



**KRİYOJENİK ÇEVİRİMLERİN PERFORMANS
ANALİZİ**

Hüsniye ÇUBUKÇU
Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği
Ana Bilim Dalı
Doç. Dr. Rabi KARAALİ
2025
(Her Hakkı Saklıdır)

T.C.
BAYBURT ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI

KRİYOJENİK ÇEVİRİMLERİN PERFORMANS ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hüsniye ÇUBUKÇU

Danışman: Doç. Dr. Rabi KARAALİ

BAYBURT - 2025

KABUL VE ONAY

Doç. Dr. Rabi KARAALİ danışmanlığında, Hüsniye ÇUBUKÇU tarafından hazırlanan “Kriyojenik Çevrimlerin Performans Analizi” başlıklı bu çalışma, 22.01.2025 tarihinde yapılan savunma sınavı sonucunda oy birliği ile başarılı bulunarak jürimiz tarafından Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Rabi KARAALİ

Üye : Öğr. Gör. Dr. Arzu KEVEN

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erman Kadir ÖZTEKİN

Bu tezin kabulü Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun/...../20... tarih ve 20...../.....-..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Doç. Dr. Bünyamin ALIM
Enstitü Müdürü

BEYANNAME

Bayburt Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre Doç. Dr. Rabi KARAALİ danışmanlığında hazırlamış olduğum “Kriyojenik Çevrimlerin Performans Analiz” başlıklı program seçin tezimin bilimsel etik değerlere ve kurallara uygun, özgün bir çalışma olduğunu, aksinin tespit edilmesi halinde her türlü yasal yaptırımını kabul edeceğimi beyan ederim.

22.01.2025

Hüsniye ÇUBUKÇU



ÖN SÖZ

Bu tez çalışmasının hazırlanmasında bilgi ve deneyimiyle yol gösteren, her aşamada desteklerini esirgemeyen değerli danışmanım Doç. Dr. Rabi KARAALİ'ye en içten teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim hayatım boyunca her zaman yanımda olan, sabırları, destekleri ve sevgileriyle bugünlere gelmemde en büyük paya sahip olan annem ve ablam Hülya ÇUBUKÇU'ya minnettarım.

Bu süreçte emeği geçen herkese teşekkür ederim.

Hüsniye ÇUBUKÇU

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KRİYOJENİK ÇEVİRİMLERİN PERFORMANS ANALİZİ

Hüsniye ÇUBUKÇU

Bayburt Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Rabi KARAALİ

Bayburt-2025, Sayfa: 82

Bu çalışmada; soğutma çevrimlerinin çeşitlerine, özelliklerine, hangi durumlarda kullanıldıkları ve çevrimin nasıl gerçekleştiğine bakılıp; Termodinamiğin, ekserji ve ekserji analizlerinin ne olduğu gösterilerek kriyojenik çevrimler üzerinde nasıl uygulandığı denklemler ile gösterilmiştir. Ayrıca doğal gaz sıvılaştırma için iki kademeli reküperatörlü buhar sıkıştırmalı kaskad kriyojenik çevrimin enerji, ekserji ve performans analizi yapılarak optimum çalışma şartları tablolar ve eğriler şeklinde gösterilmiştir. İş akışkanı cinsinin ve kompresör basıncının performans üzerinde çok önemli etkilere sahip olduğu sonucuna varılmış ve gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ekserji, soğutma, kriyojenik çevrimler, performans analizi.

ABSTRACT

M. SC. THESIS

PERFORMANCE ANALYSIS OF CRYOGENIC CYCLES

Hüsniye ÇUBUKÇU

Bayburt University

Institute of Graduate Studies

Department of Anabilim Dalını Seçiniz

Thesis Advisor: Assoc. Prof. Dr. Rabi KARAALI

Bayburt-2025, Pages: 82

In this study; the types of refrigeration cycles, their characteristics, in which cases they are used and how the cycle is realized are examined; Thermodynamics, exergy and exergy analysis are shown and how they are applied on cryogenic cycles is shown with equations. In addition, energy, exergy and performance analysis of two-stage recuperator vapor compression cascade cryogenic cycle for natural gas liquefaction are performed and optimum operating conditions are shown in the form of tables and curves. It is concluded and shown that the type of working fluid and compressor pressure have very important effects on performance.

Keywords: Exergy, cooling, cryogenic cycles, performance analysis.

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY.....	II
BEYANNAME	III
ÖN SÖZ	IV
ÖZET	V
ABSTRACT	VI
İÇİNDEKİLER.....	VII
TABLOLAR.....	IX
ŞEKİLLER.....	X
KISALTMALAR.....	XII
SİMGELER.....	XII
GİRİŞ.....	1
Araştırmanın Konusu ve Problemi	1
Araştırmanın Amacı	1
Araştırmanın Önemi ve Gerekçesi	2
Araştırmanın Sınırlılıkları	2
Varsayımlar	3
Terim ve Tanımları.....	3
BİRİNCİ BÖLÜM.....	5
1. KURAMSAL ÇERÇEVE.....	5
1.1. SOĞUTMA ÇEVİRİMİ NEDİR.....	5
1.2. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ ÇEŞİTLERİ.....	5
1.2.1. Buhar Sıkıştırırmalı Mekanik Soğutma	5
1.2.2. Absorpsiyonlu Soğutma	8
1.2.3. Termoelektrik Soğutma	10
1.2.4. Manyetik Soğutma.....	12
1.2.5. Vortex Tüpü ile Soğutma	14
1.2.6. Hava ile Soğutma.....	15
1.2.7. Buhar-Jet (Ejektör) Soğutma	16
1.2.8. Evaporatif (Nemlendirici, Buharlaştırıcı) Soğutma	18
1.2.9. Stirling Çevrimi ile Soğutma.....	20
1.2.10. Vakumla Soğutma	22
1.2.11. Termoakustik Soğutma.....	24
1.2.12. Paramagnetik Soğutma	25
İKİNCİ BÖLÜM	27
2. MATERYAL VE METOT	27
2.1. KRİYOJENİK SOĞUTMA	27
2.2. İKİ KADEMELİ BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD KRİYOJENİK ÇEVİRİM.....	32
2.3. ÜÇ KADEMELİ BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD KRİYOJENİK ÇEVİRİM.....	40
2.4. LİNDE – HAMPSON SİSTEMİ.....	51
2.5. CLAUDE SİSTEMİ	51
2.6. LİTERATÜR.....	52
ÜÇÜNCÜ BÖLÜM.....	56
3. BU ÇALIŞMADA İNCELENEN ÇEVİRİMLER.....	56

3.1. İKİ KADEMELİ REKÜPERATÖRLÜ BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD	
KRIYOJENİK ÇEVİRİM	56
DÖRDÜNCÜ BÖLÜM.....	64
4. BULGULAR	64
SONUÇ, TARTIŞMA VE ÖNERİLER.....	77
KAYNAKÇA.....	78
ÖZ GEÇMİŞ	82



TABLÖLAR

Tablo 1: Kriyojenik Akışkanların Karakteristik Sıcaklıkları	28
Tablo 2: İki Fazlı Buhar Sıkıştırılmalı Kademeli Kriyojenik Döngüleyicilerde Kütle, Enerji Dengesi ve Entropi Üretimi İçin Formüller	30
Tablo 3: İki Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim Cihazları İçin Kütle Dengesi, Enerji Dengesi ve Entropinin Formülleri.....	38
Tablo 4: İki Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim Cihazlarının Ekserji Verimi ve Kaybı ile Entropi Dengesi.....	39
Tablo 5: Üç Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim Cihazlarının Kütle Dengesi, Enerji Dengesi ve Entropi Üretiminin Formülleri	49
Tablo 6: Üç Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim Cihazlarının Ekserji Kaybı ve Verimi, Entropi Dengesinin Formülleri.....	50
Tablo 7: Sistemin Kompresör Basıncı ve Isı Değiştiricileri Sıcaklık Farkına Göre Optimum Çalışma Şartlarının Toplu Gösterimi	76

ŞEKİLLER

Şekil 1: Soğutma Çevrimi	5
Şekil 2: Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevrimi	6
Şekil 3: Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	6
Şekil 4: Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi	8
Şekil 5: Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Şematiği	9
Şekil 6: Termoelektrik Soğutma Sistemi	10
Şekil 7: Manyetik Soğutma Sistemi Çevrimi.....	12
Şekil 8: Vortex Tüpü İle Soğutma	14
Şekil 9: Hava Soğutma Kapalı Çevrimi	15
Şekil 10: Buhar-Jet (Ejektör) Soğutma Sistemi	16
Şekil 11: Evaporatif Soğutma	16
Şekil 12: Stirling Çevrimi	20
Şekil 13: Vakumla Soğutma	22
Şekil 14: Termoakustik Soğutma	25
Şekil 15: Paramagnetik Soğutma	26
Şekil 16: Kriyojenik Uygulamalarda Bazı Kaynama Noktaları	27
Şekil 17: İki Aşamalı Buhar Sıkıştırılmalı Bir Kriyojenik Döngü.....	29
Şekil 18: İki Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim Şeması	32
Şekil 19: Üç Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim	40
Şekil 20: Linde-Hampson Kriyojenik Çevrim Şeması.....	51
Şekil 21: Claude Kriyojenik Çevrim Şeması.	52
Şekil 22: İki Kademeli Reküperatörlü Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim.....	56
Şekil 23: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Soğutma Tesir Katsayısının (COP) Değişimi.....	64
Şekil 24: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Evaporatörlerde Ekserji Kaybı Değişimi	65
Şekil 25: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Kompresörlerde Ekserji Kaybı Değişimi	65
Şekil 26: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Kısılma Vanalarında Ekserji Kaybı Değişimi	66
Şekil 27: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Isı Değiştiricilerinde Ekserji Kaybı Değişimi	66
Şekil 28: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Yoğuşturucularda Ekserji Kaybı Değişimi	67
Şekil 29: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Evaporatör 1 Ekserji Verimi Değişimi	67
Şekil 30: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Isı Değiştiricisi 1 ve 2’de Ekserji Verimi Değişimi.....	68
Şekil 31: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Kompresör Güçleri Değişimi ...	68
Şekil 32: Isı Değiştiricisi 1 ve 2’de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre COP Değişimi.....	69
Şekil 33: Isı Değiştiricisi 1 ve 2’de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Kısılma Vanası 1 ve 2’de Ekserji Kaybı Değişimi	69

Şekil 34: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Kompresör 1 ve 2'de Ekserji Kaybı Değişimi	70
Şekil 35: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Ekserji Kaybı Değişimi.....	70
Şekil 36: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Evaporatör1 ve Yoğuşturucu 2'de Ekserji Kaybı Değişimi	71
Şekil 37: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Evaporatör1 ve 2'de Ekserji Kaybı Değişimi	71
Şekil 38: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Ekserji Kaybı Değişimi.....	72
Şekil 39: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Kompresör 1 ve 2'de Ekserji Kaybı Değişimi	72
Şekil 40: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Evaporatörlerde ve Yoğuşturucuda Geçen Isının Değişimi	73
Şekil 41: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Kompresör 1 ve 2'de Güç Değişimi.....	73
Şekil 42: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Metanın Kütlesel Debisinin Değişimi.....	74
Şekil 43: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Toplam Kompresör Tüketimi Değişimi.....	75

KISALTMALAR

ha	: Hektar
km	: Kilometre
m	: Metre
m ²	: Metrekare
m ³	: Metreküp
p	: Korelasyon Katsayısı

SİMGELER

c	: Özgöl Isı
C_p	: Sabit Basınçta Isı Kapasitesi
CV	: Sabit Hacimde Isı Kapasitesi
E	: Enerji
g	: Yer Çekimi İvmesi
H	: Toplam Entalpi
H	: Entalpi
K	: Kelvin
K	: Özgöl Isıların Oranı
M	: Kütle
P	: Basınç
Q	: Toplam Isı Geçişi
Q	: Birim Kütle İçin Isı Geçişi
R	: Gaz Sabiti
S	: Entropi
T	: Sıcaklık
T ₀	: Çevre Sıcaklığı
V	: Hacim
W	: Toplam İş
W	: Birim Kütle İçin İş
Z	: Yükseklik
η	: Verim
ξ_{fiz}	: Fiziksel Ekserji

ξ_{kim}	: Kimyasal Ekserji
E_x	: Ekserji
$E_{k,kayıp}$	: Ekserji Kaybı
X	: Kuruluk Derecesi
ψ	: Özgöl Ekserji
δ	: Film Kalınlığı
λ	: Isı İletkenliği
ρ	: Yoğunluk
σ	: Stefan'ın Sabiti
γ	: Özgöl Isılar Oranı, $\gamma = c_p/c_v$
δ_{kn}	: Isıl Nüfuz Derinliği
Γ	: Sıcaklığın Kritik Sıcaklığa Oranı
COP	: Soğutma Tesir Katsayısı
$\dot{S}_{gen}$	: Toplam Entropi Üretimi

GİRİŞ

Günümüzde gelişen teknoloji ve endüstriyel uygulamalar, aşırı düşük sıcaklıklara ulaşabilen kriyojenik sistemlerin önemini her geçen gün artırmaktadır. Özellikle biyomedikal uygulamalar, süperiletkenlik, sıvılaştırılmış gazların taşınması ve depolanması gibi alanlarda kriyojenik soğutma sistemlerine duyulan ihtiyaç kritik düzeydedir. Bu sistemlerin performansının artırılması, enerji verimliliğinin sağlanması ve kayıpların azaltılması amacıyla yapılan analizler, mühendislik açısından büyük önem arz etmektedir.

Bu tez çalışmasında ele alınan bilimsel sorun, kriyojenik çevrimlerin enerji ve ekserji temelli performans değerlendirmelerinin sistematik bir yaklaşımla analiz edilmesidir. Kriyojenik çevrimler birçok farklı yapı ve düzende uygulanabilmekte olup, her bir çevrimde enerji dönüşümleri ve kayıplar farklılık göstermektedir. Bu nedenle, sistemlerin verimli çalışabilmesi için her bir bileşenin enerji ve ekserji bazlı incelenmesi, en fazla kaybın hangi aşamada yaşandığının tespiti gerekmektedir.

Araştırmanın temel amacı, farklı kriyojenik çevrim yapılarını karşılaştırmalı olarak analiz etmek ve hangi sistemlerin hangi koşullarda daha verimli çalıştığını ortaya koymaktır. Bu kapsamda, iki ve üç kademeli buhar sıkıştırmalı kaskad çevrimler ile linde-hampson ve claude çevrimleri analiz edilmiştir. Bu analizlerde kullanılan yöntem, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına dayalı enerji ve özellikle ekserji denge denklemleridir. Her bir sistem bileşeni için (kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme vanası) enerji ve ekserji kayıpları hesaplanarak sistem performansı ortaya konmuştur.

Araştırmanın kavramsal çerçevesi, klasik termodinamik ve ekserji analizine dayanmaktadır. ekserji analizi, sistemdeki gerçek kayıpların ve verimsizliklerin belirlenmesi açısından oldukça güçlü bir araçtır. Bu çalışma kapsamında, ekserji verimliliği ve toplam ekserji yok oluşu gibi parametreler yardımıyla sistem performansları değerlendirilmiştir.

Araştırma sürecinde yalnızca teorik modellemelere ve literatürde yer alan denklemlere başvurulmuştur.

Araştırmanın Konusu ve Problemi

Bu tez çalışmasının konusu, kriyojenik soğutma çevrimlerinin enerji ve ekserji analizi yöntemleriyle performanslarının incelenmesidir. Kriyojenik çevrimler, özellikle düşük sıcaklık gereksinimi olan endüstriyel, bilimsel ve tıbbi uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak bu sistemlerde kullanılan farklı çevrim yapılarına ve kademelendirme yöntemlerine bağlı olarak enerji tüketimi, verimlilik ve ekserji kayıpları değişkenlik göstermektedir.

Araştırmanın temel problemi; kriyojenik çevrimlerde hangi sistem bileşenlerinin daha fazla enerji ve ekserji kaybına neden olduğu, farklı çevrim performans açısından nasıl karşılaştırılabileceği ve hangi çevrim tipinin daha verimli sonuçlar verdiğinin belirlenememiş olmasıdır.

Araştırmanın Amacı

Bu araştırmanın temel amacı, kriyojenik soğutma sistemlerinin farklı yapı ve çevrim tiplerine göre enerji ve ekserji bazlı performanslarını analiz ederek, en verimli sistemlerin belirlenmesini sağlamaktır. Bu kapsamda iki ve üç kademeli buhar sıkıştırırmalı kaskad çevrimler, iki kademeli reküperatörlü buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrimi, Linde-Hampson ve Claude çevrimleri seçilerek, her bir sistemin termodinamik performansı değerlendirilmiştir.

Araştırmanın Önemi ve Gerekçesi

Kriyojenik sistemler, sıvılaştırılmış gazların depolanması ve taşınması, süperiletkenlik, biyomedikal uygulamalar ve uzay teknolojileri gibi birçok ileri mühendislik alanında kritik rol oynamaktadır. Bu sistemlerde kullanılan çevrimlerin verimliliği, hem enerji maliyetlerinin düşürülmesi hem de çevresel etkilerin azaltılması açısından büyük önem taşır. Bu nedenle kriyojenik çevrimlerin enerji ve ekserji temelli performanslarının detaylı şekilde incelenmesi, hem akademik hem de endüstriyel açıdan önemli bir gerekliliktir.

Bu çalışmanın gerekçesi, literatürde yer alan kriyojenik çevrim analizlerinin çoğunun belirli sistemlerle sınırlı kalması ve farklı çevrim yapılarına ilişkin karşılaştırmalı performans değerlendirmelerinin yetersiz olmasıdır. Ayrıca mevcut analizlerin büyük kısmı yalnızca enerji dengesiyle sınırlı olup, ekserji analiziyle sistemdeki gerçek kayıpların ortaya konmasına yeterince odaklanmamaktadır.

Bu tez çalışması; farklı kriyojenik çevrimlerin enerji ve ekserji analizi temelinde karşılaştırılmasına olanak sağlayarak literatürde ki bu boşluğu doldurmayı hedeflemektedir. Bu sayede, kriyojenik uygulamalarda daha verimli sistem tasarımı için mühendislik kararlarına katkı sağlanması amaçlanmaktadır. Araştırmanın sonuçları, özellikle enerji tasarrufu, sistem optimizasyonu ve sürdürülebilir mühendislik uygulamaları açısından önemli bilgiler sunacaktır.

Araştırmanın Sınırlılıkları

Çalışmada kullanılan veriler, genel kabul gören literatür kaynaklarından ve termodinamik denklemlerden elde edilmiştir. Çevrimlerde kullanılan soğutucu akışkanların çevresel etkileri, maliyet analizleri, malzeme seçimi gibi mühendislik uygulamalarında önem arz eden parametreler araştırma kapsamı dışında tutulmuştur.

Bunun yanında, çalışmada sadece belirli kriyojenik çevrim türleri (iki ve üç kademeli kaskad çevrimler, kademeli reküperatörlü buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrimi, Linde-Hampson ve Claude çevrimleri) incelenmiş; diğer alternatif soğutma teknolojileri (örneğin manyetik, termoelektrik veya absorpsiyonlu sistemler) detaylı olarak ele alınmamıştır. Bu da araştırmanın kapsamını sınırlayan önemli bir etkidir.

Varsayımlar

Sistemlerde sabit rejimde (kararlı hâlde) çalışma varsayılmıştır. Zamanla değişen dinamik etkiler göz önüne alınmamıştır.

Tüm çevrimlerde kullanılan akışkanlar ideal gaz olarak kabul edilmiştir. Gerçek gaz davranışları ve akışkan özelliklerindeki değişkenlikler hesaba katılmamıştır.

Çevrim bileşenleri (kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme valfi vb.) arasındaki ısı kayıpları ihmal edilmiştir. Isı alışverişleri yalnızca belirlenen giriş-çıkış noktaları arasında değerlendirilmiştir.

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri göz ardı edilmiştir. Bu etkilerin sistem genelindeki enerji ve ekserji analizine katkısı ihmal edilmiştir.

Çevre koşulları (sıcaklık, basınç vb.) sabit ve referans alınan değerlerde kabul edilmiştir.

Sistem bileşenlerinin ideal verimle çalıştığı varsayılmış; mekanik, elektriksel ya da yapısal kayıplar dikkate alınmamıştır.

Bu varsayımlar, yapılan enerji ve ekserji analizlerinin teorik bir temel üzerinde yürütülebilmesini sağlamış; ancak sonuçların gerçek sistemlerle birebir örtüşmesini sınırlamıştır.

Terim ve Tanımları

Kriyojenik: 100 K'nin (yaklaşık -173,15 °C) altındaki sıcaklıklarla ilgilenen, bu sıcaklıklarda çalışan sistemleri ve malzemeleri inceleyen bilim dalıdır.

Kriyojenik Çevrim: Gazların sıvılaştırılması veya düşük sıcaklık elde etmek amacıyla çalışan, genellikle çok kademeli yapılandırılmış özel soğutma çevrimleridir.

Ekserji: Bir sistemin çevresiyle dengeye gelinceye kadar yapabileceği maksimum işe denir. Enerji kalitesini ve kullanım potansiyelini ifade eder.

Ekserji Verimliliği: Sistemin sahip olduğu toplam ekserjiye oranla, faydalı olarak kullanılabilen kısmını ifade eden verimlik göstergesidir.

Soğutma Tesir Katsayısı (COP): Bir soğutma çevriminde elde edilen soğutma etkisinin sisteme verilen enerjiye oranıdır.

Kaskad Çevrim: İki veya daha fazla soğutma çevriminin birbirine entegre edilerek, daha düşük sıcaklıkların elde edilmesini sağlayan çok kademeli sistemdir.

Linde-Hampson Sistemi: Basit yapıdaki kriyojenik çevrimlerden biri olup, gazın sıkıştırılıp genişletilerek soğutulmasına dayalıdır.

Claude Sistemi: Linde sistemine kıyasla daha gelişmiş olup, kısmi genişleme türbinleri ile daha verimli kriyojenik soğutma sağlar.

Entropi: Bir sistemdeki düzensizlik derecesini veya enerji yayılımını ifade eden termodinamik özelliktir.

Termodinamiğin 1. Yasası (Enerji Korunumu): Bir sistemin enerji girişi ile enerji çıkışı arasındaki farkın sistemde depolanan enerjiye eşit olduğunu ifade eder.

Termodinamiğin 2. Yasası (Entropi Yasası): Enerji dönüşümlerinde bir kısmının işe dönüşmeyeceğini ve sistemde entropinin artma eğiliminde olduğunu belirtir.

BİRİNCİ BÖLÜM

1. KURAMSAL ÇERÇEVE

1.1. SOĞUTMA ÇEVİRİMİ NEDİR

Soğutma, ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarılmasıdır. İşlemi gerçekleştirmek için tasarlanan ekipmanlara soğutma makineleri, bunların çalışma çevrimine ise soğutma çevrimi adı verilir. En çok kullanılan soğutma sistemi buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemidir. Isıyı taşıyan ve soğutma çevrimlerinde çalışan akışkanlara soğutucu akışkan denmektedir. Soğutucu iş akışkanını çevrimde buharlaşır, yoğunlaşır ve buhar fazında tekrar sıkıştırılmaktadır. Kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan önce kızgın buhar fazına geçerek yoğunlaştırıcıya gönderilir. Soğutucu yoğunlaşarak çevreye ısı verir. Kondenserden çıkan soğutucu akışkanın basıncı genleşme valfinde düşürülür ve evaporatöre sıvı-buhar karışımı olarak girmektedir. Soğutucu akışkanın sıcaklığı bulunduğu ortama göre düşük olduğundan buharlaşıp ortamdan ısı alarak ortamı soğutur. Evaporatörden doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan kompresör tarafından emilir ve çevrim sona erer. Soğutma çevrimi dört ana unsurdan oluşur: kompresör, kondenser, hızlandırıcı ve evaporatör (Karaağaç vd., 2022).



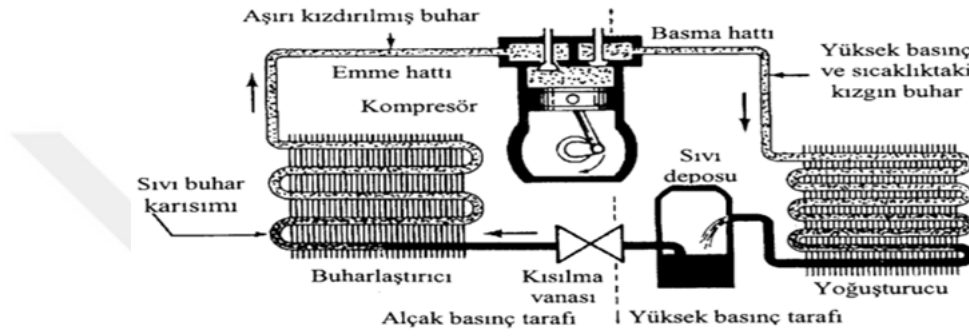
Şekil 1: Soğutma Çevrimi (URL-1)

1.2. SOĞUTMA ÇEVRİMLERİ ÇEŞİTLERİ

1.2.1. Buhar Sıkıştırırmalı Mekanik Soğutma

En sık kullanılan soğutma sistemi buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemidir. Tipik bir soğutma çevrimi bir kompresör, kondansatör, (kondenser) genleşme (genleşme valfi veya kılcal boru) ve buharlaştırıcı. Sistemin elemanları birbirine seri olarak bakır borularla bağlı olup

kapalı bir devre oluştururlar. Sistem dışı çalışma nedeniyle mekanik soğutma sıvısı akışı kompresör sıkıştırmasına dayanmaktadır. Bu sistemde soğutucu akışkan kompresörde yüksek basınca zorlanır ve kızgın buhar haline gelir. Kondansatöre gönderilir. Burada soğutucu akışkan, kısma valfinin düşük basıncı altına yerleştirilir ve bu da yoğunlaşarak çevreye ısı verir. Basıncısız hale getirilir ve ıslak buhar modunda buharlaştırıcıya gider. Evaporatörün etrafındaki ortam sıcaklığından daha düşük sıcaklığı olan soğutucu kompresör bu doymuş buharı emer. Bu şekilde çeviri sürekli devam ediyor (Bulut, 2023). Buhar sıkıştırma mekanik soğutma; soğutma, iklimlendirme ve ısı pompalarında en yaygın olarak kullanılan çevrim türüdür (Akbulut ve Kıncay, 2006).

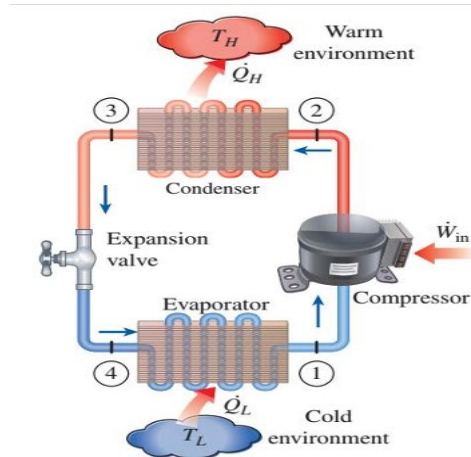


Şekil 2: Buhar Sıkıştırma Mekanik Soğutma Çevrimi (URL-1)

Termodinamik Analizi

Soğutma sistemlerinin ikinci kanunu veya ekserji analizinin amacı, iyileştirmeden en fazla fayda sağlayacak bileşenleri belirlemektir. Bu, ikinci yasaya göre ekserji yıkımının nerede en fazla olduğunu ve hangi bileşenlerin en az ekserjiye veya verime sahip olduğunu belirleyerek yapılır. Bir bileşenin ekserji azalması doğrudan ekserji dengesinden veya kullanımından belirlenebilir (Yılmaz, 2019).

$$\dot{X}_{dest} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (1.1)$$



Şekil 3: Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi (URL-2)

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin ikinci yasasının analizinde (Yılmaz, 2019);

Kompresör

$$\dot{X}_{dest,1-2} = T_o \dot{S}_{gen,1-2} = \dot{m} T_o (s_2 - s_1) \quad (1.2)$$

$$\begin{aligned} \eta_{ii,komp} &= \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}_{arc,in}} = \frac{\dot{m}[h_2 - h_1 - T_o(s_2 - s_1)]}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{\Psi_2 - \Psi_1}{h_2 - h_1} \\ &= 1 - \frac{E_{x,1-2}}{\dot{W}_{act,in}} \end{aligned} \quad (1.3)$$

Kondenser

$$\dot{X}_{dest,2-3} = T_o \dot{S}_{gen,2-3} = T_o [\dot{m}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H}] \quad (1.4)$$

$$\begin{aligned} \eta_{ii,kon} &= \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{\dot{X}_{Q_H}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} = \frac{\dot{Q}_H(1 - T_o/T_H)}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} \\ &= \frac{\dot{Q}_H(1 - T_o/T_H)}{\dot{m}[h_2 - h_3 - T_o(s_2 - s_3)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest,2-3}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} \end{aligned} \quad (1.5)$$

Evaporatör

$$\dot{X}_{evap,4-1} = T_o \dot{S}_{gen,4-1} = T_o [\dot{m}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L}] \quad (1.6)$$

$$\begin{aligned} \eta_{ii,Evap} &= \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{\dot{X}_{Q_L}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} = \frac{\dot{Q}_L(T_o - T_L)/T_L}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} \\ &= \frac{\dot{Q}_L(T_o - T_L)/T_L}{\dot{m}[h_4 - h_1 - T_o(s_4 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest,4-1}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} \end{aligned} \quad (1.7)$$

Genleşme Supabı

$$\dot{X}_{dest,3-4} = T_o \dot{S}_{gen,3,4} = \dot{m} T_o (s_4 - s_3) \quad (1.8)$$

$$\eta_{ii,ExpValve} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{0}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0 \quad \text{veya} \quad (1.9)$$

$$\eta_{ii,ExpValve} = 1 - \frac{\dot{X}_3 - \dot{X}_4}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} \quad (1.10)$$

T_L cinsinden Q_L oranında soğuk bir ortamdan ısı çekilmesine ilişkin ekserji oranı (Yılmaz, 2019);

$$\dot{X}_{\dot{Q}_L} = \dot{Q}_L \frac{T_o - T_L}{T_L} \quad (1.11)$$

Toplam ekserji yok oluşu

$$\dot{X}_{dest,total} = \dot{W}_{in} - \dot{X}_{\dot{Q}_L} \quad (1.12)$$

Ekserji verimliliği

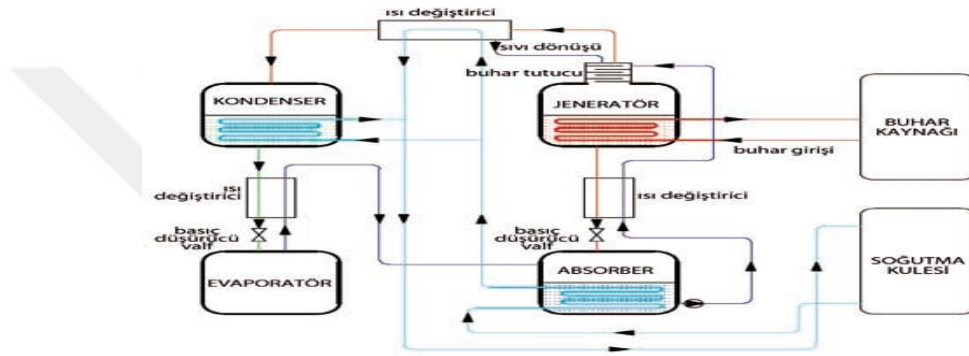
$$\eta_{II,cycle} = \frac{\dot{X}_{Q_L}}{\dot{W}_{in}} = \frac{\dot{W}_{min,in}}{\dot{W}_{in}} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest,total}}{\dot{W}_{in}} \quad (1.13)$$

$$\dot{W}_{in} = \frac{\dot{Q}_L}{COP_R} \quad (1.14)$$

$$\dot{X}_{Q_L} = \dot{Q}_L \frac{T_0 - T_L}{T_L} \quad (1.15)$$

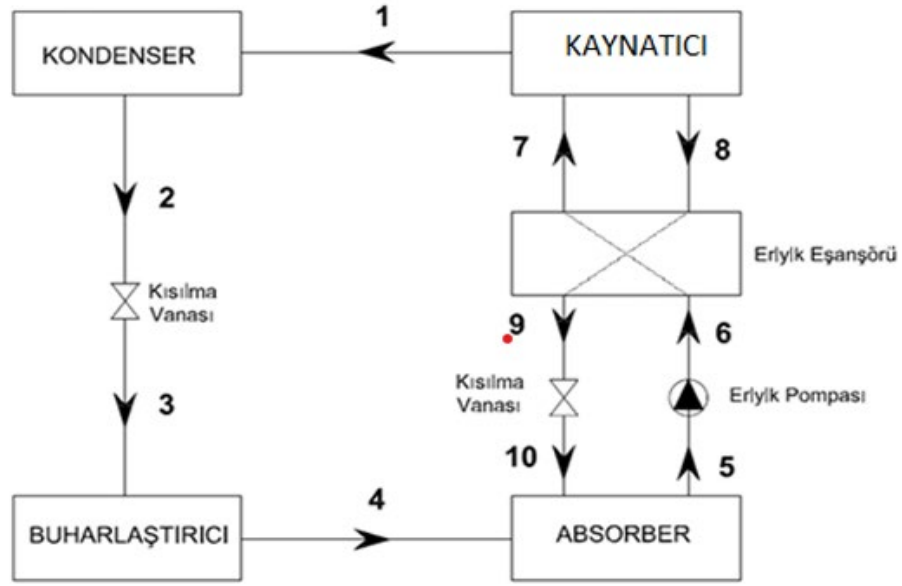
1.2.2. Absorpsiyonlu Soğutma

Bu sistemde evaporatör ve kondenser aynı şekilde kullanılır ancak kompresör yerine absorber kullanılması tavsiye edilir (Altun ve Kılıç, 2020).



Şekil 4: Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Evaporatöre giren soğutucu buharlar emici malzemeyi içeren hücreye girer ve oradaki emici malzeme tarafından emilir. Soğutucuyla zenginleştirilmiş karışım jeneratör bölümüne aktarılır ve orada ısıtılır. Isıtılan soğutucu akışkan daha yüksek bir basınç seviyesine kadar buharlaşır. Çözelti zayıf emici malzeme emme odasına geri döner ve soğutucu emme işlemini tekrarlar. Böylece döngü devam eder ve soğutma işlemi gerçekleşir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi, mekanik soğutma sistemlerinde alternatif olabilir, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması uygun olup önemli bir soğutma çevrimidir (Altun ve Kılıç, 2020).



Şekil 5: Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin Şematiği (URL-4)

Termodinamik analizi (Özen ve Yağcıoğlu, 2019);

$$\varepsilon = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6} \quad (1.16)$$

Sistemin dolaşım oranı ise;

$$f = \frac{x_7}{(x_8 - x_7)} \quad (1.17)$$

Kinetik ve potansiyel enerjideki değişimler ihmal edilir. Aşağıda sistemin her bir elemanı için enerji denklemi verilmiştir (Özen ve Yağcıoğlu, 2019).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_\varphi \dot{h}_\varphi - \dot{m}_g \dot{h}_g \quad (1.18)$$

Aşağıda ısı etkileşimi sonucu ekserji, iş etkileşimi sonucu ekserji $\dot{E}_w$ ve ayrıca kütle akışına bağlı olarak gelen E_g ve çıkan ekserji E_g tanımlanmaktadır (Özen ve Yağcıoğlu, 2019);

$$\dot{E}_q = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} \quad (1.19)$$

$$\dot{E}_w = \sum \dot{W} \quad (1.20)$$

$$\dot{E} = \sum (\dot{m} \Psi) \quad (1.21)$$

$$\Psi = \Psi^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1.22)$$

$$I = \sum (\dot{m}_g \Psi_g) - \sum (\dot{m}_\varphi \Psi_\varphi) + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) - \sum \dot{W} \quad (1.23)$$

STK değeri ise;

$$STK = \frac{Q_b}{Q_k} \quad (1.24)$$

Kontrol hacmi için ekserji dengesi denklemi şu şekilde yazılabilir (Bejan, Tsatsaronis ve Moran, 1996):

$$\sum \dot{m}_i e_i - \sum \dot{m}_o e_o + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) - \sum \dot{W} - \dot{E}_D = 0 \quad (1.25)$$

Kinetik değişiklikler ve potansiyel enerjiler ihmal edilerek spesifik akışın ekserjisi şu şekilde yazılabilir (Bejan, Tsatsaronis ve Moran, 1996):

$$e = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (1.26)$$

Bileşenlerin ekserji kayıplarının toplamı, kademeli soğutma çevriminin toplam enerji kaybı oranını verir (Cımsıt, Öztürk ve Hosoz, 2014):

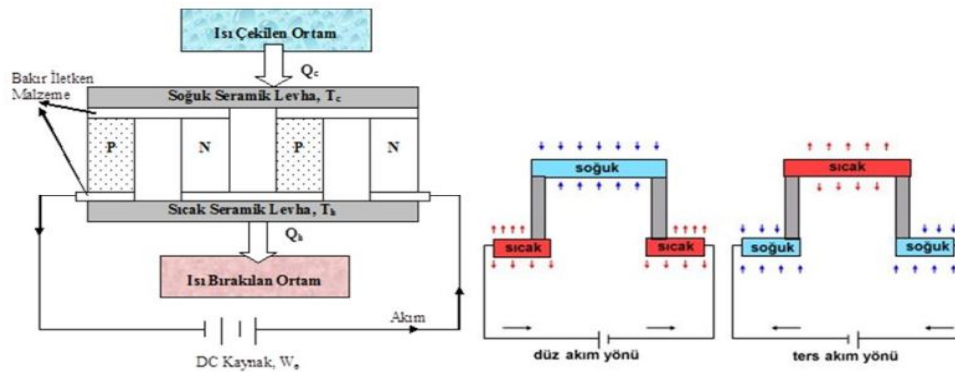
$$\dot{E}_{Dt} = \sum_{i=1}^n \dot{E}_i \quad (1.27)$$

ECOP yasası verimliliği olarak da adlandırılan ikincisi, kademeli bir soğutma döngüsünün verimliliğini ölçmek için kullanılabilir. ECOP oranı, sistemin aldığı faydalı enerjinin, sistemde üretilen faydalı güce oranıdır. Soğutma çevriminde elde edilen enerji, evaporatör ile ortam arasındaki ısı alışverişi ile sistem tarafından sağlanan voltaj ise jeneratör ile ısı kaynağı arasındaki ısı alışverişi ve kompresörün çalışması ile oluşmaktadır. Bu nedenle ekserjetik verim şu şekilde yazılabilir (Cımsıt, Öztürk ve Hosoz, 2014):

$$ECOP = - \frac{\dot{Q}_{evap,1} \left(1 - \frac{T_o}{T_{evap,1}}\right)}{\dot{Q}_{üret} \left(1 - \frac{T_o}{T_{üret}}\right) + \dot{W}_{komp}} \quad (1.28)$$

1.2.3. Termoelektrik Soğutma

N tipi ve P tipi yarı iletken metal çiftlerinden oluşan bir veya daha fazla modülden oluşur. Doğru akım kontrolü ile elde edilir (Bulut, 2023).



Şekil 6: Termoelektrik Soğutma Sistemi (URL-5)

Şekil de bir çift N ve P yarı iletkenin oluşan bir termoelektrik soğutma modülü gösterilmektedir. P ve N tipi termo-kupıl seramikler arasında elektriksel olarak seri ve termal olarak paralel bağlanır. Akış yönüne bağlı olarak ısıtma ve soğutma yapılabilir. Resimde gösterildiği gibi DC N tipi yarı iletken, soğutma modunda P tipine dönüşür. Akım, düşük enerjili P tipi bir yarı iletken malzemeden yüksek enerji seviyesine doğru aktığında, soğutulan ortamdan ısı alarak soğumaya neden olur. Soğuk ortamın emdiği bu ısı, elektronlar vasıtasıyla yüksek sıcaklıktaki ortama aktarılır. Böylece ısı bir ortamdan alınarak başka bir ortama salınır. Bu nedenle termoelektrik modül aynı zamanda ısı pompası olarak da çalışır (Bulut, 2023). $\pm 0,1^\circ\text{C}$ sıcaklık aralığında çok hassas sıcaklık kontrolü elde edilebilir. Kullanım alanları ise; askeri-uzay araştırmalarında, laboratuvar cihazlarında, endüstriyel sıcaklık kontrolünde gibi alanlarda kullanılmaktadır (Bulut, 2023).

Termodinamik Analizi;

Yüzey sıcaklığı, yüzeyden atılan ısı Q_h olarak aşağıdaki formülde gösterilmiştir (Bulut, 2023);

$$T_h = T_o + U \cdot Q_h \quad (1.29)$$

$$Q_h = Q_c + W_e$$

Isıtma ve soğutma kapasitesi COP katsayıları, konveksiyon soğutucuları ve ısı pompalarında olduğu gibi aşağıdaki denklemlerle hesaplanır (Bulut, 2023);

$$\text{COP}_h = \frac{Q_h}{W_e} \quad (1.31)$$

$$\text{COP}_c = \frac{Q_c}{W_e} \quad (1.32)$$

Tersinmezlik ikinci yasanın bir sonucudur (Geldi, 2020);

$$\int \frac{\delta Q}{T} < 0 \quad (1.33)$$

Tersinir ve çevrimsel işlem için (Geldi, 2020);

$$\int_{\text{çevrim}} \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{tersinir}} = 0 \quad (1.34)$$

$$dS = (\delta Q/T)_{\text{tersinir}} \quad (1.35)$$

Tersinir işlem için (Geldi, 2020);

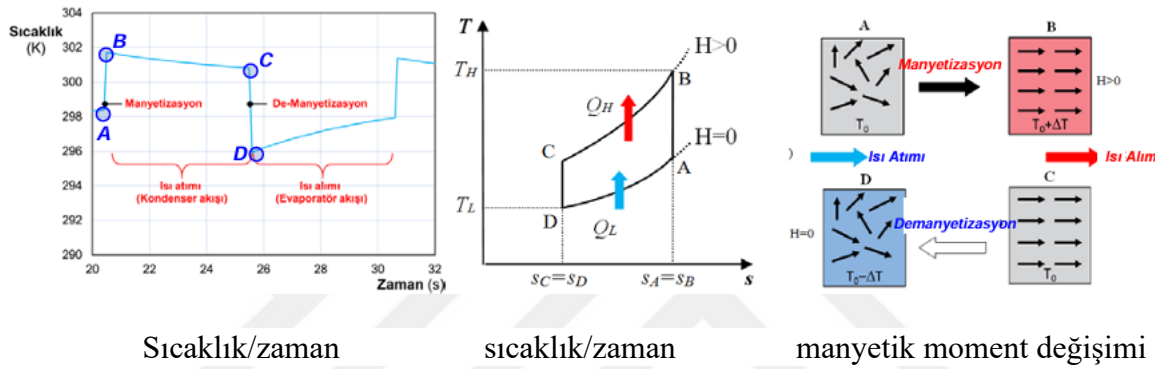
$$Q_{\text{tersinir}} = \int T dS \quad (1.36)$$

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (1.37)$$

$$(dS)_{ad} \geq 0 \quad (1.38)$$

1.2.4. Manyetik Soğutma

Manyetik soğutma, Manyetokalorik etkiyle ilgilidir (Tishin ve Spichkin, 2003). Manyetik soğutmada, soğutma etkisi, mıknatıslanma/demanyetizasyon işlemleri için ekolojik katı soğutucu akışkanlar kullanılarak elde edilir ve geleneksel sistemlerde soğutucu gazların sıkıştırma/genleşme etkisi ortadan kaldırılır. Manyetik soğutma çevrimi kompresör ve hızlandırıcı gerektirmez. Bu etkiye sahip olan malzemelere manyetik malzemeler denir. Manyetik soğutma sistemlerinin ana bileşenleri; Manyetokalorik malzeme mıknatısları ve ısı değiştiricileri oluşturur (Çetin ve Aydın, 2015).



Şekil 7: Manyetik Soğutma Sistemi Çevrimi

Şekildeki soğutma, mıknatısın kutuplar arasındaki manyetik malzeme ile hizalanmasıyla sağlanmaktadır. Manyetik bir malzemeye manyetik alan uygulanınca veya alan kaldırılınca sıcaklık değişimi olur. Soğutma, ısıtma ve soğutma işlemleri sırasında ısının uzaklaştırılmasıyla sağlanabilir (Bulut, 2023). Bu teknoloji, düşük sıcaklıklarda ve yaygın buzdolaplarında kullanılan sıcaklık aralıklarını elde etmek için kullanılabilir (URL-4).

Termodinamik Analizi:

Enerji denklemi:

$$\frac{d}{dt}(pcT) = \frac{d}{dx}(k \frac{\partial T}{\partial x}) + MKE(T,B) \quad (1.39)$$

Akış alanı için enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir (Ezan, Yılcı ve Ekren, 2017);

$$\frac{\delta}{\delta t}(pcT) + \frac{\delta}{\delta x}(pcuT) = \frac{d}{dx}(k \frac{\partial T}{\partial x}) \quad (1.40)$$

Malzemeye etki eden manyetik alanın kuvvetine ve sıcaklığa bağlı olarak aşağıdaki şekilde belirlenir (Ezan, Yılcı ve Ekren, 2017);

$$MCE = pc \left(\frac{\delta T}{\delta B} \right), \frac{\delta B}{\delta t} \quad (1.41)$$

Öte yandan adyabatik sıcaklık değişimi, alana göre sıcaklık değişiminden türetilen $\partial T/\partial B$ ifadesini hesaplamak için tanımlanır (Tishin, 1990).

$$\left(\frac{\partial T}{\partial B}\right) = \left(\frac{\partial \Delta T_{ad}(B,T)}{\partial B}\right), \quad (1.42)$$

Adyabatik sıcaklık değişimi, sıcaklığın ve manyetik alan kuvvetinin bir fonksiyonudur ve Maxwell bağıntılarına dayalı olarak malzemenin toplam entropi değişimi olarak ifade edilir (Ezan, Yılancı ve Ekren, 2017).

$$\Delta T_{ad}(B,T) = \frac{T}{c(B,T)} S_{toplam}(B,T) \quad (1.43)$$

Manyetotermal bir malzemedeki toplam entropi değişimi üç farklı bileşenden oluşur: manyetik, kafes ve elektronik (Ezan, Yılancı ve Ekren, 2017).

$$S_{toplam}(B,T) = S_{manyetik}(B,T) + S_{kafes}(T) + S_{elektronik}(T) \quad (1.44)$$

Elektron entropisinin toplam entropi üzerindeki etkisi manyetik ve kafes entropi terimleriyle karşılaştırıldığında küçük olduğundan (Tishin, 1990) bu terim hesaplamalarda ihmal edilir.

$$S_{toplam}(B,T) = S_{manyetik}(B,T) + S_{kafes}(T) \quad (1.45)$$

Manyetik entropi değeri, manyetik alan kuvvetinin ve sıcaklığın bir fonksiyonudur ve aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır (Tishin, 1990).

$$S_{manyetik}(B,T) = \frac{R_u}{M_M} \left(\ln \left[\sinh \left(\frac{2J+1}{2J} X \right) \right] - \ln \left[\sinh \left(\frac{X}{2J} \right) - X B_J(X) \right] \right) \quad (1.46)$$

$$B_J(X) = \frac{2J+1}{2J} \coth \left(\frac{2J+1}{2J} X \right) - \frac{1}{2J} \coth \left(\frac{X}{2J} \right) \quad (1.47)$$

$$X = \frac{g_J \mu_B J B}{KT} + \frac{3T_{curie} J B_J(X)}{T(J+1)} \quad (1.48)$$

Kafes entropisi yalnızca malzemenin sıcaklık değerine bağlıdır ve aşağıdaki denklemle belirlenir (Tishin, 1990).

$$S_{kafes} = \frac{R_u}{M_M} \left[-3 \ln \left(1 - e^{-\frac{T_{debye}}{T}} \right) + 12 \left(\frac{T}{T_{debye}} \right)^3 \int_{x=0}^{T_{debye}/T} \frac{x^3}{e^x - 1} dx \right] \quad (1.49)$$

Manyetik alandaki bir malzemenin özgül ısı, sıcaklığın ve manyetik akı yoğunluğunun bir fonksiyonudur (Tishin, 1990).

$$c(B,T) = T \left(\frac{\partial S}{\partial T} \right)_B \quad (1.50)$$

Tersinmezlik ikinci yasanın bir sonucudur (Geldi, 2020);

$$\int \frac{\delta Q}{T} < 0 \quad (1.51)$$

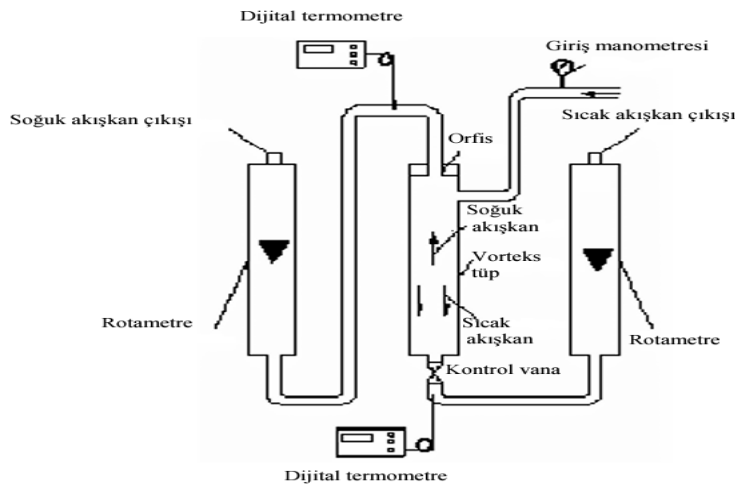
$$\int_{\text{çevrim}} \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{tersinir}} = 0 \quad (1.52)$$

$$dS = (\delta Q/T)_{\text{tersinir}} \quad (1.53)$$

$$Q_{\text{tersinir}} = \int T dS \quad (1.54)$$

1.2.5. Vortex Tüpü ile Soğutma

Hareketli parçası olmayan basit bir tüpten oluşan basınçlı bir sıvıyı kullanarak aynı anda hem soğutma hem de ısıtma yapabilen bir sistemdir (Althouse, Turnquist ve Bracciano, 1979). Soğutma kesme, delme ve endüstriyel aletlerde uzun süreli tasarruf sağlayan ekonomik bir soğutma cihazıdır (URL-5).



Şekil 8: Vortex Tüpü ile Soğutma

Termodinamik Analizi:

Tek girişli ve tek çıkışlı açık sürekli akışlı sistemlerde kütle korunumu (Kırmacı, 2017)

$$\sum \dot{m}_{\text{gir}} = \sum \dot{m}_{\text{çks}} \quad (1.55)$$

$$\dot{m}_{\text{çks}} = \dot{m}_a + \dot{m}_b \quad (1.56)$$

ile ifade edilmektedir. Vortex tüpünde soğuk akışkan kütle akış hızının girişteki akışkan kütle akış hızına oranı y_c olarak tanımlanır ve denklem 56'dan elde edilir (Stephan vd., 1983).

$$y_c = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_{\text{gir}}} \quad (1.57)$$

$$Q_A = y_c \dot{m} c_p (T_A - T_C) \quad (\text{Özgür vd., 2007}). \quad (1.58)$$

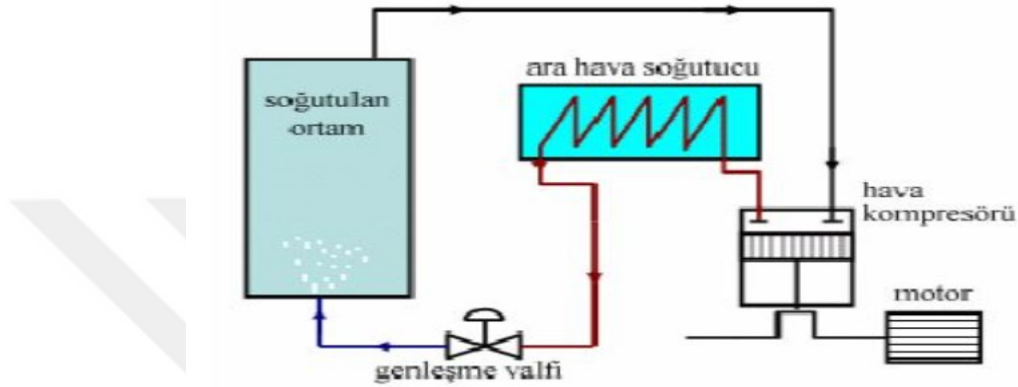
$$c_p T_{\text{giriş}} = y_c c_p T_C + (1 - y_c) c_p T_h \quad (1.59)$$

2. yasası ile yazıldığında;

$$(\dot{S})_{\text{üretim}} = \dot{m}_g c_p \ln \left[\left(\frac{T_c}{T_h} \right)^{y_c} \left(1 + y_c \left(\frac{T_c}{T_h} - 1 \right) \right)^{-1} \right] - \dot{m}_g R \ln \left(\frac{P_h}{P_g} \right) > 0 \quad (1.60)$$

1.2.6. Hava ile Soğutma

İdeal bir hava soğutma çevriminin en basit şekli, açık sistem veya kapalı sistem prensibine dayanan Joule Brayton çevriminin tam tersidir (Bulut, 2023).



Şekil 9: Hava Soğutma Kapalı Çevrimi (URL-5)

Şeklin temel şemasında genleşme silindiri hem genleşme valfi hem de kompresör görevi görmektedir. Bu, güç gereksinimlerini azaltan gerekli sıkıştırma kapasitesinin bir kısmını sağlar. Silindir genleşme valfi görevi görür ve aynı zamanda kompresöre gerekli sıkıştırma kuvvetini sağlar (Bulut, 2023).

Termodinamik Analizi:

Yoğuşma entalpisi (Buhar) (Şahin, 2014);

$$\dot{h}_8 = \dot{h}_f + x \cdot \dot{h}_{fg} \quad (1.61)$$

$$\dot{h}_{fg_{buhar}} = \dot{h}_8 - \dot{h}_{fsu} \quad (1.62)$$

Yoğuşturucunun kaldırması gereken ısı yükü (Şahin, 2014);

$$Q = \dot{m}_{buhar} \cdot \dot{h}_{fg_{buhar}} \quad (1.63)$$

Sıcaklığını hesaplamak için (havanın) (Şahin, 2014);

$$Q = \dot{m}_{hava} \cdot c_{pa} \cdot (t_{çıkış} - t_{giriş}) \quad (1.64)$$

Logaritmik ortalama sıcaklığın hesaplanması ise (Şahin, 2014);

$$\Delta t_1 = t_{su} - t_{giriş} \quad (1.65)$$

$$\Delta t_2 = t_{su} - t_{çıkış} \quad (1.66)$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln (\Delta t_1 / \Delta t_2)} \quad (1.67)$$

$$\dot{Q}_{RI} = \dot{M}_r \cdot c_p \cdot (T_{14} - T_{13}) \text{ (Uçkan ve Yılmaz, 2011)} \quad (1.68)$$

$$Q_{sk} = \dot{M}_t \cdot (h_7 - h_6) \quad (1.69)$$

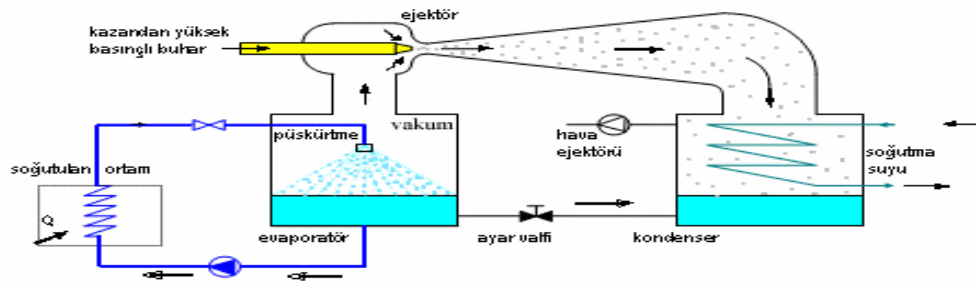
$$COP = \frac{Q_{sk}}{Q_{RI}} \quad (1.70)$$

$$COP_c = \left(\frac{T_{rej} - T_{th}}{T_{th} - T_{oda}} \right) \left(\frac{T_{oda}}{T_{rej}} \right) \quad (1.71)$$

$$\eta_u = \frac{COP}{COP_c} \quad (1.72)$$

1.2.7. Buhar-Jet (Ejektör) Soğutma

Ejektör, hareketli bir birincil sıvının basınç enerjisini kinetik enerjiye dönüştüren, bir düşük basınç bölgesi oluşturan, böylece ikincil sıvıyı çeken ve sürüklenen ikincil sıvıyı birincil sıvıyla karıştıran, soğutma çevriminde kullanmak için tasarlanmış basit bir cihazdır. Sıvı bir akışkana dönüştürür ve bu karışık akışkanların hız enerjisini tekrar basınç enerjisine dönüştürür. Bu elemanlar: buhar jeneratörü (kazan), ejektör, kondenser, genleşme valfi (X), evaporatör (evaporatör) ve sıvı pompasıdır (Yılmaz vd., 2015).



Şekil 10: Buhar-jet (ejektör) Soğutma Sistemi (URL-5)

Mekanik sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde, ejektörlü soğutma sistemlerinde mekanik veya elektrik enerjisiyle çalışan kompresörlerin yerini termal enerji kullanan ejektörler almıştır. Bu nedenle ejektöre ısı kompresörü denir. Çevrim altı ana unsur ile iki ayrı sistemden oluşmaktadır (Yılmaz vd., 2015). Soğutma suyunun fazla olduğu bölgelerde klima soğutma sistemlerinde buz buharının kullanılması tavsiye edilir (URL-5)

Termodinamik Analizi:

Aşağıdaki denklem kompresör verimliliğini belirlemek için kullanılabilir (Ünal vd., 2016):

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1.72)$$

Kompresör verimliliği için (Birunin vd., 1997), ampirik ifade aşağıdaki denklemde verilmiştir. Denklemdeki $P^* = P_2/P_1$ kompresörün sıkıştırma oranını temsil eder;

$$\eta_c = 0,874 - 0,0135 \cdot P^* \quad (1.73)$$

h_{2s} denkleminin entalpisi, aşağıdaki denklemde ifade edilen o noktadaki entropi ve basınç değeri ile bulunur. Burada (2s)'deki entropinin (2s)'deki entropi eşit olduğuna dikkat edilmelidir (Ünal vd., 2016):

$$h_{2s} = F(s_{2s}, P_{2s}) \quad (1.74)$$

Benzer şekilde denklemde verilen kompresör verim ifadesinden nokta entalpi değeri hesaplanabilir. Bu noktada kondensere giren soğutucu akışkan, bu noktada doymuş sıvı olarak soğutucudan çıkar. Yoğuşturucunun sıcaklığı verildiğinden noktanın termodinamik özellikleri bilinmektedir (Ünal vd., 2016).

Bir noktanın termodinamik özellikleri, denklemde verilen enerji denklemi ve noktalar arasındaki denklemde verilen lüle verimliliği denklemi kullanılarak hesaplanabilir (Ünal vd., 2016);

$$h_3 = h_4 + \frac{V_4^2}{2} \quad (1.75)$$

$$\eta_L = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (1.76)$$

Karışım bölgesinin çıkış noktası ve difüzörün giriş noktası olarak tanımlanan bir noktada termodinamik özellikler hesaplanarak enerji ve momentum denklemlerini kullanarak aşağıdaki denklemi yazmak mümkündür (Ünal vd., 2016);

$$h_3 + \omega \cdot h_8 = (1 + \omega) \cdot h_s + \frac{V_5^2}{2} \quad (1.77)$$

$$V_4 = (1 + \omega) \cdot \left(h_5 + \frac{V_5}{\sqrt{\gamma_m}} \right) \quad (1.78)$$

Ejektöre giren birincil ve ikincil akış kütle oranı olan ω , aşağıdaki denklemde gösterilmektedir. Ayrıca karışım bölgesindeki verimliliği ifade eden η_m değeri de aşağıda denklemde gösterilmiştir (Ünal vd., 2016);

$$\omega = \dot{m}_8 / \dot{m}_3 \quad (1.79)$$

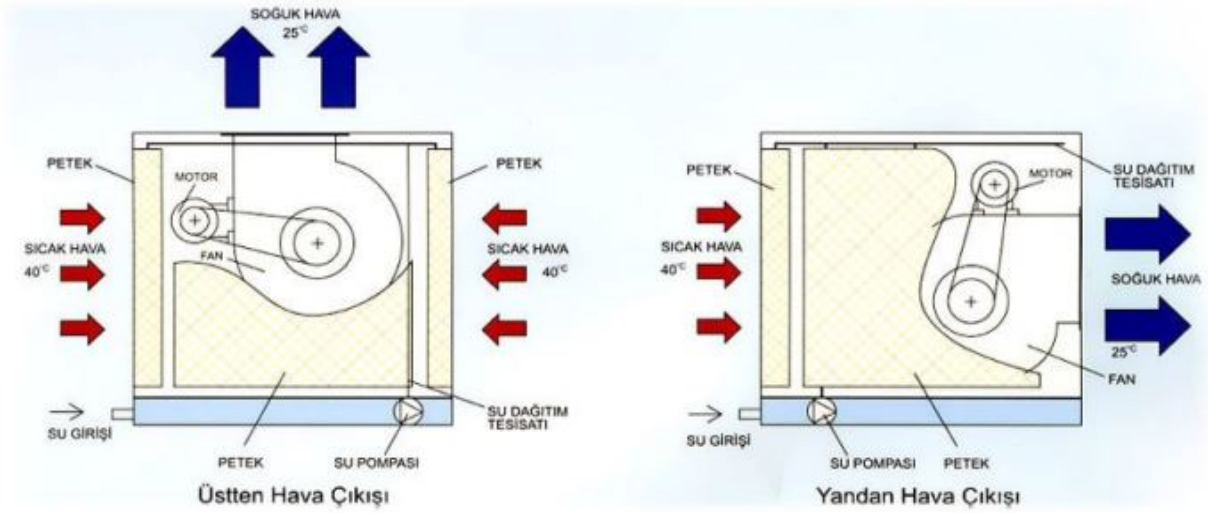
$$\eta_m = V_5^2 / V_{5s}^2 \quad (1.80)$$

Sistemin soğutma verimi aşağıdaki denklemden hesaplanabilir (Ünal vd., 2016):

$$\text{COP} = \frac{\omega(h_8 - h_7) + (1 + \omega)(h_1 - h_6)}{(1 + \omega)(h_2 - h_1)} \quad (1.81)$$

1.2.8. Evaporatif (Nemlendirici, Buharlaştırıcı) Soğutma

Havaya püskürtülen suyun buharlaştırılması gerekir. Gizli buharlaşma ısısı havanın duyulur ısısından alınır. Sonuç, havayla kuru termometre sıcaklığıdır ve bu şekilde soğutma sağlanır (Bulut, 2023). Evaporatif soğutma cihazları her yerde ve her ortamda kullanılabilir (URL-6).



Şekil 11: Evaporatif Soğutma (URL-5)

Termodinamik Analizi:

Evaporatif soğutucudaki pompanın gücünün hesaplanabilmesi için sistemde dolaşan su miktarının bilinmesi gerekmektedir. Pompa gücü hesaplaması aşağıdaki gibidir (Özdemir ve Yaşar, 2021);

$$P_p = \frac{\dot{V} q_w g H}{\eta_p} \quad (1.82)$$

Burada $\dot{V}$ dolaşan suyun hacimsel debisini, ρ suyun yoğunluğunu, g yerçekimine bağlı ivmeyi η ve H ise pompa etkisi ve yükü göstermektedir (Özdemir ve Yaşar, 2021).

Hava dolaşımı için gerekli fan gücünün hesaplanması şu şekildedir (Özdemir ve Yaşar, 2021);

$$P_f = \frac{\dot{m} \nabla P}{\rho_a \eta_f} \quad (1.83)$$

Burada $\dot{m}$, sistemdeki havanın kütle akışını, ρ hava yoğunluğunu, ∇P buharlaştırma basınç düşüşünü ve fanın verimini göstermektedir. Evaporatif soğutucular için basınç düşüşünün hesaplanması, birçok değişkene bağlı olan çok karmaşık bir süreçtir. Basınç düşüşünü hesaplamak için deneysel verilerden oluşturulan aşağıdaki denklem kullanılır (Dinçer ve Rosen, 2007).

$$\Delta P_{DES} = a(\delta_c \delta)^b (1 + cV_w V_a) \frac{\rho_a U_a^2}{2} \quad (1.84)$$

Burada a, b ve c katsayıları buharlaştırma cinsine göre belirlenen katsayılardır. δ_c ve δ hücrenin karakteristik uzunluğu ve hücrenin kalınlığıdır, V hava hacimsel akış hızını, ρ ise yoğunluğu göstermektedir. Havadan ve U, hava hızıdır (Özdemir ve Yaşar, 2021).

II. Yasa analizi, enerji ve ekserji dengesinin dikkate alınması gerekir (Çengel ve Boles, 2013).

Kuru hava dengesi:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \quad (1.85)$$

Su kütle dengesi:

$$\dot{m}_{w1} + \dot{m}_w = \dot{m}_{w2} \rightarrow \dot{m}_{a1w1} + \dot{m}_w = \dot{m}_{a2w2} \quad (1.86)$$

Enerji dengesi:

$$\dot{m}_{a1} h_1 = \dot{m}_{a2} \rightarrow h_1 = h_2 \quad (1.87)$$

$$\dot{m}_{a1} \dot{m}_w h_w = \dot{m}_{a2} h_2 \quad (1.88)$$

Ekserji dengesi:

$$\dot{m}_{a1}(ex)_1 + \dot{m}_w(ex)_w - \dot{m}_{a2}(ex)_2 - \dot{E}_{xkayıp} = 0 \quad (1.89)$$

Evaporatif soğutmada adyabatik buharlaşma meydana gelir. Bu nedenle suyun sıcaklığı değişmez. Suyun ekserjisindeki fark faz değişimine bağlı olarak bulunabilir. Evaporatif soğutucuların ekserji verimliliği aşağıdaki gibidir (Özdemir ve Yaşar, 2021).

Sistemden türetilen ekserji:

$$\dot{m}_a [h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)] \quad (1.90)$$

Burada $\dot{m}_a$ hava akışını, h_1 ve h_2 sistem giriş ve çıkışındaki havanın entalpi değerlerini, s_1 ve s_2 ise sistem giriş ve çıkışındaki havanın entropi değerlerini göstermektedir. T_0 ortam sıcaklığıdır (Özdemir ve Yaşar, 2021).

Sistemde sağlanan ekserji:

$$\dot{m}_w[h_g - h_s - T_0(s_g - s_s)] \quad (1.91)$$

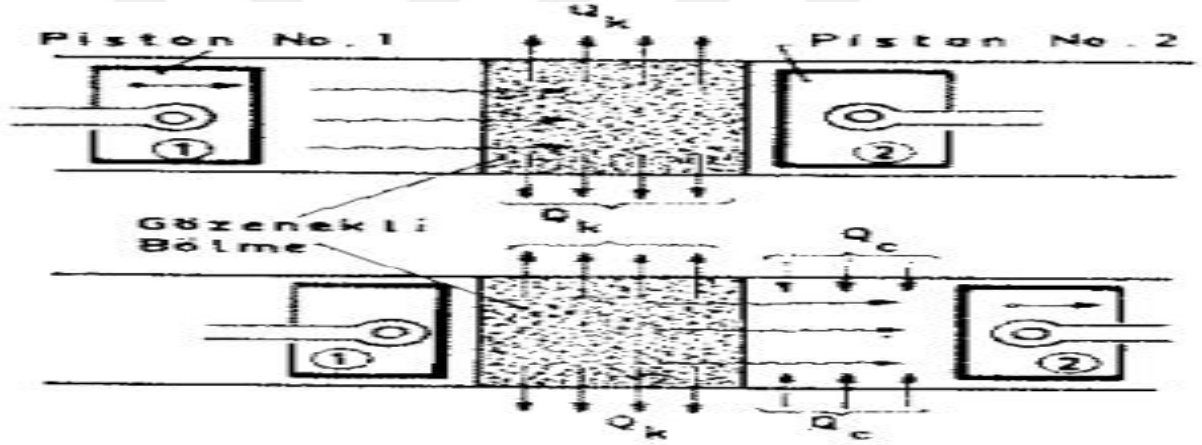
Burada, $\dot{m}_w$ buharlaşan suyun akış hızını, h_s ve h_g suyun sıvı ve gaz fazındaki entalpi değerlerini, s_s ve s_g suyun sıvı ve gaz fazındaki entropi değerlerini, T_0 ise ortam sıcaklığı (Özdemir ve Yaşar, 2021).

Evaporatif soğutucunun ekserji verimliliği aşağıdaki gibidir (Özdemir ve Yaşar, 2021):

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_a[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]}{\dot{m}_w[h_g - h_s - T_0(s_g - s_s)]} \quad (1.92)$$

1.2.9. Stirling Çevrimi ile Soğutma

Bu sistem, içine yerleştirilen bir silindir ve ısı direnci yüksek gözenekli bir hazneden oluşur. Rejeneratör iki ayrı pistondan oluşur (Bulut, 2023).



Şekil 12: Stirling Çevrimi (URL-5)

Sistem silindirinin hacmi soğutma gazı (helyum, hidrojen vb.) içerir. İlk bu durumda 1 numaralı piston silindir boşluğundaki gazı hareket ettirerek sıkıştırır. Gözenek odasını delmek ısınan gaz ısını buradan verir. Isı harici soğutma yoluyla (örneğin bir yoğunlaştırıcıda) aktarılır. Hızla sistemden kaldırılmalıdır. Sıkıştırılmış gaz, piston 2'nin silindir boşluğuna hareket eder, piston geriye doğru hareket ettikçe silindir boşluğunu doldurmaya devam eder. Bu durumda gaz çevreden ısıyı emer. Isı almaya uygundur ve 2 numaralı silindir duvarına verilen ısıyı anında alabilir. Soğutma işlemi, ortam ile ısı almak için kullanılan gaz arasında ısı transferi sağlanarak gerçekleştirilir. İkinci strokta pistonlar ters yönde hareket eder ve böylece başka bir soğutma işlemi gerçekleşir (Bulut, 2023).

Termodinamik Analizi:

Her düğümde çalışan gazın termodinamik modellenmesinde; Kütle korunumu, enerji korunumu ve ideal gaz denklemi kullanıldı. Enerjinin korunumu denklemi birim zamanda

yazılırsa, kinetik ve potansiyel enerjideki değişim tanımlanan genelleştirilmiş düğüm ihmal edilerek (Ataer vd., 2003),

$$\frac{d}{dt}(MC_vT) = hA(T_w - T) + C_p(\dot{m}_{in}T_{in} - \dot{m}_{out}T_{out}) - P \frac{dV}{dt} \quad (1.93)$$

denklem elde edilir. Buradaki denklemin her terimini, bir Stirling motorunda sabit olduğu varsayılan $d\theta$ krank açısındaki artışa karşılık gelen zaman ifadesiyle (Ataer vd., 2003),

$$dz = \frac{d\theta}{\frac{2\pi RPM}{60}} = \frac{60d\theta}{2\pi RPM} \quad (1.94)$$

Zamanla çarpıldığında, dz süresi için soğutucunun temel denklemini elde ederiz. Toplam kontrol hacminin iç enerjisinin zamana göre değişimini ifade eden $\frac{d}{dt}(MC_vT)$ ifadesi dz ile çarpılırsa (Ataer vd., 2003);

$$\Delta E = \frac{d}{dt}(MC_vT)dz = C_vM \frac{dT}{dt}dz + C_vT \frac{dM}{dt}dz = C_vM\Delta T + C_vT\Delta M \quad (1.95)$$

Oran elde edilir. Denklemden, toplam kontrol hacminin iç enerjisindeki θ krank açısından $\theta+d\theta$ krank açısına kadar olan değişimi ifade eder (Ataer vd., 2003).

Newton'un soğuma kanununa göre $\dot{Q} = hA(T_w - T)$ ifadesi, kontrol hacminin limitlerinden birim zamandaki ısı transferini ifade eder. Bu bağlamda h ısı transfer katsayısı, A ise ısı transfer alanıdır, T_w duvar sıcaklığı ve T çalışma akış sıcaklığıdır. Denklemin her iki tarafı (dz) ile çarpılırsa (dz) zamanındaki ısı transferi için (Ataer vd., 2003),

$$Q = \frac{dQ}{dt}dz = hA(T_w - T)dz \text{ oranı elde edilir.}$$

Genelleştirilmiş düğümde sistemde birim zamanda yapılan iş (Ataer vd., 2003);

$$\dot{W} = P \frac{dV}{dt} \text{ denklem ile ifade edilir.}$$

Bu oranın her iki tarafını dz ile çarparsak (Ataer vd., 2003),

$$W = \dot{W}dz = P \frac{dV}{dt}dz = P\Delta V \text{ döngü için } dz \text{ zamanında yapılan iş tamamlanır (Ataer vd., 2003).}$$

Sıvıdan kontrol hacmine aktarılan net enerji (Ataer vd., 2003);

$$E_{in} - E_{out} = C_p[\Delta m_{in}T_{in} - \Delta m_{out}T_{out}] \quad (1.96)$$

$$\Delta E = Q + (E_{in} - E_{out}) - W \quad (1.97)$$

$$C_vM\Delta T + C_vT\Delta M = hA(T_w - T)dz + C_p(\Delta m_{in}T_{in} - \Delta m_{out}T_{out}) - P\Delta V \quad (1.98)$$

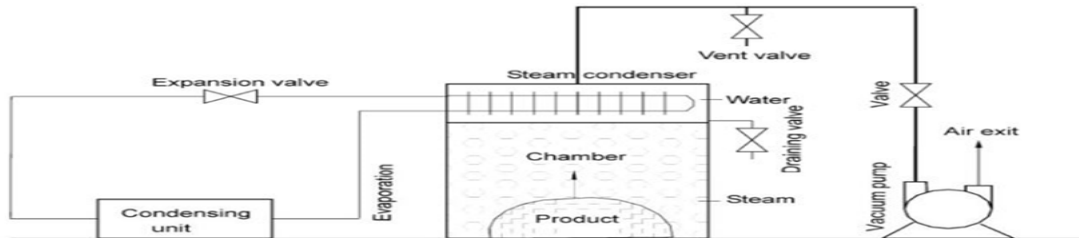
Bu denklemi ΔT için çözersek şunu elde ederiz (Ataer vd., 2003):

$$\Delta T = \frac{hA(T_w T)dz + C_p(\Delta m_{in} T_{in} - \Delta m_{out} T_{out}) - C_v T \Delta M - P \Delta V}{C_v M} \quad (1.99)$$

$$\eta_u = q_c (RTE \ln r_c)^{-1} = \frac{\ln \left[\frac{r_c + \delta(r_c - 1)}{1 + \delta(r_c - 1)} \right] - \frac{(1 - \varepsilon)(\tau - 1)}{(\gamma - 1)}}{\ln(r_c)} \quad (\text{Tailor ve Narayanhidkar, 1988}) \quad (1.100)$$

1.2.10. Vakumla Soğutma

Vakum sistemi ile donatılmış soğutma makineleri termal enerji kullanılarak üretilmektedir. İçeriği soğutucunun yaşadığı koşullar mekanik soğutma sistemindekiyle aynıdır. Soğutma sisteminde mekanik bir arıza olmadığından sessiz çalışır. Amonyak gazı suya kolayca emilir. Alaşımından yararlanılarak bu sistemde kullanılır. Su bu zincirde emici görevi görür. Ayrıca emici malzeme olarak silika jel kullanılmaktadır. Ürün cinsine göre hava ile ön soğutma, basınçlı hava ile ön soğutma, nemli hava ile ön soğutma ve bu üç farklı şekilde gerçekleşir (Bulut, 2023).



Şekil 13: Vakumla Soğutma (URL-5)

Vakumlu ön soğutma yöntemi, sebze ve meyvelerdeki suyun vakum etkisi altında hızla buharlaştırılmasına uygulanır. Su, normal atmosfer basıncında 100 °C sıcaklıkta kaynarken, vakumdaki su, atmosfer basıncının çok altındaki bir basınçta, çok düşük sıcaklıkta kaynar. Çünkü suyu buharlaştırmak için gereken ısı, vakumla soğutulan ürünün iç enerjisinden alınır (Bulut, 2023). Gıda güvenliğinin sağlanması için kullanılan soğutma yöntemidir (Devres, 2013).

Vakumlu soğutmanın prensibi serbest suyun hızla buharlaşmasına dayanır. Ürünün yüzeyindeki veya içindeki su molekülleri arasındaki çekim kuvvetlerini yenerek gıdanın ısını emir. Ürünün duyulur ısısı dönüştürülür Hava, ürün dışında herhangi bir ortamla temas halinde olmadığından, buharlaşma için gerekli olan gizli ısıyı muhafaza eder. Sonuç olarak sıcaklık düşer ve ürün soğur (Zhu vd., 2018).

Termodinamik Analizi:

Isı transferi:

Bu modelde sıcaklık hız ile birleştirilmiştir ve tanımlanabilecek buharlaşma;

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dm_f}{dt} i = \frac{dT}{dt} (m_f c_f + m_{vm} c_{vw}) \quad (1.101)$$

Matematiksel entegrasyon kullanılarak ısı akışı şu şekilde ifade edilebilir:

$$q = \frac{nc_f}{1 - e^{-\frac{nc_f}{h}}} (T_f - T_{sat}) \quad (1.102)$$

$$\frac{\delta}{\lambda} = 1/h \quad (1.103)$$

Vakumlu soğutma sırasında soğutma hızı ile sıcaklık ve basınç farklılıkları arasındaki ilişki şu şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda A_s}{bmc} \Delta T + \frac{ihA_e}{mc} \Delta P \quad (1.104)$$

Kaynamayan alanın ısı iletkenliği şu şekilde tanımlanabilir:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\lambda}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \quad (1.105)$$

Kaynama bölgesindeki buharlaşma etkisi de dâhildir. Birleşik ısı ve kütle transfer denklemi şu şekilde tanımlanabilir (Zhu vd., 2018):

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\lambda}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + q_v \quad (1.106)$$

Böylece ısı transfer denklemi şu şekilde ifade edilebilir (Zhu vd., 2018):

$$\rho_f c_f \frac{\partial T}{\partial t} + S \cdot \rho_v \cdot c_v \cdot u \cdot \nabla T = \nabla(\lambda \nabla T) + A q_{sf} \quad (1.107)$$

Üç boyutlu geçici ısı iletimi denklemi kullanılarak (Wang ve Sun, 2002), vakumlu soğutma sırasında iç ısı üretimi yoluyla ısı transfer sürecinin analiz edilmesi (Zhu vd., 2018);

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v \quad (1.108)$$

Kütle transferi:

Kütle aktarımı buharlaşma hızı olarak ifade edilerek şu şekilde yazılmıştır:

$$\frac{dm}{dt} = hA(P_s - P_f) \quad (1.109)$$

Radial yönde kütle transferi şu şekilde yazılır:

$$\omega \cdot (1 - \varphi_w) \frac{\partial \rho_v}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(K_v \cdot \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (K_v \cdot P) + \dot{m}_v \text{ for } r \neq 0, \quad (1.110)$$

$$\omega \cdot (1 - \varphi_w) \frac{\partial \rho_v}{\partial t} = 2 \frac{\partial}{\partial r} \left(K_v \cdot \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \dot{m}_v \text{ for } r = 0, \quad (1.111)$$

$$K_v = \frac{\rho_v k_v}{\mu_v} \quad (1.112)$$

Sıvı suyun kütle transferi şu şekilde yazılır (Zhu vd., 2018):

$$\omega \cdot \varphi_w \frac{\partial p_l}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(K_l \cdot \frac{\partial P}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (K_l \cdot P) - \dot{m}_v \text{ for } \neq 0, \quad (1.113)$$

$$\omega \cdot \varphi_w \frac{\partial p_l}{\partial t} = 2 \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(K_l \cdot \frac{\partial P}{\partial r} \right) - \dot{m}_v \text{ for } r = 0, \quad (1.114)$$

$$K_l = \frac{\rho_l k_l}{\mu_l} \quad (1.115)$$

$$\dot{m}_v = -AD \frac{M_v}{RT_w} \frac{\partial P_v}{\partial z} \quad (1.116)$$

$$\dot{m}_v = \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{(P_{sat} - P_v) V_{vc} M_v}{RT_{vc}} \right] \quad (1.117)$$

1.2.11. Termoakustik Soğutma

Gazın ürettiği ses dalgaları gazı sıkıştırıp genişleterek gazın titreşmesine neden olur. Bu etki aynı zamanda gazın soğumaya ve ısınmaya da neden olur. Mekanizmayı daha iyi anlamak için içindeki gaz bir ucu kapalı, dolu bir tüp düşünün. Diğer uçtaki titreşen pistonun ileri geri hareket etmesine izin verin. Normalde pistonun hareketi sinüzoidaldir ancak basitleştirmek gerekirse bunu hızlı bir hareket ve duraklama, ardından hızlı bir hareket ve tekrar duraklama olarak düşünebiliriz. Bunlar termoakustik bir termodinamik döngü yaratır. 2 adet tersinir adyabatik (ısı transferi olmayan) proses ve 2 adet sabit basınçlı ısı transfer prosesinden oluşur. Başka bir deyişle çevrim Brayton çevrimine benzemektedir. Çevrimin ilk işleminde piston kapalı uca doğru hareket ederek içerideki gazı sıkıştırarak ısıtır. Bu durumda duvara çok yakın olan gaz parçacığının sıcaklığı duvar sıcaklığından daha yüksek olur ve ısıyı duvara aktarır. Üçüncüsü Piston dışarı doğru hareket ettikçe gaz parçacığı genişler ve soğur, bu da sıcaklığının duvar sıcaklığının altına düşmesine ve ısının duvardan gaz parçacıklarına geçmesine neden olur. Sisteme bir piston eklendiğinde içerideki gaz ısınır ve ısıyı duvardan çekerek bir soğutma sistemi veya ısı pompası oluşturur. Arkada bir hoparlör var. Hoparlörün arkasında bir rezonans tüpü bulunur. Hoparlörden gelen yüksek enerjili ses dalgaları rezonatördeki gazın rezonansa girmesine neden olur. Isıtılan gaz, dizi adı verilen bir bölümdeki ısı değişim mekanizması yoluyla ısısının uzaklaştırılmasıyla soğutulur. Bu ısıyı ortadan kaldırır (Bulut, 2023).



Şekil 14: Termoakustik Soğutma (URL-5)

Termodinamik analizi:

Isı denklemi (Girgin ve Özgüç, 2009);

$$\dot{H}_2 = -\frac{1}{4} \Pi \delta_k \frac{T_m \beta p_1^s \langle u_1^s \rangle}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)(1-\delta_v/y_0 + \delta_v^2/2y_0^2)} \times \left[\Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma+\sigma\varepsilon_s}{1+\sqrt{\sigma}} - \left(1 + \sqrt{\sigma} - \frac{\delta_v}{y_0} \right) \right] - \Pi (y_0 K + l K_s) \frac{dT_m}{dx} \quad (1.118)$$

İş denklemi;

$$\dot{W}_2 = \frac{1}{4} \Pi \delta_k \Delta x \frac{(\gamma-1)\omega(p_1^s)^2}{\rho_m a^2 (1+\varepsilon_s)} \times \left(\frac{\Gamma}{(1+\sigma)(1-S_v/y_0 + S_v^2/2y_0^2)} - 1 \right) \quad (1.119)$$

$$\dot{Q}_{cn} = -\frac{\delta_{kn} D^2 \sin(2x_n)}{8\gamma(1+\sigma)\Lambda} \times \left(\frac{\Delta T_m \tan(x_n)}{(\gamma-1)BL_{sn}} \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} - (1 + \sqrt{\sigma} - \sqrt{\sigma}\delta_{kn}) \right) \quad (1.120)$$

$$-K_{pt}[B + (1-B)K^*]\Delta T_{mn} \quad (1.121)$$

$$\Lambda = 1 - \sqrt{\sigma}\delta_{kn} + \frac{1}{2}\sigma\delta_{kn}^2, \quad (1.122)$$

$$K_{PT} = \frac{KT_m}{p_m a L_s}, K^* = \frac{K_s}{K} \quad (1.123)$$

Boyutsuz iş denklemi ise;

$$W_n = \frac{\delta_{kn} L_{sn} D^2}{4\gamma} (\gamma-1) B \cos(x_n)^2 \times \left(\frac{\Delta T_m \tan(x_n)}{BL_{sn}(\gamma-1)(1+\sqrt{\sigma})\Lambda} - 1 \right) - \frac{\delta_{kn} L_{sn} D^2}{4\gamma} \frac{\sqrt{\sigma} \sin(x_n)^2}{B\Lambda} \quad (1.124)$$

Bu durumda soğutucu akışkanın etkinlik katsayısı (Girgin ve Özgüç, 2009);

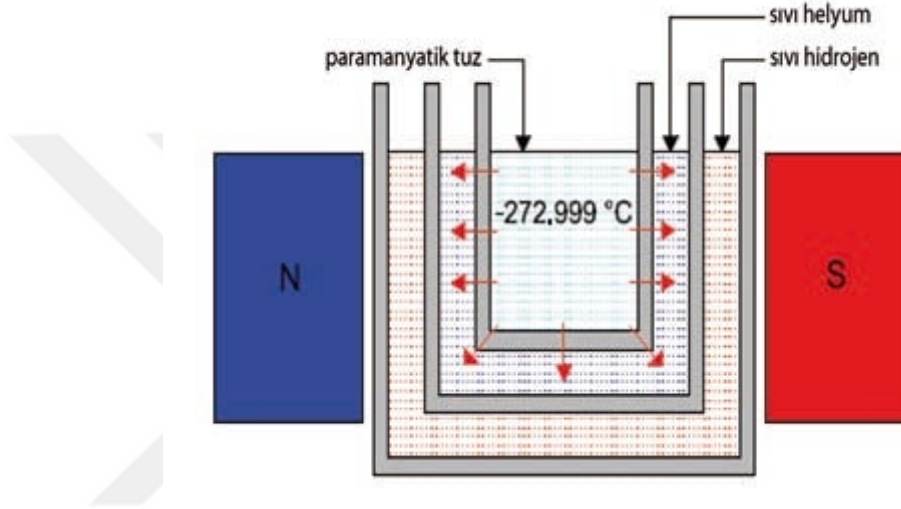
$$COP = \frac{\dot{Q}_{cn}}{\dot{W}_n}$$

$$\eta_u = \langle \dot{E} \rangle_{res} / \sum \langle \dot{Q} \rangle_j \text{ and } \langle \dot{E} \rangle_{res} / \sum \langle \dot{Q} \rangle_j (1 - T_0/T_j) \quad (1.125)$$

1.2.12. Paramagnetik Soğutma

Araştırmacılar tarafından kullanılan bir soğutma yöntemi, mutlak sifra çok yakın sıcaklık seviyelerine erişmeyi mümkün kılar. Paramagnetik maddeler, temel olarak “mıknatısın

çekemediği maddeler” olarak tanımlanabilir. Bir paramagnetik maddeyi önceden aşırı derecede soğuttuğunuzda, diğer maddelerde olduğu gibi moleküller arasındaki ısı iletimini önemli ölçüde azalır. Eğer bu konumda güçlü bir manyetik alana maruz kalırsa, paramagnetik tuz molekülleri temelde birer mıknatıs haline gelebilir. Bunu takiben, manyetik alanda çekilen paramagnetik maddenin sıcaklığı aşırı derecede düşmektedir, çünkü bu durumda ısı alışverişi gerçekleşmemektedir. 0.001 K sıcaklıklara ulaşmak deneylerle mümkündür. Bu durumu, moleküler düzeyde bir sıkıştırma sürecine benzetmek mümkündür (Yamankaradeniz vd., 2013).



Şekil 15: Paramagnetik Soğutma

Bu soğutma işlemi sırasında, önce paramagnetik tuzun soğutma sıvısıyla ön soğutulması sağlanır ve ardından hidrojen ve sıvı helyum buharlaşır. Daha sonra kuvvetli bir manyetik alan oluşturmak için elektro mıknatıslar devreye girer ve manyetik alan hızla kaldırılarak paramagnetik tuzun sıcaklığının düşürülmesi gerçekleştirilir. Özellikle maddelerin mutlak sıfır sıcaklık civarındaki ısı ve elektriksel iletkenliklerinin incelendiği araştırmalarda bu soğutma yöntemi kullanılmakta olup, endüstride, tıpta, tarımda ve günlük yaşamımızda maddelerin ve olayların geliştirilmesinde büyük faydalar sağlamaktadır (Yamankaradeniz vd., 2013).

İKİNCİ BÖLÜM

2. MATERYAL VE METOT

2.1. KRİYOJENİK SOĞUTMA

Kriyojenik, son derece düşük sıcaklıkların (100 K'nin altındaki sıcaklıklar) oluşumunu ve bu sıcaklıkların oksijen, hidrojen, helyum, nitrojen ve argon gibi kararlı gazların sıvılaştırılması üzerindeki etkilerini inceleyen bilimdir. Doğal gazın, hidrojenin sıvılaştırılması gibi teknik işlemler; Hücre ve dokuların sağlıklı tutulması, hastalıklı dokuların dondurulması gibi biyomedikal uygulamalar; Süper iletkenlik araştırması ve maddelerin düşük sıcaklıklardaki özelliklerinin incelenmesi gibi bilimsel araştırmalarda sıcaklık yaklaşık -150 °C'nin altına soğutulur. Helyum, hidrojen, oksijen, argon ve nitrojen gibi gazların kritik noktaları çok düşük olduğundan çevre ortamında yalnızca gaz halinde bulunurlar. Kriyojenik uygulamalarda kullanılan bazı gazların kaynama noktaları verilmiştir (Karaçaylı, 2022)

Gazlar	Kritik nokta sıcaklığı, °C
Oksijen	-183.0
Hidrojen	-252.9
Helyum	-269.0
Azot	-195.8
Metan	-161.5

Şekil 16: Kriyojenik Uygulamalarda Bazı Kaynama Noktaları (URL-6)

Bu gazları sıvılaştırmak için kaynama noktalarının düşürülmesi gerekir ve bu sıcaklıklar çok düşük olduğundan kriyojenik uygulamalarda faydalıdır. Bu sıvılara kriyojenik sıvılar denir. Kriyojenler normal sıcaklık ve basınçta gaz fazındadır, ancak -150 °C'nin altında sıvı haldedir. Bu sıvılar çok soğuktur, hatta kriyojenlerin buharları da çok soğuktur (Karaçaylı, 2022).

Kriyojenik işlem, yüksek aşınmaya maruz kalan ekipmanların aşınma direncini arttırmak için kullanılan bir soğutma işlemidir. Soğuk işlem, kumaşın tüm kesit alanını etkileyen, tek seferlik kalıcı bir işlemdir ve normal ısıl işlemin sonunda ancak sertleşmeden önce gerçekleştirilir. Son yıllarda malzemelerin mekanik özelliklerini geliştirmek için kriyojenik işlemler yaygın olarak kullanılmaktadır (Yıldız, 2010).

Kriyojenik işlemin etkisi ise kriyojenik sonrasında malzemenin iç ve dış yapılarının etkilendiği, etkilenen bölgelerde atom ölçeğinde etkilere neden olduğu görülmektedir. Kriyojenik soğutma, bir takım soğutma yöntemlerinden dolayı üretimden kullanılan içyapıdaki gerilmelerin ve kalıntıların ortadan kaldırılması amacıyla yaygın olarak kullanılan bir yöntem olarak bilinmektedir (Arslan, 2023).

Kriyojenik uygulamaları genel olarak beş ana alana ayrılabilir:

1. Sıvılaştırma ve gaz ayırma,
2. Gaz depolama ve taşıma,
3. Biyolojik ve tıbbi uygulamalar,
4. Süper iletkenlik
5. Düşük sıcaklıklarda değişen malzeme ve akışkan özellikleri (Karaali vd., 2022).

Yukarıda verilen tüm durumlarda soğutma, istenilen kullanım ve performansı sağlayan yöntemdir. Aynı zamanda mutlak sifıra yaklaşmanın ana yoludur.

Soğutma suyu, ısıtma sisteminin çalışma ve soğutma ortamıdır. Yalnızca 100 K'nin altındaki üçlü noktanın altındaki sıvılsr soğuk olarak kabul edilir. Bu sıcaklığın altında hala sıvı veya gaz halinde oldukları anlamına gelir (Karaali vd., 2022).

Kriyojenik işlemde kullanılan gazların termodinamik özelliklerinin etkisi önemlidir (Yılmaz vd., 2015). Aşağıda bazı Kriyojenik akışkanların karakteristik sıcaklıkları (°C) verilmiştir (Lebnun, 1969).

Tablo 1: Kriyojenik Akışkanların Karakteristik Sıcaklıkları

Kriyojen	Üçlü nokta	Normal kaynama noktası	Kritik nokta
Metan	-182,45	-161,55	-82,65
Oksijen	-218,75	-182,95	-118,55
Argon	-189,35	-185,85	-122,25
Neon	-248,55	-246,05	-228,75
Hidrojen	-259,35	-252,75	-239,95
Helyum	-270,95	-268,95	-267,95

Hidrojen, sıvı hidrojenin kararsızlığı nedeniyle kriyojenik soğutucu olarak nadiren kullanılır, oksijen ise zararlı etkilerinden dolayı neredeyse hiç kullanılmaz. Nitrojen inert bir gaz olmasına rağmen nitrojenin çok pahalı olması kullanımını zorlaştırmaktadır. Sonuç olarak ana soğutucular helyum ve nitrojendir. Ancak günümüzün nitrojen alanı hala üçlü noktayla sınırlı olduğundan en çok pazarlanan kriyojen çoğunlukla helyumdur (Karaali vd., 2022).

Mükemmel gaz karışımlarının fiziksel ekserji şu şekilde yazılabilir:

Fiziksel ekserjiyi tanımlarken kinetik ve potansiyel ekserji sıfır olarak tanımlanır. Son durum sadece çevre ile değil, ölü duruma indirgenmiştir. Referans malzemeler arasında hiçbir kimyasal reaksiyon olmadığından yalnızca mükemmel termodinamik denge mevcuttur ve çevredeki ortamın toplam ekserjisi sıfırdır (Karaçaylı, 2022).



Şekilde incelenen döngü iki aşamada gerçekleşir. İkinci aşamada soğutucu akışkan kompresöre hangi maddede çalışılıyorsa o gazı olarak girer. Burada soğutucu, kondenser basıncına kadar sıkıştırılır. Soğutucu akışkan, kondenser borularından geçerek yoğuşarak ortama ısı vererek soğumaya başlar. Sıvı, kondansatörden sonra kılcal boruya girer ve gaz vanasının etkisi altında basıncı ve sıcaklığı azalır. Düşük sıcaklıktaki akışkan buharlaştırıcıya girer ve burada buharlaşma meydana gelir ve soğutulmuş ortamdan ısı uzaklaştırılır. Soğutucu akışkan Evaporatörden çıkıp kompresöre döndüğünde çevrim sona erer. Birinci kısmi çevrimde soğutucu hangi maddede çalışılıyorsa o gazı olarak kompresöre girer. Soğutucu akışkan, kondenser basıncına kadar sıkıştırılır. Buradan yüksek sıcaklıkta çıkan soğutucu akışkan, kondenser borularından geçerek yoğuşarak ortama ısı vererek soğumaya başlar. Sıvı, kondenserden sonra kılcal boruya girer ve gaz vanasının etkisi altında basıncı ve sıcaklığı önemli ölçüde azalır. Düşük sıcaklıktaki akışkan buharlaştırıcıya gider ve burada buharlaşma meydana gelir ve soğutulmuş ortamdan ısı uzaklaştırılır. Soğutucu akışkan Evaporatörden çıkıp kompresöre döndüğünde çevrim sona erer.

İkinci bölümde ise soğutucu akışkan yoğuşmadan sonra evaporatöre girerek soğutulan ortamın ısısıyla buharlaşır. Soğutucu akışkan evaporatörden çıktığında sıvı doğalgaz karışımı olarak döngüsünü tamamlar (Karaali vd., 2022).

Döngülerin termodinamik analizinde entalpi, entropi ve diğer termodinamik özelliklerin değerleri <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/3> adresinden alınmıştır (URL-2).

Tablo 2: İki Fazlı Buhar Sıkıştırılmalı Kademeli Kriyojenik Döngüleyicilerde Kütle, Enerji Dengesi ve Entropi Üretimi İçin Formüller (Karaali vd., 2022)

Cihaz	Kütle dengesi	Enerji dengesi	Entropi üretimi
Compressor1	$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{W}_{K1} = \dot{m}_7h_7$	$\dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_7s_7 + \dot{S}_{gen,K1} = 0$
Condenser1	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_7h_7 = \dot{Q}_{1Kn} + \dot{m}_8h_8$	$\dot{m}_7s_7 - \dot{m}_8s_8 + \dot{S}_{gen,Kn1} = 0$
Throttle valve1	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_8h_8 = \dot{m}_9h_9$	$\dot{m}_8s_8 - \dot{m}_9s_9 + \dot{S}_{gen,KV1} = 0$
Evaporator1	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_9h_9 = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{Q}_{1E}$	$\dot{m}_9s_9 - \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{S}_{gen,E1} = 0$
Compressor2	$\dot{m}_3 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_6h_6 + \dot{W}_{K2} = \dot{m}_3h_3$	$\dot{m}_6s_6 - \dot{m}_3s_3 + \dot{S}_{gen,K2} = 0$
Condenser2	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3h_3 = \dot{Q}_{2Cn} + \dot{m}_4h_4$	$\dot{m}_3s_3 - \dot{m}_4s_4 + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0$
Throttle valve2	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{m}_4h_4 = \dot{m}_5h_5$	$\dot{m}_4s_4 - \dot{m}_5s_5 + \dot{S}_{gen,KV2} = 0$
Evaporator2	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_5h_5 = \dot{m}_6h_6 + \dot{Q}_{2E}$	$\dot{m}_5s_5 - \dot{m}_6s_6 + \dot{S}_{gen,E2} = 0$

Aşağıda verilenler ise iki aşamalı buhar sıkıştırılmalı kademeli kriyojenik döngülerin entropi dengesi, ekserji kayıpları ve ekserji verimliliği için formüller içerir (Karaali vd., 2022).

Kompresör için;

Entropi dengesi:

$$\dot{S}_{üret} = \dot{m}s_2 - \dot{m}s_1 = \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (2.2)$$

Ekserji kaybı:

$$E_{K,kaybı} = \dot{E}_g - \dot{E}_ç = \dot{W}_K + \dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2} \quad (2.3)$$

$$E_{K,kaybı} = \dot{m}T_o(s_2 - s_1) \quad (2.3)$$

$$E_{K,kaybı} = \dot{m}(h_2 - h_1 - T_o(s_2 - s_1)) \quad (2.4)$$

Ekserji verimliliği:

$$\eta_{k,ex} = \frac{\dot{W}_{rov}}{\dot{W}_{in}} = 1 - \frac{\dot{E}_{xyık}}{\dot{W}_{in}} \quad (2.5)$$

$$\eta_{k,iz} = \frac{\dot{W}_{iz}}{\dot{W}_g} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \quad (2.6)$$

Evaporatör için;

Entropi dengesi:

$$\dot{S}_{üret} = \dot{S}_g - \dot{S}_ç = \dot{m} \left(s_2 - s_1 - \frac{q_L}{T_L} \right) \quad (2.7)$$

$$\dot{S}_{üret} = \dot{m}_{su}(s_4 - s_3) - \dot{m}_2(s_1 - s_2) \quad (2.8)$$

Ekserji kaybı:

Ortamdan çekiyorsa;

$$\dot{E}_{ex,yık} = \dot{m}[(h_1 - h_2 - T_o(s_1 - s_2))] - \left[-\dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_o}{T_L} \right) \right] \quad (2.9)$$

Sudan çekiyorsa;

$$\dot{E}_{ex,yık} = T_o(\dot{m}_{su}(s_4 - s_3) - \dot{m}_k(s_1 - s_2)) \quad (2.10)$$

Ekserji verimliliği:

$$\eta_{ex,evap} = \frac{\dot{E}_{XQL}}{\dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2}} = \frac{-\dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_o}{T_L} \right)}{\dot{m}[(h_1 - h_2 - T_o(s_1 - s_2))]} \quad (2.11)$$

Kondenser için;

Entropi dengesi:

$$\dot{S}_{üret} = \frac{\dot{Q}_H}{T_H} + \dot{m}s_2 - \dot{m}s_1 \quad (2.12)$$

$$\dot{S}_{üret} = (\dot{m}_k(s_2 - s_1) - \dot{m}_{su}(s_3 - s_4)) \quad (2.13)$$

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}_{ex,yık} = \left[\dot{m}(h_1 - h_2 - T_o(s_1 - s_2)) - \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_o}{T_H} \right) \right] \quad (2.14)$$

$$\dot{E}_{ex,yık} = T_o(\dot{m}(s_2 - s_1) - \dot{m}_w(s_3 - s_4)) \quad (2.15)$$

Ekserji verimliliği:

$$\eta_{ex,kon} = \frac{\dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_o}{T_H} \right)}{\dot{m}[(h_1 - h_2 - T_o(s_1 - s_2))]} \quad (2.16)$$

$$\eta_{ex,kon} = \frac{\dot{E}_{xQH}}{\dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2}} = 1 - \frac{\dot{E}_{x,yık}}{\dot{E}_{x1} \dot{E}_{x2}} \quad (2.17)$$

Kısma supabı için;

Entropi dengesi:

$$\dot{S}_{\ddot{u}ret} = \dot{m}(s_2 - s_1) \quad (2.18)$$

Ekserji kaybı:

$$\dot{E}_{ex,yık} = T_o \dot{S}_{\ddot{u}ret} = \dot{m} T_o (s_2 - s_1) \quad (143)$$

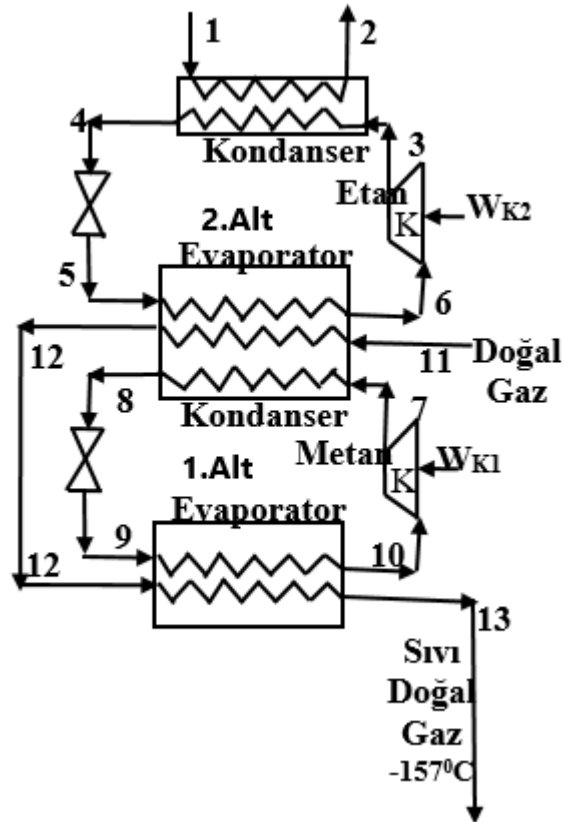
$$\dot{E}_{ex,yık} = \dot{E}_g - \dot{E}_\phi \quad (2.19)$$

Ekserji verimliliği:

$$\eta_{ex,kv} = 1 - \frac{\dot{E}_{x,yık}}{\dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2}} = 1 - \frac{\dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2}}{\dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2}} \quad (2.20)$$

$$\eta_{exkv} = 0$$

2.2. İKİ KADEMELİ BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD KRİYOJENİK ÇEVİRİM



Şekil 18: İki Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim Şeması

1. Alt çevrim

Kompresör 1 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_7 \quad (2.22)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{W}_{K1S} = \dot{m}_7h_7 \quad (2.23)$$

$$\dot{W}_{K1S} = \dot{m}_7(h_{7S} - h_{10}) \quad (2.24)$$

$$\eta_{Kis,ver} = \frac{\dot{W}_{K1S}}{\dot{W}_{K1}} = \frac{(h_{7S} - h_{10})}{(h_7 - h_{10})} \quad (2.25)$$

Entropi üretimi;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_{7S} - s_{10})}{(s_7 - s_{10})} \quad (2.26)$$

$$\dot{m}_7s_7 - \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{S}_{gen,K1} = 0 \quad (2.27)$$

Kompresöre giren ekserji;

$$E_{x10} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_0 - T_0 (s_{10} - s_0)) \quad (2.28)$$

Kompresörden çıkan ekserji;

$$E_{x7} = \dot{m}_7(h_7 - h_0 - T_0 (s_7 - s_0)) \quad (2.29)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k1,ex} = \frac{E_c}{E_g} = 1 - \frac{E_{k1,kaybi}}{E_g} \quad (2.30)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{x7} = \dot{m}_7(h_7 - h_0 - T_0 (s_7 - s_0)) \quad (2.31)$$

Kondenser 1, Evaporatör 2 için;

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (2.32)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} \quad (2.33)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (2.34)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_5h_5 = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_6h_6 \quad (2.35)$$

Kondanser 1'in verdiği ısı;

$$Q_{Kn1} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (2.36)$$

Kondanser1 için Entropi üretimi;

$$\dot{m}_7s_7 - \dot{m}_8s_8 + \dot{S}_{gen,Kn1} = 0 \quad (2.37)$$

Evaporatör 2'nin aldığı ısı

$$Q_{EV2} = \dot{m}_5(h_6 - h_5) \quad (2.38)$$

Kondenser 1 ile Evaporatör 2'nin toplam entropi üretimi;

$$\dot{m}_{11}s_{11} + \dot{m}_5s_5 + \dot{m}_7s_7 - (\dot{m}_{12}s_{12} + \dot{m}_6s_6 + \dot{m}_8s_8) + \dot{S}_{gen,Kn1EV2} = 0 \quad (2.39)$$

Doğal gaz için verdiği ısı ise;

$$Q_{DG1} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (2.40)$$

Ekserji kayıpları;

Ortamdan çekiyorsa

$$E_{Kn1ex,yık} = m[(h_g - h_{\dot{c}} - T_0(s_g - s_{\dot{c}}))] - [-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})] \quad (2.41)$$

Sudan çekiyorsa

$$E_{Kn1ex,yık} = T_0(m_{su}(s_{su\dot{c}} - s_{su\dot{g}}) - m_k(s_g - s_{\dot{c}})) \quad (2.42)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{kn1e2,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = \frac{E_{x12} + E_{x8} + E_{x6}}{E_{x11} + E_{x7} + E_{x5}} \quad (2.43)$$

Kısılma vanası 1 için;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (2.44)$$

Enerji dengesi için;

$$\dot{m}_8h_8 = \dot{m}_9h_9 \quad (2.45)$$

$$h_8 = h_9 \quad (2.46)$$

Kısılma Vanası 1 çıkışı kurulum derecesi X_9 için,

$$X_9 = \frac{(h_9 - h_{9siv1})}{(h_{9gaz} - h_{9siv1})} \quad (2.47)$$

$$X_9 = \frac{(s_9 - s_{9siv1})}{(s_{9gaz} - s_{9siv1})} \quad (2.48)$$

Entropi üretimi için;

$$\dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{gen,KV1} = 0 \quad (2.49)$$

Evaporatör 1 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (2.50)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (2.51)$$

Çektiği ısı;

$$Q_{B1} = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9) = \dot{m}_{12} (h_{12} - h_{13}) \quad (2.52)$$

1. Alt çevrim için;

Enerji dengesi;

$$Q_{Kn1} = Q_{B1} + W_{K1S} \quad (2.53)$$

Soğutma tesir katsayısı (COP);

$$COP_1 = Q_{B1} / W_{K2} \quad (2.54)$$

Ekserji kaybı

$$E_{1AltÇ,kaybı} = E_g - E_{\dot{\epsilon}} \quad (2.55)$$

Ekserji verimi

$$\eta_{1AltÇ,ex} = \frac{E_{\dot{\epsilon}}}{E_g} \quad (2.56)$$

2. Alt çevrim;

Kompresör 2 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_3 \quad (2.57)$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{W}_{K2} = \dot{m}_3 h_3 \quad (2.58)$$

$$\dot{W}_{K2S} = \dot{m}_3 (h_{3S} - h_6) \quad (2.59)$$

$$\eta_{is,ver} = \frac{\dot{W}_{K2S}}{\dot{W}_{K2}} = \frac{(h_{3S} - h_6)}{(h_3 - h_6)} \quad (2.60)$$

Entropi Üretimi;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_{3S} - s_6)}{(s_3 - s_6)} \quad (2.61)$$

$$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{gen,K2} = 0 \quad (2.62)$$

Kompresöre;

Giren ekserji;

$$E_{x3} = \dot{m}_3 (h_3 - h_0 - T_0 (s_3 - s_0)) \quad (2.63)$$

Çıkan ekserji;

$$E_{x6} = \dot{m}_6 (h_6 - h_0 - T_0 (s_6 - s_0)) \quad (2.64)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k2,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = \dot{W}_{k2} + E_{x6} - E_{x3} \quad (2.65)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k2,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = 1 - \frac{E_{k2,kaybı}}{E_g} \quad (2.66)$$

Kondanser 2 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.67)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (2.68)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (2.69)$$

Verdiği ısı;

$$Q_{Kn2} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4) \quad (2.70)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0 \quad (2.71)$$

Toplam entropi üretimi;

$$\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_1 s_1 - (\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_4 s_4) + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0 \quad (2.72)$$

Evaporatör 2'nin aldığı ısı ise;

$$Q_{EV2} = \dot{m}_5 (h_5 - h_6) \quad (2.73)$$

Doğal gazın verdiği ısı için;

$$Q_{DG2} = \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{12}) \quad (2.74)$$

Ekserji kaybı ortamdan çekiyor ise;

$$E_{Kn1ex,yık} = m[(h_g - h_{\dot{\varsigma}} - T_0(s_g - s_{\dot{\varsigma}}))] - [-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)] \quad (2.75)$$

Ekserji kaybı sudan çekiyor ise;

$$E_{Kn2ex,yık} = T_0(m_{su}(s_{su\dot{\varsigma}} - s_{sug}) - m_k(s_g - s_{\dot{\varsigma}})) \quad (2.76)$$

Bu çevrimde ise;

$$E_{kn2,kayı} = E_g - E_{\dot{\varsigma}} = E_{x3} - E_{x4} + E_{x1} - E_{x2} \quad (2.77)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{kn2,ex} = \frac{E_{\dot{\varsigma}}}{E_g} = \frac{E_{x2} + E_{x4}}{E_{x1} + E_{x3}} \quad (2.78)$$

Kısılma vanası 2 için;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (2.79)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 \quad (2.80)$$

$$h_4 = h_5 \quad (2.81)$$

Kısılma vanası 2'nin çıkış kuruluk derecesi X_9 ;

$$X_5 = \frac{(h_5 - h_{5sivl})}{(h_{5gaz} - h_{5sivl})} \quad (2.82)$$

$$X_5 = \frac{(s_5 - s_{5sivl})}{(s_{5gaz} - s_{5sivl})} \quad (2.83)$$

Entropi üretimi için;

$$\dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,KV2} = 0 \quad (2.84)$$

2. Alt çevriminin;

Enerji dengesi;

$$Q_{Kn2} = Q_{B2} + W_{K2S} \quad (2.85)$$

Soğutma Tesir Katsayısı (COP);

$$COP_2 = Q_{B2}/W_{K2} \quad (2.86)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{2Alt\dot{C},kaybı} = E_g - E_{\dot{C}} \quad (2.87)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{2Alt\dot{C},ex} = \frac{E_{\dot{C}}}{E_g} \quad (2.88)$$

Tüm çevrim için;

Soğutma tesir katsayısı (COP);

$$COP_T = Q_{B2}/W_{KTOPS} \quad (2.89)$$

$$W_{KTOP} = W_{K1} + W_{K2} + W_{K3} \quad (2.90)$$

$$COP_{IP} = Q_{Kn3}/W_{KTOP} \quad (2.91)$$

Tüm çevrimin enerji dengesi ise;

$$Q_{Kn2} \approx Q_{Dgaz} + W_{KTOP} \quad (2.92)$$

Tablo 3: İki Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim Cihazları İçin Kütle Dengesi, Enerji Dengesi ve Entropinin Formülleri

Cihaz	Kütle dengesi	Enerji dengesi	Entropi üretimi
Kompresör1	$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_{10} h_{10} + W_{K1} = \dot{m}_7 h_7$	$\dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_7 s_7 + \dot{S}_{gen,K1} = 0$
Kondanser1	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_7 h_7 = \dot{Q}_{1Kn} + \dot{m}_8 h_8$	$\dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{gen,Kn1} = 0$
Kısılma vanası	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9$	$\dot{m}_8 s_8 - \dot{m}_9 s_9 + \dot{S}_{gen,KV1} = 0$
Evaporator1	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{Q}_{1E}$	$\dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_{10} s_{10} + \dot{S}_{gen,E1} = 0$

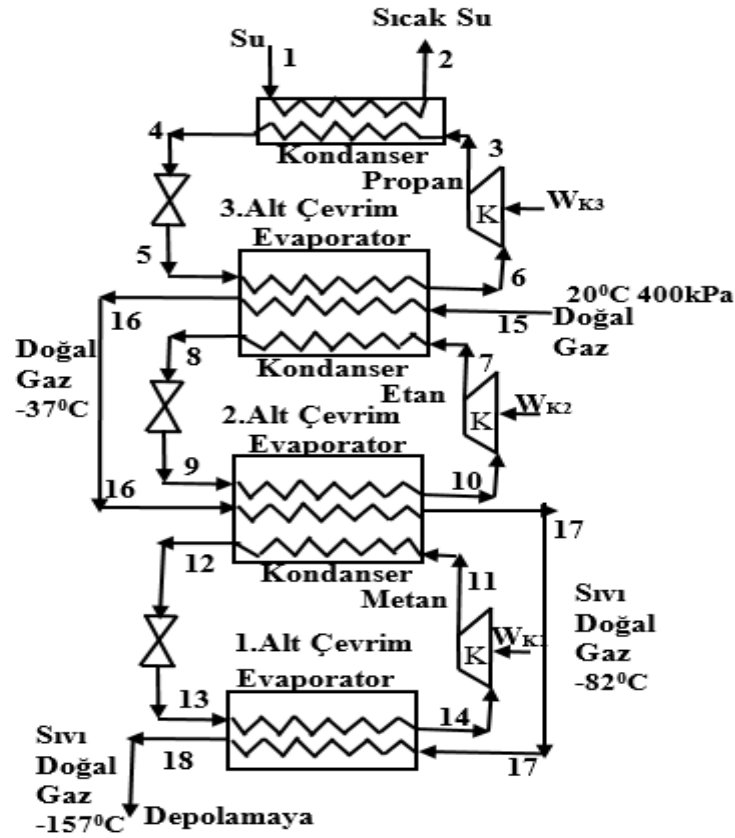
Kompresör2	$\dot{m}_3 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_6 h_6 + \dot{W}_{K2} = \dot{m}_3 h_3$	$\dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{S}_{gen,K2} = 0$
Kondanser2	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3 h_3 = \dot{Q}_{2Kn} + \dot{m}_4 h_4$	$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0$
Kısılma vanası2	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5$	$\dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_5 s_5 + \dot{S}_{gen,KV2} = 0$
Evaporator2	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{Q}_{2E}$	$\dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{gen,E2} = 0$

Ekserji, çevresel faktörlere indirgenerek verilen akışkan ve enerjiden önemli miktarda işelde etmesidir. Sistem tarafından üretilen gerçek iş,sistemin bir faz değişimi yoluyla başlangıç durumundan ortam durumuna (ölü durum) değişmesi durumunda meydana gelir. Sisteminiş olarak tanımlanan başlangıçtaki faydalı çalışma kapasitesini temsil eder (Bejan vd., 1996).

Tablo 4: İki Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim Cihazlarının Ekserji Verimi ve Kaybı ile Entropi Dengesi

Cihaz	Entropi Dengesi	Ekserji Kaybı	Ekserji Verimi
Kompresör	$S_{üret} = ms_2 - ms_1$ $= m(s_2 - s_1)$	$E_{k,kaybı} = E_g - E_ç = W_k + E_{x1} - E_{x2}$ $E_{k,kaybı} = mT_0(s_2 - s_1)$ $E_{k,kaybı} = m(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)$	$\eta_{k,ex} = \frac{W_{rov}}{W_{in}} = 1 - \frac{E_{xyık}}{W_g}$ $\eta_{k,iz} = \frac{W_{iz}}{W_g} = \frac{m(h_2 - s - h_1)}{m(h_2 - h_1)}$
Evaporator	$S_{üret} = S_g - S_ç = m(s_2 - s_1 - \frac{q_L}{T_L})$ $S_{üret} = m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2)$	Ortamdan çekiyorsa $E_{ex,yık} = m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) - [-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})]]$ Sudan çekiyorsa $E_{ex,yık} = T_0(m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2))$	$\eta_{ex,evap} = \frac{E_{XQL}}{E_{x1} - E_{x2}}$ $= \frac{-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})}{m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2))]}$
Kondanser	$S_{üret} = \frac{Q_H}{T_H} + ms_2 - ms_1$ $S_{üret} = (m_k(s_2 - s_1) - m_{su}(s_3 - s_4))$	$E_{ex,yık} = [\dot{m}(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2))] - [-Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})]$ $E_{ex,yık} = T_0(m_k(s_2 - s_1) - m_{su}(s_3 - s_4))$	$\eta_{ex,kon} = \frac{Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})}{m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2))]}$ $\eta_{ex,kon} = \frac{E_{XQH}}{E_{x1} - E_{x2}} = 1 - \frac{E_{xyık}}{E_{x1} - E_{x2}}$
Kısılma Vanası	$S_{üret} = m(s_2 - s_1)$	$E_{ex,yık} = T_0 S_{üret} mT_0(s_2 - s_1)$ $E_{ex,yık} = E_g - E_ç$	$\eta_{ex,kv} = 1 - \frac{E_{xyık}}{E_{x1} - E_{x2}} = 1 - \frac{E_{x1} - E_{x2}}{E_{x1} - E_{x2}}$ $\eta_{exkv} = 0$

2.3. ÜÇ KADEMELİ BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD KRİYOJENİK ÇEVİRİM



Şekil 19: Üç Kademeli Buhar Şıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim

1. Alt çevrimi;

Kompresör 1 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{14} \quad (2.93)$$

Enerji dengesi için;

$$\dot{m}_{14}h_{14} + \dot{W}_{K1S} = \dot{m}_{11}h_{11} \quad (2.94)$$

$$\dot{W}_{K1S} = \dot{m}_{11}(h_{11S} - h_{14}) \quad (2.95)$$

$$\eta_{is,ver} = \frac{\dot{W}_{K1S}}{\dot{W}_{K1}} = \frac{(h_{11S} - h_{14})}{(h_{11} - h_{14})} \quad (2.96)$$

Entropi üretimi için;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_{11S} - s_{14})}{(s_{11} - s_{14})} \quad (2.97)$$

$$\dot{m}_{14}s_{14} - \dot{m}_{11}s_{11} + \dot{S}_{gen,K1} = 0 \quad (2.98)$$

Kompresöre giren ekserji;

$$E_{x11} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_0 - T_0 (s_{11} - s_0)) \quad (2.99)$$

Kompresörden çıkan ekserji;

$$E_{x14} = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_0 - T_0 (s_{14} - s_0)) \quad (2.100)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k1,ex} = \frac{E_c}{E_g} = 1 - \frac{E_{k1,kaybi}}{E_g} \quad (2.101)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k1,kaybi} = E_g - E_c = W_{k1} + E_{x11} - E_{x14} \quad (2.102)$$

Kondenser 1, evaporatör 2 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (2.103)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} \quad (2.104)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (2.105)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_9h_9 = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{10}h_{10} \quad (2.106)$$

Kondenser 1 için verdiği ısı;

$$Q_{Kn1} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (2.107)$$

Kondenser 1'in entropi üretimi;

$$\dot{m}_{11}s_{11} - \dot{m}_{12}s_{12} + \dot{S}_{gen,Kn1} = 0 \quad (2.108)$$

Evaporatör 2'nin aldığı ısı;

$$Q_{EV2} = \dot{m}_9(h_{10} - h_9) \quad (2.109)$$

Kondenser 1 ve evaporatör 2'nin toplam entropisi;

$$\dot{m}_{12}s_{12} + \dot{m}_{17}s_{17} + \dot{m}_{10}s_{10} - (\dot{m}_{16}s_{16} + \dot{m}_{11}s_{11} + \dot{m}_9s_9) + \dot{S}_{gen,Kn1Ev2} = 0 \quad (2.110)$$

Ekserji kaybı ortamdaki çekiyorsa;

$$E_{Kn1ex,yuk} = m[(h_{11} - h_{12} - T_0(s_{11} - s_{12})) - [-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})] \quad (2.111)$$

Ekserji kaybı sudan çekiyorsa;

$$E_{Kn1ex,yık} = T_0(m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2)) \quad (2.112)$$

Doğal gazın verdiği ısı;

$$Q_{DG1} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (2.113)$$

Fakat yukarıdaki çevrimde başka akışkandan çektiği için;

$$E_{kn1e2,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = E_{x11} - E_{x12} + E_{x9} - E_{x10} + E_{x16} - E_{x17} \quad (2.114)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{kn1e2,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = \frac{E_{x12} + E_{x10} + E_{x17}}{E_{x11} + E_{x9} + E_{x16}} \quad (2.115)$$

Kısılma vanası 1 için;

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} \quad (2.116)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_{13}h_{13} \quad (2.117)$$

$$h_{12} = h_{13} \quad (2.118)$$

Kısılma vanası 1 çıkışının kuruluk derecesi X_{13} ;

$$X_{13} = \frac{(h_{13} - h_{13sıvı})}{(h_{13gaz} - h_{13sıvı})} \quad (2.119)$$

$$X_{13} = \frac{(s_{13} - s_{13sıvı})}{(s_{13gaz} - s_{13sıvı})} \quad (2.120)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{m}_{13}s_{13} - \dot{m}_{12}s_{12} + \dot{S}_{gen,KV1} = 0 \quad (2.121)$$

Evaporatör 1 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (2.122)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (2.123)$$

Çektiği su;

$$Q_{B1} = \dot{m}_9(h_{14} - h_{13}) = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) \quad (2.124)$$

1. Alt çevriminin;

Enerji dengesi;

$$Q_{Kn1} = Q_{B1} + W_{K1S} \quad (2.125)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{1Alt\zeta,kaybı} = E_g - E_{\zeta} \quad (2.126)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{1Alt\zeta,ex} = \frac{E_{\zeta}}{E_g} \quad (2.127)$$

Soğutma tesir katsayısı (COP);

$$COP_1 = Q_{B1}/W_{K2} \quad (2.128)$$

2. Alt çevrim;

Kompresör 2;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_7 \quad (2.129)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{W}_{K2} = \dot{m}_7h_7 \quad (2.130)$$

$$W_{K2S} = \dot{m}_{10}(h_{7S} - h_{10}) \quad (2.131)$$

$$\eta_{is,ver} = \frac{W_{K2S}}{W_{K2}} = \frac{(h_{7S}-h_{10})}{(h_7-h_{10})} \quad (2.132)$$

Entropi üretimi;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_{7S}-s_{10})}{(s_7-s_{10})} \quad (2.133)$$

$$\dot{m}_7s_{17} - \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{S}_{gen,K2} = 0 \quad (2.134)$$

Kompresöre;

Giren ekserji;

$$E_{x10} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_0 - T_0 (s_{10} - s_0)) \quad (2.135)$$

Çıkan ekserji;

$$E_{x7} = \dot{m}_7(h_7 - h_0 - T_0 (s_7 - s_0)) \quad (2.136)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k2,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = W_{k2} + E_{x10} - E_{x7} \quad (2.137)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k2,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = 1 - \frac{E_{k2,kaybı}}{E_g} \quad (2.138)$$

Kondenser 2 ile Evaporatör 3 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (2.139)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} \quad (2.140)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (2.141)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_5h_5 + \dot{m}_7h_7 = \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_6h_6 + \dot{m}_8h_8 \quad (2.142)$$

Kondenser 2'nin

Verdiği ısı;

$$Q_{Kn2} = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (2.143)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{m}_8s_8 - \dot{m}_7s_7 + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0 \quad (2.144)$$

Evaporatör 2'nin;

Aldığı ısı;

$$Q_{EV2} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) \quad (2.145)$$

Kondenser 2 ile Evaporatör 3'nin toplam entropi üretimi;

$$\dot{m}_8s_8 + \dot{m}_{16}s_{16} + \dot{m}_6s_6 - (\dot{m}_7s_7 + \dot{m}_{15}s_{15} + \dot{m}_5s_5) + \dot{S}_{gen,Kn2Ev3} = 0 \quad (2.146)$$

Doğal gazın verdiği ısı;

$$Q_{DG2} = \dot{m}_{17}(h_{16} - h_{17}) \quad (2.147)$$

Ekserji kaybı ortamdan çekiyor ise;

$$E_{Kn2ex,yık} = m[(h_7 - h_8 - T_0(s_7 - s_8)) - [-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})] \quad (2.148)$$

Ekserji kaybı sudan çekiyor ise;

$$E_{Kn2ex,yık} = T_0(m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2)) \quad (2.149)$$

Fakat yukarıdaki çevrimde başka iki akışkandan çektiği için;

$$E_{kn2e3,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = E_{x7} - E_{x8} + E_{x5} - E_{x6} + E_{x15} - E_{x16} \quad (2.150)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{kn2e3,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = \frac{E_{x8} + E_{x6} + E_{x16}}{E_{x7} + E_{x5} + E_{x15}} \quad (2.151)$$

Kısılma vanası 2 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (2.152)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9 \quad (2.153)$$

$$h_8 = h_9 \quad (2.154)$$

Kısılma vanası 2 çıkış kuruluk derecesi X_9 ;

$$X_9 = \frac{(h_9 - h_{9sıvı})}{(h_{9gaz} - h_{9sıvı})} \quad (2.155)$$

$$X_9 = \frac{(s_9 - s_{9sıvı})}{(s_{9gaz} - s_{9sıvı})} \quad (2.156)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{gen,KV2} = 0 \quad (2.157)$$

2. Alt çevrimin;

Enerji kaybı;

$$Q_{Kn2} = Q_{B2} + W_{K2S} \quad (2.158)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{2Alt\dot{c},kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} \quad (2.159)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{2Alt\dot{c},ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} \quad (2.160)$$

Soğutma tesir katsayısı (COP);

$$COP_2 = Q_{B2}/W_{K2} \quad (2.161)$$

3. Alt çevrim;

Kompresör 3;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_3 \quad (2.162)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{W}_{K3} = \dot{m}_3 h_3 \quad (2.163)$$

$$W_{K3S} = \dot{m}_3 (h_{3S} - h_6) \quad (2.164)$$

$$\eta_{is,ver} = \frac{W_{K3S}}{W_{K3}} = \frac{(h_{3S} - h_6)}{(h_3 - h_6)} \quad (2.165)$$

Entropi üretimi;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_{3S} - s_6)}{(s_3 - s_6)} \quad (2.166)$$

$$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_6 s_6 + \dot{S}_{gen,K3} = 0 \quad (2.167)$$

Kompresöre;

Giren ekserji;

$$E_{x6} = \dot{m}_6 (h_6 - h_0 - T_0 (s_6 - s_0)) \quad (2.168)$$

Çıkan ekserji;

$$E_{x3} = \dot{m}_3 (h_3 - h_0 - T_0 (s_3 - s_0)) \quad (2.169)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k3,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = W_{k3} + E_{x6} - E_{x3} \quad (2.170)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k3,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = 1 - \frac{E_{k3,kaybı}}{E_g} \quad (2.171)$$

Kondenser 3 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (2.172)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.173)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 \quad (2.174)$$

Verdiği ısı;

$$Q_{Kn3} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4) \quad (2.175)$$

Suyun aldığı ısı;

$$Q_{su} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) = Q_{Kn3} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4) \quad (2.176)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,Kn3} = 0 \quad (2.177)$$

Toplam entropi üretimi;

$$\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_2 s_2 - (\dot{m}_1 s_1 + \dot{m}_3 s_3) + \dot{S}_{gen,Kn3} = 0 \quad (2.178)$$

Evaporatör 3'ün aldığı ısı;

$$Q_{EV3} = \dot{m}_5 (h_5 - h_6) \quad (2.179)$$

Ekserji kaybı ortamdaki çekiyor ise;

$$E_{Kn3ex,yık} = m[(h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4))] - [-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)] \quad (2.180)$$

Ekserji kaybı sudan çekiyor ise;

$$E_{Kn3ex,yık} = T_0(m_{su}(s_4 - s_3) - m_k(s_1 - s_2)) \quad (2.181)$$

Yukarıdaki çevrimde ise;

$$E_{Kn3,kayıbı} = E_g - E_{\dot{c}} = E_{x3} - E_{x4} + E_{x1} - E_{x2} \quad (2.182)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{Kn3,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = \frac{E_{x2} + E_{x4}}{E_{x3} + E_{x1}} \quad (2.183)$$

Kısılma vanası 3 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (2.184)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 \quad (2.185)$$

$$h_4 = h_5 \quad (2.186)$$

Kısılma vanası 3 çıkış kuruluk derecesi X_5 ;

$$X_5 = \frac{(h_5 - h_{5sivl})}{(h_{5gaz} - h_{5sivl})} \quad (2.187)$$

$$X_5 = \frac{(s_5 - s_{5sivl})}{(s_{5gaz} - s_{5sivl})} \quad (2.188)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,KV3} = 0 \quad (2.189)$$

3. Alt çevriminin;

Enerji dengesi;

$$Q_{Kn3} = Q_{B3} + W_{K3S} \quad (2.190)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{3Alt\zeta,kaybl} = E_g - E_\zeta \quad (2.191)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{3Alt\zeta,ex} = \frac{E_\zeta}{E_g} \quad (2.192)$$

Soğutma tesir katsayısı (COP);

$$COP_3 = Q_{B3}/W_{K3} \quad (2.193)$$

Tüm çevrim için;

Soğutma tesir katsayısı (COP);

$$COP_T = Q_{B3}/W_{KTOPS} \quad (2.194)$$

$$W_{KTOP} = W_{K1} + W_{K2} + W_{K3} \quad (2.195)$$

$$COP_{IP} = Q_{Kn3}/W_{KTOPS} \quad (2.196)$$

Tüm çevrimin enerji dengesi;

$$Q_{Kn3} \approx Q_{Dgaz} + W_{KTOP} \quad (2.197)$$

Tablo 5: Üç Kademeli Buhar Sıkıştırırmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim Cihazlarının Kütle Dengesi, Enerji Dengesi ve Entropi Üretiminin Formülleri

Cihaz	Kütle Dengesi	Enerji Dengesi	Entropi Üretimi
Kompresor 1	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{14}$	$\dot{m}_{14}h_{14} + \dot{W}_{K1} = \dot{m}_{11}h_{11}$	$\dot{m}_{14}s_{14} - \dot{m}_{11}s_{11} + \dot{S}_{gen,K1} = 0$
Kondanser1	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$	$\dot{m}_{11}h_{11} = \dot{Q}_{1Kn} + \dot{m}_{12}h_{12}$	$\dot{m}_{11}s_{11} - \dot{m}_{12}s_{12} + \dot{S}_{gen,Kn1} = 0$
Kısılma Vanası1	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	$\dot{m}_{12}h_{12} = \dot{m}_{13}h_{13}$	$\dot{m}_{12}s_{12} - \dot{m}_{13}s_{13} + \dot{S}_{gen,KV1} = 0$
Evaporator 1	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$	$\dot{m}_{13}h_{13} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{Q}_{1E}$	$\dot{m}_{13}s_{13} - \dot{m}_{14}s_{14} + \dot{S}_{gen,E1} = 0$
Kompresor 2	$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{W}_{K2} = \dot{m}_7h_7$	$\dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_7s_7 + \dot{S}_{gen,K2} = 0$
Kondanser 2	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_7h_7 = \dot{Q}_{2Kn} + \dot{m}_8h_8$	$\dot{m}_7s_7 - \dot{m}_8s_8 + \dot{S}_{gen,Kn2} = 0$
Kısılma Vanası 2	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{m}_8h_8 = \dot{m}_9h_9$	$\dot{m}_8s_8 - \dot{m}_9s_9 + \dot{S}_{gen,KV2} = 0$
Evaporator 2	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_9h_9 = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{Q}_{2E}$	$\dot{m}_9s_9 - \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{S}_{gen,E2} = 0$
Kompresor 3	$\dot{m}_3 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_6h_6 + \dot{W}_{K3} = \dot{m}_3h_3$	$\dot{m}_{14}s_{14} - \dot{m}_{11}s_{11} + \dot{S}_{gen,K3} = 0$
Kondanser 3	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_3h_3 = \dot{Q}_{3Kn} + \dot{m}_4h_4$	$\dot{m}_3s_3 - \dot{m}_4s_4 + \dot{S}_{gen,Kn3} = 0$
Kısılma Vanası 3	$\dot{m}_5 = \dot{m}_4$	$\dot{m}_4h_4 = \dot{m}_5h_5$	$\dot{m}_4s_4 - \dot{m}_5s_5 + \dot{S}_{gen,KV3} = 0$
Evaporator 3	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{m}_5h_5 = \dot{m}_6h_6 + \dot{Q}_{3E}$	$\dot{m}_5s_5 - \dot{m}_6s_6 + \dot{S}_{gen,E3} = 0$

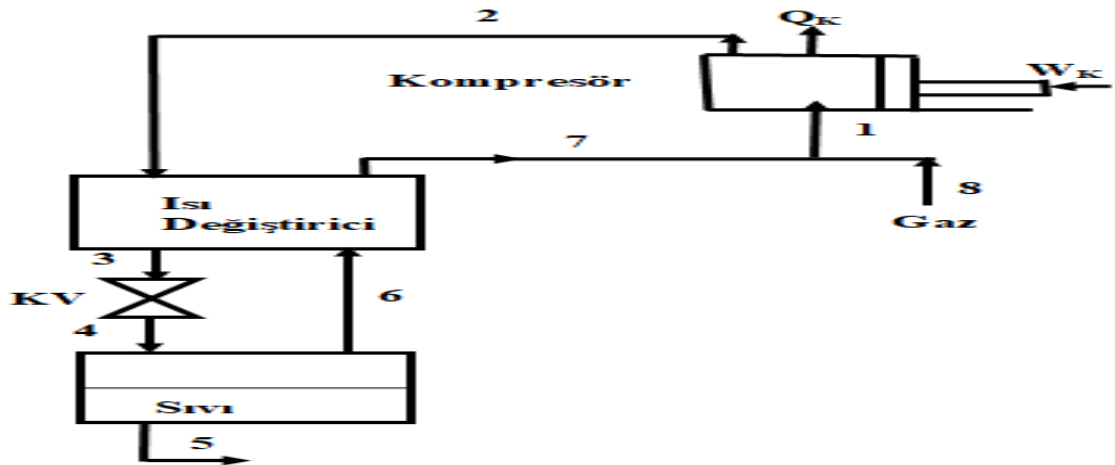
Tablo 6: Üç Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim Cihazlarının Ekserji Kaybı ve Verimi, Entropi Dengesinin Formülleri

Cihaz	Entropi Dengesi	Ekserji Kaybı	Ekserji Verimi
Kompresör	$S_{üret} = ms_2 - ms_1$ $= m(s_2 - s_1)$	$E_{k,kayıbı} = E_g - E_{ç} = W_k +$ $E_{x1} - E_{x2}$ $E_{k,kayıbı} = mT_0(s_2 - s_1)$ $E_{k,kayıbı} = m(h_2 - h_1 -$ $T_0 (s_2 - s_1))$	$\eta_{k,ex} = \frac{W_{rov}}{W_{in}} = 1 - \frac{E_{xyık}}{W_g}$ $\eta_{k,iz} = \frac{W_{iz}}{W_g} = \frac{m(h_2 - s - h_1)}{m(h_2 - h_1)}$
Evaporator	$S_{üret} = S_g - S_{ç} =$ $m(s_2 - s_1 - \frac{q_L}{T_L})$ $S_{üret} = m_{su}(s_4 - s_3)$ $-m_k(s_1 - s_2)$	Ortamdan çekiyorsa $E_{ex,yık} =$ $m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2))]$ $-[-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})]$ Sudan çekiyorsa $E_{ex,yık} = T_0(m_{su}(s_4 - s_3)$ $-m_k(s_1 - s_2))$	$\eta_{ex,evap} =$ $\frac{E_{XQL}}{E_{x1} - E_{x2}} =$ $\frac{-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})}{m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2))]}$
Kondanser	$S_{üret} = \frac{Q_H}{T_H} + ms_2 - ms_1$ $S_{üret} = (m_k(s_2 - s_1) -$ $m_{su}(s_3 - s_4))$	$E_{ex,yık} =$ $[\dot{m}(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2))]$ $-[-Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})]$ $E_{ex,yık} = T_0(m_k(s_2 - s_1) -$ $m_{su}(s_3 - s_4))$	$\eta_{ex,kon} =$ $\frac{Q_H(1 - \frac{T_0}{T_H})}{m[(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2))]}$ $\eta_{ex,kon} =$ $\frac{E_{XQH}}{E_{x1} - E_{x2}} = 1 - \frac{E_{xyık}}{E_{x1} - E_{x2}}$
Kısılma Vanası	$S_{üret} = m(s_2 - s_1)$	$E_{ex,yık} = T_0 S_{üret}$ $= mT_0(s_2 - s_1)$ $E_{ex,yık} = E_g - E_{ç}$	$\eta_{ex,kv}$ $= 1 - \frac{E_{xyık}}{E_{x1} - E_{x2}} = 1$ $-\frac{E_{x1} - E_{x2}}{E_{x1} - E_{x2}}$ $\eta_{exkv} = 0$

2.4. LİNDE – HAMPSON SİSTEMİ

Gazı sıvılaştırmanın bir yöntemi de Linde-Hampson yöntemidir (Atasbak vd., 2022).

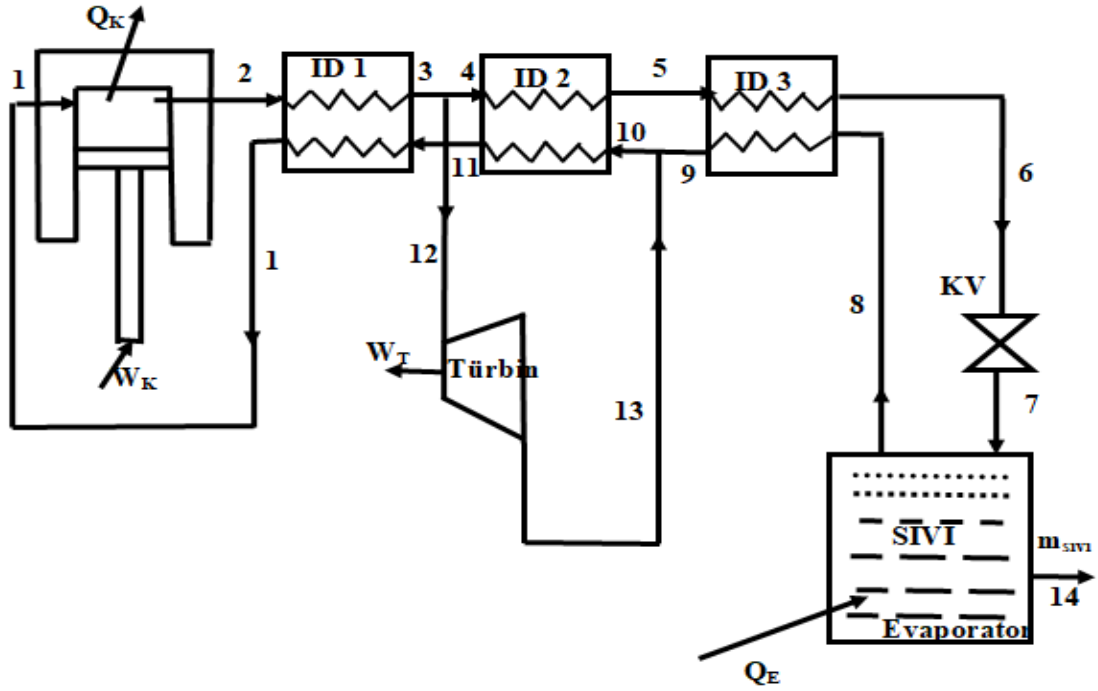
Bir önceki çevrimden kalan gazın yoğunlaşmayan kısmı sisteme eklenen gazla karıştırılarak ikinci durumda çok kademeli kompresörde beslenir ve burada üçüncü duruma sıkıştırılır. Ara soğutma, sıkıştırmayı sabit sıcaklıkta çalışmaya yaklaştırır. Yüksek basınçlı gaz, bir ısı eşanjörü veya ayrı bir soğutma sistemi ile durum 4'e soğutulur. Karşıt akımlı bir ısı değiştiricide (rejeneratör), gaz, önceki çevrimden kalan gazın yoğunlaşmayan kısmı tarafından durum 5'e kadar soğutulur ve doymuş bir sıvı-buhar karışımı olan durum 6'ya sıkıştırılır. Sıvılaştırılmış gaz (durum 7) sistemden dışarı atılır ve gaz kelebeğine gönderilen yüksek basınçlı gazı soğutmak için buhar (durum 8) rejeneratöre beslenir. Ortaya çıkan gaz yeni eklenen gazla karıştırılarak döngü sürekli akışlı bir sistemde tekrarlanır. Gazları sıvılaştırmaya yönelik bu ve diğer devreler, gazları katılaştırmak için de kullanılabilir (Çengel ve Boles, 2012). Linde-Hampson çevrimi aşağıda ele alınmakta ve kurulum şeması gösterilmektedir (Karaali vd, 2022).



Şekil 20: Linde-Hampson Kriyojenik Çevrim Şeması (Karaali vd., 2022)

2.5. CLAUDE SİSTEMİ

Bu, sıvılaştırma prosesinde kullanılan termodinamik çevrimdir. Sıvı, atmosferik basınç ve sıcaklıkta kompresöre 1 noktasından girerek basınçlandırılır ve su soğutma sistemine gönderilerek soğutulur.



Şekil 21: Claude Kriyojenik Çevrim Şeması (Karaali vd., 2022)

Yaklaşık olarak soğutma suyunun sıcaklığına düşürülen yüksek basınçlı hava, 3 numaralı noktadan birinci ısı değiştiriciye girer, burada soğutulan havanın bir kısmı 4 numaralı adyabatik türbine girer. Claude sistemi genişleme valfi yerine türbin kullanır. Türbinler reaksiyon veya merkez kaç kuvveti uygulanarak çalışır. Bu; en azından teoride, entropinin artmasını engeller. Claude sistemleri, genişleme ünitesi içerisinde sıvı oluşumunu önlemek için genişleme vanasının tamamen kapatılmasına izin vermez (Çengel ve Boles, 2012).

2.6. LİTERATÜR

Optimum boyutta iki üst üste kriyojenik çevrime sahip bir Joule-Thomson soğutucu tasarlanmış ve bu tasarım performans katsayısı ve geometrisi dikkate alınarak tek çevrimle karşılaştırılmıştır. Bunu yapılabilmesi için farklı akış hızları ve ısı değiştirici geometrileri için ısı değiştirici sıcaklık profillerini sağlayan ve toplam entropi üretimini hesaplayan bir model geliştirilmiştir (Dinçer vd., 2007).

Kriyojenik soğutma ortamlarının oluşturulması ve uygulama yöntemlerinin yanı sıra son yıllarda kriyojenik soğutmanın çeşitli üretim süreçlerinde uygulamaları ve süreç verimliliğine etkisi ele alınmıştır (Çengel, 2013).

Buzdolabında ve derin dondurucuda farklı sıcaklıklar kullanmış olup, kendinden aşamalı bir soğutma çevrimi sunulmuş ve sayısal sonuçlar verilmiştir. Ayrıca sirkülasyon

ayarlanarak soğutma kapasitesinin artırılma olasılığı araştırılmıştır. Kendi kendine kaskadlarda elde edilen sonuçlar, tek fazlı döngülerin sonuçlarıyla karşılaştırıldı (Yan vd., 2015).

Sürdürülebilir üretimin en basit yöntemi sayılabilecek kuru yöntem. Tornalama, minimal yağlama, kriyojenik soğutma ve iki yöntemin bir arada kullanıldığı karma yöntem deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Testler CVD ve PVD kaplı tungstenli karbür takımlarla 60, 90, 120 m/dak kesme hızlarında gerçekleştirildi; Bu, 0,06, 0,09, 0,12 mm/dev ilerleme hızlarında ve 1 mm'lik sabit kesme derinliğinde yapıldı. Tüm kesme koşulları için toplam 72 test yapıldı ve tüm bu testlerde yüzey pürüzlülüğü Ra, Rz değerleri, kesme alanı sıcaklığı, kesicinin üç eksenli titreşimi ve kesicinin aşınma değerleri belirlendi, ölçüldü. Kriyojenik soğutmaya uygun ve 300 bar basınca dayanabilen içten soğutmalı T-Burst tutucu aracılığıyla beslenen sıvı nitrojen, 15°C sabit basınçta sıvı halde tutulduğu bir tanktan alındı (Wang vd., 2002).

Geleneksel su verme ve derin kriyojenik işlemlerin ve temperleme işleminin AISI H13 çeliğinin mikro yapısına, sertliğine ve tokluk darbe enerjisine etkileri araştırılmıştır. Bu amaçla numuneler, -196 °C'de geleneksel söndürme ısıl işlemine ve derin kriyojenik işleme tabi tutuldu. Temperleme işleminin etkisini araştırmak için numuneler 560– °C sıcaklıklarda 3 saat boyunca tek temperleme ve çift temperleme ısıl işlemlerine tabi tutuldu. Numunelerin mikro yapısı incelenerek sertlik ve darbe enerjisindeki değişimler ölçüldü. Numunenin mikro yapısının martenzit, artık östenit ve karbür parçacıklarından oluştuğu gözlemlendi. Derin kriyojenik işlem sırasında tutulan östenit hacim fraksiyonunun azaldığı ve ince ikincil karbür parçacıklarının oluştuğu bulunmuştur (Girgin vd., 2009). Geleneksel olarak sertleştirilmiş ve derin kriyojenik işlem görmüş numune için benzer sertlik ve darbe enerjisi değerleri elde edilmiştir. Isıl menevişleme işlemine bağlı olarak sertlik değerinde ve darbe enerjisi değerinde azalma gözlemlenmiştir (Atasbak vd., 2022).

İki ve üç aşamalı buhar sıkıştırırmalı kaskad kriyojenik çevrimde ekserji analizi ve yerel optimizasyon yöntemleri uygulanarak en uygun çalışma koşulları elde edildi. İki ve üç fazlı kademeli kriyojenik çevrim için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları, ekserji analizi ve yerel optimizasyon yöntemleri uygulanır. İhtiyaç ve gereksinimler dikkate alınarak bu döngülere yeni cihazlar ve/veya yeni adımlar eklenerek yeni döngüler oluşturmak mümkündür. İki ve üç aşamalı buhar sıkıştırırmalı aşama kriyojenik çevrim için en uygun çalışma koşullarına ilişkin sonuçlar elde edildi. Yüksek COP değerleri ve yüksek verim elde etmek için; Kompresörün sıkıştırma oranı sıvının izin verdiği ölçüde azaltılmalıdır. İki aşamalı çevrimin kriyojenik soğutulması için gereken minimum iş yaklaşık olarak $P_7 = 2400$ kPa'dır. $P_7 = 2400$ ile 2800 kPa arasında COP değeri 0,30 olup maksimum ekserji verimliliğine yaklaşık 0,235'te

ulaşılır. Birinci kademe kompresörün yüksek basınçta çalıştırılmasının, tüm çevrim için toplam kayıpları 7500 kW'tan 18550 kW ve 039'a çıkardığı görülmektedir. Ekserji kayıplarındaki toplam artış %247 civarında olup, birinci kademe kompresörün yüksek basınçta çalıştırılması, tüm çevrimin ekserji verimliliğini arttırır. Genel verimlilik artışı yaklaşık %160'tır. İkinci kademe kompresör düşük basınçta kullanıldığında COP değeri %2 oranında artmakta, verim %20 oranında artmakta, ekserji kayıpları ise yaklaşık %40 oranında azalmaktadır (Ünal vd., 2016).

Farklı sürelerde işlem görmüş AISI 430 ferritik paslanmaz çelik malzemelerin mekanik özellikleri çekme işlemi kullanılarak araştırıldı (Şirin vd., 2018).

Sistem, ekserji analizi yöntemi ve termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları kullanılarak analiz edilmiştir. Çevrimde ısı enerjisinin bir kısmı havayı soğutmak için, kalan ısı ise buhar üretmek için kullanılmıştır. Kompresör, türbin, yanma odası ve ısı değiştiricisi gibi çevrim birimlerini kapsayan tüm çevrimin performans analizi elde edilmiş ve tartışılmıştır. Ayrıca ünitelerin enerji kaybı, enerji verimliliği ve diğer performans parametreleri elde edilerek tartışılmıştır (Karaali vd., 2022).

Sonuçlar, temel çevrimde entegre soğutma sisteminin (abc) kullanılmasının, temel sistemden daha fazla enerji verimli olduğunu gösterilmiştir. Bununla birlikte, emici soğutma (abc) sistemi nedeniyle enerji tüketimi temel değerden daha düşüktür. Kombine ısı ve güç (abc) kazanı, buhar talebi azaldığında veya elektrik talebi arttığında elektrik üretmek için kullanılabilir (Karaali vd., 2022).

Kaskad ısıtma sistemi termodinamiğin birinci kanunu ve ekserji yöntemi kullanılarak modellenmiş ve analiz edilmiştir. Basınç, sıcaklık, entropi, entalpi, enerji tüketimi, akış başına kütle akışı gibi termal özellikler 50, 75, 100 °C ve 0,8, 1,0 ve 1,5 MPa pompa basınçları için hesaplanmıştır (Karaali, 2016). Bu makalede, çalışma akışkanı olarak amonyak-su karışımını kullanan bir enerji analizi ve soğutma çevrimi sunmaktadır. Bu çevrimler, geleneksel bir enerji dönüştürücüden gelen güneş enerjisini, termal enerjiyi veya atık ısı enerjiyi kullanır. Sıvı-amonyak güç dönüştürücüsü, güç ve soğutma sağlamak için ayrı bir dönüştürücü olarak kullanılabilir. Birleşik güç ve soğutma çevriminin performansı geniş bir bar basınç aralığı (25-55 bar) için araştırılmıştır. Kazan çok az enerji kullanır. Her ikisi de kazana sağlanan enerjiyi yok eden düşük sıcaklıkta kaynatma işlemi ve ısı transfer işlemi vardır, bu nedenle enerji tüketimi düşüktür, ancak iş verimliliği kuvvet gücünden daha yüksektir. Türbin girdisinin arttırılması basıncı, gücü ve verimliliği azaltmıştır (Karaali, 2016).

Ön ısıtma havası, ön ısıtma havası-yakıtı olan üç farklı gaz türbini kojenerasyon sistemi ve yanma odasına enjekte edilen buharın analiz edildiği basit çevrimler ele alınmıştır. Buhar

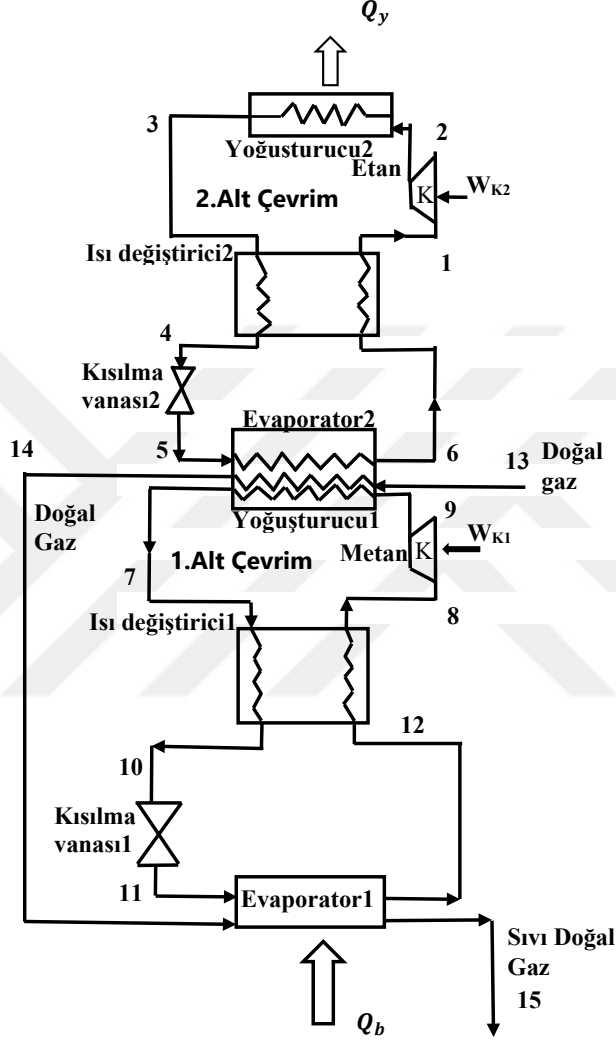
enjeksiyonunun etkileri termoeekonomik performans hesaplanır ve elde edilmiştir. Termodinamiğin birinci yasası, ekserji analizi ve ekonomik yöntemler kullanılarak, yazarların FORTRAN kodunda yazdıkları simülasyon programları analizlerde kullanılmak üzere elde edilmiştir. Enjekte edilen buharın farklı kademe ve değişken kütlesi için bu üç farklı çevrimin termoeekonomik performansı elde edilmiş ve literatür ile karşılaştırılmıştır. Değişken sıkıştırma oranları için bu üç çevrimin yanma odalarına enjeksiyon buharının güç, verimlilik, ürün fiyatı ve performansları üzerindeki etkileri elde edilmiş sonrasında sonuç olarak, enjeksiyon buharının avantajları ve dezavantajları değerlendirilmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır (Karaali ve Öztürk, 2015).



ÜÇÜNCÜ BÖLÜM

3. BU ÇALIŞMADA İNCELENEN ÇEVİRİMLER

3.1. İKİ KADEMELİ REKÜPERATÖRLÜ BUHAR SIKIŞTIRMALI KASKAD KRİYOJENİK ÇEVİRİM



Şekil 22: İki Kademeli Reküperatörlü Buhar Şıkıştırılmalı Kaskad Kriyojenik Çevrim

Üzerinde çalıştığımız çevrim iki aşamadan oluşmaktadır. Çevrimin birinci aşamasında akışkan kompresöre metan gazı olarak girer. Burada akışkan yoğusturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Akışkan kompresörden yüksek sıcaklıkta çıkıp yoğusturucunun borularından geçerken, akışkan ortama ısı vererek sirkülasyona neden olur.

Yoğusturucudan çıkan ve ısı değiştiricisine giren akışkan basıncı ve sıcaklığı azaltarak çıkar. Daha sonra düşük sıcaklıktaki akışkan kılcal boruya girer ve kısılma vanasının etkisiyle gaz akışının etkisi altında basıncı ve sıcaklığı önemli ölçüde azaltır. Düşük sıcaklıktaki akışkan evaporatöre girer ve soğutma ortamından ısının uzaklaştırılmasıyla buharlaşma meydana gelir.

Akışkan evaporatörden çıktıktan sonra ısı değiştiricisine girip çıkar, sıcaklık ve basıncı azaltır. Akışkan tekrar kompresöre girerek çevrimi tamamlar.

İki kademeli Reküperatörlü buhar sıkıştırıcı kaskad kriyojenik çevriminde kullanılan hesaplamaların formülleri aşağıda verilmiştir.

Birinci aşamada ise akışkan etan gazı olarak kompresöre girmektedir. Burada akışkan, yoğusturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Daha sonra akışkan, kompresörden yüksek sıcaklıkta yoğusturucunun borularından geçerken ortama ısı vererek soğur. Yoğusturucudan sonra akışkan ısı değiştiricisine girer ve sıcaklığı azaltarak çıkar. Akışkan daha sonra kılcal boruya girerek kısılma vanası ile basınç ve sıcaklığı önemli ölçüde düşürerek çıkar. Daha sonra akışkan evaporatörüne girer ve bu esnada ortamdan ısı alarak buharlaşma gerçekleştirilir. Akışkan evaporatöründen çıktıktan sonra tekrar ısı değiştiricisine girerek sıcaklığı düşürerek çıkar. Akışkan daha sonra tekrar kompresöre girerek çevrim tamamlanır. Çevrimin ikinci aşamasında sisteme doğal gaz girmektedir. Akışkan, yoğuşma işlemi tamamlandıktan sonra evaporatörüne girer ve oradan aldığı ısı ile buharlaşma gerçekleşir. Akışkan, evaporatöründen ayrıldıktan sonra sıvı doğal gaz karışımı olarak tamamlar.

1. Alt çevrim;

Kompresör 1 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.1)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{W}_{K1S} = \dot{m}_9 h_9 \quad (3.2)$$

$$\dot{W}_{K1S} = \dot{m}_9 (h_{9S} - h_8) \quad (3.3)$$

$$\eta_{K1S,ver} = \frac{\dot{W}_{K1S}}{\dot{W}_{K1}} = \frac{(h_{9S} - h_8)}{(h_9 - h_8)} \quad (3.4)$$

Entropi üretimi;

$$\eta_{1S,ver} = \frac{(s_{9S} - s_8)}{(s_9 - s_8)} \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_8 s_8 + \dot{S}_{gen,K1} = 0 \quad (3.6)$$

Kompresöre giren ekserji;

$$E_{x8} = \dot{m}_8 (h_8 - h_0 - T_0 (s_8 - s_0)) \quad (3.7)$$

Kompresörden çıkan ekserji;

$$E_{x9} = \dot{m}_9(h_9 - h_0 - T_0(s_9 - s_0)) \quad (3.8)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k1,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = W_{k1} + E_{x8} - E_{x9} \quad (3.9)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k1,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = 1 - \frac{E_{k1,kaybı}}{E_g} \quad (3.10)$$

Yoğuşturucu 1 ile evaporatör 2 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_7 \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.13)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_9h_9 + \dot{m}_5h_5 = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_6h_6 \quad (3.14)$$

Yoğuşturucu 1'in verdiği ısı;

$$Q_{yoğ1} = \dot{m}_9(h_9 - h_7) \quad (3.15)$$

Doğal gazın verdiği ısı;

$$Q_{DG1} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) \quad (3.16)$$

Evaporatör 2'nin aldığı ısı;

$$Q_{EV2} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) \quad (3.17)$$

Yoğuşturucu 1'in entropi üretimi;

$$\dot{m}_9s_9 - \dot{m}_7s_7 + \dot{S}_{gen,yoğ1} = 0 \quad (3.18)$$

Yoğuşturucu 1 ile evaporatör 2'nin toplam entropi üretimi;

$$\dot{m}_{13}s_{13} + \dot{m}_5s_5 + \dot{m}_9s_9 - (\dot{m}_{14}s_{14} + \dot{m}_6s_6 + \dot{m}_7s_7) + \dot{S}_{gen,yoğ1Ev2} = 0 \quad (3.19)$$

Ekserji kaybı ortamdaki çekiyorsa;

$$E_{yoğ1ex,yık} = \dot{m}[(h_g - h_c - T_0(s_g - s_c))] - [-Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})] \quad (3.20)$$

Ancak çalıştığımız çevrimde iki akışkandan geçtiği için;

$$E_{yoğ1e2,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = E_{x13} - E_{x14} + E_{x9} - E_{x7} + E_{x5} - E_{x6} \quad (3.21)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{yoğ1e2,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = \frac{E_{x14} + E_{x7} + E_{x6}}{E_{x13} + E_{x9} + E_{x5}} \quad (3.22)$$

Isı değiştirici 1 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10} \quad (3.23)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_8 \quad (3.24)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_8 h_8 \quad (3.26)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_{10} s_{10} = 0 \quad (3.27)$$

Giren ekserji;

$$E_{x7} = \dot{m}_7 (h_7 - h_0 - T_0 (s_7 - s_0)) \quad (3.28)$$

Çıkan ekserji;

$$E_{x10} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_0 - T_0 (s_{10} - s_0)) \quad (3.29)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{ısıdeğ1,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = E_{x7} - E_{x10} \quad (3.30)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{ısıdeğ1,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = 1 - \frac{E_{ısıdeğ1,kaybı}}{E_g} \quad (3.31)$$

Kısılma vanası 1 için;

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (3.32)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} \quad (3.33)$$

$$h_{10} = h_{11} \quad (3.34)$$

Kısılma vanası 1'in kuruluk derecesi X_{11} (çıkış) olmak üzere;

$$X_{11} = \frac{(h_{11} - h_{11sivl})}{(h_{11gaz} - h_{11sivl})} \quad (3.35)$$

$$X_{11} = \frac{(s_{11} - s_{11sivl})}{(s_{11gaz} - s_{11sivl})} \quad (3.36)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{m}_{11}s_{11} - \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{S}_{gen,KV1} = 0 \quad (3.37)$$

Evaporatör 1 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (3.38)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (3.39)$$

Çektiği ısı;

$$Q_{b1} = \dot{m}_{11}(h_{12} - h_{11}) = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{15}) \quad (3.40)$$

1. Alt çevrimin;

Enerji dengesi;

$$Q_{yoğ1} = Q_{b1} + W_{K1S} \quad (3.41)$$

Soğutma Tesir Katsayısı (COP);

$$COP_1 = Q_{b1}/W_{K2} \quad (3.42)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{1AltÇ,kaybı} = E_g - E_ç \quad (3.43)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{1AltÇ,,ex} = \frac{E_ç}{E_g} \quad (3.44)$$

2. Alt çevrim;

Kompresör 2 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.45)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_{K2} = \dot{m}_2 h_2 \quad (3.46)$$

$$W_{K2S} = \dot{m}_2(h_{2S} - h_1) \quad (3.47)$$

$$\eta_{is,ver} = \frac{W_{K2S}}{W_{K2}} = \frac{(h_{2S}-h_1)}{(h_2-h_1)} \quad (3.48)$$

Entropi üretimi;

$$\eta_{is,ver} = \frac{(s_{2S}-s_1)}{(s_2-s_1)} \quad (3.49)$$

$$\dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1 + \dot{S}_{gen,K2} = 0 \quad (3.50)$$

Kompresör 2'ye giren ekserji;

$$E_{x1} = \dot{m}_1(h_1 - h_0 - T_0 (s_1 - s_0)) \quad (3.51)$$

Kompresör 2'den çıkan ekserji;

$$E_{x2} = \dot{m}_2(h_2 - h_0 - T_0 (s_2 - s_0)) \quad (3.52)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{k2,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = W_{k2} + E_{x1} - E_{x2} \quad (3.53)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{k2,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = 1 - \frac{E_{k2,kaybı}}{E_g} \quad (3.54)$$

Yoğuşturucu 2 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.55)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (3.56)$$

Verdiği ısı;

$$Q_{yoğ2} = \dot{m}_2(h_2 - h_3) \quad (3.57)$$

Doğal gazın verdiği ısı;

$$Q_{DG2} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14}) \quad (3.58)$$

Evaporatör 2'nin aldığı ısı;

$$Q_{EV2} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) \quad (3.59)$$

Yoğuşturucu 2'nin entropi üretimi;

$$\dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_3 s_3 + \dot{S}_{gen,yoğ,2} = 0 \quad (3.60)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{yoğ,1ex,yık} = m[(h_g - h_{\dot{c}} - T_0(s_g - s_{\dot{c}}))] - [-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)] \quad (3.61)$$

Yukarıdaki çevrim de ise;

$$E_{yoğ,2,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = E_{x2} - E_{x3} \quad (3.62)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{yoğ,2,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = \frac{E_{x3}}{E_{x2}} \quad (3.63)$$

Isı değıştirici 2 için;

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3.64)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (3.65)$$

Enerji dengesi;

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 \quad (3.66)$$

$$h_3 = h_4 \quad (3.67)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3 = 0 \quad (3.68)$$

Giren ekserji;

$$E_{x3} = \dot{m}_3(h_3 - h_0 - T_0(s_3 - s_0)) \quad (3.69)$$

Çıkan ekserji;

$$E_{x4} = \dot{m}_4(h_4 - h_0 - T_0(s_4 - s_0)) \quad (3.70)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{ısıdeğ,kaybı} = E_g - E_{\dot{c}} = E_{x3} - E_{x4} \quad (3.71)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{ısıdeğ,ex} = \frac{E_{\dot{c}}}{E_g} = 1 - \frac{E_{ısıdeğ,kaybı}}{E_g} \quad (3.72)$$

Kısıılma vanası 2'in kuruluk derecesi X_5 (çıkış) olmak üzere;

$$X_5 = \frac{(h_5 - h_{5sıl})}{(h_{5gaz} - h_{5sıl})} \quad (3.73)$$

$$X_5 = \frac{(s_5 - s_{5sivl})}{(s_{5gaz} - s_{5sivl})} \quad (3.74)$$

Entropi üretimi;

$$\dot{m}_5 s_5 - \dot{m}_4 s_4 + \dot{S}_{gen,KV2} = 0 \quad (3.75)$$

2. Alt çevrimin;

Enerji dengesi;

$$Q_{yog,2} = Q_{b2} + W_{K2S} \quad (3.76)$$

Soğutma tesir katsayısı (COP);

$$COP_2 = Q_y / W_{K2} \quad (3.77)$$

Ekserji kaybı;

$$E_{2Alt\zeta,kaybl} = E_g - E_\zeta \quad (3.78)$$

Ekserji verimi;

$$\eta_{2Alt\zeta,ex} = \frac{E_\zeta}{E_g} \quad (3.79)$$

Tüm çevrim;

Soğutma tesir katsayısı (COP);

$$COP_T = Q_y / W_{KTOPS} \quad (3.80)$$

$$W_{KTOP} = W_{K1} + W_{K2} \quad (3.81)$$

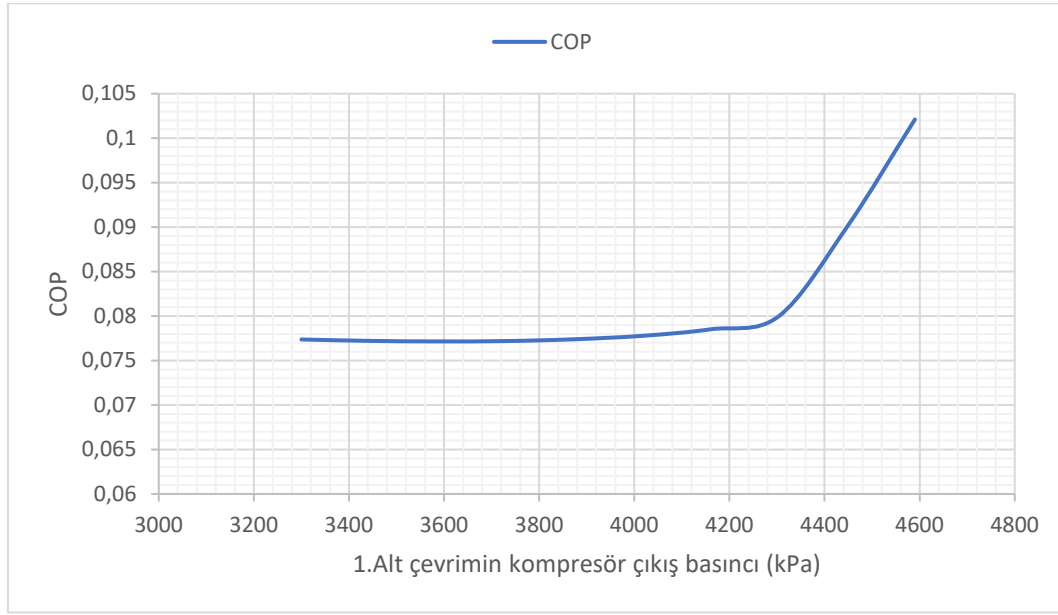
Tüm çevrimin enerji dengesi;

$$Q_{yog,2} = Q_{Dgaz} + W_{KTOP} \quad (3.82)$$

DÖRDÜNCÜ BÖLÜM

4. BULGULAR

Referans maddeler arasında kimyasal reaksiyonlar meydana gelmediği için yalnızca tam bir termodinamik dengenin varlığından söz edilebilir ve bu durumda çevrenin toplam ekserjisi sıfırdır. Belirli bir sıcaklık ve basınca sahip olan çevrede, içindeki kimyasal elementlerin ölçüleri göz önünde bulundurularak, çevreyi oluşturan kimyasal bileşenlerin kimyasal dengesi hesaplanabilir. Ekserji ise teorik olarak uygun bir çevre için değil, doğal çevredeki mevcut koşullar altında bir sistemden elde edilebilecek iş potansiyelini temsil etmektedir (Çengel ve Boles, 2011).

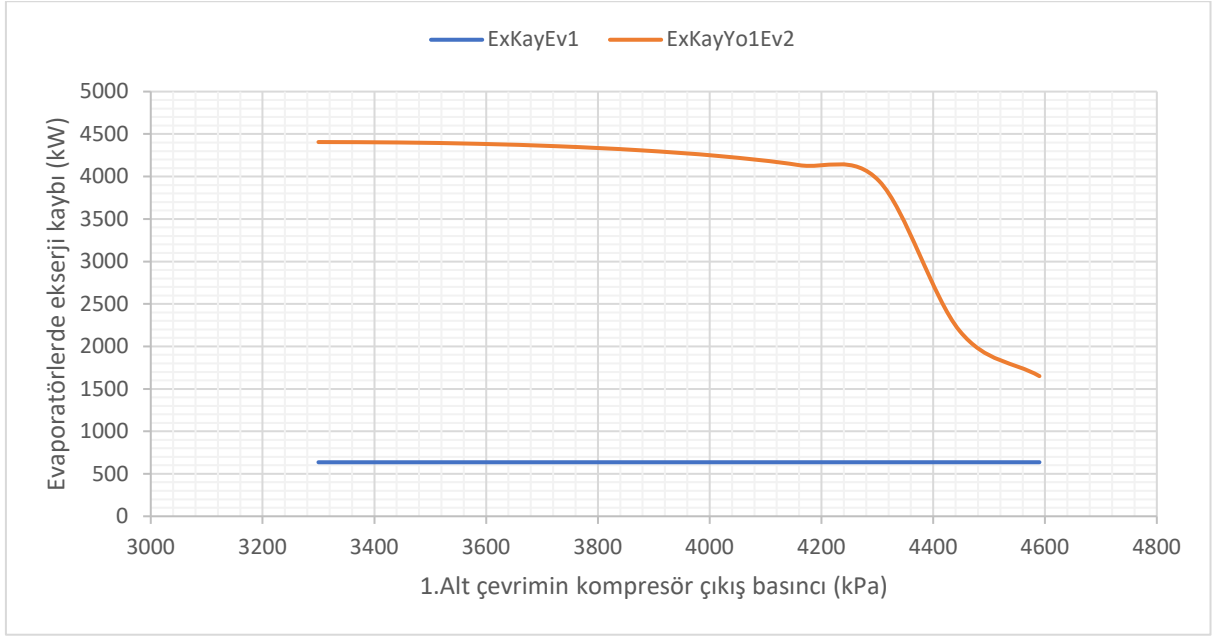


Şekil 23: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Soğutma Tesir Katsayısının (COP) Değişimi

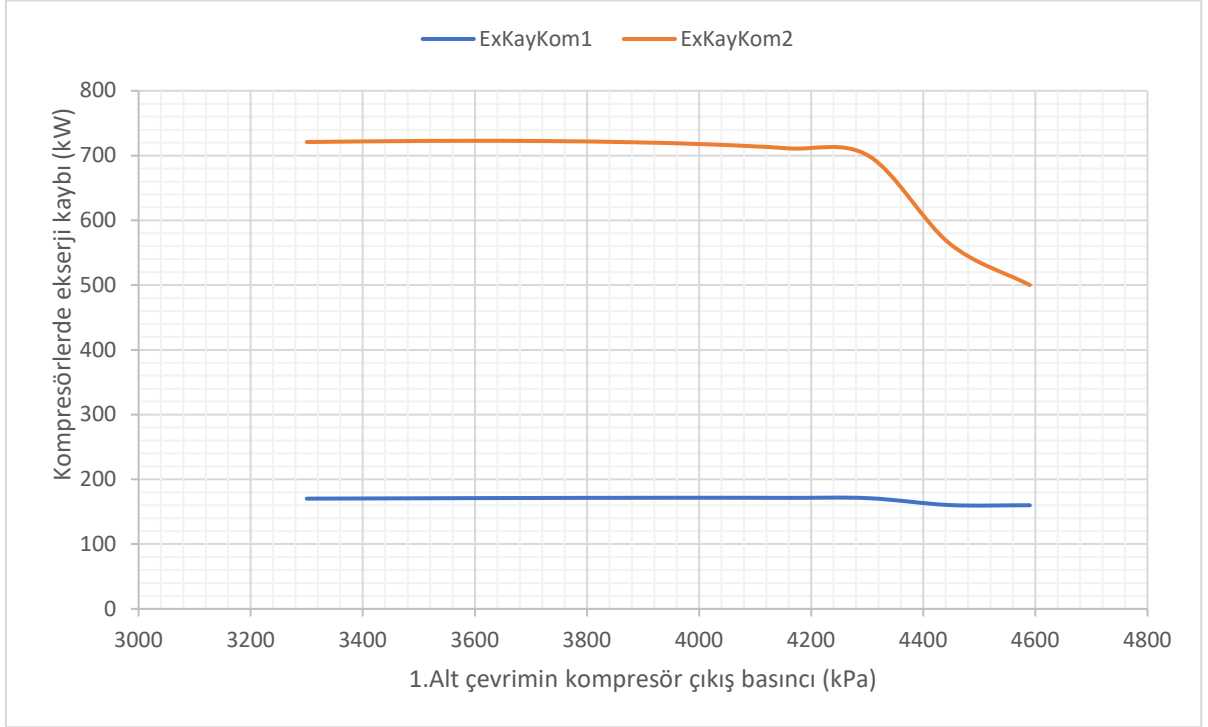
Şekil 23'te 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncına göre soğutma tesir katsayısının (COP) değişimi verilmiştir. 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa'dan 4590 kPa'ya çıkarıldığında COP %30 civarında artmaktadır.

Şekil 24'te 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncına göre evaporatörlerde ekserji kaybı değişimi verilmiştir. 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa'dan 4590 kPa'ya çıkarıldığında evaporatör 2'de %60 civarında ekserji kaybında düşüş olmakta ancak evaporatör 1'de ekserji kaybı sabit kalmaktadır.

Şekil 25'te 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncına göre kompresörlerde ekserji kaybı değişimi verilmiştir. 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa'dan 4590 kPa'ya çıkarıldığında kompresör 2'de %30 civarında ekserji kaybında düşüş olmakta ancak kompresör 1'de ekserji kaybı hemen hemen sabit kalmaktadır.

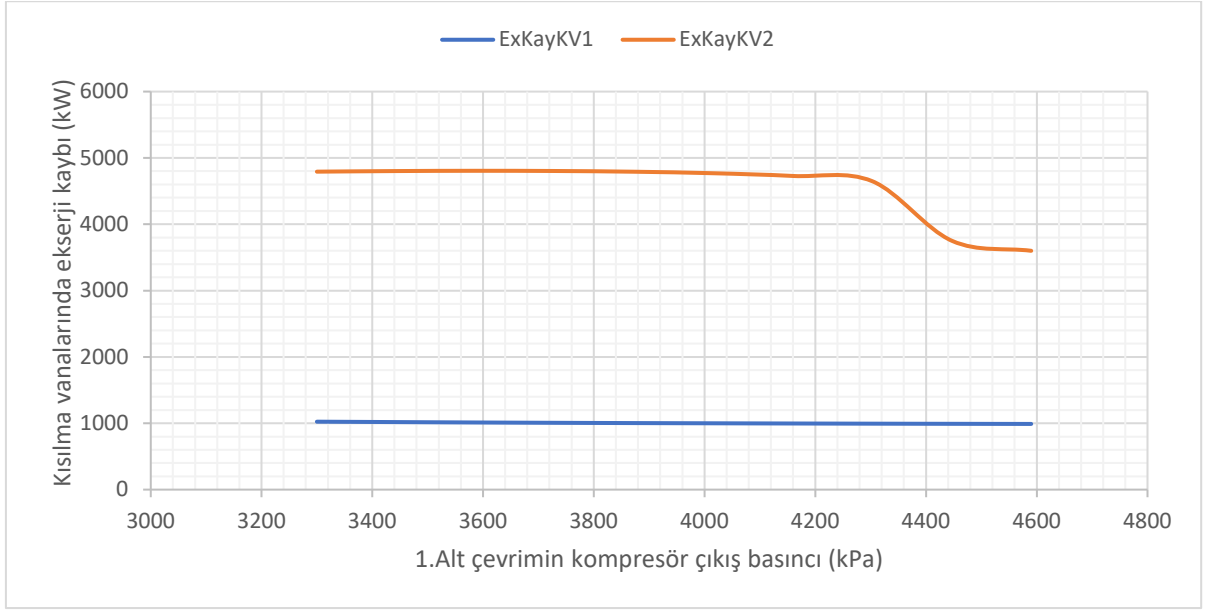


Şekil 24: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Evaporatörlerde Ekserji Kaybı Değişimi

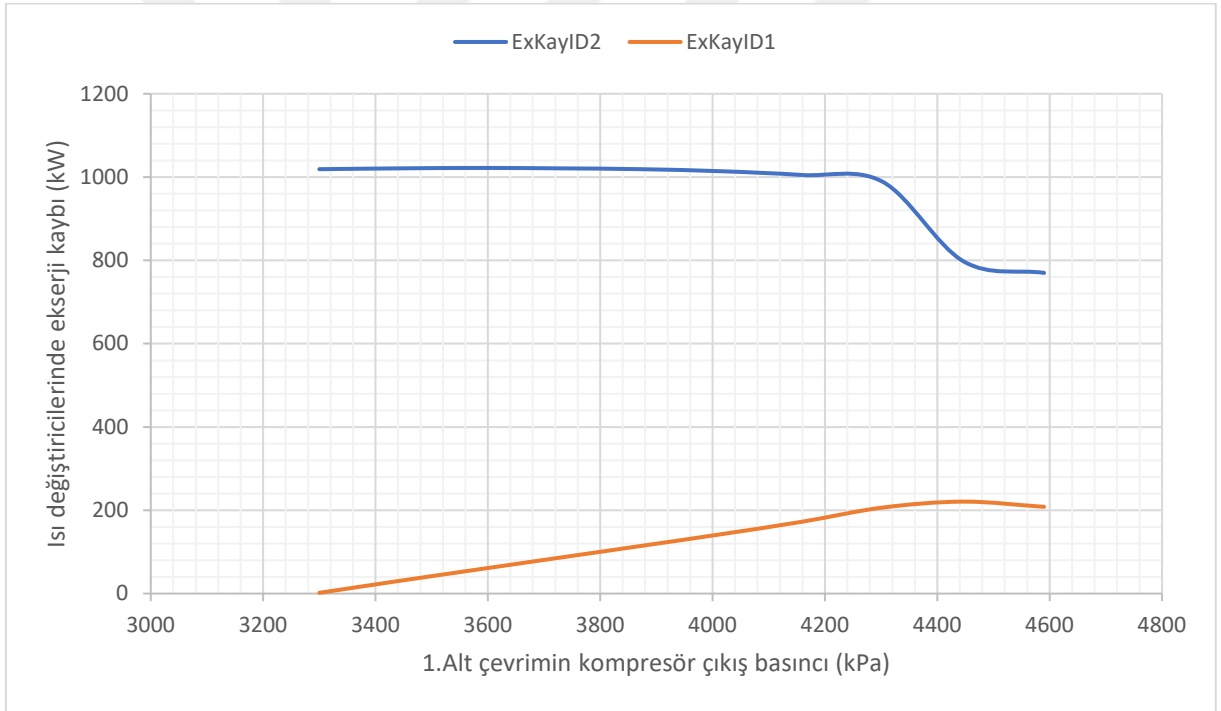


Şekil 25: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Kompresörlerde Ekserji Kaybı Değişimi

Şekil 26’da 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncına göre kısılma vanalarında ekserji kaybı değişimi verilmiştir. 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa’dan 4590 kPa’ya çıkarıldığında kısılma vanası 2’de %20 civarında ekserji kaybında düşüş olmakta ancak kısılma vanası 1’de ekserji kaybı hemen hemen sabit kalmaktadır.

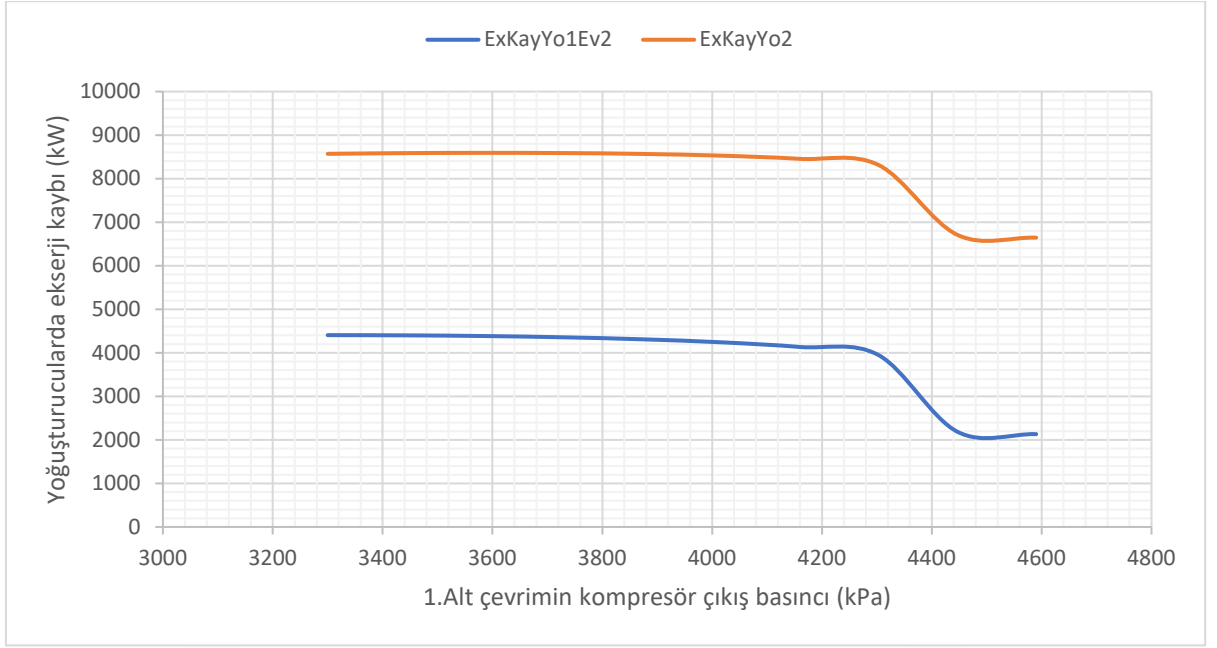


Şekil 26: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Kısılma Vanalarında Ekserji Kaybı Değişimi

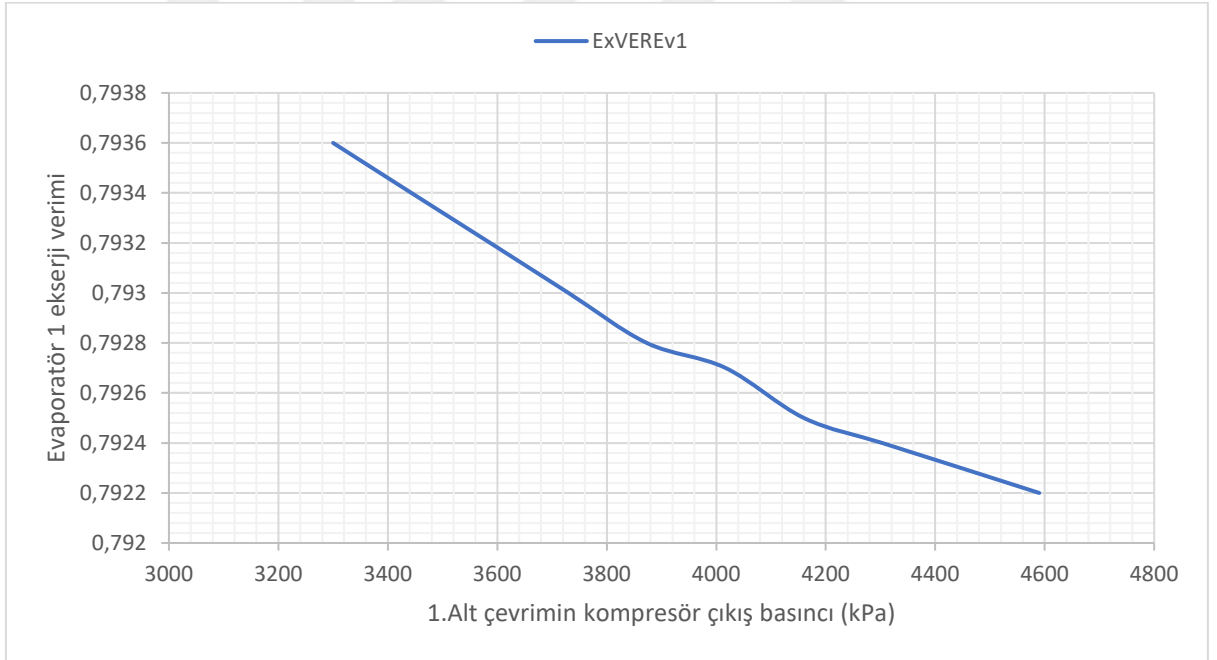


Şekil 27: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Isı Değiştiricilerinde Ekserji Kaybı Değişimi

Şekil 27’de 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncına göre ısı değiştiricilerinde ekserji kaybı değişimi verilmiştir. 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa’dan 4590 kPa’ya çıkarıldığında ısı değiştiricisi 1’de ekserji kaybında artış olmakta ancak ısı değiştiricisi 2’de 4300 kPa’ya ekserji kaybı hemen hemen sabit kalmakta daha sonra düşmektedir.



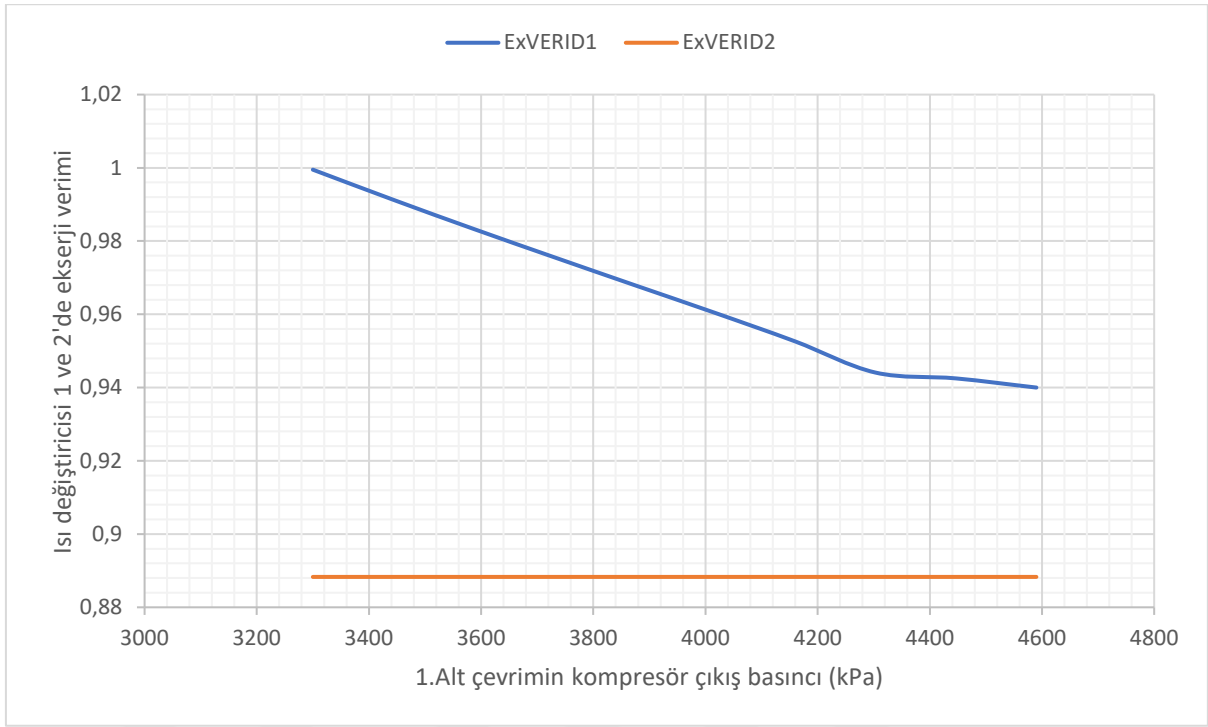
Şekil 28: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Yoğuşturucularda Ekserji Kaybı Değişimi



Şekil 29: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Evaporatör1 Ekserji Verimi Değişimi

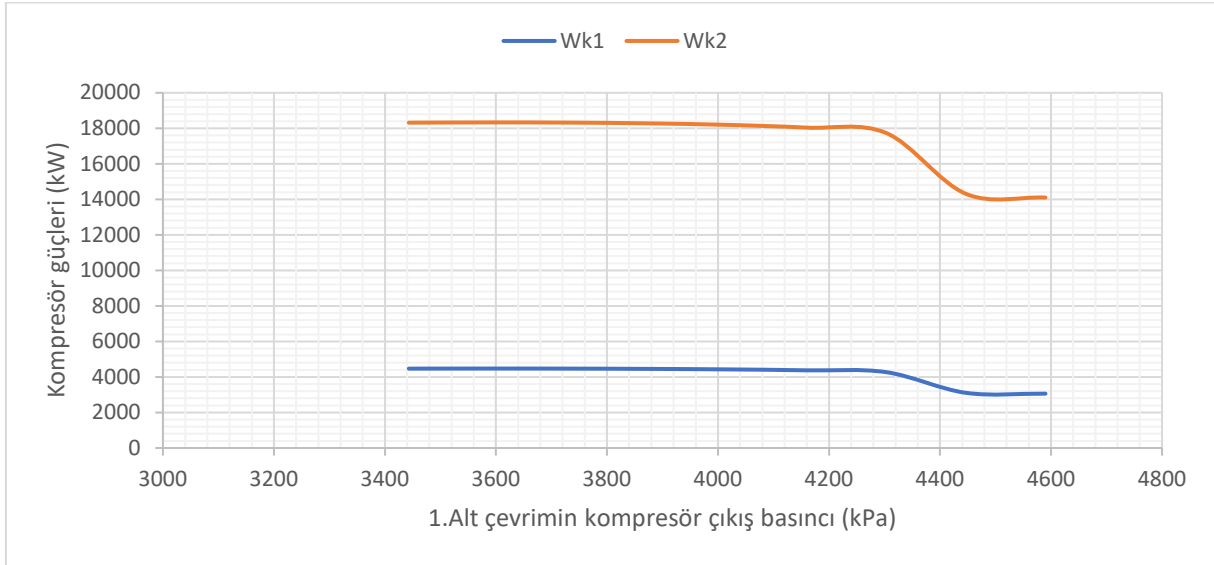
Şekil 28’de 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncına göre yoğuşturucularda ekserji kaybı değişimi verilmiştir. 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa’dan 4590 kPa’ya çıkarıldığında ısı değiştiricisi 1 ve 2’de ekserji kaybı 4300 kPa’ya kadar hemen hemen sabit kalmakta ancak daha sonra düşmektedir.

Şekil 29’da 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncına göre evaporatör 1’de ekserji kaybı değişimi verilmiştir. 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa’dan 4590 kPa’ya çıkarıldığında %0.2 civarında düşmektedir.



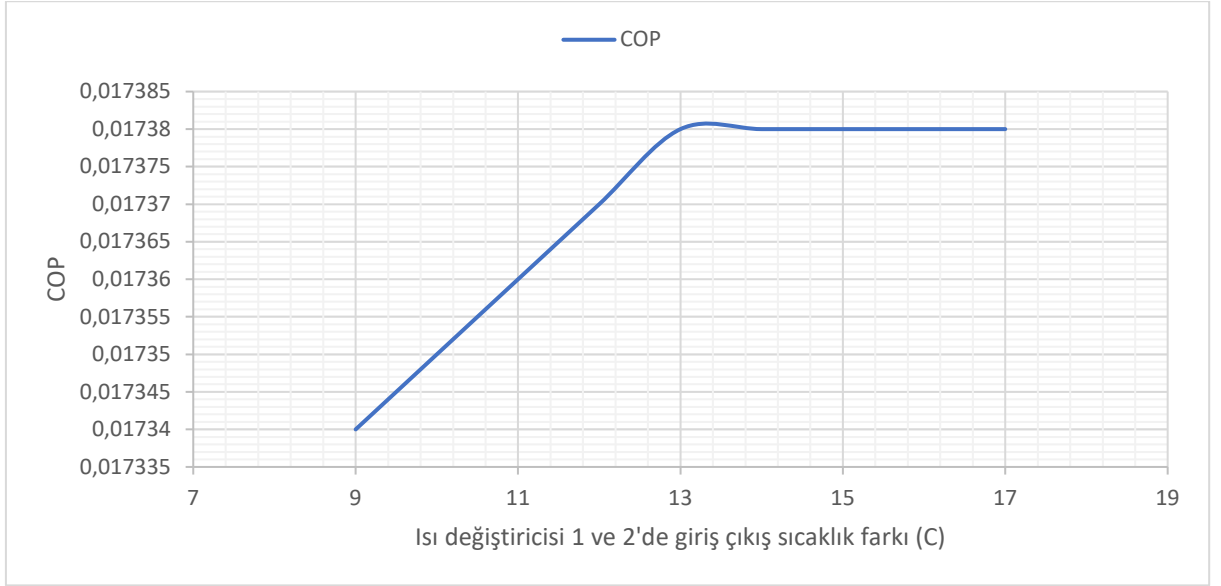
Şekil 30: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Ekserji Verimi Değişimi

Şekil 30'da 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncına göre ısı değiştiricisi 1 ve 2'de ekserji verimi değişimi verilmiştir. 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa'dan 4590 kPa'ya çıkarıldığında ısı değiştiricisi 2'de ekserji verimi sabit kalmakta ancak ısı değiştiricisi 1'de ekserji verimi %5 civarında düşmektedir.



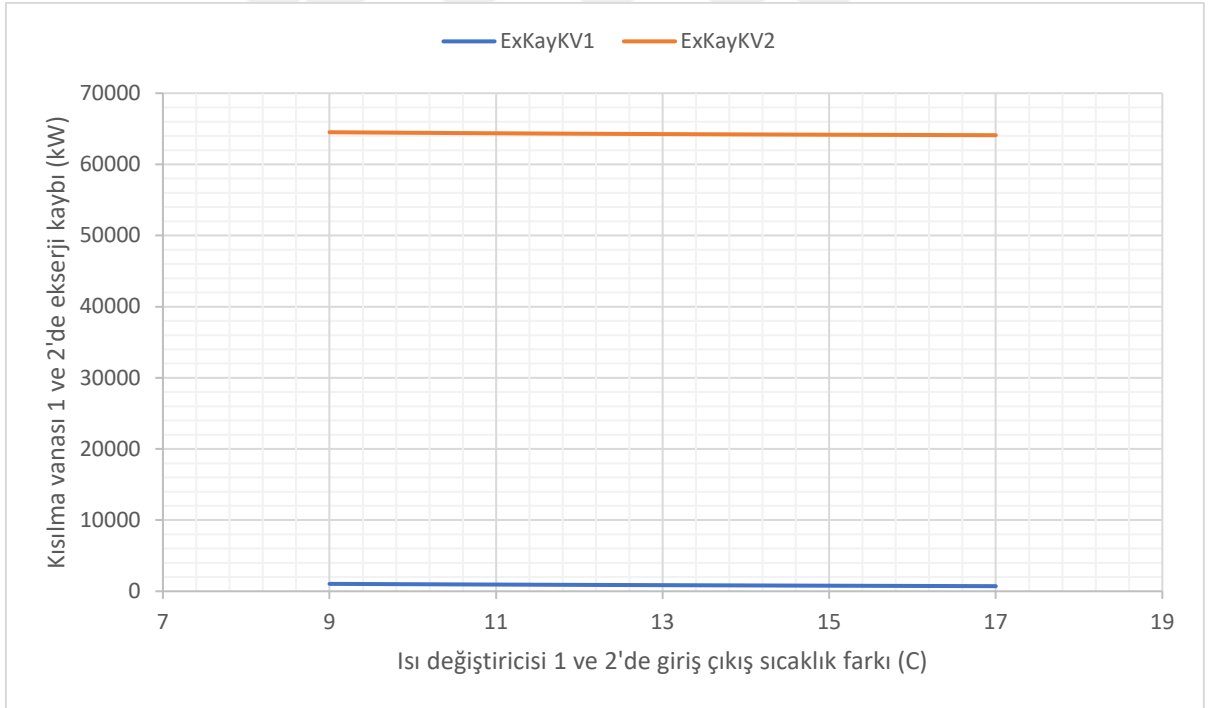
Şekil 31: 1. Alt Çevrimin Kompresör Çıkış Basıncına Göre Kompresör Güçleri Değişimi

Şekil 31'de 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncına göre kompresör güçleri değişimi verilmiştir. 1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa'dan 4300 kPa'ya sabit kalmakta daha sonra düşmektedir.



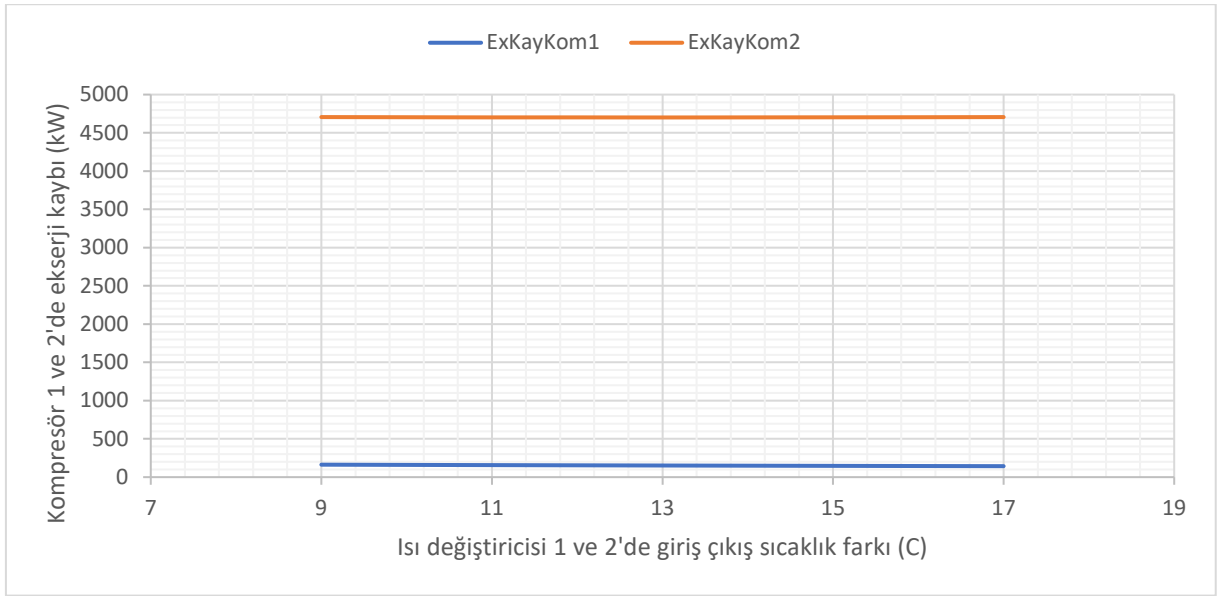
Şekil 32: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre COP Değişimi

Şekil 32’de ısı değiştiricisi 1 ve 2'de giriş çıkış sıcaklık farkına göre COP değişimi verilmiştir. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma çıkarıldığında çok küçük miktarda COP artmakta ancak ciddi etki yapamamaktadır.



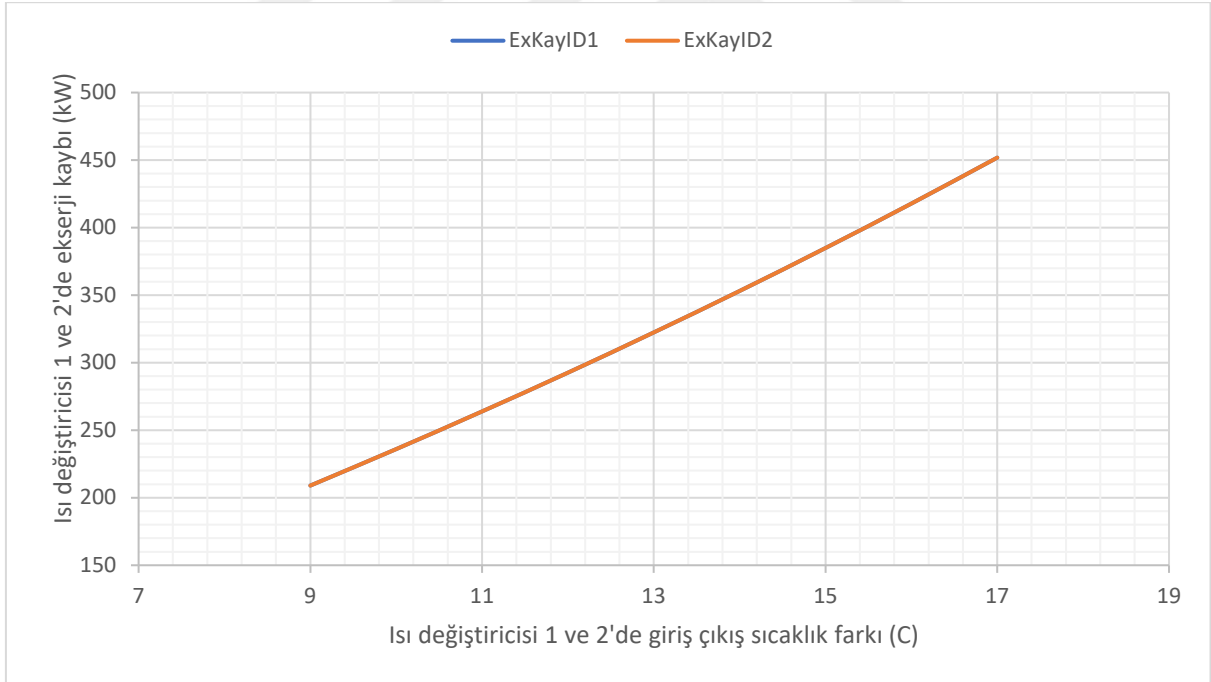
Şekil 33: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Kısılma Vanası 1 ve 2'de Ekserji Kaybı Değişimi

Şekil 33’te ısı değiştiricisi 1 ve 2'de giriş çıkış sıcaklık farkına göre kısılma vanası 1 ve 2'de ekserji kaybı değişimi verilmiştir. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma çıkarıldığında kısılma vanası 1 ve 2'de ekserji kaybı değişimi yapamamaktadır.



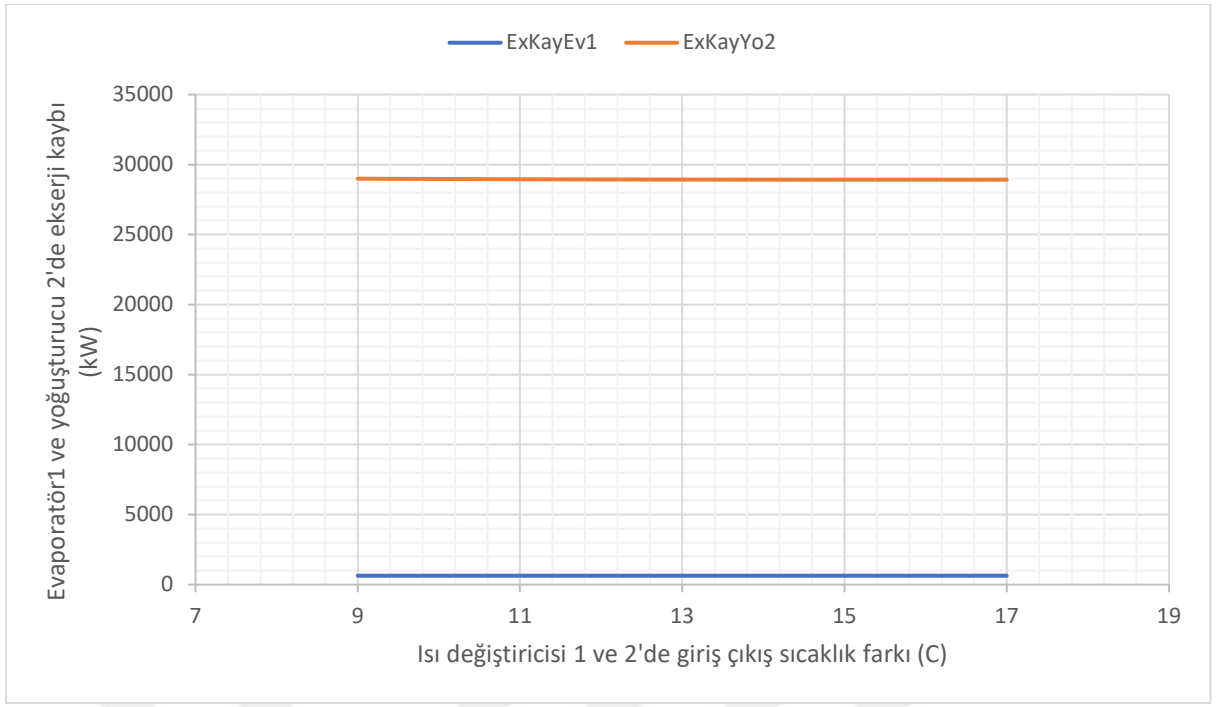
Şekil 34: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Kompresör 1 ve 2'de Ekserji Kaybı Değişimi

Şekil 34'te ısı değiştiricisi 1 ve 2'de giriş çıkış sıcaklık farkına göre kompresör 1 ve 2'de ekserji kaybı değişimi verilmiştir. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma çıkarıldığında kompresör 1 ve 2'de ekserji kaybı değişimi olmamaktadır.



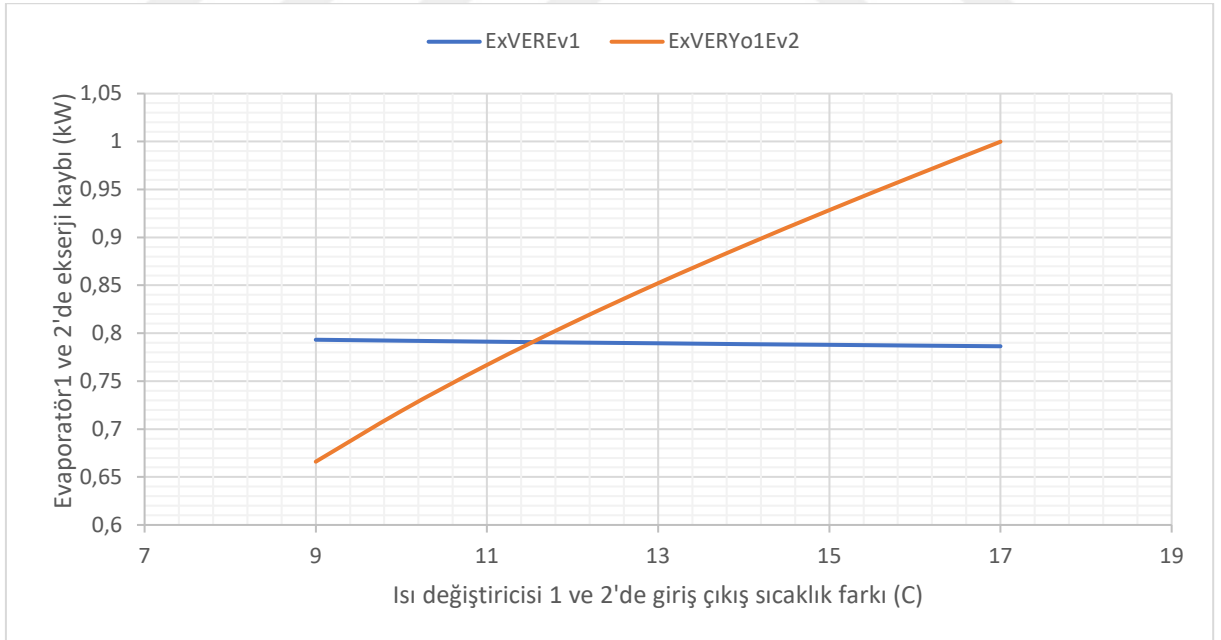
Şekil 35: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Ekserji Kaybı Değişimi

Şekil 35'te ısı değiştiricisi 1 ve 2'de giriş çıkış sıcaklık farkına göre ısı değiştiricisi 1 ve 2'de ekserji kaybı değişimi verilmiştir. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma çıkarıldığında ısı değiştiricisi 1 ve 2'de ekserji kaybında %100'ün üzerinde artış olmaktadır.



Şekil 36: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Evaporatör 1 ve Yoğuşturucu 2'de Ekserji Kaybı Değişimi

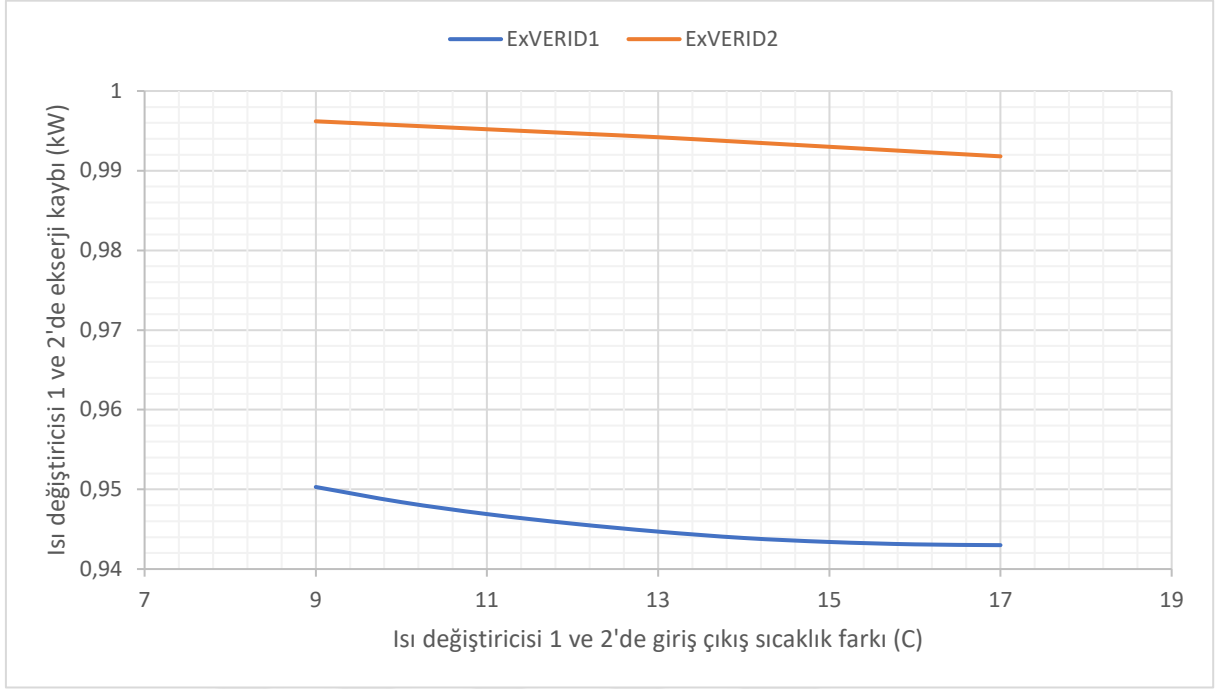
Şekil 36'da ısı değiştiricisi 1 ve 2'de giriş çıkış sıcaklık farkına göre evaporatör 1 ve yoğuşturucu 2'de ekserji kaybı değişimi verilmiştir. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma çıkarıldığında evaporatör 1 ve yoğuşturucu 2'de ekserji kaybı değişimi olmamaktadır.



Şekil 37: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Evaporatör 1 ve 2'de Ekserji Kaybı Değişimi

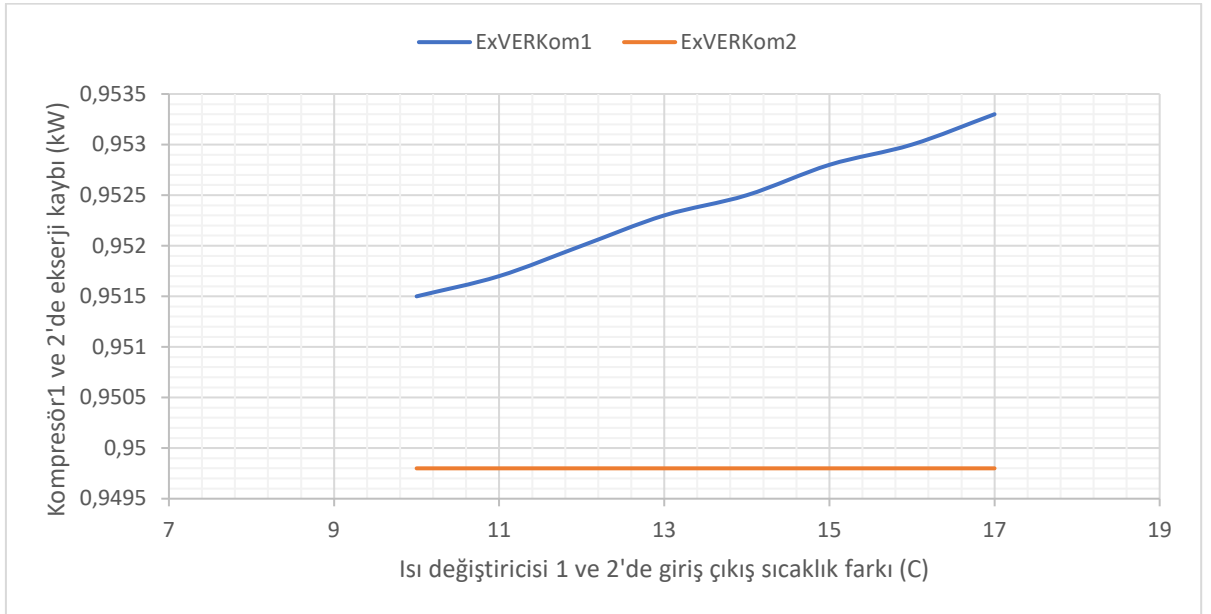
Şekil 37'de ısı değiştiricisi 1 ve 2'de giriş çıkış sıcaklık farkına göre evaporatör 1 ve 2'de ekserji kaybı değişimi verilmiştir. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma

çıkarıldığında evaporatör 1’de ve yoğuşturucu 2’de ise çok cüzi bir ekserji kaybı değişimi olmaktadır.



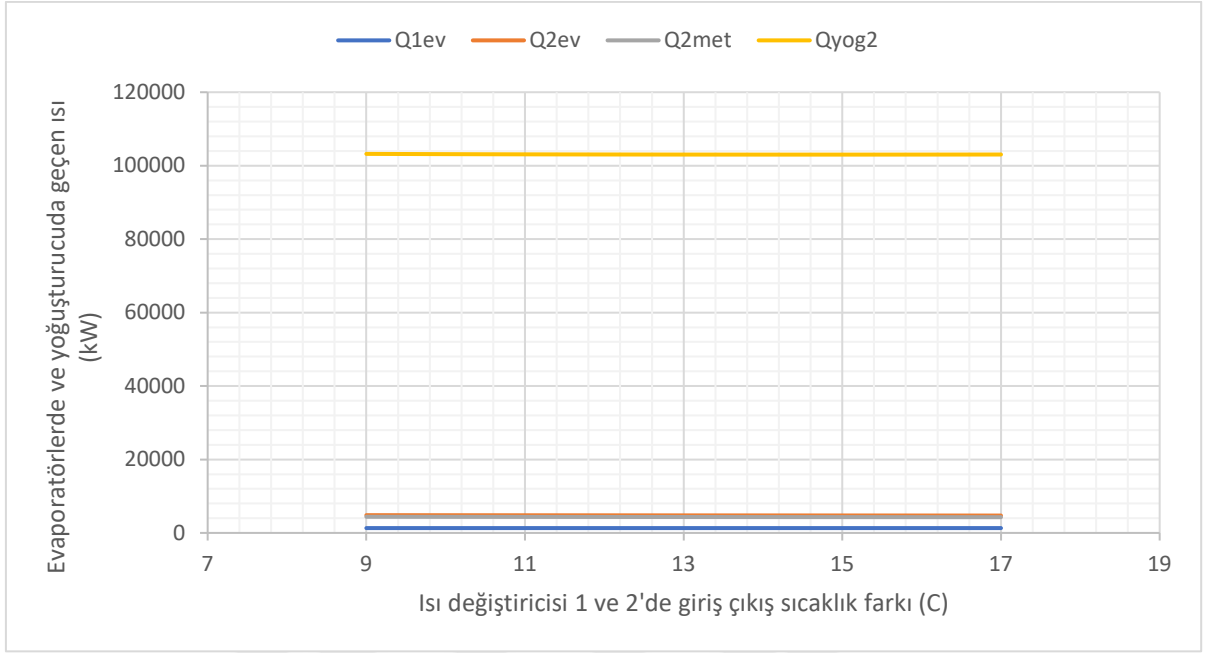
Şekil 38: Isı Değiştiricisi 1 ve 2’de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Isı Değiştiricisi 1 ve 2’de Ekserji Kaybı Değişimi

Şekil 38’de ısı değiştiricisi 1 ve 2’de giriş çıkış sıcaklık farkına göre ısı değiştiricisi 1 ve 2’de ekserji kaybı değişimi verilmiştir. Isı değiştiricisi 1 ve 2’de 9 ⁰C’den 17 ⁰C’ye soğutma çıkarıldığında ısı değiştiricisi 1 ve 2’de ise çok cüzi bir ekserji kaybı azalması olmaktadır.



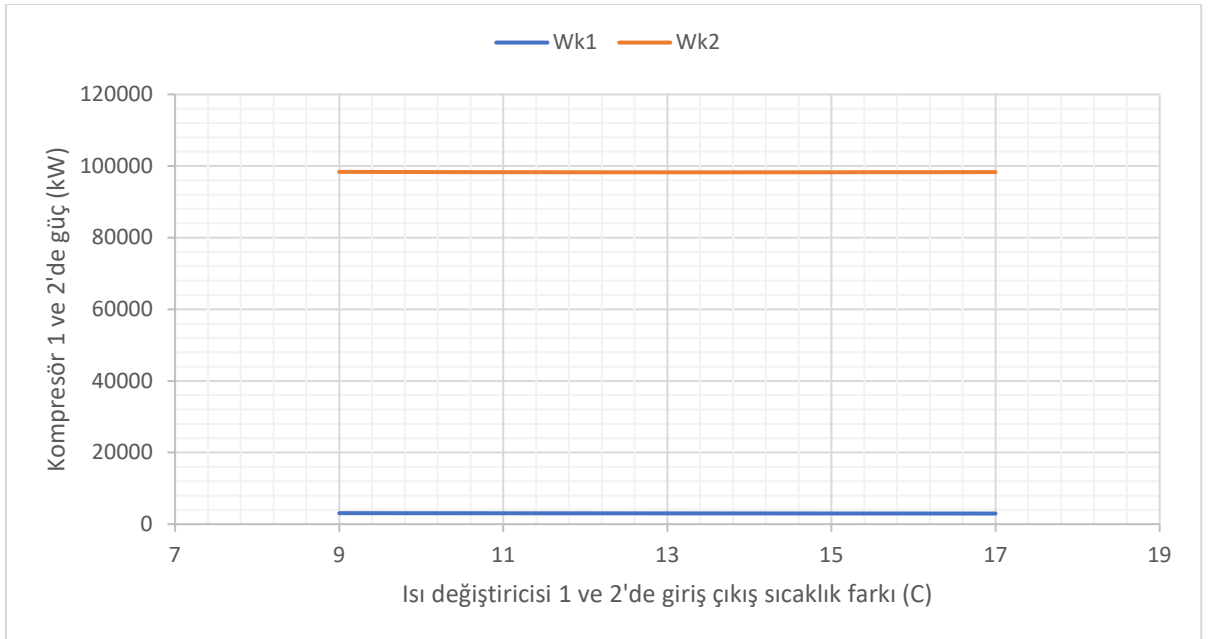
Şekil 39: Isı Değiştiricisi 1 ve 2’de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Kompresör1 ve 2’de Ekserji Kaybı Değişimi

Şekil 39’da ısı değiştiricisi 1 ve 2’de giriş çıkış sıcaklık farkına göre kompresör 1 ve 2’de ekserji kaybı değişimi verilmiştir. Isı değiştiricisi 1 ve 2’de 9 °C’den 17 °C’ye soğutma çıkarıldığında kompresör 1 ve 2’de ise çok cüzi bir ekserji kaybı değişimi olmaktadır.



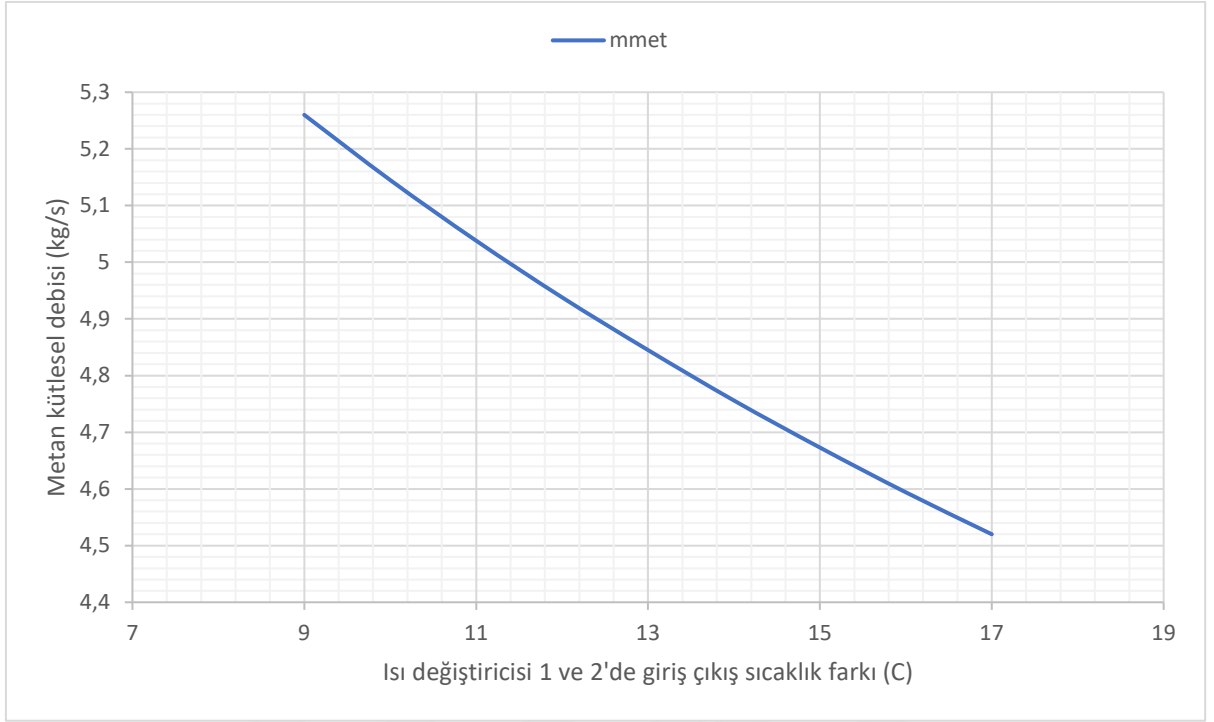
Şekil 40: Isı Değiştiricisi 1 ve 2’de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Evaporatörlerde ve Yoğuşturucuda Geçen Isının Değişimi

Şekil 40’ta ısı değiştiricisi 1 ve 2’de giriş çıkış sıcaklık farkına göre evaporatörlerde ve yoğuşturucuda geçen ısının değişimi verilmiştir. Isı değiştiricisi 1 ve 2’de 9 °C’den 17 °C’ye soğutma çıkarıldığında evaporatörlerde ve yoğuşturucuda geçen ısıda ise çok cüzi bir ısı değişimi olmaktadır.



Şekil 41: Isı Değiştiricisi 1 ve 2’de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Kompresör 1 ve 2’de Güç Değişimi

Şekil 41’de ısı değıştiricisi 1 ve 2’de giriş çıkış sıcaklık farkına göre kompresör 1 ve 2’de güç değışimi verilmiştir. Isı değıştiricisi 1 ve 2’de 9 °C’den 17 °C’ye soğutma çıkarıldığında kompresör 1 ve 2’de güç değışimi olmamaktadır.



Şekil 42: Isı Değıştiricisi 1 ve 2’de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Metanın Kütleel Debisinin Değışimi

Şekil 42’de ısı değıştiricisi 1 ve 2’de giriş çıkış sıcaklık farkına göre kompresör 1 ve 2’de güç değışimi verilmiştir. Isı değıştiricisi 1 ve 2’de 9 °C’den 17 °C’ye soğutma çıkarıldığında metanın kütleel debisi %20 civarında azalmaktadır.



Şekil 43: Isı Değiştiricisi 1 ve 2'de Giriş Çıkış Sıcaklık Farkına Göre Toplam Kompresör Tüketimi Değişimi

Şekil 43'te ısı değiştiricisi 1 ve 2'de giriş çıkış sıcaklık farkına göre toplam kompresör tüketimi değişimi verilmiştir. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma çıkarıldığında toplam kompresör tüketimi %0.2 civarında düşmektedir.

Tablo 7'de sistemin kompresör basıncı ve ısı değiştiricileri sıcaklık farkına göre optimum çalışma şartlarının toplu gösterimi verilmiştir. Optimum çalışma şartlarında sıcaklık, basınç, entalpi, kütle, entropi, enerji, ekserji, ekserji kayıpları, ekserji verimleri, COP değeri, ve diğer özellikler verilmiştir.

1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa'dan 4590 kPa'ya çıkarıldığında sistemin ekserji kaybı azalmakta cihazların ekserji verimi artmakta ve COP değerleri artmaktadır. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma miktarı çıkarıldığında yani soğutma artırıldığında sistemin performansında cüzi de olsa iyileştirmeye yol açmaktadır. Bu iki iyileştirme metodu beraber uygulandığında sistemin optimum performans değerleri elde edilmektedir. COP değeri 0.078'den 0.1164'de kadar çıkmaktadır. Sistem 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncından etkilenmektedir. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma miktarının çıkarılması sistem performansına az miktarda etki etmektedir.

Tablo 7: Sistemin Kompresör Basıncı ve Isı Değiştiricileri Sıcaklık Farkına Göre Optimum Çalışma Şartlarının Toplu Gösterimi

CEV1cik=4284 kW	ExKayEv1=637,8 kW	P0=100 kPa	T0=0 °C
CEV1gir=4284 kW	ExKayID1=202,3 kW	P1=80 kPa	T0K=273,2 K
CEV2cik=16874 kW	ExKayID2=526,2 kW	P10=4590 kPa	T1=84,86 C
CEV2gir=16874 kW	ExKayKom1=143,4 kW	P11=80 kPa	T10=-101 C
CEVTUMcik=16874 kW	ExKayKom2=463,5 kW	P12=80 kPa	T11=-164,3 C
CEVTUMgir=16874 kW	ExKayKV1=717,3 kW	P13=400 kPa	T12=-154,3 C
COP=0,1164	ExKayKV2=2616 kW	P14=400 kPa	T13=20 C
En1=3589 kW	ExKayYo1Ev2=2289 kW	P15=400 kPa	T14=-82 C
En10=-2793 kW	ExKayYo2=6118 kW	P2=3800 kPa	T15=-157 C
En11=-2793 kW	ExVEREv1=0,7864	P3=3800 kPa	T2=306,6 C
En12=-1478 kW	ExVERID1=0,943	P4=3800 kPa	T3=30 C
En13=81,95 kW	ExVERID2=0,9095	P5=80 kPa	T4=13 C
En14=-362,4 kW	ExVERKom1=0,9533	P6=80 kPa	T5=-92,85 C
En15=-1677 kW	ExVERKom2=0,9621	P7=4590 kPa	T6=-82,85 C
En2=15735 kW	ExVERYo1Ev2=0,6119	P8=80 kPa	T7=-84 C
En3=-1139 kW	h0eta=-44,64 kJ/kg	P9=4590 kPa	T8=-101,6 C
En4=-7645 kW	h0met=-56,11 kJ/kg	Q1ev=1315 kW	T9=188,5 C
En5=-7645 kW	h1=110,8 kJ/kg	Q2ev=4728 kW	Tr=17
En6=-2918 kW	h10=-674 kJ/kg	Q2met=4284 kW	Wk1=2969 kW
En7=-2288 kW	h11=-674 kJ/kg	Qyog2=16874 kW	Wk2=12146 kW
En8=-973,4 kW	h12=-383,1 kJ/kg	s0eta=-0,1503 kJ/kgK	Wks1=2731 kW
En9=1995 kW	h13=-15,13 kJ/kg	s0met=-0,1887 kJ/kgK	Wktop=15114
Ex1=89,65 kW	h14=-237,3 kJ/kg	s1=0,4045 kJ/kgK	
Ex10=3246 kW	h15=-894,8 kJ/kg	s10=-5,081 kJ/kgK	
Ex11=2529 kW	h2=636,8 kJ/kg	s11=-4,5 kJ/kgK	
Ex12=555,5 kW	h2s=594,7 kJ/kg	s12=-1,836 kJ/kgK	
Ex13=393,6 kW	h3=-93,96 kJ/kg	s13=-0,7591 kJ/kgK	
Ex14=457,5 kW	h4=-375,7 kJ/kg	s14=-1,69 kJ/kgK	
Ex15=1793 kW	h5=-375,7 kJ/kg	s15=-6,542 kJ/kgK	
Ex2=11772 kW	h6=-171 kJ/kg	s2=0,4779 kJ/kgK	
Ex3=5654 kW	h7=-562,4 kJ/kg	s2s=0,4045 kJ/kgK	
Ex4=5197 kW	h8=-271,5 kJ/kg	s3=-1,227 kJ/kgK	
Ex5=2581 kW	h9=385,3 kJ/kg	s4=-2,186 kJ/kgK	
Ex6=159,2 kW	h9s=332,8 kJ/kg	s5=-1,772 kJ/kgK	
Ex7=2993 kW	mdg=2 kg/s	s6=-0,6381 kJ/kgK	
Ex8=99,88 kW	meta=23,09 kg/s	s7=-4,467 kJ/kgK	
Ex9=2925 kW	mmet=4,52 kg/s	s8=-1,058 kJ/kgK	
		s9=-0,9419 kJ/kgK	
		s9s=-1,058 kJ/kgK	

SONUÇ, TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Sonuç olarak tezden önce yapılan yukarıdan ki araştırmada kriyojenik çevrimlerde ekserji analizi için gerekli bilgi ve denklemler ortaya çıkarılmıştır. Bu denklemlerde elde edilen veriler ışığında kriyojenik çevrimlerin ekserji analizi yapılarak performans analizi ve eğrileri çizilmiştir.

1. Alt çevrimin kompresör çıkış basıncı 3300 kPa'dan 4590 kPa'ya çıkarıldığında sistemin ekserji kaybı azalmakta cihazların ekserji verimi artmakta ve COP değerleri artmaktadır. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma miktarı çıkarıldığında yani soğutma artırıldığında sistemin performansında cüzi de olsa iyileştirmeye yol açmaktadır. Bu iki iyileştirme metodu beraber uygulandığında sistemin optimum performans değerleri elde edilmektedir. COP değeri 0.078'den 0.1164'de kadar çıkmaktadır. Sistem 1. alt çevrimin kompresör çıkış basıncından etkilenmektedir. Isı değiştiricisi 1 ve 2'de 9 °C'den 17 °C'ye soğutma miktarının çıkarılması sistem performansına az miktarda etki etmektedir.

KAYNAKÇA

- Akbulut, U., & Kıncay, O., (2006). Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde enerji ve ekserji analizi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı, (94), 24-32.
- Althouse, A. D., Turnquist, C. H., & Bracciano, A. F. (1979). *Modern refrigeration and air conditioning*. South Holland, IL: The Goodheart-Willcox Company Inc.
- Altun A., & Kilic M. (2020). Economic feasibility analysis with the parametric dynamic simulation of a single effect solar absorption cooling system for various climatic regions in Turkey. *Renewable Energy*, 152, 75-93.
- Arslan, R. (2023). *AA2024, AA6061, AA7075 Al alaşımlarına uygulanan sığ-kriyojenik ve yaşlandırma ısııl işlemlerin mikroyapı, sertlik ve doğal frekans özelliklerine etkilerinin incelenmesi* (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi. <https://tez.yok.gov.tr>
- Artar, H. (2010). *Akış özelliklerinin ejektör üzerindeki etkisinin incelenmesi* (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi. <https://tez.yok.gov.tr>
- Ataer, Ö. E., Tekin, Y., & Karabulut, H. (2003). V-tipi Stirling soğutucusunun termodinamik analizi. In *16. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı* (ss. 1–24).
- Atamtürk, F. A., & Küçük, M. S. (2019). Kendinden kademeli buzdolabı soğutma çevriminin termodinamik analizi. In *14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı* (ss. 305–313). İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.
- Atasbak, M., Keven, A., & Karaali, R. (2022). Exergy analyses of two and three stage cryogenic cycles. *Archives of Thermodynamics*, 32(1), 190–204. <https://doi.org/10.1515/arh-2022-0134>
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. (1996). *Thermal design and optimization*. New York, NY: John Wiley & Sons, Inc.
- Brunin, O., Feidt, M., & Hivet, B. (1997). Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression absorption heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 20(4), 308–318.
- Bulut, H. (2023). Soğutma ve klima tekniği. Harran Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü.
- Cımsıt, C., Öztürk, İ. T., & Hosöz, M. (2014). Buhar sıkıştırırmalı-absorbsiyonlu kaskad soğutma çevrimlerinin ikinci kanun analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34(2), 9–18.
- Çengel, A. Y., & Boles, M. A. (2012). *Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik* (A. Pınarbaşı, Çev. Ed.). Literatür Yayıncılık.
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2013). *Fluid mechanics: Fundamentals and applications* (3rd ed.). McGraw-Hill Education.
- Çetin, Y. E., & Aydın, O. (2015). Manyetik Ericsson soğutma çevriminin parametrik olarak incelenmesi. In *12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Soğutma Teknolojileri Sempozyumu Bildiriler Kitabı* (Cilt 2, ss. 1781–1788). İzmir.
- Devres, O. (2013). *Gıda güvenliği ve soğuk zincir*. İstanbul: İSKİD & Gıda Güvenliği Derneği Yayını, Nuromat Matbaacılık.

- Dinçer, İ., & Rosen, M. A. (2007). *Exergy: Energy, environment and sustainable development*. Oxford: Elsevier.
- Ezan, M. A., Yılcı, A., & Ekren, O. (2017). Numerical analysis of a near-room-temperature magnetic cooling system. *International Journal of Refrigeration*, 75, 262–275.
- Geldi, C. (2020). Soğutma sistemlerinde termodinamik çevrimlerin enerji ekonomisi bakımından incelenmesi. *European Journal of Engineering and Applied Sciences*, 3(1), 46–51.
- Girgin, İ., & Özgüç, A. F. (2009). Termoakustik soğutucu analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 8(2), 81–92.
- Halvaşı, B., & Gür, M. (2022). Çift katmanlı Joule-Thomson mikro kriyojenik soğutucu için ısı değiştirici geometrisinin optimizasyonu. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 188, 314–326.
- Karaağaç, M. O., Ergün, A., Arslan, O., & Kayfeci, M. (2022). Soğutma sistemlerinde fotovoltaiik termal modül destekli defrost uygulaması. İçide, Isı yönetim sistemleri el kitabı (ss 541-556).
- Karaali, R., & Öztürk, T. (2015). Thermoeconomic analyses of steam injected gas turbine cogeneration cycles. *Special Issue of the International Conference on Computational and Experimental Science and Engineering (ICCESEN 2014)*, 28(2-B).
- Karaali, R. (2016). Thermodynamic analysis of a cascade refrigeration system. *Special Issue of the 2nd International Conference on Computational and Experimental Science and Engineering (ICCESEN)*, 130, 1–6.
- Karaali R., & Keven, A. (2022). Giriş havası absorpsiyonlu soğutma etkilerinin temel kojenerasyon sistemlerinde ekserji analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 43,97-103.
- Karaçaylı, İ. (2022). Kriyojenik soğutma. *Soğutma Dünyası Dergisi*, (95), 36–40. <https://sogutmadunyasi.com/uygulama-kriyojenik-sogutma/>
- Kırmacı, V. (2017). Altı nozullu Vorteks tüpünün soğutma-ısıtma sıcaklık performanslarının deneysel olarak incelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 10(4), 377–381.
- Lebrun, P. (1969). An introduction to cryogenics. *Commission AI “Cryophysics and Cryoengineering” of the IIR, Accelerator Technology Department, CERN, Geneva, Switzerland*, 165–169.
- Özbek, O. (2020). *Tornalamada kriyojenik soğutma ve minimum miktarda yağlamanın kesici takım aşınması ve titreşimine etkilerinin araştırılması* (Yüksek lisans tezi). Yükseköğretim Kurulu Ulusal Tez Merkezi. <https://tez.yok.gov.tr>
- Özdemir, F., & Yaşar, E. (2021). Evaporatif ve sulu bir hava soğutma sisteminin termodinamik incelenmesi. *Soğutma Dünyası*, (91), 167–178.
- Özen, D. N., & Yağcıoğlu, K. Ç. (2019). LiBr-H₂O akışkan çiftini kullanan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için termodinamik ve ekserji analizi. *SciTech Journal*, (2), 135–145. <https://doi.org/10.15317/Scitech.2019.187>
- Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F., & Seher, D. (1983). An investigation of energy separation in a vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 26(3), 344–348.
- Şahin, E. (2014). *Hava soğutmalı bir güç santrali yoğunlaştırucusunun ısı model ve ölçümlerle doğrulaması* (Yüksek lisans tezi). İstanbul Üniversitesi, Enerji Enstitüsü.

- Şirin, Ş., Akıncıoğlu, S., & Gül, H. (2018). Kriyojenik işlem zamanının AISI 430 çeliğinin mekanik özelliklerine etkisi. *İleri Teknoloji Bilimleri Dergisi (Journal of Advanced Technology Sciences)*, 7(3), 66–71.
- Tailor, P. R., & Narayanhedkar, K. G. (1988). Thermodynamic analysis of the Stirling cycle. *Kriyojenik*, 28(1), 36–45.
- Tishin, A. M. (1990). Magnetocaloric effect in strong magnetic fields. *Cryogenics*, 30(2), 127–136.
- Tishin, A. M., & Spichkin, Y. I. (2003). *The magnetocaloric effect and its applications* (Series in Condensed Matter Physics). Institute of Physics Publishing.
- Uçan, N., & Çiçek, A. (2017). Talaşlı imalat süreçlerinde kriyojenik soğutma uygulamaları üzerine bir araştırma. In *Proceedings of the 5th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science (ISITES2017)* (pp. 259-265). Baku, Azerbaijan: Academic Platform.
- Uçkan, İ., & Yılmaz, T. (2011). Nem almalı bir soğutma sisteminin termodinamik analizi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 26(2), 119–128.
- URL-1, <https://www.muhendisiz.net/sogutma-yontemleri-ve-aciklamalari.html> (11.12.2013).
- URL-2, <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/> (13.12.2023).
- URL-3, <http://www.sogutmarehberi.com/buhar-jet-sogutma.html> (13.12.2023).
- URL-4, <https://tr.wikipedia.org/wiki/> (15.12.2023).
- URL-5, <https://www.ensim.com.tr/vana/vorteks-sogutucu-tup/> (19.12.2023).
- URL-6, <https://www.farken.com.tr/evaporatif-sogutma-ve-fabrika-serinletmeri> (27.12.2023).
- Ünal, Ş., Yılmaz, T., Cihan, E., & Büyükalaca, O. (2016). Ejektörlü klima sisteminde soğutma etkinliğinin kütleli debi oranı ile değişimi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 28(1), 61–76.
- Wang, B., Qiu, L., Sun, D., Liu, Y., & Wang, K. (2011). Study on energy flows in thermoacoustic engines utilizing two-temperature heat sources. *Energy Conversion and Management*, 52(2), 1066–1072.
- Wang, L., & Sun, D.-W. (2002d). Modelling vacuum cooling process of cooked meat—part 2: Mass and heat transfer of cooked meat under vacuum pressure. *International Journal of Refrigeration*, 25(7), 862–871.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., & Coşkun, S. (2013). *Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları* (3. baskı, ss. 30–32). Dora Yayıncılık.
- Yan, G., Hu, H., & Yu, J. (2015). Performance evaluation on an internal auto-cascade refrigeration cycle with mixture refrigerant R290/R600a. *Applied Thermal Engineering*, 75, 994–1000.
- Yıldız, Y. (2010). *Soğuk ve kriyojenik işlemli bakır elektrot ve berilyum-bakır alaşımı iş parçalarının elektro erozyon işleme performansına etkileri* (Doktora tezi). Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Yılmaz, C. (2019). Temel soğutma çevrimlerinin termodinamik analizi (Bölüm 11). Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü.

- Yılmaz, N., Yalçın, E., & Söğüt, M. Z. (2015, Nisan 8–11). Kriyojenik ve mekanik dondurma sistemlerinde donma sürelerinin gıda türüne bağlı karşılaştırmalı incelenmesi. *Ulusal Soğutma Teknolojileri Sempozyumu*, İzmir.
- Zhu, Z., Li, Y., & Sun, D.-W. (2018). Developments of mathematical models for simulating vacuum cooling processes for food products – A review. *Digital Library*, 59(5), 715–727.



ÖZ GEÇMİŞ

doğmuştur. İlk-okul, lise yıllarını Gümüşhane’de tamamladı. Lisans eğitimi Fırat Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği lisans eğitimi tamamladı.