

DİKDÖRTGEN KESİTLİ BİR KANALDA LAMİNER KARIŞIK KONVEKSİYON ŞARTLARINDAKİ AKIŞIN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Abuzer ÖZSUNAR, Şenol BAŞKAYA, Mecit SİVRİOĞLU

Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Gazi Üniversitesi
Maltepe 06570 ANKARA, akoz@mmf.gazi.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada yatay dikdörtgen kesitli, en/yükseklik oranı (EYO) 10 olan bir kanalda laminer karışık konveksiyon şartlarında ısı transferi ile sıcaklık ve hız dağılımları Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Kanal alt yüzeyi üniform ısı akısına maruz, yan yüzeyler yalıtımlı, kanal üst yüzeyi ise dış ortamdaki akışkana maruz bırakılmıştır. Problemi tanımlayan temel korunum denklemleri sayısal olarak çözülmüş ve elde edilen sonuçlar, daha önce yapılmış deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. SAD analizi ile elde edilen sıcaklıkların kullanılmasıyla, yerel Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Yerel Nusselt sayısı sonuçları, deneysel ölçümlerle karşılaştırılmış ve uyum içinde olduğu bulunmuştur. Kanal içindeki akışlarda kaldırma kuvveti etkili ikincil akış ve kararsızlığın başlangıcı ile ilgili sonuçlar ayrıntılı bir şekilde irdelenmiştir. Buna ilave olarak, kanal içindeki sıcaklık ve kontur grafikleri ayrıntılı olarak sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Karışık konveksiyon, kanal akışı, laminer tam gelişmiş akış, sayısal akışkanlar dinamiği (SAD).

NUMERICAL INVESTIGATION OF FLUID FLOW IN A DUCT WITH RECTANGULAR CROSS SECTION UNDER LAMINAR MIXED CONVECTION CONDITIONS

ABSTRACT

In this study heat transfer, velocity and temperature distributions in a horizontal duct with rectangular cross section and an aspect ratio of 10 have been investigated under laminar mixed convection conditions using a method of Computational Fluid Dynamics (CFD). The lower surface of the duct is subjected to a uniform heat flux, sidewalls are insulated, and the upper surface is exposed to the surrounding fluid. Governing equations were solved numerically and obtained solutions are compared with previously made experimental measurements. From an energy balance and by

making use of temperatures obtained from the CFD analysis, local Nusselt numbers were calculated. Local Nusselt number results were compared with experimental results, and it was found that they are in good agreement. Results related to the buoyancy affected secondary flow and the onset of instability in duct flows were examined in detail. In addition, temperature contours as well as velocity vector distributions inside the duct are also presented in detail.

Keywords: Mixed convection, duct flow, laminar fully developed flow, computational fluid dynamics (CFD).

1. GİRİŞ

Kanal içindeki akışlar ısı transferinde önemli bir yer tutmaktadır. Fakat, yapılan araştırmalar daha çok doğal konveksiyonun ihmal edildiği zorlanmış konveksiyonla ilgilidir. Oysa, özellikle düşük Reynolds sayılarında doğal konveksiyonu ihmal etmek büyük hataya neden olmaktadır. Bu çalışmada kanal içinde doğal konveksiyonun da dikkate alındığı şartlar yani karışık konveksiyon şartları, Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Karışık konveksiyon şartlarının özellikle, elektronik cihazların soğutulması, güneş kollektörleri ve meteorolojik saha gibi, geniş bir alanda uygulandığı bilinmektedir.

Karışık konveksiyonla ilgili ilk çalışmalar Mori ve Uchida [1] ile Gage ve Raid [2] tarafından yapılmıştır. Daha sonra, Incropera ve Shutt [3], asimetrik şartlarda alt ve üst yüzeyin ısıtılması durumu için sonlu farklar metodunu kullanarak sayısal çözüm yapmışlardır. Karışık konveksiyon şartlarında oluşan ikincil akış nedeniyle, üst yüzeyin ısıtılması durumu için, ısı transferinin % 400 ve sürtünme katsayısının % 30 arttığını belirlemişlerdir. Hesaplamalar hem ısı hem de kombine giriş bölgesi ve Prandtl sayısının 0.71- 6.5 değerleri için yapılmıştır. Kanaldaki ikincil akış (secondary flow) boyuna vorteks halkalarla karakterize edilmiştir. Daha sonra bu çalışmaya Maughan ve Incropera [4], iki farklı SAD yöntemi kullanarak devam etmişlerdir. Söz konusu bu çalışmada hem kendi geliştirdikleri FORTRAN programı ile hem de PHOENICS paket program ile çözüm yapılmış ve gerekli karşılaştırmalar ayrıntılı olarak sunulmuştur.

Papanicalaou ve Jaluria [5], dikdörtgen bir kapalı kutuya yerleştirilmiş elektronik parçaların yaydığı ısının soğutulması için karışık konveksiyon durumunu dikkate almışlardır. Isı transferi hem laminer hem de türbülanslı bölge için verilmiştir. Karışık konveksiyon rejiminin $0.01 < Gr/Re^2 < 10$ aralığında oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Çalışma sayısal olarak yapılmış ve sonuçlar, hız vektörleri, akış çizgileri ve izotermal eğriler olarak verilmiştir. Bu çalışma özellikle elektronik parçaların yaydıkları ısının buldukları kapalı ortamdan uzaklaştırılması açısından önemlidir.

Son yıllarda Yan [6], eğimli dikdörtgen kanallarda ısı ve kütle transferini, karışık konveksiyon şartlarında, vortisit-hız metodunu kullanarak, üç boyutlu sayısal bir

çalışma yapmıştır. Sonuçlar, kaldırma etkisinin ve akışkanın, ısı-kütle transferi ve akış üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Ayrıca, Yan [7] bu çalışmaya, gelişen laminer karışık konveksiyon için ısı ve kütle transferini inceleyerek devam etmiştir.

Hwang ve Lin [8], yatay dikdörtgen kanallarda karışık konveksiyonun ısı karakteristiklerini ve vorteks akışını üç boyutlu olarak, kararsız rejimde sayısal olarak araştırmışlardır. $Pr=0.71$ ve $Re=200-1000$ için Grashof ve Reynolds sayısının etkisini incelemişlerdir. Özellikle büyük en/yükseklik oranlı (EYO) kanallarda vorteks akışın gelişiminin önemine dikkat çekilerek, pratikte değişik uygulamaların olduğunu belirtmişlerdir.

Karışık konveksiyon, akışın yapısı gereği üç boyutlu olarak incelenmesi gerekmektedir. Oysa, bilgisayar hızının düşük olduğu yıllarda sayısal olarak yapılan çalışmalar genellikle iki boyutlu olarak veya bazı terimlerin ihmal edilmesi ile çözümler yapılmıştır. Bunun sonucu olarak, çalışmanın hem deneysel çalışmalarla olan uyumu hem de güvenilirlik kriterlerinin azalması söz konusu olmaktadır. Bu çalışma üç boyutlu sayısal olarak kanallarda karışık konveksiyonla ısı transferini incelemek amacıyla yapılmıştır [9].

Bu çalışmada, yan yüzeyleri adyabatik, alt yüzeyi üniform ısı akısına sahip ve üst yüzeyi yalıtımsız olan, yatay bir kanalda, laminer karışık konveksiyon şartlarındaki akışın, üç boyutlu ve kararlı durum için sayısal olarak incelenmesi ele alınmıştır. Sonuçlar, deneysel olarak yapılan çalışmalarla karşılaştırılarak irdelenmiştir.

2. FİZİKSEL VE MATEMATİKSEL MODELİN TANIMLANMASI

Dikdörtgen kesitli kanalda, laminer karışık konveksiyon, yapısı gereği üç boyutludur. Navier-Stokes ve enerji denklemlerini analitik olarak çözmek oldukça zordur hatta imkansız gibidir. Buna karşın, bilgisayar hızlarının artmasına kadar yapılan çalışmalar, ya iki boyutlu yada bazı terimlerin ihmal edilmesi sonucu elde edilen araştırmalardır. Bu nedenle daha önce yapılan sayısal çalışmalarda belirli kabullerin yapılması, bazı hataları da beraberinde getirmiştir. Literatürde, üç boyutlu çözümlere, ancak son yıllarda bilgisayar hızlarının artması neticesinde rastlamak mümkündür.

Problemi tanımlayan temel denklemlerin çözümünde, sürekli şartlar dikkate alınmıştır. Böylece zamana bağlı terimler atılmış ve bağımsız değişken sayısı indirgenmiştir. Şekil 1'de kullanılan koordinat sistemi ve fiziksel model görülmektedir. Bu fiziksel model için, temel korunum denklemleri aşağıda verilmiştir:

Sürekli akış için kütle korunumu denklemi,

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,

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

denkleminde veya,

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

şeklinde tanımlanabilir. 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 [9].

Matematiksel modelin tanımlanması için tüm değişkenlere ait giriş, çıkış ve sınır şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, SAD analizinde gerekli bazı sınır şartlarının belirlenmesi için 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 indirgenmiştir. Giriş, çıkış ve sınır şartlarını aşağıdaki gibi yazabiliriz:

a) simetri eksenini sınır şartları:

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

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 ısınmın üniform olduğu kabul edilerek, sıcaklık sınır şartı;

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

d) yan duvarların adyabatik olduğunu kabul ederek, sıcaklık sınır şartı;

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

e) deneysel çalışmalardan elde edilen ortalama (T_d) sıcaklık kukkanılarak, üst yüzey sıcaklık sınır şartı;

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

f) giriş ve çıkış şartları,

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

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

olarak kabul edilmiştir.

3. SAYISAL ANALİZ

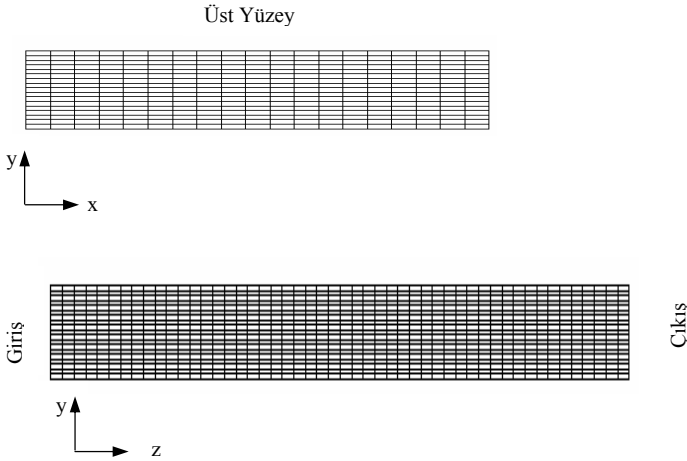
Bu çalışmada, problemi tanımlayan temel korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çalışan PHOENICS koduyla çözülmüştür. PHOENICS, ısı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği, kimyasal reaksiyon ve bunun gibi olayların

simülasyonunu yapan bir programdır [10]. Bu program, lineer olmayan kısmi diferansiyel denklem setlerinin çözümü için iteratif sayısal yaklaşımlar sağlar. Sayısal çözüm prosedürü yaygın olarak kullanılan SIMPLE algoritmasının gelişmiş bir biçimidir. Konveksiyon-difüzyon taşınımı için hibrid metod 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.

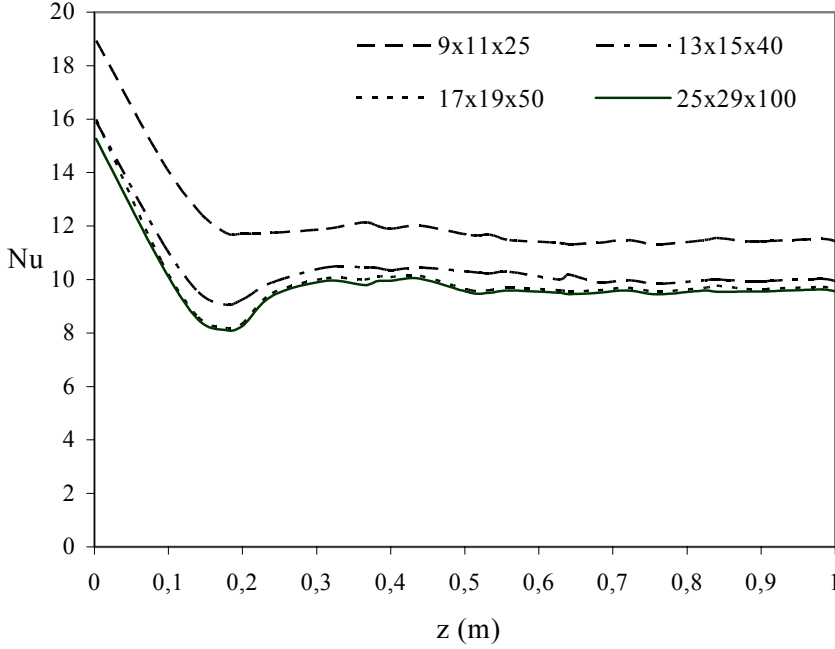
4. SONUÇLAR

SAD yöntemi kullanılarak yapılan çalışmalarda, güvenilirlik kriterlerinin sağlanması gerekmektedir. Genel olarak SAD uygulamalarında, çözümün gerçek değerler vermesi için, çözümün hücre yapısından bağımsız olması, temel korunum denklemlerinin sağlanması ve elde edilen sonuçların, deneysel sonuçlarla uyum içinde olması gerekmektedir [10].



Şekil 2. SAD yönteminde kullanılan hücre yapısı (a) x-y düzlemi (b) y-z düzlemi

Çözümün hücre yapısından bağımsız olduğunu belirlemek için yapılan çalışma sonuçları Şekil 3’te görülmektedir. Burada, dört farklı hücre yapısı için kanal boyunca yerel Nusselt sayısı dağılımı görülmektedir. Kartezyen koordinat sisteminde, x-y-z yönünde 9x11x25 hücre yapısı için yerel Nusselt sayısı dağılımı, diğer hücre yapısı sonuçlarına göre oldukça farklı olduğu gözükmemektedir. 17x19x50 hücre yapısı sonuçlarının ise hemen hemen 25x29x100 hücre yapısı sonuçları ile aynı olduğu açıktır. Bu sonuçlar dikkate alınarak, tüm çözümler 17x19x50 hücre yapısı ile gerçekleştirilmiştir.

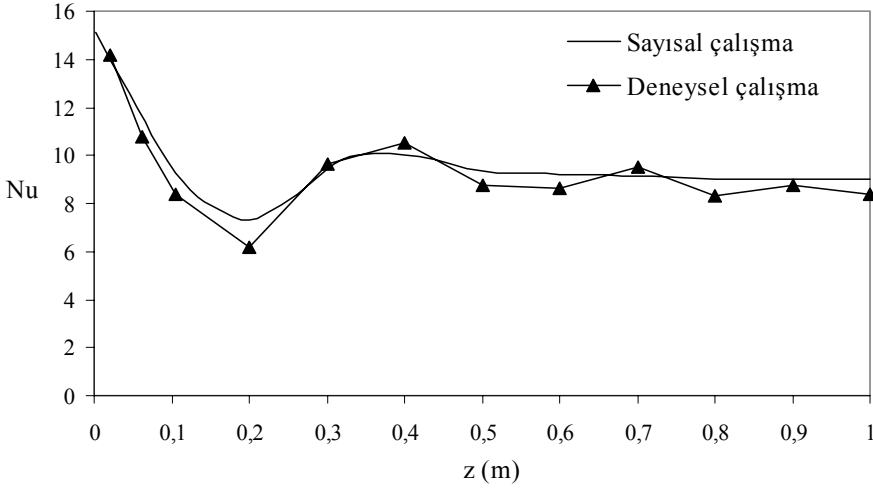


Şekil 3. Hücre yapısının yerel Nusselt sayısı dağılımına etkisi ($Re=250$, $EYO=10$, $Gr^*=2.5E+6$)

SAD yöntemi ile yapılan bir çalışmada en önemli kriter deneysel çalışma ile sonuçların uyum içinde olmasıdır. Bu amaçla, elde edilen sonuçlar, deneysel olarak yapılan ısı transferi sonuçları ile karşılaştırılmıştır [9]. Şekil 4'de $EYO=10$, $Re=250$ ve $Gr^*=2.5E+6$ şartları için deneysel ve SAD sonuçlarının karşılaştırılması görülmektedir. $Gr^*=2.5E+6$ için yapılan karşılaştırma sonuçları Şekil 4'de verilmiştir. Şekil 4'de SAD sonuçları ile deneysel sonuçların genel olarak uyum içinde olduğunu söylemek mümkündür. Ancak, deneysel sonuçlarda elde edilen yerel Nusselt sayısı dağılımının, SAD sonuçlarına göre biraz daha fazla dalgalanma gösterdiği görülmektedir. SAD sonuçlarında yerel Nusselt sayısı dağılımının, daha kararlı ve dalgalanmanın daha az olduğu açıktır.

Bu karşılaştırmalardan nümerik çözüm sonuçlarının deneysel ölçüm değerleri ile iyi bir uyum içinde olduğu görülmektedir. Ayrıntılı bir karşılaştırma ise Özsunar vd. [13] tarafından yapılmıştır. Böylece SAD çözümlerinin güvenilirlik kriterlerini sağlanmış olduğu söylenebilir.

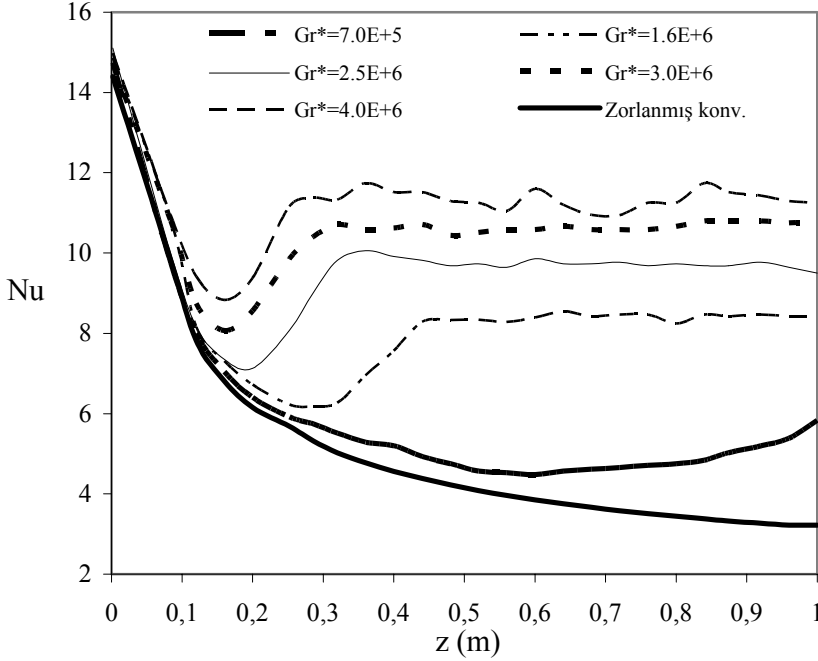
Kabul edilebilirlik kriterleri sağlandıktan sonra SAD yöntemi ile gerekli çalışmalar yapılmış ve sonuçlar hem yerel Nusselt sayısı dağılımı, hem de sıcaklık konturları ile verilmiş ve ayrıca, vektörel dağılımlar da ayrıntılı olarak sunulmuştur. Şekil 5'de



Şekil 4. Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması ($Re=250$, $EYO=10$, $Gr^*=2.5E+6$)

farklı Grashof sayıları için yerel Nusselt sayısı dağılımı sonuçları görülmektedir. Burada, düşük Grashof sayılarında doğal konveksiyonun etkisinin azaldığı ve ortalama yerel Nusselt sayısı değerlerinin, zorlanmış konveksiyon eğrisine doğru yaklaştığı görülmektedir. Grashof sayısının artmasıyla, doğal konveksiyon nedeni ile oluşan kararsızlığın ve başlangıç noktasının akıma ters yönde ilerlediği yani kararsızlığın başlangıç mesafesinin azaldığı sonucu elde edilmektedir.

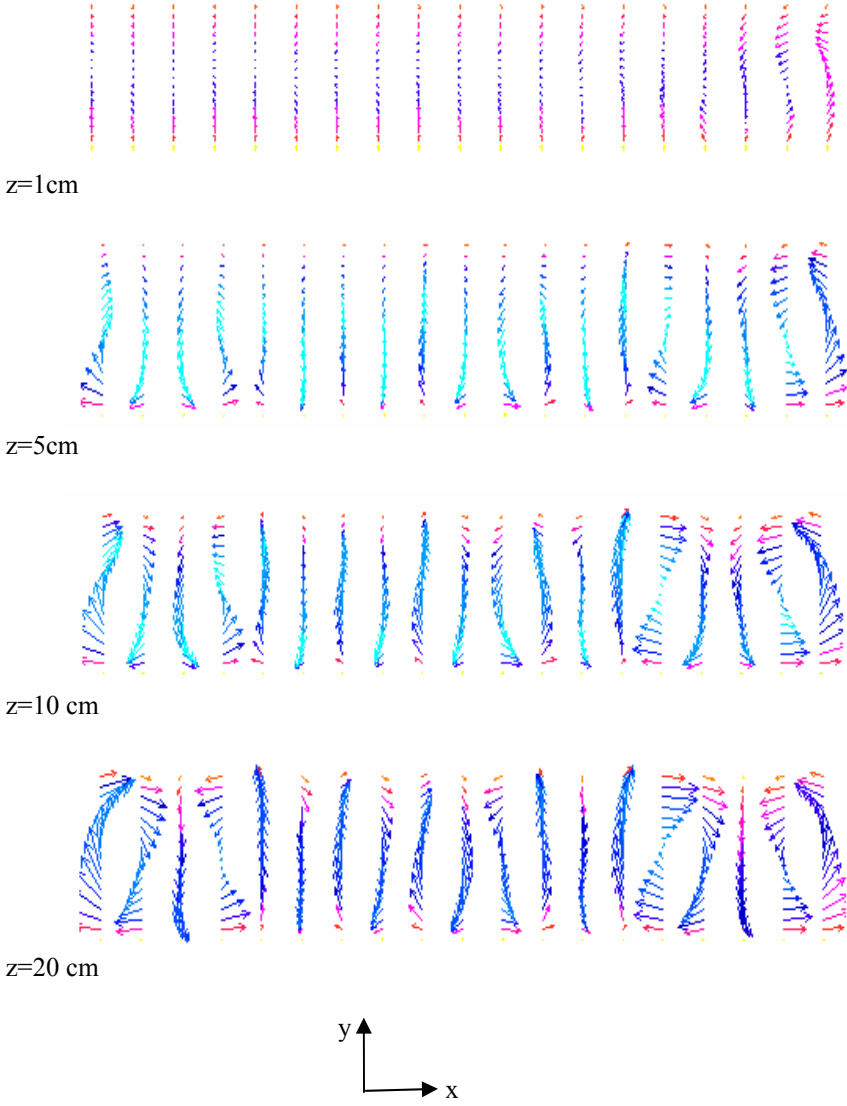
Bu sonuç deneysel çalışmalarla da uyum içindedir [9]. Şekil 6'da ise x-y, düzleminde, z-yönündeki vektörel hız dağılımı verilmiştir. Kanal girişinde ($z=1$ cm) hız profili tam olarak üniformdur ve vortisitenin olmadığı gözükmemektedir. Hız dağılımında, $z=5$ cm'de üniformluğun bozulmaya başladığı, $z=10$ cm'de ise ters yöndeki hız profilinin iyice oluştuğu görülmektedir. İlerleyen noktalarda, $z=20$ cm ve $z=30$ cm'de vorteks halkaların oluşmaya başladığı ve kaldırma etkili ikincil akışın güçlendiği, aynı zamanda kararsızlığın başlangıcının da bu bölgede olduğu anlaşılmaktadır. Daha sonra, $z=40$ cm ve $z=50$ cm'de ise vorteks halkaların iyice güçlendiği ve kanal çıkışına kadar kararlı bir hal aldığı görülmektedir. Kanal çıkışına doğru özellikle $z=75$ cm'den sonra kaldırma kuvvetinin etkisi ile oluşan vorteks halkaların iyice belirginleştiği ve vorteks halka sayısında değişme olmadığı gözlenmektedir. Burada görülen vorteks halkalar, literatürde birinci tip vorteks halka olarak adlandırılmaktadır [1].



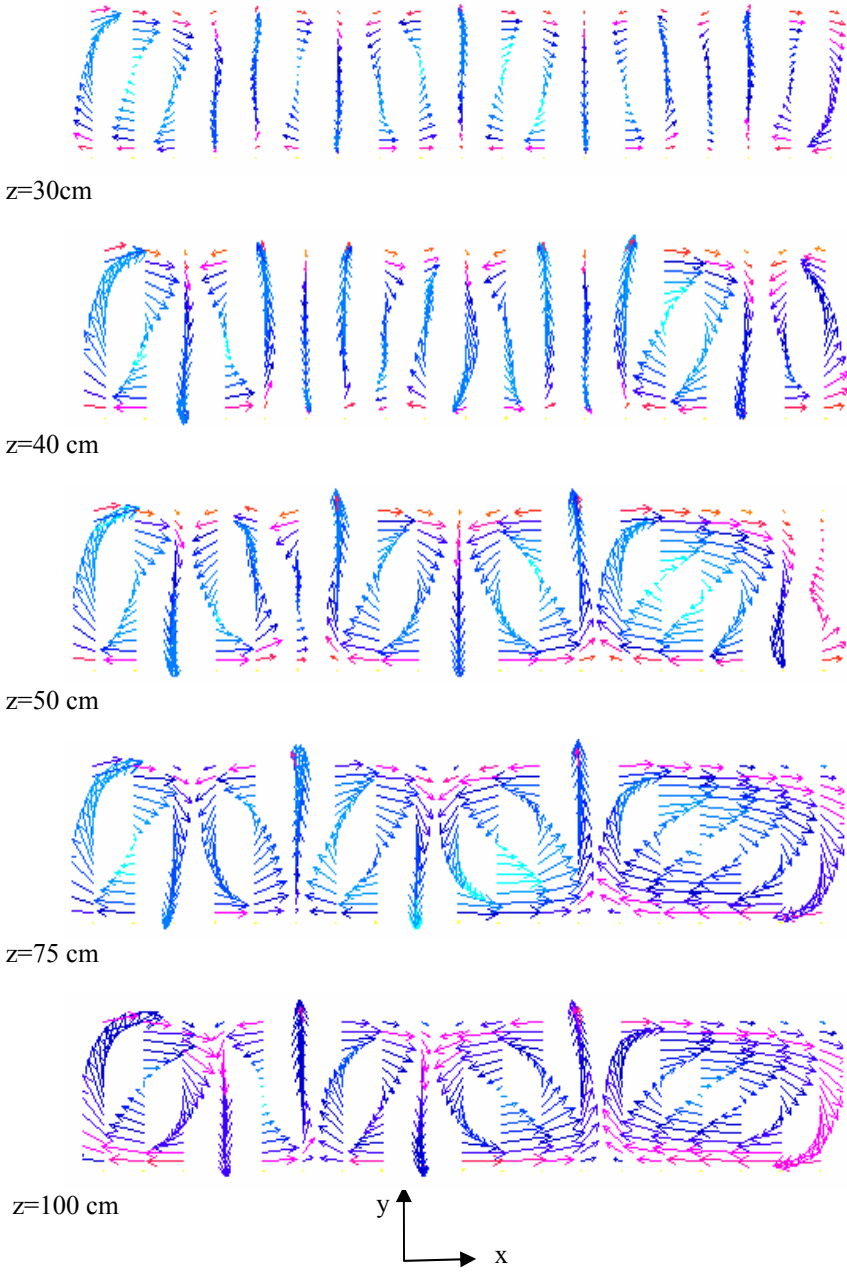
Şekil 5. Yerel Nusselt sayısı dağılımına Grashof sayısının etkisi (Re=250, EYO=10)

Kanal içinde, x-y düzleminde, z-yönündeki sıcaklık kontur grafiği Şekil 7'de verilmektedir. Kanal girişinde, z=1 cm'de sıcaklık profilinin kararlı olduğu, z=5 cm'de üniformluğun az da olsa bozulmaya başladığı ve z=10 cm'de bunun iyice belirginleştiği fakat, henüz bu değişimin tam olarak kanal kesitinin tamamını kapsamadığı görülmektedir. Kanal yönünde ilerledikçe, z=20 cm ve z=30 cm'de sıcaklık değişimin kanal kesitini tam olarak kapsadığı gözlenmektedir, z=40 cm ve z=50 cm'den sonra sıcaklık konturlarındaki değişim iyice belirgin hale gelmektedir. Bunun nedeni ise, kanal boyunca ilerledikçe kaldırma etkili ikincil akışın güçlendiği ve vorteks halkaların oluşmasına yol açması olarak açıklanabilir. Kanal çıkışına doğru bu durum daha belirgin olarak görülmektedir. Konturların, oluşturduğu çevrim sayısının, kanal girişinde 7-8 iken kanal sonunda, tüm kanal kesitini kapsamış olarak 2'ye düştüğü gözlenmektedir.

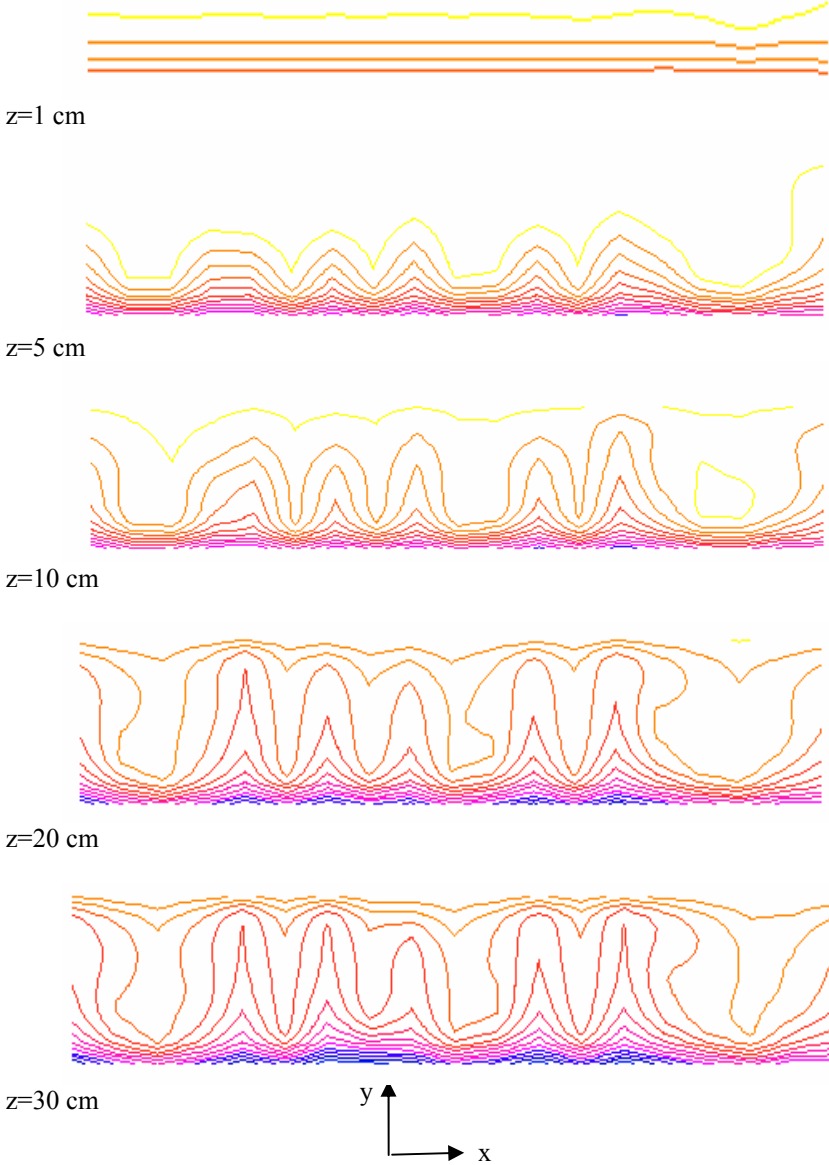
Burada oluşan hücrelerin literatürde Mori ve Uchida [1] tarafından ikinci tip vorteks halkalar olarak adlandırıldığı bilinmektedir. Bu hücrelerin ikincil akışın başlangıcının göstergesi olan kararsızlığın başlangıcından itibaren oluştuğu da açıkça görülmektedir.



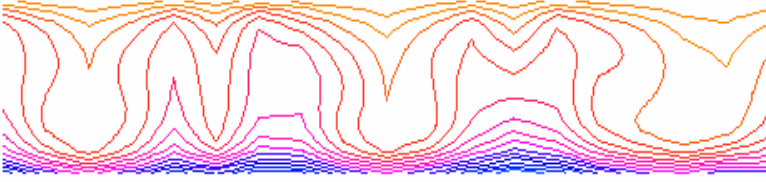
Şekil 6. x-y düzleminde z-yönündeki vektörel dağılım ($Re=250$, $E\gamma O=10$, $Gr^*=1.2E+6$)



Şekil 6. (devam)



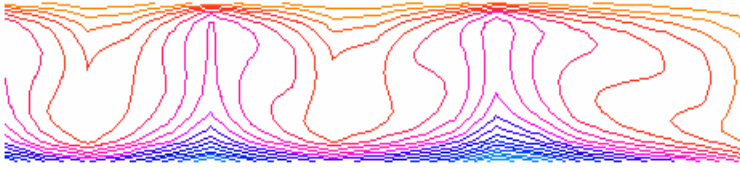
Şekil 7. x-y düzleminde z-yönündeki sıcaklık kontur dağılımı ($Re=250$, $EYO=10$, $Gr^*=1.2E+6$)



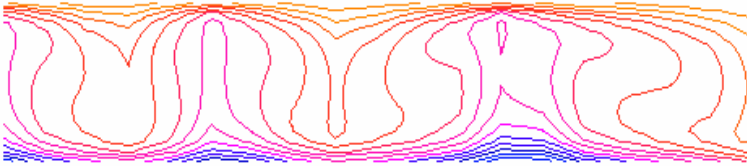
z=40 cm



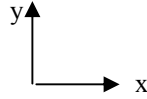
z=50 cm



z=75 cm



z=100 cm



Şekil 7. (devam)

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli, alt yüzeyde üniform ısı akısına sahip, yatay konumdaki bir kanalda, laminer karışık konveksiyon şartlarındaki ısı transferi ve sıcaklık dağılımı SAD yöntemi ile PHOENICS paket programı kullanılarak incelenmiş ve sonuçlar sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar, deneysel olarak yapılan çalışma sonuçları [9,13] ile karşılaştırılmış ve uyum içinde olduğu bulunmuştur.

Sonuçlar, kanal boyunca yerel Nusselt sayısı dağılımı ve hız, sıcaklık kontur grafiği ve vektörel hız dağılımı olarak verilmiştir. Kanal girişinde, yerel Nusselt sayısı, sınır tabaka büyümesi nedeniyle ani bir düşüş göstermekte fakat, kaldırma kuvveti etkisiyle ikincil akışın başlamasıyla beraber tekrar artmaktadır. Yerel Nusselt sayısı en yüksek değere ulaştıktan sonra belirli bir aralıkta salınarak kanal çıkışına kadar yaklaşık olarak aynı değerde kalmaktadır.

Kanal girişinde vektörel hız dağılımı üniform bir yapıya sahiptir, kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın başlaması ile vorteks halkalar (hücresel yapı) oluşmaya başlamakta ve ilerledikçe vorteks halkalar birleşerek güçlenmekte, tüm kanal kesitinde etkili olmaktadır. Buna ilave olarak, akış yönünde ilerledikçe vorteks halka sayısı da azalmakta ve daha belirgin hale gelmektedir. Sıcaklık kontur grafikleri ve vektörel dağılımın, yerel Nusselt sayısı dağılımları ile uyum içinde olduğu gözlenmektedir.

Kanal girişinde, sıcaklık kontur grafikleri üniform olduğu, kararsızlığın başlangıcı ile birlikte hücrelerin oluşmaya başladığı ve $z=40$ cm ve $z=50$ cm'den sonra iyice geliştiği gözlenmiştir. Kanal çıkışına doğru vektörel dağılım ve kontur grafiklerinin çok fazla değişmediği dolayısıyla akışın tam gelişmiş akış olduğu söylenebilir.

SEMBOLLER

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 (v/α)
q_w	: Plaka ısıtıcıdan sisteme verilen toplam ısı (W/m^2)
Re	: Reynolds sayısı (WH/v)
T	: Sıcaklık ($°C$)
T_b	: Ortalama Karışım Sıcaklığı ($°C$)
T_d	: Ortalama Deneysel Üst Yüzey Sıcaklığı ($°C$)
T_p	: Isıtıcı plaka sıcaklığı ($°C$)
T_o	: Havanın Kanala Giriş sıcaklığı ($°C$)
u	: x-yönündeki hız bileşeni (m/s)
v	: y-yönündeki hız bileşeni (m/s)

- w : z yönündeki hız bileşeni (m/s)
 w_0 : Havanın kanala ortalama giriş hızı (m/s)
 W : Kanal eni (m)
 x,y,z : Yatay, düşey ve eksenel koordinatlar
 μ : Dinamik viskozite (kg/ms)
 ν : Kinematik viskozite (m/s²)
 ρ : Yoğunluk (kg/m³)

KAYNAKLAR

1. Mori, Y., ve Uchida Y., "Forced Convection Heat Transfer Between Horizontal Flat Plates", **Int. J. Heat Mass Transfer**, 9, 803-817, 1966.
2. Gage, K.S., ve Reid, W.H., "Stability of Thermally Stratified Plane Poiseuille Flow", **Journal of Fluid Mechanics**, 100, 21-32, 1968.
3. Incropera, F. P., ve Schutt, J. A., "Numerical Simulation of Laminer Mixed Convection in the Entrance Region of Horizontal Rectangular Ducts", **Numerical Heat Transfer**, 8, 707-729, 1985.
4. Maughan, J.R., ve Incropera, F.P., "Fully Developed Mixed Convection in a Horizontal Channel Heated Uniformly from Above and Below", **Numerical Heat**, Part A, 417-430, 1990.
5. Papanicolaou, E., ve Jaluria, Y., "Mixed Convection from Simulated Electronic Components at Varying Relative Positions in a Cavity", **J. of Heat Transfer**, 116, 960-970, 1994.
6. Yan, W.M., "Mixed Convection Heat and Mass Transfer in Inclined Rectangular Ducts", **Int. J. Heat Mass Transfer**, 37, 1857-1866, 1994.
7. Yan, W.M., "Transport Phenomena of Developing Laminer Mixed Convection Heat and Mass Transfer in Inclined Rectangular Ducts", **Int. J. Heat Mass Transfer**, 38, 2905-2914, 1995.
8. Huang, C.C., ve Lin, T.F., "Vortex Flow and Thermal Characteristics in Mixed Convection of Air in a Horizontal Rectangular Duct: Effects of the Reynolds and Grashof Numbers", **Int. J. Heat Mass Transfer**, 38, 1661-1674, 1995.
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, 1991.
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.
13. A.Özsunar, Ş. Başkaya ve M. Sivrioğlu, "Numerical Analysis of Grashof Number, Reynolds Number and Inclination Effects on Mixed Convection Heat Transfer in Rectangular Channels" **Int. J. of Comm. Heat & Mass Transfer**, Vol.28, No:7, pp:985-994, 2001 (baskıda).