



İSKENDERUN TEKNİK
ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK
LİSANS
TEZİ**

**MEVCUT BİR BUHAR
ÜRETİM SİSTEMİNE ATIK
ISI GERİ KAZANIMI İÇİN
ENTEĞRE EDİLEN KALINA
ÇEVİRİMİNİN FARKLI ÇALIŞMA
KOŞULLARINDA OPTİMİZASYONU VE
TERMODİNAMİK, ÇEVRESEL,
EKONOMİK ANALİZİ**

Merve AKSAR

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

OCAK 2022



**MEVCUT BİR BUHAR ÜRETİM SİSTEMİNE ATIK ISI GERİ KAZANIMI
İÇİN ENTEGRE EDİLEN KALINA ÇEVİRİMİNİN FARKLI ÇALIŞMA
KOŞULLARINDA OPTİMİZASYONU VE TERMODİNAMİK, ÇEVRESEL,
EKONOMİK ANALİZİ**

Merve AKSAR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2022

MEVCUT BİR BUHAR ÜRETİM SİSTEMİNE ATIK ISI GERİ KAZANIMI İÇİN
ENTEĞRE EDİLEN KALİNA ÇEVİRİMİNİN FARKLI ÇALIŞMA KOŞULLARINDA
OPTİMİZASYONU & TERMODİNAMİK, ÇEVRESEL VE EKONOMİK ANALİZİ
(Yüksek Lisans Tezi)

Merve AKSAR

İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Ocak 2022

ÖZET

Gün geçtikçe gelişen teknoloji ile birlikte enerji ihtiyacı artmaktadır. Artan enerji ihtiyacı, yeni kaynaklar bulma ve mevcut sistemlerin verimliliğini arttıracak yeni çevrim teknolojilerini tasarlama ihtiyacını da beraberinde getirmiştir. Günümüzde, araştırmacıların ana ilgi alanı, enerji kaynaklarını daha verimli kullanmak için yeni bir kombine sistem geliştirmeye odaklanmıştır. Endüstride verimli kullanılmayan, israf edilen atık ısı miktarı oldukça fazladır. Bu atık ısılardan geri kazanılması ile enerji üretilmesinin yanı sıra CO₂ emisyonunun azalması da mümkün hale gelmektedir. Atık ısının geri kazanılmasının çevre dostu bir uygulama olması küresel ısınma tehlikesi için önem arz etmektedir. Çevrim akışkanı olarak amonyak-su karışımı kullanan Kalina çevrimi (KC) düşük sıcaklıktaki atık ısılardan en verimli şekilde kazanılmasını sağlayan sistemlerdendir. Bir diğer düşük atık ısı geri kazanımı çevrimi olan ORC ile KC kıyaslandığında, net güç ve termal verim açısından KC ile daha iyi sonuçlar alınmıştır. Ayrıca amonyak-su karışımının, organik akışkanlara göre çevre dostu ve ucuz olması KC'nin tercih sebeplerindedir.

Bu tez çalışmasında, buhar üretmek ve nemli lifi kurutmak için yakıt olarak atık talaşları kullanan mevcut bir brülöre Kalina çevrimi entegre edilmiştir. Kalina çevrimi için Durum-1 ve Durum-2 adı verilen şartlara göre iki farklı simülasyon yapılmıştır. Kalina çevrimi bu iki farklı simülasyon sonuçlarına göre, termodinamiğin birinci ve ikinci yasası kullanılarak analiz edilerek termal olarak optimize edilmiştir. Durum-1 şartlarında, literatürdeki bazı çalışmalar gibi farklı amonyak-su konsantrasyonları için türbin çıkış basıncı sabit bir değerde tutulurken, Durum-2 şartlarında, türbin çıkış basıncı her bir konsantrasyon için değişken tutulmuştur. Her iki durum da hem türbin giriş sıcaklığı (50 bar'da doymuş sıvı sıcaklığından 330 °C'ye) hem de artan amonyak-su konsantrasyonu (X = %20'den X = %80'e) değişkenlerine bağlı olarak incelenmiştir. Kalina çevrimi için enerji, ekserji, ekonomik ve çevresel analizler yapılmıştır. Aynı zamanda Kalina çevriminin entegre edilmesiyle oluşan kojenerasyon sisteminin termal ve ekserji verimleri de hesaplanmıştır. Kalina çevrimi Durum-1'den elde edilen maksimum net güç, termal ve ekserji verimleri X=%80, T=330°C'de sırasıyla; 349,39kW, %22,70, %52,60'tır. Kalina çevrimi Durum-2'den elde edilen maksimum net güç, termal ve ekserji verimi X=%20, T=330°C'de sırasıyla; 380,97kW, %26,58, %60,34'tür.

Anahtar Kelimeler : Kalina çevrimi, enerji, ekserji, ekonomik, çevresel analiz, kojenerasyon sistem

Sayfa Adedi : 76

Danışman : Doç. Dr. Hüseyin YAĞLI

OPTIMIZATION & THERMODYNAMIC, ENVIRONMENTAL AND ECONOMIC
ANALYSIS OF KALINA CYCLE INTEGRATED FOR WASTE HEAT RECOVERY IN AN
EXISTING STEAM GENERATION SYSTEM IN DIFFERENT OPERATING CONDITIONS
(M. Sc. Thesis)

Merve AKSAR

ISKENDERUN TECHNICAL UNIVERSITY
INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES

January 2022

ABSTRACT

With the developing technology, the demand for energy is increasing day by day. The increasing need for energy has brought with it the need to find new resources and design new cycle technologies that will increase the efficiency of existing systems. Today, the main interest of researchers is focused on developing a new combined system to use energy resources more efficiently. The amount of waste heat that is not used efficiently and wasted in the industry is quite high. With the recovery of these waste heats; both energy is produced and CO₂ emission is reduced. The Kalina cycle, which uses ammonia-water mixture as the cycle fluid, is one of the systems that provide the most efficient recovery of low-temperature waste heat. Compared ORC that another low waste heat recovery cycle with KC, better results were obtained using KC in terms of net power and thermal efficiency. In addition, the ammonia-water mixture is environmentally friendly and cheap compared to organic fluids is one of the reasons for KC's preference.

In this thesis, the Kalina cycle is integrated into an existing burner that uses waste chips as fuel to generate steam and dry the moist fiber. Two different simulations were made for the Kalina cycle according to the conditions called Case-1 and Case-2. The Kalina cycle was analyzed using the first and second laws of thermodynamics and thermally optimized according to these two different simulation results. In the Case-1 simulation, the turbine outlet pressure is kept at a constant value for different ammonia-water concentrations, as in some studies in the literature, while in the Case-2 simulation; the turbine outlet pressure is kept variable for each concentration. Both cases were investigated depending on both turbine inlet temperature (from saturated liquid temperature at 50 bar to 330 °C) and increasing ammonia-water concentration (from X = 20% to X = 80%). Energy, exergy, economic and environmental analyzes were carry out for the Kalina cycle. At the same time, the thermal and exergy efficiencies of the cogeneration system formed by integrating the Kalina cycle were calculated. Maximum net power, thermal and exergy efficiencies obtained from Kalina cycle Case-1 at X=80%, T=330°C, respectively; 349.39kW, 22.70%, 52.60%. Maximum net power, thermal and exergy efficiencies obtained from Kalina cycle Case-2 X=20% at T=330°C, respectively; 380.97kW, 26.58%, 60.34%.

Key Words : Kalina cycle, energy, exergy, economic, environmental analysis, cogeneration system

Page Number : 76

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Hüseyin YAĞLI

TEŐEKKÖR

Yüksek lisans tez konumun belirlenmesinde, araştırılmasında ve yazım aşamalarında sahip olduğu bilgi birikimi ve deneyimleri ile çalışmalarına yön veren, desteğini esirgemeyen, değerli yorum ve önerilerini sunan saygıdeğer danışman hocalarım; Doç. Dr. Hüseyin YAĞLI' ya ve Doç. Dr. Yıldız KOÇ' a, sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım. Değerli yorumları ve denetimleri ile tez çalışmama destek olan saygıdeğer Prof. Dr. Ali KOÇ'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam boyunca, sevgisi ve sabrı ile benden desteğini esirgemeyen sevgili annem Senem AKSAR' a, her koşulda benden desteklerini esirgemeyen kıymetli abilerim Aykut AKSAR ve Hakan AKSAR' a teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	6
3. MATERYAL	14
3.1. Atık Isı Kaynağı (Sistem Tanıtımı).....	14
3.2. Kalina Çevrimi	15
3.3. Kalina Çevrimlerinde Amonyak-Su Oranının Önemi ve Optimum Oranının Belirlenmesi	19
4. YÖNTEM.....	23
4.1. Termodinamik Analiz	23
4.2. Ekonomik Analiz.....	27
4.3. Çevresel Analiz.....	30
5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	32
5.1. Kalina Çevrimi Termal Optimizasyonu	33
5.2. Kalina Çevrimi Entegreli Kojenerasyon Sistemi Termal Optimizasyonu	54
5.3. Kalina Çevrimi Ekonomik Analiz.....	57
5.4. Kalina Çevrimi CO ₂ Emisyon Analizi	61

Sayfa

6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	64
KAYNAKLAR.....	67
DİZİN.....	76



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Kojenerasyon sistemi analizi boyunca sabit kabul edilen parametreler	17
Çizelge 3.2. Kalina çevrimi Durum-1 ve Durum-2 için sabit kabul edilen tasarım parametreleri	17
Çizelge 3.3. Belirli amonyak-su konsantrasyonu için tam buhar fazına geçme sıcaklığı.....	21
Çizelge 4.1. Tesisteki mevcut atık talaş yakıtlı buhar üretim sistemi bileşenleri için kaydedilen bazı parametreler	25
Çizelge 4.2. KC bileşenleri için kullanılan birinci ve ikinci yasa analizi formülleri.....	26
Çizelge 4.3. KC bileşenleri için kullanılan maliyet analizi denklemleri	27
Çizelge 4.4. Kalina çevriminin bazı bileşenleri için kabul edilen ısı transfer katsayısı U (kW/m ² K) değerleri.....	28
Çizelge 4.5. Ekonomik analizlerde kullanılan bazı ifadelerin anlamı ve kabul edilen değerleri	29
Çizelge 5.1. KC ekipmanlarının maksimum ekserji verimi değerleri	53
Çizelge 5.3. KC-Durum-1 için ekonomik analiz parametrelerinin maksimum ve minimum değerleri.....	60
Çizelge 5.4. KC-Durum-2 için ekonomik analiz parametrelerinin maksimum ve minimum değerleri	61

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Atık yongaları yakıt olarak kullanan mevcut bir buhar üretim sistemi / Atık ısı kaynağı.....	14
Şekil 3.2. Atık egzoz gazının geri kazanımı için tasarlanan KC tabanlı kojenerasyon sistemi.....	16
Şekil 3.3. Kojenerasyon sisteminde kullanılmak için tasarlanan Durum-1 ve Durum-2 farkı.....	18
Şekil 3.4. Sabit basınçta (50 bar) amonyak-su karışımı için sıcaklık konsantrasyon diyagramındaki özellik bölgeleri	20
Şekil 5.1. Türbin giriş sıcaklığına göre sıvı fazda ayrılan sıvı oranı kütledebisindeki değişim (Durum-1).....	34
Şekil 5.2. Türbin giriş sıcaklığına göre sıvı fazda ayrılan sıvı oranı kütledebisindeki değişim (Durum-2).....	34
Şekil 5.3. Türbin girişi kütle debisinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-1)	35
Şekil 5.4. Türbin girişi kütle debisinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-2)	36
Şekil 5.5. Pompa girişi kütle debisinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-1)	37
Şekil 5.6. Pompa girişi kütle debisinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-2)	38
Şekil 5.7. Pompa güç tüketiminin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-1)	39
Şekil 5.8. Pompa güç tüketiminin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-2)	40
Şekil 5.9. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre net güç değişimi (Durum-1).....	42
Şekil 5.10. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre termal verim değişimi (Durum-1).....	43

Şekil	Sayfa
Şekil 5.11. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre ekserji verimi değişimi (Durum-1)	44
Şekil 5.12. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre net güç değişimi (Durum-2).....	46
Şekil 5.13. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre termal verim değişimi (Durum-2).....	48
Şekil 5.14. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre ekserji verimi değişimi (Durum-2)	49
Şekil 5.15. KC bileşenleri için hesaplanan ekserji verimliliği (Durum-1)	51
Şekil 5.16. KC bileşenleri için hesaplanan ekserji verimliliği (Durum-2)	52
Şekil 5.17. Kalina çevrimi entegreli kojenerasyon sistemi termal (a) ve ekserji (b) veriminin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-1).....	55
Şekil 5.18. Kalina çevrimi entegreli kojenerasyon sistemi termal (a) ve ekserji (b) veriminin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-2).....	56
Şekil 5.19. Kalina çevrimi Durum-1 için ekonomik analiz parametrelerinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi.....	58
Şekil 5.20. Kalina çevrimi Durum-2 için ekonomik analiz parametrelerinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi.....	59
Şekil 5.21. Kalina çevrimi Durum-1 (a) ve Durum-2 (b) için CO2 emisyonu azaltımının türbin giriş sıcaklığına göre değişimi.....	62

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
$^{\circ}\text{C}$	Santigrat derece
$^{\circ}\text{K}$	Kelvin
%	Yüzde
T	Sıcaklık
T_0	Oda sıcaklığı
T_y	Isı transfer yüzey sıcaklığı
X	Amonyak-su konsantrasyonu
K	Buhar içeriği
h	Entalpi
h_0	Ortam sıcaklığına bağlı entalpi
s	Entropi
s_0	Ortam sıcaklığına bağlı entropi
A	Alan
U	Isı transfer katsayısı
\dot{m}	Kütlesel debi
\dot{m}_g	Giren kütlesel debi
\dot{m}_ζ	Çıkan kütlesel debi
\dot{Q}	Isı akışı

Simgeler**Açıklamalar** \dot{W}

İş akışı

 \dot{E}

Ekserji akışı

 ψ

Spesifik ekserji

 Z

Maliyet

 c_{el}

Bölgenin birim elektrik fiyatı

 i

Faiz oranı

 N

Çevrim ömrü

 n

Yıllık çalışma süresi

 η_{GT}

Gaz türbini verimliliği

 \dot{n}

Mol

 M

Moleküler ağırlık

 η

Termal verimlilik

 ε

Ekserji verimliliği

 ϕ

Bağıl nem

 ϵ

Etkililik

Kısaltmalar**Açıklamalar****CCHP**

Kombine soğutma ısıtma güç çevrimi

ç

Çıkan

DG

Doğal gaz

DKD

Düşük kalorifik değer

DSR	Düşük sıcaklıklı reküperatör
E	Evaporatör
egz	Egzoz
g	Giren
GÖS	Geri Ödeme Süresi
GT	Gaz türbini
KC	Kalina çevrimi
Kon	Kondanser
kojen	Kojenerasyon
LCOE	Seviyelendirilmiş elektrik maliyeti
max	Maksimum
min	Minimum
ORC	Organik Rankine çevrimi
P	Pompa
SGM	Sermaye geri kazanım maliyeti
T	Türbin
ters	Tersinebilir
YSR	Yüksek sıcaklıklı reküperatör

1. GİRİŞ

Teknolojide meydana gelen gelişmeler ile birlikte toplumların enerji tüketimi gün geçtikçe artmaktadır [1]. Artan enerji ihtiyacı, enerji üretimi için yeni kaynaklar ve sistemler bulunma ihtiyacını daha da belirgin hale getirmiştir. Enerji ihtiyacını karşılamak tek başına yeterli görülmemekle birlikte, enerji kaynaklarının CO₂ emisyonunu azaltacak şekilde olması eğilimi, düşük karbonlu enerji kaynaklarını kullanmak; küresel ısınma tehlikesi nedeniyle önemli bir konu haline gelmiştir. Şuanda ana enerji kaynağı olarak kullanılan fosil yakıtlar; enerji ihtiyacının büyük bir bölümünü karşılamaktadır [2]. Ancak fosil yakıtların ömrünün çok uzun olmadığı bilinmektedir. Bu nedenle çalışmaların; yenilenebilir enerji kaynaklarının daha aktif kullanması, yeni çevrim teknolojilerini uygulamak için yeni bütünleşmiş tesisler kurulması ve mevcut tesislerin verimli kullanması konuları üzerine çalışmak atılabilecek en önemli adımlardır [3–5].

Yenilenebilir kaynaklar ile karşılaştırıldığında atık ısı geri kazanım sistemlerinin kullanımının bazı avantajları vardır. Rüzgâr veya su kaynakların aksine, atık ısı kaynaklarının geri kazanımı, arazinin geliştirilmesini veya kaynakların çıkarılmasını gerektirmez. Güneş veya rüzgâr enerjileriyle karşılaştırıldığında, atık ısı kaynakları yüksek potansiyel kullanım faktörüne sahiptir [6, 7]. Endüstriler, dünya enerji üretiminin neredeyse yarısını kullanmaktadır [8]. Endüstrilerde enerji tüketiminin fazla olmasının yanı sıra; verimli kullanılmayan, israf edilen atık ısı miktarı da oldukça fazladır. Bu nedenle, endüstride enerji üretimini en üst düzeye çıkarmak ve mevcut sistemlerin genel performansını iyileştirmek için yeni stratejiler ve yeni sistemler geliştirmek çok önemlidir [9]. Birçok atık ısı kaynağı mevcuttur, bunlardan bazıları; gaz ve buhar türbinleri, içten yanmalı motorlar, dizel motorlar, endüstriyel ve evsel atık ısının yanı sıra jeotermal ısı, biokütle ısı ve güneş radyasyonu bunlardan bazılarıdır. Atık ısı oranı; dizel motorlar için %57, içten yanmalı motorlar için %14, kazanlar için %5, gaz türbinleri için %4, baca gazları için ise %3 olarak belirlenmiştir [10–12].

Atık ısının geri kazanılmasının; doğal enerji kaynaklarının korunması, genel enerji tüketiminin azaltılması, enerjinin daha verimli kullanılması, çevreye verilen zararların azaltılması açısından önemi büyüktür. Atık ısı çalışmalarının yapılabileceği birçok endüstriyel alan vardır. Bu çalışmalar boşa harcanan enerjiyi en aza indirmeye ve

sistemlerin genel performansını artırmaya yardımcı olan birçok yardımcı sistemi içerir [13]. Buhar Rankine çevrimleri, organik Rankine çevrimleri (ORC), ekonomizörler, geri kazancılar ve Kalina çevrimleri (KC) bu yardımcı sistemlerden bazılarıdır [14]. Bu sistemler arasında ORC ve KC, düşük ve orta sıcaklıktaki ısı kaynaklarına entegre edilebilmeleri nedeniyle öne çıkmaktadır [15, 16].

Organik Rankine çevrimi ve Kalina çevrimini karşılaştıran birçok çalışma mevcuttur. Rodríguez ve diğerleri [17], gelişmiş bir jeotermal sistem aracılığıyla, güç üretimi için ORC ve Kalina çevrimlerini analiz ettikleri çalışmada; ORC için 15 farklı çalışma sıvısı seçtiler ve Kalina çevrimi için %84 amonyak kütle oranı içeren bir karışım bileşimi belirlediler. Sonuçlarında, Kalina çevriminin ORC 'den %18 daha fazla net güç ürettiğini ve Kalina çevrimi için seviyelendirilmiş elektrik maliyetinin ORC' den %17,8 daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Rostamzadeh ve diğerleri [18] kombine soğutma, ısıtma ve güç (CCHP) sistemlerinin enerji santrallerinin performansını geliştirmek için yaptıkları çalışmada organik Rankine döngüsü (ORC) ve Kalina döngüsüne (KC) dayalı iki yeni mikro-CCHP sistemi karşılaştırmışlardır. ORC ve KC tabanlı mikro-CCHP sistemleri için optimum termal verimlilikleri sırasıyla %76,54 ve %77,32 olarak hesaplamışlardır. Bir ham petrol rafinerisinin hava soğutucundan çıkan atık ısının ORC ve Kalina çevrimi ile geri kazanımı sonuçlarını değerlendiren Varga ve diğerleri [19], Kalina çevriminin ORC' den daha yüksek bir güç ürettiği sonucuna vardı. Yapılan çalışmada %70'lik bir amonyak-su karışımı ile çalışan Kalina çevriminin %10,57'lik verime ve 996 kW güç üretimine ulaştığı sonucuna varmışlardır. Literatürdeki çalışmalardan anlaşıldığı kadarıyla, KC'den ORC'ye göre en yüksek performansı elde etmenin ancak çalışma koşullarının ve sistem parametrelerinin doğru seçilmesi ile mümkün olduğu görülmektedir [20–22].

Kalina çevrimlerinde amonyak-su karışımı ısıtıldığında, daha uçucu olan amonyak, saf sudan önce buharlaşma eğilimindedir. Kalan sıvının amonyak konsantrasyonu azaldıkça, doyma sıcaklığı yükselir ve saf bir maddenin (su / buhar) sabit sıcaklıkta buharlaşmasına kıyasla bir gaz türbini egzozu gibi bir sıcak gaz ısı kaynağıyla daha iyi bir eşleşme sağlar. Çalışma sıvısı, farklı konsantrasyonlara sahip akışlara bölünerek, ısı geri kazanımını optimize etmek ve atmosfer basıncından daha yüksek bir basınçta yoğunlaşmaya izin vermek için büyük bir esneklik sağlar [23]. Bu da Kalina çevriminin, amonyak-su bileşim oranının ve yüksek ve düşük basınç seviyelerinin ayarlanabilmesi sayesinde, belirli bir ısı kaynağına ve belirli bir soğutma sıvısına ORC'den daha iyi uyum sağladığı anlamına gelir [24].

Amonyak-su karışımının bir başka yararı ise; sabit olmayan buharlaşma sıcaklığıdır. Bu sayede ısı kaynağı ile çalışma sıvısı sıcaklığı profilleri arasında iyi bir termal eşleşme olur, böylece atık ısı geri kazanımı sırasında daha az tersinmezlik oluşur [25].

Kalina çevrimlerinin düşük dereceli atık ısı kaynağına sahip olan birçok alanda kullanılabilirdiği çalışmalar mevcuttur. Bu alanlardan bazıları; güneş enerjisi [26], jeotermal enerji [27], biokütle enerjisi [28] ve endüstriyel atık ısıdır [29]. Son yıllarda yapılan çalışmalarda Kalina çevrimi optimizasyonunun ısı verimliliğini iyileştirmek için çok önemli bir yöntem olduğu vurgulanmaktadır. Fakat KC'yi termodinamik açıdan optimize eden sınırlı sayıda çalışma vardır. En iyi performans gösteren KC koşulunu değerlendirmek için en iyi çevrim parametrelerini elde etmek için yalnızca sınırlı sayıda çalışma yapılmaktadır. Cao ve diğerleri [30] düşük dereceli ısı kaynağı ile çalışan Kalina çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmalar incelendiğinde, türbin giriş basıncı, türbin giriş sıcaklığı, amonyak-su konsantrasyonu, yüksek sıcaklık reküperatörünün terminal sıcaklık farkı (YSR), düşük sıcaklık reküperatörünün (DSR) terminal sıcaklık farkı gibi parametrelerin çevrim performansını etkileyen beş önemli parametre olarak değerlendirildiği görülmüştür. Köse ve diğerleri [31] olası tekli, ikili ve üçlü güç sistemi konfigürasyonları enerji, ekserji ve çevre açısından değerlendirdikleri çalışmasında en iyi performans gösteren sistem çalışma parametrelerini bulmak için çevrimlerin parametrik optimizasyonunu yapmışlardır. Zhuang ve diğerleri [32] atık ısı geri kazanımında, çevrim parametreleri ve çoklu çevrim yapıları arasındaki karmaşık etkileşimleri gidermek, ısı geri kazanım verimliliğini artırmak için parametrelerin sistematik tasarımı ve bağlantı yapısı dikkate alınarak çift Kalina çevriminin optimizasyonu için yeni bir hiyerarşik çerçeve önerilmişlerdir. Elektrik ve ısı üretmek için bir güneş metanol buhar dönüştürücü ile entegre edilmiş yüksek sıcaklıkta proton değişim membranlı yakıt hücresi ve bir Kalina çevrimi içeren yeni bir kojenerasyon sistemi öneren Sarabchi ve diğerleri [33] enerji, ekserji ve maliyet denklemlerini kullanılarak sistemi; ekserji, ekonomi ve çevresel etki açısından analiz etmişlerdir. Optimizasyon sonuçlarına göre, ortalama günlük ekserji verimliliğinin %29,3'e kadar artabileceğini ve toplam ürün birim maliyetinin yanı sıra karbondioksit kütlesine özgü emisyonun sırasıyla %17,72 ve % 16,3'e kadar düşebileceğini göstermektedir. Fallah ve diğerleri [34] düşük sıcaklıktaki jeotermal kuyudan ısıyı geri kazanmak için kullanılan bir KC 'nin gelişmiş ekserji analizlerini yürütmüşlerdi. Egzoz gazından güç üretmek için gerçek bir katı atık enerji santraline uyarlanan Kalina çevriminin termodinamik ve termoekonomik analizlerin yanında sistemi optimize eden Özahi ve Tozlu

[35] 954,6 kW elektrik enerjisinin %24,15 ekserji verimi ile üretilebileceği sonucuna varmışlardır. Kalina çevrimi optimizasyonunda, çevrim ekipman parametrelerinin etkisi oldukça fazladır. Bu nedenle yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde, sistem performansı üzerine etkisi incelenen belirli ekipman parametreleri vardır. Bunlar; seperatör sıcaklığı [23], türbin giriş basıncı [36], türbin giriş sıcaklığı [37] ve türbin çıkış basıncıdır [38]. Türbin giriş sıcaklığı ve türbin girişindeki amonyak-su oranı ise hem birinci hem de ikinci kanun verimliliklerinin etkileyebilmektedir.

Atık ısı geri kazanımı için önemli ve son zamanlarda daha çok tercih edilen Kalina çevrimleri ile ilgili çalışmalar incelendiğinde; çalışmaların çok az bir kısmının gerçek sistemler üzerinde yapıldığı, bir kısmının ise varsayılan / ön görülen sistemler üzerinde yapıldığı görülmüştür. Ayrıca çalışmaların yine çok az bir kısmı kojenerasyon sistemi olarak düşünülmüş, çalışmaların büyük bir çoğunluğunda ise Kalina çevrimini tek bir sistem şeklinde analiz edilmiştir. Literatür taramasından elde edilen bir diğer sonuç ise; çalışmaların çoğunluğunun Kalina çevrimini sınırlı veya belirli çalışma koşullarında analiz ettiği. Tüm bunlara ek olarak, farklı amonyak-su oranı kullanan çalışmalarda, sabit tutulduğu gözlenmiştir. Aynı zamanda türbin çıkışındaki buhar içeriğini de analiz eden çok az çalışma mevcuttur.

Yapılmış olan yüksek lisans tezi kapsamında; Adana'da bulunan, yonga levha, mdf ve laminant parke üreten Türkiye'de ve Dünyada inşaat, dekorasyon ve mobilya sektörünün ihtiyacı olan ham madde ve bitmiş ürünün üretimini gerçekleştiren bir fabrikadan yararlanılmıştır. Çalışma kapsamında üretilen yonga levha, mdf ve laminant gibi mamüllerin tümünün ana ham maddesi lif terimi ile ifade edilmektedir. Mevcut sistemde atık talaşların brülörde yakılması sonucu elde edilen egzoz gazı (600 °C'de) kazanda buhar üretiminde kullanılmaktadır. Kazanda buharın üretilmesinde kullanılan egzoz gazı 350 °C'ye kadar soğutulmuş olur. Kazanda üretilen buhar, liflerin nemlendirilmesi aşamasında kullanılır. Mevcut sistem için buhar gereksinimi sınırlıdır. Ayrıca kurutma prosesinde de elde edilen egzoz gazından yararlanılır ancak egzoz gazının sıcaklığının yüksek olması nedeniyle; nemli lif üzerinde istenmeyen etkilere neden olmaktadır. Bu nedenlerden dolayı, mevcut sistemde egzoz gazındaki ısının önemli bir kısmı kullanılmadan bir ısı esanjörü yardımıyla atmosfere salınmaktadır. Kazandan 350 °C sıcaklıkta atmosfere atılan bu egzoz gazının Kalina çevrimi ile geri kazanımı konusu bu tez kapsamında çalışılmıştır. Kalina çevriminde kullanılarak enerji elde edilen bu egzoz gazı, 160 °C'ye kadar soğutulmuştur.

Aynı zamanda, soğutulan bu egzoz gazı nemli lifin kurutulması aşamasında rahatça kullanılabilir. Bu çalışmada, atık egzoz gazının geri kazanımı için, kullanılan Kalina çevrimi Durum-1 ve Durum-2 adı verilen iki farklı çalışma koşulu için parametrik olarak optimize edilmiştir. Optimizasyon sonuçlarına göre Kalina çevrimi iki ayrı koşul için analiz edilmiştir. Durum-1 koşulunda, literatürdeki bazı çalışmalar gibi farklı amonyak-su konsantrasyonları için türbin çıkış basıncı sabit bir değerde iken, Durum-2 koşulunda, türbin çıkış basıncı değeri, her farklı konsantrasyonda değişken tutulmuştur. Durum-2’ de türbin çıkış basıncının değişken tutulmasının, gerçek sistem üzerinde yapılan çalışmalar için önemi büyüktür. Çünkü gerçek güç sistemlerinde, kondanser çıkış sıcaklığı, 25-30 °C olmalıdır [39]. Bunun nedeni; kondanser çıkış sıcaklığı yükseldikçe, türbinin çıkış gücü, sistemin net çıkış gücü ve sistemin ekserji verimini azaltabilmektedir. Çünkü kondanserin çıkış sıcaklığının artmasının türbin çıkış basıncının yükselmesine neden olmasıdır, bu da türbindeki çalışma sıvısının tam olarak genişleyemeyeceği ve çalışamayacağı anlamına gelir. Bu nedenle bu tez çalışmasında; türbin çıkış basıncı, kondanser çıkış sıcaklığının 25 °C’de sabit olacak şekilde değişken tutulmuştur. Gerçek sistemler üzerinde yapılan çalışmalarda bir diğer önemli nokta ise, türbin çıkışındaki korozyonun önlenmesidir. Türbin çıkışındaki buhar içeriği değeri türbinde korozyonun önlenmesi açısından oldukça önemlidir. Literatürde türbin çıkışının buhar içerik değeri en az 0,9 olarak belirtilmektedir [40]. Buhar içerik değeri de Durum-1 ve Durum-2 için ayrı ayrı incelenmiştir.

Kalina çevrimini alt sistem olarak kullanan bu kojenerasyon sistemi çalışmasında Durum-1 ve Durum-2 koşulu, hem artan türbin giriş sıcaklığı (50 bar’da doymuş sıvı sıcaklığından 330 °C’ye) hem de artan su-amonyum konsantrasyonu için analiz edilmiştir. ($X = \%20$ ’ten $X = \%80$ ’e). İlk bölümünde, EBSILON®Professional (EBSILON) yazılımı kullanılarak türbin giriş sıcaklığını ve amonyak-su konsantrasyonunu artırmak için Durum-1 ve Durum-2 parametrik olarak optimize edilmiştir. Yazılımdan elde edilen termodinamik özellik verileri, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını kullanarak Durum-1 ve Durum-2 performans parametrelerini hesaplamak için kullanılmıştır. Çalışmanın ikinci aşamasında, KC’ye termodinamiğin ikinci yasası uygulanmıştır. Her bir ekipmanın ekserji verimleri hesaplanarak değerlendirilmiştir. Bir sonraki adımda, KC kullanımı ile genel performanstaki iyileşmeyi görmek için KC’yi alt sistem olarak kullanan kojenerasyon sisteminin termal ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Bunlara ek olarak KC için çevresel ve ekonomik analiz de yapılmıştır.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Şeker kamışı küspesini yakıt olarak kullanan kojenerasyon tesisi ile enerji üreten bir tesiste, yakıt enerjisini %5,20'sinin baca gazı yolu ile kaybedildiği ortaya koyan Singh [41]; atık egzoz ısısını güce dönüştürmek için kullanmak amacıyla, Kalina çevriminin (KCS11) teorik olarak mevcut kojenerasyon tesisi ile entegre edildiği ve kombine sistemin performansının çalışıldığı bu araştırmada, atık egzoz gazı sıcaklığının 160 °C olduğu belirtilmiştir. Bu ısının Kalina çevrimi ile geri kazanılması ile entegre tesisin net güç çıktısının 375,2135 kW arttığı ve böylece kojenerasyonun toplam enerji ve ekserji verimliliklerini sırasıyla %0,3819 ve %0,3150 artırdığı bulunmuştur. Ayrıca; Kalina çevriminde en fazla ekserji tahribatının kondanser ve evaporatörde olduğunu vurgulamışlardır. Evaporatördeki enerji ve ekserji kayıplarının nedenini; buharın yoğunlaşması için, kondanser soğutma ortamına atılan ısı olarak belirtilirken, buharlaştırıcıdaki ekserji tahribatının nedeni; gaz akışı ile NH₃-H₂O karışım akışı arasındaki sonlu sıcaklık farkı yoluyla ısı transferi olduğu açıklanmıştır.

Singh'in araştırma bulgusuna benzer olarak en yüksek ekserji tahribatının evaporatör, türbin ve kondanserde tespit edildiğini belirten Mohammadkhani ve diğerleri [42]; dizel motor egzozundan ve soğutucusundan güç üretmesini önermişlerdir. 524,9 °C sıcaklıktaki atık ısının Kalina çevrimi ile geri kazanılmasını inceleyen çalışmalarında; ekserji ve ekonomik analiz yapmışlardır; çevrimin atık ısı geri kazanım sürecinden 21,7 kW güç üretebileceğini belirtmişlerdir. Bu değer, 98,9 kW'lık bir motor için önemli olduğu vurgulanmıştır. Ayrıca, türbin giriş sıcaklığı ve basıncının artırılmasıyla üretilen güç birimi maliyetinin yanı sıra sistem toplam maliyetinin de azaldığı tespit edilmiştir.

Egzoz gazından ek güç üretmek için alternatif bir çözüm olarak kullanılan 5,66MW kurulu güce sahip gerçek bir katı atık enerji santraline uyarlanmış bir Kalina döngüsünün termodinamik ve termoekonomik analizleri ve hatta optimizasyonu sunan çalışmada kullanılan egzoz gazının sıcaklığı 566 °C olarak belirtilmiştir. Aynı zamanda; türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı, amonyak-su konsantrasyon oranı gibi farklı parametrelerin sistem performansı üzerinde etkileri incelenmiştir. Kalina türbininin giriş sıcaklığındaki bir artışın net güç çıkışında bir azalmaya neden olduğu belirtilmiştir. Ayrıca; türbin giriş basıncındaki bir artışın, amonyak-su karışımının kütle akış hızını ve dolayısıyla net güç

çıkışını azalttığı belirtilmiştir. Kalina çevrimi sisteminin net güç çıkışı 954,6 kW olarak değerlendirilmiştir, bunun da santral için %16,88 ek güç çıkışı anlamına geldiği belirtilmiştir. Kalina çevrimi sisteminin enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla %11,65 ve %24,15 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca reküperatörlerdeki ekserji yıkımından dolayı; reküperatörlerin enerji verimliliklerinin düşük olduğu belirtilmiştir [35].

Katı oksit yakıt hücresi, gaz türbini ve Kalina çevrimi entegre sistemi önerilen çalışmada; sistem, güç üretmek için gaz türbininden çıkan atık ısıyı geri kazanmak için alt çevrim olarak Kalina çevrimini kullanır. En büyük ekserji tahribatının katı oksit yakıt hücresinde meydana geldiği, ardından brülör, amonyak buhar üretici ve gaz türbininde meydana geldiği belirtilmiştir. Atık ısının tamamen kullanılması için Kalina çevrimini kullanarak, egzoz gazının ekserji tahribatı azaltılmıştır. Ayrıca, amonyak konsantrasyonunun artmasıyla daha yüksek ısıl verime ulaşmak için yoğunlaşma sıcaklığı düşürülmesi gerektiği vurgulanmıştır. Referans sistemi olarak; katı oksit yakıt hücresi, gaz türbini ve buhar türbini döngüsü sistemi ile karşılaştırılarak, sistemler genel sistem performansı analiz edilmiştir. Önerilen sistemin termal ve ekserji verimi %74,41 ve %71,93, referans sisteminin termal ve ekserji verimi %71,45 ve %69,07 olup, Kalina çevriminin atık ısı geri kazanımındaki üstünlüğünü ortaya koymuşlardır [43].

Termal tahrikli süperşarj sisteminin dizel motorun küçültülmesi için önerildiği çalışmada; motor egzoz ve emme borularındaki atık havanın atık ısısı Kalina çevrimi ile soğutma sağlanmış ve atık ısı mekanik güce dönüştürülmüştür. Ayrıca motora ek bileşen olarak eklenen Kalina çevrimi için ekonomik bir model sağlanmıştır. Son olarak, eklenen ek sistemin ekonomik değerlendirmesi için basit geri ödeme ve net bugünkü değer yöntemleri kullanılır. Elde edilen sonuçlara göre, yeni atık ısı tahrikli hava yükleme sisteminin montajı, hava kütle akış hızında artışa neden olur ve bu da ekstra bir güç üretimine (9 kW ile 25 kW arasında) yol açar. Projenin geri ödeme süresi ve karlılık endeksi sırasıyla yaklaşık 3,81 yıl ve 1,26 olarak bulunmuştur [44].

Atık ısı geri kazanım teknolojisini, gemilerin yakıt ekonomisini iyileştirmek için kullanan çalışmada; düşük hızlı deniz dizel motorunun termodinamik analiz sonuçları altında, süper kritik karbondioksit Brayton çevrimi güç üretim sistemini Kalina çevrimi güç üretim sistemi ile birleştiren bir atık ısı geri kazanım uygulamasını önermişlerdir. Kontrol değişken yönteminin uygulanmasıyla, ana kompresör giriş sıcaklığı, türbin giriş sıcaklığı,

ana kompresör çıkış basıncı, genleştirici giriş basıncı ve amonyak kütle konsantrasyonu dâhil olmak üzere temel çalışma parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Termodinamik analiz ve optimizasyonu gerçekleştiren sonuçlar, yıllık yakıt tüketiminin %16,62'ye kadar düştüğünü ve enerji verimliliği tasarım endeksinin %15,01 olarak elde edildiğini göstermiştir [45].

Bir dizel motorun atık ısısının geri kazanılması için elektrik enerjisinin Kalina çevrimi ile geri kazanılmasını ve Kalina çevriminden üretilen enerjiyi tatlı suyun üretilmesi için kullanan bir kojenerasyon sistemi önerilmiştir. Kalina çevrimi, egzoz gazı enerjisinden yararlanılarak elektrik üretimi için kullanılır. Önerilen sisteme termodinamik, ekserji, ekonomik analiz ve optimizasyon uygulanmıştır. Türbin giriş basıncı etkisi, amonyak-su konsantrasyonu etkisi çalışma kapsamında değerlendirilmiştir. Çok amaçlı optimizasyon sonuçlarının temel durum sonuçlarıyla karşılaştırılması sonucunda, termal verimlilik ve ekserji verimliliğinin sırasıyla %1,88 ve %1,52 oranında arttığını göstermektedir. Geri ödeme süresi de 7,2 yıl olarak belirlenmiştir [46].

Dizel motordan çıkan yüksek sıcaklıktaki (738,15 °K) atık ısının geri kazanımı için çift etkili absorpsiyonlu soğutma / Kalina çevriminin; termodinamik, ekserji, ve ekonomik simülasyonunun yanı sıra basit absorpsiyonlu soğutma / Kalina kojenerasyon döngülerinin birinci ve ikinci konfigürasyonları kapsamlı bir şekilde yapıldığı ve tüm akışlar ve bileşenler için enerji, ekserji ve ekolojik parametrelerin yanı sıra çalışılan tüm kojenerasyon döngüleri hesaplandığı çalışmada; döngülerin tüm akışlarının birim maliyeti ve maliyet oranı ile her bir bileşenin önemli termodinamik ve termoekonomik parametreleri ve hesaplanmıştır. Ekserji performansı açısından en kritik bileşenlerden birinin kazan olduğu belirtilmiştir [47].

Otomobil motorlarından atık enerji geri kazanımı için tasarlanan kombine çevrimlerinin bir otomobilin mevcut bileşenleri ile entegrasyona dayalı olacak şekilde tasarlandığı bir çalışmada; Kalina, etanol ve buhar çevrimlerinin kullanımı yoluyla geri kazanılabilecek atık enerji miktarını ve sonuç olarak genel termal verimlilikteki artışı incelemek için bir simülasyon gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar; buhar çevrimi ile 4,029 kW, Kalina çevrimi ile 21,59 kW, etanol çevrimi ile 13,25 kW net güç üretildiğini göstermiştir. Kalina çevrimi, etanol döngüsüne kıyasla döngünün yaklaşık iki katı net iş ve daha yüksek genel termal verimlilik gösterdiği vurgulanmıştır [48].

Kalina çevriminin bir kızdırıcı ile kullanılarak içten yanmalı motordan atık ısının geri kazanabileceğini açıklayan çalışmada Kalina çevriminin maksimum termal verimliliği %100 içten yanmalı motor yükünde %46,94 olarak hesaplanmıştır. KC alt sisteminin hem net güç çıkışının hem de termal verimliliğinin, içten yanmalı motor yük yüzdesi ve amonyak kütle oranı ile arttığı belirtilmiştir [49].

Yüksek sıcaklık ve basınç uygulamaları için bir Kalina çevriminin parabolik oluklu güneş kolektörleri ile entegrasyonu önerilen çalışmada; güneş alanının ısı modellemesi ve entegre sistemin termodinamik ve ekonomik simülasyonu sunulmuştur. Entegre sistem performansını enerji, ekserji ve ekonomi açısından incelemek için termal, termodinamik ve ekonomik modeller geliştirilmiştir. Sonuçlar, güç çevrimi ünitesi için yaklaşık %64' lük ekserji verimliliğine ulaşılabilirken, genel santral ekserji verimliliğinin yaklaşık %14' e ulaştığını göstermektedir. Sabit bir türbin giriş sıcaklığında, türbin giriş basıncındaki artışla birlikte santralin net güç çıkışı ve enerji ve ekserji verimlilikleri önemli ölçüde arttığı ve bunun sonucunda seviyelendirilmiş enerji maliyeti azaldığı belirtilmiştir. Ayrıca türbin girişindeki amonyak kütle oranı, pratik sınırlamaların izin verdiği kadar düşük seçildiğinde daha yüksek çıkış gücü, verimleri, daha düşük seviyelendirilmiş enerji maliyeti değerleri elde edildiği vurgulanmıştır [50].

Assaluyeh şehri, İran'da sıcak ve kuru bir iklimde yer almaktadır. İran'da yer alan kuru ve sıcak iklimde yer alan Assaluyeh şehrinde entegre bir güç, ısı, ve tatlı su üretim sürecini anlatan çalışmada; güneş enerjisi düz plakalı toplayıcılar, çok aşamalı tuzdan arındırma ünitesi ve Kalina enerji üretim döngüsü ve yardımcı doğalgaz ateşlemeli ısıtıcılar kullanılarak endüstriyel bir şehir için su tuzdan arındırma geliştirilmiş ve araştırılmıştır. Sistemin aynı anda 1869 kW güç, 65194 kW ısıtma ve 83,22 kg/tatlı su üretme kapasitesine sahip olduğu belirtilmiştir. Enerji tüketimi açısından ekipman performanslarının aynı anda tersinmezlik ve ekserji verimliliği açısından incelenmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Pompaların ve türbinin daha düşük ekserji tahribatı, sabit bir çıkış için sırasıyla pompaların düşük güç tüketimi ve türbinin daha düşük güç çıktısı sonuçlandığını, bu nedenle, pompa ve türbinlerdeki ekserji imha oranı en aza indirilmenin gerekli olduğundan bahsedilmiştir [51].

Elektrik ve ısı üretmek için bir güneş metanol buhar dönüştürücü ile entegre edilmiş yüksek sıcaklıkta proton değişim membranlı yakıt hücresi ve bir Kalina çevrimi içeren

yeni bir kojenerasyon sistemi önerilen çalışmada; önerilen sistem enerji, ekserji ve maliyet dengesi kullanılarak ekserji, ekonomi ve çevresel etki açısından analiz edilmiştir. Parametrik bir çalışma yapılmış ve daha yüksek bir yakıt hücresi sıcaklığının toplam ürün birim maliyeti ve karbondioksit kütlesine özgü emisyon lehine olduğunu göstermektedir. Optimizasyon sonuçları, ortalama günlük ekserji verimliliğinin %29,3'e kadar artabileceğini ve toplam ürün birim maliyetinin yanı sıra karbondioksit kütlesine özgü emisyonun sırasıyla %17,72 ve %16,3'e kadar düşebileceğini göstermektedir [33].

Mehrpooya ve diğerleri çalışmalarında termal enerji depolama malzemesi olarak faz değişim malzemesi kullanan bir hibrit Kalina güç çevrimi ve güneş termal düz plaka kolektörünü tanıtmış ve analiz etmişlerdir. Analizlerine göre, entegre sistem, 7–19 saat boyunca 45.13 GWh güneş enerjisi tarafından sağlanan ve 19.01-6.59 saatleri için enerji depolama malzemesinin enerjisini açığa çıkaran yılda 53,85 GWh ısı yüküne ihtiyaç duymaktadır. Sonuçlarına göre, Kalina çevriminin enerji verimliliği %6,12 olarak bulunmuştur. Ayrıca toplam ekserji tahribatının %23,21' i en yüksek ekserji tahribatının ana ısı eşanjörlerinden birinde meydana geldiği belirtilmiştir. En yüksek ekserji verimi sırasıyla %99,24 ve %99,11 ile ısı eşanjörleri ve flaş seperatöre ait olduğu tespit edilmiştir. Bu sistemdeki ekipmanın %82'sinin, %90'a yakın veya daha yüksek ekserji verimliliğine sahip olduğu belirtilmiştir [52].

Düşük sıcaklıklı bir jeotermal kaynak üzerine yapılan çalışmada; aynı anda soğutma ve güç üretimi için soğurmalı soğutma döngüsü ve değiştirilmiş Kalina döngüsünün yeni bir kombinasyonu ile yeni bir kojenerasyon sistemi tasarlanmıştır. Sistem performansı termodinamik ve termoekonomik açıdan değerlendirilmiştir. Kombine çevrimin enerji ve ekserji verimleri ve net gücü sırasıyla %41,33, %27,47 ve 158,3kW olarak elde edilmiştir. Isı kaynağının giriş sıcaklığının; soğutma, net güç çıkışı, termal verimlilik ve maliyet üzerine etkisi incelenmiştir. Buna göre net güç ve soğutma çıktısının maliyeti önemli derecede azalmıştır. Buna karşılık ısı kaynağının giriş sıcaklığının artmasının genel sistem maliyetinde bir artışa neden olacağı belirtilmiştir. Türbinin kütle akış hızı artarken, türbinden geçen entalpi farkı bu varyasyonla sabit kaldığından, türbin gücünün, ısı kaynağı giriş sıcaklığı artırımı ile artırıldığı tespit edilmiştir. Böylece, ısı kaynağı giriş sıcaklığındaki artışla net çıktı gücünün önemli ölçüde artacağı belirtilmiştir. Ayrıca, giriş sıcaklığındaki artışlarla enerji verimliliği azalacağı ve ekserji verimliliğinin artacağı belirtilmiştir. Aynı zamanda sistem performansı; kondanser sıcaklığı, buharlaştırıcı

sıcaklığı, reküperatör çıkışındaki düşük sıcaklıklı ısı kaynağı sıcaklığı gibi parametrelere göre değerlendirilmiştir [53].

Sistemde boşa harcanan ısının daha verimli şekilde geri kazanılması için; bir jeotermal Kalina çevrimi, ORC ve bir termoelektrik modül içeren entegre bir CCHP / TEG sistemini, termodinamik ve ekonomik açıdan analiz eden çalışmada; çok amaçlı optimizasyonda, optimizasyon hedeflerinin seçilmesinin; en iyi sistem konfigürasyonunu elde etmek için çok önemli bir konu olduğu vurgulanmıştır. Burada parametrik çalışmaya dayalı olarak ekserji verimliliği ve elektriksel maliyet oranı optimizasyon hedefleri olarak seçilmiştir. CCHP / TEG sisteminin toplam enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla %55,81 ve %22,63 olarak bulunmuştur. Ek olarak, net güç çıkışının 139,7kW olduğu belirtilmiştir. Optimizasyon hesaplamaları, sistemin elektrik maliyet oranı ve ekserji verimliliğinin nihai optimum değerlerinde sırasıyla 12,52\$/h ve %22,11 olduğunu göstermektedir [28].

Düşük dereceli ısı kaynağı tarafından yönlendirilen Kalina tabanlı bir kombine soğutma ve güç (CCP) döngüsünü araştıran makalede; önerilen döngü, bir Kalina çevrimi ve bir soğurmalı soğutma döngüsünden oluşmuştur. Termodinamik performans üzerindeki beş anahtar parametrenin etkilerini incelemek için parametrik analiz yapılmıştır. Optimum ekserji verimliliğini elde etmek için genetik algoritma ile bir performans optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Parametrik analize göre, optimum bir genleştirici giriş basıncı elde edilebildiği; ekserji verimliliği, genleştirici giriş basıncı ve amonyak-su bazik solüsyon konsantrasyonu ile arttığı, ancak yüksek sıcaklık reküperatörü ve düşük sıcaklık reküperatörünün terminal sıcaklık farkı arttığında ekserji verimliliğinin düştüğü belirtilmiştir [30].

Düşük dereceli bir atık ısı kaynağından tam olarak yararlanmak için; LiBr / H₂O absorpsiyonlu soğutucu ve Kalina çevriminin birlikte kullanıldığı bir sistem öneren çalışmada; türbin giriş basıncı, türbin çıkış basıncı, amonyak konsantrasyonu, segment sıcaklığı ve soğutma sıcaklığı açısından temel operasyonel parametrelerin etkisini araştırmak için parametrik bir analiz yapılmıştır. Parametrik analiz gerçekleştirdikten sonra, sonuçları her durumda optimum türbin giriş basınçlarının değerinin 3200–3300 kPa olduğunu göstermiştir. Ayrıca, bir absorpsiyonlu soğutucu ile bağlantının, Kalina çevriminin %45 çıkış gücüne ulaşmasına yardımcı olduğu belirtilmiştir. Dahası entegre sistemin optimal verimliliğini %16,78 olarak bulmuşlardır [26].

Düşük ve orta sıcaklıklı ısı kaynakları için benimsenen çevrimler dikkate alınarak; Kalina çevrimi sistemi 11'in (KCS11) modifikasyonları olan; çift basınçlı Kalina çevrimi sisteminin 4 farklı konfigürasyonunu sunan ve bu sistemleri optimize eden bir çalışmada; giriş akımının ısı transfer sıvısının 3 farklı sıcaklıkta olduğu varsayılmıştır ve bu çevrimlerin sonuçları termal durum ve optimum koşullarda karşılaştırılmıştır. Çevrimler için farklı değişkenler kullanılmıştır. Bu değişkenler; temel akış basıncı, kütle akış hızı, amonyak konsantrasyonu ve bölünme oranıdır. Bu çalışmada ekserji verimliliği hedef fonksiyon olarak seçilmiştir. Ekserji verimini en üst düzeye çıkarmak için genetik algoritma uygulanmaktadır. Çalışma kapsamında termoekonomik analiz de sunulmuştur. Sonuçlar 112b adlı Kalina çevrim sisteminin temel koşulda en verimli döngü olduğunu göstermektedir. Isı kaynağı sıcaklığının artırılmasıyla, optimum koşulda ekserji verimliliği ve satın alınan ekipman maliyetinin arttığı, seviyelendirilmiş elektrik maliyetinin düştüğü de gösterilmiştir [54].

Yeni bir trijenerasyon bölge enerji sistemi; enerji, ekserji, ekonomik ve çevresel bakış açılarından tasarlanmış ve değerlendirilmiştir. Bir rejeneratif gaz türbini döngüsünün boşa harcanan ısını geri kazanarak, ısıtma uygulamaları için bir ısı eşanjörü kullanılmış, bir miktar ek güç üretmek için bir Kalina çevrimi çalıştırılmış ve bir miktar soğuk üretmek için bir ejektör soğutma çevrimi kullanılmıştır. NSGA II yaklaşımı kullanılarak optimum koşullar aranmıştır [55].

Çalışmada, sıvılaştırılmış doğal gaz yeniden gazlaştırma işlemi, bir Fischer-Tropsch sentezi, bir organik Rankine döngüsü, bir elektroliz sistemi ve bir metanol üretim döngüsü üzerinden bir Kalina enerji üretim döngüsü içeren entegre bir yapı geliştirilmiştir. Bu entegre yapı 4953,1 kW güç, 4,063 kg/sn sıvı metanol, 3,781 kg/sn sıvı yakıt ve enerji talebi aşamasında 1823 kW soğutma üretmektedir. Toplam enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla %74,21 ve %76,41 oldu. Analiz ayrıca ısı reküperatörlerinin (%53,61), reaktörlerin (%29,84) ve damıtma kolonunun (%12,40) sırasıyla maksimum ekserji yok etme oranına sahip olduğunu göstermektedir [56].

Moradpoor ve Ebrahimi [57], erimiş karbonat yakıt hücresi, Stirling Motoru ve Kalina döngüsünü içeren yeni bir enerji sistemi konfigürasyonu önermişlerdir. Parametrik analizi yaptıktan ve temel parametreleri belirledikten sonra, yeni sistemin bir öncekine kıyasla

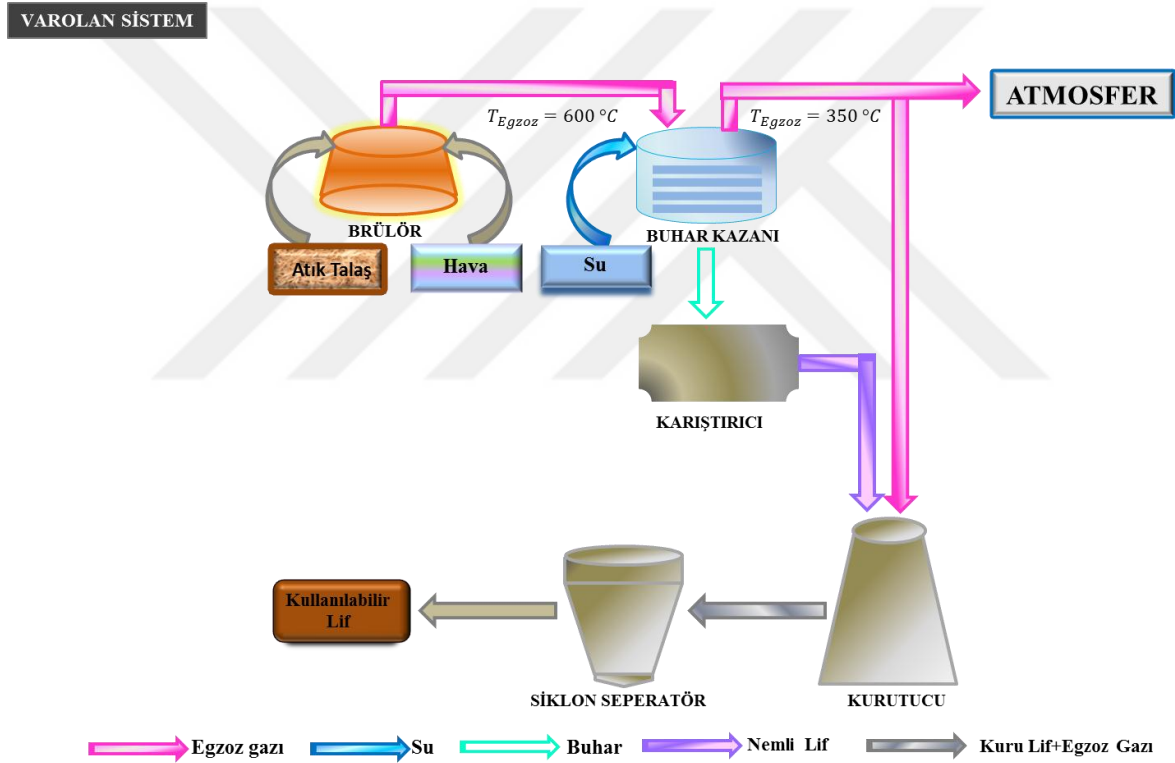
%45'e kadar yakıt tasarrufu sağlayabildiği sonucuna vardılar. Ayrıca, elektrik ve genel verimlilik sırasıyla %50 ve %70'e ulaşmıştır. Çevresel değerlendirmelerin yanı sıra, 6000 çalışma saati için CO ve CO₂ azaltımının sırasıyla 15 ve 225 ton olarak elde edildiğini bulmuşlardır. Bunun da geleneksel sistemlere göre; %30 ile %90 arasında bir azalma anlamına geldiği belirtilmiştir. Duyarlılık analizi sonucunda Türbin giriş parametrelerinin genel verimliliği etkileyen en duyarlı parametrelerden biri olduğunu belirtilmiştir.

Singh ve Kaushik [58] Kalina çevriminin egzoz gazlarının düşük sıcaklık ısısından yararlanıp elektrik elde etme olasılığını incelemek amacıyla bir bilgisayar simülasyonu çalışması yapmışlardır. Çalışmalarının sonuçları neticesinde; amonyak türbini girişinde 4000 kPa basınç ve 0,8'lik amonyak oranı ile egzoz gazı sıcaklığı 407,3 K'den 363,15 K'ne düştüğünde faydalı ısı öncelikli üretim çevrimi maksimum değeri olan %12,95'e ulaşmış ve net 605,48 kW çıktısı elde edilmiştir. Böylece tesisin genel enerji verimliliğinin %0,277 ve genel ekserji verimliliğinin %0,255 oranında arttığını belirtmişlerdir.

3. MATERYAL

3.1. Atık Isı Kaynağı (Sistem Tanıtımı)

Bu yüksek lisans tezi kapsamında, genel sistem performansını iyileştirmek için atık talaşları yakıt olarak kullanan mevcut bir buhar üretim sistemi değerlendirilmiştir. Mevcut sistem Şekil 3.1’de verilmiştir. Mevcut sistemde; atık talaşları yakıt olarak kullanan brülör, atık talaşlardan elde edilen egzoz gazı ile buhar üreten kazan, liflere şekil verilmesi işlemi için nemlendirme işlemi uygulanan karıştırıcı, kurutma işleminin gerçekleştiği kurutucu ve egzoz gazını nemli liften ayırmak için kullanılan siklon seperatör bulunur.



Şekil 3.1. Atık yongaları yakıt olarak kullanan mevcut bir buhar üretim sistemi / Atık ısı kaynağı

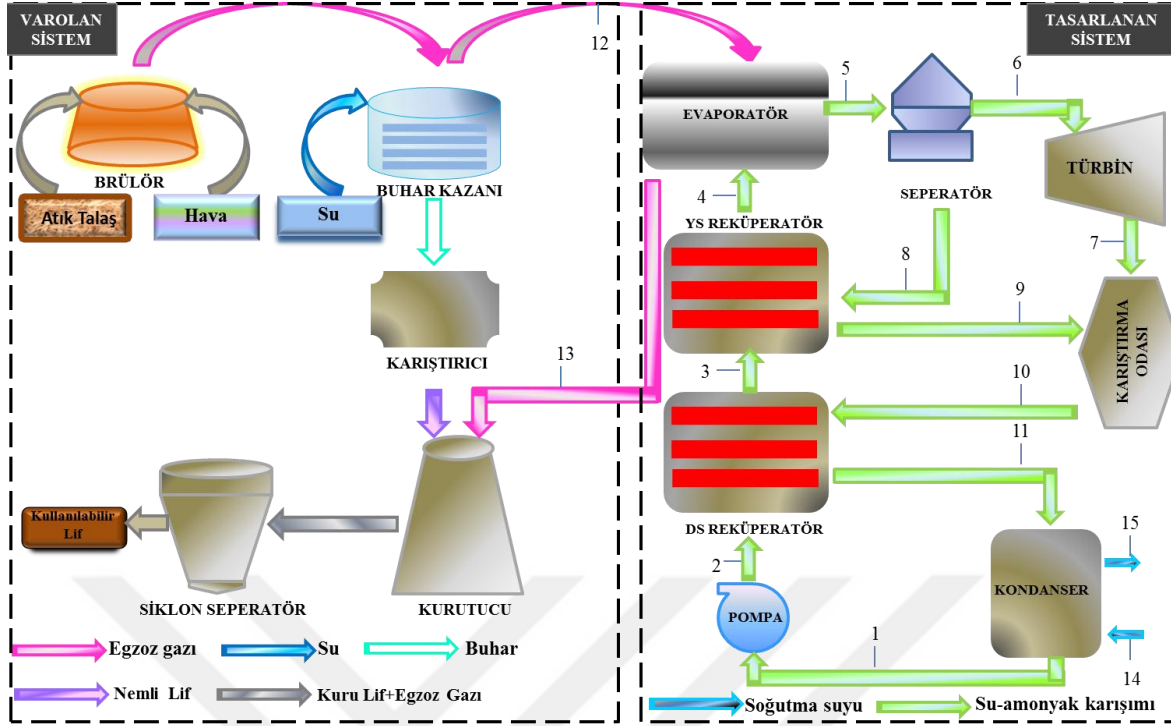
Mevcut sisteminde, yüksek sıcaklıkta egzoz gazı (600 °C’de) elde etmek için atık talaşlar bir brülörde yakılır. Elde edilen egzoz gazı ile buhar kazanında buhar üretilir ve egzoz gazının sıcaklığı 350 °C’ye düşmüş olur. Üretilen bu buhar, karıştırıcı ekipmanında faydalı / kullanılan odunların yumuşatma işlemi için kullanılır. Ancak sistemde buhar ihtiyacı sınırlıdır ve bu nedenle elde edilen 600 °C’deki egzoz gazının tamamı buhar üretiminde kullanılamaz. Buhar kazanında 350 °C’ye soğutulmuş olan egzoz gazı, kurutucu ekipmanında karıştırıcıdan çıkan nemli liflerin kurutulması için kullanılır. Fakat yüksek

sıcaklığın (350 °C) ahşabın kimyasal bileşimi üzerinde tahrip edici etkisi görülmektedir. Bu nedenle kurutma işlemi için daha düşük sıcaklıktaki egzoz gazına ihtiyaç duyulmaktadır. Kurutucudan çıkan egzoz gazı ve kuru lif; egzoz gazının liften ayrılması için siklon seperatöre gönderilir. Burada egzoz gazından ayrılmış kullanılabilir lif son ürün olarak çıkmaktadır. Kurutucuda kullanılan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazının lif üzerindeki olumsuz etkileri ve karıştırdaki sınırlı miktarda buhar ihtiyacı nedeniyle, egzoz gazı içindeki ısının önemli bir kısmı kullanılmadan atmosfere salınmaktadır. Bu nedenle; bu yüksek lisans tez çalışması; güç, buhar üretmek ve nemli lifi kurutmak için alt sistem olarak Kalina çevrimi ile birlikte kazan ve kurutucu kullanan bir kojenerasyon sisteminin tasarlanması ve analiz edilmesini kapsamaktadır.

3.2. Kalina Çevrimi

Kalina çevrimleri daha önce kullanılan Rankine çevrimlerine benzer bir sistem olarak; düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarını kullanarak enerji üretmek için Alexander I. Kalina tarafından tasarlanmıştır ve çevrim akışkanı olarak amonyak-su karışımı kullanılmıştır [59]. Kalina çevrimi organik Rankine çevrimi için önemli bir rakip olmuştur [18, 60–62]. Kalina çevrimlerinin, elde edilen güç, termal verimliliği önemli oranda artırıldığı görülmüş ve çelik, kömür petrol rafinerileri, çimento üretim tesisleri gibi birçok alanda kullanılmıştır. Kalina çevriminin akışkan maliyeti ucuzdur ve çevreye olan zararlı etkisi azdır bu nedenle gün geçtikçe araştırmacıların ilgisini daha çok çekmektedir. Amonyak-su karışımının çevrim akışkanı olarak kullanılması, KC sisteminin daha düşük bir sıcaklıkta bir ısı kaynağı için kullanılmasını mümkün kılar. Bununla birlikte, özellikle bu karışım düşük türbin giriş sıcaklıklarında (buharlaşma sıcaklığına yakın) tamamen buharlaşmadığından, çalışma sıvısı buharlaştırıcıdan sıvı-buhar karışımı halinde çıkabilir. Bu nedenle, türbin kanatlarını sıvı damlacıklarından korumak için evaporatör ve türbin arasında bir ayırıcı kullanılmalıdır. Mevcut sisteme Kalina çevriminin entegre edilmesiyle oluşan kojenerasyon sistemi Şekil 3.2’de gösterilmektedir.

Buhar kazanından 350 °C’de çıkan egzoz gazı evaporatöre gönderilir. Kalina çevrimi kullanılarak enerji üretildikten sonra, 160 °C’ye soğutulan egzoz gazı, evaporatörden çıkarak kurutucu ünitesine gönderilir ve kurutma işleminde liflere zarar vermeden rahatlıkla kullanılır.



Şekil 3.2. Atık egzoz gazının geri kazanımı için tasarlanan KC tabanlı kojenerasyon sistemi

Çalışma boyunca, konsantrasyonun sistem performansı üzerindeki etkisini görmek için, Kalina çevrimi için su-amonyak konsantrasyonu %20 ile %80 arasında değişken tutulmuştur. Şekil 3.2’de görüldüğü gibi, su-amonyak karışımı önce pompada basınçlandırılır, ardından DS-rekuperatöre gönderilir, burada ayrılan sıvı fazındaki su ve türbin çıkış akışkan karışımının fazla ısısı sıvıya aktarılır. Önceden ısıtılmış su-amonyak karışımı, ayırıcıdan gelen yüksek sıcaklıktaki sıvı suyun ısısını geri kazanmak için YS-rekuperatöre alınır. İki aşamalı ön ısıtma işleminden sonra karışım, buharlaştırıcıda egzoz gazı ile belirtilen sıcaklığa kadar ısınır. Buharlaştırıcıdan sonra karışımında sıvı damlacıklarının bulunma olasılığı nedeniyle, Durum-1’de, çalışma akışkanı türbin içinde 50 bar’ dan 6,6 bar basınca genişler, Durum-2’de ise türbin çıkış basıncı, kondanser çıkış sıcaklığını 25°C olacak şekilde her farklı konsantrasyon için değişiklik gösterir. Genleşmiş akışkan, ayrılan sıvı ile karışır ve kondanserde soğumadan önce ısının bir kısmını geri kazanmak için DS-rekuperatöre gönderilir.

Böylece, atık egzoz gazı Kalina çevrimi ile geri kazanılarak enerji üretilir. Aynı zamanda Kalina çevrimine 350°C sıcaklıkta giren egzoz gazı 160°C sıcaklığa düşürülmüş olur. Kabul edilebilir sıcaklık değerine (160 °C) kadar soğutulan egzoz gazı, nemli lif (ϕ =%100) ile birlikte nemi buharlaştırmak için kurutucuya gönderilir. Böylece 160°C sıcaklıktaki

egzoz gazı kurutma aşamasında rahatlıkla kullanılabilir. Kurutma işleminden sonra, kurutulmuş lif ve egzoz gazı, egzoz gazını nemi kurutulmuş liften ayırmak için siklon ayırıcıya gönderilir ($\phi = \%11$). İhtiyaç duyulan buhar kütlesi, bağıl nem ve sıcaklık gibi parametreler tesisten alınır.

Çizelge 3.1. Kojenerasyon sistemi analizi boyunca sabit kabul edilen parametreler

Parametre	Değer	Birim
Yanmış atık talaş miktarı	967	kg/sa
Nemli lif miktarı ($\phi = \%100$)	2765,84	kg/sa
Kurutulmuş lif miktarı ($\phi = \%11$)	1681,11	kg/sa
Egzoz gazı miktarı	7,28	kg/s
Buhar miktarı	0,815	kg/s
Brülör çıkış sıcaklığı	600	°C
Kazan çıkış sıcaklığı	350	°C
KC çıkış sıcaklığı	160	°C
Kurutucu çıkış sıcaklığı	60	°C

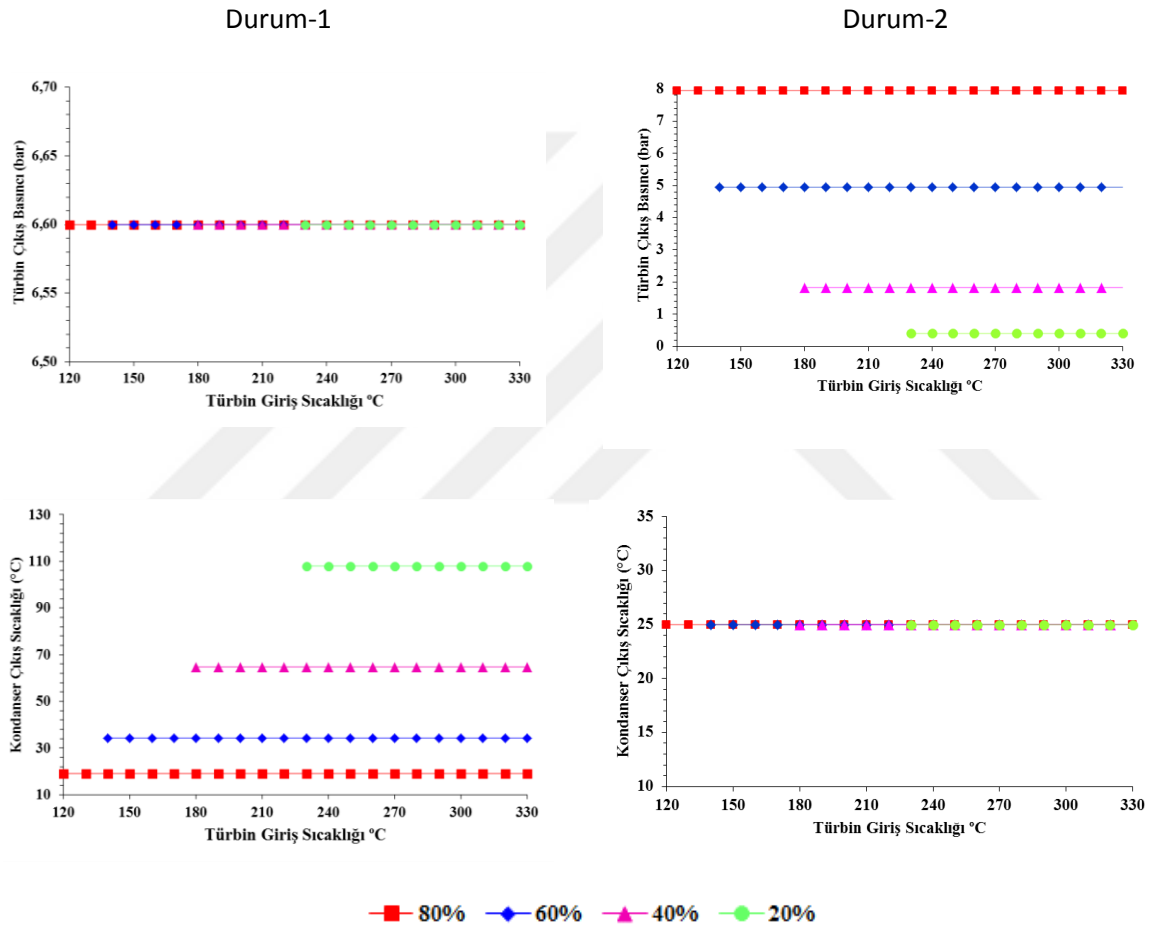
Çizelge 3.2. Kalina çevrimi Durum-1 ve Durum-2 için sabit kabul edilen tasarım parametreleri

Parametre	Değer	Birim
Pompa verimi ($\eta_{s,pompa}$)	80	%
Türbin verimi ($\eta_{s,türbin}$)	85	%
Kondanser giriş sıcaklığı (T_{14})	20	°C
Evaporatör egzoz gazı giriş sıcaklığı (T_{12})	350	°C
Evaporatör egzoz gazı çıkış sıcaklığı (T_{13})	160	°C
Türbin giriş basıncı (P_6)	50	bar
Türbin çıkış basıncı (P_7 (Durum-1))	6,6	bar
Türbin çıkış basıncı (P_7 (Durum-2))	Değişken	
Egzoz gazı kütleli debisi (\dot{m}_{egz})	7,68	kg/s

Ayrıca, kojenerasyon sistemi ve alt sistemler hakkında kesin bir vizyona sahip olmak için,

Çizelge 3.1'de verilen bazı tasarım parametreleri sistem için sabit kabul edilmiştir. KC'nin tasarım ve analiz prosedürü boyunca bazı çevrim parametrelerinin sabit olduğu varsayılır. KC için sabit kabul edilen tasarım parametreleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Bu yüksek lisans tezi kapsamındaki önemli kilit noktalardan biri, Durum-1 ve Durum-2 adı verilen iki farklı simülasyon ile Kalina çevriminin optimize edilmiş olmasıdır. Bu iki farklı durumun çalışma parametreleri Şekil 3.3'te görülmektedir.



Şekil 3.3. Kojenerasyon sisteminde kullanılmak için tasarlanan Durum-1 ve Durum-2 farkı

Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, bazı parametrelerin KC'nin çevrim performansına etkisinin incelendiği görülmüştür. Çalışmaların birçoğunda KC, türbin çıkış basıncı sabit tutularak analiz edilirken, çok az çalışmada türbin çıkış basıncı değişken tutulmuştur. Yapılan çalışmada bu iki durumun kıyaslanması da amaçlanmıştır ve her durum için farklı simülasyon yapılarak Kalina çevrimi iki farklı simülasyon için optimize edilmiştir. Bu iki farklı Kalina çevrimi simülasyonu aynı sistem ekipmanlarına sahiptir. Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi; Durum-1 için türbin çıkış basıncı her farklı amonyak-su konsantrasyonu değeri için 6,6 bar'da sabit tutulurken, Durum-2 için, bu değer değişkendir. Kondanser çıkış sıcaklığı Durum-2'de 25°C sabit iken, Durum-1 için bu değer değişken tutulmuştur.

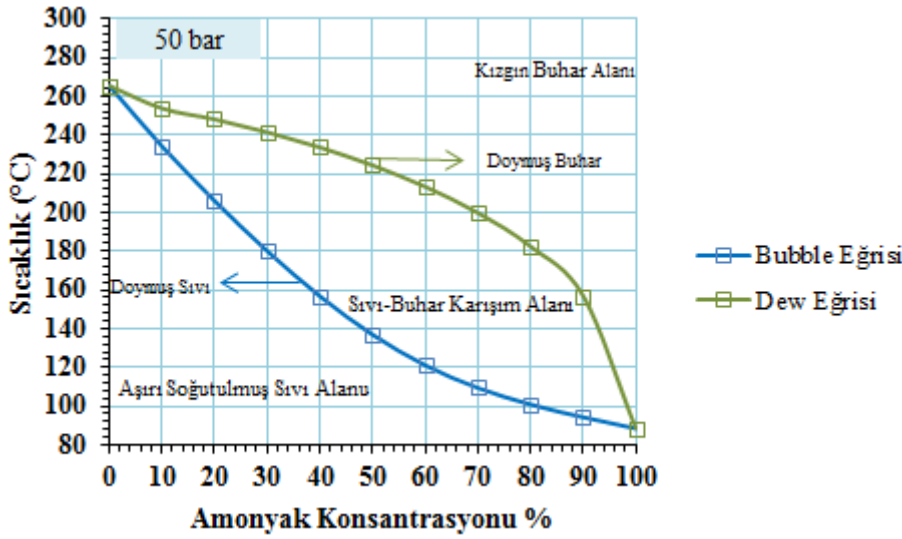
3.3. Kalina Çevrimlerinde Amonyak-Su Konsantrasyonunun Önemi ve Optimum Oranın Belirlenmesi

Kalina çevrimlerinde kullanılan amonyak + su karışımı termodinamik verimi artırmanın yanı sıra çeşitli çalışma koşullarına daha fazla esneklik sağlar. Amonyak-su karışımlarının tercih edilmesinin en önemli nedenleri [23, 36, 63, 64];

- ❖ Değişken kaynama noktasına sahip olması,
- ❖ Çevre dostu olması,
- ❖ Kolayca bulunması ve ekonomik olması,
- ❖ Amonyak kullanımının, kaynamanın daha düşük sıcaklıkta başlamasına neden olarak, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağının daha yüksek bir basınçta verimli kullanımına yardımcı olması,
- ❖ Bileşimin, farklı çevrim durumlarında değişken oranlarda kullanımı sayesinde, amonyak-su karışımının, oluşturulan değişken sıcaklıklardaki kaynatma işlemi çevrim boyunca ısı transfer süreçlerindeki kayıpları azaltması ve dolayısıyla döngü verimliliği artırması.
- ❖ Amonyak ve suyun moleküler ağırlıkları (17,03-18,015) benzer olması ve bu sayede amonyak-su karışımının buharının standart buhar türbini bileşenlerinin kullanılmasına izin vermesi, neredeyse su buharı ile aynı şekilde davranması,

Kalina çevrimlerinde amonyak-su karışımı kullanılarak hem amonyağın düşük buharlaşma sıcaklığından hem de su buharının yüksek performansının avantajından yararlanılması amaçlanmıştır. Amonyak-su karışımının sabit bir kaynama noktası yoktur (Azeotropik

değildir). Azeotropik olmayan karışımların özelliği; karışımın tüm olası bileşimleri için kaynama sırasında bileşimin ve sıcaklığın değişmesidir. Bir amonyak su karışımı için faz diyagramı Şekil 3.4'te gösterilmektedir. Karışım kaynamaya başladığında, amonyak-su karışımı ayrılmaya başlar. Buhar fazında olan amonyak oranı, sıvı fazında olandan fazladır. Kaynama için başlangıç noktası “kabarcık (bubble) noktası”, bitiş noktası ise “çiğ noktası (dew)” olarak adlandırılır.



Şekil 3.4. Sabit basınçta (50 bar) amonyak-su karışımı için sıcaklık-konsantrasyon diyagramındaki özellik bölgeleri

Şekil 3.4'te görüldüğü gibi x-ekseninde amonyak konsantrasyonları yer alırken, y-ekseninde sıcaklık değerleri yer alır. 50 bar basınçta farklı amonyak konsantrasyonlarına göre ilk buhar kabarcığının meydana geldiği noktaların oluşturduğu eğri, kabarcık (bubble) eğrisi olarak adlandırılır. Bu kabarcık, kaynayan sıvıdan daha yüksek amonyak içeriğine sahiptir. Kabarcık amonyak içeriği sıvınıninkinden daha yüksek olduğu için sıvı fazdaki amonyak içeriği azalacaktır. Üstteki eğri, farklı amonyak konsantrasyonlarına göre son sıvı damlası buharlaşmasıyla meydana gelir ve çiğ eğrisi (dew) olarak adlandırılır. Bu damla, buhardan önemli ölçüde daha düşük amonyak içeriğine sahiptir. Karışımın fazı kabarcık eğrisinin altındaki bölgede aşırı soğutulmuş sıvı iken, karışımın fazı çiğ (dew) eğrisinin üstündeki bölgede aşırı ısıtılmış buhar halindedir. Bu iki eğri arasındaki bölgede amonyak-su karışımının durumu sıvı-buhar karışımıdır. Kabarcık (bubble) eğrisi çizgisinin üzerinde, buhar fazındaki amonyak ve su buharı karışımından oluşan kabarcıklar gözlemlenecektir. Özellikle düşük türbin giriş sıcaklıklarında tamamen buharlaşma yerine kısmen buharlaşma meydana gelir. Bu buharlaşmamış sıvı türbin kanatlarına zarar verir ve bileşenleri aşındırır [65]. Bu nedenle buhar Rankine çevrimi ve organik Rankine

çevriminden farklı olarak Kalina çevrimlerinde sistemi korumak için bir ayırıcı kullanılmalıdır [25]. Kalina çevrimi çevrim akışkanı olan amonyak-su karışımının kütleli debisi tam buhar fazına geçtikten sonra stabil davranır. Çalışma boyunca kullanılan farklı konsantrasyon değerleri için tam buhar fazına geçme sıcaklıkları Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Belirli amonyak-su konsantrasyonu için tam buhar fazına geçme sıcaklığı

Amonyak-su konsantrasyonu (X)	Tam Buhar Fazına Geçme Sıcaklığı
% 80	180°C
% 60	210°C
% 40	230°C
% 20	250°C

Amonyak su karışım oranı termodinamik tersinmezliği azaltmak için; farklı bileşenlerde değişiklik gösterir. İbrahim ve diğerleri [66] gaz türbininden havaya verilen atık ısının geri kazanımı için amonyak-su karışımı Kalina çevrimini analiz etmişlerdir. Türbin girişindeki amonyağın oranını, seperatör sıcaklığı ile birlikte değiştirerek; bu değişimin çevrim performansı üzerine etkisini incelemişlerdir. Bu çalışma, amonyakça zengin akışın kütle oranı ile seperatörün çalışma sıcaklığının ve basıncının, döngünün ısı verimini etkilediğini ve sabit bir sıcaklık ve amonyak su bileşimi için seperatörün basıncının düşürülmesinin döngünün ısı verimini artırdığını göstermiştir. Çalışma akışkanının termodinamik özelliklerini belirlemek için Gibbs Enerji denklemini kullanan Victor ve diğerleri [67] termodinamiğin ikinci kanununu kullanarak çevrim verimliliğini değerlendirmişlerdir. Seperatörün girişindeki amonyak konsantrasyonu azaltırken seperatörün sıcaklığının artırılmasının çevrim verimliliğini artırabileceğini öne sürdüler. Ayrıca düşük amonyak konsantrasyonlarının ısı kaynağı ile çalışma sıvısı arasındaki eşleşmeyi iyileştireceği sonucuna varmışlardır. Junior ve diğerleri [60] Brezilya'daki bir çimento fabrikasında atık ısı geri kazanımı üzerine yaptıkları çalışmada; buharlaştırıcı çıkışında artan amonyak konsantrasyonunun ve buharlaştırıcıdaki sıkışma noktasının azalmasının net güçte artışa neden olduğunu, türbin giriş basıncındaki artışın ise üretilen elektriğin maliyetini düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. Kalina çevriminde amonyak-su karışımının çevrim boyunca değişken olduğunu belirten Bombarda ve diğerleri [68] amonyak oranını çok yoğun, yoğun, az ve çok az şeklinde dört farklı oranda tüm bileşenler için incelemişlerdir. Nguyen ve diğerleri [69] ön ısıtma ve buharlaşma aşamalarında farklı amonyak

konsantrasyonlarına sahip bir Kalina çevrimi önermiştir. Böylece sistemin; çevrim ve ısı kaynağı arasındaki ısı değişim eşleşmelerinin iyileştirebileceği sonucuna vardılar.

Yukarıdaki çalışmalarda görüldüğü gibi çevrimin verimliliğın artırılması konusunda amonyak-su konsantrasyonunun önemi büyüktür. Çalışmayı optimize ederken amonyak-su karışımı oranı ile birlikte değıştirilen diğler parametreleri inceleyerek optimum değerlerle en verimli performansı elde etmeye çalışılmıştır. Bu doğrultuda çalışmanın ilk bölümünde Kalina çevrimi Durum-1 ve Durum-2'yi artan amonyum konsantrasyonu (%20'den %80'e) ve artan türbin sıcaklığı (50 bar'da doymuş sıvı sıcaklığından 330°C'ye) değerlerine göre EBSILON®Professional (EBSILON) yazılımı kullanılarak analiz edilmiştir.



4. YÖNTEM

4.1. Termodinamik Analiz

Kalina çevrimini analiz etmek için çeşitli varsayımlar düşünülmüştür. Bunlar;

- Sistemler, kontrol hacmi için kararlı durum olarak kabul edilir, tek boyutlu ve adiyabatiktir.
- Potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilir.
- Isı kaynağı, her iki KC durumu için de sabittir.
- Tüm aksam ve borularda ortam şartlarından dolayı ısı kaybı ve basınç düşüşü yoktur.

Durum-1 ve Durum-2'nin optimizasyonu EBSILON®Professional (EBSILON) yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Program termodinamik parametrelerini (sıcaklık, basınç, kütle akışı) hesaplar. Durum-1 ve Durum-2'nin performans parametrelerini değerlendirmek için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları kullanılmıştır. Hesaplanan bu performans parametrelerinin kullanılmasıyla KC için optimum çalışma koşuluna karar verilir. Performans parametrelerini hesaplamak için kullanılan genel kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri şu şekilde yazılabilir: [70–73]

Kütlenin korunumu denklemi aşağıda verilmiştir:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (4.1)$$

Enerji dengesi denklemi aşağıda verilmiştir:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g \quad (4.2)$$

$$\dot{E}_g = \dot{E}_ç + \dot{E}_{yıkım} \quad (4.3)$$

Burada \dot{Q} , \dot{W} ve \dot{E} sırasıyla ısı iş ve ekserji akışı anlamına gelir. \dot{E}_g , $\dot{E}_ç$ ve $\dot{E}_{yıkım}$ sırasıyla giriş, çıkış ve yıkım ekserjisini gösterir. Ekserji akışı \dot{E} ile tanımlanır ve şu şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{E} = \dot{m}\psi \quad (4.4)$$

Burada ψ spesifik ekserji anlamındadır ve aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.5)$$

burada h_0 ve s_0 akışkanın ortam sıcaklığındaki entalpisini ve entropisini sembolize eder.

Kojenerasyon sisteminin termal ve ekserji verimleri de tez kapsamında hesaplanmıştır. Ekserji, faydalı iş anlamına gelir, dolayısıyla işin ekserji açısından %100 verimi vardır. Ancak ısının ekserji verimliliği %100'den daha düşüktür. Böylece brülördeki ısının ekserji akışı;

$$\dot{E}_{atık\ talaş} = \dot{Q}_{atık\ talaş} \left(1 - \frac{T_0}{T_y}\right) \quad (4.6)$$

Burada T_0 ve T_y sırasıyla oda sıcaklığını ve ısı transfer yüzey sıcaklığını temsil eder. Bu çalışmada bölgenin yıllık ortalama sıcaklığı olan T_0 18°C olarak alınmıştır. T_y , egzoz gazı sıcaklığına (600 °C) eşit kabul edilir. Atık talaşların yakılmasıyla elde edilen ısı Koç ve diğerleri tarafından bulunmuştur [74].

$$\dot{Q}_{atık\ talaş} = \dot{m}_{atık\ talaş} DKD_{atık\ talaş} \epsilon_{brülör} \quad (4.7)$$

Burada $DKD_{atık\ talaş}$ atık odun yongaları için en düşük kalorifik değerdir ve 17500 kJ/kg olarak alınmıştır. $\epsilon_{brülör}$ brülör etkinliğidir ve mevcut sistemden %96 olarak okunur.

Tasarlanan KC ve kojenerasyon sisteminin genel ısıl ve ekserji verimleri de bu çalışmada hesaplanarak genel performansa ilişkin kesin bir öngörü elde edilmiştir. KC ve kojenerasyon sisteminin ısıl verimleri şu şekilde hesaplanır:

$$\eta_{KC} = \frac{W_{KC,net}}{Q_E} \quad (4.8)$$

$$\eta_{kojen} = \frac{W_{KC,net} + \dot{Q}_{kazan} + \dot{Q}_{kurutucu}}{\dot{Q}_{atık\ talaş}} \quad (4.9)$$

Burada $\dot{W}_{KC,net}$ KC'nin net güç üretimi anlamına gelir, \dot{Q}_E ise egzoz gazından KC'ye giren anlamına gelir, egzoz gazı ilk olarak KC evaporatöre gönderilmektedir. $\dot{Q}_{atık\ talaş}$, atık talaşların yakılmasıyla elde edilen ısı anlamına gelir. \dot{Q}_{kazan} ve $\dot{Q}_{kurutucu}$ buhar üretmek ve nemli lifi kurutmak için kullanılan ısı anlamlarına gelir. KC'nin ve kojenerasyon sisteminin ekserji verimliliği şu şekilde bulunur;

$$\varepsilon_{KC} = \frac{W_{KC,net}}{\dot{E}_E} \quad (4.10)$$

$$\varepsilon_{kojen} = \frac{W_{KC,net} + \dot{E}_{kazan} + \dot{E}_{kurutucu}}{\dot{E}_{atık\ talaş}} \quad (4.11)$$

Çizelge 4.1. Tesisteki mevcut atık talaş yakıtlı buhar üretim sistemi bileşenleri için kaydedilen bazı parametreler


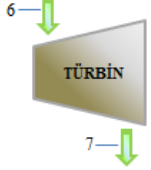


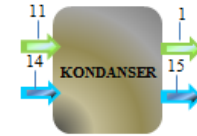

Ekipman	\dot{Q}	\dot{E}
Kazan	2199,575 kW	1343,5 kW
Kurutucu	813,499 kW	195,2676 kW

Kojenerasyon sisteminin termal ve ekserji verimliliklerinin hesaplamasında kullanılan bazı parametreler sistemden alınmıştır. Bunlar Çizelge 4.1'de verilmiştir. Var olan sistemde, kazan ve kurutucu bileşenlerinin \dot{Q} ve \dot{E} değerleri sistemde sabittir ve hepsi %100 performans ile çalışır. Kazandan oluşturulması gereken su buharı miktarı sabit iken, kurutucu sürekli sabit miktarda talaş kurutur. Aynı zamanda buharlaştırıcıya giren ve çıkan egzoz gazı miktarı bellidir.

Çalışma boyunca, genel sisteme ek olarak KC bileşenlerine birinci ve ikinci yasa analizi uygulanmıştır. KC bileşenleri için kullanılan birinci ve ikinci yasa analiz formülleri Çizelge 4.2 'de verilmiştir.

Çizelge 4.2 .KC bileşenleri için kullanılan birinci ve ikinci yasa analizi formülleri

[40, 70, 71, 73]

Bileşenler	Kütle ve Enerji	Ekserji
	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{egz}$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{KC}$ $\dot{Q}_E = \dot{m}_{KC}(h_5 - h_4)$	$\dot{E}_{E,yikim} = \dot{m}_{egz}(\psi_{12} - \psi_{13}) - \dot{m}_{KC}(\psi_5 - \psi_4)$ $\varepsilon_E = \frac{\dot{m}_{KC}(\psi_5 - \psi_4)}{\dot{m}_{egz}(\psi_{12} - \psi_{13})}$
	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{KC} - \dot{m}_8$ $\dot{W}_T = \dot{m}_6(h_6 - h_7)$ $\eta_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T,s}}$	$\dot{W}_{T,ters} = \dot{m}_6(\psi_6 - \psi_7)$ $\dot{E}_{T,yikim} = \dot{W}_{T,ters} - \dot{W}_T$ $\varepsilon_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T,ters}}$
	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{KC}$ $\dot{Q}_{DSR} = \dot{m}_{KC}(h_3 - h_2)$	$\dot{E}_{DSR,yikim} = \dot{m}_{10}(\psi_{10} - \psi_{11}) - \dot{m}_2(\psi_3 - \psi_2)$ $\varepsilon_{DSR} = \frac{\dot{m}_2(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{10}(\psi_{10} - \psi_{11})}$
	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{KC}$ $\dot{m}_9 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{KC} - \dot{m}_6$ $\dot{Q}_{YSR} = \dot{m}_{KC}(h_4 - h_3)$	$\dot{E}_{YSR,yikim} = \dot{m}_8(\psi_8 - \psi_9) - \dot{m}_{KC}(\psi_4 - \psi_3)$ $\varepsilon_{YSR} = \frac{\dot{m}_{KC}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_8(\psi_8 - \psi_9)}$
	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_1 = \dot{m}_{KC}$ $\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{soğuk}$ $\dot{Q}_{Kon} = \dot{m}_{KC}(h_{11} - h_1)$	$\dot{E}_{Kon,yikim} = \dot{m}_{KC}(\psi_{11} - \psi_1) - \dot{m}_{15}(\psi_{15} - \psi_{14})$ $\varepsilon_{Kon} = \frac{\dot{m}_{soğuk}(\psi_{15} - \psi_{14})}{\dot{m}_{KC}(\psi_{11} - \psi_1)}$
	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{KC}$ $\dot{W}_P = \dot{m}_{KC}(h_2 - h_1)$ $\eta_P = \frac{\dot{W}_{P,s}}{\dot{W}_P}$	$\dot{W}_{P,ters} = \dot{m}_{KC}(\psi_2 - \psi_1)$ $\dot{E}_{P,yikim} = \dot{W}_P - \dot{W}_{P,ters}$ $\varepsilon_P = \frac{\dot{W}_{P,ters}}{\dot{W}_P}$

4.2. Ekonomik Analiz

Temiz enerji geri kazanımı çağımızın en önemli konularından biridir. Endüstriyel atık egzoz gazları, temiz enerji geri kazanımı için önemli ısı kaynaklarından biridir. Bu konuda yapılan çalışmalarda termodinamik verim ve güç gibi analizlerden ziyade kojenerasyon sistemlerinin gerçek sistemlere uygulanabilmesi ve ticarileştirilebilmesi için ekonomik analiz büyük önem arz etmektedir. Gerçek bir sistem için tasarlanan bu sistemlerde ekonomik analizler de yapılmakta ve bu sistemlerin ticarileştirilebilmesi ve gerçek bir sisteme uygunluğu da analiz edilmektedir. Optimizasyon sonuçlarına göre yapılan analizler sonucunda her açıdan en uygun sistem seçilmelidir. Bu çalışmada tasarlanan sistemin ekonomik fizibilitesini değerlendirmek için alt çevrimlerin ekonomik fizibilite analizi çalışması da yapılmıştır. Hesaplamalarda kullanılan her Kalina çevrimi bileşeni için kullanılan yatırım maliyeti denklemi Çizelge 4.3’de verilmiştir.

Çizelge 4.3. KC bileşenleri için kullanılan maliyet analizi denklemleri

Ekipman	Bileşen Maliyet Denklemi (\$)	Referans
Türbin	$4405(\dot{W}_T)^{0,7}$	[75]
Kondanser	$1397(A_{Kon})^{0,89}$	[76]
Pompa	$3540\dot{W}_p^{0,71}$	[75]
DSR	$3,28 * 10^4 * \left(\frac{A_{DSR}}{80}\right)^{0,68}$	[77]
YSR	$3,28 * 10^4 * \left(\frac{A_{YSR}}{80}\right)^{0,68}$	[77]
Evaporatör	$1397A_E^{0,89}$	[76]

Kalina çevriminde kullanılan separatör ve karıştırma odasının maliyeti çok düşüktür, dolayısıyla bu bileşenlerin maliyeti ekonomik analizlerde ihmal edilebilir. Türbin ve pompanın yatırım maliyetinin hesaplanmasında simülasyon verilerinden elde edilen güç değerine ihtiyaç duyulmaktadır. DSR ve YSR yatırım maliyeti hesabı için ısı değişim yüzey alanının bilinmesi gerekir. DSR ve YSR ısı bileşenleri yüzey alanı aşağıdaki gibi bulunabilir; [78]

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{log}} \quad (4.12)$$

Burada \dot{Q} ; DSR ve YSR ekipmanlarında aktarılan ısı miktarıdır. U (kW/m²K), bu bileşenlerin ısı kaynağı, soğutucu ve faz değişimi kriterleri ile belirlenen ısı transfer

katsayıdır. Hesaplamalarda kullanılan ısı transfer katsayısı değerleri Çizelge 4.4'te sunulmuştur.

Çizelge 4.4. Kalina çevriminin bazı bileşenleri için kabul edilen U ($\text{kW/m}^2\text{K}$) (ısı transfer katsayısı) değerleri [78–81]

Ekipman	Isı Kaynağı		Isı Alıcı		Faz Değişimi	U ($\text{kW/m}^2\text{K}$)
	Tür	Faz	Tür	Faz		
DSR	Amonyak-su karışımı	Sıvı/Buhar	Amonyak-su karışımı	Sıvı	Evet	0,2
YSR	Amonyak-su karışımı	Sıvı	Amonyak-su karışımı	Sıvı	Hayır	0,125
Evaporatör	Egzoz gazı	Gaz	Amonyak-su karışımı	Sıvı/Buhar	Evet	0,125
Kondanser	Amonyak-su karışımı	Buhar/Sıvı	Su	Sıvı	Evet	0,50

ΔT_{log} , logaritmik ortalama sıcaklık farkı anlamına gelir ve şu şekilde hesaplanabilir:

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (4.13)$$

Burada ΔT_{min} ve ΔT_{max} ısı değiştirici bileşenlerinde minimum ve maksimum sıcaklık farkıdır.

Yukarıda verilen denklemler ve varsayımlar ile Kalina çevrimi bileşenlerinin yatırım maliyetleri hesaplanabilmektedir. Bu bileşenlerin yatırım maliyetleri toplanarak Kalina çevriminin toplam yatırım maliyeti elde edilir. Ekonomik fizibilite analizi yapılırken iki önemli parametre vardır; bunlar sermaye geri kazanım maliyeti ve kapsamlı sistem analizidir. Bu nedenle, sermaye geri kazanım maliyeti (SGM) ve diğer ekonomik analiz parametreleri aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanmalıdır [82–84].

$$SGM = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (4.14)$$

Ekonomik analiz için önemli bir diğer parametre LCOE (seviyelendirilmiş elektrik maliyeti)'dir. Tasarlanan ve analiz edilen Kalina çevriminden elde edilen elektriğin; ilk yatırım maliyeti, işletme ve bakım masrafları göz önünde bulundurularak zarar edilmeden satılabileceği birim fiyatıdır ve aşağıdaki formül ile hesaplanır; [85, 86]

$$LCOE = \frac{SGM \cdot Z_{KC} + \emptyset}{\dot{W}_{KC,net} \cdot n} \quad (4.15)$$

Burada Z_{KC} toplam yatırım maliyetini ifade eder ve aşağıdaki şekilde hesaplanabilir;

$$Z_{KC} = Z_P + Z_{DSR} + Z_{YSR} + Z_E + Z_T + Z_K \quad (4.16)$$

Üretilen 1 kW elektrik için yatırım maliyeti $Z_{KC-(1kW)}$

$$Z_{KC-(1kW)} = \frac{Z_{KC}}{\dot{W}_{KC,net}} \quad (4.17)$$

Kalina çevrimini geri ödeme süresi aşağıdaki denklem ile hesaplanır; [85]

$$G\ddot{O}S = \frac{\log \frac{(\dot{W}_{KC,net} \cdot n \cdot c_{el}) - \emptyset}{(\dot{W}_{KC,net} \cdot n \cdot c_{el}) - \emptyset - (i \cdot Z_{KC})}}{\log(1+i)} \quad (4.18)$$

Ekonomik analiz denklemlerinde kullanılan ifadelerin anlamları ve hesaplamalar yapılırken kabul edilen değerler aşağıdaki Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.5. Ekonomik analizlerde kullanılan bazı ifadelerin anlamı ve kabul edilen değerleri

İfadeler	Anlam	Kabul edilen değer
i	Faiz oranı	%15
N	Çevrim ömrü	20 yıl
n	Yıllık çalışma süresi	8200saat
c_{el}	Bölgenin birim elektrik fiyatı	0,07 \$/kWh
\emptyset	Çevrim bakım ve işletme maliyeti	Toplam yatırım maliyeti *%1,5

4.3. Çevresel Analiz

Son yıllarda artan enerji ihtiyacının karşılanabilmesi için kullanılan enerji kaynaklarının çeşitlendirilmesinin yanı sıra nükleer enerji, güneş, rüzgar, jeotermal enerji kaynağının verimli kullanılması, atık ısının geri kazanılması konuları büyük önem arz etmektedir. Enerji talebini karşılamaya yönelik yapılan çalışmalarda küresel ısınma ve çevre kirliliği konularına da büyük önem verilmesi gerekmektedir. Günümüz enerji ihtiyacını sadece temiz ve çevre dostu kaynaklardan sağlamak şuan için mümkün değildir. Bu nedenle kullanılan enerji sistemlerinin çevre üzerindeki olumsuz etkilerini en aza indirmek çok önemlidir. Bu nedenle mevcut çalışmalarda araştırmacılar kullanılan mevcut sistemlere alt sistemler entegre ederek tüketilen enerjinin tamamının kullanılması ve fosil yakıtlı sistemlerin performansını en üst seviyeye çıkması için birçok çalışma yapmaktadırlar. Alt sistemleri entegre etmek, sistemin çevreye olan toplam olumsuz etkilerini en aza indirirken, yararlı enerji miktarını artırarak genel sistemin verimliliğini artıracaktır. Bu nedenle mevcut çalışma atık talaşları yakıt olarak kullanan mevcut bir buhar üretim sisteminde kullanılmayıp atmosfere salınan egzoz gazındaki ısının geri kazanımı için sisteme Kalina çevrimi entegre etmeyi amaçlamaktadır. Sistemin genel performansının artırılmasının yanı sıra atmosfere salınan karbondioksit miktarının azaltılması da hedeflenmektedir. Bu nedenle entegre edilen Kalina çevriminin CO₂ emisyonu azaltım miktarı da çalışma kapsamında hesaplanmıştır.

CO₂ emisyonu azaltım miktarını hesaplamak için önce Kalina çevriminin ürettiği net güç hesaplanır. Daha sonra tesiste kullanılan ortak elektrik üretim sistemi olan gaz türbini, eşit miktarda elektrik üretmek için gereken doğal gaz miktarını hesaplamak için enerji üretim çevrimi olarak kabul edilir. Son olarak bu doğal gazın yakılması durumu dikkate alınarak üretilen CO₂ emisyon miktarı bulunmuştur [87]. CO₂ emisyon miktarını bulmak için öncelikle gaz türbininin Kalina çevrimi ile eşit miktarda güç üretmesi için gereken ısı şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{Q}_{isi}^{gerekten} = \frac{\dot{W}_{net}^{KC}}{\eta_{GT}} \quad (4.18)$$

burada η_{GT} , tesiste bulunan gaz türbininin (GT) ısıl verimidir ($\eta_{GT} = \%32$) [88]. $\dot{Q}_{isi}^{gerekten}$ GT'nin Kalina çevrimi tarafından üretilen eşit miktarda güç üretmesi için gereken toplam

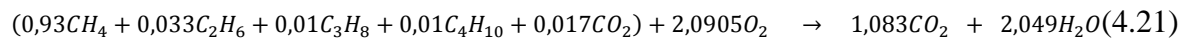
ısıdır. \dot{W}_{net}^{KC} ; Kalina döngüsü tarafından üretilen net güç anlamına gelir. $\dot{Q}_{ısı}^{gerekten}$; hesaplandıktan sonra, ihtiyaç duyulan toplam ısıyı üretmek için gereken toplam yakıt kütlesi şu şekilde bulunur:

$$\dot{m}_{DG}^{gerekten} = \frac{\dot{Q}_{ısı}^{gerekten}}{DKD_{DG}} \quad (4.19)$$

Burada, $\dot{m}_{DG}^{gerekten}$, ısı üretmek için gereken toplam doğal gazın kütlesidir. DKD_{DG} , doğalgazın düşük kalorifik değeridir. Doğalgazın yanmasından açığa çıkan CO_2 miktarını hesaplamak için ihtiyaç duyulan doğalgazın molü aşağıdaki şekilde hesaplanabilir;

$$\dot{n}_{DG}^{gerekten} = \frac{\dot{m}_{DG}^{gerekten}}{M_{DG}} \quad (4.20)$$

Burada $\dot{n}_{DG}^{gerekten}$, doğal gazın mol akış hızıdır. M_{DG} , doğal gazın moleküler ağırlığıdır. Tesiste tüketilen doğal gazın bileşimi %93 CH_4 , %3,3 C_2H_6 , %1 C_3H_8 , %1 C_4H_{10} ve %1,7 CO_2 'dir. Doğal gazın bileşiminden kimyasal yanma dengesi şu şekilde yazılabilir:



Doğal gaz kimyasal yanma eşitliğinden, 1 kmol doğalgazın yanmasının 1,083 kmol CO_2 saldığı bulunmuştur. Dolayısıyla, CO_2 azaltımının kütlesi şu şekilde bulunur:

$$\dot{m}_{CO_2}^{azaltılan} = M_{CO_2} \dot{n}_{DG}^{gerekten} 1,083 \quad (4.22)$$

burada, $\dot{m}_{CO_2}^{azaltılan}$, Kalina çevriminin entegre edilmesiyle azaltılan CO_2 'nin kütlesidir. M_{CO_2} ise CO_2 'nin moleküler ağırlığıdır.

5. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

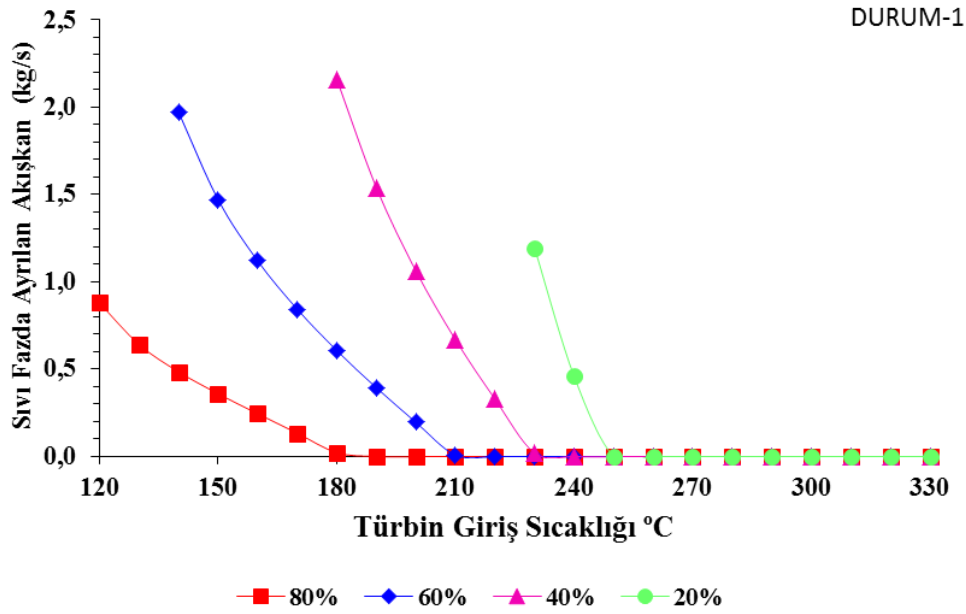
Dünya’da, atmosfere salınan düşük ve orta sıcaklıkta ciddi derecede endüstriyel atık ısı mevcuttur. Düşük ve orta sıcaklıktaki endüstriyel atık ısı, geleneksel güç çevrimleri kullanılarak yararlı işe dönüştürülemez. Bu nedenle endüstriyel atık ısının enerjiye dönüştürülmesi için yeni nesil güç çevrimlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Mevcut bir sistemde, atık talaşların yakılması sonucunda 600 °C sıcaklığa sahip egzoz gazı kazanda buhar üretimi için kullanılır ve egzoz gazı 350 °C’ye soğutulmuş olur. Soğutulan bu egzoz gazı lif kurutma işleminde kullanılır. Ancak, sınırlı miktarda buhar gereksinimi olduğu ve 350 °C sıcaklığın lif üzerinde olumsuz etkileri olduğu için, egzoz gazının büyük bir miktarı kullanılmadan atmosfere salınır. Bu yüksek lisans tezi kapsamında; atmosfere salınan bu egzoz gazının yeni nesil güç çevrimlerinden olan Kalina çevrimi ile geri kazanılması hedeflenmiştir. Kalina çevrimi ile atık ısının geri kazanılması sayesinde, egzoz gazının çevre üzerindeki olumsuz etkisi azaltılmış ve elektrik üretimi sayesinde ekonomik fayda sağlanmıştır. Çalışmanın ilk aşamasında, mevcut sistemden; egzoz gazının kazandan çıkış sıcaklığı, yanmış atık talaş miktarı, egzoz gazı kütleli debisi gibi sabit kabul edilen parametreler elde edilmiştir (Bkz. Çizelge 3.1). Daha sonra, 350 °C sıcaklıktaki egzoz gazı, 7,28 kg/s kütleli debi ile ilk olarak, KC evaporatöre gönderilmektedir. Kalina çevrimi ile 160 °C sıcaklığa soğutulan egzoz gazı evaporatörden kurutucuya gönderilir ve liflere zarar vermeden rahatça kullanılır.

Tasarlanan Kalina çevrimi için Durum-1 ve Durum-2 adı verilen iki farklı çalışma koşulu belirlenmiştir. Kalina çevrimi; EBSILON® Professional (EBSILON) yazılımı kullanılarak Durum-1 ve Durum-2 koşulları için iki ayrı simülasyon ile parametrik olarak optimize edilmiştir. Kalina çevrimi Durum-1 koşulunda literatürdeki birçok çalışma gibi türbin çıkış basıncı sabit tutulmuştur. Bu çalışmanın en önemli kilit noktalarından biri, literatürdeki birçok çalışmadan farklı olarak Kalina çevrimi Durum-2 koşulunda, türbin çıkış basıncının sabit tutulmaması ve kondanser çıkış sıcaklığının 25 °C olmasının hedeflenmesidir. Bu yeni bakış açısına ek olarak, KC' nin optimum verim koşulları değerlendirilirken, gerçek sistem üzerinde çalışmanın önemli bir gereği olan türbin çıkışındaki kuruluk derecesinin minimum 0,9 değeri dikkate alınmıştır [40, 89]. Bu nedenle yapılan analizler Durum-1 ve Durum-2 için bu açıdan da değerlendirilmiştir. EBSILON yazılımından elde edilen termodinamik özellik verileri, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını kullanarak

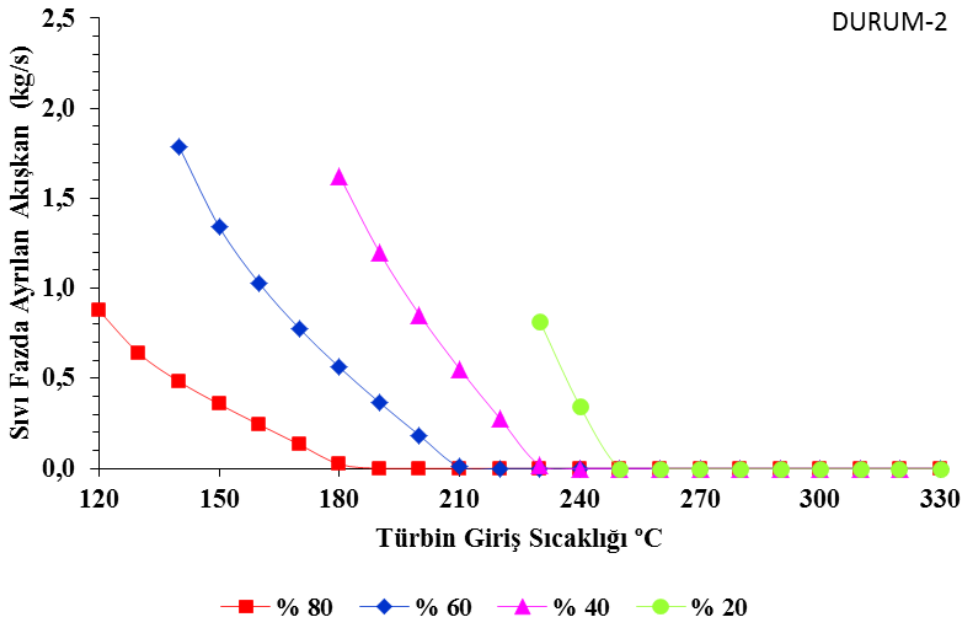
Kalina çevrimi Durum-1 ve Durum-2'nin performans parametrelerini hesaplamak için kullanılmıştır. Son adımda, Kalina çevriminin kullanımı ile performanstaki iyileşmeyi görmek için kojenerasyon sisteminin termal ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Bunların yanı sıra Kalina çevriminin çevresel ve ekonomik analizleri de yapılmıştır.

5.1. Kalina Çevrimi Termal Optimizasyonu

Düşük ve orta sıcaklıktaki atık ısıyı geri kazanmanın en iyi ve en yeni yollarından biri Kalina çevrimleridir. Kalina çevriminin entegre edileceği sistemden egzoz kütleli debisi, kazandan çıkan buhar sıcaklığı gibi parametreler elde edildikten sonra, Durum-1 ve Durum-2 koşulları belirlenmiştir. Durum-1 ve Durum-2 için türbin giriş basıncı 50 bardır. Durum-1 için türbin çıkış basıncı 6,6 bar iken, Durum-2 için türbin çıkış basıncı her bir amonyak konsantrasyonu için değişkendir. Aynı zamanda, Durum-2 için kondanser çıkış sıcaklığı 25°C'de sabit tutulurken, Durum-1 için bu değer değişkendir (Bkz. Şekil 3.3). Türbin giriş sıcaklığı ve amonyak-su konsantrasyonu sistem performansını etkileyen önemli parametrelerdir. Bu nedenle, Kalina çevrimi Durum-1 ve Durum-2 koşullarına göre, hem artan türbin giriş sıcaklığı (50 bar'da doymuş sıvı sıcaklığından 330 °C'ye) hem de artan su-amonyak konsantrasyonu ($X = \%20$ 'den $X = \%80$ 'e) için optimize edilmiştir. Parametrik optimizasyon EBSILON®Professional (EBSILON) yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Optimizasyon sonuçlarından elde edilen veriler doğrultusunda; sıvı fazda ayrılan akışkan, türbin girişi ve pompa girişi kütleli debilerindeki değişimler grafikler yardımıyla değerlendirilmiştir. Aynı zamanda pompa güç tüketimi, net güç üretimi, termal ve ekserji verimleri hem Durum-1 hem de Durum-2 için ayrı ayrı grafiklerle incelenmiş ve değerlendirilmiştir.



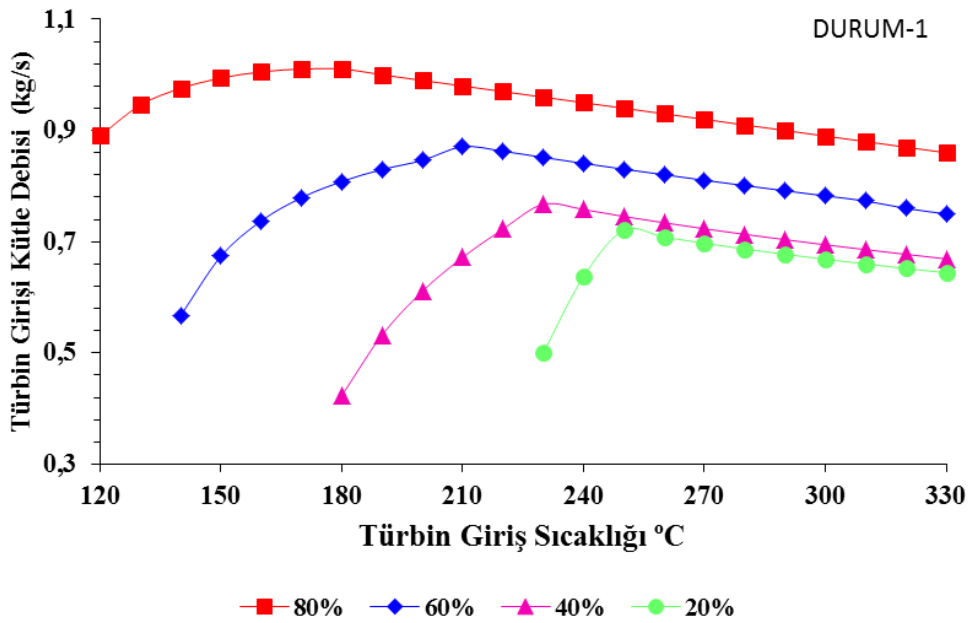
Şekil 5.1. Türbin giriş sıcaklığına göre sıvı fazda ayrılan sıvı oranı kütleli debisindeki değişim (Durum-1)



Şekil 5.2. Türbin giriş sıcaklığına göre sıvı fazda ayrılan sıvı oranı kütleli debisindeki değişim (Durum-2)

Çalışma prensibi açısından Rankine çevrimlerine benzeyen Kalina çevrimleri, çalışma akışkanı olarak amonyak-su çözeltilisinin kullanılması ile Rankine çevrimlerinden farklılık göstermektedir. Farklı kimyasal özelliklere sahip amonyak ve suyun çalışma akışkanı olarak kullanılması separatör kullanımını gerektirmektedir. Çalışma akışkanı, evaporatörden çıktıktan sonra düşük sıcaklıkta tamamen buharlaşmadığı için sıvı fazdaki

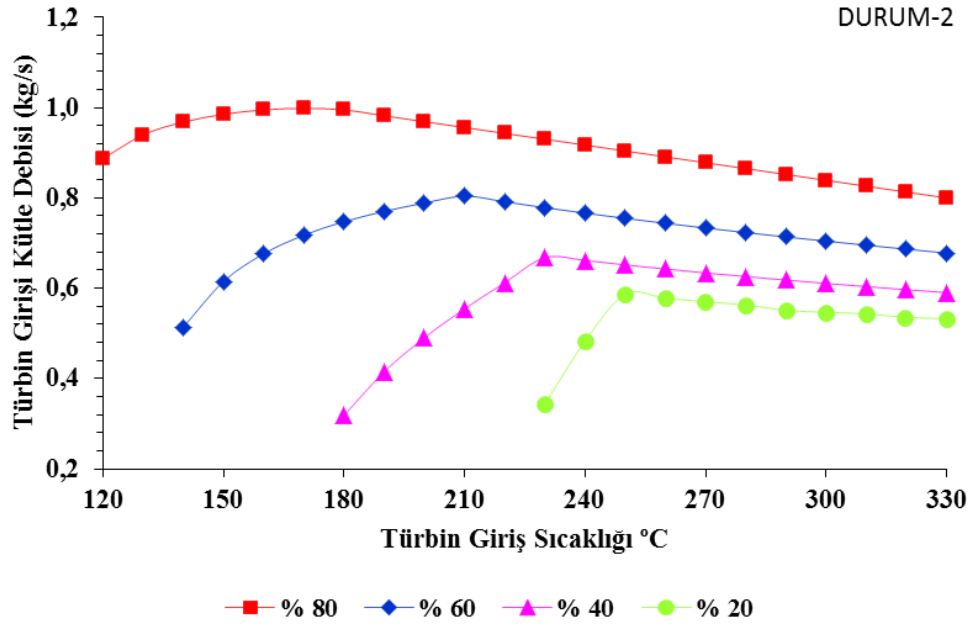
akışkan separatörde ayrıştırılır. Türbin giriş sıcaklığının artmasıyla ayrılan sıvı fazdaki akışkanın kütleli debisinin azaldığı gözlemlenmiştir. Şekil 5.1 ve Şekil 5.2’de sırasıyla Durum-1 ve Durum-2 için seperatörde ayrılan sıvı fazdaki bu akışkanın kütleli debisindeki değişim türbin giriş sıcaklığına göre verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi her farklı amonyak-su karışım oranı (X) için ayrılan sıvı fazdaki akışkanın sıfır olduğu bir değer vardır. Bu değer hem Durum-1 hem de Durum-2 için X=%80 için T=180 °C, X=%60 için T=210 °C, X=%40 için T=230 °C, X=%20 için ise T=250 °C’dir. Bu durum, Şekil 3.4’ te verilen amonyak-su karışımın faz diyagramı ile ilgilidir. Ayrılan sıvı fazındaki akışkan Durum-1’de X=%40, T=180 °C olduğu noktada $\dot{m}=2,16$ kg/s ile maksimum değere sahiptir. Durum-2’de ise X=%60, T=140 °C olduğu noktada $\dot{m}= 1,78$ kg/s değeri ile maksimumdur.



Şekil 5.3. Türbin girişi kütle debisinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-1)

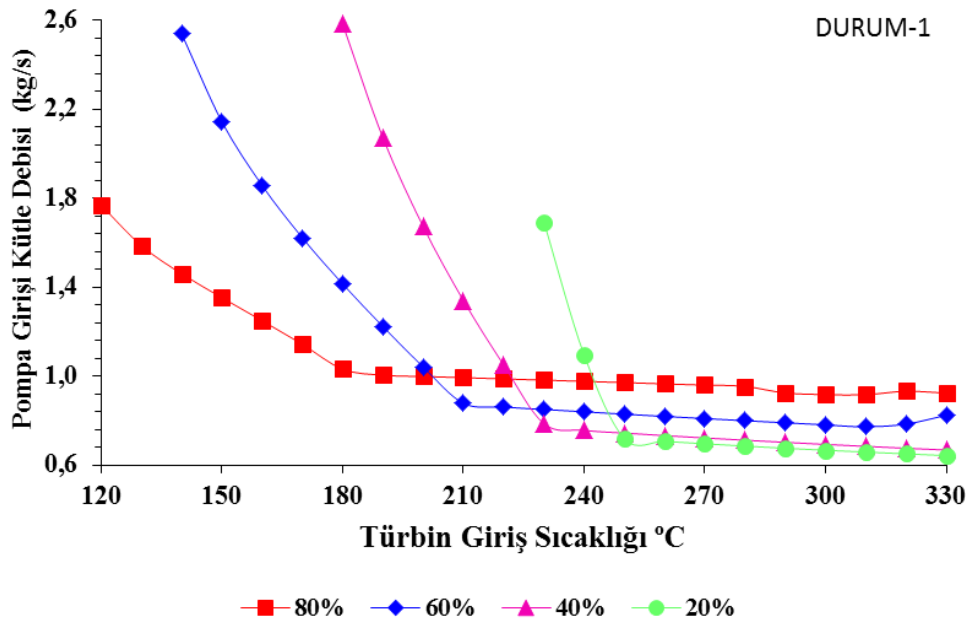
Türbin girişi kütle debisi Şekil 5.3 ve Şekil 5.4’te görüldüğü gibi amonyak-su çözeltisindeki amonyak miktarı arttıkça türbin giriş kütle debisi artmaktadır. Aksine amonyak-su çözeltisindeki su miktarı artarken türbin giriş kütle debisi azalmaktadır. Bunun nedeni, suyun yüksek buharlaşma entalpisi nedeniyle çözeltideki artan su oranı ile sabit ısı girişinde toplam çözelti kütle akış hızının azalmasıdır. Türbin girişi kütle debisi KC’de kullanılan türbinin performans değerlendirmesinde önemli bir rol oynar. Türbin girişi kütle debisi, sıvı fazda ayrılan akışkanın sıfır olduğu sıcaklık noktasına kadar hızlı bir artış gösterirken, bu sıcaklık noktasından sonra azalış eğilimine girer. Türbin girişi

kütle debisinin her bir konsantrasyon için maksimum değerleri Durum-1 için, X=%80 T=170 °C noktasında $\dot{m}=1,01$ kg/s; X=%60 T=210 °C noktasında $\dot{m}=0,87$ kg/s; X=%40 T=230 °C noktasında $\dot{m}=0,76$ kg/s; X=%20 T=250 °C noktasında $\dot{m}=0,72$ kg/s'dir. Durum-2 için maksimum değerler, X=%80 T=170 °C noktasında $\dot{m}=0,99$ kg/s; X=%60 T=210 °C noktasında $\dot{m}=0,80$ kg/s; X=%40 T=230 °C noktasında $\dot{m}=0,66$ kg/s; X=%20 T=250 °C noktasında $\dot{m}=0,58$ kg/s'dir.



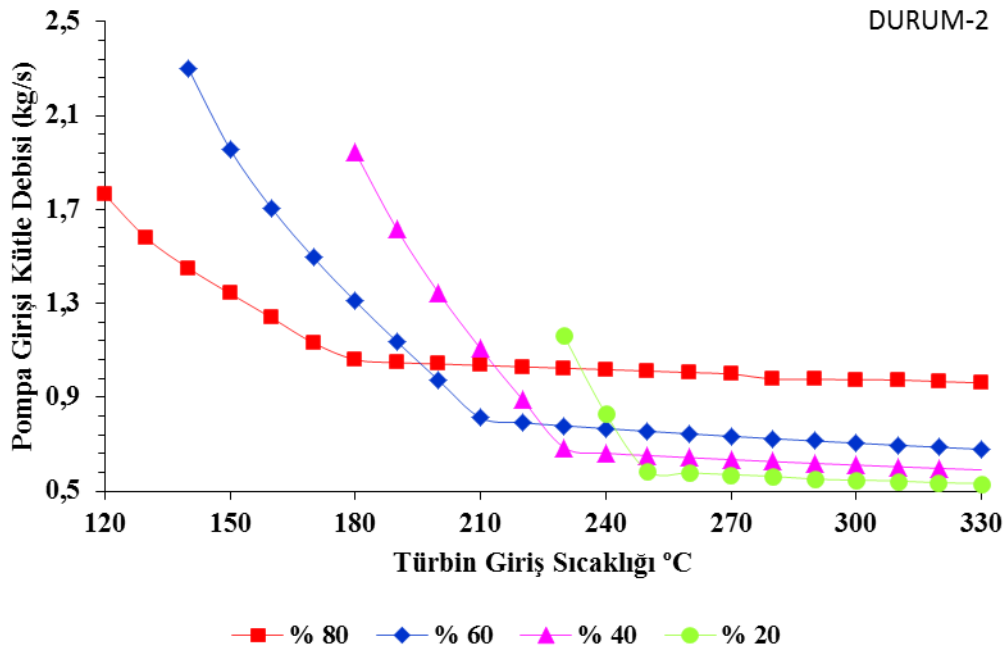
Şekil 5.4. Türbin girişi kütle debisinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-2)

Türbin girişi kütle debisinin her bir konsantrasyon için minimum değerleri Durum-1 için, X=%80 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,86$ kg/s; X=%60 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,75$ kg/s; X=%40 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,66$ kg/s; X=%20 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,64$ kg/s'dir. Durum-2 için minimum değerler, X=%80 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,80$ kg/s; X=%60 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,67$ kg/s; X=%40 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,59$ kg/s; X=%20 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,53$ kg/s'dir.



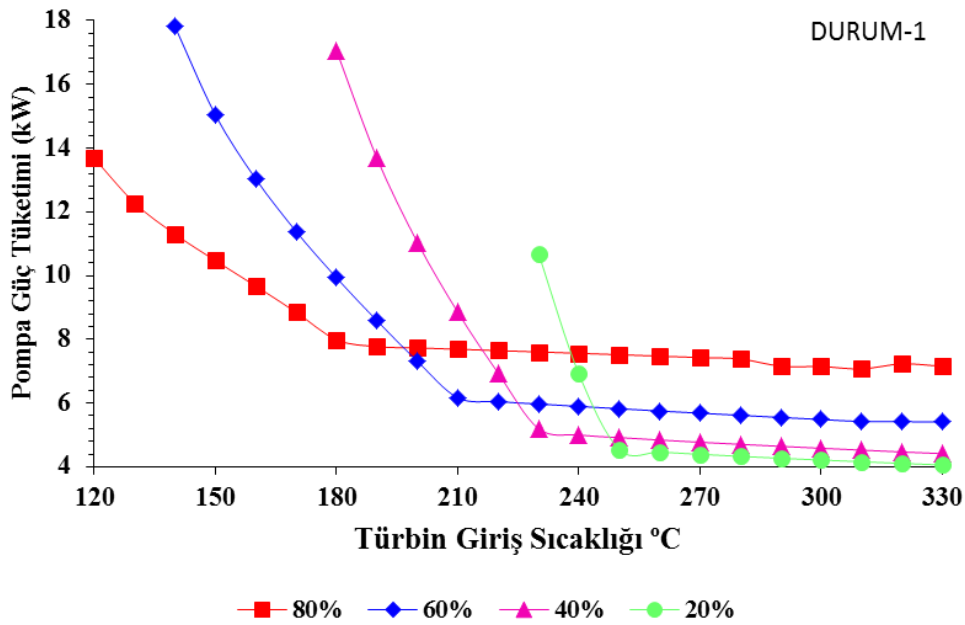
Şekil 5.5. Pompa girişi kütle debisinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-1)

Pompa girişi kütle debisindeki değişim Durum-1 ve Durum-2 için türbin giriş sıcaklığına göre Şekil 5.5 ve Şekil 5.6’te gösterilmiştir. Toplam kütle debisi, pompa güç tüketim değerini etkileyen en önemli parametredir. Pompa girişi kütle debisinin her bir konsantrasyon için maksimum değerleri Durum-1 için, X=%80 T=120 °C noktasında $\dot{m}=1,76$ kg/s; X=%60 T=140°C noktasında $\dot{m}=2,53$ kg/s; X=%40 T=180 °C noktasında $\dot{m}=2,58$ kg/s; X=%20 T=230 °C noktasında $\dot{m}=1,69$ kg/s’dir. Durum-2 için maksimum değerler; X=%80 T=120 °C noktasında $\dot{m}=1,76$ kg/s; X=%60 T=140 °C noktasında $\dot{m}=2,29$ kg/s; X=%40 T=180 °C noktasında $\dot{m}=1,94$ kg/s; X=%20 T=230 °C noktasında $\dot{m}=1,26$ kg/s’dir. Pompa girişi kütle debisindeki azalma her farklı konsantrasyon için belirli bir sıcaklık değerine kadar hızlı iken, o sıcaklık değerinden sonra daha yavaştır.



Şekil 5.6. Pompa girişi kütle debisinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-2)

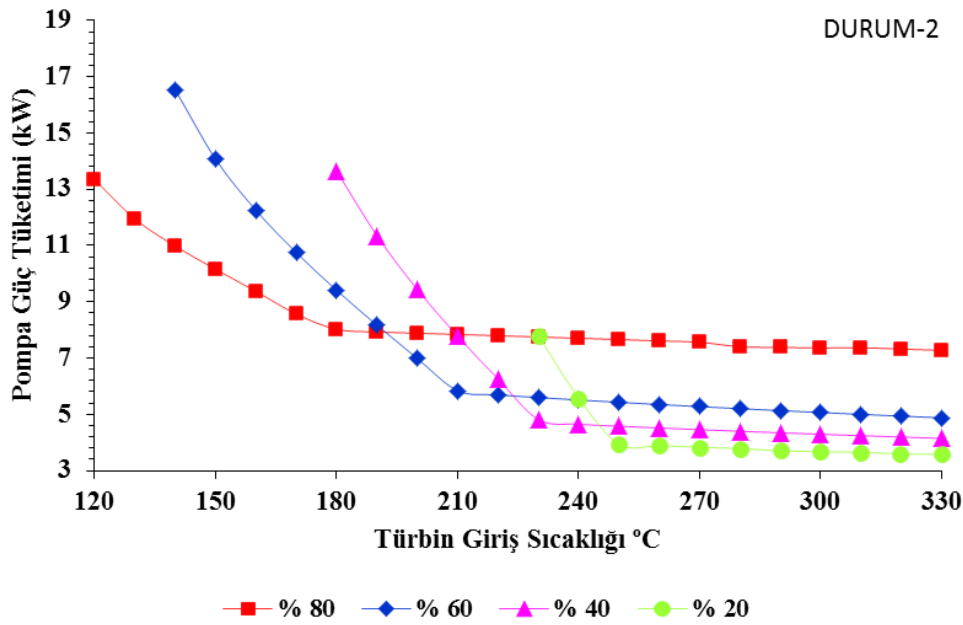
Pompa girişi kütle debisinin her bir konsantrasyon için minimum değerleri Durum-1 için, X=%80 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,92$ kg/s; X=%60 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,78$ kg/s; X=%40 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,66$ kg/s; X=%20 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,64$ kg/s'dir. Durum-2 için minimum değerler; X=%80 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,96$ kg/s; X=%60 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,67$ kg/s; X=%40 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,59$ kg/s; X=%20 T=330 °C noktasında $\dot{m}=0,53$ kg/s'dir. Grafiklerden görüldüğü gibi, amonyak-su karışımının doymuş buhar fazına geçtiği sıcaklıktan sonra, sabit türbin giriş sıcaklığında amonyak-su konsantrasyonu arttıkça pompa girişi kütle debisi artar. Ancak, karışımın doymuş buhar fazına geçme sıcaklığına kadar, böyle doğru bir orantıdan söz edilemez. Nitekim pompa kütle debisi hem Durum-1 hem de Durum-2 için, T=140 °C'de %60 konsantrasyonda,%80 konsantrasyona göre daha yüksektir. Aslında bunun nedeni; sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak kabarcık ve çığ noktalarının değişimini anlatan Şekil 3.4'te görülmektedir.



Şekil 5.7. Pompa güç tüketiminin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-1)

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 eşiğini geçtikten sonra sabit devam eder.

Şekil 5.7’de görüldüğü gibi Durum-1 için maksimum pompa güç tüketimi sırasıyla, X=%80 T=120 °C noktasında $W_p=13,67$ kW; X=%60 T=140 °C noktasında $W_p=17,80$ kW; X=%40 T=180 °C noktasında $W_p=17,04$ kW; X=%20 T=230 °C noktasında $W_p =10,68$ kW’dir. Durum-1 için minimum pompa güç tüketimi sırasıyla, X=%80 T=330 °C noktasında $W_p=7,15$ kW; X=%60 T=330 °C noktasında $W_p=5,4$ kW; X=%40 T=330 °C noktasında $W_p=4,45$ kW; X=%20 T=330 °C noktasında $W_p =4,06$ kW’dir.



Şekil 5.8. Pompa güç tüketiminin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-2)

Şekil 5.8’de görüldüğü gibi, Durum-2 için maksimum pompa güç tüketimi sırasıyla, X=%80 T=120 °C noktasında $W_p=13,34$ kW; X=%60 T=140 °C noktasında $W_p=16,53$ kW; X=%40 T=180 °C noktasında $W_p=13,64$ kW; X=%20 T=230 °C noktasında $W_p=7,8$ kW’dir. Durum-2 için minimum pompa güç tüketimi sırasıyla, X=%80 T=330 °C noktasında $W_p=7,27$ kW; X=%60 T=330 °C noktasında $W_p=4,87$ kW; X=%40 T=330 °C noktasında $W_p=4,14$ kW; X=%20 T=330 °C noktasında $W_p=3,57$ kW’dir.

Bu çalışmada, Kalina çevrimi performansı üzerinde amonyak-su konsantrasyonun ve türbin giriş sıcaklığının etkisi tüm parametreler üzerinde incelenmiştir. Oluşturulan grafikler doğrultusunda elde edilen sonuçlar neticesinde aşağıdaki çıkarımlar yapılabilir;

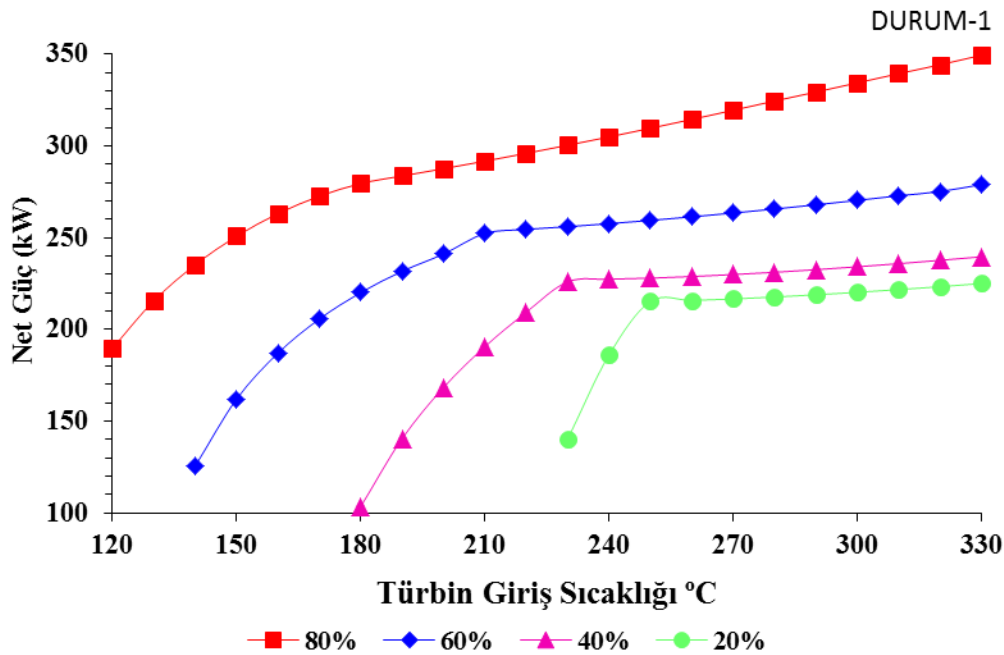
- ❖ Amonyak-su konsantrasyonu arttıkça, artan türbin giriş sıcaklığıyla beraber, türbin girişi kütle debisi artar, dolayısıyla türbinden üretilen güç artmış olur.
- ❖ Sabit amonyak-su konsantrasyonunda, artan türbin giriş sıcaklığıyla beraber pompa girişi kütle debisi azalır, dolayısıyla pompanın tükettiği güç azalmış olur.

Net güç, termal verim ve ekserji verimi değerleri, tasarlanan sistemin yorumlanması ve değerlendirilmesi için en önemli parametrelerdir. Bu parametrelerin değişimi türbin giriş sıcaklığına ve amonyak konsantrasyonuna göre incelenmiştir. Türbin çıkışındaki buhar

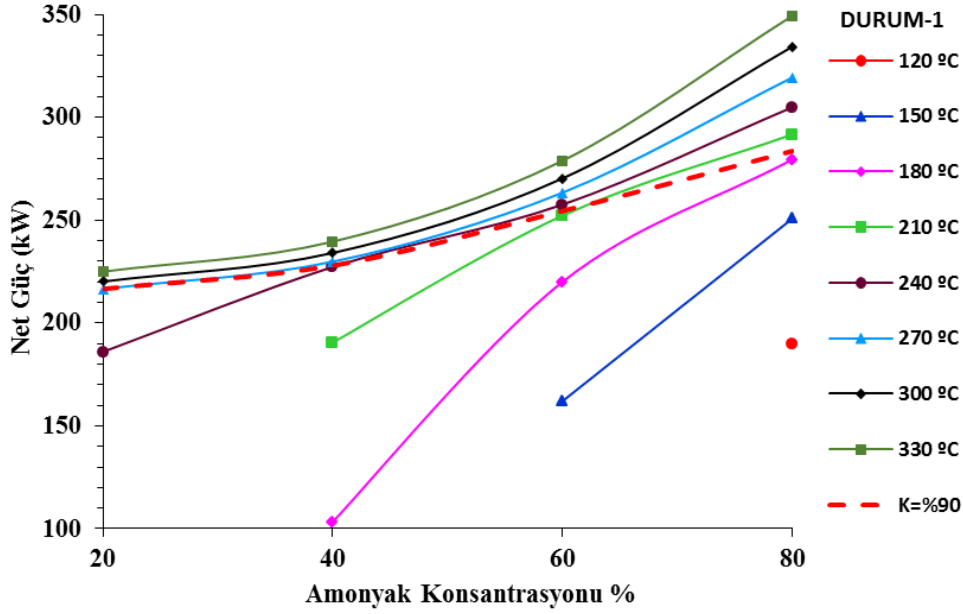
içeriği değerinin (K) en az 0,9 olması türbinde meydana gelebilecek korozyonun önlenmesi açısından önemlidir. Bu nedenle konsantrasyon değişimine bağlı olarak çizilen grafiklere buhar içeriği değeri çizgisi de eklenmiştir. Ayrıca türbin çıkış buhar içeriğinin %90'ın üzerinde olduğu çalışma koşulları da güvenli çalışma koşulu bölgesi olarak tanımlanmıştır.

Kalina çevrimlerinde kullanılan türbini korozyondan korumak, tasarlan sistemin pratikte daha uzun süre kullanılabilmesi ve bakım/tamir gibi maliyetlerin aza indirilmesi için gereklidir. Tasarladığı Kalina çevriminde türbin korozyonu sorununu yaşayan Whittaker bu konuda detaylı bir çalışma yapmıştır [90]. Türbin çıkışındaki kuruluk derecesinin (K) %90'nın üzerinde olması gerekmektedir. Fu ve arkadaşları [89] amonyak-su konsantrasyonu ve basınç değişkinlerine bağlı olarak yürüttükleri bir çalışmada ise güvenli bölge alanını basınç ve amonyak-su konsantrasyonu değişkenlere bağlı olarak göstermişlerdir.

Durum-1 için net güç değişimi Şekil 5.9'da gösterilmektedir. Türbin giriş sıcaklığına ve amonyak konsantrasyonuna göre gösterilen net güç değişiminde; çalışma akışkanının amonyak oranı arttıkça elde edilen net güç değerinin arttığı görülmektedir. Tam tersi durumda çalışma akışkanının su oranı arttıkça elde edilen net güç değeri azalmaktadır.



(a)

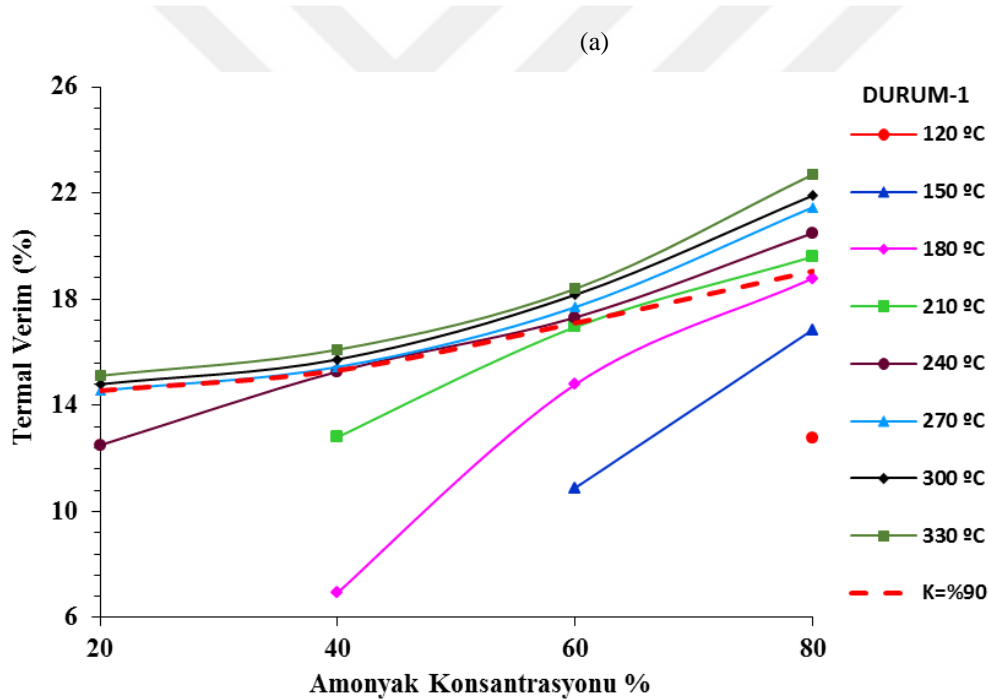
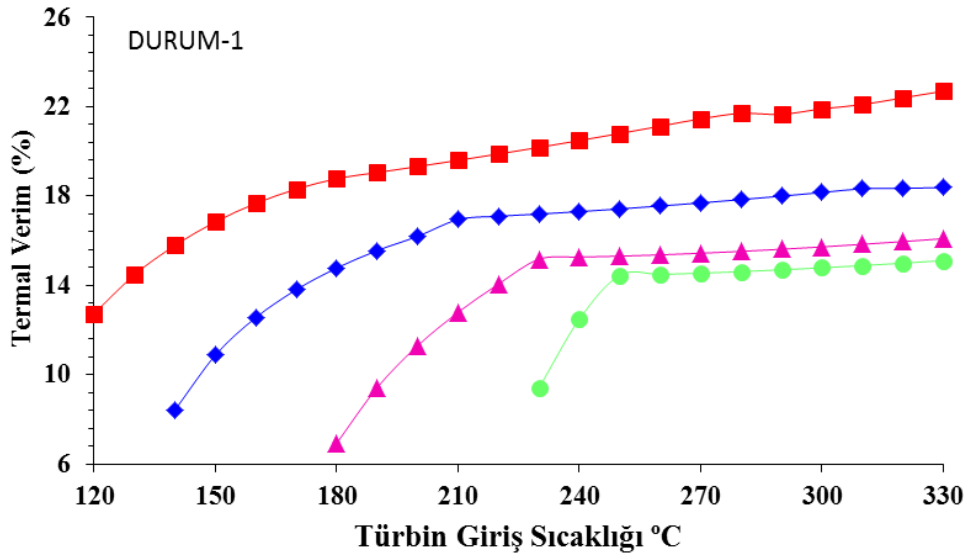


(b)

Şekil 5.9. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre net güç değişimi (Durum-1)

Durum-1'de, maksimum net güç üretimi; $X=80\%$, $T=330\text{ °C}$ 'de hesaplanmıştır. Tüm konsantrasyonlar için türbin giriş sıcaklığı arttıkça net güç üretimi artmaktadır. Şekil 5.9'da görüldüğü gibi; Durum-1 için maksimum net güç değerleri tüm konsantrasyonlarda $T=330\text{ °C}$ sıcaklıkta hesaplanmaktadır ve $X=80\%$, $X=60\%$, $X=40\%$, $X=20\%$ konsantrasyonlarda maksimum net güç üretimi sırasıyla; 349,39 kW, 278,93 kW, 239,57 kW, 224,98 kW'tır. Durum-1 için minimum net güç değerleri; $X=80\%$, $T=120\text{ °C}$ 'de $W_{net}=189,73\text{ kW}$; $X=60\%$, $T=140\text{ °C}$ 'de $W_{net}=125,51\text{ kW}$; $X=40\%$, $T=180\text{ °C}$ 'de $W_{net}=103,40\text{ kW}$; $X=20\%$, $T=230\text{ °C}$ 'de $W_{net}=140,13\text{ kW}$ 'tır.

Şekil 5.9b'de net güç değeri değişimi amonyak konsantrasyonuna göre gösterilmektedir. Bu grafikte türbin çıkışı kuruluk derecesi (K) de ayrı bir çizgi olarak gösterilmiştir. Her bir konsantrasyon için bu çizginin üzerinde kalan sıcaklıklarda türbinin güvenli bir şekilde çalıştığı sonucu çıkarabilmektedir. Örneğin 180 °C ve daha altındaki sıcaklıklarda, 20% ve 80% konsantrasyonları arasında güvenli çalışabilecek bir sıcaklık bulunmamaktadır. Aynı zamanda, en yüksek verimin elde edildiği 80% konsantrasyonda 190 °C ve üzerindeki sıcaklıklarda çalışmak türbin çıkışındaki kuruluk derecesi göz önünde bulundurulduğunda güvenlidir.

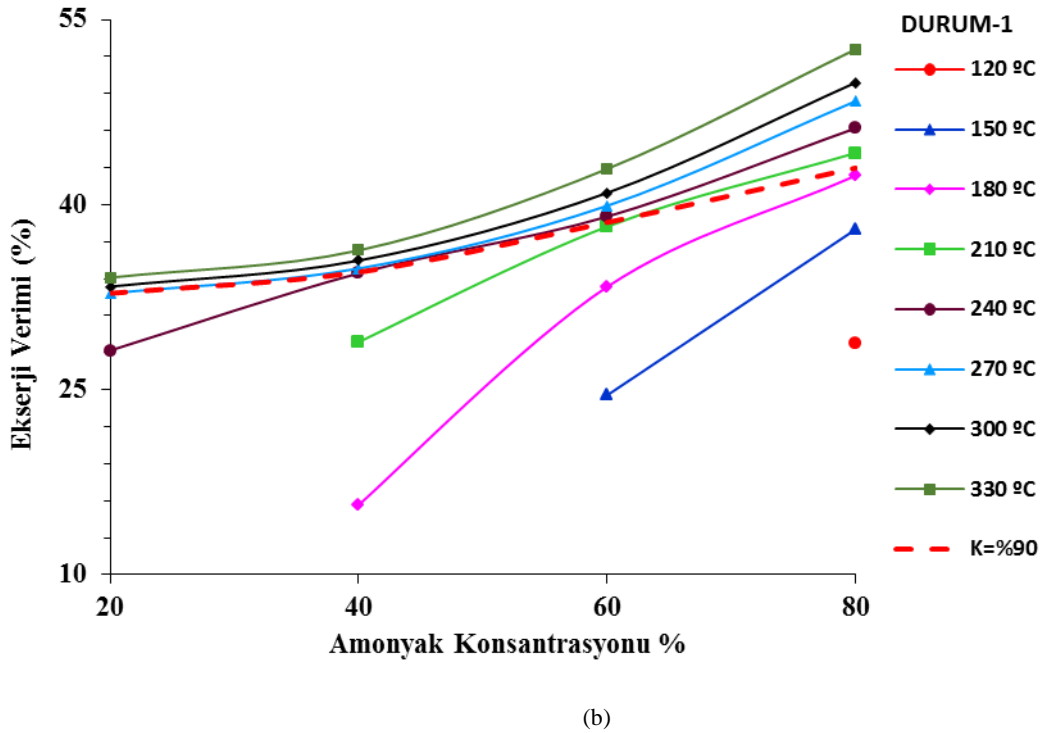
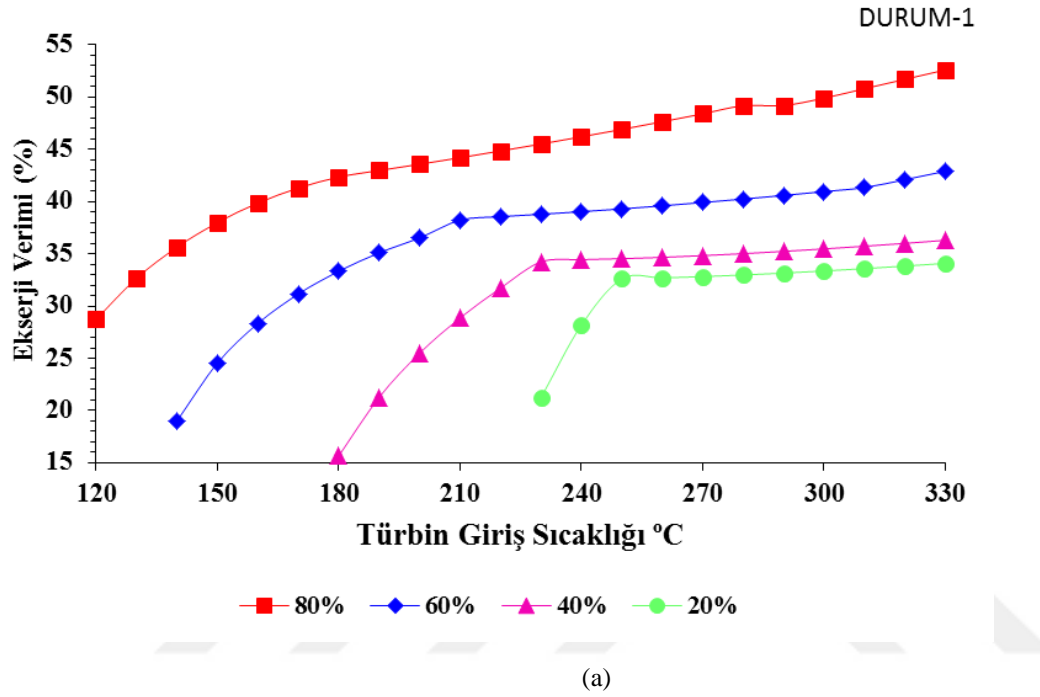


(b)

Şekil 5.10. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna göre (b) termal verim değişimi (Durum-1)

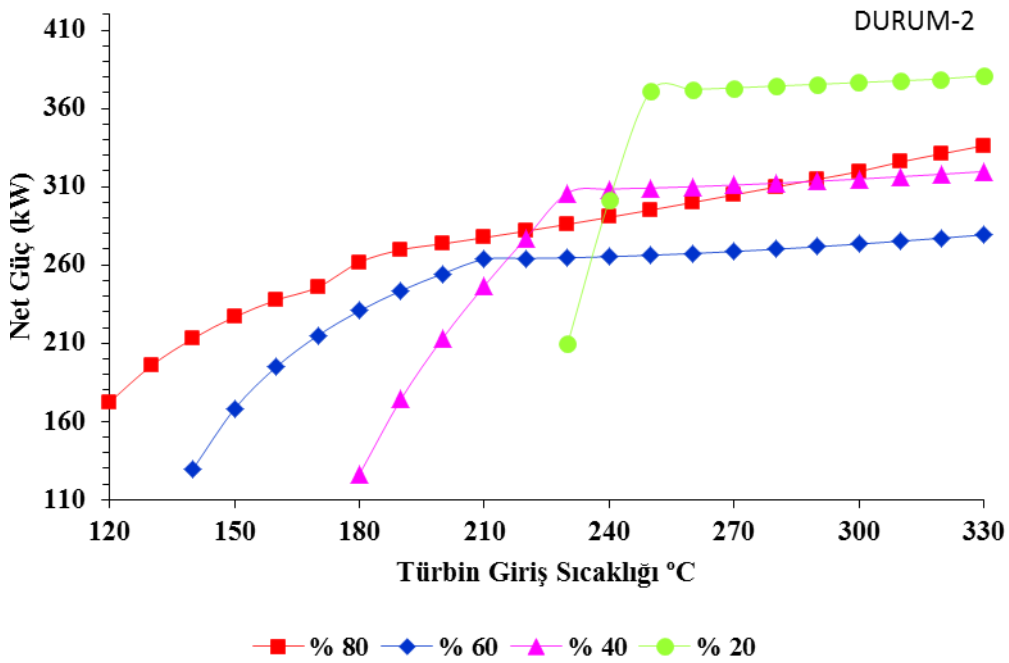
Durum-1 için termal verim değişimi de hem türbin giriş sıcaklığına hemen de değişen amonyak konsantrasyonuna göre Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Durum-1'de maksimum termal verim $T=330\text{ °C}$ 'de ve % 80 konsantrasyonda görülmektedir ve $X=\%80$, $X=\%60$, $X=\%40$, $X=\%20$ konsantrasyonları için bu değer sırasıyla, %22,70; %18,39; %16,09; %15,12'dir. Durum-1 için minimum termal verim değerleri; $X=\%80$, $T=120\text{ °C}$ 'de $\eta=\%$

12,75; X=%60, T=140 °C'de η =%8,43; X=%40, T=180 °C'de η =%6,94; X=%20, T=230 °C'de η =%9,41'dir. En iyi verim %80 konsantrasyonda görülürken, en düşük verim ise %20 konsantrasyonda görülür. Aynı zamanda %60 ve %80 konsantrasyonları arasında türbin çıkışı kuruluk derecesi dikkate alındığında, sistem 210 °C ve üzerindeki sıcaklıklarda güvenli olarak çalışır.

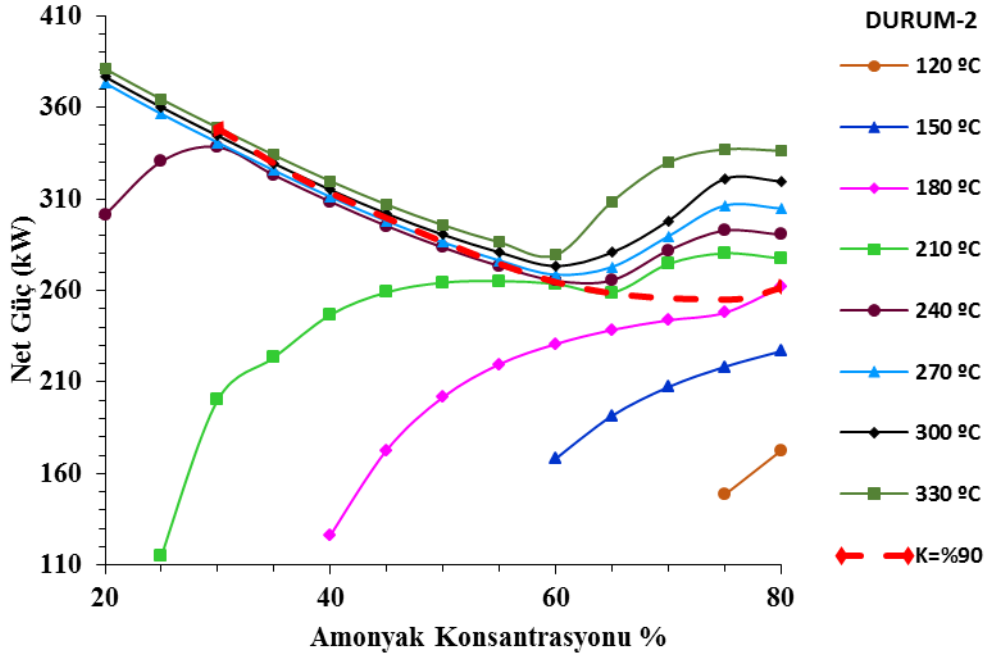


Şekil 5.11. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre ekserji verimi değişimi (Durum-1)

Şekil 5.11’de ekserji verimi değişimi türbin giriş sıcaklığına ve amonyak konsantrasyonuna göre gösterilmiştir. Durum-1’de maksimum ekserji verimi tüm konsantrasyonlar için $T=330$ °C’de görülmektedir ve $X=\%80$, $X=\%60$, $X=\%40$, $X=\%20$ konsantrasyonları için bu değer sırasıyla, %52,60; %42,90; %36,30; %34,09’dur. En iyi ekserji verimi %80 konsantrasyonda görülürken; bu konsantrasyonda 180 °C ve altındaki sıcaklıklarda çalışılması halinde, türbin çıkışındaki kuruluk derecesinin %90’nın altında olduğu görülmektedir. Bu nedenle daha yüksek sıcaklıklarda çalışmak daha güvenlidir. Durum-1 için minimum ekserji verimi değerleri; $X=\%80$, $T=120$ °C’de $\varepsilon=\%28,74$; $X=\%60$, $T=140$ °C’de $\varepsilon=\%19,01$; $X=\%40$, $T=180$ °C’de $\varepsilon=\%15,66$; $X=\%20$, $T=230$ °C’de $\varepsilon=\%21,23$ ’tür.



(a)



(b)

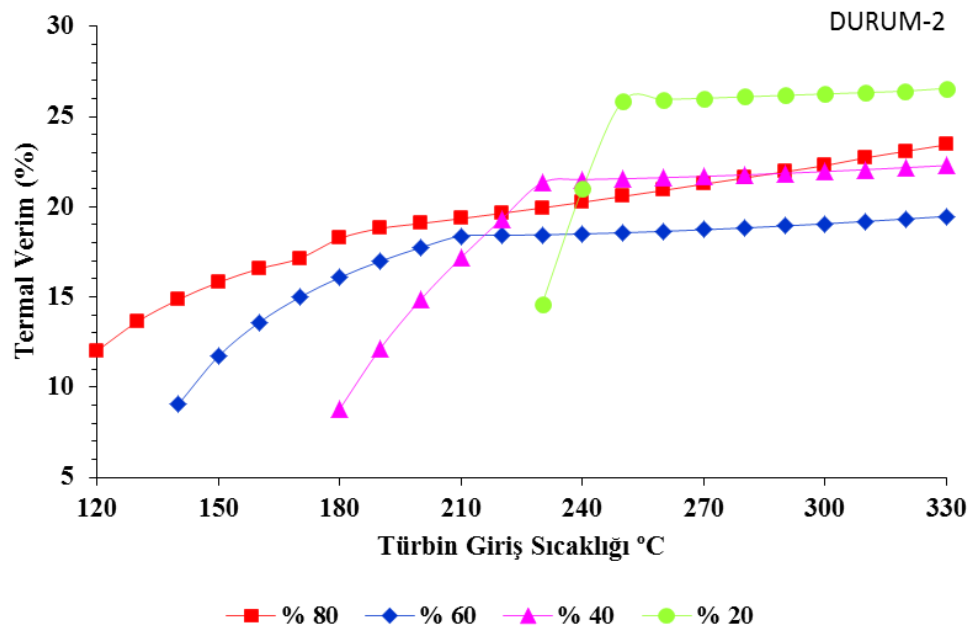
Şekil 5.12. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre net güç değişimi (Durum-2)

Türbin giriş basıncının sabit tutulduğu ancak türbin çıkış basıncının kondanser çıkış sıcaklığının 25 °C’de sabit tutulmasını sağlamak amacıyla değişken tutulduğu Durum-2 koşulu için net güç değişim grafiği Şekil 5.12’de türbin giriş sıcaklığına ve amonyak konsantrasyonuna bağlı olarak gösterilmiştir. Şekil 5.12a’da görüldüğü gibi, net güç miktarı düşük türbin giriş sıcaklıklarında, yüksek konsantrasyonlarda daha yüksek iken, yüksek türbin giriş sıcaklıklarında düşük konsantrasyonlarda daha yüksektir. Türbin giriş sıcaklığı 180 °C’ye kadar, en yüksek net gücün %80 konsantrasyonda olduğu görülmektedir. 180 °C ve 210 °C türbin giriş sıcaklığı değerleri arasında en yüksek net güç % 75 konsantrasyonda okunur. Türbin giriş sıcaklığının 240 °C ve 330 °C arasında olduğu bir değerde ise en yüksek net güç %20 konsantrasyonda görülmektedir.

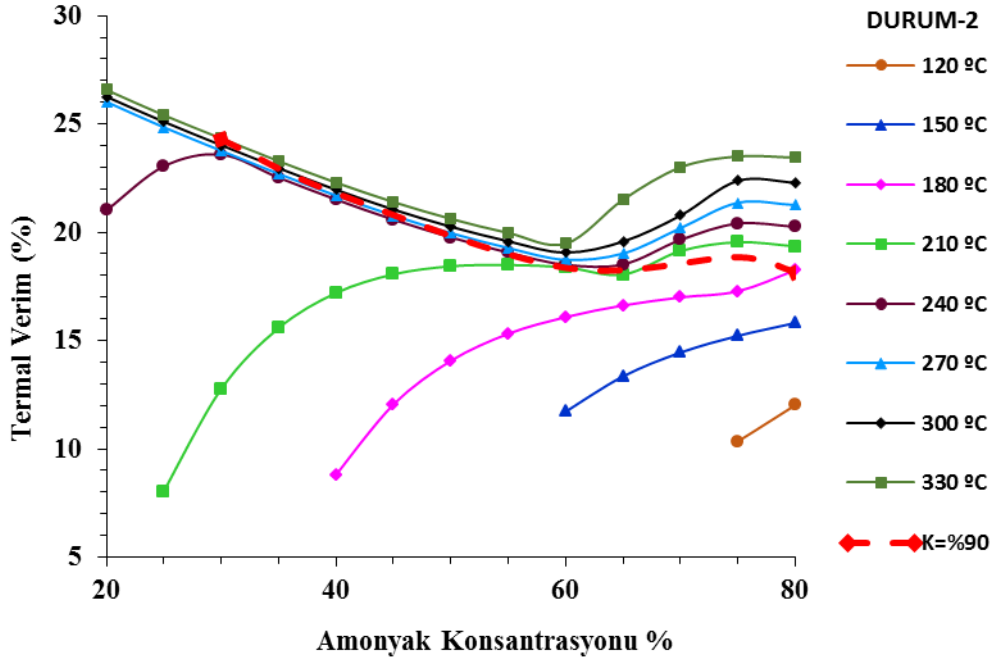
Şekil 5.12b’de görüldüğü gibi; Durum-2’de, maksimum net güç üretimi; $X=20\%$, $T=330\text{ °C}$ ’de 380,97 kW olarak hesaplanmıştır. Amonyak konsantrasyonuna bağlı olarak gösterilen Şekil 5.13b’de, türbin çıkışı kuruluk derecesinin %90 olduğu noktalar (K) bir kesikli çizgi ile gösterilmiştir. K’nın üzerinde olan bölgede türbin çıkışı kuruluk derecesi %90’nın üzerindedir ve türbin korozyona uğramadan çalışır, bu nedenle bu bölge güvenli bölge olarak adlandırılır. Maksimum net güç üretiminin elde edildiği $X=20\%$, $T=330\text{ °C}$ noktasında türbin çıkışı buhar içeriği değeri %90’nın altındadır. Bu nedenle %20

konsantrasyonda türbin çıkışında %90'dan daha düşük buhar içeriği nedeniyle sistem gerçek bir çalışma durumu için geçerli bir koşula sahip değildir. K'nın % 90 olduğu ve net gücün maksimum olduğu ilk nokta $X=30$ $T=330$ °C'dir ve bu noktada net güç değeri 348,92 kW'tır. 330 °C altındaki bir sıcaklıkta %30 konsantrasyonda türbin çıkışı buhar içeriği % 90'ın altındadır. 210 °C sıcaklık ile 300 °C sıcaklık arasındaki türbin giriş sıcaklığında güvenli bölgenin içerisinde maksimum net güç %75 konsantrasyonda görülmektedir. $T=180$ °C sıcaklık ve üzerinde %80 konsantrasyon güvenli iken, %75 konsantrasyon $T=180$ °C'de güvenli, bölgede değildir.

Durum-2'de tüm konsantrasyonlar için güvenli bölgedeki maksimum net güç değerleri $T=330$ °C'de hesaplanmıştır. $X=30$ $X=40$, $X=60$, $X=75$ $X=80$ konsantrasyonlarda maksimum net güç üretimi sırasıyla; 380,97 kW, 348,92 319,68 kW, 279,23 kW, 337,02 336,18 kW'tır. Ancak %20 konsantrasyon tüm sıcaklıklar için güvenli bölge dışındadır. Görüldüğü gibi sabit türbin giriş sıcaklığında ve güvenli bölge içinde maksimum net güç değeri %75 konsantrasyonda %80 konsantrasyona göre daha yüksektir. Durum-2 için minimum net güç değerleri; $X=20$, $T=230$ °C'de $W_{net}=209,64$; $X=40$, $T=180$ °C'de $W_{net}=126,32$; $X=60$, $T=140$ °C'de $W_{net}=129,60$; $X=80$, $T=120$ °C'de $W_{net}=172,43$ 'tür.



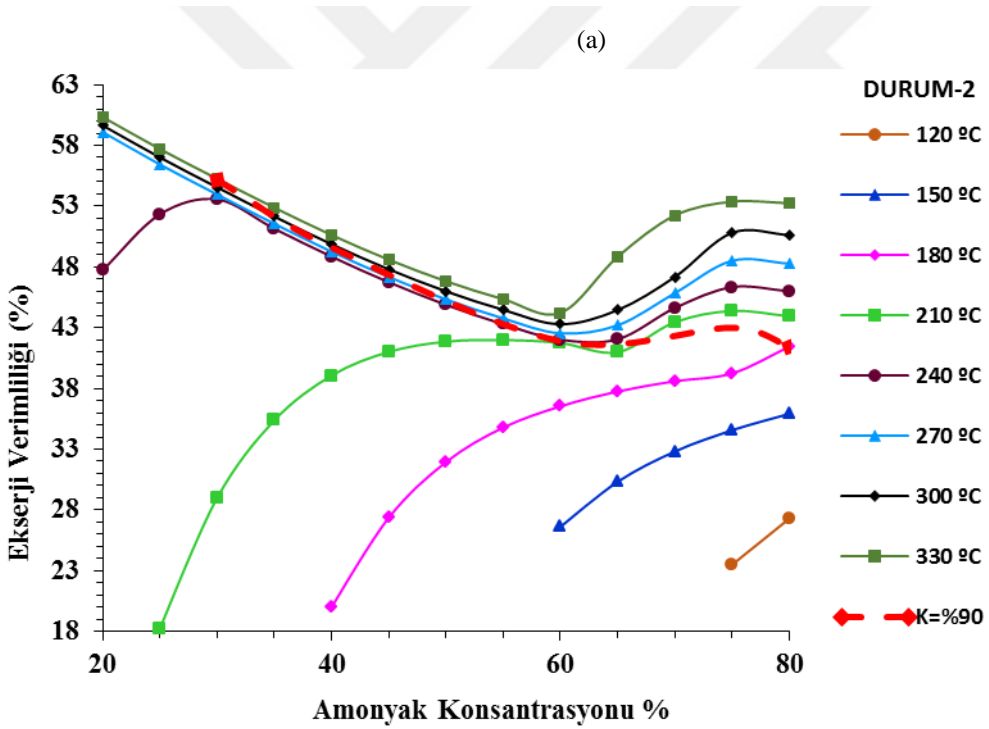
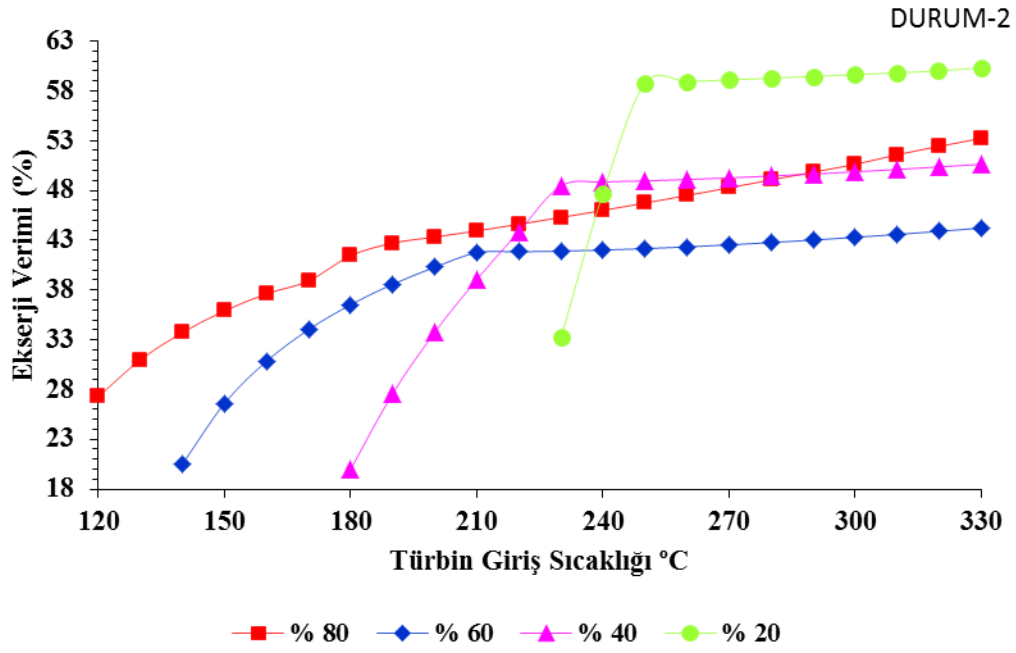
(a)



(b)

Şekil 5.13. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre termal verim değişimi (Durum-2)

Durum-2 için termal verim değişimi a türbin giriş sıcaklığına ve amonyak konsantrasyonuna göre Şekil 5.13'te gösterilmektedir. Tıpkı net güç değişiminde yapıldığı gibi termal verim değişimi türbin sıcaklığındaki buhar içeriğine (K) göre de değerlendirilmiştir. Durum-2'de maksimum termal verim $T=330\text{ °C}$ 'de görülmektedir ve $X=\%80$, $X=\%75$, $X=\%60$, $X=\%40$, $X=\%30$, $X=\%20$ konsantrasyonları için bu değer sırasıyla, 23,45; 23,50; 19,47; 22,29; 22,33; 26,58'dir. Görüldüğü gibi en yüksek termal verim %20 konsantrasyondadır. Ancak; Şekil 5.13b'de görüldüğü gibi $X=\%20$ $T=330\text{ °C}$ güvenli bölgede değildir. Güvenli bölge içinde en yüksek termal verim %30 konsantrasyonda görülmektedir. 330 °C 'nin altında ve güvenli bölge içinde ise en yüksek termal verim %75 konsantrasyonda okunur. Durum-2 için minimum termal verim değerleri; $X=\%80$, $T=120\text{ °C}$ 'de $\eta=\%12,03$; $X=\%60$, $T=140\text{ °C}$ 'de $\eta=\%9,04$; $X=\%40$, $T=180\text{ °C}$ 'de $\eta=\%8,81$; $X=\%20$, $T=230\text{ °C}$ 'de $\eta=\%14,62$ 'dir. Victor ve arkadaşları [67] tasarladıkları Kalina çevriminin termal veriminin $T=150\text{ °C}$, $X=0,949$ ve 107,6 bar türbin giriş basıncında %18,14 olduğunu belirtmişlerdir.



(b)

Şekil 5.14. Türbin giriş sıcaklığına (a) ve amonyak konsantrasyonuna (b) göre ekserji verimi değişimi (Durum-2)

Durum-2 için, türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak ekserji verimi değişimi Şekil 5.14a'da, amonyak konsantrasyonuna bağlı olarak ekserji değişimi Şekil 5.14b'de sunulmaktadır. Tıpkı net güç değişimi ve termal verim değişiminde yapıldığı gibi ekserji verimi değişimi de türbin sıcaklığındaki buhar içeriğine (K) göre de değerlendirilmiştir. Durum-2'de

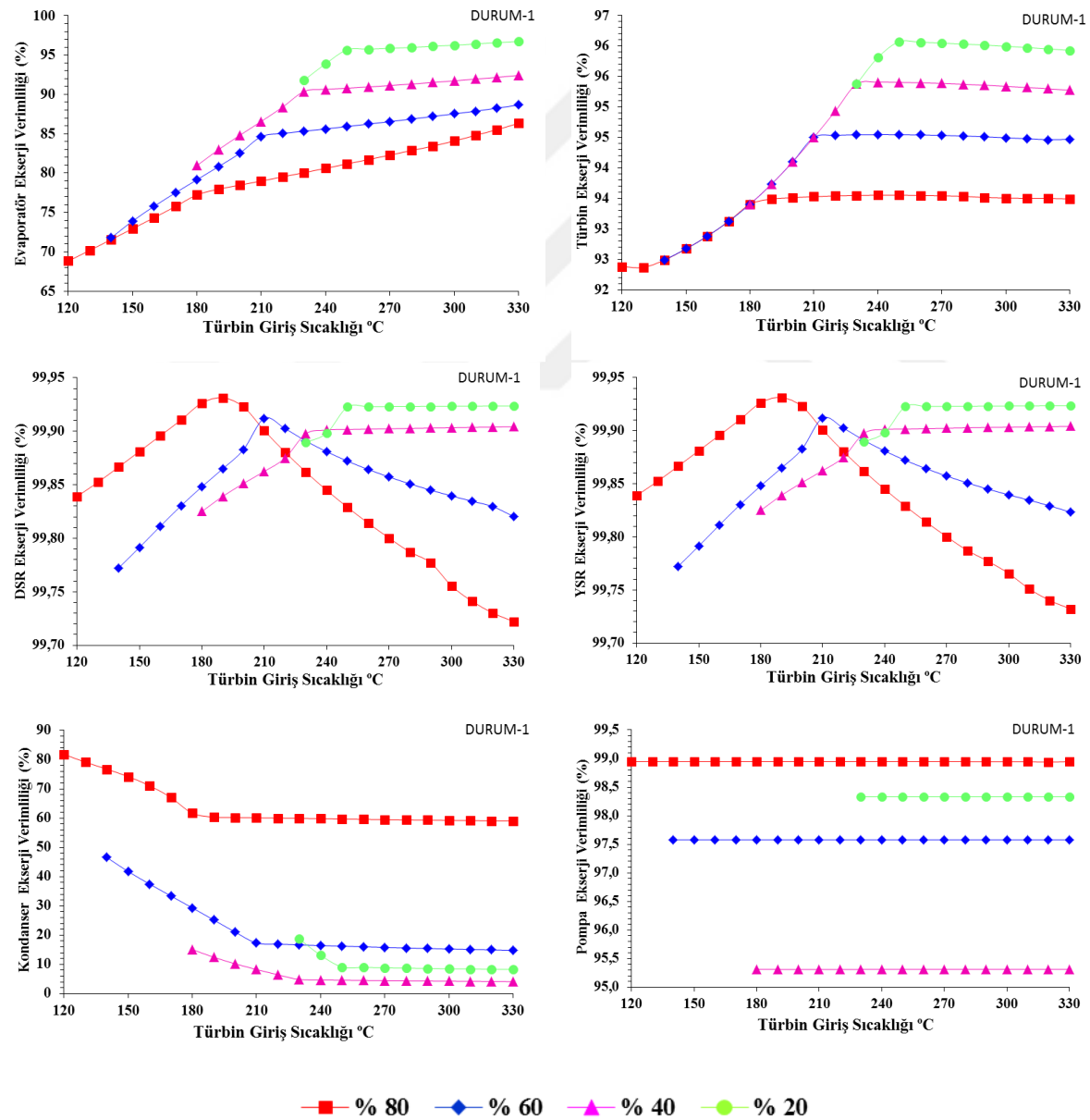
maksimum termal verim $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de görülmektedir ve $X=\%80$, $X=\%75$, $X=\%60$, $X=\%40$, $X=\%30$, $X=\%20$ konsantrasyonları için bu değer sırasıyla, 53,24; 53,37; 44,25; 50,63; 55,26; 60,33'tür. Görüldüğü gibi en yüksek ekserji verimi $\%20$ konsantrasyondadır. Ancak; Şekil 5.14b'de görüldüğü gibi $X=\%20$ $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ güvenli bölgede değildir. Güvenli bölge içinde en yüksek ekserji verimi $\%30$ konsantrasyonda görülmektedir. $330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altında ve güvenli bölge içinde ise en yüksek termal verim $\%75$ konsantrasyonda okunur. Durum-2 için minimum ekserji verimi değerleri; $X=\%80$, $T=120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de $\varepsilon=\%27,31$; $X=\%60$, $T=140\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de $\varepsilon=\%20,53$; $X=\%40$, $T=180\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de $\varepsilon=\%20,01$; $X=\%20$, $T=230\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de $\varepsilon=\%33,20$ 'dir. Coşkun ve arkadaşları [91] bir Kalina çevriminin termodinamik performansını analiz etmişlerdir. Yaptıkları analiz sonucunda Kalina çevriminin ekserji verimini $T=152\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve 122 bar türbin giriş basıncında $\%59,2$ olarak belirtmişlerdir.

Net güç, termal verim ve ekserji verimi grafiklerinin incelenmesiyle elde edilen sonuçlara bakıldığında, türbin giriş sıcaklığı arttıkça bu değerlerin de arttığı hem Durum-1 hem de Durum-2 için gözlenmiştir. Durum-1'de amonyak konsantrasyonundaki artış, net güç, termal ve ekserji verimi değerlerinde de artışa neden olurken, Durum-2'de en iyi sonuçlar en düşük konsantrasyonda elde edilmiştir.

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 değerlerinin arttığı belirtilmiştir [38]. Yapılan bu yüksek lisans tezinde Durum-1'de türbin çıkış basıncı sabit tutulmuş ve kondanser çıkış sıcaklığı bu basınca göre değiştirilmiştir. Bu çalışmanın Durum-1 değerlendirilmesinde, konsantrasyonun artmasıyla; net güç, termal ve ekserji verimi değerlerinin de arttığı görülmüştür. Durum-2 kondanser çıkış sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de sabit tutulmuş ve türbin çıkış basıncı bu değere göre her bir konsantrasyon için farklı tutulmuştur ve yapılan analizler sonucunda $\%20$ konsantrasyonun $\%80$ konsantrasyona göre çok daha iyi olduğu gözlenmiştir. Başka bir çalışmada, kömürle çalışan bir elektrik santralinde atölye atıklarından oluşan düşük atık ısının sisteme kazandırılması için Kalina çevrimi Khankari tarafından sisteme entegre edilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 442,4 K ve 20 bar olarak seçilmiştir. Çalışma, $\%40$ amonyak-su konsantrasyonuna sahip Kalina döngüsünün, $\%50$ amonyak-su konsantrasyonuna sahip Kalina döngüsünden daha iyi verimliliğe sahip olduğunu ortaya

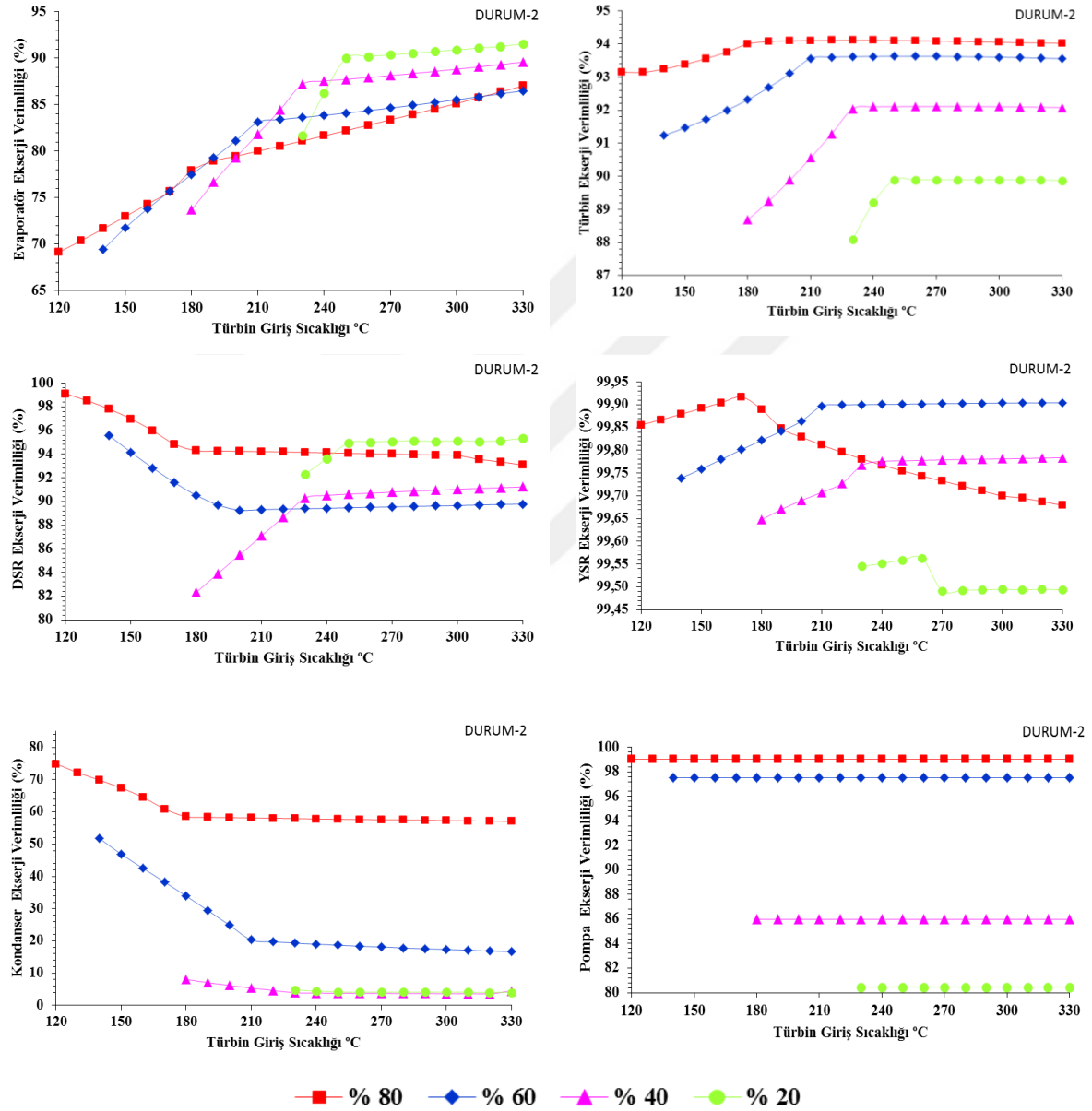
koymuştur[92]. Kalina çevrimi Durum-1 ve Durum-2 sonuçları literatürdeki sonuçlar ile karşılaştırılır ve yapılan çalışma sonuçlarının literatürle uyumlu olduğu görülmektedir.

Sistem performansının incelenmesi için sistemin bütün haliyle incelenmesinin yanı sıra sistem ekipmanlarının da incelenmesi önem taşımaktadır. Sistem ekipmanları üzerinde daha net bir kaniya varabilmek için, ekipmanların ekserji verimlerinin hesaplanması çok önemlidir. Bu nedenle, yüksek lisans tezi kapsamında Durum-1 ve Durum-2 simülasyonları için her bir ekipmanın ekserji verimleri de hesaplanmış ve değerlendirilmiştir. Ekserji verimlilikleri her farklı konsantrasyon için ($X=20\%$ 'den $X=80\%$ 'e) türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak incelenmiştir.



Şekil 5.15. Kalina çevrimi bileşenleri için hesaplanan ekserji verimi (Durum-1)

Seperatör ve karışım odası için, 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 verimlerinde neredeyse hiç değişiklik olmamaktadır. Bu nedenle ekserji verimi değerlendirmesinde bu ekipmanlara yer verilmemiştir.



Şekil 5.16. Kalina çevrimi bileşenleri için hesaplanan ekserji verimi (Durum-2)

İş üreten tüketen ekipmanlar ve enerji transferinin meydana geldiği ekipmanlar için ekserji verimi değerlendirilmesi büyük önem taşımaktadır. Bu ekipmanların ekserji verimi grafikleri Şekil 5.15 ve Şekil 5.16'da gösterilmiştir. Ekipmanların ekserji verimlerinin

maksimum ve minimum değerleri Çizelge 5.1’de verilmiştir. Bu değerlerin okunduğu konsantrasyon ve sıcaklık değerleri de bu çizelgede sunulmuştur.

Çizelge 5.1. KC ekipmanlarının maksimum ekserji verimi değerleri

Ekipman		Durum-1			Durum-2		
		Ekserji Verimi(%)	X(%)	T (°C)	Ekserji Verimi(%)	X(%)	T (°C)
Evaporatör	(Maks)	96,74	%20	330	91,56	%20	330
	(Min)	68,81	%80	120	69,15	%80	120
Türbin	(Maks)	95,92	%20	330	94,11	%80	220
	(Min)	92,36	%80	130	88,09	%20	230
DSR	(Maks)	99,93	%80	180	99,11	%80	120
	(Min)	99,72	%80	330	82,32	%40	180
YSR	(Maks)	99,93	%80	180	99,92	%80	170
	(Min)	99,73	%80	330	99,49	%20	330
Kondanser	(Maks)	81,77	%80	120	74,92	%80	120
	(Min)	4,15	%40	330	4,07	%20	330
Pompa	(Maks)	98,94	%80	120	99,03	%80	120
	(Min)	95,31	%40	330	80,45	%20	330

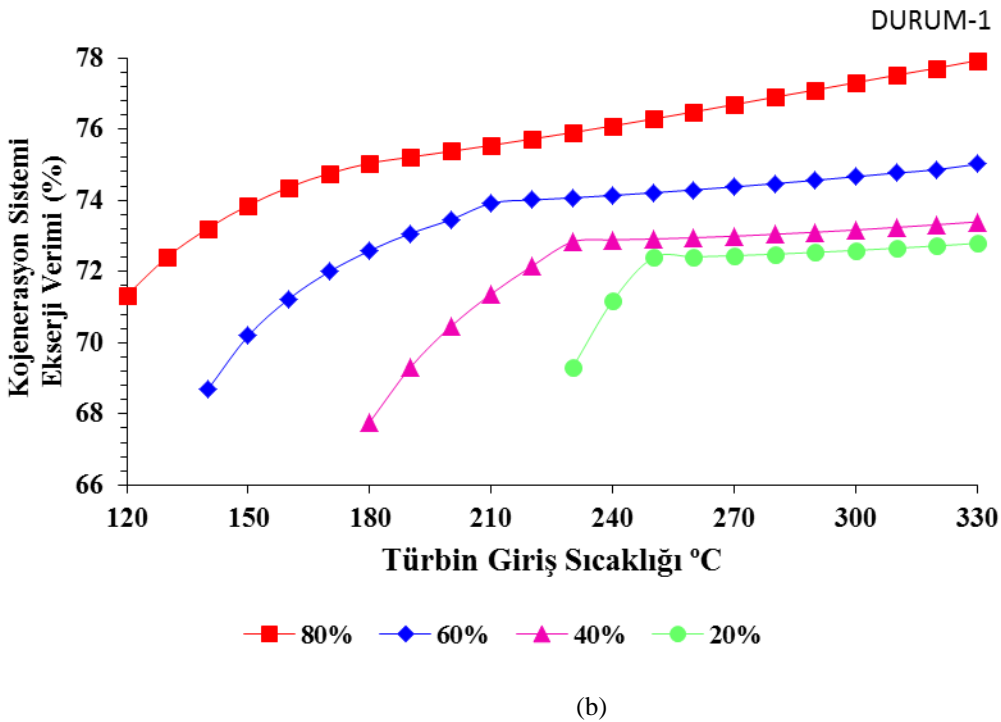
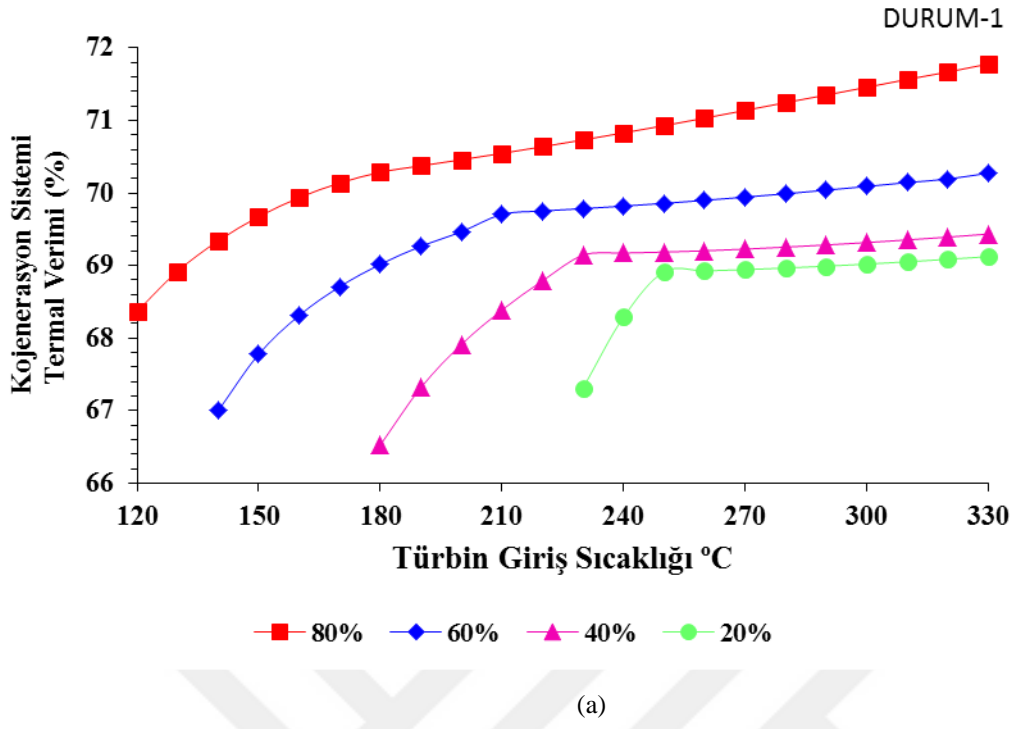
Ekserji verimi eğilimi her farklı bileşen için değişiklik göstermektedir. Durum-1’de evaporatör ve türbinin maksimum ekserji verimine ulaştığı konsantrasyon değeri %20 iken, diğer ekipmanlar için maksimum ekserji verimi %80 konsantrasyonda görülmektedir. Evaporatör ve türbin için maksimum ekserji değeri 330°C’de görülürken, DSR ve YSR için 180°C’de, kondanser ve pompa için ise 120°C’de görülmektedir. Durum-2’de evaporatörün maksimum ekserji verimi %20 konsantrasyonda görülürken, diğer ekipmanlar için maksimum ekserji verimi %80 konsantrasyonda görülmektedir. Durum-2’de; evaporatör, türbin ve YSR için maksimum ekserji veriminin görüldüğü sıcaklıklar sırasıyla; 330°C, 220°C, 180°C’dir, bu sıcaklık değeri; DSR, kondanser ve pompa için 120°C’dir.

Ayrıca Durum-1’de; evaporatör ve türbinde konsantrasyon değeri azaldıkça ekserji veriminde artış olduğu görülmektedir. Durum-2’de ise; konsantrasyon değeri azaldıkça evaporatör ekserji verimini arttırdığı ancak türbin ekserji veriminin azaldığı görülmektedir. Durum-1’de; DSR ve YSR’de ise tüm konsantrasyon değerlerinde, ekserji veriminin; amonyak-su karışımının tam buhar fazına geçme sıcaklığına (bkz Çizelge 3.3) kadar arttığı, bu sıcaklıktan sonra ise azalma ya da durağan gitme eğilimine geçtiği görülmüştür. Durum-2’de ise; DSR ekserji veriminin, karışımın tam buhar fazına geçme sıcaklığına kadar; düşük konsantrasyonda (%20 ve %40) artış gösterdiği, yüksek konsantrasyonda

(%60 ve %80) ise azalış gösterdiği görülmüştür, bu durumun YSR'de ise tam buhar fazına geçme sıcaklığına kadar artış gösterdiği görülmüştür. Durum-1 ve Durum-2 için; kondanserde, 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 Durum-1 ve Durum-2 için; ekserji veriminin, konsantrasyon arttıkça arttığı ancak sıcaklığa bağlı olarak değişmediği görülmüştür.

5.2. Kalina Çevrimi Entegreli Kojenerasyon Sistemi Termal Optimizasyonu

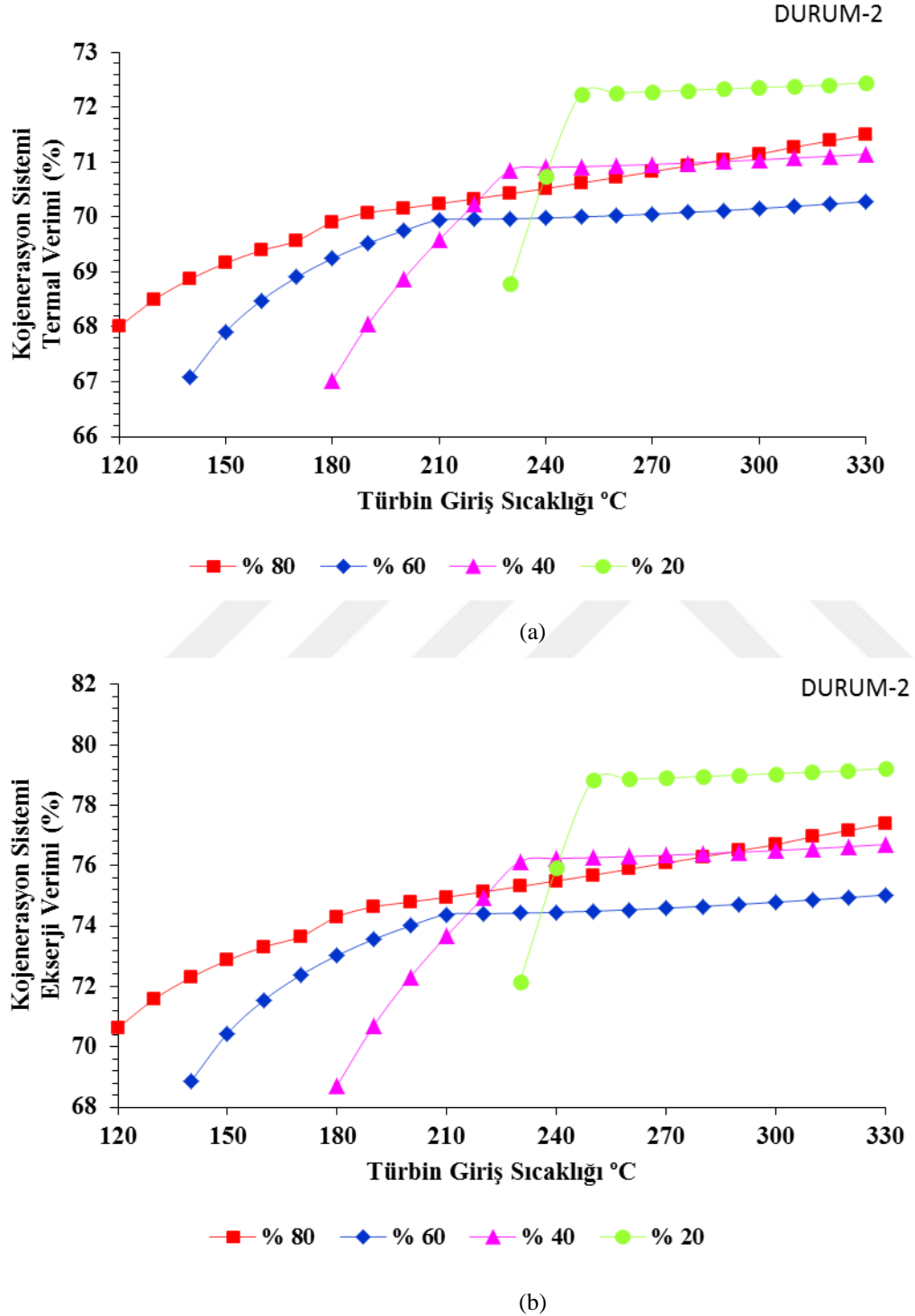
Bu çalışmada, mevcut bir sistemden atmosfere atılan egzoz gazından Kalina çevrimi ile enerji elde edilmesinin yanı sıra, sistemde buhar üretilmesi ve nemli lifin kurutulması amaçlanmaktadır. Kojenerasyon sistemi içerisinde KC, kazan ve kurutucu bulunmaktadır. Kojenerasyon sistemi termal ve ekserji verimi hesaplamalarında, KC tarafından üretilen net güç, kazan ve kurutucunun ısı (\dot{Q}) ve ekserji (\dot{E}) akışı değerleri, atık talaşların brülörde yakılması ile elde edilen ısı ve ekserji akışı değerleri gerekmektedir. Bu değerlerin hesaplanması Bölüm 4.1 'de detaylıca anlatılmıştır. Kazan ve kurutucunun ısı ve ekserji akışı değeri mevcut sistemden elde edilir (Bkz. Çizelge 4.1). Çünkü kazandan oluşturulması gereken su buharı miktarı sabit iken, kurutucu sürekli sabit miktarda talaş kurutur ve bu iki bileşen %100 performans ile çalışır. . KC tarafından üretilen net güç, KC'nin Durum-1 ve Durum-2 koşullarına göre yapılan termal optimizasyon sonucunda elde edilmiştir. Bu nedenle kojenerasyon sistemi termal ve ekserji verimleri de Durum-1 ve Durum-2 koşullarına göre ayrı ayrı değerlendirilmiştir.



Şekil 5.17. Kalina çevrimi entegreli kojenerasyon sistemi termal (a) ve ekserji (b) verimlerinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-1)

Şekil 5.17’te görüldüğü gibi, Durum-1 için türbin giriş sıcaklığı ve amonyak konsantrasyonu arttıkça, kojenerasyon sisteminin de termal ve ekserji verimleri artmaktadır. Maksimum termal ve ekserji verimi değerleri $X=80\%$, $T=330^{\circ}\text{C}$ noktasında görülmektedir ve bu değerler sırasıyla, $71,77\%$, $77,92\%$ ’dir. Minimum termal ve ekserji

verimleri $X=40\%$, $T=180^\circ\text{C}$ 'de görülmektedir ve bu değerler sırasıyla, $66,52\%$, $67,77\%$ 'dir.



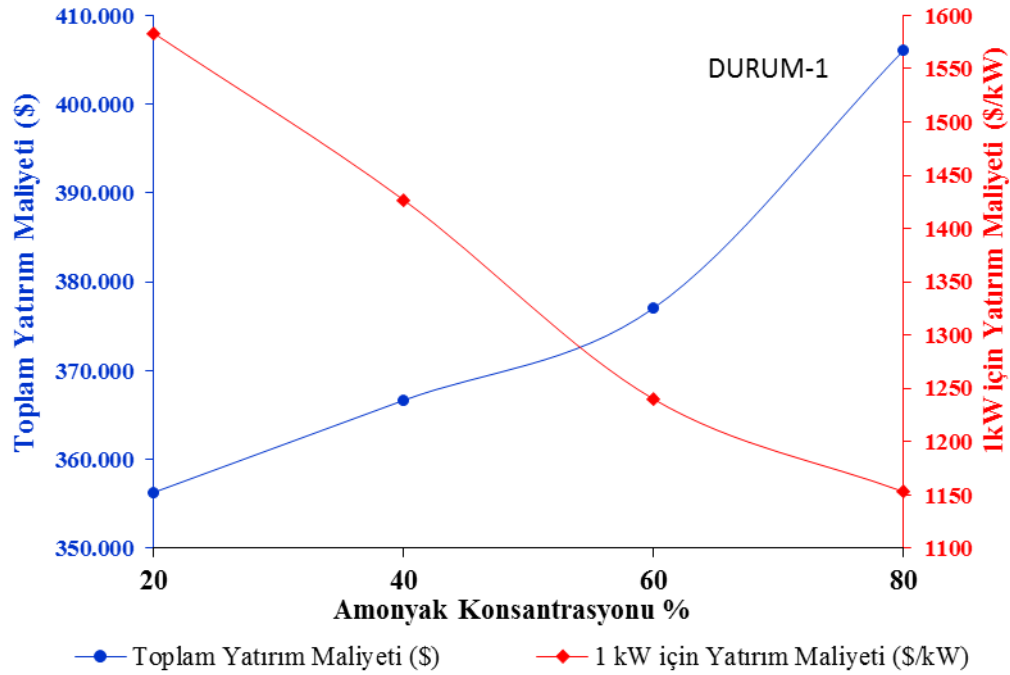
Şekil 5.18. Kalina çevrimi entegreli kojenerasyon sistemi termal (a) ve ekserji (b) verimlerinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi (Durum-2)

Şekil 5.18'da görüldüğü gibi, Durum-2 için termal ve ekserji değerleri %20 konsantrasyonda %80 konsanstrayona göre çok daha iyidir. Maksimum termal ve ekserji verimi değerleri $X=20$, $T=330$ °C noktasında görülmektedir ve bu değerler sırasıyla, %72,45, %77,23'dir. Minimum termal ve ekserji verimlilikleri $X=40$, $T=180$ °C'de görülmektedir ve bu değerler sırasıyla, %67,01, %68,72'dir.

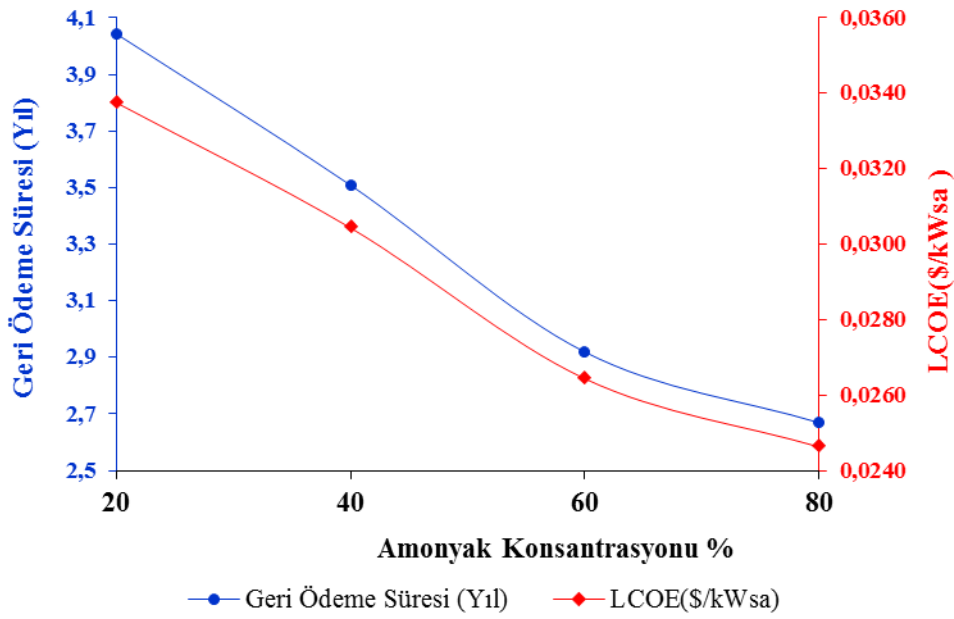
5.3. Kalina Çevrimi Ekonomik Analiz

Bu çalışmada, mevcut bir buhar üretim sistemine entegre edilen Kalina çevriminin termodinamik performansı ve optimizasyonu Bölüm 5.1'de kapsamlı bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Ancak termodinamik performans ne kadar iyi olsa da, bu çevrimin yatırımının gerçekleştirilmesi için sistem yatırım maliyeti ve geri ödeme süresi gibi bilinmesi gereken bazı önemli parametreler vardır. Her şeyden önce yatırımcılar, yüksek maliyet ve uzun geri ödeme süresinden kaçınacaktır. Bu önemli parametrelerin hesaplanması ve grafikler ile analiz edilmesiyle, bu tarz atık ısıların bulunduğu sistemlere Kalina çevrimlerinin ticari 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 denklemler esas alınmış ve bu denklemler Bölüm 4.2'de detaylı bir şekilde verilmiştir. Bu denklemlerin bazıları üretilen işe, bazıları ise ısı transfer alanına bağlıdır. Bu parametrelere bağlı olarak, her bir bileşenin maliyeti hesaplanır. Ve hesaplanan bu maliyetler toplanarak toplam KC maliyeti elde edilmiştir. Ayırıcı ve karıştırma odası maliyetleri çok düşük olduğu için toplam KC maliyetine eklenmemiştir. Ekonomik analizde; toplam yatırım maliyeti, kW başına yatırım maliyeti, geri ödeme süresi ve LCOE (seviyenlendirilmiş elektrik maliyeti) değerlendirilmesi gereken önemli parametrelerdir. Bu parametreler, Durum-1 için verimin en iyi olduğu 330 °C türbin giriş sıcaklığı için hesaplanmış, amonyak konsantrasyonuna bağlı olarak Şekil 5.19'de gösterilmiştir. Durum-2 için ekonomik analiz parametreleri verimin en iyi olduğu 330 °C türbin giriş sıcaklığı için hesaplanmış, amonyak konsantrasyonuna bağlı olarak Şekil 5.20'de gösterilmiştir.

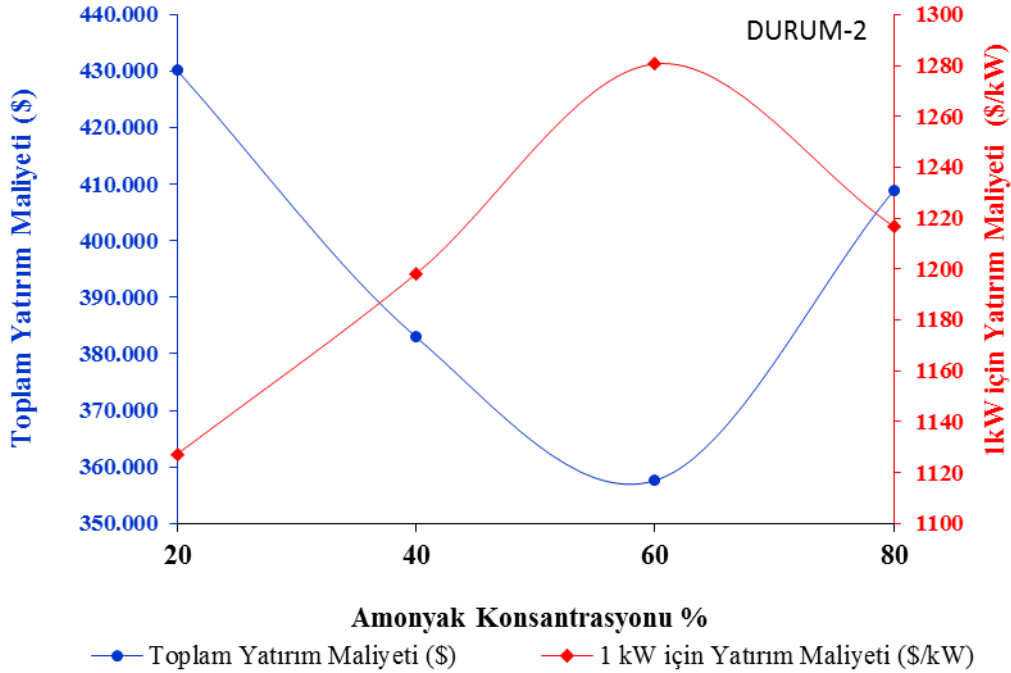


(a)

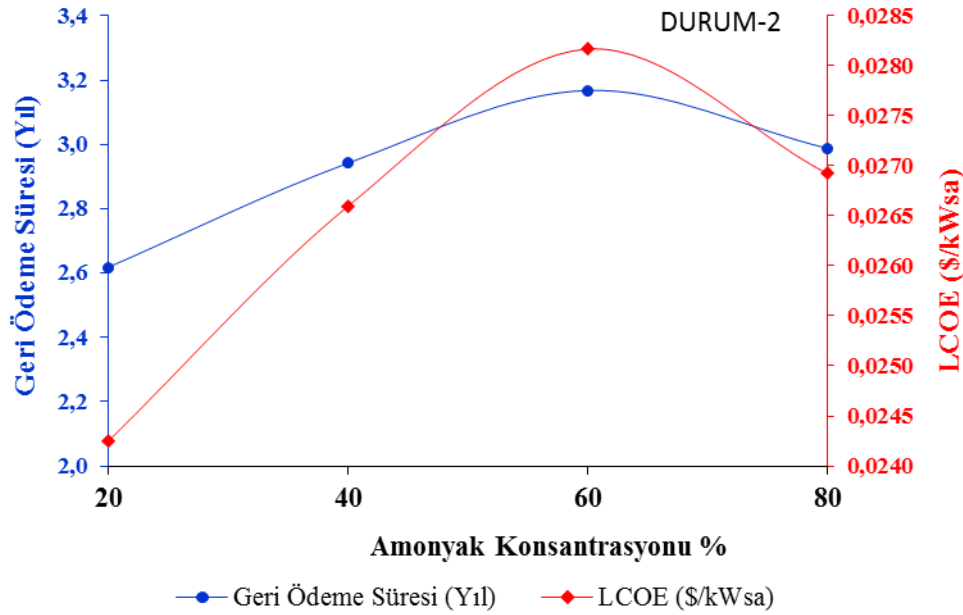


(b)

Şekil 5.19. Kalina çevrimi Durum-1 için ekonomik analiz parametrelerinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi



(a)



(b)

Şekil 5.20. Kalina çevrimi Durum-2 için ekonomik analiz parametrelerinin türbin giriş sıcaklığına göre değişimi

Durum-1'de Şekil 5.19'da görüldüğü gibi, KC'nin toplam yatırım maliyeti birim yatırım maliyeti ile doğru orantılı olarak değişirken, Durum-2'de Şekil 5.19'da görüldüğü gibi, toplam yatırım maliyeti arttıkça, birim yatırım maliyeti azalır. KC Durum-1 ve Durum-2 için ekonomik analiz parametrelerinin minimum ve maksimum değerleri Çizelge 5.2 ve

Çizelge 5.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. KC-Durum-1 için ekonomik analiz parametrelerinin maksimum ve minimum değerleri

Durum-1 (T=330 °C)		
Ekonomik Analiz Parametreleri	Maksimum X=%80	Minimum X=%20
Z_{KÇ}(\$)	406078	356270
Z_{KÇ-(1kW)} (\$/kW)	1584	1153
GÖ (Yıl)	4,04	2,66
LCOE(\$/kWsa)	0,033	0,0246

Ekonomik analiz sonuçlarına bakıldığında, Şekil 5.20 ve Çizelge 5.3'te görüldüğü gibi, Durum-1 için minimum yatırım maliyeti T=330 °C X=%20'de 356270 \$'dır. X=%20, T=330 °C aynı zamanda Durum-1 için en düşük net güç, termal ve ekserji verimlerinin görüldüğü noktadır. Durum-1 için maksimum yatırım maliyeti T=330°C X=% 80'de 406078 \$'dır. X=% 80, T=330 °C aynı zamanda Durum-1 için en yüksek net güç, termal ve ekserji verimlerinin görüldüğü noktadır. Bu noktada elde edilen net güç 394,394 kW'tır. Köse ve arkadaşları [31] tasarlamış oldukları Kalina çevriminden 890,14 kW net güç elde ederken, KC'nin toplam yatırım maliyetini 878,58 olarak hesaplamışlardır. Aynı zamanda amortisman süresini ve LCOE'yi sırasıyla; 3,22 yıl, 0,0278 olarak belirtmişlerdir. Ekonomik analiz sonuçları literatür ile kıyaslandığında, sonuçların uyumlu olduğu görülmektedir.

Kalina çevrimi Durum-2 için, ekonomik analiz sonuçları Şekil 5.21 ve Çizelge 5.4'te sunulmuştur. Durum-2 için ekonomik analiz en iyi net güç, termal verim ve ekserji veriminin görüldüğü %20 konsantrasyon için yapılmıştır. Durum-1'den farklı olarak, Durum-2'de maksimum gücün elde edildiği sıcaklık T=330 °C olmasına rağmen, minimum toplam yatırım maliyeti T=230 °C'de görülmektedir. Üretilen net güç T=230°C ve T=330 °C sıcaklıkta sırasıyla, 209,64 kW ve 380,97 kW'dır. 1kW başına yatırım maliyeti, amortisman süresi, LCOE ise, üretilen net gücün en yüksek olduğu T=330 °C sıcaklıkta minimumdur. Coşkun ve arkadaşları ^[91] tasarlamış oldukları Kalina çevriminin

amortisman süresini ve LCOE'yi sırasıyla; 5,8 ve 0,0116 olarak belirtmişlerdir. Durum-2 için de elde edilen sonuçların literatür ile uyumlu olduğu görülmektedir.

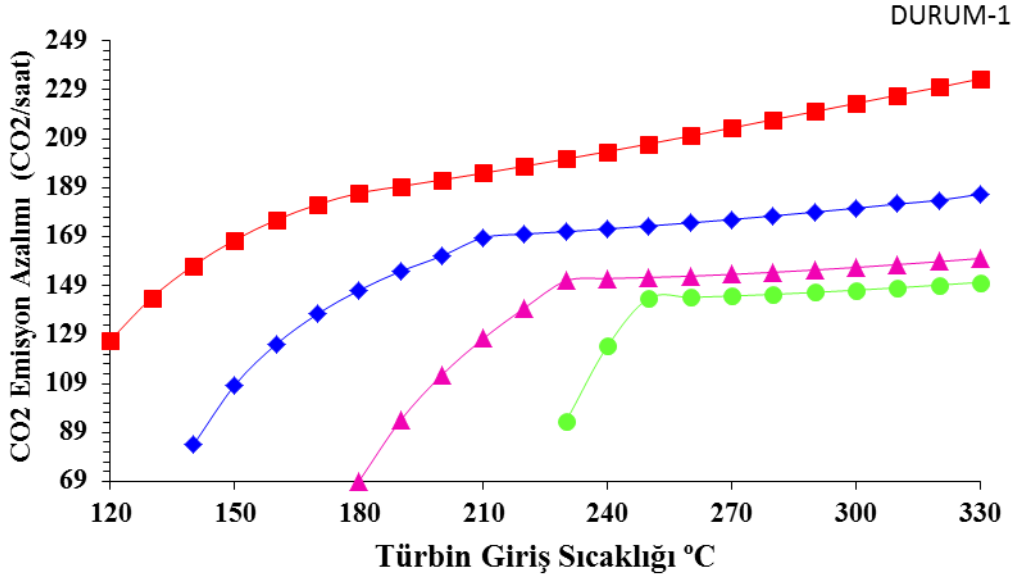
Çizelge 5.3. KC-Durum-2 için ekonomik analiz parametrelerinin maksimum ve minimum değerleri

Ekonomik Analiz Parametreleri	Durum-2 (T=330°C)	
	Maksimum X=%20	Minimum X=%60
$Z_{KC}(\$)$	430197	357611
$Z_{KC-(1kW)} (\$/kW)$	1280	1127
GÖS (Yıl)	3,17	2,62
LCOE(\$/kWsa)	0,028	0,0240

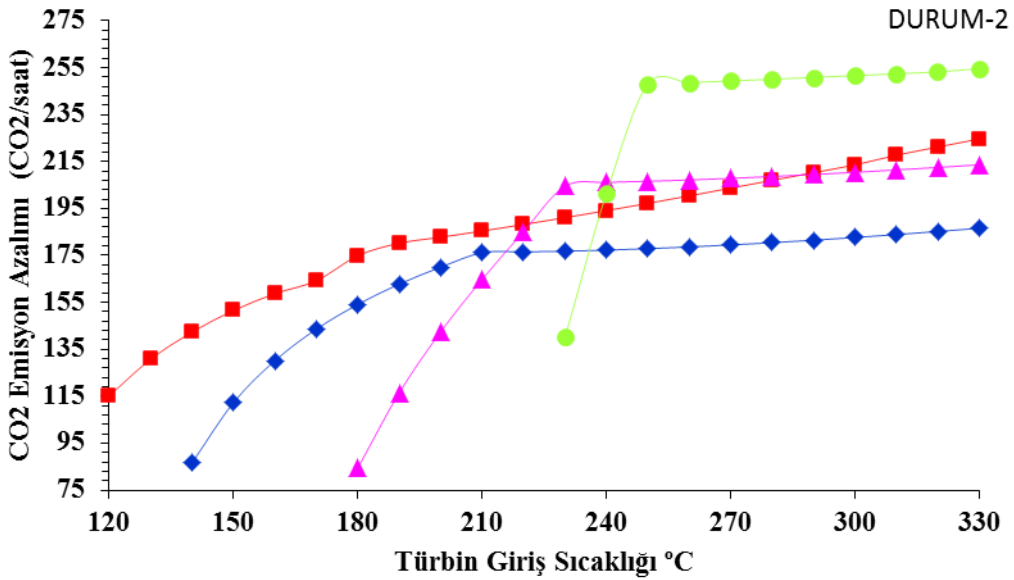
5.4. Kalina Çevrimi CO₂ Emisyon Analizi

Kalina döngüsü gibi atık ısı geri kazanım sistemleri, genel sistem verimliliğini artırmak için genellikle bir alt sistem olarak kullanılır. Sistem verimliliğinin artırılması, CO₂ gazı emisyonunda dolaylı bir azalma ile sonuçlanır. CO₂ azaltılmasının küresel ısınma açısından önemi büyüktür. Kalina çevrimi kullanıldığında, üretilen net güç sayesinde, mevcut tesisin enerji ihtiyacının bir kısmını boşa harcanan ısıdan karşılayacaktır. Boşa harcanan ısının dönüşüme paralel olarak elektrik üretmek için atmosfere salınan CO₂ emisyonu azalacaktır. Mevcut tesiste ihtiyaç duyulan enerji doğal gaz yakıtlı gaz türbinleri ile karşılanmaktadır (gaz türbininin ısı verimi % 32 olarak kabul edilmiştir). Bu nedenle atık ısının ürettiği elektrik nedeniyle yeniden ısıtma fırınının egzoz gazına KC'nin entegre edilmesi ile gaz türbininde kullanılan doğal gaz miktarı en aza indirilecektir. Bu tez kapsamında, doğal gaz kullanımının azalmasına bağlı olarak meydana gelen CO₂ emisyonu azalması da Bölüm 4.3'te verilen denklemler dikkate alınarak hesaplanmıştır. Böylelikle

atık ısı geri kazanım sistemi kullanımının çevreye de olumlu bir etkisi olması hedeflenmektedir. Kapsamlı analizlerden sonra, değişen türbin giriş sıcaklığı için CO₂ emisyonu azaltılmasındaki değişim Şekil 5.21'da gösterilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 5.21. Kalina çevrimi Durum-1 (a) ve Durum-2 (b) için CO₂ emisyonu azalımının türbin giriş sıcaklığına göre değişimi

Atık ısı geri kazanım sistemlerinde üretilen net güç arttıkça, CO₂ emisyonu da azalır. Dolayısıyla CO₂ emisyon azalım grafiği net güç grafiğine paraleldir. Şekil 5.22’de sunulan grafikler doğrultusunda, Durum-1 için, maksimum ve minimum CO₂ emisyon azalımı değerlerinin sırasıyla; X=%80, T=330 °C’de 233,49 CO₂/saat, X=%40 T=180 °C’de 69,10 CO₂/saat olduğu görölmektedir. Durum-2 için, maksimum ve minimum CO₂ emisyon azalımı değerlerinin sırasıyla; X=%20, T=330 °C’de 254,59 CO₂/saat, X=%40 T=180°C’de 84,42 CO₂/saat olduğu görölmektedir. Böylece, atmosfere salınan egzoz gazından enerji üretilmesinin yanı sıra, bu üretilen enerjinin doğal gaz yakıtlı gaz türbinleri ile elde edilmesi sonucu CO₂ oluşumu önlenmiş olur. Bu da küresel ısınma açısından büyük önem arz etmektedir.



6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji ihtiyacı konusu günümüz dünyasında giderek önemli hale gelmiştir. Enerji ihtiyacının büyük çoğunluğu fosil kaynaklardan sağlanıyor olsa da, hem fosil kaynakların ömrünün sınırlı olmasından hem de temiz enerjiye yönelimin giderek artmasından dolayı, yenilenebilir enerji kaynaklarına verilen önem ve enerji kaynaklarının en verimli şekilde kullanılması için yapılan çalışmalar giderek artmaktadır. Üretilen toplam enerji miktarının büyük kısmı endüstrilerde tüketilmektedir. Bunun yanı sıra endüstrilerde kullanılmadan atmosfere salınan atık ısı miktarı oldukça fazladır.

Bu yüksek lisans tezi kapsamında, buhar üretmek ve nemli lifi kurutmak için atık talaşları yakıt olarak kullanan mevcut bir sisteme Kalina çevriminin entegre edilmesi durumu iki farklı KC çalışma koşulu için analiz edilmiştir. Analiz prosedürü, termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına dayanmaktadır ve Kalina çevrimi için, en iyi performans gösteren çevrim parametrelerini elde etmek için sistem termal olarak optimize edilmiştir. Kalina çevrimi için, Durum-1 (türbin çıkış basıncı sabit (6,6 bar) ve kondanser çıkış sıcaklığı değişken) ve Durum-2 (türbin çıkış basıncı değişken, kondanser çıkış sıcaklığı sabit (25 °C) koşullarına göre EBSILON yazılımı kullanılarak iki farklı simülasyon yapılmıştır. Çalışma boyunca, hem Durum-1 hem de Durum-2 için amonyak-su konsantrasyonu %20'den %80'e yükseltirken, türbin giriş sıcaklığı 50 bar'da su-amonyum karışımının doymamış sıcaklığından 330 °C'ye yükseltildi. Çalışma kapsamında Kalina çevrimi için enerji ekserji, ekonomik ve çevresel analizlerin yanı sıra, kojenerasyon sisteminin de termal ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Ayrıca Kalina çevrimi ekipmanlarının ekserji verimliliği de termal optimizasyon bölümünde detaylıca değerlendirilmiştir.

Yapılan bu çalışmaya göre;

- ❖ Kalina çevrimi Durum-1'den elde edilen maksimum net güç $X=80$, $T=330$ °C'de 349,39 kW'tır.
- ❖ Kalina çevrimi Durum-1 için maksimum termal ve ekserji verimi sırasıyla; $X=80$, $T=330$ °C'de %22,70 ve $X=80$, $T=330$ °C'de %52,60'tır.
- ❖ Kalina çevrimi tabanlı kojenerasyon sistemi Durum-1 için termal ve ekserji verimi sırasıyla; $X=80$, $T=330$ °C'de %71,77 ve $X=80$, $T=330$ °C'de %77,92'dir.
- ❖ Kalina çevrimi Durum-2'de en yüksek güç, termal ve ekserji verimi %20 konsantrasyonda elde edilir, ancak %20 konsantrasyonda hiçbir sıcaklık güvenli

bölgede değildir. Bu nedenle, güvenli bölgede Kalina çevrimi Durum-2'den güvenli bölgede elde edilen maksimum net güç $X=30\%$, $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 348,92 kW'tır.

- ❖ Kalina çevrimi Durum-2 için güvenli bölgede maksimum termal ve ekserji verimi sırasıyla; $X=30\%$, $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de % 24,33 ve $X=30\%$, $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %55,26'tür.
- ❖ Kalina çevrimi tabanlı kojenerasyon sistemi Durum-2 için güvenli bölgede termal ve ekserji verimi sırasıyla; $X=30\%$, $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %71,76 ve $X=30\%$, $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %77,90'tür.

Kalina çevriminin mevcut sisteme entegre edilmesi durumu için maliyet analizi yapılmış ve sistemin ticari olarak uygulanabilirliği de değerlendirilmiştir. Ekonomik analiz, Durum-1 ve Durum-2 için performansın maksimum olduğu türbin giriş sıcaklığında yapılmıştır.(Durum-1 ve Durum-2 için, $330\text{ }^{\circ}\text{C}$) Ekonomik analiz sonuçlarına göre, Durum-1 için Kalina çevrimi toplam yatırım maliyetinin maksimum değeri $X=80\%$ $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de, 406078 \$ iken, Durum-2 için maksimum yatırım maliyeti $X=20\%$ $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 430197 \$'dir. Durum-1 için Kalina çevrimi geri ödeme süresinin minimum değeri $X=80\%$ $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 2,66 yıl iken, Durum-2 için minimum değer $X=20\%$ $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 2,62 yıldır. LCOE minimum değeri Durum-1'de $X=80\%$; $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve Durum-2 $X=20\%$; $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta görülmekte ve sırasıyla; 0,0246 \$/kWsa, 0,0242 \$/kWsa'tır.

Kalina çevriminin ürettiği elektrik, doğalgaz yakılması sonucu üretilmiş olsaydı CO_2 emisyonu da artmış olacaktı. Dolayısıyla Kalina çevrimi kullanılması ile üretilen elektrik sayesinde CO_2 salınımı da azaltılmış olmaktadır yani Kalina çevriminde üretilen güç ile CO_2 emisyonu azalımı doğru orantılıdır. Durum-1 için Kalina çevrimi sayesinde azaltılmış olan CO_2 salınımı miktarı, $X=80\%$, $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 233,49 CO_2/sa 'tir. Durum-2 için ise bu değer $X=20\%$, $T=330\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 254,59 CO_2/sa 'tir.

Ayrıca, sıvı fazda ayrılan kütle debisi, türbin girişi kütle debisi, pompa girişi kütle debisi parametrelerindeki değişim incelendiğinde, kırılma noktalarının amonyak-su konsantrasyonun tam buhar fazına geçtiği sıcaklıklarda olduğu görülmüştür. Farklı amonyak-su konsantrasyonları için, bu sıcaklıklar Çizelge 3.3'te gösterilmiştir. Pompa güç tüketimi ise pompa girişi kütle debisi ile doğru orantılıdır. Türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak pompa güç tüketimi azalmıştır. Ancak, türbin giriş sıcaklığının artmasıyla KC'nin net gücü, ısı ve ekserji verimliliği artmıştır. Aynı zamanda türbin çıkış basıncının sabit tutulduğu Durum-1'de amonyak-su konsantrasyonu arttıkça net güç, termal ve ekserji

verimi gibi değerlerin de arttığı görülmüştür. Ancak, türbin çıkış basıncının, kondanser çıkış sıcaklığını 25 °C olması için değişken tutulduğu Durum-2'de net g, termal ve ekserji verimlerinin en düşük konsantrasyonda en yüksek olduğu görülmüştür.

Bu yüksek lisans tezi kapsamında, böyle bir santral için atık ısı geri kazanımının önemi vurgulanmıştır. Yapılan literatür taramaları, yöntemler, analizler ve hesaplamalar neticesinde bu alanda yapılacak olan çalışmaların gelişim ve ilerlemesine katkı sağlamak amacıyla yapılacak öneriler aşağıda sunulmuştur;

- ❖ Gerçek bir sisteme entegre edilmiş bu KC için özellikle türbin çıkışındaki buhar içerik değeri türbindeki korozyonun önlenmesi açısından büyük önem taşımaktadır, bu nedenle elde edilen parametreler bu açıdan da değerlendirilmelidir.
- ❖ Kalina evrimi için türbin çıkış basıncının sabit ya da değişken tutulması, düşük ya da yüksek amonyak-su konsantrasyonunda en iyi verimin elde edilmesini etkileyen en önemli parametrelerdendir. Bu nedenle sabit konsantrasyonda ve sabit basınçta çalışmak yerine, bu parametreler değiştirilerek optimize edilmelidir.
- ❖ Bu alıma için yapılmış olan termodinamik, ekonomik ve çevresel analiz yöntemleri düşük sıcaklıktaki başka atık ısı kaynakları için de uygulanabilir.
- ❖ Kalina evrimi ekipmanlarının çalışma koşulları değiştirilerek sistem üzerindeki etkileri aratırabilir.

KAYNAKLAR

1. Koç, A., Yağlı, H., Koç, Y., Uğurlu, İ. (2018). Dünyada ve Türkiye ' de Enerji Görünümünün Genel Değerlendirilmesi General Evaluation of Energy Outlook in Turkey and the World. *Mühendis ve Makina Dergisi*, 59, 84–114.
2. Tanç, B., Arat, H. T., Baltacıoğlu, E., Aydın, K. (2019). Overview of the next quarter century vision of hydrogen fuel cell electric vehicles. *International Journal Hydrogen Energy*, 44, 10120–10128.
3. Arat, H. T., Baltacıoğlu, M. K., Tanç, B., Sürer, M. G., Dincer, I. (2020). A perspective on hydrogen energy research, development and innovation activities in Turkey. *International Journal Energy Research*, 44, 588–593.
4. Aydın, K., Kenanoğlu, R. (2018). Effects of hydrogenation of fossil fuels with hydrogen and hydroxy gas on performance and emissions of internal combustion engines. *International Journal Hydrogen Energy*, 43, 14047–14058.
5. Baccioli, A., Antonelli, M., Desideri, U. (2017). Technical and economic analysis of organic flash regenerative cycles (OFRCs) for low temperature waste heat recovery. *Applied Energy*, 199, 69–87.
6. Du, Y., Chen, K., Dai, Y. (2019). A study of the optimal control approach for a Kalina cycle system using a radial-inflow turbine with variable nozzles at off-design conditions. *Applied Thermal Engineering*, 149, 1008–1022.
7. Jung, H. C., Krumdieck, S., Vranjes, T. (2014). Feasibility assessment of refinery waste heat-to-power conversion using an organic Rankine cycle. *Energy Conversion Managment*, 77, 396–407.
8. Tabasi, S., Aslani, A., Naaranoja, M., Yousefi, H. (2018). Analysis of energy consumption in Finland based on the selected economics indicators. *Internal Journal Ambient Energy*, 39, 127–131.
9. Yağlı, H., Koç, A., Yapıcı, A., Bilgiç, H. H. (2016). Deneysel Bir Organik Rankine Çevriminde Yapay Sinir Ağları (Ysa) Yardımıyla Güç Tahmini. *Selçuk Üniversitesi Journal of Engineering, Science and Technology*, 4, 7–7.
10. Teng, H., Regner, G., Cowland, C. (2007). Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines. *SAE Technical Paper*, 01, 13.

11. Ali, S. B. M., Hasanuzzaman, M., Rahim, N. A., Mamun, M. A. A., Obaidellah, U. H. (2021). Analysis of energy consumption and potential energy savings of an institutional building in Malaysia. *Alexandria Engineering Journal*, 60, 805–820.
12. Mahmoudi, A., Fazli, M., Morad, M. R. (2018). A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 143, 660–675.
13. Köse, Ö., Koç, Y., Yağlı, H. (2020). Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple combined system using gas turbine (GT) as topping cycle. *Energy Conversion Management*, 211, 112745.
14. Özahi, E., 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.
15. Chatzopoulou, M. A., Simpson, M., Sapin, P., Markides, C. N. (2019). Off-design optimisation of organic Rankine cycle (ORC) engines with piston expanders for medium-scale combined heat and power applications. *Applied Energy*, 238, 1211–1236.
16. Safari, F., Dincer, I. (2019). Development and analysis of a novel biomass-based integrated system for multigeneration with hydrogen production. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44, 3511–3526.
17. Rodriguez, C. E. , Palacio, J. C. E., Venturini, O. J., Lora, E. E. S., Cobas, V. M., Santos, D. M., Dotto, F. R. L., Gialluca, V. (2013). Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. *Applied Thermal Engineering*, 52, 109–119.
18. Rostamzadeh, H., Ebadollahi, M., Ghaebi, H., Shokri, A. (2019). Comparative study of two novel micro-CCHP systems based on organic Rankine cycle and Kalina cycle. *Energy Conversion Management*, 183, 210–229.
19. Varga, Z., Polatai, B. (2017). Comparison of Low Temperature Waste Heat Recovery Methods. *Energy*, 137, 1286–1292.
20. Koç, Y., Yağlı, H., 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, 575.

21. Xie, N., Liu, Z., Luo, Z., Ren, J., Deng, C., Yang, S. (2020). Multi-objective optimization and life cycle assessment of an integrated system combining LiBr/H₂O absorption chiller and Kalina cycle. *Energy Conversion Management*, 225, 113448.
22. Yağlı, H., Koç, A., Karakuş, C., Koç, 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 Exergy*, 19, 420–438.
23. Zhang, X., He, M., Zhang, Y. (2012). A review of research on the Kalina cycle. *Renewable Sustainable Energy Reviews*, 16, 5309–5318.
24. Valdimarsson, P., Eliasson, L. (2003). Factors influencing the economics of the Kalina power cycle and situations of superior performance. *International Geothermal Conference*, 14–17.
25. Zare, V., Mahmoudi, S. M. S. (2014). A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles for waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor. *Energy*, 79, 398–406.
26. Liu, Z., Xie, N., Yang, S. (2020). Thermodynamic and parametric analysis of a coupled LiBr/H₂O absorption chiller/Kalina cycle for cascade utilization of low-grade waste heat. *Energy Conversion Management*, 205, 112370.
27. Acar, M. S. (2020). Multi - stage artificial neural network structure - based optimization of geothermal energy powered Kalina cycle. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 1–21.
28. Musharavati, F., Khanmohammadi, S., Pakseresht, A. H., 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.
29. Zare, V., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M. (2015). On the exergoeconomic assessment of employing Kalina cycle for GT-MHR waste heat utilization. *Energy Conversion Management*, 90, 364–374.
30. Cao, L., Wang, J., Wang, H., Zhao, P., Dai, Y. (2017). Thermodynamic analysis of a Kalina-based combined cooling and power cycle driven by low-grade heat source. *Applied Thermal Engineering*, 111, 8–19.
31. Köse, Ö., Koç, Y., 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 Management*, 227, 113604.

32. Zhuang, Y., Zhou, C., Dong, Y., Du, J., Shen, S. (2021). A hierarchical optimization and design of double Kalina Cycles for waste heat recovery. *Energy*, 219, 119593.
33. Sarabchi, N., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M., Farzi, A. (2019). Exergoeconomic analysis and optimization of a novel hybrid cogeneration system: High-temperature proton exchange membrane fuel cell/Kalina cycle, driven by solar energy. *Energy Conversion Management*, 190, 14–33.
34. Fallah, M., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M., Akbarpour Ghiasi, R. (2016). Advanced exergy analysis of the Kalina cycle applied for low temperature enhanced geothermal system. *Energy Conversion Management*, 108, 190–201.
35. Özahi, E., 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.
36. Ogriseck, S. (2009). Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. *Applied Thermal Engineering*, 29, 2843–2848.
37. Zhang, Y., He, M., Jia, Z., Liu, X. (2008). First law-based thermodynamic analysis on Kalina cycle. *Frontiers of Energy and Power Engineering in China*, 2, 145–151.
38. Nasruddin, Usvika, R., Rifaldi, M., Noor, A. (2009). Energy and exergy analysis of kalina cycle system (KCS) 34 with mass fraction ammonia-water mixture variation. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 23, 1871–1876.
39. Ogriseck, S. (2009). Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. *Applied Thermal Engineering*, 29, 2843–2848.
40. Çengel, Y. A., Boles, M. A. (2008). *Thermodynamics: An Engineering Approach* 6th Editon (SI Units). The McGraw-Hill Companies, New York.
41. Singh, O. K. (2020). Application of Kalina cycle for augmenting performance of bagasse-fired cogeneration plant of sugar industry. *Fuel*, 267, 117176.
42. Mohammadkhani, F., Yari, M., Ranjbar, F. (2019). A zero-dimensional model for simulation of a Diesel engine and exergoeconomic analysis of waste heat recovery from its exhaust and coolant employing a high-temperature Kalina cycle. *Energy Conversion Management*, 198, 111782.
43. Zhao, H., Hou, X., Yang, Q. (2018). Thermodynamic Study and Exergetic Analysis of the Integrated SOFC-GT-Kalina Power Cycle, *Energy Power Engineering*, 10, 43–64.

44. Salek, F., Nasrabad, A. E., Naserian, M. M. (2020). Turbocharged Diesel Engine Power Production Enhancement : Proposing a Novel Thermal-Driven Supercharging System based on Kalina Cycle. *Renewable Energy Research Application*, 1, 223–234.
45. Feng, Y., Du, Z., Shreka, M., Zhu, Y., Zhou, S., Zhang, W. (2020). Thermodynamic analysis and performance optimization of the supercritical carbon dioxide Brayton cycle combined with the Kalina cycle for waste heat recovery from a marine low-speed diesel engine. *Energy Conversion Management*, 206, 112483.
46. Ding, P., Yuan, Z., Shen, H., Qi, H., Yuan, Y., Wang, X., Jia, S., Xiao, Y., Sobhani, B. (2020). Exergoeconomic analysis and optimization of a hybrid Kalina and humidification-dehumidification system for waste heat recovery of low-temperature Diesel engine. *Desalination*, 496, 114725.
47. Shokati, N., Ranjbar, F., Yari, M. (2018). A comprehensive exergoeconomic analysis of absorption power and cooling cogeneration cycles based on Kalina, part 1: Simulation. *Energy Conversion Management*, 158, 437–459.
48. Mayeed, M. S., Ghiaasiaan, S. M. (2017). Waste energy recovery system for automobile engine exhaust gas and coolant. *International Journal Energy a Clean Environment*, 18, 99–111.
49. Gao, H., Chen, F. (2018). Thermo-economic analysis of a bottoming kalina cycle for internal combustion engine exhaust heat recovery. *Energies*, 11, 3044.
50. Zare, V., Moalemi, A. (2017). Parabolic trough solar collectors integrated with a Kalina cycle for high temperature applications: Energy, exergy and economic analyses. *Energy Conversion Management*, 151, 681–692.
51. Ghorbani, B., Mehrpooya, M., Sadeghzadeh, M. (2018). Developing a tri-generation system of power, heating, and freshwater (for an industrial town) by using solar flat plate collectors, multi-stage desalination unit, and Kalina power generation cycle. *Energy Conversion Management*, 165, 113–126.
52. Mehrpooya, M., Ghorbani, B., Mousavi, S. A. (2018). Integrated power generation cycle (Kalina cycle) with auxiliary heater and PCM energy storage. *Energy Conversion Management*, 177, 453–467.
53. Dhahad, H. A., Hussen, H. M., Nguyen, P. T., Ghaebi, H., 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 Management*, 203, 112241.

54. Bahrapoury, R., Behbahaninia, A. (2017). Thermodynamic optimization and thermoeconomic analysis of four double pressure Kalina cycles driven from Kalina cycle system 11. *Energy Conversion Management*, 152, 110–123.
55. Ebrahimi-Moghadam, A., Farzaneh-Gord, M., Jabari Moghadam, A., Abu-Hamdeh, N. H., Lasemi, M. A., Arabkoohsar, A., Alimoradi, A. (2021) Design and multi-criteria optimisation of a trigeneration district energy system based on gas turbine, Kalina, and ejector cycles: Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation. *Energy Conversion Management*, 227, 113581.
56. Ghorbani, B., Ebrahimi, A., Ziabasharhagh, M. (2020). Novel integrated CCHP system for generation of liquid methanol, power, cooling and liquid fuels using Kalina power cycle through liquefied natural gas regasification. *Energy Conversion Management*, 221, 113151.
57. Moradpoor, I., Ebrahimi, M. (2019). Thermo-environ analyses of a novel trigeneration cycle based on clean technologies of molten carbonate fuel cell, stirling engine and Kalina cycle. *Energy*, 185, 1005–1016.
58. Singh, O. K., Kaushik, S. C. (2013). Energy and exergy analysis and optimization of Kalina cycle coupled with a coal fired steam power plant. *Applied Thermal Engineering*, 51, 787–800.
59. Kalina, A. I. (1984). Combined-Cycle System With Novel Bottoming Cycle.
60. Junior, E. P. B., Arrieta, M. D. P., Arrieta, F. R. P., Silva, C. H. F. (2019). Assessment of a Kalina cycle for waste heat recovery in the cement industry. *Applied Thermal Engineering*, 147, 421–437.
61. Chen, Y., Guo, Z., Wu, J., Zhang, Z., Hua, J. (2015). Energy and exergy analysis of integrated system of ammonia–water Kalina–Rankine cycle. *Energy*, 90, 2028–2037.
62. Prananto, L. A., Zaini, I. N., Mahendranata, B. I., Juangsa, F. B., Aziz, M., Soelaiman, T. A. F. (2018). Use of the Kalina cycle as a bottoming cycle in a geothermal power plant: Case study of the Wayang Windu geothermal power plant. *Applied Thermal Engineering*, 132, 686–696.
63. Mirolli, M. D. (2005). The Kalina cycle for cement kiln waste heat recovery power plants. 2005 IEEE Cement Industry Technical Conference Record, 330–336.
64. Mirolli, M. D. (2007). Ammonia-water based thermal conversion technology: Applications in waste heat recovery for the cement industry. 2007 IEEE Cement Industry Technical Conference Record, 234–241.

65. Koç, Y., Yağlı, H., I., K.(2020). Energy, exergy, and parametric analysis of simple and recuperative organic Rankine cycles using a gas turbine-based combined. *Journal of Energy Engineering*, 146(5) 230.
66. Ibrahim, M. B., Kovach, R. M. (1993). A Kalina cycle application for power generation. *Energy*, 18, 961–969.
67. Victor, R. A., Kim, J. K., Smith, R. (2013). Composition optimisation of working fluids for organic rankine cycles and kalina cycles. *Energy*, 55, 114–126.
68. Bombarda, P., Invernizzi, C. M., Pietra, C. (2010). Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Applied Thermal Engineering*, 30, 212–219.
69. Nguyen, T. Van, Knudsen, T., Larsen, U., Haglind, F. (2014). Thermodynamic evaluation of the Kalina split-cycle concepts for waste heat recovery applications. *Energy*, 71, 277–288.
70. Dinçer, I., Rosen, M. A. (2013). *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development*, Elsevier, Amsterdam, Netherland.
71. Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M. J. (1996). *Thermal Design and Optimization*, John Wiley&Sons.
72. Çengel, Y. A., B. M. A. (2008). *Thermodynamics: an engineering approach.*, 6. Baskı. The McGraw-Hill Companies, New York..
73. Kotas, T. J. (2013). *The exergy method of thermal plant analysis*. Elsevier.
74. Köse, Ö., Koç, Y., Yağlı, H. (2020). Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple combined system using gas turbine (GT) as topping cycle. *Energy Conversion and Management*, 211, 112745.
75. Dorj, P. (2005). *Thermoeconomic analysis of a new geothermal utilization CHP plant in Tsetserleg, Mongolia*. United Nations University.
76. Mosaffa, A. H., Hasani Mokarram, N., Garousi Farshi, L. (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.
77. Smith, R. (2005). *Chemical Process Design and Integration*.
78. Ghaebi, H., Namin, A. S., Rostamzadeh, H. (2018). Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery. *Journal of Cleanar Production*, 189, 279–296.

79. Nazari, N., Heidarnejad, P., 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 Steam Rankine cycle Organic Rankine cycle. *Energy Conversion Management*, 127, 366–379.
80. Tozlu, A., Özahi, E., Abuşoğlu, A. (2016). Thermodynamic and thermoeconomic analyses of an organic Rankine cycle adapted gas turbine cycle using S-CO₂. *Journal of Faculty Engineering Architecture Gazi Üniversitesi*, 33, 917–928.
81. Tempesti, D., Fiaschi, D. (2013). Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy. *Energy*, 58, 45–51.
82. Cavalcanti, E. J. C., Pereira, H.(2015). Exergoeconomic analysis of a solar-powered / fuel assisted Rankine cycle for power generation. *Energy*, 88, 555–562.
83. Mahmoudi, S. M. S., Pourreza, A., Akbari, A. D., 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.
84. Sayyaadi, H., Khosravanifard, Y., Sohani, A. (2020). Solutions for thermal energy exploitation from the exhaust of an industrial gas turbine using optimized bottoming cycles. *Energy Conversion and Management*, 207, 112523.
85. Wang, Z. Q., Zhou, N. J., Guo, J., Wang, X. Y. (2012). Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat. *Energy*, 40, 107–115.
86. Sohani, A., Hoseinzadeh, S., Berenjkari, K. (2020). Experimental analysis of innovative designs for solar still desalination technologies ; An in-depth technical and economic assessment. *Journal Energy Storage*, 101862.
87. Yağlı, H., Koç, Y., 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. *Sustain. Energy Technology Assessments*, 44, 100985.
88. Koç, Y., Köse, Ö., Yağlı, H. (2019). Exergy analysis of a natural gas fuelled gas turbine based cogeneration cycle. *International Journal Exergy*, 30, 103–125.
89. Fu, W., Zhu, J., Zhang, W., Lu, Z. (2013). Performance evaluation of Kalina cycle subsystem on geothermal power generation in the oilfield. *Applied Thermal Engineering*, 54, 497–506.
90. Whittaker, P. (2009). Corrosion in the Kalina cycle An investigation into corrosion problems at the Kalina cycle geothermal power plant in Húsavík . Iceland, 91.

91. Coskun, A., Bolatturk, A., Kanoglu, M. (2014). Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource. *Energy Conversion Management*, 78, 39–49.
92. Khankari, G., Karmakar, S. (2016). Power Generation from Coal Mill Rejection Using Kalina Cycle. *Journal of Energy Resource Technology, Transaction of the ASME*, 138, 1–11.



DİZİN

A

amonyak-su · 2, 16, 19, 20, 32
amortisman süresi · 29,60
analiz · 17
atık ısı · 1, 14
aezotrapik · 19

B

Brülör · 7,24
bubble · 19,20
buhar içeriği · 5,33,40
Buhar Rankine · 2

C

CCHP · 2, 11, 63, 66
CO2 emisyonu · 1, 30

Ç

Çalışma sıvısı · 2, 15, 18, 28, 34
Çevrim ekipman parametreleri · 4

D

Dew · 1, 20
Dizel · 1, 6, 7, 8
DSR · 3, 27, 49
Düşük kalorifik değer · 24

E

EBSİLON · 5, 22, 32
Egzoz gazı · 4, 8, 13, 16, 24, 32
Ekonomik analiz · 5, 6, 28, 53, 54,
55, 56
Ekserji · 3, 5, 8, 13, 25, 33, 44, 53,
60
Ekonomik analiz ·

F

Faiz oranı · 29
fosil · 1, 30, 59

G

Gaz türbini · 30
gerçek sistem · 4, 5, 33
geri ödeme süresi · 7, 28, 53

I

Isı Transfer katsayısı · 27, 28

İ

içten yanmalı motor · 1, 9
ikinci yasa · 25, 26

J

jeotermal · 3

K

Kojenerasyon · 3, 5, 24
kondanser çıkış sıcaklığı · 5, 46,
59
kütle · 23

L

lif · 4, 14, 17, 33

M

Maliyet Denklemi · 27

N

net güç · 2, 6, 8, 11, 25, 30, 33,
39, 46, 59

O

Öda sıcaklığı · 24
Optimizasyon · 3, 6, 8, 11
Organik Rankine · 2, 15

P

potansiyel enerji · 23

R

Rekuperatör · 3, 11, 16

S

sermaye geri kazanım · 28
sıcaklık · 17
spesifik ekserji · 24

T

Termodinamik analiz · 8
Toplam yatırım maliyeti · 29
Türbin çıkış basıncı · 5, 11, 16,
18, 32, 43, 46, 59, 61
Türbin giriş sıcaklığı · 3, 4, 5, 6,
7, 32, 43, 46, 59, 61

V

Verim · 26, 33, 43

Y

YSR · 3, 27, 28, 49
yüzey sıcaklığı · 24



teknoversite **AYRICALIĞINDASINIZ**

İSTE

