



ÇARPAN DİKDÖRTGEN HAVA JETLERİNDE AKIŞ VE ISI TRANSFERİ KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL ANALİZİ

Mustafa K. İŞMAN, Erhan PULAT, Akın B. ETEMOĞLU ve Muhiddin CAN
Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü,
16059 Görükle BURSA
can@uludag.edu.tr

(Geliş Tarihi: 07. 10. 2004)

Özet: Tekli ve çoklu çarpan hava jetleri çarpma bölgesinde oluşturdıkları yüksek ısı ve kütle transferi nedeniyle ısıtma, soğutma, kurutma v.b. gibi birçok endüstriyel işlemlerde sıklıkla kullanılır. Bu çalışmada, sabit ısı akısıyla ısıtılmış bir yüzeyin tek ve çift jet kullanılarak soğutulması işlemine ilişkin akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Akışın, türbülanslı, iki boyutlu, sıkıştırılamaz ve sürekli rejimde olduğu kabul edilmiştir. Analizde standart k-ε türbülans modeli kullanılmış olup korunum denklemleri Galerkin Sonlu Elemanlar Metodu ile ANSYS-FLOTTRAN paket programı kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalar $4 \leq z/D_h \leq 10$ ve $4000 \leq Re \leq 12000$ aralığında yapılmıştır. Havanın termofiziksel özelliklerinin sıcaklıkla değişimi ve kaldırma kuvveti etkileri dikkate alınmıştır. Analizler sonunda artan Reynolds sayısı ve azalan z/D_h değerleriyle birlikte ısı transferinde bir artış meydana geldiği görülmüştür. Tek jet yerine aynı özelliklere sahip çift jet kullanılması durumunda ortalama Nusselt sayısında yaklaşık %21 oranında artış meydana gelmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırılarak değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler : Çarpan serbest hava jetleri, Türbülanslı ısı transferi, Sonlu elemanlar metodu, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD).

NUMERICAL ANALYSIS OF FLOW AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF IMPINGING SLOT AIR JETS

Abstract: Single and multiple impinging air jets are widely used in industry for heating, cooling, drying etc. purposes due to high heat and mass transfer rates in the impingement region. In this study, flow and heat transfer characteristics for the impingements of the single and double free jets on a surface with constant heat flux are investigated numerically. It is assumed that the flow is turbulent, two-dimensional, incompressible and steady. Standard k-ε turbulence model is used in the analyses and conservation equations are solved by using Galerkin Finite Element code ANSYS-FLOTTRAN. Computations are performed in the ranges of $4 \leq z/D_h \leq 10$ and $4000 \leq Re \leq 12000$. The variation of thermophysical properties of air with temperature and buoyancy effects are considered. In the result of analysis, it is observed that both increase in Reynolds number and decrease in z/D_h ratio decrease the heat transfer rate. In the case of double jets instead of use of single one, Nusselt number increase approximately 21%. Finally, obtained results are compared and evaluated with experimental studies in literature.

Keywords: Impinging free air jets, Turbulent heat transfer, Finite element method, Computational fluid dynamics (CFD).

SEMBOLLER

A	Lüle ağzı kesit alanı ($=a.b$), m^2
a	Lüle ağzı uzunluğu, m
b	Lüle ağzı genişliği, m
c_p	Özgül ısı, J/kgK
Ç	Lüle ağzı çevresi ($=2a+2b$), m
D_h	Lüle çıkışındaki hidrolik çap ($=4A/Ç$)
g	Yerçekimi ivmesi, m/s^2
k_i	Isı iletim katsayısı, W/mK
k	Türbülans kinetik enerjisi, m^2/s^2
L	Lüleler arası mesafe, m
P	Basınç, Pa

R	Gaz sabiti, J/kgK
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
V_{bil}	x ve y yönündeki hızların bileşkesi, m/s
u_∞	Serbest akış hızı, m/s
ν	Kinematik viskozite, m^2/s
z	Lülenin yüzeye uzaklığı, m
ϵ	Türbülans kinetik enerji yayılma hızı, m^2/s^3
μ	Dinamik viskozite, Pa.s
ρ	Yoğunluk, kg/m^3

- γ Adyabatik üs katsayısı
 Ma Mach Sayısı ($v/\sqrt{\gamma RT}$)
 Nu_x Yerel Nusselt sayısı ($=h.D_f/k_f$)
 Nu_m Ortalama Nusselt sayısı ($=\frac{1}{x} \int_0^x Nu_x dx$)
 Re Reynolds sayısı ($=vD_f/\nu$)

GİRİŞ

Yüzeye çarpan jetlerin diğer taşınım tiplerinden farkı, akışkanın dairesel veya dikdörtgen kesitli bir lüleden yüzeye dik veya belirli bir açıyla üflenmesidir. Akışkanın yüzeye dik olarak üflenmesi, yüzeye paralel akışa göre sınır tabaka kalınlığını oldukça inceltir. Termal direnci arttıran sınır tabakanın incilmesiyle ısı transferinde bir artış meydana gelir. Bu etkisinden dolayı jetler bir çok endüstriyel uygulamada tercih edilmektedir. Tekstil ve kağıt kurutması, cam levha temperlenmesi, metallerin ısı işlemleri, gaz türbin kanatçıklarının soğutulması, elektronik cihaz ve bileşenlerinin soğutulması, VTOL (Karrier) uçak tasarımı ve fotoğraf filmlerinin ısı banyosu jetlerin kullanım alanlarına örnek olarak verilebilir. Bu öneminden dolayı jetlerdeki akış ve ısı transferini incelemek amacıyla birçok deneysel ve sayısal araştırma yapılmıştır ve çalışmalar halen devam etmektedir. Bu konudaki analitik çalışmalar 19. yüzyılın ilk yıllarından itibaren başlamasına rağmen klasik hidrodinamikte uzunca bir müddet çözülmemiş bir problem olarak kalmıştır. (Aral 1980). Bilgisayar teknolojisindeki ilerlemelere ve güçlü sayısal yöntemlerin geliştirilmelerine paralel olarak bu konudaki sayısal çalışmalar ivmelenerek devam etmiştir.

Bu konu hakkında Martin (1977)'in öncü çalışmasından başka, Polat (1989) ve Viskanta (1993) genel değerlendirmeler yapmışlardır. Baydar (1999) yaptığı deneysel çalışmada genelde kullanılan sınırlı jet uygulamalarının tersi olarak havayı alttaki levhadan üsteki levhaya doğru göndermiştir. Aynı işlemler çift jet için de yapılmıştır. Çalışmada basınç katsayısının hedef yüzey üzerindeki değişimleri elde edilmiştir. Çalışma sonucunda tek ve çift jet durumlarının her ikisinde de iki levha arasındaki uzaklığın $z/D=2$ 'nin altında olduğu durumda bir atmosfer altı bölgenin oluştuğu görülmüştür. Ayrıca bu atmosfer altı bölgenin artan Reynolds değerleriyle ve azalan z/D oranıyla güçlendiği gözlemlenmiştir.

Beitelmal vd (2000), yaptıkları deneysel çalışmada, bir plakaya sabit ısı akısı uygulamışlar ve yüzey üzerine yüzey ile aynı genişliğe sahip yarıklı bir jet ile hava göndermişlerdir. Çalışma sırasında, havanın jetten çıkış hızı, jetin yüzeye olan uzaklığı ve jetin çarpma açısı değiştirilmiştir. Çalışma sonucunda, jetin eğimiyle birlikte maksimum taşınım katsayısının olduğu noktanın merkezden üfleme yapılan doğrultuya doğru kaydığı görülmüştür.

Can vd. (2002), çarpan hava jetlerinin optimizasyonu amacıyla teorik ve deneysel bir çalışma sunmuşlardır.

Çalışmada, tekli ve çoklu lüleler için ortalama ısı taşınım katsayısı, kütleli debi ve fan gücü arasındaki ilişkiler tespit edilmiş ve optimum serbest alan belirlenmiştir. Optimum lüle şekilleri ile ilk yatırım ve işletme maliyetleri minimize edilmiştir.

Chottopodhyay (2004) yaptığı çalışmada Annular (Halkalı) jet ile dairesel jeti karşılaştırmıştır. SIMPLE algoritmasının kullanıldığı çalışmada, sonuç olarak çarpma noktasında dairesel jet için yerel Nusselt sayısının daha yüksek olduğu, ancak çarpma noktasından uzaklaştıkça farklılığın ortadan kalktığı ve ortalama Nusselt sayısının annular jette, jetin orta noktasından yüzeye hava çarptırılmadığı için diğerine göre yaklaşık %20 daha küçük olduğu görülmüştür.

Hofmann vd. (2004) yaptıkları sayısal çalışmada, duvar fonksiyonlarının ve çözümde kullanılan türbülans modellerinin sonuçları nasıl etkilediklerini incelemişlerdir. Çalışmada Fluent 5.5 programı kullanılmış ve farklı türbülans modelleri için ayrı ayrı çözümler elde edilmiştir. Sonuç olarak durgunluk noktasına yakın bölgede hiçbir türbülans modelinin tam olarak deneysel sonuçlara uygun sonuç vermediği, ancak duvar jet bölgesinde türbülans modellerinin yaklaşık olarak aynı yakınlıkta sonuç verdiği gözlenmiştir. Ayrıca bu çalışmada giriş türbülans şiddetinin ısı transferine etkisi de incelenmiştir. RNG-k-ε 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.

Shi vd. (2004), Fluent 5 programını kullanarak yarı sınırlı dairesel bir jetin yüzey sıcaklığı ile jet çarpma sıcaklığı farkının (ΔT) Nusselt sayısını nasıl etkilediğini incelemişlerdir. Shi ve arkadaşları jet çıkış sıcaklığı, yüzey sıcaklığı ve bu iki sıcaklığın ortalaması olan film sıcaklığı için sırasıyla Nu_j, Nu_w, Nu_f şeklinde üç tane Nusselt sayısı tanımlamışlardır. Çözüm sırasında önce yüzey sıcaklığı sabit tutulup jet sıcaklığı sonra jet sıcaklığı sabit tutulup yüzey sıcaklığı değiştirilmiştir. İnceleme sonucunda Nu_j ve Nu_f değerlerinin değişen ΔT değeri için pek bir değişim göstermediği ancak Nu_w nin bu iki değere göre daha fazla değiştiği gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada ise tek ve çift lüle durumlarında, serbest çarpan hava jetinin akış ve ısı transferi karakteristikleri, özellik değişimi ve kaldırma kuvvetleri de göz önüne alınarak sayısal olarak incelenmiştir.

ANALİZ

Bu çalışmada sabit ısı akısıyla ısıtılan bir levhanın, uzun dikdörtgen kesitli bir yarıktan (slot) çıkan hava jeti ile soğutulması problemi modellenip Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak analiz edilmiştir. Yarıklı (slot) jetlerde uzunluğun genişliğe oranı çok büyük olduğundan dolayı iki boyutlu deneysel çalışmalar ve modellemeler için yarıklı jet uygundur. Çalışmada, çözüm alanı için

korunum denklemleri ANSYS-FLOTTRAN paket programı kullanılarak Galerkin Sonlu Elemanlar Metoduyla çözülmüştür. Giriş Türbülans şiddeti tüm durumlar için $Tu=4\%$ olarak alınmıştır.

Korunum Denklemleri

Analizlerde kullanılacak türbülans modelinin belirlenmesi için yazılımda mevcut olan türbülans modelleriyle çözümler elde edilmiş olup tüm bölgeler için deneysel sonuçlar ile uyum gösteren modele rastlanmamıştır. Fakat standart k-ε türbülans modeli diğer modellere nazaran deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar vermiştir. bundan dolayı parametrik analizlerde standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Türbülanslı akış durumu için korunum denklemleri ve standart k-ε türbülans modelinin uygulanması aşağıdaki gibidir.

Süreklilik:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

x-Momentum:

$$\left(\frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2)$$

y-Momentum:

$$\left(\frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \rho \cdot g_y + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (3)$$

Enerji:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho u C_p \bar{T} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho v C_p \bar{T} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left((k_i + k_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((k_i + k_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) \quad (4)$$

Burada μ_t ve k_t sırasıyla türbülanslı eddy viskozitesi ve türbülanslı eddy iletkenliğidir. Bu terimlerin hesaplanabilmesi için türbülans kinetik enerjisi, k ve onun yayılma hızı ϵ 'nin bilinmesi gerekmektedir. Türbülans kinetik enerjisi ve onun yayılma hızı aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$k = \frac{1}{2} \left[(u')^2 + (v')^2 \right] \quad (5)$$

$$\epsilon = \frac{k^{3/2}}{l_m} \quad (6)$$

Burada l_m Prandtl'in karışım uzunluğudur. Jones ve Launder (1972) k ve ϵ 'nin çözümü için aşağıdaki transport denklemlerini kullanırlar.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho u \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho v \frac{\partial k}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t G - \rho \epsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho u \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho v \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right) + C_1 \mu_t \frac{\epsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (8)$$

Burada, G türbülans kinetik enerjisinin üretimini temsil eder ve aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$G = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \quad (9)$$

Diğer k-ε model sabitleri ise; $C_1=1.44$, $C_2=1.92$, $\sigma_k=0.09$, $\sigma_\epsilon=1.0$, $\sigma_\epsilon=1.3$ dür. μ_t ve k_t (7) ve (8) denklemlerinin çözülmesi ve

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad \text{ve} \quad k_t = \frac{\mu_t C_p}{\sigma_t} \quad (10)$$

denklemlerinde yerlerine konulmasıyla elde edilir. Burada σ_t türbülanslı Prandtl sayısıdır ve Reynolds analojisine göre $\sigma_t=0.9$ 'dur.

k-ε türbülans modeli duvarda geçerli değildir. Duvara bitişik elemanlar için bir duvar modeli kullanılmalıdır. Duvardan belli bir mesafeden duvara paralel hız değeri, duvar kayma gerilmesinin iteratif çözümü ile elde edilir. Bu logaritmik duvar kanunu olarak bilinir. Duvar iletkenlik modeli içinde yüksek Prandtl sayılı ($Pr>0.1$) akışkanlarda genellikle Van Driest modeli uygundur ve bu çalışmada da bu model kullanılmıştır.

Termofiziksel Özellikler

Bu çalışmada lüleden maksimum çıkış hızı 18,7 m/s ($Ma \leq 0,05$) olduğundan dolayı sıkıştırabilirlik etkileri ihmal edilebilir. Bununla birlikte, çarpmadan sonra artan sıcaklıkla yoğunluğun azalması sonucu akışta sürekli bir hızlanma olacağından bu etki dikkate alınmalıdır. Akışkanın özelliklerinin sıcaklıkla değişimi aşağıdaki bağıntılarla hesaplanmıştır.

$$\rho = \rho_0 \left[\frac{(P/D_2)}{(T/D_1)} \right] \quad (11)$$

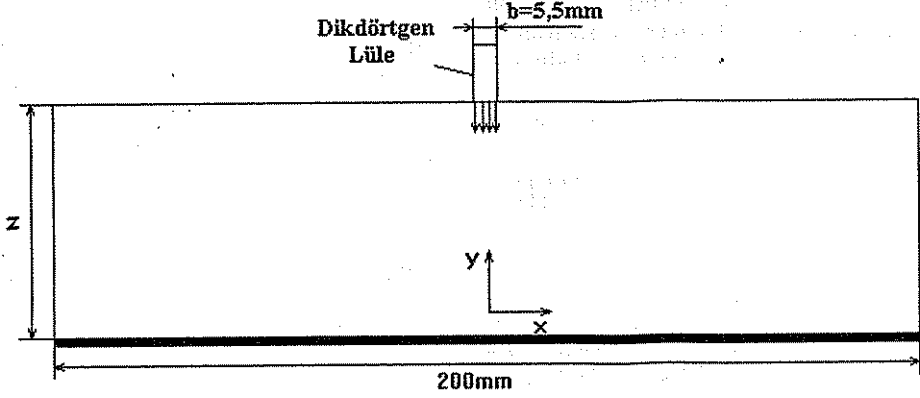
$$\mu = \mu_0 \left[\left(\frac{T}{T_1} \right)^{1.5} \left(\frac{V_1 + V_2}{T + V_2} \right) \right] \quad (12)$$

$$k_i = k_0 \left[\left(\frac{T}{C_1} \right)^{1.5} \left(\frac{C_1 + C_2}{T + C_2} \right) \right] \quad (13)$$

Burada ρ_0 , μ_0 , k_0 , T_0 referans sıcaklığındaki yoğunluk, dinamik viskozite ve ısı iletkenlik değerleridir. ρ , μ , k değerlerinin hesaplanabilmesi için yukarıdaki denklemlerdeki D_1 , D_2 , V_1 , V_2 , C_1 , C_2 katsayılarının tablolar yardımı ile hesaplanması gerekmektedir. Fakat hava ısı transferi uygulamada çok kullanılan bir akışkan olduğundan bu katsayılar kullanılan yazılım tarafından dışardan veri girilmeksizin hesaplanmaktadır.

Geometri

Lümenin yüzeyden olan uzaklığının hidrolik çapa oranı (z/D_h) ve yüzey üzerindeki bir noktanın çarpma noktasına olan uzaklığın hidrolik çapa oranı (x/D_h), çarpan hava jetleri geometrisini tanımlayan faktörlerdir. Bu çalışmada karşılaştırma amacıyla Beitelmal vd.'nin (2000) deneysel olarak çalıştığı bir geometri ele alınmıştır. Modellenen geometri ve boyutları Şekil 1' de verilmiştir. Lüle çıkış kesiti 5,5x50 mm boyutlarındadır ve $D_h=0.0099$ m dir. Çözüm alanı $4 \leq z/D_h \leq 10$ için ağlara bölünerek $-10 \leq x/D_h \leq 10$ için çözümler elde edilmiştir, karşılaştırmalar $-8 \leq x/D_h \leq 8$ aralığında yapılmıştır.



Şekil 1. Kullanılan çözüm alanı

Sınır Şartları

Akışa hakim olan denklemler aşağıdaki sınır şartları kullanılarak çözülmüştür.

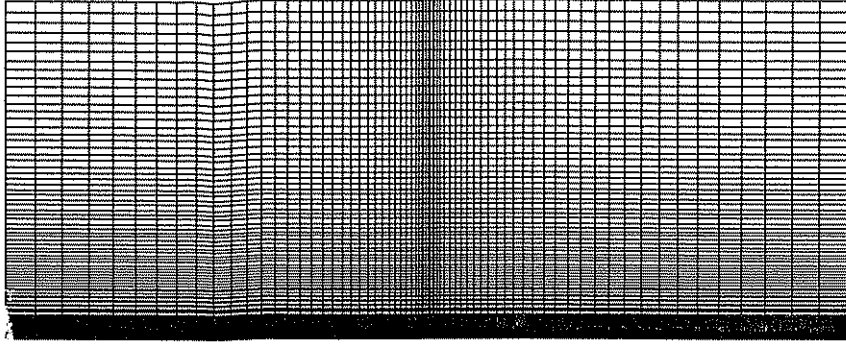
1. Girişte ($-2.75 \text{ mm} < x < 2.75 \text{ mm}$; $y = z$)
 $v = u_\infty$ üniform hız, $u = 0$
 $T_\infty = 20^\circ\text{C} = 293\text{K}$, $Tu = \%4$
2. Alt yüzey üzerinde ($-100 < x < 100 \text{ mm}$)
 $u = 0$, $v = 0$ (duvar şartı)
 $q = 3950 \text{ W/m}^2$ (sabit ısı akısı)
3. Levhanın solunda ($x = -100$; $0 < y < z$)
 $P = 0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı)
4. Levhanın sağında ($x = 100 \text{ mm}$; $0 < y < z$)
 $P = 0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı)
5. Lüle sağ ve solunda ($2.75 < x < 100 \text{ mm}$ ve $-2.75 \text{ mm} < x < -100 \text{ mm}$; $y = z$)
 $P = 0 \text{ kPa}$ (Çıkış şartı)

Ağ Yapısı ve Sayısal Yöntem

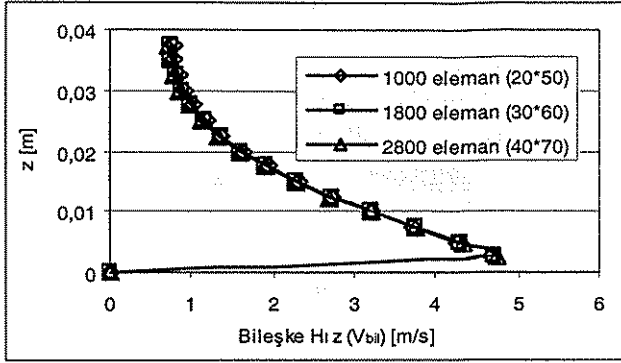
Ağ yapısı serbest jet bölgesinde, durgunluk bölgesinde (stagnation region) ve cidarda sık tutulmuştur. Bu bölgelerden uzaklaştıkça ağ yapısı kademeli olarak

seyrekleştirilmiştir. (Şekil 2). Ağdan bağımsız çözüm elde edebilmek için çarpma noktasının 5 cm sağında ($x/D_h = 5$) bir eksen tanımlanmıştır. Bu eksen boyunca bileşke hızın (V_{bil} , x ve y yönündeki hızların bileşkesi) değişimi değişik ağ sıklıklarında elde edilerek sonuçların değişmediği sıklık tespit edilmiştir. Kontrolün bileşke hız üzerinden yapılması dikeyde ve yataydaki sıklığın doğruluğunu göstermesi açısından tercih edilmiştir. Şekil 3'de ağ sıklığının kontrolü için 2 örnek verilmiştir. Ağ sıklığı Hoffman vd. (2004)'nin çalışmalarındaki gibi farklı Re sayılarında tekrar kontrol edilmiştir. Geometri ve eleman sayılarının seçimiyle ilgili detaylı bilgiler İşman (2005) den bulunabilir.

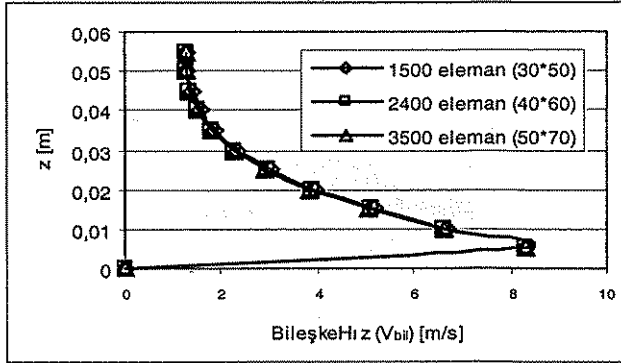
Korunum denklemleri Galerkin ağırlıklı kalanlar sonlu elemanlar metodu kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Hız ve basıncın beraber bulunduğu (coupled) korunum denklemlerinin çözülmesinde Schnipke ve Rice tarafından (Anonim, 1994) geliştirilen SIMPLEF algoritması kullanılmıştır. Ayrıklaştırılmış cebirsel denklemlerden hız alanları Tri-Diagonal Matris Algoritması, basınç alanı Preconditioning Conjugate Gradient (PCCG) metodu ve sıcaklık alanı da Preconditioned Generalized Minimum Residual (PGMR) metot kullanılarak çözülmüştür. İterasyonlar arasındaki fark (yakınsama kriteri), yaklaşık olarak, hız için 10^{-6} , basınç için 10^{-4} , sıcaklık için 10^{-8} olduğunda (800 iterasyon) iterasyonlara son verilmiştir.



Şekil 2. Çözüm alanının ağırlara ayrılması



(a)



(b)

Şekil 3. a) $z/D_h=4$, $Re=4000$ b) $z/D_h=6$, $Re=7900$ için üç farklı ağ yapısının karşılaştırılması

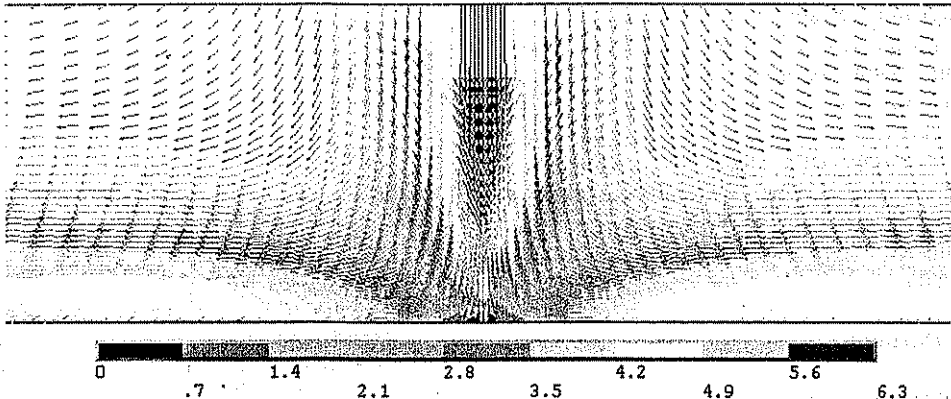
SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Tek Lüle Durumu

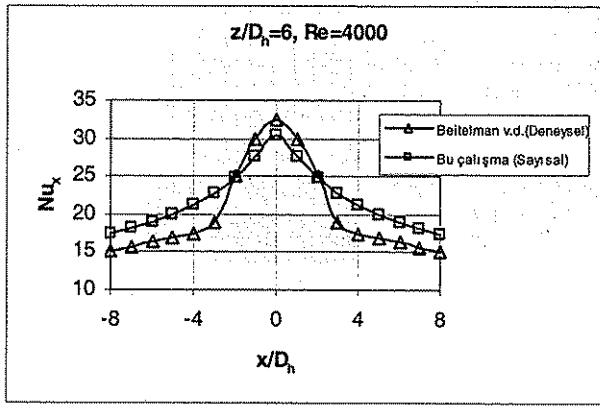
Yapılan çözümler neticesinde elde edilen vektörel hız dağılımlarına örnek olarak $z/D_h=4$ ve $Re=4000$ için olan çözüm Şekil 4'de verilmiştir. Buradaki hız x ve y yönündeki bileşke hızdır (V_{bz}).

Şekil 4 incelendiğinde jetin yüzeye çarptığı noktada hızın sıfır olduğu bir durgunluk noktasının oluştuğu görülmektedir. Ayrıca jet çıkışında çıkış hızının değişmediği bir kor bölge oluşmakta ve bu bölge momentum transferi neticesinde etkisini gittikçe kaybetmektedir. Kor bölgesinin uzunluğu z/D_h ve Re değerlerine göre farklılık göstermektedir.

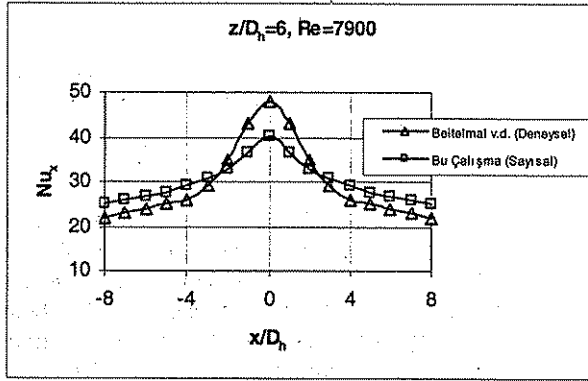
3950 W/m² sabit ısı akısı ile ısıtılan yüzeyin çarpan hava jetiyle soğutulması sırasında lülenin yüzeye olan uzaklığının ısı transferine olan etkisi yerel Nusselt sayıları hesaplanarak karşılaştırılmıştır. Öncelikle 4000 ve 7900 Reynolds sayılarında $z/D_h=6$ için elde edilen yerel Nusselt sayıları Beitelmal vd. (2000)'nın deneysel çalışmasıyla karşılaştırma amacıyla $-8 \leq x/D_h \leq 8$ aralığında Şekil 5'de verilmiştir. Şekil 5 incelendiğinde ilk göze çarpan nokta çarpma bölgesinde ($x/D_h < 2$) elde edilen sonuçların deneysel sonuçların altında, duvar jet



Şekil 4. $z/D_h=4$ ve $Re=4000$ için vektörel hız dağılımı



(a)



(b)

Şekil 5. Yüzey üzerinde yerel Nusselt sayısının değişimi
a) $z/D_h=6$, $Re=4000$ b) $z/D_h=6$, $Re=7900$

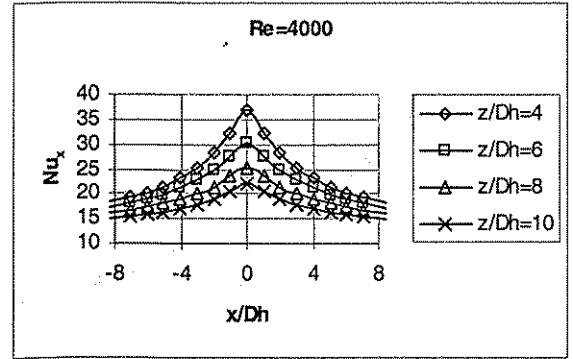
bölgesinde ise ($x/D_h > 2$) deneysel sonuçların üstünde olduğudur. Çarpma bölgesinde yerel Nusselt sayısı $Re=4000$ için %6.5 ve $Re=7900$ için %16.5 deneysel sonuçların altındadır. Duvar jet bölgesinde ise $Re=4000$ için %21 ve $Re=7900$ için %11.5 deneysel sonuçların üzerindedir. Yani Reynolds sayısının düşmesiyle çarpma bölgesinde, artmasıyla da duvar jet bölgesinde deneysel sonuçlarla uyumluluk artmaktadır.

Deneyisel çalışmalarla yapılan bu karşılaştırmalardan sonra $Re=12000$ ve diğer z/D_h değerleri için yerel Nusselt sayısının değişimi Şekil 6'da verilmiştir. Bütün Reynolds sayıları için z/D_h değeri azaldıkça ısı transferi artmaktadır. Sabit Reynolds sayısı için farklı z/D_h değerlerinde yerel Nusselt sayıları arasındaki fark küçük z/D_h değerleri için (4,6) çarpma noktasında maksimum olmakta ve artan x/D_h değeriyle birlikte bu fark azalmakta ve $x/D_h=3$ 'den sonra sabit kalmaktadır. Büyük z/D_h değerlerinde ise (8,10) fark iki bölgede de hemen hemen aynı kalmaktadır veya çok az değişmektedir.

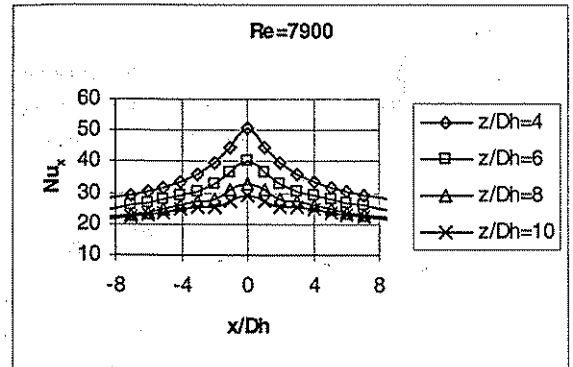
Çift Lüle Durumu

Tek jet kullanmak yerine aynı boyut ve özelliklere sahip çift jet kullanılması durumunun ısı transferine etkisi $z/D_h=4$ ve $Re=12000$ durumu için incelenmiş olup

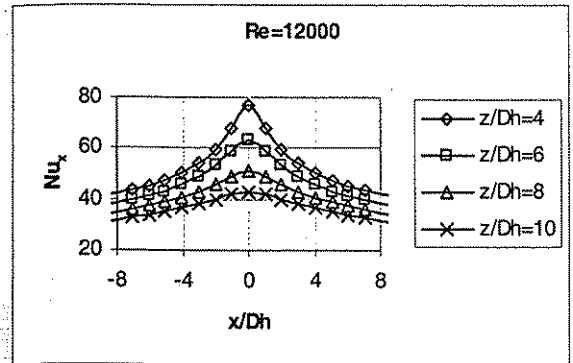
Şekil 7'de verilmiştir. Şekil incelendiğinde dikkat çekici olan nokta iki lüle ortasında yerel Nusselt sayısının çok düşük olmasıdır. (Tek jet durumunda $x/D_h=10$ mesafesindeki değere çok yakın) Tek jet durumunda Nusselt sayısı, $x/D_h=10$ 'da en düşük değerine ulaşırken, çift jet durumunda iki jetin tam orta noktasında (ikincil durgunluk noktasında) en düşük değerine ulaşmaktadır. Bunun nedeni, ikincil durgunluk noktasında hem hızların çok düşük olması hem de jetlerin her ikisinin de yüzeye çarptıktan sonra ısınarak ikincil durgunluk noktasına gelmeleridir. Yani bu bölgede yüzeyle akışkan arasındaki sıcaklık farkının en düşük olmasıdır.



(a)



(b)



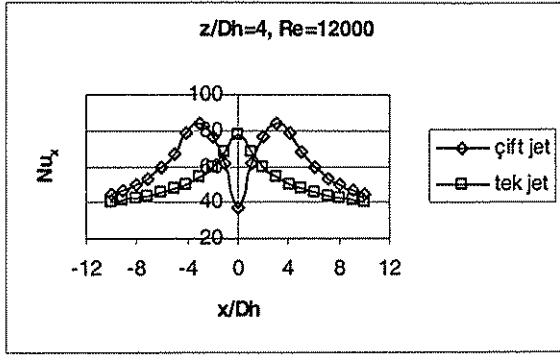
(c)

Şekil 6. Yerel Nusselt sayısının yüzey boyunca mesafeye (z/D_h) göre değişimi. a) $Re=4000$ b) $Re=7900$ c) $Re=12000$

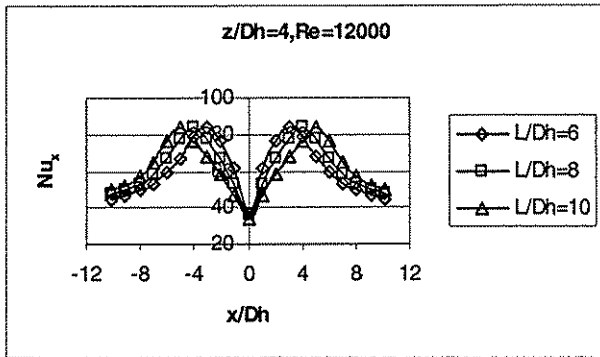
Ayrıca bu bölgede her iki lüleden çıkan akışkanların yüzeye çarptıktan sonra yukarı doğru yönelmelerinden dolayı lülelerdeki çekirdek bölge hafifçe dışarı doğru

yönelmektedir. Ortalama Nusselt sayıları hesaplandığında da çift lüle durumunda bu değerin tek lüle durumuna göre yaklaşık %21 daha fazla olduğu görülmüştür.

Çift lüle durumunda lüleler arasındaki mesafenin ısı transferine etkisini incelemek içinde L/D_h 6,8,10 için analizler yapılmıştır. Bu değerler için elde edilen yerel Nusselt sayısı dağılımı Şekil 8’de verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere iki lüle arasındaki mesafe (L/D_h) arttıkça Nusselt sayısı azalmakta lülelerin sağındaki ve solundaki duvar jet bölgesinde ise tam tersi durum söz konusu olmaktadır. İlk durumda L/D_h arttıkça akışkan belirli bir x/D_h değeri için daha yavaşlamakta ikinci durumda belirli bir x/D_h için L/D_h attıkça akışkan lüleye yakın bir mesafede olduğu için hızı da daha yüksek olmaktadır. Yine ortalama Nusselt sayıları karşılaştırıldığında ise L/D_h değerinin incelenen aralıkta ortalama Nusselt sayısını pek etkilemediği görülmektedir.



Şekil 7. $z/D_h=4$, $Re=12000$ için çift ve tek jet olma durumlarının karşılaştırılması.



Şekil 8. $z/D_h=4$, $Re=12000$ için değişik L/D_h değerleri için Nu_x değişimi

Bu çalışmadan kısaca aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

Tek lüle durumu için durgunluk bölgesinde yerel Nusselt sayısı deneysel sonuçların altındadır ve belirli bir z/D_h değerinde Reynolds sayısının artmasıyla deneysel sonuçlara olan yakınlık azalmaktadır. Duvar jet bölgesinde ise tersi bir durum söz konusudur.

Yine tek lüle durumunda bütün Reynolds sayılarında lülenin levhaya olan uzaklığı arttıkça yerel Nusselt sayısı azalmaktadır.

Çift lüle durumu için ortalama Nusselt sayısı tek lüle durumuna göre yaklaşık olarak %21 daha fazladır.

Çift lüle kullanılması durumunda lüleler arasındaki mesafenin (L), incelenen L/D_h değerlerinde çalışmanın yapıldığı aralıkta ortalama Nusselt sayısı üzerinde önemli bir etkisi olmadığı gözlenmiştir.

KAYNAKLAR

Anonim, ANSYS-FLOTTRAN User's Guide Revisions, UpdΦ DN-5261:51, Swanson Analysis Systems, Inc., 1994.

Aral M. M., Steady Jet Impingement on Straight and Curved Surfaces, *ODTÜ Temel ve Uygulamalı Bilimler Dergisi.*, 13, No. 3. 349-368 , 1980.

Baydar E., Confined Impinging Air Jet at Low Reynolds Numbers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 19, 27-33, 1999.

Beitelmal A. H., Saad M. A. and Patel C. D., The Effect of Inclination on The Heat Transfer Between a Flat Surface and an Impinging Two-Dimensional Air Jet, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21, 156-163, 2000.

Can M., Etemoglu, A. B., Avcı, A. Experimental Study of Convective Heat Transfer Under Array of Impinging Air Jets From Slots and Circular Holes, *Heat and Mass Transfer*, 38, 251-259, 2002.

Chottopodhyay H., Numerical Investigations of Heat Transfer from Impinging Annual Jet, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 47 3197-3201. 2004.

Hofmann H., Martin H. and Kind M., Numerical Simulation of Heat Transfer Jet to a Flat Plate, *Chem. Eng. Technol.*, 27, 1, 27-30, 2004.

İşman M. K., Elektronik Cihazların Soğutulmasının Bilgisayar Destekli Analizi, Yüksek Lisans Tezi, U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü. 2004.

Jones W. P. and Launder B. E. The Prediction of laminarization with a Two-Equation model of Turbulence, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Vol. 15, pp 301-314, 1972.

Martin H., Heat and Mass Transfer between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces., *Adv. Heat Transfer*. 13, 1-60, 1977.

Polat S., Huang B., Mujumdar A. S. and Douglas W. J. M., Numerical Flow and Heat Transfer under Impinging Jets: A Review in C.L. Tien and T.C Chawla (eds.)

Annual Review of Numerical Fluid Mechanics and Heat Transfer, 2, 157-197, 1989.

Shi Y., Mujumdar A.S. and Ray M.B., Effect of Large Temperature Difference on Impingement Heat Transfer

under a Round Turbulent Jet, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 31, 2, 251-260, 2004.

Viskanta R. Heat Transfer to Impinging Isothermal Gas and Flame Jets. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 6, 2, 111-134, 1993.