



60° EĞİMLİ İKİNCİL JETLERE SAHİP SINIRLANDIRILMIŞ ÇARPAN JET DİZİSİNDE ISI TRANSFERİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Haluk KELEŞ^{1*}, Yücel ÖZMEN²

¹ Artvin Çoruh Üniversitesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, Artvin
ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-6562-8902>

² Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, Trabzon
ORCID No : <http://orcid.org/0000-0003-1127-1060>

Anahtar Kelimeler

Öz

Çarpan dizi jet, eğimli ikincil jet, sınırlandırıcı levha, nusselt dağılımı, türbülans modeli

Bu çalışmada, 60° eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış çarpan dizi jet akışında çarpma yüzeyindeki ısı transferi etkileri hem deneysel hem de sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmanın deneysel kısmında, Reynolds sayısı değerleri 20000 ve 30000, levhalar arası açıklık değerleri 0.5, 1, 3 ve 6 için çarpma levhasının merkez eksenini üzerine termal kamera ile sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Çalışmanın sayısal kısmında ise, Reynolds sayısının 30000 değerinde aynı açıklık değerleri için Standard k-ε ve Standard k-ω türbülans modellerinin Kato Launder ile modifiye edilmiş versiyonları kullanılarak 2-boyutlu çözümler gerçekleştirilmiş ve çarpma levhası üzerinde hesaplanan sıcaklık dağılımları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ölçümlenen sıcaklık dağılımlarıyla, Reynolds sayısı ve levhalar arası açıklık değerlerinin çarpma levhası üzerindeki Nusselt dağılımlarına etkisi araştırılmıştır. Çarpma levhası boyunca Nusselt değerleri artan Reynolds sayısı ile artmakta, artan levhalar arası açıklık değerleri ile azalmaktadır. Çarpma levhası üzerinde ikincil jetlerin eksenleri doğrultusundaki çarpma konumlarında Nusselt sayısı pik değerler almakta ve oluşan piklerin konumları artan levhalar arası açıklığı ile daha büyük zr/D değerlerine kaymaktadır. Her iki türbülans modeliyle hesaplanan Nusselt dağılımlarının benzer olduğu ve çarpma bölgesinde hesaplanan sonuçların Standard k-ε ve Standard k-ω türbülans modelleri için sırasıyla % 9 ve % 11'lik hata payı ile deneysel sonuçlara uyum sağlandığı görülmektedir.

* hkeles@artvin.edu.tr
doi : 10.46399/muhendismakina.1472779

INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER EFFECTS IN A CONFINED IMPINGING JET ARRAY WITH 60° INCLINED SECONDARY JETS

Keywords

Impinging jet array, inclined secondary jet, confinement plate, nusselt distribution, turbulence model

Abstract

In this study, the effects of heat transfer on the impingement surface of a confined impinging array jet flow with 60° inclined secondary jets are investigated both experimentally and numerically. In the experimental section of the study, temperature distributions were obtained with a thermal camera along the middle axis of the impingement plate for 20000 and 30000 values of Reynolds number and 0.5, 1, 3 and 6 values of the aperture among plates. In the numerical section of the study, for the same Reynolds number and spacing values, bidimensional solutions were performed with the Kato Launder modified version of the Standard k-ε and Standard k-ω turbulence models and the calculated temperature distributions on the target impingement plate were compared with the experimental results. With measured temperature distributions, the effect of Reynolds number and aperture between plates on the Nusselt distributions on the target impingement plate is investigated. The Nusselt values on the surface of target impingement plate increase with increasing Reynolds number and decrease with increasing aperture between plates. The Nusselt number takes top point values at the impingement positions of the secondary jets on the impingement plate in the direction of their axes, and the positions of the top points shift to larger $\pm r/D$ values with increasing inter-plate spacing. It is observed that the Nusselt distributions calculated with both turbulence models are similar and the calculated results in the impingement region agree with the experimental results with a margin of error of 9 % and 11 % for the Standard k-ε and Standard k-ω turbulence models, respectively.

Araştırma Makalesi

Başvuru Tarihi : 24.04.2024

Kabul Tarihi : 10.07.2024

Research Article

Submission Date : 24.04.2024

Accepted Date : 10.07.2024

Extended Abstract

Introduction

In this study, the heat transfer effects of 60° inclined secondary jets on the impingement surface in confined impinging array jet flow are investigated both experimentally and numerically. In the experimental part, temperature distributions were measured with a thermal camera on the middle axis of the impingement plate for Reynolds number values of 20000 and 30000 and interplate spacing values of 0.5, 1, 3 and 6. In the numerical part, 2-D solutions were carried out with Kato Launder modified version of the Standard $k-\epsilon$ and Standard $k-\omega$ turbulence models for the same spacing values at Reynolds number 30000 and the calculated temperature distributions on the target impingement plate were compared with the experimental results.

With the measured temperature distributions, the influence of Reynolds number and inter-plate aperture on the Nusselt distributions on the impingement plate is investigated. The Nusselt values along the impingement plate increase with increasing Reynolds number and decrease with increasing inter-plate aperture values. At the impingement locations along the axes of the secondary jets, the Nusselt number peaks and the positions of the peaks shift to larger $\pm r/D$ values with increasing interplate spacing.

It is observed that the Nusselt distributions calculated with both turbulence models are similar and provide a better alignment with the experimental results in the impingement region. These findings provide an important contribution to understanding and optimizing the heat transfer characteristics in confined impinging array jet flow.

Objectives

Conventional single impinging jet flow is unable to provide homogeneous surface cooling by creating different temperature zones in the amount of heat transferred from the surface, which adversely affects the operating characteristics of electronic components. Homogeneous cooling is necessary for electronic components to perform as desired. Therefore, new studies should be investigated on the impingement surface with impinging jets that provide homogeneous cooling. In this study, the heat transfer effects in a confined impinging array jet flow with 60° inclined secondary jets are investigated experimentally and numerically. In the experimental part, temperature distributions were measured with a thermal camera along the back surface of the impingement plate. In the numerical part, the Nusselt distributions on the impingement plate are calculated by two-dimensional solutions with Kato Launder modified versions of the Standard $k-\epsilon$ and Standard $k-\omega$ turbulence models. By comparing the numerical and experimental results, it can be clearly seen that the use of inclined secondary jets constitutes the innovative and unique aspect of the study.

Methods

In the experimental part of this study, the influence of heat transfer on the impingement plate in a confined impinging array jet flow with inclined secondary jets are

investigated. The experimental setup was created by directing the ambient air sucked by the fan into the expansion chamber. Inclined secondary jets were generated by an attachment to the replaceable nozzle head located at the outlet of the expansion chamber. These jets hit the preheated target impingement plate. The heated impingement plate can move in the horizontal direction with a slide-slide mechanism. The distance among the plate and the nozzle is adjustable and the cover aperture at the fan inlet can be adjusted for different flow rates.

The impingement plate with heater is formed with a circular electrical circuit by PCB technique and its back surface is painted in matte black color. A circular heater surface was used to create a heater surface compatible with the circular jet flow. Surface temperature measurements were made using a thermal camera.

In the experimental setup, the heat transfer of the jet impinging on the impingement plate was investigated and the temperature distributions were recorded. The measurements made with the thermal camera were verified with thermoelements and the accuracy of the temperature values was checked. The emissivity value of the impingement plate was determined as a result of the comparisons.

In the numerical part of the study, Nusselt distributions on the impingement plate are calculated by two-dimensional numerical solutions in the steady regime in a confined array jet flow field with secondary jets inclined at $\alpha=60^\circ$ for Reynolds number 30000 and inter-plate clearance values of 0.5, 1, 3 and 6 using the Kato Launder modified variation of the widely used turbulence models Standard $k-\varepsilon$ and Standard $k-\omega$.

This study complied with research and publication ethics.

Results and Discussions

The local Nusselt number peaks at the stagnation point on the impingement plate in the direction of the axis of the primary nozzle and at the position of the impingement plate in the direction of the axes of the secondary jets. The peaks on the impingement plate become sharper as the Reynolds number increases. The Nusselt values on the impingement plate increase with increasing Reynolds number, decrease with increasing interplate aperture, and the positions of the peaks on the impingement plate in the direction of the axes of the secondary jets shift to larger $\pm r/D$ values. In the case of a confined impinging array jet flow with inclined secondary jets, the Nusselt distributions calculated with both turbulence models used in the two-dimensional numerical solutions are similar, and the good alignment with the experimental results in the impingement region decreases away from the impingement region. As the spacing between the plates increases, the numerical and experimental results are in better alignment.

1. Giriş

Bir lüle veya huzmeden çıkan ve bir yüzeye çarpan akışlar çarpan jet akışları olarak tanımlanmaktadır. Çarpan jetler, ısıtma ve soğutma işlemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Yüksek ısı transfer oranı sağlamaları nedeniyle, elektronik devrelerde bulunan transistörler ve çipler gibi yoğun ısı üretimi olan parçaların ve gaz türbinlerinin soğutulması, uçak gibi çeşitli hava araçlarının yüzeylerinde oluşan buzlanmanın giderilmesi ve tekstil, kağıt ve gıda endüstrisine yönelik uygulamalar gibi birçok alanda jet akışlarından yararlanılmaktadır.

Literatürde, çarpan jetlerin, tekli, çoklu ve dizi şeklindeki uygulamaları üzerine ısı ve kütle transferine yönelik korelasyonları da içeren çok miktarda çalışma mevcuttur. Bununla birlikte, çarpan jetlerin en önemli dezavantajı, çarpma yüzeyine/yüzeyinden gerçekleştirdikleri ısı transferinin homojen olmamasıdır. Bu nedenle, çarpan jet akışlarında ısı transferinin iyileştirilmesi ve çarpma yüzeyi boyunca tekdüze ısı transferinin sağlanması problemi, çözümü gereken güncel bir problem olma özelliğini sürdürmektedir.

Çarpan jet akışlarında, daha homojen ısı transferi sağlamayı amaçlayan çalışmalarda, slot, dairesel ve halkasal geometrilerdeki tekli, çoklu ve dizi şeklindeki lüleler sınırlandırılmamış veya sınırlandırılmış olarak kullanılmaktadır. Son yıllarda, çarpma yüzeyi üzerinde homojen bir soğutma sağlamak ve yüzey boyunca ısı kararlılık elde etmek amacıyla birden çok jetin bir yüzeye çarptırıldığı çalışmalar artmaktadır. Literatürde çarpan çoklu jetlere yönelik çalışmaların büyük bir kısmında akış laminer özelliktedir. Türbülanslı çarpan çoklu jetlerle ilgili çalışmalar oldukça az sayıdadır. Bu konudaki çalışmalar daha çok sayısal incelemeler şeklindedir. Dong, Leung ve Cheung, yatay bir yüzeye çarpan ikili laminer hava alevi jetinde ısı transferi karakteristiklerini ve yüzey basınç dağılımlarını deneysel olarak incelemiştir. Çarpan ikiz jet akışını inceleyen Abdel-Fattah (2007), çarpma yüzeyinde bir subatmosferik bölgenin meydana geldiğini ve artan lüle ve levha arası açıklık ile birlikte bu bölgenin etkisinin azaldığını belirtmiştir. Özmen (2011), düzgün bir yüzeye dik bir şekilde çarpan sınırlandırılmış ikiz hava jetinde akış alanlarının yapılarını deneysel olarak inceleyerek, çarpma ve sınırlayıcı yüzeylerde oluşan subatmosferik bölgelerini belirlemiş ve bu yüzeyler üzerindeki basınç dağılımlarının lüle ve levha arası açıklık değerleri ve lüleler arası mesafe değerlerinden ciddi oranda etkilendiğini saptamıştır. Al Mubarek, Shaahid ve Al-Hadhrani (2013), belirli bir eğim açısına sahip yüzeye çarpan jet dizisinin akışında çarpma yüzeyi üzerinde ısı transferi özelliklerini deneysel olarak incelemiş ve artan Reynolds sayısı ile birlikte ortalama yerel Nusselt sayısının arttığını vurgulamışlardır. Buchlin (2011), çarpan dizi jet akışını incelediği çalışmasında, lüle-levha arası ve lüleler arası açıklıkların jet karakteristikleri üzerinde doğrudan etkisi olduğunu belirtmiştir. Attalla ve Specht (2009), düz bir yüzeye çarpan çoklu jet sisteminde çarpma yüzeyindeki taşınım ile ısı transferini deneysel ola-

rak incelemişlerdir. Çoklu jet uygulamasının, tekli jete göre yerel ve ortalama ısı transferini iyileştirdiğini belirlemişlerdir. Maddox, Knight, ve Bhavnani (2015), eğimli levhalarla sınırlandırılmış çarpan çoklu su jetinde ısı transferi etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Farklı sınırlandırıcı levha eğim açılarının incelendiği çalışmada en etkili soğutma performansının 5° eğimli sınırlandırıcı levha durumunda olduğunu belirtmişlerdir. Polat, Huang, Mujumdar ve Douglas (1989), çarpan jet akışlarındaki ısı transferi üzerine hem deneysel hem de sayısal çalışmalardan oluşan kapsamlı bir literatür araştırması gerçekleştirmişlerdir. Sayısal çalışmalarda kullanılan türbülans modellerinden düşük Reynolds sayılı $k-\epsilon$ türbülans modelinin Standard $k-\epsilon$ türbülans modeline kıyasla durma noktasındaki ısı transferini daha doğru tahmin ettiğini vurgulamışlardır. Özmen ve İpek (2016), çoklu slot jetlerin düz bir yüzeye çarpması ile oluşan jet akışında akış karakteristikleri ve ısı transferi performansını hem deneysel hem de sayısal olarak araştırmışlardır. Hedef çarpma levhası yüzeyi boyunca oluşan ortam altı basınç bölgeleri ile Nusselt dağılımlarındaki ikincil pikler arasında önemli bir korelasyon olduğunu belirtmişlerdir. Çalışkan, Başkaya ve Çalışır (2014), jet geometrisinin akış ve ısı aktarım özellikleri üzerindeki etkisini, eliptik ve dikdörtgen çarpan jet dizileri için deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Eliptik jetlerin, dikdörtgen jetlerden daha yüksek ısı transfer katsayısına ulaştığını ifade etmişlerdir. Tepe (2019), sınırlandırılmış çarpan dairesel çoklu jet akışında, lüle çıkış konumlarının sınırlandırıcı levhadan uzaklaştırılarak akış doğrultusunda ilerletilmesi ile sağlanan akış alanlarında çarpma levhası üzerindeki akış karakteristikleri ve ısı transferi performansını deneysel bir çalışmanın yanı sıra sayısal olarak da araştırmışlardır. Sıvı kristal tekniği ve ticari bir yazılım kullanılarak gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışmalarda, jet çıkış konumunun çarpma levhasına yaklaşmasının ısı transfer oranını artırdığı belirtilmiştir. Seydein, Hasan ve Mujumdar (1995), iki boyutlu türbülanslı sınırlandırılmış çarpan jet dizisi akışında ısı transferi etkisini, geliştirdikleri matematiksel bir yöntemle incelemişlerdir. Eğimli levhalarla sınırlandırılmış çarpan çoklu slot jetlerde akış yapısı ve ısı transferi etkilerinin sayısal olarak incelendiği bir çalışma Yang ve Shyu (1998), tarafından gerçekleştirilmiştir. Sınırlandırıcı levha eğim açısı ve Reynolds sayısı etkilerinin incelendiği çalışmada, akış alanında oluşan girdap yapılarının Reynolds sayısından bağımsız olduğu ancak eğim açısından etkilendiği ve artan sınırlandırıcı levha eğim açısı ile birlikte hedef çarpma levhası boyunca yerel Nusselt sayısı değerlerinin azaldığı ifade edilmiştir. Chuang, Chen, Lii ve Tai (1992), iki boyutlu sayısal bir model kullanarak çarpan ikili slot jetlerde akış karakteristiklerini incelemişlerdir. Chuang ve Nieh (2000), kare kesitli ikili çarpan jetlerde üç boyutlu türbülanslı akış alanlarını PHOENICS ticari yazılımı ile incelemişlerdir. Aldabbagh ve Sezai (2002), kare enkesitli ikiz lüleden çıkan ve düz bir levhaya çarpan laminer jetlerde akış özelliklerini ve ısı transferi etkilerini sayısal bir çalışma gerçekleştirerek araştırmışlar ve sıcak bir yüzeye çarpan ikili

jetlerde akış yapısının lüle-levha arası mesafeden güçlü bir şekilde etkilendiğini belirtmişlerdir. Düz bir yüzeye çarpan türbülanslı ikili jet akışı Fernandez, Elicer-Cortés, Valencia, Pavageau ve Gupta (2007), tarafından Standard ve Realizable $k-\epsilon$ modellerinin yanı sıra Standard $k-\omega$ türbülans modeli kullanılarak incelenmiş ve kullanılan türbülans modellerinden hiçbirinin çarpma bölgesindeki akışı doğru tahmin etmediği sonucuna varılmıştır. Düz bir yüzeye çarpan sınırlandırılmış jet dizisinde akış yapısı ve ısı transfer özellikleri Miao, Wu ve Chen (2009), tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Kare kesitli lülelerden çıkan ve düz bir yüzeye çarpan sınırlandırılmış laminer jet dizisinde lüle-levha arası açıklığın etkisi Aldabbagh ve Mohamad (2007) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Dağtekin ve Öztop (2008), ikili çarpan jet akışında lüle-levha açıklığının, jetler arası mesafenin ve Reynolds sayısının akış yapısı ve ısı transferi üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Özmen ve Baydar (2013), bir yüzeye çarpan sınırlandırılmış jet dizisi akışında akış yapısı ve karakteristiklerinin yanı sıra ısı transferi performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Çarpma yüzeyi boyunca hem basınç dağılımlarının hem de Nusselt dağılımlarının lüle-levha açıklığından önemli ölçüde etkilendiğini belirtmişlerdir.

San ve Chen (2014) ısıtılmış bir yüzey üzerine çarpan beş dairesel hava jetinden oluşan bir dizi jet akışını incelemişlerdir. Reynolds sayısını 20000 olarak belirledikleri çalışmalarında, jetler arası mesafe, jet çapı ve lüle-levha arası mesafenin ısı transferi karakteristikleri üzerine etkisini araştırmışlardır. Artan lüle-levha arası açıklıkla birlikte jetler arası etkileşimin azaldığı ve artan jetler arası mesafenin yüzeydeki ısı transferini tekdüzelikten uzaklaştırdığı sonucuna varmışlardır. Guoneng, Zhihua, Youqu, Wenwen ve Cong (2016), düz bir plakaya çarpan dizi jet akışını deneysel olarak inceledikleri çalışmalarında, jetler ile plaka arasındaki mesafe arttığında, ısı transferi performansında keskin bir düşüş olduğunu belirtmişlerdir. Godi, Pattamatta ve Balaji (2020) düz bir plakaya çarpan dizi jet akışını sayısal olarak inceledikleri çalışmalarında, jetler arasındaki mesafe arttıkça, jetlerin birbirleri üzerindeki etkilerinin azaldığını belirtmişlerdir.

Talapati, Baghel, Shrigondekar ve Katti (2024) jet eğiminin yerel ısı transferi üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir. Isı transferi karakteristiği odaklı çalışmada ince folyo ve termal kamera ile görüntüleme tekniği kullanılmıştır. Nu karakteristiklerindeki asimetrinin jet eğiminin azalmasıyla arttığını belirterek, geometrik ve maksimum ısı transfer noktasındaki Nu sayısı için korelasyonlar elde etmişlerdir. Yalçinkaya, Durmaz, Tepe, Benim ve Uysal (2024), kanatçık kullanılarak pürüzlendirilmiş kavisli bir yüzeye çarpan dizi jet akışında, farklı kanatçık düzenlemelerinin konvektif ısı transferi üzerindeki etkisi incelemişlerdir. Kanatçık kullanımının yerel ve alan ortalamalı Nusselt sayılarında önemli artışlara yol açtığını ortaya koymuşlardır. Baz, Elshenawy, El-Agouz, El-Samadony ve Marzouk (2024), dikdörtgen bir kanala monte edilmiş ayrıık çıkıntılı ısı kaynakla-

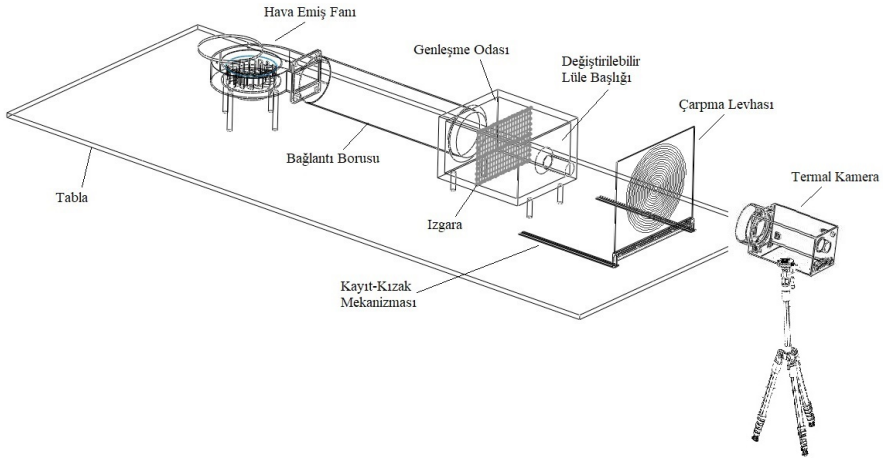
rının farklı eğim açlarına sahip çift hava jetleri kullanılarak soğutulmasına yönelik gerçekleştirdikleri çalışmalarında, en yüksek ortalama Nusselt değerinin jet eğim açısının 10° olduğu durumda oluştuğunu belirtmişlerdir.

Tekli çarpan jet akışı ile bir yüzeyin soğutması uygulamalarında, yüzeyden transfer edilen ısı miktarının yüzey boyunca azalarak farklı sıcaklık bölgeleri oluşturması nedeniyle homojen bir yüzey soğutması yapılamamaktadır. Transistör, çip ve benzeri elektronik elemanların çalışma karakteristikleri, yüzeylerindeki sıcaklık değişimlerinden ciddi oranda etkilenmektedir. Elektronik elemanların, istenen performansta görevlerini yerine getirmeleri, yüzeylerindeki sıcaklık artışını önleyecek etkin ve yüzeylerin tamamına yansıyacak homojen bir soğutma ile mümkün olmaktadır. Bu durum, çarpan jetlerle çarpma yüzeyi üzerinde homojen bir soğutmayı amaçlayan yeni çalışmalara olan ihtiyacı göstermektedir. Bu nedenle mevcut çalışmada; çarpma yüzeyi üzerinde homojen bir soğutmayı gerçekleştirmek için, açılı dizi jet uygulamasıyla ısı transferinin iyileştirilmesi ve yüzey boyunca homojen bir ısı transferinin sağlanması amaçlanmaktadır. Bu çalışmada, 60° eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış çarpan dizi jet akışında, ısı transferi etkileri ve karakteristikleri hem deneysel hem de sayısal olarak araştırılmıştır. Çalışmanın deneysel kısmında, çarpma levhası arka yüzeyi boyunca termal kamera ile sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Sayısal çalışmada ise, oldukça yaygın kullanımı olan türbülans modellerinden Standard k- ϵ ve Standard k- ω 'nın Kato Launder ile modifiye edilmiş varyasyonu kullanılarak, iki boyutlu çözümlerle çarpma levhası üzerinde Nusselt dağılımları hesaplanmıştır. Sayısal çalışmadan hesaplanan Nusselt değerleri, deneysel çalışmada ölçülmüş sıcaklık değerlerinden elde edilen Nusselt dağılımlarıyla karşılaştırılmıştır. Reynolds sayısının ve levhalar arası açıklığın çarpma levhası üzerindeki ısı transferine etkisinin incelendiği çalışmada, sayısal çözümlerde kullanılan türbülans modellerinin hassasiyetleri de test edilmiştir. Çalışmada eğimli ikincil jetlerin kullanılması, çalışmanın yenilikçi yönünü ve özgünlüğünü oluşturmaktadır

2. Deneysel Çalışma

Eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış çarpan dizi jet akışında çarpma levhası üzeri boyunca ısı transferi etkilerinin incelenmesi gayesiyle yatay eksenli çarpan jet akış düzeneği tasarlanmıştır. Şekil 1'de şematik olarak gösterilen deneysel düzende, bir emiş fanı tarafından çekilen çevre ortamın havası yatay bir bağlantı borusu aracılığıyla genişleme odasına yönlendirilmektedir. Genişleme odası çıkışına yerleştirilmiş değiştirilebilir lüle başlığına takılan eklenti ile elde edilen eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış çarpan dizi jet akış alanında, lülelerden çıkan yatay hava jetleri, Joule etkisi ile önceden ısıtılan hedef çarpma levhasına çarptırılmaktadır. Düşey konumda bulunan ısıtıcı çarpma levhası, kayıt-kızak mekanizması ile yatay doğrultuda hareket kabiliyetini kazanmıştır. Bu

mekanizma ile lüle ve levha arası mesafe istenilen değerde ayarlanabilmektedir. Fan girişindeki kapak açıklığı ile farklı akış debileri ayarlanabilmektedir. Yüzey sıcaklık dağılımlarının ölçümü, PCB levhanın arka tarafında, levha yüzeyine dik doğrultuda konumlandırılmış bir tripod üzerine kurulu termal kamera ile gerçekleştirilmiştir. Yatay ekseni çarpan jet akış düzeneğindeki değiştirilebilir lüle başlığına takılan eklenti ile oluşturulmuş eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış çarpan dizi jet akış sistemi Şekil 2’de görülmektedir. $\alpha=60^\circ$ eğim açısına sahip ikincil jetlerle birlikte özdeş üç lüleden oluşan çarpan dizi jet akışında lüle çapları $D=10\text{ mm}$ ’dir. Lülelerden çıkan hava jetleri, sınırlandırıcı levha uçlarından belirli bir H değeri kadar açıklıkta konumlandırılan ve birincil jet eksenine dik doğrultuda yerleştirilmiş önceden Joule etkisi ile ısıtılmış düz levhalara çarpmaktadır.

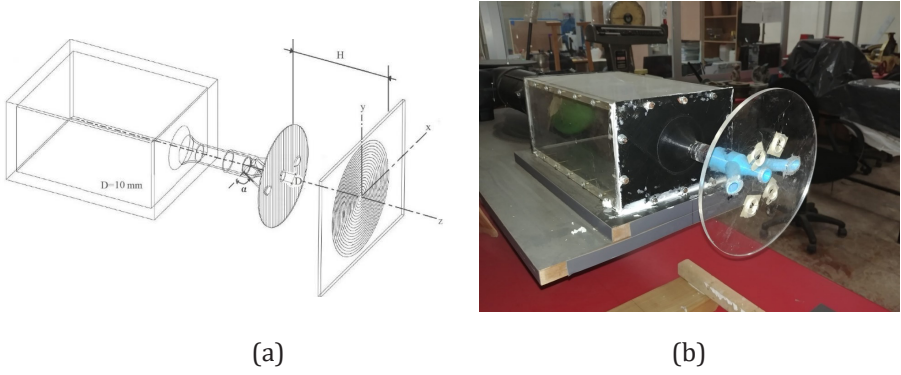


(a)



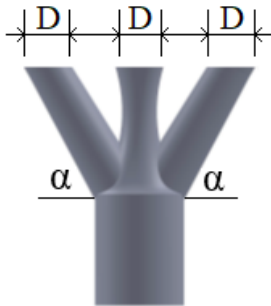
(b)

Şekil 1. Çarpan dizi jet akış düzeneği: (a) şematik görünüm, (b) gerçek görünüm



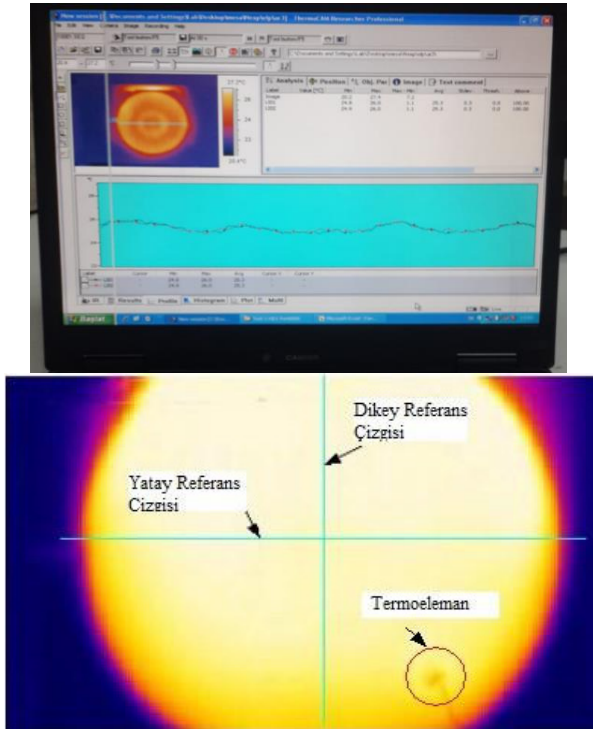
Şekil 2. Eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış çarpan dizi jet akış sistemi: (a) şematik görünüm, (b) gerçek görünüm

Kalınlığı 1.5 mm olan hedef çarpma levhasının dairesel ısıtıcı yüzeyinde, tekdüze sıcaklık dağılımının sağlanması amacıyla baskılı devre kartı (PCB) tekniği ile 1 mm genişliğinde ve 40 μm kalınlığında bakır şeritlerle dairesel bir elektrik devresi oluşturulmuştur. 300x400mm² dikdörtgen yüzey alanına sahip levhada, dairesel jet akışı ile uyumluluk dikkate alınarak 180mm'lik çapta dairesel form ısıtıcı yüzeyi oluşturulmuştur. Bu ısıtıcı çarpma levhasının arka yüzeyi mat siyah renge spreyci boya ile boyanmıştır. Epoksi levhanın emisivitesi 0.95'tir. Yatay eksenli jet düzeneğindeki hedef PCB çarpma levhası üzerine ayarlanabilir varyak kullanılarak 20.3 volt ve 2.01 amper elektrik akımı uygulanmış ve 1603.5 W/m² düzeyinde sabit ısı akışı oluşturulmuştur. Deney düzeneğinde bulunan D=20 mm çapındaki değiştirilebilir lüle başlığına takılan ve eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış çarpan dizi jet akışını oluşturan eklenti Şekil 3'te görülmektedir. Üç boyutlu yazıcıda üretilen dizi jet eklentisi, $\alpha = 60^\circ$ eğimli ikincil lülelerle birlikte çapları birbirine eşit ve D=10 mm olan üç dairesel kesitli lüleden oluşmaktadır.



Şekil 3. Dizi jet eklentisinin şematik görünümü

Çarpma dizi jet akışı durumlarında, hedef levhaya çarpma ortam hava sıcaklığındaki jetin, levhadan gerçekleşen ısı transferi, önceden ısıtılan levhanın arka yüzüne dik doğrultuda konumlandırılmış olan termal kamera ile sıcaklık dağılımı ölçümleri şeklinde yapılarak incelenmiştir. -40°C ila $+500^{\circ}\text{C}$ aralığında ölçüm yapabilen, 0.08°C sıcaklık hassasiyetine ve QVGA (320x240) çözünürlüğe sahip FLIR A20 marka termal kamera ile yüzey sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık değerleri, ThermaCAM yazılımı kullanılarak kayıt altına alınmıştır (Şekil 4). Çarpma levhasının her iki yüzüne yerleştirilen T tipi termoelemanlar ile termal kamera ile ölçülen sıcaklık değerlerinin doğrulaması yapılmıştır. Termoelemanla ölçülen levhanın gerçek sıcaklığı ve bilgisayarda okunan levha sıcaklığı arasındaki karşılaştırmayla, termal kameranın kalibrasyon eğrisi çıkarılmış, ölçüm sonuçları doğrulanmıştır. Bu yöntem ile çarpma yüzeyindeki sıcaklığın arka yüzle eşit olduğu kabulü yapılmıştır. Çarpma yüzeyine yerleştirilen termoeleman tarafından ölçülen sıcaklık değeri, aynı nokta için termal kamera tarafından ölçülen sıcaklık değeri ile karşılaştırılarak yüzeyin emisivite değeri (ϵ) 0.98 olarak belirlenmiştir. Çarpma levhası yüzeyindeki sıcaklık değerleri, yerel sıcaklıkların zaman içinde değişmediği ve akışın sürekli bir duruma ulaştığı süre boyunca kaydedilmiştir.



Şekil 4. Sıcaklık ölçümüne ilişkin görüntüler

Çarpan jet akışlarında Reynolds sayısı, lüle çıkışındaki akış hızına ve lüle çapına göre belirlenmektedir. U_o , özdeş lüleler çıkışındaki hava jeti hızını ifade etmekte olup, bununla ilişkilendirilen Reynolds sayısı aşağıdaki denklemlerle hesaplanmıştır.

$$U_o = \sqrt{2\Delta P/\rho} \quad (1)$$

$$Re = \frac{\rho U_o D}{\mu} \quad (2)$$

Denklemlerde, basınç farkı ΔP , akışkan yoğunluğu ρ , dinamik viskozite μ ile gösterilmekte olup, lüle çapı ise D , ile ifade edilmiştir. Pitot tüpü ile ölçülen basınç farklarından hesaplanan ve özdeş üç lüle için aynı olan çıkış hızları Reynolds sayısının 20000 ve 30000 değerleri için sırasıyla 31 m/s ve 46.5 m/s olarak gerçekleşmiştir.

Isı transferi etkileri, çarpan jet akışlarında çarpma levhaları üzerindeki ısı taşıma katsayısı (h) ve boyutsuz Nusselt sayısı (Nu) denklemleri ile araştırılır.

$$h = Q_{\text{taşıma}}/A_w(T_w - T_j) \quad (3)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4)$$

Burada taşıma ile ısı miktarı $Q_{\text{taşıma}}$, levhanın ısıtıcı yüzey alanı A_w , levhanın jete maruz kalan tarafındaki yüzey sıcaklığı T_w , ve jet çıkış sıcaklığı ise T_j ile ifade edilmektedir. Nusselt denkleminde, havanın ısı iletim katsayısı k ile tanımlanmıştır. Joule etkisi ile üretilen toplam ısı akısı q''_{toplam} 'dan ısı kayıplarının çıkarılması ile $q_{\text{taşıma}}$ hesaplanmıştır. Enerji dengesi ile çarpma levhası yüzeyinden olan ısı transferi,

$$q''_{\text{taşıma}} = q''_{\text{toplam}} - q''_{\text{iletim}} - q''_{\text{ışınım}} - q''_{\text{doğaltaşıma}} \quad (5)$$

ifadesi ile hesaplanabilmektedir. İfadeye göre, burada q''_{toplam} , toplam ısı akısı miktarını, q''_{iletim} , $q''_{\text{ışınım}}$ ve $q''_{\text{doğaltaşıma}}$ ise sırasıyla çarpma yüzeyinden iletimle, ışınlama ve doğal taşıma ile kaybedilen ısıyı temsil eder. Epoksi levhaya uygulanan toplam güç, ayarlı varyak tarafından sağlanan gerilim ve levha direnci değerleri kullanılarak hesaplanır ve aşağıdaki denklemle ifade edilir.

$$Q_{\text{toplam}} = IV = V^2/R \quad (6)$$

Isıl kayıplar, levhanın jet tarafından etkilenmeyen yüzeyi boyunca ışınlama, ile-

tim ve doğal taşınım etkilerine bağlıdır. Çarpma levhası üzerindeki radyal yönde iletimle oluşan ısı transferi, radyal yönde mesafenin fazla olması ve sıcaklık gradyanının az olması sebebiyle dikkate alınmamıştır. Levhanın jete maruz kalan tarafındaki ışınlım kayıpları ise bakırın düşük emisivite değeri sebebiyle ihmal edilmiştir. Çarpma levhasının arka yüzeyi ile çevre ortamı arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan ışınlım yoluyla ısı transferi, aşağıda verilen Stefan-Boltzmann denklemi (Bergman, Lavine, Incropera ve Dewitt, 2011) kullanılarak hesabı gerçekleştirilmiştir.

$$q_{ışınlım} = \varepsilon A_s \sigma (T_w^4 - T_{çev}^4) \quad (7)$$

Çarpma levhasının emisivite değeri ε ile gösterilmektedir. Stefan-Boltzmann sabiti ise $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ [W/(m}^2\text{K}^4\text{)]}$ değerindedir.

Düşey olarak konumlandırılmış çarpma levhası üzerinden doğal taşınım yoluyla gerçekleşen ısı kaybı, Churchill ve Chu (1975) tarafından sunulan aşağıdaki empirik bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.670 \cdot Ra^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad Ra \leq 109 \quad (8)$$

Bu denklemlerde, Rayleigh sayısını Ra ve Prandtl sayısı ise Pr ile ifade edilmiştir. Verilen bu denklemleri kullanarak, dizi jet düzeneğinde gerçekleşen ısı kayıplarından doğal taşınım ve ışıma kayıpları, toplam ısı miktarının sırasıyla % 3'ü ve % 4'ü olarak hesaplanmıştır. Toplam kayıplar ise, toplam ısı akısının % 7'si değerinde olmaktadır.

Ölçümler, Kline ve McClintock (1953) tarafından tavsiye edilen denklem ve hesaplama yöntemi kullanılarak belirsizlik analizine tabi tutulmuştur. İncelenen Reynolds sayısı için hesaplanan belirsizlik oranı $\pm \% 2.61$ iken, Nusselt sayısı için $\pm \% 2.87$ seviyesindedir.

3. Sayısal Çalışma

Çalışmanın sayısal kısımda, $\alpha = 60^\circ$ eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış dizi jet akış alanında, Reynolds sayısının 30000 değeri ve levhalar arası açıklık değerleri 0.5, 1, 3 ve 6 için oldukça yaygın kullanımı olan türbülans modellerinden Standard k- ε ve Standard k- ω 'nın Kato Launder ile modifiye edilmiş varyasyonu kullanılarak, sürekli rejimde iki boyutlu sayısal çözümlerle çarpma levhası üzerinde Nusselt dağılımları hesaplanmıştır. Akış alanlarının yapılarının aydınlatılması ile ısı transferi karakteristiklerinin anlaşılması üzerine gerçekleştirilen sayısal çalışmalarda, akışkanlar dinamiğinin temel denklemleri olan süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemleri, uygun başlangıç ve sınır koşulları altında

çözülerek yaklaşık sayısal çözümler elde edilmektedir. Bu denklemlerin kartez-yen koordinatlardaki tensör formu aşağıda verilmektedir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial y}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (9)$$

Navier-Stokes denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (10)$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right] + S_h \quad (11)$$

Navier-Stokes denkleminde yer alan Reynolds gerilmesi,

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i}) \delta_{ij} \quad (12)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Bu denklemlerdeki çalkantı terimlerinin hesaplanması için literatürde çok sayıda türbülans modeli mevcuttur. Çalışmada kullanılan türbülans modellerine ait denklemler aşağıda verilmiştir.

3.1 Standard k-ε Model

Bu model, türbülans kinetik enerjisi (k) ve yutulma oranı (ε) için yazılan iki adet transport denkleminin çözümünü ve türbülans viskozitesinin hesabını içermektedir. Bu transport denklemleri k ve ε için sırası ile

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{\epsilon 3} G_b) - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_k \quad (14)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, G_k ortalama hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisinin üretimini ifade etmekte ve,

$$G_k = -\rho \overline{u_i' v_j'} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (15)$$

biçiminde yazılmaktadır. Kaldırma kuvvetine bağlı olarak oluşmakta olan türbülans kinetik enerjisi G_b , kaynak terimleri S_k ve S_ω , sıkıştırılabilir türbülanslı bölge içindeki türbülans hacim değişiminin toplam yayılım oranına katkısı Y_M , k ve ε için türbülans Prandtl sayıları σ_k ve σ_ε , k - ε türbülans modeli sabitleri ise $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ ve $C_{\varepsilon 3}$ ifade edilmektedir. Modelin sabitleri; $C_{\varepsilon 1}=1.44$, $C_{\varepsilon 2}=1.92$ ve $\sigma_k=1.0$, $\sigma_\varepsilon=1.3$ şeklindedir. Ek olarak, $C_\mu=0.09$ olmak üzere, türbülans viskozitesi μ_t ise aşağıda (16) numaralı eşitliktir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (16)$$

3.2 Standart k- ω Model

Bu türbülans modelinde, k türbülans kinetik enerjisi; ω ise yutulmanın kinetik enerjiye oranını ($\omega=\varepsilon/k$) ifade etmektedir. Bu modelde türbülans viskozitesi,

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (17)$$

olarak tanımlanmaktadır. Türbülans kinetik enerji (k) ve özgül yutulma (ω) için transport denklemleri,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + S_k \quad (18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}) + G_\omega + S_\omega \quad (19)$$

şeklindedir. Bu denklemlerde, G_k , ortalama hız gradyanları nedeniyle türbülans kinetik enerjisi üretimini; G_ω , ω 'nın üretimini ifade etmektedir. Γ_k ve Γ_ω , k ve ω için efektif difüzyivite; S_k ve S_ω ise, kaynak terimleridir.

3.3 Kato Launder Modifikasyonu

Kato ve Launder (1993) tarafından önerilen üretim teriminin kullanılmasıyla, Standard k - ε ve Standard k - ω türbülans modellerine ait transport denklemlerinde, daha yakınsak sonuçların elde edilebilmesi mümkün olmaktadır. k türbülans kinetik enerji denklemi içerisinde yer almakta olan P üretim terimi normalde aşağıdaki gibidir.

$$P = -\tau_{ij}^{turb} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (20)$$

Burada, türbülanslı kayma gerilmesi tensörünü ise kaynak terimini göstermektedir.

$$\tau_{ij}^{\text{turb}} = -\overline{\rho u_i' u_j'} \approx 2\mu_t S_{ij}^* - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij} \quad (21)$$

$$S_{ij}^* = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (22)$$

Sıkıştırılmaz akışlarda P üretim terimi,

$$\begin{aligned} P &= -\tau_{ij}^{\text{turb}} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \\ &= [2\mu_t S_{ij}^* - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \\ &= [2\mu_t \left(\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}] \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \approx \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \\ &= \mu_t \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \end{aligned} \quad (23)$$

şeklinde yeniden yazılabilir. Kapalı formda üretim terimi

$$P = \mu_t S S \quad (24)$$

şeklinde dir. Burada S yine kaynak terimini göstermektedir.

$$S = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2} \quad (25)$$

Kato-Lauder modifikasyonu ile türbülanslı üretim terimindeki S kaynak ifadelerinden biri vortisite ile değiştirilir. Böylece modifiye edilmiş üretim terimi,

$$P = \mu_t S \Omega \quad (26)$$

şekline dönüşür. Burada, vortisite terimi Ω aşağıdaki gibidir.

$$\Omega = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2} \quad (27)$$

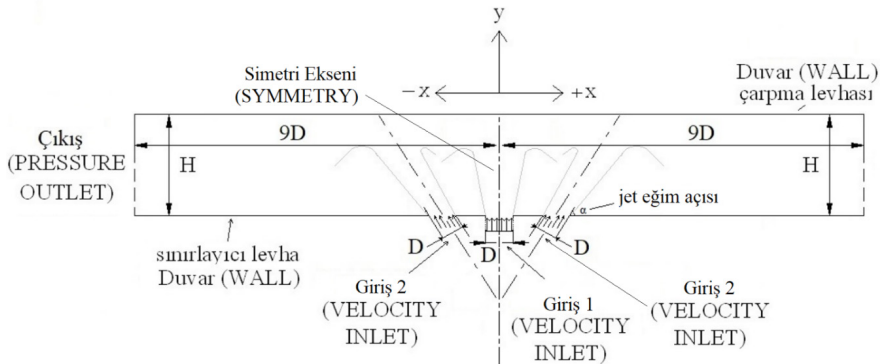
3.4 Çözüm Yöntemi

60° eğimli ikincil jetlere sahip dizi jet akış alanlarının iki boyutlu zaman bağımsız sayısal çözümleri, ANSYS-FLUENT ticari yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir-

tir. Geometri ve ağ oluşturma işlemleri WorkBench arayüzü içerisinde çalışan ANSYS Meshing programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözümlerin tamamında, oldukça yaygın kullanımı olan türbülans modellerinden Standard k- ϵ ve Standard k- ω 'nın Kato Launder ile modifiye edilmiş varyasyonu kullanılmıştır. Duvar yakınında çözümün iyileştirilmesi için iyileştirilmiş duvar ifadesi (EWT) kullanılmıştır. İterasyonel çözücü olarak SIMPLE algoritması benimsenmiştir. Dikkate alınan tüm denklemlerde (Süreklilik, TKE, Türbülans yutulma, Enerji) Second Order Upwind interpolasyon yöntemi kullanılarak ayrılaştırılıp çözülmüştür.

3.5 Sınır Şartları

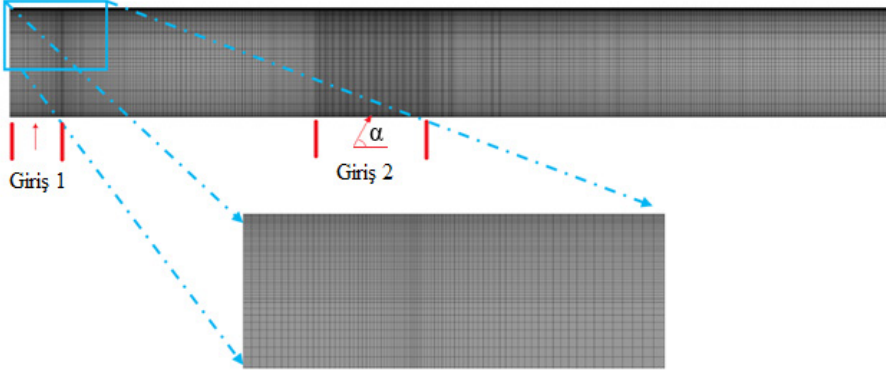
Sınır şartları, giriş bölgelerinde VELOCITY INLET, çıkış bölgelerinde PRESSURE OUTLET, simetri ekseninde SYMMETRY ve duvarlar ise WALL olarak tanımlanmıştır. Akış alanının iki boyutlu geometrisi ve sınır koşulları Şekil 5'te görülmektedir. Sınırlandırılmış çarpan dizi jet akışında, ortadakinin çarpma levhasına dik doğrultuda olduğu, her iki yanındakinin ise ortadakine göre eğimli olduğu üç lüleden oluşan dizi jet, sınırlayıcı levhadan H uzaklıkta, orta lüle eksenine dik doğrultuda konumlandırılmış olan hedef çarpma levhası yüzeyine çarpmaktadır. D özdeş lülelerin çapını göstermekte olup çözüm alanının $\pm x$ doğrultusundaki genişliği 18D şeklindedir. Deneysel çalışmada ölçülen jet çıkış hızları, sayısal çözümün hız giriş koşulu olarak tekdüze şekilde dikkate alınmıştır. Dizi jet düzeneğinde ısıtılmış çarpma levhasında 1603.5 W/m^2 olan ısı akısı değeri, ışınlım ve doğal taşınım kayıpları çıkarıldıktan sonra 1492 W/m^2 değerine düşmektedir. Bu nedenle, çarpan dizi jetle ilgili sayısal çalışmalarda çarpma levhasında sabit ısı akısı sınır koşulu olarak 1492 W/m^2 değeri tanımlanmıştır. Hava jeti çıkış sıcaklığı ise $T_{jet}=293 \text{ K}$ olarak kullanılmıştır. Çözüm yakınsama kriteri olarak, normalize edilmemiş artıkların 1×10^{-5} 'ten küçük olma şartı dikkate alınmıştır. İterasyon sayısının yaklaşık 5500 değerinde yakınsama gerçekleşmektedir.



Şekil 5. Sayısal çözüm için iki boyutlu akış alanı geometrisi

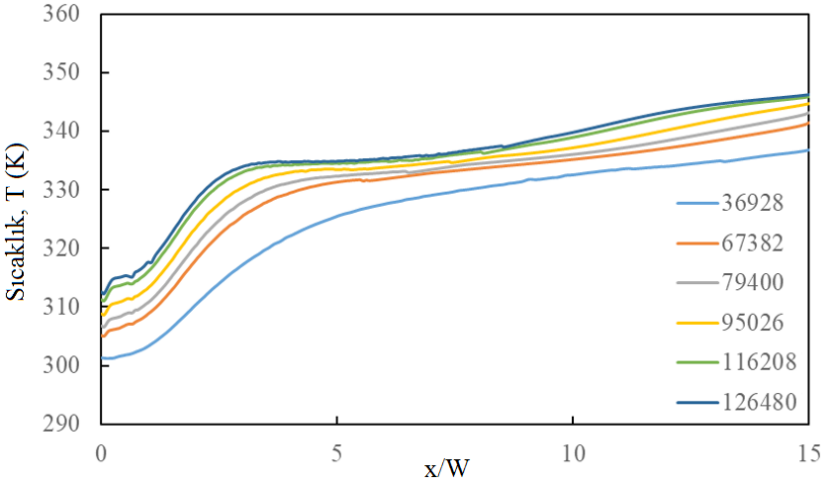
3.6 Ağ Yapısı

ANSYS Meshing programında iki farklı hücre tipi bulunmaktadır. Dörtgen şekilli hücreler ile yapılandırılmış ağ, üçgen şekilli hücreler ile ise yapılandırılmamış ağ oluşturulmaktadır. Hesaplanan akış alanlarının tamamında, dörtgen ağ kullanılmıştır. Akış alanındaki iki boyutlu tipik ağ düzeni Şekil 6'da verilmiştir.



Şekil 6. Akış alanındaki tipik iki boyutlu ağ düzeni

Ağdan bağımsız çözümlerin sağlanması amacıyla, her iki türbülans modeli için farklı yoğunluktaki ağ yapıları ile ön denemeler gerçekleştirilmiş ve Standart k-ε türbülans modeli için elde edilen sonuçlar Şekil 7'de verilmiştir. Farklı ağ yoğunlukları için yapılan çözümler sonucunda ağdan bağımsız çözümlerin yaklaşık 120000 ağ sayısında gerçekleştiği belirlenmiştir.



Şekil 7. Standart k-ε türbülans modeli için ağ yoğunluğunun çözüm üzerine etkisi

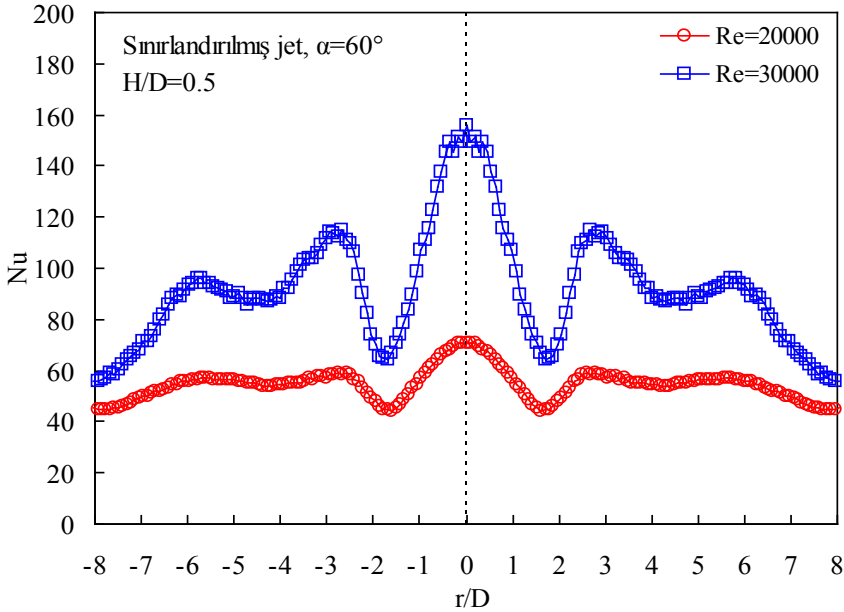
Duvar cidarına yakın bölgelerdeki çözümün hassasiyet derecesini iyileştirmek amacıyla için farklı duvar yaklaşımları denenmiştir. İki boyutlu ağ düzeni içerisinde, katı duvar cidarından ilk ağ düğüm noktasına olan aralık, model duvarlarında 0.015 mm olarak dikkate alınmıştır. Katı duvardan itibaren ilk ağ noktasına olan aralık, boyutsuz duvar uzunluğu (y^+) olarak tanımlanmaktadır. Laminer alt tabaka kalınlığı, standart duvar ifadesinde $y^+ < 11.5$; genişletilmiş duvar ifadesinde $y^+ < 5$ olarak verilmektedir. Mevcut çalışmada genişletilmiş duvar ifadesi kullanılarak her iki türbülans model için de $y^+ < 2$ sağlanmıştır.

4. Bulgular

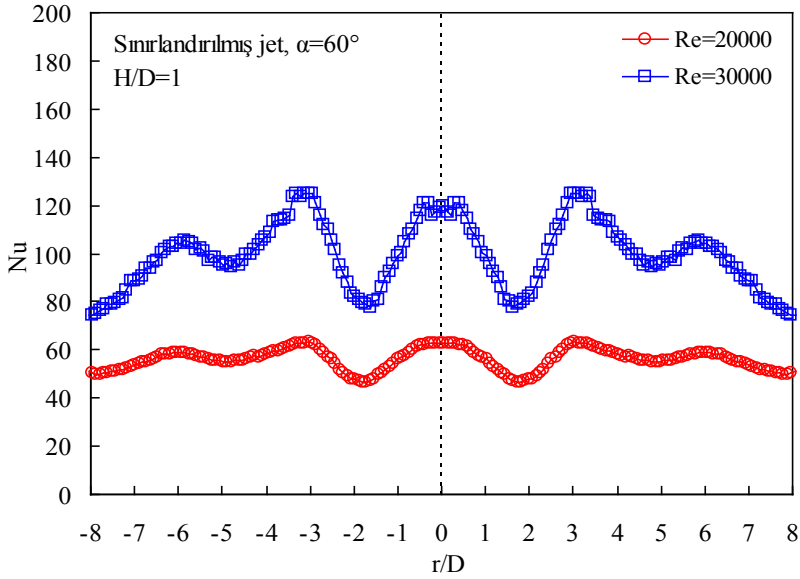
Bu çalışmada, 60° eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış çarpma dizi jet akışında çarpma yüzeyindeki ısı transferi etkileri hem deneysel hem de sayısal çalışma gerçekleştirilerek incelenmiştir. Çalışmanın deneysel bölümünde, Reynolds sayısının 20000 ve 30000 değerleri ve sınırlandırıcı levha ile çarpma levhası arasındaki açıklık değerleri 0.5, 1, 3 ve 6 için çarpma levhasının orta eksen boyunca termal kamera ile sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Çalışmanın sayısal kısmında ise, Reynolds sayısının 30000 değerinde aynı açıklık değerleri için oldukça yaygın kullanımı olan türbülans modellerinden Standard $k-\epsilon$ ve Standard $k-\omega$ 'nın Kato Launder ile modifiye edilmiş varyasyonu kullanılarak iki boyutlu çözümler gerçekleştirilmiş ve çarpma levhası üzerinde hesaplanan sıcaklık dağılımları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Çarpma levhasına dik doğrultudaki birincil jetin her iki tarafında birincil jet çıkış düzlemine göre 60° eğimli olarak konumlanan ikincil jetlerle oluşturulmuş sınırlandırılmış dizi jet akışında, çarpma levhasının yatay merkez eksen boyunca iki farklı Reynolds sayısı için elde edilen Nusselt dağılımları, levhalar arası açıklık değerleri 0.5, 1, 3 ve 6 için sırasıyla Şekil 8-11'de verilmiştir. Levhalar arası açıklık değeri $H/D=0.5$ olduğu durumda, Reynolds sayısı değerleri 20000 ve 30000 iken çarpma levhası üzeri boyunca yatay orta eksen boyunca ölçülen sıcaklık değerlerinden elde edilmiş Nusselt dağılımlarının verildiği Şekil 8'de, çarpma levhası boyunca elde edilen Nusselt değerlerinin Reynolds sayısının 30000 değerinde daha büyük olduğu görülmektedir. Her iki Reynolds sayısı değerinde de, çarpma levhası üzerinde birincil lüle eksen doğrultusundaki durma noktasında, ikincil jetlerin eksenleri doğrultusundaki çarpma levhası konumlarında ($r/D \approx \pm 3$) ve ikincil durma noktalarında ($r/D \approx \pm 6$) yerel Nusselt sayıları maksimum (pik) değerler almaktadır. Çarpma levhası üzerinde oluşan pikler, Reynolds sayısının 30000 değerinde daha belirgin olmaktadır. Çarpma levhası üzerinde birincil durma noktasındaki en yüksek değerdeki pike ve ikincil jetlerin eksenleri doğrultusundaki piklere göre daha zayıf olarak ikincil durma noktalarında ($r/D \approx \pm 6$) pikler oluşmaktadır. İkincil durma noktalarındaki piklerin ikincil jetlerin çarpma konumlarına göre daha büyük $\pm r/D$ konumlarında oluşması, ikincil jetlerin çarp-

ma levhası üzerindeki çarpma konumları ile ikincil durma noktası konumlarının farklı olması ve çarpma sonrası gelişen duvar jetinde oluşan girdap yapıları ile ilgilidir.

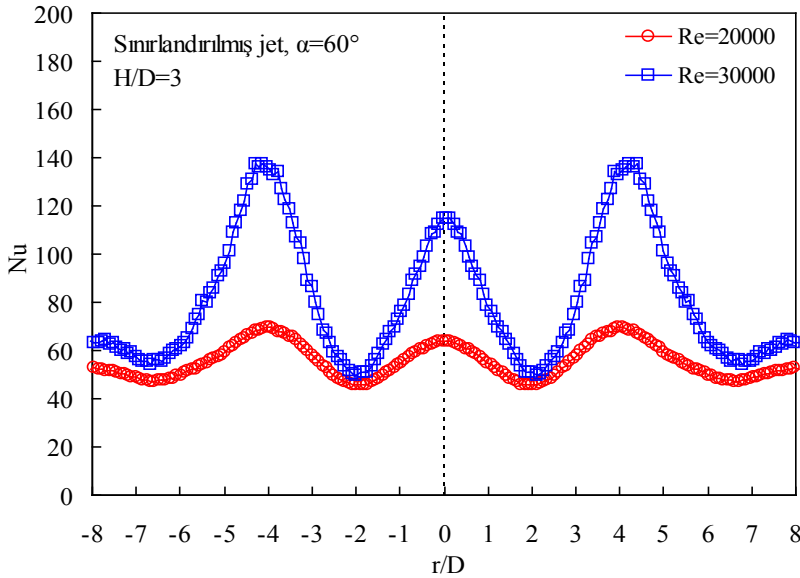
Levhalar arası açıklık değeri $H/D=1$ için Şekil 9'da verilen Nusselt dağılımları, Şekil 6'da verilen dağılımlarla benzerlik göstermektedir. Birincil durma noktasındaki pik ve ikincil jetlerin eksenleri doğrultusundaki pikler aynı seviyede kalmaktadır. Şekil 10'da, levhalar arası açıklık değeri $H/D=3$ için iki farklı Reynolds sayısında çarpma levhası üzerindeki Nusselt dağılımları görülmektedir. İkincil jetlerin çarpma levhası üzerinde oluşturduğu $r/D \approx \pm 4$ konumundaki pikler, birincil durma noktasındaki pikten daha kuvvetli hale gelmektedir. Levhalar arası açıklık değeri $H/D=6$ iken, iki farklı Reynolds sayısı değeri için Şekil 11'de verilen Nusselt dağılımlarından, çarpma levhası üzerinde ikincil jetlerin eksenleri doğrultusunda oluşan piklerin $r/D \approx \pm 6$ konumunda olduğu görülmektedir. Dört farklı levhalar arası açıklığa ait grafikler bir arada değerlendirildiğinde, artan Reynolds sayısı ile birlikte çarpma levhası boyunca Nusselt değerlerinin arttığı görülmektedir. Her iki Reynolds sayısında da artan levhalar arası açıklıkla birlikte ikincil jetlerin eksenleri doğrultusunda çarpma levhasında oluşan piklerin konumları daha büyük $\pm r/D$ değerlerine kaymaktadır.



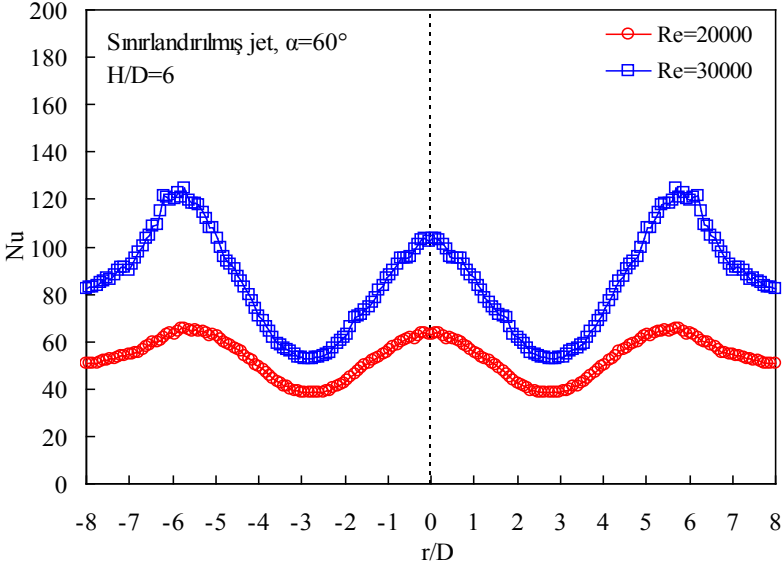
Şekil 8. $\alpha=60^\circ$ ve $H/D=0.5$ için sınırlandırılmış dizi jet akışında çarpma levhası üzerinde Nusselt dağılımları



Şekil 9. $\alpha=60^\circ$ ve $H/D=1$ için sınırlanmış dizi jet akışında çarpma levhası üzerinde Nusselt dağılımları

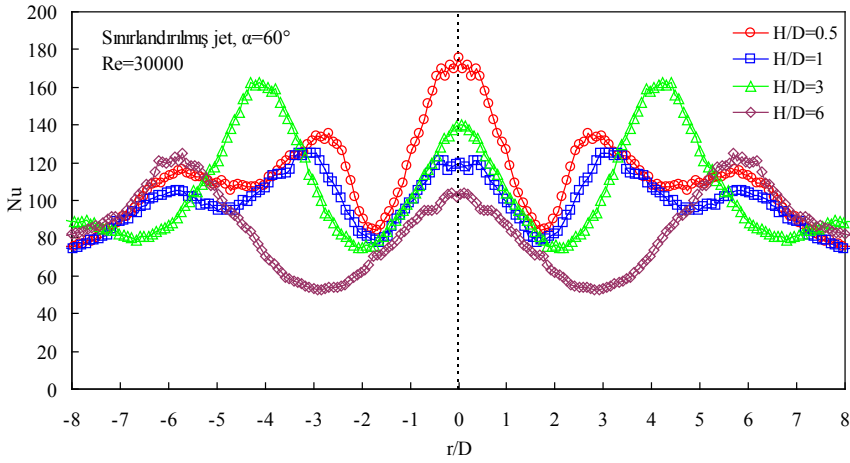


Şekil 10. $\alpha=60^\circ$ ve $H/D=3$ için sınırlanmış dizi jet akışında çarpma levhası üzerinde Nusselt dağılımları



Şekil 11. $\alpha=60^\circ$ ve $H/D=6$ için sınırlanmış dizi jet akışında çarpma levhası üzerinde Nusselt dağılımları

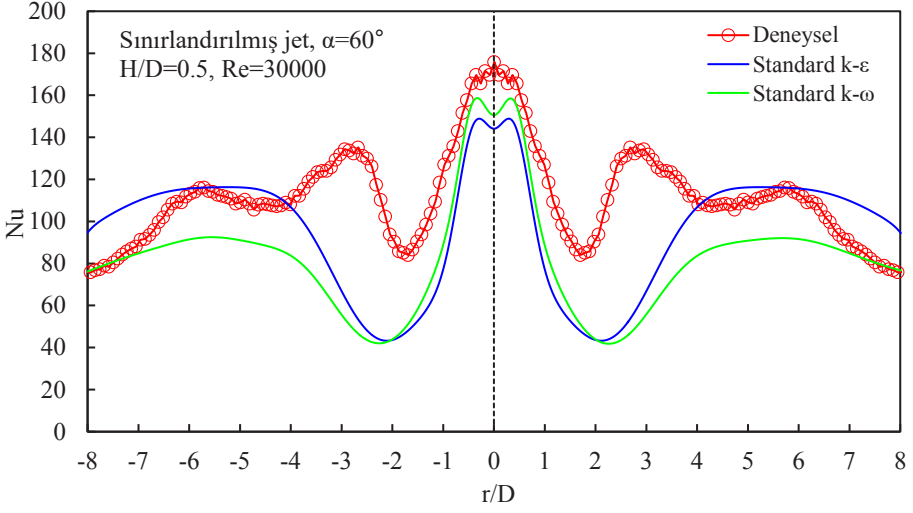
Şekil 12’de Reynolds sayısı değeri 30000 iken, çarpma levhası üzerinde açıklık oranları $H/D=0.5, 1, 3$ ve 6 için elde edilen Nusselt dağılımlarında, levhalar arası açıklığın etkisi görülmektedir. Artan açıklıkla, yerel Nusselt değerleri azalmaktadır. Çarpma levhası üzerinde ikincil jetlerin çarpması nedeniyle oluşan piklerin konumu artan levhalar arası açıklıkla birlikte levha uçlarına kaymaktadır.



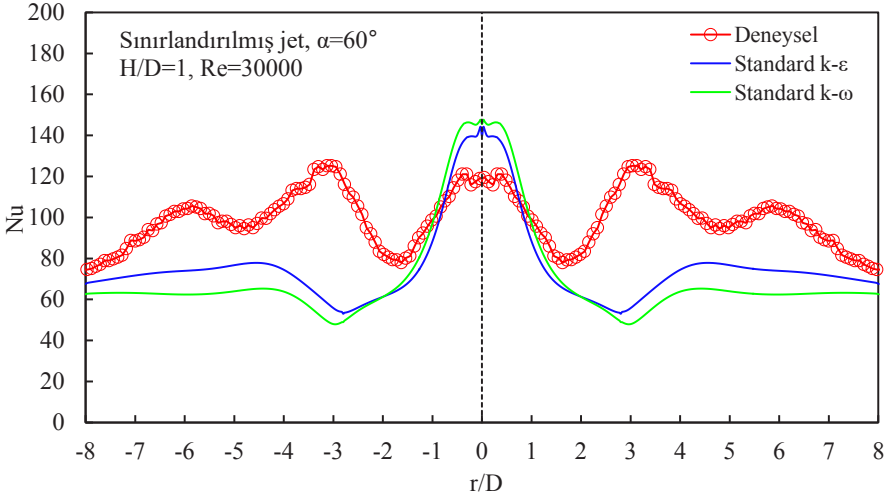
Şekil 12. $Re=30000$ ve $\alpha=60^\circ$ için çarpma levhası üzerinde Nusselt sayısı dağılımları

60° eğimli ikincil jetlere sahip sınırlanmış çarpan dizi jet akışında, çarpma yüzeyi üzerinde iki farklı türbülans modeli ile hesaplanmış Nusselt dağılımları, deneysel sonuçlarla birlikte Reynolds sayısının 30000 değeri ve levhalar arası açık değeri $H/D=0.5, 1, 3$ ve 6 için sırasıyla Şekil 13-16'da verilmiştir. Levhalar arası açıklığın $H/D=0.5$ değerinde, her iki türbülans modeli ile çarpma levhası üzerinde hesaplanan Nusselt değerleri deneysel değerlerden daha küçük olmaktadır. (Şekil 13). $H/D=1$ açıklıkta, iki türbülans modeli ile hesaplanan Nusselt dağılımı da benzer olmakta ve çarpma levhası üzerindeki deneysel sonuçlarla farklılık göstermektedir (Şekil 14). Levhalar arası açıklığın $H/D=3$, değerinde, deneysel ve sayısal sonuçlar arasında çarpma bölgesinde sağlanan uyum, $H/D=6$ açıklıkta daha da artmaktadır (Şekil 15-16).

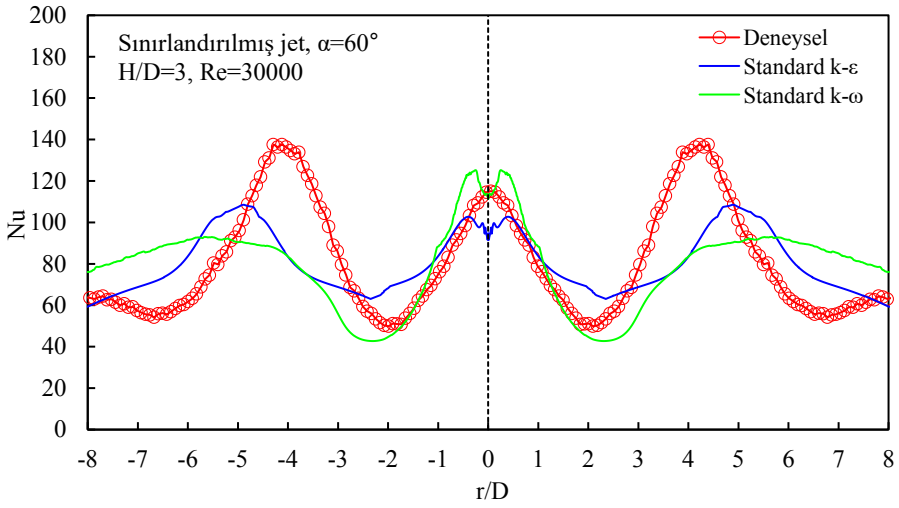
Elde edilen bulguların, Geers, Hanjalic ve Tummers (2006) tarafından çoklu çarpan jet dizilerinde jet eğiminin ısı transferi üzerindeki etkisini belirlemeye yönelik gerçekleştirilen çalışma sonuçları ile benzer olduğu görülmektedir.



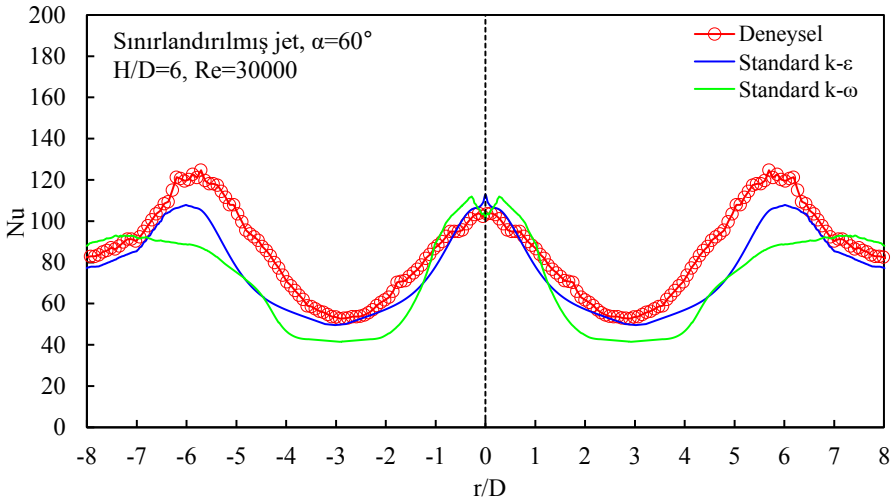
Şekil 13. $Re=30000$, $\alpha=60^\circ$ ve $H/D=0.5$ için çarpma levhası üzerinde Nusselt sayısı dağılımları



Şekil 14. $Re=30000$, $\alpha=60^\circ$ ve $H/D=1$ için çarpma levhası üzerinde Nusselt sayısı dağılımları



Şekil 15. $Re=30000$, $\alpha=60^\circ$ ve $H/D=3$ için çarpma levhası üzerinde Nusselt sayısı dağılımları



Şekil 16. $Re=30000$, $\alpha=60^\circ$ ve $H/D=6$ için çarpma levhası üzerinde Nusselt sayısı dağılımları

Bu çalışmada araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

5. Sonuçlar

Bu çalışmada, 60° eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış çarpan dizi jet akı-

şında çarpma yüzeyindeki ısı transferi etkileri hem deneysel hem de sayısal çalışma gerçekleştirilerek incelenmiştir. Çalışmanın deneysel bölümünde, Reynolds sayısı değerleri 20000 ve 30000 iken ve sınırlayıcı levha ile çarpma levhası arasındaki açıklık değerleri 0.5, 1, 3 ve 6 için çarpma levhasının orta eksenli boyunca termal kamera ile sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Çalışmanın sayısal kısmında ise, Reynolds sayısının 30000 değerinde aynı açıklık değerleri için Standard k- ϵ ve Standard k- ω türbülans modellerinin Kato Launder modifiyeli versiyonları ile iki boyutlu çözümler gerçekleştirilmiş ve çarpma levhası üzerinde hesaplanan sıcaklık dağılımları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Çarpma levhası üzerinde birincil lüle eksenli doğrultusundaki durma noktasında ve ikincil jetlerin eksenleri doğrultusundaki çarpma levhası konumlarında yerel Nusselt sayısı pik değerler almaktadır. Çarpma levhası üzerinde oluşan pikler, Reynolds sayısı arttıkça daha keskin hale gelmektedir. Çarpma levhası üzeri boyunca Nusselt değerleri artan Reynolds sayısı ile artmakta, artan levhalar arası açıklıkla azalmakta ve ikincil jetlerin eksenleri doğrultusunda çarpma levhasında oluşan piklerin konumları daha büyük $\pm r/D$ değerlerine kaymaktadır. Eğimli ikincil jetlere sahip sınırlandırılmış çarpan dizi jet akışında, iki boyutlu sayısal çözümlerde kullanılan her iki türbülans modeli ile hesaplanan Nusselt dağılımı da benzer olmakta, çarpma bölgesinde deneysel sonuçlarla sağlanan iyi uyum, çarpma bölgesi uzağında azalmaktadır. Levhalar arası açıklık arttıkça sayısal ve deneysel sonuçlar daha uyumlu olmaktadır.

Teşekkür

K.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü'ne test ekipmanı ve programı sağladığı için teşekkür ederiz.

Çıkar Çatışması

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.

Semboller ve Kısaltmalar

Kısaltmalar

- PCB : Baskılı Devre Kartı (Printed Circuit Board)
 QVGA : Çeyrek Video Grafik Dizisi (Quarter Video Graphics Array)
 EWT : İyileştirilmiş Duvar İfadesi (Enhanced Wall Treatment)

Latin Semboller

- P : Basınç (Pa) veya Sıkıştırılmaz akışlarda üretim terimi
 Q : Isıl enerji (W)
 A : Çarpma yüzeyi alanı
 D : Lüle çapı
 h : Isı taşınım katsayısı
 H : Lüle-çarpma yüzeyi arası mesafe

I	:	Akım
V	:	Voltaj
R	:	Elektriksel direnç
r	:	Durma noktasından radyal doğrultuda uzaklık veya Yarıçap
Re	:	Reynolds sayısı
T	:	Sıcaklık
U_0	:	Jet hızı
x	:	Yatay eksen tanımı
y	:	Düşey eksen tanımı
z	:	Derinlik yönündeki eksen tanımı
Nu	:	Nusselt sayısı
k- ω	:	k-omega türbülans modeli
k- ϵ	:	k-epsilon türbülans modeli
Pr	:	Prandtl sayısı
k	:	Isı iletim katsayısı veya Türbülans kinetik enerjisi
°C	:	Derece santigrat
y+	:	Hücre merkezi-duvar uzaklığı
q"	:	Isı akısı (W/m^2)
K	:	Kelvin

Grek Semboller

ρ	:	Ro (Akışkan yoğunluğu kg/m^3)
α	:	Alfa (Jet eğim açısı)
ϵ	:	Epsilon (Emisivite katsayısı veya Türbülans kinetik enerjisinin yutulması)
ω	:	Omega (Yutulmanın kinetik enerjiye oranı)
μ	:	Mü (Viskozite)
ν	:	Nü (Kinematik viskozite)
σ	:	Sigma (Stefan-Boltzman sabiti)
ζ_{ij}	:	Gerilme tensörü
μ_t	:	Türbülans viskozitesi
Δ	:	Delta (Fark ifadesi)

Alt İndisler

s	:	Yüzey (Surface)
w	:	Duvar (Wall)
j	:	Jet

Kaynakça

- Abdel-Fattah, A. (2007). Numerical and experimental study of turbulent impinging twin-jet flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31, 1061-1072. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2006.11.006>
- Aldabbagh, L. B. Y., & Mohamad, A. A. (2007). Effect of jet-to-plate spacing in laminar array jets impinging. *Heat and Mass Transfer*, 43, 265-273. Doi: <https://doi.org/10.1007/s00231-006-0109-7>
- Aldabbagh, L. B. Y., & Sezai, I. (2002). Numerical simulation of three-dimensional laminar, square twin-jet impingement on a flat plate, flow structure, and heat transfer. *Numerical Heat Transfer Part A: Applications*, 41, 835-850. Doi: <https://doi.org/10.1080/10407780290059378>
- Al Mubarak, A. A., Shaahid, S. M., & Al-Hadhrami, L. M. (2013). Heat transfer in a channel with inclined target surface cooled by single array of centered impinging jets. *Thermal Science*, 17, 1195-1206. Doi: <https://doi.org/10.2298/TSCI110630010A>
- Attalla, M., & Specht, E. (2009). Heat transfer characteristics from in-line arrays of free impinging jets. *Heat and Mass Transfer*, 45, 537-543. Doi: <https://doi.org/10.1007/s00231-008-0452-y>
- Baz, F. B., Elshenawy, E. A., El-Agouz, S. A., El-Samadony, Y. A. F., & Marzouk, S. A. (2024). Experimental study on air impinging jet for effective cooling of multiple protruding heat sources. *International Journal of Thermal Sciences*, 196, 108707. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108707>
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2011). Introduction to Heat Transfer (6th ed.). Wiley.
- Buchlin, J. M. (2011). Convective Heat Transfer In Impinging-Gas-Jet Arrangements. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 4, 137-149. Doi: <https://doi.org/10.36884/jafm.4.02.11926>
- Caliskan, S., Baskaya, S., & Calisir, T. (2014). Experimental and numerical investigation of geometry effects on multiple impinging air jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75, 685-703. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.005>
- Chuang, S. H., Chen, M. H., Lii, S. W., & Tai, F. M. (1992). Numerical simulation of twin-jet impingement on a flat plate coupled with cross-flow. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 14, 459-475. Doi: <https://doi.org/10.1002/flf.1650140406>
- Chuang, S. H., & Nieh, T. J. (2000). Numerical simulation and analysis of three-dimensional turbulent impinging square twin-jet flow field with no-crossflow. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 33, 475-498. Doi: [https://doi.org/10.1002/1097-0363\(20000630\)33:4%3C475::AID-](https://doi.org/10.1002/1097-0363(20000630)33:4%3C475::AID-)

FLD16%3E3.0.CO;2-Q

- Churchill, S. W., & Chu, H. H. S. (1975). Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18, 1323-1329. Doi: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90243-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90243-4)
- Dagtekin, I., & Oztop, H. F. (2008). Heat transfer due to double laminar slot jets impingement onto an isothermal wall within one side closed long duct. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35, 65-75. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.05.013>
- Dong, L. L., Leung, C. W., & Cheung, C. S. (2004). Heat transfer and wall pressure characteristics of a twin premixed butane/air flame jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 489-500. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.07.019>
- Fernández, J. A., Elicer-Cortés, J. C., Valencia, A., Pavageau, M., & Gupta, S. (2007). Comparison of low-cost two-equation turbulence models for prediction flow dynamics in twin-jets devices. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34, 570-578. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.02.011>
- Geers, L. F. G., Hanjalic, K. & Tummers, M. J. Wall imprint of turbulent structures and heat transfer in multiple impinging jet arrays, *J. Fluid Mech.*, 546, 2006, 255-284. Doi: <https://doi.org/10.1017/S002211200500710X>
- Godi, S.C., Pattamatta, A. & Balaji, C. (2020). Heat transfer from a single and row of three dimensional wall jets - A combined experimental and numerical study, *Int. J. Heat Mass Transf.* 159, 119801, Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119801>.
- Guoneng, L., Zhihua, X., Youqu, Z., Wenwen, G. & Cong, D. (2016). Experimental study on convective heat transfer from a rectangular flat plate by multiple impinging jets in laminar cross flows, *Int. J. Therm. Sci.* 108, 123–131, Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.05.006>.
- Kato, M., & Launder, B. E. (1993). The modeling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders. *In Proceedings of the 9th Symposium on Turbulent Shear Flows* (pp. 10.4.1–10.4.6).
- Kline, S., & McClintock, F. (1953). Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.
- Maddox, J. F., Knight, R. W., & Bhavnani, S. H. (2015). Liquid Jet Impingement With an Angled Confining Wall for Spent Flow Management for Power Electronics Cooling With Local Thermal Measurements. *Journal of Electronic Packaging*, 137. Doi: <https://doi.org/10.1115/1.4030953>

- Miao, J. M., Wu, C. Y., & Chen, P. H. (2009). Numerical investigation of confined multiple-jet impingement cooling over a flat plate at different crossflow orientations. *Numerical Heat Transfer Part A: Applications*, 55, 1019-1050. Doi: <https://doi.org/10.1080/10407780903014335>
- Ozmen, Y. (2011). Confined impinging twin air jets at high Reynolds numbers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35, 355-363. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.10.006>
- Ozmen, Y., & Baydar, E. (2013). A numerical investigation on confined impinging array of air jets. *Journal of Thermal Science and Technology*, 33, 65-74.
- Ozmen, Y., & Ipek, G. (2016). Investigation of flow structure and heat transfer characteristics in an array of impinging slot jets. *Heat and Mass Transfer*, 52, 773-787. Doi: <https://doi.org/10.1007/s00231-015-1598-z>
- Polat, S., Huang, B., Mujumdar, A. S., & Douglas, W. J. M. (1989). Numerical flow and heat transfer under impinging jets: A review. *Annual Review of Numerical Fluid Mechanics and Heat Transfer*, 2, 157-197. Doi: <https://doi.org/10.1615/AnnualRevHeatTransfer.v2.60>
- San, J. Y. & Chen, J. J. (2014). Effects of jet-to-jet spacing and jet height on heat transfer characteristics of an impinging jet array, *Int. J. Heat Mass Transf.* 71 (2014) 8-17, Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.11.079>.
- Seyedein, S. H., Hasan, M., & Mujumdar, A. S. (1995). Turbulent flow and heat transfer from confined multiple impinging slot jets. *Numerical Heat Transfer Part A: Applications*, 27, 35-51. Doi: <https://doi.org/10.1080/10407789508913687>
- Talapati, R. J., Baghel, K., Shrigondekar, H., & Katti, V. V. (2024). Influence of inclined unconfined circular air jet impingement on local heat transfer characteristics of smooth flat plate. *International Journal of Thermal Sciences*, 197, 108848. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108848>
- Tepe, A. Ü. (2019). *Gaz Türbin Kanatlarında Jet Çarpmalı Soğutmanın Deneysel ve Sayısal İncelenmesi* [Doktora tezi, Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü].
- Yang, Y. T., & Shyu, C. H. (1998). Numerical study of multiple impinging slot jets with an inclined confinement surface. *Numerical Heat Transfer Part A: Applications*, 33, 23-37. Doi: <https://doi.org/10.1080/10407789808913926>
- Yalçinkaya, O., Durmaz, U., Tepe, A. Ü., Benim, A. C., & Uysal, Ü. (2024). Heat and Flow Characteristics of Aerofoil-Shaped Fins on a Curved Target Surface in a Confined Channel for an Impinging Jet Array. *Energies*, 17(5), 1238. Doi: <https://doi.org/10.3390/en17051238>