



## Merkez alıcılı güneş kulesi-buhar güç tümleşik sisteminin performans parametrelerinin incelenmesi

### *Investigation of the performance parameters on the central receiver solar tower-steam power integrated system*

Mehmet Zerrakki Işık<sup>1</sup>, Hasan Oktay<sup>2</sup>, Hüsna Topkaya<sup>3\*</sup>

<sup>1</sup> Batman Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, [mehmetzerrakki.isik@batman.edu.tr](mailto:mehmetzerrakki.isik@batman.edu.tr)  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9753-6458>

<sup>2</sup> Batman Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, [hasan.oktay@batman.edu.tr](mailto:hasan.oktay@batman.edu.tr)  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0917-7844>

<sup>3</sup> Batman Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, [hüsna.topkaya@batman.edu.tr](mailto:hüsna.topkaya@batman.edu.tr)  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7867-4086>

#### MAKALE BİLGİLERİ

##### Makale Geçmişi:

Geliş 21 Haziran 2023  
Revizyon 8 Eylül 2023  
Kabul 8 Eylül 2023  
Online 30 Eylül 2023

##### Anahtar Kelimeler:

Güneş Enerjisi  
Güneş Güç Kulesi  
Mühendislik Denklem Çözücü (EES)  
Solar II  
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)  
Rankine Çevrimi

#### ÖZ

Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı giderek artmakta ve bu alandaki araştırmalar ve uygulamalar önem kazanmaktadır. Güneş enerjisi, birçok kullanım alanı olan önemli bir kaynaktır. Güneş güç kulesi, güneş enerjisini yoğunlaştırarak elektrik üretimi için umut verici bir teknolojidir. Bu çalışmada, merkez alıcılı Solar II güneş-buhar güç santralinin termodinamik analizleri yapılmıştır. Sistem ve çevrim üzerinde etkili olan parametreler ve bu parametrelerin verime etkisi incelenmiştir. Mevcut Solar II sistemi temel alınarak, istenen bir elektrik gücü değerine (10 MW) sahip olacak şekilde tasarım çevrimi oluşturulmuştur. Alıcıdaki ısı transfer akışkanının (HTF) farklı konfigürasyonlarıyla sistemsel çıktılar analiz edilmiştir. Oluşturulan model ve program, Ansys modeli ve EES programı ile gerçek verilerin karşılaştırmasıyla doğrulanmıştır. Farklı parametreler incelenerek tesisin performansı ve gücü artırılmaya çalışılmıştır. Pompa giriş basınç ve sıcaklık değerlerinin verim üzerinde belirgin bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir. Ancak HTF debi değerinin artması, çevrim ve sistemin enerji verimliliğinde önemli bir artış sağlamıştır. Ayrıca yüksek sıcaklık uygulamasının kızgınlaştırıcı verimini önemli ölçüde artırdığı tespit edilmiştir. Bu çalışma, güneş enerjisi kulelerinin performans ve verimlilik artışı için önemli bilgiler sunmaktadır.

#### ARTICLE INFO

##### Article history:

Received 21 June 2023  
Received in revised form 8 September 2023  
Accepted 8 September 2023  
Available online 30 September 2023

##### Keywords:

Solar Energy  
Solar Power Tower  
Engineering Equation Solver (EES)  
Solar II  
Computational Fluid Dynamics  
Rankine Cycle

Doi: 10.24012/dumf.1317529

\* Sorumlu Yazar

#### ABSTRACT

The usage of renewable energy sources is increasing and research and applications in this field are gaining importance. Solar energy is an important resource with numerous areas of application. Solar power tower is a promising technology for concentrating solar energy to generate electricity. In this study, thermodynamic analyses of the central receiver Solar II solar-steam power plant were conducted. The parameters affecting the system and cycle were examined. Based on the existing Solar II system, a design cycle was established to achieve a desired electrical power output (10 MW). The system outputs were analyzed for different configurations of the heat transfer fluid (HTF) in the receiver. The created model and program were validated by comparing them with the Ansys model and EES program using actual data. Various parameters were investigated to enhance the performance and power of the facility. It was observed that the pump inlet pressure and temperature had a negligible impact on efficiency. However, increasing the HTF flow rate resulted in a significant increase of 5% and 9.53% in the energy efficiency of the cycle and the system, respectively. Additionally, it was found that high-temperature application significantly improved the efficiency of the superheater. This study provides important insights for the performance and efficiency improvement of solar power towers.

## Giriş

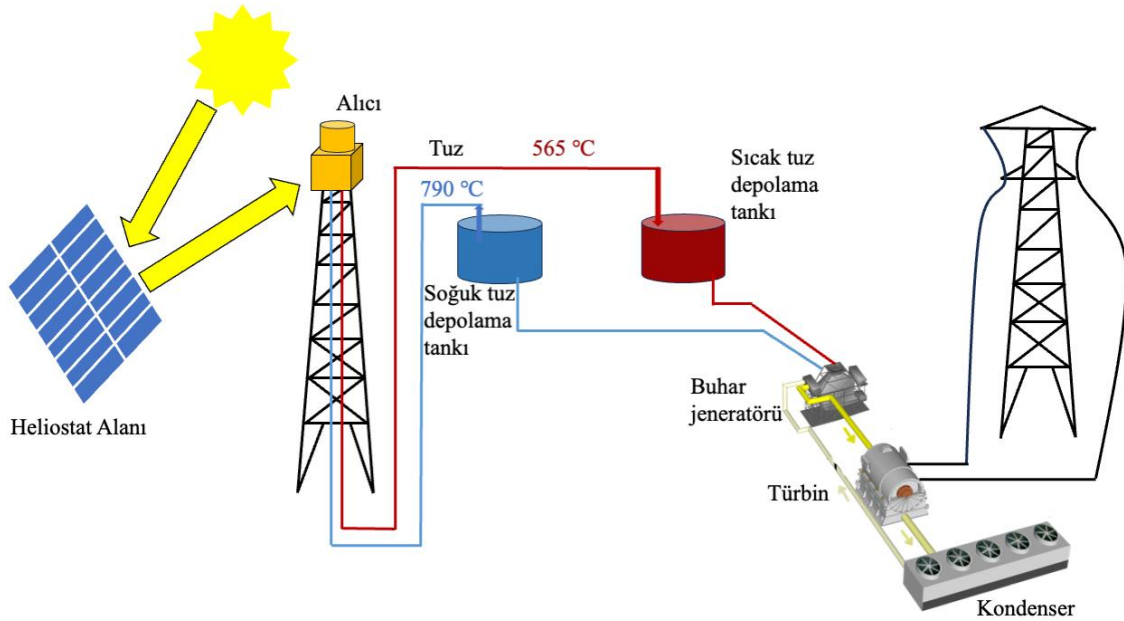
Güneş enerjisi, kolay kurulumu ve kullanıma sahip olan, çevreyi kirletmeyen ve zararlı atık oluşturmayan bir yenilenebilir enerji kaynağıdır. Güneş, hidrojenin helyuma dönüşümüyle gerçekleşen çekirdek füzyon süreci sonucunda ortaya çıkan ışınimsal enerjiyi temsil eder. Güneş, dünyanın enerji ihtiyacının tamamını karşılayabilecek güçte, yaklaşık  $3.9 \times 10^{26}$  W gücünde temiz ve sınırsız bir enerji kaynağıdır [1]. Alternatif enerji kaynaklarının araştırılması ve geliştirilmesi artan enerji talebi sebebiyle hız kazanmıştır. Güneş enerjisinden yararlanma konusundaki araştırmalar, özellikle 1970'li yıllardan bu yana hızla ilerlemektedir. Teknolojinin ilerlemesiyle birlikte, güneş enerjisi sistemlerinin verimliliği artmakta ve maliyetleri düşmektedir [2]. Gelişmiş ülkelerle karşılaştırıldığında ülkemiz güneş enerjisi potansiyeli açısından epeyce elverişli bir konumdadır. Henüz ülkemizde güneş enerjisinden tam kapasite faydalanılmamaktadır. Ülkemizde sıcak su ısıtma sistemlerinde en fazla güneş enerjisinin kullanılmaktadır. Gelişmiş ülkelerde olduğu gibi, güneş enerjisinden elektrik üretimi de GW seviyelerine ulaşmıştır [3].

Günümüzde aktif (doğrudan) ve pasif (dolaylı) birtakım yöntemler güneş enerjisini elektriğe dönüştürmek için kullanılmaktadır. Güneş ışınımından doğrudan elektrik üretimini sağlayan aktif sistemler son yıllarda çekiciliğini arttırmasına rağmen, yüksek verimlilik eldesinin çok fazla parametreye bağlı olması tasarım şartlarını oldukça zor ve karmaşık bir hale getirmektedir [4]. Geleneksel olarak, Güneş enerjisini odaklamak için yoğunlaştırıcı sistemlerin kullanımıyla dolaylı olarak elektrik üretimini sağlayan pasif sistemler ise yüksek verimlilik eldesinde büyük bir potansiyeli bulunmaktadır [5]. Aktif sistemlere nazaran daha pahalı kurulum maliyetlerine sahip pasif sistemlerin kullanımı teknolojinin gelişmesi ve malzeme üretim

maliyetlerinin azalması ile birlikte giderek yaygınlaşmaktadır.

Merkezi alıcı sistemleri, güneş kulesi güç sistemleri olarak da bilinir. Bu sistemler, güneş ışınlarını yoğunlaştıran heliostat adı verilen aynaları kullanır. Aynalar, güneş ışınlarını yoğunlaştırıp bir kule üzerindeki alıcıya yansıtarak pasif bir şekilde çalışırlar. Alıcı üzerindeki boru demeti, su/buhar, erimiş nitrat, sıvı metal veya hava gibi bir akışkanın içinden geçen güneş enerjisini üç boyutlu olarak emer. Bu akışkan daha sonra bir Rankine makinesine pompalanarak elektrik üretimi sağlanır. Aynalar, bir bilgisayar yardımıyla devamlı kontrol edilir ve alıcının güneşi devamlı olarak takip etmesini sağlar.

Güneş kulesi alıcılarıyla ilgili yapılan deneysel çalışmalar literatürde yeterli seviyede değildir. Bununla birlikte, Xu vd. güneş kulesi sistemlerinin enerji ve ekserji analizi için tuz çözeltilerini kullanarak teorik bir çerçeve sunmuştur. Çalışmalarında sistemdeki enerji ve ekserji kayıpları ile birlikte her bileşen değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, enerji kaybının esas olarak güç döngüsü sisteminde meydana geldiğini gösterirken, en fazla ekserji kaybının alıcı ve ardından aynalar alan sisteminde olduğunu tespit etmişlerdir. [7]. Yang vd. ise deneysel olarak gerçekleştirdikleri çalışmada güneş kulesi tesislerinde tuz eriyiğiyle çalışan alıcıların ısı transfer performansı ve termal verimlilik arasındaki etkileşimi incelemişlerdir. Yüksek sıcaklıklarda ve ısı akışlarında düz ve sarmal boruların davranışını incelemek için bir deney düzeneği oluşturmuşlardır. Gerçekleştirdikleri deney sonucunda sarmal boruda ısı transferi gelişiminin ve Nusselt sayısının düz boruya kıyasla 3 kat daha fazla olduğunu ve 400-1200 aralığında olduğunu göstermektedir. Çalışma, güneş kulesi sistemlerinde tuz eriyiği kullanılarak elde edilen daha yüksek ısı transfer performansını vurgulamaktadır [8].



Şekil 1. Merkezi alıcı kule sisteminin genel gösterimi [6]

Rodriguez-Sanchez vd. alıcının ısı modelini sunmuştur. Simülasyonu basitleştirmek için, her panel için tek bir boru simüle edilerek çevreleyen boruların etkileri dikkate alınmıştır. Yapılan ısı analizler sonucunda, en yüksek sıcaklık ve ısı gerilmelerin alıcının doğu ve batı panellerinde yoğunlaştığı tespit edilmiştir [9]. Zanino vd., Solar Two merkezi alıcısındaki taşınimsal ısı kaybı üzerinde Fluent'te bulunan Reynolds Mean Navier-Stokes (RANS) tipi türbülans modelinin etkisini araştırmışlardır. Alıcı, 5.1 m iç çapa ve 24 çok kenara sahip olarak modellenmiş ve SA, k-ε ve k-ω türbülans modellerini kullanarak analizleri gerçekleştirmişlerdir. Seçilen türbülans modeline tabi olarak, kararlı durumda hesaplanan taşınimsal kayıplar, güçlü rüzgar hızlarında (%2-3) alıcı tarafından emilen toplam gücün ve zayıf rüzgar hızlarında (%1) olarak ölçülmüştür [10]. Pacheco, Solar II alıcısının verimliliğini araştırırken çalışma sıcaklığına ve rüzgar hızına bağlı hesaplamalar yapmıştır. Alıcıda ısı transferi için nitrat tuzu veya güneş tuzu (%60 NaNO<sub>3</sub>, %40 KNO<sub>3</sub>) olarak bilinen bir tuz çözeltisi kullanılmıştır. Aynalardan yansıyan radyasyonun %95'ini emen siyah Pyromark boyasıyla kaplanmış alıcı borularının dış yüzeyi yüksek sıcaklığa dayanıklıdır.[11].

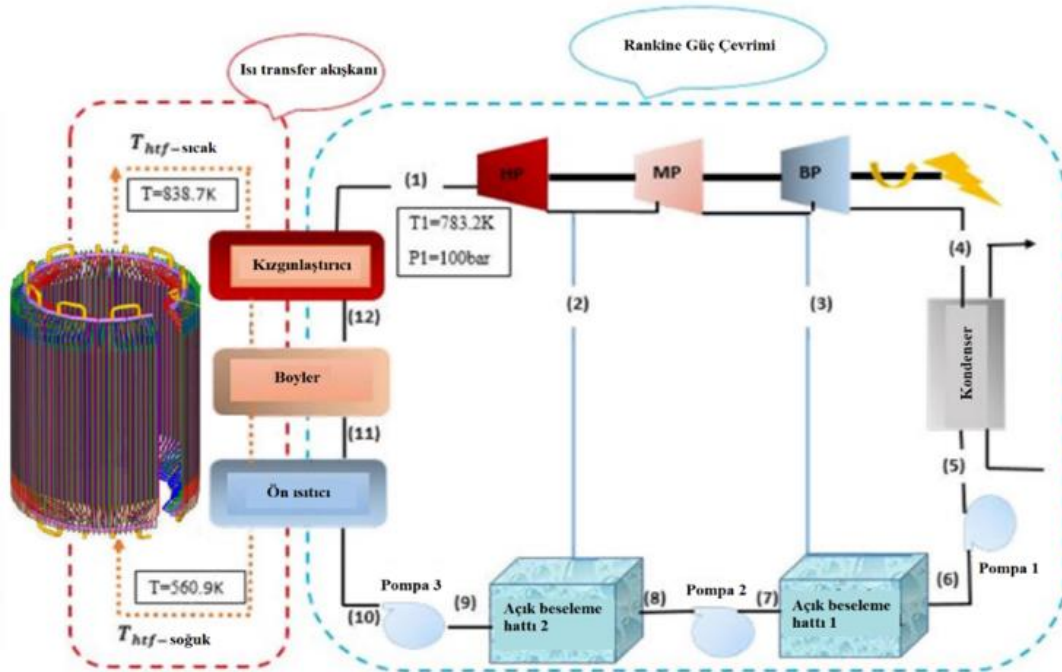
Gül den vd. tarafından yapılan çalışmada, güneş kulelerinde kullanılan harici borulu alıcılar incelenmiştir. Solar II güneş kulesi alıcısı modeli ANSYS Fluent adlı hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı kullanılarak modellenmiş ve alıcı ısı verimini artırmaya yönelik birçok araştırma yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, taşınimsal kayıpların yanı sıra ışınım kayıplarının da önemli olduğu belirlenmiş ve ışınım kaynaklı kayıpları azaltmak için alıcının dış yüzeyine cam kaplanarak yeni bir alıcı modeli tasarlanmıştır [12].

Literatür çalışmaları incelendiğinde çoğunlukla alıcı kısım ve güç buhar çevriminin ayrı ayrı incelendiği görülmüştür.

Çalışmamızdaki temel amaç ısı transfer akışkanı parametre değişimlerinin güç çevrimindeki etkilerini araştırmaktır. Bu çalışma içeriğinde, Solar II merkezi alıcılı güneş enerji sistemi için dizayn parametrelerinin belirlenmesi ve güç çevrimi analizlerinin yapılmasıyla sistemin performans çıktıları detaylı olarak incelenmiştir. Bu analizler, sistemin verimliliğini, enerji üretimini ve diğer performans metriklerini değerlendirmek için gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları, tasarım parametrelerinin sistemin enerji verimliliği, güç üretimi ve performansı üzerindeki etkilerini belirlemeye yardımcı olmuştur. Böylece, Solar II merkezi alıcılı güneş güç sisteminin optimize edilmesi ve daha yüksek performans elde edilmesi için önemli bilgiler sağlanmıştır.

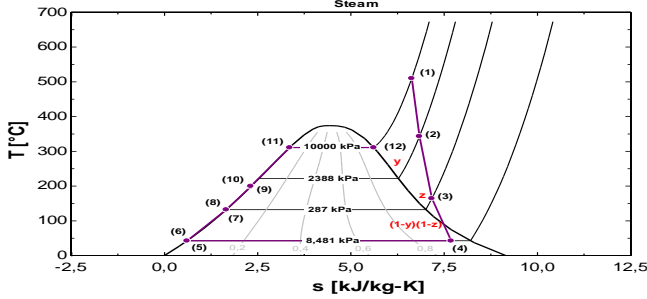
## Materyal ve Metot

Solar II merkezi alıcı sisteminin ısı gücü, elektrik enerjisi üretmek için kullanılan bir Rankine buhar çevrimi tarafından işlenmektedir. Bu uygulama, alıcı tarafından sağlanan ısının, belirli bir kütle debisiyle birleşik bir enerji girişiyle türbinlerde elektrik gücüne dönüştürülmesini amaçlamaktadır. Bu nedenle, en yaygın seçilen üretim çevrimi olan Rankine buhar çevrimi, Solar II merkezi alıcı sistemi için uygulanmaktadır. Şekil 2'de, buhar türbini çevriminin basitleştirilmiş bir şeması Solar II güç santralini göstermektedir. Santralde, güneş kulesi alıcısı, buhar ve ısı transfer akışkanlarının geçtiği bir seri ısı eşanjörü (ön ısıtıcı, ara ısıtma, kızgınlaştırıcı), çoklu türbin aşamaları (yüksek, orta ve düşük basınçlı), bir kondansatör, iki besleme suyu ısıtıcısı ve bu bileşenler arasına yerleştirilen üç aşamalı pompa sistemi içermektedir. Bu yapı, 10 MW net güç üreten bir çevrim oluşturmak için kullanılmıştır.



Şekil 2. Rankine güç çevrimi bloğunun modellenmesinde kullanılan tipik konfigürasyon [13]

Solar II güç çevrimi şemasından uyarlanan çevrim konfigürasyonunun basitleştirilmiş bir sıcaklık-entropi diyagramı Şekil 3'te gösterilmektedir. Solar II merkezi alıcı sisteminde kullanılan Isı Transfer Akışkanı (HTF) eriyik bir tuz (%60 Na-NO<sub>3</sub>-%40 KNO<sub>3</sub>) olup Rankine çevriminin çalışma akışkanı ise buhardan oluşur.

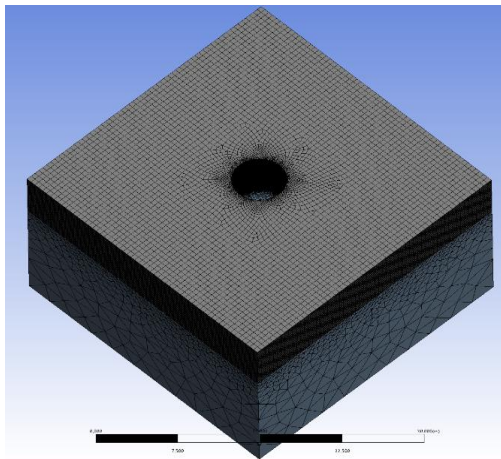


Şekil 3. Rankine güç çevrimi T-s diyagramı

### Alıcı sistem Modellemesi

Merkezi alıcı, güneş enerjisi kulesi sistemlerinin önemli bir bileşenidir. Çünkü aynalardan (heliostat) gelen radyasyon doğrudan alıcının ısı transfer sıvısı tarafından emilir. Alıcı sistemi boru şeklinde bir dış silindirin içinde 24 panel ve her bir panelin iki ucundaki giriş-çıkışlara bağlı 32 ince cidarlı boru demetinden oluşmaktadır. Alıcının teknik özellikleri verilen çalışmada [11] mevcuttur.

Çalışmada merkezi alıcıdaki ısı transfer analizi Ansys HAD programı kullanılarak yapılmıştır. Sistemin çözülebilir seviyeye indirgenmesi için literatürde kabul görmüş şekilde boru demeti düz plaka olarak modellenmiştir. Alıcı iç çapı 5.1 m olan 24 adet dikdörtgen panelin birleştirilmesiyle çokgen geometri elde edilmiştir. Hesaplama alanı olarak 36 m yüksekliğinde ve 30 m genişliğinde kare tabanlı bir dikdörtgen prizması kullanılmış olup modelin ağ yapısı Şekil 4'te gösterilmiştir. Alıcının hava ile temas halinde olan kısmındaki ağ yapısı artırılarak hassas veri eldesi hedeflenmiştir. Bu bağlamda modelde 751952 eleman kullanılmıştır.



Şekil 4. Alıcı Modelinin ağ yapısı

Modelde ısı transfer akışkanı alıcının en kuzeydeki iki panelinden girer ve serpantin akışını sağlayacak şekilde güneydeki panellerden çıkar. Sistemdeki enerji kaynağı aynalardan gelen ışınım olup Solar II sistemi için toplam ışınım miktarı 42.2 MW ve bu enerjinin 40 MW'ı alıcı tarafından emilmektedir. Alıcıdaki her bir panel üzerine gelen ışınım miktarı yönlere göre değişim göstermekte ve her bir panel için on parçaya bölünmüş şekilde ısı haritası [10] da verilmiştir.

Işınım haritasından alınan her bir değer cidar kalınlığına bölünmüş ve HAD'da ısı üretimi (W/m<sup>3</sup>) olarak girilmiştir. Alıcı iç yüzeyi için adyabatik koşullar kabul edilmiş olup alıcı duvarların yayıcılığı 0.83 olarak alınmıştır [14]. Alıcı tarafındaki ısı transfer akışkanı, hava (rüzgar) ve alıcı yüzeyin termofiziksel özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Tasarım modelde alıcının her bir yarısından geçen akışkanın kütleli debisi 45 kg/s ve rüzgarın batıdan alıcıya 8.98 m/s hızında aktığı kabul edilmiştir.

Tablo 1. Alıcı akışkan (HTF), hava ve alıcı çeliğin termofiziksel özellikleri [12, 14].

	Özgül ısı $c_p$ (J/kgK)	Yoğunluk $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Isıl iletkenlik $k$ (W/mK)	Dinamik viskozite $\mu$ (kg/ms)
HTF	1516.53	1818.11	0.5242	0.0016
Hava (rüzgâr)	1007	1164	0.0263	$1.846 \times 10^{-5}$
316H çelik	500	7900	16	—

Alıcı çıkışında yüksek sıcaklıklara ulaşan ısı transfer akışkanı ısıyı eşanjörler vasıtasıyla buhara aktarmaktadır. Bunun için üç farklı eşanjör kullanılmakta olup sonunda suyun kızdırma süreci tamamlanmaktadır. Solar II güç çevrim tasarımı parametreleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Güç santralinin dizayn parametreleri [13]

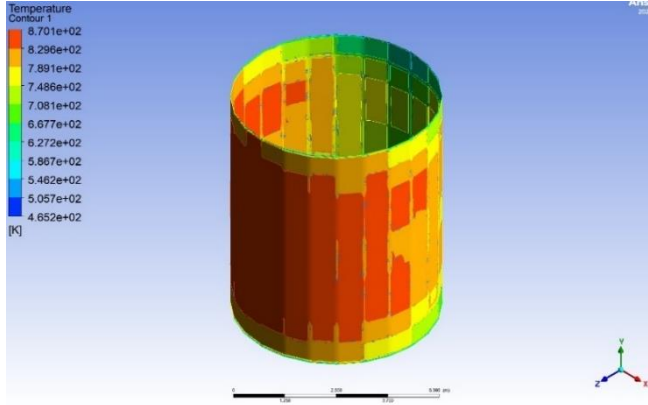
Parametre	Değerler
$P_1$ (kPa)	10000
$T_1$ (°C)	510.1
$P_5$ (kPa)	8.481
$T_{htf,h}$ (K)	838.7
$T_{htf,c}$ (K)	560.9
Tesisin gücü (MW)	10
Türbinlerin ve pompaların izentropik verimliliği	0.7-0.695

### Bulgular ve Tartışma

Yapılan çalışma, Solar II merkezi alıcılı güneş enerji sistemi için dizayn şartlarını, parametrelerini ve güç çevrimi analizlerini içermekte olup, sistemin genel performansını detaylı olarak incelemeyi amaçlamaktadır. Bu doğrultuda, öncelikle mevcut Solar II sisteminin özellikleri esas alınarak alıcı modellemesi HAD programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, güç buhar çevrimi sistem denklemleri de EES programı üzerinde tanımlanmış ve farklı



konfigürasyonlarda sistem çıktıları bu program aracılığıyla elde edilmiştir. Model üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 5'te verilmiştir. Çalışmada HAD ve EES programlarının doğrulaması için literatürde verilen çalışmalar ile karşılaştırılması yapılmış ve sonuçlar Tablo 3 ve Tablo 4'te sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde hem alıcı için hem de Solar II buhar güç santralinin sonuçların birbirine uyumlu ve hata payının çok az olduğu ispatlanmıştır [10, 13].



Şekil 5. Isı transfer akışkanının alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımı

Tablo 3. Ansys model çalışması ile Referans modelin Karşılaştırması.

	Ansys Model	Referans [10]	Hata (%)
Taşınım kayıp (MW)	0.91	0.87	4.38
Işınım kayıp (MW)	1.81	1.79	0.83
$T_{ort,çıkış}$ (HTF) (K)	826.9	823.50	0.89

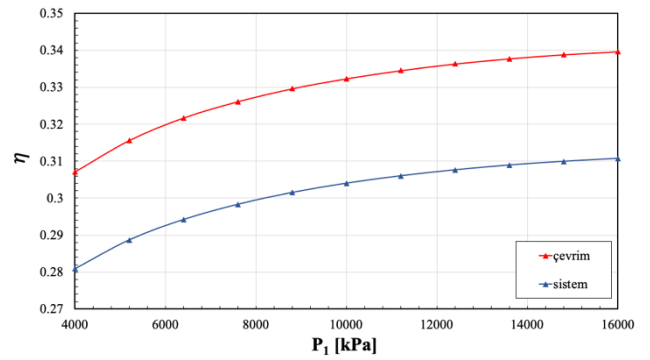
Tablo 4. Rankine çevriminin doğrulaması

Parametre	Solar II modeli [13]	Çalışma modeli	Hata (%)
Buhar debisi (kg/s)	11.84	11.84	-
Toplam ısı transferi (MW)	30.16	30.12	0.1
Çevrim verimliliği	0.33	0.332	0.6

Solar II güç santralının verimliliği, literatürde verilen diğer Rankine güç çevrimlerine kıyasla nispeten düşük olduğu belirtilmektedir. Genel olarak, buhar türbiniyle elektrik üretimi gerçekleştirileceği zaman çevrimin verimliliğini artırmak için farklı teknolojilere ihtiyaç duymaktadır. Bu nedenle, çalışmanın bir sonraki aşamasında, Rankine güç çevrimi ve sistem genelindeki verimlilik değerleriyle her bir farklı parametrenin performansa doğrudan etkisinin hesaplanması ve grafiklerle incelenmesi yapılmıştır. Bu analizler, sistemin performansını iyileştirmek için potansiyel odak noktalarını belirlemeye yardımcı olmaktadır.

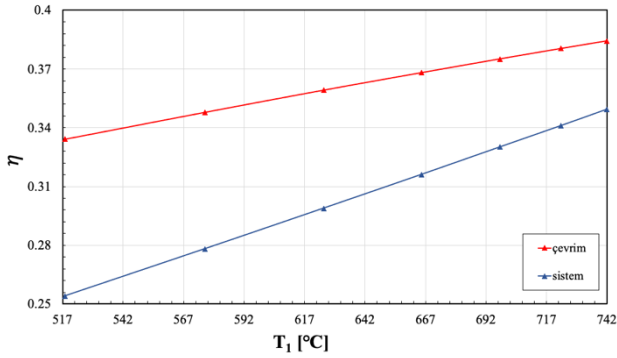
### Türbin giriş basınç ve sıcaklığının verimliliklere etkisi

Şekil 6'da sistem ve çevrimin enerji verimliliğine yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerinin etkisi incelenmiştir. Türbin giriş basınç değerleri 4 MPa'dan 16 MPa'a kadar değişirken, çevrimin enerji verimliliğinin %31 ila %34 arasında ve sistemin enerji verimliliğinin de %28 ila %31 aralığında değiştiği tespit edilmiştir. Grafikte de gözüktüğü gibi, yüksek basınç değeri arttıkça Rankine çevriminin ve sistemin enerji verimliliğinin arttığı gözlemlenmiştir. Örneğin, türbin giriş basınç değeri 4 MPa'dan 7 MPa'a artırıldığı zaman çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinin sırasıyla %3.32 ve %3.33 artış gösterirken, 10 MPa'a artırıldığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla %5.29 ve %5.30 artmıştır. Ayrıca, 16 MPa'a artırıldığında çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri sırasıyla %7.35 ve %7.34 artış gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar, yüksek basınç değerlerinin çevrim ve sistemin enerji verimliliğini olumlu yönde etkilediğini göstermektedir.



Şekil 6. HP türbin giriş basıncının sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi

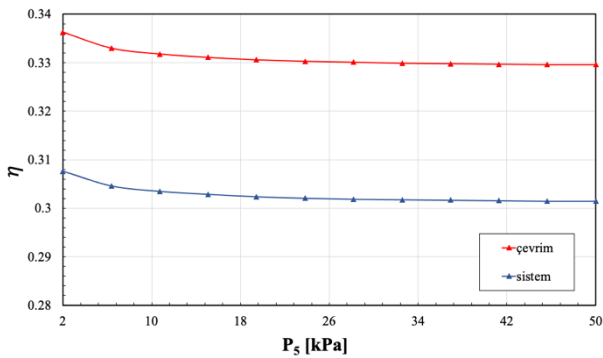
Sistem ve çevrimin enerji verimliliğine yüksek basınçlı türbin giriş sıcaklık değerlerinin tesiri Şekil 7'de incelenmiştir. Türbin giriş sıcaklık değerleri 518 °C'den 742 °C'ye kadar değişirken, çevrimin enerji verimliliğinin %33 ila %38 arasında ve sistemin enerji verimliliğinin %25 ila %35 aralığında değiştiği gözlemlenmiştir. Grafikten de görüldüğü üzere, yüksek sıcaklık değeri arttıkça Rankine çevriminin ve sistemin enerji verimliliğinin arttığı tespit edilmiştir. Türbin giriş sıcaklık değeri 518 °C'den 742 °C'ye çıkartıldığı zaman çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri %15 ve %37.5 artış göstermiştir. Bu sonuçlar, türbin giriş sıcaklığının çevrim ve sistemin enerji verimliliği üzerinde önemli bir etkisi olduğunu göstermektedir. Düşük verim değerlerine sahip olduğunda bile, sıcaklık değerindeki artışların önemli ölçüde artış oranlarına yol açtığı gözlemlenmektedir. Bu nedenle, sıcaklık değerinin verimlilik açısından önemli bir faktör olduğu sonucuna varılabilir.



Şekil 7. HP türbin giriş sıcaklığının sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi

### Pompa-I giriş basınç ve sıcaklığının verimliliklere etkisi

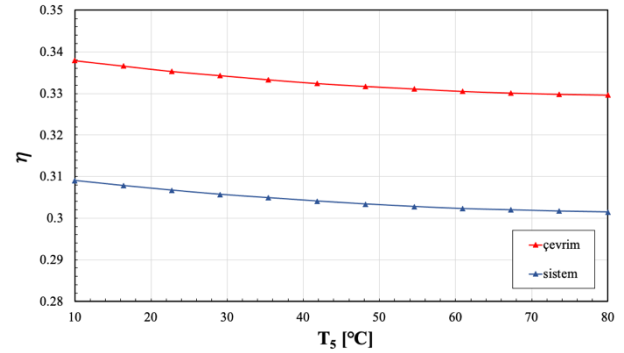
Sistem ve çevrimin enerji verimliliğine Pompa-I giriş basınç değerlerinin etkisi Şekil 8’ de verilmiştir. Pompa giriş basınç değerleri 2 kPa'dan 50 kPa'a kadar değişirken, çevrimin enerji verimliliğinin %34 ile %33 arasında ve sistemin enerji verimliliğinin %31 ile %30 arasında %1'lik farkla değiştiği gözlemlenmiştir. Grafikten de görüldüğü üzere, pompa giriş basınç değeri arttıkça Rankine çevriminin ve sistemin enerji verimliliğinin çok düşük miktarda düştüğü gözlemlenmektedir. Örneğin, pompa giriş basınç değeri 2 kPa'dan 50 kPa'a çıktığında çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinde %2 ve %1.98 azalış olduğu görülmüştür. Bu azalışlar, basınç artış oranlarının yüksek olmasına rağmen elde edilen verim düşüşlerinin çok düşük seviyede olduğunu göstermektedir. Pratik uygulama açısından, yüksek basınç değerlerinin kullanımının verim açısından önemli bir olumlu veya olumsuz etki yapmadığı sonucuna varılabilir.



Şekil 8. Pompa-I giriş basınç değerlerinin sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi

Şekil 9'da, Pompa-I giriş sıcaklık değerlerindeki değişimin sistem ve çevrimin enerji verimliliğine tesiri incelenmiştir. Sıcaklık değerleri 10 °C ile 80 °C arasında değişirken, çevrimin enerji verimliliğinin %34 ile %33 arasında ve sistemin enerji verimliliğinin %31 ile %30 aralığında değiştiği tespit edilmiştir. Grafikten görüldüğü üzere, pompa giriş sıcaklık değeri arttırıldıkça Rankine çevriminin ve sistemin enerji verimliliğinin düştüğü gözlemlenmektedir. Örneğin, pompa giriş sıcaklık değeri 15 °C'den 80 °C'e çıkartıldığında çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinde

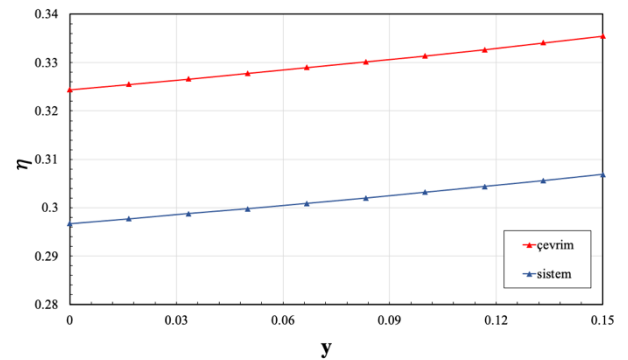
%2.46 ve %2.43 azalış olduğu görülmüştür. Uygulama açısından, pompa giriş sıcaklık değerlerinin artışının verim bakımından önemli bir etki yapmadığı sonucuna varılabilir.



Şekil 9. Pompa giriş sıcaklık değerlerinin sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi

### Açık besleme su ısıtıcılarına giren buhar miktarının verimliliklere etkisi

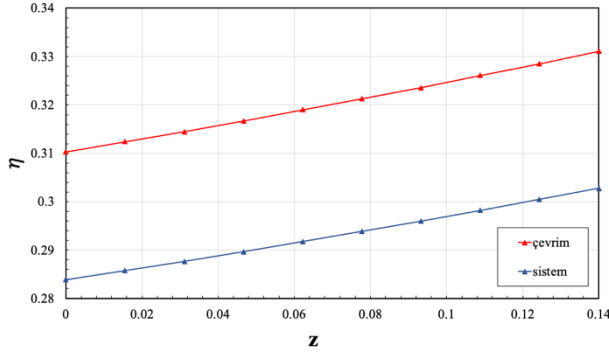
Şekil 10'da, Açık Besleme Hattı II su ısıtıcılarına giren buhar miktarının değişiminin sistem ve çevrimin enerji verimliliğine tesiri incelenmiştir. Buhar miktarının artan değerleri, %0'dan %15'e kadar değişirken, çevrimin enerji verimliliğinin %32 ile %34 arasında ve sistemin enerji verimliliğinin %31 ile %33 aralığında değiştiği gözlemlenmektedir. Grafikte de görüldüğü üzere, buhar miktarındaki artış Rankine çevrimin ve sistemin enerji verimliliğinin artışına sebep olmaktadır. Örneğin, buhar miktarı %0'dan %15'e çıkartıldığı zaman çevrim ve sistemin enerji verimlilikleri %3.1 ve %3.44 artış olduğu görülmektedir. Termodinamik açıdan, buhar miktarının ısıtıcılara giren miktarının artması sisteme olumlu bir etki yapmaktadır.



Şekil 10. Açık besleme hattı II su ısıtıcılarına giren buhar miktarının sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi

Şekil 11'de, Açık Besleme Hattı I su ısıtıcılarına giren buhar miktarındaki değişimin, sistem ve çevrimin enerji verimliliğine tesiri verilmiştir. Buhar miktarının artan değerleri, %0'dan %15'e kadar değişirken, çevrimin enerji verimliliğinin %31 ile %33 arasında ve %30 ile %29 arasında sistemin enerji verimliliğinin değiştiği tespit edilmiştir. Grafikten anlaşılacağı üzere, Rankine çevrimin ve sistemin enerji verimliliğinin buhar miktarı değeri ile doğru orantılı olduğu gözlemlenmektedir. Örneğin, buhar miktarı değeri

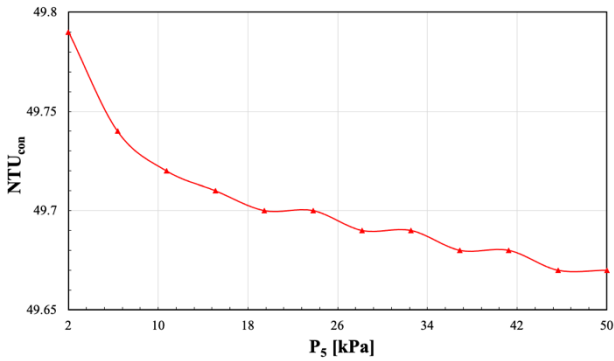
%0'dan %15'e çıktığında çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinde sırasıyla %6.7 ve %6.66 artış olduğu görülmüştür. Buhar miktarının artması rejenerasyon miktarını da artırarak sisteme olumlu etki yapmaktadır.



Şekil 11. Açık besleme hattı I su ısıtıcılarına giren buhar miktarının sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi

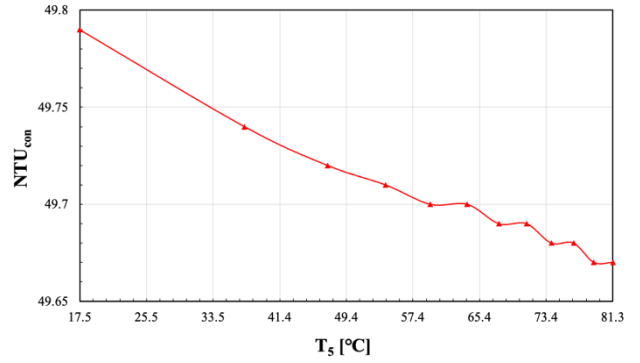
### Çevrimde yer alan eşanjörlerin verimliliklere etkisi

Şekil 12'de, Pompa-I giriş basınç değerlerindeki değişimin kondenserin ısı transfer miktarına tesiri incelenmiştir. Pompa giriş basınç değerlerinde 2 kPa'dan 50 kPa'a kadar, kondenserin ısı transfer miktarının 49.79 ila 49.67 aralığında değişim gözlemlenmiştir. Şekilden, pompa giriş basınç değeri ile kondenserin ısı transfer miktarının ters orantılı değiştiği görülmektedir. Örneğin, pompa giriş basınç değeri 2 kPa'dan 50 kPa'a çıktığında ısı transfer miktarında %0.24'lük bir azalma olduğu görülmüştür. Ancak, pompa giriş basınç değerlerinin artışı verimliliklere belirgin bir olumlu veya olumsuz etki yapmamaktadır.



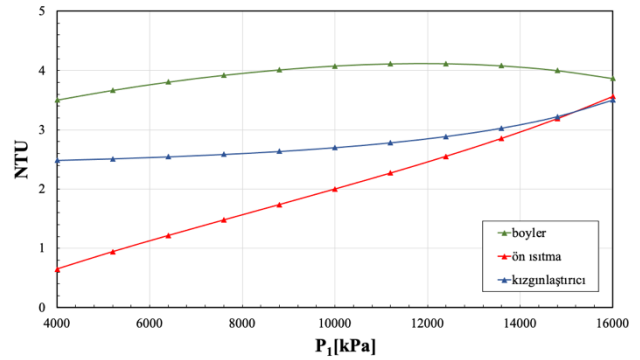
Şekil 12. Pompa-I giriş basınç değerlerinin kondenserin ısı transfer miktarına etkisi

Şekil 13'teki verilere dayanarak, Pompa-I giriş sıcaklık değerlerinin kondenserin ısı transfer miktarına etkisi incelenmiştir. Kondenser çıkış sıcaklık değerlerinde 17.5 °C'den 81.3 °C'ye kadar değişim gözlemlenmiştir. Grafikten açıkça görüldüğü üzere, sıcaklık değeri arttıkça kondenserin ısı transfer miktarının azaldığı gözlemlenmektedir. Sıcaklık değeri 17.5 °C'den 81.3 °C'ye çıktığında, ısı transfer miktarında yaklaşık %0.24 oranında azalma görülmüştür. Bu verilere dayanarak, pompa giriş sıcaklık değerlerinin artışının verimlilik üzerinde olumlu veya olumsuz bir etki yapmadığı sonucuna varabiliriz.



Şekil 13. Pompa giriş sıcaklık değerlerinin kondenserin ısı transfer miktarına etkisi

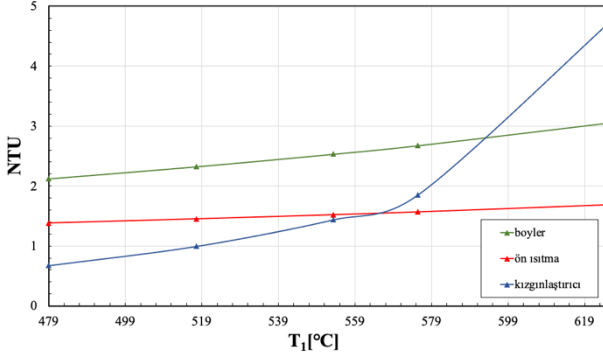
Şekil 14'te yüksek basınçlı türbin giriş basınç değerlerindeki değişimin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer miktarına tesiri incelenmiştir. Basınç değerleri 4 MPa'dan 16 MPa'a kadar değişmiştir. Grafikten görüleceği üzere, türbin giriş basınç değeri yükseldikçe kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarında yükseldiği gözlemlenmektedir. Boyler için ise basınç değeri arttıkça NTU değerinin arttığı, 12.4 MPa'da maksimum 4.12 NTU'ya ulaştığı ve daha sonra azalmaya başladığı görülmüştür. Basınç değeri 4 MPa'dan 10 MPa'a çıkartıldığı zaman, %10.42, %8.6 ve %297 artış sırasıyla boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarında olduğu gözlemlenmiştir. Aynı şekilde, 16 MPa'a çıktığında ise %9.33, %30.12 ve %448 artış sırasıyla boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarında olduğu gözlemlenmiştir. Bu verilere dayanarak, türbin giriş basınç değerlerinin artışının kızgınlaştırıcı ve ön ısıtma için ısı transfer miktarını artırdığı, ancak boyler için NTU değerinde bir maksimum nokta olduğunu ve daha sonra azalmaya başladığını söyleyebiliriz.



Şekil 14. HP türbin giriş basınç değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer miktarına etkisi

Şekil 15'te yüksek basınçlı türbin giriş sıcaklık değerlerindeki değişimin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer miktarına tesiri incelenmiştir. Sıcaklık değerleri 479 °C'den 619 °C'ye kadar değişmiştir. Grafikten görüleceği üzere, türbin giriş sıcaklık değerindeki artışla boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarında artış tespit edilmiştir. Boyler için ısı transfer miktarı 2.12 ila 3.04 arasında değişmektedir. Kızgınlaştırıcı için ise ısı transfer miktarı 0.67 ila 4.67 arasında değişmektedir. Ön ısıtma için ise ısı transfer miktarı 1.38 ila 1.68 arasındadır.

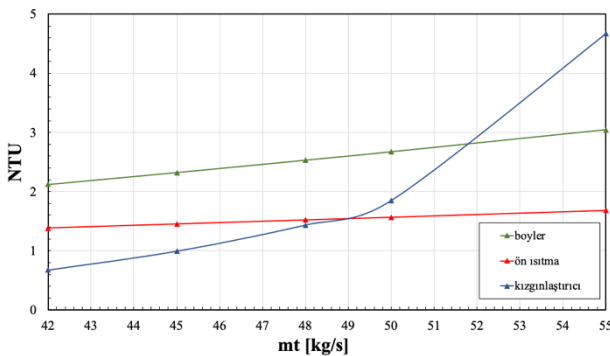
Sıcaklık değeri 479 °C'den 619 °C'ye çıktığında, %43.5, %595 ve %21.6 artış sırasıyla boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarında olduğu görülmüştür. Sonuçta, türbin giriş sıcaklık değerinin artışının boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtma için ısı transfer miktarını artırdığını söyleyebiliriz. Özellikle yüksek sıcaklık uygulamasının kızgınlaştırıcı verimini önemli ölçüde artırdığı belirlenmiştir.



Şekil 15. HP türbin giriş sıcaklık değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer miktarına etkisi

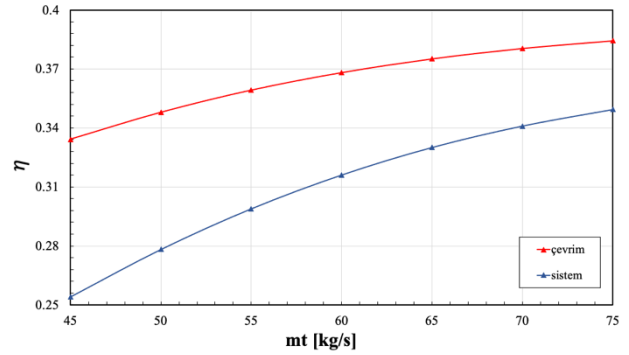
#### Alıcı ısı transfer akışkanı (HTF) debisinin eşanjör ve sistem verimliliklerine etkisi

Şekil 16'da HTF debi değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer miktarına tesiri incelenmiştir. Debi değerleri 42 kg/s'den 55 kg/s'ye kadar değişmektedir. Grafikten görüleceği üzere, HTF debi değeri arttıkça boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarının arttığı gözlemlenmektedir. Boyler için ısı transfer miktarı 2.12 ila 3.04 arasında değişmektedir. Kızgınlaştırıcı için ise ısı transfer miktarı 0.67 ila 4.67 arasında değişmektedir. Ön ısıtma için ise ısı transfer miktarı 1.38 ila 1.68 arasındadır. HTF debi değeri 42 kg/s'den 55 kg/s'ye çıktığında, boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarında artış tespit edilmiştir. Özellikle HTF debi artışının kızgınlaştırıcı verimini önemli ölçüde artırdığı tespit edilmiştir. Bu verilere dayanarak, HTF debi değerinin artışının boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtma için ısı transfer miktarını artırdığını söyleyebiliriz. Özellikle kızgınlaştırıcı veriminde önemli bir artış sağladığı görülmektedir.



Şekil 16. HTF debisinin değerlerinin boyler, ön ısıtma ve kızgınlaştırıcının ısı transfer miktarına etkisi

Şekil 17'de HTF debisinin sistem ve çevrimin enerji verimliliğine etkisi incelenmiştir. Debi miktarı 45 kg/s'den 75 kg/s'ye kadar artmaktadır. Grafikten görüleceği üzere, debi miktarı yükseldikçe Rankine çevrimin ve sistemin enerji verimliliğinin yükseldiği gözlemlenmektedir. Çevrimin enerji verimliliği %33 ila %38 arasında değişirken, sistem enerji verimliliği %25 ila %35 arasında değişmektedir. Buhar miktarının artışıyla birlikte enerji verimliliklerinin arttığı görülmektedir. Ayrıca, debinin artması durumunda çevrim ve sistem enerji verimliliklerinde %5 ve %9.53 değerlerinde bir artış olduğu tespit edilmiştir. Bu da alıcı HTF debisindeki artışın verimliliklere, özellikle sistem verimine olumlu bir etki yaptığını göstermektedir. Sonuç olarak, HTF debisinin artmasıyla birlikte Rankine çevrimin ve sistem enerji verimliliğinin arttığı, ayrıca tuz miktarındaki artışın da enerji verimliliklerine pozitif bir etkisi olduğu görülmektedir.



Şekil 17. HTF debisinin eşanjör verimliliklerine etkisi

#### Sonuç

Mevcut çalışmada, Solar II güneş-buhar santralının bir Rankine çevrimi üzerinde termodinamik analizler gerçekleştirilmiş ve bazı sonuçlara ulaşılmıştır. Bu sonuçlara göre:

- Yüksek türbin giriş basınç değerinin artması (4000 kPa'dan 16000 kPa'a) çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinde sırasıyla %7.35 ve %7.34 artış tespit edilmiştir.
- Türbin giriş sıcaklık değerinin artması (518 °C'den 742 °C'ye) çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinde %7.35 ve %7.34 artış tespit edilmiştir.
- Açık besleme hattı-I'e giren buhar miktarının artması (%0'dan %15'e) çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinde %3.07 ve %3.44 artış tespit edilmiştir.
- Yüksek türbin giriş basınç değerinin artması (4 MPa'dan 16 MPa'a) %9.33, %30.12 ve %448 artış sırasıyla boyler, kızgınlaştırıcı ve ön ısıtmanın etkinlik katsayılarında olduğu tespit edilmiştir.
- Türbin giriş sıcaklık değerinin artması (479 °C'den 619 °C'ye) boyler, ön ısıtmanın ve kızgınlaştırıcı ısı transfer miktarlarında sırasıyla %43.5, %21.6 ve %595 artış olduğu görülmüştür. Özellikle yüksek sıcaklık uygulamasının kızgınlaştırıcı verimini önemli ölçüde artırdığı belirlenmiştir.



- Pompa giriş basınç ve sıcaklık değerlerinin artışının sistemsel ve kondansatör verimleri üzerinde dikkate değer bir etki yapmadığı ifade edilmiştir.
- HTF'nin debi değerinin artması (42 kg/s'den 55 kg/s'ye) boyler, kızgımlaştırıcı ve ön ısıtmanın ısı transfer miktarlarında belirli aralıklarda değişimler olduğu görülmüştür.
- HTF akışkan debisinin artması (45 kg/s'den 75 kg/s'ye) %5 ve %9.53 artışın sırasıyla çevrim ve sistemin enerji verimliliklerinde olduğu tespit edilmiştir. Bu artışın özellikle sistem verimine olumlu bir etkisi olduğu tespit edilmiştir.

### Kaynakça

- [1]. Doğan, H., “Fotovoltaik güneş pilleri”, Yüksek Lisans Tezi, S.D.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2014.
- [2]. Akçalı, G., 2001. “Güneş enerjisi sistemleri”, İstanbul Ticaret Odası.
- [3]. Dinçer, F., “Türkiye’de güneş enerjisinden elektrik üretimi potansiyeli- ekonomik analizi ve AB ülkeleri ile karşılaştırmalı değerlendirme”, KSU Mühendislik Dergisi, 14 (1), 2011.
- [4] Riffel, D. B., dos Santos Junior, J. A., & de Moraes Costa, A. L., “Optimum operational conditions of hybrid photovoltaic-thermal systems. Energy for Sustainable Development”, 60, 26-32, 2021.
- [5]. Ginley, D., Green, M. A., & Collins, R., “Solar energy conversion toward 1 terawatt”, MRS bulletin, 33, 355-364, 2008.
- [6]. Leblebicioğlu, E., 2017. “Güneş Güç Kulesi Sistemleri,” Erişim Tarihi: 18/09/2020. <https://muhendistan.com/gunes-kulesi-sistemleri/>.
- [7]. Xu, C., Wang, Z., Li, X., and Sun, F., “Energy and exergy analysis of solar power tower plants,” Applied Thermal Engineering, (31), 3904-3913, 2011.
- [8]. Yang, M., Yang, X., Yang, X., and Ding, J., “Heat transfer enhancement and performance of the molten salt receiver of a solar power tower,” Applied Energy, (87), 2808–2811, 2010.
- [9]. Şenol, R., “Güneş kulelerinden elektrik enerjisi üretiminin araştırılması ve optimizasyonu,” Doktora tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, s.3-4, 2009.
- [10]. Zanino, R., Bonifetto, R., Christian, J. M., Ho, C. K., and Savoldi Richard, L., “Effects of RANS-Type turbulence models on the convective heat loss computed by CFD in the solar two power tower,” Energy Procedia, (49), 569-578, 2014.
- [11]. Pacheco, J. E., “Final Test and Evaluation Results from the Solar Two Project” New Mexico: Sandia National Laboratories, 2002.
- [12] Adıyaman, G., Horuz, İ., & Çolak, L. “Technical and Environmental Evaluation of Heat Transfer Fluids Used in Solar Power Towers,” in Proc. ICCE-2018, North Cyprus, 2018.
- [13] Messadi A, Timoumi Y., “Improvement of the Solar Rankine Cycle Applying to the Solar Power Station: Solar II.” Innov Ener Res 7: 198, 2018.
- [14] Zavoico B. “Solar Power Tower Design Basis Document,” California: Sandia National Laboratories, pp. 23-66, 2001.