



İSKENDERUN TEKNİK

ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Sevgi ASLAN

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**DOKTORA
TEZİ**

**DEMİR ÇELİK SEKTÖRÜNDE
TAV FIRINI ATIK ENERJİSİNDEN
GÜÇ ÜRETEEN SİSTEMLERLE
ENERJİ GERİ KAZANIM
POTANSİYELİNİN ARAŞTIRILMASI**

Sevgi ASLAN

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

AĞUSTOS 2022

AĞUSTOS 2022





**DEMİR ÇELİK SEKTÖRÜNDE TAV FIRINI ATIK
ENERJİSİNDEN GÜÇ ÜRETEEN SİSTEMLERLE ENERJİ GERİ
KAZANIM POTANSİYELİNİN ARAŞTIRILMASI**

SEVGİ ASLAN

DOKTORA TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

AĞUSTOS 2022

ETİK BEYAN

İskenderun Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Yükseköğretim Kuruluna gönderilen kopya ile tarafımdan Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'ne verilen basılı ve/veya elektronik kopyaların birebir aynı olduğunu,
- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Sevgi ASLAN
31/08/2022

DEMİR ÇELİK SEKTÖRÜNDE TAV FIRINI ATIK ENERJİSİNDEN GÜÇ ÜRETEN SİSTEMLERLE ENERJİ GERİ KAZANIM POTANSİYELİNİN ARAŞTIRILMASI

(Doktora Tezi)

İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

AĞUSTOS 2022

ÖZET

Gelişmiş dünyanın fosil kaynaklı yakıtlara bağımlılığı nedeniyle alternatif temiz enerji üretim sistemleri kullanmak kadar atık enerjinin tasarrufu da büyük önem arz etmektedir. Bu tez çalışması kapsamında, üretici ve araştırmacılara güç çevrimleri kullanılarak atık ısının geri kazanılması konusunda kapsamlı bir bakış açısı kazandırmak ve demir çelik fabrikasında bulunan bir ara ısıtma (tav) fırını egzoz gazının enerjisinin geri kazanılması amaçlanmıştır. İlk aşamada, tav fırını sistemine Kalina çevrimi (KC) entegre ederek çevrimin parametrik optimizasyonu, enerji ve ekserji analizleri, ekonomik ve çevresel analizler ile birlikte yapılmıştır. Çalışma sırasında, türbin çalışma basıncı 80 bar alınarak türbin giriş sıcaklığı 130 °C ile 430 °C arasında (20 °C artırılarak) değiştirilmiştir. Amonyak konsantrasyonu %15'ten %95'e çıkarılmıştır (%10 artırılarak). KC'nin parametrik optimizasyonu, değişkenlerin sistem üzerindeki etkisini karşılaştırabilmek için çok çeşitli parametreler için değerlendirilmeler yapılmıştır. KC'nin parametrik, enerji ve ekserji analizlerinden sonra, KC'nin maksimum net güç üretimi, termal verimliliği ve ekserji verimliliği 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 389.44 kW, %33,86 ve %68.96 olarak hesaplanmıştır. Bu çalışma koşullarında, KC'den elde edilen en iyi performansın, üretilen elektriğin maksimum CO₂ salım azaltımı, yatırım maliyeti, birim yatırım fiyatı, geri ödeme süresi ve birim maliyeti 257,13 kg-CO₂/h, 501 115 \$, 1243 \$/kW, 2,93 yıl ve 0,0265 \$/kW olarak bulunmuştur.

İkinci aşamada ise KC'nin 50 bar ile 100 bar arasındaki türbin çalışma basıncında türbin giriş sıcaklığı 130 °C ile 430 °C arasında (20 °C artırılarak) değiştirilmiştir. Amonyak konsantrasyonu %15'ten %95'e çıkarılmıştır (%10 artırılarak). KC'nin parametrik optimizasyonu, değişkenlerin sistem üzerindeki etkisini karşılaştırabilmek için çeşitli parametreler için değerlendirilmeler yapılmıştır. KC'nin parametrik, enerji ve ekserji analizlerinden sonra, KC'nin maksimum net güç üretimi, termal verimliliği ve ekserji verimliliği 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak kütle konsantrasyonunda 100 bar türbin çalışma basıncında elde edilmiş olup bu değerler 410,62 kW, %36,05 ve %73,47 olarak hesaplanmıştır. Bu çalışma koşullarında, KC'den elde edilen en iyi performansın, üretilen elektriğin maksimum CO₂ salım azaltımı, yatırım maliyeti, birim yatırım fiyatı, geri ödeme süresi ve birim maliyeti 274.42 kg-CO₂/h, 517 293 \$, 1198 \$/kW, 2,79 yıl ve 0,0255 \$/kW olarak bulunmuştur.

Üçüncü aşamada, demir çelik fabrikasında bulunan bir ara ısıtma (tav) fırını egzoz gazı atık enerjisinin geri kazanılabilmesi amacıyla aynı egzoz gazı sıcaklıklarında ve çalışma koşullarında tasarlanan Buhar Rankine Çevrimi (SRC), Organik Rankine Çevrimi (ORC) ve Kalina Çevrimleri (KC) arasında en iyi performans gösteren sisteme karar verilerek sistemlerin performans optimizasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Sistemler içerisinde en iyi performans gösteren çevrimi kullanmanın CO₂ salım azaltımı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Performans ve salım açısından en iyi çevrim konfigürasyonlarına ve çevrim akışkanına karar verildikten sonra en iyi performans gösteren sistemin ekonomik ve çevresel analizleri yapılmıştır. SRC sisteminde Tav fırını baca egzoz gazı sıcaklığı 450 °C, türbin giriş basıncı $P_1 = 10$ bar ile 100 bar arası 10 bar artırılmış, egzoz gazı kütleli debisi 3,73 kg/s olarak alınmıştır. Sonuç olarak en iyi performansın 100 bar türbin çalışma basıncında 440 °C türbin giriş sıcaklığında net güç 387,94 kW, net termal verim %30,19, ekserji verimi %64,99 ve CO₂ salım azaltımı 256,16 kg-CO₂/h hesaplanmıştır. ORC sisteminde seçilen aseton, benzen, bütan, sikloheksan, siklopentan, etanol, R11 ve R123 sekiz çalışma akışkanları için farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak net gücü, net termal verimi, ekserji verimi değişimi incelenmiştir. ORC sisteminde, etanol çalışma akışkanının mevcut durum için en iyi performansı verdiği belirlenmiştir. ORC’de türbin çalışma basıncı 10 bar ile 60 bar ve türbin giriş sıcaklığının 125 °C ile 400 °C sıcaklık aralığında değerlendirilmiştir. Analiz neticesinde 60 bar çalışma basıncında ve 375 °C’de türbin giriş sıcaklığında net güç 410,92 kW, net termal verim %30,78, ekserji verimi %66,71 ve CO₂ salım azaltımı 274,61 kg-CO₂/h değerinde hesaplanmıştır. ORC sisteminde 375 °C türbin giriş sıcaklığında ve 60 bar çalışma basıncında kullanılan etanol için toplam yatırım maliyeti 440 358 \$, üretilen elektrik birim maliyeti 0,0228 \$/kW, ve üretilen elektrik başına yatırım maliyeti değerleri, 1072 \$/kW minimum geri ödeme süresi 2,07 yıl, olarak hesaplanmıştır.

Sonuç olarak, bir demir çelik tesisinde kurulu olan endüstriyel tav fırınında egzoz gazının atık ısını kullanarak tasarlanan SRC, ORC ve KC sistemleri içerisinde en iyi performans gösteren çevrimin Etanol çalışma akışkanı kullanılarak analiz edilen Organik Rankine çevrimi olduğu belirlenmiştir. ORC sistemi ile 410,92 kW net güç, %30,78 net termal verim, %66,71 ekserji verimi ve 274,61 kg-CO₂/h CO₂ salım azaltımı gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda 440 358 \$ toplam yatırım maliyeti, 1072 \$/kW üretilen elektrik başına yatırım maliyeti, 0,0228 \$/kW üretilen elektrik birim maliyeti ve 2,07 yıl minimum geri ödeme süresi ile mevcut durum için tasarlanan sistemler arasında en uygun çevrim olduğu bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler : Atık ısı geri kazanımı, demir-çelik endüstrisi, kalina çevrimi, organik rankine çevrimi, buhar çevrimi, ekonomik analiz, çevresel analiz

Sayfa Adedi : 180

Danışman : Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ

INVESTIGATION OF ENERGY RECOVERY POTENTIAL WITH POWER GENERATING SYSTEMS FROM WASTE ENERGY OF REHEAT FURNACE IN IRON AND STEEL INDUSTRY

(Ph.D. Thesis)

Sevgi ASLAN

ISKENDERUN TECHNICAL UNIVERSITY
INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES

ABSTRACT

Saving wasted energy has importance as much as using alternative clean energy production systems due to addiction of the developed world to fossil fuels. Therefore, in the scope of the present study, giving an extensive perspective to the manufacturers and researchers about recovering waste heat by power cycle was aimed presented by a case study on a reheat furnace located in iron and steel plant. In the present study, by integrating the Kalina cycle (KC) into the reheat furnace system, parametric optimization of the cycle, energy and exergy analyzes, and economic and environmental analyzes were made. The parametric optimisation, energy and exergy analyses of the KC was performed together with economic and environmental analyses. During the study, the turbine inlet temperature was varied from 130 °C to 430 °C (increased by 20 °C) by taking the turbine working pressure of 80 bar. The ammonia mass fraction was increased from 15% to 95% (increased by 10%). The parametric optimisation of the KC was made for a wide range of parameters to be able to compare the effect of variables on the system. After parametric, energy and exergy analyses of the KC, the maximum net power production, thermal efficiency and exergy efficiency of the KC were calculated as 389.44 kW, 33.86% and 68.96% at 430 °C turbine inlet temperature and 95% ammonia mass fraction. At this working condition, where the best performance obtained from KC, the maximum CO₂ emission reduction, investment cost, unit investment price, payback period and unit cost of generated electricity were found as 257.13 kg-CO₂/h, 501 115 \$, 1243 \$/kW, 2.93 years and 0.0265 \$/kW.

In the second stage, turbine inlet temperature was changed between 130 °C and 430 °C (increasing 20 °C) at the turbine operating pressure of KC between 50 bar and 100 bar. The ammonia concentration was increased from 15% to 95% (increasing 10%). Parametric optimization of KC, evaluations were made for various parameters in order to compare the effects of variables on the system. After the parametric, energy and exergy analysis of KC, the maximum net power generation, thermal efficiency and exergy efficiency of KC were obtained at 430 °C turbine inlet temperature and 95% ammonia mass concentration and 100 bar turbine operating pressure these values were calculated as 410.62 kW, 36.05% and 73.47%. In these operating conditions, the best performance obtained from KC, maximum CO₂ emission reduction of the electricity produced, investment cost, unit investment price, payback period and unit cost were found as 274.42 kg-CO₂/h, 517 293 \$, 1198 \$/kW, 2.79 years and 0.0255 \$/kW.

In the third stage, the steam Rankine Cycle (SRC), Organic Rankine Cycle (ORC) and Kalina Cycle (KC) designed at the same exhaust gas temperatures and operating conditions in order to recover the exhaust gas waste energy of a reheating furnace located in the iron and steel factory, is the most important. The performance optimization results of the systems were compared by deciding on the best performing system. The effect of using the best performing cycle among the systems on CO₂ emission reduction was investigated. After deciding on the best cycle configurations and cycle fluid in terms of performance and emissions, economic and environmental analyzes of the system with the best performance were made. In the SRC system, the temperature of the reheat furnace flue exhaust gas was increased to 450 °C, turbine inlet pressure P_1 = increased by 10 bar between 10 bar and 100 bar, and the mass flow rate of the exhaust gas was taken as 3.73 kg/s. As a result, the best performance was calculated at 100 bar turbine operating pressure at 440 °C turbine inlet temperature, with net power of 387.94 kW, net thermal efficiency 30.19%, exergy efficiency 64.99% and CO₂ emission reduction 256.16 kg-CO₂/h. The net power, net thermal efficiency and exergy efficiency changes were investigated for eight working fluids of acetone, benzene, butane, cyclohexane, cyclopentane, ethanol, R11 and R123 selected in the ORC system, depending on different operating pressures and turbine inlet temperatures. In the ORC system, the turbine operating pressure of the ethanol working fluid is between 10 bar and 60 bar and the turbine inlet temperature is evaluated between 125 °C and 400 °C. As a result of the study, at a working pressure of 60 bar and turbine inlet temperature at 375 °C, the net power was calculated as 410.92 kW, the net thermal efficiency was 30.78%, the exergy efficiency was 66.71% and the CO₂ emission reduction was 274.61 kg-CO₂/h. The total investment cost for ethanol used in the ORC system at 375 °C turbine inlet temperature and 60 bar operating pressure is 440 358 \$, the unit cost of electricity produced is 0.0228 \$/kW, the investment cost per generated electricity is 1072 \$/kW and the minimum payback period is calculated as 2.07 years.

As a result, it has been determined that the best performing cycle among SRC, ORC and KC systems designed using the waste heat of exhaust gas in an reheat furnace installed in an iron and steel plant is the Organic Rankine cycle analyzed using Ethanol working fluid. With the ORC system, 410.92 kW net power, 30.78% net thermal efficiency, 66.71% exergy efficiency and 274.61 kg-CO₂/h CO₂ emission reduction were achieved. At the same time, it was found to be the most appropriate cycle among the systems designed for the current situation, with a total investment cost of 440 358 \$, investment cost per 1072 \$ / kW of electricity produced, unit cost of electricity produced 0.0228 \$ / kW and a minimum payback period of 2.07 years.

Keywords : Waste heat recovery, iron and steel industry, kalina cycle, organic rankine cycle, steam cycle, economic analyses, environmental analyses

Page Number : 180

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Cuma KARAKUŞ

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın planlanması ve yürütülmesi esnasında sahip olduğu bilgi birikimi ve tecrübesi ile çalışmalarımı yönlendiren, yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ' a teşekkür ederim.

Değerli görüşleri ile tez çalışmasının tamamlanmasında emekleri olan tez izleme komitesi üyeleri sayın Prof. Dr. Ertuğrul BALTACIOĞLU'na, Prof. Dr. Fatih ÜNEŞ'e, tez savunma jüri üyeleri sayın Prof. Dr. Mehmet BİLGİLİ'ye, Doç. Dr. Arif ÖZBEK'e ve bu süreç boyunca bilgilerini ve tecrübelerini esirgemeyen sayın Prof. Dr. Ali KOÇ'a, Doç. Dr. Yıldız KOÇ'a, Doç. Dr. Hüseyin YAĞLI'ya, araştırma görevlisi İsmail ÜSTÜN'e ve yardımlarını esirgemeyen çok değerli bilim insanlarına en içten teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim hayatıma başladığım ilk günden bugüne her aşamada maddi ve manevi desteğini esirgemeyen çok kıymetli anneme ve babama, sevgili eşim Ali ASLAN'a ve oğullarım Yusuf ve İbrahim'e ve tüm aileme bana verdikleri destek ve göstermiş oldukları sabır için en içten duygularıyla teşekkür ederim. Sizi çok seviyorum.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
RESİMLERİN LİSTESİ.....	.xix
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	.xx
1. GİRİŞ.....	1
2. DEMİR ÇELİK ENDÜSTRİSİ VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ	15
2.1. Türkiye’de Enerji Görünümü	16
2.2. Dünya’da Enerji Görünümü	20
2.3. Çevre Kirliliği ve CO ₂ Salımları.....	21
2.3.1. Sektörel değerlendirmede küresel sera gazı salım oranları	22
2.4. Endüstride Enerji.....	25
2.4.1. Enerji verimliliği ve demir çelik endüstrisinde enerji	29
2.5. Demir Çelik Sanayiinde Atık Isı ve Atık Isı Yönetimi	30
2.5.1. Atık ısı kalitesinin incelenmesi.....	33
2.5.2. Atık ısı geri kazanımı araştırmaları ve engeller.....	35
2.6. Endüstriyel Tav Fırını ve Kullanım Alanları.	39
3. MATERYAL VE YÖNTEM.	41
3.1. Materyal.....	41
3.1.1. Atık ısı ile çalışan Kalina çevrimi (KC)	42

	Sayfa
3.1.2. Atık ısı ile çalışan Organik Rankine çevrimi (ORC).....	44
3.1.3. Atık ısı ile çalışan Buhar Rankine çevrimi	49
3.2. Yöntem	51
3.2.1. Atık ısı ile çalışan Kalina çevrimi (KC) enerji ve ekserji analizi	51
3.2.2. Atık ısı ile çalışan ORC enerji ve ekserji analizi.....	55
3.2.3. Atık ısı ile çalışan Buhar Rankine çevrimi (SRC) enerji ve ekserji analizi...	56
3.2.4. Çevresel analiz ve salım azaltımı	56
3.2.5. Termoekonomik Analiz.....	58
4. ARAŞTIRMA BULGULARI	64
4.1. Bir Kalina Çevriminin Kapsamlı Parametrik Optimizasyonu ve 4E (Enerji, Ekserji, Çevresel ve Ekonomik) Analizleri: Bir Tav Fırınına Entegrasyonu Uygulama Çalışması.....	64
4.1.1. Sistem tanıtımı.....	67
4.1.2. Sonuç ve tartışma	73
4.1.3. Sonuçlar	85
4.2. Demir Çelik Endüstrisinde Tav Fırınına Entegre Kalina Çevriminin Analizi	87
4.2.1. Parametrik optimizasyon, enerji ve ekserji analiz sonuçları	88
4.2.2. Kalina çevrimindeki diğer cihazların analiz sonuçları	100
4.2.3. Çevre analiz sonuçları	111
4.2.4. Ekonomik analiz sonuçları	114
4.2.5. Sonuçlar	117
4.3. Buhar Rankine Çevrimi-Organic Rankine Çevrimi-Kalina Çevrimi ile Tav Fırınından Atık Isı Geri Kazanım Analizi	121
4.3.1. Buhar Rankine çevrimi parametrik optimizasyonu, enerji ve ekserji analizi	121

	Sayfa
4.3.2. Organik Rankine çevrimi parametrik optimizasyonu, enerji ve ekserji analizi.....	127
4.3.3. Kalina çevrimi parametrik optimizasyonu enerji ve ekserji analizi	158
4.3.4. En iyi performans gösteren AIGK sisteminin ekonomik analiz sonuçları ...	160
4.3.5. En iyi performans gösteren AIGK sisteminin çevresel analiz sonuçları	162
4.3.6. Sonuçlar	164
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	167
KAYNAKLAR.....	172

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Atık ısı yönetimi	31
Çizelge 2.2. Atık ısı geri kazanımı için gerekli üç temel bileşen	32
Çizelge 2.3. Atık ısı kaynakları ve kullanım örnekleri	37
Çizelge 3.1. Kalina çevrim tasarımında sabit kabul edilen parametreler	44
Çizelge 3.2. Sistemde kullanılan akışkanların termofiziksel özellikleri (1 bar)	48
Çizelge 3.3. KC sistem elemanlarının enerji ve ekserji denklemleri	54
Çizelge 3.4. Her bir Kalina çevrim elemanı için kullanılan yatırım maliyeti denklemleri	60
Çizelge 3.5. Hesaplamalarda kullanılan ısı transfer katsayı değerleri	61
Çizelge 3.6. Organik Rankine çevriminde kullanılan her bir ekipmanın satın alınan ekipman maliyet denklemleri	63
Çizelge 3.7. Buhar Rankine çevriminde kullanılan her bir ekipmanın satın alınan ekipman maliyet denklemleri	63
Çizelge 4.1. Sabit KC sistem tasarım parametreleri	71
Çizelge 4.2. Değişken bir amonyak konsantrasyonu için en iyi performans gösteren türbin giriş sıcaklığı (430 °C) için KC parametrik optimizasyon sonuçları	84
Çizelge 4.3. Sabit KC sistem tasarım parametreleri	87
Çizelge 4.4. Kalina çevriminde farklı türbin giriş basıncı ve amonyak-su konsantrasyonları için tam buhar fazına geçme sıcaklığı	89
Çizelge 4.5. Buhar Rankine çevrim (SRC) için tasarım parametreleri	123
Çizelge 4.6. ORC sistemi için kabul edilen tasarım parametreleri	127

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Enerji değer zinciri	15
Şekil 2.2. 2010-2022 yılları arası elektrik kurulu güç gelişimi.....	17
Şekil 2.3. 2021 yılı aralık ayı sonu itibariyle lisanslı elektrik kurulu gücünün kaynak bazında dağılımı	18
Şekil 2.4. Elektrik talebi ve 10-yıl hareketli ortalama büyüme	19
Şekil 2.5. 2021 yılı birincil kaynak bazında brüt elektrik üretimi	19
Şekil 2.6. Toplam ve kişi başı sera gazı salımı	24
Şekil 2.7. Türkiye'de 2020 yılı sektörlere göre sera gazı salım oranları	24
Şekil 2.8. 1973'ten 2018'e kadar sektörlere göre dünya toplam enerji tüketimi	26
Şekil 2.9. Türkiye'nin 2010-2021 yılları çelik üretim miktarları.....	27
Şekil 2.10. 2021 yılı Dünya çelik üretim oranları.....	28
Şekil 2.11. Sanayi dallarına ve sıcaklıklarına göre atık ısı oranı	34
Şekil 2.12. Demir çelik endüstrisinde açığa çıkan yüksek sıcaklıklı ısı	35
Şekil 2.13. Üretim süreci sonunda sistemden atılan enerjinin geri kazanımının şematik gösterimi	38
Şekil 2.14. Tavlama fırınının işlem akışı.....	40
Şekil 3.1. Atık ısı geri kazanım teknolojileri	41
Şekil 3.2. Termodinamik çevrimler	42
Şekil 3.3. Kalina çevrimi şematik gösterimi.....	43
Şekil 3.4. Organik Rankine çevrimi şematik gösterimi	45
Şekil 3.5. ORC'de kullanılan soğutucu akışkanların kritik sıcaklıklarının gizli ısı ile değişimi a) ıslak akışkan b) kuru akışkan c) izentropik akışkan.....	47
Şekil 3.6. Buhar Rankine çevrimi şematik gösterimi	50
Şekil 4.1. Tav fırınının sıcaklığa bağlı olarak genel bölge dağılımının şematik gösterimi.....	68

Şekil	Sayfa
Şekil 4.2. Bir ay boyunca bacadan kaydedilen sıcaklık veri seti	69
Şekil 4.3. Bir tav fırınının egzoz gazı atık ısını geri kazanmak için tasarlanmış KC'nin şematik görünümü	70
Şekil 4.4. Sıcaklığa ve 80 bar'da amonyak konsantrasyonuna bağlı olarak kabarcık ve çiy noktası eğrilerinin değişimi	72
Şekil 4.5. Ayırıştırıcı kütleli debisi (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı ile değişimi.....	74
Şekil 4.6. Türbin giriş kütleli debisinin değişimi (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı	75
Şekil 4.7. Pompa güç tüketiminin değişimi (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı.....	76
Şekil 4.8. Net güç üretiminin değişimi(a) Sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) Sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı.....	77
Şekil 4.9. Termal verim değişimi (a) Sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) Sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı	78
Şekil 4.10. Ekserji verim değişimi (a) Sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) Sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı	79
Şekil 4.11. CO ₂ salım azaltımının değişimi (a) Sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) Sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı.....	80
Şekil 4.12. Üretilen elektrik başına KC'nin toplam yatırım maliyeti ve birim yatırım fiyatı.....	82
Şekil 4.13. KC'nin ürettiği elektriğin geri ödeme süresi (PB) ve birim maliyeti	83
Şekil 4.14. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında ayırıştırıcı kütleli debisinin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi	90
Şekil 4.15. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında türbin giriş kütleli debisinin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi	92

Şekil	Sayfa
Şekil 4.16. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında pompa güç tüketiminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi	94
Şekil 4.17. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında net gücün türbin giriş sıcaklığı ile değişimi.....	96
Şekil 4.18. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında net termal verimin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi.....	97
Şekil 4.19. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi.....	99
Şekil 4.20. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında ayrıştırıcı ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi	101
Şekil 4.21. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında türbin ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi	103
Şekil 4.22. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında DS rekuparatör ekserji verimi türbin giriş sıcaklığı ile değişimi.....	104
Şekil 4.23. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında yoğuşturucu ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi.....	106
Şekil 4.24. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında buharlaştırıcı ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi.....	107
Şekil 4.25. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında pompa ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi.....	109
Şekil 4.26. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında YS rekuparatör ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi.....	110
Şekil 4.27. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında CO ₂ salım azaltımının türbin giriş sıcaklığı ile değişimi	113
Şekil 4.28. Üretilen elektrik başına KC'nin toplam yatırım maliyeti ve birim yatırım Fiyatı	115
Şekil 4.29. KC'nin ürettiği elektriğin geri ödeme süresi (PB) ve birim maliyeti	116
Şekil 4.30. Rankine çevrimi şematik gösterimi	122
Şekil 4.31. SRC sisteminde, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak (a) kütsel debi, (b) toplam güç , (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi.....	125

Şekil	Sayfa
Şekil 4.32. SRC sisteminde, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO ₂ salım azaltımı.....	126
Şekil 4.33. Organik Rankine çevrimi şematik gösterimi.....	127
Şekil 4.34. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak aseton çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi	130
Şekil 4.35. ORC sistemi için seçilen Asetonun, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO ₂ salım azaltımı	131
Şekil 4.36. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak benzen çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi	133
Şekil 4.37. ORC sistemi için seçilen benzenin, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO ₂ salım azaltımı	134
Şekil 4.38. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak bütan çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi	136
Şekil 4.39. ORC sistemi için seçilen bütanın, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO ₂ salım azaltımı	137
Şekil 4.40. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak sikloheksan çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi	139
Şekil 4.41. ORC sistemi için seçilen sikloheksanın, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO ₂ salım azaltımı	140
Şekil 4.42. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak siklopentan çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi	142
Şekil 4.43. ORC sistemi için seçilen siklopentanın, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO ₂ salım azaltımı.....	143

Şekil	Sayfa
Şekil 4.44. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak etanol çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi	145
Şekil 4.45. ORC sistemi için seçilen etanolün, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO ₂ salım azaltımı	146
Şekil 4.46. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak R11 çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi	148
Şekil 4.47. ORC sistemi için seçilen R11'in, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO ₂ salım azaltımı	149
Şekil 4.48. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak R123 çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi	151
Şekil 4.49. ORC sistemi için seçilen R123'ün, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO ₂ salım azaltımı	152
Şekil 4.50. ORC sisteminde, farklı çalışma akışkanlarına ait maksimum CO ₂ salım azaltımı	153
Şekil 4.51. ORC sisteminde, farklı çalışma akışkanlarına ait minimum CO ₂ salım azaltımı	153
Şekil 4.52. ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın 10 bar türbin giriş basıncında kütleli debisinin türbin giriş sıcaklığına bağlı değişimi	154
Şekil 4.53. ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın net güç üretiminin türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak en iyi performans gösteren türbin giriş basıncındaki değişimi	155
Şekil 4.54. ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak en iyi performans gösteren türbin giriş basıncında ORC'lerin termal verimliliğindeki değişimi	156
Şekil 4.55. ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak en iyi performans gösteren türbin giriş basıncında ORC'lerin ekserji verimliliğindeki değişimi	156
Şekil 4.56. Pompa girişinde, türbin girişinde ve ayrıştırıcı çıkışında (HTR girişi) KC'den kaydedilen kütleli debi değerlerindeki değişimi.....	158

Şekil	Sayfa
Şekil 4.57. KC sisteminde kaydedilen net güç, net termalverim ve ekserji verim değerleri.....	158
Şekil 4.58. Etanol kullanılan ORC sistemi için hesaplanan geri ödeme süresi, üretilen elektriğin birim maliyeti, toplam yatırım maliyeti ve üretilen elektrik başına yatırım maliyeti değerleri.....	160
Şekil 4.59. Etanol kullanılan ORC sistemi için hesaplanan geri ödeme süresi, üretilen elektriğin birim maliyeti değerleri.....	161
Şekil 4.60. Çalışma akışkanı olarak etanol kullanılan ORC için hesaplanan CO ₂ salım azaltım değerleri	162



RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Tav fırını.....	39



SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
c_p	Özgül ısı
$^{\circ}\text{C}$	Santigrad derece
CO_2	Karbondiyoksit
\dot{E}	Ekserji
GJ	Gigajoule
h	Entalpi
h_0	Ölü nokta entalpisi
i	Faiz oranı
kg	Kilogram
kJ	Kilojoule
kW	Kilowatt
m	Metre
\dot{m}	Kütleli debi
\dot{n}	Mol akış hızı
N	Sistemin ömrü
η	Termal verim
η	Ekserji verimi
P	Basınç
\dot{Q}	Isı miktarı
\emptyset	İşletme ve bakım maliyeti
s	Entropi
s_0	Ölü nokta entropisi
s	Saniye
T	Sıcaklık
T_0	Atmosfer Sıcaklığı
U	Evaporatör ısı transfer katsayısı
Ψ	Özgül ekserji
\dot{W}	İş

Kısaltmalar**Açıklamalar**

AIGK	Atık ısı geri kazanımı
C_{el}	Elektriğinin birim maliyeti
CRF	Sermaya kurtarma maliyeti
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
IEA	International energy agency
KC	Kalina çevrimi
LCV	Alt kalorifik değer
MA	Moleküler ağırlık
ODP	Ozon delme potansiyeli
ORC	Organik Rankine çevrimi
OTS	Otomatik tutuşma sıcaklığı
PB	Geri ödeme süresi
SRC	Buhar Rankine çevrimi
TEDAŞ	Türkiye elektrik dağıtım anonim şirketi
TÜİK	Türkiye istatistik kurumu
WEO	World energy outlook
ZORC	Toplam yatırım maliyeti

1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında sanayi devriminin başlangıç nedenlerinden biri fosil kökenli geleneksel yakıtlardan elde edilen enerjinin endüstride kullanılmaya başlanması olarak gösterilmektedir (Demirbaş, 2001). Bu sanayi devrimi, yüksek üretim kapasitesini yüksek enerji tüketimi ile birlikte getirmiştir. Bu amaçla, 18.yy'dan itibaren üretkenliği ve ilerlemeyi artırmak için yeni makinelere ve süreçlere güç sağlamak için odun ve kömür gibi geleneksel enerji kaynakları kullanılmaya başlanmıştır. İnsanoğlunun nüfus artışı yanında teknolojinin ve sanayinin gelişmesi ile birlikte refah seviyesinin yükselmesi enerjiye olan ihtiyacın da kısıtlı kaynaklarla karşılanamaması neticesinde enerji talebinin sürekli artması sonucunu doğurmaktadır. Günümüzde sanayi sektörünün toplam enerji tüketimi içindeki payı yaklaşık %32 seviyelerinde olduğu ifade edilmektedir (Uluslararası enerji ajansı [IEA], 2018). Artan nüfus ve sanayi ürününün tüketimi azalan enerji kaynakları ile birlikte değerlendirildiğinde, sanayi tesislerinin enerji verimliliği ve enerji tüketimi açısından iyileştirilmesi gerektiği açıktır. Çünkü bu enerji tüketiminin büyük bir kısmı faydalı enerji olarak kullanılsa da tüketilen enerjinin önemli bir kısmı kullanılmadan çevreye salınmaktadır. Yapılan çalışmalar, tüketilen enerjinin yaklaşık %65'inin kullanılmadan atmosfere atıldığını göstermektedir (Quoilin, Van Den Broek, Declaye, Dewallef ve Lemort, 2013). Bununla birlikte, birçok çalışma, kullanılmayan enerjinin yaklaşık üçte birinin sistem verimliliğini artırarak veya ek sistemler kullanılarak geri kazanılabileceğini göstermektedir (Saha ve Chakraborty, 2017). Enerjinin önem kazandığı son yıllarda, enerji üretim teknolojilerinin yanı sıra mevcut enerji kaynaklarının daha verimli kullanılmasını sağlayacak teknolojilere yönelim artmaktadır. Bu teknolojilerden biri de ağır sanayi kuruluşlarında atık ısı olarak atmosfere atılan yüksek sıcaklık değerlerine sahip baca gazlarının mevcut enerjilerinin geri dönüşümünü sağlayan sistemlerdir. Bu sistemler hem enerji verimliliği hem de atmosferdeki sera gazı salımlarının azaltılmasına katkı sağlamaktadır. Atık ısı geri dönüşüm sistemlerinin enerji verimliliği kapsamında değerlendirilmesinin en önemli nedenlerinden biri de geri dönüştürülecek enerjide mevcut yüksek potansiyel olmasından kaynaklanmaktadır.

Tüm dünyada kaliteli, sürdürülebilir, sürekli, güvenli ve en uygun maliyetlerle enerji temini sağlanması temel hedefler arasında yer almaktadır. Bu amaçla enerji tasarrufu ve atık ısı geri kazanım potansiyeli analizlerinin yanı sıra, güç sistemlerinin salım azaltımı ve ekonomik fizibilite analizleri günümüz araştırmaları için büyük önem arz etmektedir. Bununla birlikte,

atık ısı geri kazanım (AIGK) sistemlerinin fırınlara entegre edilmesi, geri kazanılan enerji potansiyelini daha fazla iyileştirme olasılığı nedeniyle en umut verici teknolojiler arasında yer almaktadır. Bu amaçla küresel ısınmayı önlemek ve dolayısıyla sera gazı salımlarını azaltmak için sanayi sektöründe enerjinin kullanım şeklinin ayrıntılı incelenmesi önem arz etmektedir. Bu nedenle endüstriyel süreçlerin enerji tüketimi konusunda dikkat edilmesi ve sarfiyatın mümkün olduğunca düşürülmesi gerekmektedir (Brueckner, Miro, Cabeza, Pehnt ve Laevemann, 2014). Sanayide kullanılan enerjinin yaklaşık %26'sı sıcak gazlar ve sıvılar olarak dağılmaktadır. Bu kayıp enerji, AIGK ile büyük ölçüde azaltılabilir olup atık ısı geri kazanım sistemlerine yapılan yatırımın minimum sürede kendini amorti edebilmesi rekabet ortamında avantaj sağlamaktadır (Çomaklı ve Terhan, 2011).

Yenilenebilir enerji teknolojileri temiz enerji kaynakları olup çevre üzerindeki zararlı etkileri, geleneksel enerji teknolojilerine göre çok daha düşük olup yenilenebilir enerji kaynakları ve enerji verimliliği konuları enerji ve çevre sorunlarına potansiyel bir çözüm ve dünyada sürdürülebilir kalkınma için kilit bir araç olarak değerlendirilmektedir. Enerji verimliliği uygulamaları arasında endüstriyel atık ısılardan faydalanma yöntemleri arasında son yıllarda ilginin giderek arttığı atık ısı geri kazanım sistemleri demir çelik sektöründeki atık gazlardan enerji geri kazanımı potansiyelinin araştırılması büyük ilgi görmektedir.

İnsanoğlunun yaşama biçiminden, faaliyetlerinden ve konformist hayat yaklaşımından enerji tüketimini sürekli arttırması neticesinde sera gazı salımlarının da artmasına sebep olmaktadır. Sera gazı salımlarının birincil kaynakları, elektrik üretimi, tarım, ulaşım ve konut sektörü ile birlikte genel olarak sanayi sektörüdür.

Ülkeler iklim değişikliğinin meydana getirdiği olumsuzluklarla birlikte çevreye düşük sıcaklık dereceli endüstriyel atık ısının çok büyük oranlarda salınmasıyla karşı karşıyadır. Tüm dünyada olduğu gibi, ülkemizde de 2019 yılı sonlarında başlayan ve 2020-2021 yılı boyunca devam eden ve 2022 yılı içerisinde ise düşüş eğilimi gösteren Covid-19 salgınının etkileri birçok sektör gibi enerji sektörü özelinde yaşanmış olup bu etkiler halen görülmeye devam etmektedir. Enerji sektörünün alt bileşenleri olan petrol, doğal gaz ve elektrik üretimi sektörleri de bu süreçten olumsuz etkilenen sektörler arasında bulunmakla birlikte enerjiye olan talebi azaltmış olsa da enerjiye olan ihtiyaç halen devam etmektedir (TSKB, 2020:51). Ayrıca, günümüzde, tüm dünyada etkili olan Covid-19 başta olmak üzere benzer salgın hastalıklar ve aynı zamanda ortaya çıkan Rusya -Ukrayna savaşı etkisiyle artan enerji talebi

nedeniyle fiyatların sürekli yükselmesi, maksimum verimlilikte enerji sistemlerinin kullanılması kaçınılmaz bir hal almaktadır.

Enerji tüketiminde yüksek paylara sahip olan demir çelik endüstrisinde enerji tasarrufu ve enerji verimliliği alanlarında birçok bilimsel çalışma yapılmıştır. Demir çelik endüstrisinde atık ısı enerji miktarı diğer bazı sanayi dallarında olduğu gibi kayda değer miktarlardadır ve bu miktarın fazlalığı ile beraber atık ısı enerjisindeki sıcaklık değerlerinin yüksek olması ısı geri kazanım sistemlerinin gelişmesini ve çeşitlenmesini sağlamıştır.

Sun, Li, Xu, Cheng ve Wennersten (2016) Çin'in sanayisinin genel durumuna dayanarak, ikincil enerjinin yeniden kullanımına odaklanan enerji akışları, üretim sürecinin her biri için analiz etmişlerdir. Bu model Çin'deki bir işletmeye uygulanarak, şirketin ikincil enerjisinin %46,6'sını 2010 yılında geri kazanıp yeniden kullandığı ifade edilmiştir.

Lu, Price ve Zhang (2016) yapmış oldukları çalışmada, atık ısı geri kazanımı ve kullanımının, Çin'in toplam enerji kullanımını ve karbondioksit salımlarını azaltmak ve hava kalitesini iyileştirmek için kaçırılmış bir fırsat olduğunu belirtmişlerdir. Araştırmaya göre, Çin birincil enerji tüketiminin üçte ikisinden fazlasını oluşturan sanayi sektöründeki atık ısı potansiyelini ölçmek için standart ve şeffaf bir yöntemle sahip olunmadığını ifade etmişlerdir. Ayrıca, çimento, demir-çelik ve cam olmak üzere üç enerji yoğun endüstriyel sektörde teknik olarak maksimum atık ısı potansiyelini ölçmek için termal enerji modellemesinin sonuçlarını irdelemişlerdir. Sonuç olarak demir ve çelik tesislerinde enerji kullanımının yaklaşık %40'ının duvar ısı kaybı, soğutma suyu ve egzoz gazları ile israf edildiğini vurgulamışlardır.

Saha ve Chakraborty (2017) artan nüfus ve sanayi ürünleri, tüketimler ile birlikte azalan enerji kaynakları yeniden değerlendirildiğinde, enerji verimliliğini artırdığını ve enerji tüketimini de azalttığını belirtmişlerdir. Çünkü bu enerji tüketiminin büyük bir kısmı faydalı enerji olarak kullanılsa da, tüketilen enerjinin önemli bir kısmı kullanılmadan çevreye salınmaktadır. Yapılan çalışmada tüketilen enerjinin yaklaşık üçte ikisinin kullanılmadan atmosfere atık enerji olarak gönderildiğini ifade etmişlerdir.

Zhang, Zhao, Lu, Ni ve Li (2017) çalışmalarında, atık enerjinin geri kazanılması ve kullanılması için küresel demir-çelik endüstrisinde, birincil enerjinin azaltılması ve enerji

verimliliğinin iyileştirilmesinde çok önemli bir fırsat olduğunu ifade etmişlerdir. Bununla birlikte, kapsamlı ve pratik yöntem eksikliği nedeniyle, atık enerjinin kesin miktarının genellikle ölçülemediğini belirtmişlerdir. Yapılan çalışmada, atık enerji kaynaklarının teorik, teknik ve ekonomik potansiyeli ve atık enerji geri dönüşüm teknolojilerinin özellikleriyle ilişkilendirilerek yenilikçi bir tekno-ekonomik model geliştirmişlerdir. Sonuç olarak ortalama endüstri değeri için teknik uygulama oranı göz önüne alındığında pratik potansiyel oranının %20'den az olduğunu belirtmişlerdir. Atık enerji kaynaklarının ve geri dönüşüm teknolojilerinin özellikleri birlikte değerlendirilerek, analizler sonucunda, yaklaşık %10 oranında enerji tasarrufu sağlanabileceğini hesaplamışlardır.

Jouhara ve diğerleri (2018) çalışmalarında, atık ısı geri dönüşüm sistemlerinde yaygın olarak kullanılan potansiyel enerji içeriğiyle atık ısıyı geri kazanan, ısı pompaları, ısı geri kazanım buhar jeneratörleri, ısı borusu sistemleri, Kalina çevrimi ve Organik Rankine çevrimleri gibi teknolojilerin çalışması ve performansı hakkında çalışmalar yürütmüşlerdir.

Wang, Jiang Wang ve Roskilly (2020) yaptıkları çalışmada, demir çelik endüstrisi için enerji tasarrufu sağlayan teknolojileri incelemişlerdir. Araştırmada, demir-çelik endüstrisinin önemli ölçüde birincil enerjiye dayandığı ve imalat sektöründeki en büyük enerji tüketicilerinden biri olduğu, aynı zamanda, çelik üretimi sürecinde çok büyük oranda atık ısının kaybolduğu ve bu atık ısının doğrudan çevreye baca gazı olarak verildiği vurgulanmaktadır. Bu nedenle, enerjinin korunumu prensibi düşünüldüğünde, enerji verimliliğinin demir-çelik endüstrisi için bütünsel ve önemli bir hedef olması gerektiği ifade edilmektedir. Çalışma sonunda, mevcut enerji geri kazanım teknolojilerini ve düşük sıcaklık ısı geri kazanım teknolojilerini genel bir durumda değerlendirmek için kapsamlı bir yol haritası ortaya çıkartmak gerekliliği belirtilmiştir. Demir çelik endüstrisinde kapsayıcı bir enerji tüketimi analiz edilerek uygun teknolojilerin belirlenmesi için enerji tasarrufu potansiyellerini değerlendirmişlerdir.

Na ve diğerleri (2021) proses endüstrisinin enerji verimliliği için yeni bir değerlendirme yöntemi olarak tipik bir demir çelik üretim prosesi durum çalışması yapmışlardır. Enerji verimliliğinin, enerji tasarrufu ve tüketimin azaltılmasını keşfetmek için son derece önemli bir gösterge olduğunu ve proses endüstrisi için geleneksel enerji verimliliği değerlendirme yöntemlerinin, tüm sistemin enerji kullanımı hakkında derinlemesine bir düşünceden yoksun olduğunu vurgulamışlardır. Önerilen gerekli enerjiye dayalı olarak, proses endüstrisi için bir

enerji verimliliği değerlendirme yöntemi oluşturulmuştur. Malzeme ve enerji akış ağları kurularak, tipik demir çelik üretim sürecinin (ISMP) enerji verimliliği analiz edilmiş ve bunu etkileyen faktörler tartışılmıştır. Sonuç olarak tipik ISMP'nin enerji verimliliği %66,9 olduğunu ve ISMP'nin enerji verimliliğinin, çelik oranını ayarlayarak, atık ısıyı ve atık enerjiyi geri kazanarak ve ara yüz teknolojileri geliştirerek etkin bir şekilde iyileştirilebilir olduğunu vurgulamışlardır.

Ren, Zhou, Peng ve Ou (2021) yapmış oldukları çalışmada, Çin'de demir çelik endüstrisinde CO₂ salımlarını azaltma teknolojileri ve düşük karbon geliştirme üzerine inceleme yapmışlardır. En büyük çelik üreticisi ve tüketicisi olarak Çin, enerji tasarrufu ve sera gazı salımlarını azaltma konusunda birincil sorumluluğu taşımakta; buna göre, sera gazı azaltımı için birçok strateji geliştirmektedir. Yaşam döngüsü analizi yöntemine dayalı olarak yapılan çalışmada, sera gazı salımı azaltma stratejilerinin tasarımı daha fazla faktörü dikkate almak için farklı çalışmalardan elde edilen sonuçları entegre etmek için kapsamlı bir analitik çerçeve oluşturulmuştur. Sonuç olarak, ana akım teknolojik iyileştirmelerin tam olarak uygulanmasının CO₂ salımlarını yaklaşık %43 oranında azaltabileceği gösterilmektedir. Ayrıca, bu stratejileri ultra düşük karbon teknolojileriyle birleştirilerek %80 - %95 oranında bir azalma sağlanabileceğini ifade etmişlerdir.

Zhang, Jiaoa, Zhangab ve Guoa (2021) dünya çelik endüstrisinin düşük karbon salımlı projeleri üzerine bir inceleme gerçekleştirmişlerdir. Çelik şirketleri, yıllık CO₂ salımlarının artmasında en önemli etken olduğu ve bu sektörün iklim değişikliğinin en önemli sebeplerinden olduğu vurgulanmaktadır. Ülkelerin çelik endüstrisindeki salım azaltma teknolojilerine büyük önem verdiği ve çelik şirketlerinin reformlarına ve yenilikçi değişikliklerine odaklanan bir eğilim oluşturdukları belirtilmektedir. Çalışmada, enerji tasarrufu ve salım azaltımı ile ilgili dünyadaki yöntem ve teknolojiler gözden geçirilmektedir.

Zhao ve diğerleri (2021) endüstriyel tavlama fırınlarının, çelik endüstrisi için enerji verimliliği değerlendirmeleri, atık ısı geri kazanım potansiyelleri, ısıtma prosesi özellikleri ve perspektiflerin gözden geçirilmesi konularında inceleme yapmışlardır. Çalışmada dünyanın rekabetçi endüstriyel pazarında, endüstriyel tav fırınları gibi mevcut üretim ekipmanlarının geliştirilmesi, daha yüksek üretim, daha yüksek kalite ve daha iyi enerji verimliliği açısından karlılığı artırdığı vurgulanmış ve endüstriyel tav fırınları

teknolojisindeki son gelişmeler ve mevcut durum irdelenmiştir. Atık ısı geri kazanımı kapsamındaki araştırmada çelik endüstrisindeki endüstriyel tav fırınlarında atık ısı geri kazanımı potansiyelinin yüksek-orta sıcaklık aralığında olduğunu ve atık ısı kullanımı yoluyla fırının genel verimliliğini önemli ölçüde iyileştirdiğini ve endüstriyel tav fırınlarında ön ısıtıcılar, reküperatif ve rejeneratif brülörler için gereken yakıt tüketimini azalttığı gösterilmiştir.

Her ne kadar bu çalışmalar bir ölçüde enerjiden tasarruf etmek için uygun olsa da, atılan enerjinin sadece çok küçük bir kısmını geri kazanabilmektedir. Bu nedenle, bilim insanları demir çelik sektöründeki atmosfere salınan atık enerjiyi kurtarmak için birçok yeni ısı geri kazanım sistemi üzerinde çalışmaktalar. Atık ısı geri kazanımı konusunda ön ısıtma, absorpsiyonlu soğutma, termodinamik çevrimler, ısı pompası ve termal enerji depolama gibi farklı yöntemler geliştirilmiştir. Atık ısı geri kazanımının ekonomik faydaları artırma ve çevre kirliliğini azaltma üzerinde önemli bir etkisi vardır. Proses akışları arasında ısı entegrasyonu yapılmış olmasına rağmen, endüstriyel proseslerde düşük sıcaklıktaki atık ısı verimli bir şekilde kullanılmamaktadır. Farklı çevrimler ve farklı akışkanlar kullanarak endüstriyel atık ısı geri kazanımı sağlayan birçok çalışmayı literatürde görmek mümkündür.

Murugan ve Subbarao (2008) yapmış oldukları çalışmada, 82,2 MW biyo-kütle yakıtlı Rankine çevrimi performans iyileştirmesi incelemişlerdir. Önerilen Rankine-Kalina kombine çevrim (RKC) için enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Sonuç olarak RKC çevrimi daha yüksek güç çıkışı ürettiğini ve Rankine buhar çevriminden daha verimli olduğunu tespit etmişlerdir.

Bombarda, Invernizzi ve Pietra (2010) yapmış oldukları çalışmada, atık ısı geri dönüşümü için bir dizel motorlu kombine çevriminde Kalina çevrimi (KC) ve Organik Rankine çevrim (ORC) sisteminin karşılaştırmalı termodinamiksel analizini yapmışlardır. Egzoz gazlarının kütle akışının oluşturduğu ısı kaynağından yararlanılarak üretilebilecek maksimum net elektrik gücü iki termodinamik çevrim için hesaplanmıştır. Sonuç olarak, tasarım parametreleri ve ısı geri kazanım eşanjöründe 50 °C'lik bir logaritmik ortalama sıcaklık farkı varsayılarak, KC ve ORC için sırasıyla 1615 kW ve 1603 kW net elektrik gücü hesaplanmıştır.

Rodriguez ve diğ erleri (2013) önemli bir yenilenebilir enerji kaynağı olan jeotermal enerji santraline Organik Rankine çevrimi ve Kalina çevrimini uygulamışlardır. Bu çevrimlerin uygunluklarını Termodinamiğin birinci ve ikinci yasası ile karşılaştırmışlardır. ORC’de en iyi performansı veren çalışma akışkanı R-290 olurken, KC’de çalışma akışkanı olarak %84 amonyak-su konsantrasyonunda en iyi performansı elde etmişlerdir. Sonuç olarak, incelenen sistemlerde KC sisteminin ORC sisteminden yaklaşık %18 fazla güç ürettiğini hesaplamışlardır.

Modi ve Haglind (2015) Kalina çevriminin, son birkaç yılda geleneksel buhar Rankine çevrimine etkili bir alternatif olarak artan ilgi gördüğünü belirtmişlerdir. Yapmış oldukları çalışmada, hesaplamalı olarak verimli bir çözüm algoritması kullanarak yüksek sıcaklık (500 °C türbin giriş sıcaklığı) ve yüksek basınç (100 bar üzerinde) uygulamalar için bir Kalina çevrimini çözmek ve optimize etmek için ayrıntılı bir yaklaşım sunmuşlardır. Karşılaştırılan çevrimler arasında, 140 bar türbin giriş basıncında ve %80 amonyak su konsantrasyonunda KC1234 sisteminde %31,47 ile en yüksek çevrim verimi elde edilirken en düşük çevrim verimliliği, KC234 sisteminde 100 bar türbin giriş basıncında ve %80 amonyak su konsantrasyonunda %27,35 olarak elde etmişlerdir.

Eyidogan, Kilic, Kaya, Coban ve Cagman (2016) çalışmalarında, Türkiye’de aktif olarak kullanılan ORC sistemlerini teknik ve ekonomik açıdan analiz ederek, bu sistemlerin uygulama alanlarını incelemişlerdir. ORC’yi endüstride atık ısı kaynağı bulunan tesislerde ve biyokütle, güneş enerjisi ve jeotermal kaynaklarda uygulamışlardır. Çalışmada, ORC’nin atık ısı geri kazanım potansiyeli analiz edilmiştir. Bu amaçla her uygulama için seçilen enerji üretim santrallerinin teknik özellikleri sunulmuştur. Sonuç olarak biyokütle yakıtlı tesisteki kurulu gücü 1 MW olan ORC sisteminin geri ödeme süresini 2,7 yıl olarak hesaplamışlardır.

Zhang, He ve Zhang (2012) düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarını kullanarak elektrik üretmenin yanı sıra kombine çevrim enerji sisteminin bir alt çevrimi olarak avantajlı olduğunu göstermek için Kalina çevrimini incelemişlerdir. Isı kaynakları ve çalışma akışkanı özellikleri açısından farklı KC sistemleri ele alınmıştır. KC’nin hem enerji hem de ekserji verimliliği açısından RC ve ORC’den daha iyi termodinamik performansa sahip olduğu sonucuna varmışlardır.

Khankari ve Karmakar (2017), yoğuşturucudaki soğutma suyunun atık ısını kullanarak, KC sistemini bağımsız bir 500 MWe kritik altı enerji santraline entegre ederek tesis performansını iyileştirmek için enerji, ekserji, çevre ve ekonomik (4-E) dayalı bir termodinamik performans analizi gerçekleştirmişlerdir. Kombine elektrik santralinin enerji ve ekserji verimliliği, bağımsız elektrik santralinde sırasıyla yaklaşık %0,661 ve %0,591 oranında artırılmıştır. Ayrıca, birleşik elektrik santrali CO₂ salımını yaklaşık 1,63 ton / saat azaltıldığı tespit edilmiştir.

Nemati, Nami, Ranjbar ve Yari (2017) Kalina çevrimi ve Organik Rankine çevrimini farklı parametrelerle karşılaştırmışlardır. Kalina çevriminde kullanılan türbin boyutlarının Organik Rankine çevriminde kullanılan türbin boyutlarından daha küçük olduğunu hesaplamışlardır. Bunun yanısıra Organik Rankine çevriminin Kalina çevriminden daha düşük basınçlarda çalışabildiğini bulmuşlardır.

Wang, Tang, Wang ve Feng (2017) ORC ve KC'nin, atık ıslıyı geri kazanmak için ana teknolojiler olduğunu vurgulamışlardır. Proses endüstrisinde, karmaşık bir ıslı kaynağı profili oluşturan birden fazla atık ıslı akışı bulunduğunu ifade etmişlerdir. Çalışmada, ASPEN Hysys simulasyon programı kullanılarak iki çevrim hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Atık ıslı bileşik eğrisine göre, çok akışlı atık ıslı, düz, dışbükey ve içbükey atık ıslı olmak üzere üç türe ayılmışlardır. İki parametre, en belirgin/içbükey noktanın (R) üstündeki ve altındaki ıslı oranı ve en çok noktanın sıcaklığı, atık ıslının özelliğini kabaca ifade etmek için kullanılmaktadır. Enerji performans göstergesi olarak atık ıslıdan (ekserji) güce verim ile maksimum besleme sıcaklığına sahip atık ıslı için hesaplama sonuçları 180 °C, R'nin 0,2'den az olmayan düz ve içbükey atık ıslı için Kalina çevriminin ORC'den daha iyi olduğunu, dışbükey atık ıslı için ise ORC'nin tercih edildiğini göstermektedir. Çalışma, proses endüstrisinde enerji üretimi için düşük sıcaklıkta atık ıslıyı geri kazanmak için uygun bir teknoloji seçmek için bir referans sağlayabilir.

Eller, Heberle ve Brüggemann (2017) Organik Rankine çevrimi ve Kalina çevriminin düşük ve orta sıcaklık seviyesinde atık ıslıya dayalı enerji üretimi için uygun yöntemler olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında önceki bir ekserjetik analizde, çalışma sıvısı olarak amonyak/su yerine alkol/alkol karışımları uygulanarak Kalina çevriminin ikinci yasa verimliliğinin artırılabilceği gösterilmiştir. Kalina çevrimi için bir çalışma sıvısı olarak yeni bir etanol/heksanol karışımının operasyonel parametrelerinin ayrıntılı bir değerlendirmesini

ASPEN PLUS'daki proses simülasyonları ile gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada termodinamik yöntemlerin yanında, KC ve ORC'nin tekno-ekonomik değerlendirmesi yapılmıştır. Isı kaynağı sıcaklığının 200 °C, 300 °C ve 400 °C değerleri için basınç, güç çıkışı, ısı değişim kapasitesi ve boyut parametresi analizi irdelenmiştir. Sonuç olarak, Amonyak/su karışımı alkol/alkol karışımları ile karşılaştırıldığında, 1,5 kata kadar daha yüksek güç çıkışı, %66,6'ya kadar daha düşük basınç ve ısı değişim kapasitesine ulaştığı, ancak 5,6 kat daha yüksek boyut parametrelerine gereksinim olduğu gösterilmiştir. KC ile karşılaştırıldığında, kritik altı ORC, %3,4'e kadar daha düşük güç çıkışı sağladığını, ısı değişim kapasitesi en az %33,3 ve boyut parametresi 6,3 kata kadar daha küçük olduğu belirlenmiştir. Ele alınan parametreler için amonyak/su, 619,4 €/kW ile en düşük özgül maliyeti gösterdiğini hesaplamışlardır. Sonuç olarak tekno-ekonomik hususlar açısından saf akışkan ORC'nin tercih edilmesi gerekliliği gösterilmiştir.

Kurbanoğlu (2017) bir demir çelik fabrikasındaki 450 °C sıcaklığındaki baca gazı ile ORC sistem tasarımında çalışma akışkanı olarak tolüen kullanarak yapmıştır. Tasarlanan ORC sisteminin ısı verimini %21,76 ve ekserji verimini %46,02 olarak hesaplamıştır. Aynı zamanda atılan orta sıcaklıktaki baca egzoz gazı ile yaklaşık 370 kW güç üretilebileceğini ve yılda yaklaşık 3470 MWh elektrik elde edilebileceğini hesaplamıştır. Sistemin yaklaşık geri ödeme sürelerinin 5 ile 6 yıl arasında olduğunu ve yıllık ortalama 3 000 ton-CO₂ salım azaltımının gerçekleştirebildiğini belirtmiştir.

Ganesh ve Srinivas (2019) yapmış oldukları çalışmada Kalina Çevrim sisteminin Nükleer enerji çevrimine uygulanabilirliğini araştırmışlardır. ORC, Transkritik çevrim, Süperkritik çevrim ve Rankine çevrimlerinin Kalina çevrimine alternatif olduğunu vurgulamışlardır. Yapmış oldukları parametrik çalışmada, düşük ve yüksek sıcaklıklı KC sistemini analiz etmişlerdir. Düşük sıcaklıklı KC sistemi güneş enerjisinden gelen sıcak kaynak enerjisini kullanırken; yüksek sıcaklıklı KC sistemi için sıcak enerji kaynağı, basınçlı su nükleer reaktöründen alınmıştır. İki KCS arasında HTKCS, yüksek özgül güç (675 kW) üretildiği, düşük ekserji kayıplarına ilişkin LTKCS (%74) için optimum ekserji verimliliği elde edildiği gözlemlenmiştir. LTKCS'de enerji daha verimli bir şekilde geri kazanılmaktadır. Bu çalışma, KCS'nin düşük sıcaklık uygulamaları için çok uygun olduğunu göstermektedir. Yapılan çalışmada, düşük sıcaklıklı Kalina çevrim sisteminde enerjinin daha verimli bir şekilde geri kazanıldığı ve Kalina çevriminin düşük sıcaklık uygulamaları için uygun olduğu değerlendirilmiştir.

Dhahad, Hussen, Nguyen ve Ashraf (2020) yapmış oldukları çalışmada, aynı anda soğutma ve enerji üretimi için KC'nin yenilikçi entegrasyonu ile birlikte soğutma çevrimlerinin termodinamik ve termoeconomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma ile KC ve soğutma çevriminin dahili entegrasyonu olan yeni bir kombine soğutma ve güç üretim sistemi sunmuşlardır. Sistem, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağını kullanarak çalışmakta olup termodinamik ve termoeconomik analizi Mühendislik Denklem Çözücü (Engineering Equation Solver, EES) yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, soğutma ve elektrik üretim sistemi net çıkış gücü ve soğutma kapasitesini sağlayabildiğini göstermektedir. Ayrıca, sistemin enerji üretimi amaçlarından ziyade soğutma sağlanması için daha uygun olduğunu göstermektedir. Ekserji yok etme maliyetinin minimum ve maksimum değerlerini sırasıyla pompaya ve soğurucuya ait olduğunu ifade etmişlerdir. Parametrik analiz sonucunda, jeneratörün sıcak sıkışma noktası sıcaklık farkını artırarak net gücün toplam birim maliyetinde, soğutma çıkışında ve tüm sistemin toplam maliyetinde bir düşüş olduğu, ürünlerin toplam sistem toplam birim maliyetinde bir artış olduğu sonuçlarına ulaşılmıştır.

Dehghani ve Yoo (2020) çalışmalarında; enerji, gereksinim ve ekonomi analizlerine dayalı olarak Kalina güç soğutma kojenerasyonunun (KPCC) üç aşamalı modifikasyonu ve optimizasyonunu incelemişlerdir. Çalışmada, üç aşamalı bir prosedür altında Kalina güç soğutma kojenerasyonunun modifikasyonu ve optimizasyonu için sistematik bir yaklaşım önerilmektedir. Üç adımın ilkinde, KPCC, baskın olmayan bir sıralama genetik algoritması II (NSGA-II) ile termodinamik olarak modellenip ve optimize edilmiştir. İkinci adımda, ısı sıkıştırma analizi (HEPA), KPCC ısı eşanjörleri ağının (HEN) performansını değiştirmişlerdir. Son olarak, sistemin satın alma maliyetini en aza indirmek için ısı eşanjörlerinin geometrileri doğrusal olmayan programlama (NLP) ile optimize edilmiştir. Sonuç olarak, KPCC'nin sırasıyla %12,1 ve %38,6'lık termal ve güç soğutma verimliliğine ulaşabileceğini göstermişlerdir.

Köse, Koç ve Yağlı (2021) yapmış oldukları çalışmada, bir gaz türbini egsoz gazı atık ısını kullanan Rankine çevrimi/Kalina çevrimi ile güç sistemlerinin tekli, ikili ve üçlü konfigürasyonlarının enerji, ekserji, ekonomi ve çevre (4E) analizi ve optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, üst çevrimi olarak mevcut bir gaz türbini (GT) çevrimi, alt çevrimi olarak Rankine çevrimi (RC) ve Kalina çevrimi (KC) kullanılmıştır. Her bir tekli, ikili ve üçlü sistemler için olası maksimum genel performansların tespitine ek olarak, en iyi

performans gösteren sistem çalışma parametrelerini bulmak için çevrimlerin parametrik optimizasyonu yapılmıştır. Kapsamlı analizler sonucunda geri kazanılabilir ısı, tekli RC kullanımı için %30,74 ve tekli KC kullanımı için %24,99 olarak bulunmuştur. Üst çevrim olarak GT ve alt çevrimi olarak RC kullanılarak ikili bir sistem tasarlanarak, ısıl verim %41,72 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca toplam ısı girdisinin %46,39'unun üçlü GT-RC-KC ile geri kazanılabileceği sonucuna varılmıştır. Bu güç sistemi yapılandırmaları ile ısı geri kazanılarak maksimum net güç üretim miktarları tek RC ile 1746,80 kW, tek KC ile 890,14 kW, ikili GT-RC ile 7946,82 kW ve üçlü GT-RC-KC ile 8836,96 kW olarak bulunmuştur. GT'ye entegre edilen ikili RC-KC konfigürasyonu ile CO₂ salım miktarında yaklaşık 1687 ton-CO₂/h azalma sağlanmıştır. Gaz türbinine entegre edilen RC, KC ve RC-KC alt sistemlerinin geri ödeme süreleri sırasıyla 3,48 yıl, 3,22 yıl ve 3,39 yıl olarak belirlenmiştir.

Akimoto, Yamaki, Nakaiwa ve Matsuda (2021) yapmış oldukları çalışmada, çoklu Kalina çevrimleri ve absorpsiyonlu ısı pompalarını entegre eden bir güç üretim sisteminin değerlendirilmesini yapmışlardır. Kalina çevriminde termal verimliliği artırmak ve verimli bir kojenerasyon sistemi oluşturmak için absorpsiyonlu ısı pompası çevriminin bir chiller ünitesi olarak kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Bu çalışmada, ısı kaynağının sıcaklık gereksinimlerini azaltmak için küçük sıcaklık farkı güç üretimi için bir absorpsiyonlu ısı pompası çevrimi ve Kalina çevrimini içeren entegre bir sistem önermişlerdir. Sonuç olarak, önerilen entegre sistemin geleneksel Kalina çevrimine kıyasla güç üretim performansını %81'e kadar iyileştirebileceğini ve ayrıca 353 K'nin üzerindeki ısı kaynaklarına uygulandığında geleneksel Kalina çevriminden daha ekonomik olduğu sonucunu elde etmişlerdir.

Musharavati, Khanmohammadi, Pakseresht ve Khanmohammadi (2021), atık ıslıyı geri kazanmak için silindirik bir fırında Organik Rankine ve Kalina çevrimlerini karşılaştırmalı çevresel etkileri ve salım azaltımlarını incelemişlerdir. Çalışmada, termoelektrik jeneratör ile birleştirilmiş entegre bir jeotermal tabanlı CCHP (Combined cooling heating and power) sisteminin termodinamik modellemesi, eksergo-ekonomik ve çok amaçlı optimizasyonu incelenmiştir. CCHP/TEG (Combined cooling heating and power/thermoelectric generator (TEG) system) entegre sisteminin davranışını belirlemek için Mühendislik Denklem Çözücü' de (EES) sayısal bir simülasyon geliştirilmiştir. Farklı akımların maliyet oluşumunu bulmak için eksergo-ekonomik modelleme yapılmış ve farklı termodinamik ve ekonomik kıstaslar dikkate alınarak parametrik çalışma yapılmıştır. Termodinamik analiz, net çıkış

gücünün ve toplam faydalı ürünlerin 139,7 kW ve 807 kW olduğunu hesaplamışlardır. Ayrıca ele alınan sistemin enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla %55,81 ve %22,63 olarak bulmuşlardır. Net çıkış gücü, ekserji verimliliği, elektrik maliyet oranı ve toplam faydalı ürünler için CCHP/TEG sistemi üzerinde parametrik çalışma yapılmıştır. Parametrik çalışma ile ilgili olarak, ekserji verimliliği ve elektrik maliyet oranı ile çok amaçlı optimizasyon yapılmıştır. CCHP/TEG sisteminin nihai optimum koşullarını belirlemek için ideal nokta kavramı kullanılmıştır. Optimizasyon hesaplamaları, sistemin elektrik maliyet oranı ve ekserji verimliliğinin nihai optimum değerlerinde sırasıyla 12,52 \$/h ve %22,11 olduğunu göstermişlerdir.

Al-janabi, Al-hajri ve Al-maashani (2021) yapmış oldukları çalışmada, beş sanayi şirketinin atık termal enerji verileri kullanılarak, Organik Rankine çevrimi sisteminin performansının, mevcut ısı kaynağının sıcaklık aralığı ve kütleli debi ile doğru orantılı olduğunu elde etmişlerdir. Sonuç olarak tesislerde ORC sistem ünitelerinin kullanılmasının, geri ödeme süresi yaklaşık altı yıl ve mali olarak %85 gelir yüzdesi açısından ekonomik olarak uygulanabilir bir proje olacağını göstermişlerdir.

Wang, Yang ve Xu (2021) endüstriyel fırının atık ısısı tarafından yönlendirilen çift evaporatörlü organik Rankine ve Kalina çevrimlerinin termo-ekonomik analizi ve optimizasyonunu karşılaştırmışlardır. Silindir fırın, temel olarak baca gazı ve %70'lik soğutma gazının neden olduğu önemli ısı kayıpları ile karakterize edilmiştir. Çalışmada, bir temel organik Rankine çevrimi (ORC), bir rejeneratif organik Rankine çevrimi (RORC), bir Kalina çevrimi 11 (KC11) ve paralel çift evaporatörlü (PD) bir Kalina çevrimi 34 (KC34) olmak üzere dört yeni güç çevrimi kullanılmıştır. Bir silindir fırın için çift seviyeli atık ısı geri kazanımı için konfigürasyon önermişlerdir. Üstünlük sistemini belirlemek için önerilen güç çevrimleri, entegre bir termodinamik ve ekonomik perspektiften değerlendirilmiş ve karşılaştırılmıştır. Temel işletme parametrelerinin net güç çıkışı, ekserji verimliliği, elektrik üretim maliyeti ve tasarrufların yatırıma oranı üzerindeki etkileri tartışılmıştır. Bu sırada tek, iki ve üç amaçlı optimizasyonlar yapılmış ve optimal çözümler karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, dikkate alınan optimizasyon modelleri için PD-KC34'ün 211,06–224,45 kW ile en yüksek net güç çıkışına ve %20,02 – %21,20 ile termal verimliliğe ulaştığını, PD-RORC'un ise 0,0875 \$/kWh – 0,0932 \$/kWh elektrik üretim maliyetinde en iyi ekonomik performansa sahip olduğunu göstermiştir. 5,71 - 6,21 yıllık geri ödeme süresi ve 2,19 - 2,34 tasarruf/yatırım oranı, R-141b'li PD-RORC ise %45,11 - %49,17 ile en iyi ekserji

verimliliğine sahip olduğunu hesaplamışlardır. Ayrıca, incelenen optimizasyon modelleri için tüm bileşenler arasında buharlaştırma ünitesi ekserji yıkımı ve toplam yatırım maliyeti üzerinde en yüksek etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Kocaman, Karakuş, Yağlı ve Yumrutaş (2021) yapmış oldukları çalışmada bir demir çelik üretim tesisinde orta sıcaklıklı bir tav fırını bacasından atılan atık ısıdan yararlanılarak bir ORC tasarlamışlardır. Tasarladıkları ORC için ısı kaynağının termodinamik özellikleri dikkate alınarak dimetilkarbonat ve m-Xylene olmak üzere iki akışkan seçilmiştir. Daha sonra seçili akışkanların maksimum sistem performansını elde etmek için optimum yakınsama noktası sıcaklığı tespit edilmiştir. Dimetilkarbonat ve m-Xylene akışkanları için bulunan yakınsama noktası sıcaklıklarına göre termal verimleri sırasıyla %17,14 ve %13,47 ekserji verimleri ise sırasıyla %46,49 ve %36,51 olarak hesaplanmıştır.

Aslan, Karakus, Koc, Yagli ve Koc (2022) yapmış oldukları çalışmada bir KC'nin parametrik optimizasyonu, enerji ve ekserji analizleri, ekonomik ve çevresel analizlerle birlikte değerlendirmişlerdir. KC'nin parametrik, enerji ve ekserji analizlerinden sonra, KC'nin maksimum net güç üretimi, termal verimliliği ve ekserji verimliliği 430°C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda sırasıyla 389,44 kW, %33,86 ve %68,96 olarak elde etmişlerdir. Sonuç olarak en iyi performansın elde edildiği çalışma koşulunda, maksimum CO₂ emisyon azaltımı, yatırım maliyeti, birim yatırım fiyatı, geri ödeme süresi ve üretilen elektriğin birim maliyeti 257,13 kg-CO₂/h, 501 115 \$, 1243 \$/kW, 2,93 yıl ve 0,0265 \$/kW olarak hesaplamışlardır.

Bu çalışmanın temel amacı enerjiyi yoğun kullanan sektörler arasında bulunan demir çelik sanayisinde endüstriyel işlemler neticesinde oluşan ve bacadan veya sistemden dışarı atılan atık ısının enerji verimliliği yönünden değerlendirilerek enerji geri kazanımı yöntemlerinin ve metodolojilerinin belirlenmesi için bir strateji modeli geliştirilmesi amaçlanmaktadır. Bu çalışmada, bir demir çelik endüstrisinde bulunan tav fırınında proses sonucu oluşan atık ısının bacadan atık gaz olarak atılması bir yıl boyunca kaydedilmesi neticesinde elde edilen verilere dayanılarak bulunan ortalama atık gaz sıcaklığı belirlenerek uygun olan atık ısı geri kazanım sistemlerini modellemektir. Çalışmanın devamında belirlenen Buhar Rankine çevrimi, organik Rankine çevrimi ve Kalina çevrimleri gibi termodinamik çevrimler orta ve yüksek sıcaklıktaki atık gaz debisine bağlı yüksek basınçlardaki çalışma şartlarının ve sistemlerin optimizasyonun yapılması enerji ve ekserji analizleri yanı sıra termoekonomik

ve çevresel etkileri kapsayan CO₂ salım değerlerinin tahmin edilmesi çalışmanın nihai hedeflerini kapsamaktadır.

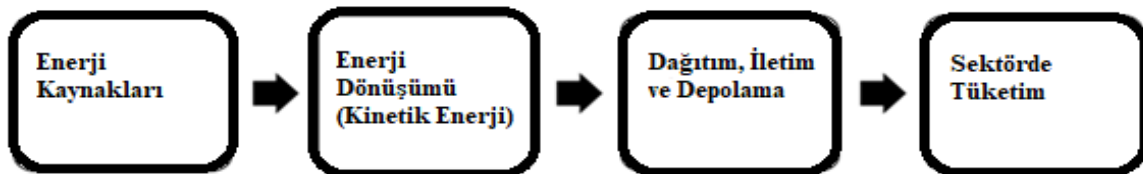
Bu çalışmada, Hatay bölgesinde bulunan bir demir çelik endüstrisindeki doğal gaz yakıtlı tav fırınından elde edilen bir yıllık atık egzoz gazı sıcaklık verileri analiz edilerek günlük, aylık ve yıllık sıcaklık dağılımlarının analizi gerçekleştirilmiştir. Tav Fırını sıcaklık verilerinin irdelenmesi neticesinde atık ısı geri kazanım sistemleri içerisinde termodinamik çevrimlerden amonyak su çalışma akışkanı kullanan Kalina çevriminin sisteme entegre edilmesi ile optimizasyon ve performans değerlendirilmesi gerçekleştirilmiştir. Daha sonra aynı Tav Fırınına Buhar Rankine çevrimi, Organik Rankine çevrimi ve yüksek basınç parametresi göz önüne alınarak Kalina çevriminin ayrı ayrı entegrasyonu ile türbin giriş sıcaklığına ve çalışma akışkanı parametrelerine bağlı sistem optimizasyonu gerçekleştirilmiş olup termo-ekonomik ve çevresel etkiler irdelenmiştir.

Bu tez çalışması içeriğinde literatüre kazandırılan yenilikler ve spesifik değerlendirmeleri aşağıdaki şekilde sıralamak mümkündür.

- Demir çelik endüstrisinde bulunan doğal gaz yakıtlı tav fırının atık egzoz gazı sıcaklıklarının termodinamik olarak bir yıl boyunca irdelenmesi,
- Tav Fırınından orta ve yüksek sıcaklık kalitesinde bacadan atılan Tav Fırını egzoz gazı atık ısı potansiyelinin belirlenmesinden sonra uygun Termodinamik çevrimlerin analizinin yapılması,
- Orta ve yüksek sıcaklık kalitesindeki atık egzoz gazı kullanımı ile Kalina çevriminde yüksek türbin giriş basıncında (80 bar) ve farklı konsantrasyonlardaki (%15'dan %95'e kadar amonyak-su çalışma akışkanının 130 °C - 430 °C arasındaki türbin giriş sıcaklığında optimizasyonun yapılması,
- Yapılan optimizasyon neticesinde sistemin termo-ekonomik ve CO₂ salım azaltımı gibi çevresel etkilerinin analiz edilmesi,
- Tav Fırını egzoz gazının Kalina çevriminde kullanımı ile 50 bar – 100 bar arasındaki yüksek türbin giriş basınçlarında farklı amonyok-su konsantrasyonlarında ve türbin giriş sıcaklıklarında optimizasyonun termo-ekonomik ve çevresel etkiler gözönüne alınarak gerçekleştirilmesi,
- Tav Fırını atık ısını kullanarak Buhar Rankine çevrimi, Organik Rankine çevrimi ve Kalina Çevrimlerinin ayrı ayrı entegre edilmesi neticesinde sistemlerin parametrik optimizasyonu ile birlikte enerji, ekserji, çevre ve ekonominin araştırılması da bu çalışmanın bir başka önemli katkısı; olarak sıralanabilir.

2. DEMİR ÇELİK ENDÜSTRİSİ VE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Dünyada her geçen gün enerji tüketimi, özellikle de yenilenemez enerji kaynaklarının tüketimi arttığı için sera gazı salımı da artmaktadır. Bu durum ülkeler tarafından mevcut ve önlemleri alınmadığı takdirde daha da büyüyecek olan tehlikenin farkındalığının oluşması ve dünyanın temiz enerji kaynaklarına ve teknolojilerine yönelmesi noktasında toplumsal bir sorumluluk oluşturmaktadır. Dünyada artan karbon salımı nedeniyle yapılması gereken en önemli çalışmalar Ar-Ge, yenilikçilik, temiz enerji teknolojileri gibi alanlarda olmaktadır. Enerji alanında, enerjinin kaynağında elde edilmesinden tüketilmesine kadar gerçekleşen enerji değer zinciri süreçleri Şekil 2.1’de gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde ülkeler açısından ilk yapılması gereken sahip olunan enerji kaynaklarının çeşitliliği ve bu kaynakların mevcut rezervlerinin tespit edilmesi büyük önem arz etmektedir. Daha sonra bu enerji kaynaklarının, enerji dönüşümü ile ilgili teknolojik yeterlilikleri, dağıtım, iletim ve depolama ile ilgili aşamaların değerlendirilmesi ve nihayetinde sektörlerdeki tüketim miktarları ile ilgili Ar-Ge ve yenilikçilik çalışmalarının gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Ülkelerin enerjide bu değer zincir sıralamasını takip etmesinin teknik, çevresel ve sosyo-ekonomik yönden avantajlar oluşturacaktır (Tübitak, 2010:5).



Şekil 2.1. Enerji değer zinciri (Tübitak, 2010:5)

Enerjiyi daha verimli kullanmak yenilenemeyen kaynaklardan elde edilen enerjinin korunmasına yardımcı olmakla birlikte maliyet düşürücü bir uygulamadır. Aynı zamanda CO₂ salımlarını azaltmanın etkili bir yolu olup üretkenliği artırır ve ithal enerjiye olan bağımlılığı azaltarak ülkelerin kendi ve küresel enerji kaynaklarını en üst düzeye çıkararak toplam enerji kaynaklarının güvenliğine katkıda bulunan en iyi yöntemlerden biridir.

Enerji verimliliği, enerji arz güvenliği ve çevre sorunları nedeniyle tüm dünya ülkeleri için önemli bir konu haline gelmiştir. Dünya ülkeleri, yasal ve kurumsal bir çerçeve oluşturarak enerji verimliliğinin önemine yönelik çalışmalara her geçen gün daha fazla yoğunlaşmaktadır. Hem elektrik hem de fosil yakıt kaynaklarının artan maliyetlerinin yanı

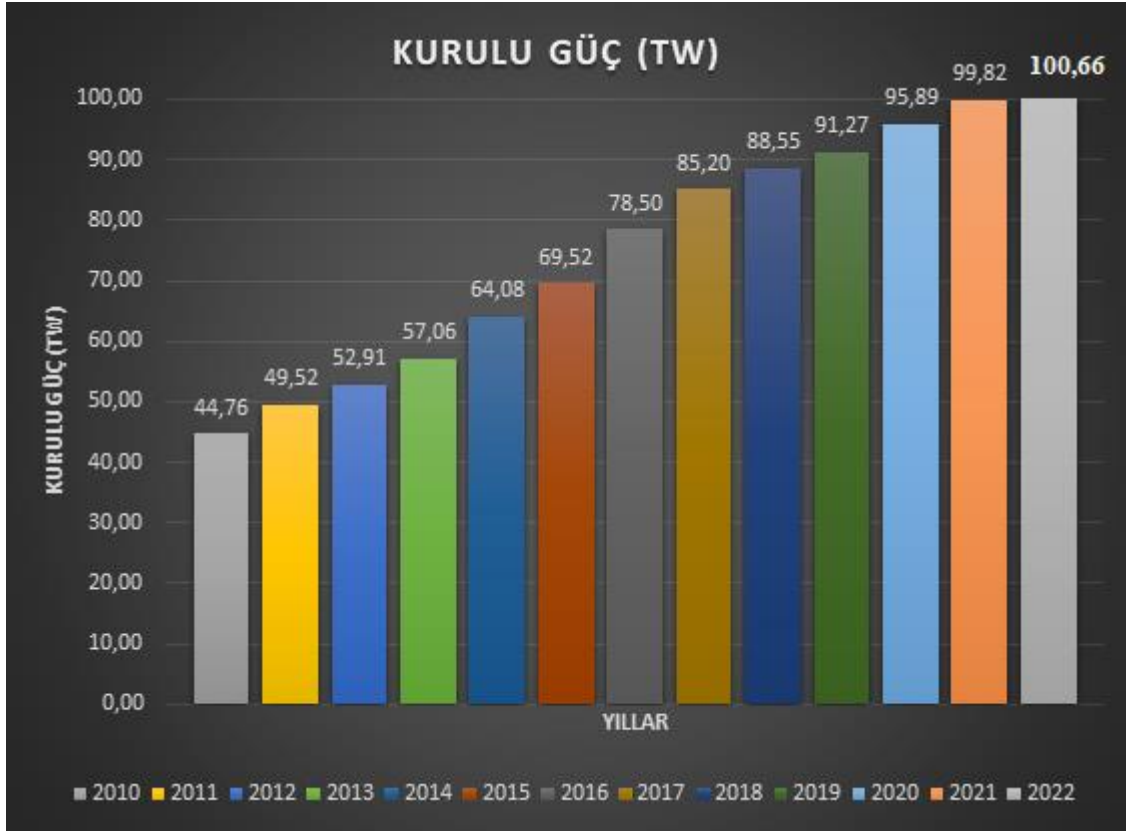
sıra 2008 İklim Değişikliği Yasası'nda belirtilen sera gazı salımlarının azaltılmasına yönelik zorlu hedefler nedeniyle imalat sanayinde enerji verimliliği giderek önemini artırmaktadır. İmalatta enerji verimliliği optimizasyonunu iyileştirmeye yönelik önleyici yaklaşım üzerine önemli miktarda araştırma yapılmıştır.

Ülkelerin ürettikleri ile tükettikleri enerji miktarı arasında oluşan fark enerji açığını vermektedir. Yeryüzünde coğrafi olarak enerji kaynaklarının dengesiz dağılımı, yenilenemez ya da fosil enerji kaynaklarının sınırlı rezervlere sahip olması, teknolojileri geliştirmekte olan ülkelerin buna paralel olarak enerji taleplerinde artışların olması gibi faktörler enerji açığı sorununun ana konularını oluşturmaktadır. Enerji açığı sorununu giderebilmek için, öncelikli olarak yapılması gereken ise, mevcut enerji kaynaklarını en doğru ve en verimli şekilde kullanmak ve enerjinin üretimi noktasında çeşitliliği artırmaktır.

2.1. Türkiye’de Enerji Görünümü

Enerji, günümüzde ülkelerin gelişmelerinde, sanayileşmelerinde ve de gelişmiş ülkelerin daha fazla üretim yaparak büyümeleri için vazgeçilmez birincil ana kaynaktır. Ülkelerin büyüme ve güçlenme istekleri sürekli arttığından enerji talebi de sürekli artmaktadır. Ülkemizde enerji ihtiyacının büyük bir bölümü ithal edilmekte olup bu enerji bağımlılığından dolayı yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelim hız kazanırken mevcut enerji kullanımlarının ise verimli ve etkin bir biçimde değerlendirilmesi büyük önem arz etmektedir. Bunun yanı sıra, yenilenebilir enerji kaynaklarının hem çevre hem de maliyetler açısından tercih edilmesi de hız kazanmıştır.

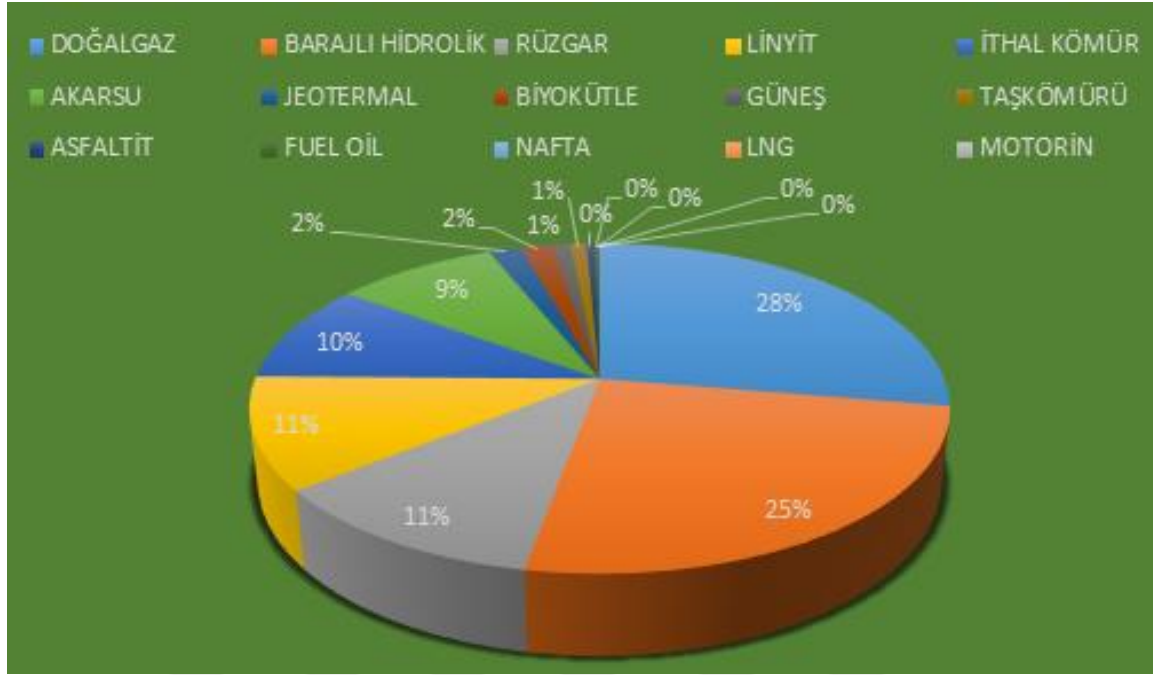
Türkiye’de 2000-2021 yılı itibarıyla elektrik kurulu güç gelişimi Şekil 2.2’de gösterilmektedir. Şekilde, 2010 yılında yaklaşık 44,76 GW olan toplam kurulu güç 2021 yılı sonunda 99,82 GW seviyesine ulaşmıştır. Günümüze kadar uygulanan yenilenebilir enerji kaynaklarından ve yerli kaynaklardan elektrik üreten santrallerin artması ile 2022 yılı ortalarında ise 100,6 GW seviyelerini aştığı görülmektedir (TEİAŞ, 2021; ETKB, 2022).



Şekil 2.2. 2010-2022 Yılları arası elektrik kurulu güç gelişimi (TEİAŞ, 2021; ETKB, 2022)

2021 yılı aralık ayı sonu itibariyle elektrik kurulu gücünün kaynak bazında dağılımı Şekil 2.3'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde %28'lik ve %25'lik en büyük paylarla doğalgaz ve barajlı hidrolik sistemlerin elektrik kurulumunun kaynağını oluşturduğu görülmektedir. Daha sonra %11'lik dilimler halinde linyit ve ithal kömür kaynaklı elektrik kurulu gücü bulunmaktadır. Geriye kalan %25'lik dilimde ise, jeotermal, biyokütle, güneş, taşkömürü, asfaltit, fueloil, nafta, LNG ve motorin elektrik gücünün kaynağını oluşturmaktadır (EPDK, 2021;2).

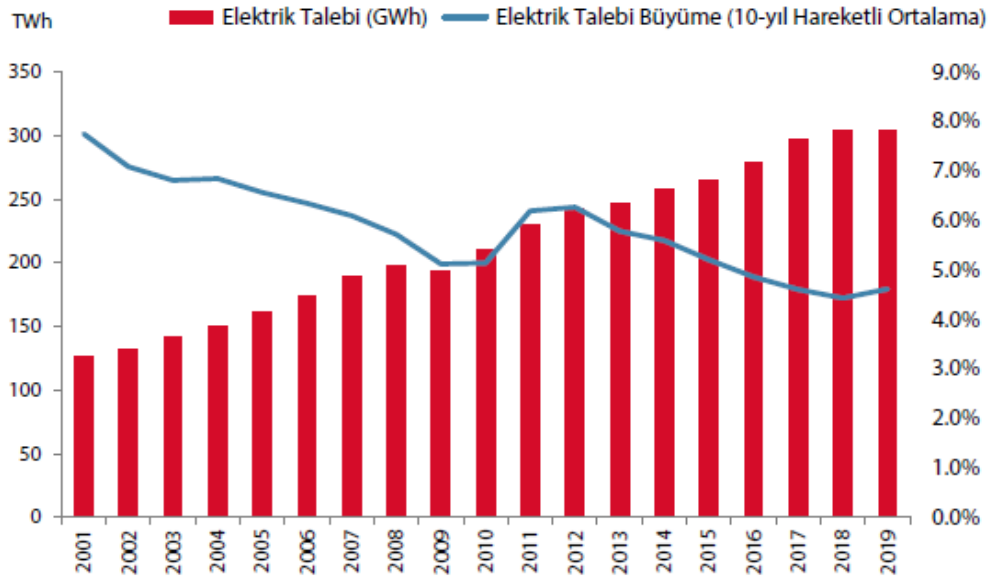
2021 yılı aralık ayı sonu itibariyle lisanssız elektrik kurulu gücünün kaynaklara göre dağılımı incelendiğinde, lisanssız elektrik kurulu gücünün %92'lik kısmını güneş kaynaklı olduğu görülmektedir. Geriye kalan %8'lik kısmı ise doğalgaz, biyokütle, rüzgar ve hidrolik oluşturmaktadır (EPDK, Elektrik Piyasası Sektör Raporu, 2021;9).



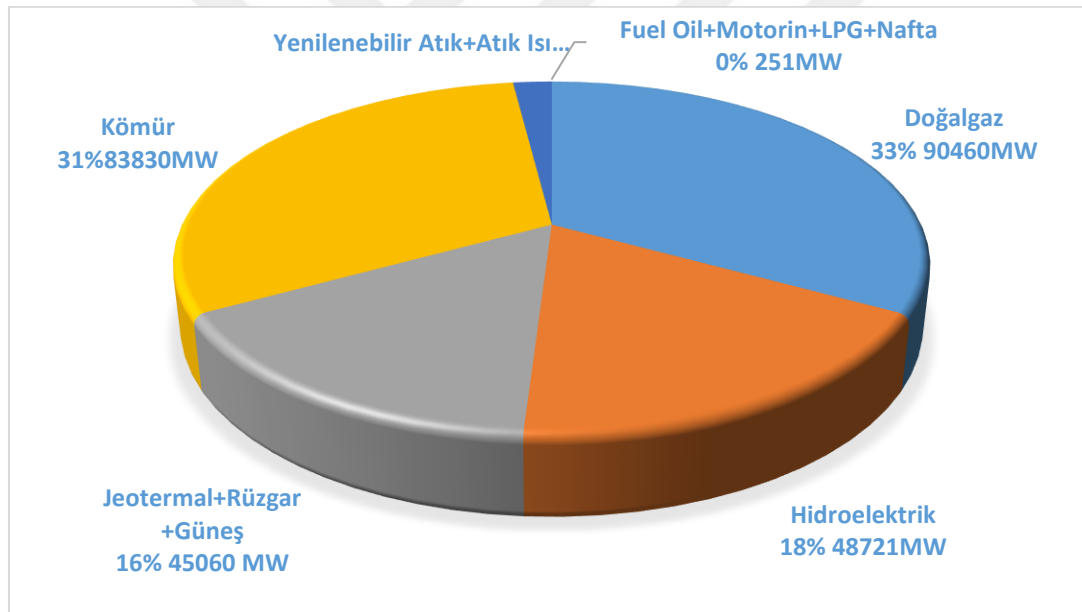
Şekil 2.3. 2021 yılı aralık ayı sonu itibariyle elektrik kurulu gücünün kaynak bazında dağılımı (MW - %) (EPDK, 2021;2)

Türkiye'nin 2021 sonu itibariyle 99,820 GW olan toplam elektrik kurulu gücünün 7,547 GW'ını lisanssız santraller, 92,273 GW'ını da lisanslı santraller oluşturmaktadır. 2021 yılı Aralık ayı itibarıyla toplam kurulu güç dağılımı incelendiğinde %46,3 termik, %31,5 hidroelektrik, %10,7 Rüzgar, %7,8 güneş %2 biyokütle, %1,7 jeotermal enerji kaynaklarından elde edilmiş olup yenilenebilir enerji kurulu gücün önemli oranlara ulaştığı görülmektedir (TEİAŞ, 2021). Ülkemizde yıllar itibariyle birincil kaynak bazında brüt elektrik üretimi incelendiğinde 2000-2021 yılları arasında toplam elektrik üretiminin arttığı 2000 yılı itibari ile yaklaşık 125 TWh olan elektrik üretimi, 2020 sonu itibarıyla 305,4 TWh, 2021 sonu itibarıyla 331,49 TWh seviyesine yükselmiştir (TEİAŞ, EPDK, TSKB, 2021).

Ülkemizde 2001-2019 yılları arasındaki elektrik talebi ortalama büyüme oranları Şekil 2.4'de verilmektedir. Son yirmi yıl içinde 2001, 2008-2009 ve son olarak Covid-19 salgınının yaşandığı 2019 yılı dışında elektrik talebinin arttığı görülmektedir (TEİAŞ, TSKB, 2020). 2021 yılı birincil kaynak bazında elektrik üretim miktarı Şekil 2.5'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde, elektrik üretiminin yaklaşık %36,1 oranında yenilenebilir enerji kaynaklarından gerçekleşmiştir. 2021 yılı için hesaplanan bu oran içinde 4815 GWh ile %2'lik bir kısmı yenilenebilir atık ve atık ısı oluşturmaktadır (TEİAŞ, EPDK, TSKB, 2021).



Şekil 2.4. Elektrik talebi ve 10-yıl hareketli ortalama büyüme (TEİAŞ, TSKB, 2020)



Şekil 2.5. 2021 yılı birincil kaynak bazında elektrik üretimi (GWh) (TSKB, 2021)

Türkiye'nin endüstriyel enerji tüketimi yaklaşık 900 PJ/yıl ve atık ısı potansiyeli 71 PJ/yıl olduğu ifade edilmektedir. Bu atık ısının sıcaklık oranları 100 °C - 200 °C aralığı için %40, 200 °C - 300° C aralığı için %14, 300 °C - 400 °C aralığı için %6, 400 °C - 500 °C aralığı için %9, 500 °C - 1000 °C aralığı için %31 oranındadır (Ateş, 2020). Ülkemizde yüksek bir atık ısı potansiyeli olmakla birlikte atık ısılarından elektrik üretimi çok küçük oranlarda gerçekleşmektedir.

2.2. Dünya’da Enerji Görünümü

Dünyadaki sanayileşme, teknolojik ilerlemeler, nüfus artışı ve insanların konforlu yaşama istekleri enerjiye olan ihtiyacı de her geçen gün artırmaktadır. Ayrıca, dünyada yenilenebilir enerji kaynaklarından rüzgar ve güneş enerjisi, düşük karbon teknolojileri, elektrikli araçlar v.b. enerji konularında gelişmeler yaşanırken, temiz ve sürdürülebilir enerjide günümüzde gelinen son durum, küresel salımların sıfır seviyesine doğru inmesini ve bu seviyelerde kalmasını sağlamak için yeni verimli uygulamaların ve teknolojilerin kullanılması gerektiği ortaya çılmaktadır.

Sürekli artma ve büyüyen rakamlar olarak alışlagelen enerji verileri, 2020 ve 2021 yıllarında başlayan ve tüm dünyayı çok derinden etkileyen Covid-19 salgın sürecinde çok ciddi değişikliklere sebep olmuştur. 2020’de küresel enerji talebi %4 düzeyinde bir azalma yaşamış olup II. Dünya Savaşı’ndan bu yana meydana gelen en büyük düşüş olarak gerçekleşmiştir (IEA, 2021).

Artan enerji talebini karşılamak için kullanılan kaynakların birçoğu birincil enerji kaynaklarıdır. (Yılmaz, 2012). 2019 yılındaki dünya birinci enerji kaynak kullanım miktarları ve yüzdesel dilimlerine göre birincil kaynak kullanım miktarı 583,9 Exajoule olarak gerçekleşmiştir. Birincil kaynak kullanımında en büyük payı %84,3 ile fosil yakıtlar oluşturmaktadır. Fosil yakıtlar arasında ise birinci sırayı %33,05 ile petrol alırken ikinci sırada %27,03 ile kömür ve üçüncü sırada %24,22 ile doğalgazdır. Birincil enerji kaynaklarının türlerine göre değişimleri son on yıllık periyotda yenilenebilir ve doğal gaz enerji kaynak kullanımının pozitif yönde değiştiği görülmektedir. Bu durum küresel ısınma ve iklim değişikliği gibi nedenlerden dolayı devletlerin enerji politikalarını değiştirmelerinden kaynaklanmaktadır (Koç, Yağlı, Koç ve Uğurlu, 2018).

2010-2018 yılları arasındaki dünyanın toplam kurulu güç kapasitesini değerlendirildiğinde yenilenebilir kaynak kullanımının her yıl arttığı görülmektedir. 2018 yılı sonunda dünya toplam kurulu güç kapasitesinin %33’ünü yenilenebilir enerji kaynakları oluşturmaktadır. Elektrik üretimi olarak değerlendirildiğinde ise dünya toplam elektrik üretiminin %26,2’si yenilenebilir enerji santrallerinden karşılanmaktadır. Yenilenebilir enerji santrallerindeki elektrik üretiminin %61’i hidroelektrik, %21’i rüzgâr, %9’u güneş ve %8’i biyoyakıt santrallerinden karşılanmaktadır (REN21, 2019).

2.3. Çevre Kirliliği ve CO₂ Salımları

Tüm dünyada her geçen gün enerji kaynaklı çevre kirliliği, sera gazı salımları ve iklim değişikliği endişelerinin artması neticesinde temiz enerji araştırmalarına ilgi artmaktadır. Temelinde fosil yakıt kullanımı olan bu problem çevre ve hava kirliliğine, kuraklığa, denizlerin ısınmasına, yer altı sularının azalmasına, orman yangınlarına, yüksek ve düzensiz yağışlara ve su baskınlarına yol açtığı gibi iklim değişikliği yoluyla küresel ısınmaya da yol açmaktadır (Yüksel ve Öztürk, 2019).

Dünya atmosferi, tehlikeli güneş radyasyonunun filtrelenmesi, sıcaklığın kontrol edilmesi, yaşam için önemli olan oksijen, karbon ve nitrojen deposu olma görevleriyle doğanın varlığının ve canlı organizmaların yaşam döngüsünün sürdürülmesinde ve korunmasında, önemli bir rol oynar. Atmosfer çeşitli gazlardan oluşur: nitrojen (N), oksijen (O), inert gazlar (örneğin argon), karbon dioksit (CO₂) ve metan (CH₄) bunlardan bazılarıdır. Her bir gaz, güneş tarafından yayılan farklı radyasyon türleri göz önüne alındığında dünya için bir filtre görevi görmektedir.

Güneş'in radyasyonunun yaklaşık %66'sı dünya'nın yüzeyine ulaşır ve ısı kaynağı oluşturur. Aşırı ısı, kızılötesi radyasyon yoluyla atmosfere geri döndürülür (UNEP/GRID-Arendal, 2005). Geri döndürülen radyasyonun bir kısmı CO₂ ve dünya'nın sıcaklığını etkileyen diğer gazlar tarafından emilirken, geri kalanı uzaya kaçmaktadır. Kızılötesi radyasyonun absorpsiyonu ve sıcaklıktaki değişimi atmosferik gazların sera etkisi (Stix, G., 2006) olarak isimlendirilmekte olup sorumlu gazlar ise sera gazları (GHG) olarak bilinmektedir. Altı adet doğrudan sera gazı: CO₂, CH₄, hidroflorokarbonlar (HFC), nitrooksit (N₂O), perflorokarbonlar (PFC) ve kükürt heksaflorür (SF₆); ve dört adet dolaylı sera gazı: nitrojen oksitler (NO_x), karbon monoksit (CO), kükürt dioksit (SO₂) ve metan olmayan uçucu organik bileşikler şeklinde sınıflandırılmaktadır. Doğrudan ve dolaylı GHG arasındaki fark, doğrudan GHG'nin radyasyon absorpsiyonundan, dolayısıyla dünya yüzeyinden gelen bir sıcaklık değişiminden sorumlu olması, dolaylı GHG'nin ise atmosferik ozon konsantrasyonundaki artıştan dolayı bir sıcaklık değişikliğine zorlamasıdır (Forster ve diğerleri, 2007).

Bilindiği üzere insanoğlunun hayatının idamesindeki konfor ve yaşam standartları için kullanılan enerji, sanayi, tarım, hayvancılık, ulaşım, ısınma v.b. gibi sektörler ve ekonomik

faaliyetlerin hepsinde sera gazlarının oluşumunu doğrudan etkilemektedir. Ancak, bu faaliyetler içerisinde enerji sektörü fosil kaynaklı yakıtların aşırı kullanımından dolayı sera gazlarının artmasına neden olan ana faktörlerin başında gelmektedir (Yeşilata, 2010;10).

Sanayi sektörü, 1971 ile 2004 arasında %61 arttığı bildirilen (Langan ve O'Toole, 2017), 1990 ile 2008 arasında %40'tan fazla yükselen (Lecompte ve diğerleri, 2013) ve 2014 ile 2035 arasında %34 artması beklenen dünya enerji tüketiminin yaklaşık üçte birini kapsamaktadır (Dong, Xu, Li, Luo ve Quan, 2017). Dünyadaki toplam enerji kullanımının üçte birini tüketen ve toplam sera gazı salımlarının %30'unu salan sanayi sektörü bu eylemde yadsınamaz bir şekilde ön saftadır (Campana ve diğerleri, 2013). Sanayi sektörü her geçen gün enerji tüketimi katlanarak artan bir sektör olup düşük karbon salımının gerçekleştirilmesi hedeflere ulaşmada önemli bir rol oynamaktadır. Ülkelerin bu konuda ürettikleri politikalar, sanayi sektöründeki enerji verimliliği ve salım değerlerini azaltma konusundaki eğilimleri olumlu etkilemiştir.

Sınırlı kaynakları içeren termal prosesler için tipik olarak düşük dönüşüm verimliliklerine rağmen, büyüyen sanayi sektörü için, ekonomik sebeplerden fosil yakıt kullanımı çok yaygındır. Fosil kaynaklı yakıtlar içerisinde temin etmesi ve maliyet açısından daha uygun olan kömür sanayi sektöründe kullanımı ilk sıralarda olup çevreye yıllık %36 oranında CO₂ kirliliğine sebep olmaktadır (Huang, Zheng, Baleynaud ve Lu, 2017).

Enerji ihtiyacını karşılamanın, salımları azaltmanın ve dolaylı olarak iklim değişikliğini optimize etmenin en ekonomik ve etkin yolu enerji verimliliğidir. Küresel CO₂ salım azaltma kaynakları incelendiğinde, enerji verimliliği %44 salım azaltma potansiyeli ile ilk sırada yer almaktadır. Bu yüksek oran, endüstriyel tesislerde mevcut olan atık enerjinin azaltılması ve özgül enerji tüketiminin düşürülmesi bakımından önem arz etmektedir. Bunun yanısıra yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı %36 oranında salım azaltma potansiyeli olduğu ifade edilmektedir (TMMOB, 2018;454).

2.3.1. Sektörel değerlendirmede küresel sera gazı salım oranları

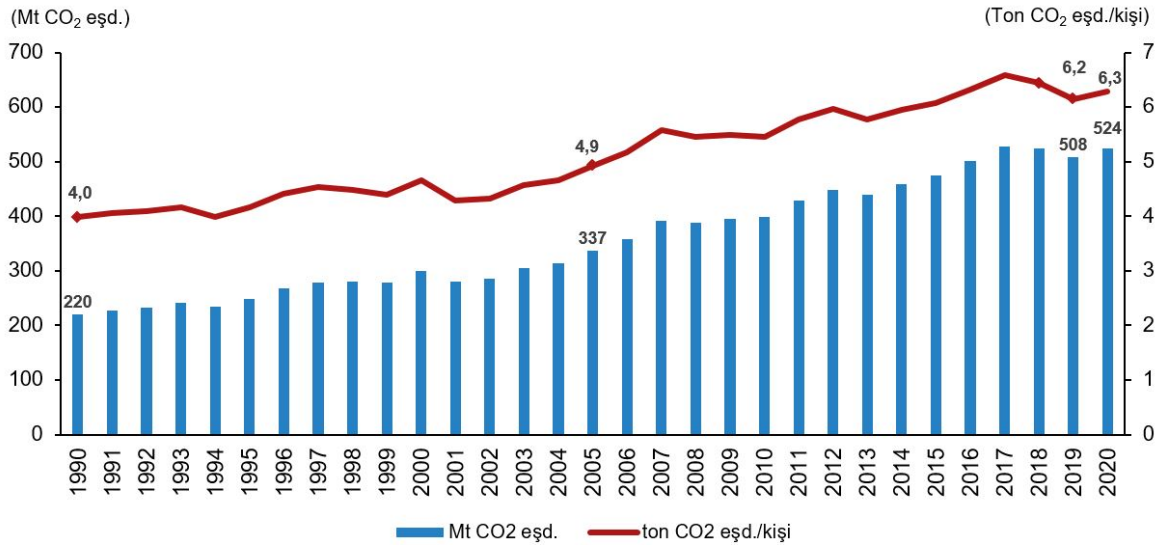
Dünyada ve Türkiye'de başlıca sera gazı salımları; taşımacılık, elektrik üretimi, endüstri, konut, tarım, arazi kullanımı ve ormancılık şeklinde sıralanmaktadır. Sanayiden kaynaklanan sera gazı salımları, öncelikle enerji için yanan fosil yakıtlardan ve ayrıca hammaddelerden

mal üretmek için gerekli bazı kimyasal reaksiyonlardan meydana gelen sera gazı salımlarından kaynaklanmaktadır. Bilindiği gibi dünyada artan enerji tüketim miktarları ile CO₂ salım azaltımı artmaktadır. Küresel ısınmada en büyük etkiye sahip karbondioksit gazları çoğunlukla ağır sanayi olarak adlandırılan yüksek sıcaklık gerektiren endüstri tesislerinde ortaya çıkmaktadır. Sanayi sektörü ülkelerin enerji tasarrufu sağlayabileceği ve çevre politikaları kapsamında CO₂ miktarında azaltılacağı en büyük sektör konumundadır (IEA, 2021).

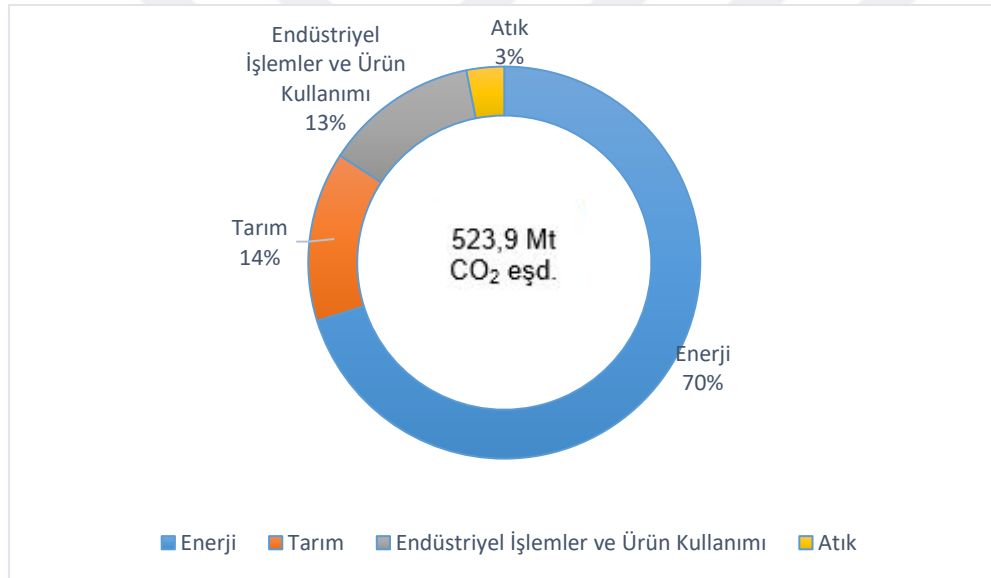
Türkiye’de 1990 ve 2019 yılları arasında, toplam ve kişi başı sera gazı salımı Şekil 2.6’da verilmiştir. Gelişmekte olan ülke konumundaki Türkiye enerji tüketicileri arasında da üst sıralarda yer almaktadır. 2018 yılında küresel salımların %1’ine karşılık gelen yaklaşık 522 milyon ton CO₂ sera gazı salımı, 2019 yılında küresel salımların %1,13’üne karşılık gelen 508 milyon ton CO₂ sera gazı salımı ve 2020 yılında 524 milyon ton CO₂ sera gazı salımı, ve 2022 yılında ise yaklaşık 415 milyon ton CO₂ sera gazı salımı ile küresel salımların %1,09’una karşılık gelen CO₂ sera gazı salımı gerçekleşmiştir. Çin ise 2022 yılında 11 535 milyon ton ile küresel salımların %30,34’üne karşılık gelen CO₂ sera gazı salımı gerçekleştirmiştir. Kişi başı toplam sera gazı salımı 1990 yılında 4 ton CO₂ eşdeğeri iken 2018, 2019 ve 2020 yılında sırasıyla 6,4 ton CO₂, 6,1 ton CO₂ ve 6,4 ton CO₂ eşdeğeri olarak gerçekleşmiştir (Edgar, 2022; TÜİK, 2022).

Türkiye’de 2020 yılı sera gazı salımlarının sektörel dağılımını Şekil 2.7’de gösterilmektedir. Toplam sera gazı salımlarında 2019 yılında CO₂ eşd. olarak en büyük payı %70 ile enerji kaynaklı salımlar alırken bunu sırasıyla %14 ile tarım, %12,7 ile endüstriyel işlemler ve ürün kullanımı ve %3,1 ile atık sektörü takip etmiştir (TÜİK, 2022).

Birçok endüstriyel proses, verimli bir şekilde geri kazanılamayan düşük-orta ve yüksek sıcaklıkta atık ısı kaynaklarına sahiptir. Verimli geri kazanım yöntemlerinin eksikliği nedeniyle, bu atık ısılar genellikle endüstri tarafından atılır ve termal kirlilik nedeniyle çevresel bir endişe haline gelmektedir.



Şekil 2.6. Toplam ve kişi başı sera gazı salımı, 1990-2020 (TÜİK, 2022)



Şekil 2.7. Türkiye'de 2020 yılı sektörlere göre sera gazı salım oranları (TÜİK, 2022)

İklim değişikliği bir gerçeklik haline geldikçe, endüstriyel ve enerji üretim alanlarında CO₂ salımlarını azaltmak için tesis verimliliğinin artırılması önemlidir. Küresel ısınma ile ilgili artan endişe, mühendislik endüstrileri, sera gazı salımlarını azaltma ve sahalarının verimliliğini artırma göreviyle karşı karşıyadır. Bu nedenle, yakıt tüketimini azaltmak ve dolayısıyla enerji üretimini iyileştirmek için yenilenebilir enerji ve enerji yönetimi kavramları üzerinde zorunlu olarak çaba sarf edilmektedir. Kayıp enerjiyi geri kazanmak veya enerjiyi kullanma şeklini iyileştirmek, yenilenebilir enerjiye yardımcı olmak için uygulanan tekniklerdir. Öte yandan, karbondioksit salımlarının azaltılması yoluyla termal verimliliğin artırılması anlamına gelen yakıt tüketiminin azaltılması, şimdiye kadar

kullanılan atık ısı geri kazanım sistemleri verimini iyileştirmeyi amaçlayan teknolojilerin geliştirilmesini üstlenmek için yeterince ilgili olduğundan, mümkün olduğu kadar geliştirilmesi büyük önem arz etmektedir. Bununla birlikte, bu çalışma kapsamında da, fosil yakıt tüketimini ve karbondioksit salımlarını azaltan termal verimliliği artırmayı amaçlayan atık enerji geri kazanım sistemlerinin uygulaması araştırılmaktadır.

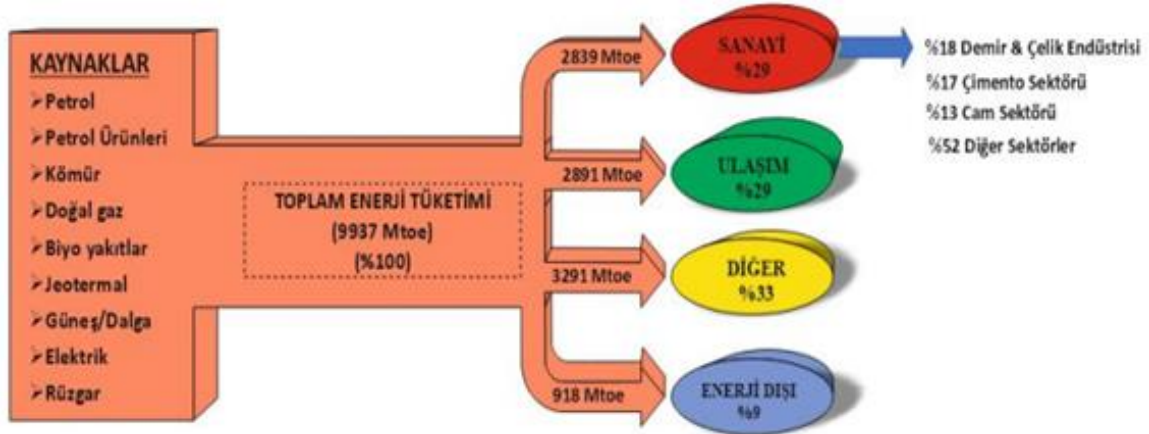
2.4. Endüstride Enerji

Sanayi tesislerinde uygulanacak enerji verimliliği çalışmaları ve yenilenebilir enerji uygulamaları ile tesisin işletim maliyetlerinde önemli oranlarda azalma sağlanabilmektedir. Enerji maliyeti sanayi tesislerinin en önemli girdilerinden biridir. Günümüzde enerji verimliliği, hem maliyetlerin azaltılması hem de çevresel faktörlerin iyileştirilmesi açısından önemi gittikçe artan bir kavramdır.

Farklı endüstriyel tesislerde yapılan çalışmaya göre; sanayi tesislerinin ve işletmelerin %95'inde, enerji verimliliğinin artırılabilirlik oranı %5 ile %40 arasında olduğu değerlendirilmektedir. Bunu yanısıra bu tesislerde yapılacak enerji verimliliği çalışmaları ile yaklaşık %10 oranında verim artışının olabileceği hesaplanmıştır (Ünlü, 2009).

1973'ten 2018'e kadar sektörlere göre dünya toplam enerji tüketimi Şekil 2.8'de verilmektedir. Sanayi tesisleri arasında en fazla enerji tüketim payına sahip sektörler çimento sektörü, cam sektörü ve demir çelik sektörüdür. Şekil incelendiğinde, dünyada sanayi sektöründe kullanılan fosil yakıt kaynakları (kömür, doğalgaz, petrol ürünleri, güneş, rüzgar v.b.) 1990'dan 2018'e %47 oranında artmıştır. Sanayi sektörü, Dünya'da tüketilen toplam enerji miktarının yaklaşık %29'unu tüketmektedir. Demir çelik sektörü, diğer sanayi sektörleri ile karşılaştırıldığında, hem üretim kapasitesi hem de enerjinin yoğun kullanımı nedeniyle enerji tüketiminde %18 ile en yüksek paya sahiptir (IEA, 2021).

Demir çelik sanayi sektörü, yıllık toplam endüstriyel enerjinin yaklaşık %20'sini kullanmaktadır. Kok ve kömür ana enerji kaynaklarıdır, ancak aynı zamanda demir cevheri için indirgeyici maddeler olarak da kullanılırlar ve sonuç olarak fosil CO₂ salımına katkıda bulunurlar. Demir ve çelik endüstrisi, yıllık 2800 Mt'dan fazla CO₂ salımı miktarı ile küresel insan kaynaklı CO₂ salımlarının yaklaşık %8'ini oluşturan, özellikle enerji ve salım açısından yoğun bir sektördür (Elyased ve Hessam, 2022).



Şekil 2.8. 1973'ten 2018'e kadar sektörlere göre dünya toplam enerji tüketimi (IEA, 2021)

Türkiye'nin toplam elektrik tüketimi, 2021 sonu itibarıyla %9'luk yıllık büyümeyle 327 TWh'e ulaşmıştır. Elektrik tüketiminde sanayi %44 ile başı çekerken, bunu %24'lük eşit pay ile mesken ve ticarethaneler izlemektedir. Aydınlatma ve tarımsal sulama, sırasıyla %2 ve %5 ile elektriğin diğer tüketim alanlarını oluşturmuştur (KPMG, 2022;15).

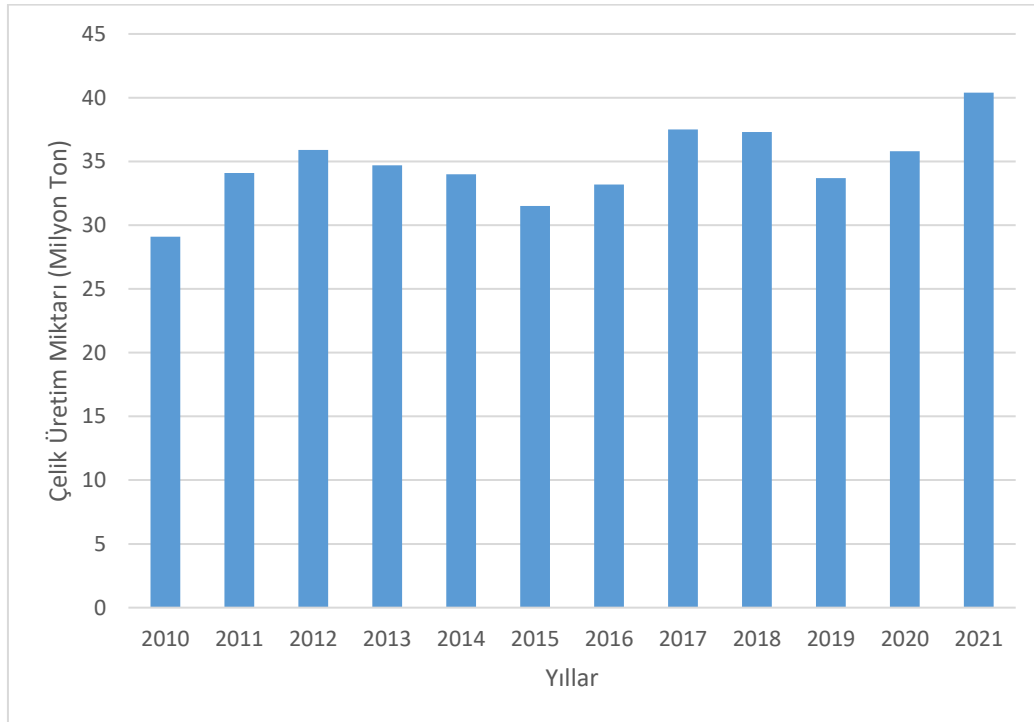
Küresel ekonomik yapı içerisinde rekabet halinde olan ülkeler enerji ihtiyaçlarını en verimli ve en düşük maliyetle gerçekleştirmeyi amaçlamaktadırlar. Endüstriyel atık ısı geri kazanım sistemleri, önemli enerji tasarrufları ve sera gazı salımlarında (GHG'ler) önemli azalmalar sağlayabilmektedir.

Ana metal sanayisi içinde demir çelik endüstrisinin önemi tüm ülkelerin ekonomik gelişme ve ilerleme faktörleri açısından geçerliliğini belirgin biçimde korumaktadır. Demir çelik sektörü, yoğun enerji tüketiminin olduğu bir sanayidir. Bu yoğun enerji tüketimi, CO₂ salımlarının artması ile direk etkili olduğu için, tüm dünyada çevreyi etkileyen bu salımlarının, dolaylı olarak da bu endüstri dalındaki yoğun enerji tüketiminin azaltılması hedeflenmektedir. Enerji verimliliği ve enerji tasarrufu konularını kapsayan gelişmeler demir çelik endüstrisini yakından ilgilendirmektedir.

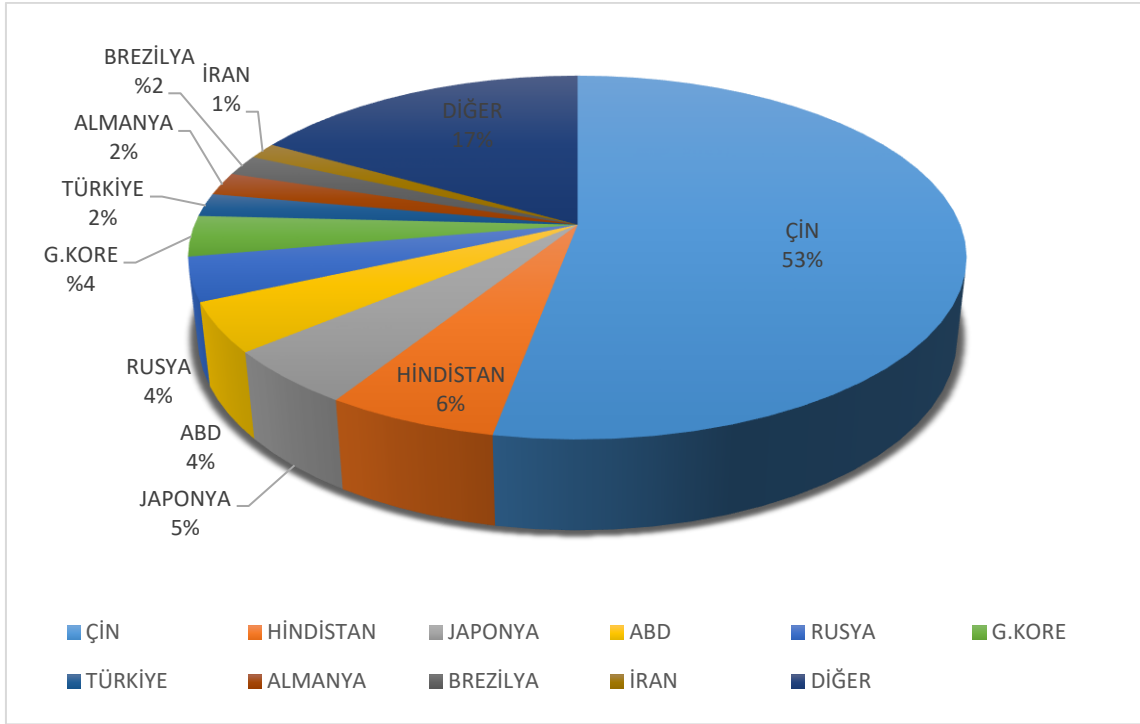
Son yıllarda, demir ve çelik endüstrisi enerji yoğunluğunu %60 oranında azaltmış olmakla birlikte demir ve çelik üretim tesisleri, ton ham çelik başına yaklaşık 20 GJ'lik bir termodinamik enerji sınıra yakın çalışmaktadır. (Elyased ve Hessam, 2022). Bu noktada Türkiye, demir çelik sektörü konusunda hem önemli bir üretici hem de önemli bir tüketicidir. Türkiye'de 2021 yılı itibarıyla çelik sektöründe faaliyette olan toplam 35 adet tesisin

konumu itibari ile dokuz tanesi Akdeniz bölgesi, dokuz tanesi Marmara bölgesi, sekiz tanesi Ege bölgesi, altı tanesi Karadeniz bölgesi ve üç tanesi ise İç Anadolu bölgesinde bulunmaktadır. Bu ham çelik üreticisi 35 tesisin 25 tanesi elektrik ark ocaklı, yedi tanesi indüksiyon ocaklı ve üç tanesi ise yüksek fırınlı tesislerdir. Mevcut tesislerin dörtte bir oranında Akdeniz bölgesinde olması ve Hatay/İskenderun ilçesinde de demir çelik endüstrisinin yoğun ve önemli bir faaliyet ve iş kolu olarak görev alması bu tez çalışmasının gerekliliğini ve önemini vurgulamaktadır.

Genel olarak ekonomiler için stratejik sektörlerden biri olarak kabul edilen demir çelik endüstrisi, tarihsel süreç içerisinde Türkiye’de de önemli gelişmeler kaydetmiştir. Türkiye önemli bir demir ve çelik üreticisi olup dünyanın en büyük çelik üreticilerindedir. Aynı zamanda demir ve çelik endüstrisi, endüstriyel enerji kullanımı için enerji tüketiminde de önemli sırada yer almaktadır. Türkiye’nin yıllık çelik üretim miktarları Şekil 2.9’da gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde, Türkiye’nin çelik üretimi 2010 yılından bu yana kayda değer bir artış göstermiş, 29,1 milyon ton seviyesinden 2021 yılında 40,4 milyon tona çıkmıştır. 2020 yılı verileri dikkate alındığında, Almanya’yı geride bırakarak Avrupa’nın en büyük ve dünyanın 7. büyük üreticisi konumunda yer almıştır (Çelik İhracatçılar Birliği [ÇİB], 2021).



Şekil 2.9. Türkiye’nin 2010-2021 yılları çelik üretim miktarları (ÇİB, 2021)



Şekil 2.10. 2021 yılı dünya çelik üretim oranları (ÇİB, 2021)

2021 yılı dünya çelik üretim oranları Şekil 2.10'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, 2021 yılında 1 Milyar 33 Milyon ton ile Çin en çok üretim yapan ülke olmuştur. 2021 yılında dünya çelik üretimi 1 Milyar 951 Milyon ton olarak gerçekleşmiştir.

Enerjinin en yoğun kullanıldığı alanlar arasında sanayi sektörü özellikle de demir çelik sektörü tüm dünyada önemli bir yerde bulunmaktadır. Bu nedenle küresel ısınmanın önlenmesi ve dolayısıyla sera gazı salımlarının azaltılması için sanayi sektöründeki enerjinin kullanım biçimi ayrıntılı incelenmelidir. Sanayide kullanılan enerjinin neredeyse %26'lık kısmı sıcak gazlar ve sıvılar olarak atılmaktadır. Kaybedilen bu enerji, atık ısı geri kazanımıyla büyük ölçüde azaltılabilmektedir. Atık ısı geri kazanım sistemlerine yapılacak yatırımın asgari sürede kendini amorti edebilmesi rekabet ortamında avantajlar sağlamaktadır (Çomaklı ve Terhan, 2011).

Demir çelik endüstrisi, yüksek miktarda atık ısı ve hava kirliliği üreten dünya çapında ana enerji ve su tüketicilerinden biridir. Günümüze kadar birçok sektörün ilerlemesinde katkısı bulunan demir-çelik sektörü hem dünya hem de ülkemiz için oldukça önemli sanayi kollarından bir tanesidir (Ersöz, Düğenci, Ünver ve Eyiöl, 2015).

2.4.1. Enerji verimliliği ve demir çelik endüstrisinde enerji

Demir ve çelik endüstrisi dünyanın en büyük sektörleri arasındadır. Çünkü demir ve çelik endüstrisine; otomotiv, inşaat ve diğer imalat sektörleri gibi birçok endüstride ihtiyaç duyulmaktadır. Demir çelik endüstrisi, yoğun enerji tüketiminin olduğu bir sanayidir. Yoğun enerji tüketimi aynı zamanda yüksek sera gazı salımları anlamına gelebileceğinden, farklı ulusal ve uluslararası çevresel programlar çerçevesince bu salımların ve dolayısıyla da enerji tüketim yoğunluklarının azaltılması hedeflenmektedir. Tüm bu gelişmeler demir çelik endüstrisini yakından ilgilendirmektedir.

Enerji, bir ürün veya hizmetin gerçekleştirilmesinde kullanılan üretim parametrelerinden biridir. Enerji verimliliği ise; girdi miktarını ve kaliteyi azaltmadan çıktı miktarını artırmaktır. Enerji tasarrufu ise tüketilen toplam enerji miktarında bir azalma olarak tanımlanır (Robinson, 2015;90). Aynı zamanda enerji tasarrufu, enerjinin üretim ve tüketiminin yüksek verimle yapılmasının yanında enerji kayıplarının en aza indirilmesi, ekonomik olarak büyümeyi ve yaşam şartlarını aksatmayacak enerji ihtiyacının belirlenmesinin yanında enerji tüketim artışının durdurulması veya azaltılmasıdır. Enerji verimliliği ve enerji tasarrufu sanayide birçok şekilde incelenmekte olup enerji tüketimlerinin ekserji analizleri yapılarak sistem performanslarının artırılması sağlanmaktadır. Türkiye ana metal sanayisi toplam enerji bazında enerji tüketiminin yaklaşık %26,7'sini oluşturmaktadır (Bıyık ve Özkale, 2017) ve enerji birçok üretici için temel hammadde dışı harcama olarak %20 ile %40 oranında en büyük maliyet kalemini oluşturmaktadır. Diğer endüstrilere kıyasla daha çok (~%35) enerji tüketen demir çelik endüstrisinin, toplam dünya CO₂ salımındaki katkısı %5 civarındadır. Ayrıca, düşük hızlı ve yüksek hızlı enerji verimliliği uygulamaları, daha temiz üretim ve teknoloji adaptasyonları gibi çeşitli yöntemler kullanılarak endüstrinin enerji yoğunluğunun %13 ile %51 arasında ve CO₂ salımının ise %9 ile %39 oranında azaltılabilme potansiyeli olduğu belirtilmektedir (Ateş, 2015).

Endüstriyel süreçler neticesinde oluşan atık ısının değerlendirilmesi, sistemin genel enerji verimliliğinin iyileştirilmesinde çok önemli bir rol oynamaktadır. Aynı zamanda kullanılan bu fosil kaynaklı yakıtların dünya üzerinde meydana gelen ekonomik krizler neticesinde dalgalı bir fiyat politikası seyretmektedir. Ayrıca, fosil kaynaklı yakıtların karbon salımı

neticesinde küresel ısınmaya sebep olması büyük bir dezavantaj olarak karşımızda durmaktadır.

Türkiye'nin enerji yoğunluğuna sektör perspektifinden bakıldığında sanayi imalat sektörü enerji yoğunluğunun ulaştırma, hizmet ve tarım sektörlerinkinden daha yüksek olduğu izlenmektedir. Türkiye'de enerji tüketiminin yaklaşık üçte biri sanayide gerçekleşmekte olup en büyük pay bu sektöre aittir. Bu nedenle ilk enerji tasarrufu ve verimliliği çalışmaları da bu sektöre yönelik olmaktadır (TSKB, 2020;1).

Küresel çelik üretiminde, enerji kullanımı ve ürün tasarımında verimliliği artırmanın yollarını bulma noktasında her geçen gün yeni çalışmalar gündeme gelmektedir. Bu yeni atılımlar, teknolojinin gelişmesiyle beraber, kısa ve orta vadeli süreç verimliliği kazanımları ve iklim değişikliğiyle mücadelede önemli faydalar sağlamaktadır. Hammaddeleri, enerji girdisini, verimi ve bakımı kapsayan bu çok aşamalı süreç, küçük kapasiteli işletmeleri bile çelik endüstrisinin en iyi performans gösterenleri ile aynı verimlilik seviyelerine getirebilme fırsatı doğurmaktadır. Dünyada ısı geri kazanım uygulamalarını ve geri kazanılan atık ısının miktarını belirlemek için çok sayıda enerji yoğun süreç araştırmaları yapılmaktadır.

2.5. Demir Çelik Sanayiinde Atık Isı ve Atık Isı Yönetimi

Atık ısının güce dönüştürülmesi, atık ısıyı geri kazanma ve onu yanma ve salım olmadan güç üretmek için kullanan bir süreçtir. Demir-çelik endüstrisinde atık ısı geri kazanım teknolojilerinin kullanılması, enerji tasarrufu sağlamanın ve dolayısıyla enerji tüketiminde azalma sağlamanın etkili bir yoludur. Fakat atık ısı geri kazanım sistemlerinin kurulumu ve işletilmesi, azımsanmayacak oranlarda sermaye yatırımını gerektirmektedir ve bu sebeple de daha dikkatli fizibilite çalışmaları ve mühendislik bilgisi gerektirmektedir.

Enerji verimliliği, rekabetçiliğin, sürdürülebilirliğin ve çevrenin korunmasının temel bir faktörü olan modern endüstride anahtar bir kelimedir. Tüm dünyada sanayi sektörü, tüketilen toplam enerjinin kayda değer bir kısmını oluşturmaktadır ve fosil yakıt kullanımına bağlı sera gazı salımlarının yine kayda değer bir kısmından sorumludur. Endüstriyel enerji girdisinin bir kısmı, sıcak egzoz gazları, soğutma suyu ve sıcak ekipman yüzeylerinden ve ısıtılmış ürünlerden yayılan ısı şeklinde atık ısı olarak kaybedildiği bilinmektedir. Endüstriyel üretim sırasında oluşan büyük miktarlarda atık ısı, atık ısı geri kazanımı için bir

fırsat sunmaktadır. Sanayi sektörü enerji verimliliğini artırma çabalarını sürdürürken, atık ısı kayıplarının geri kazanılması, salımsız ve daha az maliyetli bir enerji kaynağı için çekici bir fırsat oluşturmaktadır. Atık ısı geri kazanımı için çok sayıda teknoloji ve teknoloji varyasyonları ve de teknoloji kombinasyonları ticari olarak mevcuttur. Dünyada birçok endüstriyel tesis, bu teknolojileri kurarak enerji verimliliklerini yükseltmiş veya geliştirmiştir.

Birçok endüstriyel proses, imalat sırasında kullanılmayan veya atık ısı üretir. Endüstri özellikleri, yakıt girdileri ve operasyonel uygulamalar gibi bir dizi faktöre bağlı olarak, endüstriyel atık ısı, çeşitli endüstriyel sektörlerde toplam yakıt tüketiminin %10 ile %50'sini oluşturmaktadır. Atık ısı iyi yönetildiği takdirde değerli bir enerji kaynağı imkanı sunabilmektedir. Atık ısı kullanımı yoluyla, elektrik, buhar, alan ısıtma ve sıcak su elde edilmesi proseslerinde yaygın olarak kullanılmaktadır (Lu, Price ve Zhang, 2016). Atık ısı yönetimi ilkesi Çizelge 2.1’de verilmektedir. Atık ısı yönetimi sıralaması “Azaltma, Geri Dönüştürme ve Yeniden Kullanma” şeklinde olmaktadır.

Çizelge 2.1. Atık ısı yönetimi (Lu, Price ve Zhang, 2016)

YÖNTEM	ÖRNEK
Azaltma	• Atık ısıyı en aza indirmek; örneğin, işletmede kombi, proses kontrolleri, izolasyon iyileştirmesi
Geri Dönüştürme	• Süreç içinde atık ısıyı geri dönüştürmek; Örneğin, hava ön ısıtması, tamamlama havası, yakıt ve şarj malzemeleri
Yeniden Kullanma	• Buhar üretmek için atık ısıyı geri kazanmak; Enerji üretimi için atık ısı yoluyla enerjinin geri kazanılması

Buhar üretimi için atık ısının geri kazanılması düşünüldüğünde; sıcaklık, hacim, atık ısının mevcudiyeti, atık ısıda herhangi bir partikülün varlığı ve atık ısının kimyasal bileşimi (aşındırıcı gaz bileşikleri, yoğuşabilir buharlar ve yanıcı gazlar) gibi atık ısının özellikleri önemli olmaktadır. Atık ısı geri kazanım teknoloji ihtiyaçları iki geniş alanda tanımlanmaktadır: Birincisi, ekonomik fizibiliteğini ve geri kazanım verimliliğini artırmak için mevcut teknolojilerin kapsamını genişletmek olup ikinci olarak özellikle alışılmadık atık ısı kaynakları için atık ısı geri kazanımı için yeni yöntemler keşfetmek şeklinde değerlendirilmektedir.

Atık ısı geri kazanımı için gerekli üç temel bileşen Çizelge 2.2’de verilmektedir. Çizelge incelendiğinde atık ısı geri kazanım çalışmaları, mevcut geri kazanım teknolojilerinin optimize edilmesinin yanı sıra yeni ısı geri kazanım teknolojilerinin geliştirilmesini içermektedir. Mevcut teknolojiler, geri kazanımı en üst düzeye çıkarmak, uygulama kısıtlamalarını aşmak ve ekonomik fizibiliteyi iyileştirmek için daha da geliştirilebilir. Geliştirilen yeni teknolojiler, bazı durumlarda mevcut teknolojileri değiştirme, tipik olarak geri kazanım için düşünülmeyen "yeni" ısı kaynaklarından ısı geri kazanımı sağlama seçeneği sunabilmektedir.

Çizelge 2.2. Atık ısı geri kazanımı için gerekli üç temel bileşen

1) Erişilebilir bir atık ısı kaynağı: Egzoz gazları, baca gazları, kurutma fırınlarından çıkan sıcak gazlar, sıcak gazlar, soğutma kulesi suyu
2) Bir geri kazanım teknolojisi: Rejeneratör, reküperatör, ekonomizör, atık ısı kazanı, termoelektrik jeneratör, ORC çevrimi, Kalina çevrimi)
3) Geri kazanılan enerji için bir kullanım alanı: Ön ısıtma (kazan besleme suyu, yanma havası), elektrik kullanımı, sıcak su kullanımı

Endüstriyel tesislerde atık ısı geri kazanım sistemlerinin kullanımı neticesinde fosil yakıt kaynaklı enerji tüketiminin azaltılması yanında sektörel enerji yoğunluğunun düşmesine katkı sağlamak mümkündür. Enerji maliyetlerinde azalma ve artan karlılık ile enerji fiyatlarındaki artış riskinin azaltılması imkanı sunmaktadır. Bir diğer faydası da elektrik arz güvenilirliğinin artırılması ve çevre imajının güçlendirilmesi için CO₂ salımlarının azaltılması ve CO₂ ticareti için fırsat oluşturulması büyük önem arz etmektedir (Alpan, 2013).

Ayrıca, atık ısı geri kazanımının önemli çevresel ve enerji tasarrufu faydalarına rağmen, uygulanması öncelikle ekonomiye ve algılanan teknik risklere bağlı olmaktadır. Endüstriyel üretim tesisleri, üç yıldan daha az yalnızca “makul” bir geri ödeme süresi sağlayan tasarruflarla sonuçlandığında ve algılanan riskler ihmal edilebilir olduğunda atık ısı geri kazanımına yatırımın yapılması değerlendirilmektedir. Bu nedenle, atık ısı geri kazanım teknolojilerinin ekonomik maliyetlerini en aza indirmek önemli bir husustur.

Atık ısı geri kazanımının fizibilitesini değerlendirirken, atık ısı kaynağının ve ısının aktarılacağı akışın karakterize edilmesini gerektirir. Belirlenmesi gereken önemli atık akışı

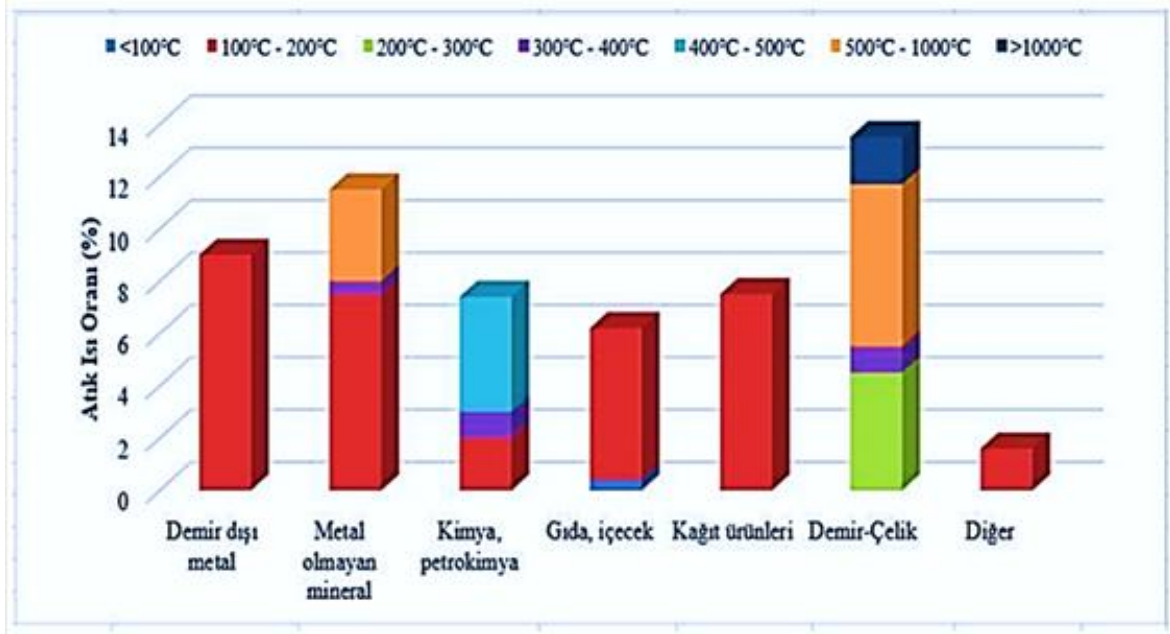
parametreleri; ısı miktarı ve sıcaklığı, kompozisyonu ve izin verilen minimum sıcaklık yanı sıra işletim programları, kullanılabilirlik ve diğer lojistikler şeklinde sıralanmaktadır. Bu parametreler, akışın kalitesi ve miktarının analizine izin vermekte olup olası malzemeler ya da tasarım sınırlamaları hakkında çok önemli yol alınmasını sağlamaktadır. Tesiste ısı transfer ortamının korozyona sebep olması, akımın kalitesi ve miktarı kabul edilebilir olsa bile, atık ısı geri kazanımında önemli bir endişe kaynağıdır.

Demir çelik endüstrisi, farklı sıcaklıklarda önemli miktarda ısıyı atmosfere salmaktadır. Özellikle bacalardan atmosfere salınan gazların ısısı, kayda değer sıcaklığı nedeniyle atık ısı geri dönüşüm çalışmalarında önceliğin verilmesi gereken yerlerdir. Bunun yanı sıra sektörde elektrik üretimi için atık ısının kullanılması, sistemin genel verimliliğini etkin bir şekilde artırma ve fosil yakıtlardan kaynaklanan çevre kirliliğini azaltma potansiyeline sahiptir.

Enerjiye erişim, birçok sektörde olduğu gibi demir çelik endüstrisi için de en önemli gelişme parametrelerinden biridir. Bu nedenle yeterli ve güvenilir bir enerji kaynağı, gelişmiş ve gelişmekte olan her toplumun ihtiyacıdır. Son yıllarda artan fosil yakıt kullanımı, kentsel kirlilik, ozon tabakasının incelmeye başlaması ve asit yağmurları gibi birçok çevre sorununa yol açmıştır. Ayrıca, sanayi merkezlerinin artması ve daha fazla yakıt tüketimi ile fosil enerji rezervlerinin sona ermesi beklentisini daha net hale getirmiştir. Bu nedenle, güneş enerjisi, jeotermal enerji, rüzgar enerjisi gibi temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarının yanı sıra elektrik ve tatlı su üretmek için atık ısı enerjisinin kullanımı büyük ilgi görmüştür. Sonuç olarak, azalan fosil enerji kaynakları nedeniyle son yıllarda endüstriyel ve proses birimlerinde enerji geri dönüşümü ile ilgili konular üzerinde çalışmak için dikkat çekici konular haline gelmiştir. Bir yanda fosil yakıtların olmaması ve fiyatların giderek artması, diğer yanda çevre kirliliği, orta veya düşük sıcaklıktaki enerji kaynaklarının kullanımını özel bir önem haline getirmiştir.

2.5.1. Atık ısı kalitesinin incelenmesi

Atık ısı enerjisinin potansiyel kaynaklarının belirlenmesinde, demir-çelik, çimento, cam, yiyecek ve içecekler, kimya, seramik, alüminyum v.b gibi hem imalat hem de işleme endüstrileri güvenilir atık ısı enerjisi kaynakları sunmaktadırlar. En büyük ısı kullanıcısı olarak bilinen ve bu şekilde tanımlanan demir-çelik endüstrisi, atık ısı geri kazanımı için en yüksek potansiyeli sergilemektedir.



Şekil 2.11. Sanayi dallarına ve sıcaklıklarına göre atık ısı oranı (Huang, Zheng, Baleynaud ve Lu, 2017).

Sanayi dallarına ve sıcaklıklarına göre atık ısı oranı Şekil 2.11’de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi 1000 °C'nin üzerindeki atık ısı potansiyeli sınırlıdır ve yalnızca demir çelik endüstrisinde gözlemlenmektedir. 500-1000 °C sıcaklık aralığındaki atık ısı potansiyeli çimento, demir ve çelik sektörlerinde bulunmaktadır. Diğer sektörlerde bu aralıktaki atık ısı potansiyeli bulunmadığı için bu iki sektör atık ısı geri dönüşümü için çok değerlidir. 200–500 °C aralığında potansiyel olarak, özellikle kâğıt ürünleri ve demir çelik endüstrisinde artışlar görülmektedir. Atık ısının çoğu, neredeyse çoğu endüstri sektöründe olan 100–200 °C sıcaklık aralığında yer alırken, 100 °C'nin altındaki sıcaklıklar, çoğunlukla kurutma ve ön ısıtma işlemlerinden dolayı gıda ve içecek sektöründe yoğunlaşmıştır ve sınırlı miktardadır. Hesaplanan atık ısı oranları çoğunlukla %6 ile %9 değeri aralığındadır. Sadece metal olmayan mineraller, demir ve çelik sektörleri, proses ısılarına ihtiyaç duydukları yüksek sıcaklıklar nedeniyle daha büyük ısı kayıplarına neden oldukları için daha yüksek atık ısı oranına (sırasıyla yaklaşık %11 ve %13) sahiptir (Huang, Zheng, Baleynaud ve Lu, 2017).

Demir çelik endüstrisinde açığa çıkan yüksek sıcaklıklı ısı Şekil 2.12’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde demir ve çelik üretim prosesleri sonucu açığa çıkan yüksek sıcaklığa sahip ısı; üründe, ergimiş cürufta ve atık gazlarda depolanmaktadır. Açığa çıkan atık ısının %55’i

üründe, %35'lik bir kısmı yüksek sıcaklıklı ergimiş cürufta ve %10'u da üretim işlemleri sonucu açığa çıkan atık gazlarda depolanmaktadır (Zhang ve diğerleri, 2013).



Şekil 2.12. Demir çelik endüstrisinde açığa çıkan yüksek sıcaklıklı ısı (Zhang ve diğerleri, 2013)

Endüstriye atık ısının kalitesi kaynağın sıcaklığı ile belirlenmektedir. Atık ısı sıcaklık değer aralıklarına bağlı olarak ısı kalitesi sınıflandırmasına göre 650 °C ve üzeri sıcaklıklar yüksek ısı kalitesi, 232 °C -649 °C arası orta ısı kalitesi ve 232 °C ve altı sıcaklıklar ise düşük ısı kalite sınıflandırılması olarak kabul edilmektedir (Singh, ve Pedersen, 2016).

Her atık ısı akışı, atık ısı miktarı (atık ısı akışında bulunan yaklaşık enerji), kalitesi (tipik egzoz sıcaklıkları), mevcut geri kazanım teknolojilerinin uygulamaları ve ısı geri kazanımının önündeki engeller açısından incelenmelidir. Atık ısı sıcaklığı, atık ısı geri kazanım fizibilitesinde önemli bir parametre olduğu için, incelenen tüm atık ısı kaynaklarının tipik egzoz sıcaklıklarının bilinmesi gerekmektedir.

2.5.2 Atık ısı geri kazanımı araştırmaları ve engeller

Son zamanlardaki küresel ısınma ve çevre sorunları nedeniyle, dünyanın artan endişesi günümüzde yenilenebilir enerji kaynakları ve enerji yönetimi sistemlerinin keşfedilmesine ve bu alanlarda yoğunlaşılmasına sebep olmaktadır. Özellikle araştırmacılar, hem konut hem de endüstriyel sektörlerde ısı geri kazanım teknolojileri ve uygulamaları üzerinde durmakta

ve atık ısı geri kazanımı (AIGK) metodolojileri ve uygulamaları ile ilgili kritik analizler ve potansiyel öneriler sunmaktadır.

Isıyı geri kazanmak için mevcut olan teknolojiler, ısı kaynağının özelliklerine göre değerlendirilmektedir. Verimlilik söz konusu olduğunda, teknolojinin türü, kurulumun boyutundan daha az etkiye sahiptir. Isıyı geri kazanmak için kullanılan yöntemlerden organik akışkan çevrimleri, daha küçük ekipman boyutu, tasarım dışı işlemler sırasında daha iyi verimlilik veya tamamlama suyu temini olmaması gibi kullanım kolaylıkları sayesinde teşvik edilebilecek özelliklere sahip olmaktadır.

Sistemlerin en önemli kısıtlaması, ısı akışının sıcaklığıdır. Düşük sıcaklıklı endüstriyel tesisler yerinde kullanım gerektirmemekte olup düşük sıcaklıkta elektrik üretimi ile ilgili teknolojiler çok maliyetlidir ve daha az gelişmiştir. Düşük sıcaklıklı akışlar sırasında, sıcak akışlar geri kazanım ekipmanında soğudukça katı ve sıvı bileşenlerin yoğunlaşması nedeniyle yoğun korozyon ve kirlenme gözlemlenmektedir (Johnson, Choate ve Davidson, 2008). Daha yüksek sıcaklıklarda, ısı akışının yüksek sıcaklığına dayanabilen malzemelerin maliyetleri daha yüksek olmaktadır. Bu da sistemin toplam maliyetini artırmakta olup dolayısıyla sistemin geri ödeme süresini uzatmaktadır. Bununla birlikte, uygulamada, ucuz malzemelerin kullanıldığı ve bu nedenle dış hava sıcaklığının, ısı akışının sıcaklığının düşmesine neden olmaktadır. Neticesinde verimliliği ve sistemde kullanılacak mevcut enerjiyi etkilemektedir. Kullanılabilir enerji aynı zamanda ısı kaynağı ile ısı emici arasındaki sıcaklık farkının performansı etkilediği ısı transfer hızı ile de ilgili olmaktadır. Bu nedenle, daha büyük bir yüzey alanı gerekli olmaktadır.

Demir çelik endüstrisinde enerji tüketiminin fazla olduğu üniteler, tav fırını, yüksek fırın, ark ocağı ve ocağı besleyen enerji sistemleri, kok fabrikaları, soğutma suyu ve toz tutma sistemleri v.b. bölümlerdir. Bu ünitelerde enerji tüketimini azaltacak çalışmalar yapılmaktadır. Geri kazanılmak istenen atık ısı kaynağı belirlendikten sonra bu ısının nerede ve ne amaçla kullanılacağı tespit edilerek geri kazanım ile faydalanılacak ısı miktarı ve uygun olan sistem seçilmelidir. Ancak geri kazanılmak istenen atık ısı miktarı ne kadar fazla olursa kullanılacak sistemin kapasitesi ve buna bağlı olarak da yatırım maliyeti yüksek olacaktır. Atık ısı geri kazanım sisteminin belirlenmesi etkileyen temel faktörlerin başında, akışkanların sıcaklıkları, ısı transfer kapasitesi, akışkanları nitelikleri ve hacimsel debileri gelmektedir (Uysal, 2019).

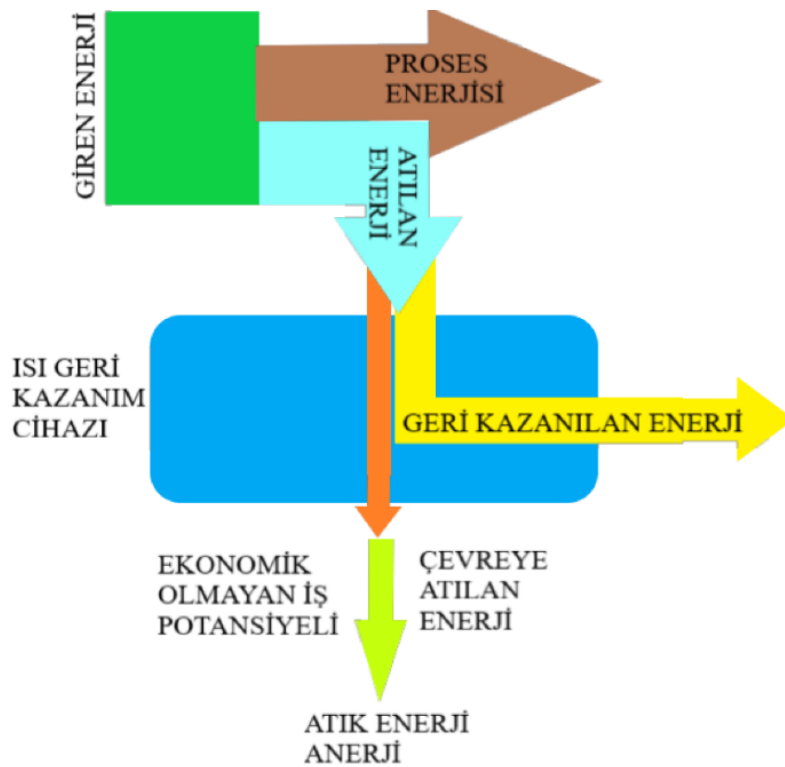
Isı geri kazanım teknolojileri, enerji verimliliklerini artırarak tesislerin işletme maliyetlerini düşürmektedir. Pek çok ısı geri kazanım teknolojisi hali hazırda iyi geliştirilmiş ve teknik olarak kanıtlanmıştır; ancak, piyasa ve teknik engellerin birleşimi nedeniyle ısının geri kazanılmadığı çok sayıda uygulama vardır. Çeşitli kaynaklar, atık ısı geri kazanımı yoluyla endüstriyel enerji verimliliğini artırmak için önemli fırsatlar olabileceğini göstermektedir. Isı geri kazanım fırsatlarını ve teknoloji ihtiyaçlarını daha iyi belirlemek için atık ısı kayıplarının, geri kazanım uygulamalarının ve engellerin kapsamlı bir şekilde araştırılması gerekmektedir. Böyle bir analiz, karar vericilere endüstriyel enerji verimliliğini artırmak için araştırma önceliklerini belirlemede yardımcı olmaktadır. Bu noktada, Çizelge 2.3’de atık ısı kaynakları ve bu atık ısı kaynaklarının kullanım alanları gösterilmektedir.

Atık ısı, sanayide kullanılan endüstriyel süreçler sırasında açığa çıkan ve kullanılmayan ısı olup doğrudan atmosfere atılmaktadır. Atık ısı, sahip olduğu yüksek sıcaklık değerleri gereği yüksek kullanılabilirliğe sahiptir, bu nedenle istikrarlı enerji kaynakları arasında yer almaktadır. Atık ısı enerjisi, orta vadede yüksek enerji seviyesine sahip elektrik enerjisi üretmek için de iyi bir potansiyel sunmaktadır.

Çizelge 2.3. Atık ısı kaynakları ve kullanım alanları (Johnson, Choate ve Davidson, 2008)

ATIK ISI KAYNAKLARI	ATIK ISI KULLANIM ALANLARI
<ul style="list-style-type: none"> • Yanma Egzozları: Tav fırını Cam eritme fırını Çimento fırını Duman yakma fırını Alüminyum yankılanan fırın Kazan • Proses Çıkışları: Çelik elektrik ark ocağı Alüminyum yankılanan fırın • Soğutma Suyu: Fırınlara, hava kompresörleri İçten yanmalı motorlar • Ekipmandan Kaynaklanan İletim, Taşınım ve ısıma kayıpları • Isıtılmış Ürünlerden Kaynaklanan İletim, Taşınım ve ısıma kayıpları: Sıcak kolalar Yüksek fırın cürufaları 	<ul style="list-style-type: none"> • Yanma havası ön ısıtması • Kazan besleme suyu ön ısıtması • Ön ısıtma • Güç üretimi • Aşağıdakilerde kullanım için buhar üretimi: Güç üretimi Mekanik güç Buhar prosesi • Alan ısıtma • Su ön ısıtma • Sıvı veya gazlı işlem akışlarına aktarım

Üretim süreci sonunda sistemden atılan enerjinin geri kazanımının şematik olarak gösterimi Şekil 2.13'de verilmektedir (Erdem, 2010). Şekil incelendiğinde sisteme giren enerjinin prosesi gerçekleştirdikten sonra bir kısmı atık enerji olarak atmosfere atılmak yerine ısı geri kazanım cihazları kullanılarak kazanılabilmektedir. Sistemde ısı geri kazanım cihazları ile kazanılamayan enerji atmosfere atılmaktadır. Atık ısının geri kazanılması için birçok enerji geri kazanım teknolojisi geliştirilmiştir. Bunlar; farklı türlerde ısı değiştiricileri (reküperatörler, rejeneratörler, hava ön ısıtıcıları, ekonomizerler, ısı boruları, atık ısı kazanları vb.), ısı pompaları, absorpsiyon/adsorpsiyon soğutma makinaları ve ısı-elektrik dönüştürücüleridir. Atık ısıdan güç üretimi termodinamik çevrimler kullanılarak elde edilebilmektedir (Galanis, Cayer, Roy, Denis ve Desilets, 2009). Bunlar; buharlı Rankine çevrimi, organik Rankine çevrimi, Kalina çevrimi, Goswami çevrimi ve transkritik/süper kritik çevrimler veya termiyonik, termoelektrik ve piezoelektrik ekipmanları gibi doğrudan dönüşüm sistemleridir (Johnson, Choate ve Davidson, 2008). Genel olarak, termodinamik çevrimlerdeki ilgili enerji transferi, çalışan akışkanların fiziksel özelliklerinin sürekli değişimi ile gerçekleştirilebilir. Bu nedenle, çalışma sıvılarının fiziksel özellikleri, çevrim analizinin temeli olmaktadır.



Şekil 2.13. Üretim süreci sonunda sistemden atılan enerjinin geri kazanımının şematik gösterimi (Erdem, 2010)

2.6. Endüstriyel Tav Fırını ve Kullanım Alanları

Endüstride içerisine yerleştirilen ya da sürekli olarak yüklenen malzemeleri ekonomik bir şekilde ısıtmak suretiyle işlem sıcaklığına yükselten ve bu sıcaklıkta gerekli süre kadar tutan teknik ünitelere fırın adı verilmektedir. Tav fırınları; çeliklerin haddelenmesinde, hadde bandı üzerine yerleştirilen ve çeliklerin 1050 °C ile 1300 °C arasında sıcaklıklara ısıtılmasında kullanılan ve sürekli çalışan fırınlardır. Tav fırınlarında enerji verimliliği çalışmalarında yapılabilecek enerji tasarrufları: Fazla havanın azaltılması, reküperatörlerdeki sızıntı hava kayıplarının önlenmesi, ekonomizer tesis edilmesi, tufal kaybının azaltılması, fan motorlarında frekans konvertörü uygulaması ve fırınlarda termal kamera ölçümleri sonucu belirlenen ısı kayıplarının giderilmesi şeklindedir (Kılınç, 2012; West, 2002).

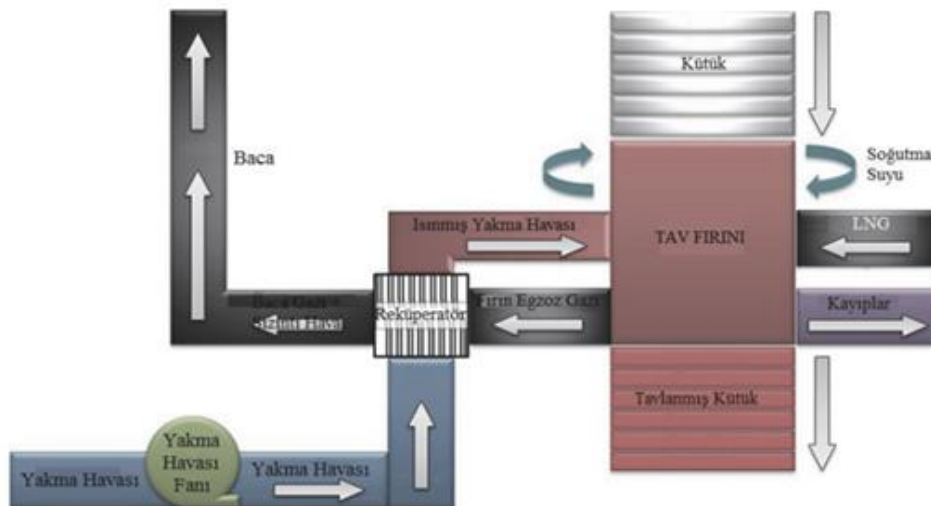
Bir demir çelik endüstrisindeki sıcaklığa bağlı olarak örnek bir tav fırını Resim 2.1’de verilmektedir (Aydınlar refrakter, 2022). Egzoz gazları, atık ısı geri kazanımında kullanılan farklı termodinamik çevrimler için birer ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır. Demir çelik sektöründeki performans veriminin üzerindeki etkiye sahip en büyük parametre ise egzoz gazlarıdır. Tavlama fırınları, demir çelik tesislerinde kullanılan enerjinin %67'sini temsil etmektedir. Tavlama fırını, metalurjik yapı çeliği kırılğan hale getirdiğinde, özellikle soğuk haddelemeden sonra ısı işlem için kullanılmaktadır. Fırınlarda 800 ile 900 °C sıcaklıkta yanma gazları kullanılarak fırınların toplam enerjisinin %31,36'sı atmosfere atılmaktadır (Zhao ve diğerleri, 2021).



Resim 2.1. Tav fırını (Aydınlar refrakter, 2022)

Tavlama fırınının işlem akışı Şekil 2.14’de gösterilmiştir (Eyidoğan, Kaya, Dursun ve Taylan, 2014). Tav fırınlarının genelde ısıl verimleri %35 ile %45 arasındadır. Kayıplar en çok baca gazından olmaktadır. Bunun nedeni tav fırınlarının işlevleri gereği çok yüksek sıcaklıklarda ısıtma yapması, brülörlerde gerçekleşen yanma sonucunda sistemden dışarıya atılan gazın yüksek sıcaklıkta olmasıdır. Baca gazı sıcaklığının yüksek olmasından dolayı baca gazı debisi çok düşük olmamak kaydıyla muhtelif ekonomizer ve eşanjör uygulamaları ile ortam ısıtmasında, sistem girdilerinin ön ısıtmasında, kızgın su buharı ihtiyacının karşılanmasında ya da sıcak su üretiminde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ürün maliyetlerinin düşürülmesinde hedeflenen birincil kaynak, sektörün üretim maliyetlerinin %27 - %33’ü ile en büyük payı alan enerji maliyetleridir. Fırınlar, özellikle yüksek sıcaklıklarda çalışan tavlama fırınları, sanayi işletmelerinde yakıt tüketimi ve bacadan atılan yanma gazlarının neden olduğu kirlilik açısından olabildiğince verimli yapılması gereken sistemlerdir (Eyidoğan, Kaya, Dursun ve Taylan, 2014).

Teknolojinin hızla gelişmesi ve buna bağlı olarak kapasitesi büyük tesislerin kurulmasına imkan doğmuştur. Dolayısıyla hem enerji kullanımının yükselmesi hem de enerji ihtiyacının artması ülkelerin, firmaların tasarruf tedbirlerini geliştirme çalışmalarını hızlandırmıştır. Bacalardan atılan gazlarda ısı şeklinde depolanan enerjinin geri döndürülmesi amacıyla atık ısı kazanım sistemleriyle ilgili yapılan araştırmalar hızlandırılmıştır (Ürün, 2010).

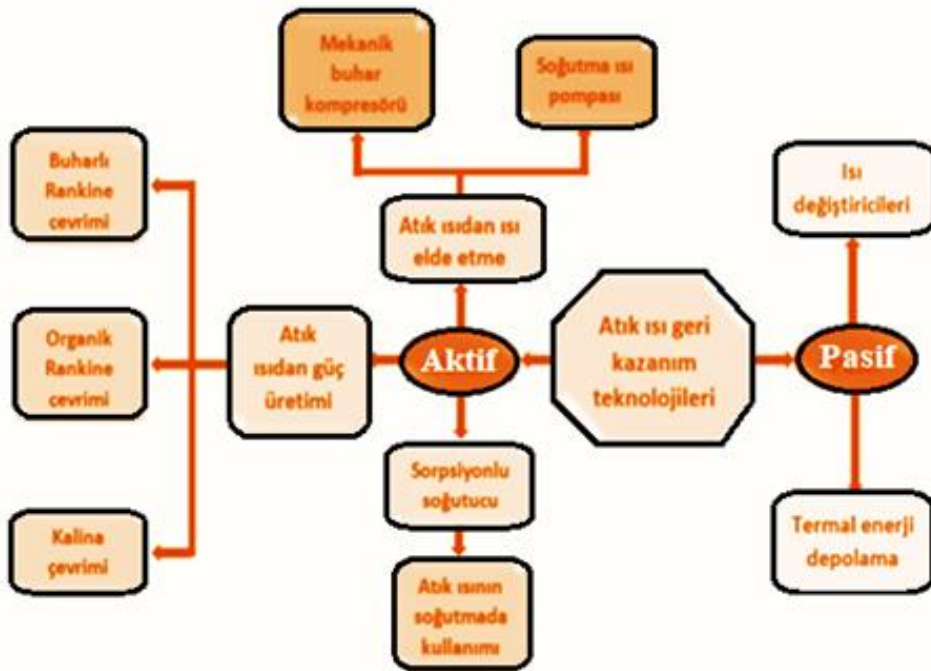


Şekil 2.14. Tavlama fırınının işlem akışı (Eyidoğan, Kaya, Dursun ve Taylan, 2014).

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Atık ısı geri dönüşümü, birçok yöntemi barındıran ve çoğunlukla farklı parametre ve değişkenlerden etkilenen geniş bir alan olduğundan, araştırmacılar genellikle ısı eşanjörleri, Rankine çevrimleri ve termoelektrik jeneratörler ile ilgili bazı sınıflandırmalar ve iyileştirmeler yapmışlardır. Atık ısı geri kazanım teknolojileri Şekil 3.1'de verilmektedir (Brückner ve diğerleri, 2015). Atık ısı geri kazanım teknolojileri ilk olarak aktif ve pasif teknolojiler olarak ikiye ayrılmaktadır. Pasif atık ısı kazanım teknolojileri ısı değiştiricileri ve termal enerji toplama yöntemleridir. Aktif ısı geri kazanım teknolojileri ise, atık ısıdan ısı elde etme, sorpsiyonlu soğutucular ve atık ısıdan güç üretimi olarak sınıflandırılmaktadır. Demir çelik sektöründe tav fırını atık enerjisinden güç üreten sistemlerle enerji geri kazanımı için atık ısıdan güç üretiminde Buharlı Rankine çevrimi, Organik Rankine çevrimi ve Kalina çevrimi önemli yöntemlerdir. Orta veya düşük sıcaklık atık ısı geri kazanım sistemlerinde (AIGKS) kullanılabilen mevcut ısı geri kazanım teknolojisi, teknolojik olarak karbondioksit salımlarını azaltmanın yanı sıra yakıt bileşimini önemli ölçüde azaltabilen sistemlerdir.



Şekil 3.1. Atık ısı geri kazanım teknolojileri (Brückner ve diğerleri, 2015)

Son yıllarda atık ısı geri kazanımı için Rankine güç çevrim sistemleri en çok kullanılan teknolojilerden bir tanesidir. Atık ısı geri kazanımında sıklıkla kullanılan termodinamik çevrimler Şekil 3.2’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde Rankine çevrimleri tek akışkanlı olarak Buhar Rankine çevrimi (SRC) ve Organik Rankine çevrimi (ORC) olarak yaygın bir şekilde uygulanmaktadır. Sistem birçok ısı kaynağında uygulanmakta olup günümüzde ORC’den elektrik kazanımı MW seviyelerine ulaşmıştır. Ancak termodinamik çevrimler ile atık ısı geri kazanım sistemlerinde yapılan çalışmalara ve iyileştirmelere rağmen, çevrim tasarımı ve uygun çalışma sıvılarının seçimi nedeniyle hala birçok zorluk mevcuttur. Bunun yanı sıra amonyak-su karışımı kullanan Rankine çevrimleri olarak da Kalina çevrimi (KC) tek akışkanlı çevrimlere alternatif olarak özellikle son yıllarda kullanılmaya ve araştırmalara konu olmaktadır.



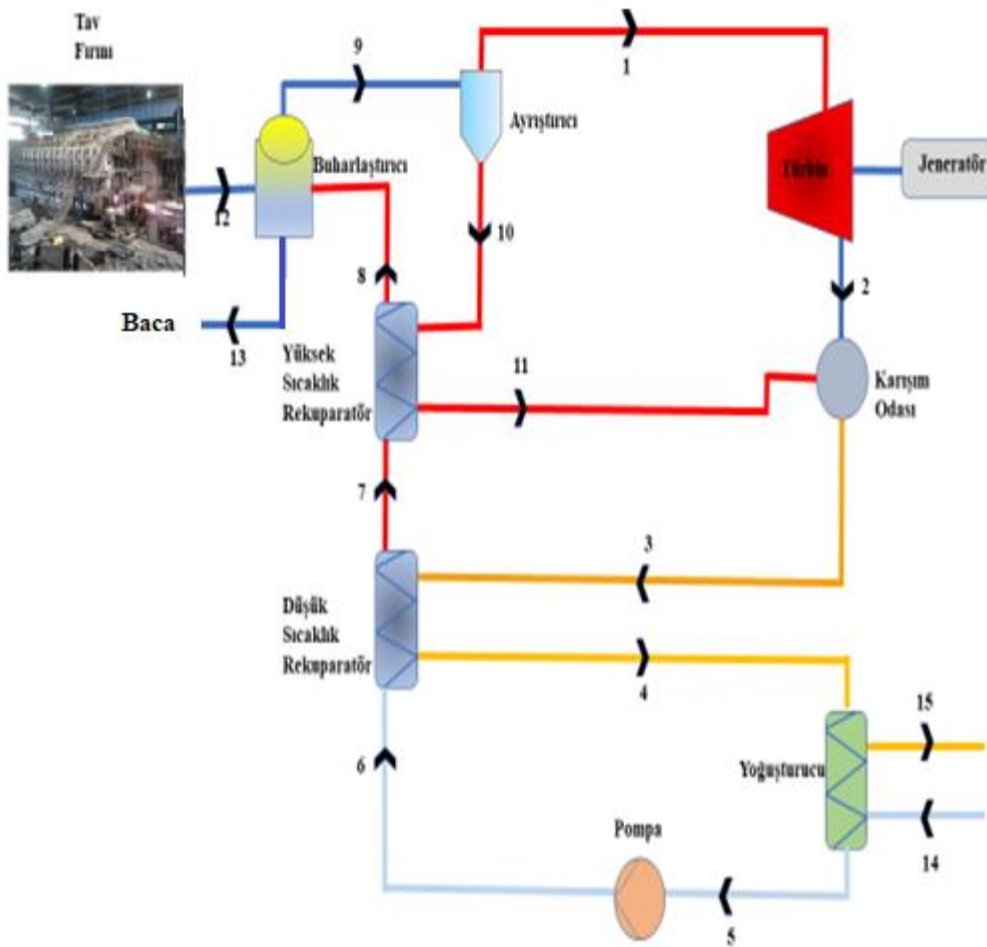
Şekil 3.2. Termodinamik çevrimler

3.1.1. Atık ısı ile çalışan Kalina çevrimi (KC)

Kalina çevrimi son yıllarda güneş, jeotermal, biyokütle gibi yenilenebilir enerji kaynaklarında uygulama alanları bulması ile birlikte sanayi sektöründeki endüstriyel atık ısının geri kazanımında da kullanılmaya başlanmıştır. KC’lerinde en iyi verim elde edebilmek için çalışma koşullarının, çevrim parametrelerinin doğru seçilmesi ve analiz edilmesi büyük önem taşımaktadır. KC performansını etkileyen en önemli parametrelerden bir tanesi amonyak-su konsantrasyonudur. Bu çevrimlerde çalışma akışkanı olarak amonyak-su kullanılması, düşük ve orta sıcaklıktaki atık ısı kaynaklarına uygulanabilir hale getirmektedir. Ayrıca, amonyak-su çözeltisinin organik Rankine çevrimlerinde kullanılan saf organik sıvılara göre farklı avantajları bulunmaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında, bir demir çelik fabrikasında mevcut olan tav fırınından atmosfere salınmakta olan ortalama 450 °C sıcaklıktaki ve 3,73 kg/s debideki egzoz gazı atık ısının geri kazanımı üzerine çalışılmıştır. Çalışma esnasında öncelikle Steag GbmH firması tarafından geliştirilen EBSILON®Professional programı kullanılarak tasarlanmış olan Kalina çevrimi için farklı çalışma şartlarındaki (türbin giriş sıcaklıkları, basınçları ve amonyak-su konsantrasyonları) parametreler irdelenerek sistemde mevcut elemanların (türbin, pompa, ayırıştırıcı v.b. gibi) analizi yapılarak, ısıl ve ekserji verimleri araştırılmıştır.

Yapılan çalışmada Kalina çevrimindeki türbin giriş sıcaklığı, basınç ve amonyak-su konsantrasyonunun net güç, ayırıştırıcı kütleli debi, ısıl verim, pompa güç tüketimi, ekserji verimi ve türbin giriş kütleli debi üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Tez kapsamında analizi gerçekleştirilen Kalina çevriminin şematik gösterimi Şekil 3.3’de verilmektedir.



Şekil 3.3. Kalina çevriminin (KC) şematik gösterimi

Baca gazı atık ısısının geri kazanımı için tasarlanmış olan Kalina çevriminin tasarım ve analiz aşamalarında sistem ekipmanlarının birtakım termodinamik özellikleri sabit kabul edilmiştir. Kalina çevriminin tasarımında sabit kabul edilen tasarım parametreleri Çizelge 3.1’de verilmektedir.

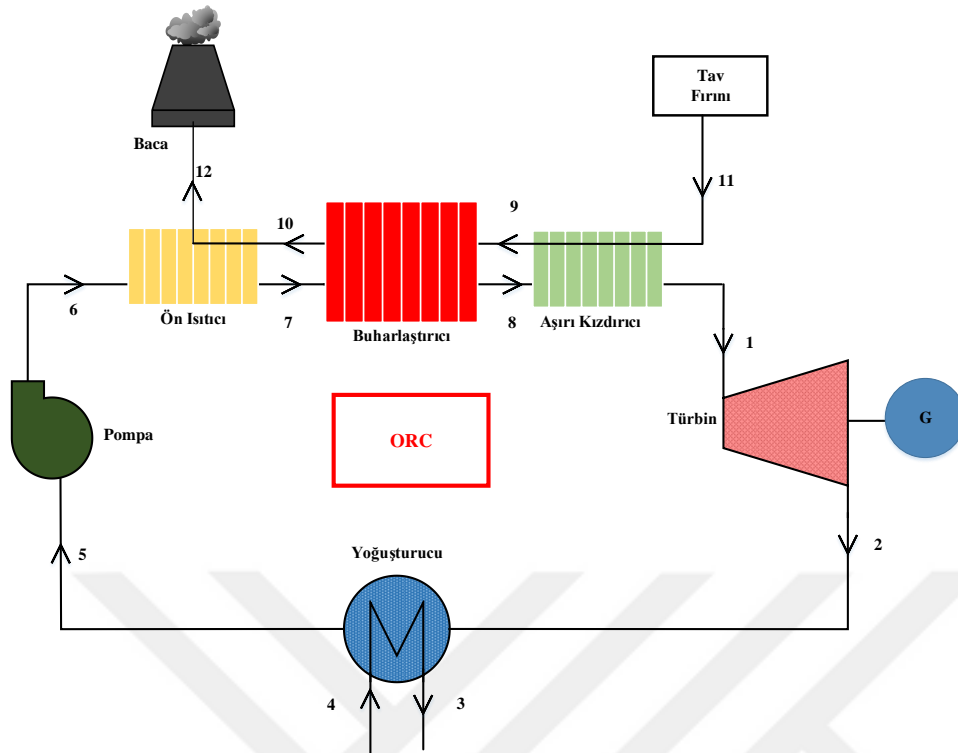
Çizelge 3.1. Kalina çevrim tasarımında sabit kabul edilen parametreler

Giriş Parametreleri	Değer	Birim
Türbin izentropik verimi	87	%
Pompa izentropik verimi	80	%
Atmosfer sıcaklığı (T_0)	18	°C
Türbin çıkış basıncı	6,6	bar
Atmosfer basıncı (P_0)	1	bar
Ölü nokta entalpisi (h_0)	1333,235	kJ/kg
Ölü nokta entropisi (s_0)	5,737	kJ/kg-K
Yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığı	5	°C
Tav fırını egzoz gazı sıcaklığı	450	°C

3.1.2. Atık ısı ile çalışan Organik Rankine çevrimi (ORC)

Organik Rankine çevrimi (ORC), önemli bir düşük dereceli geri kazanım teknolojisidir. Ayrıca, güneş termal, jeotermal, biyokütle ve endüstriyel atık ısı gibi çok miktarda yenilenebilir enerji kaynakları vardır. Bu kaynaklardan gelen orta sıcaklıktaki ısı, geleneksel güç üretim yöntemleriyle verimli bir şekilde elektrik gücüne dönüştürülemez. Bu nedenle düşük dereceli ısı kaynaklarının nasıl elektrik enerjisine dönüştürüleceği büyük önem taşımaktadır. Buhar Rankine çevrimi ilkesini uygulayan, ancak düşük kaynama noktalı organik çalışma sıvılarını kullanan ORC, daha düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarından ısıyı geri kazanmak için kullanılabilir.

ORC, elektrik üretmek için organik bir çalışma sıvısını kullanan termodinamik bir çevrimdir. Çalışma sıvısı kaynama noktasına kadar ısıtılır ve genişleyen buhar bir türbini çalıştırmak için kullanılır. Bu türbin, işi elektriğe dönüştürmek için bir jeneratörü çalıştırmak için kullanılabilir. Çalışma sıvısı buharı tekrar sıvı haline yoğuşturulur ve sistem üzerinden geri beslenir. Basit bir ORC şematik gösterimi Şekil 3.4’de gösterilmektedir.



Şekil 3.4. Organik Rankine çevrimi şematik gösterimi

Şekil incelendiğinde, enerji kaynağı Organik Rankine sistemine 11 noktasında girmekte ve sırasıyla aşırı kızdırıcı (11→9), buharlaştırıcı (9→10) ve ön ısıtıcıdan (10→12) geçtikten sonra bacadan atmosfere bırakılmaktadır. Ön ısıtıcı (6→7), buharlaştırıcı (7→8) ve aşırı kızdırıcı (8→1) tarafından ısının aktarıldığı organik çalışma akışkanı, mekanik güç üretmek için ORC-Türbinine iletilmektedir (1→2). Ardından yoğuşturucuda (2→5), soğutma suyu (3→4) tarafından yoğuşturularak organik çalışma akışkanı pompa tarafından sıkıştırılarak sistemin basıncı arttırılmaktadır (5→6).

Geleneksel Rankine çevrimleri ile ORC her ne kadar benzer çevrim elemanlarına sahip olsalar da kullanılan çevrim akışkanı ve kullanılabilir ısı kaynağı sıcaklık aralığı bakımından göz ardı edilemeyecek kadar farklılıkları vardır. Geleneksel Rankine çevrimlerinde çevrim akışkanı olarak sadece su kullanılmaktadır. Bu nedenle bu sistemler 500 °C'nin üzerinde bir sıcaklığa sahip olan ısı kaynakları için kullanılmaktadır. Diğer yandan, ORC sistemlerinde hidrokarbon kökenli organik akışkanlar çevrim akışkanı olarak kullanılabilir. Bu akışkanların düşük kaynama noktası ve buharlaşma entalpisinden dolayı, ORC sistemleri 80 °C ve üzerindeki ısı kaynaklarında kullanılabilir (Fiaschi, Manfrida, Rogai ve Talluri, 2017). ORC sistemlerinin düşük ve orta sıcaklıklardaki ısı kaynaklarının değerlendirilmesi

noktasında sahip oldukları bu üstünlük, bu çevrim sistemlerini avantajlı konuma getirmektedir.

ORC bileşenlerinin incelenmesi

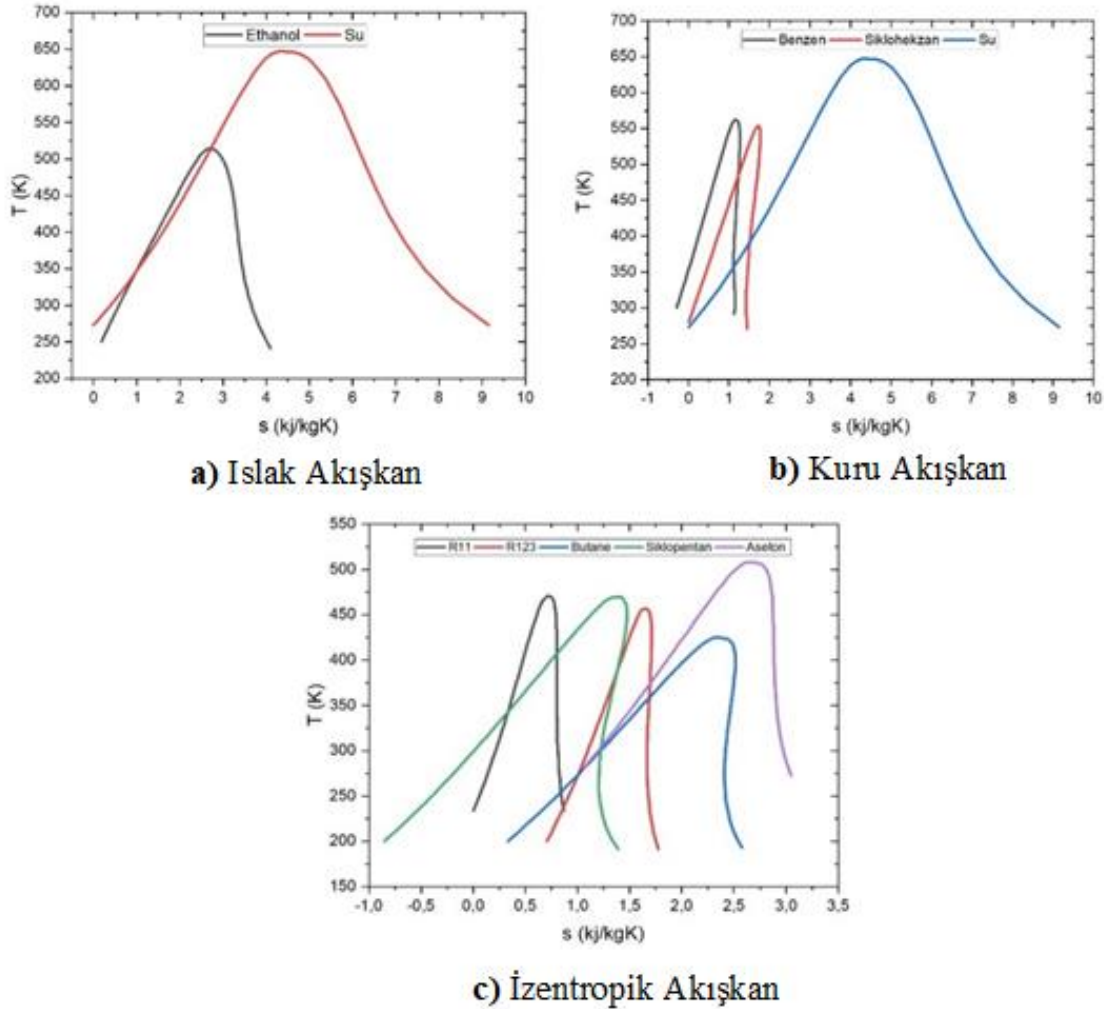
Organik Rankine çevrimi temelde klasik Rankine çevrimiyle aynı olup, bir buharlaştırıcı, türbin, yoğuşturucu ve pompadan oluşur. Kapalı sistemde organik akışkanın dolaştığı bu sistemde akışkan, ısı değiştiricisinde buharlaşır ve türbin kanatlarını çevirerek mekanik iş elde edilir. Yoğuşturucuda yoğuşan sıvının sirkülasyon pompasıyla çevrim döngüsü sürdürülür.

ORC’de çalışma akışkanının seçimi

ORC'lerin çalışmasının bir diğer önemli yönü, çalışma sıvısının seçimidir. Organik çalışma sıvısı, güvenlik ve teknik fizibilite temelinde dikkatlice seçilmelidir. ORC'de kullanılabilir çok çeşitli organik sıvılar vardır. Atık ısı geri kazanım sistemleri için farklı çalışma sıvılarının performansları ve özellikleri değerlendirilmelidir. Genel olarak iyi bir çalışma sıvısı, düşük toksisite, iyi malzeme uyumluluğu, sıvı stabilite limitleri, düşük yanıcılık, düşük korozyon ve düşük kirlenme özellikleri göstermelidir. Soğutucu akışkanlar, düşük toksisite özelliklerinden dolayı ORC uygulamaları için iyi birer adaylardır. Başarılı bir ORC için çalışma sıvısının seçimi en önemli adımdır (Macchi, 2013). Bunun nedeni, akışkanın sadece uygulamaya uygun termofiziksel özelliklere sahip olması değil, aynı zamanda istenen çalışma sıcaklığında yeterli kimyasal stabiliteye sahip olması gerektiğidir. Ayrıca, çalışma sıvısının kabul edilebilir bir çevrim verimliliği adına türbin girişinde aşırı ısınmayı önlemek için kuru veya izentropik sıvı olması tercih edilmektedir. Çalışma sıcaklıklarında bozulma ve bozulmayı önlemek için yüksek kimyasal kararlılıkta olmasının yanı sıra kirlenmeyen, aşındırıcı, toksik ve yanıcı olmayan akışkan olması ile iyi kullanılabilirlik ve düşük maliyette olması gibi hayati öneme sahip özellikleri ihtiva etmesi gerekmektedir.

ORC’de kullanılan soğutucu akışkanların kritik sıcaklıklarının entropi ile değişimi a) Islak akışkan b) Kuru akışkan c) İzentropik akışkan olarak Şekil 3.5’te verilmektedir. Organik akışkan seçiminde göz önünde bulundurulması gereken önemli bir özellik doyma buhar eğrisidir. Bu özellik, bir güç üretim sisteminde akışkan uygulanabilirliğini, çevrim

verimliliğini ve ilgili ekipmanın düzenini etkiler. T-s diyagramındaki doyma eğrisinin eğimi, kullanılan sıvının tipine bağlıdır. Kuru bir akışkanın (çalışma sıvısının) pozitif bir eğimi var iken ıslak bir akışkanın eğimi negatif olup izentropik akışkanın sonsuz büyük eğimleri vardır (Nouman, 2012). Genel olarak, kuru ve izentropik akışkanlar bir ORC için daha iyi çalışma akışkanlarıdır çünkü akışkanlar türbinden geçtikten sonra yoğuşmazlar.



Şekil 3.5. ORC’de kullanılan soğutucu akışkanların kritik sıcaklıklarının gizli ısı ile değişimi
a) ıslak akışkan b) kuru akışkan c) izentropik akışkan

ORC çevrimlerinde kullanılacak çok sayıda akışkan bulunmasından dolayı, sistem parametrelerinin belirlenmesi aşamasında akışkan seçim kriterlerinin bilinmesi ve kriterler çerçevesinde en uygun akışkanın seçilmesi büyük önem arz etmektedir. ORC çevrimlerinin iş akışkanı seçilirken dikkat edilmesi gereken parametrelerin başında; termodinamik özellikler, tipi, birim fiyatı, akışkanın çevreye etkisi ve yanıcılığı, gibi özellikler gelmektedir (Pang ve diğerleri, 2017; Satanphol, Pridasawas ve Suphanit, 2017).

Hung., Wang, Kuo., Pei ve Tsai (2010), bir ORC sisteminde yüksek sistem verimliliği sağlayabilecek uygun çalışma sıvılarını tanımlamak amacıyla, düşük dereceli enerjinin dönüştürülmesinde organik sıvıları çalışma sıvıları olarak kullanan Rankine çevrimlerini araştırmışlardır. ORC sistemlerinin verimleri, türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı, yoğusturucu çıkış sıcaklığı, türbin çıkış kalitesi, genel tersinmezlik ve sistem verimliliği gibi parametreler kullanılarak, türbine giren çalışma akışkanının giriş durumunun doymuş buhar fazında olduğu varsayılarak değerlendirilmiştir. T-s diyagramında çok dik doymuş buhar eğrilerine sahip ıslak akışkanların, enerji dönüşüm verimlerinde kuru akışkanlardan daha iyi bir genel performansa sahip olduğu belirtilmiştir. Ayrıca tüm çalışma akışkanlarının verimlilik-yoğusturucu çıkış sıcaklığı ilişkisinin benzer bir davranışına sahip olduğunu ifade etmişlerdir. Sistemde kullanılan akışkanların termofiziksel özellikleri (1 bar) Çizelge 3.2'de verilmektedir.

Çizelge 3.2. Sistemde kullanılan akışkanların termofiziksel özellikleri (1 bar)

(Koç, Yağlı ve Kalay, 2020b; Tiwari, Arora, Ansari ve Sherwani, 2015; Tian, Liu, Shu, Wei, Liang, 2014; Nouman, 2012; Wang, Ling, Peng, 2012; Kocaman ve diğerleri, 2022)

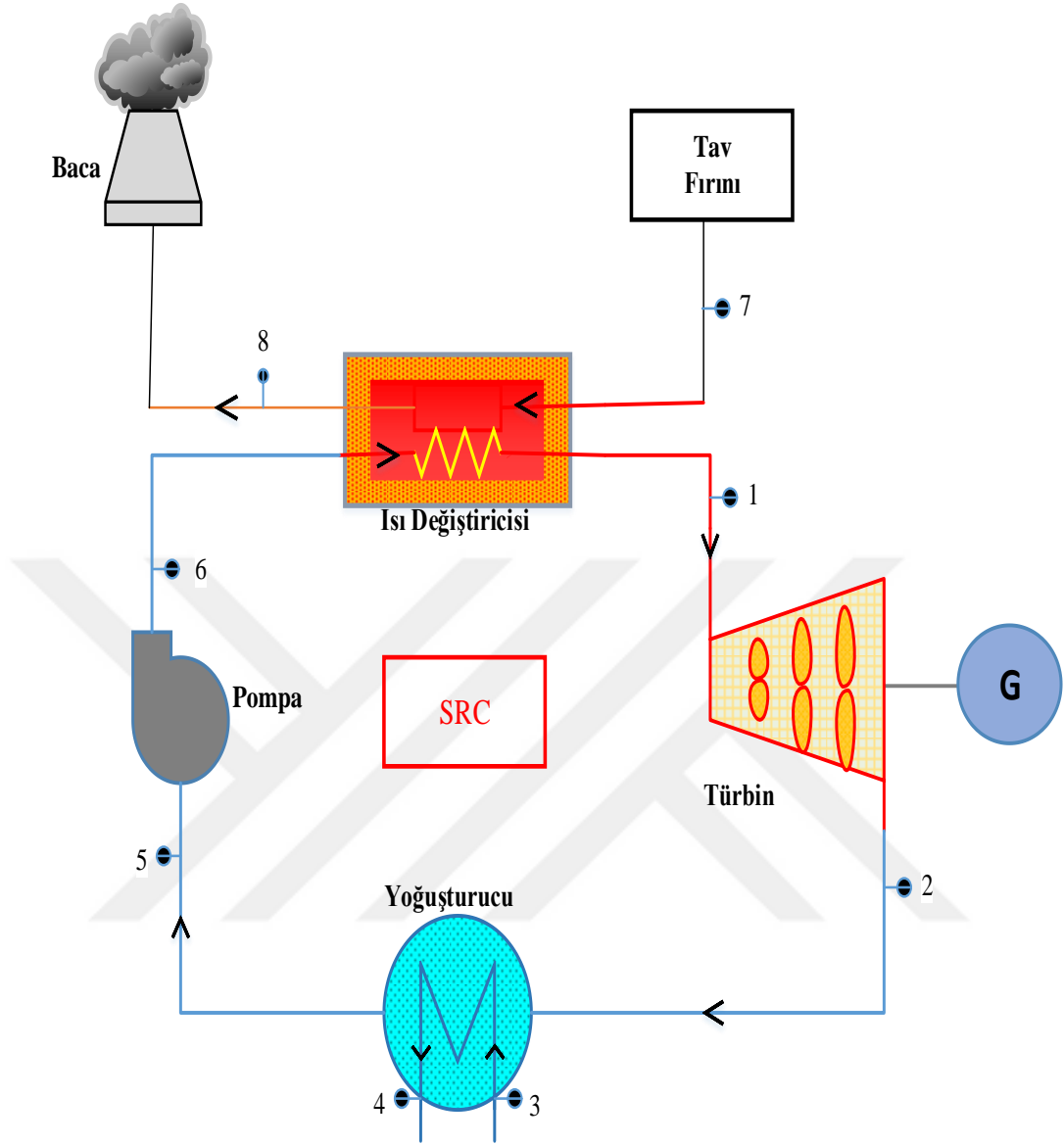
Çalışma Akışkanı	Moleküler Ağırlığı (g/mol)	T _{krit} (°C)	P _{krit} (bar)	T _{kay*} (°C)	T _{max} (°C)	Güvenlik Grubu	Atmosferik ömür (yıl)	Yanıcılık	Ozon Delme	Küresel Isınma	Akışkan Tipi
Aseton	58,08	234,95	46,00	55,69	276	A4	n.a.	Evet	0,05	0,5	Islak
Benzen	78,11	288,9	48,9	80,08	451,85	B2	n	Evet	0	düşük	Kuru
Butan	58,12	152	38	-1	301,85	A3	0,018	Evet	0	20	İzent.
Sikloheksan	84,16	280,45	45,15	80,75	426,85	-	n.a.		0	düşük	Kuru
Siklopentan	70,13	238,54	45,1	49,25	276,85	-	n.a.	Evet	0	11 (düşük)	İzent.
Etanol	46,07	240,8	62,5	78,2	376,85	A2	n.a.	Evet	0	-	Islak
R11	137	198	44,1	23,05	351,85	A1	45	-	1	4750	İzent.
R123	152,93	183,55	36,6	27,78	326,85	B1	1,3	Hayır	0,02	77	İzent.

3.1.3. Atık ısı ile çalışan Buhar Rankine çevrimi

Buhar Rankine çevrimleri, petrol, kömür, doğal gaz, jeotermal, biyogaz, nükleer reaktörler ve çeşitli endüstriyel atık ısı kaynaklı enerji santralleri tarafından elektrik üretiminde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu termodinamik çevrim sistemlerinde, bir kazan içinde ısı üretmek için yakıt kullanılır, bundan sonra su buhara dönüştürülür ve daha sonra faydalı iş üreten bir türbin vasıtasıyla su baharı genişler. Bu işlem 1859'da İskoç mühendis William J.M. Rankine tarafından geliştirilmiştir. Bu termodinamik çevrim, ısıyı mekanik enerjiye dönüştüren ve genellikle jeneratör ile elektriğe dönüşüm sağlayan bir çevrimdir. Kapalı çevrimde bir iş akışkanı sürekli olarak buharlaştırılır ve yoğunlaştırılır. Sistemde bulunan bir türbin gaz fazındaki akışkan tarafından tahrik edilerek iş elde edilir ve bir pompa vasıtasıyla çevrim sürdürülür. Çevrimde ısı verimi artırmak amacıyla rejeneratörler, reküperatörler ya da birkaç kademe türbin sistemleri bulunabilir.

Geleneksel buhar Rankine çevriminin çalışma akışkanı olan buhar, düşük maliyetli olması, alev almaması ve toksik olmaması gibi özellikleri ile öne çıkmaktadır. Buhar Rankine çevrimi, yaklaşık 350 °C'nin üzerinde bir sıcaklığa sahip egzozlardan atık ısı geri kazanımı için seçeneklerden bir tanesidir (Ateş, 2020). Düşük sıcaklıktaki atık ısı, buharın yoğunlaşmasını ve türbin kanatlarının aşınmasının önlenmesi için bir gereksinim olan buharın kızdırılması için yeterli enerji sağlayamayabilir. Bu nedenle düşük sıcaklıkta ısı geri kazanımı uygulamaları, buharla karşılaştırıldığında daha düşük kaynama noktası sıcaklıklarına sahip sıvıları kullanan organik Rankine çevrimi veya Kalina çevrimi için daha uygundur. Basit bir buhar Rankine çevrimi diyagramı Şekil 3.6'da verilmiştir.

Şekil incelendiğinde, enerji kaynağı buhar Rankine sistemine (7) noktasında girmekte ve ısı değiştiricisinden (7→8) geçtikten sonra bacadan atmosfere bırakılmaktadır. Isı değiştiricisinden geçen kızgı buhar, mekanik güç üretmek için ORC-Türbinine iletilmektedir (1→2). Ardından yoğunlaştırucuda (2→5), soğutma suyu (3→4) tarafından yoğunlaştırılmış organik çalışma akışkanı pompa tarafından sıkıştırılarak sistemin basıncı artırılmaktadır (5→6).



Şekil 3.6. Buhar Rankine çevrimi şematik gösterimi

3.2. Yöntem

3.2.1 Atık ısı ile çalışan Kalina çevrimi (KC) enerji ve ekserji analizi

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin bir şekilden diğerine dönüşebileceğini, bir sistemden diğerine transfer olabileceğini fakat bu dönüşümler ve transferler esnasında toplam enerjinin sabit kalacağını ifade etmektedir. Dolayısıyla enerjinin korunumu kanunu enerjinin vardan yok, yoktan da var edilemeyeceğini ancak bir biçimden diğerine dönüşebileceğini vurgular (Çengel ve Boles, 2013).

Atık ısı enerji santrallerinde kullanılan ekipmanların birden fazla giriş veya çıkışı olduğundan genel olarak sürekli akışlı açık sistem için kütle korunumu (Dincer ve Rosen, 2013; Kotas, 2013; Abuşoğlu, Özahi, Kutlar ve Demir, 2017; Ayub, Sheikh, Tariq, Khan, ve Invernizzi, 2018);

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (3.1)$$

şeklindedir.

Burada m ; kütleli debiyi, g ; girişi, ζ ; çıkışı ifade etmektedir (Çengel ve Boles, 2013).

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacminin toplam enerjisinin sabit olduğu daha önce belirtilmişti ($E_{KH} = \text{Sabit}$). Bu kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmadığı anlamına gelir ($\Delta E_{KH} = 0$). Böylece sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması zorunludur. Sürekli akışlı açık sistemlerde enerjinin korunumu denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir (Çengel ve Boles, 2013).

$$\dot{E}_g - \dot{E}_\zeta = \frac{dE_{\text{sistem}}}{dt} \rightarrow 0 \quad (\text{sürekli sistem}) \quad (3.2)$$

veya

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta \quad (3.3)$$

Burada \dot{E}_g ; birim zamanda, ısı, iş veya kütle olarak kontrol hacmine giren enerjiyi, \dot{E}_ζ ; birim zamanda, ısı, iş veya kütle olarak kontrol hacminden çıkan enerjiyi ifade etmektedir.

Akışkanın birim kütlelerinin enerjisi sürekli akışlı açık bir sistemde ısı, iş ve kütle ile aktarılan enerji için enerjinin korunumu denklemi:

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum_g \dot{m}\theta = \dot{Q}_\zeta + W_\zeta + \sum_\zeta \dot{m}\theta \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} = \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta - \sum \dot{m}_g h_g \quad (3.5)$$

Burada $\dot{Q}_{KH} = \dot{Q}_{net,g} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_\zeta$ net ısı girişini, $\dot{W}_{KH} = \dot{W}_{net,\zeta} = \dot{W}_\zeta - \dot{W}_g$ net yapılan işi, $\theta = h + ke + pe = h + \frac{v^2}{2} + gz$ birim kütlelerin enerjisini, h ise birim kütlelerin entalpisini ifade etmektedir.

Akışkan kontrol hacminden geçerken, kinetik ve potansiyel enerjilerinde çok az bir değişim olursa yukarıda bahsedilen denklem birim kütle için:

$$q - w = h_2 - h_1 \quad (3.6)$$

olarak yazılabilir.

Atık ısı enerji santrallerinde bulunan türbin pompa gibi sürekli akışlı açık sistemler mekanik enerjiyi mil işine çevirir. Sürtünme gibi tersinmezliklerin olmaması durumunda mekanik enerji, bir mekanik biçimden diğer bir biçime tamamen dönüşür. Bu durumda bir hal değişiminin veya cihazın mekanik verimi (Çengel, 2013),

$$\eta_{mk} = \frac{\text{Alınan mekanik enerji}}{\text{Verilen mekanik enerji}} = \frac{E_{mk,\zeta}}{E_{mk,g}} = 1 - \frac{E_{mk,kayıp}}{E_{mk,g}} \quad (3.7)$$

olarak yazılabilir.

Atık ısı enerji santrallerindeki pompalar için pompa verimi:

$$\eta_{pompa} = \frac{\Delta \dot{E}_{mk,akışkan}}{\dot{W}_{mil,g}} = \frac{\dot{W}_{pompa,u}}{\dot{W}_{pompa}} \quad (3.8)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir.

Burada, $\Delta \dot{E}_{mk,akışkan} = \dot{E}_{mk,g} - \dot{E}_{mk,\zeta}$ akışkanın mekanik enerjisindeki artışı,

$\dot{W}_{pompa,u}$ ise yararlı pompa gücünü göstermektedir.

Atık ısı enerji santrali türbin verim bağlantısı:

$$\eta_{türbin} = \frac{\dot{W}_{mil,\zeta}}{\Delta\dot{E}_{mk,akışkan}} = \frac{\dot{W}_{türbin}}{\dot{W}_{türbin,e}} \quad (3.9)$$

olarak yazılabilir.

Burada $|\Delta E_{mk,akışkan}| = E_{mk,g} - E_{mk,\zeta}$ akışkanın mekanik enerjisindeki azalmayı, $\dot{W}_{mil,\zeta}$ ise alınan mekanik enerjiyi göstermektedir.

Atık ısı enerji santralinde kullanılan motorlar ve jeneratör için verim bağlantısı:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{mil,\zeta}}{\dot{W}_{elek,g}} \quad (3.10)$$

ve

$$\eta_{jeneratör} = \frac{\dot{W}_{elek,\zeta}}{\dot{W}_{mil,g}} \quad (3.11)$$

olarak yazılabilir.

Burada; $\dot{W}_{mil,\zeta}$ alınan mekanik gücü, $\dot{W}_{elek,g}$ verilen elektriksel gücü, $\dot{W}_{elek,\zeta}$ verilen mekanik gücü ve $\dot{W}_{mil,g}$ alınan elektriksel gücü göstermektedir.

Ancak bir pompa genellikle motoru ve bir türbin jeneratörü ile birlikte olduğundan toplam verimleri:

$$\eta_{pompa-motor} = \eta_{motor}\eta_{pompa} \quad (3.12)$$

ve

$$\eta_{türbin-jeneratör} = \eta_{türbin}\eta_{jeneratör} \quad (3.13)$$

olarak hesaplanabilir.

Son olarak atık ısı enerji santrali yoğunlaştırucu verimi:

$$\eta_{yoğ} = \frac{\dot{E}_{\zeta,sgk} - \dot{E}_{g,sgk}}{\dot{E}_{\zeta,sck} - \dot{E}_{g,sck}} \quad (3.14)$$

bağlantısı ile enerji verimliliği hesaplanabilir (Çengel ve Boles, 2013).

Kalina çevrimi sistem elemanlarının enerji ve ekserji denklemleri Çizelge 3.3’de verilmektedir (Dincer ve Rosen, 2013; Cengel ve Boles, 2008). Numaralandırmalar Şekil 3.3’teki KC sistemi göz önüne alınarak yapılmaktadır: Analizi yapılan çevrimlerde akış kararlı durumda kabul edilir. Sistemin kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilir.

Çizelge 3.3. KC sistem elemanlarının enerji ve ekserji denklemleri (Dincer ve Rosen, 2013; Anzarinasab, Hajabdollahi ve Fatimah, 2021; Çengel, Boles ve Kanoğlu, 2019; Chatzopoulou ve Markides, 2018; Koç ve Yağlı, 2019; Yang ve diğerleri, 2022)

Elemanlar	TD Birinci Yasa(Enerji)	TD İkinci Yasa (Ekserji)
Buharlaştırıcı	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{exh}$ $\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{KC}$ $\dot{Q}_E = \dot{m}_8(h_9 - h_8)$	$\dot{E}_{E,D} = \dot{m}_{12}(\psi_{12} - \psi_{13}) - \dot{m}_8(\psi_9 - \psi_8)$ $\varepsilon_E = \frac{\dot{m}_8(\psi_9 - \psi_8)}{\dot{m}_{12}(\psi_{12} - \psi_{13})}$
Türbin	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{KC} - \dot{m}_{10}$ $\dot{W}_T = \dot{m}_1(h_1 - h_2)$ $\eta_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T,s}}$	$\dot{W}_{T,rev} = \dot{m}_1(\psi_1 - \psi_2)$ $\dot{E}_{T,D} = \dot{W}_{T,rev} - \dot{W}_T$ $\varepsilon_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T,rev}}$
Düşük Sıcaklık-Isı Değiştirici	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{KC}$ $\dot{Q}_{LT-HeX} = \dot{m}_6(h_7 - h_6)$	$\dot{E}_{LT-HeX,D} = \dot{m}_3(\psi_3 - \psi_4) - \dot{m}_6(\psi_7 - \psi_6)$ $\varepsilon_{LT-HeX} = \frac{\dot{m}_6(\psi_7 - \psi_6)}{\dot{m}_3(\psi_3 - \psi_4)}$
Yüksek Sıcaklık-Isı Değiştirici	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{KC}$ $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{KC} - \dot{m}_1$ $\dot{Q}_{HT-HeX} = \dot{m}_7(h_8 - h_7)$	$\dot{E}_{HT-HeX,D} = \dot{m}_{10}(\psi_{10} - \psi_{11}) - \dot{m}_7(\psi_8 - \psi_7)$ $\varepsilon_{HT-HeX} = \frac{\dot{m}_7(\psi_8 - \psi_7)}{\dot{m}_{10}(\psi_{10} - \psi_{11})}$
Yoğuşturucu	$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{KC}$ $\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{cw}$ $\dot{Q}_C = \dot{m}_5(h_4 - h_5)$	$\dot{E}_{C,D} = \dot{m}_5(\psi_4 - \psi_5) - \dot{m}_{14}(\psi_{15} - \psi_{14})$ $\varepsilon_C = \frac{\dot{m}_{14}(\psi_{15} - \psi_{14})}{\dot{m}_5(\psi_4 - \psi_5)}$
Pompa	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{KC}$ $\dot{W}_P = \dot{m}_5(h_6 - h_5)$ $\eta_P = \frac{\dot{W}_{P,s}}{\dot{W}_P}$	$\dot{W}_{P,rev} = \dot{m}_5(\psi_6 - \psi_5)$ $\dot{E}_{P,D} = \dot{W}_P - \dot{W}_{P,rev}$ $\varepsilon_P = \frac{\dot{W}_{P,rev}}{\dot{W}_P}$

3.2.2. Atık ısı ile çalışan ORC enerji ve ekserji analizi

ORC'nin enerji ve ekserjiye dayalı analizi yapılırken, numaralandırmalar Şekil 3.4’teki ORC sistemi göz önüne alınarak yapılmaktadır. Egzozdan organik çalışma sıvısına aktarılan toplam aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\dot{Q}_{g;ORC} = \dot{m}_{egz}(h_{11} - h_{12}) = \dot{m}_{ORC}(h_1 - h_6) \quad (3.15)$$

Burada \dot{m}_{ORC} ORC'deki organik çalışma sıvısının kütleli debi oranını temsil etmektedir. ORC'den üretilen net güç şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{W}_{net;ORC} = \dot{W}_{ORC;tür} - \dot{W}_{ORC;p} \quad (3.16)$$

Yukarıdaki formülizasyonda $\dot{W}_{ORC;tür}$ ORC türbininden üretilen gücü ve $\dot{W}_{ORC;p}$ ORC sisteminde kullanılan pompa tarafından kullanılan gücü ifade etmektedir. Egzozdan ORC'ye ekserji girişi şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{E}_{g;ORC} = \dot{m}_{egz}(\psi_{11} - \psi_{12}) \quad (3.17)$$

ORC sisteminin termal ve ekserji verimliliği şu şekilde hesaplanır:

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net;ORC}}{\dot{Q}_{g;ORC}} \quad (3.18)$$

$$\varepsilon_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net;ORC}}{\dot{E}_{g;ORC}} \quad (3.19)$$

3.2.3. Atık ısı ile çalışan Buhar Rankine çevrimi (SRC) enerji ve ekserji analizi

SRC'nin performansı, analiz edilirken numaralandırma Şekil 3.6'daki tasarımı yapılan buhar Rankine çevrimi göz önüne alınarak yapılmaktadır. Egzozdan çalışma sıvısına aktarılan toplam ısı miktarı şu şekilde belirlenir:

$$\dot{Q}_{g;} = \dot{m}_{egz}(h_7 - h_8) = \dot{m}_{RC}(h_1 - h_6) \quad (3.20)$$

\dot{m}_{RC} , RC'deki suyun kütle debi oranını ifade etmektedir. RC'den net güç üretimi şu şekilde elde edilir:

$$\dot{W}_{net;RC} = \dot{W}_{RC;tür} - \dot{W}_{RC;p} \quad (3.21)$$

Bu denklemde $W_{RC;tür}$ RC' den elde edilen güç değerini temsil etmektedir. Ayrıca $W_{RC;p}$ buharlı Rankine çevriminde kullanılan pompa tarafından harcanan güç değeri anlamına gelmektedir. Egzoz gazından RC' ye ekserji girişi şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{E}_{g;RC} = \dot{m}_{egz}(\psi_7 - \psi_8) \quad (3.22)$$

Yalnızca RC'nin termal ve ekserji verimliliği aşağıda belirtilen denklemler ile bulunmaktadır (Oyedepo ve diğerleri, 2020):

$$\eta_{RC} = \frac{\dot{W}_{net;RC}}{\dot{Q}_{g;RC}} \quad (3.23)$$

$$\varepsilon_{RC} = \frac{\dot{W}_{net;RC}}{\dot{E}_{g;RC}} \quad (3.24)$$

3.2.4. Çevresel analiz ve salım azaltımı

Enerji, çevre yönetiminde önemli rol oynar. Enerji üretiminde genellikle yenilenebilir olmayan enerji türleri kullanılır ve bunlar SO_x, CO, NO_x gibi çevreye ve canlılara zararlı salım salarlar (Akella, Saini ve Sharma, 2009). Günümüzde gelinen noktada küresel ısınma ve bunun neticesinde oluşan iklim değişikliği en büyük çevresel problemlerdir (Erkin, 2019).

Artan enerji talebinin yanı sıra küresel ısınma ve çevre kirliliğinin de dikkate alınması neticesinde sistemlerin çevre üzerindeki olumsuz etkilerini en aza indirmek gerekmektedir. Bu tercih edilen seçenekte elbette atmosfere bir miktar sera gazı salımı meydana gelecektir. Ancak atık ısı yönetimi stratejisi iyi bir şekilde uygulandığında bu etkiler oldukça kontrol edilebilir olmaktadır. Bu nedenle, mevcut çalışmalarda, fosil yakıtlı sistem performansının, alt sistemlerin entegre edilerek tüketilen tüm enerjiden yararlanılarak en üst düzeye çıkarılması araştırmacılar yoğun bir şekilde ilgilenmektedir. Alt sistemlerin entegre edilmesi, sistemin çevreye olan toplam olumsuz etkilerini en aza indirirken, faydalı enerji miktarını artırarak genel sistemin verimliliğini artıracaktır. Bu nedenle, bu çalışma, enerjinin en yoğun kullanıldığı sektörlerden biri olan demir ve çelik endüstrisinde bulunan bir yeniden ısıtma fırınına termodinamik çevrimleri entegre etmeyi amaçlamaktadır. Sistemin genel performansının artırılmasının yanı sıra atmosfere salınan karbondioksit miktarının da azaltılması hedeflenmektedir. Bu nedenle mevcut çalışmada, termodinamik çevrimlerin tekrar ısıtma fırınına entegre edilmesiyle CO₂ azaltım miktarı da çalışma kapsamında hesaplanmıştır. CO₂ azaltım miktarını hesaplamak için önce termodinamik çevrimler

tarafından üretilen net güç hesaplanmaktadır. Daha sonra tesiste kullanılan ortak elektrik üretim sistemi olan gaz türbini, eşit miktarda güç üretmek için gereken doğal gaz miktarını hesaplamak için güç üretim çevrimi olarak kabul edilmiştir. Son olarak bu doğal gazın yakılması durumu dikkate alınarak CO₂ salım miktarı bulunmuştur. Öncelikle gaz türbininin termodinamik çevrimler ile eşit miktarda güç üretmesi için gereken ısı şu şekilde hesaplanmaktadır (Ayup ve diğerleri, 2018; Koç ve diğerleri, 2020b; Oyedepo ve diğerleri, 2020; Aslan ve diğerleri, 2022):

$$\dot{Q}_{\text{ısı}}^{\text{gerekli}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}^{\text{KC}}}{\eta_{\text{GT}}} \quad (3.25)$$

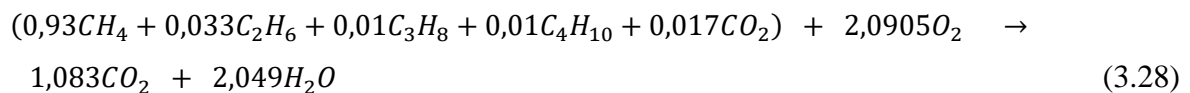
burada η_{GT} , tesiste bulunan gaz türbininin (GT) ısıl verimidir ($\eta_{\text{GT}}=\%32$). $\dot{Q}_{\text{ısı}}^{\text{gerekli}}$, GT'nin termodinamik çevrimler tarafından üretilen eşit miktarda güç üretmesi için gereken toplam ısıdır. $\dot{W}_{\text{net}}^{\text{KC}}$ termodinamik çevrimler tarafından üretilen net güç anlamına gelir. $\dot{Q}_{\text{ısı}}^{\text{gerekli}}$ ihtiyaç duyulan toplam yakıt kütlelerini hesapladıktan sonra, gerekli toplam ısıyı üretmek için şu şekilde bulunur:

$$\dot{m}_{\text{DG}}^{\text{gerekli}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ısı}}^{\text{gerekli}}}{\text{LCV}_{\text{DG}}} \quad (3.26)$$

burada, $\dot{m}_{\text{needed NG}}$ ısı üretmek için gereken toplam doğal gazın kütleleridir. LCV_{DG} , doğal gazın düşük kalorifik değeridir (47 130 kJ/kg olarak kabul edilir). Doğal gazın yanması sonucu açığa çıkan CO₂ miktarını hesaplamak için ihtiyaç duyulan doğal gazın molü şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{n}_{\text{DG}}^{\text{gerekli}} = \frac{\dot{m}_{\text{DG}}^{\text{gerekli}}}{M_{\text{DG}}} \quad (3.27)$$

burada, $\dot{n}_{\text{gerekli DG}}$, doğal gazın mol akış hızıdır. M_{DG} , doğal gazın moleküler ağırlığıdır. Tesiste tüketilen doğalgazın bileşimi %93 CH₄, %3,3 C₂H₆, %1 C₃H₈, %1 C₄H₁₀ ve %1,7 CO₂'dir. Doğal gazın bileşiminden, kimyasal yanma dengesi şu şekilde dengelenir:



Doğal gazın kimyasal yanma dengesinden, 1 kmol doğal gazın yanması sonucu 1,083 kmol CO₂ açığa çıkmaktadır. Böylece, CO₂ azalmasının kütlesi şu şekilde bulunur:

$$\dot{m}_{CO_2}^{azaltılmış} = M_{CO_2} \dot{n}_{NG}^{gerekli} 1,083$$

(3.29)

burada, $\dot{m}_{azaltılmış} CO_2$, termodinamik çevrimler çevriminin fırına entegre edilmesiyle CO₂ azaltımının kütlesidir. M_{CO_2} , CO₂'nin moleküler ağırlığıdır.

3.2.5. Termoekonomik analiz

Termoekonomi; termodinamik analizlerin (ekserji analizi) ekonomik prensipler ile birleştirilmesiyle, bir enerji dönüşüm sisteminin tasarımında ve işletiminde geleneksel termodinamik analiz veya ekonomik değerlendirme metotları ile elde edilmesi güç olan, sistemin maliyet etkin tasarımı ve işletilmesi için gerekli ve önemli bilgiler sağlayan termal bilimlerin önemli bir dalıdır. Termoekonomik analiz temelde;

Ekserji analizi, ekonomik analiz, ekserji maliyetlendirmesi ve termoekonomik değerlendirme aşamalarından oluşmaktadır. Termoekonomik analiz başlıca; bir veya daha fazla ürüne sahip bir sistem tarafından üretilmiş her bir ürünün ayrı ayrı maliyetinin hesaplanması, Tüm sistemin veya belli bir birimin optimizasyonu ve proses maliyet oluşumunu ve maliyet akışının anlaşılması aşamalarını hedeflemektedir.

Termoekonomik analiz, ısı sistemlerine ilişkin yapılan sentez, maliyet analizi ve simülasyon çalışmalarında elde edilen sonuçların değerlendirilmesinde, ısı sistemlerinin optimizasyonunda ve yapay zeka teknikleri kullanılarak tasarımı ve işletilmesinin geliştirilmesinde gerekli olan bilgileri sağlar (Bejan, Tsatsaronis ve Moran, 1996).

Sistemlerin yatırım maliyeti, fizibilite çalışmaları ve ön tasarım oluşumları için esastır. En uygun termodinamik koşullar altında çevrimleri karşılaştırmak ve uygun sistemlere karar vermek için termoekonomik analiz yapılmalıdır. Termal sistemler, çevreleriyle önemli iş-ısı etkileşimleri içerirler ve hemen hemen her endüstriyel tesiste görülürler. Termal sistemlerin tasarımı, termodinamik, akışkanlar mekaniği, ısı transferi, mühendislik ekonomisi gibi dalların ilkelerinin uygulanmasını gerektirir. Termoekonomi genellikle termal sistemlerin

tasarım ve çalışma koşullarını optimize etmek için ekserji ve ekonomi ile ilgilidir. Bu sistemler için çoğu zaman birden fazla tasarım değişkenini aynı anda dikkate alınması ve optimize edilmesi gereklidir. Optimizasyonda termal enerji kaynağının maliyeti önemli bir rol oynar; yakıt maliyetindeki bir yıldan diğerine ve bir yerden başka bir yere değişiklik, nihayetinde genel tasarımı ve dolayısıyla ekonomik hususları etkileyecektir.

Bilimsel çevreler, mevcut sınırlı enerji kaynaklarından daha fazla yararlanmak için enerji dönüşüm araçlarını yeniden değerlendirmeye ve yeni yöntemler geliştirmeye çalışır. Proses mühendisleri ise, termodinamik kusurlardan kaynaklanan ekserji kaybını azaltarak bir üretim basamağının girdi maliyetini en aza indirmeyi amaçlarlar. Bu açıdan bakılınca termodinamik analiz, enerji, ekonomi ve ekoloji arasındaki karşılıklı ilişkileri birlikte dikkate almak gerekir. Bu tür değerlendirmelerin enerji verimliliği, sürdürülebilir kalkınma ve çevresel koruma üzerinde olumlu bir etkisi olacaktır.

Mühendislerin karşılaştığı en kritik zorluklardan biri, düşük yatırım ve işletme maliyetleri olan ve aynı zamanda çevreyi olumsuz etkilemeyen verimli sistemler tasarlamaktır. Ayrıca küresel ısınma, ozon tabakasının incelmeye ve CO₂ salımları çevre sorunları olarak önemli ölçüde artmaktadır. Endüstriyel işlemlerden kaynaklanan baca gazı, CO₂ salımının birincil kaynağıdır. Sera gazlarının yaklaşık %68'ini oluşturan ve baca gazlarının bileşenlerinden biri olan CO₂, küresel ısınmaya ve iklim değişikliğine neden olmaktadır (Ozcan ve Kayabasi, 2021).

Günümüz bilimsel çalışmaları, tasarlanan bir sistemin kapasitesini bulmayı veya bir sistemin genel verimliliğini artırmayı değil, aynı zamanda çevre dostu ve ekonomik olarak uygulanabilir bir sistem tasarlamayı da amaçlamaktadır. Tasarlanan sistemin ekonomik yönlerini ortaya koymak için termodinamik çevrimlerin ekonomik fizibilite analizi de bu çalışmada yer almaktadır. Bu kapsamda termodinamik çevrimlerin yatırım maliyet analizleri, bileşenin yatırım maliyetleri dikkate alınarak yapılmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan her bir termodinamik çevrimin bileşeni için kullanılan yatırım maliyeti denklemlerinden KC elemanı için kullanılan yatırım maliyeti denklemleri Çizelge 3.4'de sunulmuştur.

Çizelge 3.4. Her bir Kalina çevrim elemanı için kullanılan yatırım maliyeti denklemleri

Kalina Çevrimi		
Teçhizat	Ekipman Maliyet Denklemleri (\$)	Referanslar
Türbin	$4405(\dot{W}_T)^{0,7}$	(Mahmoudi, Pourreza, Akbari ve Yari, 2016)
Yoğuşturucu	$1397(A_C)^{0,89}$	(Mosaffa, Mokarram ve Farshi, 2017)
Pompa	$1120(\dot{W}_P)^{0,8}$	(Özahi ve Tozlu, 2020)
Düşük Sıcaklık-Rekuperatör (DSR)	$2681(A_{LT-HeX})^{0,59}$	(Mahmoudi ve diğerleri, 2016)
Yüksek Sıcaklık- Rekuperatör (YSR)	$2681(A_{HT-HeX})^{0,59}$	(Mahmoudi ve diğerleri, 2016)
Buharlaştırıcı	$1397(A_E)^{0,89}$	(Mosaffa ve diğerleri, 2017)

Simülasyon yazılımından elde edilen güç değerleri kullanılarak türbin ve pompanın yatırım maliyetleri bulunmuştur. Isı değiştirici bileşenlerin yatırım maliyeti denklemleri, ısı değiştirici yüzey alanını içerir. Bu bileşenlerin ısı alışverişi yüzey alanı (Ghaebi, Namin ve Rostamzadeh, 2018) ile bulunabilir:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_m} \quad (3.30)$$

burada \dot{Q} , ısı değiştirici bileşende aktarılan ısı miktarıdır. U , bileşenin ısı transfer katsayısıdır ($\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$). ΔT_m , logaritmik ortalama sıcaklık farkı anlamına gelir ve şu şekilde hesaplanabilir (Koç, Yağlı, Bilgic, Koç ve Özdemir, 2020a):

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (3.31)$$

burada ΔT_{min} ve ΔT_{max} , ısı eşanjör bileşenlerindeki minimum ve maksimum sıcaklık farkıdır. Isı transfer katsayısı (U) her bileşen için sabit bir değerdir ve bu değer genellikle bileşenlerde kullanılan malzeme, akan akışın fazı gibi bazı koşullara bağlıdır. Ana etkileyen faktörler dikkate alınarak her bir bileşen için U değerleri sabit alınmıştır. Hesaplamalarda kullanılan ısı transfer katsayı değerleri Çizelge 3.5'te sunulmuştur.

Çizelge 3.5. Hesaplamalarda kullanılan ısı transfer katsayı değerleri (Ghaebi, Namin ve Rostamzadeh, 2018; Tempesti ve Fiaschi, 2013; Nazari ve Porkhial, 2020)

Teçhizat	Isı Kaynağı		Isı Kaynağı		Faz Değişikliği	U (kW/m ² K)
	Tip	Faz	Tip	Faz		
Düşük Sıcaklık- Reküperatör (DSR)	Amonyak-Su Karışımı	Sıvı/Buhar	Amonyak-Su Karışımı	Sıvı	Evet	0,2
Yüksek Sıcaklık- Reküperatör (YSR)	Amonyak-Su Karışımı	Sıvı	Amonyak-Su Karışımı	Sıvı	Hayır	0,125
Buharlaştırıcı	Egzoz Gazı	Gaz	Amonyak-Su Karışımı	Sıvı/Buhar	Evet	0,125
Yoğuşturucu	Amonyak-Su Karışımı	Buhar/Sıvı	Su	Sıvı	Evet	0,20

Yukarıda verilen formülasyonlar kullanılarak her bir Kalina çevrimi bileşeninin yatırım maliyeti bulunabilir. Kalina çevriminin toplam yatırım maliyeti, bileşenlerin tüm yatırım maliyeti değerleri toplanarak bulunur. Ekonomik fizibilite analizi için, sistem yaşam döngüsü ve cari faiz oranları dikkate alındığından, kapsamlı sistem yatırım maliyeti ve geri ödeme süresi analizlerinin uygulanması esastır. Bu nedenle, sermaye geri kazanım maliyeti (CRF) öncelikle (Özahi, Tozlu ve Abuşoğlu, 2018; Tozlu, Ozahi ve Abusoglu, 2018). kullanılarak hesaplanır:

$$CRF = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (3.32)$$

burada i , %15 olarak kabul edilen faiz oranıdır. N , 20 yıl olarak kabul edilen Kalina döngüsünün ömrüdür. KC tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti (C_{el}), maliyet analizleri için bir diğer önemli parametredir ve (Wang, Zhou, Guo ve Wang, 2012) ile hesaplanabilir:

$$C_{el} = \frac{CRF \cdot Z_{KC} + \emptyset}{\dot{W}_{KC,net} \cdot n} \quad (3.33)$$

burada Z_{KC} , KC sisteminin toplam yatırım maliyetini temsil eder. Toplam yatırım maliyeti ile karşılaştırıldığında ihmal edilebilir olduğu için, hesaplamalar sırasında ayırıcının yatırım

maliyeti göz ardı edilir (Köse, Koç ve Yağlı, 2021). Bu nedenle, KC sisteminin toplam yatırım maliyeti şu şekilde bulunur:

$$Z_{KC} = Z_P + Z_{LT-HeX} + Z_{HT-HeX} + Z_E + Z_T + Z_C \quad (3.34)$$

KC'nin geri ödeme süresi (PB) ile bulunur (Wang, Zhou, Guo ve Wang, 2012):

$$PB = \frac{\log \frac{(W_{KC,net.n.c_{el}})^{-\phi}}{(W_{KC,net.n.c_{el}})^{-\phi} - (i.Z_{KC})}}{\log(1+i)} \quad (3.35)$$

Burada n, KC'nin yıllık çalışma süresini temsil eder ve 8200 saat olarak kabul edilmiştir. C_{el} bölgenin birim elektrik fiyatını temsil eder ve 0,07 \$/kWh olarak kabul edilir. ϕ KC'nin bakım ve işletme maliyetidir ve toplam yatırım maliyetinin %1,5'i olarak kabul edilir.

Organik Rankine çevriminin yatırım maliyet analizleri, bileşenin yatırım maliyetleri dikkate alınarak yapılmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan her bir ORC çevrimi bileşeni için kullanılan yatırım maliyeti denklemleri Çizelge 3.6'da sunulmuştur.

Buhar Rankine çevriminin yatırım maliyet analizleri, bileşenin yatırım maliyetleri dikkate alınarak yapılmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan her bir SRC çevrimi bileşeni için kullanılan yatırım maliyeti denklemleri Çizelge 3.7'de sunulmuştur.

Çizelge 3.6. Organik Rankine çevriminde kullanılan her bir ekipmanın satın alınan ekipman maliyet denklemleri

Organik Rankine Çevrimi		
Ekipmanlar	Satın alınan ekipman maliyeti (PEC)	Referans
Türbin	$6000(\dot{W}_{ORC;tür})^{0,7}$	(Ghorbani, Khoshgoftar-Manesh, Nourpour ve Blanco-Marigorta, 2020)
Yoğuşturucu	$1773\dot{m}_g$ (Ana hat)	(Özahi ve Tozlu, 2020)
Pompa	$3540(\dot{W}_{ORC;p})^{0,71}$	(Pourpasha, Mohammadfam, Khani, Mohammadpourfard ve Zeinali Heris, 2020)
Ön ısıtıcı	$2681(A_{ORC;ön})^{0,59}$	(Wang ve Dai, 2016)
Buharlaştırıcı	$130(A_{ORC;bh}/0,093)^{0,78}$	(Haghighat Mamaghani, 2015)
Aşırı kızdırıcı	$2681(A_{KC;ak})^{0,59}$	(Wang ve Dai, 2016)

Çizelge 3.7. Buhar Rankine çevriminde kullanılan her bir ekipmanın satın alınan ekipman maliyet denklemleri

Buhar Rankine çevrimi		
Ekipmanlar	Satın alınan ekipman maliyeti (PEC)	Referans
Buharlaştırıcı	$130(A_{RC;bh}/0,093)^{0,78}$	(Sartori da Silva ve Matelli, 2019)
Türbin	$6000(\dot{W}_{RC;tür})^{0,7}$	(Cavalcanti ve Motta, 2015)
Yoğuşturucu	$588(A_{RC;yoğ})^{0,8}$	(Nazari, Heidarnejad ve Porkhial, 2016)
Pompa	$3540(\dot{W}_{RC;p})^{0,7}$	(Cavalcanti ve Motta, 2015)

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

4.1. Bir Kalina Çevriminin Kapsamlı Parametrik Optimizasyonu ve 4E (Enerji, Ekserji, Çevresel ve Ekonomik) Analizleri: Bir Tav Fırınına Entegrasyonu Uygulama Çalışması

Enerji, insanlar için yaşam kalitesinin artması anlamına gelen sosyal, çevresel, ekonomik ve sosyo-politik yönleri bulunan; ülkeler için ise istikrar, kalkınma, refah ile paralel yönde bir kavramdır. Enerji bu sebeple aynı anda birçok sektör ile bağlantılı bir alandır. Tüm ülkeler için enerji kaynakları stratejik, politik ve ekonomik açıdan oldukça önemlidir. Bu nedenlerle en doğru ve en ekonomik enerji kaynaklarının seçimi, bu kaynakların yaygınlaştırılması ve enerji yönetimine dahil edilmesi ülkelerin kalkınması açısından önemli bir rol oynamaktadır.

Dünyada fosil yakıt rezervleri her geçen gün artan küresel enerji talebi karşısında hızla azalmaktadır. Ayrıca, karbon bazlı enerji kullanımının neden olduğu olumsuz çevresel etkiyi en aza indirmek için enerji kaynakları kullanılırken daha verimli enerji dönüşüm süreçleri gereklidir. Bu nedenle ısı kaynaklarının enerjiye dönüştürülmesi süreçlerinde verimliliğin artırılması büyük ilgi görmektedir.

Sektörel ölçekte değerlendirildiğinde, demir-çelik fabrikaları, toplam endüstri enerji tüketimlerinde yaklaşık %18'lik paya sahip olan en büyük enerji tüketicilerinden biridir (Sun, Li, Xu, Cheng ve Wennersten, 2016). Ayrıca demir-çelik fabrikalarında kullanılan bu enerjinin yaklaşık %40'ı duvar ısı kayıpları, soğutma suyu ve egzoz gazları tarafından israf edilmektedir (Lu, Price ve Zhang, 2016). Demir-çelik endüstrilerinde israf edilen enerjiyi en aza indirmek için birçok çalışma yapılmıştır. (Aslan ve diğerleri, 2022; Koc, Yaglı, Ozdes, Baltacıoğlu ve Koc, 2019) termodinamiğin kütle dengesi denklemlerini kullanarak boşa harcanan enerjiyi en aza indirmek için elektrik ark fırını optimize edilmiş ve çalışma sonucunda enerji tüketimini azaltarak %4'e varan enerji tasarrufu sağlanabileceğini bulmuşlardır. Zhang ve diğerleri (2017) bir demir çelik fabrikasında enerji verimliliğini artırmak için yenilikçi bir tekno-ekonomik model geliştirmişlerdir. Çalışma boyunca atık enerji kaynakları ve geri dönüşüm teknolojilerinin özellikleri birlikte değerlendirilmiştir. Analiz sonucunda yaklaşık %10 enerji tasarrufu sağlanabileceğini hesaplamışlardır. He ve Wang (2017) enerji verimliliğini artırmak için yeni demir ve çelik üretim teknolojilerini tanımlamışlardır.

Bu çalışmalar bir dereceye kadar enerji tasarrufu için uygun olsa da, atılan enerjinin ancak çok küçük bir kısmını geri kazanabilmektedir. Bu nedenle bilim adamları, demir çelik sektöründeki bu büyük boşa harcanan enerjiyi geri kazanmak için birçok yeni atık ısı geri kazanım sistemi üzerinde çalışmaktadırlar. Organik Rankine çevrimleri, ısı tekerlekleri, ekonomizörler gibi çok sayıda atık ısı geri kazanım sistemi bulunmaktadır (Safari ve diğerleri, 2021; Tiwari, Sherwani, Atheaya, Kumar ve Kumar, 2020; Goyal, Sherwani ve Tiwari, 2021). Birçok çalışmada organik Rankine çevriminin atık ısı geri kazanım potansiyeli analiz edilmiştir (Eyidogan ve diğerleri, 2016; Lin ve diğerleri, 2016; Lecompte ve diğerleri, 2017; Koç ve diğerleri 2019; Chen, Yang, Shen, Xie ve Sun, 2015). Ancak organik Rankine çevriminin (ORC) basit yapısı büyük bir avantaj olmasına rağmen, Kalina çevrimleri (KC) ikinci yasa perspektifi açısından daha iyi performans göstermektedir (Zhang ve diğerleri, 2012). Kalina çevrimleri de atık ısı geri kazanım sistemlerinden biri olup son yıllarda KC sistemleri ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Khankari ve Karmakar (2017) Kalina çevrimi Sistemi 11'i (KCS11) bağımsız bir enerji santrali ile entegre ederek tesis performansını iyileştirmek için 4E'ye (Enerji, Ekserji, Çevresel ve Ekonomik) dayalı bir termodinamik performans analizi çalışması yürütmüşlerdir. Bunu gerçekleştirirken yoğunlaştırıcıdaki soğutma suyunun atık ısını kullanmışlardır. Kombine santralin enerji ve ekserji verimliliği, bağımsız bir santrale göre sırasıyla yaklaşık yüzde 0,661 ve yüzde 0,591 oranında arttığını ve KCS11 entegre kombine enerji santrali, CO₂ salımlarını yaklaşık 1,63 ton/saat azalttığını ifade etmişlerdir. Jouhara ve diğerleri (2018) döner rejeneratörler (ısı çarkları), pasif hava ön ısıtıcıları, reküperatif ve rejeneratif brülörler, ekonomizörler, fırın rejeneratörleri ve plakalı ısı eşanjörleri dahil olmak üzere atık ısı kazanları ve sirkülasyon bobini (RAC) gibi sık kullanılan teknolojiler ve üniteler üzerinde çalışmışlardır. Bunlara ek olarak, doğrudan temaslı kondensat geri kazanımı, taşıma membranı yoğunlaştırma, dolaylı temaslı kondensat geri kazanımı, ısı boru sistemleri, ısı pompaları, Kalina çevrimi, Organik Rankine çevrimi, geri kazanım buhar jeneratörleri (HRSG'ler) gibi potansiyel enerji içeriğine sahip atık ısının geri kazanılmasında performans odaklanmışlardır. Murugan ve Subbarao (2008) performans iyileştirme çalışması için doğrudan ateşlemeli 82,2 MW biyokütle yakıtlı yoğunlaştırıcı gücünün Rankine çevrimi olması durumunu çalışmışlardır. Bunun için Rankine-Kalina kombine çevrim (RKC) çalışmaları ve bu kombine çevrim için enerji ve ekserji analizleri yapmışlardır. RKC çevrimi, Rankine buhar çevriminden daha yüksek güç değerleri ürettiğini ve RKC daha verimli olduğunu tespit etmişlerdir. Webster (2018) çalışmasında Kalina çevriminin basınçlı su reaktörlerinden (PWR) gelen gücü Rankine çevriminden daha verimli bir şekilde dönüştürebileceğini belirlemeyi amaçlamıştır.

Bu çevrimlerin tek kademeli versiyonlarını karşılaştırmak, Kalina çevriminin PWR güç dönüşümü için kötü bir seçim olduğunu ortaya koymuştur. Analiz, %12,5'lik bir çalışma sıvısı amonyak konsantrasyonunda Kalina çevrimli buhar jeneratöründe neredeyse paralel T-Q profilleri ürettiğini, ancak bu senaryoda Kalina çevriminin veriminin Rankine çevriminkinden hala yüzde 0,4 puan daha düşük olduğunu göstermiştir. Oyedepo ve diğerleri (2021) sürdürülebilir enerji geliştirme potansiyeline sahip teknolojiler aracılığıyla önemli miktarda atık ısının teknik ve ekonomik olarak geri kazanılabileceğini göstermişlerdir. Köse, Koç ve Yağlı (2021) mevcut bir güç sisteminin verimliliğini artırmak için tekli, ikili ve üçlü sistem konfigürasyonlarını enerji, ekserji ve çevre açısından değerlendirmişlerdir. Çalışmada gaz türbini, Rankine çevrimi ve Kalina çevrimi kullanılmıştır.

Enerji tasarrufu ve atık ısı geri kazanım potansiyeli analizlerinin yanı sıra, güç sistemlerinin salım azaltımı ve ekonomik fizibilite analizleri günümüz araştırmaları için büyük önem arz etmektedir. Yukarıda verilen literatürden de görüldüğü gibi, demir çelik fabrikalarında kullanılan fırınların enerji tüketimini en aza indirmeye ve enerji bazlı performanslarını iyileştirmeye yönelik birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmaların bazıları fırın tasarım parametrelerini optimize ederek bu sistemlerin enerji tüketimini iyileştirmeyi amaçlasa da, tasarım optimizasyonunun enerji azaltımı üzerinde düşük bir etkiye sahip olduğu açıkça görülmektedir. Bununla birlikte, AIGK sistemlerinin fırınlara entegre edilmesi, geri kazanılan enerji potansiyelini daha fazla iyileştirme olasılığı nedeniyle en umut verici teknolojilerdir. Bu sistemlerde KC, diğer AIGK sistemlerine göre birçok avantajı nedeniyle son yıllarda daha sık çalışma alanı bulmaktadır. Ancak literatürdeki çalışmalar detaylı olarak incelendiğinde KC sistemleri ile ilgili sadece sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır ve bu çalışmaların neredeyse tamamı KC sistemlerini daha düşük türbin giriş basıncında (50 bar ve daha düşük) ele almakta olup yüksek türbin giriş basıncında fazla çalışma bulunmamaktadır. Ek olarak, sistemi değişen amonyak-su konsantrasyonu için parametrik olarak optimize eden KC sistemleri üzerinde sadece sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, KC sisteminin yeniden ısıtma fırınına entegre edilmesi için parametrik olarak optimize edilmesi konusunda neredeyse hiçbir çalışma bulunmamaktadır. Bu nedenle, mevcut çalışmanın kritik katkısı, bir yüksek basınç seviyesi (80 bar) için bir KC sistemini parametrik olarak optimize etmektir. Mevcut çalışmanın bir diğer önemli parametresi, değişen türbin giriş sıcaklığı ve amonyak-su konsantrasyonları için KC sistemini birlikte analiz edilmesidir. Bunlar gerçekleştirilirken, yeniden ısıtma

fırınında KC'nin parametrik optimizasyonu ile birlikte enerji, ekserji, çevre ve ekonominin araştırılması da bu çalışmanın bir başka önemli katkısıdır.

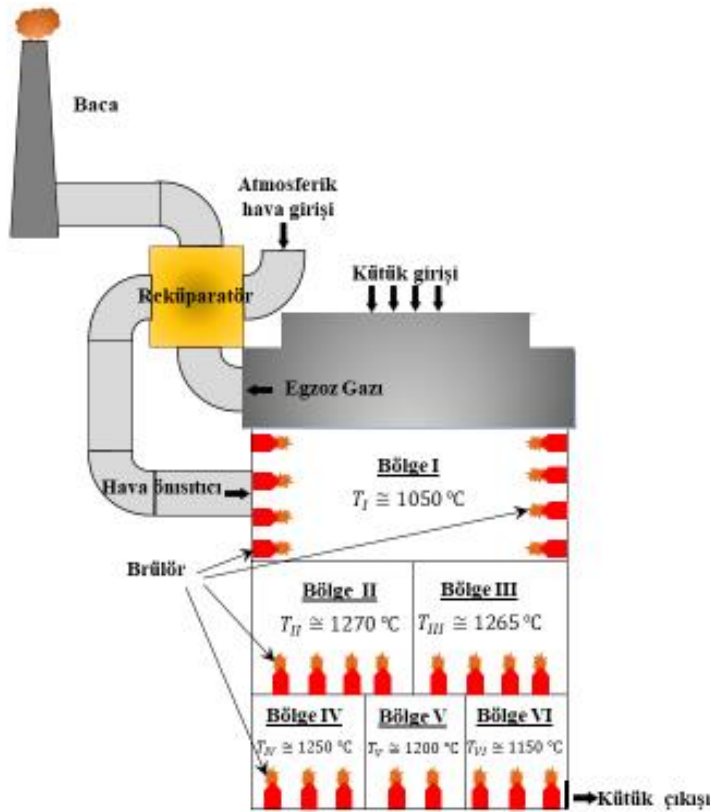
Bununla birlikte, AIGK sistemlerinin fırınlara entegre edilmesi, geri kazanılan enerji potansiyelini daha fazla iyileştirme olasılığı nedeniyle en umut verici teknolojilerdir. Bu sistemlerde KC, diğer AIGK sistemlerine göre birçok avantajı nedeniyle öne çıkmaktadır. Bu çalışmada, egzoz gazı tarafından açığa çıkan atık ısının geri kazanılması için bir KC sistemi bir ara ısıtma fırınına entegre edilmiştir. Analiz sırasında türbin giriş basıncı 80 bar olarak seçilmiş ve 130 °C ile 430 °C arasındaki bir sıcaklık değeri için amonyak-su konsantrasyonu %15'ten %95'e çıkarılmıştır. Bu sayede yüksek türbin giriş basınç değerlerinde türbin giriş sıcaklığı ve amonyak-su konsantrasyonunun KC performansına etkisinin gözlemlenmesi amaçlanmaktadır. KC sisteminin parametrik optimizasyonundan sonra, en iyi performans gösteren çevrim koşullarını elde etmek için sistemin enerji ve ekserji tabanlı performans parametreleri hesaplanmıştır. Parametrik analizler sırasında, sistemin çevresel etkisini gözlemlemek için KC sisteminin entegrasyonunun CO₂ salım azaltımı üzerindeki etkisi de analiz edilmiştir. Son olarak, en iyi performans gösteren KC sistem durumu için, üretilen elektriğin maliyetini ve sistemin geri ödeme süresini göstermek için sistemin ekonomik analizleri yapılmıştır.

4.1.1. Sistem tanıtımı

Tav fırını

Ürün kalitesi üzerinde önemli bir etkiye sahip olan tav fırınları, demir-çelik üretim sürecinin önemli bir parçasıdır. Sıcak şerit haddehanelerinde, tav fırınları çelik levhaları ısıtır ve sıcaklığı çelik levhalar boyunca eşit olarak dağıtır (Liu ve diğerleri, 2019). Tav fırınları, itici tip ara ısıtma fırınları ve yürüyen kiriş tipi ara ısıtma fırınları olmak üzere iki alt gruba ayrılmaktadır. Bu çalışmada, Türkiye'nin Hatay bölgesinde bulunan bir demir-çelik fabrikasında inşa edilen itici tip bir tav fırını, toplam verimliliği artırmak için atık ısının egzoz gazı ile geri kazanılması açısından değerlendirilmiştir. Tav fırınının sıcaklığa bağlı olarak genel bölge dağılımının şematik gösterimi Şekil 4.1'de verilmiştir (Aslan ve diğerler, 2022). Şekilde görüldüğü gibi tav fırınının iç sıcaklığı 1000 °C ile 1300 °C arasında değişmektedir. Sıcaklığa bağlı olarak, yeniden ısıtma fırını beş farklı bölgeye ayrılmıştır. Çelik levhalar yeniden ısıtma fırınına Bölge I tarafından girmektedir. Ani sıcaklık artışı

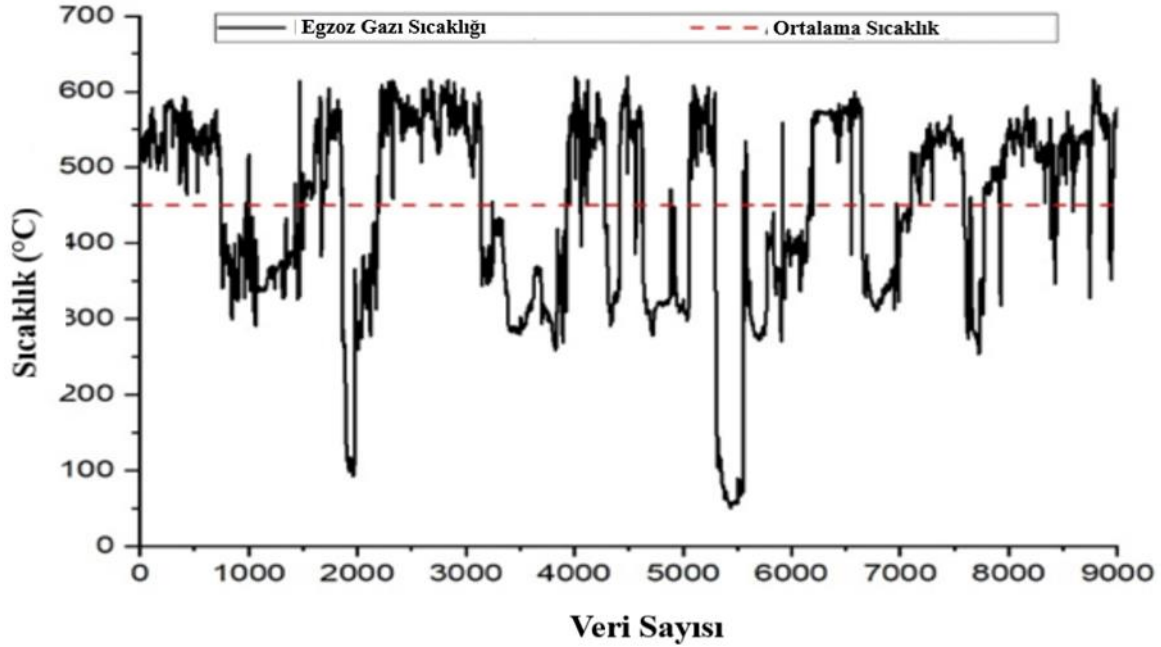
nedeniyle meydana gelen çatlama ve malzeme bozulmalarını ortadan kaldırmak için plakalar kademeli olarak ısınır. Egzoz gazı ile ön ısıtmadan sonra, levhaları ısıtmaya başlamak için Bölge I'e gönderilir. Bölge I'den sonra, levhalar haddehane işlemi için levha sıcaklığının yeterli olduğu zamana kadar diğer bölgelere gönderilir. Soğutulan egzoz gazı, yeniden ısıtma fırınından 700 °C civarında bir sıcaklıkta çıkar ve ardından atmosferik havayı önceden ısıtmak için reküperatörün içine girer. Son olarak, reküperatörden çıkan soğutulmuş egzoz gazı atmosfere salınır.



Şekil 4.1. Tav fırınının sıcaklığa bağlı olarak genel bölge dağılımının şematik gösterimi (Aslan ve diğerler, 2022)

Yeniden ısıtma fırınından geri kazanılabilir ısı potansiyelini analiz etmek için atmosfere salınan egzoz gazının sıcaklığı değişimi bir yıl boyunca kayıt altına alınmış olup Tav fırınından bir ay boyunca bacadan kaydedilen sıcaklık veri seti ise Şekil 4.2'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi egzoz gazı sıcaklığı yaklaşık 50 °C ile 610 °C arasında bir ay boyunca dalgalanmaktadır. Sıcaklıktaki dalgalanma, doğrudan üretim kapasitesi ve bakım süresi ile ilgilidir. Daha düşük sıcaklık-zaman periyotları (yaklaşık 50 °C ve 100 °C), fırının bakım süresidir. Bu zaman dilimlerinde çelik ısıtma işlemi durdurulur, izolasyon ve brülör bakımı yapılır. Aylık ortalama egzoz gazı sıcaklığı yapılan hesaplamalar neticesinde 450 °C olarak

bulunmuştur. Bu nedenle Kalina çevrimine giren egzoz gazı sıcaklığı, türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı ve amonyak-su konsantrasyonu oranına bağlı olarak Kalina çevriminin performans parametrelerindeki değişimi göstermek için 450 °C’de sabit kabul edilmiştir.

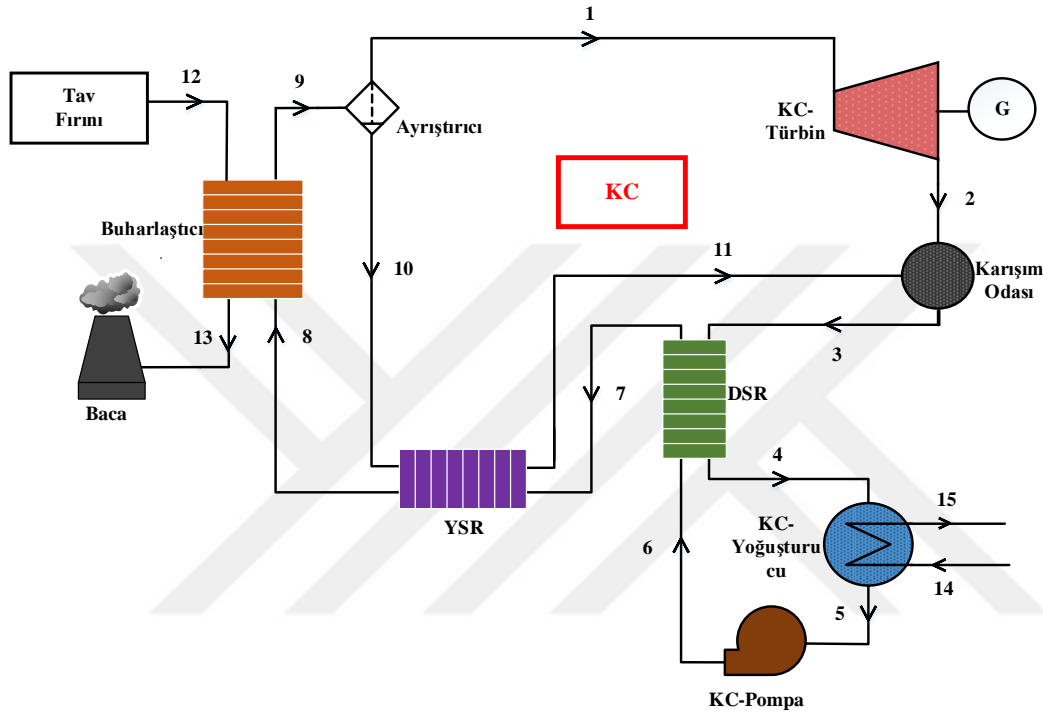


Şekil 4.2. Bir ay boyunca bacadan kaydedilen sıcaklık veri seti

Kalina çevrimleri

Tasarlanan KC’lerin genel yapısı benzer olsa da, her biri özel bir durum için olan önemli miktarda KC uygulaması vardır. Bu nedenle, en iyi performans gösteren sistemi elde etmek üzere her durum için ısı kaynağı, çalışma koşulu ve optimum KC parametrelerinin belirtilmesi esastır. Tav fırınının egzoz gazı atık ısını geri kazanmak için tasarlanan KC’nin şematik görünümü Şekil 4.3’te verilmiştir. Şekil incelendiğinde KC sistemi bir adet buharlaştırıcı, bir adet türbin, bir adet pompa, bir adet karışım odası, bir adet ayırıştırıcı, bir adet yoğuşturucu, bir adet düşük sıcaklık reküperatörü (DSR) ve bir adet yüksek sıcaklık reküperatörün (YSR)’den oluşmaktadır. Bir KC sisteminde önce amonyak-su çalışma sıvısı pompada basınçlandırılır (5 → 6) ve düşük sıcaklık reküperatörüne (DSR) gönderilir. Çalışma sıvısı, ayrılmış sıvı ve türbin çıkış sıvısı karışımlarından gelen ısıyı alır ve daha sonra yüksek sıcaklık reküperatörüne (YSR) girer. Reküperatörde çalışma akışkanı ön ısıtmadan sonra tekrar ısıtma fırınından gelen egzoz gazı atık ısı ile akışkanı buharlaştırılır. Sıvı fazdaki akışkanı buhardan ayırmak için amonyak-su çalışma akışkanı bir ayırıştırıcıya

girer. Ayrıştırılan buhar bir türbinde genişler ve ardından YSR içinde soğutulmuş ayrılmış sıvı faz sıvısı ile karışmak üzere karıştırıcı bileşene gider. Son olarak, amonyak-su karışımı DSR içinde belirli bir sıcaklığa kadar soğur ve ardından yoğuşturucuda doymuş sıvı faza yoğuşturulur. Sistemin çalışma sıvısı kütleli debisini gerektiğinde ayarlamak için sisteme bir su deposu ve amonyak tankı entegre edilebilir.



Şekil 4.3. Bir tav fırınının egzoz gazı atık ısısını geri kazanmak için tasarlanmış KC'nin şematik görünümü

Yukarıdaki sistem diyagramı incelendiğinde enerji kaynağı, buharlaştırıcıda (12→13) kullanıldıktan sonra baca vasıtasıyla atmosfere verilmektedir. Doymuş buhar (veya kızgın buhar) fazına getirilen amonyak-su karışımındaki buharlaşmamış su damlacıkları bir ayırıştırıcı (9→10) vasıtasıyla ayrılmaktadır. Buhar fazındaki amonyak-su karışımı türbinde (1→2) mekanik güce dönüştürmek için kullanılmakta ve daha sonra karışım odasına gönderilmektedir. Bu sırada ayırıştırıcıdan ayrılan su damlacıkları YSR'den (10→11) geçirilmekte ve YSR'deki fazla ısıyı çalışma akışkanına (7→8) vermektedir. Daha sonra su damlacıkları karışım odasına iletilmektedir. Karışım odasında, çalışma akışkanı DSR'den geçerek yoğuşturucu (3→4) aktarılmakta ve son olarak yoğuşturucuda (4→5), soğutma suyunun (14→15) yoğuşturduğu amonyak-su karışımı pompa tarafından sıkıştırılarak çalışma basınçları (5→6) yükseltilmektedir. Analizler sırasında bazı sistem parametreleri sabit kabul edilmiştir. Sabit KC sistem tasarım parametreleri Çizelge 4.1'de gösterilmiştir

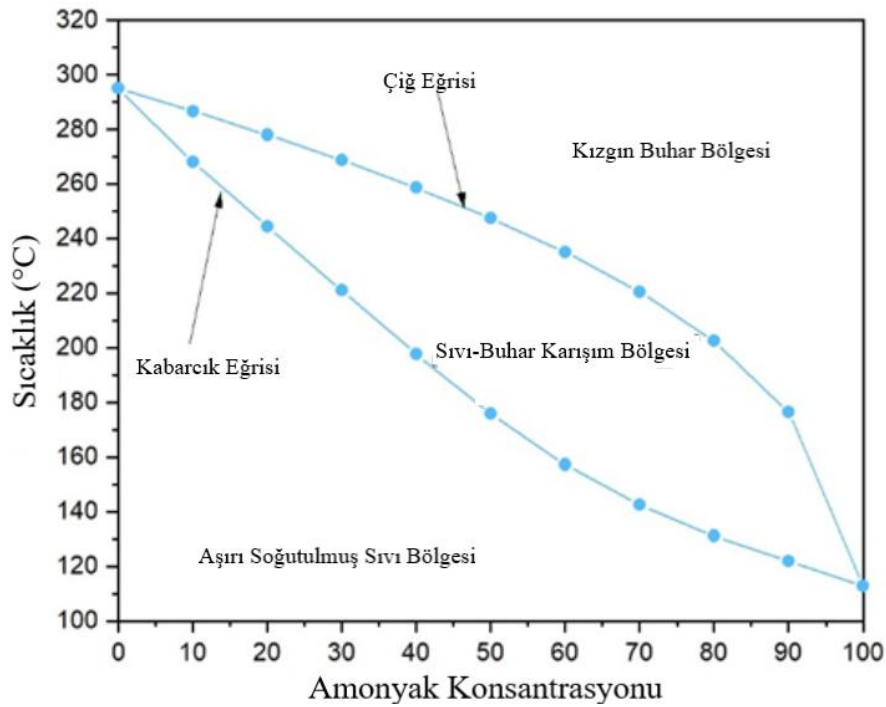
(Aslan ve diğlerleri, 2022). Çizelge incelendiğinde pompa verimi $\eta_{s,pompa} = \%80$, türbin verimi $\eta_{s,türbin} = \%87$, yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığı $T_{14} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, tav fırını sıcaklığı $T_{12} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$, baca gazı sıcaklığı $T_{13} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$, türbin giriş basıncı $P_1 = 80 \text{ bar}$, türbin çıkış basıncı $P_2 = 6,6 \text{ bar}$ ve egzoz gazı kütleli debisi $3,73 \text{ kg/s}$ olarak verilmiştir. Çalışma boyunca borulardaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Basınç düşüşü yoğuşturucuda $0,2 \text{ bar}$, eşanjörlerde ve buharlaştırıcıda 1 bar olarak alınmıştır. Kalina çevrimi düşünüldüğünde önemli olan durum çalışma sıvısıdır.

Çizelge 4.1. Sabit KC sistem tasarım parametreleri (Aslan ve diğlerleri, 2022)

Parametre	Değer	Birim
$\eta_{s,pompa}$	80	%
$\eta_{s,türbin}$	87	%
T_{14}	5	$^\circ\text{C}$
T_{12}	450	$^\circ\text{C}$
T_{13}	160	$^\circ\text{C}$
P_1	80	bar
P_2	6,6	bar
$\dot{m}_{eksoz\ gazı}$	3,73	kg/s

Kalina çevriminde kullanılan çalışma sıvısı, amonyak-su karışımıdır. Bu sayede amonyağın düşük buharlaşma sıcaklıkları ve buhar çevrimlerinin yüksek performansının avantajlarından yararlanılması amaçlanmaktadır. Ancak burada anahtar parametre, karıştırma sıvılarının kaynama noktalarının farkıdır. 80 bar 'da sıcaklığa ve amonyak konsantrasyonuna bağlı olarak kabarcık ve çiy noktası eğrilerinin değişimi Şekil 4.4'te görülmektedir. Şekil incelendiğinde kabarcık eğrisi, karışımın buharlaşmaya başladığı doymuş sıvı çizgisini temsil ederken. Çiy eğrisi, karışımın doymuş buhar fazında olduğu doymuş buhar hattını temsil etmektedir. Karışımın fazı kabarcık eğrisinin altındaki bölgede aşırı soğutulmuş sıvı iken, karışımın fazı çiy eğrisinin üstündeki bölgede aşırı ısıtılmış buhar halindedir. Bu iki eğri arasındaki bölgede amonyak-su karışımının durumu sıvı-buhar karışımıdır. Kabarcık eğrisi çizgisinin üzerinde, buhar fazı amonyak ve buhar karışımından

oluşan kabarcıklar gözlemlenecektir. Çünkü özellikle düşük türbin giriş sıcaklıklarında tamamen buharlaşma yerine kısmen buharlaşma meydana gelir. Bu buharlaşmamış sıvı türbin kanatlarına zarar verir ve bileşenleri aşındırır (Koç ve diğerleri, 2020b). Bu nedenle buhar Rankine çevrimi ve organik Rankine çevriminden farklı olarak Kalina çevrimlerinde sistemi korumak için bir ayırıcı kullanılmaktadır (Karellas ve Braimakis, 2016; Roumpedakis ve diğerleri, 2020; Braimakis, Mikelis, Charalampidis ve Karellas, 2020; Zare ve Mahmoudi, 2015; Elsayed, Embaye, AL-Dadah, Mahmoud ve Rezk, 2013).



Şekil 4.4. Sıcaklığa ve 80 bar'da amonyak konsantrasyonuna bağlı olarak kabarcık ve çiy noktası eğrilerinin değişimi

Özetle, çalışma sıvısı olarak amonyak-su karışımının kullanılması birçok avantaj sağlayacaktır. Performans avantajlarına ek olarak, amonyağın birçok çevresel avantajı vardır. Amonyak, ozon tabakasını incelten ve küresel ısınma sıvısı değildir. Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) sıfıra yakındır ve ayrıca sıfır Ozon Tüketim Potansiyeli (ODP) değerine sahiptir (Dino, Palomba, Nowak ve Frazzica, 2021; Feili, Rostamzadeh, Parikhani ve Ghaebi, 2020). Bu özellikler, yaygın olarak kullanılan düşük sıcaklıklı ısı geri kazanım sisteminin (ORC) çalışma sıvısı olan organik sıvılarla karşılaştırıldığında amonyoğa üstünlük sağlar (Ganesh ve Srinivas, 2019). Tüm bunlara ek olarak amonyağın buharlaşma ısısı organik çalışma akışkanlarından daha yüksektir.

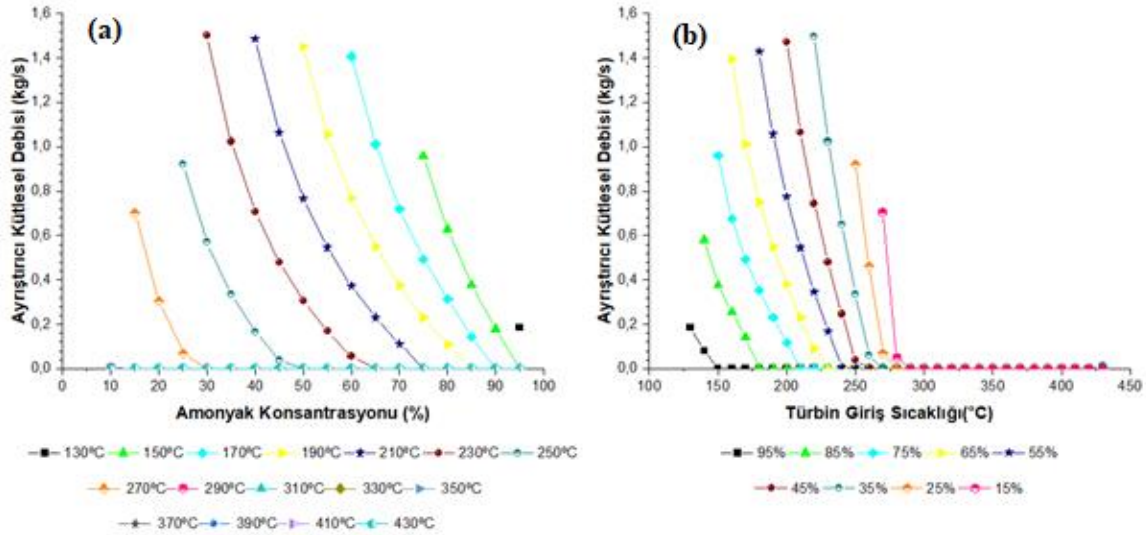
4.1.2. Sonuç ve tartışma

KC parametrik optimizasyon, enerji ve ekserji analizleri sonuçları

En iyi performans gösteren sistem çalışma koşullarını bulmak için parametrik optimizasyon kritik bir role sahiptir. Bu nedenle, bir tav fırınından salınan egzoz gazının atık ısını geri kazanmak için tasarlanan KC'nin parametrik optimizasyonu, önce enerji ve ekserji analizi ile birlikte yapılır. KC'nin parametrik optimizasyonu sırasında türbin giriş basıncı 80 bar olarak sabit kabul edilmiştir. Bu basınç değerinde diğer parametrelerin etkisini araştırmak için sistematik bir çalışma yapılmıştır. KC için türbin giriş sıcaklığı, basıncı ve amonyak-su karışımı konsantrasyonunun ayrıştırıcı kütleli debisi, türbin giriş kütleli debisi, pompa güç tüketimi, net güç, termal verim ve ekserji verimliliği üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Çalışma sırasında türbin giriş sıcaklığı 130 °C ile 430 °C arasında 20 °C artırılarak değiştirilmiştir. Amonyak konsantrasyonu %15'ten %95'e %10 artırılarak yükseltilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı ve amonyak konsantrasyonu değerlerinin KC sistem performanslarına etkisini görebilmek için bu parametrelerden biri sabit kalırken diğeri değişkenlik göstermiştir. Bununla her sistem performans parametresi için iki çizelge elde edilmiştir. Bunlardan biri sabit türbin giriş sıcaklığında amonyak konsantrasyonunun etkisini, diğeri ise sabit amonyak konsantrasyonunda türbin giriş sıcaklığının etkisini araştırmaktadır.

Ayrıştırıcı kütleli debisinin farklı amonyak konsantrasyonları ve türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.5'te verilmektedir. Şekil 4.5(a)'da sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları ve Şekil 4.5(b)'de sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı için ayrıştırıcı kütleli debi değişimi görülmektedir. Kalina çevrimlerinde çalışma akışkanı olarak amonyak ve su karışımı kullanılmaktadır. Çünkü amonyak-su karışımının konsantrasyon değerlerindeki değişime paralel olarak buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları da değişmektedir. Bu durum, sistemin buhar Rankine çevrimleriyle karşılaştırıldığında daha düşük ısı kaynağı sıcaklıklarında çalışmasını sağlar. Ancak çalışma akışkanı olarak amonyak-su karışımı kullanıldığında, özellikle düşük sıcaklıklarda buharlaşma sonrasında su damlacıkları oluşma olasılığı vardır. Bu nedenle türbini su damlacıklarından arındırmak ve sistemi korozyondan korumak için türbinden önce sisteme bir ayrıştırıcı eklenir. Şekil 4.5(a)'da görüldüğü gibi, ayrılan kütleli debi 270 °C'nin üzerindeki bir sıcaklıkta sıfırdır. Bu, 270 °C'nin üzerinde amonyak-su karışımının tüm konsantrasyon oranları için tamamen gaz fazında olduğu anlamına gelmektedir. Ancak Şekil

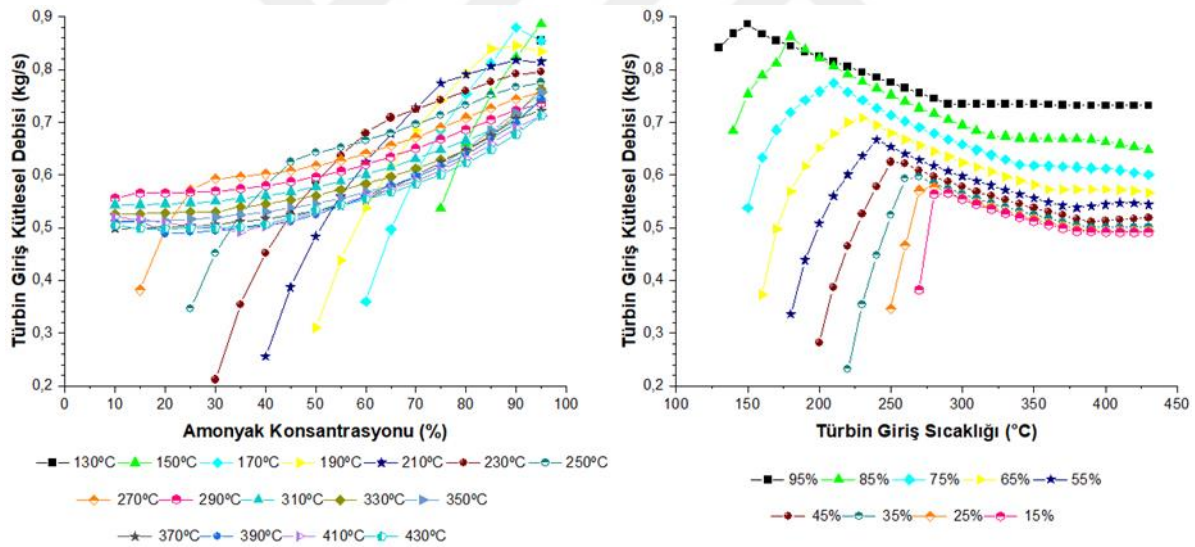
4.5(b) değerlendirildiğinde tüm konsantrasyon oranları için ayrı bir kütleli debi akışının olduğu açıkça görülmektedir. Ayrılan kütleli debi, artan türbin giriş sıcaklığı ile azalır ve daha sonra belirli bir türbin giriş sıcaklığı değerinde sıfır olur. 80 bar sabit basınçta maksimum ayrılan kütleli debi, 230 °C türbin giriş sıcaklığında ve %35 amonyak konsantrasyonunda 1,502 kg/s olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.5. Ayrıştırıcı kütleli debisi değişimi (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı

Türbin giriş kütleli debisinin (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığındaki değişimi Şekil 4.6’da verilmektedir. Amonyak-su karışımının toplam kütleli debisi, hem ayrılan kütleli debinin hem de türbin giriş kütleli debilerinin toplamıdır. Tüm amonyak-su konsantrasyon oranları için ayrıştırıcıdaki sıvının ayrılması türbin giriş sıcaklığına kadar 270 °C’ye düşürülür. 270 °C’nin üzerindeki türbin giriş sıcaklığında, ayrıştırıcıdaki sıvının ayrılması gerçekleşmez. Bu nedenle, ayrıştırıcıda ayrılan sıvı akışkanın oluşması nedeniyle, türbin giriş kütleli debisi, 270 °C’lik bir türbin giriş sıcaklığına kadar önemli ölçüde değişmektedir. Şekil 4.6(a)’da görüldüğü gibi, türbin giriş kütleli debisinin değişimi, tüm amonyak-su konsantrasyon oranları için iki farklı eğilim göstermektedir. 270 °C’ye kadar, azalan ayrık kütleli debi nedeniyle türbin giriş kütleli debisinde önemli bir artış görülmektedir. Bu sıcaklığın üzerinde, sıfır ayrıştırıcı kütleli debisine rağmen, türbin giriş kütleli debisinde artan bir eğilim görülür, ancak 270 °C’nin altındaki bir türbin giriş sıcaklığının trend çizgileriyle karşılaştırıldığında önemli ölçüde daha yavaş bir artış görülür. Sıfır ayrılmış akışkan bölgesinde (270 °C’nin üzerinde), tabii

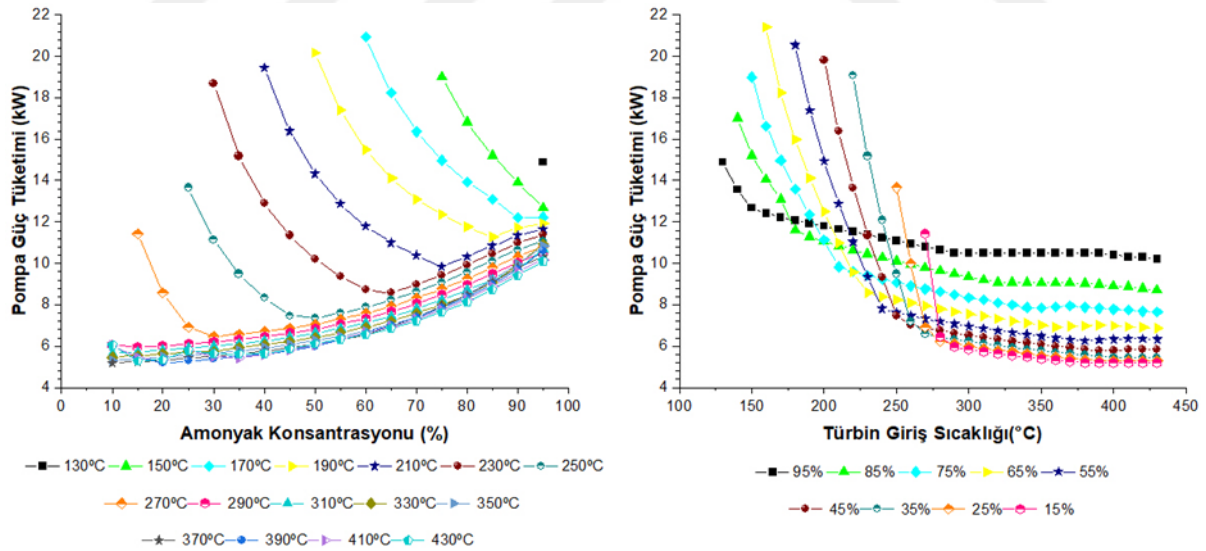
ki, değişen amonyak konsantrasyonu ile sabit bir sıcaklıkta türbin giriş kütleli debisinde artan bir eğilim vardır. Ancak Şekil 4.6(b)'de görüldüğü gibi sıfır ayrılmış kütleli debi bölgesine kadar bir artış gözlemlenmektedir. Sıfır ayrılmış kütleli debi bölgesinden sonra, sabit amonyak konsantrasyonunda artan türbin giriş sıcaklığı ile türbin giriş kütleli debisinde bir azalma görülmektedir. Bu, ısı kaynağından Kalina çevrimine sabit ısı girişi kabulü nedeniyle oluşur. Çünkü giriş ısısı sabit olduğundan, artan entalpi farkı ile KC'nin pompalanan kütleli debi (toplam kütleli debi) azalır. Bu çevrimde 80 bar sabit basınçta maksimum türbin kütleli debi 150 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 0,8678 kg/s olarak bulunmuştur. Türbin kütleli debisinin minimum olduğu nokta 80 bar sabit basınçta 230 °C türbin giriş sıcaklığında ve %30 amonyak konsantrasyonu 0,2118 kg/s olarak gözlenmektedir. KC'den elde edilen faydalı net gücü etkileyen bir diğer önemli parametre ise pompadaki güç tüketimidir. Bu nedenle, KC'nin pompa güç tüketimi de bu çalışmada gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Türbin giriş kütleli debisinin değişimi (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı

Pompa güç tüketiminin (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları, (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı için değişimi Şekil 4.7'de gösterilmektedir. Pompa, tüm mekanik sistemler için en önemli denge bileşenidir. KC'de pompa tarafından tüketilen güç etkileyen faktörler kütleli debi, sistem basıncı ve sıcaklıktır. Ayrılan kütleli debi nedeniyle, şekilden görüldüğü gibi, pompa güç tüketiminin ayrılan sıvı bölgesinde daha yüksek toplam pompa kütleli debi nedeniyle önemli ölçüde değiştiği görülmektedir. Çünkü ayrılan akışkanın olduğu bölgede pompa

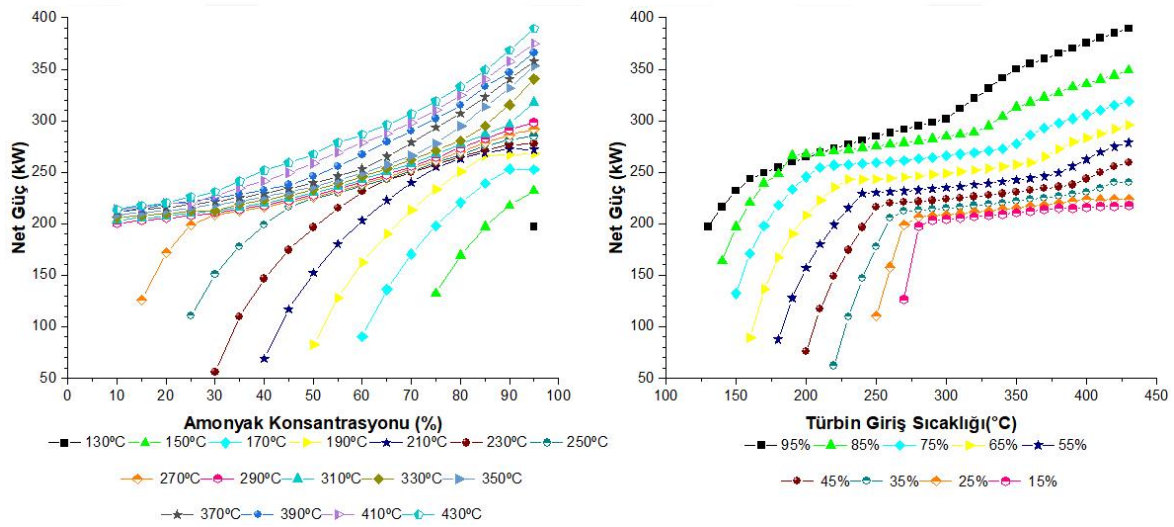
çıkışı ile türbin girişi arasındaki entalpi farkı daha düşüktür. Sabit ısı girişi nedeniyle, daha düşük entalpi farkı, daha yüksek toplam pompa kütleli debi ile sonuçlanmıştır. Şekil 4.7(a)'da görüldüğü gibi, çalışma akışkanının kabarcık ve çiy eğrileri arasında olduğu bölge için azalan bir pompa güç tüketimi gözlemlenmektedir. Bununla birlikte, çalışma akışkanının çiy eğrisinin üzerinde olduğu bölge için, artan amonyak konsantrasyonu ile birim kütle akışının entalpisi azalır. Bu nedenle, sabit bir ısı girişinde artan birim kütle akışı nedeniyle artan amonyak konsantrasyonu ile pompa güç tüketimi artar. Şekil 4.7(b)'den, sabit amonyak konsantrasyonunda, çalışma sıcaklığı arttıkça azalan çalışma sıvısı kütleli debi ile pompa güç tüketiminin azaldığı sonucuna varılmıştır. Bu çalışmada tasarlanan ve analiz edilen KC sistemi için 80 bar sabit basınçta maksimum pompa güç tüketimi 160 °C türbin giriş sıcaklığında ve %65 amonyak konsantrasyonunda 21,41 kW olarak bulunmuştur. Bunun nedeni, %65 amonyak konsantrasyonunda sıvının kabarcık ve çiy eğrileri arasındaki en yüksek sıcaklık farklarıdır (bkz. Şekil 4.4). KC'nin 80 bar sabit basınçta minimum pompa güç tüketimi, 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %15 amonyak konsantrasyonunda 5,28 kW olarak hesaplanmıştır. Pompa güç tüketimini hesapladıktan sonra, KC'nin performansındaki değişimi göstermek için KC'den üretilen net gücün değişimi de analiz edilmelidir.



Şekil 4.7. Pompa güç tüketiminin değişimi (a) Sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) Sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı

Kalina çevriminin net gücü, farklı türbin güç çıkışı ve pompa güç tüketiminden hesaplanır. KC'nin net güç üretiminin (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı için

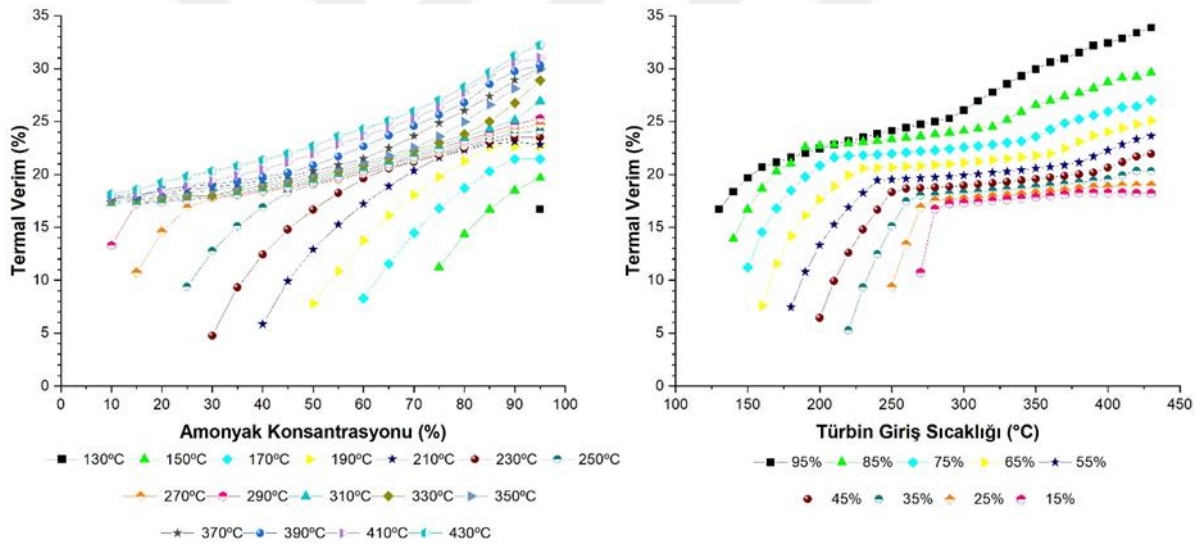
değişimi Şekil 4.8’de verilmektedir. Bir güç sisteminin net güç üretimi, sistemlerin en iyi ve uygulanabilir çalışma koşullarına karar vermede anahtar parametrelerden biridir. Net gücü etkileyen önemli parametrelerden biri de amonyak konsantrasyonudur. Şekil 4.8(a)’ya göre, sabit bir sıcaklıkta amonyak konsantrasyonu arttıkça net güç üretimi artmaktadır. Şekil 4.8(b) incelendiğinde, sabit amonyak konsantrasyonunda türbin giriş sıcaklığı arttıkça net güç artmaktadır. KC sistemi için 80 bar sabit basınçta maksimum net güç 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 389,44 kW olarak hesaplanmıştır. 80 bar sabit basınçta minimum net güç 230 °C türbin giriş sıcaklığında ve %30 amonyak konsantrasyonunda 56,08 kW olarak bulunmuştur. Net güç üretimine bağlı olarak, KC’nin ısıl verimi de yukarıda verilen termodinamik verim denklemi kullanılarak hesaplanır.



Şekil 4.8. Net güç üretiminin değişimi (a) Sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) Sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı

Kalina çevrimi termal veriminin (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı için değişimi Şekil 4.9’da verilmektedir. Termodinamik sistem için belirleyici parametrelerden biri termal verimdir. KC’nin termal verimliliği iki durum için analiz edilmiştir. İlk durumda, sabit türbin giriş sıcaklığında amonyak kütle konsantrasyonunun termal verim üzerindeki etkisi araştırılmıştır (Şekil 4.9(a)). İkinci durumda, sabit amonyak konsantrasyonunda türbin giriş sıcaklığının termal verim üzerindeki etkisi araştırılmıştır (Şekil 4.9 (b)). Şekil 4.9(a)’da görüldüğü gibi, sabit türbin giriş sıcaklığında artan amonyak konsantrasyonu ile KC sisteminin termal verimliliği artar. En düşük termal verim, sıfırdan farklı olarak ayrılmış kütleli debinin olduğu noktalarda meydana gelir. Bunun nedeni, daha düşük türbin giriş kütleli debisi nedeniyle daha düşük net güç üretimidir. Şekil 4.9(b) değerlendirildiğinde,

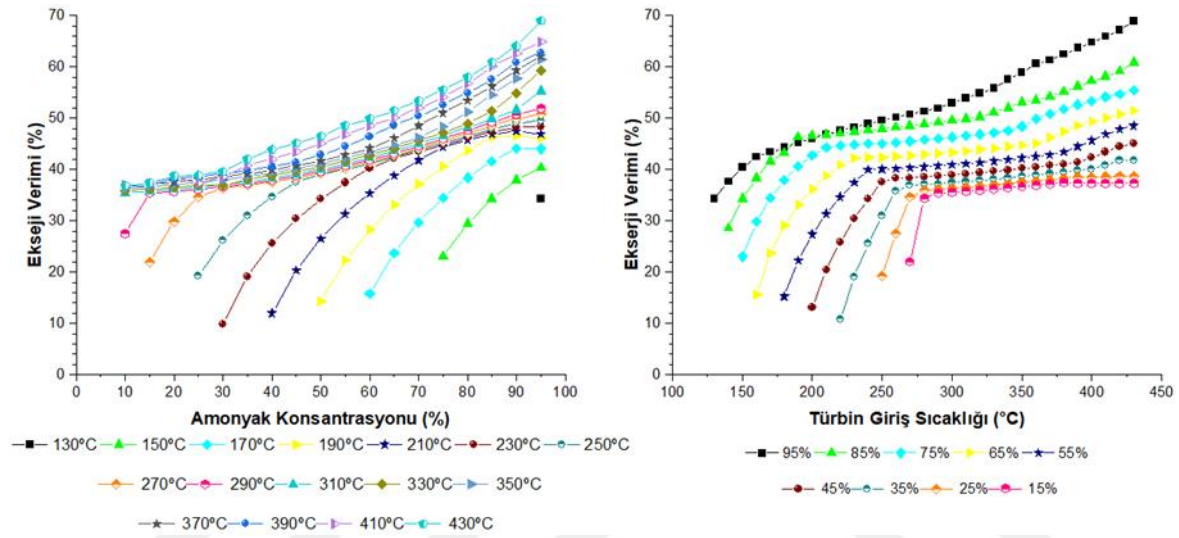
sabit amonyak konsantrasyonunda artan türbin giriş sıcaklığı ile termal verimde bir artış gözlemlenmektedir. KC sistemi için 80 bar sabit basınçta maksimum ısıl verim 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda %33,86 olarak bulunmuştur. 80 bar sabit basınçta minimum ısıl verim 230 °C türbin giriş sıcaklığında ve %30 amonyak konsantrasyonunda %4,76' dur. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, mevcut çalışmanın sonucu literatürdeki çalışmaların sonuçları ile uyumludur. Koç ve diğerleri (2020c), egzoz gazı atık ısısını geri kazanmak için bir Kalina çevrimini analiz etmiş ve parametrik olarak optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Kapsamlı analizlerden sonra, 330 °C türbin giriş sıcaklığında ve %80 amonyak konsantrasyonunda maksimum net güç, termal ve ekserji verimlerini 348,73 kW, %22,7 ve %52,7 olarak hesaplamışlardır. Araştırmanın sonuçları mevcut çalışma ile paralellik göstermektedir. Bu çalışmada ele alınan sistem performansına karar vermek için son anahtar parametre sistemin ekserji verimliliğidir.



Şekil 4.9. Termal verim değişimi (a) Sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) Sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı

Kalina çevrimi ekserji veriminin (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı için değişimi Şekil 4.10'da gösterilmektedir. Ekserji verimliliği, bir sistem veya mekanizma tarafından üretilen toplam ekserjinin, aynı sistemdeki kütle akışı veya enerji kaynaklarının ekserjisinin toplamına oranını ifade eder. Başka bir deyişle ekserji verimliliği, sistemden elde edilen faydalı ekserji ile girdi ekserjisi arasındaki orandır. Şekil 4.10(a)'da görüldüğü gibi, sabit türbin giriş sıcaklığında artan amonyak konsantrasyonu ile KC sisteminin ekserji verimliliği artar. En düşük ekserji verim değerleri, sıfırdan farklı olarak ayrılmış kütlelesel

debinin olduğu noktalarda elde edilir. Bunun nedeni, daha düşük türbin giriş kütleli debi nedeniyle daha düşük net güç üretimidir. Şekil 4.10(b) değerlendirildiğinde, sabit amonyak konsantrasyonunda artan türbin giriş sıcaklığı ile ekserji verimliliğinde bir artış gözlemlenmektedir. KC için 80 bar sabit basınçta maksimum ekserji verimi %68,96 ile 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve %95 amonyak konsantrasyonunda elde edilmiştir. 80 bar sabit basınçta minimum termal verim, 230 °C türbin giriş sıcaklığında %30 amonyak konsantrasyonunda %9,76 olarak hesaplanmıştır.



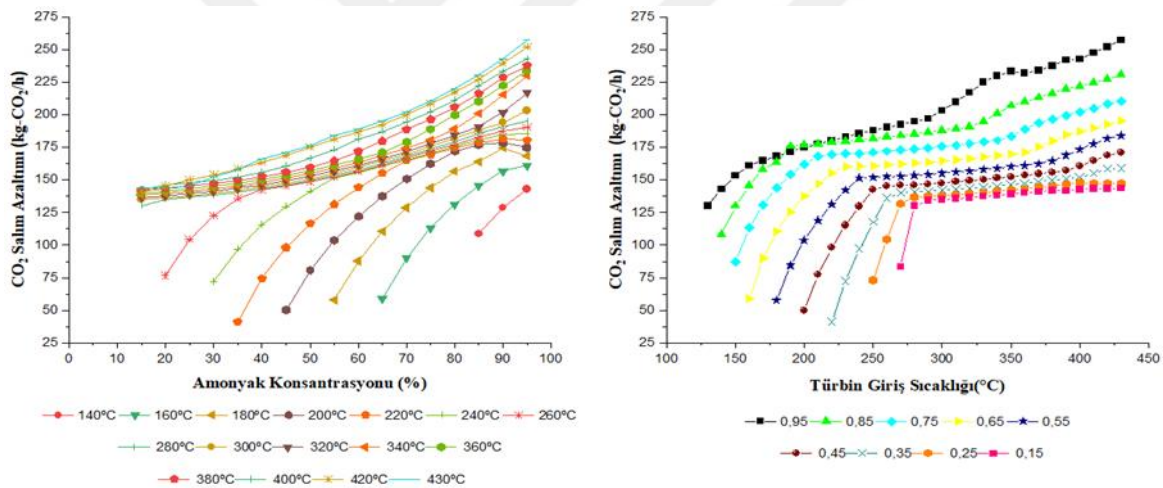
Şekil 4.10. Ekserji veriminin değişimi (a) Sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) Sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı

Tüm parametrik analiz sonuçları, enerji ve ekserji analiz sonuçları ile birlikte değerlendirildiğinde, en iyi performans gösteren KC sistemi çalışma koşulu 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda bulunmuştur. Bu çalışma koşulunda KC'nin maksimum net güç üretimi, ısı verimi ve ekserji verimi 389,44 kW, %33,86 ve %68,96 olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, KC sisteminin minimum performansı 230 °C türbin giriş sıcaklığında ve %30 amonyak konsantrasyonunda gözlenmektedir. Bu çalışma koşulu için KC'nin minimum net güç üretimi, ısı verimi ve ekserji verimi sırasıyla 56,08 kW, %4,76 ve %9,76 olarak hesaplanmıştır.

Çevre analiz sonuçları

Kalina çevrimi gibi atık ısı geri kazanım sistemleri, genel sistem verimliliğini artırmak için genellikle bir alt sistem olarak kullanılır. Artan sistem verimliliği, karbondioksit gazı salımında dolaylı bir azalma ile sonuçlanır. Bunun anlamı, bir Kalina çevrimi

kullanıldığında, sistem, tesisin enerji ihtiyacının bir kısmını boşa harcanan ısıdan karşılayacaktır. Atık ısının dönüştürülmesine paralel olarak, elektrik üretmek için atmosfere salınan CO₂ salımı da azalacaktır. Mevcut tesiste ihtiyaç duyulan enerji doğalgaz yakıtlı gaz türbinleri ile karşılanmaktadır (gaz türbininin ısı verimi %32 olarak kabul edilmiştir). Bu nedenle atık ısıdan üretilen elektrik enerjisi nedeniyle, gaz türbininde kullanılan doğal gaz miktarı, KC'yi yeniden ısıtma fırınının egzoz gazına entegre ederek en aza indirilecektir. Bu çalışma kapsamında, doğal gaz kullanımının azalmasına bağlı olarak meydana gelen CO₂ salım azaltımı da matematiksel modelleme yapılan yöntem bölümünde verilen denklemler dikkate alınarak hesaplanmıştır. Kapsamlı analizlerden sonra, CO₂ salım azaltımının (a) sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı için değişimi Şekil 4.11'de gösterilmektedir.



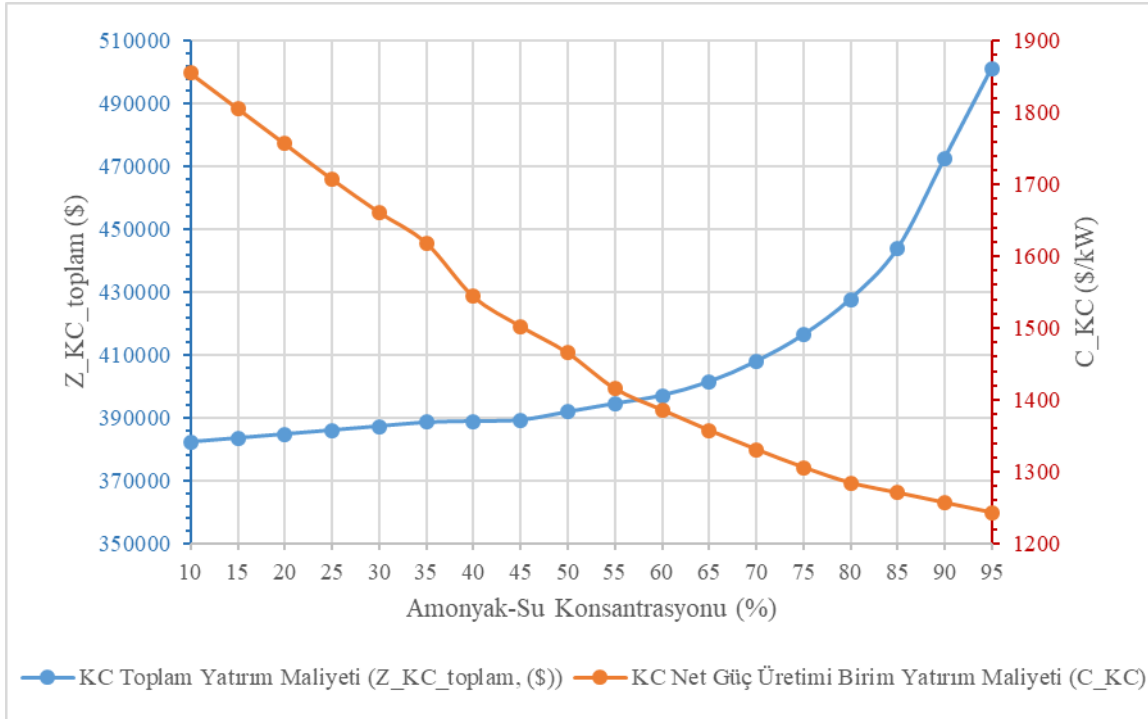
Şekil 4.11. CO₂ salım azaltımının değişimi (a) Sabit türbin giriş sıcaklığında değişen amonyak konsantrasyonları (b) Sabit amonyak konsantrasyonlarında değişen türbin giriş sıcaklığı

Ayrıntılı hesaplamadan sonra, değişen türbin giriş parametreleri ve amonyak konsantrasyonu için KC'nin parametrik optimizasyon sonuçlarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımının değişimi incelenmiştir. Bu sayede atık ısı geri kazanım sisteminin kullanılması ile çevreye olumlu bir etkinin ortaya çıkarılması amaçlanmaktadır. KC'nin net güç üretimine paralel olarak, CO₂ salımı azaltma hatları, net enerji üretim hatları eğilimine sahiptir. Hem CO₂ salım azaltımının hem de net güç üretiminin minimum ve maksimum değerleri, KC'nin aynı çalışma koşullarında hesaplanmıştır. Minimum ve maksimum CO₂ salım azaltım değerleri, 230 °C türbin giriş sıcaklığında ve %30 amonyak konsantrasyonunda 41,04 kg-

CO₂/h ve 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 257,13 kg-CO₂/h olarak hesaplanmıştır.

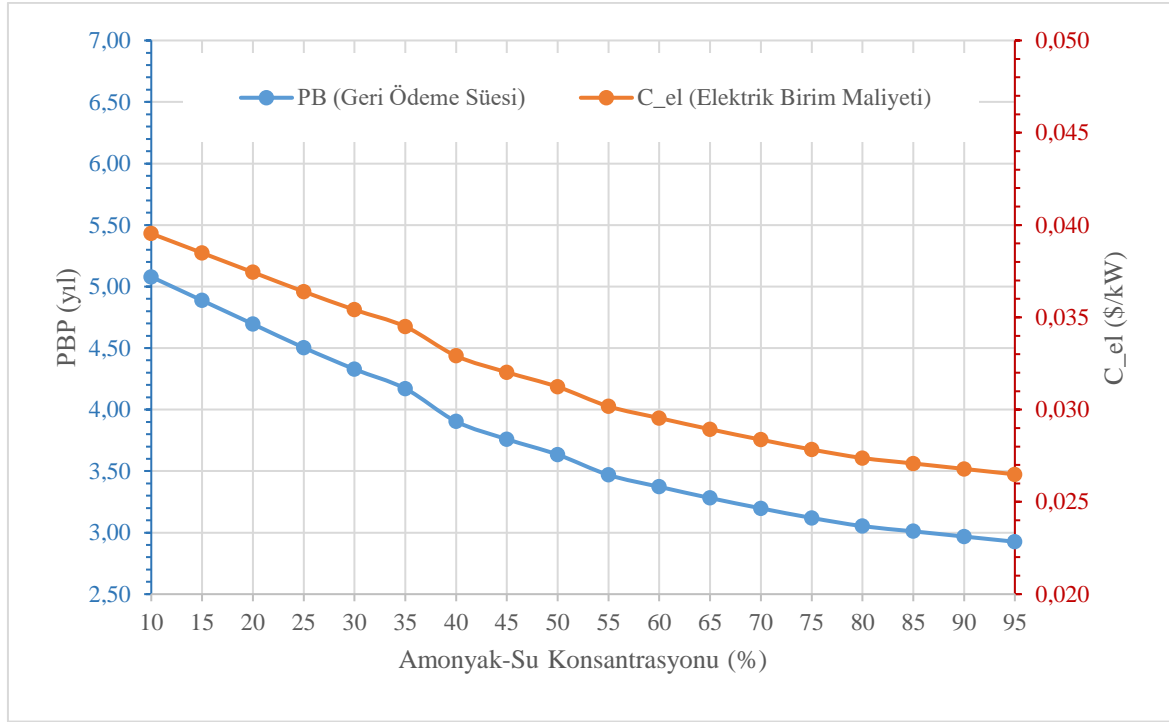
Ekonomik analiz sonuçları

Bu çalışmada tav fırını egzoz gazı atık ısısını geri kazanmak için tasarlanan KC sistemi için parametrik optimizasyon ve CO₂ salım azaltım analizleri, tüm türbin giriş sıcaklığı ve amonyak konsantrasyonu için hesaplanmıştır. Bununla birlikte, anlaşılmasını kolaylaştırmak için, tasarlanan KC'nin ekonomik analizleri, değişen bir amonyak konsantrasyonu (%15'ten %95'e kadar) için yalnızca en iyi performans gösteren türbin giriş sıcaklığında (430 °C) yapılmıştır. Ekonomik değerlendirme kapsamında üretilen elektrik başına toplam yatırım maliyeti ve KC birim fiyatı hesaplanır. Tasarlanan sistemde üretilen elektrik başına KC'nin toplam yatırım maliyeti ve birim yatırım fiyatı Şekil 4.12'de gösterilmektedir. Şekil de, yatırım maliyetinin artması ekonomik yükün artması anlamına gelmemektedir. Artan yatırım maliyetine rağmen KC'nin birim yatırım fiyatı çok daha fazla önem taşımaktadır. Çünkü uzun vadede bu sistemlerin geri ödeme süresi KC'nin birim yatırım fiyatı ile doğru orantılıdır. Sabit türbin giriş sıcaklığında artan amonyak konsantrasyonu, artan güç üretim kapasitesi nedeniyle yatırım maliyetini artırmaktadır. Öte yandan, üretilen elektrik başına KC'nin birim yatırım fiyatı düşmektedir. KC'nin minimum ve maksimum yatırım maliyeti 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %10 amonyak konsantrasyonunda 382 342 \$ ve 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 501 115 \$ olarak hesaplanmıştır. KC'nin yatırım maliyetine karşılık, üretilen elektrik başına KC'nin minimum birim yatırım fiyatı 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 1243 \$/kW ve KC'nin maksimum birim yatırım fiyatı 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %10 amonyak konsantrasyonunda 1855 \$/kW olarak bulunmuştur.



Şekil 4.12. Üretilen elektrik başına KC'nin toplam yatırım maliyeti ve birim yatırım fiyatı

Bu değerlere bağlı olarak matematiksel modelleme yapılan yöntem bölümünde verilen denklemler kullanılarak üretilen elektriğin geri ödeme süresi (PB) ve birim maliyeti bulunur. KC'nin ürettiği elektriğin geri ödeme süresi (PB) ve birim maliyeti Şekil 4.13'te gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, sabit türbin giriş sıcaklığında artan amonyak konsantrasyonunda KC'nin ürettiği elektriğin yatırım maliyeti artmakla birlikte geri ödeme süresi ve birim maliyeti azalmaktadır. Minimum geri ödeme süresi 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 2,93 yıl, maksimum geri ödeme süresi 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %10 amonyak konsantrasyonunda 5,08 yıl olarak bulunmuştur. KC tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti, KC'nin kullanım ömrü boyunca üretilen gücüne faiz ve bakım maliyeti dahil olmak üzere KC'nin toplam yatırım maliyeti aralığı olarak tanımlanabilir. KC'de üretilen elektriğin minimum ve maksimum birim maliyeti, 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 0,0265 \$/kW ve 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %10 amonyak konsantrasyonunda 0,0395 \$/kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.13. KC'nin ürettiği elektriğin geri ödeme süresi (PB) ve birim maliyeti

Bu çalışma kapsamında KC için en iyi performans gösteren türbin giriş sıcaklığında hesaplanan tüm performans ve ekonomik parametreler, sonuçların değişimini göstermek için bir çizelgede toplanmıştır. % 10 ila %95 arasında değişen amonyak konsantrasyonu için en iyi performans gösteren türbin giriş sıcaklığı (430 °C) için KC parametrik optimizasyon sonuçları Çizelge 4.2'de özetlenmiştir.

Çizelge 4.2. Değişken bir amonyak konsantrasyonu için en iyi performans gösteren türbin giriş sıcaklığı (430 °C) için KC parametrik optimizasyon sonuçları

T	X	\dot{W}_P	$\dot{W}_{KC,gross}$	\dot{W}_{net}	η_{KC}	ε_{KC}	Z_{KC}	CRF	C_{el}	PB
°C	%	kW	kW	kW	%	%	\$		\$/kW	years
430	95	10,2	399,6	389,4	33,86	68,96	501 115	0,160	0,0265	2,93
430	90	9,4	377,5	368,1	31,21	64,08	472 455	0,160	0,0268	2,97
430	85	8,7	358,0	349,3	29,62	60,80	443 794	0,160	0,0271	3,01
430	80	8,1	341,1	333,0	28,23	57,95	427 698	0,160	0,0274	3,05
430	75	7,6	326,4	318,8	27,03	55,49	416 363	0,160	0,0278	3,12
430	70	7,2	313,6	306,4	25,98	53,33	407 881	0,160	0,0284	3,20
430	65	6,9	302,5	295,7	25,07	51,47	401 443	0,160	0,0289	3,28
430	60	6,6	293,1	286,5	24,29	49,86	397 102	0,160	0,0295	3,37
430	55	6,3	285,0	278,6	23,62	48,50	394 521	0,160	0,0302	3,47
430	50	6,1	273,5	267,4	22,67	46,54	391 908	0,160	0,0312	3,63
430	45	5,9	265,0	259,1	21,97	45,09	389 295	0,160	0,0322	3,81
430	40	5,6	257,5	251,9	21,35	43,84	388 934	0,160	0,0334	3,95
430	35	5,4	245,5	240,0	20,35	41,78	388 572	0,160	0,0345	4,17
430	30	5,5	238,7	233,1	19,10	39,68	387 326	0,160	0,0354	4,33
430	25	5,1	231,5	226,1	13,93	33,65	386 081	0,160	0,0364	4,50
430	20	5,2	224,3	219,1	18,57	38,13	384 835	0,160	0,0374	4,70
430	15	5,3	222,9	217,6	18,06	37,34	383 589	0,160	0,0385	4,89
430	10	5,3	218,2	212,9	17,85	36,78	382 343	0,160	0,0395	5,08

4.1.3. Sonuçlar

Bu çalışmada, demir-çelik üretim tesisinde bulunan bir tav fırınının egzoz gazı atık ısısına Kalina çevriminin entegre edilmesi durumu araştırılmıştır. Bu çalışma kapsamında ilk olarak, en iyi performans gösteren sistem çalışma koşulunu elde etmek için KC'nin parametrik optimizasyonu yapılmıştır. Çalışma sırasında türbin giriş sıcaklığı 130 °C ile 430 °C arasında 20 °C artırılarak değiştirilmiştir. Amonyak konsantrasyonu %15'ten %95'e %10 artırılarak alınmıştır. KC'nin parametrik optimizasyonu, değişkenlerin sistem üzerindeki etkisini karşılaştırabilmek amacıyla çeşitli parametreler için yapılmıştır. KC üzerinde uygulanan parametrik optimizasyon sırasında sistemin enerji ve ekserji bazlı performans sonuçları da analiz edilerek sistemin karakteristikleri geniş bir perspektifte gözlemlenmiştir. KC'nin parametrik, enerji ve ekserji analizlerinden sonra, KC'nin entegre edilmesinin CO₂ salım azaltımı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Son olarak, en iyi performans gösteren sistem koşulu için tasarlanan KC'nin ekonomik analizleri yapılmıştır. Bu çalışma ile Kalina çevrimi, yeniden ısıtma Tav fırınının genel performans optimizasyonu ve fırınların atık ısısının enerji, ekserji, çevre ve ekonomi açısından geri kazanılabilirliği hakkında üreticilere ve araştırmacılara geniş bir bakış açısı kazandırmak amaçlanmıştır. Kapsamlı analizlerden sonra, aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır.

- ✓ Sıvı fazlı çalışma akışkanını türbinden önce ayırmak ve türbin kanatlarını korumak için sisteme entegre edilen ayrıştırıcı için türbin giriş sıcaklığı 270 °C değeri kırılma noktası olarak bulunmuştur. Bu, 270 °C'nin üzerinde, amonyak-su karışımının tüm konsantrasyon değerleri için tamamen buhar fazında olduğu anlamına gelmektedir. Ayrılan kütleli debi, türbin giriş sıcaklığının 270 °C'ye kadar artmasıyla azalmış ve daha sonra sıfır olmuştur.
- ✓ Amonyak-su karışımının toplam kütleli debisi, hem ayrılan su kütleli debisinin hem de türbin giriş kütleli debisinin toplamıdır. Türbin giriş kütleli debi değişimi, tüm amonyak-su konsantrasyonları için iki farklı eğilim göstermiştir. 270 °C'ye kadar, ayrılan kütleli debinin azalması nedeniyle türbin giriş kütleli debisinde önemli bir artış görülmüştür. Bu sıcaklığın üzerinde, sıfır ayrılmış kütleli debi akışına rağmen, türbin giriş kütleli debisinde artan bir eğilim görülmüştür. Ancak 270 °C'nin altındaki türbin giriş sıcaklığının trend çizgileriyle karşılaştırıldığında önemli ölçüde daha yavaş bir artış görülmüştür.
- ✓ Sıfır ayrılmış kütleli debi bölgesinden sonra, sabit amonyak konsantrasyonunda türbin giriş sıcaklığının artmasıyla türbin giriş kütleli debisinde bir azalma görülmüştür.

Bu, ısı kaynağından Kalina çevriminde sabit ısı girişi kabulü nedeniyle oluşmaktadır. Çünkü giriş ısısı sabit olduğundan, artan entalpi farkı ile KC'nin pompalanan kütleli debi (toplam kütleli debi) azalmıştır.

✓ Ayrılmış kütleli debi nedeniyle, daha yüksek toplam pompa kütleli debi nedeniyle pompa güç tüketiminin ayrılan sıvı bölgesinde önemli ölçüde değiştiği sonucuna varılmıştır. Çünkü ayrılan akışkanın olduğu bölgede pompa çıkışı ile türbin girişi arasındaki entalpi farkı daha düşüktür. Sabit ısı girişi nedeniyle, daha düşük entalpi farkı, daha yüksek toplam pompa kütleli debisi ile sonuçlanmıştır. KC sistemi için 80 bar sabit basınçta maksimum pompa güç tüketimi 160 °C türbin giriş sıcaklığında ve %65 amonyak konsantrasyonunda 21,41 kW olarak bulunmuştur. Bunun nedeni, %65 amonyak konsantrasyonunda sıvının kabarcık ve çığ eğrileri arasındaki en yüksek sıcaklık farklarıdır (bkz. Şekil 4.4).

✓ Kapsamlı hesaplamalardan sonra, en iyi performans gösteren KC sistemi çalışma koşulu 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda bulunmuştur. Bu çalışma koşulunda KC'nin maksimum net güç üretimi, ısı verimi ve ekserji verimi 389,44 kW, %33,86 ve %68,96 olarak hesaplanmıştır.

✓ KC'nin net güç üretimine paralel olarak, CO₂ salımı azaltma hatlarında net enerji üretim hatları eğilimi vardı. Hem CO₂ salım azaltımının hem de net güç üretiminin minimum ve maksimum değerleri, KC'nin aynı çalışma koşullarında hesaplanmıştır. Minimum ve maksimum CO₂ salım azaltım değerleri, 230 °C türbin giriş sıcaklığında ve %30 amonyak konsantrasyonunda 41,04 kg-CO₂/h ve 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 257,13 kg-CO₂/h olarak hesaplanmıştır.

✓ KC'nin minimum ve maksimum yatırım maliyetleri 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %10 amonyak konsantrasyonunda 382 342 \$ ve 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 501 115 \$ olarak hesaplanmıştır. KC'nin yatırım maliyetine karşılık, üretilen elektrik başına KC'nin minimum birim yatırım fiyatı 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 1243 \$/kW ve maksimum birim yatırım fiyatı KC başına üretilen elektrik, 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %10 amonyak konsantrasyonunda 1 855 \$/kW olarak bulunmuştur.

✓ Üretilen elektriğin minimum geri ödeme süresi ve birim maliyeti 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 2,93 yıl ve 0,0265 \$/kW olarak hesaplanmıştır.

4.2. Demir Çelik Endüstrisinde Tav Fırınına Entegre Kalina Çevriminin Analizi

Bu çalışmada, Türkiye’de Hatay bölgesinde bulunan bir demir-çelik fabrikasında inşa edilen itici tip bir tav fırınının toplam verimliliğini artırmak için egzoz gazı atık ısısının geri kazanılması açısından değerlendirilmiştir. İncelenen tav fırınının egzoz gazı atık ısısını geri kazanmak için tasarlanmış KC’nin şematik görünümü Şekil 4.3’te verilmiş olan sistemin parametrik optimizasyonu yapılmıştır. Sabit KC sistem tasarım parametreleri Çizelge 4.3’de verilmiştir. Çizelge incelendiğinde pompa verimi $\eta_{s,pompa} = \%80$, türbin verimi $\eta_{s,türbin} = \%87$, yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığı $T_{14} = 5$ °C, tav fırını sıcaklığı $T_{12} = 450$ °C, baca gazı sıcaklığı $T_{13} = 160$ °C, türbin giriş basıncı $P_1 = 50-100$ bar aralığında 10’bar artırılmış, türbin çıkış basıncı $P_2 = 6,6$ bar ve egzoz gazı kütleli debisi 3,73 kg/s olarak verilmiştir. Çalışma boyunca borulardaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Basınç düşüşü yoğuşturucuda 0,2 bar, eşanjörlerde ve buharlaştırıcıda 1 bar olarak alınmıştır.

Çizelge 4.3. Sabit KC sistem tasarım parametreleri

Parametre	Değer	Birim
$\eta_{s,pompa}$	80	%
$\eta_{s,türbin}$	87	%
T_{14}	5	°C
T_{12}	450	°C
T_{13}	160	°C
P_1	50-100	bar
P_2	6,6	bar
$\dot{m}_{eksoz\ gazı}$	3,73	kg/s

KC’nin parametrik optimizasyonu sırasında türbin giriş basıncının sistem performansına etkisini analiz edebilmek amacıyla basınç değerleri 50 bar, 60 bar, 70 bar, 80 bar, 90 bar ve 100 bar alınarak sonuçlar irdelenmiştir. Bu basınç değerlerinde diğer parametrelerin etkisini araştırmak için sistematik bir çalışma yapılmıştır. Kalina çevrimi için türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı ve amonyak-su karışımı konsantrasyonunun ayırıcı kütleli debi, türbin

giriş kütleli debi, pompa güç tüketimi, net güç, termal verim ve ekserji verimliliği üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Çalışma sırasında türbin giriş sıcaklığı 130 °C ile 430 °C arasında 20 °C artırılarak değiştirilmiştir. Amonyak konsantrasyonu %15'ten %95'e %10 arttırılarak yükseltilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı ve amonyak konsantrasyonu değerlerinin KC sistem performanslarına etkisini görebilmek için bu parametrelerden biri sabit kalırken diğeri değışkenlik göstermiştir.

4.2.1. Parametrik optimizasyon, enerji ve ekserji analizleri sonuçları

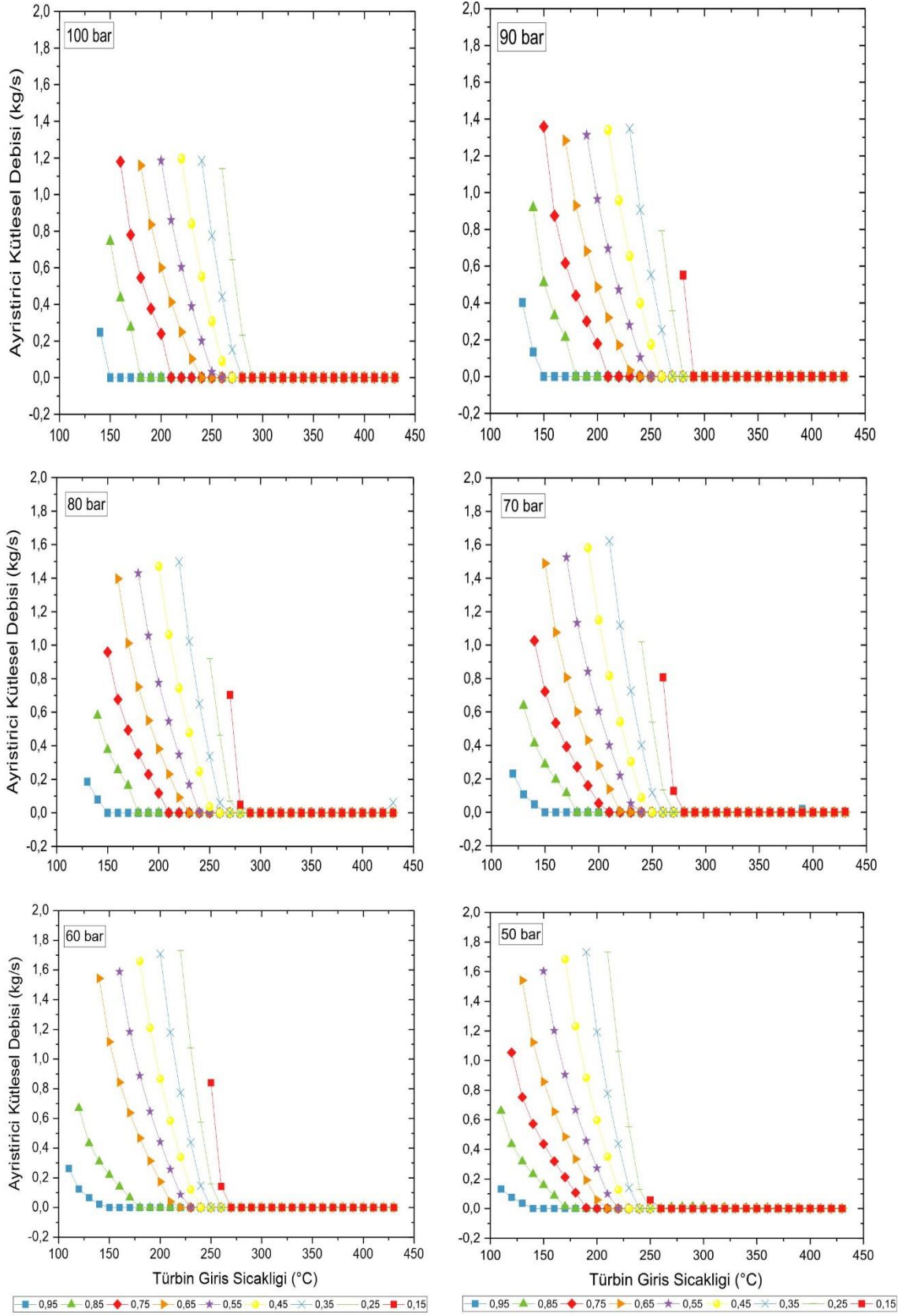
Ayrıştırıcı kütleli debisinin farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değışimi

Kalina çevrimlerinde çalışma akışkanı olarak amonyak-su karışımı kullanılmaktadır. Çünkü amonyak-su karışımının konsantrasyon değerlerindeki değışime paralel olarak buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları da değışmektedir. Bu durum, sistemin buhar Rankine çevrimleriyle karşılaştırıldığında daha düşük ısı kaynağı sıcaklıklarında çalışmasını sağlamaktadır. Ancak çalışma akışkanı olarak amonyak-su karışımı kullanıldığında, özellikle düşük sıcaklıklarda buharlaşma sonrasında su damlacıkları oluşması nedeniyle, türbin kanatlarını su damlacıklarından arındırmak ve sistemi korozyondan korumak için türbinden önce sisteme bir ayrıştırıcı eklenmektedir. Çalışma akışkanı, buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra düşük sıcaklıkta tamamen buharlaşmadığı için sıvı fazdaki akışkan ayrıştırıcıda ayrıştırılır. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında ayrıştırıcı kütleli debisinin türbin giriş sıcaklığı ile değışimi Şekil 4.14'de verilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, ayrılan kütleli debi türbin giriş sıcaklığının artmasıyla sıvı fazda bulunan akışkanın kütleli debisinin azaldığı görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi farklı amonyak su konsantrasyonları için ayrılan sıvı fazdaki akışkanın sıfır değerine ulaştığı bir sıcaklık bulunmaktadır. Kalina çevriminde farklı türbin giriş basıncı ve amonyak-su konsantrasyonları için tam buhar fazına geçme sıcaklıkları Çizelge 4.4'de verilmektedir. Çizelge incelendiğinde tam buhar fazına geçme sıcaklığının üzerinde çalışma akışkanı tamamen buhar fazına geçtiğinden dolayı ayrıştırıcıda ayrılan çalışma akışkanı miktarı sıfır olmaktadır. Bu, belirli sıcaklıklar üzerinde amonyak-su karışımının tüm konsantrasyon oranları için tamamen gaz fazında olduğu anlamına gelmektedir. Ayrıca Şekil 4.14 değerlendirildiğinde tüm konsantrasyon oranları için ayrı bir kütleli debi akışının olduğu açıkça görülmektedir. Ayrılan kütleli debi, artan türbin giriş sıcaklığı ile azalır ve daha sonra belirli bir türbin giriş sıcaklığı değerinde sıfır olmaktadır. Şekil incelendiğinde tüm çalışma basınçlarında ayrıştırıcı kütleli debisi, amonyak

konsantrasyonunun azalmasıyla artmakta ve belirli bazı konsantrasyonlardan sonra türbin giriş sıcaklığının da artmasıyla beraber sıfır noktasına gelmektedir. Çizelge 4.4 ve Şekil 4.14 birlikte değerlendirildiğinde her farklı amonyak-su konsantrasyonu için ayrılan sıvı fazdaki akışkanın sıfır olduğu bir değer bulunmaktadır. Bu değer türbin giriş basıncının 100 bar değerinde %95 amonyak su konsantrasyonunda 150 °C, iken %15 amonyak su konsantrasyonunda 260 °C'ye yükselmektedir. Örneğin 90 bar çalışma basıncında, ayrıştırıcı kütleli debisi %95 amonyak konsantrasyonunda 130 °C'de 0,40 kg/s iken 140 °C'de 0,13 kg/s ve 150 °C'de 0,0 kg/s olduğu görülmektedir. Yine aynı çalışma basıncında (90 bar) ayrıştırıcı kütleli debisi, 0,75 amonyak konsantrasyonunda ve 150 °C de 1,36 kg/s olduğu ve sıcaklık artıka ayrıştırıcı kütleli debisinin sıfıra yaklaştığı ve 210 °C'de sıfır olduğu görülmektedir. Şekil 4.14'de tüm çalışma basınçları göz önüne alınarak incelendiğinde, ayrıştırıcı kütleli debisinin 50 bar çalışma basıncında 0,35 amonyak konsantrasyonunda ve 190 °C'de 1,73 kg/s ile maksimum seviyede olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.4. Kalina çevriminde farklı türbin giriş basıncı ve amonyak-su konsantrasyonları için tam buhar fazına geçme sıcaklığı

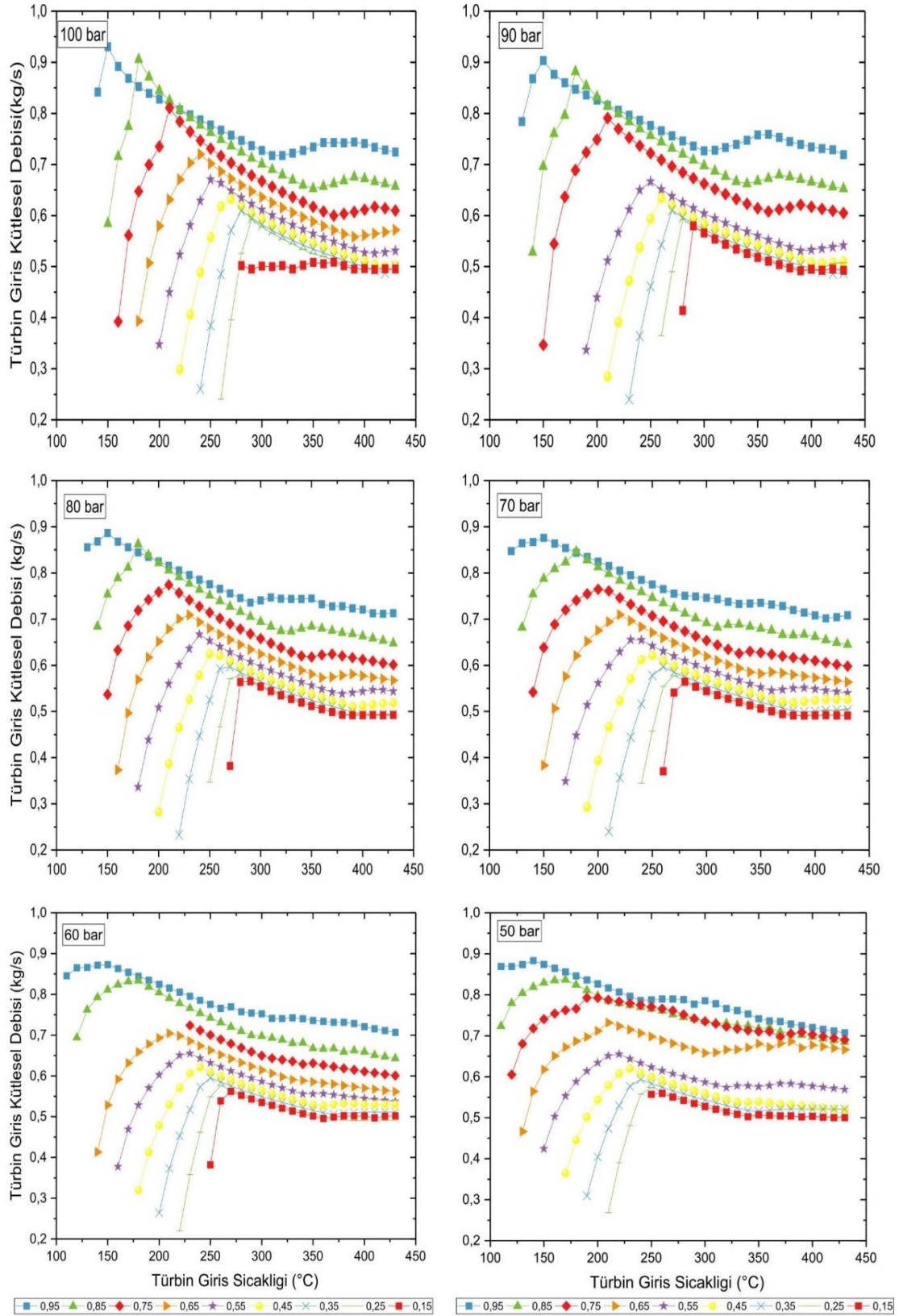
Sıra No	Amonyak su konsantrasyonu (%)	Türbin giriş basıncı (bar)					
		100	90	80	70	60	50
		Tam buhar fazına geçme sıcaklığı (°C)					
1	95	150	150	150	150	150	150
2	85	180	180	170	180	180	180
3	75	210	210	210	210	230	200
4	65	240	240	230	230	220	210
5	55	260	250	250	240	230	220
6	45	270	260	260	250	240	230
7	35	280	270	260	260	250	240
8	25	290	280	280	270	260	250
9	15	280	290	290	280	270	260



Şekil 4.14. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında ayırıştırıcı kütleli debisinin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Türbin giriş kütleli debisinin farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Türbin girişi kütle debisi KC'de kullanılan türbinin performans değerlendirmesinde önemli bir rol oynar. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında türbin giriş kütleli debisinin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.15'de verilmektedir. Şekilde, tüm çalışma basınçlarında türbin giriş sıcaklığının artmasıyla türbin giriş kütleli debisinin tüm amonyak-su konsantrasyonları için önce hızlı bir yükseliş, daha sonra artan sıcaklık ile bir azalma eğilimi, yüksek sıcaklıklarda ise yaklaşık yatay bir seyir takip ettiği görülmektedir. Tüm amonyak su konsantrasyonlarında ayrıştırıcıdaki sıvının ayrılması belirli türbin giriş sıcaklığına kadar gerçekleşir. Bu sıcaklıkların üzerindeki türbin giriş sıcaklıklarında, ayrıştırıcıdaki sıvının ayrılması gerçekleşmez. Bu nedenle, ayrıştırıcıda ayrılan sıvı akışkanın oluşması nedeniyle, türbin giriş kütleli debisi, belirli türbin giriş sıcaklığına kadar önemli ölçüde değişmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi amonyak-su konsantrasyonu arttıkça türbin giriş kütleli debisi artmaktadır. Türbin girişi kütle debisi, KC farklı türbin giriş basıncı ve amonyak-su konsantrasyonları için tam buhar fazına geçme sıcaklığında, sıvı fazda ayrılan akışkanın sıfır olduğu sıcaklık noktasına kadar, hızlı bir artış gösterirken, bu sıcaklık noktasından sonra azalış eğilimine girer. Bu, ısı kaynağından Kalina çevriminde sabit ısı girişi kabulü nedeniyle oluşmaktadır. Çünkü giriş ısısı sabit olduğundan, artan entalpi farkı ile KC'nin pompalanan kütleli debi (toplam kütleli debi) azalır. Türbin girişi kütle debisinin maksimum olduğu sıcaklık, tüm türbin giriş basınçlarında, türbin giriş sıcaklığının 150 °C ve %95 amonyak su konsantrasyonunda gerçekleşmektedir. Çalışma basıncı düştükçe oluşan bu yatay eğri daha net bir şekilde görülmektedir. Örneğin 100 bar basınçta %75 amonyak-su konsantrasyonunda türbin giriş kütleli debisi 160 °C'de 0,39 kg/s, 170 °C'de 0,56 kg/s, 180 °C'de 0,65 kg/s, 190 °C'de 0,70 kg/s, 200 °C'de 0,74 kg/s, 210 °C'de 0,82 kg/s değerlerine kadar çıkmakta ve bundan sonraki sıcaklıklarda 370 °C'ye ve 0,60 kg/s ile türbin giriş kütleli debisi düşüşe geçmekte ve daha sonra 430 °C'de 0,61 kg/s türbin giriş kütleli seviyesine kadar yatay bir seyir izlemektedir. Yine Şekilde, tüm çalışma basınçları göz önüne alınarak incelendiğinde, 100 bar çalışma basıncında 0,95 amonyak konsantrasyonunda 150 °C'de türbin giriş kütleli debisinin 0,93 kg/s ile maksimum değerde olduğu; 60 bar çalışma basıncında 0,25 amonyak konsantrasyonunda 220 °C'de 0,22 kg/s ile minimum değerde olduğu görülmektedir.



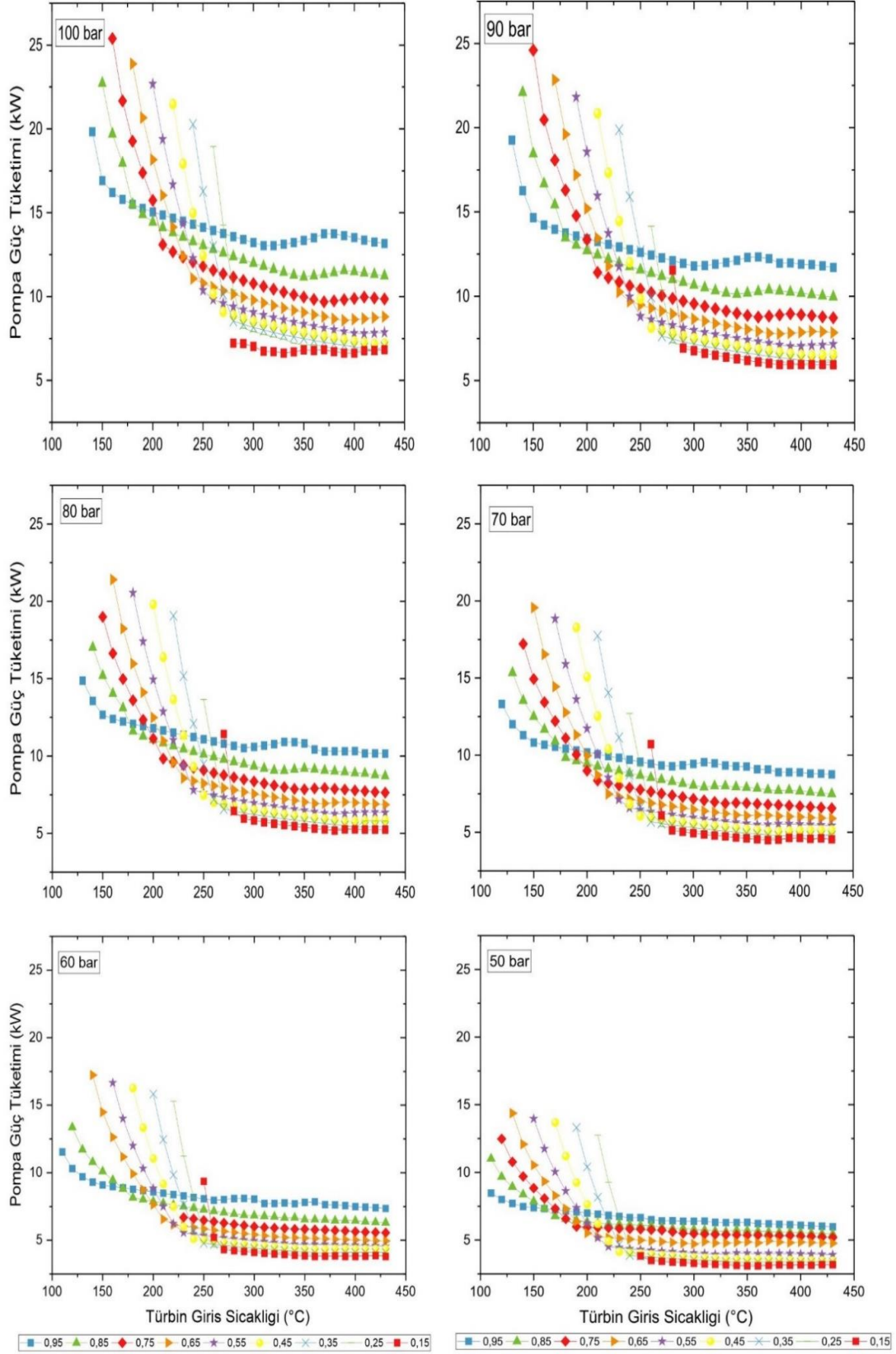
Şekil 4.15. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında türbin giriş kütleli debisinin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Pompa güç tüketiminin farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

KC'de pompadaki güç tüketimi de sistem performansını etkileyen önemli parametrelerden bir tanesi olup tüketilen gücü etkileyen faktörler kütleli debi, sistem basıncı ve sıcaklıktır. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında pompa güç tüketiminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.16'da verilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi ayrıştırıcıda ayrılan kütleli debi nedeniyle pompa güç tüketiminin ayrılan sıvı bölgesinde daha yüksek toplam pompa kütleli debi nedeniyle önemli ölçüde değiştiği görülmektedir. Çünkü ayrılan akışkanın olduğu bölgede pompa çıkışı ile türbin girişi arasındaki entalpi farkı daha düşüktür. Sabit ısı girişi nedeniyle, daha düşük entalpi farkı, daha yüksek toplam pompa kütleli debi ile sonuçlanmıştır.

Pompa girişi kütle debisindeki azalma her farklı konsantrasyon için belirli bir sıcaklık değerine kadar hızlı iken, o sıcaklık değerinden sonra daha yavaştır. Artan türbin giriş sıcaklığına göre gösterilen optimizasyon sonucunda pompalanan akışkanın kütle debisinin azalması durumunda pompa güç tüketiminin azaldığı gözlemlenmiştir. Dolayısıyla, tıpkı pompa girişi kütle debisindeki kırılmanın amonyak-su karışımının tam buhar fazına geçme sıcaklığında gerçekleştiği gibi, pompa güç tüketimindeki azalış da bu sıcaklıklara kadar hızlı iken, bu sıcaklık eşliğini geçtikten sonra sabit devam eder.

Şekil incelendiğinde, yüksek çalışma basınçlarında düşük çalışma basınçlarına göre pompa güç tüketimi daha yüksek değerlerdedir. Amonyak konsantrasyonları için 90 bar ve 100 bar çalışma basınçlarında 0,75 amonyak konsantrasyonlarında maksimum pompa güç tüketimi gerçekleşirken; 80 bar, 70 bar, 60 bar ve 50 bar için 0,65 amonyak konsantrasyonlarında maksimum pompa güç tüketimi gerçekleşmektedir. Şekil 4.16'ya ait tüm çalışma basınçlarına ait pompa güç tüketimi incelenirse: 100 bar çalışma basıncı 160 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,75 amonyak konsantrasyonunda 25,39 kW ile maksimum seviyede olduğu; yine pompa güç tüketiminin 50 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,15 amonyak konsantrasyonunda 3,18 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.16. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında pompa güç tüketiminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

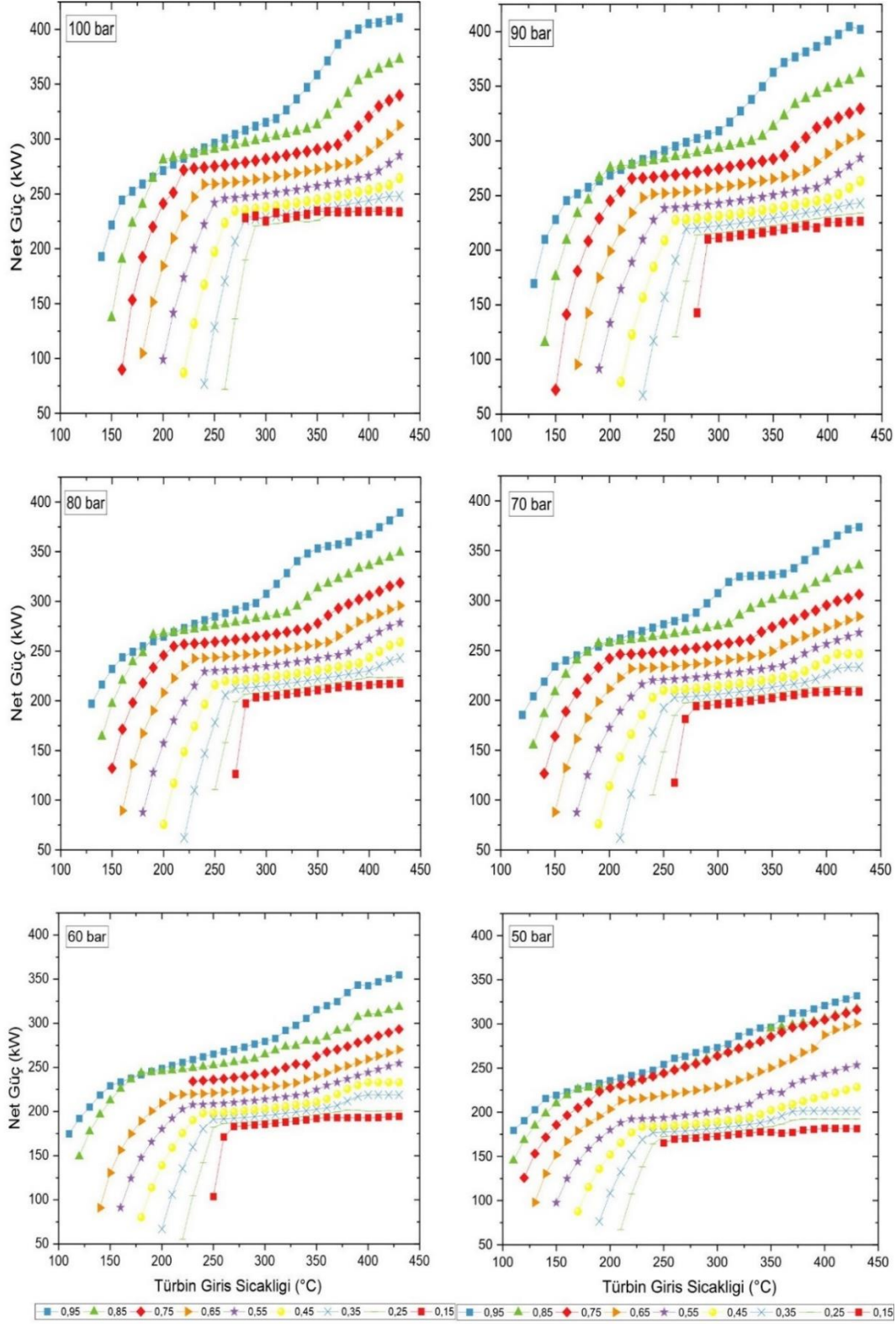
Net gücün farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Tasarlanan KC sisteminde pompa güç tüketimi belirlendikten sonra, farklı türbin giriş basınçlarında KC'nin performansındaki değişimi göstermek için sistemde üretilen net gücün değişimi de analiz edilmelidir. KC'nin net gücü, farklı türbin güç çıkışı ve pompa güç tüketiminden hesaplanmaktadır. Bir güç sisteminin net güç üretimi, sistemlerin en iyi ve uygulanabilir çalışma koşullarına karar vermede temel parametrelerden biridir. Net gücü etkileyen parametrelerden biri de amonyak konsantrasyonudur. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında net gücün türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.17'de verilmektedir. Şekilde net güç tüm çalışma basınçları için artan amonyak konsantrasyonu ve türbin giriş sıcaklığıyla birlikte artmaktadır. Yüksek çalışma basınçlarında bu artışın düşük basınçlara göre daha yüksek olduğu net bir şekilde görülmektedir. Şekilde verilen grafikler incelendiğinde net gücün, 100 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda 410,62 kW ile maksimum seviyede olduğu; net gücün 60 bar çalışma basıncı 220 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,25 amonyak konsantrasyonunda 55,32 kW ile minimum seviyede olduğu görülmüştür.

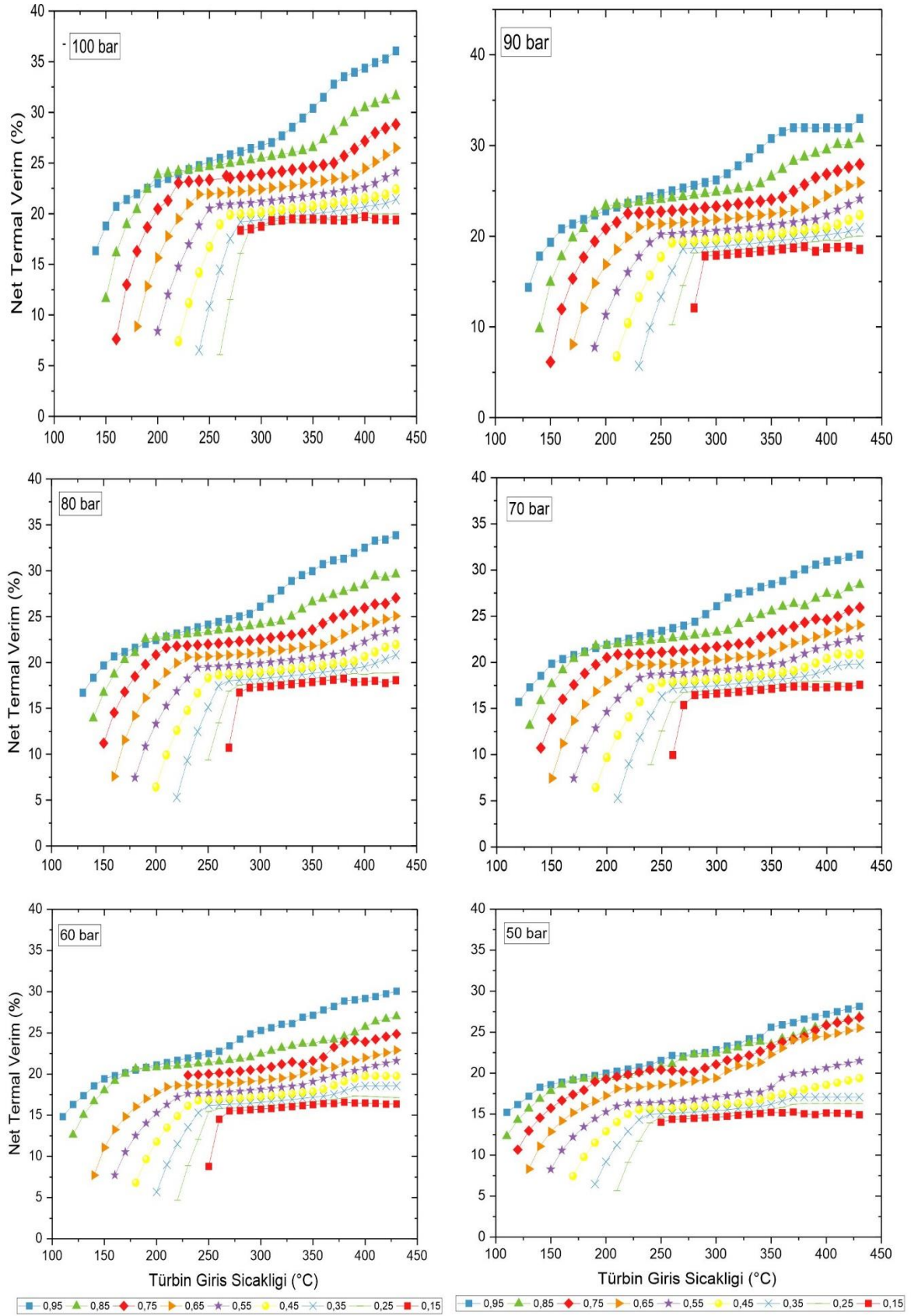
Net termal verimin farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

KC'nde net güç üretimine bağlı olarak, çevrimin ısı verimi, termodinamik verim denklemi kullanılarak hesaplanır. Termodinamik sistemler için belirleyici parametrelerden biri de termal verimdir. KC'nin termal verimliliği farklı çalışma basınçları, farklı türbin giriş sıcaklığı ve farklı amonyak konsantrasyonlarında analiz edilmiştir. KC sisteminin sabit türbin giriş sıcaklığında artan amonyak konsantrasyonu ile termal verimliliği artmaktadır. En düşük termal verim, sıfırdan farklı olarak ayrılmış kütleli debinin oluştuğu noktalarda meydana gelmektedir. Bunun nedeni, daha düşük türbin giriş kütleli debisi nedeniyle daha düşük net güç üretimidir. Net termal verimin farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.18'de verilmektedir. Şekilde, sabit amonyak konsantrasyonunda artan türbin giriş sıcaklığı ile termal verimde bir artış gözlemlenmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, farklı türbin giriş sıcaklıklarında artan amonyak konsantrasyonu ile KC sisteminin termal verimliliği artar. Ayrıca çalışma basıncı artıkça sistemin termal verimliliği artmaktadır. Şekil incelendiğinde net termal verimin, 100 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda %36,05 ile maksimum seviyede olduğu; net termal verimin 60 bar

çalışma basıncı 250 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,15 amonyak konsantrasyonunda %8,79 ile minimum seviyede olduğu görülmüştür.



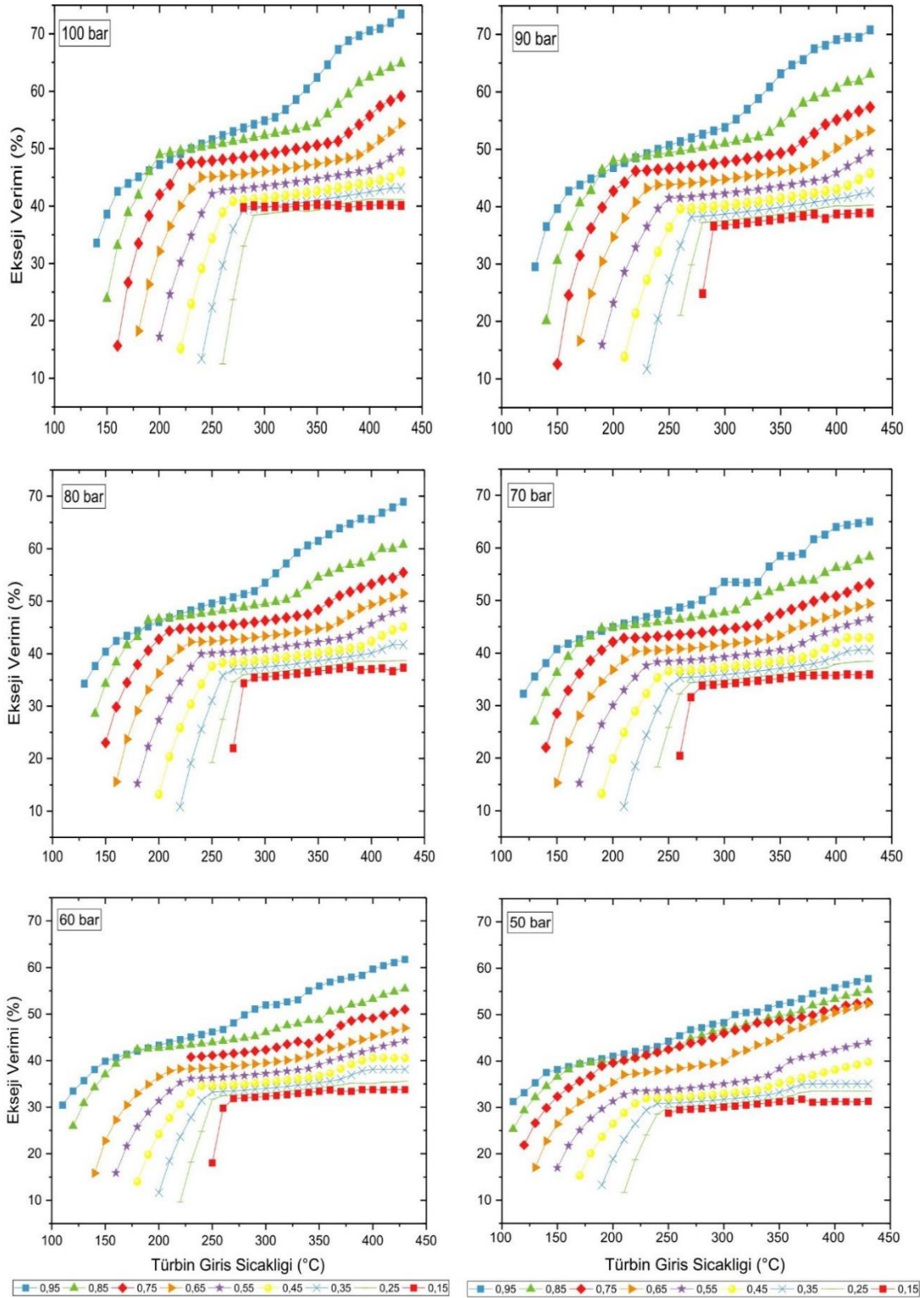
Şekil 4.17. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında net gücün türbin giriş sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.18. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında net termal verimin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Ekserji verimin farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Bu çalışmada ele alınan sistemin performansına karar vermek için son anahtar parametre sistemin ekserji verimliliğidir. Ekserji verimliliği, bir sistem veya mekanizma tarafından üretilen toplam ekserjinin, aynı sistemdeki kütle akışı veya enerji kaynaklarının ekserjisinin toplamına oranını ifade eder. Yani ekserji verimliliği, sistemden elde edilen faydalı ekserjinin girdi ekserjisine oranı olarak açıklanmaktadır. Farklı türbin giriş basıncı ve amonyak konsantrasyonlarında ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.19’da verilmiştir. Şekil incelendiğinde, yüksek çalışma basınçlarında (100 bar, 90 bar, 80 bar ve 70 bar) amonyak konsantrasyonlarını gösteren eğrilerde üç farklı eğilim olduğu görülmekte; daha düşük basınçlarda (50 bar ve 60 bar) ise amonyak konsantrasyon eğrilerinde düşük sıcaklıklardan yüksek sıcaklıklara doğru önce yükselip daha sonra yatay bir eğilim göstermektedir. Şekil 4.19’da görüldüğü gibi, sabit türbin giriş sıcaklığında artan amonyak konsantrasyonu ile KC sisteminin ekserji verimliliği artar. En düşük ekserji verim değerleri, sıfırdan farklı olarak ayrılmış kütleli debinin oluştuğu noktalarda elde edilir. Bunun nedeni, daha düşük türbin giriş kütleli debisi nedeniyle daha düşük net güç üretimidir. İncelenen verilere göre maksimum ekserji verimi 100 bar çalışma basıncında 430 °C’de 0,95 amonyak konsantrasyonu için %73,47 olarak bulunmuştur; minimum ekserji verimi ise 60 bar çalışma basıncında 220 °C’de 0,25 amonyak konsantrasyonu için %9,76 olarak bulunmuştur. Bir güç sisteminden çıkan atık ısının Kalina çevrimi ile geri kazanılması ve var olan sistemin verimliliğinin artırılmasını amaçlayan çalışmada, türbin çıkış basıncı sabit tutulduğunda, amonyak konsantrasyonu arttıkça, net güç, termal ve ekserji verimlilik değerlerin arttığı belirtilmiştir. Türbin çıkış basıncı sabit tutulmuş ve kondanser çıkış sıcaklığı bu basınca göre değiştirilmiştir. Bu çalışmada, konsantrasyonun artmasıyla; net güç, termal ve ekserji verimi değerlerinin de arttığı görülmüştür. Literatürdeki çalışmalar ile uyumlu olduğu görülmektedir.



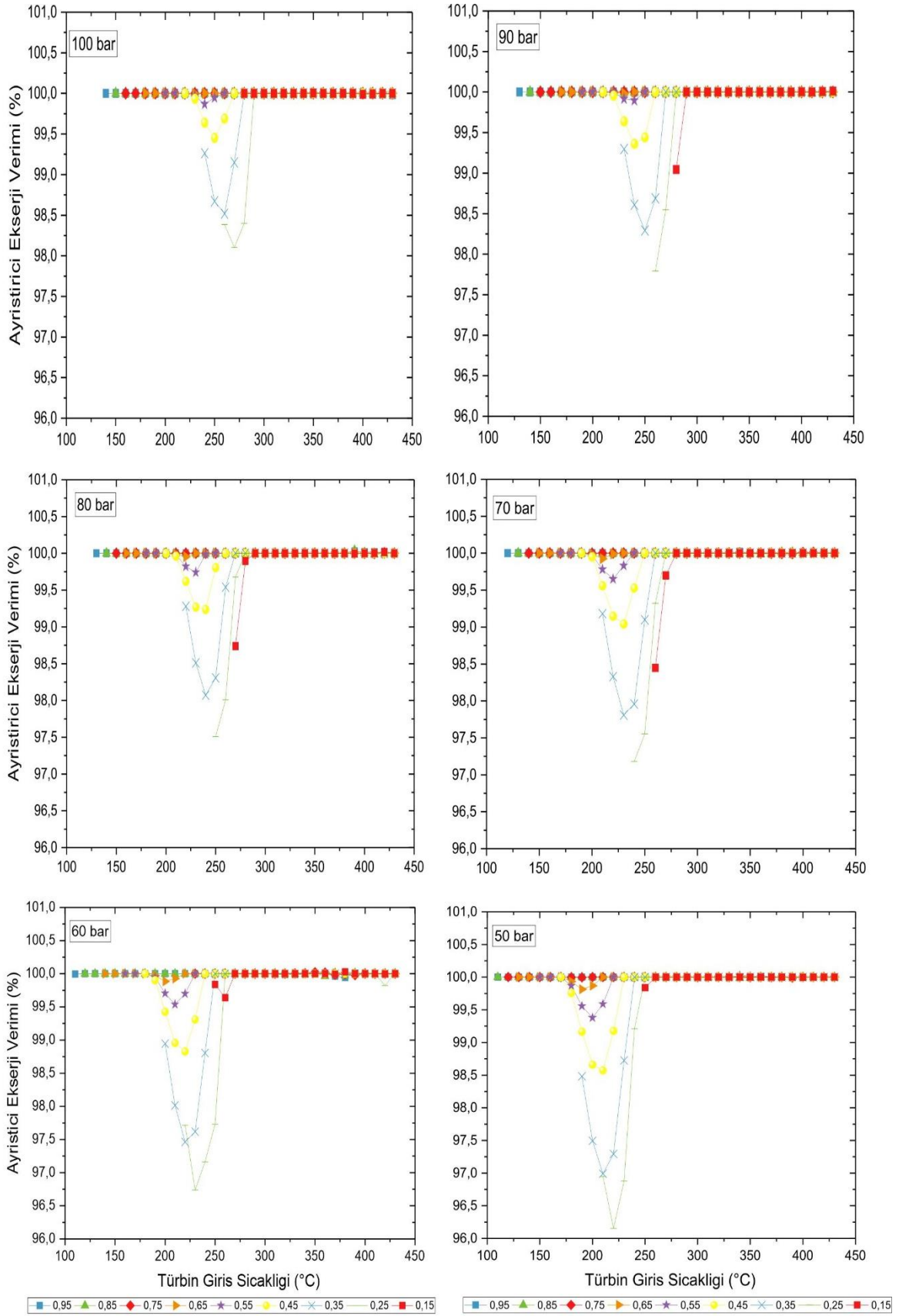
Şekil 4.19. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

4.2.2. Kalina çevrimindeki diğer cihazların analiz sonuçları

Bir sistem incelenirken iş üreten ya da tüketen ekipmanlar ve enerji transferinin meydana geldiği ekipmanlar için ekserji verimi sistem ekipmanlarının tek tek incelenmesi ve analiz edilmesi gerekmektedir. Bu nedenle, KC simülasyonları için her bir ekipmanın ekserji verimleri de hesaplanmış ve değerlendirilmiştir. Ekserji verimlilikleri amonyak konsantrasyonunun 0,15'den 0,95'e kadar farklı konsantrasyon değerleri için türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak 50 bar'dan 100 bar'a kadar farklı türbin giriş basınçlarında incelenmiştir.

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında ayrıştırıcı ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

KC'de ayrıştırıcı önemli sistem elemanlarından bir tanesidir. Ayrıştırıcıda ısı kayıpları ihmal edilir, ayrıca bu ekipmanlarda ısı transferi ve iş üretimi yoktur. Bu nedenle bu bileşenlerin ekserji verimleri neredeyse %100'e yakındır ve ekserji verimliliklerinde ayrışmanın olduğu noktalar hariç olmak üzere neredeyse hiç değişiklik olmamaktadır. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında ayrıştırıcı ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.20'de verilmektedir. Şekil farklı basınçlar için ayrı ayrı incelendiğinde tüm çalışma basınçları için ayrıştırıcı ekserji veriminin benzer eğimler oluşturduğu açıkça görülmektedir. Şekilde aynı konsantrasyon eğrisi için 100 bar'daki ayrıştırıcı ekserji veriminin 50 bar'daki ayrıştırıcı ekserji verimine göre daha yüksek bir değer olduğu görülmektedir. Ayrıştırıcı ekserji verimi, tüm çalışma basınçlarında ve amonyak konsantrasyonunda 0,95; 0,85; 0,75 değerlerinde ve tüm sıcaklıklarda %100 olarak görülmektedir. Amonyak konsantrasyonlarının 0,65 ile 0,15 değerleri arasında ise çalışma basıncı 100 bar'dan 50 bar'a doğru düştükçe amonyak konsantrasyonlarının azalmasına bağlı olarak ayrıştırıcı ekserji verimi de düşmektedir. Örneğin ayrıştırıcı ekserji verimi, 70 bar çalışma basıncında 0,95 - 0,85 - 0,75 amonyak konsantrasyonlarında ve tüm sıcaklıklarda %100 iken; 70 bar çalışma basıncında 0,35 amonyak konsantrasyonunda ve 230 °C'de %97,81 olduğu görülmektedir. Yine Şekil 4.20'de tüm çalışma basınçları göz önüne alınarak incelendiğinde, ayrıştırıcı ekserji veriminin 50 bar çalışma basıncında 0,25 amonyak konsantrasyonunda 220 °C'de %96,15 değer ile minimum olduğu görülmektedir.



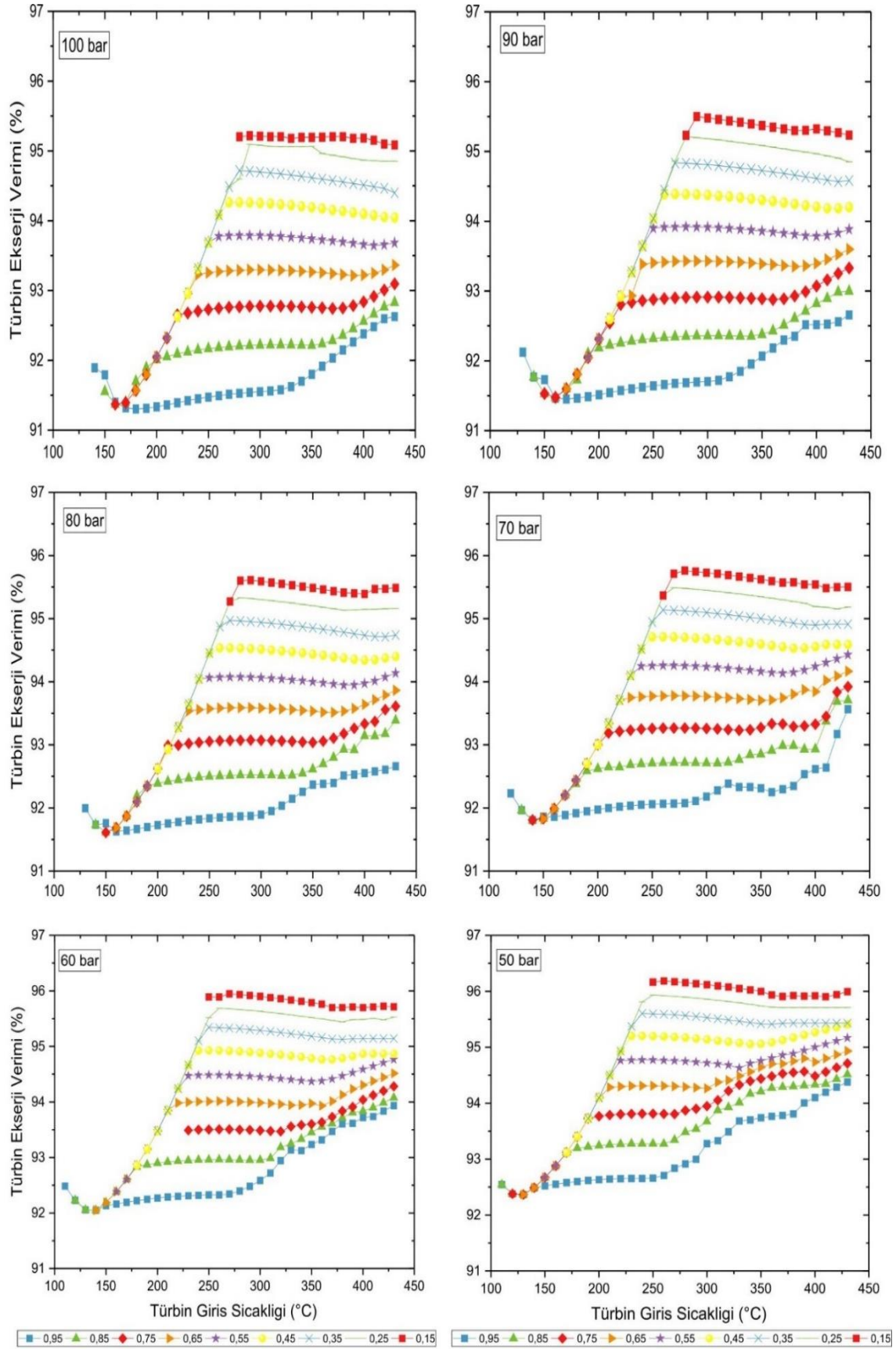
Şekil 4.20. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında ayırıştırıcı ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında türbin ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

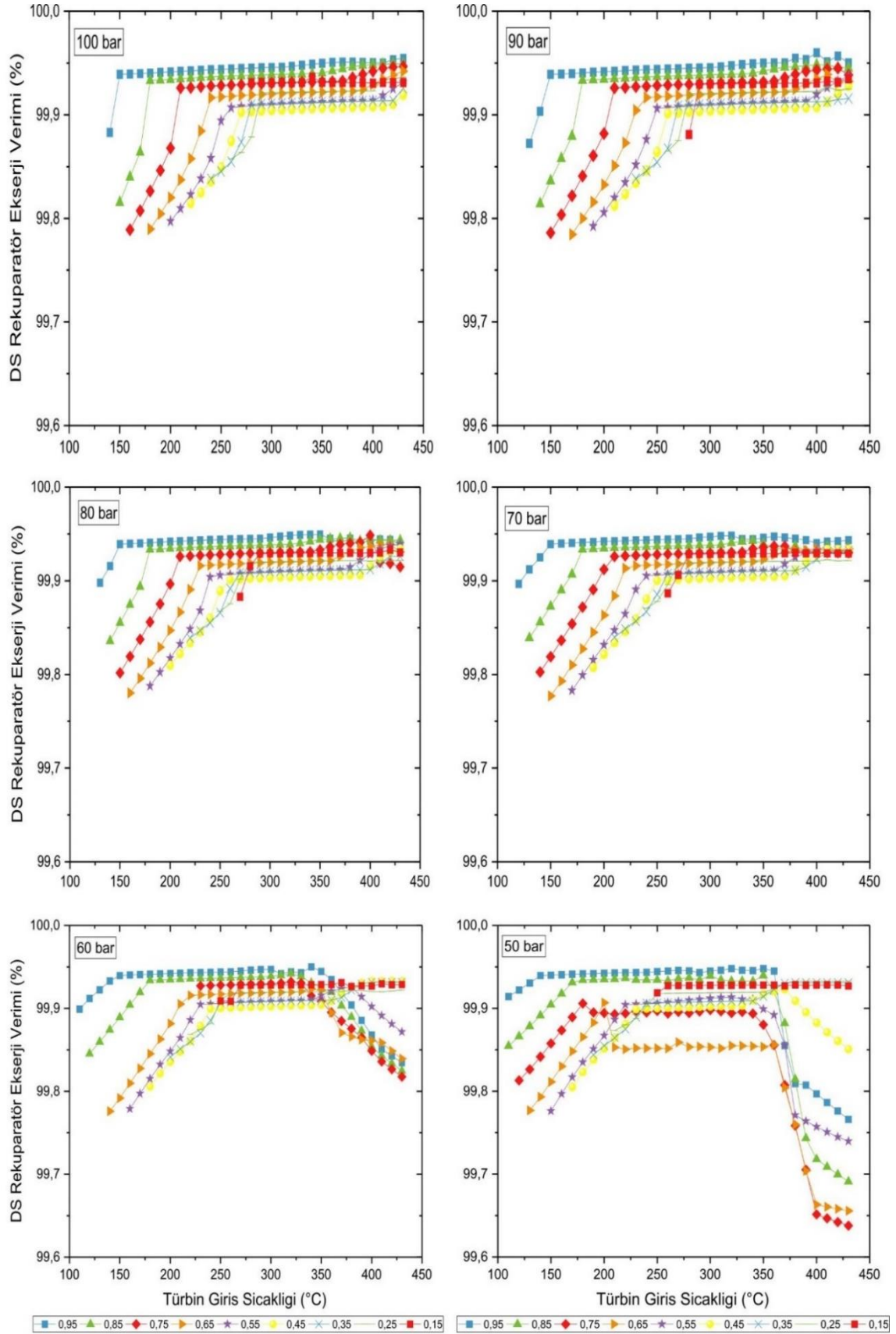
Türbin ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında değişimi Şekil 4.21'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde tüm çalışma basınçlarında amonyak konsantrasyonunun düşmesiyle türbin ekserji veriminin arttığı net olarak görülmektedir. Yine tüm çalışma basınçlarında türbin giriş sıcaklığının artmasıyla yüksek amonyak konsantrasyonlarında türbin ekserji veriminin arttığı; düşük amonyak konsantrasyonlarında ise türbin ekserji veriminin yatay bir eğri takip ettiği görülmektedir. 100 bar çalışma basıncı için 0,95 amonyak konsantrasyonunda 430 °C'de türbin ekserji verimi %92,62 iken; 100 bar çalışma basıncında 0,15 amonyak konsantrasyonunda ve 430 °C'de türbin ekserji verimi %95,08 olduğu görülmektedir. Şekilde tüm çalışma basınçları göz önüne alınarak incelendiğinde, 100 bar çalışma basıncında 0,95 amonyak konsantrasyonunda 170 °C'de türbin ekserji verimi %91,32 ile minimum değerde olduğu; 50 bar çalışma basıncında 0,15 amonyak konsantrasyonunda 260 °C'de %96,18 ile maksimum değerde olduğu görülmektedir.

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında düşük sıcaklık reküparatör (DSR) ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında düşük sıcaklık reküparatör (DSR) ekserji verimi türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.22'de verilmiştir. Şekilde yüksek çalışma basınçlarında (100 bar, 90 bar, 80 bar ve 70 bar) ani bir yükseliş ve ardından yatay bir seyir izlemekte; daha düşük basınçlarda (50 bar ve 60 bar) ani bir yükseliş - yatay bir seyir ve ardından ani bir azalış şeklinde yol izlediği görülmektedir. Yine Şekil incelendiğinde yüksek amonyak konsantrasyonlarında, düşük sıcaklık reküparatörü ekserji veriminin daha yüksek verilerde olduğu görülmektedir. İncelediğimiz verilere göre DSR maksimum ekserji verimi 100 bar çalışma basıncında 430 °C'de 0,95 amonyak konsantrasyonu için %99,95 olarak bulunmuştur; DSR minimum ekserji verimi ise 50 bar çalışma basıncında 430 °C'de 0,75 amonyak konsantrasyonu için %99,63 olarak bulunmuştur.



Şekil 4.21. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında türbin ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi



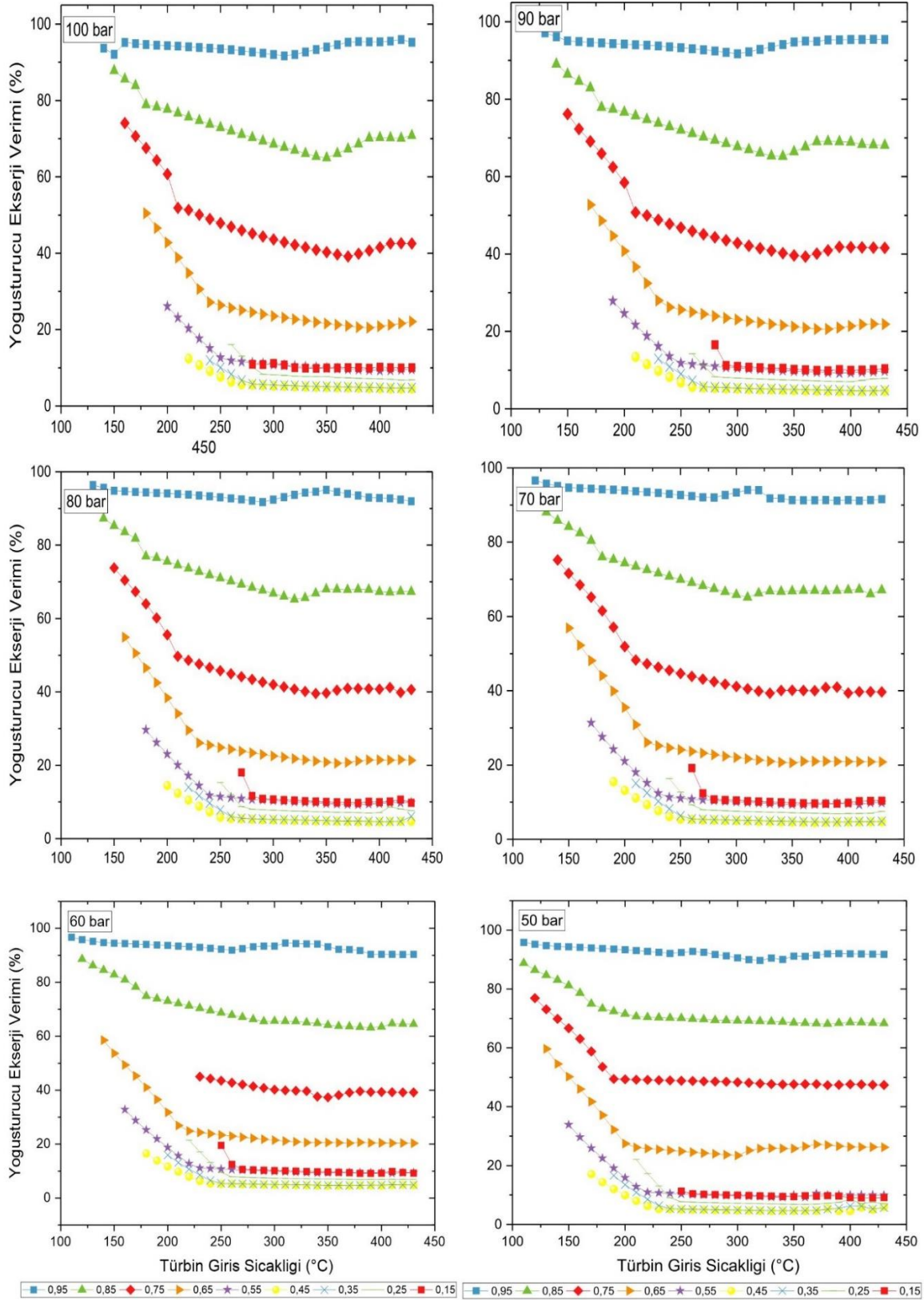
Şekil 4.22. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında düşük sıcaklık rekuparatör ekserji verimi türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında yoğuşturucu ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

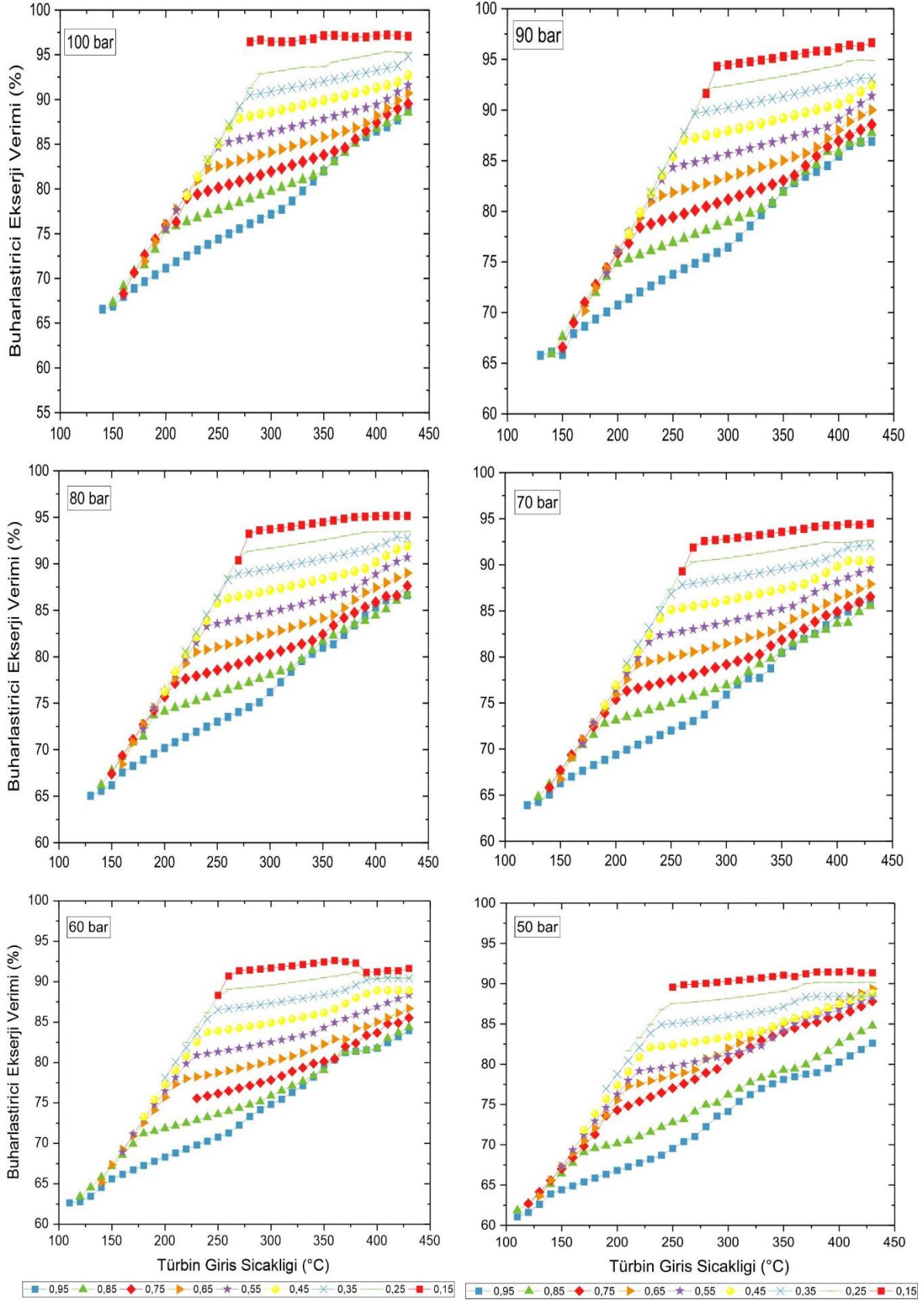
Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında yoğuşturucu ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.23'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, tüm çalışma basınçlarında (100 bar, 90 bar, 80 bar, 70 bar, 60 bar ve 50 bar) genel bir eğilim olarak amonyak konsantrasyonu azaldıkça ve türbin giriş sıcaklığı arttıkça yoğuşturucu ekserji verimi azalmaktadır. Fakat amonyak konsantrasyonu 0,35-0,25 ve 0,15'e doğru azaldıkça tüm çalışma basınçlarında yoğuşturucu ekserji verimi bir miktar artmaktadır. Şekil 4.23'de verilen grafikler incelendiğinde yoğuşturucu ekserji veriminin, 90 bar çalışma basıncı 130 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda %97,13 ile maksimum seviyede olduğu; yoğuşturucu ekserji veriminin 50 bar çalışma basıncı 400 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,45 amonyak konsantrasyonunda %4,53 ile minimum seviyede olduğu görülmüştür.

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında buharlaştırıcı ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında buharlaştırıcı ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.24'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, tüm çalışma basınçlarında (100 bar, 90 bar, 80 bar, 70 bar, 60 bar ve 50 bar) amonyak konsantrasyonu azaldıkça ve türbin giriş sıcaklığı arttıkça buharlaştırıcı ekserji verimi artmaktadır. Şekilde buharlaştırıcı ekserji veriminin, 100 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda %97,16 ile maksimum seviyede olduğu; buharlaştırıcı ekserji veriminin 50 bar çalışma basıncı 110 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda %61,03 ile minimum seviyede olduğu görülmüştür.



Şekil 4.23. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında yoğusturucu ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi



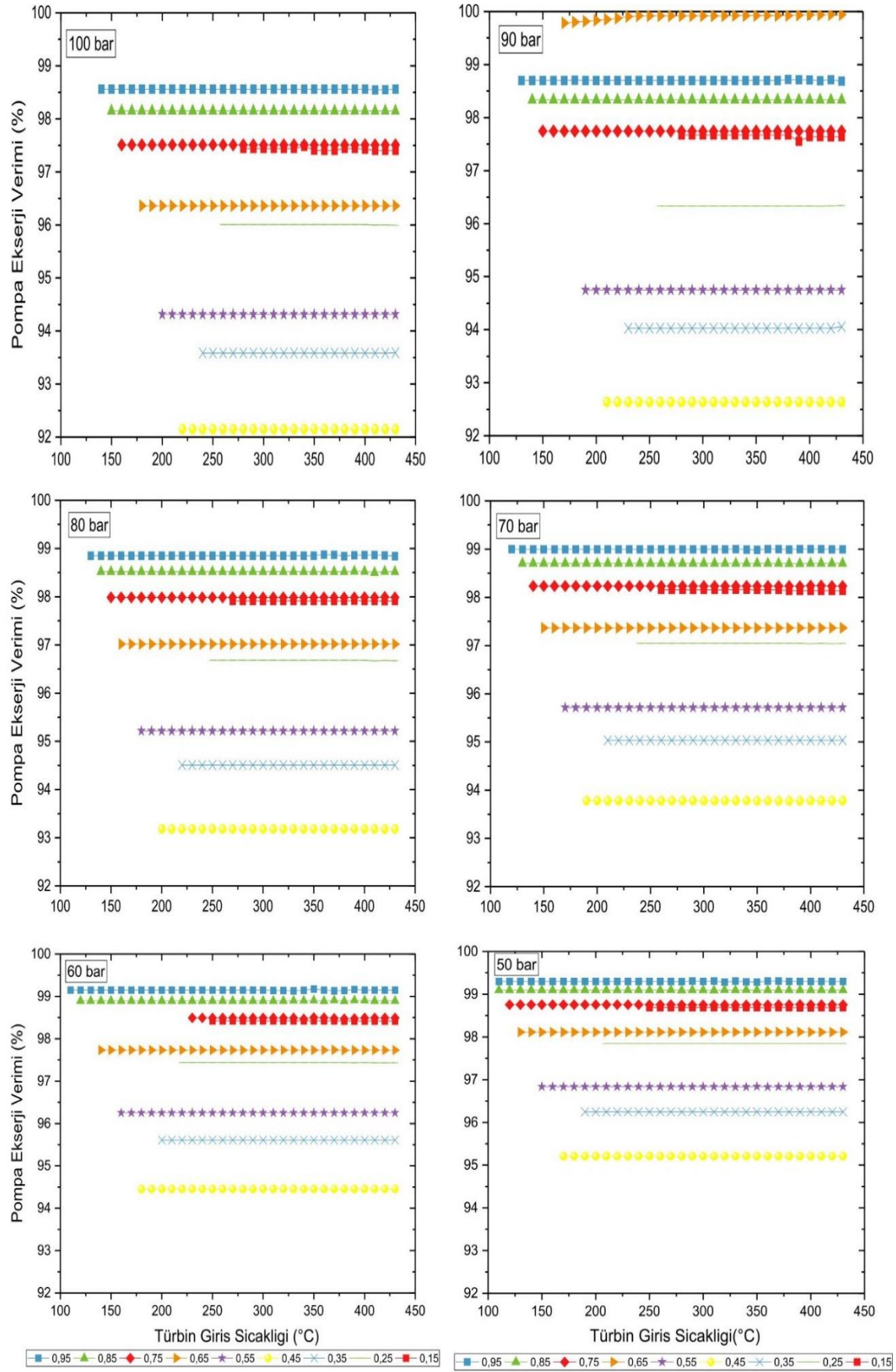
Şekil 4.24. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında buharlastırıcı ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında pompa ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

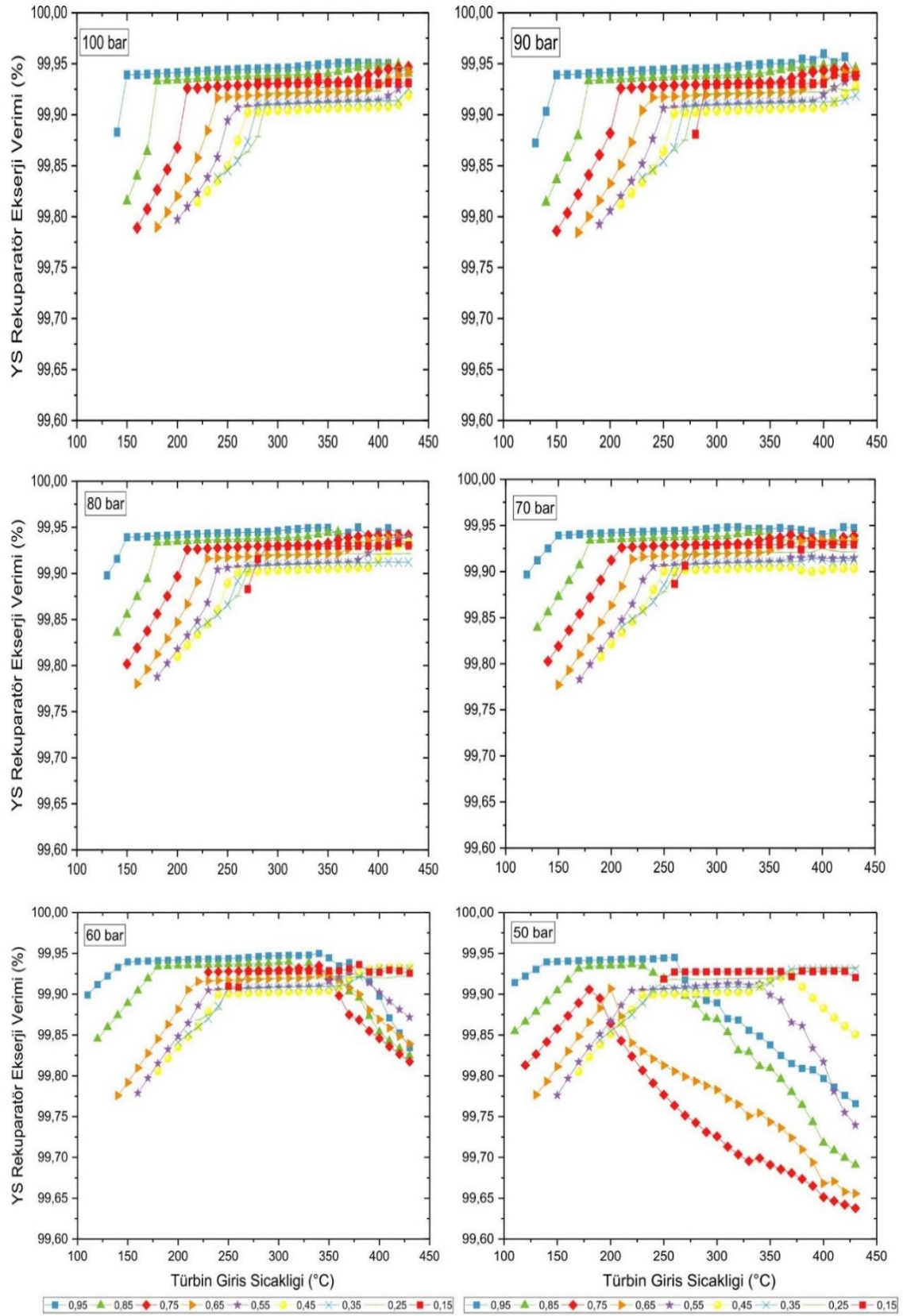
Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında pompa ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.25’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde, tüm çalışma basınçları için (100 bar, 90 bar, 80 bar, 70 bar, 60 bar, 50 bar) pompa ekserji verimi 0,95 amonyak konsantrasyonundan 0,45 amonyak konsantrasyonuna doğru azalmakta ve 0,45 amonyak konsantrasyonundan 0,15 amonyak konsantrasyonuna doğru da bir artış göstermektedir. Şekil 4.25’de verilen grafikler incelendiğinde pompa ekserji veriminin, 90 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,65 amonyak konsantrasyonunda %99,94 ile maksimum seviyede olduğu; pompa ekserji veriminin 100 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,45 amonyak konsantrasyonunda %92,15 ile minimum seviyede olduğu görülmüştür.

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında yüksek sıcaklık reküparatör (YSR) ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında yüksek sıcaklık reküparatör (YSR) ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.26’da verilmektedir. Şekil incelendiğinde 100 bar, 90 bar, 80 bar, 70 bar çalışma basınçlarında türbin giriş sıcaklığının artmasıyla YSR ekserji veriminin tüm amonyak konsantrasyonları için önce hızlı bir yükseliş eğrisi takip ettiği, daha yüksek sıcaklıklarda ise yatay bir seyir takip ettiği görülmektedir. 60 bar ve 50 bar çalışma basınçlarında ise türbin giriş sıcaklığının artmasıyla YSR ekserji veriminin tüm amonyak konsantrasyonları için önce hızlı bir yükseliş eğrisi takip ettiği, daha yüksek sıcaklıklarda ise yatay bir seyir takip ettiği, daha da yüksek sıcaklıklarda ise hızlı bir azalış gösterdiği açıkça görülmektedir. Şekil 4.26’da tüm çalışma basınçları göz önüne alınarak incelendiğinde, 90 bar çalışma basıncında 0,95 amonyak konsantrasyonunda 400 °C’de YSR ekserji veriminin %99,96 ile maksimum değerinde olduğu; 50 bar çalışma basıncında 0,75 amonyak konsantrasyonunda 430 °C’de %99,64 ile minimum değerinde olduğu görülmektedir.



Şekil 4.25. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında pompa ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.26. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında yüksek sıcaklık reküparatör ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

Genel değerlendirme olarak, KC sisteminde mevcut olan her bir ekipmanda ekserji verimi eğilimi değişiklik göstermektedir. Buharlaştırıcı ve türbinin maksimum ekserji verimine ulaştığı konsantrasyon değeri %15 iken, diğer ekipmanlar için maksimum ekserji verimi %95 konsantrasyonda görülmektedir. Buharlaştırıcı ve türbin için maksimum ekserji değeri 330°C’de görülürken, DSR ve YSR için 180°C’de, yoğuşturucu ve pompa için ise 120°C’de görülmektedir. Buharlaştırıcı ve türbinde amonyak su konsantrasyon değeri azaldıkça ekserji veriminde artış olduğu görülmektedir. DSR ve YSR’de ise tüm amonyak su konsantrasyon değerlerinde, ekserji veriminin; amonyak-su karışımının tam buhar fazına geçme sıcaklığına (bkz Çizelge 4.4) kadar arttığı, bu sıcaklıktan sonra ise azalma ya da durağan gitme eğilimine geçtiği görülmüştür. DSR ekserji veriminin, karışımın tam buhar fazına geçme sıcaklığına kadar; düşük konsantrasyonda artış gösterdiği, yüksek konsantrasyonda ise azalış göstermektedir. Bu durumun YSR’de ise tam buhar fazına geçme sıcaklığına kadar artış gösterdiği belirlenmiştir. Yoğuşturucuda, her farklı amonyak-su konsantrasyon değerinde, ekserji veriminin, karışımın tam buhar fazına geçme sıcaklığına azalma eğilimin yüksek olduğu; bu sıcaklıktan sonra azalma eğilimin daha düşük oranlarda devam ettiği görülmüştür. Pompada ise ekserji veriminin, konsantrasyon arttıkça arttığı ancak sıcaklığa bağlı olarak değişmediği görülmektedir.

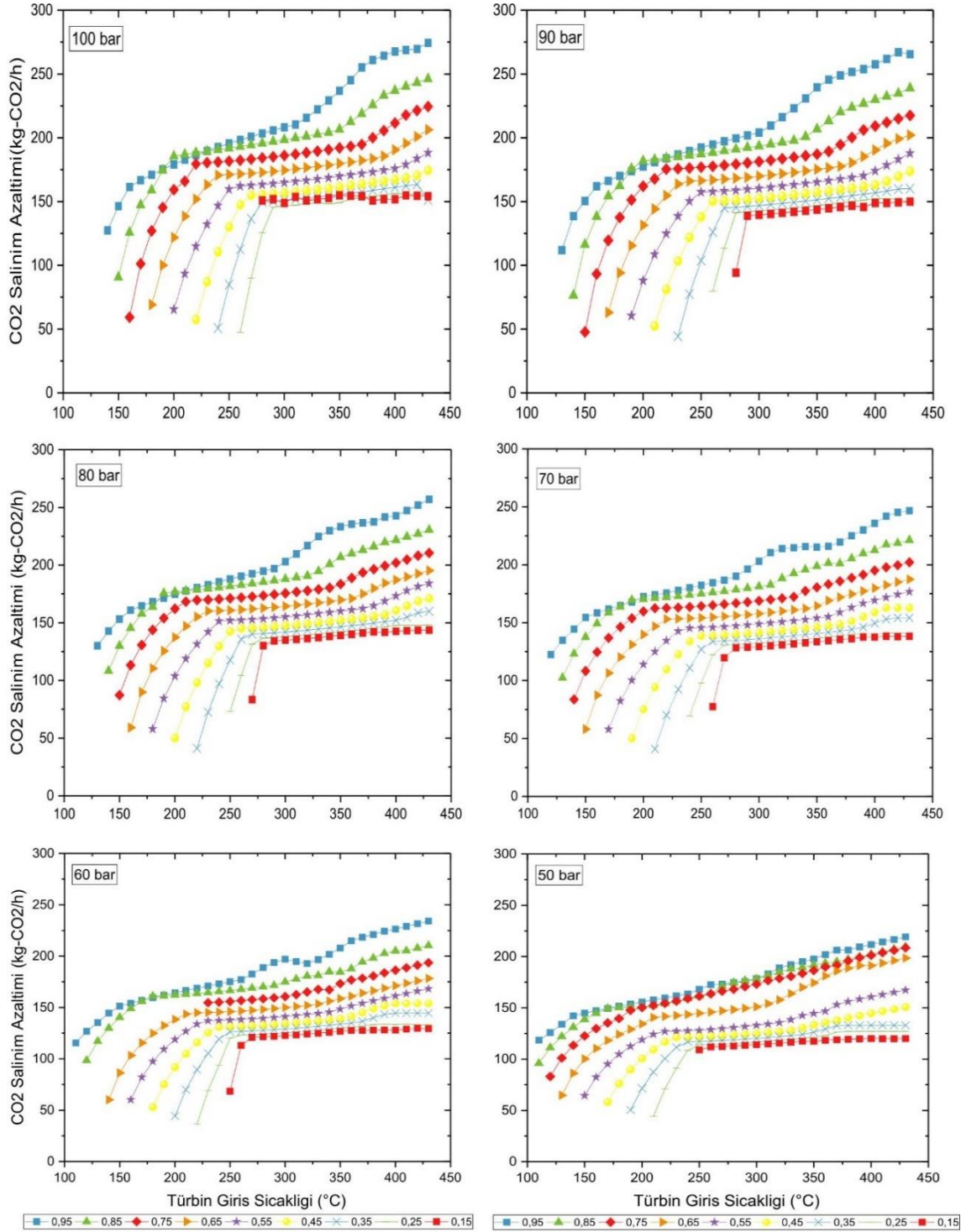
4.2.3. Çevre analiz sonuçları

Kalina çevrimi gibi atık ısı geri kazanım sistemleri, genel sistem verimliliğini artırmak için genellikle bir yardımcı sistem olarak kullanılır. Artan sistem verimliliği, karbondioksit gazı salımında dolaylı bir azalma ile sonuçlanır. Bunun anlamı, bir Kalina çevrimi kullanıldığında, sistem, tesisin enerji ihtiyacının bir kısmını boşa harcanan ısıdan karşılayacaktır. Atık ısının elektrik enerjisine dönüştürülmesi ile atmosfere CO₂ salımı da azalacaktır. Mevcut tesislerde ihtiyaç duyulan enerji genel olarak doğalgaz yakıtlı gaz türbinleri ile karşılanmaktadır (gaz türbininin ısı verimi %32 olarak kabul edilmiştir). Bu nedenle atık ısıdan üretilen elektrik nedeniyle, gaz türbininde kullanılan doğal gaz miktarı, KC’yi yeniden ısıtma fırınının egzoz gazına entegre ederek en aza indirilecektir (Aslan ve diğerleri, 2022). Bu çalışma kapsamında, doğal gaz kullanımının azalmasına bağlı olarak meydana gelen CO₂ salım azaltımı da matematiksel modelleme bölümünde verilen denklemler dikkate alınarak hesaplanmıştır.

Demir ve çelik endüstrisinde CO₂ salımlarının azaltılması büyük önem arz etmektedir. Bu endüstrideki birçok yüksek sıcaklık işlemi, harcanan enerjiyi geri kazanmadan atık ısıyı doğrudan atmosfere boşaltmaktadır. Buna göre, atık ısının değerlendirilmesi için yeni teknolojilerin geliştirilmesi veya mevcut olanların yeni kullanımları büyük önem taşımaktadır. Sera gazlarının (GHG) aşırı salımı, endüstriyel egzoz dumanlarındaki CO₂'nin bu deşarjların çevresel sonuçlarına, özellikle de iklim değişikliğine en büyük katkıda bulunanlardan biridir. Özellikle, demir ve çelik endüstrisi, küresel olarak insan kullanımından kaynaklanan CO₂ salımlarının yaklaşık %4'ünü, imalat endüstrisi yaklaşık %23'ünü oluşturmaktadır (Medarac, Moya ve Somers, 2020). Küresel ısınmanın başlıca nedeni olan CO₂ salımlarını azaltmak için CO₂ yakalama, depolama ve kullanımına ilgi, son yıllarda önemli ölçüde artmıştır. Küresel CO₂ salımlarının büyük bir kısmı endüstriyel tesislerle ilgilidir. Örneğin, tek başına demir-çelik endüstrisi, toplam küresel CO₂ salımlarının %7'sini oluşturan 2,6 Gt CO₂/yıl salmaktadır (IEA, 2020). Uzun vadede büyük iklim değişikliğinden kaçınmak için, endüstriyel sektörlerin enerji verimliliğini nasıl iyileştirecekleri ve CO₂ ayak izlerini nasıl azaltacakları konusunda yollar keşfetmesi ve geliştirmesi önemlidir.

Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında CO₂ salım azaltımının türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.27'de verilmiştir. Değişen türbin giriş parametreleri ve amonyak konsantrasyonları için KC'nin parametrik optimizasyon sonuçlarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımının değişimi incelenmiştir. Bu sayede atık ısı geri kazanım sisteminin kullanılması ile çevreye olumlu bir etkinin ortaya çıkarılması amaçlanmaktadır. KC'nin net güç üretimine bağlı olarak, CO₂ salımı azaltma eğrileri, net enerji üretim eğrilerinin eğilimine sahiptir. Hem CO₂ salım azaltımının hem de net güç üretiminin minimum ve maksimum değerleri, KC'nin aynı çalışma koşullarında hesaplanmıştır. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonları için CO₂ salım azaltımı incelendiğinde; yüksek basınçlarda CO₂ salım azaltım miktarının düşük basınçlara göre daha fazla olduğu ve yüksek amonyak konsantrasyonları için bu miktarın yine daha fazla olduğu görülmektedir. Farklı türbin giriş basınçları için elde edilen verilerde dikkat çeken yön, CO₂ salım azaltımının daha düşük sıcaklıklarda ani bir artış gösterdikten sonra yatay da bir seyir izlemesi ve son olarak artan sıcaklığa bağlı olarak yeniden hızlı bir yükselişe geçmesi olarak görülmektedir. Şekil incelendiğinde: 100 bar türbin giriş basıncında, amonyak konsantrasyonunun 0,95 değerinde ve türbin giriş sıcaklığının 430 °C değerinde CO₂ salım azaltım miktarı 274,42 kg-CO₂/h ile

maksimum seviyededir; 50 bar basınçta 0,25 amonyak konsantrasyonunda ve 210 °C’de 44,18 kg-CO₂/h ile minimum seviyede olduğu hesaplanmıştır.

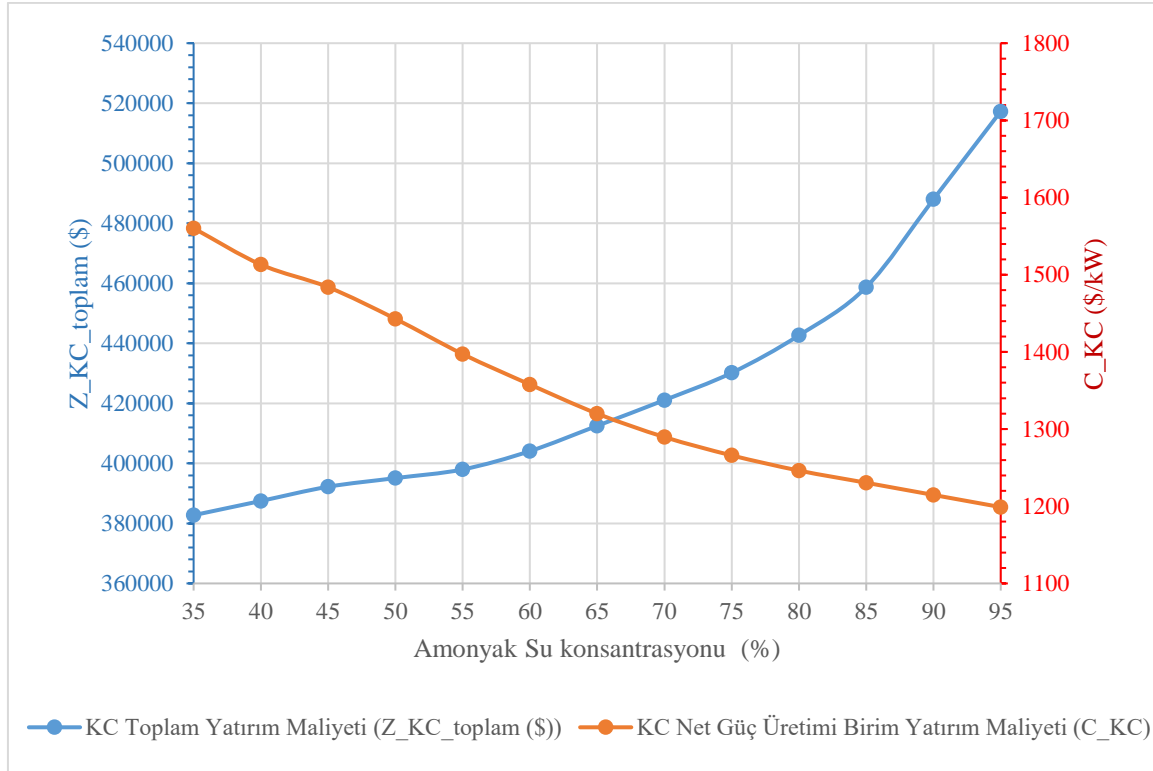


Şekil 4.27. Farklı basınç ve amonyak konsantrasyonlarında CO₂ salım azaltımının türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

4.2.4. Ekonomik analiz sonuçları

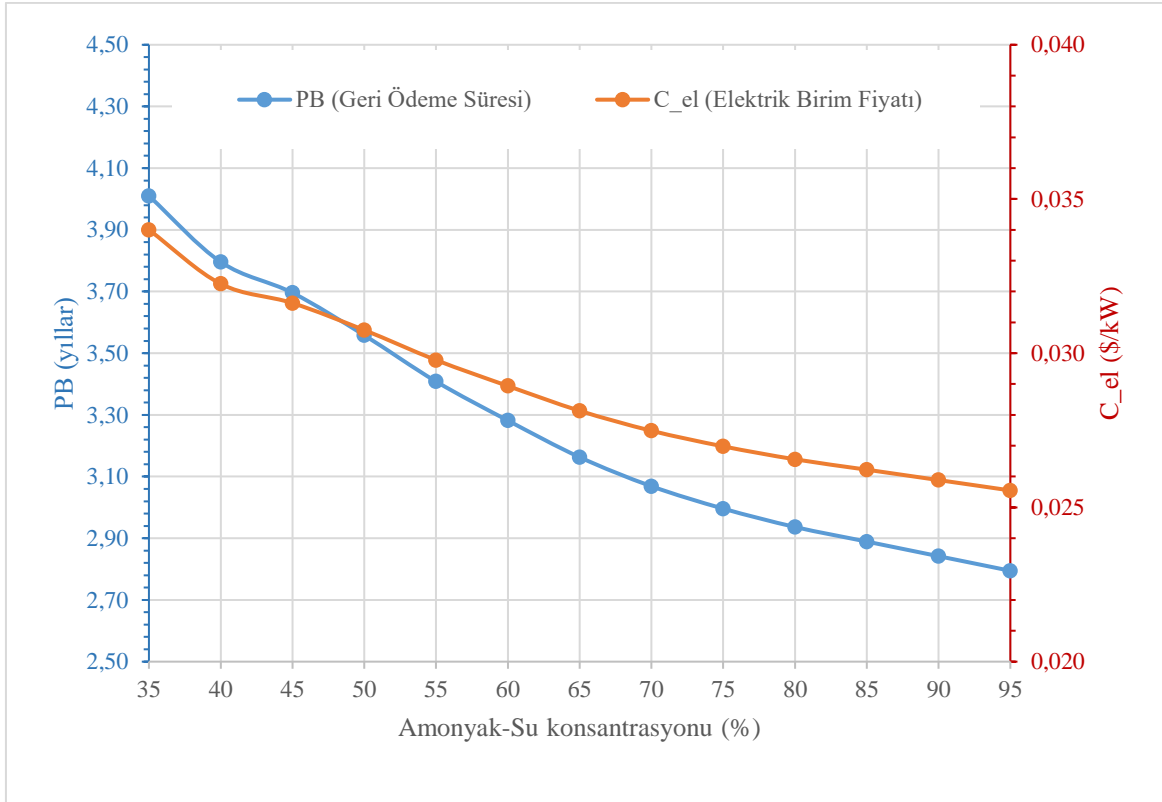
Bu çalışmada tav fırını egzoz gazı atık ısısını geri kazanmak için tasarlanan KC sistemi için parametrik optimizasyon ve CO₂ salım azaltım analizleri, türbin giriş basınçlarının 50 bar ile 100 bar arasında 10 bar artımlar ile farklı türbin giriş sıcaklığı ve amonyak konsantrasyonları için hesaplanmıştır. Ancak termodinamik performans değerleri ne kadar iyi olsa da, bir çevrim yatırımının gerçekleştirilmesi için sistem yatırım maliyeti ve geri ödeme süresi gibi bilinmesi gereken bazı önemli parametreler vardır. Bu önemli parametrelerin hesaplanması ve analiz edilmesiyle, bu endüstriyel atık ısıların bulunduğu sistemlere Kalina çevrimlerinin ekonomik olarak da uygun olduğunu göstermek amaçlanmıştır. Ayrıca sistemde var olan atık ısıdan elektrik üretildiği için yakıt maliyetinin olmaması da maliyeti olumlu yönde etkilemektedir.

Ekonomik analiz için literatürde kullanılan bazı eşitlikler esas alınmış olup Bölüm 4.2’de ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Bu denklemlerin bazıları üretilen işe, bazıları ise ısı transfer alanına bağlıdır. Bu parametrelere bağlı olarak, her bir bileşenin maliyeti hesaplanır. Hesaplanan maliyetler toplanarak toplam KC maliyeti elde edilmiştir. Ayrıştırıcı ve karışım odası maliyetleri çok düşük olduğu için toplam KC maliyetine eklenmemiştir. Ekonomik analizde; toplam yatırım maliyeti, kW başına yatırım maliyeti, geri ödeme süresi ve seviyelendirilmiş elektrik maliyeti değerlendirilmesi gereken önemli parametrelerdir. Yapılan parametrik optimizasyon neticesinde en iyi performansı 100 bar basınçta elde edilmiştir. Bununla birlikte, tasarlanan KC’nin ekonomik analizleri, amonyak konsantrasyonlarının %35’ten %95’e aralığında 100 bar türbin giriş basıncında yalnızca en iyi performans gösteren 430 °C türbin giriş sıcaklığında yapılmıştır. Ekonomik değerlendirme kapsamında üretilen elektrik başına toplam yatırım maliyeti (Z_{KC_toplam}) ve KC birim fiyatı (C_{KC}) hesaplanmıştır. Üretilen elektrik başına KC’nin toplam yatırım maliyeti ve birim yatırım fiyatı Şekil 4.28’de verilmektedir.



Şekil 4.28. Üretilen elektrik başına KC'nin toplam yatırım maliyeti ve birim yatırım fiyatı

Şekilde incelendiğinde, %35 amonyak su konsantrasyonunda 382 743 \$'lık yatırım maliyetinin %95 amonyak su konsantrasyonunda 517 293 \$'a yükseldiği görülmektedir. Burada görülen yatırım maliyetinin artması ekonomik yükün artması anlamına gelmemektedir. Şekilde görüldüğü gibi, artan yatırım maliyetine rağmen KC'nin kW başına birim yatırım fiyatı daha fazla önem taşımaktadır. Çünkü uzun vadede bu sistemlerin geri ödeme süresi KC'nin birim yatırım fiyatı ile doğru orantılıdır. Sabit türbin giriş sıcaklığında artan amonyak konsantrasyonu, artan güç üretim kapasitesi nedeniyle yatırım maliyetini artırmaktadır. Öte yandan, üretilen elektrik birim kW başına KC'nin birim yatırım fiyatı düşmektedir. KC'nin yatırım maliyetine karşılık, üretilen birim kW elektrik başına KC'nin birim yatırım fiyatı 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %35 amonyak konsantrasyonunda 1 560 \$/kW bulunur iken üretilen birim kW elektrik başına KC'nin minimum birim yatırım fiyatı 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 1 198 \$/kW olarak elde edilmiştir. Hesaplanan bu değerlere bağlı olarak üretilen elektriğin geri ödeme süresi (PB) ve birim maliyeti hesaplanmıştır. KC'nin ürettiği elektriğin geri ödeme süresi (PB) ve birim maliyeti Şekil 4.29'da gösterilmektedir.



Şekil 4.29. KC'nin ürettiği elektriğin geri ödeme süresi (PB) ve birim maliyeti

Şekil incelendiğinde, 430 °C sabit türbin giriş sıcaklığında artan amonyak konsantrasyonu ile KC'nin ürettiği elektriğin yatırım maliyeti artmakla birlikte geri ödeme süresi ve birim kW başına maliyeti azalmaktadır. %35 amonyak konsantrasyonunda en düşük yatırım maliyetine rağmen, geri ödeme süresi yaklaşık 4,01 yıl hesaplanmıştır. Minimum geri ödeme süresi 100 bar türbin giriş basıncında, 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 2,79 yıl olarak hesaplanmıştır. KC tarafından üretilen elektriğin birim maliyeti, KC'nin kullanım ömrü boyunca üretilen gücüne faiz ve bakım maliyeti dahil olmak üzere KC'nin toplam yatırım maliyeti aralığı olarak tanımlanabilir. KC'de üretilen elektriğin minimum birim maliyeti, 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 0,0255 \$/kW ve 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %35 amonyak konsantrasyonunda 0,034 \$/kW olarak hesaplanmıştır.

Köse ve diğerleri (2021) tasarlamış oldukları Kalina çevriminden 890,14 kW net güç elde ederken, KC'nin toplam yatırım maliyetini 878 586 \$ olarak hesaplamışlardır. Aynı zamanda geri ödeme süresini ve elektriğin minimum birim maliyeti'ni sırasıyla; 3,22 yıl ve 0,0278 \$/kW olarak hesaplamışlardır. Ekonomik analiz sonuçları literatür ile kıyaslandığında, elde edilen sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir

4.2.5. Sonuçlar

Yapılan bu çalışmada Kalina çevrim sisteminin en iyi performans gösteren çalışma koşullarını bulmak için parametrik optimizasyon önemli bir aşamayı oluşturmaktadır. Bu nedenle, demir çelik endüstrisinde bulunan bir tav fırınından bacadan atmosfere salınan egzoz gazının atık ısısını geri kazanmak için tasarlanan KC'nin parametrik optimizasyonu, önce enerji ve ekserji analizi ile birlikte yapılmıştır. KC'nin parametrik optimizasyonu sırasında türbin giriş basıncı 50 bar ile 100 bar arasında 10'ar bar artım gerçekleştirilerek farklı basınç aralıkları için irdelenmiştir. Çalışma sırasında türbin giriş sıcaklığı 130 °C ile 430 °C arasında 20 °C artırılarak değiştirilmiştir. Amonyak konsantrasyonu %15'ten %95'e %10 arttırılarak yükseltilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı ve amonyak konsantrasyonu değerlerinin KC sistem performanslarına etkisini görebilmek için bu parametrelerden biri sabit kalırken diğeri değişkenlik göstermiştir. Farklı basınç değerinde diğere parametrelerin etkisini araştırmak için sistematik bir çalışma yapılmıştır. Kalina çevrimi için türbin giriş sıcaklığı, basıncı ve amonyak-su konsantrasyonunun ayrıştırıcı kütleli debi, türbin giriş kütleli debisi, pompa güç tüketimi, net güç, termal verim ve ekserji verimliliği üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Tüm bunlara ek olarak diğere sistem elemanlarında farklı türbin giriş basınçları ve farklı amonyak konsantrasyonlarında enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. KC'nin tav fırınına entegre edilerek elektrik enerjisi elde edilmesinin CO₂ salım azaltımı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Ayrıca, en iyi performans gösteren sistem koşulu için tasarlanan KC'nin ekonomik analizleri yapılmıştır. Bu çalışma ile KC, bir yeniden ısıtma tav fırınının genel performans optimizasyonu ve fırınların atık ısısının enerji, ekserji, çevre ve ekonomi açısından geri kazanılabilirliği hakkında üreticilere ve araştırmacılara geniş bir bakış açısı kazandırmak amaçlanmıştır. Kapsamlı analizlerden sonra, aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- ✓ Ayrıştırıcı kütleli debisinin farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişimi incelendiğinde, tüm çalışma basınçlarında ayrıştırıcı kütleli debisi, amonyak konsantrasyonunun azalmasıyla artmakta ve belirli bazı konsantrasyonlardan sonra türbin giriş sıcaklığının da artmasıyla sıfır noktasına gelmektedir. Ayrıştırıcı kütleli debisinin 50 bar çalışma basıncında 0,35 amonyak konsantrasyonunda ve 190 °C'de 1,73 kg/s ile maksimum seviyede olduğu görülmektedir. Türbin giriş kütleli debisinin, türbin giriş sıcaklığının artmasıyla tüm amonyak konsantrasyonları için önce hızlı bir yükseliş eğrisi daha yüksek

sıcaklıklarda ise yatay bir seyir takip ettiği görülmektedir. Tüm çalışma basınçları göz önüne alınarak incelendiğinde, 100 bar çalışma basıncında 0,95 amonyak konsantrasyonunda 150 °C’de türbin giriş kütleli debisinin 0,93 kg/s ile maksimum değerde olduğu; 60 bar çalışma basıncında 0,25 amonyak konsantrasyonunda 220 °C’de 0,22 kg/s ile minimum değerde olduğu görülmektedir.

- ✓ Pompa güç tüketiminin farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde, yüksek çalışma basınçlarında daha düşük çalışma basınçlarına göre pompa güç tüketimi daha yüksek değerlerde olduğu sonucuna varılmıştır. Tüm çalışma basınçlarına ait pompa güç tüketimi incelenirse: 100 bar çalışma basıncı 160 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,75 amonyak konsantrasyonunda 25,39 kW ile maksimum seviyede olduğu; yine pompa güç tüketiminin 50 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,15 amonyak konsantrasyonunda 3,18 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.
- ✓ Net gücün farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde, net güç tüm çalışma basınçları için artan amonyak konsantrasyonu ve artan türbin sıcaklığıyla birlikte artmaktadır. Yüksek çalışma basınçlarında bu artışın düşük basınçlara göre daha yüksek olduğu net bir şekilde görülmektedir. Net gücün, 100 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda 410,62 kW ile maksimum seviyede olduğu; net gücün 60 bar çalışma basıncı 220 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,25 amonyak konsantrasyonunda 55,32 kW ile minimum seviyede olduğu görülmüştür.
- ✓ Net termal verimin farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde, sabit türbin giriş sıcaklığında artan amonyak konsantrasyonu ile KC sisteminin termal verimliliği artmaktadır. Net termal verimin, 100 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda %36,05 ile maksimum seviyede olduğu; net termal verimin 60 bar çalışma basıncı 250 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,15 amonyak konsantrasyonunda %8,79 ile minimum seviyede olduğu görülmüştür.
- ✓ En düşük termal verim, sıfırdan farklı olarak ayrılmış kütleli debinin olduğu noktalarda meydana gelmektedir. Bunun nedeni, daha düşük türbin giriş kütleli debisi nedeniyle daha düşük net güç üretimidir.
- ✓ Ekserji veriminin farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı ile değişimi incelendiğinde, sabit türbin giriş sıcaklığında artan amonyak konsantrasyonu ile KC sisteminin ekserji verimliliği artmaktadır. İncelenen verilere göre maksimum ekserji

verimi 100 bar çalışma basıncında 430 °C'de 0,95 amonyak konsantrasyonu için %73,47 olarak bulunmuştur; minimum ekserji verimi ise 60 bar çalışma basıncında 220 °C'de 0,25 amonyak konsantrasyonu için %9,76 olarak bulunmuştur.

- ✓ En düşük ekserji verim değerleri, sıfırdan farklı olarak ayrılmış kütleel debinin olduğu noktalarda elde edilir. Bunun nedeni, daha düşük türbin giriş kütleel debisi nedeniyle daha düşük net güç üretimidir.
- ✓ DSR ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde, türbin giriş sıcaklığına ve farklı amonyak konsantrasyonlarına göre incelendiğinde yüksek çalışma basınçlarında (100 bar, 90 bar, 80 bar ve 70 bar) ani bir yükseliş ve ardından yatay bir seyir izlemekte; daha düşük basınçlarda (60 bar ve 50 bar) ani bir yükseliş- yatay bir seyir ve ardından ani bir azalış şeklinde yol izlediği görülmektedir. Maksimum DSR ekserji verimi 100 bar çalışma basıncında 430 °C'de 0,95 amonyak konsantrasyonu için %99,95 olarak bulunmuştur; minimum DSR ekserji verimi ise 50 bar çalışma basıncında 430 °C'de 0,75 amonyak konsantrasyonu için %99,63 olarak bulunmuştur.
- ✓ Yoğuşturucu ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde, tüm çalışma basınçlarında (100 bar, 90 bar, 80 bar, 70 bar, 60 bar ve 50 bar) genel bir eğilim olarak amonyak konsantrasyonu azaldıkça ve türbin giriş sıcaklığı arttıkça yoğuşturucu ekserji verimi azalmaktadır. Yoğuşturucu ekserji veriminin, 90 bar çalışma basıncı 130 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda %97,13 ile maksimum seviyede olduğu; yoğuşturucu ekserji veriminin 50 bar çalışma basıncı 400 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,45 amonyak konsantrasyonunda %4,53 ile minimum seviyede olduğu görülmüştür.
- ✓ Buharlaştırıcı ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde, tüm çalışma basınçlarında (100 bar, 90 bar, 80 bar, 70 bar, 60 bar ve 50 bar) amonyak konsantrasyonu azaldıkça ve türbin giriş sıcaklığı arttıkça buharlaştırıcı ekserji verimi artmaktadır. Buharlaştırıcı ekserji veriminin, 100 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,15 amonyak konsantrasyonunda %97,16 ile maksimum seviyede olduğu; buharlaştırıcı ekserji veriminin 50 bar çalışma basıncı 110 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda %61,03 ile minimum seviyede olduğu görülmüştür.
- ✓ Pompa ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde, tüm türbin giriş basınçlarında, 0,95 amonyak konsantrasyonunda en yüksek ekserji veriminde olup 0,45 amonyak konsantrasyona kadar düzenli bir şekilde ekserji verimi azalmakta ve

daha sonra amonyak konsantrasyonun 0,35 ile 0,15 arasındaki değerlerinde konsantrasyon azalırken pompa ekserji verimi artma eğilimi göstermektedir.

- ✓ YSR ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde, yüksek basınçlarda ekserji verimi artan konsantrasyon oranıyla önce hızlı bir şekilde yükselmekte, daha sonra yatay bir seyir takip etmektedir. Fakat 60 bar ve 50 bar türbin giriş basınçlarında düzenli bir eğri elde edilemediği sonucuna varılmıştır.
- ✓ Tüm parametrik analiz sonuçları, enerji ve ekserji analiz sonuçları ile birlikte değerlendirildiğinde, en iyi performans gösteren KC sistem çalışma koşulu 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda elde edilmiştir. Bu çalışma koşulunda KC'nin maksimum net güç üretimi, ısı verimi ve ekserji verimi 389,44 kW, %33,86 ve %68,96 olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, KC sisteminin minimum performansı 230 °C türbin giriş sıcaklığında ve %30 amonyak konsantrasyonunda gözlenmektedir. Bu çalışma koşulu için KC'nin minimum net güç üretimi, ısı verimi ve ekserji verimi 56,08 kW, %4,76 ve %9,76 olarak hesaplanmıştır.
- ✓ Ayrıştırıcı ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde, aynı konsantrasyon eğrisi için 100 bar'daki ayrıştırıcı ekserji veriminin 50 bar'daki ayrıştırıcı ekserji verimine göre daha yüksek bir değer olduğu görülmektedir. Ayrıştırıcı ekserji verimi, tüm çalışma basınçlarında ve 0,95- 0,85- 0,75 amonyak konsantrasyonunda ve tüm sıcaklıklarda %100 olarak görülmektedir. 0,65 ile 0,15 amonyak konsantrasyonlarında ise çalışma basıncının 100 bar'dan 50 bar'a doğru düştükçe amonyak konsantrasyonlarının azalmasına bağlı olarak ayrıştırıcı ekserji verimi de düşmektedir.
- ✓ Türbin ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde, tüm çalışma basınçlarında amonyak konsantrasyonunun düşmesiyle türbin ekserji veriminin arttığı net olarak görülmektedir. Yine tüm çalışma basınçlarında türbin giriş sıcaklığının artmasıyla yüksek amonyak konsantrasyonlarında türbin ekserji veriminin arttığı; düşük amonyak konsantrasyonlarında ise türbin ekserji veriminin yatay bir eğri takip ettiği görülmektedir. Tüm çalışma basınçları göz önüne alınarak incelendiğinde, 100 bar çalışma basıncında 0,95 amonyak konsantrasyonunda 170 °C'de türbin ekserji verimi %91,32 ile minimum değerde olduğu; 50 bar çalışma basıncında 0,15 amonyak konsantrasyonunda 260 °C'de %96,18 ile maksimum değerde olduğu görülmektedir.

4.3. Buhar Rankine Çevrimi-Organic Rankine Çevrimi-Kalina Çevrimi ile Tav Fırınından Atık Isı Geri Kazanım Analizi

Son birkaç yıldır dünyada yaşanan salgının tetiklemesi neticesinde etkisini artıran enerji kıtlığı ile birlikte sosyoekonomik ve teknolojik kalkınmayı çevresel etkileri de gözönüne alarak gerçekleştirmek için düşük ve orta dereceli atık ısı kaynaklarının kullanımı ön plana çıkmaktadır (Mohammadi ve diğerleri, 2018).

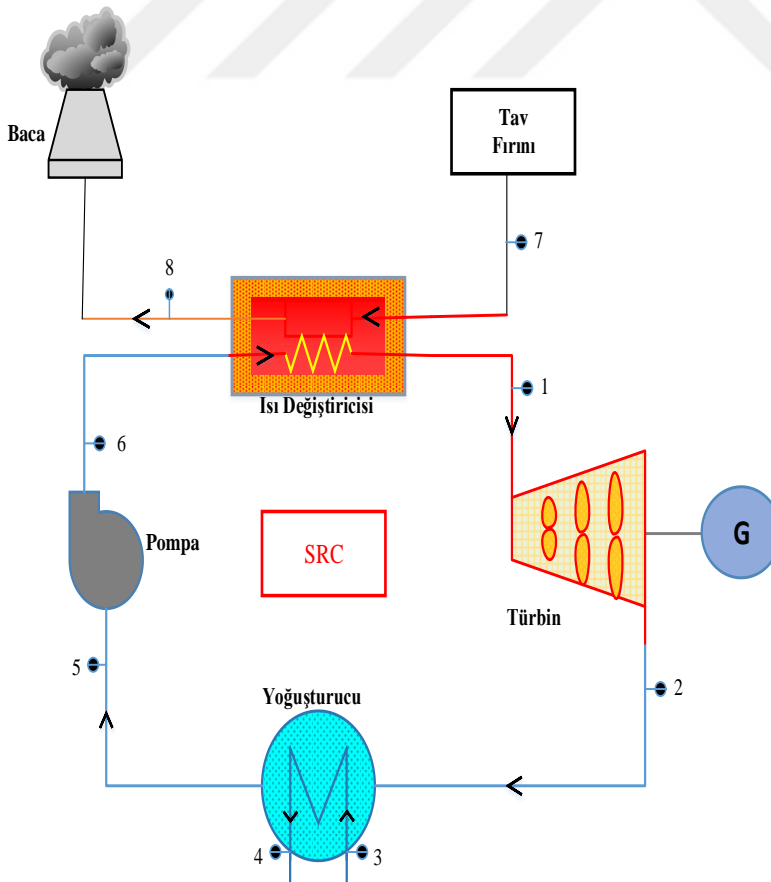
Sanayi sektörü tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de büyük oranda enerji tüketme ve aynı zamanda atık ısı geri kazanım potansiyeline sahiptir. Endüstriyel tesislerde proses sonucu açığa çıkan ve herhangi bir yerde tekrar kullanılmayıp bacadan atık gaz olarak atmosfere atılan düşük ve orta sıcaklıktaki atık ısının enerji geri kazanım sistemleri ile rasyonel kullanımı, enerji bağımlılığını hafifletmek, CO₂ sera gazı salım azaltımını gerçekleştirmek ve enerji verimliliğini artırmak için verimli bir yöntemdir. Endüstriyel atık ısı, jeotermal ve güneş enerjisi gibi çok sayıda düşük kaliteli enerji kaynağı mevcuttur. Ancak, düşük dereceleri nedeniyle bu ısı kaynakları, geleneksel yöntemler kullanılarak elektrik enerjisi üretmek için verimli bir şekilde kullanılamamaktadır. Sonuç olarak, düşük dereceli enerji dönüşüm uygulamaları için geleneksel güç çevrimi sistemlerinde önemli değişiklikler gerekmektedir. ORC, çalışma sıvıları olarak organik düşük kaynama noktalı sıvıları kullanan bir Rankine çevrimidir. Bu çevrim, düşük kaliteli ısı kaynaklarından elektrik üretme potansiyeline sahiptir (Koç ve diğerleri, 2020a; Kocaman ve diğerleri, 2022).

Demir çelik endüstrisinde mevcut bulunan bir tav fırını bacası atık ısısından faydalanılarak Buhar Rankine, Organik Rankine ve Kalina çevrimleri arasında aynı çalışma koşulunda en iyi performans gösteren sisteme karar verilecek ve performans optimizasyon sonuçları karşılaştırılacaktır. Ancak atık ısı geri kazanım sistemlerinin aynı koşullar altında analiz edilmesi ve karşılaştırılması da en iyi performans gösteren çevrimi ortaya çıkarmak için önemlidir. Göz önüne alınan sistemler içerisinde en iyi performans gösteren çevrimi kullanmanın CO₂ salım azaltımı üzerindeki etkisi araştırılacaktır. Performans ve salım açısından en iyi çevrim konfigürasyonlarına ve çevrim akışkanına karar verilecektir. Sonuç olarak da göz önüne alınan sistemlerde en iyi performans gösteren sisteme karar verildikten sonra, en iyi performans gösteren sistemin ekonomik ve çevresel analizleri yapılacaktır.

4.3.1. Buhar Rankine çevrimi parametrik optimizasyonu, enerji ve ekserji analizi

Bu çalışma kapsamında, demir çelik endüstrisinde mevcut bulunan bir tav fırını bacası atık ısısından faydalanılarak buhar Rankine çevrimi (SRC) olarak adlandırılan buhara dayalı güç çevrimlerinde toplam verimliliğin tespit edilmesi amaçlanmıştır. İncelenen tav fırını baca egzoz gazı sıcaklığı 450 °C, türbin giriş basıncı $P_1 = 10$ bar ile 100 bar arası 10 bar arttırılmış, egzoz gazı kütleli debisi 3,73 kg/s olarak verilmiştir. Bu çalışmada türbin çıkış basıncı 0,1 bar olarak sabit kabul edilmiştir.

Buhar Rankine çevrimi, orta kalite sıcaklığa sahip egzoz gazlarından atık ısı geri kazanımı için en etkili seçeneklerden biridir. Bu çalışmada bir demir çelik endüstrisinde bulunan tav fırını sisteminden açığa çıkan atık egzoz gazının geri kazanılabilmesi için en doğru ve kullanılabilir çevrimin seçilmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla ilk olarak buhar Rankine çevrimi değerlendirilecektir. Basit buhar Rankine çevrimi Şekil 4.30’da verilmiştir. Buhar Rankine çevrim (SRC) için kabul edilen tasarım parametreleri de Çizelge 4.5’de gösterilmektedir.



Şekil 4.30. Rankine çevrimi şematik gösterimi

Çizelge 4.5. Buhar Rankine çevrim (SRC) için kabul edilen tasarım parametreleri

Parametreler	Değer	Birim
Türbin izentropik verimi	80	%
Pompa izentropik verimi	82	%
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	15	°C
Egzoz gazının kütleli debisi	3,73	kg/s
RC egzoz gazı giriş sıcaklığı	450	°C
RC egzoz gazı çıkış sıcaklığı	120	°C

Yapılan analizler neticesinde buhar Rankine çevrimi sisteminde, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim ve (f) ekserji verimi değişimi Şekil 4.31’de verilmiştir. SRC sistem tasarımında incelenen tüm parametreler için türbin giriş sıcaklığı 150 °C ile 450 °C aralığında ve türbin giriş basıncı ise 10 bar ile 100 bar çalışma basıncı aralıklarında 10 bar basınç artımı yapılarak değerlendirilmiştir. Şekil incelendiğinde, sistemin kütleli debisinin çalışma basıncı ve türbin giriş sıcaklığı arttıkça azaldığı; toplam güç, net güç, toplam termal verim, net termal verim ve ekserji veriminin çalışma basıncı ve türbin giriş sıcaklığı arttıkça arttığı net olarak görülmektedir.

SRC sistemi için Şekil 4.31’de verilen grafikler ayrı ayrı incelendiğinde: SRC çevriminde sistemin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait kütleli debisi (a)’da verilmektedir. Şekil incelendiğinde, kütleli debi sabit basınç altında sıcaklık arttıkça azalmaktadır. Kütleli debinin, 10 bar çalışma basıncında ve 180 °C’de 0,53 kg/s ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 440 °C’de 0,43 kg/s ile minimum olduğu görülmektedir.

SRC çevriminde sistemin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam gücü Şekil 4.31(b)’de verilmektedir. Şekilde, toplam güç sabit basınç altında sıcaklık arttıkça

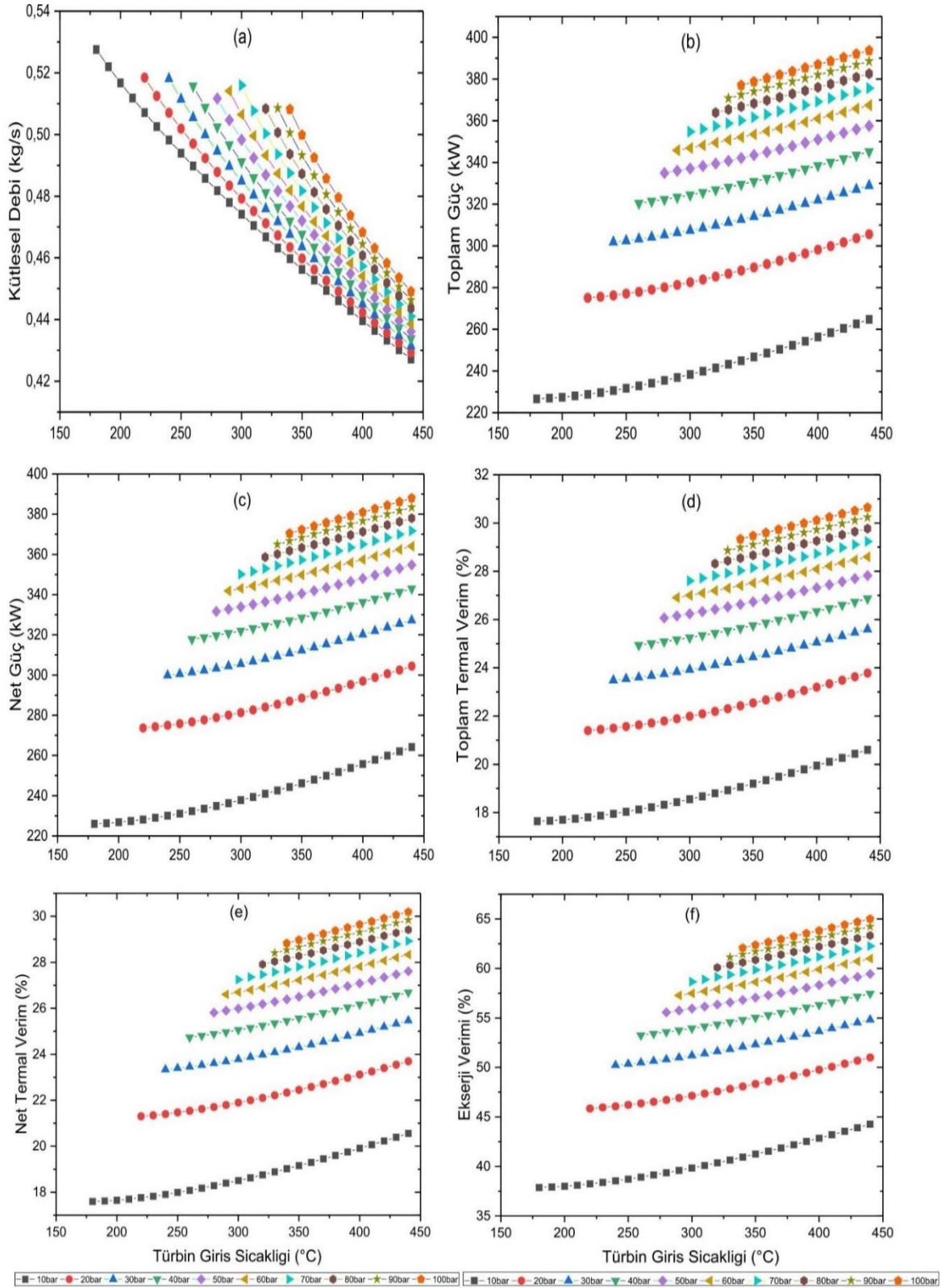
artmaktadır. Toplam gücün, 100 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de 393,70 kW ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 180 °C'de 226,70 kW ile minimum olduğu görülmektedir.

SRC çevriminde sistemin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net gücü Şekil 4.31(c)'de verilmektedir. Şekilde incelendiğinde, net güç sabit basınç altında sıcaklık artıkça artmaktadır. Net gücün, 100 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de 387,94 kW ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 180 °C'de 226,04 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir. Tom (2021) yapmış olduğu çalışmada türbin giriş basıncının 125 bar değerinde türbin giriş sıcaklığının 550 °C olduğu durumda 923 kW net güç eldesi ile termal verimi %26 olarak hesaplamıştır.

SRC çevriminde sistemin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam termal verimi Şekil 4.31(d)'de verilmektedir. Şekilde, toplam termal verim sabit basınç altında sıcaklık artıkça artmaktadır. Toplam termal verimin, 100 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de %30,64 ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 180 °C'de %17,64 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

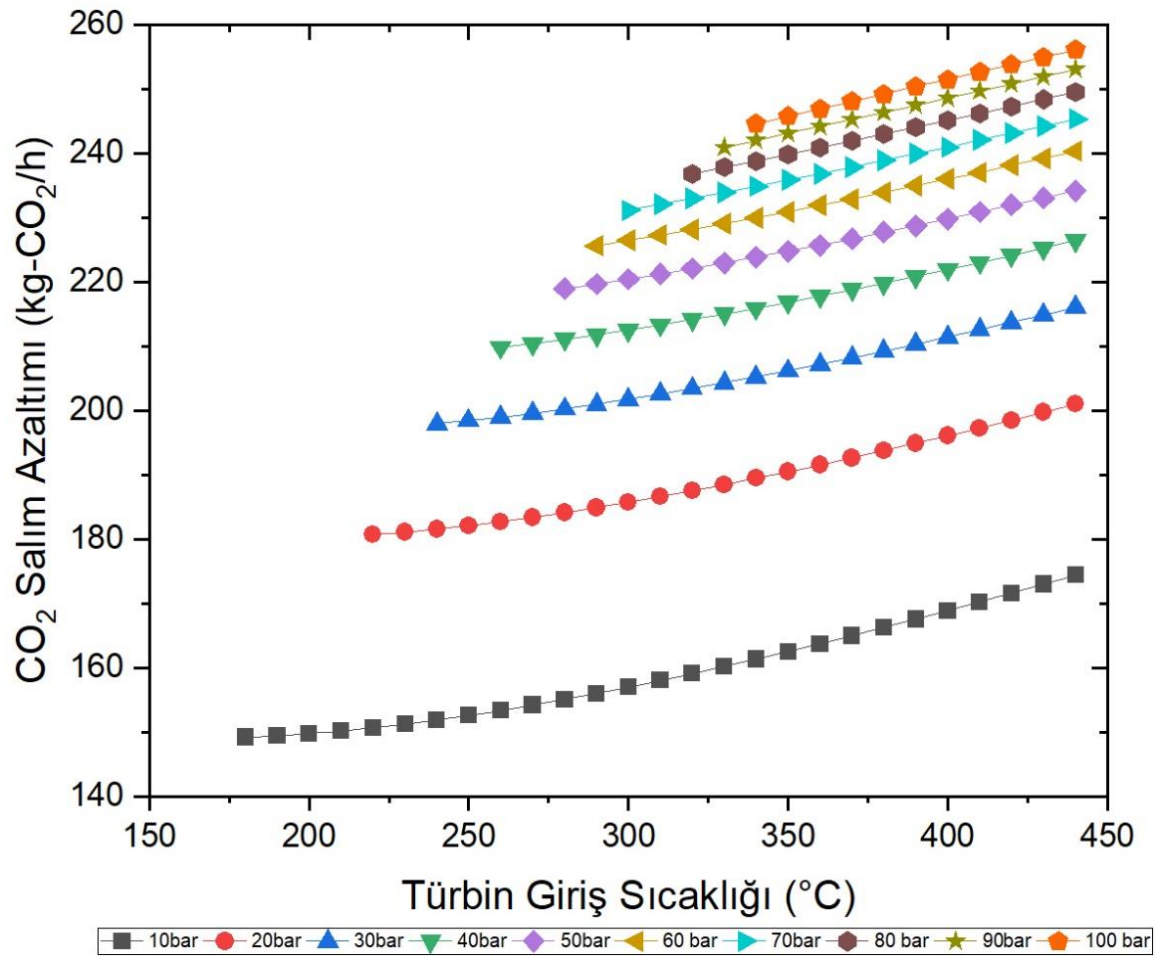
SRC çevriminde sistemin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net termal verimi Şekil 4.31(e)'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde, net termal verim sabit basınç altında sıcaklık artıkça artmaktadır. Örneğin, net termal verimin, 100 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de %30,19 ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 180 °C'de %17,59 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

SRC çevriminde sistemin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait ekserji verimi Şekil 4.31(f)'de verilmektedir. Şekilde, ekserji verimi sabit basınç altında sıcaklık artıkça artmaktadır. Ekserji veriminin, 100 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de %64,99 ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 180 °C'de %37,87 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.31. SRC sisteminde, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi

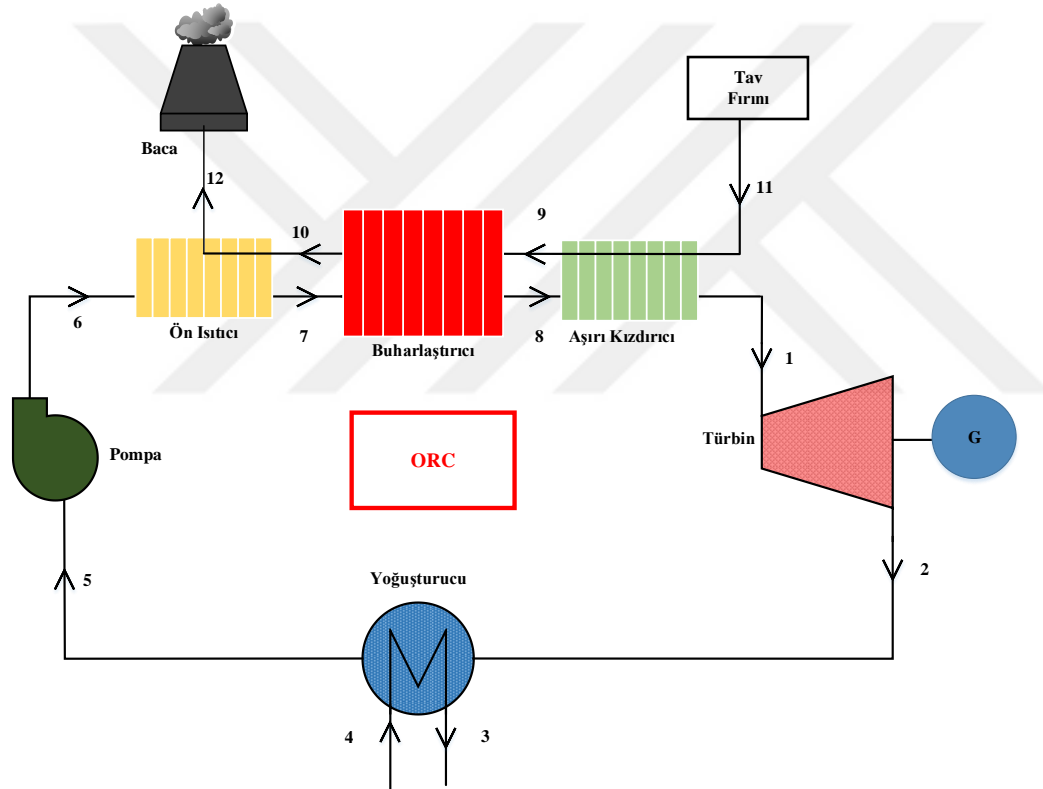
SRC sistemi için, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı Şekil 4.32’de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, SRC için sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığı arttıkça CO₂ salım azaltımı lineer bir artış göstermektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça CO₂ salım azaltımı miktarı da artmaktadır. SRC için 10 bar basınç ve 180 °C CO₂ salım azaltım miktarı 149,25 kg-CO₂/h ile minimum iken, 100 bar ve 440 °C’de 256,16 kg-CO₂/h salım azaltımı ile maksimum değeri göstermektedir.



Şekil 4.32. SRC sisteminde, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı

4.3.2. Organik Rankine çevrimi parametrik optimizasyonu, enerji ve ekserji analizi

ORC, elektrik üretmek için organik bir çalışma sıvısı kullanan termodinamik bir çevrimdir. Çalışma sıvısı kaynama noktasına kadar ısıtılır ve genişleyen buhar bir türbini çalıştırmak için kullanılır. Bu türbin, işi elektriğe dönüştürmek amacıyla bir jeneratörü çalıştırmak için kullanılabilir. Çalışma sıvısı buharı tekrar sıvı haline yoğuşturulur ve sistem üzerinden geri beslenir. Basit bir ORC şematik gösterimi Şekil 4.33'de ve ORC sistemi için kabul edilen tasarım parametreleri Çizelge 4.6'da gösterilmektedir.



Şekil 4.33. Organik Rankine çevrimi şematik gösterimi

Çizelge 4.6. ORC sistemi için kabul edilen tasarım parametreleri

Parametreler	Değer	Birim
Türbin İzentropik Verimi	80	%
Pompa İzentropik Verimi	82	%
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	20	°C
Egzoz gazının kütleli debisi	3,73	kg/s
ORC egzoz gazı giriş sıcaklığı	450	°C
ORC egzoz gazı çıkış sıcaklığı	120	°C

Bu çalışmada, ORC'lerin tasarımında en iyi performans gösteren çalışma akışkanını belirlemek için farklı çalışma akışkanları seçilmiştir. ORC sisteminde çalışma akışkanı olarak seçilen sekiz akışkan aseton, benzen, bütan, sikloheksan, siklopentan, etanol, R11 ve R123'dir. Bu çalışma akışkanları için farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çalışma akışkanlarının kütleli debisi, toplam gücü, net gücü, toplam termal verimi, net termal verimi ve ekserji verimi değişimi incelenmiştir. Bir ORC tasarımı sırasında dikkate alınması gereken birçok parametre vardır. Çalışma sıvısı seçiminin, ORC termal verimliliği ve çalışma koşulları üzerinde önemli bir etkisi olduğu için kilit rol oynayan sistem parametrelerinden biridir. Seçim sürecinde dikkate alınması gereken sistem bileşenlerinin tasarımı, maliyeti, kararlılığı ve güvenliği gibi pek çok kriter mevcuttur. Çalışma sıvısının ozon tüketme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyeli (GWP), ORC sisteminin olumsuz çevresel etkisini en aza indirmek için dikkate alınması gereken önemli faktörler arasındadır. Bu çalışmada, atık ısıyı geri kazanarak ve CO₂ salım azaltımını maksimum yaparak genel sistem verimliliğinin iyileştirilebilirliği incelenmiştir. Çalışma sıvısı seçiminde dikkate alınması gereken diğer faktörler, kritik sıcaklık, maksimum çalışma sıcaklığı ve basıncı içerir. İyi bir yoğuşma işlemi için kritik sıcaklık ve ortam sıcaklığı arasında bir denge olması ve yoğuşma sıcaklığının ortam sıcaklığından yüksek olması gerekir. Çalışma sıvısının türü de ORC türbin genişleme kanatlarının ömründe ve dolayısıyla ORC'nin performansında önemli bir role sahiptir.

ORC sisteminde, aseton çalışma akışkanının farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim ve (f) ekserji verimi değişimi Şekil 4.34'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, ORC sisteminde aseton için kütleli debi grafiği çizilirken, 140 °C ile 275 °C sıcaklık aralığı ve 10 bar ile 45 bar çalışma basıncı aralıklarında 5 bar basınç artımı yapılarak değerlendirilmiştir. Bu değerler çalışma akışkanı olarak seçilen asetonun kritik çalışma basıncı ve kritik çalışma sıcaklığı gözönüne alınarak karar verilmiştir.

Aseton çalışma akışkanı için Şekil 4.34'de verilen grafikler ayrı ayrı incelendiğinde: ORC'de kullanılan çalışma akışkanı asetonun farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait kütleli debisi Şekil 4.34(a)'da verilmektedir. Kütleli debi sabit basınç altında sıcaklık arttıkça azalmaktadır. Aseton için kütleli debinin, 10 bar çalışma basıncında ve 144 °C'de 1,97 kg/s ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 275 °C'de 1,40 kg/s ile minimum olduğu görülmektedir.

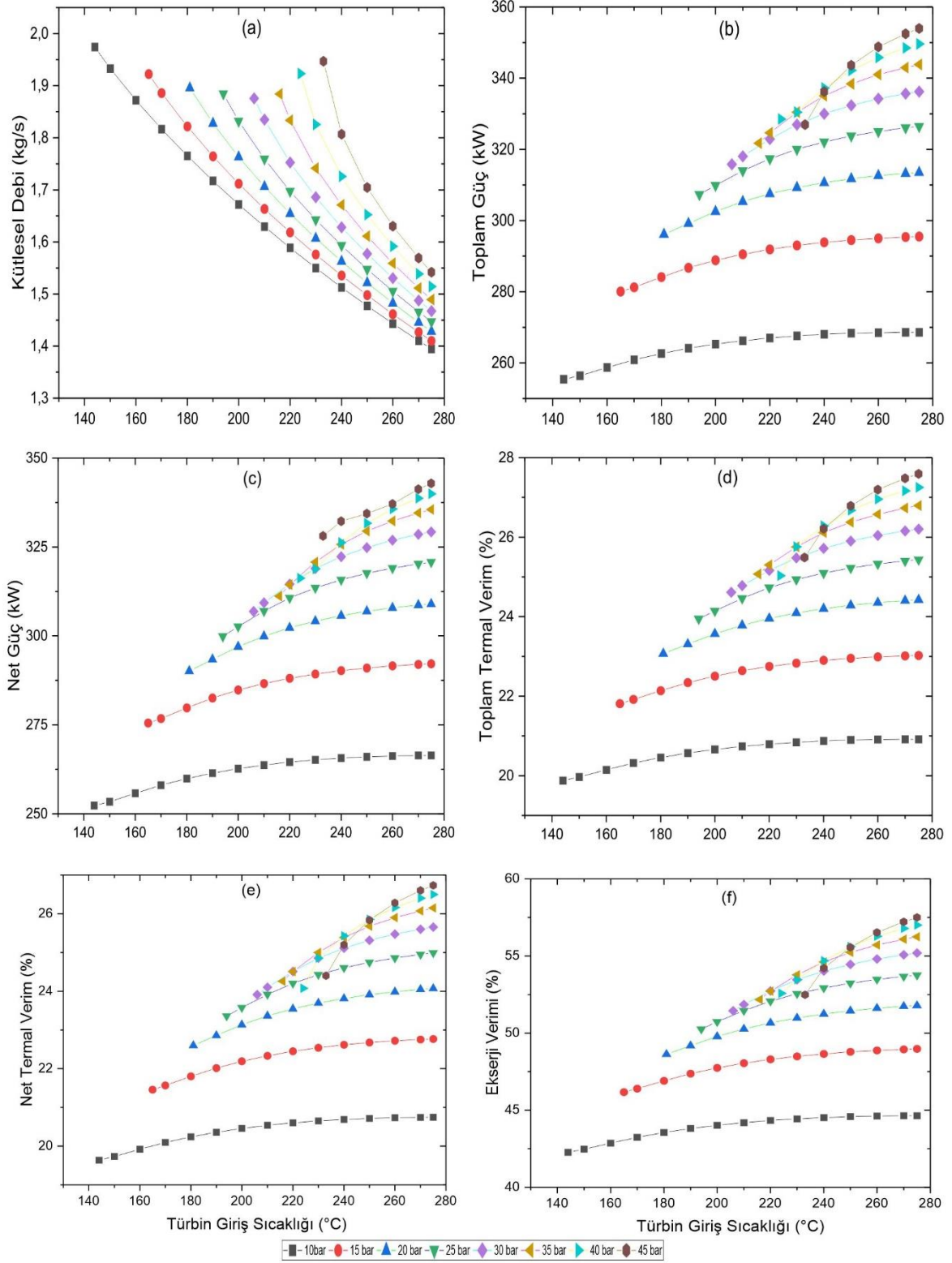
ORC’de çalışma akışkanı olarak kullanılan asetonun farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam gücü Şekil 4.34(b)’de verilmektedir. Sistemin toplam gücü sabit basınç altında sıcaklık arttıkça artmaktadır. Aseton için sistemin toplam gücü, 45 bar çalışma basıncında ve 275 °C’de 353,96 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 144 °C’de 255,41 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

Çalışma akışkanı olarak kullanılan asetonun farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net gücü Şekil 4.36(c)’de verilmektedir. Net güç grafiğinin toplam güç grafiği ile benzer eğimler oluşturduğu sadece sistemdeki maksimum ve minimum noktalarının farklı olduğu görülmekte olup aseton çalışma akışkanı için sıcaklık ve basınç arttıkça net güç artmaktadır. Aseton için sistemin net gücü, 40 bar çalışma basıncında ve 275 °C’de 339,9 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 144 °C’de 252,3 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

Asetonun farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam termal verim Şekil 4.34(d)’de verilmektedir. Aseton çalışma akışkanı için sıcaklık ve basınç arttıkça toplam termal verim artmaktadır. Aseton için sistemin toplam termal veriminin, 45 bar çalışma basıncında ve 275 °C’de %27,59 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 144 °C’de %19,88 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

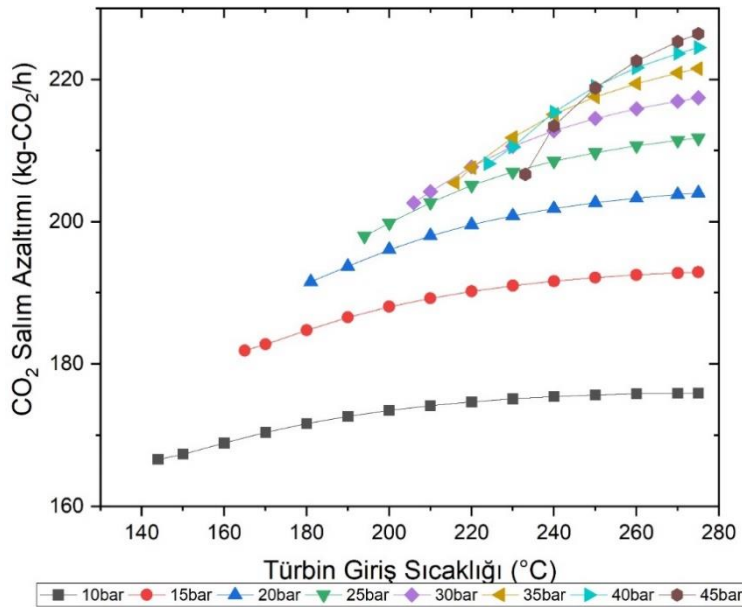
Asetonun farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına net toplam termal verim Şekil 4.34(e)’de verilmektedir. Net termal verim grafiğinin toplam termal verim grafiği (d) ile benzer eğimler oluşturduğu sadece sistemdeki maksimum ve minimum noktalarının farklı olduğu görülmektedir. ORC sisteminde aseton çalışma akışkanı için sıcaklık ve basınç arttıkça net termal verim artmaktadır. Aseton için sistemin net termal veriminin, 45 bar çalışma basıncında ve 275 °C’de %26,73 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 144 °C’de %19,63 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı asetonun farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ekserji verimi Şekil 4.34(f)’de verilmektedir. ORC sisteminde aseton çalışma akışkanı için sıcaklık ve basınç arttıkça ekserji verimi artmaktadır. Aseton için sistemin ekserji veriminin, 45 bar çalışma basıncında ve 275 °C’de %57,49 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 144 °C’de %42,27 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.34. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak aseton çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi

ORC sistemi için seçilen asetonun, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı Şekil 4.35’de verilmiştir. Şekilde, aseton çalışma akışkanı için sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığı arttıkça CO₂ salım azaltımı sınırlı da olsa bir artış göstermektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça CO₂ salım azaltımı da artmaktadır. Aseton için 10 bar basınç ve 144 °C’de CO₂ salım azaltımı 166,14 kg-CO₂/h ile minimum iken 45 bar ve 275 °C’de 226,41 kg-CO₂/h ile maksimumu olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.35. ORC sistemi için seçilen Asetonun, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı

ORC sisteminde, benzen çalışma akışkanının farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim ve (f) ekserji verimi değişimi Şekil 4.36’da verilmektedir. Şekil benzen çalışma akışkanı için ayrı ayrı incelendiğinde: (a)’da ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı benzenin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait kütleli debisi verilmektedir. ORC sisteminde benzen için kütleli debi grafiği çizilirken, 150 °C ile 450 °C sıcaklık aralığı ve 10 bar ile 48 bar çalışma basıncı aralığında 5 bar basınç artımı yapılarak değerlendirilmiştir. Bu değerler çalışma akışkanı olarak seçilen benzenin kritik çalışma basıncı ve kritik çalışma sıcaklığı gözönüne alınarak karar verilmiştir. Şekil 4.36(a)’da, kütleli debi sabit basınç altında sıcaklık arttıkça azalmaktadır. Benzen için kütleli debinin, 10 bar çalışma basıncında ve 179 °C’de 2,12 kg/s ile maksimum seviyede

olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de 1,12 kg/s ile minimum olduğu hesaplanmıştır.

ORC' çalışma akışkanı olarak kullanılan benzenin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam güç değişimi (b)'de verilmektedir. Şekilde, sistemin toplam gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda düşüş eğilimine geçmektedir. Sistemin toplam gücü, 45 bar çalışma basıncında ve 310 °C'de 373,54 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de 277,02 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

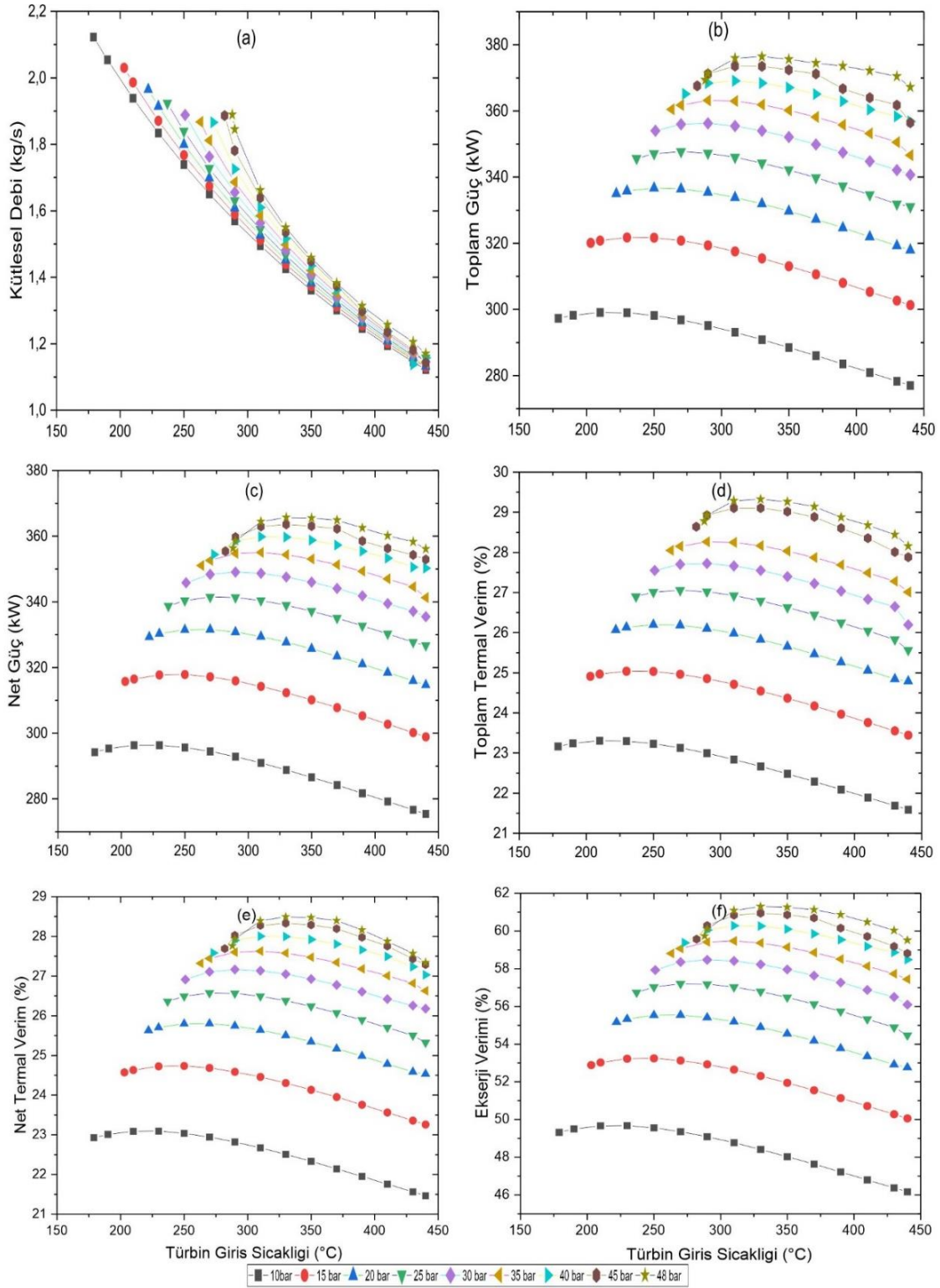
Benzenin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net gücü (c)'de verilmektedir. Sistemin net gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda düşüş eğilimine geçmektedir. Benzen için sistemin net gücü, 48 bar çalışma basıncında ve 330 °C'de 365,7 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de 275 kW ile minimum seviyede olduğu hesaplanmıştır.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı benzenin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam termal verimi (d)'de verilmektedir. Sistemin toplam termal verimi sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce bir artış daha yüksek sıcaklıklarda ise bir azalış eğilimi göstermektedir. Bu eğilim basınç değerleri yükseldikçe daha net bir şekilde kendini göstermektedir. Sistemin toplam termal verimi, 48 bar çalışma basıncında ve 330 °C'de %29,32 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de %21,59 ile minimum seviyede olduğu belirlenmiştir.

Benzenin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net termal verimi (e)'de gösterilmektedir. Net termal verimi toplam termal verim grafiği ile benzer eğimler oluşturmaktadır. Sadece sistemdeki maksimum ve minimum noktalarının farklı olduğu sistemin net termal verimi, 48 bar çalışma basıncında ve 330 °C'de %28,49 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de %21,46 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

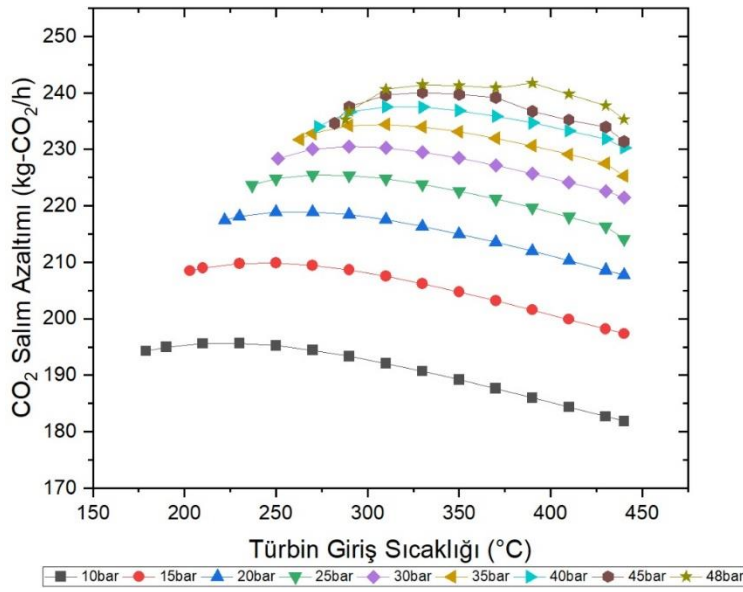
Benzenin farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait ekserji verimi (f)'de verilmektedir. Ekserji verim grafiğinin toplam termal verim ve net termal verim grafiği ile benzer eğimler oluşturduğu açıkça görülmektedir. Benzen için sistemin ekserji verimi, 48 bar çalışma

basıncında ve 330 °C'de %61,30 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 440 °C'de %46,10 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.36. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak benzer çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi

ORC sistemi için seçilen benzenin, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı Şekil 4.37’de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, benzen çalışma akışkanı için sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığı arttıkça CO₂ salım azaltım önce sınırlı bir artış daha sonra azalma eğilimi göstermektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça CO₂ salım azaltımı da artmaktadır. Benzen için 10 bar basınç ve 440 °C CO₂ salım azaltımı 181,85 kg-CO₂/h ile minimum iken 48 bar ve 390 °C’de 241,76 kg-CO₂/h ile maksimumu göstermektedir.



Şekil 4.37. ORC sistemi için seçilen benzenin, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı

ORC sisteminde, bütan çalışma akışkanının farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim ve (f) ekserji verimi Şekil 4.38’de verilmektedir. Bütan çalışma akışkanı için ayrı ayrı incelendiğinde: (a)’da ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı bütanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait kütleli debisi verilmektedir. ORC sisteminde bütan için bu grafikler çizilirken, 50 °C ile 260 °C sıcaklık aralığı ve 10 bar ile 39 bar çalışma basıncı aralıkları değerlendirilmiştir. Bu değerler çalışma akışkanı olarak seçilen bütanın kritik çalışma basıncı ve kritik çalışma sıcaklığı gözönüne alınarak karar verilmiştir. Kütleli debi sabit basınç altında sıcaklık arttıkça azalmaktadır. Bütan için kütleli debinin, 10 bar çalışma basıncında ve 73 °C’de 3,18 kg/s ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 250 °C’de 1,63 kg/s ile minimum olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı bütanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam gücü (b)'de verilmektedir. Sistemin toplam gücü sabit basınç altında sıcaklık artıka önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda düşüş eğilimine geçmektedir. Bütan için sistemin toplam gücü, 39 bar çalışma basıncında ve 180 °C'de 244,57 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 250 °C'de 110,47 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

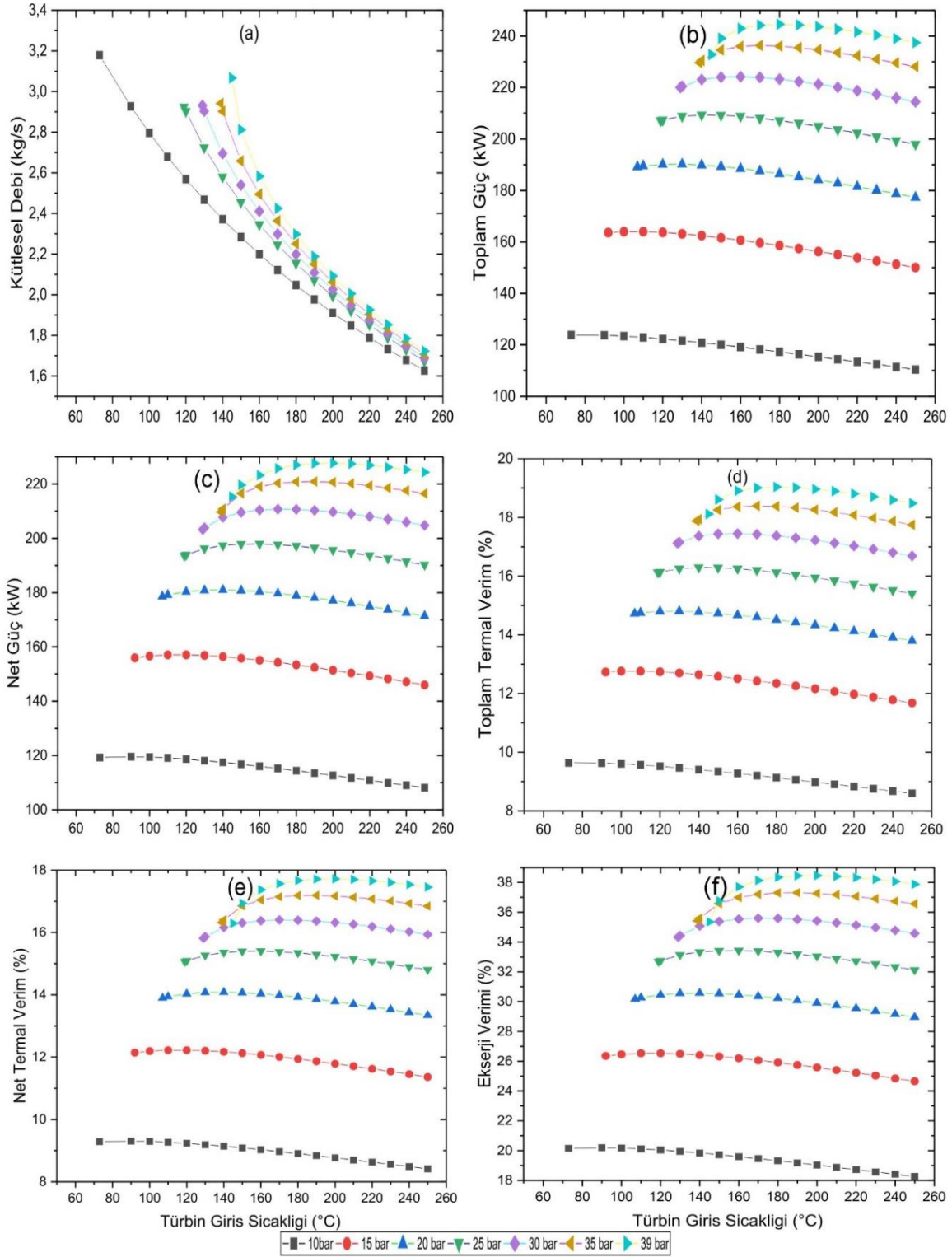
ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı bütanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net gücü (c)'de verilmektedir. Net güç grafiğinin toplam güç grafiği ile benzer eğimler oluşturduğu sadece sistemdeki maksimum ve minimum noktalarının farklı olduğu görülmektedir. Sistemin net gücü sabit basınç altında sıcaklık artıka önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda düşüş eğilimine geçmektedir. Bu artış ve azalış çok yakın değerlerde gerçekleşmektedir. Bütan için sistemin net gücü, 39 bar çalışma basıncında ve 200 °C'de 227,66 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 250 °C'de 108,14 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

Sistemin farklı sıcaklık ve çalışma basınçlarına ait toplam termal verimi (d)'de verilmektedir. Sistemin toplam termal verim sabit basınç altında sıcaklık artıka önce bir artış eğilimi daha yüksek sıcaklıklarda ise bir azalış eğilimi göstermektedir. Bu eğilim basınç değerleri yükseldikçe daha net bir şekilde kendini göstermektedir. Bütan için sistemin toplam termal verimi, 39 bar çalışma basıncında ve 170 °C'de %19,01 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 250 °C'de %8,60 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

Sistemin farklı sıcaklık ve çalışma basınçlarına ait net termal verimi (e)'de verilmektedir. Şekilde bütan için, net termal verim grafiğinin toplam termal verim grafiği ile benzer eğimler oluşturduğu, sadece sistemdeki maksimum ve minimum noktalarının farklı olduğu görülmektedir. Bütan için sistemin net termal verimi, 39 bar çalışma basıncında ve 200 °C'de %17,72 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 250 °C'de %8,42 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

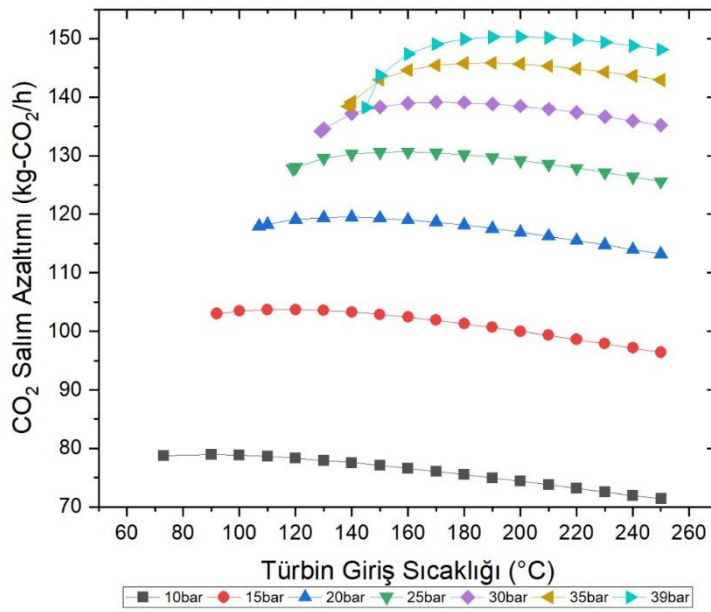
ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı bütanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarında ekserji verimi (f)'de verilmektedir. Bütan için, ekserji verimi toplam termal verim ve net termal verim grafiği ile benzer eğimler oluşturduğu açıkça görülmektedir. Bütan için sistemin ekserji verimi, 39 bar çalışma basıncında ve 200 °C'de %38,45 ile

maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 250 °C’de %18,27 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.38. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak bütün çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi

ORC sistemi için seçilen bütanın, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı Şekil 4.39'da verilmiştir. Şekil incelendiğinde, bütan çalışma akışkanı için sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığı arttıkça CO₂ salım azaltımı önce sınırlı bir artış daha sonra ise azalma eğilimi göstermektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça CO₂ salım azaltımı da artmaktadır. Bütan için 10 bar basınç ve 250 °C'de CO₂ salım azaltımı 71,40 kg-CO₂/h ile minimum iken 39 bar ve 200 °C'de 150,33 kg-CO₂/h ile maksimumu göstermektedir.



Şekil 4.39. ORC sistemi için seçilen bütanın, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı

ORC sisteminde, sikloheksan çalışma akışkanının farklı çalışma basınçlarına ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim ve (f) ekserji verimi Şekil 4.40'da verilmektedir. Şekilde verilen grafikleri sikloheksan çalışma akışkanı için ayrı ayrı incelendiğinde: Şekil 4.40(a)'da ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı sikloheksan farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait kütleli debisi verilmektedir. Şekilde, ORC sisteminde sikloheksan için grafikler çizilirken, 150 °C ile 450 °C sıcaklık aralığı ve 10 bar ile 39 bar çalışma basıncı arasında 5 bar basınç artımı yapılarak değerlendirilmiştir. Bu değerler çalışma akışkanı olarak seçilen sikloheksanın kritik çalışma basıncı ve kritik çalışma sıcaklığı gözönüne alınarak karar verilmiştir. Kütleli debi sabit basınç altında sıcaklık arttıkça azalmaktadır. Sikloheksan için kütleli debinin, 10 bar çalışma basıncında ve 183 °C'de 2,08 kg/s ile

maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 425 °C'de 1,02 kg/s ile minimum olduğu görülmektedir.

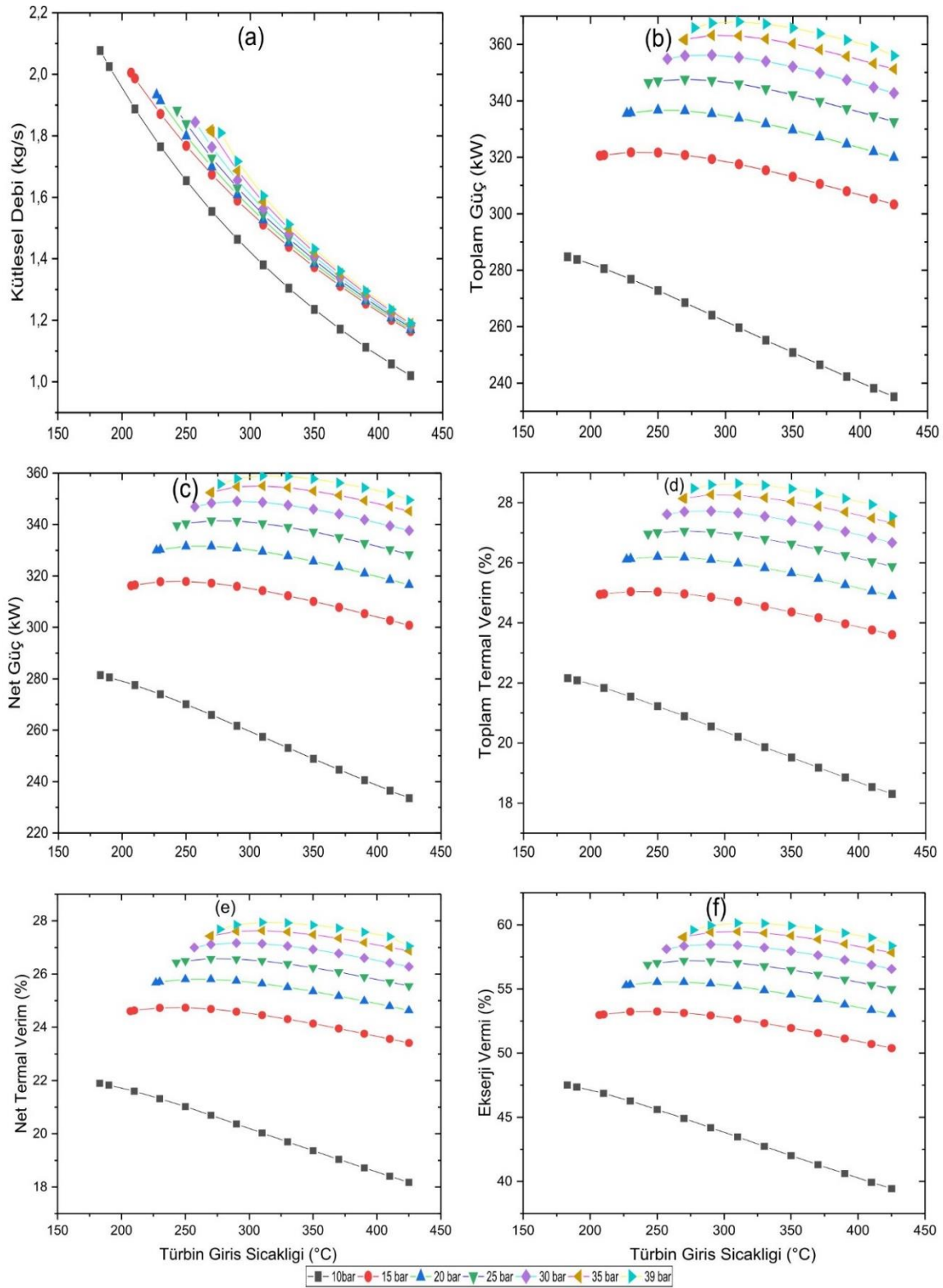
Sistemde çalışma akışkanı olarak kullanılan sikloheksanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam gücü (b)'de verilmektedir. Sistemin toplam gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda düşüş eğilimine geçmektedir. Sikloheksan için sistemin toplam gücü, 39 bar çalışma basıncında ve 310 °C'de 367,99kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 425 °C'de 235,18 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC'de kullanılan çalışma akışkanı sikloheksanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net gücü (c)'de verilmektedir. Sistemin net gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda düşüş eğilimine geçmektedir. Bu artış ve azalış çok yakın değerlerde gerçekleşmektedir. Sikloheksan için sistemin net gücü, 39 bar çalışma basıncında ve 310 °C'de 358,99 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 425 °C'de 233,53 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC'de kullanılan çalışma akışkanı sikloheksanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam termal verimi (d)'de verilmektedir. Sistemin toplam termal verim sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce bir artış eğilimi daha yüksek sıcaklıklarda ise bir azalış eğilimi göstermektedir. Bu eğilim basınç değerleri yükseldikçe daha net bir şekilde kendini göstermektedir. Sikloheksan için sistemin toplam termal verimi, 39 bar çalışma basıncında ve 310 °C'de %28,64 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 425 °C'de %18,30 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

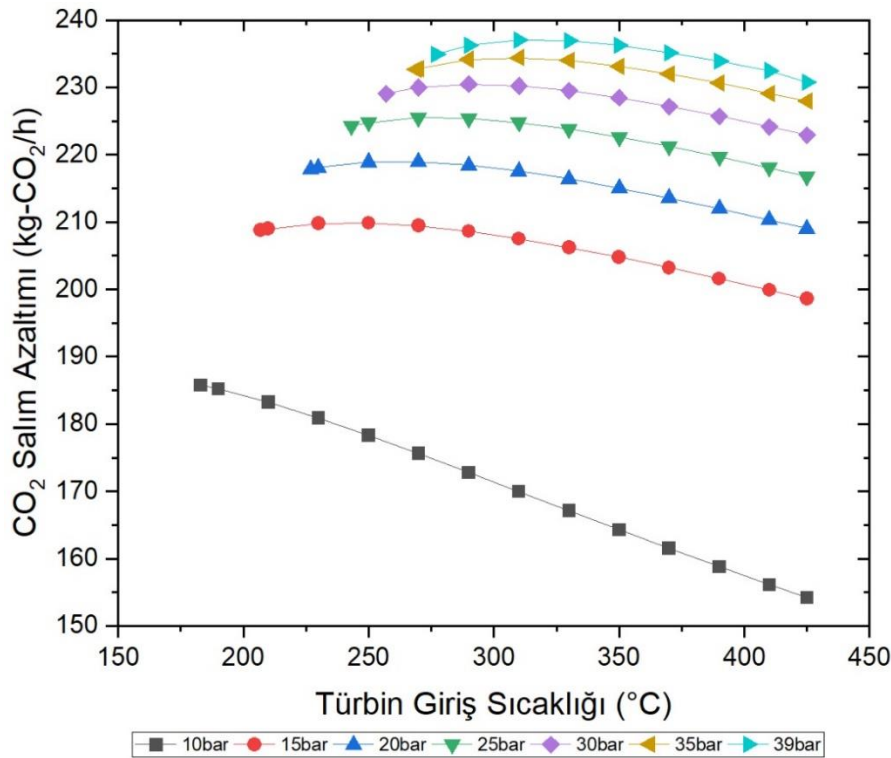
ORC'de kullanılan çalışma akışkanı sikloheksanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına net termal verimi (e)'de verilmektedir. Sikloheksan için sistemin net termal verimi, 39 bar çalışma basıncında ve 310 °C'de %27,94 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 425 °C'de %18,17 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı sikloheksanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarında ekserji verimi (f)'de verilmektedir. Sistemin ekserji verimi, 39 bar çalışma basıncında ve 310 °C'de %60,14 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 425 °C'de %39,43 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.40. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak siklohekzan çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi

ORC sistemi için seçilen sikloheksanın, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı Şekil 4.41’de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, sikloheksanın çalışma akışkanı için sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığı arttıkça CO₂ salım azaltımı önce sınırlı bir artış daha sonra azalma eğilimi göstermektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça CO₂ salım azaltımı da artmaktadır. Sikloheksan için 10 bar basınç ve 425 °C CO₂ salım azaltımı 154,20 kg-CO₂/h ile minimum iken 39 bar ve 310 °C’de 237,04 kg-CO₂/h ile maksimumu göstermektedir.



Şekil 4.41. ORC sistemi için seçilen sikloheksanın, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı

ORC sisteminde, siklopentan çalışma akışkanının farklı çalışma basınçlarına ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim ve (f) ekserji verimi Şekil 4.42 verilmektedir. ORC sisteminde siklopentan için söz konusu grafikler çizilirken, 130 °C ile 280 °C sıcaklık aralığı ve 10 bar ile 44 bar çalışma basıncı arasında 5 bar basınç artımı yapılarak değerlendirilmiştir. Bu değerler çalışma akışkanı olarak seçilen siklopentanın kritik çalışma basıncı ve kritik çalışma sıcaklığı gözönüne alınarak karar verilmiştir. Şekilde verilen grafikleri siklopentan çalışma akışkanı için ayrı ayrı incelendiğinde: Şekil 4.42. (a)’da ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı siklopentan farklı sıcaklık ve çalışma basınçlarına ait kütleli debisi

verilmektedir. Kütlesel debi sabit basınç altında sıcaklık arttıkça azalmaktadır. Siklopentan için kütlesel debinin, 10 bar çalışma basıncında ve 142 °C'de 2,37 kg/s ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 275 °C'de 1,54 kg/s ile minimum olduğu görülmektedir.

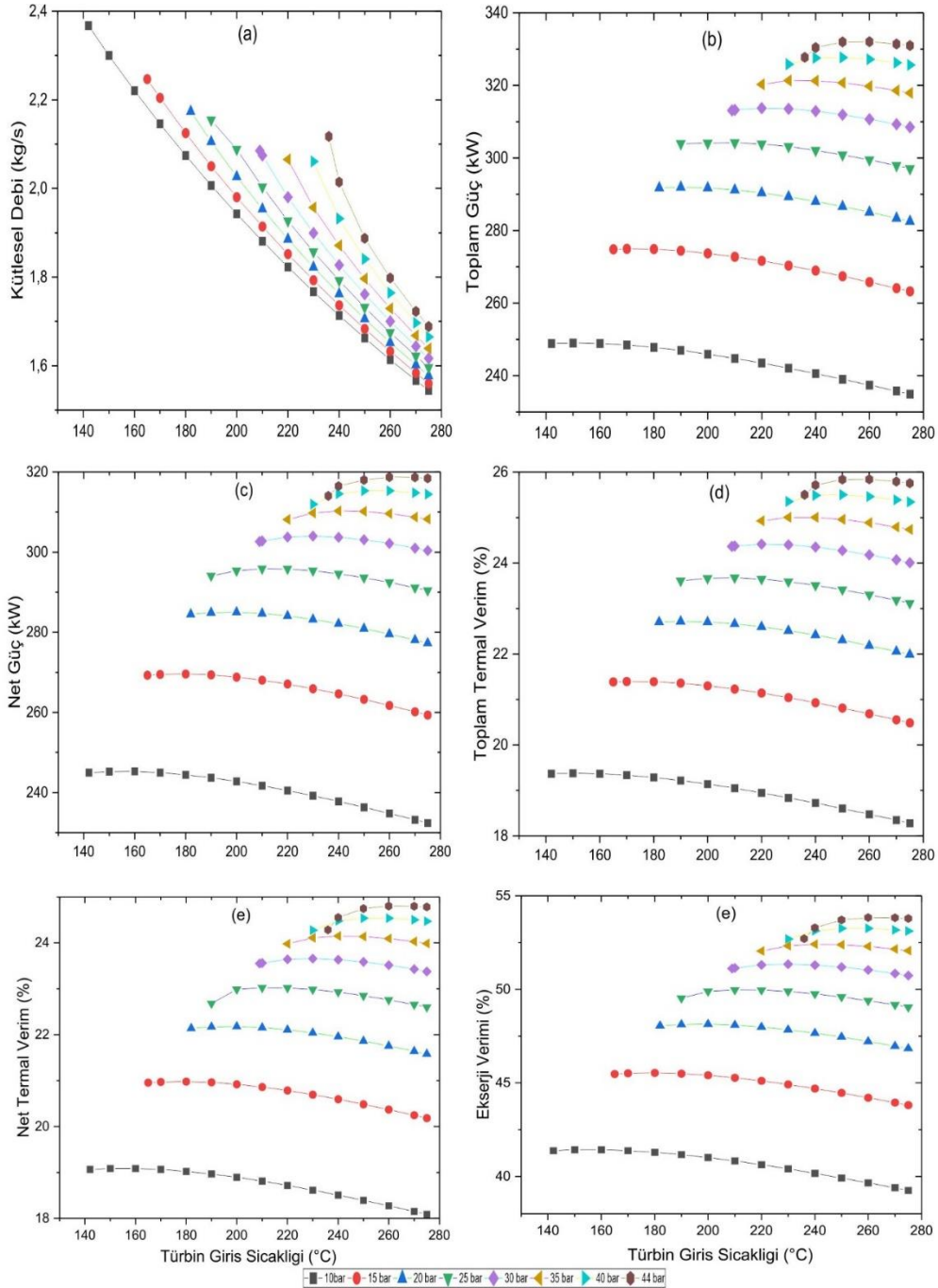
ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı siklopentanın farklı sıcaklık ve çalışma basınçlarına ait toplam gücü (b)'de verilmektedir. Şekilde, sistemin toplam gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda düşüş eğilimine geçmektedir. Siklopentan için sistemin toplam gücü, 44 bar çalışma basıncında ve 260 °C'de 332,04 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 275 °C'de 234,93 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı siklopentanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net gücü Şekil 4.42(c)'de verilmektedir. Sistemin net gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda düşüş eğilimine geçmektedir. Bu artış ve azalış çok yakın değerlerde gerçekleşmektedir. Siklopentan için sistemin net gücü, 44 bar çalışma basıncında ve 260 °C'de 318,72 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 275 °C'de 232,41 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı siklopentanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam termal verimi (d)'de verilmektedir. Şekilde, sistemin toplam termal verim sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce bir artış eğilimi daha yüksek sıcaklıklarda ise bir azalış eğilimi göstermektedir. Bu eğilim basınç değerleri yükseldikçe daha net bir şekilde kendini göstermektedir. Siklopentan için sistemin toplam termal verimi, 44 bar çalışma basıncında ve 260 °C'de %25,84 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 275 °C'de %18,29 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

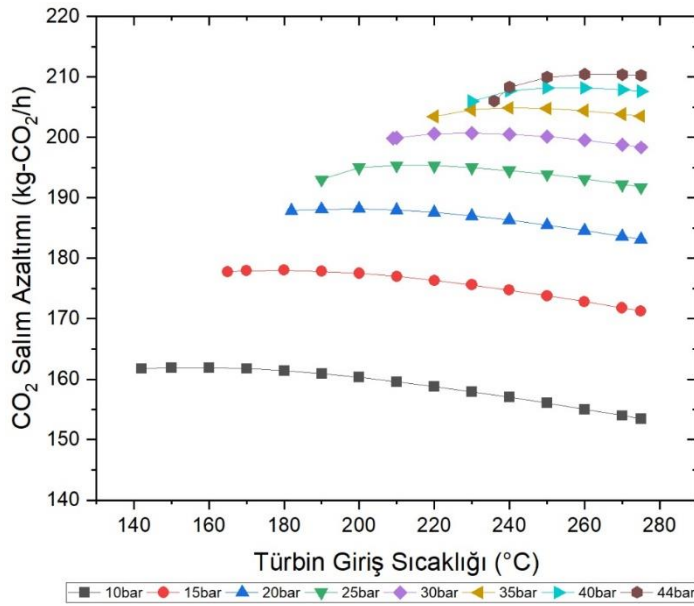
ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı siklopentanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına net termal verimi (e)'de verilmektedir. Siklopentan için sistemin net termal verimi, 44 bar çalışma basıncında ve 260 °C'de %24,80 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 275 °C'de %18,09 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı siklopentanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarında ekserji verimi (f)'de verilmektedir. Siklopentan için sistemin ekserji verimi, 44 bar çalışma basıncında ve 260 °C'de %53,83 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 275 °C'de %39,26 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.42. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak siklopentan çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi

ORC sistemi için seçilen siklopentanın, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı Şekil 4.43’de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, siklopentanın çalışma akışkanı için sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığı arttıkça CO₂ salım azaltımı önce sınırlı bir artış daha sonra ise çok az azalma eğilimi göstermektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça CO₂ salım azaltımı da artmaktadır. Siklopentan için 10 bar basınç ve 275 °C CO₂ salım azaltımı 153,46 kg-CO₂/h ile minimum iken 44 bar ve 260 °C’de 210,45 kg-CO₂/h ile maksimumu göstermektedir.



Şekil 4.43. ORC sistemi için seçilen siklopentanın, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı

ORC sisteminde, etanol çalışma akışkanının farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim ve (f) ekserji verimi Şekil 4.44’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde, ORC sisteminde etanol için söz konusu grafikler çizilirken, 125 °C ile 400 °C sıcaklık aralığı ve 10 bar ile 60 bar çalışma basıncı arasında 5 bar basınç artımı yapılarak değerlendirilmiştir. Bu değerler çalışma akışkanı olarak seçilen etanolün kritik çalışma basıncı ve kritik çalışma sıcaklığı gözönüne alınarak karar verilmiştir. ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı etanol farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait kütleli debisi (a)’da verilmektedir. Kütleli debi sabit basınç altında sıcaklık arttıkça azalmaktadır. Etanol için kütleli debinin, 60 bar çalışma basıncında ve 240 °C’de 1,32 kg/s ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 375 °C’de 0,84 kg/s ile minimum olduğu görülmektedir.

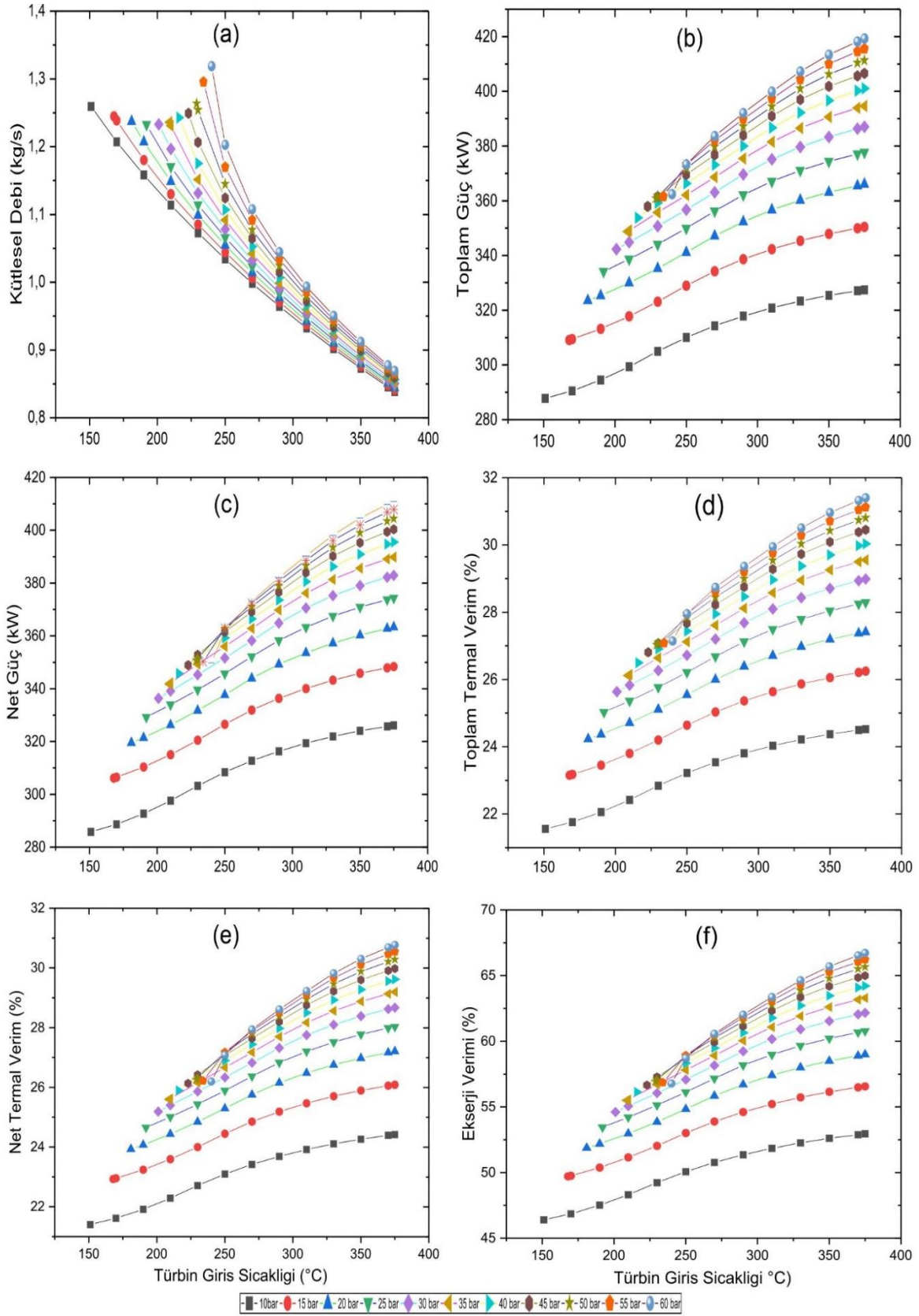
ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı etanolün farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam gücü (b)'de verilmektedir. Şekilde, sistemin toplam gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça lineer olarak artmaktadır. Etanol için sistemin toplam gücü, 60 bar çalışma basıncında ve 375 °C'de 419,27 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 151 °C'de 2287,84 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı siklohpentanın farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net gücü (c)'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde etanol için, net güç grafiğinin toplam güç grafiği ile benzer eğimler oluşturduğu görülmektedir. Şekilde, sistemin net gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça doğrusal bir şekilde artmaktadır. Bu artışın belirgin değerlerde gerçekleştiği görülmektedir. Etanol için sistemin net gücü, 60 bar çalışma basıncında ve 375 °C'de 410,92 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 151 °C'de 285,82 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı etanolün farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam termal verimi (d)'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde, sistemin toplam termal veriminin sabit basınç altında sıcaklık artıkça doğrusal bir şekilde arttığı görülmektedir. Bu eğilim tüm çalışma basınç değerleri için net bir şekilde kendini göstermektedir. Etanol için sistemin toplam termal verimi, 60 bar çalışma basıncında ve 375 °C'de %31,40 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 151 °C'de %21,56 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

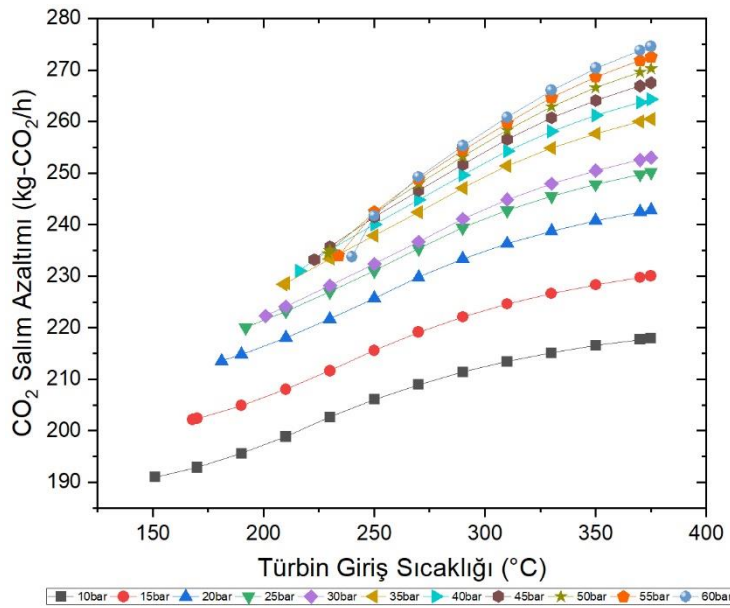
ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı etanolün farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net termal verimi (e)'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde, etanol için sistemin net termal verimi, 60 bar çalışma basıncında ve 375 °C'de %30,78 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 151 °C'de %21,41 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı etanolün farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarında ekserji verimi (f)'de verilmektedir. Etanol için, ekserji verim grafiğinin toplam termal verim ve net termal verim grafiği ile benzer eğimler oluşturduğu sistemin ekserji verimi, 60 bar çalışma basıncında ve 375 °C'de %66,71 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 151 °C'de %46,40 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.44. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak etanol çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi

ORC sistemi için seçilen etanolün, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı Şekil 4.47’de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, etanol çalışma akışkanı için sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığı arttıkça CO₂ salım azaltımı artış göstermektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça CO₂ salım azaltımı da artmaktadır. Etanol için 10 bar basınç ve 151 °C’de CO₂ salım azaltımı 191,01 kg-CO₂/h ile minimum iken 60 bar ve 375 °C’de 274,61 kg-CO₂/h ile maksimumu göstermektedir.



Şekil 4.45. ORC sistemi için seçilen etanolün, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı

ORC sisteminde, R11 çalışma akışkanının farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim ve (f) ekserji verimi Şekil 4.46’da verilmektedir. ORC sisteminde bu grafikler çizilirken, 75 °C ile 375 °C sıcaklık aralığı ve 10 bar ile 43 bar çalışma basıncı arasında 5 bar basınç artımı yapılarak değerlendirilmiştir. Bu değerler çalışma akışkanı olarak seçilen R11’in kritik çalışma basıncı ve kritik çalışma sıcaklığı gözönüne alınarak karar verilmiştir. Şekilde verilen grafikleri R11 çalışma akışkanı için ayrı ayrı incelendiğinde: ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı R11 için farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait kütleli debisi Şekil 4.46(a)’da verilmektedir. Şekilde, kütleli debi sabit basınç altında sıcaklık arttıkça azalmaktadır. R11 için kütleli debinin, 10 bar çalışma basıncında ve 110 °C’de 5,95 kg/s ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 350 °C’de 3,35 kg/s ile minimum olduğu görülmektedir.

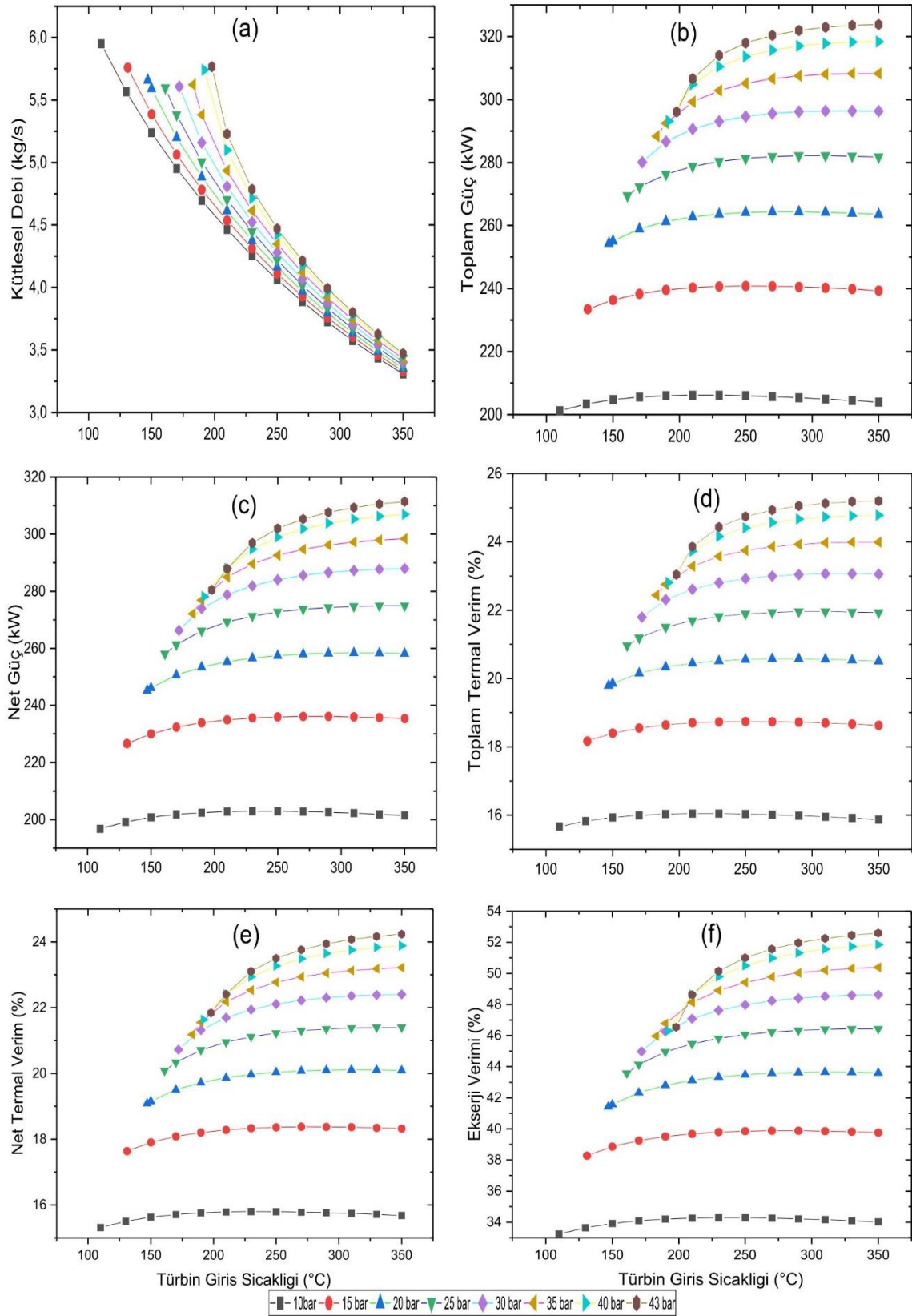
Sistemde çalışma akışkanı olarak kullanılan R11'in farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam gücü (b)'de verilmektedir. Şekilde, sistemin toplam gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda ise bu artış doğrusal bir şekilde izlenmektedir. R11 için sistemin toplam gücü, 43 bar çalışma basıncında ve 350 °C'de 323,79 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 110 °C'de 201,27 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı R11'in farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net gücü (c)'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde R11 için, net güç grafiğinin toplam güç grafiği ile benzer eğimler oluşturduğu sadece sistemdeki maksimum ve minimum noktalarının farklı olduğu görülmektedir. Sistemin net gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce artmakta ve daha yüksek sıcaklık değerlerinde ise doğrusal bir yol izlemektedir. R11 için sistemin net gücü, 43 bar çalışma basıncında ve 350 °C'de 311,40 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 110 °C'de 196,78 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı R11'in farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam termal verimi (d) verilmektedir. Sistemin toplam termal verim sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce bir artış eğilimi göstermekte, daha yüksek sıcaklıklarda ise doğrusal bir yol izlemektedir. R11 için sistemin toplam termal verimi, 43 bar çalışma basıncında ve 350 °C'de %25,20 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 110 °C'de %15,66 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

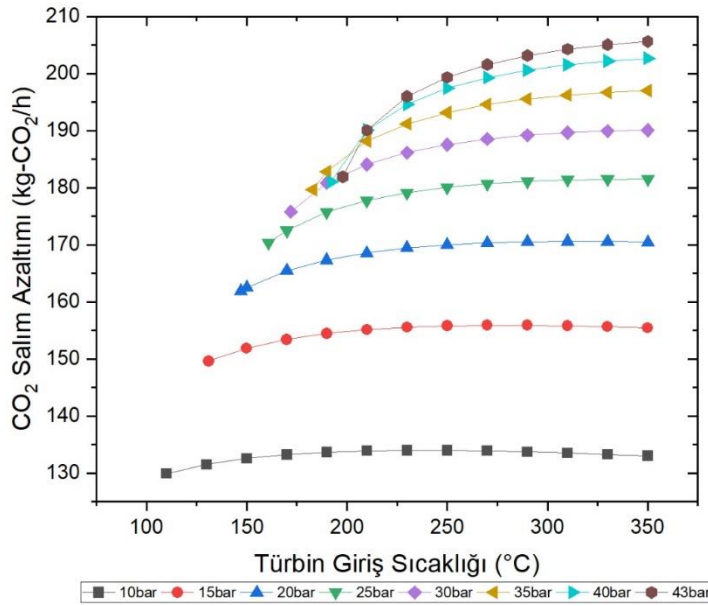
ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı R11'in farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına net termal verimi (e)'de verilmektedir. R11 için sistemin net termal verimi, 43 bar çalışma basıncında ve 350 °C'de %24,23 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 275 °C'de %15,31 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı R11'in farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarında ekserji verimi (f)'de verilmektedir. R11 çalışma akışkanı için sistemin ekserji verimi, 43 bar çalışma basıncında ve 350 °C'de %52,60 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 110 °C'de %33,24 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.46. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak R11 çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi

ORC sistemi için seçilen R11'in, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı Şekil 4.47'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, R11 çalışma akışkanı için sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığı arttıkça CO₂ salım azaltımı artış göstermektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça CO₂ salım azaltımı da artmaktadır. R11 için 10 bar basınç ve 110 °C CO₂ salım azaltımı 129,93 kg-CO₂/h ile minimum iken 43 bar ve 350 °C'de 205,62 kg-CO₂/h ile maksimumu göstermektedir.



Şekil 4.47. ORC sistemi için seçilen R11'in, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı

ORC sisteminde, R123 çalışma akışkanının farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim ve (f) ekserji verimi Şekil 4.48'de verilmektedir. Şekil 4.48'de verilen tüm grafikler incelendiğinde, 75 °C ile 350 °C sıcaklık aralığı ve 10 bar ile 35 bar çalışma basıncı arasında 5 bar basınç artımı yapılarak değerlendirilmiştir. Bu değerler çalışma akışkanı olarak seçilen R123 kritik çalışma basıncı ve kritik çalışma sıcaklığı gözönüne alınarak karar verilmiştir. Şekilde verilen grafikleri R123 çalışma akışkanı için ayrı ayrı incelendiğinde: ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı R123 farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait kütleli debisi Şekil 4.48 (a)'da verilmektedir. Şekilde, kütleli debi sabit basınç altında sıcaklık arttıkça azalmaktadır. R123 için kütleli debinin, 10 bar çalışma basıncında ve 112 °C'de 5,97 kg/s ile maksimum seviyede olduğu ve 10 bar çalışma basıncında ve 325 °C'de 3,15 kg/s ile minimum olduğu görülmektedir.

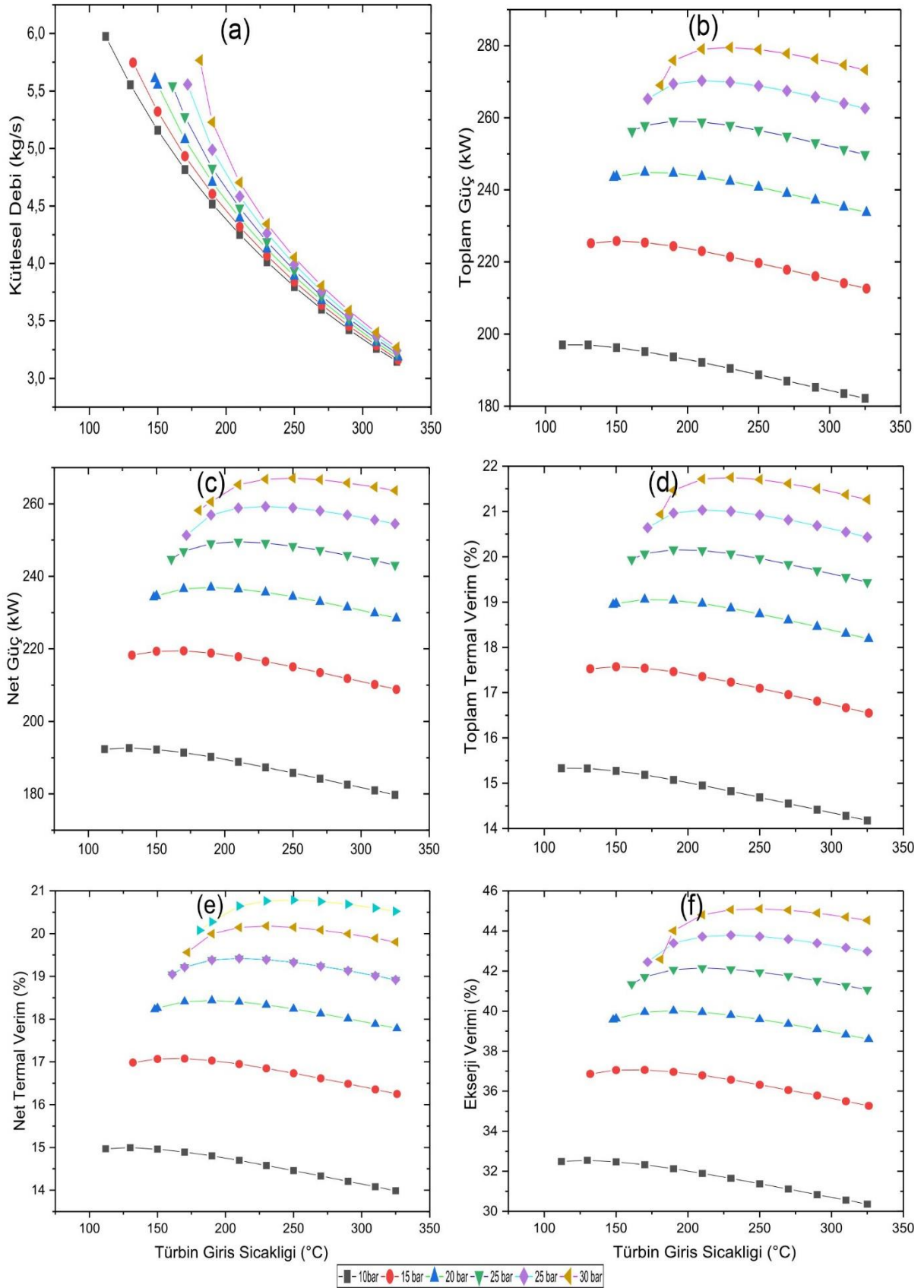
ORC’de kullanılan çalışma akışkanı R123’ün farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam gücü (b)’de verilmektedir. Sistemin toplam gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda düşüş eğilimine geçmektedir. R123 için sistemin toplam gücü, 35 bar çalışma basıncında ve 230 °C’de 279,50 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 325 °C’de 182,18 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

Sistemde kullanılan çalışma akışkanı R123’ün farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait net gücü (c)’de verilmektedir. Sistemin net gücü sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce artmakta ve daha yüksek sıcaklıklarda düşüş eğilimine geçmektedir. Bu artış ve azalış çok yakın değerlerde gerçekleşmektedir. R123 için sistemin net gücü, 35 bar çalışma basıncında ve 250 °C’de 267,06 kW ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 325 °C’de 179,74 kW ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı R123 farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına ait toplam termal verimi (d)’de verilmektedir. Sistemin toplam termal verim sabit basınç altında sıcaklık artıkça önce bir artış eğilimi daha yüksek sıcaklıklarda ise bir azalış eğilimi göstermektedir. Bu eğilim basınç değerleri yükseldikçe daha net bir şekilde kendini göstermektedir. R123 için sistemin toplam termal veriminin, 35 bar çalışma basıncında ve 230 °C’de %21,75 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 325 °C’de %14,18 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

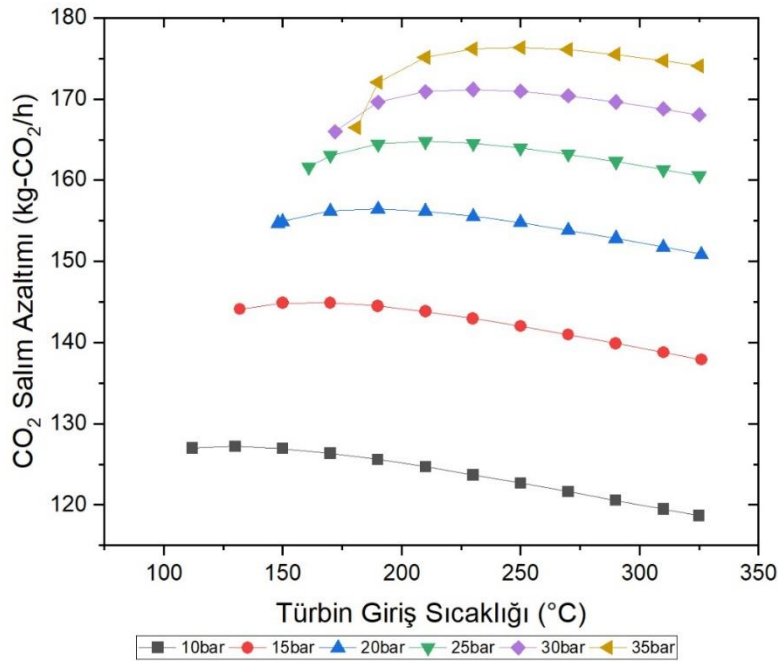
ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı R123 farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarına net termal verimi (e)’de verilmektedir. Şekilde, R123 için sistemin net termal verimi, 35 bar çalışma basıncında ve 250 °C’de %20,78 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 325 °C’de %13,99 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.

ORC çevriminde kullanılan çalışma akışkanı R123 farklı sıcaklık ve farklı çalışma basınçlarında ekserji verimi (f)’de verilmektedir. Şekil incelendiğinde, R123 için, ekserji verim grafiğinin toplam termal verim ve net termal verim grafiği ile benzer eğimler oluşturduğu açıkça görülmektedir. R123 için sistemin ekserji verimi, 35 bar çalışma basıncında ve 250 °C’de %45,11 ile maksimum olduğu; 10 bar çalışma basıncında ve 325 °C’de %30,36 ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.48. ORC sisteminde, farklı çalışma basınçlarına ve farklı türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak R123 çalışma akışkanının (a) kütleli debi, (b) toplam güç, (c) net güç, (d) toplam termal verim, (e) net termal verim, (f) ekserji verimi değişimi

ORC sistemi için seçilen R123'ün, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı Şekil 4.49'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, R123 çalışma akışkanı için sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığı arttıkça CO₂ salım azaltımı önce sınırlı bir oranda artış göstermektedir daha sonra hafif bir azalma eğilimi göstermektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça CO₂ salım azaltımı da artmaktadır. R123 için 10 bar basınç ve 325 °C CO₂ salım azaltımı 118,68 kg-CO₂/h ile minimum iken 35 bar ve 250 °C'de 176,34 kg-CO₂/h ile maksimumu göstermektedir.

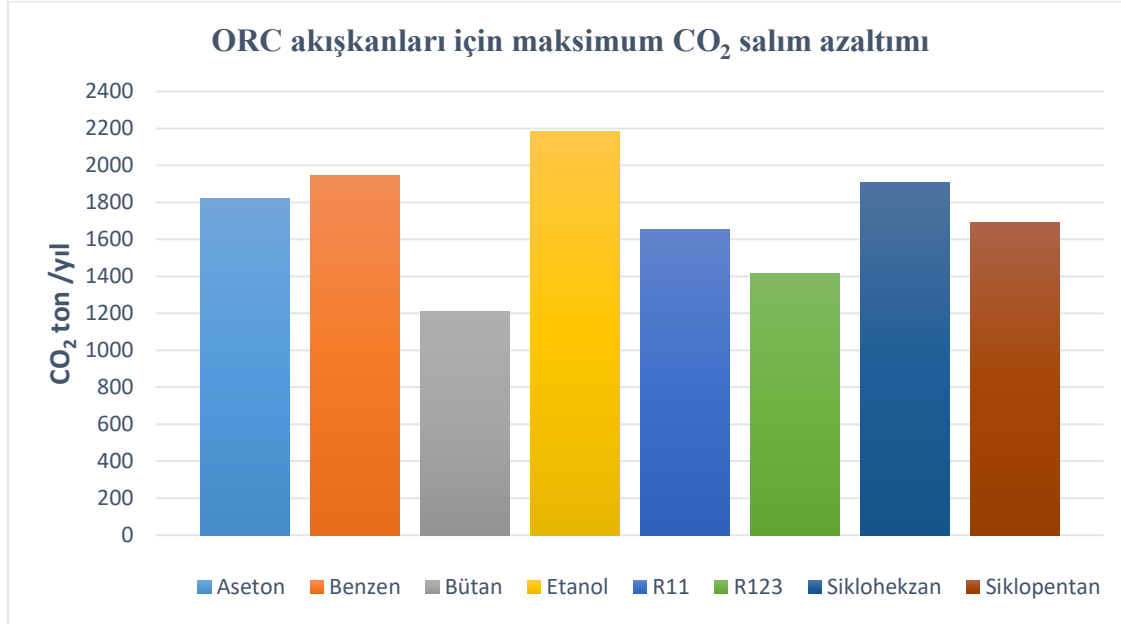


Şekil 4.49. ORC sistemi için seçilen R123'ün, farklı çalışma basınçları ve türbin giriş sıcaklıklarına bağlı olarak CO₂ salım azaltımı

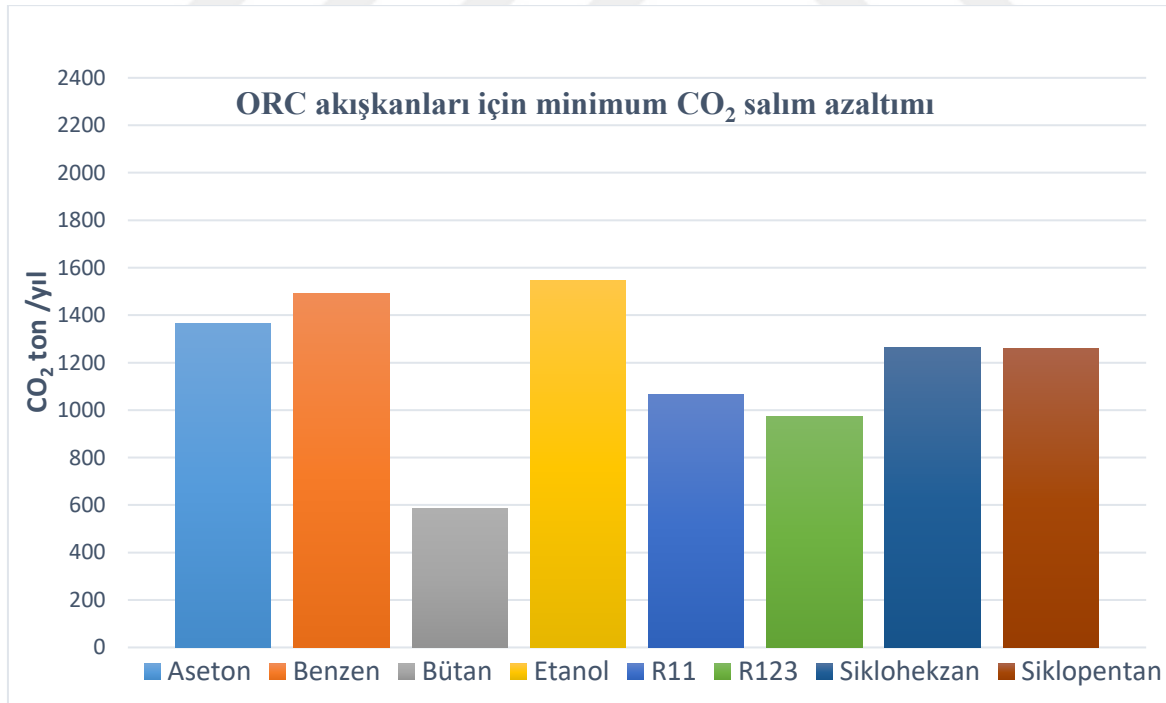
ORC sistemi için seçilen sekiz farklı çalışma akışkanının yıllık toplam maksimum karbondioksit salım azaltımı Şekil 4.50'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde, etanolün maksimum karbondioksit azaltımının en yüksek ve bütanın ise maksimum karbondioksit azaltımının en düşük olduğu görülmektedir. Etanolün maksimum karbondioksit azaltımı 2181,49 ton-CO₂/yıl ile en yüksek ve bütanın ise maksimum karbondioksit azaltımı 1208,65 ton-CO₂/yıl en düşük olduğu görülmektedir.

ORC sistemi için seçilen sekiz farklı çalışma akışkanının maksimum karbondioksit salım azaltımı Şekil 4.51'de verilmiştir. Etanolün minimum karbondioksit azaltımının en yüksek ve bütanın ise minimum karbondioksit azaltımının en düşük olduğu görülmektedir. Etanolün

minimum karbondioksit azaltımı 1 547,59 ton-CO₂/yıl ile en yüksek ve bütanın ise minimum karbondioksit azaltımı 585,48 ton-CO₂/yıl ile en düşük olduğu görülmektedir.

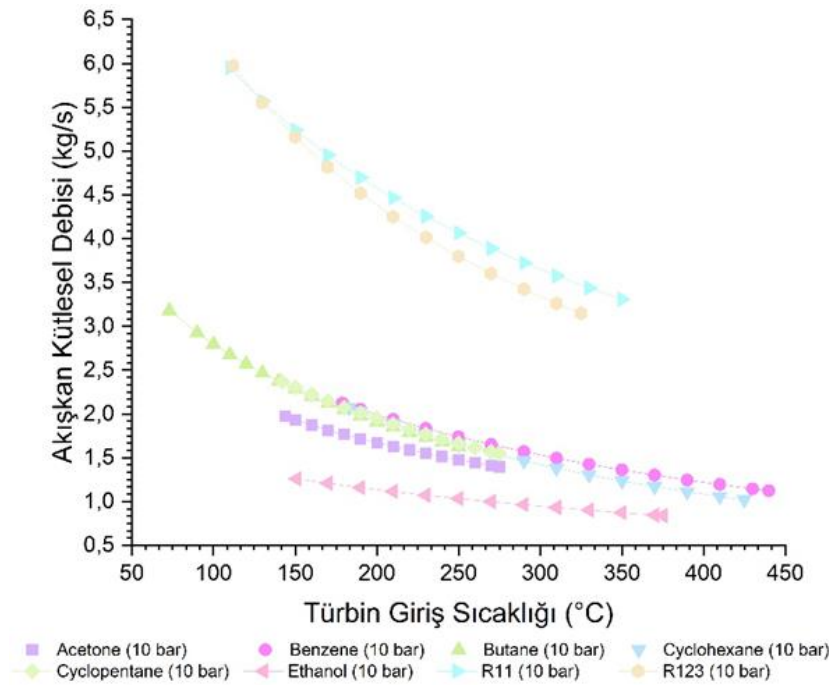


Şekil 4.50. ORC sisteminde, farklı çalışma akışkanlarına ait maksimum CO₂ salım azaltımı



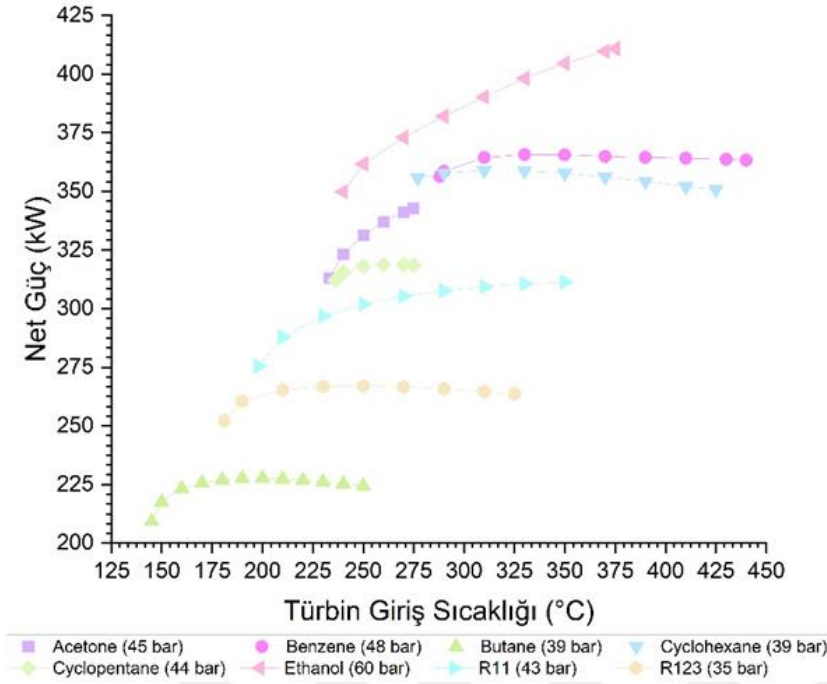
Şekil 4.51. ORC sisteminde, farklı çalışma akışkanlarına ait minimum CO₂ salım azaltımı

ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın 10 bar türbin giriş basıncında kütleli debisinin türbin giriş sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.52’de görülmektedir. Şekil incelendiğinde, R123 akışkanının maksimum, etanolün ise minimum kütleli debiye sahip olduğu görülmektedir. Şekilde, R123 akışkanının 112 °C’de 5,97 kg/s ile maksimum kütleli debide, 325 °C’de 3,15 kg/s ile minimum kütleli debide olduğu görülmektedir; Etanol akışkanının 151 °C’de 1,26 kg/s ile maksimum kütleli debide, 375 °C’de 0,84 kg/s ile minimum kütleli debide olduğu görülmektedir.



Şekil 4.52. ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın 10 bar türbin giriş basıncında kütleli debisinin türbin giriş sıcaklığına bağlı değişimi

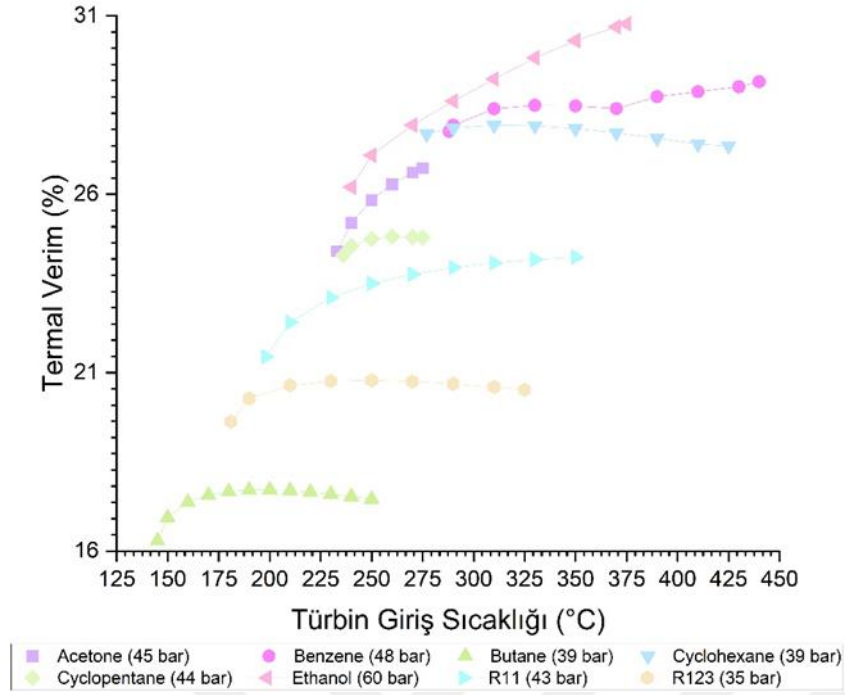
ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın net güç üretiminin türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak en iyi performans gösteren türbin giriş basıncındaki değişimi Şekil 4.53’te verilmektedir. Şekil incelendiğinde, etanol akışkanının maksimum, bütanın ise minimum net güce sahip olduğu görülmektedir. Şekilde, etanol akışkanının 375 °C’de 410,92 kW ile maksimum net güce, 240 °C’de 349,79 kW ile minimum net güce olduğu görülmektedir; Bütan akışkanının 250 °C’de 224,31 kW ile maksimum net güce, 140 °C’de 209,30 kW ile minimum net güce olduğu görülmektedir.



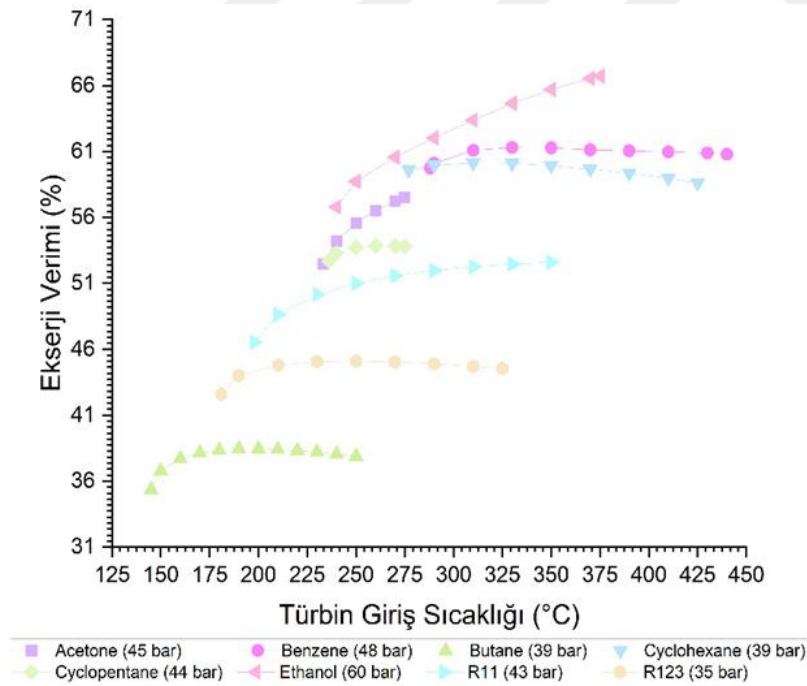
Şekil 4.53. ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın net güç üretiminin türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak en iyi performans gösteren türbin giriş basıncındaki değişimi

ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak en iyi performans gösteren türbin giriş basıncında ORC'lerin termal verimliliğindeki değişimi Şekil 4.54'te verilmektedir. Etanol akışkanının maksimum, bütanın ise minimum net termal verime sahip olduğu görülmektedir. Şekilde, etanol akışkanının 375 °C'de %30,78 ile maksimum net termal verime, 240 °C'de %26,20 ile minimum net termal verime sahip olduğu görülmektedir; Bütan akışkanının 250 °C'de %17,46 ile maksimum net termal verime, 145 °C'de %16,29 ile minimum net termal verime sahip olduğu görülmektedir.

ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak en iyi performans gösteren türbin giriş basıncında ORC'lerin ekserji verimliliğindeki değişimi Şekil 4.55'te görülmektedir. Etanol akışkanının maksimum, bütanın ise minimum ekserji verimine sahip olduğu görülmektedir. Etanol akışkanının 350 °C'de %65,70 ile maksimum ekserji verimine, 240 °C'de %56,79 ile minimum ekserji verimine sahip olduğu görülmektedir; Bütan akışkanının 250 °C'de %37,89 ile maksimum ekserji verime, 145 °C'de %35,35 ile minimum ekserji verimine sahip olduğu görülmektedir. Koç ve diğerleri (2020b) yapmış oldukları çalışmada 45 bar çalışma basıncında ve 370 °C'de net termal verimi %22,19, ekserji verimini ise %44,30 olarak bulmuşlardır.



Şekil 4.54. ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak en iyi performans gösteren türbin giriş basıncında ORC'lerin termal verimliliğindeki değişimi



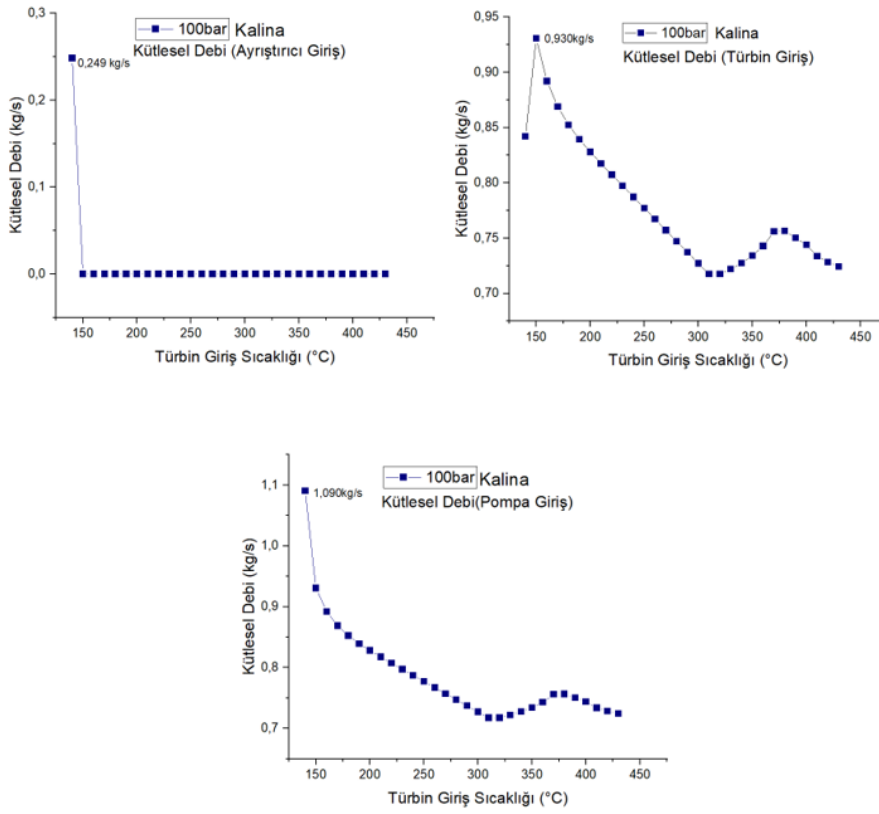
Şekil 4.55. ORC sisteminde seçilen sekiz akışkanın türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak en iyi performans gösteren türbin giriş basıncında ORC'lerin ekserji verimliliğindeki değişimi

4.3.3. Kalina çevrimi parametrik optimizasyonu, enerji ve ekserji analizi

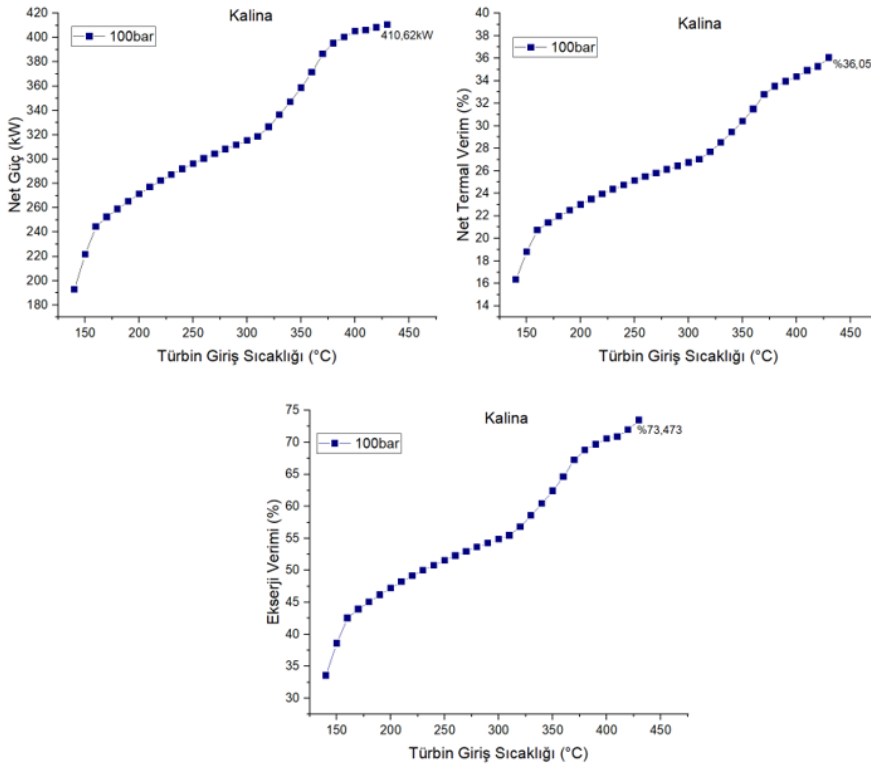
Bu tez çalışması kapsamında tav fırını atık baca gazı egzoz gazının KC sisteminde daha önceki bölümlerde değerlendirilmesi neticesinde; türbin çalışma basıncının 100 bar değerinde artan türbin giriş sıcaklığı (100 bar'daki doymuş sıvı sıcaklığından 430 °C'ye kadar), en iyi çalışma performansını veren 0,95'lik amonyak su konsantrasyonu için analiz edilmiştir. Analiz neticesinde KC performans değerleri irdelenmiştir.

KC sisteminin ayrıştırıcı girişinde, türbin girişinde ve pompa girişindeki çalışma akışkanı amonyak su karışımının 0,95 konsantrasyonunda kütleli debinin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.56'da görülmektedir. Şekil incelendiğinde, kütleli debi ayrıştırıcı çıkışında (YSR girişi) 150 °C'de 0,44 kg/s ile maksimum olur iken türbin giriş sıcaklığının 177,21°C'den 430 °C'ye kadar olan sıcaklık aralığında herhangi bir ayrışma olmamaktadır. Türbin girişinde kütleli debinin türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde 150 °C türbin giriş sıcaklığında kütleli debi 0,93 kg/s iken ayrıştırıcı çıkışında (YSR girişi) türbin giriş sıcaklığının 177,21 °C'değerinde kütleli debinin sıfır değerinde olmaktadır. Bunun neticesinde; türbin giriş sıcaklığının 177,21 °C'değerinde türbin girişinde kütleli debi değeri 1,105 kg/s ile maksimum ve 430 °C'de 0,72 kg/s ile minimum değerde olduğu hesaplanmıştır. Pompa girişinde kütleli debi, 150 °C'de 1,090 kg/s ile maksimum değerde iken 430 °C'de 0,72 kg/s ile minimum değerde olduğu görülmektedir.

KC sisteminde kaydedilen net güç, net termal verim ve ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.57'de verilmektedir. Şekil incelendiğinde, Kalina çevriminde net gücün türbin giriş sıcaklığının 150 °C'de 189,88 kW ile minimum türbin giriş sıcaklığının 430 °C'de 410,62 kW ile maksimum değerde olduğu görülmektedir. Kalina çevriminde net termal verimin türbin giriş sıcaklığının 150 °C'değerinde % 14,22 ile minimum seviyede iken türbin giriş sıcaklığının 430 °C'değerinde %36,051 ile maksimum değerde olduğu görülmektedir. Kalina çevriminde ekserji verimin türbin giriş sıcaklığının 150 °C'değerinde %30,60 ile minimum seviyede iken türbin giriş sıcaklığının 430 °C'değerinde %73,47 ile maksimum seviyede olduğu hesaplanmıştır.



Şekil 4.56. Pompa girişinde, türbin girişinde ve ayrıştırıcı çıkışında (HTR girişi) KC'den kaydedilen kütleli debi değerlerindeki değişim



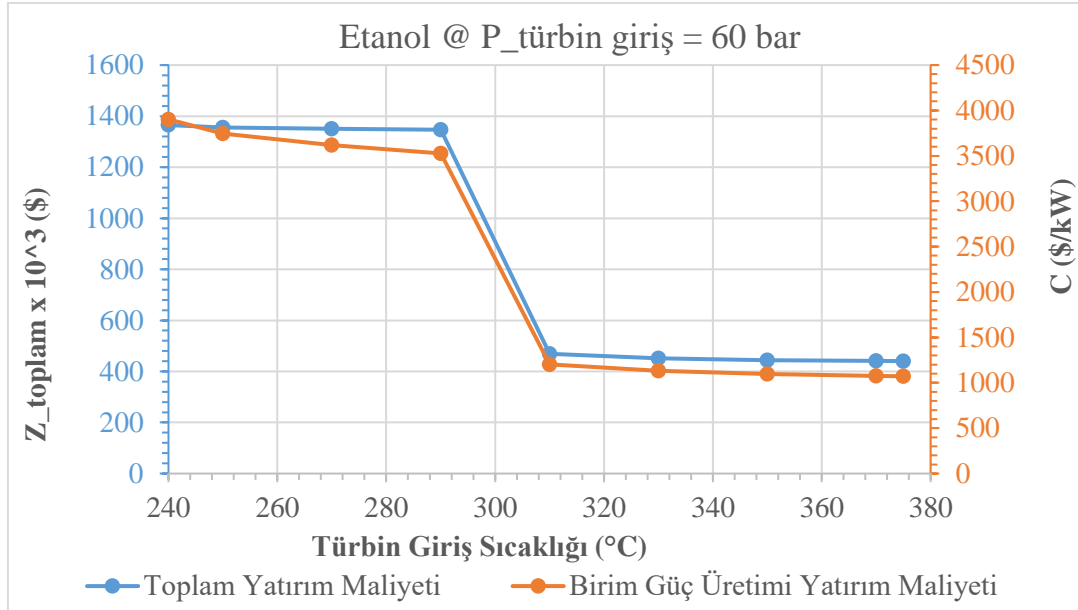
Şekil 4.57. KC sisteminde kaydedilen net güç, net termal verim ve ekserji veriminin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi

4.3.4. En iyi performans gösteren ısı geri kazanım sisteminin ekonomik analiz sonuçları

Sadece enerji sistemleri için değil, aynı zamanda tüm mekanik cihazlar için, sistemlere ait genel performansın iyileştirilmesinin yanı sıra ekonomik fizibilitesinin değerlendirilmesi de büyük önem taşımaktadır. Bu doğrultuda, kapsamlı parametrik optimizasyon analizleri sonrasında bulunan en iyi performans gösteren çevrimin ekonomik tabanlı analizleri de bu çalışma kapsamında gerçekleştirilmiştir. Detaylı performans analizleri ve parametrik optimizasyondan sonra, çalışma sıvısı olarak etanol kullanan ORC, en iyi performans gösteren çevrim olarak bulunmuştur. Bu nedenle, tav fırınları için atık ısı geri kazanım sistemi olarak etanol çalışma akışkanı ile ORC kullanımının dikkate alınması için ekonomik değerlendirmeler yapılmıştır. Analizler boyunca, geri ödeme süresi, üretilen elektriğin birim maliyeti, toplam yatırım maliyeti ve üretilen elektrik başına yatırım maliyeti gibi en önemli fizibilite parametreleri hesaplanmıştır.

Etanol ile ORC için hesaplanan toplam yatırım maliyeti ve üretilen elektrik başına yatırım maliyeti değerleri Şekil 58’de gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde, 60 bar türbin çalışma basıncında türbin giriş sıcaklığının 240 °C ile 375 °C aralığında toplam yatırım maliyeti Z_{toplam} ve birim güç üretim yatırım maliyeti değişimi görülmektedir. Şekilde türbin giriş sıcaklığının 240 °C ile 310 °C arasındaki değerlerinde sıcaklık arttıkça toplam yatırım maliyeti Z_{toplam} kademeli olarak 1 milyon 365 bin \$’dan 468 bin 803 \$’a keskin bir düşüş görülmüştür. Bunu yanı sıra türbin giriş sıcaklığının 310 °C ile 375 °C arasında toplam yatırım maliyeti Z_{toplam} 468 bin 803 \$’dan 440 bin 358 \$’a daha az bir düşüş olduğu görülmektedir. Sonuç olarak 60 bar çalışma basıncında Etanol ORC çalışma akışkanı için türbin giriş sıcaklığının 240 °C değerinde toplam yatırım maliyeti Z_{toplam} 1 milyon 365 bin \$ ile maksimum iken türbin giriş sıcaklığının 375 °C değerinde 440 bin 358 \$ ile minimum yatırım maliyeti gerçekleşmiştir.

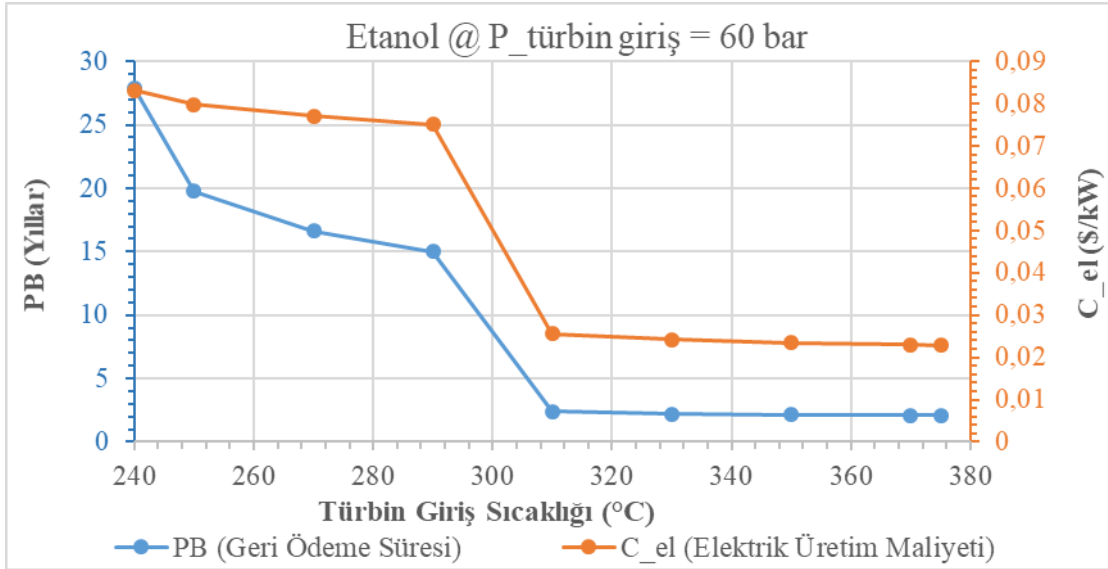
ORC sisteminde etanol çalışma akışkanı için aynı çalışma şartlarında 240 °C türbin giriş sıcaklığında üretilen elektrik başına yatırım maliyeti değerleri 3902,36 \$/kW iken artan türbin giriş sıcaklığı ile 310 °C’ye kadar keskin bir şekilde düşüş göstermiş 1201,11 \$/kW olarak hesaplanmıştır. Türbin giriş sıcaklığının 310 °C ile 375 °C arasında daha az bir düşüş olduğu görülmektedir ORC sisteminde 375 °C türbin giriş sıcaklığında 1071,63 \$/kW olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.58. Etanol kullanılan ORC sistemi için hesaplanan toplam yatırım maliyeti ve üretilen elektrik başına yatırım maliyeti değerleri

Etanol ile ORC için hesaplanan geri ödeme süresi, üretilen elektriğin birim maliyeti eğrileri Şekil 4.59'da gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde, 60 bar türbin çalışma basıncında 375 °C türbin giriş sıcaklığında türbin giriş sıcaklığının 240 °C ile 375 °C aralığında PB geri ödeme süresi ve üretilen elektriğin birim maliyeti değişimi görülmektedir. Şekilde türbin giriş sıcaklığının 240 °C ile 310 °C arasındaki değerlerinde sıcaklık arttıkça PB geri ödeme süresinde kademeli olarak keskin bir düşüş görülür (27,89 yıldan 2,37 yıla) iken 310 °C ile 375 °C arasında daha küçük bir düşüş olduğu görülmektedir (2,37 yıldan 2,07 yıla). Sonuç olarak Türbin giriş sıcaklığının 240 °C değerinde PB geri ödeme süresi 27,89 yıl ile maksimum iken türbin giriş sıcaklığının 375 °C değerinde PB geri ödeme süresi 2,07 yıl olarak hesaplanmıştır. Şekilden de görüldüğü gibi sabit 60 bar çalışma basıncında Etanol ORC çalışma akışkanı için türbin giriş sıcaklığı arttıkça PB geri ödeme süresi 27,89 yıldan 2,07 yıla düşmektedir.

ORC sisteminde PB süresine benzer şekilde C_{el} değeri de, etanol çalışma akışkanı için aynı çalışma şartlarında 240 °C türbin giriş sıcaklığında birim kilowatt başına elektrik üretim maliyeti (C_{el}) ise 0,083 \$/kW değerinde iken artan türbin giriş sıcaklığı ile 310 °C'ye kadar keskin bir şekilde düşüş göstermiş 0,0255 \$/kW olarak hesaplanmıştır. 310 °C ile 375 °C arasında daha az bir düşüş olduğu görülmektedir ORC sisteminde 375 °C türbin giriş sıcaklığında 0,022 \$/kW olarak hesaplanmıştır.

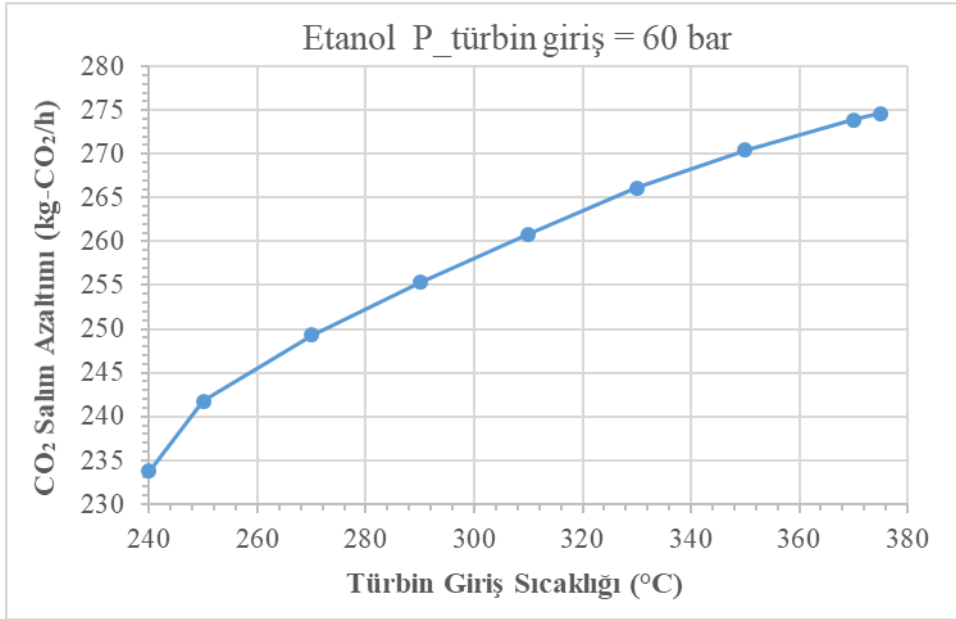


Şekil 4.59. Etanol kullanılan ORC sistemi için hesaplanan geri ödeme süresi, üretilen elektriğin birim maliyeti değerleri

Şekiller ayrıntılı olarak incelendiğinde, sabit türbin giriş basıncında artan türbin giriş sıcaklığının, artan performans ve azalan yatırım maliyetleri nedeniyle sistemi ekonomik olarak daha uygun hale getirdiği açıkça görülmektedir. Maksimum ekonomik parametreler, en düşük performans gösteren çalışma koşullarında elde edilir. ORC sisteminde kullanılan etanol için minimum geri ödeme süresi, üretilen elektrik birim maliyeti, toplam yatırım maliyeti ve üretilen elektrik başına yatırım maliyeti değerleri 375 °C'de ve 60 bar'da 2,07 yıl, 0,0228 \$/kW, 440 358 \$ ve 1072 \$/kW olarak hesaplanmıştır. Kocaman ve diğerleri (2022) etanol çalışma akışkanı kullanılarak tasarladıkları ORC sisteminde türbin giriş sıcaklığının 220 °C'de ve türbin giriş basıncının 22,86 bar optimum değerinde 389 kW net güç elde etmişlerdir. Sistemin termal verimini % 16,04 ve ekserji veriminin %53,24 toplam yatırım maliyetini 571 914 \$, üretilen elektrik birim maliyetini 0,0319 \$/kW, geri ödeme süresini ise 3,8 yıl olarak hesaplamışlardır.

4.3.5. En iyi performans gösteren ısı geri kazanım sisteminin çevresel analiz sonuçları

Çalışma akışkanı olarak etanol kullanılan ORC sistemi için hesaplanan CO₂ salım azaltım değerleri Şekil 4.60'da gösterilmektedir. ORC sisteminde türbin basıncının 60 bar olduğu ve türbin giriş sıcaklığın 240 °C ile 375 °C değerleri arasında CO₂ salım azaltımının değişimi verilmektedir. Şekil incelendiğinde CO₂ salım azaltımının 375 °C'de 274,61 kg-CO₂/h ile maksimum seviyede olduğu ve 240 °C'de 233 kg-CO₂/h ile minimum seviyede olduğu görülmektedir.



Şekil 4.60. Çalışma akışkanı olarak etanol kullanılan ORC için hesaplanan CO₂ salım azaltım değerleri

4.3.6. Sonuçlar

Demir çelik endüstrisinde, önemli bir yer tutan tav fırınından salınan egzoz gazının atık ısını geri kazanmak için, SRC, ORC ve KC'nin ayrı ayrı sisteme entegre edilerek parametrik optimizasyonu, enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. SRC, ORC ve KC'nin parametrik optimizasyonu sırasında kütleli debi, net güç, net termal verim, ekserji verimi irdelenmiştir. Mevcut çalışmada, çalışma sıvısı olarak aşırı ısıtılmış buhar kullanan SRC sistemi ilk olarak optimize edilmiştir. SRC sistem optimizasyonunda farklı türbin giriş sıcaklıkları ve farklı sistem çalışma basınçları dikkate alınmıştır. SRC sisteminde türbin giriş sıcaklığı 450 °C'ye kadar yükseltilmiş ve çalışma basıncı 10 bar'dan 100 bar'a 10 bar artırılmıştır. Bu çalışmada, ORC sistem optimizasyonu için sekiz farklı organik sıvının değerleri incelenmiştir. Bu sıvılar aseton, benzen, bütan, sikloheksan, siklopentan, etanol, R11 ve R123'tür. ORC sistem optimizasyonunda bu akışkanların her biri için kütleli debi, net güç, ısı verim ve ekserji verimi çalışılmış ve bu değerlerin grafikleri bu çalışmada gösterilmiştir. Kalina çevrimi (KC), atık ısı geri kazanımında çalışma akışkanı olarak ikili bir karışımın (Amonyak-Su) kullanıldığı yöntemdir. Kalina çevrimi için türbin girişi, pompa girişi ve a girişi için farklı sıcaklıklarda ve sabit 100 bar çalışma basıncında kütleli debiler irdelenmiştir.

- ✓ SRC'de kütleli debinin sıcaklık arttıkça azaldığı ve basınç arttıkça arttığı görülmektedir. Yine aynı sıcaklık ve basınç değerleri için SRC'de net güç, net ısı

verim ve ekserji verimi incelendiğinde benzer eğilimler göstermektedir. Net güç, net termal verim ve ekserji verimi artan sıcaklık ve basınçla artmaktadır. SRC’de maksimum kütleli debi 0,528 kg/s, maksimum net güç 387,9 kW, maksimum termal verim %30,19 ve maksimum ekserji verimi %64,99 olarak elde edilmiştir.

- ✓ ORC sistem optimizasyonu için çalışma akışkanı olarak seçilen sekiz akışkanın kütleli debileri incelendiğinde; Tüm akışkanlar için düşük sıcaklıklarda kütleli debinin yüksek olduğunu ve sıcaklık arttıkça bu değerin azaldığı görülmektedir.
- ✓ ORC sistem optimizasyonu için, sabit basınçta artan sıcaklıkla, kütleli debi, seçilen tüm çalışma sıvıları için artma eğilimindedir. Yine tüm akışkanlar için basınç arttıkça kütleli debinin arttığını görülmektedir. En yüksek kütleli debi R123 ile elde edilir iken en düşük kütleli debi Etanol ile elde edilmiştir. Maksimum kütleli debi noktasına sahip R123 sıvısının verileri 10 bar 112 °C’de 5,97 kg/s ve minimum kütleli debi noktasına sahip Etanol sıvısının verileri 10 bar 375 °C’de 0,839 kg/s’dir.
- ✓ ORC sistem optimizasyonu için, sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça net güç artmaktadır. En yüksek net güç etanol ile elde edilirken, en düşük net güç Bütan ile elde edilmektedir. Maksimum net güç noktasına sahip etanol sıvısının verileri 60 bar 375 °C’de 410,92 kW ve minimum net güç noktasına sahip bütan sıvısının verileri 39 bar 140 °C’de 209,3 kW’dir.
- ✓ ORC sistem optimizasyonu için, tüm çalışma akışkanları için termal verimin ilk sıcaklık değerleriyle doğru orantılı olarak arttığı ancak daha sonra artan sıcaklık değerlerinin termal verimi etkilemediği görülmektedir. Ancak basınç için durumun tam tersi olduğu görülmektedir. Başka bir deyişle, basınç arttıkça termal verim artmaktadır.
- ✓ ORC için seçilen çalışma akışkanları arasında maksimum net termal verimi en yüksek olan akışkan %30,78 ile etanoldür. Etanol, 60 bar ve 375 °C’de maksimum net termal verime ulaşır. En düşük maksimum net termal verim, bütan kullanıldığında bulunur. Bu en küçük verim değeri, basınç ve sıcaklığın sırasıyla 39 bar ve 145 °C olduğu noktada %16,29 olarak hesaplanmıştır.
- ✓ ORC için seçilen çalışma akışkanları arasında etanolün ekserji veriminin diğer çalışma akışkanlarına göre en yüksek, bütanın ekserji veriminin ise en düşük olduğu açıkça görülmektedir. 60 bar ve 375 °C’de etanolün maksimum olduğu ekserji verim noktası %66,71’dir. 39 bar ve 145 °C’de bütanın minimum olduğu ekserji verim noktası %35,35’dir.

- ✓ KC sistem optimizasyonunda, 100 bar çalışma basıncında pompa girişindeki kütleli debinin türbin giriş sıcaklığı ile değişiminde türbin giriş sıcaklığı arttıkça kütleli debinin azaldığı görülmektedir.
- ✓ KC sistem optimizasyonunda, türbin girişindeki kütleli debinin türbin giriş sıcaklığı ile değişimi, düşük türbin giriş sıcaklık değerlerinde türbin giriş sıcaklığı arttıkça ve yaklaşık 180 °C sonra kütleli debinin arttığı görülmektedir.
- ✓ Kalina çevriminde 100 bar'lık sabit bir basınç için, pompa girişindeki maksimum kütleli debi 150 °C'de 1,36 kg/s ve 430 °C'de minimum kütleli debi 0,72 kg/s'dir. Kalina çevriminde sabit 100 bar basınç için türbin girişindeki maksimum kütleli debi 177,21 °C'de 1.11 kg/s ve 430 °C'de minimum kütleli debi 0,72 kg/s'dir. Kalina çevriminde sabit 100 bar basınç için ayrıştırıcı girişindeki maksimum kütleli debi 150 °C'de 0,438 kg/s ve minimum kütleli debi 177.21 °C'de sıfır değerindedir.
- ✓ KC'de sabit 100 bar çalışma basıncında türbin giriş sıcaklıkları arttıkça net güç, ısı verim ve ekserji veriminin arttığı görülmektedir. Sabit basınç ve sıcaklığa bağlı olarak net güç, ısı verim ve ekserji verimindeki değişimdeki bu artış, her üç parametre için de benzer eğriler göstermektedir.
- ✓ KC'de sabit 100 bar basınç için 430 °C'de maksimum ekserji verim %73,47 ve 150 °C'de minimum ekserji %30,60'tır. Maksimum net ısı verim 430 °C'de %36,05 ve minimum ekserji 150 °C'de %14,22'dir. Maksimum net güç 430 °C'de 410,62 kW ve minimum net güç 150 °C'de 189,88 kW'dır.
- ✓ Maksimum ekonomik parametreler, en düşük performans gösteren çalışma koşullarında elde edilir. ORC sisteminde kullanılan etanol için minimum geri ödeme süresi, üretilen elektrik birim maliyeti, toplam yatırım maliyeti ve üretilen elektrik başına yatırım maliyeti değerleri 375 °C'de ve 60 bar'da 2,07 yıl, 0,0228 \$/kW, 440 358 \$ ve 1072 \$ olarak hesaplanmıştır.
- ✓ Etanolün maksimum karbondioksit salım azaltımı 2181,5 ton/yıl ile en yüksek ve bütanın ise maksimum karbondioksit azaltımı 1905,8 ton/yıl en düşük olduğu görülmektedir. Etanolün minimum karbondioksit azaltımı 1547,6 ton/yıl ile en yüksek ve bütanın ise minimum karbondioksit azaltımı 585,5 ton/yıl ile en düşük olduğu görülmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerjinin üretimi, tasarrufu ve verimliliği küresel ekonomi ve diğer tüm yaşam faaliyetlerininin devamı ve döngüsü için en önemli basamak olarak kabul edilmektedir. Fosil kaynaklı yakıtların giderek tükeniyor olması, enerjide dışa bağımlılık ve çevresel etkiler sebebiyle günümüzde ülkeler için güvenli, ucuz ve temiz enerji üretmek ekonomik ve sosyal hayatın temel problemleri arasında ilk sırayı almaktadır. Küresel ölçekteki bu duruma uyumlu olarak sanayisi, ekonomisi ve nüfusu ile hızla büyümekte olan ülkemizin enerji ihtiyacı sürekli artmaktadır. Bu nedenle, üretilen enerjinin yüksek verim ile kullanılması, alternatif ve yenilenebilir enerji kaynaklarına ait potansiyelin değerlendirilmesi ve çeşitli endüstrilerde üretim prosesleri sonucu oluşan atık ısının geri kazanılması büyük önem taşımaktadır. Bu çalışma sonucunda, yüksek enerji tüketimleri sebebiyle endüstride çok ciddi maliyetlere ve enerji sarfiyatlarına yol açan tav fırınlarının daha verimli çalıştırılabilmeleri için bir yöntem olarak kullanılan termodinamik çevrimlerin verimlilik analizi gerçekleştirilmiştir.

Yapılan tez çalışması kapsamında araştırma bulgularının birinci bölümünde;

Demir-çelik üretim tesisinde bulunan bir tav fırınının egzoz gazı atık ısısına Kalina çevriminin entegre edilmesi durumunda; ilk olarak, en iyi performans gösteren sistem çalışma koşulunu elde etmek için KC'nin parametrik optimizasyonu yapılmıştır. Çalışma sırasında türbin giriş basıncı 80 bar, türbin giriş sıcaklığı 130 °C ile 430 °C arasında 20 °C artırılarak değiştirilmiştir. Amonyak konsantrasyonu %15'ten %95'e %10 artırılarak alınmıştır. Kapsamlı analizlerden sonra, aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır.

✓ Sıvı fazlı akışkanı türbinden önce ayırmak ve türbin kanatlarını korumak için sisteme entegre edilen ayrıştırıcı için kritik türbin giriş sıcaklığı 270 °C olarak bulunmuştur. Amonyak-su karışımının toplam kütleli debisi değişimi tüm amonyak-su konsantrasyonları için iki farklı eğilim göstermiş olup 270 °C'ye kadar, ayrılan kütleli debinin azalması nedeniyle türbin giriş kütleli debisinde önemli bir artış görülmüştür. 270 °C' sıcaklığın üzerinde, sıfır ayrılmış kütle akışına rağmen, türbin giriş kütleli debisinde artan bir eğilim görülmüştür.

✓ KC sistemi için 80 bar sabit basınçta maksimum pompa güç tüketimi, sıvının kabarcık ve çığ eğrileri arasındaki en yüksek sıcaklık farklarından dolayı, 160 °C türbin giriş sıcaklığında ve %65 amonyak konsantrasyonunda 21,41 kW olarak bulunmuştur. Kapsamlı hesaplamalardan sonra, göz önüne alınan parametreler için en iyi performans gösteren KC

sistemi çalışma koşulu 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda bulunmuştur. Bu çalışma koşulunda KC'nin maksimum net güç üretimi 389,44 kW, ısı verimi %33,86 ve ekserji verimi, %68,96 olarak hesaplanmıştır.

✓ KC'nin minimum CO₂ salım azaltım değerleri, 230 °C türbin giriş sıcaklığında ve %30 amonyak konsantrasyonunda 41,04 kg-CO₂/h ve maksimum CO₂ salım azaltım değerleri 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 257,13 kg-CO₂/h olarak elde edilmiştir.

✓ KC'nin minimum yatırım maliyetleri 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %10 amonyak konsantrasyonunda 382 342 \$ ve maksimum yatırım maliyetleri 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 501 115 \$ olarak hesaplanmıştır. KC'nin yatırım maliyetine karşılık, üretilen elektrik başına KC'nin minimum birim yatırım fiyatı %95 amonyak konsantrasyonunda 1243 \$/kW ve maksimum birim yatırım fiyatı KC başına üretilen elektrik, 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %10 amonyak konsantrasyonunda 1855 \$/kW olarak bulunmuştur. Bunun yanı sıra üretilen elektriğin minimum geri ödeme süresi ve birim maliyeti 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda 2,93 yıl ve 0,0265 \$/kW olarak hesaplanmıştır.

İkinci bölümde ise;

Bir tav fırınından salınan egzoz gazının atık ısını geri kazanmak için tasarlanan KC'nin parametrik optimizasyonu türbin giriş basıncı 50 bar ile 100 bar arasında 10'ar bar artırılarak farklı basınç aralıkları için irdelenmiştir. Çalışma sırasında türbin giriş sıcaklığı 130 °C ile 430 °C arasında 20 °C artırılarak değiştirilmiştir. Amonyak konsantrasyonu %15'ten %95'e %10 arttırılarak yükseltilmiştir. Tüm çalışma basınçları göz önüne alındığında kapsamlı analizlerden sonra, aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

✓ KC sisteminin net gücün, 100 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda 410,62 kW ile maksimum seviyede olduğu; net gücün 60 bar çalışma basıncı 220 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,25 amonyak konsantrasyonunda 55,32 kW ile minimum seviyede olduğu görülmüştür. Net termal verimin, 100 bar çalışma basıncı 430 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,95 amonyak konsantrasyonunda %36,05 ile maksimum seviyede olduğu; net termal verimin 60 bar çalışma basıncı 250 °C türbin giriş sıcaklığı ve 0,15 amonyak konsantrasyonunda %8,79 ile minimum seviyede olduğu görülmüştür.

✓ İncelenen verilere göre maksimum ekserji verimi 100 bar çalışma basıncında 430 °C'de 0,95 amonyak konsantrasyonu için %73,47 olarak bulunmuştur; minimum ekserji

verimi ise 60 bar çalışma basıncında 250 °C'de 0,15 amonyak konsantrasyonu için %18,04 olarak bulunmuştur.

✓ Tüm parametrik analiz sonuçları, enerji ve ekserji analiz sonuçları ile birlikte değerlendirildiğinde, en iyi performans gösteren KC sistem çalışma koşulu 100 bar türbin giriş basıncında 430 °C türbin giriş sıcaklığında ve %95 amonyak konsantrasyonunda bulunmuştur. Bu çalışma koşulunda KC'nin maksimum net güç üretimi 410,62 kW, ısı verimi %36,05 ve ekserji verimi %73,47 olarak hesaplanmıştır. Öte yandan, KC sisteminin minimum performansı 230 °C türbin giriş sıcaklığında ve %30 amonyak konsantrasyonunda gözlenmektedir. Bu çalışma koşulu için KC'nin minimum net güç üretimi 56,08 kW, ısı verimi %4,76 ve ekserji verimi %9,76 olarak hesaplanmıştır.

Üçüncü bölümde ise tav fırını atık ısını kullanarak SRC, ORC ve KC'nin ayrı ayrı sisteme entegre edilerek parametrik optimizasyonu, enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. SRC, ORC ve KC'nin parametrik optimizasyonu sırasında kütleli debi, net güç, net termal verim, ekserji verimi irdelenmiştir. Çalışma sıvısı olarak aşırı ısıtılmış buhar kullanan SRC sistemi ilk olarak optimize edilmiştir. SRC sisteminde türbin giriş sıcaklığı 450 °C'ye kadar yükseltilmiş ve çalışma basıncı 10 bar'dan 100 bar'a 10 bar artırılmıştır. Daha sonra, ORC sistem optimizasyonu için sekiz farklı organik sıvının değerleri incelenmiştir. Bu sıvılar aseton, benzen, bütan, sikloheksan, silopentan, etanol, R11 ve R123'tür. ORC sistem optimizasyonunda bu akışkanların her biri için kütleli debi, net güç, ısı verim ve ekserji verimi araştırılmıştır. Son olarak Kalina çevrimi (KC), atık ısı geri kazanımında çalışma akışkanı olarak ikili bir karışımın (Amonyak-su) kullanıldığı yöntem kullanılmıştır. Kalina çevrimi için türbin girişi, pompa girişi ve ayrıştırıcı girişi için farklı sıcaklıklarda ve sabit 100 bar çalışma basıncında kütleli debiler irdelenmiştir.

✓ SRC çevrimindeki kütleli debinin sıcaklık arttıkça azaldığı ve basınç arttıkça arttığı görülmektedir. Net güç, net termal verim ve ekserji verimi artan sıcaklık ve basınçla artar. Maksimum kütleli debi, maksimum net güç, maksimum termal verim ve maksimum ekserji verimi sırasıyla 0,5276 kg/s, 387,94 kW, %30,19 ve %64,99 olarak elde edilmiştir.

✓ ORC sistem optimizasyonu için, sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça net güç artmaktadır. En yüksek net güç etanol ile elde edilirken, en düşük net güç bütan ile elde edilmektedir. Maksimum net güç noktasına sahip etanol sıvısının verileri 60 bar 375 °C'de 410,92 kW ve minimum net güç noktasına sahip bütan sıvısının verileri 39 bar 143 °C'de 209 kW'dir.

- ✓ ORC için seçilen çalışma akışkanları arasında maksimum net termal verim etanol ile 60 bar çalışma basıncında ve türbin giriş sıcaklığının 375 °C değerinde %30,78 olarak elde edilmiştir. En düşük maksimum net termal verim, bütan'ın 39 bar çalışma basıncında ve türbin giriş sıcaklığının 145 °C sıcaklığında %16,29 olarak hesaplanmıştır.
- ✓ ORC için seçilen çalışma akışkanları arasında etanolün ekserji verimi 60 bar ve 375 °C'de %65,69 değeri ile maksimum olduğu, bütanın ekserji veriminin ise 39 bar ve 145 °C'de %35,35 ile minimum olduğu elde edilmiştir.
- ✓ Kalina çevriminde sabit 100 bar basınç için 430 °C'de maksimum ekserji verim %73,47 ve 140 °C'de minimum ekserji %30,60'tır. Kalina çevriminde sabit 100 bar basınç için maksimum net ısı verim 430 °C'de %36,05 ve minimum ekserji 140 °C'de %16,22'dir. Kalina çevriminde sabit 100 bar basınç için maksimum net güç 430 °C'de 410,62 kW ve minimum net güç 50 °C'de 189,88 kW'dır.

Yapılan analizler neticesinde buhar Rankine çevrimi, Kalina çevrimi ve Organik Rankine çevrimlerinin birlikte değerlendirilmesi sonucunda maksimum ekonomik parametreler, en düşük performans gösteren çalışma koşullarında etanol çalışma akışkanı kullanan ORC sistemi ile elde edilmiştir. ORC sisteminde kullanılan etanol için minimum geri ödeme süresi, üretilen elektrik birim maliyeti, toplam yatırım maliyeti ve üretilen elektrik başına yatırım maliyeti değerleri 375 °C'de ve 60 bar'da 2,07 yıl, 0,0228 \$/kW, 440 358 \$ ve 1072 \$ olarak hesaplanmıştır.

Etanolün maksimum karbondioksit salım azaltımının 274,61 kg-CO₂/h ile en yüksek olup Etanol çalışma akışkanı kullanan ORC sistemi ile enerji geri kazanımı neticesinde bir yılda 2181,5 ton maksimum karbondioksit salım azaltımı gerçekleştirilebileceği hesaplanmıştır.

Yapılan bu tez çalışması neticesinde elde edilen parametreler ile ORC, KC ve SRC sistemlerinin kurulumların yapıp deneysel çalışmalar artırılarak en verimli sistem çalışma parametreleri belirlenebilir. Bu koşullar belirlenir iken seçilecek sistem ve akışkanın sadece verimlilik parametrelerine değil ekonomik ve çevresel özelliklerine de öncelik verilmelidir.

KAYNAKLAR

- Abuşoğlu, A., Özahi, E., Kutlar, A. İ. ve Demir, S. (2017). Exergy analyses of green hydrogen production methods from biogas-based electricity and sewage sludge. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(16), 10986-10996.
- Akella, A. K., Saini R. P. ve Sharma, M. P. (2009). Social, economical and environmental impacts of renewable energy systems. *Renewable Energy*, 34(2), 390-396.
- Akimoto R., Yamaki T., Nakaiwa M. ve Matsuda K. (2021). Evaluation of a power generation system that integrates multiple Kalina cycles and absorption heat pumps. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101363.
- Al-Janabi, A., Al-Hajri, G. ve Al-Maashani, T. (2021). Investigate the technical-economical feasibility of utilizing the available industrial waste thermal energy in Oman. *Thermal Science and Engineering Progress*, 21, 100778.
- Ansarinassab, H., Hajabdollahi, H. ve Fatimah, M. (2021). Life cycle assessment (LCA) of a novel geothermal-based multigeneration system using LNG cold energy-integration of Kalina cycle, stirling engine, desalination unit and magnetic refrigeration system. *Energy*, 231, 120888.
- Aslan, S., Karakus, C., Koc, Y., Yagli, H. ve Koc, A. (2022). Analysis of a Kalina cycle integrated with a reheat furnace. *International Journal of Exergy*, 38 (4), 457-475.
- Ateş, F. (2020). Enerji ve hidrojen dönüşüm teknolojileri ile Türkiye'nin endüstriyel atık enerji geri kazanım potansiyelinin değerlendirilmesi, Doktora tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Ates Seyithan, A. (2015). Energy efficiency and CO₂ mitigation potential of the Turkish iron and steel industry using the LEAP (long-range energy alternatives planning) system. *Energy*, 90, 417-428.
- Atmaca, A. ve Kanoglu, M. (2012). Reducing energy consumption of a raw mill in cement industry. *Energy*, 42(1), 261-269.
- Ayub, A., Sheikh, N. A., Tariq, R., Khan, M. M. ve Invernizzi, C. M. (2018). Exergetic optimization and comparison of combined gas turbine supercritical CO₂ power cycles. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 10(4), 044703.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M. (1996). Thermal design and optimization, John Wiley and Sons, New York.
- Bıyık, Y. ve Özkale, L. (2017). Demir çelik endüstrisi üretim yöntemleri ile ihracat, katma değer ve karbon emisyonu azaltma politikaları arasındaki ilişki. *Uluslararası Yönetim İktisat ve İşletme Dergisi*, 13(13), 718-735.
- Bombarda, B., Invernizzi, C. M. ve Pietra, C. (2010). Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Applied Thermal Engineering*, 30(2-3), 212-219.
- Braimakis, K., Mikelis, A., Charalampidis, A. ve Karellas, S. (2020). Exergetic performance of CO₂ and ultra-low GWP refrigerant mixtures as working fluids in ORC for waste heat recovery. *Energy*, 203, 117801.

- Brueckner, S., Miró, L., Cabeza, L. F., Pehnt, M. ve Laevemann, E. (2014). Methods to estimate the industrial waste heat potential of regions—A categorization and literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 164-171.
- Brückner, S., Liu, S., Miró, L., Radspieler, M., Cabeza, L. F. ve Lävemann, E. (2015). Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. *Applied Energy*, 151, 157-167.
- Cavalcanti, E. J. C. ve Motta, H. P. (2015). Exergoeconomic analysis of a solar-powered/fuel assisted Rankine cycle for power generation. *Energy*, 88, 555-562.
- Campana, F., Bianchi, M., Branchini, L., De Pascale, A., Peretto, A., Baresi, M. ve Vescovo, R. (2013). ORC waste heat recovery in European energy intensive industries: Energy and GHG savings. *Energy Conversion and Management*, 76, 244-252.
- Chatzopoulou, M. A. ve Markides, C. N. (2018). Thermodynamic optimisation of a high-electrical efficiency integrated internal combustion engine—Organic Rankine cycle combined heat and power system. *Applied Energy*, 226, 1229-1251.
- Chen, L., Yang, B., Shen, X., Xie, Z. ve Sun, F. (2015). Thermodynamic optimization opportunities for the recovery and utilization of residual energy and heat in China's iron and steel industry: A case study. *Applied Thermal Engineering*, 86, 151-160.
- Cengel, Y. A. ve Boles, M. A. (2008). *Thermodynamics: an engineering approach*. McGraw-Hill Inc., 6th. Ed., New York.
- Çengel, Y. A. ve Boles, M. A. (2013). Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla termodinamik. *Palme Yayıncılık*, Ankara.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A. ve Kanoğlu, M. (2019). *Energy Analysis for a systems. Thermodynamics: An Engineering approach*. McGraw-Hill Education, 161-211.
- Çomaklı, K. ve Terhan, M. (2011). Sıcak su üretimi için baca gazı atık enerjinin kullanımı. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 124, 43-51.
- Dehghani, M. J. ve Yoo, C. (2020). Three-step modification and optimization of Kalina power-cooling cogeneration based on energy, pinch, and economics analyses. *Energy*, 205, 118069.
- Demirbaş, A. (2001). Energy balance, energy sources, energy policy, future developments and energy investments in Turkey. *Energy Conversion and Management*, 42(10), 1239-1258.
- Dhahad, H. A., Hussen, H. M., Nguyen, P. T. ve Ashraf, M. A. (2020). Thermodynamic and thermoeconomic analysis of innovative integration of Kalina and absorption refrigeration cycles for simultaneously cooling and power generation. *Energy Conversion and Management*, 203, 112241.
- Dincer, I. ve Rosen, M. A. (2013). *Exergy: energy, environment and sustainable development*. Elsevier, 2nd. Ed.
- Dino, G. E., Palomba, V., Nowak, E. ve Frazzica, A. (2021). Experimental characterization of an innovative hybrid thermal-electric chiller for industrial cooling and refrigeration application. *Applied Energy*, 281, 116098.

- Dong, B., Xu, G., Li, T., Luo, X. ve Quan, Y. (2017). Parametric analysis of organic Rankine cycle based on a radial turbine for low-grade waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 126, 470–479.
- Eller, T., Heberle, T. ve Brüggemann, D. (2017). Techno-economic analysis of novel working fluid pairs for the Kalina cycle. *Energy Procedia*, 129, 113-120
- Elsayed, A., Embaye, M., AL-Dadah, R., Mahmoud, S. ve Rezk, A. (2013). Thermodynamic performance of Kalina cycle system 11 (KCS11): feasibility of using alternative zeotropic mixtures. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 8(1), 69-78.
- Erdem, H. H. (2010). Enerji verimliliğini arttırmak üzere termik santral atık ısılarını faydaya dönüştürme yöntemlerinin araştırılması geliştirilmesi ve binalarda ısıtma uygulaması. *Termik Santral Atılan Enerji Elkitabı*, 2-3.
- Erkin, E. (2019). Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı ve Karabük ili hidroelektrik enerji potansiyelinin araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Ersöz, T., Düğenci, M., Ünver, M. ve Eyiöl, B. (2015). Demir çelik sektörüne genel bir bakış ve beş milyon ton üstü demir çelik ihracatı yapan ülkelerin kümeleme analizi ile incelenmesi. *Nevşehir Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4(2), 75-90.
- Eyidoğan, M., Kaya, D., Dursun, Ş. ve Taylan, O. (2014). Endüstriyel tav fırınlarında enerji tasarrufu ve salım azaltım fırsatları. *Journal of the faculty of engineering and architecture of Gazi university*, 29(4), 735–743.
- Eyidoğan, M., Kilic, F. C., Kaya, D., Coban, V. ve Cagman, S. (2016). Investigation of Organic Rankine Cycle (ORC) technologies in Turkey from the technical and economic point of view. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58, 885-895.
- Feili, M., Rostamzadeh, H., Parikhani, T. ve Ghaebi, H. (2020). Hydrogen extraction from a new integrated trigeneration system working with zeotropic mixture, using waste heat of a marine diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(41), 21969-21994.
- Fiaschi, D., Manfrida, G., Rogai, E. ve Talluri, L. (2017). Exergoeconomic analysis and comparison between ORC and Kalina cycles to exploit low and medium-high temperature heat from two different geothermal sites. *Energy Conversion and Management*, 154, 503-516.
- Forster, P., Ramaswamy, V., Artaxo, P., Berntsen, T., Betts, R., Fahey, D. W. ve Van Dorland, R. (2007). Changes in atmospheric constituents and in radiative forcing. Chapter 2. In *Climate change 2007. The physical science basis*.
- Galanis, N. E., Cayer, P., Roy, E. S., Denis, ve M. Desilets. (2009). Electricity generation from low temperature sources. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2(2), 55-67.
- Ganesh, N.S. ve Srinivas, T. (2019). Nuclear energy-driven Kalina cycle system suitable for Indian climatic conditions. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 41(3), 298-308.
- Ghaebi, H., Namin, A. S. ve Rostamzadeh, H. (2018). Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery. *Journal of Cleaner Production*, 189, 279-296.

- Ghorbani, S., Khoshgoftar-Manesh, M. H., Nourpour, M. ve Blanco-Marigorta, A. M. (2020). Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of an integrated SOFC-GT-ORC hybrid system. *Energy*, 206, 118151.
- Goyal, A., Sherwani, A. F. ve Tiwari, D. (2021). Optimization of cyclic parameters for ORC system using response surface methodology (RSM). *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 43(8), 993-1006.
- He, K. ve Wang, L. (2017). A review of energy use and energy-efficient technologies for the iron and steel industry. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70, 1022-1039.
- Haghighat Mamaghani, A., Najafi, B., Shirazi, A. ve Rinaldi, F. (2015). 4E analysis and multi-objective optimization of an integrated MCFC (molten carbonate fuel cell) and ORC (organic Rankine cycle) system. *Energy*, 82, 650–663.
- Huang, F., Zheng, J., Baleynaud, J. M. ve Lu, J. (2017). Heat recovery potentials and technologies in industrial zones. *Journal of the Energy Institute*, 90(6), 951–961.
- Hung, T. C., Wang, S. K., Kuo, C. H., Pei, B. S. ve Tsai, K. F. (2010). A study of organic working fluids on system efficiency of an orc using low-grade energy sources, *Energy*, 35, 1403-1411.
- İnternet: Alpan, M. E. (2013). Çimento sektöründe atık ısı geri kazanımı sistemleri kullanımı, URL:http://www.tskb.com.tr/i/content/486_1_cimento-sektorunde-atik-isi-geri-kazanimi-sistemleri-kullanimi.pdf, Son Erişim Tarihi: 11.08.2022.
- İnternet: Aydınlar refrakter. (2022). URL: <http://www.aydinlarrefrakter.com/>, Son Erişim Tarihi: 25.05.2022.
- İnternet: Çelik İhracatçılar Birliği, (2021). URL:<https://www.cib.org.tr/tr/istatistikler>, Son Erişim Tarihi: 23.03.2022.
- İnternet: Edgar, (2022). World population review, URL:https://edgar.jrc.ec.europa.eu/country_profile/TUR, Son Erişim Tarihi: 23.05.2022.
- İnternet: Enerji ve Tabii Kaynalar Bakanlığı ETKB (2022). URL:<https://enerji.gov.tr/>, Son Erişim Tarihi: 09.08.2022.
- İnternet: EPDK, (2021). Elektrik Piyasası Sektör Raporu, Aralık 2021, URL: <https://www.epdk.gov.tr/Detay/Icerik/3-0-23/elektrikaylik-sektor-raporlar>, Son Erişim Tarihi:12.08.2022.
- İnternet: International Energy Agency IEA. (2018). World energy balances overview, URL:https://webstore.iea.org/download/direct/2263?fileName=World_Energy_Balances_2018_Overview.pdf, Son Erişim Tarihi: 20.08.2022.
- İnternet: International Energy Agency IEA, (2020). Iron and steel technology roadmap, URL:<https://www.iea.org/reports/iron-and-steel-technology-roadmap>, Son Erişim Tarihi: 15.08.2022.
- İnternet: International Energy Agency IEA, (2021). Energy balance flows, URL:<https://www.iea.org/data-and-statistics>, Son Erişim Tarihi: 12.08.2022.
- İnternet: International Energy Agency (IEA), (2021). Global energy review 2021, URL:<https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2021>, Son Erişim Tarihi: 15.08.2022.

- İnternet: KPMG, (2022). Enerji Sektörel Bakış, URL:<https://assets.kpmg/content/dam/kpmg/tr/pdf/2022/04/enerji-sektorel-bakis.pdf>, Son Erişim Tarihi: 10.05.2022.
- İnternet: REN21. (2019). Renewables 2019 Global Status Report, URL:http://www.ren21.net/Portals/97/documents/GSR/REN21_GSR2011.pdf, Son Erişim Tarihi: 15.06.2022.
- İnternet: TEİAŞ, (2021). URL:<https://www.teias.gov.tr/turkiye-elektrik-uretim-iletim-istatistikleri>, Son Erişim Tarihi:07.08.2022.
- İnternet: TMMOB, (2018). Türkiye'nin enerji görünümü, URL:https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/EnerjiGorunumu2018_2_0.pdf, Son Erişim Tarihi: 27.05.2022.
- İnternet: TSKB, (2020). Enerji Sektör Görünümü, URL:<https://www.tskb.com.tr/i/assets/document/pdf/enerji-sektor-gorunumu2020.pdf>, Son Erişim Tarihi 07.06.2022].
- İnternet: Tubitak, (2010). Enerji alanı ulusal ar-ge ve yenilik stratejisi hazırlanmasına ilişkin bilgi notu, URL:https://www.tubitak.gov.tr/tubitak_content_files/BTYPD/btyk/22/BTYK22_Ek5_Enerji_Bilgi_Notu.pdf, Son Erişim Tarihi: 21.09.2022.
- İnternet: TÜİK, (2021). Greenhouse gas emissions statistics, URL:<https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=Greenhouse-Gas-Emissions-Statistics-1990-2019-37196>, Son Erişim Tarihi:02.08.2021.
- İnternet: TÜİK, (2022). Sera gazı emisyon istatistikleri, URL:<https://data.tuik.gov.tr/Bulten/Index?p=Sera-Gazi-Emisyon-Istatistikleri-1990-2020>, Son Erişim Tarihi:19.08.2022.
- İnternet: Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planı, (2017). URL:<http://www.eyoder.org.tr/ulusalevop.pdf>, Son Erişim Tarihi: 02.04.2022.
- İnternet: UNEP/GRID-Arendal, (2005). *Climate Change Graphics*, Arendal; <https://www.grida.no/publications/372>, Son Erişim Tarihi:21.08.2022.
- İnternet: Yeşilata, B. (2010). Karacadağ kalkınma ajansı trc2 bölgesi yenilenebilir enerji raporu, URL:https://www.karacadag.gov.tr/Dokuman/Dosya/www.karacadag.org.tr_166_GF6_V68SE_trc2_bolgesi_yenilenebilir_enerji_raporu.pdf, Son Erişim Tarihi:07.08.2022.
- Johnson, I., Choate, W. T. ve Davidson, A. (2008). Waste heat recovery. Technology and opportunities in US industry. BCS, Inc., Laurel, MD (United States).
- Jouhara, H., Khordehgah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A. ve Tassou, S. A. (2018). Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, 268-289.
- Karellas, S. ve Braimakis, K. (2016). Energy–exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC–VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power. *Energy conversion and management*, 107, 103-113.

- Khankari, G. ve Karmakar, S. (2017). 4-E analysis of a Kalina cycle system 11 integrated 500MWe combined thermal power plant. *In TENCON 2017-2017 IEEE Region 10 Conference*, 93-98.
- Kılınç, E.(2012). Endüstriyel fırınlarda enerji analizi ve verim artırıcı yöntemler. Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- Kocaman, E., Karakuş, C., Yağlı, H. ve Yumrutaş, R. (2021). Demir çelik sektöründe atık ısı geri kazanımı için tasarlanan bir organik rankine çevriminin yakınsama sıcaklığının numerik olarak tespiti. *Uluslararası Katılımlı 23. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 1500-1506.
- Kocaman, E., Karakuş, C., Yağlı, H., Koç, Y., Yumrutaş, R. ve Koç, A. (2022). Pinch point determination and Multi-Objective optimization for working parameters of an ORC by using numerical analyses optimization method. *Energy Conversion and Management*, 271, 116301.
- Koç, A., Yağlı, H., Koç, Y. ve Uğurlu, İ. (2018). Dünyada ve Türkiye’de Enerji Görünümünün Genel Değerlendirilmesi. *Mühendis ve Makina Dergisi*, 59(692), 84-112.
- Koc, Y., Yagli, H., Ozdes, E. O., Baltacioglu, E. ve Koc, A. (2019). Thermodynamic analysis of solid waste and energy consumption to reduce the effects of an electric arc furnace on the environment. *International Journal of Global Warming*, 19(3), 308-323.
- Koç, Y., Yağlı, H. ve Koç, A. (2019). Exergy analysis and performance improvement of a subcritical/supercritical organic rankine cycle (orc) for exhaust gas waste heat recovery in a biogas fuelled combined heat and power (chp) engine through the use of regeneration. *Energies*, 12(4), 575.
- Koc, Y., Kose, O. ve Yagli, H. (2019). Exergy analysis of a natural gas fuelled gas turbine based cogeneration cycle. *International Journal of Exergy*, 30(2), 103-125.
- Koç, Y. ve Yağlı, H. (2020). Isı-güç kombine sistemlerinde kullanılan kalina çevriminin enerji ve ekserji analizi. *Politeknik Dergisi*, 23(1), 181-188.
- Koç, A., Yağlı, H., Bilgic, H. H., Koç, Y. ve Özdemir, A. (2020a). Performance analysis of a novel organic fluid filled regenerative heat exchanger used heat recovery ventilation (OHeX-HRV) system. *Sustainable Energy Technol Assess*, 41, 100787.
- Koç, Y., Yağlı, H. ve Kalay, I. (2020b). Energy, exergy and parametric analysis of simple and recuperative organic Rankine cycles using a gas turbine–based combined cycle. *Journal of Energy Engineering*, 146(5), 04020041.
- Koc, Y., Aksar, M. ve Yagli, H. (2020c). First and second law-based thermal optimisation of the Kalina cycle integrated into an existing burner-based cogeneration system using waste chips as fuel. *International Journal of Exergy*, 33(2), 165-182.
- Kotas, T. J. (2012). The exergy method of thermal plant analysis. Paragon Publishing.
- Köse, Ö., Koç, Y. ve Yağlı, H. (2021). Energy, exergy, economy and environmental (4E) analysis and optimization of single, dual and triple configurations of the power systems: Rankine Cycle/Kalina Cycle, driven by a gas turbine. *Energy Conversion and Management*, 227, 113604.

- Kurbanoglu, A. (2017). Demir çelik sektöründe tav fırını atık ısını ısı kaynağı olarak kullanılan organik rankine çevriminin termodinamik analizi. Yüksek lisans tezi, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, İskenderun Teknik Üniversitesi.
- Langan, M. ve O'Toole, K. (2017). A new technology for cost effective low grade waste heat recovery. *Energy Procedia*, 123, 188-195.
- Lecompte, S., Oyewunmi, O., Markides, C., Lazova, M., Kaya, A., Van den Broek, M. ve De Paepe, M. (2017). Case study of an organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery from an electric arc furnace (EAF). *Energies*, 10(5), 649.
- Liu, X., Worl, B., Tang, G., Silaen, A. K., Cox, J., Johnson, K. ve Zhou, C. Q. (2019). Numerical simulation of heat transfer and scale formation in a reheat furnace. *Steel research international*, 90(4), 1800385.
- Lin, Y. P., Wang, W. H., Pan, S. Y., Ho, C. C., Hou, C. J. ve Chiang, P. C. (2016). Environmental impacts and benefits of organic Rankine cycle power generation technology and wood pellet fuel exemplified by electric arc furnace steel industry. *Applied Energy*, 183, 369-379.
- Lu, H., Price, L. ve Zhang, Q. (2016). Capturing the invisible resource: Analysis of waste heat potential in Chinese industry. *Applied Energy*, 161, 497-511.
- Macchi, E. (2013). The choice of working fluid: the most important step for a successful organic Rankine cycle (and an efficient turbine). In *Second International Seminar on ORC Power Systems*, Rotterdam, The Netherlands, Oct (7-8).
- Mahmoudi, S. M. S., Pourreza, A., Akbari, A. D. ve Yari, M. (2016). Exergoeconomic evaluation and optimization of a novel combined augmented Kalina cycle/gas turbine-modular helium reactor. *Applied Thermal Engineering*, 109, 109-120.
- Medarac, H., Moya, J. ve Somers, J. (2020). Production costs from iron and steel industry in the EU and third countries. *JRC Tech. Rep.*, 10, 705636.
- Modi, A. ve Haglind, F. (2015). Thermodynamic optimisation and analysis of four Kalina cycle layouts for high temperature applications. *Applied Thermal Engineering*, 76, 196-205.
- Mohammadi, A., Ashouri, M., Ahmadi, M. H., Bidi, M., Sadeghzadeh, M. ve Ming, T. (2018). Thermoeconomic analysis and multiobjective optimization of a combined gas turbine, steam and organic Rankine cycle. *Energy Science and Engineering*, 6(5), 506-522.
- Mosaffa, A. H., Mokarram, N. H. ve Farshi, L. G. (2017). Thermoeconomic analysis of a new combination of ammonia/water power generation cycle with GT-MHR cycle and LNG cryogenic exergy. *Applied Thermal Engineering*, 124, 1343-1353.
- Murugan, R. ve Subbarao, P. (2008). Thermodynamic analysis of Rankine-Kalina combined cycle. *International Journal of Thermodynamics*, 11(3), 133-141.
- Musharavati F., Khanmohammadi S., Pakseresht A.H. ve Khanmohammadi S., (2021). Enhancing the performance of an integrated CCHP system including ORC, Kalina and refrigeration cycles through employing TEG: 3E analysis and multi-criteria optimization. *Geothermics*, 89, 101973

- Na, H., Sun, J., Qiu, Z., He, J., Yuan, Y., Yan, T. ve Du, T. (2021). A novel evaluation method for energy efficiency of process industry: A case study of typical iron and steel manufacturing process. *Energy*, 233, 121081.
- Nazari, N., Heidarnejad, P. ve Porkhial, S. (2016). Multi-objective optimization of a combined steam-organic Rankine cycle based on exergy and exergo-economic analysis for waste heat recovery application. *Energy conversion and management*, 127, 366-379.
- Nazari, N. ve Porkhial, S. (2020). Multi-objective optimization and exergo-economic assessment of a solar-biomass multi-generation system based on externally-fired gas turbine, steam and organic Rankine cycle, absorption chiller and multi-effect desalination. *Applied Thermal Engineering*, 179, 115521.
- Nemati, A., Nami, H., Ranjbar, F. ve Yari, M. (2017). A comparative thermodynamic analysis of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery: a case study for CGAM cogeneration system. *Case Studies in Thermal Engineering*, 9, 1-13.
- Nouman, J. (2012). Comparative studies and analyses of working fluids for organic Rankine cycles. Master of Science Thesis, KTH Ind. Eng. Manag. Stockholm, Sweden.
- Ogriseck, S. (2009). Integration of Kalina Cycle in a combined heat and power plant, a case study. *Applied Thermal Engineering*, 29 (14-15), 2843-2848.
- Oyedepo, S. O., Fakeye, B. A., Mabinuori, B., Babalola, P. O., Leramo, R. O., Kilanko, O., ... ve Oyebanji, J. A. (2020). Thermodynamics analysis and performance optimization of a reheat-Regenerative steam turbine power plant with feed water heaters. *Fuel*, 280, 118577.
- Oyedepo, S. O. ve Fakeye, B. A. (2021). Waste heat recovery technologies: pathway to sustainable energy development. *Journal of Thermal Engineering*, 7(1), 324-348.
- Ozcan, H. ve Kayabasi, E. (2021). Thermodynamic and economic analysis of a synthetic fuel production plant via CO₂ hydrogenation using waste heat from an iron-steel facility. *Energy Conversion And Management*, 236, 114074.
- Özahi, E., Tozlu, A. ve Abuşoğlu, A. (2018). Thermo-economic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) adapted to an existing solid waste power plant. *Energy Conversion and Management*, 168, 308-319.
- Özahi, E. ve Tozlu, A. (2020). Optimization of an adapted Kalina cycle to an actual municipal solid waste power plant by using NSGA-II method. *Renewable Energy*, 149, 1146-1156.
- Pang, K. C., Chen, S. C., Hung, T. C., Feng, Y. Q., Yang, S. C., Wong, K. W. ve Lin, J. R. (2017). Experimental study on organic Rankine cycle utilizing R245fa, R123 and their mixtures to investigate the maximum power generation from low-grade heat. *Energy*, 133, 636-651.
- Pei, G., Li, J. ve Ji, J. (2010). Working fluid selection for low temperature solar thermal power generation with two-stage collectors and heat storage units. In *Solar collectors and panels, theory and applications*. InTechOpen.
- Pourpasha, H., Mohammadfam, Y., Khani, L., Mohammadpourfard, M. ve Zeinali Heris, S. (2020). Thermodynamic and thermo-economic analyses of a new dual-loop organic Rankine – Generator absorber heat exchanger power and cooling cogeneration system. *Energy Conversion and Management*, 224, 113356.

- Priya, G. K. ve Bandyopadhyay, S. (2013). Emission constrained power system planning: a pinch analysis based study of Indian electricity sector. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 15(5), 771-782.
- Ren R., Zhou S., Peng T. ve Ou X. (2021). A review of CO₂ emissions reduction technologies and low-carbon development in the iron and steel industry focusing on China. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 143, 110846
- Robinson, D. J. (2015). *The Energy Economy*. Palgrave Macmillan.
- Rodríguez, C.E.C., Palacio, J.C.E., Venturini, O.J., Lora, E.E.S., Cobas, V.M., dos Santos, D.M. ve Gialluca, V. (2013). Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. *Applied Thermal Engineering*, 52(1), 109-119.
- Roumpedakis, T. C., Loumpardis, G., Monokrousou, E., Braimakis, K., Charalampidis, A. ve Karellas, S. (2020). Exergetic and economic analysis of a solar driven small scale ORC. *Renewable Energy*, 157, 1008-1024.
- Safari, M., Sohani, A. ve Sayyaadi, H. (2021). A higher performance optimum design for a tri-generation system by taking the advantage of water-energy nexus. *Journal of Cleaner Production*, 284, 124704.
- Saha, B. K. ve Chakraborty, B. (2017). Utilization of low-grade waste heat-to-energy technologies and policy in Indian industrial sector: a review. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 19(2), 327-347.
- Sartori da Silva, F. ve Matelli, J. A. (2019). Exergoeconomic analysis and determination of power cost in MCFC – steam turbine combined cycle. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(33), 18293–18307.
- Satanphol, K., Pridasawas, W. ve Suphanit, B. (2017). A study on optimal composition of zeotropic working fluid in an Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade heat recovery. *Energy*, 123, 326-339.
- Singh, D.V., Pedersen, E. (2016). A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, 111, 315-328.
- Stix, G. (2006). A Climate Repair Manual. *Scientific American*, 46–49.
- Sun, Q., Li, H., Xu, B., Cheng, L. ve Wennersten, R. (2016). Analysis of secondary energy in China's iron and steel industry—An approach of industrial metabolism. *International Journal of Green Energy*, 13(8), 793-802.
- Quoilin, S., Van Den Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P. ve Lemort, V. (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 168-186.
- Tempesti, D. ve Fiaschi, D. (2013). Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy. *Energy*, 58, 45-51.
- Tian, H., Liu, L., Shu, G., Wei, H. ve Liang, X. (2014). Theoretical research on working fluid selection for a high-temperature regenerative transcritical dual-loop engine organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 86, 764-773.

- Tiwari, D., Arora, A., Ansari, N. A. ve Sherwani, A. F. (2015). Energy and exergy analysis of organic rankine cycle using alternative working fluids. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) e-ISSN*, 2278-1684.
- Tiwari, D., Sherwani, A. F., Atheaya, D., Kumar, A. ve Kumar, N. (2020). Thermodynamic analysis of Organic Rankine cycle driven by reversed absorber hybrid photovoltaic thermal compound parabolic concentrator system. *Renewable Energy*, 147, 2118-2127.
- Tom, B. (2021). Recovery of industrial annealing furnace waste heat using combined systems and thermoeconomic analysis. Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük Üniversitesi.
- Tozlu, A., Ozahi, E. ve Abusoglu, A. (2018). Thermodynamic and thermoeconomic analyses of an organic Rankine cycle adapted gas turbine cycle using S-CO₂. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33(3), 917-928.
- Tsatsaronis, G. ve Czielsa, F. (2002). Thermoeconomics. *Encyclopedia of Physical Science and Technology*, Third Edition, 16.
- Uysal, H. L. (2019). Endüstriyel boyahane tesislerinde baca gazı atık ısısının geri kazanım analizi ve bir uygulama. Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir Üniversitesi.
- Ünlü, O. (2009). Sanayide enerji tasarrufu çalışmalarının önemi ve buhar sistemleri ile ilgili uygulama örnekleri. *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildirileri*.
- Ürün, E. (2010). Atık baca gazlarından ısı geri kazanımının deneysel olarak incelenmesi. Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük Üniversitesi.
- Wang, D., Ling, X. ve Peng, H. (2012). Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 48, 63-71.
- Wang, Z. Q., Zhou, N. J., Guo, J. ve Wang, X. Y. (2012). Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat. *Energy*, 40(1), 107-115.
- Wang, X. ve Dai, Y. (2016). Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO₂ cycle and the ORC for a recompression supercritical CO₂ cycle waste heat recovery: A comparative study. *Applied Energy*, 170, 193–207.
- Wang, Y., Tang, O., Wang, M. ve Feng, X. (2017). Thermodynamic performance comparison between ORC and Kalina cycles for multi-stream waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 143, 482–492.
- Wang, R.Q., Jiang, L., Wang, Y.D. ve Roskilly, A.P. (2020). Energy saving technologies and mass-thermal network optimization for decarbonized iron and steel industry: A review. *Journal of Cleaner Production*, 274, 122997.
- Wang, Y., Yang, Y. ve Xu, K. (2021). Thermo-economic investigation and optimization of parallel double-evaporator organic Rankine and Kalina cycles driven by the waste heat of an industrial roller kiln: A comparative study. *Energy Reports*, 7, 2276-2293.
- Webster, J. R. (2018). Suitability of the Kalina cycle for power conversion from pressurized water reactors. Brigham Young University.

- West, T. (2002). From mechanical to electronic control in industrial burners. *Technical Bulletin*, Energy Technology and Control Ltd.
- Yagli, H., Koc, A., Karakus, C. ve Koc, Y. (2016). Comparison of toluene and cyclohexane as a working fluid of an organic Rankine cycle used for reheat furnace waste heat recovery. *International Journal of Exergy*, 19(3), 420-438.
- Yağlı, H., Koç, Y. ve Kalay, H. (2021). Optimisation and exergy analysis of an organic Rankine cycle (ORC) used as a bottoming cycle in a cogeneration system producing steam and power. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 44, 100985.
- Yang, A., Su, Y., Shen, W., Chien, I. L. ve Ren, J. (2019). Multi-objective optimization of organic Rankine cycle system for the waste heat recovery in the heat pump assisted reactive dividing wall column. *Energy Conversion and Management*, 199, 112041.
- Yang, X., Yang, S., Wang, H., Yu, Z., Liu, Z. ve Zhang, W. (2022). Parametric assessment, multi-objective optimization and advanced exergy analysis of a combined thermal-compressed air energy storage with an ejector-assisted Kalina cycle. *Energy*, 239, 122148.
- Yılmaz, M. (2012). Türkiye'nin enerji potansiyeli ve yenilenebilir enerji kaynaklarının elektrik enerjisi üretimi açısından önemi. *Ankara Üniversitesi Çevre Bilimleri Dergisi*, 4(2), 33-54.
- Yuksel, Y. E. ve Ozturk, M. (2019). Energetic, exergetic and environmental assessments of a biomass gasifier-based hydrogen production and liquefaction. *Environmentally-Benign Energy Solutions*, 431.
- Zare, V. ve Mahmoudi, S. M. S. (2015). A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles for waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor. *Energy*, 79, 398-406.
- Zhang, X., He, M. ve Zhang, Y. (2012). A review of research on the Kalina cycle. *Renewable and sustainable energy reviews*, 16(7), 5309-5318.
- Zhang, H., Wang, H., Zhu, X., Qiu, Y.J., Li, K., Chen, R. ve Liao, Q. (2013). A review of waste heat recovery technologies towards molten slag in steel industry. *Applied Energy*, 112, 956-966.
- Zhang, Q., Zhao, X., Lu, H., Ni, T. ve Li, Y. (2017). Waste energy recovery and energy efficiency improvement in China's iron and steel industry. *Applied Energy*, 191, 502-520.
- Zhang X., Jiao K., Zhang J. ve Guo Z., (2021). A review on low carbon emissions projects of steel industry in the World. *Journal of Cleaner Production*, 306, 127259.
- Zhao J., Maa L., Zayed M.E., Elsheikh A.H., Li W., Yan Q. ve Wang J. (2021). Industrial reheating furnaces: A review of energy efficiency assessments, waste heat recovery potentials, heating process characteristics and perspectives for steel industry. *Process Safety and Environmental Protection*, 147, 1209-1228.
- Zoghia, M., Habibia, H., Chitsazb, A., Ayazpourc, M. ve Mojaverb, P., (2019). Thermo-economic assessment of a novel trigeneration system based on coupling of organic Rankine cycle and absorption-compression cooling and power system for waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 196, 567-580.

DİZİN

A

Atık Isı · 4,13,23
Aseton · 128,162
Ayrıştırıcı · 43,69

B

Benzen · 128,131
Bütan · 134,135
Buharlaştırıcı · 119

Ç

çelik · 66,68,75
Çevre · 13,14

D

debi · 133,139
Demir · 162,165
Dönüşüm · 64,121

E

Ekonomik · 83,114
ekserji · 166,167
elektrik · 161,127
salım · 1,5
enerji · 5,7,13
Etanol · 48, 167

F

fosil · 1,15

G

gaz · 154,157
Gelişmiş · 33

I

ısınma · 56
ısıtma · 111,117
Isı Değiştirici · 46,49

İ

iyileştirme · 65,66

K

Kalina · 12,14,42
kaynak · 45,46
Konsantrasyon · 75,90

M

maliyet · 50
mekanik · 115,116

O

optimum · 69,177
optimizasyon · 73,78

ORC · 127,131

Organik · 8,11
Ozon · 21,33

Ö

ödeme · 67,81

P

Pompa · 109,119
potansiyel · 121,126

R

Rankine · 122,127
R11 · 128,146

R123 · 128,149

S

Salım · 131,134,137
sanayi · 34,40
sektör · 35,39
sıcaklık · 39,41,46
Siklohekzan · 47,65
Siklopentan · 140,143

SRC · 124,125,131

T

tasarım · 9,30
tasarruf · 12,23

tav · 38,40
teknoloji · 41,42
termal ·

termodinamik · 51,52,53,54
Türbin · 32

Ü

üretim · 57,77,91

V

verim · 78,83,91

Y

Yatırım · 114,115,116
yoğuşturucu · 70,71,106

Z

zaman · 35,37,44



TEKNOVERSITE



teknoversite AYRICALIĞINDASINIZ

İSTE

