



**T.C.**

**HİTİT ÜNİVERSİTESİ**

**LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ATIK BACA GAZINDAN ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİMİ VE ISI  
DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Mustafa ŞAHİN**

**Çorum - 2024**



# ATIK BACA GAZINDAN ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİMİ VE ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI

Mustafa ŞAHİN

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

TEZ DANIŞMANI

Dr. Öğr. Üyesi Sertaç Samed Seyitoğlu

Çorum 2024

Mustafa Şahin tarafından hazırlanan “Atık Baca Gazından Elektrik Enerjisi Üretimi ve Isı Değiştiricisi Tasarımı” adlı tez çalışması 17/04/2024 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Seyfi Polat

.....

Dr. Öğr. Üyesi Sertaç Samed Seyitoğlu

.....

Dr. Öğr. Üyesi Muhammed Çelik

.....

Hitit Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulunun .../.../..... tarih ve ..... sayılı kararı ile Mustafa ŞAHİN'in Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

(İmza)

Prof. Dr. Muhammed Asif YOLDAŞ

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.

(İmza)

Mustafa ŞAHİN



# ATIK BACA GAZINDAN ELEKTRİK ENERJİSİ ÜRETİMİ VE ISI DEĞİŞTİRİCİSİ TASARIMI

Mustafa ŞAHİN

ORCID:0009-0002-0878-1641

HİTİT ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Yüksek Lisans Tezi

Nisan 2024

## ÖZET

Teknolojinin gelişmesi ve artan nüfus enerjiye olan bağımlılığı arttırmaktadır. Ülkemiz enerji ithalatçısı ülkelerden biri olduğundan enerjinin verimli kullanılması önemlidir. Bu bağlamda enerji tüketiminin fazla olduğu yerlerde enerji verimliliğine yönelik çalışmaların yapılması gerekmektedir. Bu çalışmanın temel amacı enerji tüketimi yüksek olan bir işletmenin ürettiği atık baca gazını işletme içerisinde faydalı işe dönüştürerek verimliliğe ve çevreye olan etkisini ortaya koymaktır. Bu kapsamda Merzifon Organize Sanayi Bölgesinde yer alan metal sektöründe faaliyet gösteren bir işletme hedef alınarak analizler yapılmıştır. Firma bünyesinde bulunan tav fırınından çevreye salınan baca gazı ile ilgili çalışmalar yapıldı. Firmada bulunan tav fırınının baca gazı verileri firma içerisinde yapılan ölçümlerle elde edilmiştir. Atık baca gazının debisi 28.229,1 m<sup>3</sup>/saat, çıkış sıcaklığı ise 122,36 °C olarak ölçülmüştür. Elde edilen veriler ışığında baca kesitine uygun ısı değiştirici tasarımı yapılmış ve daha sonra baca gazı sıcaklığından elektrik üretecek bir sistem tasarımı yapılmıştır. Tasarım çalışmasında firma bünyesinde bacada kullanılacak ısı değiştiricisi gövde-borulu ısı değiştiricisi olarak belirlendi. Sistemde baca gazı sıcaklığından elektrik üretimi için Organik Rankine Çevriminin kullanılması öngörülmektedir. Çalışmada mühendislik çözümleri için yaygın olarak kullanılan Engineering Equation Solver (EES) paket programı kullanılmıştır. Çalışmada R290, R245fa, R134a, R600, R1234yf ve R1234ze soğutucu akışkanları için ayrı ayrı hesaplamalar yapılmıştır. Altı farklı akışkan için termodinamik ve ekonomik analizler yapıldı. Sonuç olarak tasarlanan sistem sonucunda maksimum 42,796 kW elektrik enerjisi üretilbileceği gösterilmiştir. Ayrıca sistemin geri ödeme süresi 3 yıl 3 ay olarak hesaplanmıştır.

**Anahtar Kavramlar:** Enerji, Atık ısı, Termodinamik Analiz, Isı değiştiricisi, Organik Rankine Çevrimi

**Bilim Kodu:** 91408



# **ELECTRIC ENERGY PRODUCTION FROM WASTE FLUE GAS AND HEAT EXCHANGER DESIGN**

Mustafa ŞAHİN

ORCID: 0009-0002-0878-1641

HITIT UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL

Master of Science Thesis

April 2024

## **ABSTRACT**

The development of technology and the increasing population increase the dependence on energy. Since our country is one of the energy importing countries, it is important to use energy efficiently. In this context, studies on energy efficiency need to be carried out in places where energy consumption is high. The main purpose of this study is to reveal the impact on efficiency and the environment by converting the waste flue gas produced by a business with high energy consumption into useful work within the business. In this context, analyzes were made by targeting a business operating in the metal sector located in Merzifon Organized Industrial Zone. Studies were carried out on the flue gas released into the environment from the annealing furnace within the company. Flue gas data of the annealing furnace in the company were obtained through measurements made within the company. The flow rate of the waste flue gas was measured as 28.229,1 m<sup>3</sup>/hour and the outlet temperature was measured as 122,36 °C. In the light of the data obtained, a heat exchanger was designed suitable for the chimney cross-section and then a system that would generate electricity from the flue gas temperature was designed. In the design study, the heat exchanger to be used in the chimney within the company was determined as a shell-and-tube heat exchanger. It is envisaged to use the Organic Rankine Cycle to generate electricity from the flue gas temperature in the system. Engineering Equation Solver (EES) package program, which is widely used for engineering solutions, was used in the study. In the study, separate calculations were made for R290, R245fa, R134a, R600, R1234yf and R1234ze refrigerants. Thermodynamic and economic analyzes were performed for six different fluids. As a result, it has been shown that a maximum of 42,796 kW of electrical energy can be produced as a result of the designed system. In addition, the payback period of the system is calculated as 3 years and 3 months.

**Key Terms:** Energy, Waste heat, Thermodynamic Analysis, Heat exchanger, Organic Rachine Cycle

**Science Code:** 91408



## TEŞEKKÜR

Tez çalıőmamda bana 3 yıl boyunca bilgi ve birikimlerini paylaőan ve destek veren kıymetli danıőman hocam; Dr. Öğr. Üyesi Sertaç Samed Seyitoğlu'na Yüksek Lisans döneminde pandemi sürecine rağmen derslerimizi aksatmadan bilgi ve birikimlerinden faydalandığım saygı değer hocalarım; Prof. Dr. İrfan Kurtbaő ve Prof. Dr. Ali Kılıçarslan hocalarıma, Lisans döneminde benim enerji alanında ufkumu aan, nasıl iyi insan olunur onu aőılayan ve bilgi birikim açısında bana çok faydası dokunan pandemi döneminde kaybettiğimiz çok değerli ve örnek aldığım hocam Dr. Öğr. Üyesi. Mustafa Egriboyun'a ve kıymetli hocam; Dr. Öğr. Üyesi Göker Türkakar hocama , kıymetli iş arkadaşlarıma ve aileme sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Mustafa ŞAHİN

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET .....	4
ABSTRACT .....	6
TEŞEKKÜR.....	8
İÇİNDEKİLER .....	9
TABLolar DİZİNİ.....	12
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	13
RESİMLER DİZİNİ .....	16
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	17
GİRİŞ .....	20

### 1. BÖLÜM

#### LİTERATÜR TARAMASI

1.1. Atık Isı Geri Kazanım Çalışmaları.....	23
1.2. Organik Rankine Çevrimi İle Atık Isı Geri Kazanımı .....	26

### 2. BÖLÜM

#### ISI GERİ KAZANIMI

2.1. Isı Değiştiricileri.....	31
2.2. Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması .....	31
2.2.1. Yapı şekillerine göre ısı değiştiricileri.....	31
2.2.2. Akışkan sayısına göre ısı değiştiricileri .....	32
2.2.3. Isı geçiş mekanizmasına göre ısı değiştiricileri .....	32
2.2.4. Isı transfer şekline göre ısı değiştiricileri.....	32
2.2.5. Akış düzenlenmesine göre ısı değiştiricileri .....	32
2.3. Kanatlı Isı Değiştiriciler.....	33
2.4. Borulu Isı Değiştiriciler .....	33

2.5. Plakalı (Levhali) Isı Değiştiriciler .....	34
2.6. Rejeneratif Isı Değiştiricileri.....	35
2.7. Atık Isı Geri Kazanımı Teknikleri .....	35
2.7.1. Isı değiştiricisi ile atık ısı geri kazanımı .....	36
2.7.2. Isı pompası ile atık ısı geri kazanımı.....	36
2.7.3. Ekonomizer ile atık ısı geri kazanımı .....	37
2.3.4. Reküperatör ile ısı geri kazanımı.....	37

### **3. BÖLÜM**

#### **TERMODİNAMİK ANALİZ**

3.1. Enerji Analizi .....	38
3.2. Ekserji Analizi .....	40
3.3. Ekonomik Analiz.....	40
3.3.1. Paranın zaman değeri .....	40
3.3.2. Yıllık ödemeler.....	41
3.3.3. Anapara geri kazanım faktörü .....	41
3.3.4. Sistemin hurda değeri.....	41
3.3.5. Çalışmanın geri ödeme süresi .....	42

### **4. BÖLÜM**

#### **MATERYAL VE YÖNTEM**

4.1. Sistem Tanıtımı .....	43
4.1.1. Fabrikanın tanıtımı.....	43
4.1.2. Tav fırını .....	44
4.1.3. Tav fırını atık ısı.....	45
4.1.4. Organik Rankine Çevrimi çalışma prensibi .....	46
4.1.5. Sistem akışkan seçimi .....	47
4.2. Sistem Modellemesi .....	48
4.2.1. Isı değiştiricisi hesaplama yöntemleri .....	49

4.2.1.1. Etkinlik – NTU yöntemi ile hesaplama yöntemi.....	50
4.2.1.2. LMTD ile hesaplama yöntemi.....	51
4.2.2. Isı değiştiricisi tasarımı.....	52
4.2.3. Organik rankine çevrimi enerji ve ekserji analizi.....	59

## **5. BÖLÜM**

### **ARAşTIRMA BULGULARI VE TARTIşMA**

<b>SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....</b>	<b>94</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>95</b>
<b>EKLER.....</b>	
<b>EK-1.....</b>	<b>99</b>
<b>EK-2.....</b>	<b>100</b>
<b>EK-3.....</b>	<b>101</b>
<b>EK-4.....</b>	<b>102</b>

## TABLolar DİZİNİ

<b>Tablo</b>	<b>Sayfa</b>
<b>Tablo 4.1.</b> Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı baca ölçüm sonuçları.....	<b>45</b>
<b>Tablo 4.2.</b> Soğutucu akışkanları termofiziksel özellikleri (Cantaş Kimya).....	<b>47</b>
<b>Tablo 4.3.</b> Dünyada atık ısı çalışmaları ve kullanılan soğutucu akışkan örnekleri (Petr ve Raabe, 2015).....	<b>48</b>
<b>Tablo 4.4.</b> Baca gazı çalışma verileri .....	<b>53</b>
<b>Tablo 4.5.</b> Akışkanları ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları.....	<b>53</b>
<b>Tablo 4.6.</b> Tasarımda kullanılacak soğutucu akışkanların çalışma basıncı.....	<b>53</b>
<b>Tablo 4.7.</b> Gövde borulu ısı değiştiricisinin tasarım ölçüleri.....	<b>54</b>
<b>Tablo 4.8.</b> Kirlilik faktörü (Çakmak, 2018) .....	<b>57</b>
<b>Tablo 4.9.</b> Soğutucu akışkanların P <sub>3</sub> basınç değeri.....	<b>60</b>
<b>Tablo 5.1.</b> Tasarlanan ORC sistemin 6 farklı soğutucu akışkana göre yıllık kazanç miktarı....	<b>87</b>
<b>Tablo 5.2.</b> Çalışmadaki bileşenlerin ilk yatırım maliyetleri (Tozlu ve Ark, 2021).....	<b>88</b>
<b>Tablo 5.3.</b> 6 farklı soğutucu akışkan için ilk yatırım maliyeti hesabı .....	<b>89</b>
<b>Tablo 5.4.</b> 6 farklı soğutucu akışkan için toplam ilk yatırım maliyeti .....	<b>89</b>
<b>Tablo 5.5.</b> R245fa soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi .....	<b>90</b>
<b>Tablo 5.6.</b> R290 soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi...	<b>90</b>
<b>Tablo 5.7.</b> R134a soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi.	<b>90</b>
<b>Tablo 5.8.</b> R600 soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi.	<b>91</b>
<b>Tablo 5.9.</b> R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi .....	<b>91</b>
<b>Tablo 5.10.</b> R1234ze soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi .....	<b>92</b>
<b>Tablo 5.11.</b> Elektrik santralleri için yakıtlara göre elektrik üretim emisyon faktörleri .....	<b>92</b>
<b>Tablo 5.12.</b> Elektrik enerjisi üretimde kullanılan yakıtların çalışmadaki atık ısıdan üretilen elektrik enerjisi miktarı için karbondioksit emisyonu.....	<b>93</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Örnek kanatlı ısı değiştiricisi (Arbak, 2014) .....	33
Şekil 2.2. Borulu ısı değiştiricisi (Çakar, 2022) .....	34
Şekil 2.3. Conta plakalı ısı değiştiricisi (Erdinç, 2019) .....	34
Şekil 2.4. Rejeneratör ısı değiştiricisi (Kakaç ve Liu, 2002) .....	35
Şekil 2.5. Isı pompası.....	36
Şekil 2.6. Ekonomizer (Uysal, 2019). .....	37
Şekil 2.7. Örnek reküperatör tasarımı (Girginer, 2022).....	37
Şekil 4.1. Organik rankine çevrimi şematik gösterimi.....	46
Şekil 4.2. Çalışmanın şematik gösterimi.....	49
Şekil 4.3. LMTD yöntemi ile ısı değiştiricisi tasarımında kullanılan F değeri (Incropera ve Dewitt, 2006).....	52
Şekil 4.4. Gövde borulu ısı değiştiricisi örneği. (Top, 2010).....	54
Şekil 4.5. Gövde borulu ısı değiştiricisi boru ölçüleri.....	55
Şekil 4.6. Gövde borulu ısı değiştiricisi şematik gösterimi.....	59
Şekil 4.7. Türbin şematik gösterimi.....	60
Şekil 4.8. Yoğuşturucu ısı değiştiricisi şematik gösterimi.....	61
Şekil 4.9. Pompanın şematik gösterimi.....	62
Şekil 5.1. Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R245fa).....	64
Şekil 5.2. Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R245fa).....	65
Şekil 5.3. Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R245fa).....	65
Şekil 5.4. Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R245fa).....	66
Şekil 5.5. Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R245fa).....	66
Şekil 5.6. Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R245fa) .....	67
Şekil 5.7. Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R245fa) .....	67
Şekil 5.8. Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R290).....	68

<b>Şekil 5.9.</b> Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R290).....	<b>68</b>
<b>Şekil 5.10.</b> Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R290) .....	<b>69</b>
<b>Şekil 5.11.</b> Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R290).....	<b>69</b>
<b>Şekil 5.12.</b> Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R290).....	<b>70</b>
<b>Şekil 5.13.</b> Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R290) .....	<b>70</b>
<b>Şekil 5.14.</b> Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R290) .....	<b>71</b>
<b>Şekil 5.15.</b> Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R134a) .....	<b>71</b>
<b>Şekil 5.16.</b> Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R134a) .....	<b>72</b>
<b>Şekil 5.17.</b> Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R134a).....	<b>72</b>
<b>Şekil 5.18.</b> Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R134a) .....	<b>73</b>
<b>Şekil 5.19.</b> Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R134a) .....	<b>73</b>
<b>Şekil 5.20.</b> Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R134a).....	<b>74</b>
<b>Şekil 5.21.</b> Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R134a).....	<b>74</b>
<b>Şekil 5.22.</b> Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R600).....	<b>75</b>
<b>Şekil 5.23.</b> Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R600).....	<b>75</b>
<b>Şekil 5.24.</b> Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R600) .....	<b>76</b>
<b>Şekil 5.25.</b> Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R600).....	<b>76</b>
<b>Şekil 5.26.</b> Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R600).....	<b>77</b>
<b>Şekil 5.27.</b> Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R600) .....	<b>77</b>
<b>Şekil 5.28.</b> Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R600) .....	<b>78</b>
<b>Şekil 5.29.</b> Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R1234yf) .....	<b>78</b>
<b>Şekil 5.30.</b> Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R1234yf).....	<b>79</b>
<b>Şekil 5.31.</b> Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R1234yf) .....	<b>79</b>
<b>Şekil 5.32.</b> Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R1234yf).....	<b>80</b>
<b>Şekil 5.33.</b> Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R1234yf) .....	<b>80</b>
<b>Şekil 5.34.</b> Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R1234yf) .....	<b>81</b>
<b>Şekil 5.35.</b> Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R1234yf) .....	<b>81</b>

<b>Şekil 5.36.</b> Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R1234ze) .....	<b>82</b>
<b>Şekil 5.37.</b> Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R1234ze) .....	<b>82</b>
<b>Şekil 5.38.</b> Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R1234ze).....	<b>83</b>
<b>Şekil 5.39.</b> Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R1234ze) .....	<b>83</b>
<b>Şekil 5.40.</b> Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R1234ze) .....	<b>84</b>
<b>Şekil 5.41.</b> Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R1234ze).....	<b>84</b>
<b>Şekil 5.42.</b> Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R1234ze).....	<b>85</b>
<b>Şekil 5.43.</b> 6 farklı soğutucu akışkanlar için tasarlanan ısı değiştiricisi uzunluğunun farklı basınç aralıkları için karşılaştırılması .....	<b>85</b>
<b>Şekil 5.44.</b> 6 farklı soğutucu akışkanlar için türbinden üretilebilecek güç miktarlarının çalışma basıncına göre değişimi.....	<b>85</b>
<b>Şekil 5.45.</b> 6 farklı soğutucu akışkanlar için gerekli pompa gücünün farklı basınç aralıkları için karşılaştırılması.....	<b>86</b>
<b>Şekil 5.46.</b> 6 farklı soğutucu akışkanların çalışma basınçlarına göre verimliliklerin karşılaştırılması.....	<b>87</b>

## RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
<b>Resim 2.1.</b> Örnek kanatlı ısı değiştiricisi (Arbak, 2014) .....	<b>33</b>
<b>Resim 4.1.</b> Apaydın metal firmasında kullanılan düşük karbonlu çelik ve kuru tel çekme makinesi.....	<b>43</b>
<b>Resim 4.2.</b> Apaydın metal firmasında üretilen galvanizli tel.....	<b>44</b>
<b>Resim 4.3.</b> Apaydın metal tavlama fırını .....	<b>44</b>
<b>Resim 4.4.</b> Apaydın metal tav fırını bacaları.....	<b>45</b>



## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

A	Alan [m <sup>2</sup> ]
C	Isıl kapasite [J/sn.K]
c	Minimum ısıl kapasitenin maksimum ısıl kapasiteye oranı
c <sub>p</sub>	Özgül ısı [J/kg.K]
D	Çap [mm]
E	Enerji [W]
ex	Özgül ekserji [J/kg]
Ė <sub>x1</sub>	Ekserji kaybı [W]
F	Düzeltilme katsayısı
f	Sürtünme katsayısı
h	Özgül entalpi [J/kg]
k	Isı iletim katsayısı [W/m.K]
L	Uzunluk [m]
m	Kütle debisi [kg/sn]
n	Sistemin ömrü [yıl]
Nu	Nusselt
P	Basınç [Pa]
P <sub>R</sub>	Prandel sayısı
P <sub>T</sub>	Gövde içerisinde iki boru arasındaki mesafe [mm]
Q	Birim zamanda verilen ısı [W]
q	Sistemin hurda değeri
R <sub>e</sub>	Reynold
R <sub>f</sub>	Kirlilik faktörü [m <sup>2</sup> .K/W]
s	Özgül entropi [J/kg.K]
U	Isı transfer katsayısı [W/m.K]

## Simgeler

W	Birim zamanda yapılan iş [W]
Z	Çalışmanın ilk yatırım maliyeti [TL]
$\Delta T$	Sıcaklık farkı [ $^{\circ}C$ ]
$\eta$	Verimlilik [%]
$\phi_k$	Bakım maliyet faktörü
$\tau$	Sistemin yıllık çalışma süresi
$\varepsilon$	Etkinlik
v	Akış hızı [m/sn]
$\rho$	Yoğunluk [ $kg/m^3$ ]
$\mu$	Dinamik viskozite [Pa.sn]

## Kısaltmalar

BM	Birleşmiş Milletler
CFC	Kloroflorokarbon
EES	Engineering Equation Solver
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
IEA	Uluslararası Enerji Ajansı
JES	Jeotermal Enerji Santrali
LMTD	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
NBD	Net Bugünkü Değer
NGS	Nükleer Güç Santrali
NTU	Number of Transfer Units
ORC	Organik Rankine Çevrimi
WHR	Waste Heat Recovery (Atık Isı Geri Kazanımı)

## İndisler

BG	Baca gazı
ç	Çıkan
g	Giren
GBID	Gövde borulu ısı değiştiricisi
0	Çevre şartları
i	İnlet (İç)
max	Maksimum
min	Minimum
ort	Ortalama
pç	Paslanmaz çelik
SA	Soğutucu akışkan
s	Yüzey
YID	Yoğuşturucu ısı değiştiricisi

## GİRİŞ

İnsanoğlunun hayatta kalması ve refahı için temel ihtiyaçlardan birisi enerjidir. Artan nüfus ve gelişmekte olan teknolojiye bağlı olarak enerji ihtiyacı günden güne sürekli bir şekilde artmaktadır. Giderek azalan enerji kaynakları, dünya genelinde mevcut kaynakların kullanımını ve yeni enerji kaynaklarının keşfini teşvik etmektedir. Enerji sektöründe ana hedef, artan nüfus ve gelişen ekonominin enerji ihtiyaçlarının sürekli, kesintisiz ve mümkün olan en düşük maliyetlerle, güvenli bir şekilde karşılanmasıdır. Bu bağlamda yapılan önemli araştırmalar neticesinde 2050 yılına kadar dünya nüfusunun 9,5 milyara ulaşması beklenmektedir. Bu durum, daha fazla insana enerji arzı sağlamanın gerekliliğini vurgulamaktadır (BM, 2022a). Ayrıca bu durum araştırmacıları alternatif enerji kaynaklarına ve kullanılan enerjinin daha verimli nasıl kullanılabileceği konularına yönlendirmiştir.

Dünya üzerinde üretilen ve tüketilen enerjinin büyük bir kısmı fosil yakıtlardan elde edilmektedir. Fosil yakıtlar doğada belli bir rezerve sahip olan enerji kaynaklarıdır. Uzun yıllar sonucu oluşurlar. Kullanımları ise çok daha hızlı olmaktadır. Coğrafyaya eşit olarak dağılmamış olan fosil kaynaklar yirminci yüzyılın başından itibaren yoğun bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır (Yağcı, 2021). Başlıca fosil yakıtlar kömür, petrol ve doğalgazdır. Dünyada en büyük fosil yakıt rezervi kömüre aittir. Kömür içeriğinde karbon, hidrojen ve oksijen gibi elementlerin bileşiminden oluşan organik bir kayadır. 2020 yılı sonu itibarıyla dünya üzerinde 1,07 trilyon ton kömür rezervi bulunmaktadır. Bu rezerv toplamının 753,6 milyar tonu (%70) antrasit ve bitümlü kömür (taşkömürü), 320,5 milyar tonu (%30) ise alt bitümlü kömürler ve linyittir (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı). Dünyada en yüksek fosil yakıt rezervi olan kömür yakıtından sonra petrol yakıtı gelmektedir. Petrol de kömür gibi içeriğinde karbon, hidrojen ve çok az miktarda azot oksijen ve kükürt bulunan bir yakıttır. Dünya enerji tüketim kapsamında en yüksek paya sahip olan yakıt petroldür. 2021 yılı itibarıyla küresel ölçekte toplam ham petrol rezervi 244,4 milyar ton olup Venezuela %20'lik pay ile ham petrol rezervleri dağılımında en büyük orana sahip ülke konumundadır. 2021 yılı üretim verilerine göre, dünyadaki en büyük ham petrol üreticisi ülke ise ABD olup dünya üretiminin %17'sini karşılamaktadır (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı). Dünyada kömür ve petrol yakıtından sonra en yüksek rezerve sahip bir diğer fosil yakıtı doğalgaz yakıtıdır. Doğalgaz havadan hafif, yanıcı ve renksiz hidrokarbonlardan oluşan bir yakıttır. 2021 yılı verilerine göre, dünya doğalgaz rezervi yaklaşık 188,1 trilyon m<sup>3</sup> olup Rusya %19'luk pay ile dünya doğalgaz rezervi sıralamasında ilk sırada yer almaktadır. 2021 yılı üretim verilerine göre, dünyadaki en büyük doğalgaz üreticisi ülke ABD olup dünya üretiminin %23'ünü karşılamaktadır (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı). Fosil enerji kaynaklarına bilim adamları tarafından öngörülen ömür; petrolde 54 yıl, doğalgazda 61 yıl, kömürde ise 142 yıldır (T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, 2014)

Dünyada fosil yakıt rezervlerinin her geçen gün giderek azalması, atmosfere ve dolayısıyla insan sağlığına olan zararlarından dolayı fosil yakıtlara alternatif olarak yenilenebilir enerji

kaynakları yaygınlaşmaktadır. Yenilenebilir enerji, doğal kaynaklardan elde edilen ve çevreci bir enerji kaynağıdır. Yenilenebilir enerji kaynaklarının fosil yakıtlara göre en önemli avantajı ise kaynağının sınırsız olmasıdır. Yenilenebilir enerji kaynakları güneş, rüzgâr, dalga, jeotermal, hidrolik ve biokütle enerjisi olarak sıralanabilir (Karalı, 2017). Yenilenebilir enerji kaynakları temiz enerji olarak da bilinmektedir. Fosil yakıtların önemli bir alternatifi olan yenilenebilir enerji kaynakları, her geçen gün artan üretim ve tüketim oranı ile dikkat çekmektedir. Yenilenebilir enerji içerisinde en çok tüketilen orana sahip biyo yakıt- atık (%9) enerjisidir. Biyo yakıt- atık ardından sırası ile hidrolik enerji (%3), rüzgar, güneş vd. (%2) gelmektedir (Yağcı, 2021). Dünyadaki enerji kaynakları içerisinde en düşük orana sahip olan nükleer enerji (%5) en az kullanılan enerji kaynaklarıdır. Nükleer enerji santralleri yüksek miktarda sabit maliyet gerektirmesi, inşaat süresindeki belirsizlik ve bu belirsizliğe bağlı olarak artan maliyetler, nükleer santral kazalarının telafisi mümkün olmayan çevre zararları meydana getirmesi, yeni santral tasarımları daha önce deneyimlenmediğinden yatırım finansman maliyetlerinin artması, fosil yakıtların fiyatlarında meydana gelebilecek değişimlere bağlı olarak piyasa riskleri taşıması, nükleer atıklar için kesin çözüm bulunamaması (Şimdilik bu atıklar yer altına gömülmek suretiyle saklanmaya çalışılmaktadır) gibi riskler nükleer enerji yatırımlarını etkilemektedir (Bakır, 2013).

Ülkemiz enerji bakımından dışa bağımlı bir ülke konumundadır. Tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de enerji talebi günden güne artmaktadır. Türkiye fosil kaynakları bakımından zengin bir ülke değildir. Türkiye'nin en önemli fosil enerji kaynağı kömürdür. Petrol ve doğalgaz rezervleri sınırlı olup arama faaliyetleri devam etmektedir. Ülkemizde en çok kullanılan yakıt petrol (%29), kömür (27), doğalgaz (%27), rüzgâr, güneş vd. (%10), hidrolik (%5) ve biyo yakıt-atık (%2)'tir (Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı).

Hızlı sanayileşme ile birlikte dünyada atık ısı kullanım teknolojileri de giderek gelişmiştir. Proseslerde kullanılan birçok ısı kullanıldıktan sonra atık ısı olarak sistemden çıkmaktadır. Yapılan atık ısı çalışmaları sayesinde işletmelerde verimlilik, yakıt tasarrufu ve en önemlisi çevreye olan duyarlılık artmaktadır. Atık ısıların sıcaklıklarının yüksek olması küresel ısınmaya sebep olduğu için canlıların yaşam şartlarını direk olarak etkilemekte ve canlı türlerinin tükenmesine sebep olmaktadır.

Sanayide kullanılan enerjinin neredeyse % 26'lık bir kısmı sıcak gazlar ve sıvılar olarak çevreye atılmaktadır (Çomaklı ve Terhan, 2011). Kaybedilen bu enerji, atık ısı geri kazanımı sistemleri ile büyük ölçüde tekrardan kazanılabilir. Atık ısı geri kazanım sistemlerine yapılacak yatırımın asgari sürede kendini amorti edebilmesi rekabet ortamında ayrıca avantajlar sağlamaktadır.

Yapılan bu tez çalışmasında metal sektörü üzerine çalışan bir işletmede atmosfere atılan atık baca gazlarının ısı geri kazanımı ile tekrardan işletme içerisine kazanılması ve işletmenin verimliliğinin artırılması hedeflenmiştir. Bu çalışma sayesinde ülke olarak enerji üretiminde kullandığımız yakıtların ülkemizde sınırlı rezervleri olduğu

düşüldüğünde enerji tüketimi firma bazında düşecektir. Bu sayede ülke olarak dışa bağımlılıkta azalacaktır. Bu tez çalışmasının içeriğinde 1. bölümde atık ısı üzerine daha önce yapılmış çalışmalar ve atık ısıdan elektrik enerjisi üretimi çalışmaları hakkında bilgiler verilmiştir. 2. Bölümde ısı geri kazanımı başlığı altında ısı değiştiricileri, ısı değiştiricilerinin sınıflandırılması ve atık ısı geri kazanım teknikleri verilmiştir. 3. Bölümde termodinamik analizi başlığı altında enerji analizi, ekserji analizi ve ekonomik analizin hesaplamaları hakkında bilgiler verilmiştir. 4. Bölümde materyal ve yöntem başlığı altında fabrika tanıtımı, tav fırını, tav fırını atık ısı, organik rankine çevrimi çalışma prensibi, akışkan seçimleri, ısı değiştiricisi tasarımı, ısı değiştiricisi hesaplamaları, Organik Rankine Çevrimi enerji ve ekserji analizi ve ekonomik analiz hakkında bilgiler ve hesaplamalar yapılmıştır. 5. Bölümde araştırma bulguları ve tartışma başlığı altında çalışmada yapılan hesaplama sonuçları verilmiştir. Hesaplama sonuçlarına göre tartışmalar yapılmıştır. Devamında sonuç ve öneriler yapılmıştır.

## 1. BÖLÜM

### LİTERATÜR TARAMASI

Dünyada teknolojik gelişmeler her geçen gün hızla artmaktadır. Teknolojinin artması beraberinde enerji tüketimini de artıracığından dolayı enerji dünya için kıymeti her geçen gün artmaktadır. Bundan dolayı işletmeler kullandıkları enerji miktarını daha verimli kullanmak adına çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmaların başında atık ısı çalışmaları gelmektedir. Atık ısı üzerine yapılan çalışmalarda atık ısının miktarına ve sıcaklığına bağlı olarak atık ısıdan birçok faydalı iş sağlanmıştır. Tez çalışmasının bu bölümünde öncelik olarak atık ısı geri kazanımı üzerine yapılan çalışmalar incelenmiştir. Devamında yapılacak çalışma ile ilgili literatürde yer alan çalışmalar incelenmiştir.

#### 1.1. Atık Isı Geri Kazanım Çalışmaları

Yuan ve Ark, 2024, çalışmasında ısıtma sektöründe kullanılan teknikler ve çalışmalar incelenmiştir. Çin'nin Kuzey bölgesinde bölgesel ısıtma sistemleri kentsel ısıtma alanında %88 oranında kullanılmaktadır. Kentsel ısıtmada kullanılan bölgesel ısıtmanın %90'unda fosil yakıtlar kullanılmaktadır. Çalışmada bölgesel ısıtma sistemlerinde kullanılan fosil yakıtların çevreye olan zararlarını önlemek adına fosil yakıtlara alternatif olarak yenilenebilir enerji kaynakları kullanımı için araştırmalar ve çalışmalar yapılmıştır.

Çakıcı, 2023, çalışmada Akdeniz ve Karadeniz'de avcılık yapan üç farklı kapasitedeki geminin soğutma depolarında atık ısı geri kazanımı üç farklı soğutma sistemi ile incelenerek enerji ve çevre analizlerinin yapılması amaçlanmıştır. Sistemlerin enerji ve çevre analizleri yapılırken termodinamik hesap ve yöntemden yararlanılmıştır. Boyutlandırma yapılırken üç boyutlu çizim programı kullanılmıştır. Hibrid soğutma sistemi, absorpsiyonlu soğutma sistemi ve kombine enerji üretimi soğutma sistemlerinin verimlilikleri araştırılarak geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine göre enerji tasarruf miktarları hesaplanmıştır. Analizde, Karadeniz ve Akdeniz'de farklı kapasitede motor güçlerine (250 kW, 500 kW ve 630 kW) sahip farklı boyda üç balıkçı gemisi değerlendirilmiştir. Üç farklı sistemin konfigürasyonlarının fizibilitesi incelenmiş ve yakıt ile CO<sub>2</sub> tasarrufu açısından olası faydalar değerlendirilmiştir.

Çakar, 2022, tez çalışmasında atık ısının sisteme geri kazandırılma yöntemleri ve ekonomizer uygulamaları detaylı olarak ele alınmıştır. Sanayide bir çok alanında kullanılan gaz ve sıvı, gerekli proses çevrimini bitirdikten sonra içerisinde bulunan yüksek miktarda enerji ile birlikte atık duruma gelmektedir. Bu atık ısının tekrar sisteme kazandırılması, ekonomik kazançların yanı sıra çevre kirliliği ve ekolojik denge hususlarında önemli bir rol oynamaktadır. Tez çalışmasında, kablo üretim tesisinde kullanılan yanma testi fırınına ait veriler ele alınmıştır. Materyal ve yöntem bölümünde yapılan ekonomizer tasarımı hesaplamaları sonucunda, 288,24 m<sup>2</sup> yüzey alanına sahip ve kendinden kanatçıklı 120 adet

serpantinden oluşan, 6 geçişli ve 5 sıralı bir ekonomizer tasarlanmıştır. Ekonomizer tasarımı hesaplamalarında, logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve  $\epsilon$  - NTU metotlarından yararlanılmıştır. Duman gazından suya olan ısı transferinde, duman gazı tarafındaki ısı iletim katsayısı su tarafına göre çok düşük olması sebebi ile ekonomizer tasarımında, kendinden kanatçıklı serpantinler kullanılarak ısı geçiş miktarı arttırılmıştır. Ekonomizer tasarımında boru ve kanatçıklarda kullanılan materyal, ısı iletkenlik katsayısının yüksek olması sebebi ile bakır olarak seçilmiştir. Bakır borular, basıncın yüksek olmadığı fakat ısı transferinin verimli olması istenen su ve gaz gibi korozif olmayan akışkanların kullanıldığı sistemlerde kullanılmaktadırlar. Farklı bir işletmede, atık ısı ne kadar düşük olur ise olsun, yapılan tasarımın sisteme uygun hale getirilebilir olduğunun önemi tüm detayları ile verilmiştir.

Çavuşoğlu, 2020, çalışmasını endüstriyel toz boya tesislerinde çıkan atık baca gazlarından faydalanmak amacı ile yapmıştır. Çalışmada endüstriyel toz boya tesislerine ait kurutma ve kürlenme fırını baca gazlarındaki atık ısı, ısı dönüştürücü ile geri kazanılarak çinko fosfat banyosundan çıkan ve doğalgaz kombisine tekrar ısıtılmak üzere dönen su borularına ısının transfer edilerek atık ısıdan enerji kazanımı sağlanmıştır. Bu sayede kombi giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı olan  $\Delta T$  miktarını düşürmek ve bu yöntem ile doğalgaz tüketim miktarını azaltarak enerji kullanım verimliliğini artırmak amaçlanmaktadır. Sistem doğal kaynakların daha az kullanımı ve enerji verimliliğini artırmanın dışında çevre kirliliği konusunda da karbon salınımını azalttığı için daha temiz bir doğaya katkıda bulunacaktır.

Jouhara ve Ark, 2018, çalışmaların atık ısı çalışmalarında kullanılan teknikler incelenmiştir. Çalışmada atık ısının öneminden ve atık ısının faydalı işe dönüştürülmesi adına yapılan literatür çalışmalarından bahsedilmiştir. Atık ısı çalışmalarında kullanılan teknikler, Rejeneratif ve reküperatif brülörler, ekonomizler, atık ısı kazanları, hava ön ısıtıcıları, plakalı ısı değiştiricileri, ısı borulu sistemler, ısı geri kazanımlı buhar jeneratörleri, Atık ısının geri kazanımı için kullanılan termodinamik çevrimler, ısı pompaları ve doğrudan elektriksel dönüşüm cihazları hakkında detaylı bilgi verilmiştir.

Orr ve Ark, 2016, çalışmasında içten yanmalı motorlardan çıkan egzoz gazları incelenmiştir. Egzoz gazından atılan atık ısı içten yanmalı motorların verimliliğini doğrudan etkilemektedir. Çalışmada içten yanmalı motorların egzoz gazından çıkan atık ısı termoelektrik jeneratörler ve ısı borularından faydalanılarak ısı geri dönüşümü amaçlanmıştır.

Çağlayan, 2015, tez çalışmasında seramik sektöründe çıkan atık ısıyı incelenmiştir. Seramik sektöründe yaklaşık olarak toplam maliyetin %30' unu enerji maliyeti oluşturmaktadır. Bu oranın %20'si doğalgaza, %10' u elektriğe aittir. Seramik sektörünün birçok prosesinde yüksek sıcaklıktaki gaz dışarı atılmaktadır. Bunların içinde fırınlar en büyük potansiyele sahiptir. Bu çalışmanın amacı atık ısı geri kazanımla püskürtmeli kurutucuda ön ısıtmanın verimliliğe, doğalgaz tüketimine etkisini incelemek, çıkan sonuçların termodinamik ve ekonomik analizini yapmaktır. Çalışmada, Uşak Organize Sanayi Bölgesinde faaliyet

gösteren bir seramik fabrikasında yer alan püskürtmeli kurutucuda atık ısı geri kazanımı projesi uygulanmıştır. Çıkan veriler doğrultusunda atık ısıdan önceki ve sonraki enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Net Şimdiki Değer Yöntemi ile ekonomik açıdan incelenmiş ve projenin geri ödeme süresi bulunmuştur. Atık ısı geri kazanımdan sonra enerji verimliliği %52,97 den %53,4'e, ekserji verimliliği ise %39,46'den %41,24'e yükselmiştir. Bulunan veriler ışığında, toplamda %29' luk bir doğalgaz tasarrufu yapılmıştır. Ekonomik analize göre sistem, 11. Aydan itibaren yatırım bedelini ödeyerek kazanca geçmeye başlayacaktır.

Thakar ve Ark, 2013, çalışmalarında dizel motorlarda dışarı atılan egzoz gazlarındaki atık ısıyı incelenmiştir. Dizel motorlarda gerçekleşen ısı kayıpların %33-36 oranında egzoz gazı ile atık ısı olarak dışarı atılmaktadır. Egzoz gazı ile dışarı atılan atık ısı dizel motorların verimliliğini doğrudan etkilemektedir. Çalışmada dizel motorun verimliliğini artırmak için egzoz gazından atmosfere atılan atık ısı dizel motorda kullanılan havayı ısıtmak için kullanarak dizel motorun verimliliğini artırmak amaçlanmıştır.

Güneş, 2009, çalışmasında atık ısıdan faydalanmak için Sakarya ilinde bulunan bir firmanın kojenerasyon sisteminin uygunluğunu incelenmiştir. Yapılan çalışmada sistemin sürekli olarak çalışması neticesinde amortisman maliyeti hesaplanmıştır. Yapılan çalışma sonucunda önerilen sistem uygulandığı takdirde yıllık 1,8 milyon lira enerji giderinin ortadan kaldırılacağı ve çalışmanın kendisini 2 ay gibi kısa sürede amorti edebileceği gösterilmiştir.

Yamankaradeniz, 2007, yüksek lisans tez çalışması da Bursa da faaliyet gösteren bir tekstil firmasında ki gerçek verilerden faydalanılarak atık ısı çalışması yapmıştır. Çalışmada işletmede kullanılan plakalı ısı değiştiricisi yerine ısı pompası kullanılarak karşılaştırma yapılmıştır. Plakalı ısı değiştiricisinin geri ödeme süresi 5 ay iken ısı pompasının ise geri ödeme süresi 11 ay olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, 65 °C deki atık ısıdan enerji geri kazanımı her bakımdan plakalı değiştiricisinin yerine ısı pompası kullanılmasının avantajlı olmadığı gösterilmiştir. Fakat plakalı değiştiricisinin 40 °C 'nin altındaki sıcaklıklarda kullanılmadığı düşünülürse düşük sıcaklıklar için ısı pompasını kullanmak tartışmasız enerji tasarrufu sağladığını vurgulamıştır.

Tarakçıoğlu, 2006, tez çalışmasında atık ısının geri kazanılması ve atık ısının geri kazanılmasını sağlayan sistemler ile kojenerasyon ve kombine çevrimlerde atık ısının geri kazanılması örnek işletmelerde mukayeseli olarak incelenmiştir. Ayrıca, ısı enerjisinin geri kazanılmasında kullanılan farklı tipteki ısı değiştiricileri tanıtarak tüm yönleriyle karşılaştırılmıştır. Bunun yanı sıra atık ısının geri kazanımıyla elde edilen enerjiden sanayide faydalanma alanları incelenerek verimlilik ve uygulanabilirlik alanları açıklanmıştır.

Selbaş, 1992, tez çalışmasını atık ısı geri kazanımı üzerine yapmıştır. Atık ısı geri kazanımında kullanılan yöntemler ve kullanılan cihazlar incelenmiştir. Çalışmada bir klima santraline ısı tekerleği eklenmiştir ve bunun sonucunda geri kazanılan termal enerji

hesapmış, sistemin maliyeti ve geri ödeme süresi belirlenmiştir. Neticede ısı geri kazanımının önemi ve ısı tekerliği uygulaması hakkında bir değerlendirme yapılmıştır. Çalışmanın amortisman süresi 1992 yılına göre 1,1 yıl olarak hesaplanmıştır.

## 1.2. Organik Rankine Çevrimi ile Atık Isı Geri Kazanımı

Kıyak, 2023, tez çalışmasında enerji sistem analizi ile denizcilik sektöründe karbon emisyon miktarının azaltılması ve bir kuru yük gemisine ait dizel jeneratörlerden elde edilen atık ısıdan faydalanarak elektrik enerjisi üretiminden bahsetmiştir. Modelleme sürecinde sonuçlar bize en düşük buhar basıncında ve en yüksek buhar hararetinde buhar türbininden en yüksek gücü elde ettiğimizi göstermektedir.

Erdoğan, 2023, tez çalışmasında bisküvi üretimdeki pişirme fırınlarından çıkan atık baca gazından faydalanmak ve sistemin verimliliğini artırmak amacı ile yapmıştır. 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 ile ORC sistemi beslenerek elektrik enerjisi üretimi amaçlanmış ve çevrim tasarımı yapılarak net bugünkü değer (NBD) yöntemi ile çevrimin 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 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. Atık ısının kullanılarak pişirme havasının ısıtılması sonucunda 331,58 kW enerji tasarrufu sağlanırken 29,6 m<sup>3</sup>/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.

Akyüz, 2022, tez çalışmasında, Konya bölgesinde yer alan ve yem üreten bir tesisteki buhar kazanı bacasının atık ısı geri kazanımı incelenmiştir. Isı kaynağı olarak endüstriyel hayvan yemi tesisinde kullanılan buhar kazanı bacasından 200 - 210 °C sıcaklık aralığında çıkan atık gazın ısısı kullanılmıştır. Çalışmada, atık ısı kaynağı sıcaklığına bağlı olarak 5 farklı organik akışkan türü seçilmiş ve termodinamik analizler sonucunda optimum iş akışkanı belirlenmiştir. Organik akışkanlar arasında belirlenen tasarım koşullarında en optimum akışkanın Benzen olduğu sonucuna varılmıştır. Sistem için yapılan hesaplamalarda endüstriyel yem fabrikasının buhar kazanından elde edilen gerçek işletme verileri kullanılmıştır. Kazan sistemine entegre edilecek ORC sistemi için termodinamik ve ekonomik analizler yapılmıştır. Yapılan ekonomik analiz ve hesaplamalar sonucunda atık

ısı kaynağından değerlendirilebilecek maksimum güç değeri 135,71 kW olarak hesaplanmıştır. Bu değerden, %15.94 ısı verimle Benzen akışkanı kullanılarak tasarlanan ORC sisteminden 21,63 kW gücün geri kazanılacağı sonucuna varılmıştır. Tasarlanan ORC sistemi ile yıllık 71.386,17 kWh elektrik üretilebileceği hesaplanmıştır. Tüm bunlara ek olarak Benzen akışkanlı ORC sisteminin yıllık maddi kazancınının 142.058,49 TL ve geri ödeme süresinin 4,6 yıl olacağı sonucuna varılmıştır.

Kahrıman, 2022, tez çalışmasında jeotermal enerji sistemleri ve sistemlerden çıkan atık ısıdan bahsetmiştir. Bu çalışmada hedef olarak Aydın ilindeki JES'lerden çıkan atık ısının konut ısıtılmasında değerlendirilmesi ve böylece şehirde ortaya çıkan CO<sub>2</sub> emisyonundaki azalımın hesaplanmasıdır. Çalışmanın, yatırım ve işletme maliyetlerinin hesaplamaları yapılmıştır. Bunun sonucunda, çalışmanın seviyelendirilmiş ısı maliyeti (LCOH); 1,69 USD/GJ olarak hesaplanmıştır. Diğer ısıtma çeşitlerine göre jeotermal atık ısı ile ısıtmanın çok daha az maliyetli olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Sonuç olarak; jeotermal enerji ile ısıtma diğer enerji kaynaklarına göre daha çevreci ve daha az maliyetli olması sebebiyle her geçen gün önem kazanmaktadır.

Bolat, 2021, çalışmasında jeotermal enerji kaynaklı ORC ve Kalina çevriminin optimum çalışma şartlarını belirlemek için ORC'de iş akışkanı olarak isobütan-isopentan ve R245fa-isopentan akışkanlarının 21 farklı konsantrasyon çifti, Kalina çevriminde iş akışkanı olarak amonyak-su akışkanlarının 7 farklı konsantrasyon çifti kullanılmıştır. Her bir iş akışkanı için hem ORC'de hem de Kalina çevriminde türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş-çıkış basıncı, jeotermal kaynak giriş sıcaklığı değişken parametreleridir. Tasarımlar enerji ve ekserji analiz metotları kullanılarak değerlendirilmiştir. Hesaplamalarda akışkanlara ait termodinamiksel değerler REFPROP 8.0 programı kullanılarak elde edilmiştir. Jeotermal enerji kaynaklı ORC ve Kalina çevriminde yapılan analizler sonrası; kullanılacak en uygun akışkanın ORC için isobütan (% 100), Kalina çevrimi için amonyak (% 95)-su (% 5) olduğu anlaşılmıştır.

Li ve Ark, 2020, çalışmalarında düşük sıcaklıktaki atık ısıdan ORC yardımı ile elektrik enerjisi üreten işletmede deneysel olarak ekonomik analizi yapılmıştır. Çalışmada düşük sıcaklıktaki atık ısıdan gerçek üretim kapasitesi 16,3 kW olan ORC enerji santrali kurulmuştur. Santralin kurulum aşamasından başlayarak sistemin teknik ve ekonomik analizi yapılmıştır. Yapılan analizlerde kısaca enerjinin büyüklüğü ne kadar büyük ise yatırım maliyetinin o kadar yüksek olacağını söylemek mümkündür.

Wei ve Ark, 2019, yapmış oldukları çalışmada atık ısıdan Organik Rankine Çevrimi ile faydalanmak amaçlanmıştır. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R152a kullanılmıştır. R152a çalışma sıvısına göre enerji verimliliği ve ekserji verimliliği deneylere dayalı olarak analiz edilmiştir.

Aydın, 2018, bu çalışmada, çelik üretim tesisi konverterlerinde (BOF) açığa çıkan düşük sıcaklıklı atık ısının miktarı hesaplanmış, mevcut durumda atmosfere salınan bu atık ısının

değerlendirilebilir olması yönünde farkındalık oluşturabilmek adına senaryolar hazırlanmıştır. Söz konusu atık ısının absorpsiyonlu soğutma sistemi, nemlendirme nem alma yöntemi ve ORC ile değerlendirilmesine yönelik araştırmalar ve hesaplamalar yapılmıştır. Atık ısı miktarına bağlı olarak absorpsiyonlu soğutma sistemi ünitesi seçimi yapılmış, bu seçim sonucunda 6.681,045 kW soğutma kapasitesi hesaplanmıştır. Seçimi yapılan absorpsiyonlu soğutma sistemi için, yıllık net tasarruf miktarı 4.579.797,25 TL olarak tespit edilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi için yatırımın basit geri ödeme süresi 0,45 yıl olarak bulunmuştur.

Khordehghah ve Ark, 2018, yapmış oldukları çalışmada atık ısının öneminden ve atık ısının hangi proseslerden çıktığı üzerinde durmuşlardır. İşletmelerden çıkan atık ısının kullanım alanları hakkında bilgiler verilmiştir. Çalışmada atık ısının kullanım alanları olan ısı pompası, reküperatör ve Kalina çevrimi ve organik Rankine çevrimlerindeki öneminden bahsedilmiştir.

Agromayor ve Nord, 2017, yapmış oldukları atık ısı çalışmalarında ORC sistemlerinde kullanılan çevrim konfigürasyonlar ve çalışma akışkanları incelenmiştir. Atık ısıdan faydalanılarak elektrik enerjisi üretiminde ORC sistemleri etkilidir. ORC sistemlerin verimliliğini artırmak için doğru çevrim konfigürasyonları ve akışkanları kullanmak önemlidir. ORC sistemlerinde hidrokarbonlar, HCFC, HCF, alkoller ve sıvı karışımları kullanılmaktadır.

Akman, 2016, çalışmada handyamax sınıfı bir tankerin ana makinesinin atık ısı analizleri yapılmış; ceket soğutma suyunun, süpürme havasının ve egzoz gazının atık ısı enerjileri hesaplanmıştır. Atık ısı geri kazanım sistemi için Organik Rankine Çevrimi kullanılmış ve çevrim iş akışkanı olarak R245fa incelenmiştir. Atık ısı kaynakları tekil ORC sistemleri olarak analiz edilmiş daha sonra bu kaynaklar tek bir ORC sisteminin atık ısı kaynakları olacak şekilde birleştirilmiştir. Çevrimlerin termodinamik analizleri yapılarak seyir elektrik yükünün jeneratör çalıştırılmadan ORC sistemleriyle karşılanması hedeflenmiştir. Ayrıca sistemlerin tahmini maliyetleri ve amortisman süreleri hesaplanmıştır.

Pelit, 2015, tez çalışmasında biyokütle enerji ve ORC sistemleri hakkında genel bilgiler verilmiş, biyokütle atığı yakarak kızgın yağ üreten kazanların çalışma sisteminden bahsedilmiştir. Daha sonra biyokütle kaynaklı ORC sistemin termodinamik ve termoekonomik analizleri yapılmıştır. Üretilen kızgın yağın, ORC sistemine ısıl kaynak teşkil etmesinin yanında hem sıcak su hem de mekân ısıtması olarak kullanıldığından bahsedilmiştir. Tesiste, elektrik üretimi için kullanılan biyokütle kaynaklı ORC sisteminin termodinamik ve termoekonomik analizleri, her bir ekipman için ayrı ayrı yapılmıştır. Termodinamik analizde en yüksek enerji ve ekserji değerinin buharlaştırıcıya, en düşük enerji ve ekserji değerinin ise pompaya ait olduğu görülmüştür. 891,76 kW net elektrik üretimine göre sistem geri ödeme süresi 3,24 yıl olarak hesaplanmıştır.

Petr ve Raabe, 2015, yapmış oldukları çalışmalarında ORC'de en çok kullanılan soğutucu akışkanlar hakkında bilgiler vermiştir. Soğutucu akışkanlardan R245fa ve R1234ze (Z) arasında karşılaştırma yapılmıştır. Yapılan kıyaslamada simülasyon yardımı ile 183-224 °C arasındaki ısı kaynaklarında R1234ze (Z) soğutucu akışkanı gözle görülür performans kayıpları gözlenmiştir. Organik Rankine Çevrimlerinde R245fa soğutucu akışkana alternatif olarak R1234ze (Z) gösterilmiştir.

Ergün, 2014, yapmış oldukları bu çalışmada Çanakkale ilinde, Ayvacık ilçesinde, Tuzla köyü mevkiinde bulunan jeotermal kaynaklı bir ORC santralinin termodinamik (enerji-ekserji) ve termoekonomik analizleri yapılmıştır. Yapılan enerji analizi sonucunda, sistemdeki en yüksek kayıp değeri 24,41 MW ile kondenserde tespit edilmiştir. Ardından, 9,58 MW ile türbin, 8,95 MW ile ön ısıtıcı, 6,71 MW ile buharlaştırıcı ve 3,28 MW ile reküperatör gelmektedir. Sistemin ekserji analizi sonuçlarına göre ise en yüksek ekserji kaybı, 3,93 MW ile buharlaştırıcıda tespit edilmiştir. Ardından 2,64 MW ile organik türbin, 1,69 MW ile reküperatör, 0,868 MW ile kondenser 0,308 MW ile organik akışkan pompası ve 0,306 MW ile ön ısıtıcı gelmektedir. Sistemin enerji ve ekserji verimleri 25°C referans sıcaklıkta, sırasıyla % 12 ve % 49 olarak hesaplanmıştır.

Eyidoğan, 2014, doktora tez çalışmasında biyokütleden elde edilen kızgın yağ ile elektrik ve ısı (sıcak su) üreten bir ORC ünitesinin enerji ve ekserji analiz hesaplamalarını yapmıştır. Çalışmaya temel teşkil eden veriler ağaç sektöründe üretim yapan bir sanayi kuruluşundaki bütünleşmiş ORC ünitesinden alınmıştır. Tam yük birinci test çalışmasında ORC ünitesinden 860,06 kW net elektrik üretilmekte ve net elektrik üretim verimi %12,59'dir. ORC ünitesinin ekserji verimi %33,26'dir. Tam yük ikinci test çalışmasında net elektrik üretim verimi %13,22 ve ekserji verimi %35,50'dir. Tam yük üçüncü test çalışmasında ORC ünitesinin elektrik üretim verimi %12,91 ve ekserji verimi %33,80'dir. Kısmi yük birinci test çalışmasında ORC verimi %12,46 ve ekserji verimi %32,9'dir. Kısmi yük ikinci test çalışmasında ORC verimi %13,14 ve ekserji verimi %35,2'dir. Kısmi yük üçüncü test çalışmasında ORC verimi %12,78 ve ekserji verimi %33,5'dir. Evaporatör ve kondenser basıncının hem enerji hem de ekserji verimine önemli ölçüde etkisi olduğu görülmüştür. Tam yük ve kısmi yük çalışma şartlarındaki her üç çalışma için ekserji kayıplarının büyükten küçüğe doğru gerçekleştiği ORC ekipmanları sırasıyla; evaporatör, kondenser, türbin, rejeneratör ve pompadır.

Yağlı, 2014, çalışmasında atık ısıdan elektrik enerjisi üretiminde kullanılan organik rankine çevrimi üzerine yapmıştır. Çalışmasında tasarımda yapılan hesaplamaların Excel ve EES (Engineering Equation Solver) programlarından faydalanarak yapılmıştır. ORC sisteminin tasarımında analitik tasarım ve simülasyon yöntemleri tolüen akışkanı kullanılarak yapılmış ve ardından çevrimin iyileştirilmesi için farklı akışkanlar incelenmiştir. Bu incelemeler sonucunda, aynı şartlarda siklo-hekzan akışkanının tolüenden daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. Siklo-hekzan akışkanı için çevrim parametreleri tekrar hesaplanmış ve ardından sonuçlar tolüen akışkanlı çevrimin sonuçları ile karşılaştırılmıştır. ORC

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

Yılmaz, 2013, yapmış olduğu çalışmada düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarından faydalanmayı hedeflemiştir. Çalışmasında ısı kaynağı olarak güneş enerjisinden faydalanılmıştır. Bu çalışmada Isparta ili şartlarında güneş çanaklı Organik Rankine Çevriminin R410a soğutucu gazları ile ayrı ayrı olarak termik analizleri yapılmış ve bu sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarımızda güneş den gelen enerji miktarı % 10 lük bir kayıpla kazana gelmekte ve buradaki soğutucu akışkanımızı buhar fazına geçirmektedir.

Tütüncü, 2012, yapmış olduğu çalışmasında atık ısının öneminden bahsederek çimento fabrikası pişirme fırınlarından çıkan atık ısıdan faydalanılıp elektrik enerjisi üretmeyi amaçlamıştır. Çalışmada seçilen ölü hal değeri, ölçülen meteorolojik verilerden yararlanarak 15 ° C ve 101,325 kPa belirlenmiştir. Yapılan çalışmanın sonuçlarına göre; sistemin toplam ekserji kaybı akımı 5.038,61 kW ve toplam ekserji verimliliği %55,49 olarak bulunmuştur. Türbin genişmesi ve kondenserde meydana gelen ısı transferinin ekserji kaybına önemli derece etki ettiğini vurgulamışlardır. Ayrıca çalışmanın gerçekleşmesi durumunda yıllık 17 bin ton CO<sub>2</sub> salınımı azaltılabileceğini göstermişlerdir.

## 2. BÖLÜM

### ISI GERİ KAZANIMI

Atık ısı geri kazanımı çalışmalarında kullanım amacına ve ısının miktarına göre ısı geri kazanımı teknikleri kullanılarak atık ısı faydalı işe dönüştürülmektedir. Atık ısı geri kazanımı tekniklerinde ısı değiştiricileri aktif olarak kullanılmaktadır.

#### 2.1. Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricilerinin kullanım alanları çok geniştir. Isı değiştiricileri işyerlerimizde gerek verimliliği artırmakta gerekse günlük yaşantımızda hayatımızı kolaylaştırmaktadır. Isı değiştiriciler, iki veya daha fazla akışkan arasında ısı enerjinin aktarılmasını sağlayan donanımlardır (Arbak, 2014). Isı değiştiricilerinin birden fazla türü bulunmaktadır. Bütün ısı değiştiricilerin amacı aynıdır. İşletmelerde ısı değiştiricisine ihtiyaç duyulduğunda amacına yönelik ısı değiştiricisini seçmek önemlidir. Isı değiştiricilerinde çok fazla çeşit bulunduğundan dolayı uygun maliyet ve kullanım kolaylığı sağlayan ısı değiştiricisi kullanılmalıdır.

#### 2.2. Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması

Farklı başlıklar altında birden fazla türde ısı değiştiricisi bulunmaktadır. Isı değiştiricileri kullanım amacına göre farklı kapasitede, geometride ve tiplerde olabilmektedir. Isı değiştiricileri yapı şekillerine göre, akışkan sayısına göre, ısı geçiş mekanizmasına göre, ısı değişim şekline göre ve akış düzenine göre sınıflandırılabilir.

##### 2.2.1 Yapı şekillerine göre ısı değiştiricileri

Isı değiştiricileri kullanım alanına ve amacına göre farklı geometride üretilmektedir. Yapı şekillerine göre ısı değiştiricileri borulu, levhalı, kanatçıklı ve rejeneratif olmak üzere dört tipte bulunurlar. Borulu tip ısı değiştiricileri kendi içinde çift borulu, spirallı borulu, boru sarmallı ve gövde borulu olmak üzere çeşitlendirilirler. Levhalı tip ısı değiştiricileri spiral, levha sarmallı, baskılı levha, levhalı ısı değiştiricileri (contalı, kaynaklı ve lehimli) olmak üzere kendi içinde sınıflandırılırlar. Kanatçıklı ısı değiştiricileri plakalı kanatlı ve borulu kanatlı olarak 2 ye ayrılırlar. Son olarak rejeneratif ısı değiştiriciler ise dönen matris, sabit matris ve dönen gövde olmak üzere sınıflandırılırlar. Borulu ısı değiştiricileri kullanım amacına göre boruların farklı şekillerde tasarlanarak akışkanların ısı transferinde kullanılmaktadır. Plakalı ısı değiştiricileri farklı tasarımdaki plakaların bir biri ile bağlantısı yapılarak yüzey alanlarından akışkanlar geçirilmesi ile akışkanların bir biri arasında ısı transferi sağlanmaktadır.

### **2.2.2. Akışkan sayısına göre ısı değiştiricileri**

Isı değiştiricileri akışkan sayısına göre sınıflandırıldığında iki akışkanlı, üç akışkanlı ve çok akışkanlı olarak 3 tipe ayrılırlar.

### **2.2.3. Isı geçiş mekanizmasına göre ısı değiştiricileri**

Isı değiştiricileri, her iki tarafta tek faz taşınımıyla, bir tarafta tek faz taşınımıyla, diğer tarafta çift faz taşınımıyla, her iki tarafta çift faz taşınımıyla, birleşik taşınımıyla ve ışınlı ısı geçişi olmak üzere dört farklı sınıfta değerlendirilirler.

### **2.2.4. Isı transfer şekline göre ısı değiştiricileri**

Isı değiştiricilerin kullanım amacı iki farklı sıcaklıktaki akışkan arasında ısı geçişini sağlamaktır. Bu tip ısı değiştiricileri temel olarak doğrudan temas olmayan ve doğrudan temaslı olarak iki ayrı türe ayrılırlar. Bu iki ayrı tür de kendi içerisinde üç farklı tipe ayrılırlar. Doğrudan temas olmayan tür kendi içerisinde doğrudan transfer, depolama ve akışkan yatak olmak üzere farklı türlere ayrılırken doğrudan temaslı tip ise karışmayan akışkanlar, gaz-sıvı ve sıvı-buhar olmak üzere farklı türlere ayrılırlar.

Doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde; ısı iki akışkan arasında direkt temastan dolayı yüksek sıcaklıktaki akışkan ile düşük sıcaklıktaki akışkan arasında iletilir. Burada iki akışkan arasında duvar yoktur. Isı transferi iki akışkan arasında yüzey boyunca meydana gelir. Doğrudan temaslı ısı değiştiricilerine; püskürtmeli, tray yoğuşturucular ve soğutma kuleleri örnektir.

Dolaylı temaslı ısı değiştiricileri; iki akışkan birbiri ile direk olarak temas etmemektedir. Burada iki akışkan kesinlikle birbiri ile karışmaz. Akışkanlar ısı değiştiricilerin belirlediği yörünge boyunca akar ve aralarında ısı geçişi gerçekleşir. Dolaylı temaslı ısı değiştiricilerine; araba radyatörleri, plakalı ve borulu ısı değiştiricileri örnek olarak verilebilir.

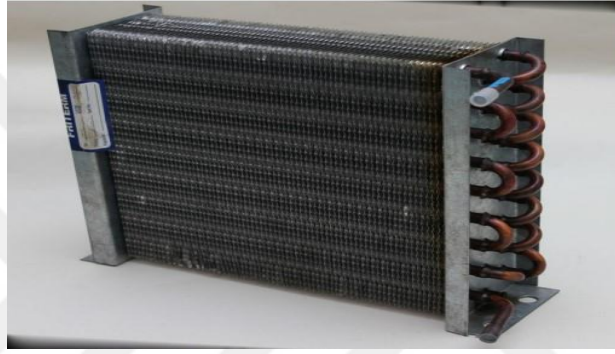
### **2.2.5 Akış düzenlemesine göre ısı değiştiricileri**

Akış düzenlemesine göre ısı değiştiricileri iki temel tipe ayrılırlar. Bunlar tek geçiş ve çok geçiştir. Tek geçiş kendi içerisinde ters akışlı, paralel akışlı, çapraz akışlı, ayrılmış akışlı ve bölünmüş akışlı olarak farklı türlere ayrılmıştır. Çok geçiş ise genişletilmiş yüzeyli (kanatçıklı), gövde borulu ve levhalı olarak sınıflandırılabilirler. Tek geçişli ısı değiştiricilerinde akışkan bir bölgeden girer ve çıkar. Çok geçişli ısı değiştiricilerinde ise akışkan birçok bölgeden girer ve birçok bölgeden çıkabilmektedir. Çok geçişli ısı değiştiriciler yüksek verim elde etmek için kullanılmaktadır.

### 2.3. Kanatlı Isı Değiştiricileri

Kanatlı ısı değiştiriciler tasarlanmış ısı değiştiricilerin üzerine kanatlar eklenerek yüzey alanının büyötmek için yapılmaktadır. Bu sayede ısı değiştiricisinin yüzey alanı büyödükçe gerçekleşen ısı transferi de artacaktır.

Kanatlı ısı değiştiricilerinin kanat kısmındaki akışkanın gaz olması ısı değiştiricisinin verimliliği için daha uygun olacaktır. Isı taşınım katsayısı düşük olan akışkanlarda genellikle ısı değiştiricisine kanatlar eklenerek ısı transferi artırılmak istenmektedir. Isı değiştiricilerine eklenen kanatlar ısı transferini artırdığı gibi kanatlar sayesinde oluşan çıkıntılar ilave basınç kayıplarını da sebep olacaktır. Bundan dolayı gerçekleşen basınç kayıpları dikkate alınmalıdır. Resim 2.1'de örnek kanatlı ısı değiştiricisi verilmiştir.



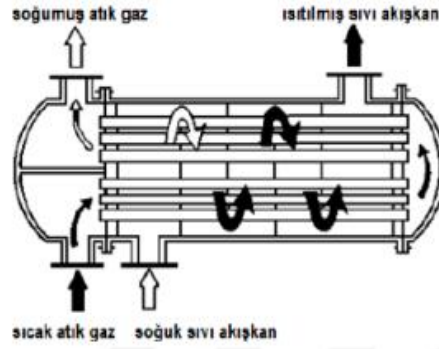
**Resim 2.1.** Örnek kanatlı ısı değiştiricisi (Arbak, 2014)

### 2.4. Borulu Isı Değiştiricileri

Borulu ısı değiştiricisi ismini tasarımında kullanılan borulardan almaktadır. Borulu ısı değiştiricilerinin kullanım alanları geniştir ve en yaygın kullanılan ısı değiştiricileri arasındadır. Borulu ısı değiştiricilerin tasarımında genellikle en dışta büyük bir boru ve büyük borunun içinde dolaşan daha küçük çapta borulardan oluşmaktadır.

Borulu ısı değiştiricilerinin çalışma prensibi; bir birinden sıcaklık olarak farklı iki akışkan borulu ısı değiştiricileri boyunca akmaktadır. Akışkanlardan biri en dıştaki borudan akmakta diğer akışkan ise en dıştaki büyük borunun içindeki küçük çaptaki boruların içinden akmaktadır. Borulu ısı değiştiricisinin içersinden akan akışkanlardan yüksek sıcaklığa sahip akışkandan düşük sıcaklıktaki akışkana doğru ısı aktarımı olacaktır. Akış aynı yönlü olabileceği gibi ters ve çapraz yönlüde olabilmektedir.

Borulu ısı değiştiricileri kullanışlı olduğundan dolayı endüstride bulunan işletmelerde prosesler sonucunda ortaya çıkan atık ısıların geri kazanımı için de aktif olarak kullanılmaktadır. İşletmelerde çıkan atık ısılar borulu ısı değiştiriciler içersinden geçirilerek işletmelerde alan ısıtmasında veya ısı ihtiyacı duyan kısımlarda ön ısıtma olarak kullanılmaktadır.



**Şekil 2.2.** Borulu ısı değıştircisi (Çakar, 2022)

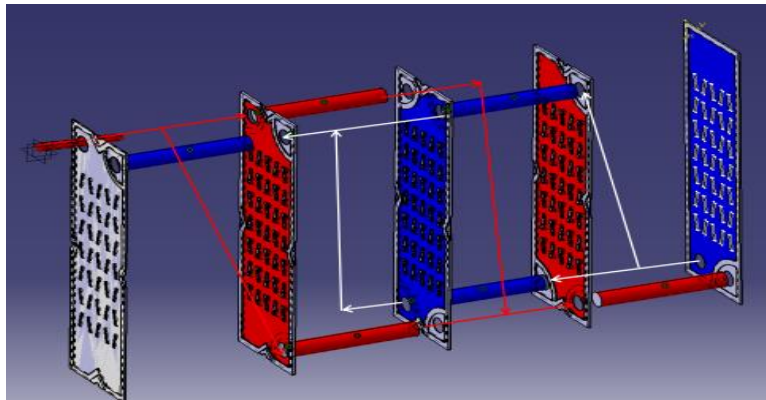
Şekil 2.1’de borulu ısı değıştircisi görülmektedir. Kullanım amacına göre farklı şekillerde borulu ısı değıştircisi tasarımı da yapılabilmektedir.

## 2.5. Plakalı (Levhalı) Isı Değıştircileri

Plakalı ısı değıştirciler farklı sıcaklıktaki iki akışkanın kıvrımlı bir levha yüzeyinden geçirilerek yüksek sıcaklıktaki akışkandan düşük sıcaklıktaki akışkana ısı transferini sağlar.

Plakalı ısı değıştircileri farklı desende kıvrımlı plakalardan üretilmektedir. Plakalarındaki kıvrımlar ısı transfer katsayısını yükseltmesinden dolayı diğer ısı değıştircilerine göre daha verimli durumdadır. Plakalı ısı değıştircilerde akışkanın akışı esnasında plakalara temas yüzeyinin yüksek olması ısı transferini artırmaktadır. Plakalı ısı değıştircilerinde iki akışkan bir biri ile karışmamaktadır. Plakaların bir yüzeyinde yüksek sıcaklıktaki akışkan var ise diğer yüzeyinde düşük sıcaklıktaki akışkan olacaktır.

Plakalı ısı değıştircilerinde akışkanın geçtiği iki plaka arasındaki mesafenin mümkün olduğu kadar küçük olması hedeflenmektedir. İki plaka arasındaki mesafenin düşük olması ısı değıştircisinin verimliliğini artıracaktır. Ancak plakalı ısı değıştircilerinde iki plaka arasındaki mesafenin düşük olması beraberinde yüksek basınç düşüşü de oluşturacaktır. Bu sistem için istenmeyen bir durumdur.

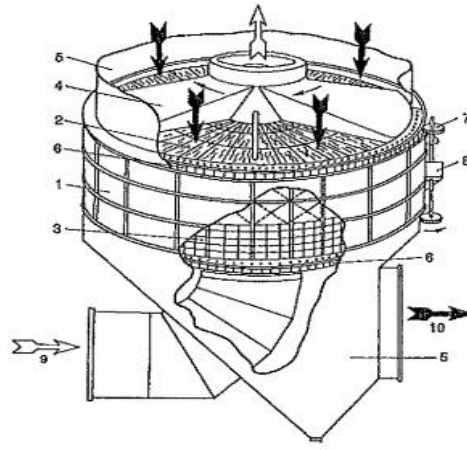


**Şekil 2.3.** Conta plakalı ısı değıştircisi (Erdoğan, 2019)

Şekil 2.2' de conta plakalı bir ısı değıştircisi görölmektedir. Şekilde göröldüğü üzere plakaların yüzeyinde kıvrımlı desenler bulunmaktadır. Plakalı ısı değıştircileri aynı zamanda diğer akışkanlara göre daha az hacim kaplamaktadır. Buda işletmelerde hacim olarak küçük yer kapladıkları için kullanım kolaylığı sağlamaktadır.

## 2.6. Rejeneratif Isı Değıştircileri

Rejeneratif ısı değıştircileri, periyodik akışlı ısı değıştircileridir. Bu ısı değıştircilerine “Rejeneratörler” de denilmektedir. Rejeneratör ısı değıştircilerinde akışkanlar temasa geçmezler. Isı geçişleri doğrudan olmayıp dolgu malzemesi tarafından depolanır ve sonrasında dolgu malzemesi üzerinden geçen akışkana aktarılır. Bu tip ısı değıştircileri sektörde en çok Termik Santraller tarafından kullanılır.



Şekil 2.4. Rejeneratör ısı değıştircisi (Kakaç ve Liu, 2002)

Şekil 2.3'te rejeneratör ısı değıştircisi görölmektedir. Göröldüğü üzere ısı değıştircisi ters akışlıdır. 9 numaralı ok ile gösterilen akışkan sıcaklığı yüksek olan baca gazı olarak düşünöldüğünde baca gazı ısı değıştircisine alttan girip üstten çıkmaktadır. Diğer düşük sıcaklıktaki akışkan ise yukardan küçük kanatların arasından girerek 10 numaralı noktadan çıkış yapmaktadır. İki akışkanda birbirine kesinlikle karışmamaktadır. İki akışkan arasında dolaylı yoldan ısı transferi gerçekleşmektedir.

## 2.7. Atık Isı Geri Kazanımı Teknikleri

Günümüzde enerjiye olan ihtiyacın artması, kullanılan fosil enerji kaynaklarının sınırlı miktarda ve çevreye zararlı olması alternatif enerji kaynakların yaygınlaşmasına sebep olmuştur. Bu alternatif enerji kaynakları arasında en güvenilir, kolay ulaşılabilir ve ucuz olan enerji kaynağı, enerjinin verimli kullanılması olarak tüm dünyada kabul görmektedir. Bu bağlamda enerji verimliliği, üretim kalitesi ve miktarının düşmesine sebebiyet vermeden enerji tüketiminin azaltılması olarak tanımlanmaktadır. Farklı kaynaklardan elde edilen enerjinin büyük bir kısmı sanayi sektöründe kullanılmaktadır. Sanayide enerjinin verimli

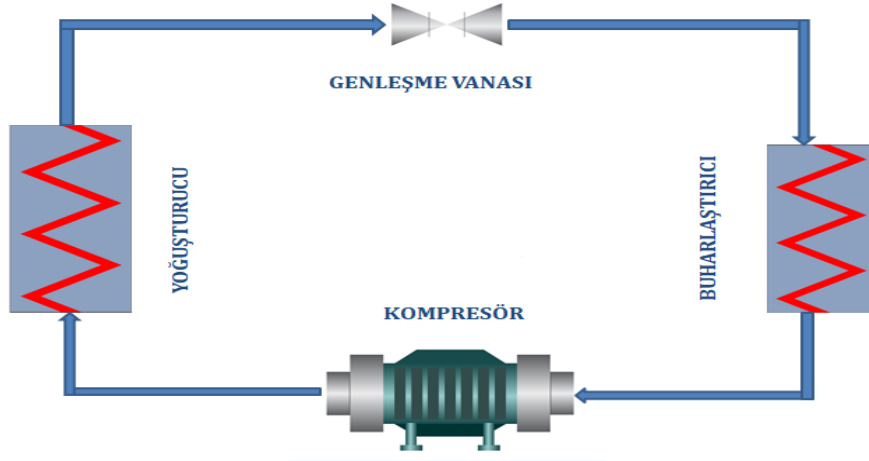
kullanılması, kayıp ve kaçakların önlenmesi ve atık enerjinin geri kazanımı gibi yöntemlerle enerji maliyetinin düşürebileceği ve verimliliğinin arttırılacağı öngörülmektedir. Aynı zamanda enerjinin verimli kullanılması ülke ekonomisine ve çevrenin korunmasına da büyük katkı sağlayacaktır. Sanayi sektöründe, özellikle atık ısının kullanılmaması kayıp enerjinin en önemli sebeplerinden biridir (Karanfil ve Ark, 2020).

### 2.7.1. Isı değiştiricisi ile atık ısı geri kazanım

Atık ısı çalışmalarında da ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. İşletmelerde çıkan atık ısı kullanım amacına göre sadece ısı değiştirici yardımı ile faydalı işe dönüştürülür. İşletme içinde fırınlarda ön ısıtma, kurutma ve bölgesel ısıtma gibi birçok faydalı iş için kullanılmaktadır.

### 2.7.2. Isı pompası ile atık ısı geri kazanımı

Isı pompasının temel amacı düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı alarak yüksek sıcaklıktaki bir ortama veya kaynağı iletmektir.

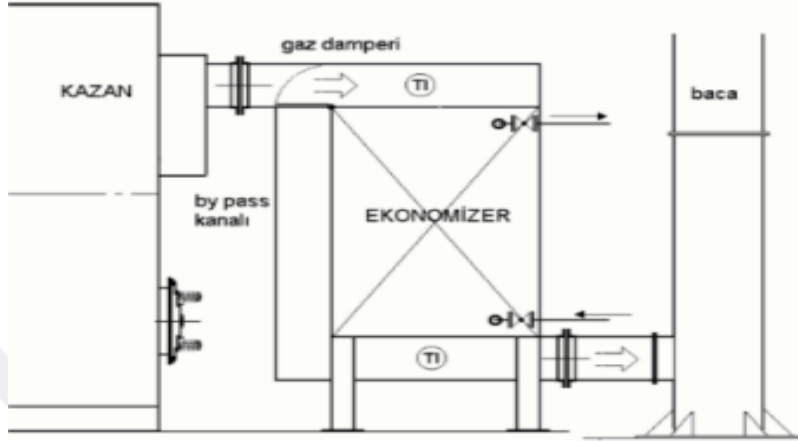


Şekil.2.5. Isı pompası

Şekil 2.4'de Isı pompası gösterilmiştir. Akışkan buharlaştırıcı ısı değiştiricisi ile sıcak kaynaktan ısı çekmektedir. Devamında akışkan aldığı ısı ile buharlaşarak kompresöre girer ve burada akışkanın basıncı artırılarak kondenser ısı değiştiricisine aktarılır. Akışkan kondenser ısı değiştiricisinin de sisteme ısı vererek sisteme iş yapmış olur. Çevrim bu şekilde devam etmektedir. Bir soğutma sisteminde temelde evaporatörde çekilen ısı ile kompresör tarafından akışkana kazandırılan toplam ısı kondanserde dışarı atılır (T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, 2014).

### 2.7.3. Ekonomizer ile atık ısı geri kazanımı

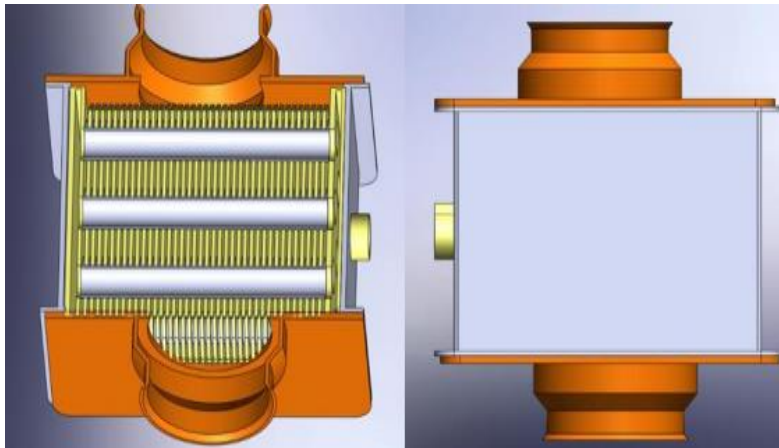
Ekonomizer genel olarak atık baca gazlarından faydalanmak amacı ile kullanılmaktadır. Ekonomizer yardımı ile dışarı atılan atık baca gazı ısı sistem içerisinde veya dışında ön ısıtma olarak kullanılmaktadır. Ekonomizer ile sistem verimliliği %3-%8 oranında artış olmaktadır (Çakar, 2022). Şekil 2.5'te örnek bir ekonomizer verilmiştir.



Şekil 2.6. Ekonomizer (Uysal, 2019)

### 2.7.4. Reküperatör ile ısı geri kazanımı

Reküperatör, havadan havaya ısı transferi sağlayan ısı geri kazanım sistemidir. Başka bir ifadeyle sıcak gazın içerdiği ısı enerjisinin daha soğuk bir havaya geçmesine olanak sağlayan ekipmana reküperatör denir. Şekil 2.6'da girginer'in tez çalışmasında tasarladığı reküperatör ısı değiştiricisi verilmiştir.



Şekil 2.7. Örnek reküperatör tasarımı (Girginer, 2022)

### 3. BÖLÜM

#### TERMODİNAMİK ANALİZ

Termodinamik yunanca thermos (ısı) ve dynamic (enerji) kelimelerinden türetilmiştir. Termodinamik ısıyı, sıcaklığı ve enerjiyi konu alan bilim dalıdır. 19. Yüzyılda termodinamik ile ilgili araştırmalar başlamıştır. Sanayi devrimine yol açan pek çok teknoloji termodinamik bilgileri sayesinde gelişmiştir. Termodinamik; sıfırncı yasa, birinci yasa, ikinci yasa ve son olarak üçüncü yasa olarak 4 temel yasa ile uygulanmaktadır.

Sıfırncı yasa; iki sistem birbiriyle etkileşim sırasında durumlarında bir değişim yoksa iki sistem dengededir. İki sistem, üçüncü bir sistemle ayrı ayrı dengelerse, üç sistemde kendi aralarında dengededir.

Birinci yasa; enerji vardan yok, yoktan da var edilemez sadece enerji bir halden başka bir hale dönüşür. Enerjisinin korunumu olarak bilinir.

İkinci yasa; ısı, az yoğundan çok yoğuna kendiliğinden akamaz. Belli bir sıcaklıktaki ısı tamamen işe dönüşmez. Isı'nın tamamen işe dönüşmemesi entropiden kaynaklıdır. Entropi, düzensizliğin bir ölçüsüdür.

Üçüncü yasa; Sıcaklık mutlak sıfıra yaklaşırken entropi sıfıra yakınsar. Mutlak sıfır sıcaklığı Celsius ölçeğinde -273,15 °C derece, Kelvin ölçeğinde ise 0 dereceye karşılık gelir.

Termodinamik analiz sistemin çalışma performansını belirler. Bu analizler enerjinin kanunları ilkesi ile yapılır. Yapmış olduğumuz çalışmada sistemin verimliliğini hesaplamak için enerji ve ekserji analizi yapılacaktır.

#### 3.1. Enerji Analizi

Enerji analizi termodinamiğin birinci kanunu olan enerjinin korunumu ile ilgilidir. Sürekli akışlı sistemlerde kontrol hacimde kütle zamanla değişmez. Sisteme giren kütle, çıkan kütleyle her zaman eşitir. Sisteme giren ve çıkan kütlelerin eşit olması kütlelerin korunumu olarak ifade edilmektedir.

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

$\sum \dot{m}_g$  : Birim zamanda kontrol hacime giren toplam kütle (kg/sn),

$\sum \dot{m}_ç$  : Birim zamanda kontrol hacimden çıkan toplam kütle (kg/sn).

Denklem (3.1) kütlelerin korunumuna aittir.

Sürekli akışlı açık sistemlerde kontrol hacim e giren enerji çıkan enerjiye her zaman eşit olacaktır. Bu durum enerjinin korunumuna aittir.

$$\sum E_g = \sum E_c \quad (3.2)$$

$\sum E_g$  : Birim zamanda kontrol hacime giren toplam enerji (J/sn)

$\sum E_c$  : Birim zamanda kontrol hacimden çıkan toplam enerji (J/sn)

Denklem (3.2) enerjinin korunumuna aittir. Eşitliğin sağ tarafı birim zamanda kontrol hacimden çıkan toplam enerjiyi, sol taraftaki eşitlik ise toplam giren enerjiyi temsil etmektedir.

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacminde enerji zamanla değişmez. Bu durum Termodinamiğin I. kanunu olarak ifade edilir. (Bolat, 2021)

$$\sum E_g = \sum E_c = \frac{dE_{\text{sistem}}}{dt} \quad (3.3)$$

$$Q_g + W_g + \sum \dot{m}_g \cdot h_g = Q_c + W_c + \sum \dot{m}_c \cdot h_c \quad (3.4)$$

$\frac{dE_{\text{sistem}}}{dt}$  : Birim zamandaki enerji değişimi (J/sn),

$Q_g$  : Birim zamanda kontrol hacime giren ısı (J/sn),

$Q_c$  : Birim zamanda kontrol hacimden çıkan ısı (J/sn),

$h_g$  : Kontrol hacime giren akış halindeki akışkanın özgül entalpisi (J/kg),

$h_c$  : Kontrol hacimden çıkan akış halindeki akışkanın özgül entalpisi (J/kg),

$W_g$  : Birim zamanda kontrol hacime giren iş (J/sn),

$W_c$  : Birim zamanda kontrol kontrol hacimden çıkan iş (J/sn).

$$\eta_{\text{verim}} = \frac{\text{çıkan enerji}}{\text{giren enerji}} \quad (3.5)$$

Denklem (3.5) verimliliğin genel formülüne aittir. Çalışmanın verimlilik hesabı buna göre yapılmıştır.

### 3.2. Ekserji Analizi

Termodinamiğin II. kanunu enerjinin kalitesini veya iş yapma potansiyelini sayısal olarak ifade edilmesini sağlar. Bu işlemler ise ekserji adı verilen bir özelliğin tanımlanmasını sağlamıştır. Ekserji, enerjinin işe çevrilebilme potansiyeli olarak tanımlanır ve bir kaynaktan elde edilebilecek maksimum işi ifade eder. (Demircioğlu, 2010)

$$ex = [(h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)] \quad (3.6)$$

$ex$  : Özgül ekserji (J/kg)

$h$  = T sıcaklığında ve P basıncındaki özgül entalpi (J/kg),

$s$  = T sıcaklığındaki ve P basıncındaki özgül entropi (J/kg.K),

$T_0$  = Çevre sıcaklığı (K).

### 3.3. Ekonomik Analiz

Ekonomik analiz yardımıyla, sistemlerin daha verimli ve ucuz tasarlanmaları, bu analizlerden çıkacak sonuçlara göre, sistemlerin verimliliği için yapılması gereken temel değişikliklerin tespit edilmesi, sistemlerin maliyetlerinin ve sistemden elde edilecek ürünlerin fiyatlarının daha sağlıklı belirlenebilmesi mümkün olmaktadır (Pelit, 2015).

Ekonomik analiz yapılırken öncelikle sistem tanımlaması ve bazı kabullerin yapılması gerekmektedir. Bu sistemde; sistemin ömrü  $n$ , hurda değeri  $q$ , bakım maliyet faktörü  $\phi_K$ , sistemin yıllık çalışma süresi  $\tau$  ve bileşik faiz oranı  $i$  olarak kabuller yapılacaktır.

#### 3.3.1. Paranın zaman değeri

İşletmelerde sistem kururken harcanan paranın satın alma gücü sürekli olarak değişim göstermektedir. Bu yüzden paranın, zaman içerisindeki değerinin hesaplanması gerekmektedir. Günümüzde PW değerinde olan para,  $n$  zaman içerisinde, belirlenen bileşik faiz oranına ( $i$ ) göre bir hesaba yatırılırsa, FW değerine ulaşacaktır. Sistemler tasarlanırken, sistem ömrü boyunca harcanacak paranın şimdiki değerinin (PW) bilinmesine ihtiyaç vardır. Bu PW değeri belirli bileşik faiz oranları ile FW değerine ulaşacak para miktarıdır. Paranın şimdiki değeri ve değer faktörü sırasıyla Denklem (3.8) ve (3.9) ile hesaplanır (Ergün 2014).

$$PW = FW / (1 + i)^n \quad (3.8)$$

$$PWF = 1 / (1 + i)^n \quad (3.9)$$

PW : Paranın şimdiki değeri (TL),

FW : Birleşik faiz oranına göre paranın şimdiki değeri (TL),

PWF : Değer faktörü,

i : Faiz oranı,

n : Sistemin çalışma ömrü (yıl).

### 3.3.2. Yıllık ödemeler

Yeni kurulan işletmelerde, çalışma ömrü boyunca bir takım harcamalarda bulunulur. Bu harcamalar çalışan personellerin ücretleri, sigorta, yakıt gibi giderlerdir. Maliyet analizinde bu değerler göz önünde bulunmalıdır. Sistemin çalışma ömrü boyunca gerçekleşen toplam harcamalar Denklem (3.10) ile hesaplanacaktır.

$$AC = \frac{FW * ((1+i)^n - 1)}{i} \quad (3.10)$$

AC : Sistemin çalışma ömrü boyunca gerçekleşen toplam harcama miktarı (TL).

### 3.3.3. Anapara geri kazanım faktörü

Çalışmada yapılan ilk yatırımın geri kazanım faktörü Denklem (3.11) da verilmiştir.

$$SV = \frac{i * ((1+i)^n - 1)}{(1+i)^n - 1} \quad (3.11)$$

SV : Anapara geri kazanım faktörü.

### 3.3.4. Sistemin hurda değeri

Çalışmanın kullanım ömrü bittiğinde yapılan yatırımların atıl durumundaki mali getirisi Denklem (3.12) hesaplanacaktır.

$$SV = TCI * q \quad (3.12)$$

TCI : İlk yatırım maliyeti,

q : Hurda değeri (%),

SV : Sistemin hurda değeri (TL).

### 3.3.5. Sistemin geri ödeme süresi

Çalışma için yapılan yatırımların karşılığı olarak sistemin kendini ne kadarlık bir yılda karşıladığı ve yatırımcıya kar sağlayacağı zaman Denklem (3.13) yardımı ile hesaplanmıştır.

$$GÖS = \frac{TCl}{YG} \quad (3.13)$$

YG : Çalışmanın yıllık getiri miktarı,

GÖS : Sistemin geri ödeme süresi.

## 4. BÖLÜM

### MATERYAL VE YÖNTEM

#### 4.1. Sistem Tanıtımı

Bu çalışmada Amasya ilinin Merzifon ilçesinde faaliyet gösteren Apaydın Metal A.Ş. firmasında bulunan tav fırınına ait bacalardan çıkan atık gazlardan faydalanarak elektrik enerjisi üretilmesi planlanmaktadır. Öncelikle atık ısının enerjisini kullanabilmek için atık ısı bacasına uygun ısı değiştiricisi tasarımı yapılmıştır. Baca tasarımından sonra elektrik üretecek sistem olarak Organik Rankine Çevrimi tercih edilmiş ve sistem modellenmiştir. Ayrıca ORC çevriminde kullanılacak altı farklı akışkan belirlenmiş ve sistem modellemeleri bu altı akışkana göre yapılmıştır. Son olarak çalışmanın maliyet analizi çıkartılmış ve kurulacak sistemin geri dönüş süresi hesaplanmıştır.

##### 4.1.1. Fabrikanın tanıtımı

Çalışmanın yapıldığı firma 2002 yılında metal işleme üzerine kurulmuştur. İşletme korozyona karşı direnç gösteren yüksek galvanizli ve yüksek mukavemetli düşük karbon çelik tel ve çit ürünleri üretmektedir.



**Resim 4.1.** Apaydın metal firmasında kullanılan düşük karbonlu çelik ve kuru tel çekme makinesi

Resim 4.1 Apaydın metal firmasında kullanılan düşük karbonlu filmaşın ve tel inceltme işlemini yapan kuru tel çekme makinelerine aittir. Firma bünyesinde toplamda 9 adet kuru tel çekme makinesi bulunmaktadır.

Tel çekme bölümünden çekilen düşük karbonlu çelikler galvaniz hattına verilerek sırası ile tavlama, yıkama- temizleme banyoları ve son olarak daldırma yöntemi ile çinko kaplama işlemi yapılmaktadır. Çinko kaplama yapılan düşük karbonlu çelik teller pey-of bölümünde

kangal halinde üretime ve satışı sunulmaktadır. Üretimde çinko kaplı çelikten; panel çit, dikenli tel, helezon çit, altıgen çit, gabion çit ve son olarak dekoratif çimli çit üretilmektedir. Galvaniz kaplama ped sistemi ile yapılmaktadır.



**Resim 4.2.** Apaydın metal firmasında üretilen galvanizli tel

Resim 4.2'de Apaydın metal fabrikasında üretilen galvanizli tellerin kangal hali verilmiştir.

#### **4.1.2. Tav fırını**

İşletmelerde işlem yapılacak malzemelere istenilen yapısal, mekanik ve fiziksel özellikleri elde etmek, talaşlı ve plastik şekil vermeyi kolaylaştırmak için malzemenin belirli sıcaklıklara kadar ısıtılıp bu sıcaklarda belli bir süre tutularak tavlama işlemi yapılmaktadır.

Apaydın metal işletmesi tel çekme bölümünde istenilen ölçüde üretilen düşük karbonlu çelikler işlem esnasında yapısal, mekanik ve fiziksel özellikleri değişmektedir. Tel çekme bölümünde yapılan işlem soğuk çekme yöntemi olduğu için özellikler değişmektedir.



**Resim 4.3.** Apaydın metal tav fırını

Resim 4.3 Apaydın metal işletmesinde bulunana tav fırınına aittir. Tavlama fırınının içerisinde ince ve kalın ısıya dayanıklı kumlar bulunmaktadır. Fırın doğal gaz yakıtı ile çalışmaktadır. Toplamda 12 adet brülör ile açık alev yönetimi kullanılmaktadır. Tavlama 730-800 °C

sıcaklıkta yapılmaktadır. Tavlama işleminde düşük karbonlu çelik tel fırın boyunca tel çapının ölçüsüne göre tavlama sıcaklığına maruz bırakılmaktadır. Tavlama işleminden sonra düşük karbonlu çelik eski formunu geri dönmektedir. Tavlama işlemi sayesinde düşük karbonlu çelik işletme içerisinde kullanılmaya uygun hale getirilmiştir. Aynı zamanda düşük karbonlu çelik teller yüksek ısıya maruz kaldığından dolayı yüzeylerindeki pas ve sabun kalıntıları giderilmektedir.

#### 4.1.3. Tav fırını atık ısı

İşletmelerin büyük çoğunluğu enerji ihtiyacını fosil yakıtlarla karşılamaktadır. Fosil yakıt kullanımında atmosfere atık baca gazı ile beraber ısıda atılmaktadır. Atmosfere atılan atık ısı işletmeler için verimi düşürdüğü gibi yakıt tüketimini de artırmaktadır. Bu çalışma ile birlikte Apaydın Metal A.Ş. işletmesinde tav fırınından atmosfere atılan atık ısıdan Organik Rankine Çevrimi ile elektrik enerjisi üretilecektir. Bu sayede işlemede yakıt tasarrufu ve verimlilik artacaktır.



**Resim 4.4.** Apaydın metal tav fırını bacaları

Resim 4.4’de görüldüğü üzere Apaydın metal işletmesi tav fırınının atık baca gazları resimdeki üç baca ile atmosfere atılmaktadır. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı tarafından her yıl düzenli olarak baca ölçümleri yapılmaktadır. Yapılan ölçüm sonuçlarına göre atmosfere atılan atık ısının debisi ve sıcaklığı Tablo 4.1’de gösterilmiştir.

**Tablo 4.1.** Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı baca ölçüm sonuçları

	Sıcaklık (°C)	Ortalama Hız (m/sn)	Debi (m <sup>3</sup> /h)	Yerde Baca Yüksekliği (m)	Çatıdan Baca Yüksekliği (m)	Baca Çapı (m)
Baca 1	136,67	5,4	9.771,61	11,8	4,8	0,8
Baca 2	108	5	9.047,79	11,8	4,8	0,8
Baca 3	121,33	5,2	9.409,7	11,8	4,8	0,8

Atmosfere atılan baca gazının toplam debisi 28.229,1 m<sup>3</sup>/h olarak hesaplanmıştır. Ortalama baca gazı sıcaklığı 122,36 °C olarak hesaplanmıştır. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı tarafından yapılan baca ölçüm sonuçları ek'te verilmiştir.

#### 4.1.4. Organik Rankine Çevrimi çalışma prensibi

Organik Rankine Çevrimi klasik Rankine Çevriminden türetilmiştir. Rankine Çevriminin amacı akışkanın sahip olduğu ısı enerjisinden faydalanılarak elektrik enerjisi üretmektir. Elektrik enerjisi 4 makine elemanı yardımı ile üretilmektedir. Rankine Çevriminde kullanılan makine elemanları sırası ile buharlaştırıcı ısı değiştiricisi, buhar türbini, yoğusturucu ısı değiştiricisi ve pompadır. Akışkan olarak genellikle su kullanılmaktadır. Organik Rankine Çevriminin Rankine Çevriminden tek farkı kullanılan akışkanlardır. Organik Rankine Çevriminin amacı Rankine Çevriminin kullanılmadığı düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarından elektrik enerjisi üretimi yapmaktır. Isı kaynağı düşük olduğundan dolayı çevrim içinde soğutucu akışkan kullanılmaktadır.

Organik Rankine Çevrimde ilk olarak soğutucu akışkan buharlaştırıcı ısı değiştiricisine giriş yapmaktadır. Buharlaştırıcı ısı değiştiricisi girişinde soğutucu akışkan doymuş sıvı halden ısı değiştiricisi çıkışın da ısı kaynağından aldığı ısı ile birlikte kızgın buhar faz haline gelecektir. Buharlaştırıcı ısı değiştiricisinden çıkan kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan buhar türbinine giriş yapmaktadır. Buhar türbinindeki soğutucu akışkan sahip olduğu enerjiyi mil enerjisine çevirmektedir. İş yapan soğutucu akışkan türbin çıkışında basıncı ve sıcaklığı düşük halde çürük buhar olarak çıkmaktadır. Devamından çürük buhar yoğusturucu ısı değiştiricisine giriş yapmaktadır. Çürük buhar yoğusturucu da ısı kaybederek sıvı fazına geçmektedir. Devamında çevrimin devam edebilmesi için düşük basınçlı soğutucu akışkan pompa yardımı ile basıncını artırarak çevrim sürekli olarak devam etmektedir. Türbin de üretilen mil enerjisine jeneratör bağlanarak elektrik enerjisi üretimi yapılacaktır. Şekil 4.1'de Organik Rankine Çevrimi gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Organik Rankine Çevrimi şematik gösterimi

#### 4.1.5. Sistem akışkanı seçimi

Soğutucu akışkanların kaynama noktası diğer akışkanlara göre düşüktür. Soğutucu akışkanların kaynama noktasının düşük olması düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarından faydalanma imkânı sağlamaktadır.

Soğutucu akışkanların kullanım alanı çok geniştir. Hayatımızın her yerinde soğutucu akışkanlarla karşılaşmaktayız. Evlerimizde kullandığımız buz dolaplardan tutun ki kullandığımız otomobillere kadar her alanda karşımıza çıkmaktadır. Soğutucu akışkanlar otomobiller, binalar, soğutucu ekipmanlar, su sebilleri, ısı pompaları, soğutma makineleri, ev tipi klimalar, derin dondurucular, endüstriyel tip ısıtma soğutma sistemleri, soğuk hava depoları ve son zamanlarda sıkça kullanılan ORC sisteminde de kullanılmaktadır.

Organik Rankine Çevrimlerinde doğru soğutucu akışkan ile çalışmak önemlidir. Akışkan seçimi yapılırken akışkanın termofiziksel özelliklerinin çalışma için uygun olup olmadığına bakılmalıdır. Soğutucu akışkanların çevre şartlarına uyumu da akışkan seçimi yapılırken önem arz etmektedir. Soğutucu akışkanlar; doğal soğutucu akışkanlar ve sentetik soğutucu akışkanlar olarak ikiye ayrılmaktadır.

Doğal soğutucu akışkanlar doğada rahatlıkla bulunabilmektedir. Örnek olarak su, amonyak, doğal hidrokarbonlar ve karbondioksit verilebilir. Mevcut teknolojiler soğutma ve iklimlendirme sektörünün yaklaşık % 75'i doğal soğutucu akışkanlara dönüştürülebilir.

Sentetik soğutucu akışkanlara örnek olarak kloroflorokarbonlar (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC) ve hidroflorokarbon (HFC) bazlı soğutucu akışkanlar verilebilir.

Hidrokarbonlar soğutucu akışkan olarak uygun bir seçenektir. Doğada bolca bulunabilir ve enerji açısından verimlidir. Hidrokarbonlar yüksek basınçlarda yanıcı olmasından kaynaklı kimya endüstrisinde kloroflorokarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC) ve hidroflorokarbon (HFC) bazlı soğutucu akışkanlara çevrilmiştir.

**Tablo 4.2.** Soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri (Cantaş Kimya)

	1 atm Basınçta Kaynama Sıcaklık (°C)	Yanıcılık	Kritik Basınç (bar)	Kritik Sıcaklık (°C)	Ozon Delme Potansiyeli (ODP)	Küresel Isınma Potansiyeli (GWP/KIP)
R245fa	15,13	A1	36,51	154,01	0	1030
R600	-11,7	A3	36,45	134,69	0	3
R290	-42,12	A3	42,51	96,7	0	3
R1234ze	-19	A2L	36,36	109,4	0	7
R134a	-26,1	A1	40,67	101,1	0	1430
R1234yf	-29,4	A2L	33,81	94,7	0	4

Tablo 4.2'de soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri verilmiştir. Soğutucu akışkanlarda istenilen özellik; kritik sıcaklığın yüksek olması, kritik basıncın yüksek olması, çevreci olması ve maliyet açısından uygun olması istenmektedir.

**Tablo 4.3.** Dünyada atık ısı çalışmaları ve kullanılan soğutucu akışkan örnekleri (Petr ve Raabe, 2015)

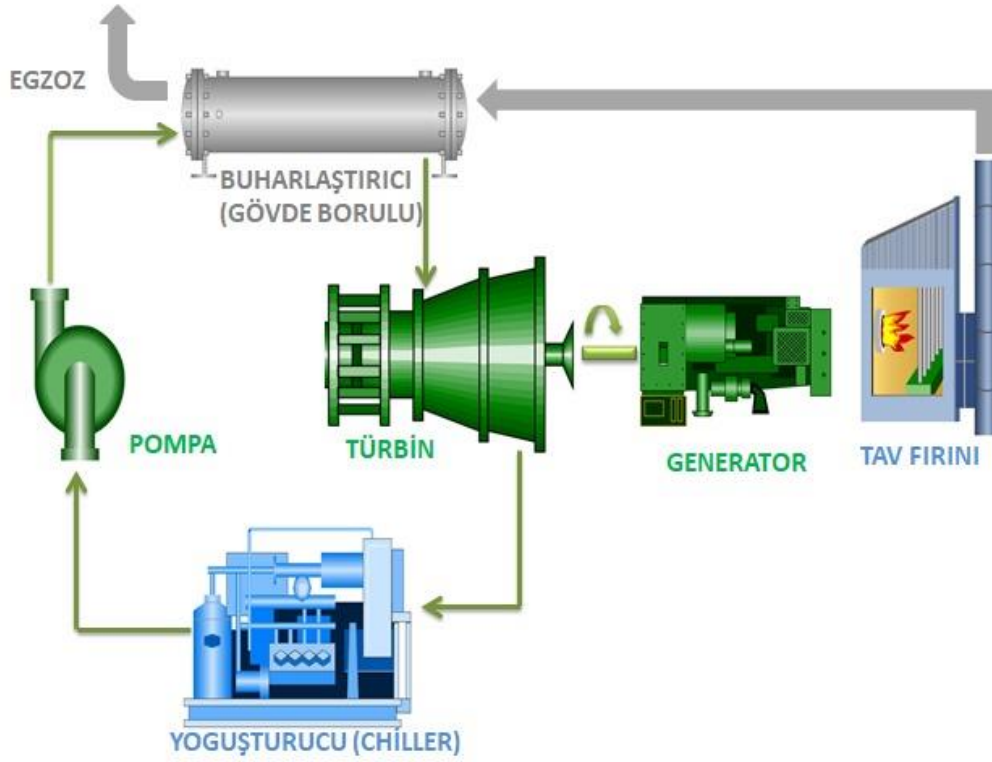
Üretici Firma	Çalışma Sıvısı	Isı Kaynağı Sıcaklığı
Atlas Copco	Hydrocarbons	200-300 °C
Conpower	SES36	>85 °C
Bosch KWK GmbH	R245fa	>140 °C
DeVeTec GmbH	Ethanol	300-600 °C
ElectraTherm Inc.	R245fa	77-116 °C
Calnetix Technologies LLC	R245fa	>95 °C

Tablo 4.3'de atık ısıdan elektrik enerjisi üretimi üzerine yapılan çalışmalarda kullanılan akışkanlar ve ısı kaynak sıcaklıkları verilmiştir. Tablo 4.3'de görüldüğü üzere dünyada yapılan çalışmaların büyük çoğunluğunda akışkan olarak R245fa soğutucu akışkan kullanılmıştır.

Yapacağımız çalışma için birden fazla soğutucu akışkan seçimi yapılacaktır. Seçilen soğutucu akışkanların termofiziksel özelliklerine göre hesaplamalar yapılacaktır. Yapılan hesaplamalardan çıkan sonuca göre optimum verimlilikte ve insan sağlığı açısından en uygun olan akışkan seçilecektir.

## 4.2. Sistem Modellemesi

Modellenen sistemin şematik gösterimi Şekil 4.2'de gösterilmektedir. Şekilde yeşil ok işareti ile gösterilen Organik Rankine Çevriminde kullanılacak soğutucu akışkan, gri renkle gösterilen ise işletmenin tav fırınından çıkan baca gazını göstermektedir.



Şekil 4.2. Çalışmanın şematik gösterimi

#### 4.2.1. Isı değıştiricisi tasarımı hesaplama yöntemleri

Isı değıştiricisi tasarımı hesaplama yöntemi ortalama logaritmik sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi ve Etkinlik-NTU yöntemi olmak üzere iki şekilde yapılmaktadır. Sıcaklık farkı ( $\Delta T$ ), ısı değıştiricisinin her kesitinde aynı olamaz ve bu sebeple akışkanların ısı değıştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları cinsinden ifade edilebilen ısı değıştiricisi boyunca akışkanların gerçek sıcaklık profilleri gözlemlenerek elde edilmiş olan logaritmik ortalama sıcaklık farkı terimi ortaya çıkmıştır (Kakaç ve Liu, 2002). Bu terim, sıcak ve soğuk akışkanlar arasında ortalama sıcaklık farkının tam ifadesidir ve akış şekline göre de değışen sıcaklık farklarının logaritma ortalaması alınarak tüm ısı değıştiricilerine uyarlanabilecek bir şekilde ifade edilmiştir. (Söyler, 2016)

Isı değıştiricisi çözümlerinde, ısı değıştiricisinin tipi, boyutları, sıcak ve soğuk akışkanların debileri, giriş sıcaklıkları bilindiği takdirde gerçekleşecek olan ısı transferi miktarı ve akışkanların çıkış sıcaklıkları  $\epsilon$  - NTU yöntemi yardımıyla tespit edilebilir. Bu çözümler genelde ısı değıştiricilerinin tasarım aşamasında performansını tespit etmede yapılmaktadır. Bu yöntemin ortalama logaritmik sıcaklık farkı yönteminden avantajı, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yönteminde çıkış sıcaklıklarının bilinmediği durumlarda deneme-yanılma yönteminin kullanılması sonucu oluşan zaman alıcı süreçle karşı karşıya kalmamak olarak gösterilebilir. (Söyler, 2016)

#### 4.2.1.1 Etkinlik- NTU yöntemi ile hesaplama yöntemi

Isı değiştiricisinde baca gazından gerçekleşen ısı transferi aşağıdaki (4.1) Denklem yardımı ile hesaplanmaktadır (Incropera ve Dewitt, 2006).

$$Q = \dot{m}_{BG} * c_{PBG} * \Delta T_{BG} \quad (4.1)$$

$$\Delta T_{BG} = T_{BG1} - T_{BG2} \quad (4.2)$$

Q : Baca gazından, soğutucu akışkana gerçekleşen ısı transferi (W),

$\dot{m}_{BG}$  : Baca gazı debisi (kg/sn),

$c_{PBG}$  : Baca gazı özgül ısısı (J/kg.K),

$T_{BG1}$  : Baca gazı ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı (K),

$T_{BG2}$  : Baca gazı ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı (K).

Baca gazından gerçekleşen ısı transferi, ısı değiştiricisinde ısı kaybı olmadığı kabulüne göre soğutucu akışkana geçecektir.

$$Q = \dot{m}_{SA} * c_{PSA} * \Delta T_{SA} \quad (4.3)$$

$$\Delta T_{SA} = T_{SA2} - T_{SA1} \quad (4.4)$$

$$C = \dot{m} * c_p \quad (4.5)$$

$\dot{m}_{SA}$  : Soğutucu akışkan debisi (kg/sn),

$c_{PSA}$  : Soğutucu akışkan özgül ısısı (J/kg.K),

$T_{SA1}$  : Soğutucu akışkanın ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı (K),

$T_{SA2}$  : Soğutucu akışkanın ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı (K),

C : Isıl kapasite (J/sn.K),

Akışkanın ısı kapasitesi Denklem (4.5) yardımı ile bulunmaktadır.

Isı değiştiricisi tasarımında etkinliğin tanımlanması için ısı transferinin maksimum ( $Q_{max}$ ) olması gerekir. Isı değiştiricilerinde maksimum ısı transferi ters akışlı sistemde sonsuz uzunluktaki ısı değiştiricilerinde mümkündür.

$$Q_{max} = C_{SA} * (T_{BG1} - T_{SA1}) \quad (C_{SA} < C_{BG}) \quad (T_{SA2} = T_{BG1}) \quad (4.6)$$

$$Q_{max} = C_{BG} * (T_{BG1} - T_{SA1}) \quad (C_{BG} < C_{SA}) \quad (T_{SA1} = T_{BG2}) \quad (4.7)$$

$Q_{max}$  : Isı değiştiricisinde maksimum ısı transferi (W),

$C_{SA}$  : Soğutucu akışkan ısı kapasitesi (J/sn.K),

$C_{BG}$  : Baca gazının ısı kapasitesi (J/sn.K),

Isı değiştiricilerinde en yüksek sıcaklık farkı akışkanların ilk sıcaklıkları arasındaki farktır.

$$\Delta T_{\max} = T_{BG1} - T_{SA1} \quad (4.8)$$

$$Q_{\max} = C_{\min} * \Delta T_{\max} \quad (4.9)$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (4.10)$$

$\Delta T_{\max}$  : Maksimum sıcaklık farkı (K),

$C_{\min}$  : Minimum ısıl kapasite ((J/sn.K),

$\varepsilon$  : Etkinlik.

Etkinlik ( $\varepsilon$ ) gerçekte ısı transferinin maksimum ısı tranferine oranı olarak tanımlanılır.

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (4.11)$$

$$NTU = \frac{U * A_S}{C_{\min}} \quad (4.12)$$

$c$  : Minimum ısıl kapasitenin maksimum ısıl kapasiteye oranı,

$A_S$  : Isı transferin gerçekleşeceği yüzey alan ( $m^2$ ),

$U$  : Isı transfer katsayısı (W/m.K).

$NTU$  : Isı değiştiricisi yüzeyi ile akışkan arasındaki toplam ısı transfer katsayısının boyutsuz bir gösteriliş şeklidir.

Etkinlik katsayısı grafik yardımı ile de bulunabilir. Grafikler ek olarak verilecektir.

#### 4.2.1.2. LMTD ile hesaplama yöntemi

LMTD ile hesaplama yöntemi;

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln[(\Delta T_1)/(\Delta T_2)]} \quad (4.13)$$

$$Q = U * A_S * \Delta T_{lm} \quad (4.14)$$

$\Delta T_{lm}$  : Logaritmik sıcaklık farkı.

Logaritmik sıcaklık farkı Denklem (4.13) yardımı ile hesaplanmaktadır.  $\Delta T_1$  ve  $\Delta T_2$  akış türüne göre değişmektedir.

$$\Delta T_1 = T_{BG1} - T_{SA1} \quad (4.15)$$

$$\Delta T_2 = T_{BG2} - T_{SA2} \quad (4.16)$$

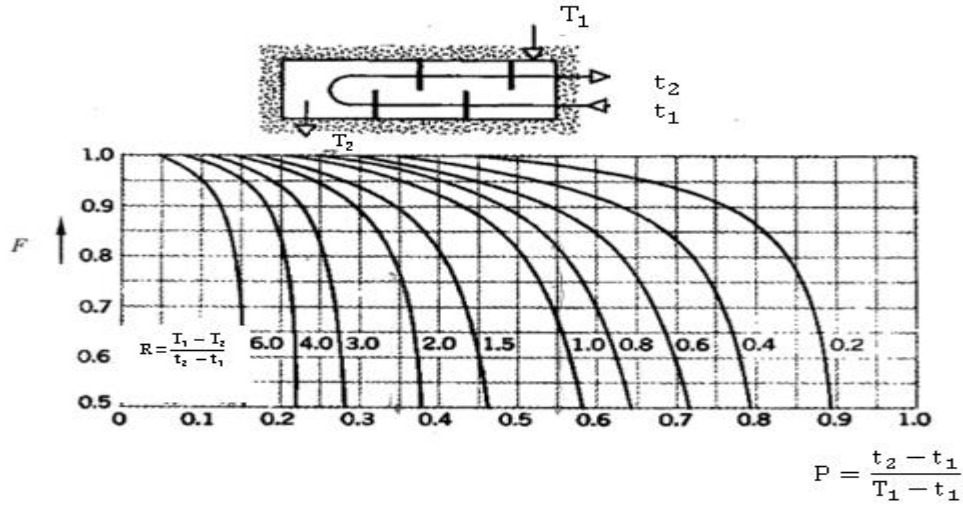
Tek geçişli ve paralel akışlı ısı değıştircilerinde (4.15) ve (4.16) kullanılmaktadır. Isı değıştircisi çok geçişli ve çapraz akışlı ısı değıştircilerinde ise (4.17) ve (4.18) kullanılmaktadır.

$$\Delta T_1 = T_{BG1} - T_{SA2} \quad (4.17)$$

$$\Delta T_2 = T_{BG2} - T_{SA1} \quad (4.18)$$

$$Q = U * F * \Delta T_{lm,CF} \quad (4.19)$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{(T_{BG1} - T_{SA2}) - (T_{BG2} - T_{SA1})}{\ln[(T_{BG1} - T_{SA2}) / (T_{BG2} - T_{SA1})]} \quad (4.20)$$



**Şekil. 4.3.** LMTD yöntemi ile ısı değıştircisi tasarımında kullanılan F değeri (Incropera ve Dewitt, 2006)

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (4.21)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (4.22)$$

Denklem (4.21) ve (4.22) yardımı ile F değeri Şekil 4.3'den bulunacaktır.

#### 4.2.2. Isı değıştircisi tasarımı

Atık ısı geri kazanımı üzerine yapmış olduğumuz çalışmada borulu ısı değıştircilerinden olan gövde borulu ısı değıştircisi tasarımı yapılacaktır. Isı değıştircisi tasarımı yapılırken hesaplamalar için gerekli verilerin elde edilmesi gerekmektedir. Hesaplamalarda LMTD yöntemi kullanılacaktır. Isı değıştircisi tasarım hesabı yapılırken 6 farklı soğutucu akışkan kullanılacaktır. Hesaplamalar sonucunda çalışma için en uygun tasarım ve soğutucu akışkan seçilecektir.

**Tablo 4.4.** Baca gazı çalışma verileri

	Çıkış Sıcaklığı (C°)	Debi (kg/sn)	Cp (kJ/kg.K)	Çalışma Basıncı (kPa)
Baca Gazı	122,36	6,924	1,014	101,0

Tablo 4.4 baca gazı çalışma verilerinde çıkış sıcaklığı, üç bacanın debilerine göre hesaplanmıştır. Üç bacanın toplam debisi m<sup>3</sup>/h biriminden kg/sn birimine dönüştürülmüştür. Baca gazının termofiziksel özellikleri hava gazının termofiziksel özelliklerine çok yakın olduğu için hesaplamalarda hava gazının termofiziksel değerleri kullanılmıştır.

Isı değiştiricisinin tasarımı için akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları belirlenmelidir. Belirlenen akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre ısı değiştiricisinin tasarımı yapılacaktır.

**Tablo 4.5.** Akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları

Isı Değiştiricisi Çalışma Akışkanları	Giriş Sıcaklığı (C°)	Çıkış sıcaklığı(C°)
Soğutucu Akışkan	20	70
Baca Gazı	122,36	90

Tablo 4.5' de akışkanların ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları verilmiştir.

**Tablo 4.6.** Tasarım hesabında kullanılacak soğutucu akışkanların çalışma basıncı

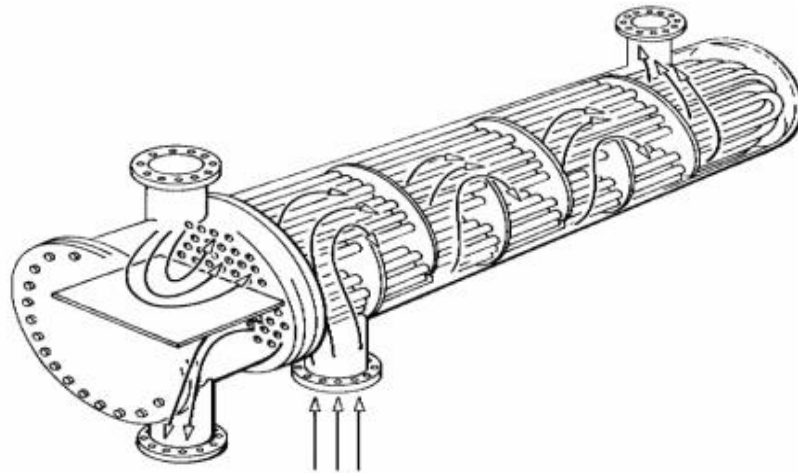
Soğutucu Akışkanlar	Çalışma Basıncı (kPa)
R600	300-425
R290	900-1.025
R134a	650-775
R245fa	150-275
R1234yf	625-750
R1234ze	500-625

Tablo 4.6'da ısı değiştiricisi tasarımı hesabında kullanılacak soğutucu akışkanların çalışma basınçları verilmiştir. Soğutucu akışkanların tasarım için çalışma basınçları bir birinden farklıdır. Soğutucu akışkanların çalışma basıncı tasarım için uygun basınç aralığıdır. Isı değiştiricisi tasarımı için ısı değiştiricisinin bazı ölçüleri belirlenecektir. Belirlenen ölçüler amaca yönelik yapılmıştır.

**Tablo 4.7.** Gövde borulu ısı değiştiricisi tasarım ölçüleri

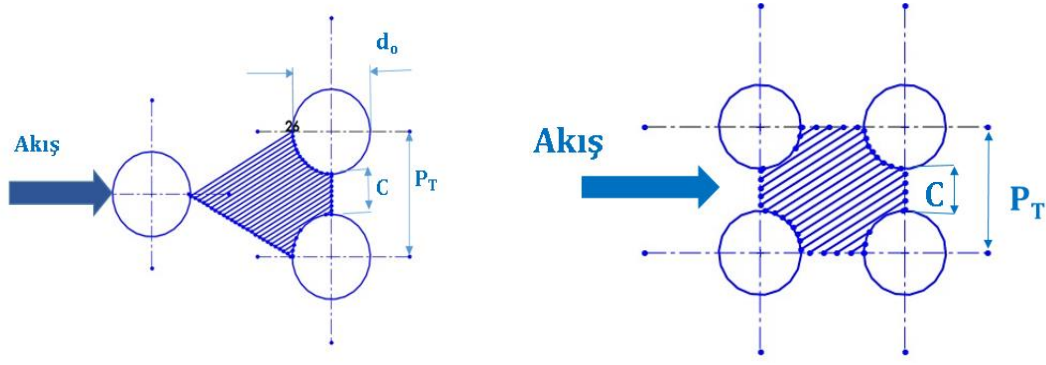
Isı Değiştiricisi Gövde Çapı " $D_s$ " (mm)	1.500
İç Boru Çapı " $d_i$ " (mm)	30
Dış Boru Çapı " $d_o$ " (mm)	35
Boru Sayısı (adet)	600
Geçiş Sayısı	4
PT (mm)	50
Şaşırtma Levhası kullanım aralığı " $B$ " (mm)	500
Boru Malzemesi	Paslanmaz Çelik

Tablo 4.7'de tasarımı yapılacak gövde borulu ısı değiştiricisinin gövde çapı, soğutucu akışkanın geçeceği boru iç çapı ve dış çapı, boru sayısı, geçiş sayısı, gövde içerisinde iki boru arasındaki mesafe, şaşırtma levhası kullanım aralığı ve boruların imal edileceği malzeme belirlenmiştir. Şaşırtma levhaları gövde içindeki akışkan hareketlerini yönlendirmek, akışı türbülanslı yapıp ölü bölgeleri azaltmak ve borulara destek sağlamak amacıyla gövde içinde kullanılan elemanlardır (Top, 2010).Tasarım için ihtiyaç duyulan ölçüler ve bilgiler verilmiştir. Isı değiştiricisi tasarımında ilk olarak ısı değiştiricisinde atık baca gazından soğutucu akışkana gerçekleşecek ısı transferi hesaplanacaktır. Gerçekleşen ısı transferi Denklem (4.1) ile hesaplanmıştır. Isı değiştiricisi adyabatik olarak tasarlandığı kabul edilmiştir. Yapılan hesaplamada gerçekleşen ısı transferi 228,385 kW olarak hesaplanmıştır. Isı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transferi hesaplandıktan sonra ısı değiştiricisinin tasarımı için hesaplamalar yapılacaktır.



**Şekil 4.4.** Gövde borulu ısı değiştiricisi örneği. (Top, 2010)

Şekil 4.4 gövde borulu ısı değiştiricisi tasarımı yüksek lisans tez çalışmasında alınmıştır.



**Şekil 4.5.** Gövde borulu ısı değıştircisi boru ölçüleri

Şekil 4.5 gövde borulu ısı değıştircisinin içindeki boruların bir biri ile olan mesafesi ve tasarımda kullanılacak terimleri göstermektedir.

Hesaplama ilk olarak gövde borulu ısı değıştircisinin içindeki boruların üstünden akış yapan baca gazı için hesaplamalar yapılmıştır.

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi(d_0^2/4))}{\pi d_0} \quad (4.23)$$

$$C = P_T - d_0 \quad (4.24)$$

$$A_s = \frac{D_s * C * B}{P_T} \quad (4.25)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} \quad (4.26)$$

$$R_e = \frac{G_s * D_e}{\mu_{BGort}} \quad (4.27)$$

$D_e$  : Baca gazının gövde borulu ısı değıştircisi içerisindeki boru demeti üzerinden geçiş çapı (mm),

$C$  : Gövde borulu ısı değıştircisi içerisindeki iki boru arası mesafe (mm),

$A_s$  : Baca gazının ısı değıştircisi içerisindeki akış yüzey alanı (m<sup>2</sup>),

$G_s$  : Baca gazının ısı değıştircisi içerisindeki akış yüzey alanı debisi (kg/sn. m<sup>2</sup>),

$R_e$  : Baca gazının Reynolds sayısı.

Yukarıdaki formüller yardımı ile  $R_e$  değeri hesaplanmıştır. Hesaplama Reynolds 2300 değerinden yüksek olduğu için türbülanslı akış olarak kabul edilmiştir. Türbülanslı akışlar için kullanılan korelasyon yardımı ile Nusselt değeri hesaplanmıştır.

$$Nu = 0,36 \left( \frac{D_e * G_s}{\mu_{BGort}} \right)^{0,55} \left( \frac{c_{pBGort} * \mu_{BGort}}{k} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_{BGort}}{\mu_b} \right)^{0,14} \quad (4.28)$$

$$T_w = \frac{1}{2} \left( \frac{T_{BG1} + T_{BG2}}{2} + \frac{T_{SG1} + T_{SG2}}{2} \right) \quad (4.29)$$

$$T_{BGort} = \frac{T_{BG1} + T_{BG2}}{2} \quad (4.30)$$

$T_{BGort}$  : Isı değiştirici içerisinde ortalama baca gazı sıcaklığı (C°),

$c_{pBGort}$  : Baca gazının ortalama özgül ısısı ortalama sıcaklık değerine göre (J/kg.K),

$\mu_{BGort}$  : Baca gazı ortalama sıcaklıktaki dinamik viskozite değerı (Pa.sn),

$Nu$  : Nusselt değerı.

Yukarıdaki korelasyon (4.28)  $2 \times 10^3 < Re < 10^6$  için geçerlidir.  $T_w$  değeri (4.29) denkleminde hesaplandıktan sonra  $T_w$  sıcaklık da dinamik viskozite değerı hesaplanmıştır. Nusselt değerı hesabındaki veriler  $T_{BGort}$  sıcaklığına göre alınacaktır. Nuselt değerinden baca gazının ısı taşınım katsayısı hesaplanacaktır.

$$\frac{h_0 \cdot D_e}{k_{BG}} = Nu \quad (4.31)$$

$h_0$  : Baca gazı ısı taşınım katsayısı (W/m.K),

$k_{BG}$  : Baca gazı ısı iletim katsayısı (W/m.K),

Yukardaki Denklem (4.31) yardımı ile  $h_0$  değeri hesaplanmıştır.  $h_0$  değeri hesaplandıktan sonra gövde borulu ısı değiştiricisinin boru içindeki soğutucu akışkan için ısı taşınım katsayısı hesaplanacaktır.

Soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısı i akış yöntemi ile hesaplanacaktır.

$$T_{SAort} = \frac{(T_{SA1} + T_{SA2})}{2} \quad (4.32)$$

$$A_{top} = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} \cdot \frac{N_t}{4} \quad (4.33)$$

$$v_{SA} = \frac{\dot{m}_{SA}}{\rho_{SA} \cdot A_{top}} \quad (4.34)$$

$T_{SAort}$  : Soğutucu akışkan ortalama sıcaklığı (C°),

$A_{top}$  : Soğutucu akışkan akış yüzey alanı (m<sup>2</sup>),

$\dot{m}_{SA}$  : Soğutucu akışkan debisi (kg/sn),

$v_{SA}$  : Akış hızı (m/sn),

$\rho_{SA}$  : soğutucu akışkan yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>),

Yukarıdaki (4.33) Denklemi ile  $A_{top}$  değerı hesaplanmıştır. Denklem (4.34)  $v_{SA}$  değerı hesaplaması yapılırken yoğunluk değerı  $T_{SAort}$  sıcaklık değerine göre alınacaktır.

$$Q = \dot{m}_{SA} \cdot c_{pSA} \cdot \Delta T_{SA} \quad (4.35)$$

Yukarıdaki Denklem yardımı ile (4.35)  $m_{SA}$  değeri hesaplanmıştır. Isı değiştiricisi adyabatik kabul edilmiştir. Çevreye karşı ısı kaybı yoktur.

$$Re = \frac{\rho_{SA} \cdot d_i \cdot v_{SA}}{\mu_{SAort}} \quad (4.36)$$

$\rho_{SA}$  : Soğutucu akışkan yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>),

$\mu_{SAort}$  : Soğutucu akışkan ortalama sıcaklıdaki dinamik viskozite değeri (Pa.sn),

Yukarıdaki denklemden (4.36) Reynolds değeri hesaplanmıştır. Reynolds değeri 10<sup>4</sup> den büyük olduğu için akış türbülanslı akıştır.

$$Nu = \frac{(f/2) \cdot (Re - 1000) \cdot P_{RSA}}{1 + 12,7 \cdot (f/2)^{1/2} \cdot (P_{RSA}^{2/3} - 1)} \quad (4.37)$$

$$P_{RSA} = \frac{\mu_{SAort} \cdot C_{PSA}}{k_{SA}} \quad (4.38)$$

$$f = [(1,58 \cdot \ln Re) - 2,38]^{-2} \quad (4.39)$$

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_R}{d_i} \quad (4.40)$$

f : Sürtünme katsayısı,

$P_{RSA}$  : Soğutucu akışkan prandel sayısı,

$k_{SA}$  : Soğutucu akışkan ısı iletim katsayısı (W/m.K),

$h_i$  : Boru içi ısı taşınım katsayısı (W/m<sup>2</sup>.K).

$h_i$  değeri yukarıdaki denklemler yardımı ile hesaplanmıştır. Tasarımı yapılacak ısı değiştiricisinin baca gazı ve soğutucu akışkan için ısı taşınım katsayıları hesaplanmıştır. Taşınım katsayıları hesabı yapıldıktan sonra tasarımı yapılacak ısı değiştiricisinin uzunluğu hesaplanacaktır.

**Tablo 4.8.** Kirlilik faktörü (Çakmak, 2018)

Akışkan	$R_f$ (m <sup>2</sup> K/W)
makine yağı	0,0002
fuel oil	0,0009
sıvı yağ	0,0005
buhar	0,0001
doğalgaz buharı	0,0002
soğutucu akışkan (sıvı)	0,0003
soğutucu akışkan (buhar)	0,0004
etilen glikol	0,00035
alkol buharı	0,0001
hava	0,0004

Tablo 4.8 ısı değiştiricilerde kullanılan akışkanların kirlilik faktörüne aittir. Bu faktör ısı değiştiricilerin içerisindeki akışkanların sürekli hareketinden kaynaklı ısı değiştiricisinde bir katman oluşmakta ve verimliliği etkilemektedir. Biriken bu katman ısı transferine karşı ilave bir direnç oluşturmaktadır. Bu ilave direnç ısı değiştiricilerinde aktarılan ısı transfer hızı giderek düşmektedir. Bu birikimlerin ısı transferi üzerinde net etkisi ısıl direncin bir ölçüsü olarak  $R_f$  (kirlilik faktörü) ile gösterilmektedir. Kirlilik faktörünü diğer dirençlere ilave ederek ısı transferi hesaplanması yapılmıştır.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + R_{fBG} + \frac{d_0}{d_i h_i} + \frac{d_0 R_{fSA}}{d_i} + \frac{d_0 \ln(\frac{d_0}{d_i})}{2 k_{p}}} \quad (4.41)$$

$R_{fBG}$ : Baca gazı kirlilik faktörü ( $m^2.K/W$ ),

$R_{fSA}$ : Soğutucu akışkan kirlilik faktörü ( $m^2.K/W$ ),

$k_{p}$ : Isı değiştiricisi üretiminde kullanılan paslanmaz elik malzemesinin ısı iletim katsayısı ( $W/m.K$ ).

Toplam ısı geçiş katsayısı değeri ( $U$ ), baca gazı ve soğutucu akışkana ait ısı taşınım katsayıları, kirlilik faktörleri ve geometrik parametrelere göre hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda toplam ısı geçiş sayısı hesaplanmıştır.

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{(T_{BG1} - T_{SA2}) - (T_{BG2} - T_{SA1})}{\ln[(T_{BG1} - T_{SA2}) / (T_{BG2} - T_{SA1})]} \quad (4.42)$$

Ters akışlı ısı değiştiricilerinde  $\Delta T_{lm,CF}$  ortalama logaritmik sıcaklık farkı yukarıdaki Denklem (4.42) bağıntısı ile hesaplanmıştır.

$$Q = U * A_S * F * \Delta T_{lm,CF} \quad (4.43)$$

F faktörü (4.21) ve (4.22) ile R ve P değerleri hesaplandıktan sonra grafik yardımı bulunacaktır.

$$A_S = \frac{Q}{U * F * \Delta T_{lm,CF}} \quad (4.44)$$

$$L = \frac{Q}{U * F * \pi * N_t * d_0 * \Delta T_{lm,CF}} \quad (4.45)$$

$A_S$ : Isı transferi yüzey alanı ( $m^2$ ),

L: Gövde borulu ısı değiştiricisinin uzunluğu (m).

Gövde borulu ısı değiştiricisinin uzunluğu Denklem (4.45) ile hesaplanmıştır. Hesaplamalar EES programı yardımı ile yapılmıştır. 6 farklı akışkan için ayrı ayrı hesaplamalar yapılmıştır.

### 4.2.3. Organik rankine çevrimi enerji ve ekserji analizi

- Gövde borulu ısı değıştircisi için enerji ve ekserji analizi;



Şekil 4.6. Gövde borulu ısı değıştircisi şematik gösterimi

Şekil 4.6'da gövde borulu ısı değıştircisinin şematik gösterimi verilmiştir.

$$\sum E_g = \sum E_c = \frac{dE_{\text{sistem}}}{dt} \quad (4.46)$$

$$P_1 = P_2, P_7 = P_8 \quad (4.47)$$

$\sum E_g$  : Gövde borulu ısı değıştircisine birim zamanda giren toplan enerji miktarı (W),

$\sum E_c$  : Gövde borulu ısı değıştircisinden birim zamanda çıkan toplan enerji miktarı (W),

$P_1$  : Soğutucu akışkanın ısı değıştircisine giriş basıncı (Pa),

$P_2$  : Soğutucu akışkanın ısı değıştircisindeki çıkış basıncı (Pa),

$P_7$  : Baca gazının ısı değıştircisine giriş basıncı (Pa),

$P_8$  : Baca gazının ısı değıştircisindeki çıkış basıncı (Pa),

Gövde borulu ısı değıştircisinde basınç düşüşü ihmal edilmiştir. Isı değıştircisi adyabatik olduğu kabul edilmiştir. Sistemin ısı kaybı olmayacağından dolayı giren enerji çıkan enerjiye eşit olacaktır.

$$Q_g + W_g + \sum \dot{m}_g \cdot h_g = Q_c + W_c + \sum \dot{m}_c \cdot h_c \quad (4.48)$$

$$Q_{\text{giren}} = \dot{m}_{BG} \cdot (h_7 - h_8) \quad (4.49)$$

$$(\dot{m}_{SA} \cdot h_1) + Q_{\text{giren}} = (\dot{m}_{SA} \cdot h_2) \quad (4.50)$$

$Q_{\text{giren}}$  : Isı değıştircisine giren Isı (W),

$h_1$  : Soğutucu akışkanın ısı değıştircisine giriş entalpisi (J/kg),

$h_2$  : Soğutucu akışkanın ısı değıştircisinden çıkış entalpisi (J/kg),

$h_7$  : Gövde borulu ısı değiştiricisine giren baca gazının entalpisi (J/kg),

$h_8$  : Gövde borulu ısı değiştiricisinden çıkan baca gazının entalpisi (J/kg).

Denklem (4.48) yardımı ile gövde borulu ısı değiştiricisinin enerji analizi yapılmıştır. Gövde borulu ısı değiştiricisine soğutucu akışkan 20 C° girmekte 70 C° çıkmaktadır. Isı değiştiricisinde çalışma basıncı 6 farklı akışkana göre değişmektedir.

$$\dot{E}X_{I,gövde\ borulu} = \dot{m}_{SA} * [(h_2 - h_1) - T_0 * ((s_2 - s_1))] - \dot{m}_{BG} * [(h_7 - h_8) - T_0 * ((s_7 - s_8))] \quad (4.51)$$

$\dot{E}X_{I,gövde\ borulu}$  : Gövde borulu ısı değiştiricisinin ekserji kaybı (W),

$s_1$  : Gövde borulu ısı değiştiricisine giren soğutucu akışkanın entropisi (J/kg.K),

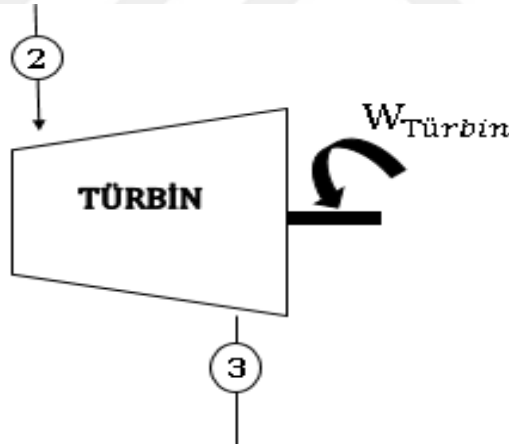
$s_2$  : Gövde borulu ısı değiştiricisinden çıkan soğutucu akışkanın entropisi (J/kg.K),

$s_7$  : Gövde borulu ısı değiştiricisine giren baca gazının entropisi (J/kg.K),

$s_8$  : Gövde borulu ısı değiştiricisinden çıkan baca gazının entropisi (J/kg.K),

Denklem (4.51) yardımı ile gövde borulu ısı değiştiricisinin ekserji kaybı değeri hesaplanmıştır.

- Türbin enerji ve ekserji analizi;



Şekil 4.7. Türbin şematik gösterimi

Şekil 4.7’de kızgın buhar haldeki soğutucu akışkan sahip olduğu enerjiyi mil enerjisine çevirmiştir. Türbin girişindeki kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan türbin çıkışından çürük buhar halinde çıkmıştır.

Tablo 4.9. Soğutucu akışkanların  $P_3$  basıncı değeri

	R245fa	R290	R134a	R600	R1234yf	R1234ze
$P_3$ (kPa)	125	850	580	210	600	440

Tablo 4.9'da soğutucu akışkanların  $P_3$  basınçları verilmiştir.

$$(\dot{m}_{SA} * h_2) = (\dot{m}_{SA} * h_3) + W_{\text{türbin}} \quad (4.52)$$

$$P_3 < P_2 \quad (4.53)$$

$h_3$  : Türbin çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpisi (J/kg),

$W_{\text{türbin}}$  : Türbinde çıkan mil enerjisi (W).

Denklem (5.52) de türbin için enerji analizi yapılmıştır. Soğutucu akışkanın türbin çıkışında buhar fazında olmalıdır. Soğutucu akışkan türbin girişinde sahip olduğu basınç türbin çıkışında düşecektir.

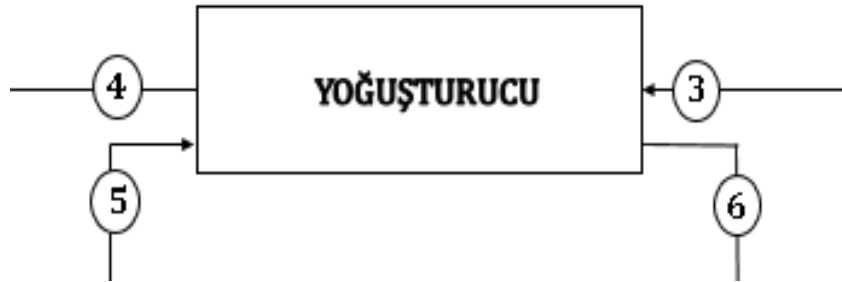
$$\dot{E}X_{I,\text{türbin}} : \dot{m}_{SA} * [(h_2 - h_3) - T_0 * (s_2 - s_3)] - W_{\text{türbin}} \quad (4.54)$$

$\dot{E}X_{I,\text{türbin}}$ : Türbinin ekserji kaybı değeri (W),

$s_2$  : Türbin girişindeki soğutucu akışkanın entropisi (J/kg.K),

$s_3$  : Türbin çıkışındaki soğutucu akışkanın entropisi (J/kg.K).

- Yoğuşturucu ısı değiştiricisi enerji ve ekserji analizi;



Şekil 4.8. Yoğuşturucu ısı değiştiricisi şematik gösterimi

$$(\dot{m}_{SA} * h_3) = (\dot{m}_{SA} * h_4) + Q_{\text{çıkan}} \quad (4.55)$$

$$Q_{\text{çıkan}} = \dot{m}_{SU} * (h_6 - h_5) \quad (4.56)$$

$$P_3 = P_4 \quad (4.57)$$

$Q_{\text{çıkan}}$ : Yoğuşturucu ısı değiştiricisinden çıkan ısı (W).

$h_4$  : Yoğuşturucu ısı değiştiricisinden çıkan soğutucu akışkanın entalpisi (J/kg),

$h_5$  : Yoğuşturucu ısı değiştiricisine giren soğutma suyunun entalpisi (J/kg),

$h_6$  : Yoğuşturucu ısı değiştiricisinden çıkan soğutma suyunun entalpisi (J/kg),

$\dot{m}_{su}$  : Soğutma suyu debisi (kg),

$$\dot{E}x_{I,yoğusturucu} = \dot{m}_{su} * [(h_6 - h_5) - T_0 * ((s_6 - s_5))] - \dot{m}_4 * [(h_3 - h_4) - T_0 * ((s_3 - s_4))] \quad (4.58)$$

$\dot{E}x_{I,yoğusturucu}$  : Yoğusturucunun ekserji kaybı (W),

$s_3$  : Yoğusturucu ısı değiştiricisine giren soğutucu akışkanın entropisi (J/kg.K),

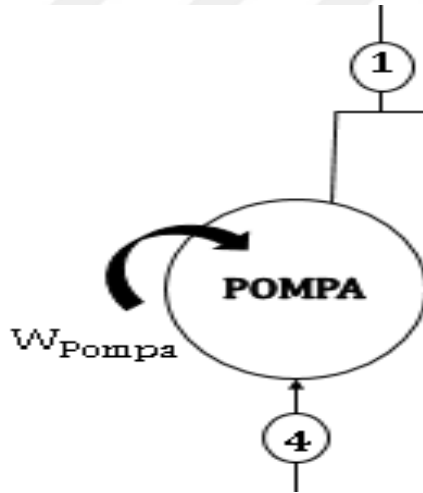
$s_4$  : Yoğusturucu ısı değiştiricisinden çıkan soğutucu akışkanın entropisi (J/kg.K),

$s_5$  : Yoğusturucu ısı değiştiricisine giren soğutma suyunun entropisi (J/kg.K),

$s_6$  : Yoğusturucu ısı değiştiricisinden çıkan soğutma suyunun entropisi (J/kg.K),

şekil 4.8'de soğutucu akışkan yoğusturucu ısı değiştiricisine uruk buhar halinde giriş yapmaktadır. Soęutucu akışkan ısı değiştiricisi çıkışında soğutma suyuna ısı transferi yaparak doymuş sıvı fazına gelecektir. Yoğusturucu ısı değiştiricisinde basınç dūřuřleri ihmal edilmiştir. Denklem (4.58) de yoğusturucu ısı değiştiricisinin ekserji analizi yapılmıştır.

- **Pompa enerji ve ekserji analizi;**



**şekil 4.9.** Pompanın şematik gōsterimi

şekil 4.9'da soğutucu akışkan çevrimde kaybettiği basıncı pompa yardımı ile tekrardan kazanarak çevrim tekrar edilecektir. Akışkanın pompadan geçtiği esnada sıcaklığı değişmeyeceği kabul edilmiştir.

$$(\dot{m}_{SA} * h_4) + W_{pompa} = (\dot{m}_{SA} * h_1) \quad (4.59)$$

$$P_3 < P_4 \quad (4.60)$$

$$T_3 = T_4 \quad (4.61)$$

$W_{pompa}$  : Pompa mil enerjisi (W).

$$\dot{E}x_{I,pompa} = W_{pompa} - \dot{m}_{SA} * [(h_1 - h_4) - T_0 * ((s_1 - s_4))] \quad (4.62)$$

$\dot{E}x_{I,pompa}$  : Pompanın ekserji kaybı (W)

$s_1$  : Pompa çıkışındaki soğutucu akışkanın entropisi (J/kg.K)

$s_4$  : Pompa girişindeki soğutucu akışkanın entropisi (J/kg.K)

Atık ısıdan elektrik enerjisi üretimi çalışması için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

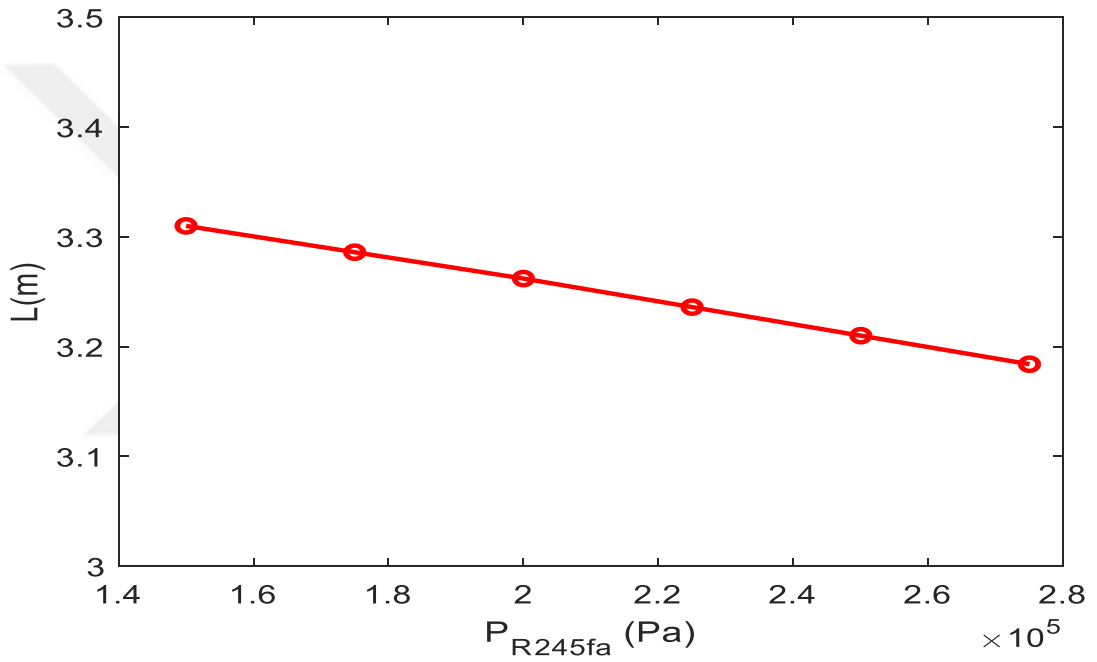


## 5. BÖLÜM

### ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

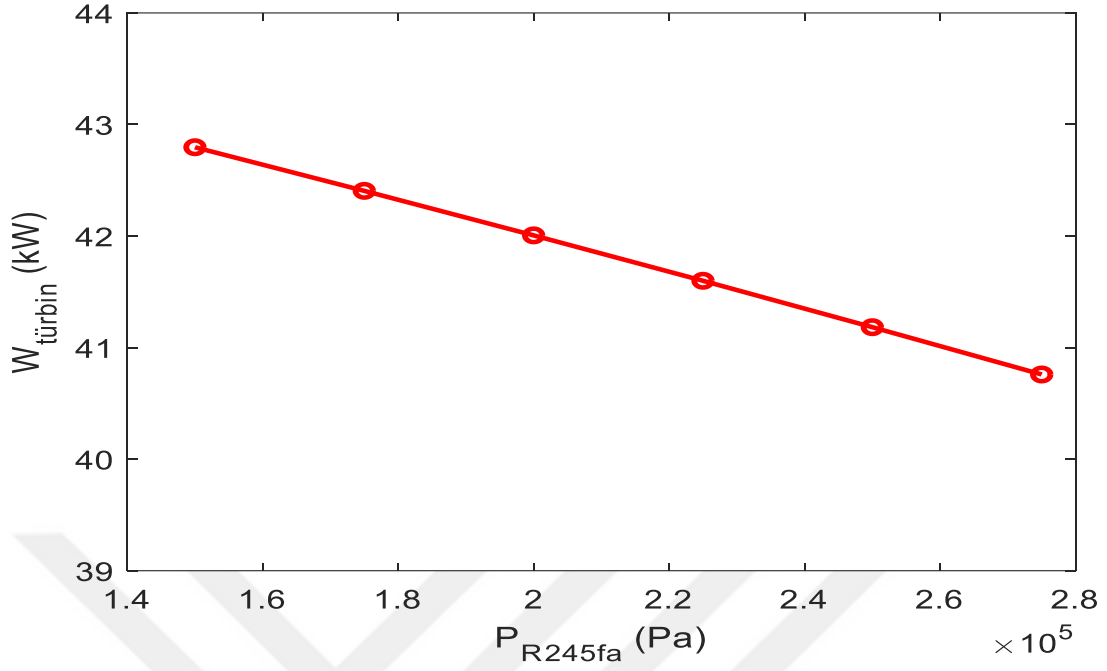
Tez çalışmasındaki hesaplamalar EES, Excel ve Matlab programları ile yapılmıştır. Hesaplama sonuçları grafiklerle anlatılmıştır. Çalışmada kullanılan 6 farklı soğutucu akışkan ile ayrı ayrı hesaplamalar yapıldı ve 6 farklı akışkan için yapılan hesaplamalar karşılaştırılmıştır.

- R245fa için hesaplama sonuçları;



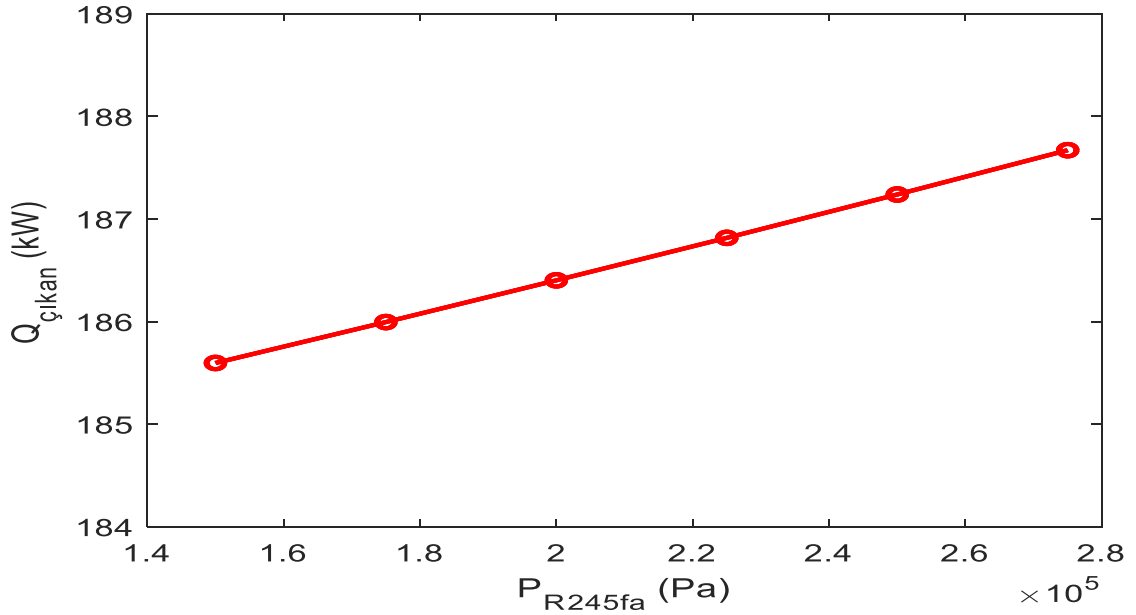
**Şekil 5.1.** Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R245fa)

Şekil 5.1’de R245fa soğutucu akışkanı için 150-275 kPa çalışma basıncında gövde borulu ısı değiştiricisi tasarım hesaplaması yapılmıştır. Hesaplama sonucunda R245fa soğutucu akışkanın en uygun 275 kPa çalışma basıncın da ısı değiştiricisinin uzunluğu 3,184 m olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 5.2.** Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R245fa)

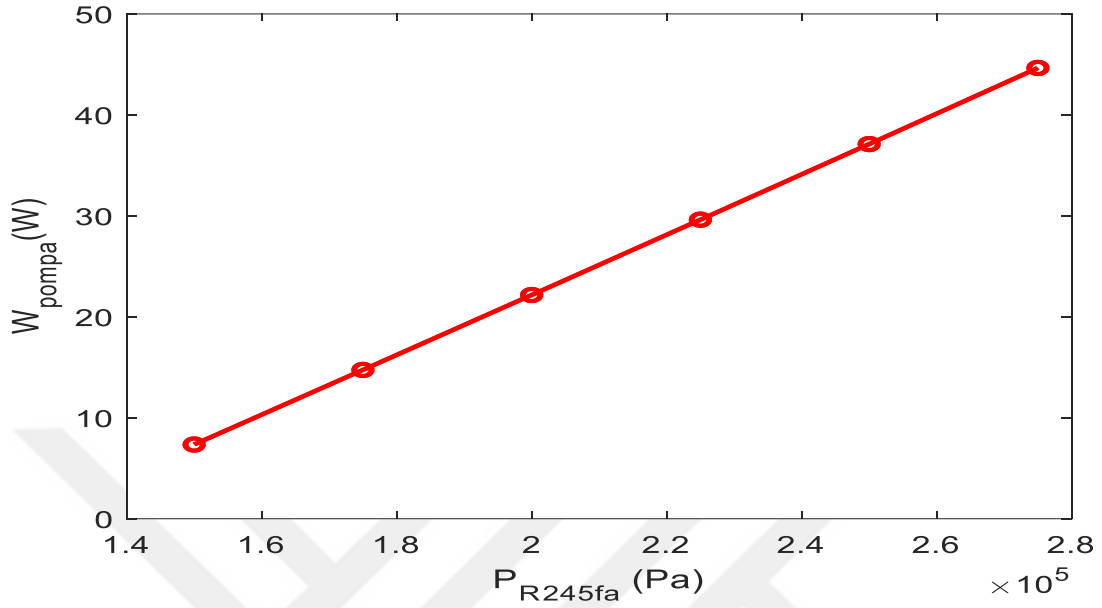
Şekil 5.2'de R245fa soğutucu akışkan için 6 farklı çalışma basınç aralığında üretilen mil enerjisi hesaplanmıştır. Hesaplama en yüksek mil enerjisi 150 kPa çalışma basıncında 42,796 kW olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 5.3.** Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R245fa)

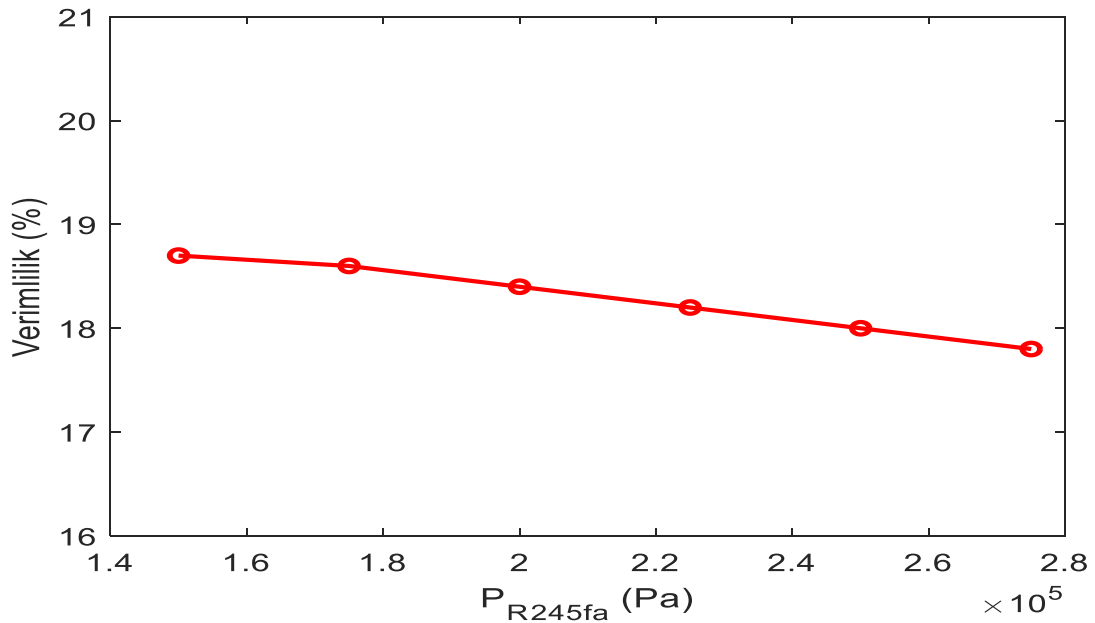
Şekil 5.3'de çürük buhar halindeki R245fa soğutucu akışkanın doymuş sıvı haline gelebilmesi için yoğuşturucu ısı değiştiricisi yardımı ile sisteme verdiği enerji miktarı

hesaplanmıştır. Tabloda görüldüğü üzere en düşük ısı transferi 150 kPa da gerçekleşmiştir. Çalışmada sistemden minimum ısı transferi amaçlanmıştır.



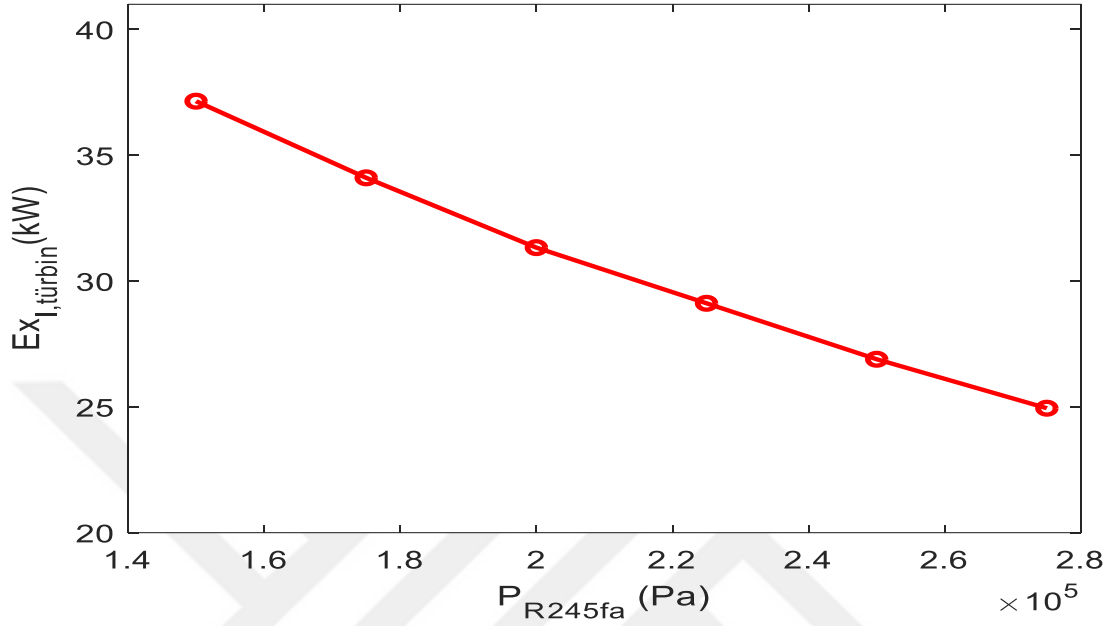
**Şekil 5.4.** Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R245fa)

Şekil 5.4’de yoğuşturucu ısı değiştiricisinden doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkanın çevrim boyunca kaybettiği basıncı pompa yardımı ile geri kazanması için ihtiyaç duyulan pompa mil enerjisi hesaplanmıştır. Tabloda görüldüğü üzere en düşük pompa enerjisi 150 kPa da olduğu görülmektedir. Çalışmada amaç minimum pompa enerji tüketimidir. Pompa enerji tüketiminin yüksek olması verimliliği düşürecektir.



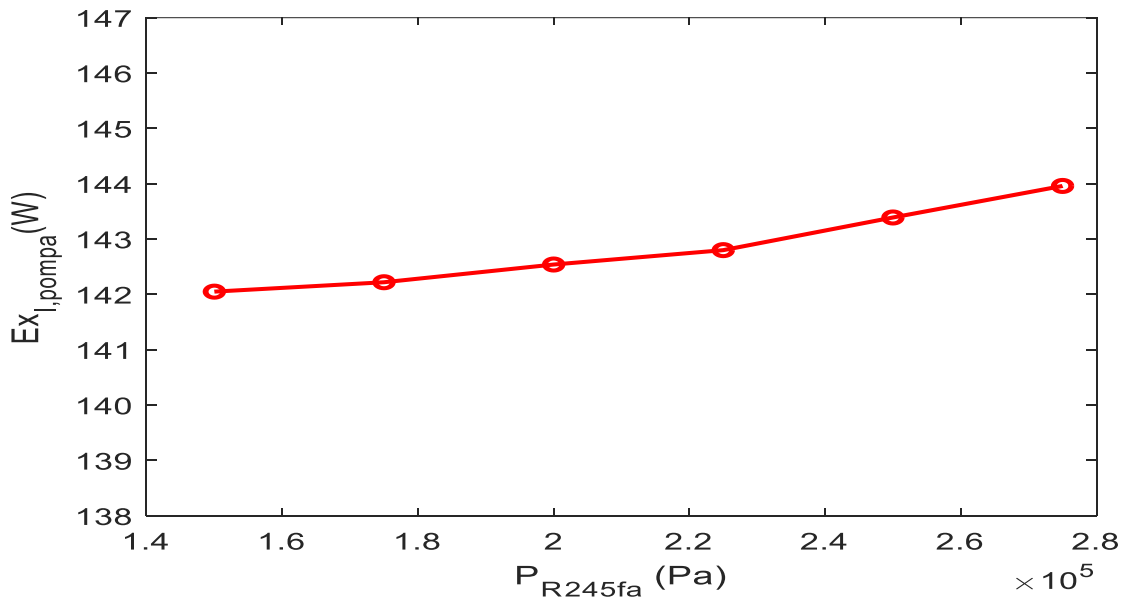
**Şekil 5.5.** Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R245fa)

Şekil 5.5'de çalışmanın verimliliği hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda maksimum verimlilik 150 kPa da gerçekleşmiştir.



Şekil 5.6. Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R245fa)

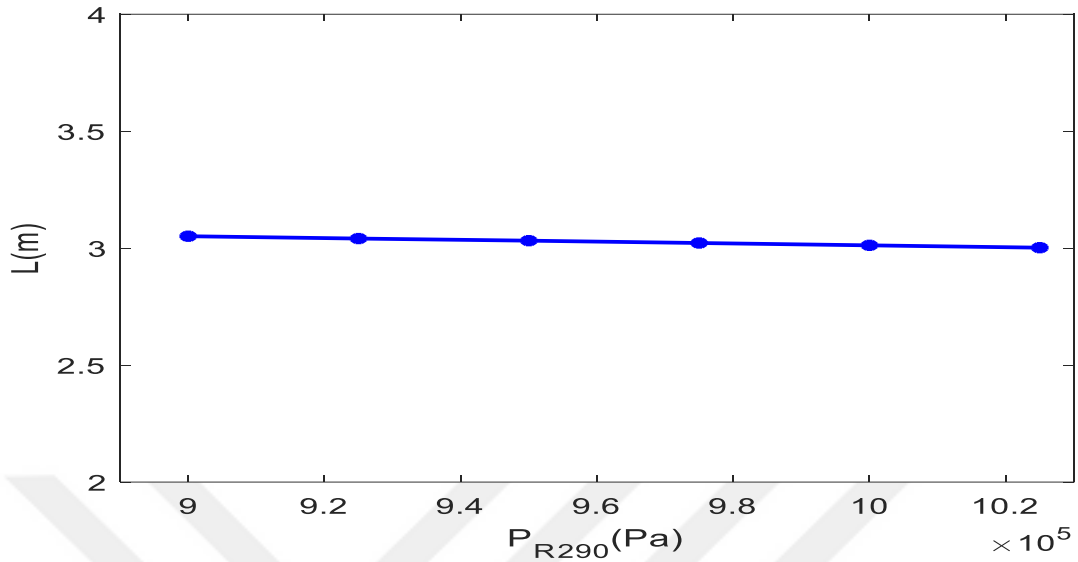
Şekil 5.6'da türbinde gerçekleşen yok olan ekserji miktarı 6 farklı çalışma basıncı için hesaplanmıştır. En düşük yok olan ekserji 275 kPa basınç da gerçekleşmiştir.



Şekil 5.7. Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R245fa)

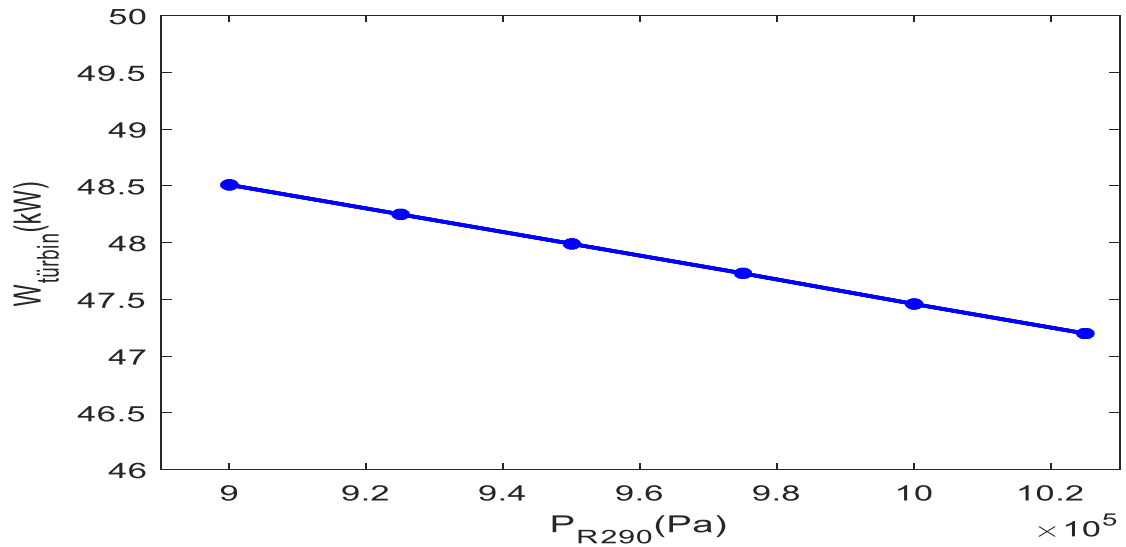
Şekil 5.7'de pompada yok olan ekserji miktarı 6 farklı çalışma basıncı için hesaplanmıştır. Verilen basınç aralıklarında en düşük yok olan ekserji miktarı 150 kPa da hesaplanmıştır.

- R290 için Hesaplama sonuçları



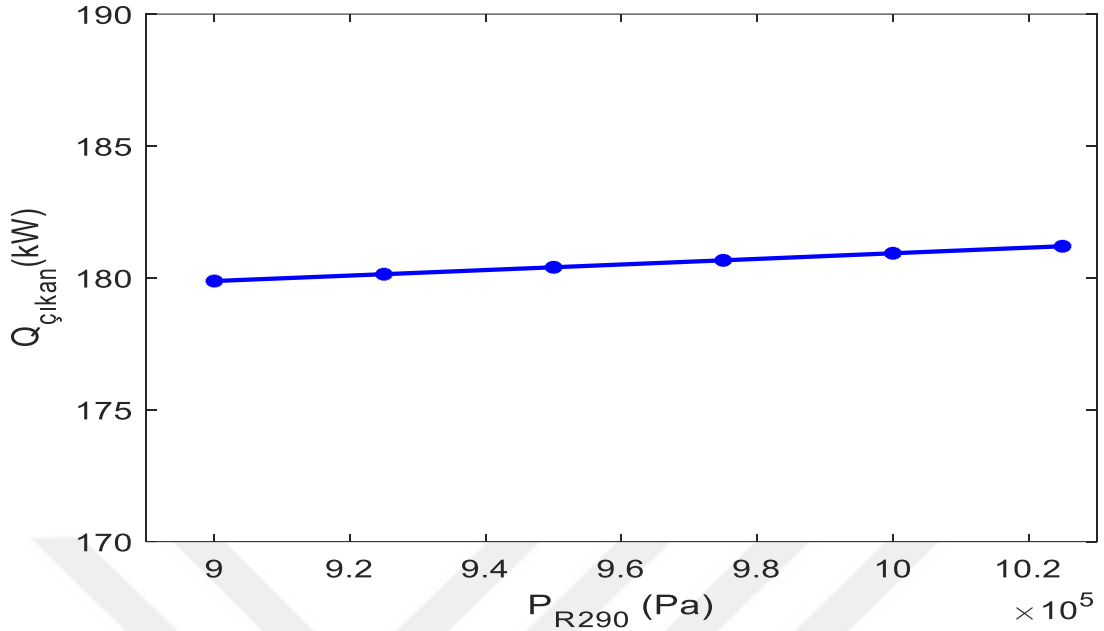
**Şekil 5.8.** Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R290)

Şekil 5.8’de R290 soğutucu akışkanı için 900-1.025 kPa çalışma basıncında gövde borulu ısı değiştiricisi tasarım hesaplaması yapılmıştır. Hesaplama sonucunda en düşük 1.025 kPa çalışma basıncın da gövde borulu ısı değiştiricisinin uzunluğu 3,012 m olarak hesaplanmıştır.



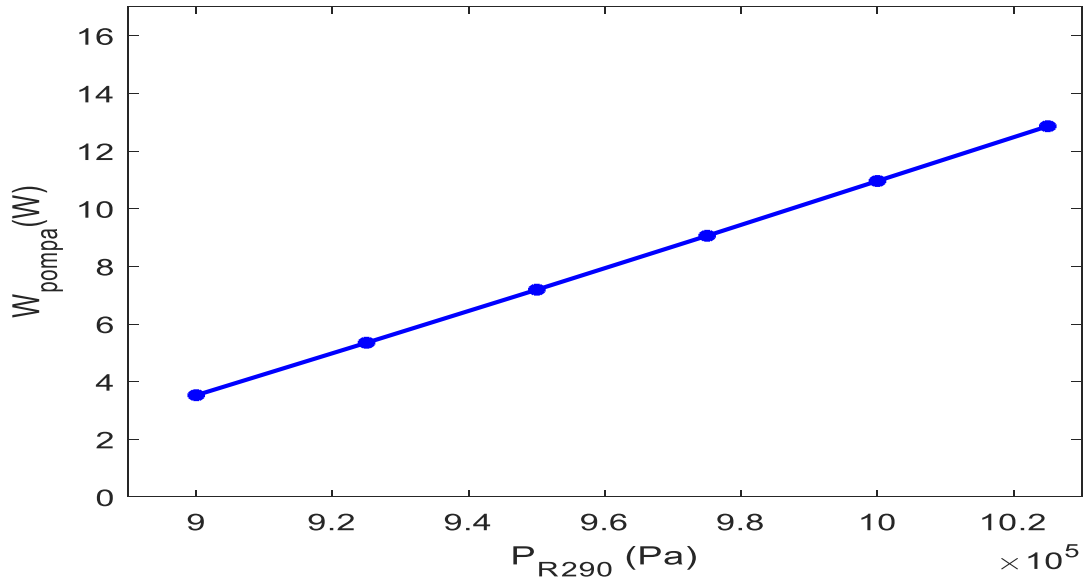
**Şekil 5.9.** Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R290)

Şekil 5.9’da R290 soğutucu akışkanı için verilen çalışma basınç aralığında üretilen mil enerjisi hesaplanmıştır. Hesaplama en yüksek mil enerjisi 900 kPa çalışma basıncında 48,509 kW olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 5.10.** Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R290)

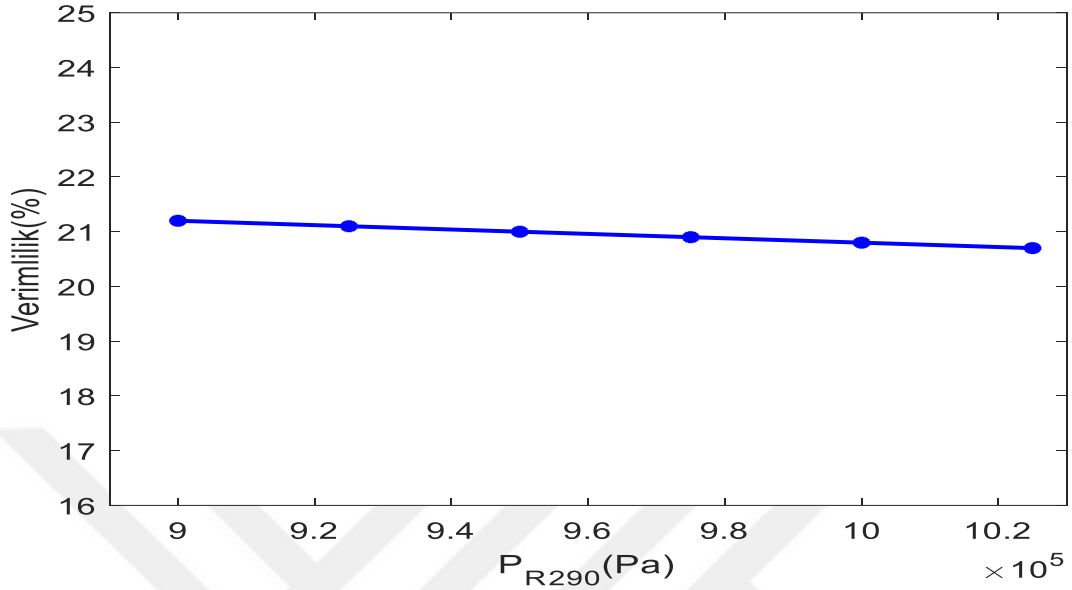
Şekil 5.10'da türbin çıkışında çürük buhar halindeki R290 soğutucu akışkanın doymuş sıvı haline gelebilmesi için yoğuşturucu ısı değiştiricisi yardımı ile sisteme verdiği enerji miktarı hesaplanmıştır. Şekilde görüldüğü üzere en düşük ısı transferi 900 kPa da gerçekleşmiştir.



**Şekil 5.11.** Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R290)

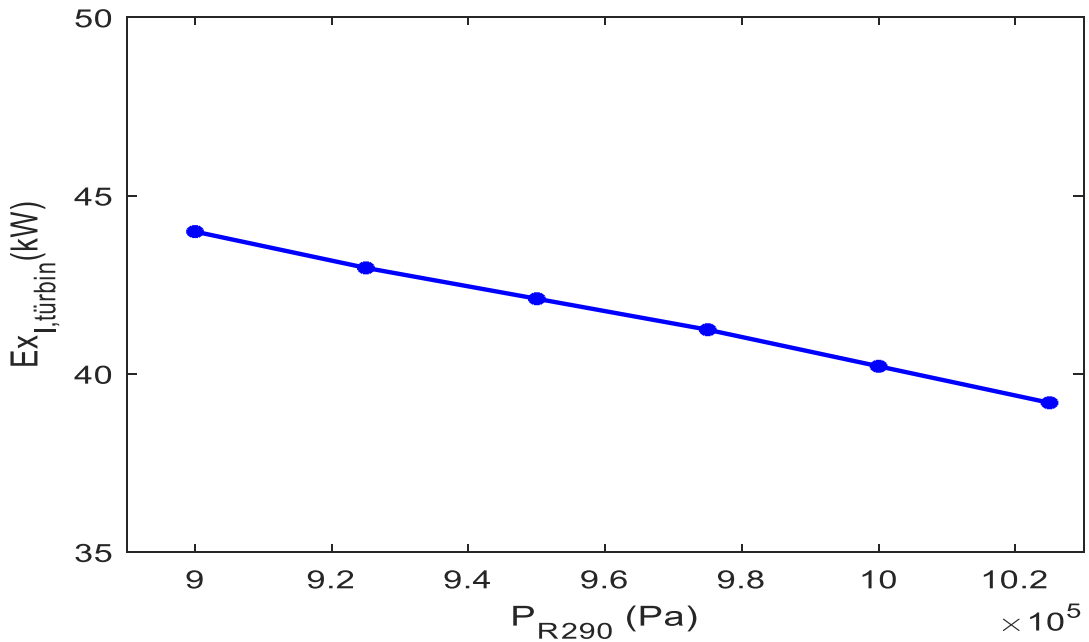
Şekil 5.11'de yoğuşturucu ısı değiştiricisinden doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkanın çevrim boyunca kaybettiği basıncı pompa yardımı ile geri kazanması için ihtiyaç duyduğu pompa enerjisi hesaplanmıştır. Şekilde görüldüğü üzere en düşük pompaya giriş enerjisi

900 kPa da olduğu görülmektedir. Çalışmada amaç minimum pompa enerji tüketimidir. Pompa enerji tüketiminin yüksek olması verimliliği düşürecektir.



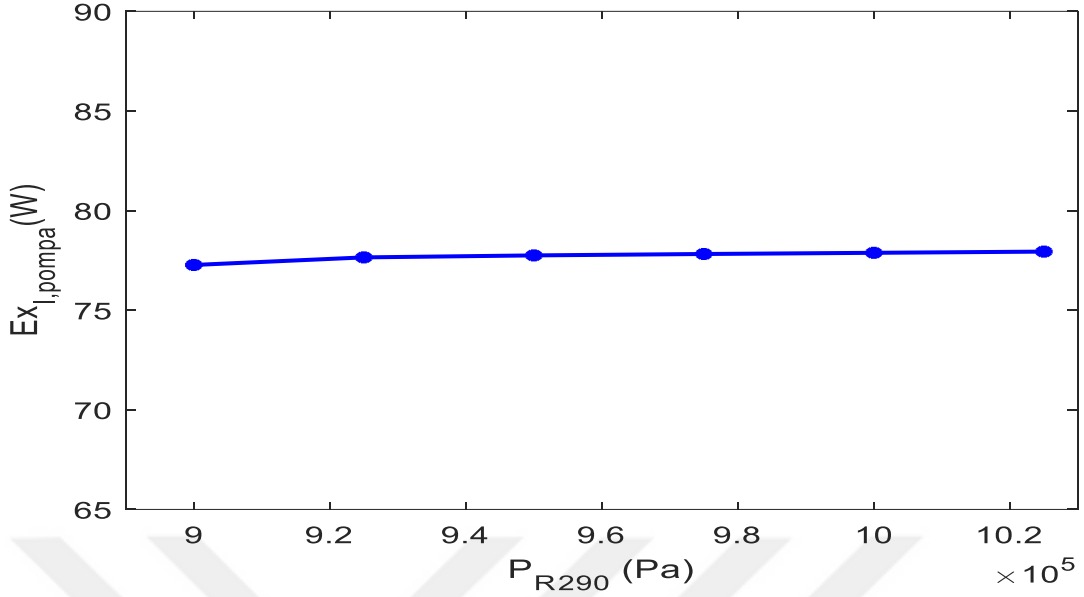
**Şekil 5.12.** Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R290)

Şekil 5.12'da çalışmanın verimliliği hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda maksimum verimlilik 900 kPa da %21,24 olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 5.13.** Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R290)

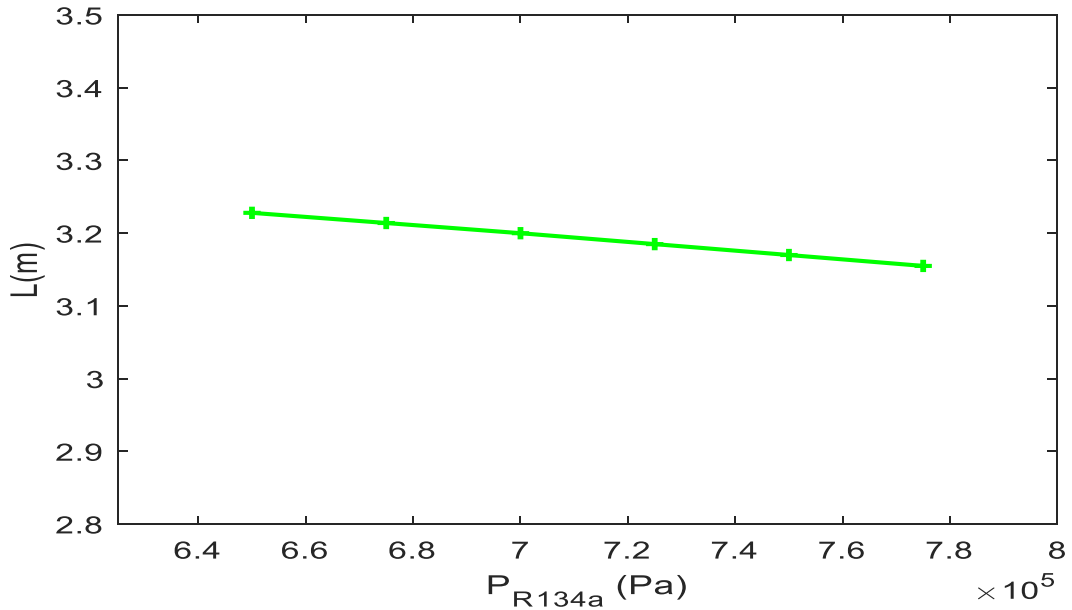
Şekil 5.13'de türbinde yok olan ekserji miktarı 6 farklı çalışma basıncı için hesaplanmıştır. En düşük yok olan ekserji 1.025 kPa da gerçekleşmiştir.



**Şekil 5.14.** Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R290)

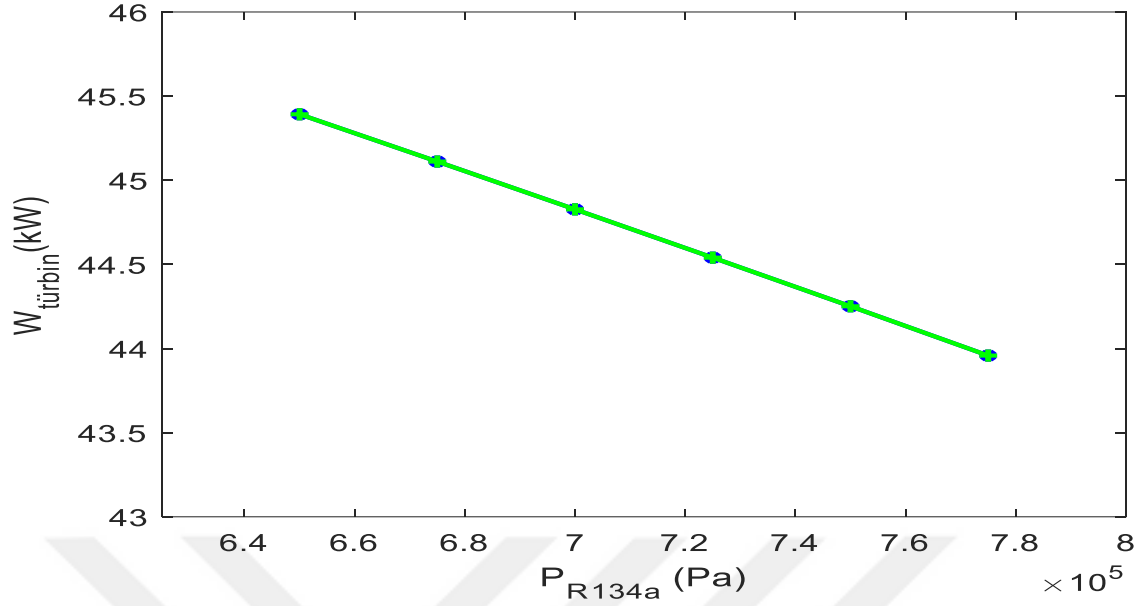
Şekil 5.14’de Pompa için yok olan ekserji miktarı 6 farklı çalışma basıncı için hesaplanmıştır. Verilen basınç aralıklarında en düşük yok olan ekserji miktarı 900 kPa da hesaplanmıştır.

- R134a için hesaplama sonuçları



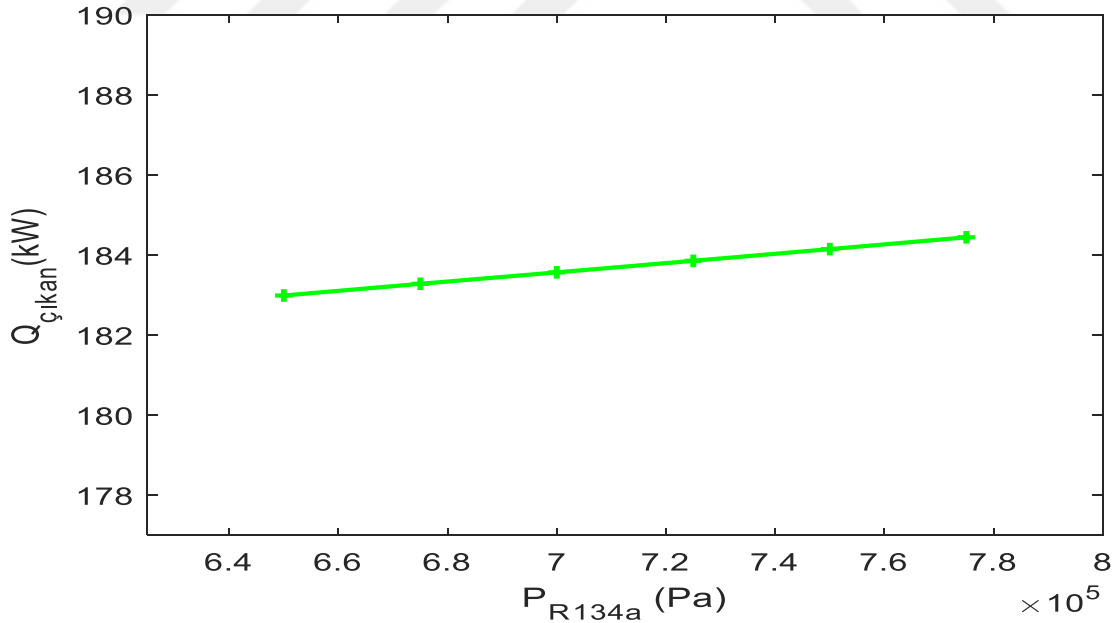
**Şekil 5.15** Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R134a)

Şekil 5.15’de R134a soğutucu akışkanı için 650 – 775 kPa çalışma basıncında gövde borulu ısı değiştiricisi tasarım hesabı yapılmıştır. Hesaplama sonucunda en düşük 775 kPa çalışma basıncın da gövde borulu ısı değiştiricisinin uzunluğu 3,16 m olarak hesaplanmıştır.



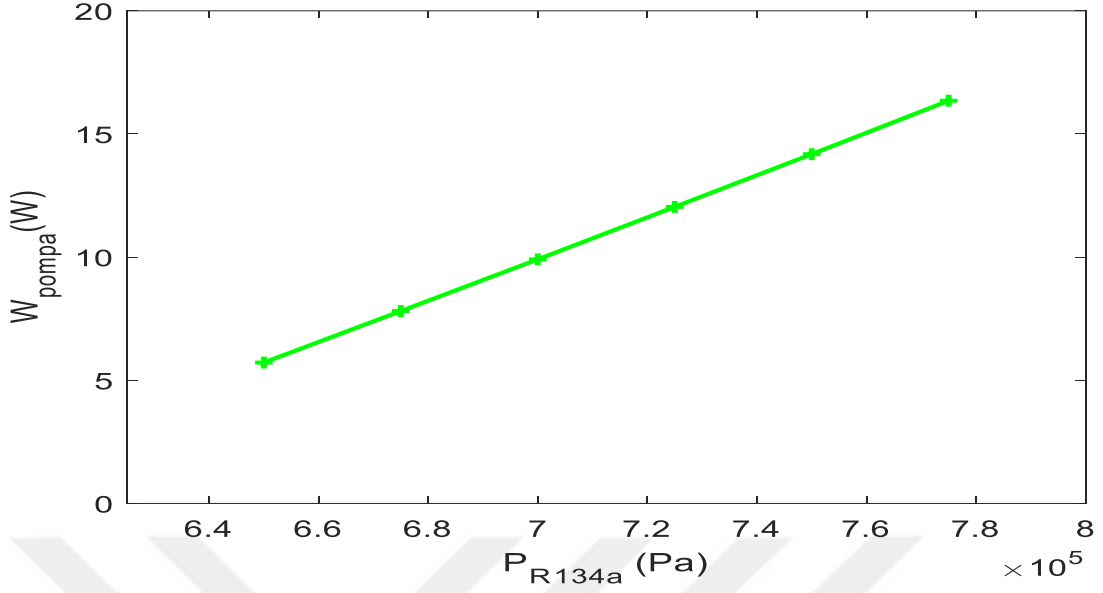
**Şekil 5.16.** Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R134a)

Şekil 5.16'da R134a soğutucu akışkanı için verilen çalışma basınç aralığında üretilen mil enerjisi miktarı hesaplanmıştır. Hesaplama en yüksek mil enerjisi 650 kPa çalışma basıncında 45,392 kW olarak hesaplanmıştır.



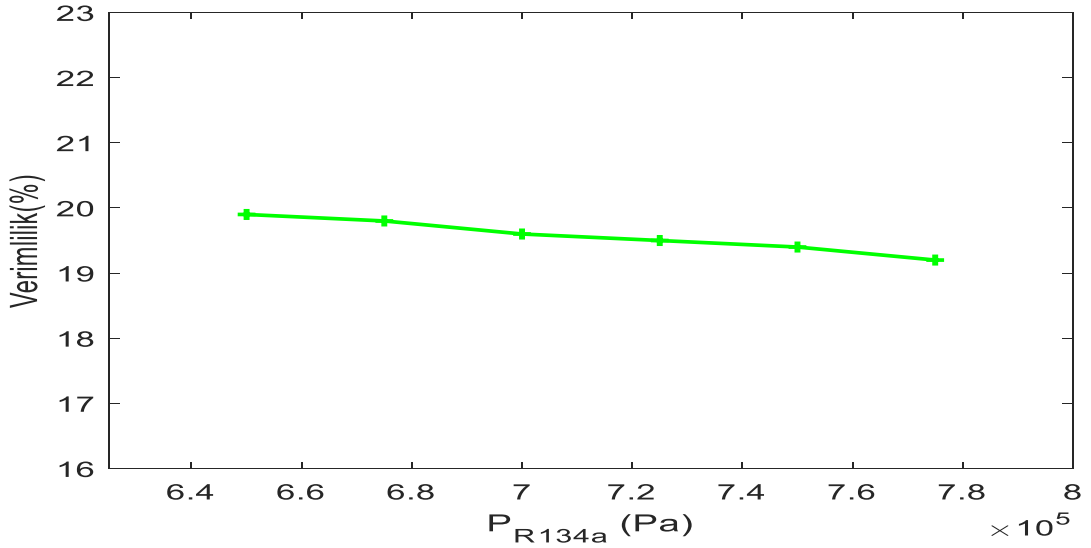
**Şekil 5.17.** Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R134a)

Şekil 5.17'de çürük buhar halindeki R134a soğutucu akışkanın doymuş sıvı haline gelebilmesi için yoğuşturucu ısı değiştiricisi yardımı ile sisteme verdiği enerji miktarı hesaplanmıştır. Şekilde görüldüğü üzere en düşük ısı transferi 650 kPa da gerçekleşmiştir. Çalışmada sisteme minimum ısı transferi amaçlanmıştır.



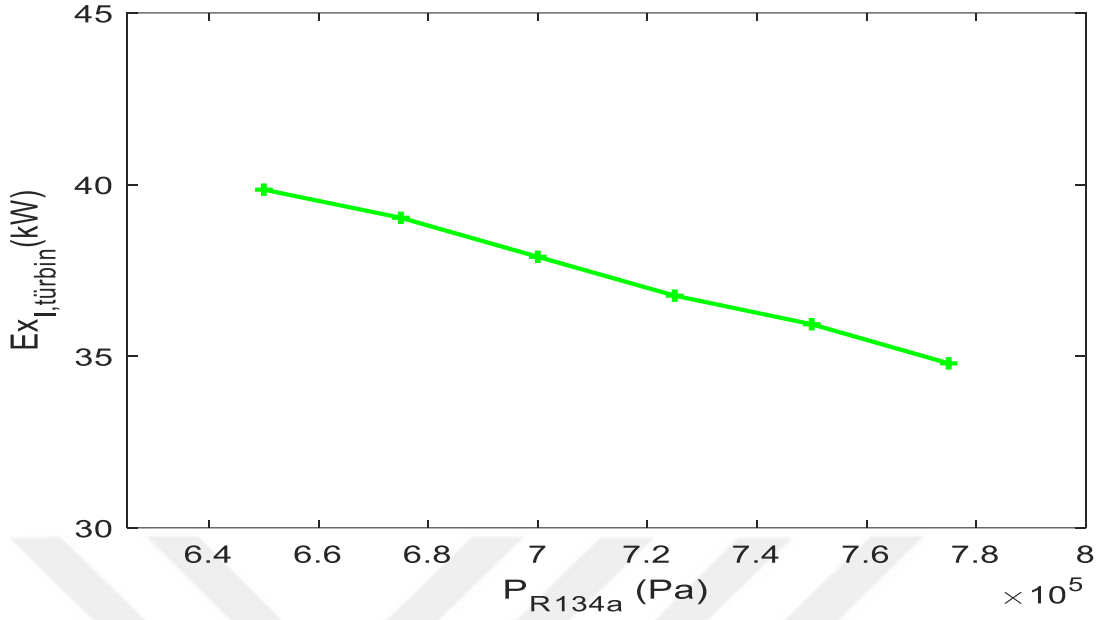
**Şekil 5.18.** Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R134a)

Şekil 5.18’de yoğuşturucu ısı değiştiricisinden doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkanın çevrim boyunca kaybettiği basıncı pompa yardımı ile geri kazanması için ihtiyaç duyulan pompa enerjisi hesaplanmıştır. Şekilde görüldüğü üzere en düşük pompaya giriş enerjisi 650 kPa da olduğu görülmektedir. Çalışmada amaç minimum pompa enerji tüketimidir. Pompa enerji tüketiminin yüksek olması verimliliği düşürecektir.



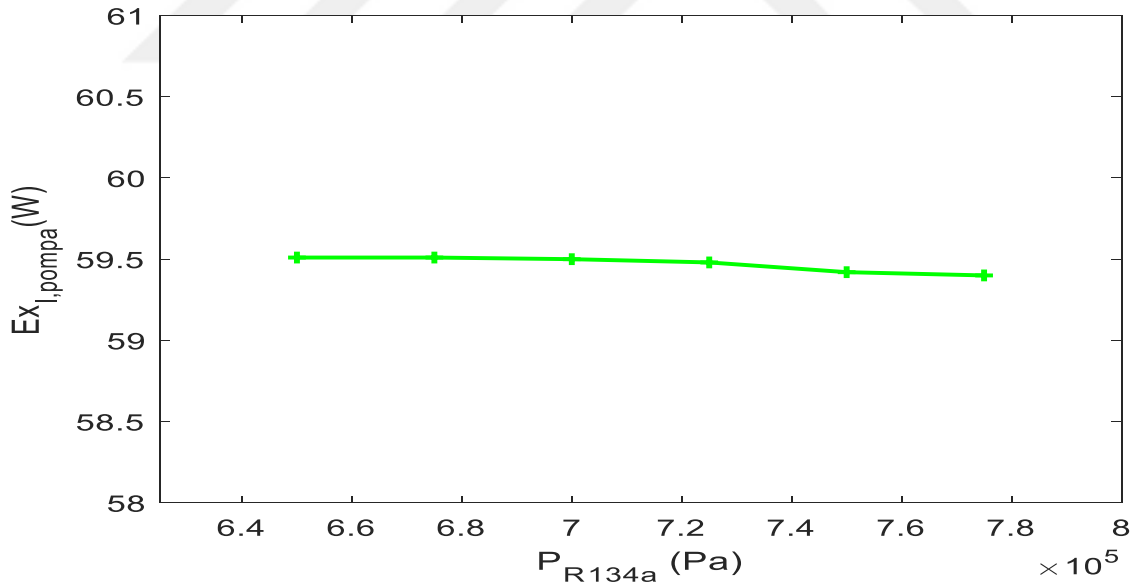
**Tablo 5.19.** Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R134a)

Şekil 5.19’de çalışmanın verimliliği hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda maksimum verimlilik 650 kPa da %19,87 olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 5.20.** Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R134a)

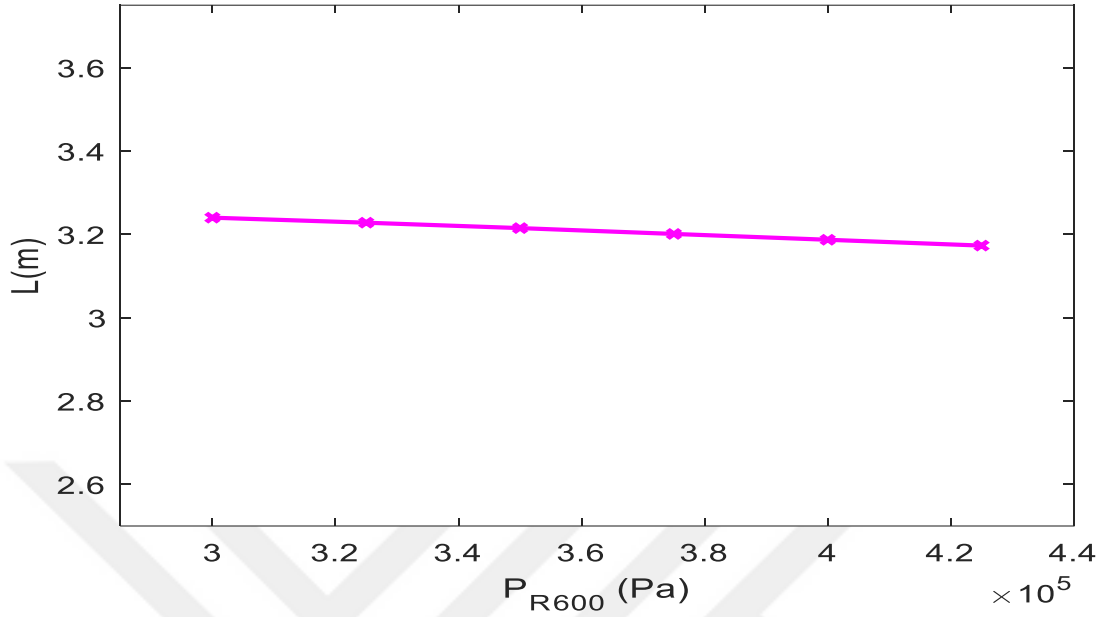
Şekil 5.20'de türbinde yok olan ekserji miktarı 6 farklı çalışma basıncı için hesaplanmıştır. En düşük yok olan ekserji 775 kPa basınç da gerçekleşmiştir.



**Şekil 5.21.** Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R134a)

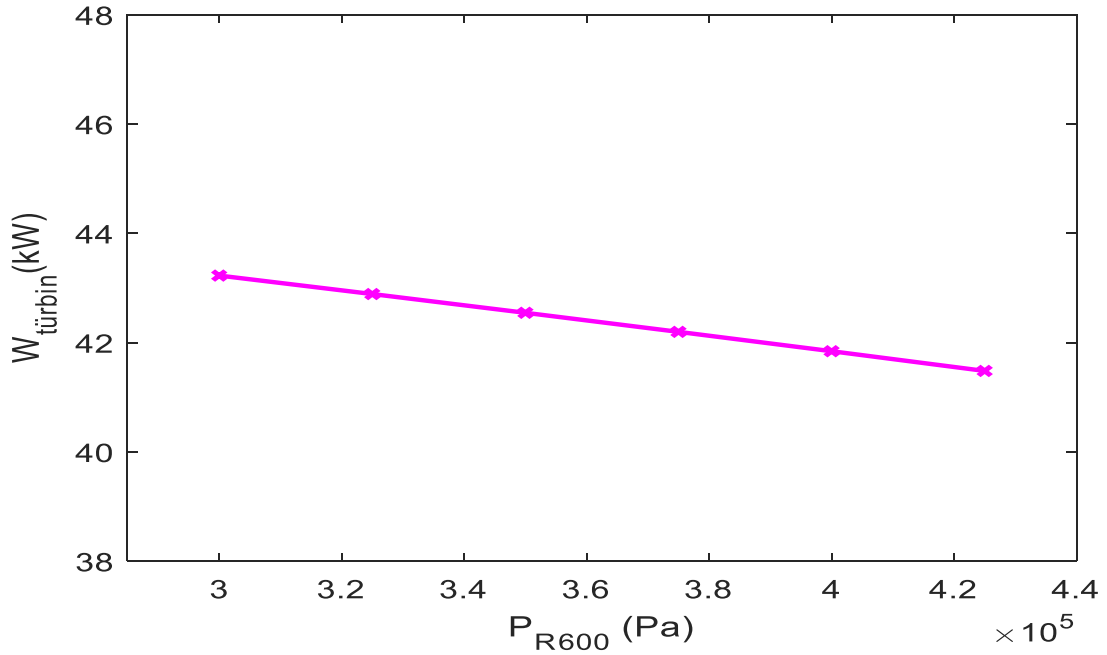
Şekil 5.21'de Pompa da yok olan ekserji miktarı 6 farklı çalışma basıncı için hesaplanmıştır. Verilen basınç aralıklarında en düşük yok olan ekserji miktarı 650 kPa da hesaplanmıştır.

- R600 için hesaplama sonuçları



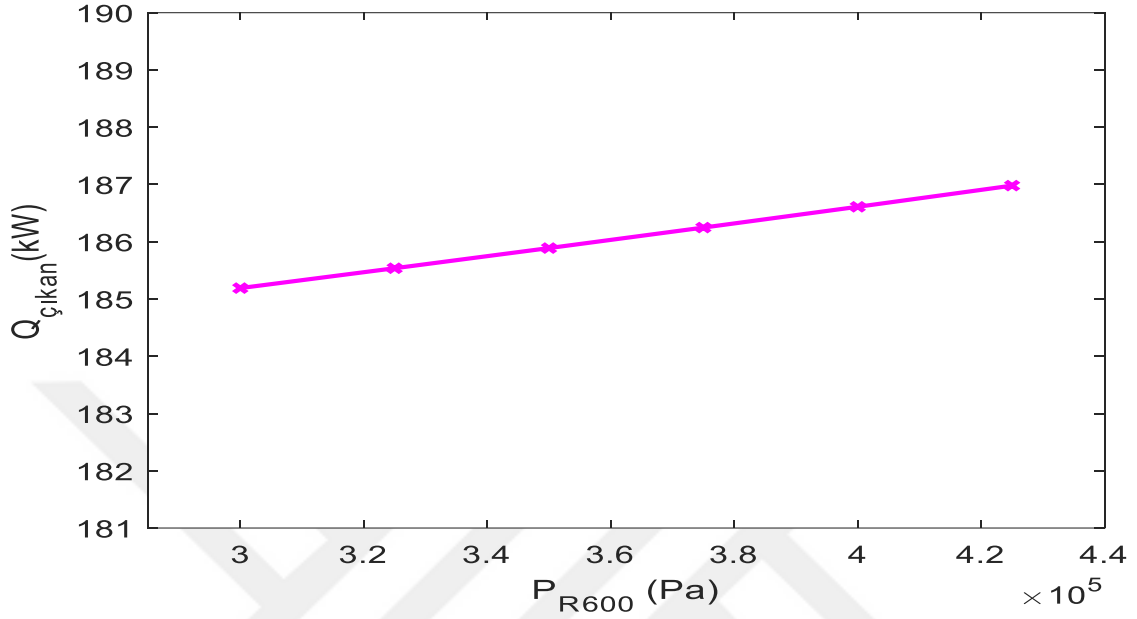
**Şekil 5.22.** Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R600)

Şekil 5.22'de R600 soğutucu akışkanı için 300 – 425 kPa çalışma basıncında gövde borulu ısı değiştiricisi tasarım hesaplaması yapılmıştır. Hesaplama sonucunda en düşük 425 kPa çalışma basıncında gövde borulu ısı değiştiricisinin uzunluğu 3,17 m olarak hesaplanmıştır.



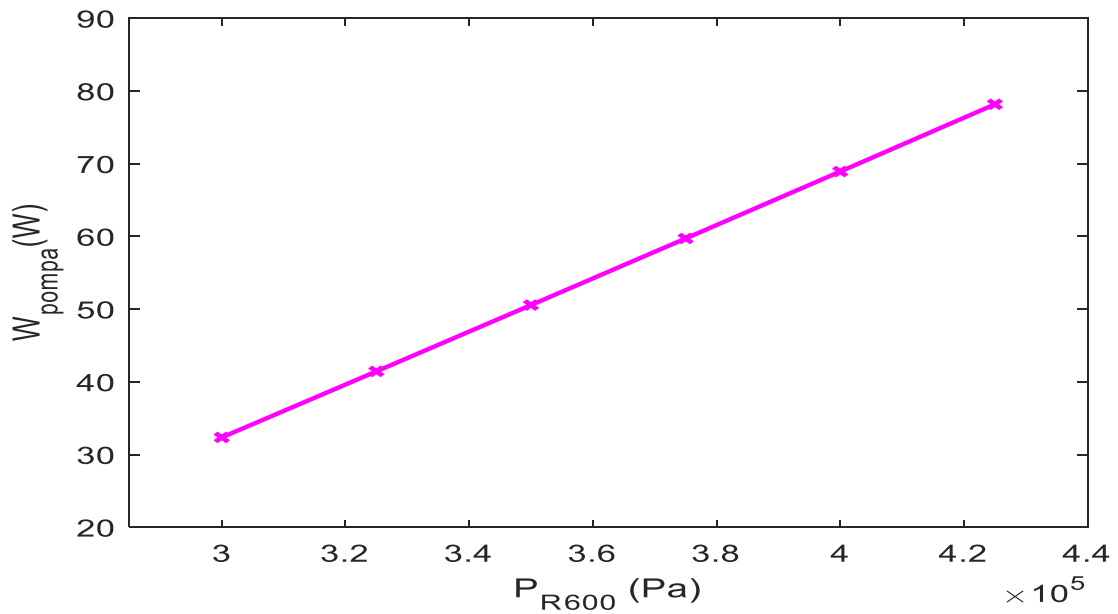
**Şekil 5.23.** Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R600)

Şekil 5.23'de R600 soğutucu akışkanı için verilen çalışma basınç aralığında üretilen mil enerjisi hesaplanmıştır. Hesaplama en yüksek mil enerjisi 300 kPa çalışma basıncında 43,228 kW hesaplanmıştır.



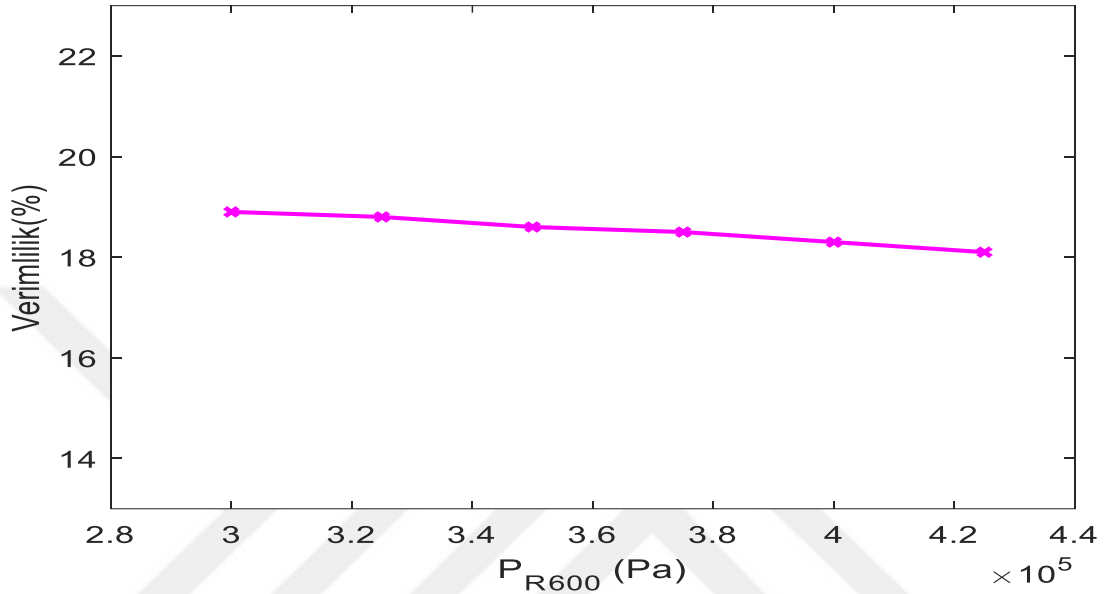
**Şekil 5.24.** Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R600)

Şekil 5.24'de çürük buhar halindeki R600 soğutucu akışkanın doymuş sıvı haline gelebilmesi için yoğuşturucu ısı değiştiricisi yardımı ile sisteme verdiği enerji miktarı hesaplanmıştır. Şekilde görüldüğü üzere en düşük ısı transferi 300 kPa da gerçekleşmiştir. Çalışmada sisteme minimum ısı transferi amaçlanmıştır.



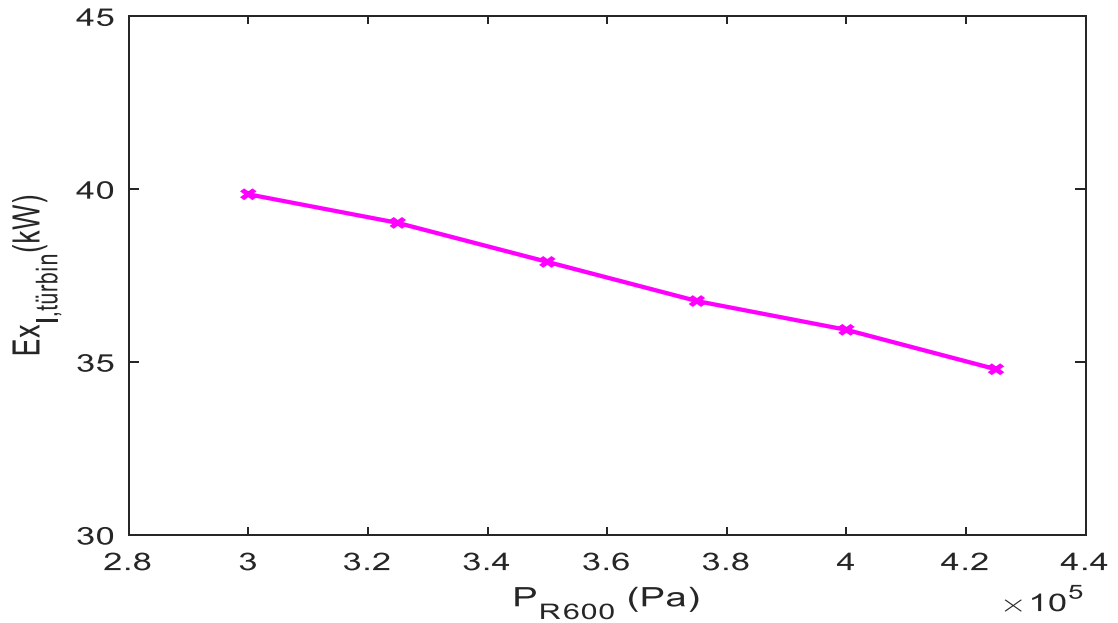
**Şekil 5.25.** Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R600)

Şekil 5.25’de yoğuşturucu ısı değiştiricisinden doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkanın çevrim boyunca kaybettiği basıncı pompa yardımı ile geri kazanması için ihtiyaç duyulan pompa enerjisi hesaplanmıştır. Şekilde görüldüğü üzere en düşük pompaya giriş enerjisi 300 kPa olduğu görülmektedir. Çalışmada amaç minimum pompa enerji tüketimidir. Pompa enerji tüketiminin yüksek olması verimliliği düşürecektir.



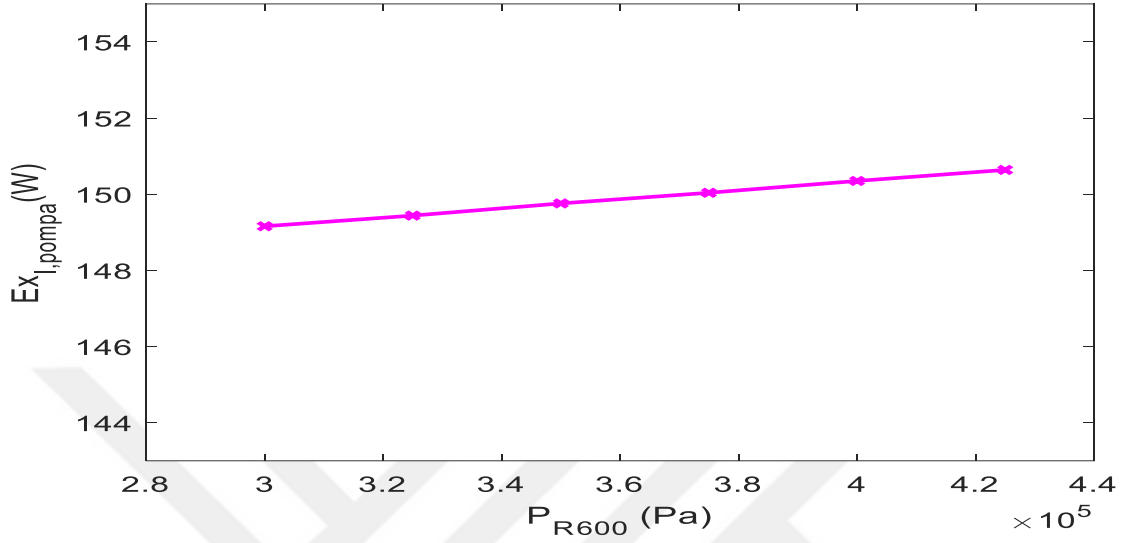
**Şekil 5.26.** Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R600)

Şekil 5.26’de çalışmanın verimliliği hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda maksimum verimlilik 300 kPa da %18,91 olarak hesaplanmıştır.



**Şekil 5.27.** Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R600)

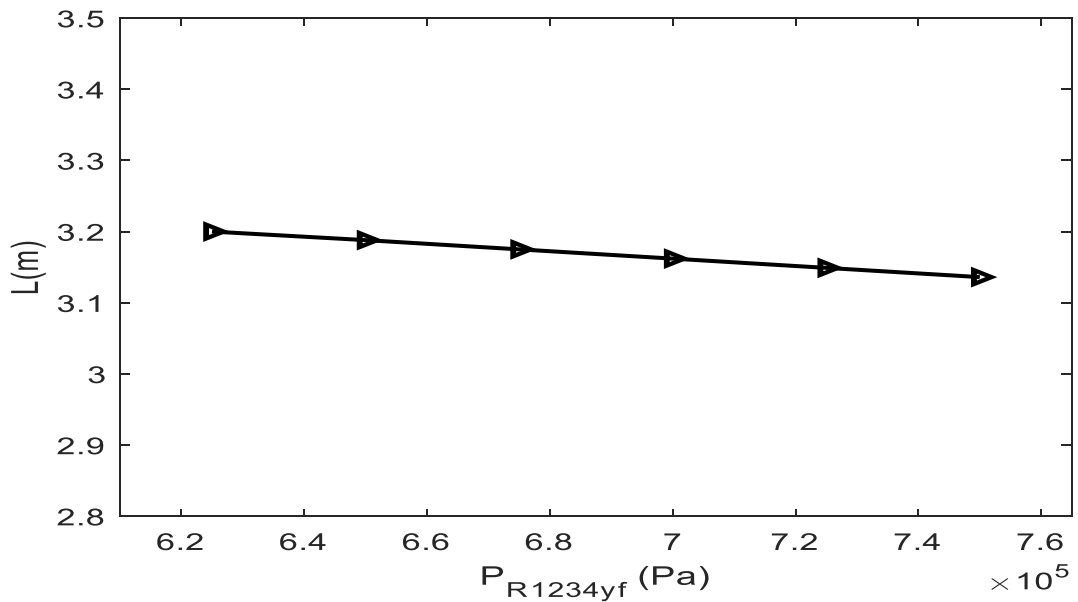
Şekil 5.27’de türbinde yok olan ekserji miktarı 6 farklı çalışma basıncı için hesaplanmıştır. En düşük yok olan ekserji 425 kPa basınç da gerçekleşmiştir.



**Şekil 5.28.** Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R600)

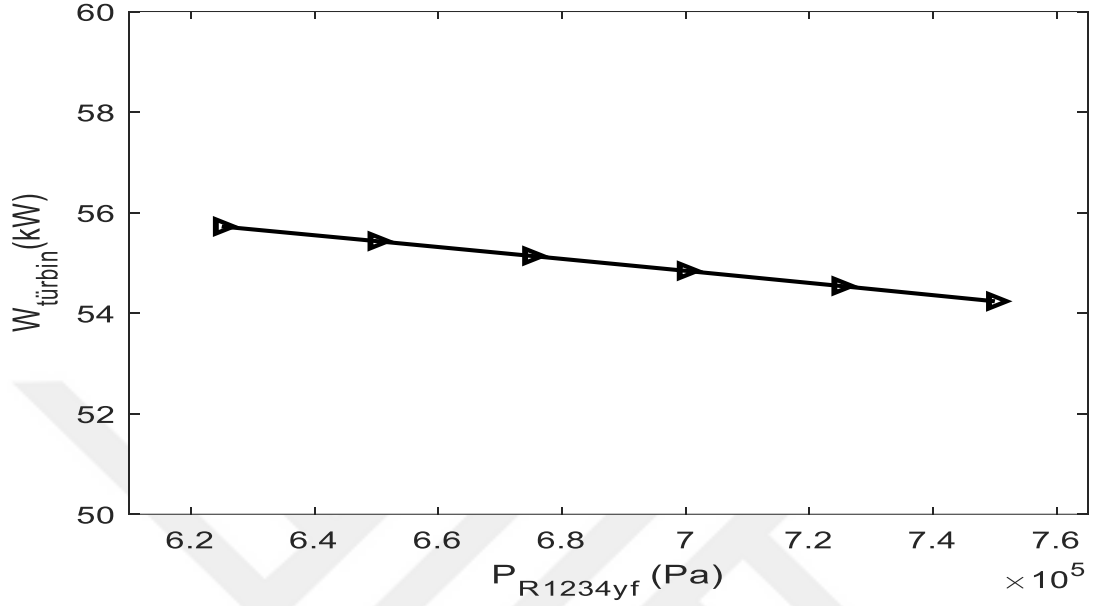
Çizelge 5.28’de pompa da yok olan ekserji miktarı 6 farklı çalışma basıncı için hesaplanmıştır. Verilen basınç aralıklarında en düşük yok olan ekserji miktarı 300 kPa da hesaplanmıştır.

- **R1234yf hesaplama sonuçları**



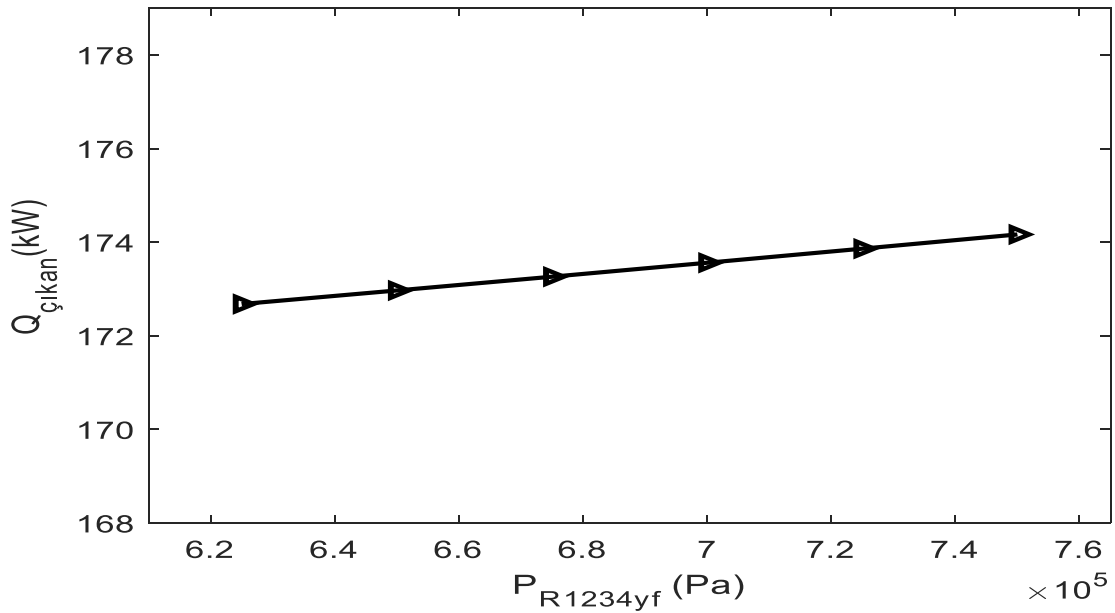
**Şekil 5.29.** Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R1234yf)

Şekil 5.29’da R1234yf soğutucu akışkanı için 625 – 750 kPa çalışma basıncında gövde borulu ısı değiştiricisi tasarım hesaplaması yapılmıştır. Hesaplama sonucunda en dūřük 750 kPa çalışma basıncın da gövde borulu ısı değiştiricisinin uzunluğu 3,136 m hesaplanmıştır.



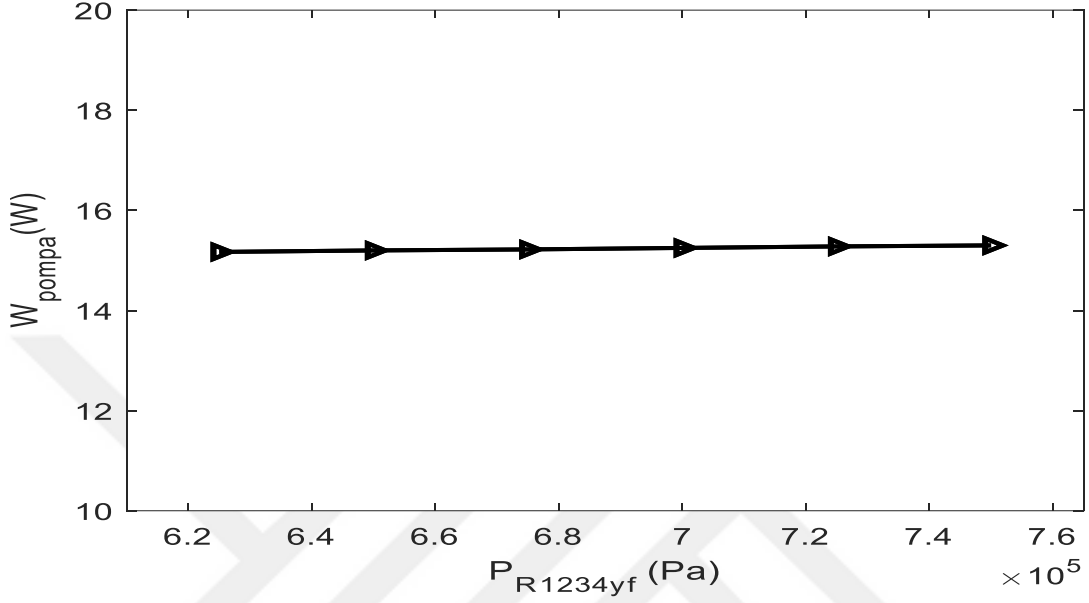
**Şekil 5.30.** Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R1234yf)

Şekil 5.30’da R1234yf soğutucu akışkanı için verilen çalışma basınç aralığında üretilen mil enerjisi miktarı hesaplanmıştır. Hesaplama en yüksek mil enerjisi 625 kPa çalışma basıncında 55,724 kW olarak hesaplanmıştır.



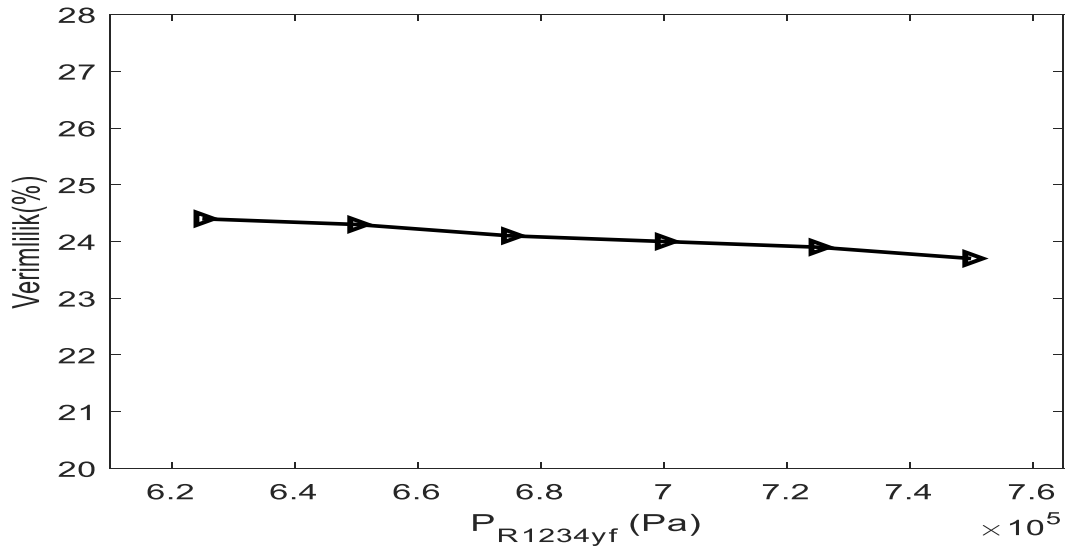
**Tablo 5.31.** Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R1234yf)

Şekil 5.31’de çürük buhar halindeki R1234yf soğutucu akışkanın doymuş sıvı haline gelebilmesi için yoğuşturucu ısı değiştiricisi ile sisteme verdiği enerji miktarı hesaplanmıştır. Şekilde görüldüğü üzere en düşük ısı transferi 625 kPa da gerçekleşmiştir. Çalışmada sisteme minimum ısı transferi amaçlanmıştır.



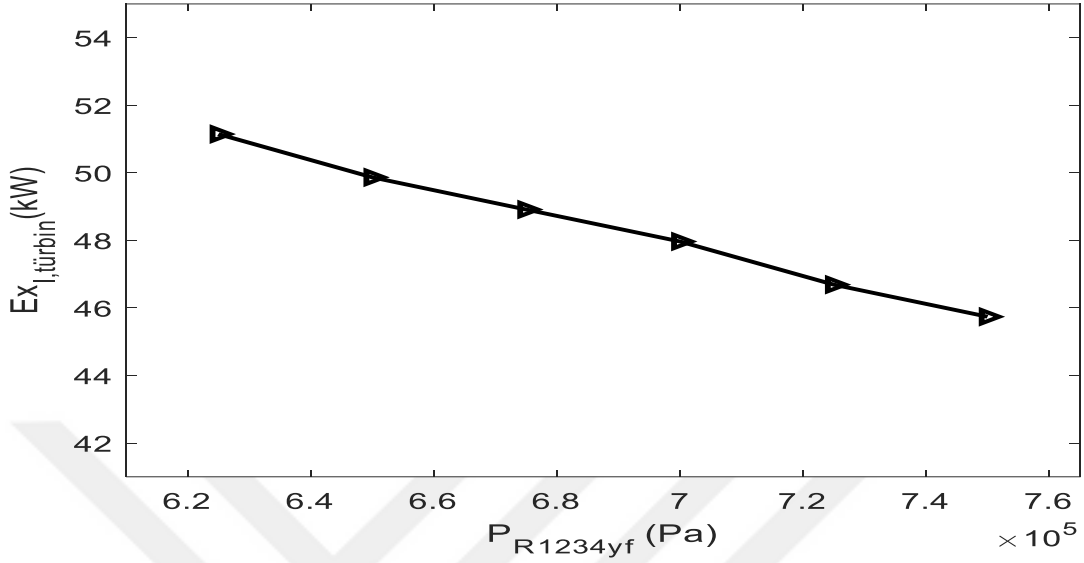
**Şekil 5.32.** Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R1234yf)

Şekil 5.32’de yoğuşturucu ısı değiştiricisinden doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkanın çevrim boyunca kaybettiği basıncı pompa ile geri kazanması için ihtiyaç duyulan pompa enerjisi hesaplanmıştır. Şekilde görüldüğü üzere en düşük pompaya giriş enerjisi 625 kPa hesaplanmıştır. Çalışmada amaç minimum pompa enerji tüketimidir. Pompa enerji tüketiminin yüksek olması verimliliği düşürecektir.



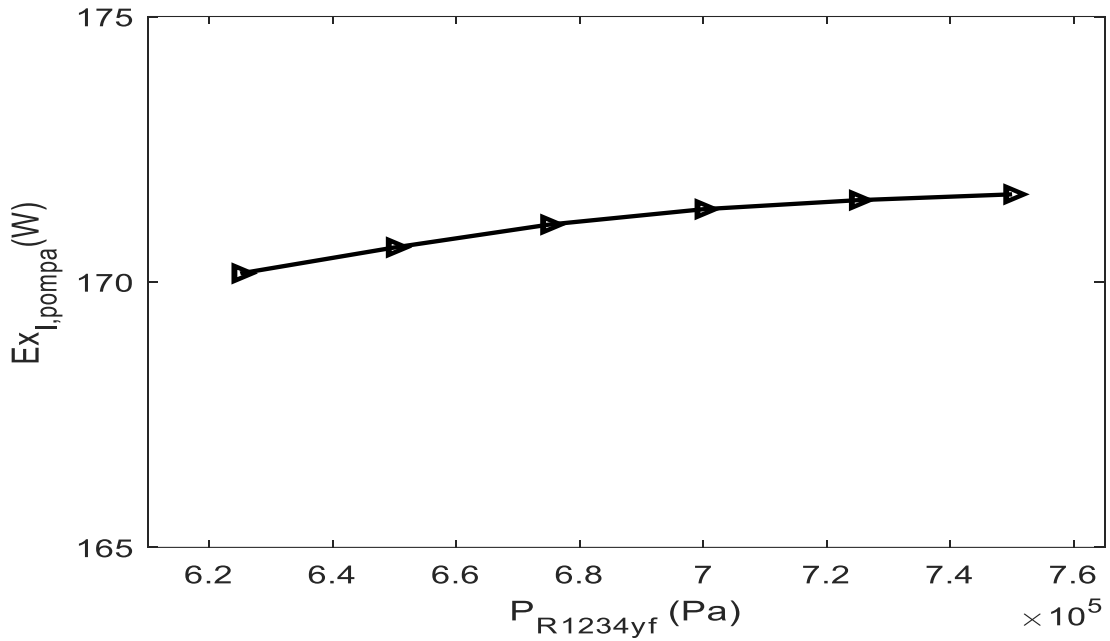
**Şekil 5.33.** Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R1234yf)

Şekil 5.33’de çalışmanın verimliliği hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda maksimum verimlilik 625 kPa da %24,39 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.34. Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R1234yf)

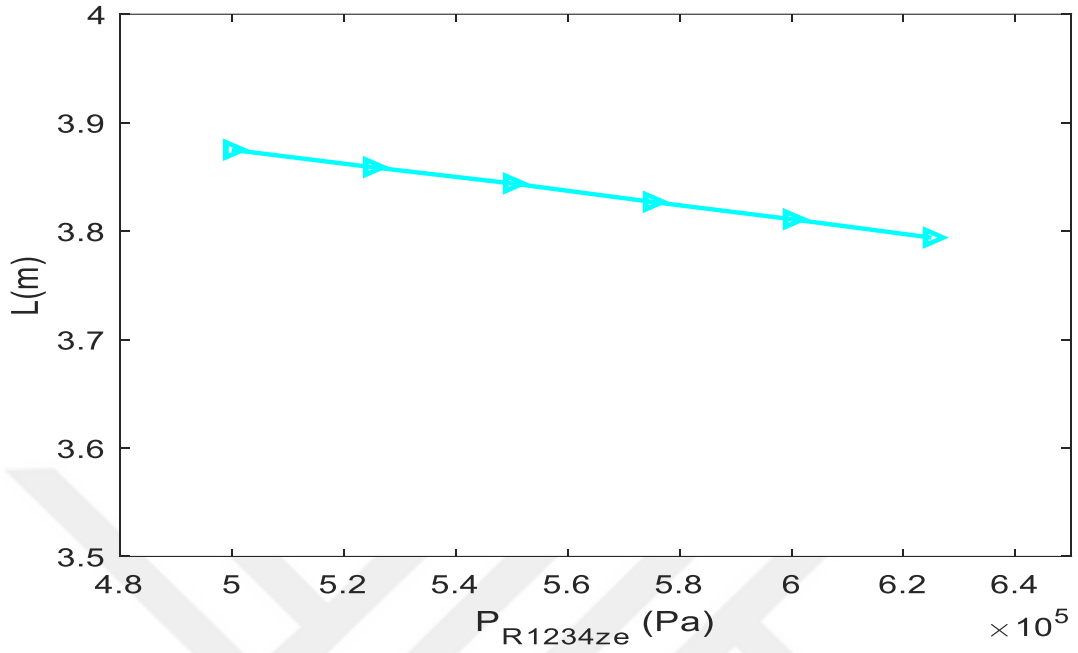
Şekil 5.34’de türbinde yok olan ekserji miktarı verilen basınç aralıklarında hesaplanmıştır. En düşük yok olan ekserji 750 kPa da gerçekleşmiştir.



Şekil 5.35. Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R1234yf)

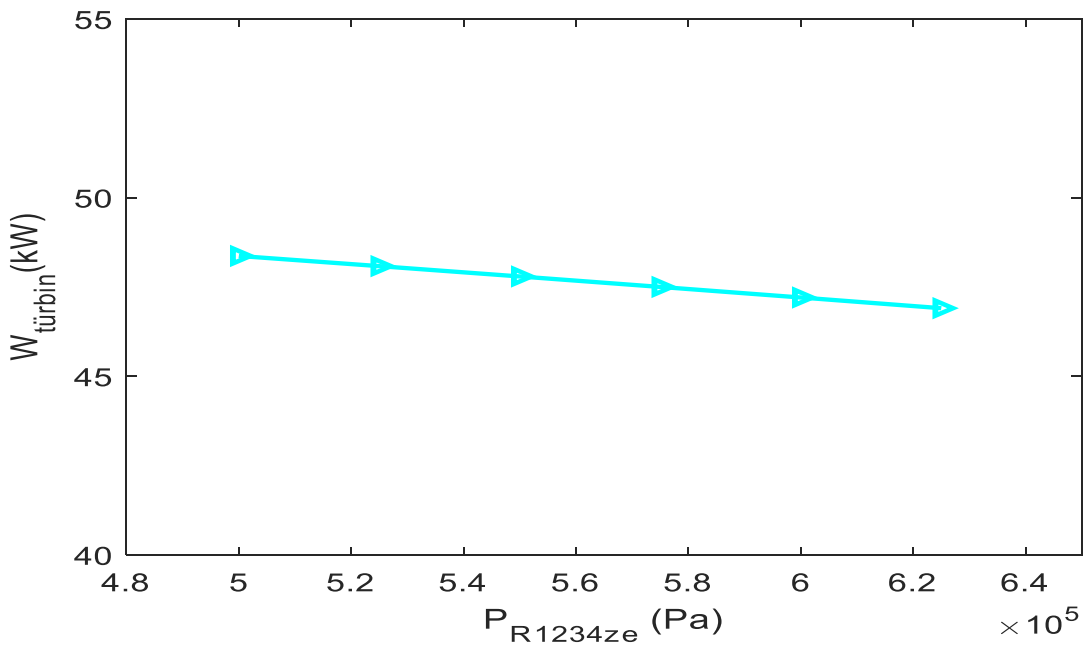
Şekil 5.35’de pompa için verilen basınç aralıklarında yok olan ekserji hesaplanmıştır. Verilen basınç aralıklarında en düşük yok olan ekserji miktarı 625 kPa da gerçekleşmiştir.

- R1234ze hesaplama sonuçları



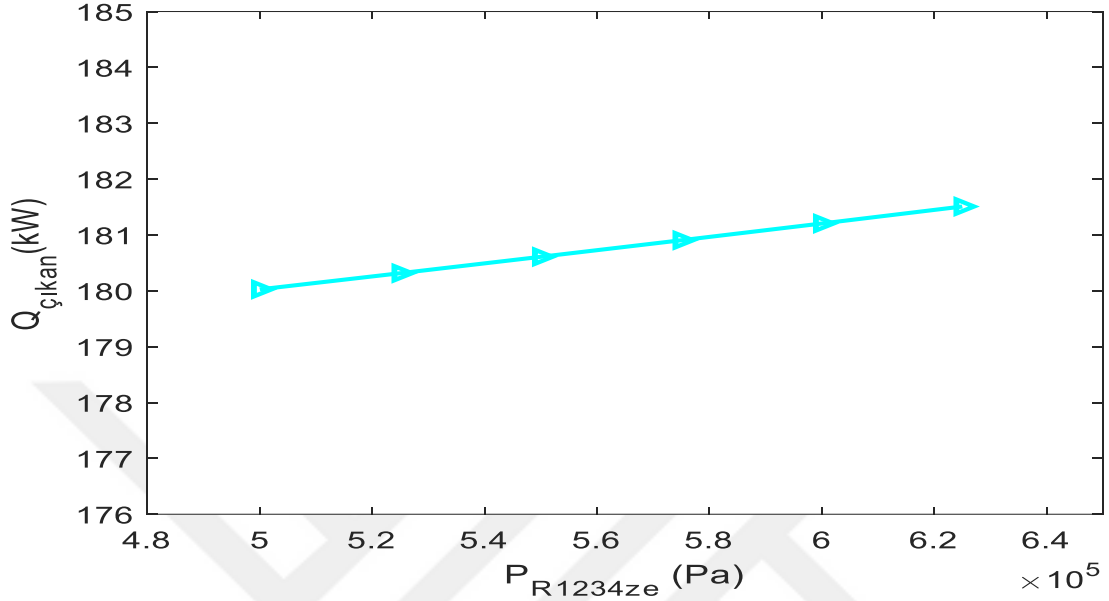
**Şekil 5.36.** Çalışma basıncı değişiminin ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi (R1234ze)

Şekil 5.36'da R1234ze soğutucu akışkanı için 500 - 625 kPa çalışma basıncında gövde borulu ısı değiştiricisi tasarım hesaplaması yapılmıştır. Hesaplama sonucunda en düşük gövde borulu ısı değiştiricisi uzunluğu 625 kPa çalışma basıncın da gerçekleşmiştir.



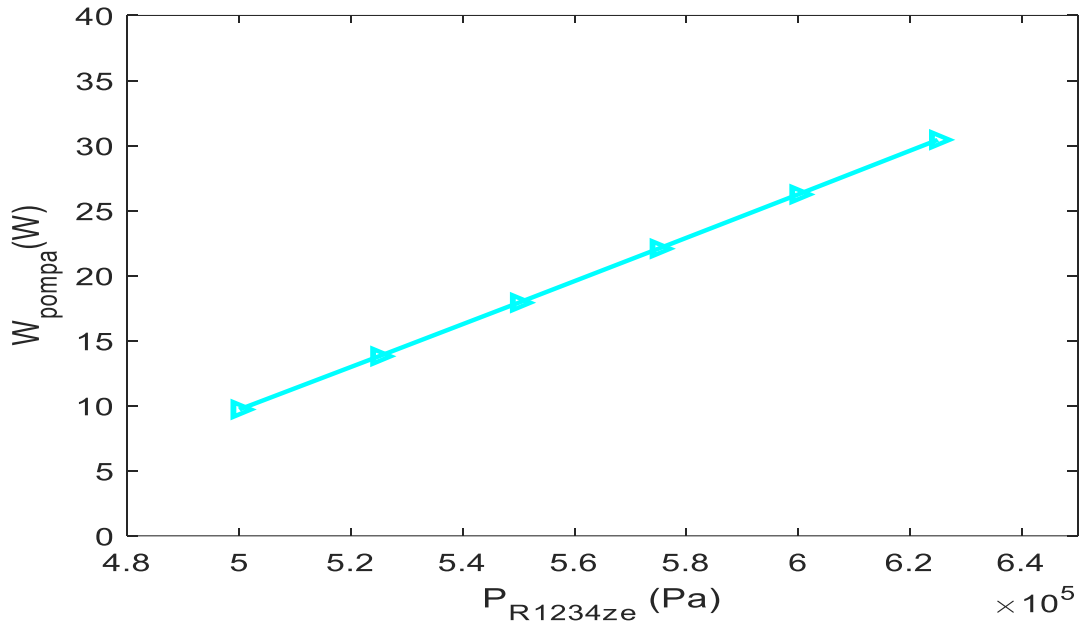
**Şekil 5.37.** Çalışma basıncı değişiminin üretilen mil enerjisine etkisi (R1234ze)

Şekil 5.37’de R1234ze soğutucu akışkanı için verilen çalışma basınç aralığında üretilen mil enerjisi hesaplanmıştır. Hesaplama en yüksek mil enerjisi 500 kPa çalışma basıncında 48,369 W olarak hesaplanmıştır.



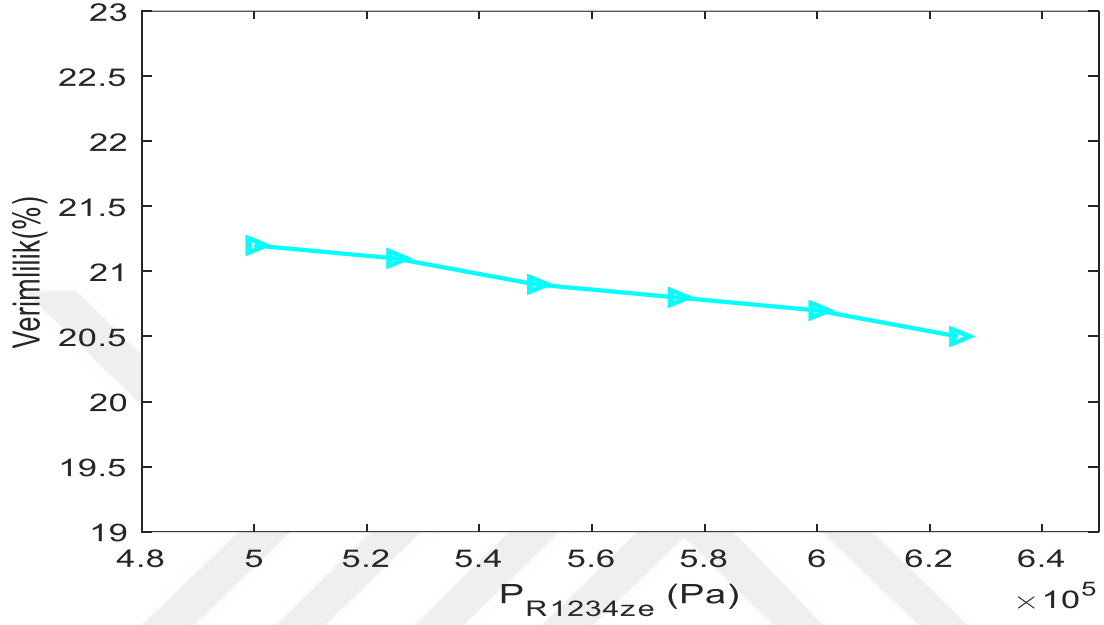
**Şekil 5.38.** Çalışma basıncı değişiminin ısı transferine etkisi (R1234ze)

Şekil 5.38’de çürük buhar halindeki R1234ze soğutucu akışkanın doymuş sıvı haline gelebilmesi için yoğuşturucu ısı değiştiricisi yardımı ile sisteme verdiği enerji miktarı hesaplanmıştır. Şekilde görüldüğü üzere en düşük ısı transferi 500 kPa da gerçekleşmiştir.



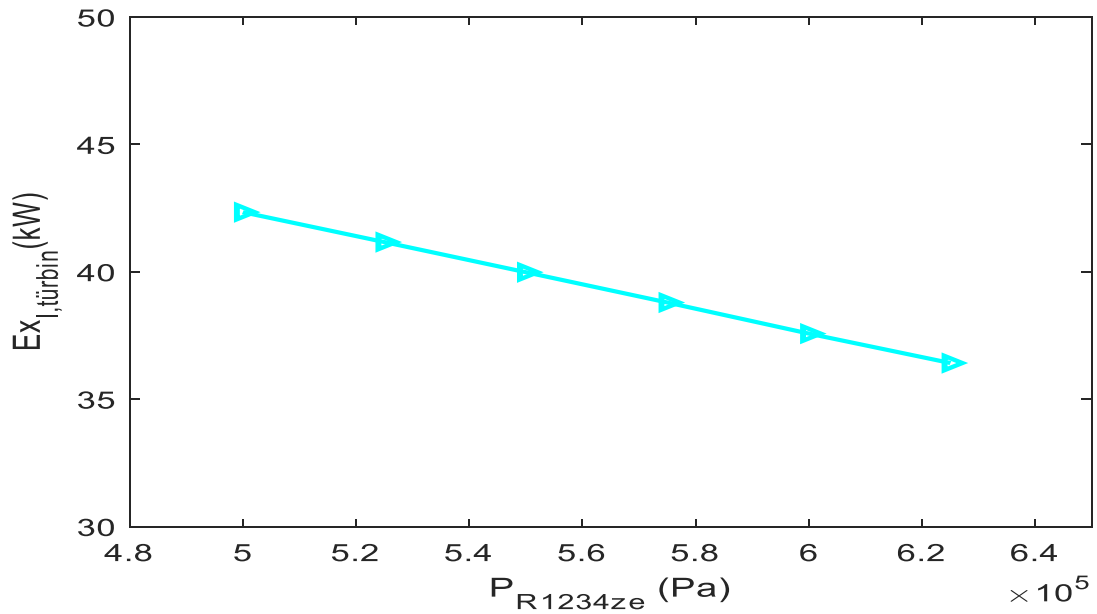
**Tablo 5.39.** Çalışma basıncı değişiminin pompa mil enerjisine etkisi (R1234ze)

Şekil 5.39’de yoğuşturucu ısı değiştiricisinden doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkanın çevrim boyunca kaybettiği basıncı pompa yardımı ile geri kazanması için ihtiyaç duyulan pompa enerjisi hesaplanmıştır. Şekil görüldüğü üzere en düşük pompaya enerjisi 500 kPa çalışma basıncında hesaplanmıştır. Çalışmada amaç minimum pompa enerji tüketimidir. Pompa enerji tüketiminin yüksek olması verimliliği düşürecektir.



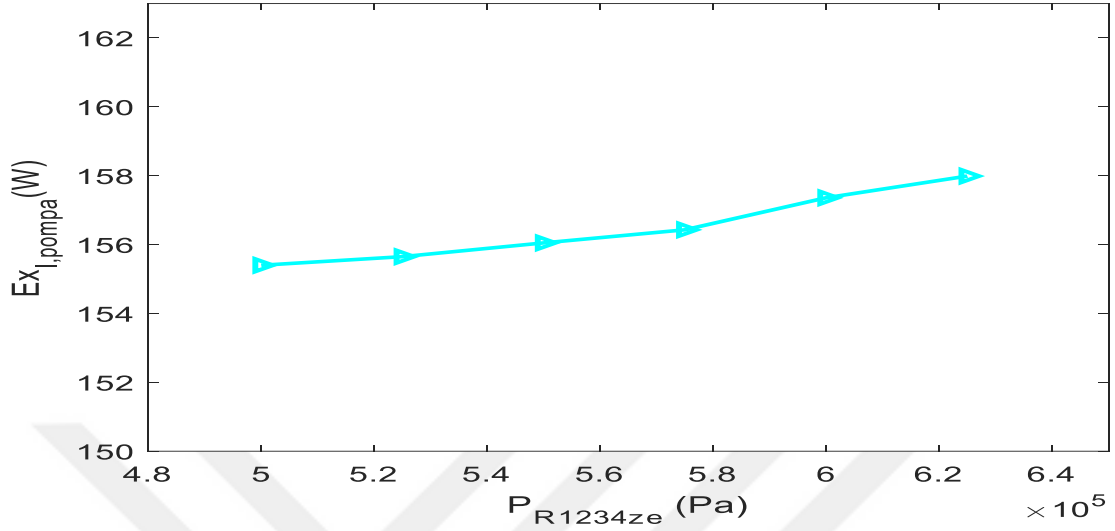
Şekil 5.40. Çalışma basıncı değişiminin çevrim verimliliğine etkisi (R1234ze)

Şekil 5.40’da çalışmanın verimliliği hesaplanmıştır. Hesaplama sonucunda maksimum verimlilik 500 kPa çalışma basıncında %21,170 olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.41. Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R1234ze)

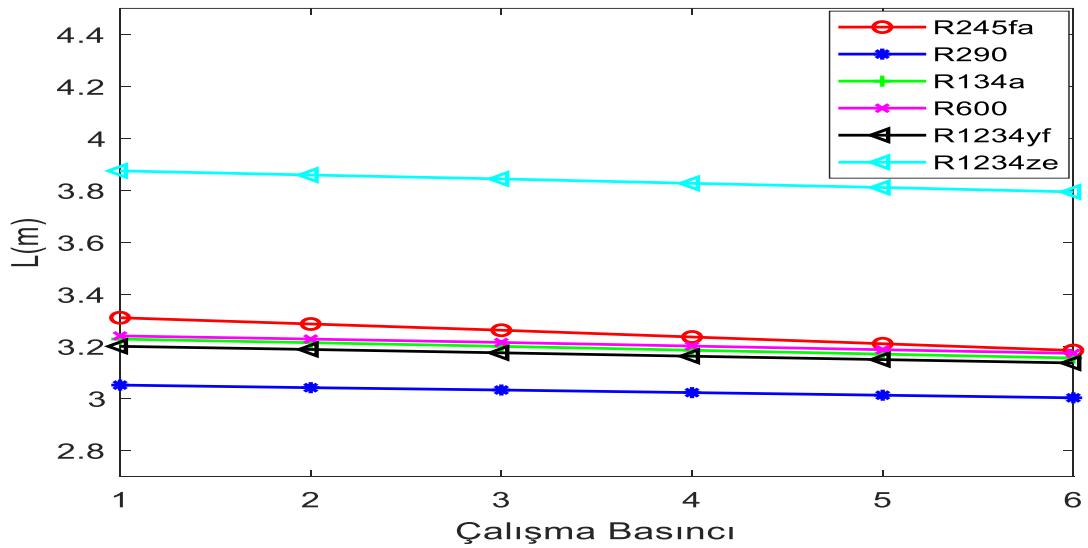
Şekil 5.41’de türbinde yok olan ekserji miktarı 6 farklı çalışma basıncı için hesaplanmıştır. En düşük yok olan ekserji 625 kPa da gerçekleşmiştir.



**Şekil 5.42.** Çalışma basıncı değişiminin yok olan ekserji miktarına etkisi (R1234ze)

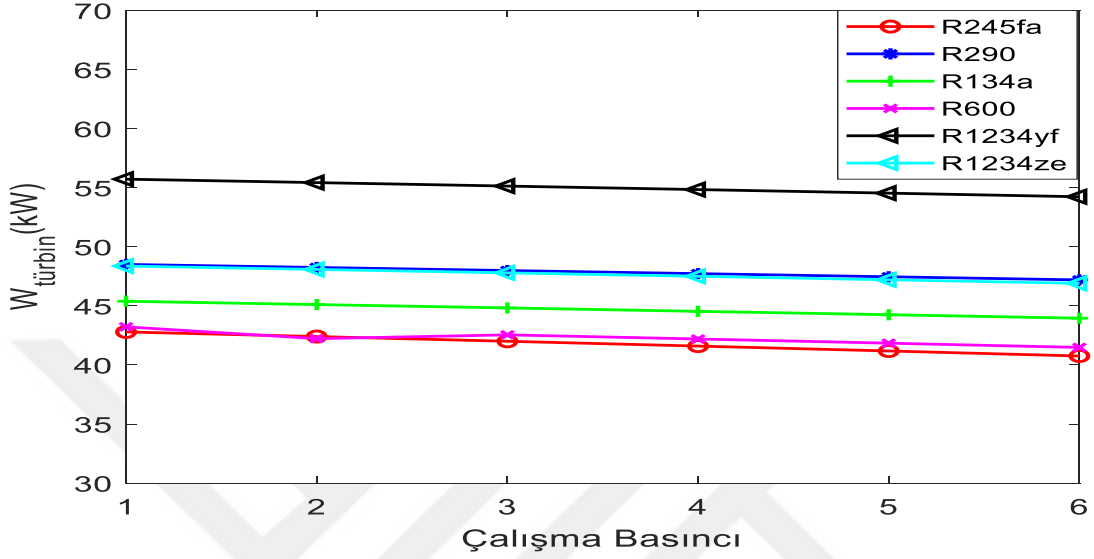
Şekil 5.42’de pompa için verilen çalışma basınç aralıklarında yok olan ekserji hesaplanmıştır. En düşük yok olan ekserji miktarı 625 kPa da hesaplanmıştır.

6 farklı akışkan için farklı çalışma basınç aralıklarında ısı değiştiricisini uzunluğu, türbinden çıkan enerji miktarını, yoğuşurucu ısı değiştiricisinden gerçekleşen ısı transferi, pompaya giren enerji miktarını, enerji verimlilikleri, türbinde ve pompada oluşan ekserji kayıpları hakkında ayrı ayrı hesaplamalar yapılmış ve değerlendirmelerde bulunulmuştur. Çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların hesaplama sonuçları kıyaslaması yapılacaktır.



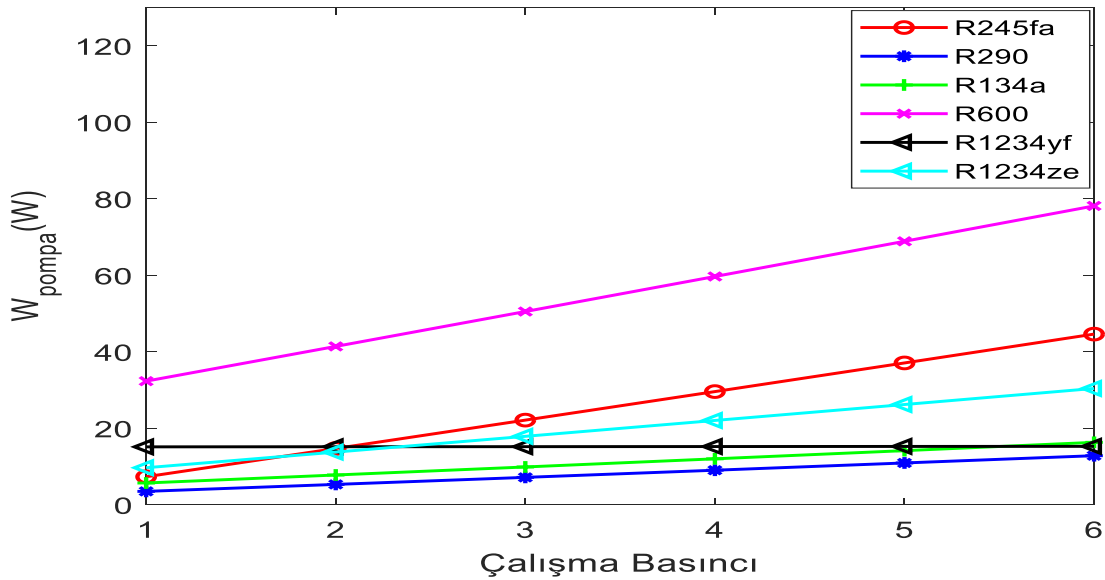
**Şekil 5.43.** 6 farklı soğutucu akışkanlar için tasarlanan ısı değiştiricisi uzunluğunun farklı basınç aralıkları için karşılaştırılması

Şekil 5.43'de hesaplamalarda kullanılan 6 farklı soğutucu akışkanın çalışma basınçlarına göre hesaplanan L uzunluğunun karşılaştırılması yapılmıştır. Şekilde görüldüğü üzere en düşük gövde borulu ısı değiştiricisi uzunluğu R290 soğutucu akışkanda hesaplanmıştır. Hesaplamalarda en uygun soğutucu akışkan seçimi R290 olarak görülmektedir.



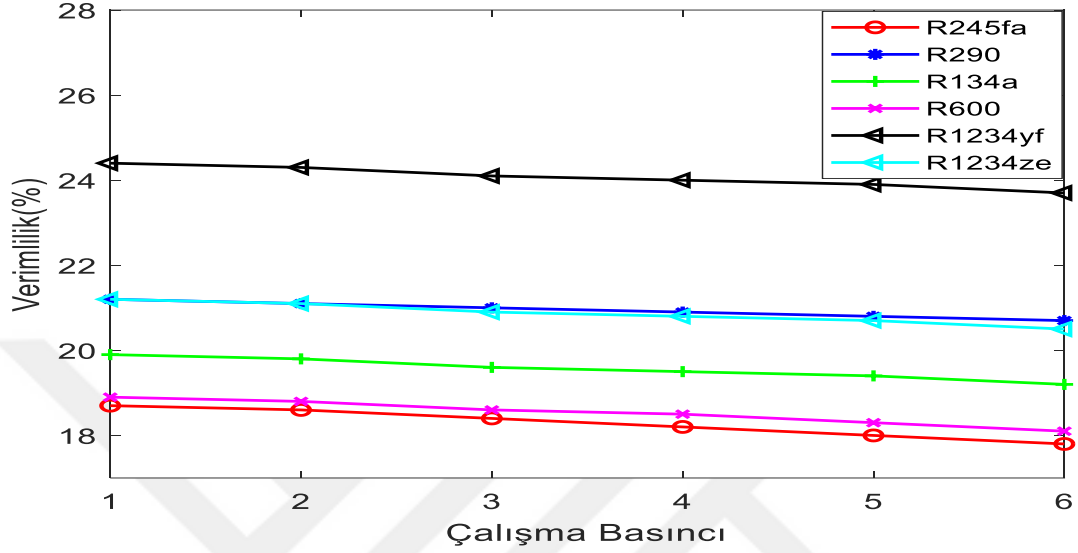
**Şekil 5.44.** 6 farklı soğutucu akışkanlar için türbinden üretilebilecek güç miktarlarının çalışma basıncına göre değişimi

Çalışmanın amacı atık ısıdan elektrik enerjisi üretimi olduğundan dolayı çalışmada en yüksek mil enerjisi hedeflenmektedir. Şekil 5.44'de en yüksek mil enerjisi R1234yf soğutucu akışkanında hesaplanmıştır.



**Şekil 5.45.** 6 farklı soğutucu akışkanlar için gerekli pompa gücünün farklı basınç aralıkları için karşılaştırılması

Şekil 5.45’de 6 farklı akışkan için pompadaki enerji tüketimi hesaplanmıştır. Çalışmada pompanın enerji tüketimi minimum seviyelerinde olması istenmektedir. Yapılan hesaplamalar doğrultusunda R290 soğutucu akışkanı en düşük pompa enerji tüketimine sahiptir.



**Şekil 5.46.** 6 farklı soğutucu akışkanların çalışma basınçlarına göre verimliliklerin karşılaştırılması

Şekil 6.46’da çalışmada kullanılan akışkanların 6 farklı çalışma basıncı için verimlilikleri tek grafikte gösterilmiştir. Hesaplama sonuçlarında görüldüğü üzere en verimli soğutucu akışkan R1234yf olarak hesaplanmıştır.

- Tasarlanan ORC sistemin ekonomik analizi

Aşağıdaki tablolarda 6 farklı soğutucu akışkan için ayrı ayrı hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalar sonucunda çalışmanın ekonomik analizi yapılacaktır.

**Tablo 5.1.** Tasarlanan ORC sistemin 6 farklı soğutucu akışkana göre yıllık kazanç miktarı

Soğutucu Akışkanlar	Atık Isı Miktarı (kW)	ORC Sitemin Isıl Verimliliği (%)	Üretilen Elektrik Enerjisi (kW)	Çalışma Süresi (saat/yıl)	Yıllık Enerji Üretimi (kW.h/yıl)	Enerji Birim Maliyeti (TL/kW)	Yıllık Kazanç (TL/yıl)
R245fa	228,385	18,7	42,796	8.000	342.368,0	2,22	760.057,0
R290	228,385	21,2	48,509	8.000	388.072,0	2,22	861.519,8
R134a	228,385	19,9	45,392	8.000	363.136,0	2,22	806.161,9
R600	228,385	18,9	43,228	8.000	345.824,0	2,22	767.729,3
R1234yf	228,385	24,4	55,724	8.000	445.792,0	2,22	989.658,2
R1234ze	228,385	21,2	48,369	8.000	386.952,0	2,22	859.033,4

Tablo 5.1’de 6 farklı soğutucu akışkan için yapılan hesaplamalarda maksimum verimlilik ve enerji üretimine göre çalışmanın yıllık kazancı hesaplanmıştır. Enerji birim maliyeti 2,22 TL/kW güncel olarak alınmıştır. Sistemin yıllık çalışma süresi 8.000 saat olarak belirlenmiştir. Hesaplamalar sonucunda en yüksek yıllık kazanç 989.658,2 TL/yıl ile R1234yf soğutucu akışkanı olmuştur.

Çalışmada sistemin ekonomik analizi yapılırken yatırım maliyetini hesaplamak için sistemi oluşturan türbinden üretilen enerji miktarına, pompanın tükettiği enerji miktarına ve gövde borulu ısı değiştiricisinin yüzey alanına ihtiyaç duyulacaktır.

**Tablo 5.2.** Çalışmadaki bileşenlerin ilk yatırım maliyetleri (Tozlu ve Ark, 2021)

Türbin İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{\text{türbin}} = 4.405 * W_{\text{türbin}}^{0,71}$
Gövde Borulu Isı Değiştiricisi İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{\text{GBID}} = 130 * (A_s / 0,93)^{0,78}$
Pompa İlk Yatırım Maliyeti (\$)	$Z_{\text{pompa}} = 3.540 * W_{\text{pompa}}^{0,71}$

Tablo 5.2’de türbin, pompa ve gövde borulu ısı değiştiricisinin ilk yatırım maliyeti yukarıdaki formüller yardımı ile hesaplanacaktır. Çalışmada kullanılan 6 farklı soğutucu akışkan için ayrı ayrı ilk yatırım maliyet hesaplamaları yapılacaktır. Yoğuşturucu ısı değiştiricisinin ilk yatırım maliyeti 6 farklı akışkan için 5.000,00 \$ olarak kabul edilmiştir. Çalışmadaki bileşenlerin ilk yatırım maliyetlerinin toplamı sistemin toplam yatırım maliyetini verecektir.

$$Z_{\text{ORC}} = Z_{\text{türbin}} + Z_{\text{pompa}} + Z_{\text{GBID}} + Z_{\text{YID}} \quad (5.1)$$

$Z_{\text{ORC}}$  : Toplam ilk yatırım maliyeti (\$),

$Z_{\text{türbin}}$  : Türbin ilk yatırım maliyeti (\$),

$Z_{\text{pompa}}$  : Pompa ilk yatırım maliyeti (\$),

$Z_{\text{GBID}}$  : Gövde borulu ısı değiştiricisi ilk yatırım maliyeti (\$),

$Z_{\text{YID}}$  : Yoğuşturucu ısı değiştiricisi ilk yatırım maliyeti (\$).

Denklem 5.1 sistemin toplam yatırım maliyet hesaplaması için kullanılacaktır. Çalışmanın bakım maliyeti toplam yatırım maliyetinin %1,5’i olarak alınmış ve Denklem 5.2’de verilmiştir.

$$C_i = Z_{\text{ORC}} * (1,5) / 100 \quad (5.2)$$

$C_i$  : Çalışmanın bakım maliyeti (\$).

$$Z_{\text{toplam}} = Z_{\text{ORC}} + C_i \quad (5.3)$$

$Z_{\text{toplam}}$  : Çalışma için toplam ilk yatırım maliyeti (\$).

**Tablo 5.3.** 6 farklı soğutucu akışkan için ilk yatırım maliyeti hesabı

Soğutucu Akışkanlar	$A_s$ (m <sup>2</sup> )	$Z_{\text{türbin}}(\$)$	$Z_{\text{pompa}}(\$)$	$Z_{\text{GBID}}(\$)$	$Z_{\text{YID}}(\$)$	$Z_{\text{ORC}}(\$)$
R245fa	218,40	63.422,3	108,2	9.186,37	5.000	77.716,9
R290	201,40	69.323,4	64,3	8.623,69	5.000	83.011,4
R134a	213,00	66.130,4	90,5	9.008,71	5.000	80.229,7
R600	213,80	63.876,2	309,8	9.035,09	5.000	78.221,1
R1234yf	211,11	76.495,5	180,9	8.946,30	5.000	90.622,7
R1234ze	255,60	69.181,3	131,8	10.385,42	5.000	84.698,5

Tablo 5.3'de 6 farklı soğutucu akışkan için ayrı ayrı ilk yatırım maliyetleri ve sistemin toplam ilk yatırım maliyeti hesaplanmıştır.

**Tablo 5.4.** 6 farklı soğutucu akışkan için toplam ilk yatırım maliyeti

Soğutucu Akışkanlar	$C_i(\$)$	$Z_{\text{ORC}}(\$)$	$Z_{\text{toplam}}(\$)$
R245fa	1.165,75	77.716,9	78.882,6
R290	1.245,17	83.011,4	84.256,6
R134a	1.203,45	80.229,7	81.433,1
R600	1.173,32	78.221,1	79.394,4
R1234yf	1.359,34	90.622,7	91.982,1
R1234ze	1.270,48	84.698,5	85.969,0

Tablo 5.4'de 6 farklı soğutucu akışkan için toplam ilk yatırım maliyeti hesaplanmıştır. Çalışma için yapılacak yatırımın amortisman (geri ödeme) süresi projenin fayda maliyet değerlendirmesinde en önemli parametrelerden birini oluşturmaktadır. Bu nedenle yapılacak olan ORC sistemin yatırımla ilgili ekonomik analizi yapılırken sistemin öngörülen ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı net nakit akışlarının (elde edilecek ve harcanacak) belirli bir faiz oranı ile indirgenerek paranın şimdiki değeri hesaplanabilir. Bu çalışmada yararlanılan bu metoda net bugünkü değer (NBD) metodu denir (Akyüz, 2022). Çalışmada sistemin hurda değeri göz ardı edilmiştir.

**Tablo 5.5.** R245fa soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi

R245fa Soğutucu Akışkan			
Yıllar	Gelir (TL)	Gider (TL)	NBD (TL)
0	0	2.476.125,0	- 2.476.125,0
1	760.057,0	2.476.125,0	- 1.716.068,0
2	760.057,0	1.716.068,0	- 956.011,0
3	760.057,0	956.011,0	- 195.954,0
Aylar			
1	68.405,1	195.954,0	- 127.548,9
2	68.405,1	127.548,9	- 59.143,8
3	<b>68.405,1</b>	<b>59.143,8</b>	<b>9.261,3</b>

Tablo 5.5'de R245fa soğutucu akışkanı ile çalışan sistemin geri ödeme süresi hesaplanmıştır. Hesaplamalarda dolar kuru güncel olarak 31.39 TL/ \$ olarak alınmıştır. Çalışmanın geri ödeme süresi 3 yıl 3 ay olarak hesaplanmıştır. Çalışmada üçüncü ayın sonunda 9.261,3 TL kazanç sağlanmıştır.

**Tablo 5.6.** R290 soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi

R290 Soğutucu Akışkan			
Yıllar	Gelir (TL)	Gider (TL)	NBD (TL)
0	0	2.644.813,2	- 2.644.813,2
1	861.519,8	2.644.813,2	- 1.783.293,4
2	861.519,8	1.783.293,4	- 921.773,6
3	861.519,8	921.773,6	- 60.253,8
Aylar			
1	<b>77.536,8</b>	<b>60.253,8</b>	<b>17.283,0</b>

Tablo 5.6'da R290 soğutucu akışkanı ile çalışan sistemde amortisman süresi 3 yıl 1 ay olarak hesaplanmıştır. 3 yıl 1 ayın sonunda 17.283,0 TL kazanç sağlanacaktır.

**Tablo 5.7.** R134a soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi

R134aSoğutucu Akışkan			
Yıllar	Gelir (TL)	Gider (TL)	NBD (TL)
0	0	2.556.185,5	- 2.556.185,5
1	806.161,9	2.556.185,5	- 1.750.023,5
2	806.161,9	1.750.023,5	- 943.861,6
3	806.161,9	943.861,6	- 137.699,7
Aylar			
1	72.554,6	137.699,7	- 65.145,1
2	<b>72.554,6</b>	<b>65.145,1</b>	<b>7.409,5</b>

Tablo 5.7'de R134a soğutucu akışkanı ile çalışan sistemde amortisman süresi 3 yıl 2 ay olarak hesaplanmıştır. 3yıl 2 ayın sonunda 7.409,5 TL kazanç sağlanacaktır.

**Tablo 5.8.** R600 soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi

R600 Soğutucu Akışkan			
Yıllar	Gelir (TL)	Gider (TL)	NBD (TL)
0	0	2.492.189,4	- 2.492.189,4
1	767.729,3	2.492.189,4	- 1.724.460,2
2	767.729,3	1.724.460,2	- 956.730,9
3	767.729,3	956.730,9	- 189.001,6
Aylar			
1	69.095,6	189.011,6	- 119.916,0
2	69.095,6	119.916,0	- 50.820,4
3	<b>69.095,6</b>	<b>50.820,4</b>	<b>18.275,2</b>

Tablo 5.8'de R600 soğutucu akışkanı ile çalışan sistemde amortisman süresi 3 yıl 3 ay olarak hesaplanmıştır. 3 yıl 3 ayın sonunda 18.275,2 TL kazanç sağlanacaktır.

**Tablo 5.9.** R1234yf soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi

R1234yf Soğutucu Akışkan			
Yıllar	Gelir (TL)	Gider (TL)	NBD (TL)
0	0	2.887.317,4	- 2.887.317,4
1	989.658,2	2.887.317,4	- 1.897.659,2
2	989.658,2	1.897.659,2	- 908.001,0
3	<b>989.658,2</b>	<b>908.001,0</b>	<b>81.657,2</b>

Tablo 5.9'da R1234yf soğutucu akışkanı ile çalışan sistemde amortisman süresi 3 yıl olarak hesaplanmıştır. 3 yılın sonunda 81.657,2 TL kazanç sağlanacaktır.

**Tablo 5.10.** R1234ze soğutucu akışkanı kullanılarak sistemin geri ödeme (amortisman) süresi

R1234ze Soğutucu Akışkan			
Yıllar	Gelir (TL)	Gider (TL)	NBD (TL)
0	0	2.698.566,8	- 2.698.566,8
1	859.033,4	2.698.566,8	- 1.839.533,4
2	859.033,4	1.839.533,4	- 980.500,0
3	859.033,4	980.500,0	- 121.466,6
Aylar			
1	77.313,0	121.466,6	- 44.153,6
2	<b>77.313,0</b>	<b>44.153,6</b>	<b>33.159,4</b>

Tablo 5.10'da R1234ze soğutucu akışkanı ile çalışan sistemde amortisman süresi 3 yıl 2 ay olarak hesaplanmıştır. 3 yıl 2 ayın sonunda 33.159,4 TL kazanç sağlanacaktır.

Yapılan ekonomik analiz sonucunda amortisman süresi en düşük olana akışkan R1234yf olarak hesaplanmıştır. R1234yf soğutucu akışkanı diğer soğutucu akışkanlara göre ilk yatırım maliyeti yüksek olsa da çalışma verimliliği yüksek olmasından dolayı en düşük geri ödeme süresine sahip akışkan olarak seçilmiştir.

- Tasarlanan ORC sistemin karbon ayak izi hesabı.

Uluslararası statüde kabul edilen standart bir tanımı olmamakla beraber ekolojik ayak izi kavramından türeyen karbon ayak izi; insan faaliyetleri sonucunda üretilen sera gazı emisyonunun doğal ortama verdiği zararın birim karbondioksit cinsinden miktarı olarak tanımlanabilir (Sivri ve Ark, 2015).

Atık ısı geri kazanımı çalışması işletmede enerji tasarrufu sağlanacaktır. Gerçekleşen enerji tasarrufu sayesinde atmosfere atılan CO<sub>2</sub> miktarı azalacaktır. Atık ısıdan üretilebilecek elektrik miktarı altı farklı akışkan için hesaplanmıştır. Üretilebilecek elektrik miktarının farklı yakıtlardan üretilmesi sonucu ortaya çıkacak karbon ayak izi miktarı Tablo 5.11'de verilmiştir (TC. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı).

**Tablo 5.11.** Elektrik santralleri için yakıtlara göre elektrik üretim emisyon faktörleri

Yakıt Türü	Emisyon Faktörleri (tCO <sub>2</sub> /MWh)
Linyit Kömür	1,152
Fuel Oil	0,785
Doğalgaz	0,374
Motorin	0,581

**Tablo 5.12.** Elektrik enerjisi üretimde kullanılan yakıtların çalışmadaki atık ısıdan üretilen elektrik enerjisi miktarı için karbondioksit emisyonu

Soğutucu Akışkanlar	Atık Isı Geri Kazanımı İle Yıllık Enerji Üretimi (kW.h/yıl)	Linyit İçin Karbondioksit Emisyonu Miktarı (tonCO <sub>2</sub> /yıl)	Fuel Oil İçin Karbondioksit Emisyonu Miktarı (tonCO <sub>2</sub> /yıl)	Doğalgaz İçin Karbondioksit Emisyonu Miktarı (tonCO <sub>2</sub> /yıl)	Motorin İçin Karbondioksit Emisyonu Miktarı (tonCO <sub>2</sub> /yıl)
R245fa	342.368,00	394,41	268,76	128,05	198,92
R290	388.072,00	447,06	304,64	145,14	225,47
R134a	363.136,00	418,33	285,06	135,81	210,98
R600	345824	398,39	271,47	129,34	200,92
R1234yf	445.792,00	513,55	349,95	166,73	259,01
R1234ze	386.952,00	445,77	303,76	144,72	224,82

Tablo 5.12'de atık ısı geri kazanımı ile üretilen elektrik enerjisi'nin, linyit, fuel oil, doğalgaz ve motorin gibi diğer yakıtlardan elektrik üretilmesi durumunda ortaya çıkan karbon emisyonunun miktarları verilmiştir. Atık enerjiden faydalanarak üretilen elektrik enerjisi sayesinde önemli bir miktarda karbon ayak izi düşülmüştür.

## SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan tez çalışması, işletmelerde açığa çıkan atık ısıları geri dönüşüm ile faydalı işe dönüştürmek amacı ile yapılmıştır. Atık ısı geri kazanımı ile birlikte işletmelerde verimlilik, yakıt tasarrufu ve çevreye duyarlılık artmaktadır. Çalışmada düşük sıcaklıktaki baca gazından Organik Rankine Çevrimi ile elektrik enerji üretimi hedeflenmektedir. Tez çalışması için öncelikle gerekli araştırmalar ve literatür taraması yapılmıştır. Atık ısı çalışmalarında kullanılan teknikler incelenmiştir. Çalışmanın yapılacağı işletme ve çıkan atık ısı hakkında bilgiler verilmiştir. Organik Rankine Çevriminde kullanılacak ısı değiştiricisi seçimi yapılmıştır. Isı değiştiricisinin tasarımı ve çalışma verimliliği için 6 farklı soğutucu akışkan seçimi yapılmıştır. Seçilen 6 farklı soğutucu akışkana göre termodinamik ve ekonomik analizler yapılmıştır. Hesaplama sonuçlarından görüldüğü üzere soğutucu akışkanların her biri çalışma için farklı avantajları bulunmaktadır. Çalışmada tasarımı yapılan gövde borulu ısı değiştiricisinin uzunluğu için en uygun soğutucu akışkan R290 soğutucu akışkanı, türbinden üretilen mil enerjisi için R1234yf soğutucu akışkanı, pompadaki enerji tüketimi için R290 soğutucu akışkanı, sistemin enerji verimliliği ve sistemin geri ödeme süresi için R1234yf soğutucu akışkanı en iyi sonuçları vermiştir. Soğutucu akışkan seçiminde akışkanın çevre şartlarına uyumu da oldukça önemlidir.

Tablo 4.2'de ısı değiştiricisi tasarımında kullanılan soğutucu akışkanlar hakkında bilgiler verilmiştir. Gövde borulu ısı değiştiricisi tasarımından en düşük uzunluğa sahip uzunluğu R290 soğutucu akışkanı ozon delme potansiyeli ve küresel ısınma potansiyeli sistem için uygundur. Kritik basınç değeri tasarım için sorun yaratmamaktadır. R290 soğutucu akışkanı yüksek yanıcılık özelliği nedeni ile çalışma için uygun görülmemiştir. R1234yf soğutucu akışkanı çalışma verimliliği, türbin enerji üretimi ve sistemin geri ödeme süresi bakımından en uygun soğutucu akışkan olmasına rağmen kritik sıcaklık değeri gövde borulu ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığına yakın olmasından dolayı çalışma için uygun görülmemiştir. Çalışma için en uygun soğutucu akışkan R245fa seçilmiştir. R245fa soğutucu akışkan çevre şartlarına karşı uyumu, yanıcılık özelliğinin düşük olması, kritik basınç ve kritik sıcaklık değerinin yüksek olması ve düşük basınçlarda çalışmasından dolayı uygun görülmektedir. Çalışmada kullanılacak R245fa soğutucu akışkanı ile tasarımı yapılan gövde borulu ısı değiştiricisinin uzunluğu 3,184 m, saatteki elektrik üretimi 42,796 kW ve sistemin 3 yıl 3 ayın sonunda kendini amorti ettiği ve 9.261,3 TL kazanç sağlayacaktır.

Atık ısı çalışmalarında öneri olarak atık ısı çalışmalarında atık ısının hacmine göre çalışma yapılması önemlidir. Yani işletmelerde açığa çıkan atık ısı işletme içerisinde faydalı işe dönüştürmesi öncelikli olmalıdır. Atık ısı işletme içerisinde düşük yatırımlar ile ön ısıtma, kurutma ve bölgesel ısınma olarak kullanılabilir. Atık ısıdan elektrik enerjisi çalışmalarında öneri olarak ısı değiştiricisi ve akışkan seçimi önemlidir. Gövde borulu ısı değiştiricisi tasarımında amaç yüksek türbülanslı akış oluşturmak ve ısı değiştiricisinden maksimum verimlilikten ısı transferi sağlamak olmalıdır.

## KAYNAKÇA

Akman, Mehmet. (2016). *Bir Petrol Tankeri İçin Organik Rankine Çevrimi Atık Isı Geri Kazanımı Sisteminin Termodinamik Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Akyüz, E. S. (2022). *Endüstriyel Bir Yem Tesisindeki Arık Isı Kaynaklı Orç Sisteminin Enerji Ve Ekonomik Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), Konya: Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Arbak, Altay. (2014). *Havanın Soğutulması Ve Neminin Alınması Amacıyla Kullanılan Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinin Kurumsal Ve Deneysel İncelenmesi*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Aydın, Aytaç. (2018). *Çelik Üretiminde Açığa Çıkan Atık Isının Değerlendirilme Yöntemleri*, (Yüksek Lisans Tezi), Karabük: Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Bakır, Gülçin. (2013). *Türkiye'nin Nükleer Enerji Politikaları Ve Mersin Akkuyu Nükleer Güç Santrali*, (Yüksek Lisans Tezi), Ankara: Gazi Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü.

BM. (2022a). *Dünya Nüfusu Beklentileri: 2022 Revizyonu*. <https://population.un.org/dataportal/> (Erişim Tarihi: 25.12.2022)

Bolat, Murat. (2021), *Termal Enerji Kaynaklı Organik Rankine Çevrimi Ve Kalina Çevriminin Termodinamik Ve Ekonomik Analizleri*, (Yüksek Lisans Tezi). Bilecik: Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Cantaş Kimya, <https://www.cantaskimya.com/urun/r245fa>

Çağlayan, Hasan. (2015). *Seramik Sektöründe Isı Geri Kazanımlı Bir Püskürtmeli Kurutucunun Enerji Ve Ekserji Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), Uşak: Uşak Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Çakar, Nihal. (2022), *Bir Ekonomizer Tasarımı Ve Nümerik Analizi*, (Yüksek Lisans Tez Çalışması). Tekirdağ: Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Çakıcı, Çağhan. (2023). *Balıkçı Gemilerinde Balık Soğutma Depolarında Atık Isı Geri Kazanımı Sistemlerinin Kullanımının Araştırılması*, (Yüksek Lisans Tezi), Aydın: Aydın Adnan Menderes Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Çakmak, Hülya. [https://web.hitit.edu.tr/dersnotlari/hulyacakmak\\_02.12.2018\\_2L9W.pdf](https://web.hitit.edu.tr/dersnotlari/hulyacakmak_02.12.2018_2L9W.pdf)

Çavuşoğlu, Sezgin. (2020). *Kürlenme Ve Kurutma Fırını Baca Gazı Atık Isısının Kazanılması*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul: Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Çomaklı, K. ve Terhan, M., 2011. "Sıcak su üretimi için baca gazı atık enerjinin kullanımı", Tesisat Mühendisliği Dergisi, 124, 43-51. Editorial, 2018. "Editorial: Industrial waste heat recovery", Energy, 160, 1-2.

Demircioğlu, A. (2010), *Theoretical investigation of performances of R22 and R407c and R410a which are substitutes for R22 in a heat pump*, (Yüksek Lisans Tezi), Ankara : Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Demirbaş, Furkan. (2018), *Geri Kazanım Tesisinde Karbon Ayak İzinin Değerlendirilmesi*, (Yüksek Lisans Tezi), Kayseri: Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Erdinç, M. Tahir. (2019). *Yeni Bir Sıvı-Sıvı Plakalı Isı Değiştiricisi Sayısal Ve Deneysel Olarak İncelenmesi*, (Doktora Tezi), Osmaniye: Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Erdoğan, Murat. (2023). *Endüstriyel Bisküvi Fırının Termodinamik, Maliyet Analizi Ve Atık Isı Geri Kazanımı*, (Yüksek Lisans Tezi), Bilecik: Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.

Ergün, Alper. (2014). *Organik Rankine Çevrimi Prensibine Göre Çalışan Bir Jeotermal Elektrik Santralinin Termoekonomik Analizi*, (Doktora Tezi), Karabük: Karabük Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Eyidoğan, Muharrem. (2014). *Organik Rankine Çevrimli Güç Üretim Sisteminin Enerji Ve Ekserji Analizi*, (Doktora Tezi), Karabük: Karabük Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Girginer, R. Can. (2022). *Rekuperatör (Eşanjör) Mekanizması Tasarımı*, (Yüksek Lisans Tezi), Bilecik: Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Güneş, Selman. (2009). *Atık Isıdan Faydalanma Ve Özel Bir Fabrika Uygulaması*, (Yüksek Lisans Tezi), Sakarya: Sakarya Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Incropera, F. P., Dewitt, D. P. (2006), *Isı Ve Kütle Geçişinin Temelleri*, Purdue Üniversitesi School Of Mechanical Engineering, Yayıncılık, Dağıtım, Pazarlama, San. Ve Tic. Ltd. Şti.

Jouhara. Hussam., Khordehgah, Navid., Almahmoud, Sulaiman., Delpech, Bertrand., Chauhan, Amisha., A. Tassou, Savvas. *Waste heat recovery technologies and applications*, Thermal Science And Engineering Progress 6 (2018) 268-289. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>

Kahriman, Çağatay. (2022). *Aydın İli Jeotermal Enerji Santrallerinden Çıkan Atık Isının Şehir Isıtmasında Kullanımının Araştırılması*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul: Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Kakaç, S. and Liu, H. (2002). *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design*, 2nd Edition, USA: CRC Press LLC.

Karalı, Şule. (2017). *Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Türkiye Ve Dünya Ekonomisine Katkısı*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul: Bahçeşehir Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü.

Karanfil, Gamze., Ruşen S. E., Poyraz, Ş. N., Can, Mustafa. (2020), *Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri ve Isıl Verim Parametrelerinin Deneysel İncelemesi*, Avrupa Birliği Ve Teknoloji Dergisi Sayı 19, S.127-137.

Kayfeci, Muhammet. (2020). *Isı Değiştiriciler*, <https://muhammetkayfeci.com/wp-content/uploads/2020/03/ID-Sunum-5-Is%C4%B1-Hesaplamalar.pdf>

Kıyak, A. B. (2023). *Gemilerde Atık Isıdan Elektrik Enerjisi Üretiminin Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul: Milli Savunma Üniversitesi Atatürk Stratejik Araştırmalar Ve Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.

Li, Lei., Tao, Leren., Li, Qinqpu., Hu, Yongpan. (2020), *Experimentally economic analysis of ORC power plant with low-temperature waste heat recovery*. Institute of Refrigeration and Cryogenics Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, No. 516, Jungong Road, Yangpu District, Shanghai, China 200093.

Yuan, Meng., Meng., Mathiesen, B. Vad., Schneider, Noemi., Xia, Jianjun., Zheng, Wen., Sorknaes, Peter., Lund, Henrik., Zhang, Lipeng. *Renewable Energy And Waste Heat Recovery In District Heating Systems In China: A Systematic Review*, Energy 294 (2024) 130788.

Orr, B., Akbarzadeh, A., Mochizuki, M., Singh, R. *A Review Of Car Waste Heat Recovery Systems Utilising Thermoelectric Generators And Heat Pipes*, Applied Thermal Engineering 101 (2016) 490–495.

Pelit, Mahmut. (2015). *Biyokütle Kaynaklı Organik Rankine Çevrimi Güç Ünitesinin Termodinamik Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), Karabük: Karabük Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Petr, P. ve Raabe, Gabriele. (2015), *Evaluation of R-1234ze(Z) as drop-in replacement for R-245fa in Organic Rankine Cycles e From thermophysical properties to cycle performance*. Energy 93 (2015) 266-274.

Thakar, Ram., Bhosle, Santosh., Lahane, Subhash. *Desing Of Heat Exchanger For Waste Heat Recovery From Exhaust Gas Of Diesel Engine*, Procedia Manufacturing 20 (2018) 372–376.

Agromanyor, Roberto., O. Nord, Lars. *Fluid Selection And Thermodynamic Optimization Of Organic Rankine Cycles For Waste Heat Recovery Applications*, IV Seminar on ORC Power Systems, ORC2017 13-15 September 2017, Milano, Italy.

Selmaş, Reşat. (1992). *Atık Isı Enerjisinden Yararlanma Yöntemlerive Uygulamaları*, (Yüksek Lisans Tezi). Antalya: Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Söyler, Mustafa. (2016). *Gövde Borulu Isı Değişiricisinin Hesaplanması Akışkanlar Dinamiği İle Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), Ankara: Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.

Sivri, N., Sarıtürk, B., Şeker, Z. (2015). *Türkiye'deki geomatik mühendisleri arasında yaşam standartları ve karbon ayak izi arasındaki ilişkinin belirlenmesi*, Türkiye Harita Bilimsel ve Teknik Kurultayı, 25-28 Mart 2015, Ankara, TMMOB Harita ve Kadastro Mühendisleri Odası.

Tarakcioğlu, Aslı. (2006), *Sanayide Atık Isıdan Yararlanma Yöntemleri*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul: Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Top, Yavuz. (2010). *Gövde Borulu Isı Değişiricisi Tasarımı*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul: İstanbul Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Tozlu, Gençaslan, Ozcan (2021). *Thermoeconomic analysis of a hybrid cogeneration plant with use of near-surface geothermal sources in Turkey*. Renewable Energy Volume 176, October 2021, Pages 237-250.

Tütüncü, Gökhan. (2012). *Çimento Sektöründe Atık Isı Geri Kazanım (WHR) Sisteminin Termodinamik İncelenmesi*, (Yüksek Lisans Tezi), İzmir: Ege Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

T.C. Enerji Ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, <https://www.enerji.gov.tr/>.

T.C. Milli Eğitim Bakanlığı. (2014). *Kimya Teknolojisi Havalı Kondenser*, [https://megep.meb.gov.tr/mte\\_program\\_modul/moduller\\_pdf/Haval%C4%B1%20Kondenser.pdf](https://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Haval%C4%B1%20Kondenser.pdf).

Uluslar Arası Enerji Ajansı, <https://www.iea.org/>.

Uysal H. L. (2019). *Endüstriyel Boyahane Tesislerinde Baca Gazı Atık Isısının Geri Kazanım Analizi ve Bir Uygulama* (Yüksek Lisans Tezi), Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir.

Yağcı, Güneş. (2021). *Türkiye'nin Enerji Dönüşü: Türkiye'nin Enerji Kaynaklarının Enerjide Dışa Bağımlılık Karşısında Etkin Kullanımı*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul: Bahçeşehir Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü.

Yağlı, Hüseyin. (2014). *Baca Gazı Atık Isısı İçin Organik Rankine Çevrimi Tasarımı Ve Ekserji Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), Hatay: Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Yamankaradeniz, Nurettin. (2007). *Tekstil Sanayinde Atık Isıdan Enerji Tasarrufunda Klasik Sistemlerle Isı Pompası Sistemlerinin Karşılaştırılması*, (Yüksek Lisans Tezi), Bursa: Uludağ Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Yılmaz, Fatih. (2013). *Güneş Çanaklı Organik Rankine Çevriminin Isparta Şartlarında İncelenmesi*, (Yüksek Lisans Tezi), Isparta: Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü.

Wei, Lili., Ma, Zhenjun., Gong Xuemei., Guo, Xiujuan Guo. (2019), *Experimental investigation and performance analysis of an Organic Rankine Cycle for low-temperature heat to electricity generation*. School of Civil and Transportation Engineering, Ningbo University of Technology, Ningbo City, Zhejiang Province, China, Sustainable Buildings Research Centre, University of Wollongong, 2522, Wollongong, New South Wales, Australia.



## EKLER

EK-1

	<b>APAYDIN METAL ÜRÜNLERİ SAN.TİC.A.Ş. MERZİFON ŞUBESİ</b>		
	<b>EMİSYON RAPORU</b>		
Rapor No.	Ölçüm Tarihi	Sayfa no.	
E19.030-1	09-15/12/2019	33 / 109	

**Tablo 11. 12 . Tav Fırın Bacası 1**

EMİSYON KAYNAĞI				HESAPLANAN			
Baca No.	12			Yakma Isıl Gücü		(MW)	0,900
Çab No.	EĞİK	Tarih	13.12.2019	Yakıt	Doğalgaz	ÖLÇÜLEN	SINIR DEĞERLER
Baca Çapı (m)	0,8			Baca Yüksekliği (Yerden) (m)		11,80	10
Baca Kesiti (m <sup>2</sup> )	0,5027			Baca Yüksekliği (Çabdan) (m)		4,80	1,5
ÖLÇÜLEN PARAMETRELER				ÖLÇÜMLER		ORTALAMA	SINIR DEĞERLER
Toz Ölçümünde Ortalama Sıcaklık (°C)				136,80	137,10	136,10	136,67
Baca Gazı Ortalama Hızı (m/sn)				5,30	5,20	5,70	5,40
Baca Gazı Nem (%)				6,000	5,000	6,000	6,000
Gerçek Baca Gazı Debisi (m <sup>3</sup> /h)				9590,65	9409,70	10314,48	9771,61
N.Ş.Üskü Baca Gazı Debisi (Nm <sup>3</sup> /h)				5778,54	5699,37	6279,64	5919,18
Kuru Baca Gazı Debisi (Nm <sup>3</sup> /h)				5431,83	5357,41	5902,86	5584,03
Toz Konsantrasyonu (mg/m <sup>3</sup> )				8,28	7,12	5,11	6,83
Toz Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )				14,61	12,50	8,93	12,01
Toz Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				107,07	166,20	74,54	115,94
Toz Emisyonu (kg/st)				0,0794	0,0870	0,0527	0,0664
Referans Oksijen Miktarı (%)				3			
Gaz Ölçümünde Sıcaklık (°C)				146,70	124,60	141,10	137,47
CO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (%)				1,40	0,80	1,20	1,13
O <sub>2</sub> Konsantrasyonu (%)				18,50	18,60	18,80	18,97
CO Konsantrasyonu (ppm)				33	39	48	40
CO Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )				41,25	48,75	60,00	50,00
CO Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				302,22	648,19	500,93	483,78
CO Emisyonu (kg/st)				0,2241	0,2812	0,3642	0,2798
SO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (ppm)				1	1	1	1
SO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )				2,86	2,86	2,86	2,86
SO <sub>2</sub> Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				20,93	37,99	23,85	27,59
SO <sub>2</sub> Emisyonu (kg/st)				0,0155	0,0153	0,0169	0,0159
NO Konsantrasyonu (ppm)				1	1	1	1
NO Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )				1,34	1,34	1,34	1,34
NO Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				9,61	17,81	11,18	12,93
NO Emisyonu (kg/st)				0,0073	0,0072	0,0079	0,0075
NO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (ppm)				0	0	0	0,00
NO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )				0,0000	0,00	0,00	0,00
NO <sub>2</sub> Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				0,00	0,00	0,00	0,00
NO <sub>2</sub> Emisyonu (kg/st)				0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
NO <sub>x</sub> [NO <sub>2</sub> cinsinden] (ppm)				1	1	1	1,00
NO <sub>x</sub> [NO <sub>2</sub> cinsinden] (mg/Nm <sup>3</sup> )				2,05	2,05	2,05	2,05
NO <sub>x</sub> [NO <sub>2</sub> cinsinden] (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				15,05	27,30	17,14	19,83
NO <sub>x</sub> ler [NO <sub>2</sub> cinsinden] (kg/st)				0,0112	0,0110	0,0121	0,0114

**Resim Ek-1.1.** Apaydın metal tav fırını 1 numaralı baca emisyon raporu

EK-2

	<b>APAYDIN METAL ÜRÜNLERİ SAN.TİC.A.Ş. MERZİFON ŞUBESİ</b> <b>EMİSYON RAPORU</b>		
	Rapor No. E19.030-1	Ölçüm Tarihi 09-15/12/2019	Sayfa no. 34 / 109

Tablo 11. 13 . Tav Fırın Bacası 2

EMİSYON KAYNAĞI				HESAPLANAN				
Baca No.	13			Yakma Isı Gücü	0,900			
Çatı No.	EĞİK	Tarih	11.12.2019	Yakıt	Doğalgaz	ÖLÇÜLEN	SINIR DEĞERLER	
Baca Çapı (m)	0,8			Baca Yüksekliği (Yerden) (m)	11,80			
Baca Kesiti (m <sup>2</sup> )	0,5027			Baca Yüksekliği (Çatıdan) (m)	4,80			
ÖLÇÜLEN PARAMETRELER				ÖLÇÜMLER			ORTALAMA	SINIR DEĞERLER
Top Ölçümünde Ortalama Sıcaklık (°C)	108,80			108,20	105,20	108,00		
Baca Gazı Ortalama Hızı (m/sn)	5,00			4,80	5,20	5,00	4	
Baca Gazı Nem (%)	6,000			5,000	5,000	5,333		
Gerçek Baca Gazı Debisi (m <sup>3</sup> /h)	9047,79			8685,88	9409,70	9047,79		
N.Ş.'deki Baca Gazı Debisi (Nm <sup>3</sup> /h)	5896,85			5679,14	6249,63	5941,87		
Kuru Baca Gazı Debisi (Nm <sup>3</sup> /h)	5543,04			5395,19	5937,15	5625,12		
Toz Konsantrasyonu (mg/m <sup>3</sup> )	8,39			6,47	7,09	7,32		
Toz Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )	13,89			10,41	11,24	11,78	50	
Toz Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )	126,01			101,03	103,45	110,16	175	
Toz Emisyonu (kg/et)	0,0759			0,0562	0,0667	0,0663	10	
Referans Oksijen Miktarı (%)	3							
Gaz Ölçümünde Sıcaklık (°C)	145,00			138,00	145,10	142,70		
CO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (%)	1,10			1,10	1,10	1,10		
O <sub>2</sub> Konsantrasyonu (%)	19,00			19,10	19,00	18,03		
CO Konsantrasyonu (ppm)	14			14	10	13		
CO Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )	17,50			17,80	12,50	15,83		
CO Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )	181,09			169,80	115,06	148,65		
CO Emisyonu (kg/et)	0,0970			0,0844	0,0742	0,0885	50	
SO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (ppm)	1			1	1	1		
SO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )	2,86			2,86	2,86	2,86		
SO <sub>2</sub> Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )	28,30			27,72	28,30	28,77	100	
SO <sub>2</sub> Emisyonu (kg/et)	0,0158			0,0154	0,0170	0,0161	60	
NO Konsantrasyonu (ppm)	1			1	1	1		
NO Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )	1,34			1,34	1,34	1,34		
NO Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )	12,33			12,99	12,33	12,55		
NO Emisyonu (kg/et)	0,0074			0,0072	0,0080	0,0075	20	
NO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (ppm)	0			0	0	0,00		
NO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )	0,0000			0,00	0,00	0,00		
NO <sub>2</sub> Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )	0,00			0,00	0,00	0,00		
NO <sub>2</sub> Emisyonu (kg/et)	0,0000			0,0000	0,0000	0,0000		
NO <sub>x</sub> (NO <sub>2</sub> cinsinden) (ppm)	1			1	1	1,00		
NO <sub>x</sub> (NO <sub>2</sub> cinsinden) (mg/Nm <sup>3</sup> )	2,05			2,05	2,05	2,05		
NO <sub>x</sub> (NO <sub>2</sub> cinsinden) (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )	18,90			18,93	18,90	19,24		
NO <sub>x</sub> (NO <sub>2</sub> cinsinden) (kg/et)	0,0114			0,0111	0,0122	0,0116		

Resim Ek-2.1. Apaydın metal tav fırını 2 numaralı baca emisyon raporu

EK-3

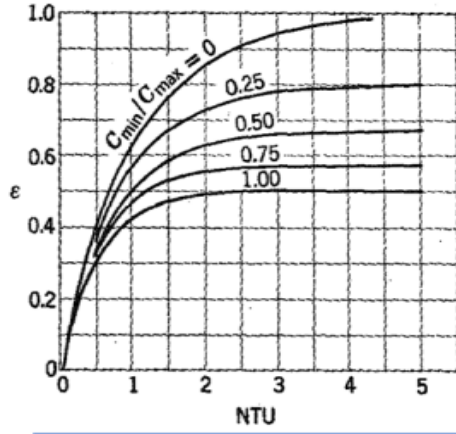
	<b>APAYDIN METAL ÜRÜNLERİ SAN.TİC.A.Ş. MERZİFON ŞUBESİ</b> <b>EMİSYON RAPORU</b>		
	Rapor No. E19.030-1	Ölçüm Tarihi 09-15/12/2019	Sayfa no. 35 / 109

Tablo 11. 14 . Tav Fırın Bacası 3

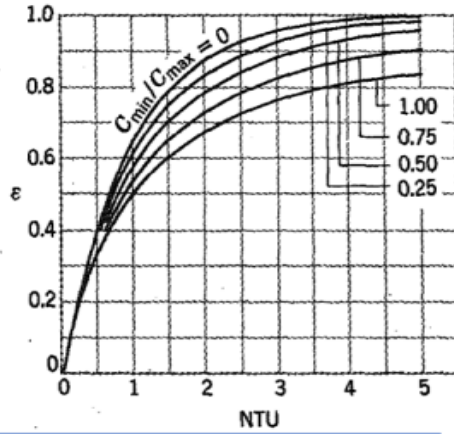
EMİSYON KAYNAĞI				HESAPLANAN			
Baca No.	14			Yakma İsl Gücü	(MW)	0,900	
Çabı No.	EÖİK	Tarih	11.12.2019	Yakıt	Doğalgaz	ÖLÇÜLEN	SINIR DEĞERLER
Baca Çapı (m)	0,8			Baca Yüksekliği (Yerden) (m)		11,80	10
Baca Kesiti (m <sup>2</sup> )	0,5027			Baca Yüksekliği (Çatıdan) (m)		4,80	1,5
ÖLÇÜLEN PARAMETRELER				ÖLÇÜMLER			SINIR DEĞERLER
Ortalama Sıcaklık (°C)				118,40	120,60	125,00	121,33
Baca Gazı Ortalama Hızı (m/s)				5,30	5,40	4,90	5,20
Baca Gazı Nem (%)				5,000	5,000	5,000	5,000
Gerçek Baca Gazı Debisi (m <sup>3</sup> /h)				9590,85	9771,81	8866,83	9409,70
N.Ş.'daki Baca Gazı Debisi (Nm <sup>3</sup> /h)				6158,38	6220,11	5549,98	5978,16
Kuru Baca Gazı Debisi (Nm <sup>3</sup> /h)				5850,46	5908,11	5272,49	5677,35
Toz Konsantrasyonu (mg/m <sup>3</sup> )				6,54	8,42	10,41	8,46
Toz Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )				10,72	13,93	17,51	14,06
Toz Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				78,52	79,37	106,53	88,14
Toz Emisyonu (kg/st)				0,0627	0,0823	0,0923	0,0791
Referans Oksijen Miktarı (%)				3			
Gas Ölçümünde Sıcaklık (°C)				168,50	169,90	174,30	170,90
CO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (%)				1,40	1,80	1,70	1,63
O <sub>2</sub> Konsantrasyonu (%)				18,50	17,80	18,00	18,10
CO Konsantrasyonu (ppm)				2	3	3	3
CO Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )				2,50	3,75	3,75	3,33
CO Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				18,32	21,37	22,82	20,83
CO Emisyonu (kg/st)				0,0146	0,0222	0,0198	0,0189
SO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (ppm)				1	1	1	1
SO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )				2,86	2,86	2,86	2,86
SO <sub>2</sub> Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				20,93	16,28	17,38	18,20
SO <sub>2</sub> Emisyonu (kg/st)				0,0167	0,0169	0,0151	0,0162
NO Konsantrasyonu (ppm)				1	1	1	1
NO Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )				1,34	1,34	1,34	1,34
NO Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				9,61	7,63	8,15	8,53
NO Emisyonu (kg/st)				0,0078	0,0079	0,0071	0,0076
NO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (ppm)				0	0	0	0,00
NO <sub>2</sub> Konsantrasyonu (mg/Nm <sup>3</sup> )				0,0000	0,00	0,00	0,00
NO <sub>2</sub> Kons. (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				0,00	0,00	0,00	0,00
NO <sub>2</sub> Emisyonu (kg/st)				0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
NO <sub>x</sub> (NO <sub>2</sub> cinsinden) (ppm)				1	1	1	1,00
NO <sub>x</sub> (NO <sub>2</sub> cinsinden) (mg/Nm <sup>3</sup> )				2,05	2,05	2,05	2,06
NO <sub>x</sub> (NO <sub>2</sub> cinsinden) (mg/Nm <sup>3</sup> Ref %3 O <sub>2</sub> )				15,05	11,70	12,50	13,08
NO <sub>x</sub> 'ler (NO <sub>2</sub> cinsinden) (kg/st)				0,0120	0,0121	0,0108	0,0117

Resim Ek-3.1. Apaydın metal tav fırını 3 numaralı baca emisyon raporu

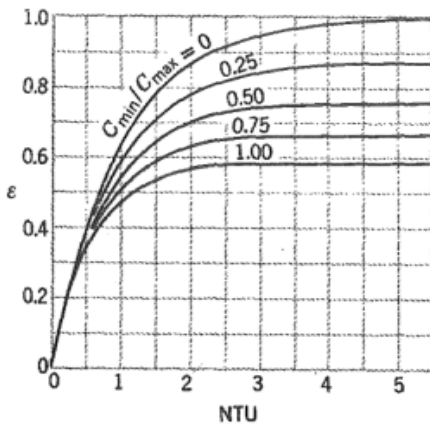
EK-4



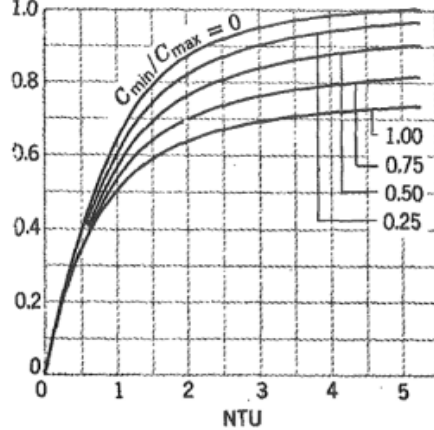
Aynı yönlü paralel akışlı ısı değıştiricisinde  $\epsilon$ -NTU değışimi



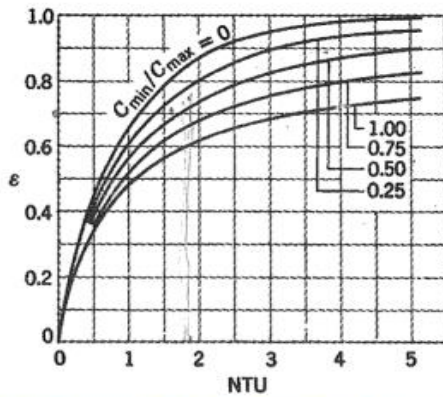
Zıt yönlü paralel akışlı ısı değıştiricisinde  $\epsilon$ -NTU değışimi



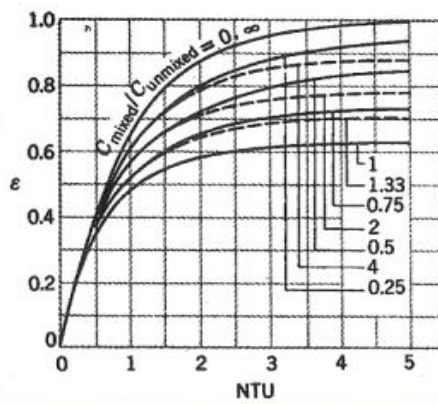
Şekil: Gövde borulu ısı değıştiricisinde  $\epsilon$ -NTU değışimi (Bir dış ve iki iç geçişli)



Şekil: Gövde borulu ısı değıştiricisinde  $\epsilon$ -NTU değışimi (iki dış ve dört iç geçişli)



Şekil: Çapraz akışlı tek geçişli ısı değıştiricisinde  $\epsilon$ -NTU değışimi (her iki akışkan karışmıyor)



Şekil: Çapraz akışlı tek geçişli ısı değıştiricisinde  $\epsilon$ -NTU değışimi. (Bir akışkan karışıyor diğeri karışmıyor)

Şekil Ek-4.1.Etkinlik- NTU ile ısı değıştiricisi tasarımı hesaplama yönteminde kullanılan grafikler (Kayfeci, 2020)

