

THE EFFECT OF FIN ANGLE ON INCREASING THE HEAT TRANSFER FROM ELECTRONIC COMPONENTS BY APPLYING AN IMPINGING JET-CROSS FLOW

Doğan Engin ALNAK

Sivas Cumhuriyet University, Teknology Faculty, Department of Manufacturing Eng., Energy Systems M.F.S.

ORCID: 0000-0003-0126-1483

Koray KARABULUT

Sivas Cumhuriyet University, Sivas Technical Sciences Vocational High Sch., Electric and Energy Dept., Natural Gas and Installation Technology Program

ORCID: 0000-0001-5680-0988

Abstract

With the advancement of technology, circuit elements in developing electronic devices heat up and their temperatures rise depending on the working load. Cross flow, which is one of the methods used to increase heat transfer from electronic circuits, may be insufficient for cooling circuit elements that have reached very high temperatures. The temperature is kept within safe limits by providing an efficient heat transfer from the circuit elements with the impinging jet-cross flow application. In this study, heat transfer from rectangular shaped surfaces with copper plate with constant heat flux of 1000 W/m^2 in the channel was investigated numerically by using a combination of impinging jet and cross flow. Numerical research was carried out by solving the energy and Navier-Stokes equations as three dimensional and steady, using the Ansys-Fluent computer program with $k-\epsilon$ turbulence model. In order to direct the flow in the channel to the heated surfaces, the fins with 30° , 45° and 60° angles and the length of the D jet inlet diameter were placed in the channel horizontally with the impinging jet surface. The jet fluid used in the channel is water, and the upper and lower surfaces of the channel and the fin are adiabatic. The distance between the jet and the plate is 45 mm ($3D_h$), and the jet Reynolds number range is $5000-9000$. The results of the study were compared with the experimental results of the study in the literature and they were found to be consistent with each other. The results were presented as the mean Nu number and surface temperature variation for each rectangular patterned surface. Besides, the velocity-streamline and temperature contour distributions of the impinging jet-cross flow along the channel for channels were evaluated comparatively. For $Re = 9000$, it was determined that the average Nu number value in the channel with 60° fin angle was 20.02% higher than the channel without fin.

Keywords: Impinging Jet-Cross Flow, Fin angle, Electronic component, Numerical heat transfer

ELEKTRONİK BİLEŞENLERDEN OLAN ISI TRANSFERİNİN ÇARPAN JET-ÇAPRAZ AKIŞ UYGULANARAK ARTIRILMASINDA KANATÇIK AÇISININ ETKİSİ

Özet

Teknolojinin ilerlemesiyle gelişmekte olan elektronik cihazlardaki devre elemanları çalışma yüküne bağlı olarak ısınmakta ve sıcaklıkları yükselmektedir. Elektronik devrelerden ısı transferini artırmak için kullanılan yöntemlerden biri olan çapraz akış, çok yüksek sıcaklıklara ulaşmış devre elemanlarının soğutulmasında yetersiz kalabilmektedir. Çarpan jet-çapraz akış uygulamasıyla devre elemanlarından verimli bir ısı transferi sağlanarak, sıcaklık güvenli sınırlar içinde tutulmaktadır. Bu çalışmada, kanalda bulunan sabit ısı akısına sahip bakır plakalı dikdörtgen şekilli yüzeylerden olan ısı transferi çarpan jet-çapraz akış kombinasyonu kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal inceleme, zamandan bağımsız, üç boyutlu enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin $k-\epsilon$ türbülans modeli ile Ansys-Fluent bilgisayar programının kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Kanaldaki akışı ısınmış yüzeylere yönlendirmek amacıyla 30° , 45° ve 60° açılı ve D jet giriş çapı uzunluğunda kanatçık, çarpan jet yüzeyiyle yatay olarak kanala yerleştirilmiştir. Kanalda kullanılan jet akışkanı su olup, kanalın alt ve üst yüzeyleri ve kanatçık adyabatiktir. Dikdörtgen şekilli yüzeyler, 1000 W/m^2 lik sabit ısı akısına sahiptir. Jet-plaka arası uzaklık 45 mm ($3D_h$) olup, jet Reynolds sayısı aralığı $5000-9000$ ' dir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki çalışmanın deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve birbirleriyle tutarlı oldukları görülmüştür. Sonuçlar, her bir dikdörtgen desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklık değişimi olarak sunulmuştur. $Re = 7000$ ' de 30° , 45° ve 60° kanatçık açılı ve kanatçiksiz (0°) kanallar için kanal boyunca çarpan jet-çapraz akışın hız-akım çizgisi ve sıcaklık konturu dağılımları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. $Re = 9000$ için 60° açılı kanatçıklı kanalda ortalama Nu sayısı değerinin kanatçiksiz kanala göre %20.02 daha fazla olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çarpan jet-çapraz akış, Kanatçık açısı, Elektronik bileşen, Sayısal ısı transferi

1. GİRİŞ

Bilim ve teknolojinin ilerleme sürecinde olduğu günümüzde elektronik cihazlar da sürekli gelişim aşamasındadır. Genel itibariyle bütün elektronik cihazlar, elektronik devrelerden oluşmaktadır. Kullanılan elektronik cihazlarda elektronik devreler ısınarak, sıcaklıkları artmaktadır. Isınan elektronik devre elemanları soğutulmuş, çalışma sıcaklıkları güvenli sınır aralığına çekilemezse, cihazın bozulma problemiyle karşılaşılabilir. 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 duruma ulaşılamayabilmelidir. Bundan dolayıdır ki; çarpma jet ve çarpma soğutma tekniğinin birlikte kullanılması soğutma verimi yüksek bir faydalı durum sağlayabilir. Çarpma akış ile devre elemanlarının tümü belirli bir dereceye kadar soğutulurken, devrede yalnızca çok yüksek sıcaklıklara ulaşmış olan elemanlar ise çarpma 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 çarpma 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 çarpma jetler üzerine çok sayıda deneysel ve sayısal inceleme bulunmaktadır. Bu çalışmalarda ise esas itibarıyla çarpma jetler için akışkan seçimi, akış alanın geometrisi, kullanılan türbülans modeli, Re sayısı, jet ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafe ve elektronik elemana uygulanan ısı akışı gibi değişkenlerin ısı transferine olan etkilerine odaklanılmıştır. Bununla birlikte, çarpma akış ve çarpma 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 akımlı elektronik devre elemanlarının dört farklı nanoakışkan ve çarpma 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 akımlı iç bükey bir yüzey üzerine gönderilen çarpma dairesel bir jet akışının akış ve ısı transferi karakteristiklerini, farklı jet-plaka oranları için deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. H/D (kanal yükseklik/jet giriş 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 artırdığını 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 çarpma 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 akışı değerlerinde çalışmışlardır. Düşük Reynolds sayılı jet akışlarda ısı transferinde %35 civarında artış saptamışlardır. Jet kesit alanının artışıyla ısı transferinde kayda değer değişiklik gözlemlemişlerdir. Choo vd. [6] deneysel olarak eğimli bir çarpma 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 çarpma 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 gözlemlemişlerdir. 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, kanalda bulunan sabit ısı akısına sahip bakır plakalı dikdörtgen şekilli yüzeylerden olan ısı transferi çarpan jet-çapraz akış kombinasyonu kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal araştırma, zamandan bağımsız, üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin $k-\epsilon$ türbülans modeli Ansys-Fluent bilgisayar programının kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Kanaldaki akışı ısınmış yüzeylere yönlendirmek amacıyla 30° , 45° ve 60° açılı ve D jet giriş çapı uzunluğunda kanatçık, çarpan jet yüzeyiyle yatay olarak kanala yerleştirilmiştir. Kanalda kullanılan jet akışkanı 303 K sıcaklığındaki su olup, kanalın alt ve üst yüzeyleri ve kanatçık adyabatiktir. Dikdörtgen şekilli yüzeyler, 1000 W/m^2 lik sabit ısı akısına sahiptir. Kanalda referans çalışmalar dikkate alınarak üç adet dikdörtgen şekilli yüzey kullanılmıştır. Jet-plaka arası uzaklık 45 mm ($3D_h$) olup, jet Reynolds sayısı aralığı $5000-9000$ dir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki çalışmanın deneysel sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve birbirleriyle tutarlı oldukları görülmüştür. Sonuçlar, her bir dikdörtgen desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklık değişimi olarak sunulmuştur. $Re = 7000$ de 30° , 45° ve 60° kanatçık açılı ve kanatçiksiz (0°) kanallar için kanal boyunca çarpan jet-çapraz akışın hız ve sıcaklık konturu dağılımları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

2. SAYISAL İNCELEME

Çalışmada, üç boyutlu ve zamandan bağımsız olarak dikdörtgen şekle sahip desenli yüzeyler üzerindeki çarpan jet-çapraz akışın zorlanmış taşınım ısı transferinin sayısal olarak hesaplamalı çözümünde Ansys-Fluent programından yararlanılmıştır.

Çalışmada, jet akışı uygulanması sonucu kanal içerisinde düzensiz akış dalgalanmaları oluşacağından çalışma türbülanslı olarak modelleneyecektir. Bu nedenle, çalışmada türbülans modeli olarak $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılacaktır. Kanaldaki akış ve ısı transferinin çözümüne aşağıda açıklandığı üzere gövde kuvvetinin bulunmadığı kararlı durumdaki türbülanslı akış için zaman ortalamalı kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden türetilen kısmi türevli diferansiyel denklemlerin çözümü ile ulaşılmıştır [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

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (2)$$

Enerji denklemi

$$\rho c_p \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{T' u'_i} \right] \quad (3)$$

Türbülans kinetik enerji denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (4)$$

Türbülans kinetik enerji yutulma terimi

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

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]

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (6)$$

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

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ 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 hesaplanacaktır [14].

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

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

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

Burada, T_a ve T_y sırasıyla su akışkanının ve elektronik eleman 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

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

Bu denklemden 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.

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

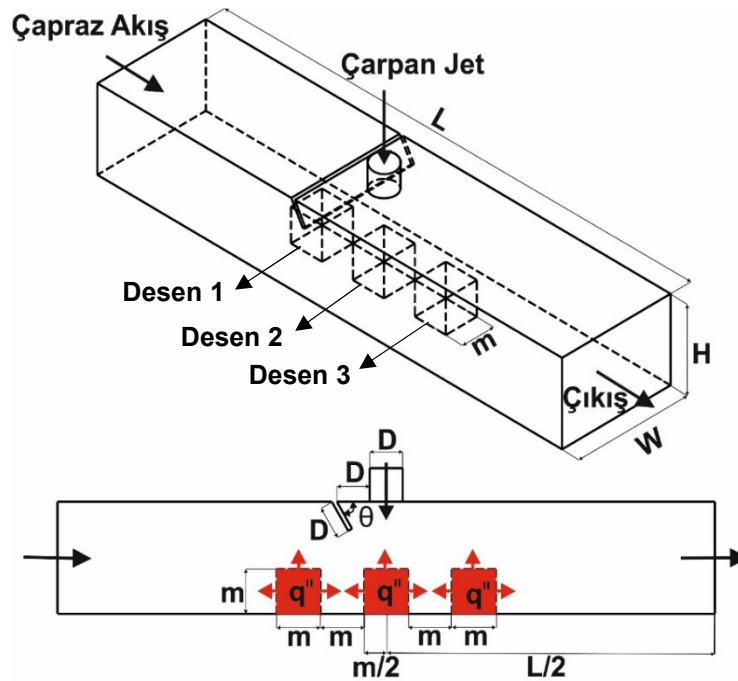
$$Re_j = \frac{\rho_a V_j D}{\mu_a} \quad (14)$$

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 dikdörtgen desenli 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:

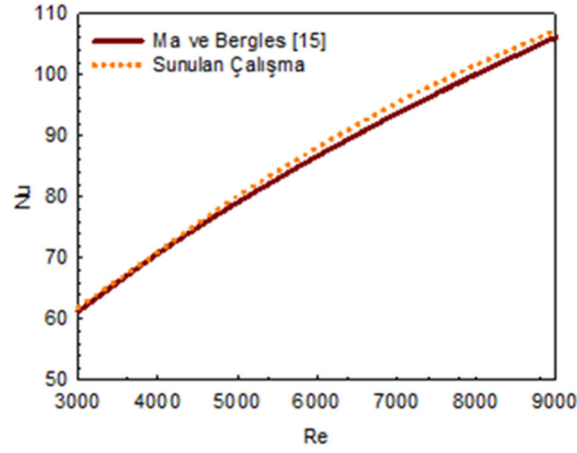
- Akış hacmi zamandan bağımsız, üç boyutlu ve türbülanslıdır.
- Hem jet akışkanı hem de kanal girişindeki çapraz akış için kullanılan akışkan sıkıştırılmaz sudur.
- Dikdörtgen desenli elektronik eleman yüzeylerine sabit ısı akısı uygulanmıştır.
- Akışkanın ısı özellikleri sabit olup, dinamik viskozitesi $\mu = 0.00080340 \text{ N.s/m}^2$, ısı iletkenliği $k = 0.6172 \text{ W/m.K}$, yoğunluğu $\rho = 995.80 \text{ kg/m}^3$, özgül ısısı $c = 4178.40 \text{ J/kg.K}$ olarak alınmıştır.
- Kanal ve açılı kanatçık yüzeyleri adyabatiktir
- Akışkan ve desenli yüzeyler için ısı üretimi yoktur.



Şekil 1. Sınır şartları ve boyutları olan hesaplama hacminin perspektif görünüşü

4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Sunulan çalışmada yalnızca jet akışının olduğu durumda 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 karşılaştırılmıştır (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

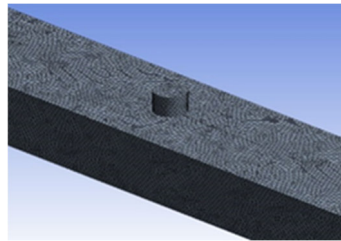
Tablo 1. Modelin geometrik boyutlandırma ölçüleri

Modelin Geometrik Boyutlandırması	
D	15 mm
L	66D
W	4D
H	3D
m	20 mm
q''	1000 W/m ²
θ	30°, 45°, 60°

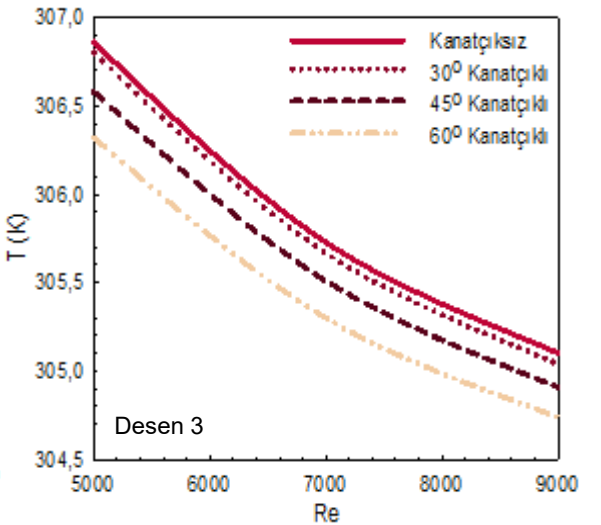
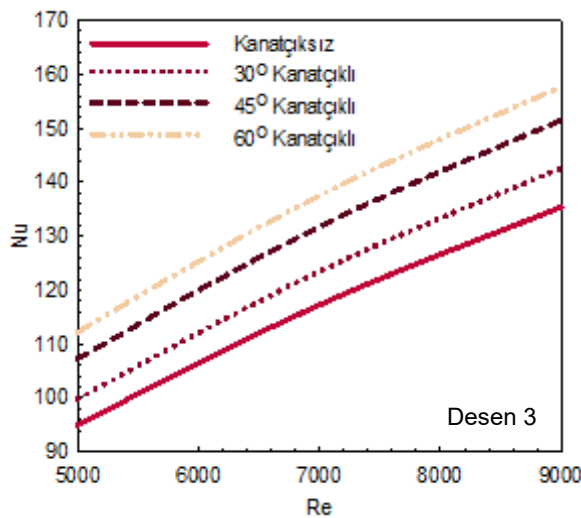
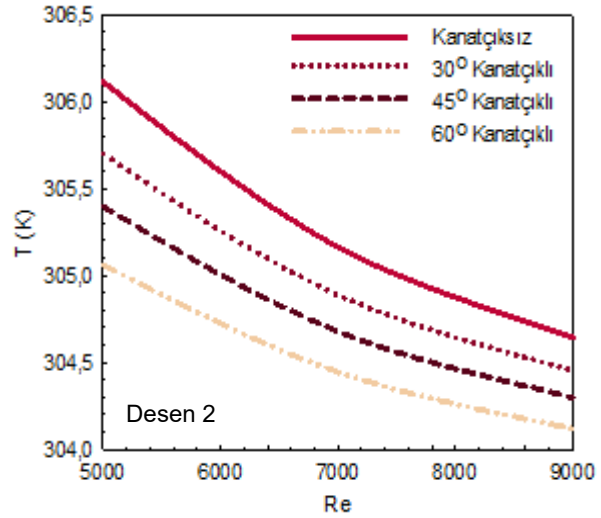
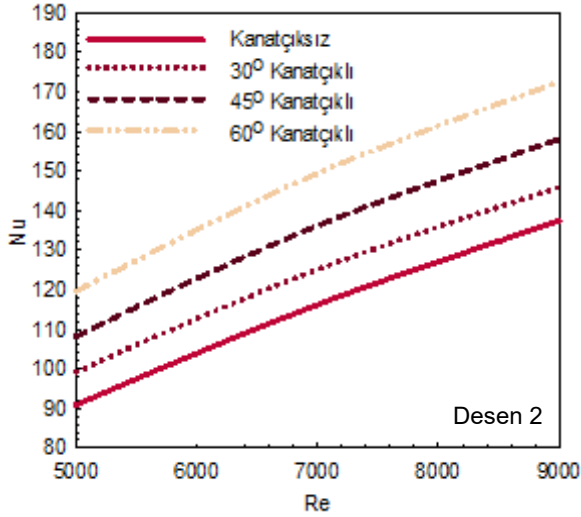
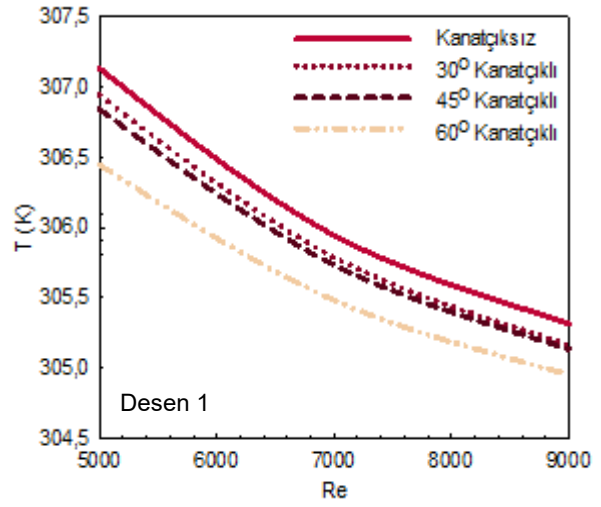
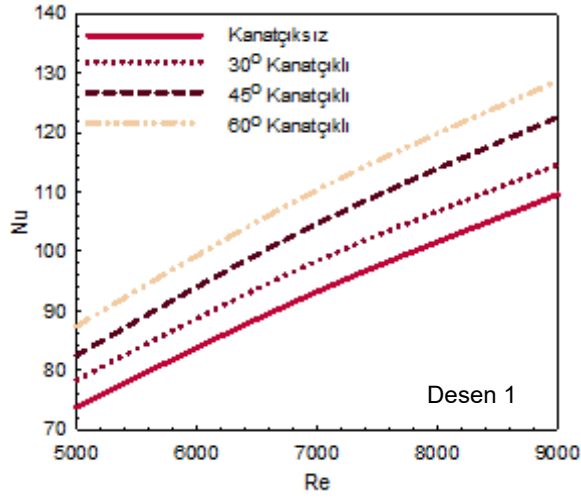
Tablo 2' de ağ sayısının Nu sayısı üzerindeki etkisini belirleyerek kanal için en uygun sayıda ağ elemanı kullanabilmek amacıyla kanatçıksız çarpan jet-çapraz akışlı kanalda ağ sayısının ortalama Nu sayısı üzerindeki etkisi farklı Re sayılarında verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre kanatçıksız kanalda 2022840 adet ağ elemanının yeterli olduğu belirlenmiştir. Bunun yanı sıra, simülasyonlarda kullanılan ağ yapısı şekli dörtyüzlü (tetrahedral) olup Şekil 3' de daha iyi görebilmek amacıyla yakınlaştırılarak 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 kullanılan desenli yüzeylere ait ağ yapısı



Şekil 4. Desenli yüzeyler için ortalama Nu sayısının Re ile değişimi

Şekil 5. Desenli yüzeyler için ortalama yüzey sıcaklığının Re ile değişimi

Şekil 4' de çarpan jet-çapraz akışlı kanala yerleştirilmiş olan desenli yüzeylerin her birine ait ortalama Nu sayısının Re sayısı ile değişimleri desenli yüzeylerin her biri için gösterilmektedir. Kanalda üç adet sabit ısı akıllı desenli yüzey bulunmaktadır. Her üç desenli yüzey için Re sayısının artışıyla ısı transferinin artmasına bağlı olarak Nu sayısı artmaktadır. Bununla birlikte, kanatçığın olmadığı kanala göre her üç kanatçık açısı ve desenli yüzeyde Nu sayısında daha fazla artış elde edilmektedir. Kanatçık kullanımıyla birlikte çapraz akıştan yani kanaldan gelen akış desenli yüzeyler üzerine daha fazla yönlendirebildiği gibi desenler üzerinde ikincil bir jet akış etkisi oluşturularak ısı transferi miktarını artırma etkisi elde edilebilmektedir. Birinci sıradaki yani çapraz akış tarafındaki ilk desen için Nu sayısını incelediğimizde kanatçık açısının artışıyla Nu sayısı artmakla birlikte Re = 9000 için 60° açılı kanatçıkta Nu sayısında %17,44' lük bir artış elde edilmektedir. Aynı Re sayısında bu artış miktarı diğer açılı kanatçıklı kanallar için daha düşüktür. İkinci sıradaki desen için (Desen 2) çapraz akışın kanatçık sayesinde desenli yüzey üzerine yönlendirilebilmesinin yanında jet akış etkisinin bu desen üzerinde daha fazla olması nedeniyle Nu sayısı değerleri bu yüzey için daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Re = 5000 için 30° açılı kanalda birinci sıradaki desene göre %30,18 oranında daha fazla artış elde edilmektedir. Desen 3' de ise çarpan jet-çapraz akışın desenli yüzeyin özellikle sağ tarafına etki etmemesi sonucu kanatçiksiz kanal durumunda ve Desen 1' e göre Nu sayısı değerlerinde daha fazla artış elde edilse de tüm Re sayıları için Desen 2' ye göre Nu sayısı değerleri daha düşük kalmaktadır. Re = 7000' de 60° açılı kanalda Desen 2' ye göre Desen 3' de Nu sayısı yaklaşık %9 daha azdır. Bununla birlikte aynı Re sayısı ve kanatçık açısı için sırasıyla Desen 1 ve kanatçiksiz kanala göre Desen 3' de Nu sayısında %24,66 ve %17,27' lik artışlar olduğu saptanmıştır.

Şekil 5' de Re sayısına göre çarpan jet-çapraz akışlı bir kanaldaki desenli elemanların (elektronik bileşenler) ortalama yüzey sıcaklığı değişimleri kanatçiksiz ve 30°, 45° ve 60° açılı kanatçıklı kanallarda ve kanal girişinden başlayarak desen sırasına (Desen 1, Desen 2 ve Desen 3) göre verilmektedir. Tüm Re sayıları ve desen sıraları için kanatçiksiz kanalda desen yüzeylerinden olan ısı transferinin kanatçıklı kanallara göre daha az olması nedeniyle ortalama yüzey sıcaklığı değerleri daha fazladır. Bununla birlikte, kanala eklenen açılı kanatçıklar sayesinde kanaldan gelen çapraz akış ve çarpan jet desen yüzeylerine yönlendirilebildiğinden ısı transferi artarak yüzey sıcaklık değerlerinde düşüşler elde edilmektedir. Sıcaklık değerinde en fazla düşüş, kanal girişine göre ikinci sıradaki Desen 2' de elde edilmektedir. Bunun yanında, Desen 3' de desen kenarlarında azalan akış etkisi nedeniyle Desen 2' ye göre ortalama sıcaklık değerlerinde artış görülse de kanatçiksiz duruma göre sıcaklık değerleri daha düşüktür. Desen 1 ise kanal girişinde olduğundan dolayı daha çok çapraz akış etkisinde olduğundan sıcaklık değerleri Desen 2 ve 3' göre daha yüksektir.

Tablo 3' de her üç desenli yüzey için ortalama Nu sayısı (Nu_m) ve yüzey sıcaklığının (T_m) kanatçiksiz ve farklı açılı kanatçıklı çarpan jet-çapraz akış kanallarında Re sayısı ile değişimleri gösterilmektedir. Re = 9000 için 60° açılı kanatçıklı kanalda ortalama Nu sayısı değerinin kanatçiksiz kanala göre %20,02 daha fazla olduğu belirlenmiştir. Bu duruma paralel olarak kanatçiksiz kanala göre ısı transferinin artışına bağlı olarak en düşük ortalama yüzey sıcaklığı değerlerine 60° açılı kanatçıklı çarpan jet-çapraz akışlı kanalda ulaşılmaktadır. Kanatçıklar sayesinde Nu sayısının artması yüzeyden akışkana olan ısı transferini artırarak yüzey sıcaklığının azalmasını sağlamaktadır. Böylece, ısınmış olan elektronik devre elemanları daha iyi soğutulmuş sıcaklıklarının güvenli sınırlar içinde kalması mümkün olabilmektedir.

Tablo 3. Desenli yüzeylere ait Nu_m ve yüzey sıcaklığı T_m ' nin Re sayısı ile değişimi

	Kanatçiksız Nu_{ort}	30° Kanatçıklı Nu_{ort}	45° Kanatçıklı Nu_{ort}	60° Kanatçıklı Nu_{ort}
Re = 5000	86.52	92.42	99.31	106.39
Re = 7000	108.88	115.65	124.22	132.42
Re = 9000	127.43	134.37	144.02	152.96
	Kanatçiksız $T_{ort} (K)$	30° Kanatçıklı $T_{ort} (K)$	45° Kanatçıklı $T_{ort} (K)$	60° Kanatçıklı $T_{ort} (K)$
Re = 5000	306.63	306.59	306.49	305.94
Re = 7000	305.54	305.44	305.31	305.07
Re = 9000	304.95	304.88	304.77	304.60

Şekil 6' da kanatçiksız, 30°, 45° ve 60° kanatçık açısına sahip çarpan jet-çapraz akışlı kanallarda kanal boyunca akışkanın hız-akım çizgisi ve sıcaklık konturu dağılımları $Re = 7000$ için sunulmaktadır. Kanatçiksız durumda kanal girişinden gelen akış, ikinci desenin üstündeki jet akışla karşılaşana kadar kanal içerisindeki hareketine devam etmekle birlikte ikinci desenin üstünde yüzeyin sonuna doğru akışta jet akış etkisi oluşarak hızlanma meydana gelmektedir. Bu duruma, jet akışın sağ tarafında oluşan yeniden dolaşım bölgesi de akışı desen üzerine yönlendirerek sebep olmaktadır. Sıcaklık dağılımında oyuk bölgelerinde oluşan yeniden dolaşım bölgeleri akışın kendi içinde sirkülasyon oluşturarak akış ısınmasının meydana geldiği bölgelerdir. Bu kısımlarda akışta tam bir sirkülasyon oluşmadığından yüzeylerden olan ısı transferi miktarı azalmaktadır. Kanala kanatçık eklediğinde (30°, 45° ve 60°) çapraz akış olarak kanal girişinden gelen akış desenli yüzeyler üzerine doğru yönlendirilebilmektedir. Böylece, sıcaklık dağılımlarından da görülebildiği gibi ısınmış akış bölgeleri azaltılabilmektedir. Bununla birlikte, üçüncü desenin sağ yan alt tarafındaki ısınmış akış bölgesi azaltılabilsede tüm kanatçık açı değerlerinde bulunmaktadır. Ayrıca, kanatçık açı değeri 30°' den 60°' ye çıkarıldığında kontur dağılımlarından da saptanabildiği gibi çapraz akış akışkanı özellikle ikinci desen üzerine daha çok yönlendirilebildiğinden bu desen üzerinde jet etkisi artarak desenin soğuma etkisi yani diğer bir deyişle ısı transferi etkisi artmaktadır. Bu nedenle en iyi soğutma etkisi ikinci desen için elde edilmektedir.

5. GENEL SONUÇLAR

Bu çalışmada, kanalda bulunan sabit ısı akısına sahip bakır plakalı dikdörtgen şekilli yüzeylerden olan ısı transferi çarpan jet-çapraz akış kombinasyonu kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal inceleme, zamandan bağımsız, üç boyutlu olarak enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin $k-\epsilon$ türbülans modeli ile Ansys-Fluent bilgisayar programının kullanılarak çözülmesiyle yapılmıştır. Kanaldaki akışı ısınmış yüzeylere yönlendirmek amacıyla 30°, 45° ve 60° açılı ve D jet giriş çapı uzunluğunda kanatçık, çarpan jet yüzeyiyle yatay olarak kanala yerleştirilmiştir. Kanalda kullanılan jet akışkanı 303 K sıcaklığındaki su olup, kanalın alt ve üst yüzeyleri ve kanatçık adyabatiktir.

Dikdörtgen şekilli yüzeyler, 1000 W/m^2 lik sabit ısı akısına sahiptir. Kanalda referans çalışmalar dikkate alınarak üç adet dörtgen şekilli yüzey kullanılmıştır. Jet-plaka arası uzaklık 45 mm ($3D_h$) olup, jet Reynolds sayısı aralığı $5000-9000$ dir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki çalışmanın deneysel sonuçlarıyla kıyaslanmış ve birbirleriyle tutarlı oldukları saptanmıştır. Sonuçlar, her bir desenli yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklık değişimi olarak sunulmuştur. $Re = 7000$ de 30° , 45° ve 60° kanatçık açılı ve kanatçiksiz (0°) kanallar için kanal boyunca çarpan jet-çapraz akışın hız ve sıcaklık konturu dağılımları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Bu çalışmadan ulaşılan sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

-Kanatçık kullanımıyla birlikte çapraz akıştan yani kanaldan gelen akış desenli yüzeyler üzerine daha fazla yönlendirebildiği gibi desenler üzerinde ikincil bir jet akış etkisi oluşturularak ısı transferi miktarını artırma etkisi elde edilebilmektedir.

- Desen 1 için Nu sayısını incelediğimizde kanatçık açısının artışıyla Nu sayısı artmakla birlikte $Re = 9000$ için 60° açılı kanatçıkta Nu sayısında %17.44' lük bir artış elde edilmektedir. Aynı Re sayısında bu artış miktarı diğer açılı kanatçıklı kanallar için daha düşüktür.

- Desen 2' de çapraz akışın kanatçık sayesinde desenli yüzey üzerine yönlendirilebilmesinin yanında jet akış etkisinin bu desen üzerinde daha fazla olması nedeniyle Nu sayısı değerleri bu yüzey için daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. $Re = 5000$ için 30° açılı kanalda birinci sıradaki desene (Desen 1) göre %30,18 oranında daha fazla artış elde edilmektedir.

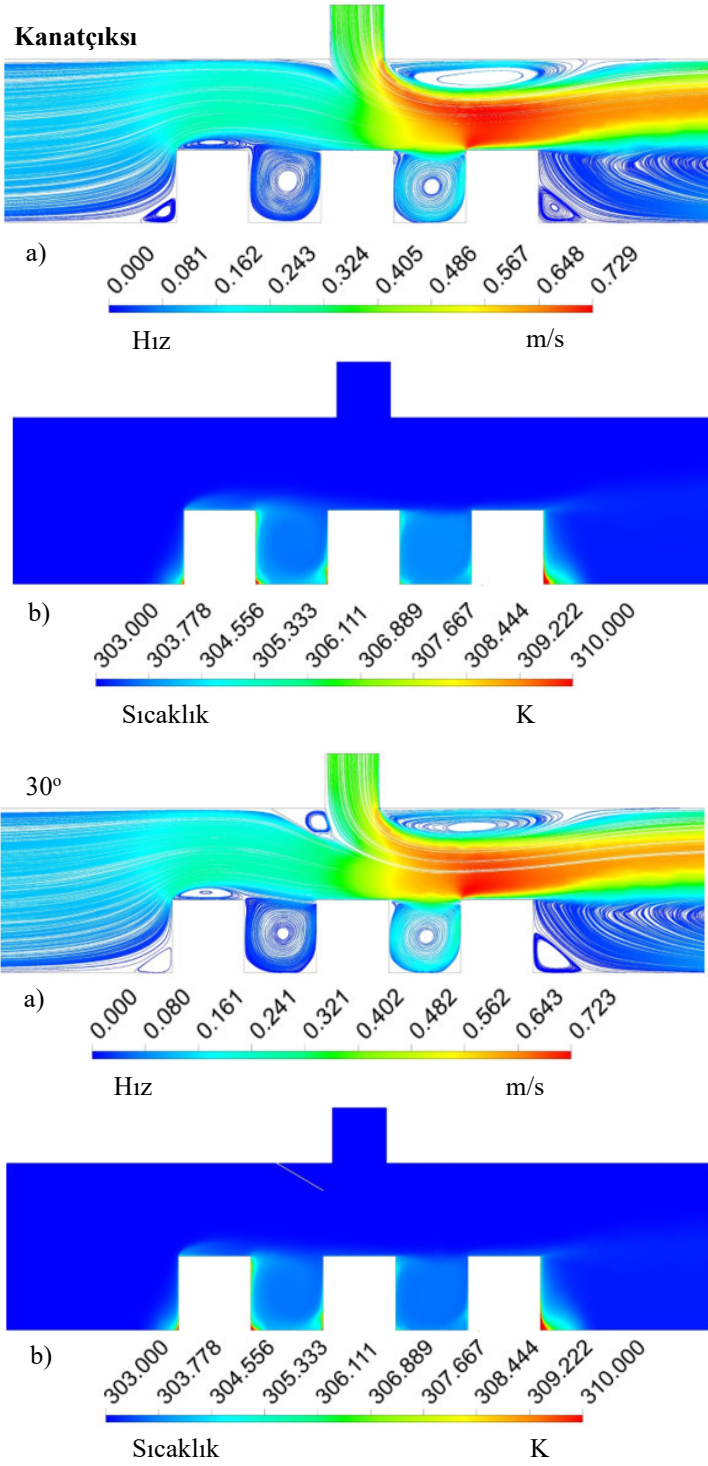
- Desen 3' de ise çarpan jet-çapraz akışın desenli yüzeyin özellikle sağ tarafına etki etmemesi sonucu kanatçiksiz kanal durumunda ve Desen 1' e göre Nu sayısı değerlerinde daha fazla artış elde edilse de tüm Re sayıları için Desen 2' ye göre Nu sayısı değerleri daha düşük kalmaktadır. $Re = 7000$ de 60° açılı kanalda Desen 2' ye göre Desen 3' de Nu sayısı yaklaşık %9 daha azdır.

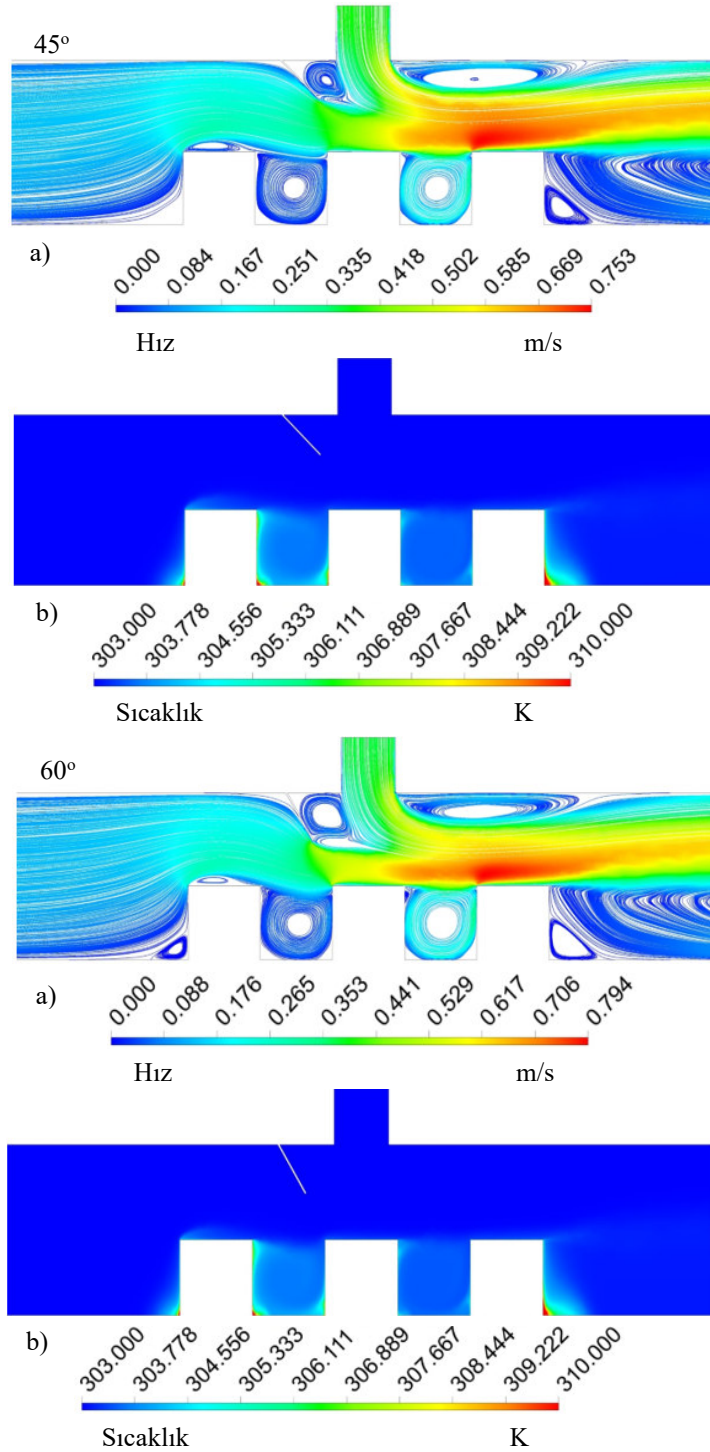
- $Re = 7000$ de 60° açılı kanalda sırasıyla Desen 1 ve kanatçiksiz kanala göre Desen 3' de Nu sayısında %24,66 ve %17.27' lik artışlar olduğu saptanmıştır.

- Tüm Re sayıları ve desen sıraları için kanatçiksiz kanalda desen yüzeylerinden olan ısı transferinin kanatçıklı kanallara göre daha az olması nedeniyle ortalama yüzey sıcaklığı değerleri daha fazladır. Bununla birlikte, kanala eklenen açılı kanatçıklar sayesinde kanaldan gelen çapraz akış ve çarpan jet desen yüzeylerine yönlendirilebildiğinden ısı transferi artarak yüzey sıcaklık değerlerinde düşüşler elde edilmektedir.

-Sıcaklık değerinde en fazla düşüş, kanal girişine göre ikinci sıradaki Desen 2' de elde edilmektedir. Bunun yanında, Desen 3' de desen kenarlarında azalan akış etkisi nedeniyle Desen 2' ye göre ortalama sıcaklık değerlerinde artış görülse de kanatçiksiz duruma göre sıcaklık değerleri daha düşüktür.

- $Re = 9000$ için 60° açılı kanatçıklı kanalda tüm desenler dikkate alındığında ortalama Nu sayısı değerinin kanatçiksiz kanala göre %20,02 daha fazla olduğu belirlenmiştir. Bu duruma paralel olarak kanatçiksiz kanala göre ısı transferinin artışına bağlı olarak en düşük ortalama yüzey sıcaklığı değerlerine 60° açılı kanatçıklı çarpan jet-çapraz akışlı kanalda ulaşılmaktadır. Sonuç olarak, çarpan jet-çapraz akışlı bir kanala kanatçıkların eklenmesi kanaldan gelen çapraz akışı ısınmış desenli yüzeyler üzerine daha fazla yönlendirerek yüzeyler üzerinden olan ısı transferini artırmaktadır. Bununla birlikte, desenli yüzeyler arasında ve üzerlerinde oluşabilecek yeniden dolaşım bölgelerini azaltılması akışkan hareketini artırarak soğutma etkisini iyileştireceğinden desenli yüzey ve kanal tasarımlarında bu etki dikkate alınmalıdır.





Şekil 6. Kanatçıksız, 30°, 45° ve 60° açılı çarpan jet-çapraz akışlı kanallar için
a) hız-akım çizgisi b) sıcaklık dağılımı konturları (Re = 7000)

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., Abbes, A. Improving Cooling Effectiveness By Use Chamfers on the Top of Electronic Components, Microelectronics Reliability 55, 1067-1076, (2015).
- [14] Incropera, F.P., Dewit, 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.