

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**GÖZENEKLİ BİR KANALDA TAM GELİŞMİŞ ZORLAMALI TAŞINIMDA
AKIŞKAN AĞDALILIĞININ ISI TRANSFERİ ÜZERİNE ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Cansu UĞUR

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

OCAK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**GÖZENEKLİ BİR KANALDA TAM GELİŞMİŞ ZORLAMALI TAŞINIMDA
AKIŞKAN AĞDALILIĞININ ISI TRANSFERİ ÜZERİNE ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Cansu UĞUR

301111041

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. A. Filiz BAYTAŞ

OCAK 2015

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301111041 numaralı Yüksek Lisans / ~~Doktora Öğrencisi~~
Cansu UĞUR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten
sonra hazırladığı “**GÖZENEKLİ BİR KANALDA TAM GELİŞMİŞ
ZORLAMALI TAŞINIMDA AKIŞKAN AĞDALILIĞININ ISI TRANSFERİ
ÜZERİNE ETKİSİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile
sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. A. Filiz BAYTAŞ**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Zeynep Düriye Bilge**

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Üner Çolak

İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **15 Aralık 2014**

Savunma Tarihi : **19 Ocak 2015**

Aileme,

Eğitim hayatım boyunca hep yanımda olan ve benden desteğini esirgemeyen başta annem olmak üzere tđm aileme, hocalarıma ve arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim süresince bana desteğini esirgemeyen Sayın Dilek Ozan Erdoğan'a (Hatti Teknik) ve Sayın Emine Ertuğ'a(Esman) ve Sayın Hüseyin Türkkkan'a(Esman) teşekkürlerimi sunarım. Tez hazırlama sürecinin her aşamasında yanımda olan ve benden yardımlarını esirgemeyen Hocam Sayın A. Filiz Baytaş'a bu süreçteki tüm katkıları için çok teşekkür ederim.

Aralık 2014

Cansu UĞUR

Proses Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
SEMBOL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
1.3 Hipotez	3
2. GÖZENEKLİ ORTAMDA AKIŞ	5
2.1 Gözenekli Ortamlar ve Özellikleri	5
2.2 Gözenekli Ortamlarda Temel Korunum Denklemleri.....	9
2.2.1 Darcy yasası	10
2.2.2 Ergün denklemi	11
2.2.3 Brinkman denklemi.....	12
2.2.4 Korunum denklemi	12
2.2.4.1 Kütle korunum denklemi.....	12
2.2.4.2 Momentum denge denklemi.....	13
2.2.4.3 Hacim ortalama enerji denklemi	13
3. GÖZENEKLİ BİR KANALDA TAM GELİŞMİŞ ZORLAMALI TAŞINIM	15
3.1 Matematik Model	15
3.2 Korunum Denklemi.....	15
3.3 Ağdalı Kayıp Terimi için Al-Hadhrami Model Kullanımı	17
4. GÖZENEKLİ BİR KANALDA TAM GELİŞMİŞ ZORLAMALI TAŞINIMDA AĞDALI KAYIPLARIN ETKİSİNİN İNCELENMESİ.....	21
4.1 Al-Hadhrami Modelinin İncelenmesi.....	21
5. SONUÇ VE TARTIŞMA.....	29
KAYNAKLAR	31

SEMBOL LİSTESİ

Br'	: Brinkman Sayısı
Br_c'	: Kritik Brinkman Sayısı
C_p	: Isı Kapasitesi($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
C₁	: Denklem 24 ve 25 İçinde Yer Alan Denklem Katsayısı
C₂	: Denklem 24 ve 25 İçinde Yer Alan Denklem Katsayısı
C₁'	: Denklem 24 ve 25 İçinde Yer Alan Denklem Katsayısı
C₂'	: Denklem 24 ve 25 İçinde Yer Alan Denklem Katsayısı
C₃'	: Denklem 24 ve 25 İçinde Yer Alan Denklem Katsayısı
C₄'	: Denklem 24 ve 25 İçinde Yer Alan Denklem Katsayısı
C₅'	: Denklem 25 İçinde Yer Alan Denklem Katsayısı
Da	: Darcy Sayısı
h	: Isı Transfer Katsayısı ($W \cdot m^{-2}$)
H	: Kanal Uzunluğu (m)
k	: Termal İletkenlik Katsayısı($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)
K	: Geçirgenlik(m^2)
M	: Vizkozite Oranı
Nu	: Nusselt Sayısı
Nu₀	: Sürtünme Kaynaklı Isıl Etki İhmal Edildiğinde Nusselt Sayısı
q_w	: Duvardaki Sabit Isı Akısı ($W \cdot m^{-2}$)
T	: Sıcaklık(K)
q_w	: Duvardaki Sabit Isı Akısı ($W \cdot m^{-2}$)
T	: Sıcaklık(K)
\bar{T}	: Ortalama Sıcaklık(K)
T_w	: Gözenekli Ortam Ve Duvar Arasındaki Arayüz Sıcaklığı(K)
u	: Akışkan Hızı($m \cdot s^{-1}$)
\bar{u}	: Ortalama Akışkan Hızı($m \cdot s^{-1}$)
U	: Boyutsuz Akışkan Hızı
\bar{U}	: Boyutsuz Ortalama Akışkan Hızı
x	: Yatay Koordinat(m)
y	: Dikey Koordinat(m)
Y	: Boyutsuz Dikey Koordinat
α	: Gözenekli Ortam Şekil Faktörü
β	: Denklem 24 İçinde Yer Alan Katsayı
γ	: Uygulanan Basınç Gradyanının Negatifi($N \cdot m^{-3}$)
δ	: Nusselt Sayısının Rölatif Sapması
θ	: Boyutsuz Sıcaklık
μ	: Akışkan Vizkozitesi($N \cdot s \cdot m^{-2}$)
μ_{eff}	: Efektif Vizkozite($N \cdot s \cdot m^{-2}$)
ρ	: Akışkan Yoğunluğu($kg \cdot m^{-3}$)
Φ_F	: Sürtünme Kaynaklı Isıl Etki Katkılarının Boyutsuz Hali
Φ_I	: İç Isıl Etki Katkılarının Boyutsuz Hali
Φ	: Vizkoz Kayıp
ψ	: Denklem 25 İçindeki Katsayı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Nusselt sayısının Darcy sayısı ve geliştirilmiş Brinkman sayısına bağlı değişimi.....	28
--	----

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Akciğerdeki hava odacıkları.....	5
Şekil 2.2 : Petrol ve gaz rezervuarları.....	6
Şekil 2.3 : Gözenekli yapı örnekleri.	8
Şekil 2.4 : Temsili temel hacim Baytaş(2006)'dan uyarlanmıştır.	10
Şekil 2.5 : Darcy tarafından oluşturulan deney düzeneği.	10
Şekil 3.1 : Matematik modelin şematik gösterimi.	15
Şekil 4.1 : $Br'=0$ için farklı Da sayılarında boyutsuz sıcaklık dağılımı.....	22
Şekil 4.2 : $Da=1.0$ iken farklı Br' sayılarında boyutsuz sıcaklık dağılımı.....	22
Şekil 4.3 : Nusselt sayısı-geliştirilmiş Brinkman sayısı.	23
Şekil 4.4: $Da=0.001$ iken çeşitli Br' değerleri için gözenekli kanalda boyutsuz sıcaklık dağılımı.	24
Şekil 4.5: Kanal boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı: (a) $Br'=0.3$. (b) $Br'=1.0$ için.	26
Şekil 4.6: Kanal boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı: (a) $Br'=-0.3$. (b) $Br'=-1.0$ için.	27

GÖZENEKLİ BİR KANALDA TAM GELİŞMİŞ ZORLAMALI TAŞINIMDA AKIŞKAN AĞDALILIĞININ ISI TRANSFERİ ÜZERİNE ETKİSİ

ÖZET

Gözenekli ortam gündelik hayatta her alanda karşımıza çıkmaktadır. Ciğerlerimiz, hücrelerimiz veya bir sünger gözenekli ortama verilebilecek en basit örneklerdir. Bir akışkanın içinden geçebildiği gözenekli ortamlarda enerji ve kütle geçişi pek çok mühendislik alanının ilgisini çekmektedir. Bugüne kadar gözenekli ortamdaki enerji denklemleri ve gözenekli ortam parametreleri üzerine pek çok araştırma yapılmıştır. Gözenekli ortamdaki akışkan akışı ve enerji geçişi ile ilgili hala hesaplanamayan parametreler bulunmakta ve bunlar üzerine halen pek çok araştırma yapılmaktadır.

Fransa'da bir hastaneye temiz su taşımak amacıyla 1856 yılında Henry Darcy tarafından başlatılan gözenekleri ortam çalışmaları, daha sonra gelen bilim adamlarının da katkılarıyla geliştirilmiş ve genel bir denkleme dönüşmüştür. Gözenekli ortamda kullanılan enerji denklemlerinin çoğunun çözümünde ağdalı akışkanın akış sırasında ağdalılık kaynaklı enerji kayıplarının sıcaklık üzerindeki etkisi ihmal edilmiştir. Pek çok çalışmada bu ağdalı kayıplar göz ardı edilmiş ve sıcaklık üzerindeki etkileri araştırılmamıştır. Bu çalışma ihmal edilen ağdalı kayıpların literatürde kullanılan bir model üzerinden incelenmesini içermektedir. Akışkanın modellemesi, gözenekli ortama sahip geçirgen olmayan iki paralel plaka duvarı, bu duvarlara uygulanan sabit ısı akısı ve tam gelişmiş akış şartları altında yapılmıştır. Akış tek yönlü ve zamana bağlı değişim olmadığı kabulü yapılmıştır. Gözenekli ortam genel momentum denklemi olan Brinkman Momentum Denklemini baz alan bu çalışmada ağdalı akışkanın akışı sırasında oluşan kayıpların sıcaklık üzerindeki etkileri incelenmiştir. Brinkman Momentum denklemi analitik olarak çözülmüş ve boyutsuz hale getirilerek, diferansiyel denklem çözümü yapılmıştır.

Diferansiyel çözüm sonucunda elde edilen boyutsuz hız denklemi enerji denkleminde kullanılmıştır. Enerji denkleminde yer alan ağdalı kayıplar teriminin çeşitli modeller baz alınarak değişimi incelenmiştir. Ağdalı kayıplar için Al-Hadhrami modeli ele alınmış değişen Brinkman ve Darcy sayıları ile gözenekli ortamdaki akışkan ve sabit cidar arasındaki sıcaklık farkları, değişen Brinkman sayısına bağlı olarak akışkanın sıcaklık artış ve düşüş profilleri tespit edilmiştir. Brinkman ve Darcy sayıları arasındaki etkileşim farklı parametreler için incelenmiştir. Nusselt sayısının enerji kayıplarını ifade etmedeki rolü, Nusselt'in Darcy ve Brinkman sayısı ile değişimi incelenmiştir. Maksimum sıcaklık farkı düşük Darcy sayılarında görülmüştür. Brinkman sayısının pozitif olması, akışkan sıcaklığının arttığını, negatif olmasının akışkan sıcaklığının azaldığını ifade ettiği görülmüştür. Darcy ve Brinkman sayılarından yola çıkarak akışkan sıcaklık değişimi tespit edilmiştir.

EFFECTS OF VISCOUS DISSIPATION ON HEAT TRANSFER IN FULLY DEVELOPED FORCED CONVECTION IN POROUS MEDIA

SUMMARY

Porous media is a routine part of daily life. Porous materials has entered everywhere in daily life, in science and technology, in medicine and in natural structure of basic materials like rocks. Lungs, cells or a sponge can be given as a few simple examples to porous media. Membrane technologies is the most popular industry which is built on porous media. The transport phenomena in porous medium has a important role in thermodynamics and fluid dynamics and it takes a lot of attention in recent years due to its vital role in different engineering applications. Flow of oil and gas in petroleum reservoirs, production planning of oil calculations are calculated based on those phenomena. Besides, nanotechnology and pebble-bed nuclear reactors and even the flow of liquids in biological systems are applied with basics rules of transport in porous media equations.

The porous medium has to have two basic properties to be able to confirm that material is eligable to be defined as porous media. The material must contain relatively small void spaces, called pores distributed randomly or quite homogeneously in a solid matrix and cores generally contain some fluid such as water or oil or a mixture of them like in petroleum reservoirs. The second property must be the penetration, all pores must be connected with each other and allow the fluid to transport through pores. Gas or liquids should be able to transport one face of the material and emerge on other side. Sandstone, limestone, dolomites, a spoon of sugar, bread, ceramics are examples of porous media which we encountered in every part of daily life. Solid matrix of porous medium can be consolidated such as concrete or solid matrix can exist in non-consolidated form like sand filters. The structure and network of pores determines the macroscopic properties of porous media. Permeability, porosity and turtuosity are the parameters defined based on the pore and matrix properties. When the porosity and turtuosity are the characteristics of porous media, permeability is the fluid tranport property of the porous medium. Porosity is defined as the ratio of pore volume to bulk volume of matrix. Imbibition, mercury or gas injections methods are used to determine the effective porosity value. Pores can be distributed homogeneouly in matrix, porosity can be accepted a constant value for homogeneous medium. However, most of the matrixes contain randomly distributed pores and porosity change depending upon location inside the matrix. Porosity is dependent on type of the medium and porosity value is defined between zero and one. If there is no connection between pores and it is a solid and no void material the value of porosity is defined as zero. If the material has no solid matrix inside then porosity value will be defined as one. Each void in control volume can be connected more than one pore or it can be connected only one pore. Porosity may be constant for a homogeneous medium but in general, most of the matrixes have a heterogenous media and porosity changes depending upon the location and direction of considered control volume.

Porosity is the most important feature of porous medium and affect all physical parameters in media. Turtuosity is not a physical parameter depends upon the pore diameter, porosity and channel shape. Turtuosity can be imagined as the path the fluid flows through inside the porous media. The type of fluid flows through the channel also affect the turtuosity. Turtuosity is difficult to measure experimentally. In the simplest way, turtuosity is explained as a bundle of capillary tubes through the porous

media and for this case, it is calculated as the ratio of pore length to porous medium thickness. Tortuosity is dependent on type of material and flow conditions and also the structure of porous medium. It can be changed according to flow direction. Permeability is the capability of porous medium to transport the fluid through the void spaces. Permeability depends on the pore distribution and porous media geometry. Permeability first defined by Darcy in 1856. The measurement of permeability can be achieved under isotropic conditions by using both liquid and gas fluids. Some liquids may affect pore structure and change porosity value so they affect also permeability. Type of liquid is important for permeability value. We need to consider a control volume like we did flow in a channel in fluid dynamics to be able to define mass, momentum and energy equations. We need to define a relatively small control volume which represents properties of all matrix. However, our control volume both includes solid matrix and fluid. Those assumption enable us to define basic equations for flow in porous media. Forced convective heat and mass transfer of a fluid in porous media is the subject of various engineering applications because of its significant role in transport processes such as petroleum reservoirs or nuclear reactors.

Calculation of parameters of porous media and energy equation in porous media has received much attention in recent years from a variety of engineering disciplines. The researches on calculations of new parameters is still in progress related to energy transport and fluid flow and flow in porous media becomes the subject of a variety of studies. Porous media studies was started by Henry Darcy in 1856 to transport clean water to a nearby hospital by using porous media. Those studies were developed by scientists after Darcy and obtained a general equation. There are a large number of analytical studies on forced convection in porous media in the literature, however very few of them take into consideration the effects of viscous dissipation on temperature distribution in porous media. Viscous dissipation effect on temperature distribution is neglected in the most of the studies. In present study, effects of viscous dissipation on temperature distributions is analyzed by an analytical model in the literature. The modelling of fluid is taken into consideration under steady state operation condition and unidirectional flow in a parallel plate channel filled with a porous medium height of channel $2H$ and constant heat flux q_w is applied to impermeable wall. The effects of viscous dissipation on temperature profile has been analyzed by utilizing Brinkman Momentum Equation as general energy moment equation. Brinkman momentum equation is solved analytically and dimensionless form is obtained for differential equation solution. Dimensionless velocity profile is obtained by solving differential equation and velocity profile later is used in energy equation.

Viscous dissipation terms in energy equation is calculated by taking into consideration Al-Hadhrami model. Temperature difference between the impermeable wall and fluid is modelled by Al-Hadhrami method by changing Darcy and Brinkman parameters. Fluid temperature increase and decrease profiles are determined depending upon the change in Brinkman number. In large Darcy number, flow profiles starts to behave as Poiseuille flow. Change of temperature difference between wall and fluid is determined for lower Darcy number related to a constant Brinkman number and vice versa. The role of Nusselt number to indicate the energy loss is indicated. Nusselt number changes depending upon Brinkman and Darcy number is investigated. Maximum temperature difference is determined in low Darcy number. The positive form of Brinkman number shows the increase in fluid temperature and the negative form of Brinkman number shows the decrease in fluid temperature. Temperature

distribution is determined by studying the relation between Darcy and Brinkman numbers.

1. GİRİŞ

Gözenekli ortamlardaki çalışmalar Fransa'nın Dijon kentinde Henry Darcy tarafından 1856 yılında bir hastaneye temiz su getirme amacıyla başlamıştır. Bu deneysel çalışmadan elde edilen matematik model, daha sonra gelen bilim adamları tarafından geliştirilerek genel bir denkleme dönüştürülmüştür. Tıpta kan akışı modellemeyen, uçaklardaki hava akımlarına, jeotermal rezervuarlardaki akışkan ve enerji geçiş hesaplarına kadar pek farklı disiplinde önemli uygulama alanları edinmiştir. Gözenekli ortam için genel bir momentum denklemi elde edilmesiyle birlikte farklı alanlar için denklemin özel çözümleri yapılmıştır. Denkleminde yer alan ağdalı kayıplar terimi yapılan çalışmaların çoğunda ihmal edilmiş veya hesaba katılmamıştır.

Gözenekli ortamda akış sırasında oluşan iç kayıpların sıcaklık değişim profiline etkisi, sıcaklık üzerindeki soğuma ve ısınma etkilerinin incelenmesi son zamanlarda bilim adamlarının ilgisini çekmiş ve konu üzerinde çalışmalar başlamıştır. Ağdalı kayıpların etkisinin incelenmesi için farklı modeller ortaya atılmıştır. Bunlardan birisi Al-Hadrami modeli olup, ağdalı kayıpların enerji denkleminde dikkate alınması gerektiğini göstermek için Darcy ve Brinkman sayılarını parametre olarak kullanarak, geçirgen olmayan bir duvar ve gözenekli ortamdaki akışkan arasındaki sıcaklık değişimlerini modellemiştir.

Ağdalı kayıpların etkisini incelemek için kullanılan bir diğer modelde Darcy ağdalı kayıp terimi enerji denkleminde eklenmektedir. Bu modelde de Darcy ve Brinkman sayıları parametre olarak kullanılarak, geçirgen olmayan bir duvar ve gözenekli ortamdaki akışkan arasındaki sıcaklık değişimleri modellenmiştir.

Yapılan çalışmalarda özellikle yüksek hızlı ve yüksek ağdalıklı akışlarda ağdalı kayıpların sıcaklık üzerinde dikkate alınması gereken bir etkisi olduğu tespit edilmiştir. Her iki modelde de Darcy'nin çok büyük değerleri alması sıcaklık farklarını bir noktadan sonra Brinkman'dan bağımsız olarak değiştirmemektedir. Bu durumda gözenekli ortam modeli yerine Poiseuille akışına bırakılmaktadır.

Ayrıca Brinkman sayısının pozitif veya negatif olmasının akışkanın sıcaklık profili hakkında bilgi verdiği görülmüştür. Pozitif Brinkman sayılarında akışkan sıcaklığı artarken, negatif Brinkman da soğuma gözlenmiştir. Kanalin merkezinde sıcaklık farkları maksimum iken, cidarlarda geçirimsiz duvardan dolayı sifıra yaklaşmıştır. Küçük Darcy sayılarında sıcaklık farkları artmıştır.

Ağdalı kayıpların sıcaklık üzerindeki etkisi özellikle yüksek hızlı akışlar ve yüksek ağdalıklı akışkanlar için ihmal edilmemelidir. Ağdalı kayıpların sıcaklık üzerindeki artış veya azalma şeklinde etkisi enerji ve momentum hesaplarında dikkate alınarak enerji hesapları yapılmalıdır.

1.1 Tezin Amacı

Gözenekli ortam enerji denklemleri hesaplarında ihmal edilen ağdalı kayıpların sıcaklık üzerindeki etkilerini Al-Hadhrami modeli kullanarak modellemek ve ısı geçişi üzerine etkilerini karşılaştırmak.

1.2 Literatür Araştırması

Gözenekli ortamda sıcaklığın değişimi genellikle sisteme verilen enerji veya yapılan iş göz önüne alınarak hesaplanmaktadır. Enerji denkleminde yer alan ağdalı kayıplar çoğunlukla ihmal edilmektedir. Bu konuda Nield(2000) Brinkman denklemini baz alarak ilk ağdalı kayıp denklem modelini tanımlamıştır. Brinkman denkleminde elde ettiği hız vektörünü kullanarak oluşturduğu denklemi geliştirmeye devam etmiştir.

Al-Hadhrami (2003) ise yeni bir model oluşturarak hem iç ısınma hem de ağdalı kayıpları aynı denklemde göz önüne almıştır. Bu çalışma sonucunda ağdalı akışkan kayıpları dikkate alınmadığında, Darcy sayısının sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisinin zayıf olduğu görülmüştür. Ağdalı akışkan kayıpları göz önünde bulundurulduğunda ise sıcaklık dağılımının Darcy ve Brinkman sayılarının güçlü bir fonksiyonu olduğu görülmüştür.

Haji-Sheikh at al.(2004) kendi modelinde sadece ağdalı kayıpları baz almıştır. Bu çalışma ile vizkoz kayıpları vurgulayarak ısı transfer özellikleri üzerinde durmuştur.

Bejan(2004) ağdalı kayıpların neden olduğu sıcaklık değişimini modellemiş ve Brinkman ve Darcy sayısı değişimlerine göre yorumlamıştır. Ağdalı kayıplar nedeniyle oluşan sıcaklık değişimlerinde Darcy sayısının önemli bir parametre

olduğunu ve aynı zamanda ortam geçirgenliğini temsil ettiğini göstermiştir. Brinkman sayısının akışkanın soğuma ve ısınma süreçlerinde oynadığı rolü ve Darcy sayısı ile olan ilişkisini modellemiştir. Sıcaklık dağılımlarında Darcy ve Brinkman parametrelerinin önemini göstermiştir. Çalışmada, Nusselt sayısının Darcy ve Brinkman'a bağlı olduğunu ve tek değerliliğin sadece ısınma işlemine uygulanabilir olduğu belirtilmiştir.

1.3 Hipotez

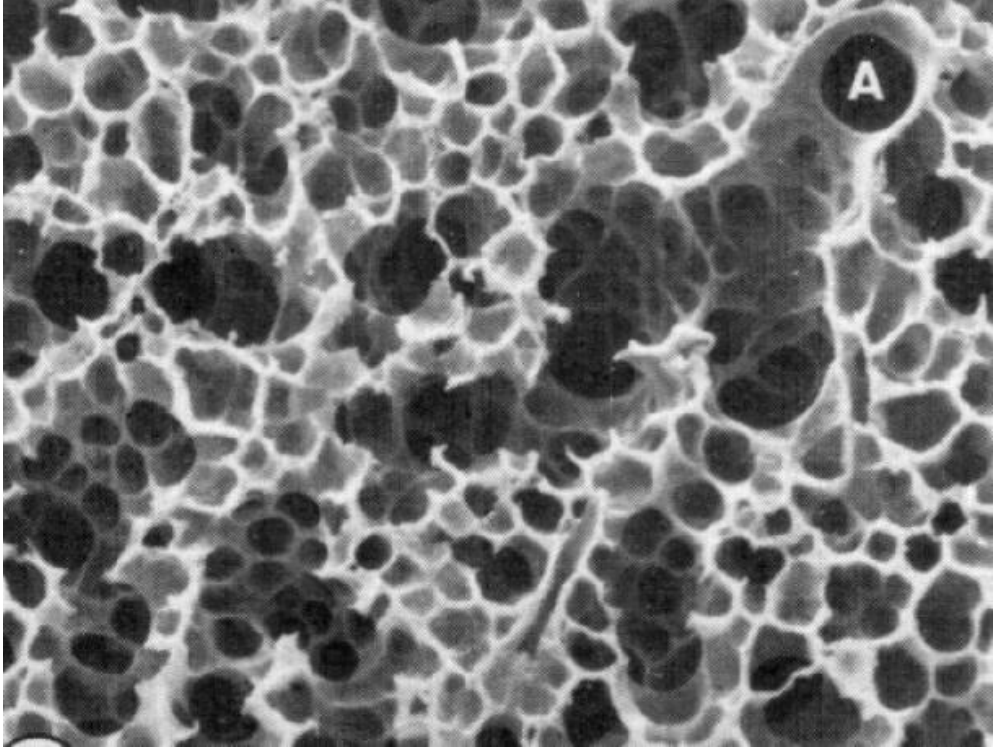
Enerji denklemi üzülürken genelde ihmal edilen ağdalı kayıpların, gözenekli ortamda ısı transferi üzerinde etkisi vardır ve bu etki Al-Hadhrami modeli kullanılarak incelenebilir.

2. GÖZENEKLİ ORTAMLARDA AKIŞ

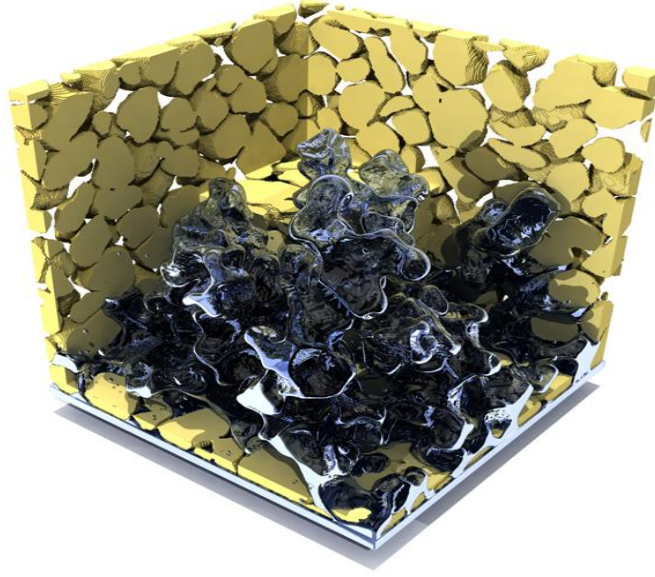
2.1 Gözenekli Ortamlar ve Özellikleri

Gözenekli ortam, katı bir iskelet içerisinde kendi boyutları ile karşılaştırıldığında içerisinde çok küçük ve birbiri ile irtibatlı boşlukların bulunduğu bir malzeme olarak tanımlanmaktadır. Katı iskelet içerisinde oluşan boşluklar, hava, su vb. akışkanlar veya farklı akışkanlardan oluşan karışımlar içerir, ayrıca akışkan katı malzemenin bir ucundan girip öbür ucundan çıkabilir (Dullien, 1992).

Gözenekli ortamlar, günlük hayatımızda her sahada karşımıza çıkmaktadır. Doğal gözenekli ortam olarak deniz kumu, kumtaşı, kireç taşı, çavdar ekmeği, tahta ve insan akciğerini örnek verebiliriz. Şekil 2.1 ve 2.2’de çeşitli gözenekli ortam örnekleri görülmektedir.



Şekil 2.1: Akciğerlerdeki hava odacıkları.



Şekil 2.2: Petrol ve gaz rezervuarları.

Petrolün yeraltından çıkarılması, jeotermal enerji, kimyasal ve nükleer atıkların depolanması, yalıtım malzemelerinde, çakıl yataklı nükleer reaktörlerin tasarımında, doku içinde kanın akışı ve ısı geçişi problemlerinde, hava ve uzay araçlarında aerodinamik ısınmanın önüne geçmek için kullanılan ısıl kalkan problemleri gibi çok sayıda bilimsel ve teknik alanda gözenekli ortam modellemesi kullanılmaktadır.

Doğal gözenekli ortam içinde bulunan boşlukların büyüklüğü ve şekli düzensizdir. Bu durumda, makroskobik gözenek yapısı değişkenleri gözenekli malzemenin ortalama özelliklerini temsil eder. En önemli gözenek yapısı değişkenleri; gözeneklilik, geçirgenlik ve akış yatağı olarak bilinir. Gözeneklilik ve akış yatağı yapısı gözenekli ortama has özelliklerdir. Fakat geçirgenlik gözenekli ortamın kütle geçiş özelliğini temsil eder.

Gözeneklilik, ε , malzeme içindeki toplam boşluk hacminin malzemenin toplam hacmine oranı şeklinde tanımlanır ve gözeneklilik sıfıra yakın veya hemen hemen bire yakın bir değer alabilir. Gözenekliliğin tanımı aşağıdaki denklemlerle açıklanabilir.

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

Burada, ε ortamın gözenekliliğini, V_a katı içindeki akışkan veya boşluk hacmini ve V_k ise yalnızca katı iskeletin hacmini göstermektedir. Gözeneklilik, gözenekli bir

malzemenin en önemli özelliğidir, çünkü malzemenin tüm fiziksel özellikleri gözeneklilikten etkilenir.

Özellikleri her yerde aynı olan bir gözenekli ortamda, gözeneklilik sabit olabilir fakat genelde yere bağlı olarak değişir.

Akış yatağı yapısı, λ , gözeneklilik gibi iki boyutlu gözenekli ortam çalışmalarında gereklidir. Akış yatağı yapısı fiziksel olarak bir sabite eşit değildir ve gözenekliliğe, boşluklar arasındaki küçük akış kanallarının şekline, tanecik çapına bağlı olarak değişir.

Akış yatağı yapısının deneysel olarak tespiti çok zordur. Liu ve Masliyah (1999) bir çakıl yatak için akış yatağını gözenekliliğe bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlamışlardır.

$$\lambda = \sqrt{\varepsilon} \quad (2.2)$$

Geçirgenlik, K , gözenekli ortamın akış iletkenliğinin veya malzeme içinden akışkanın geçme kolaylığının bir ölçüsüdür. Geçirgenlik akışkanın değil gözenekli malzemenin bir özelliğidir. Gözenekli ortamın geçirgenliği her yönde aynı ise (isotropic) geçirgenliği ölçmek daha kolay olabilir. Ancak gözenekli ortamda geçirgenlik yöne bağlı değişken olabilir.

Geçirgenlik

- temiz çakıl taşı için 10^{-7} - 10^{-9} m²
- temiz kum için 10^{-9} - 10^{-12} m²
- tuğla için 10^{-11} - 10^{-9} m²
- sigara için $1.1 \cdot 10^{-5}$ m²
- beton için 10^{-9} - 10^{-7} m² dir.
- Henry Darcy'nin anısına geçirgenlik bazen Darcy olarak kullanılır.
- 1 Darcy = $0,987 \times 10^{-12}$ m² dir.

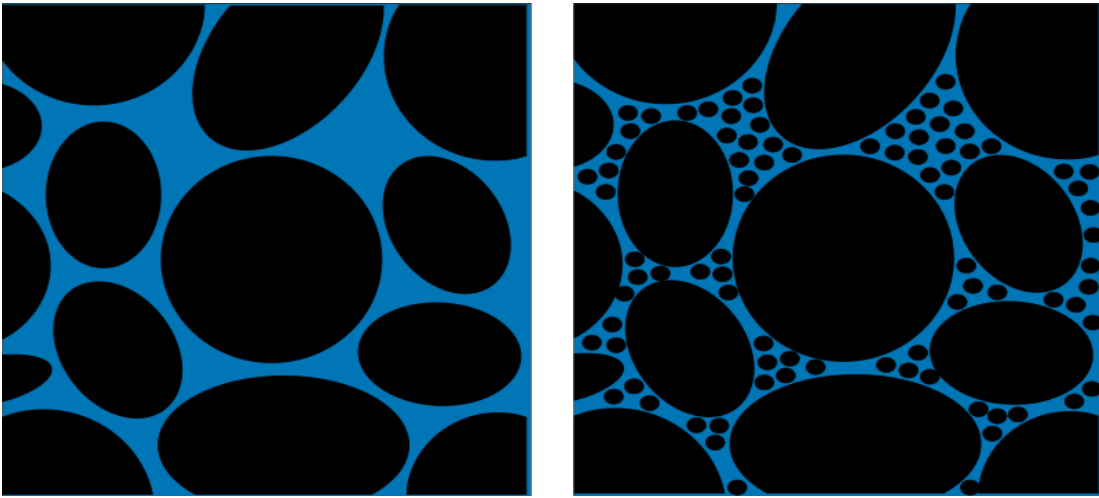
L uzunluğunda, A kesit alanı olan gözenekli ortam için K geçirgenliği aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$K = \frac{Q\mu}{A (\Delta P/L)} \quad (2.3)$$

Burada Q debi, μ akışkanın viskozitesi (poise) ΔP ' de örnek uzunluğu boyunca uygulanan basınç farkıdır. Geçirgenlik için en fazla kullanılan birim darcy (d)'dir. 1 darcy kenarları 1 cm olan küpte 1 centipoise (1/100 poise) viskoziteli bir sıvının saniyede 1 cm³ debi ile akışına sebep olur. (Dullien, 1992)

$$1 \text{ darcy} = \frac{1(\text{cm}^3) \cdot 1(\text{cp})}{1(\text{cm}^2) \cdot 1(\text{atm/cm})}$$

Gözenekli ortam özellikleri mikroskobik ve makroskobik olmak üzere iki seviyede tanımlanır. Mikroskobik tanımlama ortamın gözenek yapısının ve gözenek dağılımının incelenmesine dayanır. Bu incelemede gözenek boyutu dağılımı istatistiksel olarak tanımlanır. Gözenekli ortamın makroskobik özellikleri ise birçok gözenekten oluşan seçilmiş bir bölgenin ortalama davranışlarını göstermektedir. Yani makroskobik özellikler bir gözenekten daha büyük boyutlar için tanımlanırlar. Tektürel (homojen) olmayan gözenekli ortamlarda, genelde gözenekli ortamın büyüklü- küçüklü olmak üzere ikili tane yapısına sahip olduğu kabul edilmektedir. Şekil 2.3'de gözenekli yapı örnekleri görülmektedir. Bu durumda önce gözeneklilik modellenmektedir. Gözenekliliği veren denklemler, genellikle ortamı oluşturan büyük taneli parçacıkların hacmini veya hacimsel oranını içermektedir.



Şekil 2.3: Gözenekli yapı örnekleri.

Gözenekli bir malzemede boşluklar bir akışkan ile doldurulursa tek fazlı akış, boşluklar sıvı ve gaz ile dolarsa da iki fazlı akış söz konusudur. Faz ifadesi, bir sistemin kimyasal açıdan homojen olan bir kısmını açıklar ve bu kısım sistemin diğer kısımları ile ara yüzey diye tanımlanan sınırlarla ayrılmıştır. Sadece gaz fazı olan sistemlerde tüm gaz bileşenleri bir aradadır, birbirlerinden sınırlarla ayrılmazlar. Ancak sıvılarda durum farklıdır. Birden fazla sıvı olan bir sistemde, sıvılar birbirine karışmadan fiziksel sınırlarla birbirinden ayrık durumda bulunabilirler. Bunlara birbirine karışmayan sıvılar (immiscible fluid) adı verilir. Gözenekli ortam her zaman tamamen kuru olmayabilir, genellikle gözenekleri su içerebilir. Eğer gözenekli ortam içerisindeki gaz suda çözünüyorsa su ile beraber taşınır, artık gaz transferi değil sıvı transferi söz konusudur. Gaz su içerisinde çözünmüyorsa gözenekler içerisinde su ile yer değiştirerek, ortam içerisinde ilerler. Doğal olarak gazın kuru ortamdaki ilerleme hızı nemli ortama göre daha büyüktür.

2.2 Gözenekli Ortamlarda Temel Korunum Denklemleri

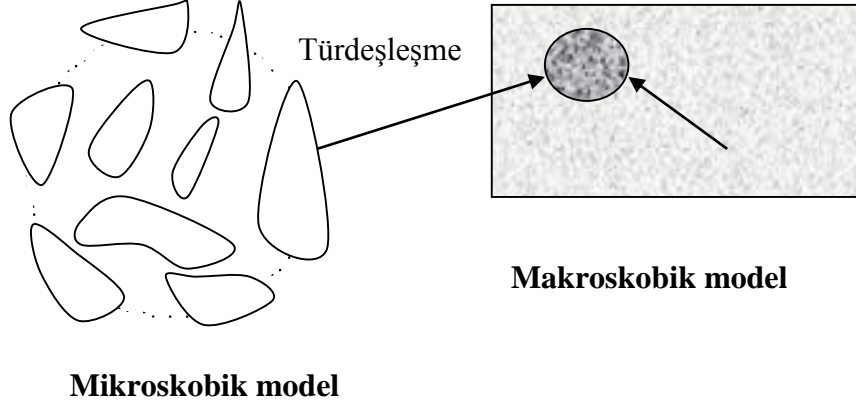
Kural olarak ısıl bilimlerde bilinen denklemler taşınım ile ısı ve kütle geçişi olaylarını tanımlar ve genelde bu tanımlama mikroskobik seviyededir. Gözenekli bir ortam, katı ızgara içerisinde boşluklar ve bu boşlukların içerisinde de bir yada daha fazla akışkan içermektedir. Bu durumda ortam içerisinde korunum denklemlerinin mikroskopik seviyede tanımlanması ve çözümü çoğu zaman imkânsızdır veya kullanışlı değildir. Bu durumda gözenekli ortam içinde taşınım denklemlerinin tanımlanması için farklı bir seviye yani makroskobik boyutta inceleme gereklidir. Bu sayede ölçülebilir, sürekli ve değişken nicelikler belirlenebilir ve ayrıca sınır değer problemleri gözenekli ortam içinde açıklanabilir ve çözülebilir hale gelir.

Gözenekli ortamda akışkan akışı ve ısı geçişi, katı ızgara ile birlikte bir miktar boşluğu da içeren hacim üzerinden, niceliklerin ortalaması alınarak incelenebilir. Bu nedenle, gözenekli ortamlarda, ısı ve kütle geçişini tanımlayan temel denklemler yazılırken, Temsili Temel Hacim, TTH (Representative Elementary Volume, REV) tanımı yapılır. Şekil 2.4’de görülen, TTH tüm gözenekli ortamın özelliklerini temsil edecek boyutta seçilmelidir.

TTH’nin boyutu tüm sistemin boyutlarına göre çok küçük fakat gözenek boyutlarına göre büyük olmalıdır. Böylece tüm ortam içinde her bir TTH sıcaklık, hız, yoğunluk ve basınç gibi değişkenleri temsil edebilir.

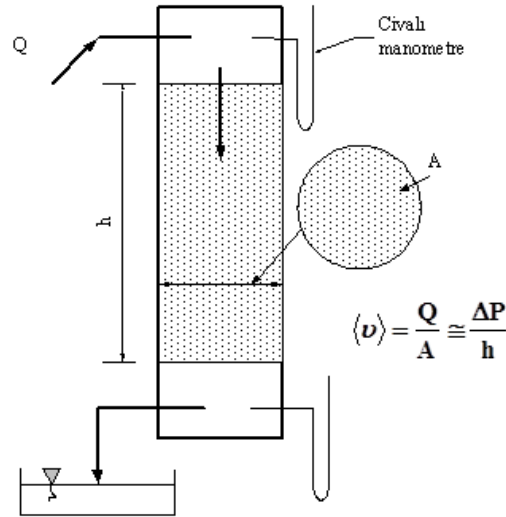
2.2.1 Darcy yasası

Gözenekli ortamlarda akış ile ilgili ilk rastlanan çalışma Henry Philibert Gaspard Darcy tarafından 1856 yılında Fransa'nın Dijan kentine temiz su getirme projesi



Şekil 2.4: Temsili temel hacim (Baytaş, 2006).

kapsamında yapılan deneysel bir çalışmadır. Bu deneysel çalışmanın sonuçları ileriki yıllarda gözenekli ortamlarda akış problemlerine uygulanabilecek güncel bir matematik model haline getirilmiştir ve halen kullanılmaktadır, (Baytaş, 2006). Şekil 2.5'de Darcy'nin deney düzeneği görülmektedir.



Şekil 2.5: Darcy tarafından oluşturulan deney düzeneği.

Darcy'nin deney düzeneğinde akış çok yavaştır ve silindirin üst kısmından giren su aşağıya doğru kum taneleri arasından süzülerek iner. Akış daimi, gözenekli ortam özdeş ve akış tek yönlüdür. Darcy, deney sırasında akışkanın kum ile dolu kısmına girdiği sütunun üst ve çıktığı alt seviyelerindeki basınç farkı ile akışkan akışı arasında

doğrusal bir ilişki olduğunu bulmuştur. Bugünkü düzenlenmiş hali ile Darcy yasası aşağıdaki gibidir, Nield ve Bejan (1999).

$$v = -\frac{K}{\mu}(\nabla P + \rho g) \quad (2.4)$$

Denklemden v , Darcy hızı olarak bilinir. ∇P ise akışkan kısmı içinde basınç değişim vektörüdür. K , yöne göre özellikleri değişmeyen gözenekli ortamın geçirgenliğini, ρ akışkanın özkütlesini, μ ise akışkanın dinamik ağırlıklı (viskozitesini) verir. Darcy yasası sıkıştırılmaz ve Newtonian bir akışkan içindir. Ayrıca hız çok yavaştır, Reynolds sayısının büyüklük derecesi birden küçüktür ve akış tek yönlüdür. Darcy denklemi deneye dayalı bir eşitlik ve yüksek akış hızlarında yani Reynolds sayısının büyüklük derecesinin biri geçtiği durumlarda artık akışı modelleyemez. Bu denklem doğrusal bir denklemdir. Yani akışın doğrusal olmayan etkisini modelleyemez. Denklemden ağırlıklı etkiler yer almaz ve en önemlisi katı sınırlar göz önüne alındığında model sınırın sürtünme etkisini görmez. Gözenekli ortam içinde akış eğer sızıntı şeklinde ise Darcy denklemi geçerli ve denklem doğrusaldır yani akış hızı çok yavaştır. Bu Reynolds sayısının çok küçük olacağını ve büyüklük derecesinin bire eşit olacağını vurgular. Akış hızı arttıkça Reynolds sayısının mertebesi 1 ile 10 arasında akış düzgün bir şekilde doğrusal olmayan sürüklenmelerin etkisi ile doğrusallıktan uzaklaşır.

2.2.2 Ergün denklemi

Darcy yasası bir çok araştırmacı tarafından geliştirilmiş ve daha yüksek hızlardaki akışlarda akışın doğrusal olmayan etkisini modellemeye yardımcı olmuştur. Bu çalışmaların en önemlilerinden biri Sabri Ergün tarafından yapılan bir deneysel çalışma sonucu elde edilen bağıntıdır,

$$-\frac{dP}{dx} + \rho g_x = \frac{\mu}{K}v + \rho Fv^2 \quad (2.5)$$

Denklem Hazen-Dupit-Darcy denklemi olarak da bilinir. Ergün'ün deneyinde gözenekli ortam küçük kürecikler bulunan bir akış kanalından ibarettir.

Denklemin sağ tarafındaki ilk terim ağırlıklı sürüklenme kuvvetini, son terim ise şekil sürüklenme kuvvetini göstermektedir. Denklemden $F = C_E / \sqrt{K}$ gözenekli ortamın

şekil sürtünme katsayısıdır. K ve C_E Sabri Ergün tarafından deneysel olarak aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$K = \frac{d_p^2 \varepsilon^3}{D (1 - \varepsilon)^2} ; C_E = \frac{B}{(150 \varepsilon^3)^{1/2}} \quad (2.6)$$

D ve B deneysel sabitler olup $D = 150$ $B = 1.75$ olarak bulunmuştur. Buradaki d_p ise deneyde gözenekli ortamı oluşturan küreciklerin çapıdır (Baytaş, 2006).

2.2.3 Brinkman denklemi

Darcy yasasına göre yazılan denklemde viskoz yayılma etkisi görülmemektedir. Bunu gidermek için Brinkman 1947'de Darcy bağıntısını aşağıdaki gibi düzenlemiştir.

$$\nabla P + \rho g_x = \frac{\mu}{K} v - \mu_e \nabla^2 v \quad (2.7)$$

μ_e gözenekli ortamda akan akışkanın etkin ağdalılığını göstermektedir. Brinkman denkleminin son terimi akış içinde ağdalı kuvvetleri tanımlar. Darcy sınır etkisini göz önüne almazken, Brinkman denklemi ile bu eksikliği gidermiştir, fakat bu denklemde de atalet kuvvetleri görülmez.

2.2.4 Korunum denklemleri

Ergün ve Brinkman denklemleri, bir gözenekli ortam içinde akışı bütün akış hızları için modelleyememektedir. Gözenekli ortamı tüm durumlar için modelleyen genel korunum denklemlerine ihtiyaç vardır.

2.2.4.1 Kütle korunum denklemi

Gözenekli bir ortamda akış için hacim ortalanmış korunum denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir. Burada ρ akışkanın özkütlesidir.

$$\varepsilon \frac{d\rho}{dt} + \nabla(\rho v) = 0 \quad (2.8)$$

Burada v akışkan içinde toplam hacim (katı+akışkan) üzerinden ortalama hızı gösterir. Denklem (2.8) sadece bir akışkandan oluşan ortamlar için yazılan kütle

korunum denklemine benzerdir. Eğer gözenekli ortam içerisindeki akışkan sıkıştırılmaz ise süreklilik denklemi gözenekli ortam için de akışkandan oluşan ortamlar için yazılan ile aynıdır, $\nabla \bar{v} = 0$ şeklindedir, (Baytaş, 2006).

2.2.4.2 Momentum denge denklemi

Gözenekli ortamlarda akış alanı incelenirken, Darcy kanununu içeren Brinkman denkleminin etkisini de taşıyan ve nicelikleri TTH üzerinden ortalama alınarak tanımlanan Navier-Stokes denklemi çözülür, Vafai ve Tien (1981).

$$\rho \left(\frac{1}{\varepsilon} \frac{dv}{dt} + \frac{1}{\varepsilon^2} (v \cdot \nabla) v \right) = -\nabla P + \mu_e \nabla^2 v - \frac{\mu}{K} v - F \rho |v| v + \rho g \quad (2.9)$$

Denkleminde ilk terim yerel ivmelenmeyi, ikinci terim atalet terimlerini, üçüncü terim gözenekli ortam içinde akışkanın basınç değişimini, dördüncü terim ağıdalı kuvvetleri, beşinci terim Darcy akışı etkisi ile ağıdalı sürüklenme kuvvetini, altıncı terim şekil sürüklenme kuvvetini ve son terim ise gövde kuvvetlerini göstermektedir.

Gözenekli ortamın geçirgenliği, K , sonsuza gittiğinde denklemin sağ tarafındaki 3. ve 4. terimler sıfıra gitmektedir ve o zaman denklem sadece bir akışkan ortamı için yazılmış Navier-Stokes denklemlerine dönüşmektedir. K sıfıra yaklaştığında ise 3. ve 4. terimler diğer terimler yanında daha baskın hale gelmektedir.

2.2.4.3 Hacim ortalananmış enerji denklemi

Genel mikroskobik enerji denklemi gözenekli olmayan ortam için aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho c_p v T) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (2.10)$$

Mikroskobik enerji denkleminin Temsili Temel Hacim üzerinden entegrali alınırsa içinde sıkıştırılmaz bir akışkan bulunan gözenekli ortam için hacim ortalananmış enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılır, Baytaş ve Pop(2002) ve Baytaş(2003):

$$\rho_a c_{p_a} \left\{ \frac{\partial(\varepsilon \langle T \rangle_a)}{\partial t} + \langle v \rangle \cdot \nabla \langle T \rangle_a \right\} = \nabla \cdot \left\{ k_a \nabla \varepsilon \langle T \rangle_a \right\} + h(T_k - T_a) + \varepsilon q_a''' \quad (2.11)$$

Burada a akışkanı temsil etmektedir. Aynı şekilde mikroskobik enerji denklemi katı kısım için entegre edilirse aşağıdaki gibi elde edilir:

$$(1-\varepsilon)(\rho_k c_{pk}) \frac{\partial \langle T \rangle_k}{\partial t} = \nabla \cdot \{k_k \nabla (1-\varepsilon) \langle T \rangle\} + h(T_a - T_k) + (1-\varepsilon) q''' \quad (2.12)$$

Burada da k gözenekli ortamın katı ızgarasını temsil etmektedir. Katı ve sıvı faz için yazılan denklemlerin sağ tarafındaki ikinci terimler TTH içinde sıvı ve katının sıcaklıklarının aynı olmaması yani fazların ısıl dengede olmaması sebebi ile fazlar arası taşınım ile ısı geçişini modeller ve bu terim içindeki h fazlar arası taşınım ile ısı geçişi katsayısıdır ve birimi W/m^3K dir. Ayrıca denklemlerdeki son terimler, katı ve sıvı faz içindeki ısı üretimidir. Isıl dengesizlik hali, fazlar arası sıcaklık farkının çok fazla olduğu nükleer reaktör kazalarının modellenmesi sırasında kullanılmak zorundadır. Ayrıca uzay araçlarının atmosfere girişlerinde aşırı hız ve aerodinamik ısınma sebebi ile oluşacak hasarlardan korunması için gözenekli yapıya sahip bir ısıl kalkan ile kaplanır.

Gözenekli ortamlarda karşılaşılan çoğu problemde fazlar arası sıcaklık farkı ihmal edilebilir ve akış hızı düşük olabilir. Bu gibi durumlarda fazlar ısıl dengede kabul edilerek yani ise katı ve akışkan fazı için yazılan enerji denklemleri alt alta toplanarak ısıl denge hali için enerji denklemi elde edilir.

$$\sigma \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial t} + \langle v \rangle \cdot \nabla \langle T \rangle = \nabla \cdot \{ \alpha_{et} \nabla \langle T \rangle \} + q''' \quad (2.13)$$

Denklemden bir akışkana doymuş gözenekli ortamın ısıl depolama sığalarının oranı,

$$\sigma = \frac{\varepsilon(\rho c)_a + (1-\varepsilon)(\rho c)_k}{(\rho c)_a} \quad (2.14)$$

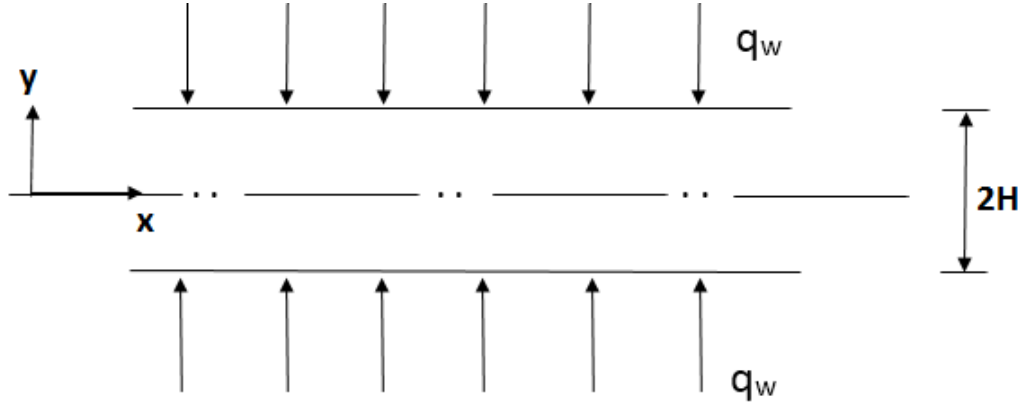
gözenekli ortamın etkin ısıl yayılım katsayısı şeklindedir.

$$\alpha_{et} = \frac{\varepsilon k_a + (1-\varepsilon)k_k}{(\rho c)_a} \quad (2.15)$$

3. GÖZENEKLİ BİR KANALDA TAM GELİŞMİŞ ZORLAMALI TAŞINIM

3.1. Matematik Model

Paralel iki plakadan oluşan, içerisinde gözenekli ortam olan bir kanaldan sıkıştırılamaz akışkan geçmektedir. Problem zamandan bağımsızdır ve akış tam gelişmiştir. Şekil 3.1' de matematik model verilmiştir.



Şekil 3.1: Matematik modelin şematik gösterim.

Şekil 3.1'den görülebileceği gibi plakalara sabit ısı akışı uygulanmaktadır. Isı akışının işareti pozitif olduğu takdirde, ısıtma işlemi yani akışkanın ısıtılması söz konusudur. Isı akışının negatif işareti ise soğutma işlemi yani akışkanın soğutulduğunu göstermektedir.

3.2. Korunum Denklemleri

Zamandan bağımsız ve tam gelişmiş akış için Brinkman eşitliği aşağıdaki gibi yazılır.

$$\mu_{eff} \frac{d^2 u}{dy^2} - \frac{\mu}{K} u + \gamma = 0 \quad (3.1)$$

Burada μ_{eff} ve μ sırasıyla gözenekli ortamın etkin ağdalılığı ve akışkanın ağdalılığıdır, K gözenekli ortamın geçirgenliğini göstermektedir, γ ise uygulanan

basınç gradyeninin negatifini göstermektedir. Brinkman denklemi 2. dereceden bir eşitliktir ve gözenekli kanal için çözümü verecek sınır koşulları aşağıdaki gibidir.

$$y = 0 \text{ da } \frac{du}{dy} = 0 \quad \text{simetri koşulu} \quad (3.2)$$

$$y = H \text{ da } u(H) = 0 \quad \text{kaymama koşulu(no-slip)}$$

Gözenekli kanalda boyutsuz sıcaklık dağılımını bulabilmek için, aşağıdaki boyutsuz değişkenler kullanılmıştır.

$$Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{\mu u}{\gamma H^2}, \quad \theta = \frac{k(T-T_w)}{q_w H} \quad (3.3)$$

Denklem (3.3) kullanılarak Brinkman momentum denklemi aşağıdaki gibi boyutsuz hale getirilmiştir.

$$M \frac{d^2 U}{dY^2} - \frac{U}{Da} + 1 = 0 \quad (3.4)$$

Burada, M ağırlık oranıdır ve $M = \mu_{\text{eff}}/\mu$ şeklindedir. Da sayısı ise $Da = K/H^2$ olarak tanımlanır.

Denklem (3.4)'nin çözümü için boyutsuz sınır koşulları, Denklem (3.3)'teki boyutsuz değişkenler kullanılarak

$$Y = 0 \quad \frac{dU}{dY} = 0 \quad (3.5)$$

$$Y = 1 \quad U(1) = 0$$

şeklinde elde edilir. Sonuç olarak boyutsuz Brinkman momentum denklemi aşağıdaki gibi elde edilir, Hung ve Tso(2009).

$$U = Da \left(1 - \frac{\cos h\alpha Y}{\cos h\alpha} \right) \quad (3.6)$$

Burada α gözenekli ortam şekil faktörü olarak $\alpha = \frac{1}{\sqrt{MDa}}$ şeklinde tanımlanır. Zamandan bağımsız ve ısı denge hali bulunan problem için enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \Phi \quad (3.7)$$

Burada T gözenekli ortamın katı ve akışkan fazları için hacimsel ortalananmış denge hali sıcaklığıdır, c_p akışkanın özgül ısısı, k gözenekli ortamın etkin ısı iletkenlik katsayısı ve Φ ağdalı kayıp enerji (viscous dissipation) terimidir. Ağdalı kayıp enerji tanımı çeşitli modeller kullanılarak yapılır. Bu çalışmada Al-Hadhrami Modeli incelenmiştir. Denklem (3.7)' yi çözmek için kullanılacak sıcaklık sınır koşulları Şekil 3.1' de matematiksel modelde gösterildiği gibi

$$y=0' \text{ da } \frac{\partial T}{\partial y} = 0, \quad y=H' \text{ da } k \frac{\partial T}{\partial y} = q_w \quad (3.8)$$

şeklindedir.

3.3. Ağdalı Kayıp Terimi İçin Al-Hadhrami Modeli Kullanımı

Al-Hadhrami (2003) tarafından geliştirilen aşağıdaki modelde Φ tanımı

$$\Phi = \frac{\mu u^2}{K} + \mu_{eff} \left(\frac{du}{dy} \right)^2 \quad (3.9)$$

şeklinde verilmiştir. Denklem (3.9)' da sağ taraftaki ilk terim gözenekli ortamda akışkanın ilerlemesi için gereken mekanik enerjiden kaynaklanan iç ısınmayı, ikinci terim ise akışkan sürtünmesinden kaynaklanan sürtünme ısını ifade etmektedir. Denklem (3.9)' u çözmek için kullanılacak sıcaklık sınır koşulları Denklem (3.8)' de belirtilmiştir.

Enerji denklemi, Denklem (3.7), boyutsuz değişkenler kullanılarak boyutsuzlaştırılmadan önce, ağdalı kayıp enerji denklemi, Denklem (3.9), Denklem (3.7)'de yerleştirelim.

$$\rho c_p u \frac{\partial T}{\partial x} = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\mu u^2}{K} + \mu_{eff} \left(\frac{du}{dy} \right)^2 \quad (3.10)$$

Tam gelişmiş akışta sabit ısı akışı sınır koşulları altında enerji denkleminde aksenal yöndeki iletim terimi yoktur, çünkü net enerji geçişinde etkisi ihmal edilebilir. Bu durumda

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{d\bar{T}}{dx} \quad (3.11)$$

şeklindedir, \bar{T} aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\bar{T} = \frac{1}{H\bar{u}} \int_0^H uT dy \quad (3.12)$$

sıcaklık sınır koşulları Denklem (3.8)' de belirtildiği şekilde alınarak, Denklem (3.10)'un her iki tarafında $0 - H$ arasında integralini alalım.

$$\rho c_p \frac{\partial}{\partial x} \int_0^H uT dy = k \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\mu}{K} \int_0^H u^2 dy + \mu_{eff} \int_0^H \left(\frac{\partial u}{\partial Y} \right)^2 dy \quad (3.13)$$

Denklem (3.6), (3.8), (3.11) kullanarak Denklem(3.13)'ü aşağıdaki basit forma getirebiliriz.

$$\rho c_p \bar{u} \frac{d\bar{T}}{dx} = \frac{1}{H} (q_w + \beta \bar{u}^2) \quad (3.14)$$

Denklem (3.14)'deki β terimi aşağıdaki şekilde tanımlanır (Hung ve Tso, 2009).

$$\beta = \frac{\mu H^2 \alpha (\alpha + 2\alpha (\cosh \alpha)^2 - 3 \sinh \alpha \cosh \alpha) + \mu_{eff} K \alpha^3 (\sinh \alpha \cosh \alpha - \alpha)}{2HK(\alpha \cosh \alpha - \sinh \alpha)^2} \quad (3.15)$$

Denklem (3.11) ve (3.14)'ün yardımıyla sıcaklık gradyanını bir sabite indirgenebilir. Enerji denklemini boyutsuz hale getirmek için aşağıda belirtilen boyutsuz değişken tanımlanır.

$$\theta = \frac{k(T-T_w)}{q_w H} \quad \hat{u} = \frac{U}{\bar{u}} \quad (3.16)$$

Burada T_w duvar cidarı ve gözenekli ortam arasındaki arayüz sıcaklığını belirtmektedir. Denklem (3.14)'de yer alan sıcaklık gradyanını kullanarak Denklem (3.7)'yi aşağıdaki şekilde boyutsuz hale getiririz.

$$\frac{d^2 \theta}{dY^2} = C_1 [\cosh \alpha - \cosh \alpha Y] - C_2 [\cosh \alpha - \cosh \alpha Y]^2 - C_2 (\sinh \alpha Y)^2 \quad (3.17)$$

C_1 ve C_2 değerleri denklem katsayıları olup aşağıdaki şekilde tanımlanır (Hung ve Tso(2009)).

$$C_1 = \frac{\alpha[Da(\alpha \cosh \alpha - \sinh \alpha)^2 + Br' \alpha \cosh \alpha (\cosh \alpha - \sinh \alpha)]}{Da(\alpha \cosh \alpha - \sinh \alpha)^3} \quad (3.18)$$

$$C_2 = \frac{Br' \alpha^2}{Da(\alpha \cosh \alpha - \sinh \alpha)^2} \quad (3.19)$$

Br' sabit ısı akısı şartı altında geliştirilmiş Brinkman sayısını gösterir. Ağdalı kayıpların uygulanan ısı akısına oranı olarak tanımlanır. Ağdalı kayıpların yoğunluğunun bir ölçüsüdür.

$$Br' = \frac{\mu \bar{u}^2}{q_w H} \quad (3.20)$$

Denklem (3.17)' deki sol taraf dikey yönde ısı iletimini belirtir. Sağ taraftaki birinci terim taşınım ile ısı transferinin boyutsuz hali, ikinci ve üçüncü terimler sırasıyla iç ısınma etkisi Φ_1 ve ağdalı kayıplar nedeniyle sürtünme kaynaklı ısınma etkisi Φ_F 'dir. Denklem (3.17)' yi çözmek için gerekli sınır koşulları aşağıdaki şekildedir.

$$\theta(1) = 0, \quad \frac{d\theta(0)}{dy} = 0 \quad (3.21)$$

Yukarıdaki sınır koşulları baz alınarak çözülen Denklem (3.17)'in boyutsuz sıcaklık profili

$$\theta(Y) = C'_1 Y^2 + C'_2 \cosh \alpha Y + C'_3 (\cosh \alpha Y) + C'_4 \quad (3.22)$$

şeklinde çözümlenir. Buradaki C'_1, C'_2, C'_3 ve C'_4 terimleri denklem katsayıları olup, açık halleri aşağıda sırasıyla verilmiştir (Hung ve Tso, 2009).

$$C'_1 = \frac{\cosh \alpha (C_1 - C_2 \alpha \cosh \alpha)}{2\alpha} \quad (3.23)$$

$$C'_2 = \frac{-C_2}{2\alpha^2} \quad (3.24)$$

$$C'_3 = \frac{2C_2 \cosh \alpha - C_1}{\alpha^2} \quad (3.25)$$

$$C'_4 = \frac{C_1 \cosh \alpha (2 - \alpha^2) + C_2 (\cosh \alpha)^2 (\alpha^2 - 3)}{2\alpha^2} \quad (3.26)$$

(3.23)-(3.25) deklemlerinden de görüleceği üzere dikey yöndeki boyutsuz sıcaklık dağılımı Darcy ve geliştirilmiş Brinkman sayılarına bağlıdır. Isı transfer katsayısı

$$h = \frac{q_w}{T_w - \bar{T}} \quad (3.27)$$

olarak tanımlanır ve kanal genişliğine bağlı Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde türetilir (Hung ve Tso, 2009).

$$Nu = \frac{2Hq_w}{k(T_w - \bar{T})} = 24\alpha^2 (\sinh \alpha - \cosh \alpha) / \{2C_1 [3\alpha + 2\alpha(6 - \alpha^2)(\cosh \alpha)^2 - 15 \sinh \alpha \cosh \alpha] + C_2 [2\alpha(2\alpha - 15)(\cosh \alpha)^3 + 41 \sinh \alpha (\cosh \alpha)^2 - 15\alpha \cosh \alpha + 4 \sinh \alpha]\} \quad (3.28)$$

Nusselt sayısı da Brinkman ve Darcy sayılarının bir fonksiyonudur. Yukarıdaki denklemde Nusselt sayısı hidrolik çapa bağlı olarak tanımlanmıştır.

4. GÖZENEKLİ BİR KANALDA TAM GELİŞMİŞ ZORLAMALI TAŞINIMDA AĞDALI KAYIPLARIN ETKİSİNİN İNCELENMESİ

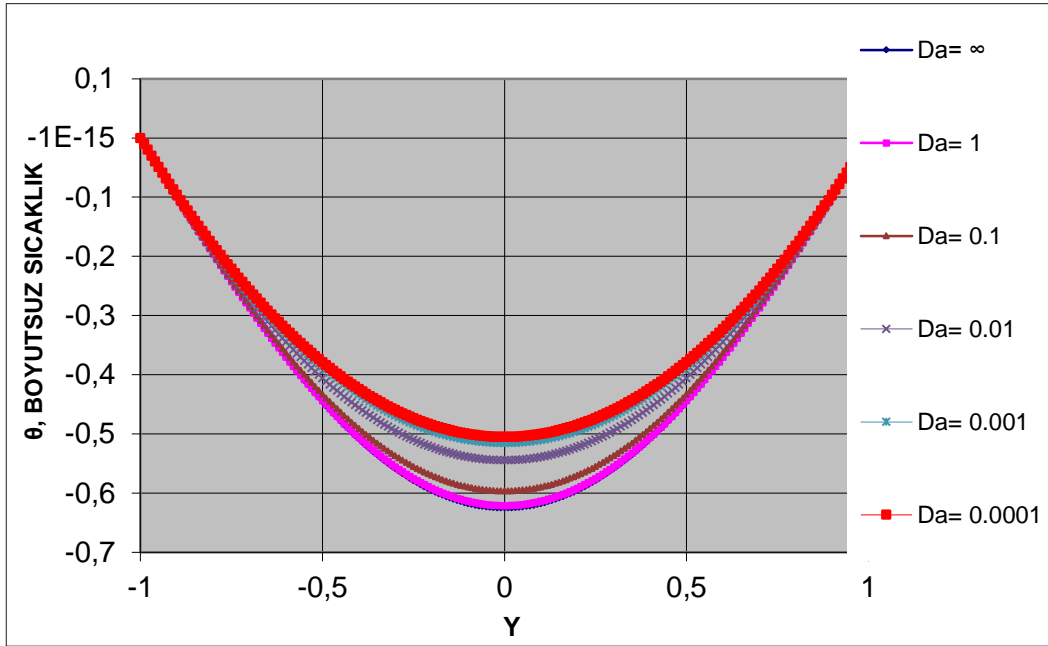
Bu yüksek lisans tez çalışmasında, paralel iki levha arasındaki bir gözenekli ortamda zorlamalı taşınım altında ağdalı kayıpların ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu inceleme yapılırken ağdalı kayıplar için literatürde yer alan Al-Hadhrami modeli kullanılmıştır. Bu yüksek lisans tez çalışması ITU Lisansüstü Tezleri Destekleme Programından alınan bir proje ile desteklenmiştir.

4.1. Al-Hadhrami Modelinin İncelenmesi

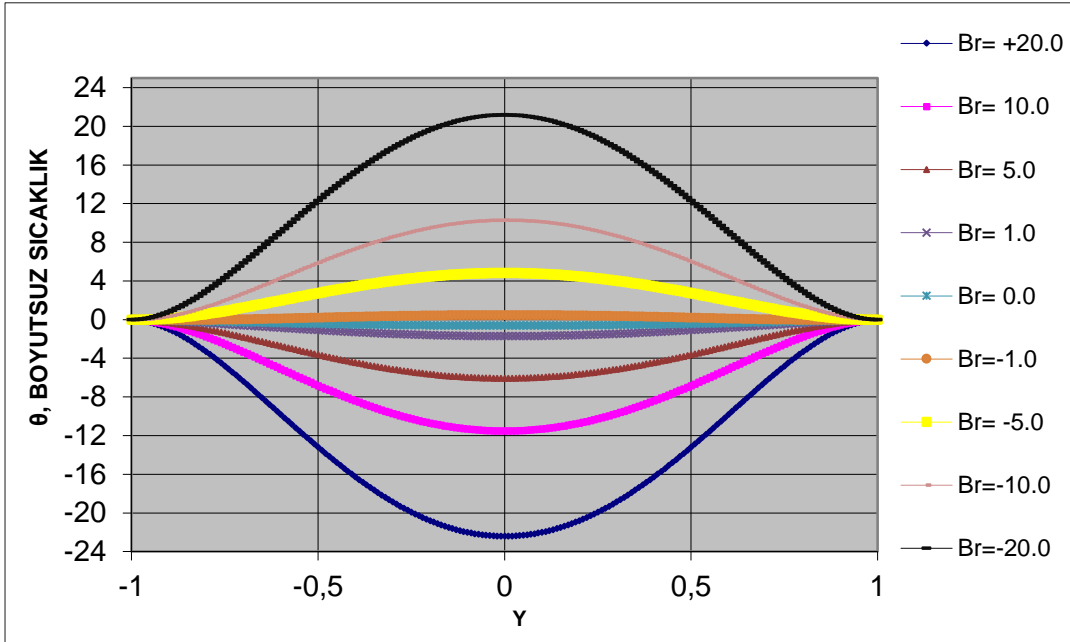
Al-Hadhrami modeline göre, ağdalı kayıplar Denklem (3.9)'da verilmiştir. Şekil 4.1'de geliştirilmiş Brinkman sayısının sıfır değeri için farklı Darcy sayılarında gözenekli kanalda boyutsuz sıcaklık dağılımı görülmektedir. Geliştirilmiş Brinkman sayısı Denklem (3.20)'den de görüleceği gibi duvarlara uygulanan ısı akısına bağlı olarak ağdalı kayıpların etkisinin bir ölçüsüdür, yani geliştirilmiş Brinkman sayısının sıfır değeri ağdalı kayıpların ihmal edildiği hali göstermektedir. Şekil 4.1'den görüleceği gibi bu hal için sıcaklık profilleri duvara yakın tüm Da sayıları için aynı değeri almakta, gözenekli ortamın orta bölgesinde Da sayısı arttıkça boyutsuz sıcaklığın mutlak değerinin büyüklüğü bir miktar artmaktadır.

Şekil 4.2'de $Da=1.0$ değeri için farklı Brinkman sayılarında gözenekli kanaldaki boyutsuz sıcaklık eğrileri verilmiştir. $Da \geq 1.0$ değeri aslında kanalın içerisinde artık bir gözenekli ortamla değil de bir akışkanla dolu olduğu modeli göstermektedir. Bu nedenle, Şekil 4.2'den görüleceği gibi kanalda boyutsuz sıcaklık büyük değerler almaktadır. Darcy sayısı geçirgenlik ile doğru orantılı olduğu için, Darcy sayısının büyük değerler alması geçirgenliğin büyük olduğu anlamına gelmekte, bu da ısı transferini kolaylaştırmaktadır. Bu nedenle boyutsuz sıcaklık değerleri büyük olmaktadır. Şekil 4.2'de görüldüğü gibi geliştirilmiş Brinkman sayısının pozitif değerleri kanalın duvardan ısıtıldığı haller olduğu ve kanal merkezine doğru akışkan sıcaklığı daha az olduğundan negatif sıcaklık eğrileri oluşmaktadır. Brinkman sayısının negatif değerlerinde ise bu olay tam tersi gerçekleşmekte ve pozitif sıcaklık

eğrileri oluşmaktadır. Her iki halde de Brinkman sayısı arttıkça boyutsuz sıcaklığın mutlak değeri artmaktadır.



Şekil 4.1: $Br'=0$ için farklı Da sayılarında boyutsuz sıcaklık dağılımı.



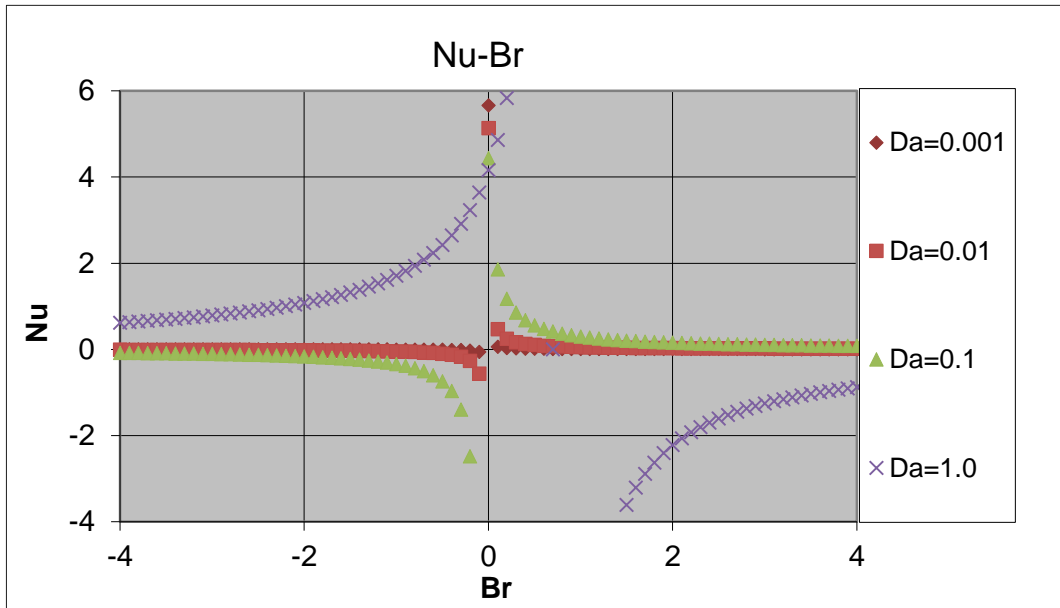
Şekil 4.2: $Da=1.0$ iken farklı Br' sayılarında boyutsuz sıcaklık dağılımı.

Ağdalı kayıpların ısı transferi üzerindeki etkisi, Brinkman sayısı ve gözenekli ortamın geçirgenliğini temsil eden Darcy sayısı ile ifade edilmektedir. Denklem (3.28)'de verilen Nusselt sayısı, gözenekli ortam ile duvarlar arasındaki ısı transferini ifade

etmektedir ve bu ifadede iç ısı ve sürtünme ısısından kaynaklanan ağıdalı kayıpların da etkisi vardır. Darcy sayısının çok büyük değerlerinde, yani geçirgenliğin çok büyük olduğu hallerde, problem iki paralel plaka arasında klasik Poiseuille akışına yaklaşmaktadır. Bu durumda Nusselt sayısı ile Brinkman sayısı arasında Kakaç ve diğ. (1987) tarafından önerilen aşağıdaki bağlaşım kullanılmaktadır.

$$Nu = \frac{70}{17 + 17Br'} \quad (4.1)$$

Bu bağlaşım kullanılarak $Da=10^{-3}$ değeri için çizdirilen $Nu-Br'$ eğrisi Şekil 4.3'de görülmektedir. Şekil 4.3'den görüleceği gibi geliştirilmiş Brinkman sayısının 0 ile -1 değerleri arasında (kritik Brinkman sayısı) Nusselt sayısında bir tekillik gözlenmektedir. Bu tekilliğin fiziksel anlamı, kritik Brinkman sayısında kanala duvardan sabit ısı akısı ile aktarılan ısı miktarı ile kanal içerisinde ağıdalı kayıplar sonucu sürtünme sebebi ile ortaya çıkan ısı miktarının eşit olmasıdır.

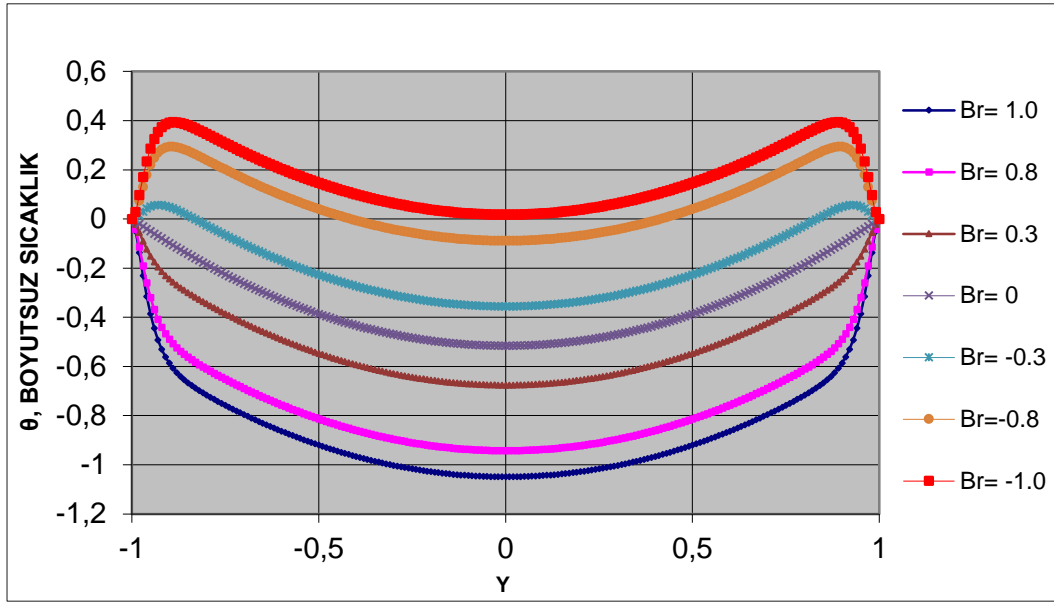


Şekil 4.3: Nusselt sayısı-geliştirilmiş Brinkman sayısı.

Şekil 4.4'de boyutsuz sıcaklık eğrileri $Da=0.001$ için çeşitli geliştirilmiş Br' sayısı değerlerinde verilmiştir. Denklem(3.20)'den görüleceği gibi eğer gözenekli ortam duvarlara uygulanan ısı akısı ile ısıtılıyorsa $Br' \geq 0$ 'dır ve duvar sıcaklığı gözenekli ortamdaki akışkan sıcaklığından daha yüksektir. Bu durum Şekil 4.4'de açıkça görülmektedir. Ayrıca duvar yakınındaki akışkanın sıcaklık farkları Br' sayısının artması yani daha yüksek ağıdalılık ve daha yüksek akışkan hızından

kaynaklanmaktadır. Öte yandan, eğer gözenekli kanal duvarlarından soğutuluyor ise $Br' < 0$ olmaktadır ve bu durumda gözenekli ortamın akışkan sıcaklığı daha yüksektir.

Şekil 4.4'den görüldüğü gibi gözenekli ortam ısıtıldığında veya soğutulduğunda ($Br' \geq$ veya $Br' < 0$) Brinkman sayısı arttıkça gözenekli ortam içerisindeki akışkanın sıcaklığı daha düşük değerlerde olmaktadır. Zira geliştirilmiş Brinkman sayısının artışı yani yüksek ağdalılık ve yüksek akışkan hızı nedeniyle kayıp enerji miktarını arttırmaktadır.

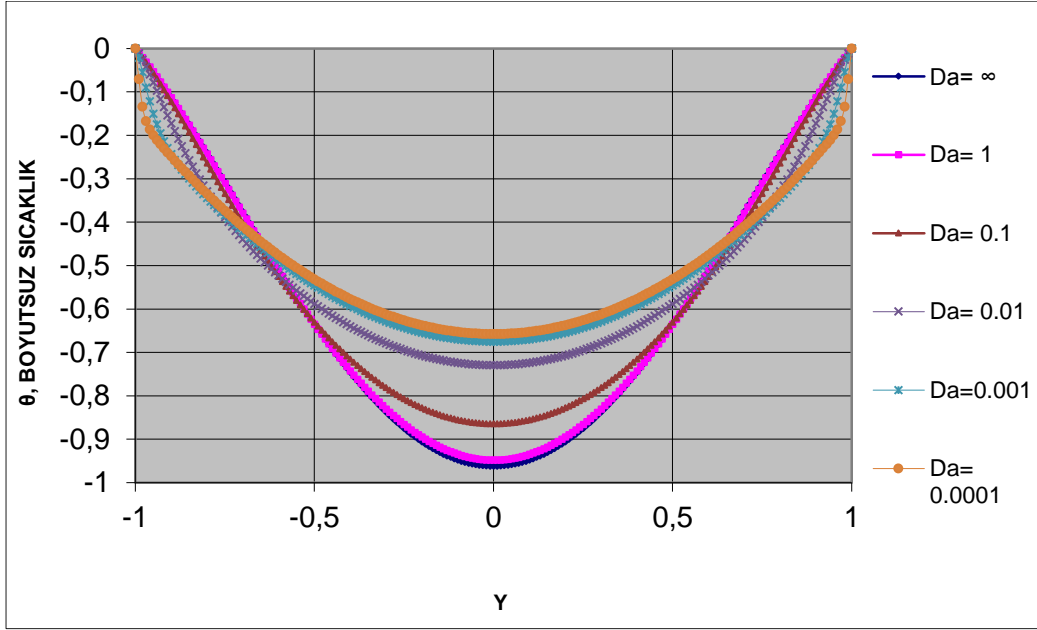


Şekil 4.4: $Da=0.001$ iken çeşitli Br' değerleri için gözenekli kanalda boyutsuz sıcaklık dağılımı.

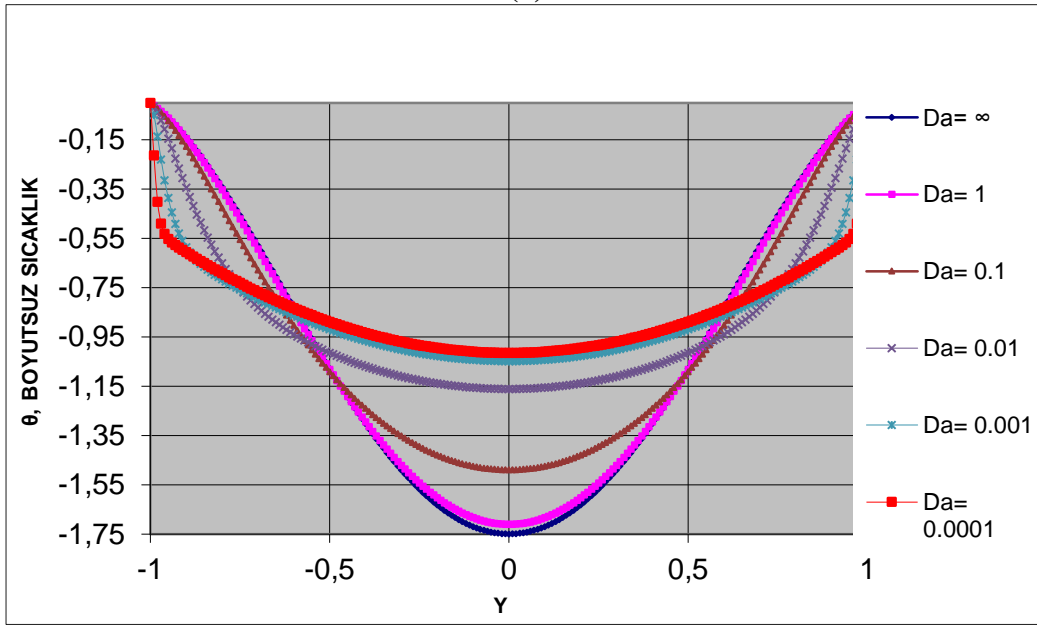
Şekil 4.5'de sırasıyla $Br'=0.3$ ve $Br'=1.0$ sabit değerlerinde çeşitli Da sayıları için boyutsuz sıcaklık dağılımı verilmiştir. Her iki şekilde de Brinkman sayıları pozitifdir yani gözenekli ortam duvarlarından ısıtılmaktadır. Şekil 4.5'de görüleceği gibi duvarlardaki sıcaklık değerleri gözenekli ortam içindeki akışkanın sıcaklığına göre daha büyüktür. Kanal merkezine doğru ağdalı kayıplar maksimuma ulaşmaktadır. Ayrıca duvar kenarlarında sürtünme kaynaklı kayıplar küçük Darcy sayılarında daha fazladır. Öte yandan Br' sayısı arttıkça kayıp enerjinin yükselmesinden dolayı $Br'=1.0$ için duvara komşu akışkan sıcaklığı farkları $Br'=0.3$ ile karşılaştırıldığında daha

fazladır. Şekil 4.5’de görüldüğü gibi Darcy sayısı arttıkça yani ortamın geçirgenliği yükseldikçe kanalda boyutsuz sıcaklığın mutlak değeri büyümektedir.

Şekil 4.6’da ise $Br' = -0.3$ ve $Br' = -1.0$ için Darcy sayısının farklı değerlerinde kanal boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımları verilmiştir. Br' sayısının negatif olması gözenekli ortamın paralel levhalardan soğutulması anlamına gelmektedir, bu durumda duvar sıcaklığı akışkan sıcaklığından düşüktür. Şekil 4.6(a)’da görüldüğü üzere düşük Darcy sayılarında duvar ile komşu olan bölgelerde sıcaklık eğrileri pozitif değerler almaktadır. Şekil 4.6(b)’de ise $Br' = -1.0$ de gösterilen boyutsuz sıcaklık dağılımları farklı profiller oluşturmaktadır, burada kritik Brinkman sayısı aşılmış bulunmaktadır. Kritik Brinkman sayısı gözenekli ortam ve duvar arasındaki sıcaklık profillerinin yakın olduğu durumlarda sadece Darcy’ye bağlı olarak tanımlanan bir fonksiyondur. Şekil 4.6(b)’den görüleceği gibi büyük Darcy sayılarında sıcaklık eğrileri negatif değerler almakta ve duvara yakın bir bölgede bir minimumdan geçip kanalın merkezine doğru pozitif değerler almaktadır. Küçük Darcy sayılarında ise tam tersi bir durum söz konusudur, sıcaklık eğrileri duvara yakın bir bölgede pozitif değerde bir maksimumdan geçip kanalın orta bölgesine doğru negatif değerler almaktadır. Sıcaklık eğrilerindeki bu davranışın sebebi iç ısı ve sürtünme nedeni ile oluşan ağdalı kayıpların etkisinden kaynaklanmaktadır. Büyük Darcy sayılarında bu etki makul düzeydedir, duvara yakın bölgelerden itibaren duvarlar soğuk duvarların etkisi ile bir miktar akışkan soğuk olmakta ama kanalın içinde akışkan sıcaklığı yüksek olduğu için sıcaklık pozitif değerlere ulaşmaktadır. Darcy sayısının küçük değerlerinde yani geçirgenliğin az olduğu hallerde ise kanalın orta bölgelerinde iç ısınmanın etkisi büyük olmaktadır, duvarlara bölgede ise sürtünmeden kaynaklanan ısınma fazla olmaktadır. Sonuç olarak, duvara yakın bölgede akışkan sıcaklığı pozitif değere ulaşmaktadır.

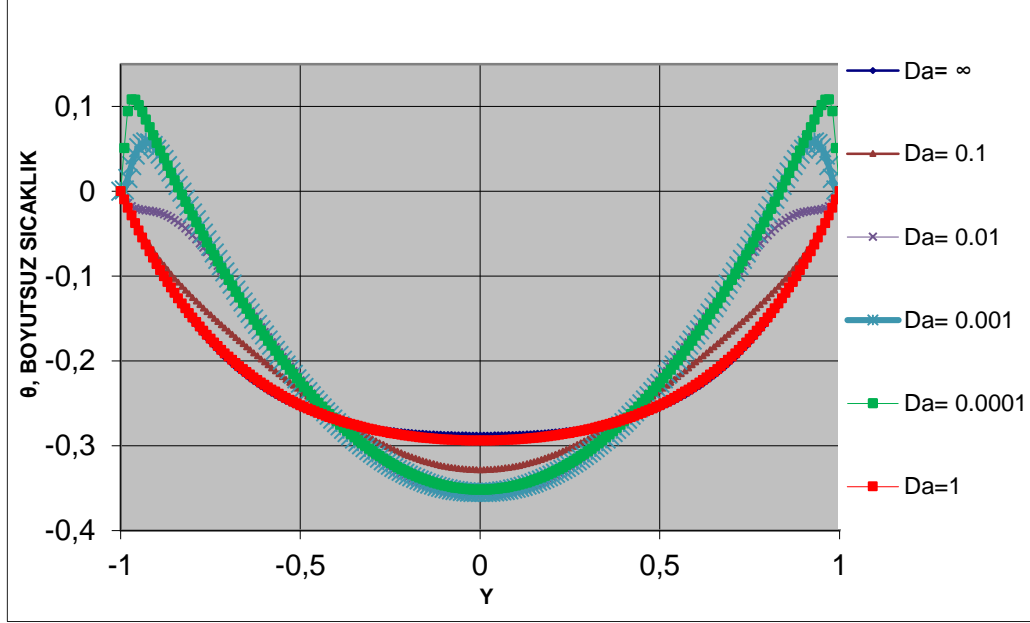


(a)

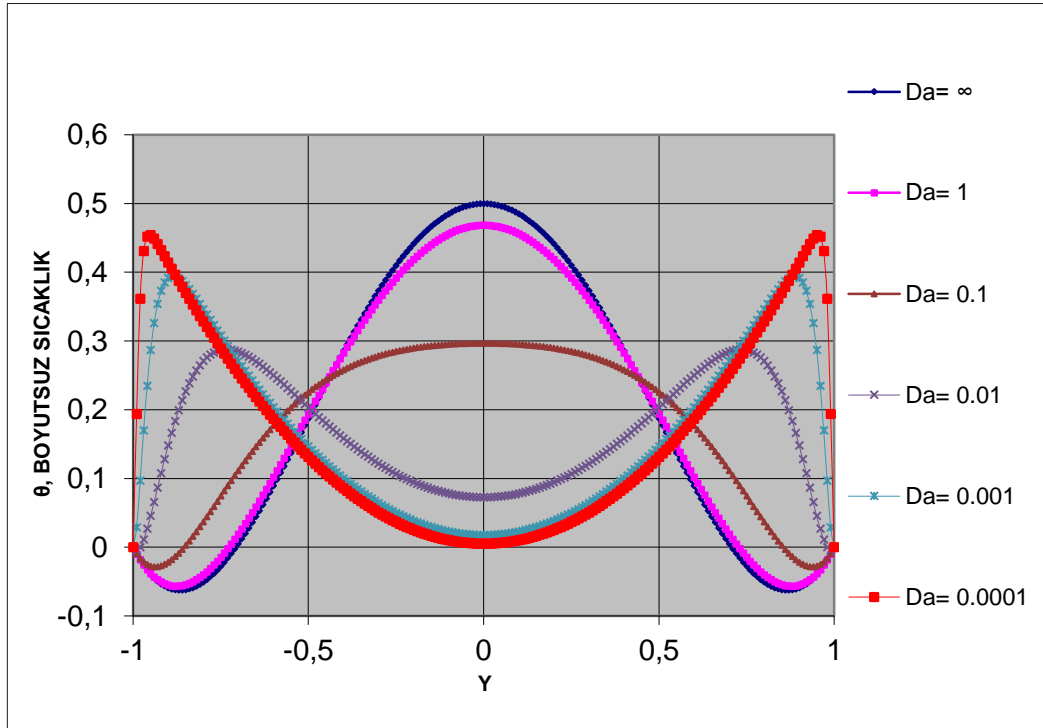


(b)

Şekil 4.5: Kanal boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı, (a) $Br'=0.3$, (b) $Br'=1.0$ için.



(a)



(b)

Şekil 4.6: Kanal boyunca boyutsuz sıcaklık dağılımı, (a) $Br' = -0.3$, (b) $Br' = -1.0$ için.

Gözenekli ortam ile duvarlar arasında ısı transferini karakterize eden Nusselt sayısının Darcy ve geliştirilmiş Brinkman sayısı ile değişimi Çizelge 4.1'de verilmiştir. Burada Nusselt sayısı Denklem (3.28) kullanılarak hesaplanmıştır. Çizelge 4.1'den görüleceği

gibi geliştirilmiş Brinkman sayısının sıfır olduğu yani ağdalı kayıpların gözönüne alınmadığı hal için Nusselt sayısı Darcy sayısına bağlı olarak büyük bir değişim göstermemektedir. Oysa ağdalı kayıpların dikkate alındığı, duvardan sabit ısı akısı ile ısıtılan ($Br'= 1$) ve soğutulan ($Br'= -1$) gözenekli ortam için Nusselt sayısı Darcy sayısına bağlı olarak değişmektedir.

Çizelge 4.1: Nusselt sayısının Darcy sayısı ve geliştirilmiş Brinkman sayısına bağlı değişimi.

Darcy (Da)	Nusselt Sayısı		
	$Br'= -1$	$Br'= 0$	$Br'= 1$
0,0001	-0,000590	5,884086	0,000591
0,001	-0,005720	5,659139	0,005708
0,01	-0,051390	5,129288	0,050384
0,1	-0,342900	4,430619	0,296936

5. SONUÇ VE TARTIŞMA

Gözenekli ortamlarda ısı transferi incelenirken, enerji denklemlerinin çözümlerinde çoğunlukla ağdalı kayıp etkileri ihmal edilmektedir, bu durumda sıcaklık dağılımında Darcy sayısının etkisiz zayıf olmaktadır. Oysa Darcy sayısı gözenekli ortamın en önemli özelliklerinden biri olan geçirgenlik ile doğru orantılıdır ve geçirgenliği temsil etmektedir. Geçirgenlik, bir gözenekli ortamın içerisinde akışkan akışını belirleyen, dolayısıyla ısı transferi kabiliyetini yönlendiren bir özelliktir. Bu nedenle, gözenekli ortamda ısı transferi incelenirken ağdalı kayıpların göz önüne alınması önem kazanmaktadır.

Bu çalışmada ağdalı kayıpların sıcaklık profili üzerine etkileri incelenmiş, ihmal edilen ağdalı kayıp değerlerinin sıcaklık üzerindeki etkileri konusunda çalışılmıştır. Paralel iki levha arasındaki bir gözenekli ortamda, zorlamalı taşınım altında ağdalı kayıplar için dördüncü bölümde belirtilen Al-Hadhrami modelini kullanılarak farklı Brinkman ve Darcy sayıları için boyutsuz sıcaklık değişim profilleri gözlemlenmiştir. Enerji denklemi, ağdalı kayıplar ve duvar ile akışkan arasındaki sürtünme kayıpları göz önüne alınmadan çözüldüğünde, sıcaklık dağılımının Darcy sayısına bağımlılığı zayıf olmaktadır. Sürtünme kaynaklı ağdalı kayıpların sıcaklık dağılımına etkisi duvar cidarında maksimum olmakta, kanal merkezine gidildikçe sıfıra inmektedir. İç ısı kaynaklı ağdalı kayıplar ise sürtünme etkisinin tam tersi olarak kanal merkezinde maksimum olmakta ve duvar cidarında sıfıra inmektedir. Bu nedenle duvar cidarında tek etki sürtünme kayıplarından kaynaklanmaktadır, kanal merkezinde ise iç ısıdan kaynaklanan kayıplardan kaynaklanmaktadır.

Ağdalı kayıp etkileri göz önüne alındığında, sıcaklık dağılımı Darcy ve geliştirilmiş Brinkman sayısının güçlü bir fonksiyonu olmaktadır. Hem ısınma hem de soğutma işlemlerinde görüldüğü üzere sürtünme ve ağdalı kayıpların sıcaklık dağılımına önemli etkileri olmaktadır. Bu durum Brinkman sayısının sıfır değeri için farklı Darcy sayılarında boyutsuz sıcaklık dağılımı oluşturduğunda net olarak gözlemlenmiştir. Geliştirilmiş Brinkman sayısının sıfır değeri, ağdalı kayıpların ihmal edildiği hali

göstermektedir ve boyutsuz sıcaklık eğrileri Darcy sayısı değiştikçe büyük bir değişim göstermemiş birbirine yakın çıkmıştır.

Öte yandan, Darcy sayısının 1.0 değeri için farklı geliştirilmiş Brinkman sayılarında boyutsuz sıcaklık dağılımında, geçirgenliğin büyük olmasından dolayı boyutsuz sıcaklık daha büyük değerler almıştır. Al-Hadhrami modelinde, hem sürtünme hem de ağıdalı kayıplar modele dahil etmiştir ve Darcy sayısı 0.001 değeri için özellikle ısınma işleminde Br' arttıkça boyutsuz sıcaklık değeri artmaktadır.

Çalışmada, geliştirilmiş Brinkman sayısının pozitif ve negatif değerleri yani duvarların uygulanan sabit ısı akısı ile ısıtıldığı ve soğutulduğu haller, çeşitli Darcy sayıları için incelenmiştir. Sonuçlar, gözenekli kanalda ağıdalı kayıpların etkisini belirleyen Darcy ve Brinkman sayılarının ısı transferini kuvvetli bir şekilde etkilediğini göstermiştir. Nitekim geliştirilmiş Brinkman sayısı sıfır iken Nusselt sayısının Darcy sayısına bağlı büyük bir değişim gözlenmiyorken, ağıdalı kayıpların dikkate alındığı hallerde Nusselt sayısı Darcy sayısına bağlı olarak merteye farkı ile değişmektedir.

Sonuç olarak, gözenekli ortamda enerji denklemlerinin ağıdalı kayıplar gözönüne alınarak çözülmesi, daha doğru sıcaklık dağılımı bulunmasını sağlamaktadır. Zira böylece gözenekli ortamın en önemli özelliği olan geçirgenliğin ısı transferi üzerindeki etkisi sonuçlara yansıtılmaktadır.

KAYNAKLAR

- Al-Hadhrami, A.K., Elliot, L., Ingham, D.B.,** (2003). A new model for viscous dissipation in porous media across a range of permeability values, *Transport in Porous Media*, **53**, 117-122.
- Baytas, A. C., Pop, I.,** (2002). Free convection in a square porous cavity using a thermal nonequilibrium model, *International Journal of Thermal Science*, **41**, 861-870.
- Baytas, A. C.,** (2003). Thermal nonequilibrium natural convection in a square enclosure filled with a heat-generating solid phase, non- Darcy porous medium, *International Journal of Energy Research*, **27**, 975-988.
- Baytaş, A.C.,** (2006). Gözenekli ortamlarda taşınım olayı, *İTÜ Fen Bilimleri Dergisi*, **4**, 3-13.
- Bejan, A.,** (2004). *Convection Heat Transfer*, Wiley, New York.
- Dullien, F.A.L.,** (1992). Porous media fluid transport and pore structure, Academic Pres, San Dieogo.
- Haji-Sheikh, A., Vafai, K.,** (2004). Analysis of flow and heat transfer in porous media imbedded inside various-shaped ducts, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **47**, 1889-1905.
- Hung, Y. and Tso, C.P.,** (2009). Effects of viscous dissipation on fully developed forced convection in porous media, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **36**, 597-603.
- Kakaç, S., Shah, R.K., Aung, W.,** (1987). Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Wiley, New York.
- Liu, S., Masliyah, J.H.,** (1999). Non-linear flows in porous media. *J. Non-Newton. Fluid Mech.* **86**(1-2), 229-252.
- Nield, A. and Bejan, A.,** (1999). *Convection in Porous Media*, 2nd ed., Springer, Berlin.
- Vafai, K. and Tien, C.L.,** (1981). Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **28**, 1597-1611.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad :Cansu Uğur

Doğum Tarihi ve Yeri: 01.01.1989

E-posta : cansu.ugur09@windowlive.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, İstanbul Teknik Üniversitesi, Maden Fakültesi, Petrol ve Doğal Gaz Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Proje Mühendisi(2011-2014)

Hatti Teknik Analiz ve Otomasyon Hizmetleri San. Tic. Ltd. Şti.

Projeler:

1) Tekirdağ bölgesinde sürdürülen Plunger Lift Projesi(2012-2013) ile geri basınç yapan doğal gaz kuyularındaki su ve kondensin plunger lift sistemi kurularak atılması ve %22 doğal gaz üretim artışı.

2) TPAO Silivri Yer Altı Doğal Gaz Depolama sahasında doğal gaz çığlenme noktası ölçümü için gerekli hat dizayn proje çalışması(weak frequency, lag time hesapları)

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

1) Uğur, C., Yamanlar S. : " Prediction of Temperature Change of Hydrocarbon Gases Using A Two-Parameter z-Factor Correlation Under Isenthalpic Flash Conditions ", paper presented 18th International Petroleum and Natural Gas Congress and Exhibition of Turkey, Ankara, Turkey, May 11-13, 2011.