

**COOLING OF CIRCUIT ELEMENTS WHOSE TEMPERATURES INCREASED
DEPENDING ON THE FIN POSITIONS IN AN IMPINGING JET-CROSS FLOW
CHANNEL**

Doğan Engin ALNAK¹
Koray KARABULUT²

¹Sivas Cumhuriyet University, Technology Faculty, Department of Manufacturing Eng.,
Energy Systems M.F.S., 58140, Sivas/Turkey, (Mechanical Eng.),
ORCID: 0000-0003-0126-1483

²Sivas Cumhuriyet University, Sivas Technical Sciences Vocational High Sch.,
Electric and Energy Dept., Natural Gas and Installation Technology Program, 58140,
Sivas/Turkey, (Mechanical Eng.)
ORCID: 0000-0001-5680-0988

ABSTRACT

Thanks to the developing technology, the reduction in the size of the circuit elements and the increasing processor capacity and speed cause the temperature of the electronic elements to increase. In order to ensure the sustainable operation of the device, the cooling capacity of the circuit elements should be increased. Continuous and efficient operation of circuit elements can be ensured with the impinging jet-cross flow cooling technique. In this work, the cooling of constant heat flux copper plate hollow patterned surfaces with impinging jet-cross flow technique according to different fin positions was researched numerically. Numerical research was implemented by solving energy and Navier-Stokes equations steady and in three dimensions using the k- ϵ turbulence model and Ansys-Fluent program. The angle of the fin, which is used to direct the flow in the channel to the patterned surfaces with increased temperature, has a fixed 90° and its length is equal to the D jet inlet diameter. The fin was positioned at different distances from the jet flow inlet to the cross flow channel inlet as D, 1.5 D and 2D. The jet fluid used in the channel is water, and the upper and lower surfaces of the channel and the fin are adiabatic. Hollow patterned surfaces have a constant heat flux of 1000 W/m². The distance between the jet and the plate is 3D, and the range of the jet Reynolds number is 5000-9000. The results of the study were compared with the experimental results of the study in the literature and it was determined that they were consistent with each other. The results were presented as the mean Nu number and surface temperature variation for each hollow surface. The velocity and temperature contour distributions of the impinging jet-cross flow along the channel for without fin and D, 1.5 D and 2D fin spacing channels at Re = 9000 were evaluated comparatively. For Re = 9000, it was found that the mean Nu number value in the duct with 2D distance fins was 49.2% and 17.13% higher than the duct with no fins and D fin distance, respectively.

Keywords: Impinging jet-cross flow, Fin distance, Hollow pattern, Electronic circuit, Cooling

SICAKLIKLARI ARTAN DEVRE ELEMANLARININ ÇARPAN JET-ÇAPRAZ AKIŞLI BİR KANALDA KANATÇIK KONUMLARINA BAĞLI OLARAK SOĞUTULMASI

ÖZET

Gelişen teknoloji sayesinde devre elemanlarının boyutlarının küçülmesi ve artan işlemci kapasite ve hızları, elektronik elemanların sıcaklıklarının artmasına sebep olmaktadır. Cihazın sürdürülebilir bir şekilde çalışmasının sağlanabilmesi için devre elemanlarının soğutma kapasitelerinin artırılması gerekmektedir. Çarpan jet-çapraz akış soğutma tekniği ile devre elemanlarının sürekli ve verimli çalışması sağlanabilmektedir. Bu çalışmada, sabit ısı akılı bakır plakalı oyuk şekilli desenli yüzeylerin çarpan jet-çapraz akış tekniği ile farklı kanatçık konumlarına göre soğutulması sayısal olarak araştırılmıştır. Sayısal araştırma, sürekli ve üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin k-ε türbülans modeli ile Ansys-Fluent programının kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Kanaldaki akışı sıcaklığı artmış desenli yüzeylere yönlendirmede kullanılan kanatçığın açısı sabit 90° olup, uzunluğu D jet giriş çapına eşittir. Kanatçık, jet akış girişinden itibaren çapraz akışlı kanal girişine doğru D, 1.5 D ve 2D olarak farklı mesafelerde konumlandırılmıştır. Kanalda kullanılan jet akışkanı su olup, kanalın alt ve üst yüzeyleri ve kanatçık adyabatiktir. Oyuk şekilli desenli yüzeyler, 1000 W/m² lik sabit ısı akısına sahiptir. Jet-plaka arası mesafe 3D olup, jet Reynolds sayısı aralığı 5000-9000' dir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki çalışmanın deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve birbirleriyle tutarlı oldukları belirlenmiştir. Sonuçlar, her bir oyuk desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklık değişimi olarak sunulmuştur. Re = 9000' de kanatçiksiz ve D, 1.5 D ve 2D kanatçık mesafeli kanallar için kanal boyunca çarpan jet-çapraz akışın hız ve sıcaklık konturu dağılımları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Re = 9000 için 2D mesafeli kanatçıklı kanalda ortalama Nu sayısı değerinin kanatçiksiz ve D kanatçık mesafeli kanala göre sırasıyla %49.2 ve %17.13 daha fazla olduğu bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Çarpan jet-çapraz akış, Kanatçık mesafesi, Oyuk desen, Elektronik devre, Soğutma

1. GİRİŞ

Teknolojinin her geçen gün ilerlemesiyle sınırlı olan ve tüketimi artan enerji kaynaklarının verimli ve tasarruflu kullanılması gerekliliği hem küresel iklim değişikliği hem de artan enerji fiyatları nedeniyle daha fazla anlaşılmaktadır. Yüksek kapasite ve işlemci hızına bağlı olarak sıcaklıkları artan elektronik devre elemanlarının sürekli ve kesintisiz bir şekilde çalışabilmeleri için yüksek performansla soğutulmaları gerekmektedir ki bunun için de yoğun bir enerji harcanmaktadır. Bununla birlikte, bu elemanların soğutulabilmeleri için çeşitli soğutma teknikleri uygulanabilmektedir. Bu tekniklerden en bilineni çapraz akış ile soğutma yöntemidir. Bu teknik, soğuk akışkanın fan ile bütün elektronik devre üzerine yollanması ve böylece devre elemanlarının tümünün soğutulması prensibine dayanır. Fakat bu teknik, tüm devre elemanlarının soğutulmasını temel aldığından çok yüksek sıcaklıklara ulaşmış elemanların soğutulmasını sağlayamayabilir. Bir diğer soğutma tekniği ise, çarpan jet ile soğutma tekniğidir. Bu teknikte, soğuk akışkan lüle ile yüksek sıcaklıktaki bir yüzeye noktasal olarak püskürtülür. Çarpan jetler, çok yüksek sıcaklığa ulaşmış bir elektronik devre elemanın soğutulmasını sağlayabilirken, devrenin tümünün soğutulmasında başarısız olabilmektedir.

Bir elektronik devre sıcaklık değerleri birbirinden oldukça farklı olan birçok eleman bulundurabilmektedir. Bu nedenle, tek tip bir soğutma tekniği ile tüm devreyi güvenli çalışma sıcaklıkları içinde tutabilecek şartlara erişmekte sıkıntı yaşanabilir. Bundan dolayıdır ki; çarpan jet ve çapraz soğutma tekniğinin birlikte kullanılması soğutma verimi yüksek bir faydalı durum sağlayabilir. Çapraz akış ile devre elemanlarının tümü belirli bir dereceye kadar soğutulurken, devrede yalnızca çok yüksek sıcaklıklara ulaşmış olan elemanlar ise çarpan jet akışı ile yersel olarak soğutulabilmektedir. Böylece, ana kartı meydana getiren bütün elektronik devre elemanlarının sıcaklıkları güvenli bir sınırdan tutulabilmektedir [1-2].

Literatür araştırıldığında sadece çapraz akış veya sadece jet akışın kullanıldığı birçok çalışma mevcuttur. Bu çalışmada da araştırılan geometri daha çok jet akışa benzerlik gösterdiğinden, literatür incelemesinde jet akış üzerinde durulmuştur. Ayrıca, literatürde çarpan jetler üzerine çok sayıda deneysel ve sayısal inceleme bulunmaktadır. Bu çalışmalarda ise esas itibarıyla çarpan jetler için akışkan seçimi, akış alanın geometrisi, kullanılan türbülans modeli, Re sayısı, jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe ve elektronik elemana uygulanan ısı akısı gibi değişkenlerin ısı transferine olan etkilerine odaklanılmıştır. Bununla birlikte, çapraz akış ve çarpan jet akışının kombine olarak kullanıldığı elektronik devre soğutma teknikleri ile ilgili gerçekleştirilen çalışma sayısı oldukça az olup, akışın kanal içerisinde yüzeyler üzerine yönlendirilmesine yönelik herhangi bir çalışmaya ulaşılan literatürde rastlanmamıştır.

Kılıç [1], yüksek ısı akılı elektronik devre elemanlarının dört farklı nanoakışkan ve çarpan jet tekniği uygulanarak soğutulmasını ve akış özelliklerini sayısal olarak araştırmıştır. Farklı hacimsel oranlardaki nanoakışkanların (%2, %4, %6 ve %8) ısı transferine olan etkilerini de incelemiştir. En yüksek ısı transferi miktarına %8 hacimsel oran için ulaşmış olup, hacimsel oranının %2' den %8' e artışıyla ortalama Nu sayısında %15.2 artış sağlamıştır. Hadipour vd. [3], sabit ısı akılı iç bükey bir yüzey üzerine gönderilen çarpan dairesel bir jet akışının akış ve ısı transferi karakteristiklerini, farklı jet-plaka oranları için deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. H/D (kanal yükseklik/jet girişi çapı) oranı 0.1-4, Reynolds sayısı aralığı 10000-35000 ve jet çapları 18-30 mm değerlerini için inceleme yapmışlardır. Aynı Re sayısında jet çapı artışının, ısı transferini arttırdığını saptamışlardır. Küçük H/D oranlarında daha iyi bir soğutma etkisi elde etmişlerdir. Re sayısının 10000 ve H/D oranının 0.1 olduğu durumda, sırasıyla H/D oranı 0.4, 1 ve 4 olduğu durumla kıyaslandığında ortalama Nu sayısında %44.5, %55.3 ve %92.2 lik artışlar elde etmişlerdir. Baydar [4], alt yüzeye konumlandırılmış tek ve çift çarpan jetlerin, üst yüzeye doğru dik bir şekilde püskürtülmesiyle meydana gelen akış alanının deneysel araştırmasını gerçekleştirmişlerdir. Re sayısı 500-10000 ve H/D 0.5-4 oranı için değerlendirmeler yapmışlardır. $Re > 2700$ ve $H/D < 2$ için tek ve çift jet uygulamalarıyla çarpma yüzeyinde atmosfer basıncından düşük bölgelerin meydana geldiğini saptamışlardır. Köseoğlu [5], jet ve çarpma yüzeyi arasındaki sıcaklık farkının ısı transferine olan etkisini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Re sayısı aralığı 250-10000, H/D aralığı 2-12 ve 10-3000 ısı akısı değerlerinde çalışmışlardır. Düşük Reynolds sayılı jet akışlarda ısı transferinde %35 civarında artış saptamışlardır. Jet kesit alanının artışıyla ısı transferinde kayda değer değişiklik gözlemlenmişlerdir. Choo vd. [6] deneysel olarak eğimli bir çarpan jetin, küçük jet-plaka mesafelerinde ısı transferine olan etkisini araştırmışlardır. Bu amaçla, $0^\circ \leq \theta \leq 40^\circ$ eğim açısı, $H/D \leq 1$ jet plaka mesafesi ve 5000-15000 Re sayısında çalışmışlardır. Bölek [7], sayısal olarak çarpan jetlerin farklı düzlemlere çarpıtılmasıyla oluşan akış ve ısı transferini farklı Re sayılarında ve H/D oranlarında etkisini araştırmıştır. En yüksek ısı transferi miktarını Re sayısı 20000 Re sayısı değerinde ve 6 H/D mesafesi için elde etmiştir.

Larraona vd. [8], sayısal olarak sabit ısı akılı elektronik bir devre elemanının çarpan jet ve çapraz akış ile soğutulmasını araştırmışlardır. Ortalama Nu sayısının elektronik elemanın yüksekliği ile ters, kanal Re sayısı ve hız oranlarıyla doğru orantılı olarak arttığını belirlemişlerdir. Jet çapı artışıyla ortalama Nu sayısında küçük bir artış sağladığını gözlemlenmişlerdir. Çarpan jet-çapraz akışın, yalnızca kanal akışı kullanılmasına göre daha

yüksek soğutma verimliliği sağladığını saptamışlardır. Demircan [9], sayısal olarak bir elektronik devre elemanının, çapraz akış ve çarpan jet uygulamasıyla soğutulmasını araştırmıştır. Re sayısı aralığı 30000–90000, jet ve kanal hız oranının farklı değerleri için incelemeler gerçekleştirmiştir. Re sayısının ve hız oranlarının artışıyla ısı transferinin önemli oranda arttığını belirlemiştir. Mergen [10], sayısal olarak sabit ısı akılı (3500 W/m^2) bir elektronik elemanın çarpan jet ve çapraz akışla soğutulmasını araştırmıştır. Çalışmasının sonucunda jet Re sayısının kanal Re sayısına oranı azaldıkça ısı transferinin azaldığını belirlemiştir. Maghrabie vd. [11], sayısal olarak bir kanal boyunca sıralanmış yedi adet elektronik elemandan oluşan bir sistemin çarpan jet-çapraz akış ile soğutulmasını araştırmışlardır. Jet konumu değişikliğinin ısı transferini etkilediğini saptamışlardır.

Bu çalışmada, sabit ısı akılı bakır plakalı oyuk şekilli desenli yüzeylerin çarpan jet-çapraz akış tekniği ile farklı kanatçık konumlarına göre soğutulması sayısal olarak araştırılmıştır. Sayısal araştırma, sürekli ve üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin k-ε türbülans modeli ile Ansys-Fluent programının kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Kanaldaki akışı sıcaklığı artmış desenli yüzeylere yönlendirmede kullanılan kanatçığın açısı sabit 90° olup, uzunluğu D jet giriş çapına eşittir. Kanatçık, jet akış girişinden itibaren çapraz akışlı kanal girişine doğru D, 1.5 D ve 2D olarak farklı mesafelerde konumlandırılmıştır. Kanalda kullanılan akışkan su olup, kanalın alt ve üst yüzeyleri ve kanatçık adyabatiktir. Oyuk şekilli desenli yüzeyler, 1000 W/m^2 lik sabit ısı akısına sahiptir. Jet-plaka arası mesafe 3D olup, jet Reynolds sayısı aralığı 5000-9000' dir. Kanalda referans çalışmalar dikkate alınarak üç adet oyuk desenli yüzey kullanılmıştır. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki çalışmanın deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve birbirleriyle tutarlı oldukları belirlenmiştir. Sonuçlar, her bir oyuk desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklık değişimi olarak sunulmuştur. Re = 9000' de kanatçiksiz ve D, 1.5 D ve 2D kanatçık mesafeli kanallar için kanal boyunca çarpan jet-çapraz akışın hız ve sıcaklık konturu dağılımları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

2. SAYISAL İNCELEME

Çalışmada, üç boyutlu ve sürekli olarak oyuk şekilli desenli yüzeyler üzerindeki çarpan jet-çapraz akışın zorlanmış taşınım ile ısı transferinin sayısal hesaplamalı çözümünde Ansys-Fluent programından yararlanılmıştır.

Çalışmada, jet akışı uygulanması sonucu kanal içerisinde düzensiz akış dalgalanmaları oluşacağından çalışma türbülanslı olarak modellenmiştir. Bu nedenle, çalışmada türbülans modeli olarak k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Konu ile ilgili literatürde incelenen çalışmalarda Re sayısının 3500-10000 aralığında olduğu görülmektedir. Bu çalışmada da literature benzer şekilde tam gelişmiş bir türbülanslı akışta çalışabilmek için Re sayısının 5000-9000 aralığında olduğu değerde çalışılmıştır. Kanaldaki akış ve ısı transferinin çözümü aşağıda gibi gövde kuvvetinin bulunmadığı kararlı durumdaki türbülanslı akış için zaman ortalama kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden türetilen kısmi türevli diferansiyel denklemlerin çözümüyle gerçekleştirilmiştir [12].

Süreklilik ve momentum denklemleri için yakınsama ölçeği 10^{-6} olup, enerji denklemi için bu değer 10^{-7} 'dir. Simülasyonlarda kullanılan ağ yapısı şekli dörtyüzlüdür (tetrahedral).

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0$$

(1)

Momentum denklemi

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right]$$

(2)

Enerji denklemi

$$\rho c_p \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{T' u'_i} \right]$$

(3)

Türbülans kinetik enerji denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon$$

(4)

Türbülans kinetik enerji yutulma terimi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

(5)

Bu denklemlerde ρ akışkanın yoğunluğunu, k türbülanslı akışın kinetik enerjisini, u_i , x, y ve z eksenleri doğrultusundaki hız bileşenlerini, μ akışkanın viskozitesini, σ_k türbülanslı kinetik enerji Prandtl sayısını ($\sigma_k = 1$) göstermektedir. Türbülanslı kinetik enerji üretimi (G_k) ve türbülanslı akışın viskozitesini (μ_t) veren eşitlikler aşağıda verilmiştir [12]

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$

(6)

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve C_μ katsayıları, σ_ε ise türbülans yutulma Prandtl sayısını temsil etmektedir ve sırasıyla $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$ ve $\sigma_\varepsilon = 1.3$ olarak alınmıştır [13].

Elektronik elemanların yüzeylerindeki ortalama taşınım ısı transferi katsayısı Eş. 8, Nusselt sayısı (Nu) ise Eş. 9 vasıtasıyla hesaplanmaktadır [14].

$$h = \frac{q''}{T_y - T_a} \quad (8)$$

Nu sayısı, taşınım ile ısı transferinin iletimle ısı transferine oranıdır.

$$-k_a \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_y = h(T_a - T_y) \quad \text{ve} \quad Nu = \frac{h(3.m)}{k_a} \quad (9)$$

Burada, T_a ve T_y sırasıyla su akışkanının ve elektronik elemanın ortalama yüzey sıcaklıkları (K), k_a akışkanın ısı iletim katsayısı (W/m.K), 3.m elektronik elemanın akışkanla temasta olan toplam yüzey uzunluğu (m), h ve h_m sırasıyla yüzey üzerindeki yerel ve ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m².K), n yüzeye dik yön olup ortalama Nu sayısı (Nu_m) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

Ortalama ısı taşınım katsayısı

$$h_m = \frac{1}{3.m} \int_0^{3.m} h dx \quad (10)$$

Ortalama Nu sayısı

$$Nu_m = \frac{h_m(3.m)}{k_a} \quad (11)$$

Kanal hidrolik çapı

$$D_{kh} = \frac{4.A_k}{P_k} = \frac{4(H.W)}{2(H+W)} \quad (12)$$

Bu denklemde A_k kanalın kesit alanı, P_k kanalın ıslak çevresi, H ve W ise sırasıyla kanalın yükseklik ve genişliğidir. Jetin hidrolik çapı ise jet girişi daire olduğundan D jet girişinin çapına eşittir ($D_{hjet} = D$).

Kanal ve Jet Reynolds sayıları ise sırasıyla Eş. (13) ve Eş. (14) yardımıyla belirlenmektedir.

$$Re_k = \frac{\rho_a V_k D_{hk}}{\mu_a} \quad (13)$$

$$Re_j = \frac{\rho_a V_j D}{\mu_a} \quad (14)$$

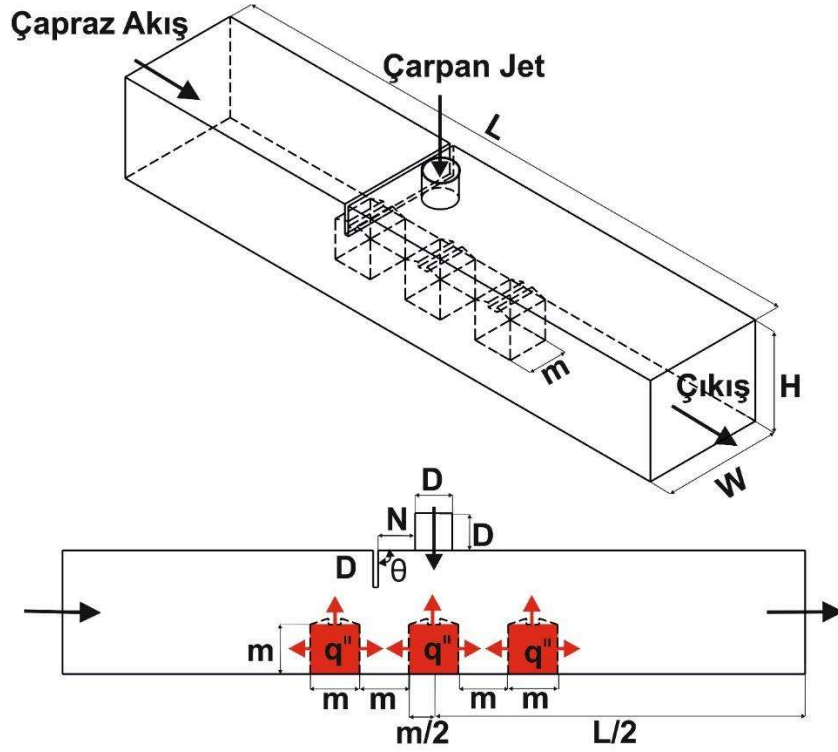
Bu eşitliklerde, ρ_a ve μ_a sırasıyla suyun yoğunluğu (kg/m³) ve viskozitesi (kg/s.m), V_k ve V_j ise sırasıyla suyun kanal ve jet akış hızlarıdır (m/s).

3. GEOMETRİK MODEL TASARIMI

Çalışmada kullanılan çarpan jet-çapraz akış tasarımlı kanal ve kanaldaki oyuk şekilli desene sahip elektronik elemanlara ait ölçü ifadeleri ve sınır şartları Şekil 1’ de gösterilirken, modelin geometrik boyutlandırılmasına ait ölçüler ise Tablo 1’ de belirtilmiştir. Bu çalışmada yapılan kabuller şunlardır:

- Akış hacmi üç boyutlu, sürekli ve türbülanslıdır.
- Hem jet akışkanı hem de kanal girişindeki çapraz akış için kullanılan akışkan sıkıştırılmaz sudur.
- Oyuk şekilli desenli devre elemanı yüzeylerine sabit ısı akısı uygulanmıştır.

- d) Akışkanın ısısal özellikleri sabit olup, dinamik viskozitesi $\mu = 0.00080340 \text{ N.s/m}^2$, ısısal iletkenliği $k = 0.6172 \text{ W/m.K}$, yoğunluğu $\rho = 995.80 \text{ kg/m}^3$, özgül ısı $c = 4178.40 \text{ J/kg.K}$ olarak alınmıştır.
- e) Kanal ve açılı kanatçık yüzeyleri adyabatiktir
- f) Akışkan ve desenli yüzeyler için ısı üretimi yoktur.



Şekil 1. Oyuk şekilli farklı kanatçık konumlarına sahip çarpan jet-çapraz akışlı kanalın perspektif görünüşü

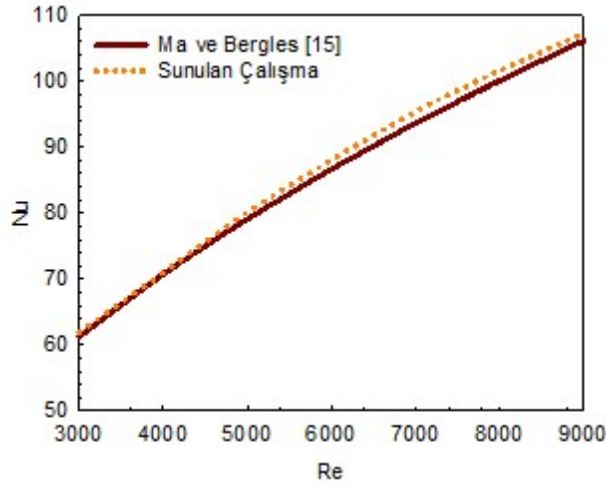
Tablo 1. Oyuk şekilli modelin geometrik boyutlandırma ölçüleri

Model Boyutlandırması	
D	15 mm
L	66D
W	4D
H	3D
m	20 mm
q''	1000 W/m ²
θ	90°
N	D, 1.5D, 2D

4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Sunulan çalışmada yalnızca jet akışın olduğu durum için farklı Re sayılarında incelemeler yapılarak ulaşılan sonuçlar ile Ma ve Bergles [15] tarafından yapılan deneysel araştırmalar sonucu elde edilen bağıntı kullanılarak ($\overline{Nu} = 1.29 Re^{0.5} Pr^{0.4}$) ulaşılan sonuçlar birbirleriyle kıyaslanmıştır (Şekil 2). Şekil 2' den görülebildiği gibi, Ma ve Bergles [15]' in deneysel

sonuçlarıyla, bu çalışmanın sayısal sonuçlarının birbirleriyle oldukça uyumlu ve tutarlı oldukları saptanmıştır.

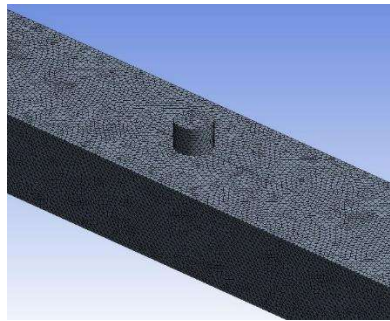


Şekil 2. Sunulan çalışma ve Ma ve Bergles [15]' in deneysel sonucunun karşılaştırılması

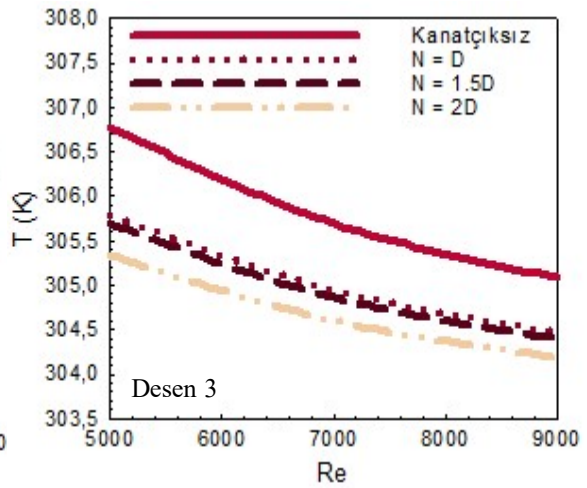
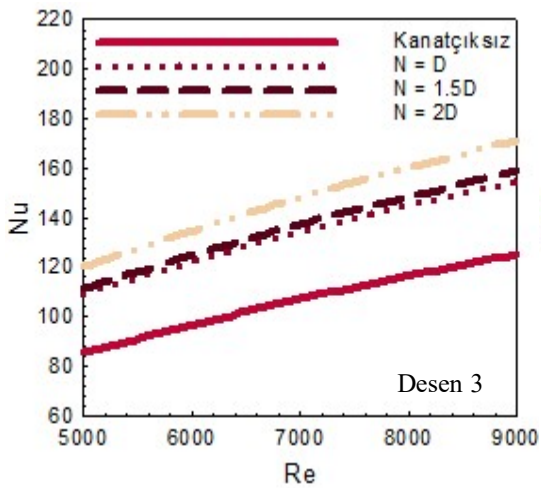
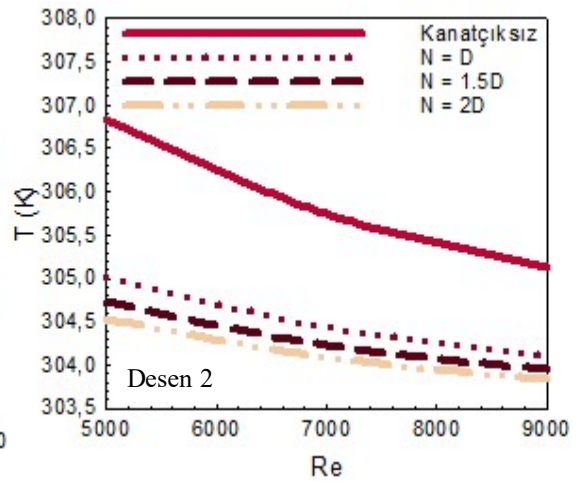
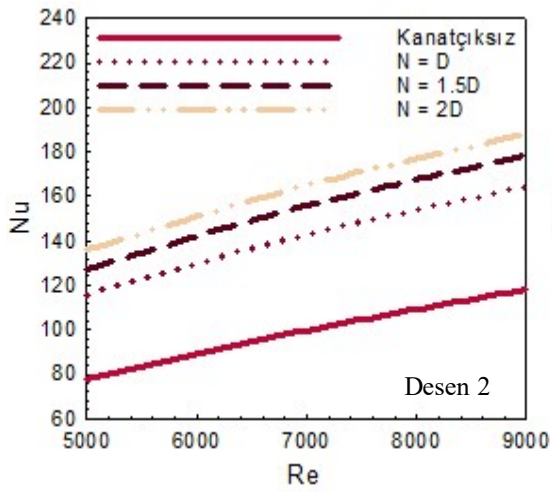
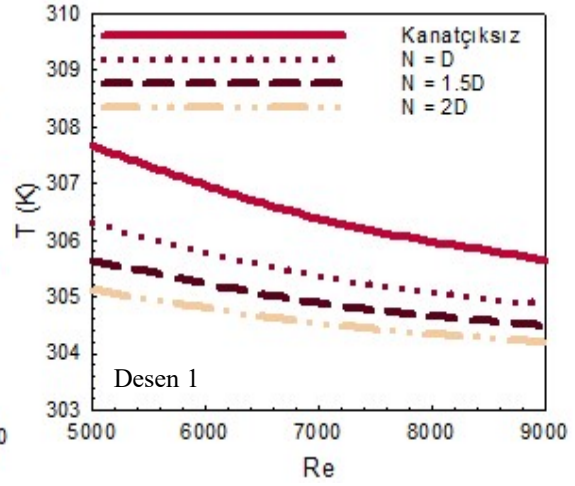
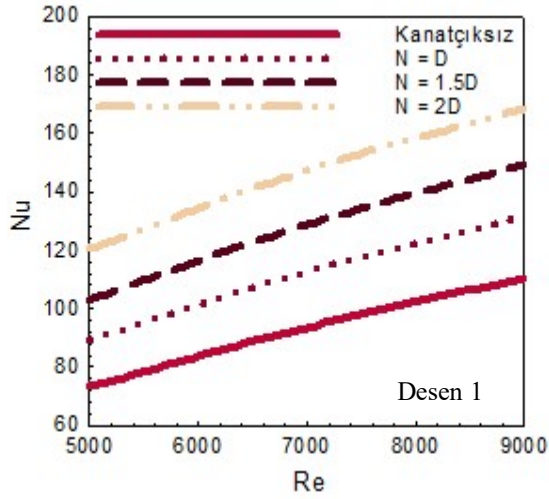
Tablo 2' de ağ sayısının Nu sayısı üzerindeki etkisini belirleyerek kanal için en uygun sayıda ağ elemanı kullanabilmek amacıyla kanatçıksız çarpan jet-çapraz akışlı kanalda ağ sayısının ortalama Nu sayısı üzerindeki etkisi farklı Re sayılarında verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre kanatçıksız kanalda 2022840 sayıda ağ elemanının güvenilir sonucu vereceği belirlenmiştir. Bununla birlikte, simülasyonlarda kullanılan ağ yapısı şekli dörtyüzlü (tetrahedral) olup Şekil 3' de daha iyi görselleştirilebilmesi amacıyla yakınlştırılarak gösterilmiştir.

Tablo 2. Ağ elemanı sayısına göre Nu_m sayısının Re sayısı ile değişimi

Ağ elemanı sayısı	Re=5000- Nu	Re=7000- Nu	Re=9000- Nu
1758412	86.48	108.84	127.40
2022840	86.52	108.88	127.43
2245786	86.52	108.87	127.42



Şekil 3. Hesaplama için kullanılan desenli yüzeylere ait ağ yapısı



Şekil 4. Çarpan jet-çapraz akışlı kanalda farklı kanatçık uzaklıkları için oyuk desenli yüzeylere ait ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimi

Şekil 5. Çarpan jet-çapraz akışlı kanalda farklı kanatçık uzaklıkları için oyuk desenli yüzeylere ait ortalama yüzey sıcaklığının Re sayısı ile değişimi

Şekil 4’ de sabit 45 mm jet-plaka arası mesafe (H) ve 90° kanatçık açılı (θ), kanatçiksız ve farklı kanatçık konumları (N = D, 1.5D ve 2D) olan çarpan jet-çapraz akışlı kanalda oyuk desen şekilli yüzeylere ait ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimleri kanal girişinden başlamak üzere sırasıyla Desen 1, Desen 2 ve Desen 3 için verilmektedir. Tüm desen sıraları ve kanatçık uzaklıkları (N) için Re sayısının artışıyla desenli yüzeylerden olan ısı transferi arttığından ortalama Nu sayısı değerleri de artmaktadır. Kanatçiksız durumdaki kanalda Desen 3’ e doğru Nu sayısı değerleri artarken, farklı kanatçık uzaklıklı konumda Desen 3’ de Desen 2’ ye göre Nu sayısı değerinde azalma görülürken Desen 1’ e göre Nu sayısı değerleri daha fazladır. Bu durum, artan kanatçık konumuyla birlikte azalan jet akış etkisi nedeniyle. Desen 1’ de Re = 7000 için N = 2D kanatçık konumunda sırasıyla 1.5D ve D konumlarına göre %14.45 ve %30.80 artış elde edilirken, kanatçiksız konuma göre artış miktarı %57.61’ dir. Desen 2’ de kanatçık sayesinde kanal kısmından gelen çapraz akış da desen yüzeyi üzerinde jet akış etkisi kazanmaktadır. Bu sayede çarpan jet akışın etkisine katkı sağlanmış olmaktadır. Böylece en yüksek Nu sayısı değerlerine bu desen sırası için ulaşılmaktadır. Re = 9000’ de 1.5D kanatçık mesafesinde Desen 2 için elde edilen Nu sayısı değeri kanatçiksız duruma göre %65.43 fazla iken aynı şartlarda (Re sayısı ve kanatçık konumu) sırasıyla Desen 1 ve Desen 3’ e göre %11.98 ve %11.24 daha fazladır. Kanal sonunda bulunan oyuk şekilli Desen 3’ de ise jet akış etkisinde azalma olduğundan tüm kanatçık konumlarında Desen 2’ ye göre Nu sayısı değerlerinde azalma görülmektedir. Desen 1’ e göre Nu sayısında görülen daha yüksek değerler ise çapraz akış ve çarpan jetin Desen 3 üzerindeki birleşik etkisi nedeniyle.

Çarpan jet-çapraz akışlı bir kanalda oyuk desenli yüzeyler için (Desen 1, Desen 2 ve Desen 3) farklı kanatçık konumlarında ortalama yüzey sıcaklığının Re sayısı (Re = 5000, 7000 ve 9000) ile değişimi Şekil 5’ de gösterilmektedir. Re sayısının artışıyla artan ısı transferine bağlı olarak desenli yüzeylerin sıcaklıkları azalmaktadır. En yüksek ortalama yüzey sıcaklığı tüm desen sıraları için kanatçiksız durumda elde edilmektedir. Bununla birlikte, kanatçık konumu 2D olduğunda çapraz akışın da çarpan jete ilave olarak jet akış etkisi kazanması nedeniyle en düşük yüzey sıcaklığı bu kanatçık konumunda görülmektedir. Genel itibariyle, kanatçık çarpan jetten uzaklaştırılarak kanal girişine doğru konumlandırıldığında desenli yüzeylerin sıcaklık değerleri düşmektedir. Bunun yanı sıra, desen sıraları itibariyle en düşük dolayısıyla devre elemanlarının güvenli sıcaklık sınırları içinde tutulabileceği desen sırası ikinci sıradaki desen için elde edilmektedir. Bunu sırasıyla birinci ve üçüncü desen sıraları takip etmektedir.

Tablo 3’ de her üç oyuk desenli yüzey için farklı Re sayılarında kanatçiksız ve 90° açılı kanatçıklara sahip çarpan jet-çapraz akışlı kanalda ortalama Nu sayısı (Nu_m) ve yüzey sıcaklığının (T_m) kanatçık konumuyla (N = D, 1.5D ve 2D) değişimi gösterilmektedir. Kanatçiksız çarpan jet-çapraz akışlı kanalla karşılaştırıldığında kanatçığın kanal girişinde bulunan birinci sıradaki desene doğru yer değiştirmesi çapraz akışın da çarpan jete ek olarak desenler üzerinde jet akış oluşturması sebebiyle desenler üzerinde ortalama olarak jet akış etkisinde artış görülmesini sağlamaktadır. Böylece, her üç desen için ortalama Nu sayısı artmaktadır. Re = 9000 için 2D mesafeli kanatçıklı kanalda ortalama Nu sayısı değerinin kanatçiksız ve D kanatçık mesafeli kanala göre sırasıyla %49.2 ve %17.13 daha fazla olduğu bulunmuştur. Bununla birlikte, Nu sayısının artmasıyla ortalama yüzey sıcaklığında amaçlanan düşüş etkisi kendini göstermektedir. Sıcaklıkta en fazla azalma, diğer kanatçık konumlarına göre jet etkisinin daha fazla desen yüzeyini kapsadığı N = 2D mesafesinde görülmektedir. Ayrıca, Re sayısının artışı akışın türbülans karakteristiğini artırarak yüzeylerden olan ısı transferini artırıcı etki yaparak soğutma performansını olumlu yönde etkilemektedir.

Tablo 3. Kanaldaki oyuk desenli yüzeylerin tümü için farklı kanatçık konumlarında ortalama Nu sayısı (Nu_m) ve yüzey sıcaklık (T_m) değişimleri ($\theta = 90^\circ$, $H = 3D$)

	Re 5000	Re 7000	Re 9000
Kanatçiksız- Nu_m	78.88	100.20	118.03
$N = D - Nu_m$	104.77	130.07	150.34
$N = 1.5D - Nu_m$	114.02	140.83	162.31
$N = 2D - Nu_m$	125.61	153.64	176.10
Kanatçiksız- T_m (K)	307.09	305.93	305.28
$N = D - T_m$ (K)	305.70	304.91	304.48
$N = 1.5D - T_m$ (K)	305.35	304.65	304.27
$N = 2D - T_m$ (K)	304.99	304.40	304.06

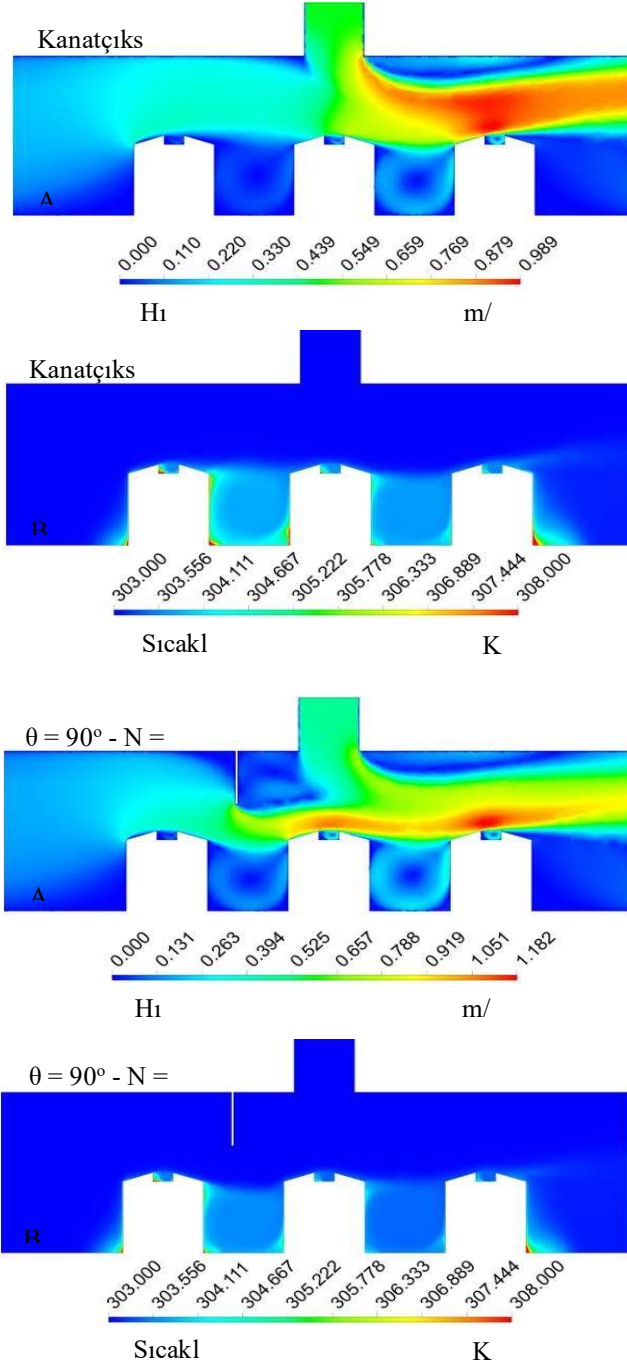
Şekil 6’ da çarpan jet-çapraz akışlı kanalda kanatçiksız ve sabit 90° kanatçık açısında çarpan jet girişinden D , $1.5D$ ve $2D$ (N) mesafelerde $Re = 9000$ için A-Hız konturu ve B-Sıcaklık konturu dağılımları sunulmaktadır. Kanatçiksız durumda çapraz akışlı kanal girişine göre birinci sırada olan Desen 1 daha çok çapraz akışın etkisi altında iken Desen 2’ den itibaren çarpan jet akışının oyuk desenli yüzeyler üzerindeki etkisi kendisini göstermektedir. Bununla birlikte, sıcaklık konturu dağılımında görüldüğü gibi desen aralarındaki oyuk kısmında akışkan hareketi çevrimi tam olarak sağlanamadığından bu kısımlarda ısınmaya bağlı sıcaklık artışları görülmektedir. Kanala kanatçık eklendiğinde her iki taraftan gelen akışkanın yüzeyler üzerine daha fazla yönlendirilebilmesinin yanı sıra kanatçık kanal girişine doğru çekildiğinde ($N = 1.5 D$ ve $2D$) çapraz akışın akış kesit alanı daraltıldığından desenler üzerinde çarpan jet harici ikincil bir jet akış oluşturulabilmektedir. Bununla birlikte, kanatçık mesafesinin artışı çapraz akışın daha fazla desenli yüzey üzerinde temasını sağlayarak soğutma etkisinin artışı sağlayabilmektedir. Böylece desenli yüzeylerin sıcaklıkları azalırken aynı zamanda desenler arası oyuk kısımlarında akışkan hareketi artırılarak buralardaki yüzeylerde de ısı transferinde artış meydana geldiği sıcaklık konturu dağılımlarından saptanabilmektedir. Bu noktadan hareket ederek kanatçık mesafesinin kanal girişine doğru artırılmasının çapraz akışın jet etkisini artırarak soğutma etkisini artırdığı söylenebilirken, kanal sonunda bulunan Desen 3 üzerinde jet etkisini azaltarak bu desen için ısı transferinde azaltıcı sonuca sebebiyet verdiği söylenebilir.

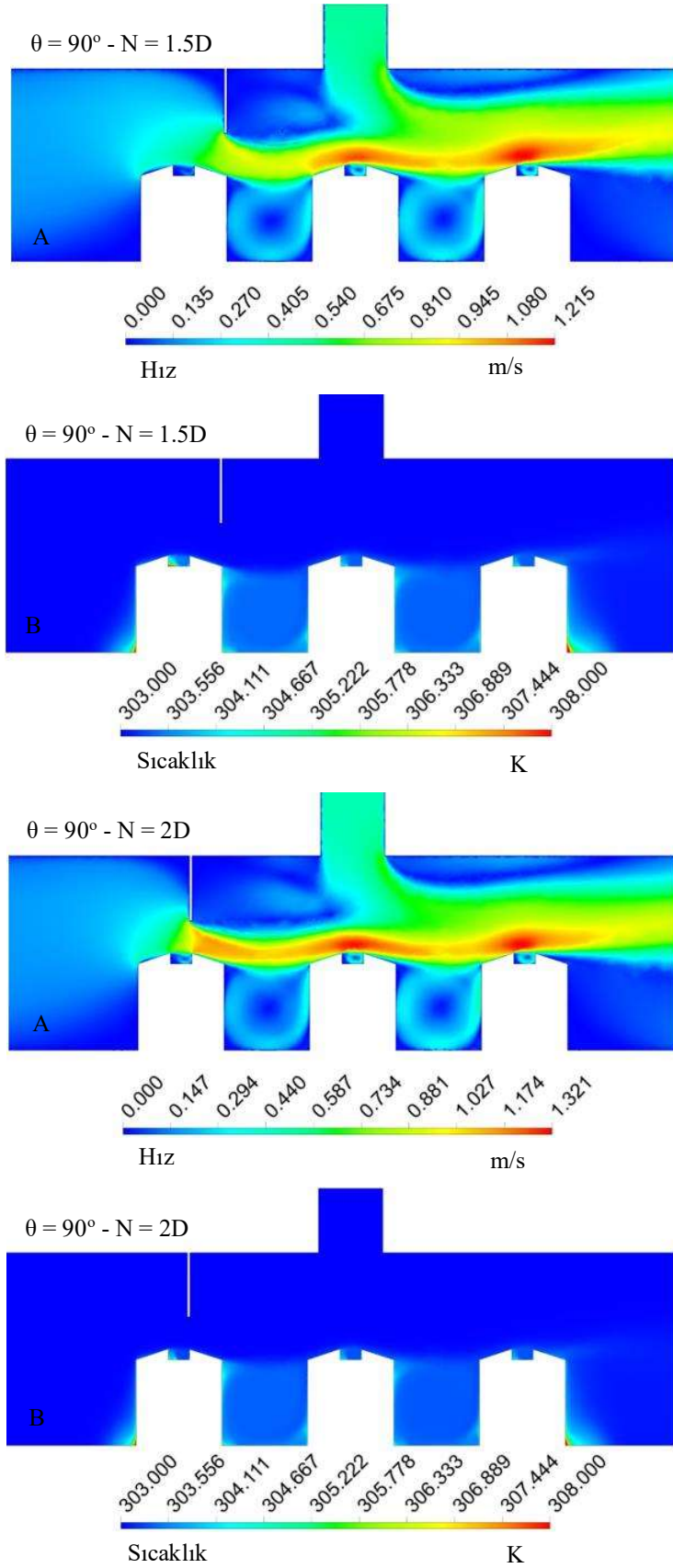
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, çarpan jet-çapraz akışlı kanalda bulunan sabit 1000 W/m^2 ’ lik ısı akısına sahip bakır plakalı oyuk desenli yüzeylerden olan ısı transferi kanatçiksız ve 90° açılı kanatçığın mesafesinin değişimine göre sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal inceleme, sürekli ve üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin $k-\varepsilon$ türbülans modeli Ansys-Fluent bilgisayar programının kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. D uzunluğundaki kanatçığın mesafesi çarpan jetten itibaren D , $1.5D$ ve $2D$ olarak değiştirilmiştir. Kanalda kullanılan akışkan su olup, kanalın alt ve üst yüzeyleri ve kanatçık adyabatiktir. Jet-plaka arası mesafe $3D$ olup, jet Reynolds sayısı aralığı $5000-9000$ ’ dir. Sonuçlar, her bir oyuk desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklık değişimleri olarak sunulmuştur. $Re = 9000$ ’ de

kanatçiksız ve farklı kanatçık mesafeli (N) kanallar boyunca çarpan jet-çapraz akışın hız ve sıcaklık konturu dağılımları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:





Şekil 6. Oyuk desenli yüzeyler için $Re = 9000$ ' de kanatçıksız ve farklı kanatçık mesafeli çarpan jet-çarpaz akışlı kanallarda A- Hız B- Sıcaklık konturu dağılımları

- Desen 1' de $Re = 7000$ için $N = 2D$ kanatçık konumunda sırasıyla $1.5D$ ve D konumlarına göre %14.45 ve %30.80 artış elde edilirken, kanatçıksız konuma göre artış miktarı %57.61' dir.

- $Re = 9000$ ' de $1.5D$ kanatçık mesafesinde Desen 2 için elde edilen Nu sayısı değeri kanatçıksız duruma göre %65.43 fazla iken aynı şartlarda (Re sayısı ve kanatçık konumu) sırasıyla Desen 1 ve Desen 3' e göre %11.98 ve %11.24 daha fazladır.

- Kanal sonunda bulunan oyuk şekilli Desen 3' de ise jet akış etkisinde azalma olduğundan tüm kanatçık konumlarında Desen 2' ye göre Nu sayısı değerlerinde azalma görülmektedir. Desen 1' e göre Nu sayısında görülen daha yüksek değerler ise çapraz akış ve çarpan jetin Desen 3 üzerindeki birleşik etkisi nedeniyledir.

- Sıcaklık değişimleri incelendiğinde; en yüksek ortalama yüzey sıcaklığı tüm desen sıraları için kanatçıksız durumda elde edilmektedir. Bununla birlikte, kanatçık konumu $2D$ olduğunda çapraz akışın da çarpan jete ilave olarak jet akış etkisi kazanması nedeniyle en düşük yüzey sıcaklığı bu kanatçık konumunda görülmektedir.

- Bunun yanı sıra, desen sıraları itibariyle en düşük dolayısıyla devre elemanlarının güvenli sıcaklık sınırları içinde tutulabileceği desen sırası ikinci sıradaki desen için elde edilmektedir. Bunu sırasıyla birinci ve üçüncü desen sıraları takip etmektedir.

- Her üç oyuk desenli yüzey için ortalama Nu sayısı değeri analiz edildiğinde ise $Re = 9000$ için $2D$ mesafeli kanatçıklı kanalda ortalama Nu sayısı değerinin kanatçıksız ve D kanatçık mesafeli kanala göre sırasıyla %49.2 ve %17.13 daha fazla olduğu bulunmuştur.

- Sonuç itibariyle, çarpan jet-çapraz akışlı bir kanala kanatçıkların eklenmesi kanaldan gelen çapraz akışı ısınmış desenli yüzeyler üzerine daha fazla yönlendirerek yüzeyler üzerinden olan ısı transferini ve dolayısıyla soğutma miktarını artırmaktadır. Bununla birlikte, çarpan jetten itibaren kanatçık mesafesinin artışı çapraz akışın desenli yüzeyler üzerinde jet akış etkisi göstererek temasını artırmasının yanı sıra hem çarpan jete ikinci bir katkı oluşturmakta hem de desen aralarındaki akışkanın sirkülasyonunu artırarak soğutma etkisini iyileştirmektedir. Ayrıca, yüzeylere verilen oyuk desen şekilleri yüzeyler üzerinde akışı engellemeden yüzey üzerinde ek bir akışkan temasına olanak sağlamaktadır. Bu nedenle, desenli yüzey ve kanal tasarımlarında bu etkinin de düşünülmesi önerilmektedir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (CÜBAP) birimi tarafından TEKNO-2021-031 proje numarası ile desteklenmiştir.

KAYNAKÇA

[1] Kılıç, M. Elektronik Sistemlerin Soğutulmasında Nanoakışkanlar ve Çarpan Jetlerin Müşterek Etkisinin İncelenmesi, Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 33 (3), 121-132, (2018).

[2] Teamah, M.A., Dawood, M.M., Shehata, A. Numerical and Experimental Investigation of Flow Structure and Behavior of Nanofluids Flow Impingement on Horizontal Flat Plate, Experimental Thermal and Fluid Science, 74, 235-246, (2015).

- [3] Hadipour, A., Zargarabadi, M.R. Heat Transfer and Flow Characteristics of Impinging Jet on a Concave Surface at Small Nozzle to Surface Distances, *Applied Thermal Engineering* 138, 534-541, (2018).
- [4] Baydar, E. Confined Impinging Air Jet at Low Reynolds Numbers, *Experimental Thermal and Fluid Science* 19, 27-33, (1999).
- [5] Köseoğlu, M.F. Çarpan Akışkan Jetleri Kullanılarak Elektronik Elemanların Soğutulmasının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2007.
- [6] Choo, K., Kang, T.Y., Kim, S.J. The Effect of Inclination on Impinging Jets at Small Nozzle-to-Plate Spacing, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55, 3327-3334, (2012).
- [7] Bölek, A. Farklı Düzlemler Üzerine Çarpan Jetlerin Akış ve Isı Transfer Analizleri, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, (2007).
- [8] Larraona, G.S., Rivas, A., Antón, R., Ramos, J.C., Pastor, I., Moshfegh, B. Computational Parametric Study of an Impinging Jet in a Cross-Flow Configuration for Electronics Cooling Applications, *Applied Thermal Engineering*, 52, 428-438, (2013).
- [9] Demircan, T. Numerical Analysis of Cooling an Electronic Circuit Component with Cross Flow and Jet Combination, *Journal of Mechanics*, 35 (3), 395-404, (2019).
- [10] Mergen, S. Kanal İçi Akış ve Çarpan Jet İle Birlikte Elektronik Eleman Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, (2014).
- [11] Maghrabie, H.M., Attalla, M., Fawaz, H.E., Khalil, M. Numerical Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop of In-Line Array of Heated Obstacles Cooled by Jet Impingement in Cross-Flow, *Alexandria Engineering Journal*, 56, 285-296, (2017).
- [12] Wang S.J., Mujumdar A.S. A Comparative Study of Five Low Reynolds Number $k-\epsilon$ Models for Impingement Heat Transfer, *Applied Thermal Engineering*, 25, 31-44, (2005).
- [13] Saleha, N., Fadela, N., Abbas, A. Improving Cooling Effectiveness By Use Chamfers on the Top of Electronic Components, *Microelectronics Reliability* 55, 1067-1076, (2015).
- [14] Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer (Sixth Edition)*, John Wiley&Sons, Indiana, 447-487, (2007).
- [15] Ma, C.F., Bergles, A.E., Boiling Jet Impingement Cooling of Simulated Microelectronic Chips, *Heat Transfer in Electronic Equipment HTD* 28, 5-12, 1983.