



DİK KANAL İÇERİSİNDEKİ KARIŞIK TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNİN YARI SİLİNDİRİK AKIŞ ENGELLERİ KULLANILARAK İYİLEŞTİRİLMESİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Sedat ÖZDEMİR*, Mustafa KILIÇ**, Tamer ÇALIŞIR* ve Şenol BAŞKAYA*

*Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, 06570 Maltepe, Ankara

ozdemirsedat@gmail.com, ORCID: 0000-0002-6790-4608

tamercalisir@gazi.edu.tr, ORCID: 0000-0002-0721-0444

baskaya@gazi.edu.tr, ORCID: 0000-0001-9676-4387

** Adana Alparslan Türkeş Bilim ve Teknoloji Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü 01250 Sarıçam, Adana
mkilic@atu.edu.tr, ORCID: 0000-0002-8006-149X

(Geliş Tarihi: 03.06.2021, Kabul Tarihi: 26.11.2021)

Özet: Bu çalışmada; dik ve içinde ısı akısına sahip yarı silindirik engeller bulunan bir kanaldaki karışık konveksiyonun ısı transferine ve akış özelliklerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Yarı silindirik engellerin birbirlerine olan uzaklıkları, konumları ve sayıları değiştirilerek ısı transferine ve akış özelliklerine etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışmada, tek yarı silindirik engelin, alt alta bulunan iki yarı silindirik engelin ve karşılıklı bulunan iki yarı silindirik engelin karışık konveksiyonla olan akış ve ısı transferine etkileri irdelenmiştir. Sonuç olarak; engel çapının kanal genişliğine oranının (BR) artırılmasının ısı transferini arttırdığı görülmüştür. $BR=0,15$ den $0,75$ değerine değiştirildiğinde; Ri sayısının artışına bağlı olarak ($Ri = 50-200$) ortalama Nu sayısındaki artışın %58,3 olduğu belirlenmiştir. Engellerin birbirine olan uzaklıklarını temsil eden L/D oranı arttığında; Nusselt sayısının genel olarak arttığı görülmüştür. $L/D = 0,25-1,5$ aralığında arttırıldığında; ortalama Nu sayısında %25,2'lik bir artış olduğu, en yüksek Nu sayısının $L/D = 1$ ve $Ri = 300$ olduğu durumda meydana geldiği tespit edilmiştir. Karşılıklı bulunan iki yarı silindirik engelin olması durumunda ise; BR oran arttıkça, Ri sayısının artmasına bağlı olarak Nusselt sayısının arttığı tespit edilmiştir. $BR = 0,15-0,30$ aralığında arttırıldığında; düşük Ri sayılarında ($Ri=50$) ortalama Nu sayısındaki artış %36,3 olarak belirlenmiş, yüksek Ri sayılarında ($Ri = 200$) ise ortalama Nu sayısındaki artışın %23,1 olarak meydana geldiği tespit edilmiştir. Ayrıca; sayısal çalışmanın sonuçları literatürde bulunan deneysel çalışmalarla da karşılaştırılarak; sıcaklık dağılımını ve akış özelliklerini iyi şekilde temsil edebildiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Kanal akışı, Karışık taşınım, Akış engelleri, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)

NUMERICAL INVESTIGATION OF ENHANCING MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER BY USING SEMI-CYLINDRICAL OBSTACLES IN A VERTICAL CHANNEL

Abstract: In this study; effects of mixed convection on heat transfer and flow properties was investigated numerically for a vertical channel which has semi-cylindrical obstacles with heat flux. Effects of distance, location and number of these semi-cylindrical obstacles on heat transfer and flow properties have been examined. The effect of one semi-cylindrical obstacle, two semi-cylindrical obstacles located one under the other and two semi-cylindrical obstacles on opposite sides were investigated in the study. As a result; it is obtained that increasing the ratio of the obstacle diameter to the channel width (BR) causes an increase on heat transfer. Increasing BR ratio from 0.15 to 0.75, depending on the increase of Ri number from 50 to 200 causes an increase of 58.3% on average Nu number. Increasing L/D ratio, which represents the distance between obstacles, causes generally an increase in the average Nu number. Increasing L/D ratio from 0.25 to 1.5 results in an increase of 25.2% on the average Nu number. The highest Nu number can be obtained for $L/D = 1$ and $Ri = 300$. For the case of two semi-cylindrical obstacles on opposite sides; it was seen that increasing the BR ratio causes an increase in the average Nu number depending on the increase in the Ri number. Increasing BR ratio from 0.15 to 0.30 yields an increase of 36.3% for a low Ri number ($Ri=50$) and an increase of 23.1% for a high Ri number ($Ri = 200$) in the average Nu number. Moreover; it has been shown that numerical results can well represent the temperature distribution and flow properties by comparison of these results with experimental results in the literature.

Keywords: Channel flow, Mixed convection, Flow obstacle, Computational Fluid Dynamics (CFD)

SEMBOLLER

BR	Engel çapının kanal genişliğine oranı $[D/W]$
C_p	Özgül Isı $[J/kgK]$
D	Silindirik engelin çapı $[m]$
D/W	Engel çapının kanal genişliğine oranı
g	Yer çekimi ivmesi $[m/s^2]$
Gr	Grashof Sayısı $[=g\beta(T_s-T_{bulik})L_c^3/\gamma^2]$
H	Kanal uzunluğu $[m]$
k	Isı iletim katsayısı $[W/mK]$
L	Engellerin birbirine olan uzaklıkları $[m]$
L/D	Engellerin birbirine uzaklığının kanal çapına oranı $[L/D]$
Nu	Nusselt Sayısı $[=Q.D_h/\Delta T.k]$
P	Basınç $[Pa]$
Pr	Prandtl Sayısı $[=\mu.C_p/k]$
q	Isı akısı $[W/m^2]$
$Q_{ışınım}$	Işınım ile olan ısı transferi
Re	Reynolds Sayısı $[=V.\rho.D_h/\mu]$
Ri	Richardson Sayısı $[=Gr/Re^2]$
T	Sıcaklık $[^\circ C]$
T_o	Kanal girişindeki su sıcaklığı $[^\circ C]$
T_w	Yarı silindirik engelin ortalama sıcaklığı $[^\circ C]$
u, v	Hız bileşenleri $[m/s]$
u_o	Akışkan hızı $[m/s]$
W	Kanal genişliği $[m]$
α	Isıl yayılım katsayısı $[m^2/s]$
ρ	Akışkan yoğunluğu $[kg/m^3]$
μ	Dinamik Viskozite $[Pa.s]$
ν	Kinematik Viskozite $[m^2/s]$

GİRİŞ

Son dönemlerde artan enerji maliyetleri ve endüstrileşen dünyadaki rekabet mühendislik uygulamalarında insanları daha çok verim elde etme yoluna itmiştir. Akış uygulamalarında da daha fazla verim elde etmek için farklı parametrelerin, ısı transferine ve akış karakteristiklerine etkisinin belirlenmesi önemli bir rol oynamaktadır. Özellikle kanal içi akış uygulamalarında, doğal taşınım ve karışık taşınım son zamanlarda çok büyük bir ilgi çekmektedir. Bunun nedeni ise doğal ve karışık taşınımın sessiz ve daha güvenilir işletme olanakları sunuyor olmasıdır. Çoğu elektronik ekipmanlar, bloklanan akışlardaki düzgün olmayan yüzeylerin ısıtılması ve çıkıntılı yüzeylerdeki akış uygulamaları doğal ve karışık konveksiyon uygulamalarına örnek olarak gösterilebilir. Kanal içi akışlarda ısı transferi ve akış karakteristikleri kanalın ve engelin geometrisi, akışkan ve engel arasındaki sıcaklık farkı ve akışkanın hızı gibi birçok parametreye bağlıdır. Kanal içi akışlarda genellikle akış bir engel veya blokla sınırlandırılmakta, bu yüzeylerden olan akış ve ısı transferi karakteristikleri detaylı bir şekilde incelenmektedir.

Bu çalışmanın amacı; engellerle sınırlandırılan kanal içi akışlarda farklı parametrelerin ısı transferine ve akış karakteristiklerine etkilerini incelemek, yeni yaklaşımlar yaparak akış uygulamalarında kullanılacak ekipmanların verimlerini arttırmak, maliyetlerini düşürmek, daha güvenli ve çevreye duyarlı ürünler yapabilmektir. Bu parametrelerin başında; akışkan tipi, akışın kısıtlandığı engelin geometrisi ve boyutları gelmektedir. Literatürde zorlanmış taşınım ve doğal taşınım ile ilgili çalışmalar yapılmış olsa da, karışık taşınım ile ısı transferinin arttırılmasına yönelik çalışmalar ve karışık taşınım farklı parametrelerin etkisinin incelendiği çalışmalar oldukça sınırlıdır.

Bu kapsamda; literatürdeki çalışmalar incelendiğinde; Adache ve Uehara (2001) çalışmalarında, ana akış yönünde periyodik olarak sıralanmış oyuklardaki basınç düşümü ve ısı transferi arasındaki ilişkiyi 2 boyutlu olarak varsayılan çeşitli kanal konfigürasyonlarıyla tam gelişmiş akış ve sıcaklık bölgelerinde incelemişlerdir. Kararlı akıştan titreşimli bölgeye geçişte ısı transferinin ve basınç düşümünün arttığını gözlemlemişlerdir. Auletta vd. (2001) dik ve simetrik olarak ısıtılmış aşağı yönlü akışın olduğu kanalda adyabatik genişlemenin etkilerini deneysel olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Sonuç olarak; kanalın uzama ve genişleme oranlarına bağlı olarak ısı transfer miktarının %10-20 oranında değiştiğini tespit etmişlerdir. Barboy vd. (2012) çalışmalarında; duvar geometrisinin, akışkan akışına ve kanaldaki ısı transferine etkilerini sabit ısı akısı bulunan dalgalı duvarın enerji kaybı ile birlikte incelemiştir. Duvardaki dalgalılık, dalga genişliği ve periyodu ile karakterize edilen değişkenlerin ısı transferini belirgin şekilde etkilediğini gözlemlemişlerdir.

Barletta ve Zanchini (1999), çalışmalarında dik bir kanaldaki referans akışkan sıcaklığı seçiminin tam gelişmiş bir akışta, karışık ısı taşınım problemi içinde çözüme etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Referans sıcaklığın seçiminin, hız profilleri ile basınç ve hidrostatik basınç arasındaki farkın eksenele değişikliği üzerindeki etkisi ile belirlenebileceğini ortaya koymuşlardır. Boutina ve Bessaih (2011), çalışmalarında eğimli bir kanalda ve laminar olarak incelenen bir akıştaki eş iki ısı kaynağının karışık taşınım yoluyla soğutulmasını incelemiştir. Kanalın eğiminin, ısı kaynaklarının boyutlarının ve aralarındaki mesafenin değiştirilmesinin ısı transferine önemli etkileri olduğunu belirlemişlerdir.

Du vd. (1998) çalışmalarında birbirinden ayrı ısıtıcıların bulunduğu üstü ve altı açık dik bir kanaldaki karışık ısı transferini sayısal olarak irdelemişlerdir. Akışın kararlı ve laminar olduğu varsayılırken çözümlenmeler iki boyutlu olarak yapılmıştır. Giriş ve çıkışların uzunluk oranları ve kanaldaki ısıtıcıların pozisyonlarının ısı transferine ve akışa olan etkileri

incelenmiştir. Forooghi ve Hooman (2013), çalışmalarında iki dalgalı plaka arasında, kaldırma kuvvetlerinin etkisinde türbülanslı bir akıştaki ısı transferini nümerik olarak incelemişleridir. Kaldırma kuvvetinin etkisiyle oluşan akışlarda ısı transferinin belli bir noktaya kadar azalırken belli bir noktadan sonra bu durumun değiştiğini, kaldırma kuvveti etkisine ters akışlarda ise durumun farklı geliştiğini tespit etmişlerdir. Buradaki akışlarda ısı transferi ve Grashof sayısının sürekli olarak arttığını ortaya koymuşlardır. Hamouche ve Bessaih (2009), çalışmalarında yatay bir kanalda ve laminar bir akışta iki elektronik parçanın temsili olarak konulan çıkıntılı iki ısı kaynağının hava ile soğutulmasındaki karışık ısı taşınımını sayısal olarak ele almışlardır. Yapılan çözümlerde; elektronik parçaların birbirlerine olan uzaklıklarının, genişliklerinin ve yüksekliklerinin değiştiğinde ısı transferinin artırılabilirdiği belirlenmiştir.

Herman ve Kang (2002), çalışmalarında oyuklu bir kanal içinde eğimli kanatçıklar kullanılarak karasız sıcaklık alanları ile yalın kanatçiksız oluklu kanalları karşılaştırmışlardır. Kararlı akıştan titreşimli akışa geçişin çoğunlukla $Re = 450$ civarında oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca; oyuklu kanatçıklı bir kanalda, yalın oyuklu kanala göre ısı transferinin 1,5-3,5 kat daha fazla olduğu, basınç düşümünün ise 3-5 kat arası daha fazla olduğu belirlenmiştir. Jang ve Yan (2004), çalışmalarında dik ve dalgalı bir yüzeydeki karışık ısı taşınımını ve kütle transferini sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Dalgalı yüzey üniform duvar sıcaklığı ve sabit duvar konsantrasyonu ile korunurken bu çevre şartlarından daha yüksek bir değerdir.

Lakkis ve Moukalled (2008), çalışmalarında izotermal olarak ısıtılmış bir kanalın konveks yüzeylerindeki laminar doğal konveksiyonu incelemişlerdir. Sonuç olarak; eğriliğin en küçük derecesindeki hesaplarda bütün Grashof değerlerinde kanalın çıkış bölümünde resirkülasyon alanları gözlemlemişlerdir. Eğrilik derecesi arttıkça Grashof değerleri ve resirkülasyon oluşumunda bir artış tespit etmişlerdir. Asimetrik dalgalı kanaldaki ve laminar akıştaki ısı transferinin artırılmasını sayısal olarak inceleyen bir çalışma Mills vd. (2016) tarafından yapılmıştır. Duvarın dalga periyodu ve genişliğinin basınç ve ısı transferi üzerindeki etkileri, kararlı ve kararsız akışlarda incelenmiştir. Sonuç olarak; akım oranlarının düşük olduğu kararlı rejimlerde ısı transferinin zenginliği duvarın dalgalılık büyüklüğüne bağlı iken, akım oranı arttığında ve kararsız rejime geçişte daha çok basınç düşümüne bağlı olduğu belirlenmiştir. Bu durumun, düz kanallarla karşılaştırıldığında Reynolds sayısının %50 daha az olduğu durumlarda bile daha fazla ısı transferi sağladığını tespit etmişlerdir. Moukalled vd. (2000) eğimli yüzeylerin ısıtıldığı ve duvarların adyabatik olarak sınırlandırıldığı dik bir kanaldaki

karışık ısı taşınımını sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Konveks yüzeyin ısıtıldığı kanalda kesit alanı artarken, akış hızının azaldığı ve buna bağlı olarak kaldırma kuvvetinin arttığı, ısıtılan yüzeylerin yakınlarda düşük Richardson sayıları görülürken karşı dik duvarda yüksek Ri sayıları olduğunu belirlemişlerdir.

Oztop (2005) çalışmasında eğrisel olarak şekillendirilmiş borudaki akışı ve ısı transferini sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmıştır. Akış geometrisinin ısı transferini ve akış karakteristiğini önemli ölçüde etkilediği tespit etmiştir. Rao ve Narasimham (2007) çalışmalarında yatay ve dik bir kanalda, tabaka üzerinde birbirine yatay olarak sıralanmış ısı üretimi olan parçalardan oluşan duvarın ortaya çıkardığı bileşik karışık konveksiyonu sayısal olarak irdelemişlerdir. Akışkandan iletim yoluyla tabakaya geçen ısı transferinin %41-%47 oranında arttığını tespit etmişlerdir. Singh vd. (2016) çalışmalarında bir ısı değiştiricide kıvrımlı iki plaka arasındaki ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlardan, Nusselt sayısı ve Reynolds sayısı arasında yeni korelasyonlar oluşturmuşlardır. Tanda (2004) çalışmasında tekrar edilen engellerin kullanıldığı bir ısı değiştiricide türbülans ile birlikte ısı transferinin iyileştirilmesini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmasında yerel ısı transferi katsayıları türbülanslı akış rejimi için farklı engel şekilleri ve engelsiz durumlar açısından karşılaştırmıştır.

Kılıç ve Başkaya (2017) çalışmalarında sabit ısı akılı yüzeyde ısı transferinin, farklı geometride akış yönlendiriciler ve çarpan akışkan jetin birlikte kullanılması sonucu iyileştirilmesini sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada, akış yönlendirici kullanılarak ve kullanılmayarak kanal içindeki akış ve ısı transferi farklı Reynolds sayıları ve kanal yüksekliği jet hidrolik çapı (H/D_h) oranları için incelenmiştir. Sonuç olarak; çarpan akışkan jet ile farklı geometride akış yönlendiricilerin birlikte kullanılarak; ısı transferinde akış yönlendirici kullanılmaması durumuna göre %28'e kadar bir artış sağlanabildiğini gözlemlemişlerdir. Re sayısının artması ile ısı transferinin artış gösterdiği tespit edilmiştir. Çarpan akışkan jetlerin akış yönlendiricilerle ve kanatçıklı yüzeylerle kullanılması diğer önemli ısı transferini artırma yöntemleridir (Çalışır vd., 2017).

Wahba (2011) çalışmasında akışın dik olarak yönlendirildiği bir kanalda ani genişlemenin akış yapısındaki ve ısıtma soğutma üzerindeki etkilerini sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmıştır. Çalışmasında, simetrik olarak ısıtılan kanalda duvarın yakınlardan akış ayrılırken merkezde ters bir akış yapısı oluştuğu, simetrik soğutmada ise dalgalı bir yapı oluşurken ısı transferi jet etkisiyle önemli bir şekilde arttığını tespit etmiştir. Wang ve Vanka (1995)

çalışmalarında periyodik olarak sıralanmış dalgalı bir kanalda akışın ısı transferi düzeylerini sayısal bir çalışma ile incelemişlerdir. Rosas vd. (2017) çalışmalarında; dik bir kanalda bir tarafı adyabatik ve izole edilmiş bir duvar ile sınırlandırılan diğer tarafında ise belli bir ısı akısına sahip yarı silindirik bir engel bulunan sistemdeki karışık konveksiyon ile elde edilen ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuçlarında, yerel sıcaklık dağılımlarını yarı silindirik engelin açıl pozisyonlarına göre ve kanal içindeki uzunlukları boyunca gösterirken onların 3D vorteks yapılarla ilişkileri ve engele yakın yerdeki gelişimlerini incelemişlerdir.

Kilic vd. (2017) tek bir çarpan jet ve akış yönlendiriciler kullanarak, elektronik sistemlerden olan ısı transferinin iyileştirilmesini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Farklı Re sayıları, farklı ısı akıları, farklı jet-çarpma noktası uzaklıkları çalışmada kullanılan parametrelerdir. Sonuç olarak yerel ve ortalama Nu sayıları, akış yönlendiriciler arası mesafe, jet hidrolik çapı-çarpma noktası uzaklığı oranı ve akış yönlendirici yüksekliği-kanal yüksekliği oranının bir fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Isı transferinin, akış yönlendiricilerin uzunluğu, konumu ve açıl pozisyonlarına göre hassas bir şekilde değiştiğini görmüşlerdir. Young ve Vafai (1999), çalışmalarında zorlanmış taşınım ile ısı transferinin sayısal olarak incelemiştir. Kanal içinde sıkıştırılmaz akış ile birlikte tek duvara sıralanmış ve ısıtılmış engeller akış geometrisini oluşturmuştur. Engellerin yüksekliği, genişliği, aralarındaki boşluklar, sayıları, ısı iletim katsayıları, ısıtılma metotları ve akışkanın akım oranının değiştirilmesinin ısı transferine etkilerini irdelemişlerdir.

Young ve Vafai (1998) çalışmalarında bir kanaldaki ısıtılmış engellerin taşınım ile soğutulmasını sayısal olarak incelemişlerdir. Engel yüksekliğinin, genişliğinin, ısı iletkenliğinin, akış özelliklerinin ısı transferini önemli ölçüde etkilediğini tespit etmişlerdir. Özdemir (2018) dik ve içerisinde ısı akısına sahip yarı silindirik engeller bulunan bir kanaldaki karışık konveksiyonu sayısal olarak incelemiştir. Kanal içerisindeki engellerin konumlarının ve geometrilerinin karışık konveksiyonla olan ısı transferini önemli ölçüde etkilediğinin belirlemiştir.

Yukarıdaki sunulan ayrıntılı çalışmalardan görüldüğü gibi literatürde sunulan çalışmalarda akışkan olarak genellikle hava ve diğer akışkanlar kullanılırken suyun çok az çalışmada analiz edildiği görülmüştür. Bu çalışmada; literatürde fazla örneği olmayan su kullanılmıştır. Akışkan olarak suyun kullanılması hem kolay bulunabilen bir akışkan olması hem de çevreye zarar vermemesi sebebiyle tercih edilmiştir. Ayrıca incelenen sayısal çalışmalarda genellikle zorlanmış

veya doğal konveksiyon incelenirken karışık konveksiyonun çok irdelenmediği görülmüştür.

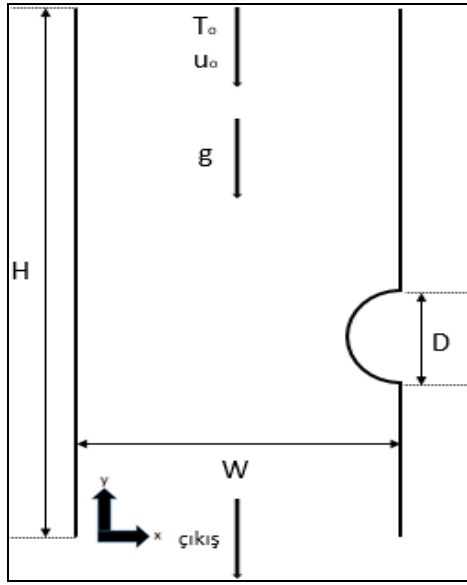
Çalışmamızda karışık konveksiyon incelenmiş ve karışık konveksiyonun avantajlarından yararlanılabilmesi öngörülmüştür. Bunun yanı sıra; literatürdeki çalışmalar incelenirken genellikle Reynolds ve Grashof sayılarının belli değerlerinin ısı transferi ve akış dinamikleri üzerindeki etkileri incelenirken Richardson sayısının etkilerinin incelenmediği görülmüştür. Bu çalışmada; Richardson sayısındaki değişimin ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Ayrıca literatürde kanal genişliklerinin, engellerin boyutlarının ısı transferine olan etkileri detaylı olarak incelenmemiştir. Bu çalışmada; tanımlı uzunlukların değiştirilmesi ile ilgili parametrik çalışmalar yapılarak ısı transferine etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Literatürdeki çalışmalarda; Reynolds sayıları genellikle 2300-25900 arasında zorlanmış taşınımın etkin olduğu çalışmalar incelenirken, bizim çalışmamızda Reynolds sayıları 100-200 arasında alınarak karışık konveksiyonun etkilerinin yoğun olduğu bir çalışma ele alınmıştır. Ayrıca literatürdeki çalışmalarda Grashof sayısı 10-1000 aralığında incelenirken bizim çalışmamız kapsamında 10^3 - 10^7 aralığında incelenmiştir. Grashof sayısının bu aralıkta incelenmesiyle kaldırma kuvvetlerinin, akış dinamikleri ve ısı transferi üzerindeki etkilerinin detaylı bir şekilde incelenmesi amaçlanmıştır.

SAYISAL MODEL VE MATEMATİKSEL FORMÜLASYON

Bu bölümde, oluşturulan sayısal model, korunum denklemleri ve sınır şartları sunulmuştur. Bu çalışmada bir sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) kodu olan FloEFD paket programı kullanılmıştır. FloEFD, kütle, momentum ve enerji korunumu denklemlerini ihtiva eden Navier-Stokes denklemlerini çözmektedir. Bu denklemler, akışkanın özelliğini tanımlayan hal denklemleri ile desteklenmektedir. FloEFD, verilen sınır şartlarını kullanıp gerekli korunum denklemlerini sonlu hacimler yöntemini kullanarak çözmektedir. Şekil 1'de sayısal çalışma kapsamında incelenmiş olan sayısal model yer almaktadır (Özdemir, 2018). Dik bir kanalda, bir tarafında yarı silindirik engelin bulunduğu, diğer taraflarının ise adyabatik bir duvar ile sınırlandırıldığı, yarı silindirik engelin ise ısı akısına sahip olduğu sayısal modeldeki karışık konveksiyon incelenmiştir. Analiz edilen modelde farklı Reynolds ve Richardson sayılarındaki ısı transferi ve akış karakteristikleri incelenmiştir. Sayısal modelde akışkan olarak su kullanılmıştır. Kanaldaki akış $Pr=7$ sayısında analiz edilmiş olup akış laminar olarak kabul edilmiştir. Su kanalın üst noktasından belli bir hız ile giriş yapmakta ve yer çekimi etkisiyle hareket etmektedir. Akışkanın giriş sıcaklığı $T_0 = 20^\circ\text{C}$ 'dir. Akışkanın giriş sıcaklığı referans sıcaklıktır ve sabit

olarak alınmıştır. Akışkanın giriş hızı u_0 olarak gösterilmiştir.

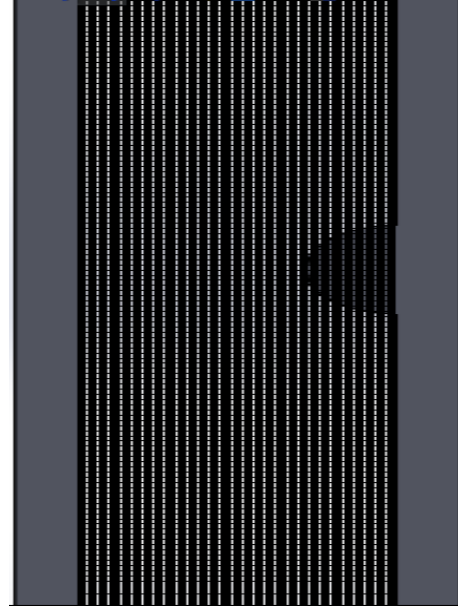
Yarı silindirik engellerden üstteki engel kanalın girişinden itibaren 1m alta konumlandırılmıştır. Kanalın genişliği $W=0,05$ m'dir. Kanalın uzunluğu $H=1,8$ m'dir. Kanaldaki yarı silindirik engelin çapı D olarak gösterilmiştir. Akış oranı (engelin yarıçapının kanal genişliğine oranı) BR olarak gösterilmiştir. Hesaplanan model iki boyutlu olarak incelenmiştir. Problemin sayısal çözümünde x-y koordinat sistemi kullanılmıştır. Her bir parametrenin değişiminin ısı transferine ve akış dinamiklerine olan etkisi incelenmiştir.



Şekil 1. HAD model geometrisi

Sayısal modelde kullanılan hücre yapısı Şekil 2'de sunulmuştur (Özdemir, 2018). Yarı silindirik akış yönlendiriciye yakın yerlerdeki hız ve sıcaklık dağılımlarını daha iyi görmek için bu bölgelere daha yoğun hücre oluşturulmuştur. Bunun sebebi; akış yönlendiriciye yakın yerdeki ısı transferi ve akış değişimlerinin daha fazla olmasıdır.

Sayısal çalışma kapsamında iki boyutlu, sürekli, laminar, sıkıştırılamaz akış incelenmiştir. Çalışmada yer çekimi kuvveti aşağı yönlü olarak modellenmiş ve kaldırma kuvvetlerinin etkisi sayısal çalışmada hesaba katılmıştır.



Şekil 2. Hücre yapısı

Kartezyen koordinatlarda kararlı halde sıkıştırılamaz akışlar için süreklilik, x ve y yönlerindeki momentum ve enerjinin korunum denklemleri aşağıda verilmiştir.

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

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

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

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (4)$$

Sayısal modelin karşılaştırılmasında kullanılan boyutsuz sayılardan, değiştirilmiş Grashof sayısı Eş. 5'te sunulmuştur.

$$Gr^* = \frac{g \beta q D^4}{k \nu^2} \quad (5)$$

Değiştirilmiş Richardson sayısı aşağıdaki eşitlikte gösterilmiştir.

$$Ri^* = \frac{Gr^*}{Re^2} \quad (6)$$

Reynolds sayısı Eş. 7 ile hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{u_0 D}{\nu} \quad (7)$$

Prandtl sayısı Eş. 8'de sunulmuştur.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (8)$$

Nusselt sayısı ise aşağıdaki denklemden hesaplanmıştır:

$$Nu = \frac{qD}{k(T_w - T_o)} \quad (9)$$

Burada q ısı akısı, T_w yarı silindirik engelin ortalama sıcaklığı, k ısı iletim katsayısı ve D yarı silindirik akış yönlendiricinin çapıdır. Duvarlarda kayma gerilmesi ve hız sıfır olarak alınmıştır. Akış yönlendiricilerde sabit ısı akısı uygulanmıştır. Problemden akış dinamikleri ve ısı transferi sürekli akış koşullarında çözümlenmiştir. Radyasyon etkisi dikkate alınmamıştır. Kanal girişindeki suyun sıcaklığı $T_o=20^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. Problemin çözülmesinde uygulanacak sınır şartları Tablo 1’de sunulmuştur (Özdemir, 2018).

Tablo 1. Sınır Şartları

	u	v	T
Giriş	$u = 0$	$v = u_o$	$T = T_o$
Duvar	$u = 0$	$v = 0$	$\partial T / \partial n = 0$
Akış yönlendirici	$u = 0$	$v = 0$	$q'' = \text{ısı akısı}$
Çıkış	$\partial u / \partial y = 0$	$\partial v / \partial y = 0$	$\partial T / \partial y = 0$

SAYISAL SONUÇLARIN DOĞRULANMASI

Bu bölümde FloEFD yazılımı ile gerçekleştirilen sayısal çalışmanın referans olarak alınan çalışmayla karşılaştırılması ve doğrulanması yapılmıştır. Referans olarak Rosas vd. (2017) çalışması alınmıştır. Yazılımda korunum denklemleri sonlu hacimler yöntemine dayalı bir sayısal yöntem ile çözdürülmektedir. Yazılımda kartezyen koordinatlar kullanılmaktadır. Kontrol hacimleri (hücre yapıları) dikdörtgen paralel yüzüldür. Geometri sınırlarında kartezyen “cut cell” yaklaşımı kullanılmaktadır. Bu yaklaşıma göre, sınır yüzeylerine yakın hücreler geometriyi kesmektedir. Dolayısıyla, sınıra yakın hücreler çokgendirler ve gelişigüzel yönde yüzeylere sahiptirler. Bu nedenle, FloEFD dikdörtgen hücrelerin avantajları ile yüksek doğruluğa sahip geometri sınır hücrelerini birleştirmektedir. Bununla birlikte, yerel sıkılaştırmalar yapılarak geometrik ve nümerik çözüm özellikleri dikkate alınmaktadır. Bu genelde, katı/akışkan ara yüzeylerinde, yüksek gradyanlar söz konusu olduğunda, vb. durumlarda kullanılmaktadır. Tüm fiziksel parametreler hücre merkezlerinde depolanmaktadır. Kontrol hacmi yaklaşımı bir önceki bölümde sunulan korunum denklemlerini cebrik ayrıklaştırılmış denklemlere dönüştürmekte ve denklemlerin iteratif olarak çözümü gerçekleştirilmektedir. Uzaysal türevler implicit sonlu fark operatörleri ile ikinci mertebe doğrulukta elde edilmektedir. Zamansal türevler ise implicit birinci mertebe doğrulukta Euler tekniği ile elde edilmektedir. Konvektif akılar için upwind yaklaşımı kullanılmaktadır. Difüzyon terimleri için merkezi farklar yöntemi kullanılmaktadır. Süreklilik ve konveksiyon/difüzyon denklemleri için time-implicit yaklaşımı ile operatör ayrıklaştırma tekniği ile birlikte kullanılmaktadır. Bu yöntem ile basınç-hız bağlantısı

çözümü mümkün hale gelmektedir. Bu işlemi SIMPLE benzeri bir yaklaşımı izleyerek, cebrik işlemler ile eliptik tip ayrık basınç denklemi elde edilmektedir. Çözümlerde öncelikle çözümün doğruluğu araştırılmıştır. Artık değerlerin süreklilik, momentum ve enerji için 10^{-3} oranından daha düşük olması durumunda çözümün yakınsadığı kabul edilmiştir. Tablo 2’de; sayısal çalışma sonuçları giriş ve çıkış bölgesindeki kütle ve enerji değerleri olarak sunulmuş ve fark değeri belirlenmiştir. Kütle ve enerji korunum denklemlerinin sağlandığı ve sonuçların yakınsadığı görülmüştür.

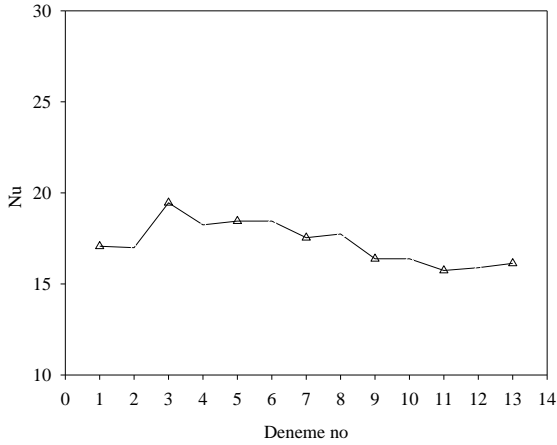
Tablo 2. Sayısal çözümde kütle ve enerjinin korunumu

Hedef	Birim	Kanal Girişi	Kanal Çıkışı	Fark	Yakınsama
Kütle	kg/s	0,0018	0,0018	0	Evet
Enerji	W	2171,521	2171,812	0,291	Evet

Çözümün doğruluğunun araştırılması kapsamında gerçekleştirilen bir diğer çalışma çözümünün hücre sayısından bağımsızlaştırılmasıdır. Bu kapsamda; x ve y koordinat sistemlerinde olmak üzere, $30 \times 145 - 140 \times 475$ aralığında 13 farklı hücre yapısı oluşturulmuş ve bu hücre sayılarında simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve çözümlerin hücre sayılarından bağımsız hale getirilmesi sağlanmıştır. Tablo 3’te her deneme için oluşturulan hücre sayısı ve Şekil 3’te Nusselt sayısının hücre sayısı ile değişimi sunulmuştur. Şekil 3’de Nusselt sayısının hücre sayısı ile değişimi sunulmuştur (Özdemir, 2018). Çözüm; 12 numaralı hücre sayısı olan 120×415 ’den sonra yaklaşık olarak sabit hale gelmekte ve hücre sayısından bağımsızlaşmaktadır. Bu nedenle, 120×415 hücre sayısı tüm çözümlerde kullanılmıştır.

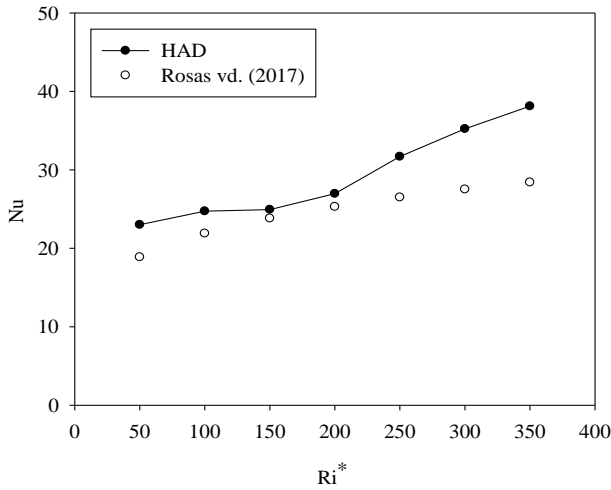
Tablo 3. Her deneme için oluşturulan hücre sayısı

Deneme	x hücre sayısı	y hücre sayısı	Toplam hücre sayısı
1	30	145	4350
2	40	175	7000
3	50	205	10250
4	60	235	14100
5	65	250	16250
6	70	265	18550
7	80	295	23600
8	90	325	29250
9	100	355	35500
10	110	385	42350
11	120	415	49800
12	130	445	57850
13	140	475	66500



Şekil 3. Hücre sayısından bağımsızlaştırma

Sayısal çalışma sonuçları; literatürde yer alan Rosas vd. (2017) deneysel çalışması ile de karşılaştırılmıştır. Şekil 4'te sayısal sonuçlar, deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve deney sonuçları ile model sonuçları arasındaki farkın ($Ri=50-200$ aralığında) %4,4 ile %17,9 aralığında değiştiği belirlenmiştir. Sayısal sonuçlarla, deneysel sonuçlar arasındaki farkın daha az olduğu aralıkta çalışmak amacıyla; geometrinin daha az karmaşık olduğu 1.nci parametrede (alt alta iki engelin bulunduğu) Ri sayısı $Ri=50-300$ aralığında alınırken, daha fazla engelin bulunduğu (alt alta ve karşılıklı 4 engel) kısmen daha karmaşık geometrilere sahip diğer parametrelerde Ri sayısı $Ri=50-200$ aralığında alınmıştır (Özdemir, 2018).



Şekil 4. Model sonuçlarının deney sonuçları ile karşılaştırılması

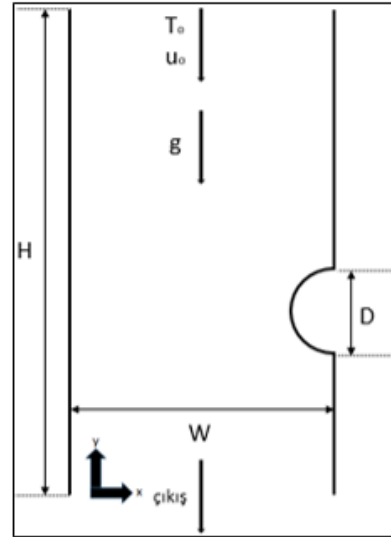
BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde sayısal sonuçlar üç başlık altında incelenmiştir:

- Tek yarı silindirik engel bulunan kanaldaki karışık konveksiyonun incelenmesi
- Alt alta bulunan iki yarı silindirik engeldeki karışık konveksiyonun incelenmesi
- Karşılıklı bulunan iki yarı silindirik engeldeki karışık konveksiyonun incelenmesi

Tek yarı silindirik engel bulunan kanaldaki karışık konveksiyonun incelenmesi

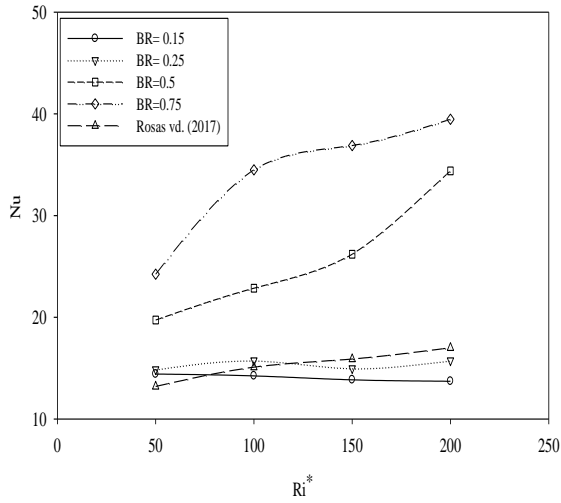
Dik ve içerisinde ısı akısına sahip yarı silindirik bir engel bulunan kanaldaki karışık konveksiyonun incelendiği problemin şematik gösterimi Şekil 5'te gösterilmiştir. Yarı silindirik engelin çapı D olarak gösterilmiştir ve sabit ısı akısına sahip olduğu kabulü yapılmıştır. Kanalın girişindeki suyun sıcaklığı $T_o=20^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. Kanalın genişliği sabit ve W olarak, kanalın uzunluğu ise sabit ve H olarak gösterilmektedir. Bu parametrenin birinci aşamasında BR oranlarının (engel çapının kanal genişliğine oranı (D/W)) değiştirilmesinin, farklı Richardson (Ri) sayılarında, Nu sayısına olan etkileri incelenmiştir. Kanal genişliği sabit tutularak, yarı silindirik engelin çapı değiştirilmiştir. Çalışmada; su, kanalın girişinden belli bir u_o hızıyla girmekte ve yerçekiminin etkisiyle hareket etmektedir.



Şekil 5. Tek yarı silindirik engelin geometrik gösterimi

Şekil 6'da BR oranının değiştirilmesinin, $Re=100$ için Nusselt sayısına olan etkisi gösterilmektedir. Sonuç olarak; BR oranının artırılmasının ısı transferini arttırdığı görülmüştür. Yarı silindirik engelin çapının artırılmasıyla birlikte, yüzey alanının artması ve engelle daha fazla akışkanın temas etmesi sonucunda ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. $BR=0,15$ değerinde; engelin kanal içerisindeki yüzey alanı çok küçük olduğundan, kaldırma kuvvetleri etkisi arttırıldığında bile (Ri sayısının değerinde artış olmasına rağmen) Nu sayısında belirgin bir artış olmadığı görülmüştür. $BR=0,15$ değerinden $0,75$ değerine yükseltildiğinde; Ri sayısı arttırıldığında ($Ri=50$ 'den $Ri=200$ değerine) ortalama Nu sayısındaki artışın %1 değerinden %58,3 değerine arttığı belirlenmiştir. Hız ve basıncın ise engelin çapının artmasıyla ters orantılı olarak, azaldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca elde edilen sonuçlar, grafikte

Rosas ve arkadaşlarının (2017) deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılmış (Rosas ve arkadaşlarının deneysel çalışmasında BR= 0,285 olarak alınmıştır.) ve oldukça uyumlu olduğu görülmüştür.

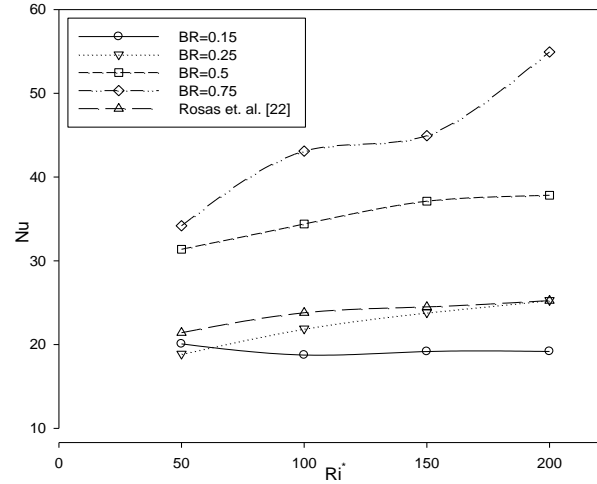


Şekil 6. Nu sayısının farklı Ri sayısı ve farklı BR değerlerine göre, Re=100, W=0,05 m

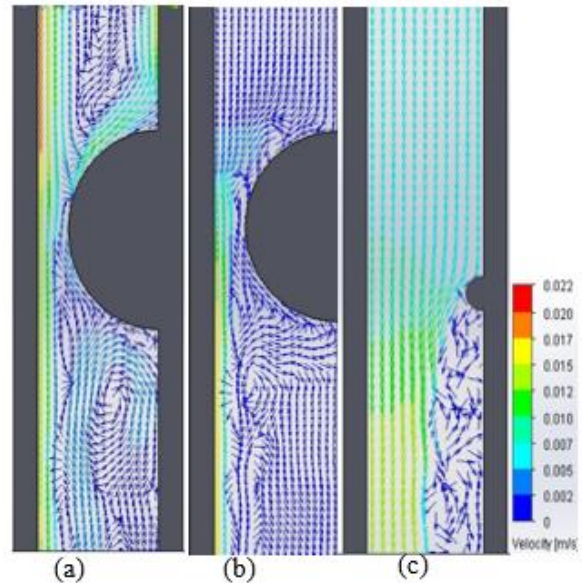
Bu parametrenin ikinci aşamasında Re sayısının etkisinin görülebilmesi amacıyla, Şekil 7’de Nusselt sayısının BR oranına göre değişimi, Re=200 için incelenmiştir. Yarı silindirik engelin çapının artırılmasıyla birlikte yüzey alanı artmış, engelle temas eden akışkan hızının artması ile hidrodinamik sınır tabaka artmış ve ısıl sınır tabakanın azalmasına bağlı olarak ısı transferi artmıştır. Kanal içerisinde akan akışkanın hız ve basıncının ise engelin çapının artmasıyla ters orantılı olarak azaldığı gözlemlenmiştir. Re sayısı artırıldığında; Nu sayısındaki artış düşük Ri sayılarında, yüksek Ri sayılarına göre daha az gerçekleşmiştir. Bunun sebebi; çalışılan geometride yerçekimi etkisiyle oluşan zorlanmış taşınım ile ısı transferi, doğal taşınım ile oluşan ısı transferine azaltıcı (negatif) bir etkiye sahiptir. Zorlanmış taşınım bu geometride doğal taşınımı azaltıcı yönde etkilemektedir. Dolayısıyla; düşük Ri sayılarında zorlanmış taşınımın Nu sayısını azaltıcı etkisi daha fazla olurken, yüksek Ri sayılarında (Ri= 150-200), Gr sayısındaki artışa bağlı olarak, zorlanmış taşınımın azaltıcı etkisi daha az oluşmaktadır.

Şekil 8’de BR oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının vektörel hız dağılımı üzerindeki etkisi gösterilmektedir. BR oranının artması ile yüzey alanı artmakta ve bu durumda akışkanın engele daha fazla teması sağlanmakta ve ısı transferi artmaktadır. Değiştirilmiş Richardson sayısının artırılması ile özellikle akışkan hızının azaldığı engelin üst bölgesinde ve engelin alt bölgesinde daha belirgin şekilde kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile girdaplar oluştuğu tespit edilmiştir. Girdap oluşumunun artması ile yüzeye yakın bölgelerde, ısıl sınır tabaka kalınlığı azalmakta ve ısı transferi artmaktadır. Sabit Reynolds

sayısında değiştirilmiş Richardson sayısı Grashof sayısı ile doğru orantılıdır. Değiştirilmiş Richardson sayısının artması, doğal taşınımı arttırdığından (Grashof sayısının artması) sonuç olarak ısı transferini arttırmaktadır.



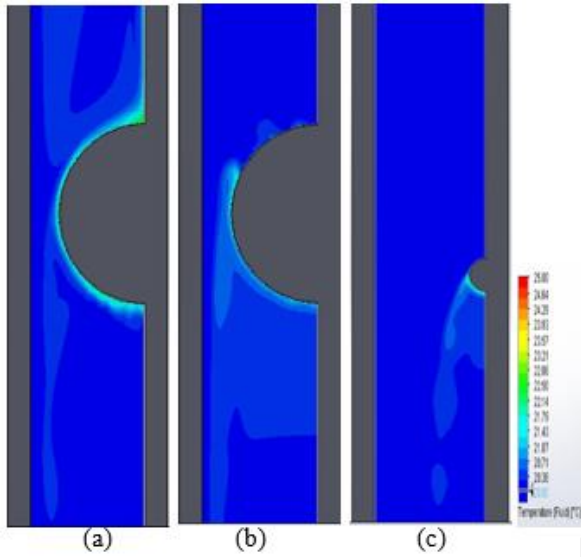
Şekil 7. Nu sayısının Ri sayısı ve farklı BR değerlerine göre, Re=200, W=0,05 m



Şekil 8. Vektörel hız dağılımı, Re=100 (a) BR=0,75, Ri=200, (b) BR=0,75, Ri=50, (c) BR=0,15, Ri=200

Doğal taşınımın etkisinin bir göstergesi olan Grashof sayısının, karışık konveksiyonun etkilerinin incelendiği bu çalışmada, doğal konveksiyonun Re=100 değerinde zorlanmış taşınımına oranla daha etkin olduğu belirlenmiştir. BR oranının azalmasının (BR=0,15’de), yer çekimi yönünde zorlanmış taşınımına bağlı olarak oluşan akışkan hızının arttığı, kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile engel yüzeyine yakın bölgelerde oluşan vortekslerin azaldığı ve zorlanmış taşınım etkilerinin, doğal taşınım etkilerine daha baskın geldiği görülmüştür. Şekil 9’da BR oranlarının ve değiştirilmiş Richardson sayısının, sıcaklık konturu dağılımı üzerine etkisi gösterilmiştir. Re=100 için, BR oranının artması, yüzey alanını artırarak ısı transferini arttırmıştır.

Düşük BR oranlarında ($BR=0,15$) yer çekimi yönünde zorlanmış taşınımaya bağlı akışkan hızı arttığı engelin üst bölgesinde ısı sınır tabakanın azalmasına bağlı ısı transferi artmış, hızın azaldığı engelin alt bölgelerinde ise, ısı sınır tabaka kalınlaşmış ve ısı transferi azalmıştır. Yüksek BR oranlarında ise ($BR=0,75$), engelin duvara bağlantı noktasına yakın olan alt ve üst bölgelerde, hızın azalmasına bağlı olarak, ısı sınır tabaka kalınlaşmış ve ısı transferi azalmıştır. Bu bölgelerde, zorlanmış taşınımaya negatif bir etki gösteren doğal taşınım etkisi daha belirgin olarak görülebilmektedir.



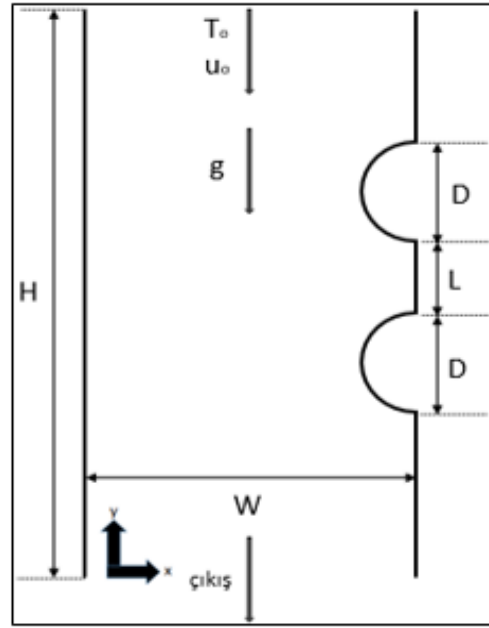
Şekil 9. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=100$ (a) $BR=0,75$, $Ri=200$, (b) $BR=0,75$, $Ri=50$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

Değiştirilmiş Richardson sayısındaki artış ise; doğal taşınım etkilerinin zorlanmış taşınım etkilerine göre daha belirgin şekilde ortaya çıkmasına sebep olmuş ve bu ısı transferini azaltıcı etki özellikle engelin üst ve alt bölgesinde (akışkan hızını azaldığı bölgelerde) ısı sınır tabakanın artışına sebep olmuştur.

Alt alta bulunan iki yarı silindirik engeldeki karışık taşınımın incelenmesi

Bu bölümde; dik ve iki tarafı adyabatik duvarlarla sınırlandırılmış ve yüzeyinde ısı akışı olan, alt alta bulunan iki yarı silindirik engelin bulunduğu bir kanaldaki ısı transferine ve akış dinamiklerine farklı parametrelerin etkisi incelenmiştir. İncelenen problemin şematik gösterimi Şekil 10'da sunulmuştur. Yarı silindirik engeller aynı çaptadır ve çapları D olarak gösterilmektedir. Yarı silindirik engellere sabit ısı akışı verilmektedir. Kanal girişindeki akışkanın sıcaklığı sabit $T_o=20^\circ C$ 'dir. Engellerin birbirine olan uzaklıkları L , kanalın genişliği W , kanalın uzunluğu H , engellerin birbirine uzaklığının kanal çapına oranı (L/D) olarak gösterilmiştir. Bu bölümde $Re=200$ için, $BR=0,5$ değerinde L/D oranının ve Ri sayısının değiştirilmesinin Nusselt sayısına olan etkisi incelenmiştir. Çalışmada, akışkan kanalın girişinden

belli bir u_o hızıyla girmekte ve yerçekiminin etkisiyle hareket etmektedir. Dolayısıyla; zorlanmış taşınım etkileri, doğal taşınım etkileri ile ters yönde bir etkiye sahiptir.

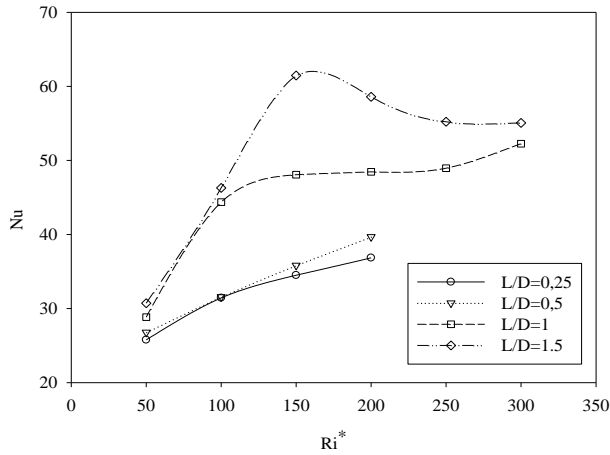


Şekil 10. İki yarı silindirik engelin kanal geometrisi

Üst engel için Nusselt sayısının farklı L/D oranına ve farklı Ri sayılarına göre değişimi, Şekil. 11'de sunulmuştur. Sonuç olarak; Nusselt sayısının engellerin birbirine olan uzaklıkları yani L/D oranlarının artmasıyla birlikte arttığı görülmüştür. $L/D=0,25-0,5$ aralığında engellerin birbirine çok yakın olması sebebiyle, zorlanmış taşınımından kaynaklanan akışkan hareketi engeller arası bölgede yavaşlamaktadır. Bu durum kaldırma kuvvetleri etkisi ile oluşan doğal taşınım etkilerinin (yüzeğe yakın bölgelerde yer çekiminin tersi yönünde oluşan vorteksler) daha belirgin şekilde oluşmasına sebep olmaktadır. Bunun sonucu olarak, engeller arası bölgede hapis olan ve hızı yavaşlayan akışkanın, ısınan akışkanı yüzeyden uzaklaştıramadığı (daha soğuk akışkanın yüzeye yakın bölgedeki daha sıcak akışkanın yerine geçemediğinden), dolayısı ile bu bölgede ısı transferinin artışına sebep olduğu belirlenmiştir. Bu durum Ri sayısı arttıkça Gr sayısının artışına bağlı olarak, Nu sayısının da artmasına sebep olmaktadır. Bu aralıkta $Ri=150$ değerine kadar L/D oranındaki artış Nu sayısında belirgin bir artışa sebep olmaz iken, $Ri=200$ değerinden sonra kaldırma kuvvetlerinin etkisi daha da belirginleşmekte ve Nu sayısı artmaktadır.

$L/D=0,5-1$ aralığında engellerin arasındaki mesafenin artışına bağlı olarak, düşük Ri sayılarında ($Ri=50-150$ aralığında) hem yerçekimi yönündeki zorlanmış taşınım etkileri hem de yerçekiminin aksi yönünde oluşan kaldırma kuvvetlerinin etkisi sebebiyle engellerin arasında oluşan girdapların büyümesine bağlı olarak, Nu sayısı belirgin bir şekilde artmıştır.

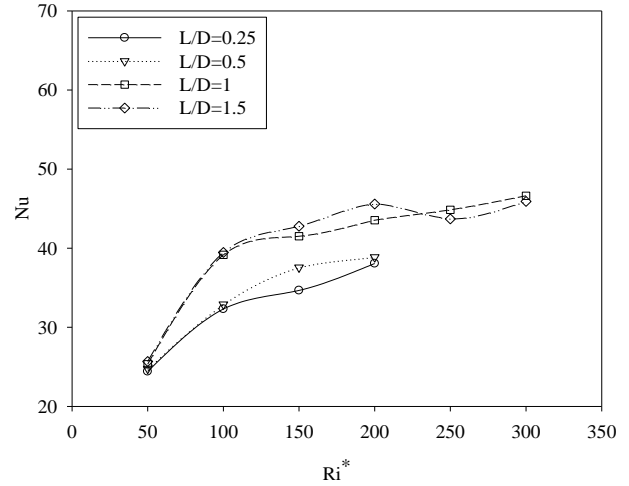
Ancak, $Ri=150-300$ aralığında Gr sayısının artışına bağlı olarak artan kaldırma kuvvetleri etkisi, zorlanmış taşınım etkilerine baskın gelmeye başlamış ve Nu sayısındaki artışı azaltıcı bir etki göstermiştir. Bu aralıkta; $L/D=1,5$ değerinde ortalama Nu sayısındaki azalışın %11,3 olduğu tespit edilmiştir. $Ri=300$ değerinde kaldırma kuvvetleri etkisinin belirgin bir şekilde baskın olması sebebiyle, engeller arasındaki mesafe arttırılrsa dahi ($L/D=1-1,5$ aralığında), Nu sayısında belirgin bir değişim olmadığı tespit edilmiştir. $L/D=0,25-1,5$ aralığında arttırıldığında; üst engelde ortalama Nu sayısında %59,4'lük bir artış olduğu, en yüksek Nu sayısının $L/D=1,5$ ve $Ri=150$ olduğu durumda meydana geldiği tespit edilmiştir.



Şekil 11. Üst engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi, $Re=200$, $BR=0,5$

Alt engel için Nusselt sayısının farklı L/D oranına ve farklı Ri sayılarına göre değişimi, Şekil 12'de sunulmuştur. Alt engelde de üst engeldeki duruma benzer şekilde, L/D oranı arttıkça ortalama Nu sayısında artış olduğu tespit edilmiştir. Ancak tüm L/D oranları için Nu sayısındaki artış üst engele göre daha az gerçekleşmiştir. Bunun sebebinin; alt engel çevresinde doğal taşınım sonucu oluşan akışkan hareketinin üst engel tarafından engellenmesi ve doğal taşınım etkilerinin tam olarak görülememesinden kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

$L/D=0,25-0,5$ aralığında engellerin birbirine çok yakın olması sebebiyle, akışkan hızı azalmakta ve kaldırma kuvvetlerinin etkisi düşük Ri sayılarında ($Ri=50-100$ aralığında) daha belirgin bir şekilde görülmektedir. Bu durumun sebebinin; Ri sayısı arttıkça, Gr sayısının artışına bağlı olarak, Nu sayısının da artması olduğu değerlendirilmiştir. Bu aralıkta; $Ri=150$ değerinde L/D oranındaki artış Nu sayısında belirgin bir artışa sebep olur iken, $Ri=200$ değerinde belirgin bir artışa sebep olmamıştır. Bunun sebebinin; kaldırma kuvvetlerinin etkisinin Ri sayısındaki artışa bağlı olarak artmasına rağmen üst engelin, bu etkiyi azaltıcı bir etki göstererek yer çekimine zıt yöndeki akışkan hızının azalması olarak değerlendirilmiştir.

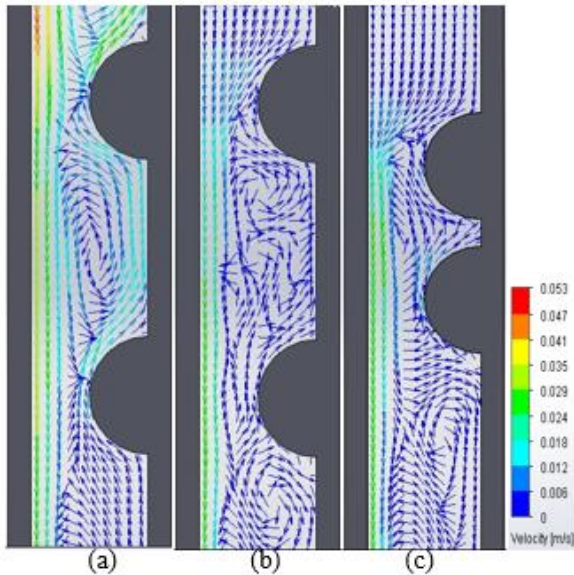


Şekil 12. Alt engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi, $Re=200$, $BR=0,5$

$L/D=0,5-1$ aralığında engeller arasındaki mesafenin artışına bağlı olarak, düşük Ri sayılarında ($Ri=50-100$ aralığında) hem yerçekimi yönündeki zorlanmış taşınım etkileri hem de yerçekiminin aksi yönünde oluşan kaldırma kuvvetlerinin etkisi sebebiyle engeller arasında oluşan girdapların büyümesine bağlı olarak, Nu sayısı belirgin bir şekilde, üst engelde olduğu gibi artmıştır. Ancak, bu artış bu bölgede oluşan kaldırma kuvvetlerinin sebep olduğu yer çekimine aksi yöndeki akışkan hareketine bağlı hızın yüksek değerlere çıkamaması sebebiyle Nu sayısı üst engeldekinden farklı olarak belirgin bir şekilde artış göstermemiştir. Bunun sebebi üst engelin kaldırma kuvvetleri sebebiyle oluşan akışkan hareketini engellemesidir. $Ri=150-300$ aralığında Gr sayısının artışına bağlı olarak artan kaldırma kuvvetleri etkisi, zorlanmış taşınım etkilerine, üstteki engelin akışkan hareketini engellemesi sebebiyle kısmen baskın gelmeye başlamış ve Nu sayısındaki artışı azaltarak devam etmiştir. Ancak doğal taşınımın Nu sayısını azaltıcı etkisi üstteki engel sebebiyle yüksek değerlere ulaşmadığından, Nu sayısında yerel olarak bir düşüşe sebep olmamıştır. $Ri=300$ değerinde kaldırma kuvvetleri etkisinin kısmen zorlanmış taşınım etkisine baskın olması sebebiyle, engeller arasındaki mesafe arttırılrsa dahi ($L/D=1-1,5$ aralığında), Nu sayısında belirgin bir değişim olmadığı tespit edilmiştir. $L/D=0,25-1,5$ aralığında arttırıldığında; alt engelde ortalama Nu sayısında %25,2'lik bir artış olduğu, en yüksek Nu sayısının $L/D=1$ ve $Ri=300$ olduğu durumda meydana geldiği tespit edilmiştir.

Farklı L/D oranının; $Re=200$, $Ri=200$ ve $BR=0,5$ değerlerinde; kanal içerisinde oluşan hız vektörlerinin dağılımı üzerindeki etkisi Şekil 13'te gösterilmiştir. Richardson sayısının artmasıyla birlikte, kaldırma kuvvetlerinin etkisi artmakta ve bu durumun vorteks oluşumunun artmasına sebep olduğu görülmektedir. Girdap oluşumunun artması, hidrodinamik sınır tabakanın artmasına ve ısı sınır tabakanın azalmasına sebep olmakta ve bu durum ısı transferini

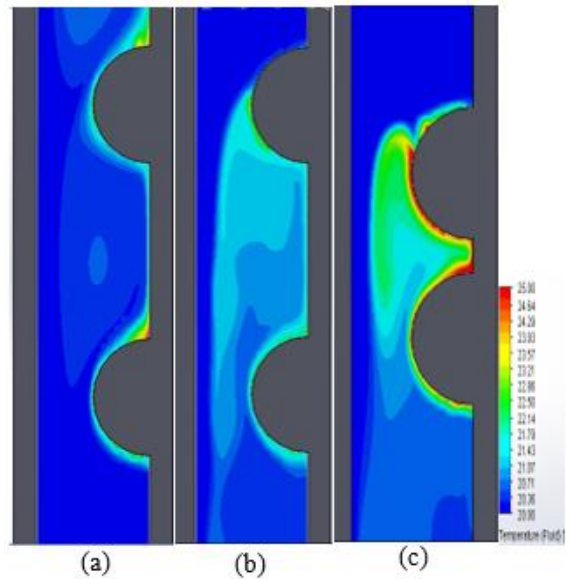
arttırmaktadır. L/D oranının artmasıyla birlikte engeller arası mesafe artmaktadır. $L/D=0,5$ durumunda; doğal taşınımından kaynaklanan kaldırma kuvvetlerinin etkisiyle oluşan yerçekiminin aksi yönündeki akışkan hareketi hızlanmaktadır. Bu akışkan hareketi zorlanmış taşınımından kaynaklanan ve yer çekimi yönündeki akışkan hareketiyle etkileşerek, iki engel arasında belirgin girdaplar oluşturmaktadır ve bu girdaplar engellere yakın bölgelerde hidrodinamik sınır tabakanın kalınlaşmasına sebep olmaktadır. $L/D=0,25$ değerinde engeller arasındaki mesafenin azalmasına bağlı olarak, engeller arasında doğal taşınımından kaynaklanan akışkan hareketi yavaşlamakta ve buna bağlı olarak hız azalmaktadır. Üstteki engelin de doğal taşınımından kaynaklanan yerçekiminin aksi yönündeki bu akışı engellemesi sebebiyle bu akış, zorlanmış taşınımından kaynaklanan akışa baskın gelememekte ve ısınan akışkan bölgeden uzaklaştırılmamaktadır. Bu durumda üst engelin alt bölgesine ve alt engelin üst bölgesinde küçük girdaplar oluşmakta ve hız sınır tabaka kalınlığı azalmaktadır. $L/D=0,15$ değerinde; engeller arasındaki mesafenin daha da azalmasına bağlı olarak, engeller arasındaki akışkan hızı azalmakta ve burada oluşan hidrodinamik hız sınır tabaka kalınlığı daha da azalmaktadır. Bu durumda zorlanmış taşınımından kaynaklanan akışkan hareketi, engeller arasındaki bölgede oluşan doğal taşınımından kaynaklanan akışkan hareketine tamamen baskın geldiğinden, yüzeye yakın bölgede oluşan sıcak akışkan bölgeden uzaklaştırılmamaktadır.



Şekil 13. Hız vektörlerinin dağılımı, $Re=200$, $Ri=200$, $BR=0,5$ (a) $L/D=0,5$ (b) $L/D=0,25$ (c) $L/D=0,15$

Farklı L/D oranında; $Re=200$, $Ri=200$ ve $BR=0,5$ değerlerinde; kanal içerisinde oluşan sıcaklık konturlarının dağılımı Şekil 14'te gösterilmiştir. $L/D=0,5$ durumunda; engeller arasındaki mesafe en fazladır. Bu sebeple doğal taşınımından kaynaklanan akışkan hareketine bağlı akışkan hızı bu durumda en yüksek değerindedir. Zorlanmış taşınımından

kaynaklanan akışkan hareketi, engellerin zıt yönündeki duvar boyunca yerçekimi yönünde devam etmektedir. Engelle yakın bölgelerdeki doğal taşınımından kaynaklanan akışkan hareketi, hız sınır tabakayı kalınlaştırmakta ve ısı sınır tabakayı azaltmakta, ve bu durum ısı transferini artırarak iyi bir soğutma sağlamaktadır. $L/D=0,25$ değerinde engeller arasındaki mesafenin azalmasına bağlı olarak, engeller arasında doğal taşınımından kaynaklanan akışkan hareketi yavaşlamakta ve buna bağlı hız azalmaktadır. Bu durum, hız sınır tabaka kalınlığının azalmasına ve ısı sınır tabaka kalınlığının artmasına ve ısı transferinde azalmaya sebep olmaktadır. Bu sebeple, engeller arasındaki bölgede akışkan sıcaklık değerleri yükselmektedir. $L/D=0,15$ değerinde; engeller arasındaki mesafenin daha da azalmasına bağlı olarak, engeller arasındaki akışkan hızı azalmakta ve burada oluşan hidrodinamik hız sınır tabaka kalınlığı daha da azalmakta ve ısı sınır tabaka kalınlığı artmaktadır. Bu durum ısı transferini daha da azaltmakta ve engeller arasındaki bölgede ve engellerin birbirine bakan yüzeylerinde sıcaklıkların, sıcak akışkanın yüzeye yakın bölgelerden uzaklaştırılmaması sebebiyle, belirgin bir şekilde artmasına sebep olmaktadır.

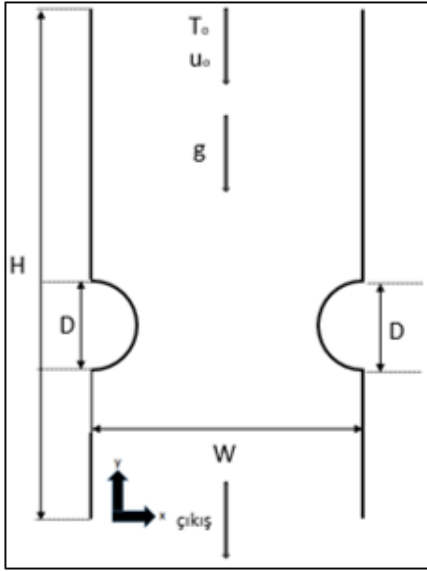


Şekil 14. Sıcaklık konturlarının dağılımı, $Re=200$ $Ri=200$ (a) $L/D=0,5$ (b) $L/D=0,25$ (c) $L/D=0,15$

Karşılıklı bulunan iki yarı silindirik engeldeki karışık konveksiyonun incelenmesi

Bu bölümde; dik ve iki tarafı adyabatik duvarlarla sınırlandırılmış ve yüzeyinde ısı akışı olan, karşılıklı olarak bulunan iki yarı silindirik engelin bulunduğu bir kanaldaki ısı transferine ve akış dinamiklerine farklı parametrelerin etkisi incelenmiştir. İncelenen problemin şematik gösterimi Şekil 15'te sunulmuştur. Yarı silindirik engeller aynı çaptadır (D). Yarı silindirik engellere sabit ısı akışı verilmektedir. Kanal girişindeki akışkanın sıcaklığı sabit $T_0=20^\circ\text{C}$ 'dir. İncelenen sayısal çalışma $Re=200$ değeri için

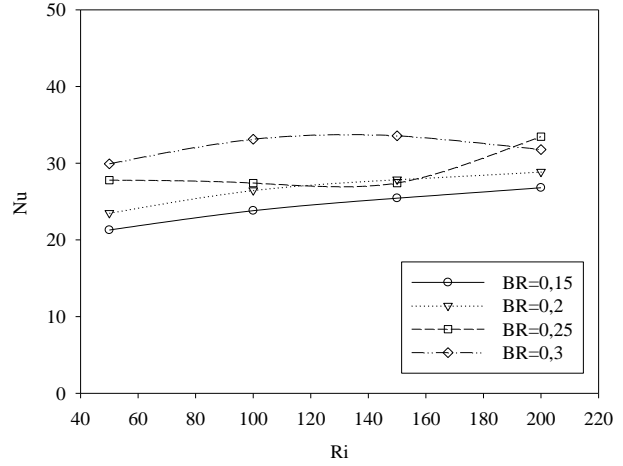
yapılmıştır. BR oranı hesaplanırken engellerin çapı sabit alınarak kanalın genişliği değiştirilmiştir, bunun ısı transferi ve akış dinamikleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu çalışmanın ilk aşamasında BR oranı sabit tutularak (BR=0,3) farklı Ri sayılarında akış özellikleri ve ısı transferi incelenmiş, ikinci aşamasında ise; Ri sayısı sabit tutulmuş (Ri=200) ve farklı BR oranlarının akış özellikleri ve ısı transferine etkisi incelenmiştir. Çalışmada su, kanalın girişinden belli bir u_0 hızıyla girmekte ve yerçekiminin etkisiyle hareket etmektedir.



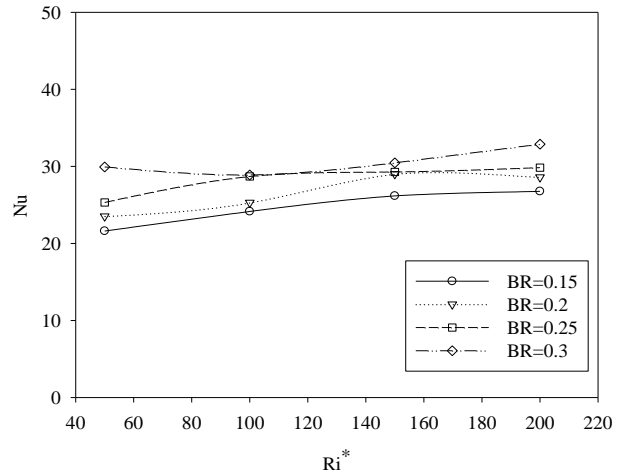
Şekil 15. Karşılıklı bulunan iki yarı silindirik engelin geometrik gösterimi

Şekil 16'da soldaki engel için ve Şekil 17'de sağdaki engel için farklı BR oranlarının ve farklı Ri sayılarının, Nusselt sayısına etkisi gösterilmiştir. BR=0,15-0,25 aralığında; BR oran arttıkça, Ri sayısının artmasına bağlı olarak Nusselt sayısının arttığı tespit edilmiştir. BR=0,3 değerinde ise; Ri=130 değerine kadar Nu sayısının arttığı ancak bu değerden sonra artan Ri sayısına bağlı olarak doğal taşınım etkilerinin, zorlanmış taşınım etkilerini azaltmasına bağlı olarak Nu sayısının azaldığı tespit edilmiştir. BR oranı BR=0,15-0,30 aralığında arttırıldığında; düşük Ri sayılarında (Ri=50) ortalama Nu sayısındaki artış %36,3 olarak belirlenmiş, yüksek Ri sayılarında (Ri=200) ise ortalama Nu sayısındaki artışın %23,1 olarak meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu sebeple BR oranı arttıkça artan Ri sayılarında Nu sayısı da genel olarak artmakta ancak bu artış azalarak devam etmektedir. BR=0,15 değerinde; Richardson sayısı Ri=50-200 aralığında arttırıldığında ortalama Nu sayısındaki artış %18,1 olarak tespit edilmiştir. BR=0,30 değerinde ise; Richardson sayısı Ri=50-200 aralığında arttırıldığında ortalama Nu sayısındaki artış %6,6 olarak tespit edilmiştir. Bu durum artan Ri sayısında bağlı olarak kaldırma kuvvetleri etkisinin de arttığı ve bu etkinin zorlanmış taşınım etkilerini azalttığı ve buna bağlı olarak da ortalama Nu sayısının azaldığı tespit edilmiştir. Kanala simetrik olarak

yerleştirilmiş hem sağ hem de sol engelde genel olarak ısı transferi ve akış özelliklerinin benzer şekilde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Karışık taşınım etkilerine bağlı olarak meydana gelen en iyi ısı transferinin, BR=0,25-0,30 aralığında Ri=200 değerinde olduğu belirlenmiştir.

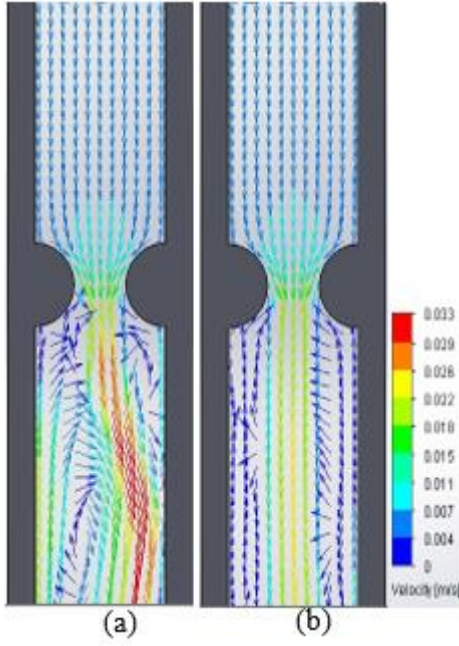


Şekil 16. Sol yarı silindirik engeldeki Nu sayısının farklı Ri sayılarına ve farklı BR değerlerine göre değişimi



Şekil 17. Sağ yarı silindirik engeldeki Nu sayısının farklı Ri sayılarına ve farklı BR değerlerine göre değişimi

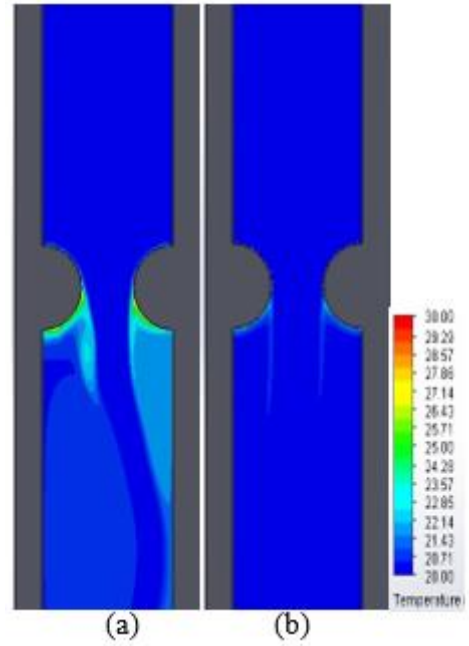
Şekil 18'de Re=200 ve BR=0,3 değerleri için farklı Ri sayılarında hız vektörlerinin dağılımı gösterilmiştir. Ri=50 değerinde zorlanmış taşınım etkilerine bağlı olarak oluşan akışkan hızının doğal taşınım etkilerine bağlı olarak oluşan akışkan hareketine oldukça baskın olduğu, akış hızının kanal orta hattı boyunca yerçekimi yönünde artışına bağlı olarak hidrodinamik sınır tabaka kalınlığının arttığı ve ısıl sınır tabaka kalınlığının azaldığı tespit edilmiştir. Ri=200 değerine arttırıldığında ise; kaldırma kuvvetlerinin etkisine bağlı olarak artan doğal taşınım etkilerinin, zorlanmış taşınım etkilerini azaltmaya başladığı tespit edilmiştir. Engellerin yere bakan tarafında oluşan vortekslerin etkisi ile engele yakın bölgelerde akışkanın hızının azaldığı, bu durumun hidrodinamik sınır tabaka kalınlığının azalmasına ve ısıl sınır tabaka kalınlığının artmasına sebep olduğu belirlenmiştir.



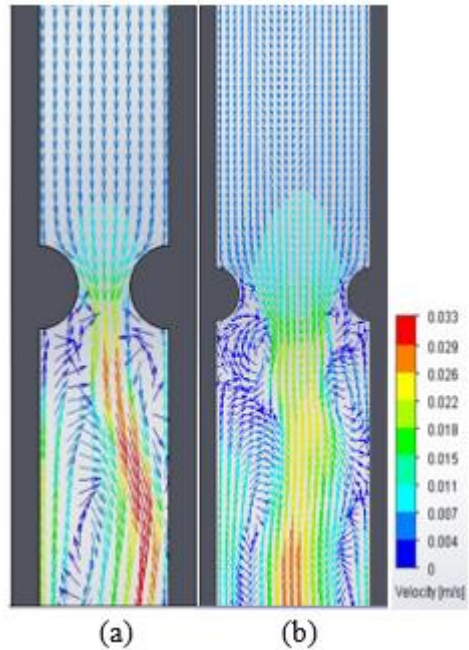
Şekil 18. $Re=200$, $BR=0,3$ için farklı Ri sayılarında hız vektörlerinin dağılımı, (a) $Ri=200$, (b) $Ri=50$

Şekil 19’da $Re=200$ ve $BR=0,3$ değerleri için farklı Ri sayılarında sıcaklık konturlarının dağılımı gösterilmiştir. $Ri=50$ değerinde; akış hızının kanal orta hattı boyunca yerçekimi yönünde artışına bağlı olarak hidrodinamik sınır tabaka kalınlığının artmasına ve ısıl sınır tabaka kalınlığının azalmasına bağlı olarak, engellerin yere bakan yüzeylerinde sıcaklık değerlerinin düştüğü ve etkin bir ısı transferinin sağlandığı belirlenmiştir. $Ri=200$ değerine arttırıldığında ise; kaldırma kuvvetlerinin etkisine bağlı olarak artan doğal taşınım etkilerinin, zorlanmış taşınım etkilerinin azalmasına sebep olması sebebiyle ısıl sınır tabaka kalınlığının artmasına bağlı olarak, engellerin yere bakan yüzeylerinde sıcaklık artışının meydana geldiği, bu sebeple bu bölgelerde ısı transferinin azaldığı tespit edilmiştir.

Şekil 20’de $Re=200$ ve $Ri=200$ değerleri için farklı BR değerlerinde hız vektörlerinin dağılımı gösterilmiştir. Bu bölümde; kanal genişliği aynı kalıp, engel çapı arttığında zorlanmış taşınım yönündeki kanal genişliği azalmakta ve bu durum zorlanmış taşınımından kaynaklanan akışkan hızının artmasına sebep olmaktadır. Engellerin yüzey alanının artması, daha çok akışkanın yüzeyi soğutmasını sağladığından ısı transferini de arttırmaktadır. $BR=0,15$ değerinde; zorlanmış taşınımından kaynaklanan akışkan hızının nispeten yavaş olması sebebiyle, doğal taşınımından kaynaklanan kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile engel yüzeylerine yakın bölgelerde vorteksler oluşmakta, bu durum bu bölgelerde akışkan hızını azaltmakta ve hız sınır tabakası kalınlığının azalmasına ve ısıl sınır tabaka kalınlığının artmasına sebep olmaktadır.



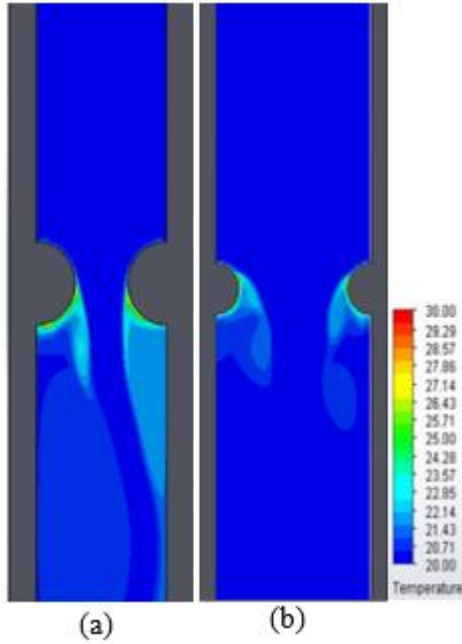
Şekil 19. $Re=200$ ve $BR=0,3$ değerleri için farklı Ri sayılarında sıcaklık konturlarının dağılımı, (a) $Ri=200$ (b) $Ri=50$



Şekil 20. $Re=200$ ve $Ri=200$ değerleri için farklı BR değerlerinde hız vektörlerinin dağılımı (a) $BR=0,3$ (b) $BR=0,15$

$BR=0,3$ değerinde ise; zorlanmış taşınımından kaynaklanan akışkan hızının artışına bağlı olarak engellerin, yerin aksi yönündeki yüzeylerinde hidrodinamik sınır tabaka kalınlığının arttığı ve ısıl sınır tabaka kalınlığının azaldığı belirlenmiştir. Engellerin yere bakan yüzeylerinde ise; doğal taşınımından kaynaklanan kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile oluşan vortekslerin bu bölgedeki akışkan hızını azaltmasına bağlı olarak; hız sınır tabaka kalınlığı azalmakta ve ısıl sınır tabaka kalınlığı artmaktadır.

Şekil 21’de $Re=200$ ve $Ri=200$ değerleri için farklı BR değerlerinde sıcaklık konturlarının dağılımı gösterilmiştir. $BR=0,15$ değerinde; engel yüzeylerine yakın bölgelerde akışkan hızının azalmasına bağlı olarak hız sınır tabaka kalınlığının azalması ve ısıl sınır tabaka kalınlığının artması engel yüzeyindeki sıcaklıkların artmasına ve nispeten iyi bir ısı transferinin sağlanmasına sebep olmaktadır. $BR=0,3$ değerinde ise; zorlanmış taşınımından kaynaklanan akışkan hızının artışına bağlı olarak engellerin yerin aksi yönündeki yüzeylerinde ısıl sınır tabaka kalınlığının azalması sebebiyle yüzey sıcaklıklarının azaldığı ve etkin bir ısı transferinin sağlandığı tespit edilmiştir. Engellerin yere bakan yüzeylerinde ise; doğal taşınımından kaynaklanan kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile oluşan vortekslerin bu bölgedeki akışkan hızını azaltmasına bağlı olarak; ısıl sınır tabaka kalınlığının artmasına sebep olduğu; bu durumun ısı transferinin azalmasına ve yüzey sıcaklıklarının artmasına sebep olduğu belirlenmiştir.



Şekil 21. $Re=200$ ve $Ri=200$ değerleri için farklı BR değerlerinde sıcaklık konturlarının dağılımı, (Variation of temperature contours for different BR values at $Re=200$, $Ri=200$) (a) $BR=0,3$ (b) $BR=0,15$

SONUÇ

Bu çalışmada; dik ve içinde ısı akısına sahip yarı silindirik engeller bulunan bir kanaldaki karışık konveksiyonun ısı transferine ve akış özelliklerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada; yarı silindirik engellerin birbirlerine olan uzaklıkları, konumları ve sayıları değiştirilerek ısı transferine ve akış özelliklerine etkisi belirlenmeye çalışılmıştır. Çalışmada incelenen parametreler; a. tek yarı silindirik engel bulunan kanaldaki karışık konveksiyonun incelenmesi ($BR=0,15-0,75$ ve $Ri=50-200$ aralığında), b. alt alta bulunan iki yarı silindirik engeldeki karışık

taşınımın incelenmesi ($L/D=0,25-1,5$ ve $Ri=50-300$ aralığında), c. karşılıklı bulunan iki yarı silindirik engeldeki karışık konveksiyonun incelenmesidir ($BR=0,15-3,0$ ve $Ri=50-200$ aralığında). Sonuç olarak;

a. Re sayısı $Re=100-200$ değerine arttırıldığında; zorlanmış taşınım etkisinin, doğal taşınım etkisine daha fazla baskın geldiği ve tüm BR oranlarında ortalama Nu sayılarının artış gösterdiği tespit edilmiştir. BR oranının arttırılmasının ısı transferini arttırdığı görülmüştür. $BR=0,15$ değerinde; engelin kanal içerisindeki yüzey alanı çok küçük olduğundan, kaldırma kuvvetleri etkisi arttırıldığında bile (Ri sayısının değerinde artış olmasına rağmen) Nu sayısında belirgin bir artış olmadığı görülmüştür. $BR=0,15$ 'den $0,75$ değerine değiştirildiğinde; Ri sayısının artışına bağlı olarak ($Ri=50$ den $Ri=200$ değerine) ortalama Nu sayısındaki artışın %1'den, %58,3 değerine yükseldiği belirlenmiştir.

b. Engellerin birbirine olan uzaklıkları arttırdığında (L/D oranlarının artmasıyla birlikte); Nusselt sayısının genel olarak arttığı görülmüştür. $L/D=0,25-0,5$ aralığında engellerin birbirine çok yakın olması sebebiyle, akışkan hızı azalmakta ve kaldırma kuvvetlerinin etkisi daha belirgin bir şekilde görülmektedir. Bu durum Ri sayısı arttıkça Gr sayısının artışına bağlı olarak, Nu sayısının da artmasına sebep olmaktadır. Bu aralıkta $Ri=150$ değerine kadar L/D oranındaki artış Nu sayısında belirgin bir artışa sebep olmaz iken, $Ri=200$ değerinden sonra kaldırma kuvvetlerinin etkisi daha da belirginleşmekte ve Nu sayısı artmaktadır. $Ri=300$ değerinde ise; kaldırma kuvvetleri etkisinin kısmen zorlanmış taşınım etkisine baskın olması sebebiyle, engeller arasındaki mesafe arttırılsa dahi ($L/D=1-1,5$ aralığında), Nu sayısında belirgin bir değişim olmadığı tespit edilmiştir. $L/D=0,25-1,5$ aralığında arttırıldığında; alt engelde ortalama Nu sayısında %25,2'lik bir artış olduğu, en yüksek Nu sayısının $L/D=1$ ve $Ri=300$ olduğu durumda meydana geldiği tespit edilmiştir.

c. Karşılıklı bulunan iki yarı silindirik engelin olması durumunda; BR oranı arttıkça, Ri sayısının artmasına bağlı olarak Nusselt sayısının arttığı tespit edilmiştir. $BR=0,15-0,30$ aralığında arttırıldığında; düşük Ri sayılarında ($Ri=50$) ortalama Nu sayısındaki artış %36,3 olarak belirlenmiş, yüksek Ri sayılarında ($Ri=200$) ise ortalama Nu sayısındaki artışın %23,1 olarak meydana geldiği tespit edilmiştir. $BR=0,15$ değerinde; Richardson sayısı $Ri=50-200$ aralığında arttırıldığında ortalama Nu sayısındaki artış %18,1 olarak tespit edilmiştir. $BR=0,30$ değerinde ise; Richardson sayısı $Ri=50-200$ aralığında arttırıldığında ortalama Nu sayısındaki artış %6,6 olarak tespit edilmiştir.

d. Bu alanda yapılacak karışık konveksiyonun incelendiği gelecek çalışmalarda; Reynolds sayıları ve

değiştirilmiş Richardson sayısının aralıkları arttırılarak çözümler yapılmasının, yeni tip akışkanların ısı transferine ve akış özelliklerine etkisinin (nanoakışkanlar vb.) incelenmesinin, farklı kanal ve engel geometrisinin ısı transferine ve akış özelliklerine etkisinin farklı parametreler için incelenmesinin faydalı olacağı değerlendirilmiştir.

KAYNAKLAR

Adachi T. ve Uehara H., 2001, Correlation between heat transfer and pressure drop in channels with periodically grooved parts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 22, 4333-4343.

Auletta A., Manca O., Morrone B. ve Naso V., 2001, Heat transfer enhancement by the chimney effect in a vertical isoflux channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 4345-4357.

Barboy S., Rashkovan A. ve Ziskind G., 2012, Determination of hot spots on a heated wavy wall in channel flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 3576-3581.

Barletta A. ve Zanchini E., 1999, On the choice of the reference temperature for fully developed mixed convection in a vertical channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 3169-3181.

Bilgin E., Du S. Q. ve Vasseur P., 1998, The mixed convection heat transfer in open ended channels with protruding heaters, *Heat and Mass Transfer*, 34, 4, 263-270.

Boutina L. ve Bessaih R., 2011, Numerical simulation of mixed convection air-cooling of electronic components mounted in an inclined channel, *Applied Thermal Engineering*, 31, 11-12, 2052-2062.

Çalışır T., Çalışkan S., Kilic M. ve Başkaya S., 2017, Numerical investigation of flow field on ribbed surfaces using impinging jets, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32, 1, 119-130.

Forooghi P. ve Hooman K., 2013, Effect of buoyancy on turbulent convection heat transfer in corrugated channels a numerical study, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 850-862.

Hamouche A. ve Bessaih R., 2009, Mixed convection air cooling of protruding heat sources mounted in a horizontal channel, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 8, 841-849.

Herman I. C. ve Kang E., 2002, Heat transfer enhancement in a grooved channel with curved vanes,

International Journal of Heat and Mass Transfer, 4518, 3741-3757.

Jang J. H. ve Yan W. M., 2004, Mixed convection heat and mass transfer along a vertical wavy surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 3, 419-428.

Kilic M. ve Baskaya Ş., 2017, Improvement of heat transfer from high heat flux surfaces by using vortex promoters with different geometries and impinging jets, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32, 3, 693-707.

Kilic M., Calisir T. ve Baskaya Ş., 2017, Experimental and numerical investigation of vortex promoter effects on heat transfer from heated electronic components in a rectangular channel with an impinging jet, *Heat Transfer Research*, 48, 5, 435-463.

Lakkis I. ve Moukalled F., 2008, Natural convection heat transfer in channels with isothermally heated convex surfaces, *Numeric Heat Transfer, Part A: Applications*, 53, 11, 1176-1194.

Mills Z. G., Warey A. ve Alexeev A., 2016, Heat transfer enhancement and thermal-hydraulic performance in laminar flows through asymmetric wavy walled channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 97, 450-460.

Moukalled F., Doughan A. ve Acharya S., 2000, Parametric study of mixed convection in channels with concave and convex surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 1947-1963.

Oztop H. F., 2005, Numerical study of flow and heat transfer in curvilinear ducts: applications of elliptic grid generation, *Applied Mathematics and Computation*, 168, 1449-1460.

Rao G. ve Narasimham G., 2007, Laminar conjugate mixed convection in a vertical channel with heat generating components, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 3561-3574.

Rosas I. Y., Treviño C. ve Suástegui L., 2017, Experimental study of mixed convection heat transfer in a vertical channel with a one-sided semi cylindrical constriction with prescribed heat flux, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 67, 155-167.

Singh N., Sivan R., Sotoa M., Faizal M. ve Ahmed, M., 2016, Experimental studies on parallel wavy channel heat exchangers with varying channel inclination angles, *Experimental Thermal Fluid Science*, 75, 173-182.

Tanda G., 2004, Heat transfer in rectangular channels with transverse and v-shaped broken ribs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 229–243.

Wahba E., 2011, Mixed convection flows in a vertical plane duct preceded by a sudden expansion, *International Journal Numeric Method Heat Fluid Flow*, 21, 399–417.

Wang G. ve Vanka S., 1995, Convective heat transfer in periodic wavy passages, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 38, 3219–3230.

Young T. ve Vafai K., 1998, Convective cooling of a heated obstacle in a channel, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 41, 3131–3148.

Young T. ve Vafai K., 1999, Experimental and numerical investigation of forced convective characteristics of arrays of channel mounted obstacles, *ASME Journal Heat Transfer*, 121, 34–42.

Özdemir S., 2018, Bir dik kanal içerisindeki yarı silindirik yüzeylerden olan karışık taşınım ile ısı transferinin nümerik olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.