

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ BİR ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN  
SİMÜLASYONU VE ANALİZİ**

**Mustafa Burak BAHADIR**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**HAZİRAN 2019**

**ANTALYA**

**T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ BİR ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN  
SİMÜLASYONU VE ANALİZİ**

**Mustafa Burak BAHADIR**

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**HAZİRAN 2019**

**ANTALYA**

T.C.  
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ BİR ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN  
SİMÜLASYONU VE ANALİZİ

MUSTAFA BURAK BAHADIR

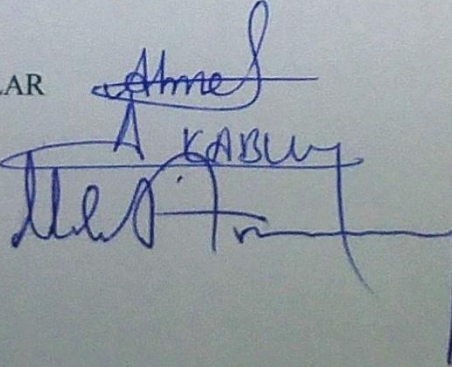
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bu tez 19/06/2019 tarihinde jüri tarafından Oybirliği/Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇAĞLAR  
Prof. Dr. Ahmet KABUL  
Doç. Dr. İbrahim ATMACA



## ÖZET

# GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ BİR ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN SİMÜLASYONU VE ANALİZİ

**Mustafa Burak BAHADIR**

**Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇAĞLAR**

**Haziran 2019; 91 Sayfa**

Dünya genelinde giderek artan enerji tüketimi ve bunun sonucu olarak enerjiye olan talebin giderek artması, insanlığı enerji üretimi konusunda çeşitli teknolojiler ve yöntemler üzerinde çalışmaya yöneltmiştir. Enerji üretiminde alternatif enerji kaynaklarına olan talep her geçen gün giderek artmakta olup bu enerji kaynaklarıyla çalışan teknolojiler giderek yaygınlaşmaktadır. Bu teknolojilerden biri de Organik Rankine Çevrimidir (ORC). ORC sistemlerinde enerji kaynağı olarak güneş enerjisi, jeotermal enerji, biokütle enerjisi ve atık ısı enerjisi gibi alternatif enerji kaynaklarından yararlanılabilmektedir. Bu çalışma kapsamında, vakum tüplü güneş kolektörleriyle destekli bir ORC sisteminin matematiksel modeli oluşturulmuş ve termodinamik analizleri Engineering Equation Solver (EES) yazılımı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerde R123, R245fa, R600 ve R600a organik akışkanları kullanılarak Antalya ili için parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. EES’de oluşturulan simülasyonda giriş parametreleri olan türbin giriş sıcaklığının, türbin giriş basıncının, basınç oranının, türbin veriminin ve pompa veriminin, sistem verimine etkisi her bir akışkan için ayrı ayrı incelenmiştir. Ayrıca türbin giriş basıncının, türbinden elde edilen net iş ve evaporatörde gerçekleşen ısı geçişine olan etkisiyle beraber atmosfer içinde eğik düzleme düşen anlık toplam güneş ışınımının güneş kolektöründen yararlanma faktörüne olan etkisi de incelenmiştir. Bu çalışmada güneş ışınımı değerlerini hesaplamak için ise Microsoft Visual Basic ortamında güneş enerjisi programı bir alt program olarak geliştirilmiştir.

Yapılan bu çalışmayla güneş enerjisi destekli ORC sistemlerinde kullanılacak olan organik akışkanların seçiminin, kolektör alanı ve tipinin belirlenmesinin ve sistemde her bir noktadaki parametrelere bağlı olarak akışkan termodinamik özelliklerinin hesaplanmasının böyle bir sistemin performansında etkili olabilecek faktörlerin belirlenmesini kolaylaştıracağı düşünülmüştür. Ayrıca elde edilen sistem verimi ve türbin işi değerlerine göre böyle bir ORC sistemi kurulmasının Antalya ili için yararlı bir olacağı, bu çalışmanın bu yönde yapılacak olan çalışmalara ve yatırımlara rehberlik edeceği düşünülmektedir.

**ANAHTAR KELİMELER:** Birinci Kanun analizi, güneş enerjisi, Organik Rankine çevrimi, simülasyon, verim

**JÜRİ:** Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇAĞLAR

Prof. Dr. Ahmet KABUL

Doç. Dr. İbrahim ATMACA



## ABSTRACT

### SIMULATION AND ANALYSIS OF A SOLAR ORGANIC RANKINE CYCLE

**Mustafa Burak BAHADIR**

**MSc. Thesis in Mechanical Engineering Department**

**Supervisor: Asst. Prof. Dr. Ahmet AĐLAR**

**June 2019; 91 Pages**

Due to increasing energy consumption throughout the world and consequently growing demand for energy has led humanity to study on various technologies and methods in the field of energy generation. The demand for the alternative energy sources in the energy generation is increasing day by day and the technologies which are driven by the alternative energy resources are becoming increasingly widespread. One of those technologies is Organic Rankine Cycle (ORC). Alternative energy sources such as solar energy, geothermal energy, biomass energy and waste heat energy can be used as energy source in ORC systems. In this study, the mathematical model of an ORC system assisted with evacuated tube solar collectors was developed and the thermodynamic analyses of the model were performed by using Engineering Equation Solver (EES) software. In the analyses, parametric studies were carried out by using R123, R245fa, R600 and R600a organic fluids for Antalya province. In the simulation work which was carried out in EES, the effects of the input parameters, which are the turbine inlet temperature, turbine inlet pressure, pressure ratio, turbine efficiency and pump efficiency, on the system efficiency were investigated for each fluid separately. In addition, the effect of the turbine inlet pressure on both the net power output obtained from the turbine and the heat transfer in the evaporator. Furthermore, the effect of the total incident radiation on the tilted surface on the solar fraction were investigated. Besides, the solar energy determination program was developed as a subprogram of the model by using the Microsoft Visual Basic software to calculate the corresponding solar radiations.

In this study, it is considered that the selection of organic fluids, determination of total collector area and collector type, identifying of the thermodynamic properties depending on the parameters at each point in the system will help to determine the factors that could have impact on the performance of such an ORC system. Furthermore, it is also considered that according to system efficiencies and turbine power outputs obtained, the study will be quite suitable for Antalya province and this study will guide studies and investments which will be made in this field.

**KEYWORDS:** Efficiency, first law analysis, Organic Rankine cycle, simulation, solar energy

**COMMITTEE:** Asst. Prof. Dr. Ahmet ÇAĞLAR

Prof. Dr. Ahmet KABUL

Assoc. Prof. Dr. İbrahim ATMACA

## ÖNSÖZ

İnsanoğlu için vazgeçilmez olan enerjinin sürdürülebilirliği, çeşitli uygulamalarla birlikte günlük hayatımıza dâhil edilebilirliği ve verimli bir şekilde kullanılabilirliği, mevcut bulunduğumuz nokta açısından çok önemlidir. Ayrıca bu alanda, gelecekte bizi bekleyen problemler öngöröldüğünde enerjinin önemi bir kat daha artmaktadır. Bu yüzden bu alanda yapılacak olan uygulamalara ve çalışmalara ihtiyacın olduğu kaçınılmazdır. Bu çalışma kapsamında da ORC sistemleriyle enerjinin üretilebileceği ve üretilen enerjinin verimli bir şekilde kullanılabilceği konusunda farkındalık oluşturmak hedeflenmiştir. Bununla beraber yapmış olduğum çalışmanın başka çalışmalarda bir rehber niteliğinde olması ve araştırmacıların bundan yararlandığını bilmek beni onurlandıracaktır.

Çalışmam sırasında yardımlarını benden esirgemeyen, her koşulda bilgi birikimi ile bana yol gösteren değerli tez danışmanım ve hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇAĞLAR'a minnetlerimi sunar, ilgi ve yardımlarından dolayı çok teşekkür ederim. Bu süreçte maddi ve manevi anlamda her daim yanımda olan ve büyük bir sabırla beni destekleyen AİLEM'e, Daria CHERNOSKUTOVA'ya ve Murat ÇİÇEKOĞLU'na da çok teşekkür ederim.

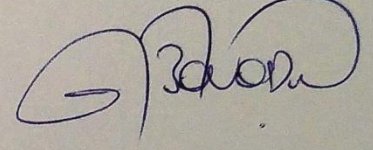


## AKADEMİK BEYAN

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Güneş Enerjisi Destekli bir Organik Rankine Çevriminin Simülasyonu ve Analizi” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

19/06/2019

Mustafa Burak Bahadır





## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
ÖNSÖZ .....	iv
AKADEMİK BEYAN .....	v
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xvi
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Güneş ve Güneş Enerjisi.....	1
1.2. Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli .....	2
1.3. Tezin İçeriği ve Amacı .....	5
2. KAYNAK TARAMASI .....	7
2.1. Güneş Enerjisi Sistemleri .....	7
2.1.1. Güneş kolektörleri .....	7
2.1.1.1. Vakum tüplü güneş kolektörleri.....	8
2.1.2. Güneş panelleri .....	9
2.2. Rankine Çevrimi.....	9
2.3. Organik Rankine Çevrimi(ORC).....	11
2.3.1. Organik Rankine Çevriminin çalışma prensibi.....	13
2.3.2. ORC'nin Rankine çevrimiyle kıyaslanması.....	14
2.3.3. ORC ile enerji üretimi ve kaynak sıcaklıkları .....	16
2.3.3.1. Güneş enerjisi destekli ORC (SORC).....	16
2.3.3.2. Jeotermal enerjisi destekli ORC .....	17
2.3.3.3. Biokütle enerjisi destekli ORC .....	19
2.3.3.4. Atık ısı enerjisi destekli ORC .....	20
2.3.4. ORC'de farklı modifikasyonlar .....	21
2.3.5. İş akışkanının seçimi.....	22
2.4. Mevcut Literatürün Değerlendirilmesi .....	27
3. MATERYAL VE METOT .....	31
3.1. Sistemde Güneş Enerjisi Işınım Değerlerinin Hesaplanması .....	32
3.1.1. Atmosfer dışında yatay düzleme düşen güneş ışınımı.....	34

3.1.2. Atmosfer içinde yatay düzleme düşen güneş ışıınıını.....	35
3.1.2.1. Günlük ışıınıın hesabı.....	35
3.1.2.2. Anlık ışıınıın hesabı .....	36
3.1.3. Atmosfer içinde eğik düzleme düşen güneş ışıınıını.....	37
3.1.3.1. Anlık ışıınıın hesabı.....	37
3.1.3.2. Günlük ışıınıın hesabı .....	38
3.2. Güneş Enerjisi Programıyla Güneş ışıınıını Şiddetlerinin Belirlenmesi .....	40
3.3. Güneş Enerjisi Destekli ORC Sistemi .....	41
3.3.1. Basit SORC'nin I. Kanun analizi .....	41
3.3.2. Sistemde kullanılan organik akışkanların özellikleri .....	47
3.3.3. Vakum tüplü güneş kollektörü analizi .....	48
3.4. Güneş Enerjisi Destekli ORC Sisteminin EES ile Simülasyonu .....	51
4. BULGULAR VE TARTIŞMA .....	52
4.1. Türbin Giriş Sıcaklığının Sistem Verimine Etkisi.....	52
4.2. Türbin Giriş Basıncının Sistem Verimine Etkisi .....	54
4.3. Basınç Oranının Sistem Verimine Etkisi .....	55
4.4. Eğik Düzleme Düşen Aylık Ortalama Anlık Güneş ışıınıını Şiddetinin Kollektörden Yararlanma Faktörüne (SF) Etkisi .....	56
4.5. Kollektör Alanının Kollektörden Yararlanma Faktörüne Etkisi .....	59
4.6. Türbin Veriminin Sistem Verimine Etkisi .....	60
4.7. Pompa Veriminin Sistem Verimine Etkisi .....	61
4.8. Türbin Giriş Basıncının Türbin İşine Etkisi .....	62
4.9. Türbin Giriş Basıncının Evaporatördeki Isı Geçişine Etkisi .....	63
4.10. Aynı Türbin İşini İçin Akışkanların Basınç Oranlarıyla Kıyaslanması.....	64
5. SONUÇLAR .....	68
6. KAYNAKLAR .....	71
7. EKLER .....	78
ÖZGEÇMİŞ	

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### Simgeler

$A_c$	:Toplam kolektör alanı [ $m^2$ ]
$c_{p,soğ}$	:Soğutucu akışkanın özgül ısısım [ $kJ/kgK$ ]
$F_R$	:Toplayıcı ısı kazanç faktörü [-]
$G_{sc}$	:Güneş sabiti [ $W/m^2$ ]
$h_1$	:Türbin girişinde akışkanın gerçek entalpisi [ $kJ/kg$ ]
$h_{2a}$	:Kondenser girişinde akışkanın gerçek entalpisi [ $kJ/kg$ ]
$h_{2s}$	:Kondenser girişinde akışkanın izentropik entalpisi [ $kJ/kg$ ]
$h_3$	:Pompa girişinde akışkanın gerçek entalpisi [ $kJ/kg$ ]
$h_{4a}$	:Evaporatör girişinde akışkanın gerçek entalpisi [ $kJ/kg$ ]
$H$	:Atmosfer içinde yatay düzleme düşen günlük toplam güneş ışınımı [ $MJ/m^2$ -gün]
$H_b$	:Atmosfer içinde yatay düzleme düşen günlük direkt güneş ışınımı [ $MJ/m^2$ -gün]
$H_{bT}$	:Atmosfer içinde eğik düzleme düşen günlük direkt ışınımı [ $MJ/m^2$ -gün]
$H_d$	:Atmosfer içinde yatay düzleme düşen günlük difüz güneş ışınımı [ $MJ/m^2$ -gün]
$H_o$	:Atmosfer dışında yatay düzleme düşen günlük toplam güneş ışınımı [ $MJ/m^2$ -gün]
$H_T$	:Atmosfer içinde eğik düzleme düşen günlük toplam güneş ışınımı [ $MJ/m^2$ -gün]
$I$	:Atmosfer içinde yatay düzleme düşen anlık toplam güneş ışınımı [ $W/m^2$ ]
$I_b$	:Atmosfer içinde yatay düzleme düşen anlık direkt güneş ışınımı [ $W/m^2$ ]
$I_{bT}$	:Atmosfer içinde eğik yüzeye düşen anlık direkt güneş ışınımı [ $W/m^2$ ]
$I_d$	:Atmosfer içinde yatay düzleme gelen anlık difüz güneş ışınımı [ $W/m^2$ ]
$I_{dT}$	:Atmosfer içinde eğik düzleme düşen anlık difüz güneş ışınımı [ $W/m^2$ ]

$I_o$	:Belirli bir saat aralığı için atmosfer dışında yatay düzleme düşen anlık güneş ışınlamı [ $\text{MJ}/\text{m}^2\text{-h}$ ]
$I_{ref}$	:Atmosfer içinde eğik düzleme düşen anlık yansıyan güneş ışınlamı [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$I_T$	:Atmosfer içinde eğik yüzeye düşen anlık toplam güneş ışınlamı [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$K_T$	:Berraklık indeksi [-]
$\dot{m}_{cev}$	:Çevrimdeki akışkanın kütleli debisi [ $\text{kg}/\text{s}$ ]
$\dot{m}_{soğ}$	:Soğutma sistemindeki akışkanın kütleli debisi [ $\text{kg}/\text{s}$ ]
$n$	:1 Ocak'tan itibaren gün sayısı [-]
$n/N$	:İzafi güneşlenme süresi [-]
$N$	:Gün uzunluğu [h]
$P_1$	:Türbin giriş basıncı [kPa]
$P_2$	:Kondenser giriş basıncı [kPa]
$P_3$	:Pompa giriş basıncı [kPa]
$P_4$	:Evaporatör giriş basıncı [kPa]
$P_{kol}$	:Güneş kollektörü sistem basıncı [kPa]
$P_{soğ}$	:Soğutma sistemi basıncı [kPa]
$q_{evaporatör}$	:Evaporatörde birim kütle için ısı geçişi [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]
$q_{kondenser}$	:Kondenserde birim kütle için ısı geçişi [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]
$\dot{Q}_f$	:Vakum tüplü güneş kollektöründen elde edilen faydalı enerji [kW]
$\dot{Q}_{evaporatör}$	:Evaporatörde birim zamandaki ısı geçişi [kW]
$\dot{Q}_h$	:Yardımcı ısıtıcıdan elde edilen birim zamandaki ısı geçişi [kW]
$\dot{Q}_{kondenser}$	:Kondenserde birim zamandaki ısı geçişi [kW]
$R_b$	:Geometrik faktör [-]
$r_p$	:Basınç oranı [-]
$s_1$	:Türbin girişinde akışkanın gerçek entropisi [ $\text{kJ}/\text{kgK}$ ]
$s_{2s}$	:Kondenser girişinde akışkanın izentropik entropisi [ $\text{kJ}/\text{kgK}$ ]



$s_3$	:Pompa girişinde akışkanın gerçek entropisi [kJ/kgK]
$s_{4a}$	:Evaporatör girişinde akışkanın gerçek entropisi [kJ/kgK]
$s_{4s}$	:Evaporatör girişinde akışkanın izentropik entropisi [kJ/kgK]
$SF$	:Yararlanma faktörü [-]
$T_1$	:Türbin giriş sıcaklığı [°C]
$T_{2a}$	:Kondenser girişinde akışkanın gerçek sıcaklığı [°C]
$T_{2s}$	:Kondenser girişinde akışkanın izentropik noktadaki sıcaklığı [°C]
$T_3$	:Pompa giriş sıcaklığı, akışkanın doyma sıcaklığı [°C]
$T_{4a}$	:Evaporatör girişinde akışkanın gerçek sıcaklığı [°C]
$T_{4s}$	:Evaporatör girişinde akışkanın izentropik noktadaki sıcaklığı [°C]
$T_5$	:Güneş kolektörü çıkış sıcaklığı [°C]
$T_6$	:Güneş kolektörü giriş sıcaklığı [°C]
$T_7$	:Soğutucu akışkanın sisteme giriş sıcaklığı [°C]
$T_8$	:Soğutucu akışkanın sisteme çıkış sıcaklığı [°C]
$T_a$	:Ortam sıcaklığı [°C]
$U_L$	:Kollektör toplam ısı transfer katsayısı [W/m <sup>2</sup> K]
$v_3$	:Pompa girişinde akışkanın özgül hacmi [m <sup>3</sup> /kg]
$w_{pompa}$	:Birim kütle için pompa işi [kJ/kg]
$w_{türbin}$	:Birim kütle için türbin işi [kJ/kg]
$\dot{W}_{pompa}$	:Net pompa gücü [kW]
$\dot{W}_{türbin}$	:Net türbin gücü [kW]
$\beta$	:Eğim açısı [°]
$\gamma$	:Yüzey azimut açısı [°]
$\delta$	:Deklinasyon açısı [°]
$\eta_p$	:Pompa verimi [%]
$\eta_t$	:Türbin verimi [%]

$\eta_{th}$	:Sistem ısı verimi [%]
$\theta$	:Güneş geliş açısı [°]
$\theta_z$	:Zenit açısı [°]
$\tau\alpha$	:Yutma-geçirme çarpımı [-]
$\phi$	:Enlem açısı [°]
$\omega$	:Saat açısı [°]
$\omega_s$	:Güneş batış saat açısı [°]
$\omega'_s$	:Hesaplama yapılan ayın ortalama gününde eğik düzlem için güneş ışınlarının eğik yüzey üzerine ilk düşüş saat açısı [°]

Tezde ondalık ayırıcı olarak virgül kullanılmaktadır.

### **Kısaltmalar**

C	:Celcius
EES	:Engineering Equation Solver
EİE	:Elektrik İşleri Etüt İdaresi
GEPA	:Güneş enerjisi potansiyeli atlası
GS	:Güneş saati
GWP	:Küresel Isınma Potansiyeli
h	:saat
J	:Joule
K	:Kelvin
kg	:kilogram
km	:kilometre
kJ	:kiloJoule
kPa	:kiloPascal
kW	:kiloWatt
m	:metre

$m^2$	:metrekare
$m^3$	:metreküp
ODP	:Ozon zarar verme potansiyeli
ORC	:Organik Rankine Çevrimi
s	:saniye
SORC	:Solar Organik Rankine Çevrimi
W	:Watt

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Dünya ile Güneş arasındaki ilişki .....	2
Şekil 1.2. Türkiye güneş enerjisi potansiyeli atlası.....	3
Şekil 1.3. Türkiye için saat cinsinden aylık ortalama günlük güneşlenme süreleri.....	4
Şekil 1.4. Türkiye için global ışınım değerleri kWh/m <sup>2</sup> -yıl .....	4
Şekil 2.1. Vakum tüplü güneş kollektörü.....	8
Şekil 2.2. Vakum tüplü güneş kollektörünün çalışma prensibi .....	8
Şekil 2.3. Basit ideal Rankine çevriminin şematik gösterimi .....	9
Şekil 2.4. İdeal Rankine çevrimi için T-s diyagramı .....	10
Şekil 2.5. Gerçek bir buharlı güç santrali çevrimi için T-s diyagramı.....	11
Şekil 2.6. Basit Kalina çevriminin şematik gösterimi .....	12
Şekil 2.7. Basit Goswami çevrimi şematik gösterimi .....	13
Şekil 2.8. Basit bir organik Rankine çevrimi şematik gösterimi .....	14
Şekil 2.9. Korozyona uğramış bir buhar türbini .....	15
Şekil 2.10. Güneş enerjisi destekli bir Organik Rankine çevrimi şematik gösterimi.....	17
Şekil 2.11. Jeotermal enerjisi destekli ORC sistemi şematik gösterimi .....	18
Şekil 2.12. Jeotermal enerjisi destekli çift basınç seviyeli bir ORC sistemi şematik gösterimi .....	18
Şekil 2.13. Biokütle enerjisi destekli, reküperatörlü bir ORC sisteminin şematik gösterimi .....	19
Şekil 2.14. Atık ısı enerjisi destekli, reküperatörlü bir ORC sisteminin şematik gösterimi .....	20
Şekil 2.15. Ön Isıtmalı ORC sistemi şematik gösterimi .....	21
Şekil 2.16. Reküperatif/Rejeneratif ORC sistemi şematik gösterimi .....	22
Şekil 2.17. ORC iş akışkanlarının suya göre T-s diyagramında kıyaslanması .....	23



<b>Şekil 2.18.</b> Islak iş akışkanı için T-s diyagramı .....	25
<b>Şekil 2.19.</b> İzentropik iş akışkanı için T-s diyagramı .....	25
<b>Şekil 2.20.</b> Kuru iş akışkanı için T-s diyagramı .....	26
<b>Şekil 2.21.</b> Isı kaynağı sıcaklık seviyesine karşılık gelen çalışma sıvılarının optimal seçimleri.....	26
<b>Şekil 3.1.</b> Eğimli yüzey üzerinde bazı güneş açıları .....	34
<b>Şekil 3.2.</b> Eğik düzleme düşen toplam güneş ışınımının bileşenleri .....	38
<b>Şekil 3.3.</b> Güneş ışınımı hesaplamalarının blok diyagramı .....	39
<b>Şekil 3.4.</b> Güneş enerjisi hesaplamaları için yazılan programın giriş arayüzü .....	40
<b>Şekil 3.5.</b> Güneş ışınım şiddetleri sonuçlarını veren arayüz.....	40
<b>Şekil 3.6.</b> Basit SORC sistemi şematik gösterimi.....	42
<b>Şekil 3.7.</b> Gerçek ve ideal SORC sistemi T-s diyagramı .....	43
<b>Şekil 3.8.</b> SORC sistemi için EES'de yazılmış olan programın arayüzü.....	51
<b>Şekil 4.1.</b> 600 kPa türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklıklarının sistem verimine etkisi.....	52
<b>Şekil 4.2.</b> 1000 kPa türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklıklarının sistem verimine etkisi.....	53
<b>Şekil 4.3.</b> 2000 kPa türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklıklarının sistem verimine etkisi.....	53
<b>Şekil 4.4.</b> 100 °C türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basınçlarının sistem verimine etkisi.....	54
<b>Şekil 4.5.</b> 150 °C türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basınçlarının sistem verimine etkisi.....	55
<b>Şekil 4.6.</b> Türbin girişinde 150 °C sıcaklıkta 2000 kPa basınçta basınç oranının sistem verimine etkisi .....	56
<b>Şekil 4.7.</b> Türbin girişinde 150 °C sıcaklıkta 1000 kPa basınçta Antalya için aylık $I_T$ 'e göre kollektörden aylık yararlanma faktörleri .....	58

<b>Şekil 4.8.</b> 150 °C sıcaklıkta 1000 kPa basınçta 0,8 sabit yararlanma faktörüne göre akışkanlar için Ağustos ayında gerekli toplam güneş kolektörü alanı.....	59
<b>Şekil 4.9.</b> Türbin girişinde 150 °C sıcaklıkta 1000 kPa basınçta Ağustos ve Şubat ayında Antalya için kolektör alanının kolektörden yararlanma faktörüne etkisi.....	60
<b>Şekil 4.10.</b> Türbin girişinde 120 °C sıcaklıkta 1000 kPa basınçta türbin verimlerinin sistem verimine etkisi.....	61
<b>Şekil 4.11.</b> Türbin girişinde 120 °C sıcaklıkta 1000 kPa basınçta pompa verimlerinin sistem verimine etkisi.....	62
<b>Şekil 4.12.</b> 150 °C türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncının türbin işine etkisi .....	63
<b>Şekil 4.13.</b> 100 °C türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncının evaporatördeki ısı geçişine etkisi .....	64
<b>Şekil 4.14.</b> R123 organik akışkanı için T-s diyagramı.....	65
<b>Şekil 4.15.</b> R245fa organik akışkanı için T-s diyagramı .....	65
<b>Şekil 4.16.</b> R600 organik akışkanı için T-s diyagramı.....	66
<b>Şekil 4.17.</b> R600a organik akışkanı için T-s diyagramı.....	66

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b>Çizelge 2.1.</b> Bazı organik akışkanların özellikleri .....	24
<b>Çizelge 2.2.</b> Başlıca organik akışkanların termodinamik özellikleri .....	24
<b>Çizelge 3.1.</b> Basit SORC sisteminin her bir noktasının tanımlanması .....	41
<b>Çizelge 3.2.</b> Sistemde kullanılan akışkanların özellikleri .....	48
<b>Çizelge 3.3.</b> Güneş enerjisi kollektörleri sıcaklık aralıkları.....	49
<b>Çizelge 3.4.</b> Güneş kollektör tiplerine göre $F_R \cdot \tau \alpha$ ve $F_R \cdot U_L$ değerleri.....	49
<b>Çizelge 3.5.</b> Antalya için aylık ortalama anlık $I_T$ ve aylık ortalama ortam sıcaklıkları ( $T_a$ ).....	50
<b>Çizelge 4.1.</b> Antalya koşullarında aylık yararlanma faktörlerini (SF) bulmak için kullanılan değerler.....	57
<b>Çizelge 4.2.</b> ORC sisteminde 50 kW türbin işi için çeşitli akışkanların kıyaslanması .....	64
<b>Çizelge 4.3.</b> Mevcut çalışmanın literatürdeki bazı çalışmalar ile kıyaslanması .....	67

## 1. GİRİŞ

### 1.1. Güneş ve Güneş Enerjisi

Dünyamızın enerji kaynağı olan Güneş, çapı yaklaşık  $1,39 \times 10^9$  metre, kütlesi ise Dünya'nın kütlesinin 330000 katı olarak yaklaşık  $2 \times 10^{30}$  kilogram olan, sıcak gazlardan oluşan, Samanyolu galaksisindeki  $10^{14}$  yıldızdan biridir. Güneş Sistemi içerisinde Güneş tek başına kütsel olarak % 99,8'i oluşturmaktadır. Geri kalan kısım Güneş'in yörüngelerinde dönen gezegenler ve onların uyduları, asteroitler, meteorlar, kuyruklu yıldızlar gibi gök cisimlerinden meydana gelmektedir.

Güneş, merkezinde meydana gelen füzyon patlamaları sonucu Hidrojen gazının Helyum'a dönüşmesiyle ortaya çıkan enerjiyi elektromanyetik ışınlar yaparak uzaya yaymaktadır. Böylece bu ışınlar Dünya atmosferini geçerek dünyamızda yaşamın sürdürülebilirliğini sağlamaktadır. Güneş merkezinde meydana gelen bu reaksiyonlardan dolayı Güneş enerjisinin % 90'ının Güneş'in merkezinde var olduğu düşünülmektedir (Karamanav 2007).

Güneş'i, yapı olarak Güneş içi ve Güneş Atmosferi olmak üzere iki parçaya inceleyebiliriz. Güneş içi, Güneş'in merkez bölgesi olarak bilinirken çekirdek, ışınım katmanı ve konveksiyon katmanından oluşmaktadır. Güneş Atmosferi ise katmanlar içten dışa doğru olacak şekilde Fotosfer, Kromosfer ve Korona tabakalarından oluşmaktadır. Diğer bir deyişle ışık küre olarak adlandırılan Fotosfer, Güneş yüzeyinin başladığı katmandır ve yaklaşık olarak 5840 K değerinde bir sıcaklığa sahip olduğu bilinmektedir. Kromosfer, renk küre olarak da adlandırılmakta olup sıcaklığı 20000 K değerlerine kadar çıkmaktadır. Kromosfer ile Korona tabakaları arasında diğer tabakalara nazaran çok daha ince bir bölge olan geçiş bölgesi bulunmaktadır. Bu katman, sıcaklığın çok hızlı olarak  $10^6$  K değerlerine kadar yükseldiği bir katmandır. Son olarak Korona olarak adlandırılan Güneş'in son katmanı, en dış katman olmasına rağmen Güneş'in en sıcak tabakasıdır. Bunun sebebinin Güneş'in manyetik alanından kaynakladığı düşünülürken bu durum araştırmacılar için halen bir araştırma konusudur (Karadağ 2008).

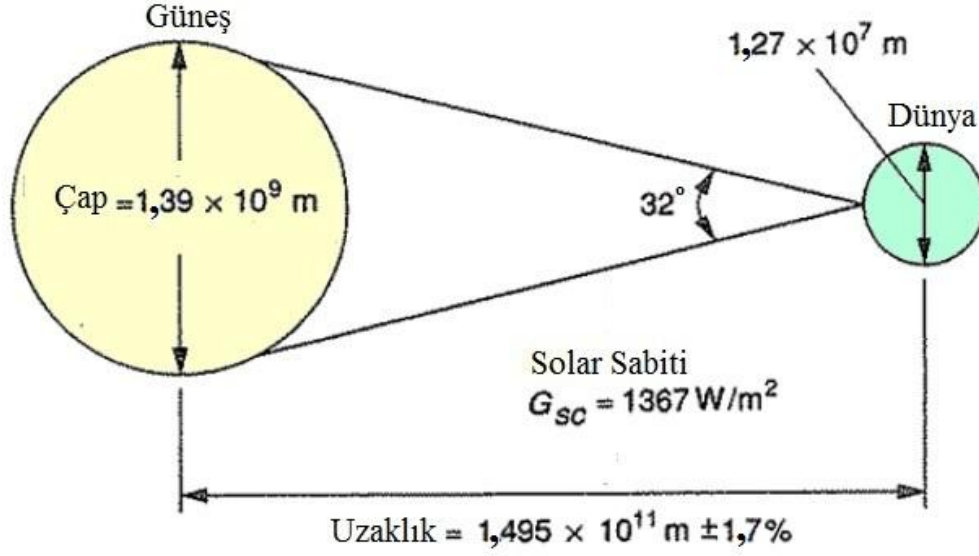
Güneş, ışınlar yaparak enerjisini uzaya yaymaktadır. Dünya'mızın yaşam kaynağı olan Güneş, Dünya'dan yaklaşık  $1,495 \times 10^{11}$  m uzaklıktadır. Bu uzaklık Dünya'nın eliptik bir şekli olmasından dolayı yıl boyunca bir miktar değişime uğramaktadır (%  $\pm 7$ ). Güneş ile Dünya arasındaki bu ilişki Şekil 1.1'de gösterilmiştir.

Güneş'in yaptığı ışınların tamamı Dünya yüzeyine ulaşmamaktadır. Atmosfer içinde ve atmosfer dışında güneş ışınımı değerleri hesaplamaları yapılırken bu durum göz önünde bulundurulmaktadır. Hesaplamaları kolaylaştırılması açısından bazı değerler sabit olarak kabul edilmektedir. Bunlardan en önemlisi de solar sabitidir. Birim zamanda, atmosfer yüzeyinde  $1 \text{ m}^2$ 'lik alana dik olarak gelen güneş ışınımı değeri solar sabiti olarak adlandırılmakta olup  $1367 \text{ W/m}^2$  değerindedir.

Güneşten gelen enerji yüklü foton tanecikleri Dünya yüzeyine ışınım ile ulaşmaktadırlar. Güneş'in ışınması sonucu yayılan foton taneciklerinin yaklaşık % 30'u atmosferde bulunan gaz ve toz tanecikleri nedeniyle Dünya atmosferinden tekrar yansıtılarak atmosfer içine girmesi engellenir. Atmosferi geçen güneş ışınımının bir



kısmı ise nem ve bulutlar tarafından tutularak yeryüzüne ulaşmamaktadır. Geri kalan güneş ışınımı yeryüzünde eğik ve yatay yüzeylere düşmektedir. Atmosfer dışında ve atmosfer içinde belirli zamanlarda ve bölgelerde elde edilen güneş ışınımı değerleri hesaplamaları ileriki başlıklarda incelenmiştir.



**Şekil 1.1.** Dünya ile Güneş arasındaki ilişki (Akdur 2012)

Güneş'ten ışıma yoluyla Dünya yüzeyine düşen bu güneş ışınımı bizim için yaşam kaynağı olurken bu enerji kaynağından farklı uygulamalarda ve teknolojilerde yararlanılmaktadır. Güneş enerjisinden daha çok binalarda iklimlendirme uygulamalarında ısıtma ve soğutma, sıcak su elde etme, buhar üretimi gibi uygulamalarda doğrudan yararlanılırken farklı türlerde enerji üretimi yapılarak da dolaylı olarak yararlanılmaktadır. Uygulamalarda en çok sıcak su elde etmek amacıyla kullanılmaktadır. Ayrıca ısı depolama tekniklerinin çeşitli sistemlerle entegre olarak kullanılması güneş enerjisinin ısıtma amaçlı kullanılmasına olanak sağlamaktadır. Depolanan ısı, sistemde ihtiyaca yönelik kullanılmaktadır. Güneş enerjisinden doğrudan yararlanıldığı uygulamalar, düşük, orta ve yüksek sıcaklık uygulamaları olarak sınıflandırılabilir.

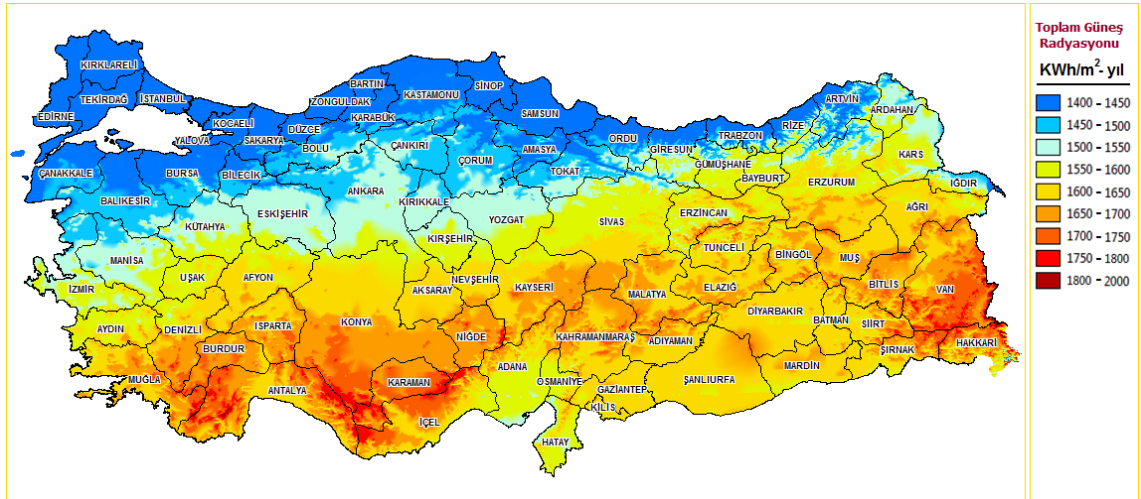
Ayrıca güneş enerjisi, mekanik ve elektrik enerjisine dönüştürülebilmektedir. Farklı teknolojilerin gelişmesiyle güneş enerjisini diğer enerji türlerine dönüştürerek enerji ihtiyacımızı karşılayabilmekteyiz. Güneş enerjisinin kullanım alanlarının çeşitliliği ve başlıca enerji kaynağı oluşu bu enerji kaynağıyla entegre teknolojilere olan talebin ve ilginin artmasına neden olmaktadır. Son yıllarda enerjiye olan talepteki artış ve enerjinin önemi düşünülürse bu alanda yapılacak olan çalışmalar ve uygulamalar daha büyük bir önem kazanmaktadır.

## 1.2. Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli

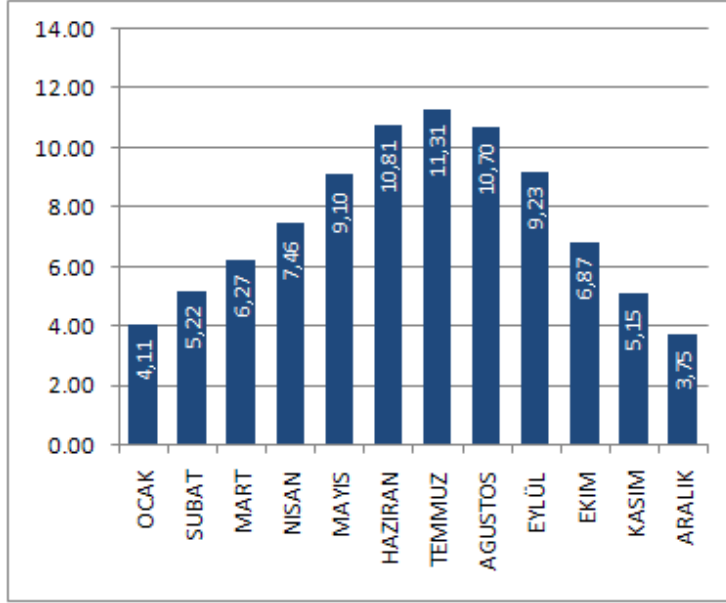
Sanayileşmenin ve elektronik aletlere olan bağımlılığın artması enerjiye olan talebi arttırmaktadır. Bu yüzden enerji kaynağı olarak alternatif enerji kaynaklarından yararlanmanın devletler için önemli bir konuma geldiği günümüzde, bu kaynaklarla destekli teknolojilerin ve uygulamaların önemi her geçen gün artmaktadır. Özellikle başta elektrik enerjisi olmak üzere mekanik enerji ihtiyacını karşılamak için kullanılan başlıca yenilenebilir enerji kaynaklarından olan güneş enerjisine olan talep de artmaktadır. Güneş enerjisi farklı teknolojilerle birlikte mekanik ve elektrik enerjisine dönüştürülebildiği gibi ısıtma, sıcak su ve buhar üretimi gibi uygulamalarda da doğrudan kullanılabilir.

Ülkelerin bulunduğu coğrafi konum, güneşlenme sürelerini ve güneş ışınımı değerlerini etkilediğinden dolayı bir ülkeyi güneş enerjisi potansiyeli açısından değerlendirirken coğrafi konumu mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır. Güneş enerjisi potansiyeli bakımından diğer birçok ülkeye nazaran zengin bir ülke konumundayız. Ülkemiz bulunduğu 36°-42° Kuzey paralelleri ile 26°-45° Doğu meridyenleri arasında, güneş enerjisinden yararlanma potansiyeli yüksek ülkelerden biridir. Bu sebeple Türkiye, güneş enerjisinden yararlanmaya yönelik yapılacak olan çalışmalar ve teknolojiler için ideal bir konumdadır.

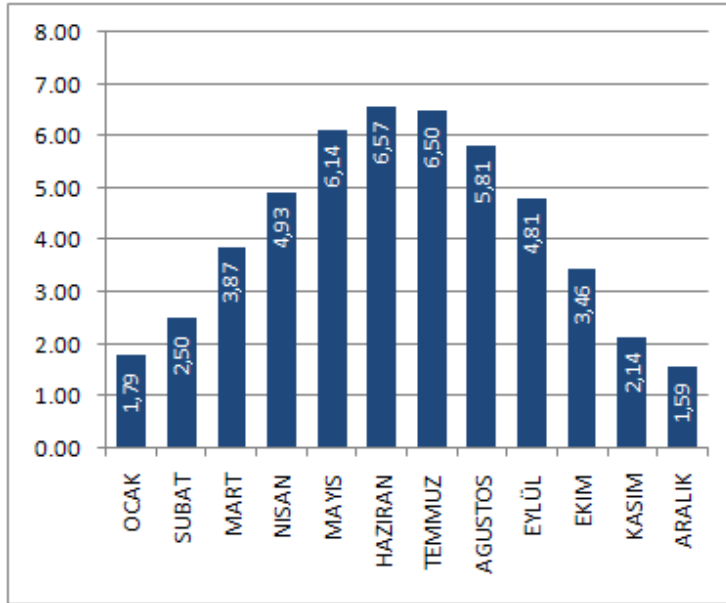
EİE ve DMİ tarafından 1985-2019 yıllarına ait 34 yıllık saatlik güneş ölçüm değerlerine göre yapılan çalışmada Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli Atlası (GEPA) Şekil 1.2'deki gibi çizilmiştir. Haritada görüldüğü gibi Türkiye'nin ekvatora daha yakın olan Akdeniz ve Güneydoğu Anadolu bölgeleri yaklaşık ortalama 1600-1800 kWh/m<sup>2</sup>-yıl güneş ışınımı değerlerinde güneş enerjisi potansiyeli daha yüksek olan bölgelerimizdir. Yine yapılan aynı çalışmada Türkiye geneli güneşlenme süreleri aylara göre günlük ortalama saat cinsinden Şekil 1.3'te verilmiştir. Türkiye için aylara göre günlük ortalama global ışınım değerleri ise Şekil 1.4'te verilmiştir.



Şekil 1.2. Türkiye güneş enerjisi potansiyeli atlası (EİE 2019)



**Şekil 1.3.** Türkiye için saat cinsinden aylık ortalama günlük güneşlenme süreleri (EİE 2019)



**Şekil 1.4.** Türkiye için global ışınmım değerleri kWh/m<sup>2</sup>-yıl (EİE 2019)

Yapılan çalışmalara göre Türkiye'nin ortalama yıllık toplam güneşlenme süresi yaklaşık 2741 saat, ortalama toplam ışınmım şiddeti 1528 kWh/m<sup>2</sup>-yıl olarak tespit edilmiştir. Türkiye için yıl içerisinde güneşten 114 gün gibi yüksek bir sürede yararlanılmaktadır ve gerekli yatırımların yapılması halinde Türkiye yılda birim metre karesinden ortalama olarak 1100 kWh'lik güneş enerjisi üretebilir potansiyelindedir (Alkan 2016).

Buna göre genel olarak Türkiye’de Mayıs, Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında güneş enerjisi değerlerinin oldukça yüksek olduğu, Ocak ve Aralık aylarının ise güneş enerjisinden yıl içerisinde en az yararlandığı dönemler olduğu görülmektedir. Bölge bazında bir inceleme yapılacak olunursa Güneydoğu Anadolu ve Akdeniz bölgelerinin güneş enerjisinden yararlanma açısından en verimli bölgeler olduğu belirlenmiştir. Bu alanlarda kurulacak güneş tarlaları veya güneş enerjisiyle destekli teknolojilerin uygulamaları sayesinde, Türkiye’nin enerji talebine karşı alternatif bir çözüm üretilebileceği düşünülmektedir.

### 1.3. Tezin İçeriği ve Amacı

Dünya genelinde giderek artan enerji tüketimi ve bunun sonucu olarak enerjiye olan talebin giderek artması, insanlığı enerji üretimi konusunda çeşitli teknolojiler ve yöntemler üzerinde çalışmaya yöneltmiştir. Birçok ülke enerji ihtiyacını karşılamak için fosil yakıtlardan yaygın bir şekilde yararlanmaktadır. Fakat tüm dünyada, fosil yakıtların gerek tükeniyor olmaları sebebiyle gerekse de çevre kirliliğine ve küresel ısınmaya yol açmaları sebebiyle enerji üretiminde bu yakıtlara olan bağımlılığın azaltılması bir devlet politikası haline gelmiştir. Dolayısıyla enerji üretiminde alternatif enerji kaynaklarına olan talep her geçen gün giderek artmakta olup bu enerji kaynaklarıyla çalışan teknolojiler giderek yaygınlaşmaktadır. Bu teknolojilerden bir tanesi de Organik Rankine çevrimidir (ORC). Düşük (80-150 °C) ve orta (150-300 °C) sıcaklıklardaki kaynaklardan elektrik enerjisi üretiminde kullanılan en etkili teknolojilerden biri olan ORC sistemlerinde enerji kaynağı olarak güneş enerjisi, jeotermal enerjisi, biokütle enerjisi ve atık ısı enerjisi gibi kaynaklardan yararlanılabilmektedir. Son yıllarda popüler bir konu haline gelen ORC adı verilen güç üretim sistemi, en önemli yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olan güneş enerjisiyle entegrasyonu sağlanarak kullanılabilmektedir.

Bu çalışma kapsamında başlıca yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olan güneş enerjisinden vakum tüplü güneş kolektörleriyle destekli bir ORC sisteminin termodinamik analizleri üzerinde durulmuştur. Çalışmada ilk olarak, ORC sisteminin matematiksel modeli belirlenerek I. Kanun analizinin yapılması hedeflenmiştir. Bu analizlerin EES yazılımı yardımıyla yapılmasının, parametrik çalışma için gerekli hesaplamaları kolaylaştıracağı öngörülmüştür. Tüm bu hesaplamalar basit bir ORC sisteminde R123, R245fa, R600 ve R600a organik akışkanları için yapılarak sonuçlar birbirleriyle kıyaslanmıştır. Böylece sistem performansına etki eden türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı, basınç oranı, türbin verimi, pompa verimi ve akışkan tipi gibi faktörler parametrik olarak incelenmiştir. Ayrıca türbin giriş basıncının, türbinden elde edilen net işe ve evaporatörde gerçekleşen ısı geçişine olan etkisiyle beraber atmosfer içinde eğik düzleme düşen anlık toplam güneş ışınımının güneş kolektöründen yararlanma faktörüne olan etkisi de incelenmiştir. Matematiksel model ve hesaplamaların gerçekleştirilebilmesi için yapılan kabuller ileriki kısımlarda belirtilmiştir. Bilgisayar ortamında yapılan termodinamik analizin sistem performansını iyileştirmek için gerekli olan parametrelerin belirlenmesini kolaylaştıracağı ve böylece sistem için uygun elemanların seçimini de kolaylaştıracağı öngörülmüştür. Ayrıca sistemde güneş enerjisi hesaplamalarını gerçekleştirmek için bir alt program geliştirilmiştir. Çalışmada özetle amaç, vakum tüplü güneş kolektörlerinden oluşan bir güneş enerjisi sistemini ORC güç üretim sistemiyle birleştirmek, elektrik üretiminin



gerçekleştirilebileceğini göstermek, ORC sisteminde performansı arttırmak için gerekli olan diğer iyileştirmeleri belirlemek ve en önemlisi Antalya gibi güneş enerjisi potansiyeli oldukça yüksek olan bölgelere yenilenebilir kaynaklı, yeşil enerji üretim sistemleri kazandırılabilceğini vurgulamaktır.

Literatürde ORC sisteminde farklı akışkanların sistem performansı üzerine etkilerinin ayrı ayrı incelendiği farklı çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalarda ekserji ve enerji analizleri yapılarak sistemler için en iyi akışkanların belirlenmesi hedeflenmiştir (Vijayaraghavan 2005; Dai 2009; Bertrand 2009; Aghahosseini 2013; Victor 2013; Cataldo 2014; Alireza 2017). Başka bir çalışmada, ORC sistemi ısı depolama sistemiyle entegre edilerek, oluşturulan yeni sistemin performansı farklı organik akışkanlar için incelenmiştir (Chacartegui 2016). Literatürde SORC üzerinde birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalarda sistemlerin termo-ekonomik analizleri (Suresh 2015), enerji ve ekserji analizleri (Orosz 2009; Jing 2010; Kumar 2016) incelenmiştir. Yine bir başka çalışmada SORC sisteminde düz yüzeyli kollektörler ile destekli rejeneratif ORC sisteminin enerji ihtiyacı karşılanarak, termodinamik analizler gerçekleştirilmiştir (Man 2013). SORC üzerinde yapılan çalışmalarda farklı tip güneş kollektörleriyle güneş enerjisinden yararlanılarak sistem tasarımları gerçekleştirilmiştir (Jing 2015; Nishith 2016; Habka 2016; Kumar 2016). ORC sisteminde enerji kaynağı olarak güneş enerjisinden farklı enerji kaynaklarından da yararlanılmıştır. Farklı enerji kaynakları olarak atık ısı enerjisi (Wei 2007; Avadhanula 2015; Sarkar 2018), jeotermal enerji (Hettiarachchi 2007; Heberle 2010) ve biokütle enerjisi (Algieri 2012) gibi kaynaklar ORC ile birlikte entegre edilerek kullanılmıştır. ORC sisteminde gerçekleştirilen hesaplamaların kolaylaştırılması ve zaman kazanımı için termodinamik analizler Matlab ve EES gibi analiz programlarıyla yapılabilmektedir. Literatürde de bu alanda yapılan çalışmalarda Organik Rankine çevriminde her bir elemanı kapsayan termodinamik analizler ve hesaplamalar Matlab (Nouman 2012; Li 2014; Yue 2016; Matthew 2016) veya EES (Rowshanzadeh 2010; Grabinski 2011; Obafunmi 2014; Yüksel 2015; Önal 2017) programları aracılığıyla yapılmış olup farklı koşullar altında tasarlanan sistemlerin performansları incelenmiştir. Literatürde ORC sistemleri üzerinde termo-ekonomik çalışmalar da yapılmıştır (Schuster 2009; Quoilin 2013; Baral 2015; Eyidoğan 2016).

## 2. KAYNAK TARAMASI

### 2.1. Güneş Enerjisi Sistemleri

Daha önce belirtildiği gibi güneş enerjisinden doğrudan veya dolaylı yöntemlerle yararlanılabilmektedir. Doğrudan yararlanıldığı uygulamalara, genellikle sıcak su veya buhar elde etme, ısıtma veya soğutma uygulamaları olarak karşılaşılmaktadır. Güneş enerjisinde dolaylı olarak yararlanılmak istenildiğinde ise bu enerji kaynağı, mekanik enerjiye veya elektrik enerjisine dönüştürülerek kullanılabilir. Tüm bu güneş enerjili sistemlerde ya güneş kolektörleri ya da güneş pilleri kullanılmaktadır.

#### 2.1.1. Güneş kolektörleri

Güneş kolektörleri, güneş ışınımlarından absorbladığı enerjiyi kanallarından geçen akışkana aktaran elemanlardır. Güneş ışınımlarını absorblayarak, bu enerjiyi akışkana ısı olarak aktarır. Güneş kolektörleri, gelişen teknolojiyle birlikte farklı tiplerde karşımıza çıkabilmektedir. Bu sebeple güneş kolektörlerini farklı esaslara göre sınıflandırabilmekteyiz. İçerisinde dolaştırılan akışkana göre havalı ve sıvılı güneş kolektörleri olarak sınıflandırılabilir. Havalı güneş kolektörlerinde akışkan olarak kanallarda hava ısıtılırken, sıvılı güneş kolektörlerinde genellikle akışkan olarak su kullanılmaktadır. Her iki tip güneş kolektöründe de güneşten alınan enerji, ısı olarak akışkana aktarılmaktadır.

Güneş enerjisinin akışkana aktarılış biçimi olarak güneş kolektörlerini düzlemsel veya yoğunlaştırıcı tip güneş kolektörleri olarak sınıflandırmak mümkündür. Düzlemsel tip güneş kolektörlerinde seçici yüzey tarafından absorbe edilen güneş ışınımları doğrudan düzlemsel bir kanal içerisinden geçen akışkanı ısıtmaktadır. Yoğunlaştırıcı tip güneş kolektörlerinde ise güneş ışınımları sistemde kullanılan yansıtıcılar ile noktasal ya da doğrusal olarak bir kanala yoğunlaştırılmaktadır. Böylece güneş ışınımları belirli bir yere yoğunlaştırılarak düzlemsel tip güneş kolektörlerine nazaran daha yüksek sıcaklıklarda enerji elde edilmektedir. Yoğunlaştırıcı tip güneş kolektörleri de kendi içerisinde, doğrusal veya noktasal yoğunlaştırıcı güneş kolektörleri olarak sınıflandırılmaktadır. Noktasal güneş kolektörleri çanak kolektörler veya merkezi alıcılı sistemlerdir. Bu sistemlerde güneş ışınımları yansıtıcı yüzeyler yardımıyla tek bir noktaya odaklandırılarak akışkan yüksek sıcaklıklara çıkarılabilmektedir. Doğrusal tip güneş kolektörleri olan parabolik oluk tip güneş kolektörleri ve frensel aynalarında ise güneş ışınımları bir doğru boyunca yoğunlaştırılır ve bu doğru boyunca bir kanaldan geçen akışkan ısıtılmaktadır.

Ayrıca güneş kolektörlerini tasarımsal olarak düzlemsel yüzey güneş kolektörleri, vakum tüplü güneş kolektörleri ve parabolik güneş kolektörleri olarak da sınıflandırılmaktadır. Düz yüzey güneş kolektörleri olarak da adlandırılan düzlemsel yüzey güneş kolektörleri uygulamada en çok karşılaşılan tip güneş kolektörleridir. Binalarda sıcak su elde etmede yaygın olarak kullanılan bu güneş kolektörlerinde güneş ışınımları absorber yüzey tarafından yutulur ve bu enerji ısı olarak kanaldaki akışkana aktarılmaktadır. Parabolik güneş kolektörleri ise parabolik bir yansıtıcı ile güneş ışınımlarını akışkanın bulunduğu yere yoğunlaştırmaktadır.

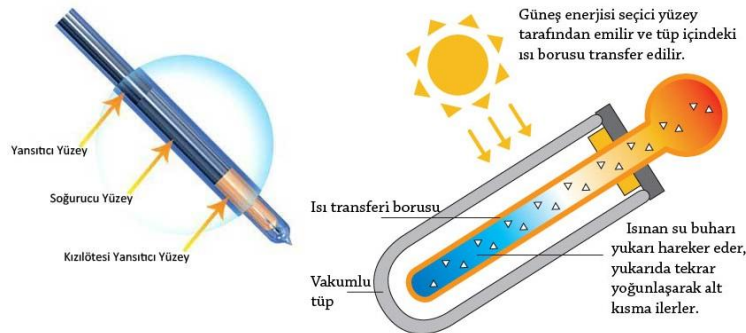
### 2.1.1.1. Vakum tüplü güneş kolektörü

Vakum tüplü güneş kolektörleri, sıcak su üretiminde yaygın olarak kullanılan ve düzlemsel yüzey güneş kolektörlerine nazaran daha yüksek verimlerde çalışan kolektörlerdir (Şekil 2.1). Sistem tüplerden oluşmakta olup her bir tüp, birbiri içerisine geçirilmiş iki tüpten oluşmaktadır. Bu iki tüpten içteki tüp içinde akışkan ısıtılırken bu iki tüp arasında vakum bulunmaktadır. Bu vakum, kolektör tüpleri arasındaki ısı kayıplarını azaltmaktadır. Ayrıca tüplerin oval yüzeylerinin olması gün içerisinde güneş ışınımlarından dik açılarda yararlanmayı kolaylaştırarak düzlemsel yüzeyli güneş kolektörlerine nazaran daha yüksek verimlerde çalışmasına neden olmaktadır. Bu kolektörlerde 100 °C ile 120 °C sıcaklıklarda sıcak su elde edilebilmektedir (Mantar 2010).



Şekil 2.1. Vakum tüplü güneş kolektörü

Vakum tüplü güneş kolektörlerinin çalışma prensibine değinecek olursak: İlk olarak güneş ışınımları dıştaki tüp yüzeyinden geçerek iç kısımdaki tüp tarafından soğurulmaktadır. İçteki tüpte bulunan akışkan, bu soğurulan enerjiyle ısıtılmaktadır. Isınan akışkan tüp içerisinde yükselirken daha soğuk olan akışkan tüpün alt kısımlarına doğru yönelmektedir. Kolektörde tüm tüplerin bağlı olduğu kanala yükselen sıcak su kolektörün tahliye kısmından kullanıma gönderilmektedir. Bu iki tüp arasında vakumun bulunması konveksiyonla (taşınım) olan ısı kayıplarını azaltarak absorbe edilen enerjiden daha verimli bir şekilde yararlanılmasını sağlamaktadır. Tüpler içerisindeki bu çalışma prensibi Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Vakum tüplü güneş kolektörünün çalışma prensibi (Şahin 2011)

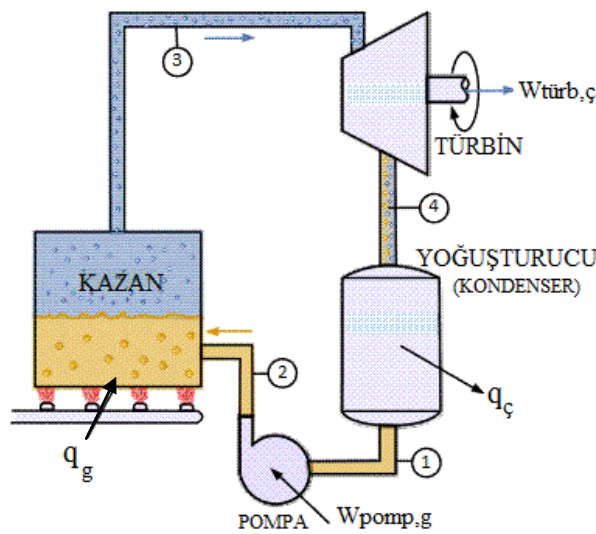
### 2.1.2. Güneş panelleri

Fotovoltaik panel olarak da adlandırılan güneş panelleri, üzerine düşen güneş ışınımını elektrik enerjisine dönüştüren yarı iletken hücrelerden oluşmaktadır. Fotovoltaik prensibe göre çalışan güneş hücrelerinin üzerlerine ışık düşmesiyle uçlarında gerilim oluşur ve bu gerilim farkı sayesinde elektrik enerjisi üretilir. Bu hücreler istenilen kapasitelerde elektrik üretimi için seri ya da paralel olarak bağlanabilirler. Bu hücreler birleşerek güneş panellerini oluşturmaktadırlar. Güneş panellerinin verimleri üretildikleri malzemenin cinsine bağlı olarak değişebilmektedirler (Baş 2016). Güneş pilleri yapıldıkları malzemenin cinsine göre aşağıdaki gibi sınıflandırılmaktadır:

- i) Monokristal (tek kristalli) Silisyum güneş pilleri
- ii) Polikristal (çok kristalli) Silisyum güneş pilleri
- iii) İnce film güneş pilleri
- iv) Amorf Silisyum güneş pilleri
- v) Bakır İndiyum Diselinid güneş pilleri
- vi) Kadmiyum Tellür güneş pilleri
- vii) Galyum Arsenit güneş pilleri

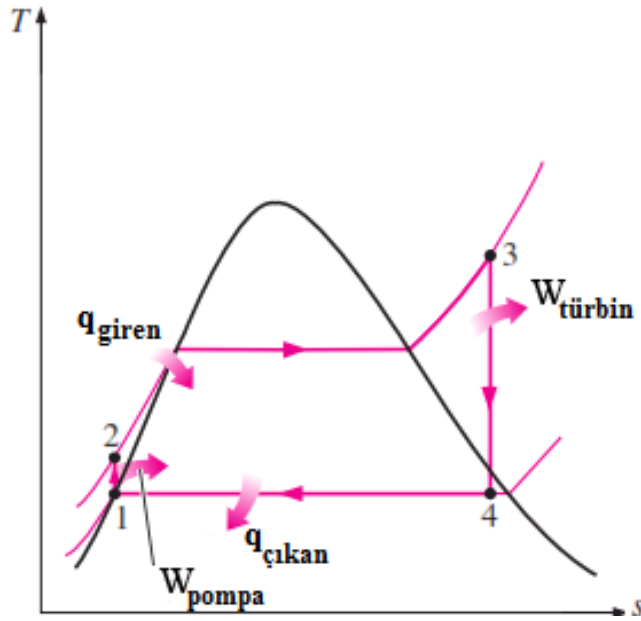
### 2.2. Rankine Çevrimi

Rankine Çevrimi kısaca bir iş akışkanın buharlaştırılıp yoğunlaştırılmasına dayalı olarak, bir türbin vasıtasıyla güç üretiminin sağlandığı bir döngü olarak adlandırılabilir (Steinhagen ve Gottfried 2011). Bu çevrim, pompadan kazana basılan iş akışkanının kazanda sabit basınçta kızgın buhar haline getirilmesi, türbinde bu kızgın buharın türbin kanatlarını döndürüp güç üretmesi ve yoğunlaştırucuda iş akışkanının yoğunlaştırularak çevrim başındaki ilk haline döndürülmesi prensibiyle çalışmakta ve buharlı güç santrallerinin ideal çevrimi olarak bilinmektedir. Bu ideal çevrim Şekil 2.3'te gösterilmektedir.



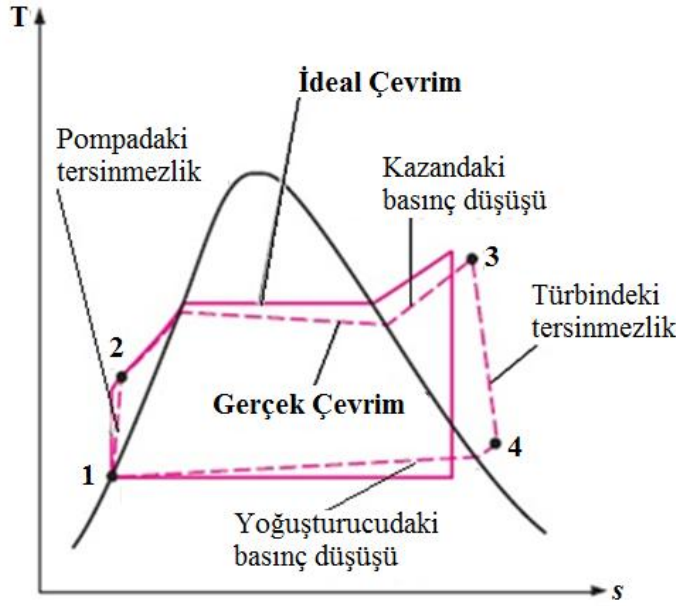
Şekil 2.3. Basit ideal Rankine çevriminin şematik gösterimi (Steinhagen ve Gottfried 2011)

Basit ideal bir Rankine çevrimi için  $T-s$  (Sıcaklık-Entropi) diyagramı incelenecek olursa ilk olarak pompada iş akışkanı üzerine iş yapılarak, izentropik sıkıştırma işlemiyle hem basıncı hem de özgül hacmindeki bir miktar azalmadan dolayı sıcaklığı arttırılmaktadır (1-2). Buradan kazana gönderilen akışkan sabit basınçta ısıtılarak kızgın buhar haline getirilmektedir (2-3). Kızgın buhar halinde olan bu akışkan türbine gönderildikten sonra türbin kanatlarının döndürerek bir güç üretimini sağlar (3-4). Türbinde izentropik genişleme sonucu genellikle doymuş sıvı-buhar karışımı olarak çıkan bu akışkan yoğuşturucuda (kondenserde) soğutularak yoğuşturulmaktadır (4-1). Bu işlem sabit basınçta akışkandan ısı çekilmesiyle yapılmaktadır. Tüm bu döngü  $T-s$  diyagramında Şekil 2.4'te gösterilmektedir (Çengel ve Boles 2011).



Şekil 2.4. İdeal Rankine çevrimi için  $T-s$  diyagramı (Çengel ve Boles 2011)

İdeal Rankine çevrimi buharlı güç santralleri için ideal çevrimdir. Fakat gerçek buharlı güç santralleri döngüde gerçekleşen farklı tersinmezlikler sebebiyle ideal Rankine çevriminden farklılıklar göstermektedir. Bu tersinmezliklerin asıl kaynakları basınç düşümleri ve sistemden çevreye olan ısı kayıplarıdır (Çengel ve Boles 2011). Dolayısıyla gerçek bir buharlı güç santrali çevriminin verimiyle  $T-s$  diyagramının, ideal Rankine çevriminin verimi ve  $T-s$  diyagramıyla aynı olması beklenemez. Bu yüzden gerçek buharlı bir güç santralini kurulumu gerçekleştirilirken bu basınç düşüşleri ve ısı kayıpları göz önüne alınmalı ve gerekli ısı ve basınç değerleri önceden belirlenerek uygun sistem elemanları seçilmelidir. İdeal ve gerçek buharlı güç santrali çevrimleri arasındaki farklılıklar Şekil 2.5'teki  $T-s$  diyagramında verilmiştir.



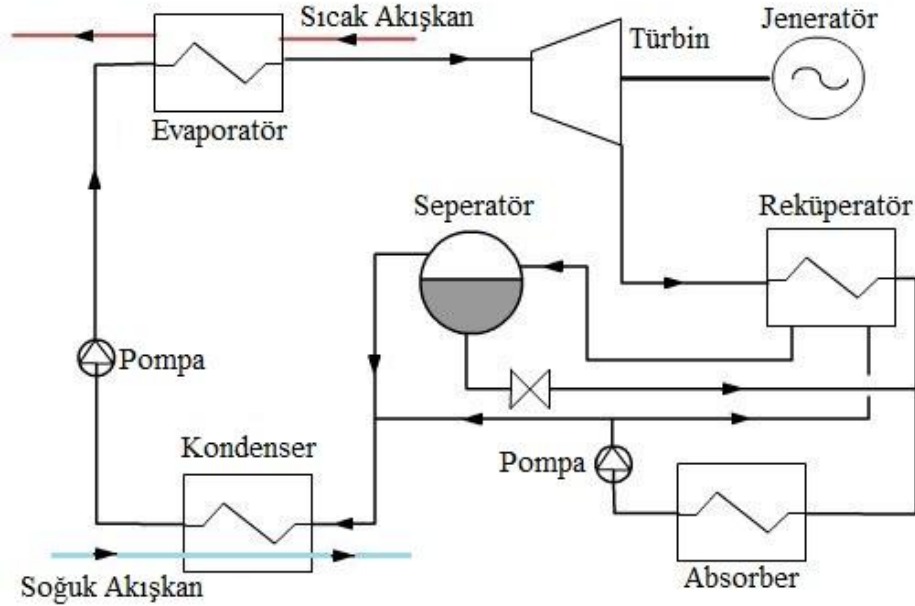
Şekil 2.5. Gerçek bir buharlı güç santrali çevrimi için  $T$ - $s$  diyagramı (Çengel ve Boles 2011)

### 2.3. Organik Rankine Çevrimi (ORC)

Günümüzde ısı kaynaklarından, mekanik veya elektrik enerjisinin üretilmesi için geleneksel olarak buharlı güç santrallerinden yararlanılmaktadır. Fakat düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarından güç üretilmesi istenildiğinde buharlı güç santralleri için bazı zorluklarla karşılaşılmaktadır. Bu zorlukları gidermek ve düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından daha verimli yararlanabilmek için farklı teknikler geliştirilmiştir. Bunlardan birisi de çalışma prensibi olarak basit bir buharlı güç santralinin çalışma prensibiyle aynı olan ama kullanılan kaynak sıcaklığı ve iş akışkanı olarak farklılık gösteren Organik Rankine Çevrimi (ORC)'dir. ORC'de, genel bir Rankine çevrimine göre iş akışkanı olarak sudan farklı, suya göre daha düşük sıcaklıklarda kaynayan, düşük kritik sıcaklık ve basınç değerlerine sahip olan, moleküler kütlesi yüksek ve korozif etkileri suya göre daha düşük olan akışkanlar kullanılmaktadır (Kvasoğulları ve Cihan 2015). ORC sistemlerinde iş akışkanını gaz haline getirebilmek için gerekli olan ısıtma işlemi ise alternatif enerji kaynaklarından elde edilen termal enerjiden sağlanmaktadır. Düşük (80-150 °C) ve orta (150-300 °C) sıcaklıklardaki kaynaklardan elektrik enerjisi üretiminde kullanılan en etkili teknolojilerden biri olan ORC sistemlerinde enerji kaynağı olarak güneş enerjisinden, biokütle enerjisinden, jeotermal enerjiden, atık ısı kaynakları gibi alternatif enerji kaynaklarından yararlanılabilmektedir. ORC'de kullanılan, ısı değiştiricisi görevi gören evaporatörler bu ısı kaynaklarıyla entegre edilerek kullanılabilir. Bu kaynaklardaki ısı, evaporatör aracılığıyla çevrimde kullanılan iş akışkanına aktarılıp akışkan gaz fazına dönüştürülmektedir. Sistemde iş akışkanı olarak da R123, R134a, R141b, R22, R13, R245fa, R600, R600a, R601 gibi organik akışkanlar kullanılmakta olup bu akışkanlara dair örnekleri çoğaltmak mümkündür.

Düşük sıcaklığa sahip bir ısı kaynağından güç üretimi için ORC'nin dışında Kalina, Goswami ve Trilateral Flash çevrimleri gibi alternatifler de bulunmaktadır

(Karimi vd. 2015). Kalina çevrimi, en az iki farklı akışkandan oluşan ve genelde amonyak-su ikilisinin kullanıldığı düşük sıcaklıklı kaynaktan güç üretiminin sağlanabildiği bir yöntemdir. Bu çevrim diğer kıyaslanabilir güç çevrimlerine nazaran ekserji verimliliği açısından daha iyi bir performans göstermektedir (Güler ve Güney 2017). Çünkü evaporatör ve kondenserde soğuk ve sıcak ısı kaynaklarından daha iyi bir ısı transferi gerçekleşmektedir. Bu çevrimlerin ısı verimi farklı termodinamik parametrelerine göre % 16,4 ile % 28,97 arasında değişmektedir (Öztürk 2006). Basit bir Kalina çevriminin şematik gösterimi Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



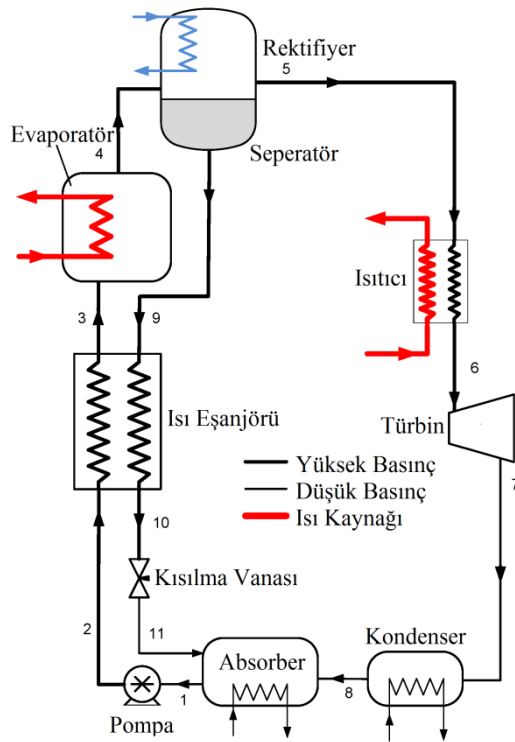
**Şekil 2.6.** Basit Kalina çevriminin şematik gösterimi

Goswami çevrimi, Rankine çevrimi ile absorpsiyonlu soğutma çevriminin bir kombinasyonudur. Bu çevrim ile sistemde hem güç üretilebiliyorken hem de soğutma yapılabilmektedir. Hem soğutmanın hem de düşük sıcaklıklı bir kaynaktan güç üretiminin istenildiği sistemlerde kolaylıkla böyle bir sistemin tasarlanabilir olması bu çevrimin en büyük avantajlarından (Gupta ve Ranjan 2017). Basit bir Goswami çevrimi şematik gösterimi Şekil 2.7'de verilmiştir.

Trilateral Flash çevrimi ise yine düşük sıcaklıklı ısı kaynağından güç üretiminde genişmede akışkan kızgın buhar halinde olmayıp doymuş sıvı haldedir. Bu çevrimde içten tersinmezlikler diğer çevrimlere kıyasla daha iyi minimize edilebilmektedir (Gupta ve Ranjan 2017).

Yukarıda belirtilen Kalina, Goswami ve Trilateral Flash çevrimleri, Organik Rankine çevrimlerine göre uygulama ve teorik çalışmalarda daha az karşımıza çıkan çevrimlerdir. Bu çalışma kapsamında da Organik Rankine çevriminden yararlanılacağı için ileriki kısımlarda ORC daha detaylı olarak incelenecektir.





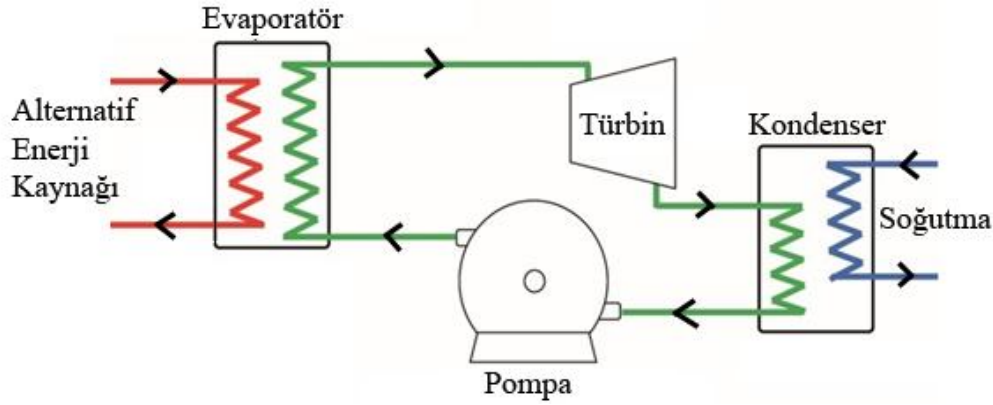
Şekil 2.7. Basit Goswami çevrimi şematik gösterimi (Karimi vd. 2015)

### 2.3.1. Organik Rankine Çevriminin çalışma prensibi

ORC çalışma prensibi olarak basit bir Rankine çevriminin çalışma prensibiyle aynıdır. Bu iki çevrim arasındaki farklılıklar bir sonraki başlık altında incelenecek olup bu kısımda basit bir ORC sisteminin çalışma prensibi üzerinde durulacaktır.

İlk olarak çevrimde kullanılacak olan düşük basınçtaki akışkan pompa aracılığıyla yüksek basınçlara çıkarılarak evaporatöre gönderilmektedir. Isı değiştiricisi görevi üstlenen evaporatörde alternatif enerji kaynaklarının termal enerjisi çevrimde kullanılan iş akışkanına aktarılmaktadır. Böylece iş akışkanı ısıtılırken evaporatörün diğer ucundan giren, alternatif enerji kaynaklarıyla ısıtılmış akışkan soğumaktadır. İş akışkanının ısınmasıyla birlikte akışkan sıvı fazdan gaz fazına geçmektedir. Böylece akışkan yüksek sıcaklık ve basınçta tamamen gaz haline getirilerek türbine gönderilmektedir. Türbin kanatlarına çarparak kanatların dönmesini sağlayan yüksek basınçta gaz fazındaki iş akışkanının, türbinde genişleyerek basıncı azalmaktadır. Türbin kanatlarının dönmesi ile elde edilen mekanik enerji ise jeneratör kullanılarak elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Türbinden çıkan düşük basınçtaki akışkan, evaporatör gibi sistemde ısı değiştiricisi görevi gören kondensere (yoğuşturucuya) gelerek burada kondenserdeki soğutucu akışkan ile soğutulmaktadır. İş akışkanından çekilen ısı sayesinde akışkan yoğuşturularak doymuş sıvı hale getirilmektedir. Böylece kondensere çıkıp pompa girişine gelen iş akışkanı, çevrime başlamadan önceki özelliklerine getirilerek çevrimin sistemde tam bir döngü yapması sağlanır. Bu döngü Şekil 2.8'de gösterilmiştir.





**Şekil 2.8.** Basit bir organik Rankine çevrimi şematik gösterimi

Çevrimde pompa işi yapılırken türbinden mekanik iş elde edilmektedir. Evaporatörde termal ısı kaynaklarının termal enerjisi iş akışkanına aktarılıp akışkan ısıtılırken, kondenserde ise iş akışkanı soğutucu başka bir akışkana ısı aktararak soğutulmaktadır. Kısacası basit bir buharlı güç santrali çevriminde olduğu gibi akışkanın buharlaştırılıp yoğuşturulmasına dayalı bir döngü prensibiyle ORC'den güç elde edilmektedir.

### 2.3.2. ORC'nin Rankine çevrimiyle kıyaslanması

ORC, çalışma prensibi olarak Rankine çevrimiyle aynı prensipte çalışsa da, sistemde kullanılan elemanlar ve akışkanlar, çevrim yapısı ve kullanılan kaynak sıcaklıkları gibi hususlarda farklılıklar göstermektedir. Bunları madde madde inceleyecek olursak:

- i) ORC'de kullanılan akışkan, Rankine çevriminde akışkan olarak kullanılan sudan farklı olarak, suya göre daha düşük kaynama noktasına sahip, moleküler kütlesi yüksek, korozif etkileri daha az olan organik akışkanlardır (Kavasoğulları ve Cihan 2015).
- ii) İş akışkanının kaynama noktasının düşük olması, ORC sistemlerinin enerji üretimi için daha düşük sıcaklıktaki ısı kaynakları arasında çalışmasını sağlamaktadır. Sistemin daha düşük sıcaklık kaynakları arasında çalışması ise termal gerilmelerin, normal buharlı güç santralinde kullanılan sistem elemanlarının maruz kaldığı termal gerilmelerden daha az olmasına neden olmaktadır. Ayrıca sistemde kritik sıcaklığı ve basıncı düşük olan akışkanların kullanılması ORC sisteminde kullanılan elemanların üzerinde daha az termal ve mekanik gerilmeler oluşturmaktadır. Böylece sistemde kullanılan elemanların ömrü daha uzun olmaktadır.
- iii) Organik akışkanların suya göre daha az korozif etkileri olduğundan sistem elemanlarının ömrü daha uzundur. Ayrıca buharlı güç santrallerinde çevrim içinde kullanılan suyun kirli olması veya zamanla kirlenmesinden dolayı başta türbin olmak üzere diğer tüm sistem elemanları bu durumdan olumsuz etkilenmektedir. Bu korozif etkiler örnek olarak Şekil 2.9'da gösterilmiştir. ORC sistemlerinde çevrim içinde kullanılan akışkan organik akışkanlardan seçilmekte olup bu akışkan çevrim boyunca başka bir akışkanla veya çevreyle etkileşimde

bulunmamaktadır. Bu durum organik akışkanın zamanla daha az kirlenmesine neden olurken sisteme sürekli bir akışkan takviyesini gerektirmemektedir.



**Şekil 2.9.** Korozyona uğramış bir buhar türbini (Dave 2015)

- iv) Basit bir Rankine çevrimi prensibiyle çalışan bir santralde, akışkanı gaz haline dönüştürmek için gerekli olan ısı kaynağı kazanlarda ısıtma yapılarak sağlanmaktadır. Fakat ORC sistemlerinde kazan yerine ısı değiştiricisi görevi üstlenen ve alternatif enerji kaynaklarından aldığı ısıyı akışkana aktaran evaporatörler kullanılmaktadır. Kazandan çevreye atılan atık gazlar çevreye zarar vermektedir. ORC sistemlerinde yanma işlemi olmayıp çevreye herhangi bir zararlı gaz salınımı yapılmamaktadır. Böylece düşük ve orta ölçekli ısı kaynaklarından elde edilen enerjiyle daha çevreci sistemler tasarlanmaktadır. ORC sistemleri güneş enerjisi, jeotermal enerji, biokütle enerjisi veya atık ısı enerjisi gibi enerji kaynaklarıyla entegre edilerek kullanılabilir.
- v) ORC sistemlerinde kuru tip akışkanların kullanılması nedeniyle genleşme işlemi sonunda türbin çıkışında akışkanın yoğunlaşması engellenerek türbinde olası bir zararın önüne geçilmektedir (Kavasoğulları ve Cihan 2015).
- vi) ORC sistemlerinde kullanılan organik akışkanların moleküler kütlelerinin suya göre büyük olması, bu akışkanın moleküllerinin türbin kanatlarına daha yavaş çarpmasına neden olmaktadır. Fakat buharlı güç santrallerinde iş akışkanı olarak kullanılan suyun moleküler kütlesi daha küçük olduğundan burada kullanılan türbinlere moleküller daha hızlı çarparak hasar verebilmektedir. Bu yüzden ORC sistemlerinde türbin kanatları bu durumdan daha az hasar görmektedir (Özden ve Paul 2015).
- vii) ORC’de, düşük termal ve mekanik gerilmelerden dolayı bakım gereksinimleri Rankine çevrimine göre daha az olup kullanılan malzeme kalitesine bağlı olarak yaklaşık 20 yıl ömürleri vardır.
- viii) Ayrıca bu iki çevrim operasyonel olarak incelendiğinde ORC sistemleri basit çalıştırma-durdurma işlemleri ve otomatik, kesintisiz çalışabilme avantajları sayesinde bir operatöre ihtiyaç duymamaktadır. Bu sebeple ORC sistemlerinin işletim maliyetleri daha düşüktür (Acar 2014).

### 2.3.3. ORC ile enerji üretimi ve kaynak sıcaklıkları

Mekanik veya elektrik enerjisinin üretimi için kaynak sıcaklığının düşük olduğu durumlar için uygun bir teknoloji olan ORC sistemleri farklı teknolojilerle entegre edilerek geliştirilmektedir. Günümüzde ORC alanında birçok çalışma yapılmış olmasına rağmen halen bu sistemleri geliştirmeye ihtiyaç duyulmaktadır. ORC sistemlerinde, farklı iki sıcaklık kaynağı arasında buharlaştırma ve yoğunlaştırmaya dayalı olarak türbinde elde edilen mekanik enerji jeneratörler yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürülebilmektedir. Bu durumda günümüzde enerjiye olan talebin her geçen gün arttığı düşünülürse enerji üretimi için bu sistemlerden yararlanmaya çalışmak bir ihtiyaç haline gelmiştir. Daha yüksek sıcaklık ve basınç aralığında çalışan buharlı güç santrallerine kıyasla ORC sistemleri, daha küçük ölçekli güç üretim santrallerinin kurulumu için ideal sistemlerdir. ORC’de kaynak sıcaklığına duyulan ihtiyaç alternatif enerji kaynaklarından sağlanabilmektedir. Bu alternatif enerji kaynakları farklı teknolojilerin desteğiyle ORC sistemlerinde bulunan evaporatöre entegre edilmektedir. Böylece sistemde kullanılan organik akışkanın gaz haline dönüştürülmesi için gerekli olan enerji sağlanmış olur.

ORC’de enerji kaynağı olarak kullanılan bu alternatif enerji kaynaklarını başlıca güneş enerjisi, jeotermal enerji, biokütle enerjisi ve atık ısı kaynakları olarak sıralamak mümkündür. Tüm bu enerji kaynaklarının her biriyle destekli ORC sistemleri üzerinde çalışmalar yapılmış olup bu teknolojiler günümüzde de çalışılmakta olan güncel konulardandır. Enerji kaynağına bağlı olarak ORC sistemleri, sınıflandırılarak aşağıda açıklanmıştır:

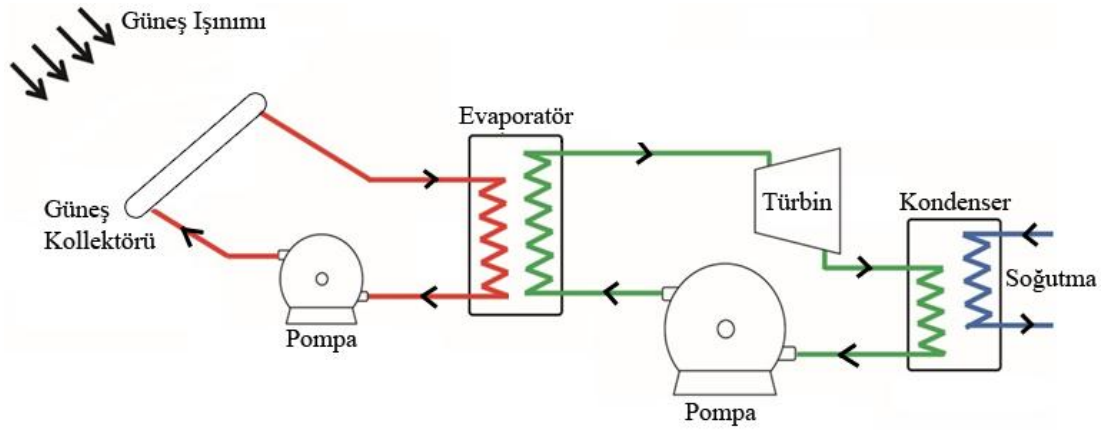
#### 2.3.3.1. Güneş enerjisi destekli ORC (SORC)

Güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretimi için günümüzde farklı teknolojilerden yararlanılmaktadır. Bu teknolojilerden bir tanesi de ORC sistemleridir. ORC sistemlerinde kaynak sıcaklığı olarak kolektörlerden elde edilen sıcak akışkanın ısısından yararlanılarak evaporatörde buharlaşma işlemi yapılmaktadır. Bu tip ORC sistemleri literatürde solar Organik Rankine çevrimi (SORC) olarak tanımlanabilmektedir. SORC sistemlerinde düşük ve orta ölçekli ısı kaynaklarından elde edilen ısı yardımıyla mekanik veya elektrik enerjisi üretilmektedir.

Güneş enerjisi daha önce de belirtildiği gibi en önemli yenilenebilir enerji kaynaklarının başında gelmektedir. Bu enerjiden ORC sistemlerinde yararlanabilmek için güneş kolektörleri kullanılmaktadır. Bu güneş kolektörleri düzlemsel yüzey güneş kolektörleri olabildiği gibi vakum tüplü veya parabolik tip güneş kolektörleri de olabilmektedir. Güneş ışınımının kolektörler vasıtasıyla absorbe edilerek, kolektör sistemi içerisinde dolaşan iş akışkanını ısıtması amaçlanmaktadır. Kolektör sisteminin ORC sistemi ile entegrasyonu sonucunda ısınmış kolektör akışkanı (genellikle su), ORC sisteminde dolaşan iş akışkanını evaporatörde ısıtmaktadır. Evaporatörde sıcaklığı yükselen iş akışkanı buharlaşarak türbine gönderilmektedir. Bu sistem şematik olarak Şekil 2.10’da gösterilmiştir.

ORC’de güneş enerjisinden yararlanmak çevreci sistemlerin tasarlanmasını sağlamaktadır. Güneş gibi sınırsız bir enerji kaynağından sıfır enerji maliyetli bir

şekilde mekanik veya elektrik enerjisi üretilmektedir. Fakat güneş ışınımı geliş açılarının gün içerisinde değişmesi ve 24 saat güneşten yararlanılamaması bu sistemlerin gün boyu devamlı çalışabilmesini engellemektedir. Bu durumun önüne geçebilmek için ısı depolama mekanizmaları bu tip sistemlere entegre edilerek güneşin olmadığı ya da güneşten istenilen seviyelerde yararlanılamadığı durumlarda sistemin enerji kaynağının devamlılığı sağlanabilmektedir. Ayrıca SORC sistemlerinde de rejeneratör veya reküperatör kullanılarak sistem verimleri artırılabilir. Bu ısı değiştiricileri sayesinde türbinden çıkan nispeten yüksek sıcaklıktaki iş akışkanı ile pompadan gelen aynı iş akışkanına evaporatöre girmeden önce ön ısıtma yapılabilir.



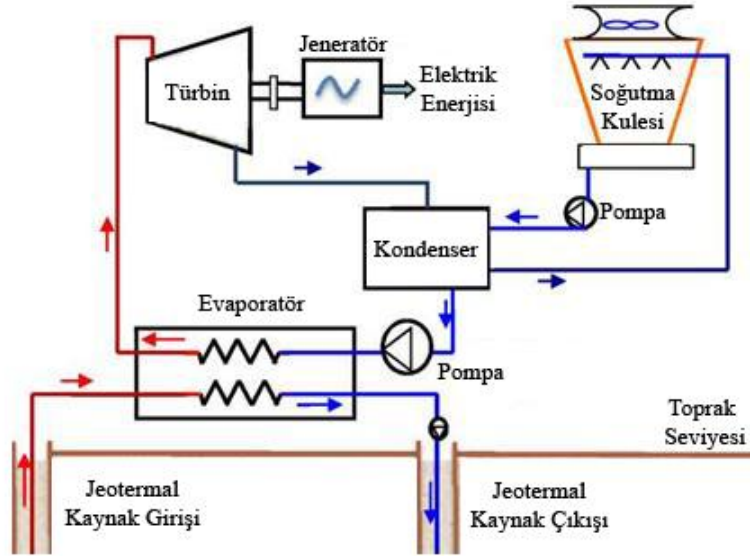
**Şekil 2.10.** Güneş enerjisiyle destekli bir Organik Rankine çevrimi şematik gösterimi

SORC sistemleri güneşten yararlanılabilecek olan her yere kurulumu mümkün olan özellikle kırsal bölgelerde mikro ölçekli elektrik enerjisinin üretimi uygulamalarında önemli bir teknolojidir (Orosz 2009).

### 2.3.3.2. Jeotermal enerjisi destekli ORC

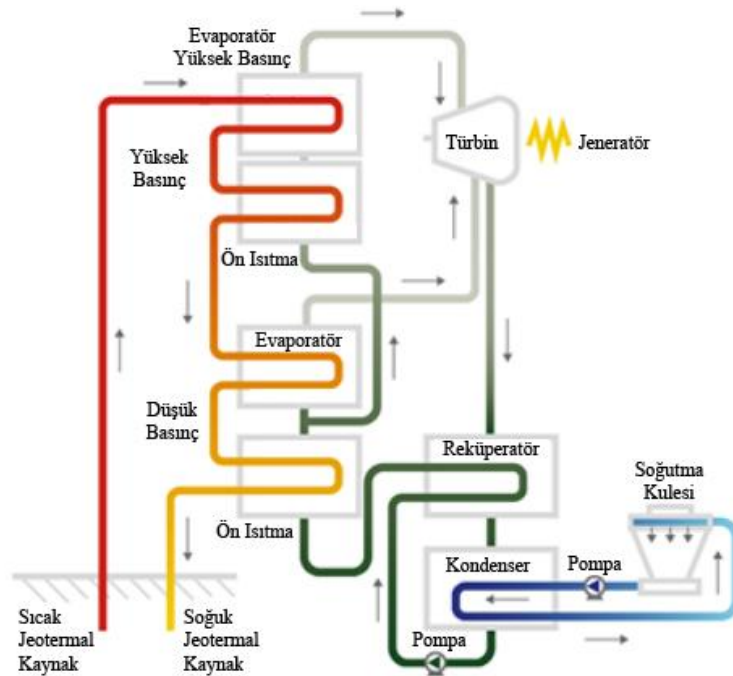
Jeotermal enerji, başlıca yenilenebilir enerji kaynaklarından biri olup Dünya'nın merkezinden kaynaklanan, yer kabuğu altından iletim ve taşınım yoluyla yeryüzüne ulaşan ısı enerjisidir. Bu enerji kaynağından elektrik üretimi, ısıtma, soğutma ve termal sağlık gibi çeşitli amaçlarda yararlanılabilmektedir. Bu jeotermal enerji, sürdürülebilir, ucuz maliyetli, çevre dostu ve güvenilir sistemlerin kurulumu için önemli bir enerji kaynağıdır. Düşük (80-150 °C) ve orta (150-300 °C) seviyeli sıcaklıklardaki enerji kaynaklarından elektrik enerjisi üretiminde kullanılan ORC sistemine entegre edilebilen jeotermal enerji, bu sistemler için enerji kaynağı olarak kullanılabilir.

Jeotermal enerjisi destekli basit bir ORC sistemi Şekil 2.11'de gösterilmiştir. Yer kabuğu altından gelen düşük ve orta seviyeli sıcaklıklardaki akışkanlardan alınan ısı ORC sisteminde, evaporatörde ısıtma işlemi sağlamaktadır. Evaporatörde ısıtma amaçlı kullanılan sıcak akışkan soğuyarak sistemden ayrılmaktadır.



**Şekil 2.11.** Jeotermal enerjisi destekli ORC sistemi şematik gösterimi (Carayannis 2011)

Şekil 2.12’de ise yine jeotermal enerji kaynağıyla destekli, çift basınç seviyeli bir ORC sistemi gösterilmiştir. Bu sistemde iş akışkanı farklı basınç ve sıcaklık seviyesindeki iki evaporatörden geçirilerek gaz halinde türbine gönderilmektedir. Sistemin çift basınç seviyesinde olması ve ön ısıtmaların yapılması akışkanın evaporatörde daha yüksek sıcaklık ve basınç değerlerine çıkmasını sağlamaktadır. Böylece daha yüksek verimlerde çalışan bir ORC döngüsü tasarlanmış olur.



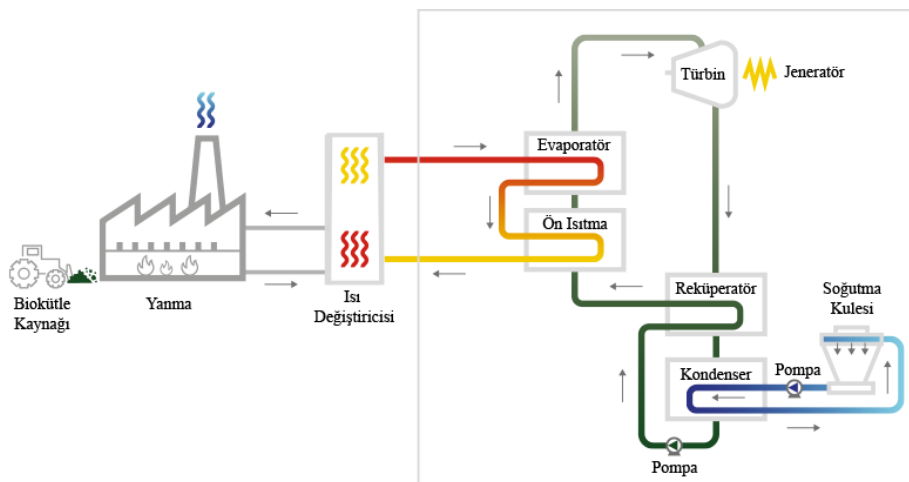
**Şekil 2.12.** Jeotermal enerjisi destekli çift basınç seviyeli bir ORC sistemi şematik gösterimi (Exergy ORC 2012)

### 2.3.3.3. Biokütle enerjisi destekli ORC

Biokütle enerjisi, maddenin elementer bileşenlerine ayrışması sırasında açığa çıkan ısıdan elde edilen başlıca yenilenebilir enerji kaynağından biridir. Biokütle enerjisi genel olarak hayvansal ve bitkisel kaynaklardan elde edilmekte olup bitkiler, otlar, yosunlar, denizdeki algler, hayvan dışkıları, gübre ve sanayi atıkları, evlerden atılan tüm organik çöpler (meyve ve sebze artıkları) biokütle enerjisi için bir kaynak durumundadır. Biokütle enerjisi, elektrik enerjisi, ısı enerjisi ve sıvı ya da gaz yakıt üretiminde yaygın olarak kullanılan organik madde kitlesinden oluşan yenilenebilir bir enerji kaynağıdır (Baykan 2011).

Biokütle maliyet olarak fosil yakıtlara nazaran çok daha ucuz olması, istenilen bölgede kurulabilmesi, organik olması nedeniyle uygun ve önemli bir enerji kaynağı olarak görülmektedir. Özellikle kırsal bölgelerde sosyo-ekonomik anlamda önemli bir enerji kaynağıdır. Biokütle yakıtlarının yanması, fosil yakıtların yanma işlemiyle kıyaslandığında çevreye zararlı gazların atılmaması bu enerji kaynağıyla destekli sistemleri daha çevre dostu sistemler haline getirmektedir. Dolayısıyla bu enerji kaynağıyla destekli çalışmalar günümüzde halen güncel bir araştırma ve uygulama konusudur. Biokütle enerjisi, elektrik enerjisi üretiminde yaygın olarak başvurulan yöntemlerden biri olan ORC sistemleri için bir enerji kaynağı durumundadır. Biokütle yakıt olarak kullanılıp elde edilen ısı enerjisiyle evaporatörde gerekli olan buharlaşma işlemi yapılabilmektedir. Bu yakıtların yanması sonucu 150 °C ile 320 °C sıcaklıkları aralığında bir ısı kaynağı elde edilebilmektedir (Quoilin vd. 2013).

Biokütle enerjisi destekli bir ORC sisteminde, biokütlenin bir kazanda yakılması ile elde edilen ısı enerjisi sayesinde iş akışkanı evaporatörde gaz haline getirilerek ORC döngüsünün devam etmesi sağlanır. Sistemin enerji kaynağı biokütle enerjisinin yakılmasıyla elde edilen ısıdır. Biokütle enerjisi destekli bir ORC sistemi Şekil 2.13'te şematik olarak gösterilmiştir. Burada reküperatör, türbinden çıkan yüksek sıcaklıktaki akışkanın ısısından yararlanarak iş akışkanının evaporatöre gelmeden önce ön ısıtma işlemi için kullanılmıştır.



**Şekil 2.13.** Biokütle enerjisi destekli, reküperatörlü bir ORC sisteminin şematik gösterimi (Exergy ORC 2012)

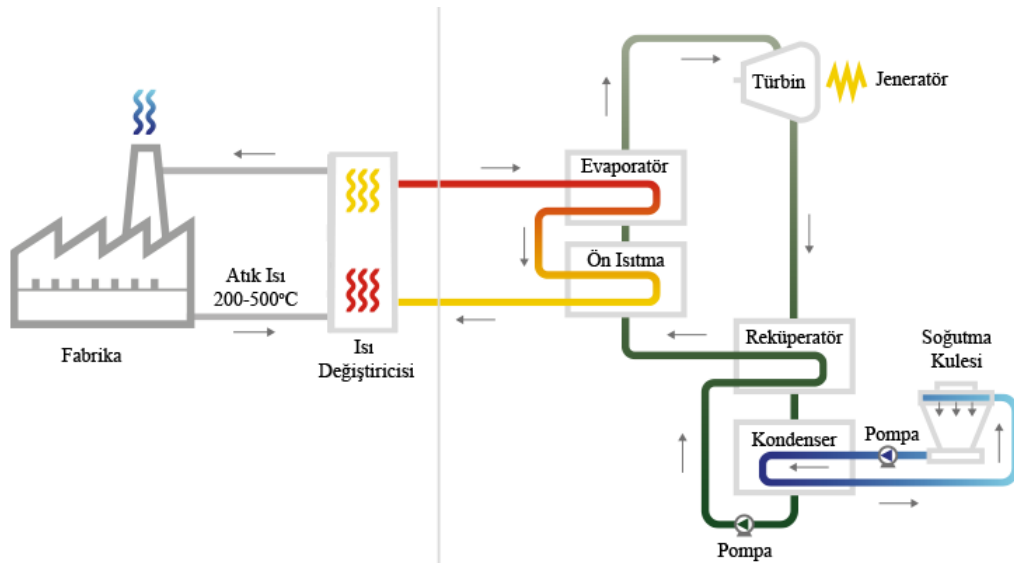


### 2.3.3.4. Atık ısı enerjisi destekli ORC

Endüstriyel kullanım ile atmosfere atılan atık ısının geri kazanımına olan gereksinim, giderek artan enerji talebinin karşılanması ve karbon emisyonlarının azaltılması amacıyla her geçen gün artmaktadır. Endüstriyel bir aktivitenin sonucu olarak ortaya çıkan bu atık ısı enerjisi, endüstriyel kullanım için gerekli olan toplam ısı enerjisi girdisinin % 50'si veya daha fazlasıdır. Bir fabrika, santral ya da yanma sonucu belirli sıcaklıklarda egzoz gazı salınımı yapan sistemlerde direkt olarak atmosfere atılan bu ısı enerjisi başka bir sistem ile entegre edilerek o sistem için ısı enerjisi kaynağı olarak kullanılabilir. Böylece atmosfere atılacak olan egzoz gazlarının ısısından yararlanılarak enerji tasarrufunun yanında atmosfere direkt olarak zararlı gazların atılması da önlenmektedir. ORC aynı zamanda atık ısı olarak adlandırılan bir düşük ısı kaynağından elektrik enerjisi üretiminde kullanılan bir teknolojidir (Roy vd. 2011).

Atık ısı kaynaklı ORC sistemlerinin en büyük avantajı, birincil yakıt tüketimi yapılmadan atılan ısıdan enerji tasarrufu yapmaya olanak tanınmasıdır. Bu yöntem ile atmosfere olan CO<sub>2</sub> salınımı azaltılarak daha çevreci sistemler tasarlanabilmektedir. Bu enerji kaynağından elektrik üretimi için tasarlanan sistemlerin, farklı sistemler ile entegrasyonu kolaydır.

Bu sistemlerde bir proses sonucunda bir sistemden atılan atık ısı enerjisinden yararlanılarak evaporatörde iş akışkanı ısıtılmaktadır. Böylece iş akışkanı istenilen basınç ve sıcaklık değerlerinde gaz fazına dönüştürülerek türbine gönderilmektedir. Şekil 2.14'te de görüldüğü gibi atık ısıdan yararlanılarak bir ORC döngüsüyle elektrik enerjisi üretilebilmektedir. Sistemde türbinden çıkan akışkan direkt olarak kondensere gönderilebildiği gibi reküperatör aracılığıyla ön ısıtma yapılarak da bir çevrim döngüsü tasarlanabilir. Reküperatör kullanılması iş akışkanının daha yüksek sıcaklıklarda evaporatöre gelmesine neden olmakta ve daha yüksek verimlerde bir çevrim elde edilebilmesini sağlamaktadır.

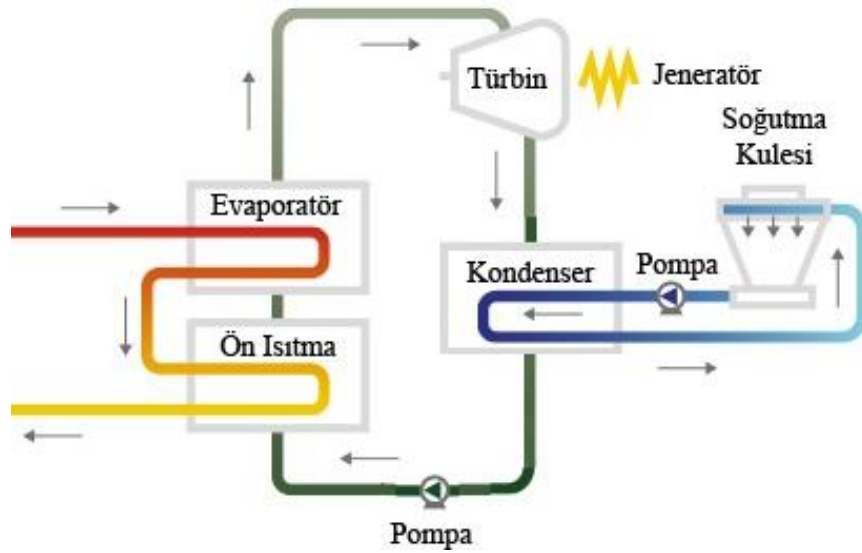


**Şekil 2.14.** Atık ısı enerjisi destekli, reküperatörlü bir ORC sisteminin şematik gösterimi (Exergy ORC 2012)

### 2.3.4. ORC'de farklı modifikasyonlar

Basit bir ORC sistemi temel olarak pompa, evaporatör (buharlaştırıcı), türbin ve kondenser (yoğunlaştırıcı) olmak üzere 4 elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlardan oluşturulan çevrim en basit çevrim olarak literatürde karşımıza çıkarken bu basit ORC sistemlerinin verimini arttırmak için ise sistem çevrimi üzerinde iyileştirmeler yapılabilmektedir. Bu iyileştirmelerin önemlilerinden biri, soğuk olan iş akışkanını önce bir miktar ısıtarak evaporatöre göndermektir. Bu işlemi gerçekleştirebilmek için, ya evaporatörden önce ön ısıtma için ayrıca bir ısı kaynağının kullanımı ya da reküperatör ve rejeneratör gibi ısı eşanjörlerinin kullanımı gereklidir.

Basit ORC sisteminde ön ısıtma yapabilmek için evaporatörden önce bir ısı kaynağıyla iş akışkanı arasında ısı transferini sağlayacak bir ısı eşanjörü kullanılabilir. Şekil 2.15'te basit bir ORC sistemine ön ısıtıcı eklendiğinde oluşan döngü şematik olarak verilmiştir. Şekilde de görüldüğü gibi akışkan ön ısıtıcıda sıcaklığı artırılarak evaporatöre gönderilmektedir. Bu durum sistem verimini arttırmaktadır.

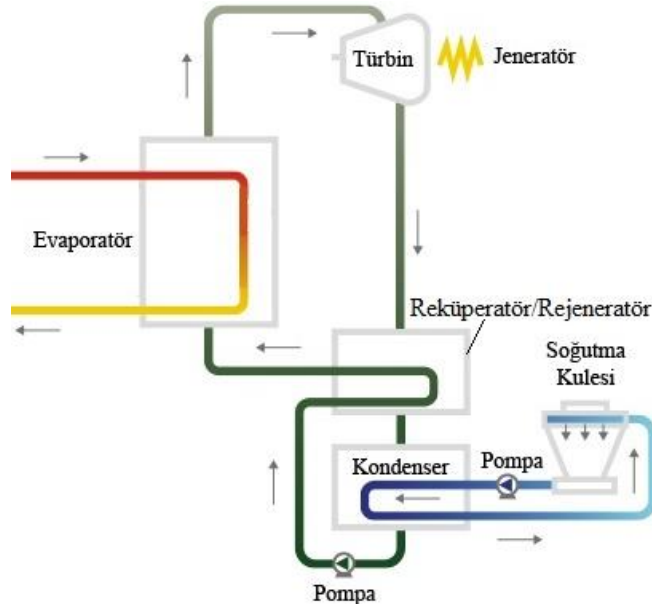


**Şekil 2.15.** Ön ısıtmalı ORC sistemi şematik gösterimi

Rekuperatörler, akış halinde farklı sıcaklığa sahip sıcak ve soğuk akışkan arasında bir ara yüzeyin bulunduğu, sıcak akışkandan ara yüzeye, ara yüzeyden de soğuk akışkana taşınımıyla ısı transferinin gerçekleştiği ısı eşanjörleridir. Rejeneratörlerde ise kanal içerisinde akan sıcak akışkan bu kanal üzerindeki dolgu malzemesine ısını vererek bu ısının dolgu malzemesinde depolanmasını sağlar. Ardından soğuk akışkan bu dolgu malzemesinden geçerek ısınmış olan ortamdan ısı çekerek ısınır. Bu şekilde çalışan ısı eşanjörlerine ise rejeneratör denilmektedir (Kılıç 2014). ORC sistemlerinde de bu ısı değiştiricileri kullanılarak evaporatörden önce bir ön ısıtma işlemi gerçekleştirilmektedir. Rekuperatif ve rejeneratif ORC sistemlerinin şematik gösterimi Şekil 2.16'da verilmiştir. Sistemde türbinden çıkan yüksek sıcaklıktaki iş akışkanı kondensere gönderilmeden önce rejeneratörden veya rekuperatörden geçirilerek pompadan basılan soğuk akışkan ısıtılmaktadır. Böylece türbinden çıkan sıcak akışkan



kondensere gelmeden önce bir miktar soğutulurken, pompadan basılan soğuk akışkan evaporatörden önce ısıtılmaktadır. Bu şekilde tasarlanan ORC sistemlerinin verimi, aynı koşullar altına çalışan basit ORC sistemlerinin veriminden fazladır. Uygulamalarda ve teorik çalışmalarda da döngüler bu şekilde tasarlanarak sistemden daha iyi yararlanması hedeflenilmektedir.

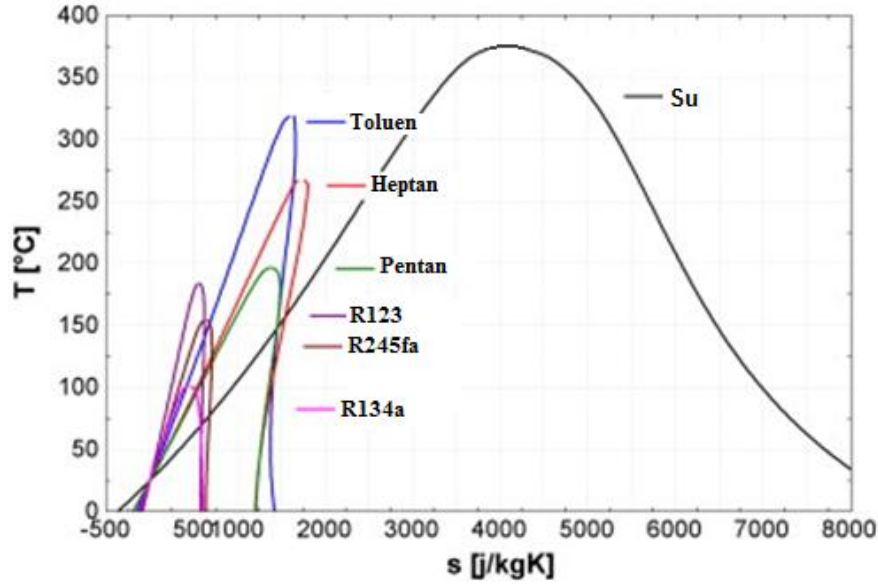


**Şekil 2.16.** Reküperatif/Rejeneratif ORC sistemi şematik gösterimi

ORC sistemlerinde sistem performansını iyileştirmek için farklı Organik Rankine çevrimleri oluşturulabilmektedir. Lecompte vd. (2015b), yaptıkları çalışmada literatürde incelenmiş bu farklı tasarım ve uygulamaları sınıflandırarak incelemiştir.

### 2.3.5. İş akışkanının seçimi

ORC sistemini, Rankine çevriminden ayıran en önemli noktalardan birisi çevrimde kullanılan iş akışkanıdır. Rankine çevrimlerinde akışkan olarak su kullanılırken ORC sistemlerinde suya göre kaynama noktası daha düşük, moleküler kütlesi daha yüksek olan organik akışkanlar kullanılmaktadır. Bu akışkanlar, ORC sistemi için çalışma sıcaklık ve basınç aralığına, yanabilirliğine, zehirleyici etkisine, akışkan tipine (kuru, ıslak, izentropik) vb. özelliklere göre seçilmektedir. Uygulamalarda ve teorik çalışmalarda yaygın olarak kullanılan birkaç organik akışkanın suyla birlikte T-s diyagramları Şekil 2.17'de verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi akışkanların kritik sıcaklığı farklılık göstermektedir. ORC'de düşük kaynak sıcaklıklarından yararlanılıyor olması düşük kaynama sıcaklığına sahip organik akışkanların kullanımını gerektirmektedir.



**Şekil 2.17.** ORC iş akışkanlarının suya göre T-s diyagramında kıyaslanması (Quoilin vd. 2013)

Organik Rankine Çevrimleri için uygun akışkan seçimi oldukça önemli ve dikkat edilmesi gereken bir konudur. Bunun sebebi, farklı akışkanların aynı çevrim için önemli ölçüde çevrim verimini etkilemesidir. Bu sebeple uygun akışkan seçimi yapılırken akışkan özellikleri kesinlikle dikkate alınmalıdır. Literatürde bu alanda, ORC için kullanılacak olan organik akışkanların seçimi için birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan özetle, bir organik akışkanda genel olarak bulunması gereken özellikler şu şekildedir (Ergün 2016);

- i) Düşük kaynama noktası sıcaklığı
- ii) Yüksek moleküler kütle
- iii) Yüksek özgül ısı
- iv) Yüksek yoğunluk
- v) Sıfır veya pozitif eğimli doyma eğrisi ( $ds/dt$ )
- vi) Düşük kritik sıcaklık ve basınç
- vii) Uygun yoğuşma ve buharlaşma basıncı
- viii) Farklı sıcaklıklarda kimyasal kararlılık
- ix) Yüksek termal iletkenlik
- x) Zehirsiz ve yanıcı olmaması
- xi) Çevreye olan olumsuz etkilerinin az olması
- xii) Sistemde malzemeye tepkimeye girmemesi
- xiii) Yüksek ısıl ve ekserjetik verim
- xiv) Düşük maliyet
- xv) Kolay kullanılabilirlik
- xvi) Kolay bulunabilirlik

Çizelge 2.1’de yaygın bir şekilde kullanılan organik akışkanların bazı özellikleri verilmiştir. Tchance vd. (2009) yapmış oldukları bu çalışmada, kritik sıcaklığı 75

$^{\circ}\text{C}$ 'nin üzerinde olan 20 organik akışkanı dikkate almışlardır. Burada d kuru akışkanı, w ıslak akışkanı ve i ise izentropik akışkanı ifade etmektedir.

**Çizelge 2.1.** Bazı organik akışkanların özellikleri (Tchanche vd. 2013)

	Tip	Moleküler Kütlesi (kg/kmol)	Normal Kaynama Noktası ( $^{\circ}\text{C}$ )	Kritik Sıcaklık ( $^{\circ}\text{C}$ )	Kritik Basınç (MPa)	ASHRAE 34 Güvenlik Grubu Sınıfı	Atmosferik Ömür (yıl)	ODP	GWP (100 yıl)	
1	RC318	d	200.03	-6.0	115.2	2.778	A1	3200	0	10,250
2	R600a	d	58.12	-11.7	135	3.647	A3	0.019	0	~20
3	R114	d	170.92	3.6	145.7	3.289	A1	300	1.000	10,040
4	R600	d	58.12	-0.5	152	3.796	A3	0.018	0	~20
5	R601	d	72.15	36.1	196.5	3.364	-	0.01	0	~20
6	R113	d	187.38	47.6	214.1	3.439	A1	85	1.000	6130
7	Cyclohexane	d	84.16	80.7	280.5	4.075	A3	n.a.	n.a.	n.a.
8	R290	w	44.10	-42.1	96.68	4.247	A3	0.041	0	~20
9	R407C	w	86.20	-43.6	86.79	4.597	A1	n.a.	0	1800
10	R32	w	52.02	-51.7	78.11	5.784	A2	4.9	0	675
11	R500	w	99.30	-33.6	105.5	4.455	A1	n.a.	0.738	8100
12	R152a	w	66.05	-24.0	113.3	4.520	A2	1.4	0	124
13	R717 (Amonyak)	w	17.03	-33.3	132.3	11.333	B2	0.01	0	<1
14	Ethanol	w	46.07	78.4	240.8	6.148	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
15	Methanol	w	32.04	64.4	240.2	8.104	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
16	R718(Su)	w	102	100	374	22.064	A1	n.a.	0	<1
17	R134a	i	102.03	-26.1	101	4.059	A1	14.0	0	1430
18	R12	i	120.91	-29.8	112	4.114	A1	100	1.000	10,890
19	R123	i	152.93	27.8	183.7	3.668	B1	1.3	0.020	77
20	R141b	i	116.95	32.0	204.2	4.249	n.a.	9.3	0.120	725

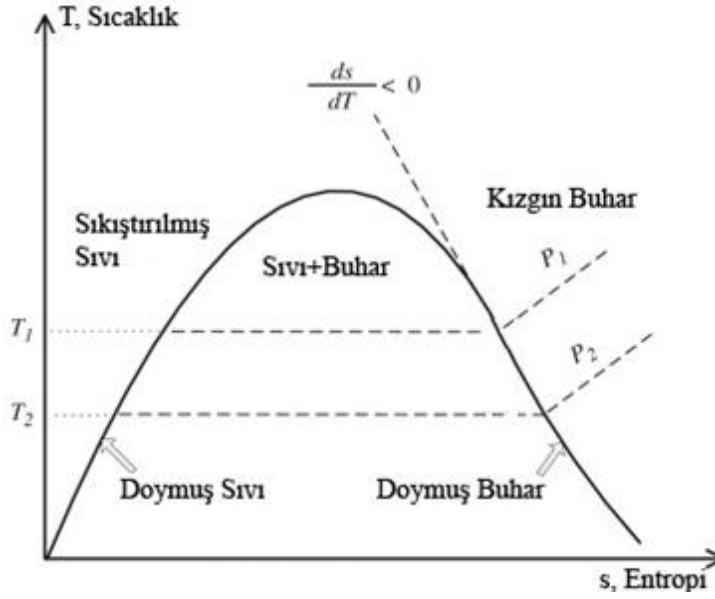
Başka bir çalışmada Cihan (2014) organik akışkanları, doyma eğimi eğrisine ( $dT/ds$ ) göre kuru, ıslak ve izentropik akışkanlar olarak sınıflandırmış ve bazı özelliklerini vermiştir (Çizelge 2.2). Şekilden de görülebildiği gibi kritik basınç aralığı 2 MPa ile 22 MPa arasında farklılık göstermektedir. Dolayısıyla ORC sistemlerinde kullanılacak olan akışkanların seçimi yapılırken basınç değerleri mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır.

**Çizelge 2.2.** Başlıca organik akışkanların termodinamik özellikleri (Cihan 2014)

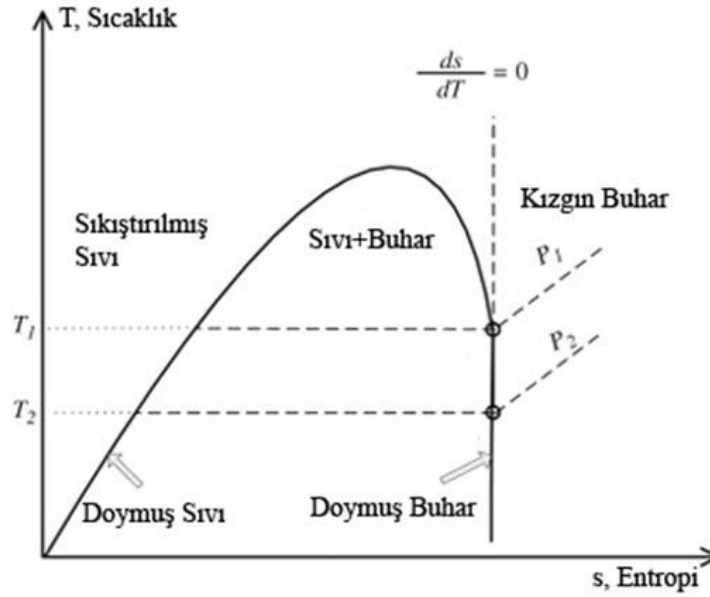
Organik akışkan	$\xi=dT/ds$	Akışkan Tipi	Molekül Ağırlığı (g/mol)	Kritik Sıcaklık (K)	Kritik Basınç (Mpa)
R717	-10.48	Islak	17.03	405.4	11.3
R718	-17.78	Islak	18.00	647.1	22.0
R22	-1.33	Islak	86.47	369.3	4.99
R32	-4.33	Islak	52.02	351.2	5.78
R600a	1.03	Kuru	58.12	407.8	3.63
R142b	0.00	İzentropik	100.5	410.2	4.06
R600	1.03	Kuru	58.12	425.1	3.8
R245fa	0.19	İzentropik	134.05	427.2	3.64
R123	0.26	İzentropik	152.93	456.8	3.66
R601	1.51	Kuru	72.15	469.7	3.37
R21	-0.78	İzentropik	102.92	451.4	5.18
R141b	0.00	İzentropik	116.95	477.5	4.21
R290	-0.79	İzentropik	44.1	369.8	4.25
R218	0.45	İzentropik	188.02	345.0	2.64

ORC sistemlerinde kullanılan iş akışkanları akışkan tipi olarak, T-s diyagramlarındaki doyma eğrisi eğimine ( $ds/dT$ ) bağlı olarak sınıflandırılmaktadırlar. Eğer bu eğim negatif ise akışkan tipi ıslak akışkan olarak adlandırılır (Şekil 2.18). İzentropik akışkanlarda bu eğim neredeyse sonsuz (doyma eğrisi neredeyse dikey) olacak şekildedir ve T-s diyagramı Şekil 2.19'da gösterilmiştir. Son olarak doyma eğrisi

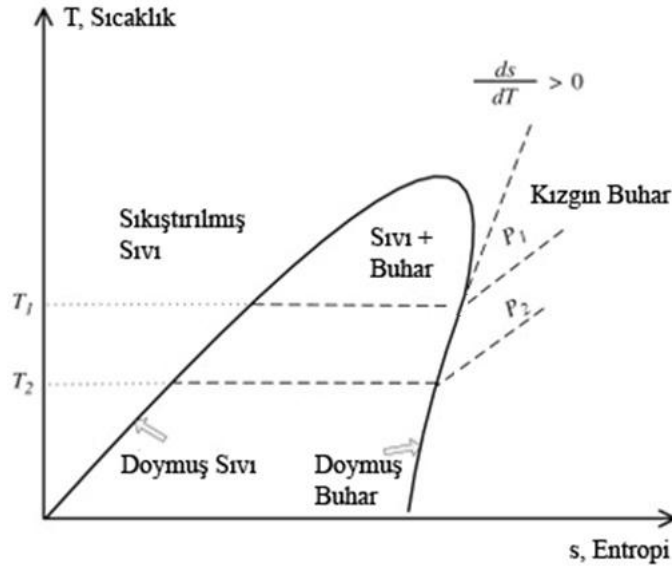
eğimi pozitif ise akışkan kuru akışkan olarak adlandırılmaktadır. Kuru akışkanın T-s diyagramı ise Şekil 2.20’de verilmiştir.



Şekil 2.18. Islak iş akışkanı için T-s diyagramı (Bao ve Zhao 2013)



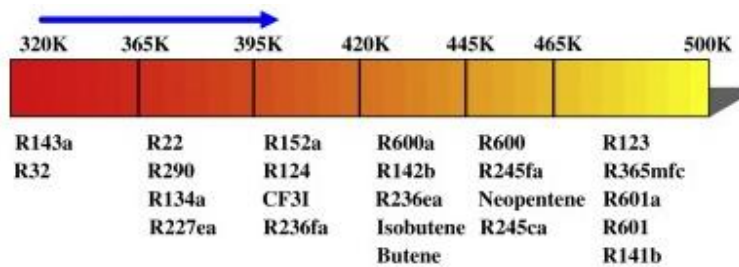
Şekil 2.19. İzentropik iş akışkanı için T-s diyagramı (Bao ve Zhao 2013)



**Şekil 2.20.** Kuru iş akışkanı için  $T$ - $s$  diyagramı (Bao ve Zhao 2013)

Islak akışkan kullanıldığında genişleme sırasında yoğuşma gerçekleştiğinden sıvı parçacıkları türbin kanatlarına zarar vererek verimin düşmesine neden olabilmektedir. İzentropik akışkan, türbin girişinde doymuş buhar iken yoğuşma gerçekleşmeden doymuş halde genişleyerek türbinden çıkar. Kuru akışkan ise türbinde genişleyerek kızgın buhar halinde türbinden çıkmaktadır. Kuru ve izentropik akışkanların kullanıldığı sistemlerde türbin kanatları sıvı parçacıklarına maruz kalmazlar. Bu sebeple kuru ve izentropik akışkanlar, ıslak akışkanlara göre ORC sistemlerinde daha yüksek verim değerlerinin elde edilmesini sağlamaktadırlar (Bao ve Zhao 2013). Ayrıca ıslak akışkan kullanıldığı takdirde sistemde doymuş buhar veya kızgın buhar fazı dışında başka bir fazın meydana gelmesini engellemek amacıyla ön ısıtma işlemine ihtiyaç duyulabilmektedir. Fakat kuru ve izentropik akışkanlarda ön ısıtmaya ihtiyaç yoktur.

Kaynak sıcaklığı ORC sisteminde evaporatörde buharlaşma için gerekli olan ısı kaynağının sıcaklığıdır. Alternatif enerji kaynağı ile ısıtılan akışkan, ORC sistemi içerisindeki iş akışkanını evaporatörde ısıtarak buharlaştırmaktadır. Dolayısıyla kaynak sıcaklığı akışkan seçiminde mutlaka dikkate alınması gereken bir parametredir. Wang vd. (2013) yaptıkları çalışmada akışkan seçiminin kaynak sıcaklığına bağlı olarak seçilmesi gerektiğini belirlemiştir. Yapılan çalışmada bir ORC sistemin için seçilecek olan bazı akışkanları farklı sıcaklık seviyelerine göre Şekil 2.21’de önermiştir.



**Şekil 2.21.** Isı kaynağı sıcaklık seviyesine karşılık gelen bazı iş akışkanlarının optimal seçimleri (Wang vd. 2013)

## 2.4. Mevcut Literatürün Değerlendirilmesi

Dünya genelinde giderek artan enerji tüketimi ve bunun sonucu olarak enerjiye olan talebin giderek artması, insanlığı enerji üretimi konusunda çeşitli teknolojiler ve yöntemler üzerinde çalışmaya yöneltmiştir. Fosil yakıtların tükeniyor olması, pahalı olması ve çevreye zarar vermelerinden dolayı alternatif enerji kaynaklarından enerji üretimi prensibiyle çalışan teknolojiler giderek yaygınlaşmaktadır. Bu teknolojilerden bir tanesi de bu çalışma kapsamında incelenen ORC sistemleridir. ORC günümüzde Ar-Ge ve daha fazla uygulama ihtiyacı duyulan güncel bir konu durumundadır ve bu alanda halen çalışmalar ve araştırmalar yapılmaktadır. Bu kısımda literatürde bu alanda yapılmış olan çalışmalara değinilecek olup bu çalışmalar, Bulgular kısmında bu tez çalışması ile karşılaştırılacaktır.

ORC sistemlerinde akışkan seçimi ve iş akışkanının performans üzerine etkisi konusunda birçok araştırma ve çalışma yapılmıştır. Mago vd. (2008), rejeneratif bir ORC sisteminde kuru organik iş akışkanlardan R113, R245ca, R123 ve isobütan kullanarak bunların sistem performansına olan etkisini incelemişlerdir. Ayrıca rejeneratif bir ORC sistemini analiz ederek basit bir ORC sistemiyle kıyaslamışlardır. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasası dikkate alınarak yapılan analizler, rejeneratif ORC sisteminin veriminin basit bir ORC sisteminin veriminden daha yüksek, tersinmezliklerinin ise daha düşük olduğunu göstermiştir. Ayrıca yapılan çalışma, kuru organik iş akışkanlarının kızgın buhar bölgesine ısıtılmasına gerek olmadığını, aşırı ısıtmanın birinci yasa ve ikinci yasa verimlerini olumsuz etkilediğini belirterek bu akışkanların doymuş sıvı-gaz bölgesinde kullanılması gerektiğini göstermiştir. Yapılan bir başka çalışmada Tchance vd. (2009), solar ORC için 20 iş akışkanının sistem verimi, kütleli ve hacimsel debileri, basınç aralığı, zehirlenme ve yanıcılık değerlerini dikkate alarak küçük ölçekli bir solar ORC için R134a organik akışkanının en uygun akışkan olduğunu belirtmiştir. Li vd. (2015) ise yaptıkları çalışmada basit bir ORC sistemi için EES yazılımını kullanarak sistem için en uygun iş akışkanının seçimi için analizler yapmışlardır. Çalışmada subkritik ORC sisteminin performansı incelenmiş olup diğer sistemlerle kıyaslanmıştır. Sonuç olarak, yanıcılık, sera etkisi, zehirlenme ve diğer faktörler göz önüne alındığında R245fa organik akışkanının kullanımı önerilmiştir. Heberle ve Brüggemann (2010), jeotermal enerji kaynaklı bir ORC sistemi için 450K'in altındaki sıcaklıklardaki birleşik ısı güç üretimi sağlamak amacıyla, seri ve paralel devreleri inceleyerek ikinci yasa analizleri gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada yüksek kritik sıcaklığa sahip izopentan gibi organik akışkanlar seri devreler için, R227EA gibi düşük kritik sıcaklığa sahip organik akışkanlar ise paralel devreler için önerilmiştir.

Literatürde atık ısıdan yararlanılarak ORC sistemi ile elektrik enerjisi üretimi üzerine yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Pulvayev vd. (2013) yaptıkları çalışmada kombine bir sistemde atık ısıdan yararlanarak ORC sistemiyle elektrik üretimi için termodinamik analizler yapmışlardır. Bu analizlerde sistemde R236fa ve R245fa akışkanlarıyla türbin giriş basınçları ve kondenser çalışma sıcaklıkları parametrik incelenerek sistem güç çıkışına etkileri incelenmiştir. Analizler EBSILON yazılımı kullanılarak yapılmış olup süper-kritik çevrimin, sub-kritik çevrimden % 39 daha fazla güç üretimi sağladığı belirlenmiştir. Bir başka çalışmada Lecompte vd. tarafından (2015a), 67 farklı iş akışkanıyla atık ısı geri kazanımlı ORC sistemi için

analizler yapılmıştır. Sub-kritik, transkritik ve kısmi buharlaşan ORC sistemleri için yapılan analizlerde ikinci yasa verimine göre; kısmi buharlaşan ORC sistemi performansının transkritik ORC sisteminden % 25,6 daha iyi ve transkritik ORC sisteminin ise sub-kritik ORC sisteminden % 10,8 daha iyi performansa sahip olduğu belirlenmiştir. Sung ve Kim (2016), yeni bir çift döngülü ORC sistemi için 6 farklı akışkanla termodinamik analizler yapmışlardır. ORC döngüleri basit, reküperatörlü ve ön ısıtmalı olarak oluşturularak her biri ayrı ayrı incelenmiştir. Analizler EES yazılımıyla yapılarak çift yakıtlı motorlar için tasarlanan bu çift döngü sisteminde kullanılan motordan elde edilen gücün, konvansiyonel tip çift yakıtlı motorlardan elde edilen güçten % 5,17 daha fazla olduğu hesaplanarak motor performansının arttığı belirlenmiştir. Bir başka çalışmada Cihan (2014), atık ısı enerjisiyle destekli bir ORC sistemini klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimiyle birleştirerek bu model üzerinde termodinamik analizler gerçekleştirmiştir. Sistemde kuru tip akışkanlardan R600, R600a ve R601 organik akışkanları kullanılarak hem ORC sisteminde güç üretimi hem de soğutma sisteminin kullanıldığı entegre sistemler için sistem performansına göre en uygun akışkan olarak R601 akışkanı önerilmiştir. Imran vd. (2014) ise atık ısı geri kazanımlı rejeneratif ORC sistemi için termo-ekonomik inceleme yapmışlardır. Isıl verim ve spesifik yatırım maliyeti analizleri basit ORC sistemi, tek kademeli rejeneratif ORC sistemi ve çift kademeli rejeneratif ORC sistemi için sabit kaynak sıcaklığı koşulu altında yapılmıştır. Sonuç olarak 5 farklı organik akışkan için yapılan analizlerde sistem için R245fa akışkanı en ideal akışkan olarak belirlenmiştir. Ayrıca tek kademeli ORC sistemi ısıl verimi, basit ORC'den ortalama % 1,01 fazla iken yatırım maliyeti de 187 \$/kW daha fazladır. Çift kademeli rejeneratif ORC sistemi ısıl verimi ise, basit ORC'e göre ortalama % 1,45 daha fazla iken yatırım maliyeti 297 \$/kW daha fazla olarak hesaplanmıştır.

Literatürde güneş enerjisiyle destekli ORC sistemleriyle ilgili birçok çalışma ve uygulama mevcuttur. Bunlardan Kumar ve Shukla (2016), organik akışkandan Benzen kullanarak türbin girişinde farklı kütleli debiler ile solar ORC sistemi için sistem performansını incelemişlerdir. 8 kW güç çıktısının olduğu sistemde kütleli debi 0,015 kg/s ile 0,026 kg/s arasında değişirken sistem performansı % 29,19 ile % 48,84 arasında değişmektedir. 9 kW'lık bir güç çıktısının elde edildiği sistemde ise Benzen'in aynı kütleli debileri için sistem performansı % 32,98 ile % 54,98 olarak değişmektedir. Tüm bu performans değerleri türbin çıkışındaki sıcaklık değeri sırasıyla 259,53 °C ile 127,22 °C iken elde edilmiştir. Bir başka çalışmada Jing vd. (2010), güneş enerjisiyle destekli ORC sisteminde parabolik yoğunlaştırıcı kollektör kullanarak kollektör eğim açısının etkisini, ısı değiştirici ile kollektör arasındaki ilişkiyi ve evaporatör buharlaşma sıcaklığının sistem performansına etkisini incelemiştir. Çalışma sonucunda çift kademeli eşanjörlerin, tek kademeli eşanjörlere göre % 8,1 ile % 20,9 arasında daha iyi bir sistem performansı sağladığı belirlenmiştir. Ayrıca dünyadaki farklı şehirler (Canberra, Bombay, Sinapur, Sacramento, Berlin, Lhasa) için optimum evaporatör buharlaşma sıcaklığı analiz edilmiştir. Habka ve Ajib (2016), solar ORC sistemiyle destekli kojenerasyon uygulamasında zeotropik karışım halindeki akışkanları kullanarak sistem performansını incelemişlerdir. Sonuç olarak saf akışkanlar olan R134a ve R245fa akışkanlarına kıyasla R409A karışım halindeki akışkanın kullanılması önerilmiş ve bu akışkan kullanıldığı takdirde birim enerji üretim maliyetinin % 16,2'ye kadar azaltılabildiği belirlenmiştir. Solar ORC alanında yapılan çalışmalar ve uygulamalar Aboelwafa vd. (2018) tarafından araştırılmıştır. Bu çalışmada literatürde SORC

alanında yapılan çalışmalarda kullanılan iş akışkanları ve döngü modifikasyonları incelenmiştir.

Jeotermal enerji kaynaklı ORC sistemleri de güncel bir araştırma konusudur. Yekoladio (2013), jeotermal enerji kaynaklı ORC sistemleri için ideal ısı eşanjörü tasarımı üzerine çalışmıştır. Yaptığı çalışmada termodinamik analizler, EES ve Matlab yazılımlarıyla gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak jeotermal kaynak sıcaklığı arttıkça türbin giriş sıcaklığı ve elde edilen güç çıktısı da artmaktadır. Eşanjör parametreleri de ayrıca incelenmiştir. Çolak ve Bahadır (2016), jeotermal enerji kaynağıyla destekli ORC sistemini modelleyerek termodinamik analizleri EES yazılımıyla gerçekleştirmiştir. Analizler R141b ve R123 akışkanı için ayrı ayrı yapılmış olup R141b organik akışkanı için net iş 2103 kW, ısı verim % 15,52 iken R123 akışkanı için net iş 1614 kW, ısı verim % 15,18 olarak hesaplanmıştır. Hettiarachchi vd. (2007) tarafından düşük sıcaklıkta jeotermal destekli bir ORC için optimum tasarım kriterleri ele alınmıştır. Optimum çevrim performansı için akışkan olarak Amonyak, HCFC123, n-pentan ve PF5050 analiz edilmiştir. Yapılan ekserji analizleri sonucunda ORC sistemi için amonyağın seçilmesi önerilmiştir. Etemoğlu vd. (2006) ise yaptıkları çalışmada özellikle jeotermal enerjinin avantajları ve kullanım alanları üzerinde durmuşlardır. Bursa şartları altında jeotermal kaynaklı ORC'yi incelemişlerdir. Bu çevrimde akışkan olarak izopentan kullanılmıştır. Ayrıca çalışmada ORC sistemi için ekserji analizi yapılmış olup en fazla ekserji kaybının buharlaştırıcıda olduğu saptanmıştır. Imran vd. (2016), enerji kaynağı olarak jeotermal enerjiden yararlanılan basit, rejeneratif ve reküperatif ORC sistemleri üzerinde analizler yaparak birbirleriyle kıyaslamışlardır. Yapılan çalışmada R245fa organik akışkanıyla ekserji verimleri ve birim maliyetleri basit ORC için sırayla % 51,3 ve 2423 \$/kW, reküperatif ORC için % 53,75 ve 2475 \$/kW, rejeneratif ORC için ise % 55,93 ve 2567 \$/kW olarak belirlenmiştir.

Biokütle enerjisiyle destekli ORC sistemleri solar, jeotermal ve atık ısı geri kazanımlı ORC sistemlerine nazaran literatürde daha az karşılaşılan uygulamalardır. Algieri ve Morrone (2012), yaptıkları çalışmada biokütle kaynaklı farklı çalışma koşulları altında (sub-kritik, transkritik, süperkritik) ORC sistemleri için parametrik enerji analizi yapmışlardır. Evaporatörde buharlaşma sıcaklığının ORC veriminde önemli bir etkiye sahip olduğu gözlemlenerek buharlaşma sıcaklığı ne kadar yükseğe çekilirse sistemden o kadar iyi ısı verim elde edildiği belirlenmiştir. Ayrıca çalışmada 7500 ton biokütle ile 0,22 MW ile 0,57 MW aralığında net elektrik gücü üretilebileceği hesaplanmıştır. En yüksek net elektrik gücü (0,57 MW) ve verim değerleri (% 21,7) sikloheksan akışkanının kullanıldığı, süperkritik, rejeneratif ORC sisteminde elde edilmiştir.

Literatürde ORC sistemlerinin analizlerini kolaylaştırmak için bilgisayar yazılımları yardımıyla simülasyonların yapıldığı çalışmalar bulunmaktadır. EES yazılımı kullanılarak yapılan bir yüksek lisans tezinde Grabinski (2011), atık ısı geri kazanımlı ORC sisteminde EES'de modelleme sonucunda enerji ve ekserji analizlerini yaparak sistem için ayrıca termo-ekonomik bir inceleme de yapmıştır. Çalışmada sistem için optimal akışkan olarak izopentan önerilerek net elektrik gücü 1741 kW, ekserjetik verim ise % 27,6 olarak hesaplanmış ve sistemin 6 yıllık bir geri ödeme süresi olduğu belirlenmiştir. Obafunmi (2014) tez çalışmasında, bir ORC sistemi için 5 farklı organik akışkan (bütan, isobütan, R245fa, R236fa, R124) arasından en uygun iş akışkanını



belirlemek için sistem performansını ve net güç çıktısını dikkate alarak termodinamik analizler gerçekleştirmiştir. Tüm bu analizlerin EES yazılımı kullanılarak yapıldığı çalışmada en iyi ısı verim % 21,42 ile bütan akışkanının kullanıldığı çevrimde, en düşük ısı verim değeri ise % 19,6 ile R124 organik akışkanının kullanıldığı çevrimde elde edilmiştir. Rowshanzadeh (2010), farklı alternatif enerji kaynaklarıyla destekli ORC sistemlerini inceleyerek bunları sınıflandırmış ve termodinamik ve maliyet analizlerini gerçekleştirmiştir. İncelemiş olduğu sistemlerin modellemelerini EES yazılımı yardımıyla yaparak tüm bu sistemleri kaynak sıcaklığı, net güç, verim ve maliyet açısından kıyaslamıştır. Önal vd. (2017), yaptıkları çalışmada basit ORC ve rejeneratif ORC sistemi için termodinamik analizleri EES yazılımı yardımıyla yaparak farklı akışkanlar arasından (izopentan, izobütan, R134a, R245fa, R22, R13, propan, R600) optimum akışkan seçimi üzerine durmuşlardır. Sonuç olarak izopentan organik akışkanının kullanıldığı çevrimde en yüksek verim değeri elde edilmiştir.

Literatürde ayrıca ORC sisteminde türbin tasarımı ve türbin performansı üzerine yapılmış çalışmalar da bulunmaktadır. Çünkü türbin koşulları da sistem performansını önemli ölçüde etkilemektedir. Bu alanda Song vd. (2016), ORC sisteminde radyal akışlı türbin için tek boyutlu aerodinamik analiz ve tahmini model için performans analizi gerçekleştirmiştir. Jeotermal enerji kaynaklı bu ORC sisteminde 534 kW net güç ve % 13,5 ısı verim elde edilmiştir. Pan ve Wang (2013), radyal akışlı türbinin kullanıldığı sub-kritik ORC sisteminde türbin için verimi hem izentropik kabul ederek hem de gerçek verim değerlerini hesaplayarak 14 iş akışkanıyla analizleri gerçekleştirmişler ve birbirleriyle kıyaslamışlardır. Sonuç olarak rotor genişleme oranı arttıkça verim değerlerinin düştüğü, akışkanlar içerisinde HC600a organik akışkanıyla en yüksek verim değeri elde edildiği ve kullanılan aynı akışkana göre iki metot sonucunda elde edilen net güç değerlerinin farklılık gösterdiği belirlenmiştir. Garg vd. (2016), ORC sistemi için geometri özellikleri, iş akışkanı ve çalışma koşullarını dikkate alarak yüksek verimlilikte bir scroll genişletici tasarımı üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışma literatürde daha önce yapılmış olan deneysel çalışmalarla da desteklenmiştir. Sonuç olarak R134a, R152a ve izobütan organik akışkanlarının optimum scroll hacim oranlarıyla scroll genişleticiler için en uygun akışkanlar olduğu belirlenmiştir.

Çalışmada ORC için I. Kanun analizleri, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak, sıcaklık ve basınç giriş değerlerinin türbin girişinde simülasyona tanıtılarak parametrik olarak incelenmiştir. Ayrıca literatürde en yaygın şekilde kullanılan R123, R245fa, R600 ve R600a organik akışkanlarını aynı çalışma içerisinde incelemek bu akışkanların kıyaslanmasını kolaylaştırmaktadır. Tez kapsamında yapılan bu çalışmanın da ileride bu alanda yapılacak olan çalışmalara rehber niteliğinde olacağı ve Türkiye’de bu tarz uygulamaları teşvik edeceğini düşünülmektedir.

### 3. MATERYAL VE METOT

Bu kısımda güneş enerjisi destekli bir SORC sisteminin simülasyonu ve I. Kanun analizi üzerinde durulmuştur. SORC sisteminin simülasyonu için EES yazılımı kullanılırken gerekli güneş ışınımı hesaplamaları için bu çalışma kapsamında geliştirilen bir alt program kullanılmıştır. Bu yazılımların kullanılması, yapılan çalışmada işlem kolaylığı ve zaman tasarrufu sağlamıştır. Güneş enerjisi sistemine ait hesaplamalar, R123, R245fa, R600 ve R600a organik akışkanlarının çevrim üzerindeki her bir noktadaki termodinamik özelliklerinin belirlenmesi ve I. Kanun analizleri bu kısımda gerçekleştirilmiştir. Çalışmada ORC sistemi için gerekli olan ısı, vakum tüplü güneş kolektörüyle ve ek ısıtıcıdan sağlanmaktadır.

Çalışmanın ilk bölümünde vakum tüplü güneş kolektörleriyle ne kadarlık bir ısıtma yapılabileceğini bulmak için gerekli olan güneş ışınımı hesaplamaları detaylı bir şekilde yapılmıştır. Geliştirilen program sayesinde hesaplama yapılan ay için kolektörün baktığı cephe, saat aralığı, izafi güneşlenme süresi, eğim açısı, rakım ve enlem değerleri programa girildikten sonra atmosfer dışında yatay düzlemde, atmosfer içinde yatay düzlemde ve atmosfer içinde eğik düzlemde anlık ve günlük güneş ışınımı hesaplamaları yapılabilmektedir. Bu değerler sayesinde ORC sisteminde buharlaşma için gerekli olan ısıtmanın ne kadarlık bir kısmının vakum tüplü güneş kolektörleriyle sağlandığı hesaplanabilmektedir. Bu çalışmada evaporatörde buharlaşma için gerekli olan ısı miktarı, güneş sistemiyle elde edilen ısı miktarından her zaman fazladır. Aradaki ısı miktarı farkı ek bir ısıtıcı yardımıyla sağlanmaktadır. Böylece güneş enerjisi sistemine yapılacak olan yatırımın ölü ya da atıl olma ihtimali ortadan kalkacaktır. SORC sistemi içi vakum tüplü güneş kolektörlerinden elde edilen ısı miktarının, evaporatördeki ısı miktarına oranı yararlanma faktörü ( $SF$ ) olarak tanımlanmıştır.

Diğer kısımda ise SORC sisteminin matematiksel modeli belirlenerek EES yazılımı üzerinde simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Burada sistemin I. Kanun analizi için gerekli olan kabuller, giriş parametreleri ve başlangıç koşulları belirlenmiştir. SORC sisteminin analizi ilk olarak türbin girişinde sıcaklık ve basınç değerlerinin bilinmesini gerektirmektedir. Bu değerler EES’de geliştirilen arayüz sayesinde giriş parametreleri olarak tanımlanmıştır. Akışkan seçimiyle beraber bu giriş parametrelerine ek olarak iş akışkanının kütleli debisi, basınç oranı, türbin ve pompa verimi değerleri, kolektörde tasarıma bağlı değerler, kolektör giriş suyu sıcaklığı ve basıncı, soğutma suyu kütleli debisi, soğutma suyu giriş sıcaklığı ve basıncı da analiz başlangıcında girilmesi gereken değerlerdir. Tüm bu değerler EES’ye tanıtıldıktan sonra hesaplamalar gerçekleştirilerek her bir noktadaki akışkan özellikleri belirlenebilmektedir. Böylece pompa işi, türbin işi, evaporatörde ve kondenserdeki ısı geçişleri hesaplanarak sistem ısı verim değeri elde edilmektedir. Çalışmada sistem performansına etki eden parametreler, EES üzerindeki giriş parametrelerinden belirlenmiş olup bu değerlerdeki değişimlerin etkileri Bulgular ve Tartışma kısmında sebepleriyle birlikte detaylı bir şekilde incelenmiştir.

Güneş enerjisi sistemi için gerekli olan kollektör alanı hesabı yapılırken Antalya ilinde kollektörden elde edilebilecek en yüksek faydalı enerji değeri dikkate alınmıştır. Bu değer Ağustos ayı için elde edilmiştir. En yüksek faydalı enerjinin dikkate alınmasının sebebi, dört farklı akışkana göre evaporatördeki buharlaşma için gerekli olan enerji miktarının kollektörden elde edilebilecek olan enerji miktarından daha fazla olması zorunluluğudur. Aksi takdirde ORC sistemi için evaporatörde gerekli olan ısıdan daha fazlası kollektörden faydalı enerji olarak elde edilecektir. Bu durum hesaplamalarıyla birlikte daha detaylı olarak Bölüm 3.3.3'te açıklanmıştır.

Parametrik çalışmada türbin giriş parametreleri belirlenirken dört farklı akışkanın türbin girişi ve çıkışında ya kızgın buhar bölgesinde ya da doymuş buhar eğrisi üzerinde kalması amaçlanmıştır. Böylece türbin girişi ve çıkışında sıvı faza maruz kalmayarak her bir akışkan için daha yüksek sistem performansı elde edileceği dikkate alınmıştır. Ayrıca türbinin sıvı faza maruz kalması türbin ömrünü olumsuz yönde etkilediği bilinmektedir. Bu yüzden parametrik hesaplamalar gerçekleştirilirken bazı akışkanların bazı sıcaklık ve basınç değerlerinde türbin işi, evaporatördeki ısı geçişi ve sistem verimi değerleri hesaplanmamıştır. Kısacası organik akışkanların sıvı-buhar bölgesinde kaldığı noktalarda hesaplamalar gerçekleştirilmemiştir.

Bu bölümde, çalışmada kullanılan güneş enerjisi destekli ORC sisteminin çalışma prensibi detaylı olarak incelenecek, sistemin her noktasının ve tüm elemanlarının termodinamik I. Kanun analizleri için kullanılan eşitlikler sunulacaktır. Ayrıca güneş enerjisi sisteminin modellenmesi için gerekli hesaplama yöntemleri geliştirilen program ile birlikte sunulacak olup ORC sistemi için geliştirilen bilgisayar simülasyonu da matematiksel modeliyle birlikte incelenecektir.

### **3.1. Sistemde Güneş Enerjisi Işınım Değerlerinin Hesaplanması**

Güneş enerjisiyle destekli bir sistem tasarımı gerçekleştirilirken dikkat edilmesi gereken ilk husus, kurulum yapılacak olan bölgede kullanılabilir güneş enerjisinin potansiyelini göz önüne almaktır. Dolayısıyla sistem kurulumundan önce o bölgedeki güneş ışınımı değerlerini bilmek, bilmiyorsak da hesaplayıp bu değerler doğrultusunda bir fizibilite çalışması yapmak gerekli bir süreçtir. Literatürde bu güneş ışınımı hesaplamalarını yapabilmek için bazı ampirik ifadeler geliştirilmiştir. Bu ifadeler daha kaba toleranslarla yarımküreleri kapsayacak şekilde geliştirildiği gibi belirli bir bölge için daha hassas sonuçlar veren ampirik formüllerden de oluşabilmektedir. Bu alanda günümüzde halen çalışmalar yapılmaktadır.

Güneş ışınımı değerleri, aşama aşama hesaplanmakta olup atmosfer dışında yatay düzleme düşen güneş ışınımı, atmosfer içinde yatay düzleme düşen güneş ışınımı ve son olarak atmosfer içinde eğik düzleme düşen güneş ışınımı değerlerinin hesaplanması şeklinde sıralanagelmektedir. Bu çalışma kapsamında da bu işlem basamakları izlenerek Kuzey yarımküre için en genel formüllerin kullanıldığı hesaplama yöntemi üzerinde durulacaktır. Bu hesaplamaların yapılması sırasında

kullanılan ve Şekil 3.1’de gösterilen güneş açıları bu başlık altında ayrıca açıklanacaktır. Bu açılar aşağıdaki şekilde tanımlanabilir (Yiğit ve Atmaca 2010);

- **Enlem açısı ( $\phi$ )**, ekvator düzlemi ile dünya üzerindeki herhangi bir noktadan dünya merkezine çizilen doğru arasındaki açı olarak tanımlanır. Bu açı Kuzey yarımküre için pozitif değerde olmak üzere  $-90^\circ$  ile  $90^\circ$  arasında değişir.
- **Deklinasyon açısı ( $\delta$ )**, güneşten gelen ışınların aylara göre ekvator düzlemi ile yaptığı açı olarak tanımlanır.  $-23.45^\circ$  ile  $+23.45^\circ$  değerleri arasında değişen bu açı,  $n$  1 Ocak’tan itibaren gün sayısı olmak üzere Cooper denkleminde şu şekilde hesaplanabilmektedir;

$$\delta = 23.45 \sin \left( 360 \cdot \frac{284 + n}{365} \right) \quad (3.1)$$

- **Eğim açısı ( $\beta$ )**, eğik yüzeyin yatayla yapmış olduğu açıdır.  $0^\circ$  ile  $180^\circ$  arasında değişmektedir.
- **Yüzey azimut açısı ( $\gamma$ )**, yüzeyin normalinin (dikeyinin) yatay düzlemdeki izdüşümü ile güney doğrultusu arasındaki açıdır. Bu açı tam güneyde sıfır, doğuya doğru negatif ve batıya doğru pozitif olmak üzere  $-180^\circ$  ile  $180^\circ$  arasında değişir.
- **Saat açısı ( $\omega$ )**, Dünya’nın 24 saatte kendi eksenini etrafında  $360^\circ$ ’lik dönme hareketinin sonucu olarak saatte  $15^\circ$  dönmesi dolayısıyla yerel meridyenin doğu veya batısı yönünde güneşin açısal yer değiştirmesi olarak tanımlanır. *GS* güneş saatini temsil etmek üzere saat açısı şu şekilde hesaplanmaktadır;

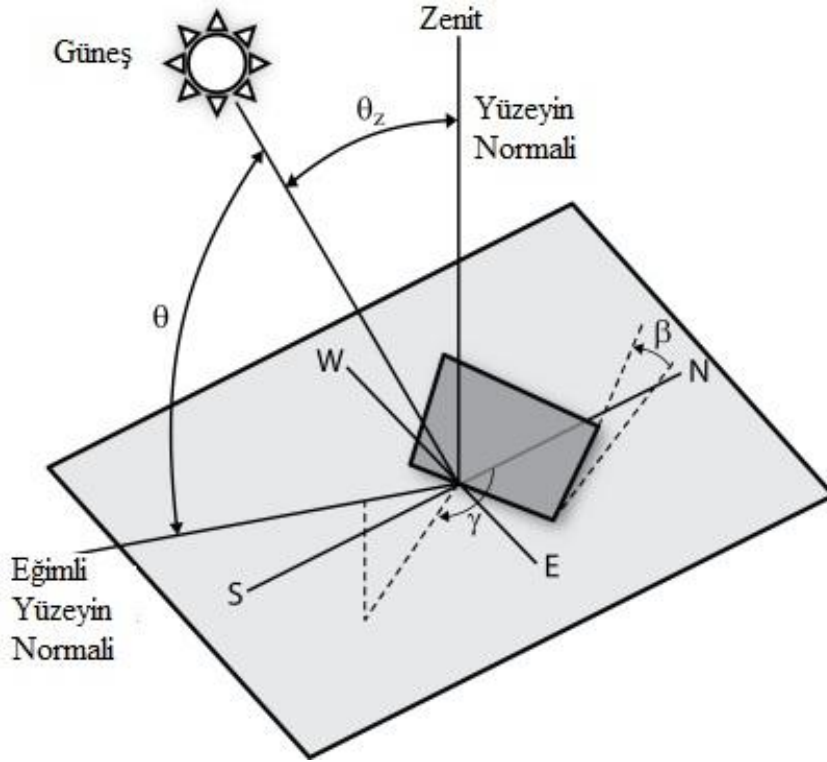
$$\omega = 15 \cdot (GS - 12) \quad (3.2)$$

- **Güneş geliş açısı ( $\theta$ )**, yüzeye gelen direkt güneş ışınımının doğrultusu ile yüzeyin normali arasındaki açıdır.

$$\theta = \cos^{-1} \left( \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma \right. \\ \left. + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega \right. \\ \left. + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \right) \quad (3.3)$$

- **Zenit açısı ( $\theta_z$ )**, yatay yüzey için tanımlanan güneş geliş açısıdır.
- **Güneş batış saat açısı ( $\omega_s$ )**, güneşin batışında zenit açısı ( $\theta_z$ )  $90^\circ$  olur. Yatay yüzey için güneş batış açısı şu şekilde hesaplanır;

$$\omega_s = \cos^{-1} (-\tan \phi \tan \delta) \quad (3.4)$$



**Şekil 3.1.** Eğimli yüzey üzerinde bazı güneş açıları (Gulin vd. 2013)

Daha önce de belirtildiği gibi güneş ışınımı değerleri, atmosfer dışında yatay düzleme düşen, atmosfer içinde yatay düzleme düşen ve atmosfer içinde eğik düzleme düşen güneş ışınımı değerleri olarak hesaplanabilmektedir.

### 3.1.1. Atmosfer dışında yatay düzleme düşen güneş ışınımı

Uygulamalarda ve analizlerde gerekli olan güneş ışınım değerleri, atmosfer içinde eğik yüzeye düşen güneş ışınımı değerleridir. Fakat bu değerler hesaplanmadan önce atmosfer dışında ve atmosfer içinde yatay düzleme düşen güneş ışınımı değerleri belirlenmelidir. Bu hesaplamalar yapılırken literatürde bu alanda geliştirilmiş olan formüllerden yararlanılacak olup tüm bu formüller Duffie ve Beckman'ın 1980 yılında yayınlamış olduğu "Solar Engineering of Thermal Process" kitabından alınmıştır (Duffie ve Beckman 1980).

Atmosfer dışında yatay düzleme düşen günlük güneş ışınımı ( $H_o$ );

$$H_o = \frac{24 \cdot 3600 \cdot G_{sc}}{\pi} \left[ 1 + 0.033 \cos \left( \frac{360 n}{365} \right) \right] \cdot \left[ \cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{2\pi \sin \omega_s}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (3.5)$$

Burada  $G_{sc}$  güneş sabiti olup değeri  $1367 \text{ W/m}^2$ 'dir. Ayrıca  $\omega_s$  olarak verilen güneş saat batış açısı Eşitlik 3.4 yardımıyla hesaplanabilir.

Atmosfer dışında yatay düzleme düşen güneş ışınımı değeri belirli bir saat aralığı ( $I_o$ ) için aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$I_o = \frac{12 \cdot 3600 \cdot G_{sc}}{\pi} \left[ 1 + 0.033 \cos\left(\frac{360 n}{365}\right) \right] \cdot \left[ \cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{2\pi(\omega_2 - \omega_1)}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (3.6)$$

Burada, istenilen saat açılarını temsil eden  $\omega_1$  ve  $\omega_2$  değerleri Eşitlik 3.2 yardımıyla hesaplanabilmekte olup  $\omega_2$  büyük olan saat açısıdır.

### 3.1.2. Atmosfer içinde yatay düzleme düşen güneş ışınımı

Bir önceki kısımda atmosfer dışında yatay düzleme gelen günlük ve anlık güneş ışınımı değerlerinin hesaplanmasından bahsedilmiştir. Bu kısımda ise atmosfer içinde yatay düzleme gelen direkt ve difüz (yayılı) güneş ışınımı değerlerinin hesaplanması üzerinde durulacaktır. Ayrıca bu değerlerden yararlanılarak yatay düzlem için elde edilecek olan günlük ve anlık toplam güneş ışınımı hesapları da belirtilecektir.

Direkt güneş ışınımı, atmosferi geçerken atmosferden dağılmadan düzlem üzerine doğrudan gelen güneş ışınımıdır. Difüz güneş ışınımı ise atmosferden geçerken tozlar, partiküller ve bulutlar tarafından dağıtılmasıyla yön değiştirerek düzlem üzerine gelen güneş ışınımıdır. Bu ışınım dışındaki yansıyan ışınım olarak adlandırılan yeryüzü üzerindeki herhangi bir cisim tarafından gelen uzun dalga boylu güneş ışınımını da vardır. Literatürde yatay düzleme düşen direkt ve difüz güneş ışınımının toplamı ise yataya gelen global güneş ışınımı olarak tanımlanmaktadır (Yiğit ve Atmaca 2010).

#### 3.1.2.1. Günlük ışınım hesabı

Atmosfer içinde yatay düzleme düşen aylık ortalama günlük güneş ışınımı ( $H$ ) değeri, bölgeye bağlı olarak geliştirilen ampirik ifadeler olan  $a$  ve  $b$  katsayılarının Eşitlik 3.7 ve 3.8 yardımıyla belirlenmesi koşuluyla şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$a = 0.103 + 0.000017 \cdot Z + 0.198 \cos(\phi - \delta) \quad (3.7)$$

$$b = 0.533 - 0.165 \cos(\phi - \delta) \quad (3.8)$$

$$H = H_o \cdot \left( a + b \frac{n}{N} \right) \quad (3.9)$$

$H_o$  atmosfer dışında yatay düzleme gelen aylık ortalama günlük güneş ışınımı,  $Z$  rakım ve  $n/N$  ise ölçüm yapılan bölge için izafi güneşlenme süresini temsil etmektedir.

Atmosfer içinde yatay düzleme düşen günlük toplam güneş ışınımı değerinin, atmosfer dışında yatay düzleme düşen günlük toplam güneş ışınımına oranı berraklık indeksi ( $K_T$ ) olarak tanımlanmaktadır ve şu şekilde belirlenir;

$$K_T = \frac{H}{H_o} \quad (3.10)$$

Atmosfer içinde yatay düzleme düşen günlük toplam güneş ışınımından difüz ışınımı ( $H_d$ ) değeri, berraklık indeksine bağlı olarak hesaplanabilmektedir. Bunun için literatürde farklı korelasyonlar ve ampirik ifadeler geliştirilmiş olup bunlardan Page tarafından oluşturulan eşitlik şu şekildedir (Duffie ve Beckman 1980);

$$\frac{H_d}{H} = 1 - 1.13 \cdot K_T \quad (3.11)$$

Atmosfer içinde yatay düzleme düşen günlük direkt güneş ışınımı ( $H_b$ ) değeri ise şu şekilde hesaplanır;

$$H_b = H - H_d \quad (3.12)$$

### 3.1.2.2. Anlık ışınım hesabı

Projelendirmeler yapılırken anlık güneş ışınımı değerlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun için atmosfer içinde yatay düzleme düşen anlık toplam güneş ışınımı ( $I$ ) hesaplanırken yatay düzleme düşen günlük güneş ışınımından ( $H$ ) faydalanılmakta ve aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Duffie ve Beckman 1980);

$$\frac{I}{H} = \frac{\pi}{4N} \left\{ \cos\left(\frac{180\omega}{2\omega_s}\right) + \frac{2}{\sqrt{\pi}}(1 - \psi) \right\} \quad (3.13)$$

burada,

$$\psi = \exp\left\{-4\left(1 - \frac{|\omega|}{\omega_s}\right)^2\right\} \quad (3.14)$$

Bu denklemlerde  $\omega$  ölçüm yapılan an için saat açısı iken  $\omega_s$ , güneş batış açısıdır.  $N$  ise gün uzunluğu olup şu şekilde hesaplanır;

$$N = \frac{2}{15} \omega_s \quad (3.15)$$

Atmosfer içinde yatay düzleme gelen anlık difüz güneş ışınımının ( $I_d$ ) günlük difüz ışınımına oranı ( $H_d$ ), atmosfer dışında yatay düzleme düşen anlık ışınımının ( $I_o$ ) günlük ışınımına ( $H_o$ ) oranının birbirine eşit olduğu tespit edilmiştir ve bu oran şu şekilde ifade edilmektedir;

$$r_d = \frac{I_d}{H_d} = \frac{I_o}{H_o} \quad (3.16)$$

Burada  $r_d$  şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$r_d = \frac{\pi}{24} \cdot \frac{(\cos \omega - \cos \omega_s)}{(\sin \omega_s - (2\pi\omega_s/360) \cos \omega_s)} \quad (3.17)$$

Atmosfer içinde yatay düzleme düşen direkt güneş ışınımı değeri ise aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$I_b = I - I_d \quad (3.18)$$

### 3.1.3. Atmosfer içinde eğik düzleme düşen güneş ışınımı

Güneş enerjili sistemlerin projelendirmesinde esas olarak incelenen kısım atmosfer içinde eğik düzleme düşen güneş ışınımı değerleridir. Bu kısımda da daha önce gösterilen güneş ışınımı hesaplamalarından elde edilen veriler doğrultusunda eğik düzleme düşen anlık ve günlük güneş ışınım değerlerinin hesaplanması üzerinde durulacaktır.

#### 3.1.3.1. Anlık ışınım hesabı

Atmosfer içinde eğik düzleme düşen anlık güneş ışınımı hesaplamalarında yatay düzleme düşen direkt ve difüz güneş ışınımı değerlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Geometrik faktör olarak tanımlanan  $R_b$ , atmosfer içinde eğik yüzeye düşen anlık direkt ışınımının ( $I_{bT}$ ) atmosfer içinde yatay düzleme düşen anlık direkt ışınımına ( $I_b$ ) oranı olarak tanımlanmaktadır ve şu şekilde hesaplanmaktadır;

$$R_b = \frac{I_{bT}}{I_b} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (3.19)$$

Hesaplama sonucunda elde edilen  $R_b$  değeri sıfırdan küçük ise  $R_b$  sıfır kabul edilerek hesaplamalara bu şekilde devam edilir. Kuzey yarımkürede güneye bakan yüzey için  $\gamma=0$  olacak şekilde  $R_b$  değeri şu şekilde de hesaplanabilmektedir;

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta} \quad (3.20)$$

Atmosfer içinde eğik düzleme düşen anlık direkt güneş ışınımı değeri ( $I_{bT}$ ) yukarıda verilen hesaplama yöntemiyle belirlenir. Atmosfer içinde eğik düzleme düşen anlık difüz güneş ışınımı değeri ( $I_{dT}$ ) ise atmosfer içinde yatay düzleme düşen anlık difüz güneş ışınım değeri ( $I_d$ ) vasıtasıyla şu şekilde hesaplanır;

$$I_{dT} = I_d \cdot \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (3.21)$$

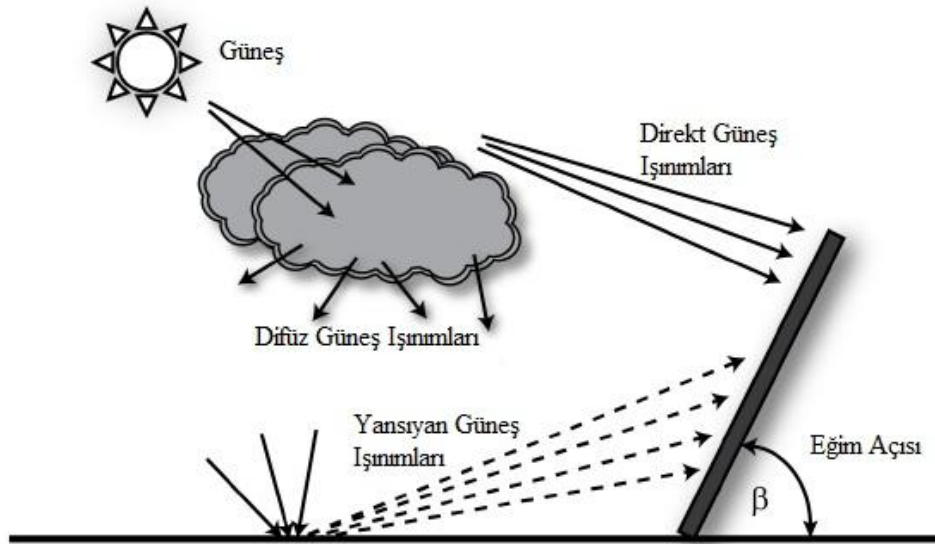


Atmosfer içinde eğik düzleme düşen anlık yansıyan güneş ışınımı değeri ( $I_{ref}$ ) ise,

$$I_{ref} = I \cdot \rho \cdot \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.22)$$

denklemleriyle belirlenir. Buradaki  $\rho$  değeri yerin yansıtma oranı olarak tanımlanırken yerde kar olmaması durumunda 0,2, yerde kar bulunması durumunda ise 0,7 olarak alınır. Ayrıca bu oran ölçüm yapılan bölgenin bitki örtüsüne ve topografik yapısına da bağlıdır. Bu çalışmada yukarıdaki değerler göz önüne alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Elde edilen atmosfer içinde eğik düzleme düşen anlık direkt ( $I_{bT}$ ), difüz ( $I_{dT}$ ) ve yansıyan ( $I_{ref}$ ) ışınım değerlerinin (Şekil 3.2) yardımıyla eğik yüzeye düşen toplam anlık güneş ışınım değerini ( $I_T$ ) bulmak mümkündür;

$$I_T = I_{bT} + I_{dT} + I_{ref} \quad (3.23)$$



Şekil 3.2. Eğik düzleme düşen toplam güneş ışınımının bileşenleri (Gulin vd. 2013)

### 3.1.3.2. Günlük ışınım hesabı

Güneş ışınımı hesaplamalarında son olarak atmosfer içinde eğik düzleme düşen aylık ortalama günlük güneş ışınımı değerleri de hesaplanabilmektedir. Bu hesaplamaların yapılabilmesi için ise  $\omega'_s$  olarak tanımlanan hesaplama yapılan ayın ortalama gününde eğik düzlem için güneş ışınlarının eğik yüzey üzerine ilk düşüş açısı hesaplanmalıdır;

$$\omega'_s = \min \left( \begin{array}{l} \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \\ \cos^{-1}(-\tan(\phi - \beta) \tan \delta) \end{array} \right) \quad (3.24)$$

Bu hesaplama ile elde edilen değerlerden en küçük olan değer  $\omega'_s$  olacak şekilde hesaplamalara devam edilmelidir. Bu değer ile birlikte Kuzey yarımküre için tanımlanan ve aşağıdaki gibi hesaplanan bir oran belirlenmektedir;

$$\bar{R}_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \sin \omega'_s + (\pi/180)\omega'_s \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + (\pi/180)\omega_s \sin \phi \sin \delta} \quad (3.25)$$

Atmosfer içinde eğik düzleme düşen günlük direkt ışınımı ( $H_{bt}$ ), difüz güneş ışınımı ( $H_{dT}$ ) ve yansıyan güneş ışınımı ( $H_{ref}$ ) değerleri sırayla şu şekilde hesaplanır;

$$H_{bT} = \bar{R}_b \cdot H_b \quad (3.26)$$

$$H_{dT} = H_b \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (3.27)$$

$$H_{ref} = H \cdot \rho \cdot \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.28)$$

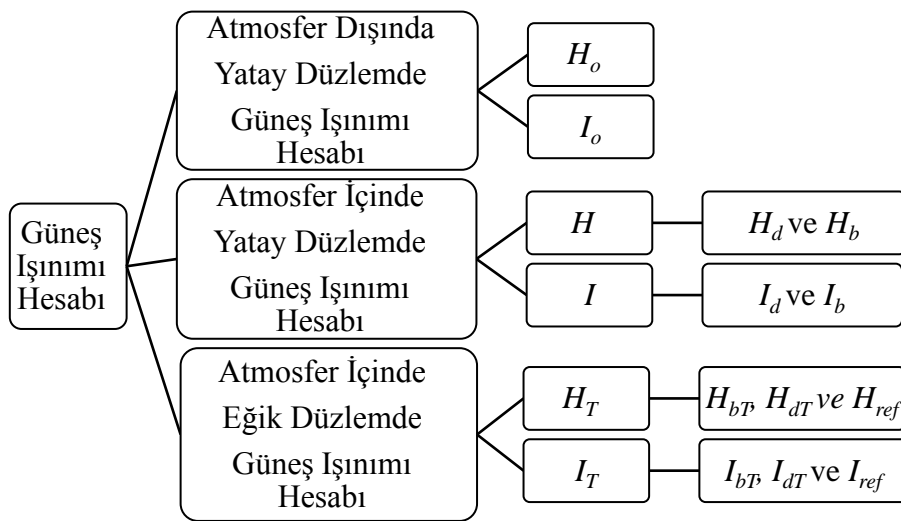
Atmosfer içinde eğik düzleme düşen aylık ortalama günlük toplam güneş ışınımı değeri ise şu şekilde belirlenir;

$$H_T = H_{bT} + H_{dT} + H_{ref} \quad (3.29)$$

$$H_T = H \cdot \left( 1 - \frac{H_d}{H} \right) \cdot \bar{R}_b + H_d \cdot \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + H \cdot \rho \cdot \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.30)$$

Bu şekilde atmosfer içinde ve dışında günlük ve anlık güneş ışınım değerlerini hesaplamak projelendirme için gerekli ön bilgiyi sağlamaktadır. Bu değerler göz önüne alınarak o bölgede bir güneş sistemi için güneş ışınımının miktarı ve kalitesi hakkında bilgi sahibi olunur.

Kısacası güneş ışınımı hesaplamalarını blok diyagramında gösterecek olursak Şekil 3.3'teki gibi olur;



Şekil 3.3. Güneş ışınımı hesaplamalarının blok diyagramı

### 3.2. Güneş Enerjisi Programıyla Güneş Işınım Şiddetlerinin Belirlenmesi

Güneş ışınımı şiddetlerinin atmosfer dışında, atmosfer içinde yatay düzlemde ve atmosfer içinde eğik düzlemdeki değerlerini belirleyebilmek için bir bilgisayar programı yazılmıştır. Program için Microsoft Visual Basic ortamında geliştirilmiş olup arayüzü sayesinde programa ay, saat aralığı, güneş saati, kollektör eğim açısı, kollektörün baktığı cephe ve konuma bağlı olarak izafi güneşlenme süreleri, rakım, enlem ve ölçüm yapılan bölgede karın olup olmadığı girilebilmektedir. Bu arayüz Şekil 3.4'te gösterilmiştir.

Şekil 3.4. Güneş enerjisi hesaplamaları için yazılan programın giriş arayüzü

Program giriş arayüzünde gerekli parametreler girildikten sonra “Sonuçları Göster” butonuna tıkladıktan sonra atmosfer dışında, atmosfer içinde yatay düzlemde ve atmosfer içinde eğik düzlemdeki güneş ışınımı değerlerini veren yeni bir arayüz açılmaktadır. Bu arayüz ise Şekil 3.5’te gösterilmiştir.

Şekil 3.5. Güneş ışınım şiddetleri sonuçlarını veren arayüz

Programın sonuç arayüzünden görüldüğü üzere sonuçlar 4 sekmede sunulmaktadır. “Ara Değerler” olarak adlandırılan sekme güneş ışınım şiddetleri hesaplamaları yapılırken bu çalışmada Bölüm 3.2’de verilen diğer parametrelerin gösterimi için programa eklenmiştir.

Bu program sayesinde hesaplamalar çok hızlı bir şekilde yapılabilmektedir. Bu kısımda elde edilen güneş ışınım şiddeti değerleri bu çalışma kapsamında SORC sisteminde kullanılmaktadır. Bu hesaplamalar bir sonraki bölümde verilmektedir.

### 3.3. Güneş Enerjisi Destekli ORC Sistemi

#### 3.3.1. Basit SORC’nin I. Kanun analizi

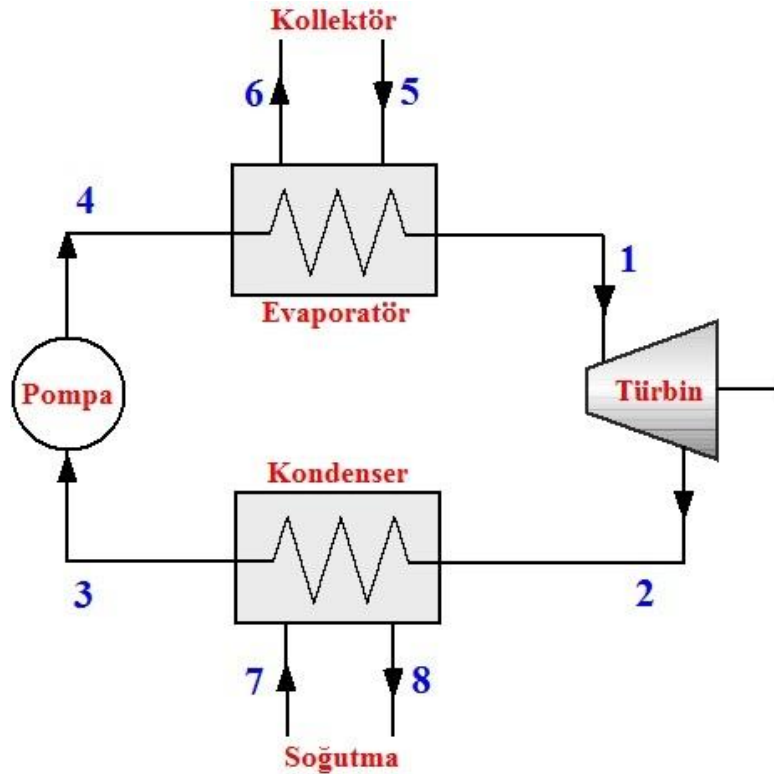
Bu kısımda basit bir güneş enerjisi destekli Organik Rankine çevriminin (SORC) I. Kanun analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analiz yapılırken ilk olarak sistemin başlangıç koşulları, giriş parametreleri, yapılacak kabuller ve sistemde her bir noktada hesaplanması gereken parametreler belirlenmiştir. Bu parametrelerin sayısal değerlerini belirlemek için ise uygun yöntemler ve formüller her bir nokta için açıkça yazılarak sistemin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Daha sonra hesaplamaların kolaylaştırılması için bu model, EES yazılımına tanıtılmıştır. Bu yazılımın kullanılması, sistem için yapılan parametrik çalışmada işlem kolaylığı ve zaman tasarrufu sağlamaktadır.

Sistem çevrimi, 1 noktası olarak belirtilen türbin girişinden başlayıp kondenser, pompa, evaporatör ve tekrar türbin olacak şekildedir. Bunlar dışında sistemde ısı kaynağı olarak güneş kolektörü sistemi ve soğutma sistemi bulunmaktadır. Sistem üzerindeki tüm bu noktalar Çizelge 3.1’de gösterilmiştir;

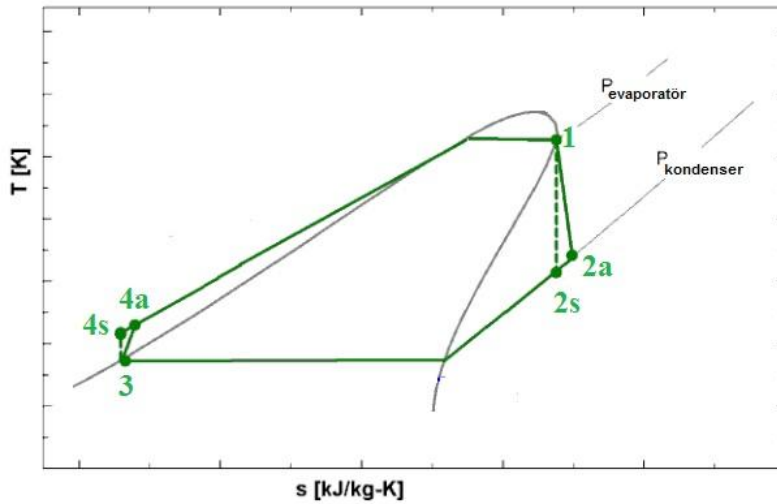
**Çizelge 3.1.** Basit SORC sisteminin her bir noktasının tanımlanması

Nokta	Açıklama
1	Türbin girişi
2	Kondenser girişi
3	Pompa girişi
4	Evaporatör girişi
5	Güneş kolektörü çıkışı
6	Güneş kolektörü girişi
7	Sisteme soğutucu akışkan girişi
8	Soğutucu akışkan çıkışı

Sistemin termodinamik analizleri, başlangıç noktası (1 noktası) türbin girişi kabul edilerek yapılmaktadır. Türbin girişi sıcaklık ve basınç değerleri sisteme girildikten sonra akışkan türbinde genişlererek kondenser girişine gelmektedir. Türbinde gerçekleşen genişleme işlemi basınç oranıyla ifade edilerek kondenser girişindeki basınç değeri ( $P_2$ ) hesaplanabilmektedir. Türbinde güç üretildikten sonra kondensere gelen organik akışkan, pompa girişinde doymuş sıvı olacak şekilde yoğuşturulmaktadır. Böylece pompa girişinde (3 noktası) organik akışkan, doymuş sıvı yani akışkanın kuruluk derecesi sıfır ( $x=0$ ) olarak kabul edilmektedir. Kondenserde ve boru hattında meydana gelen basınç düşüşleri ihmal edilerek kondenser girişindeki basınç değeri ( $P_2$ ), pompa girişindeki basınç değerine ( $P_3$ ) eşit kabul edilir. 3 noktasında hem kuruluk derecesinin hem de basınç değerinin bilinmesi diğer termodinamik özelliklerin (sıcaklık, entalpi, entropi, özgül hacim) belirlenmesini sağlamaktadır. Pompaya gelen akışkan buradan sıkıştırılarak evaporatöre gönderilmektedir. Pompada harcanan net iş, pompa gerçek verimi hesaba katılarak yapılmaktadır. 4 ve 1 noktalarında akışkan özellikleri belirlendikten sonra evaporatörde yoğuşma için gerekli olan enerji miktarı hesaplanmaktadır. Bu enerji miktarı, kollektörden faydalı enerji ve ek bir ısıtıcıdan elde edilen enerjiyle sağlanmaktadır. Kollektörden elde edilen faydalı enerjinin evaporatörde buharlaşma için gerekli olan enerji miktarına oranı yararlanma faktörü ( $SF$ ) olarak tanımlanmıştır. Evaporatörde gerçekleşen buharlaşma işleminden sonra organik akışkan tekrardan türbin girişine (1 noktasına) gelmektedir ve böylece çevrim döngüsü sağlanmaktadır. Bu çevrim şematik olarak Şekil 3.6'da gösterilmiştir. Çevrimin  $T-s$  diyagramı da Şekil 3.7'de verilmiştir.



Şekil 3.6. Basit SORC sistemi şematik gösterimi



Şekil 3.7. Gerçek ve ideal SORC sistemi  $T$ - $s$  diyagramı

Sistem hesaplamaları için gerekli olan giriş parametreleri aşağıdaki gibidir;

- i) İş akışkanı
- ii) İş akışkanının kütleli debisi ( $\dot{m}_{cev}$ )
- iii) Türbin girişi sıcaklığı ve basıncı ( $P_1, T_1$ )
- iv) Pompa ve türbin verimleri ( $\eta_p, \eta_t$ )
- v) Basınç oranı ( $r_p$ )
- vi) Güneş kollektörü sistem basıncı ( $P_{kol}$ )
- vii) Soğutma sistemi basıncı ( $P_{soğ}$ )
- viii) Güneş kollektörü giriş sıcaklığı ( $T_6$ )
- ix) Soğutucu akışkanın sisteme giriş sıcaklığı ( $T_7$ )
- x) Ortam Sıcaklığı ( $T_a$ )
- xi) Soğutma sistemindeki akışkanın kütleli debisi ( $\dot{m}_{soğ}$ )
- xii) Toplam kollektör alanı ( $A_c$ )
- xiii) Toplayıcı ısı kazanç faktörü ( $F_R$ )
- xiv) Toplam ısı transfer kayıp katsayısı ( $U_L$ )
- xv) Eğik düzleme düşen anlık toplam güneş ışınımı ( $I_T$ )
- xvi) Yutma-geçirme çarpımı ( $\tau\alpha$ )

Sistemin termodinamik analizi sırasında yapılan kabuller ve kullanılan materyaller aşağıdaki şekildedir;

- i) Sürekli çalışma koşulları mevcuttur.
- ii) Evaporatör ve kondenserdeki basınç düşüşleri ihmal edilerek evaporatör girişindeki basınç değeri ( $P_4$ ), evaporatör çıkışındaki basınç değerine ( $P_1$ ) eşit iken kondenser girişindeki basınç değeri ( $P_2$ ), kondenser çıkışındaki basınç değerine ( $P_3$ ) eşittir.
- iii) 1 noktası olarak belirtilen türbin girişinde iş akışkanının basınç ve sıcaklık değerleri her zaman aynıdır. ( $P_1$  ve  $T_1$  sabittir.)
- iv) 3 noktasında iş akışkanı doymuş sıvı kabul edilerek kuruluk derecesi ( $x$ ) her zaman sıfır (0) olarak alınmaktadır.

- v) Pompa ve türbin verimleri sistem girdisi olarak belirlenir ve analiz boyunca hep sabit kabul edilir.
- vi) Güneş kollektöründen kaynak sıcaklığı olarak kullanılan su sıcaklığı ( $T_5$ ) her zaman akışkanın türbin giriş sıcaklığından ( $T_1$ ) 10 °C daha fazla olduğu kabul edilir. Kollektöre giren suyun sıcaklığı ( $T_6$ ) ise sistem girdisi olarak kabul edilip 30 °C'dir.
- vii) Soğutucu akışkan olarak kullanılan akışkanın giriş sıcaklığı sabittir. ( $T_7$  sabittir.)
- viii) Sıcak sudan iş akışkanına ve iş akışkanından soğutucu akışkana olan ısı transferi adyabatik kabul edilir.
- ix) Akışkanın potansiyel ve kinetik enerjilerindeki değişimler ihmal edilmiştir.
- x) Borulardaki ısı kayıpları ve basınç düşüşleri ihmal edilmiştir.
- xi) Vakum tüplü güneş kollektörü için faydalı enerji ( $\dot{Q}_f$ ) hesabı yapılırken  $F_R \cdot \tau \alpha = 0,7055$ ,  $U_L \cdot \tau \alpha = 3,315$  olarak kabul edilmiştir.
- xii) Antalya için aylık ortalama ortam sıcaklıkları Çizelge 3.5'te belirlenmiştir (MGM 2009-2019).
- xiii) Antalya için eğik düzleme düşen aylık ortalama anlık toplam güneş ışınımı ( $I_T$ ) değerleri hesaplanırken tüm yıl için optimum eğim açısı 33° olarak kabul edilmiştir (Güngör vd. 2013).
- xiv) Analiz sırasında kullanılan akışkan özellikleri, EES programının bilinen termodinamik özelliklere bağlı olarak kendi içerisindeki özellik tablolarından çekilmiştir.

Sistem için her bir noktadaki hesaplamalar aşağıdaki şekildedir;

### Türbin girişi, (1) noktası

Türbin girişinde sıcaklık ve basınç değerleri sistem girdisi olarak belirlendikten sonra analiz yapılan akışkanın özellik tablolarından entalpi ( $h_1$ ) ve entropi ( $s_1$ ) değerleri belirlenir.

$$h_1 = h(\text{Akışkan}, T_1, P_1) \quad (3.31)$$

$$s_1 = s(\text{Akışkan}, T_1, P_1) \quad (3.32)$$

### Kondenser girişi, (2) noktası

Basınç oranı bir girdi olarak belirlendikten sonra kondenser girişindeki basınç değeri ( $P_2$ ) hesaplanır.

$$P_2 = \frac{P_1}{r_p} \quad (3.33)$$

Ayrıca türbin girişinde basınç ve sıcaklığa bağlı olarak belirlenen entropi değeri ( $s_1$ ), izentropik genişleme sonrası türbin çıkışındaki entropi değerine ( $s_{2s}$ ) eşitlenir.

$$s_{2s} = s_1 \quad (3.34)$$

Elde edilen kondenser basınç girişi ile izentropik entropi değeri göz önüne alınarak izentropik proses için akışkanın 2s noktasındaki sıcaklık ( $T_{2s}$ ) ve entalpi değerleri ( $h_{2s}$ ) hesaplanır.

$$T_{2s} = T(\text{Akışkan}, s_{2s}, P_2) \quad (3.35)$$

$$h_{2s} = h(\text{Akışkan}, s_{2s}, P_2) \quad (3.36)$$

2 noktasındaki gerçek entalpi ( $h_{2a}$ ) ve sıcaklık ( $T_{2a}$ ) değerleri ise türbin verimi dikkate alınarak aşağıdaki şekilde belirlenir;

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.37)$$

$$T_{2a} = T(\text{Akışkan}, h_{2a}, P_2) \quad (3.38)$$

Elde edilen veriler ile birlikte birim kütle için yapılan türbin işi ( $w_{\text{türbin}}$ ) ve yapılan türbin gücü ( $\dot{W}_{\text{türbin}}$ ) aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$w_{\text{türbin}} = \eta_t \cdot (h_1 - h_{2s}) \quad (3.39)$$

$$\dot{W}_{\text{türbin}} = \dot{m}_{\text{cev}} \cdot w_{\text{türbin}} \quad (3.40)$$

### Pompa girişi, (3) noktası

Kondenserde meydana gelebilecek basınç düşüşleri ihmal edilerek, kondenser giriş ve çıkışında basınç değerleri ( $P_2, P_3$ ) aynı kabul edilebilir. Aynı durum evaporatör için de kabul edilirse, evaporatör giriş ve çıkışındaki basınç değerleri ( $P_4, P_1$ ) eşit olur.

$$P_2 = P_3 \quad (3.41)$$

$$P_4 = P_1 \quad (3.42)$$

Pompa girişinde akışkan özellikleri doymuş sıvı eğrisi üzerinde ( $x=0$ ) olduğu kabulü ve pompa giriş basıncı dikkate alınarak başta doyma sıcaklığı ( $T_{3,\text{doym}}$ ) olmak üzere, entalpi ( $h_3$ ), entropi ( $s_3$ ) ve özgül hacim ( $v_3$ ) değerleri termodinamik özellik tablolarından okunur.

$$T_{3,\text{doym}} = T(\text{Akışkan}, P_3, x = 0) \quad (3.43)$$

$$h_3 = h(\text{Akışkan}, T_{3,\text{doym}}, x = 0) \quad (3.44)$$

$$s_3 = s(\text{Akışkan}, T_{3,\text{doym}}, x = 0) \quad (3.45)$$

$$v_3 = v(\text{Akışkan}, T_{3,\text{doym}}, x = 0) \quad (3.46)$$



Elde edilen veriler ile birlikte birim kütle için pompa işi ( $w_{pompa}$ ) ve pompa gücü ( $\dot{W}_{pompa}$ ) aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$w_{pompa} = \frac{v_3 \cdot (P_4 - P_3)}{\eta_p} \quad (3.47)$$

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_{cev} \cdot w_{pompa} \quad (3.48)$$

Ayrıca kondenserde birim kütle için ısı geçişi ( $q_{kondenser}$ ) ve birim zamanda ısı geçişi ( $\dot{Q}_{kondenser}$ ) aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$q_{kondenser} = h_{2a} - h_3 \quad (3.49)$$

$$\dot{Q}_{kondenser} = \dot{m}_{cev} \cdot q_{kondenser} \quad (3.50)$$

#### Evaporatör girişi, (4) noktası

İzantropik koşullarda pompa giriş ve çıkışında entropi ( $s_3, s_{4s}$ ) değerleri aynı kabul edilerek izentropik sıcaklık değeri ( $T_{4s}$ ) hesaplanabilir;

$$s_{4s} = s_3 \quad (3.51)$$

$$T_{4s} = T(Akışkan, s_{4s}, P_4) \quad (3.52)$$

Evaporatör çıkışında gerçek entalpi değeri ( $h_{4a}$ ) birim kütle için pompa işi dikkate alınarak aşağıdaki şekilde hesaplanabilir;

$$w_{pompa} = h_3 - h_{4a} \quad (3.53)$$

Elde edilen gerçek entalpi değeriyle ( $h_{4a}$ ) birlikte evaporatör girişinde gerçek sıcaklık ( $T_{4a}$ ) aşağıdaki şekilde belirlenir;

$$T_{4a} = T(Akışkan, h_{4a}, P_4) \quad (3.54)$$

Böylece evaporatörde birim kütle için ısı geçişi ( $q_{evaporatör}$ ) ve birim zamanda ısı geçişi ( $\dot{Q}_{evaporatör}$ ) aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$q_{evaporatör} = h_1 - h_{4a} \quad (3.55)$$

$$\dot{Q}_{evaporatör} = \dot{m}_{cev} \cdot q_{evaporatör} \quad (3.56)$$

#### Güneş kolektörü girişi ve çıkışı, (5-6) noktaları

Literatürde yapılan çalışmalar baz alınarak kolektörden gelen suyun sıcaklığının ( $T_5$ ), türbine giren akışkanın sıcaklığından ( $T_1$ ) 10 °C fazla alınması uygun görülmüştür.

$$T_5 = T_1 + 10 \quad (3.57)$$

Kollektörden elde edilen faydalı enerji ( $\dot{Q}_f$ ) kW birimi cinsinden hesaplanırken, kollektör suyu giriş sıcaklığı ( $T_6$ ), toplam kollektör alanı ( $A_c$ ), eğik düzleme düşen anlık toplam güneş ışınımı ( $I_T$ ), yutma-geçirme çarpımı ( $\tau\alpha$ ), toplam ısı kayıp katsayısı ( $U_L$ ), çevre sıcaklığı ( $T_a$ ) ve kollektör ısı kazanç faktörü ( $F_R$ ) gibi giriş parametreleri belirlenmelidir.

$$\dot{Q}_f = A_c \cdot I_T \cdot \left[ F_R \cdot \tau\alpha - F_R \cdot U_L \cdot \left( \frac{T_6 - T_a}{I_T} \right) \right] / 1000 \quad (3.58)$$

Evaporatörde buharlaşmanın gerçekleşebilmesi için gerekli olan birim zamandaki enerji miktarı ( $\dot{Q}_{evaporatör}$ ), kollektörden elde edilen faydalı enerji ( $\dot{Q}_f$ ) ve kullanılan yardımcı ısıtıcıdan elde edilen enerjiyle ( $\dot{Q}_h$ ) sağlanmaktadır. Böylece birim zamanda yardımcı ısıtıcıdan elde ettiğimiz enerji;

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_{evaporatör} - \dot{Q}_f \quad (3.59)$$

Böylece evaporatörde gerekli olan enerji miktarının bir kısmının kollektörden elde edildiği düşünülürse bu oranı ifade etmek için kullanılan yararlanma faktörünü ( $SF$ , solar fraction) aşağıdaki gibi hesaplayabiliriz;

$$SF = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{evaporatör}} \quad (3.60)$$

### Soğutucu akışkan girişi ve çıkışı, (7-8) noktaları

Soğutma sisteminde soğutma suyunun çıkış sıcaklığı ( $T_8$ ) aşağıdaki şekilde hesaplanabilmektedir;

$$c_{p,soğ} = c_p(Akışkan, T_7, P_{soğ}) \quad (3.61)$$

$$\dot{Q}_{kondenser} = \dot{m}_{cev} \cdot c_{p,soğ} \cdot (T_8 - T_7) \quad (3.62)$$

### Sistem verimi

Elde edilen veriler doğrultusunda sistem verimi aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$\eta_{th} = \frac{q_{evaporatör} - q_{kondenser}}{q_{evaporatör}} = \frac{W_{türbin} - W_{pompa}}{q_{evaporatör}} \quad (3.63)$$

### 3.3.2. Sistemde kullanılan organik akışkanların özellikleri

Çalışmada SORC sistemi için R245fa, R123, R600 ve R600a organik akışkanları seçilmiştir. Bunun sebebi bu akışkanların, kuru ve izentropik organik akışkanlar olması ve literatürde ORC sistemleri için sıklıkla kullanılıyor olmasıdır. Seçilen akışkanların

kuru ve izentropik akışkanlar olması sistem verimini arttıran bir durumdur. Bu akışkanlara ait bazı özellikler Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Sistemde kullanılan akışkanların özellikleri (Restrepo 2008; Tchanche vd. 2013)

Akışkan	Akışkan Tipi	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç (kPa)	Normal Kaynama Noktası (°C)	Güvenlik Sınıfı Grubu	Atmosferik ömür (yıl)	ODP	GWP (100 yıl)
R245fa	İzentropik	154,1	3640	14,9	B1	7,2	0	950
R123	İzentropik	183,7	3668	27,8	B1	1,3	0,020	77
R600a	Kuru	134,7	3647	-11,7	A3	0,019	0	20
R600	Kuru	152,0	3796	-0,5	A3	0,018	0	20

**R245fa:** 1,1,1,3,3,-pentafluoropropane olarak da isimlendirilen hidroflorokarbon akışkan, düşük sıcaklıkta ısı geri kazanım sistemleri için uygun özelliklere sahiptir. Ozon delme potansiyeli yoktur, yanıcı ve zehirli değildir. Atmosferik ömürleri 7,2 yıldır (Obafunmi 2014). Akışkana ait *P-h* diyagramı Ek-4’te verilmiştir.

**R123:**2,2 dichloro-1,1,1-trifluoroethane olarak da bilinir. Santrifüj soğutucu ünitelerinde kullanılır (Çoban 2011). Yanmayan ve zehirleyici etkisi olmayan bir organik akışkan olarak çalışmalarda tercih edilir. Fakat ozon delme etkisinden dolayı son yıllarda kullanımı azalmaktadır (Brasz 2004). Akışkana ait *P-h* diyagramı Ek-3’te verilmiştir.

**R600a:** 2-methylpropan ya da izobutan olarak da bilinen hidrokarbon akışkan, doğal gazdan ve petrol rafinerisi ürünlerinden elde edilmektedir. Yüksek yanıcılığundan dolayı dikkat edilmesi gereken bir akışkandır fakat ozon delme etkisi sıfırdır. Bu akışkan ev tipi buzdolaplarında kullanılmaktadır (Yaşar vd. 2016). Akışkana ait *P-h* diyagramı Ek-5’te verilmiştir.

**R600:** Bütan ya da n-bütan olarak da adlandırılan bir hidrokarbondur. Petrol benzeri bir kokuya sahip renksiz bir gazdır. Isıtma, iklimlendirme, soğutma ve pişirme gibi çok yaygın bir kullanım alanı vardır. Ozon tabakasına bir zararı yoktur ve yanıcı bir gazdır. Atmosferik basınçta, 0 °C’nin altında sıvı halde bulunur ve bu durum R600 akışkanının depolanması ve taşınması için büyük bir avantajdır (Chemical Book 2019). Akışkana ait *P-h* diyagramı Ek-6’da verilmiştir.

### 3.3.3. Vakum tüplü güneş kolektörü analizi

SORC sistemlerinde kolektör seçimi yapılırken elde edilecek kaynak sıcaklıkları mutlaka dikkate alınmalıdır. Kolektör çıkışından elde edilen bu sıcaklıklarla evaporatörde gerçekleşecek olan buharlaşma işlemi için gerekli olan enerji elde edilmektedir. Ayrıca sistemde gerekli olabilecek kolektör alanı hesabı için de önemli bir parametredir. Çeşitli tiplerdeki güneş kolektörleri için bazı özellikler ile birlikte kolektör sıcaklık aralıkları Çizelge 3.3’te verilmiştir.

**Çizelge 3.3.** Güneş enerjisi kolektörleri sıcaklık aralıkları (Kalogirou 2003)

Hareket	Kollektör Tipi	Yutucu Yüzey	Yoğunlaştırma Oranı*	Sıcaklık Aralığı (°C)
Sabit	Düzlemsel	Düz	1	30-80
	Vakum Tüplü	Düz	1	50-200
	Birleşik Parabolik	Boru	1-5	60-240
5-15			60-300	
Tek Eksenli Hareket	Lineer Fresnel Aynalı	Boru	10-40	60-250
	Silindirik Çukur	Boru	15-50	60-300
	Parabolik Çukur	Boru	10-85	600-400
İki Eksenli Hareket	Parabolik Tümsek	Nokta	600-2000	100-1500
	Helyostat Alan	Nokta	300-1500	150-2000

\*Yoğunlaştırma oranı, açıklık alanının yutucu yüzey alanına oranıdır.

Sistemde kullanılan kolektör tipine bağlı olarak kolektör ısı kazanç faktörü ( $F_R$ ), yutma – geçirme çarpımı ( $\tau\alpha$ ) ve kolektör toplam ısı kayıp katsayısı ( $U_L$ ) kolektör belirlenmelidir. Bu özellikler farklı kolektör tiplerine bağlı olarak Çizelge 3.4'te verilmiştir.

**Çizelge 3.4.** Güneş kolektör tiplerine göre  $F_R \cdot \tau\alpha$  ve  $F_R \cdot U_L$  değerleri (Ergül 1991)

Kollektör Tipi	$F_R \tau\alpha$	$F_R U_L$
Vakum tüplü, tek camlı, seçici yüzeyli kolektör	0,70	3,3
Çift camlı kolektör	0,75	6,5
Tek camlı kolektör	0,90	10

Bu tez kapsamında vakum tüplü güneş kolektörü için kolektör alanı analizi ve güneş kolektöründen yararlanma faktörünün ( $SF$ ) hesabı için  $F_R \cdot \tau\alpha=0,7055$  ve  $F_R \cdot U_L=3,315$  alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Burada  $U_L=3,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ ,  $F_R=0,85$  ve  $\tau\alpha=0,83$  değerinde kabul edilmiştir.

SORC sistemde kullanılacak olan toplam kolektör alanı ( $A_c$ )  $800 \text{ m}^2$  olarak kabul edilmiştir. Bu kabul yapılırken Eşitlik 3.64 ile Antalya'da her ay için  $\text{m}^2$  başına kolektörden elde edilebilecek faydalı enerji değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalar 12:00-13:00 saat aralığında atmosfer içinde eğik düzleme düşen anlık toplam güneş ışınımı ( $I_T$ ) ve aylık ortalama ortam sıcaklığı ( $T_a$ ) dikkate alınarak yapılmıştır. Elde edilen faydalı enerji miktarlarından en yüksek olan değer en yüksek faydalı enerji olarak tanımlanmıştır ( $\dot{Q}_{f,max}$ ). Antalya'da eğik düzleme düşen anlık toplam güneş ışınımı

değerleri bu çalışma kapsamında güneş ışınımı hesaplamaları için geliştirilen güneş enerjisi programı yardımıyla her ay için hesaplanmıştır. Elde edilen bu değerler, aylık ortalama ortam sıcaklığı ve kollektörden elde edilebilecek faydalı enerji değerleri ile birlikte Antalya için Çizelge 3.5'te verilmiştir.

$$\dot{Q}_f = I_T \cdot \left[ F_R \cdot \tau\alpha - F_R \cdot U_L \cdot \left( \frac{T_6 - T_a}{I_T} \right) \right] \quad (3.64)$$

Çizelge 3.5'te de görüldüğü üzere kollektörden m<sup>2</sup> başına elde edilebilecek en yüksek faydalı enerji miktarı ( $\dot{Q}_{f,max}$ ), Antalya için Ağustos ayında, 12:00-13:00 saat aralığında, aylık ortalama sıcaklık ( $T_a$ ) ve aylık ortalama anlık güneş ışınımı değerine ( $I_T$ ) bağlı olarak 572,06 W/m<sup>2</sup> olarak hesaplanmıştır. R123 akışkanı için türbin girişinde 150 °C sıcaklık ve 1000 kPa basınç koşullarında evaporatörde buharlaşma için gerekli olan ısı miktarı EES yazılımı yardımıyla 511,1 kW olarak hesaplanmıştır. Evaporatörde gerekli olan ısı miktarının % 90'ını ( $SF=0,9$ ) vakum tüplü güneş kollektöründen karşılamak için R123 organik akışkanı kullanılarak toplam kollektör alanı 800 m<sup>2</sup> olarak belirlenmiştir. Hesaplamaların R123 organik akışkanına göre yapılmasının sebebi çalışmada kullanılan tüm organik akışkanlar için  $SF$  değerini 1 değerinin altında tutmaktır. Bu yazılımın kullanılması, sistem için yapılan parametrik çalışmada işlem kolaylığı ve zaman tasarrufu sağlamaktadır. R123 organik akışkanıyla bu türbin koşullarında kollektör alanını belirlerken daha öncesinde tüm organik akışkanlar için farklı koşullar altında  $SF$  değerleri hesaplatılmıştır. Yapılan tüm hesaplamalar ve incelemeler sonucunda, bu çalışma için kollektör alanını belirlerken  $SF$  değerini 1 değerinin altında tutmak için R123 organik akışkanıyla türbin girişinde 150 °C sıcaklık ve 1000 kPa basınç koşulları uygun görülmüştür.

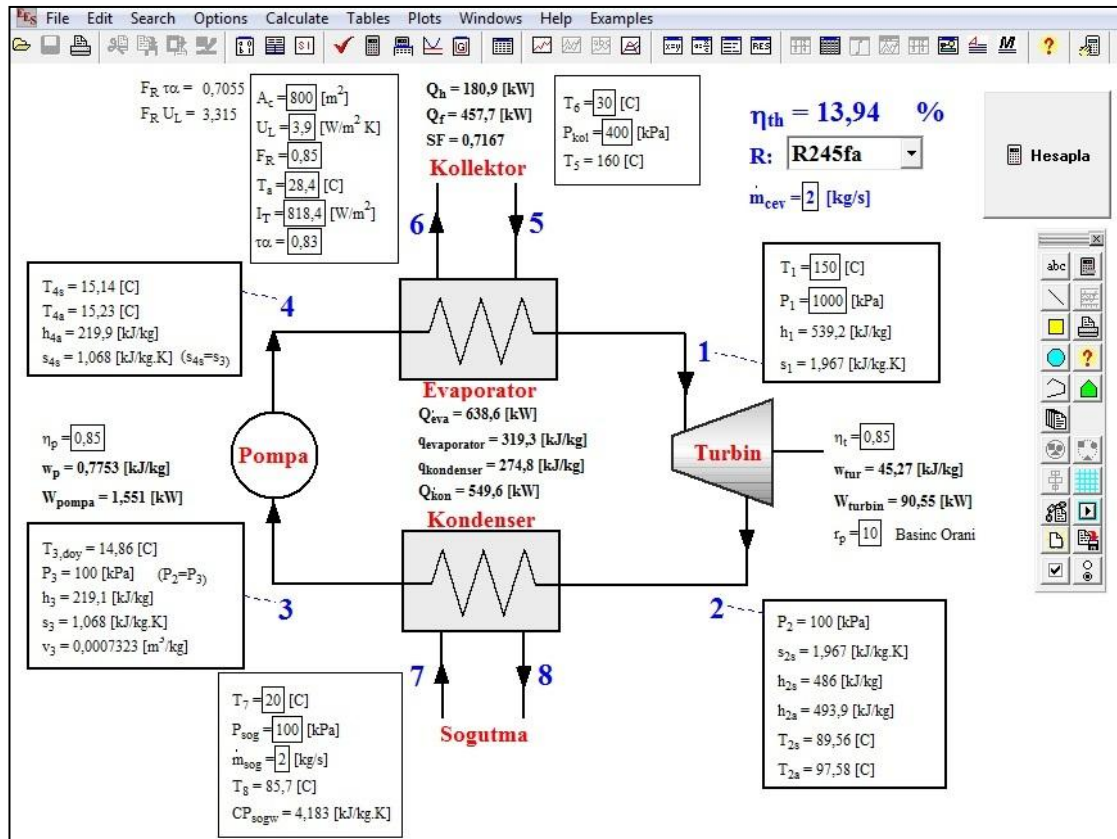
**Çizelge 3.5.** Antalya için aylık ortalama anlık  $I_T$  ve aylık ortalama ortam sıcaklıkları ( $T_a$ ) (MGM 2009-2019)

Aylar	$I_T$ (W/m <sup>2</sup> )	$T_a$ (°C)	$Q_f$ (W/m <sup>2</sup> )
Ocak	477,67	10,0	270,70
Şubat	543,82	10,7	319,68
Mart	621,43	12,9	381,73
Nisan	681,82	16,4	435,94
Mayıs	734,56	20,6	487,07
Haziran	764,75	25,3	523,95
Temmuz	789,12	28,4	551,42
Ağustos	818,38	28,4	572,06
Eylül	786,10	25,2	538,68
Ekim	684,80	20,5	451,63
Kasım	597,61	15,4	373,21
Aralık	470,70	11,6	271,08

### 3.4. Güneş Enerjisi Destekli ORC Sisteminin EES ile Simülasyonu

SORC sisteminde dört farklı organik akışkan için yapılacak olan I. Kanun analizlerini elle hesaplamaya göre daha hızlı bir şekilde yapabilmek ve akışkanlar için gerekli olan termodinamik özelliklerin belirlenmesini kolaylaştırmak amacıyla SORC sisteminin simülasyonu EES yazılımı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Bunun için sistem, şematik olarak EES’de çizilmiş olup noktalar belirlenmiştir. Her bir noktadaki termodinamik özellikleri (basınç, sıcaklık, entalpi, entropi, özgül hacim) belirlemek için sistemdeki girdileri ve sonuçları programa tanıtılmıştır. Bu çalışma kapsamında EES yardımıyla geliştirilmiş olan programın arayüzü Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Ayrıca programda yazılan kodlar Ek-1’de açıkça verilmiştir.

Şekil 3.8’de görüldüğü gibi sistemde kullanılan tüm parametreler açıkça ifade edilmiştir. Şekil üzerinde dikdörtgen içine alınan parametreler sistem girdisiyken, diğer tüm değerler girdilere bağlı olarak elde edilen sonuçlardır. Arayüz içerisinde sabitler ve girdiler belirlendikten sonra, gerekli olan tüm sonuçlar hesaplanabilmektedir. Burada türbin giriş sıcaklığı ve basıncı, basınç oranı, türbin ve pompa verimi ORC sistemi için analiz başlangıcında girilmesi gereken değerlerdir. Ayrıca güneş enerjisi sistemi ve soğutma sistemi için de giriş değerleri arayüz üzerinde, dikdörtgen içinde belirtilmiştir. Diğer tüm parametreler ise hesaplanan sonuç değerleridir.



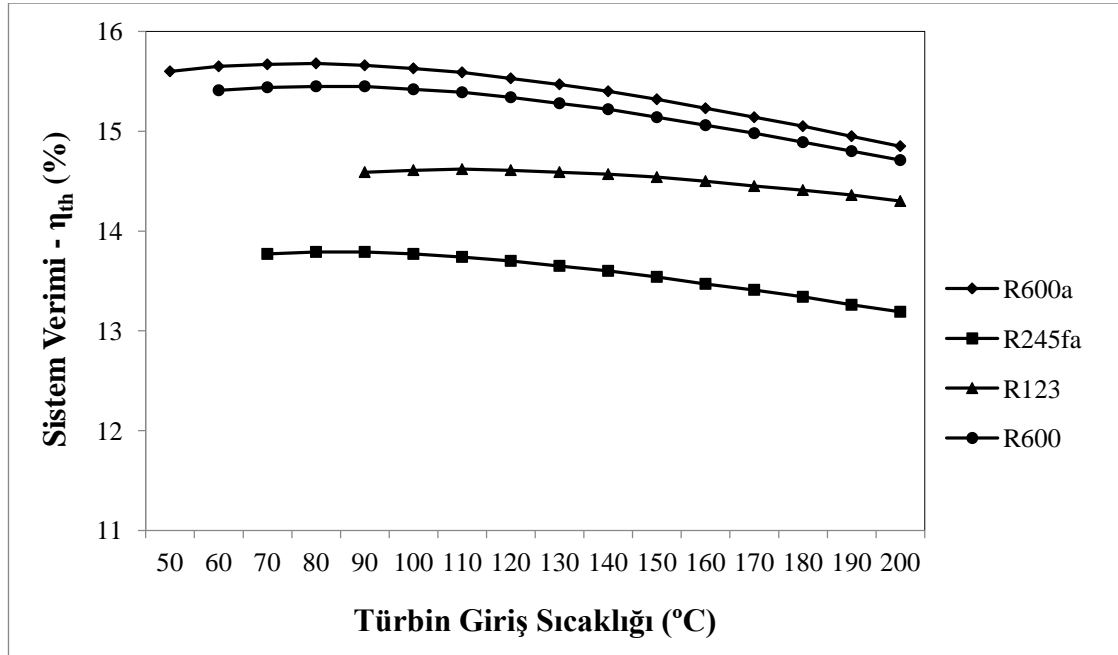
Şekil 3.8. SORC sistemi için EES’de yazılmış olan programın arayüzü

## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

### 4.1. Türbin Giriş Sıcaklığının Sistem Verimine Etkisi

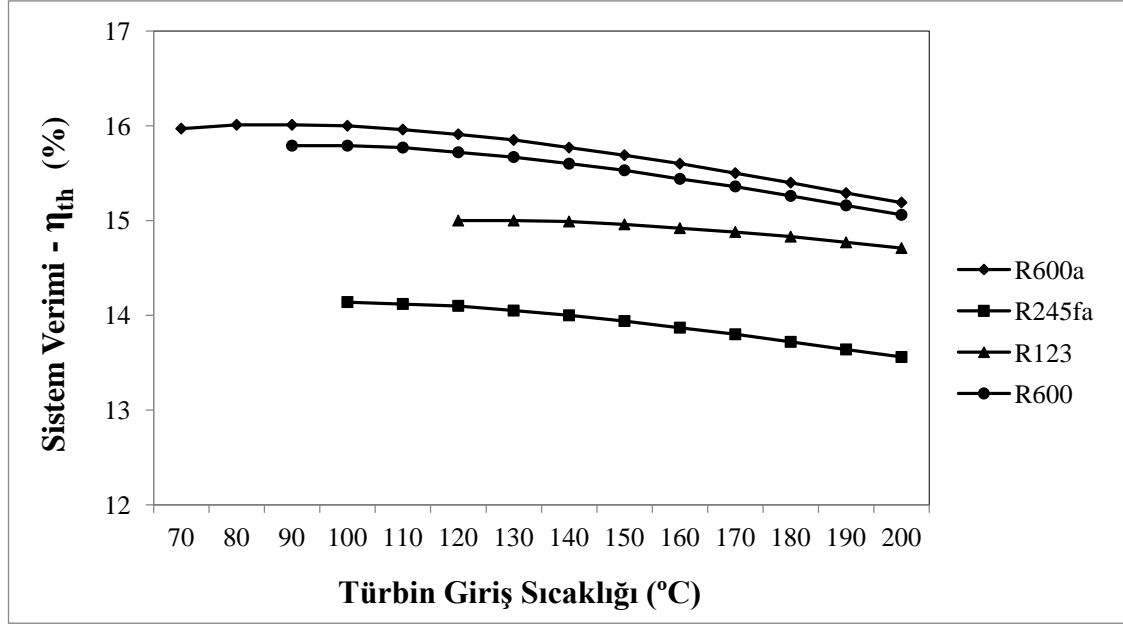
Bu kısımda türbin giriş sıcaklığının, 600 kPa, 1000 kPa ve 2000 kPa türbin giriş basınçlarında sistem verimine olan etkisi incelenmiştir.  $T_1$  ve  $P_1$  değerleri belirlenirken 1 noktasında (türbin girişi) akışkanın kızgın buhar bölgesinde kalmasına özen gösterilmiştir. Doymuş sıvı-buhar karışımı bölgesine düşülmesi ile ilgili sakıncalardan daha önce bahsedilmiştir. Sistem verim değerleri R600, R600a, R123 ve R245fa akışkanları için ayrı ayrı hesaplanarak 600 kPa, 1000 kPa ve 2000 kPa türbin giriş basınçları için sırasıyla Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te grafiklerle verilmiştir.

Şekil 4.1'de görüldüğü gibi sistem verimleri R600a için % 15,68 ile % 14,85, R600 için % 15,45 ile % 14,71, R245fa için % 13,79 ile % 13,19 ve R123 için ise % 14,62 ile % 14,3 aralığında değişmektedir. Her akışkan için türbin giriş sıcaklığı arttıkça sistem veriminin önce arttığı sonra azaldığı ve dolayısı ile sistem verimini maksimize eden bir optimum türbin giriş sıcaklığı olduğu gözlemlenmektedir. Bu basınç değerinde R600a, R600 ve R245fa için optimum sıcaklık 80 °C iken R123 için ise 110 °C olarak belirlenmiştir.



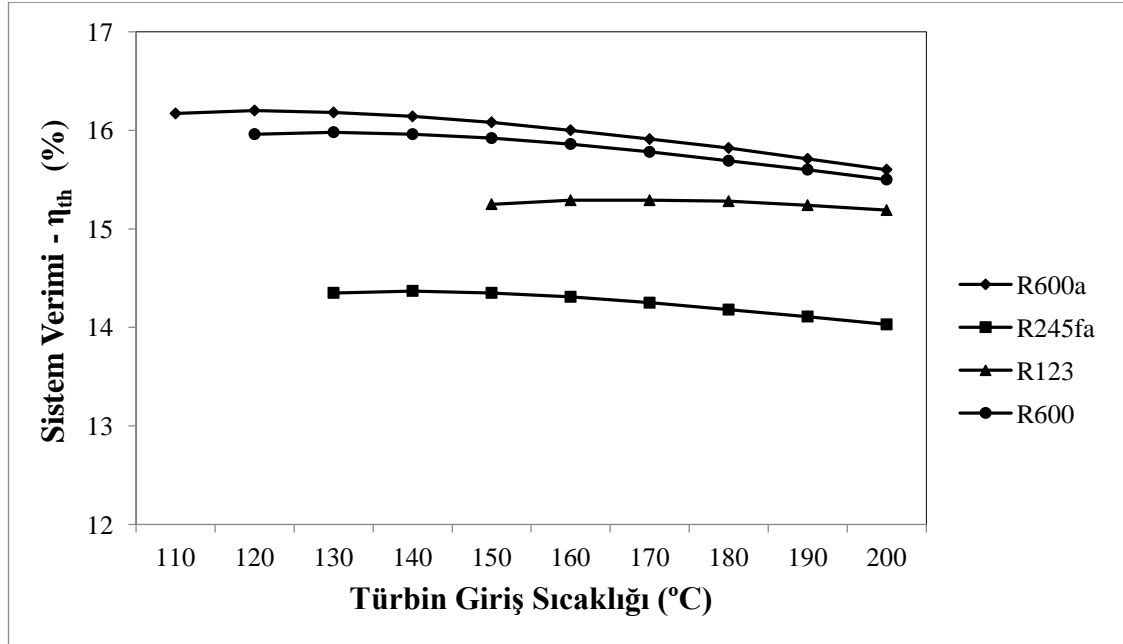
**Şekil 4.1.** 600 kPa türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklıklarının sistem verimine etkisi

Şekil 4.2'de görüldüğü gibi sistem verimleri R600a için % 16,01 ile % 15,19, R600 için % 15,79 ile % 15,06, R245fa için % 14,14 ile % 13,56 ve R123 için ise % 15,00 ile % 14,71 aralığında değişmektedir. Bu basınç değerinde R600a ve R600 için optimum sıcaklık 90 °C iken R245fa için 100 °C, R123 için ise 120 °C olarak belirlenmiştir.



**Şekil 4.2.** 1000 kPa türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklıklarının sistem verimine etkisi

Şekil 4.3’de görüldüğü gibi sistem verimleri R600a için % 16,2 ile % 15,6, R600 için % 15,98 ile % 15,5, R245fa için % 14,37 ile % 14,03 ve R123 için ise % 15,29 ile % 15,19 aralığında değişmektedir. Bu basınç değerinde optimum sıcaklık R600a için 120 °C, R600 için 130 °C, R245fa için 140 °C, R123 için ise 160 °C olarak belirlenmiştir.



**Şekil 4.3.** 2000 kPa türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklıklarının sistem verimine etkisi

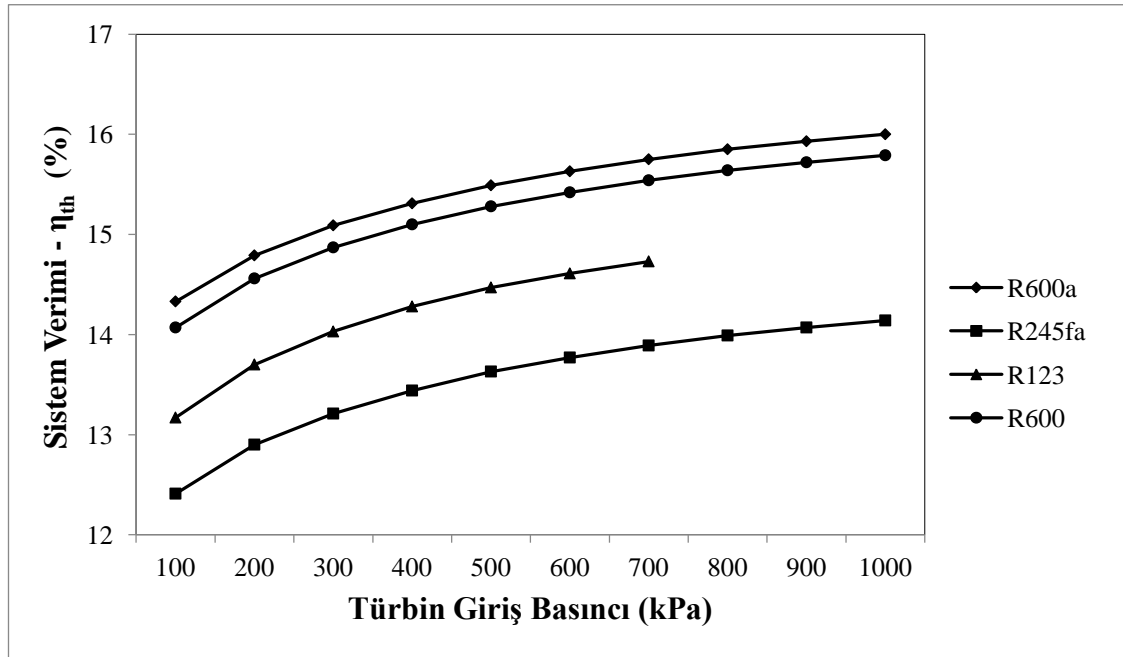


Genel olarak Şekil 4.1, 4.2 ve 4.3 göstermektedir ki 600 kPa, 1000 kPa ve 2000 kPa türbin giriş basınç değerlerinde, yüksek türbin giriş sıcaklıklarıyla sistem verimlerinin azaldığı belirlenmiştir. Bunun sebebi yüksek türbin giriş sıcaklığında, buharlaşma için evaporatörde daha fazla ısıya ihtiyaç duyulmasıdır. Ayrıca aynı koşullar altında dört farklı organik akışkana göre sistem verimlerini büyükten küçüğe R600a, R600, R123 ve R245fa olacak şekilde sıralayabiliriz. Şekillerde görüldüğü üzere bazı sıcaklık değerleri için bazı akışkanların sistem verim değerleri hesaplanmamıştır. Bunun sebebi akışkanların bu noktalarda sıvı-buhar bölgesinde kalmasıdır.

#### 4.2. Türbin Giriş Basıncının Sistem Verimine Etkisi

Bu kısımda türbin giriş basıncının, 100 °C ve 150 °C türbin giriş sıcaklıklarında sistem verimine olan etkisi incelenmiştir.  $T_1$  ve  $P_1$  değerleri belirlenirken 1 noktasında (türbin girişi) akışkanın kızgın buhar bölgesinde kalmasına özen gösterilmiştir. Sistem verim değerleri R600, R600a, R123 ve R245fa akışkanları için ayrı ayrı hesaplanarak Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te grafiklerle verilmiştir.

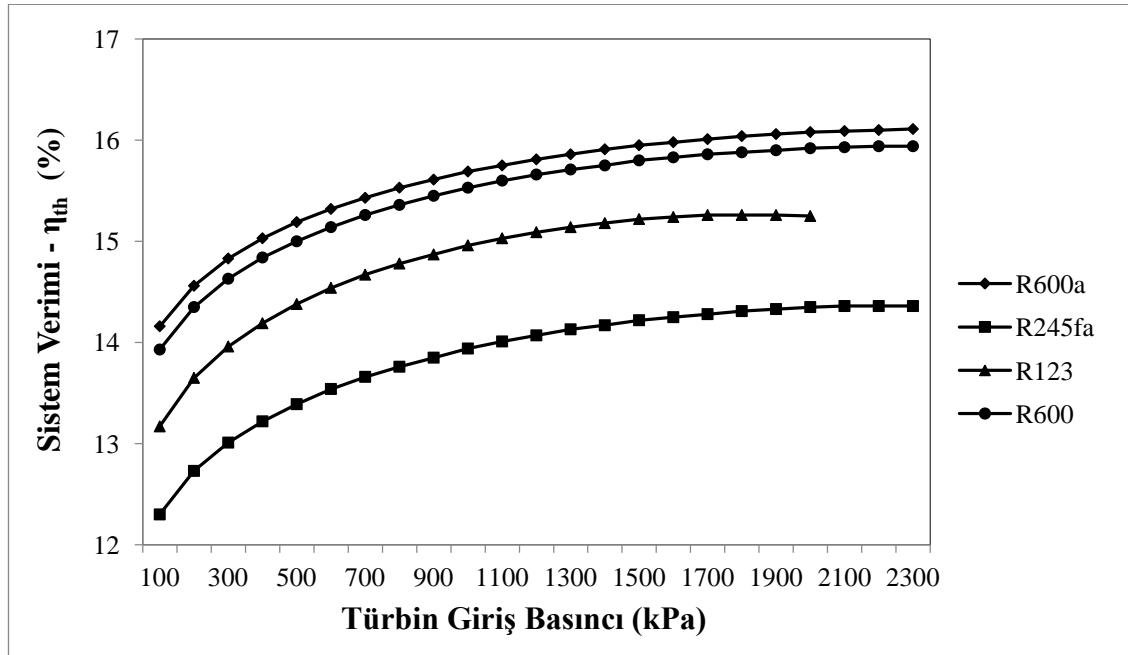
Şekil 4.4'te elde edilen verilere göre türbin giriş sıcaklığının 100 °C iken türbin giriş basıncının 100 kPa ile 1000 kPa değerleri arasında değiştiği durumda, sistem verimleri R600a için % 14,33 ile % 16,00, R600 için % 14,07 ile % 15,79, R245fa için % 12,41 ile % 14,14 ve R123 için % 13,17 ile % 14,73 aralıklarında değişmektedir.



Şekil 4.4. 100 °C türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basınçlarının sistem verimine etkisi

Şekil 4.5'te elde edilen verilere göre türbin giriş sıcaklığının 150 °C iken türbin giriş basıncının 100 kPa ile 2300 kPa değerleri arasında değiştiği durumda, sistem verimleri R600a için % 14,16 ile % 16,05, R600 için % 12,30 ile % 15,80, R245fa için % 12,30 ile % 14,17 ve R123 için % 13,17 ile % 15,25 aralıklarında değişmektedir. En

yüksek verim değerleri 150 °C sıcaklıkta R600a için 2300 kPa'da, R600 için 2200 kPa'da, R123 için 1700 kPa'da ve R245fa için 2100 kPa'da elde edilmiştir.



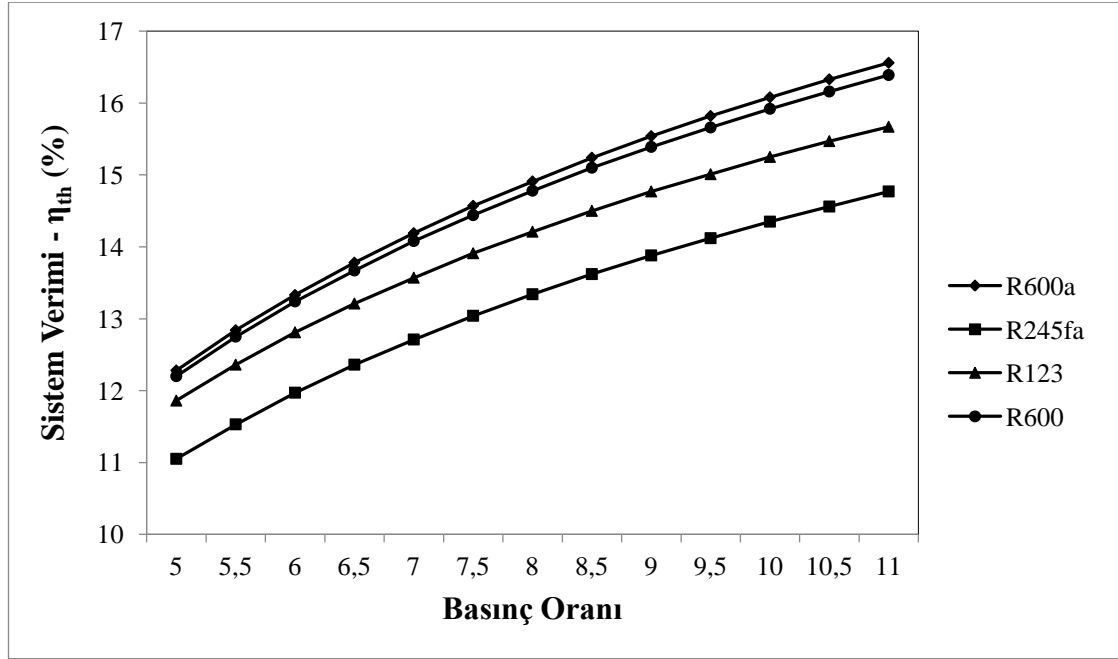
**Şekil 4.5.** 150 °C türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basınçlarının sistem verimine etkisi

Şekil 4.4 ve 4.5'e göre sabit bir türbin giriş sıcaklığı için genel olarak türbin giriş basıncı arttıkça sistem verimlerinin de arttığı görülmektedir. Ayrıca yapılan çalışmada sistem verim değerleri, dört farklı akışkan için büyükten küçüğe sırasıyla R600a, R600, R123 ve R245fa şeklindedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncı arttıkça türbin işi ve buna bağlı olarak net iş (pompa işi fazla değişmemektedir) azalırken evaporatördeki ısı geçişi de azalmaktadır. Fakat evaporatördeki ısı geçişindeki azalma, net işteki azalmadan daha fazla olduğu için sistem verimi artmaktadır. Evaporatördeki ısı geçişindeki azalmanın sebebi ise 1 noktasındaki kızgın buharın entalpi değeri artan basınçla beraber çok az değişirken, 4 noktasındaki sıkıştırılmış sıvının entalpi değeri doymuş sıvı eğrisine bağlı olarak hızla artmaktadır. Bu durumda 1 ve 4 noktaları arasındaki entalpi farkının azalmasına ve böylece evaporatördeki ısı geçişinin azalmasına neden olmaktadır.

### 4.3. Basınç Oranının Sistem Verimine Etkisi

Bu kısımda basınç oranının, türbin girişinde 150 °C sıcaklıkta 2000 kPa basınç değerlerinde sistem verimine olan etkisi incelenmiştir. Bu analizin türbin girişinde 150 °C sıcaklık ve 2000 kPa basınç şartlarında gerçekleştirilmesinin sebebi, R600, R600a, R245fa ve R123 akışkanlarının bu sıcaklık ve basınç değerinde kızgın buhar bölgelerinde olmasıdır. Bu değerler tüm akışkanların *P-h* diyagramları dikkate alınarak belirlenmiştir. Farklı basınç oranlarıyla bu akışkanlardan elde edilen verim değerleri Şekil 4.6'da gösterilmiştir.

Şekil 4.6’da görüldüğü gibi 150 °C türbin giriş sıcaklığında 2000 kPa basınçta, basınç oranı 5 ile 11 değerleri arasında arttırılmaktadır. Bu artış ile tüm akışkanlar için sistem verimlerinde artışın olduğu açıkça görülmektedir. Aynı şartlar altında en yüksek verim R600a, en düşük verim ise R245fa için hesaplanırken R600 ile elde edilen sistem verimi R123 için elde edilen veriminden daha yüksektir. Basınç oranı arttıkça hem net iş hem de evaporatörde sisteme verilen ısı miktarı artmaktadır fakat net işin artış oranı, evaporatördeki ısı geçişinin artış oranından daha fazladır. Bu durum verimin artmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.6. Türbin girişinde 150 °C sıcaklıkta 2000 kPa basınçta basınç oranının sistem verimine etkisi

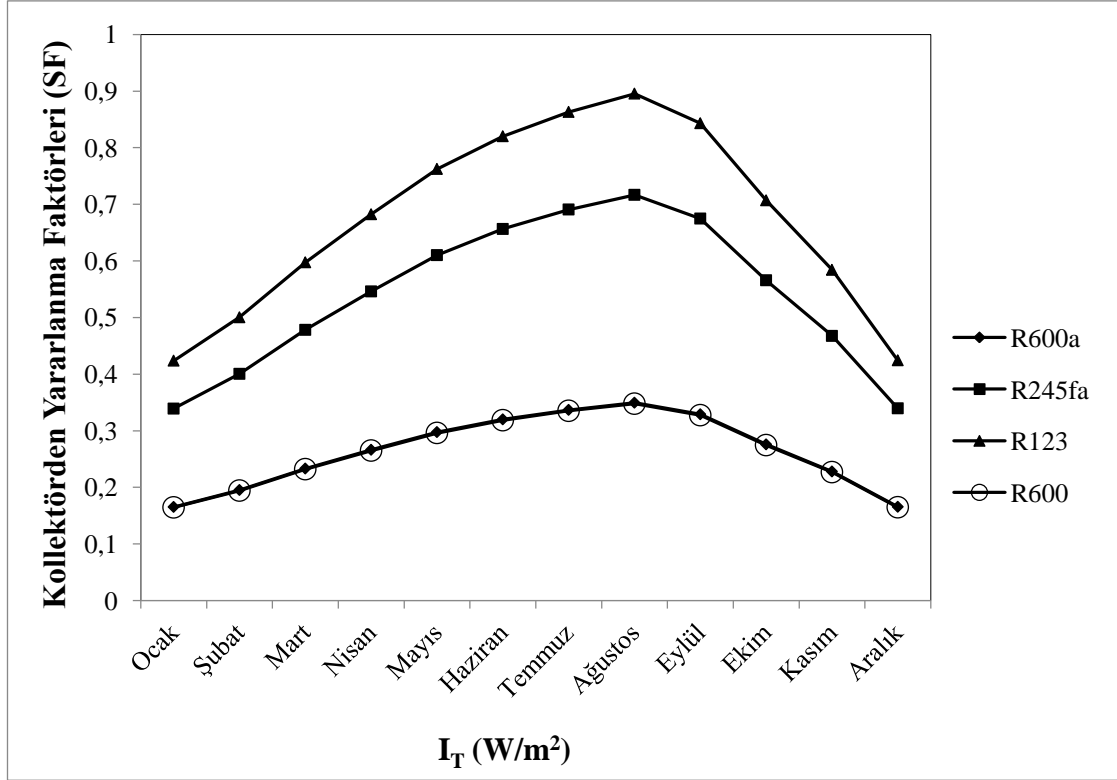
#### 4.4. Eğik Düzleme Düşen Aylık Ortalama Anlık Güneş Işınımı Şiddetinin Kollektörden Yararlanma Faktörüne ( $SF$ ) Etkisi

Bu kısımda Antalya ilinde aylık olarak vakum tüplü güneş kolektöründen yararlanma faktörleri ( $SF$ ) incelenmiştir. Eğik düzleme düşen aylık ortalama anlık güneş ışınımı şiddetleri ( $I_T$ ) belirlenirken yıl için optimum eğim açısı Antalya için 33° kabul edilmiştir. Elde edilen değerler ile aylık ortalama ortam sıcaklıkları ( $T_a$ ) dikkate alınarak kollektörden elde edilen faydalı enerji ( $\dot{Q}_f$ ) değerleri hesaplanmıştır. Evaporatördeki ısı geçişi ( $\dot{Q}_{evaporatör}$ ) değerleri ise türbin girişinde 150 °C sıcaklıkta, 1000 kPa basınçta hesaplatılmıştır. Elde edilen faydalı enerji değerleri, evaporatördeki ısı geçişi değerleri ile Eşitlik 3.60’da kıyaslanarak  $SF$  değerleri belirlenmiş olup bu değerler R600, R600a, R123 ve R245fa akışkanları için Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Bu hesaplamalar yapılırken kullanılan parametreler ise Çizelge 4.1’de belirtilmiştir.

**Çizelge 4.1.** Antalya koşullarında aylık yararlanma faktörlerini ( $SF$ ) bulmak için kullanılan değerler

Ay	$I_T$ (W/m <sup>2</sup> )	$T_a$ (°C)	$T_l$ (°C)	$P_l$ (kPa)
Ocak	477,67	10,0	150	1000
Şubat	543,82	10,7	150	1000
Mart	621,43	12,9	150	1000
Nisan	681,82	16,4	150	1000
Mayıs	734,56	20,6	150	1000
Haziran	764,75	25,3	150	1000
Temmuz	789,12	28,4	150	1000
Ağustos	818,38	28,4	150	1000
Eylül	786,10	25,2	150	1000
Ekim	684,80	20,5	150	1000
Kasım	597,61	15,4	150	1000
Aralık	470,70	11,6	150	1000

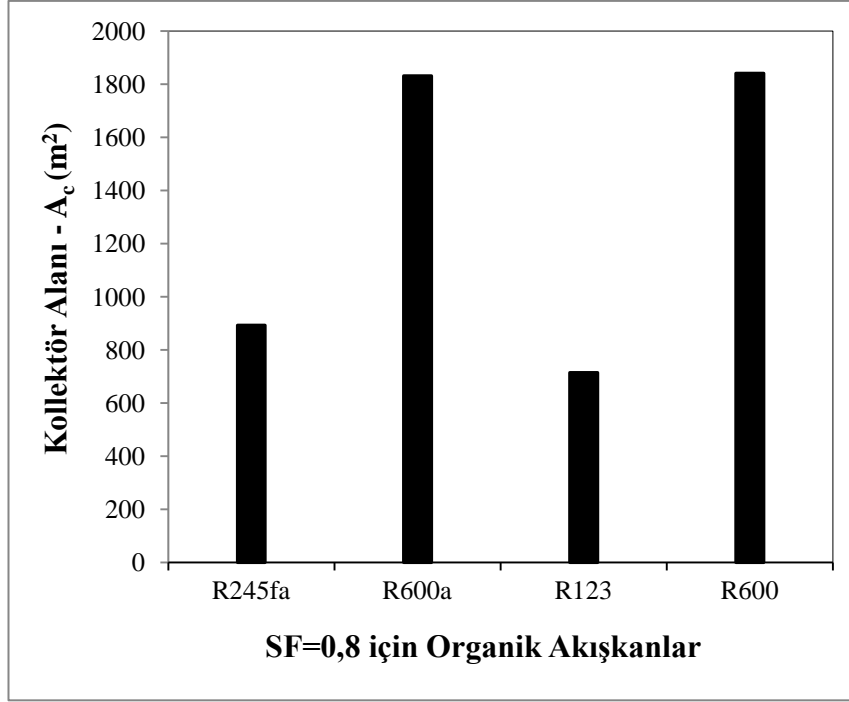
Eğik düzleme düşen anlık toplam güneş ışınımı değerlerinin yüksek olduğu aylarda kollektörden yararlanma faktörlerinin de yüksek olduğu Şekil 4.7’de sunulmuştur. Kollektör yüzeyine düşen toplam güneş ışınımının fazla olması kollektörde yüksek sıcaklıkların elde edilmesine neden olmaktadır. Bu durum ise evaporatörde gerçekleşen buharlaşma işlemi için gerekli ısının daha büyük bir kısmının kollektörden elde edilmesini sağlamaktadır. Özellikle Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında her bir akışkan için en yüksek  $SF$  değerlerinin elde edildiği, R600 ve R600a organik akışkanları için yararlanma faktörlerinin çok büyük bir oranda aynı olduğu da şekilde görülmektedir. Bu iki akışkan için değerlerin birbirlerine çok yakın hesaplanmasının sebebi, bu akışkanların evaporatörde buharlaşması için gerekli olan ısı değerlerinin birbirlerine çok yakın olmasıdır. Bu şartlar altında sabit kollektör alanı için, en yüksek yararlanma faktörleri R123 için elde edilirken, en düşük yararlanma faktörleri R600 ve R600a için elde edilmektedir. Çünkü R600 ve R600a akışkanları için aynı şartlar altında evaporatörde çok daha fazla ısıya ihtiyaç duyulması ve dolayısıyla sabit kollektör alanı için çok daha düşük oranlarda kollektörden yararlanılmasıdır.



**Şekil 4.7.** Türbin girişinde 150 °C sıcaklıkta 1000 kPa basınçta Antalya için aylık  $I_T$ 'e göre kollektörden aylık yararlanma faktörleri

Ayrıca bu kısımda 150 °C sıcaklık ve 1000 kPa basınç türbin giriş koşullarında Antalya için Ağustos ayında tüm akışkanlar için yararlanma faktörü ( $SF=0,8$ ) sabit tutularak R245fa, R600a, R123 ve R600 akışkanları için sistemde kullanılması gereken toplam kollektör alanları hesaplanmıştır (Şekil 4.8). Ağustos ayında yani güneş ışınımlarından en fazla yararlanıldığı ayda,  $SF$ 'in 0,8 seçilmesi tüm akışkanlar için kollektörden elde edilecek olan faydalı ısının, evaporatördeki ısı geçişinden her zaman daha düşük olacağı anlamına gelmektedir. Diğer bir deyişle evaporatörde buharlaşma için gerekli olan ısının % 80'i, vakum tüplü güneş kollektörleriyle sağlanmaktadır.  $SF$  değerinin 1'in altında tutulması güneş enerjisi sistemine yapılacak olan yatırımın ölü ya da atıl olma ihtimali ortadan kalkacaktır.

Şekil 4.8'de aynı şartlar altında ( $SF=0,8$ ) R600 ve R600a akışkanlarında çok daha fazla kollektör alanına ihtiyaç duyulduğu gözükmektedir. En düşük kollektör alanı ihtiyacı ise R123 akışkanı için belirlenmiştir. Çünkü R600 ve R600 akışkanları için evaporatörde çok daha fazla ısıya ihtiyaç duyulurken, R123 akışkanı için daha az ısıya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durum, R123 organik akışkanının aynı şartlar altında evaporatör giriş ve çıkış noktalarındaki (4 ve 1 noktası) entalpi değerlerinin diğer akışkanlara kıyasla daha fazla yaklaşmasıyla açıklanabilir.

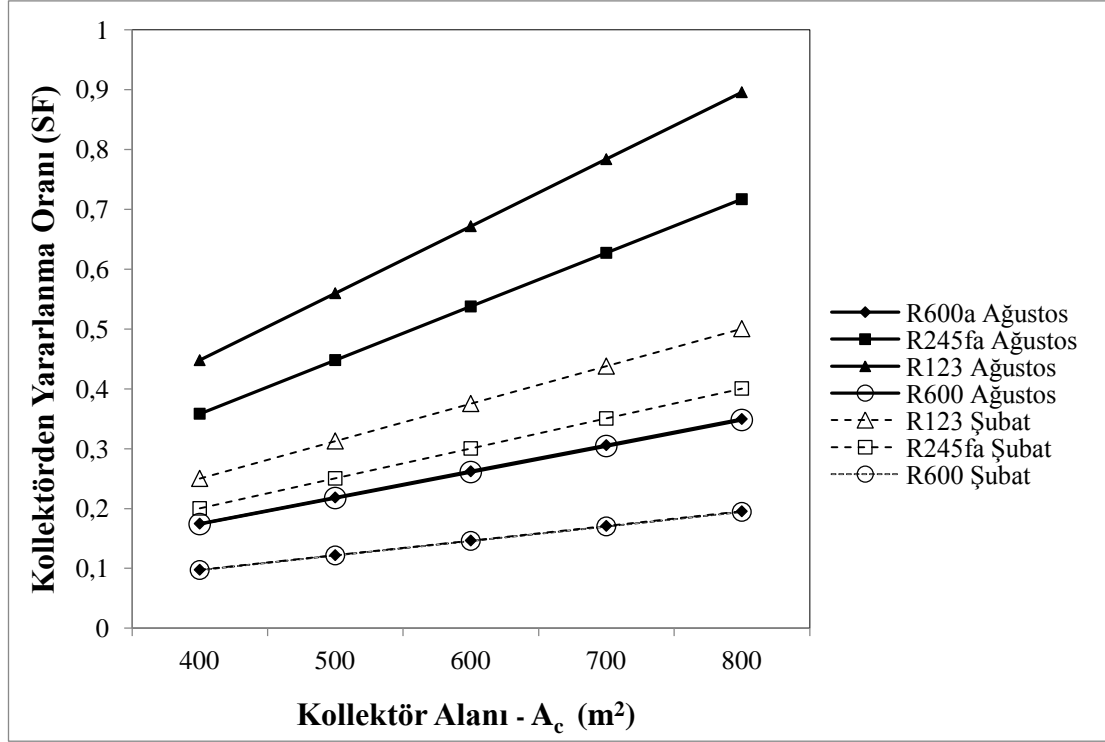


**Şekil 4.8.** Türbin girişinde 150 °C sıcaklıkta 1000 kPa basınçta 0,8 sabit yararlanma faktörüne göre akışkanlar için Ağustos ayında gerekli toplam güneş kollektörü alanı

#### 4.5. Kollektör Alanının Kollektörden Yararlanma Faktörüne Etkisi

Bu kısımda Antalya ili için Ağustos ve Şubat aylarında 400 m<sup>2</sup>, 500 m<sup>2</sup>, 600 m<sup>2</sup>, 700 m<sup>2</sup> ve 800 m<sup>2</sup> kollektör alanları için her bir akışkanda elde edilen yararlanma faktörleri Şekil 4.9’da gösterilmiştir. Bu hesaplamalar yapılırken türbin giriş koşulları 150 °C sıcaklık ve 1000 kPa basınç olarak kabul edilmiştir.

Yapılan çalışmada her akışkan için kollektör alanı arttıkça kollektörden yararlanma faktörü de artmaktadır. Bunun sebebi güneş ışınımından kollektörde daha fazla yararlanılması ve dolayısıyla evaporatördeki ısı geçişinin daha büyük bir kısmının kollektörden sağlanmasıdır. Ağustos ve Şubat ayları için aynı koşullar altında en yüksek yararlanma faktörleri Şekil 4.9’da görüldüğü gibi R123 organik akışkanı için elde edilirken en düşük yararlanma faktörleri R600 ve R600a organik akışkanları için elde edilmiştir. Aynı akışkan için Ağustos ayında, Şubat ayına nazaran daha yüksek yararlanma faktörlerinin elde edilmesinin sebebi ise Ağustos ayında Antalya için daha yüksek güneş ışınım değerlerinin elde edilmesidir. Dolayısıyla güneş ışınım değerlerinin ve kollektör alanının fazla olması daha yüksek  $SF$  değerlerinin elde edilmesine neden olmaktadır.

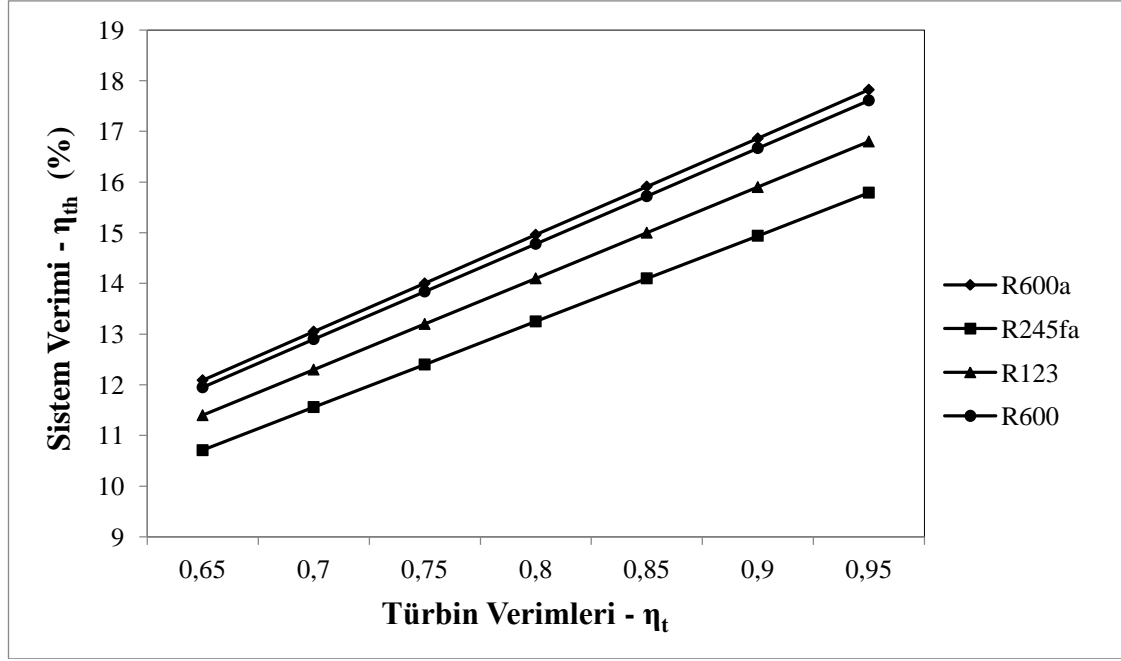


**Şekil 4.9.** Türbin girişinde 150 °C sıcaklıkta 1000 kPa basınçta Ağustos ve Şubat ayında Antalya için kollektör alanının kollektörden yararlanma faktörüne etkisi

#### 4.6. Türbin Veriminin Sistem Verimine Etkisi

Bu kısımda türbin giriş koşulları 120 °C sıcaklığında ve 1000 kPa basıncında kabul edilerek, türbin verim değerlerinin ( $\eta_t$ ) 0,65 ile 0,95 aralığında 0,05'er artarak değişmesi sonucunda elde edilen sistem verimi değerleri ( $\eta_{th}$ ) her bir nokta için hesaplatılmıştır. Elde edilen değerler dört farklı akışkan için Şekil 4.10'da grafik halinde gösterilmiştir.

Şekil 4.10 açıkça göstermektedir ki türbin verimindeki artış sistem veriminde artışa neden olmaktadır. Çünkü türbin verimlerinin yüksek kabul edilmesi türbin de ortaya çıkabilecek tersinmezliklerin daha az olması anlamına gelmektedir. Tersinmezliklerin az olması ise sistem performansını olumlu yönde etkilemektedir. Diğer yandan Eşitlik 3.39'da anlaşılacağı gibi türbin izentropik verim arttıkça türbin işi artmaktadır. Yapılan parametrik çalışmada türbin verimleri 0,65 ile 0,95 aralığında artırılmış olup en yüksek verimler R600a için elde edilirken en düşük verimler R245fa akışkanı için elde edilmiştir.



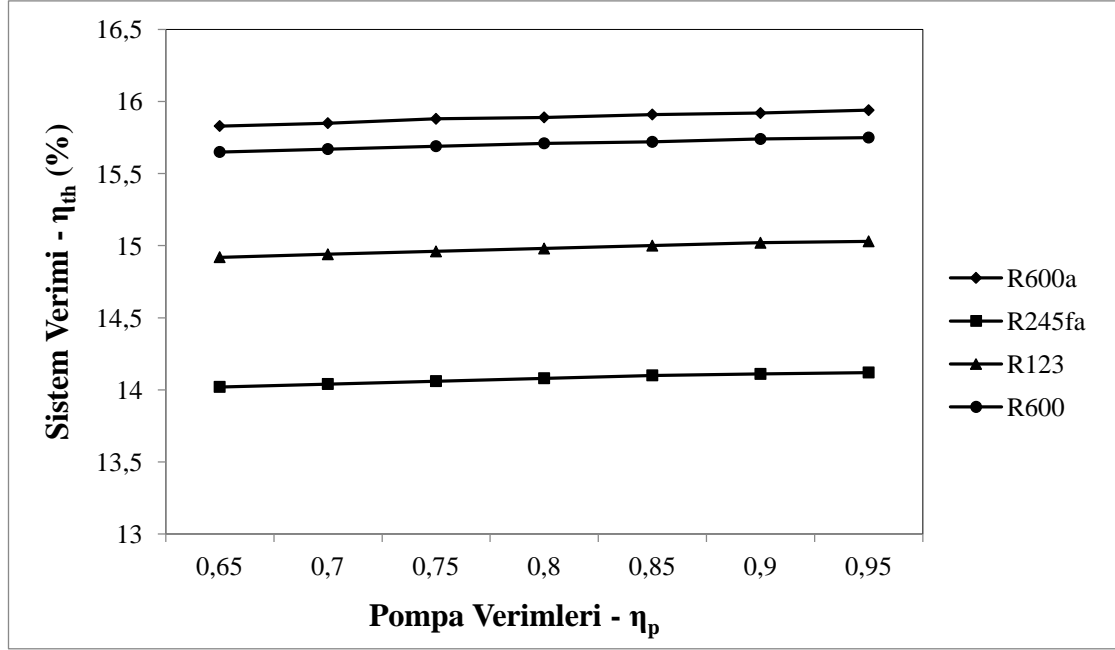
**Şekil 4.10.** Türbin girişinde 120 °C sıcaklıkta 1000 kPa basınçta türbin verimlerinin sistem verimine etkisi

#### 4.7. Pompa Veriminin Sistem Verimine Etkisi

Bu kısımda türbin giriş koşulları 120 °C sıcaklığında, 1000 kPa basıncında kabul edilerek, pompa verim değerlerinin ( $\eta_p$ ) 0,65 ile 0,95 aralığında 0,05'er artarak değişmesi sonucunda elde edilen sistem verimi değerleri ( $\eta_{th}$ ) her bir nokta için hesaplatılmıştır. Elde edilen değerler dört farklı akışkan için Şekil 4.11'de grafik halinde gösterilmiştir.

Pompa verimindeki artış sistem veriminde artışa neden olduğu Şekil 4.11'de açıkça gösterilmiştir. Bunun sebebi, Bölüm 4.5'te belirlenen sebeple aynı olup tersinmezlikler ile ilişkilendirilmektedir. Fakat pompa verimindeki artış, türbin verimindeki artış kadar sistem performansını etkilememektedir. Çünkü pompa işinin, türbin işine ve evaporatördeki ısı geçişine göre oldukça düşük kalmakta olup sistem verimine etkisi çok zayıftır. Yapılan parametrik çalışmada pompa verimleri 0,65 ile 0,95 aralığında arttırılmış olup en yüksek verimler R600a için elde edilirken en düşük verimler R245fa akışkanı için elde edilmiştir.



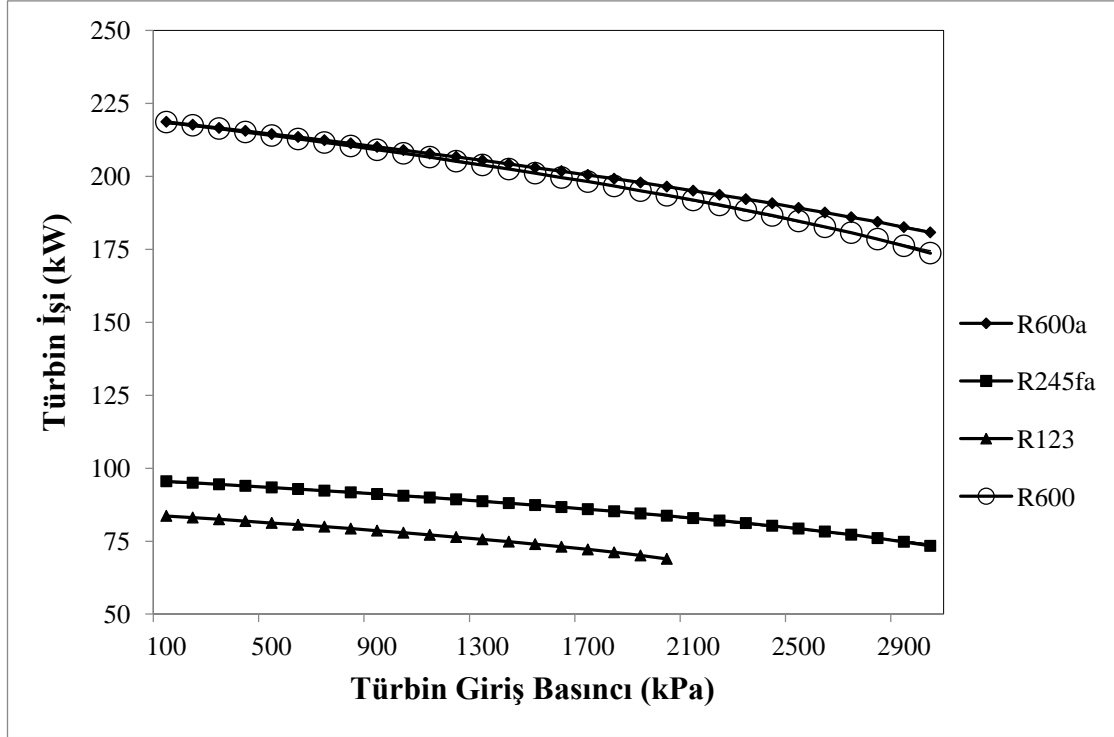


**Şekil 4.11.** Türbin girişinde 120 °C sıcaklıkta 1000 kPa basınçta pompa verimlerinin sistem verimine etkisi

#### 4.8. Türbin Giriş Basıncının Türbin İşine Etkisi

Bu kısımda türbin girişinde sıcaklık 150 °C’de olduğu kabul edilerek türbin giriş basıncının 100 kPa ile 3000 kPa değerleri arasında değiştiğinde türbin işine olan etkisi incelenmiştir. Bu parametrik çalışma R600, R600a, R245fa ve R123 akışkanları için ayrı ayrı yapılmış olup sonuçlar grafik halinde Şekil 4.12’de sunulmuştur. Türbin giriş basıncının artması, akışkanın  $P-h$  diyagramından da görülebileceği gibi türbin girişi ve çıkışındaki (1 ve 2 noktası) entalpi değerleri arasındaki farkın azalmasına neden olmaktadır. Böylece Eşitlik 3.39 dikkate alınarak türbin giriş basıncı arttıkça türbin işinin azaldığı görülmektedir.

Bu akışkanlardan R600 ve R600a için en yüksek türbin işi değerlerinin elde edildiği ve değerlerin birbirlerine bu iki akışkan için çok yakın çıktığı belirlenmiştir. Bunun sebebi bu iki akışkanın her bir noktadaki termodinamik özelliklerinin birbirlerine çok yakın olmasıdır.

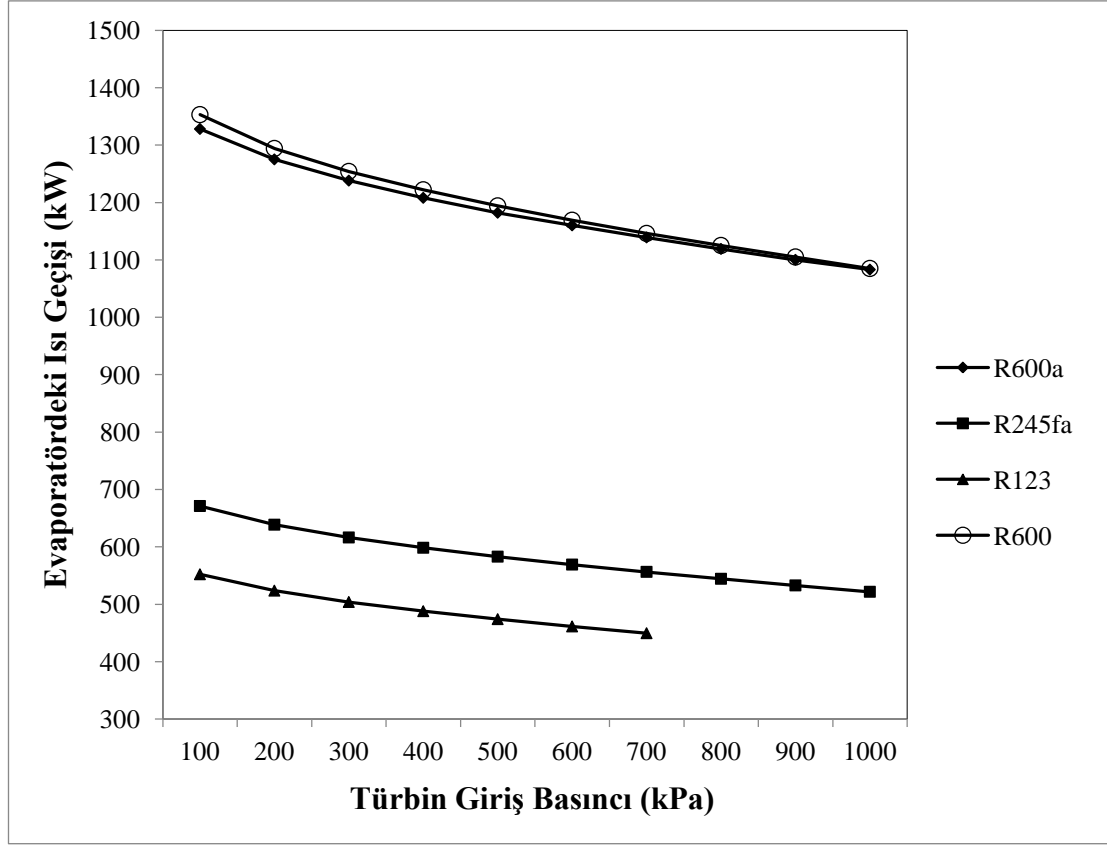


Şekil 4.12. 150 °C türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncının türbin işine etkisi

#### 4.9. Türbin Giriş Basıncının Evaporatördeki Isı Geçişine Etkisi

Bu kısımda ise türbin girişinde sıcaklık 100 °C olduğu kabul edilerek türbin giriş basıncının 100 ile 1000 kPa değerleri arasında değiştiğinde evaporatörde gerçekleşen ısı geçişine olan etkisi incelenmiştir. Bu parametrik çalışma R600, R600a, R245fa ve R123 akışkanları için ayrı ayrı yapılmış olup sonuçlar grafik halinde Şekil 4.13'te gösterilmiştir.

Şekil 4.13'te görüldüğü gibi türbin girişi basınç değeri arttırıldıkça evaporatörde gerçekleşen ısı geçişi azalmaktadır. Çünkü yüksek basınç değerlerinde, akışkanların türbin girişinde (1 noktasında) yani kızgın buhar bölgesindeki entalpi değerleri  $P-h$  diyagramlarından da görülebileceği gibi neredeyse sabit kalırken akışkanların evaporatör girişinde (4 noktası) yani sıkıştırılmış sıvı bölgesindeki entalpi değerleri doymuş sıvı eğrisine benzer şekilde hızlıca artmaktadır. Bu durum sabit türbin giriş sıcaklığında basınç arttıkça evaporatördeki ısı geçişinin dikkate değer şekilde azalmasına neden olmuştur. Yapılan parametrik çalışmada aynı koşullar altında evaporatörde gerçekleşen ısı geçişi en yüksek R600 akışkanıyla gerçekleşirken, en düşük ısı geçişi R123 akışkanıyla gerçekleşmektedir. R123 akışkanı için 100 °C sıcaklıkta, 800 ile 1000 kPa basınç değerlerinde hesaplamaların yapılmamasının sebebi bu noktalarda akışkanın kızgın buhar bölgesinde bulunmamasıdır. Ayrıca şekilden de görülebileceği üzere R600 ve R600a akışkanları birbirlerine yakın termodinamik özelliklere sahip olmalarından dolayı evaporatörde gerçekleşen ısı geçişi değerleri birbirlerine çok yakın olarak hesaplanmıştır. Bununla birlikte R600 ve R600a akışkanlarında evaporatördeki ısı geçişinin basıncın artmasıyla diğerlerine nazaran daha fazla oranda azaldığı görülmektedir.



**Şekil 4.13.** 100 °C türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncının evaporatördeki ısı geçişine etkisi

#### 4.10. Aynı Türbin İşi İçin Akışkanların Basınç Oranlarıyla Kıyaslanması

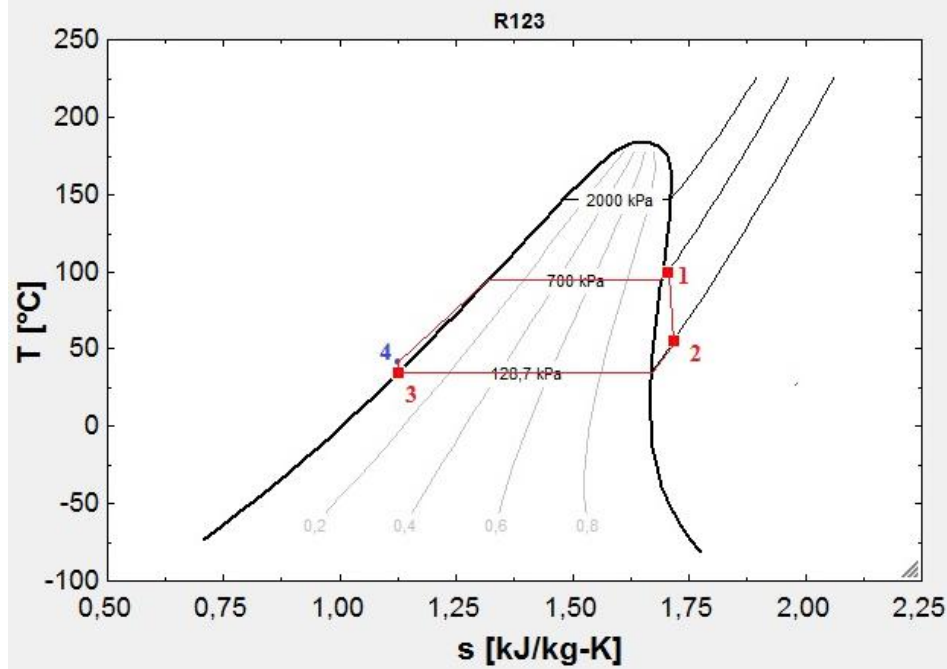
Bu kısımda 700 kPa türbin giriş basıncında, 100 °C türbin giriş sıcaklığında 50 kW türbin işinin elde edilebilmesi için dört farklı akışkanda kullanılması gereken basınç oranları hesaplatılmış olup sonuçlar diğer özelliklerle birlikte Çizelge 4.2’de verilmiştir. 50 kW türbin işi için bu hesaplamaların gerçekleştirilmesinin sebebi akışkalar için basınç oranı farkının belirgin bir şekilde görülmesini sağlamaktır. Ayrıca literatürde yapılan çalışmalar dikkate alındığında 50-70 kW türbin işi aralığında yaygın bir şekilde çalışıldığı görülmüştür.

**Çizelge 4.2.** ORC sisteminde 50 kW türbin işi için çeşitli akışkanların kıyaslanması

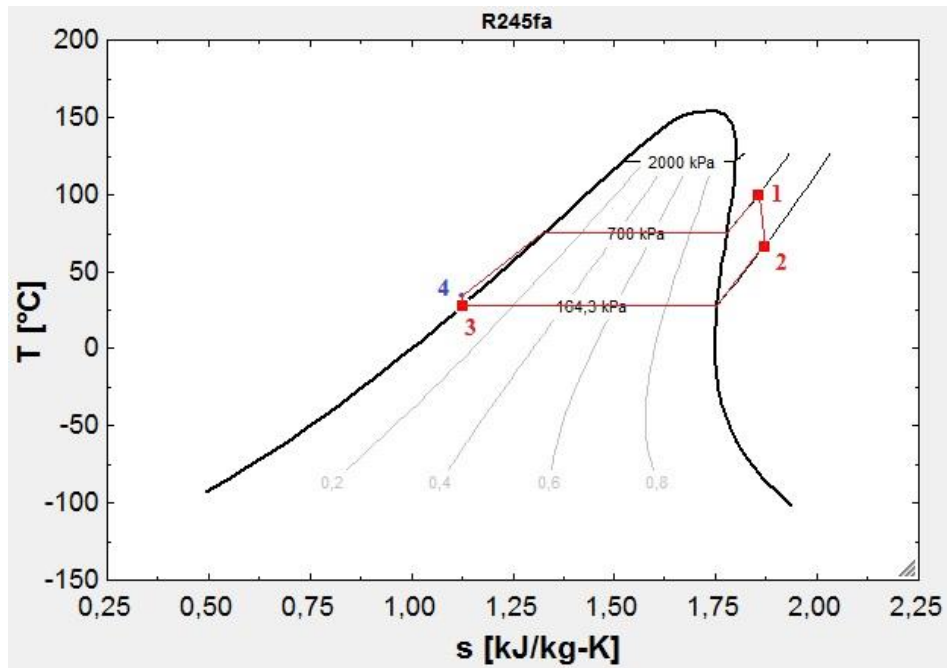
	$P_1$ (kPa)	$P_2$ (kPa)	$T_1$ (°C)	$r_p$	$\eta_{th}(\%)$	$\dot{W}_{türbin}$ (kW)
<b>R123</b>	700	128,7	100	5,44	11,82	50
<b>R245fa</b>	700	164,3	100	4,26	9,82	50
<b>R600</b>	700	376,3	100	1,86	5,37	50
<b>R600a</b>	700	380,4	100	1,84	5,31	50

Elde edilen veriler incelendiğinde bu şartlar altında seçilmesi gereken en düşük basınç oranı 1,84 ile R600a akışkanıyla iken en yüksek basınç oranı 5,44 ile R123

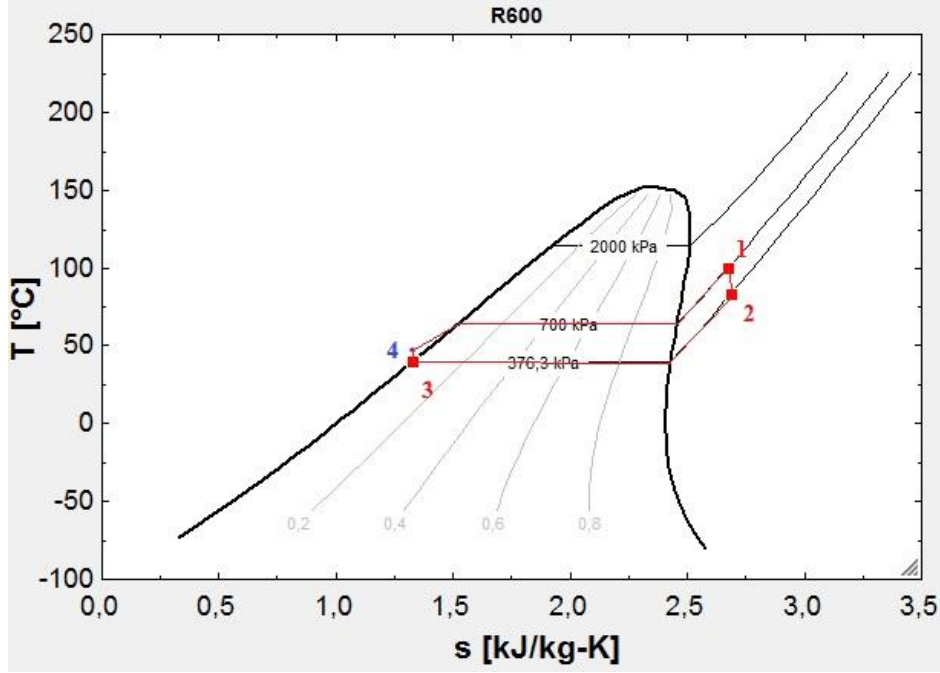
akışkanı için belirlenmiştir. Böylece aynı türbin işinin gerektiğini dikkate aldığımızda R600 ve R600a akışkanları için evaporatör-kondenser basınçları arasındaki fark daha düşük iken R123 ve R245fa akışkanları için bu fark daha yüksektir. Bu koşullar altında bu dört akışkan için  $T$ - $s$  diyagramları Şekil 4.14, 4.15, 4.16 ve 4.17’de verilmiştir.



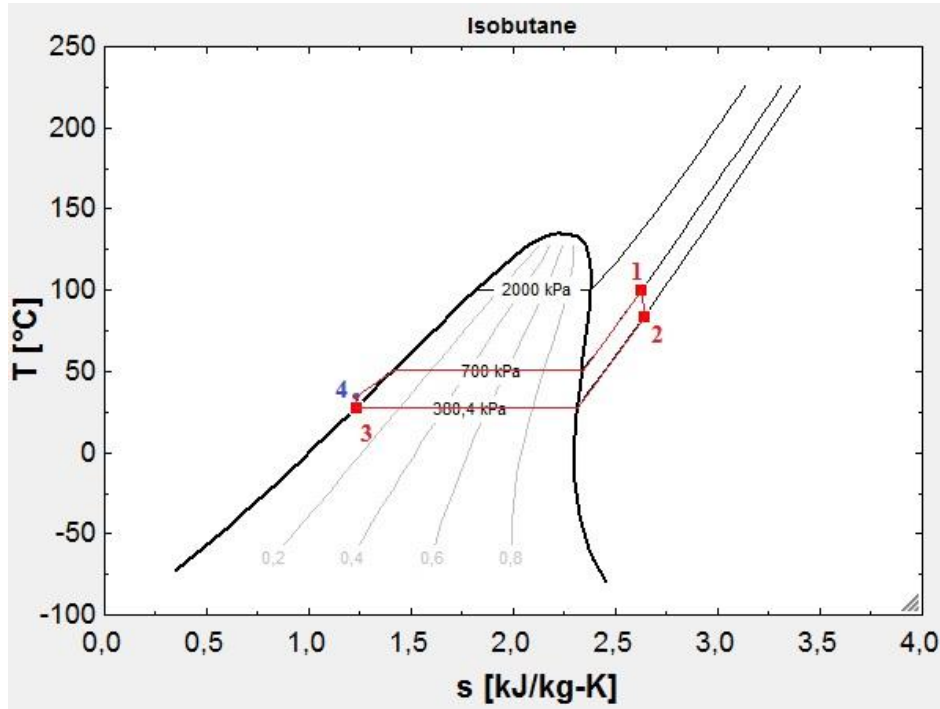
Şekil 4.14. R123 organik akışkanı için  $T$ - $s$  diyagramı



Şekil 4.15. R245fa organik akışkanı için  $T$ - $s$  diyagramı



Şekil 4.16. R600 organik akışkanı için  $T$ - $s$  diyagramı



Şekil 4.17. R600a organik akışkanı için  $T$ - $s$  diyagramı

$T$ - $s$  diyagramlarından da görüldüğü üzere akışkanlar türbin girişinde kızgın buhar bölgesinde, pompa girişinde ise kuruluk derecesi 0 olacak şekilde doymuş sıvı eğrisi üzerinde bulunmaktadır. Pompa girişi ve çıkışı (3 ve 4 noktası) arasındaki sıcaklık farkının çok düşük olması, bu iki nokta arasında termodinamik özelliklerin birbirine çok yakın olmasına neden olmaktadır.

Çalışma kapsamında geliştirilen simülasyon ile literatürde daha önce yapılmış olan çalışmalar Çizelge 4.3'te kıyaslanmıştır. Çizelge 4.3'te gösterildiği gibi literatürde daha önce yapılmış olan dört farklı çalışmada kullanılan akışkan ve türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı ve türbin çıkış basıncı değerleri belirlenmiştir. Bu parametreler bu çalışma kapsamında geliştirilen EES simülasyonuna tanıtılarak türbin işi ve sistem verimi değerleri hesaplatılmıştır. Böylece EES simülasyonu ile elde edilen değerler literatürdeki dört farklı çalışmada elde edilen değerlerle kıyaslanmıştır. Açıkça görülmektedir ki, mevcut çalışmayla elde edilen değerler daha önce literatürde yapılmış olan çalışmaların sonuçlarıyla hem sistem verimi açısından hem de türbin işi açısından örtüşmektedirler. Ayrıca parametrik çalışmalar sonucunda elde edilen grafikler literatürde yapılmış olan çalışmalarla aynı doğrultuda olup EES simülasyonunun doğruluğunu ispatlar niteliktedirler.

**Çizelge 4.3.** Mevcut çalışmanın literatürdeki bazı çalışmalar ile kıyaslanması

Literatürdeki Çalışma	Türbin İş (kW)	Literatürdeki Türbin İş (kW)	Verim (%)	Literatürdeki Verim (%)	P <sub>1</sub> (kPa)	T <sub>1</sub> (°C)	P <sub>2</sub> (kPa)	Akışkan
Datla ve Brasz (2014)	77,04	75	13,6	14	2000	124,4	177,6	R245fa
Çolak ve Bahadır (2016)	-	-	18,21	18,09	2000	200,3	100	R123
Habka ve Ajib (2016)	1152	1160	5,472	5,207	730,6	76,94	345,4	R245fa
Torres ve Rodriguez (2010)	-	-	8,885	9,95	1400	95	404,7	R600a

## 5. SONUÇLAR

EES ortamında geliştirilen simülasyon ile güneş enerjisi destekli bir ORC sisteminde R123, R245fa, R600, R600a organik akışkanları için her bir noktadaki termodinamik özellikler belirlenebilmekte, pompa ve türbin güç değerleri, ısı transferleri ve sistem verimi değerleri hesaplanabilmektedir. Yapılan parametrik çalışmalar ile sistemin nasıl çalıştığı, sistem performansına etki eden parametrelerin neler olduğu ve bu parametrelerin etkilerinin ne boyutta olduğu sebepleriyle ortaya konulmuştur. Ayrıca ORC sistemine entegre edilmiş vakum tüplü güneş kolektörünün analizinde ihtiyacımız olan eğik düzlemde aylık ortalama anlık toplam güneş ışınım değerlerinin hesaplanmasını kolaylaştırmak için bu çalışma kapsamında geliştirilen güneş enerjisi programından yararlanılmıştır. Tüm bu hesaplamalar Antalya ili için gerçekleştirilmiştir.

Yapılan çalışmada şu sonuçlar elde edilmiştir:

1. Çalışmada kullanılan R123, R245fa, R600 ve R600a organik akışkanları aynı koşullar altında incelendiğinde en yüksek sistem verim değerleri R600a akışkanı için elde edilmiştir. Bu akışkan için türbin girişinde 100 °C sıcaklıkta 100 kPa ile 1000 kPa basınç aralığında sistem verimleri % 14,33 ile % 16,00 değişmektedir. Aynı koşullar altında en düşük sistem verimi değerleri ise R245fa için elde edilirken bu değerler 100 kPa ile 1000 kPa basınç aralığında sırasıyla % 12,41 ile % 14,14 aralığında değişmektedir. Ayrıca R600 ve R123 organik akışkanları kıyaslandığında R600 organik akışkanının sistem verimi değerlerinin daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Dolayısıyla bir SORC sisteminde bu akışkanlar içerisinde R600a akışkanının kullanılmasının sistem performansı açısından daha iyi olacağı düşünülmektedir.
2. Türbin giriş basıncının artırılması halinde sistem verimi artmaktadır. Bunun sebebi evaporatördeki ısı geçişindeki azalma, net işteki azalmadan daha fazla olmasıdır. Ayrıca türbin giriş sıcaklığının artırılması halinde ise sistem verimi azalmaktadır. Çünkü yüksek sıcaklıklarda, evaporatörde daha yüksek ısıya ihtiyaç duyulmaktadır. Sonuç olarak türbin giriş sıcaklık ve basınç değerleri, sistemde elde edilen net güce, evaporatördeki ısı geçişine ve dolayısıyla sistem verimine etki eden en önemli parametrelerden olup analizlerde ve tasarımlarda mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır.
3. Türbin ve pompa verimlerindeki artış sistem verimlerinin artmasına neden olmaktadır. Bunun sebebi türbin ve pompa verimlerinin yüksek kabul edilmesi halinde sistemde tersinmezliklerin daha az olmasıdır ve dolayısıyla sistem performansının artmasıdır. Fakat pompa verimlerindeki artış, türbin verimlerindeki artış kadar sistem performansını etkilememektedir. Çünkü yapılan pompa işlerinin ve buradaki değişimleri oldukça düşüktür.
4. Basınç oranı arttıkça, net işin artış oranı, evaporatördeki ısı geçişinin artış oranından daha fazladır. Bu durum, sistem veriminin artmasına neden olmaktadır. Yapılan çalışmada basınç oranı 5 ile 11 değerleri arasında parametrik olarak incelenmiş olup en yüksek verim değerleri R600a organik

akışkanıyla iken, en düşük verim değerleri R245fa organik akışkanıyla elde edilmiştir. Türbin girişinde 150 °C sıcaklık ve 2000 kPa basınç değerlerinde sistem verimi R600a için % 12,28 ile % 16,56 aralığında iken R245fa için % 11,05 ile % 14,77 aralığındadır.

5. Antalya koşullarında güneş ışınım değerlerinin en fazla olduğu Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında SORC sisteminde kollektörden yararlanma faktörleri en yüksek değerlere ulaşmaktadır. Çünkü evaporatörde buharlaşma için gerekli olan ısının büyük bir bölümü bu aylarda kollektörden elde edilmektedir. Ek ısıtıcıya olan ihtiyaç minimum seviyededir. Çalışma da aynı koşullar altında kullanılan dört farklı akışkandan R123 organik akışkanı için en yüksek  $SF$  değerleri elde edilmiştir. Bu değerler R123 için türbin girişinde 100 °C sıcaklıkta 1500 kPa basınçta Temmuz, Ağustos ve Eylül ayları için 0,86, 0,90 ve 0,84 olarak hesaplanmıştır. Aynı koşullar altında en düşük  $SF$  değerleri ise sırayla 0,34, 0,35 ve 0,33 olacak şekilde R600 ve R600a organik akışkanları için elde edilmiştir.
6. Aynı kollektörden yararlanma faktörüne göre gerekli olan kollektör alanı en yüksek R600 ve R600a organik akışkanlarında belirlenmiştir. Gerekli en düşük kollektör alanı ise R123 organik akışkanı içindir. Bunun sebebi, R123 için evaporatörde buharlaşma için gerekli olan ısının düşük olmasıdır.
7. Güneş ışınım değerlerinin ve kollektör alanının fazla olması daha yüksek  $SF$  değerlerinin elde edilmesine sebep olmaktadır. Bunun sebebi evaporatördeki ısı geçişinin daha büyük bir kısmının güneş enerjisiyle sağlanmasıdır.
8. Türbin giriş basıncının artırılması halinde incelenen tüm akışkanlar için türbin işi ve evaporatördeki ısı geçişi değerleri azalmaktadır. Bunun sebebi aynı sıcaklık değerinde, basınç değeri arttırıldığında akışkanların termodinamik özelliklerinden entalpi değerlerinin kızgın buhar bölgesinde azalmasıdır. Ayrıca aynı şartlar altında en yüksek türbin işi ve en yüksek evaporatördeki ısı geçişi değerleri R600 ve R600a organik akışkanları için elde edilmiştir. En düşük değerler ise R123 organik akışkanı için elde edilmiştir. Türbin işi değerleri daha düşük aralıklarla değişirken, evaporatördeki ısı geçişi değerleri daha geniş aralıklarla değişmektedir. Dolayısıyla grafiklerde azalış evaporatördeki ısı geçişi değerleri için daha belirgin haldedir.

Özetle, bu çalışmada matematiksel modeli belirlenen bir SORC sisteminde R123, R245fa, R600 ve R600a organik akışkanları kullanılarak termodinamik analizler parametrik olarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar ile sistem performansına etki eden parametreler ve bunların etkileri belirlenmiştir. Böylece bir SORC sistemin kurulumundan önce sistemde kullanılacak olan akışkan uygun bir şekilde seçilebilir, sistemin çalışma sıcaklık ve basınç değerleri ve gerekli kollektör alanı belirlenebilir ve dolayısıyla her bir parametrede yapılacak olan iyileştirmeler ile sistem performansı geliştirilebilir. Ayrıca bu çalışma kapsamında geliştirilen simülasyonlar, zamandan tasarruf sağlayarak aynı çevrim için farklı şartlar altında analizlerin gerçekleştirilmesini ve sistemde kullanılacak olan elemanların belirlenmesine olanak sağlamaktadır.



Antalya gibi güneş enerji potansiyeli oldukça yüksek olan bölgelerde, ORC sistemlerinin güneş enerji sistemleriyle entegre edilmesi vazgeçilmez ihtiyacımız olan enerjinin doğal kaynaklarla ve çevre dostu sistemlerle elde edilmesini sağlayacaktır. Bu tarz sistemlerin geliştirilmesi insanlığa yararlı olacağı düşünülmektedir. Ayrıca bu tip bir sistemin rejeneratif döngülerle geliştirilerek verimlerinin arttırılabileceği düşünülmekte olup çalışmanın devamı olarak bir sonraki adımda sistem verimini arttırmaya yönelik bir uygulama olan türbin ile kondenser arasına bir rejeneratör yerleştirilmesi suretiyle elde edilen rejeneratif bir güneş destekli ORC çevriminin analizinin yapılması planlanmaktadır. Çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar bu alanda yapılacak olan araştırmalara ve uygulamalara rehberlik edeceği ve bu tarz sistemler için araştırmacılara farkındalık oluşturacağı düşünülmektedir.

## 6. KAYNAKLAR

- Aboelwafa, O., Fateen, S.K., Soliman, A. and Ismail I.M. 2018. A review on solar Rankine cycles: Working fluids, applications, and cyclemodifications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82: 868-885.
- Acar, E. 2014. Bir yoğunlaştırılmış güneş enerjisi santrali için Organik Rankine çevrimi dizaynı ve modellenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 104 s.
- Aghahosseini, S. and Dincer, I. 2013. Comparative performance analysis of low-temperature Organic Rankine cycle (ORC) using pure and zeotropic working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 54: 35-42.
- Akdur, B. 2012. Güneş enerjisiyle hava ısıtacak izolasyonlu kompozit duvar dizaynı ve simülasyonu. Bitirme Tezi, Ege Üniversitesi, İzmir, 93 s.
- Algieri, A. and Morrone, P. 2012. Comparative energetic analysis of high-temperature sub-critical and transcritical Organic Rankine cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district. *Applied Thermal Engineering*, 36: 236-244.
- Alireza, J. and Sarunac, N. 2017. Thermodynamic analysis of a simple Organic Rankine cycle. *Energy*, 118: 85-96
- Alkan, A. 2016. Yenilenebilir hibrit enerji kaynakları ile beslenen konutlarda akıllı enerji depolama ve yönetim sistemi. Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli 160 s.
- Anonymous 1: Chemical Book.  
[https://www.chemicalbook.com/ChemicalProductProperty\\_EN\\_CB6152626.htm](https://www.chemicalbook.com/ChemicalProductProperty_EN_CB6152626.htm) [Son erişimtarihi: 18.04.2019].
- Anonymous 2: Clements Dave. 2014.  
[https://www.enterprisetech.com/2013/02/13/mapping\\_manufacturing\\_s\\_changing\\_landscape/bladecorrosion-jpg](https://www.enterprisetech.com/2013/02/13/mapping_manufacturing_s_changing_landscape/bladecorrosion-jpg) [Son Erişim Tarihi: 20.03.2018].
- Avadhanula, V.K. 2015. Evaluation and parametric modeling of 50 kw Organic Rankine cycle for waste heat recovery from rural Alaska Diesel generator power plants. PhD. Thesis, University of Alaska Fairbanks, Alaska, 225 p.
- Bao, J. and Zhao, L. 2013. A review of working fluid and expander selections for Organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24: 325-342.
- Baral, S., Kim, D., Yun, E. and Kim, C.K. 2015. Experimental and thermoeconomic analysis of small-scale Solar Organic Rankine cycle (SORC) system. *Entropy*, 17: 2039-2061.
- Baş, H.C. 2016. Fotovoltaik pillerin performans değerlendirmesi. Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi, Karabük, 83 s.
- Baykan, A. 2011. Düşey boru fırında biokütlenin termal davranımlarının incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 55s.

- Bertrand, F.T., George, P., Gregory, L. and Antonios, F. 2009. Fluid selection for a low-temperature solar Organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29: 2468-2476.
- Brasz, L.J. and Bilbow, W.M. 2004. Ranking of working fluids for Organic Rankine Cycle applications. The International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 722 pp, 12-15 July, Indiana.
- Carayannis, E.G. 2011. Fundamental concept and energy performance aspects of low-temperature geothermal power generation using binary ORC technology. Planet Earth 2011- Global Warming Challenges And Opportunities For Policy And Practice. InTech, 656 s.
- Cataldo, F., Mastrullo, R., Mauro, A.W. and Vanoli, G.P. 2014. Fluid selection of Organic Rankine Cycle for low-temperature waste heat recovery based on thermal optimization. *Energy*, 72: 159-67.
- Chacartegui, R., Vigna, L., Becerra, J.A. and Verda, V. 2016. Analysis of two heat storage integrations for an Organic Rankine cycle parabolic trough solar power plant. *Energy Conversion and Management*, 353: 367-125.
- Cihan, E. 2014. Organik Rankine çevrimi ile çalışan atık ısı kaynaklı bir soğutma sisteminin performansının araştırılması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34: 101-109.
- Çengel, Y. ve Boles, M.A. 2011. Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla 5. Baskı. İzmir Güven Kitapevi, İzmir, 946 s.
- Çoban, M.T. ve Atalay, H. 2011. R123 soğutucu akışkanının termodinamik özelliklerinin modified Benedict Webb Eubin (MBWR) gerçek gaz denklemi kullanılarak hesaplanması. ULIBTK'11 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 07-11 Eylül, Zonguldak, 176 ss.
- Çolak, L. and Bahadır, T. 2016. Modeling thermodynamic analysis and simulation of Organic Rankine cycle using geothermal energy as heat source. 12th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT 2016), pp. 1502-1508, 11-13 July, Malaga.
- Dai, Y., Wang, J. and Gao, L. 2009. Parametric optimization and comparative study of Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion And Management*, 50: 576-582.
- Datla, B.V. and Brasz, J.J. 2014. Comparing R1233zd and R245fa for low temperature ORC applications. 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2546 pp, 14 – 17 July, Purdue University, Indiana.
- Delgado-Torres, A.M. and García-Rodríguez, L. 2010. Analysis and optimization of the low-temperature solar organic rankine cycle (ORC). *Energy Conversion and Management*, 51: 2846- 2856.
- Duffie, J.A. and Beckman, W.A. 1980. Solar engineering of thermal process. A Wiley Interscience Publications, University of Wisconsin, Madison, 904 p.
- Ergül, E. 1991. Simulation of a Solar - Aided R 22 - DEGDME Absorption Heat Pump System. Yüksek Lisans Tezi, Ankara, 109 s.

- Ergün, A., Özkaymak, A. ve Kılıçaslan, E. 2016. Organik Rankine çevrimi prensibi ile düşük sıcaklıktaki kaynaklardan elektrik üretim uygulamaları. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4: 686-696.
- Etemoğlu, A.B., İşman, M.K. ve Can, M. 2006. Bursa ve çevresinde jeotermal enerjinin kullanılabilirliğinin incelenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 11: 55-64.
- Exergy ORC. 2012. Organic Rankine Cycle for biomass.  
<http://exergy-orc.com/applications/biomass>. [Son erişim tarihi: 11.04.2018]
- Eyidoğan, M., Kılıç, F.Ç., Kaya, D., Çoban, V. and Çağman, S. 2016. investigation of Organic Rankine cycle (ORC) technologies in Turkey from the technical and economic point of view. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56: 885-895.
- Garg, P., Karthik, G.M., Kumar, P. and Kumar, P. 2016. Development of a generic tool to design scroll expanders for ORC applications. *Applied Thermal Engineering*, 109: 878-888.
- Grabinski, P. 2011. Optimization of the performance of an Organic Rankine cycle used as waste heat recovery system in a bio-liquid Diesel engine power plant. MSc. Thesis, University of Iceland & University of Akureyri, Iceland, 73 p.
- Gulin, M., Vasak, M. and Baotic, M. 2013. Estimation of the global solar irradiance on tilted surfaces. International Conference on Electrical Drives and Power Electronics.
- Gupta, K.N. and Ranjan, R. 2017. Efficient conversion of low temperature heat into work. *International Journal for Scientific Research and Development*, 5(1): 998-1001.
- Güler, B. and Güney, M.S. 2017. Low Temperature Heat Conversion Methods. *International Journal of Scientific and Technological Research*, 3(8): 28-35
- Güngör, A., Koçer, A. ve Demirci, E. 2013. Güneş enerjisi kullanımında optimum tilt açısının önemi. 6. Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 06-07 Aralık, Mersin.
- Habka, M. and Ajib, S. 2016. Performance estimation of mixtures in solar Organic Rankine cycle with two mini cogeneration options for improvement purpose. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 16: 174-189.
- Heberle, F. and Brüggemann, D. 2010. Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation, *Applied Thermal Engineering*, 30(11-12): 1326-1332.
- Hettiarachchi, M.H.D., Golubovic, M., Worek, W.M. and Ikegami, Y. 2007. Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, 32: 1698:1706.
- Imran, M., Park, B.S., Kim, H.J., Lee, D.H., Usman, M. and Heo, M. 2014. Thermo-economic optimization of regenerative Organic Rankine cycle for waste heat recovery applications. *Energy Conversion and Management*, 87: 107-118.

- Imran, M., Usman, M., Park, B.S. and Yang, Y. 2016. Comparative assessment of Organic Rankine Cycle integration for low temperature geothermal heat source applications. *Energy*, 102: 473-490.
- Jing, L., Gang, P. and Jie, J. 2010. Optimization of low temperature solar thermal electric generation with Organic Rankine cycle in different areas. *Applied Energy*, 87: 3355-3365.
- Kalogirou, S. 2003. The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, 76 (4): 337-361.
- Karadağ, N. 2008. Haziran 2007- Haziran 2008 dönemindeki güneş aktiviteleri ve dünyaya olan etkilerinin incelenmesi. <http://www.gunesfizigi.com/gunesin-temel-ozellikleri>. [Son erişim tarihi: 02.04.2018]
- Karamanav, M. 2007. Güneş enerjisi ve güneş pilleri. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, 90 s.
- Karimi, M.N., Dutta, A., Kaushik, A., Bansal, H. and Haque S.Z. 2015. A review of Organic Rankine, Kalina, Goswami cycle. *International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences*, 3: 90-105.
- Kavasoğulları, B. ve Cihan, E. 2015. Organik Rankine çevrimi ile birlikte çalışan buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin ekserji analizi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 150: 74-85.
- Kılıç, M. ve Yiğit, A. 2014. Isı Transferi. Aktüel Yayınları, Bursa, 508 s.
- Klein, S.A. 2006. Engineering equation solver (EES), F-Chart Software.
- Kumar, A. and Shukla, S.K. 2016. Analysis of performance of ORC based solar thermal power plant using benzene as a working fluid. *Procedia Technology*, 23: 454-463.
- Lecompte, S., Huisseune, H., Van Den Broek, M. and De Paepe, M. 2015a. Methodical thermodynamic analysis and regression models of Organic Rankine cycle architectures for waste heat recovery. *Energy*, 87: 60-76.
- Lecompte, S., Huisseune, H., Van Den Broek, M., Vanslambrouck, B. and De Paepe, M. 2015b. Review of Organic Rankine Cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47: 448-461.
- Li, D., Zhang, S. and Wang, G. 2015 Selection of Organic Rankine cycle working fluids in the low-temperature waste heat utilization. *Journal of Hydrodynamics*, 27(3): 458-464.
- Li, Z. and Bao, J. 2014. Thermodynamic analysis of Organic Rankine cycle using zeotropic mixtures. *Applied Energy*, 130: 748-756.
- Mago, P.J., Chamra, L.M., Srinivasan, K. and Somayaji, C. 2008. An examination of regenerative Organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*, 28: 998-1007.
- Mantar, S. 2010. Yalıtımlı silindirik model bir güneş havuzunun matematiksel modellenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi, Adana, 98 s.

- Man, W., Jiangfeng, W., Yuzhu, Z., Pan, Z. and Yiping, D. 2013. Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative Organic Rankine cycle (ORC) basen on flat plate solar collector. *Applied Thermal Engineering*, 50: 816-825.
- Matthew, J.P., Wei, Y., Robert, D.K. and Brent, R.Y. 2016. Dynamic modelling and validation of a commercial scale geothermal organic rankine cycle power plant. *Geothermics*, 61: 63-74.
- Meteoroloji Genel Müdürlüğü. 2019. <https://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/il-ve-ilceler-istatistik.aspx?m=ANTALYA>. [Son Erişim Tarihi: 07.04.2019]
- Nishith, B.D. and Santanu, B. 2016. Thermo-economic comparisons between solar steam Rankine and Organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, 105: 862-875.
- Nouman, J. 2012. Comparative studies and analysis of working fluids for Organic Rankine cycles – ORC. MSc. Thesis, KTH School of Industrial Engineering and Management, Stockholm, 175 p.
- Obafunmi, J.S. 2014. Thermodynamic analysis of Organic Rankine cycles. MSc. Thesis, Eastern Mediterranean University, North Cyprus, 67 p.
- Önal, A.S., Etemoğlu, A.B. ve Can, M. 2017. Düşük sıcaklıklı atık akışkan destekli Organik Rankine çevrimlerinin optimizasyonu. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 22: 35-52.
- Özden, H. ve Paul, D. 2011. Organik Rankine çevrim teknolojisiyle düşük sıcaklıktaki kaynaktan faydalanılarak elektrik üretimi: Sarayköy jeotermal santrali. X Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi. ss. 101-108, 13-16 Nisan, İzmir.
- Öztürk, İ.T. 2006. Güneş enerjisinden absorpsiyon teknolojisi yardımı ile güç üretimi. *Mühendis ve Makine*, 47(563).
- Pan, L. and Wang, H. 2013. Improved analysis of Organic Rankine cycle based on radial flow turbine. *Applied Thermal Engineering*, 61: 606-615.
- Pulyaev, S., Akgöz, O. ve Çetin, B. 2013. Enerji santrallerinde Organik Rankine çevrimi kullanarak atık ısının geri kazanımı. ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi. 9-12 Eylül, Samsun.
- Quoilin, S., Broek, M.V.D., Declaye, S., Dewallef, P. and Lemort, V. 2013. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22: 168-186.
- Restrepo, G. 2008. Assessment of the environmental acceptability of refrigerants by discrete mathematics: cluster analysis and Hasse diagram technique. MSc Thesis, University of Bayreuth, Germany, 194 p.
- Rowshanzadeh, R. Performance and cost evaluation of Organic Rankine cycle at different technologies. MSc. Thesis, KTH Royal Institute Of Technology, Stockholm, 101 p.
- Roy, J.P., Mishra, M.K. and Misra, A. 2011. Parametric optimization and performance analysis of a regenerative organic rankine cycle using low-grade waste heat for power generation. *International Journal of Green Energy*, 8(2): 173-196.

- Sarkar, J. 2018. Generalized pinch point design method of subcritical-supercritical Organic Rankine cycle for maximum heat recovery. *Energy*, 143: 141-150.
- Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E. and Spliethoff, H. 2009. Energetic and economic investigation of Organic Rankine cycle applications. *Applied Thermal Engineering*, 29: 1809-1817.
- Song, J., Gu, C.W. and Ren, X. 2016. Parametric design and off design analysis of Organic Rankine cycle (ORC) system. *Energy Conversion and Management*, 112: 157-165.
- Steinhagen, M. and Gottfried, H.M. 2011. Thermopedia. <http://www.thermopedia.com/content/1072>. [Son Erişim Tarihi: 20.03.2018].
- Sung, T. and Kim, C.H. 2016. Thermodynamic analysis of a novel dual-loop Organic Rankine cycle for engine waste heat and LNG cold. *Applied Thermal Engineering*, 100: 1031-1041.
- Suresh, B., Dokyun, K., Eunjoo, Y. and Kyung, C. K. 2015. Experimental and thermoeconomic analysis of small scale solar Organic Rankine cycle system. *Entropy*, 17: 2039-2061.
- Şahin, H. 2011. Güneş enerjisi ile su ısıtma sistemleri. <http://yenilenebiliryasam.com/2011/05/gunes-enerjisi-ile-su-istma-sistemleri.html>. [Son erişim tarihi: 02.04.2018].
- Tchanche, B.F., Papadakis, G., Lambrinos, G. and Frangoudakis, A. 2009. Fluid selection for a low-temperature solar Organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29: 2468-2476.
- Tian, Y. and Zhao, C.Y. 2013. A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy*, 104: 538–53.
- Victor, R.A., Kim, J.K. and Smith, R. 2013. Composition optimization of working fluids for Organic Rankine cycles and Kalina cycles. *Energy*, 55: 114-26.
- Vijayaraghavan, S. and Groswami, D.Y. 2005. Organic working fluids for a combined power and cooling cycle. *ASME Journal of Energy Resource Technology*, 127: 125-30.
- Wang, D., Ling, X., Peng, H., Liu, Li. and Tao, L. 2013. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy*, 50: 343-352.
- Wei, D., Lu, X., Lu, Z. and Gu, J. 2007. Performance analysis and optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 48: 1113-1119.
- Yaşar, S., Altunbaşak B. ve Biber M.S. 2016. Düşük sıcaklıkta Organik Rankine Çevrimi uygulamalarından faydalanılarak farklı akışkanların verimlerinin karşılaştırılması. Süleyman Demirel Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, Isparta.
- Yekoladio, P.J. 2013. Thermodynamic optimization of sustainable energy system: Application to the optimal design of heat exchangers for geothermal power systems. MSc. Thesis, University of Pretoria, South Africa, 196 p.
- Yiğit, A. ve Atmaca, İ. 2010. Güneş Enerjisi. Alfa Aktüel Yayınları, Bursa, 216 s.

- Yue, C., Yike, G., Ya, Z. and Yiping, D. 2016. Optimum design and thermodynamic analysis of a gas turbine and ORC combined cycle with recuperators. *Energy Conversion and Management*, 116: 32-41.
- Yüksel, M., Coşkun, A.S., Bulut, Y. ve Çetin, B. 2015. Matlab grafiksel arayüzü kullanılarak kombine çevrimin parametrik analizi. ULIBTK'15 20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi. 2-5 Eylül, Balıkesir.



## 7. EKLER

### EK-1. ORC için EES’de kullanılan program kodları.

```

"-----"
"Türbin Giriş, 1 Noktası"

h_1=ENTHALPY(R$;T=T_1;P=P_1)
s_1=ENTROPY(R$;T=T_1;P=P_1)
"-----"
"Kondenser Giriş, 2 Noktası"

P_2=P_1/r_p
s_2s=s_1
T_2s=TEMPERATURE(R$;P=P_2;s=s_2s)
h_2s=ENTHALPY(R$; P=P_2;s=s_2s)
h_2a=h_1- (h_1-h_2s)*(ETA_t)
T_2a=TEMPERATURE(R$;P=P_2;h=h_2a)
w_tur=ETA_t*(h_1-h_2s)
W_turbin=m_dot_cev*w_tur
"-----"
"Sogutma Sistemi, 7-8 Noktası"

CP_sogw=CP(Water;T=T_7;P=P_sog)
T_8=T_7+(Q_kon_dot/(m_dot_sog*CP_sogw))
"-----"
"Pompa Giriş, 3 Noktası"

P_3=P_2
P_4=P_1
T_3_doy=TEMPERATURE(R$;x=0;P=P_3)
h_3=ENTHALPY(R$;T=T_3_doy;x=0)
s_3=ENTROPY(R$;T=T_3_doy;x=0)
v_3=VOLUME(R$;T=T_3_doy;x=0)
w_p=v_3*(P_4-P_3)/ETA_p
W_pompa=w_p*m_dot_cev
q_kondenser=h_2a-h_3
Q_kon_dot=m_dot_cev*q_kondenser
"-----"
"Evaporator Giriş, 4 Noktası"

s_4s=s_3
h_4a=h_3+w_p
T_4s=TEMPERATURE(R$;P=P_4;s=s_4s)
T_4a=TEMPERATURE(R$;P=P_4;h=h_4a)
q_evaporator=h_1-h_4a
Q_eva_dot=m_dot_cev*q_evaporator
"-----"

```

"Kollektor, 5-6 Noktasi"

$$T_5 = T_1 + 10$$

$$Q_{f\_dot} = A_c \cdot I_T \cdot (F_R \cdot (\tau \cdot \alpha) - F_R \cdot U_L \cdot (T_6 - T_a) / I_T) / 1000$$

$$Q_{h\_dot} = Q_{eva\_dot} - Q_{f\_dot}$$

$$SF = Q_{f\_dot} / Q_{eva\_dot}$$

$$A = F_R \cdot U_L$$

$$B = F_R \cdot \tau \cdot \alpha$$

"-----"

"Sistem Verim"

$$ETA_{thh} = (q_{evaporator} - q_{kondenser}) / q_{evaporator}$$

$$ETA_{th} = 100 \cdot ETA_{thh}$$

"-----"

**EK-2.** Güneş ışınımları hesaplamaları için yazılan alt program kodları.

```
Imports System.Math
Public Class Formsonuc
```

```
Public wdeg, GSdeg, fi, dek, wsdeg, Ndeg, hodeg, Iodeg, degn, degw1, degw2,
dega, degb, degz, degH, degnN, degkt, deghd, deghb, degksi, degrt, degI, degkuckt,
degrd, degId, degIb, degRb, degIbt, degIdt, degIref, degIt, degR, degbeta, degro,
degRus, degrbus, deght, degwsus, deghtb, degxyz, degazi, degcostetaz, degcosteta,
degw1a, degw2a As Double
```

```
Private Sub FormSonuc_Load(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
System.EventArgs) Handles MyBase.Load
```

```
ComboBoxara.Items.Add("GS değeri")
ComboBoxara.Items.Add("W değeri")
ComboBoxara.Items.Add("Ws değeri")
ComboBoxara.Items.Add("N değeri")
ComboBoxara.Items.Add("a değeri")
ComboBoxara.Items.Add("b değeri")
ComboBoxara.Items.Add("KT değeri")
ComboBoxara.Items.Add("ψ değeri")
ComboBoxara.Items.Add("rt değeri")
ComboBoxara.Items.Add("kT değeri")
ComboBoxara.Items.Add("rd değeri")
ComboBoxara.Items.Add("Rb değeri")
ComboBoxara.Items.Add("R değeri")
ComboBoxara.Items.Add("R' değeri")
ComboBoxara.Items.Add("Rb' değeri")
ComboBoxara.Items.Add("w1 değeri")
ComboBoxara.Items.Add("w2 değeri")
ComboBoxara.Items.Add("ws' değeri")
```

```
degw1a = Formmenu.TextBoxSaatS.Text
degw2a = Formmenu.TextBoxSaatb.Text
GSdeg = (degw1a + degw2a) / 2
degn = Formmenu.TextBoxn.Text
wdeg = 15 * (GSdeg - 12)
degbeta = Formmenu.TextBoxEgim.Text
'büyük olan w2 olacak
If degw1a > degw2a Then
    degw1 = 15 * (degw2a - 12)
    degw2 = 15 * (degw1a - 12)
Else
    degw1 = 15 * (degw1a - 12)
    degw2 = 15 * (degw2a - 12)
```

```
End If
```

```

fi = Formmenu.TextBoxfi.Text
dek = Formmenu.TextBoxdek.Text
wsdeg = Acos(-Tan(fi * PI / 180) * Tan(dek * PI / 180)) * 180 / PI
Ndeg = (2 / 15) * (wsdeg)
hodeg = ((24 * 3600 * 1367 / PI) * (1 + 0.033 * Cos(degn * 360 * PI / (365 *
180))) * (Cos(fi * PI / 180) * Cos(dek * PI / 180) * Sin(wsdeg * PI / 180) + (2 * PI *
wsdeg / 360) * Sin(fi * PI / 180) * Sin(dek * PI / 180))) / (10 ^ 6)
Iodeg = ((12 * 3600 * 1367 / PI) * (1 + 0.033 * Cos(degn * 360 * PI / (365 *
180))) * (Cos(fi * PI / 180) * Cos(dek * PI / 180) * (Sin(deg2 * PI / 180) -
Sin(deg1 * PI / 180)) + (2 * PI * (deg2 - deg1) / 360) * Sin(fi * PI / 180) *
Sin(dek * PI / 180))) / (10 ^ 6)

```

'ho ve io değerleri gösterme ve virgülden sonra 3 basamak gösterme

```
Labelho.Text = Round(hodeg, 3)
```

```
LabelIo.Text = Round(Iodeg, 3)
```

```
degz = Formmenu.TextBoxRakim.Text
```

```
degnN = Formmenu.TextBoxnN.Text
```

```
dega = 0.103 + 0.000017 * degz + 0.198 * Cos((fi - dek) * PI / 180)
```

```
degb = 0.533 - 0.165 * Cos((fi - dek) * PI / 180)
```

```
degH = hodeg * (dega + degb * degnN)
```

```
LabelH.Text = Round(degH, 3)
```

'hd ve hb değerleri

```
degkt = degH / hodeg
```

```
deghd = degH * (1 - 1.13 * degkt)
```

```
Labelhd.Text = Round(deghd, 3)
```

```
deghb = degH - deghd
```

```
Labelhb.Text = Round(deghb, 3)
```

```
degksi = Exp(-4 * (1 - (Abs(wdeg) / wsdeg)) ^ 2)
```

```
degrt = (PI / (4 * Ndeg)) * (Cos(90 * PI * wdeg / (180 * wsdeg)) +
(2 / Sqrt(PI)) * (1 - degksi))
```

'I değeri hesaplama ve gösterme

```
degI = (degH * degrt * 10 ^ 6) / 3600
```

```
LabelI.Text = Round(degI, 3)
```

```
degkuckt = (degI / Iodeg * 3600) / (10 ^ 6)
```

```
degrd = (PI / 24) * ((Cos(wdeg * PI / 180) - Cos(wsdeg * PI / 180)) /
(Sin(wsdeg * PI / 180) - (2 * PI * wsdeg / 360) * Cos(wsdeg * PI / 180)))
```

'Id ve Ib hesaplama ve gösterme

```
degId = (deghd * degrd * 10 ^ 6) / 3600
```

```
LabelId.Text = Round(degId, 3)
```

```
degIb = degI - degId
```

```
LabelIb.Text = Round(degIb, 3)
```

'RB BULMA AZİMUT AÇISI

```
degazi = Formmenu.TextBoxazi.Text
```

```
degcosteta = Sin(dek * PI / 180) * Sin(fi * PI / 180) * Cos(degbeta * PI / 180) -
```

$$\begin{aligned} & \sin(\text{dek} * \text{PI} / 180) * \cos(\text{fi} * \text{PI} / 180) * \sin(\text{degbeta} * \text{PI} / 180) * \cos(\text{degazi} * \text{PI} / 180) \\ & + \cos(\text{dek} * \text{PI} / 180) * \cos(\text{fi} * \text{PI} / 180) * \cos(\text{degbeta} * \text{PI} / 180) * \\ & \cos(\text{wdeg} * \text{PI} / 180) + \cos(\text{dek} * \text{PI} / 180) * \sin(\text{fi} * \text{PI} / 180) * \sin(\text{degbeta} * \text{PI} / 180) \\ & * \cos(\text{degazi} * \text{PI} / 180) * \cos(\text{wdeg} * \text{PI} / 180) + \cos(\text{dek} * \text{PI} / 180) * \\ & \sin(\text{degbeta} * \text{PI} / 180) * \sin(\text{degazi} * \text{PI} / 180) * \sin(\text{wdeg} * \text{PI} / 180) \\ & \text{degcostetaz} = \cos(\text{dek} * \text{PI} / 180) * \cos(\text{fi} * \text{PI} / 180) * \cos(\text{wdeg} * \text{PI} / 180) \\ & + \sin(\text{dek} * \text{PI} / 180) * \sin(\text{fi} * \text{PI} / 180) \end{aligned}$$

degRb = degcosteta / degcostetaz

If degRb < 0 Then

degRb = 0

End If

degro = Formmenu.TextBoxRo.Text

'Ibt Idt Iref ve It hesaplama ,gösterme

degIbt = degRb \* degIb

LabelIbt.Text = Round(degIbt, 3)

degIdt = degId \* ((1 + Cos(degbeta \* PI / 180)) / 2)

LabelIdt.Text = Round(degIdt, 3)

degIref = (degIb + degId) \* degro \* ((1 - Cos(degbeta \* PI / 180)) / 2)

LabelIref.Text = Round(degIref, 3)

degIt = degIbt + degIdt + degIref

LabelIt.Text = Round(degIt, 3)

degR = degIt / degI

'ws us degerini bulma

degxyz = Acos(-Tan((fi - degbeta) \* PI / 180) \* Tan(dek \* PI / 180)) \* 180 / PI

If degxyz > wsdeg Then

degwsus = wsdeg

Else

degwsus = degxyz

End If

degrbus = (Cos((fi - degbeta) \* PI / 180) \* Cos(dek \* PI / 180) \*

Sin(degwsus \* PI / 180) + (PI / 180) \* degwsus \* Sin((fi - degbeta) \* PI / 180) \*

Sin(dek \* PI / 180)) / (Cos(fi \* PI / 180) \* Cos(dek \* PI / 180) \* Sin(wsdeg \* PI / 180)

+ (PI / 180) \* wsdeg \* Sin(fi \* PI / 180) \* Sin(dek \* PI / 180))

degRus = (1 - (deghd / degH)) \* degrbus + (deghd / degH) \*

((1 + Cos(degbeta \* PI / 180)) / 2) + degro \* ((1 - Cos(degbeta \* PI / 180)) / 2)

'HT ve Hbt değeri bulma ve gösterme

deght = degH \* (1 - (deghd / degH)) \* degrbus + deghd \*

((1 + Cos(degbeta \* PI / 180)) / 2) + degH \* degro \*

((1 - Cos(degbeta \* PI / 180)) / 2)

deghbt = degrbus \* deghb

Labelht.Text = Round(deght, 3)

Labelhbt.Text = Round(deghbt, 3)

End Sub

```
Private Sub Label8_Click(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
System.EventArgs) Handles Label8.Click
    'hakkında kısmı açma
    AboutBoxsol.Show()
End Sub
```

```
Private Sub Label13_Click(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
System.EventArgs) Handles Label13.Click
    'hakkında kısmı
    AboutBoxsol.Show()
End Sub
```

```
Private Sub Label16_Click(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
System.EventArgs) Handles Label16.Click
    'hakkında kısmı
    AboutBoxsol.Show()
End Sub
```

```
Private Sub ComboBox1_SelectedIndexChanged(ByVal sender As
System.Object, ByVal e As System.EventArgs) Handles
ComboBoxara.SelectedIndexChanged
    'Ara değerleri comboboxta gösterip seçme
    If ComboBoxara.SelectedItem = "GS değeri" Then
        Label43.Text = Round(GSdeg, 2)
    End If
    If ComboBoxara.SelectedItem = "W değeri" Then
        Label43.Text = Round(wdeg, 3)
    End If
    If ComboBoxara.SelectedItem = "Ws değeri" Then
        Label43.Text = Round(wsdeg, 3)
    End If
    If ComboBoxara.SelectedItem = "N değeri" Then
        Label43.Text = Round(Ndeg, 3)
    End If
    If ComboBoxara.SelectedItem = "a değeri" Then
        Label43.Text = Round(dega, 3)
    End If
    If ComboBoxara.SelectedItem = "b değeri" Then
        Label43.Text = Round(deg, 3)
    End If
    If ComboBoxara.SelectedItem = "KT değeri" Then
        Label43.Text = Round(degkt, 3)
    End If
    If ComboBoxara.SelectedItem = "ψ değeri" Then
        Label43.Text = Round(degksi, 3)
    End If
    If ComboBoxara.SelectedItem = "rt değeri" Then
        Label43.Text = Round(deg, 3)
    End If
```

```

End If
If ComboBoxara.SelectedItem = "kT değeri" Then
    Label43.Text = Round(degkuckt, 3)
End If
If ComboBoxara.SelectedItem = "rd değeri" Then
    Label43.Text = Round(degrd, 3)
End If
If ComboBoxara.SelectedItem = "Rb değeri" Then
    Label43.Text = Round(degRb, 3)
End If
If ComboBoxara.SelectedItem = "R değeri" Then
    Label43.Text = Round(degR, 3)
End If
If ComboBoxara.SelectedItem = "R' değeri" Then
    Label43.Text = Round(degRus, 3)
End If
If ComboBoxara.SelectedItem = "Rb' değeri" Then
    Label43.Text = Round(degrbus, 3)
End If
If ComboBoxara.SelectedItem = "w1 değeri" Then
    Label43.Text = Round(degw1, 3)
End If
If ComboBoxara.SelectedItem = "w2 değeri" Then
    Label43.Text = Round(degw2, 3)
End If
If ComboBoxara.SelectedItem = "ws' değeri" Then
    Label43.Text = Round(degwsus, 3)
End If
End Sub
End Class

```

```
Public Class Formmenu
```

```

    Public wdeg, GSdeg, fi, dek, wsdeg, Ndeg, hodeg, Iodeg, degn, degw1, degw2,
    dega, degb, degz, degH, degnN, degkt, deghd, deghb, degksi, degrt, degI, degkuckt,
    degrd, degId, degIb, degRb, degIbt, degIdt, degIref, degIt, degR, degbeta, degro,
    degRus, degrbus, deght, degwsus, deght, degxyz, degazi, degcostetaz,
    degcosteta As Double

```

```

    Private Sub menu_Load(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
    System.EventArgs) Handles MyBase.Load

```

```

        'ay seçme
        ComboBox1.Items.Add("Ocak")
        ComboBox1.Items.Add("Şubat")
        ComboBox1.Items.Add("Mart")
        ComboBox1.Items.Add("Nisan")
        ComboBox1.Items.Add("Mayıs")
        ComboBox1.Items.Add("Haziran")
        ComboBox1.Items.Add("Temmuz")

```

```
ComboBox1.Items.Add("Ağustos")
ComboBox1.Items.Add("Eylül")
ComboBox1.Items.Add("Ekim")
ComboBox1.Items.Add("Kasım")
ComboBox1.Items.Add("Aralık")
ComboBox2.Items.Add("Güney")
ComboBox2.Items.Add("Doğu")
ComboBox2.Items.Add("Kuzey")
ComboBox2.Items.Add("Batı")
TextBoxRo.Enabled = False
TextBoxn.Enabled = False
TextBoxdek.Enabled = False
TextBoxazi.Enabled = False
End Sub

Private Sub ComboBox1_SelectedIndexChanged(ByVal sender As System.
Object, ByVal e As System.EventArgs) Handles
ComboBox1.SelectedIndexChanged

    'aylara göre n ve deklinasyon açı değerleri gösterme
    If ComboBox1.SelectedItem = "Ocak" Then
TextBoxn.Text = "17"
TextBoxdek.Text = "-20,9"
End If
    If ComboBox1.SelectedItem = "Şubat" Then
TextBoxn.Text = "47"
TextBoxdek.Text = "-13"
End If
    If ComboBox1.SelectedItem = "Mart" Then
TextBoxn.Text = "75"
TextBoxdek.Text = "-2,4"
End If
    If ComboBox1.SelectedItem = "Nisan" Then
TextBoxn.Text = "105"
TextBoxdek.Text = "9,4"
End If
    If ComboBox1.SelectedItem = "Mayıs" Then
TextBoxn.Text = "135"
TextBoxdek.Text = "18,8"
End If
    If ComboBox1.SelectedItem = "Haziran" Then
TextBoxn.Text = "162"
TextBoxdek.Text = "23,1"
End If
    If ComboBox1.SelectedItem = "Temmuz" Then
TextBoxn.Text = "198"
TextBoxdek.Text = "21,2"
End If
```



```
    If ComboBox1.SelectedItem = "Ağustos" Then
TextBoxn.Text = "228"
TextBoxdek.Text = "13,5"
    End If
    If ComboBox1.SelectedItem = "Eylül" Then
TextBoxn.Text = "258"
TextBoxdek.Text = "2,2"
    End If
    If ComboBox1.SelectedItem = "Ekim" Then
TextBoxn.Text = "288"
TextBoxdek.Text = "-9,6"
    End If
    If ComboBox1.SelectedItem = "Kasım" Then
TextBoxn.Text = "318"
TextBoxdek.Text = "-18,9"
    End If
    If ComboBox1.SelectedItem = "Aralık" Then
TextBoxn.Text = "344"
TextBoxdek.Text = "-23"
    End If
End Sub
```

```
Private Sub ComboBox2_SelectedIndexChanged(ByVal sender As
System.Object, ByVal e As System.EventArgs) Handles
ComboBox2.SelectedIndexChanged
    If ComboBox2.SelectedItem = "Güney" Then
TextBoxazi.Text = "0"
    End If
    If ComboBox2.SelectedItem = "Kuzey" Then
TextBoxazi.Text = "180"
    End If
    If ComboBox2.SelectedItem = "Doğu" Then
TextBoxazi.Text = "270"
    End If
    If ComboBox2.SelectedItem = "Batı" Then
TextBoxazi.Text = "90"
    End If
End Sub
```

```
Private Sub ButtonSonuc_Click(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
System.EventArgs) Handles ButtonSonuc.Click
```

```
    'sonuç sayfası açma
FormSonuc.ShowDialog()
```

```
End Sub
```

```
Private Sub CheckBoxvar_CheckedChanged(ByVal sender As System.Object,
ByVal e As System.EventArgs) Handles CheckBoxvar.CheckedChanged
```

```
'ro değeri 0,7 iken kar yokken
If CheckBoxvar.Checked = True Then
TextBoxRo.Text = "0,7"
CheckBoxyok.Enabled = False

ElseIf CheckBoxvar.Checked = False Then
CheckBoxyok.Enabled = True
TextBoxRo.Clear()
End If

End Sub

Private Sub CheckBoxyok_CheckedChanged(ByVal sender As System.Object,
ByVal e As System.EventArgs) Handles CheckBoxyok.CheckedChanged
' ro değeri 0,2 iken kar varken
If CheckBoxyok.Checked = True Then
TextBoxRo.Text = "0,2"
CheckBoxvar.Enabled = False

ElseIf CheckBoxyok.Checked = False Then
CheckBoxvar.Enabled = True
TextBoxRo.Clear()
End If
End Sub

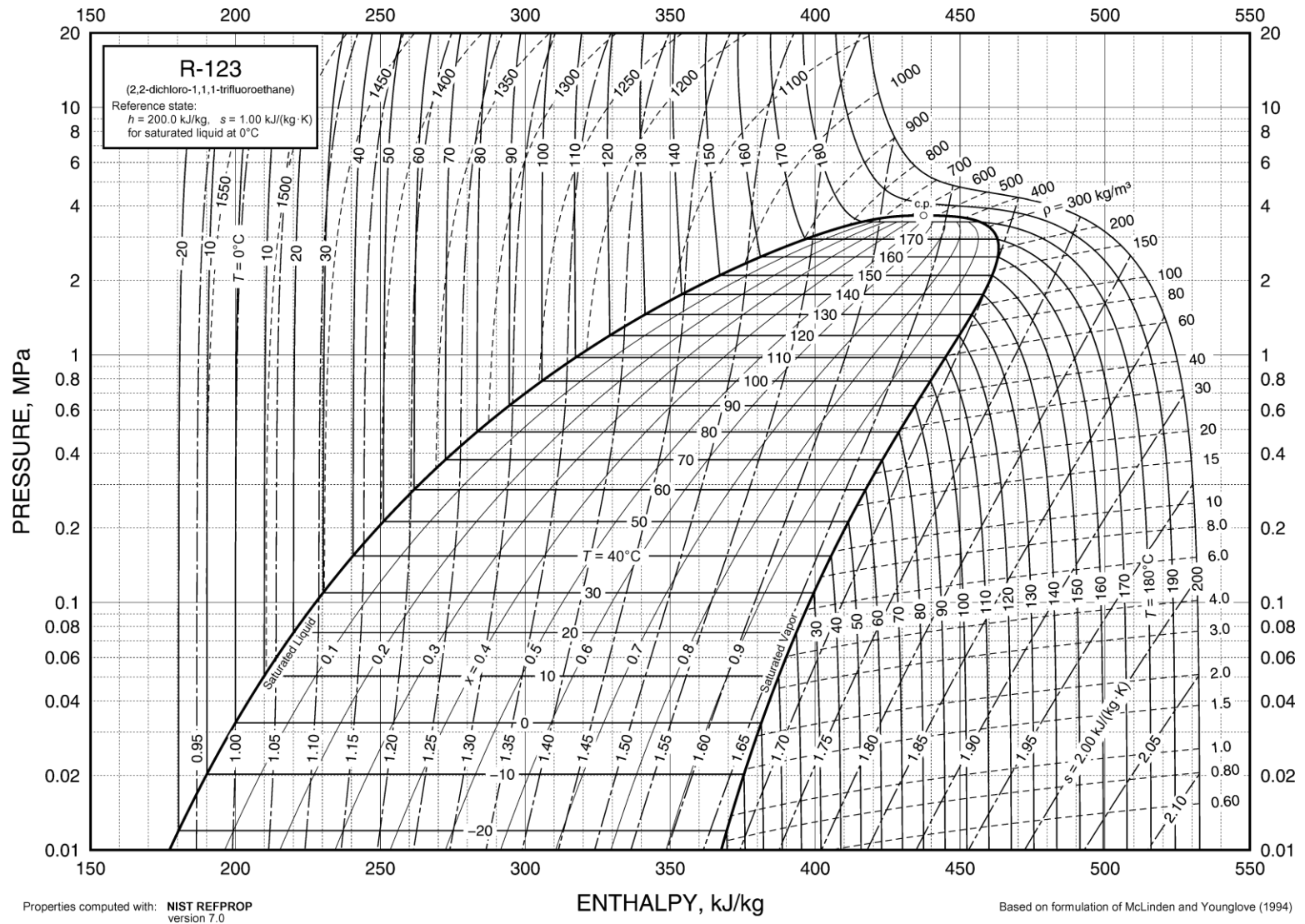
Private Sub ButtonYardim_Click(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
System.EventArgs) Handles ButtonYardim.Click
FormHelp.ShowDialog()
End Sub

Private Sub PictureBox1_Click(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
System.EventArgs) Handles PictureBox1.Click
AboutBoxsol.Show()
End Sub

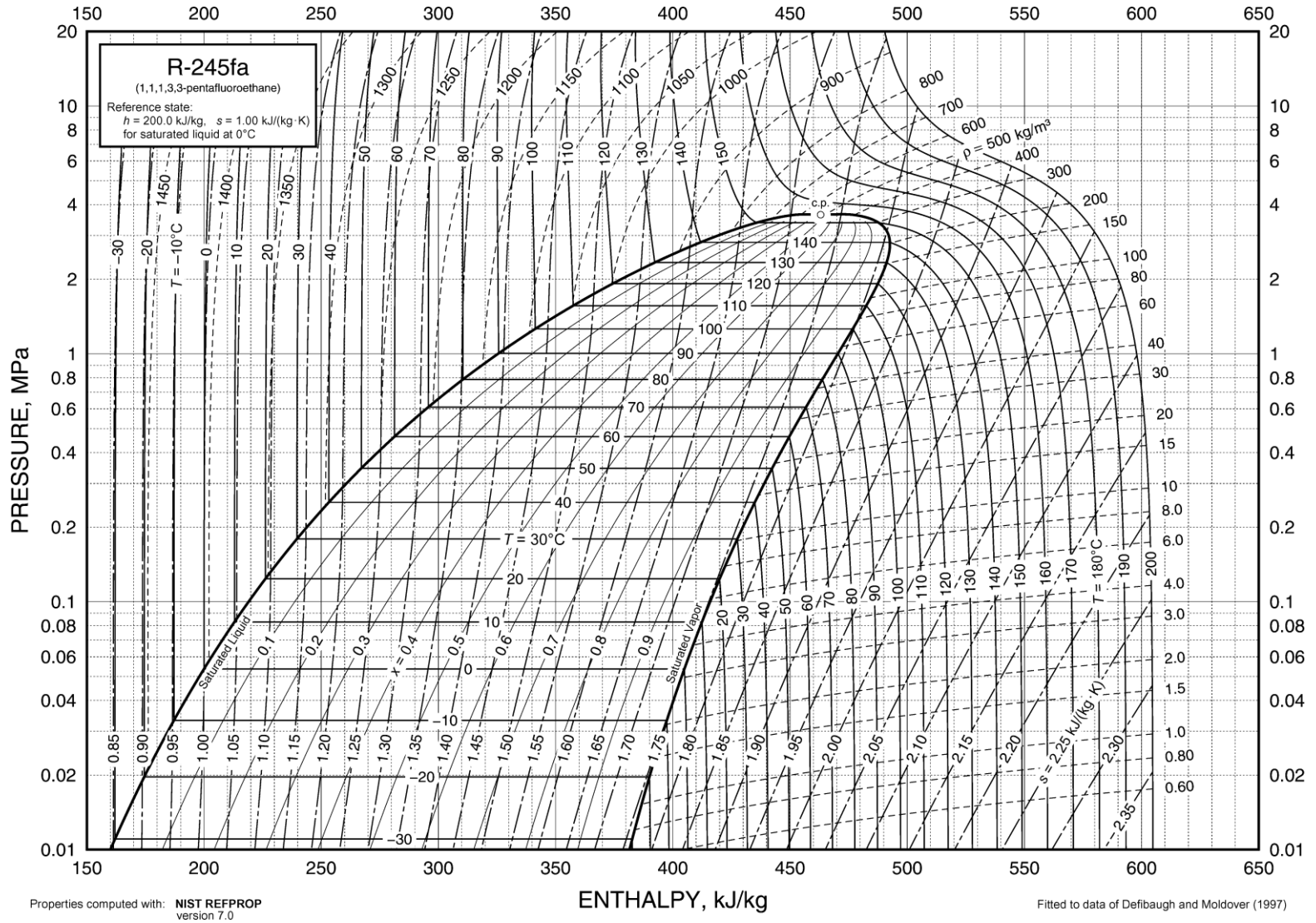
Private Sub Label14_Click(ByVal sender As System.Object, ByVal e As
System.EventArgs) Handles Label14.Click

End Sub
End Class
```

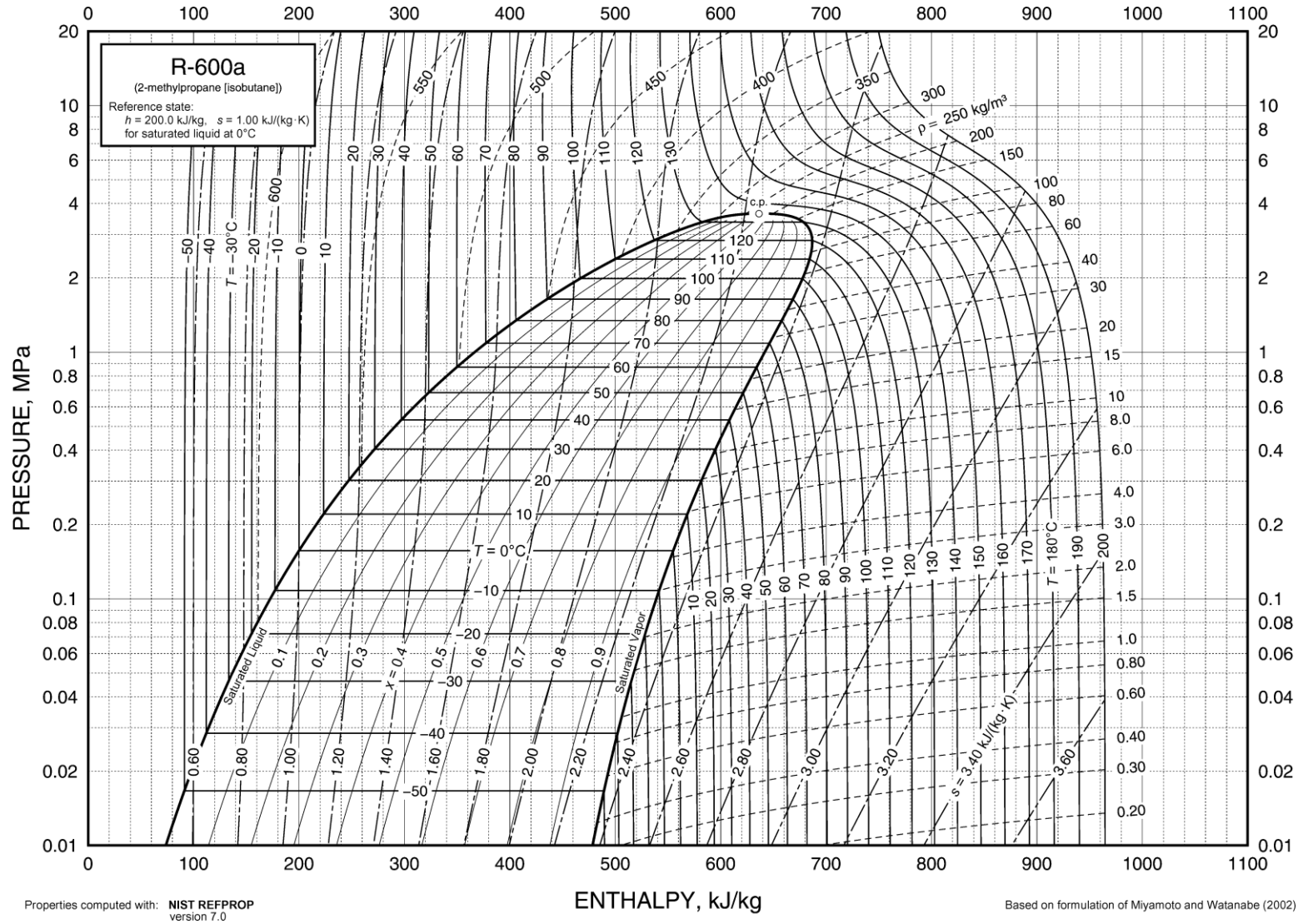
EK-3. R123 akışkanı için P-h diyagramı.



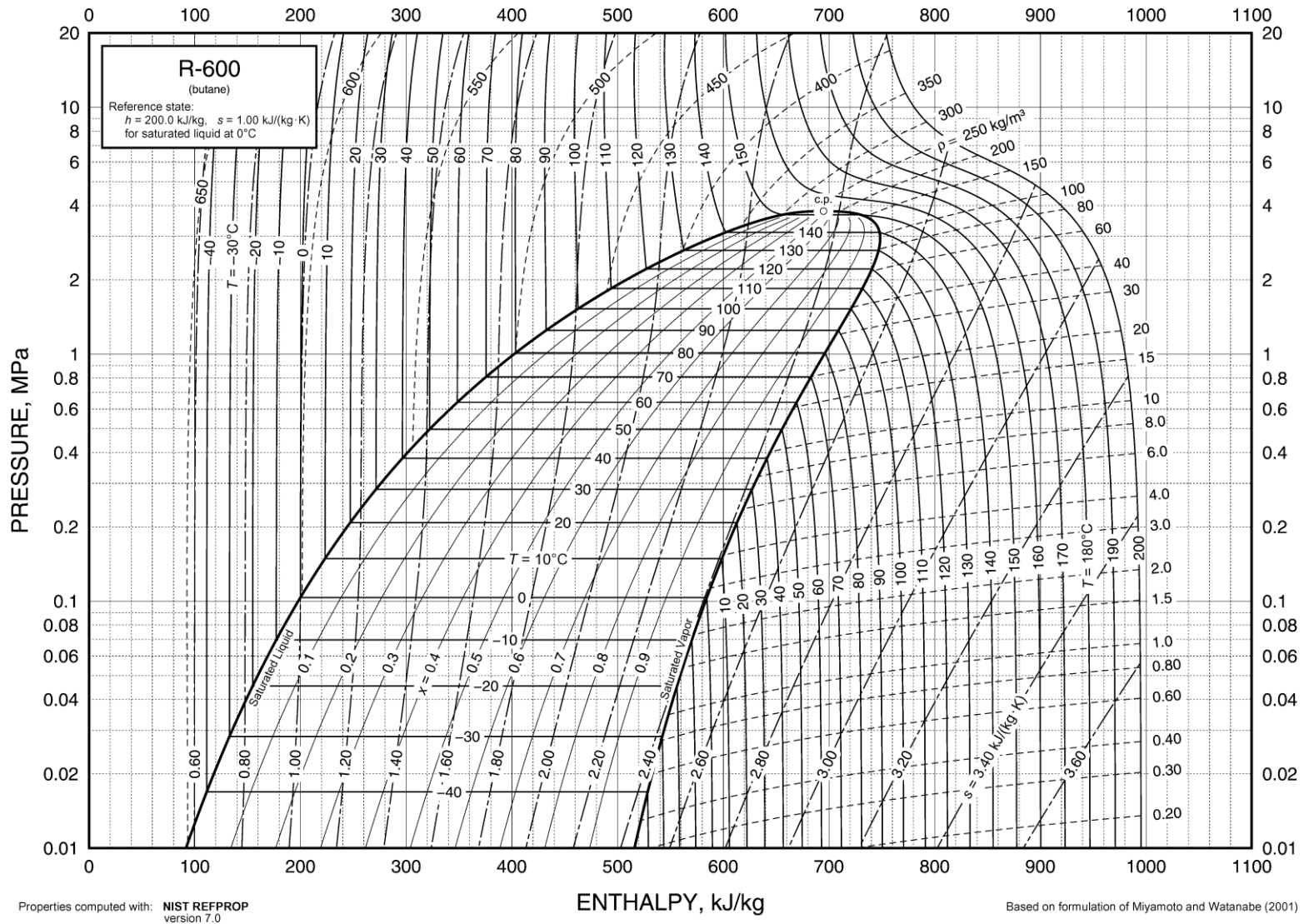
EK-4. R245fa akışkanı için P-h diyagramı.



EK-5. R600a akışkanı için P-h diyagramı.



EK-6. R600 akışkanı için P-h diyagramı.



## ÖZGEÇMİŞ

**MUSTAFA BURAK BAHADIR**

**mustafaburakbahadir@gmail.com**



### ÖĞRENİM BİLGİLERİ

Yüksek Lisans 2016-2019	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya
Yüksek Lisans (Erasmus) 2017-2018 (Güz Dönemi)	HAW Hamburg Department Maschinenbau und Produktion, Hamburg
Lisans 2011-2015	Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Antalya