

**BİLEŞİK GÜÇ VE SOĞUTMA
SİSTEMLERİNİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ
KULLANILARAK İNCELENMESİ**

Tamer YILMAM

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Havva CEYLAN

2019

T.C.

TEKİRDAĞ NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**BİLEŞİK GÜÇ VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ
KULLANILARAK İNCELENMESİ**

Tamer YILMAM

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: DR. ÖĞR. ÜYESİ HAVVA CEYLAN

TEKİRDAĞ-2019

Her hakkı saklıdır

Dr. Öğr. Üyesi Havva CEYLAN danışmanlığında, Tamer YILMAM tarafından hazırlanan “Bileşik Güç Üretim ve Soğutma Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Yoluyla Analizi ” isimli bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından Makine mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak oy birliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Juri Başkanı :

İmza :

Üye :

İmza :

Üye :

İmza :

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu adına

Doç. Dr. Bahar UYMAZ

Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİLEŞİK GÜÇ VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ KULLANILARAK İNCELENMESİ

Tamer YILMAM

Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Havva CEYLAN

Bu çalışmada, absorpsiyonlu soğutma çevrimi ve Rankine güç çevrimini birleştirerek güç ve soğutmanın tek çevrimle üretildiği bileşik güç ve soğutma çevrimleri incelenmiştir. Farklı konfigürasyonlara sahip bu çevrimlerden literatürde yer alan iki çevrim için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Her iki sistem için aynı enerji kaynağı ve aynı soğutma yükü kullanılarak elde edilen sonuçlara göre; 5 kW soğutma yükü ve 120°C boiler sıcaklığında maksimum net iş, birinci ve ikinci yasa verimleri sırasıyla 1.sistemde 19.9 kW, 0.14 ve 0.43, ikinci sistemde, 4.3 kW, 0.17, 0.31 dir.

Anahtar kelimeler: absorpsiyon, soğutma, güç üretimi, enerji, ekserji

2019, 56 sayfa

ABSTRACT

MSc. Thesis

INVESTIGATION OF COMBINED POWER AND COOLING SYSTEMS BY USING ENERGY AND EXERGY ANALYSIS

Tamer YILMAM

Tekirdağ Namık Kemal University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Assist. Prof. Dr. Havva CEYLAN

In this study, the combined power and refrigeration cycles in which power and cooling are produced in a single cycle by combining the absorption refrigeration cycle and the Rankine power cycle are investigated. Energy and exergy analysis were carried out for two cycles in the literature. According to the results obtained by using the same energy source and the same cooling load for both systems; at the cooling load of 5 kW and the boiler temperature of 120°C, maximum net work, first and second law efficiencies are 19.89 kW, 0.14, 0.43 in the first system, and 4.3 kW, 0.17, 0.31 in the second system, respectively.

Keywords : absorption, cooling, power production, energy, exergy

2019, 56 pages

ÖNSÖZ

Tez çalışmamda planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Dr. Öğr. Üyesi Havva CEYLAN' a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tamer YILMAM

(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
ŞEKİL DİZİNİ	vi
ÇİZELGE DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER	7
2.1. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ	7
2.2. Soğurmalı (Absorbsiyonlu)Soğutma Sistemi	9
2.2.1. Absorpsiyonlu soğutma sistemleriyle mekanik buhar sıkıştırma sistemlerinin karşılaştırılması.....	11
2.2.2. Absorpsiyonlu sistemlerde kullanılan akışkanlardan beklenen özellikler	12
2.2.3. Libr-H ₂ O İle NH ₃ -H ₂ O Akışkan Çiftlerinin Karşılaştırılması.....	13
2.3. Rankine Güç Çevrimi-Buharlı Güç Çevrimleri İçin İdeal Çevrim.....	13
2.4. BİLEŞİK GÜÇ VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ	15
3. MATERYAL VE METOD	16
3.1. Sistem 1 Ve Sistem 2 Nin Çalışma Prensibi:	16
3.2 Enerji Ve Ekserji Analizi.....	19
3.2.1. Enerji analizi.....	20
3.2.2. Ekserji analizi	21
3.2.3. Ekserji dengesi ve tersinmezlikler	21
4. TARTIŞMA VE BULGULAR	24
4.1. Sistem 1 Parametrik Analizi	24
4.1.1.Kütle debilerinin değişimi	24
4.1.2. Net işin değişimi.....	25
4.1.3. 1. Yasa veriminin değişimi.....	28
4.1.4. Tersinmezlik değişimi	29
4.1.5. 2.yasa veriminin değişimi.....	35
4.2. SİSTEM 2 NİN PARAMETRİK ANALİZİ	37

4.2.1. Kütlesel debi değişimi	37
4.2.2. Net işin değişimi.....	37
4.2.3. 1. Yasa veriminin parametrik analizi.....	41
4.2.4. Tersinmezlik değişimi	44
4.2.5.İkinci Yasa veriminin değişimi.....	48
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	52
KAYNAKLAR.....	53
ÖZGEÇMİŞ	56

ŞEKİL DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	7
Şekil 2.2 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	8
Şekil 2.3 Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi.....	10
Şekil 2.4 Basit ideal rankine çevrimi ve $T-s$ diyagramı	14
Şekil 3.1 Bileşik absorpsiyonlu güç ve soğutma sistemi(Sistem 1) (Feng Xu ve ark.).....	17
Şekil 3.2. Bileşik absorpsiyonlu güç ve soğutma sistemi(Sistem 2) (G. Praveen Kumar ve ark.).....	18
Şekil 4.1 kütle debilerinin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5kW$, $T_{boy}=120^{\circ}C$, $P_2=2Bar$)	24
Şekil 4.2(a) Net işin türbin basıncıyla değişimi ($Q=5kW$).....	25
Şekil 4.2(b) Net işin türbin basıncıyla değişimi ($Q=5kW$).....	25
Şekil 4.2(c) Net işin türbin basıncıyla değişimi ($Q=5kW$).....	26
Şekil 4.3 boyler sıcaklıklarına ve soğutma yüklerine karşılık maksimum net iş değişimi.....	27
Şekil 4.4 Farklı türbin çıkış basınçlarında 1. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5kW$).....	28
Şekil 4.5 Farklı türbin çıkış basınçlarında Boyler deki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5kW$)	30
Şekil 4.6 Farklı türbin çıkış basınçlarında Soğutucu(cooler) daki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5kW$)	31
Şekil 4.7 Farklı türbin çıkış basınçlarında Rektifiye deki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5kW$)	32
Şekil 4.8 Farklı türbin çıkış basınçlarında absorberdeki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5kW$)	33
Şekil 4.9 Sistem elemanlarının tersinmezliklerinin türbin giriş basıncına göre değişimi($P_1=3bar$, $Q=5kW$)	34
Şekil 4.10 Sistem elemanlarının tersinmezliklerinin türbin giriş basıncına göre değişimi($P_1=3bar$, $Q=5kW$)	34
Şekil 4.11 Sistem elemanlarının tersinmezliklerinin türbin giriş basıncına göre değişimi($P_1=2bar$, $Q=5kW$)	35
Şekil 4.12 Farklı türbin çıkış basınçlarında 2. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5kW$).....	36
Şekil 4.13 Türbin giriş basıncına göre kütsel debilerin değişimi($T_{jen}=120^{\circ}C$, $Q=5kW$, $P_2=2bar$)	37
Şekil 4.14 Net işin türbin basıncıyla değişimi ($Q=5kW$, $ayrım=0.2$).....	39
Şekil 4.15 Net işin soğutma yüküne göre değişimi	40
Şekil 4.16 Net işin soğutma yüküne göre değişimi($ayrım=0.2$).....	41
Şekil 4.17 Farklı türbin çıkış basınçlarında 1. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi($ayrım=0.2$, $Q=5kW$)	42

Şekil 4.18 Farklı ayırım oranlarında 1. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5\text{kW}$, $P_2= 2 \text{ bar}$)	43
Şekil 4.19 Evaporatördeki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, $Q=5\text{kW}$).....	44
Şekil 4.20 Jeneratördeki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, $Q=5\text{kW}$)	46
Şekil 4.21 Absorberdeki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, $Q=5\text{kW}$)	46
Şekil 4.22 Tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, $Q=5\text{kW}$)	47
Şekil 4. 23 Tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, $Q=5\text{kW}$)	47
Şekil 4.24 Tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, $Q=5\text{kW}$)	48
Şekil 4.25 Farklı türbin çıkış basınçlarında 2. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi(ayırım=0.2, $Q=5\text{kW}$)	49
Şekil 4.26 Farklı ayırım oranlarında 2. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5\text{kW}$, $P_2=2\text{bar}$)	50

ÇİZELGE DİZİNİ

Çizelge 3.1 Sistem 1 için kütle,enerji ve ekserji denklikleri	22
Çizelge 3.2 Sistem 2 için kütle,enerji ve ekserji denklikleri	23
Çizelge 4.1 Maksimum net iş değerine göre soğutma yükü değişimi	27

SİMGELER VE KISALTMALAR

H	: Enthalpy (kJ/kg)
HE	: Isı değiştirgeci
GHX	: Jeneratör ısı değiştirgeci
SHX	: Solüsyon ısı değiştirgeci
I	: tersinmezlik (kW)
m	: kütleli debi (kg/s)
P	: basınç (bar)
Q	:ısı geçişi (kW)
Rec	: rektifiye
Jen	: jeneratör
S	: entropi (kJ/kg K)
T	: sıcaklık (°C)
V	: valf
V	: özgül hacim (m^3/kg)
x	: Amonyak konsantrasyonu(%)
η	: verim(%)
E_{Qx}	: Isıl ekserji(kW)
E_x	: fiziksel ekserji(kW)

Alt indisi

0	: çevresel durum
I	: Birinci yasa
II	: İkinci yasa
cs	: kontrol yüzeyi
hs	: ısı kaynağı
sh	: şaft
g	: giren
ç	: çıkan
wa	: absorber soğutma suyu
wb	: boyler soğutma suyu swb:
wc	: soğutucu soğutma suyu
we	: evaporatör soğutma suyu

1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında enerji talebinin arttığı buna karşılık enerji kaynaklarının azaldığı görülmektedir. Bu talep artışında soğutma sistemleri önemli bir yer tutmaktadır. Sıcak bölgelerdeki elektrik tüketiminin %40'a varan bir bölümü soğutmaya harcanmaktadır (Eroğlu, 2000). Ülkemizde ise üretilen elektriğin %7'si klima soğutma endüstrisinde kullanılmaktadır (Darcan, 2001).

Günümüzde en çok kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin harcadığı enerjinin maliyeti oldukça yüksektir. Bu yüzden soğutma sistemleri için alternatif enerji kullanımı artık gerekli ve şarttır. Isının enerji kaynağı olarak kullanıldığı absorpsiyonlu sistemler bunun için bir seçenektir. Düşük ve orta dereceli ısı kaynakları, güneş enerjisi, jeotermal, biyokütle ve çeşitli termal ve kimyasal işlemlerden kaynaklanan atık ısı çevrede bol miktarda bulunur. Absorpsiyonlu soğutma bu değişken sıcaklıklı ısı kaynaklarının verimli kullanımı için çok önemli bir teknolojidir. Kojenerasyon gibi diğer teknolojilerle entegre olduklarında daha verimli bir şekilde enerji kullanımına katkıda bulunabilirler.

Son yıllarda absorpsiyonlu soğutma sistemi ile Rankine güç çevriminin aynı çevrimde birleştirilmesiyle tek çevrimden soğutma ve güç üretilebilen bileşik güç ve soğutma çevrimleri öne çıkmıştır. Her iki çevrimdeki bazı elemanların ortak kullanımı sayesinde ekonomik olarak da cazip hale gelmektedir. Bugüne kadar çevrimin veriminin artırılmasına yönelik farklı düzenlemeler ortaya konulmuştur ve çevrim termodinamik bakımdan araştırılmıştır. Bunlardan bazıları aşağıda özetlenmiştir.

Goswami (1998) yeni bir bileşik soğutma ve güç sistemi önerdi. Çalışma akışkanı olarak amonyaklı su kullanan tek bir ısı kaynağıyla aynı anda hem güç hem de soğutma çıktısı üreten sistemde kondenser ve genişleme vanası yerine bir amonyak-su türbini kullandı. Daha sonra, Goswami ve ark. (1999) türbin giriş sıcaklığını artırmak ve daha fazla güç üretmek için kondenser / rektifiye ile türbin arasına bir aşırı ısıtıcı ekleyerek önerilen kombine sistemi değiştirdi.

Jiangfeng Wang ve ark. (2007) tarafından Rankine çevrimi ve absorpsiyonlu soğutma çevrimini kapsayan bileşik bir güç ve soğutma çevrimi önerilmiştir. Bu bileşik çevrimde,

çalışma akışkanı olarak amonyak-su karışımı kullanılmıştır ve sadece bir ısı kaynağıyla aynı anda hem güç çıkışı hem de soğutma çıkışı üretilmiştir. Termodinamik parametrelerin kombine çevrim performansı üzerindeki etkilerini değerlendirmek için parametrik bir analiz yapılmıştır. Isı kaynağı sıcaklığının, ortam sıcaklığının, soğutma sıcaklığının, türbin giriş basıncının, türbin giriş sıcaklığının ve temel çözelti amonyak konsantrasyonunun, net güç çıkışı, soğutma çıkışı ve kombine çevrimin ekserji verimliliği üzerindeki incelenmiştir. Maksimum ekserji verimliliğine ulaşmak için genetik algoritma ile parametre optimizasyonu sağlanmıştır. Optimize edilmiş ekserji verimliliği, belirtilen şartlar altında % 43.06'dır.

Ricardo Vasquez Padilla ve ark(2010) Rankine güç çevrimi ile absorpsiyon soğutma çevrimini birleştiren kombine bir güç / soğutma çevriminin parametrik analizini yapmıştır. Çevrimde, çalışma sıvısı olarak amonyak-su karışımı kullanılmıştır. Goswami Çevrimi olarak da bilinen bu çevrim, konvansiyonel bir güç çevriminden gelen atık ısıyı kullanan bir alt çevrim veya güneş ve jeotermal enerjiyi kullanan bağımsız bir çevrim olarak kullanılabilir. Çevrimin çeşitli kazan basınçları, amonyak konsantrasyonları ve izentropik türbin verimleri için net iş, soğutma miktarı ve efektif verimlilikler bulunmuştur. Rektifiye ve kızdırıcının çevrim performansındaki rolleri incelenmiştir. Çevrim ısı kaynağı sıcaklığı 90-170 ° C arasında değişmekte olup, maksimum efektif birinci yasa ve ekserji verimliliği 30 ° C'lik bir absorber sıcaklığı için sırasıyla % 20 ve% 72 olarak hesaplanmıştır.

R. Karaali (2016) tarafında yapılan çalışmada, çalışma sıvısı olarak amonyak-su karışımını kullanan kombine bir güç ve soğutma çevriminin ekserji bakımından analizi yapılmıştır. 25 ile 55 Bar kazan basıncı için kombine güç ve soğutma çevriminin performansı araştırılmıştır. Türbin giriş basıncının artırılmasının ekserji verimliliklerinin üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre ekserji verimliliği enerji verimliliğinden yüksek çıkmıştır .

V. Zare ve ark. (2012) amonyak- su akışkan çiftini kullanarak güç ve soğutma üreten sistemin performansını, termoeconomik bakımdan incelemiştir. Çevrimin termodinamik performansını araştırmak ve ürünlerin birim maliyetini değerlendirmek için termodinamik ve termoeconomik modeller geliştirilmiştir. Parametrik bir çalışma gerçekleştirilmiş ve çevrimsel performans, sistem ürünlerinin birim maliyetlerinin toplamının yanı sıra termal ve ekserji verimlerine dayalı olarak optimize edilmiştir. Sonuçlar, termoeconomik optimizasyon yoluyla elde edilen çevrim ürünlerinin birim maliyet toplamının, çevrimin termodinamiğin birinci ve

ikinci kanunlarına göre optimizasyonuna kıyasla sırasıyla %18.6 ve %25.9'dan daha az olduğu bulunmuştur.

M. Akbari Kordlar ve ark. (2017) tarafından jeotermal sıcak su ile çalışan yeni bir bileşik soğutma ve güç kojenerasyon sistemi önerilmiştir. Organik Rankine çevrimi ve soğurmalı soğutma çevrimi birleşimi olan sistem, termodinamik ve ekonomik açıdan analiz edilmiş ve optimize edilmiştir. Organik Rankine çevriminde çalışma sıvısı amonyak ve soğutma çevriminde çalışma sıvısı amonyak-su çözeltisidir. Optimizasyondan önce karar parametrelerini belirlemek için parametrik çalışmalar yapılmıştır. Sistem performansını optimize ederken, üç durum göz önünde bulundurulmuştur. Bunlar, maksimum birinci yasa verimliliği, maksimum ikinci yasa verimliliği ve minimum toplam ürün birim maliyetidir. Sonuçlar, 3. durumdaki toplam ürün birim maliyetinin 1. ve 2. duruma göre sırasıyla % 20 ve % 24.3 daha düşük olduğunu göstermiştir.

G. Praveen Kumar ve ark. (2017) tarafından düşük dereceli enerji kullanan kombine bir güç ve soğutma sisteminin gerçek yararlı çıktısını ve performansını incelemek için deneysel bir araştırma yapılmıştır.

Jiangfeng Wang ve ark. (2016) tarafından kullanıcıların hem güç hem de soğutma talebini karşılamak amacıyla, endüstriyel atık ısıları, güneş enerjisi ve jeotermal enerji gibi düşük dereceli ısı kaynaklarını kullanan amonyak-su karışımı ile çalışan yeni bir bileşik soğutma ve güç sistemi önerilmiştir. Önerilen sistem bir Kalina çevrimini ve bir amonyak - su absorpsiyon soğutma çevrimini bir araya getirmiştir, burada amonyak-su çifti türbin çıkışında daha saf amonyak elde etmek için bir ayırıcıya iletilmiştir. Daha saf amonyak buharı, yoğunlaştırıldıktan ve kısıldıktan sonra soğutma çıktısı üretmek için bir buharlaştırıcıya girmiştir. Kombine sistemi kararlı şartlar altında simüle etmek için matematiksel modeller oluşturulmuştur. Sistemdeki ekserji tüketim dağılımını niteliksel olarak göstermek için ekserji tüketim analizi yapılmış ve sonuçlar, ana ekserji yıkımının ısı eşanjörlerinde meydana geldiğini göstermiştir.

Dereje S. Ayoy ve ark. (2017) tarafından tek kademeli kombine absorpsiyon güç ve soğutma çevriminin entegre bir kompresyon yükselticisiyle performansının yükseltilmesi ve operasyonel esnekliği araştırılmıştır. Mekanik bir kompresör ve daha sonra bir termal kompresör bir kompresyon yükselticisi kullanılmıştır. Bu eklenen özellik, bu tür çevrimler için

çok ilginçtir, çünkü çevrimin performansını artırmak için gereken sıkıştırmayı üretmek için çevrimnün kendisi kullanılabilir. Bu yeni modifiye edilmiş bileşik absorpsiyon çevrimlerinin enerji ve ekserji bakımından performansı, termal sınır koşulları ve tasarım parametreleri dahilinde analiz edilmiştir. Mekanik bir kompresörün veya bir buhar püskürtücünün entegrasyonu, çevrimin gerekli çalışma sıcaklığını azaltır ve belli bir ayrışma oranında sistem çift çıkış modunda güç ve soğutma üretebilir. Önerilen iş çevrim çeşitleri, sıkıştırma oranını ayarlayarak, ısı kaynağı ve ısı atımı sıcaklıklarının değişmesine cevap vermek için olağanüstü bir uyarlanabilirliğe ve esnekliğe sahiptir.

Junye Hua ve ark. (2014) tarafından yapılan çalışmada Orta / düşük dereceli atık ısıdan güç ve soğutma çıkış kojenerasyonu için bir amonyak-su absorpsiyon çevrimi analiz edilmiş ve optimize edilmiştir. Bu çalışma, soğutma etkisinin gerçekleştirilmesi için bir buharlaştırıcı ve bir alt soğutucu eklenen modifiye edilmiş bir Kalina çevrimidir. Çevrim, ek ısı kaynağı tüketmeden uygun reküparasyon işleminden soğutma çıktısı üreterek ve hem ısı kaynağı hem de soğutma suyuna uyacak şekilde değişken faz değişim süreçleri için uygun amonyak konsantrasyonları ile ısı transferi gerçekleştirerek daha yüksek verim elde edilmiştir. Sistem için kilit parametrelerin ısı ve ekserji verimleri üzerindeki etkisinin analizi yapılmıştır. Sonuçlar, daha yüksek bir verimlilik için temel ve çalışma konsantrasyon çiftlerinin bulunduğunu göstermiştir. Türbin giriş parametreleri 195 C / 2.736 MPa olarak ayarlanmış ve 0,5 soğutma fraksiyonu ile 25 ° C'ye ayarlanmış soğutma suyu giriş sıcaklığı ile yapılan hesaplamada ısı verim ve ekserji veriminin % 16.4 ve % 48.3 bulunmuştur. Bu da aynı koşullar altında bir amonyak-su güç çevriminden sırasıyla % 24.24, % 8.16 daha yüksektir.

İlhan Tekin Öztürk (2006) güneş enerjisinin enerji kaynağı olarak kullanılması durumunda absorpsiyonlu güç üretme çevrimi yardımı ile elektrik enerjisi üretiminin mümkün olup olmadığını incelemiştir. NH₃ - H₂O akışkan çiftini kullanan absorpsiyonlu bir güç üretme sistemi teorik olarak tasarlanmıştır. Çevrimin termodinamik verimi, değişik türbin giriş sıcaklıkları için % 16.4 ila % 28.97 olarak elde edilmiştir. Absorpsiyonlu güç üretme çevriminin, ilave ısı kaynakları yardımı ile kesintisiz çalışma ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile kombine çalışma imkanı bulunmaktadır. Absorpsiyonlu güç üretme çevriminin, güneş enerjisinden güç üretme çevrimlerine alternatif bir çevrim olduğu görülmüştür.

Vidala R. Bestb ve ark. (2006) yeni bir kombine çevrimin, sadece bir ısı kaynağıyla aynı anda hem güç hem de soğutma üretmesi ve çalışma sıvısı olarak da amonyaklı su karışımı

kullanılmasını önermiştir. Çevrim, çevrimnin her bir bileşenindeki tersinmezlik etkisini açıkça göstermek için tersinmez bir işlem olarak simüle edilmiştir. Tersinmez proses sırasında çevre sıcaklığını değiştiren iki durum düşünülmüştür. Bununla birlikte, yeni çevrimin farklı çalışma koşullarındaki performansını bilmek için tersinmez durum, rektifiye sıcaklıkları, türbinin izentropik verimliliği ve soğutulmuş suyun geri dönüş sıcaklığı değişkenliği bakımından analiz edilmiştir. 150°C ve 125°C ısı girişi gereksinimiyle, tersinmez çevrimler için %53 ve %51 oranında ekserji verimlilik değerleri elde edilmiştir. Güneş kolektörleri veya atık ısı, çevrimi çalıştırmak için ısı kaynakları olarak önerilmiştir. Bununla birlikte, üretilen soğutma, üretilen güce kıyasla daha küçüktür. Ekserji parametreleri, çevriminin etkinliğini göstermek ve çoğu ekserji yıkımının gerçekleştiği cihazları tanımlamak için iyi göstergelerdir.

Feng Xu a ve ark. (2000) tarafından kombine bir termal güç ve soğutma çevrimi önerilmiştir. Önerilen çevrim bir Rankine çevrimi ve bir absorpsiyon soğutma çevrimini birleştirir. Güç çıktısının yanı sıra, birincil hedef olarak güç üretimi ile birlikte soğutma sağlayabilir. Bu çevrim, türbinde yoğunlaşma olmadan çok düşük bir sıcaklığa genişletilebilen türbin içerisinde çok yüksek konsantrasyonlu amonyak buharı kullanır. Bu çevrim geleneksel yoğuşma işlemi yerine bir absorpsiyon yoğuşma işlemi kullanır. Simülasyon sonuçları, çevrimin, 400K civarında ısı kaynağı sıcaklıkları için yüksek ısı verimliliği elde edilebileceğini göstermektedir. 400K, jeotermal kaynaklardan ve düşük konsantrasyonlu güneş kolektöründen, diğer çevrimlerden gelen atık ısıdan kolayca elde edilebilmektedir. Çevrim, maksimum güç, maksimum soğutma veya maksimum bir termal verim üretmek için optimize edilmiştir.

Afif Akel Hasan ve ark. (2003) hem güç hem de soğutma üreten bir amonyak- su karışımı kullanan termodinamik çevrimi ekserji bakımından analiz etmiştir. Analiz, çevrimin her bir bileşeni için ekserji tüketiminin yanı sıra, birinci yasa ve ekserji verimlerini de içerir. Bir güneş enerjisi kaynağı için ekserji verimliliğini en üst düzeye çıkarmak amacıyla optimum çalışma koşulları belirlenmiştir. Çevriminin 320–460 ° K arasındaki bir ısı kaynağı sıcaklığı aralığında performansı araştırılmıştır. Isı kaynağı sıcaklığının artırılmasının, ilk yasa veriminde de olduğu gibi, daha yüksek ekserji verimliliği elde edilemediği bulunmuştur. Kombine güç ve soğutma çevrimindeki toplam ekserji kaybının, ısı kaynağı sıcaklığı arttıkça arttığı gözlemlenmiştir. Absorber, 320 ila 400 ° K'lık bir ısı kaynağı sıcaklığı için en yüksek ekserji tüketimine sahipken, 400 ° K'nin üzerinde rektifiye elemanında, ekserji tüketiminin absorberin önüne geçtiği gözlenmiştir.

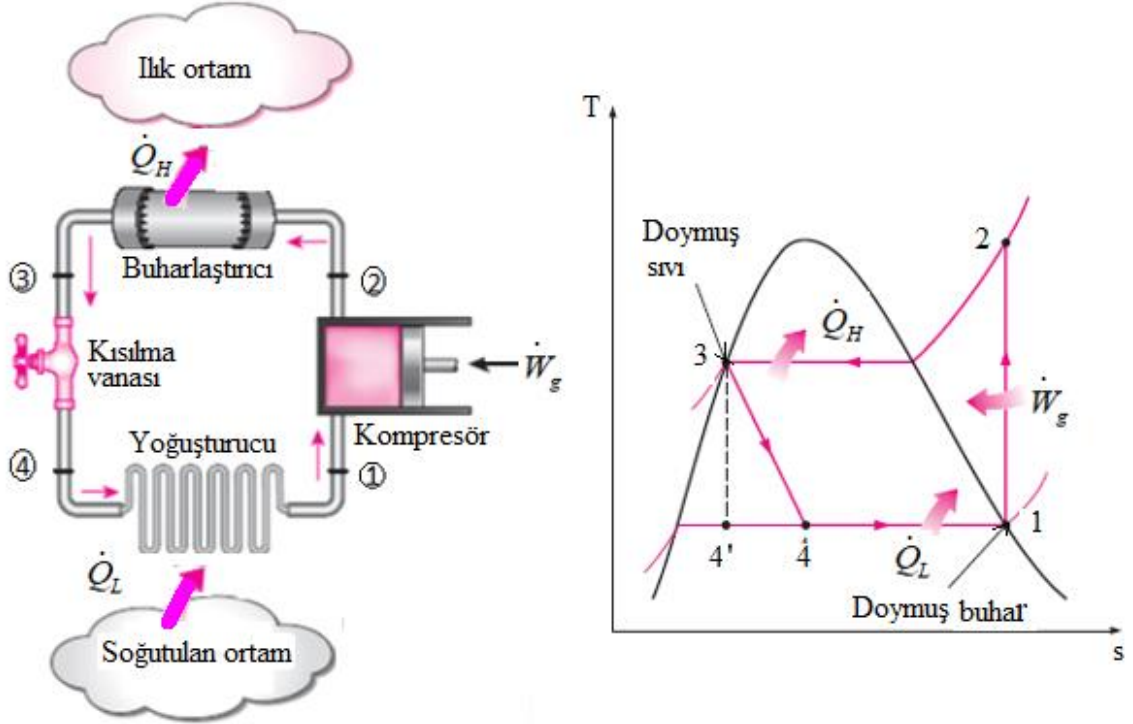
Gökmen Demirkaya ve ark.(2017) bir Amonyak-Su karışımı kullanan bileşik güç ve soğutma çevrimini teorik olarak incelemiştir. Türbin kademelerinin sayısı ve farklı aşırı ısınma konfigürasyonları dahil olmak üzere çeşitli çalışma ve konfigürasyon parametrelerinin güç çıkışında, termal ve ekserji verimlilikleri üzerindeki etkisinin kapsamlı bir analizi yapılmıştır. Sonuçlar, Goswami çevriminin % 60 ila 80 arasında etkili bir ekserji veriminde ve %25 to 31 arasında bir termal enerji verimi ile çalışabileceğini göstermiştir. Araştırma ayrıca, çok kademeli türbinlerin, ısı kaynağı sıcaklıklarının 200 ° C'nin üzerinde kalması güç, termal ve ekserji verimleri bakımından, tek kademeli türbinlerden daha iyi bir performansa sahip olduğunu göstermiştir.

Bu çalışmada, literatürden alınan iki adet bileşik güç soğutma sistemi enerji ve ekserji analizi kullanılarak parametrik olarak incelenmiştir. Analizde pratikte kullanılabilen değerler dikkate alınmıştır. Bu inceleme kapsamında aynı ısı kaynağı kullanan ve aynı soğutma yüküne sahip her iki sistem güç tüketimi, Termodinamiğin 1.yasası ve 2.yasası açısından karşılaştırılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

Bu bölümde bileşik güç ve soğutma çevriminin temelini oluşturan soğutma ve güç çevrimleri kısaca tanıtılmıştır.

2.1. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ



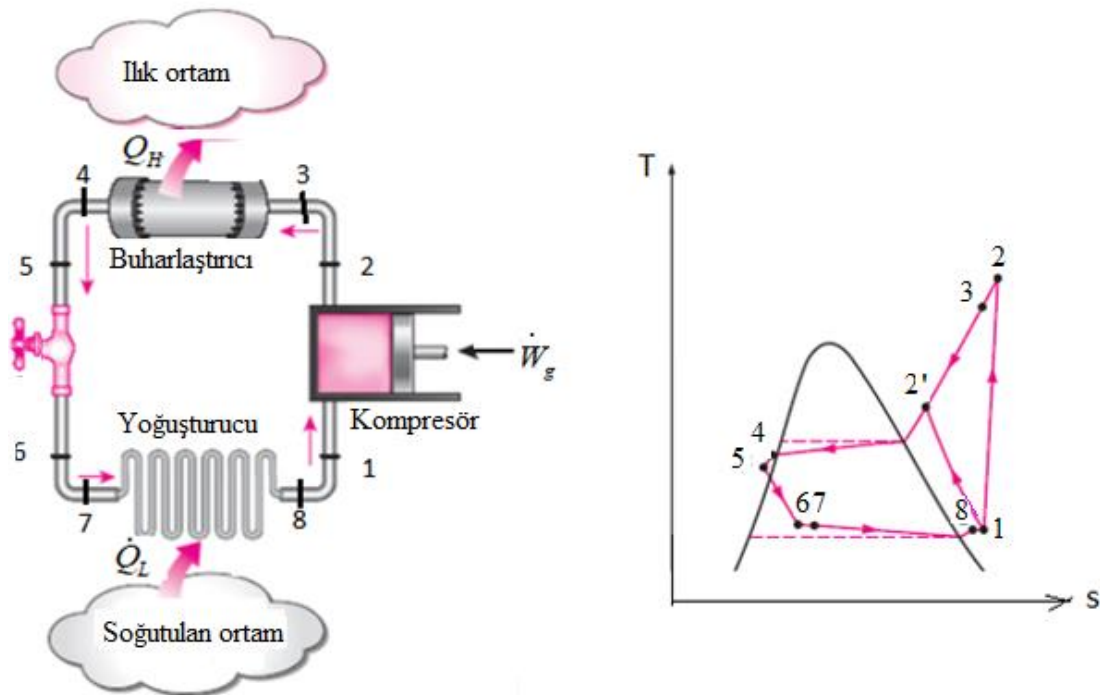
Şekil 2.1 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

Şekil 2.1'de ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve onunla ilgili $T-s$ diyagramı görülmektedir. Buhar sıkıştırımlı çevrim soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir.

Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri şöyledir:

- 1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3 Kondenserde (yoğuşturucuda) çevreye sabit basınçta ($P = sabit$) ısı geçişi
- 3-4 Kısılma vanasında genişleme ve basıncın düşmesi düşüşü
- 4-1 Evaporatörde (buharlaştırıcıda) akışkana sabit basınçta ($P = sabit$) ısı geçişi

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer veyoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra genişleme vanasından geçirilerek basıncı, buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer.



Şekil 2.2 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdaki ısı alarak tamamen buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ve ona ait $T-s$ diyagramı Şekil 2.2'de verilmektedir. İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan

kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez, çünkü soğutucu akışkanın halini hassas bir biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Burada amaç, akışkanın kompresöre girişinde tamamen buhar olmasını güvenceye almaktır. Ayrıca buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur. Böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir. Yukarıda sıralanan etkilerin toplam sonucu, soğutucu akışkanın özgül hacminin ve buna bağlı olarak kompresör işinin artmasıdır.

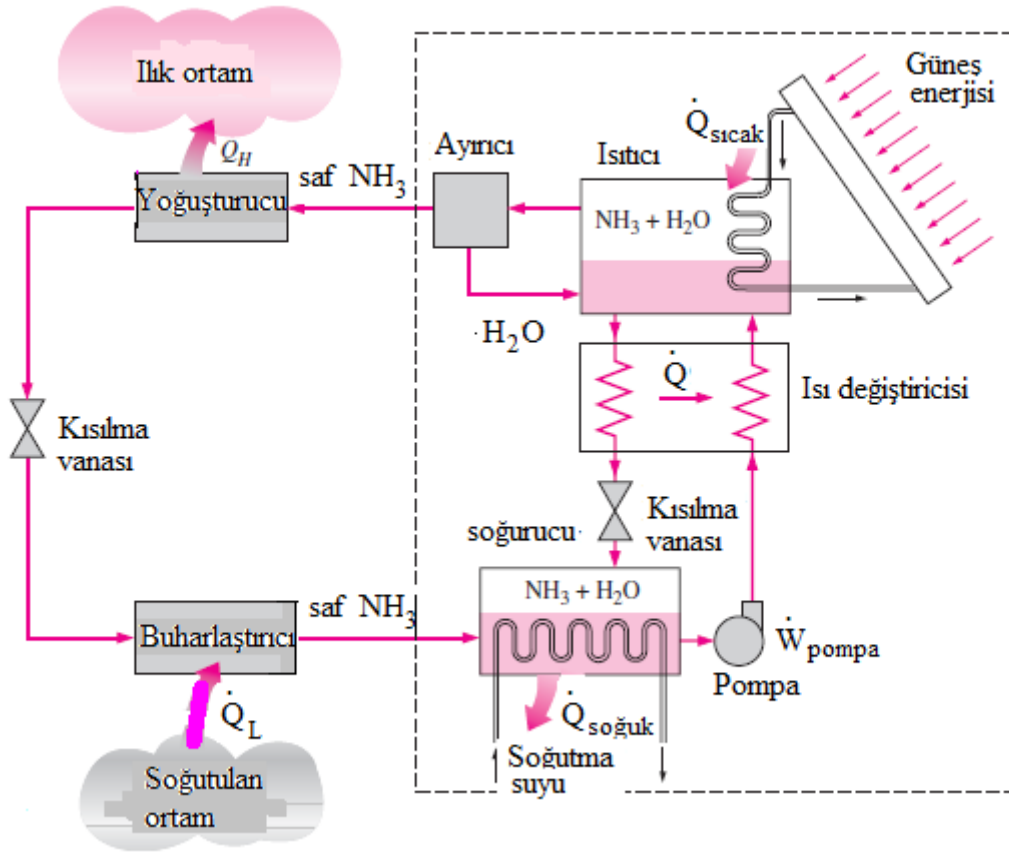
İdeal çevrimde sıkıştırma işi içten tersinir ve adyabatiktir. Başka bir deyişle izentropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu iki etkiye bağlı olarak, soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artabilir (1-2 hal değişimi) veya azalabilir (1-2' hal değişimi). Sıkıştırmanın izentropik olmasındansa, 1-2' hal değişimine göre olması tercih edilir, çünkü kompresör işi bu durumda daha az olacaktır. Bu bakımdan soğutucu akışkanın sıkıştırma işlemi sırasında soğutulması, ekonomik ve uygulanabilir olduğu sürece yararlıdır.

İdeal çevrimde, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla kısılma vanası girişi arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tamamen sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada tam bir hassaslıkla uygulamak zor olduğundan, yoğuşturucudan çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur başka bir deyişle aşırı soğutulur. Bunun bir sakıncası yoktur, çünkü bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdan daha fazla ısı çekebilir. Kısılma vanası ve buharlaştırıcı birbirine çok yakındır, bu sebeple aradaki basınç düşmesi küçüktür.

2.2. SOĞURMALI (ABSORBSİYONLU) SOĞUTMA SİSTEMİ

Sıcaklığı 100°C ile 200°C arasında olan ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman, ekonomik açıdan kazançlı olabilecek bir başka soğutma yöntemi soğurmalı (absorpsiyonlu)

soğutma yöntemidir. Ucuz ısı kaynakları arasında, jeotermal enerji, güneş enerjisi, buhar santrallerinin atık ısıları sayılabilir.



Şekil 2.3 Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi

Adından da anlaşılacağı gibi soğurmalı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içerisinde soğurulması söz konusudur. En yaygın kullanılan soğurmalı soğutma sistemi, amonyak-su sistemidir. Bu sistemde soğutucu akışkan olan amonyak (NH_3), su (H_2O) tarafından soğurulur. Diğer soğurmalı soğutma sistemleri arasında, suyun soğutucu akışkan olduğu su-lityum brömür ve su-lityum klörür sistemleri vardır. Son iki sistemin uygulama alanı, soğutma sıcaklıklarının $0\text{ }^\circ\text{C}$ 'nin üzerinde olduğu yaz iklimlendirmesiyle sınırlıdır.

Soğurmalı soğutmanın temel ilkeleri, Şekil 2.3'de gösterilen $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemi üzerinde açıklanabilir. Şekil 2.3 incelendiği zaman, bu sistemin buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine çok benzediği, sadece kompresörün yerini karmaşık soğurma mekanizmasının aldığı görülür. Soğurma mekanizması içerisinde soğurucu, pompa, ısıtıcı, ısı değiştiricisi, kısılma vanası ve ayırıcı vardır. Tüm bu mekanizmanın NH_3 'ün basıncını yükseltmek için biraraya getirildiği

gözlenmektedir, gerçekten de amaç sadece budur. NH_3 , basıncı bu kutu içinde yükseltildikten sonra yoğuşturucuda soğutulur ve yoğuşturulmakta, buharlaştırıcı basıncına kısılmakta ve buharlaştırıcıdan geçerken soğutulan ortamdaki ısı çekmektedir. Çevrimin bu bölümü daha önce görülenlerden farklı değildir. Kutu içinde olanlar ise şöyledir:

Amonyak buharı, buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra soğurucuya girer, burada su içinde soğurularak ve suyla reaksiyona girerek $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözeltisi oluşturur. Bu reaksiyon ekzotermik (ısı veren) bir reaksiyondur. H_2O içinde soğurulabilen NH_3 miktarı, sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu sebeple, soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak ve buna bağlı olarak soğurulabilen NH_3 miktarını arttırmak için soğurucudan ısı çekilir. Amonyak bakımından zengin olan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözeltisi daha sonra ısıtıcıya pompalanır. Çözelti, ısıtıcıda dış kaynaktan sağlanan ısıyla buharlaştırılır ve ayırıcıya girer. Burada su, NH_3 bakımından zengin olan buhardan ayrılarak ısıtıcıya geri döner, saf amonyak buharı ise yoğuşturucuya geçerek çevrimi sürdürür. Isıtıcıda kalan amonyak bakımından $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözeltisi, bir ısı değiştiricisinden geçer, pompadan çıkan çözeltiye bir miktar ısı verir ve daha sonra soğurucu basıncına kısılır.

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığı zaman, soğurmalı sistemin önemli bir özelliği göze çarpmaktadır: Bu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Sürekli akış işi özgül hacimle orantılı olduğu için, soğurmalı sistemin gerektirdiği iş çok küçüktür. Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. İş, ısıtıcıda çevrime sağlanan ısının yüzde biri mertebesinde olup, çevrimin termodinamik çözümlemesinde genellikle ihmal edilir. Soğurmalı sistemlerde sistemi çalıştıran enerji ısıdır. Buhar sıkıştırılmalı işlemlerde ise çevrimi çalıştıran enerji elektriktir (iştir). Bu üstünlüğe karşılık soğurmalı soğutma sistemleri büyük hacimli, karmaşık ve pahalıdır. Ancak ucuz ısı kaynağı bulunduğu zaman ekonomik açıdan kazançlı olabilirler. Bu sistemler genellikle endüstri uygulamalarında kullanılır.

2.2.1. Absorpsiyonlu soğutma sistemleriyle mekanik buhar sıkıştırma sistemlerinin karşılaştırılması

1. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde hareketli parçalar az olduğundan sessiz çalışabilmektedirler.
2. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında avantajlıdır. Bunun sebebi; buhar sıkıştırılmalı sistemlerde kompresördeki sürtünmelerden dolayı güç kayıpları

ve aşırı kızdırma problemleri yaşanırken, Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde böyle bir durum söz konusu değildir.

3. Sıcaklık değişimleri, genleşme valfindeki küçük değişimlerle korunabilir.
4. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı basınç ve sıcaklıklarında azalma olduğunda soğutma kapasitesinde çok az bir düşme olur.
5. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, buhar sıkıştırılmalı sistemlere göre % 2–9 oranında daha az elektrik enerjisi kullanılmaktadır.
6. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin farklı elemanlarının küçük bir alana yerleştirme gerekliliğinde simetrik olarak yerleştirmeye etkili bir çalışma sağlanabilmektedir.
7. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olmasına karşılık, arızalanmanın az olması ve fazla bakım gerektirmemesi, sistemi avantajlı kılmaktadır.

2.2.2. Absorpsiyonlu sistemlerde kullanılan akışkanlardan beklenen özellikler

1. Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Hava sızmasını, dolayısıyla havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarda katılarak işletme aksaklıklarına meydan vermesini önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncından bir miktar üzerinde olması gerekir.
2. Düşük yoğuşma basıncı olmalıdır. Yüksek basınca dayanıklı kompresör, kondenser, boru hattı gibi tesisat olmalıdır.
3. Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır. Buharlaşma gizli ısı ne kadar yüksek olursa sistemde o oranda gaz akışkan kullanılacaktır.
4. Kimyasal olarak aktif olmamalıdır, tesisat malzemesini etkilememesi, korozif olmaması, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi gerekir.
5. Yanıcı patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.
6. Kaçakların kolay tespitine imkan veren özellikte olmalıdır.(Koku, renk)
7. Ucuz olmalıdır.
8. Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.
9. Dielektrik olmalıdır.
10. Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır.
11. Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır.
12. Özgül hacmi küçük olmalıdır.
13. Viskozitesi düşük olmalıdır

Absorpsiyonlu sistemlerde amonyak-su ve LiBr-Su akışkan çiftleri en yaygın kullanılanlardır.

2.2.3. $LiBr-H_2O$ ile NH_3-H_2O Akışkan Çiftlerinin Karşılaştırılması

NH_3-H_2O kullanılan sistemlerde soğutucu akışkanın amonyak olması nedeniyle çok düşük sıcaklıklara inmek mümkündür. Bu nedenle, $LiBr-H_2O$ kullanılan sistemler daha çok iklimlendirme de kullanım alanı bulurken, NH_3-H_2O kullanılan sistemler derin soğutma uygulamalarında kullanılır. $LiBr-H_2O$ kullanılan sistemler de soğutucu akışkan olan su; buharlaşma ısısının yüksek olması, maliyetinin düşük, kolay bulunması ve sistemde kaçak olması durumunda amonyak gibi zehirli olmadığı için güvenilirdir. Lityum bromür eriyiğinin belirli bir yoğunlaşma değerinde minimum eriyik sıcaklığı vardır. Bu sıcaklığın altında tuz eriyikten ayrılarak katı hale gelir ve kristalleşme olur. Lityum bromür eriyiğine çeşitli oranlarda tuzlar eklenerek kristalizasyon önlenabilir. Amonyak bakır ve bakır alaşımlı malzemelerle reaksiyona girerek zarar verdiği için çelik malzeme kullanılması gereği vardır bu nedenle maliyet artar. Amonyak için aynı sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncı soğutma akışkanı olarak su kullanılan sistemlere göre çok yüksektir. Bu durum, NH_3-H_2O kullanılan sistemlerde et kalınlığı fazla malzeme kullanmasını gerektirir. NH_3-H_2O kullanılan sistemlerde jeneratörden kondensere giden hatta amonyakla birlikte bir miktar suyun taşınma riski vardır. Bu nedenle jeneratör çıkışında su buharını ayırmak için rektifiye konulmasını gerekir, bundan dolayı sistem daha karmaşık ve maliyetli olur.

2.3. RANKİNE GÜÇ ÇEVİRİMİ-BUHARLI GÜÇ ÇEVRİMLERİ İÇİN İDEAL ÇEVİRİM

İdeal Rankine çevrimi ile ilgili sistem ve $T-s$ diyagramı Şekil 2.4'de verilmektedir. Bu çevrim buharlı güç santralleri için ideal bir çevrimdir. İdeal rankine çevriminde içten tersinmezliğin olmadığı dört hal değişimi vardır.

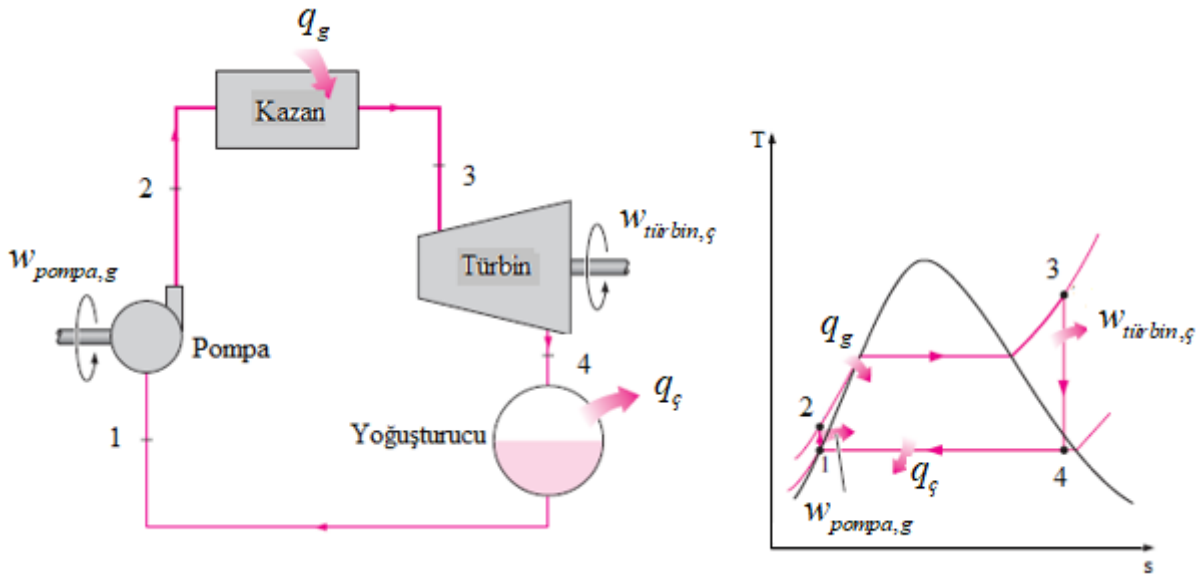
- 1-2 Pompayla izentropik sıkıştırma
- 2-3 Kazanda, sisteme sabit basınçta ($P = \text{sabit}$) ısı geçişi
- 3-4 Türbinde izentropik genişleme
- 4-1 Yoğuşturucuda, sistemden sabit basınçta ($P = \text{sabit}$) ısı atılması

Su, pompaya 1 halinde doymuş sıvı olarak girer ve izentropik bir hal değişimi ile kazan basıncına sıkıştırılır. Su sıcaklığı, izentropik bir hal değişimi ile kazan basıncına sıkıştırılır. Su

sıcaklığı izentropik sıkıştırma işlemi sırasında suyun özgül hacminin biraz azalmasından dolayı bir miktar artar. $T-s$ diyagramında 1 ve 2 halleri arasındaki dikey aralık, diyagramın rahat anlaşılabilmesi için, olduğundan daha büyük gösterilmiştir.

Su kazana 2 halinde sıkıştırılmış sıvı olarak girer ve 3 halinde kızgın buhar olarak çıkar. Kazan temelde büyük bir ısı değiştiricisidir. Yanma sonunda oluşan gazlardan, nükleer reaktörden veya diğer kaynaklardan sağlanan ısı, burada hemen hemen sabit basınçta suya geçer. Kazan buharın kızgın hale geldiği kızdırıcıyla birlikte genellikle buhar üreticisi diye adlandırılır.

3 halindeki kızgın buhar, türbinde izentropik olarak genişler ve bir mili döndürerek iş yapar. Mil genellikle elektrik üretimi için bir jeneratöre bağlanmıştır. Bu hal değişimi sırasında buharın basıncı ve sıcaklığı azalarak 4 halindeki değerlere ulaşır. Buhar türbinden çıktıktan sonra yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucuya giren buhar genellikle yüksek kuruluk derecesinde doymuş sıvı-buhar karışımı halindedir. Yoğuşturucu büyük bir ısı değiştiricisidir. Buhar burada göl, akarsu veya atmosfere ısı vererek sabit basınçta yoğuşur. Su yoğuşturucudan doymuş sıvı halinde çıkar ve pompaya girerek çevrimi tamamlar. Suyun az olduğu bölgelerde, güç santrallerinde soğutma, su yerine hava ile yapılır.



Şekil 2.4 Basit ideal rankine çevrimi ve $T-s$ diyagramı

2.4. BİLEŞİK GÜÇ VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Bileşik Güç ve soğutma çevrimi Absorbsiyonlu soğutma çevrimi ile Rankine güç çevriminin birleşmesiyle oluşmuştur. Tek çevrimle hem soğutma hem de güç üretimi yapılmaktadır. Çevrim aynı anda güç ve soğutma çıktısı sağlamakla kalmayıp, aynı zamanda her iki çevrimdeki bazı paylaşım ekipmanlarını azaltarak sistemi daha ekonomik ve kompakt hale getirmektedir.

Bu çevrim için, çalışma akışkanı olarak amonyak-su karışımı mükemmel bir seçimdir çünkü değişken sıcaklık faz değişimi, ısı değiştiricilerde saf çalışma akışkanlarına kıyasla daha iyi bir sıcaklık uyumu sağlar. Aynı zamanda, amonyağın kaynama noktasının suyunkinden büyük ölçüde daha düşük olması, pratikte enerji üretim sistemlerinde düşük sıcaklıkta atık ısıyı kullanmayı mümkün kılar.

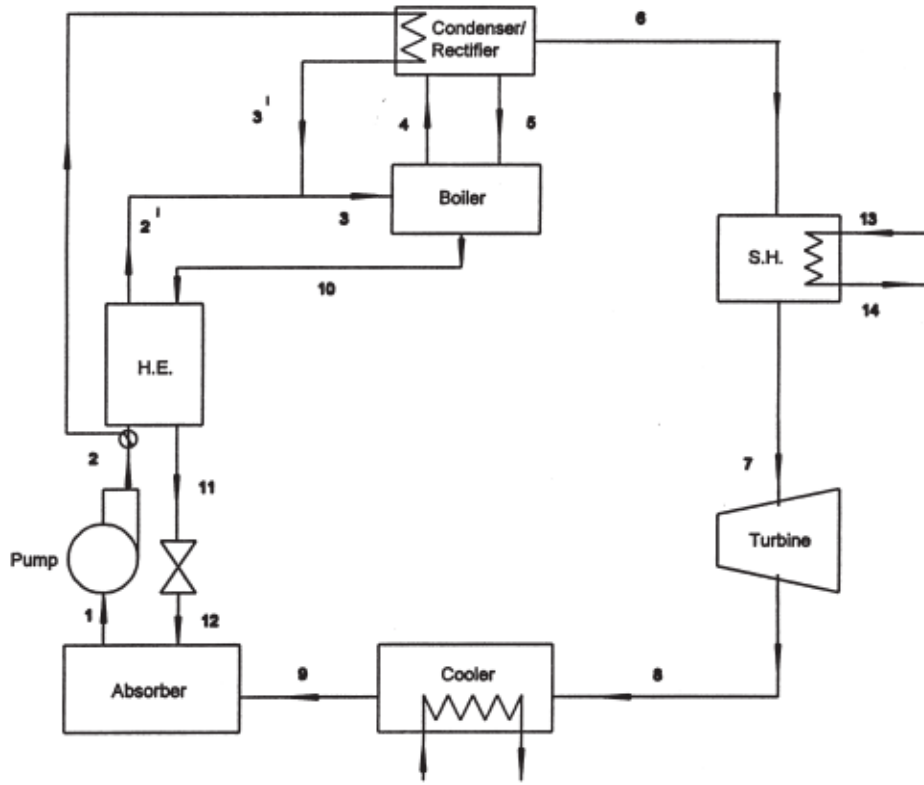
Bir soğutma çevrimi ve bir güç çevriminden oluşan soğutma / güç kombine çevrimlerinde, iki çevrimin entegrasyonu, farklı konfigürasyonlarla gerçekleştirilebilir. Sonraki bölümde literatürde bulunan farklı konfigürasyona sahip iki bileşik güç ve soğutma çevrimi termodinamik bakımdan incelenmiştir.

3. MATERYAL VE METOD

Bu bölümde Feng Xu ve ark(2000) tarafından önerilen bileşik güç ve soğutma sistemi [Sistem 1] ile G. Praveen Kumar ve ark(2017) tarafından önerilen sistem[Sistem2] enerji ve ekserji analizi kullanılarak incelenmiştir. Sistem 1de boyler ve rektifiye ayrı bir şekilde bulunurken Sistem 2 de bu iki birim tek bir ünite olarak birleştirilerek jeneratör olarak isimlendirilmiştir.

3.1. SİSTEM 1 VE SİSTEM 2 NİN ÇALIŞMA PRENSİBİ:

Şekil 3.1 de şematik olarak gösterilen Sistem 1 'de, absorberden çıkan zengin amonyak-su karışımı düşük basınçtan(1) pompa yardımıyla yüksek basınç durumuna(2) geçer. Burada iki kola ayrılan karışımın bir kısmı ısı değiştirgeci vasıtasıyla ön ısıtma işlemine tabi tutularak kaynama işleminin meydana geldiği boylere(2') girer. Diğer kol ise rektifiyeden ısı almak için kullanılır(3'). Kondenser-rektifiye kısmından konsantrasyonu artarak çıkan karışım buharı(6) aşırı kızdırma birimine oradan da türbine girer(7). Türbinde güç üreterek genişleyen ve sıcaklığı azalan karışım önce soğutucuda soğutulan akışkandan ısı çekerek absorbere girer(9). Daha sonra absorber içinde kaynatıcıdan gelen zayıf karışımla beraber temel çözeltiyi oluşturmak için absorberde emilir(1).



Şekil 3.1 Bileşik absorpsiyonlu güç ve soğutma sistemi(Sistem 1) (Feng Xu ve ark.)

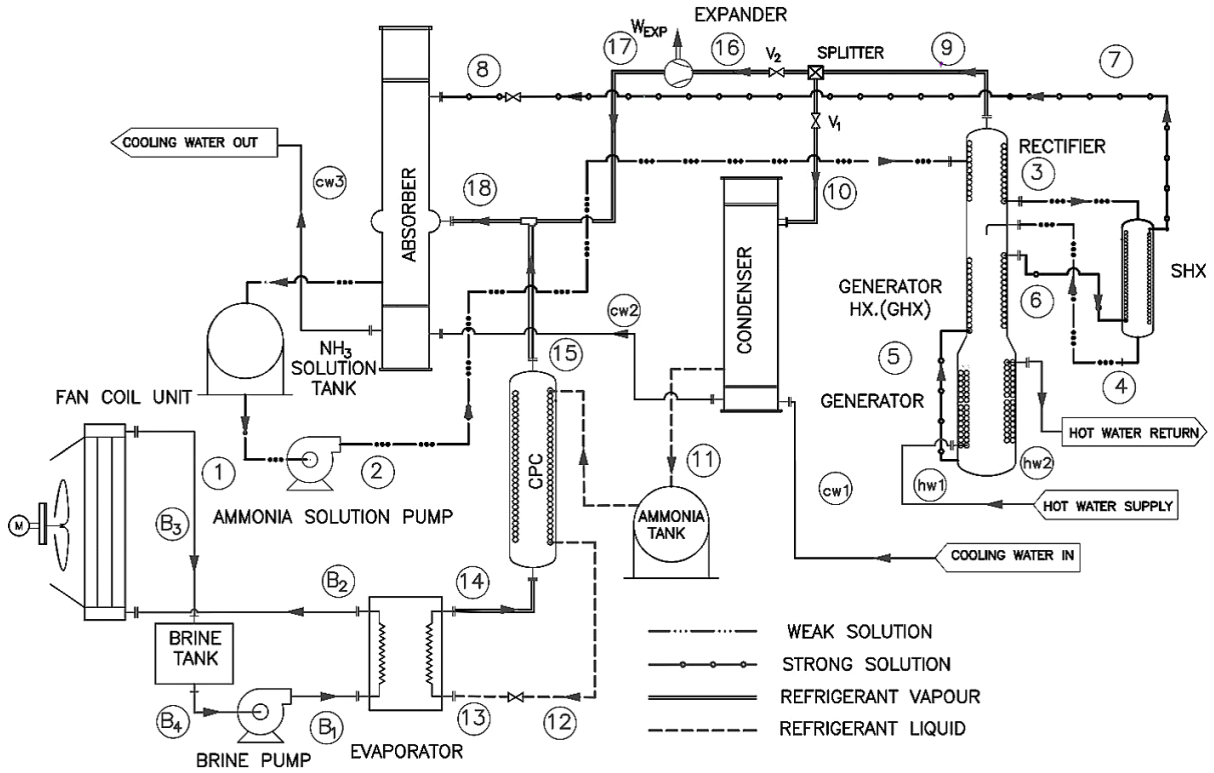
Şekil 3.2 de şematik olarak gösterilen Sistem 2'de türbin ve evaporatörün kütleli debi oranlarını değiştirerek farklı güç ve soğutma değerleri elde edilebilmektedir. Güç ve soğutma çıkış oranını değiştirmek için V1 ve V2 vanaları kullanılır. V1 ve V2 vana ayarına bağlı olarak, sistem bağımsız olarak üç farklı moda çalışabilir;

- yalnız soğutma üretimi
- yalnız güç üretimi
- hem soğutma ve hem de güç üretimi

Bu sistemde rektifiye, jeneratör ve ısı değiştiricisi içeren bileşik bir ünite kullanılır. Rektifiye edilmiş amonyak yönünden zengin soğutucu akışkan bileşik üniteyi 9 nolu noktadan terk eder. Bileşik soğutma ve güç üretme modu sırasında, V1 ve V2 vanaları kullanılarak, rektifiye edilen amonyak bakımından zengin buhar, iki kısma (10 ve 16) ayrılır. Soğutucu buharı, V1 vanasından geçer ve yoğunlaştırıcıyı 11 nolu noktadan doymuş sıvı olarak terk eder. Sıvı soğutucu akışkan, aşırı ısıtma-soğutma eşanjöründe(CPC) buharlaştırıcıdan gelen

soğutucu buharı tarafından bir miktar soğutulduktan sonra evaporatörde soğutma işlemini gerçekleştirir. V2 vanasından geçen soğutucu buharı, güç üretimi için kullanılır. Yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharı genişlemeden sonra, düşük basınçlı buhar durumda 17 noktasına gelir. Burada evaporatörden sonra CPC den geçen çözelti, türbinden çıkan çözelti ile karışarak absorbere girer(18). Absorberden 1 noktasında çıkan zengin çözelti rektifiyeden ısı aldıktan sonra bir ısı değiştirgecinde de ısıtılarak bileşik üniteye girerek jeneratörden çıkan doymuş sıvı halindeki çözeltinin ön soğutma işleminde kullanılır.

Yalnız soğutma modunda, V2 vanası tamamen kapalıyken V1 vanası tamamen açıktır. Yalnız güç üretiminde bunun tersi geçerlidir.



Şekil 3.2. Bileşik absorpsiyonlu güç ve soğutma sistemi(Sistem 2) (G. Praveen Kumar ve ark.)

3.2 ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Çalışma konusu çevrimlerin enerji ve ekserji analizi, aşağıdaki kabullerin ışığında Termodinamiğin 1. ve 2. Kanununa göre yapılmıştır. Her iki çevrimde de çalışma akışkanı amonyak-su çiftidir.

1. ve 2. Sistem için yapılan ortak kabuller:

1. Sistem elamanları sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmıştır.
2. Boru hatlarındaki basınç düşüşleri ve ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
3. Kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilir.
4. Genleşme vanasından önce ve sonra entalpilerin sabit kaldığı varsayılmıştır.
5. Sıkıştırma işlemindeki sıvı pompasının izantropiktir.
6. Türbinin izantropik verimi %90 dır.
7. Evaporatör çıkışındaki buharın sıcaklığı soğutulan akışkanın giriş sıcaklığı dikkate alınarak 20 °C olarak belirlenmiştir.
8. Absorber çıkış sıcaklığı (pompa girişi) pratik bir değer olarak 30°C alınmıştır.
9. Temel çözelti konsantrasyonu, absorber çıkışındaki doymuş sıvının sıcaklığı ve basıncı ile belirlenir.
10. Boylerden ayrılan zayıf çözelti boyler sıcaklığında(T_{boy}) doymuş sıvı; rektifiyeden ayrılmış amonyak bakımından zengin buhar $T_{boy} - 30$ °C sıcaklığında doymuş buhar olarak kabul edilmiştir.

Ayrıca;

Boyer su giriş sıcaklığı=130°C, Boyer su çıkış sıcaklığı= $T_{boy}-5$, kondenser su giriş=15°C, kondenser su çıkış= 25°C, cooler su giriş=25°C cooler su çıkış= 15°C, absorber su giriş=15°C absorber su çıkış= 25°C alınmıştır.

Termodinamik analiz türbin giriş basıncının(P2) (8-25)bar aralığında; türbin çıkış basıncının(P1)(2-6)bar aralığında; Boyler/jeneratör sıcaklığının 100-120 °C aralığında ve soğutma yükünün 5-25 kW aralığında olduğu durumlar için yapılmıştır.

1.ve 2. Sistem için yapılan farklı kabuller:

Soğutulan su soğutucuya 25 °C de girip 15 °C de çıkmaktadır. Isı transferinin verimli bir şekilde sağlanabilmesi için soğutucuya giren çözelti ile soğutulan su çıkışı arasında 7°C lik fark kabul edilmiştir. Bu yüzden 1. sistemde türbin çıkış sıcaklığı maksimum 8 °C olarak sınırlandırılmıştır. 8°C den büyük çıkış değerleri dikkate alınmamıştır. Temel çözeltinin ısı eşanjöründen çıkış sıcaklığı (T_{2'}) jeneratör sıcaklığından(T₁₀) 10°C düşük seçilmiştir.

2. sistem soğutma yükü ve elde edilen işin ayarlanabildiği bir sistem olduğu için evaporatörde dolaşan amonyak çözeltisinin rektifiyeden çıkan amonyak çözeltisine oranı ayrılma oranı olarak tanımlanmış olup, termodinamik analiz ayrılma oranının 0.2 ile 0.8 aralığında yapılmıştır. 2. Sistem için ısı transfer işlemlerinde kullanılan sıcaklık farkları şöyledir: T₃=T₂+10; T₁₂=T₁₁-10; T₆=T_{jen}-5; T₇=T₃+10

3.2.1. Enerji analizi

Sürekli akışlı sürekli açık bir sistem için termodinamiğin birinci yasası veya enerjinin korunumu ilkesi kinetik ve potansiyel enerjiler edilerek, aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\phi h_\phi - \sum \dot{m}_g h_g \quad (3.1)$$

Verim elde edilmek istenen değerin harcanması gereken değere oranı şeklinde ifade edilir.

$$\text{etkinlik} = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} \quad (3.2)$$

Hem güç hem de soğutma çıktısı olan bileşik ısı –güç sistemi için 1 yasa verimi Denklem 3.3 teki gibidir.

$$\eta_t = \frac{W_{net} + \dot{Q}_{soğ}}{\dot{Q}_{kay}} \quad (3.3)$$

Burada W_{net} türbinden elde edilen güç ile pompaya harcanan güç arasındaki farktır. Q_{soğ} ve Q_{kay} sırasıyla soğutma yükü ve ısı kaynağından çevrime verilen ısı miktarlarıdır.

3.2.2. Ekserji analizi

Birinci yasa analiz yöntemi, termodinamik sistemleri değerlendirmek için yaygın olarak kullanılır; ancak, bu yöntem yalnızca enerjinin korunumu ile ilgilidir ve bu nedenle bir sistemde veya proseste tersinmezliklerin nasıl veya nerede ortaya çıktığını gösteremez. Termodinamik sistemlerin performansını iyileştirmek için hangi yönde çaba gösterilmesi gerektiğine işaret eden bir gösterge olarak ekserji analiz yöntemi uygulanabilir. Çevresel parametreleri referans durumu olarak kullanan bir sistemden elde edilebilecek maksimum iş, ekserji olarak adlandırılır ve dört bileşen şeklinde ifade edilir: fiziksel ekserji (akış ekserjisi), kinetik ekserji, potansiyel ekserji ve kimyasal ekserji. Bununla birlikte, kinetik ve potansiyel enerji kaynakları genellikle ihmal edilir ve çevrimden çevreye kimyasal madde çıkışı olmadığı için kimyasal ekserji sıfır olarak değerlendirilir. Bu nedenle, bu analizde yalnızca fiziksel ekserji (E_x) dikkate alınmıştır. Sürekli akışlı bir sistemin akış ekserjisi kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edilmesiyle Denklem 3.4 daki gibi ifade edilir.

$$\dot{E}_x = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad kW \quad (3.4)$$

Hal değişimi geçiren bir akışkan akımının ekserji değişimi ise aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{E}_{x1} - \dot{E}_{x2} = \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] \quad kW \quad (3.5)$$

Kontrol yüzeyinden veya kontrol yüzeyine, ısı transferi ile ilgili "ısı ekserji" Denklem 3.6 deki gibi tanımlanır.

$$\dot{E}_{Qx} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cs}}\right) \quad kW \quad (3.6)$$

burada T_0 ve T_{cs} sırasıyla çevre sıcaklığı ve kontrol yüzeyindeki üniform sıcaklıktır.

3.2.3. Ekserji dengesi ve tersinmezlikler

Kayıp kullanılabilir ekserji, sistemdeki tersinmezliğin bir ölçüsü olduğundan dolayı, tersinmezliğe eşittir. Sisteme giren toplam ekserji, sistemden çıkan toplam ekserji ve ekserji

kaybının (tersinmezliklerin) toplamına eşit olur. Sürekli akışlı açık bir sistem için ekserji dengesi şu şekilde ifade edilebilir:

$$\dot{E}x_{giriş} + \dot{E}Q_{giriş} = \dot{E}x_{çıkış} + \dot{E}Q_{çıkış} + \dot{W}_{sh} + \dot{I} \quad (3.7)$$

burada \dot{I} ekserji kaybını ifade eder ve tersinmezlik olarak isimlendirilir. Sürekli akışlı açık bir sistemde tersinmezlik aşağıdaki ifade ile çevrimin her bir bileşeni için belirlenebilir:

$$\dot{I} = T_0 \left(\sum_{çıkış} \dot{m}s - \sum_{giriş} \dot{m}s - \sum_{hs} \frac{\dot{Q}}{T_{hs}} \right) \quad (3.8)$$

burada ilk iki terim madde akışıyla ilişkili entropi akısını temsil eder. Üçüncü terim, ısı entropi akılarının toplamını verir. Adyabatik bir sistem($\dot{Q} = 0$) durumunda ;

$$\dot{I} = T_0 (\sum_{çıkış} \dot{m}s - \sum_{giriş} \dot{m}s) \quad (3.9)$$

Çizelge 3.1 Sistem 1 için kütle, enerji ve ekserji denklilikleri

SİSTEM 1'DE KULLANILAN KÜTLE, ENERJİ VE EKSERJİ DENKLİKLERİ	
KONDENSER-REKTİFİYE	$\dot{m}'_3 = \dot{m}'_2 / 2; \quad \dot{m}'_4 = \dot{m}'_5 + \dot{m}'_6; \quad \dot{m}'_2 x_2 + \dot{m}'_4 x_4 = \dot{m}'_5 x_5 + \dot{m}'_6 x_6 + \dot{m}'_3 x'_3$ $\dot{Q}_{rec-con} = \dot{m}'_3 h_2 + \dot{m}'_4 h_4 - \dot{m}'_5 h_5 - \dot{m}'_6 h_6 - \dot{m}'_3 h'_3$ $I_{rec-kon} = T_0 \left[\dot{m}'_3 (s'_3 - s_2) + \dot{m}'_8 (s_6 - s_4) + \dot{m}'_5 (s_5 - s_4) \right]$
BOİLER	$\dot{m}'_3 + \dot{m}'_5 = \dot{m}'_4 + \dot{m}'_{10}; \quad \dot{m}'_3 x_3 + \dot{m}'_5 x_5 = \dot{m}'_4 x_4 + \dot{m}'_{10} x_{10}$ $\dot{Q}_{boi} = \dot{m}'_3 h_3 + \dot{m}'_5 h_5 - \dot{m}'_4 h_4 - \dot{m}'_{10} h_{10}$ $I_{boi} = T_0 \left[\dot{m}'_8 (s_4 - s_3) + \dot{m}'_5 (s_4 - s_5) + \dot{m}'_{10} (s_{10} - s_3) + \dot{m}'_{wb} (s_{wb2} - s_{wb1}) \right]$
ISI DEĞİŞTİRİCİSİ (H.E.)	$\dot{m}'_2 = \dot{m}'_2 / 2; \quad \dot{m}'_{10} = \dot{m}'_{11}; \quad x_2 = x'_2; \quad x_{10} = x_{11}$ $\dot{m}'_2 (h'_2 - h_2) = \dot{m}'_{10} h_{10} - \dot{m}'_{11} h_{11}$ $I_{he} = T_0 \left[\dot{m}'_{12} (s_{12} - s_2) + \dot{m}'_{10} (s_{11} - s_{10}) \right]$
POMPA	$\dot{m}'_1 = \dot{m}'_2; \quad x_1 = x_2; \quad \dot{W}_{pumpa} = \dot{m}'_1 v_1 (P_2 - P_1); \quad I_{pumpa} = \dot{m}'_1 T_0 (s_2 - s_1)$
KISILMA VANASI	$\dot{m}'_{11} = \dot{m}'_{12}; \quad x_{11} = x_{12}; \quad h_{11} = h_{12}; \quad I_{vana} = \dot{m}'_{10} T_0 (s_{12} - s_{11})$
TÜRBİN	$\dot{m}'_7 = \dot{m}'_8; \quad x_7 = x_8; \quad \dot{W}_{türbin} = \dot{m}'_7 (h_7 - h_8); \quad I_{türbin} = \dot{m}'_8 T_0 (s_8 - s_7)$
ABSORBER	$\dot{m}'_1 = \dot{m}'_9 + \dot{m}'_{12}; \quad \dot{m}'_1 x_1 = \dot{m}'_9 x_9 + \dot{m}'_{12} x_{12}$ $\dot{Q}_{abs} = \dot{m}'_1 h_1 - (\dot{m}'_9 h_9 + \dot{m}'_{12} h_{12})$ $I_{abs} = T_0 \left[\dot{m}'_8 (s_{12} - s_9) + \dot{m}'_1 (s_1 - s_{12}) + \dot{m}'_1 (s_1 - s_{12}) + \dot{m}'_{wa} (s_{wa2} - s_{wa1}) \right]$
COOLER	$\dot{m}'_8 = \dot{m}'_9; \quad x_8 = x_9$ $\dot{Q}_{cooler} = \dot{m}'_9 h_9 - \dot{m}'_8 h_8; \quad I_{cooler} = T_0 \left[\dot{m}'_8 (s_9 - s_8) + \dot{m}'_{wc} (s_{wc2} - s_{wc1}) \right]$

İkinci yasa verimi tersinir hal değişimlerine hangi ölçüde yaklaşıldığını belirtmektedir. Bu durumda genel olarak ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$2. \text{ yasa verimi} = \frac{\text{sistemden elde edilen ekserji}}{\text{sisteme sağlanan ekserji}} \quad (3.10)$$

Bileşik absorpsiyonlu soğutma ve güç üretim sistemi için ikinci yasa verimi Denklem 3.11. ile ifade edilir.

$$\eta_{II} = \frac{W_{net} + \dot{E}_{soğ}}{\dot{E}_{kay}} \quad (3.11)$$

Burada $E_{soğ}$ ve E_{kay} sırasıyla soğutulan suyun ve ısı kaynağı akışkanın ekserji değişimini göstermektedir.

Çizelge 3.1, Termodinamiğin Birinci ve İkinci Yasası gereği sistem elemanları için yazılmış kütle, enerji dengelerini ve tersinmezlik ifadelerini göstermektedir.

Çizelge 3.2 Sistem 2 için kütle, enerji ve ekserji denklilikleri

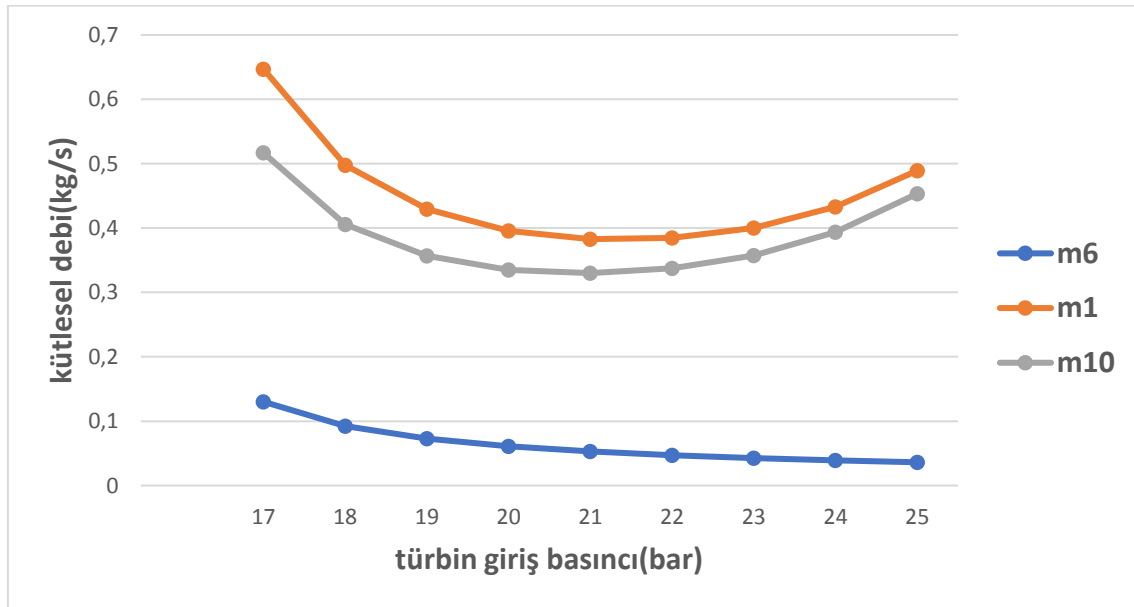
SİSTEM 2'DE KULLANILAN KÜTLE, ENERJİ VE EKSERJİ DENKLİKLERİ	
JENERATÖR	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3; \quad \dot{m}_5 = \dot{m}_6; \quad \dot{m}_4 = \dot{m}_6 + \dot{m}_9; \quad \dot{m}_4 x_4 = \dot{m}_9 x_9 + \dot{m}_6 x_6$ $\dot{Q}_{jen} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - (\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_3 h_3)$ $I_{jen} = T_0 [\dot{m}_1 (s_9 + s_3 - s_2 - s_4) + \dot{m}_8 (s_6 - s_9) + \dot{m}_w (s_{w2} - s_{w1})]$
EVAPARATÖR	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_e; \quad x_{13} = x_{14}; \quad \dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13});$ $I_{eva} = T_0 [\dot{m}_e (s_{14} - s_{13}) + \dot{m}_{we} (s_{e2} - s_{e1})]$
ISI DEĞİŞTİRİCİSİ (SHX)	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7; \quad \dot{m}_3 = \dot{m}_4; \quad x_6 = x_7; \quad x_3 = x_4; \quad \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$ $I_{shx} = T_0 [\dot{m}_1 (s_4 - s_3) + \dot{m}_8 (s_7 - s_6)]$
POMPA	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2; \quad x_1 = x_2; \quad \dot{W}_{pompa} = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1); \quad I_{pompa} = \dot{m}_1 T_0 (s_2 - s_1)$
KISILMA VANASI	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}; \quad x_{12} = x_{13}; \quad h_{13} = h_{12}; \quad I_{vana} = \dot{m}_e T_0 (s_{13} - s_{12})$
TÜRBİN	$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_t; \quad x_{16} = x_{17}; \quad \dot{W}_{türbin} = \dot{m}_{17} (h_{16} - h_{17}); \quad I_{expander} = \dot{m}_t T_0 (s_{17} - s_9)$
ABSORBER (SOĞURUCU)	$\dot{m}_1 = \dot{m}_{18} + \dot{m}_8; \quad \dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{18} x_{18} + \dot{m}_8 x_8$ $\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_1 h_1 - (\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{18} h_{18})$ $I_{abs} = T_0 [\dot{m}_1 (s_1 - s_8) - \dot{m}_{18} (s_{18} - s_8) + \dot{m}_a (s_{a2} - s_{a1})]$
CONDENSER (YOĞUŞTURUCU)	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{kon}; \quad x_{10} = x_{11}$ $\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{11} h_{11}; \quad I_{kon} = T_0 [\dot{m}_e (s_{11} - s_9) + \dot{m}_{kon} (s_{c2} - s_{c1})]$
ISI DEĞİŞTİRİCİSİ (CPC)	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}; \quad \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}; \quad x_{11} = x_{12}; \quad x_{14} = x_{15}$ $\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{15} h_{15}; \quad I_{cpc} = T_0 [\dot{m}_e (s_{15} - s_{12} - s_{14} - s_{11})]$

4. TARTIŞMA VE BULGULAR

4.1. SİSTEM 1 PARAMETRİK ANALİZİ

4.1.1. Kütle debilerinin değişimi :

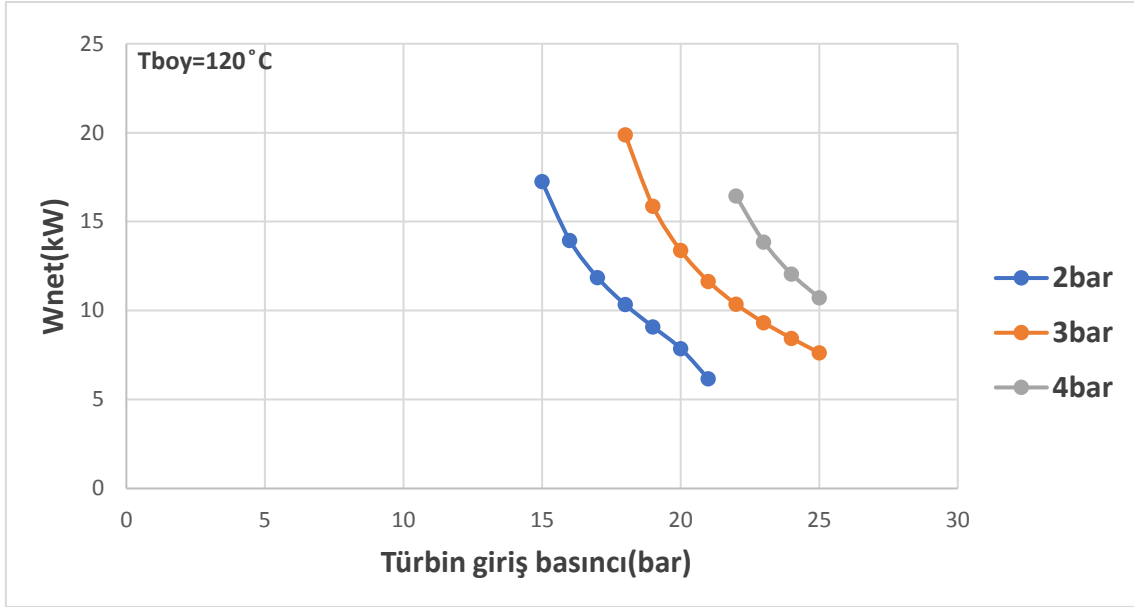
Şekil 4.1 de absorberden çıkan zengin çözeltinin(m_1), absorbere giren fakir çözeltinin(m_{10}) ve rektifiyeden çıkan çözeltinin(m_6) türbin giriş basıncına göre kütle değişimi 2 bar türbin çıkış basıncı için çizilmiştir. Türbin giriş basıncının artmasıyla türbin çıkışındaki entalpi değeri azalmakta ve soğutucudaki(cooler) entalpi farkı artmaktadır. Dolayısıyla şekilden görüldüğü gibi, soğutucudan geçen kütle debisi türbin giriş basıncının artmasıyla azalmaktadır. Amonyakça zengin ve fakir çözeltilerin kütsel debileri ise basınç arttıkça önce azalmakta bir minimum değerden sonra artmaktadır. Zengin ve fakir çözeltilerin amonyak konsantrasyonları arasındaki farktaki azalma m_1 i artıracak yönde etki ederken m_8 deki azalma m_{10} i azaltacak yönde etki etmektedir. Zengin ve fakir çözeltinin kütsel debisindeki değişim bu iki durumun ortak etkisi sonucunda oluşmaktadır.



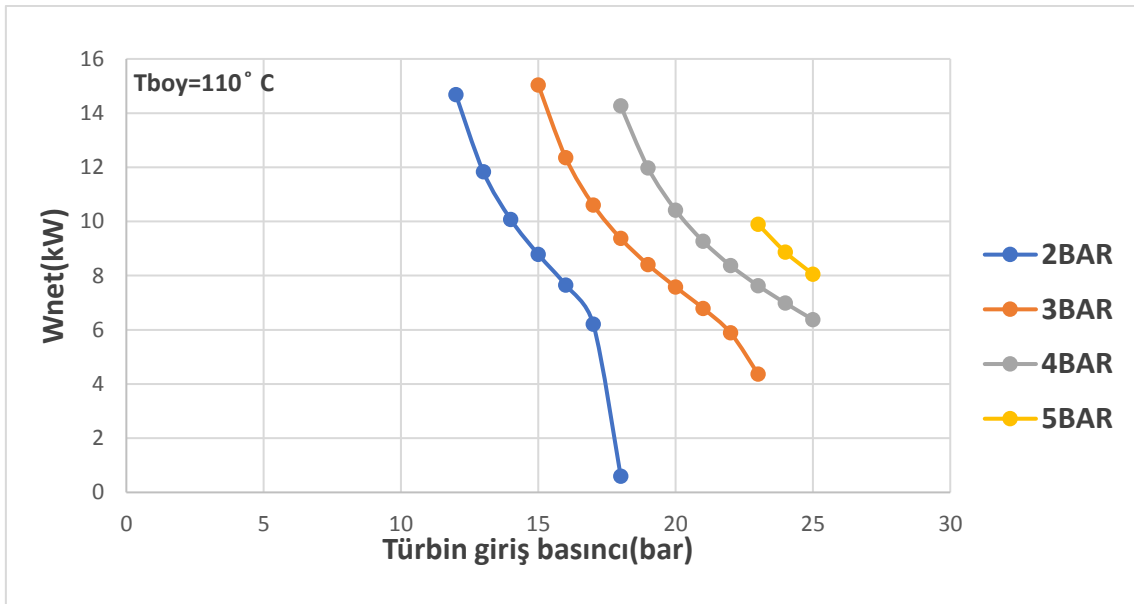
Şekil 4.1 kütle debilerinin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5kW$, $T_{boy}=120^{\circ}C$, $P_2=2Bar$)

4.1.2. Net işin değişimi:

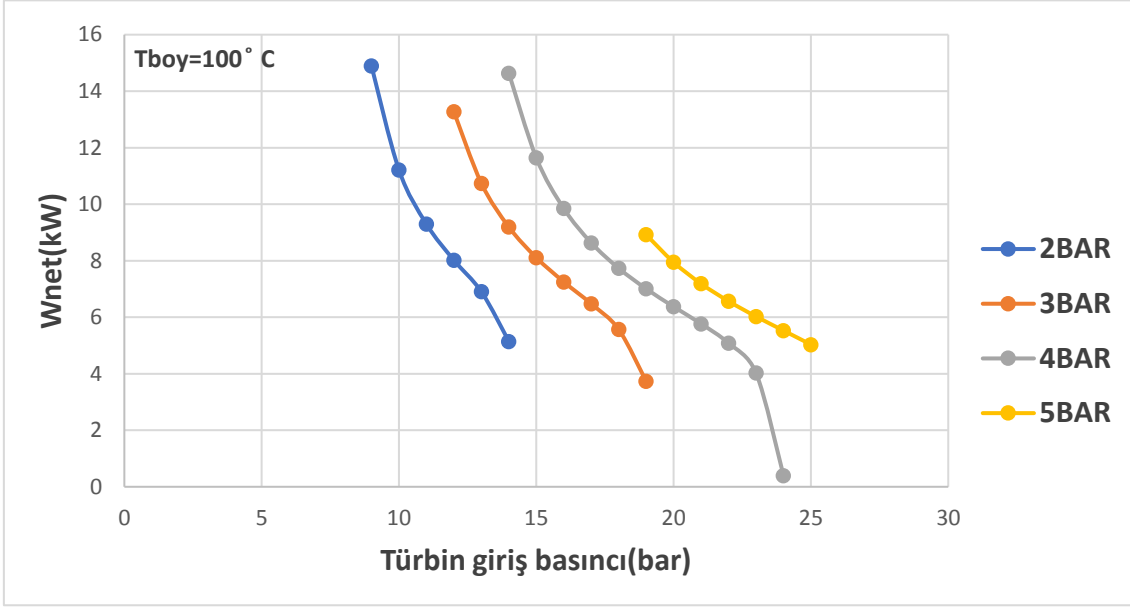
Farklı türbin çıkış basınçları için net işin türbin giriş basıncıyla değişimi Şekil 4.2a, 4.2b ve 4.2c'de sırasıyla 120, 110 ve 100 °C boyler sıcaklığı için gösterilmiştir.



Şekil 4.2(a) Net işin türbin basıncıyla değişimi (Q=5kW)



Şekil 4.2(b) Net işin türbin basıncıyla değişimi (Q=5kW)



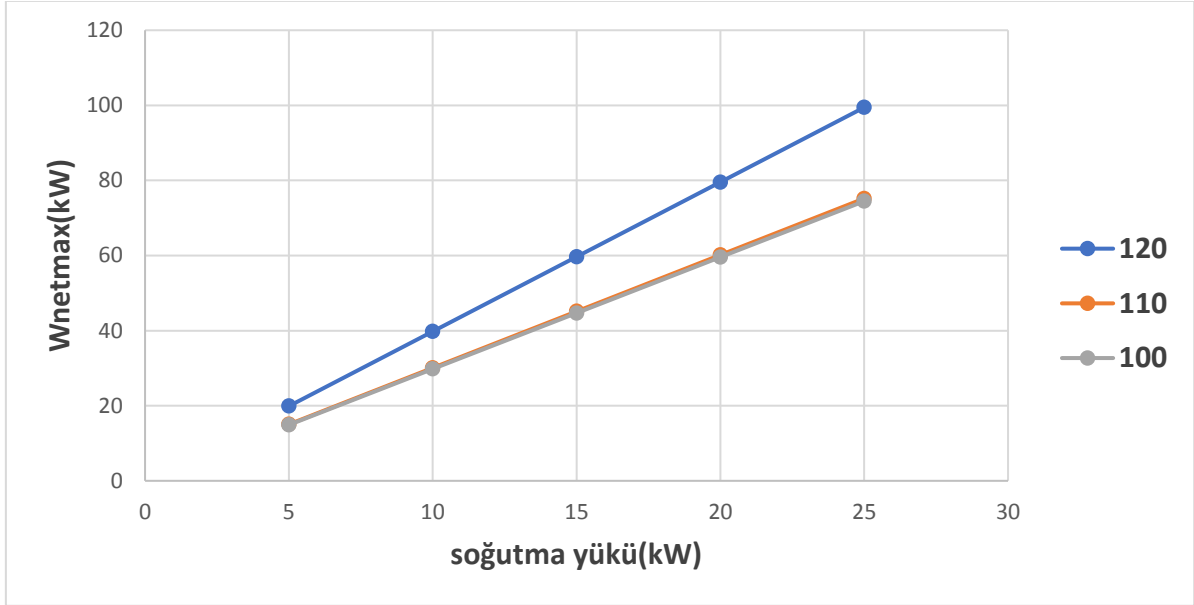
Şekil 4.2(c) Net işin türbin basıncıyla değişimi ($Q=5\text{kW}$)

Belirli bir türbin çıkış basıncı için türbin giriş basınçlarının tüm değerlerinde net iş üretilmemektedir. Mesela, $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ boiler sıcaklığı ve 2 bar türbin çıkış basıncında 9 bardan daha düşük türbin giriş basınçlarında türbin çıkış sıcaklığındaki sınırlama nedeniyle, çıkış basıncının 14 bardan büyük olduğu değerlerde ise zengin ve fakir eriyik arasındaki konsantrasyon farkının negatif olmasından dolayı pozitif net iş üretilmemektedir.

Yukarıdaki grafiklere göre net iş türbin giriş basıncının artmasıyla azalmaktadır. Bunun için iki sebep görülmektedir. Birinci sebep türbin giriş basıncı arttıkça, türbin boyunca entalpi düşüşündeki artış ile türbin girişindeki kütleli debideki azalmanın ortak etkisidir. İkinci sebep ise pompa işindeki artıştır. Farklı boiler sıcaklıklarında net iş değişimi aynı eğilimdedir. Fakat özellikle boiler sıcaklığının 100 ve $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerlerinde zengin ve fakir eriyik arasındaki konsantrasyon farkının çok küçülmesi nedeniyle iş miktarında ani düşüşler görülmektedir. Konsantrasyon farkındaki azalma, bu noktalarda, absorber çıkış kütlelerinin büyük bir sıçramayla iki katından fazla bir değere çıkmasına ve pompa işinin artmasına sebep olmuştur. Ayrıca aynı türbin giriş basıncı için türbin çıkış basıncı arttıkça net iş miktarı artmaktadır. Çizelge 4.1 de farklı boiler sıcaklıklarında net işin maksimum değerinin hangi basınç aralıklarında elde edildiği görülmektedir. Maksimum net iş $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ boiler sıcaklığında 3 ile 18 bar çalışma basınçlarında elde edilmiştir. Maksimum net işin elde edildiği basınç oranları ise 120, 110 ve $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ boiler sıcaklığında sırasıyla 6.5 ve 4.5'dir.

Çizelge 4.1 Maksimum net iş değerinin elde edildiği çalışma parametreleri

Basınç aralığı	$T_{\text{boy}}(^{\circ}\text{C}) \setminus Q_{\text{soğ}}(\text{kW})$	5	10	15	20	25
3bar-18bar	120	19.89	39.78	59.67	79.56	99.45
3bar-15bar	110	15.04	30.08	45.12	60.16	75.2
2bar-9bar	100	14.89	29.79	44.68	59.58	74.47

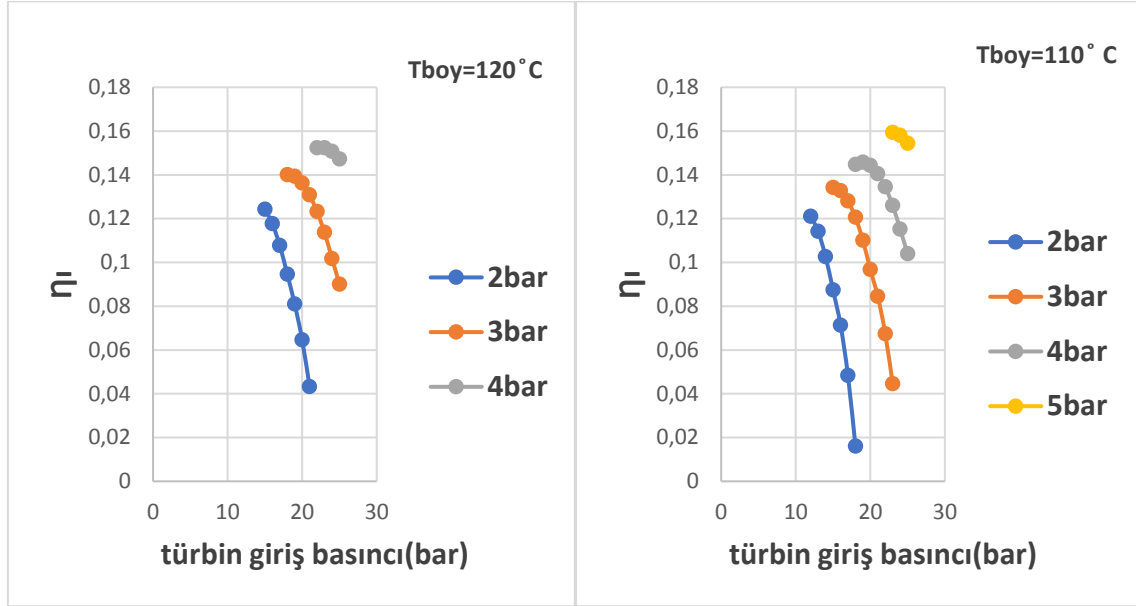


Şekil 4.3 boyler sıcaklıklarına ve soğutma yüklerine karşılık maksimum net iş değişimi

Şekil 4.3' de farklı boyler sıcaklıkları için maksimum net işin soğutma yükü ile değişimi görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi tüm boyler sıcaklıklarında maksimum net iş soğutma yüküyle lineer bir şekilde artmaktadır. Bunun sebebi soğutma yüküne uygun olarak kütle debisinin artmasıdır. Ayrıca maksimum net iş boyler sıcaklığının artmasıyla artmakta fakat 100 ve 110 °C sıcaklıklarda bu fark çok az olmaktadır.

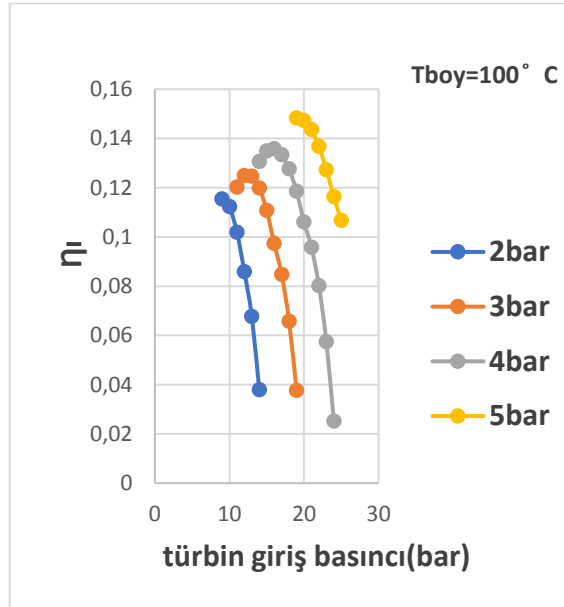
4.1.3. 1. Yasa veriminin değişimi:

1.yasa veriminin türbin giriş ve çıkış basınçlarına göre değişimi Şekil 4.4a, 4.4b ve 4.4c'de sırasıyla 100, 110 ve 120°C lik boyler sıcaklıkları için gösterilmiştir. Diyagramlar daha önceden bahsedildiği gibi pozitif net işin retildeği türbin giriş basınçları için çizilmiştir.



(a)

(b)



(c)

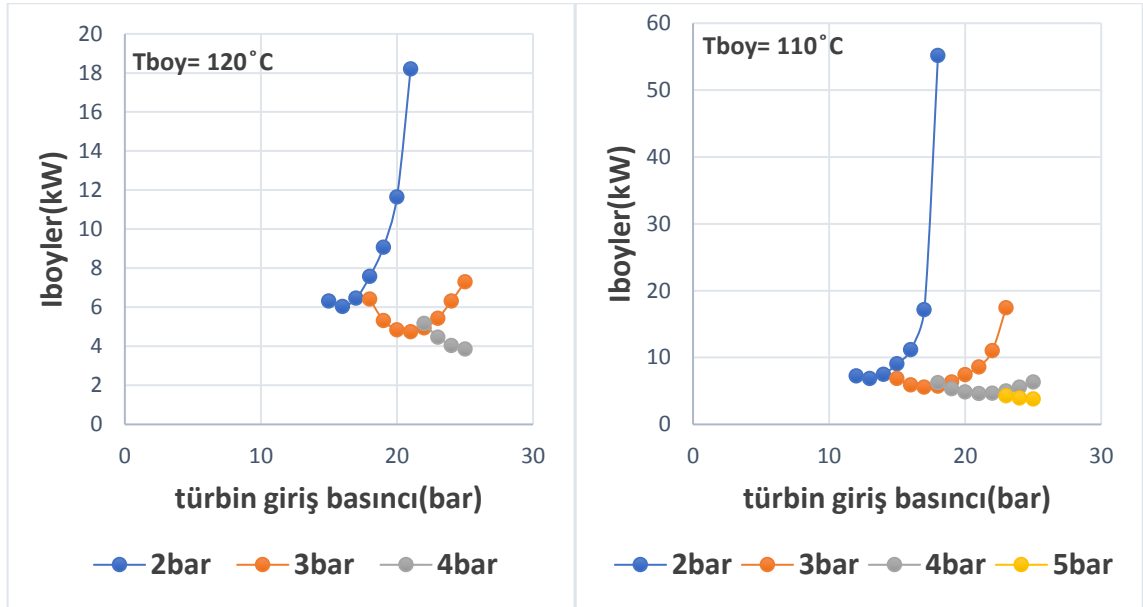
Şekil 4.4 Farklı türbin çıkış basınçlarında 1. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5kW$)

Şekillerden, belli bir türbin çıkış basıncı için, 1.yasa veriminin türbin giriş basıncı arttıķa önce arttığı maksimum bir değerden sonra ise azaldığı görülmektedir. Soğutma yükünün sabit

olması nedeniyle net iş ve boylere verilen ısının ortak etkisi nedeniyledir. Fakat 120 °C boiler sıcaklığında maksimum değer görülmemekte, 1. Yasa verimi giriş basıncı ile sürekli azalmaktadır. Bunun nedeni muhtemelen maksimum noktanın net işin üretildiği değerler dışında kalmasındandır. Türbin çıkış basıncındaki ve boiler sıcaklığındaki artma 1.yasa verimini artıracak yödedir. En yüksek verim 23 bar giriş basıncı, 5 bar çıkış basıncı ve 110°C boiler sıcaklığında meydana gelmiştir. Ve değeri 0.1594 dür. Bu noktada elde edilen net iş 9.898 kW olmaktadır. Maksimum net işin elde edildiği noktada ise 1.yasa verimi 0.1401 olarak hesaplanmıştır.

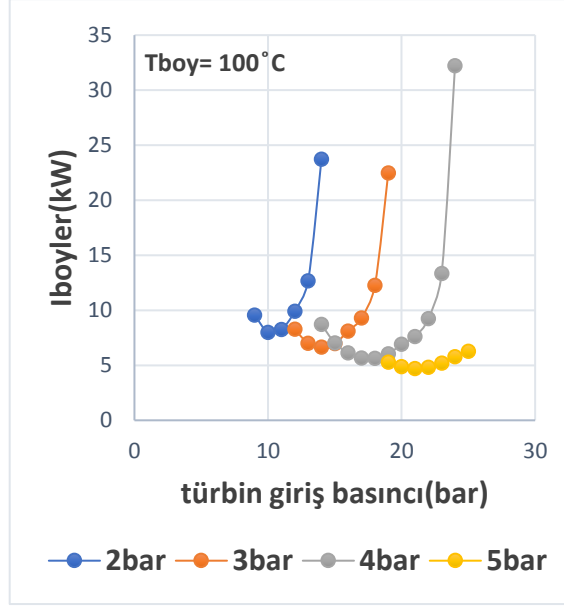
4.1.4. Tersinmezlik değişimi:

Şekil 4.5’de farklı türbin çıkış basınçları için boilerdeki tersinmezliklerin türbin giriş basıncıyla değişimi görülmektedir.



(a)

(b)



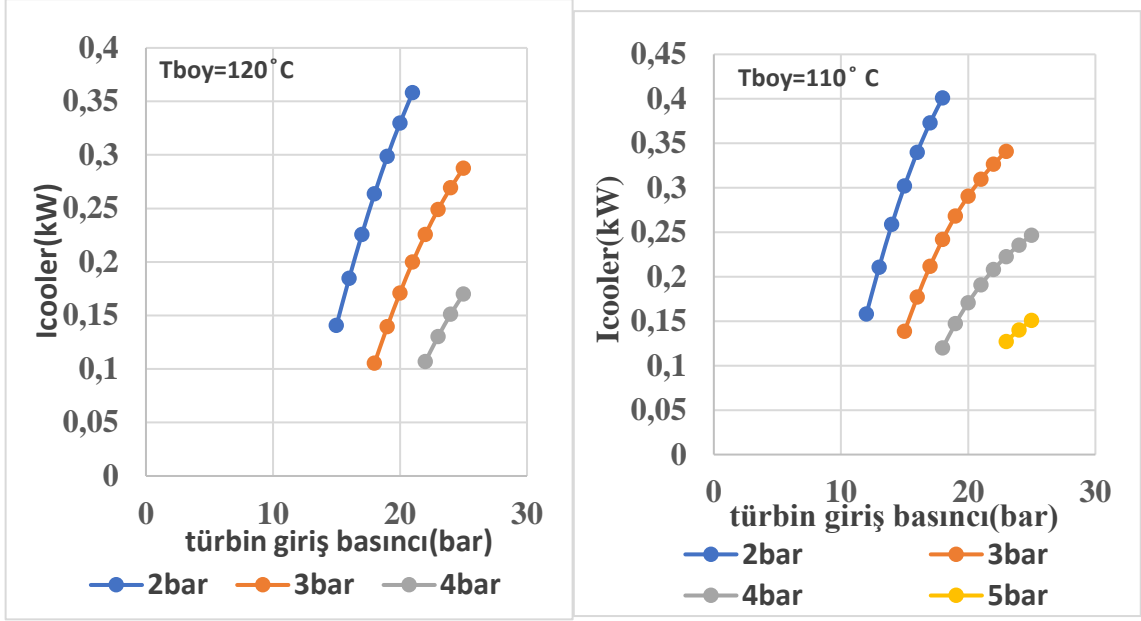
(c)

Şekil 4.5 Farklı türbin çıkış basınçlarında Boylerdeki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi ($Q=5kW$)

Şekil 4.5'ten görüldüğü gibi tersinmezlik türbin giriş basıncının artmasıyla önce azalmakta daha sonra artmaktadır. Minimum nokta absorberden çıkan(boylere giren) kütle debisinin minimum olduğu değerdir. Bu minimum kütle debisi nedeniyle boylere verilen ısı miktarı ve sonuçta tersinmezlik minimum olmaktadır.

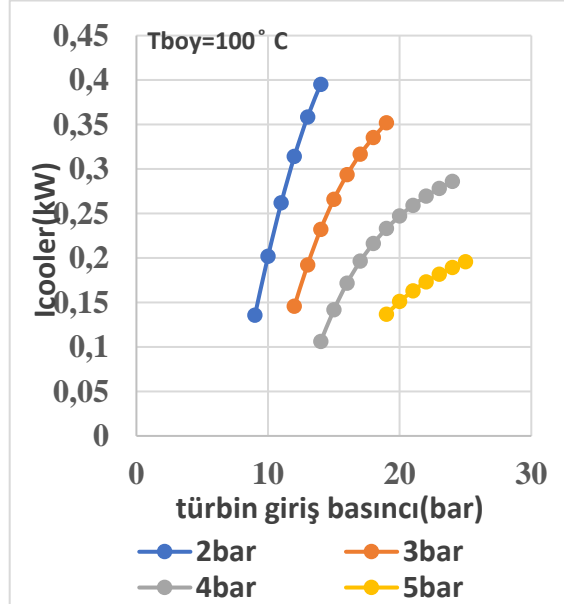
Daha önceki diyagramlarda gördüğümüz ani sıçrama değerleri aynı nedenle tersinmezlikde de görülmektedir. Mesela, 2 bar çıkış basıncında görülen ani artış 17 bar türbin giriş basıncında meydana gelmektedir. Bu nokta daha önce açıkladığımız gibi zengin ve fakir eriyik arasındaki konsantrasyon farkının çok küçüldüğü dolayısıyla absorber çıkış kütle debisinin büyük bir sıçramayla artarak pompa işini artırdığı noktadır.

Türbin giriş basıncı sabit tutulduğunda türbin çıkış basıncının azalması tersinmezliği artırmaktadır. Farklı sıcaklıklarda tersinmezlik değişimleri aynı eğilimi göstermektedir. Sıcaklığın değişimiyle çalışma basınç aralıkları değiştiği için, farklı sıcaklıklarda basıncın tersinmezliğe etkisi net işin maksimum olduğu noktadaki tersinmezlik değerleri ile karşılaştırıldı. Bu değerler 100, 110 ve 120 °C boiler sıcaklıklarında sırasıyla 9.55, 6.841 ve 6.419 kW değerini almaktadır.



(a)

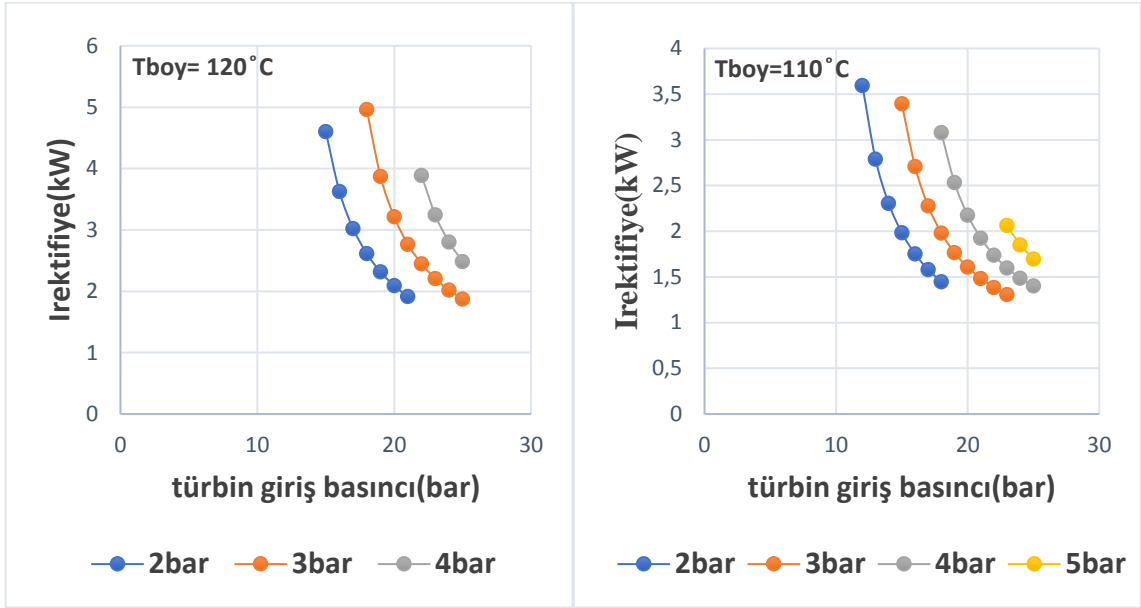
(b)



(c)

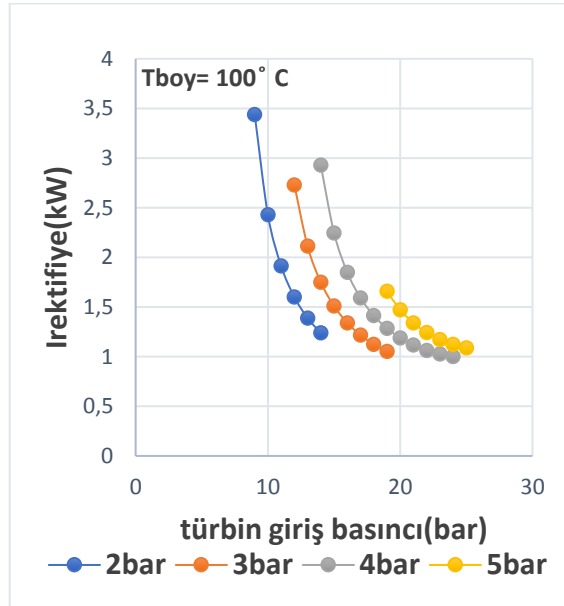
Şekil 4.6 Farklı türbin çıkış basınçlarında Soğutucu(cooler) daki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi(Q=5kW)

Şekil 4.6' da farklı türbin çıkış basınçları için soğutucu(cooler)daki tersinmezliklerin türbin giriş basıncıyla değişimi görülmektedir. Belli bir boyler sıcaklığında tersinmezlik türbin giriş basıncı arttıkça ve türbin çıkış basıncı azaldıkça artmaktadır. Farklı sıcaklıklarda tersinmezlik değişimleri aynı eğilimi göstermektedir. Net işin maksimum olduğu noktadaki tersinmezlik 100,110 ve 120 °C boyler sıcaklıklarında sırasıyla 0.3582, ve 0.4012, 0.3952 kW değerini almaktadır.



(a)

(b)



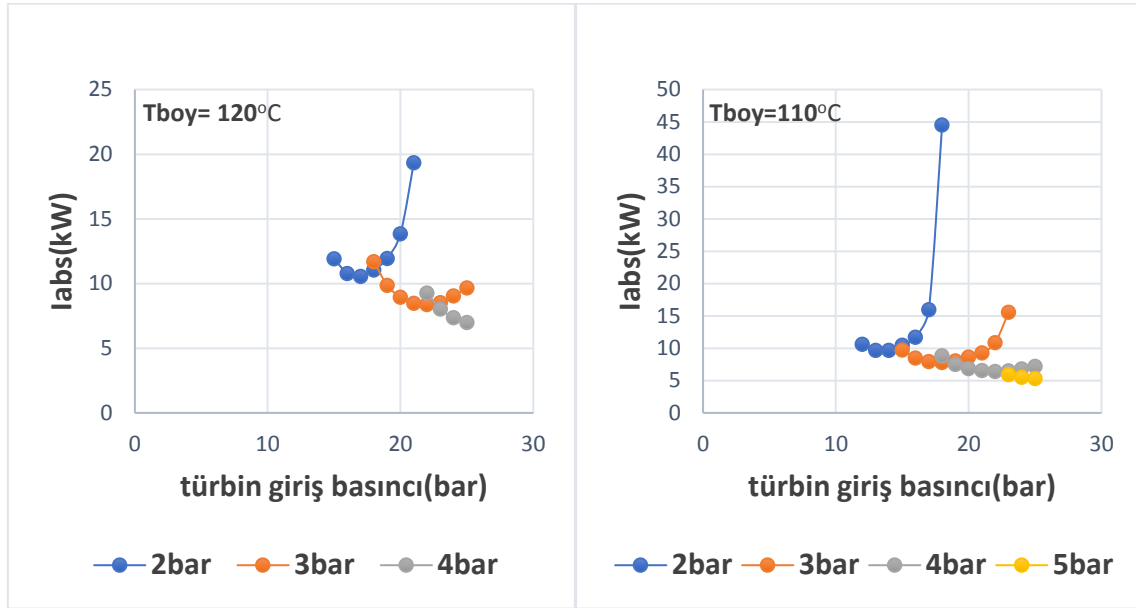
(c)

Şekil 4.7 Farklı türbin çıkış basınçlarında Rektifiye deki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi ($Q=5\text{kW}$)

Şekil 4.7’de farklı türbin çıkış basınçları için rektifiyedeki tersinmezliklerin türbin giriş basıncıyla değişimi görülmektedir. Belli bir boiler sıcaklığında tersinmezlik türbin giriş basıncı arttıkça azalmaktadır. Çünkü rektifiyeye giren kütle debisinin basınçla azalması

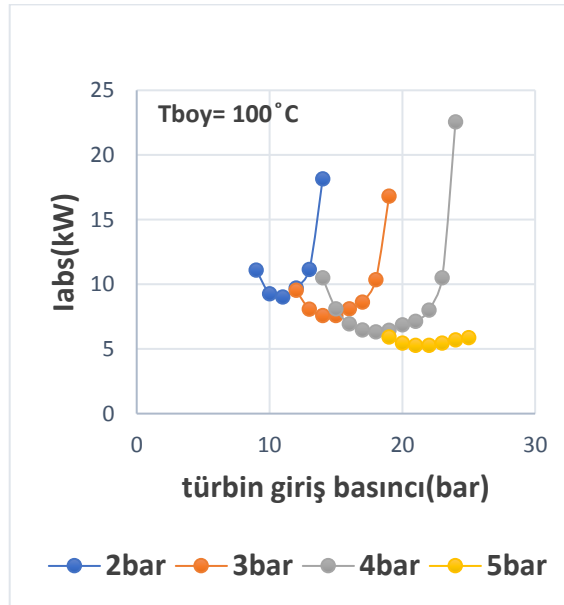
rektifiyeden çekilen ısı miktarını azaltmaktadır. Çıkış basıncının artması ise tersinmezliği artırmaktadır.

Rektifiye sıcaklığı boyler sıcaklığı azaldıkça azalmaktadır. Bu yüzden belli çıkış basınçlarında boyler sıcaklığı azaldıkça tersinmezlik azalmaktadır. Max. tersinmezlik 100 ve 110°C de 2 bar çıkış basıncında, 120 °C de ise 3 bar çıkış basıncında meydana gelmektedir. 100, 110 ve 120 °C deki max. tersinmezlik değerleri sırasıyla 3.439, 3.595 ve 4.959 olmaktadır.



(a)

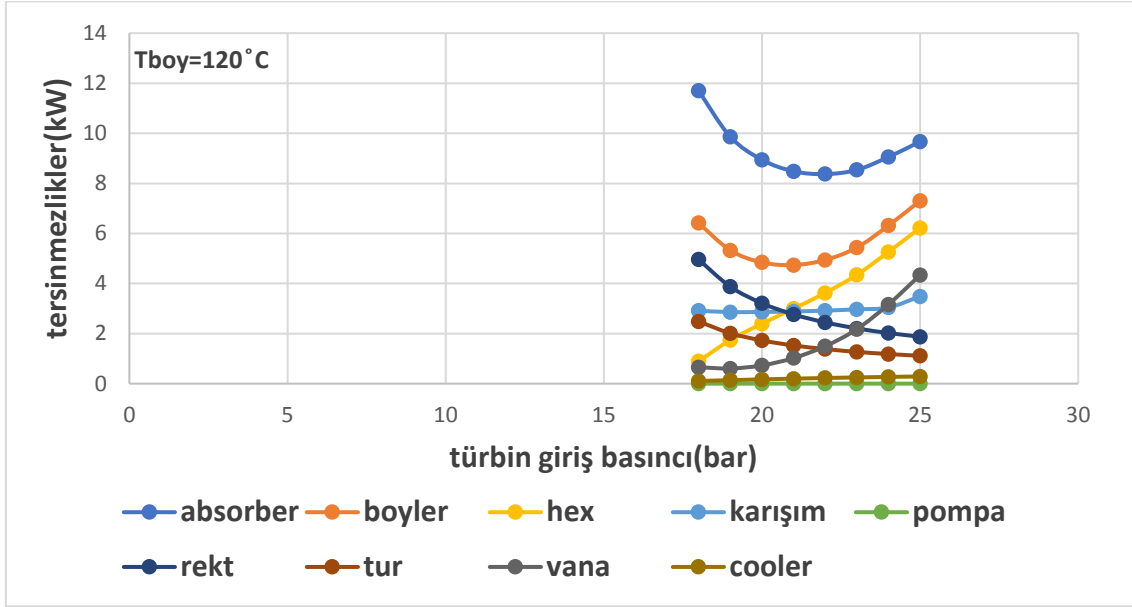
(b)



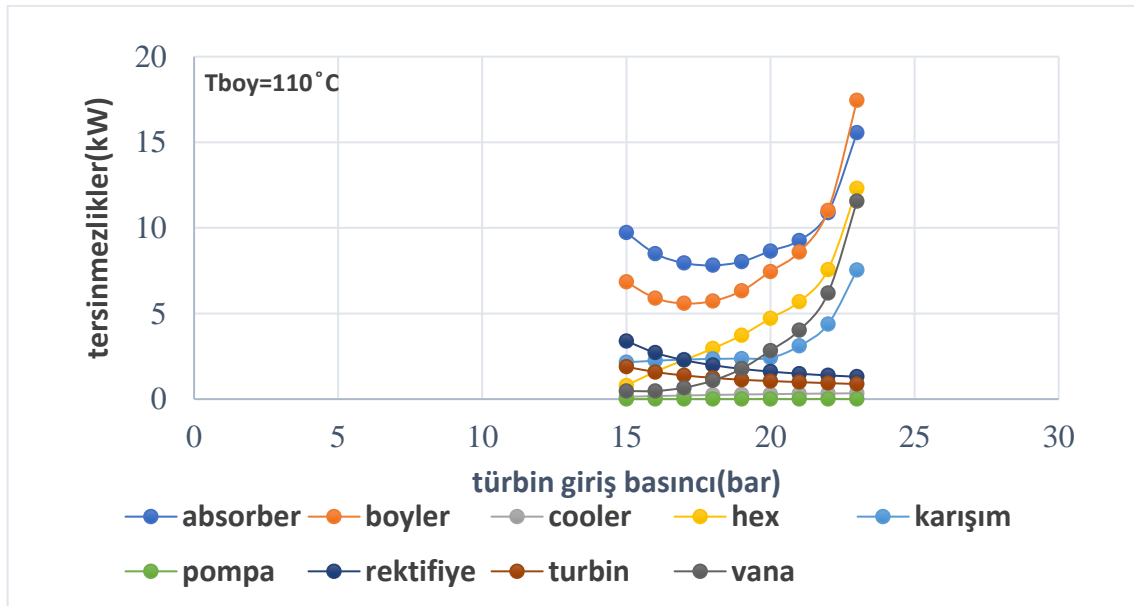
(c)

Şekil 4.8 Farklı türbin çıkış basınçlarında absorberdeki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi ($Q=5\text{kW}$)

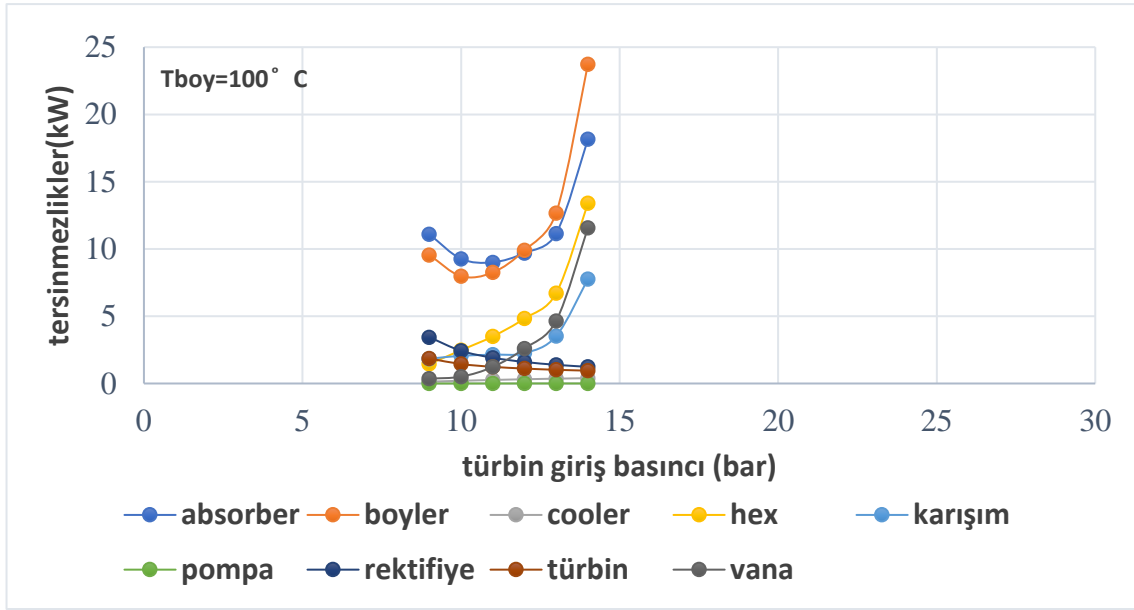
Şekil 4.8’de absorberin türbin giriş ve çıkış basıncına göre tersinmezliklerin değişimi gösterilmiştir. Absorberdeki tersinmezlik, absorberden çekilen ısı miktarındaki değişime bağlı olarak, türbin giriş basıncının artmasıyla önce azalmış ve bir minimum noktadan sonra artmıştır. Net işin maksimum olduğu noktalarda absorber tersinmezlikleri 120 °C’de 3 ile 18 barda 11.7 kw, 110 °C’de 3 ile 15 barda 9.737kW, 100°C’de 2 ile 9 barda 11.09kW’dir.



Şekil 4.9 Sistem elemanlarının tersinmezliklerinin türbin giriş basıncına göre değişimi(P1=3bar, Q=5kW)



Şekil 4.10 Sistem elemanlarının tersinmezliklerinin türbin giriş basıncına göre değişimi(P1=3bar, Q=5kW)

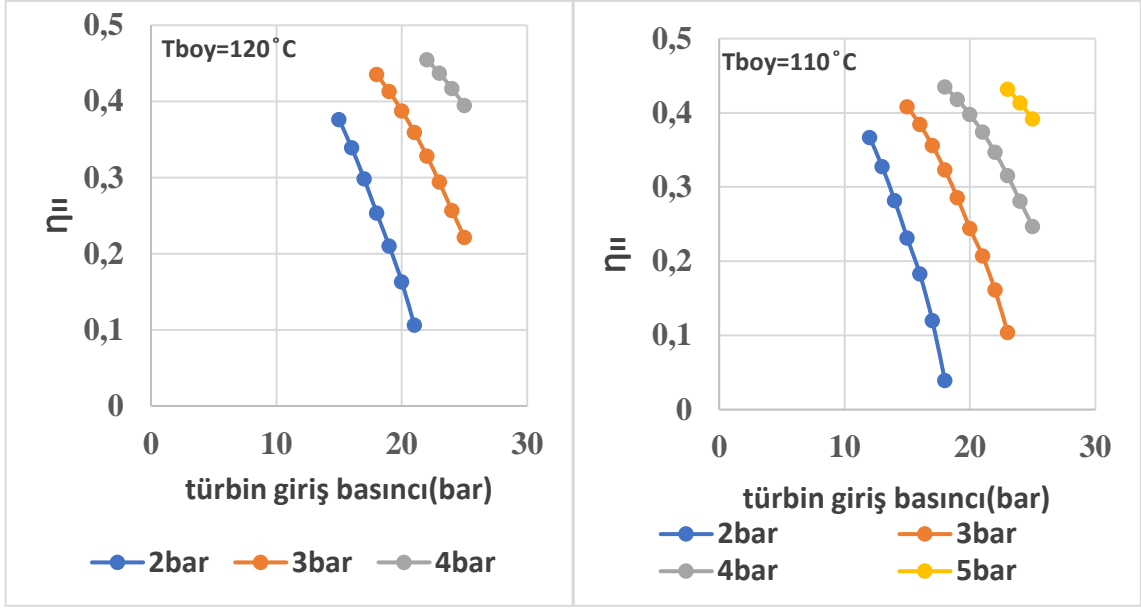


Şekil 4.11 Sistem elemanlarının tersinmezliklerinin türbin giriş basıncına göre değişimi($P_1=2\text{bar}$, $Q=5\text{kW}$)

Şekil 4.9, 4.10 ve 4.11 tüm sistem elemanlarındaki tersinmezliklerin türbin giriş basıncına göre değişimini farklı türbin çıkış basınçları için göstermektedir. En büyük tersinmezlik ısı transfer miktarının büyüklüğüne bağlı olarak absorber ve boylerde oluşmuştur. Pompa izentropik, türbin %90 izentropik verimle çalışmaktadır. Rektifiyede çekilen ısı miktarı absorber ve boylerdeki ısı transfer miktarları yanında çok küçüktür. Bu nedenle pompa, türbin ve rektifiyedeki tersinmezlikler en küçük değere sahiptir. Genleşme vanası, ısı değiştirgeci ve boyler girişinde karışım işlemindeki tersinmezlikler basınç arttıkça büyük oranda artmaktadır.

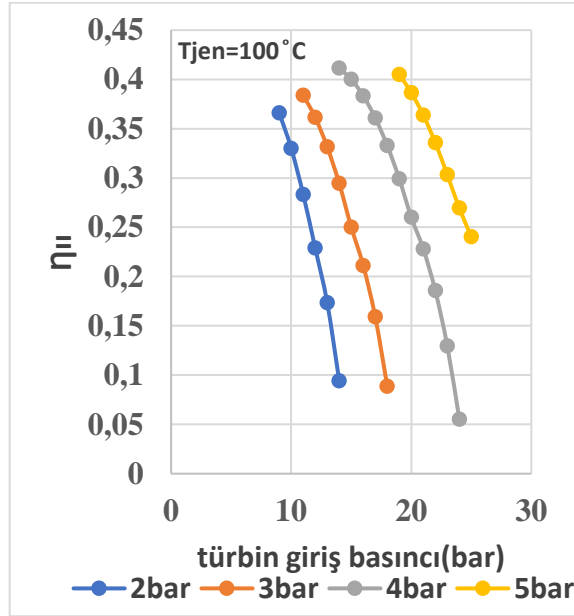
4.1.5. 2.yasa veriminin değişimi:

2. yasa veriminin türbin giriş ve çıkış basınçlarına göre değişimi Şekil 4.12a, 4.12b ve 4.12c 'de sırasıyla 100, 110 ve 120°C lik boyler sıcaklıkları için gösterilmiştir. Diyagramlar daha önceden bahsedildiği gibi pozitif net işin üretildiği türbin giriş basınçları için çizilmiştir. Burada tüm çıkış basınçlarında, türbin basıncı arttıkça 2.yasa veriminin azaldığı görülmektedir. Farklı boyler sıcaklıkları için de aynı eğilim gözlenmektedir. Çıkış basıncı arttıkça ikinci yasa veriminde daha yüksek değerler elde edilmektedir. Bu durum boyler sıcaklığının yüksek değerlerinde daha belirgin hale gelmektedir. En yüksek ikinci yasa verimi 120 °C boyler sıcaklığı, 22 bar giriş basıncı ve 4 bar çıkış basıncında gerçekleşmektedir. Ve değeri 0.4545 dir.



(a)

(b)



(c)

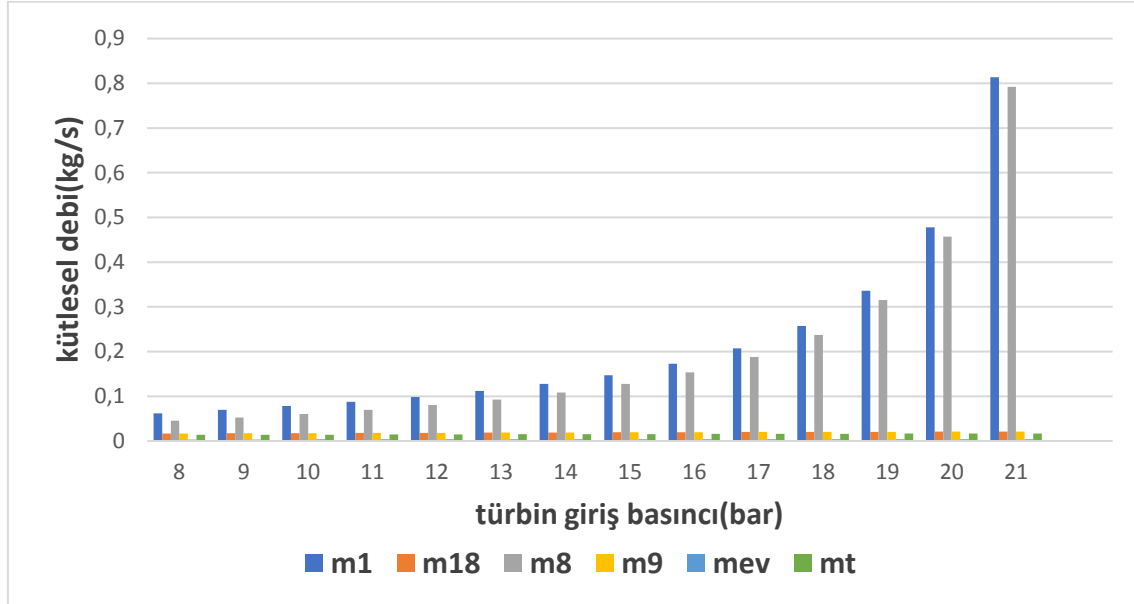
Şekil 4.12 Farklı türbin çıkış basınçlarında 2. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi ($Q=5\text{kW}$)

4.2. SİSTEM 2 NİN PARAMETRİK ANALİZİ

4.2.1. Kütlesel debi değişimi:

Şekil 4.13'te 0.2 ayırım oranı, 5 kW'lık soğutma yükü ve 2 bar türbin çıkış basınçlarında elde edilen sistemdeki kütleli debilerin türbin giriş basıncına göre değişimi görülmektedir.

Şekilden de görüldüğü gibi amonyakça zengin ve fakir çözelti kütlelerinde ciddi bir artış görülmektedir. Bu artışın nedeni, türbin giriş basıncı arttıkça zengin ve fakir çözelti arasındaki konsantrasyon farkındaki azalma ile evaporatörden geçen kütledeki artışın ortak sonucudur. Diğer kütle debilerinde basınçla birlikte artış olmasına karşın göreceli olarak hemen hemen sabit değerlerdedir.



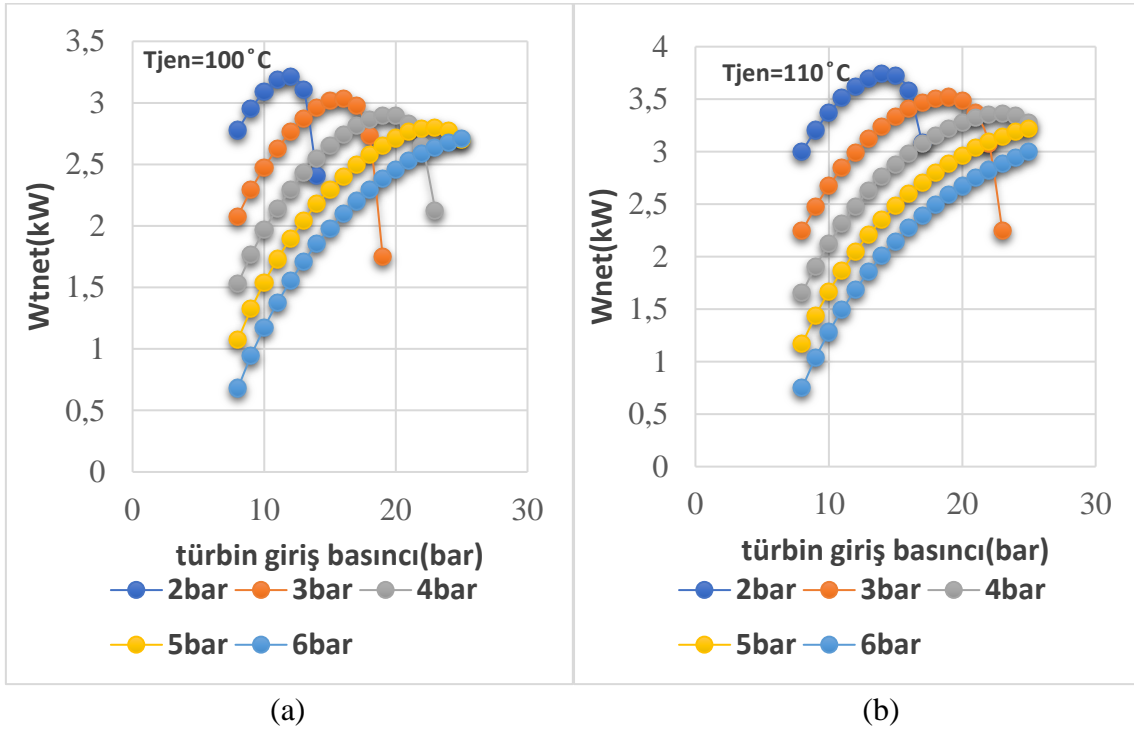
Şekil 4.13 Türbin giriş basıncına göre kütleli debilerin değişimi ($T_{jen}=120^{\circ}C$, $Q=5kW$, $P_2=2bar$)

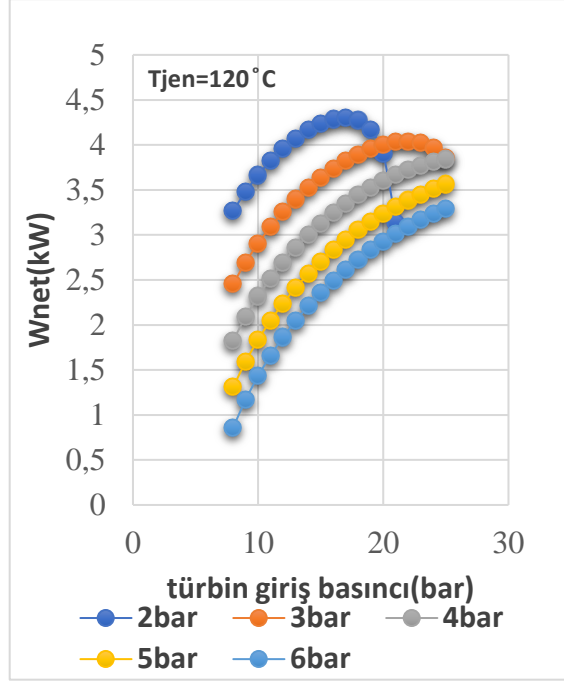
4.2.2. Net işin değişimi:

Farklı türbin çıkış basınçları için net işin türbin giriş basıncıyla değişimi Şekil 4.14a, 4.14b ve 4.14c'de sırasıyla 100, 110 ve 120 °C jeneratör sıcaklıkları için gösterilmiştir. Basınç oranı arttıkça absorberden çıkan zengin çözeltinin kütleli debisinin artması nedeniyle rektifiyeden çıkan kütle ve türbinden geçen kütle artması sonucunda türbinden elde edilen iş artmaktadır. Basınç artışına bağlı olarak pompa işindeki artışın daha fazla olduğu durumda net iş azalmaktadır. Bu yüzden Şekil 4.14'de görüldüğü gibi belli türbin çıkış basınçlarında, net

iş miktarı türbin giriş basıncının artmasıyla önce artmış bir maksimum değerden sonra azalmaya başlamıştır. Fakat bazı türbin çıkış değerlerinde bu maksimum nokta gözlenmemektedir. Bunun nedeni muhtemelen maksimum noktanın pozitif net iş üretilen çalışma basınçları dışında kalmasıdır.

Jeneratör sıcaklığındaki artma türbin girişindeki entalpi değerini artırdığı için net iş üzerinde pozitif etki yaratmaktadır. Türbin çıkış basıncının azalması net işi artırmaktadır. Tüm sıcaklık değerlerinde maksimum net iş 2 bar çıkış basıncında gerçekleşmektedir. En yüksek net iş 120°C sıcaklığında, 2 bar çıkış basıncında ve 17 bar giriş basıncında elde edilmekte ve 4.302 kW olmaktadır. Jeneratör sıcaklığının düşmesiyle beraber net işin elde edildiği çalışma aralığı azalmıştır.



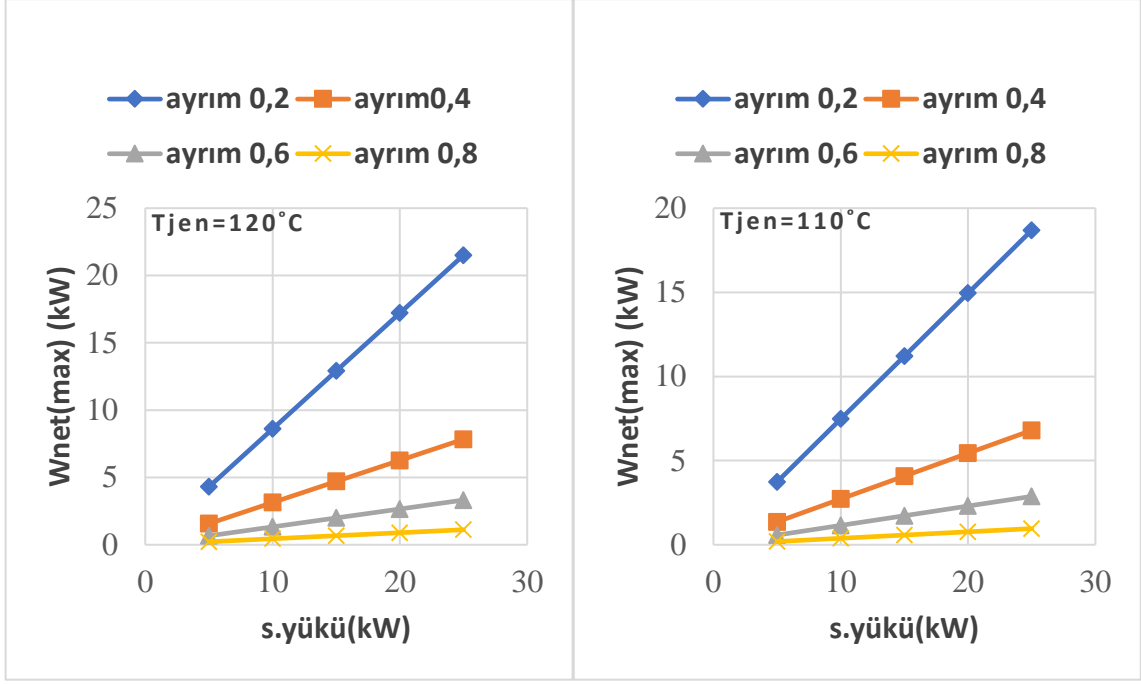


(c)

Şekil 4.14 Net işin türbin basıncıyla değişimi ($Q=5kW$, $ayrım=0.2$)

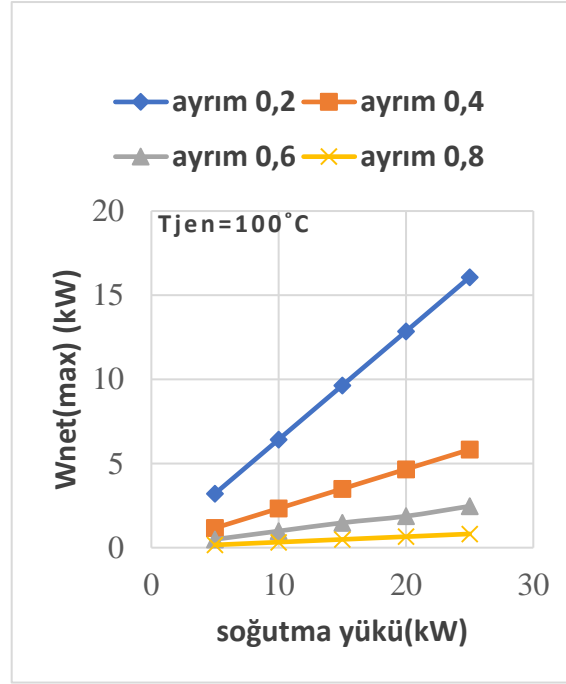
Grafiklerde $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 2, 3, 4 bar basınçlarında, $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 2 ve 3 bar basınçlarında, $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 2 bar basıncında görülen ani düşüşlerin nedeni zengin amonyak konsantrasyonu ve fakir amonyak konsantrasyonu arasındaki farkın çok azalması nedeniyle absorberden çıkan zengin çözelti kütleindeki ani artıştır. Bu kütle artışı pompa işinde artmaya dolayısıyla net iş de azalmaya neden olmuştur.

Maksimum net işin soğutma yüküne göre değişimi farklı ayırım oranları için Şekil 4.15a, 4.15b ve 4.15c'de sırasıyla 120 , 110 ve $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ jeneratör sıcaklıkları için verilmiştir.



(a)

(b)

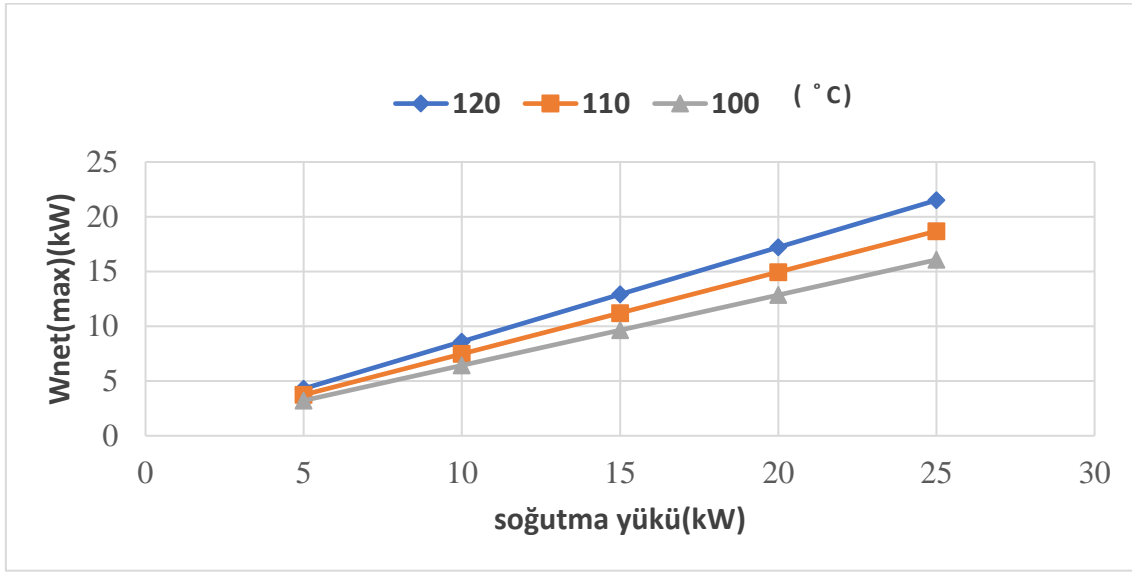


(c)

Şekil 4.15 Net işin soğutma yüküne göre değişimi

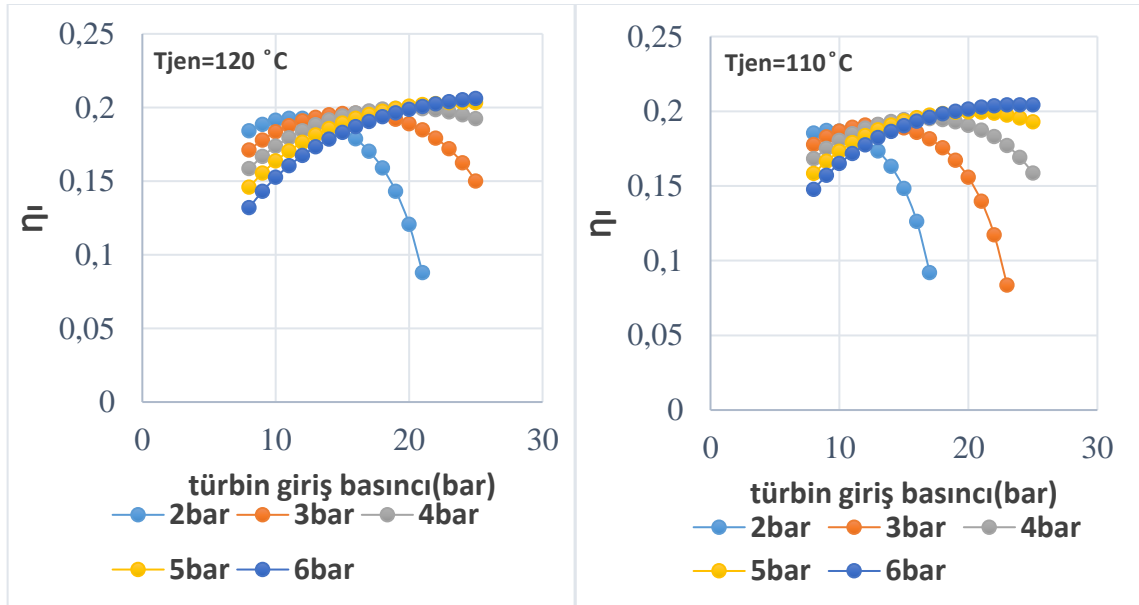
Maksimum net iş bütün ayırım oranlarında soğutma yüküyle lineer olarak artmaktadır. Sebebi artan soğutma yüküyle beraber artan türbin kütleli debisidir. Ayırım oranı azaldıkça artış oranı büyümektedir. Tüm jeneratör sıcaklıklarında aynı eğilim görülmekte olup jeneratör

sıcaklığı arttıkça net iş miktarı artmaktadır. 120 °C sıcaklık için, ayırım oranı 0.2 olduğunda ve soğutma yükü 25 kW olduğunda maksimum net iş 21.51kW'tır.



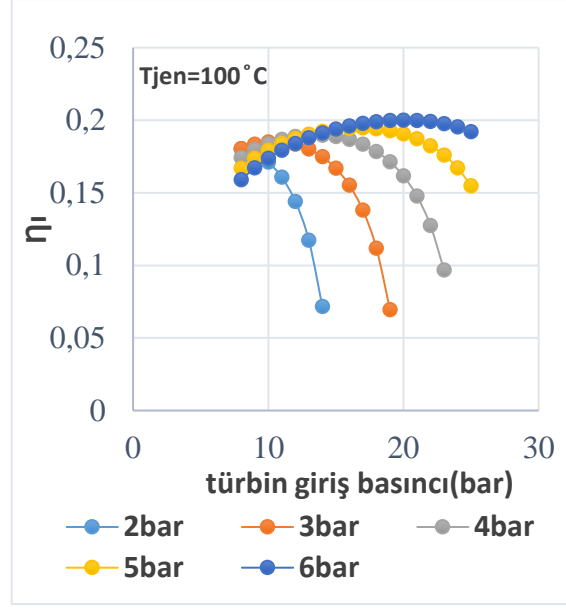
Şekil 4.16 Net işin soğutma yüküne göre değişimi (ayırım=0.2)

4.2.3. 1. Yasa veriminin parametrik analizi



(a)

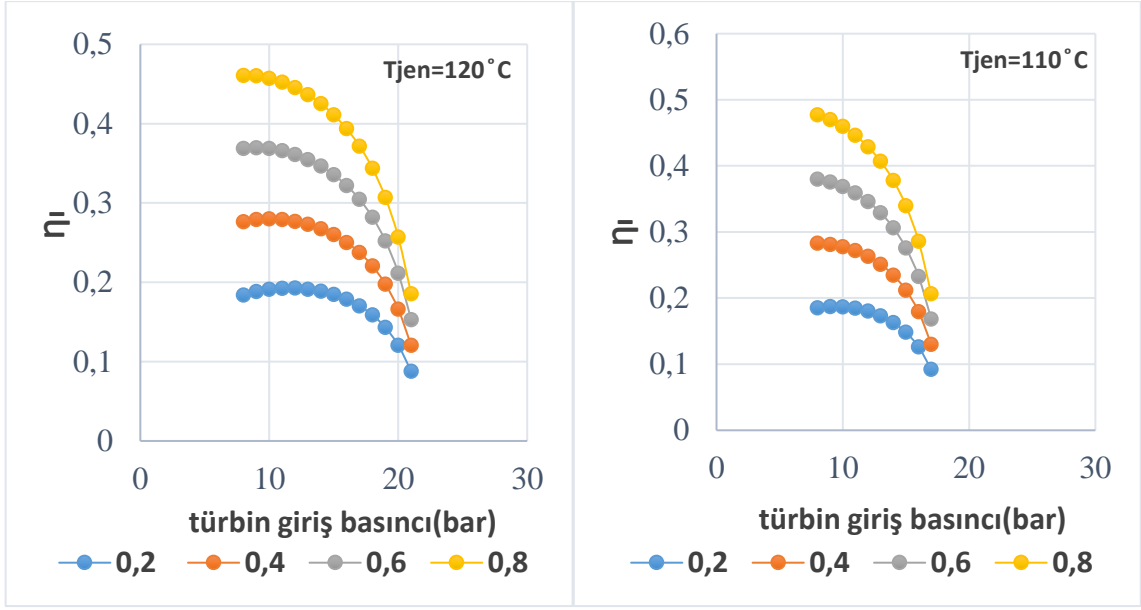
(b)



(c)

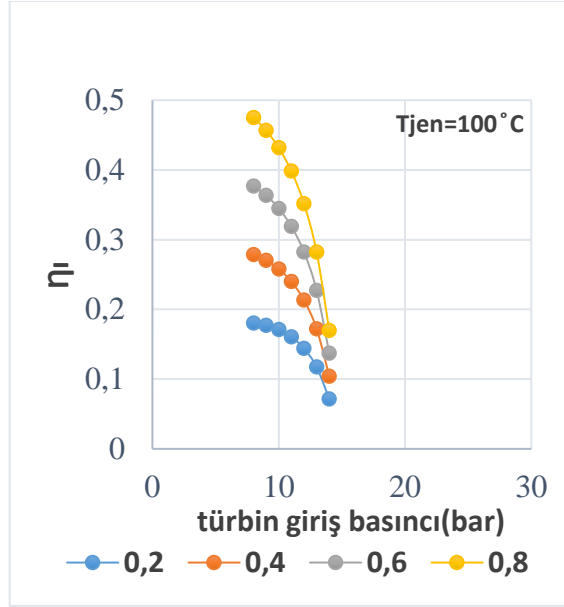
Şekil 4.17 Farklı türbin çıkış basınçlarında 1. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi (ayrım=0.2, Q=5kW)

Şekil 4.17a, 4.17b ve 4.17c'de 1.yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi gösterilmiştir. Şekilde, bazı türbin çıkış basınçlarında bir maksimum nokta oluşurken diğer türbin çıkış basınçları için türbin giriş basıncı arttıkça arttığı görülmektedir. Mesela 120 °C jeneratör sıcaklığında 2, 3 ve 4 bar basınçlar için türbin giriş basıncı arttıkça önce artmakta bir maksimum noktadan sonra azalmaktadır oysa 5 ve 6 bar türbin çıkış basınçlarında 1 yasa verimi sürekli artmaktadır. Bu basınç değerleri için maksimum değer muhtemelen pozitif net iş üretilen basınç aralığının dışında oluşmaktadır. Türbin giriş basıncının küçük değerlerinde türbin çıkış basıncının artması 1. Yasa verimini düşürürken giriş basıncının yüksek değerlerinde tersi geçerlidir.



(a)

(b)



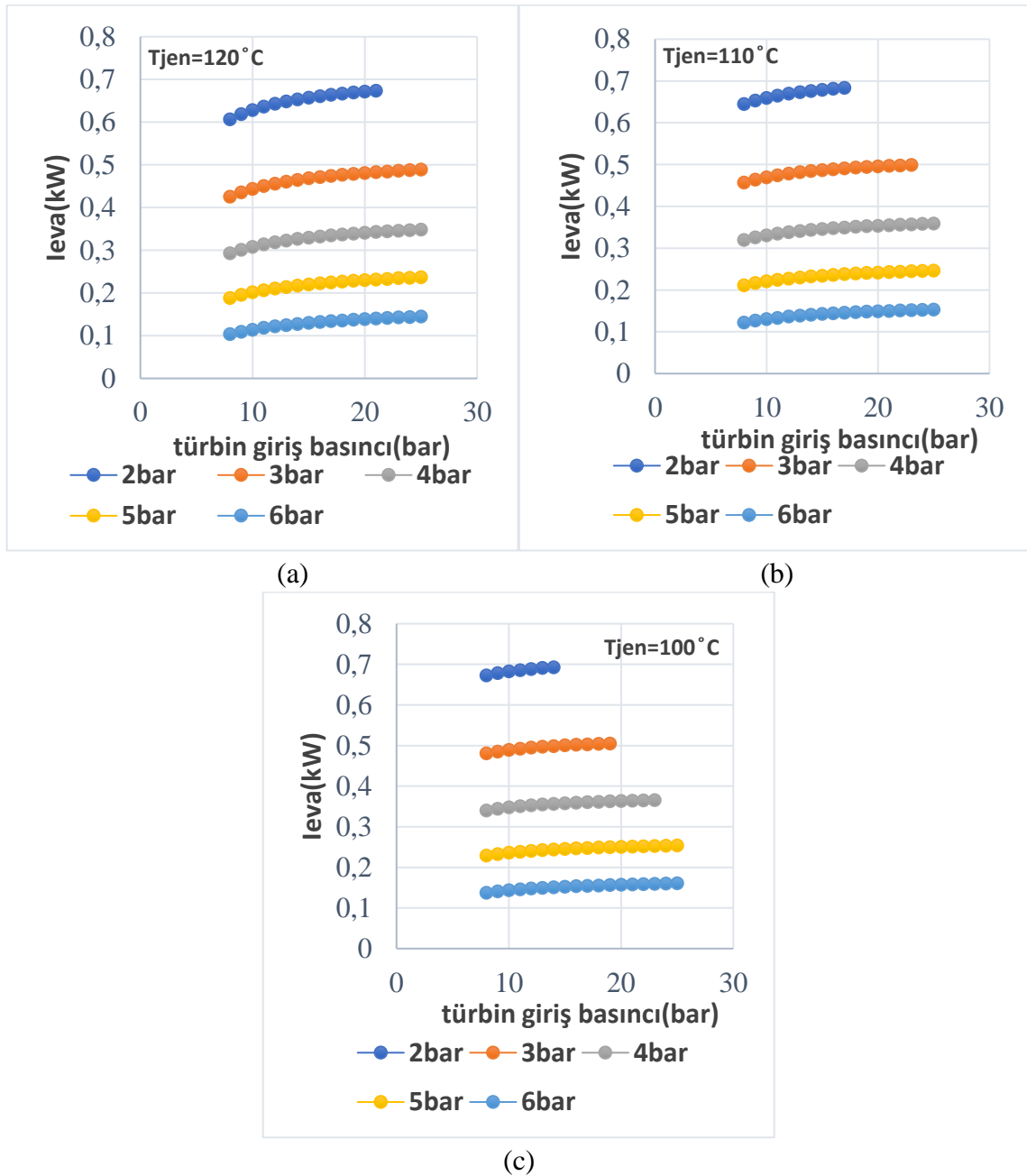
(c)

Şekil 4.18 Farklı ayırım oranlarında 1. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi ($Q=5\text{kW}$, $P_2=2\text{ bar}$)

1.yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi farklı ayırım oranları için Şekil 4.18a, 4.18b ve 4.18c'de sırasıyla 120, 110 ve 100°C jeneratör sıcaklıkları için gösterilmiştir. Bu şekillerden görüldüğü gibi türbin giriş basıncı arttıkça tüm ayırım oranları için birinci yasa verimliliği düşmektedir. Ayırım oranının artması 1.yasa verimliliğinin artmasına sebep olmuştur. Fakat yüksek türbin giriş basınçlarında ayırım oranının etkisi azalmıştır. Jeneratör sıcaklığının yükselmesi 1.yasa verimini artırmıştır. 2 barlık türbin çıkış basıncı için en yüksek 1. Yasa verimi 100°C jeneratör sıcaklığında ve 0.8 lik ayırım oranında elde edilmiştir.

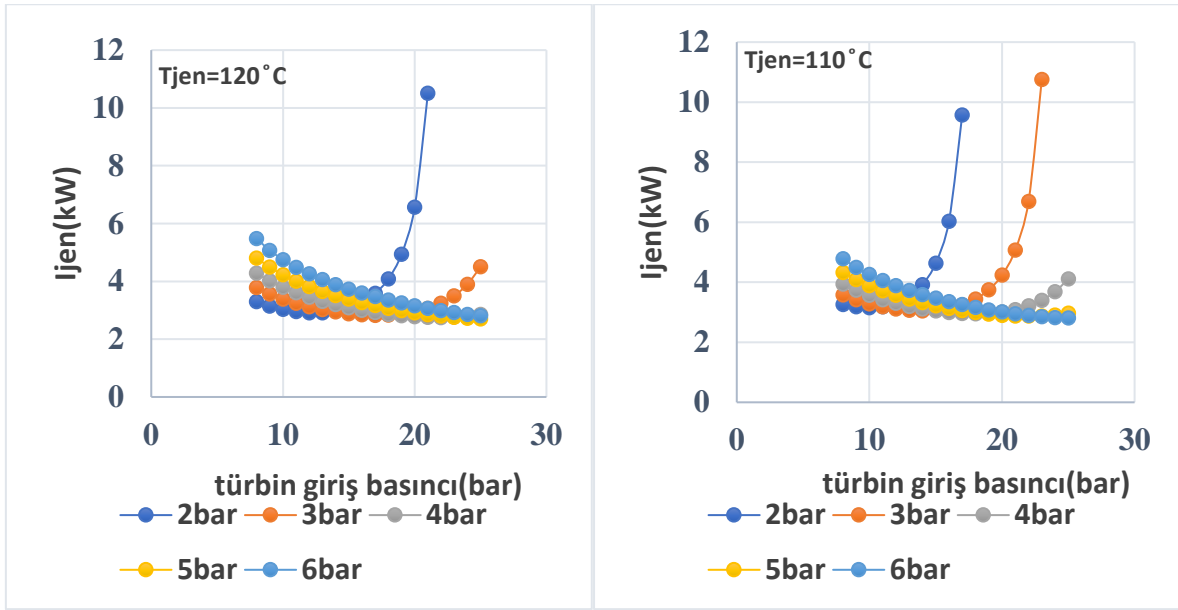
4.2.4. Tersinmezlik değişimi:

Evaporatördeki tersinmezliklerin türbin giriş basıncına göre değişimi farklı türbin çıkış basınclarında ve ayırım oranının 0.2 değeri için Şekil 4.19a, 4.19b ve 4.19c'de sırasıyla 120, 110 ve 100°C jeneratör sıcaklıkları için gösterilmiştir. Türbin giriş basıncının artmasıyla evaporatördeki tersinmezliklerin arttığı görölmektedir. Bunun sebebi evaporatörden geçen amonyak-su karışımının kütle debisindeki artıştır. Türbin çıkış basıncındaki artış ise evaporatördeki tersinmezliği azaltacak yönde olmuştur. Çünkü evaporatör kütleel debisinin artmasına rağmen giriş ve çıkış entropileri arasındaki farkın azalması daha etkili rol oynamıştır.



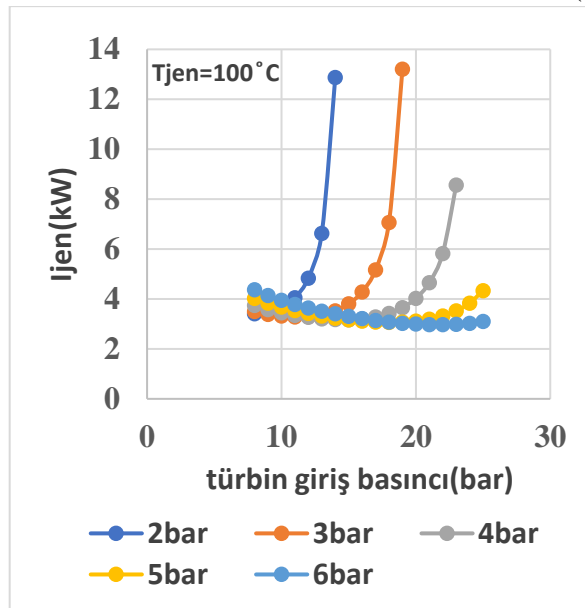
Şekil 4.19 Evaporatördeki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, $Q=5kW$)

Jeneratördeki tersinmezliklerin türbin giriş basıncına göre değişimi farklı türbin çıkış basınçlarında ve ayırım oranının 0.2 değeri için Şekil 4.20a, 4.20b ve 4.20c’de sırasıyla 120, 110 ve 100°C jeneratör sıcaklıkları için gösterilmiştir. Türbin çıkış basıncının küçük değerlerinde türbin giriş basıncının artması ile tersinmezlikler önce azalmakta sonra hızlı bir şekilde artmaktadır, çıkış basıncının yüksek değerlerinde tersinmezliklerdeki azalma yüksek giriş basınçlarında da devam etmektedir. Jeneratör sıcaklığında yükselme tersinmezlikleri artıracak yöndedir. 120°C’ de 2 bar ve 3 bar basınçlarda, 110°C’de 2, 3 ve 4 bar basınçlarda, 100 °C de 2, 3, 4 ve 5 bar basınçlarda sıçramalar olmuştur. Sebebi daha önceden belirtilen zengin ve fakir konsantrasyon farklarının birbirine yaklaşmasıdır.



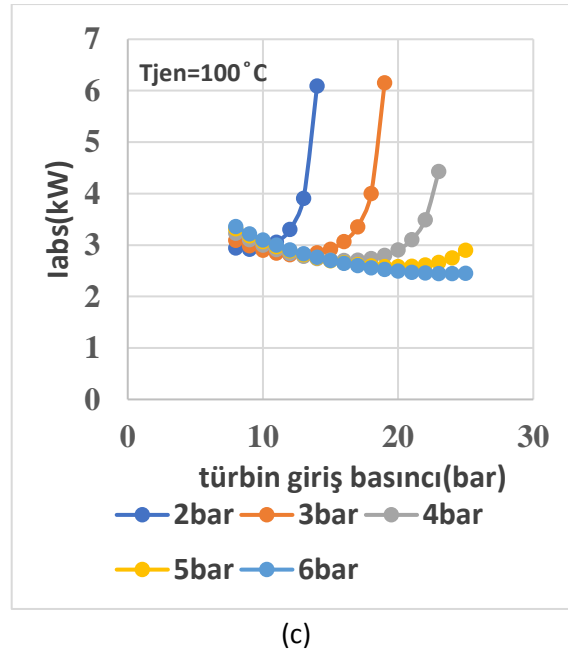
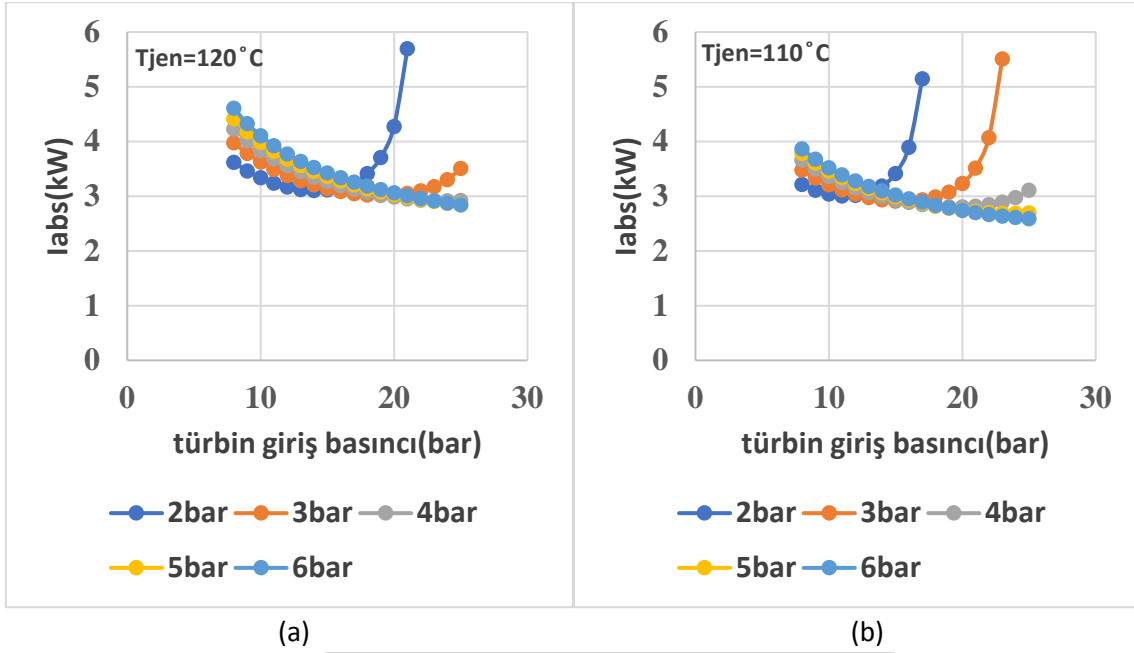
(a)

(b)



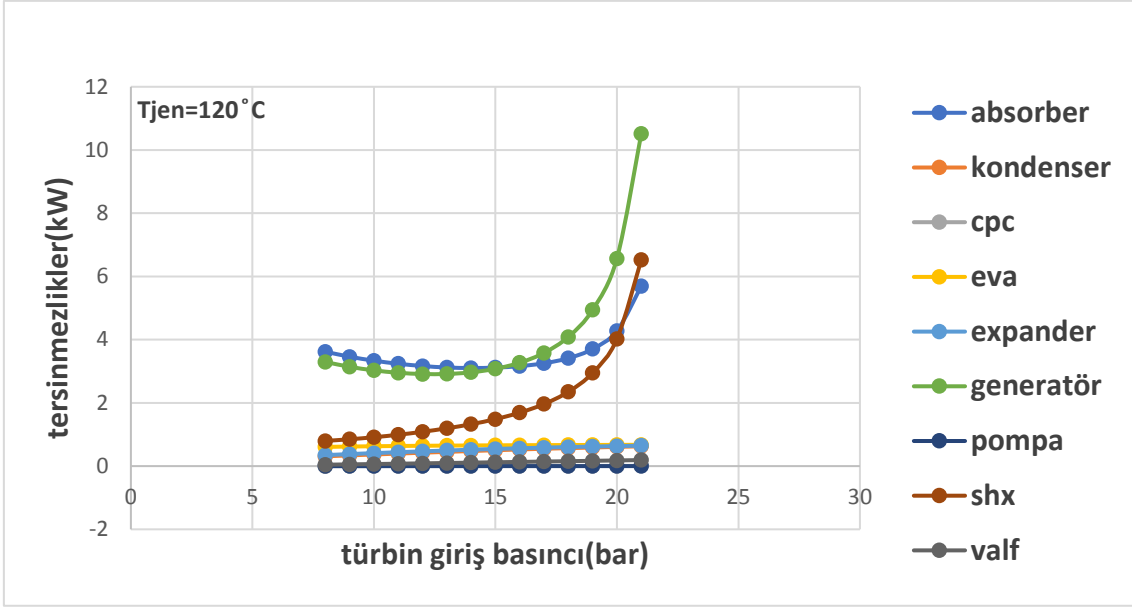
(c)

Şekil 4.20 Jeneratördeki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, Q=5kW)

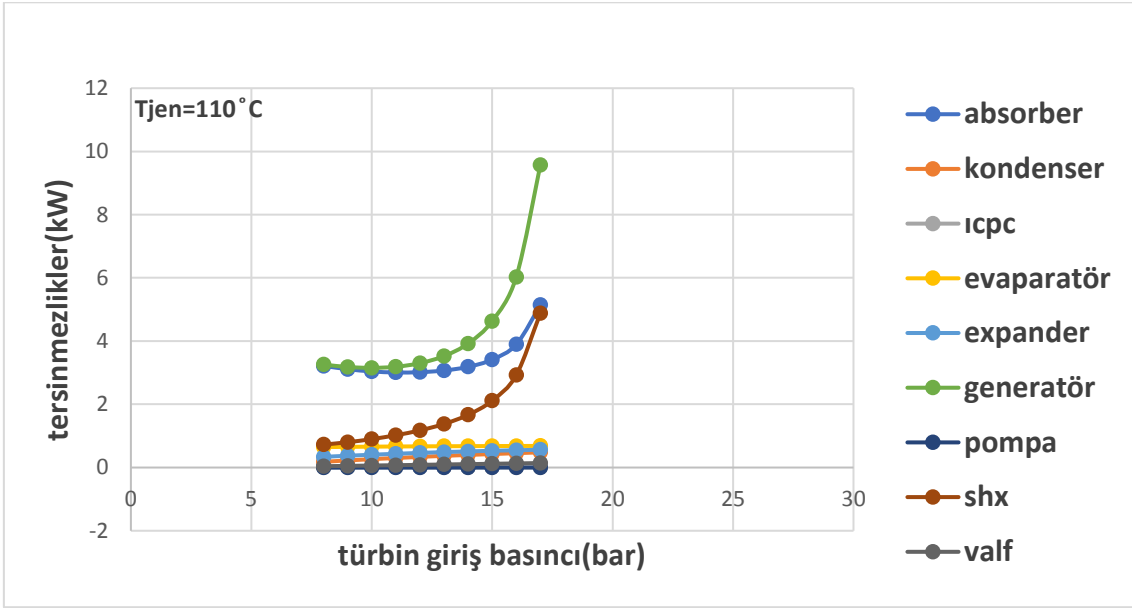


Şekil 4.21 Absorberdeki tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, Q=5kW)

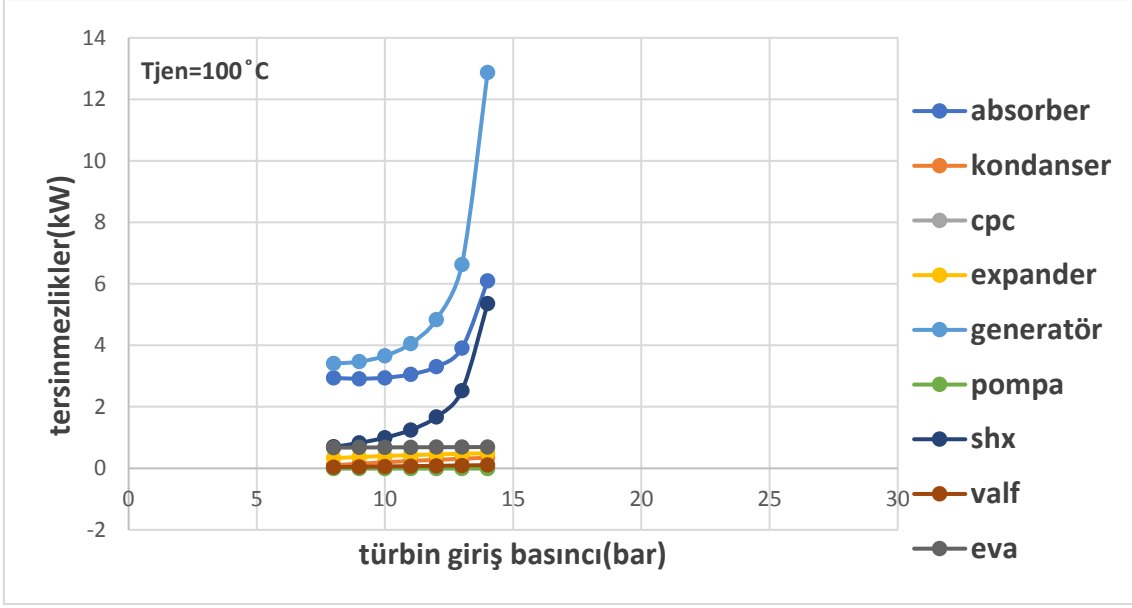
Absorberdeki tersinmezliklerin türbin giriş basıncına göre değişimi farklı türbin çıkış basınçlarında ve ayırım oranının 0.2 değeri için Şekil 4.21a, 4.21b ve 4.21c'de sırasıyla 120, 110 ve 100°C jeneratör sıcaklıkları için gösterilmiştir. Tersinmezliklerin değişimi jeneratördeki değişim ile benzerdir.



Şekil 4.22 Tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, Q=5kW)



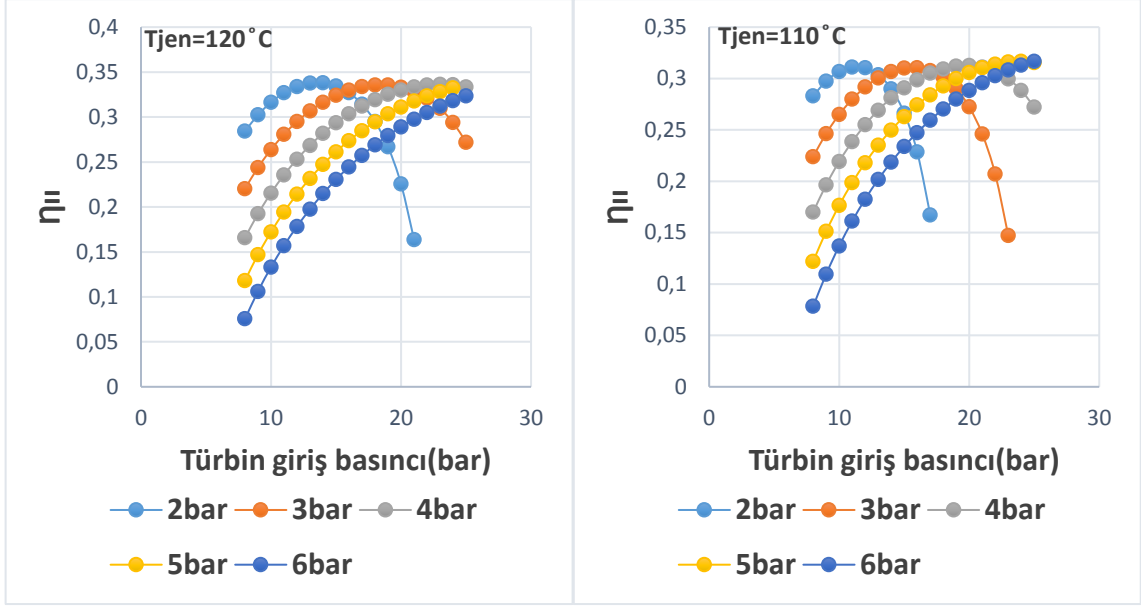
Şekil 4. 23 Tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, Q=5kW)



Şekil 4.24 Tersinmezliğin türbin giriş basıncına göre değişimi, ayırım=0.2, Q=5kW)

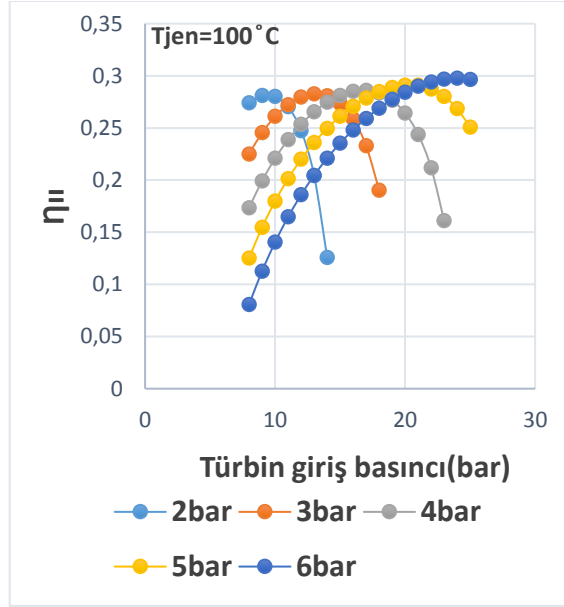
Şekil 4.22,4.23 ve 4.24'te tüm sistem elemanlarındaki tersinmezliklerin türbin giriş basıncına göre değişimini 2 bar türbin çıkış basıncı ve 0.2 ayırım oranı için göstermektedir. Tersinmezlikler birinci sistemdeki gibi sıralanmış olup en büyük tersinmezlik absorber ve boylerde oluşmuştur. Pompa, türbin ve rektifiyedeki tersinmezlikler en küçük değere sahiptir. Jeneratörün ön ısıtma yapan ısı değiştirgecindeki(SHX) tersinmezlik türbin giriş basıncı arttıkça artmıştır. Bunun nedeni amonyakça zengin ve fakir çözelti arasındaki farkın azalmasıdır. Genleşme vanası, ısı değiştirgeci(CPC) ve evaporatördeki boyler girişinde karışım işlemindeki tersinmezlikler basınç arttıkça büyük oranda artmaktadır.

4.2.5.İkinci Yasa veriminin değişimi:



(a)

(b)

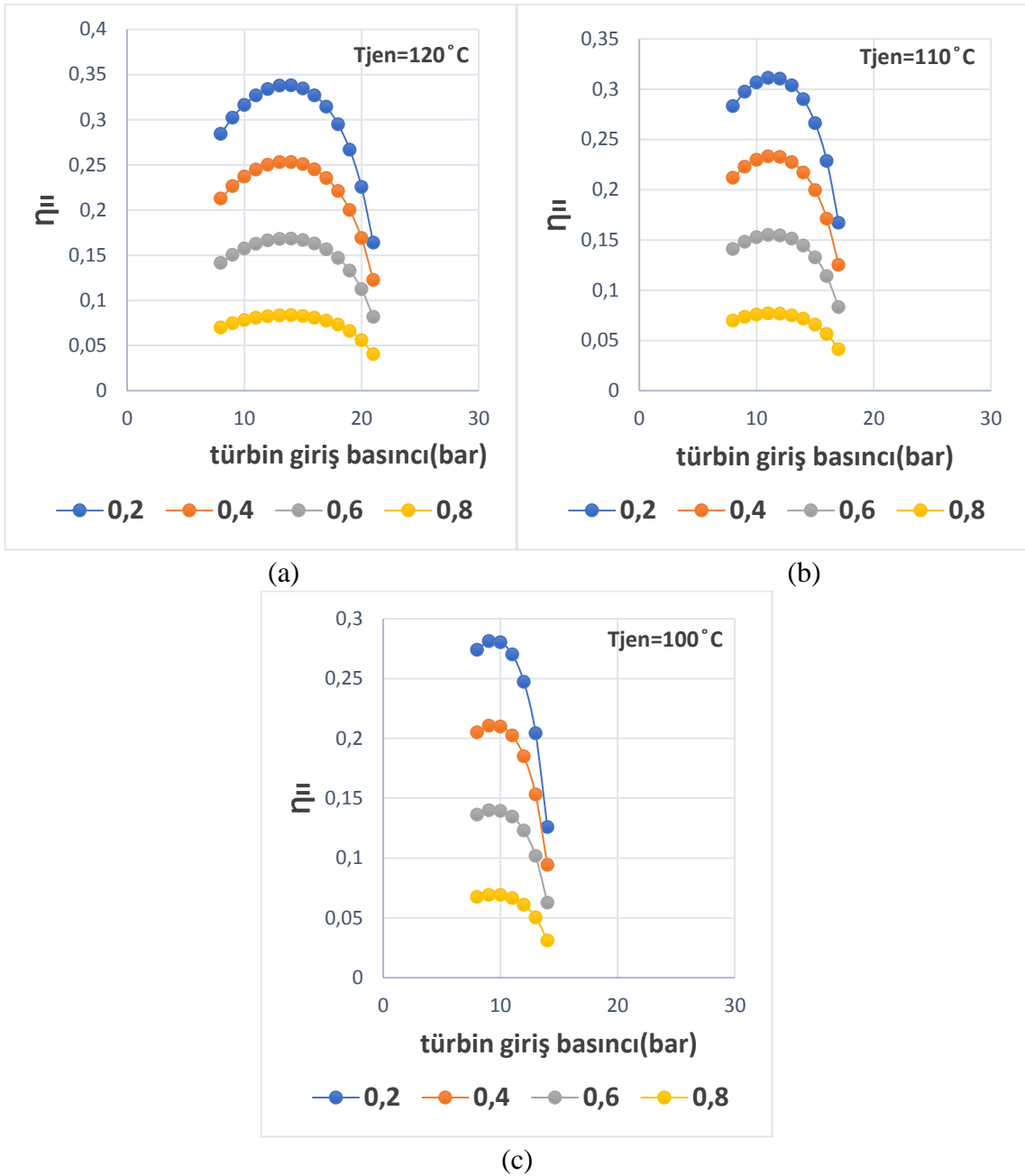


(c)

Şekil 4.25 Farklı türbin çıkış basınçlarında 2. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi (ayrım=0.2, Q=5kW)

2. yasa veriminin türbin giriş basınçlarına göre değişimi farklı türbin çıkış basınçları ve 0.2 ayırım oranı için Şekil 4.25a, 4.25b ve 4.25c 'de sırasıyla 100, 110 ve 120°C lik jeneratör sıcaklıkları için gösterilmiştir. Türbin çıkış basıncının küçük değerlerinde türbin giriş basıncının artması ile 2. yasa verimi önce artmakta sonra hızlı bir şekilde azalmaktadır. Türbin çıkış basıncının yüksek değerlerinde 2. yasa verimindeki artma yüksek giriş basınçlarında da devam etmekte pik noktası görülmemektedir. Jeneratör sıcaklığında yükselme 2. yasa verimini

artıracak yöndedir. 0.2 ayırım oranı için en yüksek ikinci yasa verimi 14 bar türbin giriş basıncı ve 2 bar çıkış basıncında görülmekte olup değeri 0.338 dir.



Şekil 4.26 Farklı ayırım oranlarında 2. Yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi($Q=5kW$, $P_2=2bar$)

2.yasa veriminin türbin giriş basıncına göre değişimi farklı ayırım oranları ve 2 bar çıkış basıncı için Şekil 4.26a, 4.26b ve 4.26c’de sırasıyla 120, 110 ve 100 °C jeneratör sıcaklıkları için gösterilmiştir. Bu şekillerden görüldüğü gibi tüm ayırım oranları için türbin giriş basıncı arttıkça ikinci yasa verimliliği önce artmakta ve bir maksimum noktadan sonra düşmektedir. Ayırım oranın artması 2.yasa verimliliğinin azalmasına sebep olmuştur. Jeneratör sıcaklığının

yükselmesi 2.yasa verimini artırmıştır. 2 barlık türbin çıkış basıncı için en yüksek 2. yasa verimi 14 bar türbin giriş basıncı ve 0.2 ayırım oranında ve 120°C jeneratör sıcaklığında görülmüş olup değeri 0.338 dir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada literatürde bulunan iki bileşik güç ve soğutma sistemi parametrik olarak incelenmiş olup net güç üretimi, birinci ve ikinci yasa verimleri açısından karşılaştırılmıştır. Birinci sistemde türbin ve evaporatör seri bağlı iken ikinci sistemde paralel bağlantılıdır. Bu yüzden ikinci sistemde bu elemanlardan geçen kütleli debilerin ayarlanmasıyla soğutma yükü ve güç oranları için farklı değerler elde edilebilir.

İncelenen sistemlerde net iş elde edilebilen basınç aralıkları farklı kaynatıcı(boyler-jeneratör) sıcaklıklarında farklı olmaktadır. Bu yüzden net iş, birinci ve ikinci yasa verimlerinin maksimum değerleri farklı kaynatıcı(boyler-jeneratör) sıcaklıkları ve basınç aralıklarında elde edilmiştir. 1.sistemde 5 kW soğutma yükü için maksimum net iş, birinci ve ikinci yasa verimleri 120°C değerinde elde edilmiştir ve sırasıyla 19.89 kW, 0.14 ve 0.43, ikinci sistemde 4.302kW, 0.17, 0.31'dir.

Üretilen net işin soğutma yüküne oranının bu sistemlerin kullanım alanları için belirleyici bir faktör olduğu görülmüştür. Elde edilen sonuçlardan 5 kW soğutma yükü için elde edilen net işin soğutma yüküne oranı 4.7 iken ikinci sistemde 0.86 olmuştur. Net iş soğutma yüküyle lineer olarak artmaktadır. Birinci sistem güç üretiminin soğutma ihtiyacından fazla olan uygulamalar için, 2. Sistem ise aynı miktar güç üretimi ve soğutma gerektiren uygulamalar için tercih edilmelidir.

Dünyada enerji kullanımının artması ve enerji dar boğazlarının oluşması neticesinde enerjinin verimli kullanımı önem kazanmıştır. Bu önem bağlamında, literatürde çok sayıda konfigürasyona sahip bileşik güç soğutma çevrimlerinin soğutma yüküne göre üretilen güç kapsamında karşılaştırılması sistemlerin doğru uygulamalar için kullanılması ve enerjinin optimum kullanılması açısından yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

- Akbulut U. K. O(2006). Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinde Enerji ve Ekserji Analizi, Tesisat Mühendisliği Dergisi Sayı: 94, s. 24-32.
- Ayou DS, Bruno JC, Saravanan R, Coronas A(2013). An overview of combined absorption power and cooling cycles. *Renew Sustain Energy Rev*;21(May):7 28-48.
- Albright L., Angenent L., Vanek F.. (2015). Stationary Combustion Systems in *Energy Systems Engineering*, 2nd Edition. McGraw Hill. 2012. ch.6, pp.161-167.
- Ayou DS., Bruno JC, Coronas A(2015). Combined absorption power and refrigeration cycles using low- and mid-grade heat sources. *Sci Technol Built Environ* s: 34-43
- Bassols J., Kuckelkorn B., Langreck J., Schneider R., Veelken H. (2002). Trigenation in the food industry, *Appl. Therm. Eng.* 22 595–602.
- Colonna P., Gabrielli S.(2003). Industrial trigeneration using ammonia–water absorption refrigeration systems (AAR), *Appl. Therm. Engrg.* 23 381–396.
- Demirkaya G. , Padilla R. V., Fontalvo A. , Lake M. and Lim Y. Y. (2017). Thermal and Exergetic Analysis of the Goswami Cycle Integrated with Mid-Grade Heat Sources. *Entropy* 2017, 19(8), 416
- Dereje S. A., Bruno J. C., Coronas A(2017). Integration of a mechanical and thermal compressor booster in combined absorption power and refrigeration cycles, *Energy*
- Dinçer, İ., Erdallı, Y(1993). Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin rolü ve etkinliği, *Termodinamik*, 5:31- 37,.
- Ergün A., Özkaymak M., Kılıçaslan E (2016). Organik Rankine Çevrimi Prensibi ile Düşük Sıcaklıktaki Kaynaklardan Elektrik Üretim Uygulamaları, *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (4) 686-696
- Feng Xu a, Goswami D. Y, Bhagwat S. S. (2000). A combined power/cooling cycle *Energy* 25 233–246
- Goswami DY.(1998). Solar thermal power technology: present status and ideas for the future. *Energy Sources*,20:137–45.
- Goswami DY, Xu F.(1999). Analysis of a new thermodynamic cycle for combined power and cooling using low and mid temperature solar collectors. *J Solar Energy Eng-Trans ASME*,121(2):91–7.
- Gedik. M (2001). Doğal gazla çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin analizi yüksek lisans tezi, makine eğitimi anabilimdalı, Isparta
- Güngör A., Akdemir Ö(2001). Absorpsiyonlu soğutma sistemleri; verimlerini artırmak için geliştirilen çevrimler v. ulusal tesisat mühendisliği kongresi ve sergisi, izmir, s:97-115

- Guney S.M., Guler B(2017). Düşük Sıcaklıklı Isı Dönüştürme Yöntemleri, International Journal of Scientific and Technological Research, Vol 3, No.8 S:29-33
- Goswami DY(1995). Solar thermal power: status of technologies and opportunities for research. In: Proceedings of the 2nd ISHMT-ASME heat and mass transaction conference. New Delhi: Tata McGraw Hill;. p. 57–60.
- Goswami DY(1998). Solar thermal power technology: present status and ideas for the future. Energy Sources;20:1 37–45.
- Hasan A., A. ve Goswami D. Y. (2003). Exergy Analysis of a Combined Power and Refrigeration Thermodynamic Cycle Driven by a Solar Heat Source, *J. Sol. Energy Eng* 125(1), 55-60 .
- Hua J., Chen Y , Wang Y., A.P. Roskilly (2014), Thermodynamic analysis of ammonia–water power/chilling cogeneration cycle with low-grade waste heat, Applied Thermal Engineering Volume 64, Issues 1–2, Pages 483-490
- Jiangfeng W., Wang J., Dai P. Z. Y. (2016). Thermodynamic analysis of a new combined cooling and power system using ammonia–water mixture Energy Conversion and Management Volume 117, Pages 335-342
- Koyun T. Koyun A. Acar M(2005). Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri Tesisat Mühendisliği Dergisi Sayı: 88, s. 46-53
- Kordlar M. A., Mahmoudi S.M.S. (2017). Exergeo-economic analysis and optimization of a novel cogeneration system producing power and refrigeration, Energy Conversion and Management 134 208–220
- Karaali R. (2016) Exergy Analysis of a Combined Power and Cooling Cycle Department of Mechanical Engineering, Bayburt University, *acta physica polonica a*, Vol. 130 209-213
- Maloney JD, Robertson RC(1953). Thermodynamic study of ammonia water heat power cycles. Oak Ridge National Laboratory Report. CF-53-8-43.
- Mahmoud I(2004). Mass and Heat transfer during absorption of ammonia vapor into ammonia-water mixture. Department of Energy and Materials Science Graduate School of Science and Engineering Saga University
- Öztürk İ. T. (2006). Güneş enerjisinden absorpsiyon teknolojisi yardımı ile güç üretimi, Mühendis ve Makina Cilt : 47 Sayı: 563 17-23
- Praveen Kumar G., Saravanan R., Coronas A(2017). Experimental studies on combined cooling and power system driven by low-grade heat sources. Energy 128 (2017) 801-812
- Padilla R. V., Demirkaya G., Goswami D.Y., Stefanakos E., Rahman M. M. (2010). Energy Volume 35, Issue 12, Pages 4649-4657
- Vanek F., Albright L., Angenent L. (2012). Energy Systems Engineering: Evaluation and Implementation, Conveo Publisher Service, New York. Volume 135, Pages 327-341

- Vidala A., Bestb R., Riveroc R., Cervantesd d, J. (2006). Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method, *Energy* 31 3401–3414
- Yalçın R.Ç (2012). İzmir dokuz eylül üniversitesi fen bilimleri enstitüsü bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin ısı analizi ve tasarımı, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalı, İzmir.
- Yiğit, A. ve Horuz, İ. (1996). Jeotermal Enerji ile Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri. *Termodinamik*. 48, 88 – 92.
- Zare V. , Mahmoudi S.M.S. , Yari M. , Amidpour M. (2012) Thermo-economic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle, *Energy* 47 (2012) 271-283
- Wang J., Dai Y., Gao L (2008). Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle *Applied Energy*, 85: 1071–1085

ÖZGEÇMİŞ

19.08.1993 yılında Tekirdağ/Çorlu'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Çorlu'da tamamladı. 2011 yılında başladığı Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden 2016 yılında mezun oldu. Aynı yıl Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi Makine Mühendisliği anabilimdalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2017 ve 2018 yılları arasında A'ND uluslararası denetim ve gözetim hizmetleri şirketinde kontrol mühendisliği yapmıştır.