

Değişik şekilde tasarlanan ısıtılmış yüzeylerin hava jeti çarpmalı soğutulmasının araştırılması

Study of cooling of the varied designed warmed surfaces with an air jet impingement

Koray KARABULUT^{1*} , Doğan Engin ALNAK² 

¹Elektrik ve Enerji Bölümü, Sivas Meslek Yüksek Okulu, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas, Türkiye
koray.karabulut@hotmail.com

²Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Teknoloji Fakültesi, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Sivas, Türkiye
dealnak@cumhuriyet.edu.tr

Geliş Tarihi/Received: 24.01.2019, Kabul Tarihi/Accepted: 07.05.2019

* Yazışılan yazar/Corresponding author

doi: 10.5505/pajes.2019.58812

Araştırma Makalesi/Research Article

Öz

Çarpan jetler, günümüzde minyatürleşme ile ısı transfer alanının azaldığı ve dolayısıyla son derece yüksek ısı akılarına sahip elektronik bileşenlerin soğutulmasında büyük bir öneme sahiptir. Bu çalışmada ise bilgisayarlar da kullanılan ve ısı üretim miktarı oldukça fazla olan mikroçiplerin soğutulmasının iyileştirilmesi incelenmiştir. Bu amaçla, üç tarafı kapalı ve bir tarafı açık kesiti dikdörtgen olan kanallarda içerisindeki sur ve dikdörtgen şeklinde olmak üzere iki farklı desene sahip 1000 W/m² sabit ısı akımlı bakır plakalı yüzeylerin tek bir hava jeti akışı ile soğutulmasının sayısal araştırması yapılmıştır. Sayısal araştırma, zamandan bağımsız ve üç boyutlu olarak enerji ve Navier Stokes denklemlerinin k-ε türbülans modeli Ansys-Fluent bilgisayar programının uygulanmasıyla gerçekleştirilmiştir. Kesiti dikdörtgen olan kanalın üst ve alt yüzeyleri adyabatik iken sur ve dikdörtgen desenli yüzeylere sabit ısı akısı uygulanmıştır. Kullanılan jet akışkanı hava olup, kanala giriş sıcaklığı 300 K'dir. Çalışma için belirlenen Re sayısı aralığı 4000-10000 iken jet-plaka arası uzaklık (H/Dh) için değerlendirilen aralık ise 4-10'dur. Elde edilen sonuçlar, literatürde bulunan çalışmanın sayısal ve deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmış olup, birbirleriyle uyum içerisinde oldukları görülmüştür. Sonuçlar, sur ve dikdörtgen şeklindeki her bir desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklığının değişimi olarak sunulmuştur. Farklı H/Dh oranları ve Re sayıları için kanal boyunca jet akışın sıcaklık, hız ve akım çizgisi konturu dağılımları sur ve dikdörtgen desenli yüzeyler için değerlendirilmiştir. Ayrıca, çalışmada her iki desenli geometride tüm yüzeyler için ortalama Nu sayısı, yüzey sıcaklığı ve jet akışın kanaldan çıkış sıcaklık değerleri analiz edilmiştir. Re=4000 ve H/Dh=4 için sur desenli yüzeylere göre dikdörtgen desenli yüzeylerde %31.45 daha yüksek ortalama Nu sayısı değeri elde edilmiştir.

Abstract

Nowadays, impinging jets are of great importance in cooling of electronic constituents which have decreasing heat transfer area with miniaturization and hence have extremely high heat fluxes. In this study, improvement of the cooling of microchips that are also used in computers and have a quite high amount of heat generation has been researched. For this aim, cooling of copper plate surfaces having 1000 W/m² constant heat flux and two different patterns that are rampart and rectangular shapes by using a single air jet flow in channels whose cross-section is rectangle and having three sides closed and one side open has been investigated. Numerical investigation has been performed steady and 3D energy and Navier-Stokes equations by implementing computer program of Ansys-Fluent with k-ε turbulence model. While the upper and lower surfaces of the channel whose cross-section is rectangle are adiabatic, constant heat flux has been applied to the surfaces of rampart and rectangle. The used jet fluid is air and the temperature of inlet air is 300 K. The range of Re for the study is 4000-10000 when the evaluated interval between the jet-plate (H/Dh) is 4-10. The acquired results have been matched with the numerical and experimental conclusions of the study in the literature and they have been found to be compatible with each other. The results have been presented as the average Nu number and the surface temperature variation for each patterned surface with the rampart and rectangle shape. The temperature, velocity and streamline contour distributions of the jet flow along the channel for different H/Dh ratios and Re numbers have been evaluated for ramparts and rectangular pattern surfaces. In the work, the values of the mean Nu number, surface temperature and outlet jet flow temperature from the channel have been also analyzed for all surfaces in both patterned geometries. A higher average Nu number value of 31.45% has been obtained for rectangle patterned surfaces according to rampart patterned surfaces for Re=4000 and H/Dh=4.

Anahtar kelimeler: Çarpan hava jeti, Desenli yüzey, Isı transferi

Keywords: Impingement air jet, Patterned surface, Heat transfer

1 Giriş

Çarpan jet, yüksek ısı transfer oranına ulaşma kabiliyeti nedeniyle dikkat çeken bir soğutma mekanizmasıdır. Bu uygulama yöntemi, yüksek ısı transfer katsayılarının istenildiği ısıtma ve kurutma amacıyla da kullanılabilir. Çarpan jet, metallerin tavlama, gaz türbini kanatlarının soğutulması, öğütme işlemlerinde soğutma [1] ve fotovoltaik hücrelerin soğutulması gibi çok çeşitli endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır [2]. Jet soğutma, günümüzde aynı zamanda yüksek güçlü elektronik ve fotonik ısı sistemleri için uygulanabilir bir yöntem haline gelmiştir. Isı üretim oranı

yüksek olan elektronik elemanlar, sürekli olarak teknolojik değişime uğradığı, boyutsal olarak küçüldüğü ve geliştiği için tek başına hava soğutması kullanımının gerekli ve yeterli performansı sağlayamayacağı belirlenmiştir. Çarpan jet ile soğutma sayesinde yüksek ısı akısına sahip bu cihazlardan büyük miktarlarda ısının uzaklaştırılması mümkün hale gelmektedir [3]-[4]. Çarpan jet akışıyla ilgili yapılan önceki çalışmalardan birinde, Carlomagno ve Ianiro [5] Re sayısının ve jet-plaka arası uzaklığının, ısı transferi ve çarpan jetin akış yapısı üzerindeki etkisinin detaylı bir incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Bu amaçla, hem ısı hem de parçacık görüntülemeli hız ölçüm tekniğini (PIV) kullanmışlardır.

Ayrıca, PIV sonuçlarının ileri hesaplama yöntemleriyle de karşılaştırılması yapılmıştır. Argus ve diğ. [6] tek bir hava jeti akışını kullanarak kanaldaki ısıtılmış blok dizilerinin soğutulmasında laminar jet akışı ve ısı transferi özelliklerini sayısal olarak araştırmışlardır. Sayısal hesaplamalarda değişken parametreler olarak, farklı jet Re sayısı, kanal yüksekliği, jet delik genişliği, çarpılan plakalar arası uzaklık, plaka yüksekliği ve plaka ısı iletkenlik katsayısını kullanmışlardır. Genel olarak, blokların etkili bir şekilde soğutulmasının kanal yüksekliğinin azalmasına ve Re sayısının artmasına bağlı olduğunu bulmuşlardır. Popovac ve Hanjalic [7] tek bir çarpan jet akışı ile ısıtılmış kübik plakanın soğutulmasını araştırmışlardır. Çalışmada ayrıca, merkezi noktası küp civarında biçimlenen akış yapılarını incelemişler ve küpün soğutulması ile akış yapıları arasında yakın bir ilişki olduğunu bulmuşlardır. Yang ve Hwang [8] yarı silindirik bir dış büyük yüzey üzerine çarpan türbülanslı bir jetin akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Re sayısı arttığında dış büyük yüzey üzerindeki hız değişiminin ve türbülans kinetik enerjinin arttığını belirlemişlerdir. Mushatat [9] çarpan jetlerin ısı transferi ve türbülanslı akış özelliklerini sayısal olarak değerlendirmiş ve jetler arası mesafe ve jet Re sayısının yeniden dolaşım bölgelerini, yerel Nu sayısı ve türbülans kinetik enerjisi önemli ölçüde etkilendiğini belirlemiştir. Sezai ve Mohammed [10] çalışmalarında düz bir plaka üzerine çarpan laminar jet akış düzenlemesini sayısal olarak incelemişler ve jetler arası uzaklığın Nu sayısı üzerindeki etkisinin oldukça az olduğunu belirlemişlerdir. Alnak ve diğ. [11] sabit ısı akısı altında ısıtılan üçgen desenli yüzeylerin türbülanslı akış koşullarında hava jeti akışı ile soğutulmasını sayısal olarak değerlendirmişlerdir. Boyutsuz jet plaka arası uzaklığın 6 olduğu durumda Re sayısı 4000' den 6000'e artırıldığı zaman ortalama Nu sayısında %69.32 artış elde etmişlerdir. Bununla birlikte, kanalın çıkışına doğru jet etkisinin azalmakta olduğunu ve bu nedenle en yüksek yüzey sıcaklığının kanal çıkışındaki desenli yüzeyde olduğunu belirlemişlerdir. Karabulut ve diğ. [12] yaptıkları çalışmada, dikdörtgen bir kanal içerisinde bulunan daire desenli yüzeyler üzerine etki eden hava jeti akışının soğutma potansiyelini ve kanal içerisindeki akışın yapısını incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, jet etkisinin ve dolayısıyla soğutma kapasitesinin Re sayısının ve jet plaka arası uzaklığın artışıyla arttığını belirlemişlerdir. Belarbi ve diğ. [13] ise kişisel bilgisayar işlemcisinin soğutma performansını iyileştirmek amacıyla hava jeti çarpmalı kesiti dikdörtgen olan mini kanallı soğutucu bloğun ısı ve aerodinamik performanslarının deneysel araştırmasını yapmışlardır. Değişken parametreler olarak, hız profili, ısı direnci ve sıcaklık üzerinde jet çarpma mesafesinin etkisini çalışmışlardır. Ayrıca, ısı performans üzerinde mikroişlemcinin (ısı kaynağının) konumunun etkisini incelemişlerdir. Sonuçlar, "jet yüksekliği/çap" oranı olan $Y/D=0.606$ 'nın en iyi soğutma performansını sergilediğini ve ısı kaynağının (merkezi işlemci ünitesi) orjinal konumundan uzunlamasına 10 mm uzağa yer değiştirmesinin soğutma performansını artırdığını göstermiştir. Leena ve diğ. [14] sabit bir düz bakır plaka üzerine çoklu hava jeti çarpmasının ısı transferi karakteristiklerini çalışmak amacıyla deneysel ve sayısal araştırmalar yapmışlardır. Sayısal çalışma için sonlu hacim esaslı bir yazılım programı olan Ansys-Fluent yazılımı kullanırken, deneysel araştırma için bir sistem tasarlamışlardır. Simüle edilmiş bir çipin ısı transfer yüzeyi olarak tabandan ısıtılan bir bakır plaka kullanılmış olup, jetler hat içi bir düzende düzenlenmiş üç keskin kenarlı dairesel delik tarafından üretilmiştir. Isı transferi karakteristikleri üzerinde

Re sayısının (4000-8000) ve jetler arası uzaklığın etkisi sayısal olarak incelenmiştir. En iyi soğutma performansını, Re sayısının 5000 olduğu durum için elde etmişlerdir. Aynı zamanda, sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçları, deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlarla doğrulamışlardır. Bununla birlikte, soğutma ortamı olarak hava için geçerli olan Re sayısına bağlı Nu sayısı için bir bağıntı önermişlerdir.

Teknolojinin de ilerlemesiyle boyutları küçülen elektronik cihazların etkili bir şekilde soğutulması, 21. yüzyılın zorlayıcı ve kısıtlayıcı bir sorunu haline gelmiştir. Elektronik elemanların hacminin küçülmesi, her birim hacim için artan devre sayısı, daha hızlı devreler ve sonucunda kapasite artışı güç dağılımının artışı sağlamaktadır. Aynı zamanda, bu eğilim, çip, modül ve sistem seviyesinde güç yoğunluğunun da artmasını sağlamaktadır. Eğer, soğutma sistemlerinde bir gelişme sağlanamazsa günümüzün elektronik elemanlarında var olan güç yoğunluğunun, elektriksel performans güvenilirliğinin azalmasına ve elemanlarda fiziksel hasarlar meydana gelmesine sebep olması kaçınılmaz bir hale gelecektir. Bu sorunu gidermek için kullanılabilir olan çarpan jet tekniği, ısı cihazlardaki ısı transferini artırmak için yüksek performanslı bir soğutma teknolojisidir.

Sunulan çalışmada da teknolojinin en küçük yapı taşı olup bilgisayarlar da kullanılan ve ısı üretim miktarı fazla olan mikroçiplerin soğutulmasının iyileştirilmesini incelemek amacıyla bir tarafı açık, üç tarafı kapalı kesiti dikdörtgen olan kanallar içerisindeki sur ve dikdörtgen şeklinde iki farklı desene sahip bakır plakalı yüzeylerin tek bir hava jeti akışı ile soğutulmasının sayısal araştırması yapılmıştır. Sayısal araştırma, zamandan bağımsız, üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin $k-\epsilon$ türbülans modeli Ansys-Fluent bilgisayar programının kullanılarak çözülmesiyle yapılmıştır. Çalışmada, literatürde var olan çalışmalar da dikkate alınarak 50x200 mm boyutlarında ve kanal yükseklik etkisini de incelemek için farklı yüksekliklere sahip dikdörtgen şeklindeki kanallar kullanılırken, çarpan jet akışkanı olarak ise kanala giriş sıcaklığı 300 K olan hava kullanılmıştır. Sayısal hesaplamalarda, havanın kinematik viskozitesi $\nu=15.89 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, yoğunluğu $\rho=1.1614 \text{ kg}/\text{m}^3$, özgül ısı $c_p=1.007 \text{ kJ}/\text{kgK}$, ısı iletim katsayısı $k=26.3 \cdot 10^{-3} \text{ W}/\text{mK}$ olarak alınmıştır. Jet-desenli plakalar arası uzaklıklar (H/D_h), sur ve dikdörtgen olmak üzere desenlerin geometrik şekilleri ve jet akışkanı olan havanın kanala giriş hızları (Re sayısı) değişken parametreler olarak dikkate alınmıştır. Tüm incelemelerde, desenli yüzeyler sabit $1000 \text{ W}/\text{m}^2$ 'lik bir ısı akısına maruzdur. İncelenen jet Re sayısı aralığı 4000-10000 iken jet-plaka arası uzaklığı ise $4-10D_h$ 'dir. Sunulan çalışmanın sayısal sonuçları, literatürde bulunan çalışmanın deneysel ve sayısal sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve sonuçların birbirleriyle uyum içerisinde oldukları görülmüştür. Elde edilen sonuçlar, sur ve dikdörtgen olmak üzere her bir desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklık değişimleri olarak sunulmuş ve birbirleriyle karşılaştırılarak analizi yapılmıştır. Farklı H/D_h oranları ve Re sayıları için kanal boyunca jet akışın sıcaklık, hız ve akım çizgisi konturu dağılımları sur ve dikdörtgen desenli yüzeyler için değerlendirilmiştir. Ayrıca, çalışmada her iki desenli geometri için farklı Re sayıları ve jet-plaka uzaklıklarında ($H/D_h=4$ ve 10) tüm yüzeyler için ortalama Nu sayısı, yüzey sıcaklığı (T_{sm}) ve jet akışın kanaldan çıkış sıcaklık değerleri (T_{mojet}) analiz edilmiştir.

2 Sayısal yöntem

Çalışmada, üç boyutlu, zamandan bağımsız olarak farklı geometrik şekilli desenli yüzeyler üzerindeki jet akışın

zorlanmış taşınım ısı transferinin sayısal olarak çözümü için Ansys-Fluent programından yararlanılmıştır.

Süreklilik ve momentum denklemleri için hesaplamaların durdurulacağı yakınsaklık ölçeği 10^{-6} iken, bu değer enerji denklemi için 10^{-7} 'dir. Simülasyonlarda dörtyüzlü (tetrahedral) ağ yapısı kullanılmıştır.

Isı transferi simülasyonlarında türbülansın doğru modellenmesi esastır. Türbülanslı akışların doğrudan sayısal simülasyonu çok zordur ve zaman alıcıdır. Sayısal modellemelerde kullanılan çeşitli türbülans modelleri bulunmaktadır. Bununla birlikte, türbülans modelleri arasında ekonomikliği ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukla sonuç vermesi açısından yarı ampirik bir model olan k-ε türbülans modeli yaygın olarak kullanılmaktadır. Çarpan jetlerle ilgili olarak yapılan çalışmaların birinde, Wang ve Mujumdar [15] türbülanslı jetler için düşük Re sayılı birkaç k-ε türbülans modelini test etmişlerdir. Modellerin, Nu sayısı dağılımının genel şeklini belirleyebildiğini ve büyük jet-plaka arası uzaklıklar için durma noktasında modellerin daha iyi uygulandığını saptamışlardır. Çalışmalarında, standart yüksek Re sayılı modellerle kıyaslandığında, k-ε türbülans modelinin çarpan jetlerin ısı transferi özelliklerini belirlemede iyi bir performans sergilediğini belirlemişlerdir. Ayrıca, çalışmada diğer türbülans modelleriyle karşılaştırıldığında kinetik enerji üretimini azaltmaya ve durma bölgesinde olması gereken sonuca yaklaşıldığından k-ε türbülans modelinin uygun olduğunu belirlemişlerdir. Buna göre, literatürdeki çalışmalardan elde edilen sonuçlar da göz önüne alınarak bu çalışmada sayısal hesaplamalarda desenli yüzeyler için standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

Desenli yüzeylerin olduğu kanal boyunca akış ve ısı transferinin çözümüne aşağıda açıklandığı gibi gövde kuvvetinin olmadığı kararlı durum koşullarında türbülanslı akış için zaman ortalamalı kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden üretilen kısmi türevli diferansiyel denklemlerin çözümü ile ulaşılmıştır [16].

Süreklilik denklemi

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

Momentum denklemi

x momentumu denklemi

$$\left[\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{u'u'})}{\partial x} \right] + \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{u'v'})}{\partial y} \right] + \left[\bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial (\overline{u'w'})}{\partial z} \right] = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) \quad (2.1)$$

y momentumu denklemi

$$\left[\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{v'u'})}{\partial x} \right] + \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{v'v'})}{\partial y} \right] + \left[\bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} + \frac{\partial (\overline{v'w'})}{\partial z} \right] = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

z momentumu denklemi

$$\left[\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{w'u'})}{\partial x} \right] + \left[\bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{w'v'})}{\partial y} \right] + \left[\bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial (\overline{w'w'})}{\partial z} \right] = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

Enerji denklemi

$$\left[\bar{u} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} \right] + \frac{\partial (\overline{u'T'})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{v'T'})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{w'T'})}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} \right) + \phi \quad (3)$$

Daimi akış 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

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

Çalışmada faydalanılan türbülans modelindeki (k-ε), ε türbülans dağılımı, k' türbülans kinetik enerji ve φ viskoz yayılım terimini belirtmektedir.

Türbülans kinetik enerji

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

Viskoz yayılım 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

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

Model sabitleri olan C_{μ} , $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, σ_k ve σ_ϵ standart k-ε türbülans modelinde kullanılan genel saptanmış değerlerdir [16]. Bu sabitlerin değerleri, birçok türbülanslı akış için çok sayıda veri uyumuyla sağlanmıştır.

Re sayısı aşağıda verilen denklem ile hesaplanmaktadır

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

D_h jet girişinin hidrolik çapıdır.

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4(a \cdot W)}{2(a + W)} \quad (10)$$

Bu denklemde, A_c ve P sırasıyla jet girişinin kesit alanı ve çevre uzunluklarıdır.

Nu sayısı, taşınım ısı geçişinin iletimle ısı geçişine oranı olarak değerlendirilir.

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_s = h(T_\infty - T_s) \text{ ve } Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (11)$$

Burada, h yüzey üzerindeki yerel ısı taşınım katsayısı, n yüzeye dik yöndür ve ortalama ısı taşınım katsayısı h_m ve Nu sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

Ortalama ısı taşınım katsayısı

$$h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \quad (12)$$

Ortalama Nu sayısı

$$Nu_m = \frac{h_m D_h}{k} \quad (13)$$

Burada, h ve h_m sırasıyla yerel ve ortalama ısı taşınım katsayılarıdır.

3 Geometrik model

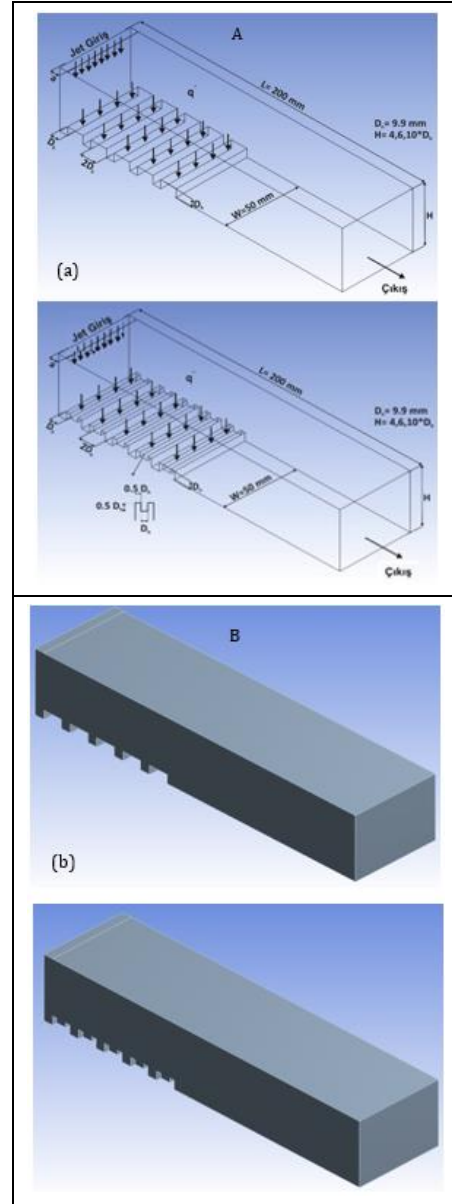
Şekil 1'de çalışmada kullanılan desenli yüzeylerin bulunduğu kanalların boyutlarının da olduğu perspektif görünüşleri ve sınır şartları gösterilmektedir. Çalışmada kullanılan jet püskürtücünün hidrolik çapı (D_h) 9.9 mm iken kanalın boyu (L) ve genişliği (W) ise sırasıyla 200 mm ve 50 mm'dir. Jet püskürtücüden çıkan akışkanın giriş hız aralığı 6.23-15.58 m/s iken jet girişinde uniform hız profili bulunan dikdörtgen püskürtücünün boyutları 5.5x50 mm'dir. Kanal yükseklikleri ise $4xD_h$, $6xD_h$, $10xD_h$ 'dir. Kanal boyutlarına bağlı olarak iki farklı kanal içerisinde beş adet sur ve beş adet dikdörtgen desenli yüzey bulunmakta iken iki desen arası uzaklık D_h , desenin genişlik ve yüksekliği ise $2xD_h$ ve D_h 'dir.

Bu çalışma şu kabuller altında gerçekleştirilmiştir:

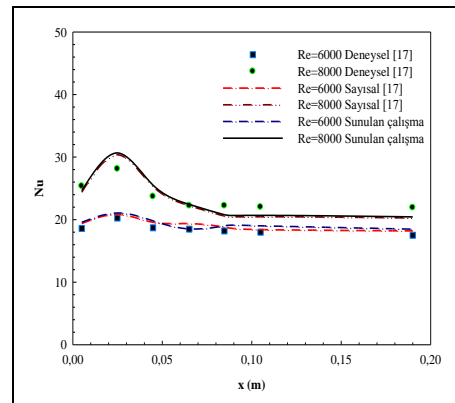
- Kanallar için akış alanı üç boyutlu, zamandan bağımsız ve türbülanslıdır,
- Desenli yüzeylerin soğutulması için kullanılan jet akışkan sıkıştırılmaz özellikli havadır,
- Desenli yüzeye uygulanan sabit ısı akısı 1000 W/m^2 'dir,
- Jet akışkanın ısı özellikleri sabittir,
- Jet akışkanı ve desenli yüzeyler için ısı üretimi yoktur.

4 Sonuçlar ve değerlendirme

Kılıç ve diğ. [17]'nin deneysel ve sayısal olarak yaptıkları çalışmanın Nu sayısı sonuçları $H/D_h=6$ ve $Re=6000$ ve 8000 değerleri için, bu çalışmanın sayısal sonuçları ile karşılaştırılmalı olarak Şekil 2'de gösterilmektedir. Karşılaştırma amacıyla Kılıç ve diğ. [17]'nin çalışmalarında kullandıkları 200×50 mm boyutlu düz bir bakır plaka yüzeyi kullanılmıştır. $Re=6000$ için jet çarpma bölgesindeki Nu sayısı değeri incelendiğinde Kılıç ve diğ. [17]'nin deneysel sonucu ile bu çalışmanın sayısal sonucu arasındaki sapma %3.99 iken her iki çalışmanın sayısal sonuçları arasındaki sapma değerinin %1 olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte, Re sayısının 8000 olduğu değer için çarpma bölgesinde türbülans yoğunluğunun artmasına bağlı olarak Kılıç ve diğ. [17]'nin deneysel sonuçları ile bu çalışmanın sayısal sonuçları arasındaki sapma miktarı artarak %9.15 olmaktadır. Aynı bölgede, sayısal sonuçlar arasındaki sapma değeri ise %1.02'dir. Elde edilen bu sonuçlara göre, bu çalışmanın sayısal sonuçlarının Kılıç ve diğ. [17]'nin deneysel ve sayısal sonuçlarıyla karşılaştırılabilir ve sayısal çalışmanın makul ve uygun olduğu söylenebilir.



Şekil 1: A-dikdörtgen desenli B-sür desenli kanalın perspektif görünüşü. (a): Sınır şartlı ve boyutlu hesaplama hacmi. (b): CFD simülasyon hacmi.



Şekil 2: Kılıç ve diğ. [17]'nin deneysel ve sayısal sonuçları ile sunulan sayısal çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması.

$H/D_h=4$ ve $Re=4000$ için desenli yüzeylerin ortalama Nu sayısı ve jet akışkanın kanaldan çıkış sıcaklığı üzerinde ağ sayısının etkisini belirlemek amacıyla dikdörtgen ve sur desenli yüzeyler için yapılan ağ bağımsızlık testleri sırasıyla Tablo 1 ve 2'de gösterilmektedir. Elde edilen sonuçlara göre dikdörtgen ve sur desenli yüzeylerin bulunduğu kanal kesitleri için sırasıyla 1714584 ve 1958420 adet ağ elemanın yeterli olduğu belirlenmiştir.

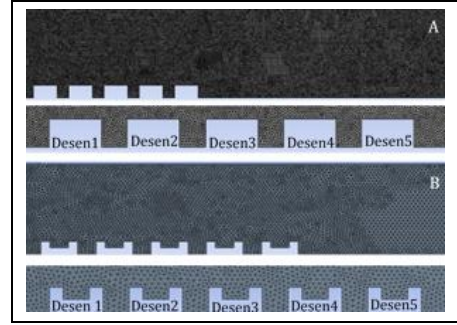
Tablo 1: Dikdörtgen desenli yüzeyli kanalda Nu_m ve T_{mojet} için ağ bağımsızlık testinin sonuçları.

Ağ sayıları	Nu_m	T_{mojet} (K)
1525412	9.7189	324.648
1714584	9.7298	324.663
1954741	9.7297	324.665

Tablo 2: Sur desenli yüzeyli kanalda Nu_m ve T_{mojet} için ağ bağımsızlık testinin sonuçları.

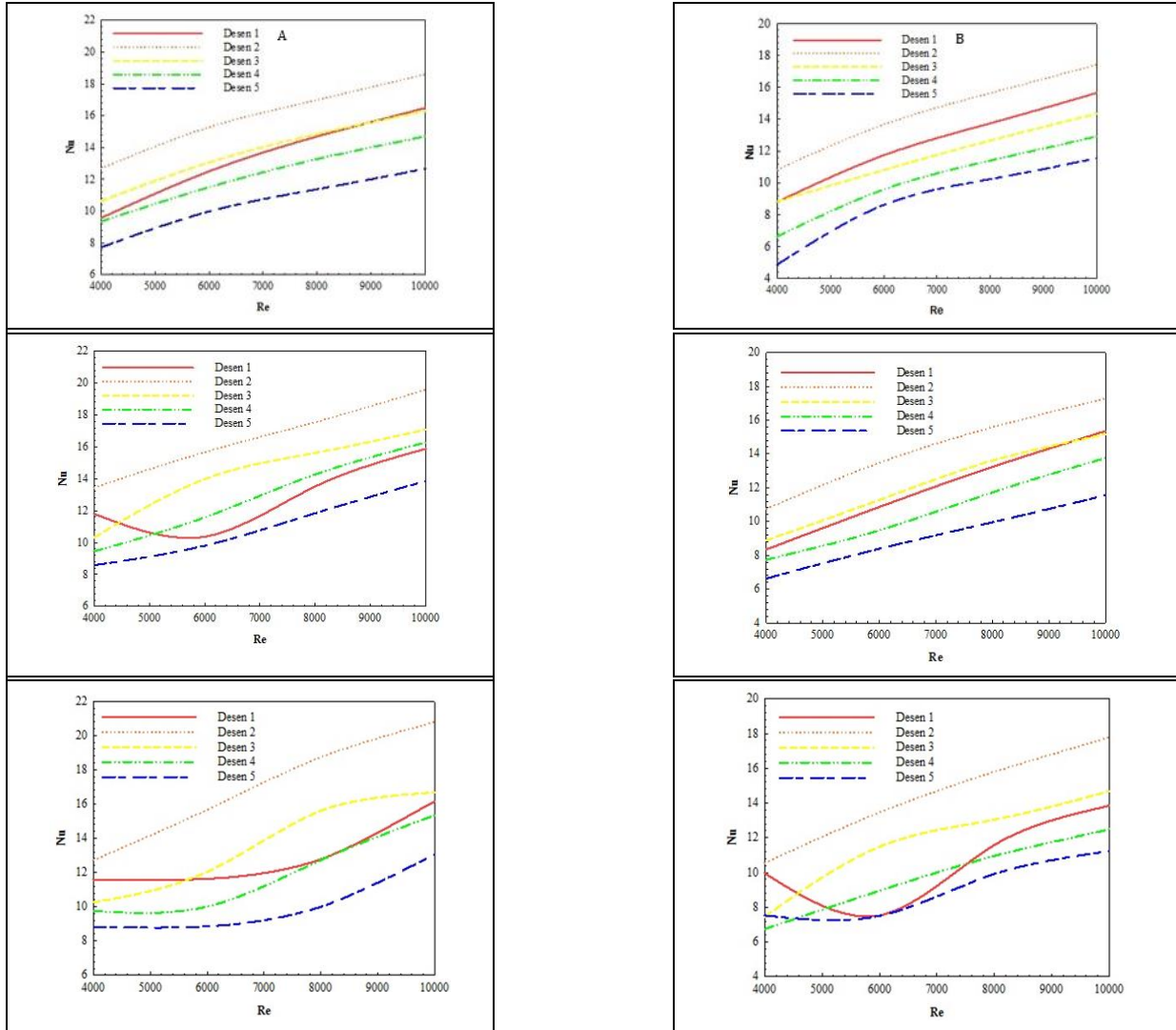
Ağ sayıları	Nu_m	T_{mojet} (K)
1958420	7.4015	332.359
3338659	7.4018	332.358
4521453	7.4018	332.358

Dikdörtgen ve sur desenli yüzeylere sahip kanalların ağ yapıları, desenlerin ağ şekillerini de kolaylıkla görebilmek için Şekil 3A ve B'de yaklaştırılarak gösterilmiştir.



Şekil 3: Hesaplamada kullanılan A-dikdörtgen B-sur desenli yüzeyli kanalların ağ yapıları.

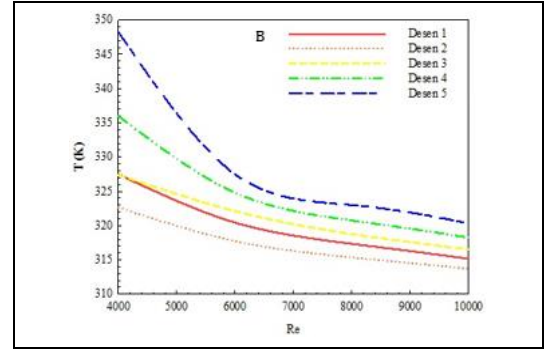
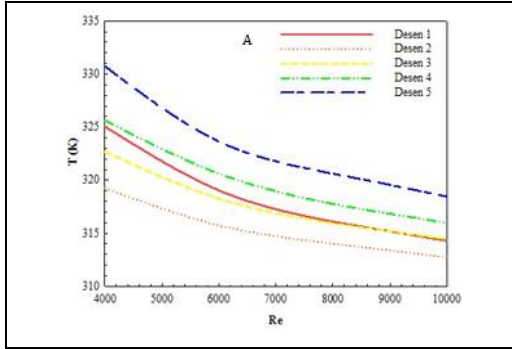
Şekil 4A ve B'de sırasıyla dikdörtgen ve sur şeklindeki desenli yüzey geometrileri için ortalama Nu sayısının farklı Re sayıları (4000, 6000, 8000 ve 10000) ve jet plaka arası uzaklıkları ($H/D_h=4, 6$ ve 10) için değişimi gösterilmektedir. Kanal girişlerinden çıkışlarına doğru her iki desenli yüzey için eşit uzaklıklarda ve boyutlarda beşer adet desen bulunmaktadır.



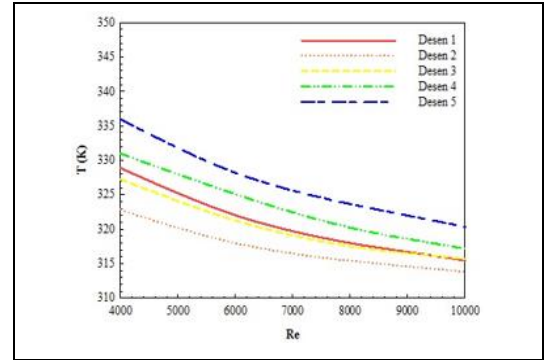
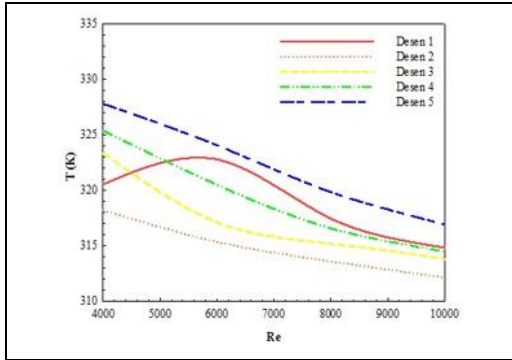
Şekil 4: A-Dikdörtgen B-sur desenli yüzeylerde H/D_h , (a): 4, (b): 6, (c): 10 için ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi.

Şekil 4A ve B'de belirtilen beş farklı desen için elde edilen ortalama Nu sayısı değerleri, her bir desen için tüm yüzey boyunca elde edilen ortalama değerlerdir. Her iki yüzey şekli için kanalların sol alt taraflarında yeniden dolaşım bölgeleri oluşmaktadır. Oluşan bu yeniden dolaşım bölgeleri, ana jet akışını etkileyerek yönlendirmektedir. Bu sebeple, en yüksek ortalama Nu sayısı değerlerine ikinci desen yüzeyleri üzerinde ulaşılmaktadır. Bununla birlikte, sur şeklindeki desenli yüzey için akışın desenin üst kısmındaki aralıklara giriş yoğunluğunun azalması nedeniyle dikdörtgen desenli modelle karşılaştırıldığında daha düşük Nu sayısı değerleri elde edilmektedir. Ayrıca, en az jet etkisi ve buna bağlı olarak meydana gelen türbülans etkisi kanal çıkışına doğru kanalın sonunda bulunan Desen 5 için olduğundan en düşük Nu sayısı değeri bu desen için elde edilmektedir. Jet plaka arası uzaklığın $H/D_h=4$ olduğu durumda $Re=4000$ için ortalama Nu sayısı değeri dikdörtgen desenli yüzeyde sur desenli yüzeye göre %31.45 daha fazladır. Bunun yanı sıra, Re sayısının artış oranıyla Nu sayısındaki artış oranının sur şeklindeki desen için

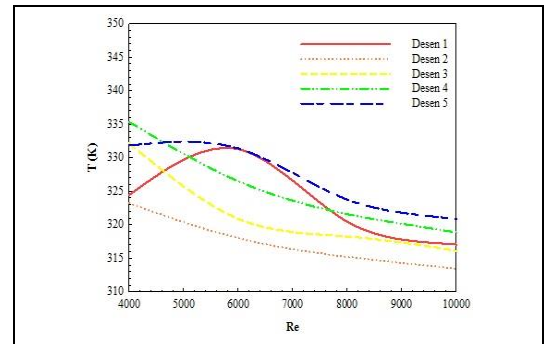
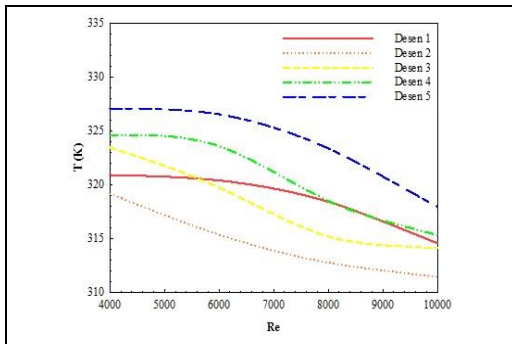
daha fazla olduğu belirlenmiştir. $H/D_h=4$ için Re sayısının 4000'den 6000'e artışı ortalama Nu sayısının dikdörtgen şeklindeki model için %25.72 artmasını sağlarken, sur şeklindeki model için bu artış değeri %43.24'dür. Bu duruma, kanal içerisinde jet akış hızının artmasıyla yeniden dolaşım bölgelerinin azalması sonucunda ısı transferindeki artışla ulaşılır. Bununla birlikte, jet-plaka arası uzaklığın artmasıyla jet akışın yüzey üzerindeki etkisi azalarak kanal içerisinde oluşan yeniden dolaşım bölgeleri artmaktadır. Buna bağlı olarak Re sayısı 4000' den 6000' e artarken yeniden dolaşım bölgelerinin büyüklüğünde meydana gelen değişimler sonucu özellikle Desen 1 için elde edilen Nu sayısı değerlerinde yoğun değişimler meydana gelmektedir. Dikdörtgen ve sur şeklindeki yüzeylere ait ortalama yüzey sıcaklıklarının $Re=4000, 6000, 8000$ ve 10000 olmak üzere farklı Re sayıları ve $H/D_h=4, 6$ ve 10 olarak farklı jet plaka arası uzaklıkları için değişimleri sırasıyla Şekil 5A ve B' de verilmektedir. Kanal sonuna doğru jet akışı etkisi azalmakta ve bunun sonucunda yeniden dolaşım bölgeleri oluşmaktadır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 5: A-Dikdörtgen B-sur desenli yüzeylerde H/D_h . (a): 4, (b): 6, (c): 10 için ortalama yüzey sıcaklığının Re sayısı ile değişimi.

Bu nedenle, her iki desen şekli için en yüksek yüzey sıcaklık değerlerine jet etkisinin daha az olduğu Desen 5'te ulaşılmaktadır. Bununla birlikte, dikdörtgen desenli yüzeyler için sur şeklindeki desenli yüzeylere göre daha düşük sıcaklık değerleri elde edildiği Şekil 5A ve B'den kolaylıkla görülebilmektedir. $Re=8000$ ve $H/D_h=10$ için dikdörtgen desenli yüzeyde ortalama yüzey sıcaklık değeri 317.65 K iken sur şeklindeki desen için aynı koşullardaki sıcaklık değeri 319.83 K olmaktadır. Aynı zamanda, jet-plaka arası uzaklığın artışı kanal içerisindeki türbülans yoğunluğunun ve jet akışı etkisinin yüzeyler üzerinde azalmasına sebep olarak yüzey sıcaklık değerlerinin artmasına sebep olmaktadır. Bununla birlikte, Desen 1 için Re sayısının 4000 'den 6000 'e artışında meydana gelen yeniden dolaşım bölgelerinin jet akışı etkilemesi sonucu yüzey sıcaklık değerlerinde diğer desenli yüzeylere göre (Desen 2, 3, 4 ve 5) artış yönünde daha keskin değişimler olduğu görülmektedir.

$H/D_h=4$ ve $Re=4000$ ve 10000 için Şekil 6A ve B'de sırasıyla dikdörtgen ve sur şeklindeki yüzeylere ait a-hız, b-akım çizgileri ve c-sıcaklık konturu dağılımları gösterilmektedir. Her iki desen şekli için kanallarda birinci desenlerin sol alt taraflarında oluşan yeniden dolaşım bölgeleri jet akışı ikinci desen üzerine yönlendirmektedir.

Bunun yanı sıra, jet akışın yüzeylerden ayrıldıkları kısımlarda, kanalların sonlarında ve jet akışın desen aralarına giremediği bölgelerde yeniden dolaşım bölgeleri oluşmaktadır. Bu kısımlar sıcaklık dağılımı konturlarından da görülebildiği gibi sıcaklıkların arttığı bölgelerdir. Re sayısı değerinin 4000 'ten 10000 'e artışıyla yeniden dolaşım bölgeleri birleşerek jet akışı desenli yüzeyler üzerine yönlendirmektedir. Böylece desenli yüzeyler üzerinde jet etkisi arttığından ısı transferi artmakta ve daha iyi bir soğutma etkisi elde edilmektedir.

Şekil 7A ve B'de ise sırasıyla dikdörtgen ve sur şeklindeki desenli yüzeylere ait a-hız, b-akım çizgisi ve c-sıcaklık dağılımı konturları $H/D_h=10$ ve $Re=4000$ ve 10000 için sunulmaktadır. Jet plaka arası uzaklığın (H/D_h) artışı, jetin yüzeyler üzerindeki etkisini azaltmaktadır. Bu durum, hız dağılımı konturlarında desen yüzeyleri üzerinde azalan hız değerleri ile kendini göstermektedir. Aynı zamanda, jet plaka arası uzaklığın artışı kanal içinde türbülans yoğunluğunu azaltarak yeniden dolaşım bölgelerinin artmasına sebep olmaktadır. Bu durumda desen yüzeylerinde sıcaklıklar artarken, Re sayısının artışıyla yeniden dolaşım bölgeleri birleşerek akışı desenler üzerine yönlendirmektedir. Böylece, aynı jet plaka uzaklığında ($H/D_h=10$) $Re=4000$ 'e göre $Re=10000$ 'de yüzey sıcaklık

değerlerindeki azalma sıcaklık konturu dağılımlarından görülebilmektedir.

Tablo 3 ve 4'te sırasıyla dikdörtgen ve sur şekilli yüzeylere ait farklı Re sayıları ve H/D_h oranları için ortalama Nu sayısı (Nu_m), yüzey (T_{sm}) ve hava jeti çıkış sıcaklık (T_{mojet}) değerleri gösterilmektedir. Jet plaka arası uzaklığın 4'ten 10'a artışıyla türbülans yoğunluğunun azalması nedeniyle her iki desen şekli için Nu_m azalmakta iken T_{sm} artmaktadır. Bununla birlikte, Re sayısı artarken, Nu_m artmakta ancak jet akışın ortalama çıkış sıcaklık (T_{mojet}) değeri akışkan hızının artışına bağlı olarak konduksiyon direncinin artması nedeniyle azalmaktadır.

5 Genel sonuçlar

Teknolojinin de ilerlemesiyle boyutları küçülen elektronik cihazların etkili bir şekilde soğutulması, 21. yüzyılın zorlayıcı ve kısıtlayıcı bir sorunu haline gelmiştir. Eğer, soğutma sistemlerinde bir gelişme sağlanamazsa, günümüzün elektronik elamanlarında var olan güç yoğunluğunun, elektriksel performans güvenilirliğinin azalmasına ve elemanlarda fiziksel hasarlar meydana gelmesine sebep olması kaçınılmaz bir hale gelecektir. Bu sorunu gidermek için kullanılabilen olan çarpan jet tekniği, ısı cihazlardaki ısı transferini artırmak için yüksek performanslı bir soğutma teknolojisidir.

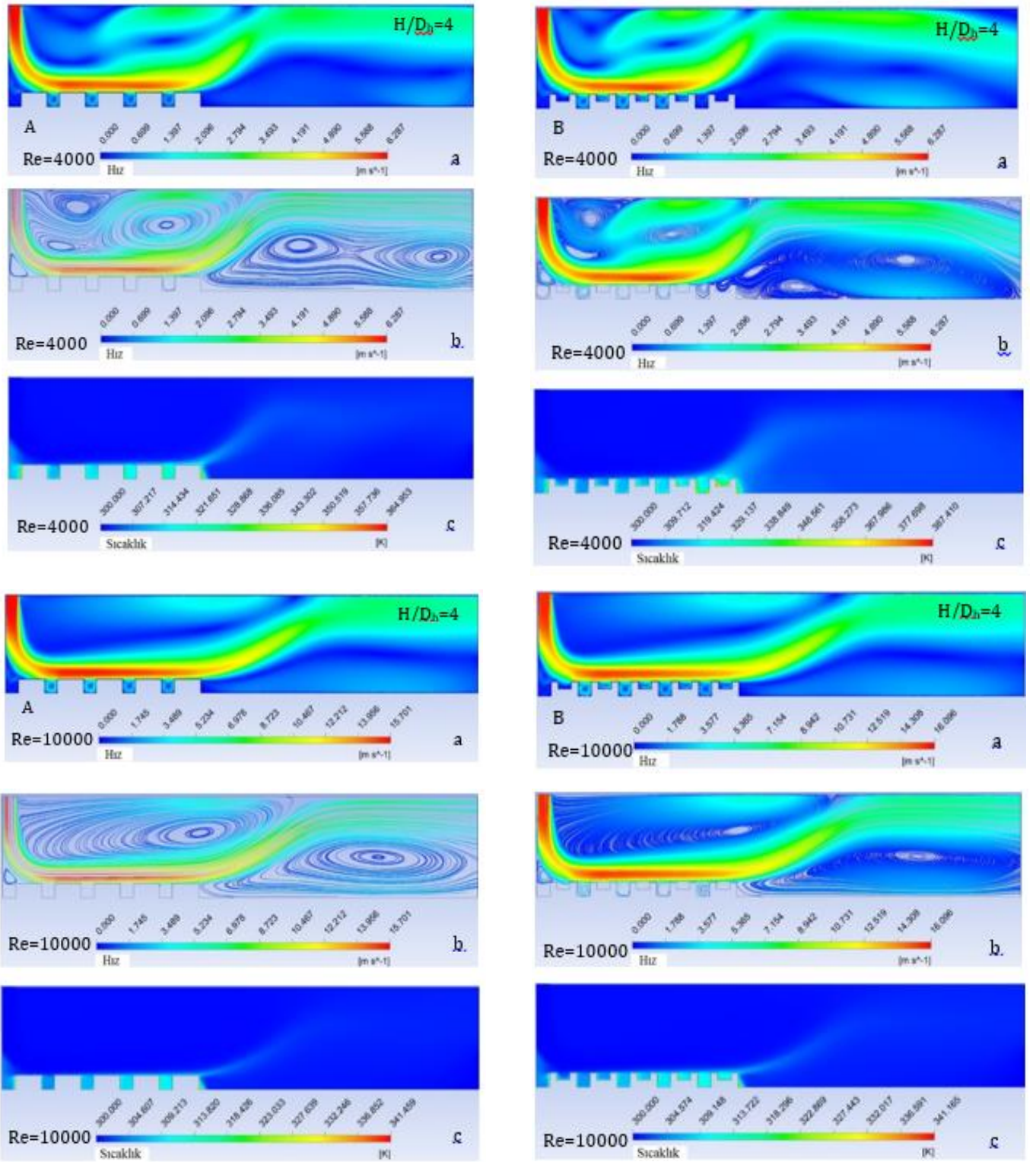
Bu çalışmada, tek bir hava jeti akışı kullanılmasıyla kesiti dikdörtgen olan kanallar içerisinde bulunan sabit ısı akışı altında ısıtılan dikdörtgen ve sur desenli olmak üzere iki farklı şekilden oluşan bakır plakalı yüzeylerdeki ısı transferinin ve kanallar içerisindeki akış yapılarının incelenmesi sayısal olarak yapılmıştır. Sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar, literatürde var olan çalışmanın sayısal ve deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve birbirleriyle uyum içerisinde oldukları görülmüştür. Sonuçlar, her bir dikdörtgen ve sur desenli yüzeyler için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklığının değişimi olarak sunulmuştur. Bununla birlikte, kanallar içerisindeki jet akışın sıcaklık, hız ve akım çizgisi konturu dağılımları farklı Re sayısı ve jet-plaka arası uzaklıkları (H/D_h) bakımından değerlendirilmiştir. Ayrıca, çalışmada her iki desenli geometri için farklı Re sayıları ve jet-plaka uzaklıklarında ($H/D_h=4$ ve 10) tüm yüzeyler için ortalama Nu sayısı, yüzey sıcaklığı ve jet akışın kanaldan çıkış sıcaklık değerleri analiz edilmiştir. Buna göre, sayısal sonuçlardan elde edilen veriler aşağıda özetlenmiştir:

Tablo 3: Farklı Re ve H/D_h oranlarında dikdörtgen şekilli yüzey için Nu_m , T_{sm} ve T_{mojet} .

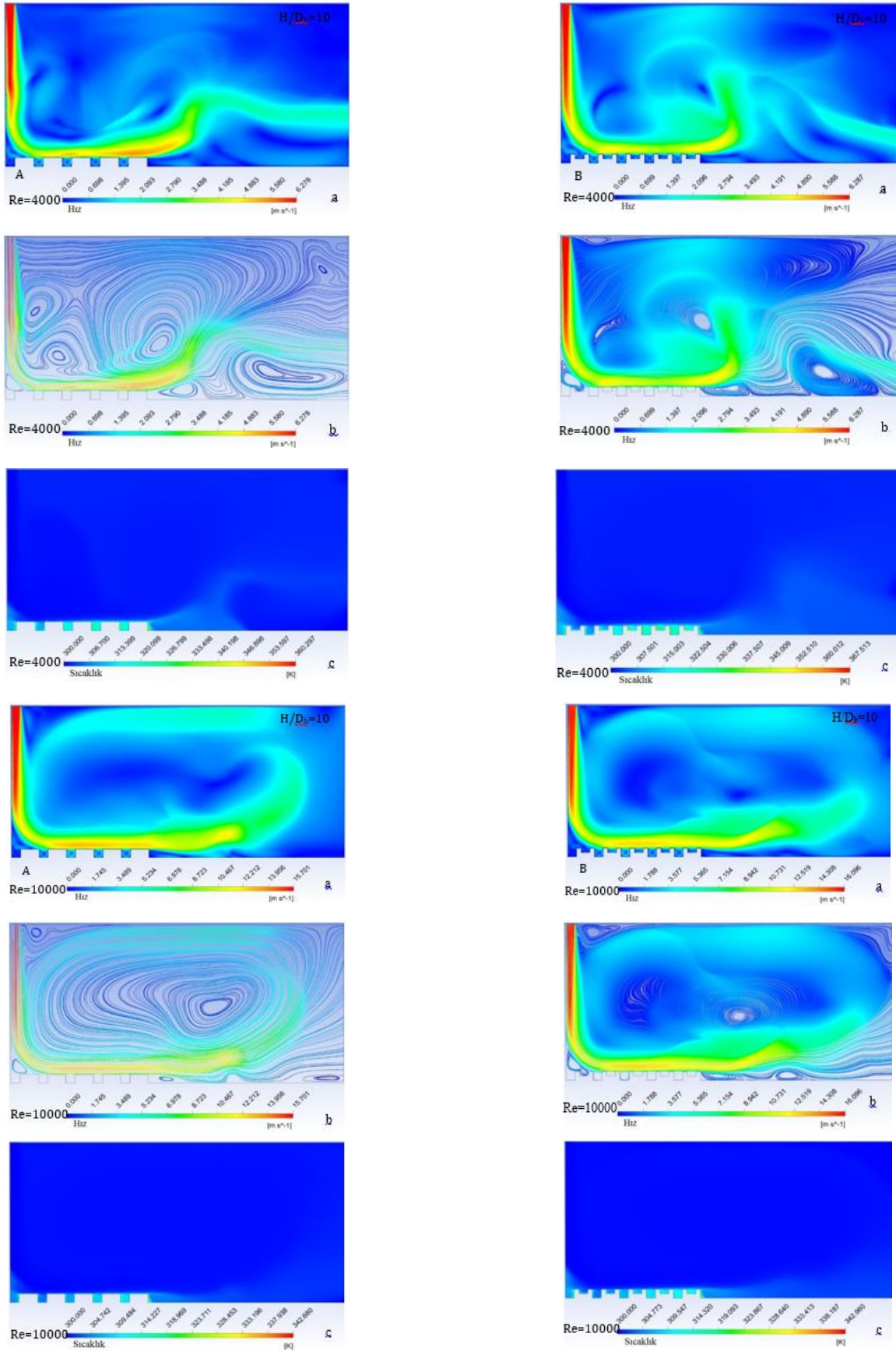
Dikdörtgen Şekilli Yüzey	Nu_m		T_{sm}		T_{mojet}	
	4	10	4	10	4	10
H/D_h						
Re						
4000	9.7298	10.4505	324.663	323.047	302.564	302.548
6000	12.2246	11.2138	319.454	321.128	301.698	301.697
8000	13.9933	13.3577	316.878	317.656	301.256	301.267
10000	15.4981	16.0386	315.171	314.696	301.001	301.039

Tablo 4: Farklı Re ve H/D_h oranlarında sur şekilli yüzey için Nu_m , T_{sm} ve T_{mojet} .

Sur Şekilli Yüzey	Nu_m		T_{sm}		T_{mojet}	
	4	10	4	10	4	10
H/D_h						
Re						
4000	7.40185	8.18972	332.358	329.396	303.249	303.228
6000	10.6083	9.2725	322.48	325.61	302.078	302.167
8000	12.4662	11.9531	319.025	319.835	301.565	301.62
10000	14.0863	13.681	316.77	317.267	301.254	301.292



Şekil 6: A-Dikdörtgen B-sur desenli yüzeyler için ($H/D_h=4$). (a): Hız, (b): Akım çizgisi, (c): Sıcaklık konturu dağılımının Re sayısı ile değişimi.



Şekil 7: A-Dikdörtgen B-sur desenli yüzeyler için ($H/D_h=10$). (a): Hız, (b): Akım çizgisi, (c): Sıcaklık konturu dağılımının Re sayısı ile değişimi.

- Genel olarak, her iki desen şekli için de Re sayısının artışıyla Nu sayısı artmaktadır. Bununla birlikte, özellikle desen aralarında oluşan yeniden dolaşım bölgelerine bağlı olarak Nu sayısı değerlerinin dalgalandığı grafiklerden de görülebilmektedir,
- Her iki desenli yüzey şekli için de kanalların sol alt taraflarında oluşan yeniden dolaşım bölgelerinin jet akışı yönlendirmesi nedeniyle en yüksek ortalama Nu sayısı değerlerine ikinci desen yüzeyleri üzerinde ulaşılmaktadır,
- $H/D_h=4$ ve $Re=4000$ için dikdörtgen desenli yüzeyde sur desenli yüzeye göre ortalama Nu sayısı değerinin %31.45 daha fazla olduğu bulunmuştur. Bununla birlikte, Re sayısının artış oranıyla Nu sayısındaki artış oranının sur şeklindeki desenli yüzey için daha fazla olduğu belirlenmiştir. $H/D_h=4$ için Re sayısının 4000' den 6000'e artışı ortalama Nu sayısının dikdörtgen şeklindeki model için %25.72 artmasını sağlarken, sur şeklindeki model için bu artış değeri %43.24'tür. Elde edilen bu sonuca, kanal içerisinde artan türbülans yoğunluğuna bağlı olarak yeniden dolaşım bölgelerinin azalması sonucu ısı transferinin artması neden olmaktadır,
- Dikdörtgen desenli yüzeyler için sur şeklindeki desenli yüzeylere göre daha düşük sıcaklık değerleri elde edilmektedir. $Re=8000$ ve $H/D_h=10$ için dikdörtgen desenli yüzeyde ortalama yüzey sıcaklık değeri 317.65 K iken sur şeklindeki desen için aynı koşullardaki sıcaklık değeri 319.83 K olmaktadır,
- Kanalın giriş kısmında jetin çarpma bölgesinde hız değeri yüksek iken çıkışa doğru jet hızı azalmaktadır. Bu nedenle, desenli yüzeylerin sıcaklıklarında kanal çıkışına doğru artışlar görülmektedir,
- H/D_h oranının artışı, jetin yüzeyler üzerindeki etkisinin azalmasına ve böylece hız dağılımı konturlarından da görülebildiği gibi desenli yüzeyler üzerinde daha düşük hız değerlerinin elde edilmesine sebep olmaktadır. Aynı zamanda, jet plaka arası uzaklığın artışı kanal içerisinde türbülans yoğunluğunu azaltarak yeniden dolaşım bölgelerinin artmasına sebep olmaktadır. Bu durumda desen yüzeylerinde sıcaklıklar artarken, Re sayısının artışıyla yeniden dolaşım bölgeleri birleşerek akışı desenler üzerine yönlendirmektedir,
- Sonuç olarak, desenli yüzeyler ve jet akışı arasında meydana gelen ısı transferi ve desen aralıkları ve kanal içerisindeki akış yapısı, jet akışın Re sayısından, H/D_h oranından ve temasta oluşan desenli yüzey geometrilerinden önemli ölçüde etkilenmektedir. Ayrıca, bu çalışmada kullanılan kanalların ve hava jetine maruz dikdörtgen ve sur desenli yüzey geometrilerinin özellikle mikroçip gibi çeşitli elektronik devre uygulamalarına benzerlik göstermeleri nedeniyle elektronik devre elemanlarının soğutulmalarında kullanılabileceği düşünülmektedir.

6 Semboller

a	: Jet giriş kanal boyu [mm],
A_c	: Jet girişi kesit alanı [m ²],
H	: Kesiti dikdörtgen olan kanalın yüksekliği [mm],
L	: Kesiti dikdörtgen olan kanalın boyu [mm],
W	: Kesiti dikdörtgen olan kanalın eni [mm],
D_h	: Kanalın hidrolik çapı [m],
h	: Yüzey film ısı transfer katsayısı [W/m ² K],
k	: Isı iletim katsayısı [W/m K],

V	: Akışkanın kanal girişindeki hızı [m/s],
c_p	: Akışkanın özgül ısı [J/kg K],
P	: Jet giriş kesiti çevre uzunluğu [m],
p	: Basınç [N/m ²],
q''	: Desenli yüzeylerdeki ısı akısı [W/m ²],
T	: Sıcaklık [K],
u, v, w	: Koordinatlardaki hızlar [m/s],
u', v', w'	: Koordinatlardaki dalgalı hızlar [m/s],
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$: Koordinatlardaki ortalama hızlar [m/s],
Re	: Reynolds sayısı ($=V_\infty D_h/\nu$), [-],
Nu	: Nusselt sayısı ($=h D_h/k$), [-].

Yunan sembolleri:

μ	: Dinamik viskozite [kg/s m],
μ_t	: Türbülanslı viskozite [kg/s m],
ν	: Kinematik viskozite [m ² /s],
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³],
ϕ	: Viskoz kaybolma terimi [m ² /s ³],
k'	: Türbülans kinetik enerji [m ² /s ²],
ϵ	: Türbülans dağılım terimi [m ² /s ³].

İndisler:

s	: Yüzey,
sm	: Yüzey ortalama,
∞	: Akışkan,
m	: Ortalama,
mojet	: Ortalama jet çıkışı.

7 Kaynaklar

- [1] Babic D, Murray DB, Torrance AA. "Mist jet cooling of grinding processes". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45, 1171-1177, 2005.
- [2] Royne A, Dey C. "Experimental study of a jet impingement device for cooling of photovoltaic cells under high concentration". ANZSEZ Solar 2004: Life, the Universe and Renewables Congress, Perth, Australia, 30 November-3 December 2004.
- [3] Narumanchi SV, Amon CH, Murthy JY. "Influence of pulsating submerged liquid jets on chip-level thermal phenomena". *Transactions of the ASME*, 125(3), 354-361, 2003.
- [4] Kercher DS, Lee JB, Brand O, Allen MG, Glezer A. "Microjet cooling devices for thermal management of electronics". *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 26(2), 359-366, 2003.
- [5] Carlomagno GM, Ianiro A. "Thermo-fluid-dynamics of submerged jets impinging at short nozzle-to-plate distance: a review". *Experimental Thermal and Fluid Science*, 58, 15-35, 2014.
- [6] Argus E, Rady MA, Nada SA. "A numerical investigation and parametric study of cooling an array of multiple protruding heat sources by a laminar slot air jet". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28, 787-805, 2006.
- [7] Popovac M, Hanjalic K. "Large-eddy simulation of flow over a jet-impinged wall mounted cube in a cross stream". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28(6), 1360-1378, 2007.
- [8] Yang YT, Hwang CH. "Numerical simulations on the hydrodynamics of a turbulent slot jet on a semi-cylindrical convex surface". *Numerical Heat Transfer*, 46, 995-1008, 2004.

- [9] Mushatat KS. "Analysis of the turbulent flow and heat transfer of the impingement cooling in a channel with cross flow". *Engineering Science*, 18(2), 101-122, 2007.
- [10] Sezai I, Mohamad AA. "Three dimensional simulation of laminar rectangular impinging jets, flow structure, and heat transfer". *Journal of Heat Transfer*, 121(1), 50-56, 1999.
- [11] Alnak DE, Karabulut K, Koca F. *Geleceğin Dünyasında Bilimsel ve Mesleki Çalışmalar*. Editörler: Çam E, Güçyetmez M, Demirbaş M, Lüy M, Barışçı N, Toprak Ö. Mühendislik ve Teknoloji; Desenli Yüzeylerde Hava Jeti akışı için Taşınım Isı Transferi ve Akış Özelliklerinin İncelenmesi, 191-217, Bursa, TÜRKİYE, Ekin Basım Yayın Dağıtım, 2018.
- [12] Karabulut K, Alnak DE, Koca F. "Analysis of cooling of the heated circle patterned surfaces by using an air jet impingement". *ICENS 4th International Conference on Engineering and Natural Science*, Kiev, Ukraine, 2-6 May 2018.
- [13] Belarbi AA, Beriache M, Bettahar A. "Experimental study of aero-thermal heat sink performances subjected to impinging air flow". *International Journal of Heat and Technology*, 36(4), 1310-1317, 2018.
- [14] Leena R, Syamkumar G, Prakash MJ. "Experimental and numerical analyses of multiple jets impingement cooling for high-power electronics". *IEEE Transactions on Components Packaging and Manufacturing Technology*, 8(2), 210-215, 2018.
- [15] Wang SJ, Mujumdar AS. "A comparative study of five low Reynolds number k- ϵ models for impingement heat transfer". *Applied Thermal Engineering*, 25, 31-44, 2005.
- [16] Wang SJ, Mujumdar AS. "A comparative study of five low Reynolds number k- ϵ models for impingement heat transfer". *Applied Thermal Engineering*, 25, 31-44, 2005.
- [17] Kilic M, Calisir T, Baskaya S. "Experimental and numerical study of heat transfer from a heated flat plate in a rectangular channel with an impinging air jet". *Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39(1), 329-344, 2017.