SERPANTİN TİPİ BİR ISI DEĞİŞTİRİCİNİN ISIL PERFORMANSININ ANALİTİK, SAYISAL ve DENEYSEL İNCELENMESİ

Analysis of Thermal Performance of a Serpentine Type Heat Exchanger by Analytically, Numerically and Experimentally

Hamdi Selçuk Çelik Bahadır Doğan L. Berrin Erbay

ÖZET

Bu çalışma kapsamında, serpantin tipi kanatsız borulu bir ısı değiştiricinin performansı, analitik, sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Kanatsız borulu serpantin, kanatlı tiplerle ısıl performansın artırılması çalışmalarının temelini teşkil eden bir referans olması nedeniyle, dikkatle çalışılması gerekmektedir. Özellikle ısıtma-havalandırma uygulamalarında dar kanallarda ısıl performansın yüksek olması büyük önem taşıdığından, kanatların etkisinin ortaya konulabilmesi için öncelikle, dar kanal içindeki akış şartlarında, kanatsız borulu serpantin ele alınmıştır. Tasarım, ısı değiştirici üretim metotları, bağlantı elemanları ve konstrüksiyonunun genis sektörlerde kullanıma uygun malzeme seçimi araştırılarak, ısı değiştiriciye ait serpantin boruların iç yüzeyinden geçen suyun, boru dış yüzeyinden geçen havanın ile Re=1250-6000 arasında soğutulması dikkate alınarak yapılmaktadır. Isı değiştiriciye ait ısı transfer performans analizi ilk olarak, analitik analiz yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. Sonrasında, 3 boyutlu olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği metoduyla akışkanların sisteme tanımlanması ve Fluent yazılımı watertight geometri hücreleme metodu kullanılarak, hücre sayısından bağımsız olacak şekilde, analiz edilmiş ve sonuçlar kıyaslanarak sayısal analiz metoduna girdi sağlanmıştır. Sayısal analiz sonuçları, aynı senaryo ve ısı değiştirici modeli üzerinden deneysel analiz yöntemiyle de analiz edilerek, elde edilen tüm analiz çıktıları kıyaslanmıştır. Deneysel analizler Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü laboratuvarında yer alan, dar kanal içinde akışı simüle eden, hava tüneli deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sonucunda, kullanılan sayısal analiz metodu ile analitik ve deneysel analiz ısı transfer performansı sonuçları arasında sırasıyla maksimum %7 ve %4 farklılığın olduğu tespit edilmiştir. Bu sayede, dar kanallarda serpantin tipi ısı değiştiricinin incelenmesi, kanatlı ve daha kompleks geometrili ısı değiştiricilerin optimum tasarımı sürecinde, sistemin ısıl performansına etkilerinin anlaşılabilmesi açısından referans niteliği taşımaktadır.

Anahtar Kelimeler: Isı değiştirici, ısı transfer performansı, sayısal analiz

ABSTRACT

In this study, the heat transfer performance of an unfinned serpentine heat exchanger is investigated with analytically, numerically and experimentally. The unfinned serpentine heat exchanger is required careful study due to the being the main reference to involve fins in the heat exchanger in purpose of enhancement of heat performance. The serpentine unfinned heat exchanger is analyzed in order to explore affection of fin involvement in the narrow channel flow conditions which the high heat performance is desired, is particularly used in HVAC systems. The design and manufacturing methods of heat exchanger and designation of all components, fitting parts and materials of the heat exchanger is researched and managed concerning the utilization of wide variety of sectors. While the water is circulating in the inlet surface of serpentine pipe, the air is flown on the outer surface of the heat exchanger and The Reynolds number is ranging from 1250-6000 for the air which cools the water

🍸 15. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ // 26-29 NİSAN 2023 / İZMİR 🛛 🗕

inside of the heat exchanger. The heat transfer performance of the exchanger is calculated firstly via analytical methods. Accordingly; 3D numerical analysis is performed in terms of Computational Fluid Dynamics (CFD) method with Fluent commercial software. The independency is provided during the mesh quantity definition with watertight geometry between whole solutions. Based on the numerical analysis results, experimental analyses are performed and compared with all outputs. All experimental analysis activities are handled via Air Tunnel which simulates flow in narrow channel, is located in Mechanical Engineering Laboratory of Eskişehir Osmangazi University. Consequently, the difference of heat transfer performance is provided as about max. 7% and 4% between, numerical analysis method versus analytical and experimental analyses. By this way, during the designation phase of more complex heat exchangers especially for narrow channel flows, the serpentine typed unfinned heat exchanger analysis results shall be used as reference model in order to have higher accuracy results and this study is indicated to use reference model for this verification prior to complex parametric heat exchanger numerical solutions.

Key Words: Heat exchangers, heat transfer performance, numerical analysis

1. GİRİŞ

Dünya nüfusunun giderek artması ve gelişen teknoloji imkânları, enerji kullanımını günden güne artırmaktadır. Dünyanın sahip olduğu birincil enerji kaynaklarının sınırlı olması, yenilenebilir enerji kaynakları kullanımı ve enerji kullanan mevcut sistemlerinin veriminin arttırılmasını zorunlu kılmaktadır. Bu kapsamda ısı değiştiricilerde optimum basınç kaybıyla ısı transfer performansı arttıkça sistemin verimliliği o doğrultuda artarak enerji kaynaklarının doğru kullanımını desteklemektedir.

Teknolojik gelişmeler bir yandan enerji tasarrufunu kaçınılmaz yaparken bir yandan da insanlığın yaşamını kolaylaştırıcı etkisi olan çeşitli ürünlerin de kullanımına neden olmaktadır. Bu nedenle dünyada giderek enerji tüketimi artmaktadır. Isıtma- soğutma sistemleri insanlığa sürekli hizmet eden, özellikle enerji ihtiyacı konusunda büyük öneme sahip olan kavramlardır. Bu uygulamalarda sistemleri meydana getiren en önemli elemanlardan biri de ısı değiştiricileridir. Bu nedenle ısı değiştiricilerinin optimize edilmiş tasarımı ve verimliliği, kullanıldıkları sistemlerin verimini doğrudan etkilemesinden dolayı büyük önem arz etmektedir. Bu kapsamda literatürde benzer çalışmalar geniş yer tutmaktadır.

Çelik ve Erbay; (2021) gerçekleştirdikleri çalışmada, literatürde yapılan çalışmaları kapsayan ve ısı değiştiricilerde, ısıl performansı arttırmak amacıyla kullanılan çıkıntı tip kanat yapısı boyunca tercih edilen türbülatörlerin ısı transfer performansı ve basınç düşümüne olan etkilerini incelemişlerdir. Kanat geometrisi ile türbülatör formuna bağlı açı, hatve kombinasyonlarının performansa olan etkileri, çalışma çıktısı olarak; oluşturulan katı ve kanatçık tipi türbülatörlerin performansı parametrelerini içeren tablolar oluşturulmuştur. Özellikle delikli formlu yüzeylerin ısı transfer performansını arttırırken, basınç kaybını azalttığı belirtilmiştir. Çalışma sonucunda, ısı değiştiricilerin çalışacağı koşul ve akış karakteristiklerine bağlı olarak tasarım parametrelerinin belirlenmesinin önemi vurgulanmıştır [1].

Çelik vd.; (2019) gerçekleştirdikleri çalışmada şofbende kullanılan bir ısı değiştiricinin boru iç yüzeylerine özel tasarlanmış olan türbülatör geometrisinin ısı transfer performansına olan etkilerini analitik ve sayısal analiz yöntemiyle analiz etmişlerdir. Çalışma sonucunda, sayısal analiz çalışmalarının başlatılmadan önce en sade geometrinin ilk aşamada mümkün olduğunca analitik analizlerle doğrulanmasının, parametrik denemeler öncesinde doğru sonuçlara ulaşılması için büyük önem arz etmektedir. Ayrıca, özel bir çalışma yapılması ile programa tanımlanan hücre sayısı belirlenirken sonuçların istikrarlı olup olmadığının kontrolü, doğru sonuç alma ve çözüm zamanının minimize edilmesi açısından gerekli olduğu anlaşılmıştır [2].

Argyropoulos ve Markatos; (2015) gerçekleştirdikleri çalışmada, sayısal analiz modellemede kullanılan çözüm yöntemleri üzerine araştırma yapmışlardır. Özellikle literatürde ısı değiştirici sistemlerin nümerik çözümlenmesinde kullanılması tercih edilen, k– ε ve k– ω çözüm modelleri kıyaslaması uygulamalı olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda, k– ω çözüm yönteminin diğer türbülans



modellerine göre karmaşık ısı değiştirici geometrilerinde, sınır tabaka ve basınç gradyeni, serbest kayma ve ayrılan akışlarda kesinliği daha yüksek olan sonuçlar verdiği sonucu vurgulanmıştır [3].

Li vd.; (2018) gerçekleştirdikleri çalışma da, 1,5-7,5 m/s hava hızında aynı konstrüksiyonlu ve eş ısı transfer yüze alanına sahip iki farklı tip kanat yapısında (dalgalı ve delta kanatçıklı) sayısal ve deneysel analizler yapılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, delta kanatçıklı konfigürasyona ait ısı transfer performansının dalgalı kanatçıklı olan senarvodan avnı sartlar altında vaklasık %20 daha yüksek olduğu anlaşılmıştır. Sayısal analiz çalışmaları deneysel analizle doğrulanmış ve 10 ve 12 kanatlı olan ısı değiştirici konfigürasyonları icin Nusselt sayısı icin Reynolds sayısına bağlı korelasyonlar türetilmiştir [4].

Song vd.; (2017) tarafından gerçekleştirilen deneysel analiz çalışma kapsamında, kanatlı borulu bir ısı değiştiricide, 3 farklı fin aralığı, 2 farklı boru aralığı ve 2 farklı yüksekliklerde delta kanatçık senaryoları olmak üzere, toplamda 15 farklı senaryo Reynolds sayısının 500-3000 olduğu aralıkta kıyaslanmıştır. Çalışma sonucunda, kanatçıkların boruya yaklaştığı senaryo düşük Reynolds sayısında avantajlı olduğu görülmüştür. Kanatçığın büyütülmesi yüksek Reynolds sayısında avantaj sağlarken, fin aralığının 2,3 mm olduğu senaryoda boru aralığının azaltılmasının Colburn factor üzerinde olumlu etkisi olduğu anlaşılmıştır [5].

Moon ve Lau (2003) gerçekleştirdikleri deneysel çalışmada dikdörtgen hava tüneli içinde engelli çıkıntı tip türbülatörlerin ısı transfer performansı ve basınç kaybına olan etkilerini araştırmak için testler gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısının 10000-30000 aralığında olduğu koşullarda, çıkıntı tip kanatların üzerinde 9 farklı delik dizilim formunda ıs transfer artışı türbülatörsüz hava tüneline göre 4,6 ila 8,1 kat artış göstermektedir. Isi transfer performansındaki artış düşük Reynolds sayısında daha yüksek oranda ölçülmüştür. Ayrıca, türbülatörler üzerinde ver alan deliklerin çapları azaldıkça ısı transfer performansı artış gösterirken, başınç kaybı da azalmaktadır. Büyük çaplı delik kullanımının akış icin daha yüksek pompa gücü gerektirdiği ve yerel ısı transfer dağılımının delik dağılım konfigürasyonuna bağlı olduğu anlaşılmıştır [6].

Bu calısmanın amacı, dar kanal icindeki akıslarda tercih edilen serpantin tipi ısı değistiricilerde ısı transfer performansının arttırılması amacıyla kullanılan kanatlı ısı değiştiricilerin temelini teşkil etmek amacıyla kanatsız serpantin tip bir ısı değiştiricinin ısıl performansının analitik, sayısal ve deneysel analiz yöntemiyle incelenerek, sonuçların bu konudaki araştırmacılara referans niteliğinde sunulmasıdır.

2. MATERYAL ve YÖNTEM

2.1 Materyal

Bu bölümde; analitik, sayısal ve deneysel analiz yöntemiyle ısı transfer performansı analiz edilecek olan serpantin tip ısı değiştiriciye ait özellikler verilmiştir. Seçilen ısı değiştirici geometrisinin kanatsız olma sebebi, sisteme kanat eklenmesi sonucunda oluşturulması düşünülen farklı senaryolar öncesinde, kanatsız ısı değiştiriciye ait sonuçların referans niteliğinde kullanılmasıdır.

Isi değistirici geometrisi belirlenirken, bircok sektörde kullanılabilir olması amacıvla üretilebilirlik. maliyet ve kullanım ömrü kosulları göz önünde bulundurulmustur. Tasarlanan serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici sayesinde ısı değiştiriciye ait bağlantı detayları ve kullanılan sızdırmazlık elemanlarının da dar kanallarda akışı temsil eden üniversite deney düzeneğine uygunluğu, fiziksel olarak doğrulanmış olacaktır.

Şekil 1'de referans model olan serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici geometrisi gösterilmiştir. Isı değiştirici gövdesi ve serpantin boruların malzemesi talaşlı imalat uygunluğu, maliyet ve ısı iletim katsayısı göz önünde bulundurularak Alüminyum 5083 sınıfı malzeme olarak seçilmiştir. Isı değiştirici borusu içinde suyun yöneliminin ayarlanması amacıyla, dirsekler ve borular kullanılmıştır. Bu elemanların malzemesi ısı değiştiricinin geniş kullanım şartları düşünülerek geniş çalışma sıcaklık

15. ULUSAL TESISAT MÜHENDISLIĞI KONGRESI // 26-29 NISAN 2023 / İZMIR

aralığına sahip ve katmanlı imalat metoduyla imal edilebilen, ısı transfer katsayısı çok düşük ve ekonomik termoplastik olan Polyamid 12 (PA12) malzeme seçilmiştir. Dirsek ve borularda sızdırmazlık elemanı olarak EPDM malzemeden üretilmiş o-ringler kullanılacak şekilde tasarlanmıştır. Sızdırmazlık hesaplamaları su akışkanı için 3 bar sürekli çalışma basıncına uygun olacak şekilde gerçekleştirilmiştir.

Serpantin tip boruların içerisinden sıcak akışkan olarak su geçerken dış yüzeyinden ise soğuk akışkan olarak farklı hızlarda havanın geçtiği dikkate alınmıştır. Tablo 1'de ısı değiştiricide kullanılan akışkanların termofiziksel özellikler verilmiştir.



Şekil 1. Serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici

Tablo 1	. Isı	deăistiricide	kullanılan	akıskanların	termofiziksel	özellikleri	[9]
							L - J

Özellikler	Sıcak Akışkan H ₂ O (sıvı)	Soğuk Akışkan Hava (gaz)
Tg(°C)	45	23
V (m/s)	0,2546	1,2 – 5,7
ρ (kg/m³)	991,05	1,17
c _p (kcal/kg°C)	4,181	1,0068
k₁ (W/m°K)	0,638	0,026
M (kg/ms)	0,599	0,00001813
ϑ (m²/s)	0,000006	0,00001516
Pr	3,9	0,709

Aşağıda, Tablo 2'de ısı değiştiriciye ait tasarım parametreleri verilmiştir.

Tablo 2. Serpantin tipi ısı değiştiriciye ait tasarım parametreleri

Tasarım Parametresi Sembolü - Adı	Boyut (mm)
D _i - Boru iç çapı (m)	0,01
A _i - Boru iç kesit alanı (m²)	0,000079
Dd - Boru dış çapı (m)	0,016
A _d - Boru dış kesit alanı (m²)	0,000201
ṁ₅ (kg/s) - Su debisi	0,02
T _{s,g} (°C) – Suyun ısı değiştirici giriş sıcaklığı	45
L - Boru uzunluğu (m)	0,575
Atd -Toplam boru dış yüzey alanı (m²)	0,069
A _{ti} -Toplam boru iç yüzey alanı (m²)	0,018
k _b - Boru ısı iletim katsayısı (W/mK)	121

Temel Bilimler Sempozyumu Bildirisi

15. ULUSAL TESISAT MÜHENDISLIĞİ KONGRESİ // 26-29 NISAN 2023 / İZMİR

2.2 Yöntem

Serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici analitik, sayısal ve deneysel analiz yöntemleri ile analiz edilmiştir.

2.2.1. Serpantin Tipi Kanatsız Isı Değiştiricinin Analitik Analizi

Serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici modelinde analitik analiz ve hesaplamalarda kullanılacak olan tasarım parametreleri Tablo 2'de verilmiştir. Bu tabloda ısı değiştiricide dolaşan su ve havaya giriş sıcaklıkları, hız aralıkları ve boyutsal parametreler verilmiştir. Hava hızı aralığı ve suyun kütlesel debisi belirlenmiştir. Tüm parametreler kullanılarak analitik yöntemle ısı değiştiriciye ait iç ve dış akış hesaplamaları yapılmıştır.

Analitik analizlerde yapılan kabuller aşağıda verilmiştir.

- Sürekli rejim koşulları dikkate alınmıştır.
- Isı değiştiriciye ait dirsek yüzeyleri yalıtkan PA12 malzeme seçildiği için adyabatik olarak kabul edilmiştir
- Hesaplamalarda ışınımla olan ısı transferi ihmal edilmiştir.

Serpantin tipi ısı değiştiriciye ait boru içindeki iç akış aşağıdaki Denklem 1, 2 ve 3 kullanılarak analiz edilmiştir. Akış tipi Reynolds sayısı ile belirlenmektedir.

$$\operatorname{Re} = \frac{\operatorname{VD}_{i}}{\vartheta} \tag{1}$$

5

Re>2300 olduğunda iç akış türbülanslıdır. Bu durumda aşağıdaki eşitlik kullanılarak Nusselt sayısı bulunmuştur [10].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$
 (2)

Denklem 2'de n katsayısı boru içerisinden akışta akışkan ısınıyorsa 0,4 soğuyorsa 0.3 olarak alınır. Isı değiştirici de su akışkanı soğuduğu için n=0,3 olarak alınmıştır. Nusselt sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k_f}$$
(3)

Denklem 3 kullanılarak, ısı değiştirici içinde dolaşan suyun boru içindeki ısı transfer taşınım katsayısı (h_i) hesaplanmıştır. D_i ısı değiştirici borusuna ait iç çap ölçüsüdür.

Dar kanalda konumlandırıldığı düşünülen serpantin tip ısı değiştiricinin boruları dışından belli hız aralığında geçen hava akışkanına ait olan Reynolds sayısı, Denklem 4 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\operatorname{Re} = \frac{\operatorname{VD}_{d}}{\vartheta} \tag{4}$$

Denklem 4'ün sonucunda dış akış şartlarında eğer Reynolds sayısı Re>5x10⁵ ise akış türbülanslıdır, küçük ise akış laminerdir [10]. Hava hızı 1,2 ila 5,7 m/s olduğunda hava tüneli içinde Re=1250 – 6000 aralığına denk gelmektedir. Analitik hesaplamalar bu hız aralığı için gerçekleştirilmiştir.

$$Nu = \frac{h_d D_d}{k_f}$$
(5)

Denklem 5'de Nusselt sayısı (Nu) akış tipine göre uygun olan eşitlikten bulunarak dış akış taşınım katsayısı h_d bulunabilir. D_d ısı değiştirici borusuna ait dış çaptır.

$$\Pr = \frac{c_p M}{k_f} \tag{6}$$

- Temel Bilimler Sempozyumu Bildirisi

Denklem 6'da verilen Prandtl sayısı olmak üzere dış akış koşullarına uygun Nusselt korelasyonu aşağıda verilmiştir [10].

$$Nu_{\rm D} = C \operatorname{Re}_{\rm D}^{\rm m} \operatorname{Pr}^{1/3} \tag{7}$$

6

Akışın laminer veya türbülanslı olmasına göre Denklem 7'de verilen dairesel silindir üzerinden akış için yerel Nusselt sayısının Nu_D'nin bulunması için Hilbert ampirik bağıntısı kullanılmaktadır. Bu denklemde C boyutsuz direnç katsayısı 0,193 ve m=0,618 olmak üzere Reynolds sayısı 4000-40000 için Tablo 3'den seçilmiştir [10].

11							
	Red	С	m				
	0,4 - 4	0,989	0,330				
	40 - 40	0,911	0,385				
	40 - 4000	0,683	0,466				
	4000 - 40000	0,193	0,618				
	40000 - 400000	0,027	0,805				

Tablo 3. Dairesel silindir üzerinden akış için sabitler [10].

Silindirik boru yüzeyli ısı değiştiricide yapılan hesaplamalardan hareketle toplam ısı transfer katsayısı aşağıda verilen denklemlerle hesaplanabilir. Denklem 8 ve 9'da verilen R_f borunun kirlilik direncidir. [7]

Silindir iç yüzeyine göre;

$$\frac{1}{U_{i}} = \frac{1}{h_{i}} + R_{f} + \frac{\ln(r_{d}/r_{i})}{2\pi Lk} A_{i} + \frac{1}{h_{d}} \frac{A_{i}}{A_{d}}$$
(8)

Silindir dış yüzeyine göre;

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_i} \frac{A_d}{A_i} + R_f + \frac{\ln(r_d/r_i)}{2\pi Lk} A_d + \frac{1}{h_d}$$
(9)

$$Q = UA\Delta T_m \tag{10}$$

Serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici için ısı transfer hızı Denklem 9 ve 10 kullanılarak hesaplanmıştır.

2.2.2. Serpantin Tipi Kanatsız Isı Değiştiricinin Sayısal Analizi

Sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) yöntemi, üç boyutlu olan ısı değiştirici geometrisine ait; kütle korunumu, momentum ve enerji korunumu denklemlerinin çözülmesinde kullanılan metottur. Isı değiştirici, sabit bir kontrol hacmi olarak değerlendirildiğinde, giren ve çıkan akışkan kütlelerin kontrol hacmindeki zamanla değişimi süreklilik denklemini verir. Diferansiyel formda üç boyutlu olarak süreklilik denklemi aşağıda Denklem 11'de verilmiştir [11].

$$\nabla(\rho \vec{V}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \tag{11}$$

Momentumun korunumu ilkesi ise Newton'un ikinci yasasına dayanmaktadır. Momentum üzerinde zamanla meydana gelen değişiklik, dışarıdan sisteme etki eden kuvvetlerin kontrol hacmine olan toplam etkisini göstermektedir. Bir boru içinde türbülanslı akış düşünüldüğünde vektörel formda momentum değişikliği Denklem 12'de verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho V) + \nabla (\rho V) = -\nabla P - \mu \nabla^2 V + S$$
(12)

V hız vektörü, S ise kullanıcı kaynaklı terimdir [11]. Enerjinin korunumu, ısı üretimi, basınç ve dış kuvvetler ihmal edilerek türetilmiştir. Enerji korunumu denkleminin vektörel formu Denklem 13'te verilmiştir [11].

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \nabla (\rho VT) = \nabla (k\nabla T)$$
(13)

Enerji korunumu, Denklem 14'te verildiği gibi, sistem kontrol hacmi değişmedikçe sabittir [11].

$$\frac{\mathrm{DT}}{\mathrm{Dt}} = \frac{\mathrm{k}}{\mathrm{\rho c_p}} \nabla . \left(\nabla \mathrm{T} \right) \tag{14}$$

Sayısal analiz yönteminde, ticari kod olan ANSYS-FLUENT yazılımı kullanılmıştır. Sayısal analizler hücre sayısından bağımsız olacak şekilde, 3 boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Analizde kullanılan "k– ω modeli" için FLUENT taşınım denklemleri çözmektedir. Bu modelde k, türbülans kinetik enerjisi ve ω özgül yayılma oranı olup, Denklem 16 ve 17'de verilen kısmi diferansiyel denklemler ile temsil edilmektedir [3]. Kinematik eddy viskozite eşitliği (Ut) aşağıda verilmiştir [3].

$$v_t = \frac{k}{\tilde{\omega}}$$
, $\tilde{\omega} = max \left\{ \omega, C_{lim} \sqrt{\frac{2S_{ij}S_{ij}}{\beta^+}} \right\}$, $C_{lim} = \frac{7}{8}$ (15)

Türbülans kinetik enerjisi (k) aşağıda Denklem 16'da verilmiştir [3].

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \sigma^+ \frac{k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^+ k\omega + \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$$
(16)

Özgül yayılma oranı (ω) eşitliği aşağıda Denklem 17'de verilmiştir [3].

$$\frac{\partial\omega}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial\omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \sigma \frac{k}{\omega} \right) \frac{\partial\omega}{\partial x_j} \right] - \beta \omega^2 + \frac{\sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial\omega}{\partial x_j} + a \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}$$
(17)

Bu modele ait ilave ilişki sağlayan katsayılar ve eşitlik aşağıda Denklem 18'de verilmiştir [3].

$$a = 0.52, \quad \beta = \beta_0 f_{\beta}, \quad \beta_0 = 0.0708, \quad \beta^+ = 0.09, \quad \sigma = 0.5, \quad \sigma^+ = 0.6, \quad \sigma_{d0} = 0.125$$

$$\sigma_{\rm d} = \begin{cases} 0, & \frac{\partial k}{\partial x_{\rm j}} \frac{\partial \omega}{\partial x_{\rm j}} \le 0\\ \sigma_{\rm d0}, & \frac{\partial k}{\partial x_{\rm j}} \frac{\partial \omega}{\partial x_{\rm j}} > 0 \end{cases}, \quad f_{\beta} = \frac{1 + 85\chi_{\omega}}{1 + 100\chi_{\omega}}, \quad \chi_{\omega} \equiv \left| \frac{\Omega_{\rm ij}\Omega_{\rm jk}S_{\rm ki}}{(\beta^{+}\omega)^{3}} \right|, \quad \Omega_{\rm ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_{\rm i}}{\partial x_{\rm j}} - \frac{\partial \bar{u}_{\rm j}}{\partial x_{\rm i}} \right) \tag{18}$$

Bu denklemlerde C_{lim} stress limitleme gücü oluşumunu, f_{β} girdap gerinim gücü X_w boyutsuz girdap gerinim parametre katsayısı, Ω_{ij} ortalama dönüş tensörüdür [3].

Sayısal analizler, programın ısı değiştirici modülü kullanılarak, gerçekleştirilmiştir. Sayısal analiz modellemesi yapılırken, dar kanalda akış koşulları ve düşünülerek, modelleme yapılmıştır. Model üzerinden hücre sayısı optimize edilerek, ısı değiştiricinin hava tüneli içinde dışından geçecek olan hava ve su akışkanları tanımlanmıştır. Şekil 2'de kanatsız ısı değiştirici modeli dirsekleri ve su giriş çıkış boruları ve hava hacmi gösterilmektedir. Özellikle hava ve su tarafından sürekli rejim koşullarının sağlanması amacıyla, ısı değiştirici öncesinde hava hacmi hava tüneli deney düzeneğine uygun olacak şekilde hava akış alanı bırakılmıştır. Aynı şekilde ısı değiştiriciye suyun giriş çıkış boruları da aynı amaçla uzatılmıştır. Hava akışkanının içinde dolaştığı hava tünelini simüle eden hava hacminin dış yüzeyleri ve ısı değiştirici malzemesi; ısı transfer performansı, imal edilebilirlik, geniş çalışma koşullarına uygun ömür ve dayanım koşulları düşünülerek, Alüminyum 5083 sınıfı olarak seçilmiştir. Isı değiştirici hava hacmi düşünülerek, Alüminyum 5083 sınıfı olarak seçilmiştir. Isı değiştirici hava hacmi dışında kullanımı tercih edileceği için, dirsek malzemelerinin ısı

iletim katsayısı oldukça düşük olan, geniş çalışma sıcaklığına sahip ve katmanlı imalat metoduyla imal edilebilen Polyamid 12 (PA12) malzeme olarak seçilerek programa tanımlaması yapılmıştır. Ayrıca su akışkanın ısı değiştiricinin tüm boru iç yüzeylerini dolduran tanımlanmış kesit görseli de aşağıda verilmiştir.



Şekil 2. a. Dar kanalda serpantin tipi kanatsız ısı değiştiricinin 3D modellemesi, b. Serpantin tip ısı değiştiricinin 3D modellenmesi, c. Serpantin tip ısı değiştirici boruları içinde dolaşan suyun kesit görünümü

Şekil 2'de verilen model görselleri doğrultusunda aşağıda Tablo 4'de serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici gövdesinde kullanılan Alüminyum 5083 malzeme ve dirseklerinde kullanılan Polyamid12 malzemeye ait tanımlanan özellikler verilmiştir.

Tablo 4. Isı değiştirici gövde ve dirsek malzemelerine ait termofiziksel özellikleri [12]

Özellikler	Alüminyum 5083	Polyamid 12	
lsı İletim Katsayısı (W/mK)	121	0,23	
Minimum Çalışma Sıcaklığı (°C)	-40	-40	
Maksimum Çalışma Sıcaklığı (°C)	483	154	
Erime Noktası (°C)	570	179	

Tablo 4'den anlaşıldığı gibi, eşanjör içinde dolaşan akışkan sıcaklığının, -40 ila +154°C arasında olduğu sıcaklıklar için, tasarlanan serpantin tipi ısı değiştirici modeli sürekli çalışmaya uygundur.

Oluşturulan 3D modelin sayısal analizinin, dar kanallı akışlarda serpantin tipi ısı değiştiricide oluşan ısı transferinin belirlenmesi için eleman sayısından bağımsızlık sağlanması amacıyla farklı eleman sayıları ile denemeler yapılmış ve Şekil 3 ile sunulmuştur. Optimum eleman sayısı belirlenirken, ısı değiştiriciye 23°C sıcaklıkta giren havanın sıcaklık farkı dikkate alınmıştır. 2500 iterasyon sonucunda yakınsama başlamıştır. Sonuçların doğruluğunu test etmek amacıyla süreklilik değerinin e⁻⁴ hassasiyetle çözümlenmesi sağlanmıştır.

15. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ // 26-29 NİSAN 2023 / İZMİR



Şekil 3. Eleman sayısının belirlenmesi

Şekil 3'de gösterildiği gibi kanatsız ısı değiştirici modeli ve hava hacmi için, eleman sayısının belirlenmesi aşaması 3 boyutlu model üzerinden kullanılan water-tight geometri metodu kullanılarak sağlanmıştır. Bu sayede 1,5 milyon hücre sayısı itibariyle sisteme giren ve çıkan hava sıcaklık farkının sabit kaldığı anlaşılarak, hücre sayısı 1,5 milyon olarak belirlenmiştir. Bu kapsamda tanımlanmış olan modele ait hücre yapısı gösterimi Şekil 4'de verilmiştir.



Şekil 4. Sayısal model hücre yapısı a. Hava hacmi ve ısı değiştirici hücre yapısı kesit gösterimi b. Serpantin tipi ısı değiştirici borularında hücre yapısı kesit gösterimi c. Serpantin boru iç yapısı hücre yapısı kesit gösterimi Şekil 4'de hücre sayısı yapısı üzerinden görüldüğü gibi, hava hacmi içinde ısı değiştiriciye yakın olan bölgelerde elaman sayısı sıklaştırılmış ve hava hacmi profilde kare profilli hücre yapısı kullanılırken özellikle ısı değiştirici kesiti ve etrafında ise çokgenli (polyhexcore) hücre yapısı atanmıştır. Eleman sayısı belirlendikten sonra sayısal analizde seçilen iterasyon yöntemi ve diğer parametreler belirlenerek Tablo 5'de gösterildiği gibi verilmiştir. Bu doğrultuda program analizi başlatılmıştır.

🍸 15. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ // 26-29 NİSAN 2023 / İZMİR 🛛 -

Model	Ayarlar		
Boyut	3D		
Zaman	Sürekli Rejim		
Viskoz Model	k-ω (SST model)		
Isı Transferi	Etkin		
Erime, Donma	Etkin değil		
lşınım	Etkin değil		

Tablo 5. Sayısal analiz çözüm parametreleri

2.2.3. Serpantin Tipi Kanatsız Isı Değiştiricinin Deneysel Analizi

Serpantin tipi kanatsız ısı değiştiricide analitik ve sayısal analizlerin gerçekleştirilmesi sonucunda, doğrulama amacıyla üniversite deney koşullarında, kanatsız borulu ısı değiştirici prototibi ürettirilerek, test edilmiştir. Serpantin tip ısı değiştirici boruları ve gövdesi, doludan işleme CAM (Computer Aided Manufacturing) metoduyla Alüminyum 5083 sınıfı malzemeden talaşlı işlenerek imal edilmiştir. Isı değiştiriciye ait dirsekler ve su giriş çıkış boruları ise, çalışma koşullarına uygun olarak seçilen Polyamid 12 malzeme kullanılarak katmanlı imalat metoduyla üretilmiştir. Isı değiştiriciye ait su giriş ve çıkış boruları üzerinden sıcaklık ölçüleri alınabilmesi amacıyla termokupl montajı için bakır yüzey eklemesi yapılmıştır. Daldırma tip termokupl kullanımı açısından su kaçağı yaşanmaması için, deney düzeneği rejime girdikten sonra ölçümler alınmıştır. Aşağıda Şekil 5'de deney düzeneğine uygun olacak şekilde ısı değiştirici numunesi 3D tasarım datası ve hava tüneli deney düzeneğine yerleştirilmiş model datası verilmiştir. Dar kanallarda akışı simüle eden deney düzeneğine uyumlu olarak imal edilen serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici numunesine ait görsel aşağıda Şekil 5'de verilmiştir.



Şekil 5. Serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici deney numunesi

Şekil 5'de verilen ısı değiştirici numunesi, 3D modeline göre birebir aynı ölçülerde ve tanımlanan malzemelerle üretilmiştir. Dirsekler ve boru giriş çıkış yüzeyleri arasında sızdırmazlık o-ring kullanımıyla sağlanmış olup, sızdırmazlık yüzeyinde o-ring'in değişken su basınçlarında aynı pozisyonda kalabilmesi için paslanmaz çelik klipsler kullanılmıştır. Üretilen numune, 3 bar sürekli çalışma basıncı altında kaçak testi yapılmış ve herhangi bir kaçak yaşanmadan test edilebilmesi amacıyla doğrulanmıştır. Hava tüneli deney düzeneğine test numunesinin uygulaması ve ölçüm cihazları gösterimi Şekil 6'da verilmiştir.

- 10 ---

15. ULUSAL TESISAT MÜHENDISLIĞİ KONGRESI // 26-29 NISAN 2023 / İZMİR



Şekil 6. a. Hava tüneli deney düzeneği, b. Deney düzeneğine bağlantısı yapılmış olan kanatsız borulu ısı değiştirici modeli, c. Hava anemometresi (hotwire tip) d. Hava tüneli içinde anemometre sensörü yerleşimi.

Şekil 6'da görüldüğü gibi, hava tüneli deney düzeneği yalıtılmış ve sadece test edilen numune montajı ve gözlem yapılabilmesi amacıyla şeffaf yüzeylerden oluşmaktadır. Deney düzeneğinde hava hızı dar kanal içinde, fan kapasitesi doğrultusunda 1-10 m/s aralığında ayarlanabilmektedir. Hava hızı belirli periyotlarda hotwire tip sensörlü anemometre ile ölçülerek veri kayıt cihazı ile kayıt altına alınmaktadır. Havanın ısı değiştiriciye girmeden önceki ve girdikten sonraki sıcaklıklarını belirlemek için toplamda T tipi 20 adet ısıl çift hava tüneli içinde homojen olarak dağılmış şekilde farklı lokasyonlardan sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Tüm sıcaklık ve hava hızı verileri veri toplama cihazı ile kayıt altına alınarak deneysel analizler gerçekleştirilmiştir. Deneysel analiz sonuçları aşağıda Tablo 6'da verilmiştir.

V h (m/s)	ṁ₁ (kg/s)	T _{h,g} (°C)	T _{h,ç} (°C)	ṁ₅ (kg/s)	T _{s,g} (°C)	Т _{s,ç} (°С)	Q(W)	
1,2	0,054	23	23,76	0,02	45	44,51	41,2	
3,5	0,158	23	23,53	0,02	45	44,08	77,3	
5,7	0,257	23	23,4	0,02	45	43,77	102,9	

Tablo 6.	Deneysel	analiz	sonuçları

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3 boyutlu CFD modelleme ile optimum eleman sayısı belirlendikten sonra sayısal sonuçlar aşağıda Şekil 7'de verilmiştir.

11 -



Şekil 7. Serpantin borular hız vektörleri kesiti, a. Dirsek içi akış hız vektör detayı (A bölgesi), b. Dirsek içi akış hız vektör detayı (B bölgesi), c. Boru içi akış hız vektör detayı (C bölgesi)

Şekil 7'de ısı değiştirici içinde dolaşan suya ait hız vektörleri detaylı olarak gösterilmiştir. A bölgesi, suyun ilk yön değiştirdiği dirseğe giriş bölgesidir. Bu açıdan, bölge detayında gösterildiği gibi, dirsek dönüşünde yaşanan girdaplar ve hız akış vektörlerindeki düzensizlikler görülmektedir. A bölgesinde yön değişimi olduktan sonra sınır tabaka etkilerinin yeniden ortaya çıktığı hız vektörlerinden anlaşılmaktadır. Suyun B bölgesine ulaştığı alanda tekrar akış yönünde değişim olmakta ve A bölgesinde meydana gelen değişimler tekrarlanmaktadır. Diğer dirseklerde de vektör hareketleri kesit görselde verildiği gibi benzerdir. C bölgesi suyun son dirsekten yönünü değiştirerek ısı değiştiriciyi terk edeceği en son kısma ait akış bölgesini göstermektedir. Detay görselde dönüş kaynaklı yavaşlama, borunun üst cidarında sınır tabaka kalınlığının artışına bağlı olarak vektörlerin yönelimleri görülmektedir. Su, son dirsekten dönüş yaptıktan sonra ısı değiştiriciyi terk etmektedir.

Isı değiştirici dış yüzeyinden geçen hava için hız vektörleri Şekil 8'da gösterilmektedir. Ayrıca serpantin tipi kanatsız ısı değiştiricide dış akış olan havanın hız dağılımı ile akım çizgileri sırasıyla Şekil 9 ve Şekil 10'da verilmiştir.

🍸 15. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ // 26-29 NİSAN 2023 / İZMİR



Şekil 8. Isı değiştirici boruları civarında hava tarafı hız vektörleri

Şekil 8'de dış akışkan olan havanın serpantin borular arasından geçişine ait hız vektörleri gösterilmiştir. Detay görselde verildiği gibi ısı değiştiriciye ait dairesel boruların arkasında hız vektörlerinin düzensiz yönelim hareketleri yaşadığı, boruların yüzeylerine çarpma sonucunda aralarındaki daralmalar sebebiyle hava hızında artış yaşandığı görülmüştür. Hız vektörleri hava ısı değiştiriciden uzaklaşıldıkça yaygın bir dağılım göstermektedir. Havanın hız dağılımı ve akım çizgileri sırasıyla Şekil 9 ve Şekil 10'da verilmiştir.

Şekil 9'da serpantin tip ısı değiştirici borularının arasından geçen havaya ait hız dağılımı gösterilmiştir. Boruların arkasındaki yüzeylerde hava hız vektörlerinde girdap hareketleri görülerek hava hızı durma noktasına gelmiştir. Durgun hava, kanatsız boruların arka yüzünden taşınımla ısı transferinin çok yetersiz kaldığını göstermektedir.



Şekil 9. Isı değiştiricide havanın hız dağılımı

Şekil 10'da hava hız akım çizgileri gösterilmiştir. Dairesel boru yüzeylerine çarpan akım çizgilerinin boruların etrafından devam ettiği, fakat boruların arkasında hızın aşırı yavaşlaması kaynaklı akım çizgilerinde kopmalar meydana geldiği anlaşılmıştır.

15. ULUSAL TESISAT MÜHENDISLIĞİ KONGRESI // 26-29 NISAN 2023 / İZMİR



Şekil 10. Isı değiştiricide havanın akım çizgileri

Şekil 11'de havaya ait basınç dağılımı verilmiştir. Basınç dağılımı serpantin tipi ısı değiştirici öncesinde homojen dağılıma sahiptir. Isı değiştirici üzerinde borulara ait dairesel yüzeylerde en yüksek basınç kaybının olduğu anlaşılmaktadır. Boruların arasında hava hareketi boyunca basınçta artış ve homojen dağılım yönelimi olduğu görülmüştür.



Şekil 11. Isı değiştiricide hava tarafı basınç dağılımı

Şekil 12'de havaya ait sıcaklık dağılımı verilmiştir. Serpantin tipi kanatsız ısı değiştiricide boru yüzeylerine çarpan hava sıcaklığında artış yönelimi boruların arka yüzeylerinde görülmektedir. Sonrasında havanın sabit ve homojen sıcaklık dağılımı yönelimli olarak sistemi terk ettiği anlaşılmıştır.

Sıcaklık dağılımının ve serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici üzerinde yöneliminin çok daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla 3D analiz üzerinden gerçek deney koşullarında termal kamera ile inceleme simülasyonu sağlanması için sıcaklık dağılımı Şekil 13'de verilmiştir.



Şekil 12. Isı değiştiricide hava tarafı sıcaklık dağılımı

Şekil 13'de görüldüğü gibi, su giriş çıkış boruları ile ısı değiştirici dirsekleri adyabatik olarak kabul edilmiştir. Fluent yazılımı içerisinde yer alan watertight çözüm tekniği ile sıcak akışkan olan su ve soğuk akışkan olan havanın ısıl etkileşimi neticesinde Şekil 13'den görüldüğü üzere serpantin boruların dışa yüzey sıcaklığı 312-314 K mertebelerinde olmaktadır. Ayrıca, Şekil 13 içeriğinde serpantin borular içinde su akışkanının basınç değişimini gösteren kesit görseli verilmiştir.



Şekil 13. a. Serpantin tipi kanatsız ısı değiştirici üzerinde 3D sıcaklık dağılımı gösterimi, b.Serpantin borular içinde basınç değişimini gösteren kesit görseli

Serpantin tipi kanatsız ısı değiştiricide, gerçekleştirilen analitik, sayısal ve deneysel analiz sonuçları aşağıda Tablo 7'de verilmiştir. Analiz yöntemleri arasında en fazla sonuç farklılığının en yüksek hava hızı değerinde oluştuğu anlaşılmıştır. Analitik ve sayısal analiz sonucuna dair maksimum ısı transfer performans farklılığı yaklaşık olarak %7 olarak elde edilmiştir. Sayısal ve deneysel analiz sonuçları arasındaki farklılık ise yaklaşık %4 olarak elde edilmiştir. Analitik analiz ısı transfer performansı sonuçlarının deneysel ve sayısal analiz sonuçlarına göre daha düşük olma sebebinin, ısı değiştiricide iletimi sağlayan bağlantı boruları ve dirseklerin ihmal edilmesi kaynaklı olduğu düşünülmektedir.

Y 15. ULUSAL TESISAT MÜHENDISLIĞI KONGRESI // 26-29 NISAN 2023 / İZMIR

						Q (W)	
V _h (m/s)	Т _{h,g} (°С)	T _{s,g} (°C)	Analitik Analiz	Sayısal Analiz	Deneysel Analiz	Analitik-Sayısal Farkı (%)	Sayısal-Deneysel Farkı (%)
1,2	23	45	37,32	39,8	41,2	2,5%	1,4%
3,5	23	45	71,15	74,2	77,3	3,1%	3,1%
5,7	23	45	92,5	99,1	102,9	6,6%	3,8%

SONUÇ

Yapılan çalışmalar kapsamında, kanatsız borulu ısı değiştirici üzerinden Reynolds sayısının 1250 ila 6000 aralığında olduğu hava hızı değerleri için analitik analiz yöntemiyle hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Sonraki aşamada hücre sayısından bağımsız olacak şekilde sayısal analizler aynı koşullarda 3D olarak gerçekleştirilmiştir. Aynı ölçülerde imalatı yapılmış olan ısı değiştiricinin deneysel analizi de yapılmıştır.

Bu çalışmada, özellikle dar hava kanallarında tercih edilen serpantin tipi kanatsız bir ısı değiştirici geometrisinin analitik, sayısal ve deneysel analizleri yapılarak, ısı değiştiriciye eklenecek kanatlar için referans oluşturulmuştur. Bu nedenle parametrik olarak sayısal analiz yöntemiyle analiz edilecek birçok senaryoya sahip daha karmaşık geometrili, kanatlı serpantin tipi ısı değiştiricilerin incelenmeden önce, en sade ısı değiştirici geometrisinin mümkün olduğunca analitik analizler yöntemiyle doğrulanarak, hücre sayısından bağımsız olacak şekilde sayısal analiz modellemesi ve çözümlemesinin yapılması gerektiği anlaşılmıştır. Kanatlı yüzeylerle serpantin ısıl performansının artırılması gereği açıkça ortadadır.

KAYNAKLAR

- [1] ÇELIK, HS., ERBAY, LB. Heat transfer enhancement using different types of turbulators on the heat exchangers. J Ther Eng 2021;7(7):1654–1670.
- [2] CELIK, HS. vd., 'Bir şofben eşanjörünün boru iç yüzeylerine elips boşaltmalı kanatlı türbülatör eklenmesinin şofben verimine olan etkisi", Teskon 14. Simülasyon Tabanlı Ürün Geliştirme Sempozyumu, s. 1149-1167, İzmir, 2019.
- [3] ARGYROPOULOS, CD., MARKATOS, CD. Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows, Applied Mathematical Modelling 39 (2015) 693–732.
- [4] LI, M.J vd., Experimental and numerical study and comparison of performance for wavy fin and a plain fin with radiantly arranged winglets around each tube fin and tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering, 133 (2019) 298-307.
- [5] SONG K.W vd., Effect of geometric size of curved delta winglet vortex generators and tube pitch on heat transfer characteristics of fin-tube heat exchanger, Experimental Thermal and Fluid Science, 82 (2017) 8-18.
- [6] MOON SW, LAU SC. Heat transfer between blockages with holes in a rectangular channel. J Heat Transfer 2003; 125:587 STEIDEL, R.F. Jr., "An Introduction to Mechanical Vibrations", John Wiley & Sons. Inc., Aug.1971.
- [7] GENCELİ, O., 1999, Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, s.11, s.93-104.
- [8] ÇELİK, HS., Reküperatör boru konstrüksiyonun verime olan etkisinin deneysel ve sayısal yöntemlerle araştırılması, Yüksek lisans bitirme tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü.
- [9] ÇENGEL, Y., BOLES M., 'Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik'', (Çev. T. Derbentli), Literatür Yayıncılık 2. baskı, İstanbul, 1996.

- Temel Bilimler Sempozyumu Bildirisi

- 16 -----



- [10] INCROPERA, F.P., ve DEWITT D.P., "Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri", (Çev. T. Derbentli vd.,) Literatür Yayıncılık, 4. baskı, İstanbul, 2006.
- [11]ÇENGEL, Y., CIMBALA J., "Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları", (Çev. T. Engin), İzmir Güven Kitabevi, 1. Baskı, İzmir, 2008.
- [12] <u>https://www.engineeringtoolbox.com/</u> (Erişim tarihi:21.01.2023)
- [13] ÇELIK, HS., ERBAY, LB. Exergy and Thermo-economic Analysis of Non-condensing and Condensing Boilers 14th International Combustion Symposium (INCOS2018) 25-27 April 2018 s.379-382.
- [14] PROMVONGE P, SKULLONG S. Heat transfer in solar receiver heat exchanger with combined punched V-ribs and chamfer-V-grooves. Int J Heat Mass Transfer 2019; 143:118486
- [15]WANG L, SUNDÉN B. Experimental investigation of local heat transfer in a square duct with various-shaped ribs. Heat Mass Transfer 2006; 43:759–766
- [16] PROMVONGE P, THIANPONG C. Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs. Int Communication Heat Mass Transfer 2008; 35:1327–1334
- [17] SARA ON, vd., Heat transfer enhancement in a channel flow with perforated rectangular blocks. Int J Heat Fluid Flow 2001; 22:509–518.
- [18] BUCHLIN J. Convective heat transfer in a channel with perforated ribs Transfer de chaleur par convection dans un canal muni de pontets perforés. Int J Therm Sci 2002; 41:332–340.
- [19]Kotcioglu I. vd., Second law analysis and heat transfer in a crossflow heat exchanger with a new winglet-type vortex generator. Energy 2010; 35:3686–3695.
- [20] PROMVONGE P vd,. Thermal behaviour in solar air heater channel fitted with combined rib and delta- winglet. Int Commun Heat Mass Transf 2011; 38:749–756.

ÖZGEÇMİŞ

Hamdi Selçuk ÇELİK

1988 yılı Eskişehir doğumludur. 2011 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2012-2018 yılları arasında Vaillant Grup, Türk Demirdöküm Fabrikaları AŞ'de, Duvar tipi cihazlar Kombi-Şofben bölümünde Ar-Ge Proje Mühendisi olarak çalışmış, eş zamanlı olarak Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nden 2016 yılında mezun olarak Makine Yüksek Mühendisi olmuştur. 2017 yılı bahar yarıyılı itibariyle aynı üniversite ve bölümde Doktora eğitimine başlamış ve devam etmektedir. Şu an Tusaş Motor Sanayii AŞ. (TEI)'de, Kalite-Sistem Sertifikasyon Liderliği'nde Kıdemli Uzman Mühendis olarak çalışmaya devam etmektedir.

Bahadır DOĞAN

1985 Kahramanmaraş doğumludur. Eskişehir Osmangazi Üniversitesi'nde sırası ile 2007 yılında lisans, 2011 yılında yüksek lisans ve 2017 yılında doktora eğitimlerini tamamlamıştır. 2017 yılında doktor öğretim üyesi ve 2022 yılında doçent unvanı almıştır. Kompakta ısı değiştiriciler ve Stirling soğutucular üzerine 13 araştırma makalesi ve 2 bölümü bulunmaktadır. İlgi alanları termal sistemlerin enerji ve ekserji analizi, kompakt ısı değiştiriciler, ısı pompaları ve soğutuculardır.

L. Berrin ERBAY

Eskişehir Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi Makine Mühendisliği bölümünden 1978 yılında mezun olmuştur. Yüksek lisansını 1982 yılında Boğaziçi Üniversitesi'nde doktorasını ise 1988 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde tamamlamıştır. Isı transferi, termodinamik ve enerji alanında 40'ın üzerinde makale yayınlamıştır. Araştırma ilgi alanları, termal sistemlerin ikinci yasa analizi, iki fazlı akış, mini-mikro kanallar ve erimiş tuz nükleer (MSR) nükleer reaktörleridir. En son ilgi alanları ısı pompaları, ev tipi buzdolapları ve mini-mikro kanallı ısı değiştiricilerdir.

17 -