

**T.C.
ISPARTA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**CO₂ AKIŞKANLI TRANSKRİTİK BİR GÜÇ ÇEVİRİMİNİN
TERMODİNAMİK ANALİZİ**

Volkan CEYLAN

**Danışman
Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR**

ISPARTA - 2022



© 2022 [Volkan CEYLAN]

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	i
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. İdeal Rankine Çevrimi	2
1.2. Rankine Çevriminin Isıl Verimin Arttırılma Yöntemleri	4
1.2.1. Ara kızdırmalı Rankine çevrimi	4
1.2.2. Ara kademede buhar alarak besi suyunun ısıtılması	6
1.2.3. Rejeneratörlü Rankine çevrimi	7
1.2.4. Kritiküstü basınçlarda çalışma	9
1.3. Süperkritik Rankine Çevrimi	10
1.3.1. Süperkritik Rankine çevriminin bileşenleri	12
1.3.1.1. Pompa	12
1.3.1.2. Kazan	12
1.3.1.3. Türbin	12
1.3.1.4. Kondenser (Yoğusturucu)	13
1.3.1.5. Rejeneratör	13
1.4. Süperkritik Rankine Çevriminde İş Akışkan Olarak CO ₂ 'in Tercih Edilme Sebepleri	13
1.4.1. CO ₂ akışkanının çevresel özellikleri	15
1.4.2. CO ₂ akışkanının güvenilirliği	17
1.4.3. CO ₂ akışkanının termofiziksel özellikleri	18
1.4.4. CO ₂ akışkanının maliyeti	20
1.5. Buhar Türbini	20
1.6. Karbondioksit (CO ₂) Türbini	22
2. KAYNAK ÖZETLERİ	27
3. MATERYAL VE YÖNTEM	34
3.1. Enerji ve Ekserji Analizi	34
3.1.1. Termodinamiğin birinci yasa analizi	34
3.1.2. Termodinamiğin ikinci yasa analizi	35
3.2. Ekserji Kavramı	39
3.2.1. Ekserji çeşitleri	41
3.2.1.1. Fiziksel ekserji	41
3.2.1.2. Kimyasal ekserji	41
3.2.1.3. Standart kimyasal ekserji	42
3.2.1.4. Isıl ekserji	42
3.2.1.5. İş ekserjisi	42
3.2.1.6. Isı transferinin ekserjisi	42
3.3. Çevrimin Birinci Yasa Analizi	43
3.3.1. Pompa birinci yasa analizi	44
3.3.2. Kazan birinci yasa analizi	45
3.3.3. Türbin birinci yasa analizi	46
3.3.4. Kondenser birinci yasa analizi	47

3.3.5. Rejeneratör birinci yasa analizi	48
3.3.6. Çevriminin ısı verimi	49
3.4. Çevrimin Ekserji (İkinci Yasa) Analizi.....	49
3.4.1. Pompa ekserji analizi	49
3.4.2. Kazan ekserji analizi	51
3.4.3. Türbin ekserji analizi.....	52
3.4.4. Kondenser ekserji analizi	54
3.4.5. Rejeneratör ekserji analizi.....	55
3.4.6. Çevrimin toplam tersinmezliği ve toplam verimi	56
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	57
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	65
KAYNAKLAR	68
ÖZGEÇMİŞ	72



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

CO₂ AKIŞKANLI TRANSKRİTİK BİR GÜÇ ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Volkan CEYLAN

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR

Enerji talebinin her geçen gün artmakta olduğu dünyamızda bu ihtiyaçları karşılamak için teknolojiyi geliştirme çabaları da devam etmektedir. Bu teknolojik gelişmelerin neticesinde güç üreten tesislerin önemli elemanlarından birisi olan ultrasüperkritik buhar türbinleri belirli parametrelere kadar ticari olarak üretilmektedir. Türbin giriş sıcaklık ve basınçlarının yükselmesi, termodinamik ilkeler gereği, daha yüksek güç üretim verimi anlamına gelmektedir. Daha yüksek verim de termik santrallerde, daha düşük emisyonların elde edilmesini sağlamaktadır. Türbin veriminin artırılması için yüksek sıcaklık ve basınçlara ulaşıldığında, buharı türbini ve kanatçıklarında kullanılan çelik malzemelerin mukavemetinde görülen ani azalmadan dolayı akma ve deforme olmaktadır. Türbin malzemeleri değiştirip dayanıklı malzemeler kullanılmak istenildiğinde türbin ebatları ve maliyetleri artmaktadır. Bu sebeple aynı türbin giriş şartlarında, su buharına kıyasla daha yüksek yoğunluğa sahip olan bir çevrim akışkanına ihtiyaç vardır. Tüm faktörler kıyaslandığında en makul çözümün çevrim akışkanı olarak karbondioksit (CO₂) tercih edilmesidir. Böylelikle türbin ebatları küçülmekle kalmayıp maliyet azalacak ve verim artacaktır.

Bu çalışmada, CO₂ akışkanlı ultrasüperkritik bir Rankine güç çevriminin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Çevrimin analizi Engineering Equation Solver (EES) adlı bilgisayar programı ortamında hesaplanmıştır. Farklı çevrim parametreleri için çevrimin verimliliği, parametrik analizler yardımıyla belirlenmiştir. Maksimum türbin giriş basınç ve sıcaklıkta çevrimin enerji verimi % 45.63, ekserji verimi % 45.64 ve türbin gücü 26424 kW olarak hesaplanmıştır. Güç çevrimlerinde, CO₂ türbinlerinin kullanımının sağladığı faydalar değerlendirilmiştir. CO₂ türbinlerinin geleceği ve termik santrallerde elde edilebilecek kazanımlar tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ekserji, Enerji, Rankine, Ultrasüperkritik, Transkritik Karbondioksit (CO₂), Türbin

2022, 72 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A TRANSCRITICAL POWER CYCLE USING CO₂

Volkan CEYLAN

**Isparta University of Applied Sciences
The Institute of Graduate Education
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR

In our world where energy demand is increasing day by day, efforts to develop technology to meet these needs continue, too. As a result of these technological developments, ultra-supercritical steam turbines, which are one of the important elements of power generating plants, are commercially produced up to certain parameters. By thermodynamic principles, increase in inlet temperature and pressure of turbine means higher power production efficiency. Higher efficiency also provides lower emissions in thermal power plants. When high temperatures and pressures are reached to increase turbine efficiency, due to the sudden reduction in the endurance of the steel materials used in vapor turbine and winglets leakage and deformation occurs. When it is demanded that turbine materials are replaced by durable materials, turbine sizes and costs increase. Therefore, there is a need for a cycle fluid with higher density when compared to the water vapor in the same turbine inlet conditions. When all factors are compared, the most reasonable solution is to prefer CO₂ as the cycle fluid. So that the turbine sizes will not only be reduced, but also the cost will decrease and the efficiency will increase.

In this study, thermodynamic analysis of an ultrasupercritical Rankine power cycle with CO₂ fluid is performed. The analysis of the cycle was calculated in the computer program environment called Engineering Equation Solver (EES). The efficiency of the cycle for different cycle parameters was determined with the help of parametric analysis. The energy efficiency of the cycle at maximum turbine inlet pressure and temperature was calculated as 45.63%, exergy efficiency 45.64% and turbine power 26424 kW. The benefits of using CO₂ turbines in power cycles are evaluated. The future of CO₂ turbines and the gains that can be obtained in thermal power plants are discussed.

Key Words: Exergy, Energy, Rankine, Ultrasupercritical, Transcritical carbon dioxide (CO₂), Turbine

2022, 72 pages

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimine başlamamda katkısı bulunan, tezimi hazırlarken beni yönlendiren, karşılaştığım zorlukları mesai kavramı gözetmeksizin engin bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli Danışman Hocam Prof. Dr. Arif Emre ÖZGÜR'e sonsuz teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Bugüne kadar maddi manevi desteklerini esirgemeyen, sonsuz anlayışları ve göstermiş oldukları karşılıksız sevgi için kıymetli aileme minnetlerimi ve teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak bu süreçte beni her zaman yapabildiğinin en iyisini yaparak, tezimin tamamlanması için en az benim kadar heyecanlanan sevgili eşim Çiğdem CEYLAN'a gösterdiği sonsuz anlayış ve yardımları için şükranlarımı sunar, teşekkür ederim.

Volkan CEYLAN
ISPARTA, 2022

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. İdeal Rankine çevrimi tesisat şeması	3
Şekil 1.2. İdeal Rankine çevrimi T-s diyagramı	3
Şekil 1.3. İdeal bir ara kızdırmalı Rankine çevriminin tesisat şeması	5
Şekil 1.4. İdeal bir ara kızdırmalı Rankine çevrimi T-s diyagramı.....	6
Şekil 1.5. Ara buhar almalı bir santralin tesisat şeması	7
Şekil 1.6. Rejeneratörlü Rankine çevrimine ait basit tesisat şeması	8
Şekil 1.7. Rejeneratörlü Rankine çevrimi T-s diyagramı.....	8
Şekil 1.8. Suyun T-v diyagramı ve hal bölgeleri.....	9
Şekil 1.9. Süperkritik Rankine çevrimi T-s diyagramı	10
Şekil 1.10. Gelişen buhar ve malzeme koşullarının tarihsel süreci.....	11
Şekil 1.11. CO ₂ türbinli süperkritik Rankine çevrimi T-s diyagramı	15
Şekil 1.12. CO ₂ faz diyagramı.....	18
Şekil 1.13. CO ₂ P-h diyagramı	19
Şekil 1.14. Buhar türbini resmi	21
Şekil 1.15. Buhar türbin kanatçıkları	22
Şekil 1.16. CO ₂ türbini resmi	23
Şekil 1.17. Buhar türbini ile sCO ₂ türbini arasındaki ebat farkı	23
Şekil 1.18. Süperkritik CO ₂ türbinleri ile helyum ve buhar türbinlerinin temsili boyut farkları.....	24
Şekil 1.19. Doosan Skoda Power tarafından üretilen buhar türbini modelleri.....	26
Şekil 3.1. CO ₂ akışkanlı transkritik bir güç çevriminin çevrimi tesisat şeması	44
Şekil 3.2. Pompa şematik resmi	45
Şekil 3.3. Kazan şematik resmi	46
Şekil 3.4. Türbin şematik resmi	47
Şekil 3.5. Kondenser şematik resmi	47
Şekil 3.6. Rejeneratör şematik resmi.....	48
Şekil 3.7. Pompa şematik resmi (ikinci yasa analizi).....	50
Şekil 3.8. Kazan şematik resmi (ikinci yasa analizi)	51
Şekil 3.9. Türbin şematik resmi (ikinci yasa analizi).....	52
Şekil 3.10. Kondenser şematik resmi (ikinci yasa analizi)	54
Şekil 3.11. Rejeneratör şematik resmi (ikinci yasa analizi)	55
Şekil 4.1. CO ₂ akışkanlı süperkritik Rankine güç çevrimi için türbin giriş basıncı ile çevrimin enerji ve ekserji verimi değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 650^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$).....	57
Şekil 4.2. CO ₂ akışkanlı süperkritik Rankine güç çevrimi için türbin giriş basıncı ile çevrimin enerji ve ekserji verimi değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 700^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$).....	58
Şekil 4.3. CO ₂ akışkanlı ultrasüperkritik Rankine güç çevrimi için türbin giriş basıncı ile çevrimin enerji ve ekserji verimi değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 750^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)	59
Şekil 4.4. Türbin giriş sıcaklığı ile çevrimin enerji ve ekserji verimi değerlerinin değişimi ($P_4 = 30$ MPa, $P_1 = 6.434$ MPa, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$) ...	61
Şekil 4.5. Türbin giriş sıcaklığının artışı ile türbin çıkışındaki CO ₂ sıcaklığının ve rejeneratör etkinliğinin değişimleri ($P_4 = 30$ MPa, $P_1 = 6.434$ MPa, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)	62
Şekil 4.6. Türbin giriş sıcaklığına göre rejeneratör etkinliğinin değişimi ($P_4 = 30$ MPa, $P_1 = 6.434$ MPa ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)	62

Şekil 4.7. Türbin giriş sıcaklığı değerinin değişimi ile çevrime ait bileşenlerinin ve çevrimin toplam tersinmezlik değerlerinin değişimi.	64
Şekil 5.1. CO ₂ akışkanlı Ultrasüperkritik Rankine çevrimi T-s diyagramı.....	66



ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 1.1. Bazı akışkanların çevresel özellikleri	16
Çizelge 1.2. Akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması	18
Çizelge 1.3. Yaygın kullanılan akışkanların termodinamik özellikleri.....	19
Çizelge 1.4. Akışkanların karşılaştırmalı fiyatları	20
Çizelge 1.5 Siemens buhar türbinleri teknik verileri	25
Çizelge 4.1. CO ₂ akışkanlı süperkritik Rankine güç çevrimi için farklı türbin giriş basınçlarındaki bazı çevrim elemanlarının gücü, enerji ve ekserji verimleri ve türbin çıkış sıcaklık değerleri değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 650^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)	58
Çizelge 4.2. CO ₂ akışkanlı süperkritik Rankine güç çevrimi için farklı türbin giriş basınçlarındaki bazı çevrim elemanlarının gücü, enerji ve ekserji verimleri ve türbin çıkış sıcaklık değerleri değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 700^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)	59
Çizelge 4.3. CO ₂ akışkanlı ultrasüperkritik Rankine güç çevrimi için farklı türbin giriş basınçlarındaki bazı çevrim elemanlarının gücü, enerji ve ekserji verimleri ve türbin çıkış sıcaklık değerleri değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 750^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)	60
Çizelge 4.4. Türbin giriş ve çıkış sıcaklığı ile çevrimin rejeneratör verimi, pompa ve türbin gücü değerlerinin değişimi ($P_4 = 30$ MPa, $P_1 = 6.434$ MPa, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)	61
Çizelge 4.5. CO ₂ akışkanlı Rankine çevrimine ait bazı sayısal bulgular (750°C türbin giriş sıcaklığı ve 30 MPa türbin giriş basıncı)	63

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Isı transferinin olduğu alan
CFC	Kloroflorokarbon
CO	Karbonmonooksit
CO ₂	Karbondioksit
E	Ekserji
e	Özgöl ekserji
e _{fiz}	Fiziksel ekserji
e _{ısı}	Isıl ekserji
e _k	Kinetik ekserji
e _{kim}	Kimyasal ekserji
e _p	Potansiyel ekserji
e _Q	Isı transferinin ekserjisi
e _w	İş ekserjisi
Ė _Q	Isı transferine karşılık gelen birim zamandaki ekserji
Ė _w	Mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserji
GWP	Küresel ısınma etkisi
g	Yerçekim ivmesi
HC	Hidrokarbon
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
h	Özgöl entalpi
I	Tersinmezlik
İ	Özgöl tersinmezlik
I _K	Kazan tersinmezliği
I _{Knd}	Kondenser tersinmezliği
İ _{rej}	Rejeneratör ekserji kaybı
i	Özgöl tersinmezlik
kW	Kilowatt
m	Akışkan debisi
m _g , m _ç	Giriş ve çıkıştaki kütleli debiler
ODP	Ozon tüketme potansiyeli
P	Basınç
Q	Isı akışı
Ḡ	Birim zamanda ısı geçişi
Ḡ _A	Çevre ile ısı alışverişi
q	Birim kütle için ısı geçişi
q _ç	Çıkan ısı miktarı
q _g	Giren ısı miktarı
S	Entropi
sCO ₂	Süperkritik karbondioksit
ss	Soğutma suyu
s _g , s _ç	Giriş ve çıkıştaki entropi
š	Özgöl entropi
Š _{üretim}	Birim zamanda gerçekleşen entropi üretimi
T	Sıcaklık
T _H	Yüksek sıcaklıktaki ısı enerjisi deposunun sıcaklığı
T _L	Düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi deposunun sıcaklığı

T_0	Ölü hal sıcaklığı, çevre sıcaklığı
V	Akış hızı
W	İş
W_{tr}	Tersinir iş
W_y	Yararlı iş
z	Referans seviyesinden yükseklik
$^{\circ}C$	Santigrad derece
η	Verim
η_{II}	İkinci yasa verimi
η_p	Pompa verimi
η_{Rej}	Rejeneratör ekserji verimi
$\eta_{Türbin}$	Türbin verimi
η_{th}	Isıl verim
Ψ	Akış kullanılabilirliği



1. GİRİŞ

Dünyada hızlı ve düzensiz nüfus artışı, sanayileşme ve teknolojiyi geliştirme çabaları enerji tüketimini arttırmış, yeni enerji kaynaklarından yararlanmak modern çağın gereği haline gelmiştir.

Fosil yakıtların azalması ve her geçen gün artan enerji gereksinimi, birincil enerji kaynaklarının fiyatlarında sürekli artışlara sebep olmaktadır. Türkiye gibi yerli fosil yakıt kaynaklarına sahip olmayan ülkeler için bu durum her geçen gün daha kaygı verici bir hal almaktadır (Mete, 2012). Enerjinin fosil kaynaklı yakıtlardan karşılanmasından dolayı atmosfer yapısı bozulmakta ve sera etkisi ile iklim değişiminde farklılıklar yaşanmaktadır. Bu etkiyi azaltmak için Kyoto Protokolü ve Paris Anlaşması kapsamında sera gazı etkisini azaltma yükümlülüğü getirilmiştir. Bu etkiler çerçevesinde enerji kaynaklarını verimli kullanarak yakıt temininde dışa bağımlılığı azaltan sistemlerin kurulması önem kazanmıştır.

Birincil enerji kaynaklarının tüketiminde en büyük paya sahip yakıt petroldür. Petrol en çok ulaştırma sektöründe kullanılmakta olup, petrolü takip eden kömür ve doğalgaz ise enerji sektöründe kullanılmakta ve mevcut rezervler hızla azalmaktadır. Dünyada ham petrol rezervleri 1.73 trilyon varil civarında olduğu, bu miktar yaklaşık 54 yıllık tüketimi karşılayabileceği hesaplanmıştır. Dünya doğalgaz rezervi 2019 yılı sonunda 198.8 trilyon m³ olarak belirlenmiş olup bu miktar küresel üretimi 50 yıl gibi bir süre boyunca karşılamak için yeterlidir. Dünya kömür rezervleri ise 892 milyar ton olduğu, küresel üretimi 114 yıl boyunca karşılamaya yeterli olacağı ve tüm yakıtlar arasında en yüksek rezerv üretim oranına sahiptir (TPAO, 2020).

Enerji üretiminde yaygın olarak kullanılan enerji santralleri buhar türbinli güç santralleridir. Buhar türbinli güç santralleri Rankine çevrimi esasına göre çalışmaktadır. Rankine çevrimlerinin verimini artırmak için birçok yöntem kullanılmakta ve bununla ilgili çalışmalar devam etmektedir. Ancak bu çevrimlerin kullanıldığı santrallerin verimleri henüz istenilen seviyelerde değildir. Günümüzde teknolojinin gelişmesiyle birlikte birçok yöntem artık uygulanabilir hale gelmiştir. Bu yöntemlerin en önemlilerinden biri iş akışkanın kritik noktaya yakın ya da kritik noktanın üzerindeki durumlarda çalıştığı güç santralleridir.

Yüksek sıcaklık ve basınçlı Rankine çevrimlerinde türbin giriş sıcaklık ve basıncı ne kadar yüksek olursa çevrim verimi o oranda yüksek olmaktadır. Bunun için uygun iş akışkanının tercih edilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada akışkan olarak küresel ısınma potansiyeli (GWP) değeri (100 yıllık) 1, ozon delme potansiyeli (ODP) değeri 0 olan, çok düşük derecede kritik nokta sıcaklığına ulaşabilen, hacimsel kapasitesi yüksek, viskozitesi düşük, yüksek ısıl iletkenlik ve buhar yoğunluğuna sahip olan karbondioksit (CO_2) tercih edilmiştir.

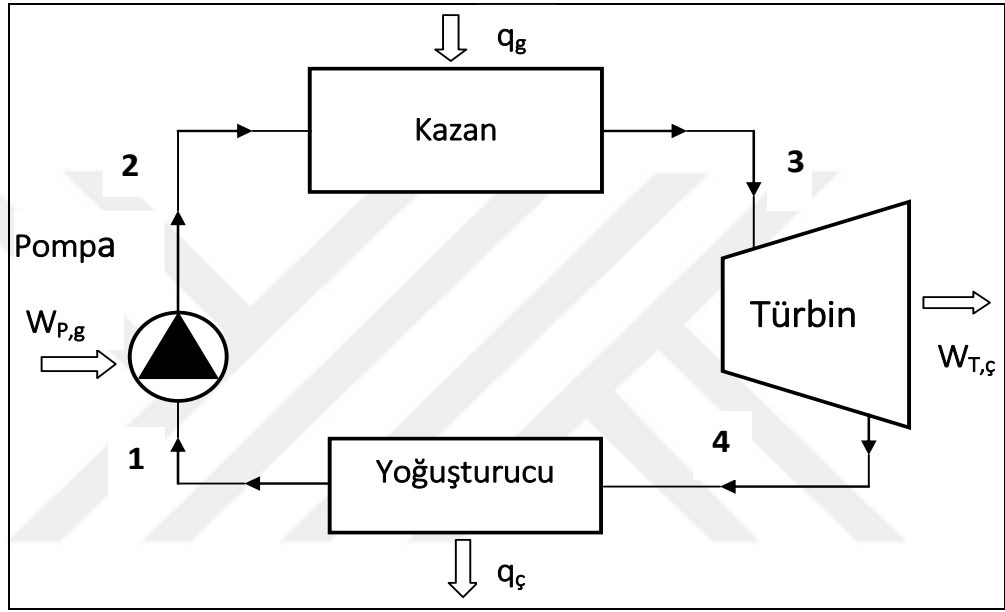
CO_2 türbinli güç çevrimleri önemli araştırma faaliyetleri ile sonuçlanan çeşitli güç üretimi uygulamaları için potansiyel verimlilik, boyut ve maliyet avantajlarına sahiptir. Gelişmekte olan yeni teknolojilerle birlikte iş akışkanı olarak CO_2 kullanımı ultrasüperkritik Rankine çevrimli güç santrallerinde türbin tasarımlarında farklı bir boyut kazandırmış olup malzeme kalitesini arttırmaya yönelik gelişmeler devam etmektedir.

Yapılan tez çalışmasında CO_2 akışkanlı transkritik bir güç çevrimi için 1. ve 2. Yasa hesaplamaları yapılmıştır. Çevrimde farklı türbin giriş sıcaklık ve basınçlarının enerji ve ekserji değişimleri, türbin giriş sıcaklığı ile çevrimin enerji ekserji verimi, çevrim elemanlarının etkinliğinin değişimi Engineering Equation Solver (EES) adlı bilgisayar programı ortamında hesaplanarak incelenmiştir.

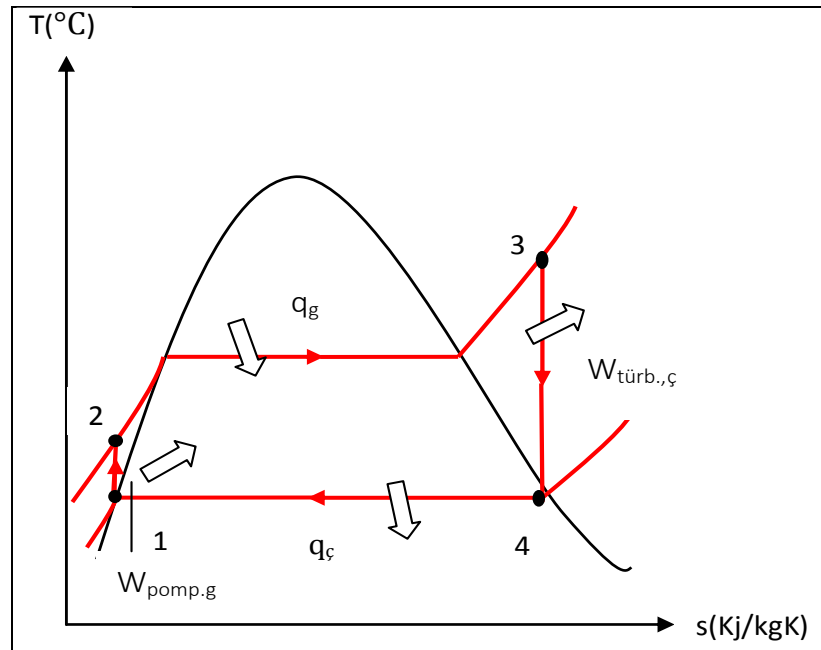
1.1. İdeal Rankine Çevrimi

Isı enerjisini işe dönüştüren çevrimlerden bir tanesi Rankine çevrimidir. Isı genellikle dışarıdan temin edildiğinden sistem dıştan yanmalı olarak adlandırılır. Rankine çevrimi buharlı güç çevrimlerinde en ideal olan çevrimdir (Çengel ve Boles, 2008). İdeal Rankine çevrimi pompa, kazan, türbin ve yoğuşturucudan oluşmakta ve iş akışkanı olarak genellikle su tercih edilmektedir. Çevrim içerisinde akışkan hal değişimleri ile sistem ısıl enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürmektedir. Sistemdeki akışkanın pompadan basılarak sıcaklık ve basıncı belirli miktar artmış halde kazana giriş yapar. Kazanda fosil kökenli yakıtların (doğalgaz, motorin ve kömür) yanması sonucunda açığa çıkan ısı enerjisi kazandaki boruların içinde dolaşan akışkana aktarılır ve akışkan kızgın buhar halde kazandan çıkarak türbine giriş yapar. Yüksek basınca sahip kızgın buharın türbin kanatlarına çarpması sonucu buhar türbininden

mekanik enerji elde edilerek türbin miline bağlı olan jeneratörden elektrik üretimi sağlanmış olur. Türbin çıkışında basınç ve sıcaklığı bir miktar düşen buhar haldeki akışkan yoğusturucuda sıcaklığı tamamen düşürölürölerek sıvı hale gelerek tekrar pompaya gönderilir. Böylelikle buharlı güç çevrimi olarakta bilinen ideal Rankine çevrimi tamamlanmış olur (Yazıcı ve Selbaş, 2011). Şekil 1.1’de ideal Rankine çevrimi şeması ve Şekil 1.2’de İdeal Rankine çevrimi T-s diyagramı için içten tersinmezliğin olmadığı dört hal değişimi bulunmaktadır.



Şekil 1.1. İdeal Rankine çevrimi tesisat şeması



Şekil 1.2. İdeal Rankine çevrimi T-s diyagramı

Rankine çevriminde içten tersinmezliğin olmadığı dört hal değişimi vardır.

- 1–2 Pompayla izantropik sıkıştırma
- 2–3 Kazanda sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı girişi
- 3–4 Türbinde izantropik genişleme
- 4–1 Kondenserde (Yoğusturucu), sistemden sabit basınçta ($P=\text{sabit}$) ısı atılması (Çengel ve Boles, 2008).

İdeal Rankine çevrimi esasına göre çalışan santrallere buharlı güç santralleri denir. Santralin genel çevrimi ve çalışma prensibi aynı olduğundan dolayı kullanılan yakıt farklılık göstermiş olsa da yakıt enerjisinin açığa çıkarılma yöntemi aynıdır. Günümüzde buharlı güç santralleri, kullanılan yakıt türü ve ısı kaynağına bağlı olarak nükleer santral, termik santral, doğal gaz santrali gibi isimlerle isimlendirilmektedir (Yazıcı ve Selbaş, 2011).

1.2. Rankine Çevriminin Isıl Verimin Arttırılma Yöntemleri

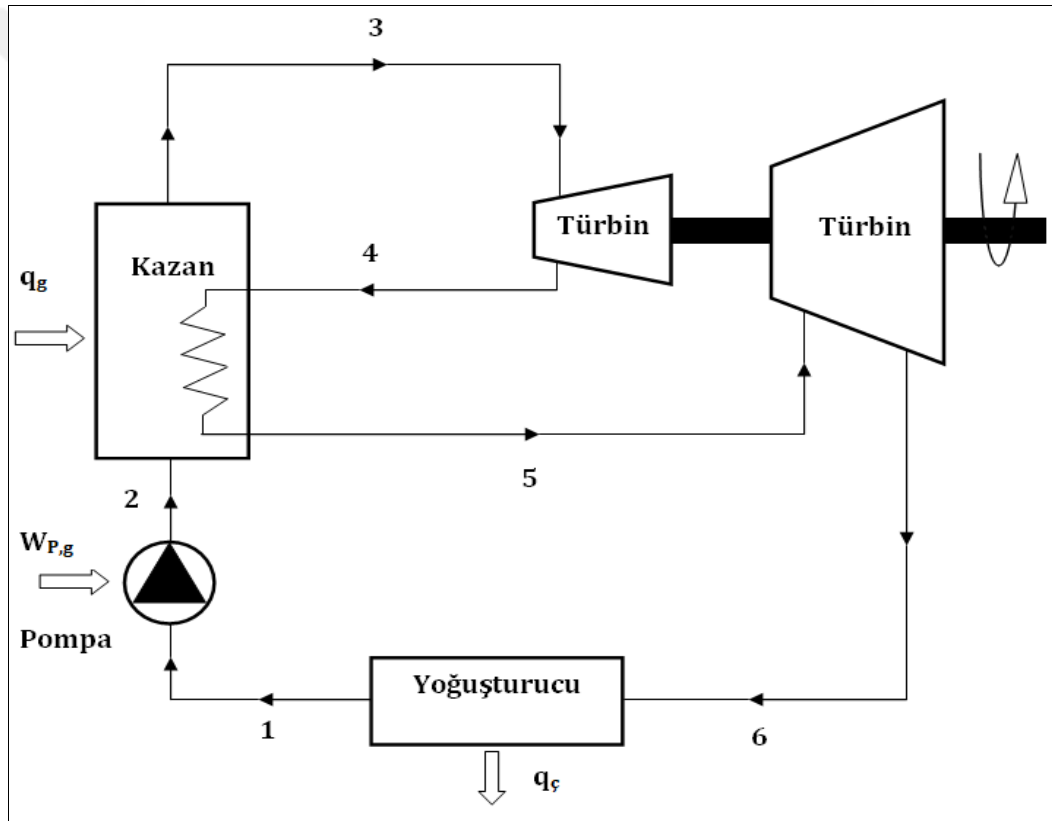
Basit Rankine çevriminin ısı verimini arttırmaya yönelik yöntemler çevrimdeki en düşük ve en yüksek sıcaklık arasındaki farkın artmasına bağlı olan Carnot çevrimi verimine dayanmaktadır. Bununla birlikte Rankine çevrimlerinde verimi arttırabilmek için çevrimdeki iş akışkanının sıcaklığı kazanda en yüksek sıcaklığa kadar çıkarılarak türbine giriş yapmış olması ve yoğusturucu girişinde de en düşük sıcaklığa düşürülmesi ile elde edilir.

1.2.1. Ara kızdırmalı Rankine çevrimi

Tek bir türbin kademesindeki buharın kuruluk derecesini azaltmadan kazandaki yüksek sıcaklık ve basınç nedeniyle elde edilen verim artışından faydalanmak zor ve maliyetli olmaktadır. Bunun için sisteme iki ya da üç kademe buhar türbini eklenerek sistem genişletilebilmektedir. Kademeler arasında sıcaklığı düşen buhar, kazana tekrar gönderilerek ara kızdırma yani ara ısıtma yapılır. Bu sisteme ara kızdırmalı Rankine çevrimi denir. Sistemdeki buharın tekrardan ısıtılmasının amacı güç çıkışını

ve santralin verimliliğini artırmaktır. Bunun içinde en uygun basınç değeri seçilmelidir (Arat, 2018).

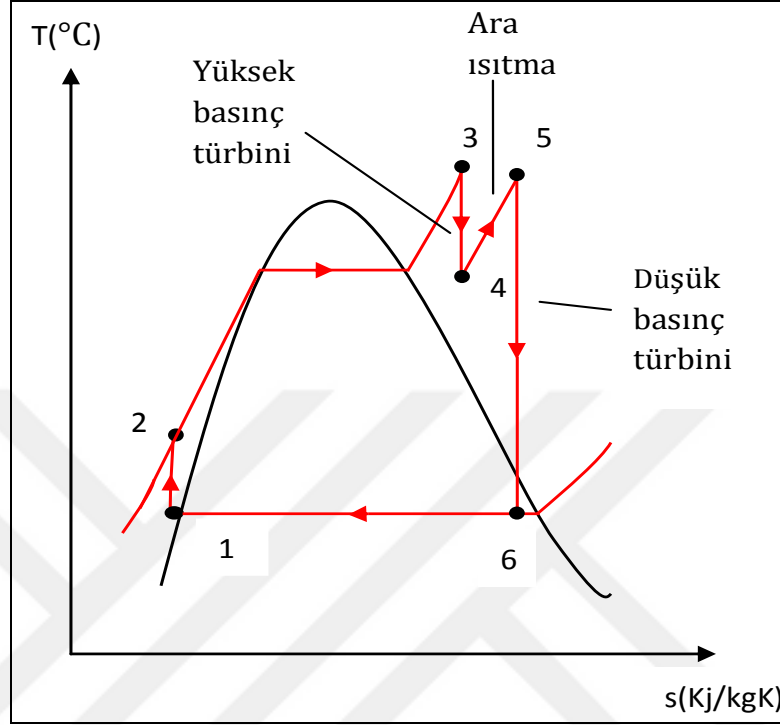
Ara kızdırmalı Rankine çevriminde kızdırma neticesinde buharın kuruluk derecesi artmaktadır. Yapılan çalışmalarda sıcaklığının 450°C 'den 550°C 'ye çıkarıldığında verim artışında gözle görülür bir artış meydana gelmektedir. Fakat sıcaklık 565°C 'nin üstüne çıkarıldığında buharın kızdırılabileceği sıcaklık, malzeme dayanımı ile sınırlı kalmaktadır. Bu nedenden dolayı dayanımı arttırmanın yollarına gidilerek maliyetlerde artış olacaktır (Şahin, 2012). Şekil 1.3'de İdeal bir ara ısıtmalı Rankine çevriminin tesisat şeması gösterilmiştir.



Şekil 1.3. İdeal bir ara kızdırmalı Rankine çevriminin tesisat şeması

Sistemde ara kızdırma sayısı artırılarak çevrimin ortalama sıcaklığı artırılabilir. Sistem ideal ısı alışverişi durumuna en yüksek sıcaklıkta ulaşmaktadır. Ancak ideal bir ara kızdırmalı Rankine çevriminde iki kademedan fazla ara kızdırmanın yapıyor olması sistem için ekonomik değildir. Uygulamalarda görülmektedir ki ikinci ara kızdırma kademesi ile elde edilen verim tek kademeli ara kızdırma ile sağlanan veriminle karşılaştırıldığında ancak yarısı kadar olabilmektedir.

En uygun ara kızdırma basıncı çevrimdeki buhar basıncının yaklaşık dörtte biri kadar olması gerekmektedir (Çengel ve Boles, 2008). Şekil 1.4’de İdeal bir ara kızdırmalı Rankine çevrimi T-s diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 1.4. İdeal bir ara kızdırmalı Rankine çevrimi T-s diyagramı

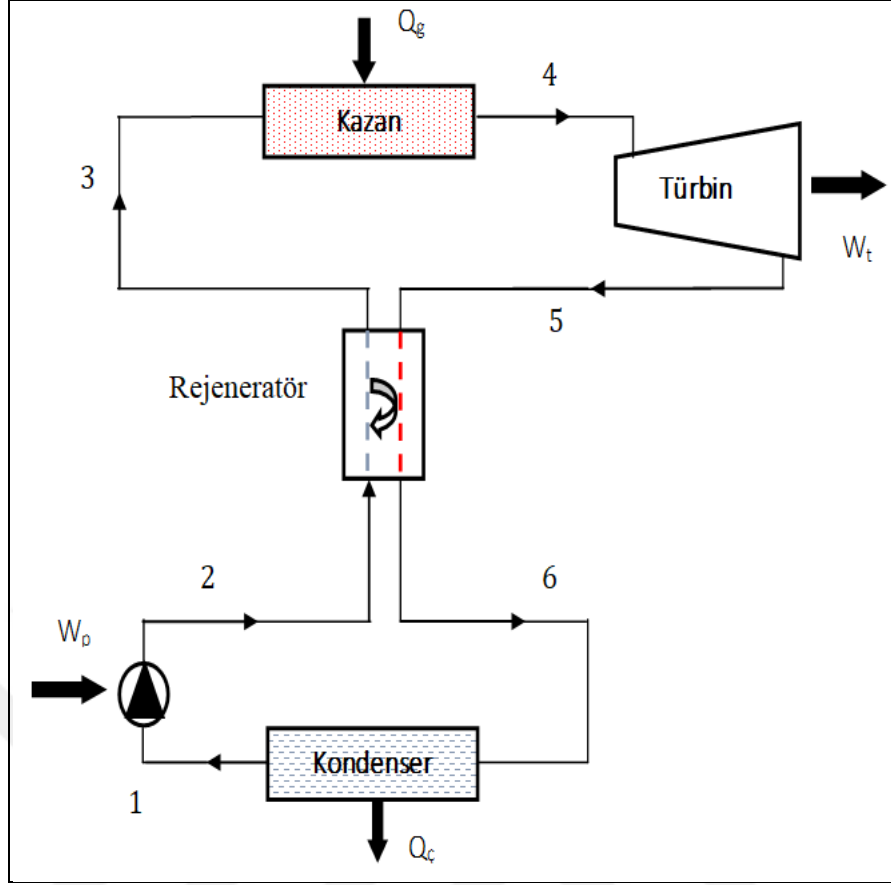
1.2.2. Ara kademede buhar alarak besleme suyunun ısıtılması

Rankine çevriminde, ısı girişinin ortalama sıcaklığı çevrimdeki maksimum sıcaklığa yaklaştıkça çevrim veriminde artış gözlenmektedir. Kritik üstü veya kritik altı santrallerde yaygın olarak kullanılmakta olan ve çevrimin verimini artıran bir diğer önemli yöntemde, türbinde genişleyen buharın türbin kademelerinden ara buhar alarak veya kazandan doymuş ya da kızgın buhar alarak kazan besleme suyunun ısıtılmasıdır.

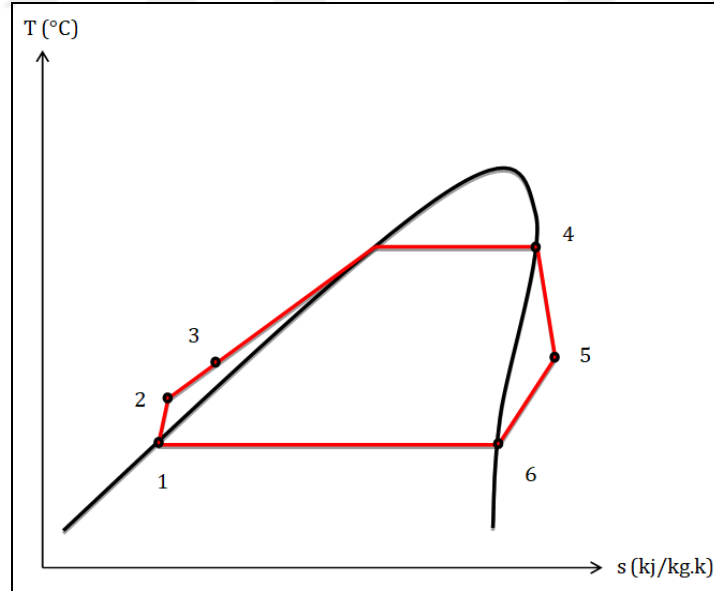
Ara kademede buhar alarak besleme suyunun ısıtılmasında iki tip ısıtıcı kullanılmaktadır. Bunlardan açık besleme suyu ısıtıcısı iki akışkanın birbirine karıştığı, kapalı besleme suyu ısıtıcısı ise akışkanların birbirine karışmadığı şekilde çalışmaktadır. Besleme suyu ısıtıcısının sayısının ve giriş sıcaklığının belirlenmesi, çevrimde buhar türbin çıkışındaki genişleme prosesinin sıcaklık aralığının belirli bir

1.2.3. Rejeneratörlü Rankine çevrimi

7



Şekil 1.6. Rejeneratörlü Rankine çevrimine ait basit tesisat şeması



Şekil 1.7. Rejeneratörlü Rankine çevrimi T-s diyagramı

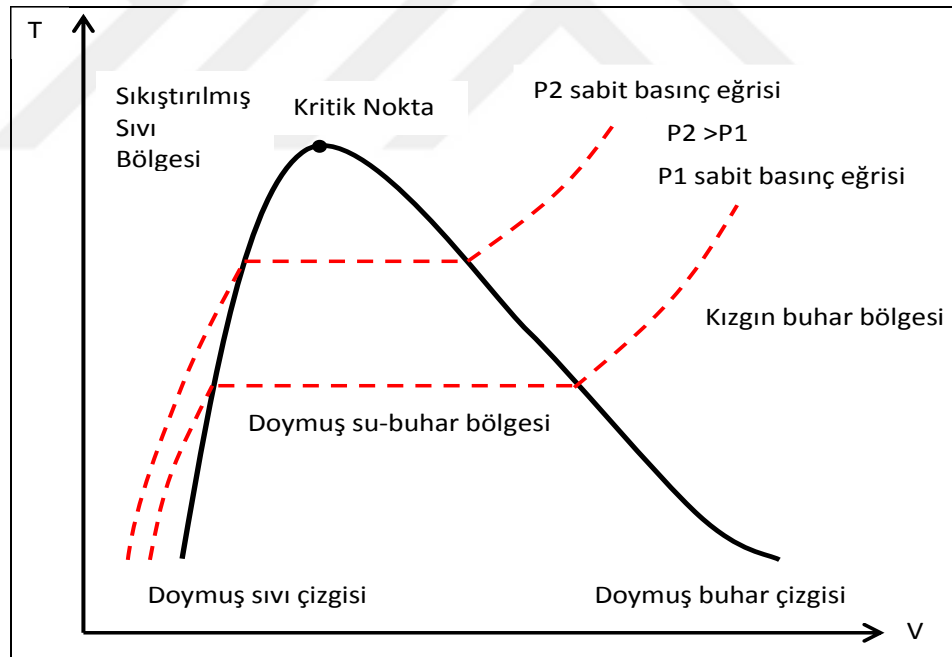
Rejeneratörlü Rankine çevriminde aşağıdaki hal değişimi gerçekleşmektedir:

- 1-2 arası pompada basınçlandırma
- 2-3 arası sıvı fazındaki akışkanın gaz fazındaki akışkandan ısı alması

- 3-4 arası evaporatörde sabit basınçta gaz fazına geçme
- 4-5 arası türbine genişleme
- 5-6 arası gaz fazındaki akışkanın sıvı fazındaki akışkana ısı vermesi
- 6-1 arası kondenserde sabit basınçta sıvı fazına geçme (Günaydın, 2016).

1.2.4. Kritiküstü basınçlarda çalışma

Kritik nokta, akışkanın sıvı fazdan buhar fazına aniden geçtiği buharlaşma gizli ısısı almadığı ve tamamen doymuş buhar haline geldiği bölgeye denir. Bu noktayı belirlemek için akışkanın izobar çizgileri belirlenir, daha sonra bu çizgiler üzerindeki doymuş sıvı ve doymuş buhar noktaları belirlenerek çizilecek eğrinin tepe noktası bize akışkanın kritik noktasını verir. Bu nokta akışkan cinsinin bir fonksiyonudur. Kritiküstü kavramı ise akışkanın bu kritik noktası üzeri için kullanılmaktadır. Suyun T-v diyagramı ve hal bölgeleri Şekil 1.8’de belirtilmiştir (Tüysüz, 2013).



Şekil 1.8. Suyun T-v diyagramı ve hal bölgeleri

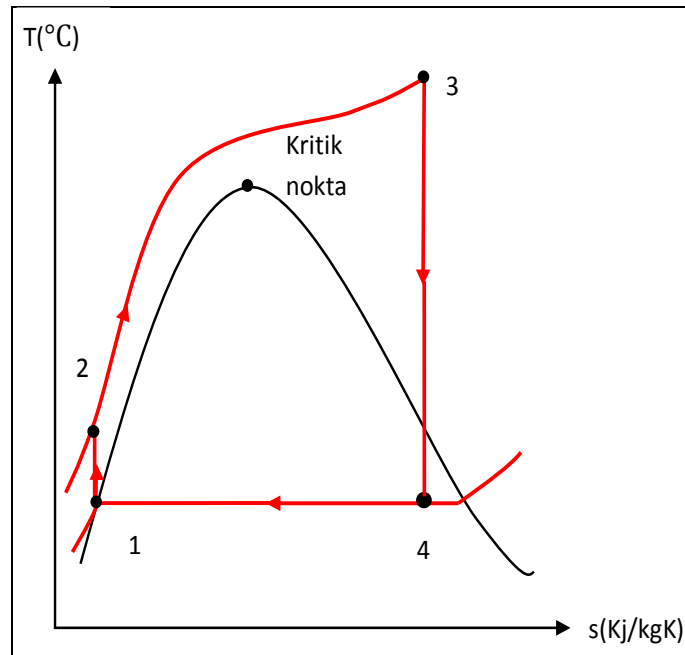
Kritik nokta her akışkan için geçerli bir kavramdır. Her akışkanın kritik noktası vardır ve kritik noktası birbirinden farklıdır. Örneğin Su, $T=374.16^{\circ}\text{C}$ ve $P=22.09$ MPa kritik noktasına ulaşırken CO_2 , $T=31.1^{\circ}\text{C}$ ve $P=7.36$ MPa’da kritik noktasına ulaşır. Akışkanın sıcaklığı kritik nokta basıncından daha yüksek basınçlarda

çıkartıldığında kaynama noktası olmamakta ve doğrudan kuru buhar haline dönüşebilmektedir.

1.3. Süperkritik Rankine Çevrimi

Saf bir maddenin sıcaklık (T) ve basıncı (P) kritik değerlerinin üzerinde ise ‘süperkritik’ veya ‘kritik üstü’ akışkan olarak adlandırılmaktadır.

Süperkritik Rankine çevrimlerinde kazanda çıkış yapan akışkanın sıcaklık ve basıncı kritik sıcaklık ve kritik basıncın üzerindedir. Akışkan kazanda buharlaşma gizli ısı almadan ve yaş buhar fazında bulunmadan doğrudan kızgın buhar haline geçmekte ve kazandan çıktıktan sonra türbinde genişleyerek iş üretilmesini sağlar. Akışkan kondenserde yoğunlaştırularak besleme pompasına gider ve oradan tekrar kazana gönderilerek çevrim oluşturur. Bu tip çevrimler, buhar çevriminin süperkritik çalışanlarıdır. Bu sistemdeki amaç, buharlaşma gizli ısı kullanmayarak verilen ısıdan tasarruf etmek ve dolayısıyla verimi artırmaktır. Ayrıca akışkanın, 700°C ve 30 MPa sıcaklık ve basınç üzerine çıktığı buhar çevrimlerine ultra-kritik üstü ya da ultra süperkritik çevrim denir. Süperkritik Rankine çevriminin T-s diyagramı Şekil 1.9’da sunulmuştur (Tüysüz, 2013).



Şekil 1.9. Süperkritik Rankine çevrimi T-s diyagramı

Süperkritik Rankine çevrimi esasına göre çalışan santraller ilk olarak A.B.D.’de Eddystone tarafından 1959 yılında kurulmuştur. Çevrim çift ara kızdırmalı olarak 345 bar basınçta ve 650°C türbin giriş sıcaklığı için tasarlanan santral, malzeme yüzeylerinde yaşanan deformasyondan dolayı belirtilen basınç ve sıcaklıklarda çalıştırılamamıştır. Bu gibi sebeplerden dolayı A.B.D.’de kritik-altı koşullarda çalışan santraller kurmaya devam edilmiş, süperkritik teknolojisinin gelişimini Avrupa, Çin ve Japonya gibi ülkelere bırakmıştır (Şahin, 2012).

Son yıllarda özellikle Japonya ve A.B.D. de yapılan büyük kapasiteli süperkritik santraller 600°C sıcaklığın üzerine çıkmakta ve malzeme dayanımında herhangi bir problemle karşılaşılmamaktadırlar. Özellikle iş akışkanı olarak CO₂’in kullanılmasıyla sistemin ekonomik ve çevresel yararlarının yanısıra ispatlanmış güvenliği ile yeni nesil süperkritik Rankine çevrimi teknolojisi yeni inşa edilen santrallerde uygulanmakta ve geliştirilmeye devam edilmektedir. Bu zamana kadar gelişen süreç Şekil 1.10’da belirtilmiştir.



Şekil 1.10. Gelişen buhar ve malzeme koşullarının tarihsel süreci (Şahin, 2012)

1.3.1. Süperkritik Rankine çevriminin bileşenleri

Rankine çevriminde, çevrim kapasitesine veya imalat şekline göre çok sayıda eleman vardır. Her çevrimde bulunması gereken temel elemanlar vardır. Bu elemanlar; pompa, kazan, türbin, rejeneratör ve kondenserdir.

1.3.1.1. Pompa

Sıvıları sıkıştırmak ve sıvı basıncını yükselterek akışı sağlamak için kullanılan parçadır. Çevrim akışkanının sisteme besleme pompası, kazana sabit bir akışkan kaynağı sağlamak için kullanılır. Pompalara dönen mil aracılığı ile dışarıdan güç aktarılır. Bu bakımdan pompalarda iş üretimi eksiktir. Sebebi ise üzerinde iş yapılmamasıdır. Çevrimde kullanılan pompalar pozitif yer değiştirmeli ve santrüfuj pompalardır (Çengel ve Boles, 2008).

1.3.1.2. Kazan

Yakıtın yakılarak ısı enerjisinin açığa çıkarıldığı ve bu ısının akışkana yüklendiği bölüm ve parçadır. Kazanda borular içerisinde türbine gidecek olan akışkan dolaşmaktadır. Yakıtın ısısı bu borularda dolaşan akışkana aktarılmaktadır. İstenilen sıcaklık ve basınçta türbine gönderilir.

Kazanda yakıtın yanmasıyla borulardaki akışkan öncelikle doymuş buhara dönüşmekte, doymuş buhar kızdırıcı borulara girerek aynı basınçta sıcaklığın artmasıyla buhar halini almaktadır.

1.3.1.3. Türbin

Türbinler genel olarak radyal ve aksenal olarak iki kısımdır. Scroll, vidalı ve karşılıklı pistonlu gibi hacimsel değişimi esas alan türbinler radyal türbinlerdir. Radyal türbinler yüksek sıcaklıkta çalışan türbin çevrimleri için kullanımı uygun olmamasına karşılık düşük kapasiteli çevrimlerde çabuk kurularak devreye girmesinden dolayı tercih edilmektedir. Yüksek kapasiteli sistemlerde aksenal türbinler tercih edilmekte ve verimi daha yüksektir.

Türbinler güç çevrimlerinin ana bileşeni olarak iş akışkanının ısıtılmasını sağlayan kazan ile bu akışkanın çekildiği kondenser kısımlarından oluşan enerji üretiminde verimliliği sağlayan ve sistemin maliyetin doğrudan etki eden en kritik çevrim elemanıdır. Türbinler için en önemli parametreler; türbin genişleme oranı (basınç oranı), türbin giriş sıcaklığı ve türbine giriş-çıkış yapan iş akışkanının debisidir (Mohammedsalih, 2018).

1.3.1.4. Kondenser (Yoğusturucu)

Buharın içinde yoğuştuğu hazneye kondenser (yoğusturucu) denir. Kondenserin görevi türbinden çıkan çürük buharı yoğuşturarak sisteme sıvı olarak döndürmektir. Kondenser iç basıncı her zaman dış ortam basıncından düşüktür. Bu durum vakum sistemi ile sağlanmaktadır. Çevrim sisteminde ünitenin devreye alınması sırasında kondenserde ilk vakumu oluşturur. Yoğuşmayan havayı ve gazları sürekli atmosfere atar. Kondenser basıncı düştükçe akışkan sıcaklığı ve entalpisi azalır ve dolayısıyla türbin tarafından yapılan iş artırılır.

1.3.1.5. Rejeneratör

Rejeneratör sistemde ısı geri kazanımı için kullanılan bir ısı değiştiricidir. Rejeneratörde ısı alışverişi sırasında bir taraftaki akışkan buhar, diğer taraftaki akışkan ise sıvıdır ve ısı geçişinde faz değişimi olmaz. Bu sebeple, gerçekleşen ısı geçişinin kapasitesi düşük olsa bile gereken yüzey alanı fazladır.

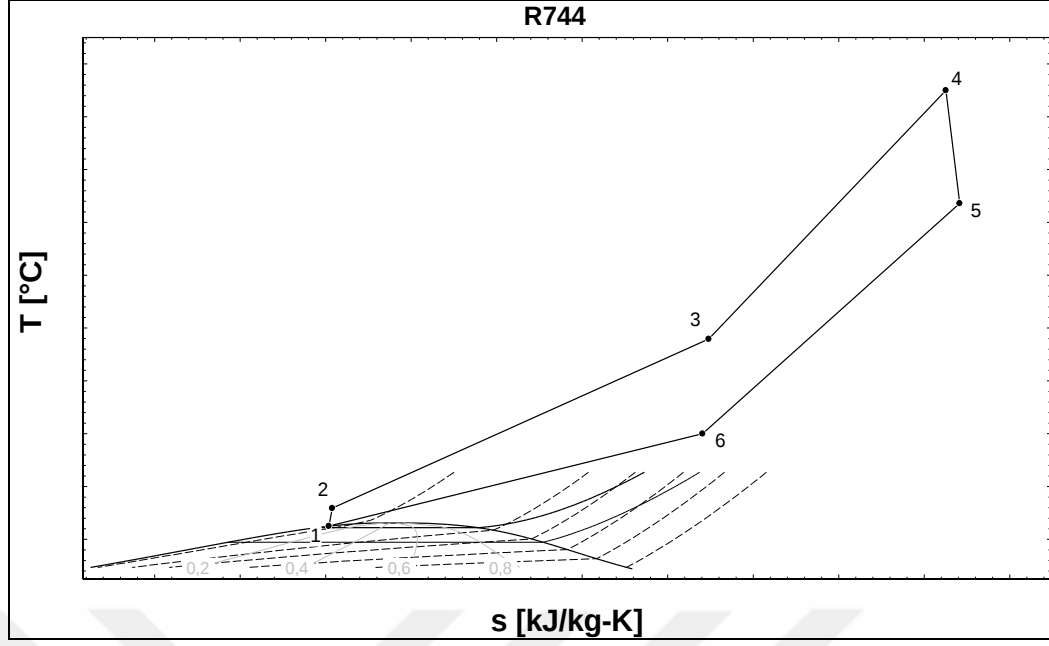
1.4. Süperkritik Rankine Çevriminde İş Akışkan Olarak CO₂'in Tercih Edilme Sebepleri

Süperkritik Rankine çevriminde sistemin alt ve üst sıcaklık limitleri belirlendikten sonra kullanılacak iş akışkanının seçimi için analizler yapılır. Uygun iş akışkanının tercihi için ilk olarak kullanılacak akışkanların kritik sıcaklık değerleri dikkate alınmalıdır. Daha sonra seçilecek akışkanın çalışma koşulları, çevresel ve termodinamik özellikleri dikkate alınmalıdır. Seçilecek olan akışkanda istenilen özellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- Düşük donma noktasına sahip olması,
- Özgül ısının düşük olması,
- Isı geçirgenliği yüksek olması,
- Ozon delme potansiyelinin (ODP) ve küresel ısınma potansiyelinin (GWP) düşük olması,
- Akışkanın kolay temin edilebilir olması,
- Üretim maliyetinin düşük olması,
- Yanıcı ve zehirli özelliklere sahip olmaması,
- Yoğunlaşma ve kaynama noktası sıcaklığının düşük olması,
- Yüksek basınçlarda kimyasal ayrışma ve bozulmaların olabildiğine dikkat edilmeli,
- Basınç aralığı uygun olmalı,
- Buharlaşma ısısının yüksek ve gizli sıcaklığıyla birlikte yoğunluğunun da yüksek olması gibi özellikler dikkate alınarak akışkan tercih edilmelidir (Karaman, 2016).

CO₂ akışkanı çevre dostu olmasının yanında ısıtma ve soğutma kapasitesin yüksek olması ve ısı geri kazanımı sağlayan sistemler ile birlikte kullanılabilir olması bu akışkanının başlıca tercih edilme sebeplerindendir. CO₂ bütün çalışma şartları altında tamamen kararlı olup, kullanılan bütün metallere karşı herhangi bir aşındırma etkisi göstermemektedir (Kasap, 2011).

CO₂ akışkanının kritik sıcaklık ve basınç noktaları moleküler ağırlıkları, özgül ısıları gibi termodinamik özellikleri sistemin verimliliğini ve sistem çıkış gücünü doğrudan etkilemektedir. CO₂'in termodinamik optimum çalışma noktasını belirlemek oldukça kolaydır. CO₂ türbinli süperkritik Rankine çevrimi T-s diyagramı Şekil 1.11'de verilmektedir.



Şekil 1.11. CO₂ türbinli süperkritik Rankine çevrimi T-s diyagramı

CO₂ yanıcı olmayıp, renksiz, kokusuz bir akışkan olmakla birlikte karbonun yanmasından elde edilir. Zehirsiz olarak kabul edilen karbondioksit diğer gazlarla büyük miktarlarda karıştırıldığında karbon mono oksit (CO) haline gelme ihtimali vardır. Yüksek konsantrasyonlarda kullanıldığında boğucu özellik göstermektedir. Emniyet telkin eden karakteristiklerinden dolayı hastane ve gemilerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Karbondioksitin kullanımını kısıtlayan başlıca özellikleri, emme basıncı ve yoğunlaşma basıncının yüksek, kritik basıncının düşük olmasıdır (Akdağ, 2010).

1.4.1. CO₂ akışkanının çevresel özellikleri

İş akışkanları güç çevrimlerinin kullanıldığı sistemlerde çevrimin vazgeçilmez birer parçasıdır. Sistemler geliştikçe iş akışkanları da çevrenin olumsuz etkilenmesinden dolayı gelişerek zararlı akışkanlar yerine daha güvenli akışkanlar tercih edilmiştir.

Ticari olarak kullanımından itibaren akışkanlar incelendiğinde, başlarda CFC (kloroflorokarbon) grubu akışkanlar çevresel olarak en zararlı akışkan grubu olduğundan dolayı kullanımı tercih edilmemiş ve yapılan yeni araştırmalar neticesinde yerine HCFC (hidrokloroflorokarbon) grubu alternatif akışkanlar geliştirilmiştir. Ancak sonraki araştırmalarda ise bu akışkan grubunun da çevresel

olarak CFC kadar olmasada neticede zararlı oldukları tespit edilmiştir. Süregelen araştırmalar sonucunda yeni bir akışkan grubu olan HFC (hidroflorokarbon) grubu alternatif akışkanlar keşfedilmiştir. Buna rağmen HFC grubu akışkanların yanıcı etkisinin olması her ne kadar ozon tabakasına karşı bir zararı olmasada karbondioksit oranla küresel ısınma etkisi yüksek olduğu belirtilmektedir (Yılmaz ve Tosun, 2014).

Akışkanların çevresel özellikleri değerlendirilirken dikkat edilmesi gereken iki temel kavram mevcuttur;

1. GWP (Global Warming Potential – Küresel Isınma Potansiyeli): Belli zaman süresi içerisinde sera gazının çevreye olan etkisini ifade etmektedir. CO₂'e bağlı olarak veren değerdir. CO₂'in küresel ısınma potansiyeli 1 olarak kabul edilir.
2. ODP (Ozone Depletion Potential – Ozon Delme Potansiyeli): Bağlı bir değer olarak bulunan herhangi bir gazın ozon tabakasına verebileceği zarar olarak tanımlanır. CO₂'in ozon delme potansiyeli (ODP=0) sıfırdır. Bazı akışkanların termodinamik ve fiziksel özellikleri Çizelge 1.1'de belirtilmiştir.

Çizelge 1.1. Bazı akışkanların çevresel özellikleri

Madde	Akışkan Sınıfı	Ozon Delme Potansiyeli (ODP)	Küresel Isınma Etkisi (GWP)
R11	CFC	1	4600
R12	CFC	0.82	10600
R22	HCFC	0.034	1700
R 32	HFC	0	580
R 134a	HFC	0	1300
R 404a	HFC	0	3780
R 407c	HFC	0	1650
R 410a	HFC	0	1980
R 507a	HFC	0	3850

Çizelge 1.1. Bazı akışkanların çevresel özellikleri (Devam)

R 717 NH₃	Doğal Akışkan	0	<1
R 718 H₂O	Doğal Akışkan	0	0
R 744 CO₂	Doğal Akışkan	0	1

1.4.2. CO₂ akışkanının güvenilirliği

Her ne kadar literatürde CO₂ akışkanının zehirsiz olduğu belirtilmiş olsa da, havadaki CO₂ derişimi hacimce %2-3 arasında iken insanlar üzerinde solunumda hızlanma ve hafif bir baş ağrısı hissedilebilmektedir. Havadaki Acil Yaşam ve Sağlık Tehlikesi (IDLH) konsantrasyonu %4'te sabitlenmiş ve ölümcül konsantrasyonun %10 olarak belirtilmektedir. Pratikte sınır konulan, havadaki %5'lik bir CO₂ oranı için yeterli seviyededir (Kasap vd., 2011).

Akışkanlar zehirlilik yönünden A ve B sınıfı olmak üzere iki gruba ayrılır. Bunlardan derişikliği 400 ppm'e eşit veya altında kalan akışkanlar A sınıfı olarak ifade edilirken 400 ppm'in üzerindeki akışkanları B sınıfı derişikliği göstermektedir. CO₂'in derişikliği ise zehirlilik belirtisi olan A sınıfında bulunmaktadır (Bandeian vd., 2011).

Yanıcılık özelliği yönünden alternatif akışkanlar üç sınıfa ayrılmaktadır;

1. Alevlenme testinde 21°C sıcaklık ve 101 kPa basınçta yanmayan akışkanlar sınıf 1 olarak ifade edilir.
2. 21°C sıcaklık ve 101 kPa basınçta 0.10 kg/m³ yoğunlukta düşük yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg'dan düşük yanma ısısı üreten akışkanlar sınıf 2 olarak ifade edilir.
3. 21°C sıcaklık ve 101 kPa basınçta 0.10 kg/m³ yoğunlukta yüksek yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg'dan büyük yanma ısısı üreten akışkanları sınıf 3 olarak ifade edilmektedir. CO₂ ise yanıcı özelliği olmayan sınıf 1'de yerini almaktadır (Bandeian vd., 2011)

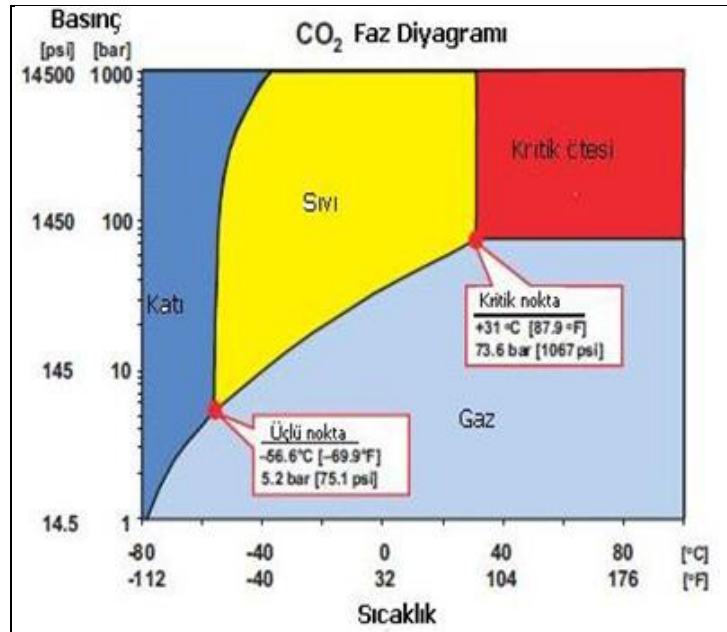
Sonuç olarak belirtilmekte olan bu sınır değerlerine göre sistemler tasarlanmalı ve meydana gelebilecek zarar en az seviyeye indirilmelidir. Akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması Çizelge 1.2’de belirtilmiştir.

Çizelge 1.2. Akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması (Kasap, 2011)

Akışkan Madde	R12	R13	R134A	R143a	R600a	R744 (CO ₂)	R717 (NH ₃)
Zehirlilik	A	A	A	A	A	A	B
Yanıcılık	1	1	1	2	3	1	2

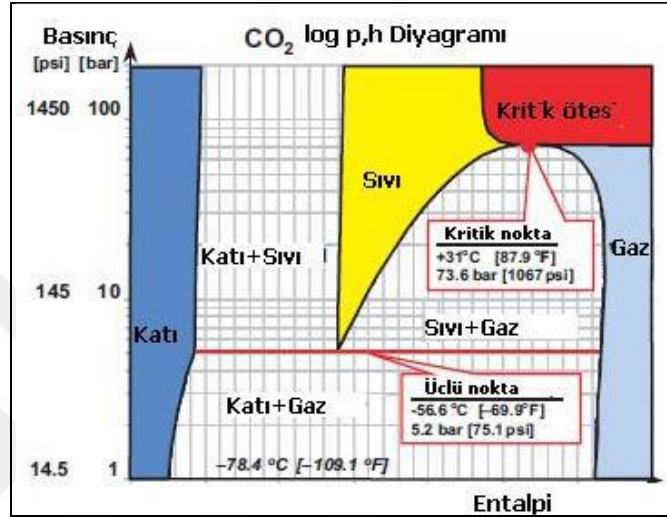
1.4.3. CO₂ akışkanının termofiziksel özellikleri

CO₂ akışkanının özellikleri alışlagelen akışkanların özelliklerinden farklı olduğu bilinmektedir. CO₂ diğer akışkanlarla (HC, HFC, HCFC, CFC) kıyaslandığında hacimsel ısı transferi kapasitesi (0°C’de 22545 kJ/m³) ve buhar basıncı yüksek olup düşük kritik nokta sıcaklığı 31.1°C ve yüksek basıncı 73.6 bar olması bu akışkanı cazip kılmaktadır. Ayrıca CO₂ akışkanını uygulamalardaki diğer bir sınırlayıcı etken ise -56.6°C ve 5.2 bar basınçtaki yüksek üçlü denge noktası olmasıdır (Kım vd., 2004). CO₂ faz diyagramı Şekil 1.12’de verilmektedir.



Şekil 1.12. CO₂ faz diyagramı (Kasap, 2011)

CO₂ faz diyagramında incelendiğinde iki fazın birbiriyle dengede olduğu üç durum mevcuttur. Bunlar; katı-gaz, katı-sıvı ve sıvı-gaz durumlarıdır. CO₂ yalnızca atmosfer basıncı altında katı veya gaz halde bulunabilir. CO₂ akışkanı 31.1°C sıcaklıkta kritik noktaya ulaşarak gaz ve sıvı fazının yoğunlukları eşitlenir. Bununla birlikte iki faz arasındaki farklılık ortadan kalkarak süperkritik olarak adlandırılan yeni bir faz ortaya çıkmaktadır (Kasap, 2011). CO₂ P–h diyagramı Şekil 1.13’te verilmiştir.



Şekil 1.13. CO₂ P–h diyagramı (Kasap, 2011)

Çizelge 1.3 incelendiğinde CO₂ benzer halokarbon akışkanlar ve termofiziksel özellikler karşılaştırıldığında yüksek ısıl iletkenlik, yüksek hacimsel kapasite, düşük viskozite ve yüksek buhar yoğunluğuna sahip olduğu görülmektedir.

Çizelge 1.3. Yaygın kullanılan akışkanların termofiziksel özellikleri (Olgun, 2014)

Akışkan Madde	T _{kritik} , (°C)	P _{kritik} (bar)	Sıvı Faz Yoğunluğu (kg/m ³)	Gaz Faz Yoğunluğu (kg/m ³)	Hacimsel Kapasite (kJ/m ³)	Dinamik Viskozite μ
R11	198	44.1	1536.9	2.36	450.76	0.5
R22	96.2	49.9	1285.7	20.41	4205.28	0.22
R134a	101.1	40.6	1298.9	13.9	2773.75	0.27
R404a	72	37.3	1154.8	29.91	4953.99	0.18
R410a	72.13	49.3	1175	28.82	6566.35	0.16
R407c	86.74	46.2	1240.8	18.86	3973.24	0.21
R507a	70.6	37.05	1161.1	30.98	5055.32	0.18

Çizelge 1.3. Yaygın kullanılan akışkanların termofiziksel özellikleri (Olgun, 2014)
(Devam)

R744 (CO₂)	31.1	73.6	934.26	94.148	22089.0	0.101
R717 (NH₃)	132.3	113.3	640.28	3.31	4192.51	0.172

1.4.4. CO₂ akışkanının maliyeti

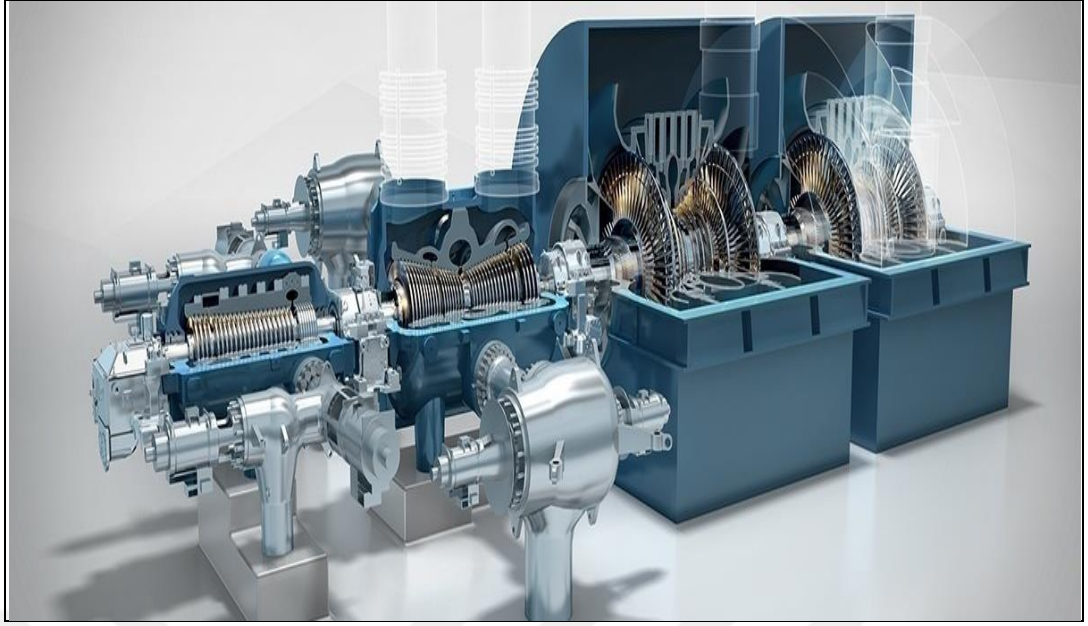
Günümüzde en çok bilinen ve kullanılan akışkanların karşılaştırmalı fiyatları Çizelge 1.4'te görülmektedir. Doğal bir akışkan olan CO₂'in alışlagelmiş akışkanlara kıyasla maliyeti çok daha düşük olduğu görülmektedir.

Çizelge 1.4. Akışkanların karşılaştırmalı fiyatları (Dupont, 2020)

R404a	R410a	R134a	R507	R744(CO₂)	R717(NH₃)
11.30€/kg	11.35€/kg	11.84€/kg	13.85€/kg	0.52€/kg	1.3€/kg

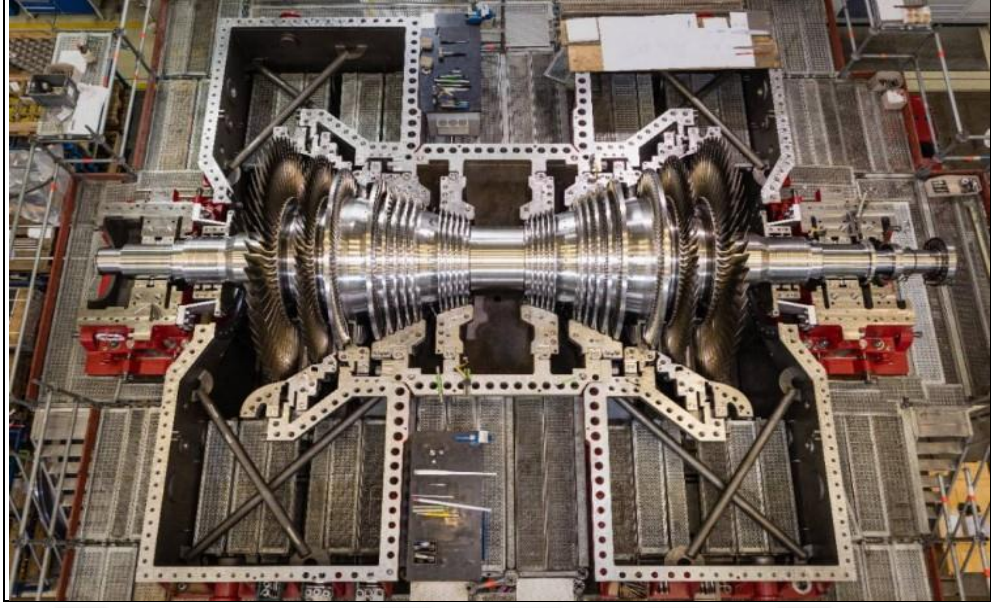
1.5. Buhar Türbini

Buhar türbinleri 1884 yılında İngiliz Sir Charles Parsons tarafından icat edilmiş olup yüksek sıcaklık ve basınçtaki, yüksek ısı enerjisiye sahip akışkanın enerjisini jeneratör bağlanarak mekanik enerjiye dönüştüren makinelerdir. Elde edilen bu mekanik enerji, elektrik enerjisine dönüştürülmesinde ya da bazı elemanlara mekanik tahrik sağlamada kullanılır. İhtiyaç olan kapasiteleri karşılamak için çok çeşitli boyutlarda üretilmektedir. Termodinamik esas olarak Rankine çevriminin bir parçasıdır. Buhar türbinlerinde yanma yakıtı olarak başta kömür ve doğalgaz olmak üzere fosil yakıtlar ve nükleer enerji kullanılmaktadır. Buhar türbinleri alçak, orta ve yüksek basınç türbini olmak üzere üç farklı tip türbinden oluşmaktadır. Şekil 1.14'te örnek bir buhar türbini resmi gösterilmektedir.



Şekil 1.14. Buhar türbini resmi (GE, 2021)

Buhar türbinlerinden maksimum verim sağlamak için kademeli olarak tasarlanırlar. Yanma kaynağı olarak kullanılan yakıtın kazanda yakılmasıyla elde edilen yüksek sıcaklıklardaki akışkan buhar haline dönüşür. Elde edilen buhar, kızgın buhar seviyesine getirilerek yalıtılmış borular vasıtasıyla yüksek basınç türbini olarak adlandırılan türbin kanatlarının olduğu kısma girer. Şekil 1.15'te buhar türbini kanatçıkları görülmektedir. Burada türbinde yüksek, orta ve alçak basınç kademeleri olmak üzere sırası ile öncelikle kazan çıkışındaki kızgın buhar yüksek basınç türbini kademesinde genişleyerek iş üretmekte ve ısıtılmak üzere tekrar kazana gönderilmektedir. Kazanda tekrar kızgın hale gelen buhar bu sefer türbinin orta basınç kademesinde genişleyerek bir iş üretmekte ve son kademe olan alçak basınç türbinine iletilmektedir. Alçak basınç türbininde sıcaklık ve basıncı azalmış olan buhardan tekrar bir iş elde edilir. Türbinde iş yapan buhar çıkış yaparak yoğunlaştırıcuya gönderilir (Şahin, 2012). Meydana gelen bu mekanik enerji türbine bir dişli kutusu ile bağlantısı yapılan jeneratör aracılığıyla elektrik enerjisine dönüştürmüş olur. Sistemde elde edilen enerji megavat düzeyinde enerji üretimi gerçekleştirmektedir. Kapasitelerine göre buhar türbinli santrallerde, Rankine çevriminden en fazla verim elde etmek amacıyla sistem, tek veya çift ara kızdırmalı ya da besli suyu rejeneratif ısıtmalı olarak tasarlanabilmekte değişim gösterebilmektedir.



Şekil 1.15. Buhar türbin kanatçıkları (Siemens, 2021)

1.6. Karbondioksit (CO₂) Türbini

CO₂ akışkanlı güç çevrimlerinin ilk kullanımı 1960'lı yılların sonlarına dayanmaktadır. 1970 ve 2000'li yıllara kadar karbondioksit türbin sistemlerinde pek bir gelişme olmamıştır. 2000'li yılların başlangıcı ve dünyadaki iklimsel değişiklikler nedeniyle ve teknolojiyi geliştirme çabalarıyla karbondioksit akışkanının özelliğinin tekrar farkına varılmış ve geliştirilme çabalarına hız verilmiştir (Held, 2015). Günümüzde de enerji üretimi için önemini arttırmış olan karbondioksit türbinlerini yüksek verimli olması ve ısıtma sırasında sabit sıcaklıkta bir kaynama işleminden geçmemesi avantaj sağlamaktadır.

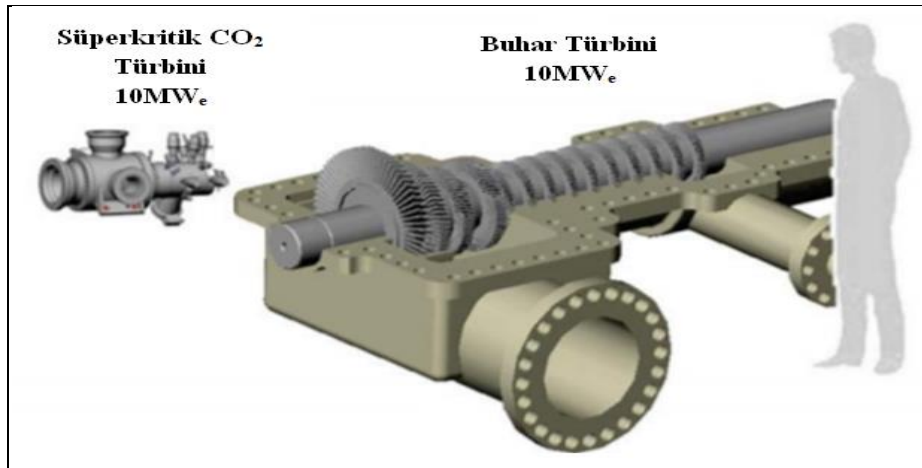
Dünyada üretilen elektriğin çoğu, nükleer reaktörlerden, güneş kolektörlerinden ve yanan fosil yakıtlardan gelen ısı tarafından oluşturulan buharla çalışan türbinlerden gelmektedir. Bu türbinlerin ve enerji santrallerinin çoğu, basınçlı suyun buharda kaynatıldığı ve daha sonra kabaca %33 verimli bir işlem olan bir jeneratörü döndürmek için bir türbinden genişletildiği Rankine çevriminde kullanır. Bu, elde edilen ısıнын %67'sinin atık olarak atıldığı ve elektriğe dönüştürülmediği anlamına gelmektedir. Bu işlemde daha fazla verim elde etmek için çalışma sıvısı olarak karbondioksit kullanılan türbinler geliştirilmiştir (Mraz, 2018). CO₂'in kritik noktası 73.6 bar ve 31°C'dir. Karbondioksit bu döngüdeki kritik noktanın altında ve üstünde çalışır (Held, 2015). Böylelikle sistem verimi %50 veya daha fazlasına çıkarılmıştır.

Karbondiyoksit türbinlerde verimlilikteki yüzde bir artış sera gazı oluşumunu %2.9 azalttığı tespit edilmiştir. Verimi %50'ye çıkarmak, emisyonları %34 oranında azaltacaktır. Karbondiyoksit türbinin resmi Şekil 1.16'de belirtilmiştir.



Şekil 1.16. CO₂ türbini resmi (Chapa, 2018)

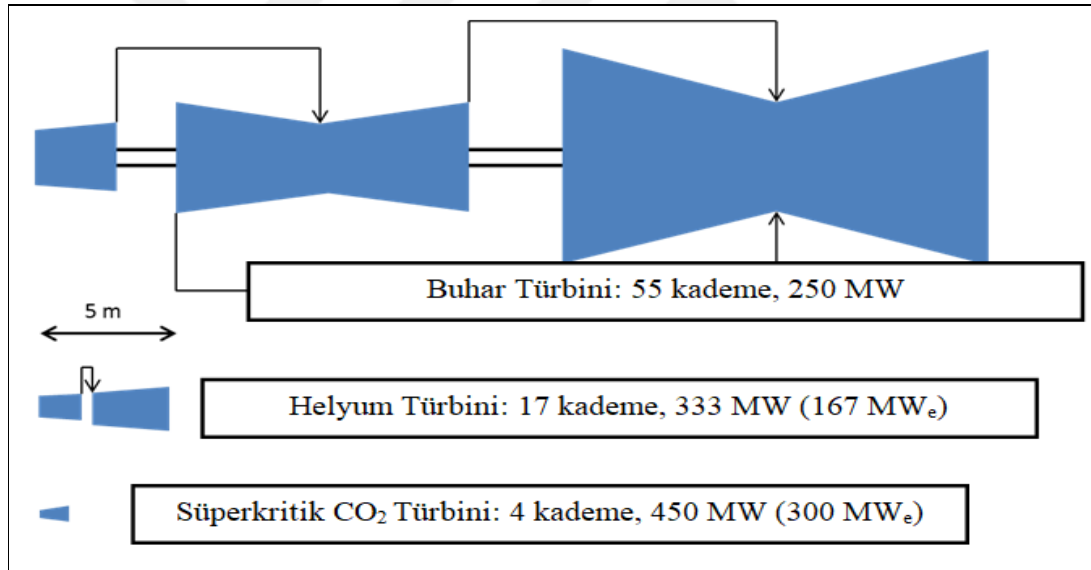
İdeal Rankine çevrimi olarak bilinen buharlı güç çevrimlerinde türbin sıcaklığı çelik malzemenin özelliğinden dolayı 600°C'ye kadar çıkarılabilmektedir. Bu sıcaklığın üzerine çıkıldığında çelik türbin ve kanatçıklar üzerindeki deformeler olduğu ve çeliğin akmaya başladığı tespit edilmiştir. Bunun önüne geçmek için ise çeliğin üzerine nikel ve östenitik alaşımların yapılarak dayanıklılığın artırılması gerekmekte olup maliyetin artmasına sebep olacaktır. Karbondiyoksit türbinleri ile karbondiyoksit akışkanının yüksek yoğunluğundan dolayı fiziksel boyutu buhar türbinlerine göre kat kat küçüktür. Buhar türbini ile sCO₂ türbin arasındaki temsili boyut farkları Şekil 1.17'de gösterilmiştir.



Şekil 1.17. Buhar türbini ile sCO₂ türbini arasındaki ebat farkı (Persichilli vd., 2012)

Karbondiyoksit türbinleri buhar türbinlerine kıyasla daha küçük ve sistemin kompakt olmasından dolayı kritik, süperkritik (kritik üstü) ve ultra süper kritik olarak çalışabilmekte ve yüksek sıcaklık ve basınç elde edilebilmektedir (Hofer, 2016). Fosil yakıt kazanları, konsantre güneş enerjisi, jeotermal, nükleer enerji ve gemi sistemleri, sCO₂ çevrimleri için uygun uygulamalar olarak tanımlanmış ve geleneksel Brayton ve Rankine çevrimlerinde yerini alacağı tahmin edilmektedir. sCO₂ güç çevrimleri, günümüzdeki buhar çevrimi teknolojilerine göre elektrik maliyetinin yaklaşık %15-20 azaltılabileceği düşünülmektedir.

Süperkritik ya da ultrasüperkritik Rankine çevrimlerinde CO₂ akışkanı kullanılması diğer süperkritik buhar türbinleri ve helyum akışkanlı Brayton çevrimleri ile kıyaslandığında Şekil 1.18’de görüldüğü gibi türbin boyutlarında küçümsemeyecek oranlarda fark olduğu gözlenmektedir.



Şekil 1.18. Süperkritik CO₂ türbinleri ile helyum ve buhar türbinlerinin temsili boyut farkları (Dostal, 2014)

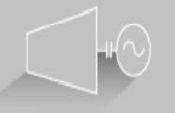
Türbin ebatları küçük olmasına rağmen en yüksek verim CO₂ türbininden elde edilmektedir. Bir helyum akışkanlı Brayton çevrimi 850°C civarında yüksek sıcaklığa ulaştığında %40 verim elde edilebilmektedir. Ancak süper kritik CO₂ türbinlerinde, 600°C’de %55 verim elde edilebilmektedir. Performans olarak çok iyi verim elde edilen Süperkritik CO₂ türbinleri, Brayton çevrimli helyum türbinleri ile 850°C türbin giriş sıcaklığında çalıştığında %46 daha yüksek enerji elde edilmektedir (Dostal, 2014).

Günümüzde enerji sektörüne yön veren firmalardan bir kaçı olan Siemens firması Çizelge 1.5’de belirtildiği gibi buhar türbini modeli ile elektrik güç üretiminde 12 MW a kadar, özel buhar türbinleri tasarımıyla 45 kW’tan 1900 MW’a kadar değişik güçlerde buhar türbinleri üretebilmektedir.

Çizelge 1.5. Siemens buhar türbinleri teknik verileri (Siemens, 2021)

Siemens Buhar Türbinleri					
Teknik Özellikler	SST-040 Buhar Türbini Serisi	SST-060 Buhar Türbini Serisi	SST-111 Buhar Türbini Serisi	SST-500 Buhar Türbini Serisi	SST-900 Buhar Türbini Serisi
Enerji üretimi	75-300 kW (e) arası	6 MW'a kadar	12 MW'a kadar	100 MW'a kadar güç çıkışı	250 MW'a kadar güç çıkışı
Buhar giriş sıcaklığı	400°C sıcaklığa kadar doymuş kuru buhar	530°C sıcaklığa kadar doymuş kuru buhar	530°C'ye kadar	400°C'ye kadar	585°C'ye kadar
Buhar giriş basıncı	2 bar (a)'dan 40 bar (a) seviyesine kadar	131 bar (a) seviyesine kadar	131 bar (a) seviyesine kadar	30 bar seviyesine kadar	165 bar seviyesine kadar
Egzoz buhar basıncı	Maksimum 7 bar (a) seviyesinden 0,1 bar (a) seviyesine kadar kondenser	Karşı basınçlı veya kondenserli tip	Maksimum yoğuşma 0,6 bar (a) seviyesine kadar	Yoğuşmalı: 1 bar; egzoz alanı: 2x0.175-3.5 m ²	Karşı-basınç: 16 bar seviyesine kadar Yoğuşma: 0.6 bar seviyesine kadar Egzoz alanı: 1.7-11m ²
Boyutları	Yaklaşık 1.5 x 2.5 x 2 m (Genişlik x Uzunluk x Yükseklik)	Uzunluk: 1.5m* Genişlik: 2.5m* Yükseklik: 2.5 m* *sadece türbin	Uzunluk: Jeneratör dahil 8 m Genişlik: 4 m Yükseklik: 4 m	Uzunluk: 19 m Genişlik: 6 m Yükseklik: 5 m	Uzunluk: 20,5 m* Genişlik: 11 m* Yükseklik: 10 m* *kondansatör dahil

Howden KKK firması, 750 kw ile 12 MW arasında güç üretebilen buhar türbinleri üretebilmektedir. Doosan Skoda Power firması ise Şekil 1.19’da görüldüğü gibi ancak 12 MW üzerindeki buhar türbini uygulamalarında yüksek verimli çözümler sunabilmektedir. Firmaların üretmiş oldukları buhar türbinleri ile CO₂ akışkanlı güç çevriminin elde ettiği verimler sayesinde bu değerlerle yarışmak zorunda kalacaklardır.

Model	Speed (RPM)	Indicative Range Steam Parameters up to	Configuration	Indicative Output (MW)						
				10	20	30	40	50	60	70
DST-V	Variable speed	acc. to request		10-35						
DST-G10	> 6,500	140 bar, 540 °C		10-35						
DST-G20	from 4,000 ~ to 6,500	140 bar, 565 °C				20-60				
DST-S10	3,000 / 3,600	165 bar, 580 °C					40-70			

Şekil 1.19. Doosan Skoda Power tarafından üretilen buhar türbini modelleri (Doosan, 2021)

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Angelino (1968), enerji üretimi için karbondioksit (CO_2) kullanımı ve karbondioksitli (CO_2) süperkritik güç çevrimleri hakkındaki ilk çalışmalardan biri 1960'lı yıllarda Angelino tarafından denenmeye başlanmıştır. Yüksek türbin giriş sıcaklığında buharın etkilerini aşmak için CO_2 etkilerinin potansiyelini fark eden en eski araştırmacılardan birisiydi. Yaptığı çalışmalarda 650°C üzerindeki türbin giriş sıcaklıklarında tek ısıtmalı kısmi yoğunlaşma CO_2 akışkanının aynı türbin giriş sıcaklığına sahip yeniden ısıtma buhar türbininden daha iyi etki göstereceği sonucuna ulaşmıştır.

Brown vd. (1970), yaptıkları çalışmada, diğer alternatif enerji dönüşüm çevrimleri ile birlikte kapalı devre CO_2 'li çevrimler üzerinde çalışmışlar yapmış, yeniden sıkıştırılmalı CO_2 türbinlerinin tesis etkisini gelişmiş buhar türbinlerinden 4-5 kat daha yüksek oranda ulaşma potansiyeline sahip olduğu sonucuna varmışlardır. Fakat buhar türbinlerinden üç kat daha büyük maliyeti olacağını ortaya koymuşlardır.

Combs (1977), yaptığı çalışmada, savaş gemilerinin yürütülmesi için gaz türbinlerine alternatif olarak CO_2 türbinleri üzerine çalışmış ve santral boyutunda ve ağırlığında bir artış olmasına rağmen CO_2 kullanılan çevrimlerde yakıt tüketiminde %25 azalma sağlayabileceği sonucuna ulaşmıştır.

Dincer ve Al-Muslim (2001), Ara kızdırmalı Rankine çevrimli bir güç santrali için $400\text{--}590^\circ\text{C}$ sıcaklık ve 10–15 MPa basınç şartlarında çevrimdeki değişik sistem parametreleri için ayrı ayrı enerji ve ekserji verimlilikleri incelenmiştir.

Dostal vd. (2004), yaptığı çalışmada, gelişmiş bir nükleer enerji uygulamasında bu çevrimin yararlarını göstererek CO_2 akışkanlı yeniden sıkıştırma sistemine olan ilgiyi yeniden artırmıştır. Araştırmasında buhar türbinleri helyum türbinli Brayton çevrimi ve CO_2 türbinlerini karşılaştırmış ve sonucunda üç çevrim arasında en yüksek verim değeri olarak CO_2 türbini olduğunu belirtmiştir. Ayrıca bu üç çevrim arasında çevrimin mahalde kapladıkları yerleri ve maliyetleri karşılaştırıldığında bir kez daha CO_2 türbinin öne çıktığını vurgulamıştır.

Yamaguchi vd. (2006), Enerji kaynağı olarak güneş enerjisinden faydalanarak kritiküstü sıcaklıkta CO₂ akışkanlı rankine çevrimi araştırması yapmıştır. CO₂ akışkanının sıcaklığını akışkanın kritik sıcaklığının üzerine çıkartarak 165°C'ye çıkartabilmişlerdir. Tasarladıkları sistemin verimini %25'e çıkartarak güneş enerjisiyle kritiküstü termik santralde elektrik üretmek mümkün olduğunu belirtmişlerdir.

Zhang vd. (2006), birlikte yapmış oldukları çalışmada güneş enerjisi destekli CO₂ akışkanlı bir Rankine çevriminin termodinamik analizini incelemişlerdir. Uyguladıkları sistemde çevrimden ısı ve elektrik gücü elde etmeyi temel amaç olarak değerlendirildiğinde CO₂ akışkanı ile diğer iş akışkanlarına kıyasla daha fazla güç sağlanabilmiştir. Sistemin ısı güç verimliliğini %36.2 olarak elektrik enerjisi verimliliğini ise %11.4 hesaplamışlardır.

Zhang vd. (2007), güç ve ısı üretmek için çalışma sıvısı olarak CO₂ akışkanını tercih etmiş süperkritik karbondioksit kombine güneş enerjili bir Rankine çevrimin sayısal olarak termodinamik analizini yapmışlardır. Ele alınan problem için sayısal bir formül oluşturmuşlardır. Seçilen yönetim parametrelerinin performans üzerine etkilerini araştırmışlardır. Sonuç olarak CO₂ bazlı Rankine çevriminin, enerji üretim verimliliğinin %20 ve ısı geri kazanım verimliliğinin %68 olduğunu bulmuşlardır.

Çengel ve Boles (2008), “Thermodynamics An Engineering Approach” adlı kitaplarında, temel termodinamik konuları kapsamlı bir şekilde anlatarak örnekler ve çözümlemeleriyle birlikte sunulmuştur.

Kasap vd. (2011), CO₂ akışkanın kullanıldığı sistemler ile kanatlı borulu CO₂ evaporatörü ve gaz soğutucular ile ilgili çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında akışkan olarak yeni alternatif arayışına gidilen CO₂ uygulamalarına ağırlık vermişlerdir. CO₂'nin kritik nokta basıncının diğer akışkanlara kıyasla çok yüksek olması nedeniyle tercih edilen ekipmanların mekanik dayanımının artırılması gerektiğini belirtmişlerdir. Sistemin en önemli ekipmanlarından olan evaporatör ve gaz soğutucu tasarımları için gerekli yazılım geliştirilerek laboratuarda prototip testleri ile desteklenmiştir.

Yazıcı ve Selbaş (2011), birlikte yapmış oldukları çalışmalarında 500 MW gücündeki buharlı güç santralinde, buhar türbininden gerekli gücün elde edilebilmesi için farklı kazan sıcaklıklarında gerekli olan türbin verimi, pompanın gücünü, ve kazana verilmesi gereken ısı miktarını hesaplamışlardır. Buharlı güç santralinin ekipmanlarından olan yoğuşturucu ve kazan için termodinamiğin ikinci yasası uygulanarak ekserji analizleri yapılmıştır.

Şahin (2012), çalışmasında süperkritik buhar ile çalışan bir güç santralinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Her bir proses ekipmanı için enerji ve ekserji dengeleri uygulanarak tersinmezlikler ile enerji ve ekserji verimleri hesaplamıştır. Ayrıca alternatif kömür kullanımının ve referans çevre sıcaklığının değiştirilerek santralin ekserji verimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yaptığı çalışmada en büyük ekserji kaybının kazanda meydana geldiğini açıklamıştır. Tesisin verimi olarak %42.11 olarak bulunmuş, tesisin toplam verimi ise %40.83 olarak hesaplanmıştır.

Yalçinkaya ve Bıyıkoglu (2012), birlikte yaptıkları çalışmada jeotermal enerji kaynaklı, karbondioksit akışkanlı bir güç çevrimi tasarlayarak sistemin termodinamik analizini gerçekleştirilmiştir. Jeotermal enerji karbondioksit akışkanına aktararak sistemin süperkritik bölgede uygulanılabilirliğini araştırarak literatürde elde edilen sonuçlar ile karşılaştırma yapılmıştır.

Tüysüz (2013), çalışmasında Çatalağzı Kritiküstü Termik Santralinin termodinamik analizini yapmıştır. EES programı yardımıyla santralin eleman giriş çıkışlarında belirlenen noktaların T, P, h ve s değerlerini belirleyip enerji ve ekserji değerlerini hesaplamıştır. Santral elemanlarının 1. yasa verimleri için kazan verimi %96.9 olarak, yüksek basınç türbini verimi %79.7 olarak, orta basınç türbini verimi için %92.4 olarak, alçak basınç türbini verimini %87.6 olarak hesaplamıştır. 2. yasa verimi için kazan verimi %93.4 olarak, yüksek basınç türbini için %88.4 olarak, orta basınç türbini verimi %92 ve alçak basınç türbini verimini %90 olarak hesaplamıştır.

Yılmaz (2013), tarafından yapılan çalışmada Isparta şartlarında güneş çanaklı bir güneş enerjisi sistemi tasarlamıştır. Organik Rankine çevrimi esasına göre çalışan sistemde, R410a akışkanı kullanılarak termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizlerini yapmıştır. Yapmış olduğu deneysel incelemeler neticesinde kazan

sıcaklığı ve türbin giriş basıncının artması sistemin ısı ve ekserji verimini arttırdığını belirterek sistemin ısı verimini %10 ekserji verimini de %70 olarak hesaplamıştır.

Akbari vd. (2014), yeni bir kombine SCRBC (Süperkritik CO₂ Yeniden Sıkıştırılmalı Brayton/Organik Rankine Çevrimi) SCRBC'den (Süperkritik CO₂ Yeniden Sıkıştırılmalı Brayton Çevrimi) gelen atık ısının, elektrik üretmek için bir Organik Rankine Çevrimi (ORC) tarafından kullanıldığı çevrimin exergoekonomik analizi ve optimizasyonu yapmışlardır. Organik Rankine Çevrimi için sekiz farklı çalışma akışkanı göz önüne alındığında, sistem bileşenlerine kütle ve enerji korunumu, ekserji dengesi ve ekserji maliyet denklemleri uygulanarak çevrimler için termodinamik ve exergoekonomik modeller geliştirilmiştir. SCRBC/ORC'nin ekserji verimliliğinin %11.7'ye kadar SCRBC'den daha yüksek olduğu ve SCRBC/ORC'nin toplam ürün birim maliyetinin %5.7'ye kadar SCRBC'den daha düşük olduğu tespit etmişlerdir. Çalışma akışkanlarını en yüksek ekserji verimliliğine ve en düşük ürün birim maliyetine göre sıralama yaparak uygun çalışma akışkanını seçmeyi hedeflemişlerdir.

Ahn vd. (2015), Süperkritik karbondioksit (sCO₂) kullanılan bir güç çevriminde farklı sıcaklık aralığında türbin giriş ısılarının (450-600°C) karşılaştırılması yapılmış neticesinde değerlendirdiği sıcaklıklarda sistemden yüksek verim elde edilebileceğini belirtmiştir. sCO₂ kullanılan güç çevrimlerinde diğer çevrimlere göre farklılığı genel sistemin küçük boyutlu olması ve uygulaması yerleri için sadece yeni nesil nükleer santraller değil, aynı zamanda geleneksel su soğutmalı reaktörler, termik santraller ve yenilenebilir enerji kaynağı sistemlerinde kullanılabileceğini belirtmiştir.

Bidkar vd. (2016), yaptıkları çalışmalarda, 100-1000 MW aralığındaki fosil yakıt kullanarak, 650°C'nin üzerindeki yüksek türbin giriş sıcaklıklarında en gelişmiş buharlı güç çevrimleri ile karşılaştırıldığında CO₂ akışkanlı güç çevrimlerinin daha avantajlı olduğunu belirtmişlerdir. CO₂ akışkanlı sistemlerin fosil yakıtlı buharlı güç çevrimlerine göre yerini alması 10 yıldan fazla sürenin alacağını belirtmiştir. DOE NETL tarafından desteklenen programlar bu çevrimlerin turbo makinesinin ölçeklendirilmesi hakkında son derece önemli bilgiler sağlamaktadır.

Günaydın (2016), Reküperatörlü bir Organik Rankine Çevrimi sisteminin prototip tasarım ve imalatını yaparak sistemin termodinamik analizini incelemiştir. 15°C soğuk kuyu değeri 90°C, 100°C ve 110°C gibi farklı kaynak sıcaklıklarında 1.5 kW gibi türbinden net güç çıkışı olan bir sistem tasarlamıştır. Sistemin çevrim analizlerini bilgisayar üzerinde hesaplama programları kullanılarak farklı organik akışkanlar ve farklı türbin izentropik verimleri belirleyerek aşırı kızdırma sıcaklığının etkisini incelemiştir. Yapılan analizler neticesinde elde edilen en yüksek çevrim verim (R365mfc akışkanı için 110°C ısı kaynağı sıcaklığı, 5°C aşırı kızdırma sıcaklığı ve %80 izentropik verim) %10.4 olarak hesaplamıştır. En düşük verim ise (R236ea akışkanı için 90°C ısı kaynağı sıcaklığı, 15°C aşırı kızdırma sıcaklığı ve %60 izentropik verim) %4.7 olarak hesaplamıştır.

Hofer (2016), yaptığı çalışmada, kapalı devre CO₂ güç çevrimlerinin buhar türbinlerine kıyasla daha çok verim elde edilebileceğini ispat etmek için tasarlamış oldukları CO₂ türbinin analizini yapmıştır. Tasarlanan küçük boyuttaki CO₂ türbinli güç çevrimi ile 10 MWe elektrik enerjisi üreten tesisin kurulabileceğini belirtmiştir. Mevcut sistemlerin 550°C'ye kadar çalışabildiğini bu derecelerin üzerine çıkıldığında türbin malzemelerinde deformeler olduğunu belirtmiş bu problemi çözmek ve türbin sıcaklık ve basıncını arttırmak için CO₂ türbinlerini tasarlamış 550°C ve 700°C'deki değerlerini test etmiştir.

Tozlu vd. (2017), çalışmalarında süperkritik CO₂'in aracı akışkan olarak kullanıldığı Organik Rankine Çevrimi entegre edilmiş bir gaz türbin çevriminin termoekonomik ve termodinamik analizini yapmışlardır. Sistemin termodinamik analizleri EES ve ASPEN Plus programları kullanılarak önerilen sistemin enerji verimi %23.30 ekserji verimi %59.60 elektrik üretim kapasitesi ise 1530.88 kW olarak hesaplanmıştır. Sistemde üretilen elektriğin birim maliyeti hesaplanarak sistemin kendisini 4.09 yıl sonra amorti edeceği belirtilmiştir.

Arat (2018), yaptığı çalışma neticesinde Bekirli Termik Santrali'nin 1827 ton/h buhar üretim kapasiteli purvarize kömür yakıtlı süperkritik bir kazan ile 600 MW enerji çıkışlı bir turbo-jeneratör grubu ve bu sisteme ait ekipmanların enerji ve ekserji analizini değerlendirmiştir. Farklı santral yüklerinde türbinlerin yaptıkları mekanik işlerin değerlerini, sistem ekipmanlarının ekserji yıkımlarını, kayıp

enerjilerini ve ekserji verimlerini değerlendirmiş, 600 MW yükte en büyük enerji kaybı kazanda meydana geldiğini ve kazan verimini %91.5 olduğunu, tesis net veriminin %39.54 iken, 350 Mw yükte %89.06 ve tesis veriminin %35.40'a düştüğünü, en küçük enerji kaybının ise pompada meydana geldiğini belirtmiştir.

Chaudhary vd. (2018), süperkritik CO₂ çevrimi, buharlı Rankine çevrimi ve Kombine Rankine çevrimi olarak üç güç çevriminin birinci yasa ve ikinci yasanın termodinamik analizlerini yapmışlardır. Sistemin termodinamik modellemesini EES programı üzerinden yapmışlardır. İlk çalışmasında sonuç kombine güç çevriminin analizinden veriminin %28.9 olduğunu ve süperkritik CO₂ Rankine çevriminden %18.46 yüksek olduğunu ve orta atık ısı kaynağı için buharlı Rankine çevrimi verimini (%24.48) olarak bulmuşlardır. Kombine çevrimde karbondioksitin kritik noktanın üzerinde olması daha yüksek verimi nedeniyle, diğerlerine kıyasla maksimum enerji kazancını elde edildiğini belirtmişlerdir. Buharlı Rankine çevriminin ekserji verimliliği %68 olduğunu tespit etmişlerdir.

Singh ve Mishra (2018), çalışmalarında Güneş Enerjili Parabolik Oluklu Kollektör (SPTC) tahrikli kombine enerji santralinin detaylı enerji ve ekserji analizleri yapmışlardır. SPTC'lerle entegre süperkritik CO₂ (sCO₂) çevrim ve Organik Rankine Çevrimi (ORC) kombinasyonunu güç üretmek için kullanmışlardır. sCO₂ döngüsü ve ORC bir tepe ve dip döngüsü olarak düzenlenmiştir. R134a, R1234yf, R407c, R1234ze ve R245fa gibi beş organik çalışma sıvısı, düşük sıcaklıklı bir ORC'dir. Ayrıca ekserji verimi, ekserji yok etme oranı, yakıt tükenmesi oranı, tersinmezlik oranı ve iyileştirme potansiyeli gibi beş temel ekserji parametresi de incelemişlerdir. Sonuç olarak R407c akışkanlı kombine çevriminin bir güneş kolektörü için 0.2583 minimum yakıt tükenme oranına sahip olduğu ve 3740 kW'lık en yüksek güç çıkışına sahip olduğu sonucuna varmışlardır.

Gao vd. (2019), yaptıkları çalışmada teorik bir güneş radyasyonu günlük dağıtımı ile yeni bir süperkritik karbondioksit (S-CO₂) Brayton çevrimi ve Organik Rankine çevrimi kombine sistemin performansını araştırmışlardır. Yeni sistem tüm güneş enerjisini S-CO₂ soğutucusundan salınan ısının Organik Rankine Çevriminde sağlanan termal depolama sisteminde depolandığı bir S-CO₂ Brayton çevrimine aktarılmıştır. Bu nedenle, güneş enerjisi yüksek bir sıcaklıkta tutulurken, aynı

zamanda termal depolama sistemi sıcaklığı düşüktür. Çalışma basit bir güneş radyasyonu günlük dağıtım modeli oluşturur. Maksimum çalışma süresi, termal depolama malzemesi kütlesi ve iki devrenin parametre varyasyonları, güneş radyasyonu günlük dağıtım modeli ile simüle edilmiştir. Çalışmalarında 10 adet akışkan ve 5 adet temsili termal depolama malzemesi karşılaştırılmış, bu malzemelerin kütlesi ve hacmi gösterilmiştir. Sürekli çalışma süresi ne kadar uzun olursa, sistemin ısı verimi o kadar düşük olduğunu belirtilmiş, sistem sürekli bir güç çıkışı sağlıyorsa, maksimum sürekli çalışma süresi 19.1 saate ulaşabildiğini hesaplamışlardır. Kullandıkları akışkanların birçoğu için sistem verimliliği %38'in üzerinde olduğunu hesaplamışlardır.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Enerji ve Ekserji Analizi

Enerji bir iş yapabilme yeteneğidir. Bir enerji tesisinin enerji analizi sisteme giren ve çıkan enerjilerin hesaplanması ile elde edilir. Bu hesaplamalar termodinamik birinci yasası dikkate alınarak yapılmaktadır. Ekserji analizi ise termodinamiğin ikinci yasası esas alarak enerji analizindeki belirtilen eksiklikleri tamamlamaktadır.

Bu bölümde CO₂ akışkanlı transkritik bir güç çevriminin termodinamik analizi için enerji ve ekserji analizlerinde bilinmesi gereken temel termodinamik kavramların açıklamaları yapılarak, performans ifadelerine ve referans çevre tanımına yer verilmiştir.

3.1.1. Termodinamiğin birinci yasa analizi

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ilkesi olarak adlandırılır. Deneysel gözlemlere dayanmakta olan bu yasa enerjinin yoktan var edilemeyeceğini, vardan da yok edilemeyeceğini ancak bir şekilde başka bir şekile dönüşebileceğini, bir sistemden başka bir sisteme transfer edilebileceğini ifade eder (Çengel ve Boles, 2008).

Sürekli akışlı açık sistemlerde kontrol hacmi içerisinde toplam kütle sabit kalmaktadır. Sisteme giren toplam kütle ile çıkan toplam kütle birbirine eşittir. Birden çok giriş ve çıkışı olan sürekli akış halindeki açık sistem için kütle korunumu denklemi Denklem (3.1)'de belirtilmiştir (Tüysüz, 2013).

$$\Sigma \dot{m}_g = \Sigma \dot{m}_ç \quad (3.1)$$

Burada $\dot{m}_g$, $\dot{m}_ç$ sistemde kullanılan akışkanların giriş ve çıkıştaki kütleli debilerini (kg/s), Σ sembolü toplam anlamını ifade etmektedir.

Enerjinin korunumu, çevre ile sistem arasında meydana gelen ısı ve iş etkileşimlerinin net etkisinden oluşmaktadır. Sürekli akışlı açık sistemlerde kontrol hacminin toplam enerjisi sabit olup kontrol hacmine giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olmadığı ortaya çıkmaktadır. Böylelikle enerji korunumu ilkesi Denklem (3.2)'deki gibi ifade edilir (Çengel ve Boles, 2008).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{çıkan}} \dot{Q}_{\text{çıkan}} - \sum \dot{m}_{\text{giren}} \dot{Q}_{\text{giren}} \quad (3.2)$$

Burada $\dot{Q}$ ısıyı, $\dot{W}$ işi, $\dot{m}$ kütleli ifade etmektedir.

3.1.2. Termodinamiğin ikinci yasa analizi

Termodinamiğin ikinci yasası, 19. yy'ın sonlarına doğru entropi ve tersinirlik konularıyla yakın ilişkili bir kavram olarak ortaya çıkmıştır. Enerjinin toplum hayatındaki önemi gün geçtikçe artmaktadır. Günlük yaşamımızda kullanılan enerji, başka bir enerji kaynağından dönüştürülmesiyle elde edilen ikincil enerjidir. Bunlar ısı, elektrik ve mekanik gibi çeşitli şekillerde olabilir. Enerjinin birincil kaynağından değerli olan ikincil kaynaklara dönüştürülmesi için kullanılan sistemler enerji üretim sistemleridir. Bu sistemler termodinamik şartlarda çalışırlar. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasası sistemlerin çalışma şartlarını ve şekillerini belirler (Yazıcı, 2006).

Termodinamiğin ikinci yasası kullanılabilirlik ve entropi kavramlarını da içerisine alarak birinci yasanın tersine somut yöntemler ortaya koymakta, enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için kullanılır. Termodinamik'te karşılaşılan problemlerin çözümü için birinci yasa tek başına yeterli gelmemektedir. İkinci yasa ise enerjinin niceliğinin yani miktarının yanında niteliği ile de yani kalitesiyle de ilgilenmekte olup bu kaliteyi belirtmek amacıyla entropi adını verdiğimiz bir kavramı ortaya atmaktadır.

Entropi; sistemdeki düzensizlik ya da sistemdeki tersinmezliklerin bir ölçüsü olarak tanımlanır. Tersinmezlik ise iki yönlü çalışan bir proses sonrasında eski haline dönen bir sistemin kaybettiği enerji miktarıdır (Çengel ve Boles, 2008).

Sürekli akış olan açık sistemler için termodinamiğin ikinci yasası Denklem (3.3)'de belirtildiği gibidir.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{cev}}}{T_0} \geq \quad (3.3)$$

Burada $\dot{S}_{\text{üretim}}$ birim zamanda meydana gelen entropi üretimini, s_{g} ve $s_{\text{ç}}$ birim zamanda giren ve çıkan entropileri belirtmektedir. $\dot{Q}_{\text{cev}}$ ısı geçişini, T_0 sistem sınırındaki sıcaklığı, bunların birbiri ile bölümü ise entropi transferini ifade etmektedir.

Denklemde;

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.4)$$

olarak tanımlanmaktadır. Formülde $\dot{I}$, tersinmezliği, yani birim zamanda kaybolan ekserjiyi ifade etmektedir. Sürekli akışlı açık sistemlerde tersinmezliğin ve kullanılabilirliğin hesaplanmasına ilişkin (T_R) ısı enerji deposunun mutlak sıcaklığı, ($\dot{Q}_R$) sistemle ısı enerji arasındaki ısı alışverişini ifade eder. T_R sıcaklığındaki bir ısı enerji deposuyla $\dot{Q}_R$ miktarda ısı alışverişinde bulunan sürekli akış olan açık sistem için birim zamanda meydana gelen tersinmezlik Denklem (3.5)'te belirtilmiştir;

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = T_0 \left(\sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \frac{\dot{Q}_R}{T_R} \right) (\text{kW}) \quad (3.5)$$

Bağıntı aşağıdaki gibi sadeleştirilir:

$$i = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = T_0 \left(s_{\text{ç}} - s_{\text{g}} + \frac{q_R}{T_R} \right) (\text{kJ/kg}) \quad (3.6)$$

Bir çevrimin tersinmezliği ortamların sıcaklığına ve ısı alışverişlerinin büyüklüğüne bağlıdır. Bu durumda birim kütle için Denklem (3.7)'deki gibi ifade edilir:

$$i = \left(T_0 \Sigma \frac{q_R}{T_R} \right) (\text{kJ/kg}) \quad (3.7)$$

T_h ve T_L sıcaklıklarındaki ortamlarıyla ısı alışverişinde bulunan bir çevrim için tersinmezlik aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$i = T_0 \left(\frac{q_c}{T_L} - \frac{q_g}{T_H} \right) (\text{kJ/kg}) \quad (3.8)$$

Tersinir iş, hal değişimi sırasında sistemden elde edilebilecek maksimum faydalı iş olarak ifade edilir. Faydalı iş ise ilk ve son haller arasındaki hal değişimi tümünden tersinir olarak gerçekleştiği zaman elde edilir (Eyidoğan, 2014).

Sürekli akış olan açık sistemlerde tek giriş ve tek çıkış varsa tersinir iş denklemi aşağıdaki gibi yazılır;

$$W_{tr} = \dot{m} \left((h_g - h_c) - T_0(s_g - s_c) + \frac{V_g^2 - V_c^2}{2} + g(z_g - z_c) \right) \quad (3.9)$$

Burada $\dot{W}_{tr}$ tersinir işi, T sıcaklığı, h entalpiyi, V hızı, g yerçekim ivmesini, z ise yükseklik farkını vermektedir.

Sistemden geçen birim kütle için;

$$W_{tr} = \left((h_g - h_c) - T_0(s_g - s_c) + \frac{V_g^2 - V_c^2}{2} + g(z_g - z_c) \right) \quad (3.10)$$

$$W_{tr} = T_0 \Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad (3.11)$$

Tek girişi ve tek çıkışlı sürekli akış olan açık sistemlerde potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilecek olursa oluşacak tersinir iş denklemi;

$$W_{tr} = \dot{m} \left((h_g - h_c) - T_0(s_g - s_c) \right) \quad (3.12)$$

Bir akışın kullanılabilirliği Ψ ile gösterilir ve akış kullanılabilirliği diye adlandırılır. Denklemden giriş hali indissiz olarak, çıkış hali de ölü hal olmak üzere 0 indisiyle gösterilirse, ($V_0 = 0, Z_0 = 0$)

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (3.13)$$

Açık bir sistemde birim kütle için tersinmezlik i veya birim zamanda tersinmezlik $\dot{I}$, yararlı iş ile tersinir iş arasındaki farkı, g ve $\dot{c}$ indisleri giriş ve çıkış hallerini gösterir. Yararlı iş $\dot{W}_y$ ile Tersinir iş $\dot{W}_{tr}$ arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki tersinmezlikten kaynaklanmaktadır.

Tek giriş ve tek çıkışlı sürekli akış olan açık sistem için aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}(\Psi_g - \Psi_c) \quad (3.14)$$

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.15)$$

Birim kütle için tersinmezlik ise aşağıdaki gibidir;

$$i = w_{tr} - w_y = \dot{m} \cdot T_0 \cdot \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.16)$$

Termodinamiğin ikinci yasası için, ısı veya iç enerjiye dönüşümü için herhangi bir kısıt önermezken, iç enerjinin tam olarak işe dönüştürülemeyeceğini ifade etmektedir.

Birinci yasa verimi sistemlerde en iyi ölçü olarak almadığından tek başına yeterli değildir. Bunun yetersizliği ortadan kaldırmak için ikinci yasa verimi (η_{II}) tanımlanmıştır. İkinci yasa verimi çevrimden elde edilen yararlı işin, elde edilebilecek en çok işe oranıdır.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{w}_y}{\dot{w}_{tr}} \quad (3.17)$$

İkinci yasa verimi ya da ekserji verimi iş gerektiren makinalar için aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\eta_{II} = \frac{\dot{w}_{tr}}{\dot{w}_y} \quad (3.18)$$

Buna göre ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\eta_{II} = \frac{\text{elde edilen ekserji}}{\text{toplam ekserji girişi}} = 1 - \frac{\text{toplam tersinmezlik}}{\text{toplam ekserji girişi}} \quad (3.19)$$

3.2. Ekserji Kavramı

Ekserji terimi ilk kez 1956 yılında Zoran Rant tarafından kullanılmış, ilk tanımı H.D. Baehr tarafından “enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmı” olarak yapılmıştır. Nicel hesaplamalar için kullanılacak tanımı ise Bosnjaković tarafından “ekserji, tersinir bir süreç sonunda, çevre ile denge sağlandığı takdirde kurumsal olarak elde edilebilecek maksimum yararlı iş miktarıdır” şeklinde yapmıştır (Arkol, 1984).

Ekserji enerjinin kullanılabilir kısmı olup iş yapabilme potansiyelidir. Kullanılmayan kısmı ise anerji olarak adlandırılır. Çevrenin iç enerjisi anerjiye en uygun örnek olarak verilebilir ve ekserjisi sıfır olarak alınmaktadır. Enerjinin şekil değiştirdiği proseslerde entropide tersinmezlik artışı meydana gelir ki bu tersinmezlik artışı, kullanılabilirliği yani ekserjiyi azaltır. Enerji bir formdan başka bir forma dönüştüğünde korunsun bile toplam enerji miktarından daha az iş elde edilir. Ekserji analizi genellikle sistemin maksimum termodinamik verimini hesaplamak ya da ekserji kaybını yani verilen prosesin tersinmezlik derecesini belirlemek için yapılır. Bu analizler enerji kalitesindeki azalmaya bağlı olarak proses içindeki verim kaybını ölçmeyi sağlar. Ekserji kaybının ana sebeplerinin ve büyüklüğünün belirlenmesi ile sistem için var olan potansiyel iyileştirmeler yapılabilir (Çengel ve Boles, 1996).

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

Enerji ile ekserji arasında bazı temel farklılıklar bulunmaktadır. Bunları tanımlamak gerekirse; Enerji bir hareket ya da hareket meydana getirme kabiliyeti olarak tanımlanabilirken ekserji iş ya da iş yapabilme yeteneği olarak ifade edilir. Enerji çevreden bağımsızken ve hiçbir şartta sıfır olmazken, ekserji çevre şartlarına da bağlı olup aynı zamanda sıfırdır. Enerji hiçbir zaman yok olamaz ve birinci yasa gereği korunur. Ekserji ise sadece tersinir işlemlerde korunur ve tersinmez işlemlerde kullanılır. Enerji miktarla ölçülebilirken, ekserji hem miktara hem de niceliğe bağlıdır. (Kaya, 2008). Enerji ve ekserji kavramının karşılaştırılması Çizelge 3.1’de açıklanmıştır.

Çizelge 3.1. Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması (Tekel, 2006)

Enerji	Ekserji
Termodinamiğin I. Yasası ile ilgilenir.	Termodinamiğin II. Yasası ile ilgilenir.
Niceliğin bir ölçütüdür.	Niceliğin ve kalitenin bir ölçütüdür.
Çevre parametrelerinden bağımsızdır. Sadece madde ve enerji akış parametrelerine bağlıdır.	Madde ve enerji akış parametrelerine bağlı olmakla birlikte çevre parametrelerine de bağlıdır.
Enerji, hareket veya hareket üretebilme yeteneğidir.	Ekserji, iş yapabilme ya da iş üretebilme yeteneğidir.
Daima korunur. Vardan yok ya da yoktan var edilemez.	Tersinir proseslerde korunur, tersinmez proseslerde daima kaybolur.

Enerji elde etmek için kullanılan bir prosesi değerlendirirken maddenin çevre şartlarına bağlı olarak ölü hale gelene kadar maksimum faydalı işi bilmek için, ekserji değişimini bilmek gereklidir. Bir sistemin ölü halde gelmesi için çevresiyle termodinamik dengeye ulaşmış olması gerekmektedir. Diğer bir ifade ile sistemin sıcaklık ve basıncı çevre sıcaklığına geldiğinde ölü hale gelmiş olur ve çevresine göre bütün enerjileri sıfırdır.. Sistemin ölü haldeki özellikleri P_o , T_o , h_o , u_o ve s_o ’dır. Ölü hal durumunda; $P_o = 101.325$ kPa, $T_o = 25^\circ\text{C}$ ’dir (Tüysüz, 2013).

3.2.1. Ekserji çeşitleri

Ekserji, yüzey gerilmesi, manyetik gerilme ve nükleer etkilerinin olmaması durumunda; kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserji bileşenlerinden meydana gelmektedir (Şahin, 2012).

$$E = E_k + E_p + E_{fiz} + E_{kim} \quad (3.20)$$

Burada E, ekserjiyi alt indisler ise sırasıyla kinetik, potansiyel, fiziksel ve kimyasal ekserjiyi ifade etmektedir. Kinetik ve potansiyel ekserjiler Denklem (3.21) ve Denklem (3.22)'de gösterildiği gibidir.

$$E_k = \frac{1}{2} V^2 \quad (3.21)$$

$$E_p = gz \quad (3.22)$$

3.2.1.1. Fiziksel ekserji

Fiziksel ekserji sistemin basıncı P ve sıcaklığı T ilk durumundan, P₀ ve T₀ halindeki çevre şartları ile termodinamik denge haline getirildiğinde sistemden elde edilecek en çok iş olarak ifade edilir (Tekel, 2006).

$$E_{fiz} = (h - h_0) + T_0(s - s_0) \quad (3.23)$$

3.2.1.2. Kimyasal ekserji

Bir maddenin çevresi ile kimyasal denge haline geldiğinde ısı transferi ve madde alışverişinden dolayı ölü hale getirilmesi neticesinde yaptığı maksimum işe kimyasal ekserji denilmektedir (Tekel, 2006). Termik santrallerin ekserji analizlerinde kullanılan iş akışkanının herhangi bir kimyasal tepkimeye girmedeği ve çevrim boyunca kimyasal bir değişime uğramadığı kabul edilir (Şahin, 2012).

3.2.1.3. Standart kimyasal ekserji

Standart kimyasal ekserjiler uygun çevre malzemelerinin özellikleri dikkate alınarak hesaplanmaktadır. Referans alınan maddeler ise atmosferdeki gaz bileşenler, litosferdeki katılar ve deniz veya okyanuslardaki iyonik olan ya da iyonik olmayan maddeler olmak üzere üç grupta toplanmaktadır (Tekel, 2006).

3.2.1.4. Isıl ekserji

Sistemlerin ısı ekserjisi Denklem (3.24)' deki gibi hesaplanır.

$$E_{\text{Isıl}} = E_{\text{fiz}} + E_{\text{kim}} \quad (3.24)$$

3.2.1.5. İş ekserjisi

Ekserji, maksimum iş yapabilme potansiyeli olduğundan dolayı bütün süreçlerde iş ekserjiye eşit olmaktadır.

$$E_w = W \quad (3.25)$$

3.2.1.6. Isı transferinin ekserjisi

Isı transferinden dolayı ortaya çıkan ekserji Denklem (3.26)'deki gibi hesaplanır.

$$E_Q = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q_i dA \quad (3.26)$$

Eğer bir sistemde sıcaklık dağılımı mevcutsa ısı alışverişinden dolayı meydana gelen ekserji Denklem (3.27)'deki gibi hesaplanır.

$$E_Q = Q_A \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.27)$$

Ekserji denkliği

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} E - \sum_{\text{giren}} \dot{m} E + T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.28)$$

Burada $\dot{E}_Q$ ısı alışverişinden meydana gelen birim zamandaki ekserjiyi, $\dot{E}_W$ ise mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri, E ekserjiyi, T_0 çevre sıcaklığını, $\dot{S}_{\text{üretim}}$ ise entropi üretimi anlamına gelmektedir (Yılmaz, 2006).

$$E = \dot{m}_E \quad (3.29)$$

$$E = (h - T_0 s) + \frac{1}{2} V^2 + gZ - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.30)$$

Denklem (3.28)'de ifade edilen potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilecek olursa özgül ekserji denklemi aşağıdaki gibi elde edilir;

$$e = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.31)$$

Rankine çevrimlerinde her bir sistem elemanı için giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması için belirtilen elemanların tersinmezliklerinin bulunması gerekmektedir. Bunun için Denklem (3.28) düzenlenecek olursa aşağıdaki denklem elde edilir.

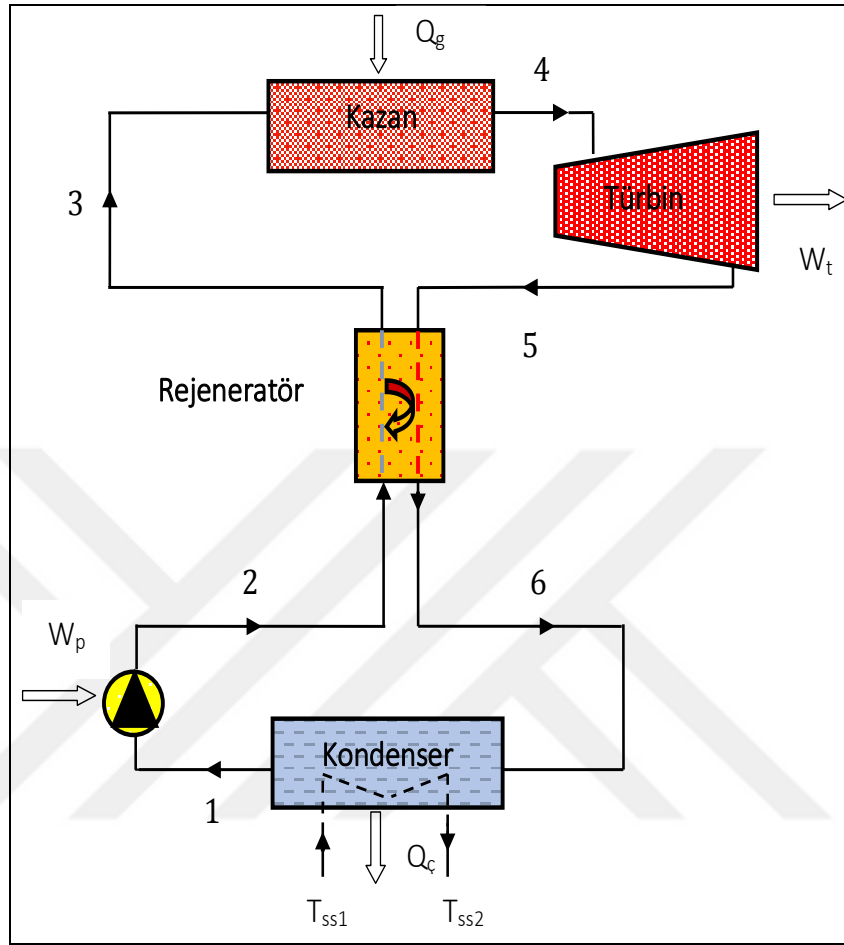
$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{\text{giren}} \dot{m} E - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} E - \dot{I} \quad (3.32)$$

Rankine çevrim tüm elemanlarının tersinmezliklerinin hesaplanmasında (3.32) denklemi kullanılmıştır.

3.3. Çevrimin Birinci Yasa Analizi

CO₂ akışkanlı transkritik bir güç çevriminde birinci yasa analizinin yapılmasındaki amaç, sistem ekipmanlarının sıcaklık ve basıncının yanında, pompa ve türbin verimi gibi sistemin performansını etkileyen değişkenler ile ısı verimin bulunmasıdır. Bu sebepten dolayı çevrimin her bir elemanına termodinamiğin birinci yasası

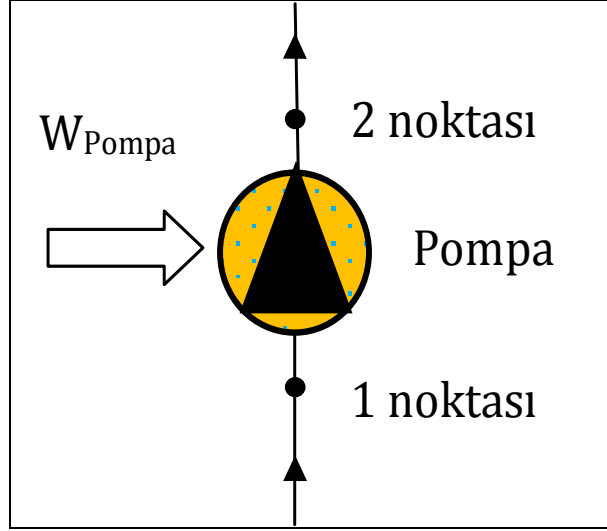
uygulanmıştır. Şekil 3.1’de CO₂ akışkanlı transkritik bir güç çevriminin tesisat şeması verilmiştir.



Şekil 3.1. CO₂ akışkanlı transkritik bir güç çevriminin çevrimi tesisat şeması

3.3.1. Pompa birinci yasa analizi

Çevrime ait pompanın kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri verilmiştir. Çevrime ait pompanın şematik resmi Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2. Pompa şematik resmi

a) Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_s \quad (3.33)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{çıkan}} Q_{\text{çıkan}} - \sum \dot{m}_{\text{giren}} Q_{\text{giren}} + \Delta ke + \Delta pe \quad (3.34)$$

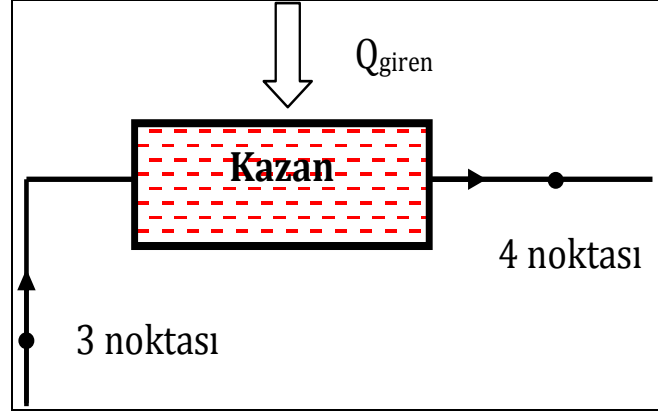
$$m_1 h_1 = m_2 h_2 - W_p \eta_p \quad (3.35)$$

$$\dot{W}_p = \sum \dot{m}_{\text{çıkan}} h_{\text{çıkan}} - \sum \dot{m}_{\text{giren}} h_{\text{giren}} \quad (3.36)$$

$$W_p = \frac{\dot{m}_s (h_2 - h_1)}{\eta_p} \quad (3.37)$$

3.3.2. Kazan birinci yasa analizi

Çevrime ait kazanın kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri verilmiştir. Çevrime ait kazanın şematik resmi Şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Kazan şematik resmi

a) Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_s \quad (3.38)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}_{\text{çıkan}} h_{\text{çıkan}} - \sum \dot{m}_{\text{giren}} h_{\text{giren}} \quad (3.39)$$

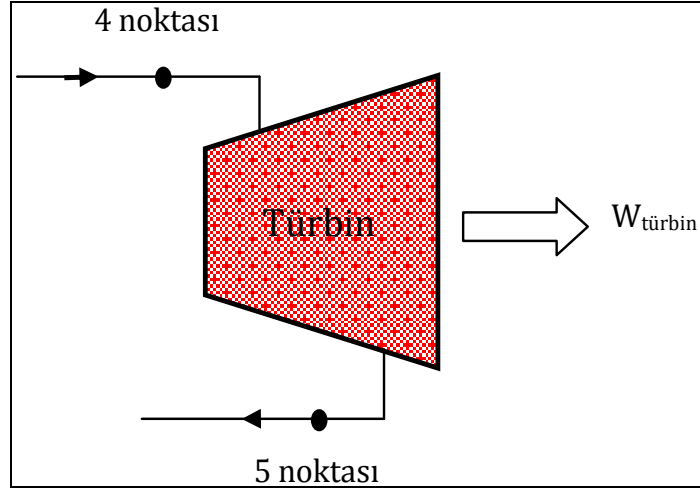
$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 - \dot{Q}_k \quad (3.40)$$

$$\dot{Q}_g = h_4 - h_3 \quad (3.41)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_s (h_4 - h_3) \quad (3.42)$$

3.3.3. Türbin birinci yasa analizi

Çevrime ait türbinin kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri verilmiştir. Çevrime türbinin şematik resmi Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Türbin şematik resmi

a) Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_s \quad (3.43)$$

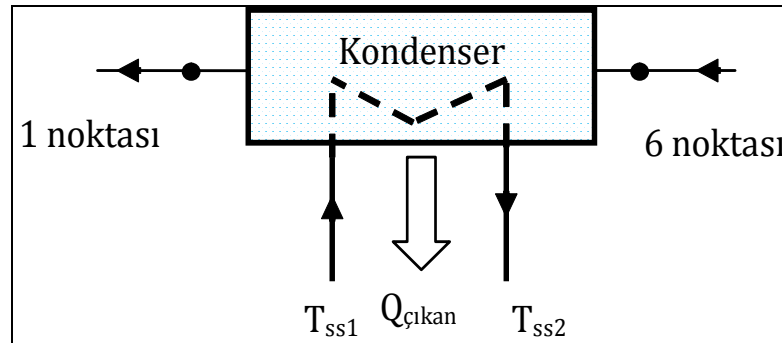
b) Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_5 h_5 + W_T \quad (3.44)$$

$$W_T = \eta_T \dot{m}_s (h_4 - h_5) \quad (3.45)$$

3.3.4. Kondenser birinci yasa analizi

Çevrime ait kondenserin kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri verilmiştir. Çevrime ait kondenserin şematik resmi Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.5. Kondenser şematik resmi

a) Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 = \dot{m}_s \quad (3.46)$$

$$\dot{m}_{ss1} = \dot{m}_{ss2} = \dot{m}_{ss} \quad (3.47)$$

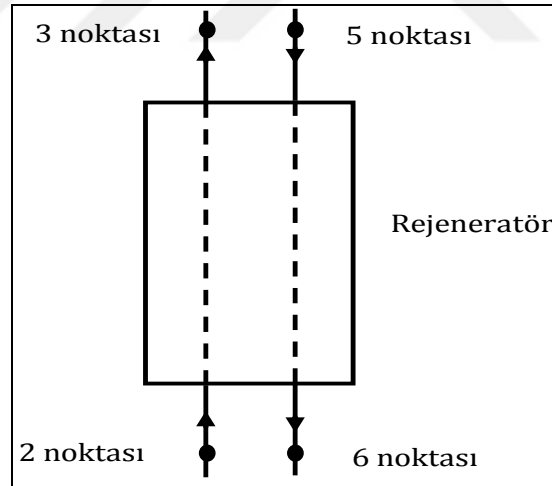
b) Enerjinin Korunumu:

$$m_6 h_6 + m_{ss1} h_{ss1} = m_s h_1 + m_{ss2} h_{ss2} \quad (3.48)$$

$$m_s (h_6 - h_1) = m_{ss} (h_{ss2} - h_{ss1}) \quad (3.49)$$

3.3.5. Rejeneratör birinci yasa analizi

Çevrime ait rejeneratörün kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri verilmiştir. Çevrime ait rejeneratörün şematik resmi Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Rejeneratör şematik resmi

a) Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_s \quad (3.50)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_s \quad (3.51)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_3 h_6 + \dot{m}_6 h_6 \quad (3.52)$$

3.3.6. Çevrimin ısı verimi

CO₂ akışkanlı transkritik bir güç çevriminin ısı verimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$W_{\text{net}} = q_g - q_c = W_T - W_P \quad (3.53)$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{(W_T - W_P)}{q_g} = \frac{(q_g - q_c)}{q_g} = \frac{W_{\text{net}}}{q_g} = 1 - \frac{q_c}{q_g} \quad (3.54)$$

Güç çevrimlerinde sistem verimleri genelde ısı oranı ile ifade edilmektedir. Bu değer 1kWh saat elektrik üretmek için Btu biriminde harcanan ısıya eşit olmaktadır.

Isıl verim ise T-s diyagramında çevrimi belirten eğrinin içinde kalan alanın, ısı geçişini gösteren eğrinin altında kalan alana oranıdır.

3.4. Çevrimin Ekserji (İkinci Yasa) Analizi

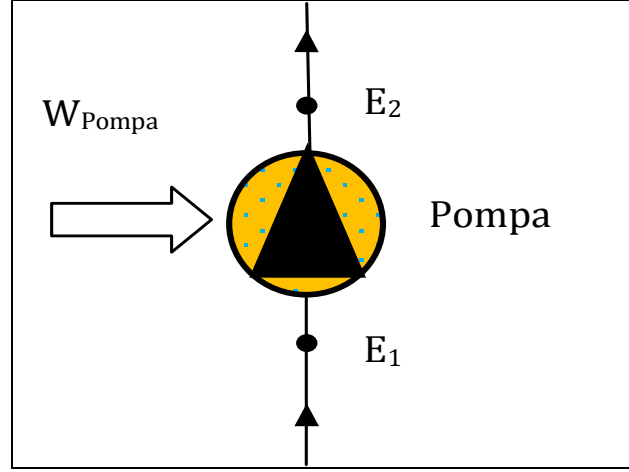
3.4.1. Pompa ekserji analizi

Pompadan kazana basılan akışkanın sıcaklığı genellikle çevre sıcaklığında ya da çevre sıcaklığına yakın bir sıcaklık değerinde çalışmaktadır.

Ekserji akışı verilen pompanın ekserjisi, denklem aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$E_1 + W_P = E_{Q,p} + E_2 + I_P \quad (3.55)$$

olarak yazılır. Çevrime ait pompanın ikinci yasa analizi için şematik resmi Şekil 3.7’de verilmiştir.



Şekil 3.7. Pompa şematik resmi (ikinci yasa analizi)

Pompanın çevreye ısı alışverişinde bulunmadığı kabul ettiğimizden dolayı ifade $E_{Q,p} = 0$ yazılır. Böylece pompanın ekserji dengesi aşağıdaki gibidir.

$$W_P = E_2 - E_1 + I_P \quad (3.56)$$

Denklem (3.31)'den özgül ekserjiler;

$$e_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.57)$$

$$e_2 = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.58)$$

$$W_P = \dot{m}_s (h_2 - h_1) \quad (3.59)$$

Denklem (3.57), (3.58), (3.59), denklem (3.55)'de yerine konur ve düzenlenirse;

$$I_P = \dot{m}_s T_0 (s_2 - s_1) \quad (3.60)$$

şeklinde elde edilerek pompanın tersinmez olduğunu ifade etmektedir. Adyabatik olarak çalışmakta olan pompanın ekserji verimi ($\eta_{II,P}$), özgül ekserjisinin (e) olarak ifade edilmesinin iki farklı şekli vardır. Bunlar sırasıyla;

$$\eta_{II,P} = \frac{E_2 - E_1}{W_P} \quad (3.61)$$

$$\eta_{II,P} = 1 - \frac{I_P}{W_P} \quad (3.62)$$

olarak yazılır. Pompanın ekserji verimi η_{II} pompanın izentropik verimi ile karşılaştırılabilir. Pompanın ekserji veriminin izentropik verimi ile birlikte yazılırsa;

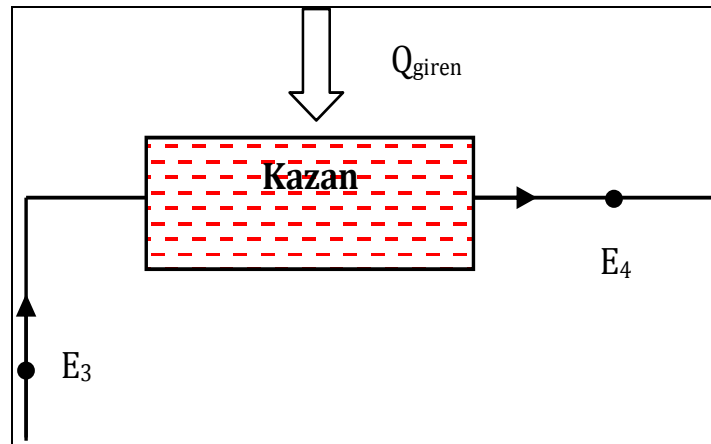
$$\eta_{II,P} = 1 - \frac{T_0(s_2 - s_1)}{h_2 - h_1} \quad (3.63)$$

Pompanın izentropik verimi şöyledir;

$$\eta_{P,s} = 1 - \frac{h_2 - h_{2s}}{h_2 - h_1} \quad (3.64)$$

3.4.2. Kazan ekserji analizi

Kazanda yanma ürünlerinin çeşitliliğinden ve tersinmezliklerden dolayı bir çok ekserji değeri ortaya çıkmaktadır. Oluşan her bir özel durum için kazandaki toplam tersinmezliğin hangi oranda olduğunu tespit etmek pek mümkün olmamaktadır. Fakat proses adyabatik olarak incelenirse ekserji durumlarını ve şartlarını belirlemek mümkündür (Yazıcı, 2006). Kazanda meydana gelen yanma neticesinde oluşan ürünlerin ekserjilerini belirlemek ayrı bir çalışma konusunu olduğundan dolayı bu ekserji değerleri çalışmaya dahil edilmemiştir. Çevrime ait kazanın ikinci yasa analizi için şematik resmi Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8. Kazan şematik resmi (ikinci yasa analizi)

Kazana giren bütün giriş ve çıkış kütle miktarının değişmediği kabulü varsayılarak, sürekli şartlarda çalışan buhar kazanının ekserji dengesi aşağıdaki gibi olur.

$$E_3 + E_Q = E_4 + I_K \quad (3.65)$$

$$e_3 = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.66)$$

$$e_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.67)$$

$$E_Q = \dot{m}_s \dot{Q}_K \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \quad (3.68)$$

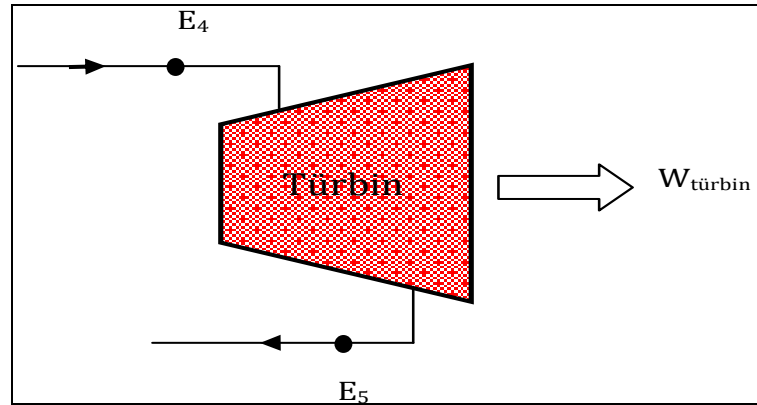
Denklem yerine konular ve tekrar düzenlenirse aşağıdaki gibi olur.

$$\dot{I}_K = \dot{m}_s (h_3 - h_4) - \dot{m}_s T_0 (s_3 - s_4) + \dot{m}_s \dot{Q}_K \left(1 - \frac{T_0}{T_K} \right) \quad (3.69)$$

$$\dot{I}_K = \dot{m}_s T_0 \left((s_4 - s_3) - \dot{Q}_K \frac{1}{T_K} \right) \quad (3.70)$$

3.4.3. Türbin ekserji analizi

Buhar türbinleri tek kademeli genişleme ve çok kademeli genişleme olarak iki gruba ayrılmaktadır. Bu çalışmada tek kademeli genişlemeli türbin incelenerek türbinin adyabatik olduğu kabul edilmiştir. Çevrime ait türbinin ikinci yasa analizi için şematik resmi Şekil 3.9'da verilmiştir.



Şekil 3.9. Türbin şematik resmi (ikinci yasa analizi)

Türbindeki ekserji akışı;

$$E_4 = E_5 + W_T + I_T \quad (3.71)$$

olarak yazılır. Türbine çevre arasında ısı alışverişi olmadığı kabulünden dolayı ısı ekserji türbindeki ekserji akışına dahil edilmemiştir. Türbinin ekserji etkisi aşağıdaki olur.

$$e_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.72)$$

$$e_5 = (h_5 - T_0 s_5) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.73)$$

$$W_T = \dot{m}_s (h_4 - h_5) \quad (3.74)$$

Denklem yerine konur ve düzenlenirse tersinmezlik;

$$\dot{I}_T = \dot{m}_s T_0 (s_5 - s_4) \quad (3.75)$$

olur. Bu denklem türbinin tersinmezliğidir.

Türbinin ekserjik veriminin diğer bir ifade biçimi şöyledir;

$$\eta_{II,T} = \frac{W_T}{E_4 - E_5} \quad (3.76)$$

$$\eta_{II,T} = 1 - \frac{I_T}{E_4 - E_5} \quad (3.77)$$

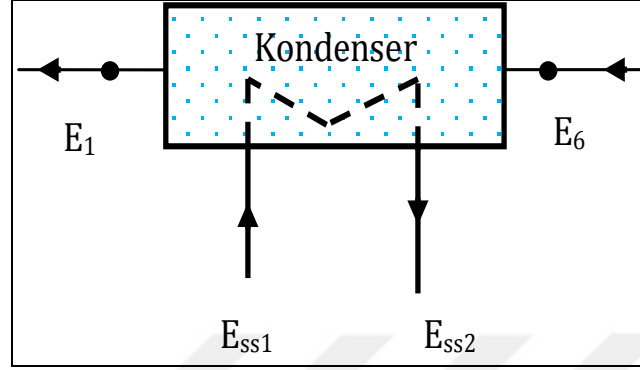
Türbinin izantropik verimi;

$$\eta_{T,s} = 1 - \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (3.78)$$

olarak bulunur.

3.4.4. Kondenser ekserji analizi

Kondensere giren soğutma suyunun kütlesi sabittir. Çevrime ait kondenserin ikinci yasa analizi için şematik resmi Şekil 3.10’da verilmiştir.



Şekil 3.10. Kondenser şematik resmi (ikinci yasa analizi)

Kondenserin denge denklemi aşağıdaki gibidir;

$$E_6 + E_{ss1} = E_1 + E_{ss2} + I_{Knd} \quad (3.79)$$

$$e_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.80)$$

$$e = (h_4 - T_0 s_6) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.81)$$

$$e_{ss1} = (h_{ss1} - T_0 s_{ss1}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.82)$$

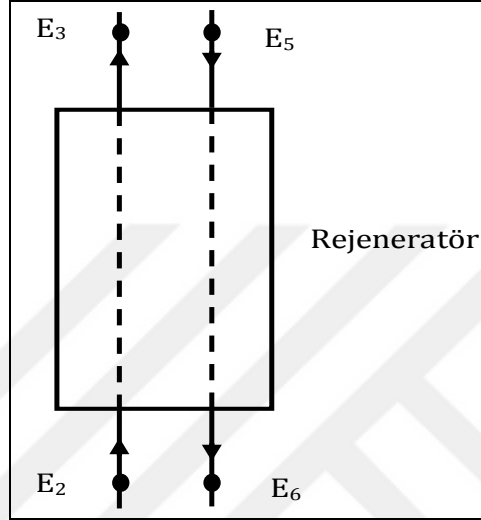
$$e_{ss2} = (h_{ss2} - T_0 s_{ss2}) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.83)$$

E_1 - E_6 noktalarında hal değişimleri sırasında akışkanla ısı geçişinde bulunduğu ortam arasında sonlu sıcaklık farkı olduğundan dolayı tersinmez bir hal değişimi vardır. Bu hal değişimi ile ilgili tersinmezlik Denklem (3.84) ile hesaplanabilmektedir.

$$i_{Knd} = T_0 \left(s_1 - s_6 + \frac{q_{R,Knd}}{T_R} \right) \quad (3.84)$$

3.4.5. Rejeneratör ekserji analizi

Rejeneratörde düşük basınçlı taraftan yüksek basınçlı tarafa ısı transferi meydana gelmektedir. Isı transferi sırasında tersinmezlik nedeni ile oluşan ısı kaybının miktarı rejeneratörün ikinci yasa analizi ile açıklanabilmektedir. Çevrime ait rejeneratörün ikinci yasa analizi için şematik resmi Şekil 3.11’de verilmiştir.



Şekil 3.11. Rejeneratör şematik resmi (ikinci yasa analizi)

$$\dot{I}_{rej} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_5) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_6) \quad (3.85)$$

$$e_2 = h_2 - h_0 - T_0(S_2 - S_0) \quad (3.86)$$

$$e_5 = h_5 - h_0 - T_0(S_5 - S_0) \quad (3.87)$$

$$e_3 = h_3 - h_0 - T_0(S_3 - S_0) \quad (3.88)$$

$$e_6 = h_6 - h_0 - T_0(S_6 - S_0) \quad (3.89)$$

$$\eta_{rej} = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_5}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3} \quad (3.90)$$

3.4.6. Çevrimin toplam tersinmezliği ve toplam verimi

CO₂ akışkanlı transkritik bir güç çevriminde her bir çevrim ekipmanının tersinmezlik değerleri belirlendikten sonra sistemin toplam tersinmezliği aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

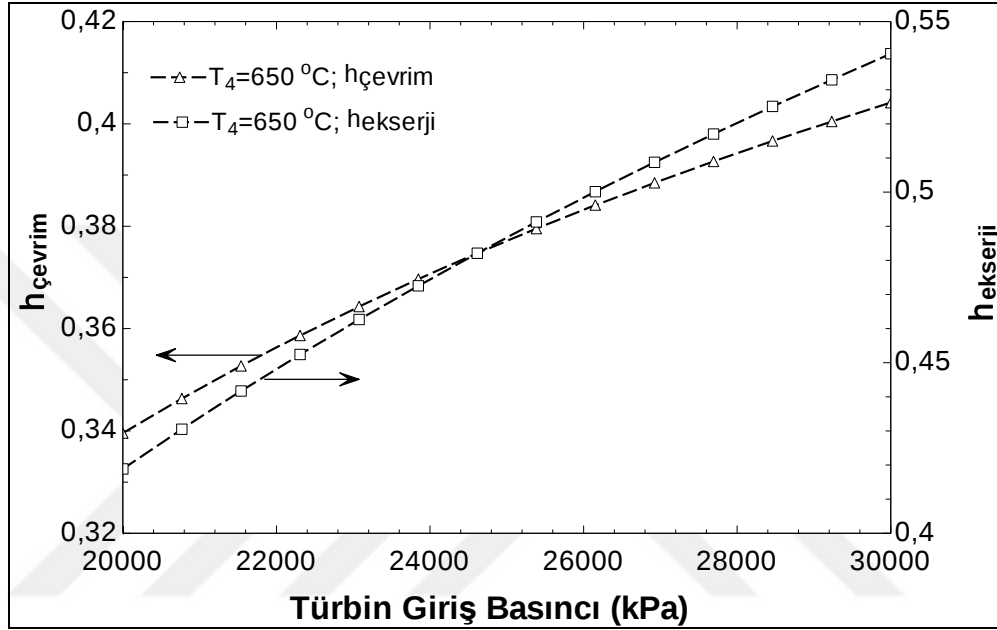
$$\dot{I}_{Top} = \sum \dot{I}_{sistem\ elemanları} \quad (3.91)$$

$$\dot{I}_{Top} = \dot{I}_P + \dot{I}_{Rej} + \dot{I}_K + \dot{I}_T + \dot{I}_{Knd} \quad (3.92)$$

şeklinde olur. Bu da sistemin toplam tersinmezliğini vermektedir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

CO₂ akışkanlı süperkritik ve ultrasüperkritik Rankine güç çevrimi için türbin giriş basıncı ile çevrimin enerji ve ekserji verimi değişimleri Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te, üç farklı türbin giriş sıcaklığı (650°C, 700°C ve 750°C) için sırasıyla verilmiştir.



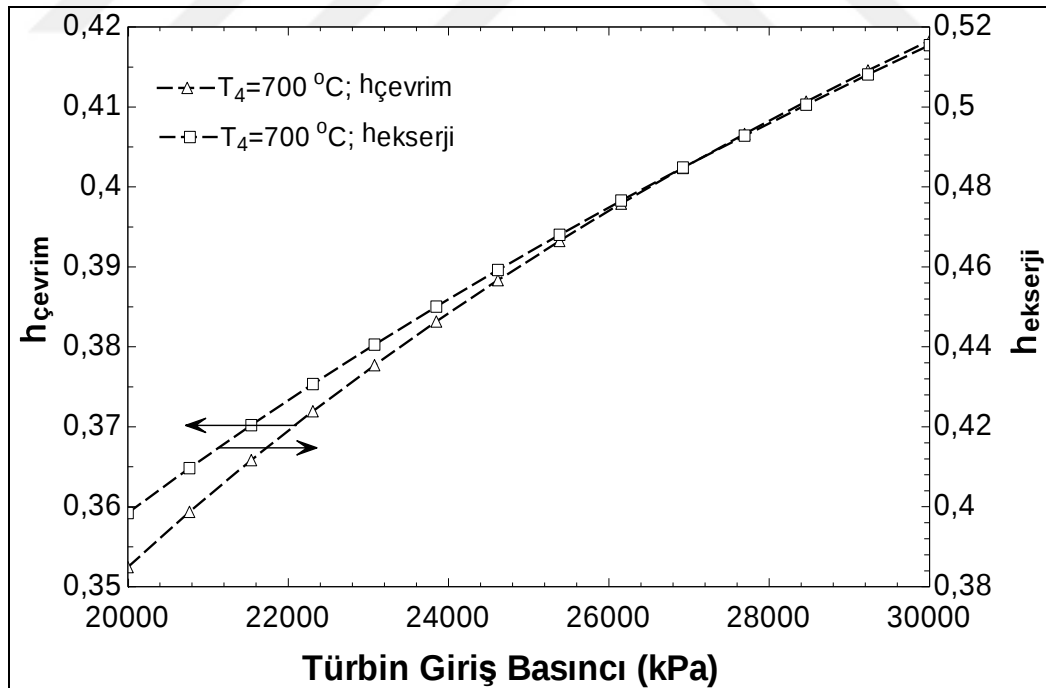
Şekil 4.1. CO₂ akışkanlı süperkritik Rankine güç çevrimi için türbin giriş basıncı ile çevrimin enerji ve ekserji verimi değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 650^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)

Şekil 4.1’de görülmektedir ki 650°C’lik türbin giriş sıcaklığında en düşük değer olarak alınan 20000 kPa türbin giriş basıncında çevrimin enerji verimi %33.96, çevrimin ekserji verimi ise %41.88’dir. Aynı türbin giriş sıcaklığında 30000 kPa ile en yüksek türbin giriş basıncında çevrimin enerji verimi %40.41, çevrimin ekserji verimi %54.05’dir. Çizelge 4.1’de CO₂ akışkanlı süperkritik Rankine güç çevrimi için farklı türbin giriş basınçlarındaki türbin çıkış sıcaklığı, rejeneratör verimi, pompanın enerji ve ekserji verimi, türbin ve pompanın gücü verilmiştir.

Çizelge 4.1. CO₂ akışkanlı süperkritik Rankine güç çevrimi için farklı türbin giriş basınçlarındaki bazı çevrim elemanlarının gücü, enerji ve ekserji verimleri ve türbin çıkış sıcaklık değerleri değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 650^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)

P[4] (kPa)	T[5] (°C)	$\eta_{\text{rejeneratör}}$ (%)	η_{pompa} (%)	$\eta_{\text{ekserji,pompa}}$ (%)	W_{pompa} (kW)	$W_{\text{türbin}}$ (kW)
20000	509.9	0.5003	0.9304	0.8710	1909	16189
22000	498.6	0.5018	0.924	0.8600	2191	17429
24000	488.5	0.5016	0.9180	0.8499	2472	18547
26000	479.2	0.5023	0.9124	0.8406	2754	19563
28000	470.6	0.5038	0.9072	0.8320	3035	20495
30000	462.6	0.5058	0.9022	0.8240	3317	21355

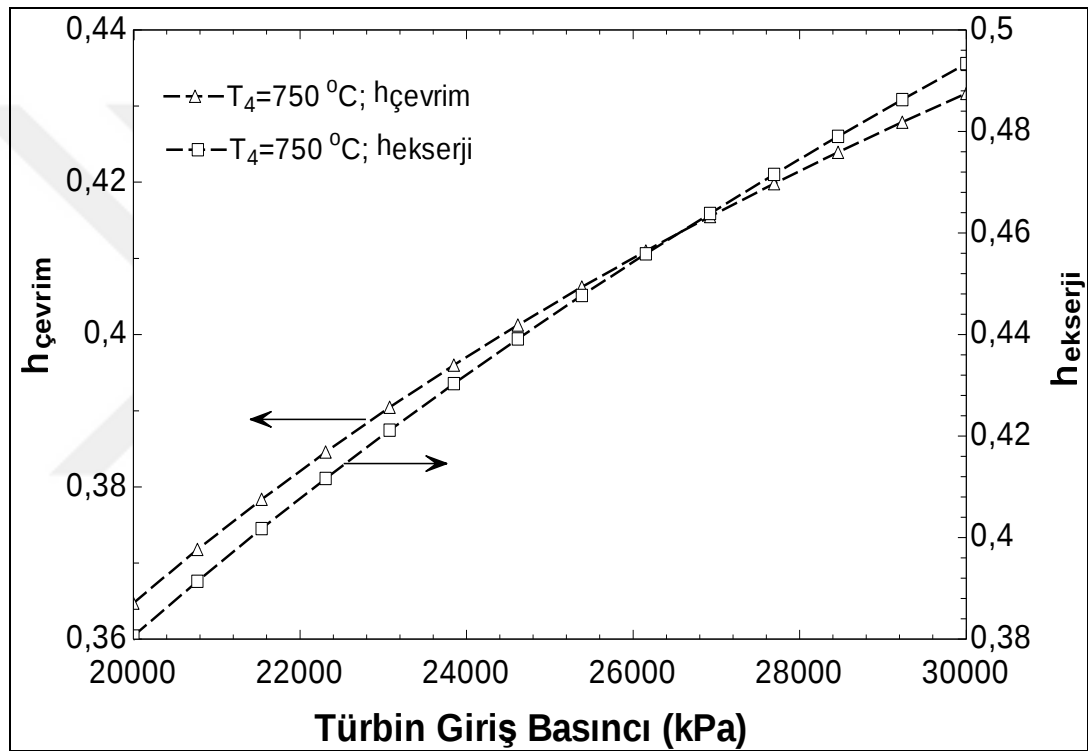
Şekil 4.2 incelendiğinde 700°C 'lik türbin giriş sıcaklığında en düşük değer olarak alınan 20000 kPa türbin giriş basıncında çevrimin enerji verimi %35.24, çevrimin ekserji verimi ise %39.45'dir. Aynı türbin giriş sıcaklığında 30000 kPa ile en yüksek türbin giriş basıncında çevrimin enerji verimi %41.83, çevrimin ekserji verimi %51.54'dür. Çizelge 4.2'de CO₂ akışkanlı süperkritik Rankine güç çevrimi için farklı türbin giriş basınçlarındaki türbin çıkış sıcaklığı, rejeneratör verimi, pompanın enerji ve ekserji verimi, türbin ve pompanın gücü verilmiştir.



Şekil 4.2. CO₂ akışkanlı süperkritik Rankine güç çevrimi için türbin giriş basıncı ile çevrimin enerji ve ekserji verimi değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 700^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)

Çizelge 4.2. CO₂ akışkanlı süperkritik Rankine güç çevrimi için farklı türbin giriş basınçlarındaki bazı çevrim elemanlarının gücü, enerji ve ekserji verimleri ve türbin çıkış sıcaklık değerleri değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 700^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)

P[4] (kPa)	T[5] (°C)	$\eta_{\text{rejeneratör}}$ (%)	η_{pompa} (%)	$\eta_{\text{ekserji,pompa}}$ (%)	W_{pompa} (kW)	$W_{\text{türbin}}$ (kW)
20000	554.8	0.5434	0.9304	0.8710	1909	17137
22000	543.2	0.5414	0.924	0.8600	2191	18456
24000	532.7	0.5405	0.9180	0.8499	2472	19646
26000	523.1	0.5403	0.9124	0.8406	2754	20729
28000	514.3	0.5409	0.9072	0.8320	3035	21723
30000	506.1	0.5421	0.9022	0.8240	3317	22641



Şekil 4.3. CO₂ akışkanlı ultrasüperkritik Rankine güç çevrimi için türbin giriş basıncı ile çevrimin enerji ve ekserji verimi değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 750^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)

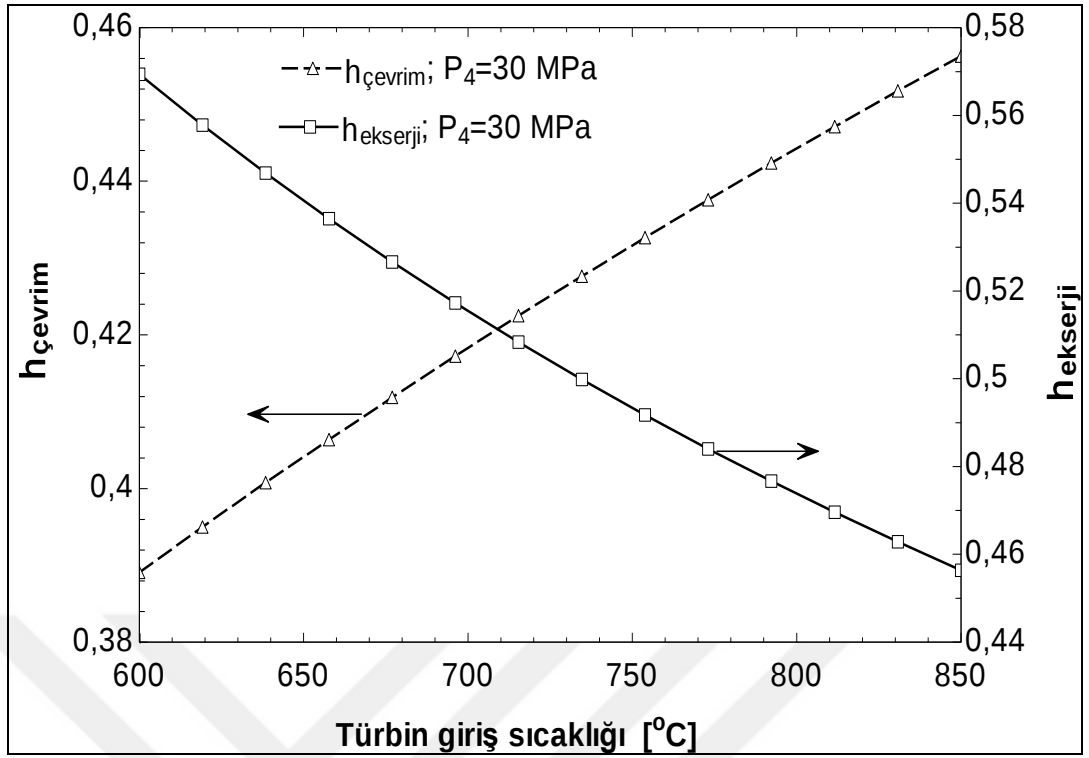
Şekil 4.3'te de görülmektedir ki 750°C'lik türbin giriş sıcaklığında en düşük değer olarak alınan 20000 kPa türbin giriş basıncında çevrimin enerji verimi %36.47, çevrimin ekserji verimi ise %38.06'dır. Aynı türbin giriş sıcaklığında 30000 kPa ile en yüksek türbin giriş basıncında çevrimin enerji verimi %43.17, çevrimin ekserji verimi %49.33'dür. Çizelge 4.3'de CO₂ akışkanlı ultrasüperkritik Rankine güç çevrimi için farklı türbin giriş basınçlarındaki türbin çıkış sıcaklığı, rejeneratör verimi, pompanın enerji ve ekserji verimi, türbin ve pompanın gücü verilmiştir.

Çizelge 4.3. CO₂ akışkanlı ultrasüperkritik Rankine güç çevrimi için farklı türbin giriş basınçlarındaki bazı çevrim elemanlarının gücü, enerji ve ekserji verimleri ve türbin çıkış sıcaklık değerleri değişimleri ($P_1 = 6.434$ MPa, $T_4 = 750^\circ\text{C}$, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)

P[4] (kPa)	T[5] (°C)	$\eta_{\text{rejeneratör}}$ (%)	η_{pompa} (%)	$\eta_{\text{ekserji,pompa}}$ (%)	W_{pompa} (kW)	$W_{\text{türbin}}$ (kW)
20000	599.7	0.5434	0.9304	0.8710	1909	18077
22000	587.8	0.5414	0.924	0.8600	2191	19474
24000	576.9	0.5405	0.9180	0.8499	2472	20735
26000	567	0.5403	0.9124	0.8406	2754	21884
28000	557.9	0.5409	0.9072	0.8320	3035	22939
30000	549.5	0.5421	0.9022	0.8240	3317	23913

Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'ten görülmektedir ki, artan türbin giriş basıncı ile çevrimin hem enerji hem de ekserji verimi artmaktadır. Bununla birlikte, sabit türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığının 650°C 'den 750°C 'ye artışı ile çevrimin enerji verimi artarken, ekserji veriminde azalma görülmektedir. Çevrimin enerji verimi, türbin giriş sıcaklığının 650°C 'den 750°C 'ye yükseltilmesiyle, 20 MPa ve 30 MPa basınçları için sırasıyla, %7.39 ila %6.82 oranında artmaktadır. Çevrimin ekserji verimi ise aynı şartlarda %9.12 ila %8.73 oranında azalmaktadır.

Türbin giriş sıcaklığı ile çevrimin enerji ve ekserji verimi değerlerinin değişimi, türbin giriş basıncının 30 MPa, rejeneratör çıkış sıcaklığının 150°C , türbin veriminin %88 ve pompa veriminin %90 olduğu şartlar için Şekil 4.4'te verilmiştir. Şekil 4.4'ten görülmektedir ki, artan türbin giriş sıcaklığı ile çevrimin enerji verimi artarken, ekserji verimi azalmaktadır. Çevrimin enerji verimi, türbin giriş sıcaklığının 600°C 'den 850°C 'ye yükseltilmesiyle %17.3 oranında artmaktadır. Çevrimin ekserji verimi ise aynı şartlarda %19.8 oranında azalmaktadır. Aynı değerler için çevrimdeki türbin giriş ve çıkış sıcaklığı ile çevrimin rejeneratör verimi, pompa ve türbin gücü değerlerinin değişimi Çizelge 4.4'te verilmiştir.

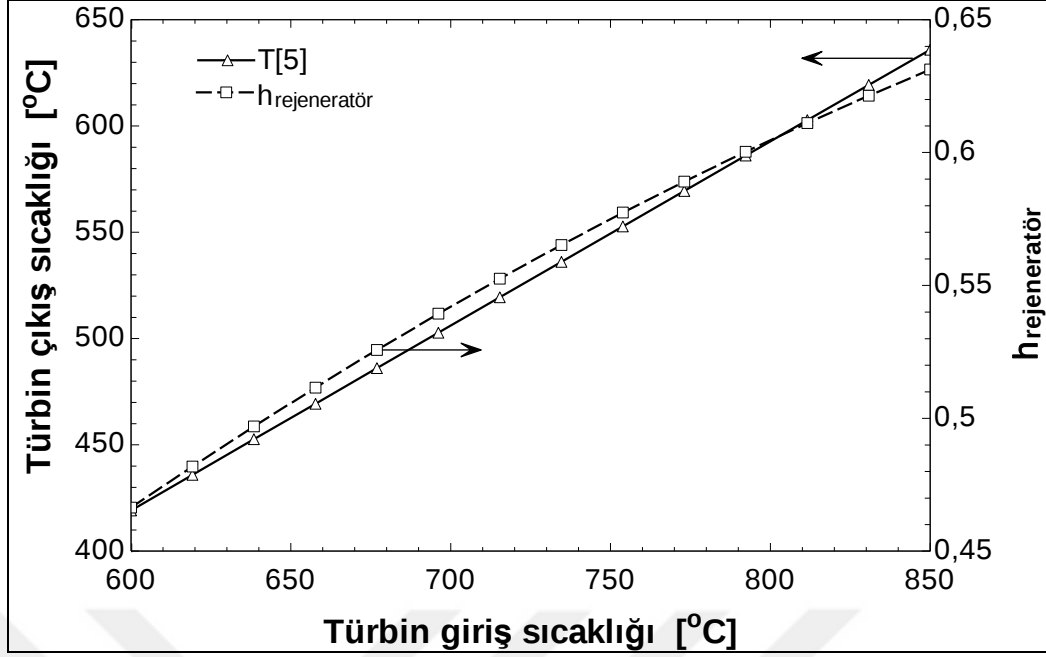


Şekil 4.4. Türbin giriş sıcaklığı ile çevrimin enerji ve ekserji verimi değerlerinin değişimi ($P_4 = 30$ MPa, $P_1 = 6.434$ MPa, $T_6 = 150$ °C ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)

Çizelge 4.4. Türbin giriş ve çıkış sıcaklığı ile çevrimin rejeneratör verimi, pompa ve türbin gücü değerlerinin değişimi ($P_4 = 30$ MPa, $P_1 = 6.434$ MPa, $T_6 = 150$ °C ve $\eta_{\text{türbin}} = 0.88$)

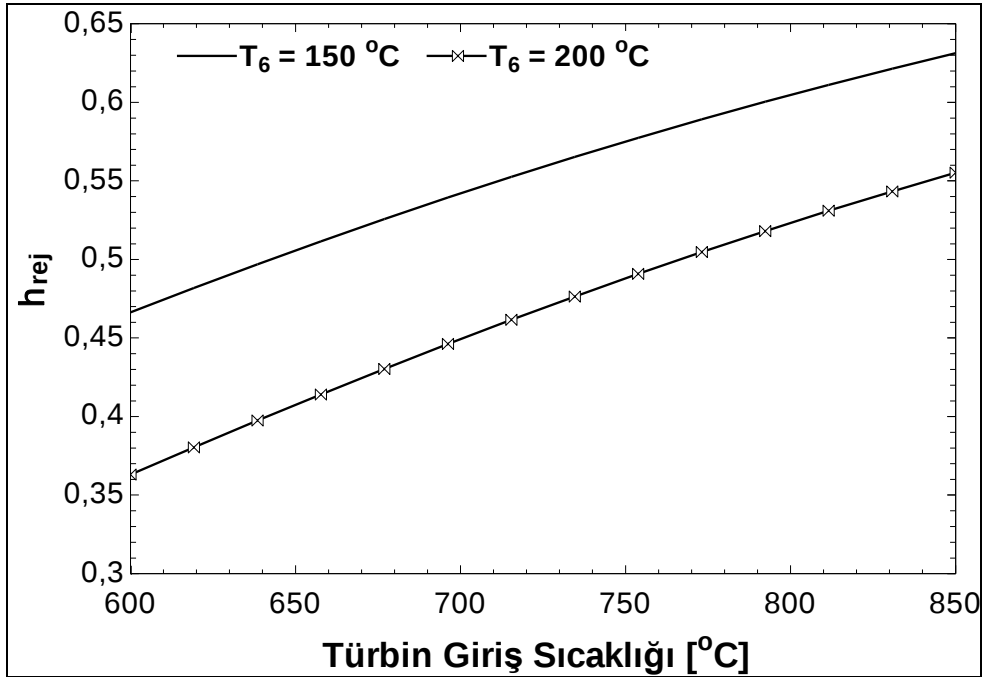
T[4] (°C)	T[5] (°C)	$\eta_{\text{rejeneratör}}$ (%)	W_{pompa} (kW)	$W_{\text{türbin}}$ (kW)
600	419.1	0.4663	3317	20053
650	462.6	0.5058	3317	21355
700	506.1	0.5421	3317	22641
750	549.5	0.5750	3317	23913
800	592.7	0.6047	3317	25173
850	635.9	0.6312	3317	26424

Yine türbin giriş sıcaklığının 600°C den 850°C'ye yükseltilmesiyle, türbin çıkışındaki CO₂ sıcaklığının ve rejeneratör etkinliğinin değişimleri de Şekil 4.5'te verilmiştir. Türbin giriş ve çıkış basınçları sırasıyla, 30 MPa ile 6.434 MPa olduğu durum için verilen bu grafikte, türbin çıkışındaki CO₂ sıcaklığının oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Dolayısıyla çevrim içerisinde bir rejeneratör kullanımının gerekliliğini göstermektedir.



Şekil 4.5. Tübin giriş sıcaklığının artışı ile tübin çıkışındaki CO₂ sıcaklığının ve rejeneratör etkinliğinin değişimleri ($P_4 = 30$ MPa, $P_1 = 6.434$ MPa, $T_6 = 150^\circ\text{C}$ ve $\eta_{\text{tübin}} = 0.88$)

Tübin giriş sıcaklığının, alçak basınç hattı sabit rejeneratör çıkış sıcaklığı (150°C) şartı için, çevrimde kullanılan rejeneratörün etkinliğinin değişimi Şekil 4.6'da verilmiştir. Şekil 4.6'da da görülmektedir ki kondenserde iyi yoğuşma elde edildiği müddetçe rejeneratör daha etkin çalışmakta ve rejeneratör verimi yükselmektedir.



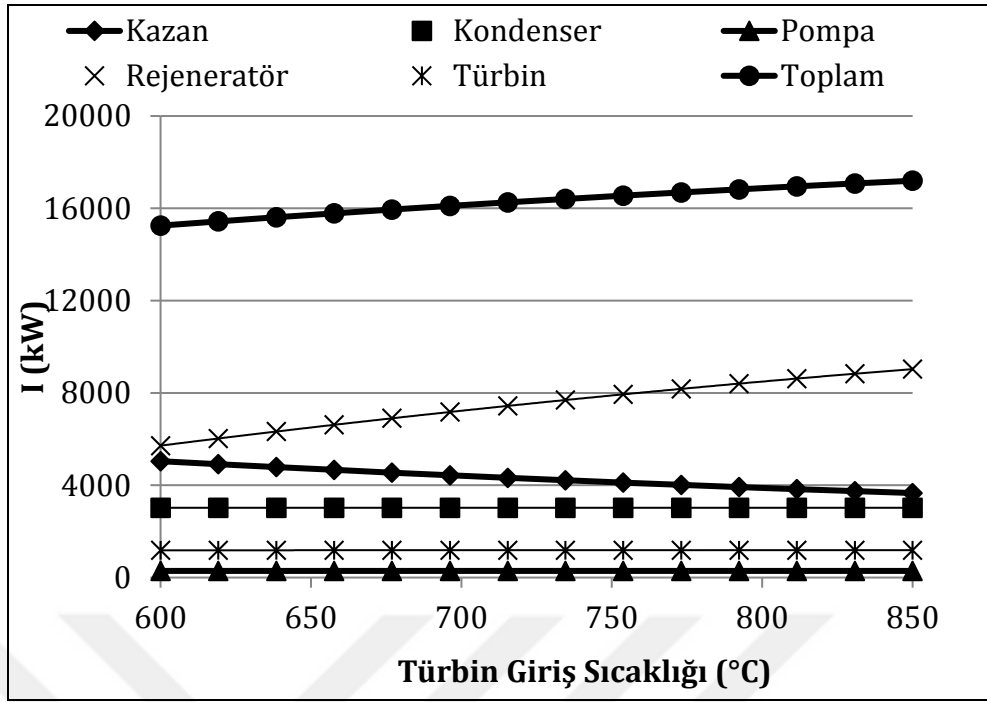
Şekil 4.6. Tübin giriş sıcaklığına göre rejeneratör etkinliğinin değişimi ($P_4 = 30$ MPa, $P_1 = 6.434$ MPa ve $\eta_{\text{tübin}} = 0.88$)

CO₂ akışkanlı Rankine Çevrimine ait bazı sayısal bulgular, 750°C türbin giriş sıcaklığı ve AB Rejeneratör çıkış sıcaklığı 200°C'den 150°C'ye düşürülmesi durumunda elde edilen parametreler Çizelge 4.5'de sunulmuştur. Görülmektedir ki AB Rejeneratör çıkış sıcaklığı düşürüldüğünde çevrimin enerji verimi artarken türbin gücü, pompa gücü ve çevrim ekserji verimi sabit kalmaktadır.

Çizelge 4.5. CO₂ akışkanlı Rankine çevrimine ait bazı sayısal bulgular (750°C türbin giriş sıcaklığı ve 30 MPa türbin giriş basıncı)

Büyüklik	Değerler	
Pompa giriş basıncı (kPa)	6434	6434
Pompa çıkış basıncı (kPa)	30000	30000
Pompa giriş sıcaklığı (°C)	25	25
Pompa çıkış sıcaklığı (°C)	59.06	59.06
YB Rejeneratör çıkış sıcaklığı (°C)	298.3	341
Türbin giriş sıcaklığı (°C)	750	750
Türbin çıkış sıcaklığı (°C)	549.5	549.5
AB Rejeneratör çıkış sıcaklığı (°C)	200	150
Referans çevre sıcaklığı (°C)	21	21
Karbondioksit debisi (kg/s)	100	100
Türbin gücü (kW)	23913	23913
Pompa gücü (kW)	3317	3317
Türbin verimi	0.88	0.88
Pompa verimi	0.90	0.90
Rejeneratör etkinliği	0.488	0.575
Çevrim enerji verimi	0.3922	0.4317
Çevrim ekserji verimi	0.4933	0.4933

Türbin giriş sıcaklığı değerinin değişimi ile çevrime ait bileşenlerinin ve çevrimin toplam tersinmezlik değerlerinin değişimi Şekil 4.7'de verilmiştir. Şekil 4.7'de verilen tersinmezlik değerleri, Çizelge 4.5'de verilen kütleli debi değeri (100 kg/s) sabit tutularak elde edilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı değişken olarak alındığından, türbin çıkış gücü de değişken bir aralıkta elde edilmiştir. Şekil 4.7'de ki en düşük türbin giriş sıcaklığı (600°C) için türbin çıkış gücü 2053 kW iken, bu değer en yüksek giriş sıcaklığı (850°C) için ise 26424 kW olarak elde edilmiştir.

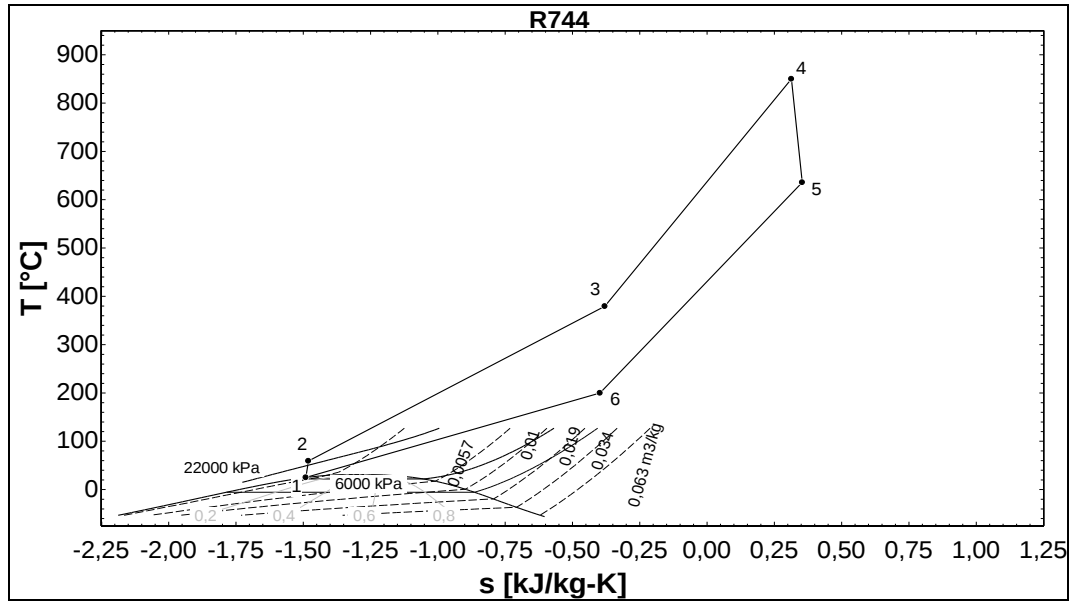


Şekil 4.7. Türbin giriş sıcaklığı değerinin değişimi ile çevrime ait bileşenlerinin ve çevrimin toplam tersinmezlik değerlerinin değişimi.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Buhar türbin teknolojilerindeki gelişmeler sayesinde, günümüzde ultrasüperkritik buhar türbinleri 621°C buhar giriş sıcaklığı ve 260 bar mutlak giriş basıncı değerlerine kadar ticari olarak üretilmektedir. Türbin giriş parametrelerinin yükselmesi, termodinamik ilkeler gereği, daha yüksek güç üretim verimi anlamına gelmektedir. Daha yüksek verim de termik santrallerde, daha düşük emisyonların elde edilmesine yol açmaktadır. Bu sebeple türbin giriş sıcaklığının ve basıncının artırılması, enerjinin etkin kullanılması ve çevrenin korunması açısından büyük önem arz etmektedir. Fakat su buharı türbinlerinde kullanılan çelik malzemelerin akma dayanımı daha yüksek buhar sıcaklığı şartlarında hızla azalmaktadır. Bu sebeple, türbin malzemeleri değiştirilmeden türbin girişindeki su buharının sıcaklığı yükseltilememektedir. Nikel alaşımlı çeliklerin tercih edilmesi ile daha dayanıklı türbinler üretilmektedir. Fakat türbin boyutları, bu üretimin geri dönüşebilir olmasının önünde engeldir. Bu durumda türbin boyutlarının küçülmesi, önemli bir kolaylık olacaktır. Bunun için aynı şartlarda, türbin giriş şartlarında, su buharından daha yoğun bir çevrim akışkanının kullanılmasına ihtiyaç vardır. Hem güvenlik hem de çevresel kriterler göz önüne alındığında, en makul çözümün, çevrim akışkanı olarak CO₂'in tercih edilmesidir.

Bu çalışmada, ultrasüperkritik bir CO₂ akışkanlı Rankine Güç Çevriminin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Alışlagelmiş buhar türbinlerinde kullanılan maksimum giriş sıcaklıkları ve kullanılamayacak kadar yüksek giriş sıcaklıklarında, çevrimin enerji ve ekserji verimliliği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar göstermektedir ki, CO₂ akışkanlı güç çevrimleri, buhar akışkanlı güç çevrimleri için verilen verimlilik değerleri ile rekabet edebilir ölçektir. Bununla birlikte, türbin boyutlarında, yoğunluk değerleri farkı sebebiyle oluşacak olası azalmalar, ilk yatırım maliyetleri ve sistem işletme maliyetleri açısından önemli kazanımlara yol açabilir. Şekil 5.1'de çevrimin T-s diyagramı görülmektedir.



Şekil 5.1. CO₂ akışkanlı Ultrasüperkritik Rankine çevrimi T-s diyagramı

Ultrasüperkritik güç santrallerinden yüksek verim elde edilmesi sebebiyle çevre dostu ve modern bir teknoloji olarak sunulmaktadır. Yapılan çalışmada ısı değerler gözönünde bulundurulduğunda türbin giriş sıcaklık ve basıncı arttırıldığında enerji ve ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Bununla birlikte sabit türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı attırıldığında enerji veriminde artış meydana gelirken ekserji veriminde azalma meydana geldiği tespit edilmiştir. Çalışmada rejeneratör çıkış sıcaklığının 150°C, türbin veriminin %88, pompa veriminin %90 olduğu kabul edilerek 30 MPa en yüksek türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklıkları 650°C'den 850°C'ye çıkartıldığında çevrimin enerji verimi %38.91'den %45.63'e çıktığı, ekserji veriminin ise %56.94'den %45.64'e düştüğü görülmektedir. Bununla birlikte türbin çıkış gücü 20053 kW iken 26424 kW olarak elde edilmiştir. Verimdeki artış CO₂, SO_x ve NO_x emisyonlarında azalma anlamına gelmekte ve büyük avantaj sağlamaktadır. Çevriminde rejeneratörü daha etkin kullanmak için 750°C türbin çıkış sıcaklığında, alçak basınç durumundaki rejeneratör çıkış sıcaklığı 200°C'den 150°C'ye düşürüldüğünde rejeneratörün veriminin attığı tespit edilmiştir. Rejeneratörün verimi %48.79'dan %57.50'ye çıkarak enerji verimi ise %39.2'den %43.2'ye yükselmiştir.

Elde edilen sonuçlar göstermektedir ki, CO₂ akışkanlı güç çevrimleri, buhar akışkanlı güç çevrimleri için verilen verimlilik değerleri ile rekabet edebilir ölçekte. CO₂ ile bu yüksek verim değerlerine, nispeten küçük ebatlı türbinler ile ulaşılması da önemli

bir avantaj olarak değerlendirilmektedir. Bununla birlikte, türbin boyutlarında, yoğunluk değerleri farkı sebebiyle, oluşacak olası azalmalar, ilk yatırım maliyetleri ve sistem işletme maliyetleri açısından önemli kazanımlara yol açabilir.



KAYNAKLAR

- Ahn, Y., Bae, S.J., Kim M., Cho, S.K., Baik, S., Lee, J.I. & Cha, J.E. (2015). Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. *Nuclear Engineering and Technology*, 47(6), 647-661. doi.org/10.1016/j.net.2015.06.009
- Akbari, A.D. & Mahmoudi, S.M. (2014). Thermoeconomic analysis & optimization of the combined supercritical CO₂ (carbondioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle. *Energy*, 78, 501-512. https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.10.037
- Akdağ, A.E. (2010). *CO₂ Soğutkanlı Soğutma Sistemlerinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi*. (Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Angelino, G. (1967). Perspectives for the liquid phase compression gas turbine. *Journal of Engineering for Power*, 89(2), 229-236. doi.org/10.1115/1.3616658
- Angelino, G. (1968). Carbon dioxide condensation cycles for power production. *Journal of Engineering Gas Turbines Power*, 90(3), 287-295. doi.org/10.1115/1.3609190
- Arat, M.A. (2018). *Gücü 600 Mw Olan Süper Kritik Bir Elektrik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizinin Belirlenmesi*. (Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Arıkol, M. (1984). Ekserji Analizine Giriş. Tübitak Projesi. Proje No: 0630048401. Gebze.
- Bidkar, R.A., Mann, A., Singh, R., Sevincer, E., Cich, S., Day, M., Kulhanek, C.D., Thatte, A.M., Peter, A.M., Hofer, D. & Moore, J. (2016). *Conceptual Designs of 50 MWe and 450 MWe Supercritical CO₂ Turbomachinery Trains for Power Generation from Coal. Part 1: Cycle and Turbine*. The 5th International Symposium, Supercritical CO₂ Power Cycles, March 28-31, Texas.
- Brown, D.H., Corman, J.C. & Fleming, R.B. (1976). Energy Conversion Alternatives Study, ECAS, General Electric Phase 1 Final Report, Volume II Advanced Energy Conversion Systems, Part 2 Closed Turbine Cycles. Technical Report Number: NASA-CR 134948, pp. 100.
- Chapa, S. (2018). *SwRI to Develop \$119 Million Power Plant Using Supercritical Carbon Dioxide Technology*. Reporter, San Antonio Business Journal. www.bizjournals.com/sanantonio/news/2018/10/16/swri-to-develop-119-million-power-plant-using.html (Son erişim tarihi: 03.08.2021)
- Chaudhary, A., Mulchand, A., Dave, P., Trivedi, Y., Chauhan, H. & Patel, J. (2018). *Feasibility Study of Supercritical CO₂ Rankine Cycle for Waste Heat*

Recovery. The 6th International Symposium, Supercritical CO₂ Power Cycles, March 27-29, Texas.

Combs, O.V. (1977). *An Investigation of the Supercritical CO₂ Cycle (Feher Cycle) for Shipboard Application*. (Master Thesis, Massachusetts Institute of Technology)

Çengel, Y.A. & Boles, M.C. (2008). *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla* 5. Baskı. İzmir, Güven Kitapevi.

Doosan, (2021). *Extraction Steam Turbines*. www.doosanskodapower.com/en/steam/extractionsteamturbines/ (Son erişim tarihi: 16.12.2021)

Dostal, V., Driscoll, M. & Hejzlar, P. (2004). A Supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors. *Massachusetts Institute of Technology*, 309-314.

Dunham, M. (2014). *Supercritical Carbon Dioxide Cycles for Generation IV Nuclear Reactors*. Submitted as coursework for PH241, Stanford University, California, www.large.stanford.edu/courses/2014/ph241/dunham1/ (Son erişim tarihi: 18.10.2021)

Dupont, CO. (2020). www.dupont.ca (Son erişim tarihi: 02.05.2020)

Eyidoğan, M. (2014). *Organik Rankine Güç Üretim Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi*. (Doktora Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)

Feher, E.G. (1968). The supercritical thermodynamic power cycle. *Energy Convers*, 8(2), 85–90. [https://doi.org/10.1016/0013-7480\(68\)90105-8](https://doi.org/10.1016/0013-7480(68)90105-8)

Gao, W., Yao, M., Chen, Y., Hongzhi, L., Zhang, Y. & Zhang, L. (2019). Performance of S-CO₂ Brayton cycle and organic Rankine cycle (ORC) combined system considering the diurnal distribution of solar radiation. *Journal of Thermal Science*, 28(3), 463-471. <https://doi.org/10.1007/s11630-019-1114-8>

GE Report, (2021). www.ge.com/power/ (Son erişim tarihi: 10.05.2021)

Günaydın, İ. (2016). *1,5 Kw Gücünde Organik Rankine Çevriminin Parametrik Tasarımı, Termodinamik Analizi, Prototip İmalatı ve Testi*. (Yüksek Lisans Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)

Hofer, D. (2016). *Phased Approach to Development of a High Temperature S-CO₂ Power Cycle Pilot Test Facility*. The 5th International Symposium Supercritical CO₂ Power Cycles. March 29–31, San Antonio, Texas, 1-11.

Karaman, R. (2016). *Kombine Organik Rankine ve Kompresörlü Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi*. (Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)

- Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H. & Erbil, S. (2011). *R744 (CO₂) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO₂) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları*. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan 2011, İzmir, Türkiye, 1-23.
- Kaya, M. (2008). Buharlı güç çevrim eriminin ekserji analiziyle belirlenmesi. *Celal Bayar Üniversitesi Soma MYO Teknik Bilimler Dergisi*, 1(9), 1-10.
- Kim, H.M., Pettersen, J. & Bullard, C.W. (2004). Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 119-174. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>
- Mraz, S. (2018). *Supercritical CO₂: The Path to Less-Expensive, "Greener" Energy*. www.machinedesign.com/mechanical/supercritical-co2-path-less-expensive-greener-energy (Son erişim tarihi: 18.10.2021)
- Mete, S. (2012). *Buhar Çevrimli Kojenerasyon Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu*. (Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Mohammedsalih, M.M. (2018). *Organik Rankine Çevrimi Kullanılarak, Yağla Soğutmalı Gaz Türbini Yataklarından Açığa Çıkan Atık Isıdan Elektrik Enerjisi Üretimi*. (Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Olgun, B. (2014). *Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Akışkanlar ve Çevreye Etkileri*. www.solutionhome.net/teknik/t1.pdf (Son erişim tarihi: 06.11.2021)
- Persichilli, M., Kacludis A. & Held, T.J. (2012). *Supercritical CO₂ Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO₂ can Displace Steam*. Presented at Power-Gen India & Central Asia, April 19-21, New Delhi, 1-16.
- Siemens, CO. (2021). *Siemens enerji endüstriyel buhar türbinleri*. <https://www.siemens-energy.com/global/en/offers/power-generation/steam-turbines/industrial-steam-turbines.html> (Son erişim tarihi: 10.05.2021)
- Singh, H. & Mishra R.S. (2018). Performance analysis of solar parabolic trough collectors driven combined supercritical CO₂ and organic Rankine cycle. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 21(3), 451-464. doi.org/10.1016/j.jestch.2018.03.015
- Şahin, H.E. (2012). *Kritik-Üstü Tip Bir Buharlı Güç Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi*. (Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü)
- Yamaguchi, H., Zhang, X.R., Fujima, K., Enomoto, M. & Sawada, N. (2006). Solar energy powered Rankine cycle using supercritical CO₂, *Applied Thermal Engineering*, 26(17-18), 2345-2354. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.029>

- Yazıcı, H. & Selbaş, R. (2011). Bir buharlı güç santralının enerji ve ekserji analizi. *Selçuk Üniversitesi Teknik-Online Dergi*, 10(1), 117-135.
- Yazıcı, H. (2006). *Buhar Türbinlerinin Termoekonomik Optimizasyonu*. (Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Yılmaz, F. (2013). *Güneş Çanaklı Organik Rankine Çevriminin Isparta Şartlarında İncelenmesi*. (Yüksek Lisans Tezi Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Yılmaz, F. & Tosun C. (2014). Düşük küresel ısınma potansiyeline sahip hfo-1234ze akışkanın termodinamik analizi. *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 30(5), 308-313.
- Tekel, E. (2006). *Termik Santrallerin Enerji ve Ekserji Analizi*. (Yüksek Lisans Tezi, Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Tozlu, A., Özahi E. & Abuşoğlu, A. (2017). Organik Rankine çevrimine entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevriminin termodinamik ve termoekonomik analizi. *Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 33(3), 917-928. doi.org/10.17341/gazimmfd.416394
- TPOA, (2020). 2020 Petrol ve Doğal Gaz Sektör Raporu. Türkiye Petrolleri Strateji Geliştirme Daire Başkanlığı, 54s. www.tpao.gov.tr/file/2106/2020-petrol-ve-dogal-gaz-sektor-raporu-47460b743c70c609.pdf (Son erişim tarihi: 28.12.2021)
- Tüysüz, C. (2013). *Bir Kritiküstü Termik Santralde Enerji Analizi*. (Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Zhang, X.R., Yamaguchi, H., Uneno, D., Fujima, K., Enomoto, M. & Sawada, N. (2006). Analysis of a novel solar energy-powered Rankine cycle for combined power. *Renewable Energy*, 31(12), 1839-1854. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.09.024>
- Zhang X.R., Yamaguchi H., Fujima K., Enomoto M. & Sawada, N. (2007). Theoretical analysis of a thermodynamic cycle for power and heat production using supercritical carbondioxide. *Energy*, 32(4), 591-599. doi.org/10.1016/j.energy.2006.07.016
- Zuo, C. (2014). Hybridisation of solar and geothermal energy in both subcritical and supercritical organic Rankine cycles. *Energy Conver Manage*, 81, 72-82. doi.org/10.1016/j.enconman.2014.02.007

ÖZGEÇMİŞ

