



YAMUK KESİTLİ KANAL İÇERİSİNDE LAMİNER AKIŞTA HİDRODİNAMİK VE ISIL OLARAK GELİŞMEKTE OLAN ISI TRANSFERİ PROBLEMİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Oğuz TURGUT*, Nevzat ONUR**, Kamil ARSLAN*, Feyza GÜNBEY*

*Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06570 Maltepe, Ankara, oturgut@gazi.edu.tr, kamilarслан@gazi.edu.tr, feyzagunbey@yahoo.co.uk

**İstanbul Aydın Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Sefaköy, Küçükçekmece, İstanbul, nevonur@gazi.edu.tr

(Geliş Tarihi: 20. 02. 2009, Kabul Tarihi: 14. 05. 2009)

Özet: Yamuk kesitli kanal içerisindeki laminer zorlanmış konveksiyon ısı cihazların tasarım ilgi alanları içerisinde yer almaktadır. Yamuk kesit alanına sahip bir kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan üç boyutlu zorlanmış konveksiyon ısı transferi kararlı rejim ve sabit yüzey sıcaklığı şartlarında sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışma Reynolds sayısının $100 \leq Re \leq 800$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava ($Pr \approx 0.7$) kullanılmıştır. Sayısal çalışma ticari Sayısal Akışkanlar Dinamiği yazılımı olan Ansys Fluent 6.3.26 ile gerçekleştirilmiştir. Ortalama Nusselt sayıları ve sürtünme katsayıları Reynolds sayısının fonksiyonu olarak sunulmuştur. Yerel Nusselt sayıları ve Fanning sürtünme faktörleri kanal boyunca mesafenin fonksiyonu olarak çizilmiştir. Hız ve sıcaklık dağılımları kanal boyunca farklı pozisyonlarda sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Yamuk kesitli kanal, Laminer zorlanmış taşınım, Hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan akış, Fluent.

NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER PROBLEM IN HYDRODYNAMICALLY AND THERMALLY DEVELOPING LAMINAR FLOW IN TRAPEZOIDAL CROSS-SECTION DUCT

Abstract: Laminar forced convection inside trapezoidal duct is of interest in design of thermal equipment. Heat transfer to both hydrodynamically and thermally developing three dimensional forced convection inside a duct having trapezoidal cross section was investigated numerically under steady-state and constant surface temperature conditions. Numerical study was carried out for Reynolds number range of $100 \leq Re \leq 800$. Air ($Pr \approx 0.7$) was used as working fluid. Numerical solutions were obtained using commercial CFD code Ansys Fluent 6.3.26. The average Nusselt numbers and friction factors were presented as function of Reynolds numbers. Local Nusselt numbers and Fanning friction factors were also plotted as function of position along the duct. Velocity and temperature contours were presented at different positions along the duct.

Keywords: Trapezoidal cross-section duct, Laminar forced convection, Hydrodynamically and thermally developing flow, Fluent.

GİRİŞ

Dairesel kesitli olmayan kanallar ısı değiştiricilerinde yaygın olarak kullanım alanına sahiptir. Yamuk kesitli kanallar ise kompakt ısı değiştiricilerinde (Kays ve London, 1964) ve çok küçük elektronik elemanların soğutulmasında yaygın kullanım alanına sahiptir (Flochart ve Dhariwal, 1998). Bu tip ısı değiştiricilerinde kanal çapı çok küçüktür ve kanal uzunluğu/çap (L/D_h) oranı çok büyüktür. Akış ise genellikle laminerdir.

Literatür incelendiğinde, yamuk kesitli kanallar içerisindeki laminer zorlanmış konveksiyonla ısı transferi konusunda bazı çalışmaların yapılmış olduğu görülmüştür. Shah (1975) yapmış olduğu sayısal çalışmada değişik kesitlere sahip kanallarda laminer akış için hidrodinamik ve ısı olarak tamamen gelişmiş akış karakteristiklerini incelemiştir. Değişik kesitlerdeki kanalların farklı boyutları için Darcy sürtünme faktörü ve Nusselt sayısının değerleri elde edilmiştir. Kanal köşe açısı değişiminin kanal içerisindeki akış şartlarını etkilediği saptanmıştır. Lawal ve Mujumdar (1985) yapmış oldukları çalışmada kare, yamuk ve beşgen kesitli kanallar içerisindeki laminer akış ve ısı

transferini hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan Newtonsel olmayan akışkan için üç boyutlu ve sayısal olarak incelemişlerdir. Kanal içerisindeki yerel Nusselt sayısının kanal boyunca değişimini farklı kesitlerdeki kanallar için elde etmişlerdir. Aparecido ve Cotta (1987) yamuk kesitli kanallar içerisindeki tam gelişmiş şartlardaki zorlanmış konveksiyonla gerçekleşen laminer akışı integral transform tekniğini kullanarak incelemişlerdir. Değişik köşe açıları için ısı transferi karakteristiklerini sunmuşlardır. Sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı sınır şartları için yamuk ve altıgen kesitli kanallar içindeki tam gelişmiş laminer akış Sadavisam vd. (1999) tarafından sonlu farklar metodu kullanılarak incelenmiştir. Çalışmada, yamuk ve altıgen kesitli kanalların değişik köşe açıları için tam gelişmiş zorlanmış konveksiyon şartlarındaki akış karakteristikleri belirlenmiştir. Sonuçta, kanal içerisindeki Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün kanal geometrisine bağlı olduğu saptanmıştır. Yuan vd. (2001) tarafından yapılan bir başka sayısal çalışmada dikdörtgen ve yamuk kesitli kanallar içerisindeki tam gelişmiş laminer akış şartlarındaki akışın ısı ve kütle transferi karakteristikleri incelenmiştir. Çalışmada yamuk ve dikdörtgen kesitli kanalların alt yüzeyi gözenekli, diğer yüzeyleri ise geçirgen olmayan yapıda modellenmiştir. Kanal içerisindeki Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısı ve kanal taban açısı ile değişimleri incelenmiştir. Geçmiş yıllarda yapılan çalışmalar Shah ve London (1978), Kakaç vd. (1987) ve Kakaç ve Liu (2002) tarafından derlenmiş ve farklı kesitlerdeki kanallar içerisindeki akış şartları için referans kaynaklar oluşturulmuştur. Yamuk kesitli kanallar içerisindeki hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan akış şartları sabit yüzey sıcaklığı ve laminer akış için Renksizbulut ve Niazmand (2006) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar ile kanal içerisindeki akış bölgeleri ve sıcaklık dağılımları analiz edilmiştir.

Gerçekleştirilen bu çalışmada ise sabit yüzey sıcaklığında bulunan ikizkenar yamuk kesitli kanal içerisinde laminer akışta hidrodinamik ve ısı olarak gelişmekte olan ısı transferi problemi kararlı rejim şartlarında sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmada akışkan olarak hava ($Pr \approx 0.7$) kullanılmıştır. Çalışmadan elde edilen veriler ile ortalama Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi incelenmiş ve korelasyonlar sunulmuştur.

SAYISAL ÇALIŞMA

Yapılan sayısal incelemede ikizkenar yamuk kesitli kanal içerisindeki laminer akış üç boyutlu olarak modellenmiştir. Akışkan olarak hava ($Pr \approx 0.7$) kullanılmıştır. Çalışma, Reynolds sayısının 100 ile 800 arasında değişen değerleri için gerçekleştirilmiştir.

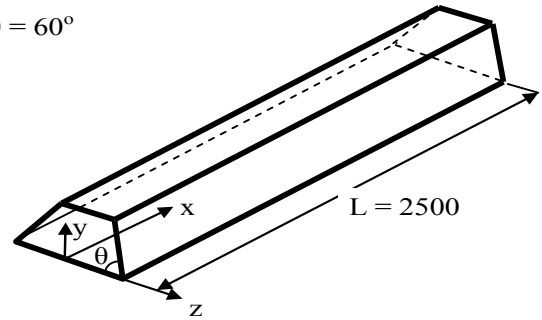
Sayısal hesaplamada kullanılan yamuk kesitli kanal görünümü Şekil 1a'da verilmiştir. Kanal taban kenar uzunluğu 0.08 m, diğer üç kenarının uzunlukları 0.04 m ve taban açısı 60° olan ikizkenar yamuk şeklinde olup

kanal kesit görünümü Şekil 1b'de verilmiştir. Kanal hidrolik çapı $D_h=0.0416$ m ve kanal uzunluğu $L=2.5$ m'dir. Kanal çıkışında akışın hidrodinamik ve ısı olarak tam gelişmişliğini sağlamak için kanal uzunluğu hidrolik çapın yaklaşık 60 katı olarak seçilmiştir.

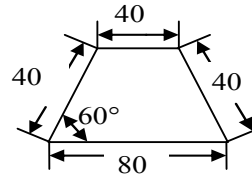
Kanal kesitinin simetrik bir yapıya sahip olması nedeni ile sayısal çalışma kanal kesitinin yarısı dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Simetri durumundaki kanalın kesit görünümü Şekil 1c'de verilmiştir. Simetri düzlemi $z=0$ da x-y düzlemdir.

(a)

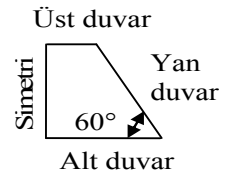
$$\theta = 60^\circ$$



(b)



(c)



Şekil 1. Yamuk kesitli kanalın (a) genel görünümü, (b) kesit görünümü, (c) simetrik görünümü (boyutlar mm'dir)

Sayısal çalışma, akış ve ısı transferi problemlerini sonlu hacimler metodu kullanarak çözen Akışkanlar Dinamiği programı olan Fluent 6.3.26 paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Akış geometrisinin oluşturulması, bu geometrinin hücrelere bölünmesi ve sınır şartlarının belirlenmesinde Gambit 2.3 paket programı kullanılmıştır.

Çözümler laminer akışta, kararlı rejim, üç boyutlu, sıkıştırılmaz, Newtonsel akışkan ve sabit akışkan özellikleri için doğal konveksiyonun ihmal edildiği şartlar altında gerçekleştirilmiştir. Viskoz disipasyon etkileri ihmal edilmiştir.

Yukarıda verilen kabuller ile problem çözümünde kullanılan temel denklemler şu şekildedir;

Süreklilik denklemi:

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

x-momentum denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2a)$$

y-momentum denklemi:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + v \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2b)$$

z-momentum denklemi:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + v \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2c)$$

Enerji denklemi:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \left(\frac{k}{\rho c_p} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

Burada u , v ve z (ms^{-1}) sırası ile x -, y - ve z -yönlerindeki hız bileşenleri, P (Pa) basınç, ρ (kgm^{-3}) yoğunluk, ν (m^2s^{-1}) kinematik viskozite, k ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) ısı iletim katsayısı, c_p ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) özgül ısı ve T (K) sıcaklıktır.

Eş. (1)-(3) ile verilen temel denklemlerin uygun sınır şartları ile birlikte çözülmesi gerekir. Kanal girişinde akışkanın üniform hız ve sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir. Kanal çıkışında tam gelişmiş akış şartları göz önüne alınmıştır. Kanal yüzeyinde hız için kaymanın olmadığı sınır şartı, sıcaklık için ise sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı uygulanmıştır. Kanalın simetri eksenini boyunca ($z=0$) simetri sınır şartı uygulanmıştır. Buna göre süreklilik, momentum ve enerji denklemlerindeki hız, basınç ve sıcaklık değerleri Eş. (4) ile verilen sınır şartları için çözülmüştür.

Giriş ($x=0$):

$$u=u_0, \quad v=0, \quad w=0, \quad T=290 \text{ K} \quad (4a)$$

Çıkış ($x=L$):

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (4b)$$

Simetri ($z=0$):

$$\frac{\partial u}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (4c)$$

Duvar:

$$u=0, \quad v=0, \quad w=0, \quad T=325 \text{ K} \quad (4d)$$

Akışkan özelliklerinin akış alanında sabit olduğu kabul edilmiş ve özellikler havanın kanala giriş sıcaklığı olan 290 K 'de alınmıştır (Incropera vd, 2007).

Sayısal çalışmadan elde edilen veriler kullanılarak kanaldaki ortalama Nusselt sayısı Nu_m , Darcy sürtünme faktörü f ve Reynolds sayısı Re değerleri sırasıyla Eş. (5)-(7)'deki gibi hesaplanmıştır.

$$Nu_m = h_m D_h / k \quad (5)$$

$$f = \frac{\Delta P (D_h / L)}{\rho u_o^2 / 2} \quad (6)$$

$$Re = \rho u_o D_h / \mu \quad (7)$$

Burada h_m ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$) ortalama ısı taşınım katsayısı, D_h (m) hidrolik çap ($4 \times$ kesit alan / çevre), k ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) ısı iletim katsayısı, ΔP (Pa) basınç düşümü, L (m) kanal uzunluğu, ρ (kgm^{-3}) akışkan yoğunluğu, u_o (ms^{-1}) akışkanın kanal girişindeki hızı ve μ ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$) dinamik viskozitedir. Eş. (6)'dan hesaplanan Darcy sürtünme faktörü kanal içerisindeki ortalama sürtünme faktörüdür.

Ortalama ısı taşınım katsayısı şu şekilde hesaplanır

$$h_m = \dot{Q} / A \Delta T_{ln} \quad (8)$$

Burada \dot{Q} (W) toplam ısı transferi, A (m^2) ısı transferi yüzey alanı ve ΔT_{ln} (K) logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır. Toplam ısı transferi şu şekilde hesaplanır

$$\dot{Q} = m c_p (T_b(L) - T_b(0)) \quad (9)$$

Burada \dot{m} (kgs^{-1}) kütleli debi, c_p ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) özgül ısı, $T_b(0)$ ve $T_b(L)$ (K) sırasıyla $x=0$ ve L 'deki ortalama akışkan sıcaklıklarıdır.

Eş. (8)'deki logaritmik ortalama sıcaklık farkı kanal yüzey sıcaklığı T_w (K), akışkanın kanala giriş $T_b(0)$ ve akışkanın kanaldan çıkış $T_b(L)$ sıcaklıkları cinsinden şu şekilde hesaplanır

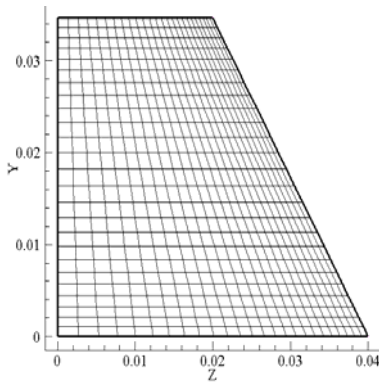
$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (10)$$

Burada $\Delta T_1 = T_w - T_b(0)$ ve $\Delta T_2 = T_w - T_b(L)$ biçimindedir.

ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Sayısal çalışma sonlu hacimler yöntemi ile çözüm yapabilen Fluent 6.3.26 paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Basınç-hız çiftinin çözümü için

SIMPLE-algoritması, momentum ve enerji denklemlerinin ayrıklaştırma işlemi için ise ikinci mertebe upwind metodu kullanılmıştır. Yakınsama için enerji denklemindeki kalıntıların 1×10^{-6} ve diğer denklemlerdeki kalıntıların 1×10^{-5} olması durumuna kadar çözüme devam edilmiştir. Dikdörtgenler prizması şeklindeki hücre sistemi kullanılmıştır. Çözümün doğruluğunu artırmak için duvarlara doğru kontrol hacimleri artırılmıştır. Tipik hücre yapısı Şekil 2’de görüldüğü gibidir. Çalışmanın hücre sayısından bağımsız olması $Re=800$ için yedi farklı hücre sayısında çalışılarak sağlanmıştır. Çözüm alanındaki hücre sayısının artması ile ortalama Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörü değerlerindeki değişimin ihmal edilebilir seviyede olduğu hücre durumu optimum hücre sayısı olarak tespit edilmiştir.



Şekil 2. Tipik hücre yapısının görünümü

Tablo 1’de farklı hücre sayıları ile ortalama Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörünün değişimi verilmiştir. Hücre sayısının $60 \times 25 \times 25$ ’den $60 \times 40 \times 40$ ’a değişmesi durumunda ortalama Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörü değerlerindeki değişim sırasıyla %0.17 ve %0.38’dir. Böylece $60 \times 25 \times 25$ ’lik hücre optimum hücre yapısı olarak kabul edilmiştir.

Tablo 1. Ortalama Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörü değerlerinin hücre sayısı ile değişimi

Hücre sayısı (x, y, z)	Nu_m	f
40x10x10	4.800	0.09295
60x15x15	4.728	0.09477
100x15x15	4.721	0.09475
150x15x15	4.722	0.09480
200x15x15	4.724	0.09486
60x25x25	4.703	0.09585
60x40x40	4.695	0.09621

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, sabit yüzey sıcaklığında bulunan 60° köşe açısına sahip, kanal hidrolik çapı 0.0416 m ve kanal uzunluğu 2.5 m olan ikizkenar yamuk kesitli kanal içerisindeki hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmekte olan akış ve ısı transferi kararlı rejim şartlarında, üç boyutlu sıkıştırılmaz akış için sayısal olarak incelenmiştir.

Çalışma laminar akış şartlarında $100 \leq Re \leq 800$ değerleri için gerçekleştirilmiştir.

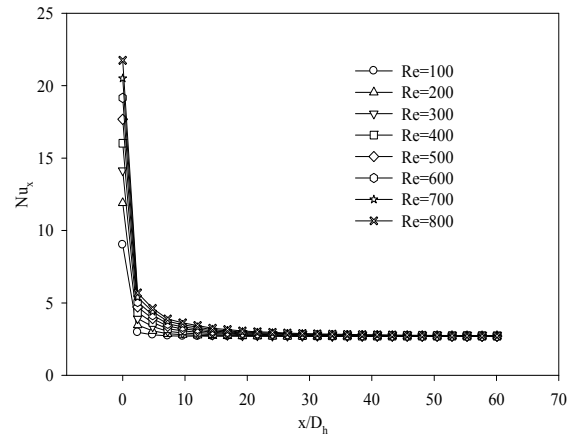
Dairesel kesitli olmayan kanallar için çevresel yönde ortalama fakat eksenel yönde yerel Nusselt sayısı Nu_x şu şekilde tanımlanır (Shah ve London, 1978)

$$Nu_x = \frac{q_x'' D_h}{k(T_w - T_b)_x} \quad (11)$$

Burada q_x'' (Wm^{-2}) eksenel yönde x-mesafesinde çevresel yöndeki ortalama ısı akısı, D_h (m) kanal hidrolik çapı, k ($Wm^{-1}K^{-1}$) ısı iletim katsayısı, T_w (K) ve T_b (K) sırasıyla eksenel x-mesafesindeki duvar ve ortalama akışkan sıcaklıklarıdır. Eksenel yönde x-mesafesindeki ortalama akışkan sıcaklığı şu şekilde hesaplanır

$$T_b = \frac{1}{A_c U} \int u T dA \quad (12)$$

Burada A_c (m^2) kanal kesit alanı ve U (ms^{-1}) kesit alandaki ortalama akışkan hızıdır. Eş. (11) kullanılarak hesaplanan yerel Nusselt sayısının kanal boyunca farklı Reynolds sayılarındaki değerleri grafiksel olarak Şekil 3’de verilmiştir.



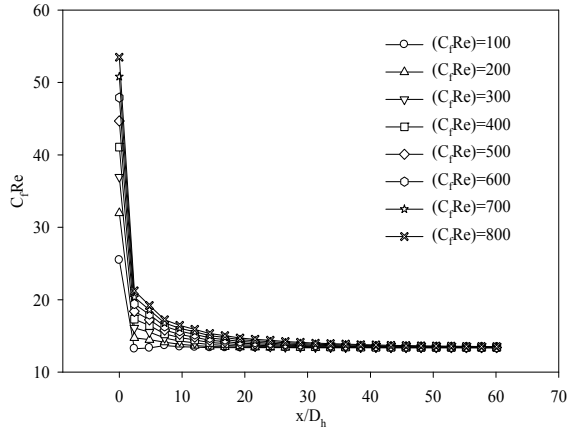
Şekil 3. Kanal içerisindeki yerel Nusselt sayısının kanal boyunca değişimi

Şekilden görüldüğü ve beklenildiği üzere kanal girişindeki yerel Nusselt sayısı tüm Reynolds sayıları için yüksek değerler almıştır. Ayrıca, kanal girişindeki yerel Nusselt sayıları yüksek Reynolds sayıları için yüksek değerler almıştır. Bununla birlikte, yerel Nusselt sayılarının tüm Reynolds sayıları için kanal boyunca düşüş gösterdiği ve belirli bir mesafeden sonra 2.7 değerinde sabit kaldığı görülmüştür. Diğer bir ifade ile; çalışılan Reynolds sayısı aralıklarında kanal uzunluğu ısıl olarak tam gelişmişliği sağlayacak şekilde seçilmiştir ve böylece köşe açısı 60° ve hidrolik çapı 0.0416 m olan yamuk kesitli kanal içerisinde tam gelişmiş akış şartlarında Nusselt sayısı değerinin 2.7 olduğu görülmüştür.

Eksenel yönde Fanning sürtünme faktörü C_f

$$C_f = \frac{\tau_{w,x}}{\rho U_x^2 / 2} \quad (13)$$

ifadesinden hesaplanabilir. Burada $\tau_{w,x}$ (Nm^{-2}) eksenel yönde x -mesafesindeki yüzey kayma gerilme değeri ve U_x (ms^{-1}) x -mesafesindeki ortalama hızdır. Eş. (13) kullanılarak kanal uzunluğu boyunca yerel Fanning sürtünme faktörü değerleri hesaplanmış ve Şekil 4'de grafiksel olarak verilmiştir. Görüldüğü üzere $C_f \text{Re}$ değerleri kanal girişinde yüksek değerler almaktadır. Belirli bir kanal uzunluğundan sonra $C_f \text{Re}$ çarpımının 13.391 sabit değerine ulaştığı görülmüştür. Dolayısıyla yerel Fanning sürtünme faktörü değerinin sabit kaldığı bu bölgeden itibaren akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş hale geldiğini söylemek mümkündür. Akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş haldeki $C_f \text{Re}$ değeri ise 13.391'dir.



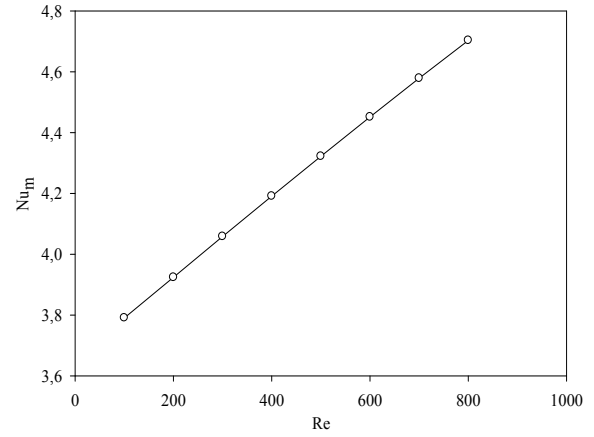
Şekil 4. $C_f \text{Re}$ değerlerinin kanal boyunca değişimi

Yapılan çalışmadan elde edilen sayısal sonuçlar ve literatürde yer alan Shah ve London (1978), Sadasivam vd. (1999), Renksizbulut ve Niazmand (2006) sonuçları Tablo 2'de verilmiştir. Sayısal çalışmadan elde edilen sonuçların literatür ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Tablo 2. Sayısal sonuçların literatür ile kıyaslanması

	Nu_x	$C_f \text{Re}$
Sayısal sonuçlar	2.700	13.391
Shah ve London (1978)	-	14.412
Sadasivam vd. (1999)	3.139	14.325
Renksizbulut ve Niazmand (2006)	2.704	13.984

Ortalama Nusselt sayısı değerleri farklı Reynolds sayıları için Şekil 5'de verilmiştir. Beklenildiği gibi artan Reynolds sayısı için ortalama Nusselt sayısı artış göstermiştir.

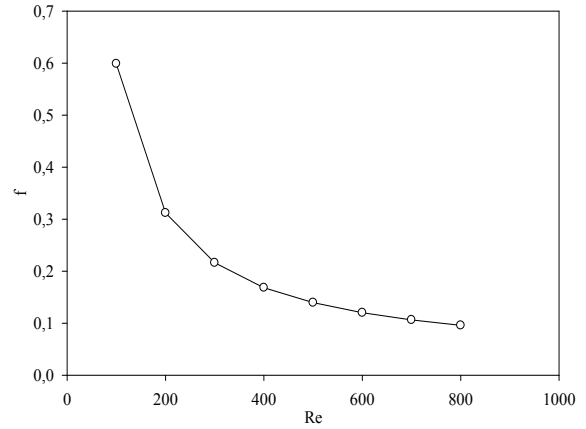


Şekil 5. Kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

En küçük kareler yöntemi kullanılarak kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasındaki ilişki ampirik olarak şu şekilde ifade edilmiştir.

$$Nu_m = 2.241 \text{Re}^{0.108} \quad (14)$$

Şekil 6'da kanal içerisindeki Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir.



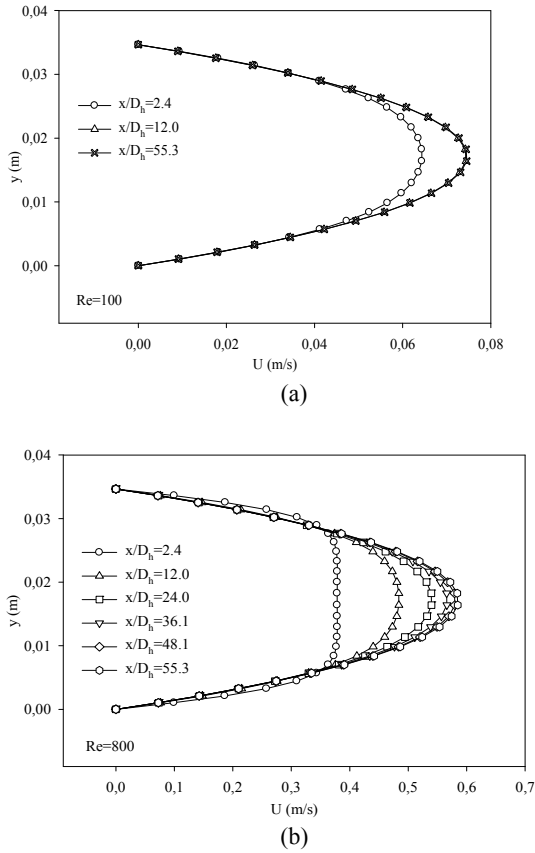
Şekil 6. Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Görüldüğü üzere artan Reynolds sayısı için Darcy sürtünme faktörü azalmıştır. Darcy sürtünme faktörü ile Reynolds sayısı arasındaki bağıntı ampirik olarak şu şekilde ifade edilmiştir

$$f = 38.74 \text{Re}^{-0.907} \quad (15)$$

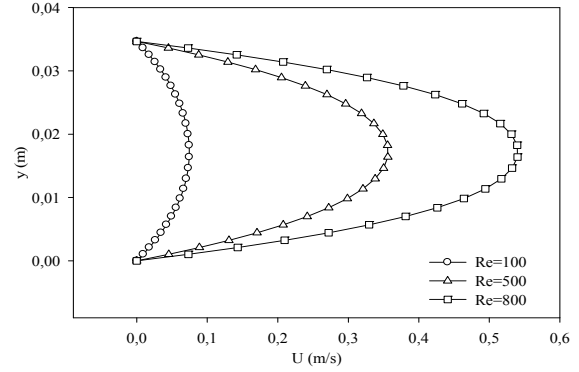
Yamuk kesitli kanalın simetri düzlemi ($z=0$) üzerindeki hız profilleri kanal boyunca farklı kesitlerde ($x/D_h=2.4, 12.0, 24.0, 36.1, 48.1$ ve 55.3) kanal yüksekliğince $\text{Re}=100$ ve 800 için Şekil 7'de verilmiştir. $\text{Re}=100$ değeri için kanal girişinden yaklaşık olarak $x/D_h=12.0$ 'lık mesafeden itibaren akış hız profiline değişmediği ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş hale geldiği görülmüştür. Bununla birlikte $\text{Re}=800$ değerinde

ise bu mesafenin yaklaşık olarak $x/D_h=36.1$ olduğu saptanmıştır.



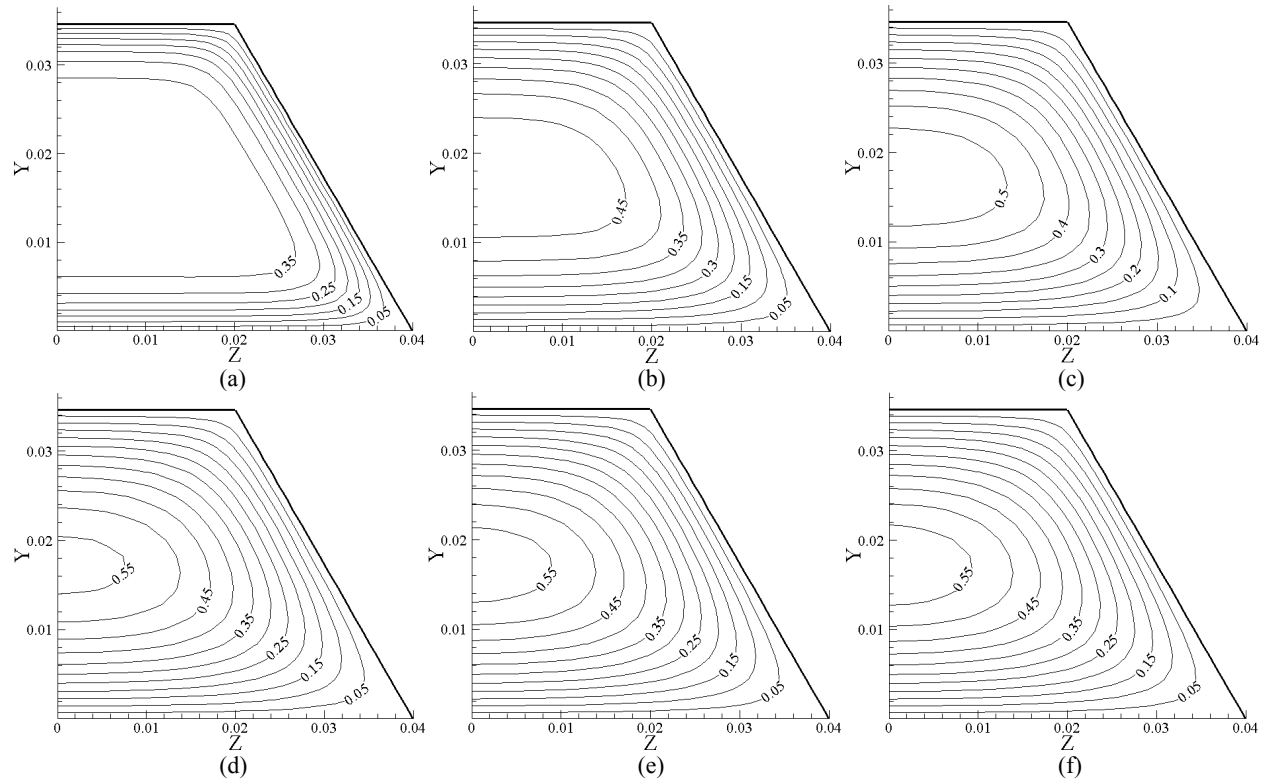
Şekil 7. Simetri düzleminde ($z=0$) ve farklı x -mesafelerinde kanal yüksekliği boyunca hız büyüklükleri: (a) $Re=100$, (b) $Re=800$

Simetri düzlemi üzerinde kanal girişinden itibaren $x/D_h=24.0$ 'da oluşturulan kesitte farklı Reynolds sayıları için hız profilleri kanal yüksekliği boyunca Şekil 8'de verilmiştir. Kanal içerisindeki hız profillerinin Reynolds sayısının değişimi ile değişiklik gösterdiği görülmektedir.



Şekil 8. Simetri düzleminde ($z=0$) ve $x/D_h=24.0$ 'da kanal yüksekliği boyunca hız büyüklüğünün farklı Reynolds sayılarındaki görünümü

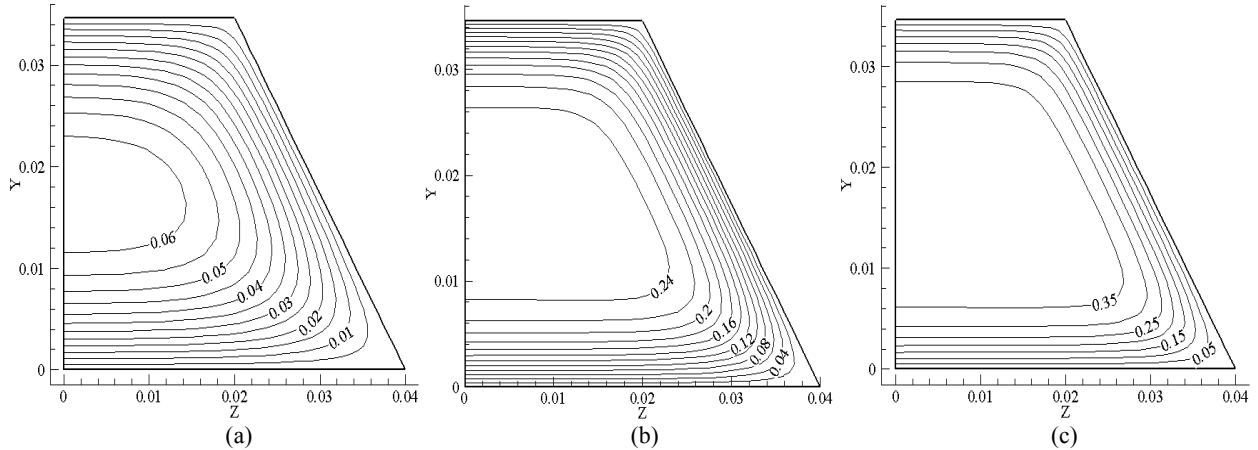
Kanal boyunca $x/D_h=2.4, 12.0, 24.0, 36.1, 48.1$ ve 55.3 'de oluşturulan y - z kesitlerindeki hız kontur dağılımı grafikleri tipik olarak $Re=800$ için Şekil 9'da verilmiştir. Hız dağılımlarının $x/D_h=36.1$ 'den sonra değişiklik göstermediği ve birbirini tekrarladığı görülmüştür. Dolayısı ile bu mesafeden sonra akışın hidrodinamik olarak tamamen gelişmiş şartlara ulaştığı saptanmıştır.



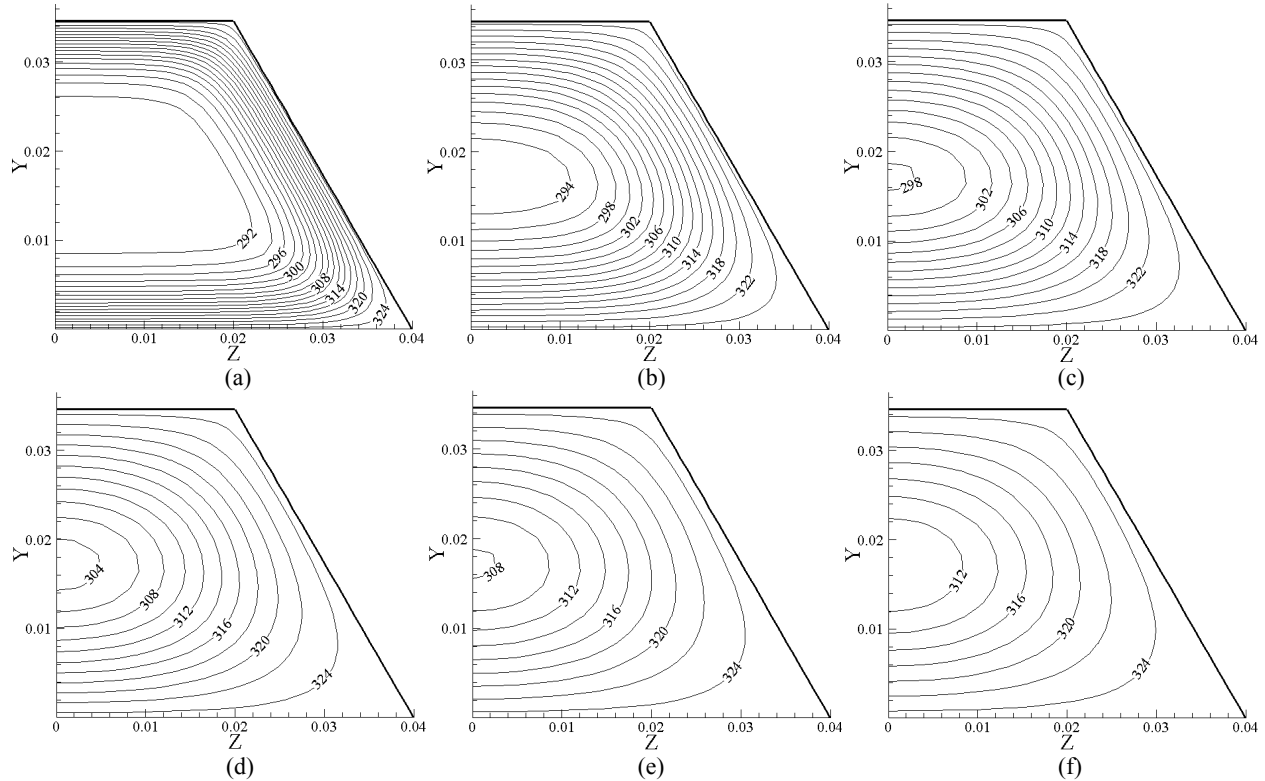
Şekil 9. $Re=800$ için farklı kesitlerde y - z düzlemleri üzerindeki hız dağılımları: (a) $x/D_h= 2.4$, (b) $x/D_h= 12.0$, (c) $x/D_h= 24.0$, (d) $x/D_h= 36.1$, (e) $x/D_h= 48.1$, (f) $x/D_h= 55.3$

Reynolds sayısının hız dağılımları üzerindeki etkisi Şekil 10'da incelenmiştir. Şekil 10'da farklı Reynolds sayıları için $x/D_h=2.4$ 'de $y-z$ düzlemindeki hız dağılımları verilmiştir. Reynolds sayısının değişimi ile kanal içerisindeki hız dağılımları da değişim göstermiştir. Artan hız ile duvar yakınındaki hız sınır tabakası kalınlığı küçülmüştür.

Re=800 için kanal içerisinde farklı kesitlerde oluşturulan yüzeylerdeki sıcaklık dağılımları Şekil 11 ile verilmiştir. Sıcaklık dağılımlarından akışın kanal içerisinde ısıl olarak gelişme şartları gözlemlenmiştir. Özellikle $x/D_h=48.1$ 'lik mesafeden sonra kanal içerisindeki sıcaklık dağılımının birbirini tekrarladığı saptanmıştır. Bu nedenle, $x/D_h=48.1$ 'lik mesafe Re=800 değeri için ısıl olarak tamamen gelişmiş şartların sağlandığı mesafe olarak tespit edilmiştir.



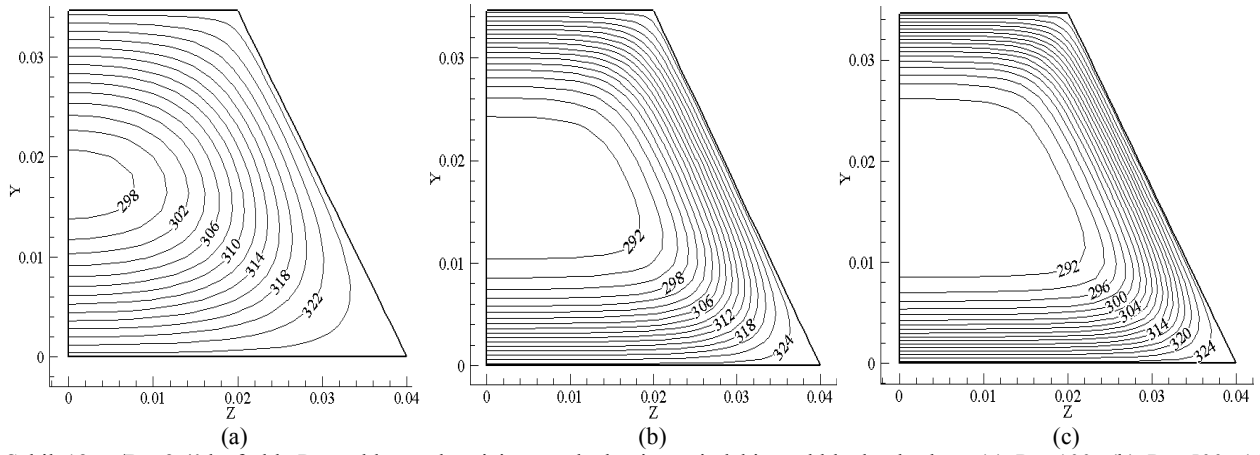
Şekil 10. Farklı Reynolds sayıları için $x/D_h=2.4$ 'de $y-z$ düzlemindeki hız dağılımları: (a) Re=100, (b) Re=500, (c) Re=800



Şekil 11. Re=800 için farklı $y-z$ düzlemleri üzerindeki sıcaklık dağılımları: (a) $x/D_h=2.4$, (b) $x/D_h=12.0$, (c) $x/D_h=24.0$, (d) $x/D_h=36.1$, (e) $x/D_h=48.1$, (f) $x/D_h=55.3$

Şekil 12'de Reynolds sayısının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Farklı Reynolds sayıları için (Re=100, 500 ve 800) $x/D_h=2.4$ 'de $y-z$ düzlemi üzerinde oluşturulan sıcaklık dağılımları Şekil 12 ile

verilmiştir. Sıcaklık dağılımlarının Reynolds sayısı ile değişim gösterdiği görülmüştür. Artan Reynolds sayısı ile sıcaklık sınır tabakası kalınlığı azalmıştır.



Şekil 12. $x/D_h=2.4$ 'de farklı Reynolds sayıları için y-z düzlemi üzerindeki sıcaklık dağılımları: (a) $Re=100$, (b) $Re=500$, (c) $Re=800$

SONUÇLAR

Bu çalışmada, hidrolik çapı 0.0416 m ve köşe açısı 60° olan sabit yüzey sıcaklığına sahip ikizkenar yamuk kesitli kanal içerisinde laminar akışta hidrodinamik ve ısıl olarak gelişmekte olan ısı transferi problemi sayısal olarak Fluent 6.3.26 paket programı kullanılarak incelenmiştir. Çalışma Reynolds sayısının $100 \leq Re \leq 800$ aralığındaki değerleri için gerçekleştirilmiştir.

Yerel ve ortalama Nusselt sayıları ve sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir. Kanal içerisinde farklı Reynolds sayılarındaki ve farklı kesitlerdeki hız ve sıcaklık dağılımları grafiksel olarak verilmiştir. Ayrıca, çalışmadan elde edilen sonuçlar literatürde yapılmış olan benzer çalışmalar ile kıyaslanmış ve sonuçların literatür ile uyum içerisinde olduğu saptanmıştır.

Reynolds sayısındaki artışın ısı transferinde artışa ve sürtünme faktöründe azalışa neden olduğu görülmüştür. Yamuk kesitli kanal içerisindeki laminar akışta hidrodinamik ve ısıl olarak tam gelişmiş şartlardaki Nusselt sayısı değerinin 2.7, $C_f Re$ değerinin ise 13.391 olduğu belirlenmiştir. Ortalama Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi incelenmiş ve korelasyonlar sunulmuştur.

KAYNAKLAR

Aparecido, J. B., and Cotta, R. M., Fully Developed Laminar Flow in Trapezoidal Ducts, *9th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, 25-28, 1987.

Flochart, S. M., and Dhariwal, R. S., Experimental and Numerical Investigation into the Flow Characteristics of Channels Etched in Silicon, *J.Fluids Engineering*, 120, 291-295, 1998.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., and Lavine, A. S., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (Sixth Ed.), John Wiley & Sons, USA, 2007.

Kakaç, S., and Liu, H., *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design* (Second Ed.), 81-127, CRC Press, USA, 2002.

Kakaç, S., Shah, R. K., and Aung, W., *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, Chapter 3, John Wiley and Sons, USA, 1987.

Kays, W. M., and London, A. L., *Compact Heat Exchangers* (Second Ed.), Chapter 9-10, McGraw-Hill, New York, 1964.

Lawal, A., and Mujumdar, A. S., Developing Flow and Heat Transfer to Power Law Fluids in Square, Trapezoidal and Pentagonal Ducts, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 12, 23-31, 1985.

Renksizbulut, M., and Niazmand, H., Laminar Flow and Heat Transfer in the Entrance Region of Trapezoidal Channels with Constant Wall Temperature, *J.Heat Transfer*, 128, 63-74, 2006.

Sadasivam, R., Manglik, R. M., and Jog, M. A., Fully Developed Forced Convection Through Trapezoidal and Hexagonal Ducts, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 42, 4321-4331, 1999.

Shah, R. K., Laminar Friction and Forced Convection Heat Transfer in Ducts of Arbitrary Geometry, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 18, 849-862, 1975.

Shah, R. K., London, A. L., *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, Chapter 10, Academic Pres Inc., New York, 1978.

Yuan, J., Rokni, M., and Sunden, B., Simulation of Fully Developed Laminar Heat and Mass Transfer in Fuel Cell Ducts with Different Cross-Sections, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 44, 4047-4058, 2001.