilmiş odada TSEN-15502 standardına uygun olarak yerleştirilen buzdolabı içerisindeki, hava sıcaklıkları, soğutma sistemindeki soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklıkları ve dolabın çektiği elektriksel güç ölçülmüştür. TSEN-15502 iklimlendirilmiş odanın boyutlarının oranların, dolabın oda içerisindeki yerleşimi, hangi ölçümlerin hangi süreyle ne şekilde alınacağı ve hangi değerlerde olması gerektiği, ölçümlerde kullanılan ölçme sondaları ve tolerans değerleri standardın 8. maddesinde tarif edilmektedir.

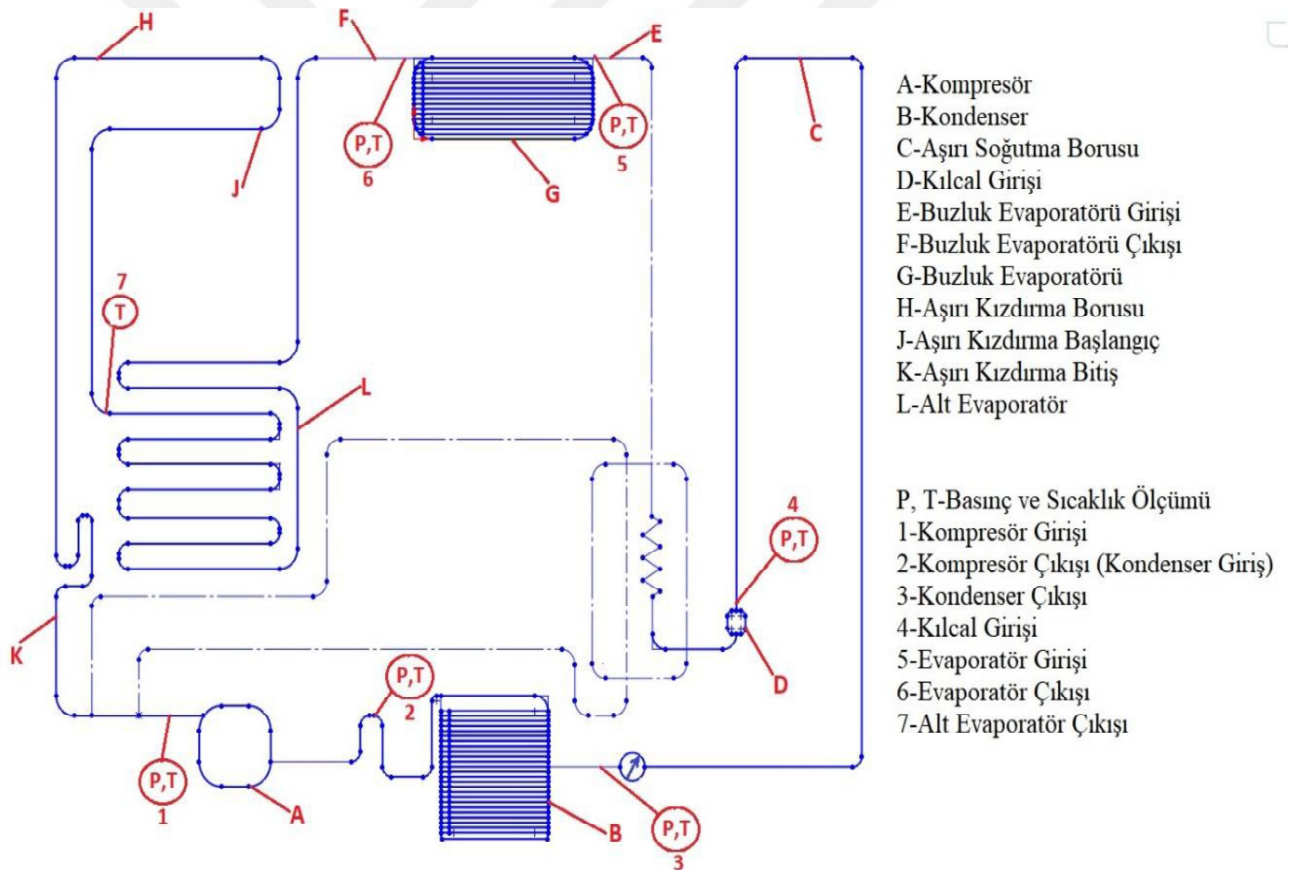
Prototip evaporatörün buzdolabı üzerindeki performans deneyleri için aşağıda şematik çizimi gösterilen ölçme düzeneği kurularak deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler TSEN-15502 standardında iklimlendirilmiş bir oda içerisinde yapılmıştır.



Şekil 3.12 A) Örnek bir buzdolabı şematik görünümü B) Buzdolabı soğutma grubu bileşenleri ve bu bileşenler üzerindeki ölçüm sensörleri C) TS15502 ye göre buzdolabı içerisinde sıcaklık ölçüm noktaları D) Soğutma grubu ve buzdolabı içerisinde sıcaklık ölçümleri için bilgisayara bağlı dataloggerlar



Şekil 3.13. Arçelik buzdolaplarında halihazırda kullanılmakta olan dairesel kesitli evaporatör



Şekil 3.14 Deney Sisteminin Şematik görünüşü

Buharlaştırıcıdan geçen havanın ısı miktarı ile soğutucu akışkan tarafından emilen ısı miktarı eşit olmaktadır. Soğutucu akışkanın kütsel debisi de Coriolis tip debimetre ile ölçüldüğünden evaporatörün toplam kapasitesi eşitlik (1) ile bulunabilir. Soğutucuda alt ve

üst olmak üzere iki farklı evaporatör mevcuttur. Bu değer alt ve üst evaporatörün toplam soğutma kapasitesini göstermektedir.

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{sa}} * (h_7 - h_5) \quad (1)$$

Şekil 3.13’de eşitlikteki alt indislerin deney sistemindeki şematik görünüşündeki noktalar gösterilmektedir. Belirtilen noktalarda soğutma çevrimi üzerinde basınç ve sıcaklığın ölçüldüğü konumlar yer almaktadır. Ölçülen basınç ve sıcaklık değerlerinden bu noktalardaki entalpi değerleri belirlenerek evaporatörün soğutma kapasitesi belirlenmiştir. Burada h_5 noktasındaki basınç ve sıcaklığın yanında gazın kuruluk derecesinin bilinmesi gerekmektedir. Bu noktanın belirlenmesi ile ilgili literatürde farklı çalışmalar olup bu tez çalışmasında $h_5 = h_4$ (izentalpik) olduğu kabul edilmiştir.

Kondenserden atılan ısı (Q_{kond}) denklemi aşağıda verilmiştir. Kondenserden atılan ısının hesaplanabilmesi için ilk olarak kondenser giriş basıncı P_2 ve soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığının fonksiyonu olarak, ‘EES’ programından kondenser girişindeki soğutucu akışkanın entalpisi (h_2) okunmuştur. Daha sonra da aynı şekilde kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı yardımıyla ‘EES’ programından kondenser çıkış entalpisi (h_4) okunmuştur. Hesaplamalarda kılcal boru girişine kadar olan borularda da dış ortama ısı transferi olduğundan kondenser çıkışı kılcal boru girişi olarak kabul edilmiştir. Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi Coriolis tip debimetre sayesinde ölçme yapılabildiğinden, kondenser çıkış ve giriş entalpi farkı çarpılarak kondenserde atılan ısı miktarı, eşitlik (2) ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}_{\text{sa}} * (h_4 - h_2) \quad (2)$$

Kompresörü giriş ve çıkışında bulunan basınç ve sıcaklık sensörleri sayesinde soğutucu akışkana verilen güç denklemi hesaplanmıştır. Basınç ve sıcaklık bilgileri kullanılarak ‘EES’ programından kompresör giriş ve çıkışındaki noktalar için entalpiler (h_1 , h_2) bulunmuştur. Programdan okunan değerler eşitlik (3)’de yerine konularak kompresörden soğutucu akışkana verilen güç hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{sa}} * (h_2 - h_1) \quad (3)$$

Sistemdeki STK eşitliği ise, evaporatör, yani sistemin soğutma kapasitesinin (Q_{evap}) kompresörün soğutucu akışkana verdiği güce bölünmesi ile hesaplanmıştır. STK değeri eşitlik (4)'de verilmiştir.

$$\text{STK} = \dot{Q}_{\text{evap}} / \dot{W}_{\text{komp}} \quad (4)$$

Sistemdeki kompresörde harcanan elektrik miktarı, kompresör girişindeki kabloya bağlı güç ölçüm cihazı ile anlık olarak kaydedilmektedir. Buzdolabının komple STK'nı belirten $\text{STK}_{\text{elektr}}$ (Elektriki Soğutma Tesir Katsayısı) eşitlik (5) ile hesaplanmıştır.

$$\text{STK}_{\text{elektr}} = \dot{Q}_{\text{evap}} / \dot{W}_{\text{elektr}} \quad (5)$$

Buzdolabı kompresörü üzerinde kayıp ısı fazla olmaktadır. Bu nedenle kayıp ısının belirlenmesi gerekmektedir. Enerji dengesi yazılarak türetilen eşitlik (6) ile buzdolabı kompresörü üzerindeki kayıp ısı ($Q_{\text{komp,kayıp}}$) belirlenecektir. Eşitlikteki 12,6 değeri buzdolabı çalışırken fanların (alt-üst evaporatör fanları ve kondenser fanı) çektiği toplam güçtür.

$$\dot{W}_{\text{giren}} - 12,6 = \dot{m}_{\text{sa}} * (h_2 - h_1) + \dot{Q}_{\text{kayıp}} \quad (6)$$

3.7. Belirsizlik Analizi

Yapılan deneysel çalışmaların tamamında, farklı sebeplerden dolayı hata olma olasılığı çok yüksektir. Hatalı gerçekleştirilen deneyler ise hem zaman kaybına, hem de bilgi kirliliğine sebebiyet verir. Deneylerde yapılan hataların çoğunlukla üç farklı gruba ayrılabilir. Bu hataların ilki; deneyi gerçekleştiren araştırmacının dikkatsizlik ve tecrübesizliğinden kaynaklanan hatalardır. Ayrıca deney tesisatlarında yanlış ölçme cihazı seçimi ve deney tesisatının yanlış tasarlanmasından dolayı yapılan hatalarda bu grup içinde yer almaktadır. İkinci hata grubu ise; çoğunlukla okumalarda görülen ve nedenleri çoğu zaman tespit edilemeyen, sabit veya sistematik olarak adlandırılan hatalardır. Buradaki hatalar sistemin üzerine yaptığı etki sayesinde fark edilebilir. Üçüncü hata grubu ise; deneyi yapan araştırmacının değişmesi, araştırmacıların dikkat problemlerinin olmasından, şebekedeki elektrik gerilim değerinin değişikliği gibi rastgele hatalardan meydana gelmektedir. Ölçme aletlerinin histerisiz olaylarından, elektronik cihazların ısınması sebebiyle ölçme aletlerinde salınım yapması bu hata grubunun içinde yer almaktadır. (Bilen, 2011; Kose ve ark., 2014).

Hata analizi deney sonuçlarının geçerliliğinin belirlenebilmesi açısından mutlaka yapılan her deneyde gerçekleştirilmek zorundadır. Deney sistemlerinde ölçülen verilerden yardımıyla hesapları yapılan parametrelere ait hata oranlarının tespiti için birkaç tane farklı analiz yöntemi gerçekleştirilmiştir. Akılcı yaklaşım olan (*commonsensebasis*) ve belirsizlik analizi (*uncertaintyanalysis*) yöntemleri hata analizleri içerisinde en çok kullanılan analiz yöntemidir. İlk olarak Kline ve McClintock tarafından öne sürülen ve diğer yöntemlere göre çok daha fazla hassas olan belirsizlik analizi yöntemi son dönemlerde daha çok kullanılmaktadır (Bilen, 2011).

Yapılan belirsizlik analizi yönteminde ise bir deney düzeneği aracılığıyla hesaplanması gereken değer R , bu değere etki eden n adet bağımsız değişkenler ise; $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olduğunda; $R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ yazılabilir. Deneylerde etkili olan her bir bağımsız değişkene ait sabit hata miktarları (*belirsizlikler*); $\pm w_{x_1}, \pm w_{x_2}, \pm w_{x_3}, \dots, \pm w_{x_n}$ ise, R büyüklüğünün sabit hata miktarı (*belirsizliği*) $\pm w_R$ ise;

$$w_R = \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} + \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} + \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} + \dots + \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \text{ olarak ifade edilebilir.}$$

Yukarıdaki eşitliğe göre R değerine ilişkin maksimum belirsizlik değeri aşağıdaki şekilde verilebilir.

$$w_{R_{maks.}} = \left| \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} \right| + \left| \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} \right| + \left| \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} \right| + \dots + \left| \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \right|$$

Bu olasılık, karşılaşılabilecek en kötü olasılık olup, gerçekleşme oranı çok küçüktür. Bu olasılığı iyileştirebilmek için, Pythagorean Teoremine göre belirsizlik aşağıdaki gibi yazılır.

$$w_R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Belirsizlik analizinin diğer yöntemlere bakışla en önemli avantajlarından biri, deney sistemlerinde en fazla hataya sebep olan parametrenin veya değişkenin daha kolay tespit edilmesi yukarıdaki bağıntıya göre mümkün olmaktadır. Bu sayede hatanın kaynağını bulup, değişken parametrelerin veya hangi ölçme cihazının hatalı olduğu bilinebilmektedir. Böylece o cihaz veya hesaplanan parametrelere yoğunlaşılabilen ve hata çözülebilmektedir. Ayrıca, yukarıdaki bağıntıda yer alan terimlerin eş boyutluluk ilkesi açısından uyumlu olduğuna dikkat edilmelidir.

Deney sisteminde kullanılan cihazların kalibrasyonları yapılarak bu cihazların oluşturabileceği belirsizlikleri (*sabit hata miktarları*) basitçe belirlenebilir. Buna göre;

bağımsız değişkenlere (*ölçülen parametrelere*) ilişkin belirsizlikler bilindiğinden, yukarıdaki bağıntı kullanılmak suretiyle bağımlı değişkenlere (*hesaplanan parametrelere*) ilişkin belirsizlikler tespit edilebilir.

Bu bilgiler ışığında ölçüm değerlerine göre hesaplanan Q_{evap} ve STK'nın belirsizliklerinin belirlenmesi için işlem sırası şu şekilde yazılabilir;

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{sa} * (h_7 - h_5) \quad (7)$$

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \quad (8)$$

Fonksiyonların içerisinde bulunan her bir değişkene göre türev alınarak aşağıdaki eşitlikler belirlenmiştir.

$$\frac{\partial Q_{evap}}{\partial \dot{m}_{sa}} = (h_7 - h_5) \quad (9)$$

$$\frac{\partial Q_{evap}}{\partial h_7} = \dot{m}_{sa} \quad (10)$$

$$\frac{\partial Q_{evap}}{\partial h_5} = -\dot{m}_{sa} \quad (11)$$

$$\frac{\partial STK}{\partial \dot{Q}_{evap}} = \frac{1}{\dot{W}_{komp}} \quad (12)$$

$$\frac{\partial STK}{\partial \dot{W}_{komp}} = -\frac{\dot{Q}_{evap}}{(\dot{W}_{komp})^2} \quad (13)$$

Daha sonra yukarıdaki eşitlikler, aşağıdaki eşitliklerde yerlerine yazılarak Q_{evap} ve STK'nın belirsizlikleri belirlenir.

$$\frac{\omega_{\dot{Q}_{evap}}}{Q_{evap}} = \frac{1}{Q_{evap}} * \left[\left(\frac{\partial Q_{evap}}{\partial \dot{m}_{sa}} * \omega_{\dot{m}_{sa}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{evap}}{\partial h_7} * \omega_{h_7} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{evap}}{\partial h_5} * \omega_{h_5} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (14)$$

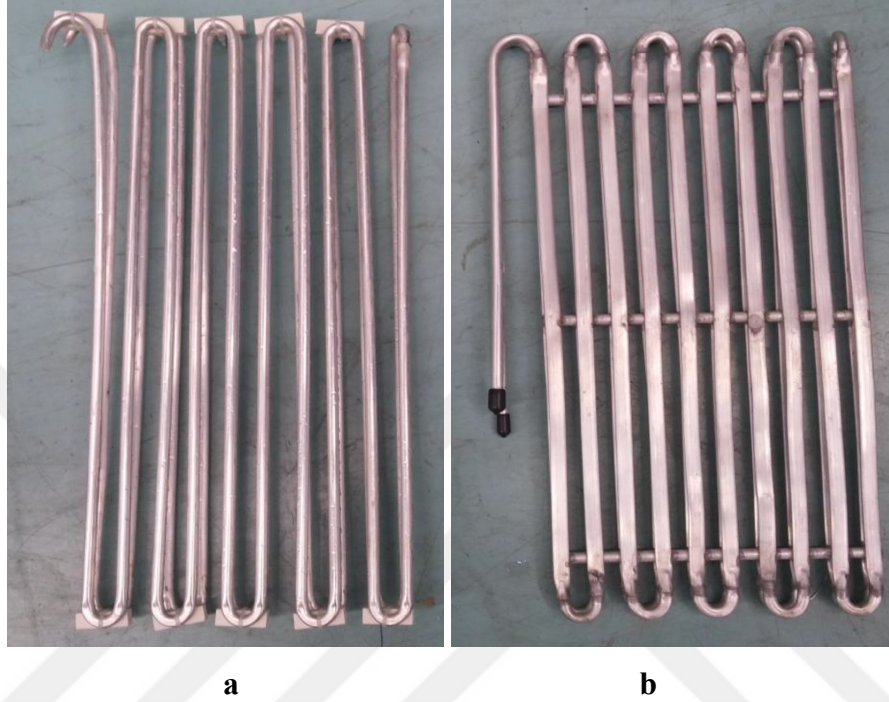
$$\frac{\omega_{STK}}{STK} = \frac{1}{STK} * \left[\left(\frac{\partial STK}{\partial \dot{Q}_{evap}} * \omega_{\dot{Q}_{evap}} \right)^2 + \left(\frac{\partial STK}{\partial \dot{W}_{komp}} * \omega_{\dot{W}_{komp}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

Dolayısıyla Q_{evap} ve STK'nın belirsizlikleri sırasıyla $\pm \omega_{\dot{Q}_{evap}}$ ve $\pm \omega_{STK}$ olup, bağıl

belirsizlikleri ise sırasıyla $\frac{\omega_{\dot{Q}_{evap}}}{\dot{Q}_{evap}} * 100$ ve $\frac{\omega_{STK}}{STK} * 100$ olarak yazılabilir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA

Burada Arçelik Buzdolabı Fabrikasındaki TS EN ISO 15502 standardına göre klimatize edilmiş iklimlendirme odasına konulan buzdolabı ile daire ve elips kesitli evaporatörün deney sistemi detayları, enerji analiz sonuçları ve yorumları sunulmuştur.



Şekil 4.1 a. Dairesel Evaporatör b. Elips Evaporatör (Deneyleri yapılan)

Şekil 4.1’de buzdolabı buzluk kısmına yerleştirilen iki farklı evaporatör ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Elips kesitli evaporatörde, elips borular dönüş kısımlarında bükülme esnasında kırılmalar yapmıştır. Kırılmanın sebebi ise elips borunun daralan kısmında bükülmeye zorlanmasıdır. Kırılmalara önlem olarak dönüş kısımlarında dairesel boru ile bükümler yapılmıştır. Bu da elips boru ile dairesel boruların birleşme noktalarında akış genişleme ve daralmasına sebep olabilmektedir. Seri imalatla elips borular dar çap oranı göz önüne alınarak daha farklı bir büküm yapıldığında bu problemin önüne geçilebilir.

Ayrıca elips borularda dizilimi ve borular arasındaki mesafeyi korumak için elips kesitli boruların iki uç ve orta kısmına dairesel boru yerleştirilmiştir. Seri imalatla borular arasındaki kanatçıklar sayesinde dizilim ve borular arasındaki mesafe korunmaktadır. Dairesel tip boruda da dönüşlerde borular arasındaki mesafeyi koruyabilmek için materyaller kullanılmıştır.

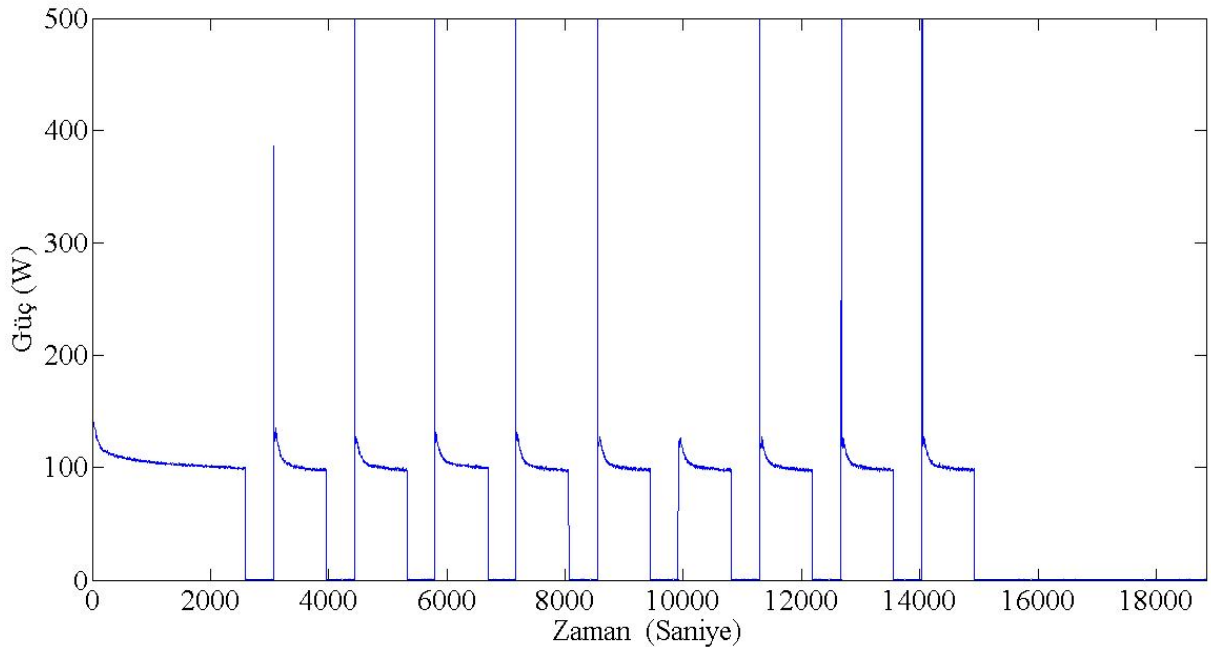
Tablo 4.1 Deneyleri yapılan evaporatörlerin boyutları

Ölçülen Boyutlar	Dairesel	Elips
Evaporatör boyutları	450mm×215mm×15mm	450mm×215mm×15mm
Boru uzunluğu	9 metre	9 metre
Borular arasındaki mesafe	15mm	15mm
Elips Çap Oranı	1	3,25

4.1. Dairesel silindirler ile imal edilmiş kanatçıksız evaporatör performans deney sonuçları

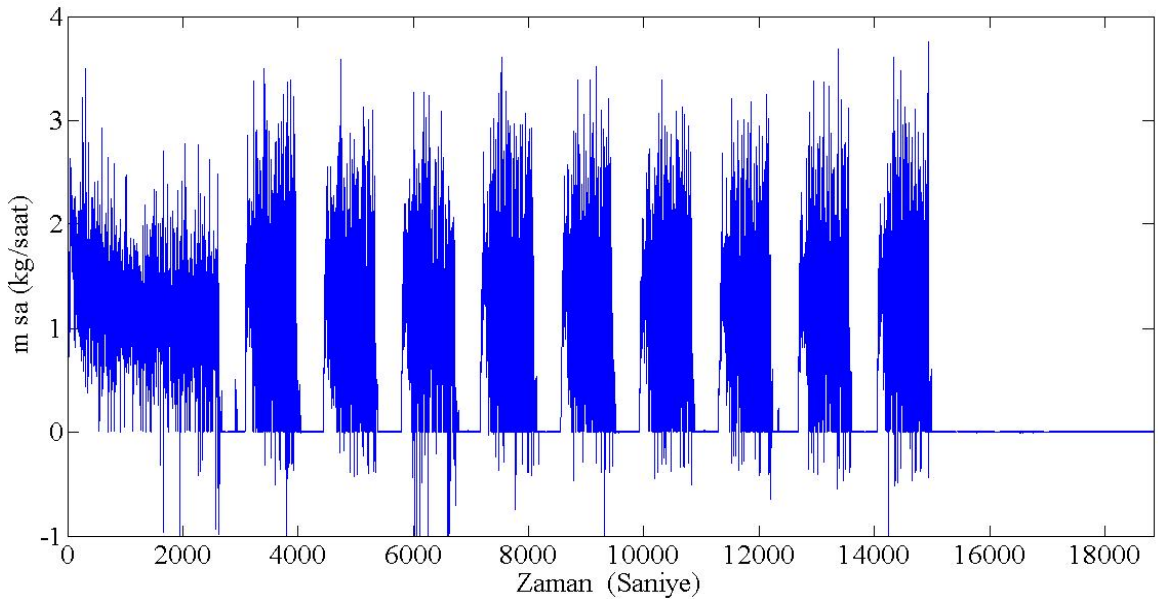
Deneyler 6 gün aralıksız olarak yapılmış ve buzdolabı çalışmasının belli bir çevrim içinde çalışma düzenini takip ettiği görülmüştür. Bu nedenle buzdolabının 10 kez çalışmasından oluşan bir çevrimi örnek olarak alınarak analizleri anlık olarak yapılmıştır.

Şekil 4.2’de bir çevrim süresince buzdolabının çektiği gücün değişimi görülmektedir. Grafikte bir ilk çalışma anı ve birde 9 kez birbirini tekrarlayan değişimler olduğu görülmektedir. Bir çevrim 18780 saniyede (5 saat 13 dakika) tamamlanmıştır. İlk çalışma anı 45 dakika 54 saniye sürmüş ve ortalama değeri 106,11 W, 3. çalışma anı ise 15 dakika sürmekte ve ortalama değeri ise 104 W olarak elde edilmiştir.

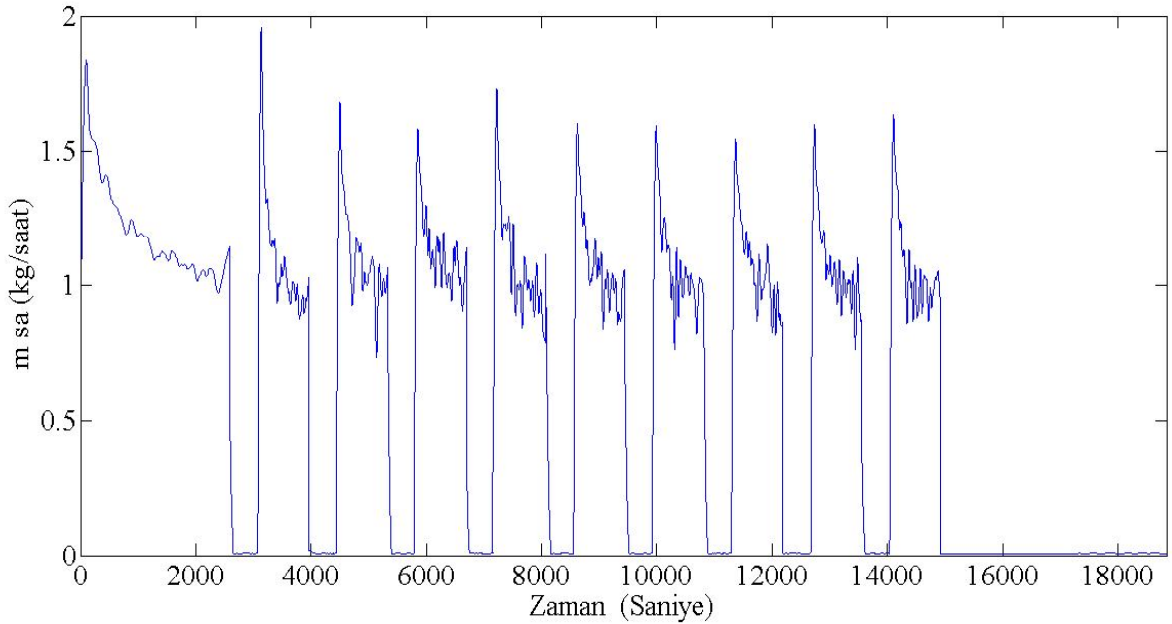
**Şekil 4.2** Bir çevrim boyunca buzdolabının çektiği gücün değişimi.

Şekil 4.3’de coriolis debimetreden okunan soğutucu akışkan debisinin değişimi görülmektedir. Soğutucu akışkan debisinde sürekli bir çalkantının olduğu görülmüştür. Bu

nedenle bu veriler MATLAB programında smooth komutu kullanılarak ön analizden geçirilmiş ve Şekil 4.4’de görülen değerler elde edilmiştir.



Şekil 4.3 Çevrim boyunca coriolis debimetre ile soğutucu akışkan debisinin değişimi.

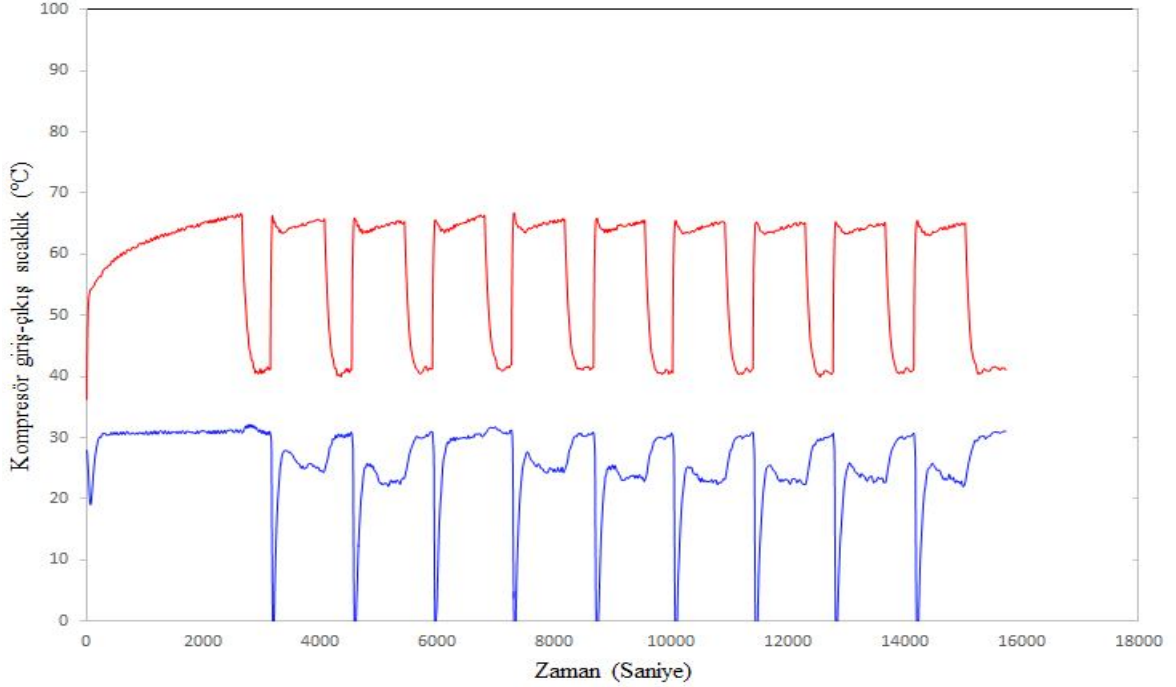


Şekil 4.4 Matlabsmooth komutu kullanılarak soğutucu akışkan debisinin değişimi.

Şekil 4.3 ve 4.4’te verilen 2 grafik incelendiğinde soğutucu akışkan debisinin ölçülen verilerin MATLAB programında smooth komutu kullanılarak elde edilen değerlerin kullanılmasının uygun olduğuna karar verilmiştir. Bu debi değerleri kullanılarak metod bölümündeki eşitlikler kullanılarak buzdolabının enerji ve analizleri yapılmıştır.

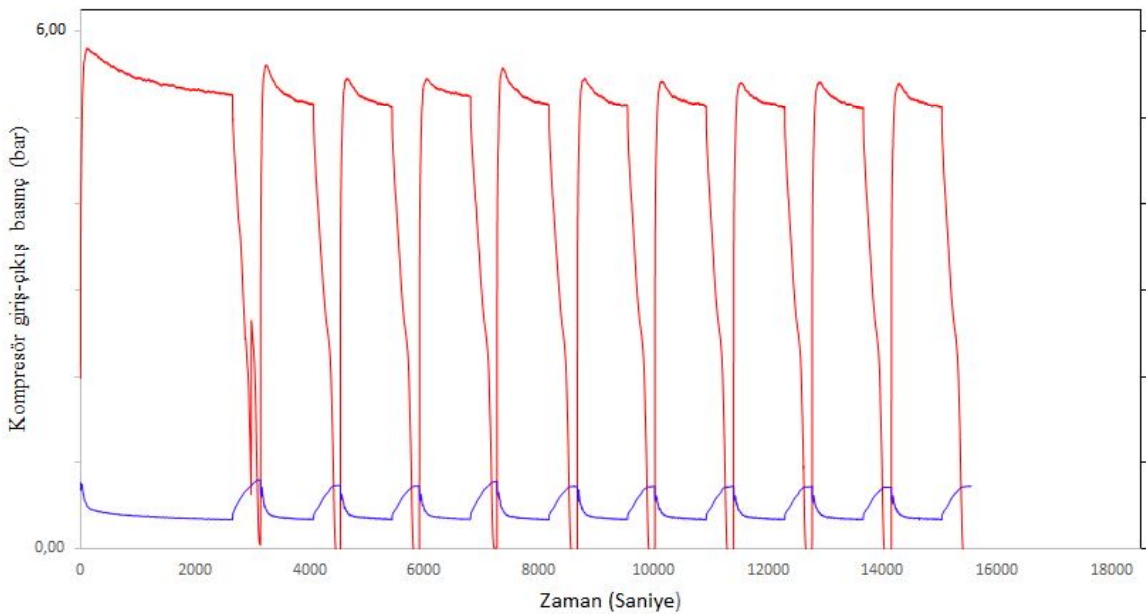
Şekil 4.5’te dairesel evaporatöre ait bir çevrim boyunca kompresör giriş ve çıkış sıcaklık değerlerinin değişim grafiği görülmektedir. İlk çalışma anında soğutucu akışkan

kompresöre ortalama 30.33°C sıcaklıkta girmiştir. Kompresörün hemen çıkışında ise ortalama 62.13°C değeri ölçülmüştür. Soğutucu akışkan 3. çalışma anında ise kompresöre 21.60°C sıcaklıkta girmiş, 64.29°C ortalama değerinde çıkmıştır. Bu değerler kompresörün ilk çalışma ve üçüncü çalışma zamanındaki ortalama değerleridir.



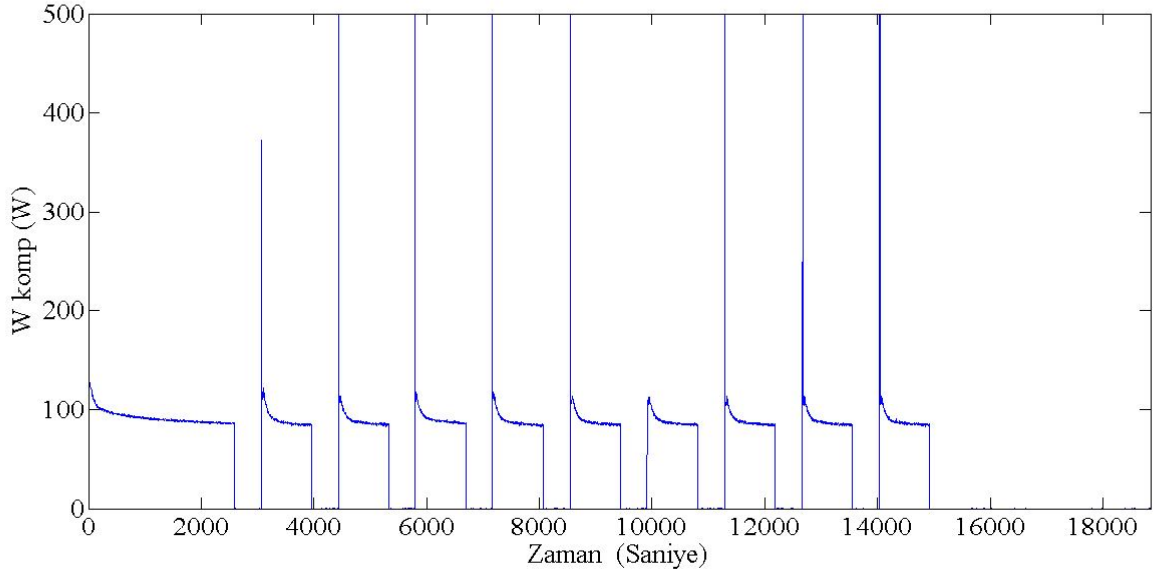
Şekil 4.5 Kompresör giriş ve çıkış sıcaklık değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.6’da soğutucu akışkan kompresöre ilk ve üçüncü çalışma zamanında ortalama 0.38 bar basınçta girmiş, sırasıyla 5.25 bar ve 5.10 bar değerinde çıkmıştır.



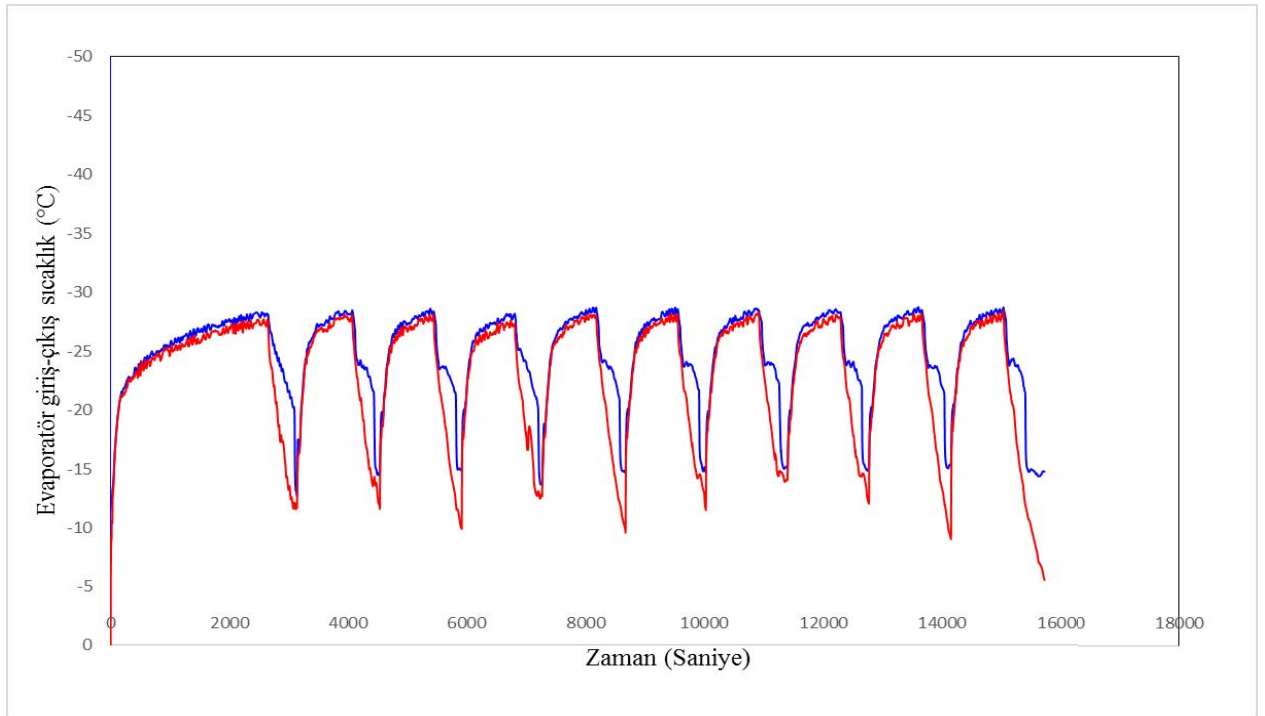
Şekil 4.6 Kompresör giriş ve çıkış basınç değerlerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.7 buzdolabı üzerinde çalışan evaporatör ve kondenser fanlarının güçleri çıktıktan sonra kompresörün çektiği net gücün bir çevrim boyunca değişimini göstermektedir.



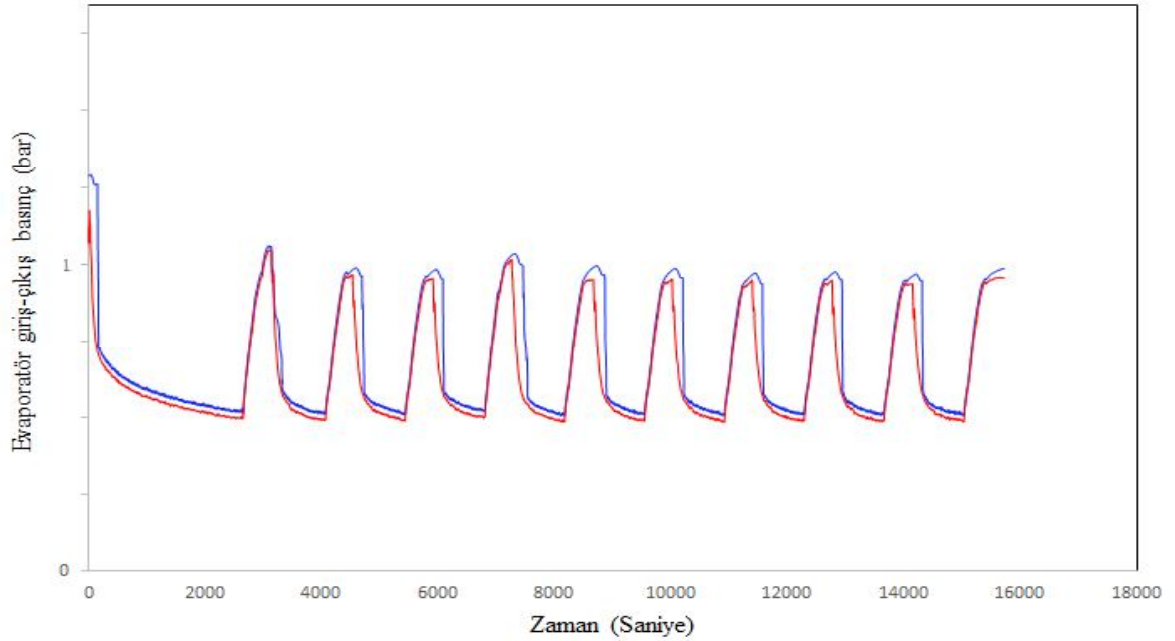
Şekil 4.7 Kompresör gücünün çevrim boyunca değişimi

Şekil 4.8'de soğutucu akışkan evaporatöre ilk çalışma anında ortalama -25.48°C sıcaklıkta girmiş, -24.84°C sıcaklıkta alt evaporatörden ayrılmıştır. 3.çalışma zamanında ise -26.29°C sıcaklıkta girmiş, -25.73°C sıcaklıkta alt evaporatörü terk etmiştir.



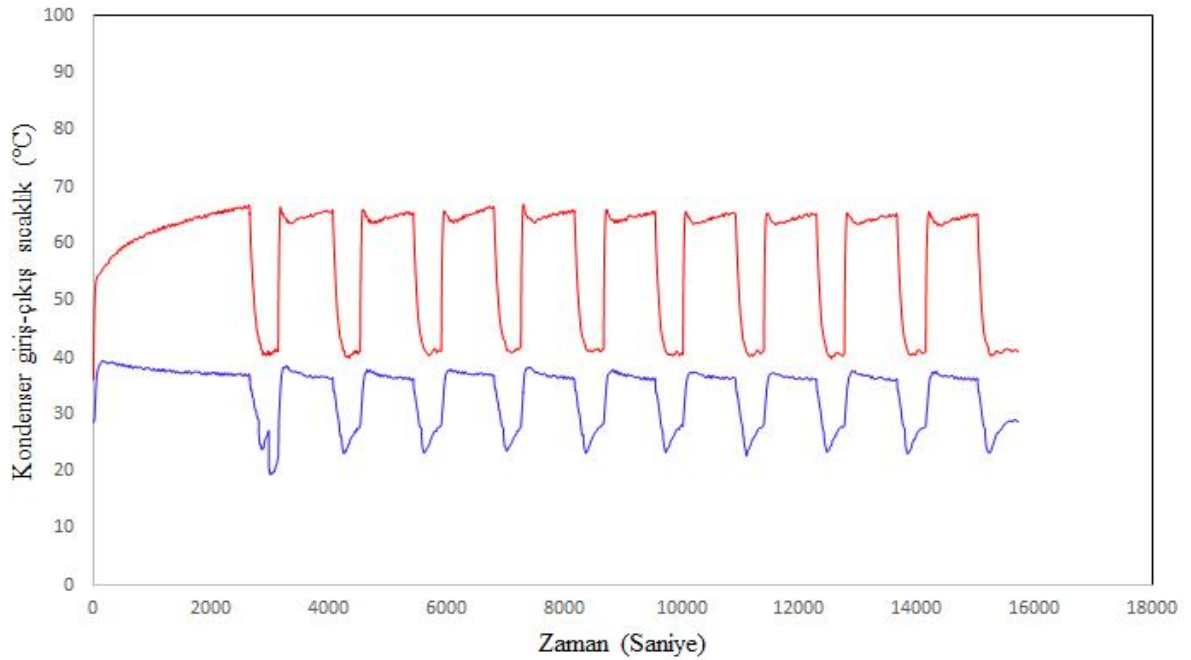
Şekil 4.8 Evaporatör giriş ve çıkış sıcaklık değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.9'da soğutucu akışkan evaporatöre ilk ve 3. çalışma zamanında ortalama 0.57 bar basınçta girmiş, ilk çalışma zamanında 0.53 bar, 3.çalışma zamanında 0.51 bar basınçta evaporatörden ayrılmıştır.



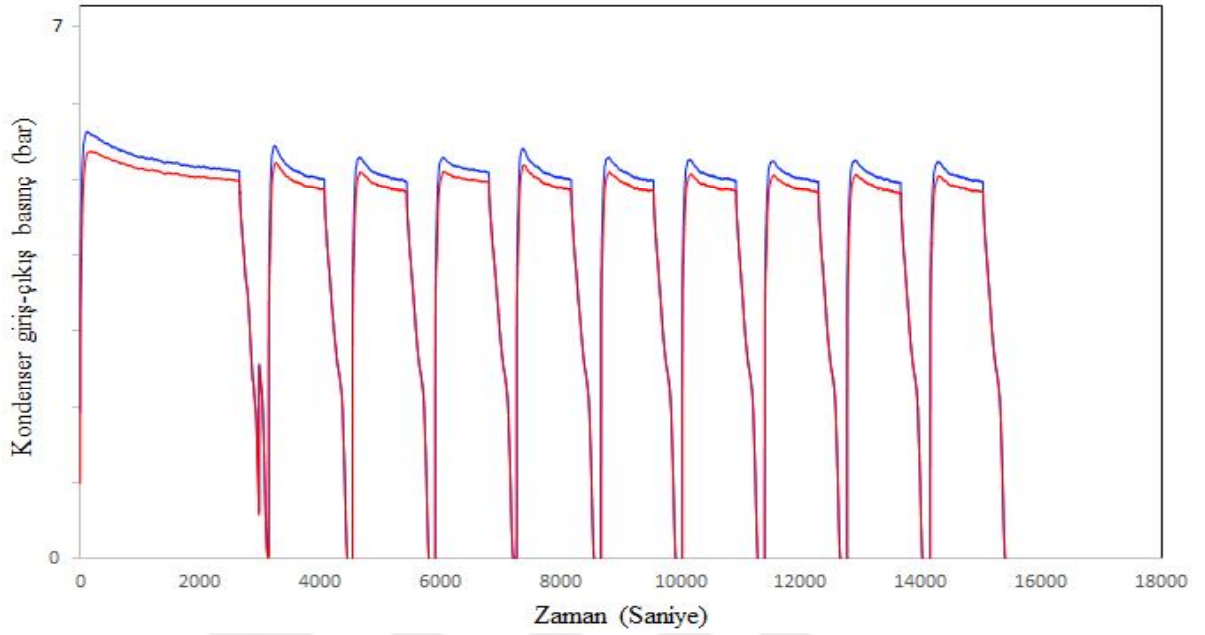
Şekil 4.9 Evaporatör giriş ve çıkış basınç değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.10'da soğutucu akışkan kondensere ilk çalışma anında ortalama 62.13°C sıcaklıkta girmiş, 37.75°C sıcaklıkta çıkmıştır. 3.çalışma zamanında ise ortalama 64.29°C sıcaklıkta girmiş, 36.79°C sıcaklıkta kondenserden ayrılmıştır.



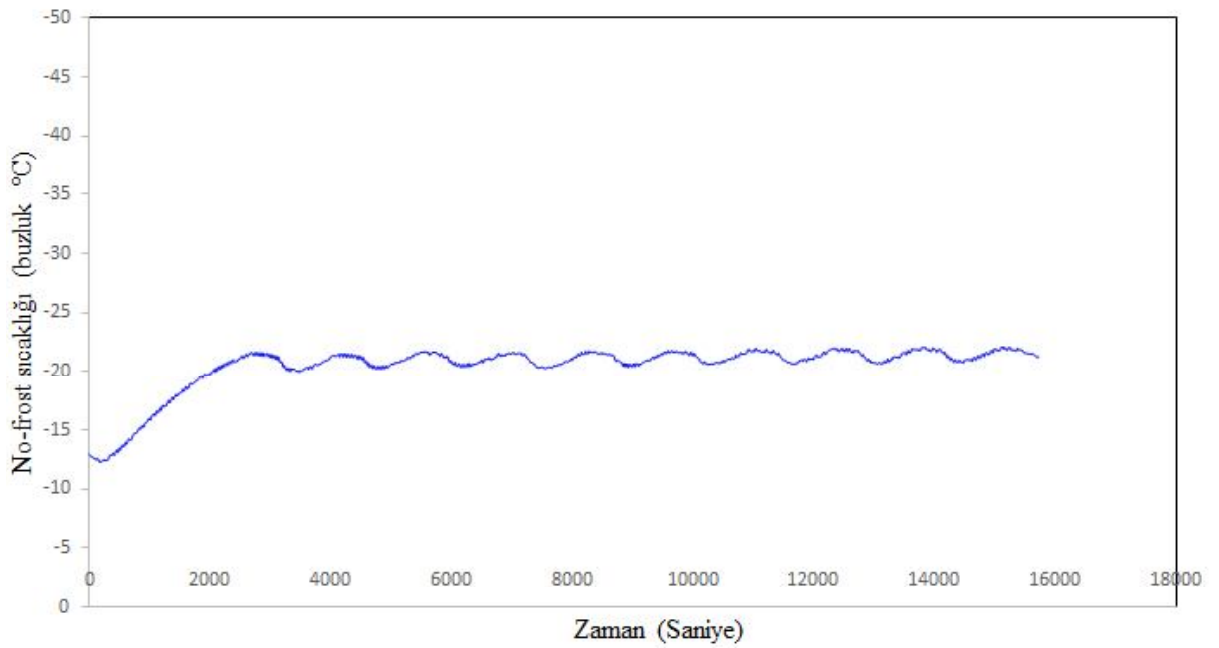
Şekil 4.10 Kondenser giriş ve çıkış sıcaklık değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.11’de soğutucu akışkan kondensere ilk çalışma anında ortalama 5.25 bar basınçta girmiş, 5.11 bar olarak çıkmıştır. 3. çalışma zamanında ise ortalama 5.10 bar basınçta girmiş, kondenser çıkışında 4.95 bar olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.11 Kondenser giriş ve çıkış basınç değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.12’de dairesel evaporatörlü buzdolabının ortalama buzluk sıcaklığı ilk çalışma zamanında -17.04°C , 3. çalışma zamanında ise -20.54°C ortalamasındadır. Bir periyot boyunca buzluk sıcaklığı ortalaması ise -20°C ’dir.



Şekil 4.12 No-frost (buzluk) sıcaklığının çevrim boyunca değişimi.

Tablo 4.2’de kompresörün ilk çalışma anı ve 3. çalışma anında ölçüm yapılan noktalarda kompresörün çalışması süresince ortalama değerleri görülmektedir. Bu değerlere göre yapılan analiz sonuçları da Tablo 4.3’te verilmiştir. Yapılan analiz sonucunda buzdolabı bir çevrimini 18780 saniyede tamamlamış ve bu süre içerisinde ortalama saatte 59.3 W enerji tüketmiştir. Buzdolabının 24 saat boyunca bu şekilde çalışması durumunda günlük 1.466 kWh, yıllık olarak ise 535 kWh enerji tüketecektir.

Tablo 4.2 Kompresörün ilk çalışma anı ve 3. çalışma anındaki ölçüm değerlerinin ortalaması.

Ölçüm yeri	Birimi	İlk Çalışma Anı	3. Çalışma Anı
Kompresör giriş sıcaklığı	°C	30.33	21.60
Kompresör çıkış sıcaklığı	°C	62.13	64.29
Kondenser çıkış sıcaklığı	°C	37.75	36.79
Kılcal giriş sıcaklığı	°C	36.36	36,24
Evaporatör giriş sıcaklığı	°C	-25.48	-26,29
Evaporatör çıkış sıcaklığı	°C	-25.62	-26,38
Evaporatör hava giriş sıcaklığı (sol)	°C	-18.32	-20,98
Evaporatör hava giriş sıcaklığı (sağ)	°C	-18.41	-21,10
Ortalama evaporatör hava giriş sıcaklığı	°C	-18.37	-21,04
Evaporatör hava çıkış sıcaklığı (sol)	°C	-19.27	-21,61
Evaporatör hava çıkış sıcaklığı (sağ)	°C	-19.43	-21,79
Ortalama evaporatör hava çıkış sıcaklığı	°C	-19.35	-21,70
1/3 sıcaklığı	°C	5,53	4,77
2/3 sıcaklığı	°C	3,89	3,37
Örtü sıcaklığı	°C	3,08	1,80
Biofresh sıcaklığı	°C	-0,13	0,34
Sebzelik sıcaklığı	°C	3,03	2,43
Ortalama buzdolabı sıcaklığı	°C	3.08	2,54
Kompresör giriş basıncı	°C	0,38	0,38
Kompresör çıkış (kondenser giriş) basıncı	bar	5,25	5,10
Kondenser çıkış basıncı	bar	5,11	4,95
Kılcal giriş basıncı	bar	5,13	4,96
Evaporatör giriş basıncı	bar	0,57	0,57
Evaporatör çıkış basıncı	bar	0,53	0,51
Ortam sıcaklığı	°C	26,09	25,88
No-Frost sıcaklığı	°C	-17,04	-20,54
Soğutucu akışkan debisi	kg/saat	1,20	1,09
Buzdolabı gücü	W	106,11	104
Kompresör yüzey sıcaklığı	°C	53,37	56,51
Alt evaporatör giriş sıcaklığı	°C	-25,13	-26,09
Alt evaporatör çıkış sıcaklığı	°C	-24,84	-25,73

Kılcal boru, evaporatör çıkışı ile temasta olması sebebiyle kılcal boru çıkışında entalpi sabit kalmayıp h_5 değerine düşmüştür. Ancak deney şartlarında bu düşüşün etkisini ölçmek oldukça zordur. Gerçek şartlarda bu ölçümler yapılırsa soğutma kapasitesinin biraz daha artacağı düşünülmektedir. Çünkü bu durum doğrudan evaporatör kapasitesini ve dolayısıyla STK'ı etkileyecektir.

Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi Coriolis tip debimetre sayesinde ölçme yapılabildiğinden, kondenser çıkış ve giriş entalpi farkı çarpılarak kondenserde atılan ısı miktarı aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{sa} * (h_4 - h_2)$$

$$\dot{Q}_{kond} = -112.84W$$

Kompresörün giriş noktasındaki (1) ve çıkış noktasındaki (2) entropi (s) sabit kabul edildiğinde ;

$$\dot{W}_{komp,s} = \dot{m}_{sa} * (h_{2s} - h_1)$$

$$\dot{W}_{komp,s} = 36.12W$$

Ancak kompresörün çektiği güç anlık güç ölçüm cihazı sayesinde 3. çalışma anında alt-üst evaporatör ve kondenser fanı hariç ortalama 90.60W olarak ölçülmüştür. Buna göre kompresör genel verimi aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$\eta_{komp} = \frac{\dot{W}_{komp,s}}{\dot{W}_{komp,elekt}}$$

$$\eta_{komp} = 0,3986$$

Burada kompresör yüzeyinden kaybolan ısı için enerji denklemi yazıldığında,

$$\dot{W}_{giren} = \dot{m}_{sa} * (h_2 - h_1) + \dot{Q}_{kayip}$$

$$\dot{Q}_{kayip} = 71.90W$$

Sistemdeki STK eşitliği ise, evaporatör, yani sistemin soğutma kapasitesinin (Q_{evap}) kompresörün çektiği elektrik gücüne bölünmesi ile hesaplanmıştır.

$$STK = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_{komp,elekt}$$

$$STK = 0,7837 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

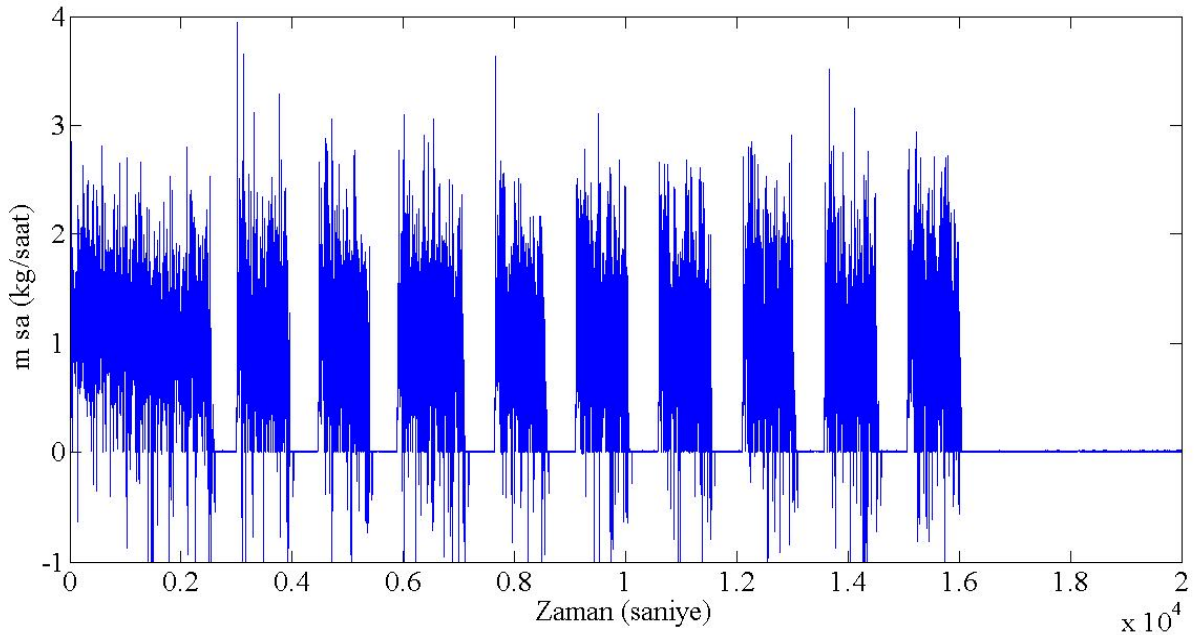
Tablo 4.4 Kompresörün ilk çalışma anı ve 3. çalışma anındaki analiz sonuçları.

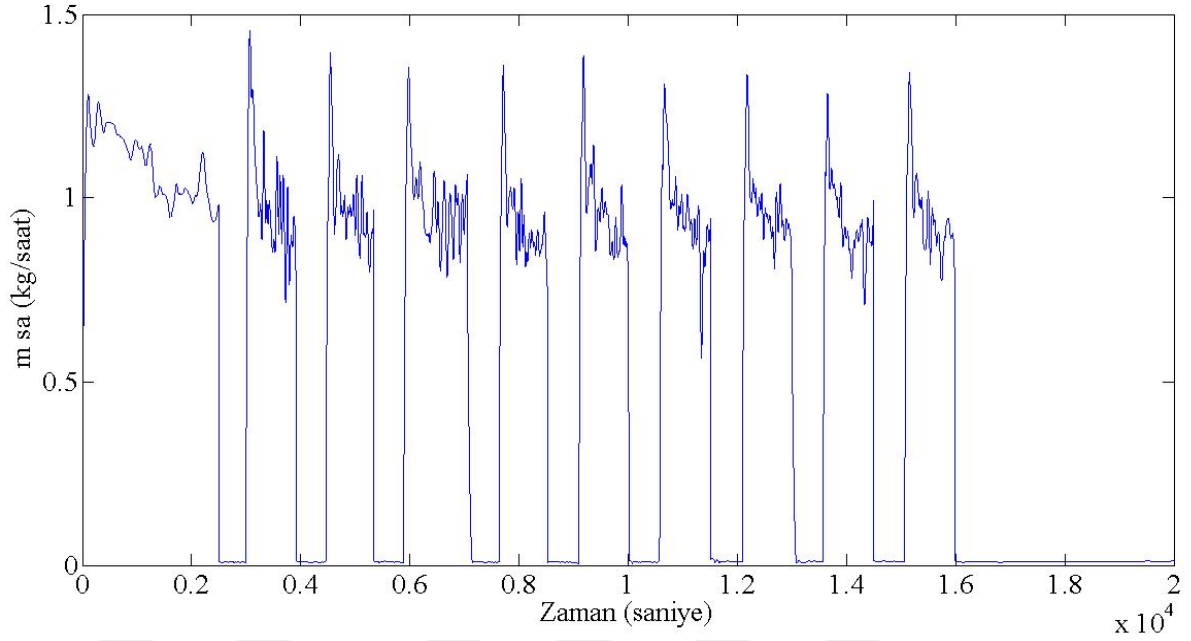
Analizler	Birimi	İlk Çalışma Anı	3. Çalışma Anı
STK	-	0.8426	0.7837
Q_{evap}	W	78.12	71.01
Q_{kond}	W	-121.78	-112.84
W_{komp}	W	92.71	90.60
$\dot{m}_{\text{sa}}$	g/s	0.3320	0.3037
η_{komp}	-	0.445	0.3986

4.2. Eliptik silindirler ile imal edilmiş kanatçıksız evaporatör performans deney sonuçları

Bu bölümde kanatçıksız olarak elips borular ile üretilen evaporatörün test sonuçları sunulmuştur. Eliptik silindirler kullanılarak üretilen evaporatör buzdolabı üzerine takılmış ve 6 gün boyunca veriler alınmıştır. Buzdolabının 10 kez çalışmasından oluşan bir çevrimi örnek olarak alınmış ve analizleri aşağıda sunulmuştur. Bir çevrim eliptik borular ile 19980 saniye (5saat 33 dakika) sürmektedir. Soğutucu akışkan debisi MATLAB programında smooth komutu kullanılarak ön analizden geçirilmiştir.

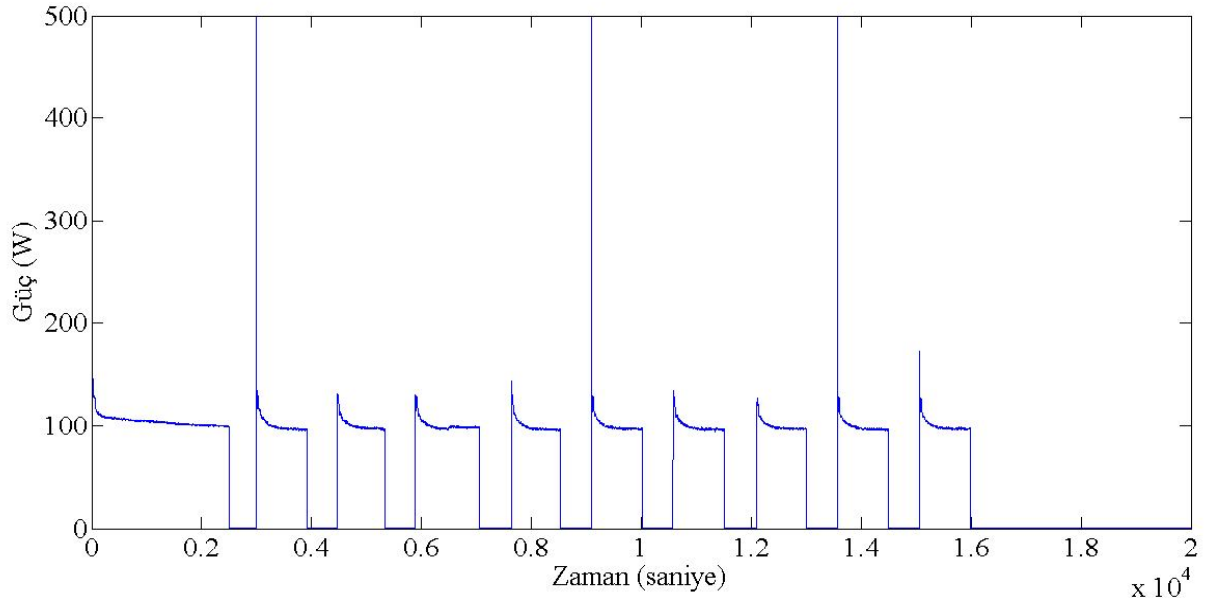
Şekil 4.14 coriolis debimetreden okunan soğutucu akışkan debisinin değerlerini, Şekil 4.15’de ise MATLAB programında smooth komutu kullanılarak elde edilen soğutucu akışkan debisinin bir çevrim boyunca değişimini göstermektedir.

**Şekil 4.14** Çevrim boyunca coriolis debimetre ile soğutucu akışkan debisinin değişimi.



Şekil 4.15 Matlabsmooth komutu kullanılarak soğutucu akışkan debisinin değişimi

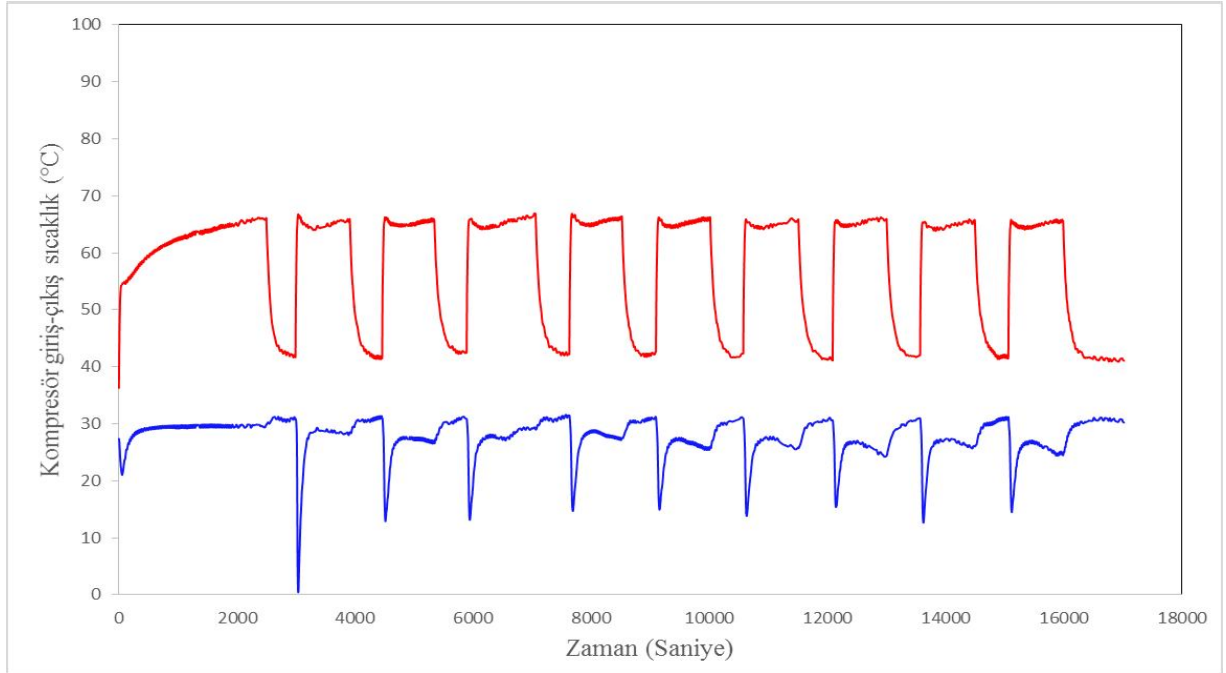
Şekil 4.16’da eliptik borulu evaporatörler ile buzdolabının çektiği gücün bir çevrim boyunca değişimi görülmektedir. İlk çalışma anı eliptik borulu evaporatör ile 41 dakika 36 saniye sürmüş ve ortalama değeri 105.29 W, 3. çalışma anı ise 14 dakika 43 saniye sürmekte ve ortalama değeri ise 100.86 W olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.16 Buzdolabının çektiği gücün çevrim boyunca değişimi.

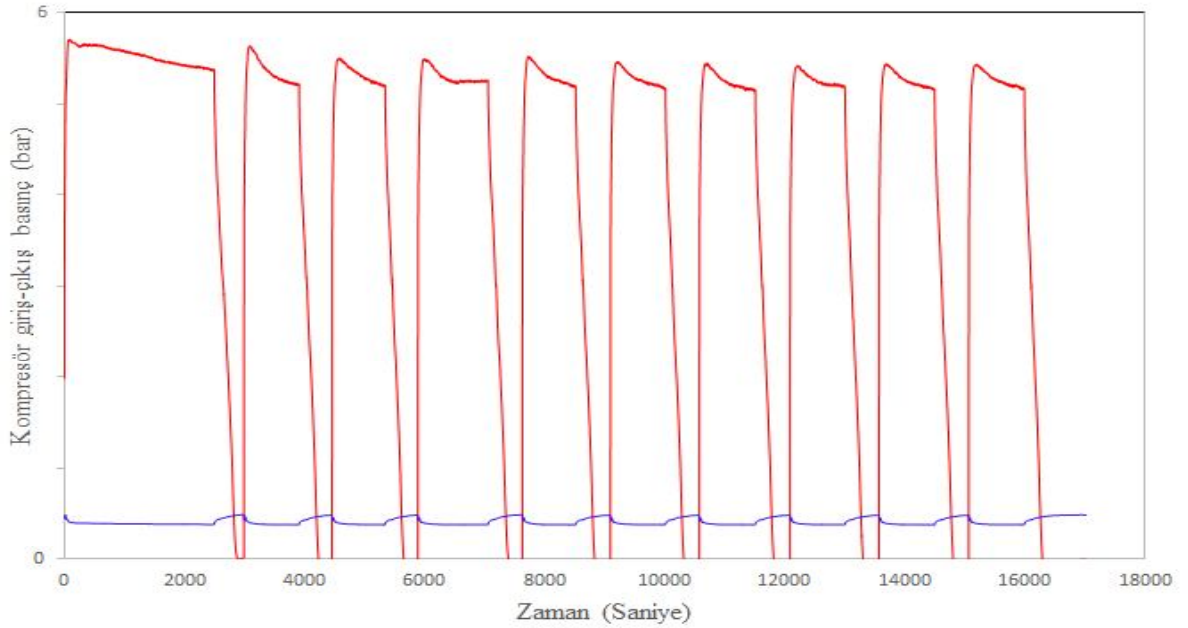
Şekil 4.17’de eliptik borulu evaporatör ile çevrim boyunca kompresör giriş ve çıkış sıcaklıklarının değişimi görülmektedir. Kompresör giriş sıcaklığı ilk çalışma anında

ortalama 29.06°C , 3. çalışma anında ise ortalama 25.94°C olarak ölçülmüştür. Kompresör çıkış sıcaklığı ise ilk çalışma anında ortalama 62.23°C , 3. çalışma zamanında ise 65.05°C ölçülmüştür.



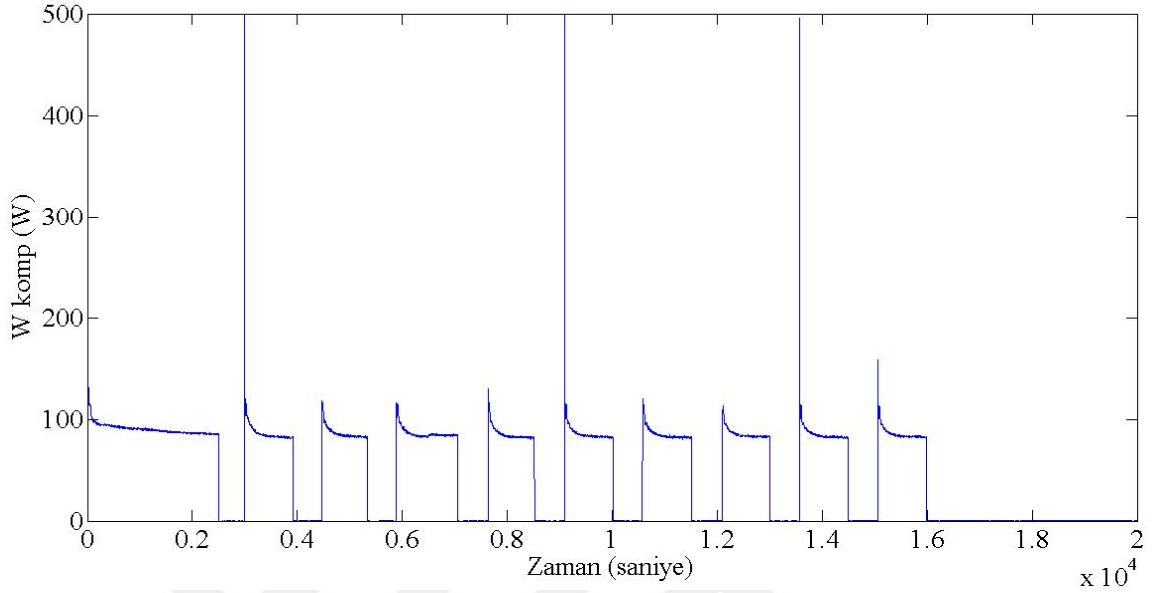
Şekil 4.17 Kompresör giriş ve çıkış sıcaklık değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.18'de soğutucu akışkan kompresöre ilk çalışma anında 0.38 bar basınçta girmekte, 5.45 bar olarak çıkmaktadır. 3. çalışma zamanında ise 0.37 bar olarak girmekte, 5.26 bar olarak çıkmaktadır.



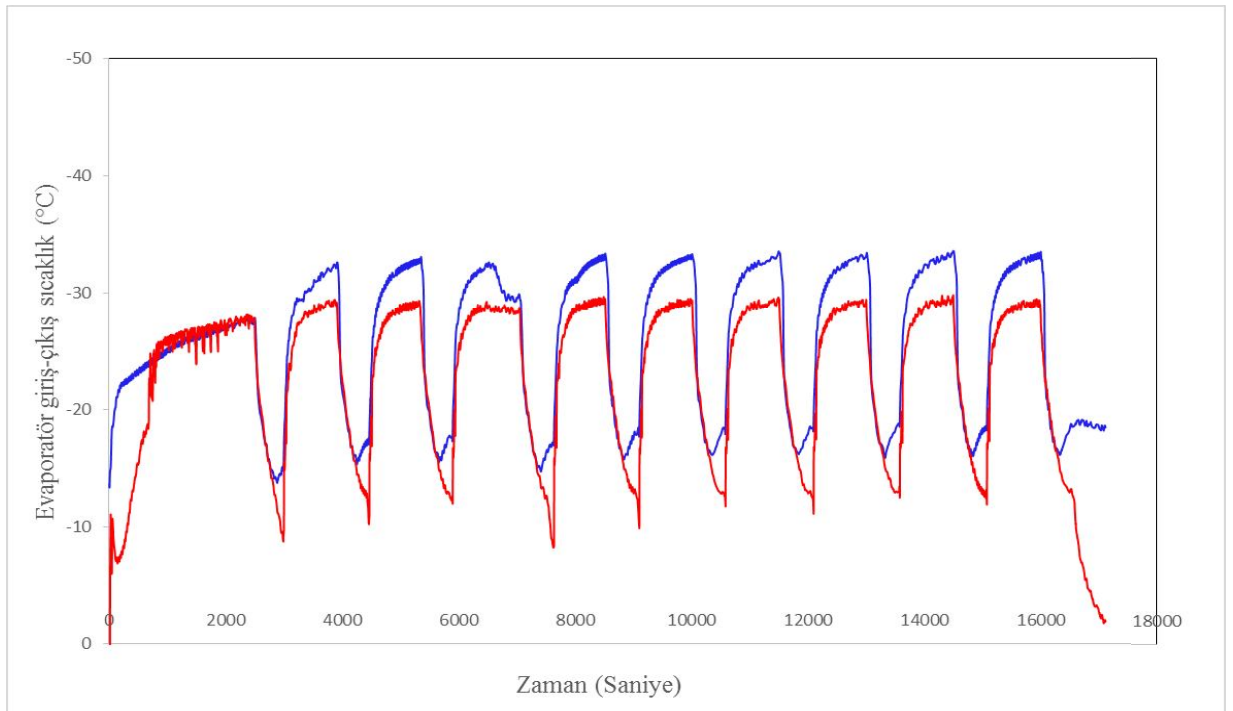
Şekil 4.18 Kompresör giriş ve çıkış basınç değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.19 buzdolabı üzerinde çalışan evaporatör ve kondenser fanlarının güçleri çıktıktan sonra kompresörün çektiği net gücün bir çevrim boyunca değişimini göstermektedir.



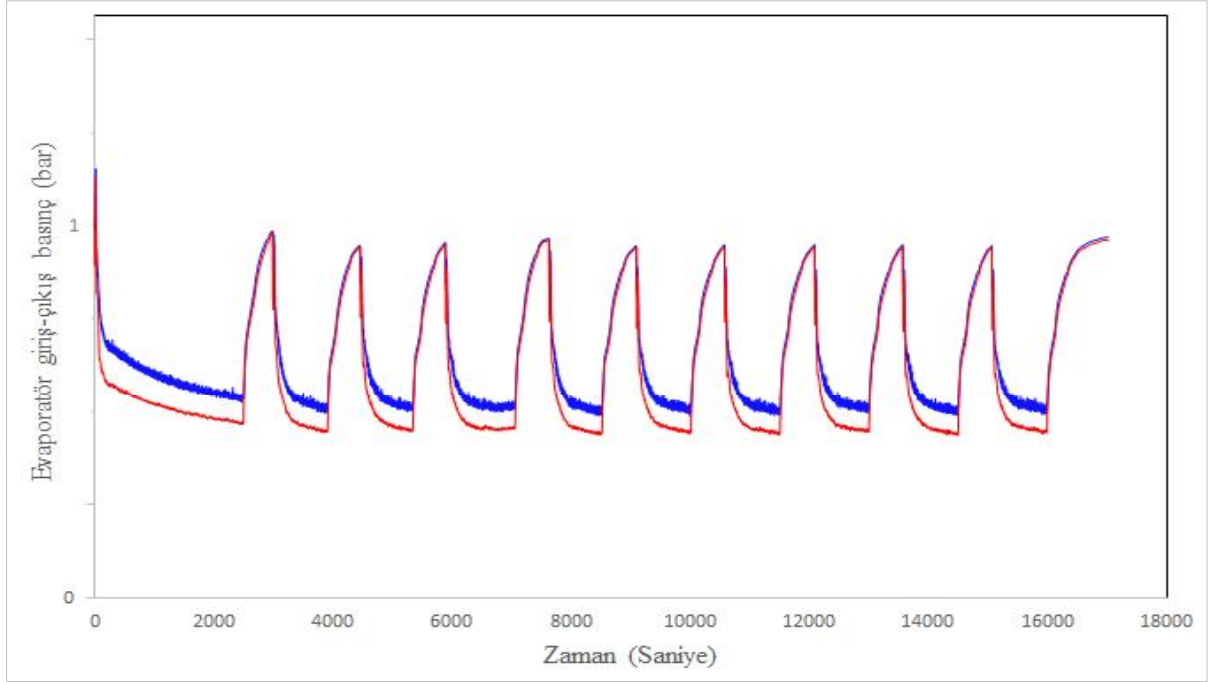
Şekil 4.19 Kompresörün çektiği gücün çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.20'da soğutucu akışkanın evaporatöre ilk çalışma zamanında giriş sıcaklığı ortalama -25.06°C iken, alt evaporatörden çıkış sıcaklığı -22.45°C 'dir. Soğutucu akışkan 3. çalışma anında ise evaporatöre -30.51°C olarak girmekte, -27.08°C çıkmaktadır.



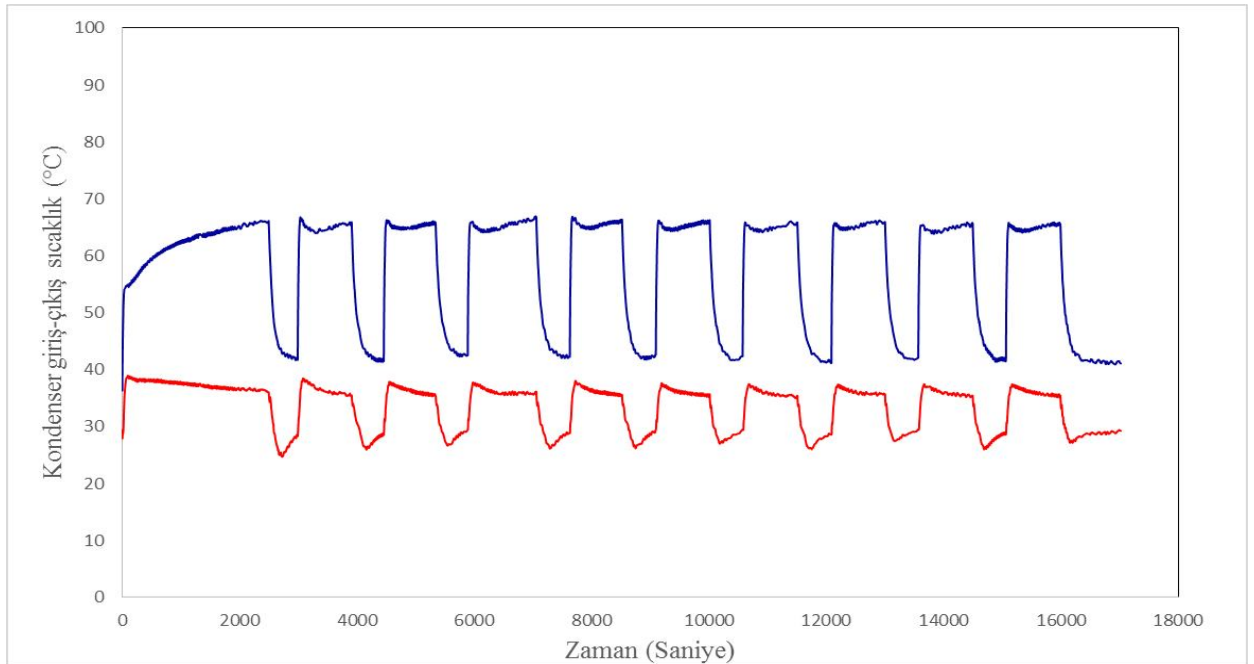
Şekil 4.20 Evaporatör giriş ve çıkış sıcaklık değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.21’de soğutucu akışkan evaporatöre ilk çalışma anında ortalama 0.58 bar basınçta girmekte, 0.51 bar olarak çıkmaktadır. 3. çalışma anında ise ortalama 0,54 bar girmekte 0.48 bar basınçta çıkmaktadır.



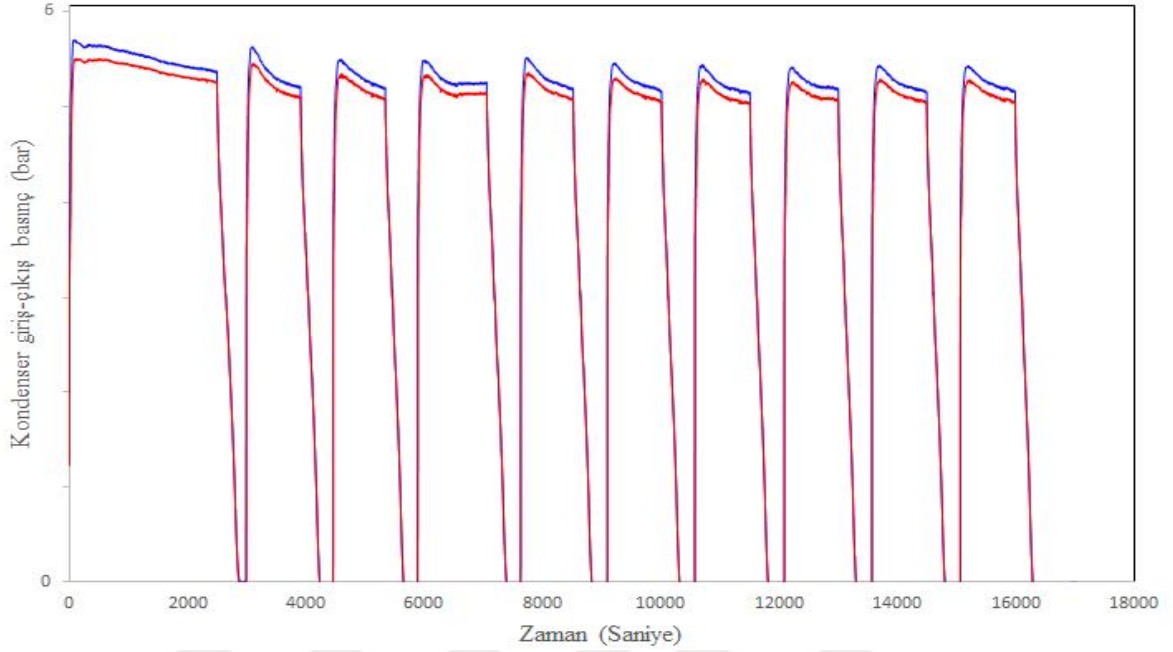
Şekil 4.21 Evaporatör giriş ve çıkış basınç değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.22’de soğutucu akışkan kondensere ilk çalışma anında ortalama 62.23°C sıcaklıkta girmiş, 37.19°C sıcaklıkta çıkmıştır. 3.çalışma zamanında ise ortalama 65.05°C sıcaklıkta girmiş, 36.13°C sıcaklıkta kondenserden çıkmıştır.



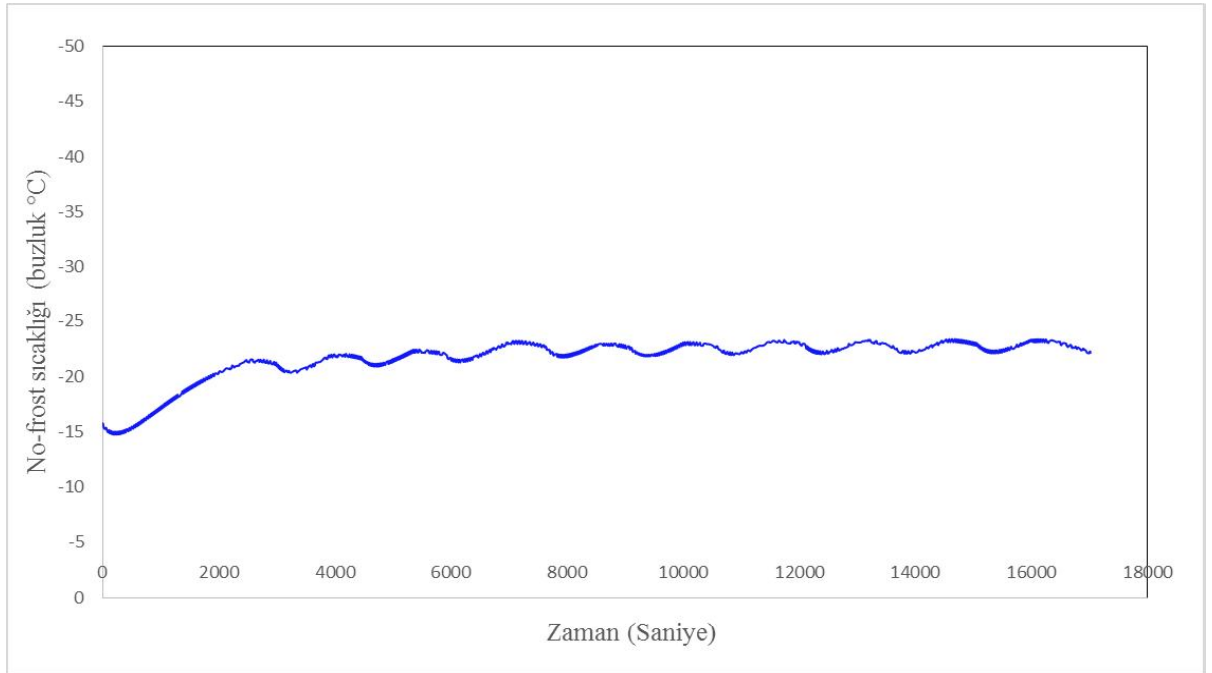
Şekil 4.22 Kondenser giriş ve çıkış sıcaklık değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.23’de soğutucu akışkan kondensere ilk çalışma anında ortalama 5.45 bar basınçta girmiş, 5.33 bar olarak çıkmıştır. 3. çalışma zamanında ise ortalama 5.26 bar basınçta girmiş, kondenser çıkışında 5.14 bar olarak ölçülmüştür.



Şekil 4.23 Kondenser giriş ve çıkış basınç değerinin çevrim boyunca değişimi.

Şekil 4.24’de dairesel evaporatörlü buzdolabının ortalama buzluk sıcaklığı ilk çalışma zamanında -17.96°C , 3. çalışma zamanında ise -21.43°C ortalamasındadır. Bir periyot boyunca buzluk sıcaklığı ortalaması ise -21.2°C ’dir.



Şekil 4.24 No-frost (buzluk) sıcaklığının çevrim boyunca değişimi.

Tablo 4.5’ te ölçüm değerlerine göre 4.1.1 başlığı altında yer alan örnek hesaplama, elips kesitli evaporatör içinde aynı şekilde yapılmış ve Tablo 4.6’da analiz sonuçları gösterilmiştir. Yapılan analiz sonucunda buzdolabı bir çevrimini 19980 saniyede tamamlamış ve bu süre içerisinde ortalama 56 W enerji tüketmiştir. Buzdolabının 24 saat boyunca bu şekilde çalışması durumunda günlük 1.396 kWh’lik enerji tüketecektir. Yıllık 509 kWh enerji tüketmektedir.

Tablo 4.5 Kompresörün ilk çalışma anı ve 3. çalışma anındaki ölçüm değerlerinin ortalaması.

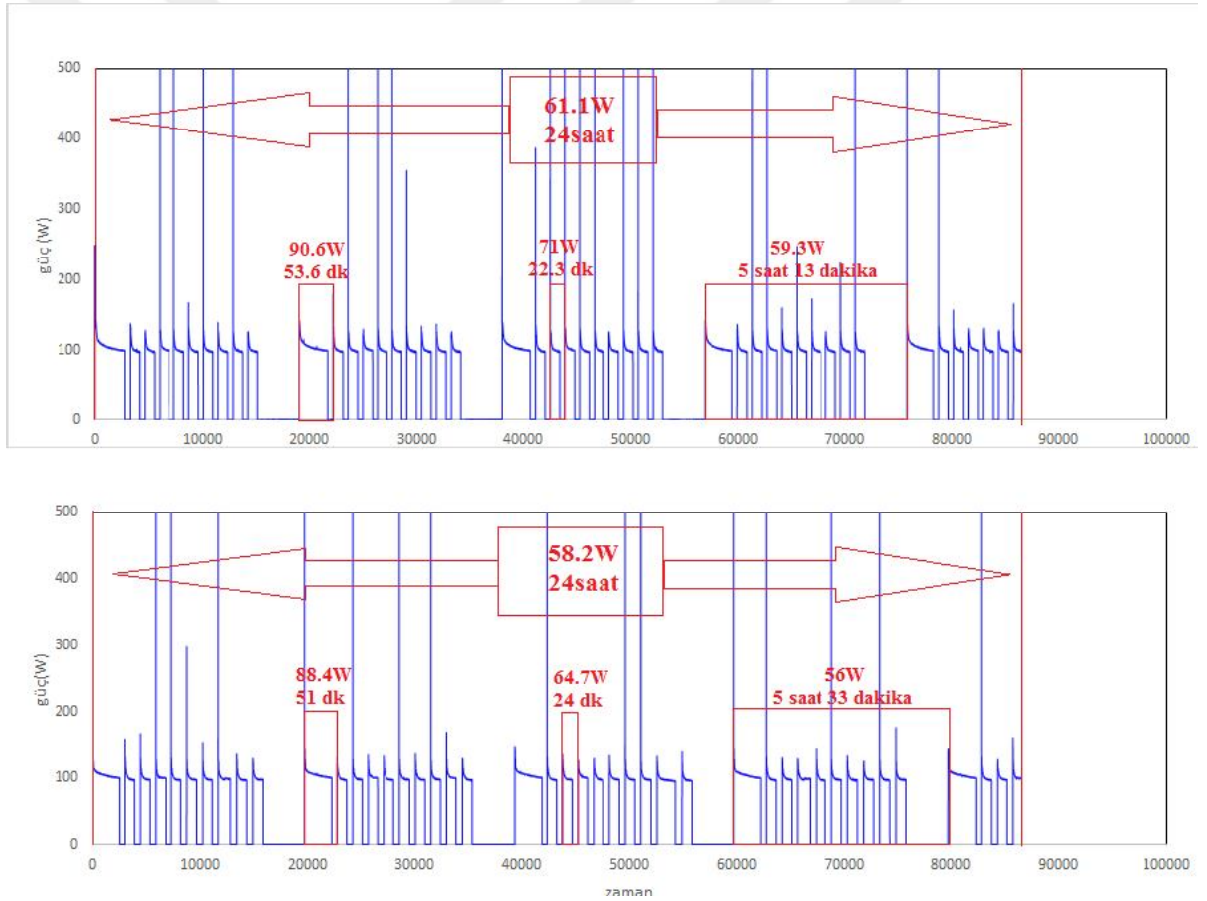
Ölçüm yeri	Birimi	İlk Çalışma Anı	3. Çalışma Anı
Kompresör giriş sıcaklığı	°C	29,06	25,94
Kompresör çıkış sıcaklığı	°C	62,23	65,05
Kondenser çıkış sıcaklığı	°C	37,19	36,13
Kılcal giriş sıcaklığı	°C	33,30	33,67
Evaporatör giriş sıcaklığı	°C	-25,06	-30,51
Evaporatör çıkış sıcaklığı	°C	-26,59	-27,90
Evaporatör hava giriş sıcaklığı (sol)	°C	-18,94	-21,86
Evaporatör hava giriş sıcaklığı (sağ)	°C	-19,05	-22,00
Ortalama evaporatör hava giriş sıcaklığı	°C	-19,00	-21,93
Evaporatör hava çıkış sıcaklığı (sol)	°C	-19,68	-22,52
Evaporatör hava çıkış sıcaklığı (sağ)	°C	-20,05	-22,85
Ortalama evaporatör hava çıkış sıcaklığı	°C	-19,86	-22,69
1/3 sıcaklığı	°C	5,37	4,60
2/3 sıcaklığı	°C	3,75	3,15
Örtü sıcaklığı	°C	3,09	1,63
Biofresh sıcaklığı	°C	0,15	0,31
Sebzelik sıcaklığı	°C	3,18	3,06
Ortalama buzdolabı sıcaklığı	°C	3,11	2,55
Kompresör giriş basıncı	°C	0,38	0,37
Kompresör çıkış (kondenser giriş) basıncı	bar	5,45	5,26
Kondenser çıkış basıncı	bar	5,33	5,14
Kılcal giriş basıncı	bar	5,36	5,16
Evaporatör giriş basıncı	bar	0,58	0,54
Evaporatör çıkış basıncı	bar	0,51	0,48
Ortam sıcaklığı	°C	25,22	25,22
No-Frost sıcaklığı	°C	-17,96	-21,43
Soğutucu akışkan debisi	kg/saat	1,08	0,97
Buzdolabı gücü	W	105,29	100,86
Kompresör yüzey sıcaklığı	°C	53,52	57,56
Alt evaporatör giriş sıcaklığı	°C	-25,84	-27,05
Alt evaporatör çıkış sıcaklığı	°C	-22,45	-27,08

Tablo 4.6 Kompresörün ilk çalışma anı ve 3. çalışma anındaki analiz sonuçları.

Analizler	Birimi	İlk Çalışma Anı	3. Çalışma Anı
STK	-	0.8082	0.7396
Q_{evap}	W	74.27	64.69
Q_{kond}	W	-112.15	-101.93
W_{komp}	W	91.89	87.46
$\dot{m}_{sa}$	g/s	0.2999	0.2689
η_{komp}	-	0.4073	0.3820

4.3. Dairesel ve Elips Kesitli Evaporatörün Karşılaştırması

Yapılan deneylerde Ups cihazından saniyelik alınan veriler sayesinde soğutucunun çektiği güç ölçülmüştür. Logger Utility programı sayesinde aşağıdaki grafik oluşturulmuş, karşılaştırma yapılmıştır.



Şekil 4.25 Elips ve daire borulu kanatçiksız evaporatörün 24 saatlik dilim içerisinde karşılaştırılması.

Şekil 4.25'te elips ve dairesel evaporatör için buzdolabının çektiği gücün 24 saatlik değerlendirmesini göstermektedir. Elips evaporatörün 24 saatlik ortalaması 58.2 W, dairesel evaporatörün ortalaması 61.1 W olarak ölçülmüştür. Bu değerlerden buzdolabı enerji

tüketiminde %5'lik bir iyileşme olduğu görülmektedir. Şekil üzerinde diğer noktalarındaki enerji tüketim değerleri de görülmektedir. Bu değerlerdeki iyileşmeler %5'ten fazla olduğu görülmektedir.

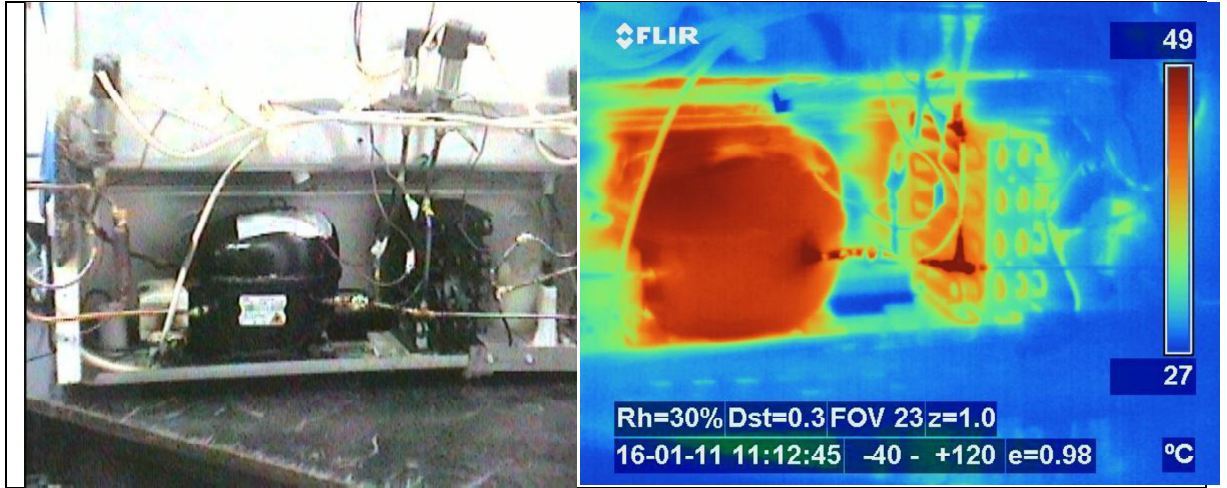
Ayrıca buzluk sıcaklığı da elips evaporatör dairesel evaporatöre göre ortalama 1 derece fazla soğumuştur.

Yüzeysel olarak bakıldığında elips evaporatördeki soğutma tesir katsayısı, dairesel evaporatördeki soğutma tesir katsayısından düşük çıkmaktadır. Soğutucuya aynı miktarda soğutucu akışkan verilmesine rağmen elips evaporatörde debi değeri, ilk çalışma anında %10.70, üçüncü çalışma anında ise %12.94 oranında dairesel evaporatöre göre daha düşük ölçülmüştür. Elips evaporatördeki basınç kayıpları dairesel evaporatöre göre daha fazladır. Bunun sonucunda evaporatör kapasitesi elips evaporatörde daha düşük hesaplanmaktadır. Çalışma anındaki her saniyede sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmüş, ölçülen değerlerin ortalamasına göre evaporatör ve kompresör kapasitesi belirlenmiştir. Hesaplanan evaporatör kapasitesi, kompresörün çektiği güce bölünerek ortalama STK tabloda verilmiştir. Hesaplanan STK, kompresörün çalıştığı anlardaki ortalama değerler alınarak bulunduğu için, kompresörün durma süresi ve çalışma süresinin uzunluğu yani zaman faktörü dikkate alınmamıştır. Elips evaporatör, dairesel evaporatöre göre daha kısa sürede soğutucu hacmini soğutmuş ve bu çalışma anında daha az enerji tüketmiştir. Dolabın buzluk sıcaklığı bir periyot boyunca elips evaporatörde -21.20°C iken, dairesel evaporatörde -20°C ölçülmüştür. Bu sıcaklık farkı da kompresörün durma süresini uzatmış, soğutucunun iç hacmi daha uzun süre istenilen sıcaklıkta kalmıştır.

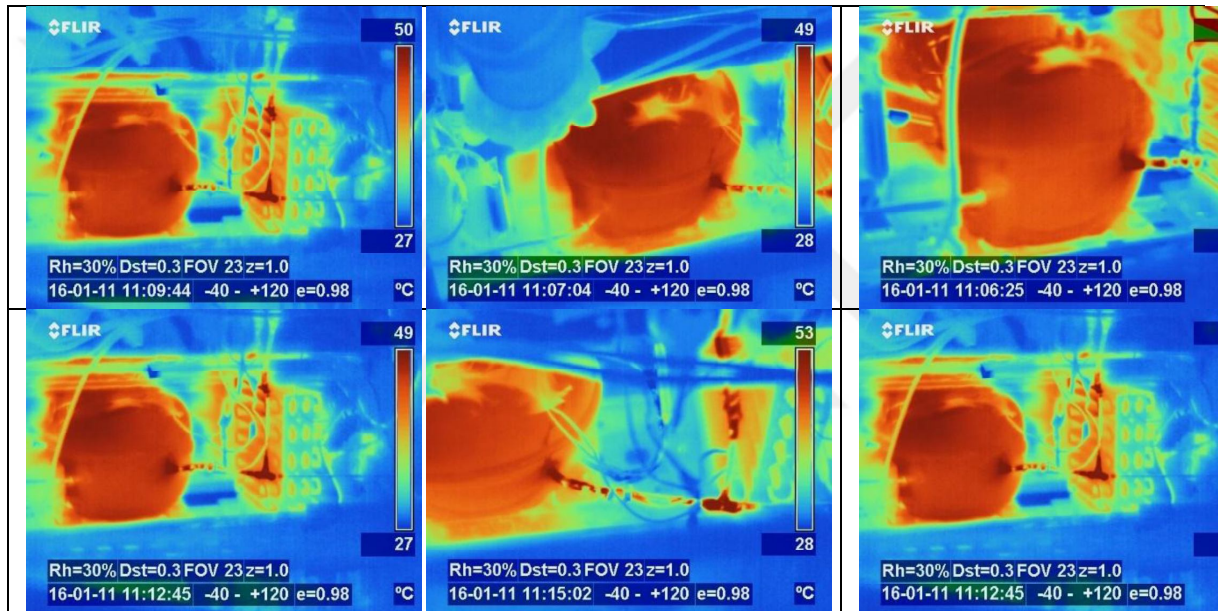
Yukarıdaki açıklama dikkate alındığında, dairesel kesitli evaporatör ilk çalışma anında 79.24 Wh, 3. çalışma anında ise 25.65Wh elektrik tüketirken, elips kesitli evaporatör ilk çalışma anında 71.97 Wh, 3. çalışma anında ise 24.25Wh elektrik tüketmektedir.

4.4. Termal Kamera ile buzdolabı test düzeneğinde yapılan ölçümler

Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde mevcut olan yeterli kapasiteye sahip Termal Kamera kullanılarak projedeki sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir ve yapılan ölçümlere ait fotoğraflar aşağıda verilmiştir. Termal Kamera ile soğutma sisteminde bulunan kompresör, kondenser, evaporatör ve diğer cihazların giriş ve çıkış borularındaki ölçümler yapılmıştır. Ayrıca bu elemanların yüzeylerindeki sıcaklıklarda ölçülmüştür. Yapılan ölçümlerden elde edilen görsel sıcaklıklar ile buzdolabı üzerindeki termokupllardan alınan sayısal sonuçlar karşılaştırılarak doğrulama yapılmıştır.



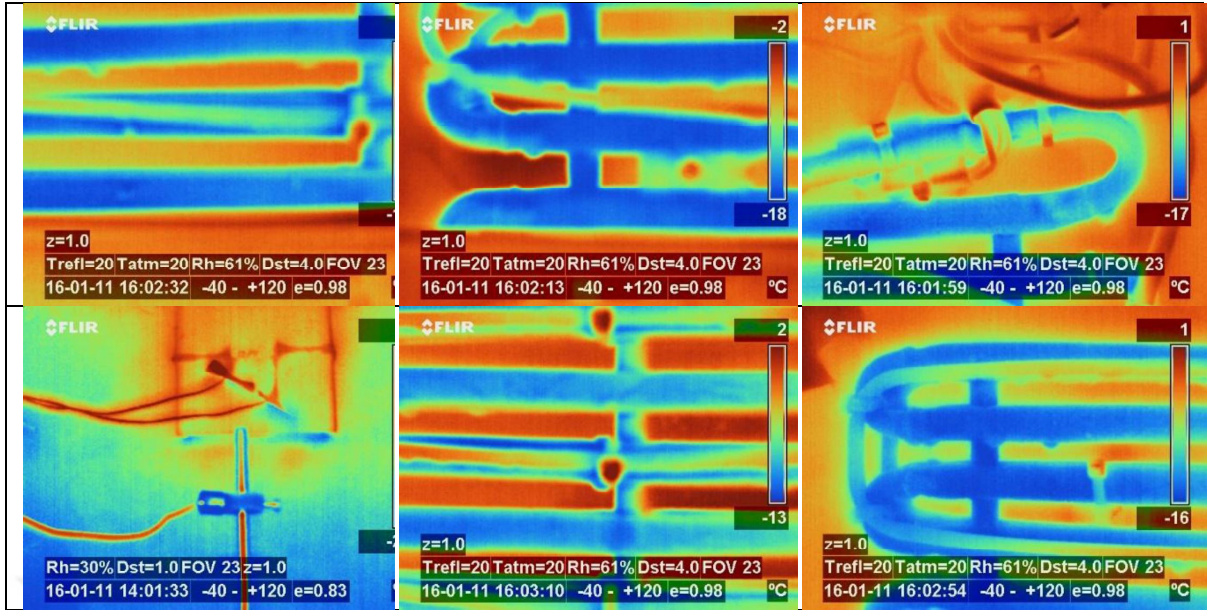
Şekil 4.26 Buzdolabı sistem elemanlarının termal kamerayla izlenmesi



Şekil 4.27 Kompresör dış yüzeyinin termal kamerayla izlenmesi

Şekil 4.27’de görüldüğü üzere kompresör yüzeyinde sıcaklık kaybı olmaktadır. Soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklıkları incelendiğinde kompresörden çevreye yüksek miktarda ısı geçişi olduğu belirlenmiştir. Soğutucu akışkan kompresörden normalde 100-120°C arasında çıkması gerekirken yapılan ölçümlerde akışkan sıcaklığının 55-65°C arasında olduğu görülmüş ve kompresör üzerine yapılan çalışmalar incelendiğinde bu değerin normal olduğu görülmüştür.

Çünkü, akışkan sıcaklığındaki bu farkın kompresör içerisinde pistondan çıktığı anda 100-120°C olduğu fakat akışkan çıkış borusuna gelene kadar birinci ve ikinci susturucu bölmelerinden geçerek uzun bir yol izlediğinden, sıcaklığın düştüğünü gösteren çalışmalar bu düşüşü açıklamaktadır. Bu sebepten dolayı STK ‘nın belirlenmesinde ve kompresörden dışarı atılan ısının belirlenmesinde kullanılan eşitlik böylelikle doğrulanmıştır.



Şekil 4.28 Elips kesitli evaporatörün termal kamerayla izlenmesi

Şekil 4.28’de evaporatörün giriş kısmı ile çıkış kısmı arasında ısı alışverişinden dolayı sıcaklık farkı termal kamera ile görülmüştür. Soğutucunun buzluk kısmı -22°C ile -13°C derece arasında değişmektedir. Evaporatöre giren soğutucu akışkan ise ortalama -26°C civarındadır. Bu sıcaklık farkından dolayı soğutucu üst bölgesinde istenilen soğutma sağlanmaktadır.

4.5. Belirsizlik Analizi

Bölüm 3.7’de belirsizlik analizinin formülize edilmiş hali verilmiştir. Deney sistemimizdeki ölçüm cihazları sayesinde $\dot{m}_{sa}$ ve W_{komp} değerleri ölçülmüştür. Bu değerleri ölçen cihazların ve sistemin diğer elemanlarının teknik özellikleri de Tablo 4.7’de belirtilmiştir. Bu tablodan da anlaşılabacağı üzere $\dot{m}_{sa}$ ve W_{komp} değerlerinin belirsizliği sırasıyla %0.15 ve %0.2’dir. Q_{evap} ve STK’nın belirsizliğide sırasıyla %2,7 ve %0.029’dur. Tüm bu değerlerin kabul edilen belirsizlik sınırı olan %5’in altında olduğu görülmektedir.

Tablo 4.7 Deney düzeneğinde montajı yapılan ölçüm aletlerinin teknik özellikleri

Ölçülen değişken	Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Doğruluk
Sıcaklık (Hava)	K tipi termoeleman	-200/+1200 $^{\circ}\text{C}$	0.3 $^{\circ}\text{C}$
Sıcaklık (Akışkan)	PT 100	-50/+100 $^{\circ}\text{C}$	0.15 $^{\circ}\text{C}$
Basınç	Mesens MPS500	0-6 bar	%0.5
Debimetre	Emerson H-PDS Seri	0.5-3000 kg/m ³	%0.15
Transducer	Ohio Semitronics	0-300 volt	%0.2

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu deneysel çalışmada R600a soğutucu akışkanını kullanan Arçelik firmasına ait D70420N model A+ sınıfı bir buzdolabının deneysel performansları incelenmiştir. Sistem buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre çalışmaktadır. Sistem elemanlarından kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatörün giriş-çıkışında basınç ve sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Coriolis tip debimetre sayesinde sistemden geçen soğutucu akışkanın debisi saniyelik olarak ölçülmüştür. Ayrıca soğutucu içindeki her bir bölgenin sıcaklıkları, evaporatör fark basınç değerleri ve buzdolabının çektiği güç ölçülmüştür.

Deneyler iki farklı geometrik şekilde tasarlanan evaporatör için ayrı ayrı yapılmıştır. İlk deney Arçelik firmasının kullanmakta olduğu dairesel borulu evaporatör için yapılmıştır. Daha sonra tasarlanan elips kesitli evaporatör soğutucuya montajı gerçekleştirilerek ikinci deney yapılmıştır.

Tasarlanan evaporatörlerin imalatı yapılırken eliptik kesitli boruların geometrisi sebebiyle imalat bire bir istenilen boyutlarda yapılamamıştır. Boruların kırılma ihtimaline karşılıklı eliptik kesitli borulara sahip evaporatöründönüş borularının imalatı daha geniş yapılmak zorunda kalınmıştır. Dolayısıyla eliptik borular arasındaki mesafe dairesel borulara göre çok az geniş olarak imal edilmiştir. Ayrıca, eliptik borulu evaporatör üzerinde boruların dağılmaması ve rijit olması için birkaç adet tutturma aparatı kaynatılmıştır ve bu durum ısı transferini çok az miktarda etkilemiş olabilir.

Deneyler firmada bulunan test odası sayesinde 25°C oda sıcaklığında, TS EN ISO 15502 standartlarına göre yapılmıştır. Soğutma sistemi performans değerleri her iki evaporatör içinde ayrı ayrı incelenmiştir. Ayrıca deney sisteminde ortam sıcaklığı anlık olarak ölçülmüştür. Dairesel kesitli evaporatörün deneyleri gerçekleştirilirken dış ortam sıcaklığı 25.88°C, elips kesitli evaporatörün deneyleri gerçekleştirilirken ise 25.22°C ölçülmüştür. Ölçüm yapılan noktaların kompresöre yakın olması sebebiyle fark oluştuğu düşünülmektedir.

Her iki evaporatörde de soğutucu 4'er çalışmadan oluşan çevrimler sonucu rejime girmiştir. Soğutucu rejime girdikten sonra 10 çevrimlik periyotlar halinde çalışmıştır. Anlık alınan veriler sayesinde grafikler oluşturulmuş, ilk çalışma, rejime girdikten sonraki çalışma ve son olarak 24 saatte dolabın çektiği güç analizi ayrıntılı olarak verilmiştir.

Ölçülen her değerlerin ortalamaları her iki farklı evaporatör için tablo olarak verilmiş, STK, evaporatör, kondenser, kompresör kapasiteleri hesaplanmıştır. Aynı zamanda hesaplamalar yapılırken iki evaporatör içinde aşırı soğutma sıcaklığı dikkate alınmıştır. Aşırı

soğutma sıcaklığı dairesel kesitli borulara sahip çevrimde 0.50°C olurken, eliptik kesitli borulara sahip çevrimde 3.0°C olarak ölçülmüştür. Bununda STK ve soğutma kapasitesi değerleri üzerinde etkisi olmuştur.

Soğutucuya aynı miktarda gaz basılmasına rağmen elips borulu evaporatördeki ölçülen debi dairesel borulu evaporatöre göre ilk çalışma anında %10.70, üçüncü çalışma anında ise %12.94 düşük ölçülmüştür. Bunun sonucunda evaporatör kapasitesi elips evaporatörde, dairesel evaporatöre göre ilk çalışma anında %5.18, üçüncü çalışma anında ise %9.76 düşük hesaplanmıştır.

Hesaplanan STK elips borulu evaporatörde dairesel borulu evaporatöre göre ilk çalışma zamanında %4.25, üçüncü çalışma zamanında ise %5.96 daha düşük çıkmıştır. Elips evaporatördeki basınç kayıpları dairesel evaporatöre göre %4 daha fazladır.

Kılcal boru, evaporatör çıkışı ile temasta olması sebebiyle kılcal boru çıkışında entalpi sabit kalmayıp düşmüştür. Ancak deney şartlarında bu düşüşün etkisini ölçmek oldukça zordur. Gerçek şartlarda bu ölçümler yapılırsa soğutma kapasitesinin biraz daha artacağı düşünülmektedir. Çünkü bu durum doğrudan evaporatör kapasitesini ve dolayısıyla STK'yı etkileyecektir.

Ancak güç analizi bakımından iki evaporatör içinde soğutulan hacmin aynı olması göz önünde bulundurulduğunda elips evaporatör dairesel evaporatöre göre daha az enerji tüketmiştir.

İlk çalışma anında dairesel evaporatör ile kompresör 45 dakika 54 saniye çalışmış, bu süre içerisinde ortalama 106.11W güç çekmiştir. Elips evaporatörle ise kompresör 41 dakika 36 saniye çalışmış, ortalama 105.29W güç çekerek aynı soğutucu hacmini daha kısa sürede istenilen soğutmayı yapmıştır.

Üçüncü çalışma anında kompresör dairesel evaporatörde 15 dakika çalışmış ortalama 104W, elips evaporatörde 14 dakika 43 saniye çalışmış ortalama 100.86W güç çekmiştir.

Ayrıca kompresörün çalıştığı zamanlarda elips evaporatör No-frost bölümünü minimum 1°C daha fazla soğutarak kompresörün durma süresini uzatmıştır.

Elips borulu evaporatör 24 saatte ortalama 58.2W güç tüketirken, dairesel borulu evaporatör 61.1W güç tüketmiştir. Ayrıca elips borulu evaporatörde No-frost bölmesi sıcaklığı 24 saatte ortalama -21.37°C iken, dairesel borulu evaporatörde -20.30°C 'dir.

Deney şartlarında ve sabit oda sıcaklığı kabulü yapıldığında elips kesitli evaporatör kullanılan buzdolabında günlük 1.396 kWh, yıllık ise 509 kWh enerji tüketecektir. Dairesel, yani mevcut buzdolaplarında kullanılan evaporatörde ise günlük 1.466 kWh, yıllık olarak ise 535 kWh enerji tüketecektir.

Buzdolabında elips kesitli evaporatör kullanıldığında enerjinin %5 daha az ve soğutma kısmının da ortalama 1°C fazla soğutulduğu göz önünde bulundurulduğunda toplamda %5'den fazla bir enerji tasarrufu sağlanmıştır.

5.2. Öneriler

Buzdolabı yıllardır insanların günlük yaşamını sürdürebilmesi yiyecek, içecek ve gıdaların sağlıklı bir şekilde saklanabilmesi için evlerin, lokantaların, otellerin kısacası insanın olduğu her yer de vazgeçilmez bir gereçtir. Yaz aylarında buzdolaplarının gerekliliği daha çok fark edilmektedir.

Enerjinin verimli ve ekonomik olarak kullanılması gerekmektedir. Soğutucularda zaman zaman iyileştirme yapılmış bu iyileştirmeler sonucu enerji sınıflarına ayırımlar yapılmıştır. Fakat bu iyileştirmelerin çoğu soğutucunun yalıtımı artırılarak sağlanmış, yalıtımın artırılması da iç hacimde daralmalara yol açmıştır.

Tasarlanan eliptik geometrili evaporatör ile buzdolabının daha az elektrik tükettiği görülmüştür. Ekstra bir ilk yatırım maliyeti olmadan soğutucuda yalnızca bir evaporatörün geometrisinin değiştirilmesiyle, %5'den fazla enerji tasarrufu elde edilmiştir.

Tasarlanan elips evaporatör yapısal değişikliklerle, herhangi bir çapraz boru tasarımıyla veya açılı yeni tasarımlarla bu iyileşmenin daha yukarılara çıkacağı kesindir.

Elips evaporatörde basınç kaybı dairesel evaporatöre göre fazla olduğundan elips borunun iç akışı incelenebilir, akışın hangi bölgelerde zorlandığı tespit edilebilir daha iyi bir elips oranıyla daha iyi sonuçlara ulaşılabilir.

Enerji savaşlarının yaşandığı günümüzde buzdolaplarının konutlarda ve tüm elektrik kullanımına oranlandığında bu %5-%10 iyileştirmenin ülkemize büyük yarar sağlayacağı aşîkardır. Bu sebepten ülkemizin enerji ithal ettiği ve enerjide dışarıya bağımlılığı göz önünde bulundurulduğunda soğutucu uygulamalarında elipstik geometrili evaporatörün seri üretimde de kullanılması gerektiği bu tez kapsamında anlaşılmıştır.

KAYNAKLAR

- Arshad, M. O., 2017, Comparison of Second Law Efficiency and Exergy Analysis of Refrigerants R-12, R-22, R-407C Influenced by Evaporator Temperature for Vapour Compression Refrigeration System.
- Bahaidarah, H. M., Ijaz, M. ve Anand, N., 2006, Numerical study of fluid flow and heat transfer over a series of in-line noncircular tubes confined in a parallel-plate channel, *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 50 (2), 97-119.
- Berbish, N. S., 2011, Heat transfer and flow behavior around four staggered elliptic cylinders in cross flow, *Heat and Mass Transfer*, 47 (3), 287-300.
- Bilen, K., 2011, Ölçme Teknikleri Ders Notları, Ders Notu, *Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi*, 11-13.
- Borrajo-Pérez, R., Ititzo Yanagihara, J. ve González-Bayón, J. J., 2012, Thermal and friction drop characteristic of heat exchangers with elliptical tubes and smooth fins, *Ingeniería Mecánica*, 15 (3).
- Bouris, D., Papadakis, G. ve Bergeles, G., 2001, Numerical evaluation of alternate tube configurations for particle deposition rate reduction in heat exchanger tube bundles, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22 (5), 525-536.
- Chu, P., He, Y., Lei, Y., Tian, L. ve Li, R., 2009, Three-dimensional numerical study on fin-and-oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators, *Applied Thermal Engineering*, 29 (5-6), 859-876.
- Çengel, Y. A., 2000, Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik, Literatür, p.
- Dogan, S., Ozgoren, M., Solmaz, O. ve Ozseker, G., 2015, Investigations of Flow around Cylinders having Circular and Elliptical Geometries for Multiple and Staggered Arrays via PIV Method. International Ege Energy Symposium & Exhibition. Afyonkarahisar, Turkey.
- Doğan, S., Solmaz, Ö., Özgören, M., Canlı, E. ve Özşeker, G., 2015, Elips Kesitli Isı Değiştirici Boruları Etrafında Oluşan Akış Yapısının Elips Çap Oranına Göre Sayısal İncelenmesi. ULIBTK'15 20.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi. Balıkesir, Türkiye.
- Durmaz, G., Uras, E. ve Erek, A., 2013, No-frost tip bir buzdolabının kararlı durum altında sayısal ve deneysel olarak incelenmesi.
- Ekin, A. B. ve Çerçi, Y., 2008, Buzdolaplarında kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin ekserji analizi ile incelenmesi. I. Soğutma Teknolojileri Sempozyumu. İzmir, Türkiye.
- Hasan, A., 2005, Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air, *Heat and mass transfer*, 41 (8), 724-733.
- Hepbasli, A., 2007, Thermoeconomic analysis of household refrigerators, *International journal of energy research*, 31 (10), 947-959.
- Horvat, A., Leskovic, M. ve Mavko, B., 2006, Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (5-6), 1027-1038.
- Jha, B. K., Khandelwal, N., Singh, P., Chaudhary, N. ve Ali, H., 2015, Performance of Refrigerator Using R-600a as Refrigerant, *proceedings of 2015 2nd international conference on recent innovations in science, engineering and management. JNU convention center, New Delhi*.
- Juncu, G., 2008, Unsteady heat transfer from an elliptic cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51 (3-4), 920-928.

- Kose, F., Aksoy, M. H. ve Ozgoren, M., 2014, An assessment of wind energy potential to meet electricity demand and economic feasibility in Konya, Turkey, *International journal of green energy*, 11 (6), 559-576.
- Leu, J.-S., Liu, M.-S., Liaw, J.-S. ve Wang, C.-C., 2001, A numerical investigation of louvered fin-and-tube heat exchangers having circular and oval tube configurations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (22), 4235-4243.
- Li, B., Feng, B., He, Y.-L. ve Tao, W.-Q., 2006, Experimental study on friction factor and numerical simulation on flow and heat transfer in an alternating elliptical axis tube, *Applied Thermal Engineering*, 26 (17-18), 2336-2344.
- Lin, C.-N. ve Jang, J.-Y., 2002, A two-dimensional fin efficiency analysis of combined heat and mass transfer in elliptic fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (18), 3839-3847.
- Matos, R., Vargas, J., Laursen, T. ve Bejan, A., 2004, Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (6-7), 1347-1359.
- Melo, C., Ferreira, R., Neto, C. B., Goncalves, J. ve Mezavila, M., 1999, An experimental analysis of adiabatic capillary tubes, *Applied Thermal Engineering*, 19 (6), 669-684.
- Nagarani, N., Mayilsamy, K. ve Murugesan, A., 2012, Experimental Heat Transfer Analysis on Annular Elliptical Fins and Comparison with Circular Fins, *European Journal of Scientific Research, ISSN*, 143-156.
- Oyedepo, S. O., Fagbenle, R., Babarinde, T. O., Odunfa, K., Leramo, R., Ohunakin, O., Ajayi, O., Babalola, P., Kilanko, O. ve Oyegbile, A., 2017, A COMPARATIVE STUDY ON THE PERFORMANCE OF THE DOMESTIC REFRIGERATOR USING R600A AND LPG WITH VARYING REFRIGERANT CHARGE AND CAPILLARY TUBE LENGTH, *International Journal of Energy for a Clean Environment*, 18 (4), 287-302.
- Özğören, M., Doğan, S., Solmaz, Ö. ve Akdemir, A., 2015, Isı Transferi İyileştirme Metotları ve Genişletilmiş Yüzey Örneği, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*.
- Porkhial, S., Khastoo, B. ve Razavi, M. M., 2006, Transient response of finned-tube condenser in household refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, 26 (14-15), 1725-1729.
- Rocha, L., Saboya, F. ve Vargas, J., 1997, A comparative study of elliptical and circular sections in one-and two-row tubes and plate fin heat exchangers, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 18 (2), 247-252.
- Romero-Méndez, R., Sen, M., Yang, K. ve McClain, R., 2000, Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 (1), 39-51.
- Saboya, S. M. ve Saboya, F. E., 2001, Experiments on elliptic sections in one-and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 24 (1-2), 67-75.
- Sag, N. B., Ersoy, H., Hepbasli, A. ve Halkaci, H., 2015, Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities, *Energy conversion and management*, 90, 184-194.
- Sağ, N. B., Ersoy, H. K. ve Hepbasli, A., 2017, An experimental investigation on exergy analysis of an ejector expansion refrigeration system, *International Journal of Exergy*, 24 (2-4), 201-215.
- Saravanakumar, R. ve Selladurai, V., 2014, Exergy analysis of a domestic refrigerator using eco-friendly R290/R600a refrigerant mixture as an alternative to R134a, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 115 (1), 933-940.

- Selimli, S., Recebli, Z. ve Gorken, M., 2014, Evaluation the effects of used refrigerants R134a and R600a in cooling systems on the system performance, *Sigma*, 32, 290-295.
- Sohal, M. ve O'Brien, J., 2001, Improving air-cooled condenser performance using winglets and oval tubes in a geothermal power plant, *Geothermal resources council transactions*, 25 (7), 1-7.
- Solmaz, O. ve Ozgoren, M., 2012, Prediction of hourly solar radiation in six provinces in turkey by artificial neural networks, *Journal of energy engineering*, 138 (4), 194-204.
- Solmaz, O., Karatas, M., Dogan, S., Ozgoren, M. ve Ozseker, G., 2016, Energy and Exergy Analyses of a Refrigerator Having Circular Cross Section Tube Bundle Evaporator. 8th International Ege Energy Symposium & Exhibition. Afyonkarahisar, Turkey.
- Stegou-Sagia, A. ve Paigniannis, N., 2005, Evaluation of mixtures efficiency in refrigerating systems, *Energy Conversion and Management*, 46 (17), 2787-2802.
- Tahseen, T. A., Ishak, M. ve Rahman, M., 2015, An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43, 363-380.
- Tala, J. S., Bougeard, D., Russeil, S. ve Harion, J.-L., 2012, Tube pattern effect on thermalhydraulic characteristics in a two-rows finned-tube heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 60, 225-235.
- Tan, X.-h., Zhu, D.-s., Zhou, G.-y. ve Zeng, L.-d., 2012, Experimental and numerical study of convective heat transfer and fluid flow in twisted oval tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (17-18), 4701-4710.
- Tao, Y., He, Y., Wu, Z. ve Tao, W., 2007, Three-dimensional numerical study and field synergy principle analysis of wavy fin heat exchangers with elliptic tubes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28 (6), 1531-1544.
- Tiwari, S., Biswas, G., Prasad, P. ve Basu, S., 2003, Numerical prediction of flow and heat transfer in a rectangular channel with a built-in circular tube, *Journal of heat transfer*, 125 (3), 413-421.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S. ve Yamankaradeniz, N., 2013, Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları. 3, *Edition. Dora Yayınları. Bursa*.
- Yang, S., Zhang, L. ve Xu, H., 2011, Experimental study on convective heat transfer and flow resistance characteristics of water flow in twisted elliptical tubes, *Applied Thermal Engineering*, 31 (14-15), 2981-2991.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Mehmet KARATAŞ
Uyruğu : TÜRKİYE CUMHURİYETİ
Doğum Yeri ve Tarihi : KADINHANI/01.06.1991
Telefon : 05068534038
Faks : 0332 8464171
e-mail : mehmetemrekaratas@hotmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: KONYA MERAM ANADOLU LİSESİ	2009
Üniversite	: SELÇUK ÜNİVERSİTESİ	2014
Yüksek Lisans	: -	
Doktora	: -	

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2014	TÜMOSAN MOTOR SAN.	Üretim Şefi
2015	GENMOT KRANK ŞAFT	Kalite Müdürü
2015	KARATAŞLAR LTD. ŞTİ	Genel Müdür

UZMANLIK ALANI

Hidrolik, Malzeme Bilimi, İklimlendirme, Soğutma, Cnc teknolojileri

YABANCI DİLLER

İngilizce, Almanca

YAYINLAR

Energy and Exergy Analyses of a Refrigerator Having Circular Cross-Section Tube Bundle Evaporator ‘8th International Ege Energy Symposium and Exhibition – 2016’

