

ÇARPAN DİKDÖRTGEN BİR HAVA JETİNDE TÜRBÜLANS MODELLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE İLGİLİ PARAMETRELERİN ISI TRANSFERİNE ETKİLERİ

*Serdar GEÇİM**

*Erhan PULAT***

*M. Kemal İŞMAN***

*A. Burak ETEMOĞLU***

Özet: Çarpan hava jetleri, ısı transferini artırıcı özelliğinden dolayı ısıtma, soğutma ve kurutma gibi geniş bir uygulama alanında kullanılmaktadır. Bu çalışmada, ısıtılan bir plakanın dikdörtgen kesitli bir hava jetiyle soğutulması işlemindeki ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Akışın, türbülanslı, iki boyutlu, sıkıştırılamaz ve sürekli rejimde olduğu kabul edilerek korunum denklemleri Galerkin Sonlu Elemanlar Metodu ile ANSYS-FLOTRAN kodu kullanılarak çözülmüştür. Std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, $k-\omega$ ve SST türbülans modelleriyle elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır ve SST türbülans modeli ile daha uyumlu sonuçların elde edildiği görülmüştür. Daha sonra z/D_h ve Re sayısının, türbülans şiddetinin, kaldırma kuvvetiyle termofiziksel özellik değişiminin ve farklı ısı akısı değerlerinin ısı transferi üzerine etkileri SST türbülans modeli kullanılarak analiz edilmiştir. Hesaplamalar Reynolds sayısı için $4000 \leq Re \leq 12000$ ve jet ile çarpma yüzeyi arası mesafesi için $4 \leq z/D_h \leq 12$ aralıklarında yapılmıştır. Sonuçlar artan Reynolds sayısı ve azalan z/D_h değerleriyle Nusselt sayısının arttığını göstermiştir. Ayrıca durgunluk noktası civarında artan türbülans şiddetiyle beraber ısı transferinde artış meydana gelmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çarpan hava jeti, Zorlanmış ısı transferi, Türbülans modelleri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Sonlu elemanlar metodu.

Comparison of Turbulence Models in Impinging Single Slot Air Jet and Effects of Related Parameters on Heat Transfer

Abstract: Impinging jets have been used in a wide range of applications such as heating, cooling and drying due to its ability to enhance heat transfer. In this study, heat transfer characteristics of a heated plate in a cooling process with an impinging slot air jet are investigated numerically. Conservation equations are solved with ANSYS-FLOTRAN Galerkin Finite Element Code by assuming steady, turbulent, 2D, incompressible flow. Obtained results by using the std. $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, $k-\omega$ and SST turbulent models are compared with experimental results and better results are obtained with SST model. Then, the effects of jet-to-target distance and Re number, turbulence intensity, thermophysical property variation with buoyancy, and different heat flux values on the heat transfer are analyzed by using SST model. Computations are performed in the Reynolds number range of $4000 \leq Re \leq 12000$ and the jet-to-target distance range of $4 \leq z/D_h \leq 12$. Results showed that the local Nusselt number increases with increasing Reynolds number and decreasing z/D_h values. Also, stagnation region heat transfer is increased with increasing turbulence intensity.

Key Words: Impinging air jet, Convective heat transfer, Turbulence models, Computational Fluid Dynamics (CFD), Finite element method.

SEMBOLLER

a	Lüle ağzı uzunluğu, m
b	Lüle ağzı genişliği, m
c_p	Özgül ısı, J/kgK
D_h	Lüle çıkışındaki hidrolik çap ($=4ab/(2a+2b)$), m

* Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, 16059, Görükle, Bursa.

** Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 16059, Görükle, Bursa.

g	Yer çekimi ivmesi, m/s^2
k_i	Isı iletim katsayısı, W/mK
k	Türbülans kinetik enerjisi, m^2/s^2
P	Basınç, Pa
q	Isı akısı, W/m^2
T	Sıcaklık, K
Tu	Giriş türbülans şiddeti
u	x yönündeki hız, m/s
v	y yönündeki hız, m/s
z	Lüleden yüzeye uzaklığı, m
ν	Kinematik viskozite, m^2/s
ϵ	Türbülans kinetik enerji yayılma hızı, m^2/s^3
ϵ_{mij}	Alternatör tensör operatörü
μ	Dinamik viskozite, Pa.s
μ_t	Türbülanslı eddy viskozitesi, Pa.s
ρ	Yoğunluk, kg/m^3
Nu_x	Yerel Nusselt sayısı ($=h_x D_h/k_i$)
Re	Reynolds sayısı ($=v D_h/\nu$)
Ω_m	Koordinat sistemindeki çevresel hız

1. GİRİŞ

Çarpan hava jetlerinde akışkanın dairesel veya dikdörtgen kesitli bir lüleden yüzeye dik veya belirli bir açı ile gönderilmesi sınır tabaka kalınlığını oldukça inceltir. Termal direnci arttıran sınır tabaka kalınlığının incelenmesi de ısı transferinde etkili bir artış meydana getirmektedir. Bu nedenle çarpan hava jetleri türbin kanatçıklarının soğutulması, kâğıt, tekstil ve gıda sektöründe kurutma işlemleri, metallerin ısıl işlemleri ve elektronik ekipmanların soğutulması gibi uygulamalarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Çarpan hava jetlerinde momentum ve ısı transferi mekanizmasını daha iyi anlayabilmek için birçok deneysel ve sayısal çalışma yapılmış olup sayısal çalışmaların yeni bir gözden geçirilmesi Zuckerman ve Lior (2005) tarafından kısaca özetlenmiştir. Daha iyi akış ve ısı transferi tahminlerinin v^2 -f türbülans modeliyle sağlandığının rapor edildiği bu çalışmaya göre k - ϵ modelinden DNS/LES (Direct Numerical Simulation/Large Eddy Simulation) modellerine doğru tahminlerin hassasiyetiyle hesaplama maliyeti arasında ters bir bağıntı olduğu belirtilmiştir. İzotropik türbülans kabulü ve çarpma (durgunluk) bölgesinde aşırı kinetik enerji üretimi standard k - ϵ modelinin iyi bilinen dezavantajlarıdır. Türbülans modelleme çalışmalarında genellikle standard k - ϵ modelinin bu dezavantajı bertaraf edilmeye çalışılmakta olup ya Yap (Craft ve diğ., 1993) gibi düzeltme faktörleri kullanılmakta ya da kinetik enerji k yerine alternatif enerji ölçeğinin kullanıldığı v^2 -f gibi yeni türbülans modelleri geliştirilmekte (Durbin, 1991) ve denenmektedir.

Kopaç (1997) düzlemsel bir hava jet akımı için değişik Reynolds sayılarında PHOENICS kodu yardımıyla karışım uzunluğu, tek eşitlikli ve çift eşitlikli türbülans modellerini kullanarak akış ve ısı transfer karakteristiklerini incelemişler, üç türbülans modelinin de kullanılabileceği sonucuna varmalarına rağmen türbülans kinetik enerji dağılım miktarı değerlerinin çift eşitlikli türbülans modeli yardımıyla belirlenebilmesinden dolayı bu modeli diğer modellere göre avantajlı olarak değerlendirmişlerdir.

Pekdemir ve diğ. (1997) k - ϵ türbülans modeliyle PHOENICS-EasyFlow kodunu kullanarak iki boyutlu bir çalışma ile sabit ve dönen silindirler üzerine çarpan dikdörtgen jetlerle silindirlerin soğutulmalarını araştırmışlar ve genelde deneysel çalışmalarla uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir. Bu çalış-

mada ayrıca kütle transferi de analiz edilmiş olup Reynolds sayısının fonksiyonu olarak ortalama Sherwood sayıları için korelasyonlar verilmiştir.

Behnia ve diğ. (1999) yaptıkları deneysel çalışmalarında v^2-f türbülans modeli ile dairesel kesitli, serbest ve sınırlandırılmış çarpan jet durumlarında akış ve ısı transferi karakteristiklerini incelemişlerdir. Farklı Re sayısı ve jet-hedef plaka arası mesafelerde, akış alanının üst yüzeyinin sınırlandırılmasının yerel ısı transferi üzerindeki etkisini belirlemişlerdir. Analizler sonunda yerel ısı transferi üzerinde sadece küçük lüle-plaka mesafelerinde ($H/D < 0,25$) sınırlandırma işlemi etkisinin belirgin olduğu görülmüştür.

Özmen ve Baydar (2000) $Re > 30000$ ve çeşitli jet-plaka açıklıklarında plaka üzerindeki basınçları ölçüp jet çapının iki katına kadar olan açıklıklar için yüzey basıncı değerlerinin ortam basıncının altına düştüğü bir bölgenin olduğunu tespit etmişler ve bu bölgenin ısı transfer katsayılarında meydana gelen ikincil artışları desteklediğini belirtmişlerdir.

Beitemal ve diğ. (2000), 3950 W/m^2 lik sabit ısı akısı uyguladıkları düz bir plaka üzerine, plaka ile aynı genişlikte dikdörtgen kesitli bir jetten 20°C sıcaklıkta hava göndermişler ve jetin çarpma açısının ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Yerel Nusselt sayısını jetin eğim açısı, havanın jetten çıkış hızı ve jet-plaka arası mesafeye bağlı olarak gözlemlemişlerdir. Çalışma sonunda, artan Re sayısı ve azalan jet-plaka mesafesinde ısı transferinin arttığı, eğim açısının azalması ile Nu sayısının maksimum olduğu noktanın üfleme yapılan doğrultuya doğru kaydığı görülmüştür.

Bula ve diğ. (2000) düz disk şeklindeki plakaya çarpan su jetini modelleyerek incelemişlerdir. Çalışmada Re sayısı 550 ile 2200 arasında değiştirilmiştir. Akışkanın termofiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınmış ve çözümler farklı malzemeler için tekrarlanmıştır. Akışkan hızı, ısı akısı, plaka kalınlığı ve plaka malzemesindeki değişimlerin yüzey sıcaklığı, basınç dağılımı, yerel ve ortalama Nu sayısı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışma sonunda yerel ısı transfer katsayısının disk merkezinde maksimum olduğu ve plaka kalınlığının maksimum sıcaklık ve ortalama ısı transfer katsayısı üzerinde etkili olduğu belirtilmiştir.

Olsson ve diğ. (2004) çalışmalarında katı bir yüzeye yerleştirilmiş silindirik gıda maddesi üzerine dikdörtgen kesitli bir jetten hava gönderilmesini hesaplamalı akışkanlar dinamiği programlarından biri olan ANSYS CFX 5.5 kullanarak incelemişlerdir. Çalışmalarında $k-\varepsilon$, $k-\omega$ ve SST (Shear Stress Transport) türbülans modelleri ile buldukları değerleri literatürdeki deneysel veriler ile kıyaslamışlardır. SST türbülans modeli ile diğer modellere nazaran daha yüksek ısı transferi değerleri elde etmişlerdir.

Hofmann ve diğ. (2004) yaptıkları sayısal çalışmada Fluent 5.5 programı kullanarak duvar fonksiyonlarının ve çözümde kullanılan türbülans modellerinin sonuçları nasıl etkilediklerini incelemişlerdir. Ayrıca giriş türbülans şiddetinin ısı transferine etkisi de incelenmiştir. RNG (Re-Normalized Group)- $k-\varepsilon$ modeli ile değişik türbülans şiddetleri için çözümler elde edilip, artan türbülans şiddeti ile çarpma bölgesi ve civarında Nusselt sayısının arttığı ancak duvar jet bölgesinde türbülans şiddetinin pek etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.

İşman ve diğ. (2005) dikdörtgen kesitli hava jeti kullanarak Re sayısı ve lüle-plaka arası mesafenin ısı transferi üzerine etkilerini standard $k-\varepsilon$ modelini kullanarak hem tek jet hem de çift jet olması durumunda sayısal olarak incelemişlerdir. Durgunluk noktasındaki dezavantajına rağmen tüm bölge göz önüne alındığında standard $k-\varepsilon$ modeli tatmin edici sonuçlar vermiştir.

Zhou ve Lee (2007) dikdörtgen kesitli jet kullanarak Re sayısı, lüle-plaka arası mesafe ve türbülans şiddetinin yerel ve ortalama Nu sayısı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Sonuçlar her üç parametrenin de çarpma bölgesi ısı transferinde önemli etkisinin olduğunu göstermiştir. Yerel ve ortalama Nu değerleri için türbülans şiddetini içeren korelasyonlar elde edilmiştir.

Bu çalışmada, çarpan hava jeti ısı transferi tahmininde, özellikle durgunluk bölgesi anormalliği göz önüne alınarak, türbülans modellerinin uygunluğu karşılaştırılmış olup göreceli olarak en uygun sonuçlar SST türbülans modeliyle elde edilmiştir. Daha sonra da Re sayısı, lüle-plaka arası mesafe, türbülans şiddeti ve ısı akısının ısı transferi üzerine etkileri bu model kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir.

2. ANALİZ

Bu analizde sabit ısı akısı uygulanan bir plakanın, uzun dikdörtgen kesitli bir yarıktan çıkan hava jeti ile soğutulması incelenmiştir. Çözüm alanı için korunum denklemleri ANSYS-FLOTRAN programı kullanılarak, Galerkin Sonlu Elemanlar Metoduyla çözülmüştür. Giriş türbülans şiddeti tüm durumlar için %4 olarak alınmış ve std. $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, $k-\omega$ ve SST türbülans modelleri karşılaştırılmıştır.

2.1 Termofiziksel Özellikler

Literatüre bakıldığında sıcaklık ile termofiziksel özelliklerin değişiminin özellikle laminar akış durumunda ısı transferi için önemli olduğu görülmektedir (Aihara ve diğ., 1990). Ayrıca türbülanslı durum için özellik değişimi ısı transferine sadece sıcaklık farkının yüksek olduğu durumlarda etki etmektedir (Shi ve diğ., 2002). Yapılan çalışmada orta derecede bir sıcaklık farkı olmasına rağmen çarpmadan sonra artan sıcaklık ile beraber akışkanın termofiziksel özelliklerinde bir değişim meydana geleceğinden bu etki hesaba katılmıştır. Akışkan olarak özgül ısı sabit ve ideal gaz kabul edilmiş hava kullanılmıştır. Akışkanın lüleden maksimum çıkış hızı 19,2 m/s'dir ve sıkıştırılabilirlik etkileri ihmal edilebilir mertebededir ($Ma \leq 0,05$). Özelliklerin sıcaklıkla değişiminde aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır (Anonim, 2000).

$$\rho = \rho_0 \left[\frac{(P/D_2)}{(T/D_1)} \right] \quad (1)$$

$$\mu = \mu_0 \left[\left(\frac{T}{V_1} \right)^{1,5} \left(\frac{V_1 + V_2}{T + V_2} \right) \right] \quad (2)$$

$$k_i = k_0 \left[\left(\frac{T}{C_1} \right)^{1,5} \left(\frac{C_1 + C_2}{T + C_2} \right) \right] \quad (3)$$

Burada, ρ_0 , μ_0 ve k_0 referans sıcaklığındaki yoğunluk, dinamik viskozite ve ısı iletim katsayılarıdır. Bağıntılardaki D_1 , D_2 , V_1 , V_2 , C_1 ve C_2 katsayıları ilgili sıcaklık aralığında tablolar yardımı ile hesaplanmaktadır. Bu çalışmada belirtilen katsayılar hava için SI birimlerinde (AIR-SI) ANSYS programı aracılığı ile hesaplanmıştır.

2.2 Korunum Denklemleri ve Türbülans Modelleri

Bu çalışmada akışın türbülanslı, iki boyutlu, sıkıştırılmaz ve sürekli rejimde olduğu kabul edilmiştir. ANSYS-FLOTRAN kodu türbülans modellemesinde Eddy viskozitesi yaklaşımıyla, değişkenlerin ortalama değeriyle salınım değerlerinin toplamı olarak göz önüne alındığı Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemlerini kullanmaktadır. Bu yaklaşımda hız bileşenleri aşağıdaki gibi ortalama değerleriyle salınım değerlerinin (çalkantı) toplamı şeklinde ifade edilirler.

$$\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}' , \quad \mathbf{v} = \bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}' \quad (4)$$

Tanımlanan hız ifadelerinin Navier-Stokes denklemlerine uygulanması sonunda ilave olarak ortaya Reynolds gerilme terimlerini veren eşitlikler çıkmaktadır.

$$\sigma_x^R = -\frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u' u'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho u' v'}) \quad (5)$$

$$\sigma_y^R = -\frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho v' u'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v' v'}) \quad (6)$$

Bu Reynolds gerilmeleri türbülans viskozitesi adı verilen bilinmeyen bir katsayıyla ifade edilebilir (Boussinesq hipotezi, Launder ve Spalding 1972).

$$-\overline{\rho u' v'} = \mu_t \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial y} \quad (7)$$

Reynolds gerilmeleri daha karmaşık formda da ifade edilebilirler. Türbülanslı, iki boyutlu, sıkıştırılmaz ve sürekli rejimdeki akışı ifade eden süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibidir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial(\overline{\rho\mathbf{u}})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho\mathbf{v}})}{\partial y} = 0 \quad (8)$$

x-Momentum:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial(\overline{\rho\mathbf{u}\mathbf{u}})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho\mathbf{v}\mathbf{u}})}{\partial y} \right) &= -\frac{\partial\bar{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial\bar{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial\bar{u}}{\partial y} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial\bar{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial\bar{v}}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

y-Momentum:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial(\overline{\rho\mathbf{u}\mathbf{v}})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho\mathbf{v}\mathbf{v}})}{\partial y} \right) &= \rho g - \frac{\partial\bar{P}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial\bar{v}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial\bar{v}}{\partial y} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial\bar{u}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial\bar{v}}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (10)$$

Enerji:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\overline{\rho\mathbf{u} C_p \bar{T}} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\overline{\rho\mathbf{v} C_p \bar{T}} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left((k_i + k_t) \frac{\partial\bar{T}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((k_i + k_t) \frac{\partial\bar{T}}{\partial y} \right) \quad (11)$$

Belirtilen denklemlerde k_t ve μ_t ; türbülanslı eddy iletkenliği ve türbülanslı eddy viskozitesi-dir.

Bu çalışmada korunum denklemleri farklı türbülans modelleri kullanılarak sonlu elemanlar esasına dayalı olan ANSYS-FLOTTRAN kodu yardımıyla incelenmiş ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Kullanılan türbülans modelleri aşağıda kısaca açıklanmıştır.

2.2.1. Standart k-ε Modeli

Standart k - ε modelinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun yayılma hızı (ε) olmak üzere türbülans viskozitesi ve türbülans iletkenliği şu şekilde ifade edilir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{ve} \quad k_t = \frac{\mu_t C_p}{\sigma_t} \quad (12)$$

Mühendislik uygulamalarında en yaygın model olan standart k - ε türbülans modelinde iki boyutlu daimi akış için türbülans kinetik enerjisi ve onun yayılma hızı denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir (Launder ve Spalding, 1974).

$$\frac{\partial \overline{\rho\mathbf{u} k}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho\mathbf{v} k}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \Phi - \rho \varepsilon + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (13)$$

$$\frac{\partial \overline{\rho\mathbf{u} \varepsilon}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho\mathbf{v} \varepsilon}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \Phi - C_{2\rho} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

$$+ \frac{C_\mu(1-C_3)\beta\rho k}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (14)$$

Burada türbülans kinetik enerji üretimi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 \quad (15)$$

Diğer türbülans model sabitleri ise $C_\mu=0,09$, $C_1=1,44$, $C_2=1,92$, $C_3=1,0$, $C_4=0,0$, $\sigma_k=1,0$, $\sigma_\varepsilon=1,30$ ve $\sigma_t=0,9$ şeklindedir.

Yukarıdaki eşitlikler standart $k-\varepsilon$ ve diğer türbülans modellerinin temel denklemleridir. Fakat modeller ya C_μ terimi ya da yayılma hızı denkleminde bulunan terimlerindeki farklılıklar nedeni ile birbirlerinden ayrılırlar. Diğer türbülans modellerinde kullanılan simetrik deformasyon tensörü S_{ij} ve simetrik olmayan rotasyon tensörü W_{ij} aşağıda ifade edilmiştir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} (V_{ij} + V_{ji}) \quad (16)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} (V_{ij} - V_{ji}) + C_r \Omega_m \varepsilon_{mij} \quad (17)$$

Bu eşitliklerdeki C_r , türbülans modeline göre değişen katsayıyı, V_{ij} , akış alanındaki koordinat sistemine göre hızı ifade etmektedir. Bu terimlerin kullanıldığı iki yeni değişken şöyledir.

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (18)$$

$$\zeta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2W_{ij}W_{ij}} \quad (19)$$

2.2.2. RNG $k-\varepsilon$ Türbülans Modeli

Re-Normalized Group Turbulence Model olarak bilinen bu modelde $C_{1\varepsilon}$ katsayısı, standart $k-\varepsilon$ modelindeki (C_1) aksine sabit değildir.

$$C_{1\varepsilon} = 1,42 - \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_\infty} \right)}{1 + \beta \eta^3} \quad (20)$$

RNG $k-\varepsilon$ türbülans model sabitleri $C_\mu=0,085$, $C_2=1,68$, $C_3=0,0$, $C_4=0,0$, $\sigma_k=0,72$, $\sigma_\varepsilon=0,72$, $\sigma_t=0,90$, $\beta = 0,012$ ve $\eta_\infty=4,38$ şeklindedir. Bu model hakkında daha fazla detaylar Yakhot ve Orszag (1986)'da bulunabilir.

2.2.3. $k-\omega$ ve SST Türbülans Modelleri

Bu modellerde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun özgül yayılma hızı (ω) tanımlanmaktadır. Bu modellere göre türbülans viskozitesi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} \quad (21)$$

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (22)$$

$k-\omega$ türbülans modelinde iki boyutlu daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi,

$$\frac{\partial \bar{\rho u} k}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\rho v} k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \Phi - C_\mu \rho k \omega$$

$$+ \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_k} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (23)$$

ve türbülans kinetik enerji özgül yayılma hızı denklemi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{\rho u} \omega}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v} \omega}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) + \gamma \rho \Phi - \beta' \rho \omega^2 \\ + \frac{(1-C_3) \beta \rho}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (24)$$

şeklinde ifade edilmektedir (Wilcox ve David, 1988). Cidara yakın bölgelerde $k-\omega$ türbülans modelinin diğer modellere göre avantajları söz konusudur. $\sigma_k=2,0$, $\sigma_\omega=2,0$, $\gamma=0,555$ ve $\beta'=0,075$ $k-\omega$ model sabitleridir.

SST türbülans modeli $k-\omega$ ve $k-\epsilon$ modellerinin avantajlarını birleştirmiştir. SST türbülans modelinde denklem (23)'de yer alan $P_t = \mu_t \Phi$ terimi yerine $P_t = \min(\mu_t \Phi, C_{lim} \epsilon)$ terimi kullanılmaktadır. Ayrıca bu modelde türbülans kinetik enerji özgül yayılma hızı denkleminde fazladan $\frac{(1-F_1)2\rho\sigma_{\omega 2}}{\omega} \left[\frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial y} \right]$ terimi bulunmaktadır. Burada F_1 karışım fonksiyonu olup bu değer duvara yakın bölgelerde 1, uzak bölgelerde 0 olarak tanımlanmaktadır. Bu fonksiyon sayesinde SST türbülans modeli duvara yakın bölgelerde $k-\omega$ ve duvardan uzak bölgelerde $k-\epsilon$ modeli gibi davranmakta, model katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\varphi = F_1 \varphi_1 + (1 - F_1) \varphi_2 \quad (25)$$

Burada φ_1 ve φ_2 terimleri sırasıyla $k-\omega$ ve $k-\epsilon$ model katsayılarıdır ve bunlar sırasıyla $C_{lim}=10^{15}$, $k-\omega$ için $\sigma_k=1,176$, $\sigma_\omega=2,0$, $\gamma=0,5532$ ve $\beta'=0,075$, $k-\epsilon$ için $\sigma_k=1,0$, $\sigma_\omega=1,168$, $\gamma=0,4403$ ve $\beta'=0,0828$ şeklindedir. Bu model hakkında daha ayrıntılı bilgi için Menter (1994)'e başvurulmalıdır.

Yakın-cidarda HAD uygulamalarında popüler olan ve ANSYS-FLOTTRAN'da da kullanılan duvar fonksiyonu yaklaşımı kullanılmıştır. Üç farklı duvar fonksiyonu yaklaşımı vardır ve bunlar sırasıyla Spalding, Van Driest ve Equilibrium yaklaşımlarıdır. Bu çalışmada bütün türbülans modellerinde Van Driest yaklaşımı kullanılmıştır.

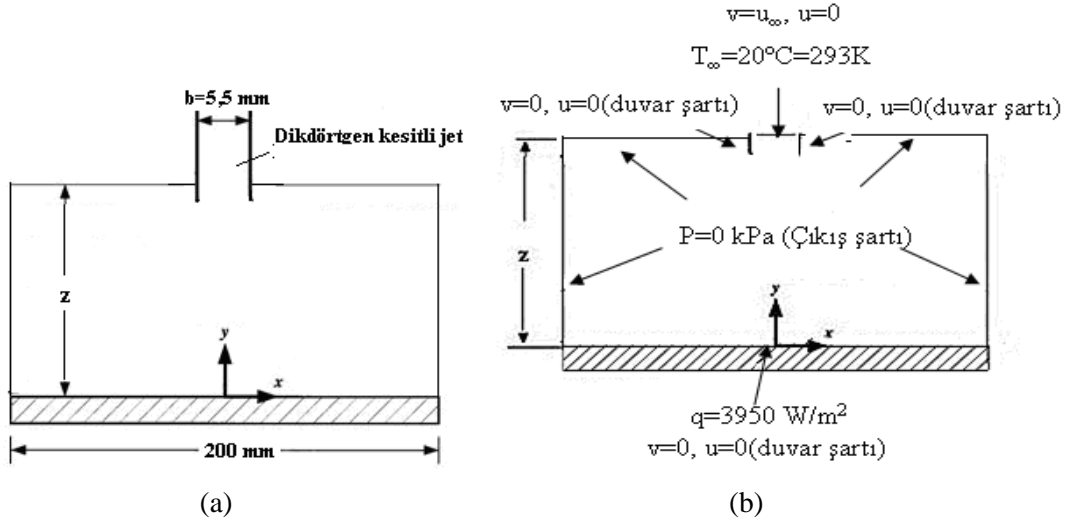
2.3 Geometri

Bu çalışmada karşılaştırma yapabilmek için Beitelmal ve diğ. (2000)'nin deneysel olarak çalıştığı geometri kullanılmıştır. Jet ile hedef plaka arasındaki mesafenin hidrolik çapa oranı (z/D_h) ve plaka üzerindeki bir noktanın çarpma noktasına olan uzaklığının hidrolik çapa oranı (x/D_h), geometriyi tanımlayan faktörlerdir. Jet çıkışında kesit 5,5x50 mm boyutlarında ve hidrolik çap 0,0099 m'dir (Şekil 1). Jetin plakadan yüksekliği olan z değeri ele alınan durum için değiştirilmiş diğer boyutlar ise analiz sırasında sabit tutulmuştur. Çözüm alanı $4 \leq z / D_h \leq 12$ aralığında 3 farklı oran için elemanlara bölünerek $-8 \leq x / D_h \leq 8$ için çözümler elde edilmiştir.

2.4 Sınır Şartları

Çalışmada serbest jet için aşağıdaki sınır şartları kullanılarak çözümler elde edilmiştir.

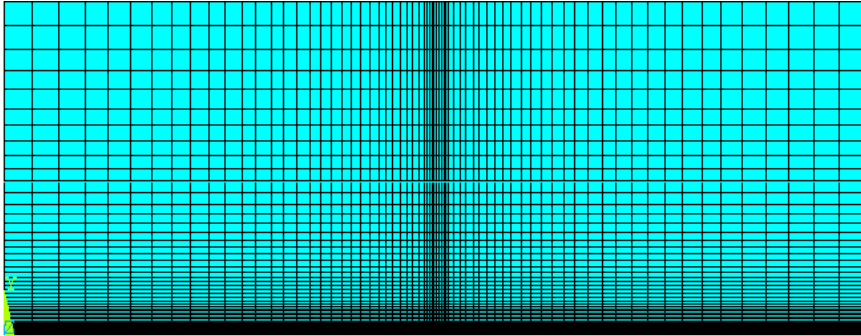
1. Jet çıkışında ($y=z$; $-2,75\text{mm} < x < 2,75\text{mm}$): $v=u_\infty$ (düzgün hız profili), $u=0$, $T_\infty=20^\circ\text{C}=293\text{K}$, $Tu=\%4$, Jet duvarları $u=0$, $v=0$ (duvar şartı).
2. Hedef plaka üzerinde ($y=0$; $-100 < x < 100\text{mm}$): $u=0$, $v=0$ (duvar şartı) $q=3950 \text{ W/m}^2$ (sabit ısı akısı).
3. Plakanın solunda ($x = -100$; $0 < y < z$): $P=0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı).
4. Plakanın sağında ($x = 100 \text{ mm}$; $0 < y < z$): $P=0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı).
5. Jetin sağ ve solunda ($2,75 < x < 100\text{mm}$ ve $-100\text{mm} < x < -2,75\text{mm}$; $y = z$): $P=0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı).



Şekil 1:
(a) Modellenen geometri ve boyutları (b) Serbest Jet için sınır şartları

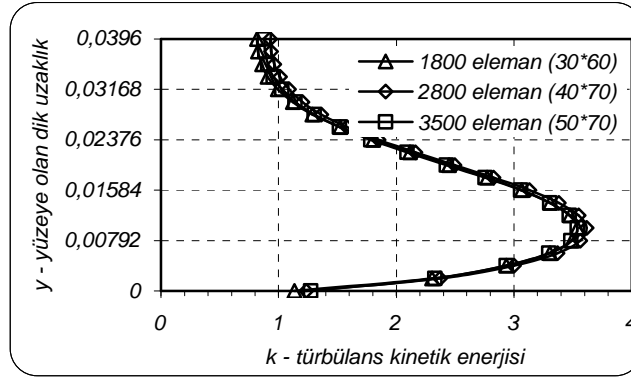
2.5 Ağ yapısı

Çalışmada ağ yapıları oluşturulurken jet çıkışı, durgunluk noktası ve hedef plakaya yakın bölgelerdeki sıklık diğer bölgelere nazaran biraz daha fazla tutulmuştur. Buralardaki sıklığın sonuçlar üzerine daha fazla etkisi olduğundan çözüm süresinin uzamaması için bu tür bir uygulama yapılmıştır.

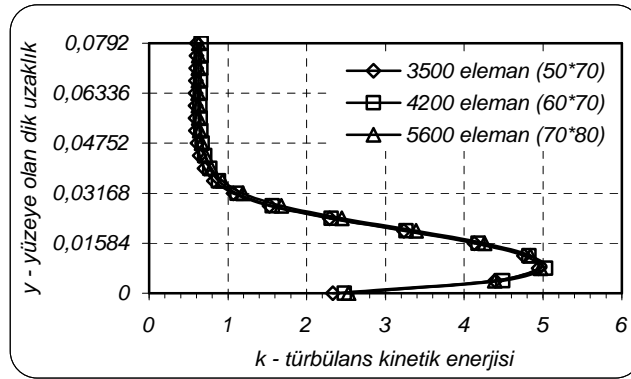


Şekil 2:
Çözüm alanının elemanlara ayrılması

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği programlarında sonuçlar eleman sayısı ve çözümlerin tekrar sayısı ile değişebilmektedir. Bu çalışmada her bir eleman sayısı için değişik iterasyon sayılarında çözümler elde edilip çözümün değişmediği iterasyon sayısı tespit edilmiştir. Ağ yapılarının kontrolünü kolaylaştırmak amacı ile durgunluk noktasının 5 cm sağında ($x/D_n=5$) tanımlanan bir eksen boyunca türbülans kinetik enerjisinin (k) değişimi incelenmiştir. Bu büyüklüğün ağ sıklığından daha fazla etkilenmesinden dolayı kontrol bu büyüklük üzerinden yapılmış ve sonuçların değişmediği ağ yapısı seçilmiştir. Ayrıca çalışma sırasında ağ yapısı her Re değerinde ayrı ayrı kontrol edilmiştir. Eleman sayılarının farklı Re değerlerinde kontrol edilmesi Hofmann ve diğ. (2004) tarafından da önerilmektedir. Ağ yapılarının kontrolü için yapılan çalışmalar Şekil 3'te sunulmaktadır.



(a)



(b)

Şekil 3:

Üç farklı ağ yapısının a) $z/Dh=4$, $Re=7900$ b) $z/Dh=8$, $Re=12000$ için karşılaştırılması

2.6 Yerel Nu Sayısı ve Isı Taşınım Katsayısı

Düz bir levha üzerinden akış hareketi incelendiğinde, yüzeyde akışkan hareketinin olmadığı ve enerji aktarımının yalnızca iletim ile gerçekleştiği düşünülerek giriş ucundan x uzaklıkta yerel ısı akısı, $y=0$ 'da akışkana Fourier Yasası uygulanarak belirlenebilir.

$$q_s = k_{akışkan} \frac{\partial T}{\partial y} \quad (26)$$

Ayrıca taşınım ile ısı transferi Newton'un Soğuma Yasası ile ifade edilebilir.

$$q = h(T_s - T_\infty) \quad (27)$$

Bu iki denklem birleştirilirse ısı taşınım katsayısı için aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$h = \frac{-k_{akışkan} \frac{\partial T}{\partial y}}{T_s - T_\infty} \quad (28)$$

Taşınım ısı transferinde boyutsuz Nu sayısı ise; k akışkanın ısı iletim katsayısı ve L_c karakteristik uzunluk olmak üzere şu şekilde verilir.

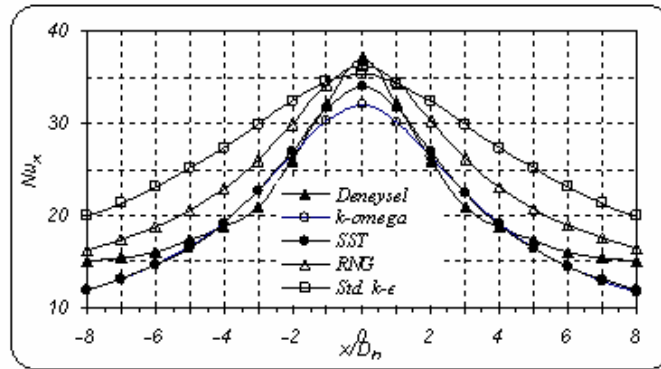
$$Nu = \frac{hL_c}{k_{akışkan}} \quad (29)$$

3. NÜMERİK SONUÇLAR VE TARTIŞMA

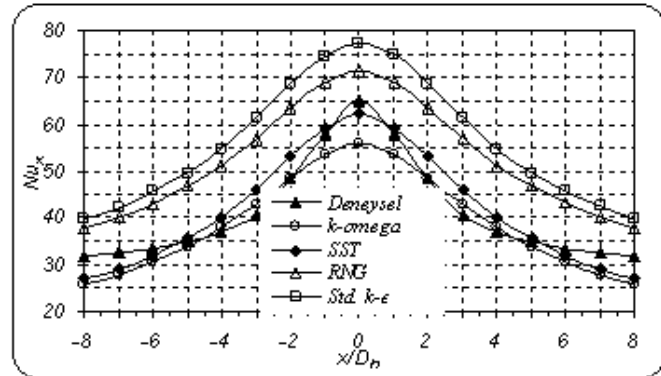
Yapılan çalışmada 3950 W/m^2 sabit ısı akısı ile ısıtılan plakanın serbest çarpan hava jetiyle soğutulması araştırılmış, ısı transferi karakteristiklerinin değişimini incelemek amacı ile yerel Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Şekil 4’de farklı türbülans modelleri ile elde edilen yerel Nusselt sayısı dağılımı Beitelmal ve diğ. (2000)’nin deneysel çalışması ile $-8 \leq x/D_h \leq 8$ aralığında iki farklı durum için karşılaştırılmıştır.

Şekil 4 (a)’da $z/D_h=4$ ve $Re=4000$ için durgunluk bölgesinde bütün türbülans modellerinde yerel Nusselt sayısı deneysel sonuçların altındadır. Özellikle std. $k-\epsilon$ modelinde beklenenin aksine olan bu durum girişteki düzgün hız profili kabulüne atfedilmektedir (Shi ve diğ. 2002). Durgunluk noktasında en iyi sonuçlar ise RNG $k-\epsilon$ ve Std. $k-\epsilon$ modellerinde elde edilmiştir. Daha sonra sırasıyla SST ve $k-\omega$ modelleri gelmesine rağmen deneysel verinin altında yaklaşık hata % 6 ve % 13 civarındadır. Fakat her iki modeldeki bu hatalar $x/D_h=1$ den sonra hızla bertaraf edilmekte ve $x/D_h=2$ ve 4 de deneysel veriler yakalanmakta ve bundan sonra tekrar deneysel verilerin altında seyretmektedir. Plaka sonunda ise ($x/D_h=8$) deneysel verilere en yakın model RNG $k-\epsilon$ modeli olmasına rağmen $x/D_h=2$ ’den sonra hem std. $k-\epsilon$ modeli hem de RNG $k-\epsilon$ modeli deneysel verilerin oldukça üzerinde seyretmekte ve tüm plaka göz önüne alındığında en iyi sonuçların sırasıyla SST ve $k-\omega$ modelleriyle elde edildiği söylenebilir.

Şekil 4 (b)’de z/D_h ’ın 2 kat ve Re sayısının üç kat artmasıyla birlikte std. $k-\epsilon$ ve RNG $k-\epsilon$ modellerindeki duvar jeti bölgesindeki uyumsuzluk çarpma bölgesinde de bariz bir biçimde kendini göstermekte ve std. $k-\epsilon$ modelinde yaklaşık % 20’ye kadar çıkmış olmakla birlikte RNG $k-\epsilon$ modelinin çarpma bölgesinde std. $k-\epsilon$ modelinden hemen hemen yarı yarıya iyi sonuç vermesi de göze çarpmaktadır. Fakat SST ve $k-\omega$ modellerinin deneysel verilerle uyumluluğu z/D_h ve Re sayısı artışlarından etkilenmediği göz önüne alındığında deneysel verilere en yakın sonuçlar sırasıyla SST ve $k-\omega$ türbülans modelleriyle elde edildiği sonucu çıkarılarak bu çalışmadaki diğer analizler çarpma noktasındaki uygunluğu dikkate alınarak SST türbülans modeli ile gerçekleştirilmiştir.



(a)



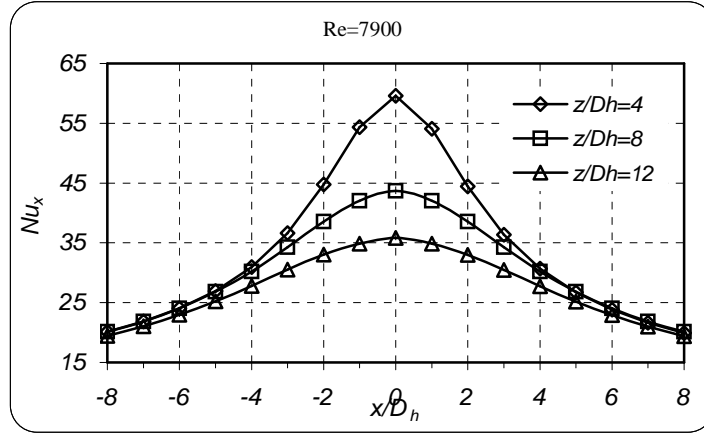
(b)

Şekil 4:

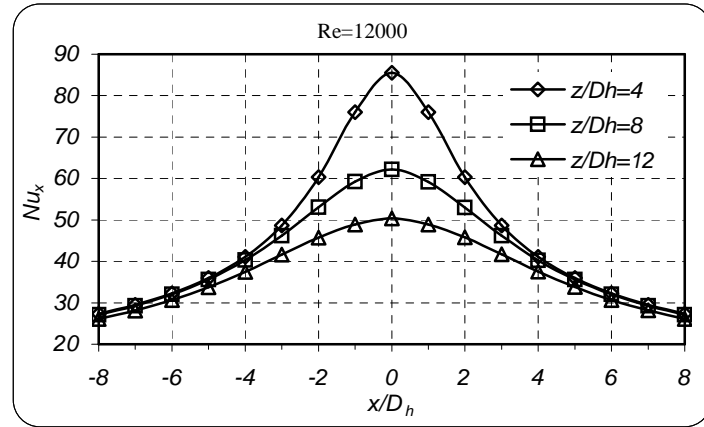
Farklı türbülans modellerinde yerel Nu sayısının a) $z/D_h=4$, $Re=4000$
b) $z/D_h=8$, $Re=12000$ için değişimi

3.1. z/D_h ve Re Değerlerinin Isı Transferine Etkisi

Şekil 5 incelendiğinde türbülans şiddeti sabit %4 alınarak SST türbülans modeli ile yapılan çözümler göstermiştir ki Re sayısı sabit tutularak jet-plaka arası mesafenin artırılması yerel Nu sayısında bir azalmaya neden olmaktadır. Tüm durumlarda (Şekil 5a ve 5b) dik üfleminin neticesi olarak değerler çarpma noktasına göre simetriktir. Maksimum Nu_x sayısı çarpma noktasında görülmekte ve çarpma noktasından uzaklaştıkça azalmaktadır. Ayrıca sabit z/D_h değerleri için artan Re sayısı ile birlikte yerel Nu sayısı da artmaktadır.



(a)



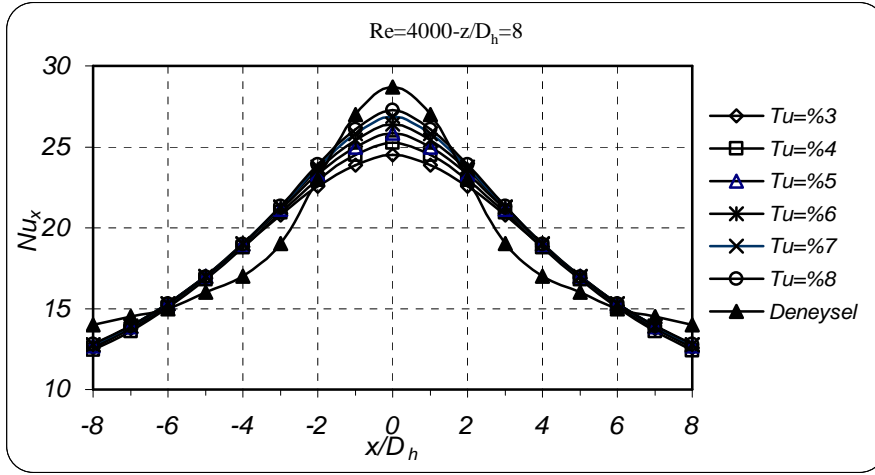
(b)

Şekil 5:

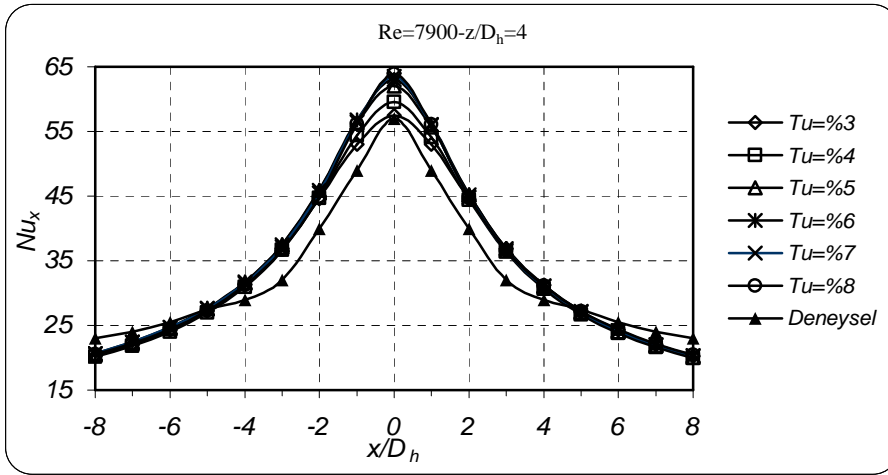
Farklı z/D_h değerlerinde a) $Re=7900$ ve b) $Re=12000$ için yerel Nu sayısının değişimi

3.2. Türbülans şiddetinin ısı transferine etkisi

Şekil 6'dan görüleceği üzere durgunluk noktası civarında artan türbülans şiddeti ile birlikte yerel Nu sayısı artmaktadır. Şekil 6a'da $Re=4000$ ve $z/D_h=8$ için çarpma bölgesinde bütün türbülans şiddeti değerlerinde Nu sayısı deneysel verilerin altında kalmakta fakat türbülans şiddetinin artmasıyla birlikte deneysel verilere yaklaşmaktadır. Duvar jet bölgesinde ise $x/D_h=3$ 'den sonra bir değişim gözlenmemektedir. Şekil 6b'de ise $Re=7900$ ve $z/D_h=4$ için çarpma bölgesinde bütün türbülans şiddeti değerlerinde Nu sayısı deneysel verilerin üstünde kalmakta bu yüzden de türbülans şiddeti artışının Nu sayısını artırıcı etkisi sayısal verileri deneysel verilerden uzaklaştırmaktadır. Bu Re sayısında ise duvar jet bölgesinde türbülans şiddetinden etkilenmemesi mesafesi $x/D_h=3$ 'den $x/D_h=2$ 'ye gerilemektedir. Literatürde de benzer sonuçlarla karşılaşılmaktadır (Hoffman ve diğ. 2004, Morris ve diğ. 1998).



(a)



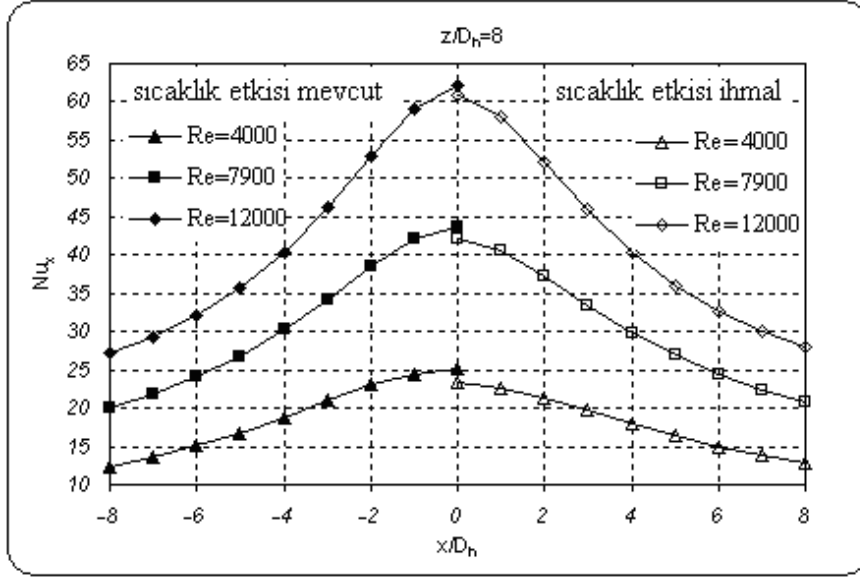
(b)

Şekil 6:

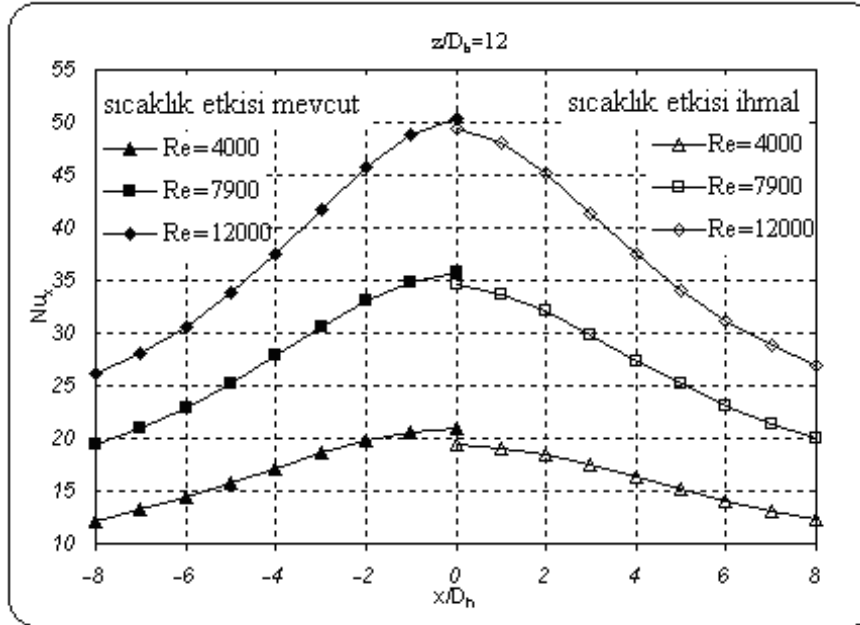
Türbülans şiddeti ile yerel Nu sayısının a) $Re=4000$, $z/D_h=8$ ve b) $Re=7900$, $z/D_h=4$ için değişimi

3.3. Termofiziksel Özelliklerin Sıcaklıkla Değişiminin Isı Transferine Etkisi

Çalışma kapsamında havanın termofiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimi ve kaldırma kuvveti etkileri de göz önüne alınmış, bu durumun ihmal edilmesi durumunda sonuçlardaki değişim incelenmiştir. Şekil 7a ve 7b incelediğinde tüm Re değerleri için sıcaklık etkisinin göz önüne alındığı ve ihmal edildiği durumlar arasında bir fark olmakla birlikte önemli sayılabilecek bir fark görülmemektedir. Bu durum sıcaklık farkının düşük olduğu göz önüne alındığında normaldir. Bu etkiler türbülans şiddeti etkilerini daha hassas yakalayabilmek için de dikkate alınmıştır.



(a)

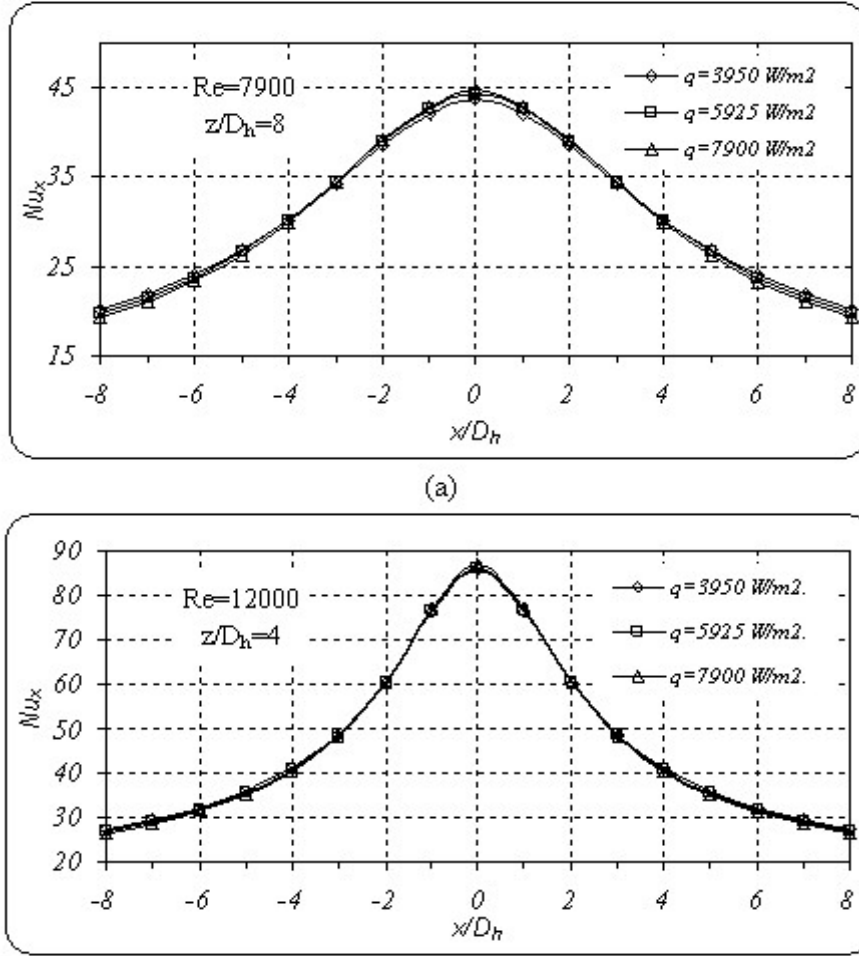


(b)

Şekil 7:
Farklı Re değerleri için termofiziksel özellik değişiminin a) $z/D_h=8$ ve
b) $z/D_h=12$ için yerel Nu sayısı değişimine etkisi

3.4. Uygulanan ısı akısı değişiminin ısı transferine etkisi

Farklı seviyelerdeki ısı akısı değerlerinin etkisi Şekil 8a ve 8b'de görülmektedir. Görüleceği üzere ısı akısı seviyesi 1,5 ve 2 kat arttırılmasına rağmen yerel Nu sayısında önemli bir değişim görülmemektedir. Bunun nedeni uygulanan ısı akısı artışına bağlı olarak sıcaklık farkında da bir artış meydana gelmesidir.



Şekil 8:
Farklı ısı akısı değerlerinde a) $Re=7900$ $z/D_h=8$ ve
b) $Re=12000$ $z/D_h=4$ için yerel Nu sayısının değişimi

4. SONUÇLAR

Çarpan dikdörtgen bir hava jetindeki ısı transferi standard $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, $k-\omega$ ve SST türbülans modelleri kullanılarak sayısal olarak araştırılmıştır. Özellik değişimi ve kaldırma kuvveti etkileri dik-kate alınarak elde edilen yerel Nusselt sayısı dağılımları literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

Durgunluk noktasında std. $k-\varepsilon$ ve RNG $k-\varepsilon$ modelleri deneysel verilerle uyumlu olmalarına rağmen duvar jeti bölgesinde diğer modellerden daha uyumsuzdur ve çalışılan aralıkta z/D_h ve Re sayısının artmasıyla birlikte durgunluk bölgesindeki uyum da, RNG $k-\varepsilon$ modelinde daha iyi olmasına rağmen, $k-\omega$ ve SST modellerinden daha az uyumludur.

Geometrinin ve Re sayısının çalışılan aralıklarında $k-\omega$ ve SST modelleri deneysel verilerle karşılaştırıldığında, std. $k-\varepsilon$ ve RNG $k-\varepsilon$ modellerinden daha iyi olarak, benzer eğilim sergilemekle birlikte özellikle durgunluk bölgesinde SST modeli $k-\omega$ modelinden daha uyumludur.

SST modeli kullanılarak yapılan parametrik çalışmalarla da aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

Durgunluk bölgesinde ($-4 < x/D_h < 4$) göz önüne alınan Re sayılarında lüle-plaka mesafesi azaldıkça yerel Nu sayısı artmaktadır. Ayrıca belirli bir z/D_h değerinde artan Re sayısı ile yerel Nu sayısı artmaktadır.

Durgunluk bölgesinde düşük Re sayısı ($Re=4000$) ve orta lüle-plaka mesafesinde ($z/D_h=8$) türbülans şiddeti arttıkça yerel Nu sayısı artmakta ve sonuçlar deneysel sonuçlarla daha uyumlu olmasına rağmen türbülans şiddetindeki bu artış orta Re sayısı ($Re=7900$) ve düşük lüle-plaka mesafesinde

($z/D_h=4$) yerel Nu sayısındaki değişim deneysel verilerin üzerinde olduğu için deneysel verilerle uyumluluğu azaltmaktadır. Duvar jet bölgesinde ise türbülans giriş şiddetinin yerel Nu sayısını etkilemediği görülmüştür.

Termofiziksel özellik değişimi yerel Nu sayılarında bir miktar artış meydana getirmesine rağmen bu artışın ihmal edilebilir mertebede olduğu söylenebilir.

Plakaya uygulanan ısı akısındaki artışın yerel Nu sayısı üzerindeki etkisi de ihmal edilebilir mertebededir.

5. KAYNAKLAR

1. Aihara, T., Kim, J.K. ve Maruyama, S. (1990) Effects of temperature-dependent fluid properties on heat transfer due to an axisymmetric impinging gas jet normal to a flat surface, *Warme-und Stoffübertragung*, 25, 145-153.
2. Anonim (2000) ANSYS-FLOTTRAN User's Guide Revisions, Swanson Analysis Systems, Inc.
3. Behnia, M., Parneix, S., Shabany, Y. ve Durbin, P. A. (1999) Numerical study of turbulent heat transfer in confined and unconfined impinging jets, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 20, 1-9.
4. Beitelmal, A. H., Saad, M. A. ve Patel, C. D. (2000) The effect of inclination on the heat transfer between a flat surface and an impinging two-dimensional air jet, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 21, 156-163.
5. Bula, A. J., Rahman, M. M. ve Leland, J. E. (2000) Axial steady free surface jet impinging over a flat disk with discrete heat sources, *Int. J. Heat Fluid Flow*, 21, 11-21.
6. Craft, T. J., Graham, L. J. W. ve Launder, B. E. (1993) Impinging jet studies for turbulence model assesment-II, An examination of the performance of four turbulence models, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36, 2685-2697.
7. Durbin, P. (1991) Near-wall turbulence closure without damping functions, *Theoret. Comput. Fluid Dynamics*, 3, 1-13.
8. Hofmann, H., Martin, H. ve Kind, M. (2004) Numerical simulation of heat transfer from an impinging jet to a flat plate, *Chem. Eng. Technol.*, 27, 27-30.
9. İşman, M. K., Pulat, E., Etemoğlu, A. B. ve Can, M. (2005) Çarpan dikdörtgen hava jetlerinde akış ve ısı transferi karakteristiklerinin sayısal analizi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 25(1), 17-24.
10. Kopaç, M. (1997) Hava jet akımı için türbülans modellerinin değerlendirilmesi, *ULIBTK'97 Uluslararası Katılımlı 11. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Trakya Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi ve Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği, Edirne, 785-794.
11. Launder, B. E. ve Spalding, D. B. (1972) *Lectures in mathematical models of turbulence*, Academic Pres, London.
12. Launder, B.E. ve Spalding, D.B. (1974) The numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods In Applied Mechanics and Engineering*, 3, 269-289.
13. Menter, F. R. (1994) Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, 32, 1598-1605.
14. Morris, G.K., Garimella, S.V. ve Amano, R.S. (1996) Prediction of jet impingement heat transfer using a hybrid wall treatment with different turbulent prandtl number functions, *ASME J. Heat Transfer*, 118, 562-569.
15. Olsson, E. E. M., Ahrné, L. M. ve Tragardh, A. C. (2004) Heat transfer from a slot air jet impinging on a circular cylinder, *Journal of Food Engineering*, 63, 393-401.
16. Özmen, Y. ve Baydar, E. (2000) Levhaya çarpan hüzmeye akışının deneysel incelenmesi, *ULIBTK'99 Uluslararası Katılımlı 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, Sakarya, 77-81.
17. Pekdemir, T., Davies, W. D. ve Yapıcı, S. (1997) Determination of the heat transfer from stationary and rotating cylinders exposed to two dimensional impinging jets, *ULIBTK'97 Uluslararası Katılımlı 11. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Trakya Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi ve Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği, Edirne, 459-468.
18. Shi, Y., Ray, M.B. ve Mujumdar, A.S. (2002) Effect of large temperature differences on local nusselt number under turbulent slot impingement jet, *Drying Technol.*, 20, 1803-1825.
19. Shi, Y. L., Ray, B. ve Mujumdar, A. S. (2002) Computational study of impingement heat transfer under a turbulent slot jet, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 41, 4643-4651.

20. Wilcox, David, C. (1988) Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models, *AIAA Journal*, 26, 1299–1310.
21. Yakhot, V. ve Orszag, S. A. (1986) Renormalization group analysis of turbulence, I. Basic Theory, *J. Sci. Comput.*, 1, 1-51.
22. Zhou, D. W. ve Lee, S.-J. (2007) Forced convective heat transfer with impinging rectangular jets, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 50, 1916-1926.
23. Zuckerman, N. ve Lior, N. (2005) Impingement heat transfer: Correlations and numerical modeling, *ASME J. Heat Transfer*, 127, 544-552.

Makale 16.04.2008 tarihinde alınmış, 16.07.2008 tarihinde düzeltilmiş, 25.07.2008 tarihinde kabul edilmiştir. İletişim Yazarı: E. Pulat (pulat@uludag.edu.tr).