



**T.C.
MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BACA GAZI ATIK ISISI İÇİN ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ
TASARIMI VE EKSERJİ ANALİZİ**

Hüseyin YAĞLI

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**HATAY
AĞUSTOS-2014**



T.C.
MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BACA GAZI ATIK ISISI İÇİN ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ
TASARIMI VE EKSERJİ ANALİZİ**

Hüseyin YAĞLI

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**HATAY
AĞUSTOS-2014**

T.C.
MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BACA GAZI ATIK ISISI İÇİN ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ TASARIMI
VE EKSERJİ ANALİZİ**

HÜSEYİN YAĞLI
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Prof. Dr. Ali KOÇ danışmanlığında hazırlanan bu tez 05/08/2014 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından **OYBİRLİĞİ** ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali KOÇ
Başkan

Yrd. Doç. Dr. Emin ÜNAL
Üye

Yrd. Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ
Üye

Kod No: 744

Prof. Dr. İsmail Hakkı KARAHAN
Enstitü Müdürü

Bu çalışma Yükseköğretim Kurulu (YÖK) tarafından Yüksek Lisans Yurtdışı Tez Araştırma Bursu ile desteklenmiştir.

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

05/08/2014

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını ve tez üzerinde Yükseköğretim Kurulu tarafından hiçbir değişiklik yapılamayacağı için tezin bilgisayar ekranında görüntülendiğinde asıl nüsha ile aynı olması sorumluluğunun tarafıma ait olduğunu beyan ederim.

İmza

Hüseyin YAĞLI

ÖZET

BACA GAZI ATIK ISISI İÇİN ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ TASARIMI VE EKSERJİ ANALİZİ

Rekuperatör, ekonomizer ve organik Rankine çevrimi gibi sıklıkla kullanılan birçok atık ısı geri dönüşüm sistemi bulunmaktadır. Mevcut atık ısı geri dönüşüm sistemleri içerisinde verim ve performans bakımından en iyi sistemlerden biri organik Rankine çevrimleridir. Organik Rankine çevrimlerinin klasik buharlı Rankine çevrimlerinden en önemli farkı organik akışkanların kullanılmasıdır. Bu akışkanlar sayesinde sistem 80°C ve üzerindeki ısı kaynaklarından elektrik üretimi yapabilmektedir. Bu çalışmada, bir tav fırınının bacasından atmosfere atılan egzoz gazı atık ısı verileri incelendikten sonra, organik Rankine çevrimi tasarımı yapılmıştır. Organik Rankine çevriminin tasarımında analitik tasarım ve simülasyon yöntemleri tolüen akışkanı kullanılarak yapılmış ve ardından çevrimin iyileştirilmesi için farklı akışkanlar incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda, aynı şartlarda siklo-hekzan akışkanının tolüenden daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Siklo-hekzan akışkanı için çevrim parametreleri tekrar hesaplanmış ve ardından sonuçlar tolüen akışkanlı çevrimin sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Tasarımların tamamı için enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Sistemin analitik tasarımında ve hesaplamalarda Excel ve EES (Engineering Equation Solver) programları kullanılmıştır. Ayrıca, sistemin simülasyonunda ise Steag GmbH firması tarafından geliştirilen EBSILON® Professional (EBSILON) yazılımı kullanılmıştır.

2014, 70 sayfa

Anahtar Kelimeler: Atık ısı, organik Rankine çevrimi, optimizasyon, enerji, ekserji

ABSTRACT

DESIGN AND EXERGY ANALAYSIS OF ORGANIC RANKINE CYCLE FOR STACK GAS WASTE HEAT

There are a lot of commonly used waste heat recovery systems like recuperator, economiser and organic Rankine cycle. One of the best systems within the existing waste heat recovery systems in terms of efficiency and performance is organic Rankine cycle. The most important difference of the organic Rankine cycles than conventional steam cycles is the use of organic fluids. Through this fluids system can generate electricity form heat sources 80°C and above. In this study, after analyzing waste heat data of the stack gas that discharged from chimney of a reheat furnace. In the design of the organic Rankine cycle, analytical design and simulation methods performed using toluene fluid and then different fluids were investigated to improve cycle. As a result of this reviews, cyclohexane fluid gives better results than toluene fluids. Cycle parameters were calculated again for cyclohexane fluid and then results were compared with results of toluene fluid. Energy and exergy analysis were made for all designs. In the analytical designing and calculations of the system, Excel and EES (Engineering Equation Solver) software were used. In addition, simulation of the system was performed using EBSILON® Professional (EBSILON), simulation software developed by Steag GmbH.

2014, 70 pages

Key Words: Waste heat, organic Rankine cycle, optimization, energy, exergy

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez konusunun belirlenmesi, araştırılması ve yazım aşamaları esnasında sahip olduğu bilgi birikimi ve tecrübesi ile çalışmalarımı yönlendiren, yardımlarını esirgemeyen danışman hocam sayın Prof. Dr. Ali KOÇ'a sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez konusunun belirlenmesi ve çalışmaların takip edilmesinde yardımlarını esirgemeyen sayın Yrd. Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ'a teşekkürlerimi sunarım.

Her yıl düzenli olarak yapmış oldukları ekserji yaz kursları ile ekserji konusunda bilgilerini bizimle paylaşmaktan çekinmeyen ve fikirleri ile destek olan sayın Prof. Dr. İbrahim DİNÇER'e, tez çalışmaları sırasında tüm bölüm olanaklarından yararlanmamı sağlayan MKÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölüm Başkanlığı'na ve isimlerini burada zikredemediğim ama yardımlarını esirgemeyen hocalarıma ve mesai arkadaşlarıma en içten teşekkürlerimi sunarım.

Belçika'da konu hakkında deneyler yapmama imkan sağlayan Gent Üniversitesi Endüstriyel Sistemler ve Tasarımı Bölüm hocalarından sayın Prof. Dr. Martijn Van Den BROEK ve Ing. Bruno VANSLAMBROUCK'a, E-Rational BEP Europe Machinery Company Firması Satış ve İş Geliştirme Müdürü sayın Marc J. M. Van WONTERGHEM'e, Steag GmbH Firması temsilcileri sayın Sergej PULYAEV ve Ozan AKGÖZ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım sırasında desteklerini esirgemeyen babam Yusuf YAĞLI'ya, annem Fatma YAĞLI'ya ve ablalarıma çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	I
ABSTRACT	II
TEŞEKKÜR.....	III
İÇİNDEKİLER	IV
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	V
ÇİZELGELER DİZİNİ	VII
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	VIII
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	4
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	7
3.1. Materyal	7
3.1.1. Isı Kaynağı	7
3.1.2. Organik Rankine Çevrimi	12
3.1.3. ORC Akışkanları	14
3.1.4. Enerji ve Ekserji Formülleri	18
3.2. Yöntem	27
3.2.1. ORC Tasarımı	27
3.2.2. ORC Çalışma Sıvısının Seçimi	34
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	37
4.1. Analitik Hesaplama	37
4.2. Simülasyonla Hesaplama.....	40
4.3. Akışkan Optimizasyonu.....	45
4.4. Maliyet Hesaplamaları.....	60
4.5. Çevresel Etkileri	60
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	62
5.1. Sonuçlar	62
5.2. Öneriler	65
KAYNAKLAR	66
ÖZGEÇMİŞ	69
EKLER.....	70
EK 1. Tezden Üretilmiş Yayınlar	70

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1.	Tav fırını.	8
Şekil 3.2.	Tav fırını kesit görüntüsü.....	9
Şekil 3.3.	Baca gazının sistemde takip ettiği yol	10
Şekil 3.4.	Ayların ortalama sıcaklık eğrisi	10
Şekil 3.5.	Tav fırını bacasından alınan bir yıllık sıcaklık değerleri grafiği (Kurbanoglu, 2013).....	11
Şekil 3.6.	Tav fırını bacasından en düşük sıcaklıkların alındığı ay grafiği (Kurbanoglu, 2013).....	12
Şekil 3.7.	Organik Rankine çevrimi.....	13
Şekil 3.8.	Akışkan tipinin sıcaklık-entropi diyagramında gösterimi	16
Şekil 3.9.	Atık ısı kaynağına eklenmiş organik Rankine çevrimi (Kurbanoglu, 2013)	20
Şekil 3.10.	Atık ısı kaynağına eklenmiş ORC sisteminin sıcaklık-entropi değişimi (Kurbanoglu, 2013).....	21
Şekil 3.11.	Organik Rankine çevrimi sıcaklık-entropi diyagramı	28
Şekil 3.12.	Organik Rankine çevrimi buharlaştırıcı optimizasyonu ısı-sıcaklık eğrisi.....	30
Şekil 3.13.	Organik akışkanın buharlaştırıcı ünitedeki ısı-sıcaklık eğrisi.....	31
Şekil 3.14.	EBSILON termodinamik simülasyon programı başlangıç ekran görüntüsü	32
Şekil 3.15.	EBSILON termodinamik simülasyon programı örnek çizim ekranı	33
Şekil 3.16.	Sıcaklık-entropi grafiğinde akışkan türüne göre genleşme farkının gösterimi	35
Şekil 4.1.	Optimizasyonda kullanılan örnek ısı-sıcaklık grafiği	38
Şekil 4.2.	Organik Rankine çevrimi simülasyonunda borulardaki termodinamik değerler	41
Şekil 4.3.	Simülasyonda buharlaştırıcı ünitelerden elde edilen ısı-sıcaklık değişimi	43
Şekil 4.4.	Organik Rankine çevrimi simülasyonu sıcaklık-entropi değişimi.....	44
Şekil 4.5.	Organik Rankine çevrimi simülasyonu basınç-entalpi değişimi	45
Şekil 4.6.	Siklo-hekzan ve Tolüen çevrim akışkanlı organik rankine çevrimleri	46
Şekil 4.7.	Siklo-hekzan ve Tolüen akışkanlı çevrim elemanlarının ekserji verimleri.....	50
Şekil 4.8.	Siklo-hekzan akışkanlı çevrim elemanlarının ekserjileri.....	51
Şekil 4.9.	Tolüen akışkanlı çevrim elemanlarının ekserjileri.....	51
Şekil 4.10.	Siklo-hekzan akışkanlı çevrim elemanlarının ekserji kayıpları oranı	53
Şekil 4.11.	Tolüen akışkanlı çevrim elemanlarının ekserji kayıpları oranı	53
Şekil 4.12.	Siklo-hekzan akışkanlı ORC sistemi buharlaştırıcı ünite ısı-sıcaklık değişimi.....	55
Şekil 4.13.	Tolüen akışkanlı ORC sistemi buharlaştırıcı ünite ısı-sıcaklık değişimi	55

Şekil 4.14.	Siklo-hekzan akışkanlı çevrimin sıcaklık-entropi değişimi.....	57
Şekil 4.15.	Tolüen akışkanlı çevrimin sıcaklık-entropi değişimi.....	57
Şekil 4.16.	Siklo-hekzan akışkanlı çevrimin basınç-entalpi değişimi	59
Şekil 4.17.	Tolüen akışkanlı çevrimin basınç-entalpi değişimi	59

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1.	Organik Rankine çevrimlerinde sıklıkla kullanılan akışkanların termodinamik özellikleri	15
Çizelge 3.2.	Organik Rankine çevrimlerinde sıklıkla kullanılan akışkanların türü	17
Çizelge 4.1.	Organik Rankine çevrimi tasarım sonuçları (Kurbanoğlu, 2013)	39
Çizelge 4.2.	Çevrim elemanlarının enerji ve ekserji hesaplamaları (Kurbanoğlu, 2013).....	40
Çizelge 4.3.	Çevrim simülasyonu üzerindeki herbir noktadan okunan termodinamik değerler.....	42
Çizelge 4.4.	Çevrim elemanlarının ekserji değerleri	42
Çizelge 4.5.	Siklo-hekzan ve Tolüen çevrim akışkanlı organik Rankine çevrimlerindeki sistem elemanlarının giriş ve çıkış noktalarındaki termodinamik özellikler.....	48
Çizelge 4.6.	Çevrimlerin enerji ve ekserji analizi.....	49

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

C_P	: Öz ısı (kJ/kgK)
$\dot{E}$	: Ekserji akısı (kJ/s)
h	: Entalpi (kJ/kg)
m	: Kütle (kg)
$\dot{m}$	: Kütleli debi (kg/s)
$\dot{m}_{egzoz}$	: Egzoz gazı kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_{ORC}$	: Çevrim akışkanı kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_{soğutucu}$	: Soğutma suyu kütleli debisi (kg/s)
P	: Basınç (bar)
P_{krit}	: Kritik basınç (bar)
T	: Sıcaklık (K)
T_0	: Ölü hal sıcaklığı ya da referans sıcaklığı (K)
T_{krit}	: Kritik sıcaklık (K)
T_{sat}	: Doyma (satüre) noktası sıcaklığı (K)
ΔT_P	: Yaklaşma (kısılma) sıcaklığı (K)
$\dot{W}$	: İş akısı (kJ/s)
$\dot{Q}$	: Isı akısı (kJ/s)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
ψ	: Özgöl ekserji (kJ/kg)
η	: Enerji verimi (%)
ε	: Ekserji verimi (%)

KISALTMALAR

g	: Giren
ç	: Çıkan
ge	: Girenlerin Ekserjisi
çe	: Çıkanların Ekserjisi
ke	: Kayıp Ekserji
A/F	: Hava Yakıt oranı
TEP	: Ton Eşdeğer Petrol
SOFC	: Güneş Trijenerasyon Yakıt Pili
G	: Jeneratör
M	: Motor
ORC	: Organik Rankine Çevrimi
t	: Türbin
p	: Pompa
b	: Buharlaştırıcı
y	: Yoğuşturucu
CO ₂	: Karbondioksit

1. GİRİŞ

Dünya nüfusundaki hızlı artış ve teknolojiadaki gelişmeler ile birlikte insanların artan ihtiyaçları göz önünde bulundurulduğunda, gerek günlük kullanımda gerekse sanayi üretiminde enerji tüketimi miktarı gün geçtikçe artmaktadır. Gelişen teknolojilerin olmazsa olmazı haline gelen enerji, neredeyse her şeyin mekanik sistemlerden elektronik sistemlere dönüşmesiyle birlikte insanların günlük yaşamında daha da fazla yer almaktadır. Günümüzde enerji üretimi, güç çevrimlerinde fosil yakıtların yanması sonucu oluşan yüksek ısının dönüşümü ile ya da hidroelektrik santraller, rüzgar santralleri, güneş çiftlikleri gibi temiz enerji kaynaklarından yararlanılarak üretilmektedir. Dünya elektrik üretimi içerisinde fosil kaynaklı üretimin payı yaklaşık %53 iken Türkiye’de bu oran yaklaşık %74,7 seviyelerine kadar çıkmaktadır (Anonim, 2013). Fosil yakıt rezervlerinin sınırlı olması, kullanımının çevre ve küresel ısınma üzerinde olumsuz etkilerinin bulunması gibi faktörler göz önüne alındığında, dünya toplam enerji üretimi kaynakları içinde fosil yakıt kaynaklı üretim oranından çok daha yüksek bir oranda tüketim oranı olan Türkiye için, fosil kaynaklı enerji üretimini olabildiğince azaltmak, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını arttırmak ve enerji tasarrufu yapmak büyük önem arz etmektedir.

Enerjinin yoğun olarak kullanıldığı sanayi sektörünün Türkiye’nin toplam enerji tüketimi içerisindeki payının %35 civarında olduğu göz önünde bulundurulduğunda sektörlerde yapılabilecek tasarrufun ne kadar önemli olduğu daha net görülmektedir (Anonim, 2014). Özellikle demir-çelik sektörü gibi Türkiye’nin toplam enerji tüketimi içerisinde %5, sanayinin enerji tüketimi içerisinde ise %22 paya sahip olan ve üretim için çok yüksek sıcaklıklara ihtiyaç duyan tesislerde enerji tüketiminin en aza indirilmesi ve var olan atık ısıların geri dönüşüm sistemleri ile tekrar kullanılması, hem sektörlerin maliyetlerinin düşürülmesi, hem de ülkenin enerji kaynaklarından daha verimli faydalanılmasını sağlaması açısından önemlidir (Anonim, 2013).

Türkiye’de ve dünyada var olan sanayi sektörleri üzerinde yapılan inceleme ve analizlerde bu sektörlerin kullanmakta olduğu yüksek enerji miktarlarının göz ardı edilemeyecek oranlardaki bir kısmının kullanılmadan; sistem yüzeyleri, tesisat hatları, soğutma suları, ürün atık maddeleri, egzoz gazları ve diğer yollarla veya atıklarla

atmosfere bırakıldığı görülmektedir. Bu anlamda yapılmış olan çalışmalarda sanayi sektörlerinde yapılabilecek enerji tasarruf oranları analiz edilmiştir. Buna göre ısı ve elektrik enerjisinde sektör bazında; çimento ve cam sektöründe 1.416.463 TEP'e karşılık gelen %20 oranında tasarrufun, demir-çelik sektöründe 2.440.432 TEP'e karşılık gelen %30 oranında tasarrufun, demir dışı metal sektöründe 847.000 TEP'e karşılık gelen %21 oranında tasarrufun, tekstil sektöründe 527.826 TEP'e karşılık gelen %25 oranında tasarrufun ve kağıt sektöründe 226.252 TEP'e karşılık gelen %20 oranında tasarrufun mümkün olduğu görülmektedir (Anonim, 2011; Keskin ve Ünlü, 2010).

Yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı enerji tüketiminde tasarrufun yapılması ve var olan sistemlerin termodinamik analizlerinin yapılarak optimizasyonunun yapılması kaçınılmaz görünmektedir. Cihazların verimini arttırmakta kullanılan termodinamik analizler ile sistemde var olan kayıpların tespit edilebilir. Bu sayede bunların geri dönüşümünün yapıp yapılamayacağı, var olan atık ısı geri dönüşüm sistemleri göz önünde bulundurularak tespit edilerek uygulanabilmesi mümkün olabilmektedir. Uzun yıllar enerjinin korunumu esaslı termodinamiğin birinci kanunu temel alınarak yapılmış olan bu analizlerde, iş ve ısı arasında birbirine dönüşebilirliğinin mümkün olup olmayacağı dikkate alınmadığından dolayı yetersiz sonuçlar çıkmaktaydı. Bu nedenle analizlerde, termodinamiğin ikinci kanunu dikkate alınarak hesaplanmış olan kayıpların ve verimlerin dikkate alınması kaçınılmazdır. İkinci kanun analizleri sayesinde sistemin çalışma süresi boyunca enerji kalitesinde meydana gelen farklılıkların tespit mümkün olmakta ve yalnızca birinci kanuna dayalı analizlere göre daha güvenilir sonuçların elde edilmektedir. Artan tüketim karşısında lüzumsuz kullanımların azaltılması açısından, bu analizler ile sistemlerin daha verimli enerji kullanmasını sağlayabilmek mümkündür (Çamdalı, 1998).

Gelişmiş ülkelerin enerji politikalarında, demir & çelik endüstrisi gibi yüksek enerji tüketimine sahip olan tesislerin enerji tüketimlerinin azaltılmasının ve buna bağlı olarak maliyette çok büyük paya sahip olan enerji giderlerinin minimize edilmesinin yeri ve önemi gün geçtikçe artmaktadır. Türkiye, dünyada çelik üreten ülkeler arasında ilk on ülke arasında bulunmakta olup, Avrupa'da ise Almanya'dan sonra ikinci sırada yer almaktadır (Anonim, 2013). Özellikle enerjiyi yoğun olarak kullanan demir çelik

sanayinde %21 oranında tasarruf edilebilir bir atık ısı potansiyeli bulunmaktadır (Yayan V., 2013).

Mevcut durumda yoğun atık ısı potansiyeli olan sektörler, bu potansiyelin kullanımında reküperatörler, ekonomizerler, ısı tekerlekleri, Kalina çevrimleri ve organik Rankine çevrimleri gibi sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sistemlerden reküperatör, ısı tekerlekleri gibi sistemler atık ısının sisteme geri alınmasını ve tekrar kullanılmasını sağlamaktadır. Kalina çevrimleri ve organik Rankine çevrimleri gibi geriye kalan kısım ise atık ısıyı buharlaştırıcı ünitelerden geçirip çevrimlere vererek elektrik üretimi yapmaktadır.

Elektrik üretimi yapan su buharlı Rankine çevrimleri gibi sistemler çok yüksek sıcaklıklarda çalışmakta olup, düşük ve orta sıcaklıklardaki atık ısı sistemlerinde kullanılması mümkün olmamaktadır. Suyun yüksek kaynama noktası, yüksek basınçlarda kızgın buhar fazına geçmesi için gereken ısı miktarının çok yüksek olması gibi nedenlerden dolayı buharlı Rankine çevrimleri atık ısı sistemlerinde kullanılamamaktadır. Bu yüzden düşük ve orta sıcaklıklardaki kaynakların kullanılmasında en iyi yöntemlerden biri organik Rankine çevrimleridir. Türkiye’de daha çok jeotermal kaynaklı ısı geri dönüşüm sistemlerinde kısıtlı olarak kullanılmakta olan organik Rankine çevrimleri neredeyse hiçbir endüstri sektöründe kullanılmamıştır.

Bu çalışma ile demir & çelik sektörlerinde kullanımına pek rastlanmayan bu sistemlerin çalışma koşullarının analizinin yapılmış, çalışma sınırlarının araştırılmış ve seçim kriterleri belirlenmiştir. Organik Rankine çevrimlerinin yüksek ısı kullanan sektörlerde kullanılabileceğinin gösterilmesi, bu sistemlerin kullanılması ile dönüştürülebilecek atık ısı miktarlarının belirlenmesi, dönüştürülebilecek bu atık ısı miktarına karşılık üretililecek enerji miktarının hesaplanması ve sistemin sektörlerde kullanımının arttırılmasının amaçlandığı bu çalışmanın enerjinin verimli kullanılmasında kaynak teşkil etmesi ümit edilmektedir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Dünyada ORC sistemleri üzerine yoğun bir çalışma yapılmakta iken Türkiye’de bu alandaki çalışmaların henüz yeterli düzeye ulaşmadığı görülmektedir. Türkiye’de mevcut durumda birkaç ORC sistemi mevcuttur. Bu sistemlerin neredeyse tamamı jeotermal kaynaklar üzerine kurulu olup sadece bir tane demir-çelik üreten fabrikada sistemin kurulu olduğu görülmüştür.

Özden ve Paul, (2011), yapmış oldukları çalışmada 2003 yılında Denizli Sarayköy’de açılmış olan 2120 metre derinlikte 120°C sıcaklık, 50 lt/s debiye sahip kendi haline bırakılmış olan kuyunun analizini yapmış olup, ORC’nin kurulum parametrelerini ve sistem performansını incelemişlerdir. Bu araştırmalar sonucunda jeotermal tesiste ilk etapta 750 kW net güce sahip santral kurulumu çalışmalarını yürütmüşlerdir.

Arslan ve ark., (2012), tarafından yapılmış çalışmada Simav bölgesinde 65m-958m arasındaki derinliklerde 42°C-162°C sıcaklık ve 0.3 kg/s-80kg/s debideki kuyuları incelemişlerdir. İncelemeler sonucunda ORC kullanılarak mevcut tesisin 120 MW kapasitesine sahip olduğunu belirlemişlerdir. Fakat bölgede sadece bunun 20.4 MWe kısmının kullanıldığını belirtmişlerdir.

Quoilin ve ark., (2013), yapmış oldukları çalışmada farklı akışkanlar ve türbinler kullanılan organik Rankine çevrimlerini incelemişlerdir. Farklı akışkanların, sistemlerin maliyeti ve sistem elemanlarının kapasitesi üzerine etkilerinin incelendiği bu çalışmada, farklı firmalar tarafından üretilen türbin türlerinin birçoğunu incelemişlerdir.

Kurbanoglu ve ark., (2013), yapmış oldukları çalışmada demir çelik sektöründeki atık gazdan üretilebilecek güç miktarını hesaplamışlardır. Analitik tasarım metoduyla yapmış oldukları çalışmada çevrim akışkanı olarak tolüeni kullanarak yaklaşık 370 kW güç üretilbileceğini saptamışlardır. Ayrıca, sistemin enerji verimini %21,76 ve ekserji verimini %46,02 olarak hesaplamışlardır.

Yağlı ve ark., (2013), yaptıkları çalışmada atık egzoz gazının ısısını organik Rankine çevriminde kullanılarak üretilebilecek güç miktarını hesaplamışlardır.

EBSILON programı ile yapılmış olan bu çalışmada tüm tasarım kriterleri sisteme girildikten sonra 400°C sıcaklıktaki egzoz gazından yaklaşık 410 kWe üretiminin mümkün olduğunu hesaplamışlardır. Çalışmada tasarlanmış olan çevrimin ekserji analizini de yapmış olup tüm sistemin enerji ve ekserji verimlerini sırasıyla %17,088 ve %37,66 olarak hesaplamışlardır.

Kaşka, (2014), yapmış olduğu çalışmada demir çelik üretim tesisinde sıcak çelik kütüklerini taşıyan bandın soğutma suyunun ısısını kullanarak güç üretmekte olan organik Rankine çevriminin enerji ve ekserji analizini incelemiştir. Çalışma sonunda gerçek değerlerin kullanıldığı iki farklı durum için enerji ve ekserji verimlerini sırasıyla %10,2; %48,5 ve %8,8; %42,2 olarak hesaplamıştır.

Cihan, (2014), yapmış olduğu çalışmada organik Rankine çevrimi ile buhar sıkıştırılmalı bir soğutma çevrimini kombine etmiş ve sistemi termodinamik açıdan incelemiştir. Sistem içerisinde hem güç üretmek hem de soğutma işlemi gerçekleştirmek için üç çevrim akışkanını incelemiştir. Bu çevrimde kullanılmak üzere seçilmiş olan akışkanların (R600, R600a ve R601) dünyada çok yaygın kullanıma sahip olan R245fa akışkanları ile performansları da karşılaştırılmıştır. Termodinamik açıdan incelenmiş sistem için en uygun çevrim akışkanının R601 olduğu görülmüştür.

Pulyaev ve ark., (2013), yapmış oldukları çalışmada enerji santrallerinde atılan atık ısılar için organik Rankine sistemi geliştirmişlerdir. Kombine çevrim santrali sisteminde doğalgazın basınçlandırılarak türbine gönderilmesi esnasında açığa çıkan atık ısının geri dönüşümü için tasarlanmış olan organik Rankine çevriminde çevrim akışkanı olarak R245fa kullanılarak sub-kritik ve R236fa kullanarak süper-kritik çevrimler tasarlamışlardır. Bu iki çevrimde göz önüne alındığında süper-kritik çevrim ile sub-kritik çevrime kıyasla %39 daha fazla elektrik üretilebileceği görülmüştür.

Al-Sulaiman ve ark., (2013), çalışmalarında organik Rankine çevrimi kullanılmış bir trijenerasyon sisteminin termo-ekonomik optimizasyonunu yapmışlardır. SOFC-trijenerasyon (solar trijenerasyon yakıt pili), biyokütle-trijenerasyon ve güneş-trijenerasyon sistemlerinden oluşan trijenerasyon sisteminde maksimum ekserji veriminin %38 ile SOFC-trijenerasyon sistemlerinde olduğu görülmektedir. Biyokütle-trijenerasyon sisteminde %28 ve güneş-trijenerasyon sisteminde %18 ekserji verimi

olduğu hesaplanmıştır. Bu çalışmada güneş-trijenerasyon sistemlerinin en iyi termo-ekonomik performansı gösterdiği görülmüştür. Güneş-trijenerasyon sistemi sıfır karbondioksit emisyonu olan bir sistemidir ve kolayca ve bedava elde edilebilecek yenilenebilir bir enerji kaynağıdır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Sistemin tasarımında ve analizinde öncelikle atık ısı kaynağının analizi, yeterliliği ve taşıdığı atık ısı miktarının belirlenmesi büyük önem arz etmektedir. Bunun yanı sıra sisteme en uygun organik Rankine çevrimi (ORC) sisteminin tasarımının yapılabilmesi için atık ısının atıldığı sistemin iyi bir şekilde bilinmesinin yanı sıra ORC sistemlerinin de yeterince bilinmesi önemlidir.

3.1.1. Isı Kaynağı

Genellikle jeotermal kaynaklara, güneş enerjisine ve baca gazları atık ısısına adapte edilerek ısı geri dönüşümünde kullanılmakta olan ORC sistemlerinin (Kaşka, 2014; Chys ve ark., 2012) tasarım parametrelerinin belirlenmesinde ve örnek hesaplamaların yapılmasında doğal gaz yakıtlı tav fırınından atmosfere salınan baca gazı atık ısı verileri kullanılmıştır.

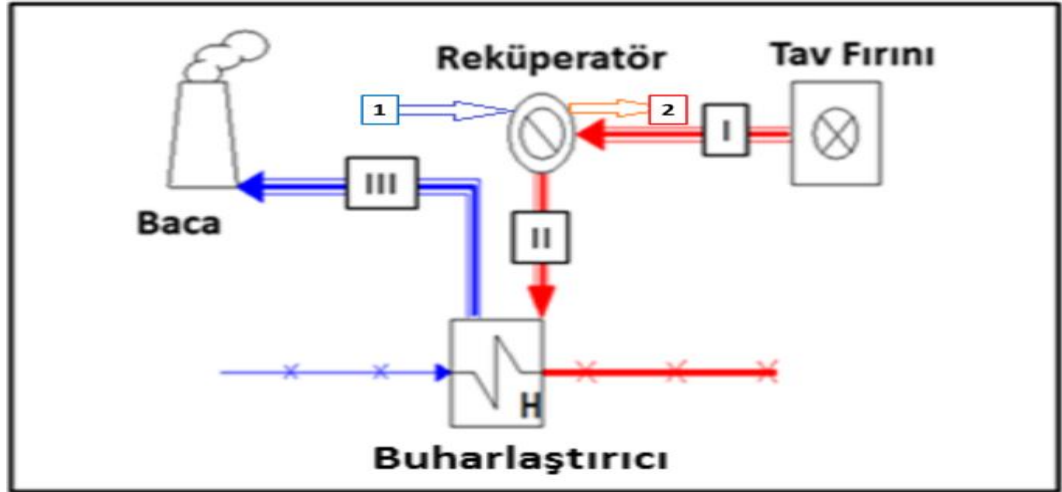
Herhangi bir kaynaktaki atık ısı için, kullanılmadan atmosfere ya da soğutucu sulara atılan atık ısı olarak tanımlanması mümkündür. Genelde tesislerin bacalarından atılan egzoz gazlarının içerdiği ısı, jeotermal su kaynaklarında bulunan atık ısı veya soğutma sularıyla çevreye atılan ısılar ORC sistemleri için kullanılabilir ısı kaynaklarıdır.

Gerçek görünümü Şekil 3.1’de görülmekte olan bir demir-çelik tesisindeki tav fırını sıcaklık derecelerine göre kendi içerisinde altı bölgeye ayrılmaktadır. Her bir bölge Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



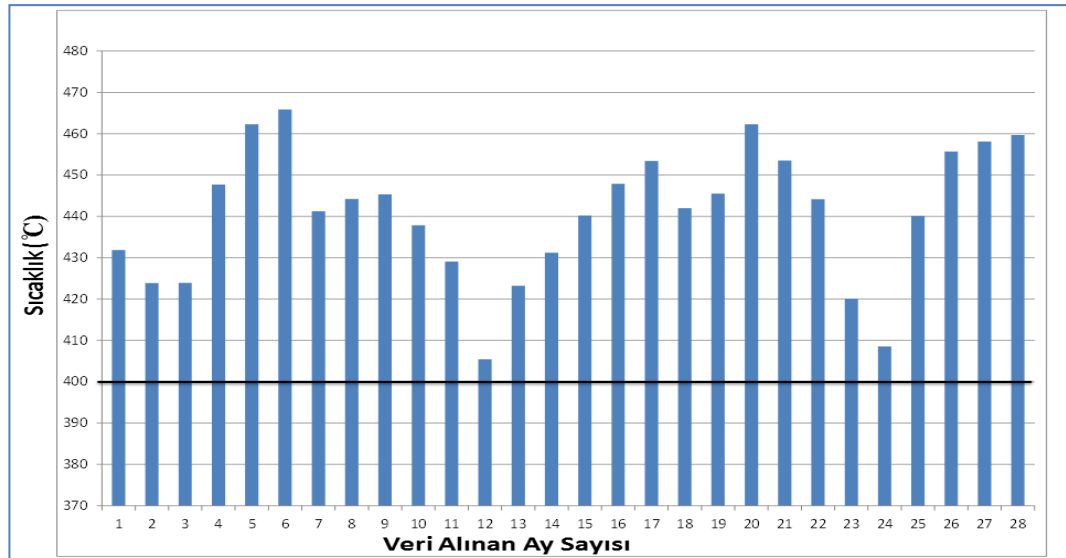
Şekil 3.1. Tav fırını

Tav fırınına kütüklerin girdiği ve ısıtılmaya başlandığı bölge I. Bölge olarak adlandırılmaktadır. I. Bölge fırın içerisindeki diğer bölgelere kıyasla en düşük sıcaklığa sahip bölge olup, sıcaklığı yaklaşık olarak 1000°C ile 1100°C arasında değişiklik göstermektedir. Birinci bölgeden, tav fırınına girmiş olan kütüklerin ısıtılması esnasında, kütükleri itici ayaklar tarafından sürekli ilerlemekte olan kütükler II. Bölge ve III. Bölgeye gelmektedirler. Bir bölgenin iki eşit parçaya bölünmesi ile oluşan II. ve III. Bölge alanları, sıcaklık olarak birbirine yakın değerlerde olup sıcaklıkları yaklaşık olarak 1250°C ile 1300°C arasında değişmektedir. Fırın içerisinde en yüksek sıcaklık değerine sahip olan bölgeler II. Bölge ve III. Bölgedir. Kütüklerin ısıtılması işlemi bitmeden hemen önce geldikleri bölgeler ise IV. Bölge, V. Bölge ve VI. Bölgedir. Bu bölgeler tek bir bölgenin üç parçaya bölünmesiyle oluşmuştur. IV. Bölge, V. Bölge ve VI. Bölge sıcaklıkları birbirinden farklılıklar göstermektedir ve 1100°C ile 1250°C arasında sıcaklıklarda bulunmaktadır.



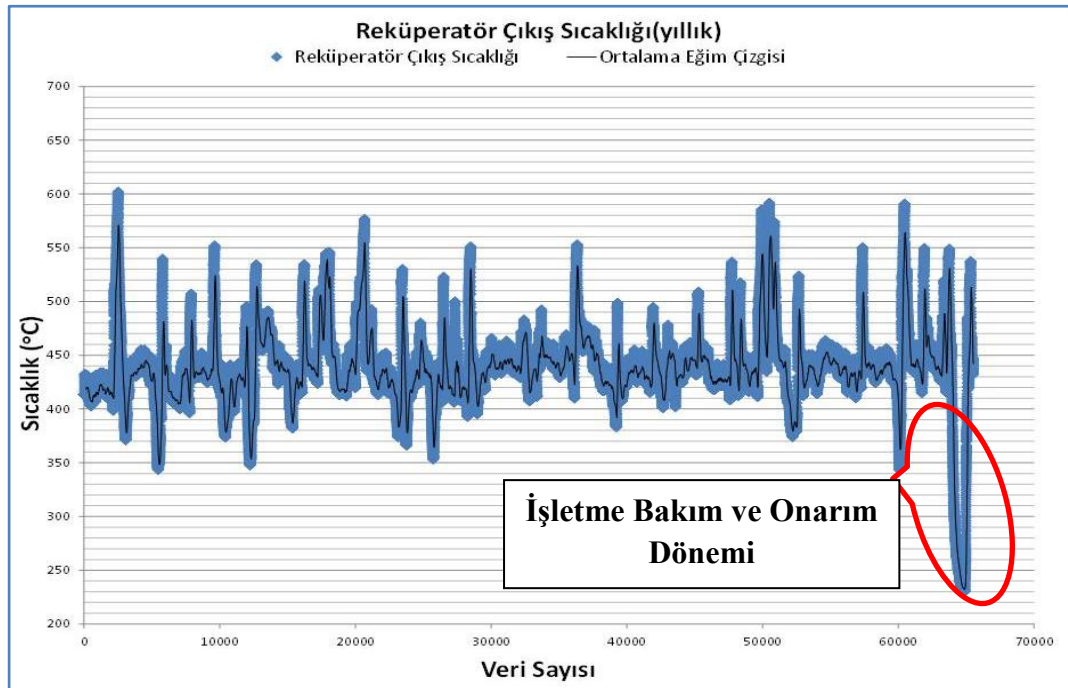
Şekil 3.3. Baca gazının sistemde takip ettiği yol

Söz konusu baca gazı atık ısısı kullanılarak çalıştırılması planlanan ORC sisteminin tasarımının yapılmasından önce bacadan atmosfere atılan egzoz gazından düzenli olarak sıcaklık ve debi değerleri 28 ay süreyle, 20 saniye aralıklarla ölçülmüş ve sıcaklık değerlerinin değişimi grafiksel olarak incelenmiştir (Şekil 3.4). Bu ayların tamamında bacadan atmosfere atılan egzoz gazının aylık ortalama sıcaklıklarının 400°C 'nin üzerinde olduğu görülmektedir.



Şekil 3.4. Ayların ortalama sıcaklık eğrisi

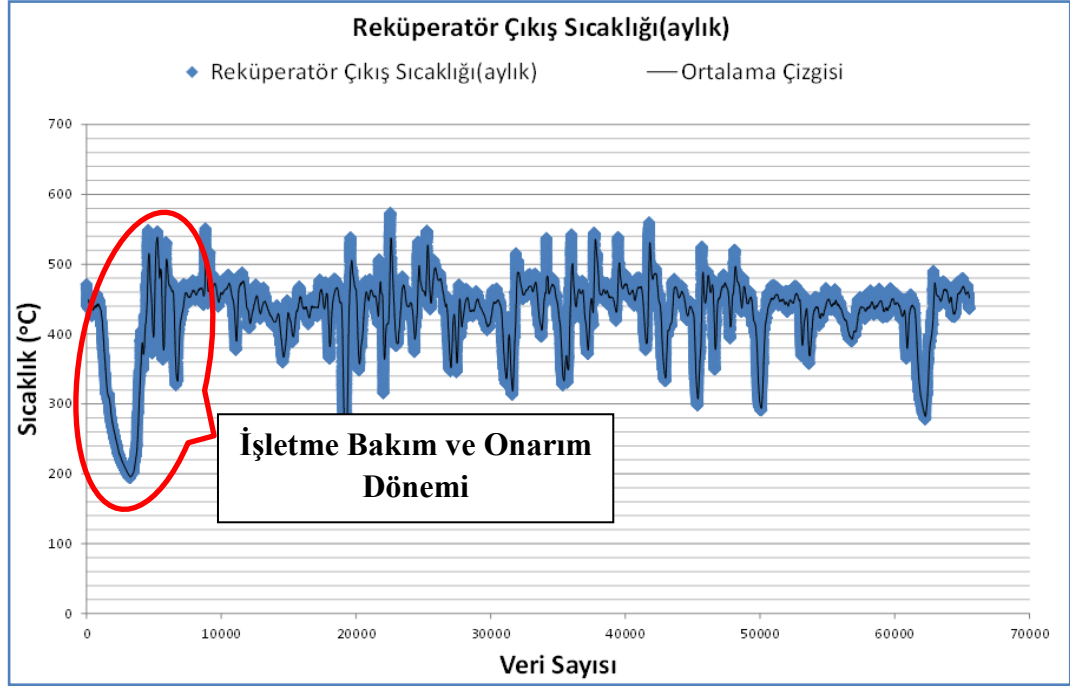
Yine aynı bacadan alınmış olan verilerin son bir yıllık değerleri grafiğe döküldüğünde (Şekil 3.5) yılın en soğuk aylarında kısmen düşük baca gazı sıcaklığı görülse de genel itibari ile ortalama sıcaklıkların 400°C 'nin üzerinde olduğu belirlenmiştir. Grafikte sıcaklığın 250°C 'nin altına düştüğü dönem, fırında ve tesiste bakım ve onarım yapıldığı döneme denk gelmektedir.



Şekil 3.5. Tav fırını bacasından alınan bir yıllık sıcaklık değerleri grafiği (Kurbanoğlu, 2013)

Firmadan alınan her bir veri saatlik, günlük, aylık, yıllık ve genel ortalamalar bazında incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda aylık bazda en düşük ve düzensiz sıcaklık verilerinin alındığı ayın verileri grafiğe dökülmüştür (Şekil 3.6).

Şekil 3.5’de verilen yıllık analizin son parçasında bakım onarım zamanına denk gelen dönem, aynı zamanda Şekil 3.6’da vermiş olduğumuz en düzensiz sıcaklıkların elde edildiği ayı kapsayan döneme denk gelmektedir. Dolayısı ile aylık bazda bu kadar yüksek dalgalanmaların görülmesi tesisteki bakım ve onarım ile ilişkilendirilebilir.

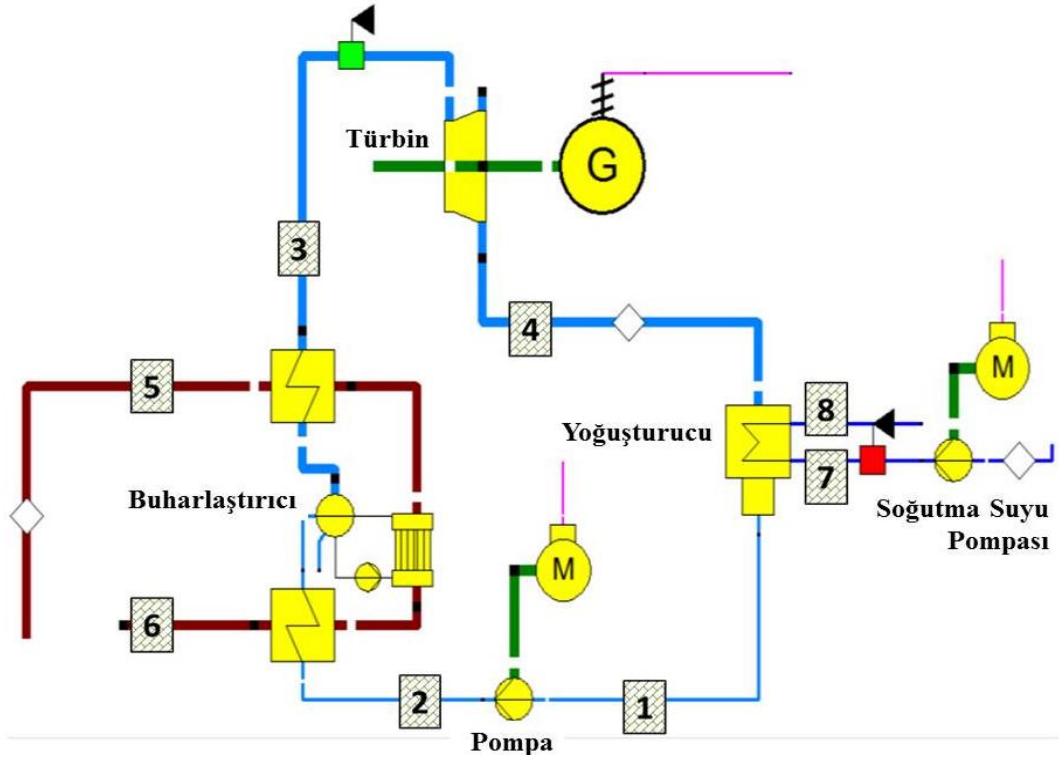


Şekil 3.6. Tav fırını bacasından en düşük sıcaklıkların alındığı ay grafiği (Kurbanoğlu, 2013)

3.1.2. Organik Rankine Çevrimi

Klasik buharlı Rankine çevrimleri ilk olarak İskoçyalı Bilim Adamı ve Fizikçi William J. M. Rankine (1820-1872) tarafından geliştirilmiş ve ismini de mucidinden almıştır. Çevrim akışkanı olarak su buharının kullanıldığı Rankine çevrimlerinin verimli çalışabilmesi için ve suyun kızgın buhar haline dönüştürülebilmesi için çok yüksek sıcaklıklarda ısı kaynaklarına ihtiyaç vardır (Anonim, 2014). Buharlı Rankine çevrimlerini çalıştırmak için yeterli ısı kapasiteye sahip olmayan ısı kaynaklarının kullanımı için yapılan araştırmalar sonucunda hidrokarbon yapılı akışkanların kullanıldığı ORC sistemleri geliştirilmiştir. İlk olarak Rankine çevriminde buhar dışında başka bir akışkan kullanmayı amaçlayan sistem 1883 yılında Frank Ofeldt tarafından geliştirilmiştir. Su buharı yerine neftyağı (bir tür benzin türevidir) kullanılan sistemde pistonların çalıştırılması ile güç üretimi sağlanmıştır (Anonymous, 2014). Gerçek manada bir ORC prototipi ilk olarak 1961 yılında Güneş Mühendisleri Harry Z. Tabor ve Lucien Bronicki tarafında geliştirilmiş ve sergilenmiştir (Anonymous, 2014).

ORC, bilinen klasik buharlı Rankine çevrimi gibi buharlaştırıcı, türbin, yoğuşturucu ve pompa olmak üzere dört ana sistem elemanından oluşmaktadır (Şekil 3.7). ORC sistemlerini diğer Rankine çevrimlerinden farklı yapan özelliği sistem ekipmanları değil, sistemde kullanılan akışkanın türüdür. ORC'lerinde çevrim akışkanı olarak su yerine organik (hidrokarbon) akışkanlar kullanılmaktadır. Sistemde çalışma sıvısı olarak suya kıyasla daha düşük sıcaklıklarda kızgın buhar fazında bulunabilen soğutucu akışkanlar, tolüen, etanol gibi akışkanlar sıklıkla kullanılmaktadır (Liu ve ark., 2004; Lai ve Wendland, 2011).



Şekil 3.7. Organik Rankine çevrimi

Organik Rankine çevriminin çalışma prensibi sırasıyla;

- Çevrim akışkanının sıkıştırılması 1→2
- Akışkanın atık ısıyı alarak buharlaşması ve kızgın buhar olarak çıkması 2→3
- Akışkanın, türbinde mekanik hareket oluşturması ve düşük basınçta çıkması 3→4

- Akışkanın yoğuşturucuya gelerek fazla ısını atması 4→1
- Sisteme egzoz gazının ısı değiştiriciye girerek ısını çevrim akışkanına vermesi 5→6
- Soğutucu akışkanın yoğuşturucuya girerek fazla ısıyı alarak çevrim akışkanını soğutması 7→8

şeklinde tanımlanabilir.

ORC sistemlerinin kurulu sistemlerde verimlerinin sistem büyüklüğüne, çevrim üretiminde kullanılan teknolojiye bağlı olarak veriminin %8 ile %20 arasında değiştiği incelemiş olduğumuz kurulu ORC sistemlerinde görülmüştür. Sistem geliştirilerek kojenerasyon ya da trijenerasyon sistemleri olarak tasarlanması durumunda yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde verimin yaklaşık %40'lara ulaşması mümkündür (Al-Sulaiman ve ark., 2013).

3.1.3. ORC Akışkanları

ORC kullanılabilecek hidrokarbon yapılı çok sayıda akışkan mevcuttur. Bu akışkanların seçiminde dikkat edilmesi gereken belirli hususlar bulunmaktadır. Bu hususlar sırası ile; akışkanın termodinamik özellikleri, akışkanın türü, akışkanın malzemeler üzerindeki korozif etkileri, akışkanın tehlikeleri, güvenilirliği ve çevresel etkileri, akışkanın elde edilebilirliği ve birim fiyatı gibi hususlar dikkate alınabilir (Drescher ve Brüggemann, 2007; Haddad ve ark.; Maizza ve Maizza, 2001; Chen ve ark., 2010).

Akışkanların termodinamik özelliklerinden kritik basınç, kritik sıcaklık, kaynama noktası, buharlaşma entalpisi gibi değerler büyük önem taşımaktadır. ORC sistemlerinde sıkça kullanılan bazı akışkanlar ve bunların termodinamik özellikleri Çizelge 3.1'de görülmektedir (Wang ve ark., 2012; Chys ve ark., 2012).

Çizelge 3.1. Organik Rankine çevrimlerinde sıklıkla kullanılan akışkanların termodinamik özellikleri

	Moleküler Ağırlık	T_{krit}	P_{krit}	Kaynama Noktası	Buharlaştırma Entalpisi
Akışkan	[kg/mol]	[°C]	[kPa]	[°C]	[kJ/kg]
İzo-pentan	72,15	187,20	3378	27,8	343,3
NH ₃	17	132,3	11333	-33,15	1347
n-pentan	72,14	196,55	3370	36,1	357,6
R11	137,37	197,96	4408	23,71	178,8
R12	121	111,85	4130	-29,95	166,1
R113	187	214,15	3410	47,23	143,9
R134a	102,03	101,06	4059,28	-26,07	216,97
R245fa	134,05	154,01	3651	151	196,0
Siklo-hekzan	84,16	280,45	4075	80,7	356,0
Siklo-pentan	70,13	238,57	4571,20	49,3	389,2
Solkatherm	450,70	177,55	2849	35,73	158,1
Su	18,01	373,95	22064	99,9	2256,5
Tolüen	92,14	318,60	4126	110,6	360,7

Akışkanların türünün belirlenmesinde sıcaklık-entropi grafiğinde kızgın buhar çizgisinin eğiminden faydalanılmaktadır. Buna göre;

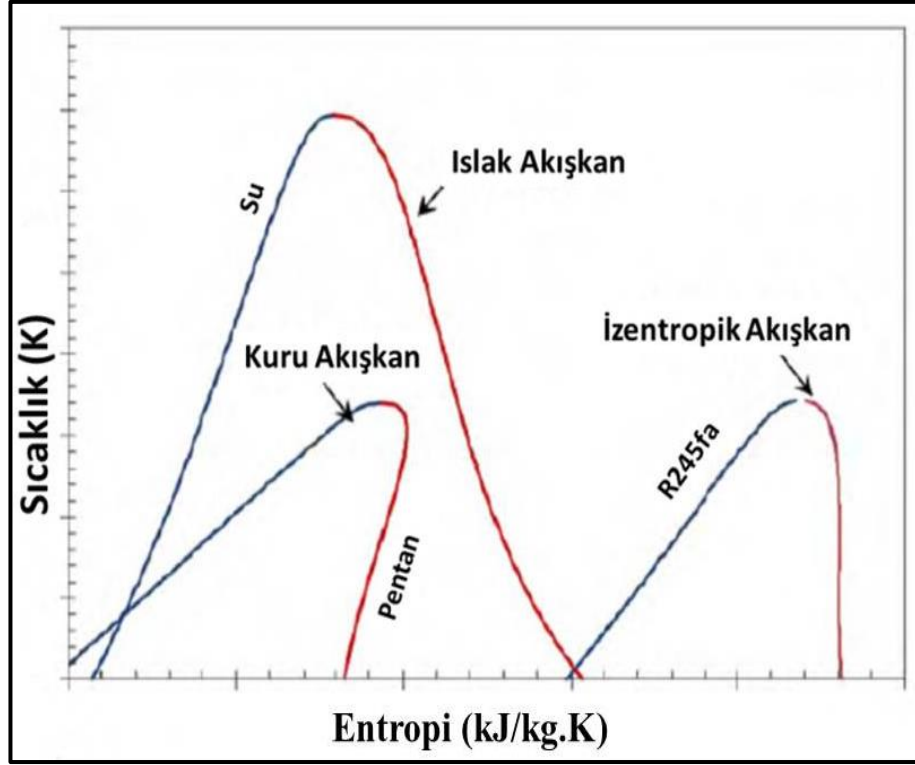
$Eğim = \frac{dT}{ds} < 0$ olan akışkanlar ‘Islak Akışkan’ olarak tanımlanır,

$Eğim = \frac{dT}{ds} = 0$ olan akışkanlar ‘İzentropik Akışkan’ olarak tanımlanır

$Eğim = \frac{dT}{ds} > 0$ olan akışkanlar ‘Kuru Akışkan’ olarak tanımlanır.

Bu eğim çizgilerinin sıcaklık-entropi grafiği üzerinde görünümü Şekil 3.8’de gösterilmektedir (Liu ve ark., 2004; Drescher ve Brüggemann, 2007; Haddad ve ark.; Maizza ve Maizza, 2001; Chen ve ark., 2010). Akışkan tipini önemli kılan en önemli

etken türbinde akışkanın genişlemesinden sonra kuruluk oranının akışkanın tipine göre değişmesidir (Cihan, 2014)



Şekil 3.8. Akışkan tipinin sıcaklık-entropi diyagramında gösterimi

Ayrıca, sık kullanılan bazı akışkanların türü de Çizelge 3.2’de verilmektedir. Bu akışkanlardan kuru olanları, genişleme sonrasında bile kuruluk derecesi yüksek olduğundan, çevrim elemanlarının en önemlilerinden biri olan ve su damlacıklarından çok çabuk hasar görebilen türbinin zara görmesini engeller. Fakat ihtiyaç duyulması durumunda genişleme oranları ayarlanarak ıslak ve izentropik türündeki akışkanlarda kullanılmaktadır.

Çizelge 3.2. Organik Rankine çevrimlerinde sıklıkla kullanılan akışkanların türü

Akışkan adı	Akışkan Tipi
NH₃	Islak
n-pentan	Kuru
R11	İzentropik
R12	İzentropik
R113	Kuru
R134a	İzentropik
R245fa	İzentropik
Siklo-hekzan	Kuru
Siklo-pentan	Islak
Solkatherm	Kuru
Su	Islak
Tolüen	Kuru

Akışkanın malzemeler üzerindeki korozif etkilerinin incelenmesi sistemin ömrü ve düzenli çalışması açısından büyük önem taşımaktadır. Çevrim akışkanının sistem içerisinde kullanılan ekipman ve boruların malzemeleri ile etkileşime girmeleri, paslanma ya da aşınma yapmaları sistem ömrünü kısalttığı gibi yüksek basınçlarda çalışan güç çevrimlerinin et kalınlıklarındaki azalmalardan kaynaklı patlamaların meydana gelebileceği bilinmeli ve akışkana uygun malzeme seçimi yapılmalıdır. Akışkanın çevrimdeki diğer akışkanlarla tepkime vermemesi de dikkat edilmesi gereken bir diğer husustur. Ayrıca, akışkanın suda ve yağda eriyip erimediğine dikkat edilmelidir. Suda kolay eriyen akışkanların makine içerisinde donma tehlikeleri azalır (çünkü suda erime sonrası karışımın donma noktası daha düşük olur), akışkanın yağda eriyip erimediğine dikkat edilmesinin en önemli nedeni kompresör segmanlarında oluşabilecek olası bir yağ sızıntısı durumunda yağın akışkan içerisinde çözünmemesi durumunda buharlaştırıcı ya da yoğuşurucu ünitelerde birikme yapabilmesi riskidir (Tansel ve ark., 2005).

Akışkanın tehlikeleri, güvenilirliği ve çevresel etkileri dikkat edilmesi gereken bir diğer önemli husustur. Akışkanın yanıcı olup olmadığı, insan sağlığına ya da çevreye zararlarının bulunup bulunmadığı incelenmeli ve buna göre daha az zararlı olan alternatif akışkanlar seçilmelidir. Eğer akışkan seçimi konusunda alternatifler kısıtlı ise seçilen zararlı akışkanın risklerinin azaltılması için gerekli güvenlik önlemleri

alınmalıdır. Çevreye özellikle ozon tabakasına olabilecek olası zararları incelenmeli akışkanların canlılar ve atmosfer üzerine etkileri ortaya konmalıdır (Tansel ve ark., 2005; Onat ve ark., 2004). Çevrim akışkanlarının tehlike seviyelerinin belirlenmesinde ASHARE güvenlik sınıflandırılması kullanılabilir (Yılmaz, 2013).

Akışkanın elde edilebilirliği ve birim fiyatı sistemin ön yatırım maliyetini etkileyen önemli parametrelerdendir. Sistemin tasarımında kullanılacak olan akışkanın kolay bulunabilir olması ve birim maliyetinin düşük olması durumunda çevrim maliyeti ve sistemin çalışma ömrü boyunca oluşacak giderleri önemli ölçüde azalacaktır (Tansel ve ark., 2005).

3.1.4. Enerji ve Ekserji Formülleri

Sistemden tasarımından sonra, atılan atık ısıdan üretilebilecek elektrik enerjisinin hesaplanması için termodinamiğin temel formülleri kullanılır. Sistemin kararlı haldeki analizinde kütle, enerji ve ekserji dengesi formüllerinden yararlanılmaktadır (Kurbanoglu ve ark., 2013; Yağlı ve ark., 2013; Abusoglu ve Kanoglu, 2009a; Abusoglu ve Kanoglu, 2009b; Dinçer, 2007).

Kütlenin korunumu denklemi;

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad (3.1)$$

Burada, $\sum \dot{m}_{giren}$ sisteme giren toplam kütleli debiyi, $\sum \dot{m}_{çıkan}$ sistemden çıkan toplam kütleli debiyi ifade etmektedir.

Enerji korunumu denklemi;

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

Burada, $\dot{Q}$ sisteme birim zamanda giren ısıyı, $\dot{W}$ sistemden birim zamanda çıkan işi, $\sum(\dot{m}h)_{\text{çıkan}}$ sistemden çıkan akışkanın enerjisini ve $\sum(\dot{m}h)_{\text{giren}}$ sisteme giren akışkanın enerjisini ifade etmektedir.

Ekserji Dengesi;

$$\sum \dot{E}_{\text{giren}} = \sum \dot{E}_{\text{çıkan}} + \sum \dot{E}_{\text{kayıp}} \quad (3.3)$$

$\sum \dot{E}_{\text{giren}}$ sisteme birim zamanda giren toplam ekserjiyi, $\sum \dot{E}_{\text{çıkan}}$ sistemden birim zamanda çıkan toplam ekserjiyi ve $\sum \dot{E}_{\text{kayıp}}$ sistemin birim zamanda kaybolan ekserjisini ifade eder.

$\dot{E}$ sistemde birim zamandaki ekserji olup Eşitlik 3.4'den yararlanılır.

$$\dot{E} = \dot{m}\psi \quad (3.4)$$

$\dot{m}$ birim zamanda giren kütleyi ve ψ özgül ekserjiyi ifade etmektedir.

Isı yoluyla transfer edilen ekserji için Eşitlik 3.5'den yararlanılmaktadır.

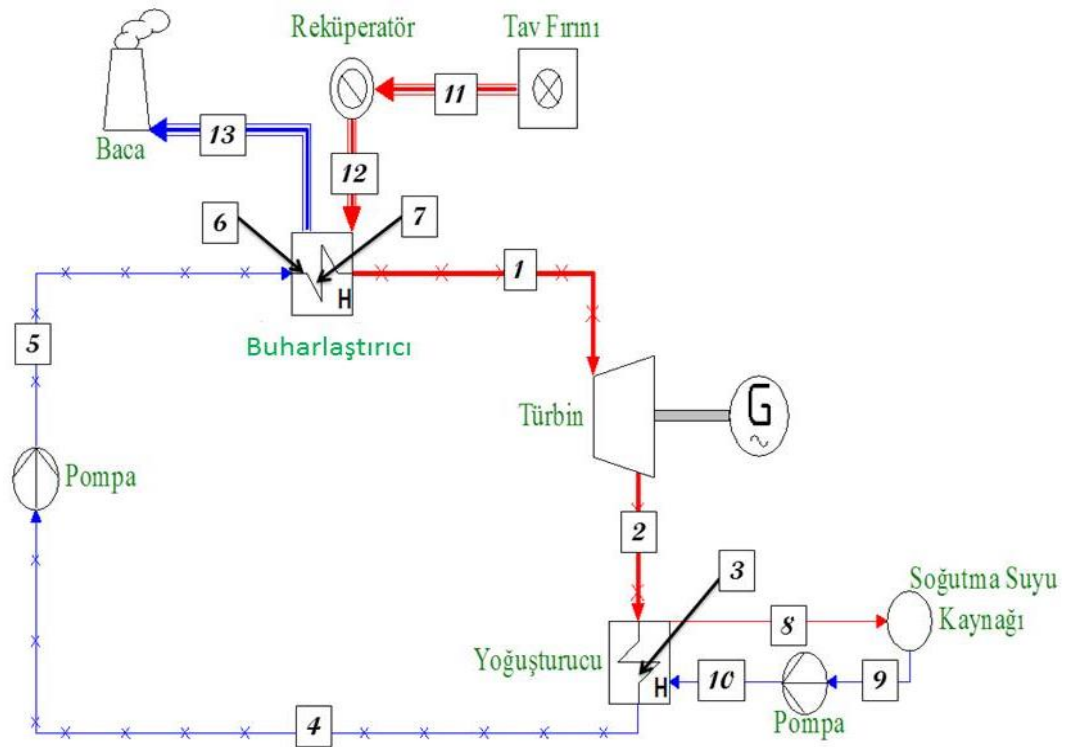
$$\dot{E}_{\text{ısı}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ısı kaynağı}}}\right) \dot{Q} \quad (3.5)$$

Burada, $\dot{E}_{\text{ısı}}$ sisteme, birim zamanda, ısı yoluyla giren ya da kaybolan ekserjiyi, T_0 ölü nokta sıcaklığı (referans sıcaklığı) ve $T_{\text{ısı kaynağı}}$ ısı transferinin gerçekleştiği sıcak yüzey sıcaklığını ifade etmektedir.

Özgül ekserjinin (ψ) hesaplaması için;

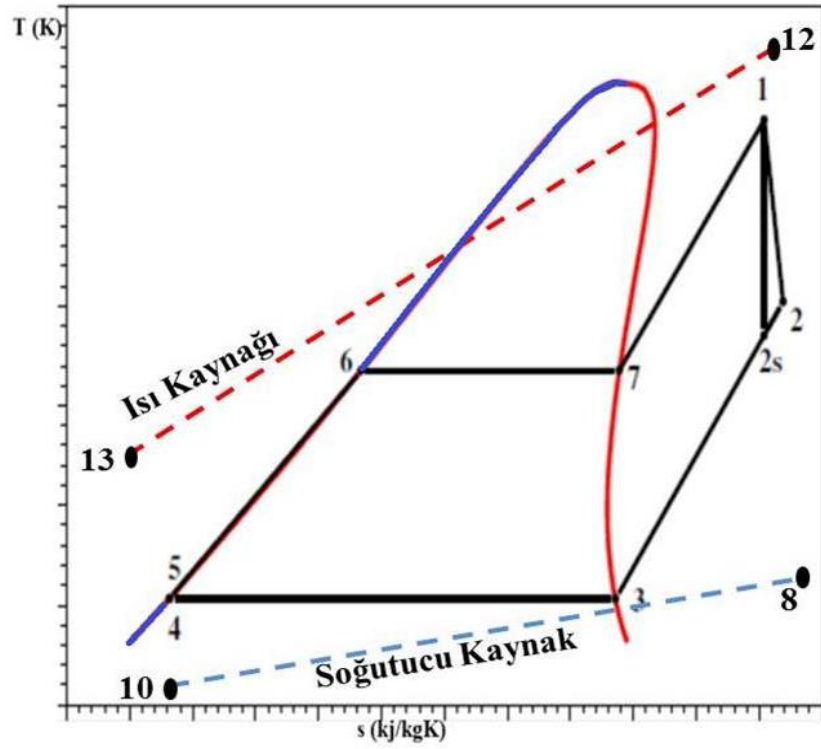
$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.6)$$

denklemleri kullanılmaktadır. Eşitlik 3.6 içerisindeki h ve s değerleri sistemden çıkan akışkanın entalpi ve entropi değerini, h_0 ve s_0 sistemin referans sıcaklıktaki entalpi ve entropi değerlerini ve T_0 ise referans sıcaklığı ifade etmektedir.



Şekil 3.9. Atık ısı kaynağına eklenmiş organik Rankine çevrimi (Kurbanoglu, 2013)

Sistem kullanılan elemanların enerji ve ekserji formülleri, her bir eleman için tek tek Şekil 3.9'daki numaralandırma sistemine göre incelendiğinde ve aynı sisteme ait olan Şekil 3.10'daki sıcaklık ve entropi grafiği de dikkate alındığında;



Şekil 3.10. Atık ısı kaynağına eklenmiş ORC sisteminin sıcaklık-entropi değişimi (Kurbanoglu, 2013)

Türbin için ideal, gerçek ve tersinir durumlar için olmak üzere üç tane iş formülü bulunmaktadır.

İdeal iş;

$$\dot{W}_{t;ideal} = \dot{m}_{ORC}(h_1 - h_{2s}) \quad (3.7)$$

Gerçek iş;

$$\dot{W}_{t;gerçek} = \dot{m}_{ORC}(h_1 - h_2) \quad (3.8)$$

Tersinir iş;

$$\dot{W}_{t;tersinir} = \dot{m}_{ORC}(\psi_1 - \psi_2) \quad (3.9)$$

denklemleri ile ifade edilmektedir. Denklemlerde kullanılan $\dot{m}_{ORC}$ çevrim akışkanının kütleli debisini, h_1 türbine giren akışkanın entalpisini, h_{2s} türbinden izentropik genişleme varsayıldığında çıkan akışkanın entalpisini, h_2 türbinden gerçek şartlarda çıkan akışkanın entalpisini, ψ_1 türbine giren akışkanın özgül ekserji değerini ve ψ_2 türbinden gerçek şartlarda çıkan akışkanın özgül ekserjisini ifade etmektedir.

Türbinde kaybolan ekserjinin ($\dot{E}_{t,kayıp}$) bulunmasında Eşitlik 3.10'dan yararlanılmaktadır.

$$\dot{E}_{t,kayıp} = \dot{W}_{t,tersinir} - \dot{W}_{t,gerçek} \quad (3.10)$$

Türbin için enerji ve ekserji verimlerinin hesaplanmasında Eşitlik 3.11 ve Eşitlik 3.12'ten yararlanılmaktadır.

Türbin enerji verimi;

$$\eta_{türbin} = \frac{\dot{W}_{t,gerçek}}{\dot{W}_{t,ideal}} \quad (3.11)$$

Türbin ekserji verimi;

$$\varepsilon_{türbin} = \frac{\dot{W}_{t,gerçek}}{\dot{W}_{t,tersinir}} \quad (3.12)$$

Türbin verim denklemlerinde kullanılmakta olan ideal, gerçek ve tersinir iş ifadelerinin bulunmasında kullanılacak olan denklemler Eşitlik 3.7, Eşitlik 3.8 ve Eşitlik 3.9'da verilmiştir.

Pompa içinde türbine benzer şekilde ideal, gerçek ve tersinir olmak üzere üç tane iş formülü bulunmaktadır.

İdeal iş;

$$\dot{W}_{p;ideal} = \dot{m}_{ORC}(h_{5,s} - h_4) = \dot{m}_{ORC}v_4(P_5 - P_4) \quad (3.13)$$

Gerçek iş;

$$\dot{W}_{p;gerçek} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_4) \quad (3.14)$$

Tersinir iş;

$$\dot{W}_{p;tersinir} = \dot{m}_{ORC}(\psi_5 - \psi_4) \quad (3.15)$$

eşitlikleri ile ifade edilmekte olup, denklemlerde kullanılan $\dot{m}_{ORC}$ çevrim içerisindeki akışkanının kütleli debisini, h_4 ve P_4 sırasıyla pompaya giren akışkanın entalpisini ve basıncını, $h_{5,s}$ pompada izentropik sıkışma varsayıldığında çıkan akışkanın entalpisini, h_5 ve P_5 sırasıyla pompadan gerçek şartlarda çıkan akışkanın entalpisini ve basıncını, ψ_5 pompaya giren akışkanın özgül ekserjisini ve ψ_4 pompadan gerçek şartlarda çıkan akışkanın özgül ekserjisini ifade etmektedir.

Pompa kayıp ekserjisinin ($\dot{E}_{p;kayıp}$) hesaplanmasında Eşitlik 3.16'dan yararlanılmaktadır.

$$\dot{E}_{p;kayıp} = \dot{W}_{p;gerçek} - \dot{W}_{p;tersinir} \quad (3.16)$$

Pompalar için de enerji ve ekserji verimi olmak üzere iki verim tanımı yapılmıştır.

Pompa enerji verimi;

$$\eta_{pompa} = \frac{\dot{W}_{p;ideal}}{\dot{W}_{p;gerçek}} \quad (3.17)$$

Pompa ekserji verimi;

$$\varepsilon_{pompa} = \frac{\dot{W}_{p;tersinir}}{\dot{W}_{p;gerçek}} \quad (3.18)$$

Buharlaştırıcı için enerji ve ekserji dengesini yazdığımızda aşağıdaki denklemler elde edilmektedir.

Buharlaştırıcı enerji denklemi;

$$\dot{m}_{egzoz} c_{p;egzoz} (T_{12} - T_{13}) = \dot{m}_{ORC} (h_1 - h_5) \quad (3.19)$$

Buharlaştırıcı ekserji denklemi;

$$\sum \dot{E}_{b,giren} = \sum \dot{E}_{b,çıkan} + \sum \dot{E}_{b;kayıp} \quad (3.20)$$

olarak ifade edilen denklemlerdeki $\dot{m}_{egzoz}$ çevrim akışkanını buharlaştıran sıcak kaynağının (egzoz) kütleli debisini, T_{12} ve T_{13} sırasıyla egzoz gazının buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklıklarını ifade etmektedir.

Buharlaştırıcı ekserji verimi;

$$\varepsilon_{buharlaştırıcı} = \frac{(\dot{E}_{çıkan} - \dot{E}_{giren})_{soğuk}}{(\dot{E}_{giren} - \dot{E}_{çıkan})_{sıcak}} = \frac{\dot{m}_{ORC}(\psi_1 - \psi_5)}{\dot{m}_{egzoz}(\psi_{12} - \psi_{13})} \quad (3.21)$$

şeklinde ifade edilmekte ve denklemde yazılan ‘soğuk’ alt indisi parantezi buharlaştırıcıya giren soğuk çevrim akışkanı ve buharlaştıracıdan çıkan soğuk egzoz gazının birim zamandaki ekserji farkını, ‘sıcak’ alt indisi parantezi buharlaştıracıdan çıkan sıcak akışkanın ve buharlaştırıcıya giren sıcak egzoz gazının birim zamandaki ekserji farkını ifade etmektedir.

Yoğuşturucu için benzer şekilde enerji ve ekserji denklemleri yazıldığında, yoğuşturucu enerji denklemi;

$$\dot{m}_{soğutucu}(h_8 - h_{10})\dot{m}_{ORC}(h_2 - h_4) \quad (3.22)$$

Yoğuşturucu ekserji denklemi;

$$\sum \dot{E}_{y,giren} = \sum \dot{E}_{y,çıkan} + \sum \dot{E}_{y,kayıp} \quad (3.23)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bu ifadelerde geçen $\dot{m}_{soğutucu}$ yoğuşturucuya giren ve fazla ısınin atılmasında kullanılan soğutucu akışkanın (su, hava...) kütleli debisini ifade etmektedir.

Yoğuşturucu ekserji verimi;

$$\varepsilon_{yoğuşturucu} = \frac{(\dot{E}_{çıkan} - \dot{E}_{giren})_{soğuk}}{(\dot{E}_{giren} - \dot{E}_{çıkan})_{sıcak}} = \frac{\dot{m}_{soğutucu}(\psi_8 - \psi_{10})}{\dot{m}_{ORC}(\psi_2 - \psi_4)} \quad (3.24)$$

olarak ifade edilmekte olup ‘soğuk’ alt indisi parantezi yoğuşturucuya giren soğuk soğutucu akışkan ile yoğuşturucudan çıkan soğuk çevrim akışkanı ekserji farkını, ‘sıcak’ alt indisi parantezi yoğuşturucuya giren sıcak çevrim akışkanı ile yoğuşturucudan çıkan sıcak soğutucu akışkan farkını ifade etmektedir.

Sistemin tüm parçaları için ayrı ayrı hesaplanmış olan enerji ve ekserji hesaplamaları kullanılarak, sistemin tamamındaki kayıp ekserji, enerji verimi ve ekserji verimi için;

$$\sum \dot{E}_{ORC,kayıp} = \sum \dot{E}_{t,kayıp} + \sum \dot{E}_{p,kayıp} + \sum \dot{E}_{b,kayıp} + \sum \dot{E}_{y,kayıp} \quad (3.25)$$

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net,ORC}}{\dot{Q}_{giren}} = \frac{\dot{W}_{türbin} - \dot{W}_{pompa}}{\dot{Q}_{egzoz}} \quad (3.26)$$

$$\varepsilon_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net;ORC}}{\dot{E}_{IsıKaynağı}} \quad (3.27)$$

eşitlikleri kullanılmaktadır.

3.2. Yöntem

Sistemin tasarımından önce sistem ekipmanlarını ve sistem içerisinde kullanılacak olan akışkan türlerini ve seçim kriterlerini belirledikten sonra sistemin tasarım yöntemini tanımlayarak akışkan seçimi yapılacaktır. Yapılan bu seçimler doğrultusunda elde edilen sistemin enerji, ekserji ve verimleri hesaplanacaktır.

3.2.1. ORC Tasarımı

ORC tasarımında sistemin analitik tasarımı ve simülasyonu olmak üzere iki farklı şekilde tasarımı yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Organik Rankine çevriminin analitik tasarımında öncelikle atık egzoz gazının ısı yükü hesaplanmıştır. Hesaplanan bu ısı yüküne göre çevrim akışkanları incelenerek en iyi sonuç veren akışkanlar ısı değiştiriciden geçirilmiş ve buharlaştırıcı ünite çıkış sıcaklığı belirlenmiştir (Chen ve ark., 2012).

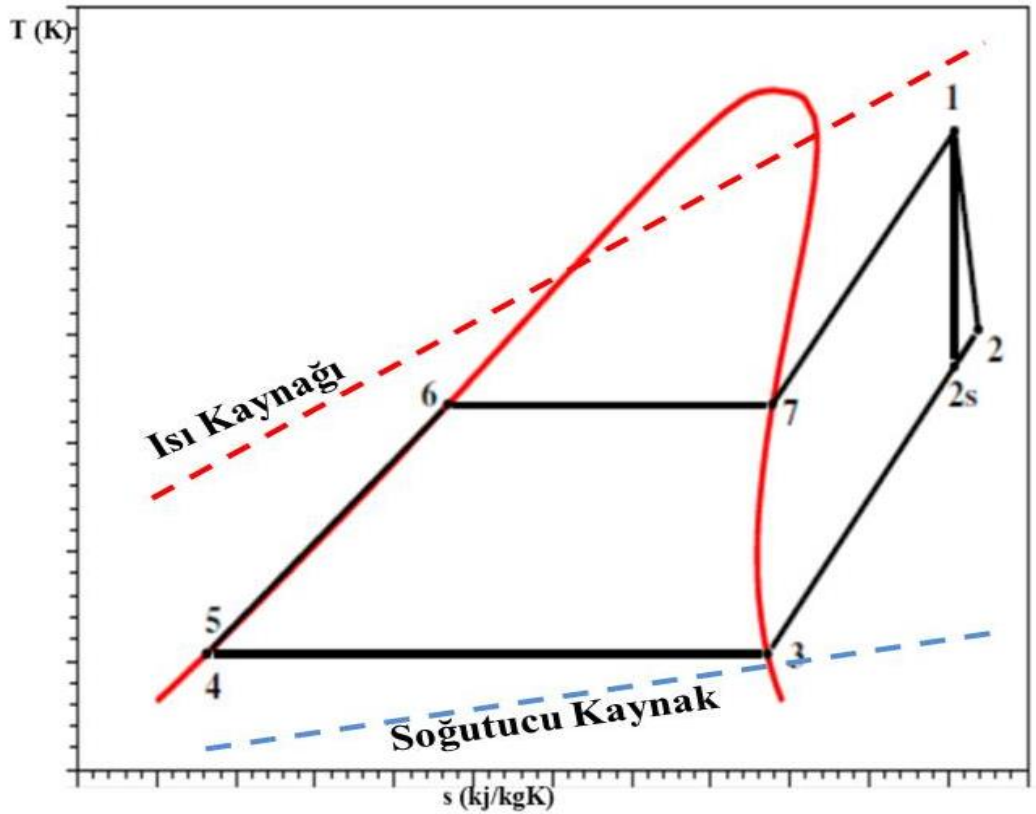
Sistemin tasarımında öncelikle üst ve alt basınç değerleri belirlenmiştir. Borulardaki basınç kayıplarının göz ardı edildiği analiz için her bir noktadaki basınca eşitlikleri yazıldığında (Chen ve ark., 2012);

ORC üst basınç değeri (buharlaştırıcı basıncı) ve alt basınç değeri (yoğusturucu basıncı) için kayıplar göz ardı edilerek basınç eşitliği denklemleri sırasıyla Eşitlik 3.28 ve Eşitlik 3.29'daki gibi yazılabilir.

$$P_5 = P_6 = P_7 = P_1 \quad (3.28)$$

$$P_2 = P_3 = P_4 \quad (3.29)$$

ifadeleri elde edilmektedir.



Şekil 3.11. Organik Rankine çevrimi sıcaklık-entropi diyagramı

ORC içerisindeki pompa tasarımında, Şekil 3.11’de görüldüğü gibi, akışkanda meydana gelecek olan ve göz ardı edilebilecek kadar küçük olan entalpi değişiminin göz ardı edilmesi durumunda, entalpinin değişmediğinin yazılması mümkündür (Eşitlik 3.30).

$$h_4 \approx h_5 \quad (3.30)$$

ORC sistemine buharlaştırıcıdan egzoz gazı atık ısı ile geçen birim zamandaki ısının hesabında Eşitlik 3.31 kullanılmaktadır.

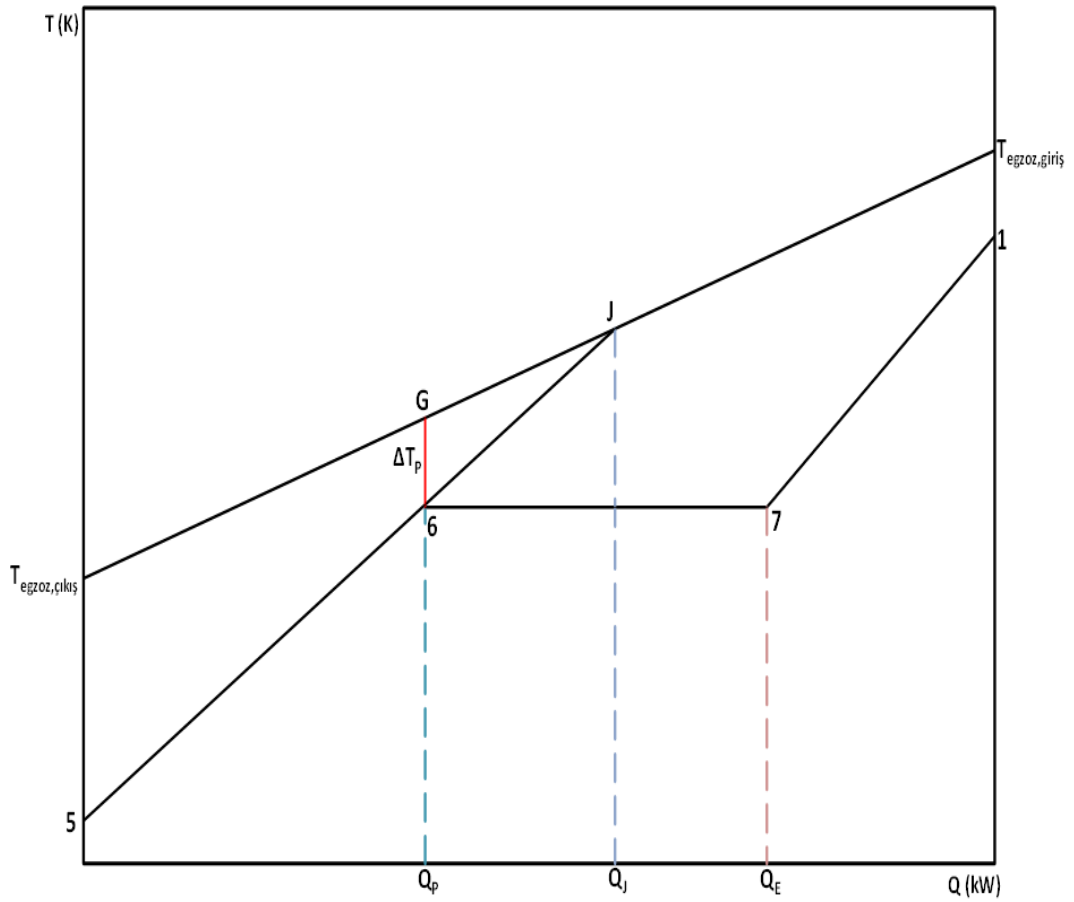
$$Q_{egzoz} = \dot{m}_{egzoz} c_p (T_{egzoz;giriş} - T_{egzoz;çıkış}) \quad (3.31)$$

Burada, c_p değeri egzoz gazının giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalamalarına göre termodinamik tablolar yardımı ile bulunmuştur.

Sistemin analitik tasarımının optimizasyonunda benzerlikten yararlanılmıştır. Şekil 3.12’de görüldüğü üzere ısı ve sıcaklık grafiği üzerindeki ‘GJ6’ ve ‘J5T_{egzoz;çıkış}’ üçgenleri arasında bir benzerlik vardır. Bu benzerlikten yararlanılarak her defasında yeni bir doyma sıcaklığı bulunur. Bulunan bu doyma sıcaklığı ile yeni doyma basıncı belirlenmektedir. Bu işleme;

$$|P_1 - P_1'| \leq 10^{-2}$$

olana kadar devam edilmektedir (Chen ve ark., 2012).



Şekil 3.12. Organik Rankine çevrimi buharlaştırıcı optimizasyonu ısı-sıcaklık eğrisi

Burada, ΔT_p değeri iki çizgi arasındaki en düşük sıcaklık farkıdır ve hesaplamalarda ΔT_p için bir değer atanır.

Düşey Q_p çizgisi ile 5-J çizgisinin kesişim noktasından sola gidilerek yeni T_6 değeri okunur. Okunan bu T_6 değeri ile tablodan okunan doymuş sıvı basıncı yeni P_1 basıncı olur. Bulunan yeni basınç (P'_1) değeri ile başlangıçta alınan basınç değeri (P_1) arasındaki fark incelendiğinde;

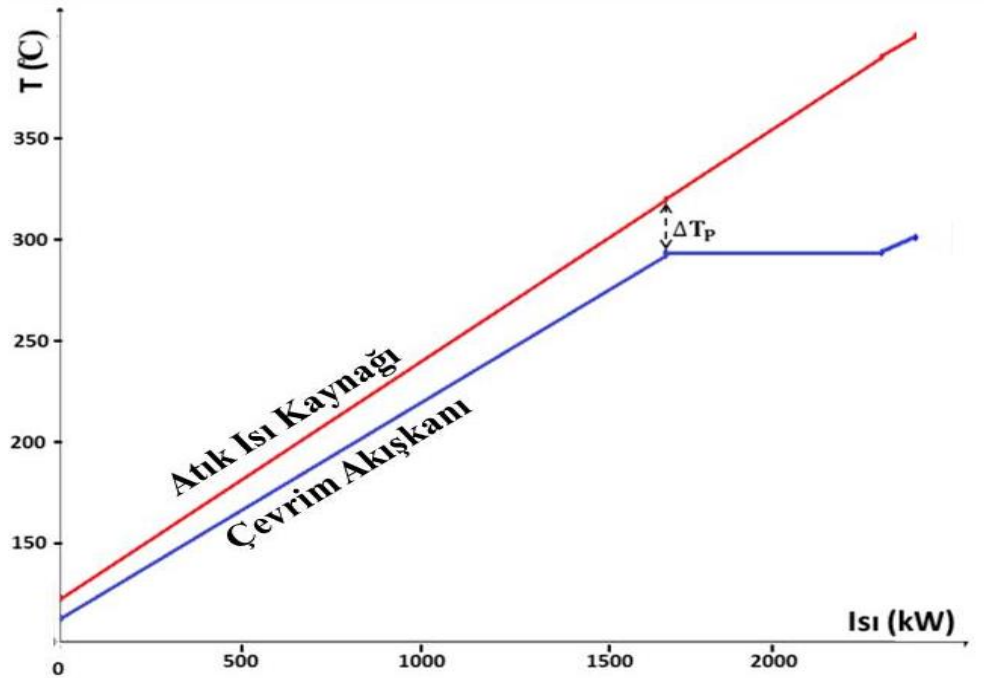
$$|P_1 - P'_1| \leq 10^{-2}$$

şartını sağlıyorsa hesaplama biter ve türbin girişi basıncı olarak son kullanılan P_1' değeri alınır. Eğer;

$$|P_1 - P_1'| \gg 10^{-2}$$

ise son bulunan P_1' değeri yeni hesaplamada başlangıçta kullanılacak olan basınç değeri olur ve hesaplamalar tekrarlanır.

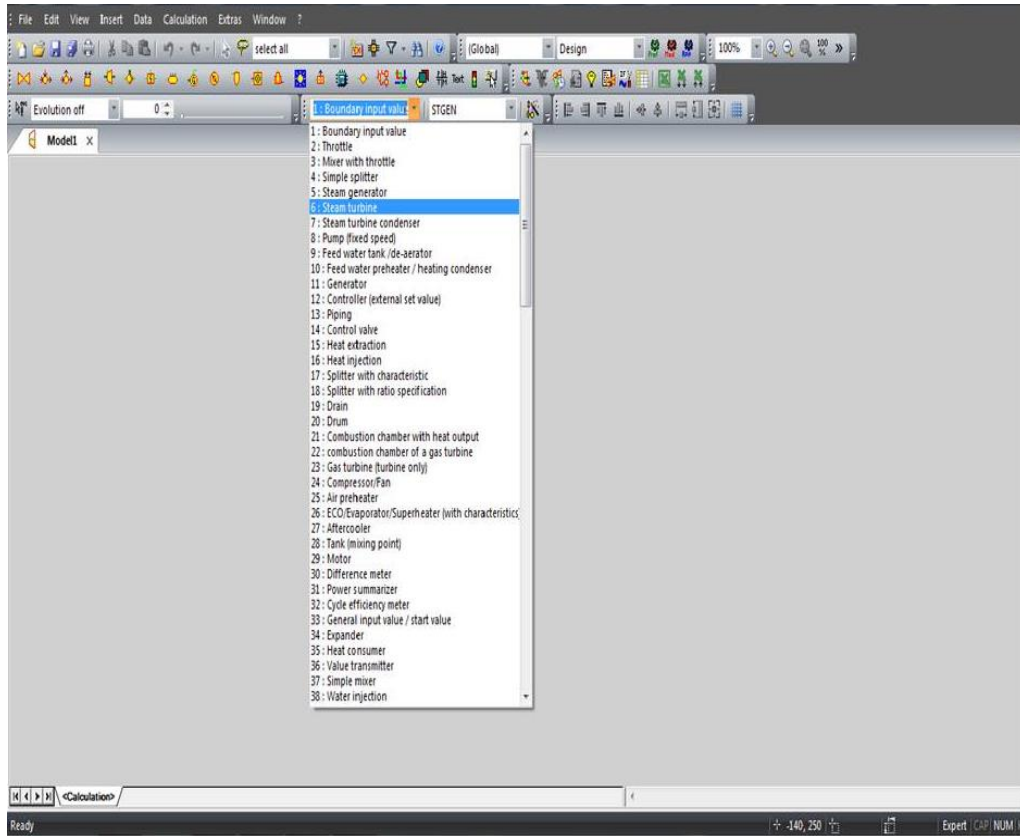
Egzoz gazından giren ısı değerinin belirlenmesinden ve sistemin optimizasyonunun tamamlanmasından sonra sistemdeki buharlaştırıcı ünite için gerçek ısı ve sıcaklık grafiği (Şekil 3.13) çizilmiş ve çevrim akışkanı çıkış sıcaklığı belirlenmiştir (Chen ve ark., 2012).



Şekil 3.13. Organik akışkanın buharlaştırıcı üniteye ısı-sıcaklık eğrisi

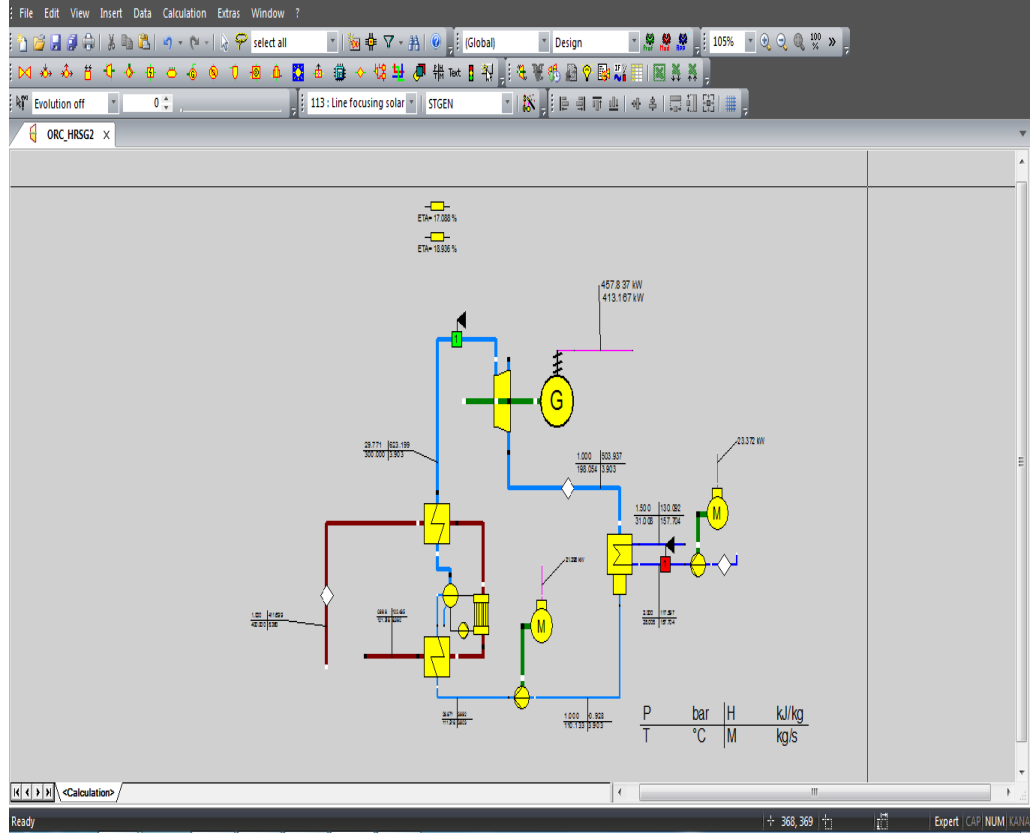
Ayrıca, sistemin analitik tasarımı ve hesaplamalarında Microsoft Excel ve Engineering Equation Solver (EES) programlarından tasarım parametrelerinin hesaplanması, sistemin optimizasyonu, grafikler ve analizler aşamalarında yararlanılmıştır.

Organik Rankine çevriminin simülasyonunda Steag GmbH firmasının geliştirmiş olduğu EBSILON® Professional (EBSILON) yazılımı kullanılmıştır. Bu yazılım ile termodinamik sistemlerin büyük bir kısmının tasarımı, analizi ve optimizasyonu mümkün olmaktadır.



Şekil 3.14. EBSILON termodinamik simülasyon programı başlangıç ekran görüntüsü

Sistem tasarımında kullanılan EBSILON programı için başlangıç ekran görüntüsü Şekil 3.14’de verilmiştir. Başlangıç sayfası üzerine sistemde bulunması istenilen ekipmanlar çizilerek sistem için başlangıç parametrelerinin girildiği örnek bir ORC sistemi çizimi Şekil 3.15’de verilmektedir.



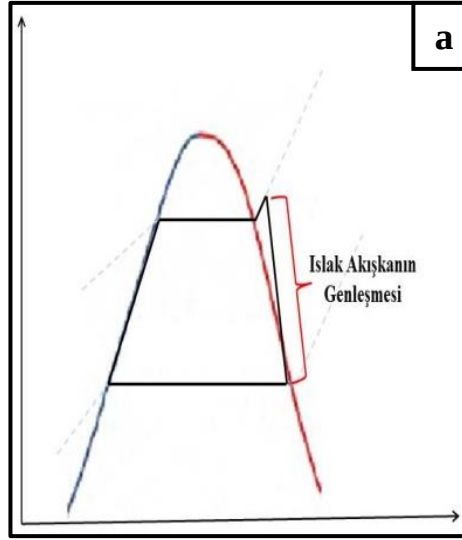
Şekil 3.15. EBSILON termodinamik simülasyon programı örnek çizim ekranı

EBSILON programı içerisinde toplamda 125 farklı ana ekipman bulunmaktadır. Sistem içerisinde kullanılan akışkanların termodinamik özellikleri EBSILON yazılımıyla bütünleşik olarak çalışan Refprop (NIST) denklemleri kullanılarak hesaplanmaktadır. EBSILON programı aynı zamanda tasarımı bitmiş olan sistemin her bir noktasındaki termodinamik özelliklerini, enerji verimlerini, özgül ekserji değerlerini de hesaplamakta ve kullanıcıya gerek tablolar halinde gerekse ana ekranda kutucuklar içerisinde vermektedir. Ayrıca, sistem performansında ve verimlerin değişiminde EBSILON yazılımı ile birlikte EES (Engineering Equation Solver) ve Excel programlarından da yararlanılmıştır.

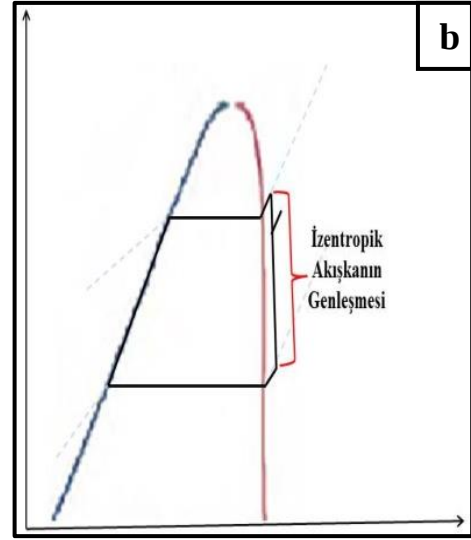
3.2.2. ORC Çalışma Sıvısının Seçimi

Rankine çevriminde kızgın su buharı elde etmek için egzoz gazı atık ısı yeterli olmadığından dolayı, n-Bütan, n-Pentan, soğutucu akışkanlar (R11,R123,R245fa...), tolüen, benzen, siklo-hekzan gibi sudan daha düşük sıcaklıklarda kızgın buhar olabilen akışkanlar tercih edilmiştir. (Liu ve ark., 2004; Lai ve Wendland, 2011; Kurbanoglu ve ark., 2013). ORC’nde kullanılan akışkanın seçiminde dikkate alınması gereken birçok faktör bulunduğu önceki başlıklarda anlatılmış olup, bu kısımda belirtilen kriterler göz önünde tutularak akışkan seçimi yapılmıştır.

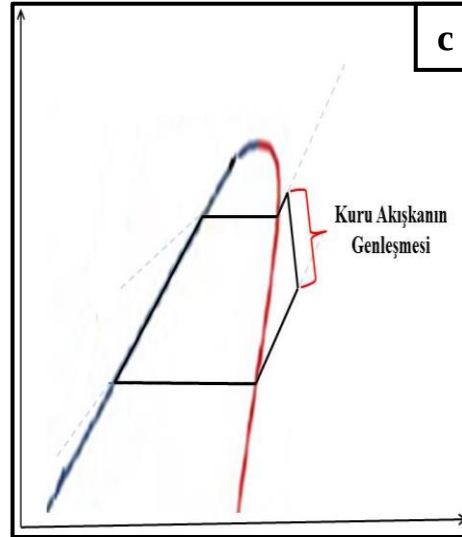
- ✓ Termodinamik özellikleri bakımından birçok akışkan incelenmiştir. İncelenen bu akışkanların ulaşabileceği sıcaklıkların kritik sıcaklıklardan yukarıda olmaması gerektiği için kısıtlamalarımız orta ve yüksek sıcaklıklı ısı kaynaklarında daha verimli sonuçlar veren tolüen, siklo-hekzan, decane gibi akışkanlar dikkate alınmıştır. Bunun yanı sıra bu akışkanların kritik basıncının da sistem işçin kullanmayı planladığımız üst basınç limitinin altında olmalı. Ayrıca, buharlaşması için gerekli olan enerjinin diğerlerine göre kıyaslanması da yapılmıştır.
- ✓ Akışkan türünün akışkan seçiminde en önemli yapan faktör türbin çıkışında genleşmiş akışkanın kuruluk derecesinin akışkan türüne göre değiştiğidir. Akışkan türünün kuru olması durumunda akışkanın türbin çıkışındaki kuruluk oranı çok yüksek olacaktır. Kuruluk derecesi gerek ORC ömrü gerekse türbinin düzenli ve uzun süreklili bir çalışma performansına sahip olması açısından büyük önem arz etmektedir. Akışkan türünün türbin çıkışındaki kuruluğa olan etkisini Şekil 3.16’deki ıslak akışkan, izentropik akışkan ve kuru akışkanlara ait sıcaklık ve Entropi grafiğinden açıkça görülmektedir.



(a) Islak akışkanlar



(b) İzentropik akışkanlar



(c) Kuru akışkanlar

Şekil 3.16. Sıcaklık-entropi grafiğinde akışkan türüne göre genişleme farkının gösterimi

Seçilmiş olan akışkanların materyaller ile arasında oluşabilecek kimyasal reaksiyonlar ve korozyon etkileşimleri incelenmiş ve sistem adına çok büyük sorun teşkil edecek bir bulguya ya da araştırmaya rastlanmamıştır.

- ✓ Akışkanın tehlikeleri, güvenilirliği ve çevresel etkileri incelendiğinde özellikle tolüenin petrol kaynaklı bir akışkan olmasından dolayı yanıcı ve patlayıcı özelliği sahip olması risk oluşturmaktadır. Fakat bu konuda yapılan araştırmalarda izolasyon ve güvenlik tedbirleri bakımından yeterli tedbirler alındığında herhangi bir kaza oluşumu riskinin olmadığı anlaşılmaktadır.

- ✓ Akışkanın elde edilebilirliği ve birim fiyatı bakımından seçilmiş olan akışkanlar incelenmiş ve genel akışkanların piyasa fiyatları civarında olduğu görülmüştür.

Tüm bu yorumlar, araştırmalar ve incelemeler göz önünde bulundurarak ihtiyaçları karşılayacak olan akışkanın seçiminde baca gazı sıcaklığını da dikkate aldığımızda ORC’nde kritik basıncı (P_c) 41.09 bar, kritik sıcaklığı (T_c) 591,79 K (318,64°C) ve buharlaşma entalpisi 412 kJ/kg olan tolüen çevrim akışkanı olarak kullanılmasın kararlaştırılmıştır. Tolüen akışkanlı çevrime göre analitik tasarım ve simülasyon yapılacaktır. Ayrıca, simülasyon tasarımı farklı akışkanlarda denenerek aynı şartlarda tolüenden daha iyi sonuç veren akışkanlar varsa onlarda incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda optimize edilmiş sistem için en iyi sonucu veren akışkanın kritik basıncı 40,75 bar, kritik sıcaklığı 553,6 K (280,45°C) olan siklo-hekzan olduğu görülmüştür.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Sistemin tasarımı, modellenmesi, kullanılabilecek akışkanların denenmesi ve sistemin optimizasyonundan sonra sistemden elde edilen verileri tasarım şekline göre araştırma ve bulgular başlığını kendi içerisinde analitik çözüm, simülasyon ve çevrim akışkanının optimizasyonu olmak üzere üç ana başlıkta incelenecektir.

4.1. Analitik Hesaplama

Analitik hesaplaması yapılan ORC sistemi için materyal ve yöntem başlığı altında analitik çözüm için yapılması gereken kabuller yapılmıştır. Buna göre sistemin yoğuşturucu sıcaklığı ve yoğuşturucu basıncı (alt basınç değeri);

$$T_4=345,66 \text{ K}=72,51 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_2=P_3=P_4=0,3 \text{ bar}$$

olarak kabul edilmiştir ve tasarım parametreleri bu değerlere göre hesaplanmıştır.

Sistemin tasarımında türbin girişi için başlangıçta bir basınç ve sıcaklık değeri kabul edilmiş ve bu değerler;

$$T_1=573,15 \text{ K}=300 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

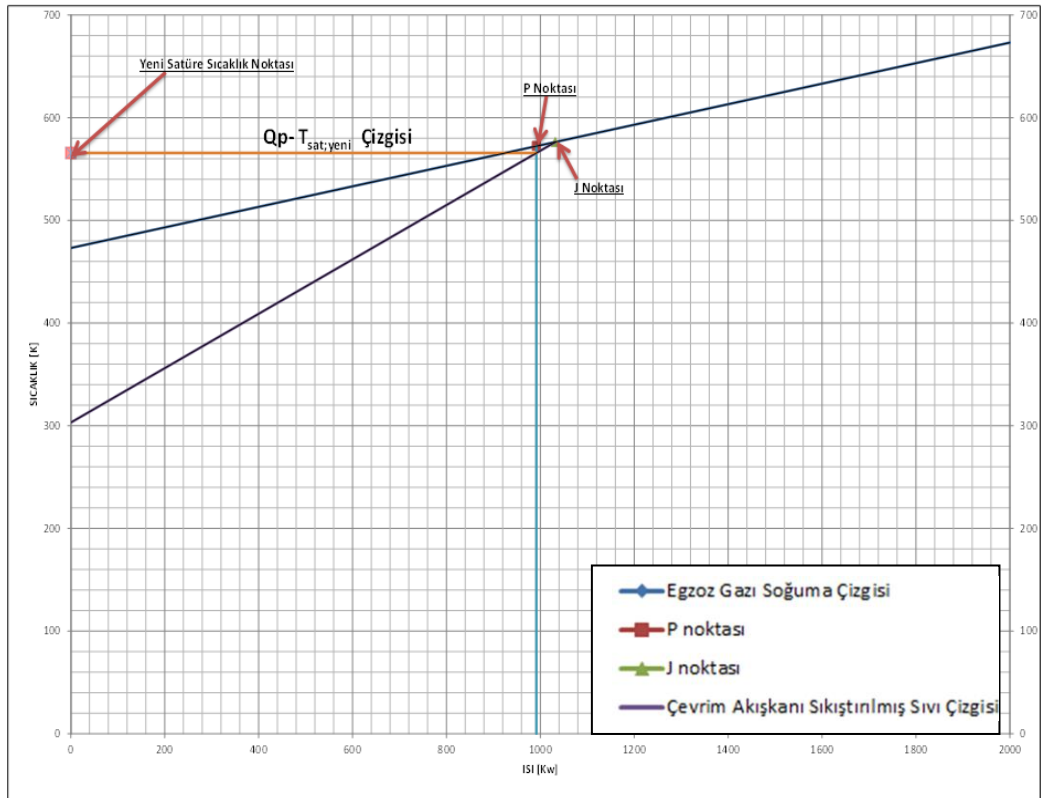
$$P_1=29,8 \text{ bar}$$

olarak kabul edilerek hesaplamaya başlanılmıştır.

Burada, buharlaştırıcı ünite içerisindeki en düşük sıcaklık farkı değeri;

$$\Delta T_p = 5 \text{ K}$$

olarak kabul edilmiş ve ORC sisteminin analitik hesaplama ile tasarımı başlığı altında anlatılan yöntem kullanılarak sistemin optimizasyonu yapılmıştır. Yapılmış olan analizde kullanılmış ısı ve sıcaklık grafiği Şekil 4.1’de verilmektedir.



Şekil 4.1. Optimizasyonda kullanılan örnek ısı-sıcaklık grafiği

Yapılan hesaplamalarda elde edilen değerler Çizelge 4.1’de verilmiştir. Belirtilen kabuller ile yapılmış olan hesaplamalarda her bir türbin girişi değerleri için yeni bir

basınç elde edilmiştir. Elde edilen yeni basınç değeri ile hesaplanmasında kullanılmış olan basınç değeri arasında farkın sıfıra yakınsaması amaçlanmıştır. Yapılmış olan hesaplamalarda tasarım sonucunda türbin giriş sıcaklığı ve türbin girişi basıncı;

$$P_{1,ORC}=29,83 \text{ bar}$$

$$T_{1,ORC}=573,15 \text{ K}=300 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

olduğu hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1. Organik Rankine çevrimi tasarım sonuçları (Kurbanoğlu, 2013)

T_1	P_1	$\dot{m}_{ORC}$	T_J	Q_J	Q_P	$T_{sat,yeni}$	P_1	$ P_1 - P'_1 $
[K]	[bar]	[kg/s]	[K]	[kW]	[kW]	[K]	[bar]	-
573,15	29,8	2,434	594,8	1032	991,1	565,49417	29,78	0,02
573,15	29,78	2,433	594,8	1031	990,8	565,61292	29,82	0,04
573,15	29,82	2,434	594,9	1032	991,4	565,57358	29,81	0,01
573,15	29,81	2,434	594,9	1032	991,2	565,52064	29,79	0,02
573,15	29,79	2,433	594,8	1031	990,9	565,63941	29,83	0,04
573,15	29,83	2,434	594,9	1032	991,6	565,62652	29,83	0

Bulunan türbin girişi basıncı ve sıcaklığı ile sistemdeki her bir ekipman için enerji ve ekserji hesaplamaları yapılmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda Çizelge 4.2'deki değerler elde edilmiştir.

ORC sistemindeki elemanların enerji hesabı (ısı ve iş) ve ekserji hesabı sonrasında sistemin tümünün enerji verimi ve ekserji verimi sırasıyla %21,76 ve %46,02 olarak hesaplanmıştır.

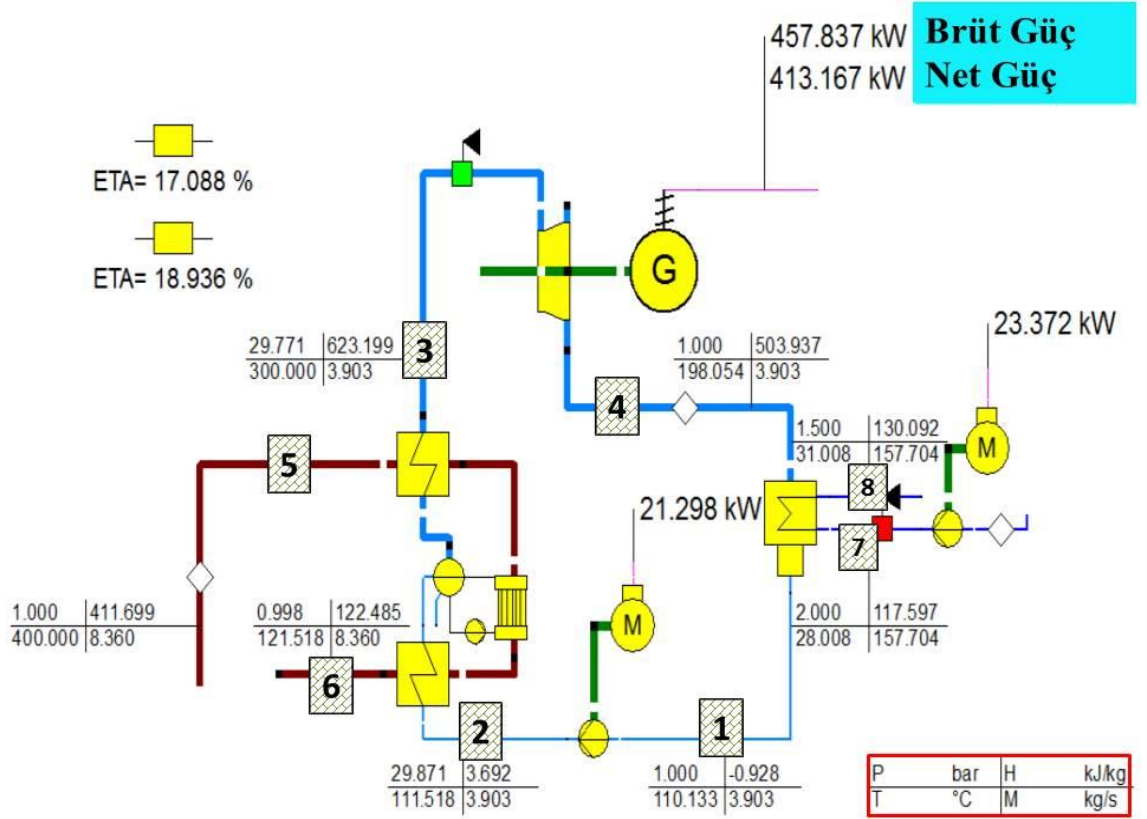
Çizelge 4.2. Çevrim elemanlarının enerji ve ekserji hesaplamaları (Kurbanoğlu, 2013)

Sistem Elemanı	$\dot{Q}$	$\dot{W}$	$\dot{E}_{giren}$	$\dot{E}_{çıkan}$	$\dot{E}_{kayıp}$	ε
	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	%
Buharlaştırıcı	1696	-	802,16	637,28	164,88	79,45
Türbin	-	379,5	637,28	591,19	46,19	89,17
Yoğuşturucu	1316	-	211,69	168,22	43,47	79,47
Pompa	-	10,33	16,72	15,37	1,35	86,88
Toplam	380	369,17	1667,91	1412,06	255,79	46,02

4.2. Simülasyonla Hesaplama

ORC sisteminin tasarımında kullanılan EBSILON programına öncelikle analitik çözüm ile elde edilmiş olan veriler girilmiş ve analitik tasarımının simülasyonu yapılmıştır. Daha sonra sistemin basınç ve sıcaklık ayarları, kayıplar ve verimlerde göz önünde bulundurularak, sistem optimize edilene kadar değiştirilmiştir.

Optimize edilmiş ORC sistemine ait boru üzerindeki her bir noktada hesaplanmış olan basınç, sıcaklık, entalpi ve kütleli debi gibi özelliklerin okunabildiği çevrim şematik görünümü Şekil 4.2’de verilmektedir.



Şekil 4.2. Organik Rankine çevrimi simülasyonunda borulardaki termodinamik değerler

ORC sistemi üzerindeki her bir ekipmanın giriş ve çıkış noktalarında hesaplanan termodinamik özellikler detaylı olarak Çizelge 4.3’de verilmekte olup sistemin tolüen çevrim akışkanlı olarak kurulması durumunda borularda olması gereken optimum termodinamik özellikler değerleridir. Bu termodinamik özellikler kullanılarak sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. EBSILON yazılımı ile sistemin enerji veriminin hesaplanması mümkün olsa da sistem ekipmanları ve tüm sistemin detaylı analizi için simülasyon programının yanı sıra, sistemde okunan termodinamik değerler kullanılarak hesaplama yapılırken, Excel ve EES programlarından da yararlanılmıştır.

Çizelge 4.3. Çevrim simülasyonu üzerindeki herbir noktadan okunan termodinamik değerler

Sistem Elemanı	P	T	h	$\dot{m}$	s	ψ	ΔT	E
	bar	°C	kJ/kg	kg/s	kJ/kgK	kJ/kg	°C	kJ/s
1	1	110,1	-0,9	3,903	-0,00241	17,1	110,1	66,93
2	29,9	111,5	3,7	3,903	-1,11E-05	21	111,5	82,12
3	29,8	300	623,2	3,903	1,241512	264	300	1031
4	1	198,1	503,9	3,903	1,276367	134	198,1	524,4
5	1	400	411,7	8,36	7,70466	132	400	1104
6	1	121,5	122,5	8,36	7,152055	10,4	121,5	86,61
7	2	28,0	117,6	157,7	0,409176	0,13	28,01	19,97
8	1,5	31,0	130,1	157,7	0,450624	0,06	31,01	8,8

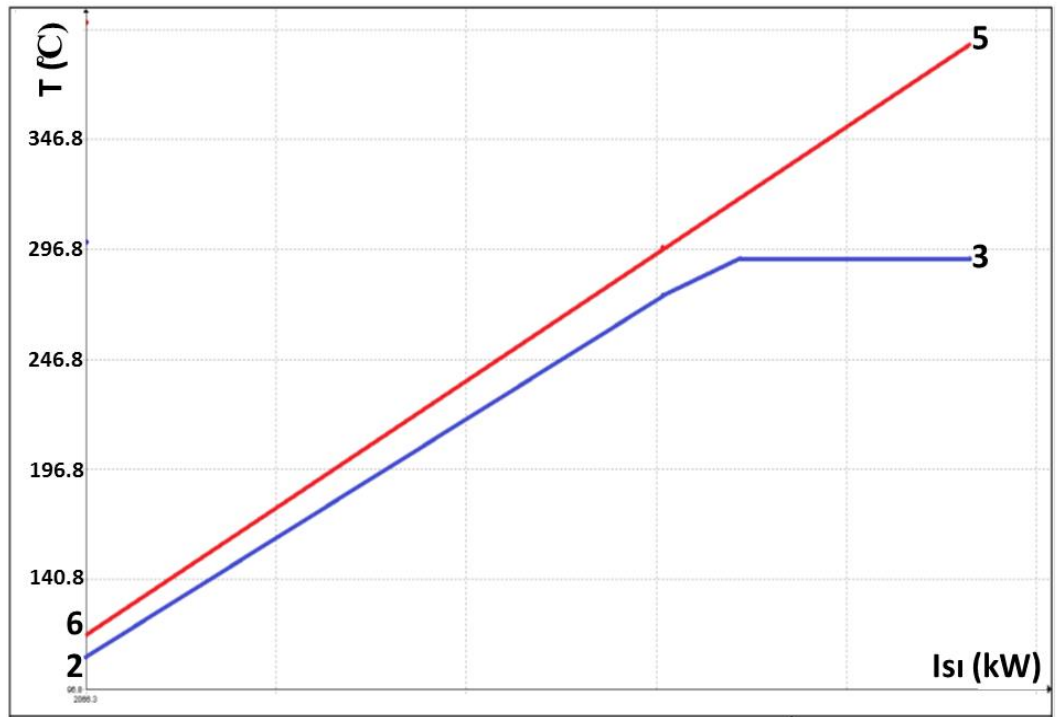
Özgül ekserji (ψ) değerleri kullanılarak dört ana sistem elemanına birim zamanda giren ekserji, çıkan ekserji ve kayıp ekserji hesaplanmıştır. Ayrıca, sistem elemanlarının ve tüm sistemin ekserji verimleri de hesaplanmıştır. Hesaplanmış olan tüm değerler Çizelge 4.4’de verilmektedir.

Çizelge 4.4. Çevrim elemanlarının ekserji değerleri

Sistem Elemanı	$\dot{Q}$	$\dot{W}$	$\dot{E}_{giren}$	$\dot{E}_{çıkan}$	$\dot{E}_{kayıp}$	ϵ
	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	%
Buharlaştırıcı	2417,6	-	1185,483	1117,336	68,147	94,25
Türbin	-	464,526	1030,392	987,528	42,864	95,84
Yoğuşturucu	1970,6	-	543,503	76,203	467,299	14,02
Pompa	-	18,067	84,808	81,963	2,8453	96,64
Toplam	447	446,46	2844,187	2263,031	581,156	37,66

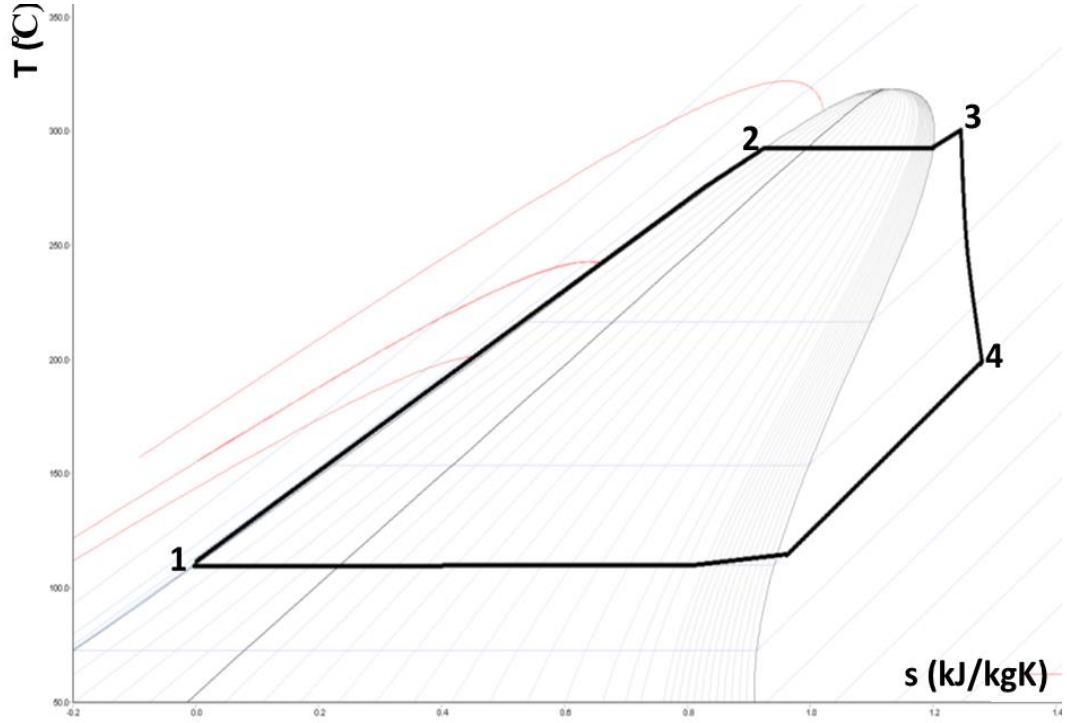
ORC’nin brüt enerji verimi, brüt işe göre hesaplandığında ve net enerji verimi, net işe göre hesaplandığında sırasıyla %18,936 ve %17,088 olarak bulunmuştur. Sistemde yapılan enerji hesaplamaları sonrasında bulunmuş olan değerlerde göz önünde bulundurularak yapılan ekserji analizinde sistemin ekserji verimi %37.66 olarak hesaplanmıştır.

ORC sistemi buharlaştırıcı ünitesi içerisindeki ısı ve sıcaklık değişimi Şekil 4.3’de verilmiştir. Burada, kırmızı çizgi egzoz gazının soğuma çizgisidir. Egzoz gazı buharlaştırıcı üniteye 400°C’de girdiği ve yaklaşık 122°C kadar soğuduğu görülmektedir. Mavi çizgi çalışma sıvısını belirtmektedir. Çalışma sıvısı olarak kullanıla tolüen buharlaştırıcıya yaklaşık olarak 112°C’de girmiş ve yaklaşık olarak 300°C’de çıkmıştır. Tolüenin yaklaşık olarak 285°C’de doymuş sıvı noktasına ulaştığı ve bu sıcaklıktan itibaren faz değişiminin başladığı görülmektedir.



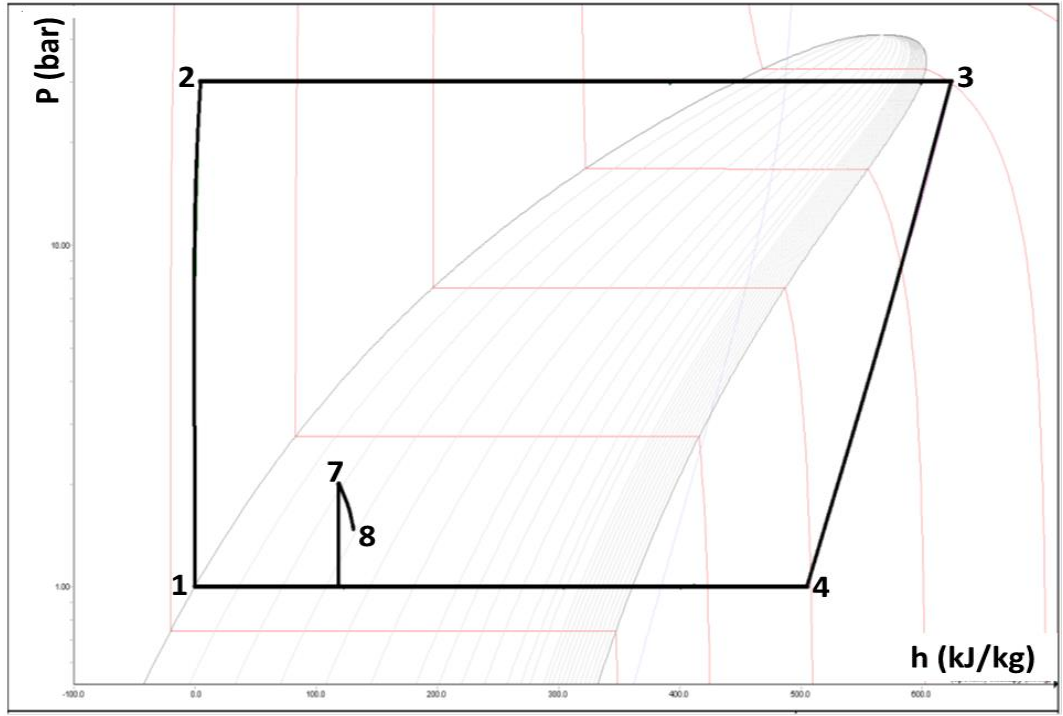
Şekil 4.3. Simülasyonda buharlaştırıcı üniteden elde edilen sıcaklık-ısı değişimi

Sistemin sıcaklık-entropi değişimi grafiği şekil 4.4’de verilmiştir.



şekil 4.4. Organik Rankine çevrimi simülasyonu sıcaklık-entropi değişimi

şekil 4.4’deki diyagramdan anlaşılacağı üzere tolüen kuru bir akışkan olduğundan genleşme sonucunda kızgın buhar olarak türbinden çıkabilmektedir (4 noktası). Kuru akışkanın sağladığı bu avantaj sayesinde akışkanlar daha yüksek kuruluk derecelerinde türbinde bulunmakta ve türbine verilebilecek olası zararların önüne geçilmektedir.

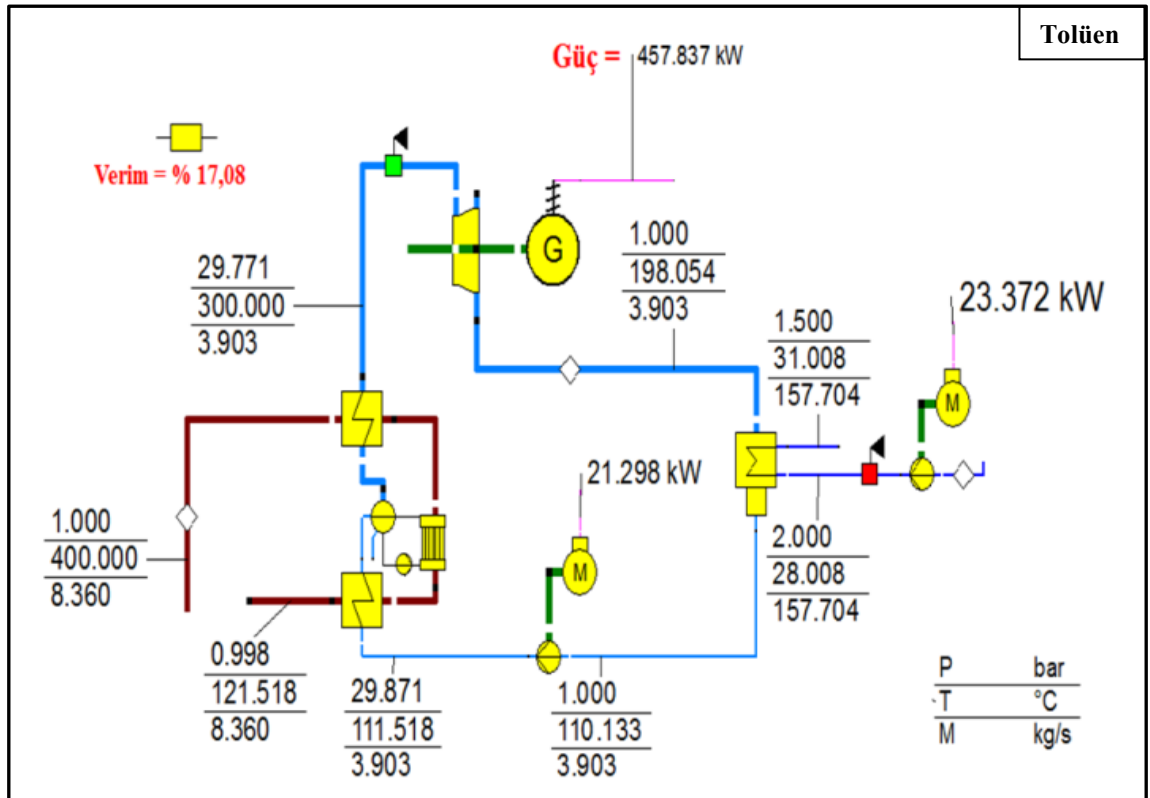
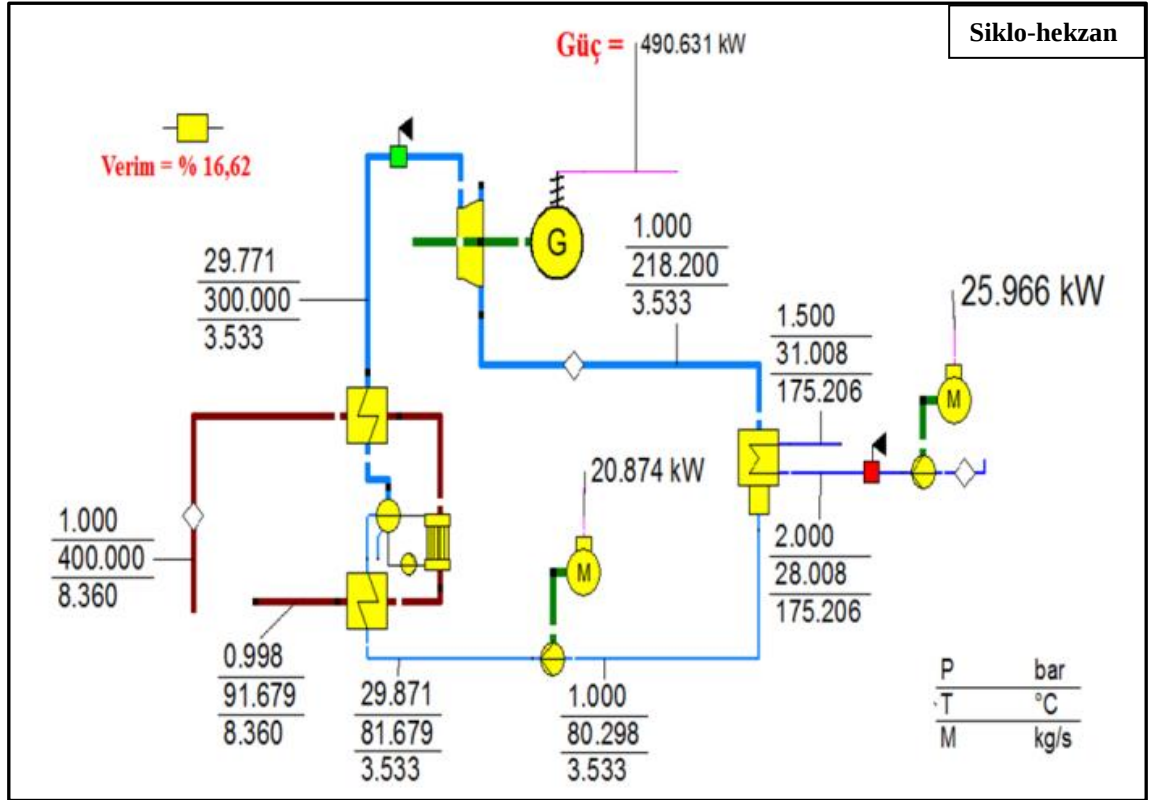


Şekil 4.5. Organik Rankine çevrimi simülasyonu basınç-entalpi değişimi

4.3. Akışkanın Optimizasyonu

Tolüen akışkanı kullanılmış olan sistemin analitik tasarımı ve simülasyonu yapıldıktan sonra değerler kontrol edilmiş ve hesaplama hassasiyeti ve sonuçlar irdelenmiştir. Bunun ardından optimize olduğundan emin olduğumuz sistemi farklı akışkanlarda denenerek sistemin verimini ve üretim miktarı incelenmiştir. Burada, amaç söz konusu ısı kaynağı ile üretilebilecek maksimum gücü elde etmektir.

Bu şartlarda birçok farklı akışkanla işlem tekrarlanmış ve bunun sonucunda sistemde kullanılan tolüen yerine siklo-hekzan kullanılmasının net güç üretiminde artış sağladığı görülmüştür. Siklo-hekzan kullanılmış olan sistem ile tolüen kullanılmış olan sistemler Şekil 4.6'da verilmiştir.



Şekil 4.6. Siklo-hekzan ve Tolüen çevrim akışkanlı organik Rankine çevrimleri

Siklo-hekzan ve tolüen akışkanları kullanılarak tasarlanmış olan çevrimlerde borularındaki basınç, sıcaklık ve kütleli debi değerleri çevrim üzerinde gösterilmektedir. Burada, çevrim tasarım parametreleri olarak benzer değerlerin kullanıldığı sistemlerden siklo-hekzan çevrim akışkanlı sistemde jeneratör çıkış gücü 490,63 kW ve tolüen akışkanlı sistem de jeneratör çıkış gücün 457,83 kW olarak hesaplanmıştır.

Bu çevrimlere dikkat edildiğinde siklo-hekzan akışkanlı çevrimde, tolüen akışkanlı çevrime kıyasla yaklaşık olarak 37,8 kW daha fazla elektrik enerjisi çıkışı olduğu görülmektedir. Fakat bu fazla üretime rağmen siklo-hekzan akışkanlı çevrimin veriminin %16,62 olduğu, tolüen akışkanlı çevrimin veriminin %17,08 olduğu görülmektedir.

Siklo-hekzan akışkanlı çevrimin, tolüen akışkanlı çevrime kıyasla daha düşük enerji verimine sahip olmasının nedeni siklo-hekzanın daha yüksek ısı alabilme kapasitesi olduğu söylenebilir. Yani aynı şartlar altın siklo-hekzan akışkanı kullanıldığında egzoz gazı sıcaklığının 400°C'den yaklaşık 92°C'ye düştüğü görülürken, tolüen kullanıldığında egzoz gazının sıcaklığının 400°C'den yaklaşık 122°C'ye düştüğü görülmektedir.

Siklo-hekzan akışkanlı çevrimde kütleli debinin, tolüen akışkanlı çevrime kıyasla daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durum pompa tüketimine doğru orantılı olarak etki etmekte ve siklo-hekzan kullanılan çevrime ait olan pompada daha az güç tüketilmektedir. Fakat siklo-hekzan çevrimli akışkanın yoğunlaştırıcı yükünün fazla olması, soğutucu akışkan debisini ve orantılı olarak da soğutucu çevrim pompasının güç tüketimini arttırmaktadır. Bu durumda tüketim farkı çok daha fazla olduğundan, siklo-hekzan akışkanlı çevrimin net pompa güç tüketiminin tolüen akışkanlı çevrime kıyasla daha yüksek olduğu görülmektedir.

Siklo-hekzan ve tolüen kullanılmış olan çevrimlerde tüm sistem elemanları giriş ve çıkışlarında okunan termodinamik özellikler Çizelge 4.5'de verilmektedir.

Çizelge 4.5. Siklo-hekzan ve Tolüen çevrim akışkanlı organik Rankine çevrimlerindeki sistem elemanlarının giriş ve çıkış noktalarındaki termodinamik özellikler

Siklo-hekzan							
	P bar	T °C	H kJ/kg	$\dot{m}$ kg/s	ρ kg/m ³	s kJ/kgK	ψ kJ/kg
1	1,00	80,30	-0,94	3,53	719,96	-0,0027	7,72
2	29,87	81,68	4,06	3,53	722,44	0,0002	11,86
3	29,77	300,00	759,90	3,53	72,33	1,5891	286,01
4	1,00	218,20	618,71	3,53	2,09	1,6287	132,84
5	1,00	400,00	411,70	8,36	0,52	7,7047	132,05
6	1,00	91,68	92,30	8,36	0,95	7,0725	4,28
7	2,00	28,01	117,60	175,21	996,28	0,4092	0,13
8	1,50	31,01	130,09	175,21	995,37	0,4506	0,06
Tolüen							
	P bar	T °C	H kJ/kg	$\dot{m}$ kg/s	ρ kg/m ³	s kJ/kgK	ψ kJ/kg
1	1,00	110,13	-0,93	3,90	779,62	-0,0024	17,15
2	29,87	111,52	3,69	3,90	782,22	0,0000	21,04
3	29,77	300,00	623,20	3,90	98,28	1,2415	264,18
4	1,00	198,05	503,94	3,90	2,40	1,2764	134,35
5	1,00	400,00	411,70	8,36	0,52	7,7047	132,05
6	1,00	121,52	122,48	8,36	0,88	7,1521	10,36
7	2,00	28,01	117,60	157,70	996,28	0,4092	0,13
8	1,50	31,01	130,09	157,70	995,37	0,4506	0,06

ORC sistem elemanlarının tüm giriş ve çıkışlarında hesaplanan termodinamik özellikler incelendiğinde, çevrimlerin ikisinde de aynı noktalar için aynı basınç değerleri kullanılmıştır. Ayrıca, türbin giriş sıcaklığı iki çevrimde de 300°C’de sabit tutulmuştur.

Siklo-hekzan akışkanlı çevrim ve tolüen akışkanlı çevrim için hesaplanmış olan termodinamik özellikler kullanılarak iki çevriminde enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Hesaplanmış olan enerji ve ekserji değerleri Çizelge 4.6’da verilmektedir.

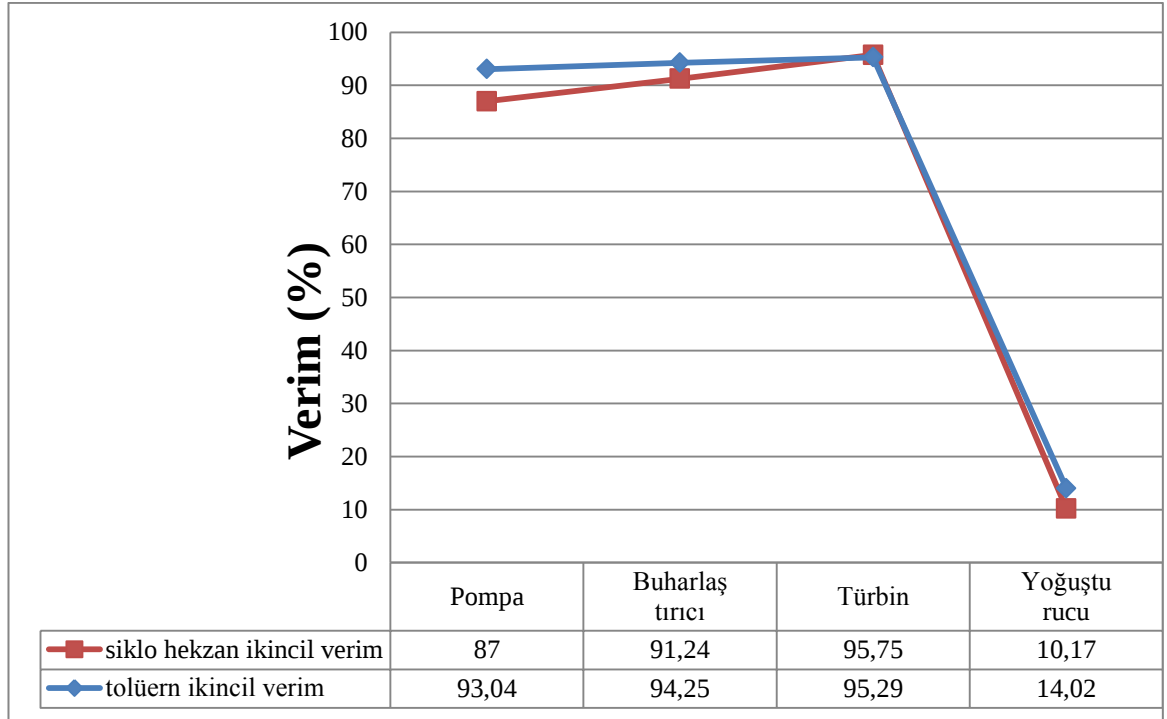
Çizelge 4.6. Çevrimlerin enerji ve ekserji analizi

Siklo-hekzan						
	$\dot{Q}$ kW	$\dot{W}$ kW	$\dot{E}_{ge}$ kW	$\dot{E}_{çe}$ kW	$\dot{E}_{ke}$ kW	ε %
Buharlaştırıcı	2668,11	-	1145,80	1045,40	100,41	91,24
Türbin	-	497,8	1009,61	966,72	82,84	95,75
Yoğuşturucu	2187,36	-	491,70	50,03	441,67	10,17
Pompa	-	20,87	48,12	41,86	6,26	87,00
Toplam	480,75	476,93	2695,23	2104,01	631,18	41,62
Tolüen						
	$\dot{Q}$ kW	$\dot{W}$ kW	$\dot{E}_{ge}$ kW	$\dot{E}_{çe}$ kW	$\dot{E}_{ke}$ kW	ε %
Buharlaştırıcı	2416,10	-	1185,00	1116,91	68,08	94,25
Türbin	-	457,84	1030,30	981,80	48,49	95,29
Yoğuşturucu	1969,00	-	544,47	76,35	468,12	14,02
Pompa	-	21,30	88,18	82,05	6,12	93,04
Toplam	447,1	436,54	2847,95	2257,11	590,81	36,84

ORC’nde hesaplanmış olan termodinamik özellikler ile ekserjinin genel denklemleri kullanılarak sistemin ekserji analizi yapılmıştır.

Tablodan da görüldüğü gibi ORC sisteminde en fazla kaybın yoğuşturucuda gerçekleştiği ve ekserji veriminin diğer ekipmanlara kıyasla daha düşük olduğu görülmektedir.

Siklo-hekzan akışkanlı ORC çevrimi ekipmanları ile tolüen akışkanlı ORC çevrimi ekipmanlarının hesaplanmış olan ekserji verimleri Şekil 4.7’de grafiksel olarak karşılaştırılmıştır.



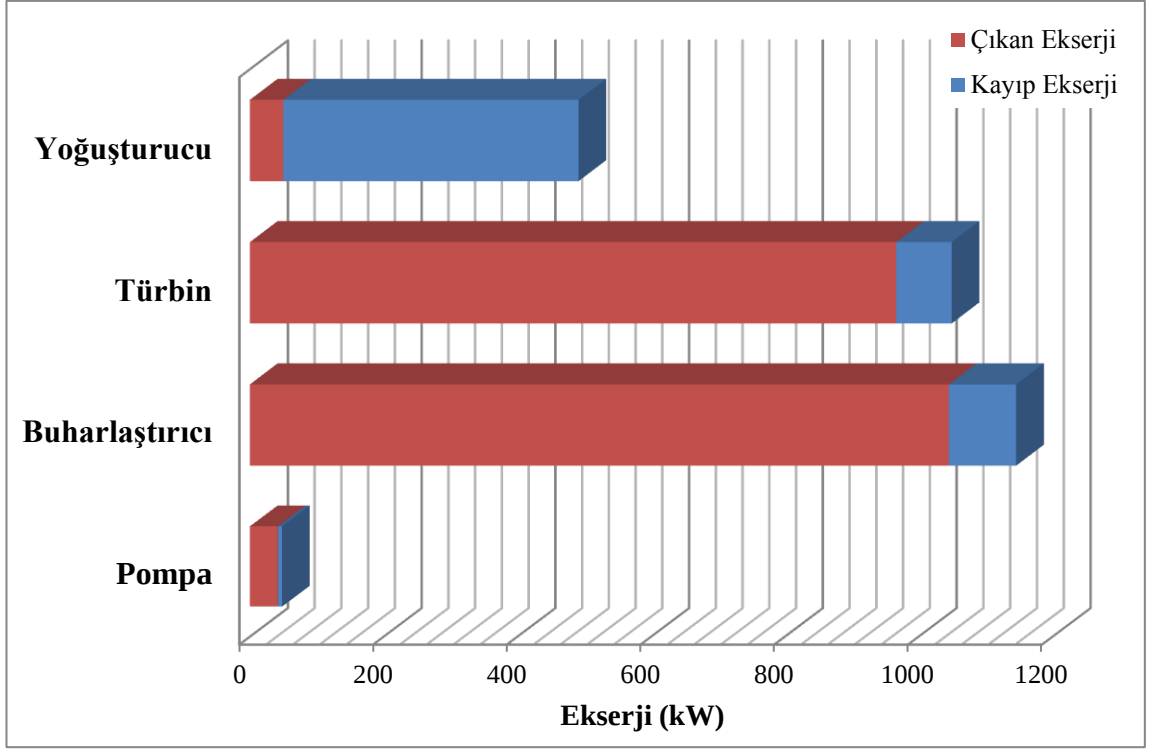
Şekil 4.7. Siklo-hekzan ve Tolüen akışkanlı çevrim elemanlarının ekserji verimleri

ORC’nde hesaplanmış olan ekserji değerleri incelendiğinde, siklo-hekzan akışkanlı çevrim ve tolüen akışkanlı çevrimde en yüksek ekserji veriminin türbinde olduğu görülmektedir. Türbindeki ekserji verimleri her iki çevrim içinde neredeyse eşit sayılabilir.

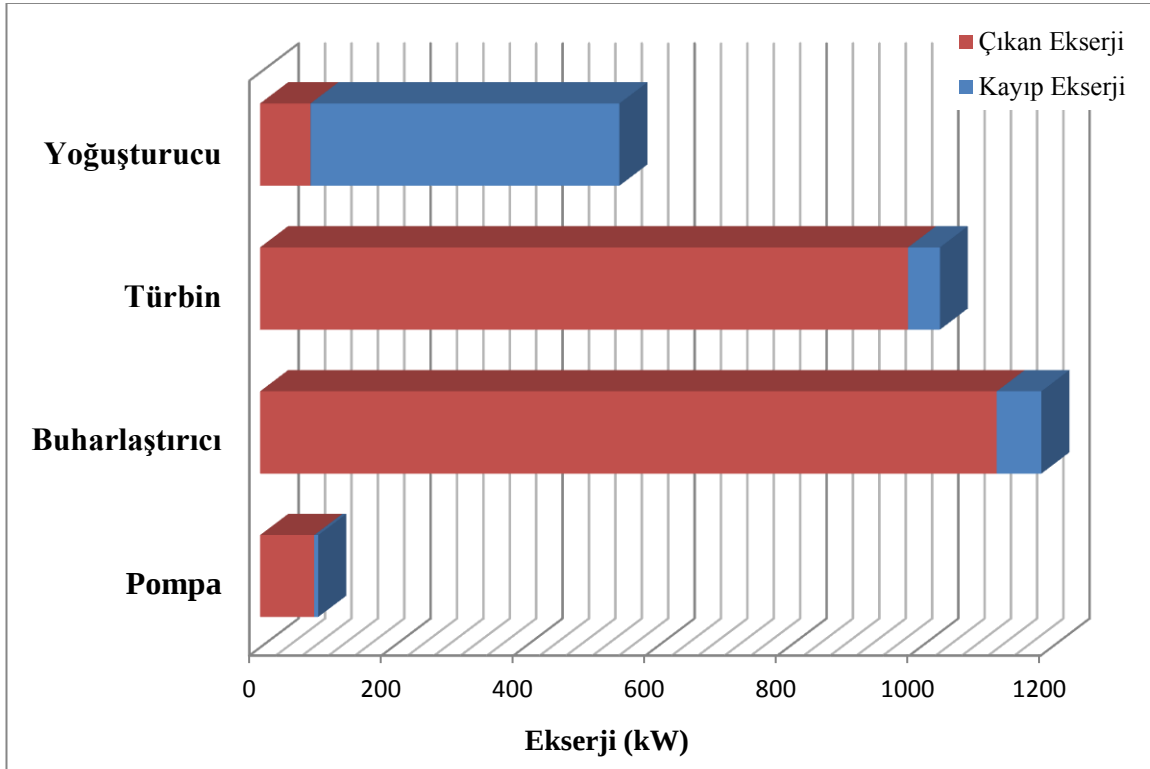
En düşük ekserji verimin yoğuşturucu üniteye görülmektedir. Bu da buradan atılan atık ısı yükünün fazla olmasından kaynaklanmaktadır.

Siklo-hekzan akışkanlı ORC ile tolüen akışkanlı ORC ekipmanlarının ekserji verimleri kıyaslandığında en fazla ekserji verimi farkının pompalar arasında olduğu görülmektedir.

Siklo-hekzan akışkanlı ORC ekipmanlarının giren ekserjisi, çıkan ekserjisi ve kayıp ekserjisi Şekil 4.8’de verilmektedir. Ayrıca, tolüen akışkanlı ORC ekipmanlarının giren ekserjisi, çıkan ekserjisi ve kayıp ekserjisi Şekil 4.9’da verilmektedir.



Şekil 4.8. Siklo-hekzan akışkanlı çevrim elemanlarının ekserjileri



Şekil 4.9. Tolüen akışkanlı çevrim elemanlarının ekserjileri

Burada, kırmızı alan çevrim elemanından çıkan ekserji toplamını ve mavi alan çevrim elemanında kaybolan ekserjiyi ifade etmektedir. Enerji dengesinin genel formülüne göre

$$\sum \dot{E}_{giren} = \sum \dot{E}_{çıkan} + \sum \dot{E}_{kayıp}$$

olduğundan burada kırmızı ve mavi alanların toplamı sistem elemanına giren toplam ekserjiyi ifade etmektedir.

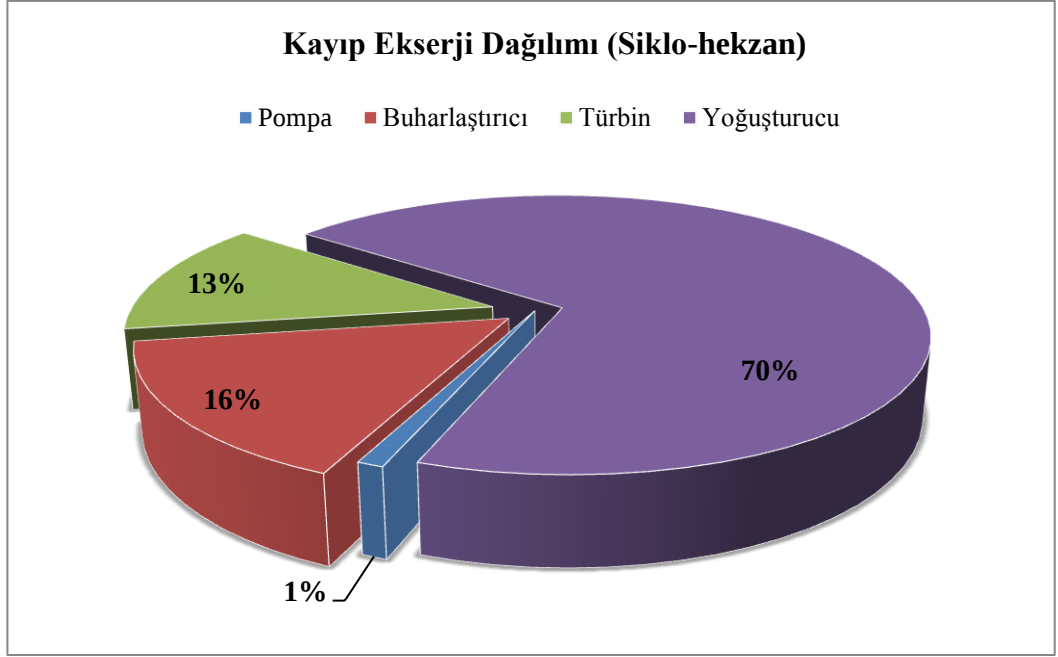
Siklo-hekzan akışkanlı ORC'nin ekipmanlarının ve tolüen akışkanlı ORC'nin ekipmanlarının kendi içerisinde ekserji dengeleri incelendiğinde en yüksek ekserji girişinin, iki çevrim içinde, buharlaştırıcı üniteye olduğu görülmektedir.

Yoğuşturucuda en fazla kayıp olduğunun net olarak görüldüğü sistemlerde tolüen akışkanlı ORC'nde bulunan yoğuşturucuda, siklo-hekzan akışkanlı ORC'nde bulunan yoğuşturucuya kıyasla daha fazla kaybın olduğu görülmektedir.

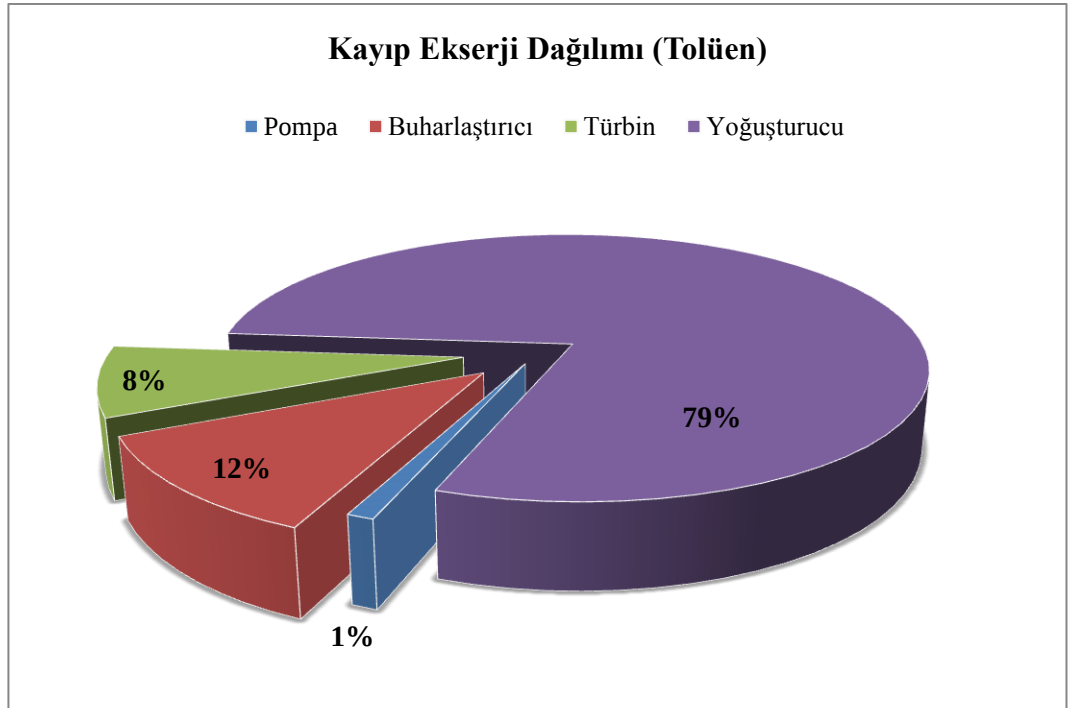
Giren ekserji, çıkan ekserji ve kayıp ekserji oranları dikkate alındığında Siklo-hekzan akışkanlı sistem içinde, tolüen akışkanlı sistem içinde en düşük değerlere sahip olan sistem elemanın pompa olduğu anlaşılmaktadır.

Sistemin analizinde ve optimizasyonunda çevrimin ekserji kayıplarının kıyaslanması ve analiz edilmesi büyük önem taşımaktadır. Kaybolan ekserji miktarları ve yüzdeleri dikkate alınarak sistemin analizi kolaylaşmaktadır. Ayrıca, doğru sistem elemanı üzerinde araştırma ve inceleme yapmamız konusunda yardımcı olmaktadır.

Bu yüzden siklo-hekzan akışkanlı çevrim elemanlarının ekserji kayıpları oranı Şekil 4.10'da verilmektedir. Ayrıca, siklo-hekzan akışkanlı çevrim elemanlarının ekserji kayıpları oranı Şekil 4.11'de verilmektedir.



Şekil 4.10. Siklo-hekzan akışkanlı çevrim elemanlarının ekserji kayıpları oranı



Şekil 4.11. Tolüen akışkanlı çevrim elemanlarının ekserji kayıpları oranı

Bu pasta dilimleri incelendiğinde kayıpların sistemin hangi elemanlarında en fazla olduğunu görmek mümkündür. Grafiklere göre pompalarda meydana gelen ekserji kaybı toplam kayıpta göz ardı edilebilecek kadar düşük paya sahip olduğu görülmektedir.

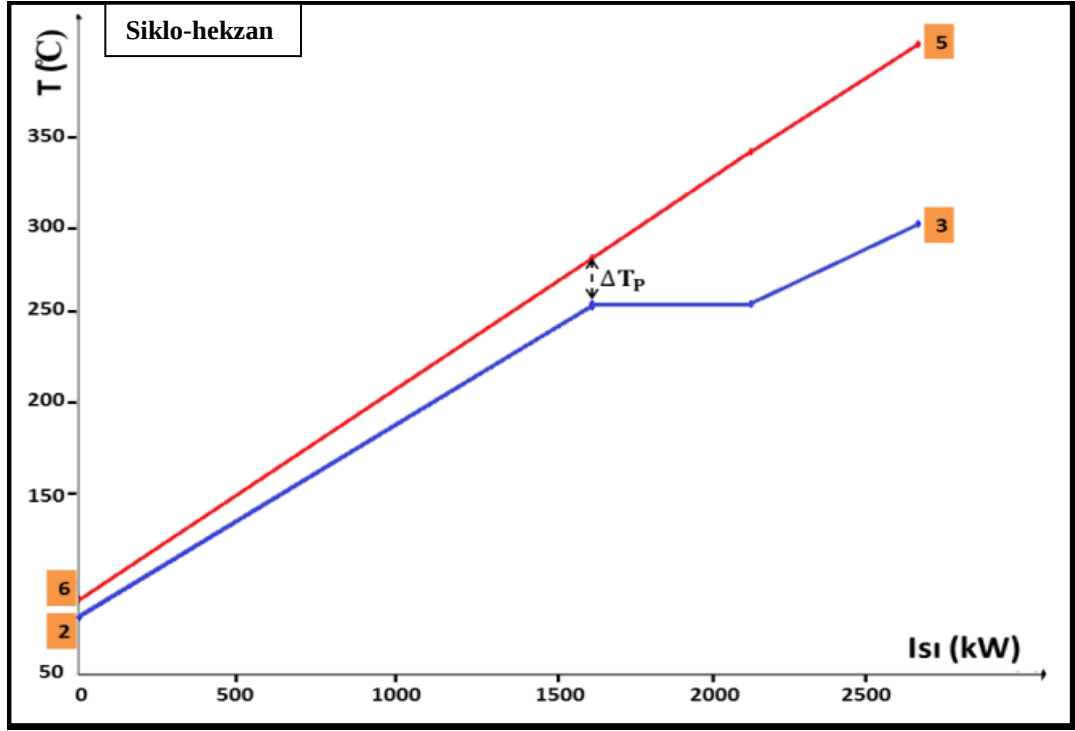
Buradaki kayıpların en fazla olduğu yoğunlaştırıcı ünite kayıplarının azaltılması için yoğunlaştırıcıya girmeden önce çevrim akışkanının fazla ısısının kullanılması bir yöntemdir. Bu yüzden sistemin kayıplarının kısmen azaltılması, güç üretiminin kısmen artırılabilmesi ve sistemin enerji ve ekserji verimlerinin yükseltilmesi için çevrim üzerinde türbin çıkışı ile pompa çıkışı arasına ısı değiştirici eklenmesinin faydalı olabileceği anlaşılmaktadır

Sistemde siklo-hekzanın kullanılması ile üretililecek güç miktarı daha fazla olmaktadır. Fakat tolüen kullanılan sistemin enerji veriminin daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun yanında yapılmış olan ekserji hesaplamalarında siklo-hekzan ve tolüen kullanılan çevrimlerin ekserji verimleri sırasıyla %41,62 ve %36,84 olarak hesaplanmıştır. Yani, yüksek enerji verimine sahip tolüenin, siklo-hekzandan daha düşük ekserji verimine sahip olduğu görülmektedir.

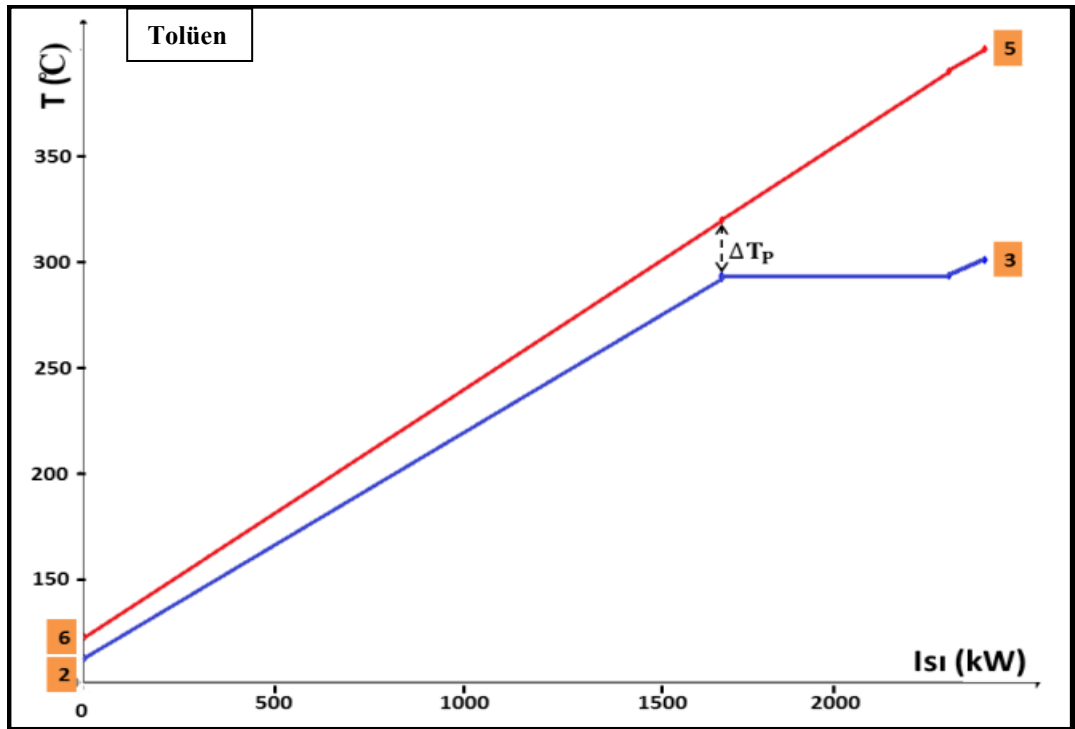
Sistem ekserji hesaplamalarında ekserji değerleri alınan referans sıcaklığa göre değişiklik göstermekte olup bu çalışmada yüzey sıcaklığı olarak sistem elemanın içerisindeki akışkanın sıcaklığı, ölü nokta sıcaklığı olarak da oda sıcaklığı (20°C) alınmıştır.

Siklo-hekzan akışkanlı ORC sistemi içerisinde bulunan buharlaştırıcı ünite içerisinde egzoz gazı ve çevrim akışkanı ısı ve sıcaklık değişimi grafiği Şekil 4.12’de verilmektedir.

Tolüen akışkanlı ORC sistemi içerisinde bulunan buharlaştırıcı ünite içerisinde egzoz gazı ve çevrim akışkanı ısı ve sıcaklık değişimi grafiği Şekil 4.13’de verilmektedir.



Şekil 4.12. Siklo-hekzan akışkanlı ORC sistemi buharlaştırıcı ünite ısı-sıcaklık değişimi



Şekil 4.13. Tolüen akışkanlı ORC sistemi buharlaştırıcı ünite ısı-sıcaklık değişimi

Buharlaştırıcı ünite her iki çevrim içinde üç ana kısımdan oluşmaktadır. Bunlar ilk ısıtıcı, sıvı-buhar ayırıcı ve son ısıtıcı ünitelerdir. Bu ünitelerdeki ısı ve sıcaklık eğrileri çizildiğinde siklo-hekzanın tolüene kıyasla kuruluk derecesinin daha yüksek olduğu görülmektedir.

Buharlaştırıcı üniteye ısı ve sıcaklık eğrilerinde kırmızı çizgiler ısı kaynağı olarak kullanılan egzoz gazını, mavi çizgiler ise ORC akışkanını göstermektedir.

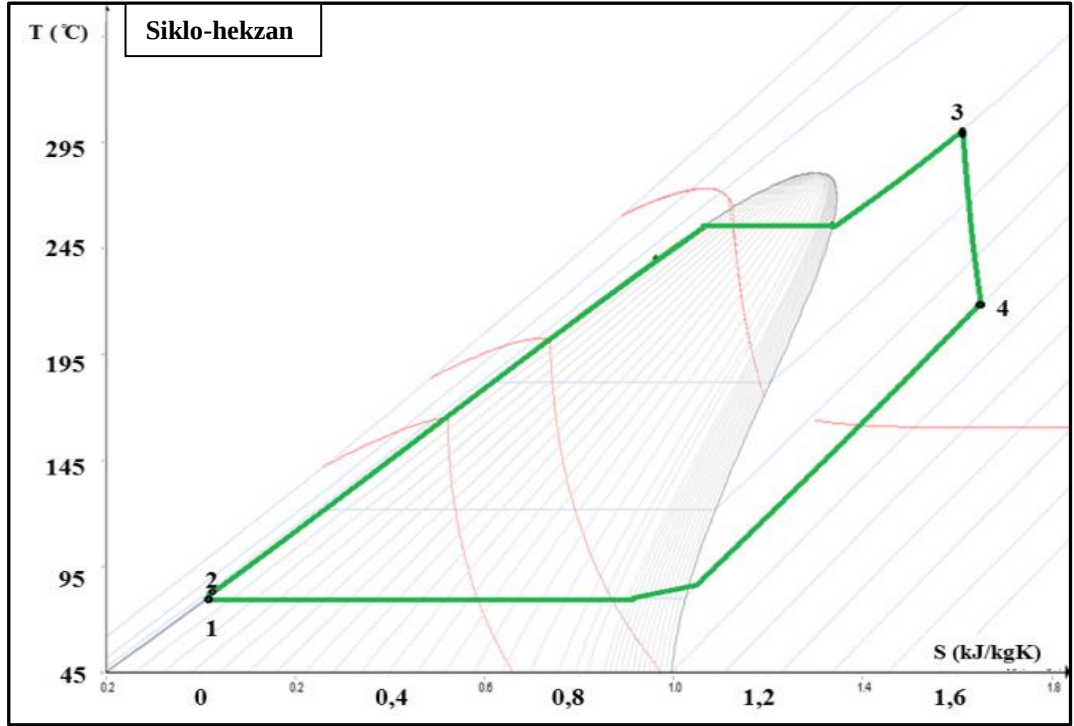
Buharlaştırıcı ünitelerin ısı sıcaklık diyagramında görüldüğü üzere siklo-hekzanın buharlaşma ısısının tolüenden daha düşüktür. Siklo-hekzanın bu özelliği üretilen gücün armasının nedenlerinden birisidir.

Her iki çevrimin buharlaştırıcı ünitelerinde ısı kaynağı eğrisinin çevrim akışkanı faz değişim eğrisine en yakın olduğu sıcaklık, ΔT_p , 25 °C olarak alınmıştır.

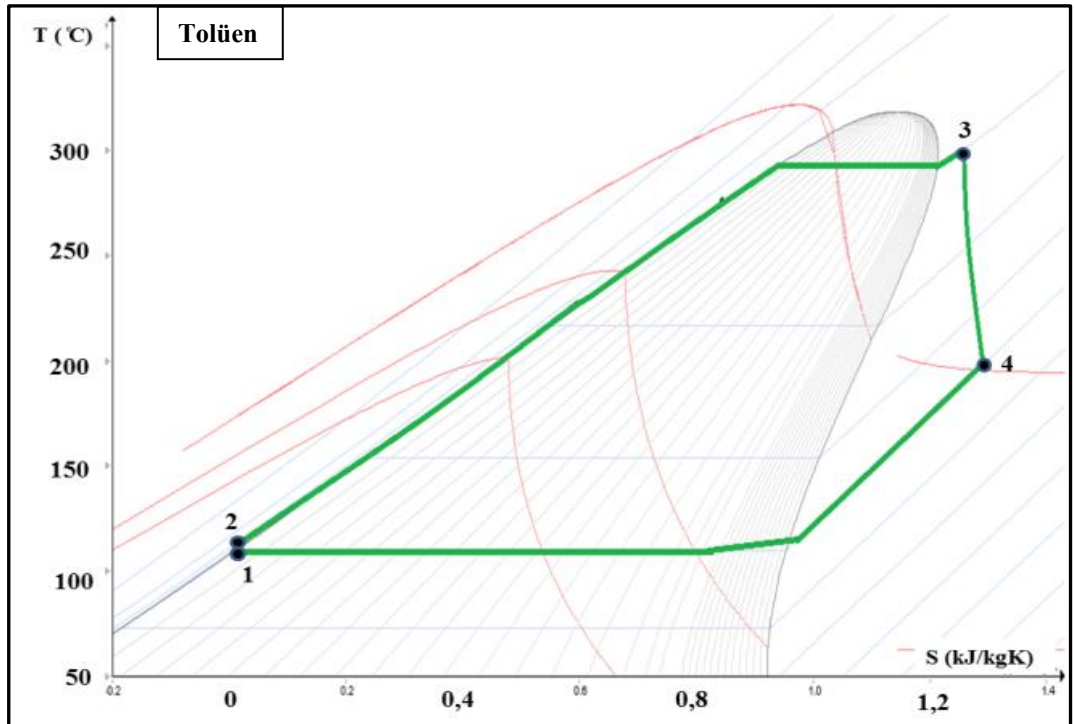
Aynı şartlar altında çalışmakta olan sistemlerden siklo-hekzan çevrim akışkanlı ORC sisteminde egzoz gazı buharlaştırıcı üniteye 400°C’de girerek yaklaşık 92°C’ye düşmektedir. Tolüen çevrim akışkanlı ORC sisteminde egzoz gazı buharlaştırıcı üniteye 400°C’de girerek yaklaşık 122°C’ye kadar soğumaktadır.

Çevrim akışkanları incelendiğinde siklo-hekzan çevrim akışkanlı ORC sisteminde siklo-hekzan akışkanı buharlaştırıcı üniteye yaklaşık 82°C’de girerek 300°C’ye kadar ısınmaktadır. Tolüen çevrim akışkanlı ORC sisteminde tolüen akışkanı buharlaştırıcı üniteye 112°C’de girerek yaklaşık 300°C’ye kadar ısınmaktadır.

Siklo-hekzan akışkanlı ORC sisteminde çevrim elemanlarındaki sıcaklık ve entropi değişimi Şekil 4.14’de siklo-hekzan sıcaklık-entropi diyagramı üzerinde verilmiştir. Ayrıca, tolüen akışkanlı ORC sisteminde çevrim elemanlarındaki sıcaklık ve entropi değişimi Şekil 4.15’de tolüen sıcaklık-entropi diyagramı üzerinde verilmiştir.



Şekil 4.14. Siklo-hekzan akışkanlı çevrimin sıcaklık-entropi değişimi



Şekil 4.15. Tolüen akışkanlı çevrimin sıcaklık-entropi değişimi

Sıcaklık ve entropi grafiğine bakıldığında tolüen akışkanının kritik sıcaklığı siklo-hekzan akışkanından daha yüksektir.

Siklo-hekzan akışkanının, aynı şartlarda, buharlaşma ısısı tolüen akışkanından daha yüksektir.

Pompada (1-2) sıkıştırma sonrasında içi enerjide çok fazla değişim oluşmadığı görülmektedir.

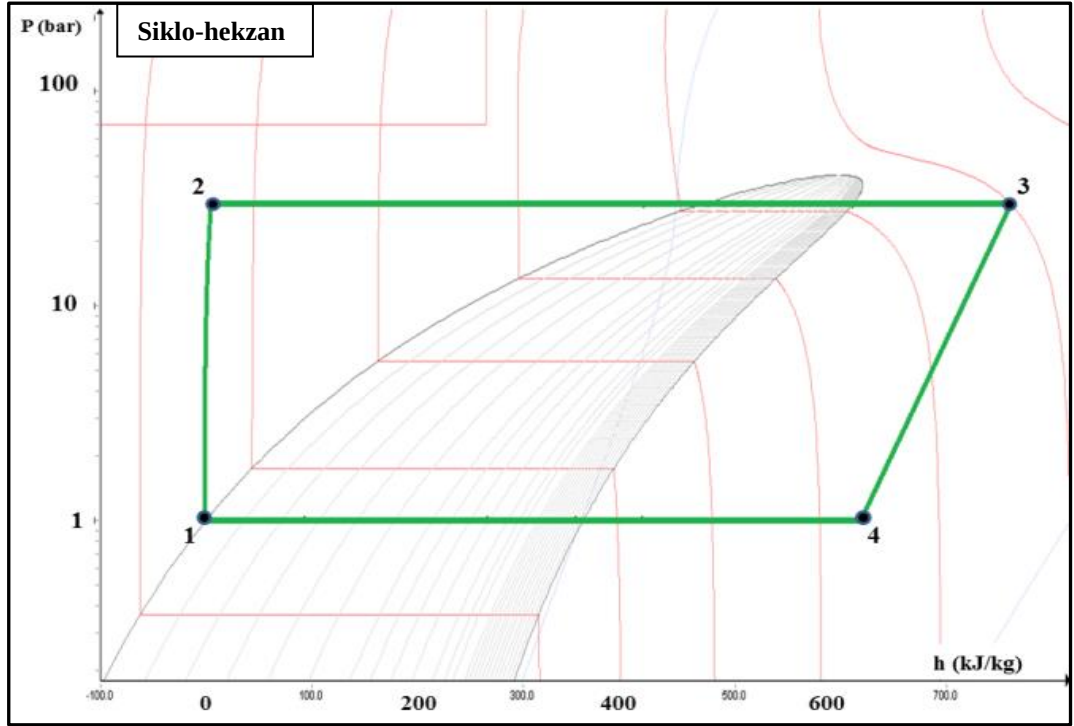
Türbin giriş sıcaklığı (3 numaralı nokta) için iki çevrim içinde 300°C seçilmiştir. İki çevrimde de meydana gelen genişlemenin (3-4) ardından siklo-hekzan akışkanlı ORC'nin, tolüen akışkanlı ORC'ne göre doymuş buhar çizgisinden daha uzak olduğu ve kuruluk derecesinin yüksek olduğu görülmektedir.

Siklo-hekzan ve tolüenin kuru akışkanlar olmasının sağlamış olduğu faydadan dolayı genişmeden sonra akışkanın kızgın buhar olarak türbinden çıktığı görülmektedir.

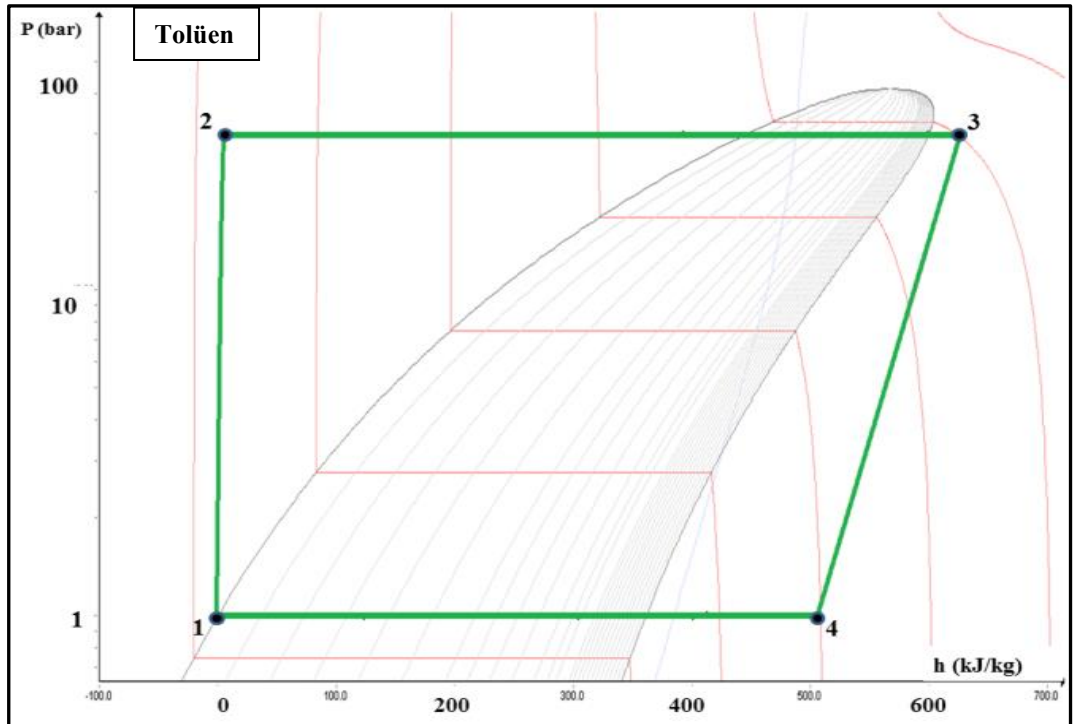
Siklo-hekzan akışkanlı ORC sistemi ve tolüen akışkanlı ORC sisteminin ikisinde de buharlaştırıcı yükünün ağır olduğu ve bu kısmın iyileştirmeye ihtiyaç duyduğu görülmektedir.

Siklo-hekzan akışkanlı ORC sistemi için çizilmiş olan basınç ve entalpi değişimi grafiği, siklo-hekzan akışkanına ait sıcaklık ve entropi diyagramı üzerinde Şekil 4.16'da verilmektedir.

Tolüen akışkanlı ORC sistemi için çizilmiş olan basınç ve entalpi değişimi grafiği, tolüen akışkanına ait sıcaklık ve entropi diyagramı üzerinde Şekil 4.17'de verilmektedir.



Şekil 4.16. Siklo-hekzan akışkanlı çevrimin basınç-entalpi değişimi



Şekil 4.17. Tolüen akışkanlı çevrimin basınç-entalpi değişimi

Basınç ve entalpi değişimi grafiği incelendiğinde, siklo-hekzan akışkanlı ORC sistemi ve tolüen akışkanlı ORC sistemi çevrimleri iki basınç aralığında çalışmaktadır. İki sistem için de üst basınç değeri 29,87 bar, alt basınç değeri 1 bar olarak hesaplanmıştır.

4.4. Maliyet Hesaplamaları

Sistemin güncel kurulum maliyeti 3000 €/kW alındığında, siklo-hekzan akışkanlı çevrimin yatırım maliyetinin yaklaşık 1.471.893 € olarak ve tolüen akışkanlı çevrimin maliyetinin 1.373.511 € olduğu hesaplanmıştır.

Sistemin kurulacağı fabrikada fırının günde 24 saat ve yılda 350 gün çalıştırıldığı göz önüne alınacak olursa, yıllık net elektrik üretim miktarı siklo-hekzan çevrimi için 3728 MWh ve tolüen çevrimi için 3470 MWh olduğu görülmektedir.

Ülkemizde elektrik birim fiyatının 22 krş/kWh (0,078 €/kWh) olduğu göz önüne alındığında yıllık çevrimlerin yıllık brüt getirileri siklo-hekzan için 290.000 € ve tolüen için 270.000 € olduğu görülmektedir.

Diğer sistemlere kıyasla ekstra giderleri düşük olan ORC sistemleri için ekstra giderler göz ardı edildiğinde yaklaşık geri ödeme sürelerinin 5 ila 6 yıl arasında olduğu görülmektedir.

4.5. Çevresel Etkileri

ORC’nde sürekli güç üretiminden dolayı elektrik kalitesinde voltaj ve frekans bakımından dalgalanmaların önlenmesi, elektrik dağıtım kayıplarının azalması olasıdır. Aynı zamanda, firmaya gelen yüksek gerilimdeki frekans bozukluğundan dolayı cihazlarda oluşabilecek arızalar minimize edilebilir.

ORC kullanılması sonucu fosil yakıt tüketiminde azalmalar olacağından dolayı ve egzoz gazının 400°C gibi yüksek bir sıcaklıkla değil de 120°C gibi şu anki duruma kıyasla daha düşük bir sıcaklıkta atmosfere atılacağı göz önüne alındığında fabrika çevresinde bulunan canlılar üzerinde oluşabilecek olumsuz etkilerin azalması da çevresel etkiler yönünden de ayrıca değerlendirilmesi önem arz etmektedir.

Çevre kirliliğinin canlıların sağlığı üzerindeki etkilerinin yanı sıra küresel ısınmanın da gün geçtikçe şiddetini arttırdığını dikkate aldığımızda ve bunların sonucunda oluşan buzul erimelerinin giderek artmasından dolayı atmosfere atılan yüksek sıcaklıkların değerlendirilmesi, enerji tasarrufunun artması ve israfın önlenmeye çalışılması kaçınılmaz bir hal almaktadır.

1 kWh elektrik üretimi için yaklaşık ortalama 0,7 kg-CO₂ salınımı yapıldığı göz önünde bulundurulduğunda atık ısı geri dönüşüm sistemleri ile siklo-hekzan çevriminde yıllık ortalama 2610 ton-CO₂ ve tolüen çevriminde yıllık ortalama 2430 ton-CO₂ salınımı önlenmiş olur (Özkaya ve ark., 2008).

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada bir demir-çelik fabrikasındaki tav fırını egzoz gazı verileri incelenerek ORC akışkanı seçimi yapılmıştır. Kriterlere uygun şekilde çevrim akışkanı seçildikten sonra ORC sisteminin analitik tasarımı ve simülasyonu yapılmıştır. Sistem tasarımı yapıldıktan sonra sistemin enerji ve ekserji hesaplamaları yapılmıştır. Sistem simülasyonu kullanılarak tasarlanmış olduğumuz ORC sistemi için kullanılabilecek alternatif akışkanlar incelenmiş ve başlangıçta seçilmiş olan akışkandan daha iyi sonuç veren akışkana göre hesaplamalar tekrarlanmıştır.

Sistemin analitik tasarımında sistem için borulardaki basınç ve ısı kayıpları, pompa entalpi değişimleri göz ardı edilerek tasarımı, analizleri, enerji ve ekserji hesaplamaları ile bu sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Bu analizlerin sonunda

- Analitik tasarlanan ORC'nin enerji verimi %21,76 olarak hesaplanmıştır.
- Analitik tasarlanan ORC'nin ekserji verimi %46,02 olarak hesaplanmıştır.
- ORC'nin ekserji verimini yorumlanacak olunur ise, sisteme giren ekserjinin %53,98'i kaybolduğu anlamı çıkmaktadır. Bu yüzdelik değer 255,79 kW olan ekserji kaybı değeridir.
- Bu hesaplamalar sonucunda atmosfere atılan orta sıcaklıktaki baca gazı ile yaklaşık 370 kW iş üretilebileceği hesaplanmıştır. Hesaplanan değer ideal çevrim olmasına rağmen gerçeği tam olarak yansıtmamasının nedeni, buharlaştırıcı ünite hesabının yeterince hassas yapılmamış olmasıdır.

Sistemin simülasyonu EBSILON yazılımı kullanılarak yapılmış olup sistemin tüm enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Kayıpları da belirlenen sistemden elde edilen değerler analitik hesaplama ile kıyaslanmıştır.

Bu çalışmaya göre;

- ORC kullanılarak kurulacak bir atık baca gazı geri dönüşüm sisteminin net %17,088 enerji verimine sahip olacağı görülmüştür.
- ORC ekserji verimi %37,66 olarak hesaplanmıştır.
- ORC kullanılarak baca gazı atık ısı geri dönüşümü ile yaklaşık olarak 410 kW elektrik enerjisi üretilbileceği görülmüştür.

Akışkanın optimizasyonunun yapılmasında sistemin optimum tasarım parametreleri değiştirilmeden farklı akışkanlar denenmiştir. Aynı atık ısı kaynağı ve parametreler ile sık kullanılan birçok akışkan incelendiğinde;

- Tolüen akışkanlı ORC ile kıyaslandığında aynı şartlar altında siklo-hekzan akışkanlı ORC'nin daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir.
- Sistem içerisinde kullanılan pompa ve türbinlerde iki çevrim içinde aynı verime sahiptir ve bu verim değerleri sırasıyla %68 ve %87'dir.
- Tüm bu koşullarda sistemde üretilmekte olan brüt güç ve net güç değerleri sırasıyla, siklo-hekzan akışkanı kullanılmış ORC çevrimi için yaklaşık 490,63 kW ve 443,8 kW, tolüen akışkanı kullanılmış ORC çevrimi için yaklaşık 457,83 kW ve 413,17 kW olarak hesaplanmıştır.
- Siklo-hekzan kullanılan çevrim için enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %16,62 ve %41,62 olarak hesaplanmıştır.
- Tolüen kullanılan çevrim için enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %17,08 ve %36,84 olarak hesaplanmıştır.
- Siklo-hekzan akışkan kullanılan çevrim de, tolüen kullanılan çevrime kıyasla daha yüksek güç üretiminin gerçekleştiği ve daha yüksek ekserji veriminin elde edildiği görülmektedir. Fakat tolüen kullanılan çevrimin enerji veriminin daha yüksek olduğu görülmektedir. Burada, en etkili faktör teorik anlamda verimdir. Fakat enerji verimi sistemler üzerinde yorum yapabilmek için tek başına yeterli değildir. Daha sağlıklı sonuçlar elde edebilmek için ekserji analizinin yapılmasında fayda vardır. Bunun yanında, yatırımcı açısından da bakıldığında ekserji verimi yüksek olan çevrimlerin daha karlı olduğu ve geri ödeme

süresinin daha düşük ekserji verimi olan yani daha az güç üretmekte olan çevrimlere kıyasla daha kısa olduğu görülmektedir.

Tüm bu açıklamalar, literatür taramaları, hesaplamalar, analizler ve yöntemler dikkate alındığında Yüksek enerjilerin tüketildiği ve fosil yakıtların yoğun olarak kullanılmakta olduğu demir-çelik sektörü, cam sektörü gibi sektörlerde maliyetlerin azaltılması ve kar payının arttırılmasının yanı sıra enerjide dışa bağımlı olan ülkemizin cari açığının da azaltılması açısından düşük ya da yüksek sıcaklıklarda atılmakta olan atık ısı kaynaklarının değerlendirilmesi önem arz etmektedir.

80°C ve üzerindeki atık ısı kaynaklarının organik Rankine çevrimi ile kullanılabilirliği mümkün görülmektedir.

Genel olarak sistem kapasitesine göre değişmekle birlikte ORC'lerinin %8 ile %20 arasında verime sahip olduğu dikkate alındığında yapılan hesaplamaların gerçeğe yakınlığı görülmektedir.

ORC sistem elemanlarında kayıplar dikkate alındığında en fazla kaybın yoğuşturucu üniteye olduğu görülmektedir. Bu durumda sistemde yoğuşturucu kaybını azaltmak, verimi yükseltmek ve kısmen de olsa güç üretimini arttırmak için ısı değiştirici kullanılması yararlı olabilir.

Diğer sistemlere kıyasla ekstra giderleri düşük olan ORC sistemleri için ekstra giderler göz ardı edildiğinde yaklaşık geri ödeme sürelerinin 5 ila 6 yıl arasında olduğu görülmektedir.

Kurulan sistemin ekonomik getirisinin yanı sıra, atmosfere daha düşük sıcaklıklarda atılan baca gazının çevreye olan olumsuz etkileri azalacaktır.

5.2. Öneriler

Sıcaklık ve debisi bilinmekte olan atık ısı kaynağı için yapılmış olan bu tez çalışması, demir-çelik sektörü gibi yüksek ısı kullanmakta olan sektörlerin bacalarından atmosfere salınan egzoz gazının geri dönüşümünde Türkiye’de yapılmış ilk çalışmalardan olup Avrupa’da söz konusu sistem için örnek birkaç kurulum dışında herhangi bir çalışma bulunamamıştır. Bu çalışma egzoz gazı elektrik üretimi konusunda bir ilki temsil etse de geliştirilebilir ve ilerletilebilir bir çalışmadır. Bu çalışmanın geliştirilebilmesine ve ilerletilebilmesine imkan sağlamak açısından;

- Sistemde kullanılan parametrelerin optimizasyonu yapılarak sistem veriminde iyileştirmeler yapılabilir.
- Türbin tasarımı yapılarak sistem parametreleri iyileştirilebilir.
- Isı değiştiricisi kullanılarak ORC tekrar tasarlanabilir.
- Farklı akışkan türleri ya da akışkanların karışımları ORC’nde kullanılarak tasarım tekrarlanabilir.
- Mevcut tasarıma ısıtma, soğutma gibi yeni sistemler eklenerek kojenerasyon ya da trijenerasyon sistemleri elde edilebilir ve bu tasarım parametreleri çalışılabilir.

KAYNAKLAR

- Abusoglu A. and Kanoglu M., 2009a. Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations. **Applied Thermal Engineering** 29 (2009) 234–241
- Abusoglu A. and Kanoglu M., 2009b. Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2 – Application. **Applied Thermal Engineering** 29 (2009) 242–249
- Al-Sulaiman, F.A., Dincer, I. and Hamdullahpur, F., 2013. Thermoeconomic optimization of three trigeneration systems using organic Rankine cycles: Part II – Applications. **Energy Conversion and Management**, 69 (2013) 209–216
- Anonim, 2011. Cells. http://www.dektmk.org.tr/pdf/enerji_kongresi_11/seldem.pdf Erişim Tarihi 05.06.2014
- Anonim, 2013. Cells. http://sgm.sanayi.gov.tr/Files/Documents/demir-celik-raporu-2012_04042012114019.pdf Erişim Tarihi 10.10.2013
- Anonim, 2013. Cells. <http://www.dektmk.org.tr/index.php> Erişim Tarihi 18.10.2013
- Anonim, 2014. Cells. <http://www.tuik.gov.tr/PreHaberBultenleri.do?id=16124> Erişim Tarihi 18.04.2014
- Anonim, 2014. Cells. http://tr.wikipedia.org/wiki/Rankine_%C3%A7evrimi Erişim Tarihi 03.04.2014
- Anonymous, 2014. Cell. http://en.wikipedia.org/wiki/Organic_Rankine_cycle Erişim Tarihi 03.04.2014
- Anonymous, 2014. Cell. <http://www.turboden.eu/en/rankine/rankine-history.php> Erişim Tarihi 04.04.2014
- Arslan, O., Özgür, M.A. ve Köse, R., 2007. Binary çevrimli güç santrali ve küresel ısınma boyutu: Simav uygulaması. UKİDEK'07-Uluslararası Küresel İklim Değişikliği Kongresi, s: 157-168, Konya, Türkiye
- Chen, H., Goswami, D.Y. and Stefanakos, E.K., 2010. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 14 (2010) 3059–306
- Chen, Q., Xu, J. and Chen, H., 2012. A new design method for organic Rankine cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source. **Applied Energy** 98 (2012) 562–573.
- Chys, M., van den Broek, M., Vanslambrouck, B. and De Paepe, M., 2012. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. **Energy** xxx (2012) 1-10

- Cihan, E., 2014. Organik Rankine çevrimi ile çalışan atık ısı kaynaklı bir soğutma sisteminin performansının araştırılması. **J. of Thermal Science and Technology**, 34, 1, 101-109, 2014
- Çengel, Y. A. ve Boles M. A., 2012. **Termodinamik mühendislik yaklaşımıyla**. (A. Pınarbaşı). 5. Baskı
- Dincer, I. and Rosen M.A., 2007. **Exergy, energy, environment and sustainable development**. Elsevier
- Drescher, U. and Brüggemann, D., 2007. Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants. **Applied Thermal Engineering** 27 (2007) 223–228
- Haddad, S.N., Artemenko, S. and Nikitin, D.. Sustainable working fluids selection for the low temperature organic Rankine cycle.
- Kaşka, Ö., 2014. Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry. **Energy Conversion and Management**, 77 (2014) 108–117
- Keskin, M.T. ve Ünlü H., 2010. Türkiye’de enerji verimliliğinin durumu ve yerel yönetimlerin rolü, Heinrich Böll Stiftung Derneği ve Avrupa Birliği Politikaları Enstitüsü Ekoloji yayın dizisi, İstanbul, ISBN 978-605-88952-3-2
- Koyun, T., Koyun, A. ve Acar, M., 2005. Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve bu akışkanların ozon tabakası üzerine etkileri. **Tesisat Mühendisliği Dergisi** Sayı: 88, s. 46-53, 2005
- Kurbanoglu, A., Yağlı, H., Karakuş, C., Koç, A. ve Baltacıoğlu, E., 2013. Demir çelik sektöründe atık ısının organik Rankine çevrimi ile kullanılabilirliği ve ekserjisi. ULIBTK’13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, s: 1081-1086, Samsun, Türkiye
- Lai, N.A. and Wendland, M., 2011. Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles. **Energy** 36 (2011) 199-211
- Liu, B.T., Chien, K.H. and Wang, C.C., 2004. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. **Energy** 29 (2004) 1207–1217
- Maizza, V. and Maizza, A., 2001. Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. **Applied Thermal Engineering** 21 (2001) 381-390
- Onat, A., İmal, M. ve İnan, A.T., 2004. Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar, **K.S.U. Fen ve Mühendislik Dergisi** 7(I)-2004
- Özden, H. ve Paul, D., 2011. Organik Rankine çevrim teknolojisiyle düşük sıcaklıktaki kaynaktan faydalanılarak elektrik üretimi. Örnek Çalışma: Sarayköy Jeotermal santrali. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Türkiye

- Özkaya, M.G., Variyenli, H.İ. ve Uçar, S., 2008. Rüzgar enerjisinden elektrik enerjisi üretimi ve kayseri ili için çevresel etkilerinin değerlendirilmesi. **C.Ü. Fen-Edebiyat Fakültesi, Fen Bilimleri Dergisi**, (2008)Cilt 29 Sayı 1
- Pulyaev, S., Akgöz, O. ve Çetin B., 2013. Enerji santrallerinde organik Rankine çevrimi kullanarak atık ısının geri kazanımı. ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, s: 1081-1086, Samsun, Türkiye
- Quoilin, S., Van Den Broek, M., Declaye, S., Dewallef, P. and Lemort, V., 2013. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 22 (2013) 168–186
- Wang, D., Ling, X. and Peng, H., 2012. Performance analysis of double organic Rankine cycle for discontinuous low temperature waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering** 48 (2012) 6371
- Yağlı, H., Karakuş, C., Koç, A., Pulyaev, S. ve Akgöz, O., 2013. Atık ısının organik Rankine çevrimi ile kullanılabilirliği ve ekserjisi. UTES'13 IX. Clean Energy Symposium, Konya, Türkiye
- Yayan, V., 2010. Türkiye Demir Çelik Üreticileri Derneği. Demir çelik sektöründe enerji verimliliği, mevcut durum, neler yapılmalı
- Yılmaz, F., 2013. Güneş çanaklı organik rankine çevriminin ısparta şartlarında incelenmesi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi

ÖZGEÇMİŞ

1986 yılında Gaziantep’te doğdu. İlkokul, Ortaokul ve Lise eğitimini Gaziantep’te tamamladı. Gaziantep Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nü 2006 yılında kazandı. Üniversiteden 2012 yılında mezun oldu. Aynı yıl Mustafa Kemal Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. Halen Mustafa Kemal Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.

EK 1. Tezden Üretilmiş Yayınlar

IX. Clean Energy Symposium, UTES'13

25-28 December 2013, Konya

ATIK ISININ ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ İLE KULLANILABİLİRLİĞİ VE EKSERJİSİ

Hüseyin Yağlı¹ Cuma Karakuş² Ali Koc³ Sergej Pulyaev⁴ Ozan Akgöz⁵

^{1,2,3} MKU, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Eski Havaalanı 31200 İskenderun,
HATAY

huyagli@mku.edu.tr, ckarakus@mku.edu.tr, akoc@mku.edu.tr

^{4,5} Steag Ensida Energy Services Ltd. Ahmet Mithat Efendi Sok. 334 06880 Çankaya, Ankara,
sergej.pulyaev@steag.com, ozan.akgoz@steag.com

ÖZET

Düşük ve orta sıcaklıktaki atık ısı geri dönüşüm sistemleri arasında en iyi yöntemlerden bir tanesi organik Rankine çevrimidir. Atık ısılarından elektrik enerjisi elde edilmesi atık ısı kaynağı sıcaklığının 90 °C ve daha büyük olduğu ortamlarda söz konusu olmaktadır. Bu nedenle egzoz gazlarından ve jeotermal kaynaklı ısı kaynaklarından organik Rankine çevrimi sistemlerinin kullanımı uygun olmaktadır. Dünyada ve Türkiye’de organik Rankine çevrimi genellikle jeotermal ısı kaynaklarında kullanılmaktadır. Egzoz gazlarının çevreye verdiği zararları ve küresel ısınmayı azaltmak için özellikle organik Rankine çevrimi gibi ısı geri dönüşüm sistemlerinin kullanımı artırılmalıdır. Bu çalışmada, bir demir çelik fabrikasında atmosfere atılan egzoz gazından elektrik üretilebilme potansiyeli organik Rankine çevrimi kullanılarak incelenmiştir. Sistemin termodinamik analizi Steag GmbH tarafından geliştirilen EBSILON® Professional programı ile yapılmış olup elde edilen ögül ekserji değerleri ile ekserji hesaplamaları yapılmıştır. Hesaplamalar sonucunda organik Rankine çevrimi ile yaklaşık olarak 410kW elektrik enerjisinin elde edilmesinin mümkün olduğu belirlenmiştir. Bunun neticesinde sistemin yaklaşık 5,5 yıl gibi bir sürede kendini amorti ettiği hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Atık Isı Geri Dönüşüm Sistemleri, Organik Rankine Çevrimi, Ekserji, Demir ve Çelik, EBSILON® Professional yazılımı

ABSTRACT

Usability of Waste Heat by Organic Rankine Cycle and Exergy Analysis

The Organic Rankine Cycle (ORC) is a technology that utilizes waste heat at low and medium temperature levels starting from 90°C in order to produce electrical power. Therefore ORCs can be powered by low temperature heat sources like exhaust gases and geothermal energy. Worldwide and specifically in Turkey ORC systems are used for geothermal sourced heat treatment systems. But facing problems like global warming and environmental degradation, ORC processes can be used to increase the overall cycle efficiency of any existing facility or process, utilizing formerly unused heat in electrical power. This study, analysis the potential of a steel and iron factory's hot stack gas for electricity generation using an ORC. The thermodynamic analysis of the system was performed using EBSILON®Professional (EBSILON), simulation software developed by Steag GmbH. The energetic and exergetic evaluations were both covered by EBSILON using the comprised Refprop fluid library. The result clearly showed that producing almost 410 kW net powers from nearly 1970 kW available heat is possible. The system payback period was estimated to be almost 5.5 years.

Keywords: Waste Heat Treatment Systems, Organic Rankine Cycle, Exergy, Steel and Iron, EBSILON® Professional software