Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University 40:3 (2025) 1757-1769

Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi
Journal of The Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University

Elektronik / Online ISSN : 1304 - 4915
Basılı / Printed ISSN : 1300 - 1884

# Numerical investigation of the effect of V-shaped fins on fluid flow and heat transfer in impinging jet cooling applications using extended nozzles

Onur Can Aras[1]*, Ahmet Ümit Tepe[2], Kamil Arslan[3], Yaşar Yetişken[4]

[1]Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Piri Reis University, 34940, Istanbul, Türkiye
[2]Department of Electricity and Energy, Vocational School of Technical Sciences at Mersin Tarsus Organized Industrial Zone, Tarsus University, 33100, Mersin, Türkiye
[3]Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering and Natural Sciences, Ankara Yıldırım Beyazıt University,06010, Ankara, Türkiye
[3]Ankara Yıldırım Beyazıt University, Hydrogen Technologies and Energy Research Centre (H2 TEAM), 06010, Ankara, Türkiye
[4]Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Karabuk University, 78050, Karabük, Türkiye

## Highlights:

- Decreasing crossflow effect by placing fins on smooth surface
- Faster and more effective impact of the fluid by using extended nozzles
- Enhancing heat transfer by placing fins on smooth surface and using extended nozzles

## Keywords:

- Impinging air jets
- Convective heat transfer
- Computational fluid dynamics
- V-shaped fins

## Article Info:

Research Article
Received: 25.02.2024
Accepted: 14.12.2024

## DOI:

10.17341/gazimmfd.1442174

## Acknowledgement:

This study was financially supported by TUBITAK (118M795) within the scope of 3001 – Initial R&D Projects Support Program

## Correspondence:

Author: Onur Can Aras
e-mail: oaras@pirireis.edu.tr
phone: +90 507 018 9212

## Graphical/Tabular Abstract

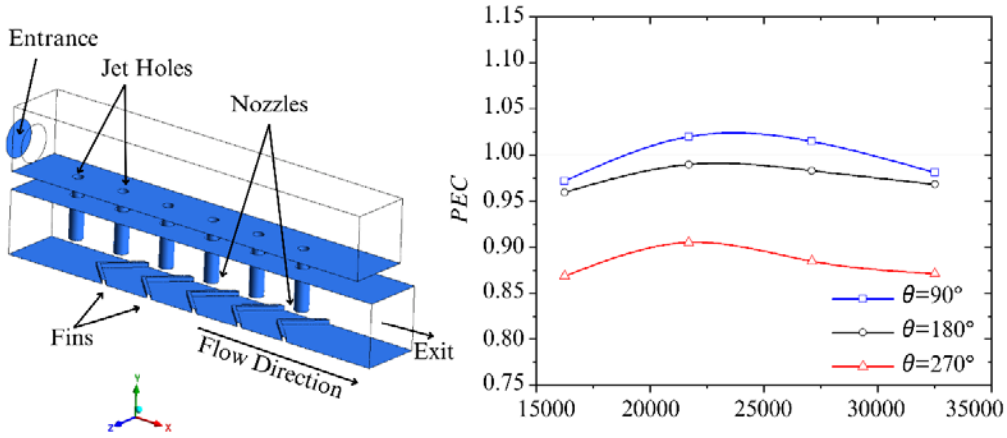



**Figure A.** Computational domain and *PEC* value (a) modelling geometry (b) best *PEC* value obtained

**Purpose:**
In this study, enhancement of heat transfer was aimed and numerically investigated by placing fins at different angles on a smooth surface (Figure A) in impinging air jets. In addition, using extended jet holes' effects to heat transfer was also investigated.

**Theory and Methods:**
In the study, Ansys Fluent software has been used to solve the problem. The governing equations have been solved under turbulence conditions and SST *k-ω* turbulence model has been used. The ideal mesh structure was determined before starting the analyses. To determine the ideal mesh structure, different mesh structures were applied to the model, then compared with each other based on the change in average Nusselt number. Numerical model has been verified with literature.

**Results:**
Local and average Nusselt numbers with velocity profiles of both flat and finned surfaces were presented in detail. Extending the nozzles towards to the finned surface at the angle of 180º has enhanced the average Nusselt number for at least 10%. In addition, the best *PEC* values were obtained within the scope of 1.0-1.05.

**Conclusion:**
Based on the obtained datas from the analyzes, it was observed that the most useful fin design in nozzleless model (*Gj/Dj*=6,0) was the $\theta$=90° angled fin design at relatively medium speeds (*Re*=21700 and *Re*=27100). Due to the aerodynamic structure of the $\theta$=90° angled fin design, the resistance to fluid flow is lower than other designs. In the model with the lowest nozzle gap (*Gj/Dj*=2.0), the *PEC* value was only above 1.0 at $\theta$=180° at *Re*=16250 since the increase in pressure loss due to the fins placed on the surface was more dominant than the increase in heat transfer. In conclusion, based on the results obtained from this numerical study, it can be inferred that not well designed fin configurations in jet impingment cooling/heating applications, may lead to a decrease in thermal-flow performance on the surface.

Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University 40:3 (2025) 1757-1769

Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi
Journal of The Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University
Elektronik / Online ISSN : 1304 - 4915
Basılı / Printed ISSN : 1300 - 1884

# Uzatılmış lüle kullanılan jet çarpmalı soğutma uygulamalarında V-şekilli kanatçıkların akış ve ısı transferine etkisinin sayısal olarak incelenmesi

Onur Can Aras[1]*, Ahmet Ümit Tepe[2], Kamil Arslan[3], Yaşar Yetişken[4]

[1]Piri Reis Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34940, İstanbul, Türkiye
[2]Tarsus Üniversitesi, Mersin Tarsus Organize Sanayi Bölgesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, 33100, Mersin, Türkiye
[3]Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 06010, Ankara, Türkiye
[3]Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi, Hidrojen Teknolojileri ve Enerji Uygulama ve Araştırma Merkezi (H2 TEAM), 06010, Ankara, Türkiye
[4]Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 78050, Karabük, Türkiye

## ÖNEÇIKANLAR

- Çapraz akış etkisinin pürüzsüz yüzeye kanatçık yerleştirilerek azaltılması,
- Uzatılmış lüle kullanarak akışkanın daha yüksek hızda ve daha etkili biçimde çarpması
- Pürüzsüz yüzeye kanatçık yerleştirilerek ve uzatılmış lüle kullanarak taşınımla gerçekleşen ısı transferinde iyileşme

Makale Bilgileri
Araştırma Makalesi
Geliş: 25.02.2024
Kabul: 14.12.2024

DOI:
10.17341/gazimmfd.1442174

Anahtar Kelimeler:
Jet çarpmalı soğutma,
Taşınımla ısı transferi,
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği,
V-şekilli kanatçık

ÖZ

Çarpan hava jetleri kullanılarak farklı boyutsuz lüle boşluklarında ($2,0 \leq Gj/Dj \leq 6,0$) ve türbülanslı ($16250 \leq Re \leq 32500$) akış şartlarında gerçekleşmiş olan bu çalışmada, pürüzsüz bir yüzey üzerine yerleştirilen V-şekilli kanatçıkların farklı açılarda ($90° \leq \theta \leq 270°$) ısı transferi ve akış karakterine etkisi sayısal olarak araştırılmıştır. Analizler, *SST k-ω* türbülans modeli kullanılarak Ansys Fluent 19.2 ticari programında gerçekleştirilmiştir. Analizlerden elde edilen verilerin yerel ve ortalama Nusselt sayısı, performans değerlendirme kriteri değerleri (*PDK*) ve hız profilleri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Sonuçlar, en yüksek ortalama Nusselt sayısının $\theta$=180° kanatçıklı yüzeyden elde edildiğini göstermiştir. Ek olarak, en yüksek ortalama Nusselt sayılarına en düşük boyutsuz lüle boşluğu değerinde ulaşılmıştır. Dahası, incelenen parametreler arasında ısıl performanstaki en yüksek artış *Re*=16250'de *Gj/Dj*=4,0 ve $\theta$=180° kanatçıklı yüzeyde elde edilmiştir. Sonuç olarak, yüzey üzerine uygun açıda tasarlanarak yerleştirilen kanatçıkların yüzeyin ısı transferini arttıracağı tespit edilmiştir.

# Numerical investigation of the effect of V-shaped fins on fluid flow and heat transfer in impinging jet cooling applications using extended nozzles

## HIGHLIGHTS

- Decreasing crossflow effect by placing fins on smooth surface
- Faster and more effective impact of the fluid by using extended nozzles
- Enhancing heat transfer by both placing fins on smooth surface and using extended nozzles

Article Info
Research Article
Received: 25.02.2024
Accepted: 14.12.2024

DOI:
10.17341/gazimmfd.1442174

Keywords:
Impinging air jets,
Convective heat transfer,
Computational Fluid Dynamics,
V-shaped fin

ABSTRACT

In this study, which was conducted in different dimensionless nozzle gaps ($2,0 \leq Gj/Dj \leq 6,0$) and turbulent flow conditions ($16250 \leq Re \leq 32500$) using impinging air jets, the effects of V-shaped fins at different angles ($90° \leq \theta \leq 270°$) placed on a smooth surface have been investigated numerically. Numerical analyzes have been performed by Ansys Fluent 19.2 software and *SST k-ω* turbulence model has been used in the analysis. The data obtained from the analyzes results have been examined in detail in terms of local and average Nusselt number, performance evaluation criteria (*PEC*) and velocity profiles. The results have shown that the highest average Nusselt numbers were achieved at the angle of $\theta$=180° finned surface. Additionally, the highest average Nusselt numbers were reached at the lowest dimensionless nozzle gap value. Moreover, amongst the examined parameters, the highest increment in thermal performance was achieved at *Re*=16250 with *Gj/Dj*=4,0 on $\theta$=180° finned surface. As a result, it has been determined that the fins, which are designed at an appropriate angle and placed on the surface, will increase the heat transfer of the surface.

*Sorumlu Yazar/Yazarlar / *Corresponding Author/Authors: *oaras@pirireis.edu.tr, ahmetumittepe@tarsus.edu.tr, kamilarslan@aybu.edu.tr, yyetisken@karabuk.edu.tr / Tel: +90 507 018 9212

## 1. Giriş (Introduction)

Elektronik parçaların soğutulması, camların temperlenmesi, gaz türbin kanatlarının soğutulması vb. gibi birçok uygulama alanı olan çarpan jetlerle soğutma; çarpma bölgesinde anlık, yüksek hızda ve aynı zamanda da yüksek oranda yerel ısı ve kütle transferi sağladığından araştırmacıların önemli ölçüde ilgisini çekmektedir. Çarpan jetlerle soğutma; farklı geometrideki yarıklardan çıkan, belirli sıcaklığa ve yüksek hıza sahip akışkanın soğutulması istenen hedef yüzeye yüksek hızda çarptırılması olarak ifade edilebilir. Araştırmacılar, daha dengeli ve daha yüksek oranda ısı transferine erişebilmek için çarpan jetleri etkileyen değişkenler üzerine yoğunlaşmışlardır [1]. Bu değişkenler; akışkanın hızı, akışkanın sıcaklığı, jet deliklerinin geometrisi, jet deliklerinin alanı, jet deliklerinin dizilimi, jet deliklerinin merkezleri arasındaki uzaklık ($X_n$, $Z_n$) çapraz akış etkisi, jet deliklerinin bulunduğu plaka ile hedef yüzey arasındaki mesafe ($Y_n$), jet deliklerine lüle yerleştirilmesi, lüle boşluğu ($G_j$) vb. şeklindedir.

Araştırmacılar, çalışmalarında bu parametreleri dikkate alarak çarpan jetlerde ısı transferini arttırmaya yönelik girişimlerde bulunmuşlardır. Dairesel geometride ve farklı dizilmiş jet deliklerinden türbülanslı şartlarda çıkan havanın pürüzsüz yüzeye çarptırılmasıyla meydana gelen soğutmayı inceleyen araştırmacılar; Florscuetz ve Su [2], çapraz akış etkisini; San ve Lai [3], en uygun jet delikleri arasındaki mesafeyi ($Z_n$); Ligrani vd. [4], boyutsuz plakalar arası mesafeyi ($Y_n/D_j$); Wae-hayee [5], ise farklı jet diziliş biçimini çalışmalarında irdelemişlerdir. Bununla birlikte, Sarıoğlu vd. [6], farklı açılardaki pürüzsüz bir yüzeyin; Geçim vd. [7] ve Sözbir ve Uysal [8] ise farklı geometrideki jet deliklerinin ısı transferi ve akış karakteristiklerine olan etkilerini incelemişlerdir. Diğer araştırmacılardan farklı olarak, Telışık [9], boyutsuz plakalar arası mesafenin önemini laminer şartlarda yürüttüğü çalışmasında vurgulamıştır.

Araştırmacıların bu değişkenler üzerinde durarak ısı transferini arttırmaya çalıştıkları çalışmalarından da görülebilmektedir. Çarpan jetlerle soğutma yöntemi taşınımla ısı transferi mantığına dayandığından ısı transferini arttırmanın bir diğer yolu da yüzey alanını genişletmek ve kanatçık kullanmaktır [10]. Yüzey alanını genişletme çalışmaları ve kanatçık kullanımı araştırmacılar tarafından kullanılan bilindik yöntemlerdendir. Ekiciler vd. [11] laminer akış şartlarında pürüzsüz yüzeyle beraber kıvrımlı yüzeylerin çarpan jetlerle soğutulmasını ele alan sayısal bir çalışma yürütmüşlerdir. Farklı değişkenleri (türbülans akış şartları, boyutsuz plakalar arası mesafe, dairesel geometride ve sıralı dizilmiş jet delikleri) göz önünde bulundurarak yapmış oldukları çalışmalarında Zargarabadi ve Ravanji [12] farklı geometrideki iğne kanatçıkların, Singh vd. [13] ise farklı geometrideki iğne kanatçıklarla beraber kanatçık etkinliğinin ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Bir diğer çalışmalarında Zargarabadi vd. [14] tek jetle soğutmanın yansıra mikro boyutta ve dairesel geometride iğne kanatçık kullanımının ısı transferine etkilerini deneysel ve sayısal olarak irdelemişlerdir. Li vd. [15] de dört farklı yüzeyin (düz, kare ve dairesel iğne kanatçık ve $\theta$=180° açıda kanatçıklı yüzey) tek sıralı jetle türbülans akış şartlarında soğutulması üzerine çalışma yürütmüşlerdir. Çalışır vd. [16] farklı geometrilerdeki (kare, üçgen) kanatçıklı yüzeylerin çarpan jetlerle soğutulmasını, Chen vd. [17] ise hem jet deliklerinin bulunduğu plaka üzerine hem de hedef yüzey üzerine V şeklinde kanatçık diziliminin ısı transferine etkilerini türbülanslı akış şartlarında araştırmışlardır. Uysal vd. [18] çalışmalarında U şeklindeki bir kanal üzerine farklı açılarda konumlandırdıkları kanatçıkların, Öztürk ve Demircan [19] ise belirledikleri farklı hız oranlarında (jet giriş hızının kanal giriş hızına oranı) kanatçık açılarının ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Tepe vd. [20] $k$-$\varepsilon$ türbülans modelinde yürüttükleri çalışmalarında çapraz akış etkisini azaltmak maksadıyla pürüzsüz ve kanatçıklı yüzey üzerinde uzatılmış lüle kullanımının ısı transferi ve karakteristikleri açısından etkilerini literatürle karşılaştırmışlardır. Tepe vd. [21] *SST* $k$-$\omega$ türbülans modeli kullandıkları bir başka çalışmalarında, pürüzsüz ve kanatçıklı yüzeylerin farklı boyutsuz lüle boşluklarında (*Gj/Dj*) soğutulmasını irdeleyen sayısal ve deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir.

Literatür taramasından da görülebileceği gibi araştırmacılar, pürüzsüz yüzey üzerine çarpan jetlerle ilgili farklı değişkenleri baz alan birçok sayıda çalışma yürütmüşlerdir. Bununla birlikte yüzey üzerine yerleştirilen kanatçıkların ısı transfer performansını arttırdığı ise yine yapılan birçok çalışmayla ortaya konmuştur. Ancak literatürde, bir çarpan jet ile soğutmada/ısıtmada yüzeye yerleştirilen kanatçıkların kanatçık açılarının ısı transferine etkisinin araştırıldığı çalışmaların azlığı dikkat çekmektedir. Bu nedenle bu çalışmada lüle ile uzatılmış deliklere sahip bir jet çarpmalı soğutmada yüzey üzerine yerleştirilen kanatçıkların ısı transfer performansı ve akış karakteristiklerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Bir önceki çalışmamızdan elde edilen sonuçlar ışığında [21] bu çalışmada odaklanılan asıl nokta ise V-şekilli kanatçıkların kanatçık açılarının ısı transfer performansına ve akış karakteristiklerine etkisini incelemektir.

## 2. Sayısal Yöntem (Numerical Method)

Çalışmanın bu kısmında üzerinde çalışılan problemin geometrisi, çözümü, çözümlenebilmesi için gerekli korunum ve türbülans denklemleri, kabuller ve ağ yapısından bahsedilmiştir.

Mevcut çalışma, Ansys Fluent 19.2 ticari programında gerçekleştirilmiştir. Problem, jet akışkanın deliklerden giriş yapması, ardından deliklerden geçerek lüleler aracılığıyla hedef yüzeye çarptırılması ve nihayetinde tahliye yönünde ilerleyerek sistemi terk etmesi olarak tanımlanmıştır. Geometride 6 adet sıralı olarak yerleştirilmiş jet delikleri lüleler aracılığıyla kanatçıklı yüzeye yaklaştırılmıştır. Analizler farklı kanatçık açısı ($\theta$), lüle boşluğunun jet çapına oranı olan boyutsuz lüle boşluğu (*Gj/Dj*) ve *Re* sayısı değişkenleri için gerçekleştirilmiştir. Üzerinde çalışılmış geometrilerden birinin iki boyutlu ve perspektif görünümü Şekil 1'de gösterilmiş olup ölçüler mm cinsindendir.

### *2.1. Korunum Denklemleri ve Türbülans Modeli (Governing Equations and Turbulance Model)*

Çalışma, türbülans koşullarında, zamandan bağımsız gerçekleştiğinden korunum denklemleri türbülans şartlarında çözümlenmiş, Eş. 1, Eş. 2 ve Eş. 7'de gösterilmiştir.

Süreklilik denklemi:

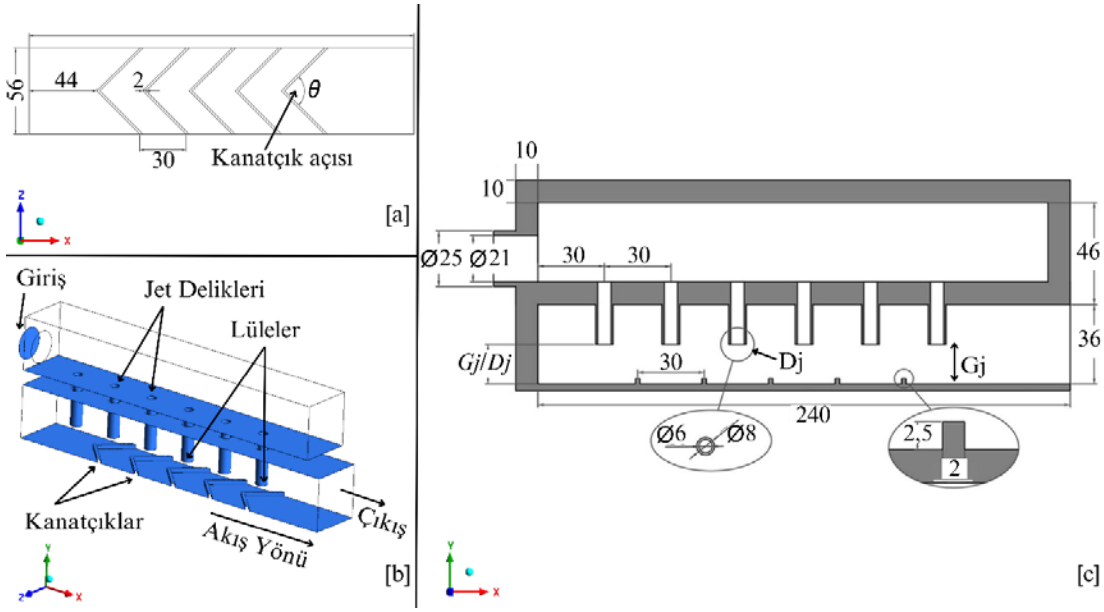
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x} = 0 \tag{1}$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\right] + i\frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{u'_i u'_j}\right) \tag{2}$$

Eş. 2'de görülen $-\rho\overline{u'_i u'_j}$ ifadesi Reynolds gerilmesidir. Reynolds gerilmeleri ile ortalama hız gradyanları arasındaki bağıntı Eş. 3'teki gibidir:

$$-\rho\overline{u'_i u'_j} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho k + \mu_t\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\delta_{ij} \tag{3}$$




**Şekil 1.** Geometrinin kesit ölçüleri ve akış alanı (a) kanatçıklı yüzeyin üstten görünümü (b) akış alanı (c) önden görünümü
(The cross-sectional measurements of the geometry (a) top view of the finned surface (b) computational domain (c) front view)

$$\mu_t = \rho v_t \tag{4}$$

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1\omega; \Omega F_2)} \tag{5}$$

$$F_2 = tanh\left[\left(max\left(\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega y}; \frac{500\nu}{y^2\omega}\right)\right)^2\right] \tag{6}$$

Eş. 4'te görülen $\mu_t$ ifadesi türbülans (eddy) viskozitesidir. $a_1 = 0.31$ olup Eş. 5'teki $\Omega$ vortisitenin mutlak değeri, $F_2$ de harmanlama fonksiyonudur.

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[\mu_i(\rho E + P)] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(k + \frac{C_{\mu_i}}{Pr_t}\right)\frac{\partial T}{\partial x_j} + \mu_i(\tau_{ij})_{eff}\right] \tag{7}$$

Eş. 7'de görülen $(\tau_{ij})_{eff}$ ifadesi deviatorik gerilme tensörüdür ve matematiksel ifadesi Eş. 8'deki gibidir.

$$\mu_i(\tau_{ij})_{eff} = \mu_{eff}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) - \frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\delta_{ij} \tag{8}$$

Çalışmalar *SST k-ω* türbülans modelinde gerçekleşmiştir. Bu modeldeki $k$ ve $\omega$ simgeleri sırasıyla türbülans kinetik enerjiyi ve özgül yayılım hızını temsil etmektedir, Eş. 9 ve Eş. 10'daki denklemlerdeki gibi ifade edilirler [22].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_k - Y_k + S_k \tag{9}$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \tag{10}$$

Bu eşitliklerde görülen $G_k$ türbülans kinetik enerjisinin türetilişi, $G_\omega$ ise $\omega$'nın türetilişidir. $\Gamma_k$, $k$'nin etkili yayılımını ifade ederken aynı şekilde $\Gamma_\omega$ ise $\omega$'nın yayılımını temsil eder. $Y_k$ ve $S_k$ sırasıyla $k$'nin türbülanstan ötürü yayılımıyla kullanıcı tanımlı kaynak terimini göstermekteyken, $Y_\omega$ ile $S_\omega$ ise sırasıyla ve aynı şekilde $\omega$'nın türbülanstan ötürü yayılımı ile kullanıcı tanımlı kaynak terimini ifade eder. Son olarak $D_\omega$ ise çapraz yayınım terimidir [22].

Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı olarak ifade edilen Reynolds sayısı, uygun değişkenler altında akış türünün belirlenmesini sağlar. Dairesel geometrideki delikler vasıtasıyla yapılan bir çalışmada *Re* sayısının matematiksel ifadesi ise Eş. 11'deki gibidir.

$$Re = \frac{V_j D_j}{\nu} \tag{11}$$

Verilen bu eşitlikteki (Eş. 11) *Re* sayısı; birimleri sırasıyla [m/s], [m] ve [$m^2s^{-1}$] olan jet hızının ($V_j$), jetin çıktığı delik çapının ($D_j$) ve akışkanın kinematik viskozitesinin ($\nu$) bir bağıntısı olup boyutsuz bir sayıdır.

Akışkan vasıtasıyla meydana gelen taşınım ısı transferinin, akışkanın etkileşimle ilettiği iletim ısı transferine oranı olan ortalama Nusselt sayısı ve yerel Nusselt sayısı Eş. 12 ve Eş. 13'teki gibi ifade edilir:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} D_j}{\mathrm{k}} \tag{12}$$

$$Nu = \frac{h D_j}{\mathrm{k}} \tag{13}$$

Bu eşitliklerdeki (Eş. 12 ve Eş. 13) $\overline{Nu}$ ve $Nu$ sayıları; birimleri sırasıyla [$W/m^2K$], [$W/m^2K$], [m] ve [W/mK] olan ortalama taşınım ısı transferi katsayısı ($\bar{h}$), yerel taşınım ısı transferi katsayısı ($h$), jetin çıktığı delik çapının ($D_j$) ve ısıl iletkenliğin (k) bir bağıntısı olup boyutsuz sayılardır. Ortalama ve yerel taşınım ısı transferi katsayıları da sırasıyla Eş. 14 ve Eş. 15'teki gibidir:

$$\bar{h} = \frac{q_{ort}^{''}}{T_{s,ort} - T_\infty} \tag{14}$$

$$h = \frac{-k\frac{\partial T}{\partial y}\Big|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \tag{15}$$

Eş. 14'te görülen $q_{ort}^{"}$ ifadesi yüzeyin ortalama ısı akısı ve birimi [W/m$^2$]'dir. Eş. 14 ve Eş. 15'te görülen $T_{s,ort}$ ve $T_\infty$ da sırasıyla yüzeyin ortalama ve havanın sıcaklıklarıdır. Performans değerlendirme kriteri (*PDK*), bir sistemin hidrolik ve ısıl özellikleri arasındaki ilişkiyi ifade eden boyutsuz bir sayıdır. Literatürde kullanılan *PDK* sayısının matematiksel ifadesi Eş. 16'da verilmiştir [23].

$$PDK = \left(\frac{\overline{Nu}_k}{\overline{Nu}_0}\right) / \left(\frac{\Delta P_k}{\Delta P_0}\right)^{1/3} \quad (16)$$

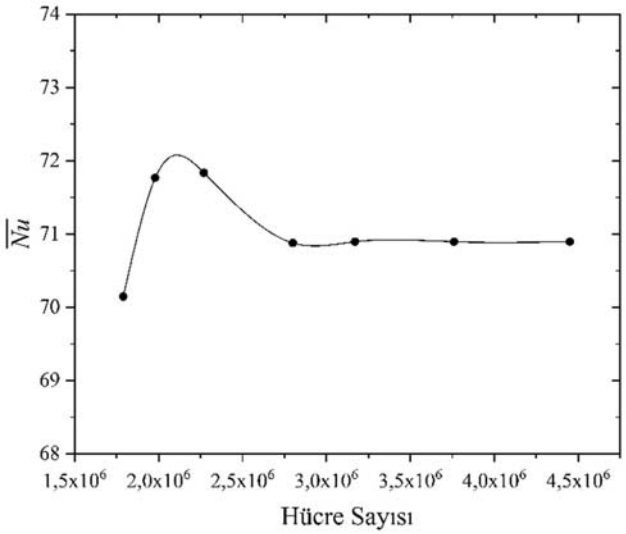
Bu eşitlikteki (Eş. 16) $\overline{Nu}_k$ve $\overline{Nu}_0$ ifadeleri sırasıyla kanatçık kullanılarak ve kanatçık kullanılmadan (pürüzsüz yüzey) yapılan soğutma neticesinde elde edilen ortalama Nusselt sayılarıdır. $\Delta P_k$ ve $\Delta P_0$ ifadeleri ise benzer şekilde kanatçık kullanılarak ve kanatçık kullanılmadan yapılan soğutma neticesinde sistemdeki basınç kayıplarıdır. *PDK*<1,0 olması durumunda kanatçık kullanımı sistemin performansını olumsuz yönde etkiler, *PDK*=1,0 olması halinde kanatçık kullanımı sistemin performansında bir değişikliğe yol açmaz, *PDK*>1,0 olduğunda ise kanatçık kullanımı sistemin performansını olumlu yönde etkiler ve ısı transferi artar [23].

### *2.2. Sınır Şartları ve İdeal Ağ Yapısı*
*(Boundary Conditions and Ideal Mesh Structure)*

Sayısal çalışmalar esnasında yapılan kabuller; tüm lülelerdeki jet hızları eşit olmayacağından hesaplamalarda ortalama jet hızları göz önünde bulundurulmuş, ısı transferi mekanizmalarından ışıma yoluyla ısı transferi ihmal edilmiştir. Hesaplamalar daimi akış şartında, Newton tipi ve sıkıştırılamaz akış için gerçekleştirilmiştir. Kullanılan akışkanın (hava) termofiziksel özellikleri Tablo 1'de gösterilmiştir.

Yüzey üzerindeki ısı transferi inceleneceğinden daha hassas çözümler elde etmek maksadıyla yüzeye yakın yerlerde ağ yapısının sık olmasına özen gösterilmiştir. Bir model üzerinde uygulanan ağ yapısının görünümü Şekil 2'de görülebilmektedir.

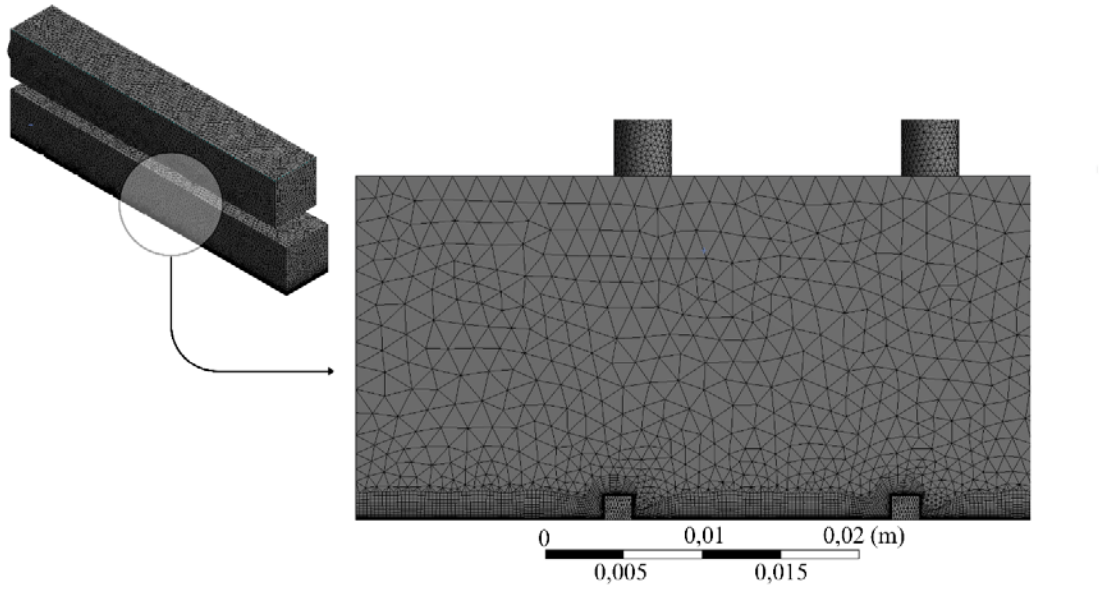
Ortalama Nusselt sayısının $(\overline{Nu})$ hücre sayısından bağımsızlığının belirlenebilmesi için sabit tutulan değişkenlerde (pürüzsüz yüzeyde *Gj/Dj*=6,0 ve *Re*=32500 için) hücre sayısı arttırılarak $\overline{Nu}$ sayısındaki değişim gözlemlenmiştir. $\overline{Nu}$ sayısındaki değişimin ihmal edilebilecek kadar çok az olduğu ya da hiç olmadığı ön analiz yakalanmaya çalışılmıştır. Yapılan bu ön analizler Şekil 3'te sunulmuştur. Hücre sayısının $3{,}7x10^6$'dan yüksek olduğu durumda $\overline{Nu}$ sayısındaki değişim 0,001 gibi ihmal edilebilecek kadar az olduğundan hücre sayısının daha fazla arttırılmasına gerek duyulmayıp hesaplamalar bu ağ yapısına uygun olarak gerçekleştirilmiştir.




**Şekil 3.** Pürüzsüz yüzeyde *Gj/Dj*=6,0 ve *Re*=32500 için $\overline{Nu}$ sayısının hücre sayısı ile değişimi (The change of $\overline{Nu}$ number with cells at Re=32500 with *Gj/Dj*=6,0 on smooth surface)

**Tablo 1.** Havanın termofiziksel özellikleri [24] (Thermophysical properties of air)

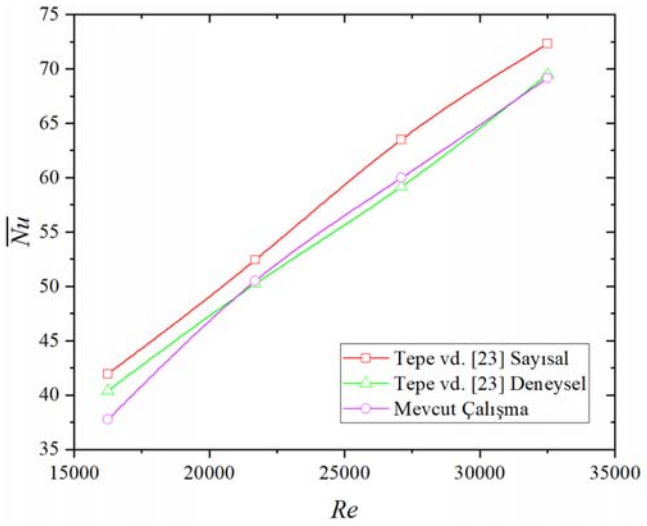
| Kullanılan Akışkan | Sıcaklık [K] | Kinematik Viskozite [m$^2$/s] | Isıl İletkenlik [W/mK] | Özgül Isı [J/kgK] | Yoğunluk [kg/m$^3$] |
|---|---|---|---|---|---|
| Hava | 328 | 1,66178x10$^{-5}$ | 0,02844 | 1007 | 1,0768 |




**Şekil 2.** Ağ yapısı (Mesh structure)

### *2.3. Sayısal Çözüm Yönteminin Doğrulanması*
*(Validation of Numerical Analysis Method)*

Şekil 4'te lülesiz (*Gj/Dj*=6,0) pürüzsüz yüzeyde tüm *Re* sayıları için sayısal modelin doğruluğu, $\overline{Nu}$ sayısı üzerinden literatürle karşılaştırılarak teyit edilmiştir. Mevcut çalışmanın verileri, her bir *Re* sayısı için literatürdeki deneysel ve sayısal verilerle tek tek karşılaştırılmış; deneysel veriler için ayrı, sayısal veriler için ayrı ortalamaları alınmıştır. Literatürdeki verilerle ortalama %6,37, deneysel verilerle ise ortalama %1,41 hata oranıyla sayısal modeldeki hesaplamaların geçerli olduğu söylenebilir.




**Şekil 4.** Sayısal modelin doğrulanması
(The validation of numerical model)

## 3. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

Çalışmanın bu kısmında analizlerde kullanılan boyutsuz sayılar (Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, performans değerlendirme kriteri) hakkında bilgiler verilmiştir. Ek olarak sonuçlar yerel Nusselt sayısı (*Nu*), hız profilleri, ortalama Nusselt sayısı ($\overline{Nu}$) ve performans değerlendirme kriteri (*PDK*) açısından değerlendirilmiştir.

Tüm *Re* sayılarında ve boyutsuz lüle boşluklarında (*Gj/Dj*), pürüzsüz yüzey için elde edilen yerel Nusselt sayılarının (*Nu*) programdan alınan görüntüleri bir araya getirilerek Şekil 5 oluşturulmuştur. Şekil 5'ten de görülebileceği üzere *Gj/Dj* değeri sabit tutularak *Re* sayısı açısından değerlendirme yapıldığında *Re* sayısındaki artış (hızın da artmasından ötürü) akışın türbülansını arttırmakta ve dolayısıyla akış içerisinde oluşan girdapların gücünü de arttırmaktadır. Bu durum, akış içerisinde moleküller arası enerji transferini hızlandırmakta ve yüzeyle akış arasında ısı transferinin artmasını sağlamaktadır. Bununla birlikte büyük *Gj/Dj* boşluğunda jet deliğinden ayrılan akış, yüzeye çarpana kadar çevre akışla nispeten düşük *Gj/Dj* boşluğuna göre daha fazla etkileşime girmektedir. Büyük *Gj/Dj* boşluğunda jet deliğinden ayrılan akışkanın hızında, viskoz etkiler nedeniyle yüzeye çarpana kadar Şekil 6'dan da görüleceği üzere önemli bir azalma meydana gelmektedir. Nispeten düşük *Gj/Dj* boşluğunda ise jet akışı çevre akışla daha az etkileşime girdiğinden yüzeye çarpan akış hızında neredeyse hiç azalma meydana gelmemektedir. Bu durum Şekil 5'ten de görüleceği üzere aynı *Re* sayısında *Gj/Dj* değerinin azalmasıyla *Nu* sayısında artışın sebebini açıklamaktadır.

Şekil 6'da pürüzsüz yüzey üzerindeki hız profilleri sunulmuştur. *Gj/Dj*=6,0 değerinde (lülesiz), delikten ayrılan yüksek hızdaki jet akışı alt kanaldaki nispeten durgun olan hava ile doğrudan etkileşime girmiştir. Bu etkileşimin sonucunda yüksek hızdaki jet akışı nispeten durgun olan çevre havadan dolayı önemli ölçüde viskoz etkilere maruz kalmıştır. Bu durum ise potansiyel çekirdek alanının artmasına ve jet deliği çıkış hızına göre akışkanın hızının önemli ölçüde azalarak yüzeye daha düşük bir hızla çarpmasına neden olmuştur. Ayrıca üçüncü delikten itibaren alt kanalda ortaya çıkan güçlü çapraz akışın etkisi de bu duruma eşlik etmiştir. Şekilden görüldüğü üzere son jetlerin jet profili önemli ölçüde bozulmuş ve jet ekseninin çapraz akış yönünde kaymasına neden olmuştur. Uzatılmış lüle kullanımı ise literatürle de uyumlu olarak bu olumsuz durumu nispeten ortadan kaldırmıştır [18, 19, 21]. Hız profili dikkatlice incelendiğinde komşu iki jetten ayrılan akışkanlar yüzeye çarptıktan sonra x ekseni boyunca ilerlerken iki jetin arasında karşılaşarak yüzeyden dikey istikamette (***y*** ekseni boyunca) ayrılmıştır. Kanal içerisindeki çapraz akış ise yüzeyden ayrılan akışkanı yine çapraz akış yönüne doğru iterek bir yay çizmesine sebep olmuştur.

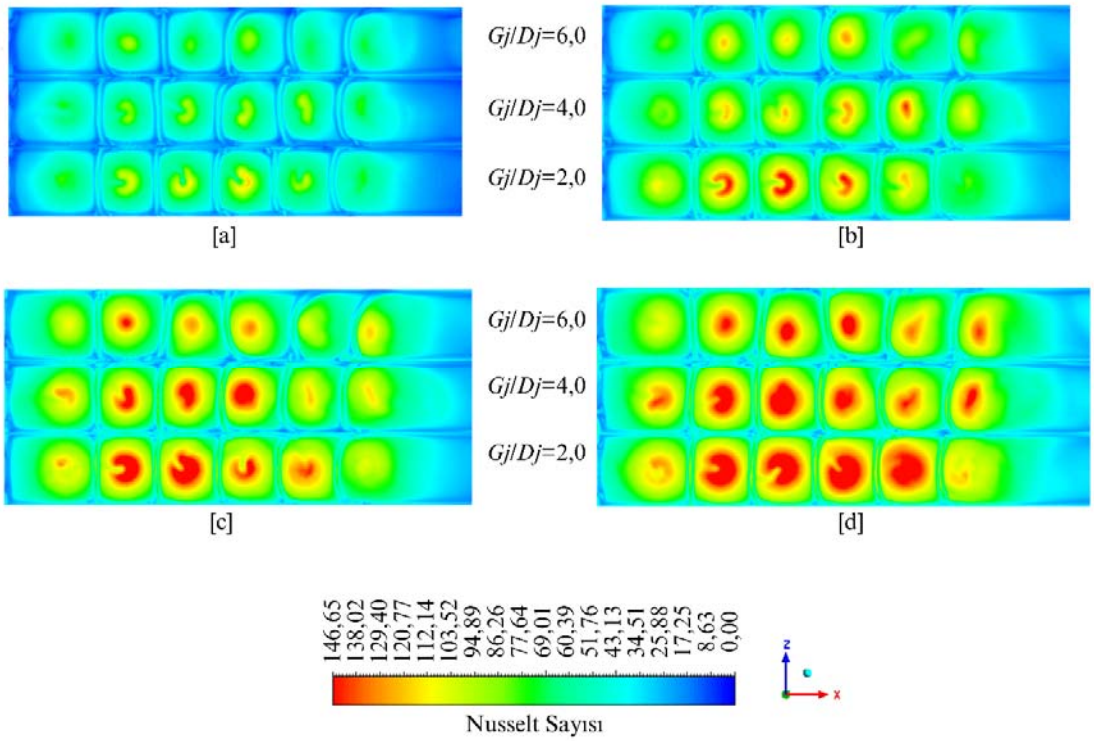
Şekil 7'de $\theta$=90° kanatçıklı yüzeyle pürüzsüz yüzey arasındaki *Nu* sayısı dağılımlarının karşılaştırılması sunulmuştur. Her ne kadar *Re* sayısındaki artış ve *Gj/Dj* değerindeki azalış *Nu* sayısını yükseltmiş olsa da pürüzsüz yüzeye kıyasla $\theta$=90° kanatçıklı yüzeyde kanatçığa yakın yüzeylerde yerel ısı transferinde düşüşler gözlemlenmektedir. Bunun nedeni, serbest jet bölgesindeki jet akışının kanatçığın köşe bölgelerinde sıkışması ve bu bölgelerde durgun bölgelerin oluşmasıdır. Bu durum özellikle kanatçığın yan duvarlarla birleştiği bölgede daha belirgin olmuştur.

Şekil 8'de ise $\theta$=90° ***xy***-düzlemi üzerinden elde edilen kanatçıklı yüzeyin hız profilleriyle pürüzsüz yüzeydeki hız profillerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere, pürüzsüz yüzeyin hız profiline kıyasla $\theta$=90° kanatçıklı yüzeye çarpan akışkan yüzeye çarptıktan sonra kanatçığın etkisi ile çapraz akışın tersi yönünde yüzeyden ayrılma eğilimi göstermiştir. Çünkü bir önceki jet deliğinden yüzeye çarpan akışkan serbest jet bölgesinde yüzey üzerinde çıkış yönünde ilerlerken V şekilli $\theta$=90° kanatçık açısının etkisi ile merkezden yan duvarlara doğru itilmiştir. Merkezde oluşan bu boşluk ise, sonraki jet deliğinden yüzeye çarpan akışkan tarafından doldurularak çapraz akışın tersi yönünde yüzeyden ayrılan bir akışkan hareketinin (yaklaşık 45° açıda) ortaya çıkmasına sebep olmuştur.

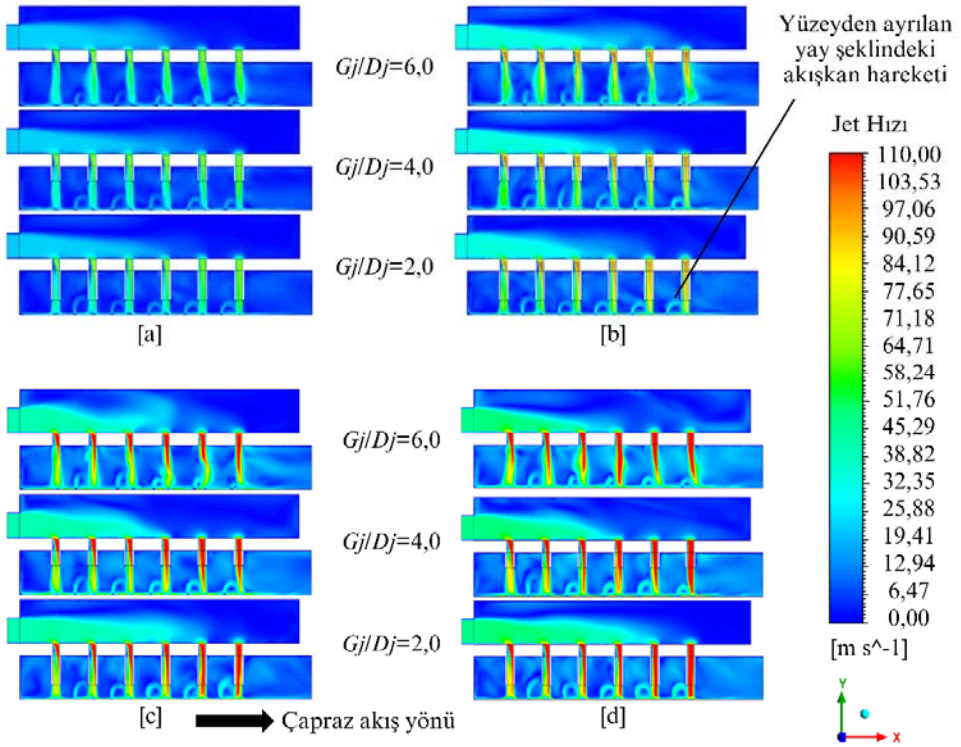
Şekil 9'da $\theta$=180° kanatçıklı yüzeyle pürüzsüz yüzey arasındaki *Nu* sayısı dağılımlarının karşılaştırılması sunulmuştur. $\theta$=180° kanatçıklı yüzeyin $\theta$=90° kanatçıklı yüzeyde olduğu gibi hedef yüzey üzerinde kanatçığa yakın bölgelerde yerel ısı transferi pürüzsüz yüzeye göre azalmıştır. Bu durum özellikle son jetin çarptığı yüzey üzerinde daha belirgin olmuştur. Buna karşın jet deliği ile hedef yüzey arası boşluğun azalması (*Gj/Dj* oranının azalması) hem hedef yüzey üzerindeki ısı transfer hızını hem de kanatçığa bitişik bölgelerdeki yerel ısı transferini önemli ölçüde arttırmıştır.

Şekil 10'da $\theta$=180° *xy*-düzlemi üzerinden elde edilen kanatçıklı yüzeyin hız profilleriyle pürüzsüz yüzeydeki hız profillerinin karşılaştırılması gösterilmiştir. Şekil 10'dan da görülebileceği gibi $\theta$=180° kanatçıklı yüzeylerdeki akışkan hareketinin kanatçık olmayan pürüzsüz yüzeyle benzerlikler içerdiği ve akışkan hareketinde önemli bir farkın oluşmadığı tespit edilmiştir.

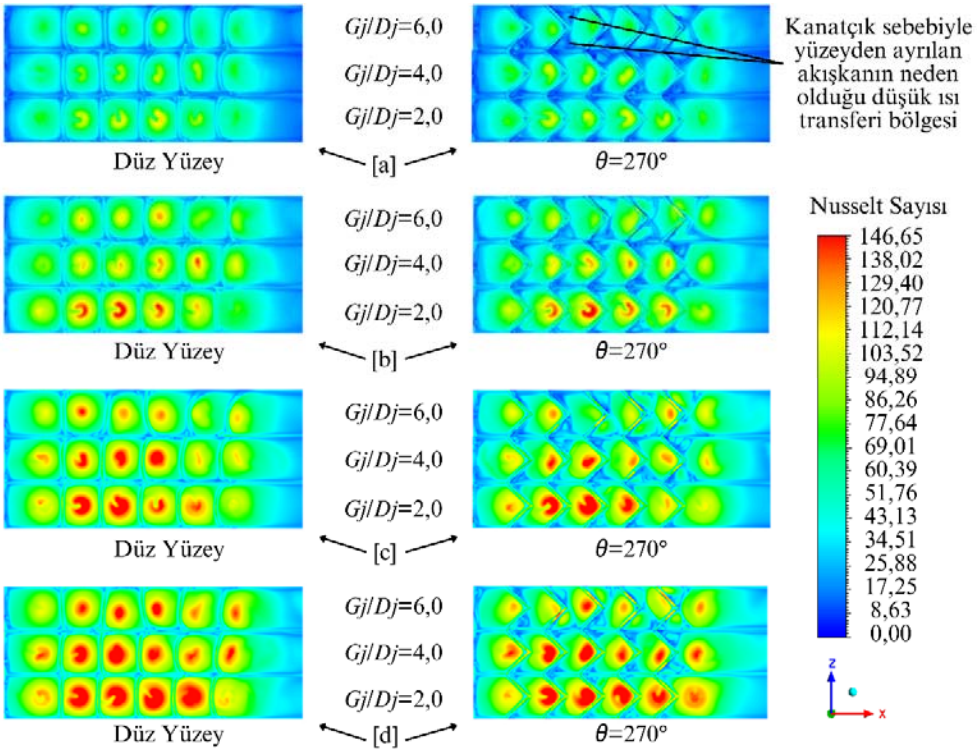
Şekil 11'de $\theta$=270° kanatçıklı yüzeyle pürüzsüz yüzey arasındaki *Nu* sayısı dağılımlarının karşılaştırılması sunulmuştur. Şekil 11'den de görülebileceği üzere $\theta$=270° kanatçıklı yüzeyde, akış yüzeye çarptıktan sonra serbest jet bölgesinde çaprak akış yönünde ilerlerken kanatçık üzerinden sıçramakta ve yüzeyden ayrılmaktadır. Yüzeyle teması kesilen akışkan nedeniyle kanatçıktan hemen sonraki yüzey üzerinde yerel ısı transferinde önemli bir düşüş gözlemlenmiştir. Ancak artan *Re* sayısı ve azalan *Gj/Dj* oranıyla birlikte durgun bölgedeki yerel ısı transferinde de diğer bölgelerde olduğu gibi nispeten bir artış yaşanmıştır.




**Şekil 5.** Pürüzsüz yüzey üzerinde *Nu* sayısı dağılımı (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500
(*Nu number distribution on smooth surface (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500)*

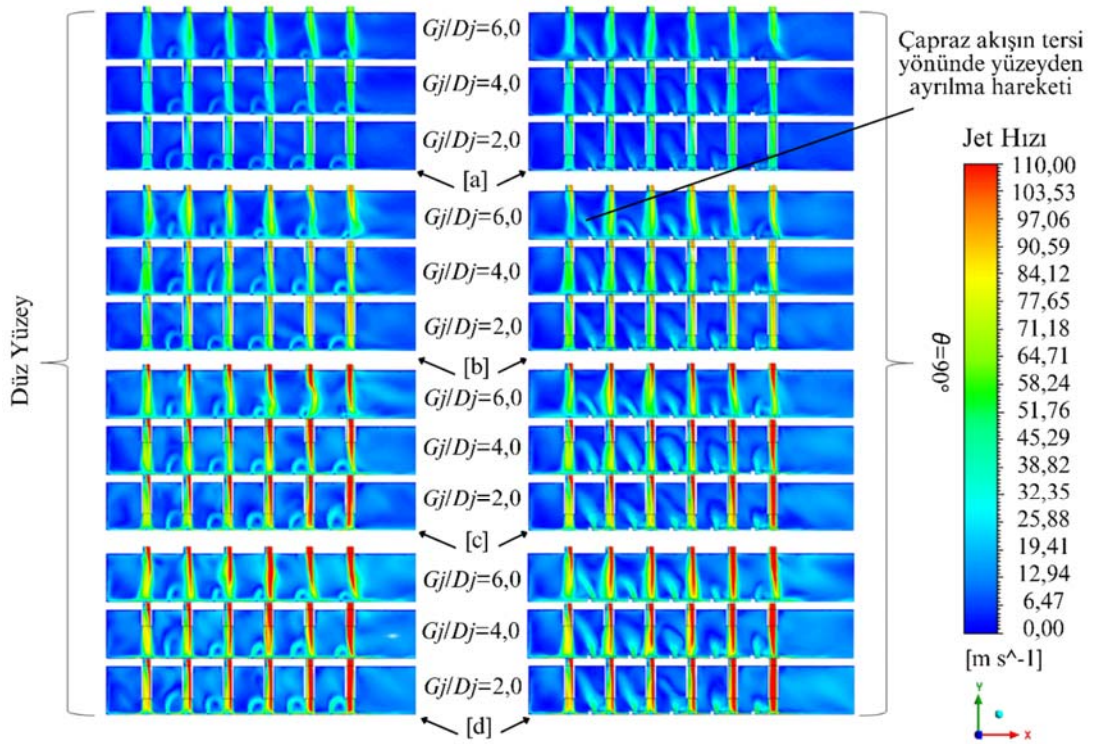



**Şekil 6.** Pürüzsüz yüzeydeki hız profilleri (a) *Re*=16250 (b) *Re*=21700 (c) *Re*=27100 (d) *Re*=32500
(Velocity profiles on smooth surface (a) *Re*=16250 (b) *Re*=21700 (c) *Re*=27100 (d) *Re*=32500)



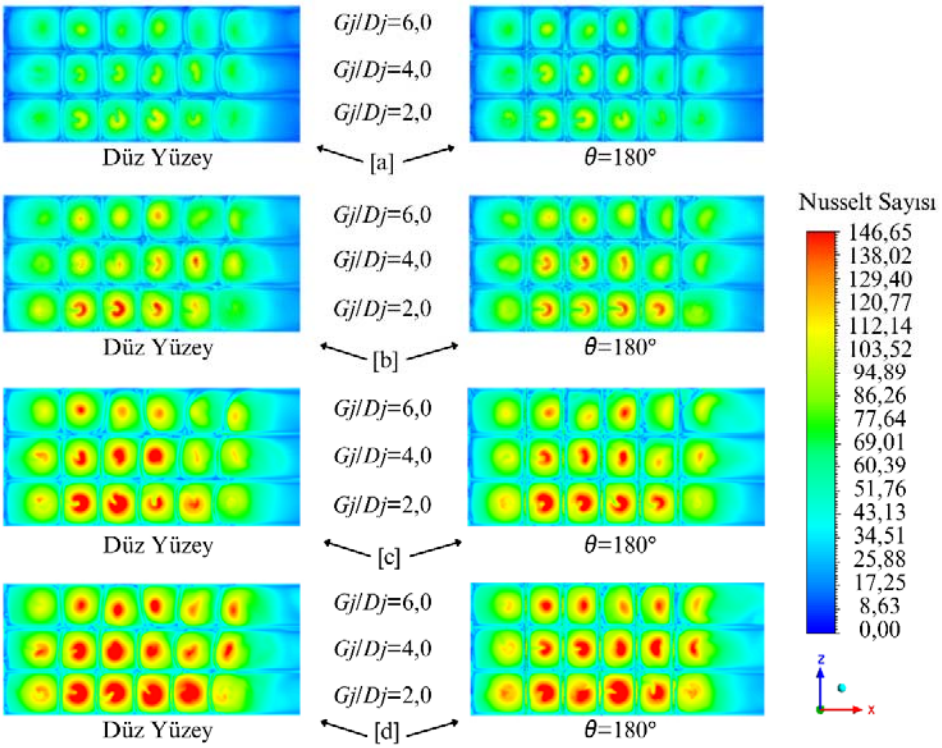

**Şekil 7.** $\theta$=90º kanatçıklı yüzeyle pürüzsüz yüzeydeki *Nu* sayısı dağılımlarının karşılaştırılması (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500

(Comparison of *Nu* number distribution on $\theta$=90º finned surface and on the smooth surface (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500)



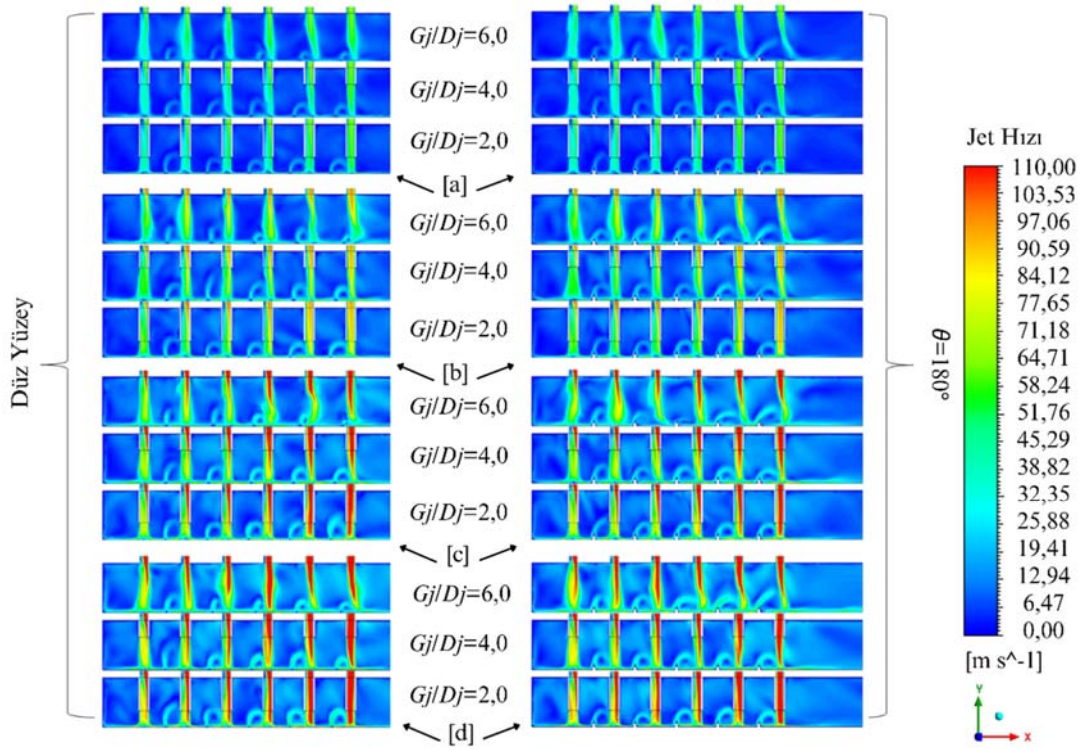

**Şekil 8.** $\theta$=90º kanatçıklı yüzeyle pürüzsüz yüzeydeki hız profillerinin karşılaştırılması (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500

(Comparison of velocity profiles on $\theta$=90º finned surface and on smooth surface (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500)



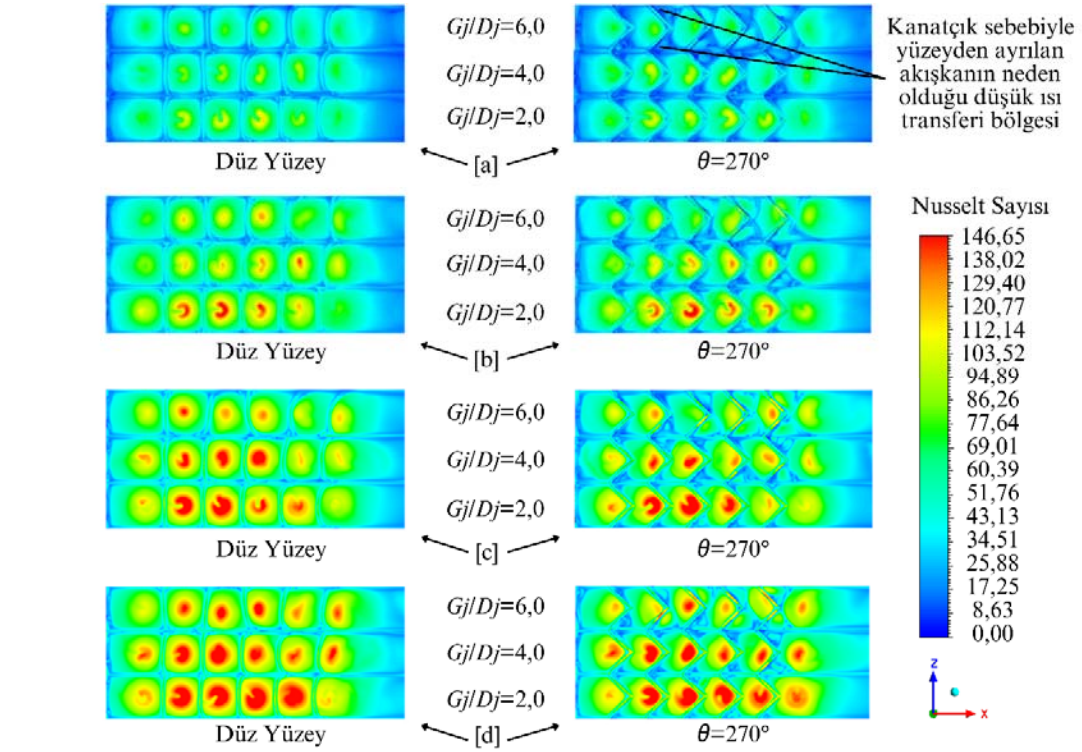

**Şekil 9.** $\theta$=180° kanatçıklı yüzeyle pürüzsüz yüzeydeki *Nu* sayısı dağılımlarının karşılaştırılması (a) *Re*=16250 (b) *Re*=21700 (c) *Re*=27100 (d) *Re*=32500

(Comparison of *Nu* number distribution on $\theta$=180° finned surface and on smooth surface (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500)



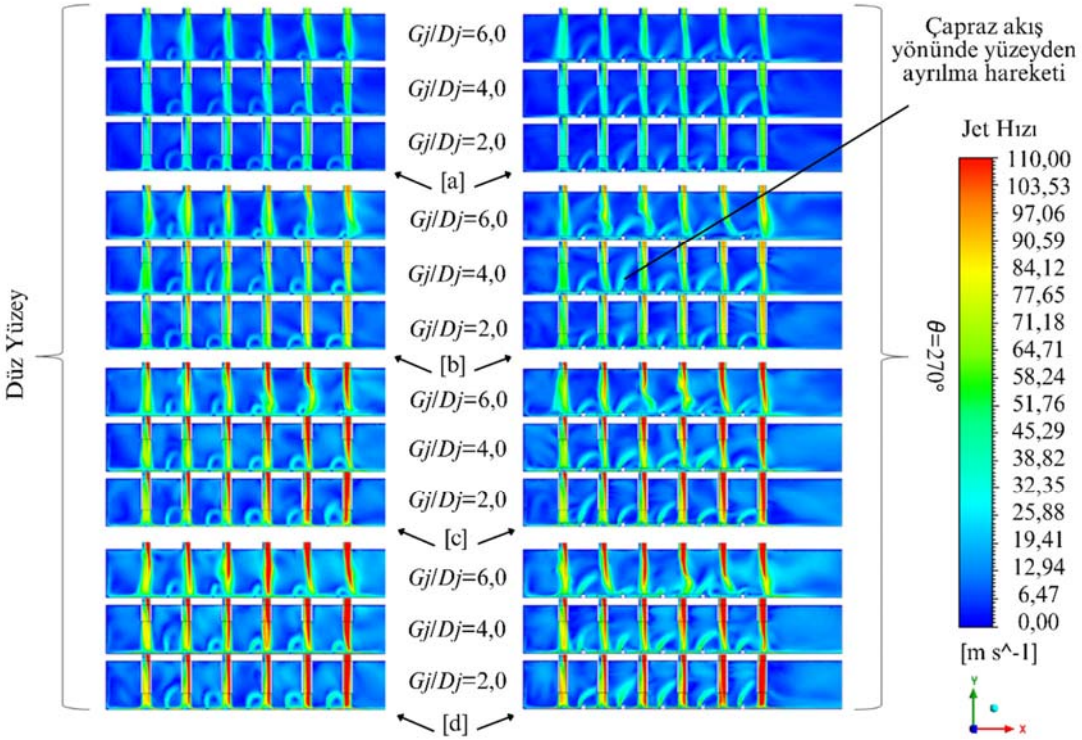

**Şekil 10.** $\theta$=180° kanatçıklı yüzeyle pürüzsüz yüzeydeki hız profillerinin karşılaştırılması (a) *Re*=16250 (b) *Re*=21700 (c) *Re*=27100 (d) *Re*=32500

(Comparison of velocity profiles on $\theta$=180° finned surface and on smooth surface (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500)




**Şekil 11.** $\theta$=270° kanatçıklı yüzeyle pürüzsüz yüzeydeki *Nu* sayısı dağılımlarının karşılaştırılması (a) *Re*=16250 (b) *Re*=21700 (c) *Re*=27100 (d) *Re*=32500

(Comparison of *Nu* number distribution on $\theta$=270° finned surface and on smooth surface (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500)




**Şekil 12.** $\theta$=270° kanatçıklı yüzeyle pürüzsüz yüzeydeki hız profillerinin karşılaştırılması (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500

(Comparison of velocity profiles on $\theta$=270° finned surface and on smooth surface at $\theta$=270° (a) Re=16250 (b) Re=21700 (c) Re=27100 (d) Re=32500)

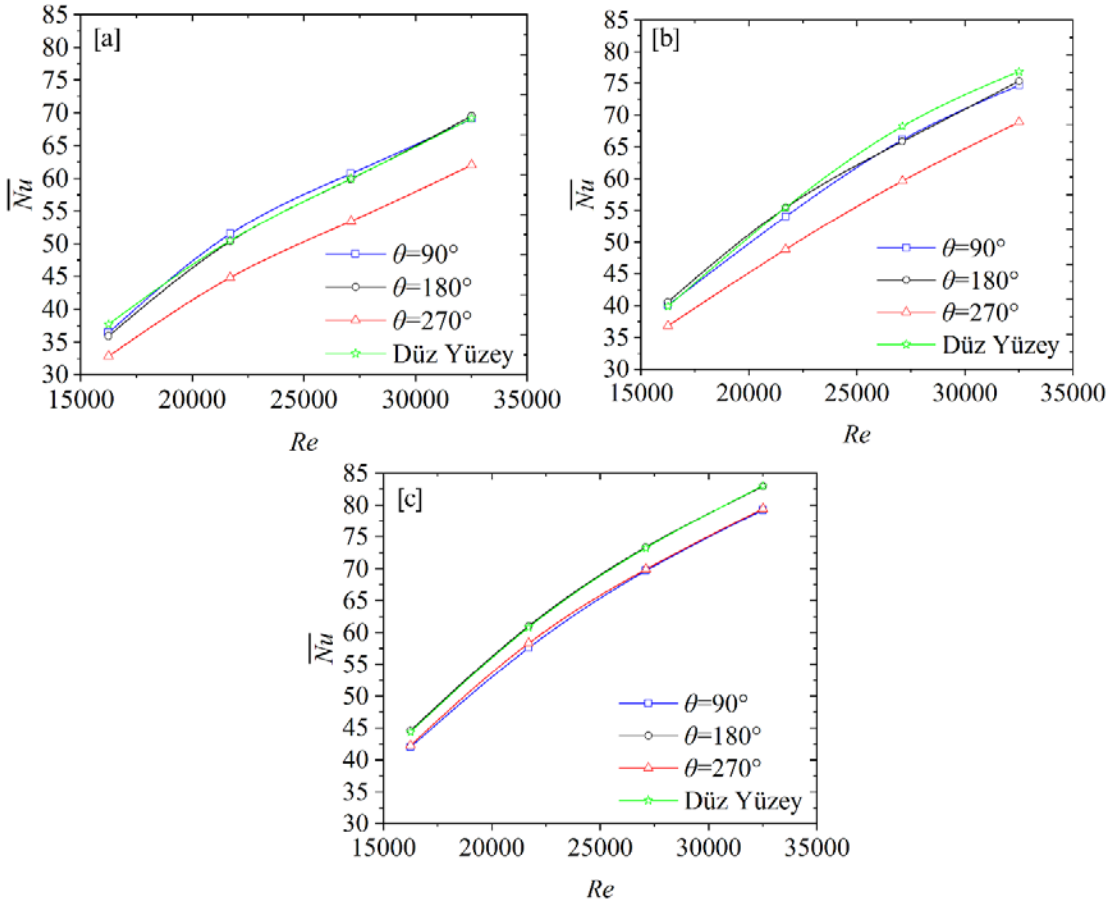
Şekil 12'de ise $\theta$=270° kanatçıklı yüzeyin hız profilleriyle pürüzsüz yüzeydeki hız profillerinin karşılaştırılması sunulmuştur. Şekil 12'den de görülebileceği gibi $\theta$=90° kanatçıklı yüzeydeki akış karakteristiğine benzer bir durum oluşmuştur. Bununla birlikte yüzeyden ayrılan akışkan hareketinin yönü yüzeyle yaklaşık 45° açıyla çapraz akış yönüne doğru olmuştur.

Şekil 13'te tüm yüzeylerin ortalama Nusselt sayısı ($\overline{Nu}$) sonuçları sunulmuştur. Kanatçıklı yüzeyler arasında en yüksek ısı transfer performansının $\theta$=180° kanatçıklı yüzeyde elde edildiği görülebilmektedir. Nusselt sayısı ($\overline{Nu}$) sonuçlarına göre yüzey üzerine yerleştirilen V şekilli kanatçıklar, düz kanatçığa kıyasla ($\theta$=180° kanatçık açılı model) yüzey üzerindeki ısı transfer performansının düşmesine neden olmuştur. Bunun en önemli sebebi yukarıda akış karakteristiklerinden de görülebileceği üzere, yan duvarla kanatçık arasında sıkışan akışkanın yaratmış olduğu durgun bölgeden kaynaklanmaktadır. Çünkü durgun bölgede akışkan hareketi nispeten yavaşlar. Dolayısıyla sınır tabaka kalınlığı da artarak ısı transferinin diğer bölgelere kıyasla bu bölgede azalmasına neden olur. Ayrıca yüzeye çarpan jetin hızı Reynolds sayısıyla doğru orantılı olduğundan, artan Reynolds sayısı yüzey üzerinde daha yüksek Nu elde edilmesini sağlamıştır.

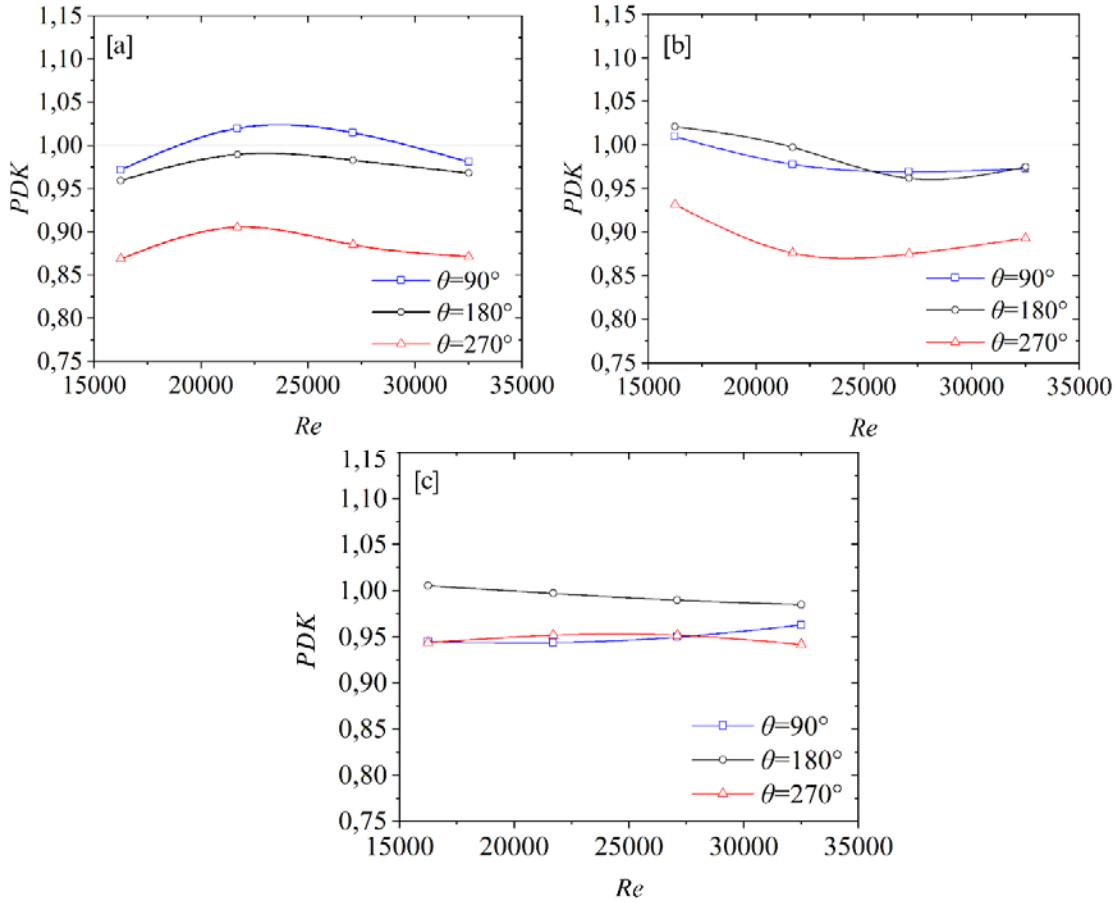
Isı transfer performansını etkileyen bir diğer parametre de lüle boşluğudur (*Gj/Dj*). Şekil 12'den de görüleceği üzere geleneksel jet plakası düzeninde (*Gj/Dj*=6,0) jet deliğinden ayrılan akışkanın hızında, çevre akışın etkisiyle ve akışkanın kesme mukavemetinden dolayı hedef yüzeye çarpana kadar önemli ölçüde bir düşüş gözlemlenmiştir. Jet plakasından jet deliğinin lüle ile hedef yüzeye yaklaştırılması bu etkiyi nispeten ortadan kaldırmış ve akışkanın yüzeye jet deliği hızına yakın bir hızda çarpmasını sağlamıştır. Şekil 11 ve Şekil 13'ten de görüleceği üzere bu durum, lüle ile uzatılmış jet deliği düzenine sahip tasarımın hedef yüzeyde neden daha yüksek ısı transferi sağladığının fiziksel sebebini açıklamaktadır.

Şekil 14'te ise tüm kanatçıklı yüzeylerin performans değerlendirme kriteri değerleri (*PDK*) grafik haline getirilmiştir. *PDK* sonuçlarına göre; lülesiz (*Gj/Dj*=6,0) modelde nispeten orta hızlarda (*Re*=21700 ve *Re*=27100) $\theta$=90° açılı tasarımın en yararlı kanatçık modeli olduğu belirlenmiştir. Bunun sebebi, $\theta$=90° açılı kanatçık tasarımının aerodinamik yapısı sayesinde akışa karşı gösterilen direnç diğer kanatçık tasarımlarına kıyasla daha düşük olmaktadır. Bu ise basınç düşüşünün diğer tasarımlara kıyasla daha düşük olmasını sağlayarak daha yüksek *PDK* değerinin elde edilmesini sağlamaktadır.

*Gj/Dj*=4,0 lüle boşluğunda nispeten düşük *Re* sayısında (*Re*=16250) $\theta$=90° ve $\theta$=180° kanatçık tasarımının ısıl-akış performansının arttırılmasında etkin bir tasarım olduğu değerlendirilebilir. *Gj/Dj*=2,0 lüle boşluğunda ise sadece nispeten düşük *Re* sayısında (*Re*=16250) $\theta$=180° açılı kanatçık tasarımının uygun bir tasarım olduğu değerlendirilebilir. Çünkü lüle boşluğu azaldıkça basınç kaybı da artmaktadır. Artan basınç kaybı, ısı transferindeki artışa kıyasla daha belirgin olduğundan *PDK* değerinin düşmesine sebep olmaktadır.




**Şekil 13.** Tüm yüzeylerdeki $\overline{Nu}$ sayısı değerlendirmesi (a) *Gj/Dj*=6,0 (b) *Gj/Dj*=4,0 (c) *Gj/Dj*=2,0
(The evaluation of $\overline{Nu}$ number on all surfaces (a) *Gj/Dj*=6.0 (b) *Gj/Dj*=4.0 (c) *Gj/Dj*=2.0)




**Şekil 14.** Tüm kanatçıklı yüzeylerin *PDK* değerleri (a) *Gj/Dj*=6,0 (b) *Gj/Dj*=4,0 (c) *Gj/Dj*=2,0
(The *PEC* values of all finned surfaces (a) *Gj/Dj*=6.0 (b) *Gj/Dj*=4.0 (c) *Gj/Dj*=2.0)

## 4. Simgeler (Symbols)

$D_j$ : Jet çapı [m]
$D_\omega$ : Çapraz yayınım
$G_j$ : Lüle boşluğu [m]
$Gj/Dj$ : Boyutsuz lüle boşluğu
$G_k$ : Türbülans kinetik enerjisinin türetilişi
$G_\omega$ : Özgül yayılım hızının türetilişi
$h$ : Yerel taşınım ısı transferi katsayısı
$\bar{h}$ : Ortalama taşınım ısı transferi katsayısı [W/m$^2$K]
k : İletimle ısı transferi katsayısı [W/mK]
$k$ : Türbülans kinetik enerjisi [m$^2$/s$^2$]
$Nu$ : Yerel Nusselt sayısı
$\overline{Nu}$ : Ortalama Nusselt sayısı
Re : Reynolds Sayısı
$S_k$ : Kullanıcı tanımlı kaynak terimi
$S_\omega$ : Kullanıcı tanımlı kaynak terimi
$V_j$ : Jet hızı [m/s]
$X_n$ : Jetlerin x eksenindeki merkezleri arası mesafe [m]
$y^+$ : Yakın duvar düzeltmesi
$Y_k$ : Türbülans kinetik enerjisinin yayılımı
$Y_n$ : Plakalar arası mesafe [m]
$Y_n/D_j$ : Boyutsuz plakalar arası mesafe
$Y_\omega$ : Özgül yayılımın yayılımı
$Z_n$ : Jetlerin z eksenindeki merkezleri arasındaki mesafe [m]
$\theta$ : Kanatçık açısı [◦]
$\mu_t$ : Türbülans viskozitesi
$\nu$ : Kinematik viskozite [m$^2$/s]
$\rho$ : Yoğunluk [kg/m$^3$]
$\Omega$ : Vortisitenin mutlak değeri
$\omega$ : Özgül yayılım hızı

## 5. Sonuçlar (Conclusions)

Bu çalışmada, jet plakasında uzatılmış lüle (2,0≤*Gj/Dj*≤6,0) kullanarak çarpan jette türbülanslı akış şartlarında (16250≤*Re*≤32500) yüzey üzerine yerleştirilen farklı açılardaki (90°≤$\theta$≤270°) kanatçıkların ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisi sayısal olarak araştırılmıştır. Sayısal çalışmalar *SST k-ω* türbülans modeli kullanılarak Ansys Fluent 19.2 ticari programı ile gerçekleştirilmiştir. Yerel Nusselt sayısı, ortalama Nusselt sayısı ve performans değerlendirme kriteri değerleri (*PDK*) nicelik olarak araştırılmıştır.

Elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir:

- Yüzeye çarpan akışkanın (jet) hızı *Re* sayısıyla doğru orantılı olduğundan, artan *Re* sayısıyla birlikte yüzey üzerinde daha yüksek taşınım ısı transferinin elde edilmesi sağlanmıştır. Jet plakasında uzatılmış lüle kullanımı, jet akışın çevre hava ile etkileşimini önlediğinden akışkanın hedef yüzeye lülesiz (*Gj/Dj*=6,0) modele kıyasla daha yüksek hızda çarpmasını ve dolayısıyla yüzey üzerinde daha yüksek taşınım ısı transferinin elde edilmesini sağlamıştır.
- Genel olarak pürüzsüz yüzeye kıyasla $\theta$=90° ve $\theta$=270° olan kanatçık tasarımlarında yüzey üzerinde daha düşük ortalama *Nu* sayısı elde edilmiştir. Çünkü yüzey üzerine açılı olarak yerleştirilen kanatçık tasarımlarında, yüzeye çarpan akışkan serbest jet

bölgesinde ilerlerken yan duvar ile kanatçık arasında sıkışarak bu bölgede durgun bölge oluşturmaktadır. Oluşan bu durgun bölge ise ısı transferinin diğer bölgelere kıyasla önemli ölçüde düşmesine sebep olmaktadır. $\theta$=270° açılı kanatçık tasarımında ise bu durum daha belirgin olmuştur.

- Hız profili incelendiğinde, kanatçık olmayan modelde serbest jet bölgesinde karşılaşan komşu iki jetin jet akışı, dikey yönde yüzeyden ayrılarak çapraz akışın da etkisiyle bir yay hareketiyle tahliye yönüne doğru yönelmektedir. Ancak, yüzeye yerleştirilen V-şekilli açılı kanatçıklar, serbest jet bölgesinde akışkanı merkezden yan duvarlara doğru itmiştir. Dolayısıyla, orta bölgede oluşan bu boşluk, sonraki jetin serbest jet bölgesinden ayrılan akışkan tarafından doldurulmuştur.

*PDK* sonuçlarına göre lülesiz (*Gj/Dj*=6,0) modelde en yararlı kanatçık tasarımının, nispeten orta hızlarda (*Re*=21700 ve *Re*=27100) $\theta$=90° açılı kanatçık tasarımının olduğu tespit edilmiştir. Çünkü $\theta$=90° açılı kanatçık tasarımının aerodinamik yapısından dolayı akışa karşı gösterilen direnç diğer tasarımlardan daha düşüktür. Lüle boşluğu en düşük olan modelde ise (*Gj/Dj*=2,0) yüzeye yerleştirilen kanatçıklar nedeniyle basınç kaybındaki artışın ısı transferindeki artışa kıyasla daha baskın olmasından dolayı *PDK* değeri sadece Re=16250'de $\theta$=180°'de 1,0'ın üzerinde olmuştur. Sonuç olarak bu sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar bütünüyle değerlendirildiğinde jet çarpmalı soğutma/ısıtma uygulamalarında iyi tasarlanmayan kanatçık tasarımının yüzey üzerinde ısıl-akış performansının düşürebileceği sonucu çıkarılmıştır.

**Teşekkür (Acknowledgement)**

Bu çalışma, 3001 – Başlangıç Ar-Ge Projeleri Destekleme Programı kapsamında 118M795 numaralı projeyle TÜBİTAK tarafından desteklenmiştir.

**Kaynaklar (References)**

1. Kabakuş A., Karabey A., Yakut K., Yeşildal, F., Kanal akışında optimize edilmiş ısı alıcıların çarpan jetle ısı transferi ve akış karakteristikleri analizi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 31 (1), 43-55, 2015.
2. Florscuetz, L. W., Su C. C., Effects of crossflow temperature on heat transfer within an array of impinging jets, Journal of Heat Transfer (J. Heat Transfer), 109 (1), 74-82, 1987.
3. San J. Y., Lai M. D., Optimum jet-to-jet spacing of heat transfer for staggered arrays of impinging air jets, International Journal of Heat and Mass Transfer (Int. J. Heat Mass Transfer), 44 (21), 3997-4007, 2001.
4. Ligrani P., Lee J., Ren Z., Fox D. M., Moon H. K., Cross-flow effects on impingement array heat transfer with varying jet-to-target plate distance and hole spacing, International Journal of Heat and Mass Transfer (Int. J. Heat Mass Transfer), 75, 534-544, 2014.
5. Wae-hayee M., Tekasakul P., Nuntadusit C., Influence of nozzle arrangement on flow and heat transfer characteristics of arrays of circular impinging jets, Songklanakarin Journal of Science and Technology, 35 (2), 203-212, 2013.
6. Sarioglu M., Akansu Y. E., Kuvvet K. and Yavuz T., Flow field and heat transfer characteristics in an oblique slot jet impinging on a flat plate, International Communications in Heat and Mass Transfer (Int. Commun. Heat Mass Transfer), 35 (7), 873-880, 2008.
7. Geçim S., Pulat E., İşman M. K., Etemoğlu A. B., Çarpan dikdörtgen bir hava jetinde türbülans modellerinin karşılaştırılması ve ilgili parametrelerin ısı transferine etkileri, Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 13 (2), 69-84, 2008.
8. Sözbir M., Uysal Ü., Experimental investigation of heat transfer of multi-row impingement jets in two-pass rectangular channel, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 37 (2), 671-684, 2022.
9. Telışık Ç. B., Lüle-hedef yüzey arası uzaklığın çarpan jet akış ve ısı transfer karakteristiklerine etkisinin sayısal olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 80-81, 2007.
10. Buyruk E., Karabulut K., Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerde kanat geometrisinin ısı transferine olan etkisinin üç boyutlu sayısal olarak incelenmesi, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 19 (56), 346-363, 2017.
11. Ekiciler R., Çetinkaya M. S. A., Arslan K., Convective heat transfer investigation of a confined air slot-jet impingement cooling on corrugated surfaces with different wave shapes, Journal of Heat Transfer (J. Heat Transfer), 141 (2), 2019.
12. Zargarabadi M. R., Ravanji A., Effects of pin-fin shape on cooling performance of a circular jet impinging on a flat surface, International Journal of Thermal Sciences (Int. J. Therm. Sci.), 161, 106684, 2021.
13. Singh P., Zhang M., Ahmed S., Ramakrishnan K. R., Ekkad S., Effect of micro-roughness shapes on jet impingement heat transfer and fin-effectiveness, International Journal of Heat and Mass Transfer (Int. J. Heat Mass Transfer), 132, 80-95, 2019.
14. Zargarabadi M. R., Hadipour A., Dehghan M., Effect of micro-pin characteristics on flow and heat transfer by a circular jet impinging to flat surfaces, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry (J. Therm. Anal. Calorim.), 140, 943-951, 2020.
15. Li L., Tong F., Gou W., Zhao Z., Gao W., Li H., Numerical investigation of impingement heat transfer on smooth and roughened surfaces in a high-pressure turbine inner casing, International Journal of Thermal Sciences (Int. J. Therm. Sci.), 149, 106186, 2020.
16. Çalışır T., Çalışkan S., Kılıç, M., Başkaya Ş., Numerical investigation of flow field on ribbed surfaces using impinging jets, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 32 (1), 119-130, 2017.
17. Chen L., Brakmann R. G. A., Weigand B., Rodriguez J., Crawford M., Poser R., Experimental and numerical investigation of an impingement jet array with V-ribs on the target plate and on the impingement plate, International Journal of Heat and Fluid Flow (Int. J. Heat Fluid Flow), 68, 126-138, 2017.
18. Uysal Ü., Korkmaz Y., Sözbir N., Hırca A. H., Gaz türbin kanatları kanallarında soğutma performansının araştırılması, Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, 7 (2), 27-34, 2014.
19. Öztürk M.S., Demircan T., Numerical analysis of the effects of fin angle on flow and heat transfer characteristics for cooling an electronic component with impinging jet and cross-flow combination, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 37 (1), 57-74, 2022.
20. Tepe A. Ü., Arslan K., Yetişken Y., Uysal Ü., Effects of extended jet holes to heat transfer and flow characteristics of the jet impingement cooling, Journal of Heat Transfer (J. Heat Transfer), 141 (8), 082202, 2019.
21. Tepe A. Ü., Uysal Ü., Yetişken Y., Arslan K., Jet impingement cooling on a rib-roughened surface using extended jet holes, Applied Thermal Engineering (App. Therm. Eng.), 178, 115601, 2020.
22. Menter F. R., Kuntz M., Langtry R., Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, Heat and Mass Transfer (Heat Mass Transfer), 2003.
23. Tepe A. Ü., Yetişken, Y., Uysal Ü., Arslan K., Experimental and numerical investigation of jet impingement cooling using extended jet holes, International Journal of Heat and Mass Transfer (Int. J. Heat Mass Transfer), 158, 119945, 2020.
24. Çengel, Y. A., Isı ve Kütle Transferi-Pratik Bir Yaklaşım, Güven Bilimsel, İzmir, Türkiye, 2011.