SETSCI Conference Indexing System,
Volume 3 (2018), 1195-1204

ISAS 2018-Winter
2nd International Symposium on Innovative Approaches in Scientific Studies
November 30 – December 2, 2018, Samsun, Turkey

Farklı Şekillere Sahip Yüzeylerde Jet Akışın Isı Transferi ve Akış Yapısı Üzerindeki Etkisinin Araştırılması

Koray Karabulut[1+*], Doğan Engin Alnak[2]

[1]Elektrik ve Enerji Bölümü/Sivas Meslek Yüksekokulu, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas, Türkiye
[2]Otomotiv Mühendisliği Bölümü/Teknoloji Fakültesi, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas, Türkiye
[*]Sorumlu yazar ve [+]Konuşmacı: kkarabulut@cumhuriyet.edu.tr
Sunum/Bildiri Tipi: Sözlü /Tam Metin

Özet – Çarpan jetler, iyi bir ısı transferi performansı sağlamaları nedeniyle genellikle sanayide elektronik ekipmanların ısıl problemlerini çözmek için kullanılırlar. Bu çalışmada, tek bir hava jeti akışı kullanılarak bir tarafı açık, üç tarafı kapalıdikdörtgensel bir kanal içerisindeki beş adet dikdörtgen ve yamuk desenli bakır plakalı yüzeylerin soğutulması sayısal olarakaraştırılmıştır. Sayısal hesaplamalar, zamandan bağımsız, üç boyutlu Navier-Stokes ve enerji denkleminin k-ε türbülans modelini de dikkate alarak Ansys-Fluent 17.0 bilgisayar programı kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Çalışma akışkanı olarak 300 K giriş sıcaklığında hava kullanılmıştır. Kanalın üst ve alt yüzeyleri adyabatik iken kare ve yamuk desenli yüzeylere sabit1000 W/m^2' lik ısı akısı uygulanmıştır. Çalışma, Re sayısının (Re) 4000, 6000, 8000 ve 10000 ve jet-plaka arası uzaklığın (H/Dh)4, 6 ve 10 olduğu değerler için yapılmıştır. Sayısal sonuçların literatürde var olan çalışmanın sayısal ve deneysel sonuçları ile uyumlu oldukları görülmüştür. Sonuçlar, her bir desenli yüzey için ortalama Nusselt sayısı (Nu) ve yüzey sıcaklığının değişimiolarak sunulmuştur. Jet akışın sıcaklık, hız konturu ve akım çizgileri dağılımları farklı Re ve H/Dh oranları için ayrıcaaraştırılmıştır. Yamuk desenli yüzeylerin ortalama Nu sayısı değerinin H/Dh=10 ve Re=10000 için dikdörtgen desenli yüzeylerden % 17.56 daha fazla olduğu bulunmuştur.

Anahtar kelimeler – *Desenli yüzey, Çarpan hava jeti, Isı transferi, Kare kanal, Sayısal analiz*

Research of the Effect of Jet Flow on Heat Transfer and Flow Structure on the Surfaces with Different Shapes

Abstract – Impinging jets are usually used to solve thermal problems of electronic components in industry due to providing a good heat transfer performance. In this study, cooling of copper plate with five square and trapezoid patterned surfaces inside a rectangular channel comprising of one open and three blocked sides was numerically researched by using a single air jet flow. The numerical computations were performed by solving a steady, three-dimensional Navier-Stokes equation and an energy equation by using Ansys-Fluent 17.0 software program with k-ε turbulance model. Air was taken as working fluid with inlet temperature of 300 K. A constant heat flux with 1000 W/m^2 was applied to square and trapezoid patterned surfaces while the top and side surfaces were adiabatic. The study was carried out for different Reynolds numbers (Re) of 4000, 6000, 8000 and 10000 and different jet-to-plate distances (H/D$_h$) of 4, 6, 10. The numerical results agreed well with the numerical and experimental datas of study existed in literature. The results were presented as the variations of the mean Nu numbers and surface temperatures for each square and trapezoid patterned indentation surface. The temperature, velocity contur distributions and stream lines of jet fluid flow were also investigated for different Re numbers and H/D$_h$ ratios. It was found that average Nu number value of trapezoid patterned surfaces was higher 17.56% than that of square surfaces for H/D$_h$=10 and Re=10000.

Keywords – *Patterned surface, Impingement air jet, Heat transfer, Square channel, Numerical analysis*

I. GİRİŞ

Elektronik elemanlardaki ısı akısı ve ısı yayılım oranının artışıyla yeni soğutma tekniklerinin gelişimine ihtiyaç duyulmuştur. Çarpan sıvı ve gaz jetleri, kolay uygulanması ve yüksek ısı transfer katsayıları nedeniyle geniş ölçüde kullanılmaktadır. Çarpan jet, yüksek ısı transfer katsayılarının istendiği durumlarda ısıtma, soğutma ve kurutma amacıyla kullanılmaktadır. Bu nedenle, çarpan jetin yüksek performansa ve ısı üretimine sahip elektronik öğelerin soğutulması için kullanılabileceği düşünülmektedir. Yüksek ısı üreten elektronik aletler, sürekli olarak teknolojik değişime uğradığı ve geliştiği için tek başına hava soğutması kullanılmasının yeterli performansı sağlayamayacağı kanıtlanmıştır. Jet çarpması yüksek ısı akılı bu ortamlardan büyük miktarlarda ısıyı uzaklaştırma yeteneğine sahiptir. Çarpan jet akışıyla ilgili yapılan önceki çalışmalardan birinde farklı örnekleri içeren bir literatür derleme çalışması yapılmıştır [1]. Diğer bir derleme çalışmasında, Carlomagno ve Ianiro [2] ısı transferi ve çarpan jetin akış fiziği üzerinde Reynolds sayısının ve jet-plaka arası uzaklığının detaylı bir çalışmasını yapmışlardır. Bunun için

hem ısıl hem de parçacık görüntülemeli hız ölçüm tekniğini (PIV) kullanmışlardır. Ayrıca, görselleştirmenin sonuçlarını ileri hesaplama yöntemleriyle karşılaştırmışlardır. Argus ve ark. [3] yalnızca tek bir hava jeti kullanarak kanaldaki ısıtılmış blok dizilerinin soğutulmasında laminer jet akışı ve ısı transferi özelliklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal hesaplamaları, farklı jet Reynolds sayıları, kanal yüksekliği, delik genişliği, çarpılan bloklar arası uzaklık, blok yüksekliği ve blok ısıl iletkenliği için yapmışlardır. Genel itibariyle, blokların etkin bir şekilde soğutulmasının kanal yüksekliğinin azalması ve Reynolds sayısının artışıyla arttığını belirlemişlerdir. Popovac ve Hanjalic [4] tek bir çarpan jet kullanılarak ısıtılmış kübik plakanın soğutulmasını incelemişlerdir. Çalışmada ayrıca, küp yüzeyinde ısı transferi gibi türbülans istatistikleri ve akış yapılarının araştırılması amaçlanmıştır. Merkezi küp civarında biçimlenen akış yapıları ve onun soğutulması arasında yakın bir ilişki olduğu bulunmuştur. Yang ve Hwang [5], yarı silindirik bir dış bükey yüzey üzerinde türbülanslı bir çarpan jetin akış özelliklerini sayısal olarak araştırmışlardır. Reynolds sayısı arttığında dış bükey yüzey üzerindeki hız değişimi ve türbülans kinetik enerjinin arttığı belirlenmiştir. Mushatat [6], çarpan jetlerin ısı transferi ve türbülanslı akış karakteristiklerini çalışmak amacıyla sayısal bir çalışma yapmıştır. Elde edilen sonuçlar, yeniden dolaşım bölgelerinin, yerel Nusselt sayısı ve türbülans kinetik enerjinin jetin boyutu, jetler arası mesafe ve jet Reynolds sayısından önemli ölçüde etkilendiğini göstermiştir. Sezai ve Mohammed [7] düz bir plaka üzerine çarpan laminer jet akış düzenlemesinin sayısal çalışmasını yapmışlardır. Çalışmalarında jetler arası uzaklığın Nusselt sayısı üzerinde oldukça az bir etkisi olduğunu saptamışlardır. Karabulut ve ark. [8] bir dikdörtgen kanal içerisinde ısıtılmış daire desenli yüzeylerin hava jeti akışı ile soğutulmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında ortalama Nu sayısının Re' ın 4000' den 10000' e olan artışında jet-plaka arası uzaklığın 6 olduğu durum için % 64.85 daha fazla olduğunu saptamışlardır. Ayrıca, en yüksek Nu sayısını Re=10000 ve jet-plaka arası uzaklığın 6 olduğu durum için elde etmişlerdir.

Literatürde yapılan çalışmalar değerlendirildiğinde çarpan jet akışı hakkında bulunan veri miktarının fazla olmasına rağmen ısı transferi üzerine bu çalışmada araştırılan yüzey geometrileri etkisinin henüz analiz edilmediği ve birbirleri arasında da kıyaslama yapılmadığı görülmektedir. Bu çalışmada, dikdörtgen ve yamuk olmak üzere iki farklı yüzey geometrisi, Reynolds sayısı ve jet-plaka uzaklıklarının (H/D_h) sabit ısı akılı desenli yüzeylerin jet çarpmasıyla soğutulması üzerindeki etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Desenli yüzeyler üzerine çarpan jet akışkanı olarak hava kullanılmıştır ve sıcaklığı 300 K' dir. Sayısal hesaplamalar, zamandan bağımsız, üç boyutlu Navier-Stokes ve enerji denkleminin k-ε türbülans modelli Ansys-Fluent 17.0 programının kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Jet Reynolds sayısı aralığı 4000-10000 iken $4xD_h$, $6xD_h$, $10xD_h$ olmak üzere farklı kanal yükseklikleri kullanılmıştır. Tüm çözümlemelerde desenli yüzeyler için 1000 W/m^2' lik sabit bir ısı akısı uygulanmıştır. Sayısal sonuçlar, literatürde bulunan çalışmanın sayısal ve deneysel sonuçlarıyla karşılaştırıldığında birbirleriyle uyum içerisinde oldukları görülmüştür. Sonuçlar, her bir desenli yüzey için ortalama Nusselt sayıları ve yüzey sıcaklık değişimleri olarak sunulmuş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Farklı Reynolds sayıları ve H/D_h oranları için jet akışının sıcaklık, hız dağılımı konturları ve akım çizgileri dağılımları tüm dikdörtgen ve yamuk desenli yüzeyler için ayrıca analiz edilmiştir.

II. SAYISAL YÖNTEM

Sayısal çalışma, üç boyutlu, zamandan bağımsız akışkan akışının desenli yüzeyli bir kanalda iletim ve zorlanmış taşınım bileşik ısı transferini incelemek için yapılmıştır. Bileşik ısı transferi analizini çözmek için sonlu hacim yöntemi (FLUENT programı) kullanılmıştır.

Sonlu hacimler yöntemi, çözülecek geometriyi çözüm yapmak için parçalara bölme ve sonra her bir parça için elde edilen bu çözümleri bir araya getirerek probleme ait genel bir çözüm elde etme temellidir. Bu yöntemde, kontrol hacmi esaslı bir teknik kullanılarak korunum denklemleri sayısal olarak çözümlenebilen cebirsel denklem sistemlerine dönüştürülür. Bu yöntem, her bir kontrol hacmi için korunum denklemlerinin integre edilmesiyle ulaşılan ve değişkenler için kontrol hacmine ait ayrık eşitliklerin bulunması tekniğidir. Ayrık eşitliklerin doğrusal denklem sistemlerine dönüştürülmesinden sonra iterasyona bağlı çözümüyle istenen yakınsaklık ölçüsü sağlanıncaya kadar hız, basınç ve sıcaklık gibi değişkenler güncellenir. En kullanışlı ağ yapısı için hız, sıcaklık ve basınç değişkenliğinin önemli olduğu bölgelerde ağ yapısının sıklığı artırılmalıdır. Süreklilik ve momentum denklemleri için hesapların yakınsaması, yakınsaklık ölçeği 10^{-6}'dan daha az olduğunda durdurulurken, bu değer enerji denklemi için 10^{-7}'dir. Simülasyon için dörtyüzlü (tetrahedral) ağ yapısı kullanılmıştır. Ayrıca, sayısal incelemelerde üçgen desenli yüzeyli seçilen model için standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

Geometri boyunca akış ve ısı transferi aşağıda açıklandığı gibi gövde kuvvetinin olmadığı kararlı durum koşullarında kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden elde edilen kısmi diferansiyel denklemler ile çözülmüştür [9].

Süreklilik denklemi

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

Momentum denklemi

x momentum denklemi

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

y momentum denklemi

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

z momentum denklemi

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

Enerji denklemi

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

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

Kullanılan standart k-ε türbülans modelinde, k' türbülans kinetik enerji ve türbülans dağılım terimi $\in$ ve viskoz kaybolma terimi ϕ kullanılmıştır.

Daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi

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

Türbülans viskozitesi

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

Türbülans kinetik enerji

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

Viskoz dağılım 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

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

Model sabitleri olan C_μ, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_k ve σ_ε standart k-ε türbülans modelinde kullanılan genel saptanmış değerlerdir [9]. Bu sabitlerin değerleri, birçok türbülanslı akış için çok sayıda veri uyumuyla sağlanmıştır. Bu sabitlerin değerleri aşağıdaki gibidir;

C_μ =0.09, $C_{1\varepsilon}$ = 1.44, $C_{2\varepsilon}$ = 1.92, σ_k = 1 ve σ_ε = 1.3.

Reynolds sayısı aşağıda verilen denklem ile hesaplanmaktadır

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

D_h jet girişinin hidrolik çapıdır.

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

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

Nusselt sayısı, bir katı sınır üzerindeki akışkanın iletim ısı transferi oranının taşınım ısı transferine oranı olarak değerlendirilir.

$$-k\left(\frac{dT}{dn}\right)_{yüzey}=h\left(T_\infty-T_s\right) \text{ ve } Nu=\frac{h.D_h}{k} \quad (11)$$

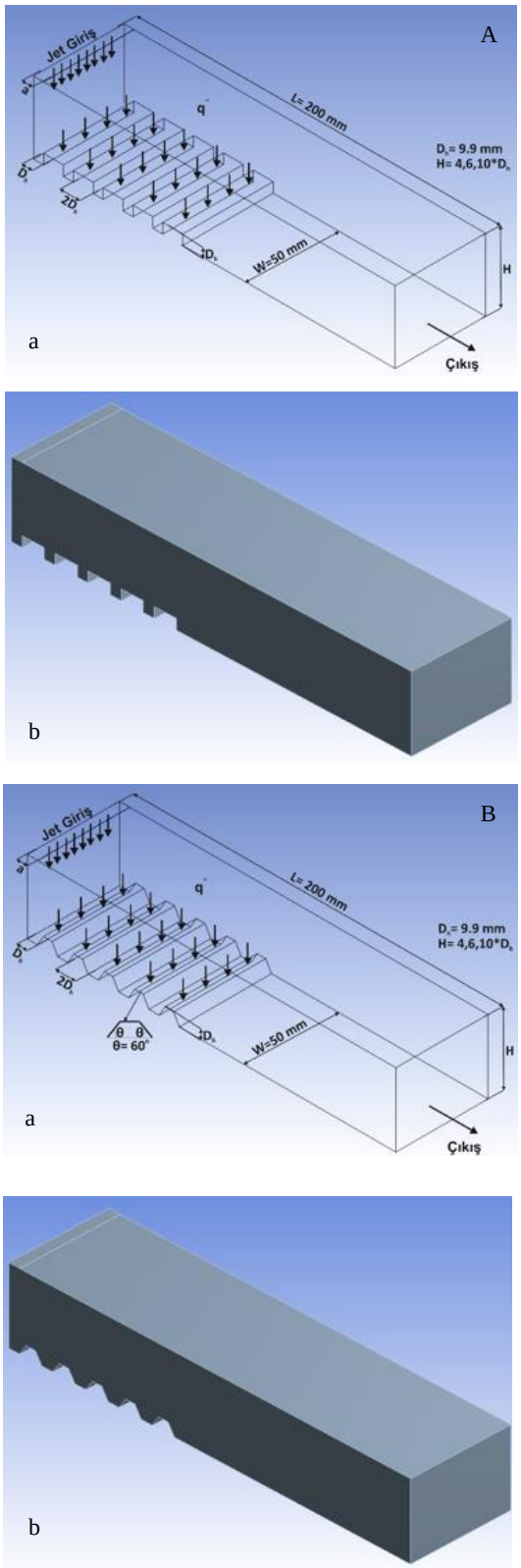
Burada h yüzey üzerindeki yerel ısı transfer katsayısı, n izoterme dik yöndür ve yerel Nusselt sayısı yukarıdaki gibi hesaplanmaktadır.

Ortalama Nusselt sayısı

$$Nu_m=\frac{1}{L}\int_0^L Nu\,dx \quad (12)$$

III. GEOMETRİK MODEL

Şekil 1' de boyutları da olan kanalın perspektif görünüşü gösterilmektedir. Aynı zamanda bu şekil üzerinde sınır şartları da görülebilmektedir. Jet püskürtücünün hidrolik çapı (D_h) 9.9 mm iken kanalın boyu (L) ve genişliği (W) ise sırasıyla 200 mm ve 50 mm' dir. Çalışmada kullanılan giriş hız aralığı 6.23 m/s ve 15.58 m/s iken jet girişinde uniform hız profili bulunan dikdörtgen püskürtücünün boyutları 5.5x50 mm' dir. Kanal yüksekliği 4xD_h, 6xD_h, 10xD_h olarak farklı değerler almaktadır. Kanal boyutlarına bağlı olarak iki farklı kanal içerisinde beş adet dikdörtgen ve beş adet yamuk desenli yüzey bulunmakta iken iki desen arası uzaklık D_h, desenin genişlik ve yüksekliği ise 2xD_h ve D_h' dır. Kanalın üst ve yan yüzeyleri adyabatik iken yalnızca desenli yüzeylere 1000 W/m^2'lik (q'') sabit ısı akısı uygulanmıştır. Bununla birlikte, jet Reynolds sayısı aralığı 4000-10000' dir.



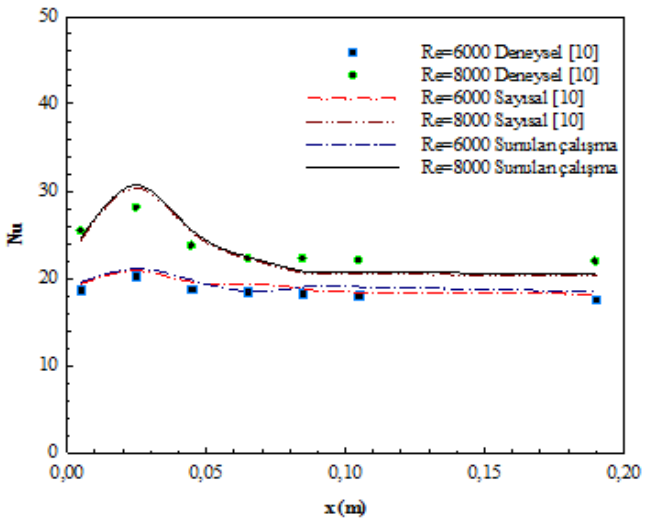
Şekil 1. A-Dikdörtgen desenli B-Yamuk desenli kanalın perspektif görünüşü a) sınır şartlı ve boyutlu hesaplama hacmi b) CFD simülasyon hacmi

Bu çalışma şu kabuller altında gerçekleştirilmiştir:

a) Kanallar için akış alanı üç boyutlu, zamandan bağımsız ve türbülanslıdır.
b) Hesaplamalar sıkıştırılamaz akış için yapılmıştır.
c) Desenli yüzeyin soğutulması için çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır.
d) Desenli yüzeye 1000 W/m^2' lik sabit ısı akısı uygulanmıştır.
e) Akışkanın ısıl özellikleri sabittir.
f) Hem jet akışkan hem de katı yüzeyler için ısı üretimi yoktur.

IV. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Şekil 2' de jet-plaka arası uzaklığın (H/D_h) 6 olduğu durumda deneysel ve sayısal olarak Kılıç ve ark. [10]' nın yaptıkları çalışmanın sonuçları ile bu çalışmanın sayısal sonuçları Reynolds sayısının 6000 ve 8000 değerleri için Nusselt sayısı üzerindeki etkilerinin bir karşılaştırılması olarak sunulmuştur. Karşılaştırma Reynolds sayısının 6000 ve 8000 değerlerinde Kılıç ve ark. [10]' nın çalışmalarında kullandıkları 200x50 mm boyutlu düz bir bakır plaka yüzeyi için gerçekleştirilmiştir. Re=6000' de jet çarpma bölgesinde Nu sayısı için Kılıç ve ark. [10]' nın deneysel sonucu ile bu çalışmanın sayısal sonucu arasındaki sapma % 3.99 iken sayısal sonuçlar için bu sapma % 1 olarak bulunmuştur. Bununla birlikte, Re=8000' de çarpma bölgesinde yüksek türbülans yoğunluğu nedeniyle deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki sapma artmaktadır. Bu bölgede artan türbülans yoğunluğu nedeniyle deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki fark % 9.15 iken sayısal sonuçlar için Kılıç ve ark. [10]' nın çalışması ile bu çalışma karşılaştırıldığında sapma % 1.02 olmaktadır. Bu nedenle, bu çalışmanın sonuçlarının Kılıç ve ark. [10]' nın deneysel ve sayısal sonuçlarıyla karşılaştırılabilir ve sayısal çalışmanın makul ve uygun olduğu söylenebilir.



Şekil 2. Kılıç ve ark. [10]' nın deneysel ve sayısal sonuçları ile sunulan çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması

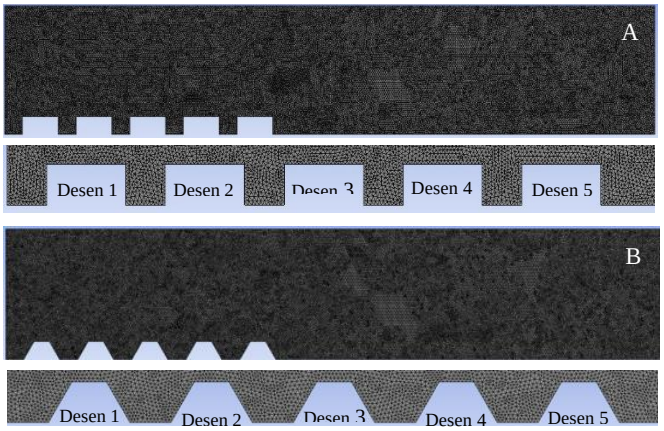
Ortalama Nusselt sayısı ve hava jetinin kanaldan çıkış sıcaklığı ($T_{jet\ çıkış}$) üzerinde ağ sayısının etkisini belirlemek amacıyla dikdörtgen ve yamuk desenli yüzeyli kanallarda H/D_h=4 ve Re=4000 için bir ağ bağımsızlık testi (Tablo 1 ve 2) yapılmıştır. Yapılan test sonucu kanal kesiti üzerinde dikdörtgen ve yamuk desenli kanallar için sırasıyla 1714584 ve 1614315 adet ağ elemanın yeterli olduğu görülmüştür. Dikdörtgen ve yamuk desenli yüzeylere sahip kanalın ağ yapıları, desenlerin ağ şekillerini de kolaylıkla görebilmek için Şekil 3A ve B' de yakınlaştırılarak gösterilmiştir.

Tablo 1. Dikdörtgen desenli yüzeyli kanalda Nu_m ve $T_{jet\ çıkış}$ için ağ bağımsızlık testinin sonuçları

Ağ Sayıları	Nu_m	$T_{jet\ çıkış}$ (K)
1525412	9.7189	324.648
1714584	9.7298	324.663
1954741	9.7297	324.665

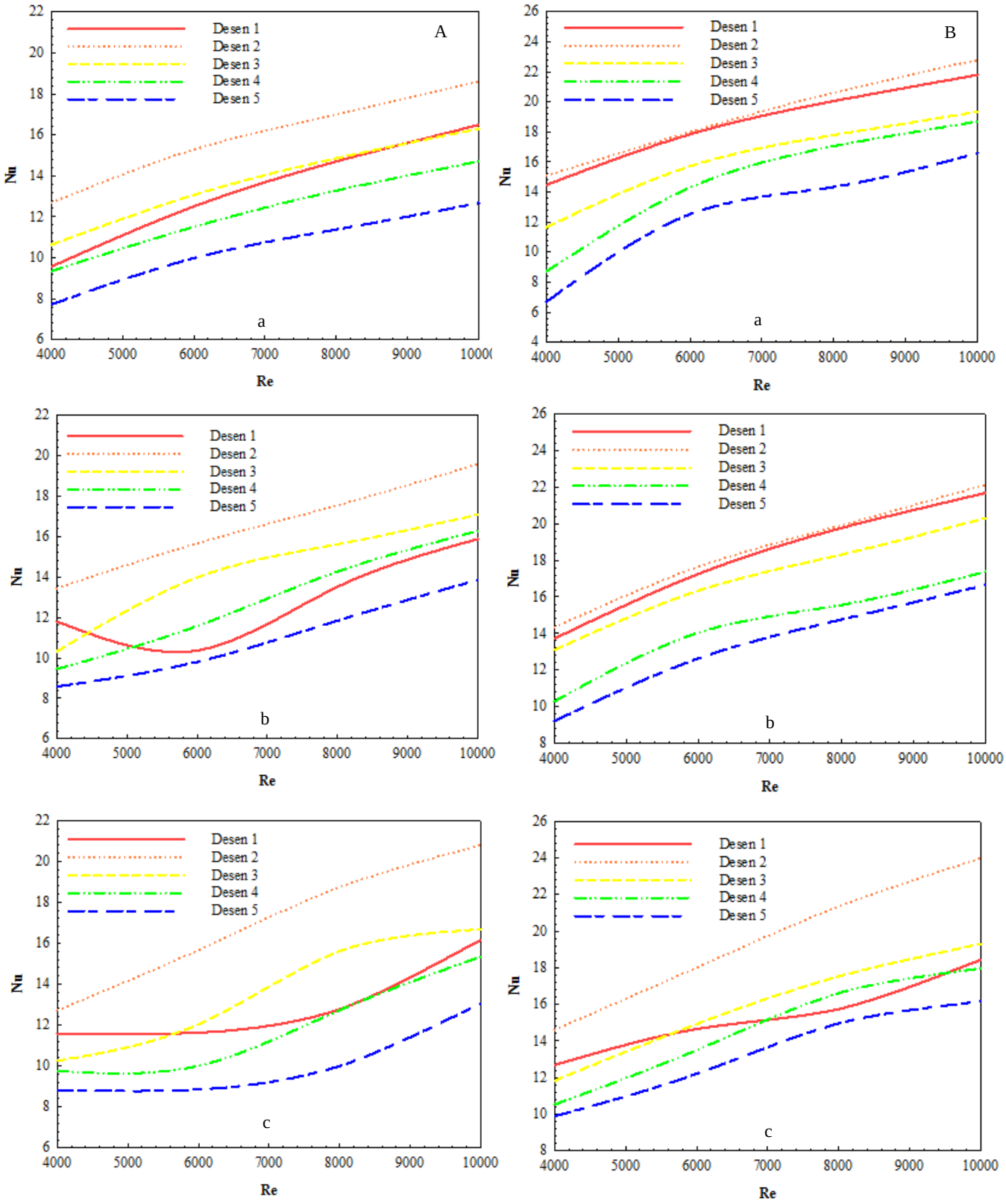
Tablo 2. Yamuk desenli yüzeyli kanalda Nu_m ve $T_{jet\ çıkış}$ için ağ bağımsızlık testinin sonuçları

Ağ Sayıları	Nu_m	$T_{jet\ çıkış}$ (K)
1325003	10.2958	323.056
1614315	10.3005	323.106
1917825	10.3014	323.112



Şekil 3. Hesaplamada kullanılan A-Dikdörtgen B-Yamuk desenli yüzeyli kanalların ağ yapıları

Şekil 4A ve B için a, b ve c' de sırasıyla dikdörtgen ve yamuk desenlere ait H/D_h=4, 6 ve 10 olmak üzere farklı jet-plaka arası uzaklıkları ve kanalın sol tarafından başlamak üzere farklı uzaklıklarda konumlandırılmış desenler için ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimleri gösterilmektedir. Genel itibariyle, Re sayısının artışıyla Nu sayısı artış göstermektedir. Her iki desen için de (Şekil 4A ve B) kanalın sol alt tarafında oluşan yeniden dolaşım bölgeleri, jet akışın yönünde bir değişiklik meydana getirmektedir. Bu nedenle, dikdörgen ve yamuk desenli yüzeyler için tüm H/D_h oranlarında Desen 2 için en yüksek Nu sayısı değerleri elde edilmektedir. Bununla birlikte, H/D_h oranının artışıyla yeniden dolaşım bölgelerinin yüzeyler üzerinde etkisi arttığı için Nu sayısı değerleri Desen 1' den Desen 5' e H/D_h oranının değişimine göre farklı değerler almaktadır. Bunun yanısıra, dikdörtgen desenli yüzeylerde ortalama Nu sayısı H/D_h=4 için Re=4000' den 10000'e % 59.28 artış göstermekte iken bu değer yamuk desenli yüzeyler için % 90.2 değerine ulaşmaktadır. Aynı Nu sayısı değerleri H/D_h=10 için aynı Re sayısı aralığında dikdörtgen ve yamuk desenli yüzeylerde % 53.47 ve % 61.34' lük artış oranlarına çıkmaktadır. Görüldüğü gibi H/D_h oranının artışıyla türbülans yoğunluğu azaldığı için Nu sayısı değerleri her iki desenli yüzey için azalmakla birlikte en yüksek Nu sayısı değerlerine yamuk desenli yüzeyli kanalda ulaşılmaktadır.



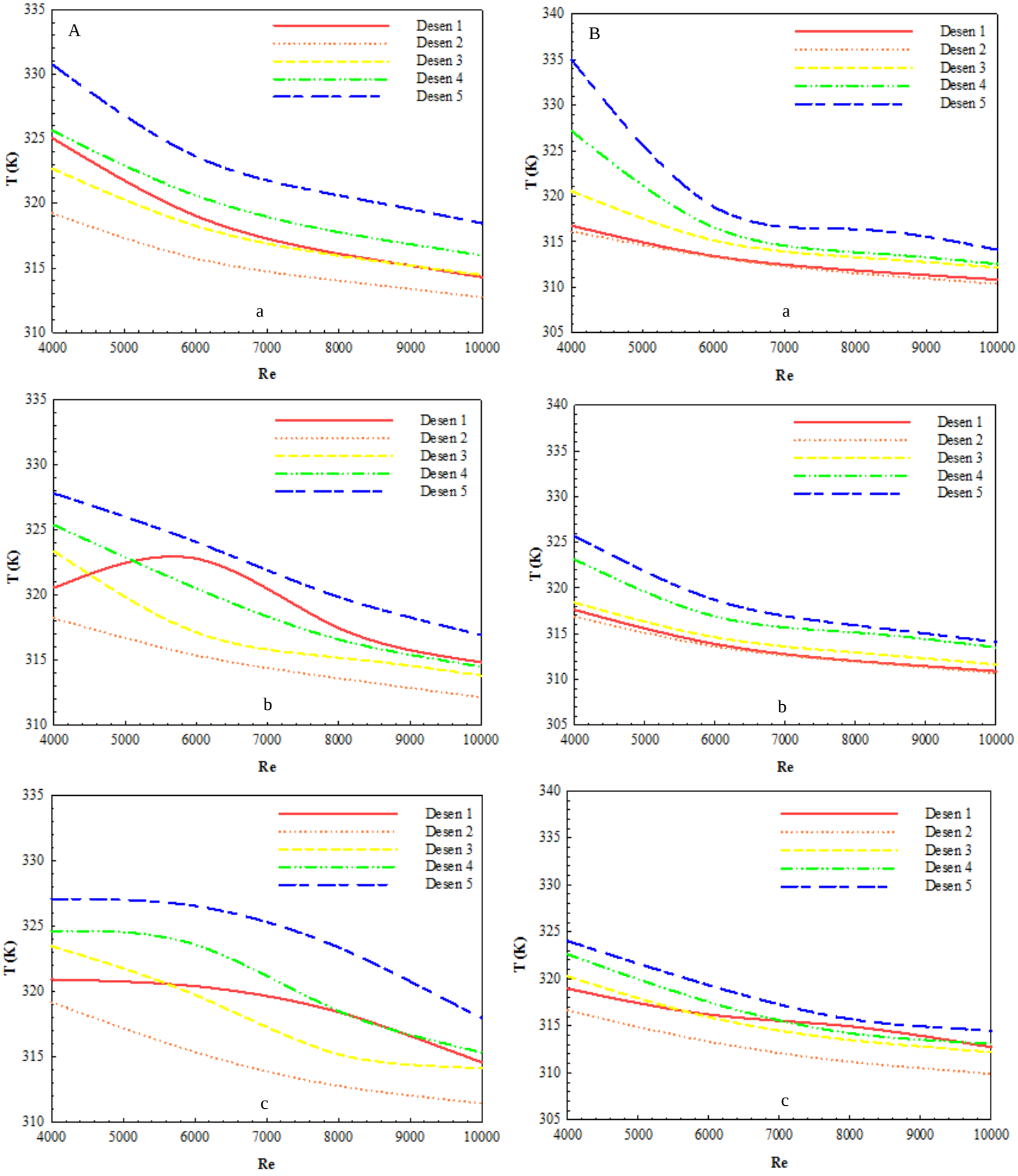
Şekil 4. A-Dikdörtgen B-yamuk desenli yüzeyler için a- H/D_h=4, b- H/D_h=6, c- H/D_h=10 için ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi

Şekil 5A ve B' de farklı jet-plaka uzaklıklarında (a- H/D_h=4, b-H/D_h=6 ve c-H/D_h=10) ve Re sayılarında (Re=4000, 6000, 8000 ve 10000) sırasıyla dikdörtgen ve yamuk desenli yüzeyler için ortalama yüzey sıcaklıklarının hava jeti akışı altındaki değişimi incelenmektedir. Re sayısının artışı türbülans yoğunluğu ve böylece ısı transferinin artışına sebep olarak ortalama yüzey sıcaklığının azalmasını sağlamaktadır.

Bununla birlikte, dikdörtgen yüzey için H/D_h' ın 4' den 10' a doğru artışına bağlı olarak kanalda meydana gelen yeniden dolaşım bölgeleri jet akışını yönlendirerek özellikle Desen 1 için yüzey sıcaklığının daha fazla değişmesine neden olmaktadır (Şekil 5A). Ayrıca, en düşük yüzey sıcaklık değerleri her iki kanal için de Desen 2' de elde edilirken, çalışılan tüm Re sayılarında kanalın çıkışına doğru akışkanın

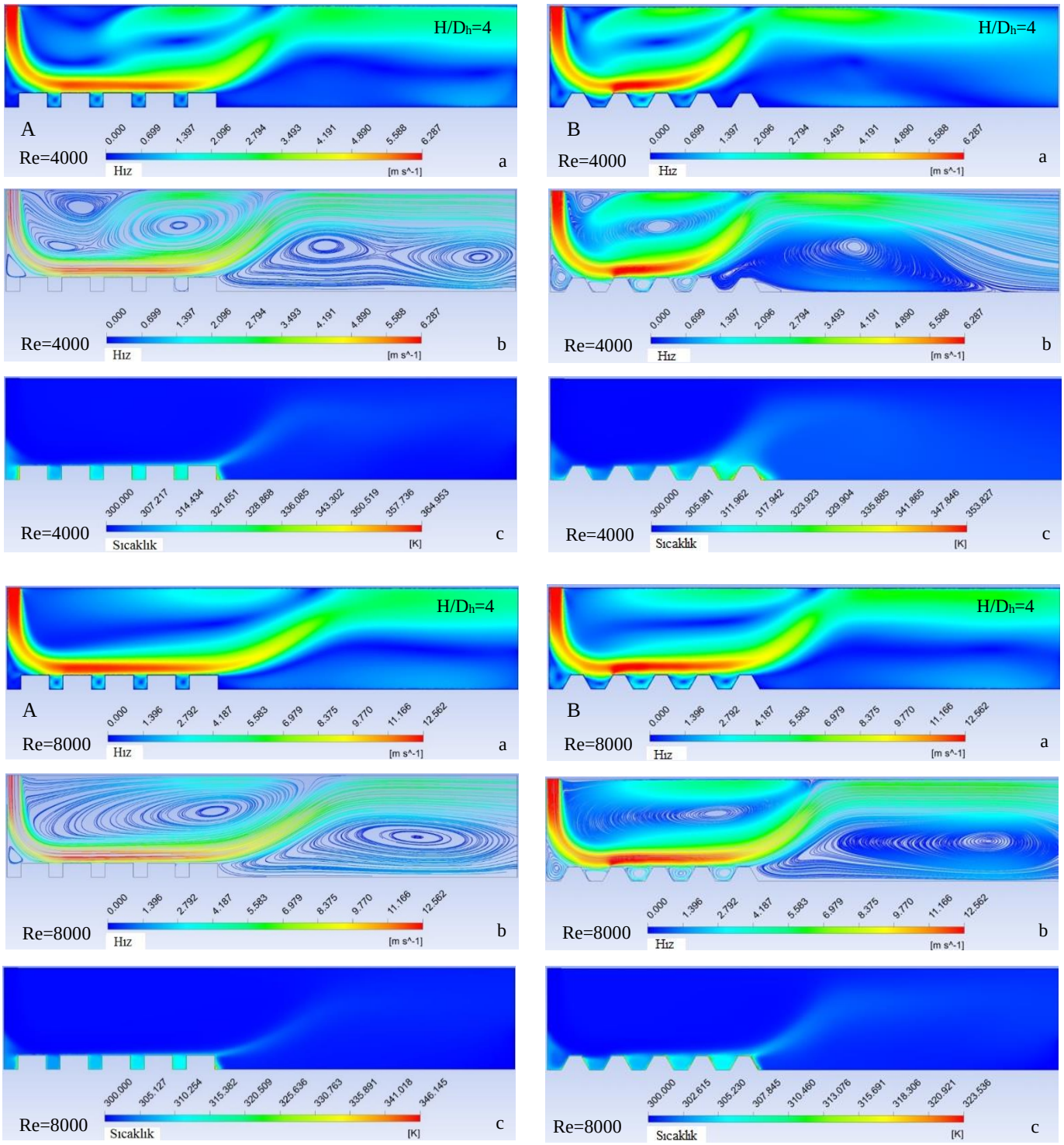
hızının azalması ve jet etkisinin kaybedilmesi nedeniyle en yüksek yüzey sıcaklık değerine Desen 5' in sahip olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte, yamuk desenli yüzeyler için elde edilen sıcaklık değerlerinin birbirlerine çok yakın oldukları Şekil 5B' den açıkça görülebilmektedir. Bu durum, jet soğutmanın etkinliğinin bir sonucu olarak düşünülebilir.

Dikdörtgen desenli yüzeyde H/D_h=4 ve Re=10000 için Desen 2' den Desen 5'e % 1.83' lük yüzey sıcaklık artışı elde edilmektedir. Ayrıca, yine H/D_h=4 için Re sayısının 4000' den 6000' e artışı ile ortalama yüzey sıcaklığı değerinde dikdörtgen desenli yüzey için % 1.63 sıcaklık düşüşü elde edilirken bu değer yamuk desenli yüzey için % 2.42' ye ulaşmaktadır.



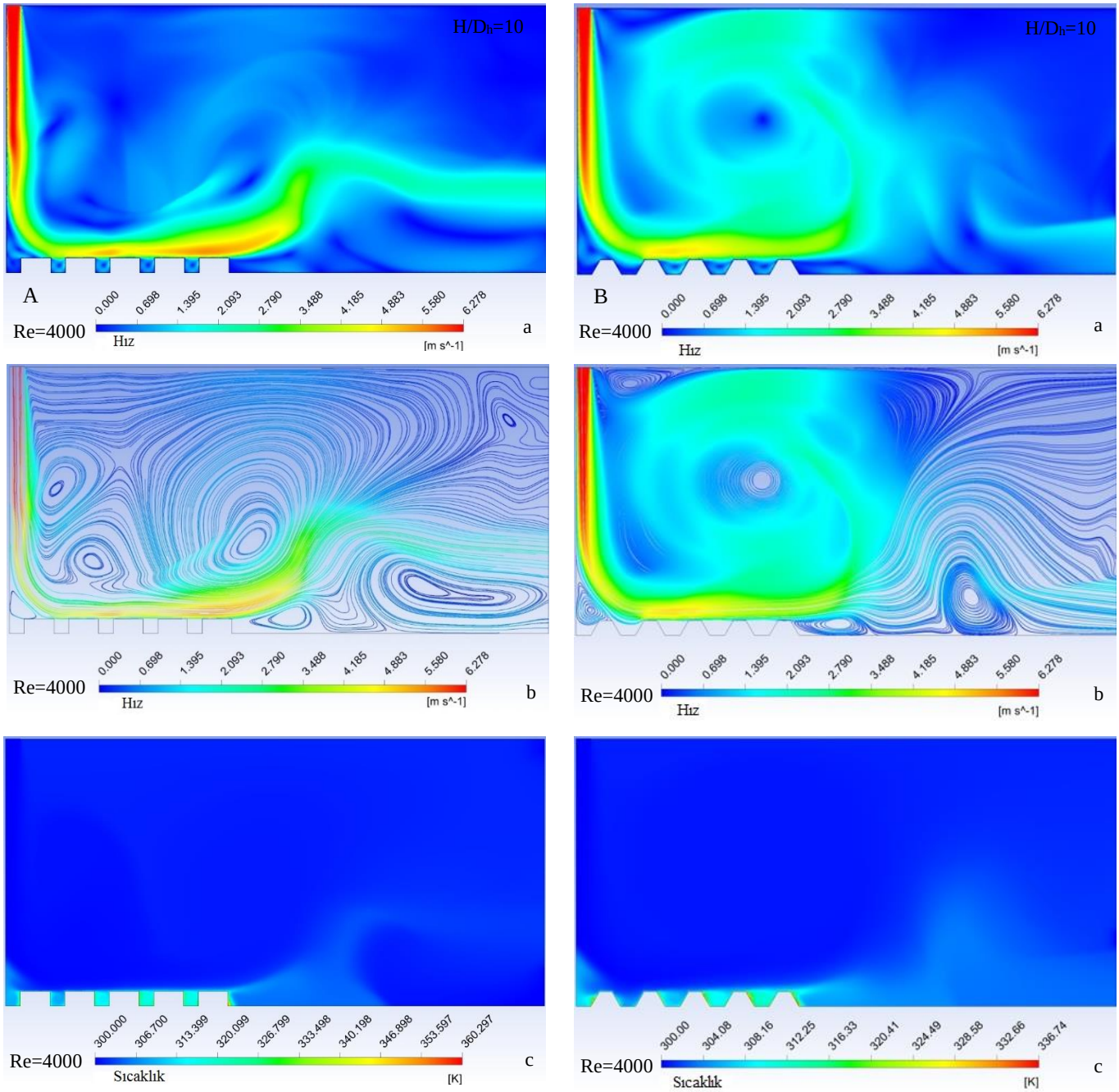
Şekil 5. A-Dikdörtgen B-yamuk desenli yüzeyler için a- H/D_h=4, b- H/D_h=6, c- H/D_h=10 için ortalama yüzey sıcaklığının Re sayısı ile değişimi

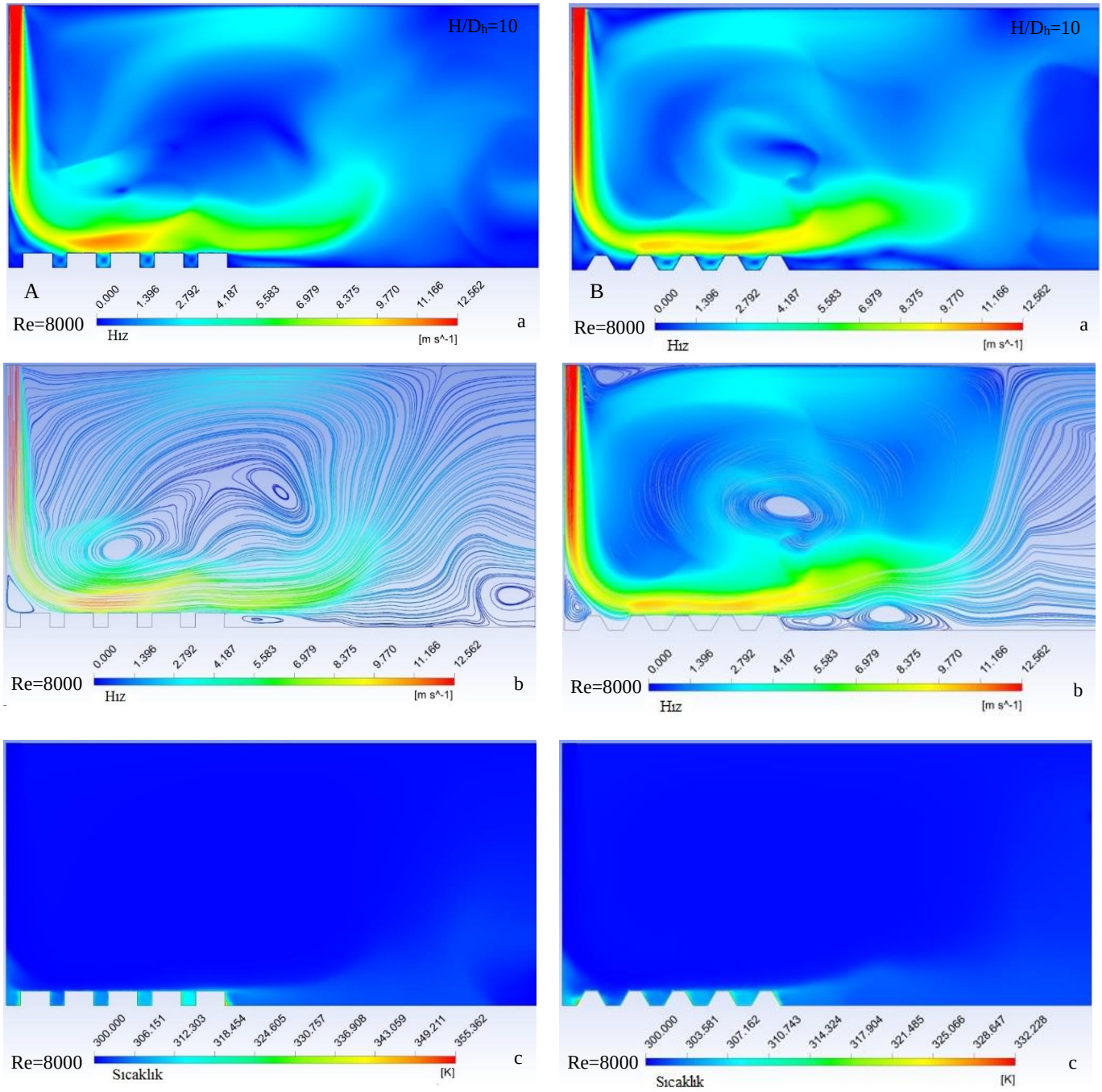
Şekil 6A ve B' de sırasıyla dikdörtgen ve yamuk desenli yüzeylere ait a-hız, b-akım çizgileri ve c-sıcaklık dağılımı konturları $H/D_h=4$ ve Re=4000 ve 8000 değerleri için sunulmaktadır. İncelenen Re sayıları için kanal duvarının sol alt kısmında yeniden dolaşımlar meydana gelmektedir. Bununla birlikte meydana gelen bu yeniden dolaşımlar, ana jet akışının yönünü etkileyerek en yüksek ısı transferinin olduğu desen noktasının yerinin değişmesine yol açmaktadır. Bunun yanısıra, artan jet akış hızıyla her iki desen için de yeniden dolaşımların genişlemesinin ve gelişiminin engellenmesi nedeniyle Re sayısının 4000' den 8000' e artışıyla küçük boyutlardaki dolaşım bölgelerinin birleşerek tek bir yeniden dolaşım bölgesi olduğu Şekil 6A ve B' den görülebilmektedir. Böylece, jet akışı desenler üzerine yönlenerek daha iyi bir ısı transferi sağlanabilmektedir. Ayrıca, çarpma bölgesinde jet akış hızı yüksek iken kanal çıkışına doğru azalmaktadır.



Şekil 6. A-Dikdörtgen B-yamuk desenli yüzeyler için a- hız, b- akım çizgisi, c-sıcaklık konturu dağılımının Re sayısı ile değişimi- $H/D_h=4$

Dikdörtgen ve yamuk desenli yüzeylere ait a-hız, b-akım çizgileri ve c-sıcaklık dağılımı konturları H/D_h=10 ve Re=4000 ve 8000 değerleri için Şekil 7A ve B' de gösterilmektedir. Jet-plaka arası uzaklığın artışıyla her iki desen şekli için de yeniden dolaşımların arttığı ve çarpma bölgesine doğru jet hızının azaldığı Şekil 7A ve B' de görülebilmektedir. Bunun yanısıra, H/D_h oranındaki artış yüzeydeki jet bölgesinin uzunluğunun azalmasına sebep olmaktadır. Bununla birlikte, desenli yüzeylerden jet akışının ayrılması kanal içerisinde ayrıca yeniden dolaşımların meydana gelmesine neden olmaktadır. Bu nedenle, ısıl sınır tabaka kalınlığı artan yeniden dolaşım bölgeleri ile artmaktadır ki bu durum yüzey sıcaklığının artışına ve dolayısıyla soğutma etkisinin azalmasına sebep olmaktadır.





Şekil 7. A-Dikdörtgen B-yamuk desenli yüzeyler için a- hız, b- akım çizgisi, c-sıcaklık konturu dağılımının Re sayısı ile değişimi- H/D_h=10

V. GENEL SONUÇLAR

Bu çalışmada, tek bir jet akışı kullanılarak dörtgensel kanallar içerisinde ısıtılmış iki farklı dikdörtgen ve yamuk desenli bakır yüzeylerden olan ısı transferi ve akış yapısı sayısal olarak ve birbirleriyle karşılaştırılmalı araştırılması yapılmıştır. Sayısal çalışma, literatürde var olan çalışmanın sayısal ve deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve birbirleriyle uyum içerisinde oldukları bulunmuştur. Sonuçlar, her bir dikdörtgen ve yamuk desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklığının değişimi olarak sunulmuştur. Ayrıca, kanal içerisindeki jet akışın sıcaklık, hız ve akım çizgisi konturu dağılımları farklı Re sayısı ve jet-plaka arası uzaklığı (H/D_h) bakımından değerlendirilmiştir. Bununla birlikte, sayısal sonuçlardan elde edilen veriler aşağıdaki şekilde sunulabilir;

-Her iki desen şekli için de genel itibariyle Re sayısının artışıyla Nu sayısı artış göstermektedir.

-Dikdörtgen desenli yüzeylerde ortalama Nu sayısı H/D_h=4 için Re=4000’ den 10000’ e % 59.28 artış göstermekte iken bu değer yamuk desenli yüzeyler için % 90.2 değerine ulaşmaktadır.

-Ortalama Nu sayısı değerleri, H/D_h=10 için aynı Re sayısı aralığında dikdörtgen ve yamuk desenli yüzeylerde % 53.47 ve % 61.34’ lük artış oranlarına çıkmaktadır.

- H/D_h oranının artışıyla türbülans yoğunluğu azaldığı için Nu sayısı değerleri her iki desenli yüzey için azalmakla birlikte en yüksek Nu sayısı değerlerine yamuk desenli yüzeyli kanalda ulaşılmaktadır. Buna bağlı olarak, yamuk desenli yüzeyler için sıcaklık değerleri daha düşüktür.

-Tüm Re sayılarında kanalın sol duvarının alt kısmında yeniden dolaşımlar meydana gelmektedir. Bu yeniden dolaşımlar, jet akışın yönünün değişmesine sebep olmaktadır. Bu nedenle, en yüksek Nu sayısı değerleri her iki desen şeklinde tüm Re sayılarında Desen 2 için elde edilmektedir.

-Kanalın giriş kısmında jetin çarpma bölgesinde hız yüksek iken çıkışa doğru jet hızı azalmaktadır. Bu nedenle, desenli yüzeylerin sıcaklıkları kanalın çıkışına doğru artmaktadır.

-Sonuç olarak, kanaldaki ısı transferi ve akış yapısı jet akışın Re sayısından ve temasta olduğu desenli yüzey geometrilerinden önemli ölçüde etkilenmektedir. Ayrıca, bu çalışmada kullanılan kanalların ve hava jetine maruz dikdörtgen ve yamuk desenli yüzey geometrilerinin çeşitli elektronik devre uygulamalarına benzerlik göstermeleri nedeniyle elektronik ekipmanların soğutulmalarında kullanılabileceği düşünülmektedir.

REFERANSLAR

[1] B.W. Webb, C. Ma, "Single-phase liquid jet impingement heat transfer", Adv. Heat Transf., vol. 26 pp. 105–117, 1995.

[2] G.M. Carlomagno, A. Ianiro, "Thermo-fluid-dynamics of submerged jets impinging at short nozzle-to-plate distance: a review". Exp Thermal Fluid Sci., vol. 58, pp. 15–35, 2014.

[3] E. Argus, M. A. Rady and S. A. Nada, "A numerical investigation and parametric study of cooling an array of multiple protruding heat sources by a laminar slot air jet". Int J Heat Mass Transf., vol. 28, pp. 787–805, 2006.

[4] M. Popovac, K. Hanjalic K, "Large-eddy simulation of flow over a jet-impinged wall-mounted cube in a cross stream", Int J Heat Fluid Flow, vol. 28, pp. 1360–1378, 2007.

[5] Y. T. Yang, C. H. Hwang, "Numerical simulations on the hydrodynamics of a turbulent slot jet on a semicylindrical convex surface", Num Heat Transfer, vol. 46, pp. 995–1008, 2004.

[6] K. S. Mushatat, "Analysis of the turbulent flow and heat transfer of the impingement cooling in a channel with cross flow", Eng Sci, vol. 18, pp. 101–122, 2007.

[7] I. Sezai, A.A. Mohamad, "Three dimensional simulation of laminar rectangular impinging jets, flow structure, and heat transfer", Heat Transfer, vol. 121, pp. 50-56, 1999.

[8] *K. Karabulut, D.E. Alnak, F. Koca, "Analysis of cooling of the heated circle patterned surfaces by using an air jet impingement", in Proc. ICENS'4, 2018, paper 67955-3-4, p. 411.*

[9] FLUENT User's Guide, Fluent Inc. Lebanon, NH, 2003.

[10] M. Kilic, T. Calisir, S. Baskaya, "Experimental and numerical study of heat transfer from a heated flat plate in a rectangular channel with an impinging air jet", J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng., vol. 39, pp. 329-344, 2017.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından TEKNO-021 nolu BAP projesi ile desteklenmiştir.