



## Türk Bilim ve Mühendislik Dergisi Turkish Journal of Science and Engineering

www.dergipark.org.tr/tjse

### Parabolik Oluk Güneş Kolektörünün Çalışma Sıvısı, Tasarım Parametreleri ve Termodinamik Analizinin İncelenmesi

Elif Berca Eroğlu<sup>1\*</sup>, Murat Öztürk<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Mekatronik Mühendisliği Bölümü – Isparta-Türkiye

\*Sorumlu yazar: elifbercaeroglu@gmail.com

#### MAKALE BİLGİSİ

Alınış tarihi: 05/08/2024

Kabul tarihi: 10/06/2025

**Anahtar Kelimeler:** Güneş enerjisi, Parabolik oluk tipi güneş kolektörü, Seçici yüzey malzemeleri, Termodinamik analiz

DOI: 10.55979/tjse.1528182

#### ÖZET

Güneş enerjisi, yenilenebilir enerji kaynakları arasında yer almakta ve yerküre-atmosfer sistemindeki enerji döngüsünün temelini oluşturmaktadır. Bu doğrultuda, yüksek sıcaklıklarda buhar üretimi yoluyla elektrik enerjisi elde edilmesine yönelik çalışmalarda artış gözlemlenmektedir. Ayrıca sıcak su üretimi, ısıtma sistemleri ve endüstriyel süreçlerde verimli şekilde kullanılmaktadır. Orta ve yüksek sıcaklık gerektiren uygulamalarda yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleri tercih edilmekte olup, bunlar arasında en yaygın kullanılan parabolik oluk kolektörlerdir. Bu kolektörler, güneş ışınlarını parabolik yansıtıcı yüzey aracılığıyla odak noktasındaki alıcı boruya yönlendirerek akışkanın ısınmasını ve güneş enerjisinin ısı enerjisine dönüştürülmesini sağlamaktadır. Bu çalışmada, parabolik oluk güneş kolektörleri üzerine teorik bir araştırma gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan sistemde farklı çalışma sıvıları kullanılarak karşılaştırmalı performans analizi yapılmış; tasarım parametrelerinin yanı sıra, gün içerisindeki güneş ışıması değişimleri ve açısal konumlanmanın kolektör verimine etkileri değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, tasarım parametreleri ile kullanılan çalışma sıvılarının sistem verimliliği üzerinde belirleyici etkileri olduğunu ortaya koymuştur. Tasarlanan parabolik oluk kolektöründe enerji verimlilikleri hava, helyum ve karbondioksit çalışma sıvıları için sırasıyla; 0.4888, 0.4137 ve 0.4821 olarak bulunmuştur. Aynı zamanda ekserji verimlilikleri ise hava, helyum ve karbondioksit çalışma sıvıları için sırasıyla; 0.2366, 0.2264 ve 0.2316 olarak hesaplanmıştır. Tüm hesaplamalar, standart atmosfer basıncı olan 101.325 kPa ve 25 °C referans sıcaklık değerleri esas alınarak yapılmıştır.

### Investigation of Working Fluid, Design Parameters and Thermodynamic Analysis of Parabolic Trough Solar Collector

#### ARTICLE INFO

Received: 05/08/2024

Accepted: 10/06/2025

**Keywords:** Solar energy, Parabolic trough type solar collector, Selective surface materials, Thermodynamic analysis

DOI: 10.55979/tjse.1528182

#### ABSTRACT

Solar energy is among renewable energy sources and forms the basis of the Earth-atmosphere energy cycle. There is an increasing focus on generating electricity through steam production at high temperatures. It is efficiently used for hot water production, heating systems, and industrial processes. For medium and high-temperature applications, concentrated solar energy systems, primarily parabolic trough collectors, are widely used. These collectors direct solar radiation onto a receiver tube at the focal point through a parabolic reflective surface, heating the working fluid and converting solar energy into thermal energy. In this study, a theoretical investigation was conducted on parabolic trough solar collectors. A comparative performance analysis was carried out using different working fluids in the designed system. In addition to design parameters, the effects of daily solar radiation variations and angular positioning on collector efficiency were evaluated. The results showed that both the design parameters and the type of working fluid significantly affect system performance. The energy efficiencies of the designed parabolic trough collector were found to be 0.4888, 0.4137, and 0.4821 for air, helium, and carbon dioxide, respectively. Similarly, the exergy efficiencies for air, helium, and carbon dioxide were calculated as 0.2366, 0.2264, and 0.2316, respectively. All calculations were performed under standard atmospheric pressure of 101.325 kPa and a reference temperature of 25 °C.

#### 1. Giriş

Günümüzde bir ülkenin ekonomik ve teknolojik gelişmişlik düzeyi, kişi başına düşen enerji tüketimi ile enerjiye doğrudan erişim kapasitesiyle yakından ilişkilidir. Nüfusun sürekli artış göstermesi, enerji talebinin de aynı oranda yükselmesine neden olmaktadır. Bu durum, ülkeleri fosil kaynaklara (kömür, petrol, doğalgaz) daha fazla yönlendirmektedir. Ancak, bu kaynakların oluşum süreci oldukça yavaş olduğundan, yenilenemez enerji kaynakları sınıfında değerlendirilmektedir. Fosil yakıtların kullanımı

ise atmosfere sera gazları salarak çevre kirliliğine, küresel ısınmaya ve insan sağlığı üzerinde olumsuz etkiler yaratan karbon emisyonlarına yol açmaktadır (Öztürk, 2008).

Gelişmekte olan ülkeler, hem karşı karşıya kaldıkları çevresel sorunlara çözüm üretmek hem de enerji alanında dışa bağımlılığı azaltmak amacıyla yenilenebilir enerji kaynaklarına (güneş, rüzgâr, jeotermal vb.) yönelik çalışmalara ağırlık vermeye başlamıştır. Bu kaynaklar arasında en büyük potansiyele sahip olan ise güneş enerjisidir. Güneş, madde ve enerji döngüsünü

yönlendiren; yer küre ve atmosferdeki fiziksel olayları etkileyen temel enerji kaynağıdır. Güneşin çekirdeğinde gerçekleşen hidrojenin helyuma dönüşümüne dayalı füzyon reaksiyonları sonucu ortaya çıkan bu güçlü enerji, yalnızca bir enerji kaynağı değil, aynı zamanda Dünya'daki yaşamın sürekliliğini sağlayan temel yaşam gücüdür. Güneş radyasyonu, gezegenimizin fiziksel yapısını ve atmosferik sistemini doğrudan etkileyen birincil enerji kaynağıdır. Dünya'ya ulaşan yıllık güneş radyasyonu miktarı, yeryüzünde bugüne kadar tespit edilen tüm fosil yakıt rezervlerinin yaklaşık 160 katına eşdeğer olup, fosil, nükleer ve hidroelektrik santrallerin bir yılda üreteceği enerjiden yaklaşık 15 000 kat daha fazladır. (Varınca & Gönüllü, 2006). Sürekli ve yenilenebilir olması, çevre sorunlarına neden olmaması, tehlikesiz ve sonsuz olması gibi nedenlerle güneş enerjisinin kullanımı üzerine olan çalışmalar gittikçe önem kazanmaktadır. Bu enerji kaynağından doğrudan yararlanılarak dünyanın ihtiyaç duyduğu ısı ve elektrik üretimi elde edilerek enerji verimliliğinin artması da sağlanmaktadır (Karamanav, 2007).

Güneş enerjisinden yararlanılarak geliştirilen enerji sistemleri, düşük, orta ve yüksek sıcaklık aralıklarında çalışan ısı uygulamalar şeklinde sınıflandırılmaktadır. Düşük sıcaklık uygulamaları; sıcak su üretimi, su arıtımı ve alan ısıtması gibi ihtiyaçlara yönelik kullanılmaktadır. Orta sıcaklık seviyesindeki uygulamalar ise endüstriyel proses ısılarının karşılanmasında, buhar jeneratörlerinde ve küçük ölçekli motor sistemlerinde tercih edilmektedir. Yüksek sıcaklık gereksinimi olan uygulamalarda ise yoğunlaştırıcı sistemler kullanılmakta olup, bu sistemler doğrusal ve noktasal yoğunlaştırıcılar olarak iki gruba ayrılmaktadır. Temelde aynı çalışma prensibine sahip bu sistemler, güneş ışınlarını tek bir odakta toplayarak yüksek sıcaklıkta buhar ve elektrik üretimi sağlamaktadır. (Üçgül vd., 2006). Orta ve yüksek sıcaklıklarda kullanılan yoğunlaştırılmış güneş enerjisi kolektörleri, Heliostat-güneş enerji kulesi (noktasal odaklamalı), Parabolik çanak (noktasal odaklamalı), Fresnel (doğrusal odaklamalı) ve Parabolik oluk (doğrusal odaklamalı) olarak sınıflandırılabilir.

Parabolik oluk tipi kolektörler (PTC), teknik olarak yeterliliği kanıtlanmış ve faydalı ısı enerjisi üretimi için en gelişmiş teknolojilerdir (Biencinto vd., 2014). Bir PTC'nin ana parçaları, bir alıcı boru ve doğrusal bir parabolik yansıtıcıdır. Yansıtıcı bir materyal parabol şeklinde bükülür ve odak kısmına, odak hattı boyunca, alıcı boru yerleştirilir (Şekil 1'de gösterilmiştir). Buradaki amaç, gelen güneş ışınımının parabolik yansıtıcıya uğrayıp, alıcı boruya odaklanmasının sağlanmasıdır. Böylelikle alıcı boru içerisinden geçen çalışma sıvısı ısıtılarak faydalı ısı enerjisi üretilmeye başlanır. PTC'ler kullanılan çalışma sıvısına göre farklı sıcaklık seviyelerine ulaşırlar. Örnek olarak, çalışma sıvısı yağ ise 400 °C'ye kadar ve güneş tuzu ise 550 °C'ye kadar çalışabilirler (Bellos vd., 2018). Konsantrasyon oranı genellikle 10-85 aralığında olup, tek eksenli olarak çalışmaktadır (Kalogirou, 2013).



Şekil 1. Bir PTC'nin sistematigi (Kalogirou, 2013)

Figure 1. Systematics of a PTC (Kalogirou, 2013)

Ülkemiz güneş enerjisi kullanımı bakımından büyük potansiyele sahip olmasına rağmen, orta ve yüksek sıcaklıklı güneş enerjisi sistemlerinin kullanımı oldukça azdır.

Üçgül vd. (2006), orta ve yüksek sıcaklıklı güneş enerjisi teknolojilerinde alıcı yüzeylerde kullanılacak malzeme türlerine odaklanan bir araştırma gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucunda, süper alaşımların 1100 °C'ye kadar güvenli şekilde kullanılabildiği ve bu nedenle tercih edildiği; ayrıca östenitik çeliklerin yüksek sıcaklık dayanımları sayesinde 700 °C'ye kadar olan uygulamalarda uygun görüldüğü belirlenmiştir.

Valladares ve Velazquez (2009), çift ve tek geçişli parabolik yoğunlaştırıcıların termal performanslarını karşılaştırmalı olarak sayısal simülasyonlar yardımıyla analiz etmiştir. Bulgular, çift geçişli sistemin termal verimlilik açısından tek geçişli sisteme göre daha avantajlı olduğunu ortaya koymuştur.

Ercoskun vd. (2013), çift oluk yapısına sahip bir parabolik oluk kolektörü tasarlamış ve üretmiştir. Kolektörün gün boyu performansı gözlemlenmiş ve sistemin rüzgar hızı, güneş ışınımı ile çevre sıcaklığı gibi çevresel değişkenlerden önemli ölçüde etkilendiği tespit edilmiştir.

Guo vd. (2016), farklı alıcı çapları, giriş sıcaklıkları, çevre sıcaklıkları, güneş geliş açıları ve rüzgar hızlarının parabolik oluklu kolektör performansı üzerindeki etkilerini inceleyen parametrik bir analiz gerçekleştirmiştir. Sonuçlar, akışkanın kütsel debisinin, ortam sıcaklığının ve geliş açısının artırılmasının ısı kayıplarını azaltabileceğini göstermiştir. Öte yandan, giriş sıcaklığı, rüzgar hızı ve cam örtünün iç çapındaki artışın ekserji kayıplarını yükselttiği belirlenmiştir. Araştırmacılar, her bir durum için optimum bir kütle debisinin belirlenmesi gerektiğini vurgulamış ve sistemin ekserjetik performansının artırılabilmesi için optik kayıpların azaltılmasını önermiştir.

Bellos vd. (2019), gelecekteki tasarım stratejilerine ışık tutmak amacıyla parabolik oluklu güneş kolektörlerinin alternatif yapılarını incelemiştir. Tasarımları üç ana kategoriye ayırmışlardır: i) yoğunlaştırılmış termal fotovoltaiıklar, ii) optik olarak iyileştirilmiş sistemler ve iii) termal olarak modifiye edilmiş yapılar. Çalışma, optik modifikasyonların konsantrasyon oranını yükselterek daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmasını sağladığını; termal modifikasyonların ise sistem verimliliğini artırarak faydalı enerji çıktısını yükselttiğini göstermektedir. Ayrıca üçgen alıcılar, çift kademeli yoğunlaştırıcılar ve özel çift geçişli alıcılar gibi yeni tasarımların, yalnızca elektrik üretimiyle sınırlı kalmadan aynı zamanda yüksek verimli

kojenerasyon sistemlerinin gelişimine de katkı sağlayabileceği belirtilmiştir.

Nain vd. (2021), U biçiminde bir ısı değiştiricisine sahip parabolik oluk kolektörün termal performansını değerlendirmiştir. Emici boruda kullanılan nikel kaplı paslanmaz çelik içine, kanatçıklı ve kanatçıksız olmak üzere farklı malzemelerden (bakır ve alüminyum) ısı değiştiriciler yerleştirilmiştir. Sonuç olarak, bakırdan üretilen ısı değiştiricinin, alüminyum muadilinden daha üstün bir performans sunduğu gözlemlenmiştir.

Sevim vd. (2022), parabolik oluk kolektörlerinde düz alıcı boruların içine yerleştirilen kanatçıkların termal verimlilik üzerindeki etkisini incelemiştir. Eğrisel formda yerleştirilen kanatçıkların ısı transferini artırdığı belirlenmiştir. Ancak, bu iyileştirmenin beraberinde akışkan rejimini türbülanslı hâle getirerek basınç kayıplarında artışa yol açtığı da ifade edilmiştir.

Literatürde parabolik oluk tipi kolektörler ile ilgili farklı çalışmalar bulunmaktadır. Fakat tek bir çalışma ile bu veriler sunulmamıştır. Bu çalışmanın amacı daha yüksek performansla çalışabilecek bir parabolik oluk tipi kolektör tasarlamaktır. Bunun için farklı akışkanlar kullanarak verimliliğin nasıl etkilenebileceğinin analizi yapılmıştır. Kullanılan bu akışkanların, tasarım parametreleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Tasarım parametrelerinin en yüksek performansı hangi koşullarda gösterebileceği araştırılmıştır. Sunulan termodinamik analizlerde, tasarlanan yoğunlaştırıcı kolektörün enerji ve ekserji verimlilikleri hesaplanmıştır. Aynı zamanda, tasarlanan sistem için çeşitli analizler farklı akışkanların kullanılmasının verime olan etkisi için ve sistem bileşenleri olarak tanımlanan kolektör tasarım parametrelerinin değiştirilmesinin yoğunlaştırıcı kolektör performansı üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Böylelikle tek bir çalışma ile ideal tasarımın nasıl olması gerektiği konusunda analizler yapılabilmektedir. Sunulan bu çalışmanın, sonraki araştırmalar için yön vermesi hedeflenmektedir.

## 2. Materyal ve Metot

### 2.1. Termodinamik analiz

Tasarlanan modelleme çalışmasında kullanılan temel matematiksel denklemler sistemdeki enerji dengeleri ve temel parametrelerin tanımı ile ilgilidir. Daha spesifik olarak, modelleme çalışması optik, termal ve ekserjetik kısımları içerir (Kalogirou, 2013).

#### 2.1.1. Optik modelleme

Yoğunlaştırıcı kolektörün açıklık alanına ulaşan güneş enerjisi Denklem (1) yardımı ile hesaplanır (Kalogirou, 2013).

$$Q_s = G_b \times A_a \quad (1)$$

Burada,  $G_b$  güneş ışınımını göstermektedir.  $A_a$  ise kolektör açıklık alanı olup Denklem (2) ile hesaplanabilir.

$$A_a = (W - D_g) \times L \quad (2)$$

Burada  $W$  kolektör genişliğini,  $D_g$  cam boru dış çapını ve  $L$  ise kolektör uzunluğunu göstermektedir.

Yoğunlaştırıcı kolektörde yer alan emici boru optik kayıplardan dolayı daha düşük güneş radyasyonunu soğurmaktadır. Soğurulan güneş enerjisi ( $Q_{abs}$ ), güneş kolektörünün optik verimi ( $\eta_{opt}$ ), mevcut güneş ışınımı kullanılarak Denklem (3) ile hesaplanır.

$$Q_{abs} = \eta_{abs} \times Q_s \quad (3)$$

Optik verim güneş ışınımının yansıtıcı yüzey ve emici boruda uğradığı optik kayıplar sonucu oluşur. Yoğunlaştırıcı yansıması ( $\rho$ ), yakalanan radyasyon oranı ( $\gamma$ ), cam örtü geçirgenliği ( $\tau$ ), emici malzemenin soğurma oranı ( $\alpha$ ) ve geliş açısı değiştiricisi ( $K$ ) kullanılarak yoğunlaştırıcı kolektörün optik verimi Denklem (4) ile hesaplanır:

$$\eta_{opt} = \rho \times \gamma \times \tau \times \alpha \times K(\theta) \quad (4)$$

Derece cinsinden geliş açısının bir fonksiyonu olarak incelenen yoğunlaştırıcı kolektör için geliş açısı değiştiricisi Denklem (5) ile hesaplanır (Padilla, 2011).

$$K(\theta) = 1 - 2.2307 \times 10^{-4} \times \theta - 1.1 \times 10^{-4} \times \theta^4 + 3.18596 \times 10^{-6} \times \theta^3 - 4.85509 \times 10^{-8} \times \theta^4 \quad (5)$$

#### 2.1.2. Termal modelleme

Yoğunlaştırıcı kolektör açıklık alanı bir önceki bölümde verilmişti, bu bölümde ise cam borunun alanı ( $A_g$ ) ve emici borunun alanı ( $A_r$ ) hesaplamaları Denklem (6) ve (7) ile hesaplanır (Kalogirou, 2004).

$$A_g = \pi \times D_g \times L \quad (6)$$

ve

$$A_r = \pi \times D_o \times L \quad (7)$$

Burada  $D_o$  alıcı boru dış çapını göstermektedir.

Kolektörün yoğunlaştırma katsayısı ( $C$ ) Denklem (8) kullanılarak hesaplanır.

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (8)$$

Yoğunlaştırıcı kolektörün ısı analiz hesabı için cam boru ile çevre arası taşınım ( $h_{c,c-a}$ ), cam boru ile çevre arası ışınlım ( $h_{r,c-a}$ ), cam boru ve emici boru arası ışınlım ( $h_{r,c-r}$ ) hesaplanır. Cam boru ile çevre arası taşınım rüzgar kaynaklıdır ve  $H_w$  ile de gösterilir. Denklem (9) ile hesaplanır.

$$h_{c,c-a} = \frac{Nu \times k}{D_g} \quad (9)$$

İlk olarak akışın türbülanslı veya laminar olduğunu bulmak için Reynolds sayısı ( $Re$ ), Denklem (10) ile

hesaplanır. Boru içindeki sıkıştırılmaz akışta Reynolds sayısı 2 300'den büyük ise türbülanslı akış, küçük ise laminar akış olarak ele alınır. Reynolds sayısını bulmak için akışkanın yoğunluğu ( $\rho$ ), dinamik viskozitesi ( $\mu$ ), akışkanın hızı ( $v_w$ ) ve cam boru çapı ( $D_g$ ) kullanılır.

$$Re = \frac{\rho \times v_w \times D_g}{\mu} \quad (10)$$

Reynolds sayısı bulunduğundan sonra akışkanın türüne göre Nusselt sayısı hesaplanır. Nusselt sayısı, taşınım ısı transfer katsayısının, iletim ısı transfer katsayısına oranları arasındaki ilişkiyi ifade eder:

(1 000 < Re < 50 000 için)

$$Nu = 0.3 \times Re^{0.6} \quad (11)$$

(0.1 < Re < 1 000 için)

$$Nu = 0.4 + 0.54 \times Re^{0.52} \quad (12)$$

Cam boru ile çevre arası ısıtım ( $h_{r,c-a}$ ) katsayısı Denklem (13) kullanılarak hesaplanır.

$$h_{r,c-a} = \varepsilon_g \times \sigma \times (T_a + T_g) \times (T_a^2 + T_g^2) \quad (13)$$

Burada  $\varepsilon_g$  cam borunun yayıcılık oranıdır.  $T_g$  cam borunun sıcaklığını ve  $T_a$  ortam sıcaklığını göstermektedir. Stephan-boltzman sabiti ( $\sigma=5.67 \times 10^{-8}$  W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>), ona çarpan tüm ışıyan enerjiyi emen ve yayan bir kara cisim tarafından yayılan ısı miktarını ölçmek için kullanılır.

Cam boru ile emici boru arası ısıtım ( $h_{r,r-c}$ ) katsayısı Denklem (14) ile hesaplanır.

$$h_{r,r-c} = \frac{\sigma \times (T_r + T_g) \times (T_r^2 + T_g^2)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_g} \times (\frac{1}{\varepsilon_g} - 1)} \quad (14)$$

Emici borudan dış ortama toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki Denklem (15) ile hesaplanır.

$$U_L = \left[ \frac{A_r}{h_{c,c-a} + h_{r,c-a} \times A_g} + \frac{1}{h_{r,r-c}} \right]^{-1} \quad (15)$$

Kollektör verim faktörü  $F'$ , gerçek faydalı enerji artışının, faydalı enerji artışına oranı olarak verilebilir. Akışkana aktarılan toplam ısı kazançlarının bulunmasında kullanılır. Kollektör verim faktörü, herhangi bir kollektör dizaynı ve sıvı akışkan oranları için temel bir sabit faktördür ve Denklem (16) ile hesaplanır.  $K_a$  alıcı ısı iletkenliğidir.  $H_i$  emici boru içindeki ısı transfer katsayısıdır.

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{H_i \times D_i} + (\frac{D_o}{2 \times K_a} \times \ln \frac{D_o}{D_i})} \quad (16)$$

Kollektörün, ısı kazanç faktörü ( $F_r$ ) akışkana gelen faydalı ısı enerjisinin, alıcı yüzeyi alanının akışkan girişi sıcaklığında olması durumundaki ısı akışkanına geçen ısı enerjisine oranı olarak tanımlanır ve Denklem (17) ile hesaplanır.

$$F_r = \frac{m \times c_p}{A_r \times U_L} \times [1 - \exp(-\frac{U_L \times F' \times A_r}{m \times c_p})] \quad (17)$$

Parabolik oluk tipi kollektörün anlık verimi, toplayıcının enerji dengesinden hesaplanabilir. Akışkana aktarılan faydalı ısı miktarı ( $Q_u$ ) Denklem (18) ile hesaplanabilir.

$$Q_u = F_r [\eta_{opt} \times G_b \times A_a - A_r \times U_L \times (T_i - T_a)] \quad (18)$$

Kollektör çıkış sıcaklığını ( $T_o$ ) bulmak için faydalı ısı miktarının diğer formülü kullanılır ve Denklem (19) ile hesaplanır.

$$Q_u = m \times c_p (T_o - T_i) \quad (19)$$

Güneş kollektörünün ısı verimi ( $\eta_{th}$ ), üretilen faydalı ısı ( $Q_u$ ), mevcut güneş enerjisine ( $Q_s$ ) oranına eşittir. Denklem (20) ile hesaplanır.

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{Q_s} \times 100 \quad (20)$$

### 2.1.3. Ekserji modellemesi

Güneş ışıınının ( $E_s$ ) ekserjisi, güneşin bir termal rezervuar değil, bir radyasyon rezervuarı olduğunu dikkate alır. Parabolik oluk tipi güneş kollektörü yansımış radyasyondan değil, yalnızca direkt ışı ışıınınından yararlanır. Denklem (21) ile hesaplanır.

$$E_s = Q_s \times \left[ 1 - \frac{4}{3} \times \left( \frac{T_a}{T_{sun}} \right) + \frac{1}{3} \times \left( \frac{T_a}{T_{sun}} \right)^4 \right] \quad (21)$$

Yararlı üretimi ( $E_u$ ) Denklem (22) ile hesaplanır (Kalogirou, 2004).

$$E_u = Q_u - m \times c_p \times T_a \times \ln \left[ \frac{T_o}{T_i} \right] \quad (22)$$

Ekserji verimliliği ( $\eta_{ex}$ ), maksimum eşdeğer ışı olarak yararlı ısı üretimini değerlendirir. Ekserji verimliliği, eğer güneş ışıını ( $E_s$ ) ise, faydalı ekserji üretiminin ( $E_u$ ) ekserji akışına oranı olarak tanımlanır. Denklem (23) ile hesaplanır.

$$\eta_{ex} = \frac{E_u}{E_s} \times 100 \quad (23)$$

Soğurucu üzerindeki enerji dengesi, soğurulan güneş ışıınının ( $Q_{ab}$ ) faydalı ısı ( $Q_u$ ) ve termal kayıplara ( $Q_{loss}$ ) ayrıldığını gösterir. Denklem (24) ve (25) ile hesaplanır.

$$Q_{loss} = A_r \times U_L \times (T_r - T_a) \quad (24)$$

$$Q_{loss} = Q_{abs} - Q_u \quad (25)$$

## 2.2. Sistem Tasarımı

Parabolik kollektörler en basit ve en yaygın kullanılan orta ve yüksek sıcaklık yoğunlaştırıcı güneş enerjisi sistemleridir. Ayrıca teknik yeterliliği kanıtlanmış sistemlerdir (Biencinto vd., 2014). Parabolik oluk tipi güneş kollektörleri 50-400 °C'de çalışabilirler. Güneş ışınları atmosferden geçer ve kayıplar yoluyla yeryüzüne ulaşır. Isı transfer sıvısına aktarılınca kadar parabolik kollektördeki yansıtıcı yüzeyde, cam örtüde ve emici boruda optik kayıplar yaşarlar (Kalogirou, 2004).

Yansıtıcı yüzeye gelen bazı güneş ışınları emilir ve yansıtılır. Yansıtıcı yüzeyden gelen ışınlar toplayıcı bölümünden kollektör bölümüne doğru yoğunlaştırılır. Sistem, güneş ışınlarının en az optik kayıpla ısı transfer sıvısına iletilmesini hedefler. Kollektör bölümü, cam tüp ve soğurucu tüpten oluşur. Cam tüpten gelen ışınların bir kısmı yansıtılır, bir kısmı da emilir ve iletilir. Tüp boyutu, konsantrasyon oranına, yansıyan güneş görüntüsünün büyüklüğüne ve oluğun üretim toleranslarına göre belirlenir. Cam tüp çapı küçük kabul edilirse, yansıtıcı yüzey alanına düşen gölgelenme azalır ve böylece konsantrasyon oranı artar. Güneş ışınları cam tüpten geçerek soğurucu tüpe gelir. Soğurucu tüp, bazı güneş ışınlarını yansıtırken bir kısmını da emerek ısı transfer sıvısına ilettiği için optik verimliliğin elde edilmesinde önemli rol oynar. Bu işlem, istenilen optik verimliliğin elde edilmesinde etkilidir (Aydın vd., 2020).

Emici boru çapı optik verimliliği ve termal verimliliği etkiler. Odak noktasında yoğunlaşan güneş ışınlarını yakalamak için boru çapı büyük seçilirse, reflektör yüzeyindeki emici boru gölgesi büyür. Bu nedenle yoğunlaşma oranı azalır ve ısı kayıpları artar. Bu durum optik verimliliği artırır ancak termal verimliliğin azalmasına neden olur. Emici boru çapı küçükse, borunun içindeki akışkan türbülanslı hale gelir ve ortama olan ısı kayıpları azalır. Ancak kollektör üzerinde yoğunlaşan güneş ışınları da daha zor yakalanır. Böylece termal verimlilik artarken optik verimlilik azalır (Şanlı, 2010). Reflektör yüzeyi için seçilen malzemenin emilim katsayısı, örneğin yüksek emilim katsayısına sahip alüminyum gibi yüksek yansıtıcı bir malzeme ve emici boru için seçilen malzemenin yansıma ve emilim katsayıları, örneğin düşük emilim katsayısına sahip bakır gibi bir malzeme, optik verimliliği etkileyen faktörlerdir (Çolak, 2003).

Sunulan bu çalışmada, tasarlanan parabolik oluk tipi kollektörün optik ve termal verimliliği için kullanılan veriler Çizelge 1'de verilmiştir. Sistem tasarım parametrelerinin tasarlanan kollektörün verimliliği üzerindeki etkisinin kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Çizelge 1. Tasarlanan parabolik oluk tipi güneş kollektörü modül parametreleri

Table 1. Designed parabolic trough type solar collector module parameters

| Parametre           | Sembol | Değer                |
|---------------------|--------|----------------------|
| Genişlik            | $W$    | 3.5 m                |
| Uzunluk             | $L$    | 20 m                 |
| Alıcı boru dış çapı | $D_o$  | $5 \times 10^{-2}$ m |

|                         |                 |                         |
|-------------------------|-----------------|-------------------------|
| Alıcı boru iç çapı      | $D_i$           | $4 \times 10^{-2}$ m    |
| Cam boru dış çapı       | $D_g$           | $9 \times 10^{-2}$ m    |
| Açıklık alanı           | $A_a$           | 68.2 m <sup>2</sup>     |
| Alıcı alanı             | $A_r$           | 3.142 m <sup>2</sup>    |
| Cam boru alanı          | $A_g$           | 5.655 m <sup>2</sup>    |
| Alıcı emisyonu          | $\varepsilon_r$ | 0.92                    |
| Cam boru emisyonu       | $\varepsilon_g$ | 0.87                    |
| Güneş ışınlamı          | $G_b$           | 668.59 W/m <sup>2</sup> |
| Geliş açısı             | $\theta$        | 0°                      |
| Yutma faktörü           | $\gamma$        | ~1                      |
| Cam boru geçirgenliği   | $\tau$          | 0.95                    |
| Ortam basıncı           | $P_a$           | 101.3 kPa               |
| Ortam sıcaklığı         | $T_a$           | 25 °C                   |
| Alıcı sıcaklığı         | $T_r$           | 260 °C                  |
| Giren akışkan sıcaklığı | $T_i$           | 220 °C                  |
| Güneş sıcaklığı         | $T_{sun}$       | 5770 K                  |
| Cam boru sıcaklığı      | $T_g$           | 64 °C                   |
| Isıl iletkenlik         | $k_a$           | 15 W/Mk                 |
| Isı transfer katsayısı  | $h_i$           | 330 W/m <sup>2</sup> K  |
| Rüzgar hızı             | $v_w$           | 5 m/s                   |
| Soğurma oranı           | $\alpha$        | 0.92                    |
| Yansıtıcılık oranı      | $\rho$          | 0.82                    |

## 3. Bulgular ve Tartışma

Bu çalışmanın amacı parabolik oluk tipi kollektörün verimini etkileyen faktörlerin belirlenerek, daha iyi bir tasarım yapılması için analizlerini sunmaktır. Ayrıca yapılan bu çalışma ile sonuçlanan analizlerin bundan sonraki araştırmalara yön vermesi hedeflenmektedir. Bu noktada tasarım parametrelerinin, çevre faktörlerinin, farklı akışkan kullanımının kollektör verimliliğini nasıl etkilediği verilerle ve grafiklerle ortaya konulmuştur. Termal modelin analiz çalışması EES aracı ile gerçekleştirilmiştir.

### 3.1. Farklı Akışkanların Tasarım Parametreleri Üzerindeki Etkileri

Termal analizi yapılan parabolik oluk tipi kollektörde üç farklı akışkan için parametrik analiz yapılmıştır. Bu akışkanlar hava, karbondioksit (CO<sub>2</sub>) ve helyumdur. Her bir çalışma akışkanı için ayrı ayrı optimum kütle debisi hesaplanmış olup, bu değerler Çizelge 2'de verilmiştir. Tasarlanan kollektör de kullanılan akışkanların, 300-500 K sıcaklık aralığında, dinamik viskozite ( $\mu$ ), ısı iletkenliği ( $k$ ), yoğunluk ( $\rho$ ) ve özgül ısı ( $c_p$ ) özelliklerinde meydana gelen değişiklikler Çizelge 3'de verilmiştir. Ayrıca, tasarlanan kollektörde bazı parametreler değiştirilerek, farklı akışkanlarla birlikte çıkış sıcaklığı, enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Çizelge 2. Çalışma sıvılarının analiz parametreleri

Table 2. Analysis parameters of working fluids

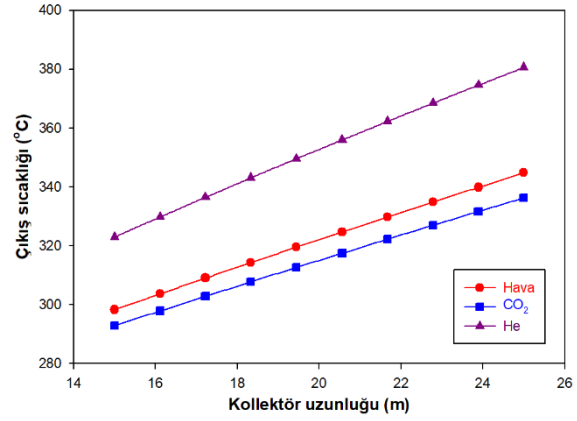
| Çalışma sıvısı  | $m_{opt}$ (kg/s) | Sıcaklık aralığı (K) |
|-----------------|------------------|----------------------|
| Hava            | 0.2              | 300-1 300            |
| CO <sub>2</sub> | 0.2              | 300-1 300            |
| He              | 0.03             | 300-1 300            |

Çizelge 3. İncelenen çalışma sıvılarının termal özellikleri  
Table 3. Thermal properties of the studied working fluids

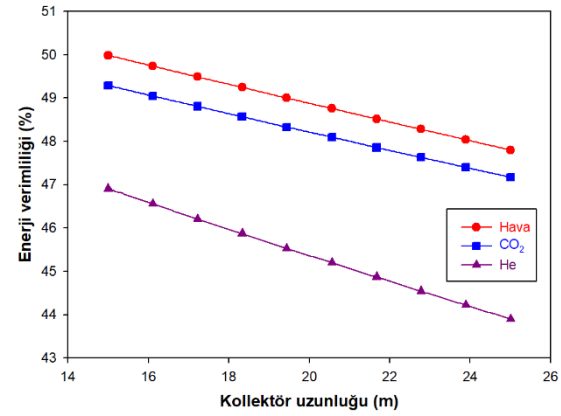
| $T_{in}$<br>(K) | Özellik                     | Hava                 | CO <sub>2</sub>      | He                   |
|-----------------|-----------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| 300             | $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) | 0.615                | 0.936                | 0.085                |
|                 | $c_p$<br>(J/kgK)            | 1 045                | 1 061                | 5 193                |
|                 | $k$<br>(W/mK)               | 0.044                | 0.039                | 0.244                |
|                 | $\mu$ (Pas)                 | $2.9 \times 10^{-5}$ | $2.7 \times 10^{-5}$ | $3.1 \times 10^{-5}$ |
|                 | $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) | 0.524                | 0.796                | 0.07                 |
|                 | $c_p$<br>(J/kgK)            | 1 069                | 1 114                | 5 193                |
| 400             | $k$<br>(W/mK)               | 0.050                | 0.047                | 0.273                |
|                 | $\mu$ (Pas)                 | $3.3 \times 10^{-5}$ | $3 \times 10^{-5}$   | $3.4 \times 10^{-5}$ |
|                 | $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) | 0.456                | 0.693                | 0.063                |
|                 | $c_p$<br>(J/kgK)            | 1 093                | 1 159                | 5 193                |
|                 | $k$<br>(W/mK)               | 0.055                | 0.054                | 0.301                |
|                 | $\mu$ (Pas)                 | $3.6 \times 10^{-5}$ | $3.4 \times 10^{-5}$ | $3.8 \times 10^{-5}$ |

### 3.1.1. Farklı akışkan türleri için kolektör uzunluğunun etkisi

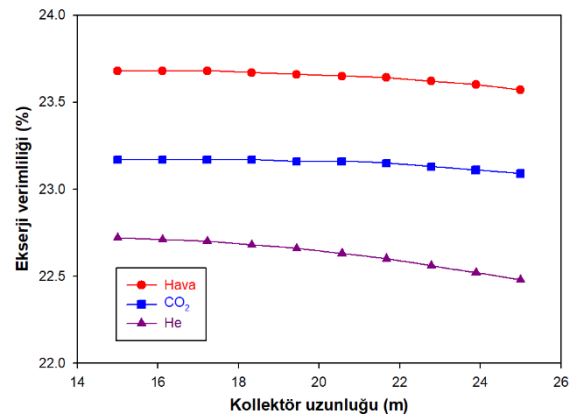
Akışkanların termal özellikleri enerji ve ekserji verimliliği üzerinde farklı sonuçlar ortaya koymaktadır. Kolektör uzunluğu artması sonucunda, açıklık alanı ve mevcut alana düşen güneş ışımasını artmaktadır. Akışkan türü olarak hava kullanıldığında, kolektörden elde edilebilecek faydalı enerji miktarının en yüksek değere ulaşıldığı belirlenmiştir. Akışkan türü olarak helyum kullanıldığında, kolektör çıkış sıcaklığının değeri en yüksek değere ulaşıldığı hesaplanmıştır. Çalışma akışkanının kolektörden çıkış sıcaklığı kolektör uzunluğu arttıkça artarken, enerji verimliliği kolektör uzunluğu arttıkça azalır. Akışkan türü hava ve karbondioksit için ekserji verimliliği artmakta olup, helyum için azalmaktadır. Kolektör uzunluğu 15 metreden 25 metreye arttırılınca; akışkan türleri hava, CO<sub>2</sub> ve helyum için çıkış sıcaklıkları sırasıyla 46.6°C, 43.4°C ve 57.6°C artış göstermektedir. Enerji verimliliği hava akışkanı için %2.82, CO<sub>2</sub> akışkanı için %1.08 ve helyum akışkanı için %1.54 düşüş göstermektedir. Ekserji verimliliği hava akışkanı için %0.11 ve CO<sub>2</sub> akışkanı için %0.08 artış gösterirken, helyum akışkanı için %0.24 düşüş göstermektedir. Çizelge 4’de artan kolektör uzunluğuna bağlı olarak hesaplanan veriler gösterilmiştir. Uzunluk parametresinin, farklı akışkanlar ile çıkış sıcaklığı, enerji verimliliği ve ekserji verimliliği üzerindeki etkisi ise sırasıyla Şekil 2, Şekil 3 ve Şekil 4’de gösterilmiştir.



Şekil 2. Farklı akışkanlar için kolektör uzunluğunun çıkış sıcaklığı değişim  
Figure 2. Variation of output temperature of collector length for different fluids



Şekil 3. Farklı akışkanlar için kolektör uzunluğunun enerji verimliliği değişimi  
Figure 3. Energy efficiency variation of collector length for different fluids



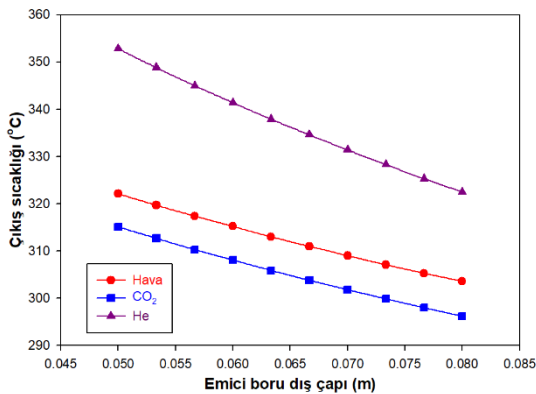
Şekil 4. Farklı akışkanlar için kolektör uzunluğunun ekserji verimliliği değişimi  
Figure 4. Exergy efficiency variation of collector length for different fluids

Çizelge 4. Farklı akışkanlar için kolektör uzunluğunun sistem değişkenleri üzerine etkisi  
Table 4. Effect of collector length on system variables for different fluids

| L<br>(m) | A <sub>a</sub> (m <sup>2</sup> ) | E <sub>u,he</sub><br>(W) | E <sub>u,co2</sub><br>(W) | E <sub>u,hava</sub><br>(W) | T <sub>o,he</sub><br>(°C) | T <sub>o,co2</sub><br>(°C) | T <sub>o,hava</sub><br>(°C) | η <sub>th,he</sub><br>(%) | η <sub>th,co2</sub><br>(%) | η <sub>th,hava</sub><br>(%) | η <sub>ex,he</sub><br>(%) | η <sub>ex,co2</sub><br>(%) | η <sub>ex,hava</sub><br>(%) |
|----------|----------------------------------|--------------------------|---------------------------|----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| 15       | 51.15                            | 7 235                    | 7 354                     | 7 506                      | 323                       | 292.9                      | 298.3                       | 46.91                     | 49.29                      | 49.99                       | 22.72                     | 23.09                      | 23.57                       |
| 20       | 68.2                             | 9 674                    | 9 834                     | 10 044                     | 3 528                     | 315.1                      | 322.1                       | 45.37                     | 48.21                      | 48.88                       | 22.64                     | 23.16                      | 23.66                       |
| 25       | 85.28                            | 11 928                   | 12 295                    | 12 566                     | 380.6                     | 336.3                      | 344.9                       | 43.9                      | 47.17                      | 47.8                        | 22.48                     | 23.17                      | 23.68                       |

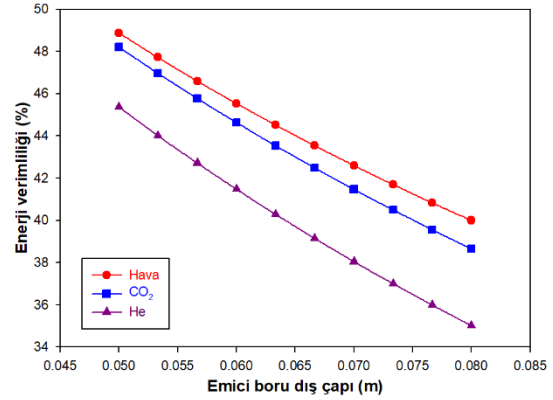
### 3.1.2. Farklı akışkan türleri için emici boru dış çapının etkisi

Emici borunun çapındaki artış, kolektörün alıcı yüzey alanını da artırmaktadır. Ancak bu durum, yüzey alanının büyümesiyle birlikte ısı kayıplarının da artmasına neden olur. Alıcı alan büyüdükçe, kolektörden çevreye olan ısı kayıp katsayısı düşerken; verimlilik faktörü ve akışkana aktarılan toplam ısı miktarı azalmaktadır. Bu da sistemin çıkış sıcaklığında ve elde edilen faydalı enerji miktarında düşüşe yol açmaktadır. Aynı şekilde hem enerji hem de ekserji verimliliklerinde çap büyüdükçe azalma gözlemlenmiştir. Hava çalışma akışkanı olarak kullanıldığında, faydalı enerji miktarı ile birlikte enerji ve ekserji verimlilikleri en yüksek düzeyde gerçekleşmiştir. Öte yandan, çalışma akışkanı olarak helyum kullanıldığında, sistemin çıkış sıcaklığı en yüksek seviyeye ulaşmıştır. Emici boru çapı 0.05 metreden 0.07 metreye artırılınca; akışkan türleri hava, karbondioksit ve helyum için çıkış sıcaklıkları sırasıyla 13.1°C, 13.3°C ve 21.4°C düşüş göstermektedir. Enerji verimliliği akışkan türü hava için %6.28, CO<sub>2</sub> için %6.74 ve helyum için %7.32 düşüş göstermektedir. Ekserji verimliliği hesaplama sonuçlarına bağlı olarak akışkan türü hava için %3.33, CO<sub>2</sub> için %3.53, helyum için %4.05 düşüş göstermektedir. Çizelge 5’de hesaplanan veriler gösterilmiştir. Emici boru çapının, farklı akışkanlar ile çıkış sıcaklığı, enerji ve ekserji verimi üzerindeki etkisi ise sırasıyla Şekil 5, Şekil 6 ve Şekil 7’de gösterilmiştir.



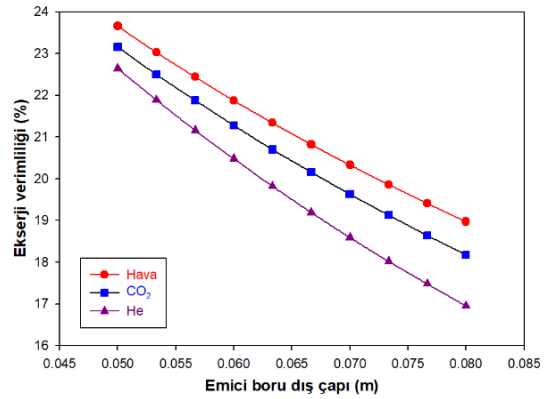
Şekil 5. Farklı akışkanlar için emici boru dış çapının çıkış sıcaklığı değişimi

Figure 5. Variation of output temperature for different fluids by the external diameter of the absorbing pipe



Şekil 6. Farklı akışkanlar için emici boru dış çapının enerji verimliliği değişimi

Figure 6. Energy efficiency variation of the external diameter of the absorbing pipe for different fluids



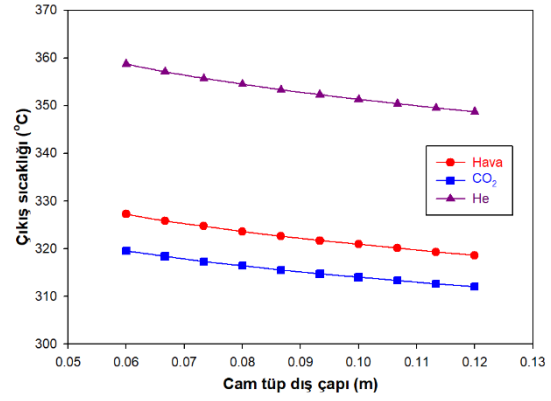
Şekil 7. Farklı akışkanlar için emici boru dış çapının ekserji verimliliği değişimi

Figure 7. Exergy efficiency variation of the external diameter of the absorbing pipe for different fluids

### 3.1.3. Farklı akışkan türleri için cam tüp dış çapının etkisi

Yoğunlaştırıcı kolektörde cam boru çapının artması, cam yüzey alanının büyümesine neden olurken, bu durum yansıtıcı yüzeye düşen gölgelik alanın da artmasına yol açar. Artan gölgeleme etkisiyle açıklık alanı azalmakta ve yüzeye düşen güneş ışınımı miktarında düşüş yaşanmaktadır. Bunun sonucunda, sistemdeki ısı kayıpları artar. Yapılan hesaplamalar, yoğunlaştırıcı sistemin çıkış sıcaklığı ile elde edilen faydalı enerji miktarının cam boru çapı büyüdükçe azaldığını göstermektedir. Aynı şekilde, enerji ve ekserji verimlilikleri de çap artışıyla birlikte gerilemektedir. Hava, çalışma akışkanı olarak

kullanıldığında en yüksek faydalı enerji, enerji ve ekserji verimlilik değerleri elde edilmiştir. Öte yandan, çalışma akışkanı olarak helyum kullanıldığında kolektör çıkış sıcaklığı en yüksek seviyeye ulaşmıştır. Cam boru çapı 0.06 metreden 0.08 metreye artırılınca; akışkan türleri hava, karbondioksit ve helyum için ekserji çıkış sıcaklıkları sırasıyla 4°C, 3.1°C ve 4.2°C düşüş göstermektedir. Enerji verimliliği akışkan türü hava için %0.6, CO<sub>2</sub> için %1.3 ve helyum için %1.1 düşüş göstermektedir. Ekserji verimliliği hesaplama sonuçlarına bağlı olarak akışkan türü hava için %0.77, CO<sub>2</sub> için %0.7, helyum için %0,6 düşüş göstermektedir. Çizelge 6'da hesaplanan veriler gösterilmiştir. Cam boru çapının, farklı akışkanlar ile çıkış sıcaklığı, enerji ve ekserji verimi üzerindeki etkisi ise sırasıyla Şekil 8, Şekil 9 ve Şekil 10'da gösterilmiştir.



Şekil 8. Farklı akışkanlar için cam tüp dış çapının çıkış sıcaklığı değişimi

Figure 8. Variation of output temperature of glass tube outer diameter for different fluids

Çizelge 5. Farklı akışkanlar için emici boru dış çapının sistem değişkenleri üzerine etkisi

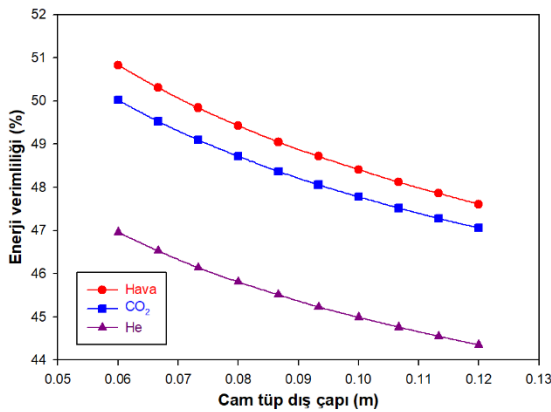
Table 5. Effect of external diameter of absorbing pipe on system variables for different fluids

| Do<br>(m) | Ar<br>(m <sup>2</sup> ) | Eu,he<br>(W) | Eu,co2<br>(W) | Eu,hava<br>(W) | To,he<br>(°C) | To,co2<br>(°C) | To,hava<br>(°C) | η <sub>th,he</sub><br>(%) | η <sub>th,co2</sub><br>(%) | η <sub>th,hava</sub><br>(%) | η <sub>ex,he</sub><br>(%) | η <sub>ex,co2</sub><br>(%) | η <sub>ex,hava</sub><br>(%) |
|-----------|-------------------------|--------------|---------------|----------------|---------------|----------------|-----------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| 0.05      | 3.142                   | 9 614        | 9 834         | 10 044         | 352.8         | 315.1          | 322.1           | 45.37                     | 48.21                      | 48.88                       | 22.64                     | 23.16                      | 23.66                       |
| 0.06      | 3.77                    | 8 693        | 9 034         | 9 288          | 341.4         | 308.1          | 315.2           | 41.48                     | 44.64                      | 45.54                       | 20.48                     | 21.28                      | 21.87                       |
| 0.07      | 4.398                   | 7 895        | 8 335         | 8 631          | 331.4         | 301.8          | 309             | 38.05                     | 41.47                      | 42.6                        | 18.59                     | 19.63                      | 20.33                       |

Çizelge 6. Farklı akışkanlar için cam tüp dış çapının sistem değişkenleri üzerine etkisi

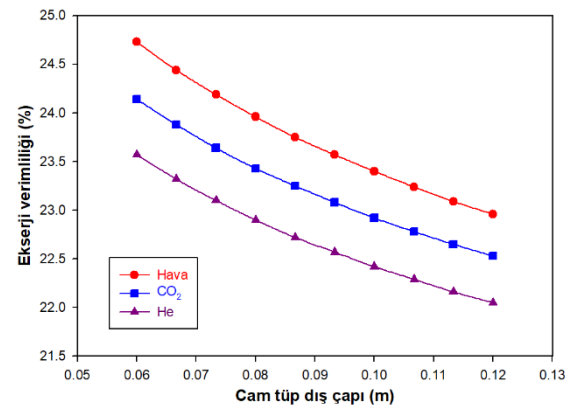
Table 6. Effect of glass tube outer diameter on system variables for different fluids

| Dg<br>(m) | Aa<br>(m <sup>2</sup> ) | Eu,he<br>(W) | Eu,co2<br>(W) | Eu,hava<br>(W) | To,he<br>(°C) | To,co2<br>(°C) | To,hava<br>(°C) | η <sub>th,he</sub><br>(%) | η <sub>th,co2</sub><br>(%) | η <sub>th,hava</sub><br>(%) | η <sub>ex,he</sub><br>(%) | η <sub>ex,co2</sub><br>(%) | η <sub>ex,hava</sub><br>(%) |
|-----------|-------------------------|--------------|---------------|----------------|---------------|----------------|-----------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| 0.06      | 68.8                    | 10 096       | 10 340        | 10 593         | 358.7         | 319.5          | 327             | 46.9                      | 50                         | 50                          | 23.5                      | 24.1                       | 24.73                       |
| 0.08      | 68.4                    | 9 752        | 9 979         | 10 202         | 354.5         | 316.4          | 323             | 45.8                      | 48.7                       | 49.4                        | 22.9                      | 23.4                       | 23.96                       |
| 0.1       | 68                      | 9 492        | 9 705         | 9 904          | 351.3         | 314            | 320             | 44                        | 47.7                       | 48.4                        | 22.4                      | 22.9                       | 23.4                        |



Şekil 9. Farklı akışkanlar için cam tüp dış çapının enerji verimliliği değişimi

Figure 9. Energy efficiency variation of glass tube outer diameter for different fluids



Şekil 10. Farklı akışkanlar için cam tüp dış çapının ekserji verimliliği değişimi

Figure 10. Exergy efficiency variation of glass tube outer diameter for different fluids

### 3.1.4. Farklı akışkan türleri için güneş ışın radyasyonunun etkisi

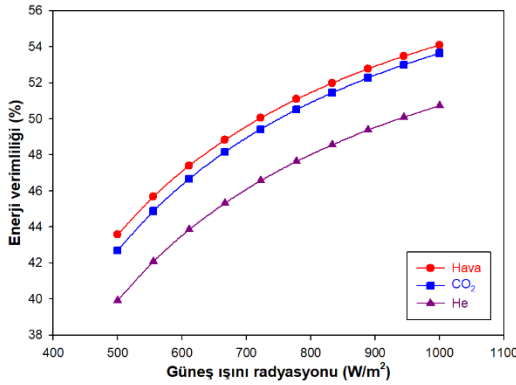
Yoğunlaştırıcı kolektörlerde yansıtıcı yüzeye ulaşan güneş radyasyonunun artması, alıcı yüzeye iletilen güneş ışınımının da doğrudan artmasına yol açmaktadır. Bu

durum, soğurucu yüzey tarafından emilen güneş radyasyonu miktarını da yükseltir. Kollektör yüzeyine düşen güneş ışınımı arttıkça, sistemden elde edilebilecek faydalı enerji miktarı da aynı oranda yükselir. Buna paralel olarak, kollektörden çıkan çalışma akışkanının sıcaklığı da artış gösterir. Alıcıya ulaşan ışıının ve üretilen faydalı enerjinin artması, sistemin enerji ve ekserji verimliliklerinde iyileşmeye neden olmaktadır. Yapılan analizler sonucunda, hava çalışma akışkanı olarak kullanıldığında en yüksek enerji ve ekserji verimliliği ile birlikte maksimum faydalı enerji elde edilmiştir. Öte yandan, çalışma akışkanı olarak helyum kullanıldığında, çıkış sıcaklığı açısından en yüksek değerlere ulaşıldığı gözlemlenmiştir. Gelen güneş ışın radyasyonu değerine bağlı olarak kollektör alıcı yüzeyine gelen ışın radyasyonu 500 W/m<sup>2</sup> artırılınca; akışkan türleri hava, karbondioksit ve helyum için çıkış sıcaklıkları sırasıyla 101°C, 95,3°C ve 134,7°C artış göstermektedir. Enerji verimliliği akışkan türü hava için %10.53, CO<sub>2</sub> için %10.96 ve helyum için %11.63 artış göstermektedir. Ekserji verimliliği hesaplama sonuçlarına bağlı olarak akışkan türü hava için %7.61, CO<sub>2</sub> için %7.64 ve helyum için %8.28 artış göstermektedir. Çizelge 7’de hesaplanan veriler verilmiştir. Güneş ışıının radyasyonunun, farklı akışkanlar ile kollektör akışkan çıkış sıcaklığı, enerji ve ekserji verimi üzerindeki etkisi ise sırasıyla Şekil 11, Şekil 12 ve Şekil 13’de gösterilmiştir.

Çizelge 7. Farklı akışkanlar için güneş ışın radyasyonunun sistem değişkenleri üzerine etkisi

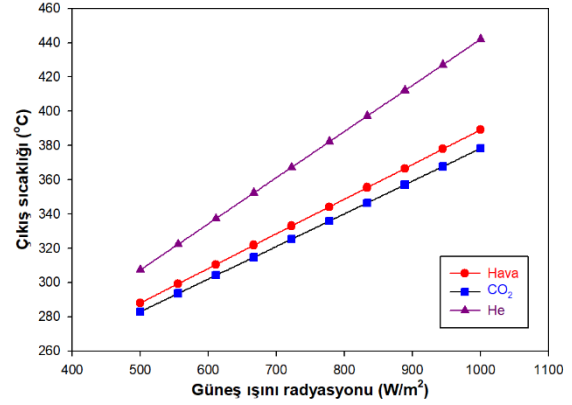
Table 7. Effect of solar radiation on system variables for different fluids

| G <sub>b</sub><br>(W/m <sup>2</sup> ) | E <sub>u,he</sub><br>(W) | E <sub>u,co2</sub><br>(W) | E <sub>u,hava</sub><br>(W) | T <sub>o,he</sub><br>(°C) | T <sub>o,co2</sub><br>(°C) | T <sub>o,hava</sub><br>(°C) | η <sub>th,he</sub><br>(%) | η <sub>th,co2</sub><br>(%) | η <sub>th,hava</sub><br>(%) | η <sub>ex,he</sub><br>(%) | η <sub>ex,co2</sub><br>(%) | η <sub>ex,hava</sub><br>(%) |
|---------------------------------------|--------------------------|---------------------------|----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| 500                                   | 6 036                    | 6 276                     | 6 445                      | 307.4                     | 283                        | 288.1                       | 39.1                      | 42.69                      | 43.57                       | 19.01                     | 19.77                      | 20.3                        |
| 750                                   | 11 432                   | 11 626                    | 11 860                     | 374.7                     | 330.6                      | 338.6                       | 47.12                     | 49.99                      | 50.59                       | 24                        | 24.41                      | 24.9                        |
| 1 000                                 | 17 332                   | 17 407                    | 17 721                     | 442.1                     | 378.3                      | 389.1                       | 50.73                     | 53.65                      | 54.1                        | 27.29                     | 27.41                      | 27.91                       |



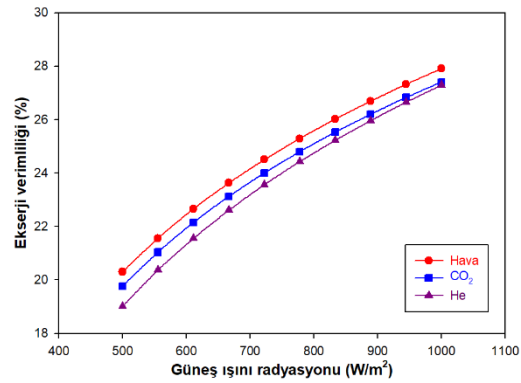
Şekil 12. Farklı akışkanlar için güneş ışın radyasyonunun enerji verimliliği değişimi

Figure 12. Energy efficiency variation of solar radiation for different fluids



Şekil 11. Farklı akışkanlar için güneş ışın radyasyonunun çıkış sıcaklığı değişimi

Figure 11. Output temperature variation of solar radiation for different fluids



Şekil 13. Farklı akışkanlar için güneş ışın radyasyonunun ekserji verimliliği değişimi

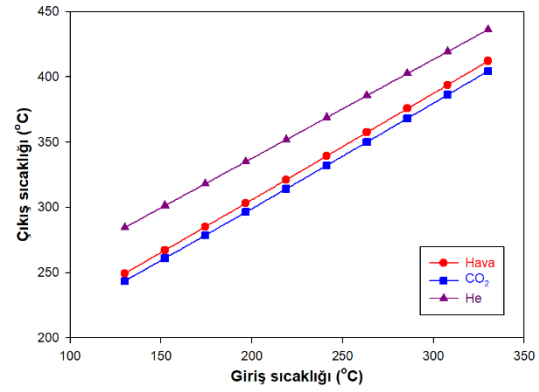
Figure 13. Exergy efficiency variation of solar radiation for different fluids

### 3.1.5. Farklı akışkan türleri için giriş sıcaklığının etkisi

Yoğunlaştırıcı kollektöre giren akışkanın sıcaklığındaki artış, sistemin çevreye olan ısı kaybı katsayısını azaltıcı bir etki göstermektedir. Bu durum, kollektörün verimlilik faktörünü ve akışkana aktarılan toplam ısı miktarını olumlu yönde etkilemektedir. Özellikle hava çalışma akışkanı

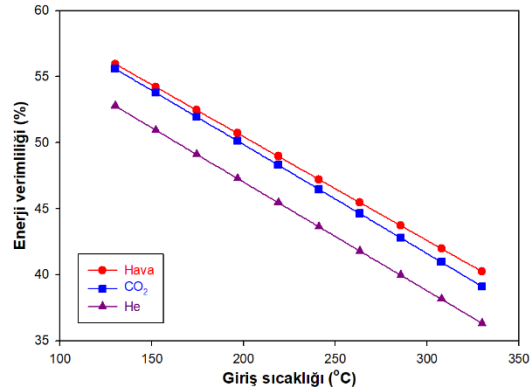
olarak kullanıldığında, ısı kayıplarındaki azalma daha belirgin şekilde gözlemlenmiştir. Giriş akışkan sıcaklığına bağlı olarak hem faydalı enerji miktarında hem de ekserji verimliliğinde artış ve azalış eğilimleri ortaya çıkmaktadır. Çünkü giren akışkan sıcaklığı arttıkça, kollektör çıkış sıcaklık farkı azalmaktadır ve bu durum ısı kaybını arttırmaktadır. Hava için bu değerler yaklaşık 260 °C'ye kadar artış gösterirken; CO<sub>2</sub> için 250 °C'ye, helyum için ise 230 °C'ye kadar çıkmaktadır. Bu sıcaklık eşiklerinin aşılması durumunda ise her iki performans parametresinde de düşüş gözlemlenmektedir. Analiz sonuçlarına göre, helyum akışkanı için 400 K civarında, hava akışkanı için ise 500–600 K aralığında faydalı enerji miktarı ve ekserji verimliliği maksimum düzeye ulaşmaktadır. Ayrıca, çalışma akışkanının çıkış sıcaklığı, giriş sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artmakta olup, helyum akışkanı bu parametrede en yüksek değeri göstermektedir.

Giren akışkan sıcaklığı 130°C'den 230°C'ye artırılınca; akışkan türleri hava, karbondioksit ve helyum için çıkış sıcaklıkları sırasıyla 162.9°C, 160.9°C ve 151.8°C artış göstermektedir. Enerji verimliliği akışkan türü hava için %15.73, CO<sub>2</sub> için %16.49 ve helyum için %16.47 oranında düşüş göstermektedir. Ekserji verimliliği hesaplama sonuçlarına bağlı olarak ilk 100°C artışta akışkan türü hava için %2.57, CO<sub>2</sub> için %2.42 ve helyum için %1.43 artış gösterirken sonrasında düşüşe geçmektedir. Çizelge 8'de hesaplanan veriler gösterilmiştir. Giren akışkan sıcaklığının, farklı akışkanlar ile çıkış sıcaklığı, enerji ve ekserji verimi üzerindeki etkisi sırasıyla Şekil 14, Şekil 15 ve Şekil 16'da gösterilmiştir.



Şekil 14. Farklı akışkanlar için giriş sıcaklığının çıkış sıcaklığı değişimi

Figure 14. Output temperature variation of input temperature for different fluids

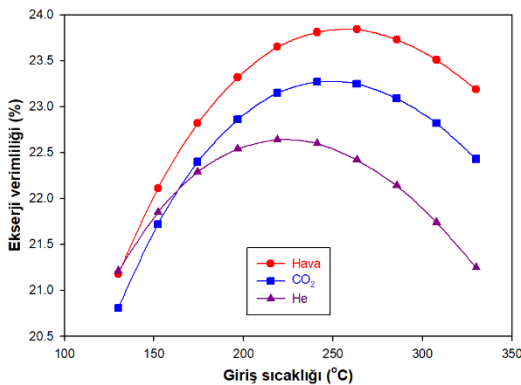


Şekil 15. Farklı akışkanlar için giriş sıcaklığının enerji verimliliği değişimi

Figure 15. Energy efficiency variation of input temperature for different fluids

Çizelge 8. Farklı akışkanlar için giriş sıcaklığının sistem değişkenleri üzerine etkisi üzerine etkisi  
Table 8. Effect of input temperature on system variables for different fluids

| T <sub>i</sub><br>(°C) | E <sub>u,he</sub><br>(W) | E <sub>u,co2</sub><br>(W) | E <sub>u,hava</sub><br>(W) | T <sub>o,he</sub><br>(°C) | T <sub>o,co2</sub><br>(°C) | T <sub>o,hava</sub><br>(°C) | η <sub>th,he</sub><br>(%) | η <sub>th,co2</sub><br>(%) | η <sub>th,hava</sub><br>(%) | η <sub>ex,he</sub><br>(%) | η <sub>ex,co2</sub><br>(%) | η <sub>ex,hava</sub><br>(%) |
|------------------------|--------------------------|---------------------------|----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| 130                    | 9 004                    | 8 837                     | 8 991                      | 284.5                     | 243.6                      | 249.3                       | 52.79                     | 55.6                       | 55.97                       | 21.21                     | 20.81                      | 21.18                       |
| 230                    | 9 611                    | 9 864                     | 10 083                     | 360.4                     | 323.2                      | 330.3                       | 44.54                     | 47.39                      | 48.09                       | 22.64                     | 23.23                      | 23.75                       |
| 330                    | 9 024                    | 9 524                     | 9 847                      | 436.3                     | 404.5                      | 412.2                       | 36.32                     | 39.11                      | 40.24                       | 21.25                     | 22.43                      | 23.19                       |



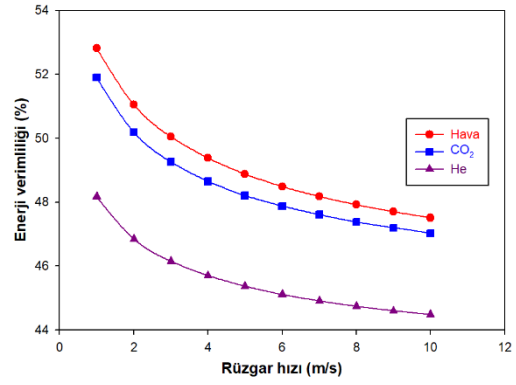
Şekil 16. Farklı akışkanlar için giriş sıcaklığının ekserji verimliliği değişimi

Figure 16. Exergy efficiency variation of input temperature for different fluids

### 3.1.6. Farklı akışkan türleri için rüzgâr hızının etkisi

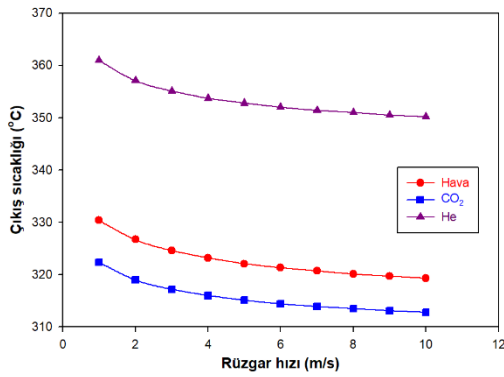
Yoğunlaştırıcı kollektör etrafındaki rüzgâr hızının artması, sistemin çevreye olan ısı kaybı katsayısında artışa neden olmaktadır. Bu durum, kollektörün verimlilik faktörünü düşürmekte ve akışkana aktarılan toplam ısı miktarını azaltmaktadır. Özellikle helyumun çalışma akışkanı olarak kullanıldığı durumlarda ısı kaybı daha belirgin şekilde artmaktadır. Artan rüzgâr hızıyla birlikte sistemden elde edilen faydalı enerji miktarında azalma görülmekte, bu azalma enerji ve ekserji verimliliğinde de düşüşe yol açmaktadır. Rüzgârın etkisiyle faydalı enerjide meydana

gelen kayıplar, çıkış sıcaklığının da düşmesine neden olmaktadır. Yapılan analizler, hava akışkanını kullanıldığında faydalı enerji, enerji verimliliği ve ekserji verimliliği açısından en yüksek değerlere ulaşıldığını ortaya koyarken; helyum akışkanını ile yapılan hesaplamalarda en yüksek çıkış sıcaklığı elde edilmiştir. Rüzgâr hızı 1 m/s'den 10 m/s'ye arttırınca; akışkan türleri hava, karbondioksit ve helyum için çıkış sıcaklıkları sırasıyla 11.1°C, 9.6°C ve 10.8°C düşüş göstermektedir. Enerji verimliliği akışkan türü hava için %5.31, CO<sub>2</sub> için %4.87 ve helyum için %3.69 düşüş göstermektedir. Ekserji verimliliği hesaplama sonuçlarına bağlı olarak akışkan türü hava için %2.86, CO<sub>2</sub> için %2.59 ve helyum için %2.08 düşüş göstermektedir. Çizelge 9'da hesaplanan veriler gösterilmiştir. Rüzgâr hızının, farklı akışkanlar ile çıkış sıcaklığı, enerji ve ekserji verimi üzerindeki etkisi sırasıyla Şekil 17, Şekil 18 ve Şekil 19'da gösterilmiştir.



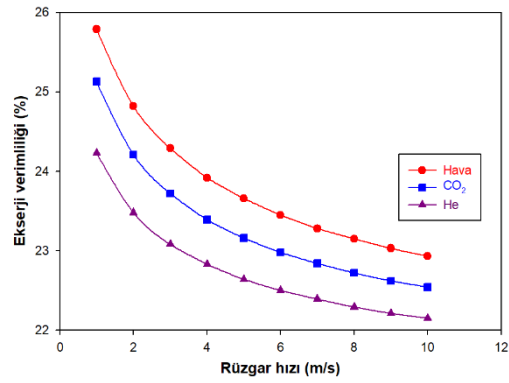
Şekil 18. Farklı akışkanlar için rüzgâr hızının enerji verimliliği değişimi

Figure 18. Energy efficiency variation of wind speed for different fluids



Şekil 17. Farklı akışkanlar için rüzgâr hızının çıkış sıcaklığı değişimi

Figure 17. Variation of output temperature with wind speed for different fluids



Şekil 19. Farklı akışkanlar için rüzgâr hızının ekserji verimliliği değişimi

Figure 19. Exergy efficiency variation of wind speed for different fluids

Çizelge 9. Farklı akışkanlar için rüzgâr hızının sistem değişkenleri üzerine etkisi  
Table 9. Effect of wind speed on system variables for different fluids

| $v_w$<br>(m/s) | $E_{u,he}$<br>(W) | $E_{u,co2}$<br>(W) | $E_{u,hava}$<br>(W) | $T_{o,he}$<br>(°C) | $T_{o,co2}$<br>(°C) | $T_{o,hava}$<br>(°C) | $\eta_{th,he}$<br>(%) | $\eta_{th,co2}$<br>(%) | $\eta_{th,hava}$<br>(%) | $\eta_{ex,he}$<br>(%) | $\eta_{ex,co2}$<br>(%) | $\eta_{ex,hava}$<br>(%) |
|----------------|-------------------|--------------------|---------------------|--------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------|
| 1              | 10 288            | 10 668             | 10 949              | 361                | 322.4               | 330.4                | 48.17                 | 51.9                   | 52.82                   | 24.23                 | 25.13                  | 25.79                   |
| 5              | 9 614             | 9 834              | 10 044              | 352.8              | 315.1               | 322.1                | 45.37                 | 48.21                  | 48.88                   | 22.64                 | 23.16                  | 23.66                   |
| 10             | 9 403             | 9 569              | 9 734               | 350.2              | 312.8               | 319.3                | 44.48                 | 47.03                  | 47.51                   | 22.15                 | 22.54                  | 22.93                   |

Çizelge 10. Farklı akışkanlar için geliş açısının sistem değişkenleri üzerine etkisi  
Table 10. Effect of incidence angle on system variables for different fluids

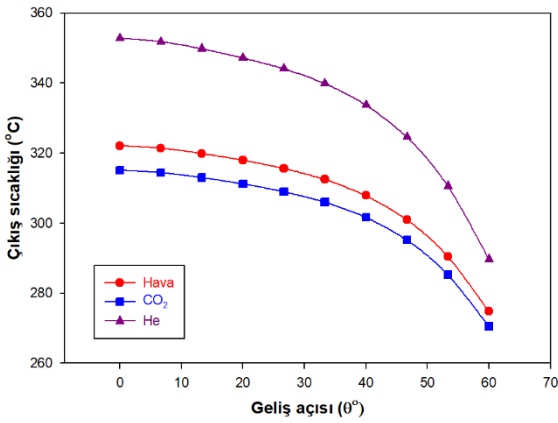
| $\theta$ | $K(\theta)$ | $\eta_{opt}$ | $E_{u,he}$<br>(W) | $E_{u,co2}$<br>(W) | $E_{u,hava}$<br>(W) | $T_{o,he}$<br>(°C) | $T_{o,co2}$<br>(°C) | $T_{o,hava}$<br>(°C) | $\eta_{th,he}$<br>(%) | $\eta_{th,co2}$<br>(%) | $\eta_{th,hava}$<br>(%) | $\eta_{ex,he}$<br>(%) | $\eta_{ex,co2}$<br>(%) | $\eta_{ex,hava}$<br>(%) |
|----------|-------------|--------------|-------------------|--------------------|---------------------|--------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------|
| 0        | 1           | 0.748        | 9 614             | 9 834              | 10 044              | 352.8              | 315.1               | 322.1                | 45.37                 | 48.21                  | 48.88                   | 22.64                 | 23.16                  | 23.66                   |
| 30       | 0.941       | 0.704        | 8 754             | 8 982              | 9 182               | 342.2              | 307.6               | 314.2                | 41.74                 | 44.4                   | 45.07                   | 20.62                 | 21.15                  | 21.63                   |
| 60       | 0.650       | 0.486        | 4 716             | 4 951              | 5 105               | 289.7              | 270.5               | 274.8                | 23.8                  | 25.58                  | 26.23                   | 11.11                 | 11.66                  | 12.02                   |

### 3.1.7. Farklı akışkan türleri için güneş ışın geliş açısının etkisi

Yoğunlaştırıcı güneş kolektöründe güneş ışınlarının geliş açısının artması, geliş açısı değiştiricisinin değerinin düşmesine neden olmaktadır. Bu azalma, optik verimliliğin gerilemesine yol açarak soğurulan güneş ışınımı miktarını ve buna bağlı olarak elde edilen faydalı enerjiyi

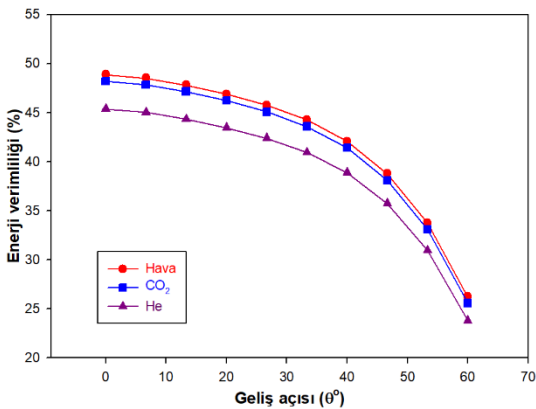
azaltmaktadır. Faydalı enerjideki bu düşüş, sistemin çıkış sıcaklığında da azalmaya sebep olmaktadır. Mevcut güneş ışınlamı bu durumdan etkilenmesede, geliş açısındaki artış, enerji ve ekserji verimliliklerinin gerilemesine neden olur. Yapılan değerlendirmelerde, hava akışkanı kullanıldığında sistemin faydalı enerji üretimi, enerji verimliliği ve ekserji verimliliği bakımından en iyi performansı gösterdiği; helyum kullanıldığında ise en yüksek çıkış sıcaklığına ulaşıldığı tespit edilmiştir.

Gelen güneş ışın açısı  $30^\circ$ 'den  $60^\circ$ 'ye arttırınca; akışkan türleri hava, karbondioksit ve helyum için çıkış sıcaklıkları sırasıyla  $39,4^\circ\text{C}$ ,  $37,1^\circ\text{C}$  ve  $52,5^\circ\text{C}$  düşüş göstermektedir. Enerji verimliliği akışkan türü hava için %18,84,  $\text{CO}_2$  için %18,82 ve helyum için ise %17,94 düşüş göstermektedir. Ekserji verimliliği hesaplama sonuçlarına bağlı olarak akışkan türü hava için %9,61,  $\text{CO}_2$  için %9,49 ve helyum için %9,51 düşüş göstermektedir. Çizelge 10'da hesaplanan veriler gösterilmiştir. Güneş geliş açısının, farklı akışkanlar ile çıkış sıcaklığı, enerji ve ekserji verimi üzerindeki etkisi sırasıyla Şekil 20, Şekil 21 ve Şekil 22'de gösterilmiştir.



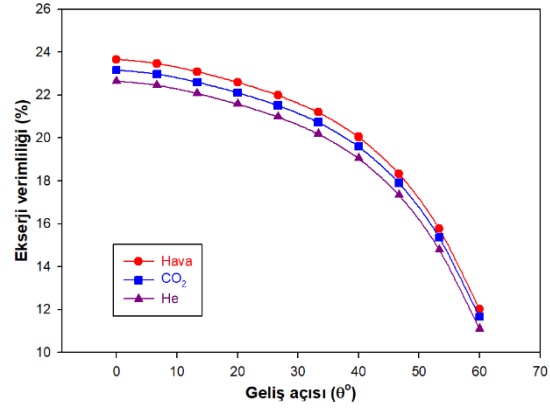
Şekil 20. Farklı akışkanlar için güneş ışın geliş açısı çıkış sıcaklığı değişimi

Figure 20. Variation between solar radiation incidence angle and output temperature for different fluids



Şekil 21. Farklı akışkanlar için güneş ışın geliş açısı enerji verimi değişimi

Figure 21. The variation between solar radiation incidence angle and energy efficiency for different fluids



Şekil 22. Farklı akışkanlar için güneş ışın geliş açısı ekserji verimi değişimi

Figure 22. Variation between solar radiation incidence angle and exergy efficiency for different fluids

#### 4. Sonuçlar

Bu çalışma, bir parabolik oluk tipi kollektörün daha verimli çalışabilmesi için yapılan analizleri içermektedir. Yapılan analizlerin bundan sonraki çalışmalar için faydalı olabilmesi amaçlanmaktadır. Bu tasarımlar, kararlı durum koşulları altında incelenmiş ve çeşitli çalışma koşulları için analiz edilmiştir. Ayrıca, termodinamik değerlendirme, ortak literatür sonuçlarıyla doğrulanan geliştirilmiş bir model olan EES yazılımında gerçekleştirilmiştir.

Kollektör uzunluğu arttıkça alan artar ve alana düşen güneş ışınlamı da artar. Bu durum kollektörden elde edilebilecek faydalı enerji miktarının ve çıkış sıcaklığının artmasını sağlarken, sistemin enerji verimliliğini düşürmektedir. Bunun sebebi yüzey alanının artması ile ısı kayıplarının da artmasıdır. Aynı zamanda çıkış sıcaklığı arttıkça, kollektör yüzeyinin çevre ile arasındaki sıcaklık farkı da artar ve ısı kaybı hızlanır.

Kollektör uzunluğu 15 m'den 25 m'e yükseltildiğinde;

- Akışkan türü helyum için çıkış sıcaklığı  $323^\circ\text{C}$ 'den  $380,6^\circ\text{C}$ 'ye yükselirken, enerji verimliliği %46,91'den %43,9'a düşmektedir. Aynı şekilde ekserji verimliliği de %22,72'den %22,48'e düşmektedir.
- Akışkan türü  $\text{CO}_2$  için çıkış sıcaklığı  $292,9^\circ\text{C}$ 'den  $336,3^\circ\text{C}$ 'ye yükselirken, enerji verimliliği %49,29'dan %47,17'ye düşmektedir. Ekserji verimliliği %23,09'dan %23,17'ye yükselmektedir.
- Akışkan türü hava için çıkış sıcaklığı  $293,3^\circ\text{C}$ 'den  $344,9^\circ\text{C}$ 'ye yükselirken, enerji verimliliği %49,99'dan %47,8'e düşmektedir. Ekserji verimliliği %23,57'den %23,68'e yükselmektedir.

Yoğunlaştırıcı kollektörün emici boru çapı büyüdükçe kollektör alanına düşen güneş ışınlamı artacağından optik verim artarken, kollektör alanına düşen gölgeleme de arttığı için termal verim de azalmaktadır. Aynı zamanda boru yüzeyi büyüdüğü için çevreye olan temas alanı artar ve bu durum ısı kaybını da artırır. Emici boru çapı

büyüdükçe, içindeki akışkan arttığı için taşınan enerji yayılır ve çıkış sıcaklığı düşer. Emici boru çapı 0.05 m'den 0.07 m'e yükseltildiğinde;

- Akışkan türü helyum için çıkış sıcaklığı 352.8°C'den 331.4°C'ye, enerji verimliliği %45.37'den %38.05'e ve ekserji verimliliği %22.64 den %18.59'a düşmektedir.
- Akışkan türü CO<sub>2</sub> için çıkış sıcaklığı 315.1°C'den 301.8°C'ye, enerji verimliliği %48.21'den %41.47'ye ve ekserji verimliliği de %23.16'dan %19.63'e düşmektedir.
- Akışkan türü hava için çıkış sıcaklığı 322.1°C'den 309°C'ye, enerji verimliliği %48.88'den %42.6'ya ve ekserji verimliliği %23.66'dan %20.33'e düşmektedir.

Kollektör için cam boru çapı büyüdükçe yansıtıcı yüzey alanına düşen gölgelenme artacağından yoğunlaştırma azalır ve verim düşer. Cam çapı büyüdükçe güneş ışınlarının emici boruya geliş açısı değişir böylece emilim azalır. Cam boru çapı 0.06 m'den 1 m'e yükseltildiğinde;

- Akışkan türü helyum için çıkış sıcaklığı 358.7°C'den 351.3°C'ye, enerji verimliliği %46.9'dan %44'e ve ekserji verimliliği %23.57 den %22.42'e düşmektedir.
- Akışkan türü CO<sub>2</sub> için çıkış sıcaklığı 319.5°C'den 314°C'ye, enerji verimliliği %50'den %47.7'ye ve ekserji verimliliği de %24.14'den %22.92'e düşmektedir.
- Akışkan türü hava için çıkış sıcaklığı 327.2°C'den 320.9°C'ye, enerji verimliliği %50'den %48.4'e ve ekserji verimliliği %24.73'den %23.4'e düşmektedir.

Güneş ışın radyasyonunun artmasıyla optik ve termal verim artmaktadır. Güneş ışın radyasyonu 500 W/m<sup>2</sup> değerinden 1000 W/m<sup>2</sup> değerine yükseltildiğinde;

- Akışkan türü helyum için çıkış sıcaklığı 307.4°C'den 442.1°C'ye, enerji verimliliği %39.1'den %50.73'e ve ekserji verimliliği %19.01 den %27.29'a yükselmektedir.
- Akışkan türü CO<sub>2</sub> için çıkış sıcaklığı 283°C'den 378.3°C'ye, enerji verimliliği %42.69'dan %53.65'e ve ekserji verimliliği de %19.77'den %27.41'e yükselmektedir.
- Akışkan türü hava için çıkış sıcaklığı 288.1°C'den 389.1°C'ye, enerji verimliliği %43.57'den %54.1'e ve ekserji verimliliği %20.3'den %27.91'e yükselmektedir.

Yoğunlaştırıcı kollektöre giren akışkan sıcaklığı arttıkça, kollektördeki çıkış sıcaklık farkı azalır. Bu durum ısı transferini azaltır, ısı kaybını artırır ve enerji alımı düşer. Kollektör akışkan türlerine göre farklı tepkiler vermektedir. Giren akışkan sıcaklığı 130°C'den 330°C'ye yükseltildiğinde;

- Akışkan türü helyum için giren akışkan sıcaklığı arttıkça çıkış sıcaklığı ve ekserji verimliliği yükselirken 230°C'den sonra verimlilik düşmektedir. Buna rağmen 130°C'den 330°C aralığında; çıkış sıcaklığı 284.5°C'den 436.3°C'ye ve ekserji

verimliliği %21.21 den %21.25'e yükselmektedir. Enerji verimliliği ise %52.79'dan %36.32'ye düşmektedir. Helyum akışkanının 230°C'den sonra veriminin düşmesinin sebebi ısı taşıma kapasitesi ve yoğunluğunun düşük olması ama ısıl iletkenliğinin yüksek olmasıdır.

- Akışkan türü CO<sub>2</sub> için giren akışkan sıcaklığı arttıkça çıkış sıcaklığı ve ekserji verimliliği yükselirken 250°C'den sonra verimlilik düşmektedir. Buna rağmen 130°C'den 330°C aralığında; çıkış sıcaklığı 243.6°C'den 404.5°C'ye, ekserji verimliliği %20.81'den %22.43'e yükselmektedir. Enerji verimliliği ise %55.6'dan %39.11'e düşmektedir. CO<sub>2</sub> akışkanının 250°C'den sonra veriminin düşme sebebi giriş sıcaklığı arttıkça yoğunluğun azalmasıdır. Bu sebeple taşıdığı enerji sabit kalır.
- Akışkan türü hava için giren akışkan sıcaklığı arttıkça çıkış sıcaklığı ve ekserji verimliliği yükselirken 260°C'den sonra verimlilik düşmektedir. Buna rağmen 130°C'den 330°C aralığında; çıkış sıcaklığı 249.3°C'den 412.2°C'ye, ekserji verimliliği %21.18'den %23.19'a yükselmektedir. Enerji verimliliği ise %55.97'den %40.24'e düşmektedir. Hava akışkanının 260°C'den sonra veriminin düşme sebebi ısıl iletkenliği düşük olduğu için daha yavaş ısınmasıdır.

Çevre ortamın rüzgâr hızının artması, kollektörden çevreye olan ısı kaybını artırarak, kollektör verimliliğini düşürmektedir. Rüzgarla beraber emici yüzey de soğuduğu için akışkana aktarılan ısı azalır. Rüzgâr hızı 1 m/s'den 10 m/s'e yükseltildiğinde;

- Akışkan türü helyum için çıkış sıcaklığı 361°C'den 350.2°C'ye, enerji verimliliği %48.17'den %44.48'e ve ekserji verimliliği %24.23'den %22.15'e düşmektedir.
- Akışkan türü CO<sub>2</sub> için çıkış sıcaklığı 322.4°C'den 312.8°C'ye, enerji verimliliği %51.9'dan %47.03'e ve ekserji verimliliği de %25.13'den %22.54'e düşmektedir.
- Akışkan türü hava için çıkış sıcaklığı 330.4°C'den 319.3°C'ye, enerji verimliliği %52.82'den %47.51'e ve ekserji verimliliği %25.79'den %22.93'e düşmektedir.

Güneş geliş açısının artması, geliş açısı değiştiricisini azalttığı için optik ve termal verim azalmaktadır. Geliş açısı 0°'den 60°'ye yükseltildiğinde;

- Akışkan türü helyum için çıkış sıcaklığı 352.8°C'den 289.7°C'ye, enerji verimliliği %45.37'den %23.8'e ve ekserji verimliliği %22.64'den %11.11'e düşmektedir.
- Akışkan türü CO<sub>2</sub> için çıkış sıcaklığı 315.1°C'den 270.5°C'ye, enerji verimliliği %48.21'den %25.58'e ve ekserji verimliliği de %23.16'dan %11.66'a düşmektedir.
- Akışkan türü hava için çıkış sıcaklığı 322.1°C'den 274.8°C'ye, enerji verimliliği %48.88'den %26.23'e ve ekserji verimliliği %23.66'dan %12.02'e düşmektedir.

## 5. Teşekkür

Bu çalışma, Elif Berca Eroğlu tarafından Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı'nda hazırlanan "Parabolik oluk tipi güneş kolektörü için tasarım parametreleri, termodinamik ve ekonomik analizlerinin incelenmesi" başlıklı yüksek lisans tezinden üretilmiştir.

## Çıkar Çatışması Beyanı

Makale yazarları aralarında herhangi bir çıkar çatışması olmadığını beyan eder.

## Araştırmacıların Katkı Oranı Beyanı

Yazarlar makalenin hazırlanmasında eşit oranda katkı sağlamış olduklarını beyan ederler.

## 6. Kaynaklar

- Aydın, E., Şengül, F., & Ustaömer, Ö. (2020). *Güneş Kolektörü Projesi*. (Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi)
- Bellos, E., & Tzivanidis, C. (2018). Thermal analysis of parabolic trough collector operating with mono and hybrid nanofluids. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 26, 105-115. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2017.10.005>
- Bellos, E., Tzivanidis, C., & Tsimpoukis, D. (2018). Thermal, hydraulic and exergetic evaluation of a parabolic trough collector operating with thermal oil and molten salt based nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 156, 388-402. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.051>
- Bellos, E., & Tzivanidis, C. (2019). Alternative designs of parabolic trough solar collectors. *Progress in Energy and Combustion Science*, 71, 81-117. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.11.001>
- Biencinto, M., González, L., Zarza, E., Díez, L. E., & Muñoz-Antón, J. (2014). Performance model and annual yield comparison of parabolic-trough solar thermal power plants with either nitrogen or synthetic oil as heat transfer fluid. *Energy conversion and management*, 87, 238-249. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.017>
- Cengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, M. (2011). *Thermodynamics: an engineering approach*. New York: McGraw-hill.
- Çolak, L. (2003). *Güneşi Takip Eden Parabolik Oluk Tipi Güneş Kolektörlerinin Matematiksel Modellenmesi Tasarımı ve Teknik Optimizasyonu*. (Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü)
- Eroçşun, G., Keskin, A., Metin, G., & Altıparmak, D. (2013). Çift oluklu parabolik oluk tipi güneş kolektörünün tasarımı, imalatı ve performansının incelenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 28(4), 855-863.
- García-Valladares, O., & Velázquez, N. (2009). Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. *International journal of heat and mass transfer*, 52(3-4), 597-609.
- Guo, J., Huai, X., & Liu, Z. (2016). Performance investigation of parabolic trough solar receiver. *Applied Thermal Engineering*, 95, 357-364. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.035>
- Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in energy and combustion science*, 30(3), 231-295. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001>
- Kalogirou, S. A. (2013). *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic press
- Nain, S., Ahlawat, V., Kajal, S., Anuradha, P., Sharma, A., & Singh, T. (2021). Performance analysis of different U-shaped heat exchangers in parabolic trough solar collector for air heating applications. *Case Studies in Thermal Engineering*, 25, 100949. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.100949>
- Öztürk, H. (2008). *Yenilenebilir enerji kaynakları ve kullanımı*. Teknik Yayınevi.

- Padilla, R. V. (2011). *Simplified methodology for designing parabolic trough solar power plants*. University of South Florida.
- Petela, R. (2003). Exergy of undiluted thermal radiation. *Solar energy*, 74(6), 469-488. [https://doi.org/10.1016/s0038-092x\(03\)00226-3](https://doi.org/10.1016/s0038-092x(03)00226-3)
- Sevim, S., Bektaş, A., & Yurddaş, A. (2022). Parabolik oluk güneş kolektörü ısı transferi özelliklerinin alıcı boruya kanatçık ilavesi ile iyileştirilmesi. *Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 5(2), 1022-1040. <https://doi.org/10.47495/okufbed.1129853>
- Üçgöl, İ., Delikanlı, K., Öztürk, M., & Şenol, R. (2006). Yüksek sıcaklıklı güneş enerjisi alıcı sistemleri için malzeme seçimi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 3, 53-64.
- Varınca, K. B., & Gönüllü, M. T. (2006). Türkiye'de Güneş Enerjisi Potansiyeli ve Bu Potansiyelin Kullanım Derecesi, Yöntemi ve Yaygınlığı Üzerine Bir Araştırma. *Ulusal Güneş ve Hidrojen Enerjisi Kongresi*. 21-23 Haziran, Eskişehir, 270-275.