

FARKLI GEOMETRİLERDEN OLUŞAN KANATÇIKLI PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ İÇİN ISI TRANSFERİNİN ÜÇ BOYUTLU SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Koray KARABULUT
Ertan BUYRUK
Ferhat KILINÇ
Ömer Onur KARABULUT

ÖZET

Bu çalışmada, plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı transferini artırmak için iki farklı kanatçık tipinin (zikkaz ve dış zikkaz-düz-dış zikkaz) ısı transferine olan etkileri birleşik (taşınım ve iletim) ısı transferi yaklaşımıyla sayısal olarak incelenmiştir. Dikdörtgenel yapıdaki kanatçıklar düz kanal üzerine yerleştirilmiştir. Sayısal hesaplamalar, üç boyutlu Navier-Stokes ve enerji denkleminin FLUENT programı kullanılarak çözülmesiyle zamandan bağımsız olarak elde edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Çalışma, $Re=400$ için soğuk ve sıcak hava kanala giriş hızlarının sırasıyla 1.338 m/s ve 0.69 m/s, giriş sıcaklıklarının ise 300 K ve 600 K olarak alınmasıyla yapılmıştır. Sonuçlar ısı transferinin ters akış durumunda zikkaz kanatçıklı kanalda düz kanala göre kanal çıkışında % 9 arttığını göstermektedir. Çalışmada, paralel ve ters akış şartlarında Reynolds sayısının 300 ve 700 olduğu farklı değerlerinin ve kanatçık yüksekliğinin ısı transferi artırımı üzerindeki etkisi ve ayrıca kanalın alt ve üst yüzeylerindeki soğuk ve sıcak akışkanların sıcaklık dağılımları da incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Plakalı ısı değiştiricisi, Sayısal ısı transferi, Kanat.

ABSTRACT

In the present study, the effect of two different types of rectangular fins with zigzag and outer zigzag-flat-outer zigzag for heat transfer enhancement in a plate fin heat exchanger is numerically evaluated with conjugated heat transfer approach. The rectangular fins are mounted on the flat plate channel. The numerical computations are performed by solving a steady, three-dimensional Navier-Stokes equation and an energy equation by using Fluent software program. Air is taken as working fluid. The study is carried out at $Re=400$ and inlet temperatures, velocities of cold and hot air are fixed as 300 K, 600 K and 1.338 m/s, 0.69 m/s, respectively. The results show that the heat transfer is increased by 9 percent at the exit of channel with zigzag when compared to channel without fin for counter flow. On heat transfer enhancement the effect of different values of Reynolds number with 300 and 700 and fin heights and also temperature distributions of fluids on the hot and cold fluid sides of the channel surface are investigated for parallel and counter flow.

Key words: Plate heat exchanger, Numerical heat transfer, Fin.

1. GİRİŞ

Isı değiştiricilerindeki ısı transferini iyileştirme çalışmalarında arzu edilenler; ağırlık ve boyutta azalmaya imkan sağlamak, ısı transferi miktarını artırmak, akışkanlar arasındaki ortalama sıcaklık farkını azaltmak ve böylece toplam verimliliği iyileştirmektir. Isı transferini artırmak için kullanılan yöntemler genellikle genişletilmiş yüzeyleri, yüzeyde yapılacak birtakım değişiklikleri, akış alanında oluşturulmak istenen türbülansı içermektedir [1].

Bugünün teknolojisinde ısı transferi miktarını artırmada yoğun olarak kullanılan yöntemlerden birisi, genişletilmiş ısı transferi yüzeyleridir (kanatçıklar). Kanatçıklı (genişletilmiş) yüzeyler, yüzey alanını ve akımın türbülansını artırmak suretiyle taşınım ile ısı ve kütle aktarımını artırır. Kanatçıklı yüzeylerin uygulama alanı çok çeşitlidir. Başlıca kullanım alanları olarak gaz türbin motorlarında türbin kanatçıklarının soğutulması, elektronik cihazların soğutulması ile havacılık, uçak ve kimyasal üretim tesislerindeki çeşitli ısı değiştiricileri sayılabilir. Bununla birlikte, kanatçıkların uygun şekilde kullanılmaması ısı geçişini artırmak yerine azaltabilir. Kanatçık malzemesinin, tipinin, yerleştirilme düzeninin, yüzeye monte şeklinin ve ortam şartlarının her birisinin ayrı ayrı ele alınarak incelenmesi ve ısı geçişini artıracak şekilde değerlendirilmeleri gerekir. Isı değiştiricilerinde transfer edilen ısı miktarının düşmesi ısı değiştiricinin performansının düşmesine neden olur. Bu da ısı değiştiricisi kullanılan sistemde kapasite kaybı anlamına gelmektedir. Isı transferinin iyileştirilmesi, sistem boyutlarının uygun ölçülerde tutulmasına ve dolayısıyla sistem maliyetinin ve işletme giderlerinin azaltılmasına olanak sağlar. Plakalı ısı değiştiricilerinde, ısı transferi ve akış yapılarını anlamak için birçok teorik ve deneysel çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmaların bir tanesinde, farklı kurulumlarla oluşturulan kanatçıkları kullanarak, laminer ve düşük türbülanslı akış oranları için tablet tipi ısı değiştiricilerinde ısı transferi artırımı deneysel ve sayısal olarak araştırılmıştır [2]. Lee ve Abdel-Moneim [3] tarafından CFD modelinin kullanılmasıyla iki boyutlu düz dişli yatay yüzeyden olan ısı transferi ve akış biçimi sayısal olarak araştırılmıştır. Acharya et. al. [4], periyodik olarak gelişen akış alanı için kanatçıklara sahip kanalda akış ve ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Liou, Chang ve Hwang [5] ve Liou, Hwang [6] farklı kanatçık yüksekliği ve debilerde, farklı eğim açılarında peş peşe düzenlenmiş iki çift türbülans oluşturucu için araştırmalar yapmışlardır ($1.2 \times 10^4 < Re < 12 \times 10^4$). İki boyutlu dikdörtgenel kanala yerleştirilen üç farklı genişletilmiş yüzey geometrisinin ısı transferi üzerindeki etkileri Kaya D. et. al. tarafından araştırılmıştır [7]. Ganzarolli MM. ve Alternai CAC. [8], çalışma akışkanı olarak havayı kullanarak en az giriş sıcaklığı farkı ve en az sayıdaki entropi üretim birimi şartlarına göre ters akışlı bir ısı değiştiricisinin ısı dizaynını yapmışlardır. Wang YQ. et al. [9], düz ve tırtıklı kanatlı plakalı ısı değiştiricileri için akış ve ısı transferi karakteristiklerini analiz etmişlerdir. Düşük Reynolds sayılarında iki kanatlı ısı değiştiricileri için sayısal simülasyonlar, CFD kod FLUENT kullanılarak yapılmıştır. Masliyah and Nandakumar [10], sonlu elemanlar yöntemini kullanarak üçgen kanatlı boruların ısı transferi karakteristiklerini elde etmişlerdir. Çalışmalarında en fazla ısı transferi için kanat kurulumlarında en uygun kanat sayısının olduğu sonucuna varmışlardır. Grupta M. et. al. [11], MAC yöntemini kullanarak sayısal olarak üçgen kanatlı plakalı tip ısı değiştiricisinde ısı transferi artırımı için bir çift kanat tipi vorteks üreticinin akış yapısı ve performansını araştırmışlardır. Ayrıca kanat çiftinin yüksekliklerini değiştirerek, ısı transferi artırımı oranını belirlemişlerdir. Zhu YH. ve Li YZ. [12], dört kanat tipi için (dikdörtgen, çubuk, oluklu ve dalgalı kanat) laminer akış rejiminde, kanat kalınlığını dikkate alarak akış yapısı ve ısı transferi üzerinde ısı giriş ve çıkış etkilerini üç boyutlu sayısal olarak araştırmışlardır. Wasewar KL. et al., FLUENT programını kullanarak, geleneksel ısı değiştiricisi ile plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisini karşılaştırarak akış dağılımını araştırmışlardır [13].

Akış ne kadar karmaşık olursa olsun, enerjisini aktarabileceği yeterli yüzey alanına ihtiyacı vardır. Kanatçıklar, ısı aktarım yüzeylerini genişletmeleri ve oluşturacakları akış dalgalanmalarıyla, aynı hacimde ısı aktarım miktarını arttırmaktadırlar. Fakat kanatçıkların uygun şekilde kullanılmaması ısı geçişini artırmak yerine azaltabilir. Bu nedenle, ince ve akışı engellemeyecek ölçüde sık aralıklı kanatçık tasarımının verimli olacağı söylenebilir.

Bu çalışmada, zikzak ve dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçıkların ısı transferi ve akış yapısı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Çalışmada ayrıca, kanatçık yüksekliğinin sıcak akışkan sıcaklığı üzerindeki etkisi dikkate alınmış ve kanalın alt ve üst yüzeylerinde oluşan sıcaklık dağılımları da görselleştirilmiştir. Bununla birlikte, farklı Reynolds sayılarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi de incelenmiş ve Re sayısındaki artışın, Nu sayısında artışa neden olduğu görülmüştür. Sıcaklık dağılımları FLUENT paket

programı kullanılarak görselleştirilmiştir. Sonuçlar, her iki kanatçık geometrisinde yerel Nusselt sayısının değişimi için de düz kanalla karşılaştırılarak, paralel ve ters akış durumunda da sunulmuştur.

2. SAYISAL MODELLEME

Sayısal çalışma üç boyutlu, zamandan bağımsız, birleşik (iletim ve taşınım) ısı transferi yaklaşımıyla çözülmüştür. Birleşik ısı transferi analizini çözmek için sonlu hacimler yöntemi (FLUENT programı) kullanılmıştır.

Sonlu hacimler yöntemi, çözülecek geometriyi parçalara bölerek bu parçaların her biri için çözüm yapma ve daha sonra bu çözümleri birleştirerek problemin genel çözümünü bulma esasına dayanır. Sonlu hacimler yöntemi, korunum denklemlerini sayısal olarak çözümlenebilen cebirsel denklem sistemlerine dönüştürmek için kontrol hacim esaslı bir teknik kullanır. Bu teknik her bir kontrol hacmi için korunum denklemlerinin integrasyonunun alınması sonucunda, değişkenler için kontrol hacmini sağlayan ayrıık eşitliklerin elde edilmesini içerir. Ayrıık eşitliklerin doğrusallaştırılması ile elde edilen, doğrusal denklem sistemlerinin iterasyona bağlı çözümü ile hız, basınç ve sıcaklık gibi değişkenler verilen yakınsaklık ölçüsünü sağlayıncaya kadar güncellenir. Hazırlanabilecek en uygun ağ yapısı için hız, basınç ve sıcaklık değişiminin fazla olduğu bölgelerde daha sık ağ yapısı oluşturulmalıdır. Bu nedenle, kanatların olduğu kanal yüzeyleri en sık ağ yapısının olduğu kısımlardır ve diğer bölgelerde daha seyrek ağ yapısı tercih edilmiştir. Sayısal modelde, kanalın kanatlı kısımlarının da olduğu katı bölgede 25000 hücreden oluşan dikdörtgensel ağ yapısı varken, akışkanın olduğu üst ve alt kanal kısımlarında 74000 elemandan oluşan dikdörtgensel ağ yapısı kullanılmıştır ve ayrıca ağ yapının bağımsızlığı da sağlanmıştır. Bununla birlikte, bu çalışmadaki hesaplamalarda standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

Geometri boyunca akış ve ısı transferinin çözümlenmesi, zamandan bağımsız olarak kütle (süreklilik denklemi), momentumun ve enerjinin korunumu kanunlarından elde edilen kısmi türevli denklemlerin çözümlenmesi esasına dayanır ve şu şekilde yazılabilir [9,14].

-Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

-Momentum

x momentum denklemi

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.1)$$

y momentum denklemi

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

z momentum denklemi

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

-Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \left(\frac{k}{\rho c_p} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

Bu denklemlerde, ρ yoğunluk, μ dinamik viskozite, p basınç, k ısı iletkenlik, T sıcaklık, c_p özgül ısı ve u, v, w ise sırasıyla x, y ve z yönlerindeki hızlardır.

Kullanılan standart $k-\epsilon$ türbülans modelinde, türbülans kinetik enerji k , dissipasyon terimi ϵ , ve viskoz kaybolma terimi ϕ , kullanılmaktadır.

Daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi,

$$\frac{\partial(\rho u k')}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v k')}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w k')}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k'}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k'}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k'}{\partial z} \right) + \mu_t \phi - \rho \epsilon \quad (4)$$

Türbülans viskozitesi

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k'^2}{\epsilon} \quad (5)$$

Türbülans kinetik enerji

$$k' = \frac{1}{2} \left(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2} \right) \quad (6)$$

Viskoz kaybolma terimi

$$\phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (7)$$

Türbülans kinetik enerji kaybolma denklemi

$$\frac{\partial(\rho u \epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \epsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right) + C_{1\epsilon} \mu_t \frac{\epsilon}{k'} \phi - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k'} \quad (8)$$

C_μ , $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, σ_k ve σ_ϵ katsayıları sabit olup $C_\mu = 0.09$, $C_{1\epsilon} = 1.44$, $C_{2\epsilon} = 1.92$, $\sigma_k = 1$ ve $\sigma_\epsilon = 1.3$ 'dür.

Reynolds Sayısı

$$Re = \frac{V_\infty \cdot d}{\nu} \quad (9)$$

Burada, d kanalın hidrolik çapıdır.

Sınır şartı ve Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde verilmiştir;

$$-k \left(\frac{dT}{dn} \right)_{\text{yüzey}} = h(T_{\infty} - T_s) \text{ ve } Nu = \frac{h.d}{k} \quad (10)$$

h yüzey ısı taşınım katsayısıdır.

Kanat malzemesinin ısı iletkenliği kanal boyunca ısı dağılımı etkilediği için, ısı transferini artırmada kanat malzemesinin seçimi önemli bir faktördür. Bu nedenle, kanal malzemesi olarak yüksek ısı iletkenliğe sahip, ucuz ve hafif olan alüminyum seçilmiştir. Kanatların kanal yüzeyiyle bir bütün olarak üretildiği varsayılarak, kanatlar ve yüzey arasındaki ısı direnç ihmal edilmiştir.

3. GEOMETRİK MODEL

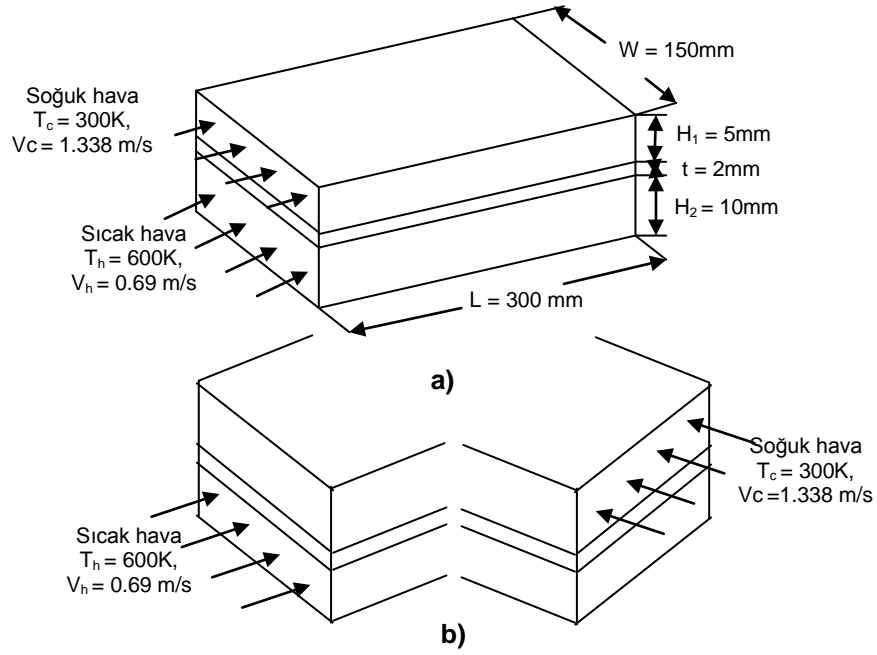
Şekil 1' de üç boyutlu düz kanal geometrisinin perspektif görünüşü gösterilmekte iken, Şekil 2a ve Şekil 2b' de ise sırasıyla sayısal hesaplamalarda kullanılan zikzak ve dış zikzak-düz-dış zikzak modellerine ait dikdörtgensel kanal geometrileri gösterilmektedir. Ayrıca, bu şekiller üzerinde sınır şartları da belirtilmiştir. Şekil 2a ve Şekil 2b' de kanatların daha iyi görselleştirilebilmesi için kanalın ters çevrilmiş görüntüsü konulmuştur.

Kanatçık şekli	: Dikdörtgensel
Kanatçık yüksekliği (e)	: 2 mm, 4 mm
Kanatçık aralığı (b)	: 20 mm
Kanatçık genişliği (p)	: 3 mm
Kanatçık açısı (Φ)	: 90°
Kanal boyu (L)	: 300 mm
Kanal genişliği (W)	: 150 mm
Üst kanal yüksekliği (H_1)	: 5 mm
Alt kanal yüksekliği (H_2)	: 10 mm
Katı yüzey kalınlığı (t)	: 2 mm
Reynolds sayısı	: 300, 400, 700
Sıcak akışkan sıcaklığı (T_h)	: 600 K
Soğuk akışkan sıcaklığı (T_c)	: 300 K
Sıcak hava giriş hızı (V_h)	: 1.338 m/s
Soğuk hava giriş hızı (V_c)	: 0.69 m/s

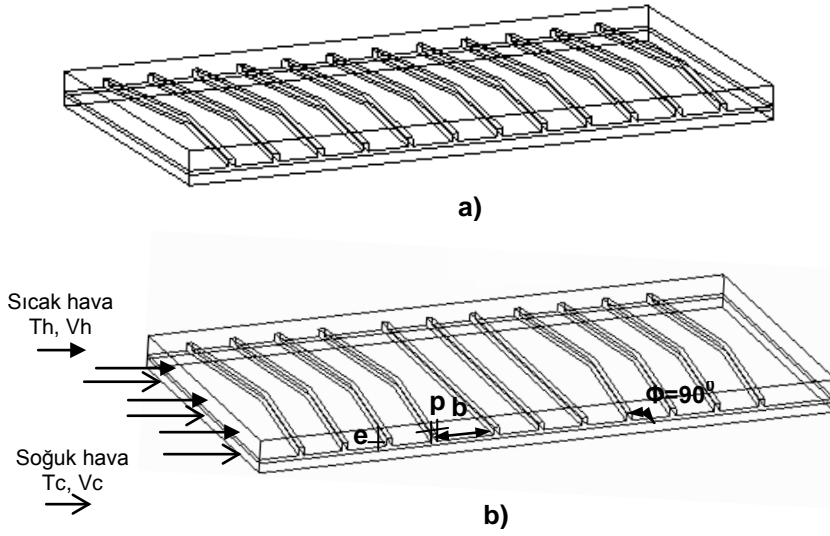
Bu çalışmada, düşük hızlarda kanatçık kullanımının ısı aktarımına etkisini görebilmek amacıyla Reynolds sayısının 400 olduğu değerdeki sonuçlar sunulmuştur. Ayrıca farklı Reynolds sayılarının ısı iletimi üzerindeki etkisini görebilmek için Reynolds sayısının 300 ve 700 olduğu değerler için de araştırma yapılmıştır. İki kanat arası uzaklık 20 mm' dir. Kanatçık geometrisi nedeniyle aynı ölçüdeki kanala zikzak kanal geometrisinde 12 adet kanatçık yerleştirilebilmiş iken, dış zikzak-düz-dış zikzak kanal geometrisinde 8 adeti zikzak olmak üzere toplam 11 adet kanatçık yerleştirilebilmiştir.

Bu çalışma, belirtilen kabuller altında yapılmıştır:

- I. Akış üç boyutlu, zamandan bağımsız ve laminerdir;
- II. Kullanılan akışkan sıkıştırılamazdır;
- III. Kanatçık ve kanal malzemesi olarak alüminyum kullanılmıştır;
- IV. Tabakalar arası ısı temas tamdır;
- V. Kanalın alt ve üst bölümü için kullanılan akışkan havadır;
- VI. Akışkanın ısı özellikleri sabittir;
- VII. Hem akışkan hem de katı malzeme için ısı üretimi söz konusu değildir.



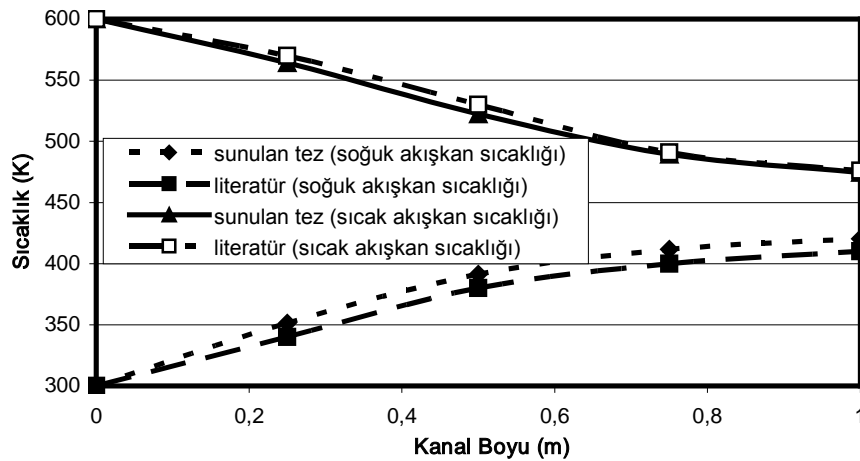
Şekil 1 Düz Kanal İçin Perspektif Görünüş **a)** Paralel Akış **b)** Ters Akış



Şekil 2. Sayısal Hesaplamalarda Kullanılan Paralel Akışlı Dikdörtgen Kanal Modelleri
a) Zikzak, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm **b)** Dış zikzak-düz-dış zikzak, $b = 20$ mm, $e = 4$ mm

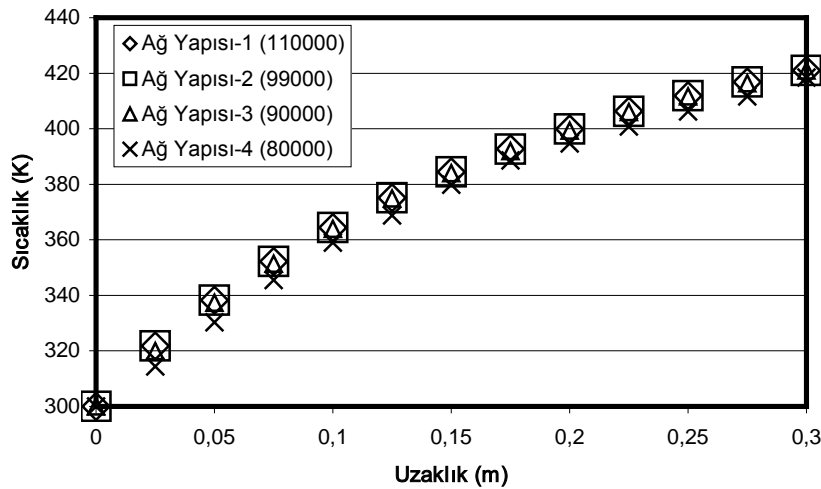
4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Şekil 3' de Kayatas N. ve İlbas M [15] tarafından yapılan çalışma ile sunulan çalışma karşılaştırılmıştır. Grafikten de görüldüğü gibi sonuçlar birbiriyle uyumludur ve bu nedenle sayısal sonuçların doğru ve kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. Soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farklılığının, ağ yapısından kaynaklandığı düşünülmektedir.



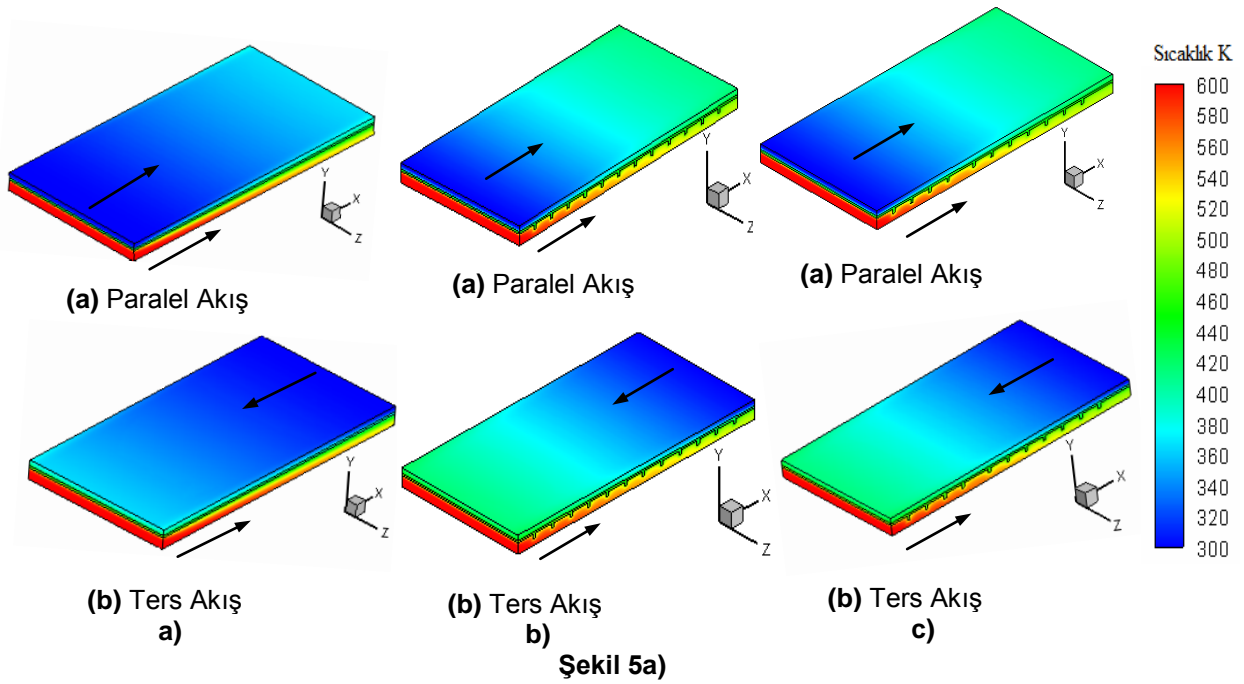
Şekil 3. Kanatçıklı Kanal İçin Kayatas N. ve Ilbas M.' nin Çalışması İle Sunulan Çalışmanın Karşılaştırılması

Sunulan çalışmanın sonuçlarının ağ yapısından olan bağımsızlığını belirlemek için, Şekil 4' de gösterildiği gibi kanatçıklı bir kanalda dikdörtgensel ağ eleman sayısı değiştirilerek sonuçların değişimi incelenmiştir. Kanal kesitinde 99000 adet (katı kısımda 25000, havanın geçtiği kısımda 74000 adet eleman) elemanın olduğu ağ yapısının yeterli olduğu sonucuna varılmıştır (110000 adet elemanın olduğu sonuçla karşılaştırıldığında fark % 0.1' den daha azdır).

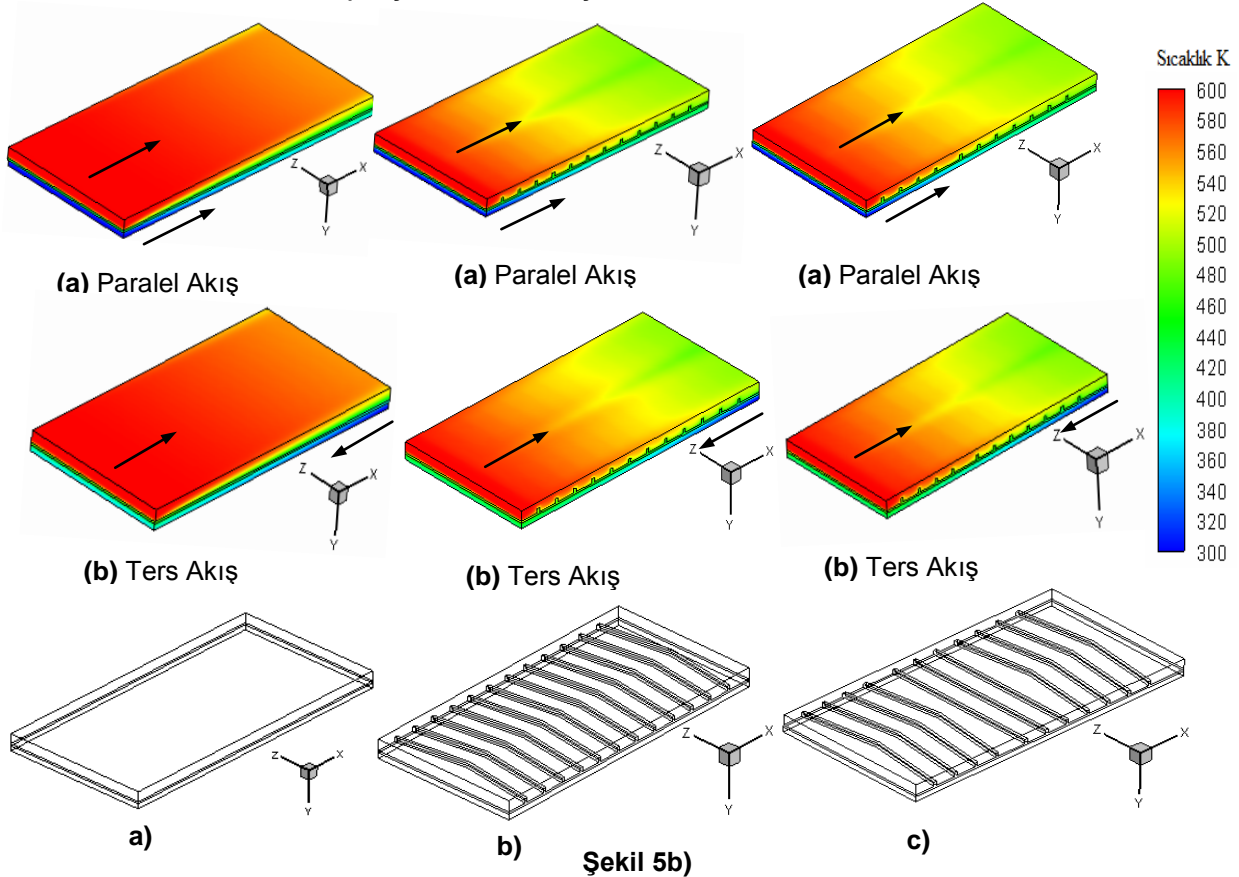


Şekil 4. Soğuk Akışkanın Geçtiği Kanatçıklı Kanalda Ağ Yapısının Sıcaklık Değişimine Etkisi

Şekil 5a) ve 5b)' de paralel ve ters akışta düz kanal ile zikzak ve dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçıklara sahip kanallara ait üç boyutlu sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Paralel akışta, kanalın giriş kısmında ısı transferi daha yüksektir ve kanal boyunca akışkanlar arası sıcaklık farkının azalması nedeniyle ısı transferi azalmaktadır. Fakat ters akış için ısı transferi kanal çıkışına doğru artmaktadır. Şekil 5a)' da görüldüğü gibi kanal boyunca paralel akış durumunda, akışta daha fazla türbülans oluşturması nedeniyle dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçık eklenmiş kanalın soğuk akışkan sıcaklık değişimi daha fazladır. Bunun sonucunda, Şekil 5b)' de kanal boyunca açık renkli kısmın kapladığı alan dikkate alındığında zikzak kanatçık eklenmiş kanala göre soğumanın daha fazla olduğu görülmektedir. Ters akış durumunda ise, zikzak kanatçık için dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçık eklenmiş kanala göre kanaldaki kanatçık sayısının fazla olması nedeniyle sıcaklık değişimi daha fazla olmaktadır. Ayrıca her iki kanatçık ve akış tipi için de kanatçiksiz düz kanala göre oldukça fazla sıcaklık değişiminin elde edildiği görülmektedir.

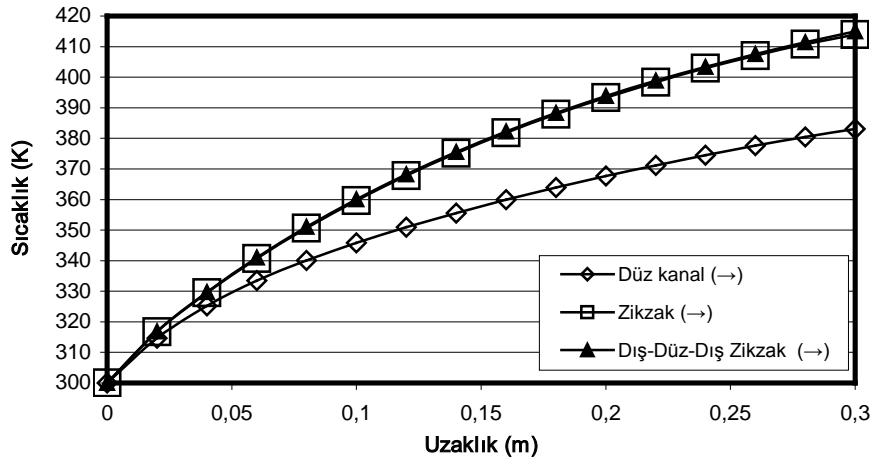


Şekil 5a) Soğuk Akışkan İçin Üç Boyutlu Sıcaklık Dağılımı a) Düz Kanal b) Zikzak Kanatçıklı Kanal c) Dış Zikzak-Düz-Dış Zikzak Kanatçıklı Kanal

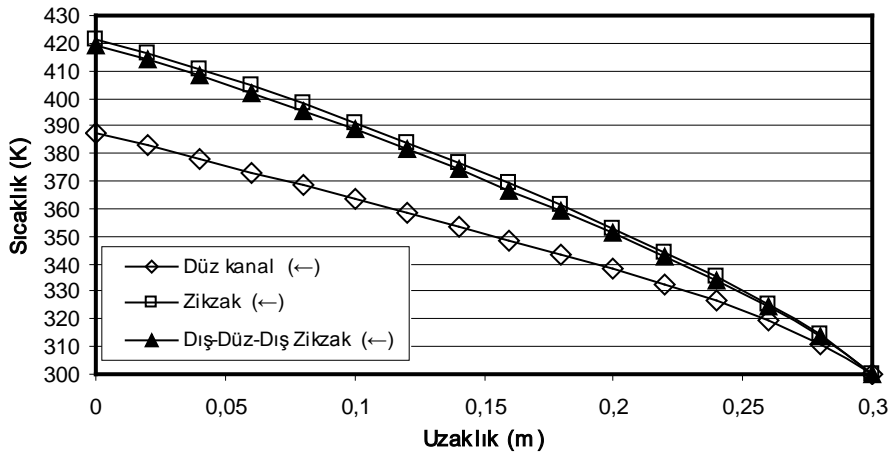


Şekil 5b) Sıcak Akışkan İçin Üç Boyutlu Sıcaklık Dağılımı a) Düz Kanal b) Zikzak Kanatçıklı Kanal c) Dış Zikzak-Düz-Dış Zikzak Kanatçıklı Kanal

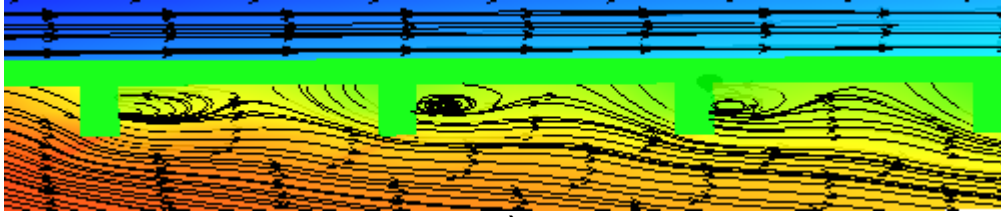
Şekil 6a) ve Şekil 6b)' de paralel ve ters akış için zikzak ve dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçıklara sahip kanallar boyunca soğuk akışkanın sıcaklık değişimi gösterilmektedir. Kanatçıklar, akışın türbülansını ve ısı transfer yüzey alanını artırmada önemli etkiye sahiptirler. Şekil 6a)' da gösterildiği gibi, paralel akışta 4 mm kanatçık yüksekliğinde; en yüksek soğuk akışkan çıkış sıcaklığına, 415 K ile daha fazla türbülans artırıcı etkisiyle dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçık eklenmiş plakalı ısı değiştiricisinde ulaşılmaktadır. Şekil 7b)' de bu kanatçık modeline ait akım çizgileri gösterilmektedir. Ters akışta ise en yüksek çıkış sıcaklığı, aynı kanatçık yüksekliği ve aralığında kanal yüzeyine daha fazla kanatçık yerleştirilebilmesi ile zikzak kanatçık eklenmiş ısı değiştiricisi için elde edilmiştir. Kanatçıklar sayesinde oluşturulan akış dalgalanmaları bu kanatçık tipi için Şekil 7a)' da gösterilmektedir. Ters akış için düz kanalla karşılaştırıldığında sıcaklıktaki artış miktarı yaklaşık % 9' dur.



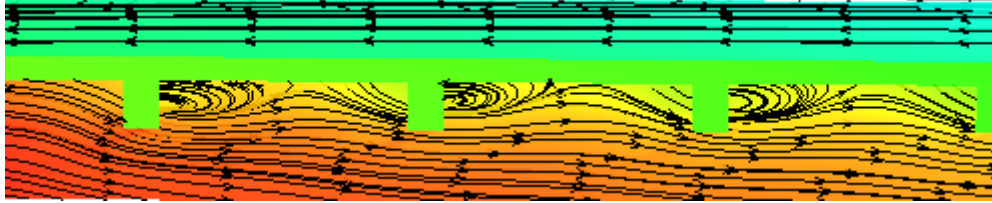
Şekil 6a. Paralel Akışta Soğuk Akışkan Sıcaklık Değişimi (b = 20 mm, e = 4 mm)



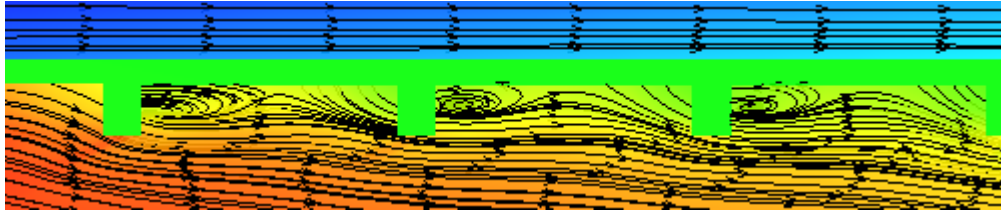
Şekil 6b. Ters Akışta Soğuk Akışkan Sıcaklık Değişimi (b = 20 mm, e = 4 mm)



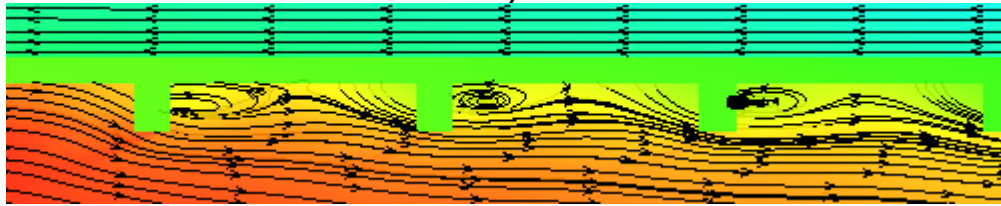
a)



b)

Şekil 7a. Zikzak Kanatçıklı Kanalda Akım Çizgileri Dağılımı a) Paralel b) Ters Akış

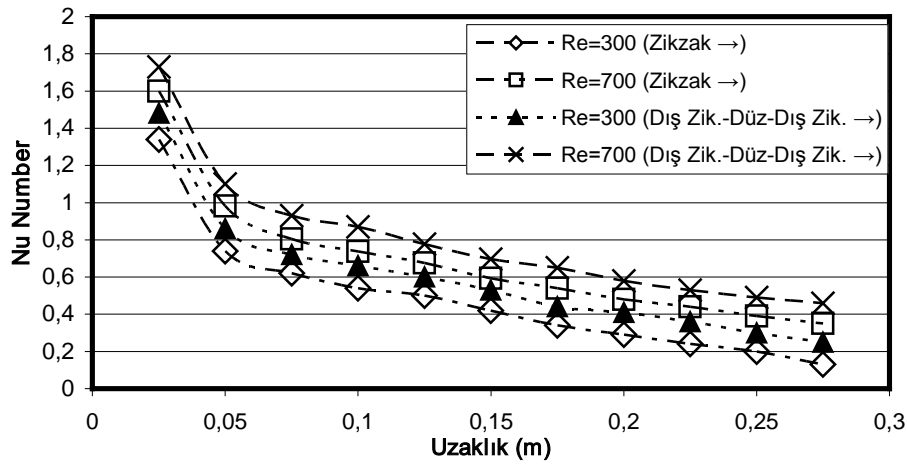
a)



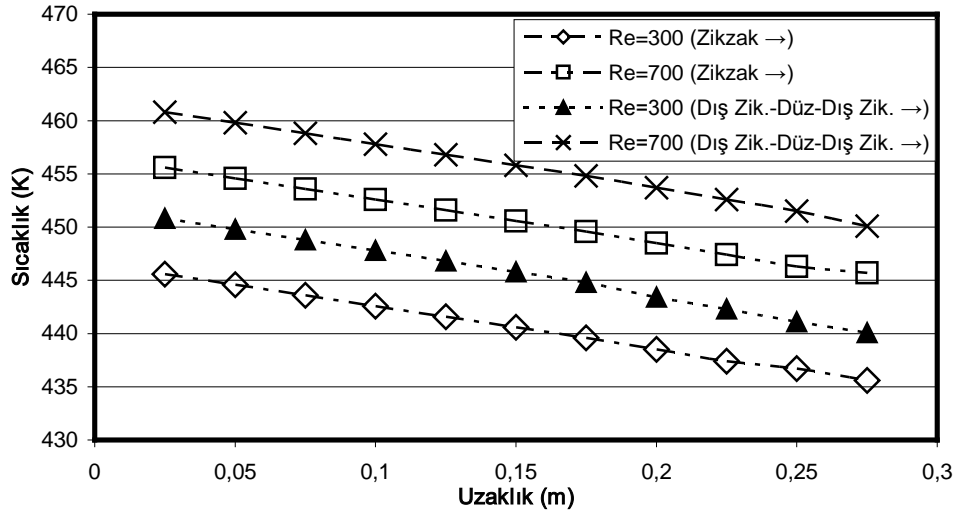
b)

Şekil 7b. Dış Zikzak-Düz-Dış Zikzak Kanatçıklı Kanalda Akım Çizgileri Dağılımı a) Paralel b) Ters Akış

Plakalı ısı değiştiricisi için farklı Reynolds sayılarında paralel akışlı kanalda kanal yüzeyi boyunca soğuk akışkanın noktasal Nusselt sayısı ve sıcaklık değişimleri sırasıyla Şekil 8a) ve Şekil 8b)' de gösterilmektedir. Akışkan hızı arttığında, ısı taşınımındaki iyileşme de artmaktadır. Paralel akışta, kanalın giriş kısmından çıkışına doğru akışkanlar arası sıcaklık farkının azalması Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısının azalmasına yol açmaktadır. $Re=700$ ' de dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçıklı kanalda daha fazla türbülans oluşması nedeniyle zikzak kanatçıklı kanala göre daha yüksek Nusselt sayısı ve noktasal sıcaklık değerlerine ulaşılmaktadır (Şekil 8a) ve Şekil 8b)). Şekil 8b)' de de görüldüğü gibi paralel akış için kanalın giriş kısmında 600 K' lik sıcak akışkan sıcaklığı nedeniyle soğuk akışkanın geçtiği kanal yüzeyinin giriş kısmında daha yüksek sıcaklık değerlerine ulaşılmaktadır. Ancak, kanal boyunca soğuk akışkana olan ısı transferiyle kanal yüzey sıcaklığı azalmakta ve soğuk akışkan sıcaklığı ise artmaktadır. $Re=700$ ' de her iki kanatçık modeli arasında yaklaşık 6 K' lik fark bulunmaktadır.

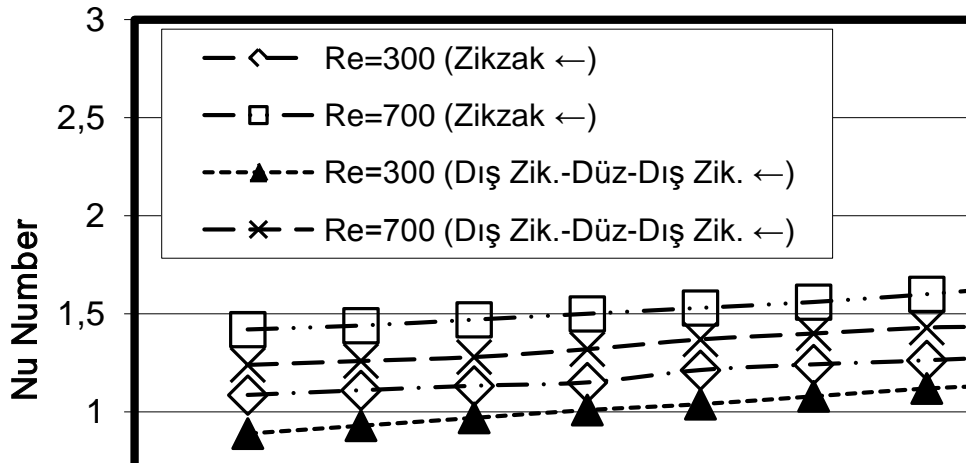


Şekil 8a. Paralel Akış İçin Farklı Reynolds Sayılarında Soğuk Akışkanın Yerel Nusselt Sayısı Değişimi (b = 20 mm, e = 4 mm)

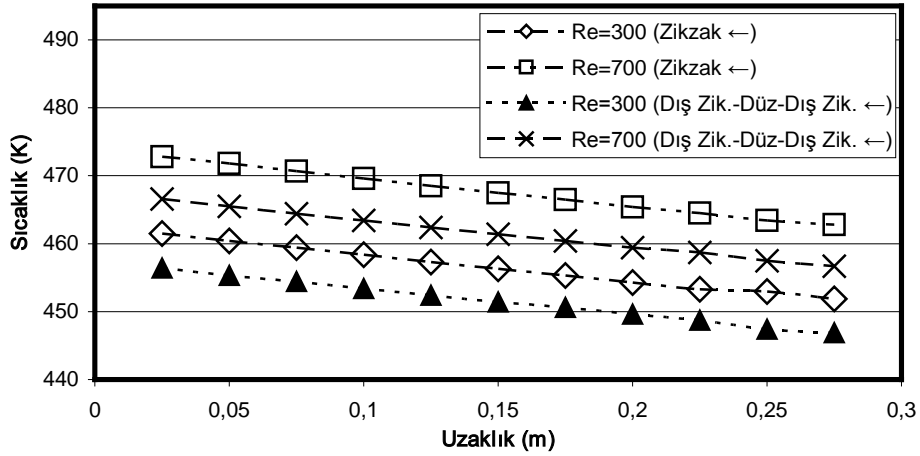


Şekil 8b. Paralel Akış İçin Farklı Reynolds Sayılarında Soğuk Akışkan İçin Kanal Yüzeyi Boyunca Sıcaklık Değişimi (b = 20 mm, e = 4 mm)

Şekil 9a) ve Şekil 9b)' de farklı Reynolds sayılarında ters akışlı plakalı ısı değiştiricisi için kanal yüzeyi boyunca sırasıyla soğuk akışkanın noktasal Nusselt sayısı ve sıcaklık değişimi gösterilmektedir. Şekil 9a)' da da görüldüğü gibi ters akışta kanalın giriş kısmına doğru soğuk akışkan sıcaklığının artması nedeniyle tüm Reynolds sayısı değerleri için Nusselt sayısı azalmaktadır. Bununla birlikte, en yüksek Nusselt sayısı değerine aynı kanatçık aralığında kanal yüzeyine daha fazla kanatçık yerleştirilebildiği zikzak kanatçıklı kanalda ulaşılmaktadır. Sıcaklık değerlerine bakıldığında, Re=300' de zikzak kanatçıklı kanalda 0,025 m uzaklıkta 462,5 K iken Re=700' de 472,8 K' e çıkmaktadır. Reynolds sayıları incelendiğinde, zikzak kanatçıklı kanalın ısı transferi performansı üzerindeki etkisinin, dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçıklı kanala göre daha fazla olduğu görülmektedir.

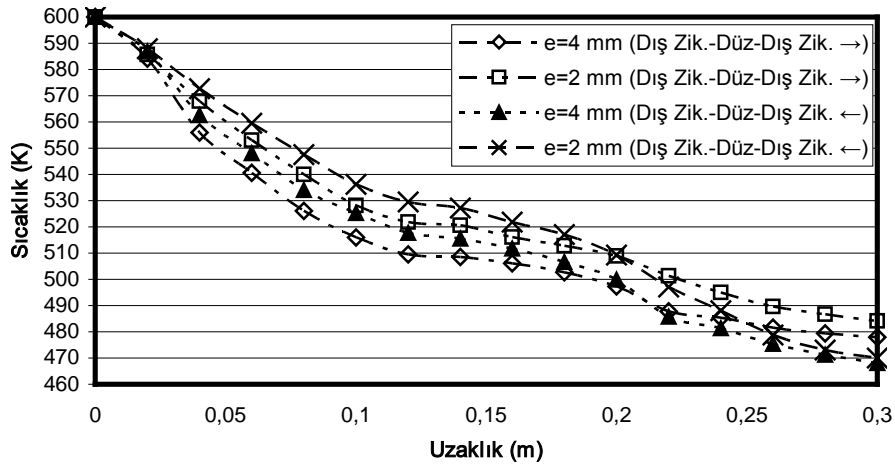


Şekil 9a. Ters Akış İçin Farklı Reynolds Sayılarında Soğuk Akışkanın Yerel Nusselt Sayısı Değişimi (b = 20 mm, e = 4 mm)



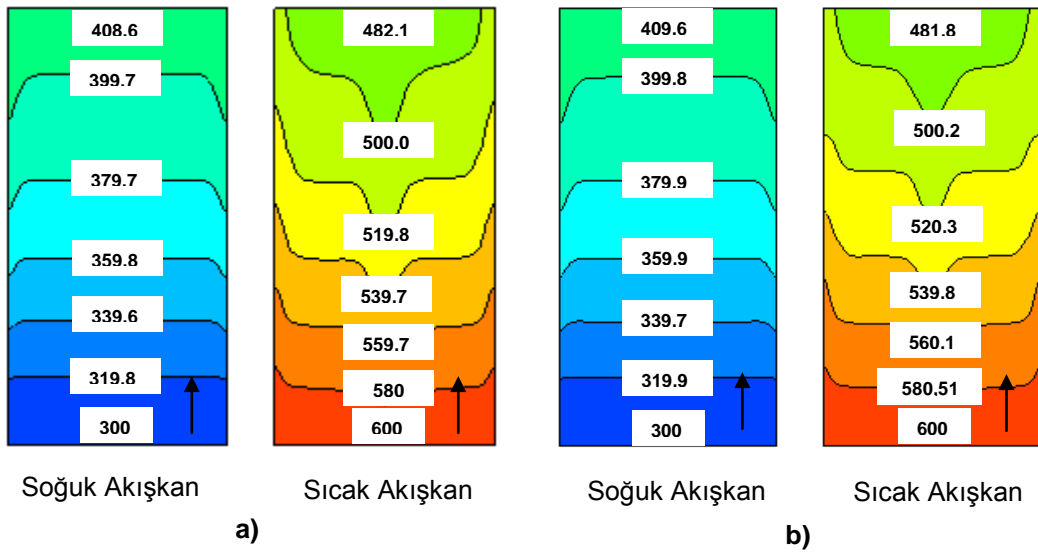
Şekil 9b. Ters Akış İçin Farklı Reynolds Sayılarında Soğuk Akışkan İçin Kanal Yüzeyi Boyunca Sıcaklık Değişimi (b = 20 mm, e = 4 mm)

Şekil 10' da paralel ve ters akışta dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçıklı kanal için kanatçık yüksekliğinin sıcak akışkan sıcaklık değişimi üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Paralel akışta kanalın giriş kısmında sıcaklık farkının daha fazla olması nedeniyle olan yüksek ısı transferi sonucu sıcak akışkan sıcaklıkları paralel akış için kanalın giriş kısmında daha azdır. Bununla birlikte, 4 mm kanatçık yüksekliğinde yüzey alanının ve türbülans oluşumunun daha fazla olması, sıcak akışkan sıcaklığının 2 mm' ye göre daha düşük olmasına neden olmaktadır. Ters akışta ise kanalın çıkış kısmındaki sıcaklık farkının daha fazla olması 4 mm kanatçık yüksekliğine sahip kanalın sıcak akışkan sıcaklığının, hem 2 mm kanatçık yükseklikli kanala hem de paralel akışa göre daha düşük olmasıyla sonuçlanmaktadır.



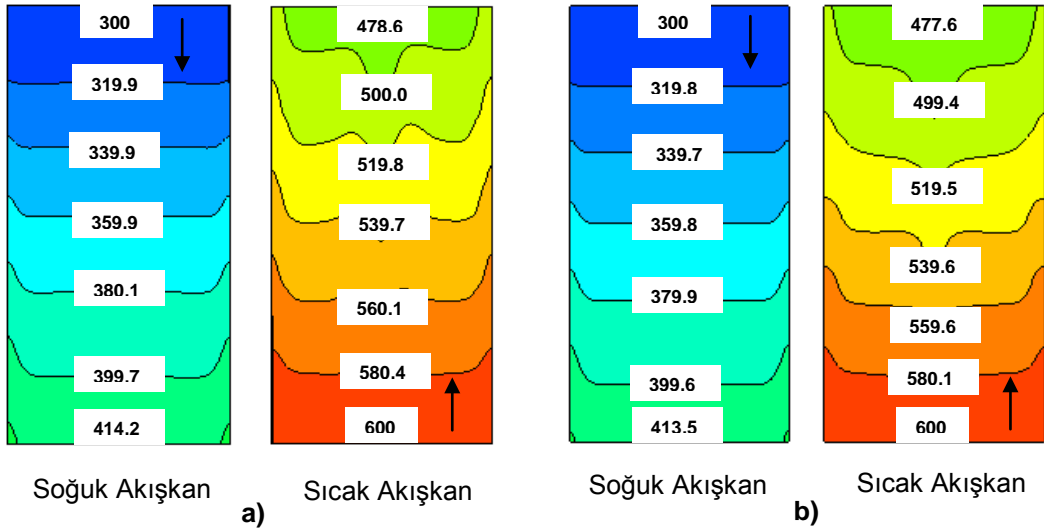
Şekil 10. Dış Zikzak-Düz-Dış Zikzak Kanatçıklı Paralel Ve Ters Akışlı Kanal İçin İki Farklı Kanatçık Yüksekliğinde ($e = 2$ ve $e = 4$ mm) Sıcak Akışkanın Sıcaklık Değişimi ($b = 20$ mm)

Şekil 11a) ve şekil 11b)' de sırasıyla paralel ve ters akış durumunda zikzak ve dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçıklı kanalın üst ve alt yüzeyinde soğuk ve sıcak akışkan sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Şekil 11a)' da gösterildiği gibi paralel akışta dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçık durumunda sıcaklık değişimi daha fazladır ve zikzak kanatçık durumuna göre daha yüksek sıcaklık değerlerine erişilmektedir. Ters akış durumunda ise (şekil 11b)), zikzak kanatçık eklenmiş kanalda daha yüksek sıcaklık değerlerine erişilmektedir. Bu durum, ters akış için zikzak kanatçık şeklinin ısı transferi performansının daha iyi olduğunu göstermektedir.



Şekil 11a. Paralel Akış İçin Kanalın Alt ve Üst Yüzeyindeki Sıcaklık Dağılımları

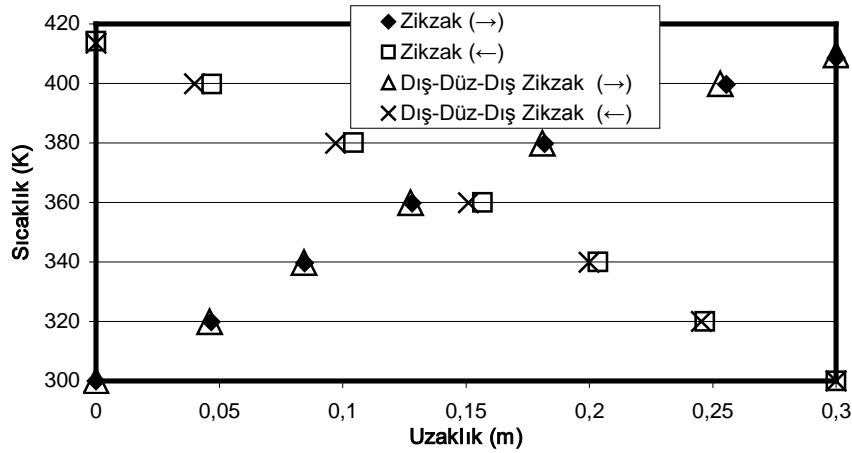
a) Zikzak, **b)** Dış Zikzak-Düz-Dış Zikzak



Şekil 11b. Ters Akış İçin Kanalın Alt ve Üst Yüzeyindeki Sıcaklık Dağılımları

a) Zikzak, **b)** Dış Zikzak-Düz-Dış Zikzak

Şekil 12' de kanal yüzeyindeki soğuk akışkanın sıcaklık değişimi zikzak ve dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçık durumunda paralel ve ters akış için gösterilmektedir. Paralel akış durumunda ilk sıcaklık değişimi dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçık durumunda zikzak kanatçıklı kanala göre daha önce olmaktadır. Bu durum, zikzak kanatçığa göre türbülans oluşumunun daha erken gelişmeye başladığını ve ısı transferinin daha iyi olduğunu göstermektedir. Ters akış durumunda ise, zikzak kanatçık durumunda sıcaklık değişimi ve türbülans diğer kanatçık şekline göre daha önce gelişmeye başlamakta ve çıkıştaki yüzey sıcaklığı değeri yaklaşık 414,3 K olmaktadır. Sonuç olarak, paralel akış için en iyi kanatçık performansı dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçık için sağlanırken, ters akış için zikzak kanatçık durumunda sağlanmaktadır.



Şekil 12. Paralel Ve Ters Akış Durumunda Zikzak ve Dış Zikzak-Düz-Dış Zikzak Kanatçık Eklenmiş Kanalların Kanal Yüzeylerindeki Sıcaklık Değişimleri (b = 20 mm, e = 4 mm)

SONUÇ

Bu çalışmada, e=4 mm kanatçık yüksekliği, b=20 mm kanatçık aralığında zikzak ve dış zikzak-düz-dış zikzak kanatçık eklenmiş kanala sahip plakalı ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve akış yapıları karakteristikleri üç boyutlu zamandan bağımsız olarak incelenmiştir. Çalışmada ayrıca, kanatçık yüksekliğinin etkisi ve kanalın alt ve üst yüzeylerindeki akışkanların sıcaklık dağılımları da araştırılmıştır. Sıcaklık dağılımları FLUENT paket programı kullanılarak görselleştirilmiştir. Pratikte yüksek basınç düşüşü ve dolayısıyla yüksek pompalama gücünden kaçınmak için genellikle düşük akış hızlarında çalışılmaktadır. Bu nedenle çalışmada, düşük hızlarda kanatçık kullanımının ısı transferi üzerindeki etkisini görebilmek amacıyla Reynolds sayısının değeri 400 alınarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Bununla birlikte, farklı Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi de incelenmiştir ve Re sayısındaki artışın, Nu sayısında artışa neden olduğu görülmüştür. Sonuçlar ters akış durumunda zikzak kanatçıklı kanalda düz kanala göre kanal çıkışında ısı transferi miktarında % 9' luk artış olduğunu göstermektedir.

Çalışmada dikkate alınan değişkenler, kanatçık geometrisi ve yüksekliğinin değerlendirilmesiyle plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin verimliliğini artırmayı amaçlamaktadır. Kanatçıklar, ısı aktarım yüzeylerini genişletmeleri ve oluşturacakları akış dalganmalarıyla aynı hacimde ısı aktarım miktarını artırmak amacıyla tasarlanmaktadır. Bununla birlikte, kanatçıkların uygun şekilde kullanılmaması ısı geçişini artırmak yerine azaltabilir. Bu nedenle, ince ve akışı engellemeyecek ölçüde sık aralıklı kanatçık tasarımının verimli olacağı söylenebilir. Sonuç olarak bu çalışma, plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinin tasarımı açısından ileride yapılacak olan uygulamalara katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

SEMBOLLER

- p : kanatçık genişliği (mm)
- b : kanatçık aralığı (mm)
- Φ : kanatçık açısı ($^{\circ}$)
- e : kanatçık yüksekliği (mm)
- H : kanal yüksekliği (mm)
- L : kanal boyu (mm)
- t : katı yüzey kalınlığı (mm)
- W : kanal genişliği (mm)
- d : hidrolik çap (m)
- h : ısı taşınım katsayısı ($W/m^2 K$)

k	: ısı iletkenlik katsayısı (W/m K)
V	: kanala giriş hızı (m/s)
ρ	: yoğunluk (kg/m ³)
c_p	: özgül ısı (J/kg K)
p	: basınç (N/m ²)
T	: sıcaklık (K)
ν	: kinematik viskozite (m ² /s)
u, v, w	: x,y,z yönlerindeki hız bileşenleri (m/s)
μ	: dinamik viskozite (kg/s m)
Re	: Reynolds sayısı
Nu	: Nusselt sayısı
ϕ	: viskoz kaybolma terimi
μ_t	: türbülans viskozitesi (kg/s m)
k'	: türbülans kinetik enerji (m ² /s ²)
ϵ	: türbülans dissipasyon terimi (m ² /s ³)

İndisler

s	: yüzey
∞	: ortam
h	: sıcak
c	: soğuk
i	: giriş
1	: üst
2	: alt
-	: zaman ortalaması

KAYNAKLAR

- [1] KAKAC, S., BERGLES, AE., MAYINGER, F., YUNCU, H., "Heat Transfer Enhancement Of Heat Exchangers", Kluwer Academic Publishers, Netherlands, 123-140, 1999.
- [2] TAUSCHER, R., MAYINGER, F., "Heat Transfer Enhancement In A Plate Heat Exchanger With Rib-Roughened Surfaces", Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, 355, 207-221, 1999.
- [3] LEE, CK., ABDEL-MONEIM, SA., (2001) "Computational Analysis Of Heat Transfer In Turbulent Flow Past A Horizontal Surface With Two-Dimensional Ribs", Int Comm Heat Mass Transfer, 28, 161-170, 2001.
- [4] ACHARYA, S., DUTTA, S., MYRUM, TA., BAKER, RS., "Periodically Developed Flow And Heat Transfer In A Ribbed Duct", Int J Heat Mass Transfer, 36, 2069-2082, 1993.
- [5] LIÖU, TM., CHANG, Y., HWANG, DW., "Experimental And Computational Study Of Turbulent Flows In A Channel With Two Pairs Of Turbulence Promoters In Tandem", ASME J Fluids Eng, 112, 302-310, 1990.
- [6] LIÖU, TM., HWANG, JJ., "Developing Heat Transfer And Friction In A Ribbed Rectengular Duct With Flow Seperation At Inlet", ASME J Fluids Eng, 114, 565-573, 1992.
- [7] KAYA, D., BUYRUK, E., CAN, A., FERTELLI, A., "Numerical Study Of Heat Transfer Characteristics Of Extended Surfaces", Strojarstvo, 49, 137-144, 2007.
- [8] GANZAROLLI, MM., ALTERNANI, CAC., "Optimum Fin Spacing And Thickness Of A Finned Heat Exchanger Plate Heat Transfer Engineering", Heat Transfer Eng, 31, 25-32, 2010.
- [9] WANG, YQ., DONG, QW., LIU, MS., WANG, D., "Numerical Study On Plate Fin Heat Exchangers With Plain Fins And Serrated Fins At Low Reynolds Number", Chem Eng & Tec, 32, 1219-1226, 2009.
- [10] MASLIYAH, JH., NANDAKUMAR K., "Heat Transfer İn Internally Finned Tubes", Trans ASME J Heat Transfer, 98, 257-261, 1976.

- [11] GUPTA, M., KASANA, KS., VASUDEVAN, R., “A Numerical Study Of The Effect Of Flow Structure And Heat Transfer Of A Rectangular Winglet Pair In A Plate Fin Heat Exchangers”, J Mech Eng Science, 223, 2109-2215, 2009.
- [12] ZHU, YH., LI, YZ., “Three Dimensional Numerical Investigation On The Laminar Flow And Heat Transfer In Four Basic Fins Of Plate Fin Heat Exchangers”, Trans ASME J Heat Transfer, 130, 1-8, 2008.
- [13] WASEWAR, KL., HARGUNAI, S., ATLURI, P., KUMAR, N., “CFD Simulation Of Flow Distribution In The Header Of Plate Fin Heat Exchangers”, Chem Eng & Tech, 30, 1340-1346, 2007.
- [14] FLUENT User's Guide, “Fluent Inc”, Lebanon, 2003, NH.
- [15] KAYATAS, N., ILBAS, M., “İç İçe Borulu Model Bir Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Sayısal Olarak İncelenmesi”, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 21, 128-139, 2005.

ÖZGEÇMİŞ

Koray KARABULUT

1984 yılı Samsun doğumludur. 2007 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2009 yılında aynı üniversitede Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlamıştır. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsünde 2010 yılında Yüksek Lisansını tamamlamış ve Doktora eğitimine başlamıştır. Halen Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalında Doktora eğitimine devam etmektedir.

Ertan BUYRUK

1970 Sivas doğumludur. İlk, orta ve lise eğitimini Sivas'ta tamamladı. 1991 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun olmuştur. Temmuz 1992- Aralık 1996 yılları arasında İngiltere Liverpool Üniversitesi'nde doktorasını tamamlamıştır. 1997 yılında Yrd. Doç., 2004 yılında Doçent, 2009 yılında Profesör unvanını almıştır. Prof. Buyruk, Elektrik-Elektronik Mühendisliği, Endüstri Mühendisliği, Makine Mühendisliği Bölüm Başkanlıklarının yanında Mühendislik Fakültesi Dekan Yardımcılığı görevlerini de yerine getirmiştir. Evli ve bir çocuk babası olan Buyruk İngilizce bilmektedir. Prof. Buyruk 2012 yılında Üniversite - Şehir ve Sanayi İşbirliği İle İlgili Rektör Danışmanı olarak atanmıştır.

Ferhat KILINÇ

1982 yılı Zara doğumludur. 2005 yılında Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2008 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlamıştır. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsünde 2011 yılında Yüksek Lisansını tamamlamış ve Doktora eğitimine başlamıştır. Halen Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalında Doktora eğitimine devam etmektedir.

Ömer Onur KARABULUT

1987 yılı Samsun doğumludur. 2009 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsünde 2011 yılında Yüksek Lisansını tamamlamıştır. 2013 yılından itibaren Ankara'da Makine ve Kimya Endüstrisi Kurumunda Makine Yüksek Mühendisi olarak görev yapmaktadır.