

# Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisinin Comsol Multiphysics Programında Sayısal Modellenmesi\*

Anıl Erdoğan<sup>\*1</sup>

David Ouellette<sup>2</sup>

Can Özgür Çolpan<sup>3</sup>

## ÖZ

Çalışmamızda parabolik oluklu güneş kolektörü (PTSC) ile organik Rankine çevriminin entegre olarak çalıştığı sistemin bileşenleri arasında yer alan gövde – boru tipi ısı değiştiricisinin COMSOL Multiphysics® programında çoklu fizik (ısı transferi ve akışkanlar mekaniği) modellenmesi yapılmıştır. Bu modelleme sonucunda programa girilen şartlar için ısı değiştiricisine ait hız ve sıcaklık dağılımları gövde tarafı akışkan debisi değiştirilerek karşılaştırmalı olarak oluşturulmuştur. Buna ek olarak, gövde tarafı akışkan debisi değiştirilerek ısı transferi, ekserji verimi ve ısı değiştiricisi etkenliğine olan etkisi de incelenmiştir. Bu çalışmanın sonucunda gövde tarafı akışkanın kütleli debisinin 27,5 kg/s'den 137,5 kg/s'ye artmasıyla ısı değiştiricisi boyunca sıcaklık farkının azaldığı görülmüş ve akışkan hızının arttığı tespit edilmiştir. Öte yandan gövde tarafı akışkan debisinin artırılması ile ısı transferi ve ekserji verimi artarken; ısı değiştiricisi etkinliğinin azaldığı tespit edilmiştir. Bu çalışmanın amacı, mevcut olarak bulunan ısı değiştiricisinin ısı transferi miktarını artırarak ve basınç düşümünü azaltarak ısı değiştiricisinin performansını artırıp ve ısı değiştiricilerinin tasarımı/modellenmesi üzerine çalışan araştırmacılara yol göstermektir.

**Anahtar Kelimeler:** Gövde-boru tipi ısı değiştiricisi, COMSOL Multiphysics®, organik Rankine çevrimi, sayısal analiz

## Numerical Modeling of Shell and Tube Heat Exchanger Using Comsol Multiphysics

### ABSTRACT

In this study, a shell and tube exchanger which integrating with organic Rankine cycle and parabolic trough solar collector (PTSC) have been modelled in COMSOL Multiphysics® environment. The aim of this modeling is to find the velocity and temperature distributions are given comparatively by changing the shell side mass flow rates. In addition, the effect of changing the shell side mass flow rate on the heat transfer between the shell and tube side fluids, exergetic efficiency, and effectiveness of the heat exchanger were examined. As a result of this study, it was observed that when the mass flow rate of shell side fluid increases from 27.5 kg/s to 137.5 kg/s, the temperature difference along the heat exchanger decreases and the fluid velocity increases. Moreover, the amount of heat transfer and exergetic efficiency increase with increase of shell side mass flow rate. In addition, the effectiveness of the heat exchanger decreases with increasing the shell side mass flow rate. The aim of this study is to provide guidance to heat exchanger designers and researchers on methods to improve the unit's heat transfer and thermodynamic performance, and methods to reduce the total pressure drop.

**Keywords:** Shell and tube heat exchanger, COMSOL Multiphysics®, organic Rankine cycle, numerical analysis

\*1 İletişim Yazarı

Geliş/Received : 30.05.2017

Kabul/Accepted : 22.02.2018

\* 19-22 Nisan 2017 tarihlerinde Makina Mühendisleri Odası tarafından İzmir'de düzenlenen 13. Ulusal Tesizat Mühendisliği Kongresi'nde sunulan bu bildiri, dergimiz için yazarlarınca makale olarak yeniden düzenlenmiştir.

<sup>1</sup> Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Ana Bilim Dalı, İzmir, anilerdogan1992@hotmail.com

<sup>2</sup> University of Toronto, ouellette.d@gmail.com

<sup>3</sup> Doç. Dr., Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Ana Bilim Dalı, İzmir, ozgur.colpan@deu.edu.tr



## 1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri bir veya iki akışkan arasındaki ısı değişimini sağlayan cihazlardır. Genel olarak ısı değiştiricileri yoğuşturma, buharlaştırma, kimyasal proseslerde ve pastörizasyon işlemlerinde yaygın olarak kullanılırlar. Isı değiştiricileri akış düzenlemesine, akışkan sayısına, yüzey kompaktlığına ve konstrüksiyon geometrisine göre (borulu, plakalı, kanatlı ve kompakt) sınıflandırılırlar.

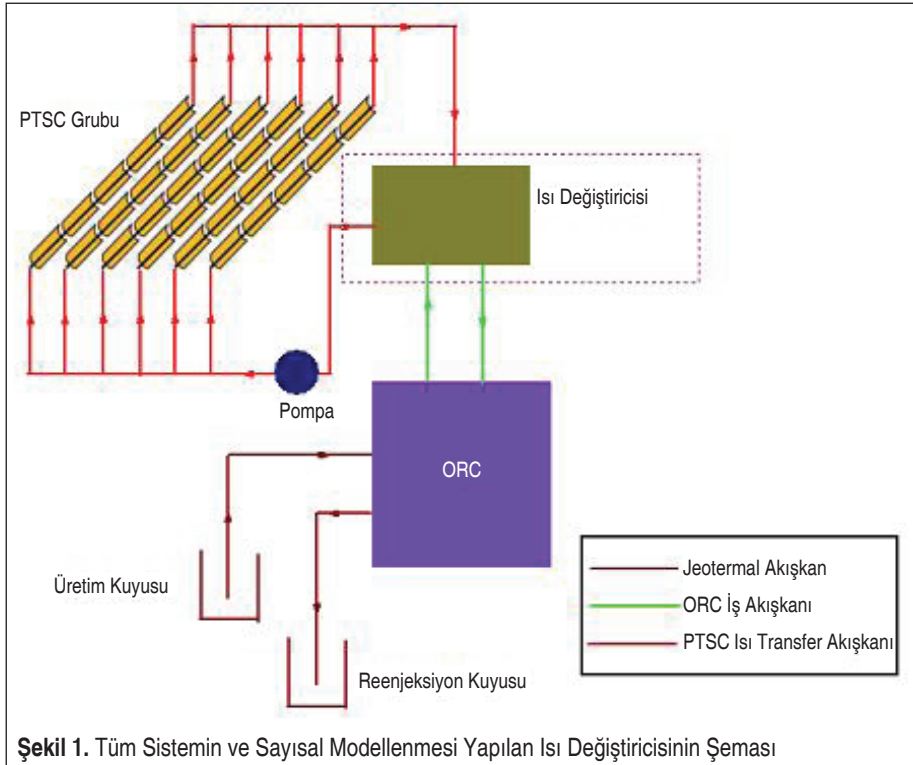
Borulu ısı değiştiricilerinin bir türü olan gövde boru tipi ısı değiştiricileri uygulamada %35-40 arasında geniş bir kullanım yelpazesine sahiptir [1]. Bu tip ısı değiştiricileri gövde adı verilen yuvarlak kesitli bir boru ve gövdenin içerisine monte edilmiş borulardan ve akış düzenlemesine yarayan şaşırtma levhalarından oluşmaktadır. Gövde boru tipi ısı değiştiricilerinin yaygın olarak kullanılmasının birçok nedeni vardır. Yüksek basınç ve sıcaklık gerektiren uygulamalarda güvenle kullanılabilirler. Boruda meydana gelen sızıntılar kolay bir şekilde bulunabilir ve bu sızıntı sorunsuz bir şekilde giderilebilir. İmalat aşamasında malzeme seçiminde kolaylık sağlarlar. Örnek olarak gövde malzemesi paslanmaz elik boru malzemesi olarak bakır veya alaşımları seçilebilir. Gövde boru tipi ısı değiştiricilerinin avantajları yanında dezavantajları da bulunmaktadır. Özellikle büyük kapasiteli uygulamalarda ısı değiştiricisi için daha fazla alan gereklidir. Bunun yanında bu tip uygulamalarda çok fazla sayıda boru olacağı için temizliği ve kurulumu oldukça zahmetlidir.

Gövde boru tipi ısı değiştiricilerinin önemli bir bileşeni de şaşırtma levhalarıdır. şaşırtma levhaları gövde tarafındaki akışın düzenlenmesini ve akışın yönünü değiştirip türbülans yaratarak ısı transferini katsayısını arttırmaktadır. Tüm bunların yanında yapısal rijitliği koruyarak boruların eğilmesini ve titreşmesini önlemek gibi avantajları da bulunmaktadır.

Literatürde gövde boru tipi ısı değiştiricilerinin nümerik modellemesi üzerine çalışmalar bulunmaktadır. Zhang vd. [1] GAMBIT ve FLUENT yazılımlarını kullanarak helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisinin 3 boyutlu modelini oluşturmuşlardır. Oluşturdukları bu modeli deneysel verilerle kıyaslamışlardır. Basınç düşümü, Nusselt sayısı hem deneysel hem de nümerik modelde benzer çıktığı sonucuna varmışlardır. Bu grubun başka bir çalışması [2] ise oluşturdukları 3 boyutlu model ile üç farklı helis açısı (30°, 40° ve 50°) için kesintili ve kesintisiz helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricilerini basınç düşümü, gövde tarafı taşınım katsayıları bakımından karşılaştırmışlardır. Bu alışma göstermiştir ki 40° helis açısında Nusselt sayısı ve gövde tarafı taşınım katsayısı değerleri en yüksek çıkmıştır. Kesintisiz helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisi kullanıldığında %31 oranında kesintili helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisine göre basınç düşümünde artış olduğunu saptamışlardır. Tüm bunlara ek olarak



kesintisiz şaşırtma levhalı ısı değiştiricisinin gövde tarafı taşınım katsayısı kesintili şaşırtma levhalı ısı değiştiricisine göre daha düşük çıktığı sonucuna varmışlardır. Yang vd. [3] iki katmanlı kesintisiz helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisi tasarımı önererek bu tasarımı kesintisiz tek katmanlı helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisi ile nümerik çözüm yaparak basınç düşümü, gövde tarafı ısı transferi katsayısı basınç düşümü başına ısı aktarım hızları ile karşılaştırarak yapmışlardır. Bu çalışma sonucunda iki katmanlı kesintisiz helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisinde tek katmanlı helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisine göre %12 oranında basınç düşümünde azalma olduğunu görmüşlerdir. Ayrıca gövde tarafı taşınım katsayısı ve ısı transferi sırasıyla %2,4 ve %4,2 oranında artış olduğu da saptanmıştır. You vd. [4] yonca biçimdeki şaşırtma levhalı gövde boru tipi ısı değiştiricisinin üzerinde sayısal bir çalışma yapmışlardır. Isı değiştiricisi üzerinde şaşırtma levhasının son parçasını çıkarıp yapısal bir değişiklik yaparak %21 oranında akış direncini azaltmışlardır. Öte yandan gövde tarafındaki termo-hidrolik performansı da %21 oranında arttırmışlardır. Lei vd. [5] hem deneysel hem sayısal olarak helisel şaşırtma levhalı gövde boru tipi ısı değiştiricisinin ısı transferi ve hidrodynamic karakteristiklerini incelemişlerdir. Bu çalışma sonucunda helisel



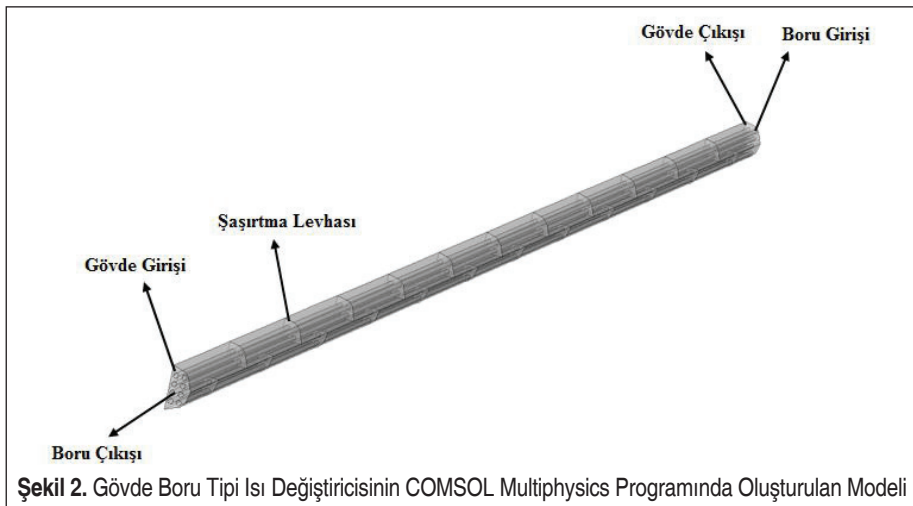


şaşırtma levhalı ısı değiştiricisinin düz şaşırtma levhalı ısı değiştiricisine göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı daha yüksek bulunmuştur. Öte yandan iki katmanlı helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisinin düz şaşırtma levhalı ısı değiştiricisine göre daha iyi performanslı olduğu sonucuna varılmıştır.

Literatür araştırması göstermiştir ki sayısal modelleme ile ilgili yapılan çalışmalar ısı değiştiricisinin geometrisi ile alakalı değişiklikler yaparak performanslarını karşılaştırmaya yönelik olduğu yönündedir. Parabolik oluklu güneş kolektörü ile ORC sistemini birleştiren ve sistemin performansını aynı yazarlar tarafından önemli şekilde etkilediğini belirlenen [6] gövde boru tipi ısı değiştiricisine ait sayısal modelleme çalışması bulunmadığı gözlemlenmiştir. Çalışmamızda ORC sistemi ile PTSC sistemini birleştiren gövde boru tipi ısı değiştiricisinin COMSOL Multiphysics® programında modeli oluşturularak gerekli sınır şartları programa girilmiş ve çoklu fizik modellemesi yapılmıştır. Bu çalışmanın sonucunda gövde tarafı akışkan debisi değiştirilerek ısı değiştiricisine ait sıcaklık ve hız dağılımları bulunmuş ve karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Bunun yanında gövde tarafı akışkan debisi değiştirilerek ısı değiştiricisi etkenliği, ısı transferi ve ekserji verimi de bulunmuştur. Bahsedilen ORC, PTSC sistemleri ve sayısal modeli oluşturulan gövde boru tipi ısı değiştiricisi şekil 1’de gösterilmiştir.

## 2. MODELLEME

Gövde boru tipi ısı değiştiricisinin 3 boyutlu modelleme çalışmasında ticari bir yazılım olan COMSOL Multiphysics® programı şekil 2’de görölen ısı değiştiricisi modeli simülasyonunda kullanılmıştır.



şekil 2. Gövde Boru Tipi ısı Değiştiricisinin COMSOL Multiphysics Programında Oluşturulan Modeli

**Tablo 1.** Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisinin COMSOL Multiphysics Programında Oluşturulan Modeli

Parametreler	Değeri
Gövde tarafı akışkan	Therminol VP1
Boru tarafı akışkan	R134a
Geçiş sayısı	1
Boru uzunluğu	12 m
Boru iç çapı	0,016 m
Boru et kalınlığı	0,0015 m
Gövde çapı	0,1306 m
Boru hatvesi	0,0254 m
Boru yerleşim açısı	90°
Şaşırtma levhası aralığı	0,5 m
Şaşırtma levhası kalınlığı	3 mm
Boru malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı	63,9 W/mK
Boru tarafı akışkanının kütleli debisi	213,368 kg/s
Gövde tarafı akışkanın kütleli debisi	27,5 kg/s
Gövde tarafı akışkanın çıkış sıcaklığı	563 K
Boru tarafı akışkanın giriş sıcaklığı	420,7 K

Modelleme yapılırken süreklilik, momentum ve enerji korunumu denklemleri  $k$ - $\epsilon$  türbülans modeli denklemleri ile birleştirilerek 3 boyutlu gövde boru tipi ısı değiştiricisinin modellemesi gerçekleştirilmiştir. Modellemeye ait verilen giriş parametreleri Tablo 1’de gösterilmiştir.

Bu modelleme ile ilgili detaylar alt kısımlarda sunulmuştur. Bu modellemenin gerçekleşmesi için kabul edilen temel varsayımlar aşağıda verilmiştir.

- Isı değiştiricisi kararlı hal durumunda işlemektedir.
- Isı değiştiricisi adyabatiktir.
- Gövde ve boru tarafındaki akışkanlar Newtonyen olup termofiziksel özellikleri sıcaklığın fonksiyonu şeklinde verilmiştir.
- Gövde ve boru tarafındaki akış türbülanslıdır.
- Viskoz ısınma ve basınç gücü etkileri ihmal edilmiştir.

Yukarıda verilen varsayımlara dayanarak süreklilik, momentum ve enerji korunumu



denklemleri tensör formunda ve kartezyen koordinat sisteminde aşağıda verilmiştir [8,9].

Süreklilik denklemi:

$$\frac{du_i}{dx_i} = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi:

$$\frac{d(u_i u_j)}{dx_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dx_j} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d}{dx_j} \left[ \mu_{eff} \cdot \left( \frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} \right) \right] \quad (2)$$

Enerji denklemi:

$$\frac{d(c_p T u_j)}{dx_j} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d}{dx_j} \left( \lambda_{eff} \frac{dT}{dx_j} \right) \quad (3)$$

Burada  $u$ ,  $T$  ve  $P$  sırasıyla akışkan hızı, sıcaklık ve basınç olarak tanımlanır;  $\rho$  ve  $c_p$  ise akışkan yoğunluğu ve sabit basınçta özgül ısıdır.  $\lambda_{eff}$  ve  $\mu_{eff}$  efektif ısı iletim katsayısı ve dinamik viskozite olarak tanımlanır. Bu parametreler denklem 4 ve 5 ile hesaplanabilir.

$$\lambda_{eff} = \lambda_l + \lambda_t \quad (4)$$

$$\mu_{eff} = \mu_l + \mu_t \quad (5)$$

Standart  $k$ - $\epsilon$  türbülans modeli hassas çözümü, kolay kullanımı sebebiyle endüstride akış ve ısı transferi simülasyonlarında artan bir trendle kullanılmasıyla popülaritesi artmıştır. Bu modele göre türbülans kinetik enerjisi ve dağılım denklemleri aşağıda verilmiştir.

Türbülans kinetik enerjisi ( $k$ ):

$$\rho \cdot u \cdot \nabla k = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_K} \right) \nabla k \right) + P_k - \rho \epsilon \quad (6)$$

Burada  $\mu_T$  ve  $P_k$  sırasıyla türbülans viskozitesi ve kaynak terimi olup denklem 7 ve 8 ile hesaplanabilir.

$$\mu_T = \rho \cdot C_p \cdot \frac{k^2}{\epsilon} \quad (7)$$



$$P_k = \mu_T \left[ \nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (8)$$

Kinetik enerji yayılımı ( $\varepsilon$ ):

$$\rho \mathbf{u} \cdot \nabla \varepsilon = \nabla \cdot \left( \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (9)$$

Denklem 6-8'de verilen model sabitlerinin değerleri Tablo 2'de verilmiştir.

**Tablo 2.** Model Sabitleri [8]

Sabitler	Değeri
$C_p$	0,09
$C_{\varepsilon 1}$	1,44
$C_{\varepsilon 2}$	1,92
$\sigma_K$	1,0
$\sigma_\varepsilon$	1,3

Gövde boru tipi ısı değiştiricisinde sıcak akışkandan soğuk akışkana olan ısı transferi Denklem 10'daki bağıntı ile bulunabilir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_s (h_{s,i} - h_{s,o}) \quad (10)$$

Literatürde ısı değiştiricisi ekserji verimi hesaplanmasında çok kullanılan iki farklı verim yaklaşımı (evrensel ve fonksiyonel) formülleri denklem 11 ve 12'deki gibi verilmiştir [11].

$$\eta_{ex,func} = \frac{\dot{m}_t [(h_{t,o} - h_{t,i}) - T_0 (s_{t,o} - s_{t,i})]}{\dot{m}_s [(h_{s,i} - h_{s,o}) - T_0 (s_{s,i} - s_{s,o})]} \quad (11)$$

$$\eta_{ex,univ} = \frac{\dot{m}_s [(h_{s,o} - h_0) - T_0 (s_{s,o} - s_0)] + \dot{m}_t [(h_{t,o} - h_0) - T_0 (s_{t,o} - s_0)]}{\dot{m}_s [(h_{s,i} - h_0) - T_0 (s_{s,i} - s_0)] + \dot{m}_t [(h_{t,i} - h_0) - T_0 (s_{t,i} - s_0)]} \quad (12)$$

Gövde boru tipi ısı değiştiricisinin etkinliği denklem 13 ile bulunabilir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (13)$$



Burada,  $\dot{Q}_{max}$  maksimum ısı akımı olup denklem 14'teki bağıntı ile bulunabilir.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot \Delta T_{max} \quad (14)$$

Tüm sistem için Denklem 15'teki enerji dengesi bağıntısı uygulanarak net güç bulunur. Öte yandan elektrik ve ekserji verimleri sırasıyla Denklem 16 ve Denklem 17'deki gibi bulunabilir.

$$0 = \sum_i \dot{m}_i (h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + gz_i) - \sum_e \dot{m}_e (h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gz_e) + \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} \quad (15)$$

$$n_{el} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_h \cdot (h_{h,i} - h_{h,o})} \quad (16)$$

$$\varepsilon_x = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_h \cdot [(h_{h,i} - h_{h,o}) - T_o \cdot (s_{h,i} - s_{h,o})]} \quad (17)$$

### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

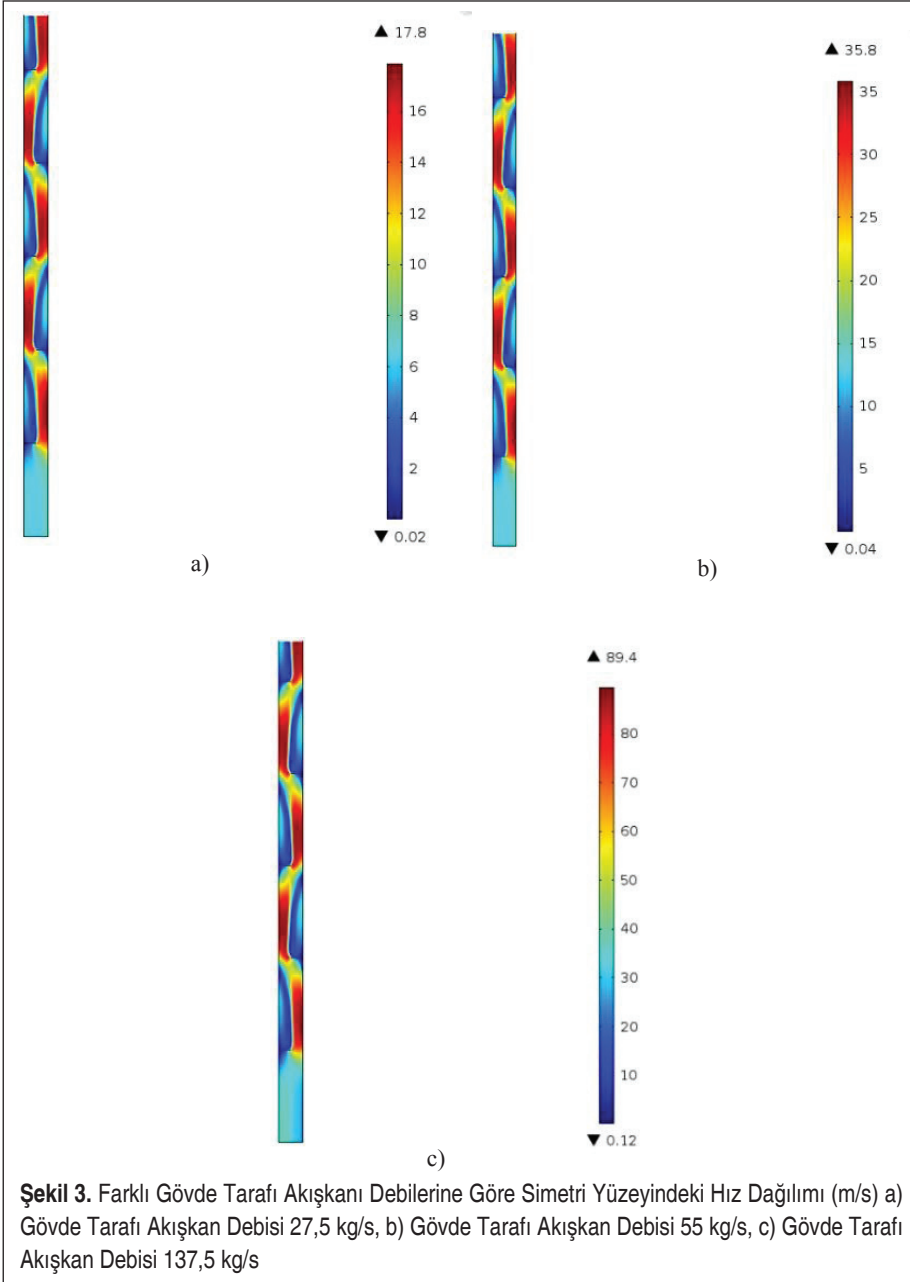
Bu kısımda gövde boru tipi ısı değiştiricisine ait farklı gövde tarafı akışkan debilerinin sıcaklık ve hız dağılımları karşılaştırılmalı olarak verilmiş ve sonuçları tartışılmıştır. Buna ek olarak, farklı gövde tarafı akışkan debisinin ısı transferi, ekserji verimi ve ısı değiştiricisi etkenliği üzerine olan etkileri de verilmiş ve sonuçları tartışılmıştır.

#### 3.1. Gövde Boru Tipi Isı Değiştiricisinin Farklı Debiler İçin Hız ve Sıcaklık Dağılımının Bulunması

Gövde boru tipi ısı değiştiricisinde 27,5 kg/s, 55 kg/s ve 137,5 kg/s olmak üzere 3 farklı gövde tarafı akışkan debisi alınarak ısı değiştiricisi modelinde simetri eksenindeki hız ve sıcaklık dağılımları ve boru boyunca olan akışın sıcaklık dağılımı Şekil 3, 4 ve 5'te gösterilmiştir.

Şekil 3'te gövde – boru tipi ısı değiştiricisine ait simetri yüzeyindeki hız dağılımı verilmiştir. Artan gövde tarafı akış debisi ile gövde tarafındaki akışkanın çıkış hızları sırasıyla 6,49 m/s, 15,219 m/s ve 38,134 m/s olarak bulunmuştur. Ayrıca gövde tarafındaki akışkanın kütsel debisinin artmasıyla şaşırtma levhası bölgesinde akışkan hızının da arttığı şekil üzerinden açık bir şekilde görülmektedir. Öte yandan şekilde görüldüğü üzere şaşırtma levhasının alt kısımlarında ölü bölgeler olduğu tespit

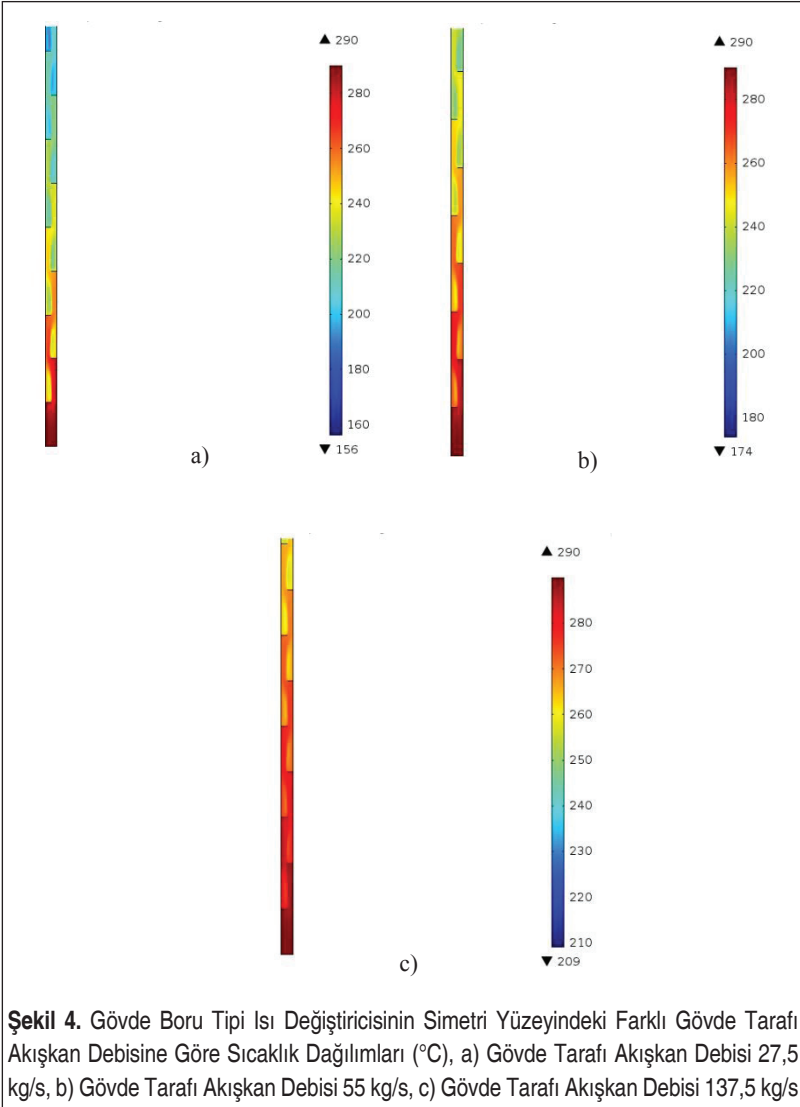


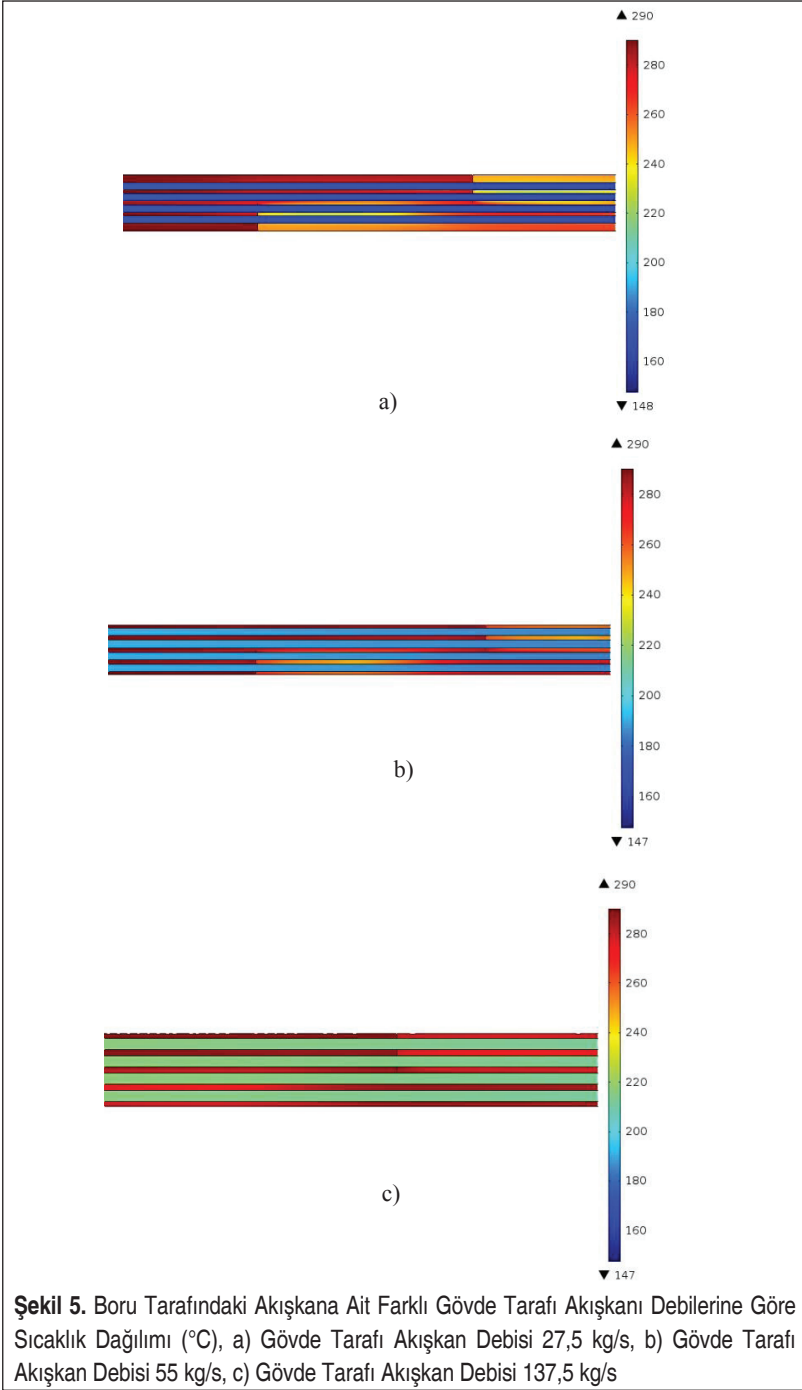


edilmiştir. Bu ölü bölgeleri gidermek için şaşırtma levhası tasarımında iyileştirmeler yapılmalıdır.



Gövde tarafı akışkanının ısı değiştiricisi boyu boyunca sıcaklık dağılımı Şekil 4'te gösterilmiştir. Görüldüğü üzere akış hızı arttıkça gövde tarafı akışkanın sıcaklık farkı ( $\Delta T$ ) azalmaktadır. 28 kg/s, 55 kg/s ve 138 kg/s gövde tarafı akışkan debisi için sıcaklık farkları sırasıyla 133°C, 114°C ve 78°C olarak elde edilmiştir. Buna ek olarak, şaşırtma levhalarından dolayı meydana gelen iletim direnci nedeniyle gövde boyu boyunca (her bir şaşırtma levhasında yaklaşık 10°C) sıcaklık dalgalanmaları olduğu da görülmüştür.





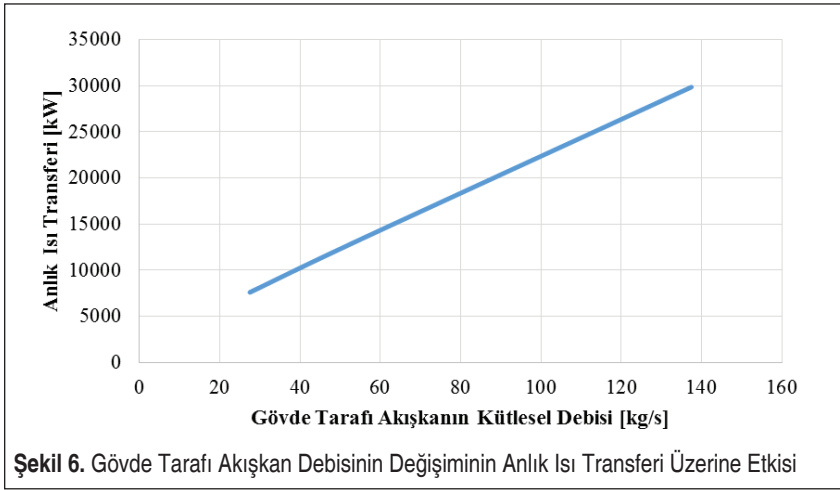


Şekil 5’te boru tarafındaki akışkanın akış boyunca meydana gelen sıcaklık dağılımını gösterilmiştir. Gövde tarafındaki akışkan debisi 27,5 kg/s, 55 kg/s ve 137,5 kg/s olduğunda boru tarafındaki akışkanın çıkış sıcaklığı sırasıyla 175,31°C, 193,3°C ve 221,25°C olmaktadır. Bunun yanı sıra, şekillerden de anlaşılacağı üzere sıcaklık farkının artan gövde tarafındaki akışkan debisi ile azaldığı ve şaşırtma levhası bölgesindeki sıcaklık farklarının da azaldığı açık bir şekilde görülmektedir.

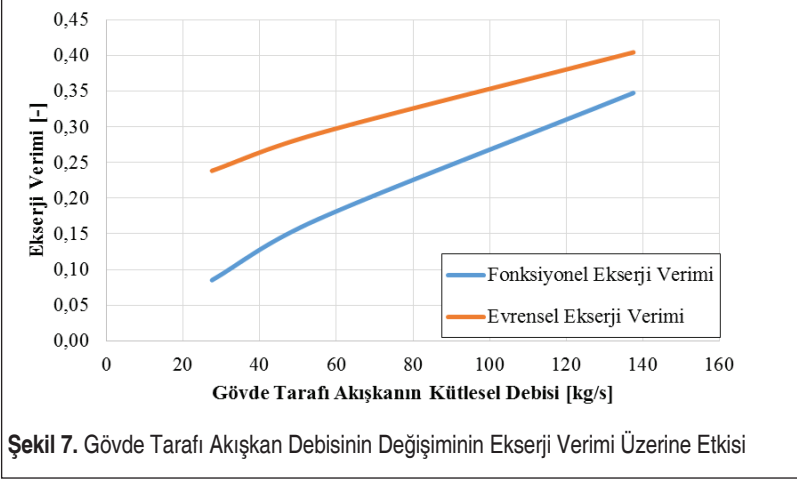
### 3.2 Farklı Gövde Tarafı Akışkan Debileri için Isı Transferi, Ekserji Verimi ve Isı Değiştiricisi Etkenliği Üzerine Etkisinin İncelenmesi

Gövde boru tipi ısı değiştiricisinde farklı gövde tarafı akışkan debileri için ısı transferi, ekserji verimi ve ısı değiştiricisi etkenliği üzerine etkisi Şekil 6, 7 ve 8’de gösterilmiştir.

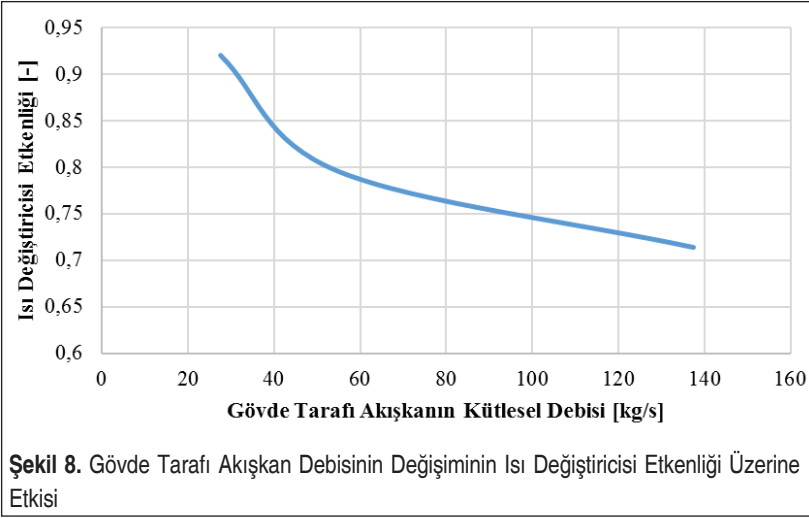
Şekil 6’da gövde tarafı akışkan debisinin değişimi ile ısı değiştiricisindeki anlık ısı transferi gösterilmiştir. Şekil 6’dan anlaşılacağı üzere gövde tarafı akışkanın kütleli debisinin artmasıyla gövde tarafından boru tarafına olan anlık ısı transferinin arttığı görülmektedir. Akışkan debisi 27,5 kg/s’den 137,5 kg/s’ye arttırıldığında anlık ısı transferi 7612 kW’dan 29843 kW’ye çıkmaktadır. Bu artışın nedeni kütleli debinin artmasıyla boru ve gövde tarafındaki akışkanların çıkış sıcaklıklarının artması, dolayısıyla entalpilerinin artmasıyla anlık ısı transferi artmıştır.



Şekil 7’de gövde tarafı akışkanın kütleli debisinin fonksiyonel ve evrensel ekserji verimleri üzerine etkisi incelenmiştir. Şekilde görüldüğü gibi gövde tarafı akışkan debisi arttırıldığında her iki ekserji verimi de artmaktadır. Akışkan debisi 27,5 kg/s’den 137,5 kg/s’ye çıkarıldığında fonksiyonel ekserji verimi %8,5’den %34,77’ye çıktığı



Şekil 7. Gövde Tarafı Akışkan Debişiminin Değişiminin Ekserji Verimi Üzerine Etkisi



Şekil 8. Gövde Tarafı Akışkan Debişiminin Değişiminin Isı Değiştiricisi Etkenliği Üzerine Etkisi

bulunmuştur. Öte yandan evrensel ekserji veriminin ise %23,85'ten %40,48'e arttığı bulunmuştur. Bu verimlerdeki artışın nedeni akışkan debisinin artmasıyla gövde ve boru tarafındaki akışkanların çıkış sıcaklığı artmakta ve bu sebepten ötürü akışkanların termodinamik özellikleri (entalpi ve entropi) artmakta ve dolayısıyla akışkanların giriş ve çıkıştaki akış ekserjileri artmakta ve bundan ötürü ekserji verimleri de artmaktadır. Bu iki ekserji verimi yaklaşımları incelendiğinde, fonksiyonel ekserji verimi gövde boru tipi ısı değiştiricisi performansını daha gerçekçi bir şekilde ele aldığı söylenebilir.

Şekil 8'de görüldüğü üzere gövde tarafı akışkanının kütleli debisinin değişmesinin



ısı değiştiricisi etkenliğine olan etkisinin değişimi verilmiştir. Akışkan debisinin artırılmasıyla ısı değiştiricisi etkenliği azalmaktadır. Bu durumun nedeni, debinin artmasıyla gövde ve boru tarafındaki akışkanların sıcaklığının artması ve bu yüzden de maksimum ısı transferi miktarının önemli ölçüde artmasıdır. Bundan ötürü de ısı değiştiricisi etkenliği azalmaktadır.

### 3.3 ORC Sisteminin Performansının Değerlendirilmesi

Denklem 15, 16 ve 17 kullanılarak tüm sistemin performansı değerlendirilmiştir. Bu sistem için elde edilen net güç 3592 kW, elektrik verimi %14,1 ve ekserji verimi ise %52,2 olarak bulunmuştur.

## 4. SONUÇLAR

PTSC ile ORC'nin entegre çalıştığı sistemin bileşenleri arasında yer alan gövde boru tipi ısı değiştiricisinin COMSOL Multiphysics® programında 3 boyutlu modeli oluşturularak, çoklu fizik (ısı transferi ve akışkanlar mekanıği) modellemesi yapılmıştır. Bu model kullanılarak 3 farklı gövde tarafı akışkan debisi alınarak ısı değiştiricisindeki simetri eksenine sıcaklık ve hız dağılımları; boru tarafındaki akış boyunca sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bunun yanında aynı gövde tarafı akışkan debisi değerleri için ısı transferi, ekserji verimi ve ısı değiştiricisi etkenliğine olan etkisi de incelenmiştir. Bu çalışmanın ana bulguları aşağıda listelenmiştir:

- Gövde tarafı akışkanın kütlesel debisinin 27,5 kg/s'den 137,5 kg/s'ye artmasıyla ısı değiştiricisi boyunca sıcaklık farkının azaldığı tespit edilmiştir. Bunun yanında akışkan hızının arttığı da görülmüştür.
- Gövde tarafındaki akışın hız dağılımı incelendiğinde şaşırtma levhasında l bölgeler (dead zone) olduğu tespit edilmiştir. Bu bölgeleri azaltmak ve ısı değiştiricisi performansını arttırmak için farklı şaşırtma levhası tasarımları yapılarak performans iyileştirilme çalışmaları yapılmalıdır.
- Gövde tarafı akışkanın kütlesel debisi 27,5 kg/s'den 137,5 kg/s'ye arttırıldığında anlık ısı transferi 7612 kW'den 29843 kW'ye çıkmaktadır.
- Gövde tarafı akışkanın kütlesel debisi 27,5 kg/s'den 137,5 kg/s'ye arttırıldığında fonksiyonel ekserji veriminin %8,5'ten %34,77'ye çıkarken; evrensel ekserji verimi %23,85'ten %40,48'e çıktığı bulunmuştur
- Gövde tarafı akışkanın kütlesel debisi 27,5 kg/s'den 137,5 kg/s'ye arttırıldığında ısı değiştiricisi etkenliği %91,97'den %71,42'ye azaldığı bulunmuştur.



## SEMBOLLER

$\dot{C}$	ısı kapasitesi (kW/K)
$c_p$	sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg•K)
$k$	türbülans kinetik enerjisi ( $m^2/s^2$ )
$\dot{m}$	kütlesel debi (kg/s)
$h$	entalpi (kJ/kg)
$P_k$	kaynak terimi
$T$	sıcaklık (K)
$s$	entropi (kJ/kg•K)
$u$	hız (m/s)
$x$	konum (m)

### Yunan Harfleri

$\sigma_K$	türbülans kinetik enerjisi için türbülans Prandtl sayısı
$\sigma_\epsilon$	türbülans kinetik enerji yayılımı için türbülans Prandtl sayısı
$\Delta T$	sıcaklık farkı (K)
$\epsilon$	kinetik enerji yayılımı ( $m^2/s^3$ ), ısı değiştiricisi etkenliği
$\eta$	ekserji verimi
$\lambda$	ıslıl iletim katsayısı (W/m•K)
$\mu$	kinematik viskozite (Pa•s)
$\rho$	yoğunluk ( $kg/m^3$ )

### Alt Simgeler

eff	efektif
i	akışkanlar türü, giriş
j	akışkan türü
l	laminer
max	maksimum
min	minimum
o	çıkış
s	gövde
T	türbülans
t	boru



## KAYNAKÇA

1. **Zhang, J., He, Y., Tao, W.** 2009. “3D Numerical Simulation on Shell-and-Tube Heat Exchangers with Middle-Overlapped Helical Baffles and Continuous Baffles – Part I: Numerical Model and Results of Whole Heat Exchanger With Middle-Overlapped Helical Baffles,” *Int J Heat Mass Transf*, 52:5371–80. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.07.006.
2. **Zhang, J., He, Y., Tao, W.** 2009. “3D Numerical Simulation on Shell-and-Tube Heat Exchangers with Middle-Overlapped Helical Baffles and Continuous Baffles – Part I: Simulation Results of Periodic Model and Comparison Between Continuous and Non-continuous Helical Baffles,” *Int J Heat Mass Transf*, 52:5381–9. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.07.007.
3. **Yang, J., Zeng, M., Wang, Q.** 2015. “Numerical Investigation on Combined Single Shell-pass Shell-and-Tube Heat Exchanger with Two-Layer Continuous Helical Baffles,” *Int J Heat Mass Transf*, 84:103–13. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.12.042.
4. **You, Y., Chen, Y., Xie, M., Luo, X., Jiao, L., Huang, S.** 2015. “Numerical Simulation and Performance Improvement for a Small Size Shell-and-Tube Heat Exchanger with Trefoil-Hole Baffles,” *Appl Therm Eng*, 89:220–8. doi:10.1016/j.applthermaling.2015.06.012.
5. **Lei, Y., He, Y., Chu, P., Li, R.** 2008. “Design and Optimization of Heat Exchangers with Helical Baffles,” 63:4386–95. doi:10.1016/j.ces.2008.05.044.
6. **Erdogan, A., Colpan, O., Melek, D.** 2017. “Thermal Design and Analysis of a Shell and Tube Heat Exchanger Integrating a Geothermal Based Organic Rankine Cycle and Parabolic Trough Solar Collectors,” *Renew Energy*, 109:372–91. doi:10.1016/j.renene.2017.03.037.
7. **Erdogan, A., Colpan, C. O., Cakici, D. M.** 2017. “Thermal Design and Analysis of a Shell and Tube Heat Exchanger Integrating a Geothermal Based Organic Rankine Cycle and Parabolic Trough Solar Collectors,” *Renew Energy*, 109:372–91. doi:10.1016/j.renene.2017.03.037.
8. **Patankar, S. V.** 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1<sup>st</sup> Edition. USA: Taylor & Francis.
9. 2015. *COMSOL User’s Guide*.
10. **Wilcox D. C.** 1998. *Turbulence Modeling for CFD*, DCW Industries.
11. **Çalışkan H, Hepbaşlı A.** 2013. “Isı değiştiricilerinin Ekserjetik Yönlere,” *Mühendis ve Makina*, cilt 54, s. 28–37.