

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ENDÜSTRİYEL BİSKÜVİ FIRINININ TERMODİNAMİK, MALİYET ANALİZİ VE
ATIK ISI GERİ KAZANIMI**

MURAT ERDOĞAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. MEVRE ŞENTÜRK ACAR

BİLECİK, 2023
10528524

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ENDÜSTRİYEL BİSKÜVİ FIRINININ TERMODİNAMİK, MALİYET ANALİZİ VE
ATIK ISI GERİ KAZANIMI**

MURAT ERDOĞAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. MEVRE ŞENTÜRK ACAR

BİLECİK, 2023
10528524

BEYAN

“Endüstriyel Bisküvi Fırınının Termodinamik, Maliyet Analizi ve Atık Isı Geri Kazanımı” adlı yüksek lisans/doktora/sanatta yeterlik tezi/dönem projesinin hazırlık ve yazımı sırasında bilimsel araştırma ve etik kurallarına uyduğumu, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel kurallara uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, tezin herhangi bir kısmının Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını, aksinin tespit edileceği muhtemel durumlarda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Bu çalışmanın, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte, ETİK KURUL onayı alınması durumunda ise ETİK KURUL tarih karar ve sayı bilgilerinin beyan edilmesi gerekmektedir.	
DESTEK ALINMIŞTIR	DESTEK ALINMAMIŞTIR
Destek alındı ise;	
Destekleyen kurum;	
Desteğin Türü	Proje Numarası
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)	
2- TÜBİTAK	
Diğer;.....	
ETİK KURUL onayı var ise;	
ETİK KURUL karar tarih/sayı:	/.....

Murat ERDOĞAN

.../.../2023

İmza

ÖNSÖZ

Tez çalışmam sırasında bana destek olan ve tecrübelerini benimle paylaşıp yol gösteren tez danışmanım Doç. Dr. Merve ŞENTÜRK ACAR'a değerli katkı ve emekleri için teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Benim bu günlere gelmemde büyük emeği olan seveli anneme ve babama teşekkürü bir borç bilirim. Hayatımın her alanında olduğu gibi, tez çalışmam sırasında da benden hiçbir desteğini esirgemeyen kıymetli eşim Melek Şimşek ERDOĞAN'a sonsuz teşekkür ederim.

Murat ERDOĞAN

2023



ÖZET

ENDÜSTRİYEL BİSKÜVİ FIRINININ TERMODİNAMİK, MALİYET ANALİZİ VE ATIK ISI GERİ KAZANIMI

Bisküvi pişirme fırınları nihai ürün maliyetini düşürmek ve üretim kapasitesini arttırmak için tünel tip olarak üretilmektedir. Tünel tip bisküvi fırınları konveyör şeklinde tasarlanır ve bisküvi tipine göre konveyör bandı olarak tel örgü bant veya sac bant kullanılır. Tünel tip bisküvi fırınlarında tünelin bir ucundan hamur olarak giren ürün tünelin diğer ucundan da pişmiş ürün olarak çıkmaktadır. Bu çalışmada bisküvi fırını akış şeması oluşturularak her bir düğüm noktası için termodinamik analiz yapılmıştır. Analiz sonucunda bisküvi fırınının enerji veriminin %3,90 olduğu tespit edilip harcanan enerjinin %49,35'inin atık ısı olarak bacadan atmosfere salındığı tespit edilmiştir. Bacadan atmosfere salınan atık gazların özellikleri dikkate alınarak organik rankine çevrimi (ORC) tasarımı yapılmıştır. Baca gazları organik rankine çevriminden geçirilerek elektrik enerjisi üretimi amaçlanan çalışmada organik rankine çevrimi tasarımı yapılarak net bugünkü değer (NBD) yöntemi ile organik rankine çevriminin maliyet analizi yapılmıştır. Sistemin çalışma ömrünün 20 yıl olarak kabul edildiği tasarım sonucunda iş akışkanı olarak R113'ün kullanılan çevrimde 58,62 kW elektrik enerjisi üretilip net bugünkü değeri (NBD) 1,979 milyon \$ olarak hesaplanmıştır. Bisküvi fırınına yapılan Organik Rankine Çevrimi (ORC) yatırımı ile elektrik enerjisi üretilmesi durumunda bisküvi fırınının enerji verimi %3,90'dan %11,04'a yükseldiği, bisküvi fırınının ekserji verimi ise %0,5'den %6,22'ye yükseldiği görülmüştür. Alternatif olarak baca gazları eşanjörden geçirilerek bir başka fırının pişirme havasının 200 °C'ye kadar ısıtılması sağlanmıştır. Isıtılan hava ile bisküvi ve kek pişirmesi amaçlanmıştır. Atık ısının kullanılarak pişirme havasının ısıtılması sonucunda 331,58 kW enerji tasarrufu sağlanırken 29,6 m³/saat doğalgaz tasarrufu bir başka ifade ile %38,2 oranında yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Bisküvi fırınının enerji verimini %3,9'dan %44,29'a yükselttiği, bisküvi fırınının ekserji veriminin ise %0,5'den %32,87'ye yükseldiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Bisküvi Fırını, Atık Isı Geri Kazanımı, Organik Rankine Çevrimi, Termodinamik Analiz, Ekonomik Analiz.

ABSTRACT

THERMODYNAMIC AND ECONOMIC ANALYSIS OF INDUSTRIAL BISCUIT OVEN AND WASTE HEAT RECOVERY

Biscuit baking ovens are produced as tunnel type to reduce the cost of final product and increase the production capacity. Tunnel type ovens are designed in the form of conveyor and wire mesh or steel belt is preferred as a carrier element according to the biscuit type. In tunnel type biscuit ovens, the product that enters as dough from one end of the tunnel comes out as a cooked product from the other end of the tunnel. Thermodynamic analysis of each nodal point of biscuit oven is done according to biscuit oven flow chart. As a result of the analysis, it is determined that energy efficiency of the biscuit oven is 3.90% and 49.35% of the energy consumption is released as a waste heat from chimney to the atmosphere. Organic rankine cycle (ORC) is designed according to the parameter of waste flue gasses. In this study, producing electricity energy is aimed by passing waste flue gasses through organic cycle. Organic rankine cycle is designed by using net present value method (NPV). As a result of design which is done for 20 years of service life of equipment, 58.62 kW of electrical energy is produced in the organic rankine cycle by using R113 as a working fluid and net present value (NPV) is evaluated as 1.979 million US dollars. It has been observed that the energy efficiency of the biscuit oven increased from 3.90% to 11.04% and the exergy efficiency of the biscuit oven increased from 0.5% to 6.22% by generating electricity energy with organic rankine cycle (ORC) investment. Alternatively, waste flue gasses passed through a heat exchanger to heat baking air of another oven to 200 °C. Biscuit and cake baking is aimed by generating heat from heat exchanger. As a result of waste heat recovery with heat exchanger 331.58 kW of energy is gained and 29.6 $m^3/hour$ natural gas saved. In other word, 38.2% fuel consumption is reduced, energy efficiency of the oven increased from 3.90% to 44.29% and exergy efficiency of the oven is increased from 0.5% to 32.87%.

Key words: Biscuit oven, waste heat recovery, organic rankine cycle, thermodynamic analysis, economic analysis.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	i
ÖZET.....	ii
ABSTACT.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vi
KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI	3
3. MATERYAL METOD	9
3.1. Tünel Tip Bisküvi Fırınının Enerji Analizi.....	11
3.2. Tünel Tip Bisküvi Fırınının Ekserji Analizi	18
3.3. Organik Rankine Çevrimi ile Atık Isı Geri Kazanımı	20
3.3.1. Organik Rankine Çevriminin Termodinamik Analizi	21
3.3.2. ORC Sistemin Tanımlanması ve Modellenmesi.....	24
3.4. Maliyet Analizi	27
3.5. Atık Gazlar Kullanılarak Pişirme İşleminin Yapılması	29
4. BULGULAR	32
4.1. Bisküvi Fırınının Termodinamik Analizi.....	32
4.2. Organik Rankine Çevriminin Termodinamik ve Maliyet Analiz Bulguları.....	33
4.3. Atık Gazlar Kullanılarak Yapılan Pişirme İşlemi Bulguları.....	56
5. SONUÇ	57
KAYNAKLAR.....	59

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 3.1. Bisküvi Fırınına Ait Özellikler.....	10
Tablo 3.2. Pötibör Bisküvi ve Pötibör Hamurunun İçeriği.....	12
Tablo 3.3. Rusya Doğalgaz İçeriği (Tesisat.org).....	13
Tablo 3.4. Gazların Mol Kütleleri	15
Tablo 3.5. Tasarım Giriş Parametreleri	27
Tablo 3.6. Maliyet Denklemleri Sabit Değerleri (Turton vd. 2018).....	29
Tablo 4.1. Düğüm Noktalarının Termodinamik Parametreleri ve Isı Transferi Değerleri.....	32
Tablo 4.2. 1. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	34
Tablo 4.3. 2. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	35
Tablo 4.4. 3. Tasarım R123 Tasarım Sonuçları.....	37
Tablo 4.5. 4. Tasarım R123 Hesaplama Sonuçları	38
Tablo 4.6. 5. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	40
Tablo 4.7. 6. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	41
Tablo 4.8. 7. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	43
Tablo 4.9. 8. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	44
Tablo 4.10. 9. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	46
Tablo 4.11. 10. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	47
Tablo 4.12. 11. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	49
Tablo 4.13. 12. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	50
Tablo 4.14. 13. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	52
Tablo 4.15. 14. Tasarım Hesaplama Sonuçları.....	53
Tablo 4.16. ORC'nin Düğüm Noktalarının Termodinamik Parametreleri.....	55
Tablo 4.17. ORC Tasarımının Maliyet ve NBD Hesaplama Sonuçları.....	55

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1. Bisküvi Fırını Akış Şeması	9
Şekil 3.2. Adyabatik Yanma	13
Şekil 3.3. Doğalgazın Yakılması.....	15
Şekil 3.4. Bisküvi Fırını Kesit Görünüşü	17
Şekil 3.5. Kompozit Duvarın Eşdeğer Isıl Direnci (Incropera, 2007)	17
Şekil 3.6. ORC'nin Bisküvi Fırınında Uygulanması	20
Şekil 3.7. Isı Geri Kazanımı için ORC.....	21
Şekil 3.8. ORC Pompa Şeması.....	22
Şekil 3.9. ORC Isı Eşanjörü Şeması	22
Şekil 3.10. ORC Türbin Şeması.....	23
Şekil 3.11. ORC Kondenser Şeması	24
Şekil 3.12. Atık Isı İle Bisküvi Pişirme Uygulaması	30
Şekil 3.13. Pişirme Havası Isı Eşanjörü Şeması	30
Şekil 4.1. 1. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	34
Şekil 4.2. 1. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği	35
Şekil 4.3. 2. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	36
Şekil 4.4. 2. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği	36
Şekil 4.5. 3. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	37
Şekil 4.6. 3. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği	38
Şekil 4.7. 4. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	39
Şekil 4.8. 4. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği	39
Şekil 4.9. 5. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	40
Şekil 4.10. 5. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği	41
Şekil 4.11. 6. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	42

Şekil 4.12. 6. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği.....	42
Şekil 4.13. 7. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	43
Şekil 4.14. 7. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği.....	44
Şekil 4.15. 8. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	45
Şekil 4.16. 8. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği.....	45
Şekil 4.17. 9. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	46
Şekil 4.18. 9. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği.....	47
Şekil 4.19. 10. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	48
Şekil 4.20. 10. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği.....	48
Şekil 4.21. 11. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	49
Şekil 4.22. 11. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği.....	50
Şekil 4.23. 12. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	51
Şekil 4.24. 12. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği.....	51
Şekil 4.25. 13. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	52
Şekil 4.26. 13. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği.....	53
Şekil 4.27. 14. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği	54
Şekil 4.28. 14. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği.....	54

KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ

TEP: Ton Petrol Eşdeğeri
CO₂: Karbondioksit
MT: Milyon Ton
m: Metre
kWh: Kilowatt saat
kW: Kilowatt
ORC: Organik Rankie Çevrimi
LPG: Sıvı Propan Gazı
T: Sıcaklık
P: Basınç
 f : Kütlesel Oran
 ϑ : Hacimsel Debi
 $\dot{m}$: Kütlesel Debi
s: Saniye
 W : Genişlik
L: Uzunluk
z: Pişme Süresi
t: Kalınlık
 C : Özgül Isı
ort: Ortalama
kh: Karbonhidrat
 C_p : Özgül Isı
 h : entalpi
 η : Verim
th: Termal, Isıl
 ρ : Yoğunluk
 k : Isı iletkenlik Katsayısı
 $\dot{E}x$: Ekserji Akısı
 h : Taşınım Katsayısı
 LHV : Alt Isı Değeri
 ε : Kalite Faktörü, Ekserji Sabiti,
hex: Isı Eşanjörü

jen: Jeneratör
wf: İş akışkanı
dg: Doğalgaz
ch: Kimyasal



1. GİRİŞ

Bir maddenin etki oluşturabilme yeteneği olarak tanımlanan enerji; sanayi, ısıtma, tarım, hayvancılık ve ulaşım gibi pek çok alanda kullanılmakta olup toplumun refah düzeyinin arttırılmasında büyük önem taşımaktadır.

Türkiye’de 1990 yılında kişi başına enerji tüketimi 0,94 TEP (ton petrol eşdeğeri) iken, 2018 yılında 1,75 TEP olmuştur. Avrupa Birliği ülkelerinde ise kişi başına birincil enerji tüketimi 1990 yılında 3,51 TEP iken, 2017 yılında 3,3 TEP olmuştur (CSB). Nüfus ve artan kişi başı enerji tüketim miktarı, enerjiye duyulan ihtiyacı gözler önüne sermektedir. Enerjiye duyulan ihtiyaç artarken enerjinin etkin bir şekilde kullanılması için çalışmalar hızla artmaktadır. Enerji tüketiminin artması fosil yakıtların daha çok kullanılmasına neden olmakta ve atmosfere salınan CO₂ miktarının artması ile küresel ısınma meydana gelmektedir.

Sera gazı envanteri sonuçlarına göre, Türkiye’de 1990 yılında toplam sera gazı emisyonu 220 MT CO₂ eşdeğeri, 2019 yılında toplam sera gazı emisyonu 506,1 MT CO₂ eşdeğeri olarak hesaplanırken kişi başı toplam sera gazı emisyonu 1990 yılında 4 ton CO₂ eşdeğeri, 2019 yılında 6,1 ton CO₂ eşdeğeri olarak hesaplanmıştır (TÜİK).

Günümüzde üzerinde çalışılan popüler konulardan birisi de enerji verimliliğidir. Enerji verimliliği nihai ürün kalitesini ve miktarını olumsuz yönde etkilemeden daha az enerji harcanması veya yapılacak bir iş için daha az enerji harcanması olarak tanımlanabilir. Artan nüfus ile birlikte enerji tüketimi ve beraberinde sera gazı salınımı artmaktadır. Sera gazı salınımını azaltmanın yöntemlerinden birisi de enerji verimliliğinin arttırılması sureti ile enerji tüketiminin azaltılmasıdır.

Gıda sektöründe harcanan enerjinin %29’u ısıtma proseslerinde, %16’sı ise soğutma ve dondurma proseslerinde kullanılmaktadır (Okos vd., 1998). Günümüzde fosil kökenli enerji kaynaklarının hızla tükeniyor olması, enerjinin etkin kullanımını gerektirmektedir. Bu nedenle, gıdaların muhafazasında kullanılan bu yöntemlerin verimliliğinin arttırılmasına yönelik çalışmalar önem kazanmıştır.

Literatürde, bisküvi fırınlarının genel yapısının incelendiği, pişme sürecinin incelendiği birçok çalışma mevcuttur. Ancak, literatürde bisküvi fırınlarının enerji ve ekserji analizi ve baca gazı ile enerji üretimi yapılması yönünde herhangi bir çalışma bulunmamaktadır. Bu çalışma ile enerji geri kazanım sistemleri konusunda literatüre özgün bir çalışma kazandırılacaktır.

Bu çalışmada, 1,2 m bant eninde 61,5 m uzunluğunda direkt alevli bisküvi fırını incelenerek enerji ve ekserji analizi yapılıp baca gazları kullanılarak enerji üretilmesi üzerine çalışılmıştır.



2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Literatürde, çok sayıda çalışmada tünel fırınlarda bisküvi pişirme fırınlarının incelendiği, bisküvi pişme sürecinin ele alınıp modellendiği, bisküvi pişirme fırınlarının genel hatlarından bahsedildiği tespit edilmiştir. Ancak, bisküvi fırınlarının enerji ve ekserji analizinin yapıldığı ve baca gazı ile enerji üretimi yapıldığı herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Bisküvi hamurunun bisküviye dönüşmesi sürecinde hamurda üç önemli değişiklik meydana geldiği ifade edilmektedir. Bunlardan birincisi kabarmaya başlayan bisküvi hamurunun yapı ve doku değişikliği, ikincisi bisküvi hamurunun rutubetinin azalması, üçüncüsü ise bisküvi renk gelişiminin sağlanarak pişme işleminin tamamlanmasıdır. Bisküvi hamurunun yapı ve doku değişikliği bisküvi fırınının ilk yarısında, bisküvi hamurunun neminin azalması fırının orta bölümünde, bisküvinin renginin oluşması ise fırının son bölümünde gerçekleştiği belirtilmiştir. Kısacası, bisküvi hamurunun bisküviye dönüşmesi karmaşık fiziksel ve kimyasal değişimler sonucunda meydana gelmekte olup bu değişimlerin bazılarının gerçekleşmesi için ısıya ihtiyaç duyulduğu ifade edilmiştir (Davidson, 2016).

Tünel fırınlarda bisküvi pişirme işleminin incelendiği çalışmada bisküvi hamuru neminin %20'den %4'e düşürülmesi sürecinde geçen süre pişme zamanı olarak ifade edilmektedir. Pişme odasının sıcaklığına bağlı olarak pişme süresinin farklılık gösterdiği çalışmada düşük sıcaklıklarda pişme süresi artarken yüksek sıcaklıklarda ise pişme süresinin azaldığı görülmüştür. Pişme süresince bisküvi hamuruna aktarılan enerjinin %69'luk bölümünün radyasyonla, %28'lik bölümünün taşınım ve %3'lük bölümünün ise iletimle gerçekleştiği ifade edilmiştir (Kangarluei, 2015).

Pişmenin bisküvi hamuruna ısı transferi yapılması olarak ifade edildiği çalışmada pişme süresince bisküvi hamuru içerisinde yer alan maddelerin sıcaklığının arttığı ve bisküvi hamurunun rutubetinin azaldığı belirtilmiştir. En basit fırınların kutu tip fırınlar olduğu ifade edilen çalışmada, kutu fırınlarda ilk olarak istenilen sıcaklığa ayarlanan fırının kapağı açılarak bisküvi hamurları fırına yüklendiği, yükleme işleminden sonra fırın sıcaklığı çok az düşse de fırının sıcaklığının ayarlanan sıcaklığa tekrar kısa sürede yükseldiği, pişme işlemi tamamlandıktan sonra bisküvilerin fırından çıkartılıp ve tekrar hamur yükleme gerçekleştirilerek üretim yapıldığı ifade edilmiştir. Günümüzde bisküvilerin büyük bölümünün tünel tip fırınlarda pişirildiği ifade edilen çalışmada, tünel tip fırınlar ile kutu fırınların en büyük farkının tünel tip fırınların konveyör bandı sayesinde fırının giriş ucundan hamur yükleme yapılırken, çıkış ucundan da bisküvi boşaltılması olduğu belirtilmiştir (Manley, 2000).

Endüstriyel ekmek fırınında ısı akısını modellemek için termodinamik analiz yapılmıştır. Çalışma sonucuna göre harcanan enerjinin %40 ile %49'luk bölümünün atık ısı oluşu tespit edilmiştir (Paton JB, 2013).

Bisküvi pişme sürecinin incelendiği çalışmada pişme sürecinde bisküvi hamurunda meydana gelen fiziksel ve yapısal değişiklikler belirtilmiştir. Matematiksel program aracılığı ile pişme süresince bisküvi sıcaklığı, hamurdaki su miktarı, kabarma, boşluklu yapı ve diğer pişme parametreleri açıklanmıştır. Bu çalışma ile pişirme prosesi ve hamur formülasyonu optimizasyonuna katkı sağlanması amaçlanmıştır (Baldino vd.,2014).

Pişme süresince ısı enerjisinin büyük oranda ürün yüzeyine radyasyon ile fırın duvarlarından, taşınım ile fırın içinde akan havadan ve iletim ile ürün yüzeyinden çekirdeğe doğru hareket ettiği ifade edilmiştir. Pişme süresinde gözle görülür fiziksel ve biyokimyasal değişikliklerin meydana geldiği belirtilen çalışmada bu değişikliklerin suyun buharlaşması, kabarma, bisküvinin içerisinde boşluklu bir yapının oluşması, esmerleşme, protein denatürasyonu ve nişasta jelatinasyonu olduğu ifade edilmiştir (Mirade, P.S vd., 2004).

Endüstriyel tip bisküvi fırınlarda ısı kontrol bölgesi sayısı artırılarak esneklik sağlanmak istense de pişme işlemi 5 dakikadan daha kısa sürede gerçekleştiği için bisküvi fırınlarının kumanda edilmesinin zor olduğu belirtilmiştir. Bisküvinin pişmesi süresince gerekli olan enerji, pişme süresi, sıcaklık, hamur reçetesi gibi parametrelerin bisküvi tipine göre değişkenlik gösterdiğinin vurgulandığı çalışmada bu fırınların kontrolünün daha çok deneme yanılma yöntemi ile yapılarak pişme prosesi ve nihai ürünün optimize edilmesinin yapıldığı vurgulanmıştır. Pişme işlemi öncesinde %20 olan bisküvi hamurunun neminin pişme sonrasında yaklaşık %1 olduğu bulunmuştur. Endüstriyel tip bisküvi fırınlarında bant genişliği 0,8 m ile 1,2 m aralığında değişirken fırın uzunluğunun ise 15 m ile 100 m aralığında değişebildiği ifade edilmiştir. Bu ölçülerin birim zamanda üretilmek istenilen ürün miktarına göre değişmekte olduğu belirtilmiştir. Bisküvi hamurlarının fırın içerisinde tel örgülü veya çelik bantlı konveyör ile seyahat etmekte olduğunun belirtildiği çalışmada ısı enerjisinin fırın bandının altına ve üstüne konumlandırılmış boru tipi brülörler ile üretildiği ifade edilmiştir. Bisküvi fırınlarının fırın uzunluğuna bağlı olarak ısı kontrol bölmelerine ayrılabilirdiği ifade edilmiş, ısı kontrol bölmesi sayısının üretilecek ürün karakteristiğine ve pişme esnasında ihtiyaç duyulabilecek esnekliğe göre değişebildiği ve her bir ısı kontrol bölmesinde egzoz gazının ve oluşan buharın baca ile atmosfere salındığı belirtilmiştir (Broyart B, Trystram G, 2003).

Tereyağlı kurabiyeinin pişme sürecinin matematiksel modellenmesi yapılarak deneysel çalışma ile desteklenen çalışmada 10 m uzunluğunda endirekt konveksiyonlu fırın referans alınarak 160 °C, 170 °C, 190 °C ve 200 °C sıcaklıklarda kurabiye pişirme işlemi yapılmıştır (Andresen, 2013).

Zorlanmış taşınım ile halka kek pişirme işleminin ısı ve kütle transferi modellenmiştir. Kek pişirme işlemi zorlanmış taşınım yöntemiyle 165 °C, 185 °C ve 205 °C sıcaklıklarda yapılmıştır (Yılmaz vd., 2012).

Sünger kekin pişme süresince sünger kekte meydana gelen kütle ve ısı transferinin tek boyutta modellendiğı çalışmada deneysel ve simülasyon verileri referans alınarak sünger kek hamurunda meydana gelen sıcaklık ve yükseklik değişimi karşılaştırılmıştır (Lossie vd., 2002).

Ekmek pişme sürecinde ekmek hamurunda meydana gelen sıcaklık, nem ve hacim değışikliğı modellenmiştir. Sonlu elaman yöntemi ile yapılan model verileri ile deneysel deneysel çalışma verileri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda modelleme ile deneysel çalışma sonuçlarının yakın olduğı ortaya konulmuştur, (Zhang J, Datta A.K, 2005).

Kürleme ve boya kurutma fırınlarının atık ısısının geri kazanılmasının amaçlandığı çalışmada incelenen boya kurutma fırınının ısı kapasitesi 285-630 kWh aralığında iken boya pişirme fırınının ısı kapasitesi 170-850 kWh aralığındadır. Boya kurutma fırınında baca gazı sıcaklığı 190,8 °C iken boya pişirme fırınında baca gazı sıcaklığının 306 °C olduğı tespit edilmiştir. Boyanacak malzemelerin boyanma işlemi öncesi hazırlık aşamasında sıcak su ile yıkanması için fırın bacalarının bulunduğı bölgenin ekonomizer uygulaması için elverişli olduğı tesiste kombi ile karşılanan sıcak su ihtiyacının ekonomizer ile karşılanması amaçlanmıştır. Çalışma sonucunda tesisin doğalgaz tüketim miktarının %10-12 aralığında azalacağı öngörülmüştür, (Çavuşoğlu, 2020).

Bir demir-çelik fabrikasında yer alan tav fırınında 700 °C sıcaklığa sahip egzoz gazı reküperatörden geçirilerek taze yakma havasının ön ısıtılmasında kullanılmıştır. Taze yakma havasına ön ısıtma yapıldıktan sonra, 400 °C sıcaklıkta bulunan egzoz gazı ORC akışkanını ısıtmaktadır. Isısını çevrim akışkanına vererek 90 °C ile 120 °C aralıklarına kadar soğutulan egzoz gazı bacadan atmosfere salınmaktadır. Farklı iş akışkanlarının denendiğı çalışmada akışkan optimize edilip sistemin simülasyonu EBSILON yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Çalışma sonucunda, ORC kullanılarak kurulan atık baca gazı geri dönüşüm sisteminin enerji verimi %17,1, ekserji verimi ise %36,7 olarak hesaplanmış yaklaşık 410 kW elektrik enerjisi üretilebildiğı belirtilmiştir (Yağı, 2014).

Yıllık 525000 Nm³ doğalgaz tüketiminin yapıldığı endüstriyel gofret pişirme fırınlarına entegre edilecek hava-hava ısı geri kazanım sistemi ile yakma havasının 30 °C'den 105 °C'ye kadar ısıtılıp yakma işlemi gerçekleştirilerek en az %4 yakıt tasarrufu sağlanacağı ve CO₂ emisyonunun yıllık 43 ton azalacağı tespit edilmiştir. Ayrıca yapılan denemelerde yakma havasının sıcaklığının arttırılmasının üretilen gofret kalitesine herhangi bir olumsuz etkisinin olmadığı tespit edilmiştir (Mukherjee vd., 2017).

Dünyada tüketilen enerjinin yaklaşık %35'inin endüstriyel sektörlerde tüketildiği ve yakın gelecekte bu payın artacağına vurgulandığı çalışmada endüstriyel fırınlarda tüketilen enerjinin %25-%50'lik bölümünün egzoz gazı olarak bacadan atmosfere salındığı belirtilmiştir. Çalışmada reküperatör kullanarak %25'e kadar enerji tasarrufunun sağlanabileceği ifade edilirken ekonomizer kullanarak %10-%20 aralığında enerji tasarrufu sağlanabileceği belirtilmiştir (Hasanuzzaman vd., 2012).

Bir emaye pişirme fırınının enerji ve ekserji analizlerinin gerçekleştirip sistemde yapılan iyileştirme sonucunda enerji ve ekserji verimlerinin arttırılmasının amaçlandığı çalışmanın sonucunda fırının enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %13 ve %9 bulunmuştur. Fırına giren ürüne aktarılan enerjinin harcanan enerjinin %13'ü olduğu ve fırına kapasitesinin altında yükleme yapıldığı tespit edilmiştir. Baca gazı oranının %40 seviyesinde olması fırının veriminin düşük olduğu tespit edilmiş, baca gazı analizi sonrası ise verimsiz yanmanın olduğu tespit edilmiş ve brülörler reküperatörlü brülörler ile değiştirilmiştir. Fırın yüzeyinde %7'lik ısı kaybı gözlenmiş, izolasyon malzemesinin ömrünün dolduğu tespit edilmiş ve izolasyon iyileştirmesi yapılmıştır. Sisteme ekonomizer ilave edilip 281°C olan baca gazı sıcaklığı 145 °C'ye düşürülmüştür. İyileştirme sonrası enerji ve ekserji analizleri tekrarlanarak enerji veriminin %28, ekserji veriminin ise %20,3 olduğu tespit edilmiştir (Vatandaş, 2016).

ORC'nin 90 °C ve üzerindeki sıcaklık için uygulanabilir olduğundan bahsedilen çalışmada 375 kW kapasiteye sahip fırın incelenmiştir. Enerji tüketiminin büyük bölümünün fosil yakıtlardan sağlandığını belirtildiği çalışmada endüstride harcanan enerjinin %20-%50'lik bölümünün atık ısı olarak atmosfere salındığı vurgulanmıştır. CO₂ emisyonunu azaltmak için ORC'nin tercih edildiği sistemde 240°C-250 °C olan baca gazı sıcaklığı ORC'den geçtikten sonra 160 °C'de atmosfere salınmıştır (Lemmens S, Lecompte S, 2017).

Isı geri kazanım sisteminin ısı kaynağının sıcaklığına göre üç kategoriye ayrıldığı belirtilmiştir. 230 °C'nin altındaki ısı kaynakları için düşük sıcaklıklı ısı kaynağı, 230 °C ile 650 °C aralığındaki sistemler için orta sıcaklıklı ısı kaynağı, 650 °C'nin üzerindeki sistemler için ise

yüksek sıcaklıklı ısı kaynağı olarak sınıflandırılmıştır. Atık ısı sistemlerinin yaklaşık %50'lik bölümünü düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarının oluşturduğu vurgulanmıştır. Düşük sıcaklıkta bulunan baca gazından enerji geri kazanımı için ORC'nin kullanılması amaçlanmıştır. İş akışkanı olarak R123'ün seçildiği sistemde ısı kaynağı olarak LPG kullanılarak endüstriyel baca gazı simüle edilmiştir. Baca gazının sıcaklığı 90 °C-220 °C aralığında tutulmuştur. Sistemin performansı ve buharlaştırma basıncı ile ısı kaynağının sıcaklığı ve iş akışkanının kızgın buhar sıcaklığı araştırılmıştır. Araştırma sonucunda çevrim verimi, türbin çıkış gücü ve sistemin ekserji veriminin buharlaşma basıncı ile arttığı, ısı geri kazanım verimi, türbin çıkış gücü ve sistemin ekserji veriminin ısı kaynağının sıcaklığını ile arttığı, kızgın buhar sıcaklığının sistem performansına negatif etki oluşturduğu görülüp maksimum çevrim veriminin %8,5, ısı geri kazanım veriminin %22 olduğu tespit edilmiştir (Zhou vd., 2013).

Organik rankine çevriminin rankine çevrimine göre daha düşük sıcaklıklı ısı kaynakları için kullanılan bir sistem olduğu belirtilmiştir. Örnek bir seramik fırınının egzoz gazı kullanılarak ORC ile 40 kW elektrik enerjisinin üretildiği bir sistemin amortisman süresinin 2,5 ile 4 yıl arasında olduğu belirtilmiştir. Deneysel çalışma verileri ile laboratuvar çalışma verileri karşılaştırılmıştır. ORC'nin laboratuvar ve endüstriyel çalışma verileri kullanılarak ısı geri kazanım sisteminin modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen bu model ile iş akışkanının giriş sıcaklığı, iş akışkanının hacimsel debisi ve çevre sıcaklığına bağlı olarak üretilen net elektrik gücü $\pm\%5$ hata aralığında hesaplanmıştır (Peris vd., 2015).

Atık ısı kazanım sistemleriyle atık ısıdan kullanılabilir enerji üretilmesinden bahsedilen çalışmada CO₂ emisyonunun azaltılmasında etkili olan enerji geri dönüşüm sistemlerinden olan ORC üzerine çalışılmıştır. Esnekliği ve uyumluluğu sayesinde düşük, orta ve yüksek sıcaklıklı ısı kaynaklarının tamamında kullanılabilirdiği için ORC sistemlerinin tercih edildiği vurgulanmıştır. ORC'nin düşük sıcaklıktaki atık ısı kaynaklarında elektrik üretiminde kullanıldığı ve bakım maliyetinin düşük olduğu ifade edilmiştir. ORC'nin birçok farklı akışkan ile çalışabileceği, her bir durum için ayrı iş akışkanı kullanımına gerek olmadığı vurgulanan çalışmada iş akışkanının seçiminde ısı kaynağının sıcaklığının en önemli parametre olduğu belirtilmiştir. Genel kural olarak yüksek sıcaklıklar için organik akışkanların kullanılması ve yüksek sıcaklıklarda Carnot çevrimine göre termodinamik verimin daha fazla olduğu ve iş akışkanının çevre dostu, yanmayan ve zehirsiz olması gerektiği belirtilmiştir (Loni vd., 2020).

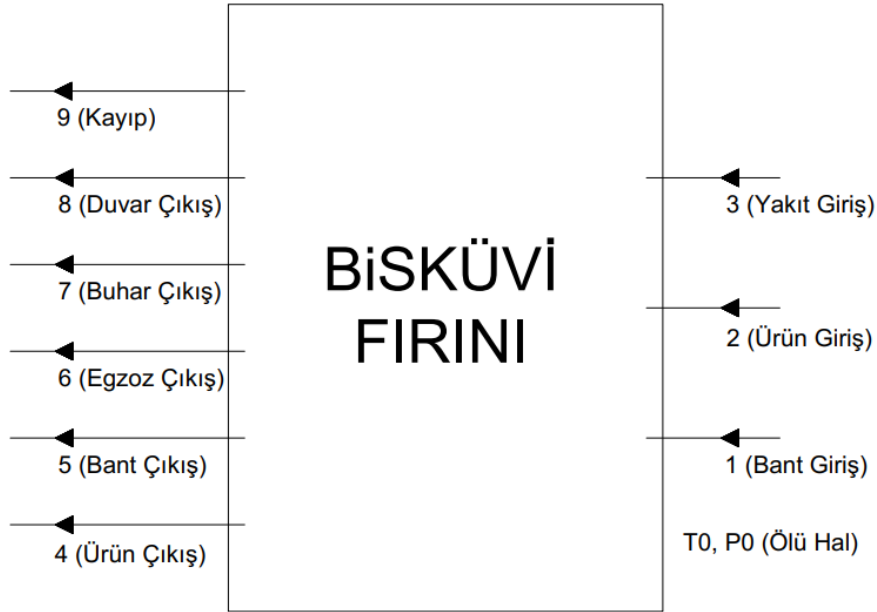
Yüksek sıcaklıklı ısı kaynakları için ORC akışkanlarının uygunluğu üzerine yapılan çalışmada ticari olarak en yaygın kullanılan organik akışkanlar incelenmiş olup iş akışkanı sıcaklığının 300 °C ve üzerinde olması durumunda iş akışkanının termal kararlılık

sağlayamadığı tespit edilmiştir. 300 °C sıcaklık iş akışkanı için maksimum çalışma sıcaklığı limiti olarak kabul edilip ticari ORC sistemleri için üst limit sıcaklığı olarak kabul edilmiştir (Vescovo R, Spagnoli E, 2017).

ORC’de 200 °C ile 400 °C sıcaklık aralığındaki ısı kaynakları için en verimli organik akışkanların, kritik alt sıcaklığı ve kritik üstü sıcaklığı için belirtilen çalışmada yine aynı sıcaklıklar için en verimli zeotropik karışım ve oranlarını kritik alt sıcaklığı ve kritik üst sıcaklığı için belirtilmiştir. 200 °C sıcaklıktaki ısı kaynağı için en uygun organik akışkanın kritik altı sıcakta R36mcf olduğu belirtilmiştir. 200 °C sıcaklıktaki ısı kaynağı için en uygun zeotropik karışımın kritik alt sıcaklığı için pentan/siklohegzan 46/54 olduğu belirtilmiştir. 225 °C sıcaklıktaki ısı kaynağı için en uygun organik akışkanın kritik altı sıcakta heksametildisiloksan olduğu belirtilirken kritik üstü sıcaklıkta ise pentan olduğu belirtilmiştir. 225 °C sıcaklıktaki ısı kaynağı için en uygun zeotropik karışımın kritik alt sıcaklıkta pentan/heksametildisiloksan 80/20 olduğu belirtilirken kritik üstü sıcaklıkta ise R365mfv/heksametildisiloksan 89/11 olduğu belirtilmiştir (Tim Eller vd.,2017).

3. MATERYAL METOD

Bu çalışmada endüstriyel tip bisküvi fırını enerji analizi yapılarak sistem elamanları analiz edilecektir. Sistemin enerji analizi yapılırken sistemin sürekli sistem olduğu kabul edilmiştir. Bisküvi fırınının akış şeması Şekil 3.1.'de gösterilmiştir. Sisteme girenler tarafında, 1 numaralı düğüm noktası sisteme giren fırın bandını, 2 numaralı düğüm noktası sisteme giren bisküvi hamurunu, 3 numaralı düğüm noktası sisteme giren yakıt ve yakma havasını ifade etmektedir. Sistemden çıkanlar tarafında ise 4 numaralı düğüm noktası bisküviyi, 5 numaralı düğüm noktası sistemden çıkan fırın bandını, 6 numaralı düğüm noktası yanma sonucu oluşan ve bacadan atmosfere salınan egzoz gazını, 7 numaralı düğüm noktası bisküvi hamurunun içerisinde yer alıp pişme süresince buharlaşan su buharını, 8 numaralı düğüm noktası duvar kayıplarını ve 9 numaralı düğüm noktası fırın açıklıklarından, verimsiz yanma sonucu meydana gelen kayıplar ve öngörülemeyen kayıpları ifade etmektedir. Enerji ve ekserji analizlerinde kullanılmak üzere Tablo 3.1. 'de ise bisküvi fırınına ait özellikler verilmiştir.



Şekil 3.1. Bisküvi Fırını Akış Şeması

Tablo 3.1. Bisküvi Fırınına Ait Özellikler

	Tanım	Değer
1	Ölü Hâl Sıcaklığı (T_0)	298,15 K
2	Ölü Hâl Basıncı (P_0)	101,325 kPa
2	Fırının Bulunduğu Ortamın Bağıl Nemi (RH_0)	%40
4	Fırının Bulunduğu Ortamın Sıcaklığı ($T_{\text{çevre}}$)	308,15 K
5	Fırına Giren Ürünün Nemi ($f_{\text{su},2}$)	%22
6	Fırına Giren Bisküvi Hamurunun Protein Yüzdesi ($f_{\text{protein},2}$)	%6,59
7	Fırına Giren Bisküvi Hamurunun Yağ Yüzdesi ($f_{\text{yağ},2}$)	%11,74
8	Fırına Giren Bisküvi Hamurunun Karbonhidrat Yüzdesi ($f_{\text{kh},2}$)	%58,22
9	Fırına Giren Bisküvi Hamurunun Lif Yüzdesi ($f_{\text{lif},2}$)	%1,45
10	Fırına Giren Ürünün Sıcaklığı (T_2)	308,15 K
11	Fırına Giren Yakıt ve Yakma Havaasının Sıcaklığı (T_3)	298,15 K
12	Fırından Çıkan Ürünün Nemi ($f_{\text{su},4}$)	%4
13	Fırından Çıkan Bisküvinin Protein Yüzdesi ($f_{\text{protein},4}$)	%8,2
14	Fırından Çıkan Bisküvinin Yağ Yüzdesi ($f_{\text{yağ},4}$)	%14,6
15	Fırından Çıkan Bisküvinin Karbonhidrat Yüzdesi ($f_{\text{kh},4}$)	%72,4
16	Fırından Çıkan Bisküvinin Lif Yüzdesi ($f_{\text{lif},4}$)	%1,8
17	Fırından Çıkan Ürünün Sıcaklığı (T_4)	360,15 K
18	Yakıt Tipi	Doğalgaz
19	Doğalgaz Tüketimi ($\dot{Q}_3$)	77,6 Nm ³ /saat
20	Doğalgaz Tüketim Miktarı ($\dot{m}_{dg}$)	0,016425 kg/s
21	Yakma Havaası Tüketim Miktarı ($\dot{m}_{hava}$)	0,282124 kg/s
22	Yakma Havaası ve Doğalgaz Kütle Oranı (MF)	17,176
23	Fırına Giren Ürün Miktarı ($\dot{m}_2$)	2300 kg/saat
24	Baca Gazı Sıcaklığı ($T_6 = T_7$)	503,15 K
25	Fırın Bandının Fırına Giriş Sıcaklığı (T_1)	308,15 K
26	Fırın Bandının Fırından Çıkış (T_5)	393,15 K
27	Fırın Bant Kütlesi ($m_1 = m_5$)	15 kg/m ²
28	Fırın Bant Eni (W_0)	1,2 m
29	Pişme Hücresi Uzunluğu (L_0)	61,5 m
30	Pişme Hücresi Sıcaklığı (T_{bc})	503,15 K
31	Pişme Süresi (z)	210 s
32	Fırın Gövde Yüksekliği ($L_{dış,yan}$)	1,126 m
33	Fırın Gövde Genişliği ($L_{dış,alt\&üst}$)	2003 m
34	Fırın Dış Kapama Sac Kalınlığı (t_{kapama})	0,0015 m
35	Fırın Yan Duvar İzolasyon Kalınlığı (t_{yan})	0,3 m
36	Fırın Üst Duvar İzolasyon Kalınlığı ($t_{\text{üst}}$)	0,3 m
37	Fırın Alt Duvar İzolasyon Kalınlığı (t_{alt})	0,2 m

Tablo 3.2. (Devamı)

38	Pişme Hücresi Yüksekliği ($L_{iç,yan}$)	0,62 m
39	Pişme Hücresi Genişliği ($L_{iç,alt&yan}$)	1,4 m
40	Pişme Hücresi Malzeme Kalınlığı ($t_{hücre}$)	0,002 m
41	Fırın İç Duvar Konveksiyon Katsayısı (h_{in})	$5 W/m^2.K$
42	Fırın Dış Duvar Konveksiyon Katsayısı (h_{out})	$5 W/m^2.K$
43	Fırın Dış Duvar Isıl İletkenlik Katsayısı (k_{out})	$25 W/m.K$
44	Kaya yünü Isıl İletkenlik Katsayısı (k_{yan})	$0,04 W/m.K$
45	Fırın İç Duvar Isıl İletkenlik Katsayısı ($k_{fırın}$)	$49,8 W/m.K$

3.1. Tünel Tip Bisküvi Fırınının Enerji Analizi

Sistemin harcanan enerjisinin ne kadarlık bölümünün bisküvi pişirilmesinde kullanıldığının tespiti ve sistemin verimini belirlemek için enerji analizi yapılacaktır. Enerji analizi yapılırken kinetik enerji ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.

Sürekli akışlı açık sistem olan bisküvi fırını akış şemasına göre sisteme, bir başka ifade ile kontrol hacmine birim zamanda giren kütle ile sistemden birim zamanda çıkan kütle birbirine eşittir. Kütlenin korunumu kanunu olarak ifade edilen sürekli akış için kütle dengesi Eş. 3.1’de verilmiştir.

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

Sürekli akışlı açık sistem olan bisküvi fırını akış şemasına göre enerjinin korunumu kanunu gereği enerji zamanla değişmez. Kontrol hacim olarak bisküvi fırınının ele alındığı sisteme birim zamanda giren enerji ile sistemden birim zamanda çıkan enerji birbirine eşittir. Bisküvi fırını için enerji denklemleri Eş. 3.2 ve Eş. 3.3’te belirtilmiştir.

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_ç \quad (3.2)$$

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_3 = \dot{E}_4 + \dot{E}_5 + \dot{E}_6 + \dot{E}_7 + \dot{Q}_8 + \dot{Q}_9 \quad (3.3)$$

Enerji analizi yapılırken ilk aşamada $\dot{E}_1, \dot{E}_2, \dot{E}_3, \dot{E}_4, \dot{E}_5, \dot{E}_6, \dot{E}_7$ ve $\dot{Q}_8$ değerlerinin hesaplaması yapıldıktan sonra Eş. 3.3 kullanılarak sistemde kayıp enerji olarak ifade edilen $\dot{Q}_9$ değeri hesaplanır.

1 ve 5 numaralı düğüm noktalarının enerji denklemleri;

Sisteme birim zamanda girip çıkan bant kütlesi Eş. 3.5 ile hesaplanırken, fırın bandı ile sisteme giren $\dot{E}_1$ ve sistemden çıkan $\dot{E}_5$ değerlerinin hesaplanması Eş. 3.4 ile yapılacaktır.

$$\dot{E} = \dot{m}_{bant} \cdot C_{bant} \cdot \Delta T_{bant} \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{bant} = m_1 \cdot W_0 \cdot L_0 / z \quad (3.5)$$

Fırın bandı malzemesi olarak düşük karbon çeliği kullanılmaktadır. Çeliğin özgül ısısı sıcaklığa bağlı olarak değişmekte olup sırasıyla 1 ve 5 numaralı düğüm noktaları için özgül ısılar $C_{çelik,1}$, ve $C_{çelik,5}$ Eş. 3.6 ile hesaplanacaktır. $C_{çelik,1}$, ve $C_{çelik,5}$ in hesaplanması için 1 ve 5 numaralı düğüm noktalarının ortalama sıcaklıkları, $T_{ort,1}$ ve $T_{ort,5}$ kullanılacaktır (Protopopov vd. 2018).

$$C_{çelik} = 0,443 + 5,02 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ort} - 6,667 \cdot 10^{-7} \cdot T_{ort}^2 + 1,202 \cdot T_{ort}^3 \quad (3.6)$$

2 ve 4 numaralı düğüm noktalarının enerji denklikleri;

Pişme süresince bisküvi hamuru içerisinde yer alan suyun buharlaşmasından dolayı bisküvinin nemi bisküvi hamurunun neminden daha düşük olmaktadır. Pişme öncesinde bisküvi hamuru içerisinde yer alan su ve katı madde miktarı ile pişme sonrasında bisküvi içerisinde yer alan su ve katı madde miktarları Tablo 2.'de yer almaktadır. Bu çalışmada hesaplamalar için pötibör bisküvi referans alınacaktır.

Tablo 3.3. Pötibör Bisküvi ve Pötibör Hamurunun İçeriği

İçerik	Bisküvi Hamuru	Bisküvi	Bisküvi Hamuru (kg/s)	Bisküvi (kg/s)
Protein	$f_{protein,2}$	$f_{protein,4}$	$\dot{m}_{2,protein} = \dot{m}_2 \cdot f_{protein,2}$	$\dot{m}_{4,protein} = \dot{m}_4 \cdot f_{protein,4} = \dot{m}_{2,protein}$
Yağ	$f_{yağ,2}$	$f_{yağ,4}$	$\dot{m}_{2,yağ} = \dot{m}_2 \cdot f_{yağ,2}$	$\dot{m}_{4,yağ} = \dot{m}_4 \cdot f_{yağ,4} = \dot{m}_{2,yağ}$
Karbonhidrat	$f_{kh,2}$	$f_{kh,4}$	$\dot{m}_{2,kh} = \dot{m}_2 \cdot f_{kh,2}$	$\dot{m}_{4,kh} = \dot{m}_4 \cdot f_{kh,4} = \dot{m}_{2,kh}$
Lif	$f_{lif,2}$	$f_{lif,4}$	$\dot{m}_{2,lif} = \dot{m}_2 \cdot f_{lif,2}$	$\dot{m}_{4,lif} = \dot{m}_4 \cdot f_{lif,4} = \dot{m}_{2,lif}$
Su	$f_{su,2}$	$f_{su,4}$	$\dot{m}_{2,su} = \dot{m}_2 \cdot f_{su,2}$	$\dot{m}_{4,su} = \dot{m}_4 \cdot f_{su,4}$

Pötibör hamuru ve pötibör bisküvi; protein, yağ, karbonhidrat, lif ve su içermektedir. Bu maddelerin özgül ısı değerleri sıcaklığa bağlı olarak değişmekte olup 2 ve 4 numaralı düğüm noktalarının özgül ısıları sırası ile C_2 ve C_4 Eş. 3.12 ile hesaplanacaktır. 2 ve 4 numaralı düğüm noktaları için film sıcaklıkları sırası ile $T_{ort,2}$ ve $T_{ort,4}$ olarak ifade edilmiştir (ASHRAE, 2010).

$$C_{protein} = 2,0082 + 1,2089 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ort} - 1,3129 \cdot 10^{-6} \cdot T_{ort}^2 \quad (3.7)$$

$$C_{yağ} = 1,9842 + 1,4733 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ort} - 4,8008 \cdot 10^{-6} \cdot T_{ort}^2 \quad (3.8)$$

$$C_{kh} = 1,5488 + 1,9625 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ort} - 5,9399 \cdot 10^{-6} \cdot T_{ort}^2 \quad (3.9)$$

$$C_{lif} = 1,8459 + 1,8306 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ort} - 4,6509 \cdot 10^{-6} \cdot T_{ort}^2 \quad (3.10)$$

$$C_{su} = 4,1289 - 5,3062 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ort} - 9,9516 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ort}^2 \quad (3.11)$$

$$C = f_{protein} \cdot C_{protein} + f_{yağ} \cdot C_{yağ} + f_{kh} \cdot C_{kh} + f_{lif} \cdot C_{lif} + f_{su} \cdot C_{su} \quad (3.12)$$

3 numaralı düğüm noktasının enerji denklikleri;

Endüstriyel bisküvi fırınında yakıt olarak doğalgaz kullanılmıştır. Ülkemizde büyük oranda Rusya'dan ithal edilen doğalgaz kullanılmaktadır. Bu çalışmada yer alan hesaplamalarda yakıt olarak Rusya'dan ithal edilen doğalgazın karışım değerleri referans alınmıştır. Doğalgazın içeriğinde metan, etan, propan ve diğer gazlar yer almaktadır. Tablo 3.3.'de Türkiye'de kullanılan doğalgazın içeriği yer almaktadır. Hesaplamalar yapılırken bu içerik dikkate alınacaktır.

Tablo 3.4. Rusya Doğalgaz İçeriği

İçerik	Molar Oran
Metan ($r_{metan,}$)	%98,52
Etan (r_{etan})	%0,41
Propan (r_{propan})	%0,14
Diğer ($r_{diğer}$)	%0,93

Kaynak: (Tesisat.org)

Doğalgazın özgül ısısı hesaplanırken Tablo 3.3.'de yer alan $r_{diğer}$ toplam karışımın çok küçük bir bölümünü oluşturduğu için ihmal edilecektir. Diğer gazların ihmal edilmeyişle birlikte r'_{metan} değeri %99,45, r'_{etan} değeri %0,41, r'_{propan} değeri ise %0,14 olarak hesaplanmıştır.

Doğalgazın yaklaşık %99'u metan gazından oluştuğu için, doğalgazın adyabatik alev sıcaklığı için metan gazının adyabatik alev sıcaklık değeri olan 2223,15 K kabul edilmiştir. Adyabatik alev sıcaklığı yanma işleminden hemen sonra oluşabilecek maksimum sıcaklıktır, bu durumda yanmanın tam gerçekleştiği ve yanma odasının adyabatik olduğu kabul edilmiş, Şekil 3.2.'de gösterilmiştir. Yanma işlemi sonucunda açığa çıkan maksimum enerji ise alev sıcaklığının ölü hal sıcaklığına düşmesi ile ortaya çıkmaktadır. Hesaplamalar yapılırken ölü hal referans alınarak yanma sonucu açığa çıkan enerji hesaplanacaktır (Balmer, 2011).



Şekil 3.2. Adyabatik Yanma

Doğalgaz ve yakma havasının C_p değerlerini hesaplamak için ortalama yanma sıcaklığı $T_{ort,yanma} = 1265.65 \text{ K}$ değeri kullanılmıştır. Yanma işleminin sabit basınçta olduğu kabulü yapılarak yakma havası ve doğalgazın içeriğinde yer alan metan, etan ve propan için özgül ısı değerleri $C_{p,hava}$, $C_{p,metan}$, $C_{p,etan}$ ve $C_{p,propan}$ hesaplanmıştır. $C_{p,hava}$, $C_{p,metan}$, $C_{p,etan}$ ve $C_{p,propan}$ denklemlerinde yer alan θ değeri $\theta = T (K)/100$ ifadesi ile hesaplanmıştır (Öztürk vd.,2007).

$$C_{p,hava} = 28,016 + 0,19665\theta + 0,048023\theta^2 - 0,0019661\theta^3 \left(\frac{kJ}{kmol.K}\right) \quad (3.13)$$

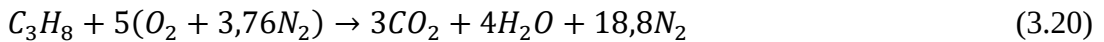
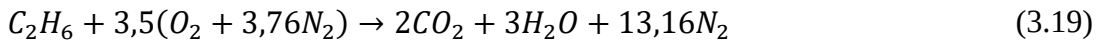
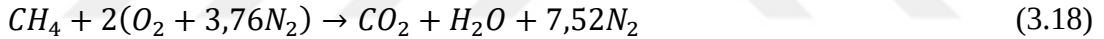
$$C_{p,metan} = -672,87 + 439,74\theta^{0,25} - 24,875\theta^{0,75} - 323,88\theta^{-0,5} \left(\frac{kJ}{kmol.K}\right) \quad (3.14)$$

$$C_{p,etan} = 6,895 + 17,26\theta - 0,6302\theta^2 + 0,00728\theta^3 \left(\frac{kJ}{kmol.K}\right) \quad (3.15)$$

$$C_{p,propan} = -4,042 + 30,46\theta - 1,571\theta^2 + 0,03171\theta^3 \left(\frac{kJ}{kmol.K}\right) \quad (3.16)$$

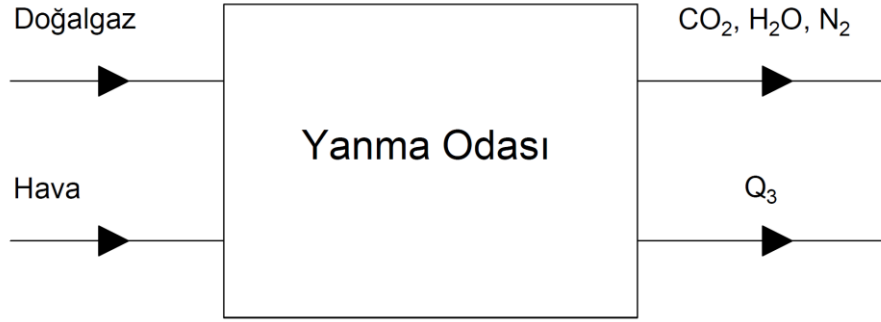
$$C_{p,dg} = r'_{metan} \cdot C_{p,metan} + r'_{etan} \cdot C_{p,etan} + r'_{propan} \cdot C_{p,propan} \quad (3.17)$$

Doğalgazın yanması sonucu açığa çıkan enerjinin hesaplanması için doğalgazın içeriğinde yer alan gazların yanması sonucu açığa çıkan enerji hesaplanmalıdır. Metan, etan ve propan gazlarının stokiyometrik yanması için ihtiyaç duyulan hava ve yanma sonucu açığa çıkan atık gazlar sırası ile Eş. 3.18, Eş. 3.19 ve Eş. 3.20'de belirtilmiştir (Cengel vd., 2019).



$$\sum N_{giriş} (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_{giriş} = Q_3 + \sum N_{çıkış} (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_{çıkış} \quad (3.21)$$

Eş. 3.18 metan gazının yanma denklemi olup 1 mol metan gazını yakmak için 2 mol hava bir başka ifade ile 2 mol O_2 , 7,52 mol N_2 gerekmektedir. Yanma sonucunda ise 1 mol CO_2 , 1 mol H_2O ve 7,52 mol N_2 açığa çıkmaktadır. Eş. 3.19 etan gazının yanma denklemi olup 1 mol etan gazını yakmak için 3,5 mol hava bir başka ifade ile 3,5 mol O_2 , 13,16 mol N_2 gerekmektedir. Yanma sonucunda ise 2 mol CO_2 , 3 mol H_2O ve 13,16 mol N_2 açığa çıkmaktadır. Eş. 3.20 metan gazının yanma denklemi olup 1 mol propan gazını yakmak için 5 mol hava bir başka ifade ile 5 mol O_2 , 18,8 mol N_2 gerekmektedir. Yanma sonucunda ise 3 mol CO_2 , 4 mol H_2O ve 18,8 mol N_2 açığa çıkmaktadır. Yanma işleminin eksiksiz ve tam yanma olduğu kabul edilmiş olup Şekil 3.3.'te gösterilmiştir (Cengel vd., 2019).



Şekil 3.3. Doğalgazın Yakılması

Eş. 3.21’de yer alan $N_{giriş}$ yanma reaksiyonuna giren her bir bileşenin mol sayısını, $N_{çıkış}$ yanma reaksiyonunu sonucu oluşan her bir bileşenin mol sayısını, $\bar{h}_f^\circ$ oluşum entalpisini, $\bar{h}$ tepkimeye giren veya tepkimeden çıkan bileşenin belli bir haldeki entalpisini, $\bar{h}^\circ$ ise tepkimeye giren veya tepkimeden çıkan bileşenin ölü haldeki entalpisini ifade etmektedir.

1 kmol doğalgazın yakılması ile açığa çıkan enerji, Q_3 , Eş. 3.21 ile hesaplandıktan sonra Şekil 3.1’de belirtilen 3 numaralı düğüm noktasından sisteme giren enerjinin hesaplanması Eş. 3.22 ile yapılacaktır. Metan, etan ve propan gazlarının mol kütleleri Tablo 3.4’de belirtilmiştir (Cengel vd., 2019).

$$\dot{E}_3 = Q_3 \cdot (M_{metan} \cdot r'_{metan} + M_{etan} \cdot r'_{etan} + M_{propan} \cdot r'_{etan}) \cdot \dot{m}_{dg} \quad (3.22)$$

Tablo 3.5. Gazların Mol Kütleleri

Bileşen	Molekül Formülü	Mol Kütle (kg/kmol)
Metan (M_{metan})	CH_4	16,043
Etan (M_{etan})	C_2H_6	30,07
Propan (M_{propan})	C_3H_8	44,094
Hava (M_{hava})	$O_2 + 3,76N_2$	28,97

6 numaralı düğüm noktasının enerji denklikleri;

Sistemin ihtiyacı olan enerjinin karşılanması için 3 numaralı düğüm noktasından giren yakıtın yakılması sonucu oluşan ürünler egzoz gazı olarak tanımlanmıştır. Doğalgaz yakıldıktan sonra oluşan egzoz gazı 6 numaralı düğüm noktasından yani bacadan 508,15 K sıcaklıkta atmosfere salınmaktadır. Egzoz gazının haricinde pişme sonucu bisküvi hamurundan buharlaşan su buharı sistemi aynı bacadan 503,15 K sıcaklıkta terk etmektedir.

Egzoz gazı ile atmosfere salınan enerjinin hesaplanması için 3 numaralı düğüm noktasında olduğu gibi Eş. 3.18, Eş. 3.19, Eş. 3.20, Eş. 3.23 ve Eş. 3.24 kullanılacaktır. Eş. 3.21’de denklemin girenler tarafındaki sıcaklığı egzoz gazının sıcaklığı yani 508,15 K,

denklemin çıkanlar tarafındaki sıcaklığı ise ölü hal sıcaklığı yani 298,15 K referans alınıp egzoz gazı ile atmosfere salınan enerji hesaplanmıştır.

$$\sum N_{giriş} (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_{giriş} = Q_6 + \sum N_{çıkış} (\bar{h}_f^\circ + \bar{h} - \bar{h}^\circ)_{çıkış} \quad (3.23)$$

$$\dot{E}_6 = Q_6 \cdot (M_{metan} \cdot r'_{metan} + M_{etan} \cdot r'_{etan} + M_{propan} \cdot r'_{etan}) \cdot \dot{m}_{dg} \quad (3.24)$$

7 numaralı düğüm noktasının enerji denklikleri;

Bacadan atmosfere T_7 sıcaklığında salınan su buharının kızgın buhar olduğu, bisküvi hamuru içerisinde T_2 sıcaklığında bulunan suyun doymuş sıvı olduğu kabul edilmiştir. Sırası ile 2 ve 7 numaralı düğüm noktaları için T_2 ve T_7 sıcaklıklarındaki suyun entalpisi h_2 ve h_7 olarak ifade edilmiştir (Cengel, 2006). Bacadan atmosfere salınan su buharının özgül ısısı ortalama buhar sıcaklığı, $T_{ort,buhar}$, için Eş. 3.25 ile hesaplanmıştır.

$$T_{ort, egzoz} = T_{ort, buhar} = \frac{T_2 + T_6}{2} \quad (3.25)$$

Bacadan atmosfere salınan buhar miktarı Eş. 3.26 ile hesaplanır.

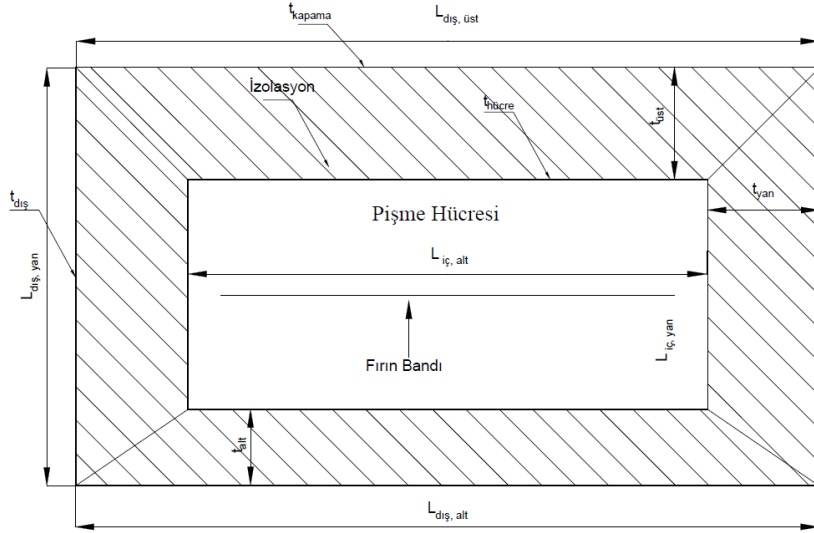
$$\dot{m}_{buhar} = \dot{m}_{2,su} - \dot{m}_{4,su} \quad (3.26)$$

Sistemi 7 numaralı düğüm noktasından baca ile terk eden enerji Eş. 3.27 ile hesaplanır.

$$\dot{E}_7 = \dot{Q}_{buhar} = \dot{m}_{buhar} \cdot (h_7 - h_2) \quad (3.27)$$

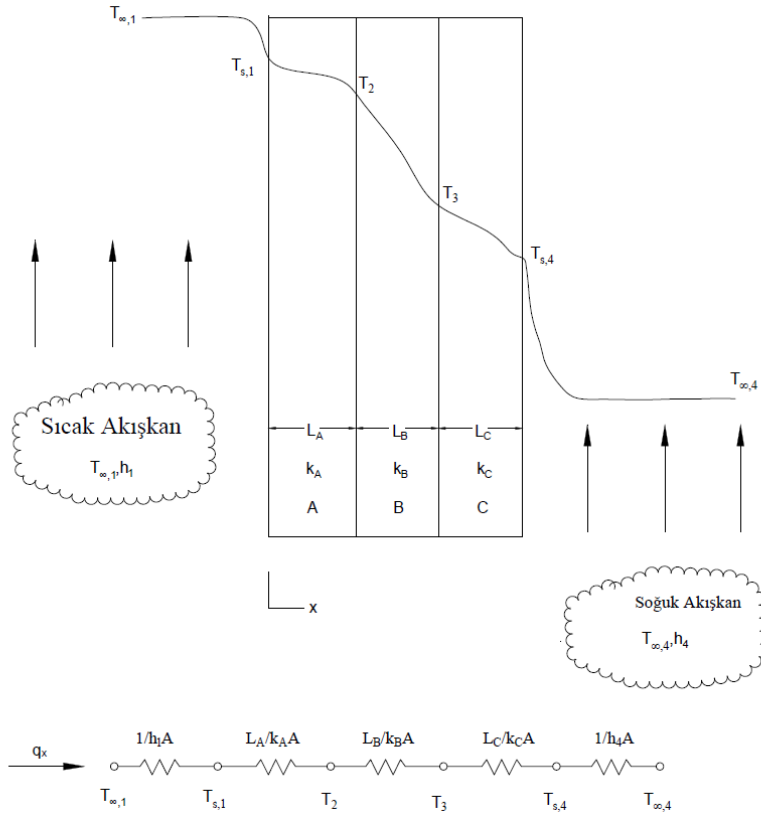
8 numaralı düğüm noktasının enerji denklikleri;

Fırın duvar kayıplarının hesaplanması için kullanılacak fırın kesit görünüşü Şekil 3.2.'de şematize edilmiştir. Şekil 3.2.'de şematize edilen fırın duvarı üç tabakadan oluşmaktadır. Fırın pişme hücresinin altında, üstünde ve yanlarından ısı kayıpları meydana gelmektedir. Fırın duvarında en içte yer alan AISI 1010 kalite sacın ısıl iletkenlik katsayısı 49,8 $W/m.K$ (Thermal Conductivity Coefficient of AISI 1010), orta tabakada yer alan kaya yününün ısıl iletkenlik katsayısı ise 0,04 $W/m.K$ (Thermal Conductivity Coefficient of Rockwool) ve en dışta yer alan AISI 430 kalite sacın ısıl iletkenlik katsayısı 25 $W/m.K$ (Thermal Conductivity Coefficient of AISI 430) olarak kabul edilerek hesaplamalar yapılır.



Şekil 3.4. Bisküvi Fırını Kesit Görünüşü

Üç tabakadan oluşan kompozit bir yapı olan fırın duvarı Şekil 3.4.’deki gibi modellenmiştir. Fırın duvarının eşdeğer ısıl direnci, $R_{eş}$, Eş. 3.28 ile hesaplanır $R_{eş}$ değerini hesaplamak için ihtiyaç duyulan parametreler Tablo 3.1.’de listelenmiş olup duvarların iç ve dış taşınım katsayılarının $h_{dış}$ ve $h_{iç}$ $5 \text{ W/m}^2 \cdot K$ olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 3.5. Kompozit Duvarın Eşdeğer Isıl Direnci (Incropera, 2007)

$$R_{eş} = \frac{1}{H_{dış.L_{dış}}} + \frac{t_{kapama}}{k_{dış.L_{dış}}} + \frac{t_{yan}}{k_{yan.0,5.(L_{dış}+L_{iç})}} + \frac{t_{hücre}}{k_{hücre.L_{iç}}} + \frac{1}{H_{iç.L_{iç}}} \quad (3.28)$$

Her bir duvar için ısı kaybı Eş. 3.29 ile hesaplanır. Fırın duvarlarında meydana gelen toplam ısı kaybı, $\dot{E}_8$, Eş. 3.30 ile hesaplanır (Cengel, 2006).

$$\dot{Q}_{duvar} = \frac{1}{R_{eş}} \cdot L_o \cdot (T_{dış} - T_{iç}) \quad (3.29)$$

$$\dot{E}_8 = \dot{Q}_{sağ\ duvar} + \dot{Q}_{sol\ duvar} + \dot{Q}_{üst\ duvar} + \dot{Q}_{alt\ duvar} \quad (3.30)$$

Enerji Dengesi;

$\dot{E}_1, \dot{E}_2, \dot{E}_3, \dot{E}_4, \dot{E}_5, \dot{E}_6, \dot{E}_7$ ve $\dot{Q}_8$ değerleri hesaplandıktan sonra, Eş. 3.3 ile $\dot{Q}_9$ değeri hesaplanır. $\dot{Q}_9$, fırın açıklıklarından meydana gelen ısı kayıpları, verimsiz yanma sonucu oluşan kayıplar, bilinmeyen kayıpları ifade etmektedir.

Sistemin termal verimi Eş. 3.31 ile hesaplanır.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_2}{\dot{E}_3} \quad (3.31)$$

3.2. Tünel Tip Bisküvi Fırınının Ekserji Analizi

Ekserji analizinin yapılabilmesi için ilk olarak sistemin enerji analizine ihtiyaç duyulmaktadır. Ekserji analizi sistemde yer alan enerjinin kullanılabilir kısmını gösterir. Sistemin genel ekserji dengesi Eş. 3.32 ile ifade edilir.

$$\sum \dot{E}x_{giren} - \sum \dot{E}x_{çıkan} = \sum \dot{E}x_{yıkım} \quad (3.32)$$

Şekil 3.1.'de yer alan bisküvi fırını akış şemasına göre ekserji denklemi Eş. 3.33'te verilmiştir.

$$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_2 + \dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_7 + \dot{E}x_8 + \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{yıkım} \quad (3.33)$$

1, 2, 4 ve 5 numaralı düğüm noktalarının ekserji denklikleri;

1 noktasından sisteme giren fırın bandı, 2 noktasından sisteme giren bisküvi hamuru, 4 noktasından fırından çıkan bisküvi ile 5 noktasından sistemden çıkan fırın bandının ekserji değerleri sırası ile $\dot{E}x_1, \dot{E}x_2, \dot{E}x_4$ ve $\dot{E}x_5$ Eş. 3.34 ile hesaplanır (Hepbasli A, 2006).

$$\dot{E}x = \dot{m} \cdot c \cdot (T - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0}) \quad (3.34)$$

3 numaralı düğüm noktalarının ekserji denklemleri;

3 numaralı düğüm noktasının ekserjisi, doğalgaz ile yakma havasının kimyasal ekserjileri toplamı olarak ifade edilmektedir. $\dot{E}x_3$ değerinin hesaplanması için ihtiyaç duyulan Eş. 3.35, Eş. 3.36 (Caliskan H, Hepbasli A 2010), Eş. 3.37 (Caliskan H, Hepbasli A 2010), Eş. 3.38 ve Eş. 3.39'de (Hepbasli A, 2006) belirtilmiştir. Eş. 3.36'da yer alan ϵ , kalite faktörü veya ekserji sabiti, LHV ise alt ısı değerini göstermektedir. Alt ısı değeri, birim yakıtın yanması sonucu oluşan suyun buhar fazında olduğu durumda açığa çıkan enerjiyi ifade etmektedir. Eş. 3.37'de yer alan a , yakıttaki karbon sayısını b ise hidrojen sayısını göstermektedir.

$$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_{3,dg} + \dot{E}x_{3,hava} \quad (3.35)$$

$$\dot{E}x_{3,dg} = \epsilon_{LHV} \cdot LHV \quad (3.36)$$

$$\epsilon_{LHV} = 1,033 + 0,0169 \frac{b}{a} - \frac{0,0698}{a} \quad (3.37)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{3,dg} = & r'_{metan} \cdot (\epsilon_{LHV_{metan}} \cdot LHV_{metan}) + \\ & r'_{etan} \cdot (\epsilon_{LHV_{etan}} \cdot LHV_{etan}) + r'_{propan} \cdot (\epsilon_{LHV_{propan}} \cdot LHV_{propan}) \end{aligned} \quad (3.38)$$

$$\dot{E}x_{3,hava} = \dot{m}_{hava} \cdot C_{3,hava} \cdot \left(T - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0} \right) + R \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P}{P_0} \quad (3.39)$$

Metan, etan ve propan gazlarının alt ısı değerleri aşağıda belirtilmiştir (Moran et al., 2014).

$$LHV_{metan} = 50020 \text{ kJ/kg}$$

$$LHV_{etan} = 47480 \text{ kJ/kg}$$

$$LHV_{propan} = 46360 \text{ kJ/kg}$$

6 numaralı düğüm noktalarının ekserji denkliği;

6 numaralı düğüm noktasından atmosfere salınan egzoz gazının ekserji değerinin hesaplanması Eş. 3.40 ile yapılır (Hepbasli A, 2006).

$$\dot{E}x_6 = \dot{m}_6 \cdot C_6 \cdot \left(T - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0} \right) + R \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P}{P_0} \quad (3.40)$$

7 numaralı düğüm noktalarının ekserji denkliği;

7 numaralı düğüm noktasından atmosfere salınan su buharının ekserji değerinin hesaplanması Eş. 3.41 ile yapılır (Hepbasli A, 2006).

$$\dot{E}x_7 = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_0 - T_0 \cdot (s_7 - s_0)) \quad (3.41)$$

8 ve 9 numaralı düğüm noktalarının ekserji denklikleri;

Kayıp ısı veya bilinmeyen kayıp olarak sistemi terk eden 8 ve 9 numaralı düğüm noktalarının ekserji değerinin hesaplanması Eş. 3.42 ile yapılır (Hepbaslı A, 2006).

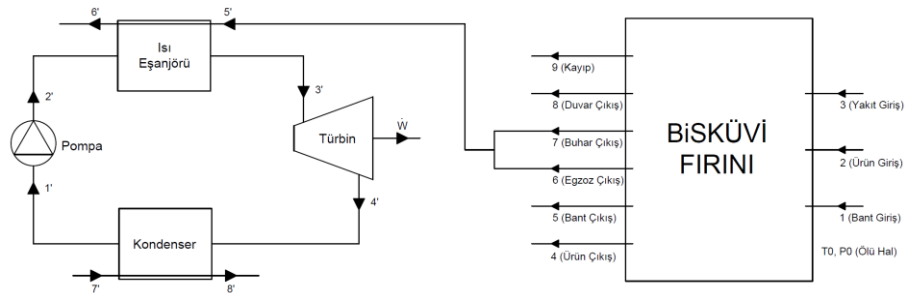
$$\dot{E}x = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot Q \quad (3.42)$$

Sistemin ekserji veriminin hesaplanması Eş. 3.43 ile yapılır (Hepbaslı A, 2006).

$$\eta_{exe} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3 + \dot{E}x_2} \quad (3.43)$$

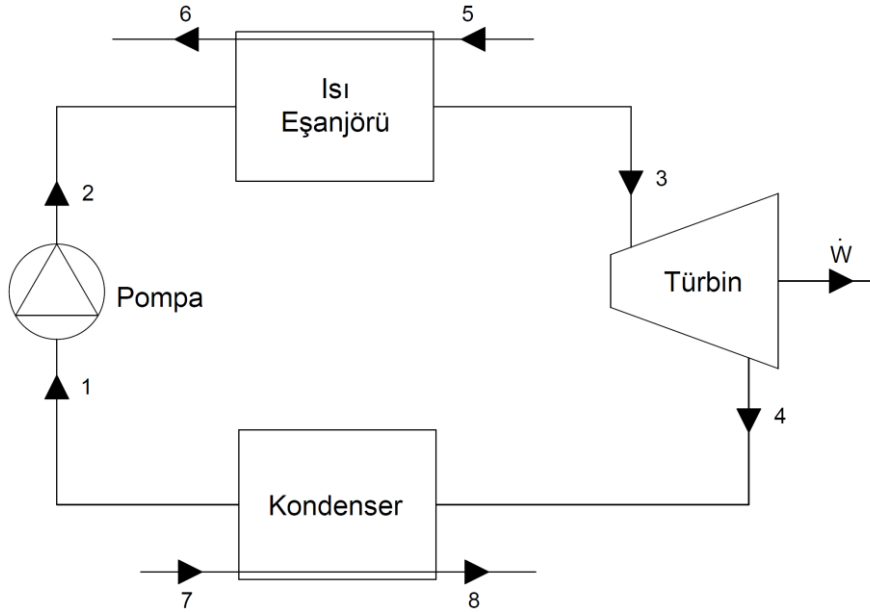
3.3. Organik Rankine Çevrimi ile Atık Isı Geri Kazanımı

Düşük ve orta sıcaklıklı atık ısı kaynakları kullanılarak elektrik enerjisi üretilen çevrimlerden biri de ORC'dir. 90 °C ve üzerindeki sıcaklıklar için uygulanabilir olan ORC daha çok düşük ve orta sıcaklıklı atık ısı kaynaklarının bulunduğu sistemlerde uygulanmaktadır. Bu çalışmada incelenen bisküvi fırınının bacasından atmosfere salınan baca gazlarının atık ısı kaynağı olarak kullanılmış olup atık ısı kaynaklı ORC'nin enerji, ekserji analizi ve maliyet analizi yapılmıştır. ORC'nin bisküvi fırınına uygulanması Şekil 3.6.'da şematize edilmiştir. Bisküvi fırınının 6 ve 7 numaralı düğüm noktalarında yer alan ve bacadan atmosfere salınan atık gazlar 5' numaralı düğüm noktasından ORC'nin ısı eşanjörüne giriş yaparak enerjisini ORC'de bulunan iş akışkanına verdikten sonra 6' noktasından sistemi terk ederek atmosfere salınır.



Şekil 3.6. ORC'nin Bisküvi Fırınına Uygulanması

Analizi yapılan atık ısı kaynaklı basit bir ORC sisteminin şematik çizimi Şekil 3.7.'de gösterilmiştir. Bu çalışma kapsamında incelenecek olan basit ORC sistemi dört bölümden oluşmaktadır. Bunlar; pompa, ısı eşanjörü, türbin ve kondenser olarak sıralanmaktadır.



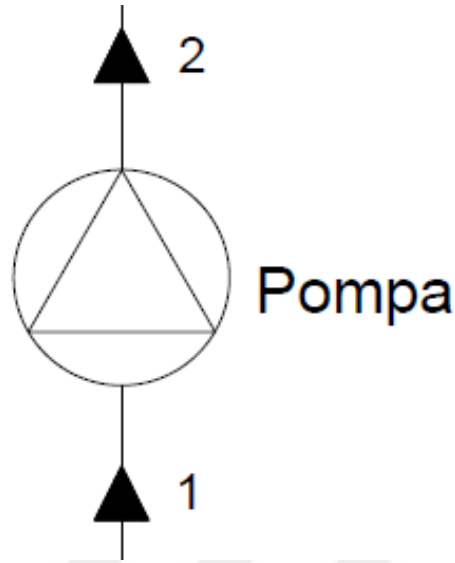
Şekil 3.7. Isı Geri Kazanımı için ORC

ORC'nin çalışma prensibi kısaca şu şekilde ifade edilmiştir: İlk olarak atık ısı kaynağında bulunan baca gazları 5 noktasından T_5 sıcaklıkta eşanjöre giriş yapar. Atık gaz ısı enerjisini ORC'de bulunan iş akışkanına verdikten sonra 6 noktasından T_6 sıcaklıkta sistemi terk ederek atmosfere gönderilir. Isı eşanjörüne 2 noktasından T_2 sıcaklığında giren iş akışkanı eşanjör vasıtası ile egzoz gazından aldığı ısı ile doymuş buhar veya kızgın buhar olarak 3 noktasından T_3 sıcaklıkta türbine giriş yapar. Türbinde gönderilen iş akışkanı türbini çevirerek iş üretmiş olur. Türbin çıkışına jeneratör bağlanması durumunda üretilen mekanik iş elektrik işine çevrilmiş olur. Türbinden 4 noktasından T_4 sıcaklıkta çıkan iş akışkanı 4 noktasından kondensere girer ve ısısını kondenserden geçen soğutma akışkanına aktararak doymuş sıvı fazında geçer ve 1 noktasından T_1 sıcaklıkta pompaya giriş yaparak çevrim tamamlanmış olur.

3.3.1. Organik Rankine Çevriminin Termodinamik Analizi

Atık ısı geri kazanımı için kullanılacak olan Organik Rankine Çevriminin enerji analizi her bir sistem elamanı için ayrı ayrı yapılır. 1, 2, 3 ve 4 numaralı düğüm noktalarında iş akışkanının kütleli debileri eşit olduğu için iş akışkanı debisi $\dot{m}_{ia}$ olarak ifade edilmiştir. İş akışkanının termodinamik özellikleri REFPROP Version 8.0 yazılımı kullanılarak elde edilmiştir.

Pompanın Enerji ve Ekserji Analizi;



Şekil 3.8. ORC Pompa Şeması

Pompa için enerji ve ekserji analizi Eş. 3.44, Eş. 3.45, Eş. 3.46, Eş. 3.47 ve Eş. 3.48 ile yapılır.

$$\dot{m}_{ia} \cdot h_1 + \dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{ia} \cdot h_2 \quad (3.44)$$

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{ia} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_{ia} \cdot (h_{2s} - h_1) / \eta_{pompa} \quad (3.45)$$

$$\dot{E}x_{yıkım,pompa} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{pompa} \quad (3.46)$$

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_{wf} \cdot (h_1 - h_0 - T_0 \cdot (s_1 - s_0)) \quad (3.47)$$

$$\dot{E}x_2 = \dot{m}_{wf} \cdot (h_2 - h_0 - T_0 \cdot (s_2 - s_0)) \quad (3.48)$$

Isı Eşanjörünün Enerji ve Ekserji Analizi;



Şekil 3.9. ORC Isı Eşanjörü Şeması

Isı Eşanjörü enerji ve ekserji analizi Eş. 3.49, Eş. 3.50, Eş. 3.51, Eş. 3.52, Eş. 3.53 ve Eş. 3.54 ile yapılır.

$$(\dot{m}_5 \cdot c_5 \cdot \Delta T_{5-6}) \cdot \eta_{hex} = \dot{m}_{ia} \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.49)$$

$$\dot{E}x_{yıkım,hex} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 + \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 \quad (3.50)$$

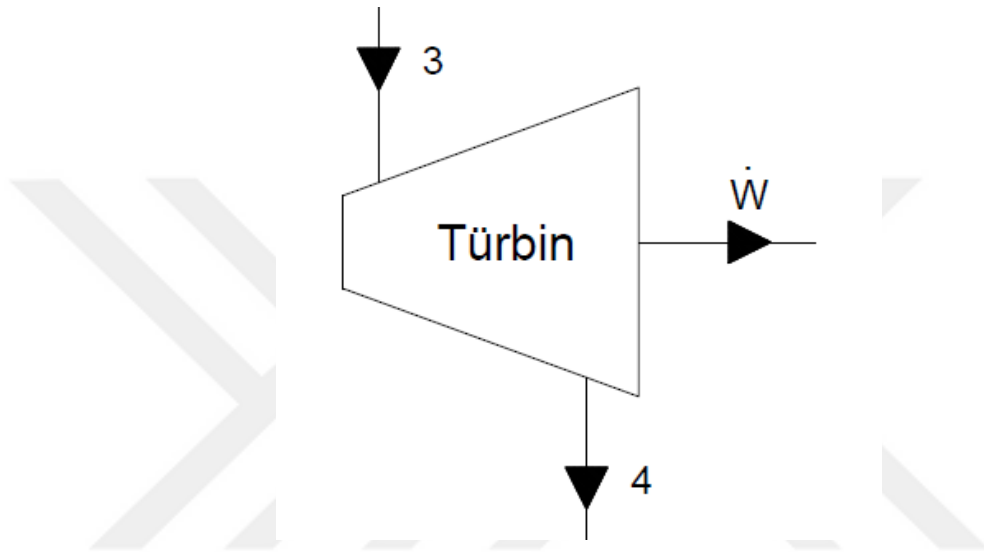
$$\dot{E}x_5 = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_0 - T_0 \cdot (s_5 - s_0)) \quad (3.51)$$

$$\dot{E}x_6 = \dot{m}_5 \cdot (h_6 - h_0 - T_0 \cdot (s_6 - s_0)) \quad (3.52)$$

$$\dot{E}x_2 = \dot{m}_{ia} \cdot (h_2 - h_0 - T_0 \cdot (s_2 - s_0)) \quad (3.53)$$

$$\dot{E}x_3 = \dot{m}_{ia} \cdot (h_3 - h_0 - T_0 \cdot (s_3 - s_0)) \quad (3.54)$$

Türbinin Enerji ve Ekserji Analizi;



Şekil 3.10. ORC Türbin Şeması

Türbin için enerji ve ekserji analizi Eş. 3.55, Eş. 3.56, Eş. 3.57, Eş. 3.58 ve Eş. 3.59 ile yapılır.

$$\dot{m}_{ia} \cdot h_3 = \dot{m}_{ia} \cdot h_4 + \dot{W}_{turbin} \quad (3.55)$$

$$\dot{W}_{turbin} = \dot{m}_{ia} \cdot (h_3 - h_{4s}) \cdot \eta_{turbin} \quad (3.56)$$

$$\dot{W}_{jen} = \eta_{jen} \cdot \dot{W}_{turbin} \quad (3.57)$$

$$\dot{E}x_4 = \dot{m}_{ia} \cdot (h_4 - h_0 - T_0 \cdot (s_4 - s_0)) \quad (3.58)$$

$$\dot{E}x_{d,turbin} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{W}_{turbin} \quad (3.59)$$

Kondenserin Enerji ve Ekserji Analizi;



Şekil 3.11. ORC Kondenser Şeması

Kondenserin enerji ve ekserji analizi Eş. 3.60, Eş. 3.61, Eş. 3.62 ve Eş. 3.63 ile yapılır.

$$\dot{m}_{ia} \cdot (h_4 - h_1) \cdot \eta_{kon} = \dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_7) \quad (3.60)$$

$$\dot{E}x_{yıkım,kond.} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 \quad (3.61)$$

$$\dot{E}x_7 = \dot{m}_{ia} \cdot (h_7 - h_0 - T_0 \cdot (s_7 - s_0)) \quad (3.62)$$

$$\dot{E}x_8 = \dot{m}_{ia} \cdot (h_8 - h_0 - T_0 \cdot (s_8 - s_0)) \quad (3.63)$$

ORC’de üretilen net iş Eş. 3.64 ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{jen} - \dot{W}_{pompa} \quad (3.64)$$

ORC’nin ısı verimi ve ekserji verimi sırası ile Eş. 3.65 ve Eş. 3.66 ile hesaplanır.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e} \quad (3.65)$$

$$\eta_{exe} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e \cdot (1 - 2 \cdot T_0 / (T_5 + T_6))} \quad (3.66)$$

3.3.2. ORC Sistemin Tanımlanması ve Modellenmesi

ORC sisteminin analizi enerji ve ekserji analizi ile yapılacaktır. ORC sisteminin analizini basit hale getirebilmek için aşağıdaki kabuller yapılmıştır (Ozdemir E. ve Kilic M, 2018):

- Bütün işlemler zamandan bağımsız olarak gerçekleşmektedir. Isıl kayıplar, sürtünme kayıpları, kinetik enerji değişimi, potansiyel enerji değişimi ihmal edilmiştir. İş akışkanının ısı eşanjöründe ve kondenserde basınç değişimine uğramadığı kabul edilmiştir.
- İş akışkanının kondenser çıkışında doymuş sıvı olduğu kabul edilmiştir.

- Türbin ve pompanın izantropik verimlerinin η_{turbin} , η_{pompa} , 0,8 olduğu kabul edilmiştir.
- Isı eşanjörü ve kondenser verimlerinin η_{hex} , η_{kond} , 0,85 olduğu kabul edilmiştir.
- Elektrik jeneratörünün veriminin, η_{jen} , 0,95 olduğu kabul edilmiştir.
- Türbin giriş sıcaklığının, sıcak akışkandan 15 K daha düşük olduğu kabul edilmiştir.
- Sıcak akışkanın eşanjöre giriş sıcaklığının 503,15 K olduğu kabul edilmiştir.

ORC’de çalışma sıvılarının seçimi çok sayıda bilimsel yayında ele alınmıştır. Çoğu durumda, bu çalışmalar, termodinamik performans açısından ve çevrimin termodinamik modeline dayalı olarak bir dizi aday çalışma sıvısı arasında bir karşılaştırma sunar. ORC’ de kullanılan organik akışkanın kaynama noktası sıcaklığı düşüktür ve düşük sıcaklıklı bir ısı kaynağından ısı aktarmak için kullanılır. Çevrim için en uygun çalışma sıvısının seçimi için aşağıda listelenen hususlara dikkat edilmelidir (Quoilin S, vd. 2013).

1) ORC’nin termodinamik performansı, bir başka ifade ile mevcut ısı kaynağı ve soğutucu ile üretilen gücün mümkün olduğu kadar yüksek olmasıdır. Sistemim termodinamik performansı çalışma sıvısının birbirinden bağımsız termodinamik parametrelerine bağlı olarak değişmektedir. Bunlar; kritik sıcaklık, çalışma basıncı, özgül ısı, yoğunluk vb. parametrelerdir. Her bir termodinamik parametre için optimum değeri bulmak kolay değildir. En yaygın yöntem her bir çalışma sıvısı için termodinamik çevrimin simüle edilmesidir.

2) Türbin girişinde çalışma sıvısı doymuş buhar olmalıdır. Türbin hasarını önlemek için çalışma sıvısının aşırı ısıtılarak ıslak buhar olmadığından emin olunmalıdır.

3) Yüksek buhar yoğunluğu çok önemli bir parametredir. Özellikle çok düşük yoğunlaşma basıncı bulunan çalışma sıvılarında ısı eşanjörünün büyüklüğü artırılarak basınç düşümleri önlenmelidir. Isı eşanjörünün büyütülmesinin sistem maliyetini arttıran önemli bir parametre olduğu göz ardı edilmemelidir.

4) Hem sıvı fazında hem buhar fazında düşük viskoziteye sahip çalışma sıvıları yüksek ısı transfer katsayısına sahip olup aynı zamanda ısı eşanjöründe düşük sürtünme kayıpları sağlarlar.

5) Yüksek buharlaşma basıncı genelde yatırım maliyetini artırır ve çevrimi daha karmaşık hale getirir.

6) Yoğuşma basıncının atmosferik basınçtan yüksek olması çevrime hava girmesini engeller.

7) Suyun aksine organik sıvılar genellikle yüksek sıcaklıklarda kimyasal bozulmaya uğrarlar. İş akışkanının kimyasal stabilitesi nedeni ile ısı kaynağının sıcaklığına göre iş akışkanı belirlenmelidir. Yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta organik akışkanlar kimyasal stabilitesini kaybederek korozyona, patlamaya veya yangına neden olabilir. Dolayısı ile akışkan seçimi, iş akışkanının yüksek sıcaklık ve basınçta kimyasal bozulmaya uğramadan çalışabilmesi için çok önemlidir.

8) İş akışkanının donmasını önlemek, sıvı fazda tutabilmek için iş akışkanının erime sıcaklığı çevre sıcaklığından düşük olmalıdır.

9) İş akışkanı yanma ve zehirlenme açısından güvenli seviyede olmalıdır. Yangını önlemek için yüksek sıcaklıkta parlama noktasına sahip bir çalışma sıvısı kullanılmalıdır. Bu seviyeyi belirlemek için ASHRAE soğutucu akışkan güvenlik sınıflandırması kullanılabilir.

10) Organik akışkanların çevre üzerinde az da olsa olumsuz etkisi vardır. Düşük ozon tüketme potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) değerleri dikkate alınmalıdır.

11) ORC’de kullanılan soğutucu akışkanlar genellikle pahalıdır. Soğutma ve kimyasal endüstride kullanılan iş akışkanları temin edilebilirlik ve düşük maliyetli iş akışkanı olarak değerlendirilmektedir.

12) Literatürde iş akışkanlarının seçimi ile alakalı çok fazla çalışma olsa da sınırlı sayıda iş akışkanı ticari olarak kullanılmaktadır. Bu akışkanlar R134a, R-245fa, n-pentan, solkaderm, omts ve toluene olarak belirtilmiştir.

Egzoz gazı ve su buharı bisküvi fırınının bacasından atmosfere salınmaktadır. Bisküvi fırınının verimini arttırmak için baca gazının enerjisini kullanarak ORC ile elektrik enerjisi üretilenektir.

Organik rankine çevriminin enerji ve ekserji analizleri için farklı çalışma şartlarında Tablo 3.5.’deki veriler kullanılacaktır. Türbin giriş basıncı ve türbin giriş sıcaklığı iş akışkanının termodinamik özelliklerine göre değişmektedir. Her bir organik akışkan için farklı basınçlarda termodinamik analiz ve maliyet analizi yapılarak optimum çalışma şartları ve optimum tasarım belirlenecektir.

Tablo 3.6. Tasarım Giriş Parametreleri

Atık Gaz	Giriş Sıcaklığı, T_5	503,15 K
	Kütleli Debi, $\dot{m}_5$	0,4134 kg/s
Kondenser	Soğutucu Giriş Sıcaklığı, T_7	298,15 K
	Soğutucu Çıkış Sıcaklığı, T_8	288,15 K
	Soğutucu Giriş Basıncı, P_7	101,325 kPa
	Verimi, $\eta_{kond.}$	0,85
Isı Eşanjörü	Verimi, $\eta_{hex.}$	0,85
Pompa	İzantropik Verimi, η_{pompa}	0,8
Türbin	İzantropik Verimi, $\eta_{türbin}$	0,8
Değişken Parametreler	Türbin Giriş Basıncı	1000-6000 kPa
	Türbin Giriş Sıcaklığı	498,15-455 K
	Organik Akışkanlar	R134a, R123, R113, R365mcf, Pentan, Pentan/Siglohegzan 46/54, R365mfc/ Siglohegzan 64/36

3.4. Maliyet Analizi

Isı kaynağı olarak bisküvi fırınının atık baca gazlarının kullanıldığı ORC'nin ekonomik analizi, farklı akışkan ve basınç değerleri için yapılacaktır. Bisküvi fırınına entegre edilecek organik rankine çevriminin NBD'i sistemin faydalı ömrünün 20 yıl olduğu kabul edilerek hesaplanacaktır.

ORC kullanılarak atık ısı geri kazanım çevriminin bu çalışmada incelenen bisküvi fırını için uygulanabilirliğini tespit etmek için ORC modelinin maliyet analizi net bugünkü değer (NBD) metodu kullanılarak yapılacaktır. Bu metot ile yatırımı yapılacak ORC modelinin yatırım maliyeti (C_{sym}), hurda maliyeti (C_{hm}), bakım onarım maliyeti (C_{bom}) ve elektrik kazancı (C_{ek}) olarak belirtilmiştir. Yatırım maliyetini her bir sistem elamanının maliyetleri toplamı oluştururken, hurda maliyeti sistem ömrünü tamamladıktan sonra oluşan hurdanın maliyetini, bakım onarım maliyeti sistemin işletme maliyetini, elektrik kazancı ise sistemin ürettiği elektriğin değerini ifade etmektedir.

ORC modelinin yatırım maliyeti; pompa, ısı eşanjörü, türbin ve kondenserdan oluşan sistem elamanlarının maliyetleri toplamı şeklinde Eş. 3.67'de belirtilmiştir.

$$C_{sym} = C_{pompa} + C_{ısı eşanjörü} + C_{türbin} + C_{kondenser} \quad (3.67)$$

Modelin hurda maliyeti sistem yatırım maliyetinin %10'u olarak alınıp Eş. 3.68'de belirtilmiştir.

$$C_{hm} = C_{sym} \cdot 0,1 \quad (3.68)$$

Modelin bakım onarım maliyeti sistem yatırım maliyetinin %2'si olarak alınıp Eş. 3.69'da belirtilmiştir.

$$C_{bom} = C_{sym} \cdot 0,02 \quad (3.69)$$

Elektrik kazancı Eş. 3.70'de belirtilmiştir. C_{elek} ; 2022 yılı elektrik birim fiyatını (\$/kwh), t_0 ; sistemin yıllık çalışma süresi 8400 saattir (Acar, 2020).

$$C_{ek} = \dot{W}_{net} \cdot C_{elek} \cdot t_0 \quad (3.70)$$

Eş. 70.'de belirtilen 2022 yılı için Eskişehir Organize Sanayi Bölgesi'nde uygulanan elektrik birim fiyatı 4,360426 TL/kwh olarak alınmıştır (EOSB, 2022). Hesaplamalarda Amerikan Doları için 13.12.2022 tarihli Türkiye Cumhuriyet Bankası döviz satış kuru 18,65 TL/\$ referans alınmıştır (TCMB, 2022).

Net bugünkü değer (NBD) denklemi Eş. 3.71'de belirtilmiştir. Eş. 3.71'de yer alan n ; sistemin ömrünü, j ; iskonto oranını, i ; faiz oranını ifade etmektedir. Net nakit akışı (C_{nna}) denklemi Eş. 3.72'de belirtilmiştir (TCMB, 2021). Sistemin ömrünün 20 yıl olarak kabul edildiği tasarımın maliyet analizi yapılmıştır. Eş. 3.71'de de belirtildiği gibi NBD, belirli iskonto ve faiz oranlarına göre sistem ömrü boyunca toplam giderin toplamı ile gelirlerin toplamı ve sistemin hurdasının bugünkü değerleri arasındaki farkı ifade etmektedir. Bu farkın pozitif olması yani NBD in 0'dan büyük olması durumunda proje yatırım yapılabilir proje olarak kabul edilmektedir.

$$NBD = (C_{hm} - C_{sym}) + \sum_{t=0}^n \frac{C_{nna}}{(1+j)^t} \quad (3.71)$$

$$C_{nna} = (C_{ek} - C_{sym}) \cdot (1 + i)^{t-1} \quad (3.72)$$

Organik rankine çevriminin yaşam döngüsü maliyeti (C_{ydm}) Eş. 3.73'de belirtilmiştir.

$$C_{ydm} = C_{ek} - C_{sym} + C_{hm} + C_{bom} \quad (3.73)$$

Organik rankine çevriminin yatırım maliyeti hesaplanırken modül maliyetleme tekniği kullanılmıştır. Literatürde 2001 yılına ait maliyet değerleri yer almaktadır. Pompa, ısı eşanjörü, türbin ve kondenserden oluşan sistem elamanlarının 2022 yılına ait ekipman maliyetlerini (C_{em}), $CEPCI_{2022}$ (2022 yılına ait Kimya Mühendisliği Tesisi Maliyet Endeksi) kullanılarak Eş. 3.74 ile hesaplanmaktadır (Turton vd. 2018).

$$C_{em} = \frac{CEPCI_{2022}}{CEPCI_{2001}} \cdot F_{BM} \cdot C^0 \quad (3.74)$$

Denklemden yer alan F_{BM} ; çıplak modül maliyet faktörünü, C^0 ; ekipman satınalma maliyetini ifade etmektedir. $CEPCI_{2001}$; 2001 yılına ait Kimya Mühendisliği Tesisi Maliyet Endeksi 397 iken, $CEPCI_{2022}$; 2022 yılına ait Kimya Mühendisliği Tesisi Maliyet Endeksi 832.6'dır (CEPCI, 2022).

Ekipman satın alma maliyeti (C^0) denkliği Eş. 3.75'te belirtilmiştir. Denklemden yer alan K ve X sabitleri ekipmana bağlı olarak değişmektedir. Bu sabitler ısı eşanjörü ve kondenser için ısı transfer alanı, pompa için harcanan enerji, türbin için ise üretilen güç olarak ifade edilmektedir (Turton vd. 2018).

$$\log C^0 = K_1 + K_2 \cdot \log X + K_3 \cdot (\log X)^2 \quad (3.75)$$

Tablo 3.7. Maliyet Denklemleri Sabit Değerleri (Turton vd. 2018).

Ekipman	Sabitler										
	K_1	K_2	K_3	B_1	B_2	F_M	F_{BM}	F_P	C_1	C_2	C_3
Isı eşanjörü	4,6561	-0,2947	0,2207	0,96	1,21	2,45	-	-	0	0	0
Türbin	1,956	1,71428	-0,2282	0	0	0	-	-	0	0	0
Kondenser	2,7652	0,7282	0,0783	0	0	0	-	-	0	0	0
Pompa	3,3892	0,0536	0,1538	1,89	1,35	2,2	-		-0,3935	0,3957	-0,00226

Çıplak modül maliyet faktörü denklemi Eş. 3.76'da belirtilmiştir. Denklemden B_1 ve B_2 ; ekipman türüne bağlı sabitleri, F_M ; malzeme faktörünü ve F_P ; basınç faktörünü göstermektedir. Basınç faktörü denklemi Eş. 3.77'de belirtilmiştir (Acar, 2020).

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P \quad (3.76)$$

$$\log F_P = K_1 + K_2 \cdot \log X + K_3 \cdot (\log X)^2 \quad (3.77)$$

Sistem elamanlarından ısı eşanjörünün ve kondenserin yüzey alanı logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi kullanılarak Eş. 3.79 kullanılarak hesaplanmıştır. LMTD denkleminde yer alan ısı transfer sabiti değeri (U) ısı eşanjörü için 900 ($W/m^2 \cdot K$), kondenser için ise 1100 ($W/m^2 \cdot K$) olarak kabul edilmiştir (Ashouri vd. 2015). Eş. 3.78'de yer alan Q değeri ise ısı eşanjörü ve kondenserde meydana gelen ısı transferini ifade etmektedir.

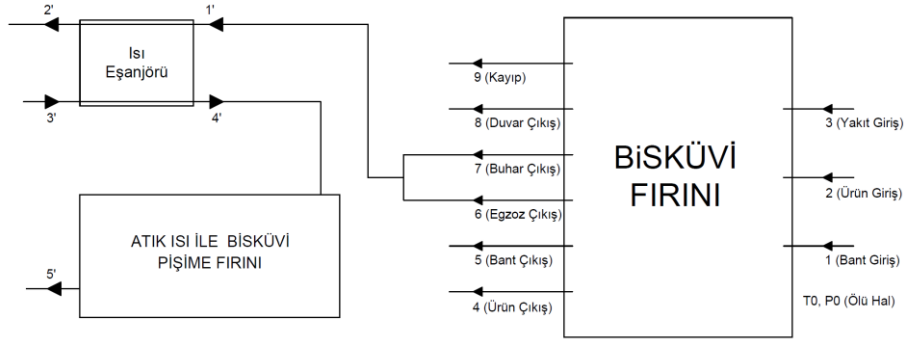
$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (3.78)$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3.79)$$

3.5. Atık Gazlar Kullanılarak Pişirme İşleminin Yapılması

Bisküvi fırınının bacasından atmosfere salınan atık ısınn geri kazanımı uygulaması için bir başka yöntem ise atık ısı kullanılarak bisküvi, kek vb. ürünlerin

pişirilmesidir. Bacadan atmosfere salınmak üzere sistemi terk eden atık gazlar eşanjörden geçirilerek taze pişme havası ısıtılıp ürün üzerine ısıtılmış hava üflemek suretiyle yani zorlanmış taşınım ile bisküvi, kek vb. ürünlerin pişirilmesi sağlanacaktır. Atık ısı ile bisküvi pişirme uygulanması Şekil 3.12.'de şematize edilmiştir. Bisküvi fırınının 6 ve 7 numaralı düğüm noktalarında yer alan ve bacadan atmosfere salınan atık gazlar 1' numaralı düğüm noktasından ısı eşanjörüne giriş yapmaktadır. Pişirme havasının ısıtılması için kullanılan eşanjöre 1' numaralı düğüm noktasından giren atık gazlar, 2' numaralı düğüm noktasından eşanjörü terk ederek atmosfere salınmaktadır. Pişirme havası ise eşanjöre 3' numaralı düğüm noktasından giriş yapıp 4' numaralı düğüm noktasından eşanjörden çıkarak bisküvi pişirme için kullanılabilir hale gelmektedir. 4' numaralı düğüm noktasından atık ısı ile bisküvi pişirme fırınına giriş yaparak enerjisini bisküvi fırınına transfer eden pişirme havası 5' numaralı düğüm noktasından atmosfere salınmaktadır.



Şekil 3.12. Atık Isı ile Bisküvi Pişirme Uygulaması

Isı Eşanjörünün Enerji Analizi;



Şekil 3.13. Pişirme Havası Isı Eşanjörü Şeması

Şekil 3.12.'de yer alan ısı eşanjörü Şekil 3.13.'de şematize edilmiş olup enerji ve ekserji analizi Eş. 3.80, Eş. 3.81 ve Eş. 3.82 ile yapılır.

$$(\dot{m}_1 \cdot c_1 \cdot \Delta T_{1-2}) \cdot \eta_{hex} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4) \quad (3.80)$$

$$\dot{E}x = \dot{m}.c.(T - T_0 - T_0.\ln\frac{T}{T_0}) \quad (3.81)$$

$$\dot{E}x_{yukim,hex} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 \quad (3.82)$$



4. BULGULAR

Çalışma bisküvi fırını ve bisküvi fırınının atık gazlarının kullanıldığı ORC sistemi olmak üzere iki bölümde analiz edilmiştir. Birinci bölümde bisküvi fırınının enerji ve ekserji analizi yapılırken ikinci bölümde ise ORC'nin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

4.1. Bisküvi Fırınının Termodinamik Analizi

Literatür araştırması sonucu elde edilen bilgiler bu çalışmaya ışık tutmuştur. Bisküvi fırınının gerçek çalışma koşullarından elde edilen parametreler Tablo 3.1.'de yer almaktadır. Sisteme giren doğalgazın basıncı 180 mbar sıcaklığı ise 35 °C olarak ölçülmüştür. 180 mbar ve 35 °C sıcaklık için doğalgazın özkütlesi $\rho_{doğalgaz} = 0,762 \text{ kg/m}^3$ (Doğalgazın Özkütlesi) olarak literatürde yer almaktadır. Yakma havası için 35 °C sıcaklık ve 101,325 kPa basınçta $\rho_{hava} = 1,145 \text{ kg/m}^3$ (Cengel, 2006) olarak literatürde yer almaktadır. Doğalgaz tüketim değeri 0,016425 kg/s olarak hesaplanırken yakma havası tüketim değeri ise 0,282124 kg/s olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4.1. Düğüm Noktalarının Termodinamik Parametreleri ve Isı Transferi Değerleri

Düğüm Noktaları	T (K)	P (kPa)	$\dot{m}$ (kg/s)	h (kJ/kg)	c (kJ/kg.K)	$\dot{Q}$ (kW)	$\dot{E}_x$ (kW)
1	308,15	101,325	5,271	138,7	0,458	-	0,396
2	308,15	101,325	0,6389	713,6	2,354	-	0,247
3	298,15	119,325	$\dot{m}_{3,dg} = 0,0164$	$h_{3,dg} = 6324,6$	$c_{3,dg} = 5,017$	-	$\dot{E}_{x3,hava} = 177,33$
			$\dot{m}_{3,hava} = 0,282$	$h_{3,hava} = 1487,71$	$c_{3,hava} = 1,18$		$\dot{E}_{x3,dg} = 846,72$
			$\dot{m}_3 = 0,2986$	$h_3 = 1753,83$	$c_3 = 1,391$		$\dot{E}_{x3} = 1024,053$
4	360,15	101,325	0,51375	588,50	1,761	-	5,13
5	393,15	101,325	5,271	167,60	0,478	-	31,58
6	503,15	101,325	$\dot{m}_{6,dg} = 0,0164$	$h_{6,dg} = 1023,61$	1,102	-	16,108
			$\dot{m}_{6,hava} = 0,282$	$h_{6,hava} = 412,69$			
			$\dot{m}_6 = 0,2986$	$h_6 = 446,85$			
7	503,15	101,325	0,125	2802,9	-	-	119,54
8	-	-	-	-	-	8,98	3,66
9	-	-	-	-	-	184,79	75,29

Bisküvi fırınının enerji analizi sonucunda; 24,12 kW enerji sisteme 1 numaralı düğüm noktasından fırın bandı ile, 15,04 kW enerji sisteme 2 numaralı düğüm noktasından bisküvi hamuru ile, 820,58 kW enerji sisteme 3 numaralı düğüm noktasından doğalgaz ve yakma havası ile giriş yapmaktadır. Diğer taraftan 47,05 kW enerji 4 numaralı düğüm noktasından pişmiş bisküvi ile, 214,15 kW enerji sistemden 5 numaralı düğüm noktasından fırın bandı ile, 67,42 kW enerji sistemden 6 numaralı düğüm noktasından egzoz gazı ile, 337,64 kW enerji 7 numaralı düğüm noktasından su buharı ile, 8,98 kW enerji sistemden 8 numaralı düğüm noktasından duvar kayıpları ile ve 184,79 kW enerji sistemden 9 numaralı düğüm noktasından bilinmeyen

kayıp olarak çıkış yapmaktadır. Toplamda 405,06 kW enerji bacadan atmosfere salınmaktadır. Yukarıda belirtilen değerlere göre sistemin enerji verimi %3,9 olarak hesaplanmaktadır.

Bisküvi fırınının ekserji analizi sonucunda; 0,396 kW enerji sisteme 1 numaralı düğüm noktasından fırın bandı ile, 0,247 kW ekserji sisteme 2 numaralı düğüm noktasından bisküvi hamuru ile, 1024,053 kW ekserji sisteme 3 numaralı düğüm noktasından doğalgaz ve yakma havası ile giriş yapmaktadır. Diğer taraftan 5,13 kW ekserji 4 numaralı düğüm noktasından pişmiş bisküvi ile, 31,58 kW ekserji sistemden 5 numaralı düğüm noktasından fırın bandı ile, 16,108 kW ekserji sistemden 6 numaralı düğüm noktasından egzoz gazı ile, 119,537 kW ekserji 7 numaralı düğüm noktasından su buharı ile, 3,66 kW ekserji sistemden 8 numaralı düğüm noktasından duvar kayıpları olarak ve 75,29 kW ekserji sistemden 9 numaralı düğüm noktasından bilinmeyen kayıp olarak çıkış yapmaktadır. Toplamda 135,65 kW ekserji bacadan atmosfere salınmaktadır. Yukarıda belirtilen değerlere göre sistemin ekserji verimi %0,5 olarak hesaplanmaktadır.

4.2. Organik Rankine Çevriminin Termodinamik ve Maliyet Analiz Bulguları

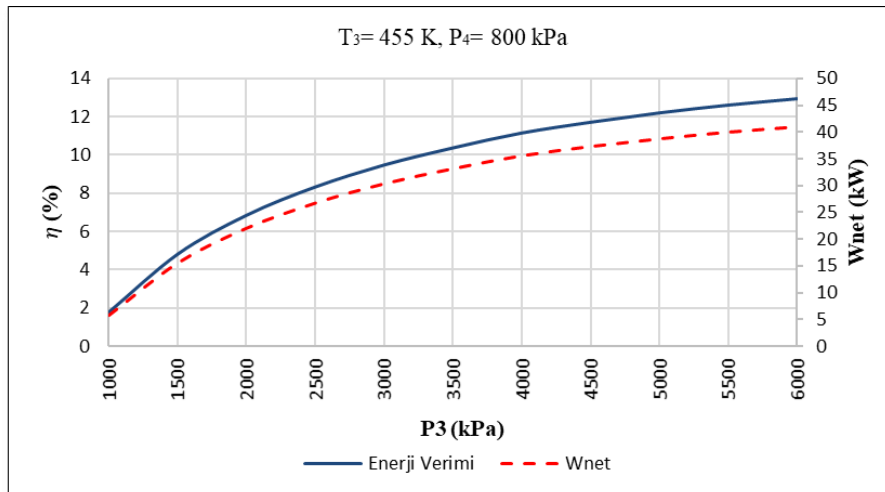
Sistem için en uygun iş akışkanı ve çalışma koşullarının belirlenmesi için 7 farklı akışkan ile 14 tasarım yapılarak her bir tasarım ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

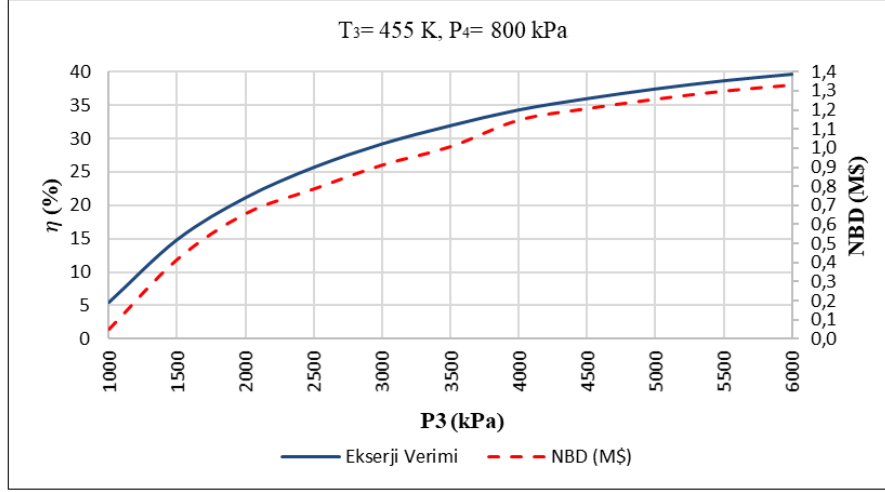
1. tasarımda iş akışkanı olarak R134a'nın kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. Türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 455 K olduğu tasarımda 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak R134a için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.2.'de belirtilmiştir. İlk olarak 1000 kPa türbin giriş basıncı, 800 kPa türbin çıkış basıncı için tasarım yapıp 6000 kPa türbin giriş basıncına kadar tasarım sonuçları incelenmiştir. Tasarım sonucuna göre 6000 kPa' a kadar enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD artmıştır. Performansı en yüksek tasarımın 6000 kPa türbin giriş basıncında olduğu görülmüştür.

Tablo 4.2. 1. Tasarım Hesaplama Sonuçları

İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
R134a	1000	800	319,62	455	6,19	5,88	0,18	5,70	1,77	5,47	0,050
	1500	800	319,89	455	17,03	16,18	0,71	15,47	4,82	14,86	0,417
	2000	800	320,36	455	24,42	23,20	1,24	21,96	6,86	21,12	0,657
	2500	800	320,73	455	29,94	28,44	1,78	26,66	8,34	25,66	0,786
	3000	800	321,10	455	34,33	32,61	2,34	30,27	9,49	29,16	0,911
	3500	800	321,46	455	37,88	35,99	2,91	33,08	10,39	31,89	1,008
	4000	800	321,82	455	41,04	38,98	3,49	35,49	11,17	34,25	1,147
	4500	800	322,18	455	43,48	41,31	4,09	37,21	11,73	35,94	1,207
	5000	800	322,75	455	45,64	43,36	4,71	38,65	12,22	37,38	1,257
	5500	800	322,88	455	47,62	45,24	5,34	39,90	12,63	38,60	1,299
	6000	800	323,23	455	49,34	46,87	5,99	40,88	12,96	39,58	1,331
	6000	1000	330,53	455	43,93	41,73	5,94	35,79	11,83	35,31	1,148

1. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.1.'de, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.2.'de gösterilmiştir. Şekil 4.1. ve Şekil 4.2.'de görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 6000 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 6000 kPa türbin giriş basıncı ve 800 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 800 kPa'dan 1000 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,331 M\$'dan 1,148 M\$'a düştüğü görülmüştür.

**Şekil 4.1. 1. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)**



Şekil 4.2. 1. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

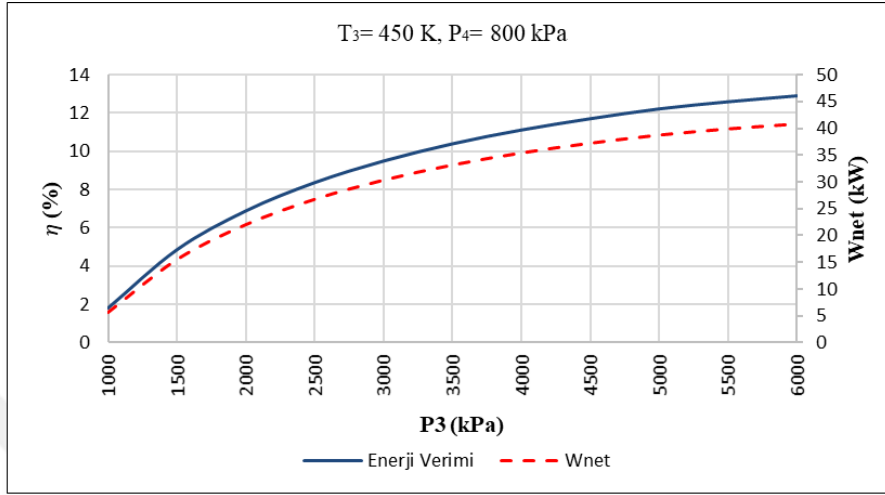
2. tasarımda iş akışkanı olarak yine R134a'nın kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. 1. tasarımdan farklı olarak türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 455 K'den 450 K'e düşürüldüğü tasarımda diğer tasarım parametreleri değiştirilmeden 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak R134a için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.3.'te belirtilmiştir. 2. tasarımdaki enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD değerlerinin 1. tasarıma göre daha düşük olduğu görülmüştür.

Tablo 4.3. 2. Tasarım Hesaplama Sonuçları

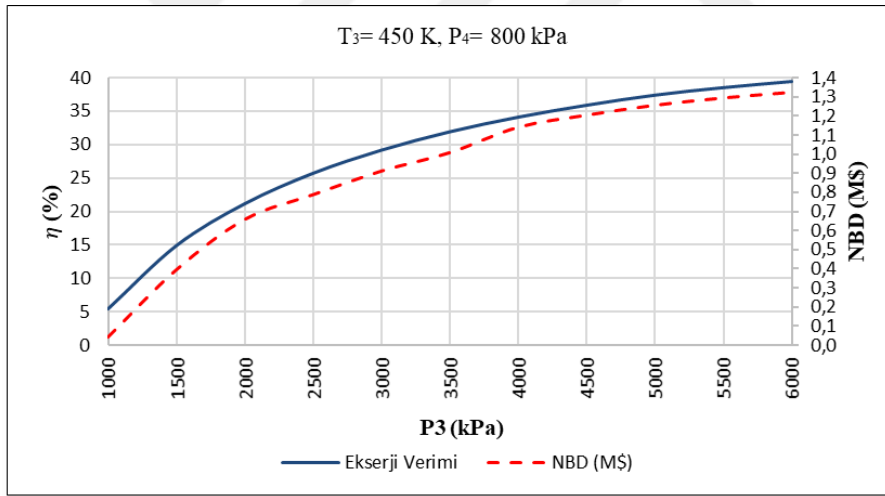
İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
R134a	1000	800	319,62	450	6,22	5,91	0,19	5,72	1,78	5,50	0,044
	1500	800	319,89	450	17,13	16,27	0,72	15,55	4,84	14,94	0,397
	2000	800	320,36	450	24,52	23,30	1,26	22,04	6,88	21,19	0,660
	2500	800	320,73	450	30,06	28,55	1,82	26,74	8,36	25,73	0,789
	3000	800	321,10	450	34,41	32,69	2,38	30,30	9,50	29,19	0,913
	3500	800	321,46	450	37,98	36,08	2,97	33,11	10,40	31,93	1,009
	4000	800	321,82	450	40,97	38,92	3,57	35,35	11,12	34,11	1,142
	4500	800	322,18	450	43,52	41,35	4,19	37,16	11,72	35,89	1,205
	5000	800	322,75	450	45,78	43,49	4,82	38,67	12,23	37,40	1,257
	5500	800	322,88	450	47,67	45,28	5,47	39,82	12,60	38,52	1,296
	6000	800	323,23	450	49,34	46,87	6,15	40,72	12,91	39,43	1,325
	6000	1000	330,53	450	43,96	41,76	6,10	35,65	11,79	35,18	1,143

2. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.3.'de, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.4.'de gösterilmiştir. Şekil 4.3. ve Şekil 4.4.'de görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji verimi, üretilen net iş

ve NBD değeri 6000 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 6000 kPa türbin giriş basıncı ve 800 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 800 kPa'dan 1000 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,325 M\$'dan 1,143 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.3. 2. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



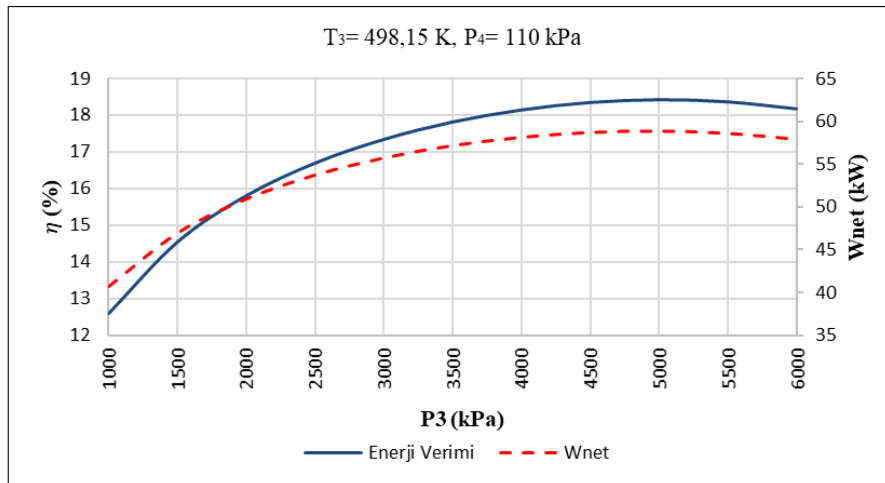
Şekil 4.4. 2. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

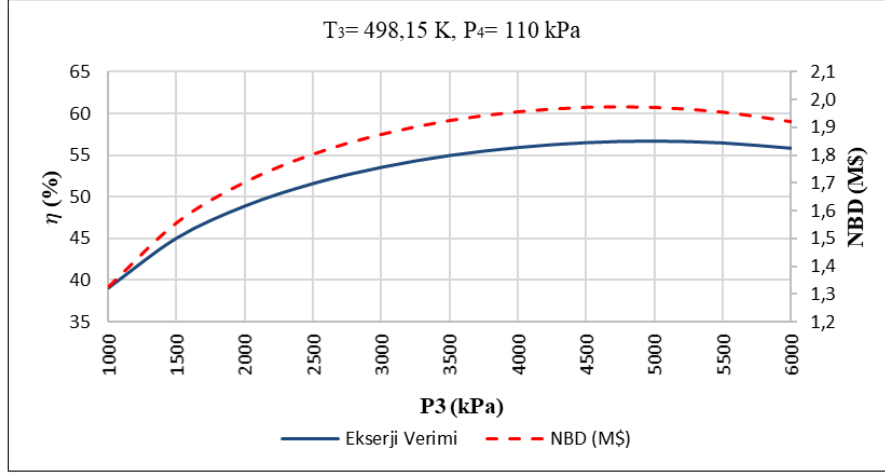
3. tasarımda iş akışkanı olarak R123'nin kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. Türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 498,15 K olduğu tasarımda 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak R123 için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.4.'de belirtilmiştir. İlk olarak 1000 kPa türbin giriş basıncı, 110 kPa türbin çıkış basıncı için tasarım yapıp 6000 kPa türbin giriş basıncına kadar tasarım sonuçları incelenmiştir. Tasarım sonucuna göre 5000 kPa' a kadar enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD artmış, 5000 kPa'dan sonra ise azalmıştır. Performansı en yüksek tasarımın 5000 kPa türbin giriş basıncında olduğu görülmüştür.

Tablo 4.4. 3. Tasarım R123 Tasarım Sonuçları

İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
R123	1000	110	318,75	498,15	43,73	41,55	0,81	40,74	12,61	39,04	1,327
	1500	110	319,01	498,15	50,77	48,23	1,26	46,97	14,55	45,03	1,557
	2000	110	319,27	498,15	55,45	52,67	1,72	50,95	15,81	48,88	1,703
	2500	110	319,54	498,15	58,90	55,95	2,21	53,74	16,70	51,58	1,803
	3000	110	319,80	498,15	61,52	58,44	2,71	55,73	17,34	53,53	1,874
	3500	110	320,06	498,15	63,59	60,41	3,23	57,18	17,82	54,95	1,924
	4000	110	320,32	498,15	65,20	61,94	3,80	58,14	18,14	55,91	1,955
	4500	110	320,58	498,15	66,42	63,10	4,39	58,71	18,35	56,49	1,971
	5000	110	320,84	498,15	67,26	63,90	5,03	58,87	18,42	56,67	1,971
	5500	110	321,09	498,15	67,73	64,34	5,74	58,60	18,37	56,45	1,954
	6000	110	321,36	498,15	67,82	64,43	6,52	57,91	18,18	55,82	1,919
	4500	130	325,65	498,15	62,99	59,84	4,84	55,00	17,68	53,57	1,837

3. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.5.'te, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.6.'da gösterilmiştir. Şekil 4.5. ve Şekil 4.6.'da görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 4500 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 4500 kPa türbin giriş basıncı ve 110 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 110 kPa'dan 130 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,971 M\$'dan 1,837 M\$'a düştüğü görülmüştür.

**Şekil 4.5. 3. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)**



Şekil 4.6. 3. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

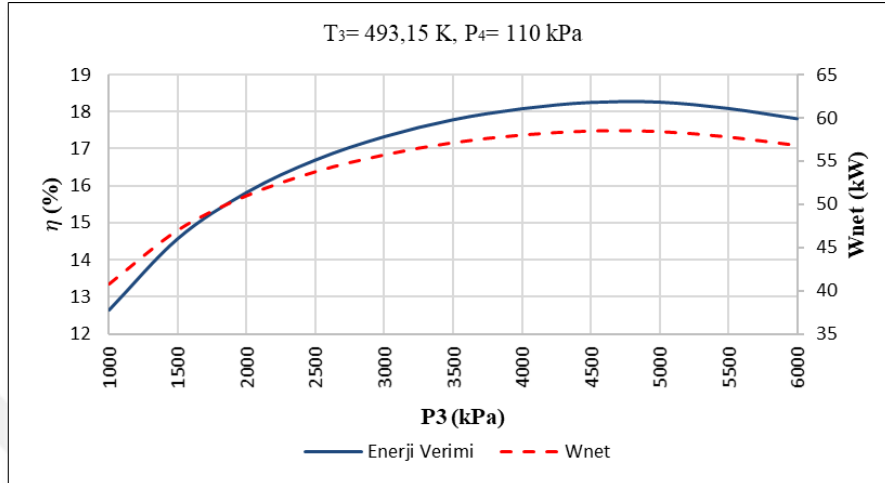
4. tasarımda iş akışkanı olarak yine R123'ün kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. 3. tasarımdan farklı olarak Türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 498,15 K'den 493,15 K'e düşürüldüğü tasarımda diğer tasarım parametreleri değiştirilmeden 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak R123 için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.7.'te belirtilmiştir. 4. tasarımdaki enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD değerlerinin 3. tasarıma göre daha düşük olduğu görülmüştür.

Tablo 4.5. 4. Tasarım R123 Hesaplama Sonuçları

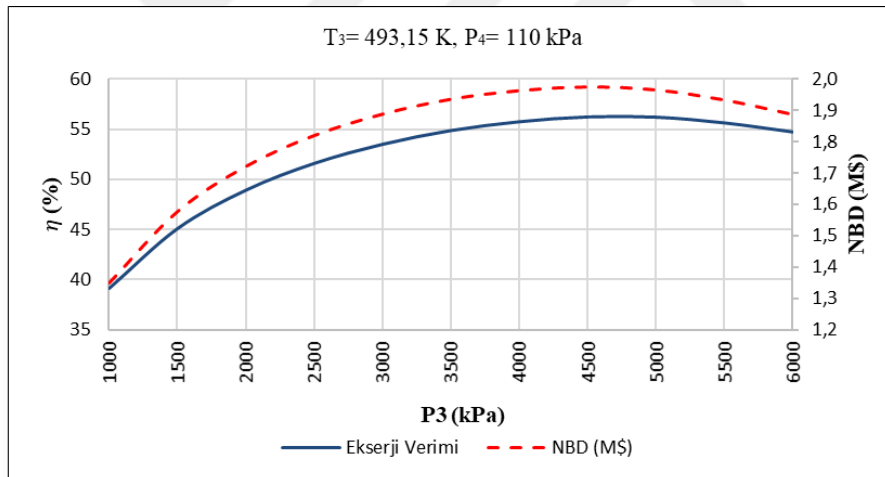
İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
R123	1000	110	318,75	493,15	43,85	41,66	0,82	40,84	12,64	39,13	1,347
	1500	110	319,01	493,15	50,86	48,31	1,28	47,04	14,58	45,10	1,576
	2000	110	319,27	493,15	55,53	52,75	1,75	51,00	15,83	48,92	1,721
	2500	110	319,54	493,15	58,95	56,00	2,25	53,75	16,70	51,60	1,820
	3000	110	319,80	493,15	61,54	58,46	2,76	55,70	17,33	53,50	1,888
	3500	110	320,06	493,15	63,57	60,40	3,30	57,10	17,79	54,87	1,936
	4000	110	320,32	493,15	65,11	61,86	3,88	57,98	18,09	55,75	1,964
	4500	110	320,58	493,15	66,26	62,94	4,50	58,44	18,26	56,23	1,975
	5000	110	320,84	493,15	66,92	63,57	5,19	58,38	18,27	56,20	1,966
	5500	110	321,09	493,15	67,08	63,73	5,97	57,75	18,10	55,63	1,934
	6000	110	321,36	493,15	66,93	63,59	6,81	56,78	17,82	54,73	1,887
	4500	130	325,65	493,15	62,79	59,65	4,97	54,68	17,58	53,26	1,837

4. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.7.'de, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.8.'de gösterilmiştir. Şekil 4.7. ve Şekil 4.8.'de görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji verimi, üretilen net iş

ve NBD değeri 4500 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 4500 kPa türbin giriş basıncı ve 110 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 110 kPa'dan 130 kPa'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,975 M\$'dan 1,837 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.7. 4. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



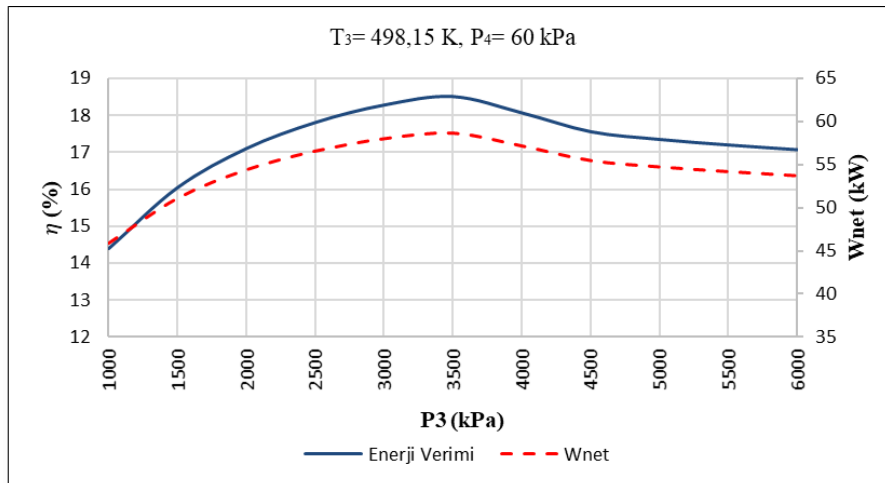
Şekil 4.8. 4. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

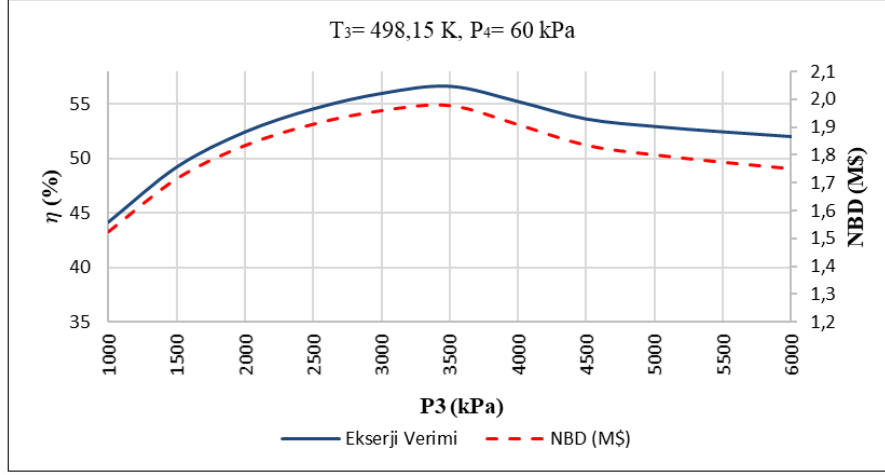
5. tasarımda iş akışkanı olarak R113'nin kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. Türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 498,15 K olduğu tasarımda 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak R113 için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.6.'de belirtilmiştir. İlk olarak 1000 kPa türbin giriş basıncı, 60 kPa türbin çıkış basıncı için tasarım yapıp 6000 kPa türbin giriş basıncına kadar tasarım sonuçları incelenmiştir. Tasarım sonucuna göre 3500 kPa' a kadar enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD artmış, 3500 kPa'dan sonra ise azalmıştır. Performansı en yüksek tasarımın 3500 kPa türbin giriş basıncında olduğu görülmüştür.

Tablo 4.6. 5. Tasarım Hesaplama Sonuçları

İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
R113	1000	60	321,25	498,15	49,15	46,70	0,84	45,86	14,38	44,19	1,524
	1500	60	321,51	498,15	55,15	52,40	1,32	51,07	16,04	49,24	1,715
	2000	60	321,76	498,15	59,15	56,19	1,81	54,38	17,10	52,46	1,835
	2500	60	322,00	498,15	61,97	58,87	2,33	56,55	17,81	54,58	1,912
	3000	60	322,25	498,15	64,06	60,86	2,88	57,98	18,29	56,00	1,961
	3500	60	322,51	498,15	65,43	62,16	3,54	58,62	18,52	56,65	1,979
	4000	60	322,76	498,15	64,94	61,69	4,56	57,13	18,07	55,25	1,910
	4500	60	323,00	498,15	64,10	60,90	5,46	55,44	17,56	53,65	1,836
	5000	60	323,25	498,15	64,09	60,89	6,18	54,71	17,35	52,97	1,801
	5500	60	323,49	498,15	64,26	61,05	6,89	54,16	17,20	52,47	1,775
	6000	60	323,73	498,15	64,49	61,27	7,58	53,68	17,07	52,04	1,751
	3500	80	330,58	498,15	59,85	56,86	3,52	53,34	17,64	52,64	1,788

5. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.9.'da ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.10.'da gösterilmiştir. Şekil 4.9. ve Şekil 4.10.'da görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 3500 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 3500 kPa türbin giriş basıncı ve 60 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 60 kPa'dan 80 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,979 M\$'dan 1,788 M\$'a düştüğü görülmüştür.

**Şekil 4.9. 5. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)**



Şekil 4.10. 5. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

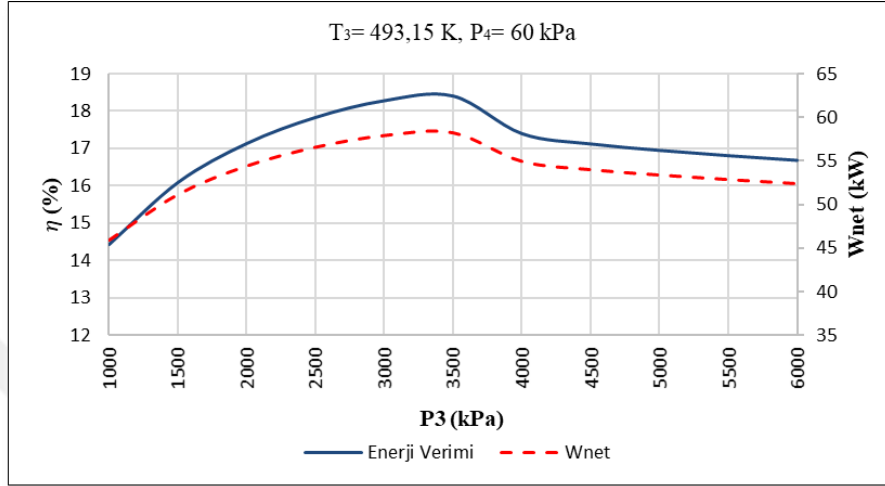
6. tasarımda iş akışkanı olarak yine R113'ün kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. 5. tasarımdan farklı olarak türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 498,15 K'den 493,15 K'e düşürüldüğü tasarımda diğer tasarım parametreleri değiştirilmeden 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak R113 için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.7.'de belirtilmiştir. 6. tasarımdaki enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD değerlerinin 5. tasarıma göre daha düşük olduğu görülmüştür.

Tablo 4.7. 6. Tasarım Hesaplama Sonuçları

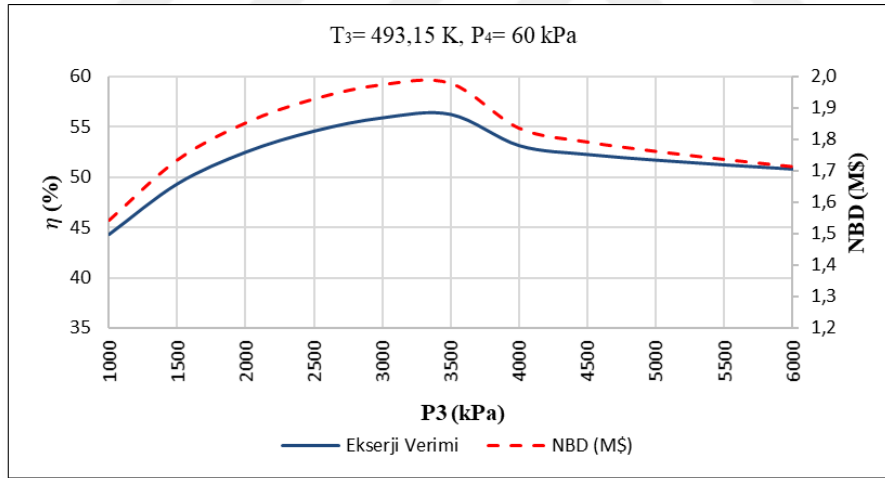
İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
R113	1000	60	321,25	493,15	49,28	46,82	0,85	45,97	14,42	44,29	1,543
	1500	60	321,51	493,15	55,29	52,52	1,34	51,18	16,08	49,35	1,735
	2000	60	321,76	493,15	59,23	56,27	1,84	54,43	17,12	52,51	1,853
	2500	60	322,00	493,15	62,04	58,94	2,37	56,57	17,82	54,61	1,928
	3000	60	322,25	493,15	64,06	60,85	2,95	57,91	18,26	55,93	1,974
	3500	60	322,51	493,15	65,16	61,90	3,69	58,22	18,39	56,27	1,977
	4000	60	322,76	493,15	63,05	59,89	4,94	54,96	17,38	53,15	1,835
	4500	60	323,00	493,15	62,86	59,71	5,70	54,01	17,11	52,27	1,792
	5000	60	323,25	493,15	62,97	59,82	6,42	53,40	16,94	51,70	1,762
	5500	60	323,49	493,15	63,17	60,01	7,13	52,88	16,79	51,23	1,736
	6000	60	323,73	493,15	63,43	60,26	7,84	52,42	16,67	50,81	1,713
	3500	80	330,58	493,15	59,62	56,64	3,67	52,97	17,51	52,27	1,788

6. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.11.'de, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.12.'de gösterilmiştir. Şekil 4.11. ve Şekil 4.12.'de görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji

verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 3500 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 3500 kPa türbin giriş basıncı ve 60 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 60 kPa'dan 80 kPa'ya yükseltildiğinde NBD değerinin 1,977 M\$'dan 1,788 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.11. 6. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



Şekil 4.12. 6. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

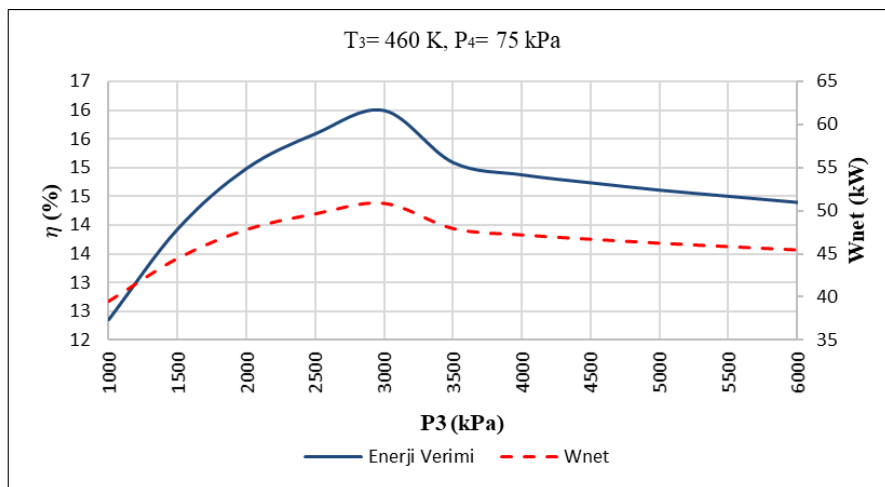
7. tasarımda iş akışkanı olarak R365 mfc'nin kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. Türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 460 K olduğu tasarımda 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak R365 mfc için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.8.'da belirtilmiştir. İlk olarak 1000 kPa türbin giriş basıncı, 75 kPa türbin çıkış basıncı için tasarım yapıp 6000 kPa türbin giriş basıncına kadar tasarım sonuçları incelenmiştir. Tasarım sonucuna göre 3000 kPa' a kadar enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD artmış 3000 kPa'dan sonra

ise azalmıştır. Performansı en yüksek tasarımın 3000 kPa türbin giriş basıncında olduğu görülmüştür.

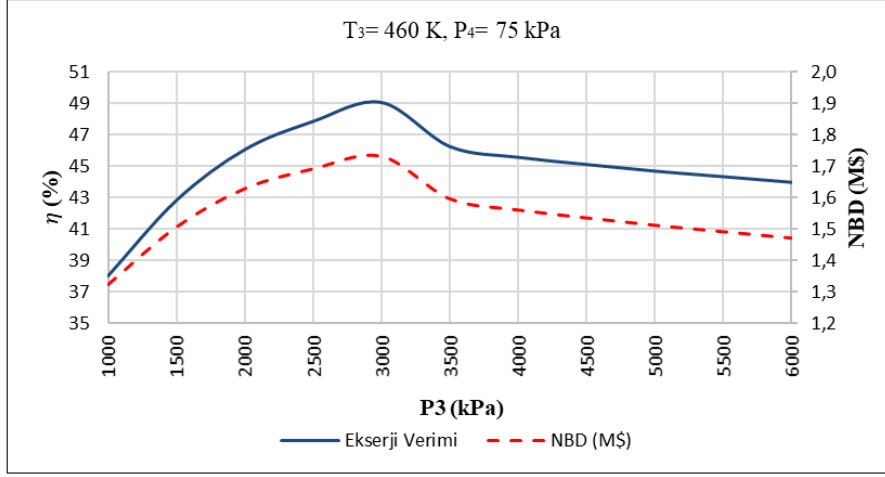
Tablo 4.8. 7. Tasarım Hesaplama Sonuçları

İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
R365 mfc	1000	75	320,65	460	42,49	40,37	0,84	39,53	12,36	38,04	1,324
	1500	75	320,88	460	48,23	45,82	1,30	44,51	13,93	42,85	1,507
	2000	75	320,94	460	52,05	49,45	1,59	47,86	14,99	46,09	1,628
	2500	75	321,33	460	54,75	52,02	2,34	49,68	15,59	47,88	1,691
	3000	75	321,55	460	56,69	53,86	2,95	50,90	15,99	49,08	1,731
	3500	75	321,77	460	55,02	52,27	4,30	47,97	15,09	46,28	1,596
	4000	75	321,99	460	55,02	52,27	5,03	47,23	14,88	45,59	1,561
	4500	75	322,21	460	55,23	52,47	5,74	46,74	14,74	45,14	1,535
	5000	75	322,43	460	55,49	52,71	6,44	46,27	14,61	44,72	1,512
	5500	75	322,65	460	55,81	53,02	7,14	45,88	14,50	44,36	1,492
	6000	75	322,87	460	56,13	53,33	7,84	45,49	14,40	44,00	1,472
	3000	90	326,42	460	53,49	50,81	2,93	47,89	15,46	46,73	1,622

7. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.13.'te, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.14.'te gösterilmiştir. Şekil 4.13. ve Şekil 4.14.'te görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 3000 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 3000 kPa türbin giriş basıncı ve 75 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 75 kPa'dan 90 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,731 M\$'dan 1,622 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.13. 7. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



Şekil 4.14. 7. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

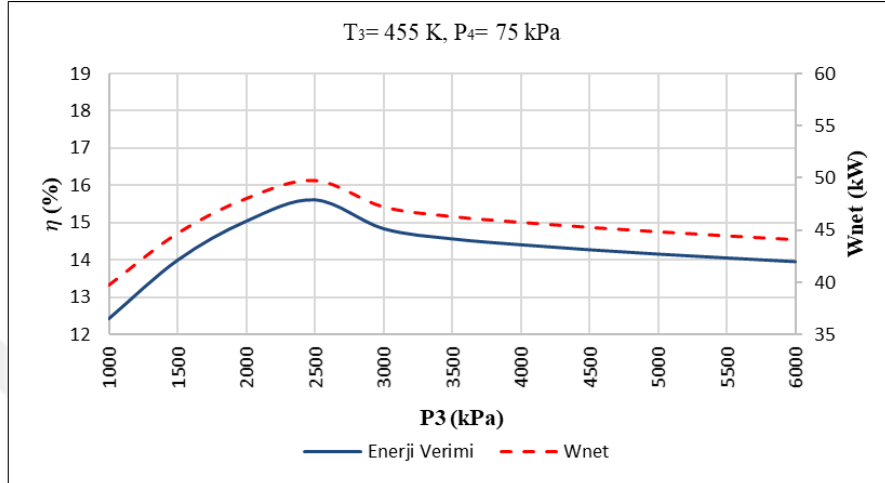
8. tasarımda iş akışkanı olarak yine R365 mfc'nin kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. 7. tasarımdan farklı olarak türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 460 K'den 455 K'e düşürüldüğü tasarımda diğer tasarım parametreleri değiştirilmeden 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak R365 mfc için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.9.'de belirtilmiştir. 8. tasarımdaki enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD değerlerinin 7. tasarıma göre daha düşük olduğu görülmüştür.

Tablo 4.9. 8. Tasarım Hesaplama Sonuçları

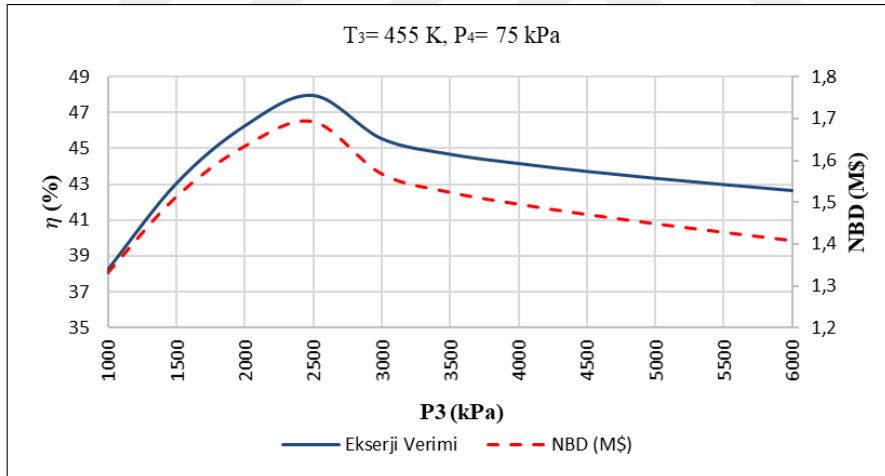
İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
R365 mfc	1000	75	320,65	455	42,72	40,58	0,85	39,73	12,42	38,23	1,332
	1500	75	320,88	455	48,45	46,02	1,33	44,69	13,99	43,03	1,514
	2000	75	320,94	455	52,26	49,65	1,62	48,02	15,04	46,24	1,635
	2500	75	321,33	455	54,90	52,15	2,40	49,75	15,61	47,95	1,694
	3000	75	321,55	455	53,70	51,01	3,79	47,22	14,84	45,54	1,569
	3500	75	321,77	455	53,52	50,85	4,55	46,30	14,56	44,67	1,525
	4000	75	321,99	455	53,70	51,01	5,27	45,74	14,41	44,15	1,496
	4500	75	322,21	455	53,95	51,25	5,99	45,26	14,27	43,71	1,472
	5000	75	322,43	455	54,26	51,55	6,71	44,84	14,16	43,33	1,450
	5500	75	322,65	455	54,62	51,89	7,44	44,45	14,05	42,98	1,429
	6000	75	322,87	455	54,99	52,25	8,16	44,09	13,95	42,65	1,409
	2500	90	326,20	455	51,69	49,10	2,38	46,73	15,07	45,58	1,585

8. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.15.'de, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.16.'da gösterilmiştir. Şekil 4.15. ve Şekil 4.16.'da görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji

verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 2500 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 2500 kPa türbin giriş basıncı ve 75 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 75 kPa'dan 90 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,694 M\$'dan 1,585 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.15. 8. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



Şekil 4.16. 8. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

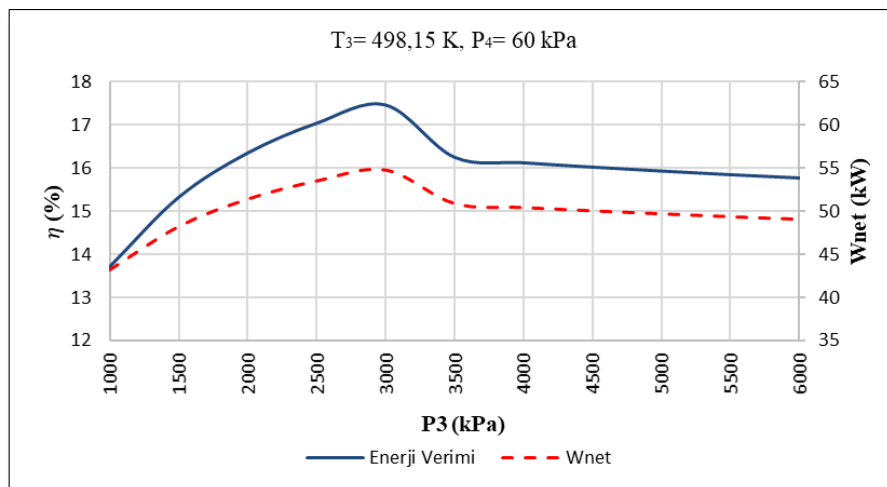
9. tasarımda iş akışkanı olarak Pentan/Siglohegzan 46/54'nın kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. Türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 498,15 K olduğu tasarımda 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak Pentan/Siglohegzan 46/54 için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.10.'de belirtilmiştir. İlk olarak 1000 kPa türbin giriş basıncı, 60 kPa türbin çıkış basıncı için tasarım yapıp 6000 kPa türbin giriş basıncına kadar tasarım sonuçları incelenmiştir. Tasarım sonucuna göre 3000 kPa' a kadar enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD

artmış, 3000 kPa'dan sonra ise azalmıştır. Performansı en yüksek tasarımın 3000 kPa türbin giriş basıncında olduğu görülmüştür.

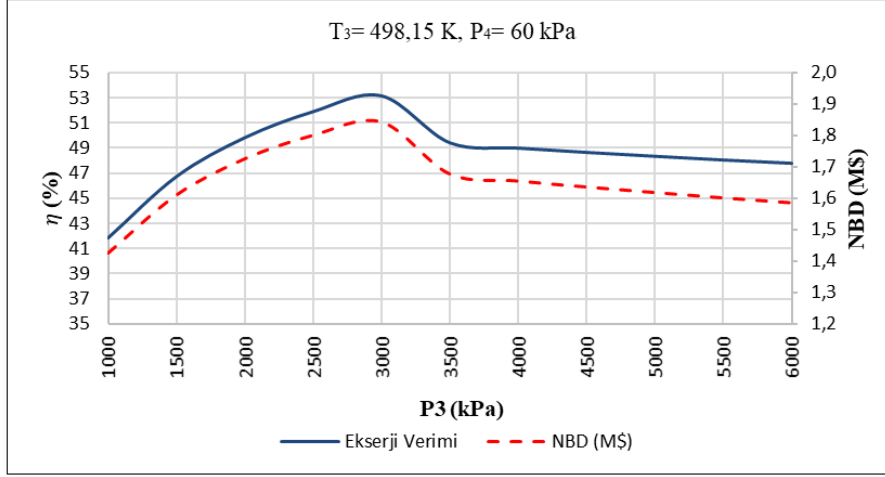
Tablo 4.10. 9. Tasarım Hesaplama Sonuçları

İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
Pentan/ Siglohegzan 46/54	1000	60	323,40	498,15	46,24	43,93	0,74	43,19	13,71	41,83	1,425
	1500	60	323,64	498,15	51,97	49,37	1,16	48,21	15,32	46,73	1,611
	2000	60	323,87	498,15	55,77	52,98	1,59	51,39	16,35	49,83	1,726
	2500	60	324,11	498,15	58,48	55,55	2,06	53,49	17,05	51,90	1,801
	3000	60	324,34	498,15	60,38	57,36	2,60	54,76	17,47	53,16	1,843
	3500	60	324,57	498,15	57,61	54,73	3,85	50,88	16,26	49,42	1,678
	4000	60	324,80	498,15	57,75	54,86	4,45	50,41	16,13	49,00	1,655
	4500	60	325,03	498,15	57,98	55,08	5,05	50,03	16,03	48,66	1,636
	5000	60	325,26	498,15	58,24	55,33	5,64	49,68	15,94	48,34	1,618
	5500	60	325,49	498,15	58,52	55,59	6,24	49,35	15,85	48,05	1,602
	6000	60	325,72	498,15	58,83	55,89	6,84	49,05	15,77	47,78	1,586
	3000	80	332,76	498,15	54,78	52,05	2,57	49,48	16,57	49,13	1,651

9. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.17.'de, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.18.'de gösterilmiştir. Şekil 4.17. ve Şekil 4.18.'te görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 3000 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 3000 kPa türbin giriş basıncı ve 60 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 60 kPa'dan 80 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,843 M\$'dan 1,651 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.17. 9. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



Şekil 4.18. 9. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

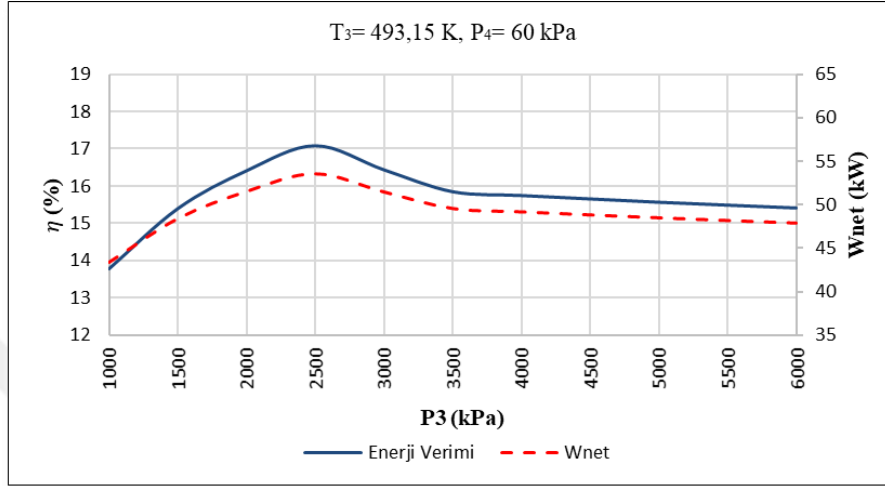
10. tasarımda iş akışkanı olarak yine Pentan/Siglohegzan 46/54'nin kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. 9. tasarımdan farklı olarak türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 498,15 K'den 493,15 K'e düşürüldüğü tasarımda diğer tasarım parametreleri değiştirilmeden 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak Pentan/Siglohegzan 46/54 için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.11.'de belirtilmiştir. 10. tasarımdaki enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD değerlerinin 9. tasarıma göre daha düşük olduğu görülmüştür.

Tablo 4.11. 10. Tasarım Hesaplama Sonuçları

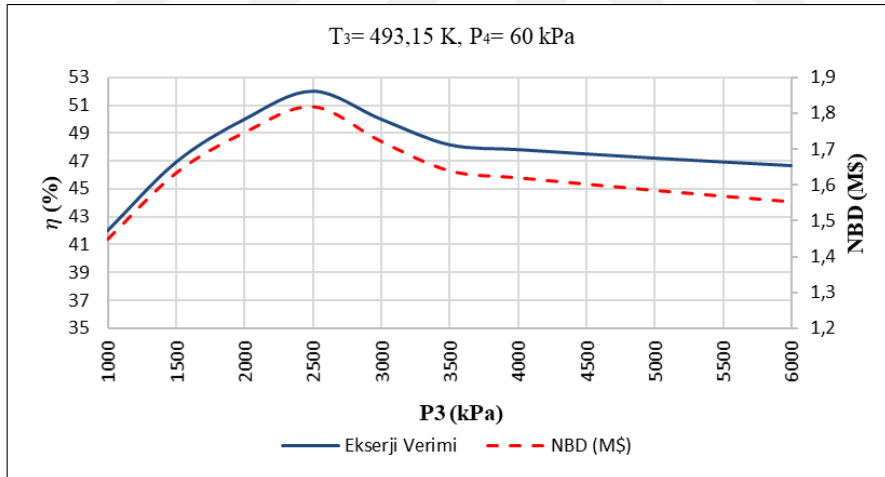
İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
Pentan/ Siglohegzan 46/54	1000	60	323,40	493,15	46,44	44,12	0,76	43,36	13,76	42,00	1,448
	1500	60	323,64	493,15	52,18	49,57	1,18	48,40	15,38	46,90	1,633
	2000	60	323,87	493,15	55,95	53,15	1,62	51,53	16,40	49,97	1,747
	2500	60	324,11	493,15	58,61	55,68	2,11	53,57	17,07	51,98	1,819
	3000	60	324,34	493,15	57,60	54,72	3,24	51,48	16,43	49,98	1,722
	3500	60	324,57	493,15	56,40	53,58	4,01	49,57	15,84	48,15	1,640
	4000	60	324,80	493,15	56,64	53,80	4,62	49,18	15,73	47,80	1,620
	4500	60	325,03	493,15	56,92	54,07	5,23	48,84	15,64	47,49	1,602
	5000	60	325,26	493,15	57,20	54,34	5,85	48,50	15,56	47,19	1,585
	5500	60	325,49	493,15	57,52	54,65	6,46	48,19	15,48	46,92	1,569
	6000	60	325,72	493,15	57,86	54,96	7,07	47,89	15,40	46,65	1,553
	2500	80	332,52	493,15	53,02	50,37	2,07	48,29	16,15	47,92	1,626

10. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.19.'da ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.20.'de gösterilmiştir. Şekil 4.19. ve Şekil 4.20.'da görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji

verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 2500 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 2500 kPa türbin giriş basıncı ve 60 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 60 kPa'dan 80 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,819 M\$'dan 1,626 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.19. 10. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



Şekil 4.20. 10. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

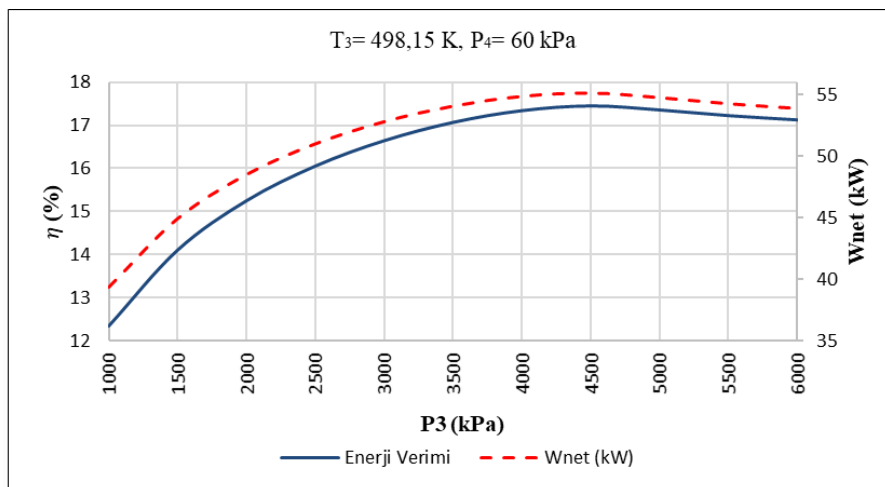
11. tasarımda iş akışkanı olarak Pentan'ın kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. Türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 498,15 K olduğu tasarımda 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak Pentan için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.12.'de belirtilmiştir. İlk olarak 1000 kPa türbin giriş basıncı, 60 kPa türbin çıkış basıncı için tasarım yapıp 6000 kPa türbin giriş basıncına kadar tasarım sonuçları incelenmiştir. Tasarım sonucuna göre 4500 kPa' a kadar enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD artmış, 4500 kPa'dan sonra ise

azalmıştır. Performansı en yüksek tasarımın 4500 kPa türbin giriş basıncında olduğu görülmüştür.

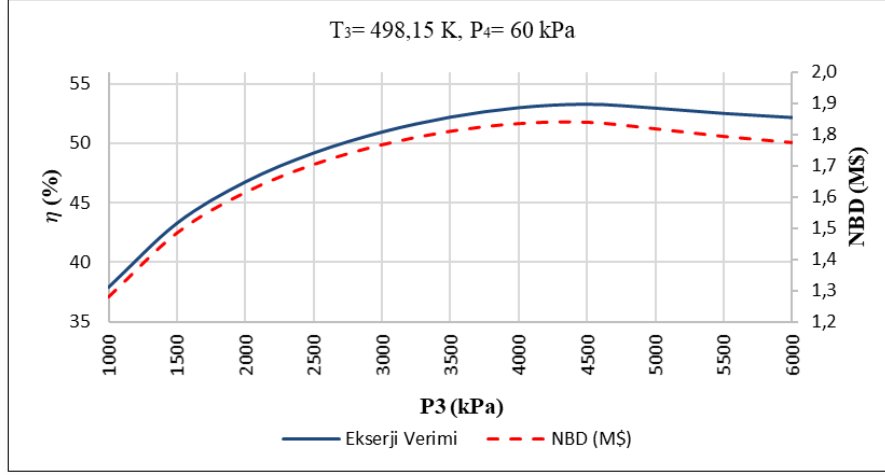
Tablo 4.12. 11. Tasarım Hesaplama Sonuçları

İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
Pentan	1000	90	321,26	498,15	42,27	40,15	0,78	39,37	12,35	37,94	1,280
	1500	90	321,52	498,15	48,58	46,15	1,23	44,92	14,11	43,31	1,484
	2000	90	321,78	498,15	52,82	50,18	1,69	48,48	15,25	46,78	1,614
	2500	90	322,03	498,15	55,94	53,14	2,17	50,97	16,06	49,21	1,704
	3000	90	322,29	498,15	58,35	55,43	2,68	52,76	16,64	50,96	1,767
	3500	90	322,54	498,15	60,25	57,24	3,22	54,02	17,07	52,22	1,810
	4000	90	322,80	498,15	61,70	58,62	3,81	54,81	17,34	53,01	1,835
	4500	90	323,05	498,15	62,72	59,58	4,51	55,08	17,45	53,30	1,839
	5000	90	323,30	498,15	63,16	60,00	5,30	54,70	17,35	52,97	1,818
	5500	90	323,55	498,15	63,41	60,24	6,03	54,21	17,22	52,53	1,793
	6000	90	323,80	498,15	63,72	60,53	6,70	53,83	17,12	52,19	1,774
	4500	100	326,12	498,15	60,60	57,57	4,49	53,08	17,11	51,76	1,767

11. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.21.'de, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.22.'de gösterilmiştir. Şekil 4.21. ve Şekil 4.22.'de görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 4500 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 4500 kPa türbin giriş basıncı ve 90 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 90 kPa'dan 100 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,839 M\$'dan 1,767 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.21. 11. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



Şekil 4.22. 11. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

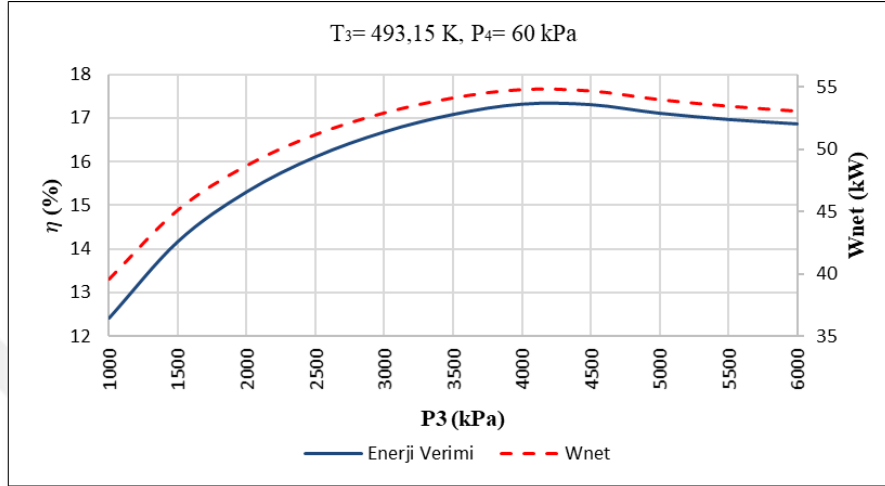
12. tasarımda iş akışkanı olarak yine Pentan'ın kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. 11. tasarımdan farklı olarak türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 498,15 K'den 493,15 K'e düşürüldüğü tasarımda diğer tasarım parametreleri değiştirilmeden 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak Pentan için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.13.'te belirtilmiştir. 12. tasarımdaki enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD değerlerinin 11. tasarıma göre daha düşük olduğu görülmüştür.

Tablo 4.13. 12. Tasarım Hesaplama Sonuçları

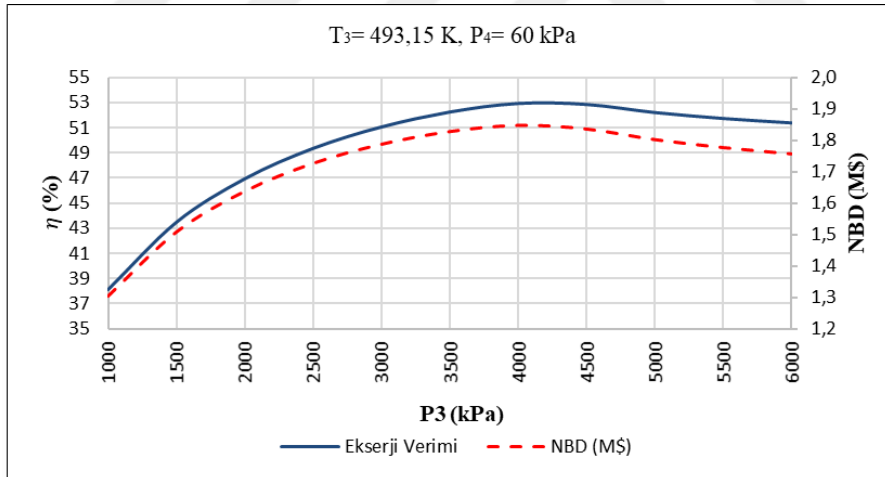
İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
Pentan	1000	90	321,26	493,15	42,48	40,36	0,80	39,56	12,41	38,12	1,303
	1500	90	321,52	493,15	48,80	46,36	1,25	45,10	14,17	43,49	1,507
	2000	90	321,78	493,15	53,04	50,39	1,72	48,67	15,31	46,95	1,637
	2500	90	322,03	493,15	56,17	53,36	2,22	51,14	16,11	49,38	1,726
	3000	90	322,29	493,15	58,55	55,62	2,74	52,88	16,68	51,08	1,787
	3500	90	322,54	493,15	60,40	57,38	3,30	54,08	17,08	52,27	1,827
	4000	90	322,80	493,15	61,78	58,69	3,94	54,75	17,32	52,95	1,847
	4500	90	323,05	493,15	62,50	59,38	4,74	54,64	17,31	52,87	1,835
	5000	90	323,30	493,15	62,64	59,51	5,57	53,94	17,11	52,23	1,802
	5500	90	323,55	493,15	62,84	59,70	6,29	53,42	16,97	51,76	1,776
	6000	90	323,80	493,15	63,14	59,98	6,96	53,02	16,87	51,40	1,756
	4000	100	325,89	493,15	59,66	56,67	3,93	52,75	16,98	51,41	1,775

12. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.23.'te, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.24.'te gösterilmiştir. Şekil 4.23. ve Şekil 4.24.'te görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji

verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 4000 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 4000 kPa türbin giriş basıncı ve 90 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 90 kPa'dan 100 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,847 M\$'dan 1,775 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.23. 12. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



Şekil 4.24. 12. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

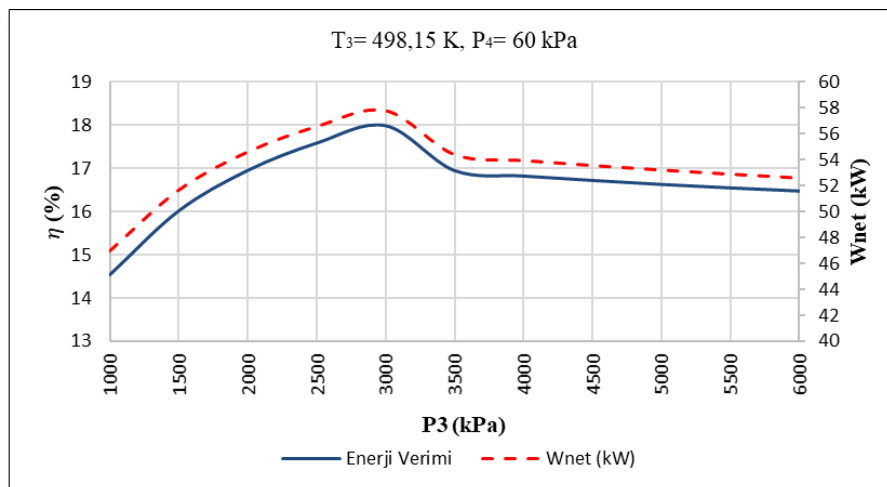
13. tasarımda iş akışkanı olarak R365mfc/ Siglohegzan 64/36'ın kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. Türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 498,15 K olduğu tasarımda 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak Pentan için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.14.'da belirtilmiştir. İlk olarak 1000 kPa türbin giriş basıncı, 40 kPa türbin çıkış basıncı için tasarım yapıp 6000 kPa türbin giriş basıncına kadar tasarım sonuçları incelenmiştir. Tasarım sonucuna göre 3000 kPa' a kadar enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD artmış, 3000 kPa'dan

sonra ise azalmıştır. Performansı en yüksek tasarımın 3000 kPa türbin giriş basıncında olduğu görülmüştür.

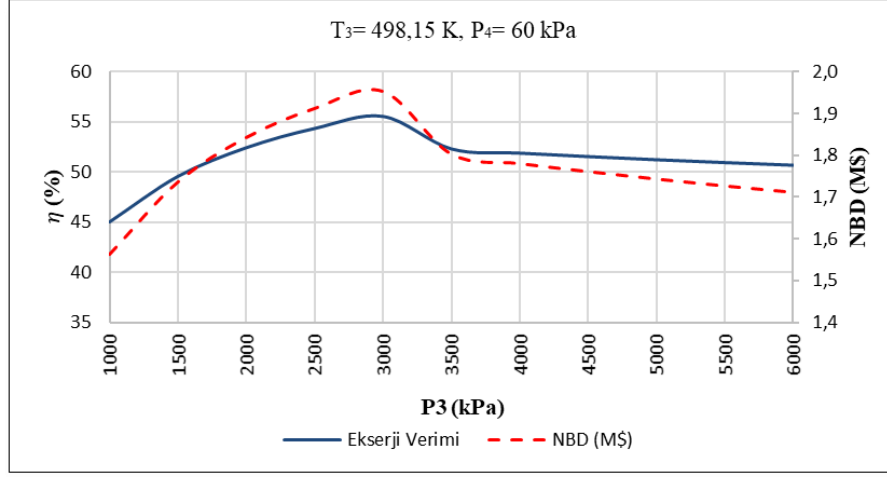
Tablo 4.14. 13. Tasarım Hesaplama Sonuçları

İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
R365 mfc / Siglohegzan 64/36	1000	40	318,96	498,15	50,17	47,66	0,72	46,93	14,54	44,99	1,562
	1500	40	319,16	498,15	55,55	52,78	1,11	51,67	16,02	49,55	1,736
	2000	40	319,38	498,15	59,10	56,15	1,52	54,63	16,96	52,41	1,843
	2500	40	319,59	498,15	61,65	58,56	1,96	56,60	17,59	54,34	1,913
	3000	40	319,79	498,15	63,46	60,29	2,46	57,83	18,00	55,54	1,954
	3500	40	320,01	498,15	61,08	58,02	3,60	54,42	16,96	52,29	1,803
	4000	40	320,21	498,15	61,18	58,12	4,16	53,96	16,83	51,87	1,780
	4500	40	320,42	498,15	61,36	58,29	4,72	53,57	16,73	51,52	1,761
	5000	40	320,62	498,15	61,57	58,49	5,27	53,22	16,64	51,21	1,743
	5500	40	320,83	498,15	61,83	58,73	5,84	52,90	16,55	50,92	1,726
	6000	40	321,04	498,15	62,10	58,99	6,39	52,61	16,48	50,67	1,711
	3000	60	330,41	498,15	56,16	53,35	2,42	50,94	16,82	50,24	1,705

13. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.25.'te, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.26.'da gösterilmiştir. Şekil 4.25. ve Şekil 4.26.'da görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 3000 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 3000 kPa türbin giriş basıncı ve 40 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verdiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 40 kPa'dan 60 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,954 M\$'dan 1,705 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.25. 13. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



Şekil 4.26. 13. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

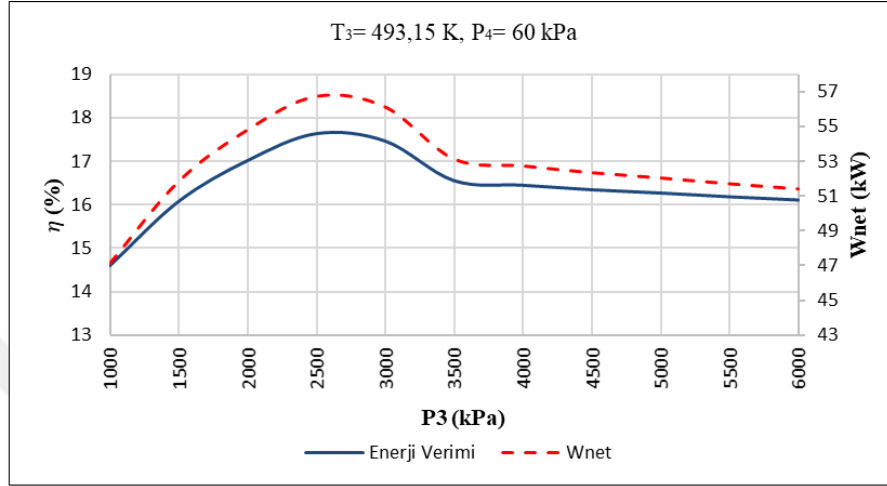
14. tasarımda iş akışkanı olarak yine R365mfc/ Siglohegzan 64/36'ın kullanıldığı ORC için termodinamik ve maliyet analizi çalışmaları yapılmıştır. 13. tasarımdan farklı olarak türbin giriş sıcaklığı T_3 'ün 498,15 K'den 493,15 K'e düşürüldüğü tasarımda diğer tasarım parametreleri değiştirilmeden 1000-6000 kPa türbin giriş basınç aralığı için termodinamik ve maliyet analizleri yapılarak Pentan için elde edilen tasarım sonuçları Tablo 4.15.'de belirtilmiştir. 14. tasarımdaki enerji ve ekserji verimi ile beraber ORC'de üretilen net iş ve NBD değerlerinin 13. tasarıma göre daha düşük olduğu görülmüştür.

Tablo 4.15. 14. Tasarım Hesaplama Sonuçları

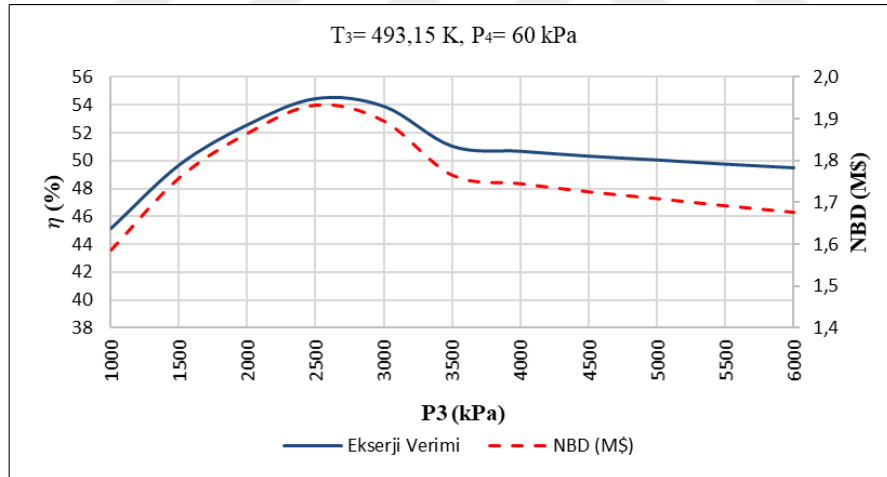
İş Akışkanı	$P_2 = P_3$ (kPa)	$P_1 = P_4$ (kPa)	T_6 (K)	T_3 (K)	W_t (kW)	W_{gen} (kW)	W_p (kW)	W_{net} (kW)	η_{th} %	η_{exe} %	NBD M\$
R365 mfc / Siglohegzan 64/36	1000	40	318,96	493,15	50,38	47,86	0,74	47,12	14,60	45,17	1,585
	1500	40	319,16	493,15	55,75	52,96	1,13	51,83	16,07	49,71	1,758
	2000	40	319,38	493,15	59,30	56,33	1,55	54,78	17,01	52,56	1,865
	2500	40	319,59	493,15	61,80	58,71	2,01	56,70	17,62	54,43	1,932
	3000	40	319,79	493,15	62,08	58,97	2,89	56,09	17,45	53,87	1,894
	3500	40	320,01	493,15	59,85	56,85	3,75	53,11	16,54	51,03	1,764
	4000	40	320,21	493,15	60,03	57,02	4,31	52,71	16,44	50,67	1,744
	4500	40	320,42	493,15	60,23	57,21	4,89	52,32	16,34	50,32	1,724
	5000	40	320,62	493,15	60,50	57,48	5,46	52,02	16,26	50,06	1,708
	5500	40	320,83	493,15	60,76	57,72	6,03	51,69	16,18	49,76	1,691
	6000	40	321,04	493,15	61,05	57,99	6,60	51,39	16,10	49,50	1,675
	2500	60	330,20	493,15	54,50	51,77	1,97	49,80	16,43	49,10	1,682

14. tasarım için, türbin giriş basıncına bağlı olarak enerji verimi ve ekserji veriminin değişimi Şekil 4.27.'de, ekserji verimi ve NBD değerlerinin değişimi Şekil 4.28.'de gösterilmiştir. Şekil 4.27. ve Şekil 4.28.'de görüldüğü üzere sistemin enerji verimi, ekserji

verimi, üretilen net iş ve NBD değeri 2500 kPa türbin giriş basıncına kadar sürekli olarak artmıştır. 2500 kPa türbin giriş basıncı ve 40 kPa türbin çıkış basıncında en yüksek NBD değerinin verildiği tasarımda bütün parametreler aynı kalmak şartı ile türbin çıkış basıncı 40 kPa'dan 60 kPa 'a yükseltildiğinde NBD değerinin 1,932 M\$'dan 1,682 M\$'a düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.27. 14. Tasarım Enerji Verimi ve Net İş Grafiği (ok)



Şekil 4.28. 14. Tasarım Ekserji Verimi ve NBD Grafiği (ok)

Tasarımlar incelendiğinde NBD değeri en büyük olan akışkanın R113 olduğu tespit edilmiştir. Hesaplamalara göre türbin giriş basıncının 3500 kPa, türbin giriş sıcaklığının ise 498,15 K olduğu durum ORC'nin NBD değerinin en yüksek olduğu değerdir. Bu tasarım için üretilen net iş ise 58,62 kW olarak hesaplanmıştır.

R113 organik akışkan ile tasarımı yapılan ORC'nin enerji analizi sonucunda; 3,54 kW enerji pompa tarafından harcanarak iş akışkanının basıncı arttırılmıştır. 65,43 kW enerji türbinde üretildikten sonra jeneratör çıkışından 62,16 kW elektrik enerjisi elde edilmiştir. ORC

ile üretilen net iş ise 58,62 kW olarak hesaplanmıştır. ORC'nin enerji verimi %18,52, ekserji verimi ise %56,65 olarak hesaplanmıştır. ORC'nin düğüm noktalarının termodinamik parametreleri Tablo 4.16.'da belirtilmiştir.

Tablo 4.16. ORC'nin Düğüm Noktalarının Termodinamik Parametreleri

Düğüm Noktaları	T (K)	P (kPa)	$\dot{m}_{ia}$ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	c (kJ/kg.K)
0	298,15	101,325	1,275	222,69	1,0793	
1	305,78	60	1,275	229,71	1,1026	
2	307,51	3500	1,275	232,485	1,1044	
3	498,15	3500	1,275	480,73	1,7038	
4	378,26	60	1,275	429,426	1,7385	
5	503,15		0,424			4,863
6	322,51		0,424			
7	298,15		5,173	104,83		
8	288,15		5,173	62,981		
$\eta_{turbın}$	0,8					
η_{pompa}	0,8					
$\eta_{hex.}$	0,85					
$\eta_{kond.}$	0,85					
$\eta_{jen.}$	0,95					

Tablo 4.6'da belirtilen verilere göre 36,91 milyon TL, 13.12.2022 tarihli kur ile 1,979 milyon \$ olarak hesaplanan NBD değeri en büyük olan organik akışkanın R113 olduğu tespit edilmiştir. Seçilen R113 organik akışkanı için NBD hesaplamaları Tablo 4.16'da belirtilen termodinamik parametrelere göre yapılmıştır.

Tablo 4.17. ORC Tasarımının Maliyet ve NBD Hesaplama Sonuçları

Kondenser Maliyeti (TL)	-381466,1
Isı Eşanjörü Maliyeti (TL)	-2170834
Pompa Maliyeti (TL)	-767898,5
Türbin Maliyeti (TL)	-1027732,7
Sistem Yatırım Maliyet (TL)	-4347931,2
Hurda Bedeli (TL)	+434793,1
Yıllık Elektrik Üretim Bedeli (TL)	+2147072
Yıllık Bakım Onarım Maliyeti (TL)	-86958,6
NBD (Milyon TL)	+36,91
NBD (Milyon \$)	+1,979

4.3. Atık Gazlar Kullanılarak Yapılan Pişirme İşlemi Bulguları

Bu çalışmada incelenen 1,2 m bant genişliğinde, 61,5 m tünel boyuna sahip bisküvi fırınının bacasından atmosfere 230 °C’de 0,41306 kg/sn kütleli debide atık gaz salınmaktadır. Zorlanmış taşınım ile pişirme işleminin 200 °C sıcaklıkta yapıldığı kabul edilerek eşanjör tasarımı yapılmıştır. Şekil 4.29.’da pişirme havasının ısıtılması için kullanılan eşanjöre 1 numaralı düğüm noktasından 230 °C sıcaklıkta giren egzoz gazı, 2 numaralı düğüm noktasından eşanjörü terk ederek atmosfere 50 °C sıcaklıkta atılmaktadır. Pişirme havası ise eşanjöre 3 numaralı düğüm noktasından 35 °C sıcaklıkta giriş yapıp 4 numaralı düğüm noktasından 200 °C sıcaklıkta eşanjörden çıkarak bisküvi pişirme için kullanılabilir hale gelmektedir.

Isı Eşanjörü enerji ve ekserji analizi Eş. 3.80, Eş. 3.81 ve Eş. 3.82 ile yapılmıştır. Yapılan hesaplama sonucunda eşanjörde pişirme havasına aktarılan enerji miktarı 331,58 kW olarak bulunmuş, yaklaşık $29,6 \text{ m}^3/\text{saat}$ bir başka ifade ile %38,2 oranında doğalgaz tasarrufu sağlanmıştır.

5. SONUÇ

Bisküvinin özgül ısısı literatürde 1,75 kJ/kg.K olarak bulunmuştur (Choi vd., 1986). Bisküvi içeriği dikkate alınarak yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değer literatürü doğrulamaktadır. Hesaplama sonucunda 1 kg bisküvi pişirmek için 1501,7 kJ enerji harcandığı tespit edilmiştir. Şekil 3.1’de yer alan düğüm noktaları incelendiğinde; sisteme giren enerjinin %3,90’i sisteme 2 numaralı düğüm noktasından giren bisküvi hamurunun sıcaklığını sistemden 4 numaralı düğüm noktasından çıkış yapan bisküvinin sıcaklığına ulaştırmak için, %23,15’i sisteme 1 numaralı düğüm noktasından giren fırın bandının sıcaklığını 5 numaralı düğüm noktasından çıkış yapan fırın bandının sıcaklığına ulaştırmak için kullanılırken %8,21’ü 6 numaralı düğüm noktasından, %41,13’ü 7 numaralı düğüm noktasından, %0,45’i 8 numaralı düğüm noktasından, %22,51’si 9 numaralı düğüm noktasından sistemi terk etmektedir. Sistemin enerji verimi %3,90 olarak hesaplanmıştır.

Bisküvi pişirmek için ihtiyaç duyulan enerjiyi azaltmak için sistem sınırlarında gerçekleşen enerji transferini minimize etmek gerekir. Yapılan analiz sonucunda 405,06 kW enerji, bir başka ifade ile üretilen enerjinin %49,35’i 503,15 K sıcaklıkta bacadan atmosfere salınmaktadır. Sistemden Şekil 3.1.’de gösterilen 4 numaralı düğüm noktasından çıkan ürünün sıcaklığının 360,15 K’den daha düşük bir sıcaklıkta olması $\dot{E}_4$ değerini düşürecektir. Sisteme Şekil 3.1.’de gösterilen 1 numaralı düğüm noktasından giriş yapıp sistemden 5 numaralı düğüm noktasından çıkış yapan fırın bandı için harcanan enerjiyi azaltmak için sisteme 1 noktasından giren fırın bandının sıcaklığı fırın bandının seyahat ettiği bölümün izole edilmesi ile arttırılabilir. Böylece $\dot{E}_1$ değeri arttırılmış olur. Ayrıca birim ağırlığı daha düşük fırın bandı kullanılarak fırın bandının sıcaklığını arttırmak için gerekli olan enerji de azaltılmış olacaktır. Fırın çıkış sıcaklığı azaltılabilirse $\dot{E}_5$ değeri de azaltılmış olacaktır. Pişme sıcaklığı azaltılarak bacadan atmosfere salınan egzoz gazı sıcaklığı ile su buharı sıcaklığı azaltılabilir. Böylelikle $\dot{E}_6$ ve $\dot{E}_7$ değerleri azaltılarak sistemin enerji verimi arttırılabilir. Yukarıdaki yorumların haricinde enerji analizinde görüldüğü üzere sisteme giren enerjinin en büyük bölümü bisküvi hamurunda yer alan suyun buharlaştırılıp bacadan atılması için kullanılmaktadır. Bisküvi hamuru içerisindeki su miktarının azaltılması durumunda suyu buharlaştırmak için harcanacak enerji de azalacağı için $\dot{E}_7$ değeri azalacaktır. Duvar kayıplarını, bir başka ifade ile $\dot{Q}_8$ ’i azaltmak için izolasyon kalınlığı arttırılabileceği gibi kaya yünü yerine ısıl iletkenlik katsayısı daha düşük izolasyon malzemesi kullanılabilir. $\dot{Q}_9$, yani bilinmeyen kayıpları azaltmak için özel önlemler almak gerekmektedir. Tünel tip fırına bisküvinin giriş yaptığı ve çıkış yaptığı bölümde büyük açıklık bulunmaktadır. Bu bölümlerde oluşan enerji kayıplarını önlemek için ısı perdesi

kullanılabilir. Ayrıca sistemde yer alan doğalgaz yakıcıların yakma verimleri incelenip yakma verimlilikleri daha yüksek yakıcılar tercih edilebilir.

Atık ısı olarak bacadan sistemi terk eden egzoz gazı ile su buharının organik rankine çevriminden geçirilerek elektrik enerjisi üretilmesi mümkün olmaktadır. Ancak sisteme ORC'nin eklenmesinin yatırım maliyeti oluşturacağı aşikardır. ORC çevriminin sisteme eklenmesi için NBD analizi yapılarak ORC'nin yatırım yapılabilir olup olmadığı tespit edilmiştir. Bisküvi fırınının ömrünün 20 yıl olduğu kabul edilerek yapılan analizde 20 yıllık süre boyunca ORC ile elektrik enerjisi üretilerek maliyet analizi yapılmış olup NBD 1,979 M\$ olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan NBD değerinin sıfırdan büyük olması sistemin yatırım yapılabilir olduğu anlamına gelmektedir. Farklı ORC tasarım yapılarak NBD değerinin en büyük olduğu tasarım sonucunda R113 organik akışkanı ile 58,62 kW elektrik enerjisi üretilbildiği görülmüştür. Bisküvi fırınına yapılan ORC yatırımı ile elektrik enerjisi üretilmesi durumunda bisküvi fırınının enerji veriminin %3,90'dan %11,04'e yükseldiği, bisküvi fırınının ekserji verimi ise %0,5'den %6,22'ye yükseldiği görülmüştür.

Atık ısı olarak bacadan sistemi terk eden egzoz gazı ile su buharının eşanjörden geçirilerek pişirme havasının 200 °C 'ye kadar ısıtılması sağlanmıştır. Isıtılan havanın kullanılarak zorlanmış taşınım yöntemi ile bisküvi, kek vb. pişirilme işleminde kullanılması amaçlanmıştır. Atık ısının kullanılarak pişirme havasının ısıtılması sonucunda 331,58 kW enerji tasarrufu sağlanırken 29,6 m³/saat doğalgaz tasarrufu bir başka ifade ile %38,2 oranında yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Bisküvi fırınının enerji verimini %3,9'dan %44,29'a yükseldiği, bisküvi fırınının ekserji veriminin ise %0,5'den %32,87'ye yükseldiği görülmüştür.

Bisküvi fırınına entegre edilen ORC sadece 1 adet fırın için tasarlanmış olup genelde endüstriyel tesislerde birden fazla bisküvi, kek vb. üretim fırını bulunmaktadır. Fırınların baca gazları tek noktada toplanıp ORC'den geçirilerek daha yüksek miktarda elektrik enerjisi üretilbileceği gibi atık gazlar ekonomizlerden geçirilerek tesislerin ihtiyacı olan sıcak suyun sağlanmasında da kullanılabilir.

KAYNAKLAR

Acar, M. Ş. (2020). Thermodynamic and Economic Analysis of Geothermal Energy Powered Kalina Cycle. *İst Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 4, 2, 335-347.

Andresen (2013), Experimentally supported mathematical modeling of continuous baking processes

Ashouri, M., Vandani, A.M.K., Mehrpooya, M., Ahmadi, M.H. and Abdollahpour, A. 2015, Techno-economic assessment of Kalina cycle driven by a parabolic trough solar collector, *Energy Conversion and Management*, 105, 1328-1339.

ASHRAE, (2010), Handbook of Refrigeration, “Thermal Properties of Foods”, ISBN 978-1-933742-82-3, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 1791 Tullie Circle, N. E., Atlanta, GA 30329.

Baldino vd. (2014), Modeling of baking behavior of semi-sweet short dough biscuits

Broyart, B., & Trystram, G. (2003). Modelling of heat and mass transfer phenomena and quality changes during continuous biscuit baking using both deductive and inductive (neural network) modelling principles. *Food and Bioproducts Processing*, 81, 316–326.

Caliskan H, Hepbasli A (2010). Energy and exergy prices of various Energy sources along with their CO2 equivalents, :3475

Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI) (2022). [Erişim: 13.12.2022, <https://www.toweringskills.com/financial-analysis/cost-indices/>]

Çavuşoğlu, M. (2020). *Kürleme ve Kurutma Fırını Baca Gazı Atık Isısının Kazanılması*. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Choi, Y. and M.R. Okos. (1986). *Effects of temperature and composition on the thermal properties of food*. In Food engineering and process applications, Vol. 1. Transport Phenomena, Eds., M. Le Maguer and P. Jelen, Elsevier Applied Science Publishers, London

Doğalgazın Özkütlesi, [Erişim: 07.02.2022
<https://www.unitrove.com/engineering/tools/gas/natural-gas-density>]

Duncan Manley - Technology of Biscuits, Crackers, and Cookies, 3th edition, 395-405

E.A. Protopopov, S.S. Dobrykh, A.A. Protopopov (2018), Estimation of Temperature Dependences of Specific Heat Capacity of Low-Alloy Steels, *International Journal of Applied Engineering Research*, 13: 18, 13536-13540.

Eskişehir Organize Sanayi Bölgesi (EOSB) (2022). Elektrik Birim Fiyatı. [Erişim: 14.12.2022 https://www.eosb.org.tr/alt_yapi_hizmetleri/sunulan_hizmetler_53.html]

Frank P. Incropera. *Fundamental of Heat And Mass Transfer*, 2007, Sixth Edition, John Wiley & Sons s. 96-101

Hasanuzzaman vd. (2012), Energy Saving in the Combustion Based Process Heating in Industrial Sector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 4527–4536”

Hepbasli A. (2006). A key review on exergetic analysis and assessment of renewable Energy resources for a sustainable future, : 601, 602

Iain Davidson, *Biscuit Baking Technology Processing Engineering Manual*, 2nd Edition, elsevier, s. 36-37

Kangarluei (2015), Heat and Mass Transfer in Industrial Biscuit Baking Oven and Effect of Temperature on Baking Time

Lemmens S, Lecompte S, (2017). Case Stufy of an Organic Rankine Cycle Applied for Excess Heat recovery: Technical, Economic and Policy Matters. *Energy Conversion and Management* 138 (2017) 670-685.

Loni vd. (2020), A review of Industrial Waste Heat Recovery System for Power Generation with Organic Rankine Cycle: Recent Challenges and Future Outlook. *Journal of Cleaner Production* 287 (2020) 125070.

Lossie vd. (2002) Study of sponge cake batter baking process. II. Modeling and parameter estimation. *Journal of Food Engineering* 55 (2002) 349–357.

Mirade, P.S., Daudin, J.D., Ducept, F., Trystram, G., & Clément, J. (2004). Characterization and CFD modelling of air temperature and velocity profiles in an industrial biscuit baking tunnel oven. *Food Research International*, 37, 1031–1039

Moran J, Shapiro N, Boettner D, Bailey B. (2014). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 8th Editioni Wiley, : 970

Mukherjee vd. (2017), Waste Heat Recovery From Industrial Baking Ovens. *Energy Procedia* 123 (2017) 321–32.

Ozdemir E., Kilic M. (2018). Thermodynamic analysis of basic and regenerative organic rankine cycles using dry fluids from waste heat recovery. *Journal of Thermal Engineering*, Vol. 4, No. 5, pp. 2381-2393, July, 2018 Yildiz Technical University Press, Istanbul, Turkey

Öztürk A, Kılıç A, Yavuz H (2007). *Termodinamik ve Isı Geçişi Tabloları*, Dördüncü Yayımı-2. Baskı, : 12-15

Paton JB (2013) Energy utilisation in commercial bread baking. University of Leeds

Peris vd. (2015), Experimental Study of an ORC (Organic Rankine Cycle) for Low Grade Waste Heat Recovery in a Ceramic Industry. *Energy* 85 (2015) 534-542.

Robert T. Balmer, Modern Engineering Thermodynamics, Elsevier, 2011, s. 614

Rusya Doğalgaz İçeriği (Tesisat.org). [Erişim: 16.01.2022 <https://www.tesisat.org/dogalgazin-kimyasal-ozelikleri-ve-kullanim-alanlari.html>]

Sakin Yilmazer M., Kaymak Ertekin F. ve Ilicali C. (2012). Modeling of simultaneous heat and mass transfer during convective oven ring cake baking. *Journal of Food Engineering*, 111(2):289–298.

Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, Se’bastien Declaye, Pierre Dewallef, Vincent Lemort (2013). Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 168-186

Thermal Conductivity Coefficient of Aisi 1010, [Erişim: 07.02.2022, <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6539>]

Thermal Conductivity Coefficient of Aisi 1010, [Erişim: 07.02.2022, <https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=996>]

Thermal Conductivity Coefficient of Rockwool, [Erişim: 07.02.2022, <https://www.izocam.com.tr/>]

Türkiye Cumhuriyeti Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı (CSB). Kişi Başına Enerji Tüketimi [Erişim: 24.10.2021 <https://cevreselgostergeler.csb.gov.tr/kisi-basina-enerji-tuketimi-i-85805>]

Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası (TCMB) (2021). Reeskont ve Avans Faiz Oranları.

[Erişim: 14.12.2022,
<https://www.tcmb.gov.tr/wps/wcm/connect/TR/TCMB+TR/Main+Menu/Temel+Faaliyetler/P ara+Politikasi/Reeskont+ve+Avans+Faiz+Oranlari>]

Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası (TCMB) (2022). 13.12.2022 Günü Saat 15:30'da Belirlenen Gösterge Niteliğindeki Türkiye Cumhuriyet Merkez Bankası Kurları. [Erişim: 13.12.2022,
<https://www.tcmb.gov.tr/wps/wcm/connect/TR/TCMB+TR/Main+Menu/Istatistikler/Doviz+Kurlari/Gosterge+Niteligindeki+Merkez+Bankasi+Kurlarii/>]

Türkiye İstatistik Kurumu [TÜİK]. Haber Bülteni, Sayı 37196 [Erişim: 01.11.2021
<https://data.tuik.gov.tr/bulten/index?p=greenhouse-gas-emissions-statistics-1990-2019-37196>]

Tim Eller, Florian Heberle, Dieter Brüggemann (2017). Second law analysis of novel working fluid pairs for waste heat recovery by the Kalina cycle. *Energy* 119 (2017) 188-198

Turton, R., Shaeiwitz, J. A., Bhattacharyya, D. & Whiting, WB. (2018). *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*. 5th ed., Upper Saddle River New Jersey: Prentice Hall, USA, s. 206

Vatandaş, S. (2016). *Sanayi Fırınlarında Enerji ve Ekserji Verimliliği; Örnek Çalışma Emaye Pişirme Fırını Verimlilik Projesi Enerji ve Ekserji Analizlerinin Gerçekleştirilmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.

Yağlı, H. (2020). *Baca Gazı Atık Isısı İçin Organik Rankine Çevrimi Tasarımı ve Ekserji Analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Mustafa Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Hatay.

Yunus A. Cengel, *Heat Transfer-A Practical Approach*, 5th Edition, Mc Graw Hill, New York, s. 891

Yunus A. Cengel. *Fundamental of Thermal-Fluid Sciences*, 5th Edition, Mc Graw Hill, New York, s. 1002

Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, Kanoglu Mehmet, 2019, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, Ninth Edition, Mc Graw Hill, New York, s. 747-789

Zhang J, Datta A.K, (2005). Mathematical modeling of bread baking process. *Journal of Food Engineering* 75 (2006) 78–89.

Zhou vd. (2013), Experimental Study on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery from Low-Temperature Flue Gas. *Energy* 55 (2013) 216-225.

