



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN COMSOL MULTİPHYSİCS PROGRAMINDA NÜMERİK MODELLENMESİ

**ANIL ERDOĞAN
DAVİD OUELLETTE
CAN ÖZGÜR ÇOLPAN
DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ**

GÖVDE BORU TİPİ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN COMSOL MULTIPHYSICS PROGRAMINDA NÜMERİK MODELLENMESİ

Numerical Modeling of Shell and Tube Heat Exchanger using Comsol Multiphysics

Anıl ERDOĞAN
David OUELLETTE
Can Özgür ÇOLPAN

ÖZET

Çalışmamızda parabolik oluklu güneş kolektörü (PTSC) ile organik Rankine çevriminin hibrit olarak çalıştığı sistemin bileşenleri arasında yer alan gövde – boru tipi ısı değiştiricisinin COMSOL Multiphysics® programında katı modeli oluşturulmuş, gerekli sınır şartları aynı programa girilerek çoklu fizik (ısı transferi ve akışkanlar mekaniği) modellemesi yapılmıştır. Bu modelleme sonucunda programa girilen şartlar için ısı değiştiricisine ait sıcaklık, ve hız dağılımları nümerik olarak bulunmuştur. Ayrıca oluşturulan bu model üzerinde gövde tarafı akışkan debisi değiştirilerek hız, ve sıcaklık dağılımları karşılaştırmalı olarak verilmiş; bunun yanında 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 127,5 kg/s'ye artmasıyla ısı değiştiricisi boyunca sıcaklık farkının azaldığı görülmüş; 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 arttırmak ve ısı değiştiricilerinin tasarımı ve modellemesi üzerine çalışan araştırmacılara yol göstermektir.

Anahtar Kelimeler: Gövde-Boru Tipi Isı Değiştiricisi, Comsol Multiphysics®, Organik Rankine Çevrimi, Nümerik Analiz.

ABSTRACT

In this study, the temperature and velocity variations were examined in a solar - geothermal shell and tube heat exchanger in a COMSOL Multiphysics® environment. In addition, velocity and temperature distributions are given comparatively by changing the shell side mass flow rates. On the other hand, 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 127.5 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. Also 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.

Key Words: Shell and Tube Heat Exchanger, Comsol Multiphysics®, Organic Rankine Cycle, Numerical Analysis

1. GİRİŞ

Isı değiştiricileri bir veya iki akışkan arasındaki ısı değişimini sağlayan cihazlardır. Genel olarak ısı değiştiricileri yoğunlaştırma, buharlaştırma, kimyasal proseslerde, 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 çelik 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.

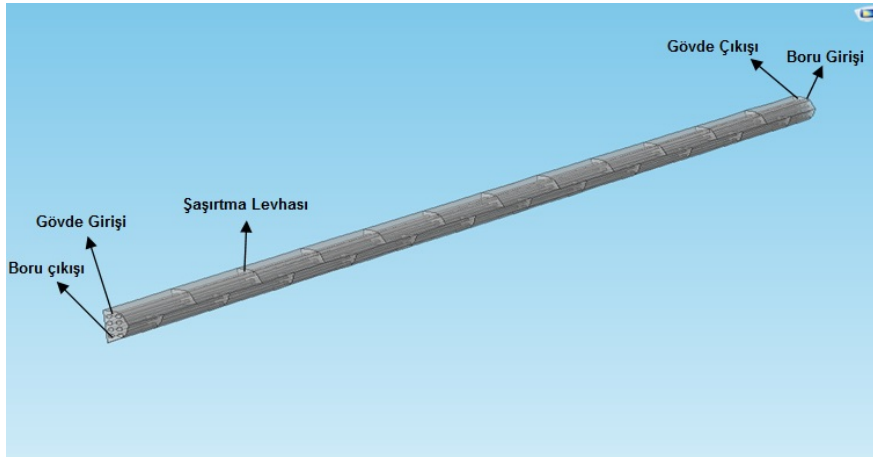
Literatürde gövde boru tipi ısı değiştiricilerinin nümerik modellemesi üzerine çalışmalar bulunmaktadır. Zhang vd. [1] GAMBIT ve FLUENT yazılımlarını kullanarak helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisinin 3 boyutlu modelini oluşturmuşlardır. Oluşturdukları bu modeli deneysel verilerle kıyaslamışlardır. 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 çalışma 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 hidrodinamik 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 varmışlardır.

Literatür araştırması göstermiştir ki yapılan çalışmalar ısı değiştiricisinin geometrisi ile alakalı değişiklikler yaparak performanslarını karşılaştırmaya yönelik olduğu yönündedir. Güneş kolektörü ile organik Rankine çevriminde hibrit olarak yer alan ısı değiştiricileri üzerine sayısal modelleme çalışması bulunmamaktadır. Bu tip sistemlerde güneş kolektörü ara kızdırıcı olarak yer aldığından ORC performansını doğrudan etkilemektedir. Bahsedilen bu iki sistem birbirine bir ısı değiştiricisi ile bağlandığından bu ısı değiştiricisinin performansı önem arz etmektedir. Çalışmamızda organik

Rankine çevrimi ile PTSC'nin hibrit olarak çalıştığı sistemin önemli bileşenleri arasında yer alan 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.

2. MODELLEME

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



Şekil 2: Gövde boru tipi ısı değiştiricisinin COMSOL Multiphysics programında oluşturulan modeli

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.

Tablo 1: Isı değiştiricisi modellemesi için kullanılan giriş parametreleri

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/m·K
Boru tarafı akışkanının kütledebisi	213,368 kg/s
Gövde tarafı akışkanının kütledebisi	27,5 kg/s
Gövde tarafı akışkanının çıkış sıcaklığı	563 K
Boru tarafı akışkanının giriş sıcaklığı	420,7 K

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 izotermaldir.
- Gövde ve boru tarafındaki akışkanlar Newtonyen olup termofiziksel özellikleri sıcaklığın fonksiyonu şeklinde verilmiştir.
- Gövde ve boru tarafındaki akış türbülanslıdır.
- Viskos 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 [6,7].

Süreklilik denklemi:

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

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, P sırasıyla akışkan hızı, sıcaklık ve basınç olarak tanımlanır; ρ ve c_p ise akışkan yoğunluğu ve sabit basınçta özgül ısı şeklindedir. λ_{eff} ve μ_{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 - ϵ 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):

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

Burada μ_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 (ϵ):

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

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

Tablo 2: Model sabitleri [7,8]

Sabitler	Değeri
C_p	0,09
$C_{\epsilon 1}$	1,44
$C_{\epsilon 2}$	1,92
σ_k	1,0
σ_ϵ	1,3

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

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

Literatürde ısı değıştircisi ekserji verimi hesaplanmasında çok kullanılan iki farklı verim yaklaşımı (evrensel ve fonksiyonel) formülleri denklem 11 ve 12'deki gibi verilmiştir [9].

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

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

Gövde boru tipi ısı değıştircisinin etkenliği Denklem 13 ile bulunabilir.

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

Burada, \dot{Q}_{max} maksimum ısı akımı olup Denklem 14'deki bağıntı ile bulunabilir.

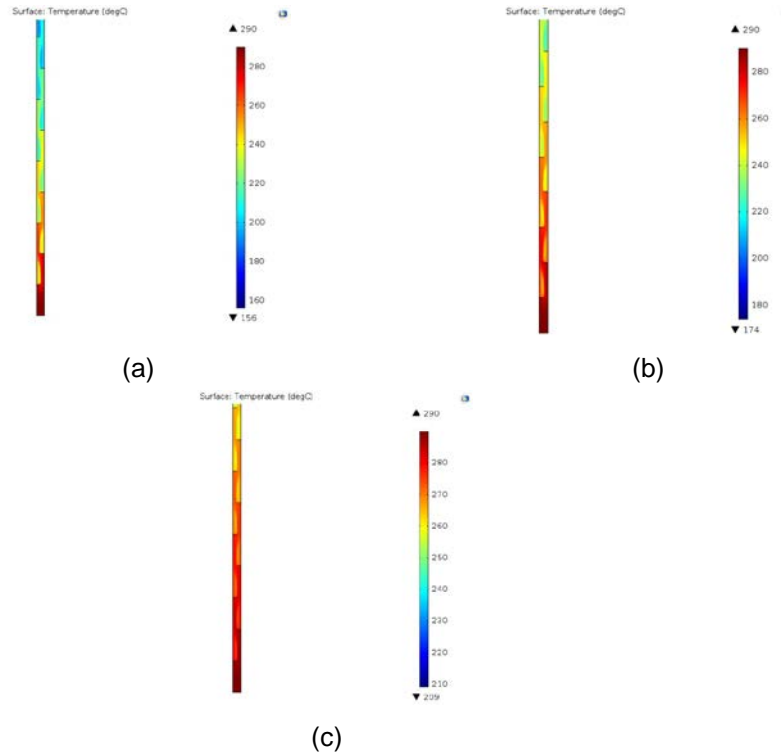
$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} \Delta T_{max} \quad (14)$$

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu kısımda gövde boru tipi ısı değıştircisine ait farklı gövde tarafı akışkan debilerinde sıcaklık ve hız dağılımları karşılaştırmalı olarak verilmiş ve sonuçları tartışılmıştır. Buna ek olarak, farklı gövde tarafı akışkan debisinin ısı transferi, ekserji verimi ve ısı değıştircisi etkenliği üzerine olan etkileri de verilmiş ve sonuçları tartışılmıştır.

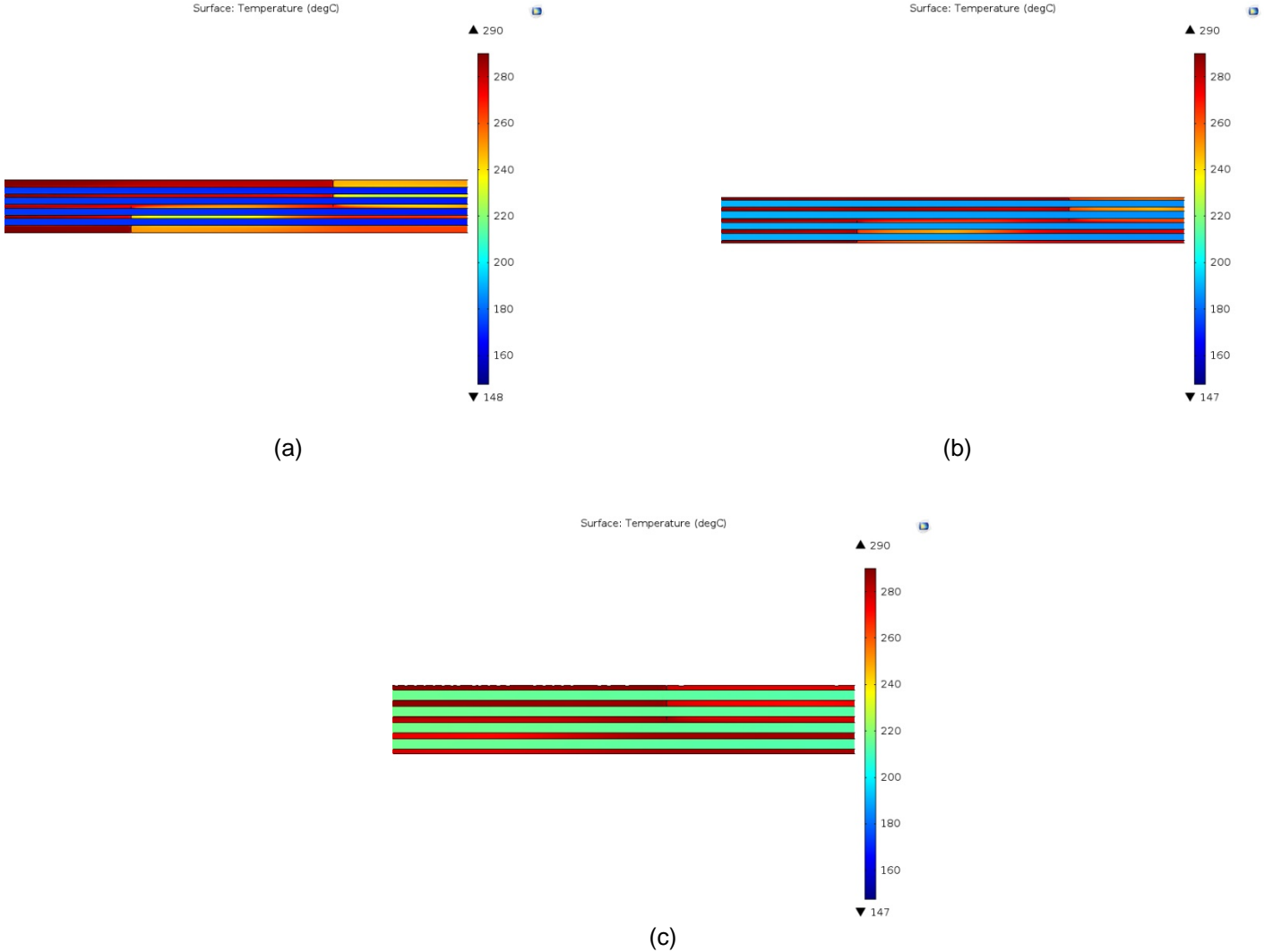
3.1. Gövde Boru Tipi Isı Deđiřtircisinin Farklı Debiler İçin Sıcaklık ve Hız Dağılımlarının Bulunması

Gövde boru tipi ısı değıştircisinde 27,5 kg/s, 55 kg/s ve 127,5 kg/s olmak üzere 3 farklı gövde tarafı akışkan debisi alınarak ısı değıştircisi modelinde simetri eksenindeki sıcaklık ve hız dağılımları ve boru boyunca olan akışın sıcaklık dağılımı Şekil 3, 4 ve 5'de gösterilmiştir.



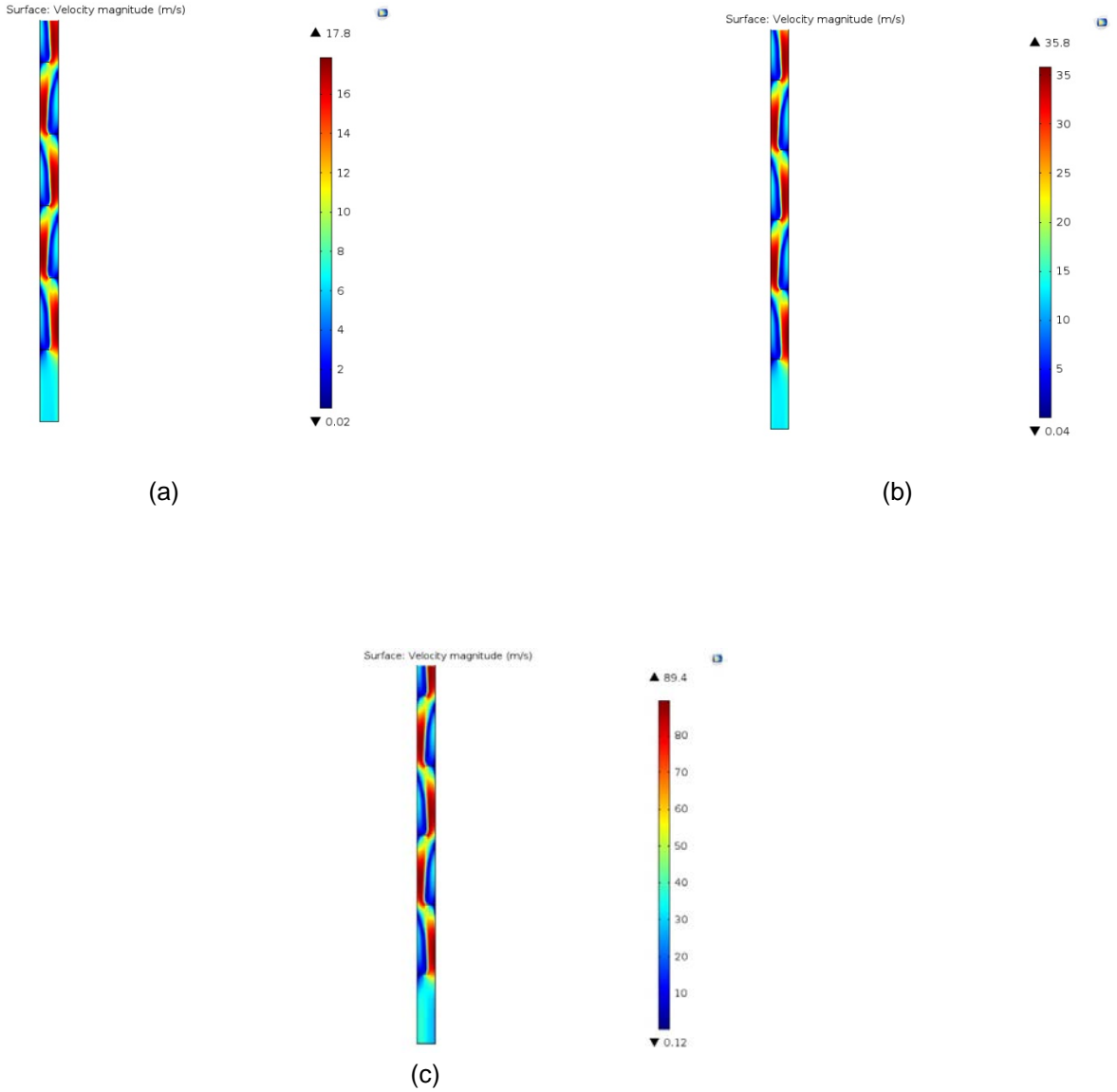
Şekil 3: Gövde boru tipi ısı değıştircisinin simetri yüzeyindeki farklı gövde tarafı akışkan debisine göre sıcaklık dağılımları (a) gövde tarafı akışkan debisi 27,5 kg/s (b) gövde tarafı akışkan debisi 55 kg/s (c)gövde tarafı akışkan debisi 127,5 kg/s

Şekil 3'te gövde boru tipi ısı değiştiricisine ait simetri yüzeyindeki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Gövde tarafındaki akışkanın kütleli debisinin artırılması ile akışkandaki sıcaklık farklarının azaldığı görülmektedir. Ayrıca Şekil 3'te şaşırtma levhası bölgesinde akışkan sıcaklığının da debi ile arttığı görülmektedir.



Şekil 4: Boru tarafındaki akışkana ait farklı gövde tarafı akışkanı debilerine göre sıcaklık dağılımı a) gövde tarafı akışkan debisi 27,5 kg/s (b) gövde tarafı akışkan debisi 55 kg/s (c)gövde tarafı akışkan debisi 127,5 kg/s

Şekil 4'de boru tarafındaki akışkanın akış boyunca meydana gelen sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Gövde tarafındaki akışkan debisi 27,5 kg/s, 55 kg/s ve 127,5 kg/s olduğunda boru tarafındaki akışkanın çıkış sıcaklığı sırasıyla 175,31°C, 193,3°C ve 221,25°C olmaktadır. Bunun yanında şekillerden de anlaşılacağı üzere sıcaklık farkının artan gövde tarafı akışkan debisi ile azaldığı; şaşırtma levhası bölgesindeki sıcaklık farklarının da azaldığı açık bir şekilde görülmektedir.

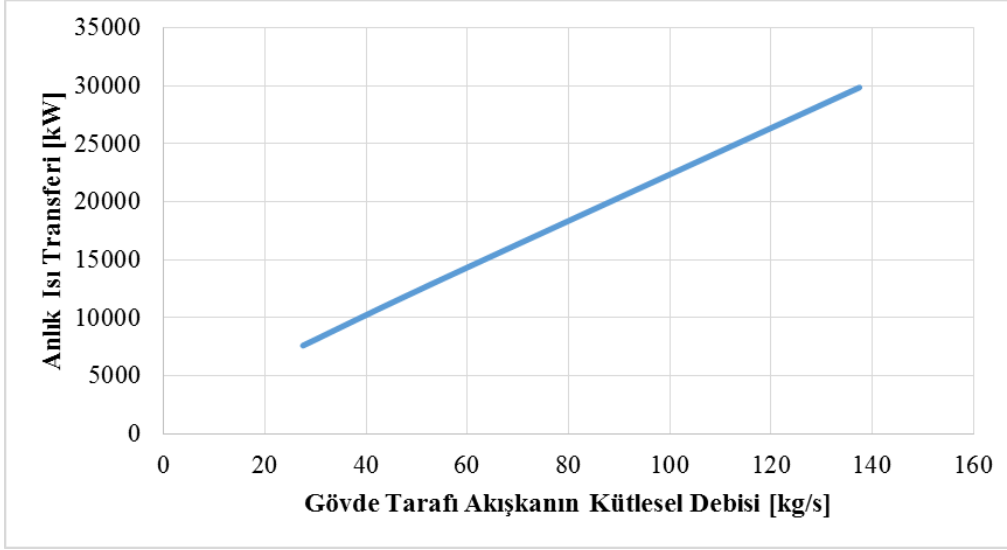


Şekil 5: Farklı gövde tarafı akışkan debilerine göre simetri yüzeyindeki hız dağılımı a) gövde tarafı akışkan debisi 27,5 kg/s (b) gövde tarafı akışkan debisi 55 kg/s (c)gövde tarafı akışkan debisi 127,5 kg/s

Şekil 5’de 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 kütleli 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 (dead zone) olduğu tespit edilmiştir. Bu ölü bölgeleri gidermek için şaşırtma levhası tasarımında iyileştirmeler yapılmalıdır.

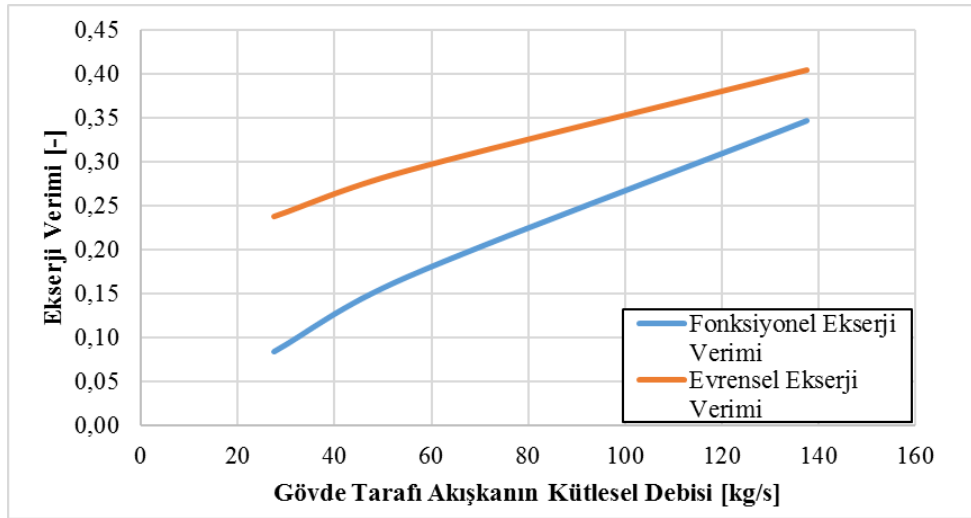
3.2. Farklı Gövde Tarafı Akışkan Debileri İçin Isı Transferi, Ekserji Verimi ve Isı Değiştiricisi Etkinliği Üzerine Etkisinin İncelenmesi

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



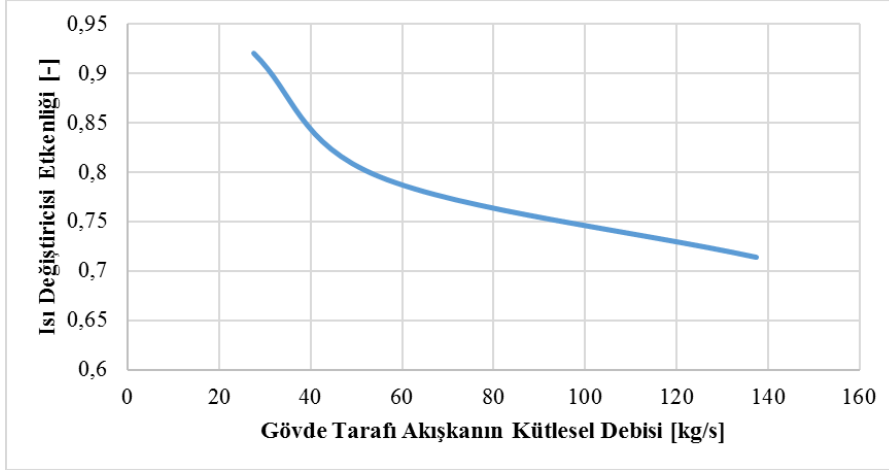
Şekil 6: Gövde tarafı akışkan debisinin değişiminin anlık ısı transferi üzerine etkisi

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'a çıkmaktadır. Bu artışın nedeni kütleli debinin artmasıyla boru ve gövde tarafındaki akışkanların çıkış sıcaklıklarının artması; dolayısıyla entalpilerinin artmasıyla anlık ısı transferi artmıştır.



Şekil 7: Gövde tarafı akışkan debisinin değişiminin ekserji verimi üzerine etkisi

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 bulunmuştur. Öte yandan evrensel ekserji verimi ise % 23,85'den % 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: Gövde tarafı akışkan debisinin değişiminin ekserji verimi üzerine etkisi

Şekil 8'de görüldüğü üzere gövde tarafı akışkanının kütleli debisinin değişiminin ısı değiştiricisi etkenliğine olan etkisinin değişimi verilmiştir. Akışkan debisinin artırılmasıyla ısı değiştiricisi etkenliği azalmaktadır. Bu durumun nedeni debinin artmasıyla gövde ve boru tarafındaki akışkanların sıcaklıkları artmakta bu yüzden maksimum ısı transferi miktarda önemli ölçüde artmaktadır. Bu sebepten ötürü ısı değiştiricisi etkenliği de azalmaktadır.

4. SONUÇLAR

PTSC ile ORC'nin hibrit olarak çalıştığı sistemin bileşenleri arasında yer alan gövde boru tipi ısı değiştiricisinin COMSOL Multiphysics® programında 3 boyutlu modeli oluşturularak, çoklu fizik (ısı transferi ve akışkanlar mekaniği) modellenmesi yapılmıştır. Bu model kullanılarak 3 farklı gövde tarafı akışkan debisi alınarak ısı değiştiricisindeki simetri eksenli 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 kütleli debisinin 27,5 kg/s'den 127,5 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 ölü bölgeler (dead zone) olduğu tespit edilmiştir. Bunu bölgeleri azaltmak ve ısı değiştiricisi performansını arttırmak için farklı şaşırtma levhası tasarımları yapılarak performans iyileştirilme çalışmaları yapılmalıdır.
- Gövde tarafı akışkanın kütleli debisi 27,5 kg/s'den 137,5 kg/s'ye arttırıldığında anlık ısı transferi 7612 kW'dan 29843 kW'a çıkmaktadır.
- Gövde tarafı akışkanın kütleli debisi 27,5 kg/s'den 137,5 kg/s'ye arttırıldığında fonksiyonel ekserji veriminin % 8,5'den % 34,77'ye çıkarken; evrensel ekserji verimi % 23,85'den % 40,48'e çıktığı bulunmuştur
- Gövde tarafı akışkanın kütleli debisi 27,5 kg/s'den 137,5 kg/s'ye arttırıldığında ısı değiştiricisi etkenliği % 91,97'den % 71,42'ye azaldığı bulunmuştur.

**SEMBOLLER**

C	ısı kapasitesi (kW/K)
c_p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg·K)
k	türbülans kinetik enerjisi (m ² /s ²)
\dot{m}	kütleli 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	
σ_k	türbülans kinetik enerjisi için türbülans Prandtl sayısı
σ_ε	türbülans kinetik enerji yayılımı için türbülans Prandtl sayısı
ΔT	sıcaklık farkı (K)
ε	kinetik enerji yayılımı (m ² /s ³), ısı değiştiricisi etkenliği
η	ekserji verimi
λ	ısı iletim katsayısı (W/m·K)
μ	kinematik viskozite (Pa·s)
ρ	yoęunluk (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

KAYNAKLAR

- [1] Zhang J, He Y, Tao W. 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 2009;52:5371–80. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.07.006.
- [2] Zhang J, He Y, Tao W. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part II : Simulation results of periodic model and comparison between continuous and noncontinuous helical baffles. Int J Heat Mass Transf 2009;52:5381–9. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.07.007.
- [3] Yang J, Zeng M, Wang Q. Numerical investigation on combined single shell-pass shell-and-tube heat exchanger with two-layer continuous helical baffles. Int J Heat Mass Transf 2015;84:103–13. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.12.042.
- [4] You Y, Chen Y, Xie M, Luo X, Jiao L, Huang S. Numerical simulation and performance improvement for a small size shell-and-tube heat exchanger with trefoil-hole baffles. Appl Therm Eng 2015;89:220–8. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.06.012.
- [5] Lei Y, He Y, Chu P, Li R. Design and optimization of heat exchangers with helical baffles 2008;63:4386–95. doi:10.1016/j.ces.2008.05.044.
- [6] Patankar S V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. 1st Editio. USA: Taylor & Francis; 1980.



- [7] COMSOL User's Guide. 2015.
[8] Wilcox DC. Turbulence modeling for CFD. DCW industries; 1998.
[9] Çalışkan H., Hepbaşlı A., Isı değıştircilerinin ekserjetik yönleri, Mühendis ve Makina 2013;54:28–37.

ÖZGEÇMİŞ

Anıl ERDOĞAN

1992 yılı Ankara doğumludur. 2015 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitede 2015 yılında Makine Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalında Yüksek Lisansa başlamıştır. Isı değıştircisi tasarımı ve optimizasyonu, organik Rankine Çevrimi, Jeotermal ve güneş enerjisi konularında çalışmaktadır.

David OUELLETTE

1987 yılı Kanada doğumludur. 2010 yılında Kanada'nın Ottawa şehrindeki Carleton Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun olmuştur. Doktora eğitimini aynı üniversitede 2015 yılında tamamladıktan sonra Ocak 2016 – Ocak 2017 tarihleri arasında Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde 1 sene doktora ötesi araştırmalar yapmıştır. Şu an Toronto Üniversitesinde doktora ötesi araştırmacı olarak çalışmalarına devam etmektedir. İlgili alanları arasında elektrokimyasal enerji sistemlerinin (yakıt pilleri, bataryalar ve elektrolizörler) deneysel performans karakterizasyonu ve sayısal değeriendirilmesi, doğrudan metanollü ve proton değışim Membranlı Yakıt Pilleri (DMFC ve PEMFC), gözenekli ortamların çoklu ölçekli ve çok fazlı kimyasal taşınımın modellenmesi, yenilenebilir enerji teknolojilerinin fizibilite analizi ve optimizasyonu gelir.

Can Özgür ÇOLPAN

Doç. Dr. Can Özgür Çolpan, Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde öğretim üyesi olarak çalışmaktadır. Lisans ve yüksek lisans eğitimini Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde, sırasıyla 2003 ve 2005 yıllarında tamamlamıştır. Doktora eğitimini Kanada'nın Ottawa şehrindeki Carleton Üniversitesi'nde 2009 yılında tamamladıktan sonra, aynı bölümde 1 yıl daha doktora ötesi araştırmacı olarak kalmıştır. 2010-2012 yılları arasında Kanada'daki Ryerson Üniversitesi'nde doktora ötesi araştırmalar yaptıktan sonra, 2012 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi'nde çalışmaya başlamıştır. İlgili alanları arasında, yakıt pilleri, jeotermal elektrik santralleri ve enerji sistemlerinin termodinamik ve çoklu-fizik modellemesi gelir.