

KARE KESİTLİ YATAY BİR KANALDA LAMİNER KARIŞIK KONVEKSİYON AKIŞIN İNCELENMESİ

Abuzer ÖZSUNAR

G. Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 06570 Maltepe-Ankara

ÖZET

Bu çalışmada, kare kesitli yatay bir kanalda laminar karışık konveksiyon akışın yapısı Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Kanal alt yüzeyi üniform ısı akısına maruz bırakılmış, yan yüzeyler yalıtımlı ve adyabatik ve üst yüzey ise dış ortamdaki akışa maruz bırakılmıştır. Problemi tanımlayan temel korunum denklemleri (kütle, momentum ve enerji) sayısal olarak çözülmüştür. SAD sonuçlarından elde edilen sıcaklıklar kullanılarak, kanal boyunca ortalama Nusselt sayısı dağılımı hesaplanmış ve elde edilen değerler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ters Greatz sayısı skalası kullanılarak ortalama Nusselt sayısı dağılımı araştırılmıştır. Ayrıca, kanal boyunca farklı noktalarda, x-y ekseninde (kanal kesitinde) akışın hız vektörleri ve sıcaklık kontur grafiği verilerek, akışın gelişmekte olan akış özelliği taşıdığı belirlenmiştir. Laminar karışık konveksiyon şartlarında, ısı transferinin, zorlanmış konveksiyona göre belirgin bir şekilde arttığı gözlemlenmiştir. SAD yöntemiyle elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve uyum içinde olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Sayısal akışkanlar dinamiği, Laminar akış, Konveksiyon akış

ABSTRACT

In this study, mixed convection through a horizontal channel having a squared cross section is investigated using Computational Fluid Dynamics (CFD) method. Bottom surface of the channel is exposed to a uniform heat flux, side surfaces are insulated and adiabatic, and upper surface is expose to surrounding fluid. Governing equations (mass, momentum and energy) defining the problem are solved numerically. Using the temperatures obtained from CFD results, avarege Nusselt number distribution throught the channel is calculated, and compared with experimental results. Avarege Nusselt number distribution is investigated by using the inverse Greatz number scale. Besides, velocity vectors and temperature contours of the flow are presented at different points on the x-y axis throughout th echannel and it is determined that the flow has proprtities of a developing flow. It is observed that heat transfer in laminar mixed convection increases evidently compared to that in forced convection. The results obtained with the CFD method are in agreement on the experimental results.

Keywords: Computational fluid dynamic, convection flow

Simgeler Açıklama

c_p	:Özgül ısı (kJ/kg°C)
D_h	:Hidrolik çap (m)
EYO	:En/yükseklik oranı
g	:Yerçekimi ivmesi (m/s ²)
Gr^*	:Modifiye Grashof sayısı ($g\beta q'' D_h^4/kv^2$)
h	:Isı transferi katsayısı (W/m ² °C)
H	:Kanal yüksekliği (m)

k	:İletim katsayısı (W/m°C)
k_{hava}	:Hava iletim katsayısı (W/m°C)
L	:Kanal boyu (m)
Nu	:Nusselt sayısı
P	:Basınç (N/m ²)
P_o	:Havanın Kanala Giriş basıncı (N/m ²)
Pr	:Prandtl sayısı

q_w	:Plaka ısıtıcıdan sisteme verilen toplam ısı (W/m^2)	u	:x-yönündeki hız bileşeni (m/s)
q_{top}	:Kanala verilen toplam ısı	v	:y-yönündeki hız bileşeni (m/s)
$q_{konv.}$:Konveksiyonla akışkana verilen ısı	w	:z yönündeki hız bileşeni (m/s)
$q_{yal.}$:Yalıtım kaybı	w_o	:Havanın kanala ortalama giriş hızı (m/s)
$q_{rad1.+q_{rad2}}$:Radyasyon kaybı	W	:Kanal eni (m)
Re	:Reynolds sayısı	x,y,z	:Yatay, düşey ve eksenel koordinatlar
T	:Sıcaklık ($^{\circ}C$)	μ	:Dinamik viskozite (kg/ms)
T_b	:Ortalama Karışım Sıcaklığı ($^{\circ}C$)	ν	:Kinematik viskozite (m^2/s)
T_d	:Ortalama Deneysel Üst Yüzey Sıcaklığı ($^{\circ}C$)	ρ	:Yoğunluk (kg/m^3)
T_p	:Isıtıcı plaka sıcaklığı ($^{\circ}C$)		
T_o	:Havanın Kanala Giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)		

1. GİRİŞ

Kanal içindeki laminer karışık konveksiyon şartlarındaki akışın ısı transferini %400 ve sürtünme katsayısını %30 artırdığı bilinmektedir. Isı transferinin artışı bir çok sistemlerde arzu edilen bir özelliktir. Bu nedenle, hem deneysel hem de Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) yöntemiyle çalışan araştırmacılar, kanal içinde laminer karışık konveksiyon akışın yapısı üzerinde önemle durmuşlardır.

Yapılan ilk deneysel çalışmalarda, dengesizliğin başlangıcı ve tam gelişmiş şartların belirlenmesi için kriterler geliştirilmesi üzerinde ayrıntılı olarak incelemeler yapılmıştır. Sayısal çalışmalar da ise başlangıçta büyük Prandtl sayılı akışkanlar için araştırmalar yapılmıştır. Bunun sonucunda, sadece ısı giriş bölgesi için SAD ile çözümler elde edilmiştir. İlerleyen yıllarda kombine akış bölgesi için, yani hem ısı hem de hidrodinamik giriş bölgesi için SAD çözümler araştırılmıştır. Bununla birlikte, kabul edilebilir çözümler ancak bilgisayar hızlarının artması sonucunda, hücre yapısından bağımsız çözümlerin elde edilmesiyle sağlanmıştır.

Mori ve Uchida (1), tam gelişmiş karışık konveksiyon Nusselt sayısı için, aşağıda verilen bir bağıntı elde etmiştir.

$$Nu = 1 + 1.413 \left(1 - \frac{1708}{Ra_H} \right) \quad (1)$$

Bu denklem, karışık konveksiyon nedeniyle olan ısı transferi artışının Reynolds sayısından bağımsız olduğunu göstermektedir. Ayrıca, Hwang ve cheng (2) Prandtl sayısının artışıyla, tam gelişmiş karışık konveksiyon ısı transferinde artış olduğunu belirtmişlerdir. Daha sonra, Hwang ve Cheng (3) paralel plakalar arasında ısı giriş bölgesindeki ısı dengesizliklerin başlangıcının belirlenmesi için teorik araştırmalar yapmışlardır. Alt plaka izotermal ısıtılmış, üst plaka izotermal soğutulmuş olarak kabul edilerek, sayısal bir çalışma yapmışlardır. Problemin çözümünde, yüksek mertebeden sonlu elemanlar yöntemi kullanmışlardır. Uzunluğuna vortisitelerin başlangıcının Rayleigh, Peclet ve Prandtl sayılarına bağlı olduğunu göstermişlerdir. Verilen herhangi bir Rayleigh ve Prandtl sayıları için, Peclet sayısı azaldığında, dengesizliğin başlangıcının geciktiği, yani dengesizliğin başlangıcı mesafesinin arttığını belirtmişlerdir.

Kurosaki ve Satoh (4), kanalda asimetrik ısıtma şartlarında ısı giriş bölgesi akışını inceleyerek, ikincil akış nedeniyle olan ısı transferi artışının Reynolds sayısından bağımsız ve sadece ısı akısına bağlı olduğunu göstermişlerdir. Shutt ve Incropera (5), Mahaney vd. (6), sonlu elemanlar yöntemi kullanarak, ikincil akışın etkisiyle, alt yüzeydeki ısı transferinde %400 ve kanal sürtünme katsayısında %30 artış olduğunu bulmuşlardır. Yapılan parametrik çalışma sonunda, Grashof sayısı arttığında, Nusselt sayısı artmış ayrıca, dengesizliğin başlangıç noktası mesafesinin azaldığını vurgulamışlardır. İlave olarak, ısı giriş bölgesi dikkate alındığında, kanal kesit oranı veya en/yükseklik oranı (EYO) azaldığında dengesizliğin başlangıç mesafesinin de azaldığını bulmuşlardır. Bununla birlikte, sözkonusu çalışmanın hücre yapısından tam bağımsız olmadığını açıklamışlardır.

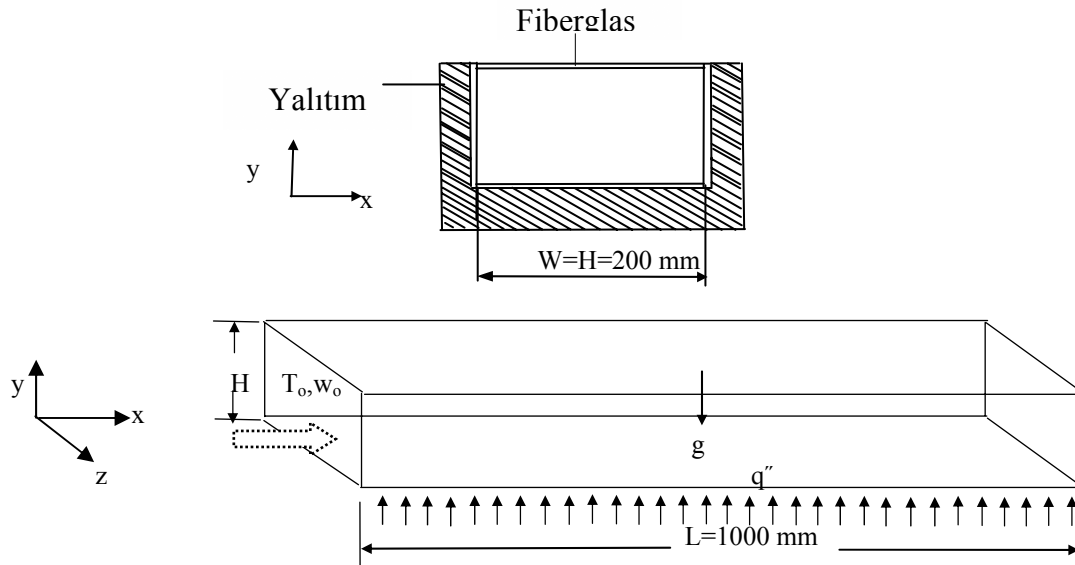
Huang ve Lin (7), $EYO=2$ olan, yatay dikdörtgen kesitli kanal için yaptıkları sayısal çalışmada, kararsız durumdaki (unsteady state) Navier-Stokes ve enerji denklemlerini, türbülanslı model kullanmadan direkt olarak çözmüşlerdir. Parametrik çalışma sonunda, $Gr/Re^2 < 4$ için kararlı laminer akış, $4 < Gr/Re^2 < 19$ için periyodik laminer akış, $19 < Gr/Re^2 < 25$ için yarı periyodik laminer akış ve $24 < Gr/Re^2 < 40$ için kararsız kaotik akışın var olduğunu göstermişlerdir. Böylece, Gr/Re^2 oranının artışıyla laminar karışık konveksiyondan türbülanslı karışık konveksiyona geçişin olduğunu göstermişlerdir.

Hwang vd. (8), yatay kare kesitli ve silindirik kanalda üniform olarak ısıtılmış ve tam gelişmiş karışık konveksiyon akış için yeni bir SAD yöntemi geliştirmişlerdir. Oldukça sınırlı sayıdaki sonuçlarla, değişik Prandtl sayısı ve $ReRa$ için, ısı transferi oranı, sürtünme faktörü, ikincil vortisitinin gücü ve kanal kesitindeki aksel hız ve sıcaklık değerinin belirlenmesinin mümkün olabileceği bir SAD yöntemi geliştirmişlerdir. Bu yöntemle değişik şartlar için parametrik çalışmalar yapmışlardır.

Sunulan bu çalışma, daha önce Özsunar (9) tarafından yapılan çalışmaya ilave olarak yapılan bir çalışma olup, kare kesitli kanalda laminer karışık konveksiyon akış üç boyutlu olarak çözülerek sonuçlar deneysel çalışmayla karşılaştırılmıştır.

2. FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODELİN TANIMLANMASI

Problemi tanımlayan temel denklemlerin çözülebilmesi için, genel olarak yapılan ilk kabul akışın sürekli olduğudur. Böylece zamana bağlı terimler atılır ve bağımsız değişken sayısı indirgenmiş olur. Şekil 1'de kullanılan koordinat sistemi ve fiziksel model görülmektedir. Bu fiziksel model kullanılarak temel korunum denklemleri aşağıda verilmiştir:



Şekil 1. Kullanılan koordinat sistemi ve fiziksel model

Kararlı akış için kütle korunumu denklemi,

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

şekindedir. Sırasıyla x, y, z-yönündeki momentumun korunumu denklemleri,

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

$$u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + g(\rho - \rho_b) \quad (3)$$

$$u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

şeklindedir. Enerjinin korunumu ise,

$$u \frac{\partial(\rho T)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho T)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho T)}{\partial z} = \frac{k}{c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

şeklinde yazılır. Denklem 2b'deki $g(\rho - \rho_b)$ ifadesi, kaldırma kuvveti diye tanımlanır. Burada ρ_b , referans sıcaklıktaki akışkan yoğunluğudur. Yukarıda verilen eliptik kısmi diferansiyel denklemlerde yoğunluk sadece sıcaklığın bir fonksiyonudur $\rho = \rho(T)$. Bunun yanında diğer tüm akışkan özellikleri sabit kabul edilmiştir.

Şekil 1 incelendiğinde, kanal yan yüzeyleri yalıtımlı olduğundan adyabatik kabul edilmiştir. Kanal alt yüzeyinden q_w üniform ısı akısı verilmektedir. Şekil 1'de kanal uzunluğu (L) 1 m, kanal genişliği (W) 0.2 m ve kanal yüksekliği (H) 0.02 m olarak alınmıştır.

Karışık konveksiyonla olan ısı transferi katsayısından, ısı transferinin boyutsuz göstergesi olan Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır. Nusselt sayısı dikdörtgen kesitli bir kanal için,

$$Nu = \frac{hD_h}{k_{hava}} \quad (6)$$

şeklinde veya,

$$Nu = \frac{q_w D_h}{(T_p - T_b) k_{hava}} \quad (7)$$

olarak hesaplanır. Burada, Nusselt sayısının konvektif ısı akısına (q_w), karakteristik uzunluğa (D_h), akışkan özelliklerine (k_{hava}), ısıtıcı plaka yüzey sıcaklığına (T_p) ve ortalama karışım sıcaklığına (T_b) bağlı olduğu görülmektedir.

Matematiksel modelin tanımlanması için tüm değişkenlere ait giriş, çıkış ve sınır şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, SAD analizinde başlangıç değerlerinin belirlenmesinde deneysel veriler dikkate alınarak çözüm yapılmıştır. Ayrıca, problemin kanalın merkezinden geçen, $x=W/2$ düzlemine göre düşey olarak simetrik olduğu kabul edilerek, hesaplama bölgesi yarıya indirgenmiş olur. Giriş, çıkış ve sınır şartlarını aşağıdaki gibi yazabiliriz:

a) kanal alt yüzeyinde, simetri eksenini sınır şartları:

$$u|_{x=W/2} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial x}|_{x=W/2} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial x}|_{x=W/2} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial x}|_{x=W/2} = 0, \quad (8)$$

b) kanal alt, üst ve yan yüzeyde kaymanın olmadığı kabulü ile hız sınır şartları;

$$u|_{y=0} = 0, \quad u|_{y=H} = 0, \quad u|_{x=0} = 0, \quad (9)$$

$$v|_{y=0} = 0, \quad v|_{y=H} = 0, \quad u|_{x=0} = 0, \quad (10)$$

$$w|_{y=0} = 0, \quad w|_{y=H} = 0, \quad w|_{x=0} = 0 \quad (11)$$

c) kanal alt yüzeyinden verilen ısının üniform olduğu kabul edilirse;

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = q_w \quad (12)$$

d) yan duvarların adyabatik olduğunu gösteren sınır şartı;

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0 \quad (13)$$

e) üst yüzey sıcaklığı için deneysel çalışmalardan elde edilen ortalama (T_d) sıcaklıklar kullanılmıştır;

$$T \Big|_{y=H} = T_d \quad (14)$$

f) giriş ve çıkış şartları,

$$u \Big|_{z=0} = 0, \quad v \Big|_{z=0} = 0, \quad w \Big|_{z=0} = w_o, \quad T \Big|_{z=0} = T_o, \quad P \Big|_{z=0} = p_o \quad (15)$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad \frac{\partial w}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=L} = 0, \quad P \Big|_{z=L} = 0 \quad (16)$$

olarak yazılır.

Deneysel çalışma için enerji dengesi, aşağıda gibi yazılır, ayrıntılı bilgi (9)'dan elde edilebilir.

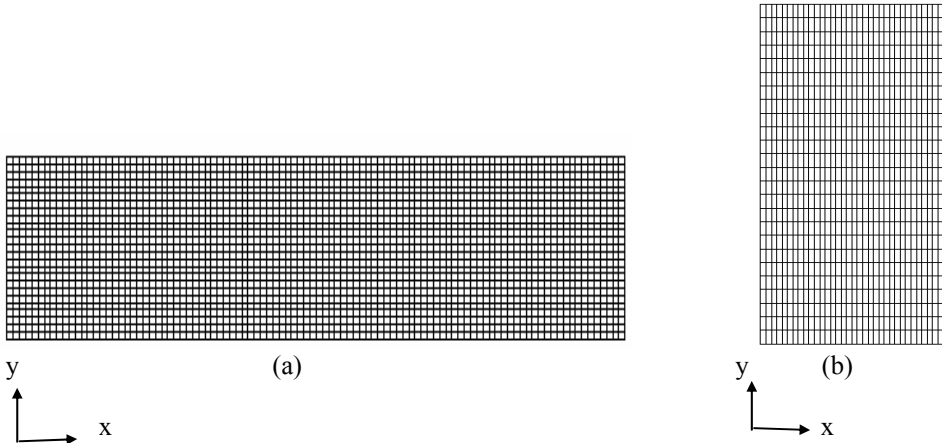
$$q_{top} = q_{konv} + q_{yal} + q_{rad1} + q_{rad2} \quad (1)$$

Burada, q_{top} verilen toplam ısı, q_{konv} konveksiyonla akışkana verilen ısı, q_{yal} yalıtımla olan konduksiyon kaybı, q_{rad1} ve q_{rad2} ise radyasyonla akışkana verilen ısıdır.

3. SAD ANALİZİ

Bu çalışmada, problemi tanımlayan temel korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çalışan PHOENICS koduyla çözülmüştür. PHOENICS, ısı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği, kimyasal reaksiyon ve bunun gibi olayların simülasyonunu yapan bir programdır [10]. Bu program, lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem setlerinin çözümüne iteratif sayısal yaklaşımlar sağlar.

Sayısal çözüm prosedürü yaygın olarak kullanılan SIMPLE algoritmasının gelişmiş bir biçimidir. Konveksiyon-difüzyon taşınımı için hibrid metot kullanılmıştır. Denklem setleri TDMA (Tri-Diagonal-Matrix-Algorithm) algoritması ile çözülmüştür. Şekil 2'de bu çalışmada kullanılan hücre yapısı görülmektedir. Sayısal çözüm prosedürü ile ilgili ayrıntılı bilgi Patankar (11), Başkaya (12), ve benzer yayınlardan elde edilebilir.



Şekil 2. SAD yönteminde kullanılan hücre yapısı (a) y-z düzlemi, taban yüzeyi (b) x-y düzlemi, kanal kesiti

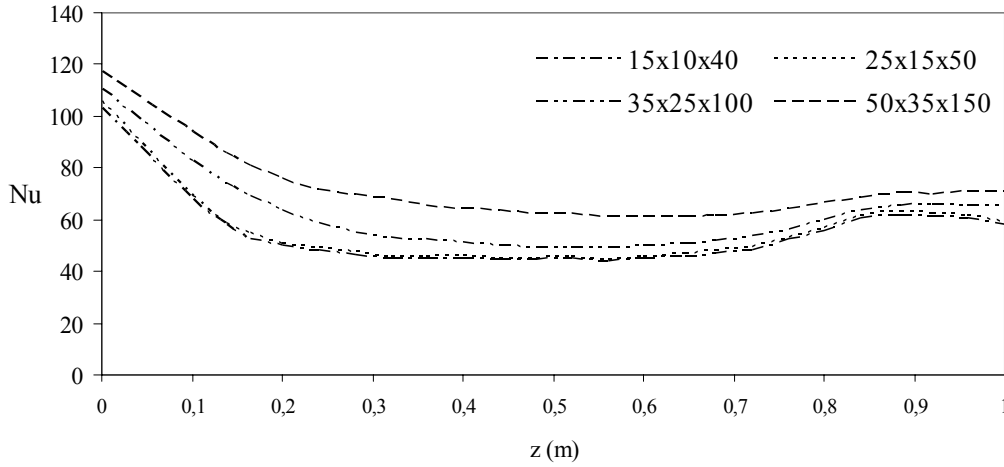
4. SAD SONUÇLARI

Problemi tanımlayan tam eliptik korunum denklemleri, kanal içindeki simetri durumu dikkate alınarak çözülmüştür. SAD yöntemi ile yapılan çalışmalarda çözümün kabul edilebilmesi için gerekli güvenilirlik kriterleri vardır. Bu kriterler, çözüm sonuçlarının hücre yapısından bağımsız olması, temel korunum denklemlerinin sağlanması ve deneysel sonuçlarla uyum içinde olması gerekmektedir (12).

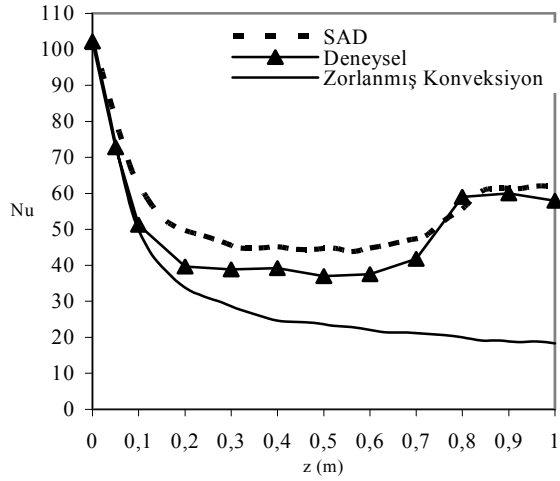
Bu amaçla SAD yönteminde elde edilen sonuç kütüğünde varolan temel korunum denklemlerinin sağlandığını gösteren değerlerin kabul edilir sınır içinde olduğu bulunmuştur. SAD sonuçlarının deneysel sonuçla uyum içinde olduğu ise ileride grafik olarak verilmiştir. Burada Şekil 3'te SAD çözüm sonuçları kullanılarak hesaplanan yerel Nusselt sayısı dağılım değerlerinin hücre sayısından bağımsız olduğu durumun belirlenmesi gösterilmektedir. Dört farklı hücre sayısı 15x10x40, 25x15x50, 35x25x100 ve 50x35x150'na göre Nusselt sayısı dağılımı verilmektedir. Şekil 3 dikkatlice incelendiğinde 15x10x40 ve 25x15x50 hücre sayısı için elde edilen çözümler gerçek çözümden oldukça uzak olduğu görülmekte ve 35x25x100 ve 50x35x150 hücre sayısı için, Nusselt sayısı dağılımının birbirine çok yakın olduğu görülmektedir.

SAD yöntemi kullanılarak elde edilen çözümlerin kabul edilebilmesi için, deneysel sonuçlarla da uyum içinde olması gerektiği gözönünde bulundurularak Şekil 4'te SAD yöntemi sonuçlarına göre hesaplanan Nusselt sayısı dağılımı, önceden yapılan deneysel sonuçla karşılaştırılması görülmektedir. Ayrıca, burada zorlanmış konveksiyon Nusselt sayısı dağılımı da verilerek gerekli karşılaştırma yapılmaktadır. Şekil 4 incelendiğinde, kanal girişinde Nusselt sayısı dağılımında, hem deneysel hem de SAD yöntemi kullanılarak hesaplanan sonuçların ani bir şekilde azaldığı görülmektedir. Bu bölgede karışık konveksiyonun zorlanmış konveksiyonla hemen hemen aynı davranışı göstermektedir.

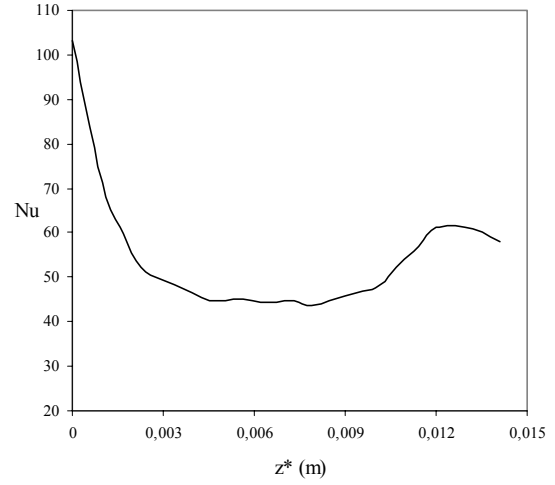
Kanal boyunca yani z-ekseni yönünde ilerledikçe karışık konveksiyon Nusselt sayısı zorlanmış konveksiyon Nusselt sayısından ayrılmakta ve ikincil akışın etkisiyle azalış devam etmemektedir. Bununla birlikte, kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın gücünün zayıf olması nedeniyle tam bir ani yükseliş de görülmemektedir. Bu sonuçta akışın ısı olarak tam gelişmiş akış olduğunu söylemek mümkün değildir ve ısı gelişmekte olan karışık konveksiyon akış kabul edilebilir. Kanal çıkışına doğru ikincil akışın etkisiyle Nusselt sayısı dağılımında artış görülmektedir. Gelişmekte olan akışların incelenmesinde özellikle ters Greatz veya logaritmik skala kullanılması uygun olduğundan Şekil 5'te Nusselt sayısı dağılımı ters Greatz skalası kullanılarak verilmiştir. Fakat, büyük Reynolds sayıları için bu skalanın uygun olmadığı da bilinmektedir.



Şekil 3. Hücre sayısının Nusselt sayısı dağılımına etkisi ($Re=1000$, $EYO=1$, $Gr^*=2.5E+9$)

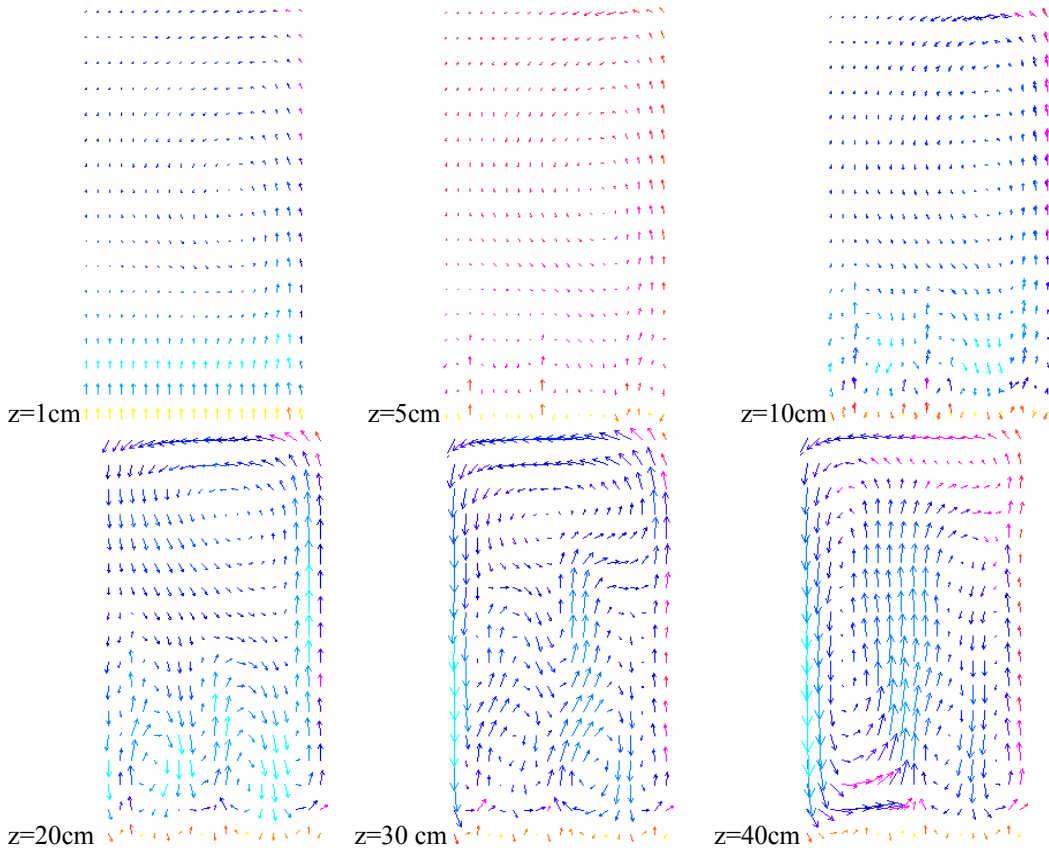


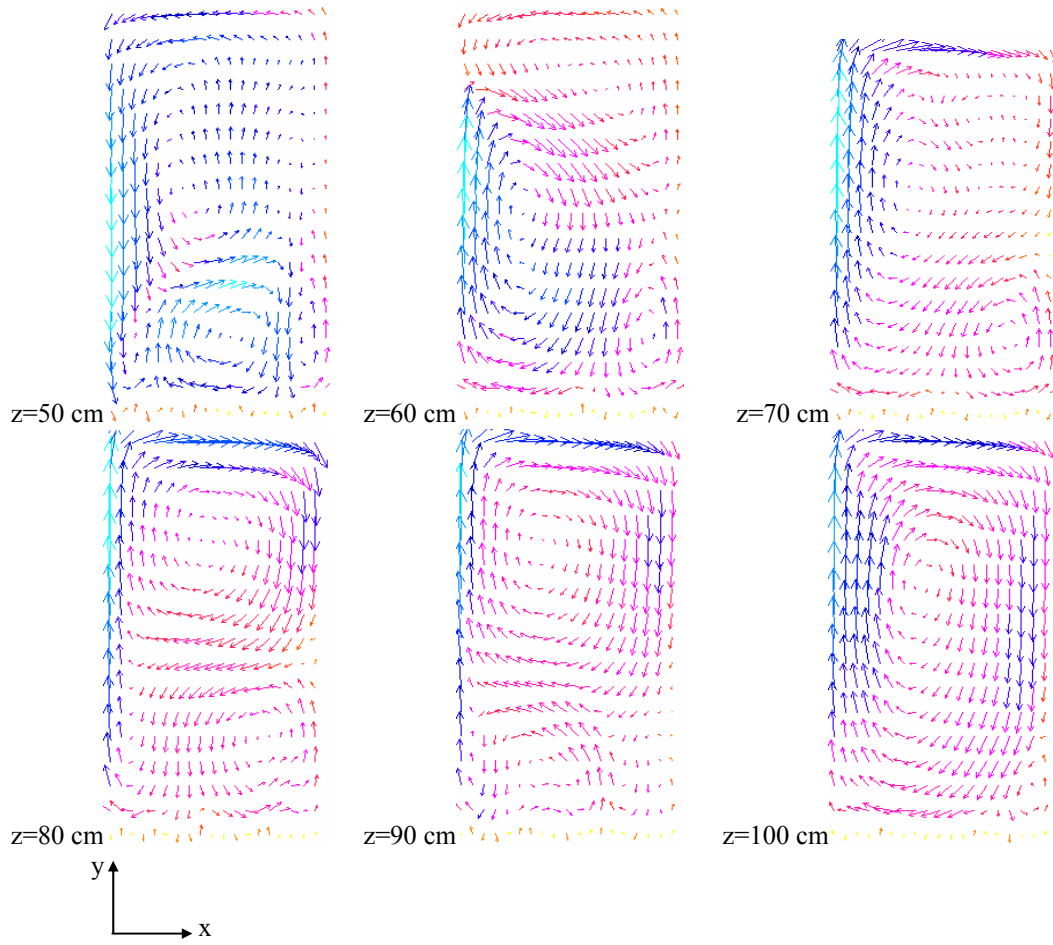
Şekil 4. SAD ve Deneysel sonuçların karşılaştırılması
($Re=500$, $Gr^*=2.5E+9$)



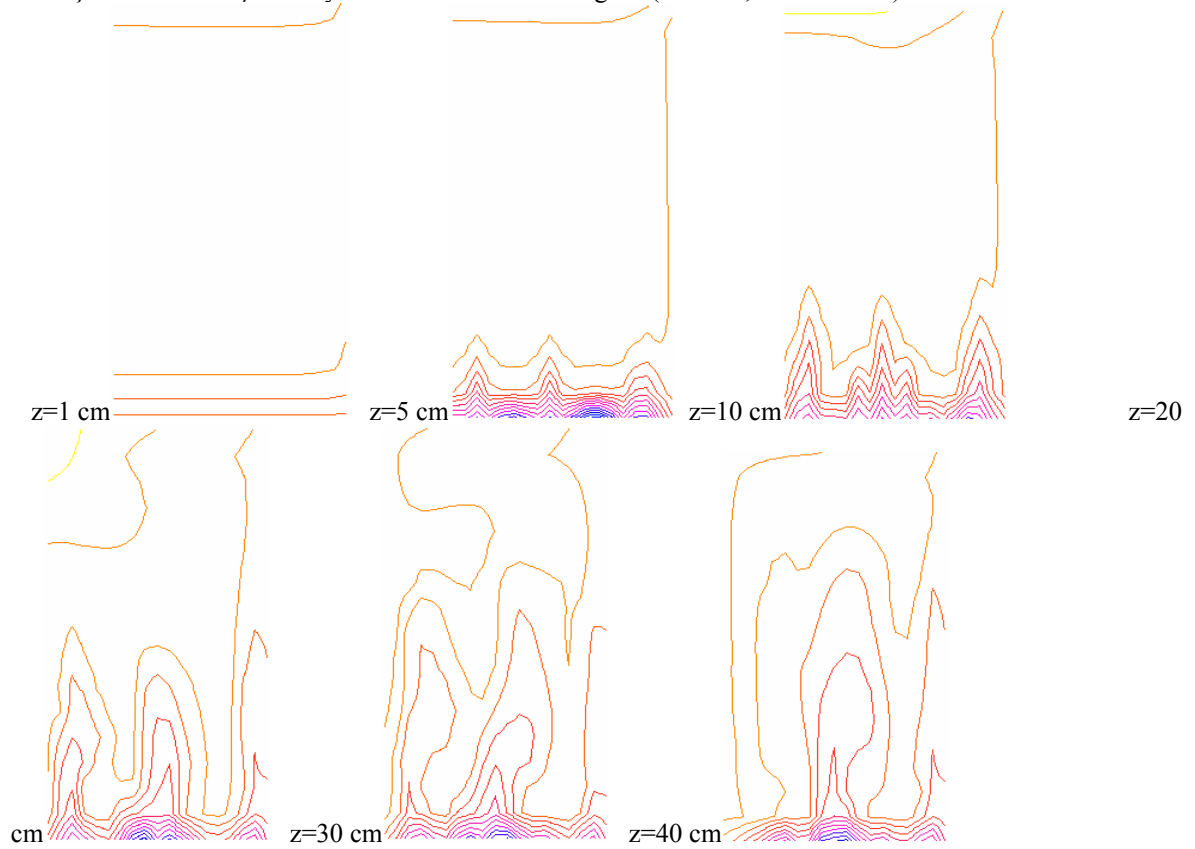
Şekil 5. Kanal boyunca ters Graetz sayısı birimi kullanılarak ortalama yerel Nusselt sayısı dağılımının gösterilmesi ($Re=500$, $Gr^*=2.5E+9$)

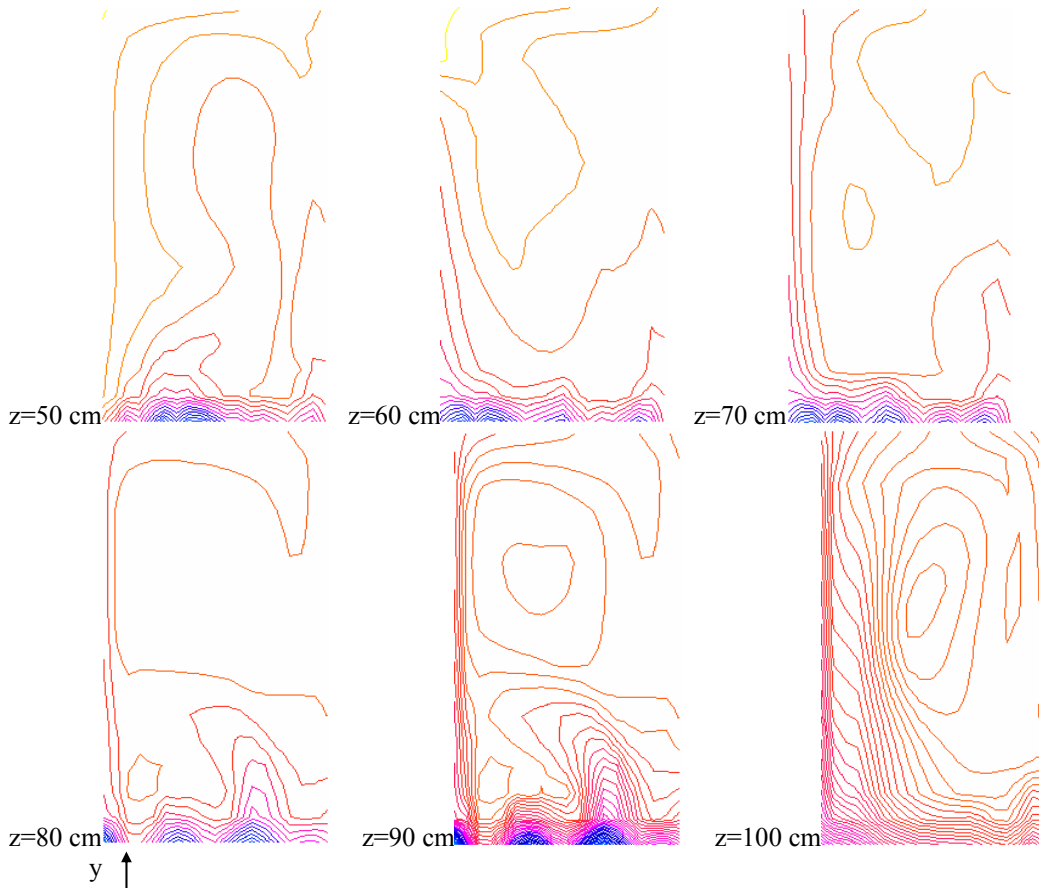
Şekil 6'da x-y düzleminde, kanal kesitinde akışın vektörel dağılımı verilmektedir. Şekil 7'de, z-ekseni yönünde kanalın 10 farklı noktasında sıcaklık kontur grafiği görülmektedir. Kanal girişinde vektörel dağılım homojen bir yapıya sahip olduğu görülmekte, fakat $z=30$ cm'den sonra homojen yapı bozulmaya başlamakta ve $z=70-80$ cm'den sonra ikincil akışın etkisiyle vorteks halkalar oluşmaktadır.





Şekil 6. Kanal içinde x-y düzleminde vektörel dağılım ($Re=500$, $Gr^*=2.5E+9$)





Şekil 7 Kanal içinde x-y düzleminde sıcaklık kontur grafiği ($Re=500$, $Gr^*=2.5E+9$)

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Kare kesitli yatay bir kanalda $Re=500$ ve $Gr^*=2.5E+9$ için karışık konveksiyon akışın, SAD yöntemi kullanılarak davranışı incelenmiştir. Yerel Nusselt sayısı dağılımı hesaplanarak deneysel sonuçla karşılaştırılması yapılmış ve uyum içinde olduğu görülmüştür. Ayrıca, vektörel dağılım ve sıcaklık kontur grafiği verilerek akışın yapısı hakkında gerekli bilgi edinilmeye çalışılmıştır. Hem Nusselt sayısı dağılımı hem de vektörel dağılım ve sıcaklık kontur grafiği incelendiğinde karışık konveksiyon akışın ısıl gelişmekte olan bir davranış gösterdiği belirlenmiştir. Kanal çıkışına doğru (z-ekseni yönünde) Nusselt sayısı dağılımında ani bir artış olduğu ve aynı bölgede vektörel dağılım ve sıcaklık kontur grafiğinde de, ikincil akışın etkisiyle değişim gözlemlendiği açıkça görülmüştür. Ayrıca, karışık konveksiyon Nusselt sayısının zorlanmış konveksiyon Nusselt sayısına göre %240 kadar bir artış gösterdiği hesaplanmıştır.

KAYNAKLAR

1. Mori, Y., and Uchida Y., "Forced Convection Heat Transfer Between Horizontal Flat Plates", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Vol. 9, pp. 803-817 1966.
2. Hwang, G.J., and Cheng, K.C., "Convective Instability in the Thermal Entrance Region of a Horizontal Parallel - Plate Channel Heated from Below," **J. Heat Transfer**, Vol. 95, pp. 72-77 (1973).
3. Hwang, G.J., and Liu, Cheng-liung, "An Experimental Study of Convective Instability in the Thermal Entrance Region of a Horizontal Parallel-Plate Channel Heated From Below, " **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, Vol. 54., pp. 521-525, (1976).

4. Kurosaki, Y., and Satoh, I., “Laminar Heat Transfer in an Asymmetrically Heated Rectangular Duct”, *Fundamentals of Forced and Mixed Convection*, **ASME HTD**, Vol. 42, pp. 29-34, 1985.
5. Incropera, F. P., and Schutt, J. A., “ Numerical Simulation of Laminer Mixed Convection in the Entrance Region of Horizontal Rectangular Ducts”, **Numerical Heat Transfer**, Vol. 8, pp 707-729, 1985.
6. Mahaney, H.V., Incropera, F.P., and Ramdhyani, S., “Development of laminar Mixed Convection Flow in a Horizontal Rectangular Duct With Uniform Bottom Heating”, **Numerical Heat Transfer**, vol.12, pp.137-155, 1987.
7. Huang, C.C., and Lin, T.F., “Buoyancy Induced Flow Transition in Mixed Convective Flow of Air Through a Bottom Heated Horizontal Rectangular Duct”, **Int.J. Heat Mass Transfer**, 38, 1661-1674, 1995.
8. Hwang, G.J., vd. “A computer parametric analysis of mixed convection in ducts”, **Int.J. Heat Mass Transfer**, 44, 1857-1867, 2001.
9. Özsunar, A., “Yatay ve Eğimli Kanallarda Laminer Akışta Karışık Konveksiyon İle Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, **Doktora Tezi**, 1999.
10. Spalding, D.B., “The PHOENICS Beginner’s Guide”, **CHAM**, TR/100, 19991.
11. Patankar, S. V., “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, **Hemisphere**, New York, 1980.
12. Başkaya, Ş., “The Computational Simulation of the Concentration Field of a Condensing Water Vapour Jet and Comparison with Experimental Data” **Tr. J. of Engineering and Environmental Science**, 22, 245-267, 1998.