



Dikdörtgen Kesitli Kanallarda Laminer Akış ve Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi

Oğuz TURGUT*¹, Faraz KHASTAR¹, Ali Murat GÜLTEKİN¹

¹Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06570 Maltepe, Ankara

(Alınış Tarihi: 31.05.2013, Kabul Tarihi: 20.02.2014)

Anahtar Kelimeler

Dikdörtgen kesitli kanal
Gelişmekte olan akış
Laminer akış
Sayısal çalışma
Fluent.

Özet: Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli kanaldaki hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan laminer akış ve ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma sabit duvar sıcaklığı sınır şartı için kararlı rejim şartında gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışma üç farklı en/boy oranında ($\alpha=0.25, 0.50$ ve 1.0) ve Reynolds sayısının $600-2000$ değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Akışkan olarak hava ($Pr \approx 0.72$) kullanılmıştır. Çalışma, Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) programı olan ANSYS Fluent 13.0 paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, Nusselt sayısı Nu , Darcy sürtünme faktörü f , hidrodinamik L_{hd} ve ısı gelişme L_{th} uzunluklarının Reynolds sayısı Re ile değişimi biçiminde ifade edilmiştir. Buna ilaveten, kanaldaki hız ve sıcaklık dağılımları farklı Reynolds sayılarında verilmiştir. Dairesel kanallarda hidrodinamik ve ısı gelişme uzunluklarını veren denklemlerin dikdörtgen kanallarda doğru sonuç vermediği görülmüştür. Sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar bu çalışmada kullanılan bütün en/boy oranlarını ve Reynolds sayılarını kapsayacak şekilde en/boy oranı ve Reynolds sayısının fonksiyonu şeklinde genel bir korelasyon ile verilmiştir.

Numerical Investigation of Laminar Flow and Heat Transfer in Rectangular Cross-Sectional Ducts

Keywords

Rectangular cross-sectional duct
Developing flow
Laminar flow
Numerical study
Fluent.

Abstract: In this study, hydrodynamically and thermally developing laminar flow and heat transfer in a rectangular cross-sectional duct have been numerically investigated for steady state and constant surface temperature boundary condition. Numerical solutions have been made for three different aspect ratios ($\alpha=0.25, 0.50$ and 1.0) and in the Reynolds numbers range of 600 to 2000 . Air ($Pr \approx 0.72$) is used as working fluid. A commercial CFD program ANSYS Fluent 13.0 has been employed to carry out the numerical study. Results are given in terms of Nusselt number Nu , Darcy friction factor f , hydrodynamic L_{hd} and thermal entrance L_{th} lengths as a function of Reynolds number Re . Also, velocity and temperature contours in the duct are given for different Reynolds numbers. It is seen that the general equation given for circular ducts does not give a true hydrodynamic and thermal entrance length for rectangular ducts. The present results obtained from numerical study are correlated as a function of aspect ratio and Reynolds number involving all aspect ratios and Reynolds numbers used in this study.

1. Giriş

Mühendislik uygulamalarının çoğunda kanal içerisinden akışlarla sıkça karşılaşılır. Bu sebeple, dairesel veya dairesel olmayan kanallar içerisinden akışlar birçok araştırmacının ilgisini çekmiştir. Dikdörtgen kesitli kanallara ise ısı değiştiricilerinde, hidrolik türbinlerde, santrifüj pompalarda, turbo

makinelere, binaların havalandırma tesisatlarında rastlanılır.

Literatür incelemesinden, dikdörtgen kesitli kanallar içerisindeki akışın ve ısı transferinin birçok araştırmacı tarafından çalışılmış olduğu görülmüştür. Hoagland (1960), dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki tam gelişmiş şartlardaki türbülanslı akışı en/boy oranları $1:1, 1:2$ ve $1:3$ için deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda kanal içerisindeki

* İlgili yazar: oturgut@gazi.edu.tr

hız dağılımları verilmiştir. Jones (1976) dikdörtgen kesitli kanallardaki basınç düşümünü incelemiştir. Elde edilen sonuçlar, dairesel kanal sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Melling ve Whitelaw (1976), dikdörtgen kanaldaki gelişmekte olan türbülanslı akışı deneysel olarak incelemiştir. Hunt ve Joubert (1977), yapmış oldukları çalışmada, yüksek en/boy oranına sahip pürüzsüz yüzeyli düz dikdörtgen kanallardaki türbülanslı akışı incelemiştir. Kanaldaki hız profillerini ve türbülans yoğunluk dağılımlarını vermişlerdir. Yatay dikdörtgen kesitli kanallardaki yüksek viskoziteli Newtonsel akışkan için laminar akış ve ısı transferi akışkan gelişme bölgesinde sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı için deneysel ve sayısal olarak Nakamura vd. (1982) tarafından incelenmiştir. Sayısal kısım sonlu farklar metodu kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı elde edilmiştir. Bir başka çalışmada, Leutheuser (1984) geniş en/boy oranı aralığında dikdörtgen kesitli kanallardaki tam gelişmiş koşullardaki türbülanslı akışı, deneysel ve analitik olarak incelemiştir. Huang ve Lin (1995), yatay dikdörtgen kanallarda karışık konveksiyonun ısı karakteristیکlerini ve vorteks akışını üç boyutlu olarak, kararlı rejimde sayısal olarak araştırmışlardır. $Pr=0.71$ ve $Re=200-1000$ için Grashof ve Reynolds sayısının etkisini incelemiştir. Özellikle, büyük en/boy oranlı kanallarda vorteks akışın gelişiminin önemine dikkat çekilerek, pratikte değişik uygulamaların olduğunu belirtmişlerdir. Rokni ve Gatski (2001), tam gelişmiş türbülanslı akış şartlarında dikdörtgen kesitli kanallardaki ikincil akışı, hız ve sıcaklık konturlarını incelemiştir. Sürtünme ve Nusselt sayıları da verilmiştir. Chandratilleke ve Nursubyakto (2003), dikdörtgen kesitli eğrisel bir kanaldaki ikincil akışı sayısal olarak incelemiştir. Dört farklı türbülans modeli ve en/boy oranı altı için, dikdörtgen kesitli 90° 'lik eğrisel kanaldaki türbülanslı akış ve ısı transferi Etemad ve Sunden (2006) tarafından incelenmiştir. Raisee vd. (2006), dikdörtgen kesitli eğrisel kanaldaki türbülanslı akışı incelemiştir. Ünalan ve arkadaşları (2007), dikdörtgen kesitli 90° lik eğrisel bir kanaldaki türbülanslı akışı kanal içerisine yerleştirilmiş değişik şekildedeki engeller için araştırmışlardır. Arslan vd. (2010), alt yüzeyi ısıtılmış dikdörtgen kesitli bir kanaldaki laminar akış ve ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Başka bir çalışmada, Arslan vd. (2011) dikdörtgen kesitli bir kanaldaki türbülanslı akış ve ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Dikdörtgen kesitli dirsekteki türbülanslı akış, kararlı rejim şartlarında sıkıştırılamaz akış ve üniform duvar sıcaklığı sınır şartında sayısal olarak Majumder vd. (2011) tarafından incelenmiştir. Kanaldaki hız, sıcaklık ve Nusselt sayısı incelenmiştir. Onur vd. (2011) yapmış oldukları sayısal bir çalışmada engelli-oluklu dikdörtgen kesitli bir kanaldaki türbülanslı akış ve ısı transferini incelemiştir.

Literatür araştırmasından, dikdörtgen kesitli kanallardaki hidrodinamik ve ısı gelişme uzunluklarının çalışılmadığı görülmüştür. Dairesel kesitli kanallar için elde edilen genel korelasyonun dikdörtgen kesitli kanalda en/boy oranı değıştikçe hidrodinamik ve ısı gelişme uzunlukları için uygun sonuçları vermeyeceği de düşünülerek, bu çalışmada Reynolds sayısının $600 \leq Re \leq 2000$ değerleri için dikdörtgen kesitli kanallardaki laminar akış ve ısı transferi, kararlı rejim şartlarında Newtonsel akış için sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında sayısal olarak incelenmiştir. Akışkan olarak hava ($Pr \approx 0.72$) kullanılmıştır. Dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki akış ve ısı transferi performansının tahmininde kullanılabilen Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörü değerleri, Reynolds sayısının fonksiyonu olarak verilmiştir. Ayrıca, hız ve sıcaklık profilleri de incelenmiştir. Çalışılan Reynolds sayısı ve en/boy oranlarını kapsayacak şekilde elde edilen ısı transferi, sürtünme faktörü, hidrodinamik ve ısı gelişme uzunlukları sonuçları genel korelasyonlar şeklinde ifade edilmiştir.

2. Materyal ve Metot

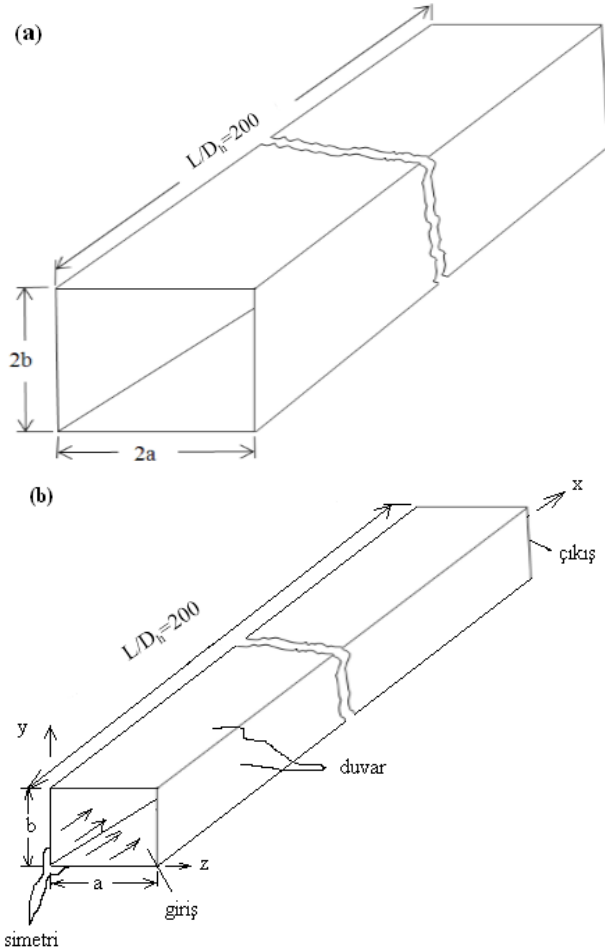
Dikdörtgen kesitli kanal içerisindeki laminar akış, üç boyutlu olarak, kararlı rejim şartlarında modellenmiştir. Sayısal hesaplamada kullanılan dikdörtgen kesitli kanalın görünümü Şekil 1a'da görülmektedir. Akış x -yönündedir. Bu çalışmada, en/boy oranı ($\alpha=2b/2a$) 0.25, 0.5 ve 1.0 olan üç farklı dikdörtgen kesitli kanal kullanılmıştır. Burada $2b$ kanal yüksekliği ve $2a$ ise kanal genişliğidir. Kanal çıkışında akışın hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmesini sağlayacak biçimde, kanal uzunluğunun kanal hidrolik çapına oranı $L/D_h=200$ olarak seçilmiştir. Kanal geometrisi $y=0$ 'da, $z-x$ düzleminde ve $z=0$ 'da $y-x$ düzleminde simetriye sahiptir. Bu nedenle sayısal analizde simetri düzleminde yararlanılmış olup kanalın dörtte biri kullanılmıştır.

Çözümler, kararlı rejimde, üç boyutlu sıkıştırılamaz akış için doğal konveksiyonun ihmal edildiği şartlar altında gerçekleştirilmiştir. Visköz ısınma etkileri ihmal edilmiştir. Problem çözümünde kullanılan temel denklemler olan süreklilik, momentum ve enerji denklemleri şu şekildedir;

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T \quad (2)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (3)$$



Şekil 1. (a) Dikdörtgen kesitli kanalın genel görünümü, (b) çalışma bölgesi ve sınır şartları

Burada \vec{V} (ms^{-1}) hız vektörü, T (K) sıcaklık, ρ (kgm^{-3}) yoğunluk, p (Pa) basınç, μ ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$) dinamik viskozite, c_p ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) özgül ısı ve k ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) ısı iletim katsayısıdır.

Denklemler, (1)-(3)'de verilen hali ile problem alanında uygun sınır şartları ile birlikte çözülmesi gerekir. Kanalın girişinde akışkanın kanala üniform hız ile girdiği kabul edilmiştir. Kanalın çıkışında atmosferik şartlar göz önüne alınmıştır. Kanalın iç yüzeylerinde ise hız için kaymanın olmadığı sınır şartı ($V=0$) uygulanmıştır. Akışkanın, kanala 290 K sıcaklıkta girdiği kabul edilmiştir. Kanal yüzeylerine ise, 325 K sıcaklıkta sabit yüzey sıcaklık sınır şartı uygulanmıştır. Kanalın simetri eksenleri boyunca ($y=0$ ve $z=0$) simetri sınır şartı uygulanmıştır. Sayısal çalışmanın gerçekleştirildiği hesap alanı ve sınır şartları ise Şekil 1b'de verilmiştir.

Çalışma sonucunda elde edilen veriler kullanılarak, kanaldaki yerel Nusselt sayısı Nu_x , yerel Darcy sürtünme faktörü f_x ve Reynolds sayısı Re değerleri sırasıyla denklemler (4)-(6)'daki gibi hesaplanmıştır.

$$f_x = 8\tau_{w,x}/\rho u^2 \quad (4)$$

$$Nu_x = \frac{q''_{w,x} D_h}{k(T_w - T_b(x))} \quad (5)$$

$$Re = \rho u D_h/\mu \quad (6)$$

Ortalama Nusselt sayısı ve ortalama sürtünme faktörü ise şu şekilde hesaplanmıştır:

$$f = \frac{D_h}{L} \frac{\Delta p}{0.5\rho u^2} \quad (7)$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (8)$$

Burada h_x ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$) yerel ısı taşınım katsayısı, D_h (m) hidrolik çap ($4 \times$ kesit alan / ıslak çevre), $\tau_{w,x}$ (Nm^{-2}) x -mesafesindeki yüzey kayma gerilme değeri, T_w (K) duvar sıcaklığı, $T_b(x)$ (K) x -mesafesindeki akışkan ortalama sıcaklığı ve u (ms^{-1}) akışkanın kanal girişindeki hızıdır.

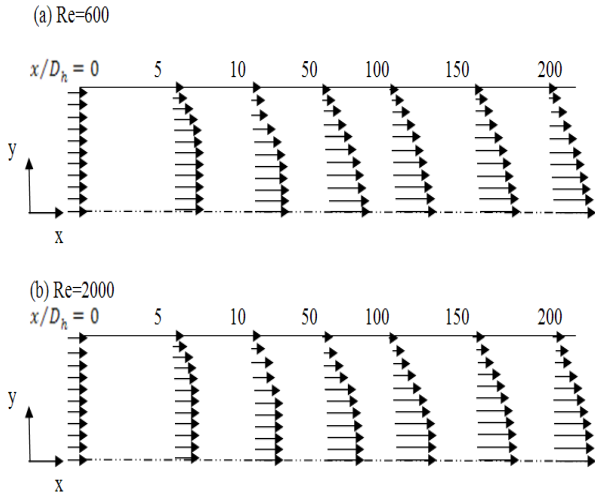
3. Bulgular

Sayısal çalışma, sonlu hacimler yöntemi ile çözüm yapabilen Fluent 13.0 paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Momentum ve enerji denklemlerinin ayrıklaştırılması için ise ikinci mertebe upwind metodu kullanılmıştır. Yakınsama için kalıntıların 1×10^{-6} değerinden küçük olması durumuna kadar devam edilmiştir. Çözümün doğruluğunu artırmak için, duvarlara doğru kontrol hacimleri sıklaştırılmıştır. Gerçekleştirilen sayısal çalışmada, sonuçlar hücre sayısından bağımsız olan durumlarda elde edilmiştir. Tipik ortalama Nusselt sayısının ve ortalama sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi Tablo 1'de en/boy oranı $\alpha=2b/2a=1$ ve $Re=2000$ için verilmiştir. Tablo 1'de görüldüğü üzere $950 \times 20 \times 20$ hücre sayısından $950 \times 36 \times 36$ hücre sayısına çıkışta Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörü değerlerindeki değişim sırasıyla %0.08 ve %0.25'dir. Değişimin az olması nedeniyle, $950 \times 20 \times 20$ hücre sayısı optimum hücre sayısı olarak kabul edilmiştir. Optimum hücre sayısı diğer kanal durumları için benzer şekilde yapılmıştır.

Tablo 1. $\alpha=1$ olan dikdörtgen kanal için ortalama Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörünün hücre sayısı ile değişimi

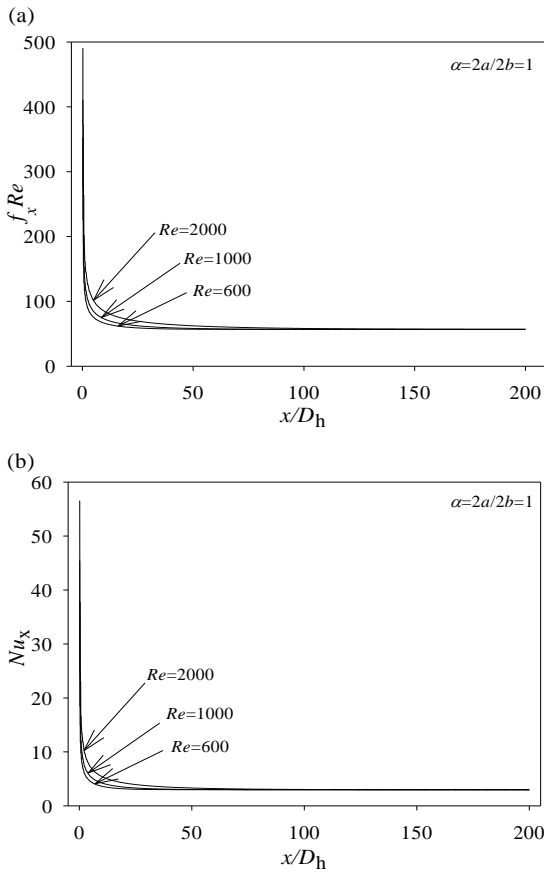
Hücre Sayısı (x - y - z)	Nu	f
760×16×16	3.558	0.03548
950×20×20	3.555	0.03557
1425×30×30	3.557	0.03579
1710×20×20	3.559	0.03565
950×36×36	3.557	0.03583

Akış yönünde, kanal boyunca değişik mesafelerdeki tipik vektörel hız profilleri, Reynolds sayısının 600 ve 2000 değerleri için en/boy oranı $\alpha=1$ için Şekil 2'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere, akışın $Re=600$ için $x/D_h=50$ mesafesinde hidrodinamik olarak tam gelişmişliği söylenebilir. $Re=2000$ için ise akışın $x/D_h=150$ 'de hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlara ulaştığı görülmektedir. Görüldüğü üzere, artan Reynolds sayısı ile hidrodinamik gelişme uzunluğu da artış göstermiştir.



Şekil 2. Tipik hız profiline kanal boyunca olan değişimi ($Re=600$ ve 2000 için)

Denklemler (4) ve (5) kullanılarak hesaplanan, kanaldaki tipik yerel sürtünme faktörü ve yerel Nusselt sayısının değişik Reynolds sayılarında akış yönündeki değişimi en/boy oranı $\alpha=1$ için grafiksel olarak Şekil 3'de verilmiştir.

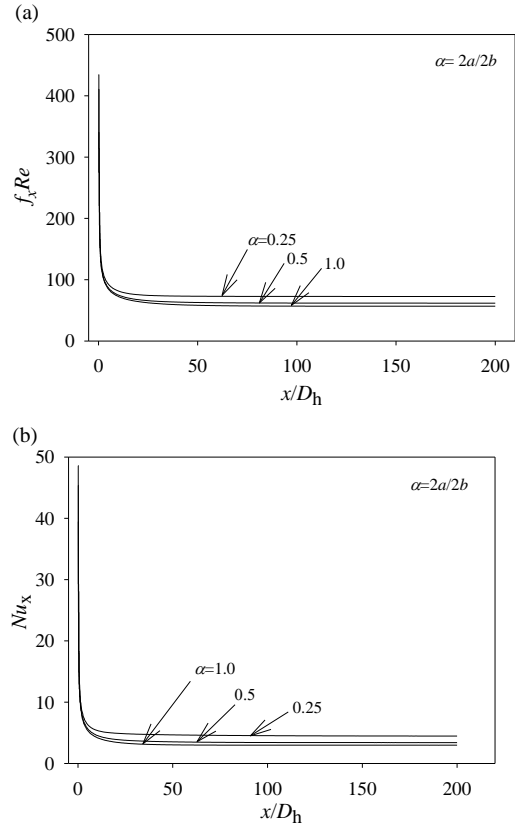


Şekil 3. (a) Değişik Reynolds sayılarındaki yerel sürtünme faktörünün ve (b) yerel Nusselt sayısının akış yönündeki değişimi

Görüldüğü üzere, kanal giriş bölgesinde sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı yüksek değerler almakta, kanal boyunca azalmakta ve kanalın belirli bir kısmından sonra ise sabit değerde kalmaktadır. Üç farklı Reynolds sayısı için sabit değer aynıdır. Diğer

bir ifade ile söylemek gerekirse; laminar akışta tam gelişmiş şartlardaki $f_x Re$ ve Nu değerleri Reynolds sayısına bağlı değildir. Hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlardaki $f_x Re$ değeri en/boy oranı $\alpha=1$ için 56.772'dir. Isıl olarak tam gelişmiş şartlardaki $Nu_x=Nu_{fd}$ değeri ise en/boy oranı $\alpha=1$ için 2.982'dir. Kanal giriş bölgesinde ise, yüksek Reynolds sayılarında Nu_x sayısının ve $f_x Re$ değerinin yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum, kanal giriş bölgesinin akış ve ısı transferine etkisinin büyük olduğunu göstermektedir.

Şekil 4'de tipik yerel sürtünme faktörü ve yerel Nusselt sayısının değişik en/boy oranında (α) akış yönündeki değişimi $Re=1000$ için verilmiştir. Görüldüğü üzere en/boy oranının değişimi sürtünme faktörü değerini ve Nusselt sayısının değerini etkilemektedir. Hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlardaki $f_x Re$ değeri en/boy oranı $\alpha=1, 0.5$ ve 0.25 için sırasıyla 56.772, 61.840 ve 72.658'dir. Bu sayısal çalışmada bulunan ısıl olarak tam gelişmiş şartlardaki $Nu_x=Nu_{fd}$ değeri ise en/boy=1, 0.5 ve 0.25 için sırasıyla 2.982, 3.413 ve 4.461'dir.

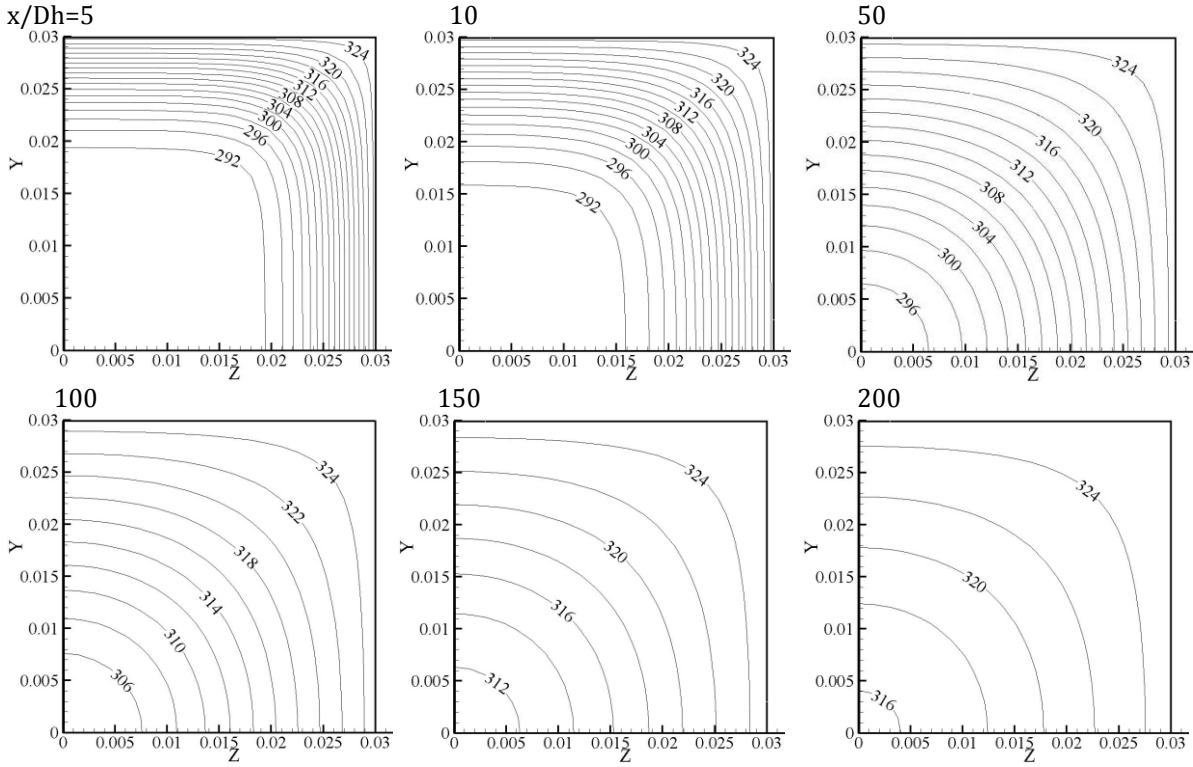


Şekil 4. (a) Yerel sürtünme faktörünün ve (b) yerel Nusselt sayısının değişik en boy oranında akış yönündeki görünümü

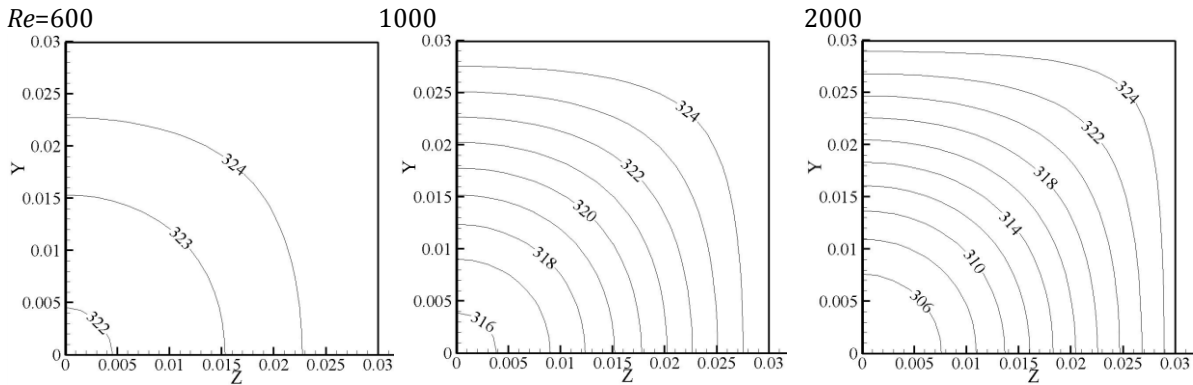
Şekil 5'de en/boy oranı $\alpha=1$ olan dikdörtgen kesitli kanalda $Re=1000$ için kanal boyunca değişik kesitlerdeki eş sıcaklık eğrileri verilmiştir. Kanal girişinden itibaren akış yönünde ilerlendiğinde ısı sınır tabakanın büyüdüğü ve sıcaklığın kanal merkezindeki akışkan tarafından hissedildiği görülmektedir.

Şekil 6'da $x/D_h=100$ 'de üç farklı Reynolds sayısındaki eş sıcaklık eğrileri gösterilmiştir. Görüldüğü üzere artan Reynolds sayısı ile kanalın belirli noktasındaki $x/D_h=5$

sıcaklık değerinin beklenildiği üzere azaldığı görülmüştür.



Şekil 5. $Re=2000$ için kanal boyunca sıcaklık konturları ($\alpha=1$)



Şekil 6. $x/D_h=100$ deki değişik Reynolds sayılarındaki sıcaklık konturları

Şekil 7'de $Re=2000$ için $\alpha=1$ olan dikdörtgen kesitli kanaldaki hız konturları akış yönünde değişik mesafelerde verilmiştir. Görüldüğü üzere, kanal girişinden kanal çıkışına doğru ilerledikçe hidrodinamik sınır tabakası artmaktadır.

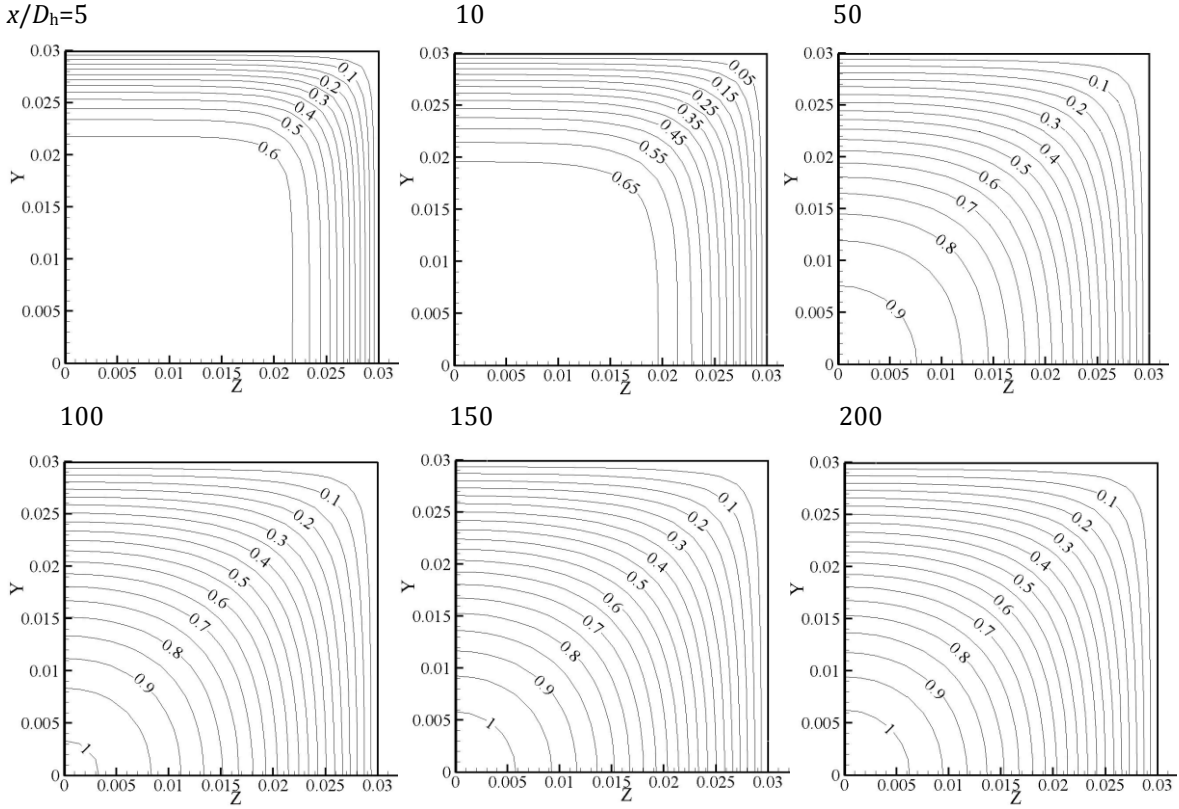
Farklı Reynolds sayılarında $x/D_h=100$ mesafesindeki eş hız eğrileri Şekil 8'de verilmiştir. Artan hız ile birlikte sınır tabakası kalınlığında azalmanın meydana geldiği görülmektedir.

Hidrodinamik gelişme uzunluğu L_{hd} maksimum hızın tam gelişmiş şartlardaki değerinin %99'una ulaştığı uzaklık olarak tanımlanır. Isıl gelişme uzunluğu ise L_{th} üniform giriş sıcaklığı için yerel Nusselt sayısının tam

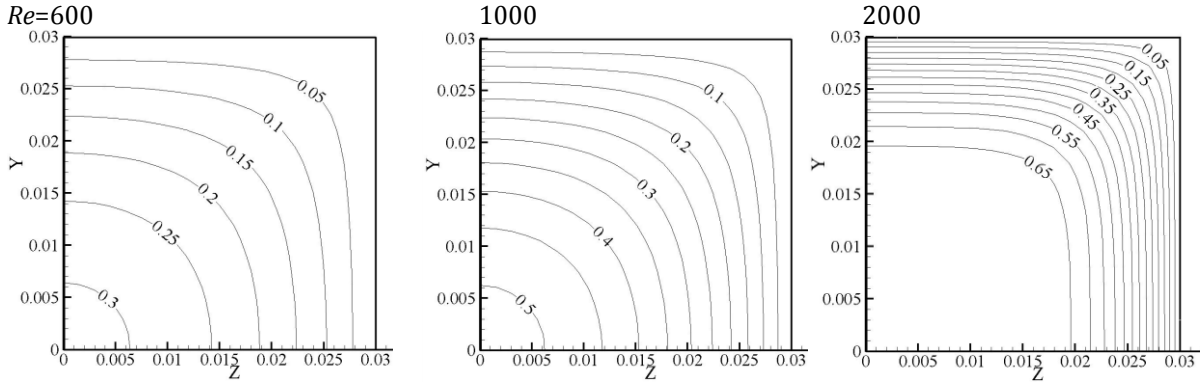
gelişmiş Nusselt sayısının $1.05Nu$ olduğu mesafe olarak tanımlanır (Shah ve London, 1978). Bu tanımlar kullanılarak hidrodinamik ve ısıl gelişme uzunlukları çalışılan en/boy oranları ve Reynolds sayısı için hesaplanmıştır. Şekil 9'da sırasıyla hidrodinamik ve ısıl gelişme uzunluklarının Reynolds sayısı ile değişimleri farklı en/boy oranları α için verilmiştir. Sabit α için, artan Reynolds sayısı ile hidrodinamik ve ısıl gelişme uzunluklarının artış gösterdiği görülmüştür. Ayrıca, sabit Reynolds sayısında artan α için hidrodinamik ve ısıl gelişme uzunluklarının arttığı görülmüştür. Laminer akışta dairesel kesitli kanallar için hidrodinamik ve ısıl gelişme uzunluklarını veren formülde hesaplanan değerler de aynı şekil üzerinde gösterilmiştir (Çengel ve Ghajar, 2011). Şekil 9'dan da görüldüğü üzere

dairesel kesitli kanal için verilen formülden hesaplanan hidrodinamik gelişme uzunlukları $\alpha=0.5$ için elde edilen değerlere yakındır. Benzer şekilde ısı

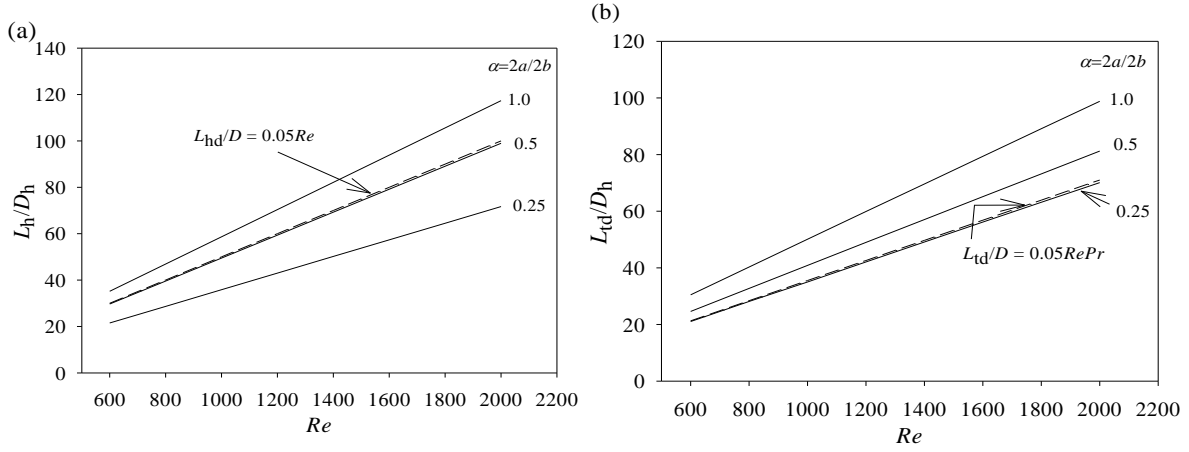
gelişme uzunlukları ise $\alpha=0.25$ için elde edilen değerlere yakındır.



Şekil 7. $Re=2000$ için akış yönünde $\alpha=1$ olan kanalın hız konturları



Şekil 8. $x/D_h=100$ deki değişik Reynolds sayılarındaki eş hız eğrileri



Şekil 9. (a) Hidrodinamik gelişme uzunluğunun ve (b) ısı gelişme uzunluğunun Reynolds sayısı ile farklı en/boy oranlarındaki değişimi

Gelişmekte olan akış için, $L_{hd}/D_h Re$ ve $L_{th}/D_h Re$ değerleri farklı α değerleri için Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Farklı α değerleri için hidrodinamik ve ısı gelişme uzunlukları

$\alpha=2b/2a$	$L_{hd}/(D_h Re)$	$L_{th}/(D_h Re)$
0.25	0.036	0.049
0.50	0.050	0.057
1.00	0.059	0.069

Dikdörtgen kesitli kanallardaki, tam gelişmiş şartlardaki fRe ve Nu değerleri ile hidrodinamik ve ısı gelişme uzunlukları $L_{hd}/D_h Re$ ve $L_{th}/D_h Re$ şu şekilde formülize edilmiştir:

$$fRe, Nu, L_{hd}/D_h Re, \text{ ve } L_{th}/D_h Re = a_0 + a_1 \alpha + a_2 \alpha^2 \quad (9)$$

Denklem (9)’da verilen a_0 , a_1 ve a_2 değerleri Tablo 3’de verilmiştir. Tablo 3’deki değerler, dikdörtgen kesitli kanallar için $600 \leq Re \leq 2000$ ve $0.25 \leq \alpha \leq 1.0$ aralığında geçerlidir.

Tablo 3. Denklem (9)’daki a_0 - a_2 katsayılarının değerleri

	a_0	a_1	a_2
$L_{hd}/D_h Re$	0.016	0.094	-0.051
$L_{th}/D_h Re$	0.040	0.040	-0.011
fRe	88.999	-76.408	44.181
Nu	6.064	-7.522	4.440

4. Tartışma ve Sonuç

Bu çalışmada, üç farklı en/boy oranı ($\alpha=0.25, 0.50$ ve 1) için pürüzsüz dikdörtgen kesitli kanallardaki akış ve ısı transferi laminar akış şartlarında sabit yüzey sıcaklık sınır şartında sayısal olarak incelenmiştir. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sayısal çalışmada, ANSYS Fluent 13.0 paket programı kullanılmıştır. Çalışma, Reynolds sayısının $600 \leq Re \leq 2000$ aralığındaki değerlerinde gerçekleştirilmiştir.

Çalışma sonucunda, kanal boyunca olan yerel sürtünme faktörü ve Nusselt değerleri ile sıcaklık ve hız profilleri incelenmiştir. Tam gelişmiş şartlardaki $f_x Re$ ve Nu değerleri ile hidrodinamik ve ısı gelişme uzunlukları olan $L_{hd}/D_h Re$ ve $L_{th}/D_h Re$ değerleri çalışılan Reynolds sayısı ve en/boy oranını kapsayacak şekilde tek bir denklem ile ifade edilmiştir. En/boy oranının ve akış hızının hidrodinamik ve ısı gelişme uzunluklarını etkilediği görülmüştür. En/boy oranının değişmesi durumunda, dairesel kesitli kanallar için kullanılan bağıntının hidrodinamik ve ısı olarak gelişme uzunluklarını doğru olarak vermediği görülmüştür. Ayrıca en/boy oranının akış ve ısı transferini etkilediği de gözlenmiştir. Diğer bir ifade ile, en/boy oranının 0.25’den 1.0’e değişmesi durumunda tam gelişmiş durumdaki ısı transferinin %50 civarında arttığı görülmüştür.

Sayısal çalışma sonucunda, hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlardaki $f_x Re$ değerinin en/boy oranı $\alpha=1, 0.5$ ve 0.25 için sırasıyla 56.772, 61.840 ve 72.658 olduğu görülmüştür. En/boy oranı $\alpha=1, 0.5$ ve 0.25 için literatür değerleri sırasıyla 56.920, 62.200 ve 72.920’dir (Shah ve London, 1978). Bu sayısal çalışmada bulunan ısı olarak gelişmiş şartlardaki $Nu_x = Nu_{fd}$ değeri ise en/boy=1, 0.5 ve 0.25 için sırasıyla 2.982, 3.413 ve 4.461’dir. En/boy oranı $\alpha=1, 0.5$ ve 0.25 için literatür değerleri sırasıyla 2.976, 3.391 ve 4.439’dir (Shah and London, 1978). Tam gelişmiş şartlardaki sayısal çalışma sonuçlarının, literatür değerleri ile kıyaslandığında sayısal sonuçların literatür sonuçları ile uyum içerisinde olduğu görülmektedir.

Kaynaklar

Arslan, K., Onur, N., Turgut, O., 2010. Experimental and Three-Dimensional Numerical Investigation of Laminar Flow Heat Transfer in a Rectangular Duct Under Uniform Bottom Surface Temperature With Developing Velocity and Temperature Fields. 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid

Mechanics and Thermodynamics, 19-21 July, Antalya, Turkey, 847-852.

Arslan, K., Onur, N., Turgut, O., 2011. Numerical Investigation of Turbulent Flow and Heat Transfer Inside Rectangular Cross-Sectioned Duct. 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 7-10 Eylül, Zonguldak, 382-387.

Chandratilleke T.T., Nursubyakto, 2003. Numerical Prediction of Secondary Flow and Convective Heat Transfer in Externally Heated Curved Rectangular Ducts. International Journal of Thermal Sciences, 42(2), 187-198.

Çengel, Y., Ghajar, A.J., 2011. Heat and Mass Transfer. 4th ed., Mc Graw Hill, New York.

Etemad, S., Sunden, B., 2006. Numerical Investigation of Turbulent Heat Transfer in a Rectangular-Sectioned Bend 90° Bend. Numerical Heat Transfer Part A: Applications: International Journal of Computation and Methodology, 49, 323-343.

Hoagland, L.C., 1960. Fully Developed Turbulent Flow in Straight Rectangular Ducts Secondary Flow, its Cause and Effect on the Primary Flow. Ph.D Thesis Massachusetts Institute of Technology.

Huang, C.C., Lin, T.F., 1995. Vortex Flow and Thermal Characteristics in Mixed Convection of Air in a Horizontal Rectangular Duct: Effects of the Reynolds and Grashof Numbers. International Journal of Heat and Mass Transfer, 38(9), 1661-1674.

Hunt, I.A., Joubert, P.N., 1977. Turbulent Flow in a Rectangular Duct. 6th Australasian Hydraulic and Fluid Mechanics Conference, 5-9 December, Adelaide, Australia.

Jones, O.C., 1976. An Improvement in the Calculation of Turbulent Friction in Rectangular Ducts. Journal of Fluid Engineering, 98(2), 173-180.

Leutheusser, H.J., 1984. Velocity Distribution and Skin Friction Resistance in Rectangular Ducts. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 16, 315-327.

Majumder, S., Roy, D., Debnath, R., Mandal, A., Bhattacharjee, S., 2011. Numerical Study for Forced Convective Turbulent Flow in a Rectangular Elbow. Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering, 18-20 December, Dhaka, Bangladesh, 1-6.

Melling, A., Whitelaw, J.H., 1976. Turbulent Flow in Rectangular Duct. Journal of Fluid Mechanics, 78(2), 289-315.

Nakamura, H, Matsuura, A, Kiwaki, J., 1982. Laminar Heat-Transfer of High Viscosity Newtonian Fluids in Horizontal Rectangular Ducts. International Chemical Engineering, 22, 479-488.

Onur, N., Turgut, O., Arslan, K., Kahraman, S., 2011. Engelli-Oluklu Dikdörtgen Kesitli Bir Kanal İçerisindeki Türbülanslı Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi. 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 7-10 Eylül, Zonguldak, 33-38.

Raisee, M., Alemi, H., Iacovides, H., 2006. Prediction of Developing Turbulent Flow in 90° Curved Ducts Using Linear and Non-Linear Low Re $k-\varepsilon$ Models. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 51(12), 1379-1405.

Rokni, M., Gatski, T.B., 2001. Predicting Turbulent Convective Heat Transfer in Fully Developed Duct Flows. International Journal of Heat and Fluid Flow, 22(4), 381-392.

Shah, R.K., London, A.L., 1978. Laminar Flow Forced Convection in Ducts. Academic Press, Newyork.

Ünalın S., Akansu, S.O., Konca, A., 2007. Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop for Various Obstacles in a Rectangular-Sectioned 90° Bend. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 17(5), 494-511.