

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**GÖZENEKLİ BİR DÜŞEY KANALDA BİRLEŞİK TAŞINIMLA ISI
GEÇİŞİ VE AKIŞIN SAYISAL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Fiz. Lis. Osman GÜNAY
(304001012)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : Nisan 2004
Tezin Savunulduğu Tarih : 20 Mayıs 2004

Tez Danışmanı : Prof. Dr. A. Cihat BAYTAŞ *[Signature]* 11-6-2004
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Taner DERBENTLİ *[Signature]* 11/6/04
Prof. Dr. Melih GEÇKİNLİ *[Signature]* 14.06.2004

NİSAN 2004

Önsöz

Birleşik taşınım ile ısı transferi endüstrinin bir çok alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada düşey olarak yerleştirilmiş gözenekli bir kanalda birleşik taşınım ile ısı geçişi incelenmiştir. Öncelikle sistemi temsil eden matematik model kurulmuş, daha sonra sonlu farklar yöntemine göre çözülmüştür.

Tüm yüksek lisans öğrenimim boyunca çalışmalarına ışık tutan , kendisinden çok şey öğrendiğim, her zaman büyük destek ve yardımlarını gördüğüm, çok değerli hocam Sayın Prof. Dr. Cihat BAYTAŞ' a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Nisan 2004

Osman GÜNAY

İÇİNDEKİLER

SEMBOL LİSTESİ	v
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
1. GİRİŞ	1
2. PROBLEMİN TANITILMASI	4
2.1. Gözenekli ortam	4
2.2. Geçirgenlik	5
2.3. Darcy-Akış Modeli	6
3. MATEMATİKSEL MODEL	7
3.1. Süreklilik denklem	8
3.2. Momentum korunum denklemi	8
3.3. Enerji denklemi	11
3.4. Denklemlerin boyutsuzlaştırılması	13
3.4.1. Kütle korunum denkleminin boyutsuzlaştırılması	13
3.4.2. Momentum denkleminin boyutsuzlaştırılması	14
3.4.3. Enerji denkleminin boyutsuzlaştırılması	15
3.4.4. Yerel Nusselt Sayısı Bulunması	16
3.4.5. Ortalama Nusselt Sayısı Bulunması	17
3.5. Başlangıç ve sınır koşulları	18
4. SAYISAL ÇÖZÜM	22
4.1. Momentum korunum denkleminin ayrıklaştırılması	23
4.2. Enerji denkleminin ayrıklaştırılması	24
4.3. Sayısal çözüm yöntemi	25
4.3.1. Secant Metodu	26

5. SAYISAL ÇÖZÜM SONUÇLARININ İNCELENMESİ	29
5.1. Darcy sayısının hız profiline etkisi	30
5.2. Gözenekliliğin hız profiline etkisi	32
5.3. Gr/Re nin hız profiline etkisi	35
5.4. Darcy sayısının sıcaklık profiline etkisi	38
5.5. Gözenekliliğin sıcaklık profiline etkisi:	38
5.6. Gr/re oranının sıcaklık profiline etkisi:	41
5.7. Darcy sayısının yerel nusselt sayısına etkisi:	41
5.8. Gözenekliliğin yerel nusselt sayısına etkisi	43
5.9. Gr/Re oranının nusselt sayısına etkisi	43
5.10. Asimetrik sınır koşulları altında darcy sayısının hız profiline etkisi	45
5.11. Asimetrik sınır koşulları altında gözenekliliğin hız profiline etkisi	45
5.12. Asimetrik sınır koşulları altında Gr/Re oranının hız profiline etkisi	47
5.13 Sınır şartlarının hız profiline etkisi	47
5.14 Asimetrik sınır koşulları altında Darcy nin sıcaklık profiline etkisi	47
5.15 Asimetrik sınır koşulları altında gözenekliliğin sıcaklık profiline etkisi	50
5.16 Asimetrik sınır koşulları altında Gr/Re oranının sıcaklık profiline etkisi	50
5.17 Sınır şartlarının sıcaklık profiline etkisi	50
5.18 Ortalama Nusselt sayısı	52
5.19 Problemin Boyutlu Bir Fiziksel Sistemde Örneklendirilmesi	52
5.20 Sayısal Çözüm Hassasiyeti	54
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	55
KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ	59

SEMBOLLER

e	: Gözeneklilik
g	: Yerçekimi ivmesi
Gr	: Grashoff sayısı
h	: Isı taşınım katsayısı
H	: Kanal yüksekliği
k	: Isıl iletkenlik
K	: Geçirgenlik
L	: Kanalın genişliği
Nu	: Yerel Nusselt sayısı
$\overline{Nu}$	: Ortalama Nusselt sayısı
p	: Basınç
P	: Boyutsuz basınç
Pr	: Prandtl sayısı
Re	: Reynold sayısı
s_i	: Grid in pozisyonu
T	: Sıcaklık
U, v	: Hız
U, V	: Boyutsuz hız
Y	: Boyutsuz yatay koordinatı
X	: Boyutsuz düşey koordinatı
x, y, z	: Kartezyen koordinatları
α	: Isıl yayınlılık
θ	: Boyutsuz sıcaklık
μ	: Dinamik viskozite
ρ	: Yoğunluk
σ	: Isı depolama kapasitesi oranı
τ	: Boyutsuz zaman
Δ	: Adım uzaklığı
ΔP	: Basınç farkı

ALT İNDİSLER

a	: akışkan
k	: katı
0	: soğuk akışkan

ÖZET

Bu çalışmada gözenekli bir ortamda düşey konumlandırılmış simetrik ve asimetrik olarak ısıtılabilen bir kanalda birleşik taşınım ile ısı transferi sayısal olarak çözülmüş ve sonuçlar grafik olarak verilmiştir.

Birleşik taşınım probleminde parabolik Navier-Stokes denklemi kullanılmıştır. Denklemlerin boyutsuz hali elde edilmiştir. Akışkan sıkıştırılmaz kabul edilmiş ve Boussinesq yaklaşımı yapılmıştır.

Akışkan olarak $Pr=7.0$ olan su seçilmiştir. Gr/Re oranı Darcy (Da) sayısı , gözeneklilik (ϵ) ve farklı sınır sıcaklıkları için çözüm yapılmıştır. Kütle korunum momentum ve enerji denklemleri fiziksel modele uygulanmış ve denklemler sonlu farklar metoduna göre çözülmüştür. (LSOR). Denklemlerin çözümü esnasında, çözümün doğruluğunu arttırmak, özellikle duvar kenarlarındaki çok fazla olan hız ve sıcaklık değişimlerinin daha doğru olması amacıyla eşit aralıklı olmayan ızgara yapısı kullanılmıştır. Sayısal çözümün sonuçlarında ise hız , sıcaklık ve yerel Nusselt sayısının değişimleri, grafik olarak verilmiştir.

NUMERICAL INVESTIGATION OF MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW IN A VERTICAL POROUS CHANNEL

SUMMARY

Mixed convective heat transfer in a vertical porous channel is investigated numerically in this study.

The results are shown by graphics. The mixed convection problem can be presented using parabolized Navier-Stokes equations. The non-dimensional form of the governing equations are obtained for an incompressible flow and Boussinesq approximation.

The governing equations are solved using a finite difference method based on Line Successive Over Relaxation Method (LSOR). To obtain enhanced accuracy, the gridlines were positioned nonuniformly and non-uniform grid which clustered toward the wall was employed to resolve the sharp gradients present near walls.

Equations are solved for Gr/Re , Darcy number (Da), porosity (ϵ) and their different values for water ($Pr=7.0$). Results are indicated by graphs as velocity, Temperature fields, the variation of the Local Nusselt number.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Gözenekli ortamda, birleşik (zorlanmış ve doğal) taşınım ile ısı geçişi, uygulama alanının çokluğundan dolayı, son zamanlarda birçok sahada çalışma konusu olmaktadır. Gözenekli ortamların mühendislikte, nükleer atık depolama, enerji depolama üniteleri, elektronik soğutma, ısı yalıtım, denklenmiş gözenekli ısı dönüştürücüleri, kurutma teknolojisi, katalitik reaktörler, petrol endüstrisi gibi birçok alanda uygulaması görülebilmektedir.

Kaviany (1985) tarafından yapılan çalışmada, gözenekli bir kanalda taşınım ile ısı geçişi ve akış, ısı dengelessness, katı ve sıvı faz için ayrı ayrı enerji denklemleri kullanılarak incelenmiştir. Darcy-Brinkman-Forcheimer modelleri kullanılarak elde edilen analitik çözümlerle, Darcy sayısı, ısı iletkenlik oranı gibi çeşitli parametreleri içeren katı ve sıvı sıcaklıkları için parametreler elde edilmiştir.

Tamma ve Ngo (2001) tarafından lifli gözenekli ortamın mikroölçekte geçirgenlik hesabı yapılmıştır. Örme kumaş bileşiminin simgesel hücre ünitesi öne sürülmüş ve geçirgenliği hesaplanmıştır. Problem tipik olarak, geçirgenlikten elde edilen Darcy kanunu ile Navier-Stokes'un çözümüne indirgenmiştir:

Huang ve Vafai (1994) tarafından yapılan çalışmada, gözenekli bloklar kullanılarak, zorlanmış taşınımın analizi yapılmıştır. Brinkman-Frecheimer-Darcy modeli kullanılarak, viskoz ve atalet etkileri de açıklamak amacıyla gözenekli ortamda akış alanı analiz edilmiştir. Gözenekli bloklarla kanal arasındaki yerel Nusselt sayısı dağılımları karşılaştırılarak, gözenekli bloklara doğru ısı transferinde önemli ölçüde artışlar olduğu gösterilmiştir.

Chen ve Chung (2000) tarafından yapılan diğer bir çalışmada, duvarda sabit ısı akısında, gözenekli ortamdaki kanalda birleşik taşınım incelenerek, Darcy, Rayleigh ve Forcheimer sayılarının Nu sayısı üzerindeki etkileri ayrıntılı olarak gözlemlendikten sonra, etkileri yorumlanılmıştır.

Alazmi ve Vafai (2002) tarafından, sabit duvar ısı akısının literatürde bulunan farklı formlardaki sınır koşulları için, gözeneklilik, Reynold sayısı, Darcy sayısı, katıdan sıvıya iletkenlik oranı, parçacık kalınlığı ve atalet parametresi analiz edilmiştir.

Kim (1999) tarafından elektronik soğutma malzemeleri için mikroyapıda zorlanmış taşınım, incelenmiş ve gözenekli ortam modeli kullanılarak, ısı dengesi halinde elde edilen analitik sonuçların, seçilen mikrokanal ısı kabının ısı optimizasyonu için kullanılabileceği gösterilmiştir.

Lavine ,A.S.,(1988) tarafından eğik paralel levhalar arasında tam gelişmiş akışta birleşik taşınım ile ısı transferini analitik olarak inceleyen bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada plakalardaki ısı akıları birbirine eşit olarak alınmıştır. Analitik olarak çözülen sistemde hız profili , sıcaklık profili ve Nusselt sayıları eğim açısına göre grafik olarak verilmiştir.

Vafai ve Kim (1988) tarafından gözenekli yatay bir kanalda zorlamalı taşınımı inceleyen ve analitik olarak çözülen bir çalışma yapılmıştır. Sınır tabaka yaklaşımı yapılarak Nusselt sayısı bulunmuş denklemler boyutsuzlaştırılmış ve tam bir çözüm yapılmıştır. Sonuçlar grafik olarak verilmiştir.

Lin , Yin ve Yan (1991) tarafından düşey plakalarda , birleşik taşınım ile ısı transferi asimetrik ısıtma koşulları altında incelenmiştir. Çalışmada kütle korunumu , momentum ve enerji denklemleri sonlu farklar sayısal çözüm yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Değişik Gr/Re oranları için simetrik ve asimetrik ısıtma koşullarında sıcaklık , hız, Nusselt sayıları ve duvardan akışkana ısı geçişi incelenmiştir.

Kütle korunumu, momentum, ve enerji denklemleri sonlu farklar metoduna göre çözülmüşlerdir. Çözümün doğruluğunu arttırmak amacıyla eşit olmayan ızgara yapısı kullanılmıştır. Çözüme (x) yönündeki kanalın girişinden başlanmıştır. Her adımda kütle korunumu, momentum ve enerji denklemleri (y) eksenindeki tüm noktalar için üç bant genişlikli matris denklemine uygun olarak yazılarak Thomas algoritması (Anderson at al., 1984) yardımıyla çözülmüşlerdir. Her adımda

yakınsama kriterleri kontrol edilerek , yakınsama durumunda bir sonraki adıma geçilmiş, sistemin yakınsamaması durumunda düzeltilmesi için Secant metodu (Anderson at al. ,1984) kullanılarak iterasyona yakınsayıncaya kadar devam edilmiştir. Ayrıklaştırılmış enerji ve momentum denklemleri LSOR yöntemi kullanılarak çözülmüştür. (Anderson at al., 1984).

Yapılan bu çalışmada (x) yönündeki ısı iletimi (y) yönündekinin yanında ihmal edilecek kadar küçük olduğu varsayılmıştır. Ayrıca yoğunluk terimleri için Boussinesq yaklaşımı yapılmıştır. X yönündeki viskoz terimleri ihmal edilmiştir. Kanalin ise yan duvarları geçirimsiz ve kayma olmadığı varsayılmıştır. Akışkanın kanal girişinde akışının tam gelişmiş olduğu kabul edilmiştir.

Bu çalışmada ise şematik gösterimi şekil (3.1) de verilen düşey olarak konumlandırılmış simetrik ve asimetrik olarak ısıtılabilen iki paralel levha arasında birleşik taşınım ile ısı geçişi ve akışkan akışı sayısal olarak incelenmiş ve sonuçlar grafik olarak verilmiştir. Sayısal çözümde birleşik taşınım akış rejimini belirleyen Gr/Re oranı , Darcy sayısı ve (e) gözenekliliğinin değişik değerleri verilmiş ve bunların sonucunda bu değişkenlerin hız, sıcaklık , yerel Nusselt sayısının aksenal değişimine etkisi incelenmiştir.

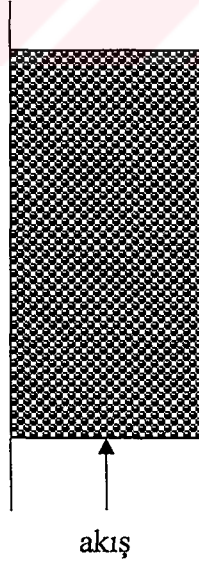
BÖLÜM 2 PROBLEMİN TANITILMASI

2.1. Gözenekli Ortam

Gözenekli ortam içerisinde katı tanecikler içeren ve bu katı taneciklerin arasında da bir akışkan bulunan ortamdır. Bu ortama örnek olarak, kalbinde küresel yakıt bulunan reaktör, peynir, ekmeğin iç yapısı, örnek olarak verilebilmektedir. İnsan vücudunun belirli kısımlarında da gözenekli ortama rastlamak mümkündür. Kemiğin ve akciğerin yapısı da birer gözenekli ortamdır. Kum taşı, kireç taşı, sahil kumu, odun, yine günlük hayatta rahatlıkla rastlanılabilecek gözenekli ortamlardır.

Şekil (2.1) 'de görülen, içinde katı parçacıklar bulunan bir kanala giren akışkan da, gözenekli ortamdaki akış olarak düşünülebilmektedir.

Gözenekli ortam içinde bulunan katı taneciklerin hareketsiz olduğu ve akışkanın bu katı taneciklerin arasından aktığı varsayılmaktadır. Eğer akışın geçmesine müsaade edilmiyorsa, bu gözenekli bir ortam olmamaktadır.



Şekil 2.1. Gözenekli bir kanalda akış

Gözenekli bir ortamın gözenekliliği, gözenekli ortamdaki boşluk hacminin, toplam hacme oranı olarak tanımlanmaktadır. Ortamın gözenekliliği her zaman 0 ile 1 arasında olmaktadır. Gözeneklilik sıfıra yaklaştıkça ortamda katı hakim olmaya başlar katı kısım daha baskın olur. 1 e yaklaştıkçada akışkan hakim olmaya başlar. Gözeneklilik, bir oran olduğundan, birimsizdir. V_a ve V_k sırasıyla akışkan ve katı kısmın hacimleri olmak üzere,

$$e = \frac{V_a}{V_a + V_k} \quad (2.1)$$

olarak ifade edilmektedir.

2.2. Geçirgenlik

Geçirgenlik, malzemeyi geçen akışkanın geçebilme kolaylığının bir ölçüsü olarak tanımlanmaktadır. Geçirgenliğin büyük olması, akışkanın daha rahat geçebileceğini göstermektedir. Geçirgenlik, akışkanın doğasından bağımsız ancak ortamın geometrisine ve katı malzemenin özelliklerine bağlıdır. Geçirgenliğin birimi metrekare dir. Geçirgenlik, Darcy modeli ile akış hızı hesabında kullanılmaktadır. K, geçirgenlik olmak üzere, aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$[K] = \frac{[\mu][u]}{[-dp/dx]} = [m^2] \quad (2.2)$$

Geçirgenlik, aynı zamanda, hakiki geçirgenlik olarak da adlandırılmaktadır ve birimi m^2 'dir. Bir malzemenin geçirgenliği $0.987 \times 10^{-12} m^2$ ise Darcy' nin bilime katkılarından dolayı bir Da'ye eşit olduğu kabul edilir ($1 Da = 0.987 \times 10^{-12} m^2$).

2.3. Darcy – Akış Modeli

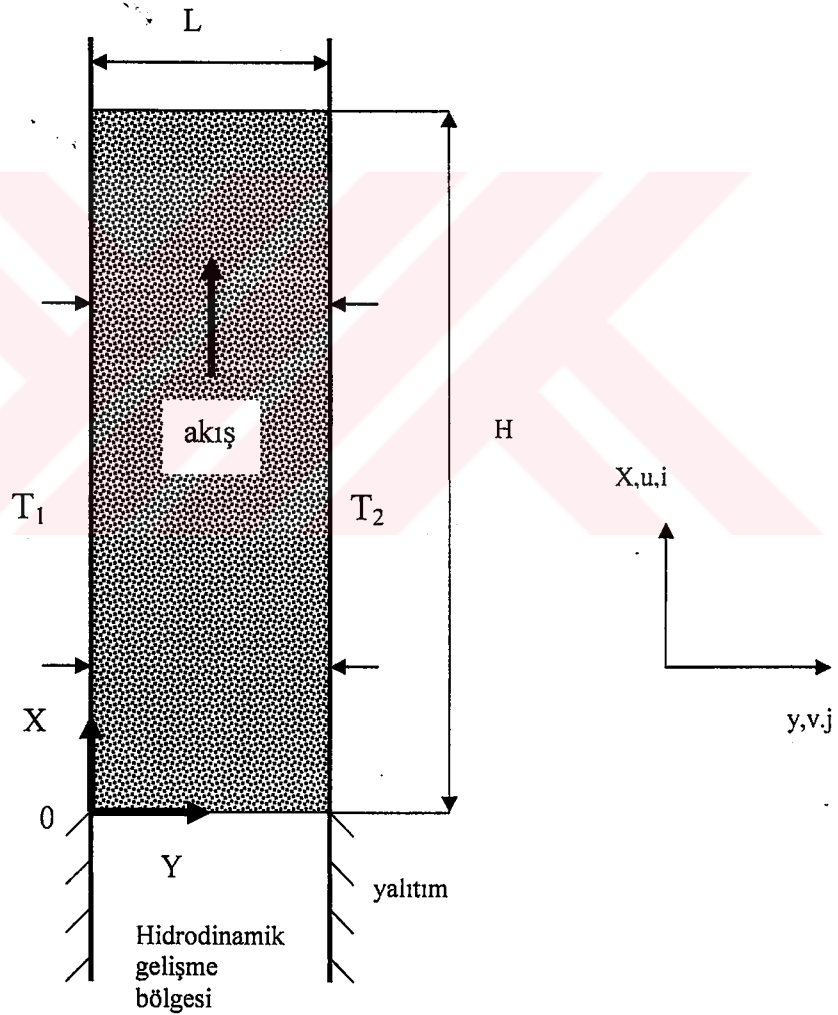
1863 yılında, Fransa'nın Dijon kentinde, bir hastahaneye temiz su getirme projesi Henry Darcy isimli bir mühendise verilmiştir. Henry Darcy bu çalışma sırasında hastahaneye gelen kirli suyu süzmek için bir filtre yapmış ve filtre için yaptığı ölçüm sonuçlarını 650 sayfalık çalışmasına yazmıştır. Sonuçlar daha sonraki yıllarda incelenip, yeniden düzenlenildiğinde ise, gözenekli ortamları modelleyebilen genel bir denklem bulunduğu anlaşılmıştır. Darcy tarafından, geliştirilen denklem günümüzde aşağıdaki gibi yeniden düzenlenmiştir. Denklem (2.3) de u ortalama hız, μ dinamik viskozite, g (x yönündeki) yerçekim ivmesi, ρ yoğunluk, $\frac{\partial P}{\partial x}$ akış yönündeki basınç değişimi, K ortamın geçirgenliğidir.

$$u = -\frac{K}{\mu} \left(\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g \right) \quad (2.3)$$

olarak bulunmaktadır.

BÖLÜM 3 MATEMATİK MODEL

Birinci bölümde tanıtılan sistemin bu bölümde matematik modellenmesi yapılacaktır. Problemin şematik gösterimi şekil (3.1) de gösterilmektedir. Şekil (3.1) de görüldüğü gibi düşey duvarlarda sabit sıcaklık sınır koşuluna sahip H uzunluğunda L genişliğindeki kanal gözenekli bir ortam ile doludur. Bu çalışmada gözenekli kanal içinde zamana bağlı laminar ve birleşik taşınımlı iki boyutlu bir akış olduğu göz önüne alınmaktadır.



Şekil 3.1. Koordinat sistemi ve problemin şematik gösterimi

Problemin matematik modelini kurabilmek için temel korunum denklemleri olan süreklilik denklemi, momentum korunum denklemi ve enerji denklemi yazılacaktır.

3.1. Süreklilik denklemi

Sıkıştırılamaz ve sabit özellikteki bir akışkan için elde edilen kütle korunum denklemi, x- yönündeki hız bileşeni u, y-yönündeki hız bileşeni v olmak üzere kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

3.2.Momentum denklemi

Navier-Stokes denklemleri olarak ta bilinen momentum korunum denklemleri gözenekli ortamlarda kartezyen koordinatlarda x yönü ve y yönü için sırası ile aşağıdaki gibi yazılmıştır.

X Yönünde Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial (eP)}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] - eg - \frac{\nu}{K} eu \quad (3.2)$$

Y Yönünde Momentum Denklemi

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial (eP)}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] - \frac{\nu}{K} ev \quad (3.3)$$

denklem (3.2) ye düşey yönde ve yoğunluk farkından ileri gelen bir kaldırma (buoyancy) kuvveti ilave edilmesi gerekmektedir.

Denklem (3.2) deki basınç , Açık hava basıncı P_a , akışkan hareketinden dolayı meydana gelen dinamik basınç P_d , ve x yüksekliğindeki sıvı basıncı $\rho_0 g x$ basınçlarının toplamı aşağıda görüldüğü gibidir.

$$P = P_a + P_d + \rho_0 g x \quad (3.4)$$

Denklem (3.4) , denklem (3.2) de yerine konur

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} e(P_a + P_d + \rho_0 g x) + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] - eg - \frac{\nu}{K} eu \quad (3.5)$$

ve aşağıdaki gibi düzenlenirse

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial (eP_d)}{\partial x} + \frac{1}{\rho} e \rho_0 g + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] - eg - \frac{\nu}{K} eu \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial (eP_d)}{\partial x} + \frac{eg}{\rho} (\rho_0 - \rho) + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] - \frac{\nu}{K} eu \quad (3.7)$$

denklemini elde edilir.

Burada ρ akışkan yoğunluğunu, ρ_0 ise akışkan içinde sıcaklığı T_0 olan bölgenin yoğunluğunu göstermektedir. Dolayısıyla denklemdeki $\frac{g}{\rho}(\rho_0 - \rho)$ ifadesi kaldırma kuvvetini göstermektedir.

Bu terimdeki yoğunluğun değişken, diğer terimlerdeki yoğunluğun sabit olduğu varsayımı yapılmaktadır. Bu yaklaşım Boussinesq yaklaşımı olarak bilinmektedir.(Gray,1976)

Akışkan yoğunluğunun sabit basınç altında sıcaklığa bağlı olarak değişimini

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left[\frac{\rho - \rho_0}{T - T_0} \right] \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Bu tanımdan,

$$\rho_0 - \rho = \rho\beta(T - T_0) \quad (3.9)$$

bulunur.

Denklem (3.9) kullanılarak denklem (3.7) yeniden düzenlenirse

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P_d}{\partial x} + g\beta(T - T_0) + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] - \frac{ve}{K} u \quad (3.10)$$

elde edilir. Denklem (3.10) da görülen en son terim , Darcy akış etkisidir. Darcy

akış etkisi göz önüne alınarak ayrıca viskoz kuvvetlerden $\left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right]$ diğer viskoz

kuvvet yanında ihmal edilerek , Navier_Stokes denklemi aşağıdaki gibi yeniden düzenlenir.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial (eP_u)}{\partial x} + eg\beta(T - T_0) + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] - \frac{\nu}{K} eu \quad (3.11)$$

Denklem (3.11) deki son terim gözenekli ortam için Darcy yasasına göre denklem (2.3)den türetilen viskoz sürüklenme kuvvetidir.

3.3. Enerji denklemi

Gözenekli ortam için iki boyutlu enerji denklemi kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibi yazılır.

$$\sigma \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (3.12)$$

olarak ifade edilir. Denklem (3.12) de $\frac{\partial T}{\partial t}$ terimi ısıl ataleti, $u \frac{\partial T}{\partial x}$ ve $v \frac{\partial T}{\partial y}$

terimleri ısı taşınım terimlerini ve eşitliğin sağındaki $\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right]$ terimi ise ısı

iletimini göstermektedir. Bu problemde x yönünde ısı iletimi y yönündeki ısı iletimin yanında ihmal edilecek kadar küçük olduğu varsayılmıştır. Dolayısıyla

denklemdaki $\left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right]$ terimi ihmal edilirse ve denklem yeniden düzenlenilirse

$$\sigma \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (3.13)$$

enerji denklemi elde edilir.

Denklem (3.12) de σ bir akışkanda doymuş gözenekli ortamın ısı depolama kapasite oranıdır ve aşağıdaki denklemde verilir,(Bejan 1995).

$$\sigma = \frac{(\rho C_p)_a e + (1-e)(\rho C)_k}{(\rho C_p)_a}$$

Ayrıca denklem (3.12) deki ısı yayınlılık (α) gözenekli bir ortam için şu şekilde tanımlanır.

$$\alpha = \frac{k}{(\rho C_p)_a} \quad (3.14)$$

Denklem (3.14) de (k) ortamın ısı iletkenlik katsayısıdır. Katı ve sıvının birlikte bulunduğu bir ortam için ısı iletkenlik katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$k = e k_a + (1-e) k_k \quad (3.15)$$

3.4. Denklemlerin boyutsuzlaştırılması

Korunum denklemleri aşağıdaki değişkenler kullanılarak , boyutsuzlaştırılmıştır.

$$U = \frac{u}{u_0} , \quad X = \frac{x}{LRe} , \quad Y = \frac{y}{L} , \quad Re = \frac{u_0 L}{\nu} , \quad V = \frac{vL}{\nu}$$
$$\tau = \frac{t}{L^2/\nu} , \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_1 - T_0} , \quad P = \frac{P_{dinamik}}{\rho u_0^2} \quad (3.16)$$

3.4.1. Kütle korunum denkleminin boyutsuzlaştırılması

$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$ şeklinde ifade edilen kütle korunum denklemi , denklem (3.16) daki

boyutsuz değişkenler kullanılarak aşağıdaki gibi boyutsuz hale getirilir.

$$\frac{\partial(Uu_0)}{\partial(XLRe)} + \frac{\partial(Vv)}{\partial(YL)} = 0$$

$$\frac{u_0}{L \text{Re}} \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\nu}{L} \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$$

$$\frac{u_0}{\frac{u_0 L}{\nu}} \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\nu}{L} \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$$

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (3.17)$$

boyutsuz kütle korunum denklemleri elde edilir.

3.4.2. Momentum denkleminin boyutsuzlaştırılması

Momentum denklemi (3.11), denklem (3.16) deki boyutsuz değişkenler kullanılarak aşağıdaki şekilde boyutsuz hale getirilir.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial (eP_d)}{\partial x} + eg\beta(T - T_0) + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial^2 y^2} \right] - \frac{\nu}{k} eu$$

$$\frac{u_0 \nu}{L^2} \frac{\partial U}{\partial \tau} + \frac{U u_0^2 \nu}{L^2 u_0} \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{V \nu u_0}{L^2} \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho u_0^2 \nu}{L^2 u_0} \frac{d(eP)}{dX} + \nu \frac{u_0}{L^2} \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + eg\beta(T_1 - T_0)\theta - \frac{e u_0 \nu}{K} U$$

denklem düzenlenirse

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{d(eP)}{dX} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{eg\beta(T_1 - T_0)L^2}{U_0 \nu} \theta - \frac{eL^2}{K} U \quad (3.18)$$

$$Da = \frac{K}{L^2}$$

$$Gr = \frac{eg\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \quad (3.19)$$

$$Re = \frac{U_0 L}{\nu}$$

denklem (3.19) daki ifadeler , denklem (3.18) de yerine konursa ve denklem yeniden düzenlenirse,

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{d(eP)}{dX} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{Gr}{Re} \theta - \frac{e}{Da} U \quad (3.20)$$

boyutsuz momentum denklemi elde edilir.

3.4.3. Enerji denkleminin boyutsuzlaştırılması

Enerji denklemi, denklem (3.16) deki boyutsuz değişkenler yardımıyla boyutsuz hale getirilir

$$\sigma \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}$$

$$\sigma \frac{\Delta T \nu}{L^2} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \frac{U u_0 \Delta T}{L Re} \frac{\partial \theta}{\partial X} + \frac{V \nu \Delta T}{L^2} \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha \Delta T}{L^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (3.21)$$

denklem (3.21) in her terimini $\frac{L^2}{\Delta T \nu}$ terimiyle çarpılırsa

$$\sigma \frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \frac{U u_0 \Delta T L^2}{L \text{Re} \Delta T \nu} \frac{\partial \theta}{\partial X} + \frac{V \nu \Delta T L^2}{L^2 \Delta T \nu} \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\alpha \Delta T L^2}{L^2 \Delta T \nu} \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2}$$

$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$, tanımını kullanarak

$$\sigma \frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Pr}} \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (3.22)$$

boyutsuz enerji denklemi elde edilir.

3.4.4. Yerel Nusselt Sayısı Bulunması

Nusselt sayısı yüzeyden geçen ısıнын ölçüsünü vermektedir. Bunun için duvardaki ısı taşınımıyla ısı iletimin birbirlerine eşit olması gerekmektedir.

Duvarlarda $h(T_w - T_0) = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=L}$

Daha önce belirtilen boyutsuz değişkenler aşağıdaki gibiydi bu değişkenler kullanılırsa $\theta = \frac{T - T_0}{T_w - T_0}$ $Y = \frac{y}{L}$

Yukarıdaki eşitlik

$$h(T_w - T_0) = -k \frac{(T_w - T_0)}{L} \frac{\partial \theta}{\partial Y}$$

haline gelir.

Gerekli düzenlemeler yapılırsa Nusselt sayısının ifadesi aşağıdaki gibi bulunur.

$$Nu = \frac{h_{\text{yerel}} L}{k} = - \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{y=L}$$

3.4.5. Ortalama Nusselt Sayısı Bulunması

Yüzeyin ortalama Nusselt sayısını bulmak için yerel Nusselt sayısının bulunmasında olduğu gibi taşınım ile iletimi birbirine eşitliyoruz. Fakat burada yüzeyin toplamını bulmak istenildiği için toplam yüzey üzerinden integre edilmektedir.

$$h_{ort}H(T_w - T_0) = -k \int_0^H \frac{\partial T}{\partial y} dx$$

daha sonra aşağıdaki boyutsuzlaştırma değişkenleri kullanılarak

$$X = \frac{x}{L Re} \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_w - T_0} \quad Y = \frac{y}{L}$$

eşitlik boyutsuzlaştırılmıştır.

$$h_{ort}H(T_w - T_0) = -k \frac{(T_w - T_0)}{L} \int_0^H \frac{\partial \theta}{\partial Y} dx$$

$$h_{ort}H(T_w - T_0) = -k \frac{(T_w - T_0)}{L} \int_0^1 \frac{\partial \theta}{\partial Y} L Re dX$$

gerekli düzeltmeler yapıldığında ise ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$Nu_{ort} = \frac{h_{ort}L}{k} = -\frac{L Re}{H} \int_0^1 \frac{\partial \theta}{\partial Y} dX$$

$$\frac{Nu_{ort}}{Re} = \frac{L}{H} \int_0^1 \frac{\partial \theta}{\partial Y} dX$$

3.5. Başlangıç ve sınır koşulları

Kanala girişte akışın tam gelişmiş olduğu varsayılır. Tam gelişmiş akışın başladığı yerde aşağıdaki sınır şartı sağlanır.

$$V=0, \quad \frac{\partial U}{\partial X} = 0$$

olduğuna gore,

denklem (3.2) aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{dP}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \text{sabit} \quad (3.23)$$

Denklem (3.23) paralel levhalar arasında tam gelişmiş akış için kullanılan oldukça tanınmış Hagen –Poiseuille akış modelidir. (Bejan 1995) denklem (3.23) deki basınç dışımı sabittir ve G gibi bir sayıya eşit olduğunun kabul edersek,

$$\frac{dP}{dx} = G \quad \text{ve denklem (3.23) yi aşağıdaki gibi şekil (3.1) deki kanal kesiti}$$

için integre edersek,

$$\int \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) dy = \int \frac{G}{\mu} dy \quad (3.24)$$

denklem (3.24) den u(y) yi ozersek

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{G}{\mu} y + c_1$$

$$u(y) = \frac{Gy^2}{2\mu} + c_1y + c_2 \quad (3.25)$$

denklemini elde edilir.

$Y=0$ da $U=0$ olur, bu sınır koşulunu denklem (3.25) de yerine koyulduğunda

$$u(0) = 0 = \frac{Gy^2}{2\mu} + c_1y + c_2 \quad \text{olur burada}$$

$c_2=0$ olarak bulunur.

$Y=L$ de $U=0$ olur. Bu sınır şartı denklem (3.25) de yerine konursa

$$u(L) = 0 = \frac{GL^2}{2\mu} + c_1L \quad \text{bulunur. Buradan}$$

$$c_1 = -\frac{GL}{2\mu} \quad \text{olarak elde edilir.}$$

c_1 ve c_2 denklem (3.25) de yerine konursa

$$u(y) = \frac{Gy^2}{2\mu} - \frac{GL}{2\mu} \quad (3.26)$$

elde edilir.

Debiyi aşağıdaki formülü kullanarak hesaplayabiliriz., u_0 ortalama hız ise

$$u_0 \int_0^L dy = \int_0^L u dy = \text{debi}$$

$$u_0 = \frac{\int_0^L u dy}{\int_0^L dy} = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{Gy^2}{2\mu} dy - \frac{1}{b} \int_0^L \frac{GL}{2\mu} y dy$$

$$u_0 = \frac{1}{L} \left[\frac{GL^3}{6\mu} - \frac{GL^3}{4\mu} \right] = -\frac{GL^2}{12\mu} \quad (3.27)$$

$$u(y) = \frac{G}{2\mu} (y^2 - yL) \quad (3.28)$$

denklem (3.28) de $\frac{G}{2\mu}$ yerine denklem (3.27) den faydalanılarak $-\frac{6u_0}{L^2}$ yazabiliriz.

Bu durumda denklem (3.28) aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$u(y) = \frac{6u_0}{L^2} (y^2 - yL)$$

$$\frac{u(y)}{u_0} = \frac{6}{L^2} (y^2 - yL) \quad (3.29)$$

denklem (3.26) de $Y = \frac{y}{L}$, $U = \frac{u(y)}{u_0}$

boyutsuz değişkenlerini kullanarak aşığıda yazıldığı gibi kanal girişindeki hız profilini vermektedir.

$$U = 6(Y - Y^2) \quad (3.30)$$

Denklem (3.30) da bulunan hız dağılımı kanal girişinde sınır koşulu olarak kullanılacaktır. Tüm başlangıç ve sınır koşulları yeniden özetlenecek olursa

Başlangıç koşulları $\tau \leq 0$ $u=\theta=0$ her yerde

Sınır koşulları $\tau > 0$ için

$Y=0,1$ de $U=V=0$

$X=0$ da $U(Y)=6(Y-Y^2)$, $V=0$

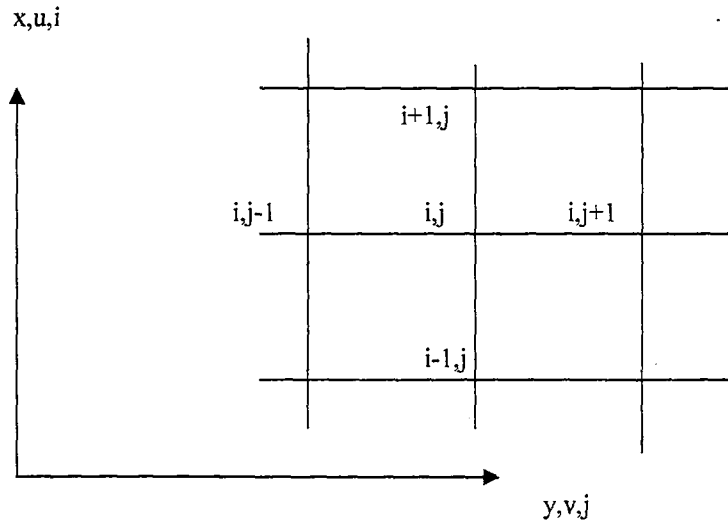
$X=0$ da $\theta=0$

$Y=0,1$ de $\theta=\theta_1$

BÖLÜM 4 SAYISAL ÇÖZÜM

Isı geçişi problemlerinde analitik ve sayısal çözüm yöntemleri kullanılmaktadır. Analitik çözümler daha çok basit geometrilerde kullanılmaktadır. Sayısal çözümler içinde ise en fazla başvurulan yöntemlerden bir tanesi sonlu farklar yöntemidir. Bu metod sistemi temsil eden diferansiyel ifadede aranan bağımlı değişkenin yerine özellikle Taylor açılımına dayanan seri açılımını koyarak yapılan yaklaşık çözüm tekniğidir. Momentum ve enerji denklemi ayrıklaştırılırken taşınım terimleri için upwind sonlu farklar ve difüzyon terimleri için merkezi farklar ve zamana bağlı terimler için geri farklar yöntemi uygulanmıştır.(patankar 1980).

Şekil (4.1) ızgara yapısı verilen fiziksel sistem x- yönünde 101, y- yönünde 61 grid 'ten oluşmuştur. Bu çalışmada sınırlarda Eşit aralıklı olmayan ızgara yapısı kullanılmıştır. Çünkü sınırlarda hız ve sıcaklık gradyenleri maksimumdur. Bu sebeple sonuçların doğruluğunu arttırmak amacıyla Eşit aralıklı olmayan ızgara yapısı kullanılmıştır. Eşit aralıklı olmayan ızgara yapısı üretmek için $s_{i+1} = s_i + \alpha_s^i \Delta$ bağıntısı kullanılmıştır. (Baytaş, 1996)



Şekil 4.1 Sayısal çözüm için kullanılan ızgara yapısı

4.1. Momentum denkleminin ayrıklaştırılması

Boyutsuz olarak yazılan momentum denklemini ayrıklaştırmak için şekil (4.1) de verilen ızgara yapısı kullanılmıştır.

Ayrıklaştırılmış momentum denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{U_{i,j}^{k+1} - U_{i,j}^k}{\Delta \tau} + U_{i-1,j} \frac{U_{i,j}^* - U_{i-1,j}}{X(i) - X(i-1)} + V_{i-1,j} \frac{U_{i,j+1} - U_{i,j-1}}{Y(j+1) - Y(j-1)} = -\frac{e(P_{i,j} - P_{i-1,j})}{X(i) - X(i-1)} + \frac{2}{Y(j+1) - Y(j-1)} \left[\frac{U_{i,j+1} - U_{i,j}}{Y(j+1) - Y(j)} - \frac{U_{i,j} - U_{i,j-1}}{Y(j) - Y(j-1)} \right] + e \frac{Gr}{Re} \theta_{i,j} - \frac{e}{Da} U_{i,j}$$

ve denklem yeniden düzeblenirse

$$U_{i,j-1} \left[-\frac{\Delta \tau}{Y_{j+1} - Y_{j-1}} V_{i-1,j} - \frac{2\Delta \tau}{Y_{j+1} - Y_{j-1}} \frac{1}{Y_j - Y_{j-1}} \right] + U_{i,j} \left[\frac{\Delta \tau e}{Da} + 1 + \frac{\Delta \tau}{X_i - X_{i-1}} U_{i-1,j} + \frac{2\Delta \tau}{Y_{j+1} - Y_{j-1}} \frac{1}{Y_{j+1} - Y_j} + \frac{2\Delta \tau}{Y_{j+1} - Y_{j-1}} \frac{1}{Y_j - Y_{j-1}} \right] + U_{i,j-1} \left[\frac{\Delta \tau}{Y_{j+1} - Y_{j-1}} V_{i-1,j} - \frac{2\Delta \tau}{Y_{j+1} - Y_{j-1}} \frac{1}{Y_{j+1} - Y_j} \right] = U_{i,j}^k + \frac{\Delta \tau}{X_i - X_{i-1}} (U_{i-1,j})(U_{i-1,j}) - \frac{e\Delta \tau}{X - X_{i-1}} (P_{i,j} - P_{i-1,j}) + \frac{e\Delta \tau Gr}{Re} \theta_{i,j}$$

(4.1)

şeklinde elde edilir.

4.2. Enerji denkleminin ayrıklaştırılması

Denklem (3.19) da çıkarılan boyutsuz enerji denklemini sonlu farklar yöntemine göre aşağıdaki gibi ayrıklaştırılır.

$$\sigma \frac{\theta_{i,j} - \theta_{i,j}^k}{\Delta \tau} + U_{i-1,j} \frac{\theta_{i,j} - \theta_{i-1,j}}{X_i - X_{i-1}} + V_{i-1,j} \frac{\theta_{i,j+1} - \theta_{i,j-1}}{Y_{j+1} - Y_{j-1}} = \frac{1}{\text{Pr}} \frac{2}{Y_{j+1} - Y_{j-1}} \left(\frac{\theta_{i,j+1} - \theta_{i,j}}{Y_{j+1} - Y_j} - \frac{\theta_{i,j} - \theta_{i,j-1}}{Y_j - Y_{j-1}} \right)$$

ve denklem yeniden düzenlenirse

$$\begin{aligned} & \theta_{i,j-1} \left[-\frac{\Delta \tau / \sigma}{Y_{j+1} - Y_{j-1}} V_{i-1,j} - \frac{2 \Delta \tau / \sigma}{\text{Pr} (Y_{j+1} - Y_{j-1}) (Y_j - Y_{j-1})} \right] + \\ & \theta_{i,j} \left[1 + \frac{\Delta \tau / \sigma}{X_i - X_{i-1}} U_{i-1,j} + \frac{2 \Delta \tau / \sigma}{\text{Pr} (Y_{j+1} - Y_{j-1}) (Y_{j+1} - Y_j)} + \frac{2 \Delta \tau / \sigma}{\text{Pr} (Y_{j+1} - Y_{j-1}) (Y_j - Y_{j-1})} \right] + \\ & \theta_{i,j+1} \left[\frac{\Delta \tau / \sigma}{Y_{j+1} - Y_{j-1}} V_{i-1,j} - \frac{2 \Delta \tau / \sigma}{\text{Pr} (Y_{j+1} - Y_{j-1}) (Y_{j+1} - Y_j)} \right] = \\ & \theta_{i,j}^k + \frac{\Delta \tau / \sigma}{X_i - X_{i-1}} U_{i-1,j} \theta_{i-1,j} \end{aligned}$$

(4.2)

şeklinde elde edilir.

4.3. Sayısal çözüm yöntemi

Parabolik Navier-Stokes denklemi ve enerji denklemi zamana göre x yönünde ilerleyerek çözülür. Kütle korunum denklemi denklem (3.14) parabolik Navier-Stokes denklemi denklem (3.30) ve enerji denklemi denklem (3.31) sonlu farklar metoduna göre çözülmüştür. Sayısal çözüm sırasında x yönünde 101, y yönünde 61 düğüm noktası seçildi. Gr/Re oranı 500,1000,1500 ve 2000 değerlerinde gözeneklilik 0,3 – 0,5 – 0,6 değerlerinde ve Darcy sayısı ise 0,001 – 0,01 – 0,1 ve 1 değerlerinde alındı. Gözenekli ortamın ısı depolama kapasite oranı bu çalışmada bir alınmıştır ($\sigma \approx 1$). Çünkü akışkan olarak su ve katı kısım için ise bir metal seçildiğinde σ yaklaşık olarak bire yakın olmaktadır. Zaman adımı olarak 0,0015 değeri alındı.

Enerji ve momentum denklemi LSOR ile çözüldü

Şematik olarak şekil 4.1 de görülen çözüm yöntemi aşağıdaki gibidir.

1) Sağ ve sol duvarlar için sıcaklık ve hız sınır koşulları verildi.

2) $-\frac{dP}{dX}$ ve θ değerleri kanal yatay kesiti boyunca her düğüm noktasında tahmin edilir.;

3) Ayırıklaştırılmış momentum denkleminden X yönündeki hız bileşenleri U çözülür.

4) Y yönündeki hız bileşeni V kütle korunum denkleminden $V = -\int_0^1 \frac{\partial U}{\partial X} dY$

formülü ile sayısal olarak integre edilerek bulunur;

5) Ayırıklaştırılmış enerji denkleminden U ve V hızları yerine konurak sıcaklıklar bulunur.

6) Bulunan U ve θ değerleri aşağıdaki belirtilen şartları sağlıyorsa bir sonraki akış kesitine akış yönünde geçilir.

$$\left| \int_0^1 U dy - 1 \right| < 10^{-6}$$

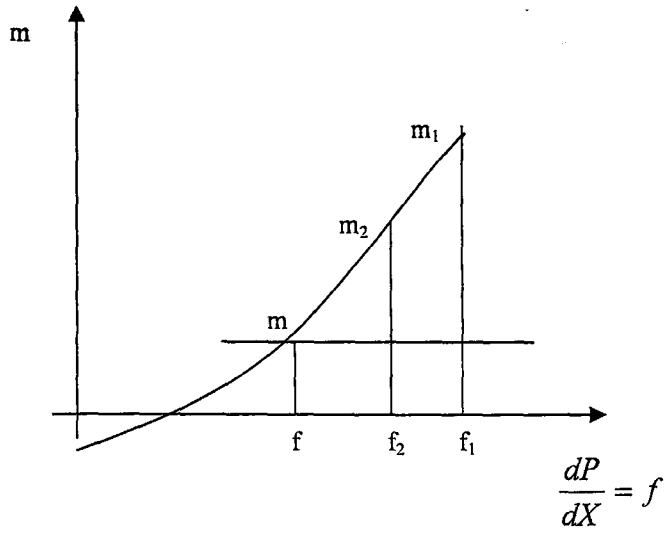
$$\frac{\text{Max}|\theta_{i,j}^n - \theta_{i,j}^{n-1}|}{\text{Max}|\theta_{i,j}^n|} < 10^{-6}$$

eğer bu şartlar sağlanmazsa $-\frac{dP}{dX}$ aşağıda anlatılan Secant Metodu (Anderson et al. , 1984), Aslan, 1991 kullanılarak tekrar hesaplanır ve (2). Adıma geri dönülür.

Sayısal hesaplamaya kanal çıkış noktasına kadar ve sürekli rejime erişene kadar devam edilir.

4.3.1. Secant Metodu

Secant metodu doğru basıncı bulmak için başvurulan bir yöntemdir. Basınç değişimi bir interpolasyonla bulunur. kanal girişinde akış yönünde iki düğüm noktası için basınç değişimi öngörülür ve bir sonraki adımda basınç şekil (4.2) de görüldüğü gibi akış debisinde kullanılarak doğru basınç bulunur. Öngörülen birinci basınca göre hız dağılımından hesaplanan debiye m_1 öngörülen ikinci basınca göre hız dağılımından hesaplanan debiyede m_2 gerçek debiyede m denilerek aşağıdaki şekilde gerçek basınç değişimi bulunmuş olur.



Şekil 4.2 Secant Metodu

interpolasyon kullanılırsa

$$\frac{f - f_2}{f - f_1} = \frac{m_2 - m}{m_1 - m}$$

yazılabilir. Denklem düzenlenilirse

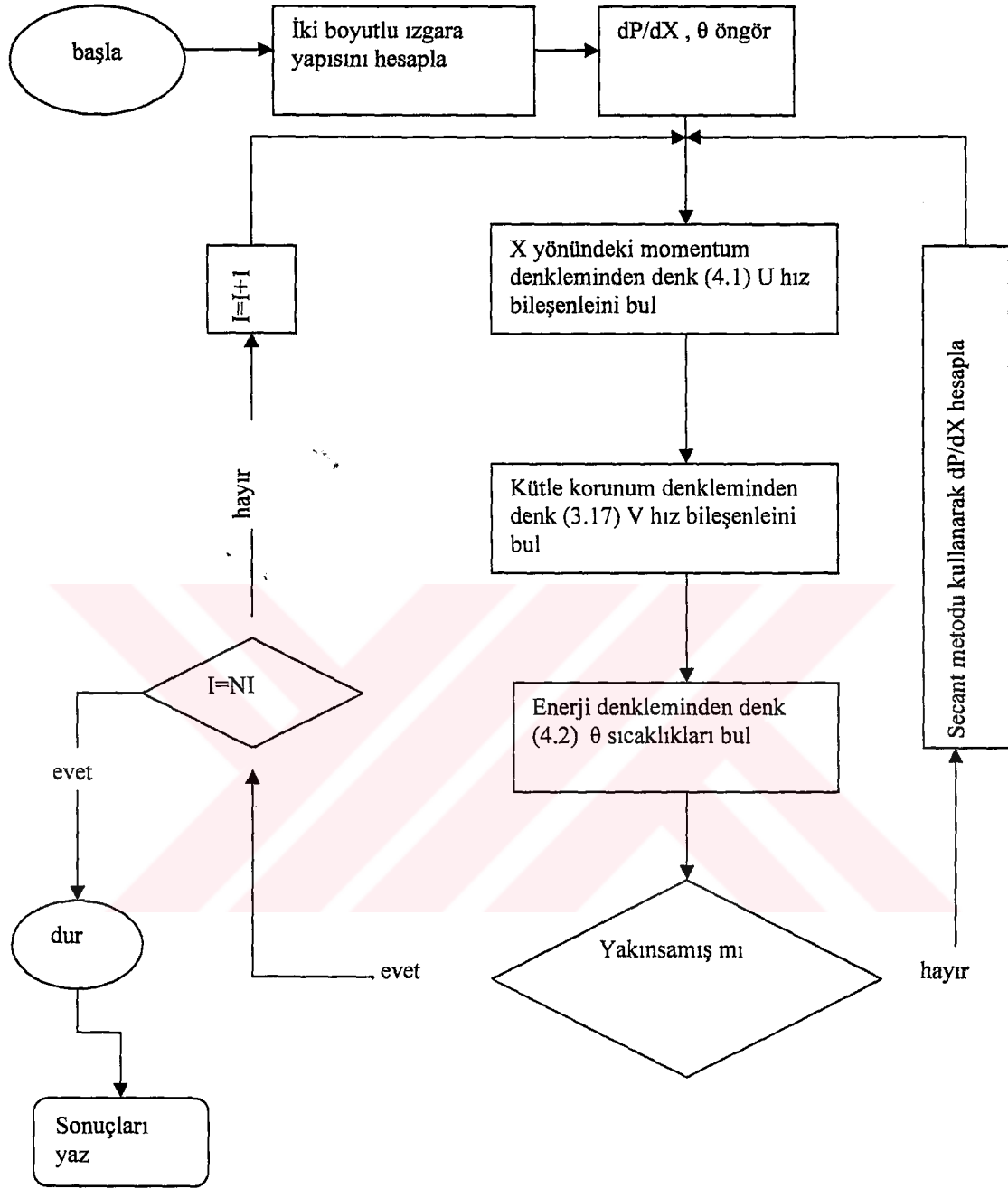
$$(f - f_2)(m_1 - m) = (f - f_1)(m_2 - m)$$

elde edilir. Denklemde f sağ tarafa diğerleri sol tarafa alınırsa

$$f = \frac{f_2(m_1 - m) + f_1(m - m_2)}{m_1 - m_2}$$

f nin eşiti yazılıp denklem yeniden düzenlenirse

$$\frac{dP}{dX} = \frac{\left(\frac{dP}{dX}\right)_2 (m - m_1) + \left(\frac{dP}{dX}\right)_1 (m_2 - m)}{(m_2 - m_1)}$$



Şekil 4.1 Çözüm algoritması

BÖLÜM 5 SAYISAL ÇÖZÜM SONUÇLARININ İNCELENMESİ

Sayısal çözüm sonuçları göstermektedirki, bu çalışmadaki akışın ısı transferi karakteristikleri, Grashof sayısının Reynolds sayısına oranına , (Gr/Re) , Darcy sayısına (Da) , ortamın gözenekliliğine (e) , sabit olan sağ ve sol yüzeydeki duvar sıcaklıklarına, ve zamana bağlıdır. Yapılan hesaplamalar yukarıda verilen değişik değişkenlerin gözenekli kanalda birleşik taşınımına etkisi ele alınarak yapılmış ve bu sonuçlara ilişkin grafikler verilmiştir.

Yapılan bu çalışmada bahsedilen Prandtl sayısı kullanılan akışkanın özelliklerine bağlı bir büyüklüktür. Bu çalışmada Prandtl sayısı 7.0 olarak hep aynı değerde alınmıştır. Diğer değişkenler çeşitli aralıklarda değiştirilmiştir. Darcy (Da) sayısı 0.001 ile 1 arasında, gözeneklilik (e) 0.2 ile 0.6 arasında Gr/Re oranına 500 ile 2000 arasında alınmıştır.

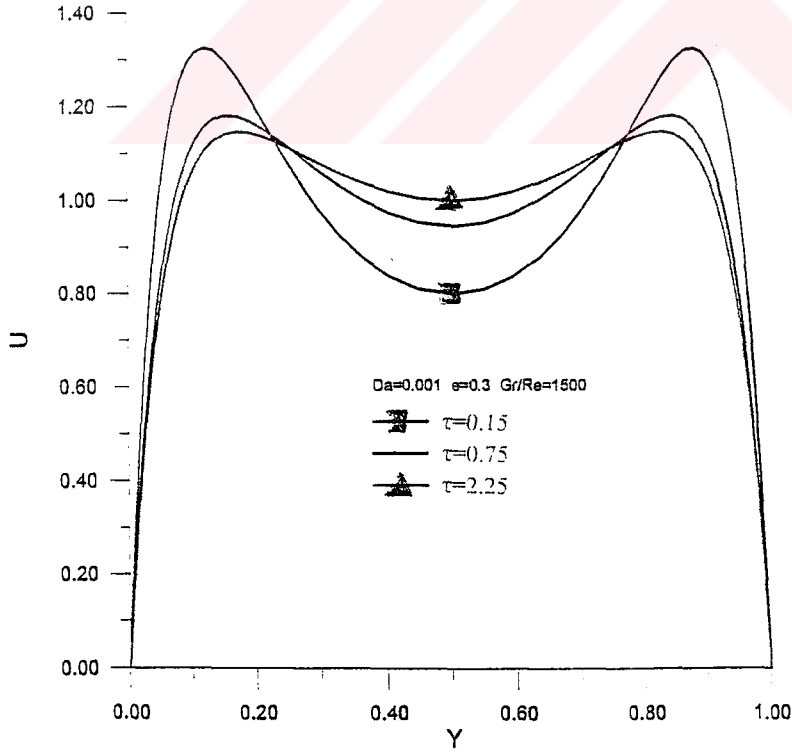
Ayrıca grafikler farklı zaman adımları için çizdirilip zamana göre nasıl değiştiği gözlemlenmiştir. Zaman değerleri ise 0.5 ile 2.25 arasında incelenmiştir. Bu çalışmada yapılan çeşitli denemelerde yaklaşık 2.25 değerinde akışkanın sürekli akışa ulaştığı ve 2.25 değerinden daha fazla değerler için her zaman aynı sonucu verdiği görülmüştür.

Sıcaklık değeri ise önce sağ ve sol ve sol yüzeydeki sıcaklık değerleri birbirine eşit ve 1.0 olarak ele alınıp incelenmiştir. Daha sonra sol duvar 1.0 sağ duvar ise 0.5 olarak ele alınıp akış ve ısı geçişi incelenmiştir.

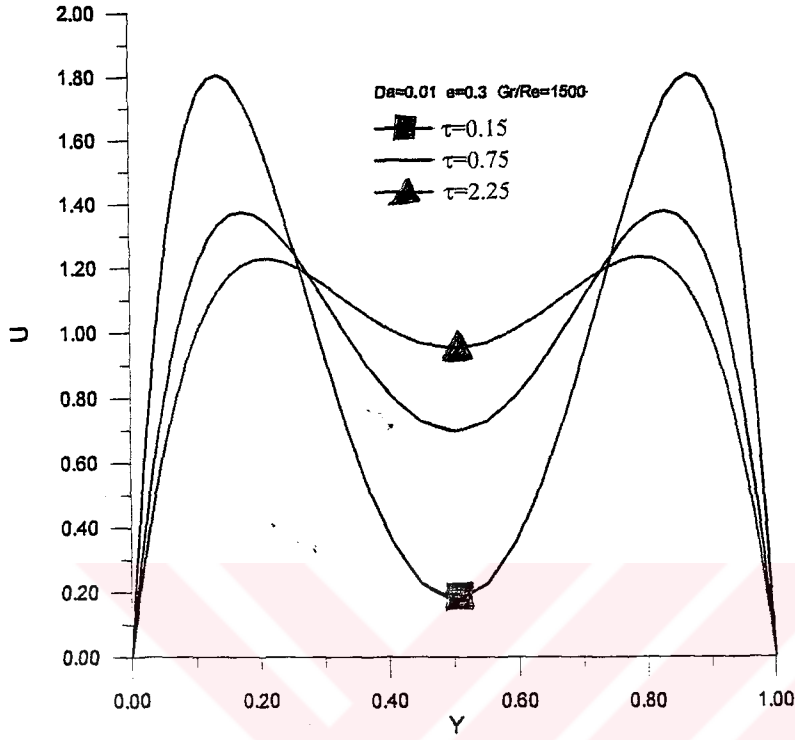
Bu çalışmada yukarıda bahsedilen değişik değişkenlerin hız, basınç, sıcaklık ve yerel Nusselt sayısı üzerine etkisi ayrı başlıklar altında incelenmiştir.

5.1. Darcy sayısının hız profiline etkisi

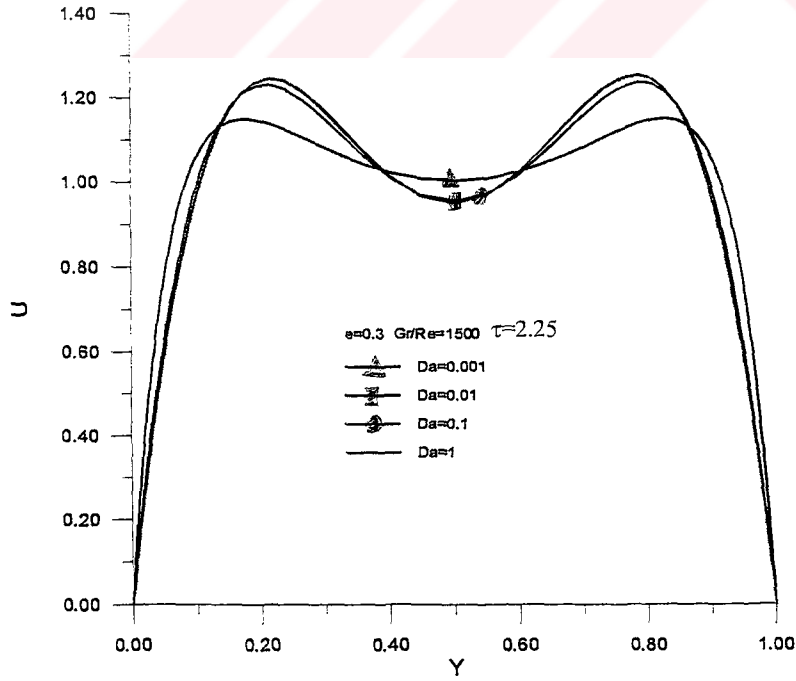
Şekil 5.1 de değişik zaman adımları için ($\tau_1=0.15$ $\tau_2=0.75$ ve $\tau_3=2.25$), $e=0.3$, $Gr/Re=1500$ ve $Da=0.001$ alınarak hız profilleri çizdirilmiştir. Şekil 5.2 de ise yine aynı şekilde değişik zaman adımları için ($\tau_1=0.15$ $\tau_2=0.75$ ve $\tau_3=2.25$), $e=0.3$, $Gr/Re=1500$ ve $Da=0.01$ alınarak sadece Da değiştirilerek hız profilleri çizdirilmiştir. Her ikisine beraber bakıldığında Da sayısının artırıldığı zaman sınırlara yakın bölgelerde akış hızının fazla olduğu görülmektedir. Şekil 5.3 de ise sürekli hale ulaşmış durumlar için gözeneklilik ve Gr/Re sabit alınarak sadece Darcy sayısı değiştirilerek hız profilleri çizdirilmiştir.



Şekil 5.1 Farklı zaman adımları için hız profili



Şekil 5.2 Farklı zaman adımları için hız profili



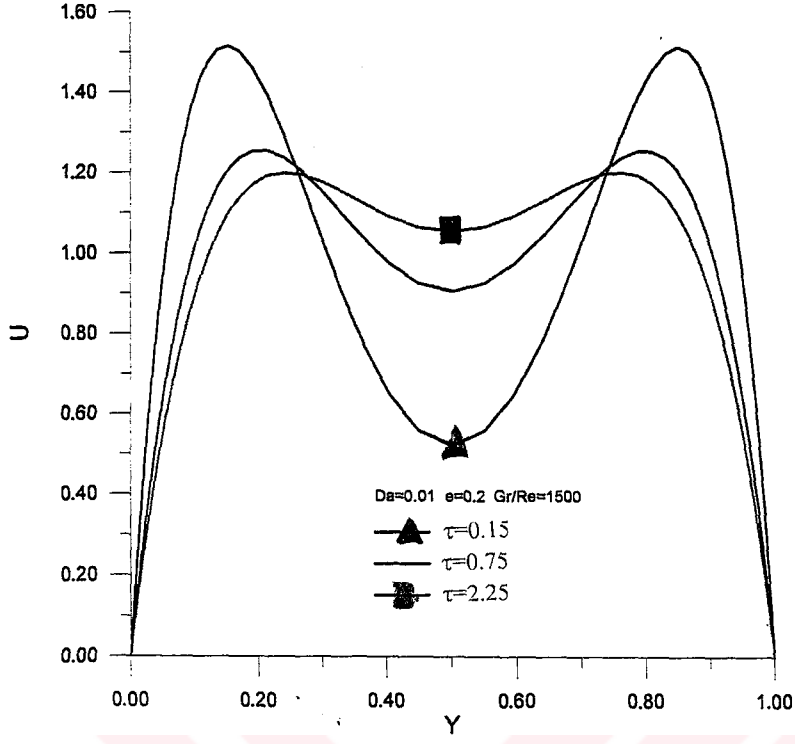
Şekil 5.3 Farklı darcy değerleri için hız profili

Şekil 5.3 de Darcy sayına göre hız profilinin nasıl değiştiği görülmektedir. Burada grafik ayrıntılı bir şekilde incelendiğinde Darcy sayısı artırıldığı zaman sınırlara yakın bölgelerde hızın arttığı fakat merkeze yakın yerlerde ise hızın azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni ise darcy sayısının ortamın geçirgenliğinin bir ölçüsü olmasıdır. Darcy sayısı daha öncede belirtildiği gibi geçirgenlik (K) ile doğru orantılıdır. Darcy azaldığı zaman ortamın geçirgenliği azalmaktadır. Ortamın geçirgenliği azaldığı zaman sıvı daha zor geçeceği için sınırlardaki akış hızıyla ortadaki akış hızı arasındaki fark azalmaktadır ve hız profili düzleşmektedir. Darcy'nin büyük değerlerine göre daha sabit bir hız dağılımı gözlemlenmektedir.

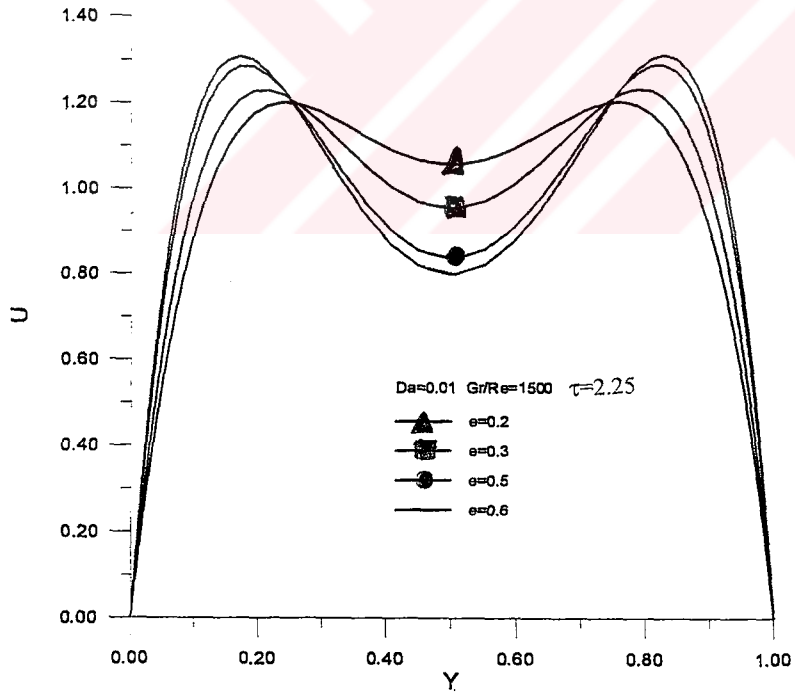
5.2. Gözenekliliğin hız profilğine etkisi

Şekil 5.5 e bakıldığında zaman gözenekliliğin hız profiline etkisi görülmektedir. Burada zaman olarak sürekli hale ulaşmış durum incelenmiştir. Darcy'yi 0.01 Gr/Re 1500 olarak alınmıştır. Bu şekilde gözeneklilik (e) değerleri 0.2 , 0.3, 0.5, 0.6 için alınıp hız profilleri çizdirilmiştir. Şekil 5.5 de hız profillerine bakıldığında gözeneklilik arttığı zaman sınırlara yakın bölgelerde hızın arttığı fakat merkez ve merkeze yakın bölgelerde ise hızın azaldığı görülmektedir. Gözeneklilik arttığında akışkan ortamda daha rahat akmaktadır. Akışkanın rahat akması yüzdürme kuvvetini arttırmaktadır böylece sınırlara yakın bölgelerde akış hızı daha fazla olmaktadır. Burada süreklilik yasası geçerli olduğu için sınırlara yakın bölgelerde akış hızı arttığından dolayı merkeze yakın yerlerde ise düşmektedir.

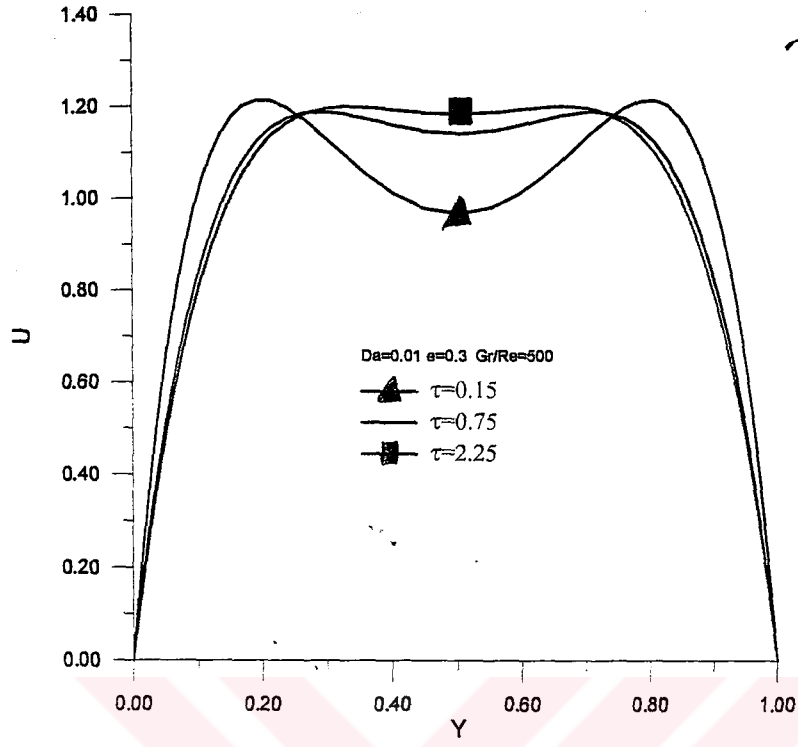
Şekil 5.4 de Da 0.01 Gr/Re 1500 ve gözenekliliğe 0.2 alınarak değişik zaman adımları ($\tau_1=0.15$ $\tau_2=0.75$ ve $\tau_3=2.25$) için hız profilleri gösterilmiştir.



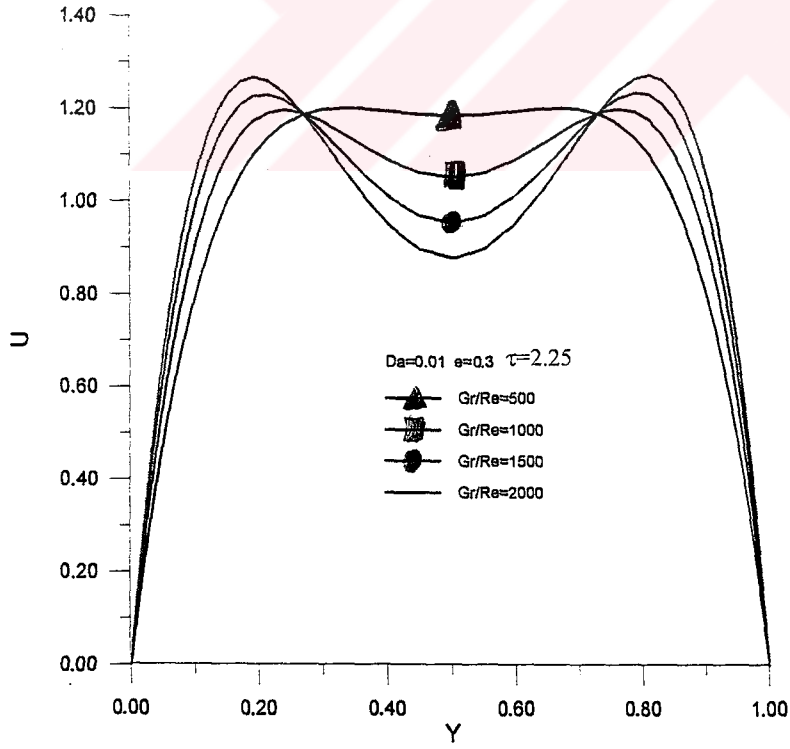
Şekil 5.4 Farklı zaman adımları için hız profili



Şekil 5.5 Farklı gözeneklilik değerleri için hız profili



Şekil 5.6 Farklı zaman adımları için hız profili



Şekil 5.7 Farklı Gr/Re oranları için hız profili

5.3. Gr/Re nin hız profiline etkisi

Taşınımın ısı transferi iki ayrı kısımdan meydana gelmektedir. Birinci kısım zorlamalı taşım. İkincisi ise doğal taşınımdır. Genel olarak her iki kısımdan hangisi ortamdaki taşınım hakim ise o esas olarak göz önüne alınır. Bu kısımlardan yalnızca biri göz önüne alındığı problemler olduğu gibi ikisini de hesaba katmak zorunluluğunun meydana geldiği problemlerle de karşılanabilir.

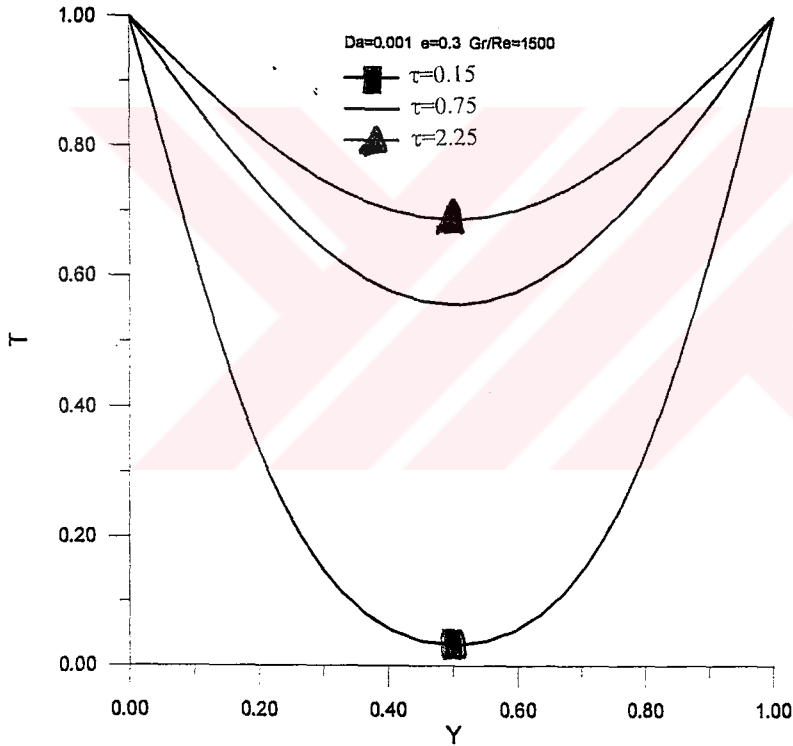
Son anlatılan tip yani zorlamalı ve doğal taşınımın aynı andaki hakim olduğu durumlardaki taşınım birleşik taşınım denir. Ele alınan problemlerde yüzdürme kuvvetinin etkisi yeterince büyük olursa veya yüzdürme kuvvetinin etkisi zorlamalı taşınımın etkisinde daha büyük ise o zaman doğal taşınım olarak ele alınır. Fakat zorlamalı taşınımın etkisi çok fazla olursa o zaman zorlamalı taşınım olarak da alınır.

Doğal taşınımın Grashof (Gr) sayısı akış rejimi hakkında bilgi vermektedir. Aynı şekilde zorlamalı taşınımın ise Reynolds (Re) sayısı akış rejimi hakkında bilgi vermektedir. Bir akışın zorlamalı mı yoksa doğal taşınımın mı meydana geldiğini anlamak için Gr/Re oranına bakmak gerekmektedir.

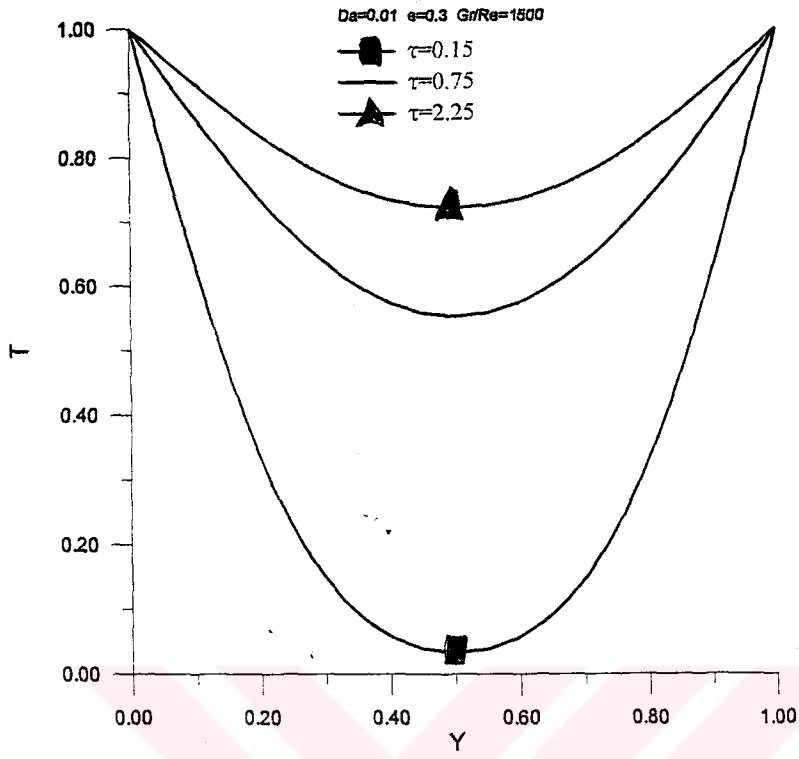
Gr/Re oranı ne kadar küçük olursa taşınımın zorlamalı taşınım o kadar hakim olmaktadır. Gr/Re oranı ne kadar büyük olursa taşınımın doğal taşınım o kadar hakim olmaktadır. Yapılan bu çalışmada Gr/Re oranı 500, 1000, 1500 ve 2000 değerleri kullanılmış olup birleşik taşınımın ısı transferi olduğu kabul edilmiştir.

Şekil 5.6 de Gr/Re 500 gözeneklilik 0.3 Darcy (Da) 0.01 olarak ele alınıp çeşitli zaman adımları ($\tau_1=0.15$ $\tau_2=0.75$ ve $\tau_3=2.25$) için hız profilleri çizdirilmiştir.

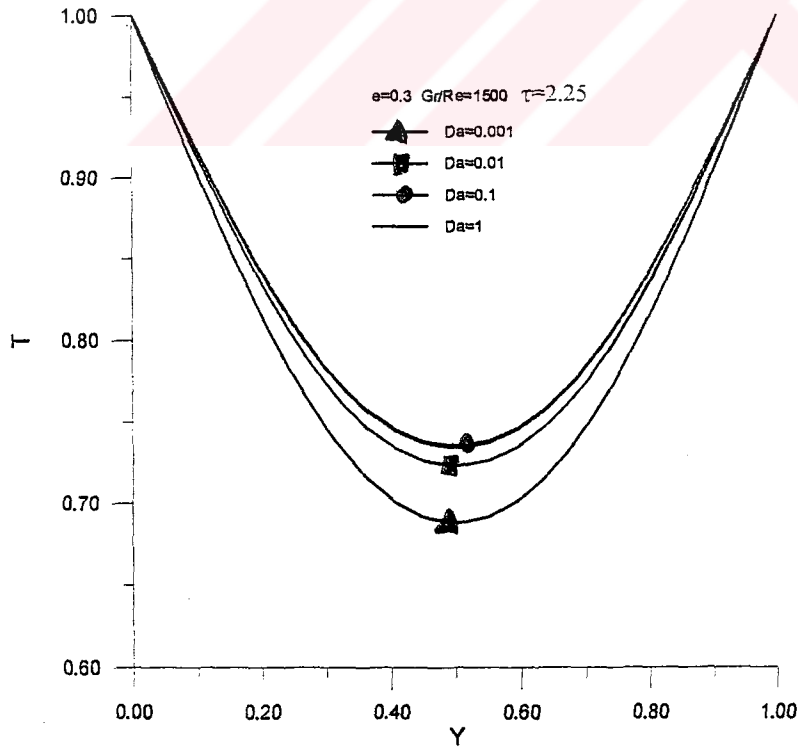
Şekil 5.7 ye bakıldığında Gr/Re oranının etkisi görülmektedir. Burada Gr/Re oranı 500 den 2000 e kadar artırılmıştır. Gr/Re oranı arttığı zaman sınırlara yakın bölgelerde akış hızının daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ise Gr/Re oranı artırıldığında doğal taşınımının sisteme hakim olmaya başlamasıdır. Doğal taşınımda sınırlara yakın bölgelerde akışkan daha fazla ısınmaktadır. Isınmanın etkisi ile sıvıya etki eden yüzdürme kuvveti artar ve sınırlara yakın yerlerde daha hızlı şekilde akar.



Şekil 5.8 Farklı zaman adımları için sıcaklık profili



Şekil 5.9 Farklı zaman adımları için sıcaklık profili



Şekil 5.10 Farklı darcy değerleri için sıcaklık profili

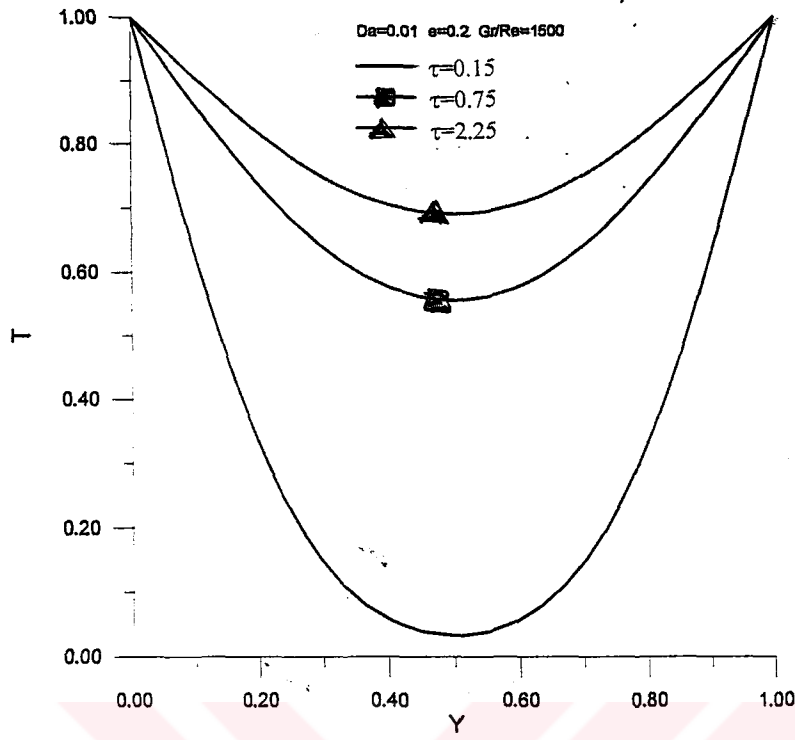
5.4. Darcy sayısının sıcaklık değişimine etkisi:

Şekil 5.8 ve Şekil 5.9 da farklı darcy sayıları ve farklı zamanlar için sıcaklık profilleri görülmektedir. Şekil 5.10 da ise darcy sayısının sıcaklık profillerini ne kadar etkilediği açık bir şekilde görülmektedir. Sürekli hale ulaşmış durum için gözeneklilik (e) 0.3 ve Gr/Re 1500 için darcy sayıları değiştirilerek sıcaklık profilleri çizdirilmiştir.

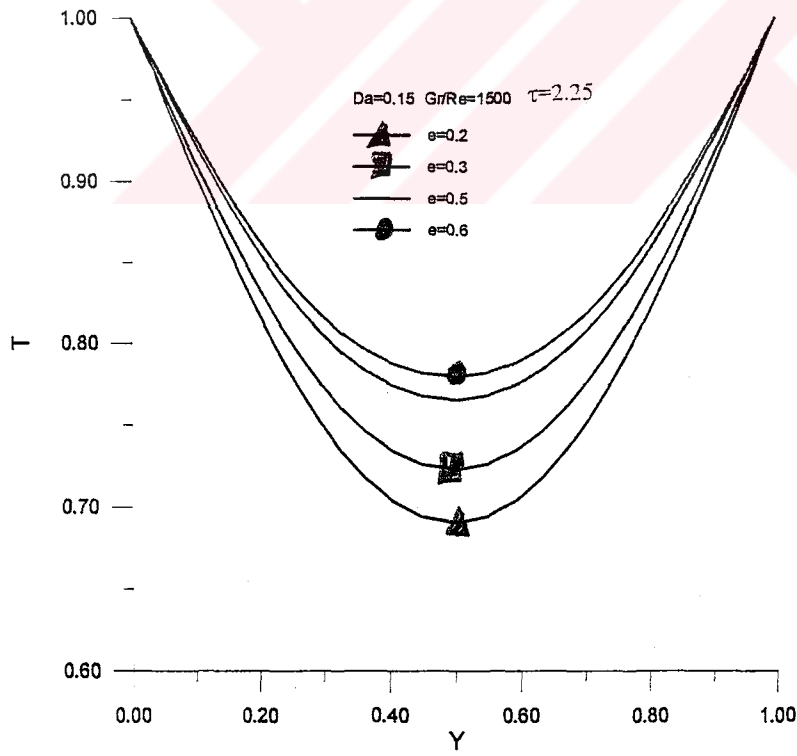
Darcy arttığı zaman merkeze yakın kısımların sıcaklığının arttığı görülmektedir. Sınırların boyutsuz sıcaklıkları ise sabit olup her Darcy değeri için 1.0 olduğu görülmektedir. Ayrıca sınırlardan merkeze doğru geldikçe sıcaklığın azalması da beklenen bir sonuçtur. Çünkü akışkanın giriş sıcaklığı 0.0 dır. Şekil 5.8 ve Şekil 5.9 de zamana bağlı olarak incelediğimizde 0.15 zamanında merkezi sıcaklığın çok düşük olduğunu zaman arttıkça merkezi sıcaklığında arttığı görülmektedir. Çünkü zaman ilerledikçe taşınım ile ısı geçişi artmaktadır.

5.5. Gözenekliliğin sıcaklık profiline etkisi:

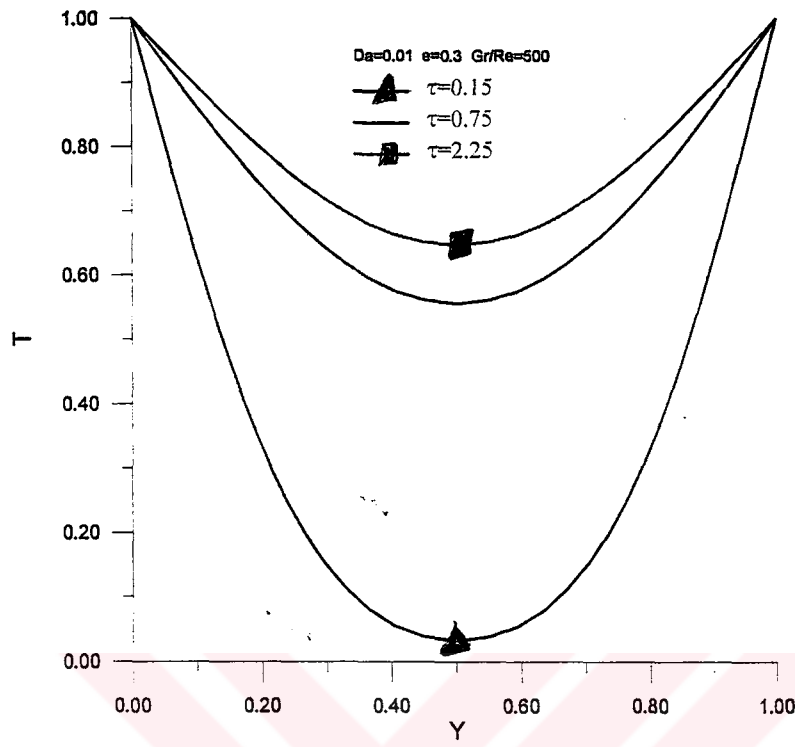
Şekil 5.12 de Gr/Re 1500 Da 0.01 ve zaman 2.25 için çeşitli gözeneklilik değerleri verilerek sıcaklık profilleri çizdirilmiştir. Bu grafik incelendiğinde gözeneklilik arttığı zaman merkez ve merkeze yakın bölgelerdeki sıcaklığın arttığı gözlenmektedir. Gözenekliliğin artması demek daha önceden de belirtildiği gibi akışkan kısmının oranının artması demektir. Gözeneklilik arttığı zaman sıvı daha rahat bir şekilde akacaktır. Akışkan daha rahat aktığı zaman taşınım ile ısı geçişi daha fazla olacak ve kanal ısınacaktır. Şekil 5.12 incelendiğinde bu olay açık bir şekilde görülmektedir. Şekil 5.11 de ise farklı zaman adımlar için sıcaklık profilleri görülmektedir.



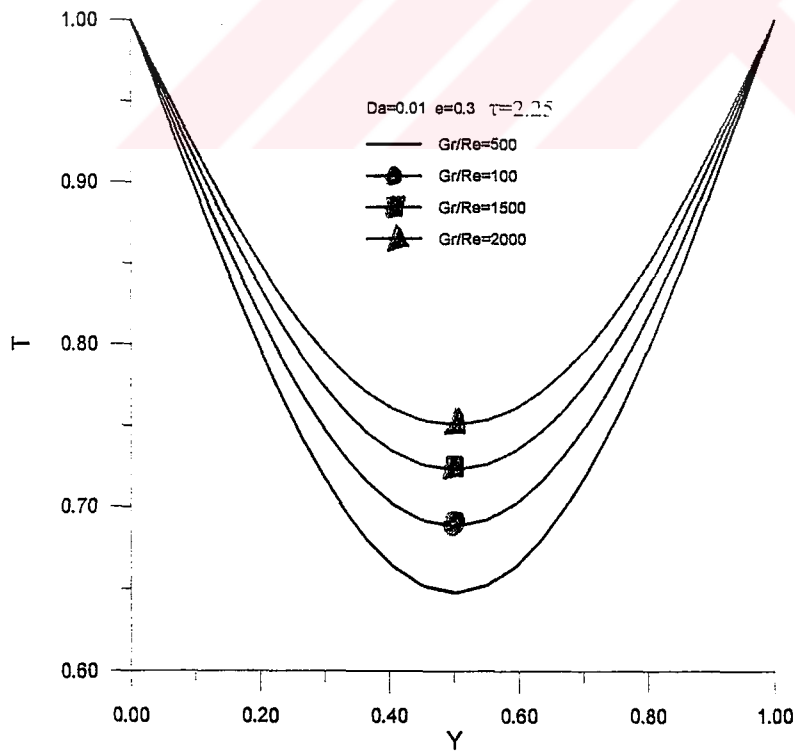
Şekil 5.11 Farklı zaman adımları için sıcaklık profili



Şekil 5.12 Farklı gözeneklilik değerleri için sıcaklık profili



Şekil 5.13 Farklı zaman adımları için sıcaklık profili



Şekil 5.14 Farklı Gr/Re oranları için sıcaklık profili

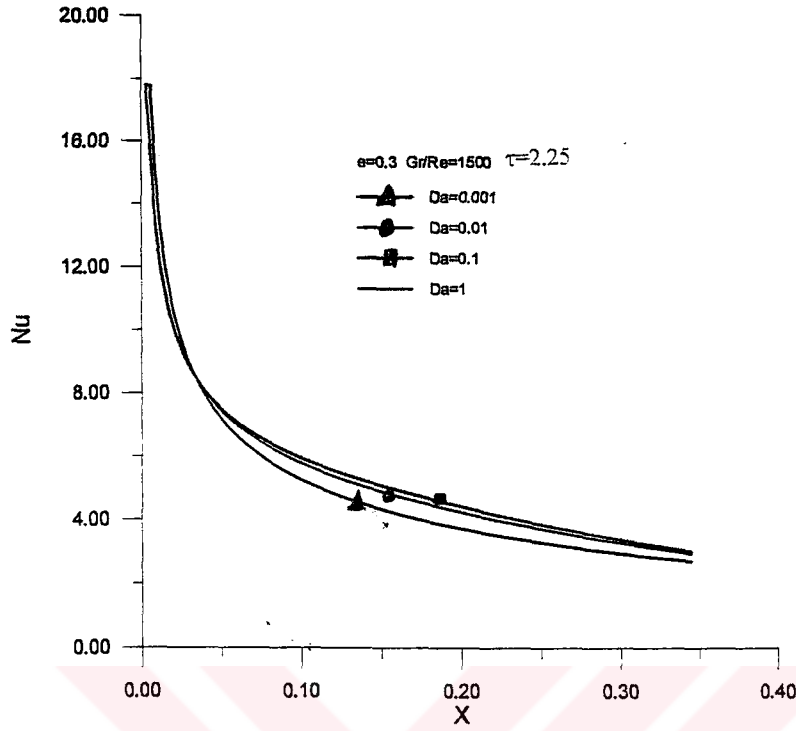
5.6. Gr/re oranının sıcaklık profiline etkisi:

Daha önceden de belirtildiği gibi Gr/Re oranı ne kadar büyük olursa doğal taşınımın etkisi o kadar büyük olmaktadır. Gr/Re oranı ne kadar küçük olursa zorlamalı taşınımın etkisi o kadar büyük olmaktadır. Şekil 5.14 incelendiğinde Gr/Re oranı arttıkça merkez ve merkeze yakın bölgelerde sıcaklığın arttığı sınırlarda ise çok fazla bir değişiklikliğin olmadığı görülmektedir. Gr/Re oranı arttıkça doğal taşınımın etkisi artar. Doğal taşınımın etkisi arttığı zaman yüzdürme kuvvetinin etkisi artar. Bu hız profilinde de görülmektedir. Isı alışverişi daha fazla olup merkezdeki sıcaklık daha fazla olur.

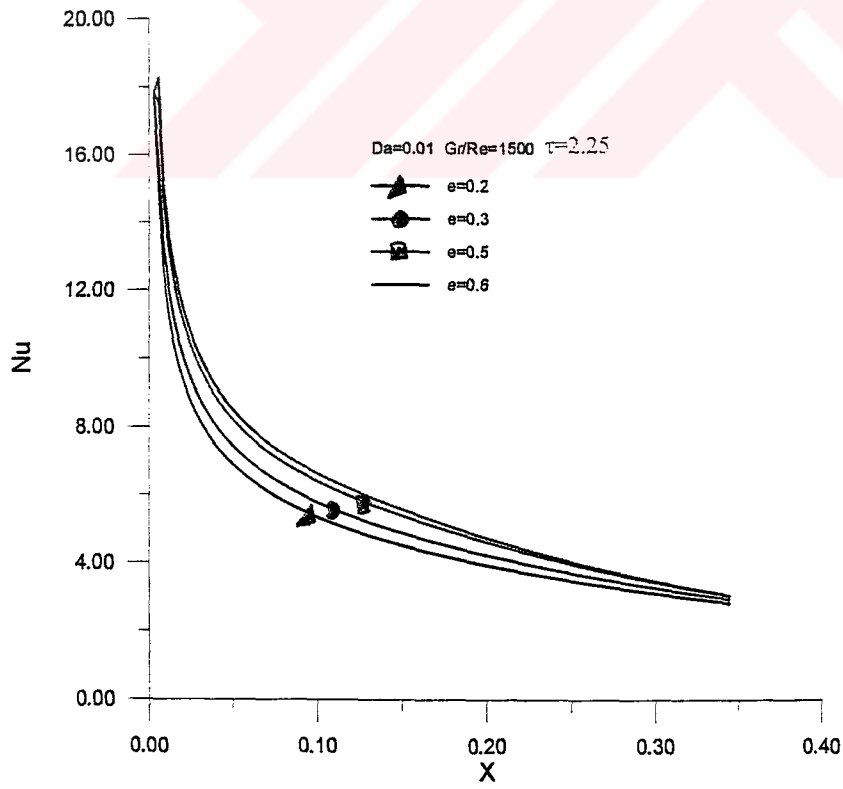
5.7. Darcy sayısının yerel nusselt sayısına etkisi:

Darcy sayısının Nusselt etkisine bakıldığında Şekil 5.15 te de görüldüğü gibi 0.04 değerinde darcy arttığı zaman nusselt sayısı azalmaktadır. 0.04 değerinde bütün darcy değerlerinde aynı olmaktadır. 0.04 değerinden sonra Darcy arttıkça Nusselt sayısı da artmaktadır.

Ayrıca akışkan ilerledikçe yerel Nusselt sayısının değeri azalmaktadır. Çünkü nusselt sayısı ısı geçişinin bir ölçüsü olmaktadır. Kanalin girişinde akışkan soğuk olduğu için duvarla arasındaki sıcaklık farkı çok fazladır. Isı farkı çok fazla olduğu için ısı geçişide çok fazla olur. Dolayısıyla Nusselt sayısı da fazladır. Akışkan ilerledikçe ısındığından dolayı sıcaklığı artmaktadır. Dolayısıyla duvarlardaki sıcaklık farkı az olmaktadır. Böylece ısı geçişide az olur. Nusselt sayısı ısı geçişinin bir ölçüsü olduğu için Nusselt sayısı da az olur



Şekil 5.15 Farklı Darcy değerleri için yerel Nusselt sayısı



Şekil 5.16 Farklı gözeneklilik değerleri için yerel Nusselt sayısı

5.8. Gözenekliliğin yerel nusselt sayısına etkisi

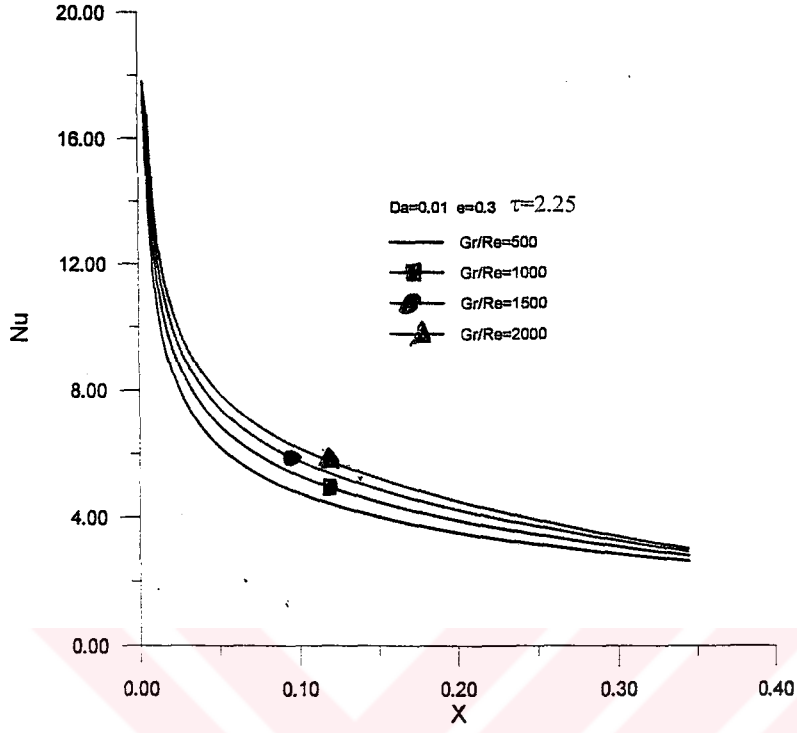
Şekil 5.16 e bakıldığında gözenekliliğin Nusselt sayısına etkisi açık bir şekilde görülmektedir. Yaklaşık 0.02 seviyesine kadar gözenekliliğin değişmesi nusselt sayısını etkilememekte fakat 0.02 seviyesinden sonra gözeneklilik arttıkça nusselt sayısında artmaktadır.

Gözeneklilik arttığı zaman akış daha rahat akacağı için sınırlardan ısıyı daha hızlı bir şekilde çeker. Nusselt sayısında ısı geçişinin bir ölçüsünü belirttiği için ısı geçişi fazla olduğunda Nusselt sayısında fazla olmaktadır. Ayrıca şekil 5.18 görüldü kadarıyla gözenekliliğin Nusselt sayısı üzerinde en etkili olduğu bölge 0.02 ile 0.25 arasındır. 0.25 ile 0.35 arasında gözenekliliğin etkisi çok fazla değildir.

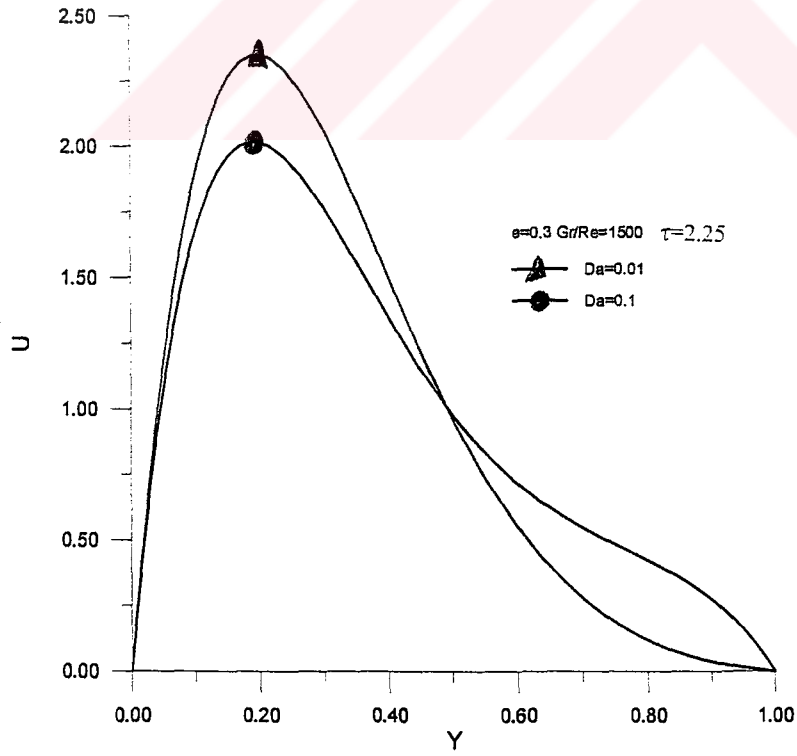
5.9. Gr/Re oranının nusselt sayısına etkisi

Şekil 5.17 de ise Gr/Re oranının Nusselt sayısı üzerinde etkisi görülmektedir. Yaklaşık 0.02 değerine kadar Gr/Re oranı Nusselt sayısı üzerinde etkisizdir. 0.02 değerinden sonra 0.30 değerine kadar etkisi görülmektedir. 0.30 ile 0.35 arasında çok az bir etkisi vardır. Gr/Re oranı arttırıldığı zaman Nusselt sayısında artmaktadır.

Gr/Re oranı artınca daha öncedende belirtildiği gibi dağal taşınım sisteme hakim olmaya başlamaktadır. Dağal taşınım hakim olduğu zaman ısınan akışkan yüzdürme kuvvetinin etkisiyle duvarlara yakın bölgelerde hızlı bir şekilde çekmektedir. Sınırlardanda ısıyı hızlı bir şekilde almaktadır. Dolayısıyla nusselt sayısında artmaktadır.



Şekil 5.17 Farklı Gr/Re değerleri için Nusselt sayısı



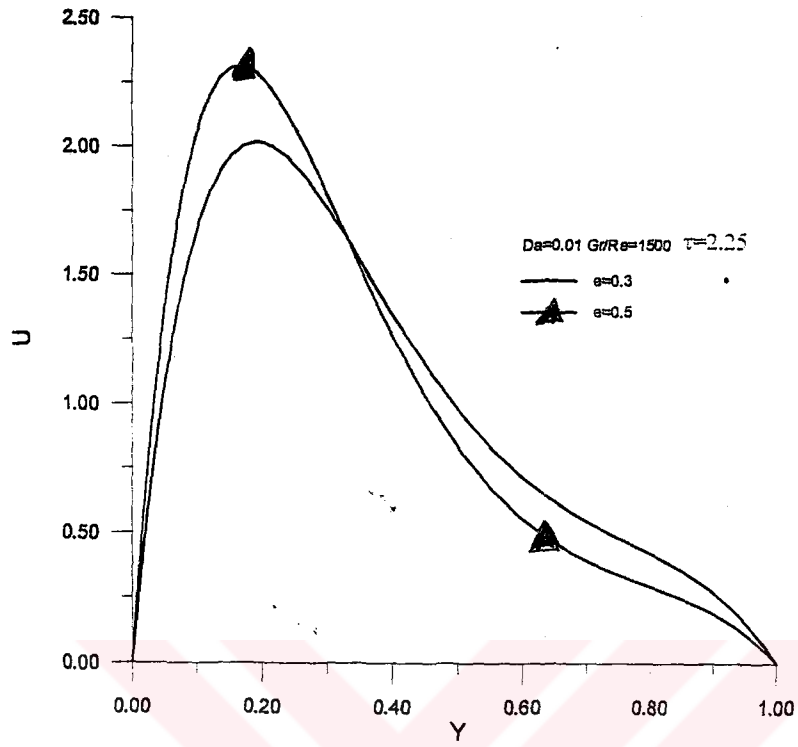
Şekil.5.18 Asimetrik sınır koşulları altında Darcy'nin hız profiline etkisi

5.10. Asimetrik sınır koşulları altına Darcy'nin hız profiline etkisi

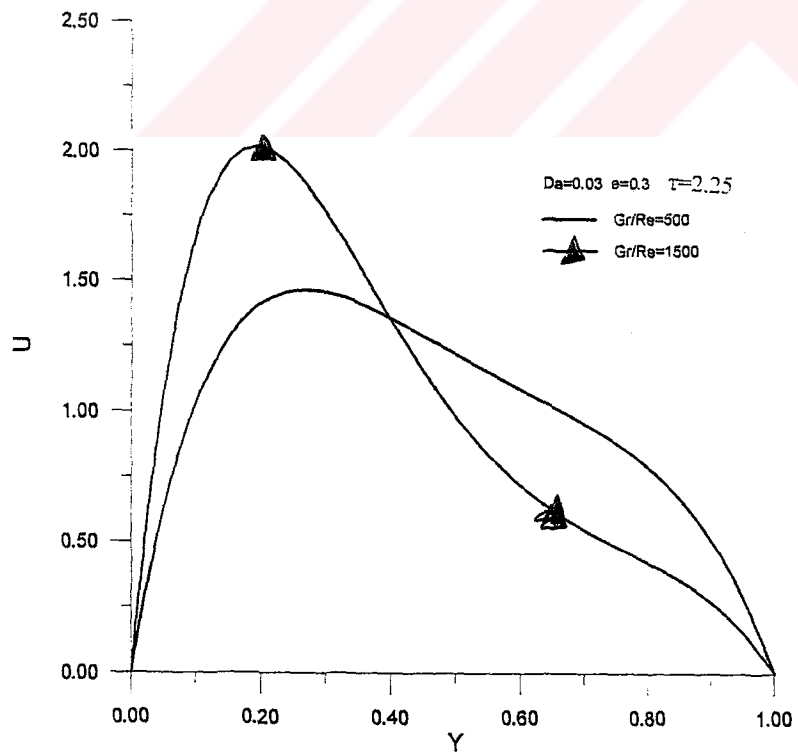
Şekil 5.18 de $Gr/Re = 1500$, $e=0.3$ soldaki duvar boyutsuz sıcaklığı 1.0 sağdaki duvar boyutsuz sıcaklığı 0.5 zaman ise 2.25 alınarak darcy 0.01 için ve darcy 0.1 için hız profili çizdirilmiştir. Bu grafikte sol duvara yakın bölgelerde hızın büyük sağ duvara yakın bölgelerde ise hızın daha küçük olduğu görülmektedir. Bu şekilde olmasının nedeni sol duvarın sağ duvara göre daha sıcak olmasıdır. Sol duvar daha sıcak olduğundan akışkanın sağ kısımdaki sıcaklığı daha fazla artmıştır. Sıcaklık daha fazla arttığı için sol duvara yakın bölgelerde yüzdürme kuvvetinin etkisi büyüktür. Yüzdürme kuvvetinin etkisinin fazla olmasından dolayı sol taraftaki hız sağ taraftaki bölgeye göre daha fazla olur. Darcy sayısına göre bir kıyaslama yapılacak olunursa Darcy sayısı küçüldükçe sol duvara yakın bölgelerdeki akış hızı azalmakta fakat sağ duvara duvara yakın bölgelerdeki akış hızı artmaktadır. Bu beklenen bir sonuçtur. Darcy nin azalması geçirgenliğin azalmasıdır. Geçirgenlik azaldığı zaman sıvı daha zor akacağı için sağ ve sol duvar arasındaki fark azalacaktır.

5.11. Asimetrik sınır koşulları altında gözenekliliğin hız profiline etkisi

Şekil 5.19 da asimetrik sınır koşulları altında gözenekliliğin hız profilini nasıl etkilediği gösterilmektedir. Grafik sürekli hale ulaşmış hal için Darcy =0.01 $Gr/Re=1500$ değerleri sabit tutulup $e= 0.3$ ve 0.5 için hız profilleri çizdirilmiştir. Burada gözeneklilik azaltıldığı zaman aynı Darcy nin azaltıldığında olduğu gibi sağ duvara yakın bölgelerdeki hızın azaldığı sol duvara yakın bölgelerdeki hızın arttığı görülmektedir. Gözeneklilik azaldığı zaman akışkan miktarı azalmakta ve akışkan zorlanarak geçmektedir. Zorlanarak geçtiği için sağ ve sol duvar arasındaki hız farkı fazla olmamaktadır.



Şekil 5.19 Asimetrik sınır koşulları altında gözenekliliğin hız profiline etkisi



Şekil 5.20 Asimetrik sınır koşulları altında Gr/Re oranının hız profiline etkisi

5.12. Asimetrik sınır koşulları altında Gr/Re oranının hız profiline etkisi

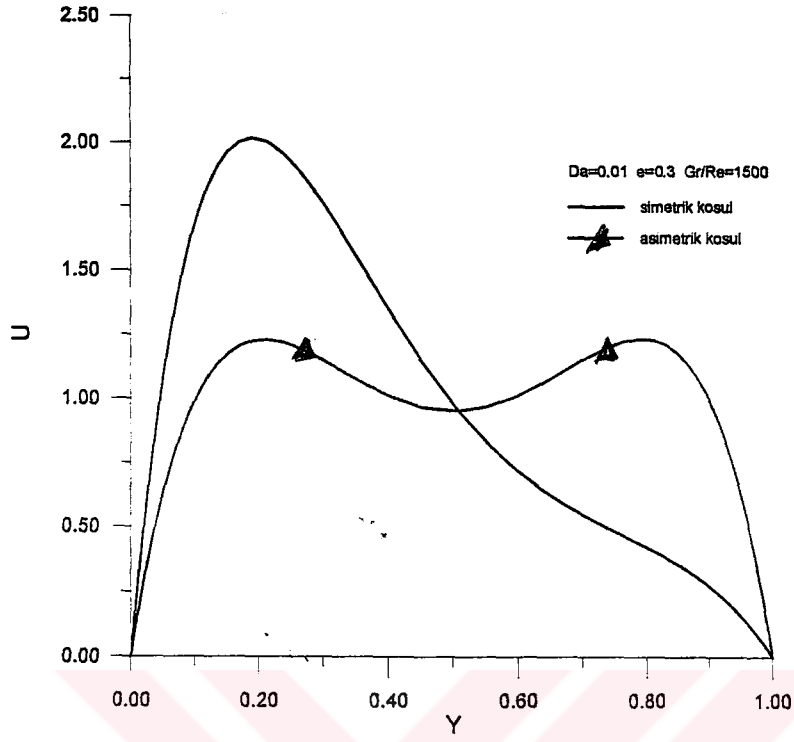
Şekil 5.20 ye bakıldığında sürekli hale ulaşmış durum için $Da=0.01$ ve $e=0.3$ alınarak farklı Gr/Re değerleri için hız profilleri çizdirilmiştir . Şekil 5.20 yine sol duvara yakın bölgelerdeki hızın daha yüksek sağ duvara yakın bölgelerdeki hızın ise daha düşük olduğu net bir şekilde görülmektedir. Gr/Re oranı azaltıldığı zaman sağ ve sol duvara yakın bölgelerdeki hız farkının bir miktar azaldığı görülmektedir.

5.13 Sınır şartlarının hız profiline etkisi

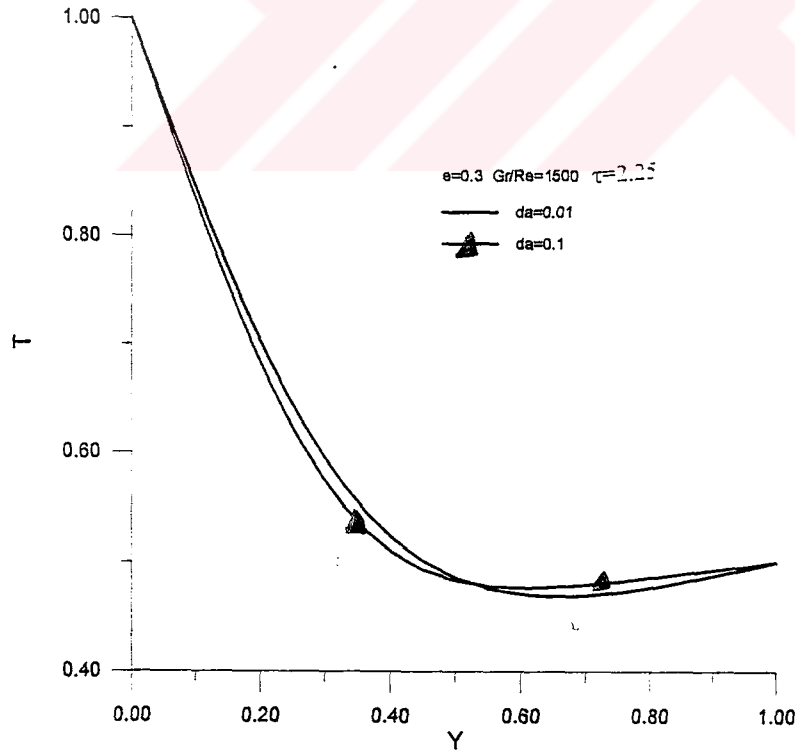
Şekil 5.21 de farklı sınır şartları için hız profilleri çizdirilmiştir. Şekil 5.21 e bakıldığında sağ ve sol duvar sıcaklıklarının birbirlerine eşit olduğu durumda merkeze göre tam bir simetri hakimdir. Fakat soldaki duvar sıcaklığı aynı değerde sabit tutulup sağ daki duvarın sıcaklığı yarıya indirilip 0.5 yapıldığında ise böyle bir simetriden söz edilememektedir. Sağ ve sol duvardaki sıcaklıklar farklı olduğunda ise sıcak olan duvara yakın bölgelerde ise hızın önemli ölçüde arttığı soğuk olan duvara yakın bölgelerde ise hızın azaldığı çok açık olarak görülmektedir.

5.14 Asimetrik sınır koşulları altında Darcy nin sıcaklık profiline etkisi

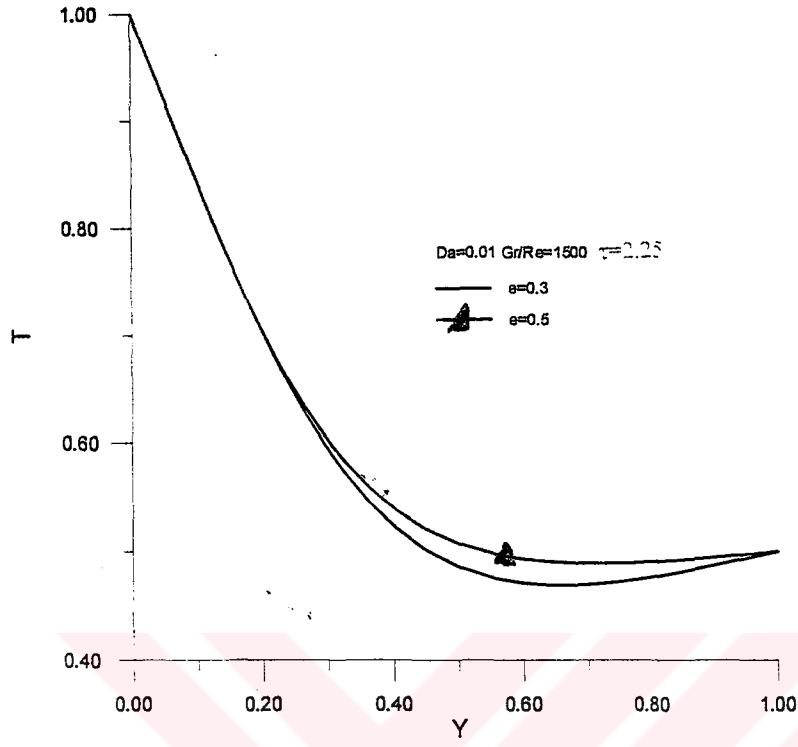
Şekil 5.22 Darcy nin farklı değerleri için asimetrik sınır koşullarında sıcaklık dağılımı görülmektedir. Darcy arttırıldığında sol duvara yakın bölgelerde sıcaklık azalmakta iken sağ duvara yakın bölgelerde sıcaklık artmaktadır. Darcy azaltıldığında geçirgenlik azdır. Geçirgenlik azaldığından dolayı sol taraftaki ısı geçişi az olurken sağ taraftaki ısı geçiş hızı daha fazla olur.



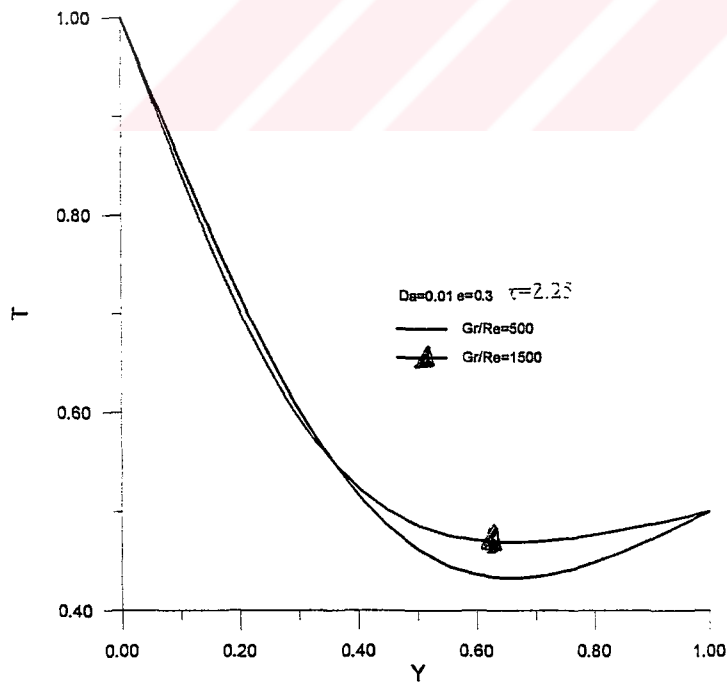
Şekil 5.21 Sınır şartlarının hız profiline etkisi



Şekil 5.22 Asimetrik sınır koşulları altında Darcy nin sıcaklık profiline etkisi



Şekil 5.23 Asimetrik sınır koşulları altında gözenekliliğin sıcaklık profiline etkisi



Şekil 5.24 Asimetrik sınır koşulları altında Gr/Re oranının sıcaklık profiline etkisi

5.15 Asimetrik sınır koşulları altında gözenekliliğin sıcaklık profiline etkisi

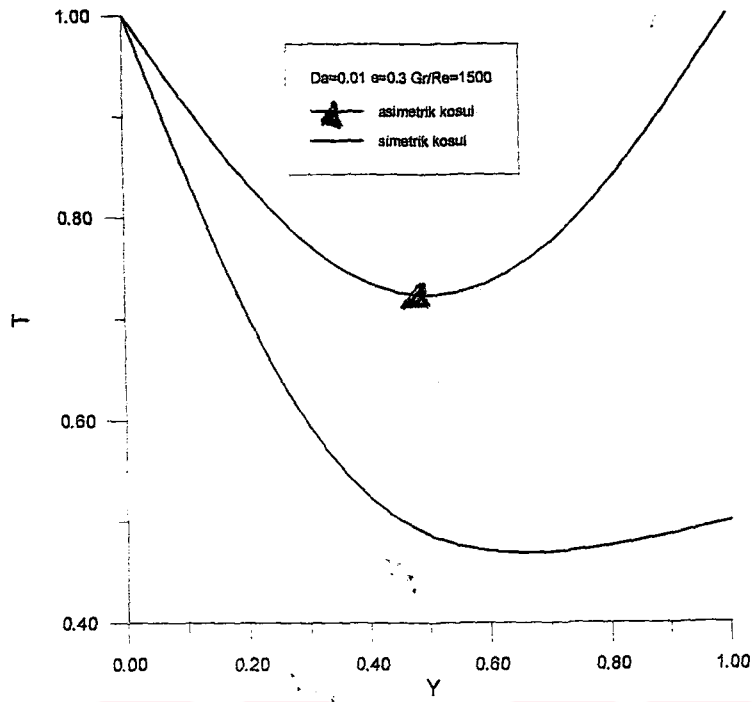
Şekil 5.23 görüldüğü gibi gözeneklilik sıcaklık profilini çok azda olsa etkilemektedir. Sıcak duvara çok yakın yerlerde gözenekliliğin etkisi çok fazla görülmemektedir. Fakat sıcak duvardan 0.3 uzaklıktan itibaren gözenekliliğin artması sıcaklığı artırmaktadır. Özellikle merkezden bir miktar sağa bakıldığında sıcaklık artışı çok açık bir şekilde görülmektedir.

5.16 Asimetrik sınır koşulları altında Gr/Re oranının sıcaklık profiline etkisi

Şekil 5.24 de asimetrik sınır koşulları altında Gr/Re oranının etkisi görülmektedir. Grafik ayrıntılı bir şekilde incelendiğinde Gr/Re oranının azaltıldığı zaman sıcak olan duvara yakın yerlerde sıcaklığın daha fazla olduğu merkezde ve sıcaklığı daha az olan duvara yakın bölgelerde ise sıcaklığın daha az olduğu görülmektedir.

5.17 Sınır şartlarının sıcaklık profiline etkisi

Şekil 5.25 de farklı sınır koşulları altında sıcaklık profilleri görülmektedir simetrik sınır koşulunda sol ve sağ duvar boyutsuz sıcaklıkları 1.0 olarak alınmıştır. Asimetrik sınır koşullarında ise sol duvar boyutsuz sıcaklığı 1.0 alınırken sağ duvar boyutsuz sıcaklığı 0.5 olarak alınmıştır. Grafiği incelediğimizde duvar sıcaklıklarının yukarıda belirtilen değerler olduğu görülmektedir. Sisteme giren akışkan soğuk olduğu için karlar hemn ısıyı almakta ve dıvarlara yakın yerlerde sıcaklık artmaktadır merkez ve merkeze yakın yerlerde ise sıcaklık az olduğu görülmektedir.



Şekil 5.25 Sınır şartlarının sıcaklık profiline etkisi

Tablo 5.1 farklı değişkenler için ortalama Nusselt değerleri

	$\theta_1=1.0$	$\theta_2=1.0$	$\theta_1=1.0$	$\theta_2=0.5$
	(Sağ) Nu/Re	(Sol) Nu/Re	(Sağ) Nu/Re	(Sol) Nu/Re
Gr/Re=1500 e=0,3				
Da= 0,001	1,695	1,703		
Da=0,01	1,811	1,818	0,791	0,896
Da=0,1	1,846	1,853	0,793	1,942
Da=1	1,851	1,857		

Gr/Re1500 Da0,01				
e=0,2	1,691	1,696		
e=0,3	1,811	1,818	0,791	0,896
e=0,5	1,969	1,981	0,847	2,074
e=0,6	2,025	2,038		

e=0,3Da=0,01				
Gr/Re=500	1,533	1,536	0,714	1,587
Gr/Re=1000	1,685	1,69		
Gr/Re=1500	1,811	1,818	0,791	0,896
Gr/Re=2000	1,913	1,923		

5.18 Ortalama Nusselt sayısı

Tablo 5.1 de ortalama Nusselt değerleri görülmektedir. Tabloda ortalama Nusselt sayılarının değişimi Darcy ye göre , gözenekliliğe göre ve Gr/Re oranına göre verilmiştir. Ayrıca simetrik ve asimetrik sınır koşulları ve hem sağ hemde sol duvar için ortalama Nusselt sayıları görülmektedir. Tablo 5.1. incelendiğinde Darcy , gözeneklilik ve Gr/Re oranının arttığı zaman ortalama Nusselt sayısının da arttığı görülmektedir. Tablonun en sağ bölümünde ise asimetrik sınır koşulları altında Ortalama Nusselt sayıları görülmektedir.

5.19 Problemin Boyutlu Bir Fiziksel Sistemde  rneklendirilmesi

Çalışma bu bölüme kadar boyutsuz olarak incelenmiştir. Bu bölümde ise boyutları belli olan bir kanalın içerisinde zaman , sıcaklık gibi ifadelerin nasıl boyutsuz halden boyutlu hale dönüştürüleceği anlatılacaktır.

Boyutsuz halden boyutlu hale getirmek için denklemleri boyutsuz hale dönüştürmek için kullandığımız değişkenler kullanılır. Zaman ve sıcaklık için boyutsuz halden boyutlu hale nasıl dönüştürüleceği örnek olarak verilmiştir. İstenildiği takdirde diğer ifadelerde benzer bir yolla boyutlu hale getirilebilir.

 rnek olarak kullanacağımız boyutlu kanalın özellikleri aşağıdaki gibidir.

$$Re=10$$

$$Gr=10000$$

$$T_0=20\text{ }^{\circ}\text{C (giren suyun sıcaklığı)}$$

$$T_1=30\text{ }^{\circ}\text{C(sabit olan duvar sıcaklığı)}$$

$$L=2\text{ cm}=0.02\text{ m (kanal genişliği)}$$

Sürekli hale ulaşılması için gerekli boyutsuz zamanın 2.25 olduğu ifade edilmişti. Zamanı boyutsuzlaştırırken kullandığımız ifade $\tau = \frac{t\nu}{L^2}$ dir. Burada denklem t ye göre düzenlendiğinde

$$t = \frac{\tau L^2}{\nu} \quad (5.1)$$

olmaktadır.

$$\tau = 2.25$$

$$L^2 = 0.0004 \text{ m}^2$$

$$\nu = 0.00131 \text{ (m}^2/\text{s)} \text{ büyüklükler yerlerine yazıldığında}$$

$t = 0.68 \text{ s}$ çıkmaktadır. Sürekli hale ulaşmak için gerekli süre yukarıdaki problem için 0.68 s olmaktadır.

Sıcaklığın boyutlu hale getirilmesi esnasında $\theta = \frac{T - T_0}{T_1 - T_0}$ ifadesini düzenlenmekte

$$\text{ve } T = \theta(T_1 - T_0) + T_0 \quad (5.2)$$

ifadesi elde edilmektedir. y eksenini için kullandığımız değişken $Y = \frac{y}{L}$ ifadesi

düzenlendiğinde

$$y = YL \quad (5.3)$$

olarak elde edilmektedir. Denklem (5.2) deki eşitliğin sağ tarafındaki tüm terimler bilinmektedir. Dolayısıyla sıcaklık bulunabilir. Aşağıda y eksenine göre sıcaklık dağılımını veren bir tablo hazırlanmıştır. Bu tabloda boyutlu ve boyutsuz sıcaklık ve y eksenini verilmiştir.

Tablo 5.2 Sıcaklık Dağılımı

Boyutsuz eksen(Y)	Boyutsuz sıcaklık (θ)	(y) eksenini (cm)	Sıcaklık (T) °C
0	1	0	30
0.2	0.80	0.4	28
0.4	0.70	0.8	27
0.5	0.68	1	26.8
0.6	0.70	1.2	27
0.8	0.80	1.6	28
1	1	2	30

5.20 Sayısal Çözüm Hassasiyeti

Bu bölümde yapılan sayısal çözümün hassasiyeti incelenmiştir. Tablo 5.3 deki değişkenlerin anlamları daha önceki bölümlerde verilmiştir. Bu bölümde düğüm noktalarına göre yapılan hassasiyet çalışması tablo halinde sunulmuştur.

Tablo 5.3. Sayısal Hesaplama Hassasiyeti

Düğüm noktaları	Ortalama Nusselt Sayısı
31*21	2,43
61*41	2,16
81*51	1,86
101*61	1,81

Bu çalışmada düğüm noktaları 101*61 olarak alınmıştır.

BÖLÜM 6 SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada düşey olarak konumlandırılmış simetrik ve asimetrik olarak ısıtılabilen paralel levhalarda birleşik taşımla ısı transferi sayısal olarak çözülmüş ve sonuçlar grafik olarak verilmiştir. Akışkan olarak $Pr=7.0$ olan su seçilmiştir. Gr/Re oranı , Darcy sayısı ve gözenekliliğin değişik değerleri için çözüm yapılmıştır.

Benzer çalışmaları Lin ve G.Serteller ayrı ayrı yapmışlardır. Her iki çalışmada gözeneklilik ve Darcy etkisi yoktur. Yazılan bilgisayar programının doğruluğunu test etmek için önce gözenekli olmayan ve Darcy etkisi olmayan kanala uygulanmıştır. Sonuçlar Lin'in ve G.Sertellerin sonuçlarıyla kıyaslanmış ve sonuçların benzerlik gösterdiği görülmüştür. Sonuçların doğru olduğu görüldükten sonra hazırlanan program gözeneklilik ve Darcy etkisiyle beraber düzenlenmiştir.

Kütle korunum, momentum ve enerji denklemleri sonlu farklar metoduna göre çözülmüşlerdir. Çalışmanın sonucu hız, sıcaklık, ve yerel nusselt, sayısı değişimlerine Gr/Re , Darcy sayısı , gözeneklilik etkisi incelenerek sonuçlar grafik olarak verilmiştir. Darcy , gözeneklilik ve Gr/Re oranları arttıkça hızın sınırlarda arttığı merkeze yakın bölgelerde ise azaldığı görüldü. Darcy , gözeneklilik ve Gr/Re oranını arttığı zaman sıcaklığın sınırlara yakın bölgelerde birbirlerine yakın olmakla beraber merkez ve merkeze yakın bölgelerde ise her zaman arttığı görülmektedir. Ayrıca zaman bağlı olarakta grafikler incelenmiş olup boyutsuz zaman 2.25 olduğunda ısı geçişi ve akış sürekli hale gelmiştir. Sürekli akışa geçinceye kadar zaman arttırıldığında kanalın merkezi ile sınırlar arasındaki hız farkının ve sıcaklık farkının azaldığı görülmektedir.

Bu çalışmada katı ve sıvı faz arasında ısı denge olduğu kabul edilmiştir. Isıl dengesizlik hali için denklemler özöllebilir. Ayrıca daha farklı sınır koşullarında denklemler özöllebilir özellikle sabit ısı akısı altında ve bu kanalın içerisinde ısı üretimi olduğu durumda denklemler benzer bir sayısal metodla özöllebilir.



KAYNAKLAR

Alazmi, B. ve Vafai, K., (2002). Constant wall heat flux boundary condition in porous media under local thermal non-equilibrium conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 3071-3087.

Anderson ,D.A., Tannehil,J.C ., Pletcher,R.H., (1984), Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Hemisphere Washington , DC.

Baytaş ,A.C., (1996) Duvar Isınma Hızı Sabit Paralel İki Levha Arasında Doğal Taşınım İle Isı Transferi, I. Ulusal hesaplamalı mekanik kongresi sayfa 161-170, İstanbul

Bejan, A., (1995) Convection Heat Transfer , John Wiley and Sons.

Chen, Y. C. , Chung, J. N. , Wu, C. S. ve Lue, Y.F, (2000). Non-Darcy mixed convection in a vertical channel filled with a porous medium,

Gray, D.D., Giorgani,A., (1976) The Validity of the Boussinesg Approximation for Liquid and Gases , *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 91 , pp. 545-551.

International Journal of Heat and Mass Transfer, **43**, 2421-2429.

Huang, P.C. ve Vafai, K. , (1994). Analysis of forced convection enhancement in a channel using porous blocks, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **8**, 563-573.

Kaviany, M., (1985). Laminar flow through a porous channel plates, *Int.J.heat Mass Transfer*, **28**, 851-858.

Kim, S. J. ve Kim, D., (1999). Forced convection in microstructures for electronic equipment cooling, *Journal of heat transfer*, **121**, 639 – 645

Lavine , A.S. (1988) Analysis of fully developed opposing mixed convection between inclined paralel plates, warme-und stoffübertragung, Vol.23, pp. 249-257

- Lin, T.F. ,Yin C.P. , Yan W.M. ,(1997),** Transient laminar mixed convective heat transfer in a vertical flat duct, *j.Heat Transfer*, Vol 113 pp. 384-390
- Nield, D. A., Junqueira, L.M. ve Lage, J.L., (1996).** Forced convection in a fluid-saturated porous-medium channel with isothermal or isoflux boundaries, *J. Fluid Mech.* **322**, 201-214.
- Nield, D. A. ve Bejan, A, (1999).** Convection in Porous Media (*2nd. Edn.*). Springer: New York
- Patankar S.V. , (1980)** Numerical Methods in Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere , Washington D.C
- Serteller, G, (1997)** Nükleer yakıt soğutucu kanallarında birleşik taşınım ile ısı transferinin sayısal çözümü . (yüksek lisans tezi)
- Tamma, K. K ve Ngo, N.D., (2001).** Mikroscale permeability predictions of porous fibrous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **44**, 3135-3145.
- Vafai, K. ve Marafie, A., (2001).** Analysis of non-Darcian effects on temperature differentials in porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **44**, 4401-4411.
- Vafai, K. ve Chen, S. C., (1977).** Non-Darcian surface tension effects on free surface transport in porous media, *Numerical Heat Transfer*, **31**, 235-254.
- Vafai, K. ve S.J.Kim., 1988.** Forced convection in a channel filled with a porous medium : An Exact solution *Journal of Heat Transfer*, vol 111/1103.

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında Antalya’da doğdu. İlk ve Orta öğrenimini Antalya’nın çeşitli okullarında tamamladıktan sonra, 1996 yılında, Marmara Üniversitesi Fizik Eğitimi Bölümünü kazandı ve 2000 yılında mezun oldu. Aynı yıl, Enerji Enstitüsünde (o tarihteki adı Nükleer Enerji Enstitüsü idi.) Yüksek Lisans eğitimine başladı. Halen özel bir eğitim kurumunda fizik öğretmenliği yapmaktadır.

