

**T.C.  
HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI BUHARLAŞTIRICI VE YOĞUŞTURUCU  
SICAKLIKLARI İÇİN KASKAD SOĞUTMA  
SİSTEMİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Çağrı ELİTOK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**DANIŞMAN  
Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN**

**ARALIK 2017  
ÇORUM**

Çağrı ELİTOK tarafından hazırlanan “Farklı Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Sıcaklıkları için Kaskad Soğutma Sisteminin Deneysel İncelenmesi” adlı tez çalışması 27/12/2017 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN (Danışman)

Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN Üye

Doç. Dr. Sinan ÇALIŞKAN Üye

Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun 24/01/2018 tarih ve 2018/28 sayılı kararı ile Çağrı ELİTOK’un Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü V.

## TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.



Çağrı ELİTOK



# FARKLI BUHARLAŞTIRICI VE YOĞUŞTURUCU SICAKLIKLARI İÇİN KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Çağrı ELİTOK

HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2017

## ÖZET

Bu çalışmada, iki kademeli bir kaskad soğutma sistemi deneysel olarak incelenmiştir. Farklı buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarında yüksek basınç bölgesinde soğutucu akışkan olarak R134A, alçak basınç bölgesinde ise R404A soğutucu akışkanı kullanılmıştır.

Deneysel çalışmalar, 6x4x3,8m ebatlarındaki bir laboratuvar ortamında yapılmıştır. Deney tesisatının ana elemanları olarak, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ısı değiştirici, yüksek basınç kompresörü, alçak basınç kompresörü ve genişleme vanalarından oluşmaktadır.

Buharlaştırıcı sıcaklığı ve yoğuşturucu sıcaklığı gibi değişen sistem parametreleri ile yapılan deneyler neticesinde elde edilen veriler üçer kez tekrarlanmıştır. Buharlaştırıcı sıcaklığı yaklaşık olarak -27 °C ile -17 °C arasında ve kondenser sıcaklığı ise 47 °C ile 57 °C arasında değiştirilmiştir. Engineering Equation Solver (EES-V9. 172-3D) yazılımı kullanılarak oluşturulan bir program ile termodinamiğin I. ve II. kanunu bu kaskad soğutma sistemi için uygulanarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler :** Kaskad soğutma sistemi, soğutma, soğutma tesir katsayısı, enerji, ekserji, R134A, R404A.

**AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CASCADE REFRIGERATION  
SYSTEM FOR DIFFERENT EVAPORATOR AND CONDENSER  
TEMPERATURES**

Çağrı ELİTOK

HİTİT UNIVERSITY  
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2017

**ABSTRACT**

In this study, a two stage cascade refrigeration system was experimentally investigated with respect to different evaporator and condenser temperatures. R134A was employed as a refrigerant at high pressure stage and R404A employed as a refrigerant at low pressure stage.

The experiments were performed in a laboratory with the dimensions of 6x4x3,8m. The experimental set-up consists of an evaporator, condenser, heat exchanger, high pressure compressor, low pressure compressor and expansion valves as main element.

The experiments that were carried out with respect to the parameters such as evaporator temperatures and condenser temperatures were repeated three times. Evaporator temperatures were changed between -27 °C and -17 °C while the condenser temperatures were changed between 47 °C and 57 °C. By applying the first and second law of thermodynamics to the cascade system, an energy and exergy analysis of the system were carried out by a computer code developed base on Engineering Equation Solver (EES-V9. 172-3D).

**Keywords** : Cascade refrigeration system, refrigeration, Coefficient of performance, energy, exergy, R134A, R404A

## TEŞEKKÜR

Lisans ve yüksek lisans eğitimim boyunca bilgi ve tecrübesini esirgemeyen, özverili yardım ve katkılarıyla beni her alanda yönlendiren çok değerli danışman hocam Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN' a sonsuz teşekkürü bir borç bilirim.



## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
RESİMLER DİZİNİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Literatür Araştırması.....	2
2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ.....	5
2.1. Tek Kademeli Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemi.....	5
2.2. Kaskad Soğutma Sistemi.....	7
3. KURUMSAL TEMELLER.....	12
3.1. Kütle Korunumu Yasası.....	12
3.2. Termodinamiğin Birinci Yasası.....	14
3.3. Termodinamiğin İkinci Yasası.....	15
3.4. Hata Analizi ve Belirsizlik.....	21
4. MATERYAL VE YÖNTEM.....	24
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	29
6. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	51
KAYNAKLAR.....	53
EKLER.....	56
ÖZGEÇMİŞ.....	58

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. Kullanılan cihazların ölçüm hassasiyetleri.....	23
Çizelge 3.2. Deney sırasında meydana gelen toplam hata miktarları.....	23
Çizelge 4.1. Soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri.....	27





## ŞEKİLLER DİZİNİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi.....	6
Şekil 2.2. Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi LnP-h diyagramı .....	6
Şekil 2.3. Kaskad soğutma çevriminin şematik gösterimi .....	7
Şekil 2.4. İki kademeli kaskad soğutma sistemi T-s diyagramı.....	8
Şekil 2.5. İki kademeli kaskad soğutma sistemi P-h diyagramı.....	9
Şekil 3.1. Kütlenin korunumu için açık ve kapalı sistem.....	13
Şekil 3.2. Enerjinin korunumu için açık ve kapalı sistem.....	14
Şekil 3.3. Sistem ve kontrol hacmi.....	16
Şekil 4.1. İki kademeli kaskad soğutma sistemi deney düzeneğinin şematik görünümü .....	27
Şekil 5.1. Evaporatörün soğutulan ortamdan çektiği ısı miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	29
Şekil 5.2. Kompresörlere verilen toplam enerji miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	30
Şekil 5.3. Kondenserin çevreye attığı ısı miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi.....	31
Şekil 5.4. Soğutma tesir katsayısının evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	32
Şekil 5.5. Alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	33
Şekil 5.6. Yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	34
Şekil 5.7. Evaporatörde meydana gelen tersinmezlik miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	35
Şekil 5.8. Kompresörlerde meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	36
Şekil 5.9. Kondenserde meydana gelen tersinmezlik miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	37
Şekil 5.10. Genleşme vanalarında meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi.....	38

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 5.11. Isı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezliğin evaporatör sıcaklığına göre değişimi.....	39
Şekil 5.12. Evaporatörün soğutulmak istenen ortamdan çektiği ısı miktarının kondenser sıcaklığına göre değişimi .....	40
Şekil 5.13. Kompresörlere verilen toplam enerji miktarının kondenser sıcaklığına göre değişimi.....	41
Şekil 5.14. Kondenserin çevreye attığı ısı miktarının kondenser sıcaklığına göre değişimi.....	42
Şekil 5.15. Soğutma tesir katsayısının kondenser sıcaklığına göre değişimi.....	43
Şekil 5.16. Alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının kondenser sıcaklığına göre değişimi.....	44
Şekil 5.17. Yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının kondenser sıcaklığına göre değişimi.....	45
Şekil 5.18. Evaporatörde meydana gelen tersinmezliğin kondenser sıcaklığına göre değişimi.....	46
Şekil 5.19. Kompresörlerde meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının kondenser sıcaklığına göre değişimi .....	47
Şekil 5.20. Kondenserde meydana gelen tersinmezliğin kondenser sıcaklığına göre değişimi.....	48
Şekil 5.21. Genleşme vanalarında meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının kondenser sıcaklığına göre değişimi .....	49
Şekil 5.22. Isı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezliğin kondenser sıcaklığına göre değişimi.....	50

**RESİMLER DİZİNİ**

<b>Resim</b>	<b>Sayfa</b>
Resim 4.1. Kaskad soğutma sistemi yüksek basınç bölgesi.....	24
Resim 4.2. Kaskad soğutma sistemi deney düzeneği.....	25
Resim 4.3. Isı değiştiricisi.....	26
Resim E.1.1. İki kademeli kaskad soğutma sistemi için EES yazılımı ile hazırlanan programın ekran görüntüsü.....	55



## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$E$	Enerji	[kW]
$E_D$	Yok olan ekserji	[kW]
$h$	Özgül entalpi	[kJ/kg]
$\dot{I}$	Tersinmezlik	[kW]
$\dot{m}$	Kütle debisi	[kg/s]
$m_t$	t anında kontrol hacim içerisindeki kütle miktarı	[kg]
$m_{t+\delta t}$	t+ $\delta t$ anında kontrol hacim içerisindeki kütle miktarı	[kg]
$P$	Basınç	[bar]
$R$	R büyüklüğünün sabit hata miktarı	
$s$	Özgül entropi	[kJ/kgK]
$\dot{S}_{\text{üretim}}$	Kontrol hacim içinde birim zamandaki entropi üretimi	[kW/K]
$T$	Sıcaklık	[°C]
$T_0$	Dış hava sıcaklığı	[°C]
$w$	Ölçüm cihazlarının sabit hata miktarı	
$\dot{W}$	Güç	[kJ]
$\dot{W}_{\text{komp}}$	Kompresörün çektiği güç	[kW]
$W_R$	Toplam hata miktarı	
$Q_{\text{evap}}$	Evaporatör kapasitesi	[kW]
$Q_{\text{kond}}$	Kondenser kapasitesi	[kW]
$x$	Bağımsız değişken	

**Kısaltmalar**

**COP** Soğutma tesir katsayısı

**İndisler**

**ç** Çıkan  
**evap** Evaporatör  
**g** Giren  
**KH** Kontrol hacim  
**kond** Kondenser  
**komp,A** Alçak basınç kompresörü  
**komp,B** Yüksek basınç kompresörü  
**net** Toplam  
**TEV,A** Alçak basınç kısılma vanası  
**TEV,B** Yüksek basınç kısılma vanası

## 1. GİRİŞ

Geçmişte ve günümüzde enerjiye ve enerji kaynaklarına olan ihtiyacın her geçen gün artması tüm dünya tarafından bilinen bir gerçek haline gelmiştir. Bu gerçek, enerjiyle ilgilenen araştırmacıları enerjinin nasıl daha etkin ve verimli bir biçimde kullanılması konusunda çalışmalar yapmaya yoğunlaştırmıştır. İnsanların günlük yaşamlarını konforlu bir biçimde devam ettirebilmeleri enerji kaynaklarına olan ihtiyacı söz konusu yapmaktadır. Bu ihtiyaçların en önemli sayılabilecek bir tanesi kuşkusuz soğutmadır. Soğutmanın tüketilen enerji kaynakları arasındaki payı çok büyük olduğu için harcanan bu enerjinin verimli kullanılması hem doğa açısından hem de ekonomik açıdan büyük bir önem kazanmaktadır.

Soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında en çok kompresörlü soğutma sistemleri tercih edilir. Soğutma sistemi tasarımı yapılırken yatırım ve işletme maliyetleri ile termodinamiğin ikinci kanun parametreleri olan tersinmezlik, entropi artışı ve ekserji analizi birleştirilerek optimum sistem tasarımı yapılır (Kızıllan, 2004).

Bu tezin amacı söz konusu bir kaskad soğutma sisteminin Çorum şartlarında değişen günlük çevre sıcaklıkları için farklı buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarında termodinamik analizinin yapılması ve optimum çalışma şartlarının belirlenmesidir. Soğutucu akışkan olarak R134A ve R404A kullanılarak alçak ve yüksek basınç taraflarındaki kompresörlere akışkanların giriş ve çıkış basınçları, bu basınç değerlerindeki sıcaklıklar, akışkan debisi ve akışkanların her bir soğutma elemanından geçerken sıcaklıkları deney sistemi tarafından okunarak bize sunulmaktadır. Termodinamiğin I. kanunu uygulanarak kompresörlerin harcadığı enerji, evaporatörün ortamdaki çektiği ısı miktarı, kondenserin dış ortama attığı ısı miktarı, sistemin soğutma tesir katsayısı (COP) ve sistemdeki ısı değiştiricisinin bir kademedeki diğer kademeye aktardığı ısı miktarı hesaplanmıştır. Ayrıca termodinamiğin II. kanun analizi yapılarak evaporatördeki, kondenserdeki, genişleme vanalarındaki, ısı değiştiricisindeki ve tüm sistemde üretilen toplam tersinmezlikler incelenmiştir. Deneysel olarak elde edilen veriler Engineering Equation Solver (EES)

yazılımı kullanılarak geliştirilen bilgisayar programında hesaplanarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

### 1.1. Literatür Araştırması

Literatürde iki kademeli kaskad soğutma sistemleri ile ilgili çok sayıda çalışma mevcuttur. Literatürde yapılmış bir çalışmada soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub>'nin kullanıldığı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizi yapılmış soğutucu akışkanın farklı kondenser basınçları ve farklı evaporatör sıcaklıklarındaki çalışması incelenmiştir. Kondenserden çevreye aktarılan ısı miktarları, evaporatörden çekilen ısı miktarları, kompresöre verilmesi gereken iş, soğutma tesir katsayıları ve basınç oranları belirlenmiştir. Sonuç olarak CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma çevrimlerinin birbirinden farklı çalışma şartlarında maksimum verimi sağlayan bir gaz basıncının var olduğunu ve bu basınç değerinin dikkate alınarak tasarım yapılmasının büyük bir önem taşıdığını ortaya çıkarmışlardır (Akdemir ve Güngör, 2009).

Yapılan bir diğer çalışmada, ticari olarak kullanılan soğutucularda termodinamiğin ikinci yasa analizine göre sistemin verimliliğine, her bir soğutma elemanının katkısını belirlemek için, soğutma elemanlarının kullanılabilirlik potansiyelini belirlemek amaçlanmıştır. Soğutma sisteminde kaybolan kullanılabilirlik enerjisine en fazla katkıyı kompresörün yaptığı belirlenmiştir. Ayrıca ısı eşanjörünün geliştirilmesinin performansı önemli ölçüde artıracığı belirlenmiştir (Bridges ve ark., 2001).

Literatürdeki bir diğer çalışmada, buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde etki katsayısının, düşük basınçta buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının ikinci yasa verimliliğinde çevrimin etki katsayısında ekserji kaybına fazla bir etkisi olduğu ancak genleşme vanası ve kompresörde çok daha az bir etkinin olduğu tespit edilmiştir (Yumrutaş ve ark., 2002).

Yapılan bir diğer çalışmada, iki kademeli kaskad soğutma sistemlerinde kullanılan soğutma elemanlarının tasarımı için gerekli hesap yöntemleri formülleştirilmiş,

sistemde kullanılan soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri analiz edilmiştir (Ceylan, 2002).

Bir diğer çalışmada, iki kademeli kaskad soğutma sistemi kullanılarak deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde soğutucu akışkan olarak R-508B gazı kullanılmış, sistem performansı ile alakalı sonuçlar elde edilmiştir. Bu deneyler sonucunda, 5 saatte -75 °C ortam sıcaklığına ulaşılmıştır (Menlik, 2005).

Literatürde yapılan bir diğer çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134A kullanılan kaskad soğutma sisteminde kompresörün düşük ve yüksek basınç taraflarındaki basınç aralığının fazla olması nedeniyle kompresör performansının azalışını önlemek amaçlanmıştır. Bu amaçla farklı basınç aralıklarında çalıştırılan deney düzeneğinde sistem performansının tek kademeli sisteme göre % 21,9 daha yüksek olacağı belirlenmiştir (Kılıçarslan, 2004).

R744 akışkanı farklı soğutkanlarla birlikte kaskad sistemi içerisinde çalıştırılmış ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda düşük sıcaklık bölgesinde karbondioksit gazını yüksek sıcaklık bölgesinde R134, R290, R717 ve R404A soğutkanlarıyla kombine ederek kaskad sistemler oluşturularak incelenmiştir. Sonuç olarak R744-R717 çiftinin maksimum COP değerine sahip olduğu tespit edilmiştir (Hiren ve ark., 2011).

Gıda sektöründe yapılan bir diğer soğutma çalışmasında, soğuk muhafaza uygulamaları için, soğutucu akışkan olarak R744, R404 ve R290 akışkanlarının kullanıldığı tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde soğutkanların enerji ve ekserji analizi yapılarak birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada R404 ve R290'ın COP değerleri R744'ün COP değerinden daha yüksek bulunmuştur. Benzer bir karşılaştırma R744 ve R404A'nın endüstriyel soğutma uygulamaları için performansları karşılaştırılmıştır. %75 etkili çift kademeli ısı değiştiricisine sahip sistemin R404A kullanılan sistemle göre %10,3 ile %28,5 oranında daha fazla performansa sahip olduğu belirlenmiştir (Shilliday ve ark., 2009).



Soğutucu akışkan olarak kullanılan R744 ve R404 akışkanlarının kullanıldığı bir süpermarket uygulamasında kullanılan kaskad sistemi, akışkan olarak R404 ve R22'nin kullanıldığı bir başka kaskad sistemi ile sistem maliyet ve performans bazında karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, R744 akışkanın, R404 ve R22 akışkanlarına göre; elektrik enerjisinde %13 ile %24 arası tasarruf, düşük soğutma maliyeti, sistemde kullanılan boru çaplarında azalma, kompresör ömrünün arttığı belirlenmiştir, soğutma kapasitesinde artma, düşük GWP oranı, daha küçük evaporatör kapasitesi ve düşük kurulum ve bakım maliyetleri gibi avantajlar sağlamıştır (Silvia ve ark., 2012).

Yapılan bir diğer çalışmada R41 soğutucu akışkanının R23 soğutucu akışkanı için alternatif bir akışkan olup olmadığını incelemek amacıyla R41/R404A ve R23/R404A akışkan çiftleri kaskad soğutma sisteminde kullanılarak deneyler yapılmıştır. Harcanan toplam kompresör gücü, soğutma tesir katsayısı, ekserji ve ikinci yasa verimi açısından incelenmiştir. Sonuç olarak R23/R404A akışkan çifti kullanılırken harcanan kompresör gücünün R41/R404A akışkan çiftine göre daha fazla, ekserji miktarında olan kaybın ise daha az olduğu belirlenmiştir (Liang ve ark., 2016).

Literatürde yapılan başka bir çalışmada R134A/ R744 ve R152A/R744 akışkan çiftlerinin performansını karşılaştırmak amacıyla kaskad soğutma sistemi ile deneyler yapılmıştır. Yüksek basınç bölgesinde R134A ve alçak basınç bölgesinde R152A kullanılmıştır. Aynı çalışma şartlarında yapılan deneylerde termodinamiğin I. yasası açısından yapılan incelemelerde iki akışkan arasında büyük bir fark olmadığı tespit edilmiştir. Alçak ve yüksek basınç bölgeleri arasındaki sıcaklık farkı azaldığında termodinamiğin I. yasası açısından R134A soğutucu akışkanın performansının R152A soğutucu akışkanına göre daha iyi olduğu, fakat sıcaklık farkı arttırıldığında ise R152A soğutucu akışkanının performansının R134A soğutucu akışkanının performansına göre daha iyi olduğu belirlenmiştir (Cabello ve ark., 2016).

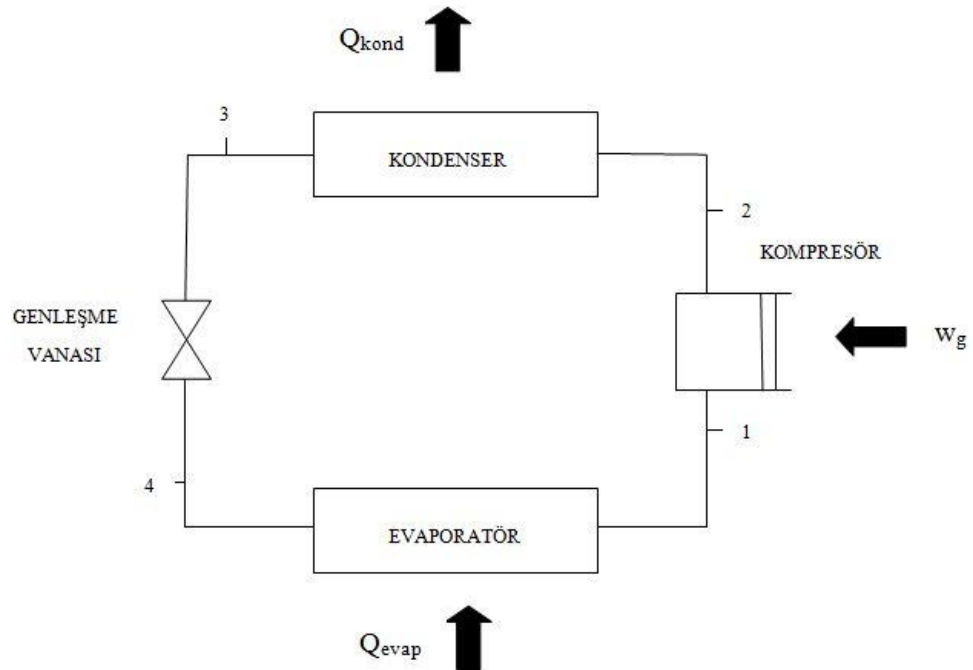
## 2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

### 2.1. Tek Kademeli Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemi

Soğutma üniteleri, düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı transfer eden makinelerdir. Soğutma çevrimi ise soğutucu akışkanın düşük sıcaklıktaki ortamdan kompresör aracılığıyla ısıyı çekip yüksek sıcaklıktaki ortama atması şeklinde oluşan çevrimdir. Bu işlemin tamamlanması için dışarıdan bir enerjiye ihtiyaç duyulmaktadır. Bu enerji sayesinde, kompresör doymuş buhar veya kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkanın, basıncını arttırarak soğutucu akışkanı yoğuşturucuya gönderir. Yoğuşturucu, soğutucu akışkanın ısını dış ortama atmasını ve soğutucu akışkanın yoğunlaşmasını sağlar. Yoğuşan akışkan kılcal boruda genişleyerek ıslak buhar haline gelir. Daha sonra soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan geçerken soğutulmak istenen ortamın ısını çekerek doymuş buhar veya kızgın buhar fazına geçerek tekrar kompresöre girer. Bu şekilde çevrim tamamlanır (Yamankaradeniz ve ark., 2013).

Bu çevrim dört hal değişiminden oluşur:

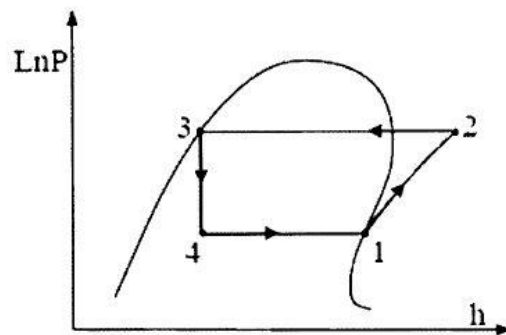
- 1-2 : Kompresörde akışkanın sıkıştırılması
- 2-3 : Kondenserde çevreye ısı verilmesi
- 3-4 : Genleşme vanasında kısılma
- 4-1 : Evaporatörde akışkanın ısı alması



**Şekil 2.1.** Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin şematik gösterimi

Soğutma çevrimlerinin incelenmesi ve çözümlenmesinde sık olarak T-s ve P-h diyagramları kullanılır. P-h diyagramı Şekil 2.2’ de gösterilmiştir.

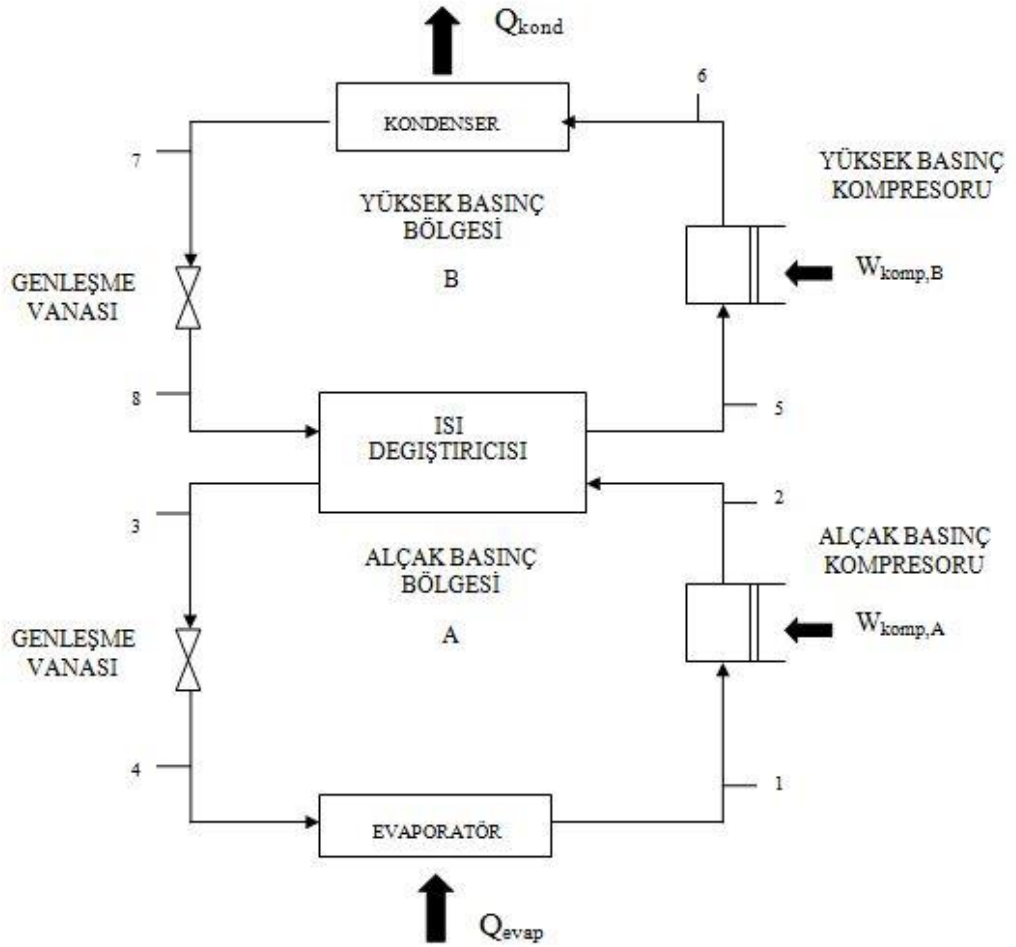
P-h diyagramında bir soğutma çevriminde, çevrim boyunca meydana gelen değişimler ifade edilir. Soğutma çevriminin her noktasındaki soğutucu akışkana ait özellikler gözlemlenir.



**Şekil 2.2.** Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin LnP-h diyagramı (Cimşit, 2009)

## 2.2. Kaskad Soğutma Sistemi

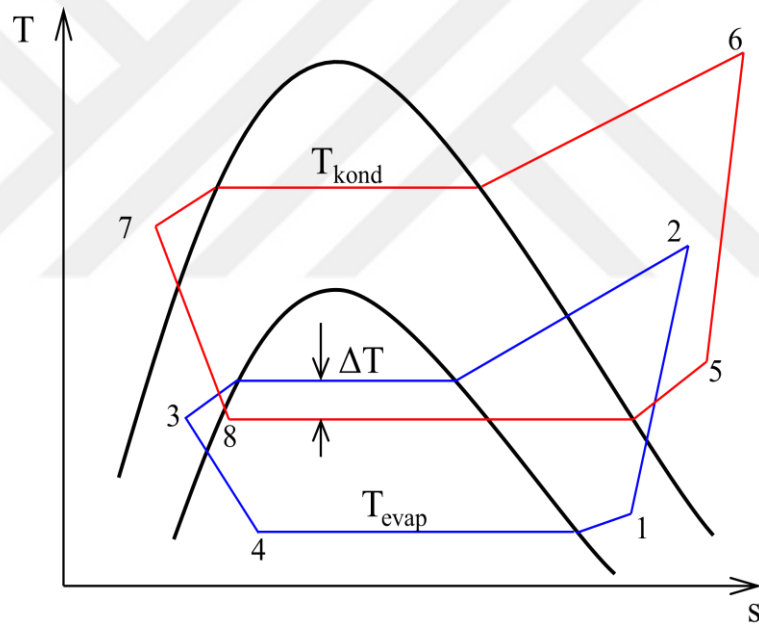
Günümüzde en yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri günlük ihtiyacı karşılamaya yeterli ve ekonomik olduğu için kullanımı yaygınlaşmıştır. Fakat endüstri gibi bazı uygulama alanlarında yüksek soğutma aralığına ihtiyaç duyulabilir. İstenilen yüksek soğutma aralığı aynı zamanda yüksek bir basınç aralığı ihtiyacını beraberinde getirmektedir. Yüksek basınç aralığı pistonlu kompresörler için düşük verim anlamına gelmektedir. Böyle durumlarda başvurulan yöntemlerin en önemli bir tanesi soğutma işlemini iki veya daha fazla sayıda kademe ile gerçekleştirmektir. Bu tip sistemlere kaskad soğutma sistemi adı verilir. Bir kaskad soğutma sisteminin temel şematik görünümü Şekil 2.3’de gösterilmiştir.



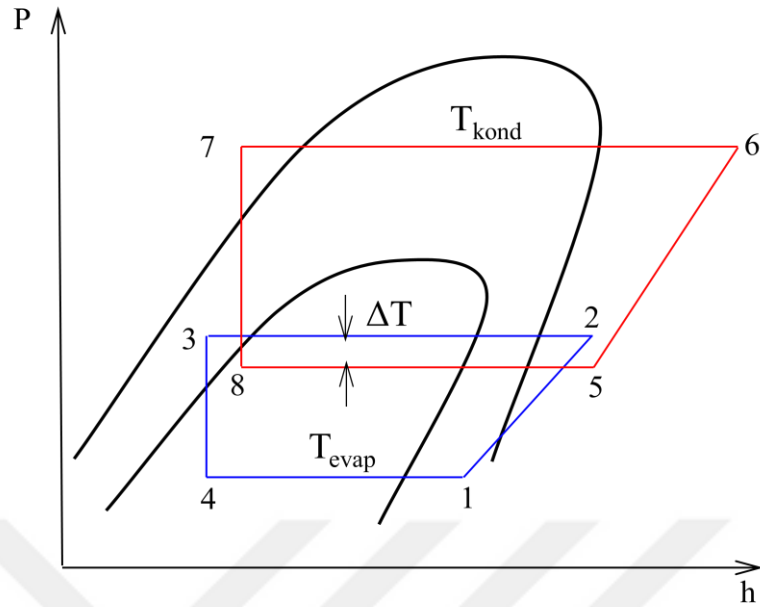
Şekil 2.3. Kaskad soğutma sisteminin şematik gösterimi

Kaskad soğutma sistemlerinde her bir çevrim içinde dolaşan soğutucu akışkan aynı veya farklı olabilir. Her akışkan kendisi için ideal sıcaklıklarda çalışarak çevrimi tamamlar.

Kaskad soğutma sistemi, tek kademeli soğutma sistemine göre daha az kompresör işi harcayarak soğutulan ortamdan daha fazla ısı çeker. Dolayısıyla daha az enerji kullanarak daha fazla soğutma gerçekleştirir. İki kademeli buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sisteminin T-s ve P-h diyagramları Şekil 2.4 ve Şekil 2.5’ de gösterilmektedir.



Şekil 2.4. İki kademeli kaskad soğutma sistemi T-s diyagramı



**Şekil 2.5.** İki kademeli kaskad soğutma sistemi P-h diyagramı

İki kademeli soğutma sistemleri, iki ayrı buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemlerinden oluşmaktadır. Birinci kademedeki soğutma sisteminin evaporatörü, ikinci kademe sistemin kondenseri olmaktadır (ısı değiştirici). Bu bir ısı değiştirici aracılığıyla yapılmakta, kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilir ve ısı değiştiricinin iyi yalıtıldığı kabul edilirse, alt çevrimdeki akışkanın verdiği ısı üst çevrim akışkanının aldığı ısıya eşit olmaktadır (İsa ve Onat, 2012).

$$\dot{m}_B (h_5 - h_8) = \dot{m}_A (h_2 - h_3) \quad (2.1)$$

Burada;

$\dot{m}_A$  : Alt çevrimde kullanılan akışkanın kütleli debisi

$\dot{m}_B$  : Üst çevrimde kullanılan akışkanın kütleli debisi

$h_2$  : Alt çevrim soğutkanının kompresör çıkış entalpisi

$h_3$  : Alt çevrim soğutkanının ısı değiştiricisinden çıkış entalpisi

$h_5$  : Üst çevrim akışkanının ısı değiştiricisinden çıkış entalpisi

$h_8$  : Üst çevrim akışkanının kısılma vanasından çıkış entalpisi

olarak verilmiştir.

Bir soğutma sisteminin verimi, etkinlik katsayısı ile tanımlanır ve COP ile gösterilir. Soğutma sisteminin amacı soğutulmak istenen ortamdan ısı çekerek bu ısıyı bir başka ortama aktarmaktır ve bu amacı gerçekleştirmek için bir iş harcaması gerekmektedir. Soğutma sisteminin etkinlik katsayısı şu şekilde ifade edilir:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{net}} \quad (2.2)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{komp,A} + \dot{W}_{komp,B} \quad (2.3)$$

Burada;

$\dot{Q}_{evap}$  : Soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarı

$\dot{W}_{komp,A}$  : Alt çevrimde kullanılan kompresörün yaptığı iş

$\dot{W}_{komp,B}$  : Üst çevrimde kullanılan kompresörün yaptığı iş

$\dot{W}_{net}$  : Yapılan toplam kompresör işi

COP : Soğutma tesir katsayısı

Yüksek basınç bölgesindeki ve alçak basınç bölgesindeki kompresörler için termodinamiğin I. yasası uygulanırsa:

$$\dot{W}_{komp,A} = \dot{m}_A (h_2 - h_1) \quad (2.4)$$

$$\dot{W}_{komp,B} = \dot{m}_B (h_6 - h_5) \quad (2.5)$$

denklemleri elde edilir.

Evaporatör, kondenser ve her iki kademenin genişleme vanaları için termodinamiğin I. yasası uygulanacak olursa:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_A (h_1 - h_4) \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_B (h_7 - h_6) \quad (2.7)$$

$$h_3 = h_4 \quad (2.8)$$

$$h_7 = h_8 \quad (2.9)$$

denklemleri elde edilir.

Burada;

$\dot{Q}_{\text{evap}}$  : Soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarı

$\dot{Q}_{\text{kond}}$  : Çevreye atılan ısı miktarı

$h_1$  : Alçak basınç bölgesindeki akışkanın kompresöre giriş entalpisi

$h_2$  : Alçak basınç bölgesindeki akışkanın kompresörden çıkış entalpisi

$h_3$  : Alçak basınç bölgesindeki akışkanın ısı değiştiricisinden çıkış entalpisi

$h_4$  : Alçak basınç bölgesindeki akışkanın evaporatöre giriş entalpisi

$h_5$  : Yüksek basınç bölgesindeki akışkanın kompresöre giriş entalpisi

$h_6$  : Yüksek basınç bölgesindeki akışkanın kompresörden çıkış entalpisi

$h_7$  : Yüksek basınç bölgesindeki akışkanın kondenserden çıkış entalpisi

$h_8$  : Yüksek basınç bölgesindeki akışkanın ısı değiştiricisine giriş entalpisini

göstermektedir.



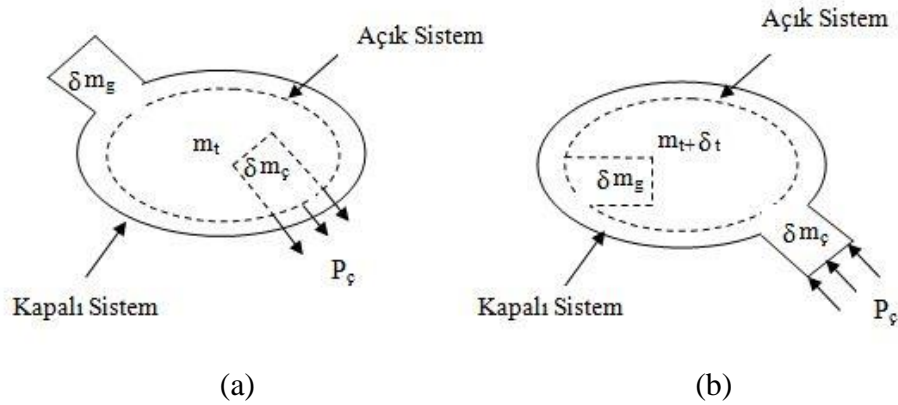
### 3. KURAMSAL TEMELLER

#### 3.1. Kütlenin Korunumu Yasası

Kütlenin korunumu denklemi yazılırken Şekil 3.1’de gösterilen açık sistem içerisinde hareket eden kapalı sistem yaklaşımından faydalanılacaktır.

İki kademeli kaskad buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile ilgili olarak yapılan kabuller aşağıda belirtilmiştir.

- Kondenser, evaporatör, kompresör ve boru hattındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşması ve yoğuşması sabit basınç altında gerçekleşmektedir.
- Soğutucu akışkan kompresörlerde adyabatik olarak sıkıştırılmaktadır.
- Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın dağılımı homojendir ve sürekli açık ve sürekli akış şartlarına göre olmaktadır.
- Kompresör ve boru hatlarında dış ortama ısı transferi ihmal edilmektedir.
- Kompresörlerin tükettiği elektriksel gücün tamamı soğutucu akışkanın sıkıştırılmasında harcanmıştır.
- Soğutucu akışkan, genişleme elemanlarında sabit entalpi ile genişlerken basınç ve sıcaklığı iç ünite basınç ve sıcaklığına düşürülmektedir.
- Soğutma çevrim elemanlarındaki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilecek seviyede düşüktür (Töre, 2015).



**Şekil 3.1.** Kütlenin korunumu için açık ve kapalı sistem  
(a) t anında, (b) t+ δt anında

Sabit kütle kontrol hacim içerisinde hareket ettirildiğinde her iki anda yani t ve t+ δ t anlarında kütleler birbirine eşit olacaktır.

$$m_t + \delta m_g = m_{t+\delta t} + \delta m_ç \quad (3.1)$$

(3.1) denklemi  $\delta t$  zaman aralığına bölünür,  $\delta t \rightarrow 0$ 'a yaklaşırken limit alınırsa, kütlenin korunumu denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\frac{dm_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_ç \quad (3.2)$$

elde edilir.

Burada;

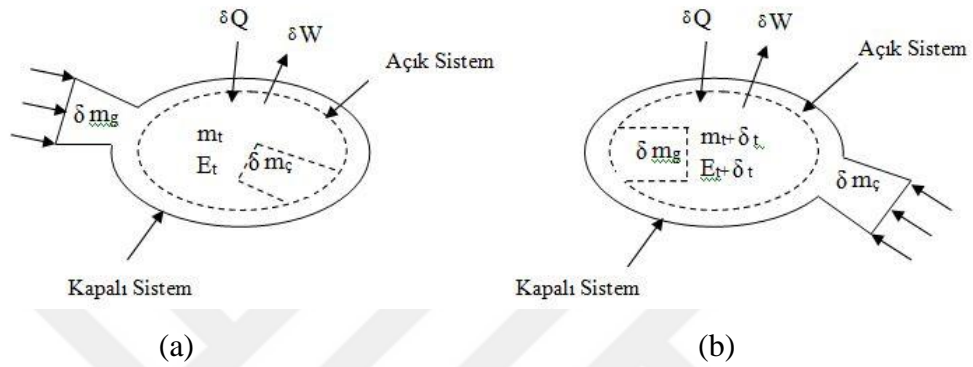
$\dot{m}_g$  : Kontrol hacme giren akışkanın kütleli debisi

$\dot{m}_ç$  : Kontrol hacimden çıkan akışkanın kütleli debisi

$\frac{dm_{KH}}{dt}$  : Kontrol hacimdeki birim zamandaki kütle değişimi

### 3.2. Termodinamiğin Birinci Yasası

Termodinamiğin I. yasaı aynı zamanda enerjinin korunumu yasaı olarak da bilinir. Birinci yasa denklemini çıkartılırken kütlelenin korunumu yasaında olduğu gibi açık sistem içerisinde hareket eden kapalı sistem yaklaşımı kullanılacaktır.



**Şekil 3.2.** Enerjinin korunumu için açık ve kapalı sistem  
(a) t anında, (b) t+δt anında

Kapalı sistem için termodinamiğin I. yasaı diferansiyel biçimde yazılırsa,

$$\delta Q_{KH} - \delta W_{KH} = dE \quad (3.3)$$

denklemini elde edilir. Yukarıdaki denklem  $\delta t$  ile bölünür ve sistemin ilk ve son haldeki enerjileri yazılırsa

$$\frac{\delta Q_{KH}}{\delta t} - \frac{\delta W_{KH}}{\delta t} = \frac{E_2 - E_1}{\delta t} \quad (3.4)$$

eşitliği elde edilir.

Kapalı sistemin yaptığı iş, kontrol hacim işi, kütle giriş ve çıkışlarından dolayı yapılan işlerden oluşmaktadır.

$$\delta W = \delta W_{KH} + P_{\dot{m}_\dot{c}} \delta m_{\dot{c}} v_{\dot{c}} - P_g \delta m_g v_g \quad (3.5)$$

$$E_1 = E_t + \delta m_g e_g \quad (3.6)$$

$$E_2 = E_{t+\delta t} + \delta m_\zeta e_\zeta \quad (3.7)$$

Sistemin ilk ve son durumdaki enerjileri olan  $E_1$  ve  $E_2$  denklem (3.4)' de yerine yazılır ve kütlelerin korunumunda olduğu gibi  $\delta t \rightarrow 0$  limit işlemi yapılırsa

$$\frac{dE_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g (h + k_E + p_E)_g - \sum \dot{m}_\zeta (h + k_E + p_E)_\zeta - \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} \quad (3.8)$$

termodinamiğin I. kanunu ifade eden temel denklem elde edilir.

Burada;

$\frac{dE_{KH}}{dt}$  : Kontrol hacimdeki birim zamanda enerji değişimi

$h$  : Entalpi

$E_t$  :  $t$  anında kontrol hacmin sahip olduğu enerji

$E_{t+\delta t}$  :  $t + \delta t$  anında kontrol hacmin sahip olduğu enerji

$\dot{Q}_{KH}$  : Kontrol hacme birim zamanda verilen ısı miktarı

$\dot{W}_{KH}$  : Kontrol hacmin birim zamanda yaptığı iş miktarı

$k_E$  : Kinetik enerji

$p_E$  : Potansiyel enerji

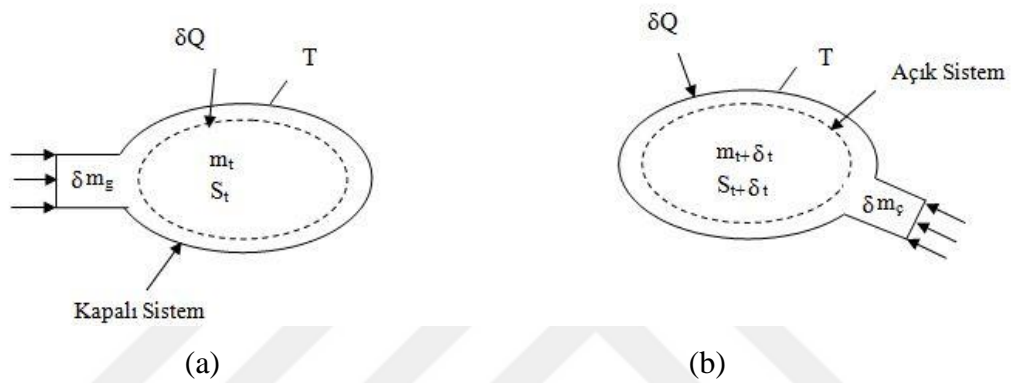
### 3.3. Termodinamiğin İkinci Yasası

Bir sistem içerisinde bulunan enerjinin iş yapabilme potansiyeli, sistemden elde edilebilecek maksimum yararlı iş diğer bir ifade ile ekserjidir. Bir hal değişimi meydana gelirken yapılan iş, ilk hal, son hal ve izlenen yola bağlıdır. İzlenen yol tersinir olduğundan ve son hal çevre şartları olduğunda ekserji elde edilir.

Aşırı kızdırma ve aşırı soğutma yapılmadan iç ünite ve dış ünite sıcaklıkları kontrol altında tutularak ekserji analizi ile iç ünite, dış ünite etkinliğini kullanarak tersinmezlikler hesaplanmış ve bu yöntemler ışığında bilgisayar ortamında iterasyonlar yapılarak, iç ünite ve dış ünite etkinlikleri için optimum ortam şartları

tespit edilmiştir. Sonuç olarak iç ünite sıcaklığın artması sonucu etkinliğin arttığı ve tersinmezliğin de azaldığı; dış ünite sıcaklığının artması sonucu etkinliğin arttığı ve tersinmezliğin de arttığı görülmüştür (Koçoğlu, 1993).

Ekserji; sistemin yalnız çevre koşuluyla oluşan ısı transferiyle dengenin sağlanarak, maksimum teorik işin elde edilmesidir. Sistemler arasında ekserji; enerji, entropi, kütle ve diğer sistem özellikleriyle nakledilir. Ekserji, bir malzeme akışındaki maksimum elde edilebilirlik miktarıdır (Küçükşahin, 2012).



**Şekil 3.3.** Sistem ve kontrol hacmi  
(a) t anında, (b) t+δt anında

Entropi dengesi denklemini yazmak için daha önce de kullanıldığı gibi açık sistem içerisinde hareket eden kapalı sistem yaklaşımı kullanılacaktır.

Kapalı sistem için termodinamiğin II. kanunu

$$dS = \left( \frac{\delta Q}{T} \right) + \delta S_{\text{üretim}} \quad (3.9)$$

olarak yazılabilir.

Denklem (3.9)  $\delta t$  zaman aralığına bölünür,  $\delta t \rightarrow 0$ 'a yaklaşırken limit alınır, sistemin t anındaki entropi miktarı  $S_1$  ve t+ $\delta t$  anındaki entropi miktarı ise  $S_2$  olmak üzere;

$$S_1 = S_t + S_g \delta m_g \quad (3.10)$$

$$S_2 = S_{t+\delta t} + S_ç \delta m_ç \quad (3.11)$$

yerlerine yazılırsa

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_ç s_ç + \sum \left( \frac{Q}{T} \right) + \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.12)$$

açık sistem için entropi denge denklemi elde edilmiş olur.

Burada;

$\frac{dS}{dt}$  : Kontrol hacim içindeki entropi değişimi

$\frac{\delta Q}{T}$  : Isı transferi ile olan entropi değişimi

$S_t$  : t anında açık sistem içerisindeki entropi değişimi

$S_{t+\delta t}$  : t+ $\delta t$  anında açık sistem içerisindeki entropi miktarını

$\dot{S}_{\text{üretim}}$  : Üretilen entropi miktarını

göstermektedir.

Tek girişli ve tek çıkışlı SASA modeli için:

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = 0$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_\chi = \dot{m}$$

olmak üzere (3.12) denklemi

$$0 = m(s_g - s_\chi) + \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.13)$$

halini alır.

Tersinmezlik, Gouy-Stodola teoreminine göre:

$$I = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.14)$$

olarak tanımlanmaktadır.

Eş. 3.12 ve Eş. 3.14, Şekil 2.3' de gösterilen iki kademeli kaskad soğutma sistemi için uygulandığında her iki kompresörde üretilen entropi ve tersinmezlik;

$$\dot{S}_{\text{komp,A}} = \dot{m}_A (s_2 - s_1) \quad (3.15)$$

$$\dot{S}_{\text{komp,B}} = \dot{m}_B (s_6 - s_5) \quad (3.16)$$

$$\dot{I}_{\text{komp,A}} = T_0 \dot{m}_A (s_2 - s_1) \quad (3.17)$$

$$\dot{I}_{\text{komp,B}} = T_0 \dot{m}_B (s_6 - s_5) \quad (3.18)$$

Burada;

$T_0$  : Ortam sıcaklığı

- $s_1$  : Alçak basınç kompresörü giriş entropisi  
 $s_2$  : Alçak basınç kompresörü çıkış entropisi  
 $s_5$  : Yüksek basınç kompresörü giriş entropisi  
 $s_6$  : Yüksek basınç kompresörü çıkış entropisi  
 $\dot{m}_A$  : Alçak basınç bölgesindeki akışkanın kütleli debisi  
 $\dot{m}_B$  : Yüksek basınç bölgesindeki akışkanın kütleli debisi  
 $\dot{Q}_{komp,A}$  : Alçak basınç kompresöründe oluşan tersinmezlik miktarı  
 $\dot{Q}_{komp,B}$  : Yüksek basınç kompresöründe oluşan tersinmezlik miktarı  
 $\dot{S}_{komp,A}$  : Alçak basınç kompresöründe oluşan entropi üretimi  
 $\dot{S}_{komp,B}$  : Yüksek basınç kompresöründe oluşan entropi üretimini tanımlamaktadır.

Her iki genişleme vanası için entropi ve tersinmezlik;

$$\dot{S}_{TEV,A} = \dot{m}_A (s_4 - s_3) \quad (3.19)$$

$$\dot{S}_{TEV,B} = \dot{m}_B (s_8 - s_7) \quad (3.20)$$

$$\dot{Q}_{TEV,A} = T_0 \dot{m}_A (s_4 - s_3) \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_{TEV,B} = T_0 \dot{m}_B (s_8 - s_7) \quad (3.22)$$

şeklinde elde edilir.

Burada;

- $T_0$  : Ortam sıcaklığı  
 $s_3$  : Alçak basınç bölgesindeki genişleme vanasının giriş entropisi  
 $s_4$  : Alçak basınç bölgesindeki genişleme vanasının çıkış entropisi  
 $s_7$  : Yüksek basınç bölgesindeki genişleme vanasının giriş entropisi  
 $s_8$  : Yüksek basınç bölgesindeki genişleme vanası çıkış entropisi  
 $\dot{m}_A$  : Alçak basınç bölgesindeki akışkanın kütleli debisi  
 $\dot{m}_B$  : Yüksek basınç bölgesindeki akışkanın kütleli debisi  
 $\dot{Q}_{TEV,A}$  : Alçak basınç bölgesindeki genişleme vanasında oluşan tersinmezlik

$\dot{\mathcal{E}}_{TEV,B}$  : Yüksek basınç bölgesindeki genişleme vanasında oluşan tersinmezlik

$\dot{\mathcal{S}}_{TEV,A}$  : Alçak basınç bölgesindeki genişleme vanasında oluşan entropi üretimi

$\dot{\mathcal{S}}_{TEV,B}$  :Yüksek basınç bölgesindeki genişleme vanasında oluşan entropi üretimini göstermektedir.

Şekil 2.3' de gösterilen iki kademeli kaskad soğutma sisteminin evaporatör ve kondenseri için üretilen entropi ve tersinmezlik denklemleri;

$$\dot{\mathcal{S}}_{evap} = \dot{m}_A \left[ (s_1 - s_4) - \frac{(h_1 - h_4)}{T_d} \right] \quad (3.23)$$

$$\dot{\mathcal{S}}_{kond} = \dot{m}_B \left[ (s_7 - s_6) - \frac{(h_7 - h_6)}{T_d} \right] \quad (3.24)$$

$$\dot{\mathcal{E}}_{evap} = T_0 \dot{m}_A \left[ (s_1 - s_4) - \frac{(h_1 - h_4)}{T_d} \right] \quad (3.25)$$

$$\dot{\mathcal{E}}_{kond} = T_0 \dot{m}_B \left[ (s_7 - s_6) - \frac{(h_7 - h_6)}{T_d} \right] \quad (3.26)$$

denklemlerinde gösterildiği gibi elde edilir.

Burada :

$\dot{\mathcal{E}}_{evap}$  : Evaporatörde meydana gelen tersinmezlik

$\dot{\mathcal{E}}_{kond}$  : Kondenserde meydana gelen tersinmezlik

$\dot{\mathcal{S}}_{evap}$  : Evaporatörün entropi miktarı

$\dot{\mathcal{S}}_{kond}$  : Kondenserin entropi miktarı

$T_d$  : Yüzey sınır tabaka sıcaklığı

$s_1$  : Alçak basınç bölgesindeki kompresörün giriş entropisi

$s_4$  : Evaporatör giriş entropisi

$s_6$  : Yüksek basınç bölgesindeki kompresörün çıkış entropisi

$h_1$  : Alçak basınç bölgesindeki kompresör giriş entalpisi

$h_4$  : Evaporatör giriş entalpisi



$h_6$  : Yüksek basınç bölgesindeki kompresör çıkış entalpisi  
 $h_7$  : Yüksek basınç bölgesindeki genişleme vanasının giriş entalpisi tanımlanmaktadır.

Sistemin toplam tersinmezliği alt ve üst çevrim elemanlarında meydana gelen tersinmezlikler ile ısı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezliğin toplamı ile elde edilir.  $\dot{\mathcal{E}}_A$  alçak sıcaklık bölgesinin toplam tersinmezliği,  $\dot{\mathcal{E}}_B$  yüksek sıcaklık bölgesinin toplam tersinmezliği,  $\dot{\mathcal{E}}_{\text{isideg}}$  iki sistemin ortak elemanı olan ısı değiştiricisinin tersinmezliği ve  $\dot{\mathcal{E}}_{\text{top}}$  sistemin toplam tersinmezliği olmak üzere:

$$\dot{\mathcal{E}}_{\text{top}} = \dot{\mathcal{E}}_A + \dot{\mathcal{E}}_B + \dot{\mathcal{E}}_{\text{ISIDEG}} \quad (3.27)$$

$$\dot{\mathcal{E}}_A = \dot{\mathcal{E}}_{\text{komp,A}} + \dot{\mathcal{E}}_{\text{TEV,A}} + \dot{\mathcal{E}}_{\text{evap}} \quad (3.28)$$

$$\dot{\mathcal{E}}_B = \dot{\mathcal{E}}_{\text{komp,B}} + \dot{\mathcal{E}}_{\text{TEV,B}} + \dot{\mathcal{E}}_{\text{kond}} \quad (3.29)$$

$$\dot{\mathcal{E}}_{\text{ISIDEG}} = T_0 \left[ \dot{m}_A (s_3 - s_2) + \dot{m}_B (s_5 - s_8) \right] \quad (3.30)$$

şeklinde tanımlanır.

Açık sistemin ekserji değişimi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\frac{dE_{x,KH}}{dt} = \sum \dot{m}_i e_{x,i} - \sum \dot{m}_e e_{x,e} + \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{\mathcal{Q}}_j - \left( \dot{W}_{KH} - P_0 \frac{dV_{KH}}{dt} - \dot{\mathcal{E}}_D \right) \quad (3.31)$$

$$\dot{\mathcal{E}}_D = \sum \dot{m}_i e_{x,i} - \sum \dot{m}_e e_{x,e} \quad (3.32)$$

Eş 3.32 iki kademeli kaskad soğutma sistemi elemanları için uygulanırsa

Evaporatör için;

$$\dot{\mathcal{E}}_{D,\text{evap}} = \dot{m}_A (e_{x,4} - e_{x,1}) \quad (3.33)$$

Alçak basınç bölgesindeki kompresör için;

$$\dot{\mathcal{E}}_{D,\text{komp,A}} = \dot{m}_A (e_{x,1} - e_{x,2}) - \dot{W}_{\text{komp,A}} \quad (3.34)$$

Alçak basınç bölgesindeki genişleme vanası için;

$$\dot{\mathcal{E}}_{D,\text{TEV,A}} = \dot{m}_A (e_{x,3} - e_{x,4}) \quad (3.35)$$

Yüksek basınç bölgesindeki kompresör için;

$$\dot{E}_{D,komp,B} = \dot{m}_B (e_{x,5} - e_{x,6}) - \dot{W}_{komp,B} \quad (3.36)$$

Kondenser için;

$$\dot{E}_{D,kond} = \dot{m}_B (e_{x,6} - e_{x,7}) \quad (3.37)$$

Yüksek basınç bölgesindeki genişleme vanası için;

$$\dot{E}_{D,TEV,B} = \dot{m}_B (e_{x,7} - e_{x,8}) \quad (3.38)$$

Isı değiştiricisi için;

$$\dot{E}_{D,ısıdeg} = \dot{m}_A (e_{x,2} - e_{x,3}) + \dot{m}_B (e_{x,8} - e_{x,5}) \quad (3.39)$$

$\dot{E}_D$  : Yok olan ekserji

$\dot{E}_{D,evap}$  : Evaporatördeki yok olan ekserji miktarı

$\dot{E}_{D,komp,A}$  : Alçak basınç bölgesi kompresörünün yok olan ekserji miktarı

$\dot{E}_{D,TEV,A}$  : Alçak basınç bölgesindeki genişleme vanasında yok olan ekserji miktarı

$\dot{E}_{D,komp,B}$  : Yüksek basınç bölgesindeki kompresörde yok olan ekserji miktarı

$\dot{E}_{D,kond}$  : Kondenserde yok olan ekserji miktarı

$\dot{E}_{D,TEV,B}$  : Yüksek basınç bölgesindeki genişleme vanasında yok olan ekserji miktarı

$\dot{E}_{D,ısıdeg}$  : Isı değiştiricisinde yok olan ekserji miktarı

### 3.4. Hata Analizi ve Belirsizlik

Belirli sistemler üzerine yapılan deneysel çalışmalarda, alınan veriler neticesinde elde edilen sonuçlar kadar önem arz eden bir husus ölçülen değerlerin doğruluğudur. Bu doğruluğu etkileyen en önemli etkenlerden birisi ise, deneyler esnasında ortaya çıkabilecek hatalardır.

Deney düzeneklerinde meydana gelen hatalardan en önemlisi kullanılan ölçüm cihazlarının ve deney düzeneğinin yapısından kaynaklanan hatalardır. Bu hataların tespiti ve engellenmesi her zaman mümkün değildir. Bunun nedeni deneyde kullanılan araç ve gereçlerin yapısıdır.

Yapılan deneysel çalışma sonuçlarının belirsizliğini etkileyen hata tiplerini üç ana grupta toplamak mümkündür. Birinci olarak; deneyde kullanılan araç ve gereçlerin imalatından kaynaklanan hatalar, ikinci olarak; sebebi genellikle kesin olarak bilinmeyen, aynı büyüklüğün tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar, üçüncü olarak; deney ve gereçlerinde rastgele elektronik salınımlardan, sürtünme etkilerinden v.s. kaynaklanan rastgele hatalardır. Çoğu zaman sabit hatalar ile rastgele hataları birbirinden ayırt etmek zordur (Holman, 1971).

Bu çalışmada deneysel bulgular sonucu meydana gelen hataların analizi için belirsizlik analizi kullanılmıştır. Bu yöntemle göre, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük  $R$  ayrıca  $R'$  ye etki eden  $n$  tane ( $x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n$ ) bağımsız değişken vardır.

Bu durumda;

$$R=R(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n) \quad (3.40)$$

şeklinde yazılmaktadır (Kline ve McClintock, 1953).

Bütün bağımsız değişkenler için hata oranları sırasıyla  $w_1, w_2, w_3, w_4, \dots, w_n$  ve  $R'$  ye ait olan hata oranı  $W_R$  olmak üzere

$$W_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_4} w_4 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.41)$$

şeklinde yazılmaktadır.

**Çizelge 3.1.** Kullanılan cihazların ölçüm hassasiyetleri

<b>Cihaz</b>	Sıcaklık ölçer	Debimetre	Yağlı tip kadranlı manometre
<b>Ölçüm Hassasiyeti</b>	1,5	%3	%3

Yapılan deneyler sırasında ölçülen parametrelerde oluşan hata oranları Eş. 3.41 yardımı ile hesaplanarak Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Deneyler sırasında meydana gelen hata miktarları

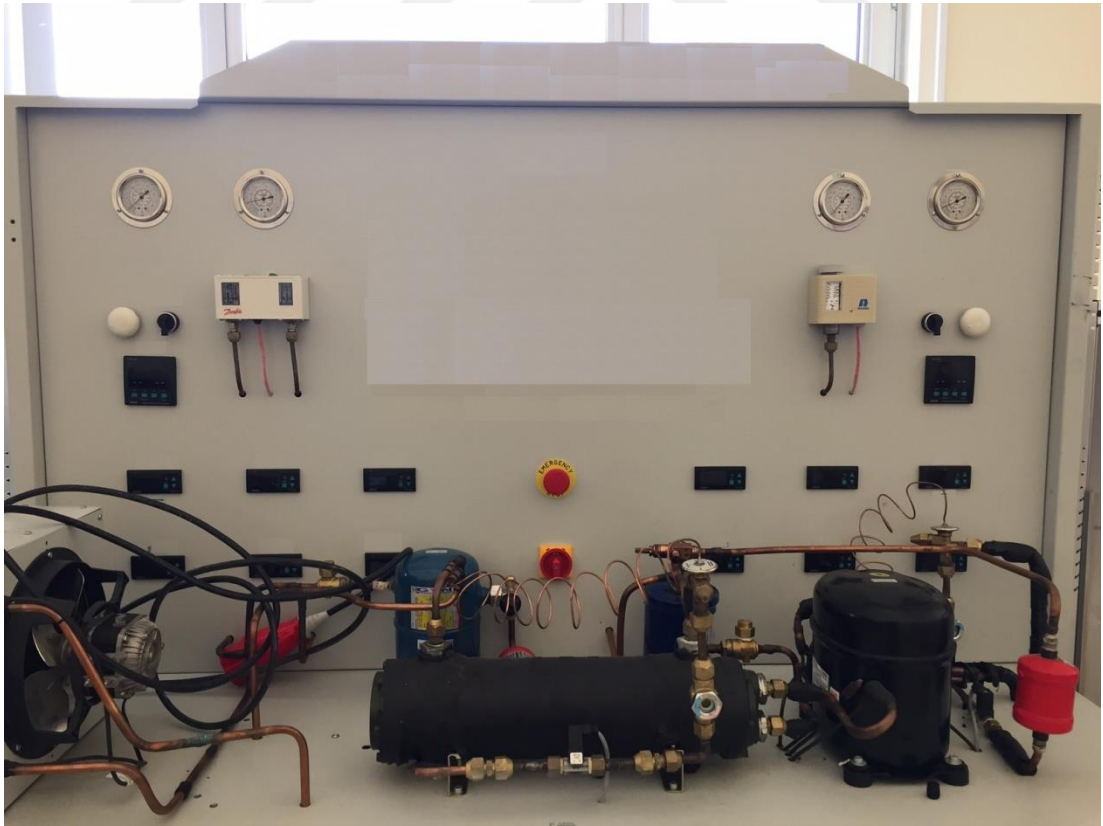
<b>Hata Oluşturan Parametre</b>	<b>Toplam Hata Miktarı (%)</b>
Evaporatör kapasitesinin ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	3,01
Kondenser kapasitesinin ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	3,00
Toplam harcanan gücün ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	3,04
COP ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata	0,65
Entropi üretiminde yapılabilecek toplam hata	3,01
Kütleli debi ölçümünde yapılabilecek toplam hata	3,00

#### 4. MATERYAL VE YÖNTEM

Yapılan deneysel çalışmalar, Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümü termodinamik laboratuvarında yapılmıştır. Kullanılan odanın ebatları 6x4x3,8 m'dir.

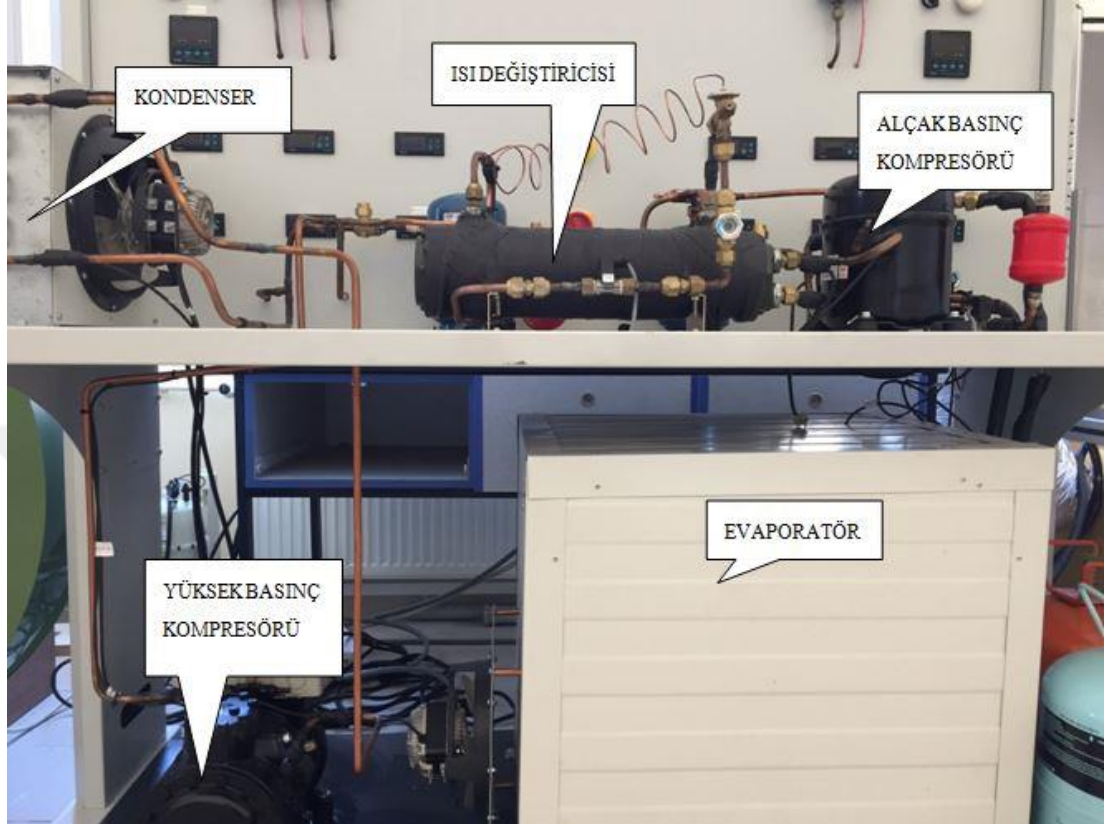
Kullanılan iki kademeli kaskad soğutma sistemi kısaca alçak basınç kompresörü, yüksek basınç kompresörü, evaporatör, kondenser, ısı değiştiricisi, genleşme vanası, debimetre, kurutucu, gözetleme camı ve sıvı tankından oluşmaktadır. Her iki kompresörün giriş ve çıkışlarına yerleştirilmiş 4 adet manometre ile alçak ve yüksek basınç ölçülmektedir. Ayrıca odanın sıcaklık ve nemini ölçebilmek için dijital termometre kullanılmıştır.

Kaskad soğutma sistemi yüksek basınç bölgesi Resim 4.1'de gösterilmektedir.



**Resim 4.1.** Kaskad soğutma sistemi yüksek basınç bölgesi

Deney sistemi genel düzeneği Resim 4.2' de gösterilmiştir.

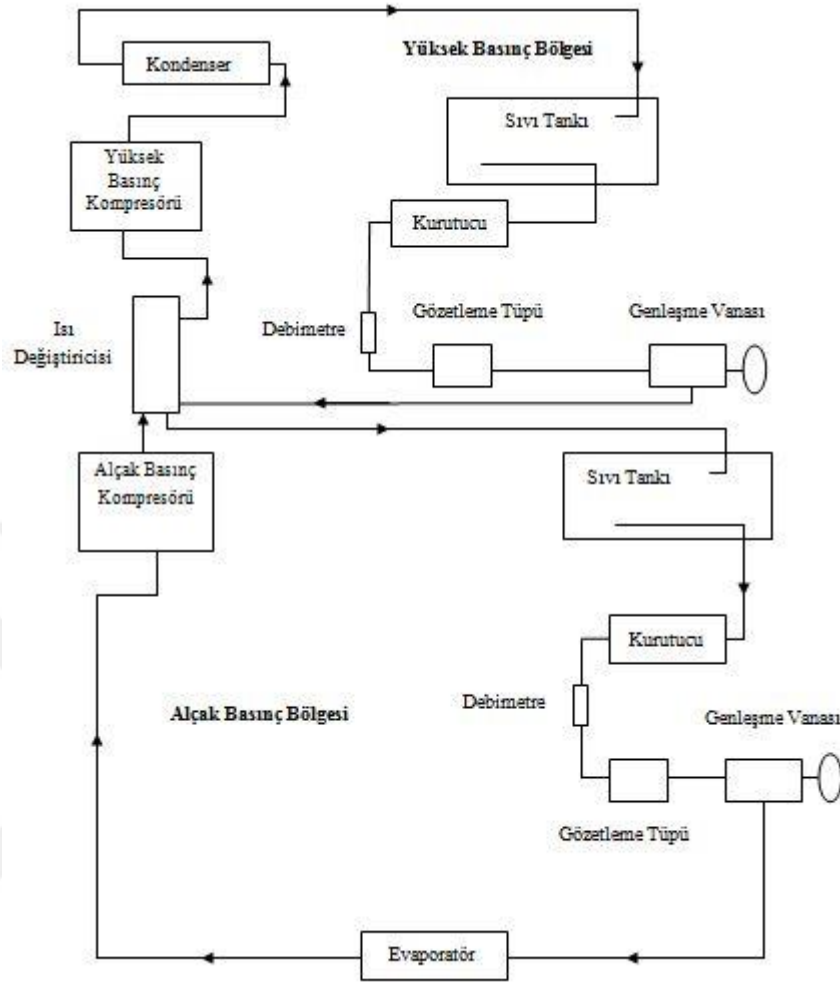


Kaskad soğutma sistemi deney düzeneğinde kullanılan ısı değiştiricisi Resim 4.3'de gösterilmiştir.



**Resim 4.3.** Isı değiştiricisi

Deney esnasında değişen sıcaklık değerlerini ölçebilmek için her iki kompresörün, evaporatörün, kondenserin ve ısı değiştiricisinin giriş ve çıkışlarına sıcaklık ölçerler yerleştirilmiştir. Ayrıca alçak ve yüksek basınç bölgesinde kullanılan soğutucu akışkan debilerini ölçebilmek için debimetre kullanılmıştır.



Şekil 4.1. İki kademeli kaskad soğutma sistemi deney düzeneği şematik görünümü

Çizelge 4.1. Soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri (Kundu ve ark., 2014; Alabdulkarem ve ark., 2015; Babiloni ve ark., 2015; Fadhl ve ark., 2015; Fannou ve ark., 2015; Ngema ve ark., 2015; Roe, 2015)

Soğutucu Akışkan	ODP	GWP	Kritik Sıcaklık (K)	Kritik Basınç (kPa)	Buharlaşma Gizli Isısı (kJ/kg)
R134A	0	1300	374,21	4059,3	177,79
R404A	0	3943	345,27	3734,9	140,25

Bir soğutucu akışkanın seçilebilmesi için birçok özelliğe sahip olması gerekir. Bunlardan bir kaç; kullanma şartlarındaki kimyasal kararlılık, gizli buharlaşma ısısı, ısı iletim katsayısı, viskozite, yoğuşma basıncı, fiyat, kolay temin edilebilirlik ve



çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların maksimum ve minimum değerlerinde bile sahip olduğu özellikleri korumasıdır.

Çizelge 4.1 dikkate alındığında ve iki kademeli kaskad soğutma sisteminin yaklaşık çalışma şartlarına dikkat edildiğinde alçak basınç bölgesi için R404A, yüksek basınç bölgesi için ise R134A kullanımı uygun görülmüştür.

Deney sisteminde R404A kompresöre düşük sıcaklık ve düşük basınçta doymuş buhar olarak girer ve kompresörde sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artırılır dolayısıyla yüksek sıcaklık ve yüksek basınçta çıkmış olur. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan R404A ısı değiştiricisine girer ve ikinci kademede aynı çevrimi takip eden R134A'ya ısı aktararak doymuş sıvı olarak ısı değiştiricisinden çıkar. Isı değiştiricisinden çıkan akışkan genleşme vanasına girer basıncı evaporatör basıncına düşürülür ve akışkanın sıcaklığı soğutulacak ortam sıcaklığının altına düşmüş olur. Daha sonra R404A evaporatöre girer ve soğutulmak istenen ortamdan ısı alarak doymuş buhar haline gelir. Aynı çevrim ikinci kademe içinde geçerlidir. R134A kompresörden çıkıp kondensere girerek çevreye ısı verir. Daha sonra genleşme vanasından çıkıp ısı değiştiricisine girer ve çevrim tamamlanmış olur. Bu bilgilerle deney sistemi çalıştırılıp sistem rejime girdikten sonra deney sistemine soğutucu akışkan eklenerek kütleli debi değiştirilmiş ve farklı evaporatör sıcaklığı elde edilmiştir. Buna ek olarak kondensere bağlı olan bir fanın dönüş hızı kademeli olarak artırılıp veya azaltılarak farklı yoğunlaştırıcı sıcaklıkları elde edilip akışkanların kompresöre giriş basınçları ayarlanmıştır.

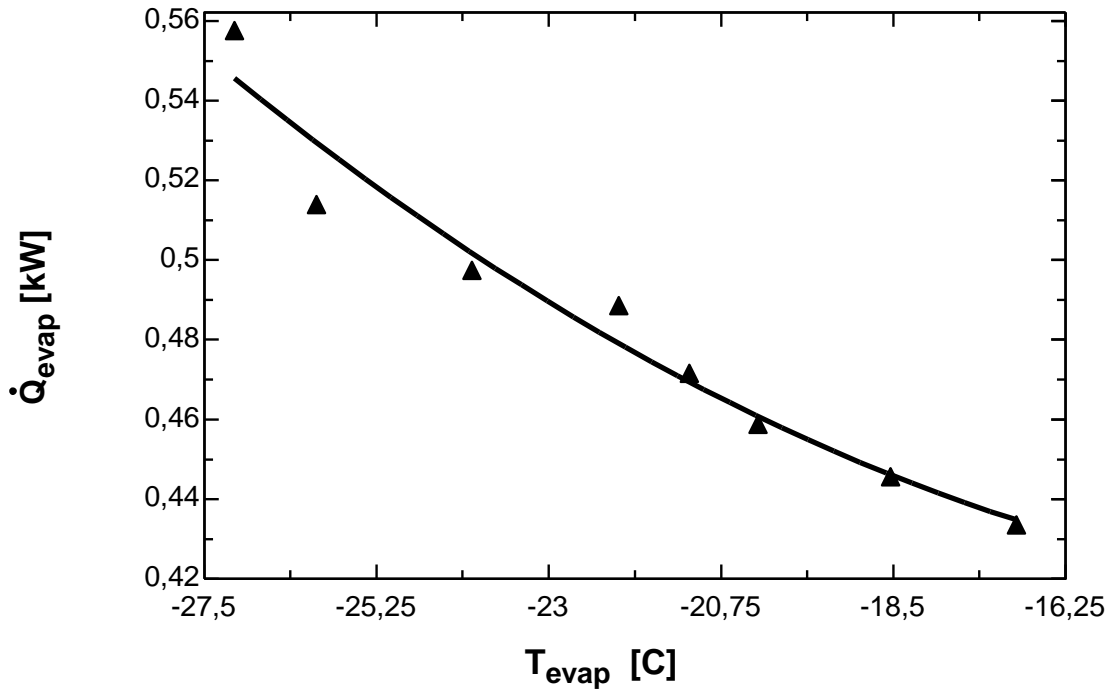
Deney sistemi evaporatörünün çevresi PVC ile kaplanarak soğutulmak istenen ortam, deney ortamından ayrılmış ve daha düşük sıcaklıklara inmek amaçlanmıştır.

Her deney için üçer kez ölçüm alınmış ve bu veriler Engineering Equation Solver (EES) yazılımı yardımıyla geliştirilen bilgisayar programına girilerek kaskad soğutma sistemi termodinamiğin I. ve II. kanunu açısından analiz edilmiştir. Analiz sonucu elde edilen sonuçlar, evaporatör ve kondenser sıcaklığına göre bir sonraki bölümde tartışılmaktadır.

## 5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

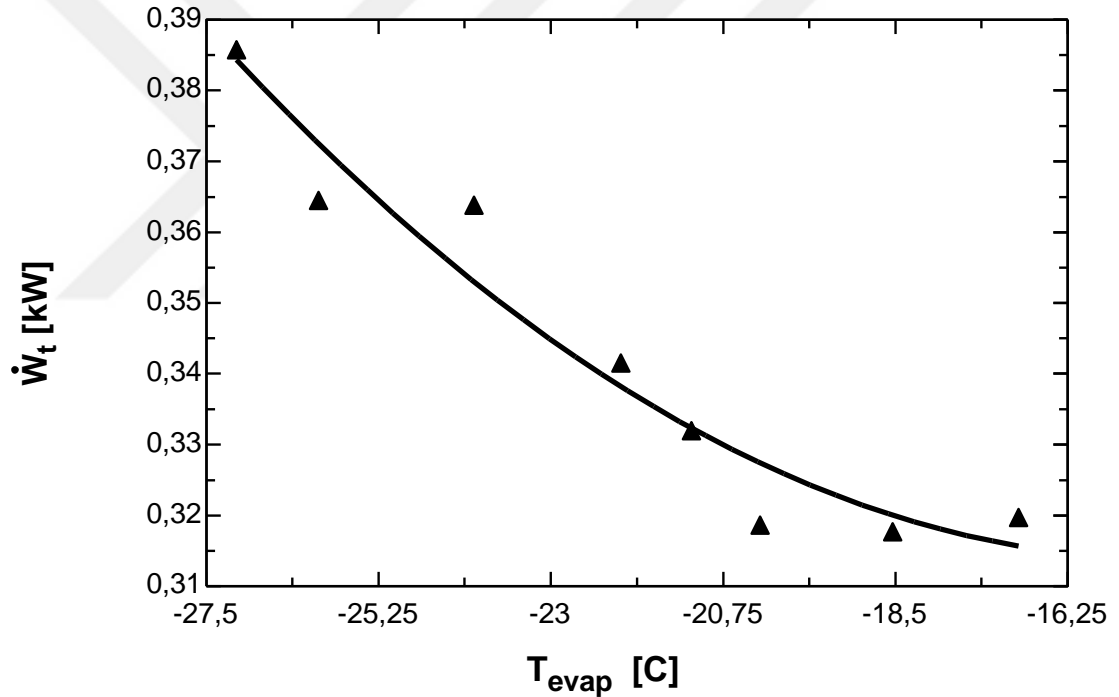
Alçak basınç bölümünde R404A ve yüksek basınç bölümünde ise R134A soğutucu akışkanlarının kullanıldığı bu çalışmada, iki kademeli buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemi ile deneyler yapılmıştır. Yapılan bu deneylerin sonucunda elde edilen veriler ile termodinamik sistemlerin çözümlenmesinde yaygın bir şekilde kullanılan Engineering Equation Solver (EES) yazılımıyla bilgisayar programı geliştirilmiştir. Deneysel veriler bilgisayar programına girilerek sonuçlar elde edilmiş ve yorumlanması yapılmıştır.

Yapılan deneylerin sonucunda, alçak ve yüksek basınç kompresörlerinin giriş ve çıkış basınçları ile harcanan güç, evaporatörün soğutma kapasitesi, kondenserin ısı atma kapasitesi, sistemde kullanılan temel soğutma elemanlarının tersinmezlikleri, sistemin toplam tersinmezliği, sistemin soğutma tesir katsayısı (COP) hesaplanarak bu hesaplanan değerlerin evaporatör ve kondenser sıcaklıklarına kompresör giriş basıncına göre değişimleri araştırılmıştır.



**Şekil 5.1.** Evaporatörün soğutulan ortamdan çektiği ısı miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

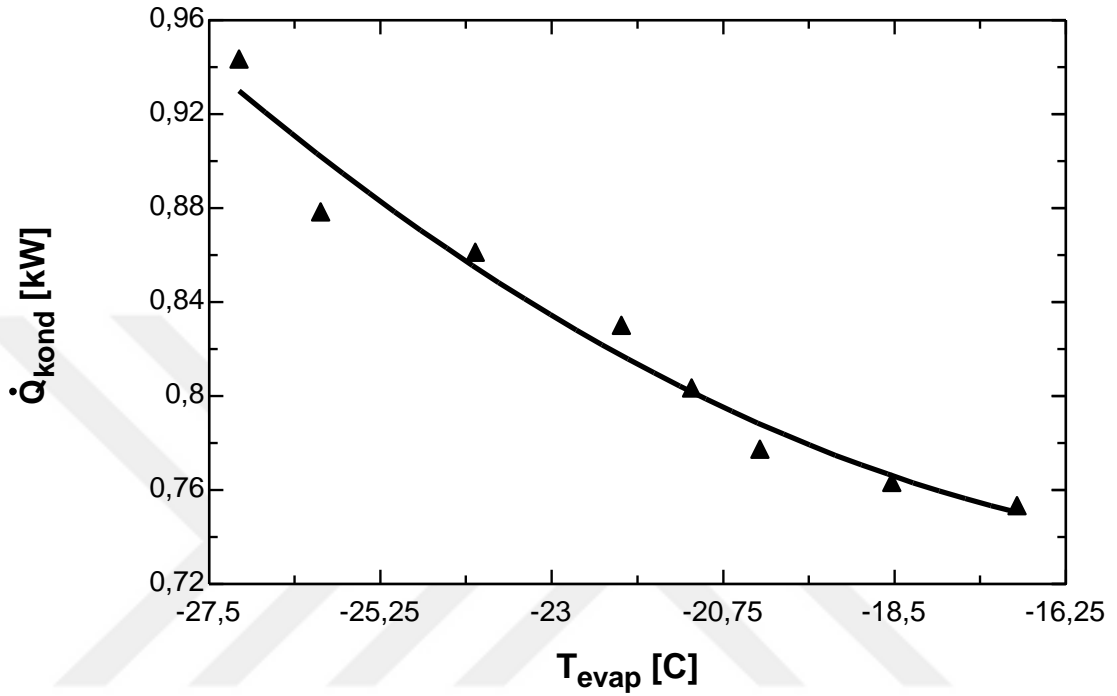
Şekil 5.1 kaskad soğutma sistemi evaporatörünün soğutulmak istenen ortamdaki çektiği ısı miktarının, evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça, soğutulmak istenen ortamdaki çekilen ısı miktarı azalmaktadır. Evaporatör sıcaklığının artması, alçak basınç kompresörünün giriş basıncı ve çıkış basıncı arasındaki farkı artırmaktadır. Fakat kompresörün giriş basıncı %32 artarken, çıkış basıncı %30 oranında artmaktadır. Bunun doğal bir sonucu olarak evaporatör giriş ve çıkış entalpilerinin arasındaki fark azalacak ve ortamdaki çekilen ısı miktarında azalma meydana gelecektir. Şekil 5.1'in tamamı analiz edildiğinde evaporatör sıcaklığının %37 artarken, ortamdaki çekilen ısı miktarında %22 azalma tespit edilmiştir.



**Şekil 5.2.** Kompresörlere verilen toplam enerji miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

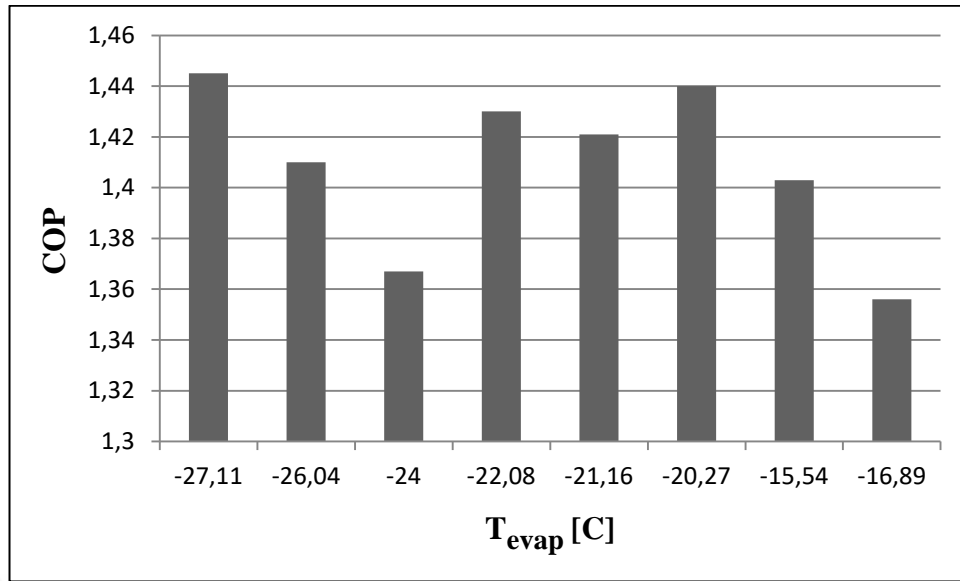
Şekil 5.2 kompresörlere verilen toplam enerji miktarının, evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kaskad soğutma sisteminde evaporatör sıcaklığı arttıkça, kompresörlere verilen toplam enerji azalmaktadır. Bir soğutucu akışkanın doyma sıcaklığının artması, doyma basıncının artmasına neden olur. Dolayısıyla evaporatör sıcaklığının artması, soğutucu akışkanın kompresöre giriş basıncını artıracak bunun doğal bir sonucu olarak kompresörün basınç oranı azalacak ve kompresörlere verilen

enerji miktarında azalma meydana gelecektir. Şekil 5.2 incelendiğinde evaporatör sıcaklığının %37 artmasına karşın, kompresörlere verilen enerji miktarı 0,3858 kW değerinden 0,3197 kW değerine düşerek %17 oranında azalmıştır.



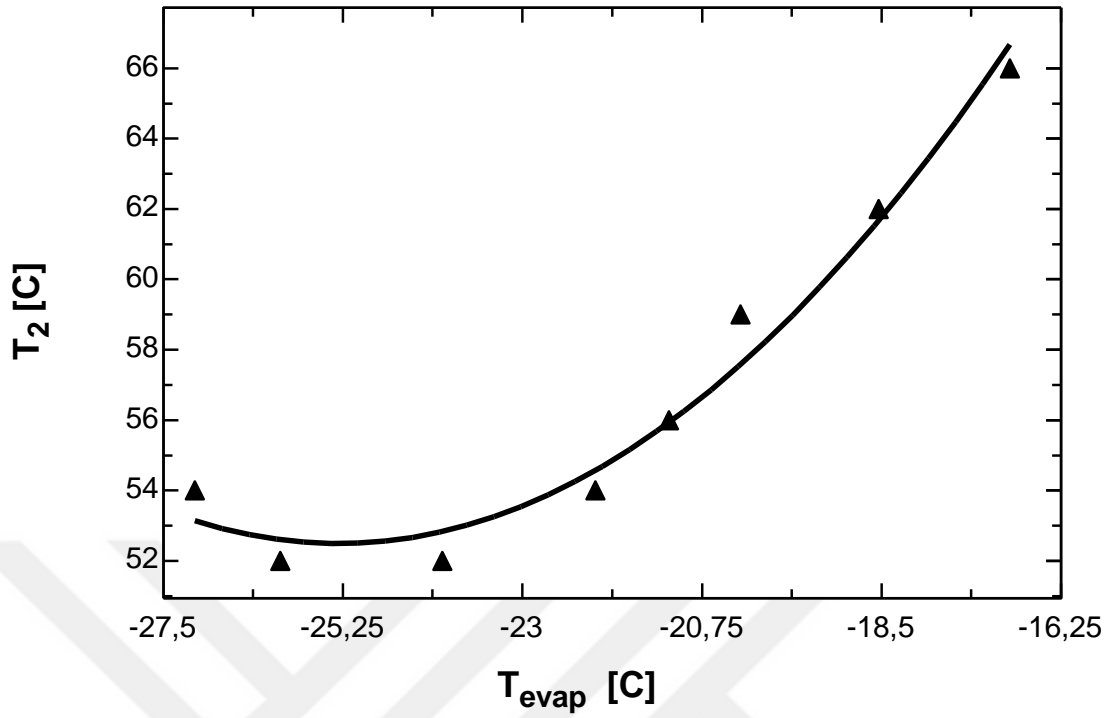
**Şekil 5.3.** Kondenserin çevreye attığı ısı miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.3 kaskad soğutma sistemi kondenserin çevreye attığı ısı miktarının, kaskad evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça, kondenserin ortama attığı ısı miktarı azalmaktadır. Teorik olarak kondenserin attığı ısı miktarı, evaporatörün ortamdaki aldığı ısı miktarının ve kompresörlere verilen enerji miktarının toplamından meydana gelir. Evaporatör sıcaklığı arttığında kompresörün aldığı enerji miktarı ve evaporatörün ortamdaki aldığı ısı miktarı azalır ve bunun doğal bir sonucu olarak kondenserin ortama attığı ısı miktarı azalır. Şekil 5.3 incelendiğinde evaporatör sıcaklığının %37 artmasına karşın kondenserden çevreye atılan ısı miktarı %20 oranında azalmıştır.



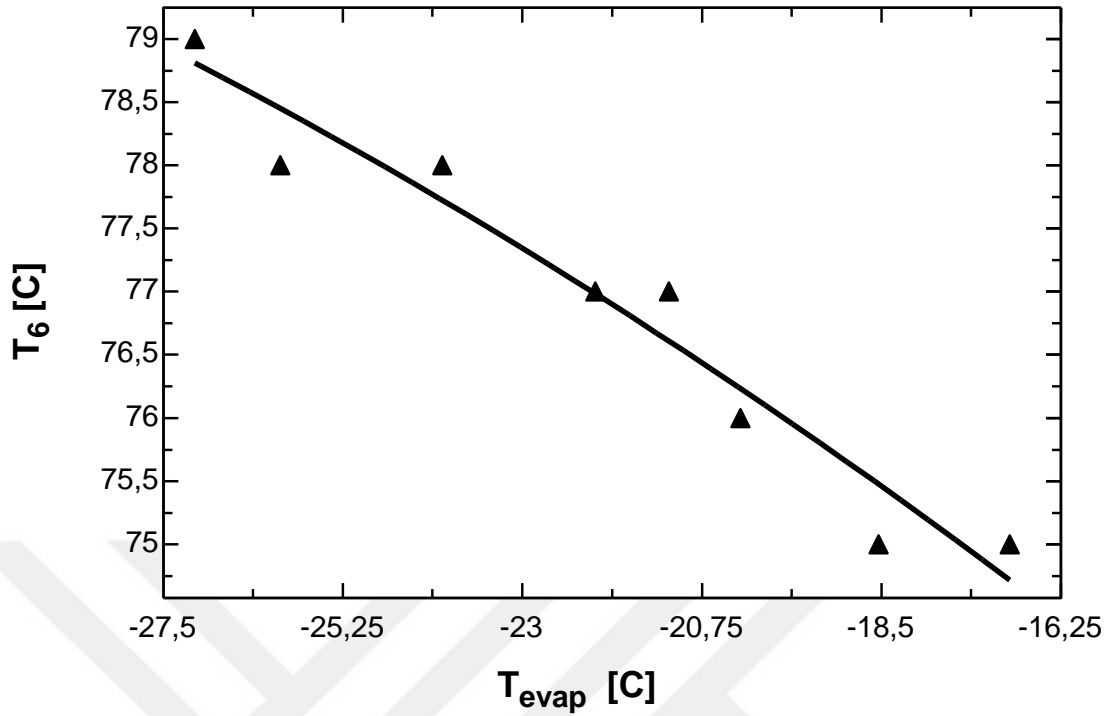
**Şekil 5.4.** Soğutma tesir katsayısının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.4 kaskad soğutma sistemi soğutma tesir katsayısının, evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça soğutma tesir katsayısı ortalama olarak azalmaktadır. Soğutma tesir katsayısı, evaporatörün soğutulmak istenen ortamdan çektiği ısı miktarının, harcanan toplam kompresör gücüne oranıdır. Evaporatör sıcaklığı arttıkça hem soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarı ve aynı zamanda toplam kompresör gücü azalmaktadır. Evaporatör sıcaklığı %37 oranında artış gösterirken evaporatörün ortamdan çekmiş olduğu ısı miktarı %22 oranında azalmış ve kompresörlerin çekmiş olduğu enerji miktarı %17 oranında azalmıştır. Bunların doğal bir sonucu olarak soğutma tesir katsayısı ilk durumda 1,45 iken son durumda yaklaşık 1,36'a düşerek %6 oranında azalmıştır.



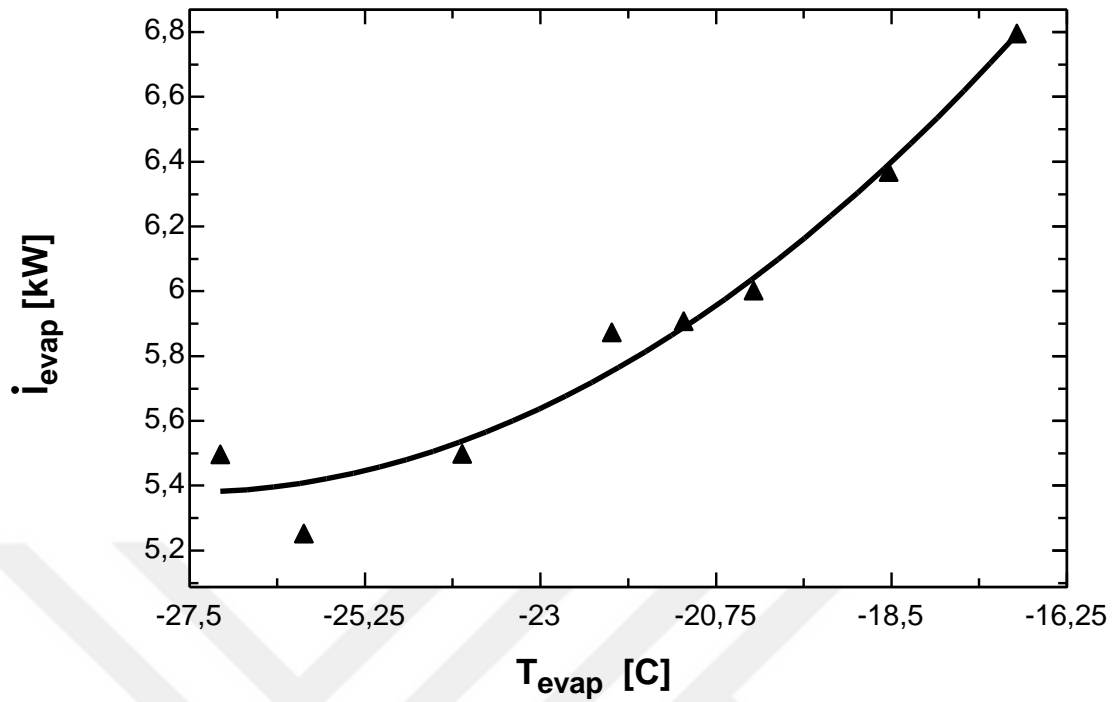
**Şekil 5.5.** Alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.5 alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının kaskad soğutma sistemi evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça, alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığı ortalama olarak artmaktadır. Sistemin evaporatör sıcaklığının artması soğutucu akışkanın alçak basınç kompresörüne giriş basıncını artıracaktır. Giriş basıncı artan soğutucu akışkan kompresörde sıkıştırıldığında çıkış basıncıda artacak ve bunun doğal bir sonucu olarak kompresör çıkış sıcaklığı da artacaktır. Şekil 5.5'in tamamı analiz edildiğinde evaporatör sıcaklığı %37 artarken alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığı 54 °C sıcaklıktan 66 °C sıcaklığa yükselerek %22 oranında artış göstermiştir.



**Şekil 5.6.** Yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

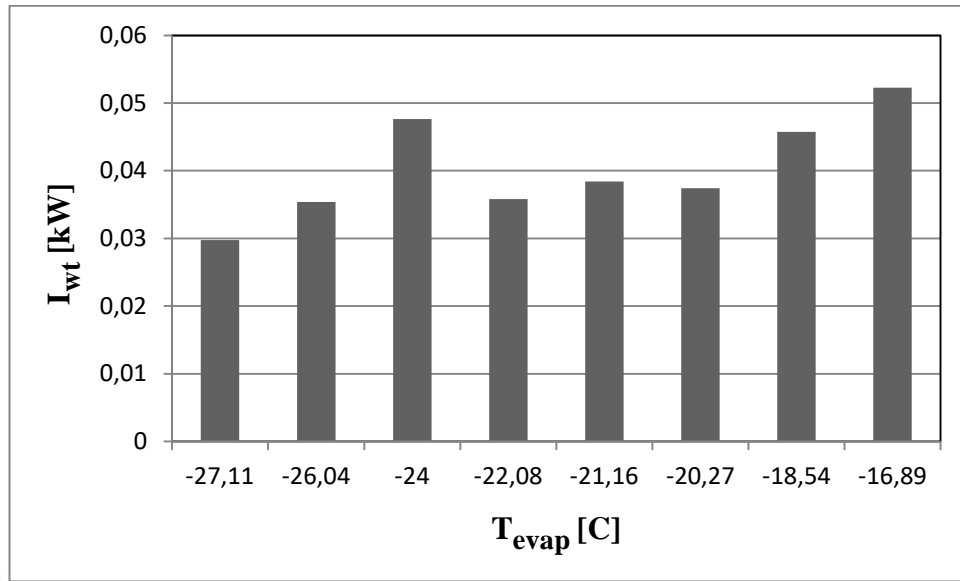
Şekil 5.6 yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının, kaskad soğutma sistemini evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça, yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Deney sonuçları incelendiğinde alçak basınç kompresörünün giriş basıncının artması, yüksek basınç kompresörünün çıkış basıncının azalmasına sebep olmuştur. Sistemin evaporatör sıcaklığının artması, soğutucu akışkanın alçak basınç kompresörüne giriş ve çıkış sıcaklığını artıracak ve dolayısıyla yüksek basınç kompresörünün çıkış basıncında azalma meydana gelecektir. Evaporatör sıcaklığının %37 artmasına karşın, yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığında %5 oranında azalma tespit edilmiştir.



**Şekil 5.7.** Evaporatörde meydana gelen tersinmezlik miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

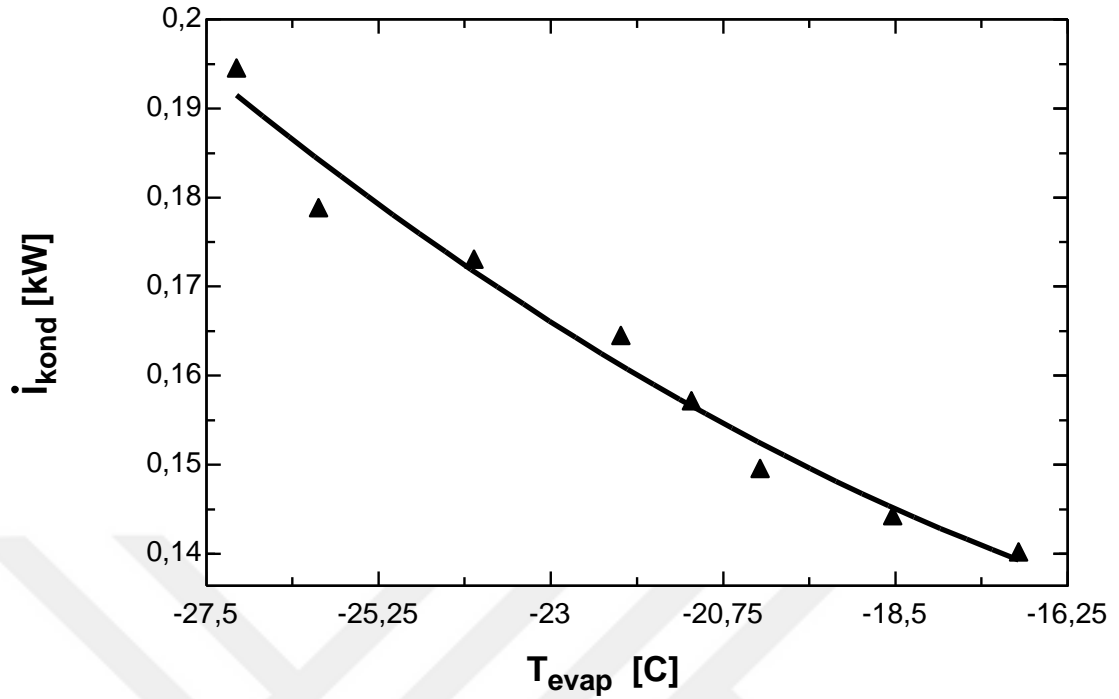
Şekil 5.7 kaskad soğutma sistemi evaporatöründe meydana gelen tersinmezliğin, kaskad soğutma sistemi evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça, evaporatörde meydana gelen tersinmezliğin de arttığı belirlenmiştir. Evaporatörde meydana gelen tersinmezliğin sebebi sonlu sıcaklık farkında meydana gelen ısı transferi ve akışıdır. Sonlu sıcaklık farkından dolayı meydana gelen tersinmezlik azalırken entropi akışından dolayı meydana gelen tersinmezlik artmaktadır. Entropi akışından dolayı meydana gelen tersinmezliğin etkisi daha fazla olduğundan dolayı evaporatörde, Şekil 5.7’de görüldüğü gibi toplam tersinmezlik artmaktadır. Tersinmezlikteki artış miktarı yaklaşık %23’dir.





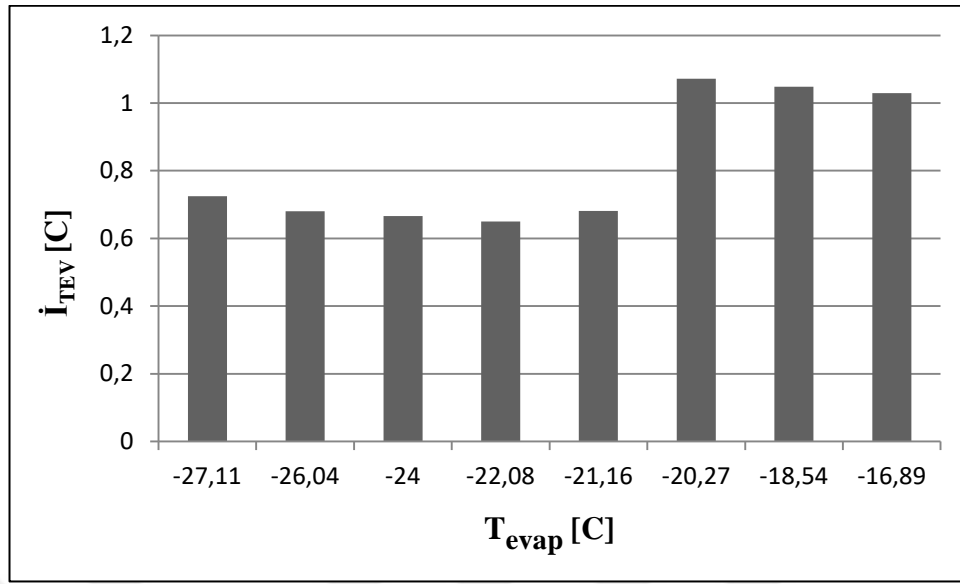
**Şekil 5.8.** Kompresörlerde meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.8 kaskad soğutma sisteminin alçak basınç kompresöründe ve yüksek basınç kompresöründe meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının, evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça, kompresörlerde meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının arttığı belirlenmiştir. Evaporatör sıcaklığı arttığında, kompresöre giren soğutucu akışkanın sıcaklığında artış olacak ve bunun doğal bir sonucu olarak soğutucu akışkanın özgül hacmi artacaktır. Özgül hacimdeki bu artış ani sıkıştırma oranını artıracak ve buna bağlı olarak kompresörlerde meydana gelen toplam tersinmezlik artacaktır. Şekil 5.8'in tamamı incelendiğinde evaporatör sıcaklığı %37 oranında artarken, kompresörlerde meydana gelen toplam tersinmezlik miktarı %75 oranında artmıştır.



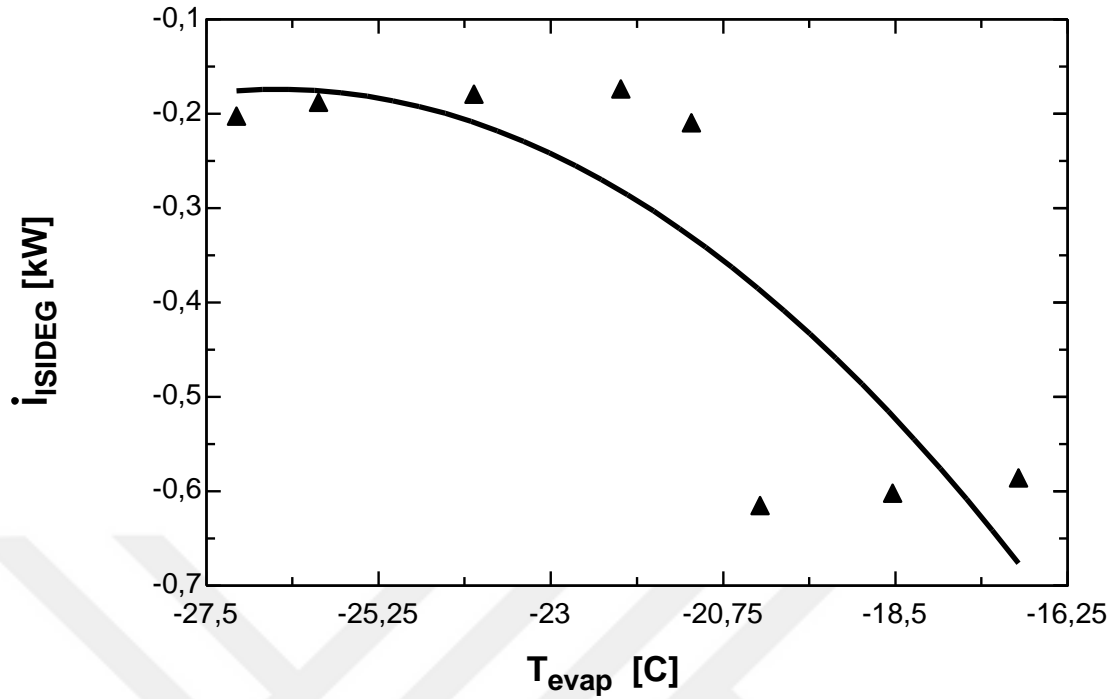
**Şekil 5.9.** Kondenserde meydana gelen tersinmezlik miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.9 kaskad soğutma sisteminin kondenslerinde meydana gelen tersinmezliğin, kaskad sisteminin evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça kondenserde meydana gelen tersinmezlik azalmıştır. Kondenserde meydana gelen tersinmezliğin temel sebebi çevre ile sonlu sıcaklık farkında yapılan ısı transferidir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça, kondenslerden çevreye olan ısı transferi azalmaktadır. Bu işlemin doğal bir sonucu olarak Şekil 5.9’da görüldüğü gibi kondenserde meydana gelen tersinmezlik miktarı %28 oranında azalmaktadır.



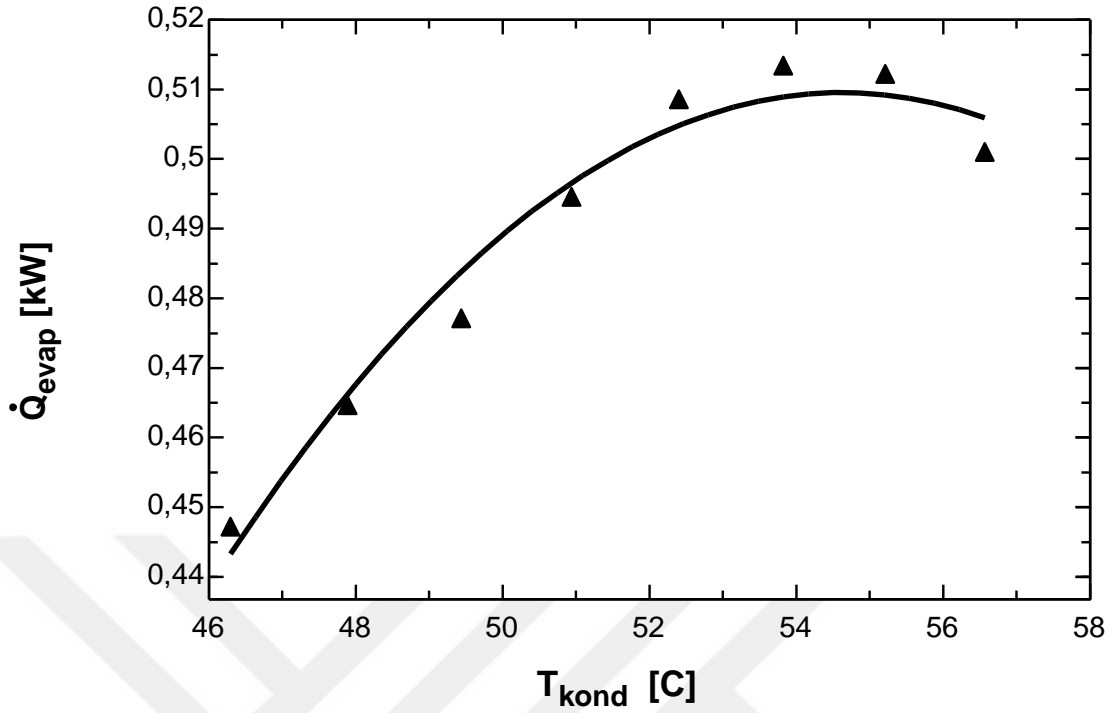
**Şekil 5.10.** Genleşme vanalarında meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.10 kaskad soğutma sistemi genleşme vanalarında meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının, evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttığı zaman genleşme vanalarında meydana gelen tersinmezliğin arttığı belirlenmiştir. Bu artışın temel sebebi soğutucu akışkanın ani genişlemesidir. Evaporatör sıcaklığı artarsa sonlu sıcaklık farkından dolayı soğutucu akışkan genleşme vanasına daha yüksek sıcaklıkta girecek ve daha fazla genişleme meydana gelecektir. Şekil 5.10 detaylı incelendiğinde kaskad sisteminin evaporatör sıcaklığında % 37 oranında artma görülürken, genleşme vanalarında meydana gelen toplam tersinmezlik miktarında ise %42 oranında artma belirlenmiştir.



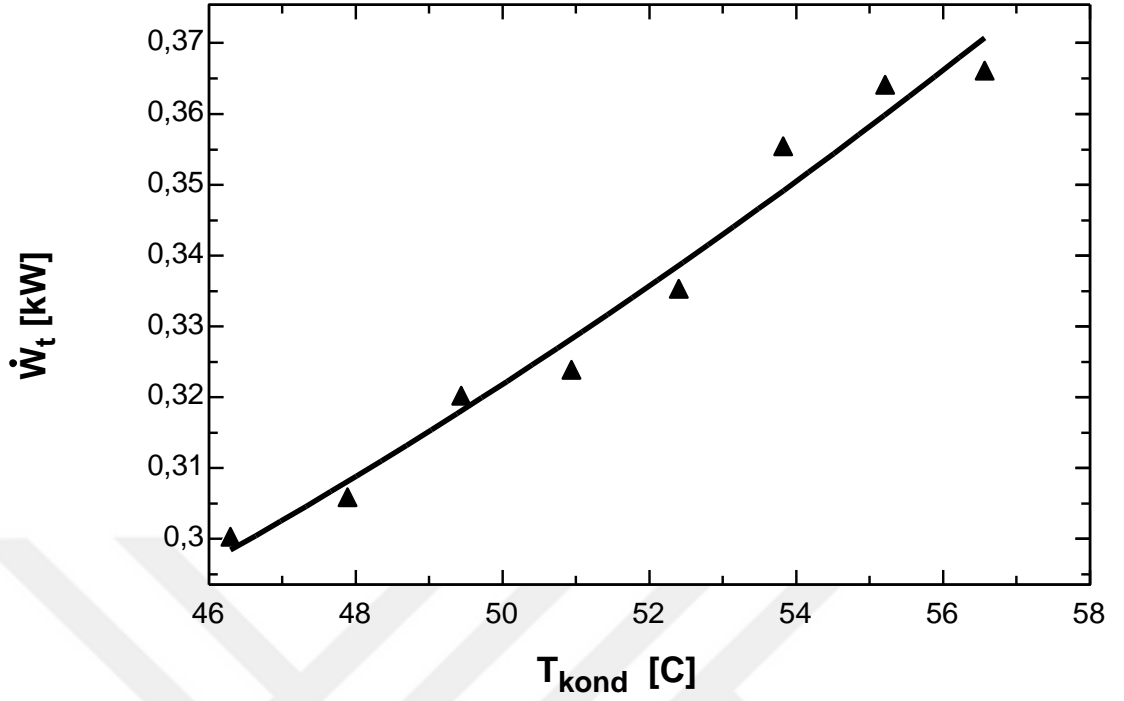
**Şekil 5.11.** Isı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezliğin evaporatör sıcaklığına göre değişimini

Şekil 5.11 ısı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezliğin, kaskad soğutma sisteminin evaporatör sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ısı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezliğin azaldığı belirlenmiştir. Isı değiştiricisi çevreye karşı yalıtılmış olduğundan dolayı, tersinmezliğin nedeni alçak basınç bölgesinin kondenslerinde ve yüksek basınç bölgesinin evaporatöründeki entropi akışlarıdır. Şekil 5.11’de görüldüğü gibi -17 °C ile -26 °C arasındaki sıcaklık aralığında tersinmezlik -0,17 kW ile -0,61 kW arasında değişmektedir.



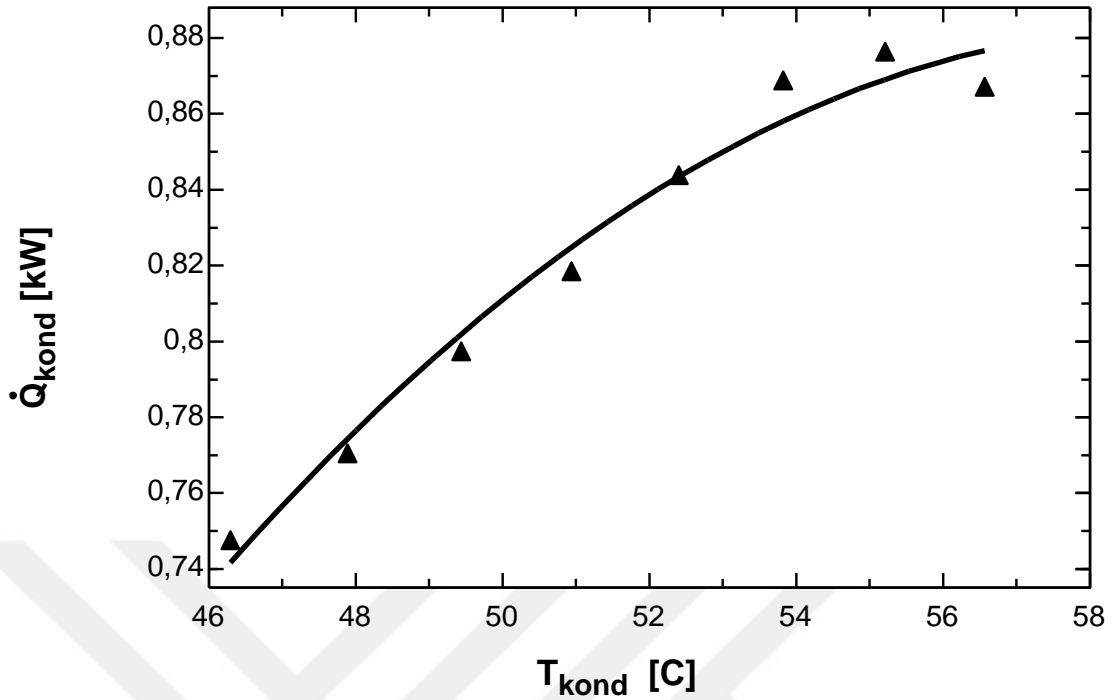
**Şekil 5.12.** Evaporatörün soğutulmak istenen ortamdan çektiği ısı miktarının kondenser sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.12 kaskad soğutma sistemi evaporatörünün soğutulmak istenen ortamdan çektiği ısı miktarının, kaskad soğutma sistemi kondenser sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, evaporatör tarafından çekilen ısı miktarı artmaktadır. Kondenser sıcaklığının artması evaporatör sıcaklığının azalmasına neden olmaktadır. Bunun sonucu olarak ısı çekilen ortam ile evaporatör arasındaki sıcaklık farkı artar ve dolayısıyla evaporatörün ortamdan çektiği ısı miktarı artar. Şekil 5.12’de görüldüğü gibi kondenser sıcaklığı yaklaşık 47 °C ile 57 °C arasında değişirken, evaporatörün ortamdan çektiği ısı miktarı 447 W ile 501 W arasında değişmektedir.



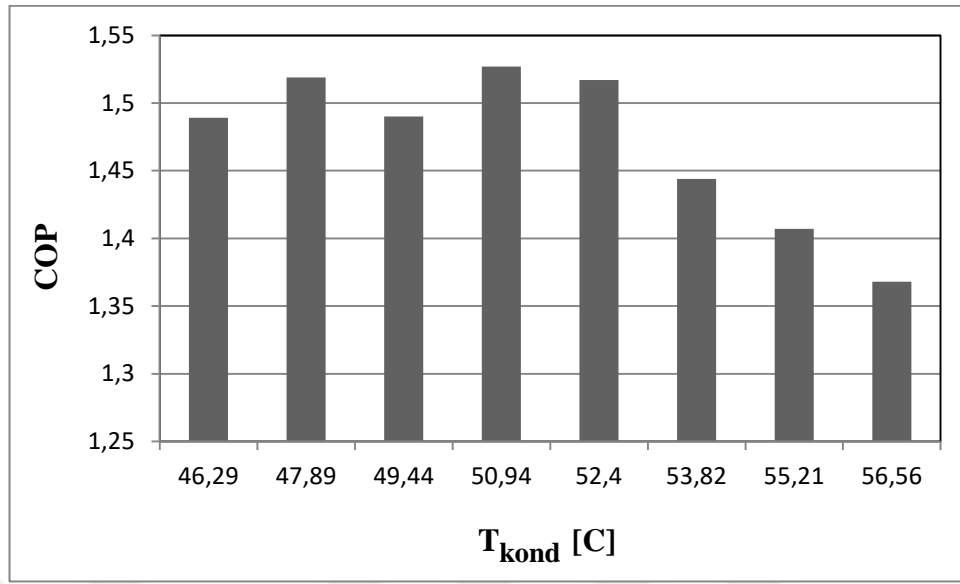
**Şekil 5.13.** Kompresörlere verilen toplam enerji miktarının kondenser sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.13 alçak ve yüksek basınç kompresörlerinin çektiği toplam enerji miktarının, kaskad soğutma sistemi kondenser sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı artarken, kompresörler tarafından çekilen toplam güç miktarı artmıştır. Sistemin kondenser sıcaklığının artması yüksek basınç kompresörünün basınç oranını artırdığından dolayı yüksek basınç kompresörünün çektiği enerji miktarı artacaktır. Dolaylı olarak da kondenser sıcaklığının artması alçak basınç bölgesinin ortalama olarak kompresör basınç oranını artıracak ve bu bölgedeki kompresörün çektiği enerji artacaktır. Bunların doğal bir sonucu olarak kompresörlerin çektiği toplam enerji miktarı artar. Şekil 5.13'ün incelendiğinde kondenser sıcaklığı %22 oranında artarken, kompresörler tarafından çekilen enerji miktarı da %22 oranında artmaktadır.



**Şekil 5.14.** Kondenserin çevreye attığı ısı miktarının kondenser sıcaklığına göre değişimi

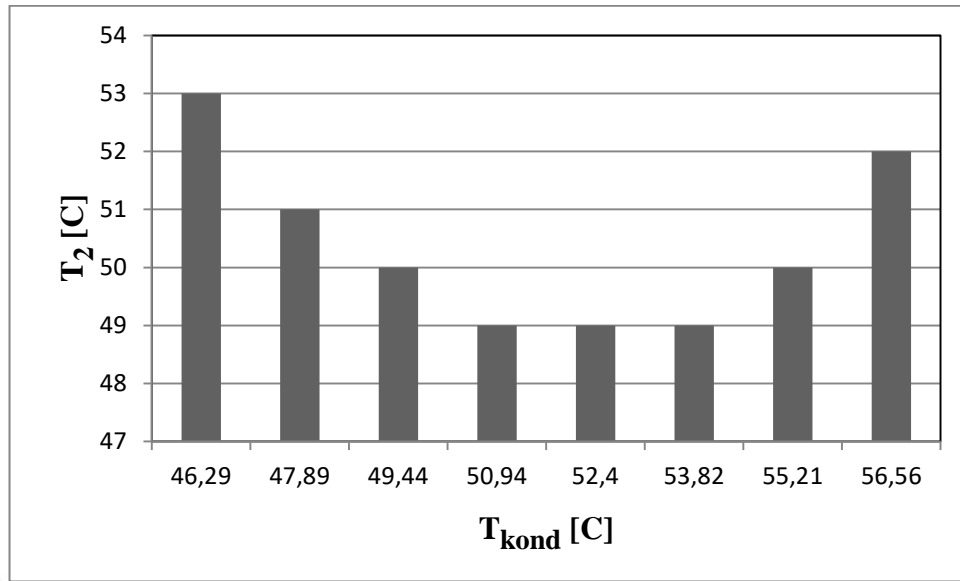
Kaskad soğutma sistemi kondenslerinin ortama attığı ısı miktarının, kondenser sıcaklığına göre değişimi Şekil 5.14’de gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, kondenserin ortama attığı ısı miktarı artmaktadır. Kondenser sıcaklığının artması, kondenser ile çevresi arasındaki sıcaklık farkının artmasına neden olacak ve bunun doğal bir sonucu olarak Şekil 5.14’de görüldüğü gibi kondenserin çevreye verdiği ısı miktarı artacaktır. Kondenser sıcaklığı %22 oranında artarken, kondenserden çevreye atılan ısı miktarı da ortalama %16 oranında artmaktadır.



Şekil 5.15. Soğutma tesir katsayısının kondenser sıcaklığına göre değişimi

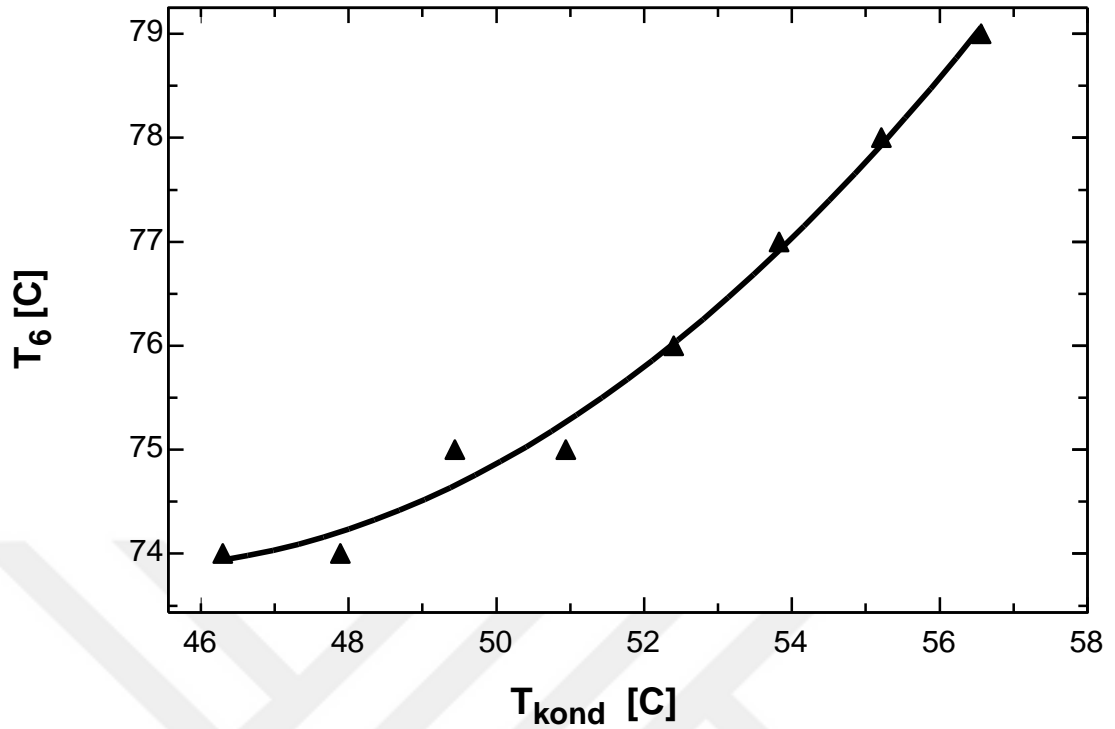
Şekil 5.15 kaskad soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısının, kondenser sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, soğutma tesir katsayısı azalmaktadır. Kondenser sıcaklığının artması özellikle yüksek basınçta çalışan kompresörün çıkış basıncını arttıracak ve bu işlemin doğal bir sonucu olarak da kompresörlerin çektiği toplam enerji miktarı artacaktır. Kondenser sıcaklığının artması aynı zamanda alçak basınç bölgesinde bulunan evaporatöründe ortamdan daha fazla ısı çekmesine neden olacaktır, fakat kompresörlerin çektiği daha fazla olduğundan dolayı sistemin soğutma tesir katsayısı azalacaktır. Kondenser sıcaklığının %22 artmasına karşın soğutma tesir katsayısı %8 oranında azalmıştır.





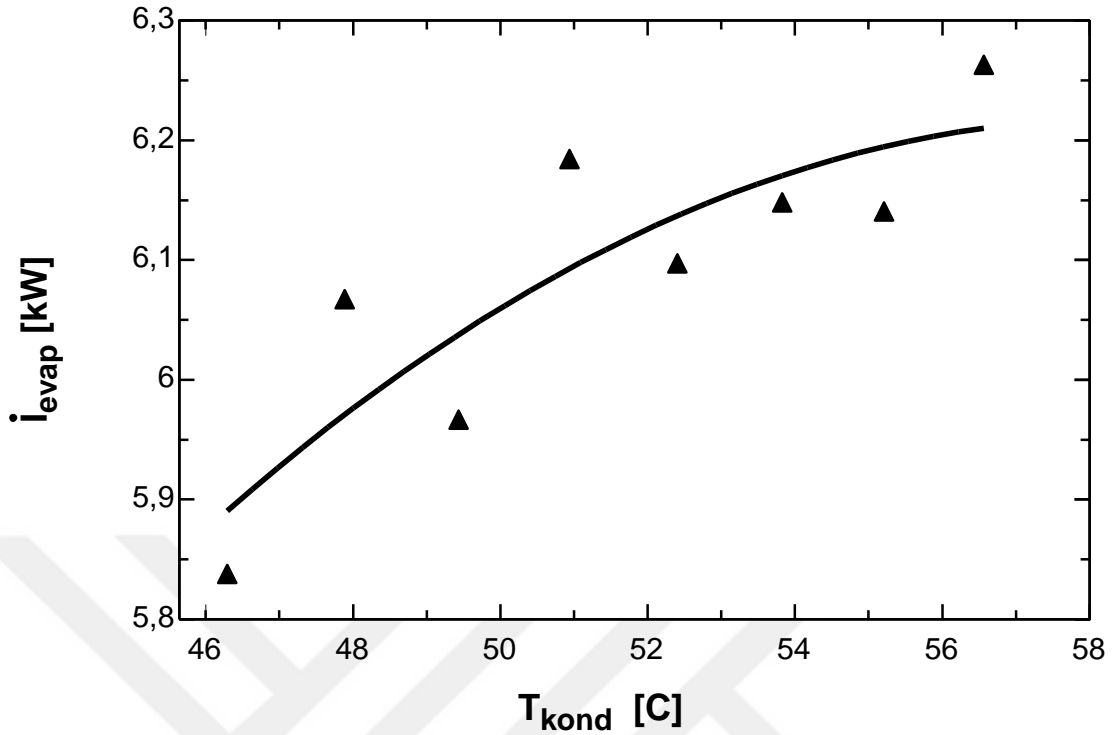
**Şekil 5.16.** Alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının kondenser sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.16 alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının, kaskad soğutma sisteminin kondenser sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığı yaklaşık 52,5 °C kondenser sıcaklığına kadar azalacak ve daha sonra kondenser sıcaklığı artışına paralel olarak artacaktır. Kondenser sıcaklığı 47 °C ile 57 °C arasında değişirken alçak basınç bölgesindeki kompresörün çıkış sıcaklığı 53 °C ile 49 °C arasında bir değişim göstermektedir. Kondenser sıcaklığı %22 oranında artarken, alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığında %2 oranında azalmıştır.



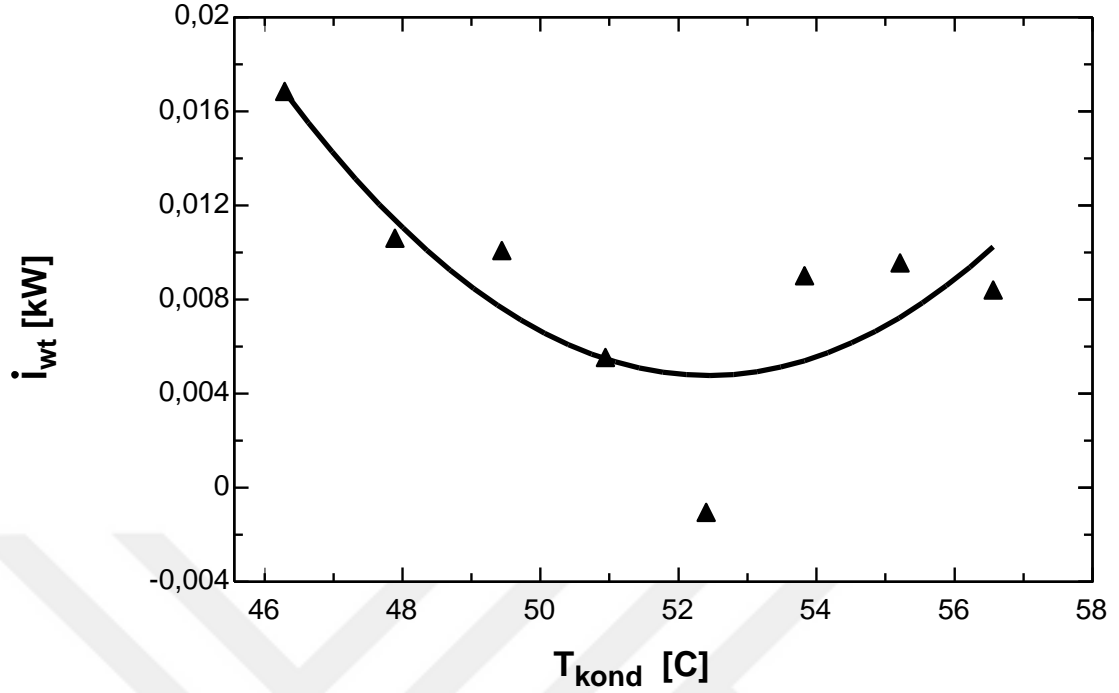
**Şekil 5.17.** Yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının kondenser sıcaklığına göre değişimi

Yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığının, kaskad soğutma sistemi kondenser sıcaklığına göre değişimi Şekil 5.17’de gösterilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığı artmaktadır. Kondenser sıcaklığının artmasının birkaç nedeni vardır ve bunlardan bir tanesi de kondenser basıncının artmasıdır. Kondenser basıncının artmasının doğal bir sonucu olarak soğutucu akışkanın Şekil 5.17’de görüldüğü gibi kompresörden çıkış sıcaklığı artacaktır. Şekil 5.17 analiz edildiğinde kaskad soğutma sisteminin kondenser sıcaklığı %22 oranında artarken, yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığı %7 oranında artmıştır.



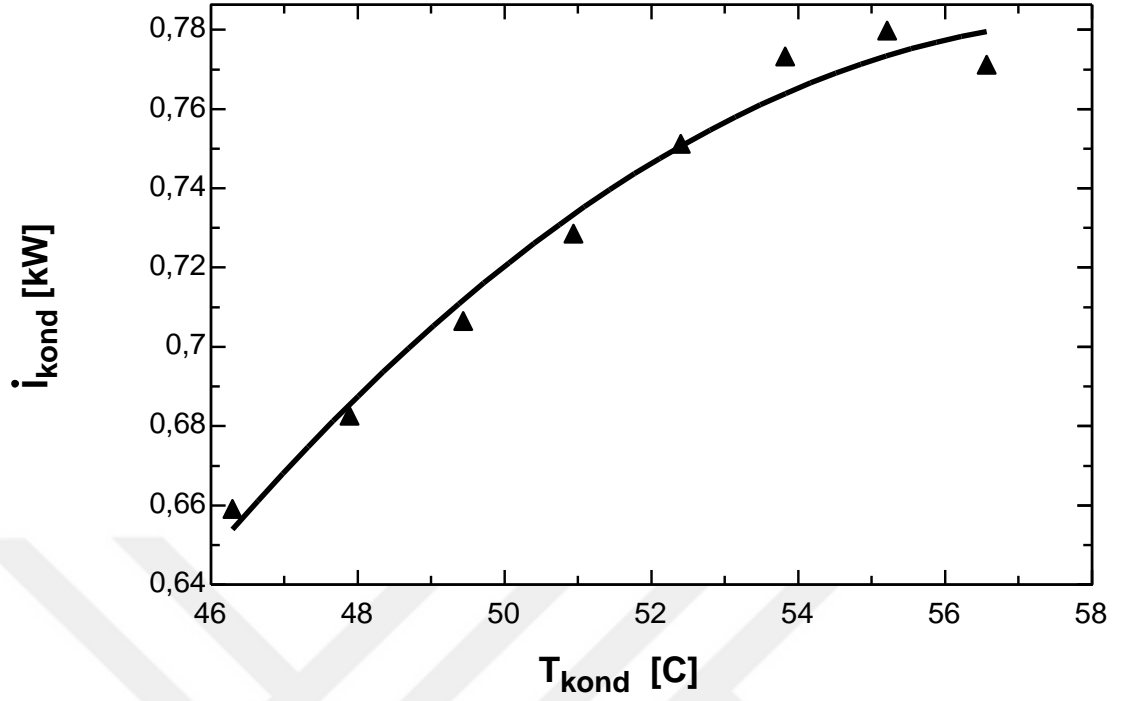
**Şekil 5.18.** Evaporatörde meydana gelen tersinmezliğin kondenser sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.18, kaskad soğutma sisteminin evaporatöründe meydana gelen tersinmezlik miktarının, kondenser sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, evaporatörde meydana gelen tersinmezlik miktarı artmaktadır. Bunun sebebi evaporatörde sonlu sıcaklık farkından dolayı meydana gelen ısı transferidir. Kondenser sıcaklığı arttıkça evaporatörde meydana gelen ısı transferi miktarı arttığı için bunun doğal bir sonucu olarak tersinmezlikte de artış görülmektedir. Kondenser sıcaklığı yaklaşık %22 oranında artarken, evaporatörde meydana gelen tersinmezlik miktarı da yaklaşık %7 oranında artmıştır.



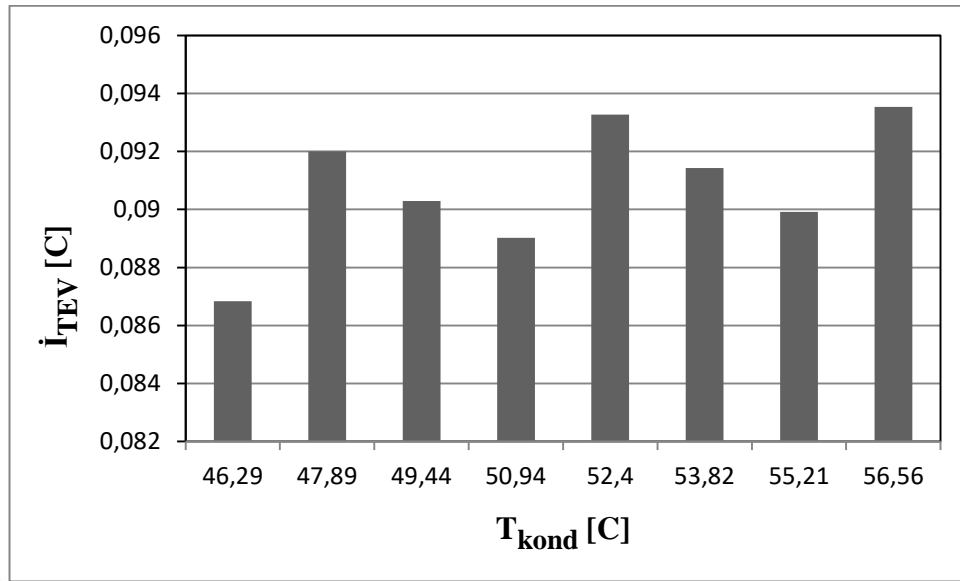
**Şekil 5.19.** Kompresörlerde meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının kondenser sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.19 kaskad soğutma sisteminin alçak ve yüksek basınç kompresörlerinde meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının, kondenser sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, toplam kompresör tersinmezliğinin azaldığı tespit edilmiştir. Kondenser sıcaklığının artması, yüksek basınç bölgesindeki kompresörün çıkış basıncını ve sıcaklığını artırırken, alçak basınç bölgesindeki kompresörün çıkış sıcaklığını ortalama olarak azaltmaktadır. Bunların doğal bir sonucu olarak yüksek basınç bölgesindeki kompresörde üretilen entropi artarken, alçak basınç bölgesindeki kompresörde üretilen entropi azalmaktadır. Toplam etki, toplam kompresör tersinmezliğinin azalması eğilimindedir. Kondenser sıcaklığı %22 oranında artarken, toplam kompresör tersinmezliği 0,01684 kW değerinden 0,008403 kW değerine düşerek ortalama olarak %50 oranında azaldığı tespit edilmiştir.



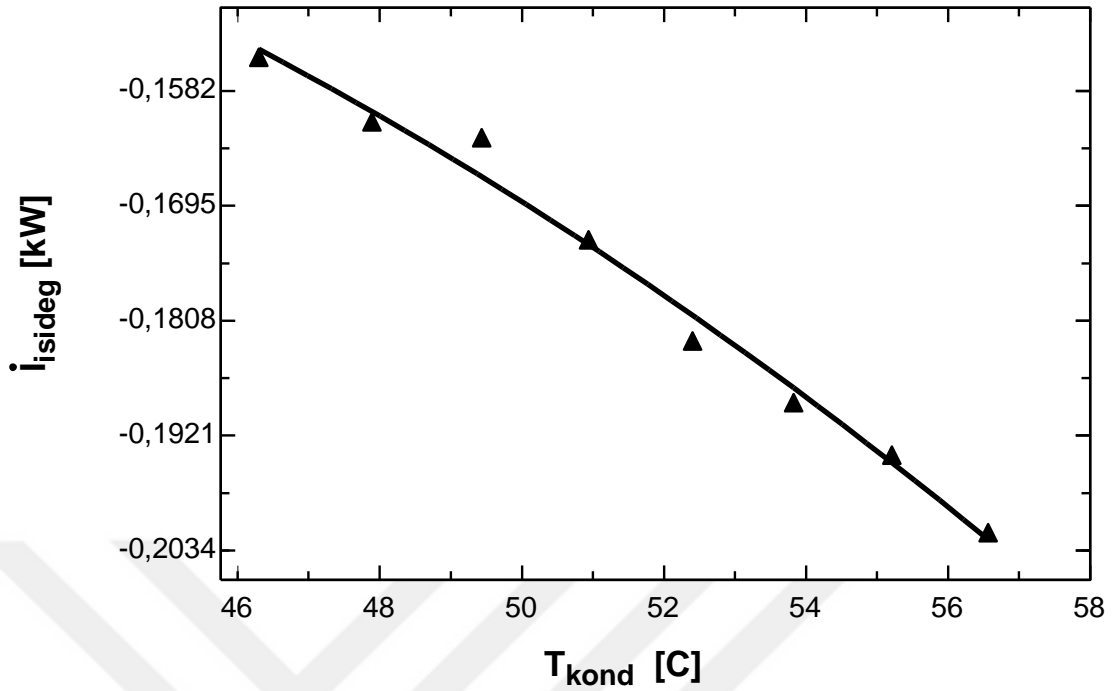
**Şekil 5.20.** Kondenserde meydana gelen tersinmezliğin kondenser sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.20 kaskad soğutma sisteminin kondenserinde meydana gelen tersinmezlik miktarının, kondenser sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, kondenserde meydana gelen tersinmezlikte de artma görülmüştür. Bunun sebebi kondenserde sonlu sıcaklık farkından dolayı meydana gelen ısı transferidir. Kondenser sıcaklığının artması, kondenser ile çevre arasındaki sıcaklık farkının artmasını ve dolayısıyla ısı transferinin artmasına ve sonuç olarak tersinmezliğin artmasına neden olacaktır. Şekil 5.20’de görüldüğü gibi kondenser sıcaklığı %19 oranında artarken, kondenserde meydana gelen tersinmezlik miktarı ortalama olarak %17 oranında artmaktadır.



**Şekil 5.21.** Genleşme vanalarında meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının kondenser sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.21 alçak ve yüksek basınç bölgelerindeki genleşme vanalarında meydana gelen toplam tersinmezlik miktarının, kaskad soğutma sistemi kondenser sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı artarken, genleşme vanasının tersinmezliği ortalama olarak artmaktadır. Kondenser sıcaklığı yaklaşık 47 °C ile 57 °C arasında artarken, genleşme vanası tersinmezliği 0,087 kW ile 0,093 kW arasında değişmektedir. Kondenser sıcaklığı %19 oranında artarken genleşme vanalarında meydana gelen toplam tersinmezlik miktarı yaklaşık olarak %8 oranında artmıştır.



**Şekil 5.22.** Isı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezliğin kondenser sıcaklığına göre değişimi

Şekil 5.22 kaskad ısı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezlik miktarının, kaskad kondenser sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı yükseldikçe, ısı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezlikte azalma görülmüştür. Isı değiştiricisinin çevreye karşı yalıtılmış olduğu varsayıldığından dolayı, meydana gelen tersinmezliğin nedeni alçak basınç kompresöründen çıkan akış ile yüksek basınç kompresörüne giren akış arasındaki entropi akışından kaynaklanmaktadır. Isı değiştiricisindeki tersinmezlik ortalama olarak -0,15 kW ile -0,20 kW arasında değişmektedir. Şekil 5.22 incelendiğinde ısı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezlik miktarının %30 oranında azaldığı belirlenmiştir.

## 6. GENEL SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Soğutucu akışkan olarak R134A ve R404A'nın kullanıldığı iki kademeli kaskad soğutma sisteminde farklı buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları için yapılan çalışmalardan elde edilen önemli sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

Evaporatör sıcaklığı %37 artarken, termodinamiğin I. kanunu açısından değerlendirme yapıldığında, alçak basınç kompresörünün çıkış sıcaklığı %22 oranında artmıştır. Buna karşın evaporatörün soğutulmak istenen ortamdan çektiği ısı miktarı %22, kondenserin çevreye attığı ısı miktarı %21, kompresörlerin çektiği toplam enerji miktarı %17, soğutma tesir katsayısı %6 ve yüksek basınç bölgesinin kompresör çıkış sıcaklığı %5 oranında azalma tespit edilmiştir.

Termodinamiğin II. kanunu açısından yapılan incelemede evaporatör sıcaklığı %37 artarken, alçak ve yüksek basınç bölgesi kompresörlerinde meydana gelen toplam tersinmezlik miktarı %75, evaporatörde meydana gelen toplam tersinmezlik miktarı %23, genleşme vanalarında meydana gelen toplam tersinmezlik miktarı %42 oranında artmıştır. Fakat, kondenserde meydana gelen tersinmezlik miktarı %28 ve ısı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezlik miktarı %189 oranında azalmıştır. -27 °C ile -17 °C arasında artan evaporatör sıcaklıklarında ölçümler yapılmıştır.

Kondenser sıcaklığının %22 oranında artmasına karşın, evaporatörün soğutulmak istenen ortamdan çektiği ısı miktarı %12, kondenserin çevreye attığı ısı miktarı %16, kompresörlerin çektiği toplam enerji miktarı %22, yüksek basınç kompresörünün çıkış sıcaklığı %7 oranında artarken, soğutma tesir katsayısı %8, alçak basınç bölgesi kompresörünün çıkış sıcaklığı %2 oranında azalmıştır.

Kondenser sıcaklığı %22 oranında artarken, kondenserde meydana gelen tersinmezlik miktarı %17, evaporatörde meydana gelen tersinmezlik miktarı %7, genleşme vanalarında meydana gelen tersinmezlik miktarı %8 oranında artmış, ısı değiştiricisinde meydana gelen tersinmezlik miktarı %30, alçak ve yüksek basınç bölgesi kompresörlerinde meydana gelen toplam tersinmezlik miktarında %50



oranında azalma tespit edilmiştir. 47 °C ile 57 °C arasında artan kondenser sıcaklıklarında ölçümler yapılmıştır.



## KAYNAKLAR

- Akdemir, Ö., Güngör, A., 2009. CO<sub>2</sub> Soğutma Çevrimlerinin Maksimum Performans Analizi, *Journal of Thermal Science and Technology*, 30, 2, 37-43.
- Alabdulkarem, A., Eldeeb, R., Hwang, Y., Aute, V., Radermacher, R., 2015. Testing, simulation and soft-optimization of R410A low-GWP alternatives in heat pump system. *International Journal of Refrigeration*, 60, 106-117.
- Babiloni, A.M., Esbri, J.N., Peris, B., Molés, F., Verdu, G., 2015. Experimental evaluation of R448A as R404A lower-GWP alternative in refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 105, 756-762.
- Bridges, B., Harshbarger, D., Bullard, C., D., 2001. Second Law of Refrigeration and Air Conditioners, *Ashrae Transactions*, 103-109.
- Cabello R., Sanches D., Llopis R., Catalan J., Nebot-Andres L., Torrella E., 2016. Energy evaluation of R152a as drop in replacement for R134a in cascade refrigeration plants. *Applied Thermal Engineering*, 110, 972-984.
- Ceylan, M., 2002. Kademeli Soğutma Sistemlerinde Makine Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 1-9, Ankara.
- Cimşit, C., 2009. Absorbsiyonlu Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Soğutma Çevrimlerinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi. Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., 2008. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. İzmir Güven Kitabevi, Türkiye, 230 s.
- Fadhl, B., Wrobel, L., Jouhara, H., 2015. CFD modelling of a two-phase closed thermosyphon charged with R134a and R404a. *Applied Thermal Engineering*, 78, 482-490.
- Fannou, J.L.C., Rousseau, C., Lamarche, L., Kajl, S., 2015. A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerant alternatives to R22. *Applied Thermal Engineering*, 82, 306-317.
- Holman J. P., 1971. *Experimental Methods For Engineers*, McGraw-Hill Book Company, 37-52.
- İsa, K., Onat. A., 2012. İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği. İstanbul, Doğa Yayınevi, 103-105.

- Kılıçarslan, A., 2004. An Experimental Investigation Of A Different Type Vapor Compression Cascade Refrigeration System, *Applied Thermal Engineering*, 24, 2611-2626.
- Kızıllıkan, Ö., 2004. Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoeconomil Yönden İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Klein, S.A., 2010, Engineering Equation Solver (EES), Professional version V9.723-3D, F-Chart Software.
- Kline, S.T., McClintock, F.A., 1953. Describing Uncertainties In Single-Sampleexperiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.
- Koçoğlu, A., 1993. Bir Aşamalı Isı Pompası Sisteminin Termoeconomik Optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Kundu, A., Kumar, R., Gupta, A., 2014. Heat transfer characteristics and flow pattern during two-phase flow boiling of R134a and R407C in a horizontal smooth tube. *Experimental thermal and Fluid Science*, 57, 344-352.
- Küçükşahin, F., 2012. Uygulamalı Termodinamik. İstanbul Birsen Yayınevi, Türkiye, 413 s.
- Liang Y., Sun Z., Liu S., Ji W., Zang R., Liang R., Guo Z., 2016. Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A, 184, 19-25.
- Menlik, T., 2005. Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı, İmali ve Performans Deneyleri, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 57-59, Ankara.
- Ngema, P.T., Naidoo, P., Mohammadi, A.H., Richon, D., Ramjugernath, D., 2015. Thermodynamic stability conditions of clathrate hydrates for refrigerant(R134a or R410a or R507) with  $MgCl_2$  aqueous solution. *Fluid Phase Equilibria*.doi:10.1016.
- Roe,J., 2015. The Engineers Guide, <http://www.3dair.co.uk/download-files/r407c-guide.pdf>. Mitsubishi Heavy Industries.
- Shah, H., A., Hiren, A., Kapadia, R., G., 2011. Comparative Assessment of a Cascade Refrigeration Cycle with Different Refrigerant Pair, *International Conference on Current Trends in Techonology*, 382-481.

- Shilliday, J., A., Tassou, S., A., Shilliday, N. 2009. Comparative Energy And Exergy Analysis Of R744, R404A and R290 Refrigeration Cycle, International Journal of Low-Carbon Technologies, 4, 104-111.
- Silvia, A., Filho, E., P., B., Antunes, A., H., P., 2012. Comparison Of A R744 Cascade Refrigeration System With R404A And R22 Conventional Systems For Supermarkets, Applied Thermal Engineering, 41, 30-35.
- Töre, H. 2015. Isı Pompasının Soğutma Durumunda Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Deneysel Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Çorum.
- Yakar, G., Karabacak, R., Deda Altan, B., 2005. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri İle Mekanik Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinin Etkinlik ve Ekserji Verimlilikleri Yönünden Karşılaştırılmaları, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 11, 2, 161-169.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. Vıpaş A. Ş., Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı, Bursa.
- Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M., 2002. Energy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems, 4, 299-272.

## EKLER

### EK-1

**Resim E1.1.** İki kademeli kaskad soğutma sistemi için EES yazılımı ile hazırlanan programın ekran görüntüsü

```

I_t=I_A+I_B+I_ısıdeg
I_A=I_evap+I_kompA+I_tevA
I_B=I_kond+I_kompB+I_tevB
I_wt=I_kompA+I_kompB
I_tev=I_tevA+I_tevB

{alcak basınc bölgesi,R404A}
Q_evap=m_dot_A*(h_1-h_4)
W_kompA=m_dot_A*(h_2-h_1)
I_evap=T_00*m_dot_A*((s_1-s_4)-(h_1-h_4)/T_evap)
I_kompA=m_dot_A*T_00*(s_2-s_1)
I_tevA=m_dot_A*T_00*(s_4-s_3)
'T1=-16"
'T2=52"
'T3=24"
'T4=-17"
'P1=3"
'P2=12"
P3=P2
P4=P1
h_3=h_4
h_1=ENTHALPY(R404A;T=T1;P=P1)
h_2=ENTHALPY(R404A;T=T2;P=P2)
h_3=ENTHALPY(R404A;T=T3;x=0)
s_1=ENTROPY(R404A;T=T1;P=P1)
s_2=ENTROPY(R404A;T=T2;P=P2)
s_3=ENTROPY(R404A;T=T3;P=P3)
s_4=ENTROPY(R404A;T=T4;P=P4)
m_dot_A*(h_2-h_3)=m_dot_B*(h_5-h_8)

COP=Q_evap/(W_kompA+W_kompB)
I_ısıdeg=T_00*(m_dot_A*(s_3-s_2)+m_dot_B*(s_8-s_5))
W_t=W_kompA+W_kompB

```

**Resim E1.1.** (Devam) İki kademeli kaskad soğutma sistemi için EES yazılımı ile hazırlanan programın ekran görüntüsü

```
{yukse basinc bolgesi,R134A}
Q_kond=m_dot_B*(h_6-h_7)
W_kompB=m_dot_b*(h_6-h_5)
I_kond=T_00*m_dot_B*((s_7-s_6)-(h_7-h_6)/T_00)
I_kompB=m_dot_B*T_00*(s_6-s_5)
I_tevB=m_dot_B*T_00*(s_8-s_7)
"T5=23"
"T6=79"
"T7=50"
"T8=-1"
"P5=2,2"
"P6=16"
P6=P7
P5=P8
h_7=h_8
h_5=ENTHALPY(R134a;T=T5;P=P5)
h_6=ENTHALPY(R134a;T=T6;P=P6)
h_7=ENTHALPY(R134a;T=T7;x=0)
s_5=ENTROPY(R134a;T=T5;P=P5)
s_6=ENTROPY(R134a;T=T6;P=P6)
s_7=ENTROPY(R134a;T=T7;P=P7)
s_8=ENTROPY(R134a;T=T8;P=P8)
"m_dot_B=0,0053"
T_kond=T_SAT(R134a;P=P6)
T_evap=TEMPERATURE(R404A;P=P1;x=1)

"T_0=27,5"
T_00=237+T_0
```

**ÖZGEÇMİŞ****Kişisel Bilgiler**

Soyadı, Adı : ELİTOK, Çağrı  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 18.11.1991 – Altındağ  
Medeni hali : Bekar  
Telefon : 0 (546) 582 83 12  
e-mail : [cagrielitok06@gmail.com](mailto:cagrielitok06@gmail.com)

**Eğitim**

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Hitit Üniversitesi/Makine Mühendisliği	2014
Lise	Başkent Lisesi	2010

**İş Deneyimi**

Yıl	Yer	Görev
2015-2017	AR-SAN MAKİNA	Makine Mühendisi
2017-2017	ARSAN DÖKÜM	Makine Mühendisi

**Yabancı Dil**

İngilizce