



**BİR DİK KANAL İÇERİSİNDEKİ YARI SİLİNDİRİK YÜZEYLERDEN
OLAN KARIŞIK TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNİN NÜMERİK OLARAK
İNCELENMESİ**

SEDAT ÖZDEMİR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ARALIK 2018

Sedat ÖZDEMİR tarafından hazırlanan “BİR DİK KANAL İÇERİSİNDEKİ YARI SİLİNDİRİK YÜZEYLERDEN OLAN KARIŞIK TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Prof. Dr. Tahir YAVUZ

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Başkent Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Doç. Dr. Hüseyin TOPAL

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 21/12/2018

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Sedat ÖZDEMİR

21/12/2018

BİR DİK KANAL İÇERİSİNDEKİ YARI SİLİNDİRİK YÜZEYLERDEN OLAN
KARIŞIK TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Sedat ÖZDEMİR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2018

ÖZET

Sunulan tez kapsamında, dik ve içerisinde ısı akısına sahip yarı silindirik engeller bulunan bir kanaldaki karışık konveksiyonun iki boyutlu olarak sayısal incelemesi yapılmıştır. Kanaldaki duvarlar adyabatik olarak modellenmiştir. Kanal içerisindeki akışkan olarak su kullanılmış olup kaldırma kuvvetlerinin etkisi ve termal özellikleri $Pr=7$ sayısında analiz edilmiştir. Reynolds sayısı hesaplanırken yarı silindirik engelin çapı esas alınmış ve analizler $100 \leq Re \leq 200$ aralığında yapılmıştır. Değiştirilmiş Richardson sayısı $50 \leq Ri^* \leq 350$ aralığında alınırken kaldırma kuvvetlerinin etkisi ve vorteks yapıları görselleştirilmiş, iki boyutlu görseller sunulmuştur. Sıcaklık dağılımları, hız vektörleri ve ortalama Nusselt sayıları farklı Reynolds ve değiştirilmiş Richardson sayılarında incelenmiştir. Engellerin çapı ve birbirlerine göre olan uzaklıklarının ısı transferine ve Nusselt sayılarına olan etkisi incelenmiştir. Ayrıca BR (yarı silindirik engelin çapının kanal genişliğine oranı) sayısının değiştirilmesinin ısı transferine ve Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. Engeller arasındaki uzaklıklar ve BR oranlarının artırılmasının ısı transferini ve Nusselt sayısının artışı olumlu olarak etkilediği gösterilmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayılarının artmasıyla birlikte Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir. Yapılan çalışmalar kapsamında kaldırma kuvvetlerinin de ısı transferine olan etkileri incelenmiş, kaldırma kuvvetlerinin ve vorteks oluşumlarının artmasıyla birlikte ısı transferinin ve Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Ayrıca tüm Nusselt sayıları için Reynolds ve değiştirilmiş Richardson sayısının değiştirilmesi ile birlikte oluşan korelasyonlar oluşturulmuştur.

Bilim Kodu : 91412

Anahtar Kelimeler : Kanal içi akış, karışık taşınım, FloEFD, ısı transferi, karşı akış, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Sayfa Adedi : 103

Danışmanı : Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

NUMERICAL STUDY OF MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER
IN A VERTICAL CHANNEL WITH ONE-SIDED
SEMI CYLINDRICAL CONSTRICTIONS

(M.Sc. Thesis)

Sedat ÖZDEMİR

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2018

ABSTRACT

This study presents a numerical study of mixed convection heat transfer in a vertical channel with semi cylindrical constrictions with prescribed heat flux on one wall. All other walls were modelled as adiabatic. The effect of opposing buoyancy on the flow and thermal behavior is analyzed for a fixed Prandtl number of $Pr=7$. Reynolds numbers based on semi cylinder diameter were analyzed in the range of $100 \leq Re \leq 200$. Modified Richardson or buoyancy strength number $Ri^* = Gr^* / Re^2$ were used from 50 to 350. For relatively large values of Ri^* , flow visualization images and thermal analysis confirms the presence of a complex two-dimensional (2D) two-vortex structure. Temperature distributions, velocity vectors and averaged Nusselt numbers at different Reynolds and modified Richardson numbers have been obtained. The effects of the dimensions of the constrictions and distance between upper and lower semi cylinders on heat transfer and Nusselt number have been investigated. In addition, effects of blockage ratio (BR, ratio semi cylinder diameter and the width of rectangular channel) on heat transfer and Nusselt number have been investigated. It was observed that with the increase in blockage ratio and distances of the semi cylinders the heat transfer and Nusselt number increases. It was also found out that with increase in the modified Richardson number heat transfer and Nusselt number increases. It was observed that with buoyancy force and vortex structure increase heat transfer increases. Moreover, a numerical correlation was derived for all Nusselt numbers for changes of the Reynolds and Richardson numbers.

Science Code : 91412

Key Words : Mixed convection, Channel Flow, Opposing Flow, FloEFD Heat Transfer, Computational Fluid Dynamics

Page Number : 103

Supervisor : Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA

TEŞEKKÜR

Bu tez, doğrudan veya dolaylı birçok kişinin emeğinin sonucudur. Öncelikle, bana sayısal çalışmanın inceliklerini sabırla öğreten, tüm bilgi birikimi ve tecrübelerini cömertçe paylaşan, tezin her aşamasında bana destek olan tez danışmanım Hocam Sayın Prof. Dr. Şenol BAŞKAYA'ya teşekkürlerimi sunarım. Tezimi yazarken bana zaman ve emek harcadığı beni daha iyiye yönlendiren ve değerli fikirleri ile bana destek olan hocam Dr. Tamer ÇALIŞIR'a çok teşekkür ederim. Bu süreçte hep yanımda olan annem Sevgili ÖZDEMİR'e, babam Dursun ÖZDEMİR'e ve ablam Sevim ESER'e çok teşekkür ederim. Hayatıma güzellikler katan saygıdeğer ve sevgili eşim Gülsüm ÖZDEMİR'e çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	5
3. YÖNTEM.....	13
3.1. Sayısal Model ve Matematiksel Formülasyon.....	13
4. REFERANS ÇALIŞMANIN DOĞRULANMASI VE LİTERATÜRLE KARŞILAŞTIRILMASI.....	17
4.1. Sayısal Çalışmanın Hücre Sayısından Bağımsızlaştırılması.....	19
4.2. Sayısal Çalışmanın Literatür ile Doğrulanması.....	24
5. PARAMETRİK SAYISAL ÇALIŞMALAR	25
5.1. Tek Yarı Silindirik Engel Bulunan Kanaldaki Karışık Konveksiyonun İncelenmesi	25
5.2. Alt Alta Bulunan İki Yarı Silindirik Engeldeki Karışık Konveksiyonun İncelenmesi	34
5.3. Karşılıklı Bulunan İki Yarı Silindirik Engeldeki Karışık Konveksiyonun İncelenmesi	45
5.4. Alt Alta ve Karşılıklı Bulunan Dört Yarı Silindirik Engeldeki Karışık Konveksiyonun incelenmesi	53

Sayfa

5.5. Alt Alta ve Karşılıklı Bulunan Dört Dikdörtgen Engeldeki Karışık Konveksiyonun incelenmesi	70
5.6. Dikdörtgen ve Yarı Silindirik Engellerin Karışık Konveksiyona Olan Etkilerinin İncelenmesi ve Sonuçların Karşılaştırılması	77
5.7. Alt Alta ve Karşılıklı Yarı Silindirik Engeller Bulunan Dik Bir Kanaldaki Akışta Korelasyon Denkleminin Oluşturulması	82
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	85
KAYNAKLAR	89
EKLER.....	91
EK-1. CFD Çözüm Raporu.....	92
ÖZGEÇMİŞ	103

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Sınır Şartları.....	16
Çizelge 4.1. Yakınsama Sonuçları.....	18
Çizelge 4.2. Sayısal çözümde kütlenin korunumu	19
Çizelge 4.3. Sayısal çözümde enerjinin korunumu	19
Çizelge 4.4. x-y koordinatlarındaki deneme çalışmalarında kullanılan hücre dağılımları	20

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Sayısal model.....	14
Şekil 4.1. Hücre sayısından bağımsızlaştırma sonuçları	20
Şekil 4.2. Sayısal çalışmanın hücre yapısı	21
Şekil 4.3. Kanal girişindeki hücre yapısı	23
Şekil 4.4. Sayısal çalışmanın doğrulanması.....	24
Şekil 5.1. Problemin şematik gösterimi	26
Şekil 5.2. Nu sayısının Ri sayısı ve farklı BR değerlerine göre değişimi: $Re=100$, $W=0,05$ m	27
Şekil 5.3. Nu sayısının Ri sayısı ve farklı BR değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $W=0,05$ m	28
Şekil 5.4. Vektörel hız dağılımı, $Re=100$	29
Şekil 5.5. Vektörel hız dağılımı, $Re=100$	30
Şekil 5.6. Hız konturu dağılımı, $Re=100$	31
Şekil 5.7. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=100$	32
Şekil 5.8. Basınç konturu dağılımı, $Re=100$	33
Şekil 5.9. Problemin şematik gösterimi	34
Şekil 5.10. Üst engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $BR=0,5$	35
Şekil 5.11. Alt engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $BR=0,5$	36
Şekil 5.12. Üst engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $BR=0,25$	37
Şekil 5.13. Alt engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $BR=0,25$	37

Şekil	Sayfa
Şekil 5.14. Üst engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $BR=0,15$	38
Şekil 5.15. Alt engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $BR=0,15$	40
Şekil 5.16. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$	40
Şekil 5.17. Hız konturu dağılımı, $Re=200$	41
Şekil 5.18. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$	42
Şekil 5.19. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$	43
Şekil 5.20. Hız konturu dağılımı, $Re=200$	44
Şekil 5.21. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$	45
Şekil 5.22. Problemin şematik gösterimi	46
Şekil 5.23. Sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı BR değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m	47
Şekil 5.24. Sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı BR değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m	48
Şekil 5.25. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$	49
Şekil 5.26. Hız konturu dağılımı, $Re=200$	50
Şekil 5.27. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$	51
Şekil 5.28. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$	52
Şekil 5.29. Hız konturu dağılımı, $Re=200$	53
Şekil 5.30. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$	54
Şekil 5.31. Problemin şematik gösterimi	55
Şekil 5.32. Üst sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,15$	56
Şekil 5.33. Üst sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,15$	56
Şekil 5.34. Alt sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,15$	57

Şekil	Sayfa
Şekil 5.35. Alt sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,15$	58
Şekil 5.36. Üst sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,20$	59
Şekil 5.37. Üst sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,20$	60
Şekil 5.38. Alt sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,20$	61
Şekil 5.39. Alt sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,20$	62
Şekil 5.40. Üst sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$	63
Şekil 5.41. Üst sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$	64
Şekil 5.42. Alt sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$	65
Şekil 5.43. Alt sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$	66
Şekil 5.44. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$	67
Şekil 5.45. Hız konturu dağılımı, $Re=200$	68
Şekil 5.46. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$	69
Şekil 5.47. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$	70
Şekil 5.48. Hız konturu dağılımı, $Re=200$	71
Şekil 5.49. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$	72
Şekil 5.50. Problemin şematik gösterimi	
Şekil 5.51. Üst sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$	73
Şekil 5.52. Üst sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$	74

Şekil	Sayfa
Şekil 5.53. Alt sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$	75
Şekil 5.54. Alt sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$	75
Şekil 5.55. $Re=200$ ve $BR=0,25$ için vektörel hız dağılımı	77
Şekil 5.56. $Re=200$ ve $BR=0,25$ için hız konturu dağılımı.....	78
Şekil 5.57. $Re=200$ ve $BR=0,25$ için sıcaklık dağılımı	80
Şekil 5.58. Sol üst engeldeki dikdörtgen ve yarı silindirik engelin Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi ve karşılaştırılması $Re=200$, $D=0,0285$ m,.....	80
Şekil 5.59. Sağ üst engeldeki dikdörtgen ve yarı silindirik engelin Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi ve karşılaştırılması $Re=200$, $D=0,0285$ m, ...	81
Şekil 5.60. $Re=200$ için yarı silindirik ve dikdörtgen engeldeki hız vektörünün karşılaştırılması	82
Şekil 5.61. $Re=200$ için yarı silindirik ve dikdörtgen engeldeki hız konturunun karşılaştırılması	83
Şekil 5.62. $Re=200$ için yarı silindirik ve dikdörtgen engeldeki sıcaklık konturunun karşılaştırılması	84
Şekil 5.63. Parametrik çalışmadan oluşturulan korelasyon	85

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
BR	Engel yarıçapının kanal genişliğine oranı
c_p	Özgül ısı (J/kg.K)
D	Yarı silindirik engelin çapı (m)
D_u	Dikdörtgen engelin uzun kenarı (m)
D_k	Dikdörtgen engelin kısa kenarı (m)
g	Yer çekim ivmesi (m/s^2)
Gr^*	Değiştirilmiş Grashof sayısı
H	Kanal yüksekliği (m)
k	Isı iletkenlik katsayısı (W/m.K)
L	Engeller arasındaki mesafe (m)
$\dot{m}$	Kütle debisi (kg/s)
n	Yüzey normali
p	Basınç (Pa)
p_o	Atmosfer basıncı (Pa)
Pr	Prandtl sayısı
q	Engellere verilen ısı akısı (W/M^2)
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
Ri^*	Değiştirilmiş Richardson sayısı
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
T_o	Kanala giren suyun sıcaklığı ($^{\circ}C$)
U_o	Kanala giren suyun hızı (m/s)
u, v	Hız bileşenleri (m/s)
W	Kanal genişliği (m)
x, y	Koordinat eksenleri

Simgeler**Açıklamalar**

α	Isı yayılım katsayısı (m^2/s)
β	Isıl genleşme katsayısı ($1/\text{K}$)
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)

1. GİRİŞ

Kanal içi akış uygulamaları ısıtma ve soğutmanın ihtiyaç duyulduğu birçok alanda kullanılmaktadır. Bu uygulamalardan bazıları genel mühendislik sektörlerinde kullanılan ekipmanların soğutulması, ısı değiştirici dizaynları, nükleer reaktörler, güneş kolektörü sistemleri, bina enerji sistemleri, enerji toplama sistemleri olarak sıralanabilir. Son yıllarda ise en çok ilgiyi mikro işlemcilerin ve elektronik cihazların soğutulması çekmektedir. Bunun nedeni ise bu cihazların soğutulmasının daha yüksek güç verimlerine katkıda bulunuyor olmasıdır. 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 uygulamalar genellikle son dönemde çoğu mühendislik uygulamalarında özellikle savunma sanayinde büyük önem kazanmaktadır. Roket sistemlerinde kullanılan elektronik çiplerin soğutulması bu uygulamalara bir örnek teşkil etmektedir.

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 ısı transferi ve akış karakteristikleri önemli bir rol oynamaktadır. Özellikle doğal konveksiyon ve karışık konveksiyon son zamanlarda çok büyük bir ilgi çekmektedir. Bunun nedeni ise doğal ve karışık konveksiyonun 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 akışlarla ilgili dünya üzerinde birçok uygulama, araştırma ve tez konuları mevcuttur. Bu uygulamalarda kanalın tipi, akışın hızı, akış üzerinde bulunan engelin geometrisi, akış tipleri ve engellere uygulanan ısı akısı gibi birçok uygulama bulunmaktadır. Bu uygulamalardaki temel amaç ısı transferi akış karakteristiklerini maksimum düzeylere çıkarmaktır.

Araştırmanın Amacı ve Hedefleri

Bu çalışmanın amacı; engelle sınırlandırılan kanal içi akışlarda değişen çeşitli 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. Kanal içi akış uygulamaları birçok mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır. Savunma sanayisinden nükleer reaktörlere, bina ısı sistemlerinden güneş kolektörlerine kadar neredeyse bütün mühendislik ve endüstriyel uygulamalarında kullanılan kanal içi akışlar ve uygulamaları ülkemiz ve bütün dünya için teknolojik gelişmelerin önünün açabilecek mühendislik uygulamalarından biridir.

Birçok mühendislik uygulamasında kullanılan kanal içi akışlarda, kullanılan parametrelerin değiştirilmesi ısı transferine çok büyük katkı yapabilmektedir. Bu parametrelerin başında kullanılan akışkanın önemi büyüktür. Kanalda kullanılan akışkanın çevreye zarar vermemesi, kolayca ulaşılıyor olabilmesi ve ısı transferi karakteristikleri ile akış dinamiklerinin uygunluğu yapılacak uygulamanın verimliliği konusunda büyük önem arz etmektedir. Sunulan araştırmada akışkan olarak kullanılan su, bahsettiğimiz özellikler açısından uygun bir sıvıdır. Suyun termodinamik özelliklerinin bilinirliği ve uygulanabilirliği uygulamanın yüksek verim ile düşük maliyet kriterlerine göre sınıflandırılabilmesinin önünü açmaktadır. Kanal içi akışlarda diğer önemli parametre ise akışın kısıtlandığı engelin geometrisi ve boyutlarıdır. Yapılan bilimsel çalışmalarda genellikle düz yüzeyler kullanılırken uygulanabilirlik açısından durum aslında öyle değildir. Genellikle uygulamalarda konkav ve konveks yüzeyler önemli bir yer tutmakta olup, yapılan çalışmada bu konu dikkate alınarak uygulanabilirliği yüksek yüzeyler kullanılmıştır.

Ayrıca yapılan bu çalışma ile literatürde fazla irdelenmeyen doğal konveksiyon ve karışık konveksiyonun artıları, ısı transferi açısından üstün olan noktaları, özellikle zorlanmış konveksiyona kıyasla daha az maliyetli ve daha sessiz oluşu, uygulama noktalarının endüstride ve sanayide daha çok yer etmesi açısından önemli bir noktayı arz etmektedir. Karışık konveksiyonda ısı transferini ve akış dinamiklerini etkileyen faktörler bu çalışma ile birçok parametre değiştirilerek uygulama için en uygun özelliklerde üretimin yapılması için geliştirilmeye çalışılmıştır.

Bu çalışma kapsamında ısı transferi ve akış dağılımını etkileyen parametreler belirlenip literatürde var olan deneysel çalışmalarla karşılaştırılarak, parametrik sayısal çalışmalar ile birlikte ısı transferi ve akış dinamikleri optimize edilmeye çalışılmıştır.

Sayısal çalışmalar yapılırken problem iki boyutlu olarak analiz edilmiştir. Problemin çözümünde hesaplamalı sayısal akışkanlar dinamiği (HAD) programı olan FLOEFD kullanılmıştır. Problemin çözümünde akışkan olarak su kullanılmıştır. Akış laminar olarak analiz edilmiş ve akış analizleri $Pr=7$ sayısında yapılmıştır. Sayısal çalışmalar yapılırken BR (engel üzerinden geçen akış miktarının kanal genişliğine oranı) değiştirilmiş, farklı oranların ısı transferine ve akış dinamiklerine etkileri incelenmiştir. Sayısal analizler kapsamında çalışmalar yapılırken, kanala giren suyun sıcaklığı sabit ve $T_o=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ de analiz edilmiştir. Kanala giren suyun hızı u_o olarak belirlenmiştir ve akışta yer çekimin etkileri ile kaldırma kuvvetlerinin etkileri analiz edilmiştir. Akış analizleri yapılırken farklı Reynolds sayılarında ve değiştirilmiş Richardson sayılarında analizler yapılmıştır, farklı sayıların ısı transferine ve akış dinamiklerine etkisi incelenmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısı 50-350 sayıları arasında yapılırken Reynolds sayıları 0-200 sayıları arasında değiştirilerek geniş bir yelpazede çözümler sunulmuştur. Ayrıca parametrik analizlerde engellerin arasındaki mesafeler değiştirilerek optimum uzaklıklar bulunmaya çalışılmış ve ısı transferine etkileri incelenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde kanal içi akışlarla ilgili literatürde bulunan çalışmalar hakkında bilgiler verilmiş ve mevcut çalışma ile farkları izah edilmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda, ayrıntılı bir literatür araştırması sunulmuştur.

Adache ve Uehara, çalışmalarında ana akış yönünde periyodik olarak sıralanmış oyuklardaki basınç düşümü ve ısı transferi arasındaki ilişkiyi 2 boyutlu olarak varsayılan çeşitli kanal konfigürasyonlarıyla full gelişmiş akış ve sıcaklık bölgelerinde incelemiştir. Ana akış doğrultusundaki kesitlerin periyodik olarak değişimleri kararlı akıştan titreşimli bölgeye geçişte bifürkasyona neden olmaktadır. Bifürkasyon olan bölgelerde ısı transferinin ve basınç düşümünün arttığı gözlemlenmektedir [1].

Auletta, Manca, Morrone, termal kontrolün kolaylığı vasıtasıyla incelenen konfigürasyonlarda, havanın doğal konveksiyonunu arttırmak için termal performansların geliştirilmesini amaçlamaktadırlar. Dik ve simetrik olarak ısıtılmış aşağı yönlü akışın olduğu kanalda adyabatik genişlemenin etkilerini deneysel olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada en uygun konfigürasyonlar ölçülen duvar sıcaklığı profilleriyle birlikte genişleme ve genleşme oranları ile tanımlanmaktadır. Detaylı incelemeler sonucunda ısı transferinin(ortalama nusselt sayıları) yüzde 10- 20 arasında kanalın uzama ve genişleme oranlarına bağlı olduğu görülmektedir [2].

Barboy, Rashkovan, Ziskind, çalışmalarında duvar geometrisinin, akışkanın akışına ve kanaldaki ısı transferine etkilerini sabit ısı akısı bulunan dalgalı duvarın enerji kaybı ile birlikte incelemektedir. Duvardaki dalgalılık, dalga genişliği ve periyodu ile karakterize edilmektedir. Dalgalılığın lokal ısı transferi parametrelerindeki etkileri parametrik sayısal yöntemlerle incelenip farklı türbülanslı akış durumlarında gösterilirken daha önceki çalışmalarla karşılaştırılmaktadır. Genel olarak sıcaklık noktalarının belirlenmesi için Nusselt sayısı, üniform sabit ısı akısı ve çeşitli sıcaklıklarla, dalga büyüklükleri ve karakteristik uzunluklarla birlikte takdim edilmektedir. Çalışmada kullanılan Reynold sayıları 4500-32000 arasında değişmektedir [3].

Barletta ve Zanchini, çalışmalarında dik bir kanaldaki referans akışkan sıcaklığı seçimininfull gelişmiş bir akışta, karışık ısı taşınımı problemindeki çözüme etkisini sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Sınır koşulları belirlenirken üniform duvar sıcaklığı ve karşı duvardaki üniform ısı akısı dikkate alınarak çözüm yapılmıştır. Referans sıcaklığın seçiminin hız profilleri ile basınç ve hidrostatik basınç arasındaki farkın eksenel değişikliği üzerindeki etkisi incelenmektedir. Genel bir metot ile full gelişmiş karışık taşınım için referans akışkan sıcaklığı belirlenmektedir. Çalışmada $30 < Gr/Re < 1000$ sayıları arasında incelenmektedir [4].

Boutina ve Bessaih, çalışmalarında eğimli bir kanalda ve laminar olarak incelenen bir akıştaki eş iki ısı kaynağının (elektronik parçaların temsili olarak) karışık taşınım yoluyla soğutulmasını inceliyor. Problemlerin çözümlenmesinde kütle momentumun ve enerjinin korunumu problemleri, sonlu simpler algoritması yoluyla çözülüyor. Sonuçların incelenmesinde Reynolds sayıları, kanalın eğimi, ısı kaynaklarının boyutları ve aralarındaki mesafelerinin değiştirilmesinin ısı transferine etkileri gösteriliyor. Bu değerler iki elektronik parçanın ortalama Nusselt değerleriyle ilişkilendiriliyor ve değerlendirmeler yapılıyor. Sonuçlar literatürdeki daha önceki çalışmalarla karşılaştırılıyor [5].

Bilgen, Du, Vasseur, çalışmalarında birbirinden ayrı ısıtıcıların bulunduğu üstü ve altı açık dik bir kanaldaki karışık ısı transferini sayısal olarak incelemektedirler. Akışın kararlı ve laminar olduğu varsayılırken çözümlemeler iki boyutlu olarak yapılıyor. Isı transferi Rayleigh sayısı, Reynold sayısı ve uzunluk oranlarına bağlı olarak hesaplanıyor. Giriş ve çıkışların uzunluk oranları ve kanaldaki ısıtıcıların pozisyonlarının ısı transferine ve akışa olan etkileri inceleniyor. Çalışmada Rayleigh sayısı 10^3 - 10^7 arasında incelenirken Reynold sayısı 10-200 sayıları arasında kullanılmaktadır [6].

Forooghi ve Hooman, çalışmalarında iki dalgalı plaka arasında, kaldırma kuvvetlerinin etkisinde türbülanslı bir akıştaki ısı transferini nümerik olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada reynold sayıları 2200 ve 13500 arasında olarak incelemiştir. Ayrıca kaldırma kuvvetinin etkisiyle oluşan akışlarda ısı transferi Grashoff sayısı birlikte belli bir noktaya kadar azalırken belli bir noktadan sonra bu durum düzelmektedir. Kaldırma kuvveti etkisine ters akışlarda ise durum farklıdır; buradaki akışlarda ısı transferi ve Grashoff sayısı sürekli olarak artmaktadır. İncelediğimiz bu iki duruma ilişkin örnekler dik borularda da aynı şekilde olduğu literatürde görülmektedir. Yine de aynı Reynolds sayıları için kritik

Grashoff sayılarındaki kaldırma kuvvetleri dik borulara oranla kıvrımlı boruları daha fazla etkileyebilmektedir. Grashoff sayıları kanalın eğimi, genişliği ve yüksekliğiyle birlikte arttırılabilmektedir. Eğer duvardaki ısı akısı (Grashoff sayısı) sabit tutulursa, Reynolds sayısı dik borularla karşılaştırıldığında 3-7 kat daha azdır. Kıvrımlı borularda bu durumu etkileyen faktör kaldırma kuvvetleridir [7].

Hamouche ve Bessaih, 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 inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Sonlu hacimler metodu ve Simplem algoritması kullanılarak kütle, enerji ve momentum denklemlerinin çözümü yapılmaktadır. Yapılan çözümlerde elektronik parçaların birbirlerine olan uzaklıkları genişlikleri ve yükseklikleri değiştirilerek ısı transferinin zenginleştirilmesi sağlanıyor. Yapılan çalışmalarda Prandtl sayısı 0.71 olarak alınırken Reynold sayısı 5-30 arasında alınmaktadır [8].

Herman ve Kang, çalışmalarında oyuklu bir kanal içinde eğimli kanatçıklar kullanılarak karasız sıcaklık alanları görselleştiriliyor. Kanalın ısı transferi performansı inceleniyor ve yalın kanatçıksız oluklu kanallarla karşılaştırılıyor. Eğimli kanatçıkların üzerinden geçen akışa ek olarak ısıtılmış blok akışı kanaldaki olukların içine yönlendiriyor ve bu çoğunlukla oyuklu bölgelerde hız artışına neden oluyor. Yalın oyuklu kanalla karşılaştırıldığında ısı transferinin 1,5-3,5 kat daha fazla olduğu görülüyor. Kararlı akıştan titreşimli akışa geçiş çoğunlukla $Re=450$ civarında oluşuyor ve bu durum ısı transferinin zenginleşmesine katkıda bulunurken basınç düşümü ise 3-5 kat arası daha fazla oluyor [9].

Jang ve Yan, çalışmalarında dik ve dalgalı bir yüzeydeki karışık ısı taşınımı ve kütle transferini sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Dalgalı yüzey üniform duvar sıcaklığı ve sabit duvar konsantrasyonu ile korunurken bu ambiyans değerlerinden daha yüksek bir değerdir. Basit koordinasyon dönüşümü ile kompleks dalgalı yüzey düz bir levhaya dönüştürülüyor. Sonuçlarda yüzey sürtünmesi katsayısının gelişimi, hız, sıcaklık, konsantrasyon, Nusselt sayısı ve Sherwood sayısı ile birlikte sayısal olarak dalgalı yüzey boyunca gösterilmektedir [10].

Lakkis ve Moukalled, çalışmalarında izotermal olarak ısıtılmış bir kanalın konveks yüzeylerindeki laminar doğal konveksiyonu incelemiştir. Altı Grashoff değeri

($10 < Gr < 104$) ve 11 ayrı eğim açısı ile birlikte sonuçlar akım çizgileri, izoterm grafikler, basınç eksen profilleri, girişteki kütle akım oranları ve sayıları açısından ortalama Nusselt sayıları kabulleri ile gösterilmektedir. Eğriliğin en küçük derecesi olan $k=1$ deki hesaplarda bütün Grashoff değerlerinde kanalın çıkış bölümünde resirkilasyon alanları görülmektedir. Eğrilik derecesi arttıkça Grashoff değerleri ve resirkilasyon oluşumunda bir artış görülmektedir ancak bu durum k değerinin 1,5' un üzerindeki değerlerinde ortadan kaybolduğu görülmektedir. Bütün konfigürasyonlardaki ortalama Nusselt sayısı artan ısı transferinin Grashoff değerleriyle birlikte bir göstergesi olmuştur. Bu çalışmalara ek olarak girişteki akışın oranı ile ortalama Nusselt sayılarının ilişkileri de sunulmuştur [11].

Mills, Warey, Alexeev, çalışmalarında asimetrik dalgalı kanaldaki ve laminar akıştaki ısı transferinin zenginleştirilmesini sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Duvarın dalga periyodu ve genişliğinin basınç ve ısı transferi üzerindeki etkileri, kararlı ve kararsız akışlarda inceleniyor. 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 görülüyor. Bu durum düz kanallarla karşılaştırıldığında Reynold sayısının %50 daha az olduğu durumlarda bile daha fazla ısı transferi zenginliği sağladığı görülüyor. Bu çalışmada, Reynold sayısı 0-800 sayıları arasında incelenmiştir [12].

Moukalled, Doughan, Acharya, çalışmalarında eğimli yüzeylerin ısıtıldığı ve duvarların adyabatik olarak sınırlandırıldığı dik bir kanaldaki karışık ısı taşınımını sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada iki durum inceleniyor; ilk durumda konveks yüzeyler ikinci durumda ise konkav yüzeyler bulunuyor. Sonuçlar konveks ve konkav yüzeyler için uzunluk oranlarının değiştirilmesiyle elde edilirken ayrıca aynı ısı uzunluk ve yüksekliklere sahip düz kanallarla karşılaştırılıyor. Konveks yüzeyin ısıtıldığı kanalda kesit alanı artarken akış hızı azalıyor ve buna bağlı olarak kaldırma kuvveti artıyor. Isıtılan yüzeylerin yakınlarda düşük Gr/Re^2 sayıları görülürken karşı dik duvarda yüksek Gr/Re^2 sayıları görülüyor. Konkav kanalda ise kaldırma kuvveti ve kesit alanı azalırken hız artıyor ve buna bağlı olarak ısı transferinin arttığı görülüyor [13].

Oztop, çalışmasında eğrisel olarak şekillendirilmiş borudaki akışkanın akışı ve ısı transferini sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmıştır. Bu sayısal çalışmada Navier-stokes ve enerji denklemlerinin çözümlenmesinde Simplem algoritması kullanılmıştır.

Eğrisel yüzeylerdeki ısı transferi ve akışın durumu eliptik grid üretim metodu ile çözülmektedir. Laminar akış rejimi için iki örnek incelenirken bunlardan ilk sinüsoidal şeklindeki dalgalı duvara sahip iken ikincisi bölüm bölüm eğimleri bulunan kanaldır. İncelemelerde Prandtl sayısının üç değeri kullanılıyor. Bunlar $Pr = 0.72$, $Pr = 7$, $Pr = 70$ olarak kullanılmıştır. Ayrıca Reynold sayıları 50-400 sayıları arasında çalışılmaktadır [14].

Rao ve Narasimham, çalışmalarında yatay ve dik bir kanalda, tabaka üzerinde birbirine yatay olarak sıralanmış ısı üretimi olan parçalardan oluşan duvarın ortaya çıkardığı konjuge karışık konveksiyonu sayısal olarak incelemektedirler. Tabaka üzerindeki parçalar birbirlerinin aynısı ve eş ısı üretimine sahiptirler. Denklemlerin çözümlenmesi kontrol hacmi metodu, hücrelerine ayırma ve basınç düzeltme metodu ile birlikte basınç-hız eşlemesini yapmak için kullanılmaktadır. Karışık konveksiyondaki doğal konveksiyonun neden olduğu kütleli akış, Grashoff ve Reynolds sayıları açısından inceleniyor. Akışkandan iletim yoluyla tabakaya geçen ısı miktarı bulunurken bu durumun kullanılan parçalarda %41-%47 oranında ısı uzaklaşmasına neden olduğu görülüyor. Reynold sayısı 0-1500 arasında iken Grashoff sayısı 10^4 - 10^7 arasında incelenmektedir [15].

Singh, Sivan, Sotoa, Faizal, Ahmed, çalışmalarında bir ısı değiştiricide kıvrımlı iki plaka arasındaki ısı transferinin deneysel olarak incelemesini yapan bir çalışma yapmışlardır. Optimum ısı transferi oranını bulmak için kıvrımlı levhaların eğim açıları 0° den 80° ye kadar arttırılıyor. Kanallar arası boşluklar sabit tutuluyor ve sistem sıcak ve soğuk su için kullanılıyor. Nusselt sayısı ve Reynold sayısı arasındaki ilişkilerin analizleri yapılırken iki boyutsuz sayı arasında yeni denklem korelasyonları oluşturuluyor [16].

Tanda, çalışmasında, tekrar edilen engellerin kullanıldığı bir ısı değiştiricide türbülans ile birlikte ısı transferinin zenginleştirilmesini deneysel olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Lokal ısı transferi katsayıları türbülanslı akış rejimi içindeki Reynold sayıları için elde ediliyor. Alanların ortalama verileri bütün test edilen engellerin performansı için hesaplanıyor, ısı transferinin zenginleşmesinin boyutları değerlendiriliyor engellerin şekilleri ve engelsiz durumlar açısından karşılaştırılıyor [17].

Wahba çalışmasında akışın dik olarak yönlendirildiği bir kanalda ani genişlemenin akış yapısındaki ve ısıtma soğutma üzerindeki etkilerini sayısal olarak inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Çalışmadaki senaryolar aşağı yönlü akıştaki kanalda simetrik ve asimetrik

ısıtma ve soğutmaları içeriyor. Denklemler akış fonksiyonlarını ve vortisite yaklaşımlarını yönetebilmek için formüle ediliyor. Bu sayısal çalışmada simetrik olarak ısıtılan kanalda duvarın yakınlarından akış ayrılırken merkezde ters bir akış yapısı oluşuyor, simetrik soğutmada ise dalgalı bir yapı oluşurken ısı transferi jet eksiyle önemli bir şekilde zenginleşiyor. Asimetrik ısıtmada ise akış ısıtılan duvarda yoğunlaşırken soğutmada ise akışın düşük sıcaklı duvardan ayrılmasına neden oluyor. Akışkan olarak havanın kullanıldığı bu çalışmada Reynold sayısı 0-200 aralığında Grashoff sayısı ise 0-400 aralığında kullanılmaktadır [18].

Wang ve Vanka, çalışmalarında periyodik olarak sıralanmış dalgalı bir kanalda akışın ısı transferi düzeylerini sayısal bir çalışma ile incelemişlerdir.. Reynold sayısının 180 olduğu durumlarda akışın düzgün ve kararlı olduğu gözlemlenirken, sonrasında ise dalgalı veya titreşimli akışa geçtiği görülmektedir. Kendi kendine devam eden dalgalanma laminar termal sınır tabakaların bozulmasına neden olurken duvar yakınında ve çekirdek bölgelerde ise yenileme ve tekrar doldurma yaptığı gözükmemektedir. Bu durum ısı transferi ve kütle transferinde zenginleşmeye neden olmaktadır. Kararlı akış rejiminde ise dalgalı kanallar için ortalama Nusselt sayısı normal levha kanallara göre çok az bir miktarda olsa fazladır. Bu çalışmada Reynold sayısı 0-520 aralığında değişmektedir [19].

Young ve Vafai, çalışmalarında bir kanaldaki ısıtılmış engellerin taşınım ile soğutulmasını detaylı bir şekilde incelenmesini sunan bir çalışma yapmışlardır. Akışın çevrelediği bölgedeki iletken engelleri karakterize etmek için Navier Stokes denklemleri kullanılıyor, verilen sistematik içindeki engellerin tek tek, lokal ve ortalama Nusselt sayıları özel olarak inceleniyor. Bu çalışmada parametrik varyasyonlar engelin yüksekliği, genişliği, termal iletimi, Reynold sayıları ve ısıtma metotları değiştirilerek yapılıyor. Bu değişimler akışta ve ısı transferinde çok önemli etkiler yapabilir [20].

Young ve Vafai, çalışmalarında zorlanmış taşınımın sayısal çalışmasını detaylı bir şekilde sunuyor. Kanal içinde sıkıştırılamaz akış ile birlikte tek duvara sıralanmış ve ısıtılmış engeller bulunuyor. Bu analizde nusselt sayısının 3 farklı seviyesi bulunurken bunlar engellerin maruz kaldığı yüzeyler boyunca olan lokal dağılımlar, tek yüzeyler için ortalama değerler ve bütün engellerin ortalama değerleridir. Bu çalışmada engellerin yüksekliği genişliği, aralarındaki boşluklar, sayıları, termal iletimleri, ısıtılma metotları ve akışkanın akım oranının değiştirilmesinin ısı transferine etkileri detaylı bir şekilde inceleniyor.

Çalışmada Reynold sayısı 200-2000 arasında değişirken akışkan olarak Newtonyen akışkan kullanılmaktadır [21].

Rosas, Trevino, Suástegui, 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 inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Akıştaki karşı kaldırma kuvvetlerinin etkisi ve termal davranışları $Pr=7$ sayısında analiz ediliyor. Yüzey sıcaklıkları dağılımları ve ortalama nusselt sayıları farklı Reynold ve değiştirilmiş Richardson sayılarında elde ediliyor. Sonuçlar lokal sıcaklık dağılımlarını yarı silindirik engelin açıl pozisyonlarına göre ve kanal içindeki uzunlukları boyunca gösterirken onların 3D vorteks yapılarla ilişkileri ve engele yakın yerdeki gelişimleri gösteriliyor ve tartışılıyor. Daha fazlası elde edilen Grashoff, Reynold ve Richardson sayıları deneysel çalışmalarla elde edilen bütün nusselt sayılarıyla birlikte karşılaştırılmaktadır [22].

Yukarıdaki sunulan ayrıntılı çalışmalardan görüldüğü gibi literatürde sunulan çalışmalarda akışkan olarak genellikle hava ve diğer akışkanlar kullanılırken suyun çok az çalışmada analiz edildiği görülmüştür. Çalışmamız kapsamında literatürde fazla örneği olmayan su kullanılmıştır. Akışkan olarak suyun kullanılması hem kolay bulunabilen bir akışkan olması hem de çevreye zarar vermemesi nedeniyle çok önemlidir. Ayrıca sanayi ve endüstride birçok ekipmanda kullanılması da çalışmamızın literatür ve sanayideki ekipmanların gelişmesi açısından çok önemlidir. Ayrıca incelenen sayısal çalışmalarda genellikle zorlanmış veya doğal konveksiyon incelenirken karışık konveksiyonun çok irdelenmediği görülmüştür. Çalışmamızda karışık konveksiyon incelenmiş ve karışık konveksiyonun avantajlarından yararlanılabilmesi için detaylı hesaplamalar yapılmıştır. Literatürdeki çalışmalar incelenirken genellikle Reynolds ve Grashoff sayılarının belli değerlerinin ısı transferi ve akış dinamikleri üzerindeki etkileri incelenirken Richardson sayısının etkilerinin fazla incelenmediği görülmüştür. Richardson sayılarının çalışmamız kapsamında ısı transferine olan etkileri incelenerek literatür için gerekli faydalar sağlanmaya çalışılmıştır. Ayrıca literatürde kanal genişliklerinin, engellerin boyutlarının ısı transferine olan etkileri detaylı olarak incelenmemiştir. Problemimizde tanımlı uzunlukların değiştirilmesi ile ilgili parametrik çalışmalar yapılarak ısı transferine etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde Reynolds sayıları genellikle 2300-25900 sayıları arasında zorlanmış konveksiyonun etkin olduğu çalışmaları incelerken, bizim çalışmamızda

Reynolds sayıları 100-200 sayıları arasında alınarak karışık konveksiyonun etkilerinin yoğun olduğu bir çalışmayı incelemektedir. Ayrıca literatürdeki çalışmalarda Grashof sayısı 10-1000 aralığında incelenirken bizim çalışmamız kapsamında 10^3 - 10^7 aralığında incelenmiştir. Grashoff sayısının bu aralıkta incelenmesiyle kaldırma kuvvetlerinin, akış dinamikleri ve ısı transferi üzerindeki etkilerinin detaylı bir şekilde incelenmesinin önü açılmıştır.

Yukardaki tüm parametrelerin incelenmesi, literatürdeki boşlukların doldurulması ve fayda sağlaması açısından çok önemlidir. Çalışmamız kapsamında bu parametrelerin detaylı bir şekilde incelenmesi, tezimizin kapsamı ve amacı açısından çok önemlidir. Bu çalışmalar ile literatür ve kullanım alanları açısından çok fayda sağlanabileceği düşünülmektedir.

3. YÖNTEM

Bu bölümde incelenen problemin sayısal olarak çözülmesi için gerekli tanımlamalar, çözüm alanı ve çözüm için kullanılan korunum denklemleri sunulmuştur. Bunlara ek olarak problemin sınır şartları hakkında bilgiler sunulmuştur. Ayrıca çözümlerde kullanılan sayısal akışkanlar dinamiği kodu ve çözüm yaklaşımı hakkında açıklamalar yapılmıştır.

Sayısal akışkanlar dinamiği, akışkanlar mekaniği ile ısı ve kütle transferi uygulamaları, kimyasal reaksiyon işlemleri, mühendislik ve doğal çevrede önemli bir yer tutan problemlere uygulanmaktadır. 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.

FloEFD, hem laminar hem de türbülanslı akışların incelenmesinde kullanılabilmektedir ve yazılım laminar ve türbülanslı akışların tanımlanmasında bir denklemler sistemi kullanmaktadır. Bundan başka, laminar akıştan türbülanslı akış ve/veya tersi durumun çözümünü de mümkün kılmaktadır.

Literatürde var olan deneysel bir çalışma ile sayısal çözümün doğruluğu kontrol edilecektir. Çalışmanın doğruluğu sağlandıktan sonra, tez kapsamında parametrik çalışmalar yapılarak literatürde olmayan ve mühendislik uygulamalarında kullanılabilecek çeşitli uygulamaların önünü açabilecek sayısal hesaplamalar ve çalışmalar yapılacaktır.

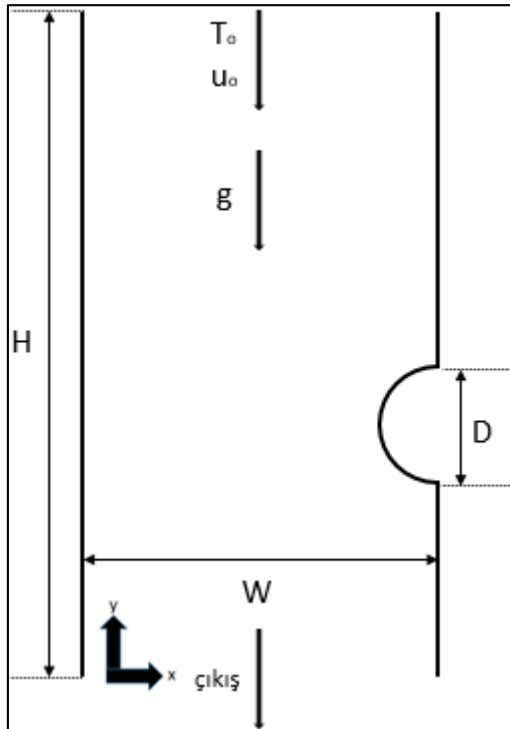
3.1. Sayısal Model ve Matematiksel Formülasyon

Bu bölümde, tez kapsamında oluşturulan model, korunum denklemleri ve sınır şartları sunulmuştur. Simülasyon çalışmalarında FloEFD hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı kullanılmıştır.

Şekil 3.1.'de sayısal çalışma kapsamında incelenecek olan sayısal model yer almaktadır. Dik bir kanalda, bir tarafında yarı silindirik engelin bulunduğu, diğer taraflarının ise adyabatik

bir duvar ile sınırlandırıldığı, yarı silindirik engellin 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 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir ve T_0 olarak gösterilmiştir. Akışkanın giriş sıcaklığı olan T_0 referans sıcaklıktır ve sabit olarak alınmıştır. Akışkanın giriş hızı u_0 olarak gösterilmiştir. Yarı silindirik engellerden üstteki engel kanalın girişinden itibaren 1 m alta konumlandırılmıştır, Kanalın genişliği $W=0,05\text{ m}$ 'dir. Kanalın uzunluğu $H=1,8\text{ m}$ '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 3.1. Sayısal model

Sayısal çalışma kapsamında kullanılmış olan iki boyutlu, sürekli, laminar, sıkıştırılamaz akış için korunum denklemleri sunulmuştur. Çalışmada yer çekimi kuvveti aşağı yönlü olarak

modellenmiş ve kaldırma kuvvetlerinin etkisi sayısal çalışmada hesaba katılmıştır. Kartezyen koordinatlarda kararlı halde sıkıştırılamaz akışlar için süreklilik, momentum ve enerjinin korunum denklemleri aşağıda verilmiştir.

Süreklilik Denklemi

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

Momentum

x – yönündeki momentum denklemi:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (3.2)$$

y – yönündeki momentum denklemi:

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \nabla^2 v - \rho g \quad (3.3)$$

Enerji

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (3.4)$$

Değiştirilmiş Grashoff sayısı aşağıdaki gibidir:

$$Gr^* = \frac{g \beta q D^4}{k \nu^2} \quad (3.5)$$

Değiştirilmiş Richardson sayısı aşağıdaki gibidir:

$$Ri^* = \frac{Gr^*}{Re^2} \quad (3.6)$$

Reynolds sayısı aşağıdaki denklemden elde edilmiştir:

$$Re = \frac{u_0 D}{\nu} \quad (3.7)$$

Prandtl sayısı aşağıdaki gibidir:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.8)$$

Ortalama nusselt sayısı aşağıdaki denklemden hesaplanmıştır:

$$Nu = \frac{q D}{k(T_w - T_o)} \quad (3.9)$$

Burada q ısı akısı, T_w yarı silindirik engelin ortalama sıcaklığı, k ısı iletim katsayısı ve D yarı silindirik engelin çapıdır. Problemin çözülmesinde uygulanacak sınır şartları Tablo 1. de gösterilmiştir. Duvarlarda kayma gerilmesi ve hız sıfır olarak alınmıştır. Engellere sabit ısı akısı uygulanmıştır. Problemde akış dinamikleri ve ısı transferi sürekli akış koşullarında çözümlenmiştir. Radyasyon etkisi dikkate alınmamıştır. Kanal girişindeki suyun sıcaklığı $T_0=20^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır.

Çizelge 3.1. Sınır Şartları

	U	V	T
Giriş	$U=0$	$V=u_0$	$T=T_0$
Duvar	$U=0$	$V=0$	$\partial T/\partial n=0$
Engeller	$U=0$	$V=0$	$q=\text{ısı akısı}$
Çıkış	$\partial U/\partial y=0$	$\partial V/\partial y=0$	$\partial T/\partial y=0$

4. REFERANS ÇALIŞMANIN DOĞRULANMASI VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Bu bölümde FloEFD yazılımı ile gerçekleştirilen sayısal çalışmanın referans olarak alınan çalışmayla karşılaştırılması ve doğrulanması yapılmıştır. Referans olarak Rosas ve diğerlerinin[22] çalışması alınmıştır. Sayısal çalışmada kullanılan FloEFD yazılımının uyguladığı sayısal çözüm tekniği oldukça güçlü ve güvenilirdir. Yazılımda korunum denklemleri sonlu hacimler yöntemine dayalı bir sayısal yöntem ile çözödürölmektedir. Yazılımda kartezyen koordinatlar kullanılmaktadır. Kontrol hacimleri (hücre yapıları) dikdörtgen paralel yüzlüdüdür. Geometri sınırlarında kartezyen “cut cell” yaklaşımı kullanılmaktadır. Bu yaklaşıma göre, sınır yüzeylelerine yakın hücreler geometriyi kesmektedir. Dolayısıyla, sınıra yakın hücreler çokgendirler ve gelişigözel yönde yüzeylelere sahiptirler. Bu nedenle, FloEFD dikdörtgen hücrelerin avantajları ile yüksek doğruluğa sahip geometri sınır hücrelerini birleştirmektedir. Bununla birlikte, yerel sıkılaştırmalar yapılarak geometrik ve nümerik çözüm özelliklerini dikkate alınmaktadır. Bu genelde, katı/akışkan ara yüzeylelerinde, yüksek gradyanlar söz konusu olduğunda, vb. durumlarda kullanılmaktadır. Tüm fiziksel parametreler hücre merkezlerinde depolanmaktadır. Kontrol hacmi yaklaşımı bir önceki bölümde sunulan korunum denklemlerini cebrik ayrıklaştıırılmış denklemlere dönöştürmekte ve denklemlerin iteratif olarak çözöümü 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. Difüfif terimler için merkezi farklar yöntemi kullanılmaktadır. Süreklilik ve konveksiyon/difüzyon denklemleri için time-implicit yaklaşımı ile operatör ayrıklaştıırma tekniği ile birlikte kullanılmaktadır. Bu yöntem ile basınç-hız bağılantısı çözöümü mümkün hale gelmektedir. Bu işlemi SIMPLE benzeri bir yaklaşımı izleyerek, cebrik işlemler ile eliptik tip ayrık basınç denklemi elde edilmektedir.

Çözömlerde öncelikle çözöümün doğruluğu araştırılmıştır. Artık değlerlerin süreklilik, momentum ve hız için 10^{-3} oranından daha düşük olması durumunda çözöümün yakınsadığı kabul edilmiştir. Bunun için öncelikle çözöümün yakınsamış olduğu irdelenmiştir. Sayısal çalışma kapsamında çözöümün yakınsayıp yakınsamadığı da araştırılmıştır. Çizelge 4.1.’ de sayısal çalışmanın çözömlerinde belirlenen hedef kriterlerin yapılan iterasyon sayısında yakınsadığı gösterilmiştir. Resim 4.1’ de ise yakınsamaya ait grafik verilmiştir.

Çizelge 4.1. Yakınsama sonuçları

Hedef	Birim	Değer	Süreç	Kriter	Fark	Yakınsama
Kütle korunumu	kg/s	-2.1061e-011	100	3.51146198e-005	2.45304715e-010	Evet
Isı akısı	W/m ²	8.367	100	8.36731985e-008	0	Evet
Enerji(konveksiyon)	W	0.303	100	7.56460304e-005	0	Evet
Basınç	Pa	92513.52	28	0.00103534813	0.00363981522	Evet
Sıcaklık	°C	20.02	20	0.000245116881	0.00124258605	Evet
Hız	m/s	0.004	17	6.05314879e-006	3.63466296e-005	Evet

yakınsamasından sonra korunum denklemlerinin sağlanmış olması kontrol edilmiştir. Bu kapsamda kütle ve enerji korunumu araştırılmıştır. Çizelge 4.2’de kütlenin korunumu sunulmuştur. Benzer şekilde Çizelge 4.3’de enerjinin korunumu incelenmiş ve sonuçları sunulmuştur. Bu değerleri FloEFD yazılımının sonuç kütüğünden okunmuştur. Görüldüğü üzere hem kütlenin korunumu hem de enerjinin korunumu sağlanmıştır.

Çizelge 4.2. Sayısal çözümde kütlenin korunumu

Sınır şartı	Değer
Kanal giriş (kg/s)	2.1061e-011
Kanal çıkış (kg/s)	2,45304715e-010
Fark (kg/s)	3,51146198e-005

Çizelge 4.3. Sayısal çözümde enerjinin korunumu

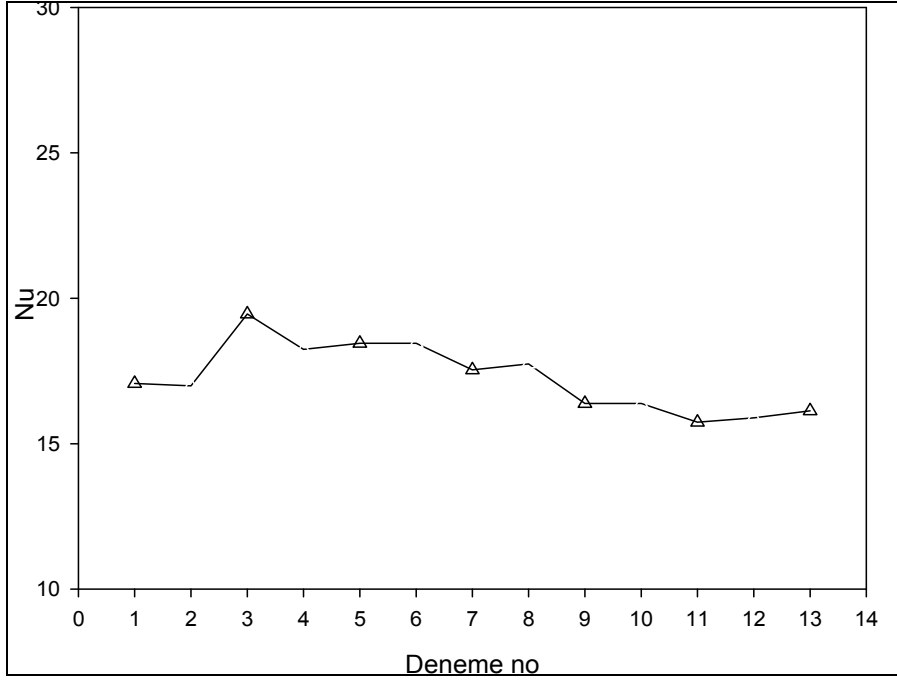
Sınır şartı	Değer
Kanal giriş (W)	8367
Kanal çıkış (W)	8367,31985e-008
Fark (W)	0.000319

4.1. Sayısal çalışmanın hücre sayısından bağımsızlaştırılması

Çözümün doğruluğunun araştırılması kapsamında gerçekleştirilen bir diğer çalışma çözümün hücre sayısından bağımsızlaştırılmasıdır. Çizelge 4.4.’de çözümlerde kullanılan hücre sayıları gösterilmiştir. Tabloda sunulan hücre sayıları ayrı ayrı gösterilmiştir. Bu hücre sayılarında simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve çözümlerin hücre sayılarından bağımsız hale getirilmesi sağlanmıştır. Şekil 4.1.’de Nusselt sayısının hücre sayısı ile değişimi sunulmuştur. Görüldüğü üzere çözüm 12 numaralı hücre sayısı olan 120x415’den sonra yaklaşık olarak sabit hale gelmektedir. Bu nedenle, çözüm süresi çok uzatmamak, bilgisayar kapasitesini zorlamamak ve bununla birlikte çözümün hassasiyetinden ödün vermemek adına 12 numaralı hücre sayısı olan 120x415 hücre sayısı tüm çözümlerde kullanılmıştır.

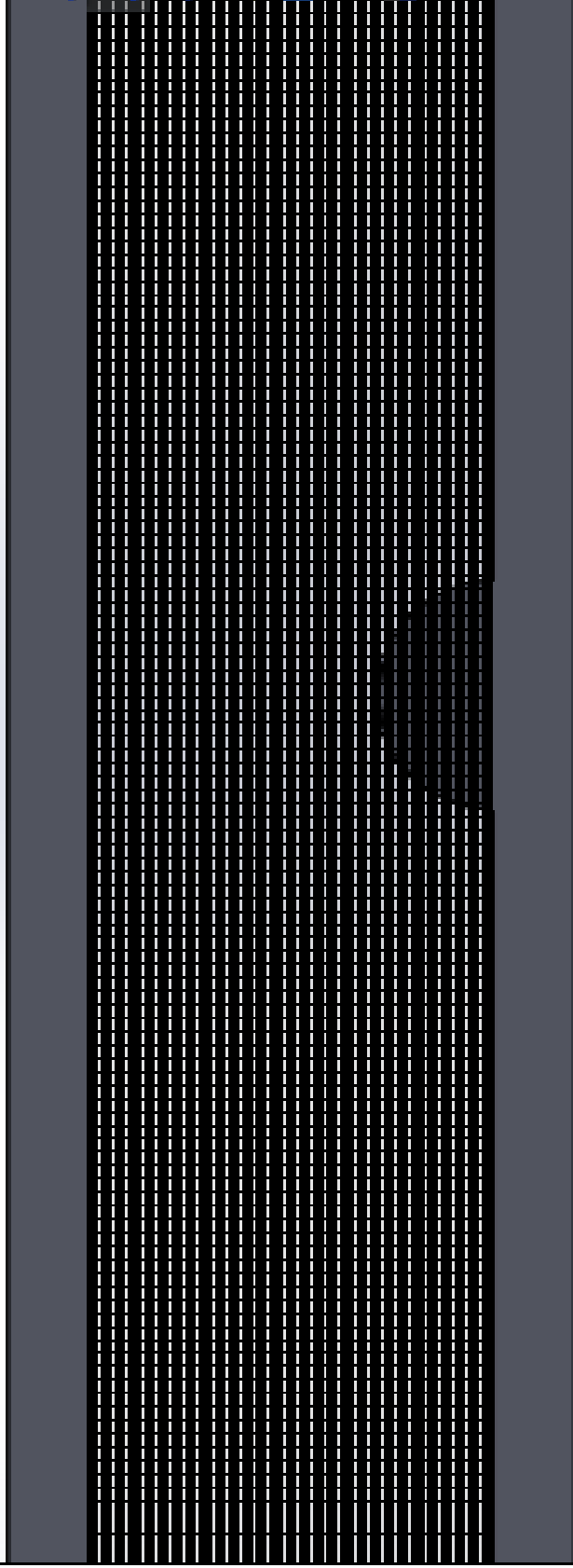
Çizelge 4.4. x-y koordinatlarındaki deneme çalışmalarında kullanılan hücre dağılımları

Deneme No	x(0-0,05m)- Hücre sayısı	y1(0- 0,68575m)- Hücre sayısı	y2(0,68575- 0,8855m)-Hücre sayısı	y3(0,8855- 1,8m)-Hücre sayısı
1	30	50	30	65
2	40	60	40	75
3	50	70	50	85
4	60	80	60	95
5	65	85	65	100
6	70	90	70	105
7	80	100	80	115
8	90	110	90	125
9	100	120	100	135
10	110	130	110	145
11	120	140	120	155
12	130	150	130	165
13	140	160	140	175

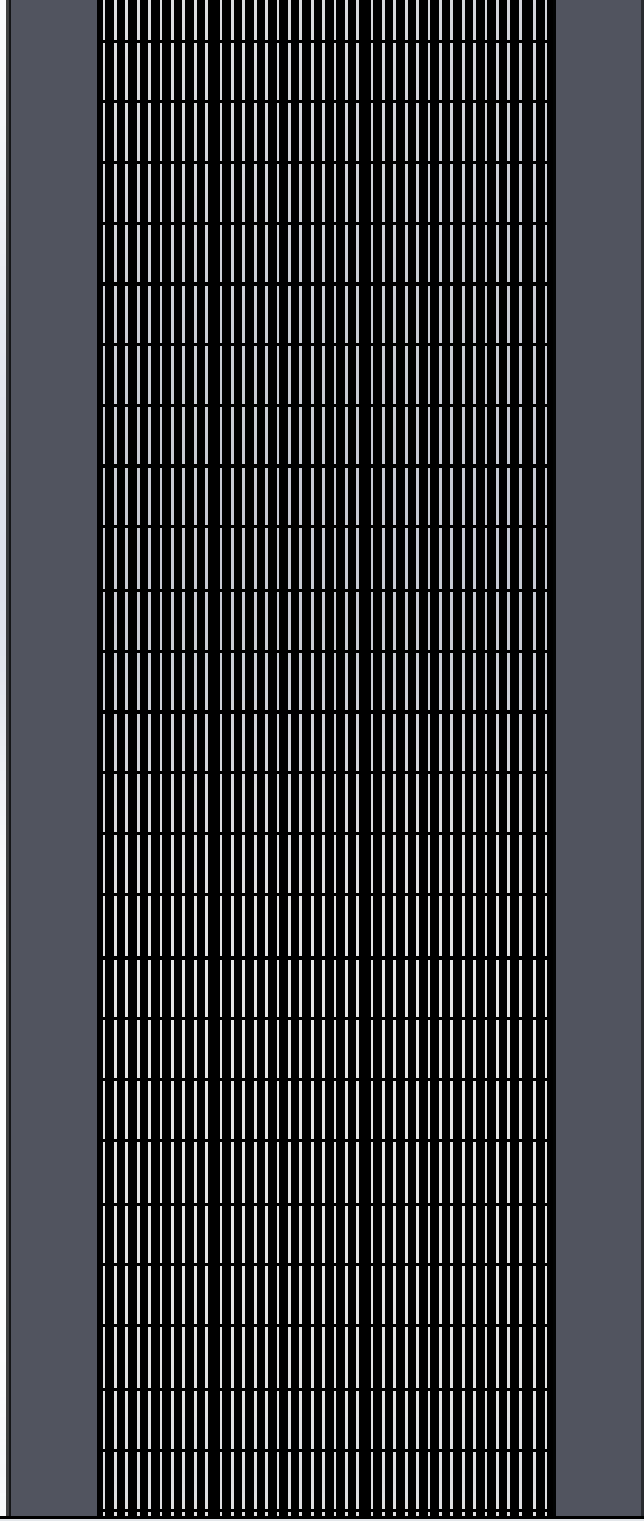


Şekil 4.1. Hücre sayısından bağımsızlaştırma sonuçları

Çözümlerde kullanılan hücre yapısının görüntüsü Şekil 4.2. ve Şekil 4.3.'de gösterilmiştir. Yarı silindirik engele yakın yerlerdeki hız ve sıcaklık dağılımlarını daha iyi görmek için bu bölgelere daha yoğun hücre sayısı atılmıştır. Şekil 4.3.'de ise kanal girişindeki hücre yapısı gösterilmektedir. Şekil 4.2.'ye göre daha az yoğunlukta hücre sayısının olmasının nedeni ise engele yakın yerdeki ısı transferi ve akış değişimlerinin daha fazla olmasıdır.



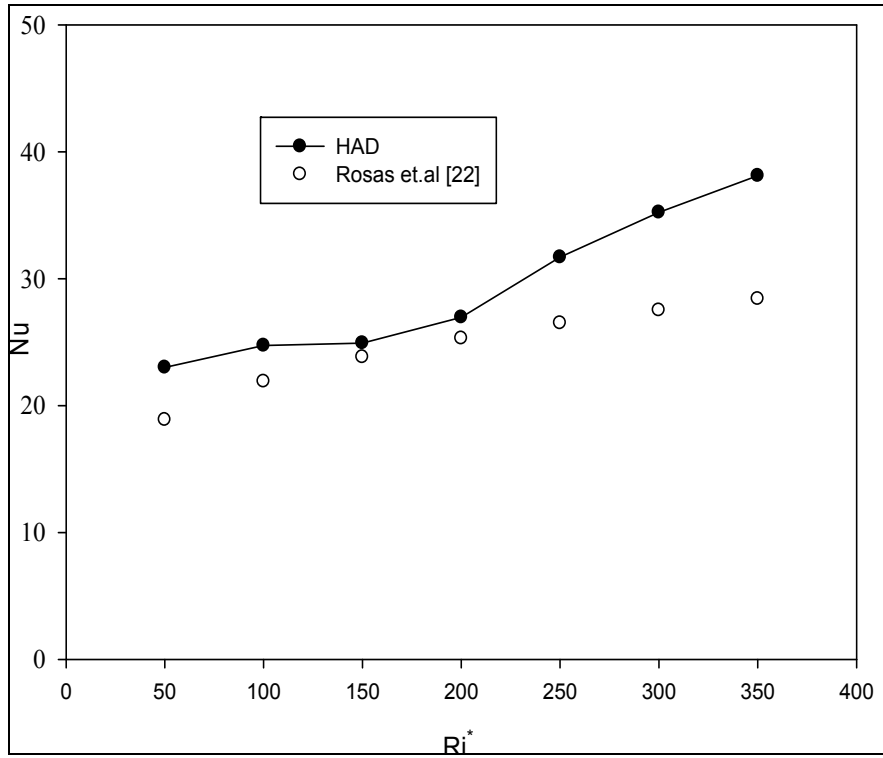
Şekil 4.2.Sayısal çalışmanın hücre yapısı



Şekil 4.3. Kanal girişindeki hücre yapısı

4.2. Sayısal Çalışmanın Literatür İle Doğrulanması

Şekil 4.4.'den sonuçların deneysel veri ile uyumlu olduğu ve sonuçların birbirine yakın olduğu gözlemlenmiştir. Sunulan sayısal çalışmanın doğrulanmasında giriş sıcaklığı 20 °C olarak alınmıştır. Yapılan doğrulama çalışması $Re=200$ için yapılmıştır.



Şekil. 4.4. Sayısal çalışmanın doğrulanması

5. PARAMETRİK SAYISAL ÇALIŞMALAR

Referans çalışmanın sayısal analizi tamamlandıktan sonra parametrik analizler gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar bu bölümde gösterilmiştir. Bu kısımda FloEFD yazılımı ile birlikte, simülasyonlar gerçekleştirilerek sonuçlar sunulmuştur. Farklı parametreler göz önüne alınarak incelemeler yapılmış, elde edilen sonuçlar ısı transferi ve akış dinamikleri açısından normalize edilmiştir.

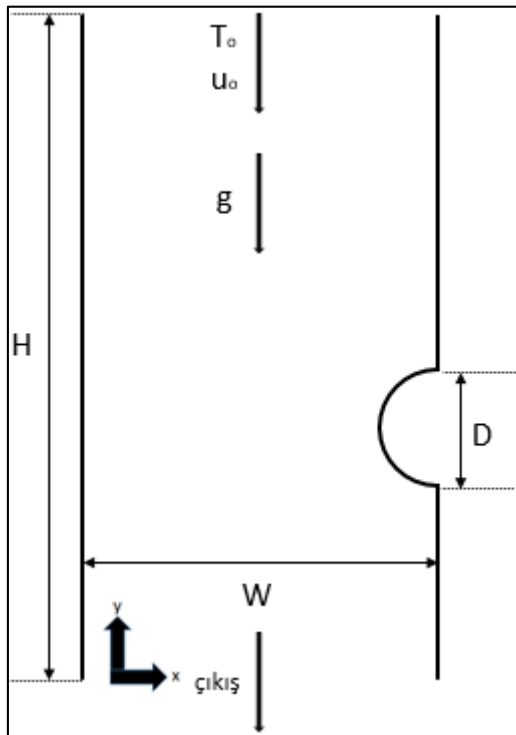
Parametrik çalışmalar yapılırken farklı değişkenler kullanılmıştır. Her parametreye karşılık gelen ısı transferi değerleri ve sonuçları gösterilmiştir. Tüm parametrik sayısal çalışmalarda enerji, kütle ve süreklilik denklemleri sağlanmış olup bu değerler FloEFD yazılımının sonuç kütüğünden alınmıştır. Sonuç kütüğünden alınan sonuçlar bölümlerin altında gösterilmiştir. Parametrik çalışma kapsamında BR oranları, engellerin birbirlerine olan uzaklıkları, engellere verilen ısı akıları, kanal girişindeki akışkan hızı ve Reynolds sayıları değiştirilmiş, bu değişimlerin akış dinamiklerine ve ısı transferine olan etkileri araştırılmıştır. Parametrik çalışmalar neticesinde en uygun sonuçların bulunması için sayısal analizler yapılmış ve bunun daha sonrasında kullanılacak uygulamalarda yararlı hale getirilmesi planlanmıştır.

Sayısal analizler yapılırken BR oranları 0,15; 0,25 ve 0,5 olarak kullanılmıştır. Değiştirilmiş Richardson sayıları 50-350 sayıları arasında alınmıştır. Akışkan olarak suyun kullanıldığı analizlerde akış laminar ve $Pr=7$ sayısında incelemeler gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısı 200 olarak alınmıştır ve akışkanın giriş hızı u_0 olarak belirlenmiştir. Girişteki akışkanın sıcaklığı sabittir ve $T_0=20$ °C olarak alınmıştır. Parametrik çalışmalar yapılırken engellerin birbirine olan uzaklıkları değiştirilmiş ve L/D oranının ısı transferine ve akış dinamiklerine olan etkileri incelenmiştir. Kanalin genişliği W olarak gösterilmiştir. Kanal uzunluğunu sabit ve 1,8 m'dir simgesi ise H olarak gösterilmiştir.

5.1. Tek Yarı Silindirik Engel Bulunan Kanaldaki Karışık Konveksiyonun İncelenmesi

Dik ve içerisinde ısı akısına sahip yarı silindirik bir engel bulunan kanaldaki karışık konveksiyonun incelendiği problemin şematik gösterimi şekil 5.1.' de gösterilmiştir. Yarı silindirik engelin çapı D olarak gösterilmektedir. Yarı silindirik engele sabit ısı akısı uygulanmaktadır. Kanalin girişindeki suyun sıcaklığı T_0 olarak gösterilmektedir ve bu

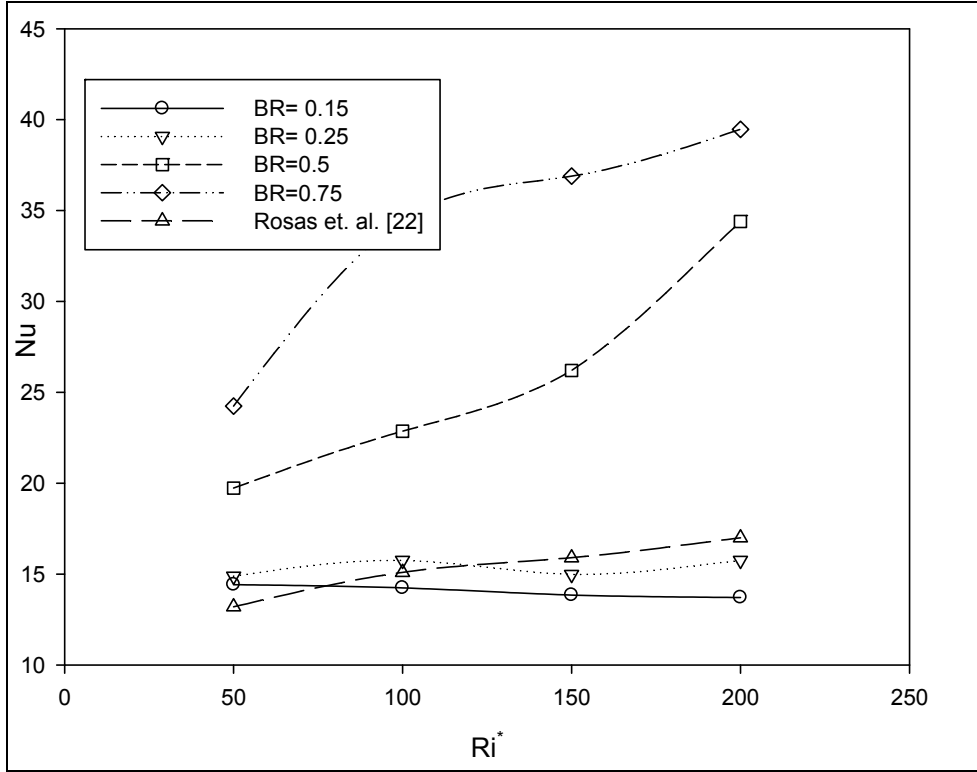
sıcaklık sayısal analizlerde sabit olarak 20°C alınmıştır. İncelenen sayısal çalışma $Re=100$ ve $Re=200$ için yapılmıştır. Kanalin genişliği sabit ve W olarak gösterilmektedir. Kanalin uzunluğu sabit ve H olarak gösterilmektedir. İncelenen sayısal çalışmada BR oranlarının değiştirilmesinin Nu sayısına olan etkileri incelenmektedir. Bu çalışmalarda sayısal analizler geniş bir Richardson sayısı aralığında yapılmaktadır. Çalışmada, su kanalın girişinden belli bir u_0 hızıyla girmekte ve yerçekiminin etkisiyle hareket etmektedir. İncelenen sayısal çalışmada karışık konveksiyona etki eden etkenlerin detaylı bir incelenmesi yapılmıştır.



Şekil 5.1. Problemin şematik gösterimi

Şekil 5.2.' de BR oranının değiştirilmesinin Nusselt sayısına olan etkisi gösterilmektedir. Sayısal çalışmadaki çözümler $Re=100$ için yapılmıştır. Kanal genişliği sabit kalarak yarı silindirik engelin çapı değiştirilmiştir. Kanal girişindeki suyun sıcaklığı $T_0=20^{\circ}\text{C}$ derece olarak alınmıştır. Sayısal çalışmanın sonucunda BR oranının arttırılmasının ısı transferini arttırdığı görülmüştür. Yarı silindirik engelin çapının arttırılmasıyla birlikte engelle daha fazla akışkanın temas etmesi sonucunda ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca grafikte Rosas ve arkadaşlarının [22] deneysel çalışmada kullandığı sonuçlarda kullanılmıştır. Rosas ve arkadaşlarının deneysel çalışmasında BR 0,285 olarak kullanılmıştır. Bu değerden bulunan Nusselt değerleri grafiğimize eklendiğinde yaptığımız

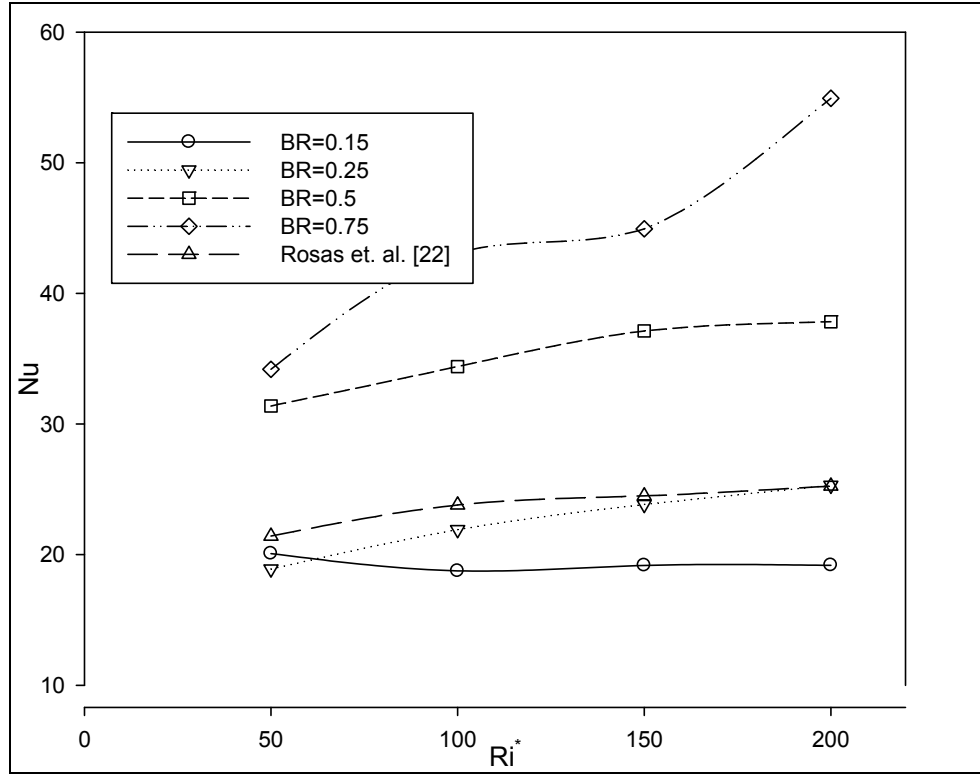
sayısal çalışmaların doğruluğu da kanıtlanmaktadır. Çünkü artan BR değerleri ısı transferini arttırırken deneysel çalışmanın sonuçları, sayısal çalışmalarda kullandığımız BR 0,15 ve 0,25 değerlerinin hemen üstünde yer almıştır. Hız ve basıncın ise engelin çapının artmasıyla ters orantılı olarak, azaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5.2. Nu sayısının Ri^* sayısı ve farklı BR değerlerine göre değişimi: $Re=100$, $W=0,05$ m

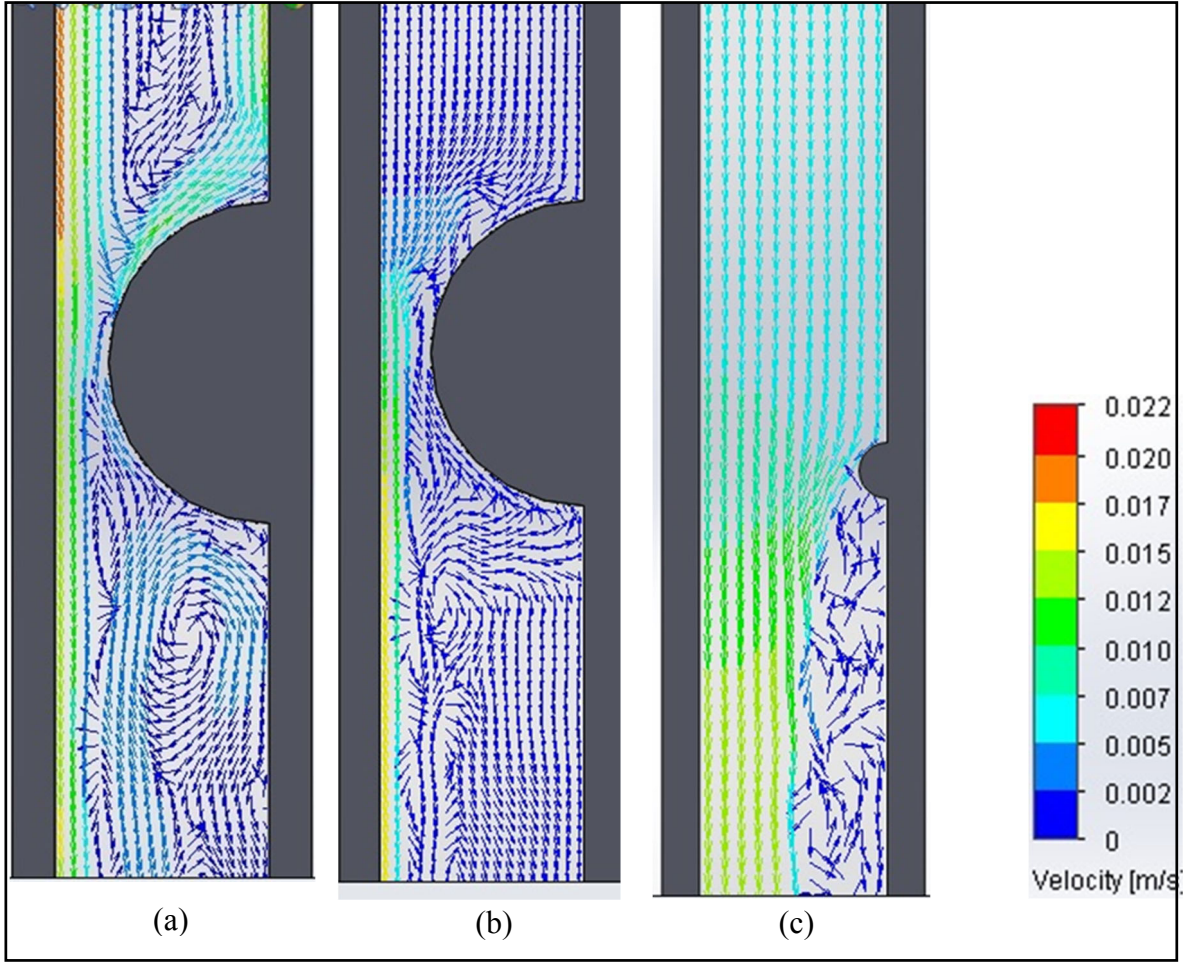
Şekil 5.3.' de Nusselt sayısının BR oranına göre değişimi incelenmiştir. Bu çalışma $Re=200$ sayısında yapılmıştır. Rosas ve arkadaşlarının [22] çalışmasında BR oranı 0,285 olarak alınmıştır. Bu oran sayısal çalışmalar kapsamında değiştirilerek Nusselt oranlarının değişimi gözlenmiştir. Sayısal çalışmadaki veriler deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Kanal genişliği sabit kalarak yarı silindirik engelin çapı değiştirilmiştir. Kanal girişindeki suyun sıcaklığı $T_0=20$ °C olarak alınmıştır. Sayısal çalışmanın sonucunda BR oranının arttırılmasının ısı transferini arttırdığı görülmüştür. Yarı silindirik engelin çapının arttırılmasıyla birlikte engelle daha fazla akışkanın temas etmesi sonucunda ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Hız ve basıncın ise engelin çapının artmasıyla ters orantılı olarak azaldığı gözlemlenmiştir. Deneysel çalışma ile karşılaştırılma yapılırken düşük değiştirilmiş Richardson sayılarında sayısal çalışmada bulduğumuz değerlerin BR oranları hesaba katıldığında biraz üstte olduğu görülürken değiştirilmiş Richardson sayısı 150 ve 200 olduğunda ise BR oranının artmasının

ısı transferine olan etkisi tam olarak görülmüş, sayısal çalışmanın da deneysel çalışma ile uyumlu olduğu gösterilmektedir.



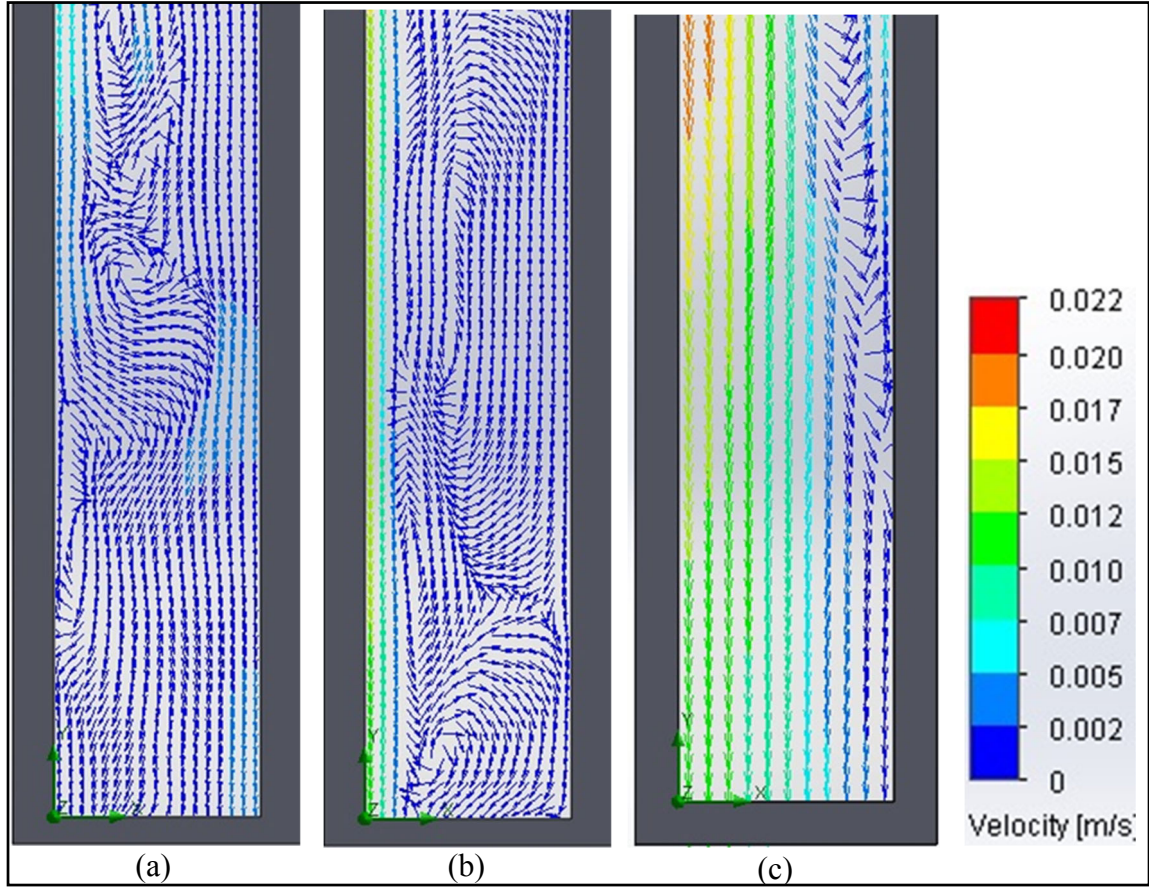
Şekil 5.3. Nu sayısının Ri sayısı ve farklı BR değerlerine göre değişimi: Re=200, W=0,05 m

Şekil 5.4.'de BR oranının ve Değiştirilmiş Richardson sayısının vektörel hız dağılımı üzerindeki etkisi gösterilmektedir. BR oranının artması ile birlikte akışkanın engele daha fazla teması sağlanmakta ve ısı transferi artmaktadır. Değiştirilmiş Richardson sayısı ise kaldırma kuvvetlerinin etkisini arttırmakta ve vorteks oluşumunu çoğaltmaktadır. Vorteks oluşumunun artması ile birlikte ısı transferi de artmaktadır. Sabit Reynolds sayısında Değiştirilmiş Richardson sayısı Grashoff sayısı ile doğru orantılıdır. Değiştirilmiş Richardson sayısının artması ısı transferini arttırdığı için Grashoff sayısının artması da ısı transferini arttırmaktadır. Doğal konveksiyonun etkisinin gösteriminde kullanılan Grashoff sayısı, karışık konveksiyonun etkilerinin incelendiği çalışmamızda, doğal konveksiyonun Reynolds=100 sayısında zorlanmış konveksiyona oranla daha etkin olduğunu göstermektedir.



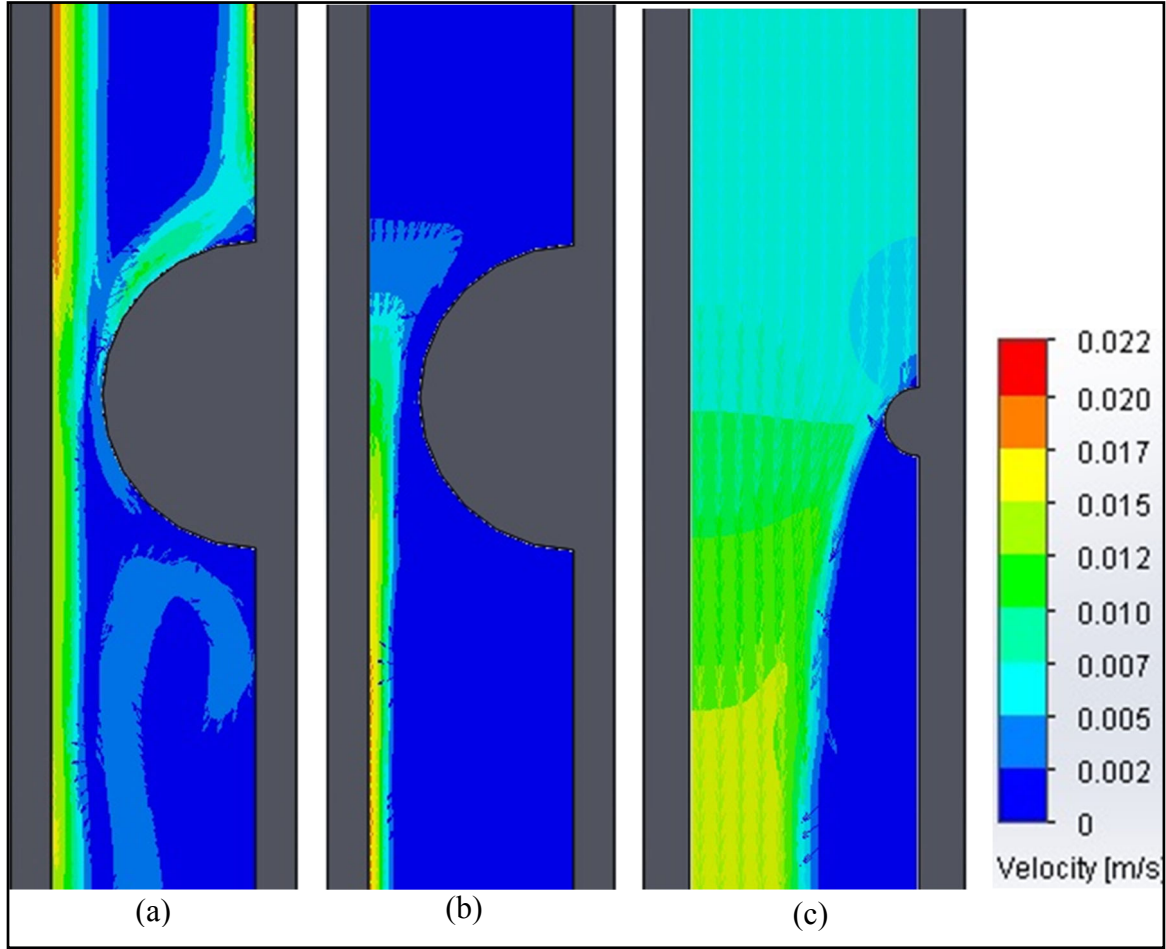
Şekil 5.4. Vektörel hız dağılımı, $Re=100$ (a) $BR=0,75$, $Ri=200$, (b) $BR=0,75$, $Ri=50$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.5.'de kanalın çıkış kısmındaki akışkanın vektörel hız dağılımı gösterilmektedir. BR oranı ve değiştirilmiş Richardson sayısının etkisinin gösterildiği şekilde BR oranı ve değiştirilmiş Richardson sayısı arttıkça kaldırma kuvvetlerinin etkisinin arttığı gözükmemektedir. BR oranının 0,75 ve değiştirilmiş Richardson sayısının 200 olduğu Şekil 5.5. a'da çıkış kısmında bile kaldırma kuvvetinin etkisiyle yukarı yönlü bir hareket olduğu görülmektedir.



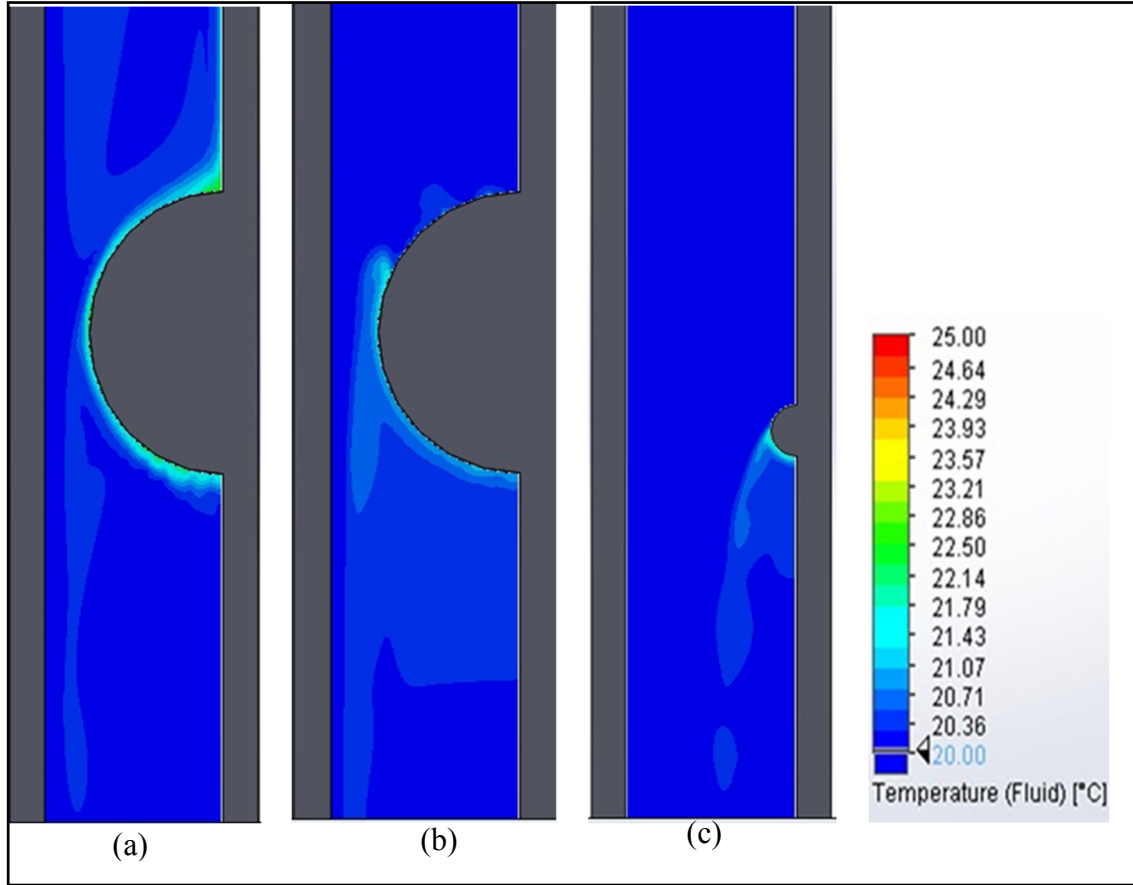
Şekil 5.5. Kanal çıkışı vektörel hız dağılımı, $Re=100$ (a) $BR=0,75$, $Ri=200$, (b) $BR=0,75$, $Ri=50$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.6.'da BR oranlarının ve değiştirilmiş Richardson sayısının hız konturu üzerindeki etkilerini gösteren simülasyon gösterilmiştir. BR oranının azalması hızı arttırırken kaldırma kuvvetlerinin etkisini azalttığı görülmüştür. Ayrıca değiştirilmiş Richardson sayısının vorteks oluşumu ve kaldırma kuvvetleri üzerindeki etkisi gösterilmiştir.



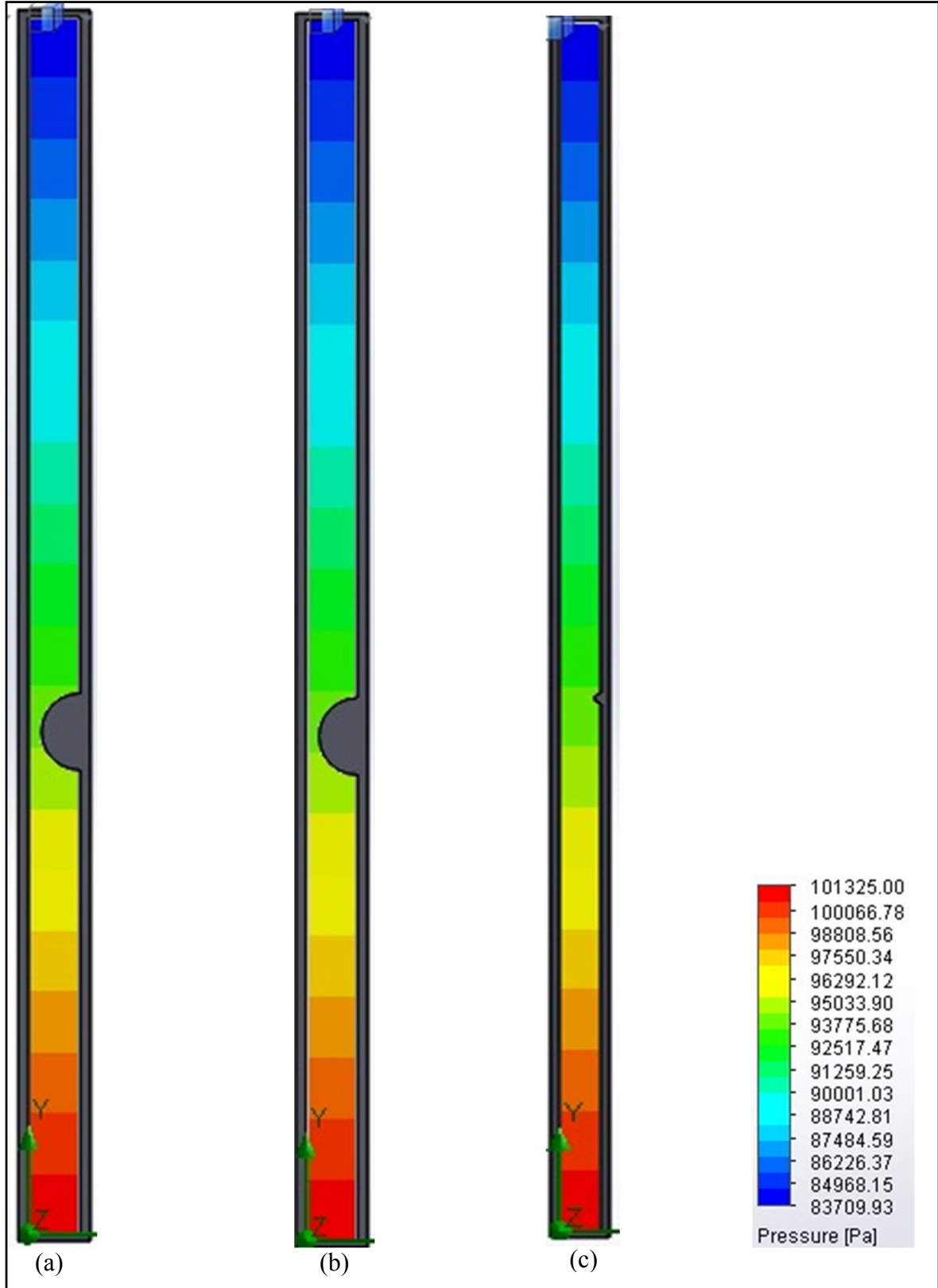
Şekil 5.6. Hız konturu dağılımı, $Re=100$ (a) $BR=0,75$, $Ri=200$, (b) $BR=0,75$, $Ri=50$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.7.'de sıcaklık konturu dağılımı gösterilmektedir. BR oranlarının ve değiştirilmiş Richardson sayısının etkisi şekilde görülmektedir. Değiştirilmiş Richardson sayısı, $Re=100$ için engellere verilen ısı akısı ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Simülasyonlardan engellere verilen ısı akısının kaldırma kuvvetlerinin etkisini artırarak ısı transferini pozitif yönde etkilediği gözükmemektedir. Ayrıca BR oranının artması da yüzey alanını artırarak ısı transferini arttırmıştır. Değiştirilmiş Richardson sayısının 200 ve BR oranının 0,75 olduğu Şekil 5.7. a'da akışkanın diğerlerinden daha sıcak olduğu dolayısıyla ısı transferinin daha fazla olduğu görülmektedir.



Şekil 5.7. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=100$ (a) $BR=0,75$, $Ri=200$, (b) $BR=0,75$, $Ri=50$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

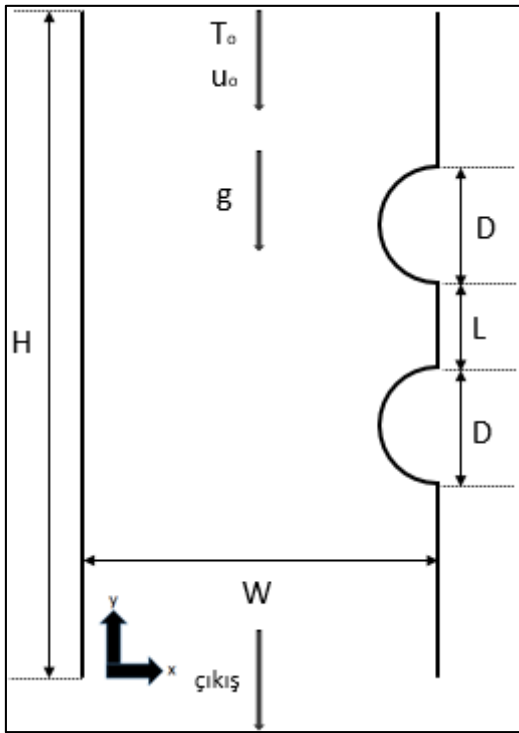
Şekil 5.8.'de basınç konturu dağılımı verilmiştir. BR oranlarının ve değiştirilmiş Richardson sayısının basınç üzerindeki etkileri gösterilmiştir. BR oranının artmasının basıncı düşürdüğü görülmektedir.



Şekil 5.8. Basınç konturu dağılımı, $Re=100$ (a) $BR=0,75$, $Ri=200$, (b) $BR=0,75$, $Ri=50$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

5.2. Alt Alta Bulunan İki Yarı Silindirik Engeldeki Karışık Konveksiyonun İncelenmesi

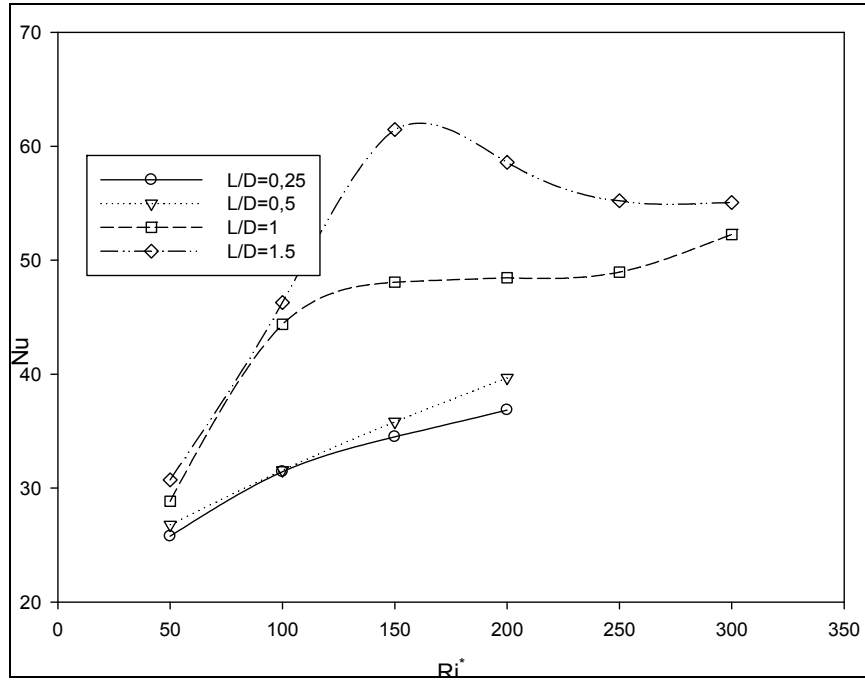
Bu bölümde dik ve iki tarafı adyabatik duvarlarla sınırlandırılmış ve ısı akısı verilmiş altta alta bulunan iki yarı silindirik engelin bulunduğu bir kanaldaki belirli parametrelerin değiştirilmesinin ısı transferine ve akış dinamiklerine olan etkisi incelenmiştir. İncelenen sayısal çalışmanın görüntüsü şekil 5.9.' da yer almaktadır. Yarı silindirik engeller aynı çaptadır ve bu çapların uzunluğu D olarak gösterilmektedir. Yarı silindirik engellere sabit ısı akısı verilmektedir. Kanal girişindeki akışkanın sıcaklığı T_0 'dır ve sabit 20°C 'dir. İncelenen sayısal çalışma $Re=200$ için yapılmıştır. Engellerin birbirine olan uzaklıkları L olarak gösterilmektedir. Kanalın genişliği sabittir ve W olarak gösterilmektedir. Kanalın uzunluğu sabit ve H olarak gösterilmektedir. İncelenen sayısal çalışmada BR oranlarının ve L/D oranının değiştirilmesinin Nusselt sayısına olan etkileri incelenmektedir. Bu çalışmalarda sayısal analizler geniş bir değiştirilmiş Richardson sayısı aralığında yapılmaktadır. Çalışmada, akışkan kanalın girişinden belli bir u_0 hızıyla girmekte ve yerçekiminin etkisiyle hareket etmektedir. İncelenen sayısal çalışmada karışık konveksiyona etki eden etkenlerin detaylı bir incelmesi yapılmıştır.



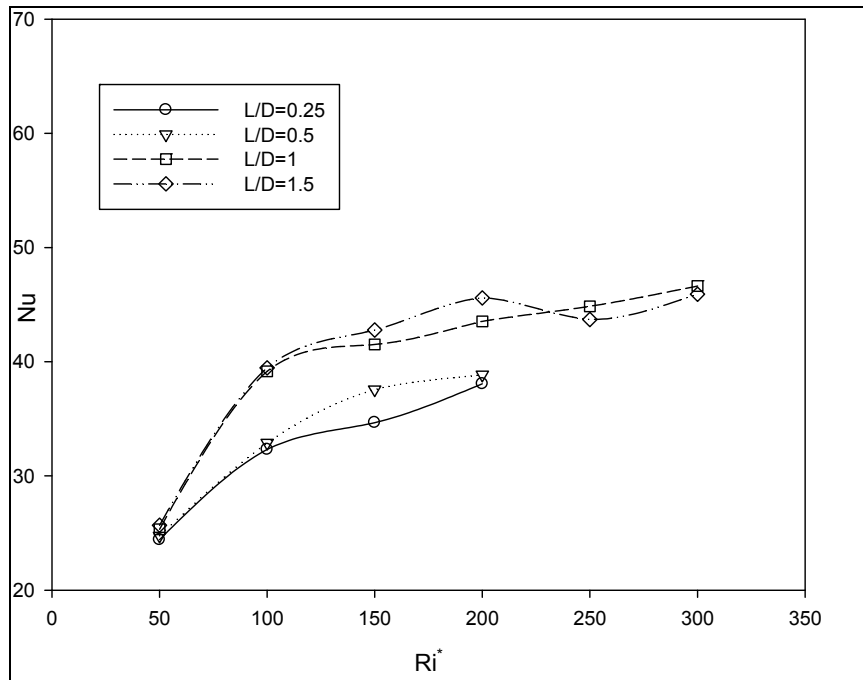
Şekil 5.9. Problemin şematik gösterimi

Şekil 5.10.'da üst engeldeki Nusselt sayısının L/D oranına göre değişimi gösterilmektedir. Bu sayısal inceleme $BR=0,5$ oranında yapılmıştır. Şekil 5.10.'da Nusselt sayısının engellerin birbirine olan uzaklıkları yani L/D oranlarının artmasıyla birlikte arttığı görülmüştür. $L/D=1,5$ ' de ve $Richardson>150$ 'den sonra Nusselt sayısında önemli bir değişim yoktur. Yani engellerin ısı akısının arttırılmasının ısı transferine pozitif bir etki yapmadığı görülmüştür. Grafik sonuçlarından en iyi Nusselt sayısı değerlerinin $Ri=150$ ve $L/D = 1,5$ 'de olduğu görülmektedir.

Şekil 5.11.' de alt engel için Nusselt sayısının L/D oranına göre değişimi gösterilmektedir. Alt engelde yine benzer değişimler bulunmuştur. Engellerin birbirine olan uzaklıklarının arttırılması Nusselt sayısını olumlu bir biçimde etkilerken belirli Richardson sayılarından sonra bu etkinin olmadığı görülmüştür. Alt engeldeki sonuçlar üst engel ile karşılaştırıldığında, üst engeldeki Nusselt sayılarının daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeninin kaldırma kuvvetleri etkisinin üst engelde daha fazla etkin olmasının ısı transferine olan etkisinden kaynaklandığı anlaşılmaktadır. Kaldırma kuvvetlerinin ısı transferinin artmasında etkin olması, karışık konveksiyon incelenmesi yapılan bu problemde doğal konveksiyon etkilerinin zorlanmış konveksiyona oranla daha baskın olmasından kaynaklıdır.



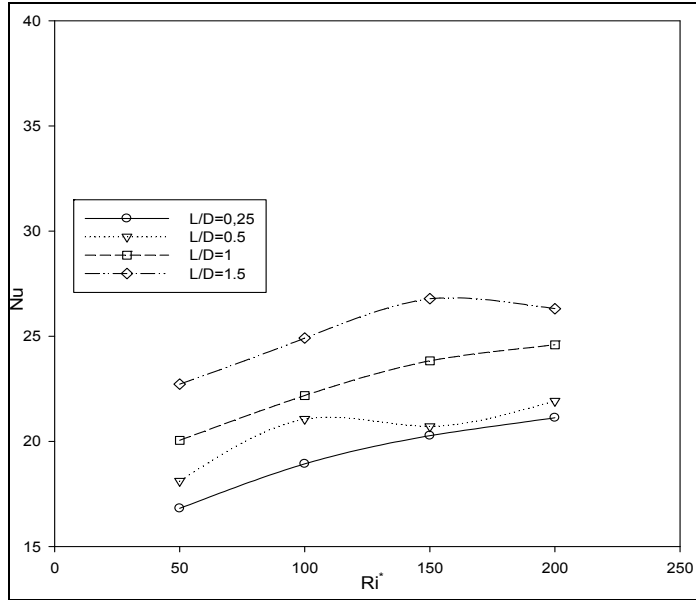
Şekil 5.10. Üst engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: Re=200, BR=0,5



Şekil 5.11. Alt engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: Re=200, BR=0,5

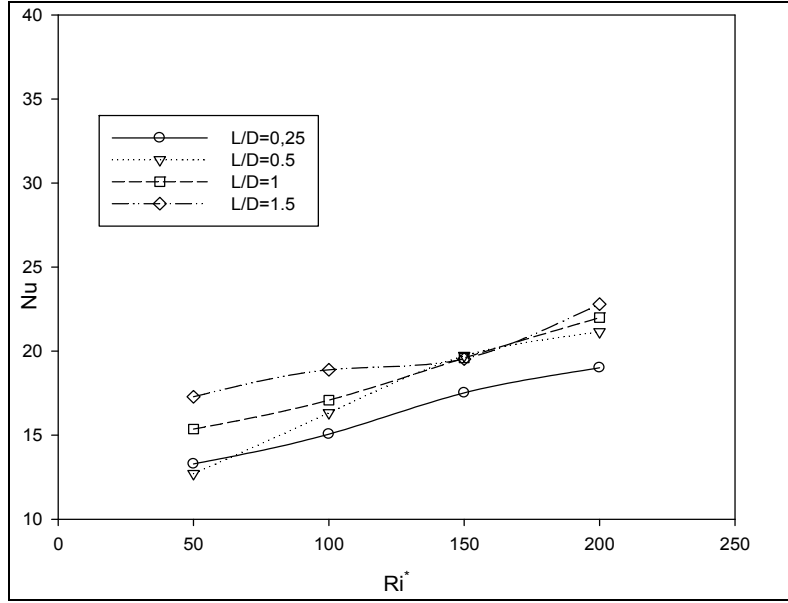
Alt alta bulunan iki yarı silindirik engelde bulunan ısı transferi incelenirken, BR oranı 0,25 alınarak çözümler yapılmıştır. Yapılan çözümlere ait grafik Şekil 5.12.' de gösterilmektedir. Değiştirilmiş Richardson sayısı ve L/D oranının Nusselt sayısı üzerindeki etkisini inceleyen grafikte, değiştirilmiş Richardson sayısı ve L/D oranının artmasının Nusselt sayısını arttırdığı

görülmüştür. L/D oranının artmasıyla birlikte yapışma azalmakta ve daha fazla akışkan engel ile temas edebilmektedir. Bu da ısı transferini arttırmaktadır. Ayrıca L/D oranının artmasıyla birlikte vorteks yapıları daha çok oluşmakta ve ısı transferinin artmasına pozitif bir katkı sunmaktadır. Yapılan sayısal çalışmada Reynolds sayısı sabit olduğu için değiştirilmiş Richardson sayısı direkt olarak Grashoff sayısı ile doğru orantılıdır. Doğal konveksiyonu gösteren parametrelerden biri olan Grashoff sayısının Nusselt sayısına olan etkisi de dolaylı olarak görülmektedir. Oluşan vorteks yapıları $Re=200$ 'deki akış hızlarında doğal konveksiyonun ve kaldırma kuvvetlerinin etkisinin zorlanmış konveksiyona göre daha fazla olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.12. Üst engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $BR=0,25$

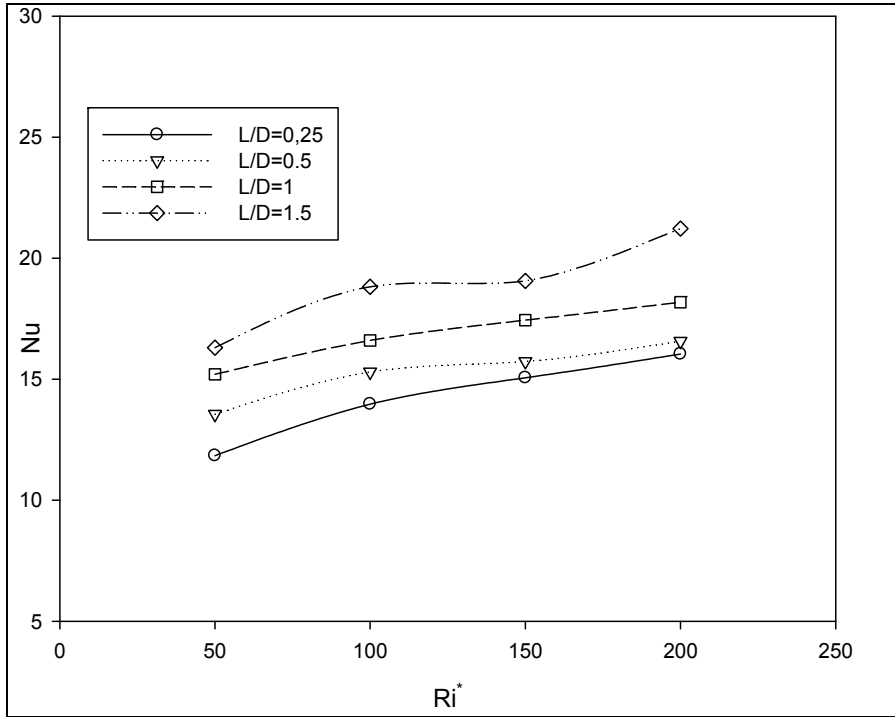
Şekil 5.13.'de BR 0,25 için değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının alt engeldeki Nusselt sayısına etkisi gösterilmiştir. L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının artması Nusselt sayısını genellikle arttırmıştır. Alt engeldeki Nusselt sayısının üst engele göre daha az olmasının nedeni ise üst engelin etrafında alt engele göre daha fazla vorteks yapısının oluşmasıdır. Ayrıca alt engel etrafında kaldırma kuvvetleri etkisinin azalması da ısı transferini azaltmaktadır.



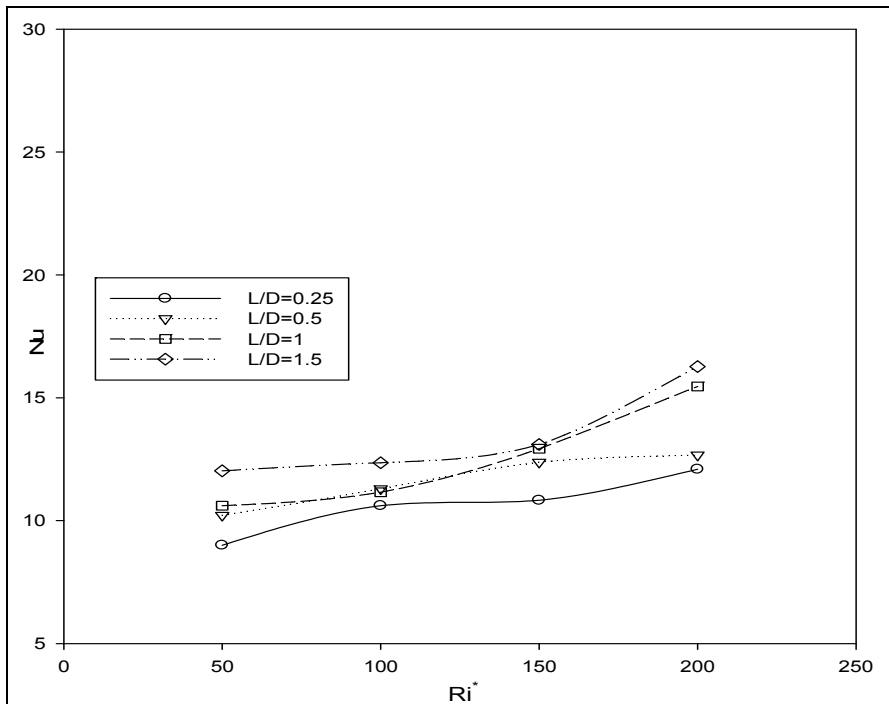
Şekil 5.13. Alt engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: Re=200, BR=0,25

Alt alta bulunan iki yarı silindirik engeldeki ısı transferinin incelenmesinde BR oranı 0,15 alınarak yapılan sayısal çalışmaya ait grafik Şekil 5.14.'de gösterilmiştir. Üst engeli ait olan grafikte L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. Yapılan sayısal çalışmada L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının artması birlikte Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir. BR oranının düşmesiyle engelin çapı ve etki alanı azaldığı için BR'nun 0,25 ve 0,50 deki değerlerine göre ısı transferinin azaldığı görülmüştür. L/D oranının artmasıyla birlikte yapışma azalmıştır, vorteks oluşumları artmıştır bununla birlikte ısı transferine pozitif bir etki yaptığı belirlenmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısını ısı akısı ile doğru orantılı olduğu için ısı akısının artması da vorteks oluşumlarını ve kaldırma kuvvetlerini etkileyerek ısı transferini arttırdığı gözlemlenmiştir. Yapılan incelemede Re=200 sayısında ki hızda karışık konveksiyon incelenirken, doğal konveksiyonun zorlanmış konveksiyona oranla daha etkin olduğu görülmektedir.

Şekil 5.15.'de alttaki yarı silindirik engel için yapılan grafik sunulmuştur. Re=200 için yapılan sayısal çalışmada L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. L/D oranının ve Richardson sayısının artması ile birlikte Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir.



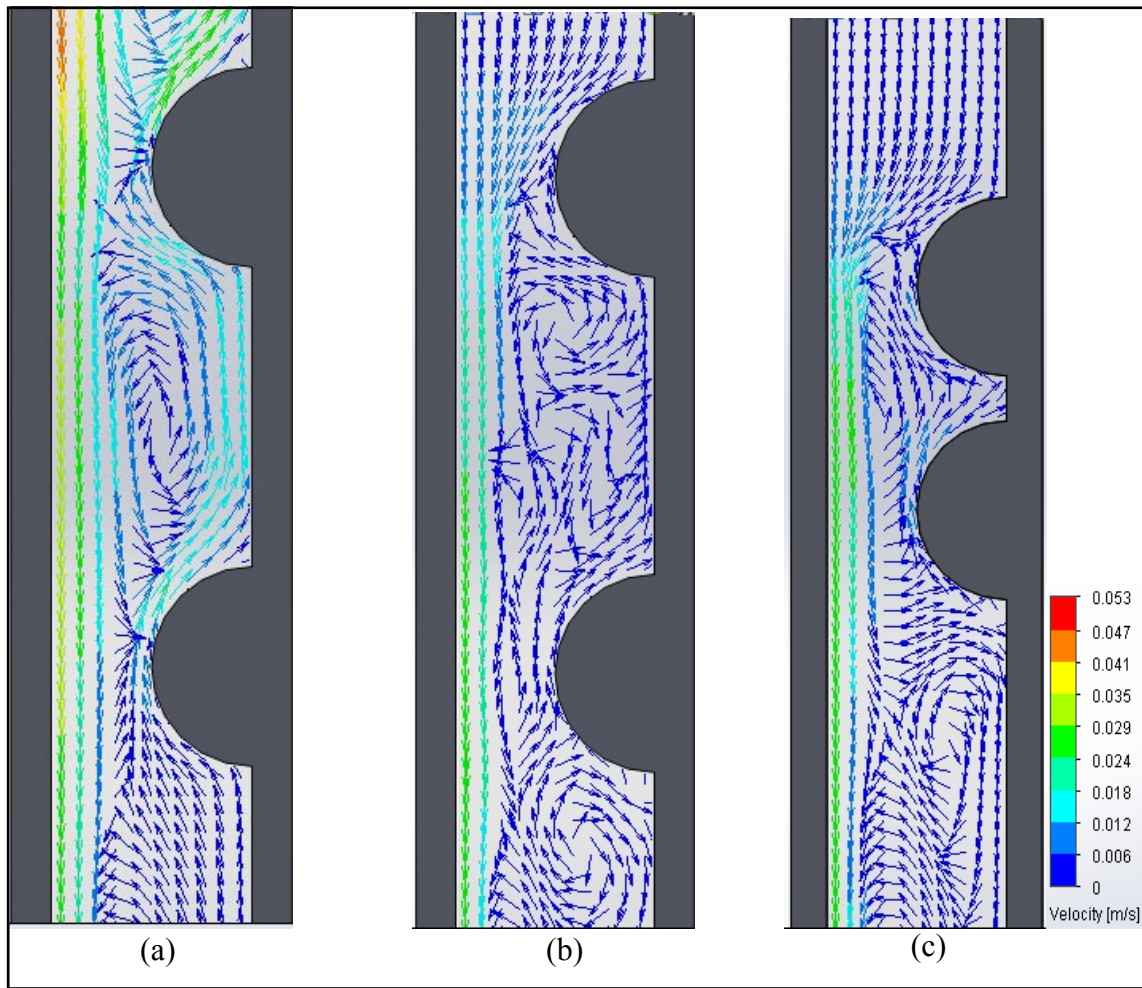
Şekil 5.14. Üst engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $BR=0,15$



Şekil 5.15. Alt engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı L/D değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $BR=0,15$

Şekil 5.16.'da $Re=200$ sayısında değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının akış üzerindeki etkilerini gösteren hız vektörünün simülasyonu gösterilmiştir. Şekil 5.16. a'da

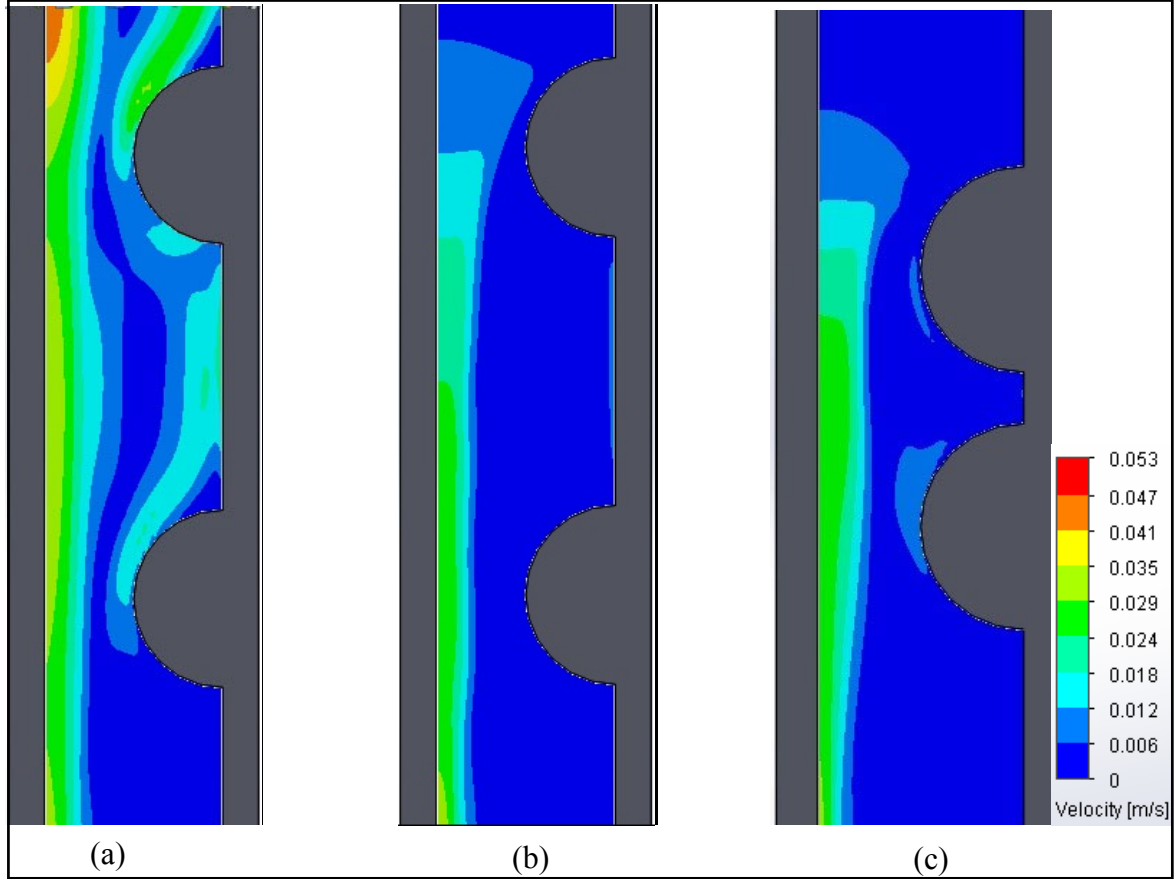
değiştirilmiş Richardson sayısının artmasının vorteks oluşumuna ve kaldırma kuvvetlerine olan etkisi gösterilmektedir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artmasıyla birlikte vorteks oluşumunun arttığı görülmektedir. Vorteks oluşumunun artması ısı transferini de arttırmaktadır. Şekil 5.16. b’de L/D oranının artmasının hız vektörü üzerindeki etkisi gösterilmiştir. L/D oranının artmasıyla birlikte engeller arası mesafe artmaktadır. Engellerin birbirine olan uzaklığının artması ile birlikte akışın engeller arası yapışması azalmakta, engel ile daha fazla akışkan temas etmekte ve vorteks oluşumu artmaktadır. Bunların sonucunda ise ısı transferinin arttığı görülmektedir.



Şekil 5.16. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$ $Re=200$ (a) $BR=0,5$, $Ri=200$,
(b) $BR=0,25$, $Ri=200$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

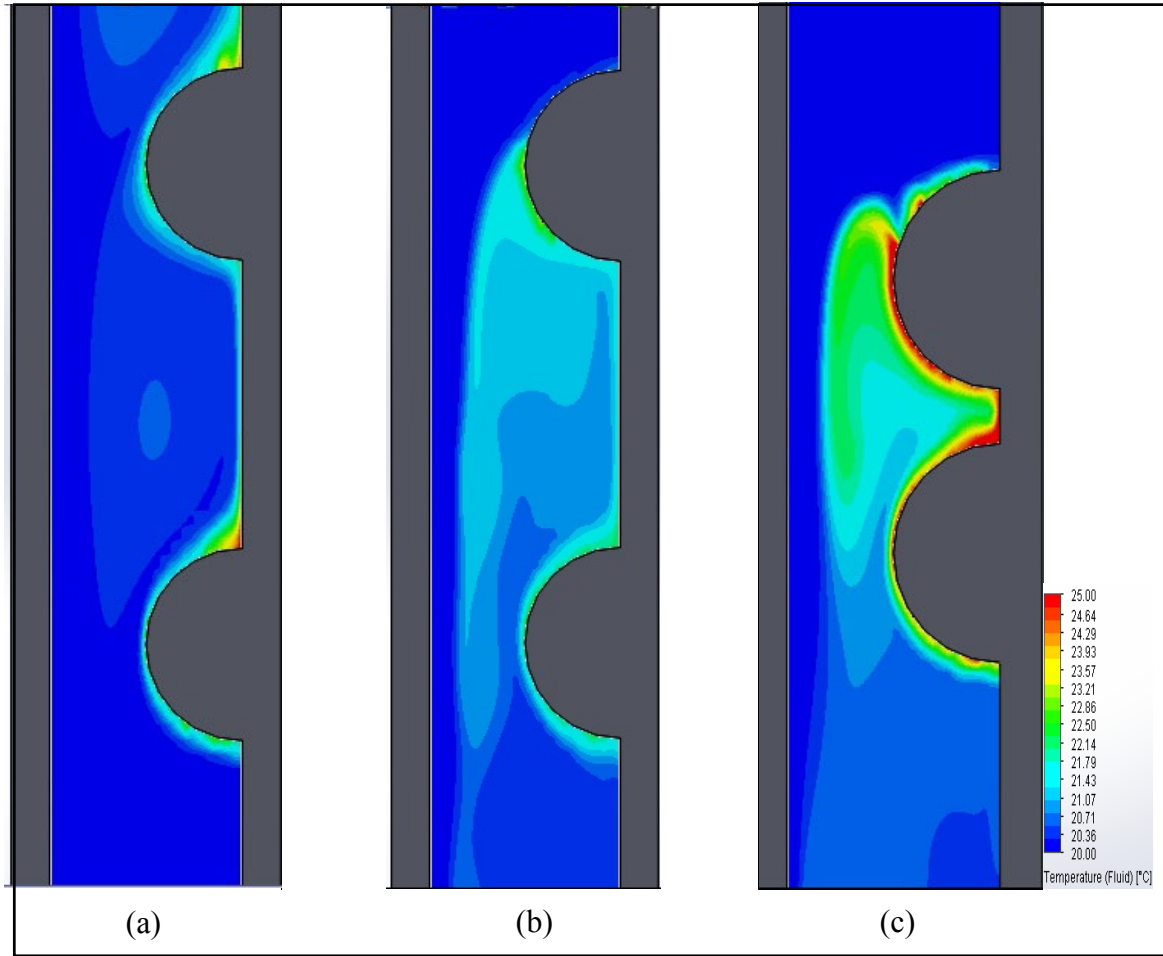
Şekil 5.17.’de $Re=200$ için hız konturu dağılımı gösterilmektedir. Şekil 5.17. a’da değiştirilmiş Richardson sayısının artmasının hız üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artmasıyla birlikte kaldırma kuvvetlerinin etkisinin arttığı görülmüştür. Değiştirilmiş Richardson sayısı sabit Reynolds sayısında direkt olarak ısı akışı

ve değiştirilmiş Grashoff sayısı ile doğru orantılı olduğu için ısı akısının ve değiştirilmiş Grashoff sayısının hız konturu üzerindeki etkisi görülmektedir. Kaldırma kuvvetinin hız konturu üzerindeki etkisi $Re=200$ sayısında doğal konveksiyonun zorlanmış konveksiyona oranla daha baskın olduğunu göstermektedir.



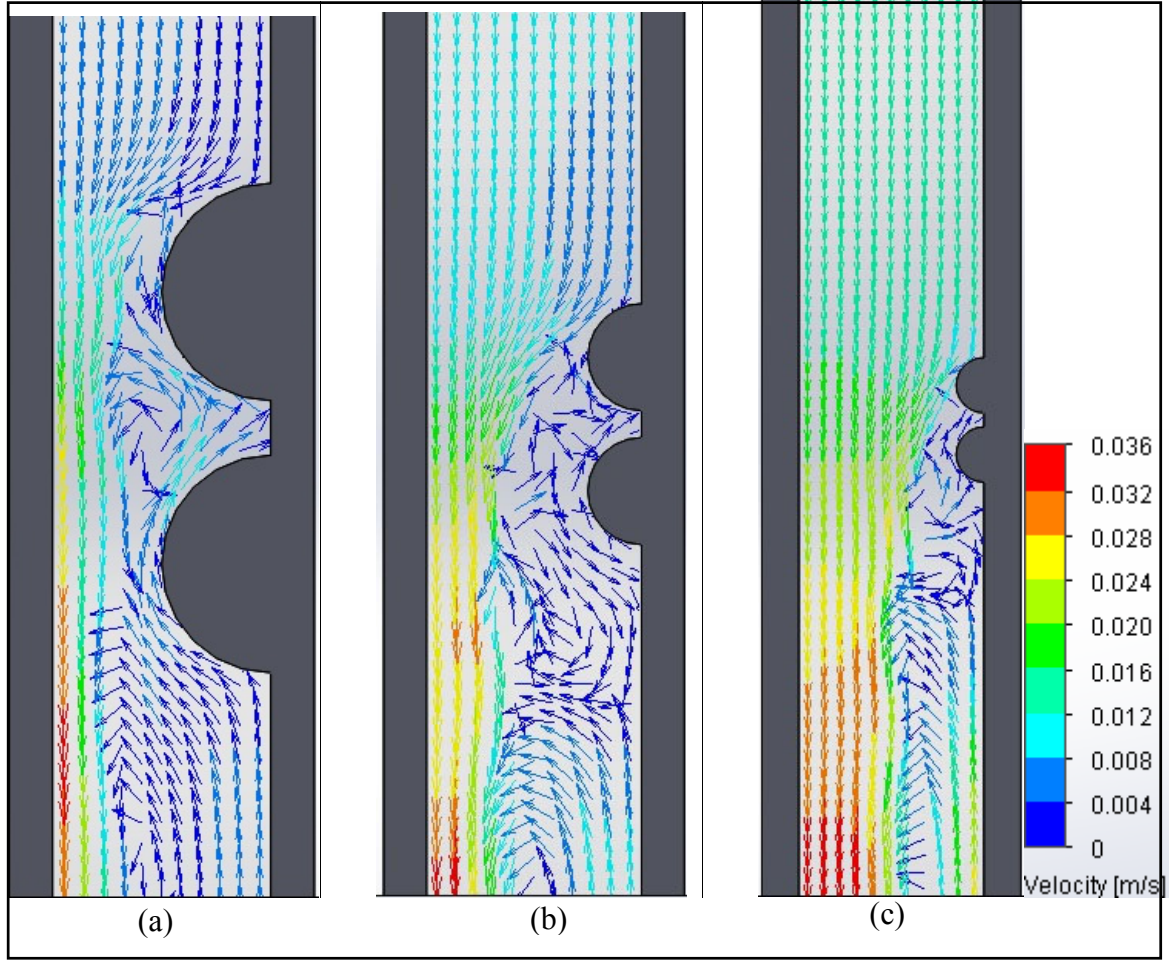
Şekil 5.17. Hız konturu dağılımı, $Re=200$ $Re=200$ (a) $BR=0,5$, $Ri=200$, (b) $BR=0,25$, $Ri=200$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.18.'de $Re=200$ için değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının sıcaklık konturu üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Değiştirilmiş Richardson sayısı ve L/D oranının artması ile birlikte ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Şekil 5.18. a'da akışkanın sıcaklığının daha fazla olduğu, engellerin sıcaklığının ise Şekil 5.18. c' ye göre daha az olduğu görülmektedir. Aynı değiştirilmiş Richardson sayısında bu etkinin görülmesi L/D oranının artması ile ilgilidir. L/D oranının artması ile birlikte akışkanın engeller arasındaki yapışması daha az olmakta ve vorteks oluşumu artmaktadır. Bu durum sonucunda ise ısı transferinin arttığı görülmektedir.



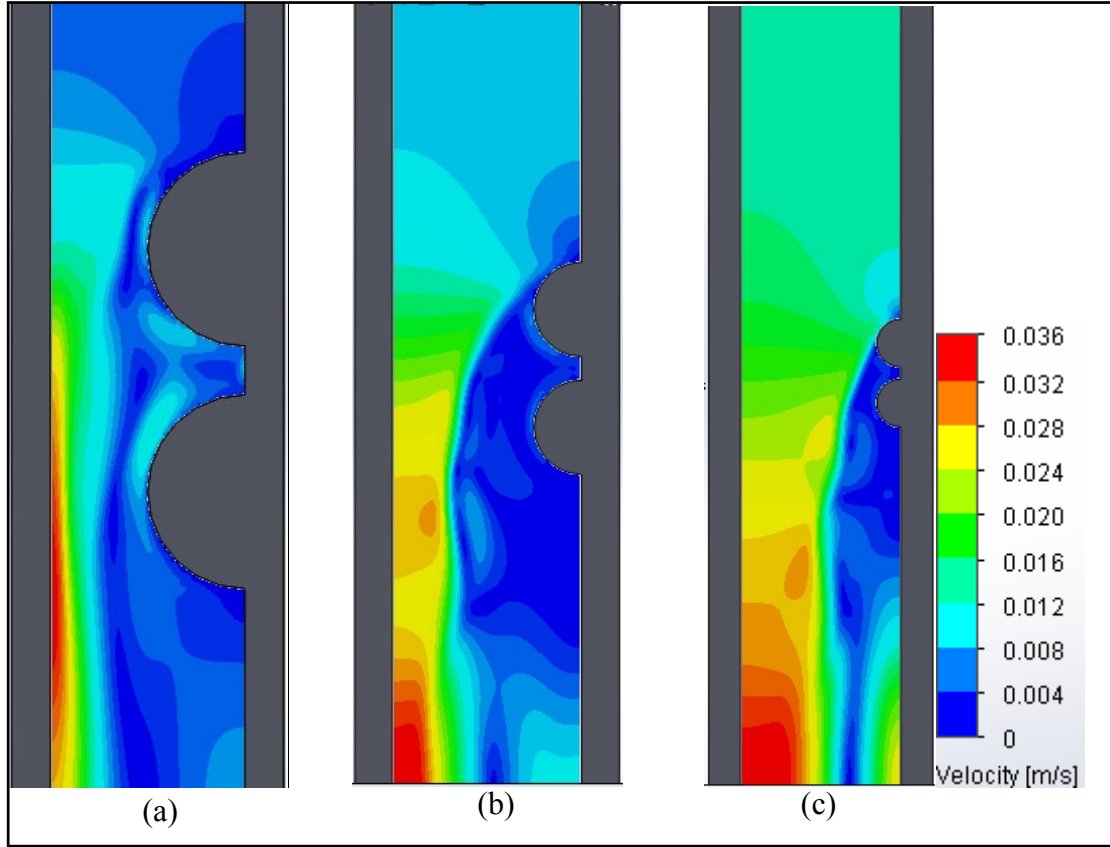
Şekil 5.18. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$ $Re=200$ (a) $BR=0,5$, $Ri=200$,
(b) $BR=0,25$, $Ri=200$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.19.'da $Re=200$ ve $L/D=0,25$ için BR oranlarının vektörel hız dağılımı üzerindeki etkisi görülmektedir. BR oranının artması ile birlikte ısı transferinin gerçekleştiği yüzey alanı artmakta ve vorteks oluşumu daha fazla olmaktadır. Vorteks oluşumunun daha fazla olması ile birlikte ısı transferi artmaktadır. BR oranının azalması ise akış hızını arttırmaktadır. Şekil 5.19. c'de bu durumun etkisi görülmektedir. Hızın artması ile birlikte kaldırma kuvvetlerinin etkisi azaldığı için vorteks oluşumu da azalmaktadır. Vorteks oluşumunun ve kaldırma kuvveti etkisinin ısı transferine olan olumlu etkisi akış üzerinde doğal konveksiyonun zorlanmış konveksiyona oranla daha baskın olduğunu göstermektedir.



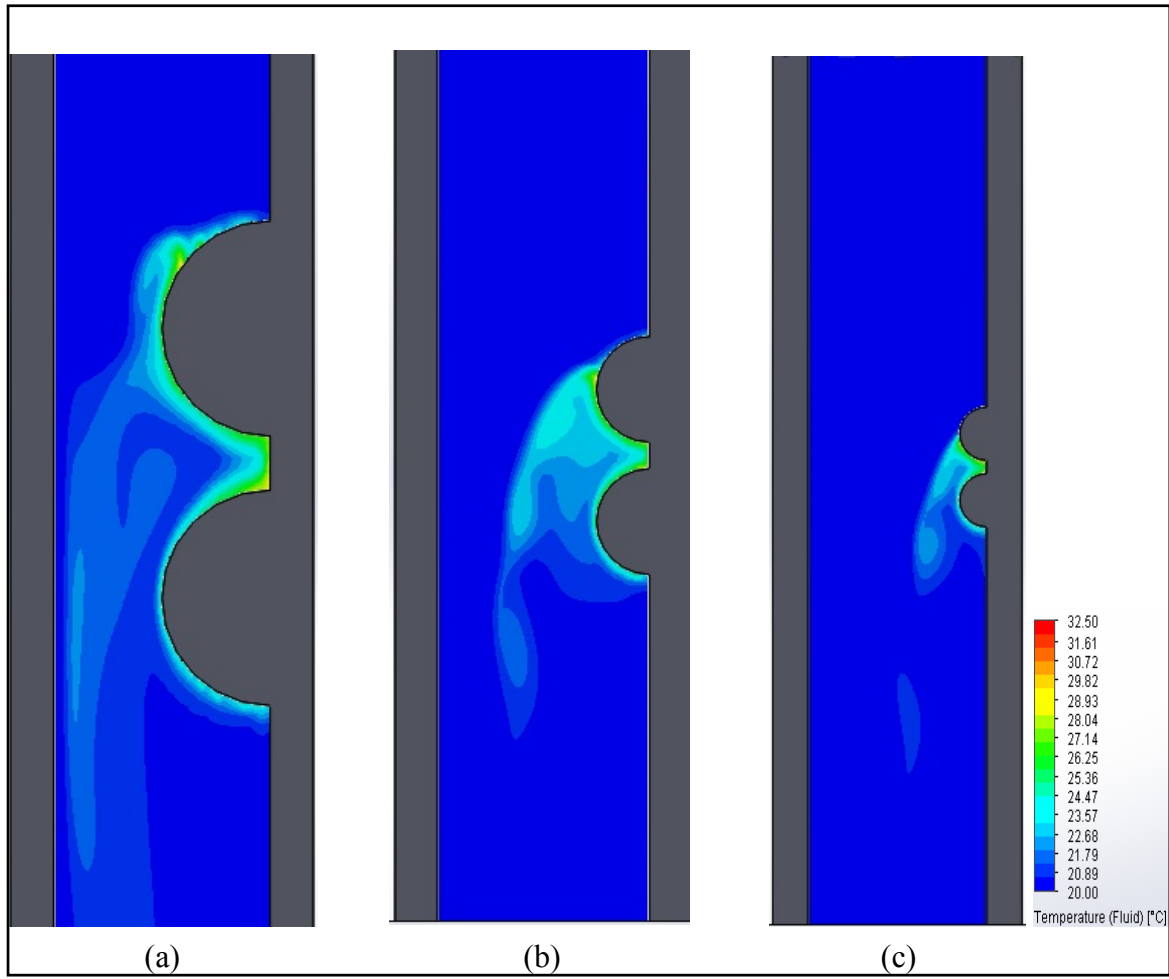
Şekil 5.19. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$ $Re=200$ (a) $BR=0,5$, $Ri=200$,
(b) $BR=0,25$, $Ri=200$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.20.'de $Re=200$ ve $L/D=0,25$ için BR oranlarının hız konturu üzerindeki etkisi gösterilmektedir. BR oranları azaldıkça engellerin alanı da azalmakta ve engellerin alanın azalması ile birlikte akış hızı artmaktadır. Sabit Reynolds sayısında, Şekil 5.20.'deki bütün durumlarda akışkanın giriş hızı u_0 sabit iken engellerin alanlarından dolayı farklı hızların olduğu görülmektedir. Şekil 5.20. c'de BR oranının azalmasının akış hızı üzerindeki pozitif etkisi görülmektedir. Engel alanının azalması akışın hızını artırırken vorteks oluşumunu da olumsuz yönde etkilemektedir.



Şekil 5.20. Hız konturu dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,5$, $Ri=200$,
(b) $BR=0,25$, $Ri=200$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.21.'de $Re=200$ sayısında ve $L/D=0,25$ 'de, BR oranının sıcaklık konturu üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Aynı değiştirilmiş Richardson sayısında BR oranlarının etkisinin gösterildiği Şekil 5.21.'de BR oranının en fazla olduğu Şekil 5.21. a'da engelin alanının artmasının ısı transferine yaptığı pozitif etki gösterilmektedir. Engelin alanının büyümesiyle birlikte daha fazla akışkan engel ile temas etmekte ve ısı transferi artmaktadır. BR oranının en az olduğu Şekil 5.21. c'de ise sıcaklık değişiminin daha az bir alanda kaldığı dolayısıyla ısı transferinin diğer durumlara göre daha az olduğu görülmektedir. Üç durumdaki sıcaklık konturu incelendiğinde BR oranının artmasının engel ile akışkan arasında daha fazla ısı transferine neden olduğu görülmektedir. Engelin etrafında ve akışta daha fazla sıcaklık değişiminin gözlemlendiği Şekil 5.21. a'da ısı transferinin daha fazla olduğu görülmüştür.

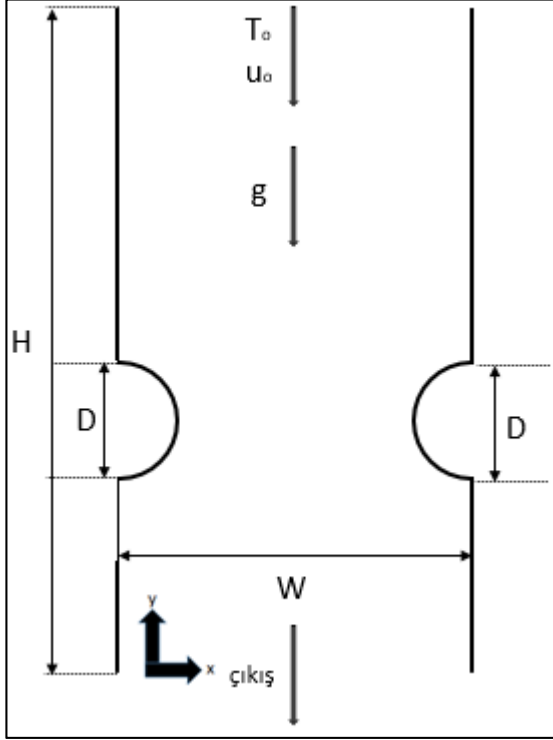


Şekil 5.21. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,5$, $Ri=200$, (b) $BR=0,25$, $Ri=200$, (c) $BR=0,15$, $Ri=200$

5.3. Karşılıklı Bulunan İki Yarı Silindirik Engeldeki Karışık Konveksiyonun İncelenmesi

Bu bölümde dik bir kanalda, iki tarafı adyabatik duvarlarla sınırlandırılmış ve ısı akısı verilmiş karşılıklı olarak bulunan iki yarı silindirik engelin, belirli parametrelerinin değiştirilmesinin ısı transferine ve akış dinamiklerine olan etkisi incelenmiştir. İncelenen sayısal çalışmanın görüntüsü şekil 5.22.' de yer almaktadır. Yarı silindirik engeller aynı çaptadır ve bu çapların uzunluğu D olarak gösterilmektedir. Yarı silindirik engellere sabit ısı akısı verilmektedir. Kanalın girişindeki suyun sıcaklığı T_0 'dır ve sabit $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir. İncelenen sayısal çalışma $Re=200$ için yapılmıştır. Kanalın uzunluğu H olarak gösterilmiştir. Kanalın genişliği W olarak gösterilmiştir. BR oranı hesaplanırken engellerin çapı sabit alınarak kanalın genişliği değiştirilmiştir, bunun ısı transferi ve akış dinamikleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmalarda gözlemler geniş bir Richardson sayısı aralığında

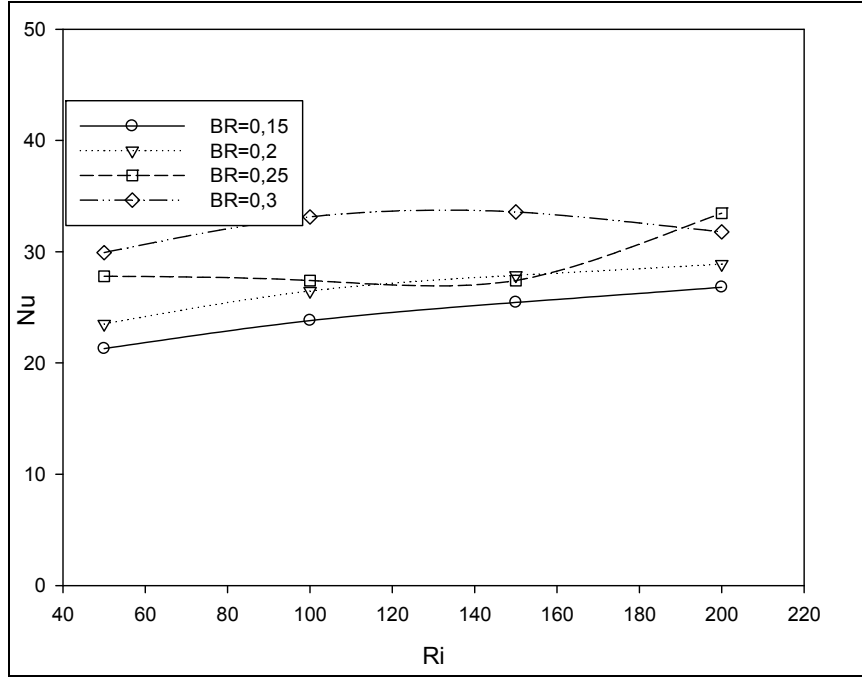
yapılmaktadır. Çalışmada su kanalın girişinden belli bir u_0 hızıyla girmekte ve yerçekiminin etkisiyle hareket etmektedir. Problemden belirlenen Reynolds sayısındaki karışık konveksiyonun ısı transferi ve akış dinamikleri incelenmiştir.



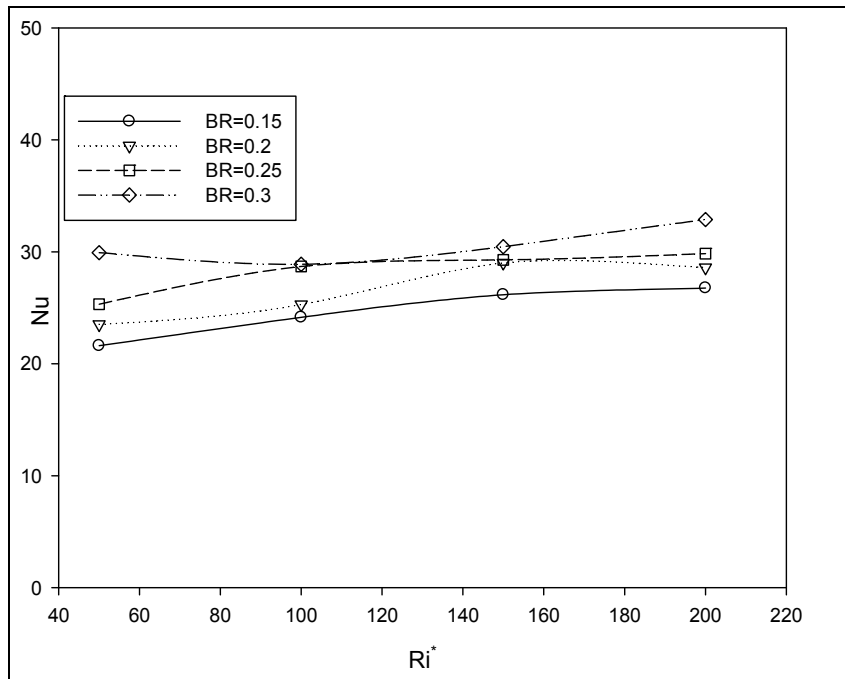
Şekil 5.22. Problemin şematik gösterimi

Şekil 5.23.' de grafikte soldaki engel için Şekil 5.24.' de ise sağdaki engel için sonuçlar verilmiştir. BR oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkileri incelenmiştir. BR oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının artması ile birlikte genellikle Nusselt sayısı artmıştır. Sabit Reynolds sayısında, değiştirilmiş Richardson sayısının artması engellere verilen ısı akısı miktarını arttırmaktadır. Bu durumda kaldırma kuvveti etkisini ve vorteks oluşumu arttırdığı incelenmiştir. Vorteks oluşumunun zenginleşmesi ile birlikte ısı transferinin arttığı görülmektedir. Karışık konveksiyonun incelendiği bu çalışmada kaldırma kuvvetinin ve vorteks oluşumunun ısı transferi üzerindeki bu etkisi $Re=200$ sayısında ve incelenen değiştirilmiş Richardson sayılarında doğal konveksiyonun daha etkin olduğunu göstermektedir. BR oranının akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi akış hızı ve engellerin üzerinden geçen akış miktarını belirlediği için çok önemlidir. BR oranı düştüğünde kanaldan geçen akış miktarından, engellere temas eden akış miktarının oranı ve akışın hızı azalmaktadır. Hızın azalmasıyla birlikte engellerin üzerinden geçen birim akış

miktarı da azalmaktadır. Bu durum da engel ile akış arasındaki optimum ısı alışverişi azaltmaktadır. Grafikte de görüldüğü gibi en iyi Nusselt sayıları BR'nun daha yüksek olduğu 0,25 ve 0,30 değerlerinde görülmektedir.

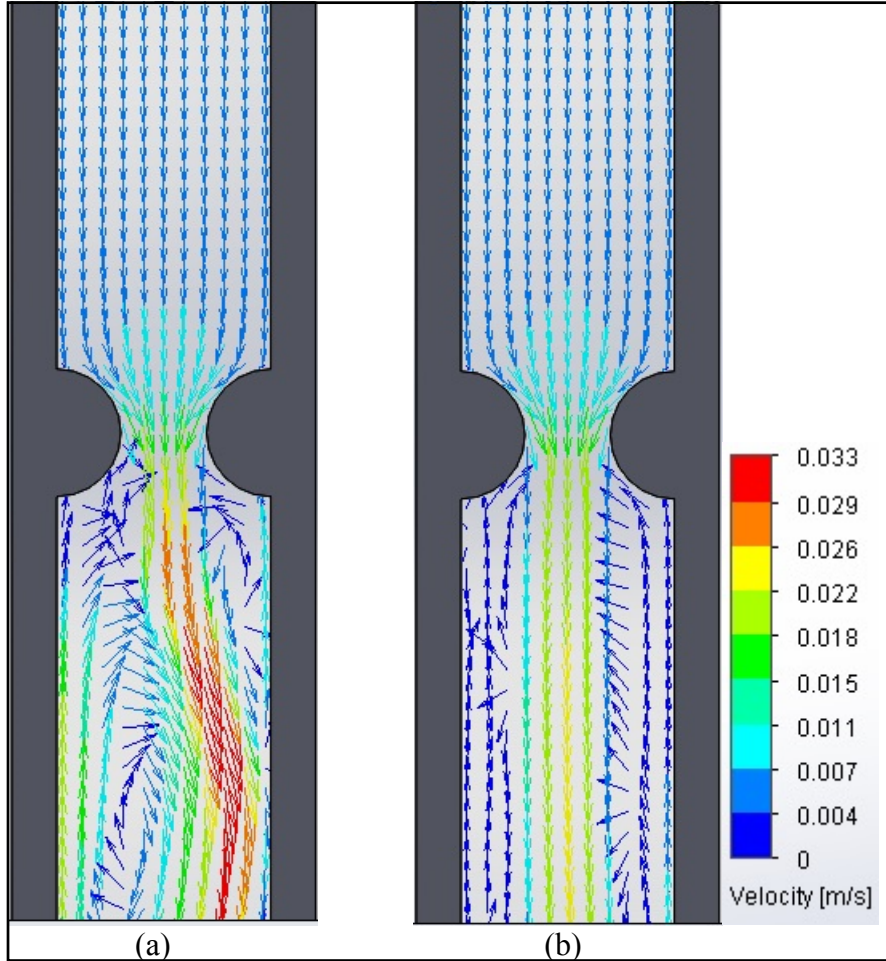


Şekil 5.23. Sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı BR değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m



Şekil 5.24. Sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı ve farklı BR değerlerine göre değişimi: $Re=200$, $D=0,0285$ m

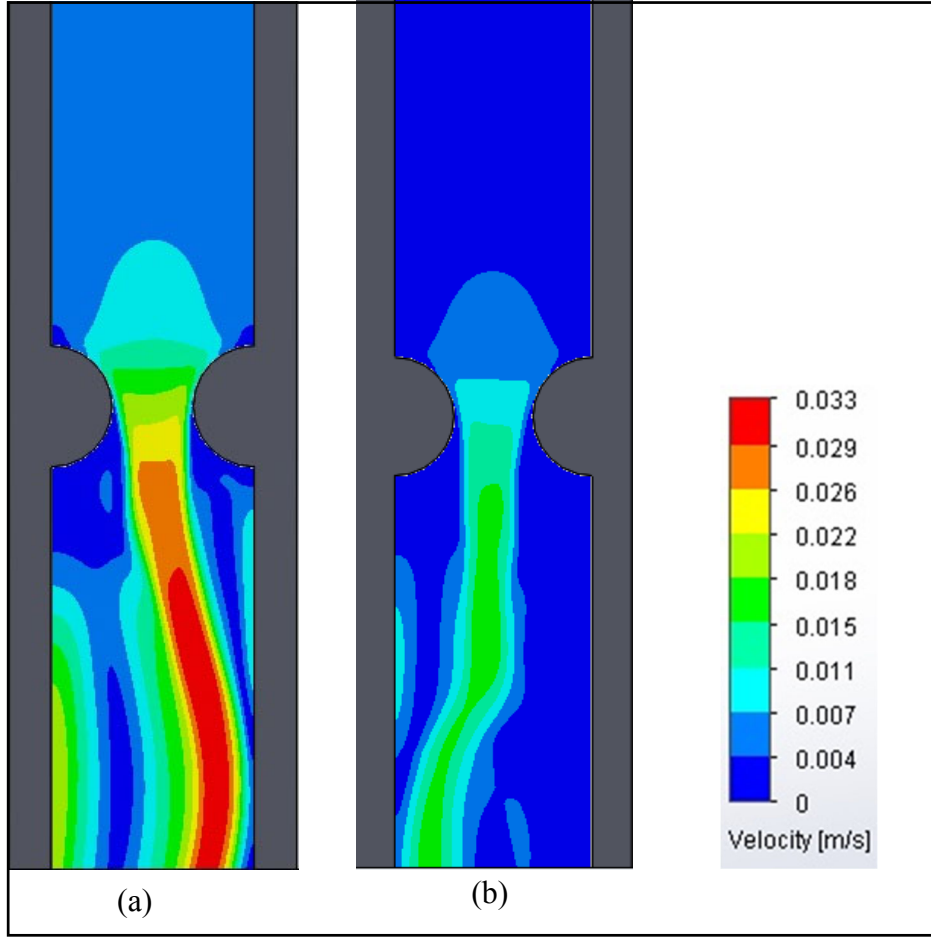
Şekil 5.25.'de $Re=200$ için değiştirilmiş Richardson sayısının hız vektörü üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artması ile birlikte vorteks oluşumunun ve kaldırma kuvvetlerinin etkisinin arttığı görülmektedir. Vorteks oluşumunun zenginleşmesi ile birlikte ısı transferinin de arttığı gözlemlenmektedir. Sabit Reynolds sayısında değiştirilmiş Richardson sayısı, değiştirilmiş Grashoff sayısı ve kaldırma kuvvetleri ile doğru orantılı artmaktadır. Kaldırma kuvvetleri ve değiştirilmiş Grashoff sayısının artması da direkt olarak ısı transferini arttırmaktadır. Bu sonuçlardan dolayı $Re=200$ için karışık konveksiyonun incelendiği sonuçlarda doğal konveksiyonun baskın etkilerinin görüldüğü belirlenmiştir.



Şekil 5.25. Hız vektörü dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,3$, $Ri=200$, (b) $BR=0,3$, $Ri=50$

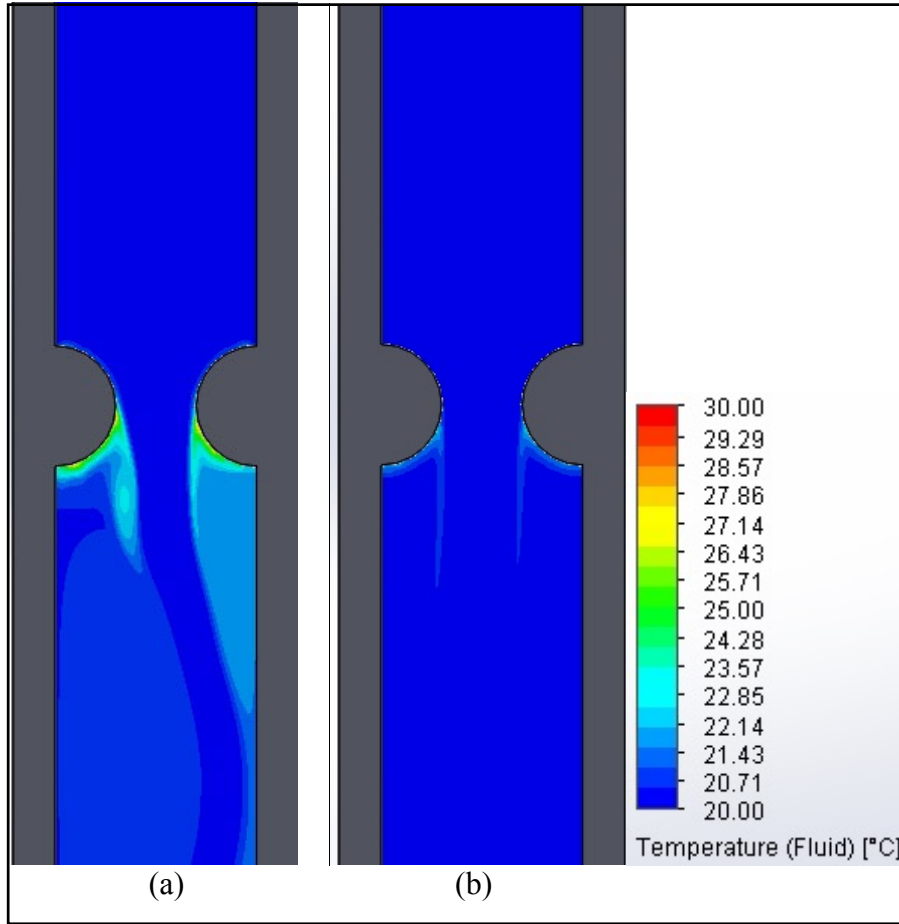
Şekil 5.26. $Re=200$ için değiştirilmiş Richardson sayısının hız konturu üzerindeki dağılımı gösterilmektedir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artması ile birlikte engellere verilen ısı akısı artmaktadır. Isı akısının artması ise kaldırma kuvvetlerinin etkisini arttırmaktadır.

Şekil 5.26. a' da ısı akısı ve kaldırma kuvvetinin artmasının akışkanın hızındaki değişikliğe etkisi gösterilmektedir.



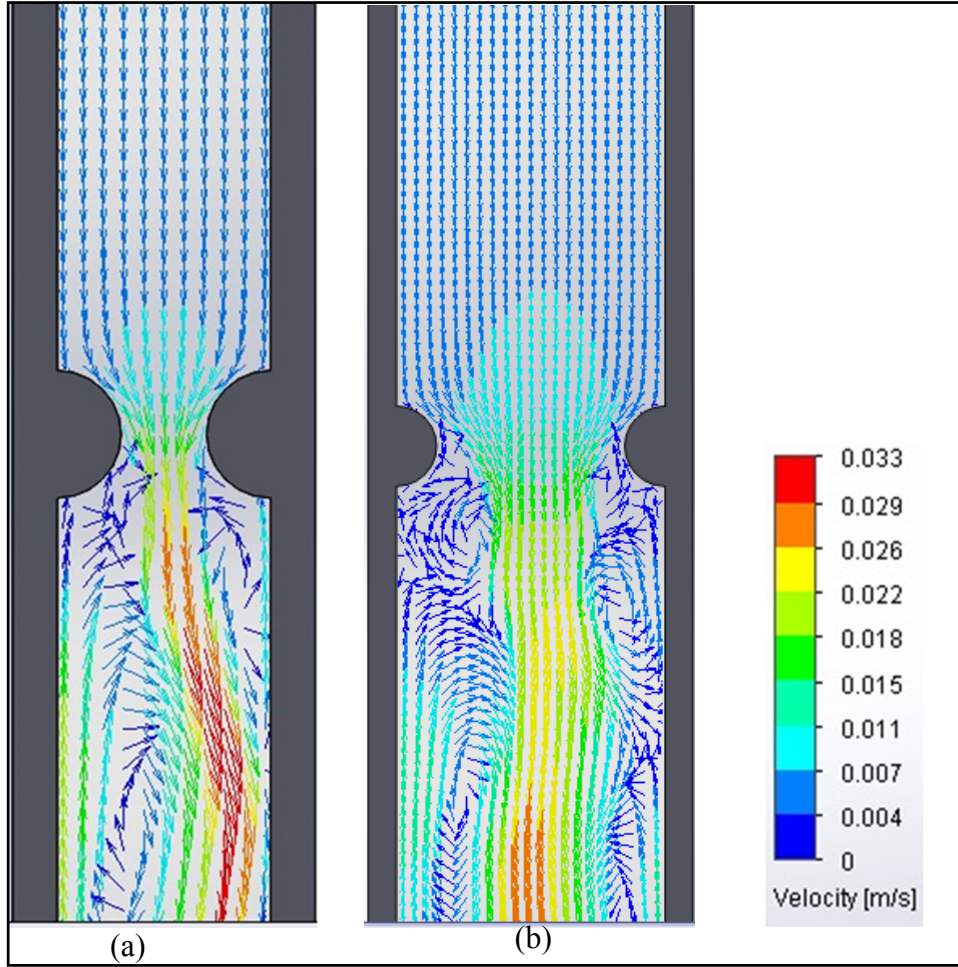
Şekil 5.26. Hız konturu dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,3$, $Ri=200$, (b) $BR=0,3$, $Ri=50$

Şekil 5.27.'de $Re=200$ için değiştirilmiş Richardson sayısının sıcaklık konturu üzerindeki etkisi incelenmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artması ile birlikte engellere verilen ısı akısı da artmaktadır. Engellerin ısı akısının artmasıyla birlikte akışkanın sıcaklığının arttığı görülmektedir. Şekil 5.27. a'da sıcaklık konturu dağılımından, engellerden akışkana geçen ısı miktarının daha fazla arttığı görülmektedir. Isı akısının artmasının ısı transferini pozitif yönde etkilediği görülmüştür.



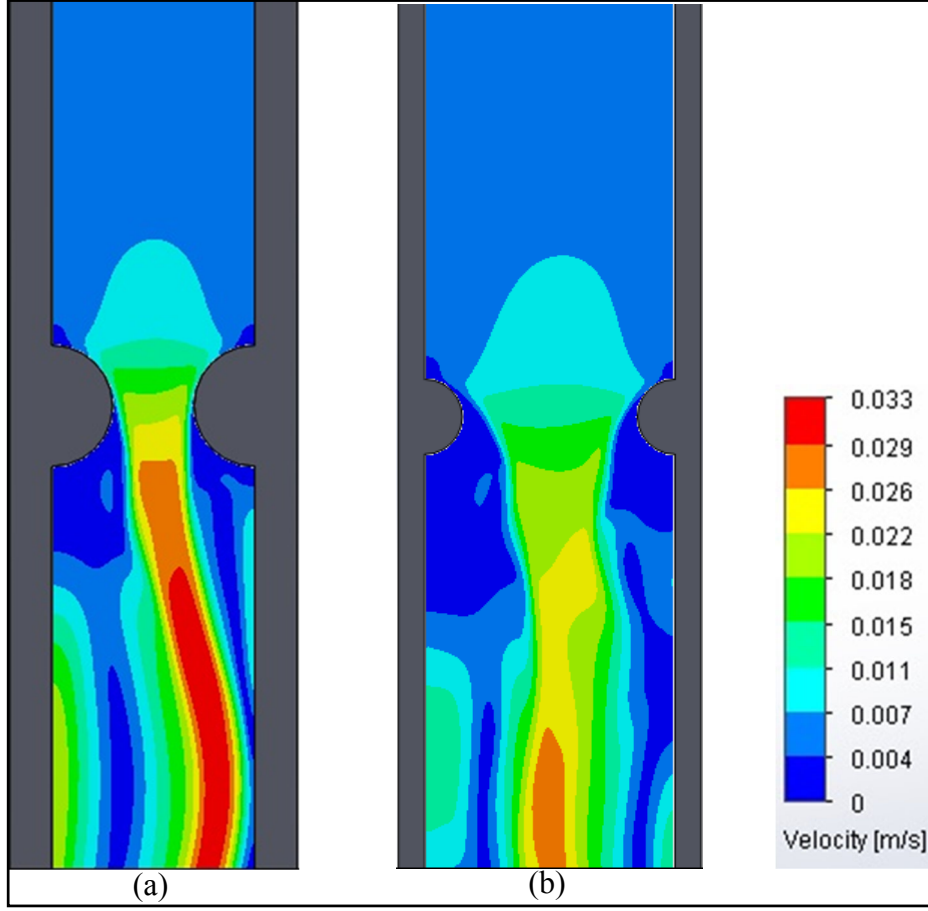
Şekil 5.27. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,3$, $Ri=200$, (b) $BR=0,3$, $Ri=50$

Şekil 5.28’de $Re=200$ için BR oranının değişiminin hız vektörü üzerindeki etkisi incelenmiştir. Engellerin yüzey alanları aynı kalıp, kanal genişliği değiştiği için BR oranının artması ile birlikte akış hızı da artmaktadır. Akış hızının artmasıyla aynı ısı akısının daha çok akışkana temas etmesi sonucunda ısı transferi artmaktadır. Şekil 5.28. a’da BR oranının artması sonucunda vorteks oluşumunun da arttığı görülmektedir. Vorteks oluşumları ve kaldırma kuvvetlerinin ısı transferi üzerindeki pozitif etkisinden dolayı $Re=200$ sayısındaki incelenen karışık konveksiyonda, doğal konveksiyonun zorlanmış konveksiyona oranla daha baskın olduğu görülmektedir.



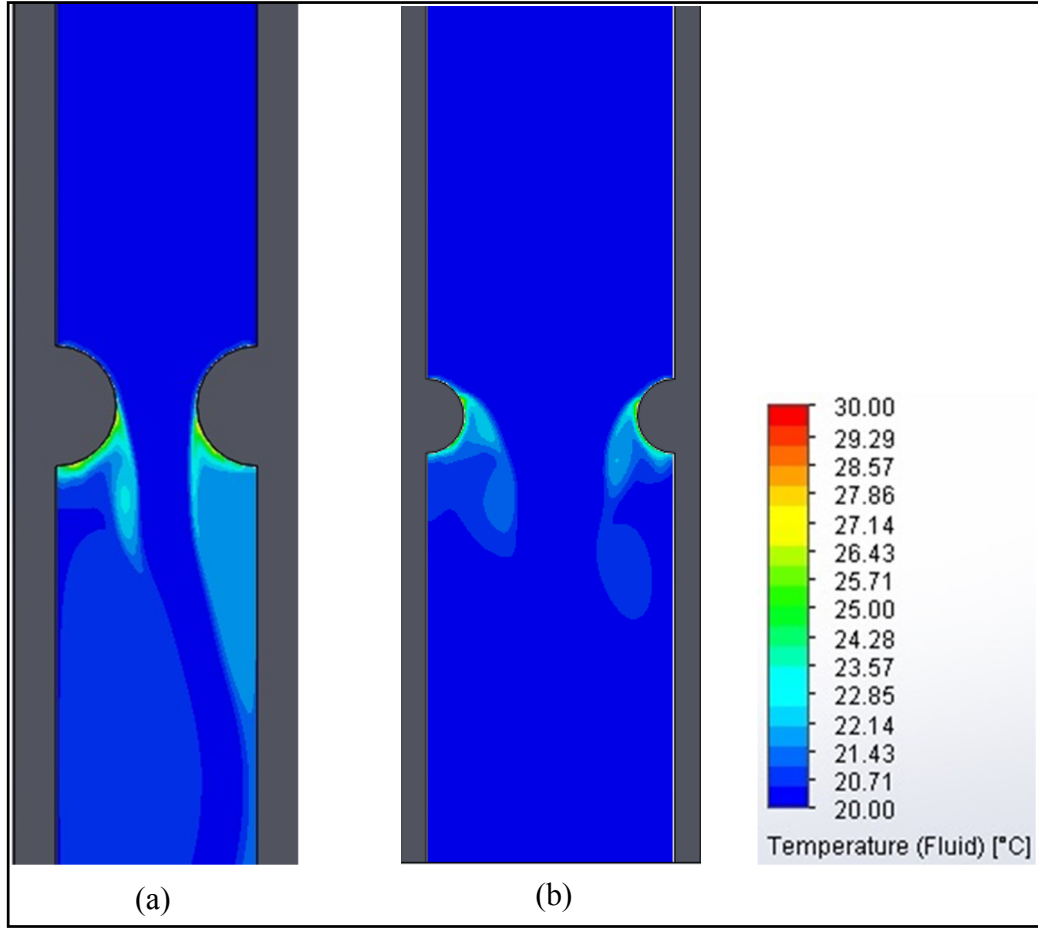
Şekil 5.28. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,3$, $Ri=200$, (b) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.29.'da $Re=200$ için BR oranının hız konturu üzerindeki etkisi aynı değiştirilmiş Richardson sayıları için gösterilmiştir. Her iki durumda da kanala giren u_0 hızı aynıdır. BR oranı artması ile birlikte akışkanın kanal içindeki hızı artarken, BR oranının azalmasıyla birlikte akışkanın hızı da azalmıştır. Şekil 5.29. a'da BR oranının artmasının hız üzerindeki pozitif etkisi görülmektedir.



Şekil 5.29. Hız konturu dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,3$, $Ri=200$, (b) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.30'da $Re=200$ için BR oranının değişimin sıcaklık konturu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Her iki durumda da aynı değiştirilmiş Richardson sayıları kullanılmıştır. Aynı değiştirilmiş Richardson sayısında, her iki durumda da engellere aynı ısı akısı verilirken, BR oranının daha büyük olduğu şekil 5.30. a'da engellerden akışkana geçen ısı miktarının daha fazla olduğu gözlemlenmektedir. Bu sonuçlardan BR oranının artmasının ısı transferini arttırdığı sıcaklık konturu üzerinden de görülmektedir.

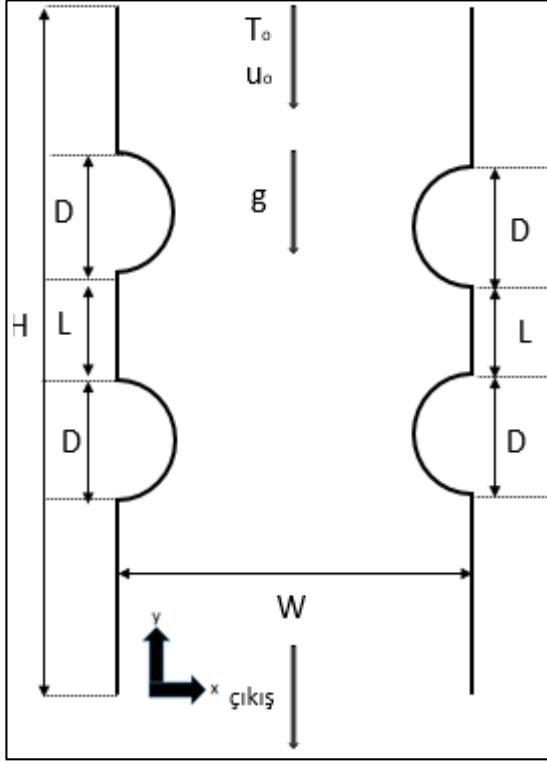


Şekil 5.30. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,3$, $Ri=200$, (b) $BR=0,15$, $Ri=200$

5.4. Alt Alta ve Karşılıklı Bulunan Dört Yarı Silindirik Engeldeki Karışık Konveksiyonun İncelenmesi

Dik ve iki tarafı adyabatik duvarlarla sınırlı içerisinde ısı akısına sahip alt alta ve karşılıklı 4 yarı silindirik engelin bulunduğu bir kanaldaki karışık konveksiyonun incelendiği problem Şekil 5.31.' de gösterilmektedir. Analiz edilen nümerik çalışmada akış laminar ve akışkan olarak kullanılan suyun özellikleri $Pr=7$ sayısında incelenmiştir. Sayısal çalışmalar iki boyutlu olarak yapılmış ve x-y koordinatlarında analiz edilmiştir. İncelenen çalışmada $Re=200$ için analizler yapılmıştır. Değiştirilmiş Richardson sayısı ve BR oranları için değişik parametrik analizler yapılmıştır. Kanalın uzunluğu H olarak alınmıştır. Kanalın genişliği W olarak alınmıştır. Kanaldaki engellerin birbirine olan uzaklığı L olarak alınmıştır. Kanaldaki engellerin çapı D olarak alınmıştır. Kanala giren suyun sıcaklığı sabittir ve T_0 olarak alınmıştır. Kanala giren suyun hızı u_0 olarak belirlenmiştir. Çalışmada su kanalın girişinden belli bir u_0 hızıyla girmekte olup yerçekiminin etkisiyle hareket etmektedir. İncelenen sayısal çalışmada değiştirilmiş Richardson sayısı, BR , L/D oranları gibi parametreler değiştirilerek

bu parametrelerin değişiminin, akıştaki ısı transferine ve akış dinamiklerine etkisi incelenmiştir.

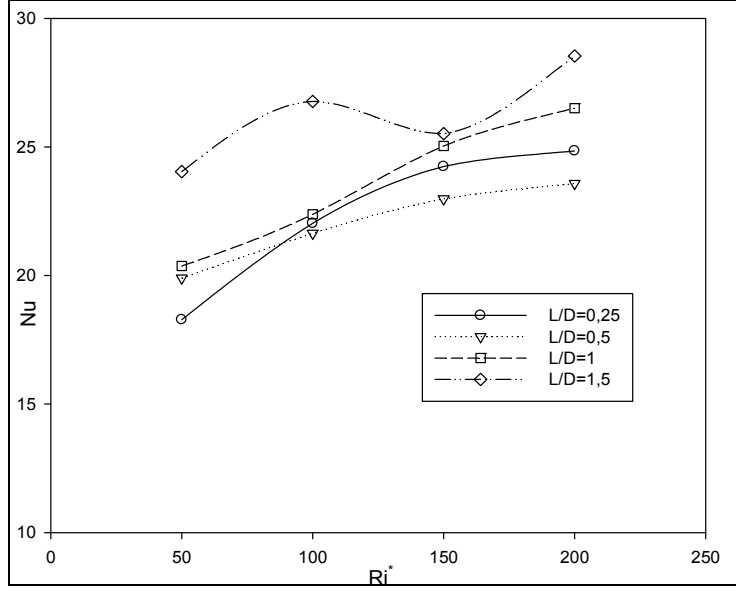


Şekil 5.31. Problemin şematik gösterimi

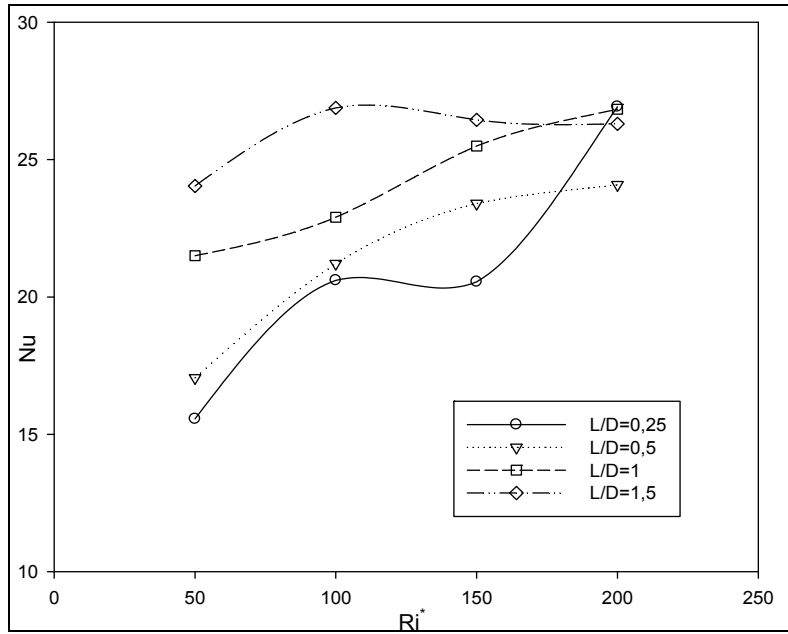
Sayısal problemlerin çözümünde BR oranları 0,15; 0,25 ve 0,30 olarak alınmıştır. Şekil 5.32.' de BR 0,15'de üst sol engeldeki değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının Nusselt sayısı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Grafikten L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının artmasıyla birlikte Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Engellerin birbirine olan uzaklıklarının artmasıyla birlikte yapışma azalmakta ve engelin etrafındaki vorteks oluşumunun arttığı gözlemlenmektedir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artmasıyla birlikte engellerdeki ısı akısı artmaktadır. Isı akısının artmasıyla birlikte kaldırma kuvvetinin etkisi artmakta ve engel etrafındaki vorteks oluşumunu çoğaltmaktadır.

Şekil 5.33.'de ise üst sağ engeldeki L/D oranın ve değiştirilmiş Richardson sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Sayısal çalışmanın sonuçları üst sol engeldeki değişimlere benzer özellikler gösterirken iki grafik arasında da bazı farklılıkların olduğu belirlenmiştir. L/D oranlarının ve değiştirilmiş Richardson sayısının artmasıyla birlikte Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir. Richardson 150'ye kadar L/D oranının yani

engellerin birbirine olan uzaklıklarının artması Nusselt sayısını arttırmaktadır. Richardson 200’ de ise L/D oranının artmasının Nusselt sayısına etkisinin olmadığı anlaşılmaktadır.



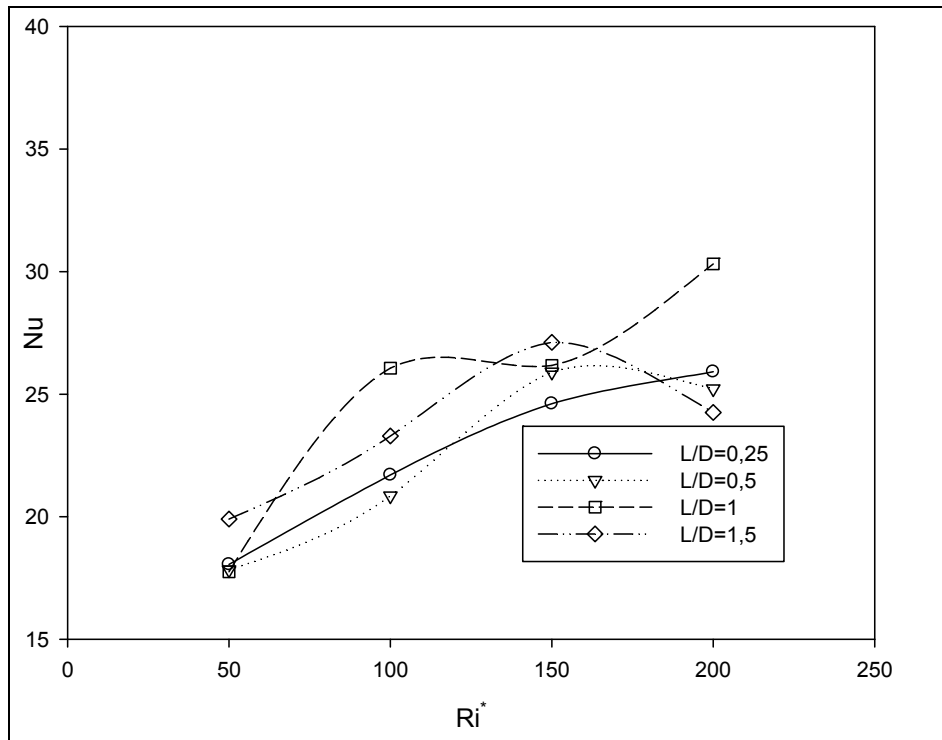
Şekil 5.32. Üst sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,15$



Şekil 5.33. Üst sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,15$

Şekil 5.34’de alt sağ engeldeki L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının Nusselt sayısına olan etkilerinin sonuçları gösterilmiştir. Alt engeldeki sonuçlar üst engeldeki

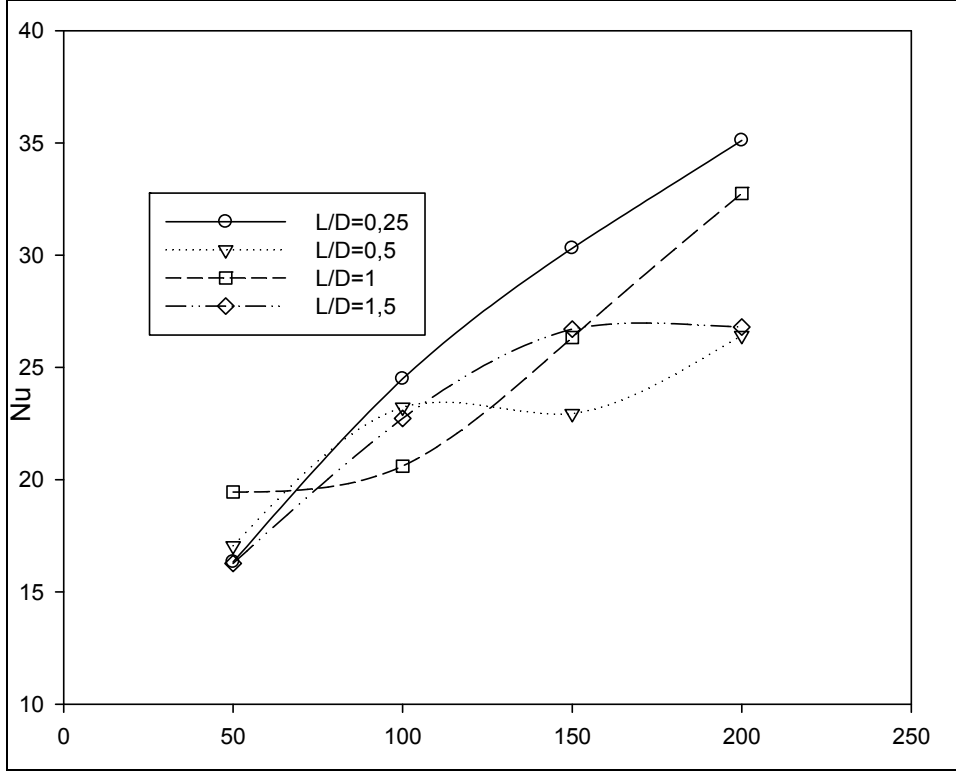
sonuçlar ile karşılaştırıldığında L/D oranlarının artmasının $Ri > 150$ 'den sonra Nusselt sayısına pozitif bir etkisi olmadığı görülmüştür. En yüksek Nusselt değerleri L/D oranının 1 olduğu yerde görülürken L/D oranının en yüksek olduğu 1,5 değerinde ise en düşük Nusselt sayılarının olduğu görülmektedir. Bunun nedeninin ise engellere verilen ısı akısının kaldırma kuvvetlerine olan etkisinin değiştirilmiş Richardson sayısının 200 olduğu ve L/D oranının 1 olduğu yerlerde daha çok vorteks yapısı oluşturması ve ısı transferini pozitif yönlü etkilemesidir. Düşük Richardson sayılarında ise genelde olduğu gibi engellerin birbirine olan uzaklıklarının artması ısı transferini arttırmakta, yapışmayı azaltmakta ve vorteks oluşumunu arttırmaktadır. Sayısal çalışmalar analiz edilirken, L/D oranının 1 olduğu durum alt sol engel için en iyi Nusselt sayısının elde edildiği sonuç olarak görülmektedir.



Şekil 5.34. Alt sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,15$

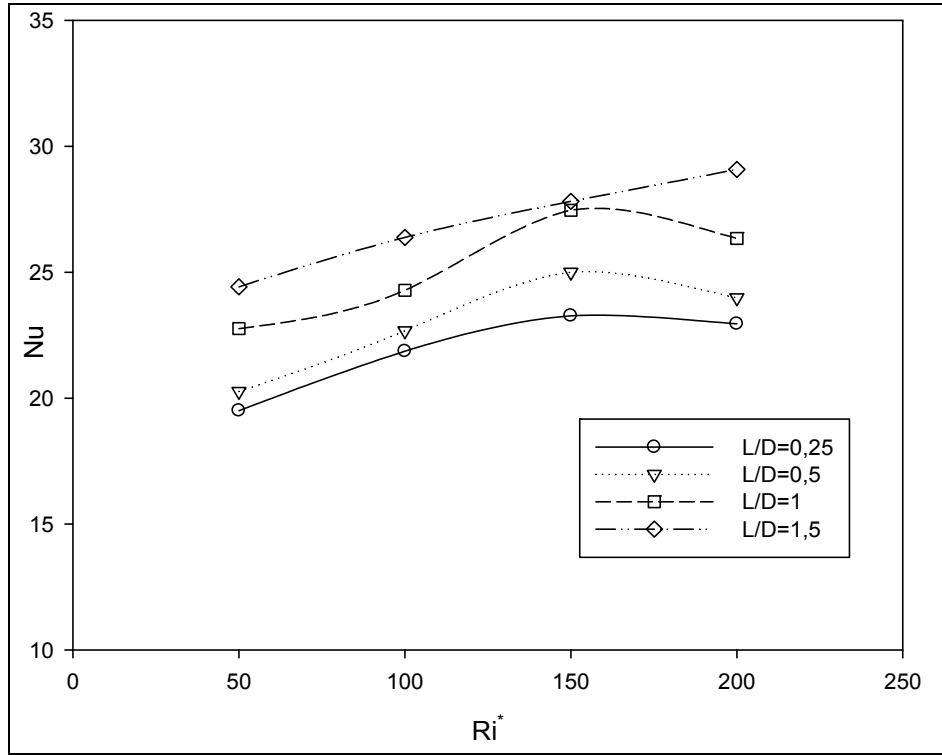
Şekil 5.35.' de ise alt sağ engeldeki sonuçlar gösterilmiştir. Sonuçlarda L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının değişiminin Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. Sayısal çalışmanın sonuçları irdelenirken BR oranının 0,15 olduğu durumda, alt sağ engelde L/D oranının artmasının Nusselt sayısına bir katkısı olmadığı gözlemlenmiştir. Engeldeki en büyük Nusselt değerleri genele zıt bir biçimde L/D oranının 0,25 olduğu yerde görülmüştür. Bunun engel etrafındaki vorteks oluşumuyla bağlantılı olduğu görülmektedir. Kaldırma

kuvvetlerinin etkisiyle oluşan vorteks yapıları akış boyunca en çok alt sağ engel etrafında oluşmuştur.



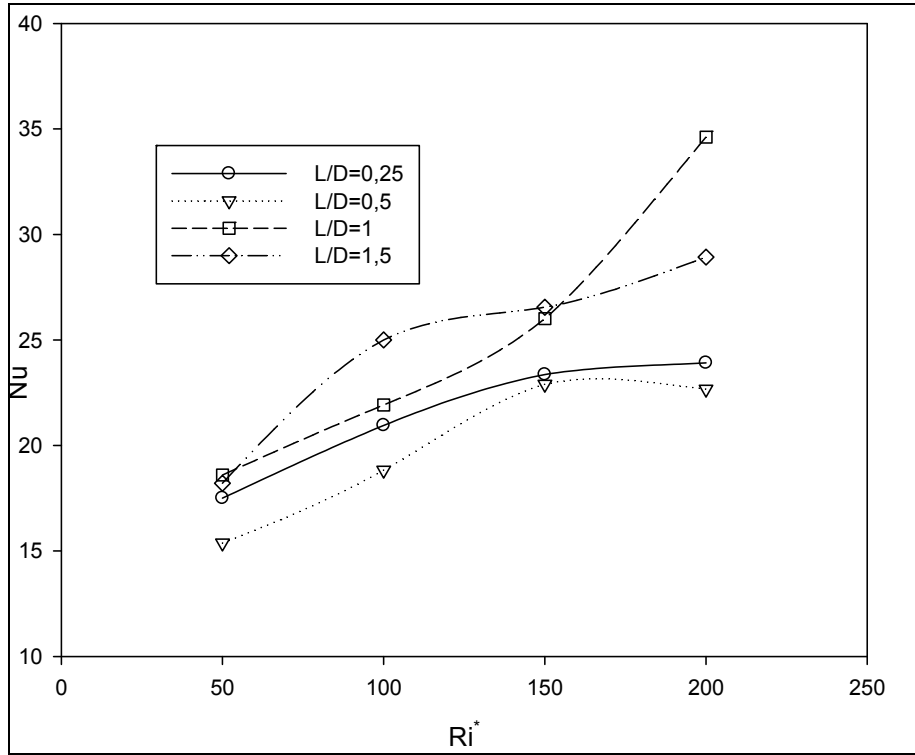
Şekil 5.35. Alt sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
Re=200, D=0,0285 m, BR=0,15

Dik, alt alta ve karşılıklı bulunan ısı akısına sahip 4 engelin bulunduğu kanaldaki laminar akış incelenirken BR oranı 0,2 olarak değiştirilerek akışın dinamikleri ve ısı transferi özellikleri incelenmiştir. Şekil 5.36.' da Nusselt sayısının L/D oranı ve değiştirilmiş Richardson sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Bu grafikte üst solda bulunan engele ait sonuçlar sunulmuştur. Yapılan sayısal çalışma Pr=7 sayısında analiz edilmiş ve Re=200' deki değerler kullanılmıştır. BR oranı değiştirilirken engelin çapı sabit kalmış kanalın genişliği değiştirilmiştir. Sonuçlardan L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının artmasının Nusselt sayısını arttırdığı görülmüştür. L/D oranı arttıkça üst engel ile diğer engel arasındaki akışta yapışma azalmış ve vorteks oluşumu artmıştır. Vorteks oluşumunun artması ısı transferini ve Nusselt sayısını arttırmıştır. BR oranının 0,15 olduğu akışta ve aynı yerdeki engel ile karşılaştırıldığında ise benzer değişimler gözlenmiştir. BR oranı 0,2 olduğunda Nusselt sayısının biraz daha arttığı gözlemlenmiştir.



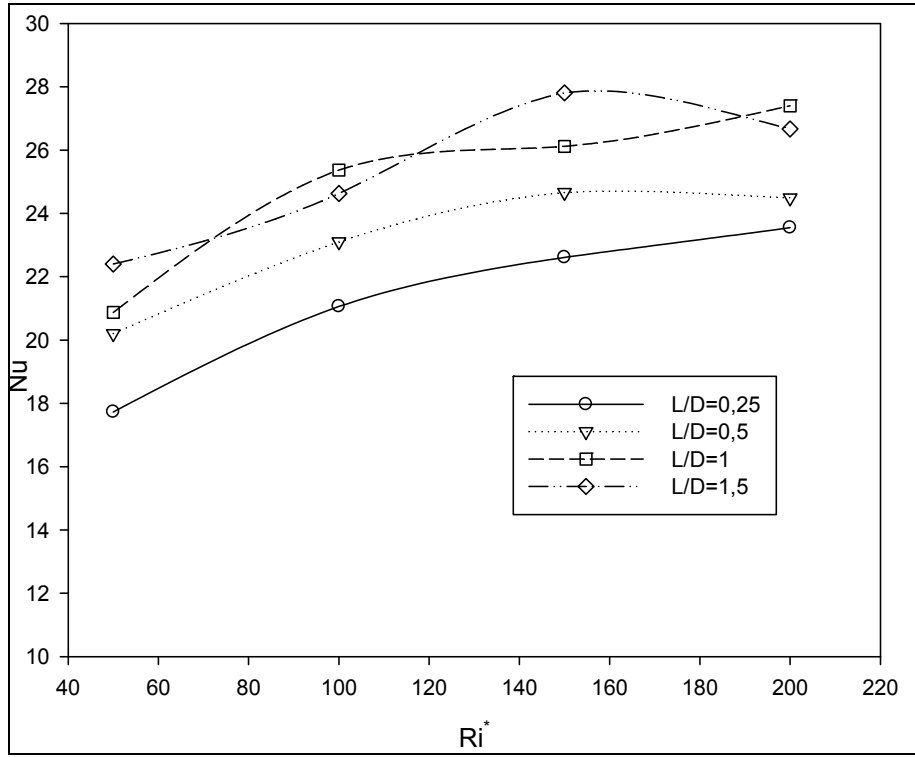
Şekil 5.36. Üst sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,2$

Şekil 5.37.' de üst sağ engel için sonuçlar sunulmuştur. Değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının 150 olduğu değere kadar L/D oranı arttıkça Nusselt sayısı artarken, değiştirilmiş Richardson sayısı 200 olduğunda ve L/D oranın 1 olduğu yerde Nusselt sayısının en büyük sonuçları bulunmuştur. Nusselt sayılarındaki değişim, BR oranın 0,15 olduğu akış ile karşılaştırıldığında, BR oranın 0,20 olduğu durumlarda daha fazla Nusselt sayısının elde edildiği görülmüştür. BR oranın artması ısı transferini arttırmıştır.



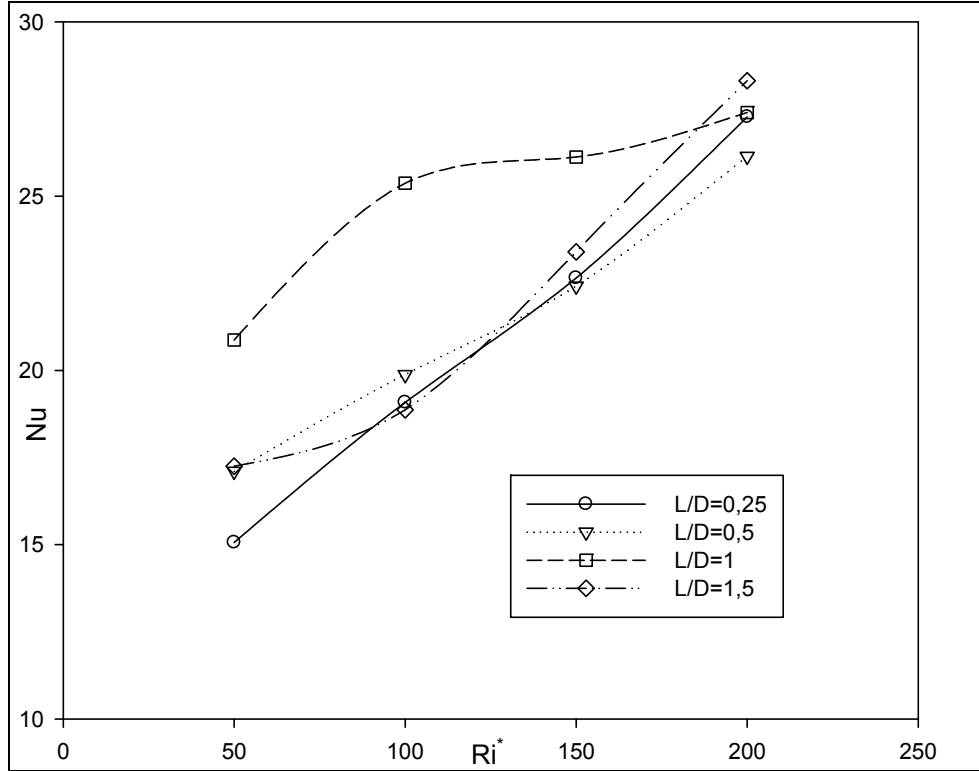
Şekil 5.37. Üst sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,2$

Şekil 5.38.' de alt sol engel için sonuçlar sunulmuştur. Değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının artması Nusselt sayısını arttırmıştır. Değiştirilmiş Richardson sayısı sabit Reynolds değerlerinde engellerdeki ısı akısı ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Sonuçlardan ısı akısının artmasının da Nusselt sayısına ve ısı transferine direkt etkisini görebiliyoruz. Isı akısı arttıkça kaldırma kuvvetlerinin etkisi arttığı için vorteks oluşumu ve ısı transferi artmaktadır. Ayrıca sabit Reynolds sayısında Grashoff sayısı da direkt olarak değiştirilmiş Richardson sayısı ile doğru orantılı olduğu için Grashoff sayısının da artması Nusselt sayısını arttırmaktadır. Karışık konveksiyonun incelendiği sonuçlarda $Re=200$ sayısında doğal konveksiyonun zorlanmış konveksiyona oranla ısı transferine daha çok etki yaptığı görülmüştür. L/D oranının artması yani engeller arası uzaklığı arttırmak yine akıştaki yapışmayı engellediği ve vorteks oluşumunu arttırdığı için ısı transferine pozitif bir katkı sunduğu görülmüştür. Doğal konveksiyonun etkili olduğu bu akışta vorteks oluşumunu ve kaldırma kuvvetlerinin etkisini ısı transferinin artmasında büyük rol oynadığı gözlemlenmiştir.



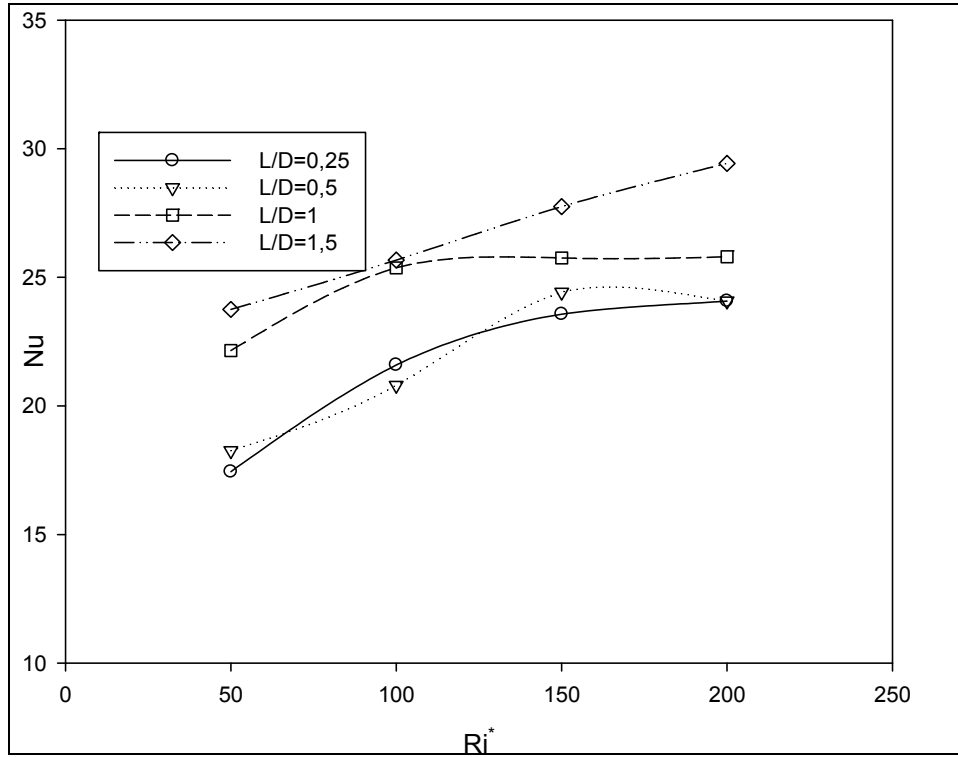
Şekil 5.38. Alt sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,2$

Şekil 5.39.' da alt sağ engeldeki sonuçlar sunulmuştur. Değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısı ve L/D oranının artması ile Nusselt sayısı artmıştır. BR oranının 0,20 olduğu değerlerde incelemeler yapılırken engeller arasındaki mesafenin artmasının genellikle ısı transferine pozitif bir katkı sunduğu görülmüştür. Değiştirilmiş Richardson sayısının da artması ısı transferini arttırmıştır. $Re=200$ sayısında analizler yapılırken, değiştirilmiş Richardson sayısının direkt olarak ısı akısı ve Grashoff sayısı ile orantılı olması, bu değerlerde kaldırma kuvvetlerinin ısı transferine ve Nusselt sayısına olan etkisini göstermektedir. Sayısal çalışmalar da vorteks yapılarının oluşmasının da ısı transferine pozitif bir katkı yaptığı görülmektedir. Karışık konveksiyonun incelendiği analizlerde zorlanmış taşınımın etkisinin doğal taşınıma kıyasla daha az olduğu görülmektedir.



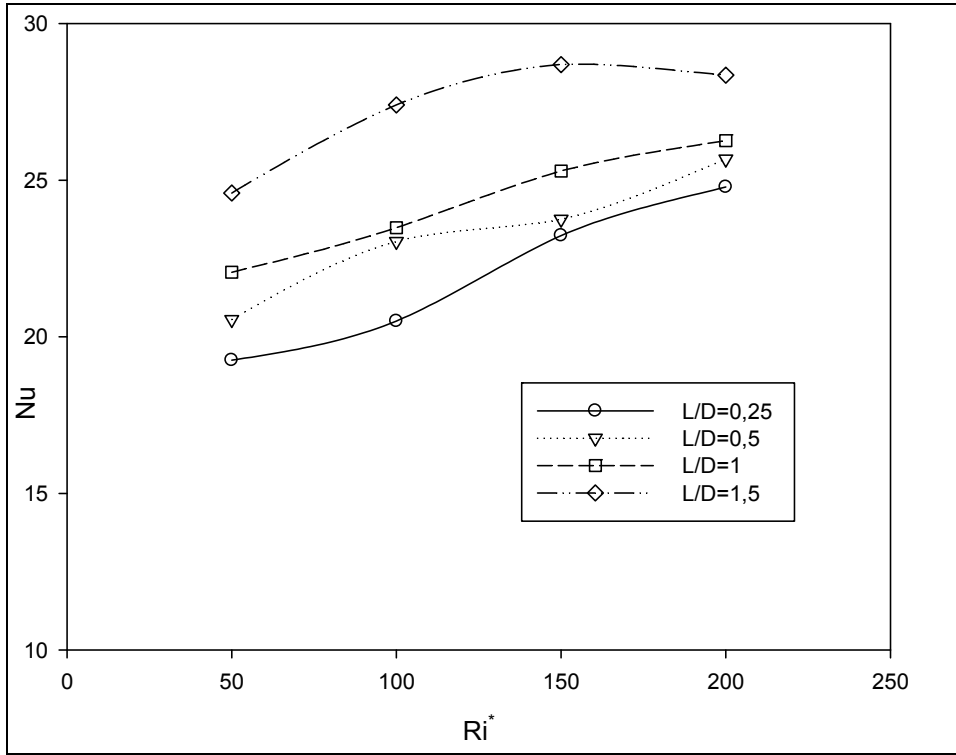
Şekil 5.39 Alt sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
Re=200, D=0,0285 m, BR=0,2

Dik, alt alta ve karşılıklı bulunan ısı akısına sahip 4 engelin bulunduğu kanaldaki laminar akış incelenirken BR oranı 0,25 olarak değiştirilerek akışın dinamikleri ve ısı transferi özellikleri incelenmiştir. Şekil 5.40.' da üst sol engeldeki Nusselt sayısının L/D oranı ve değiştirilmiş Richardson sayısı ile değişimi gösterilmiştir. Grafikten L/D oranının artmasının Nusselt sayısını arttırdığı görülmüştür. En yüksek Nusselt değerleri L/D oranının 1,5 ve değiştirilmiş Richardson sayısının 200 olduğu yerlerdir. Ayrıca BR oranının artması da ısı transferini arttırmıştır. Engeller arasındaki mesafe arttıkça, üst engel etrafındaki vorteks oluşumu artmıştır. Değiştirilmiş Richardson sayısı da kaldırma kuvvetlerinin etkisini arttırmış ve ısı transferini pozitif yönde etkilemiştir. L/D oranının en yüksek olduğu değer olan 1,5 değerinde üst sol engeldeki en yüksek Nusselt sayılarına ulaşılmıştır. Engeller arasındaki mesafenin az olduğu yerlerde ise Nusselt sayısı ve ısı transferi azalmıştır. Mesafelerin azalması kaldırma kuvvetlerinin etkisiyle vorteks oluşumu yapan akışkanın yapışmasını sağlamış ve engel ile daha fazla etkileşim de bulunmasını kısıtlamıştır. Bu nedenle engellerin yüzeyleri daha sıcak kalmış ve ısı transferi azalmıştır.



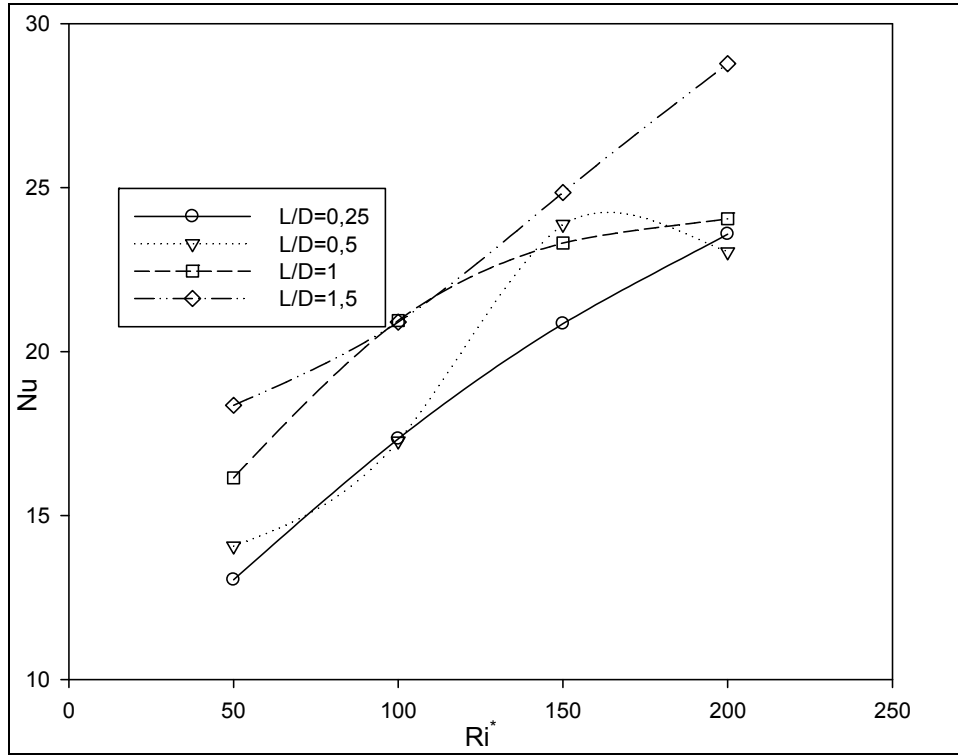
Şekil 5.40. Üst sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$

Şekil 5.41.' de üst sağ engel için sonuçlar sunulmuştur. Değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. L/D oranı ve değiştirilmiş Richardson sayısının artması Nusselt sayısının arttırmıştır. Grafikten genel olarak değerlendirmelerimize paralel sonuçlar çıkmıştır. Engeller arasındaki mesafenin artması ısı transferini çoğaltmıştır. Değiştirilmiş Richardson sayısının artması ile engellere verilen ısı akısı arttırılmış ve kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile ısı transferi pozitif yönlü etkilenmiştir. Sabit Reynolds sayısında değiştirilmiş Richardson sayısı Grashoff sayısı ile doğru orantılıdır. Grashoff sayısının da artması direkt olarak Nusselt sayısını olumlu yönde etkilemektedir. Bu sonuçlar, incelediğimiz sayısal çalışmada doğal konveksiyonun etkilerinin zorlanmış konveksiyona oranla daha etkin rol oynadığını göstermektedir.

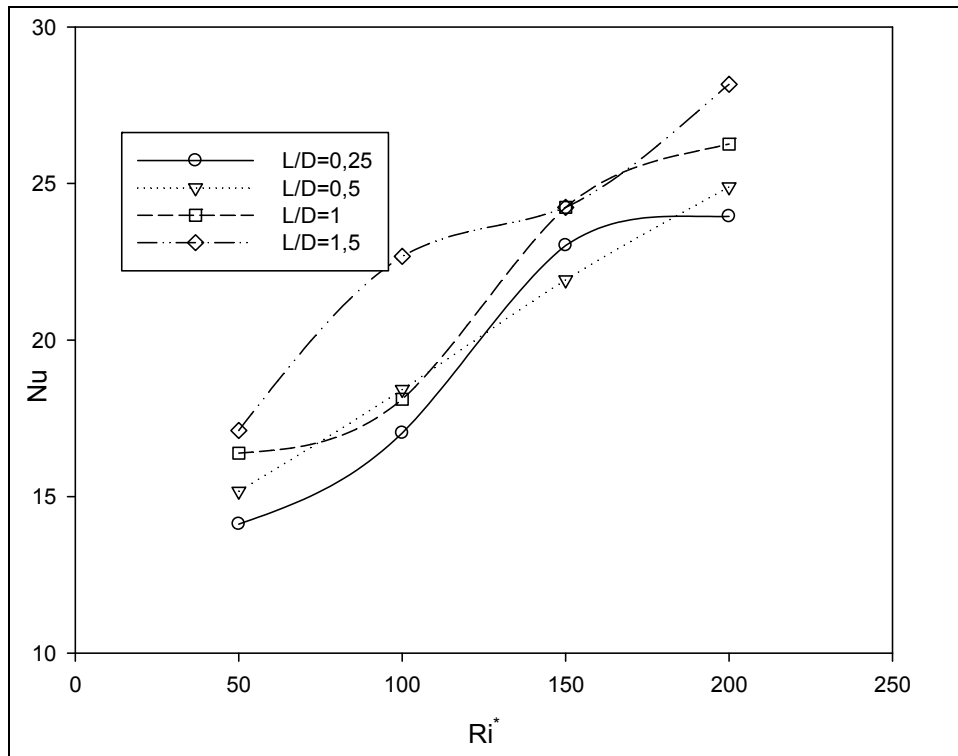


Şekil 5.41. Üst sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
Re=200, D=0,0285 m, BR=0,25

Şekil 5.42. ve Şekil 5.43. 'de alt sağ ve sol engeller için grafikler sunulmuştur. Değiştirilmiş Richardson sayının ve L/D oranının Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. İncelenen sonuçlarda L/D oranının artması ile birlikte değiştirilmiş Richardson sayısının artması Nusselt sayısını arttırmıştır. Her iki grafikte de en yüksek Nusselt sayısı Ri=200 ve L/D=1,5 sayılarında elde edilmiştir. Bu sonuçlardan BR oranının 0,25 olduğu değerlerde engeller arası mesafenin arttırılmasının ve değiştirilmiş Richardson sayısının yani direkt olarak orantılı olduğu ısı akışının artmasının Nusselt sayısını arttırdığı görülmüştür. Bir başka direkt etkisi olan Grashoff sayısı da ısı transferini artırıcı yönde katkı sağlamıştır. Bu sonuçlardan kaldırma kuvvetlerinin ısı transferine pozitif bir katkı sağladığı da gözlemlenmiştir. Doğal konveksiyonda direkt etkili olan bu değerler, sayısal çalışmamızda incelediğimiz karışık konveksiyondaki, doğal konveksiyonun zorlanmış konveksiyona oranla daha etkili olduğunu göstermektedir. Ayrıca engeller arasındaki mesafenin de artması, doğal konveksiyonun etkilerinin ısı transferini arttırmasına katkı sağladığını göstermektedir. L/D oranının artması ile birlikte akışın engeller arasındaki yapışması azalmakta ve daha çok vorteks oluşumunun olduğu görülmektedir.

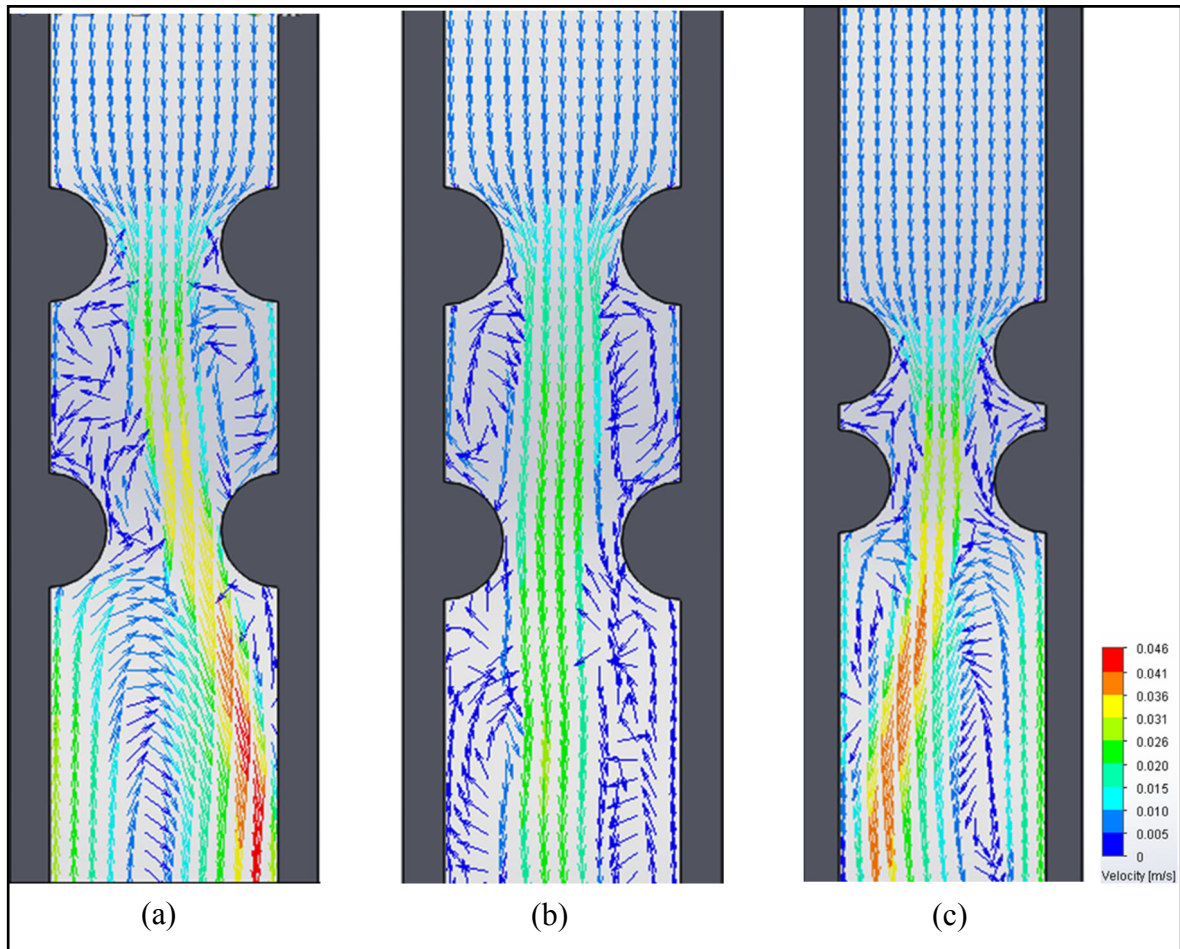


Şekil 5.42. Alt sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$



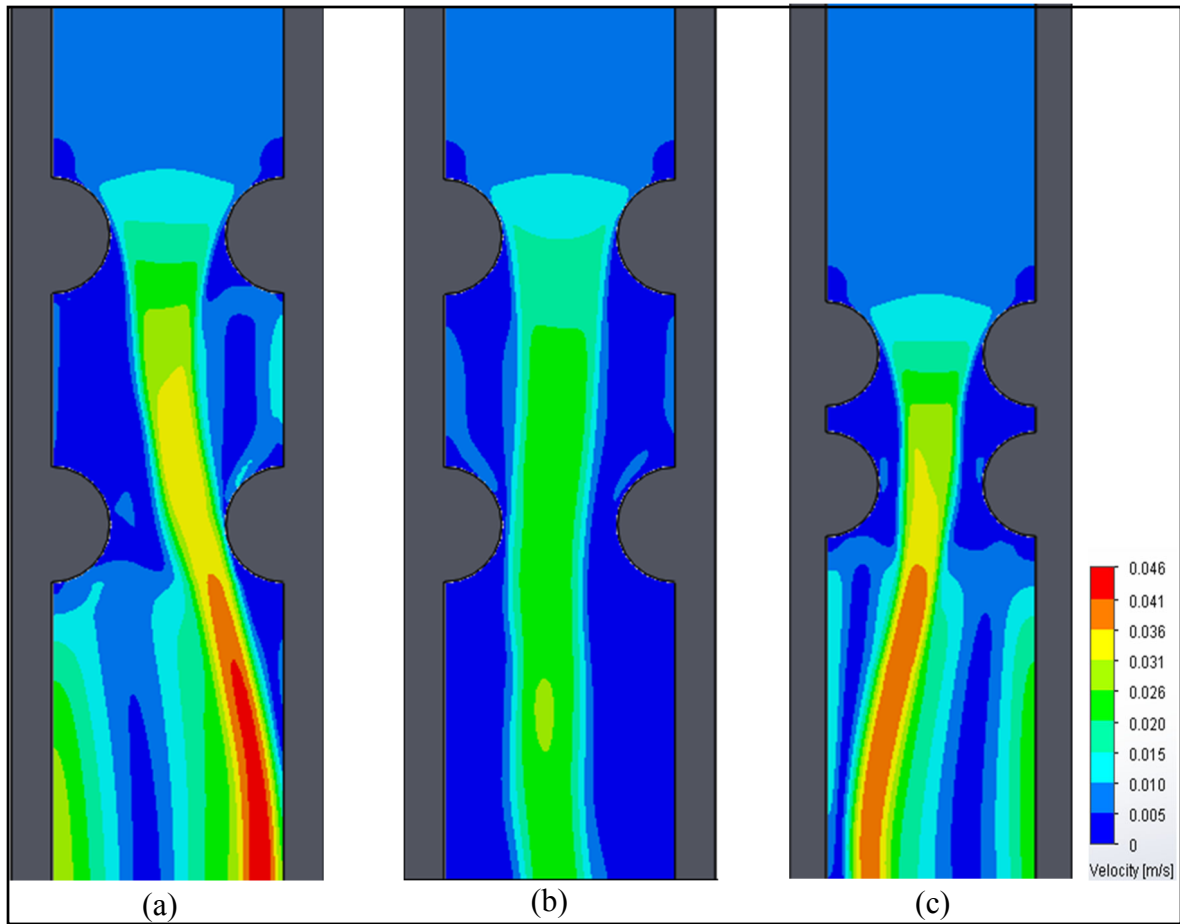
Şekil 5.43. Alt sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$

Şekil 5.44'de $Re=200$ için değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının hız vektörü üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil 5.44. a'da ve Şekil 5.44. b'de değiştirilmiş Richardson sayısının vektörel hız dağılımı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artması sonucunda vorteks oluşumunun ve kaldırma kuvvetlerinin etkisinin arttığı görülmüştür. Sabit Reynolds sayısında değiştirilmiş Richardson sayısı, ısı akısı ve değiştirilmiş Grashoff sayısı ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Değiştirilmiş Grashoff sayısının etkisi de akış üzerinde görülmektedir. Doğal konveksiyonun parametrelerinden olan bu sayılar, karışık konveksiyonun incelendiği akışta doğal konveksiyonun zorlanmış konveksiyona oranla daha baskın olduğunu göstermiştir. Aynı değiştirilmiş Richardson sayılarında, L/D oranlarının etkisinin incelendiği Şekil 5.44. a ve Şekil 5.44. c'de, L/D oranının artmasının vorteks oluşumunu arttırdığı ve akışın engeller arasındaki yapışmasını azalttığı için ısı transferini arttırdığı görülmüştür.



Şekil 5.44. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$, (a) $BR=0,25$, $L/D=1,5$, $Ri=200$,
(b) $BR=0,25$, $L/D=1,5$, $Ri=50$, (c) $BR=0,25$, $L/D=0,25$, $Ri=200$

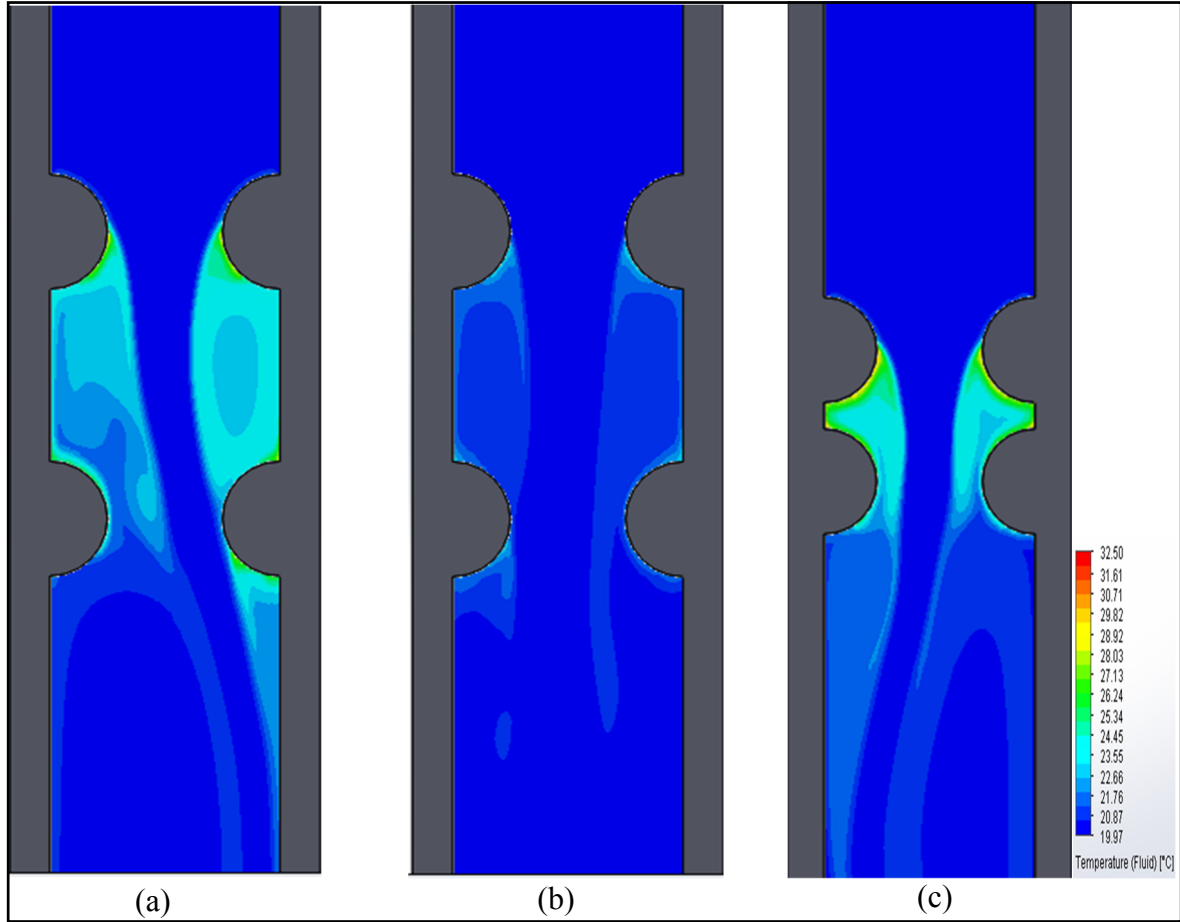
Şekil 5.45.'de $Re=200$ için değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının hız konturu üzerindeki etkileri incelenmiştir. İncelenen durumların hepsinde akış sabit u_0 hızıyla kanala girmektedir. Şekil 5.45. a ve Şekil 5.45. b'de değiştirilmiş Richardson sayısının hız konturu üzerindeki etkisi görülmektedir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artması ile birlikte akış hızının da arttığı belirlenmiştir. L/D oranının etkisi ise Şekil 5.45. a ve Şekil 5.45. c'de gösterilmiştir. L/D oranı arttıkça engeller arasındaki mesafe arttığı için akışın engeller arasında yapışmadığı ve vorteks etkisi ile hareket ettiği görülmüştür. Bu etkilerin akış üzerindeki ısı transferini de pozitif olarak etkilediği belirlenmiştir.



Şekil 5.45. Hız konturu dağılımı, $Re=200$, (a) $BR=0,25$, $L/D=1,5$, $Ri=200$,
(b) $BR=0,25$, $L/D=1,5$, $Ri=50$, (c) $BR=0,25$, $L/D=0,25$, $Ri=200$

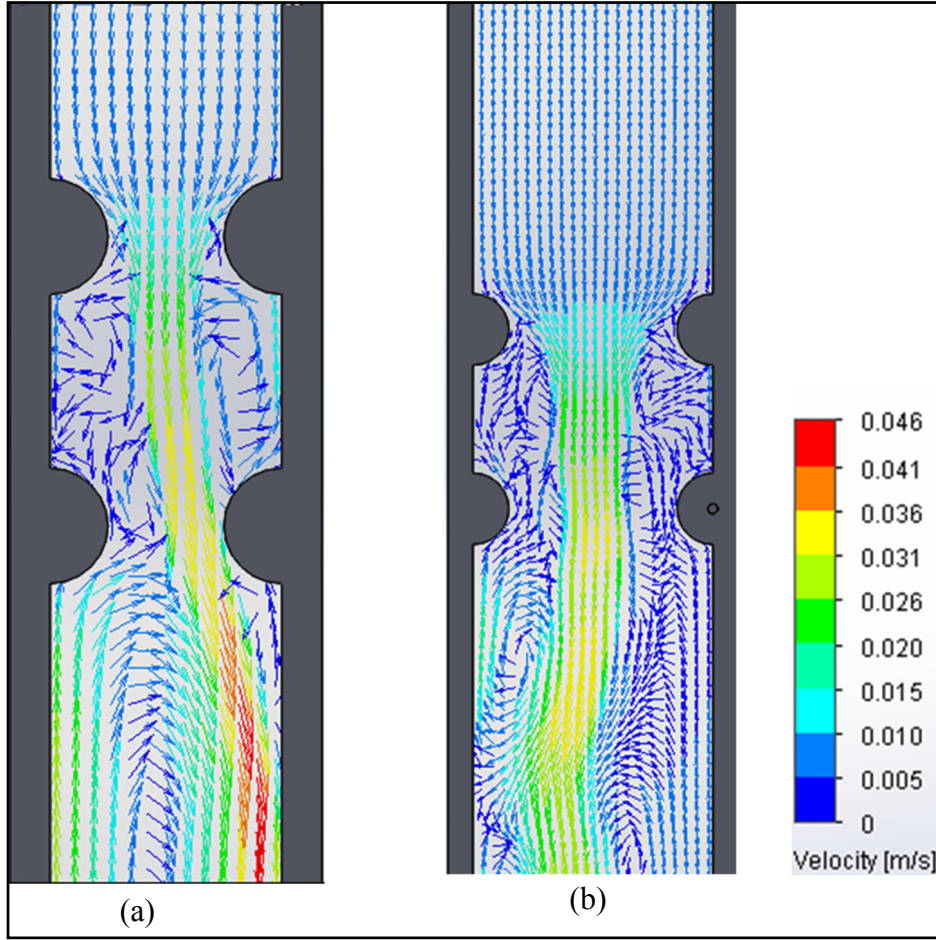
Şekil 5.46.'da $Re=200$ için değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının sıcaklık konturu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının sıcaklık konturu üzerindeki etkisi Şekil 5.46. a'da ve Şekil 5.46. b'de gösterilmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısı artması ile birlikte sıcaklık konturunun da değiştiği görülmüştür. Aynı değiştirilmiş Richardson sayısında L/D oranının sıcaklık konturu üzerindeki etkisinin gösterildiği Şekil

5.46. a ve Şekil 5.46. c’de, L/D oranının artmasının sıcaklık değişimini ve ısı transferini pozitif olarak etkilediği görülmüştür. L/D oranının artmasıyla birlikte engeller arasına daha çok akışın girmesiyle sıcaklığın daha çok değiştiği görülmüştür.



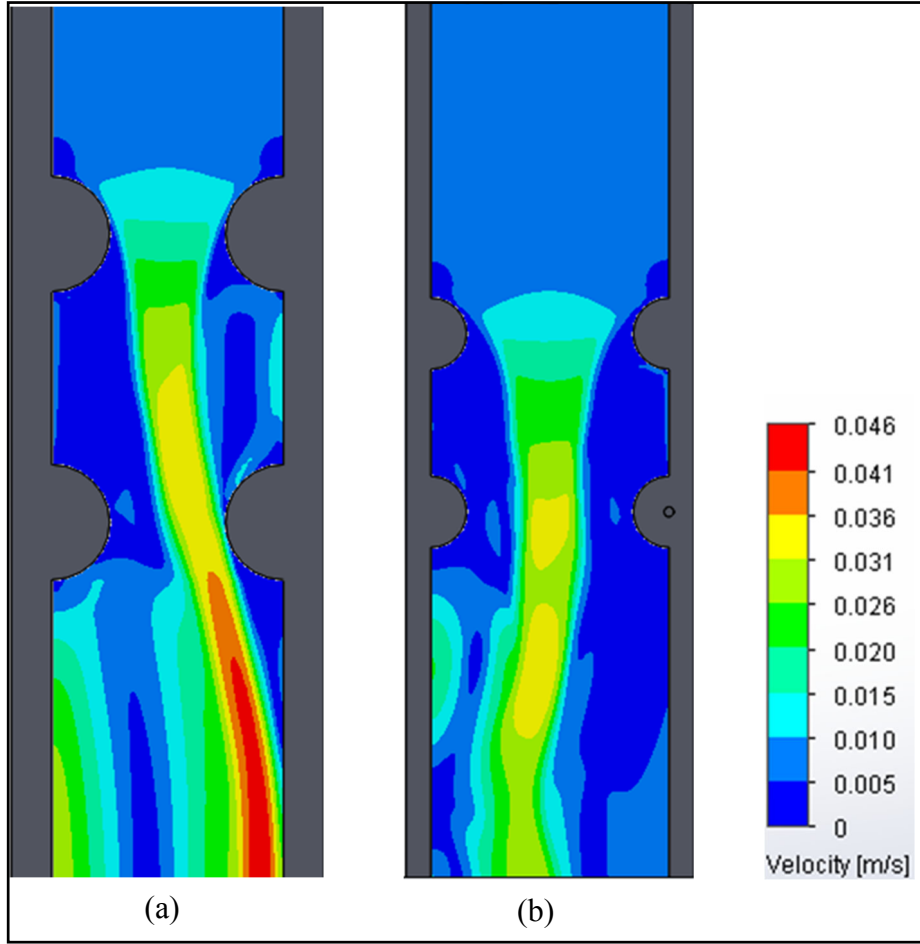
Şekil 5.46. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,25$, $L/D=1,5$, $Ri=200$, (b) $BR=0,25$, $L/D=1,5$, $Ri=50$, (c) $BR=0,25$, $L/D=0,25$, $Ri=200$

Şekil 5.47.’de $Re=200$ için BR oranlarının değişimin vektörel hız dağılımına etkisi gösterilmiştir. Her iki durumda da aynı değiştirilmiş Richardson sayısı ve aynı L/D oranlarının kullanıldığı durumlardaki sonuçlar Şekil 5.47. a ve Şekil 5.47 b’de gösterilmiştir. Özdeş engellerin bulunduğu her iki durumda da BR oranları kanalın genişliği değiştirilerek arttırılmıştır. Her iki durumda da engellere yakın yerlerde vorteks yapıları oluşmuş ve kaldırma kuvvetlerinin etkisi ile oluşan ters akışlar meydana gelmiştir.



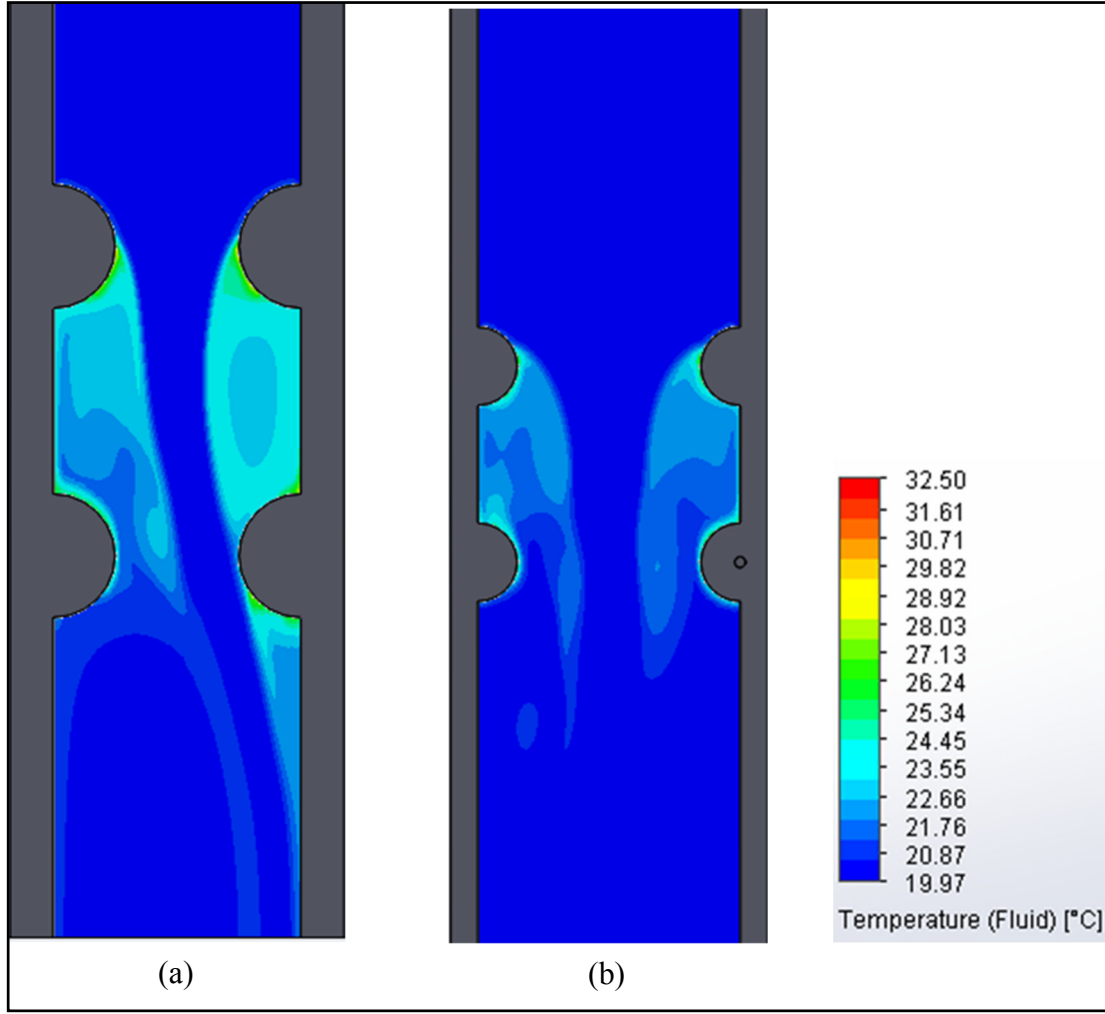
Şekil 5.47. Vektörel hız dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,25$, $Ri=200$, (b) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.48.'de $Re=200$ için BR oranlarının değişiminin hız konturu dağılımı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Şekil 5.48. a'da BR oranının artması ile birlikte kanal genişliği azalmıştır. Aynı u_0 hızlarıyla giren akışlarda BR oranının artması ve kanal genişliğinin azalması sonucu hızın yerçekimi kuvvetinin de etkisi ile Şekil 5.48. a'da görüldüğü gibi akışkanın daha hızlı aktığı görülmektedir.



Şekil 5.48. $Re=200$ için hız konturu dağılımı (a) $BR=0,25$, $Ri=200$, (b) $BR=0,15$, $Ri=200$

Şekil 5.49’da $Re=200$ için BR oranlarının değişiminin sıcaklık konturu dağılımı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Şekil 5.49. a’da bulunan üstteki sağ ve sol engellerde akışkana aktarılan ısı transferinin Şekil 5.49. b’de bulunan üst sağ ve üst sol engellere oranla daha fazla olduğu görülmektedir. Şekil 5.49. b’ de ise alt sol ve alt sağda bulunan engellerden akışkana aktarılan ısı transferinin, Şekil 5.49. a’ da bulunan alt sağ ve alt solda bulunan engellere oranla daha fazla olduğu görülmektedir. Bu değişimlere ait grafiklerde bulunan Nusselt sayıları da aynı şekilde değiştiği yukarıdaki grafiklerde gösterilmektedir.

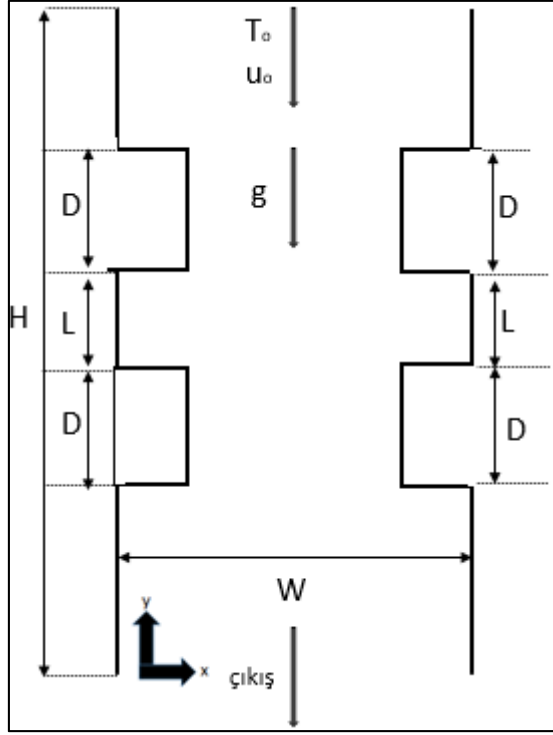


Şekil 5.49. Sıcaklık konturu dağılımı, $Re=200$ (a) $BR=0,25$, $Ri=200$, (b) $BR=0,15$, $Ri=200$

5.5. Alt Alta ve Karşılıklı Bulunan Dört Dikdörtgen Engeldeki Karışık Konveksiyonun İncelenmesi

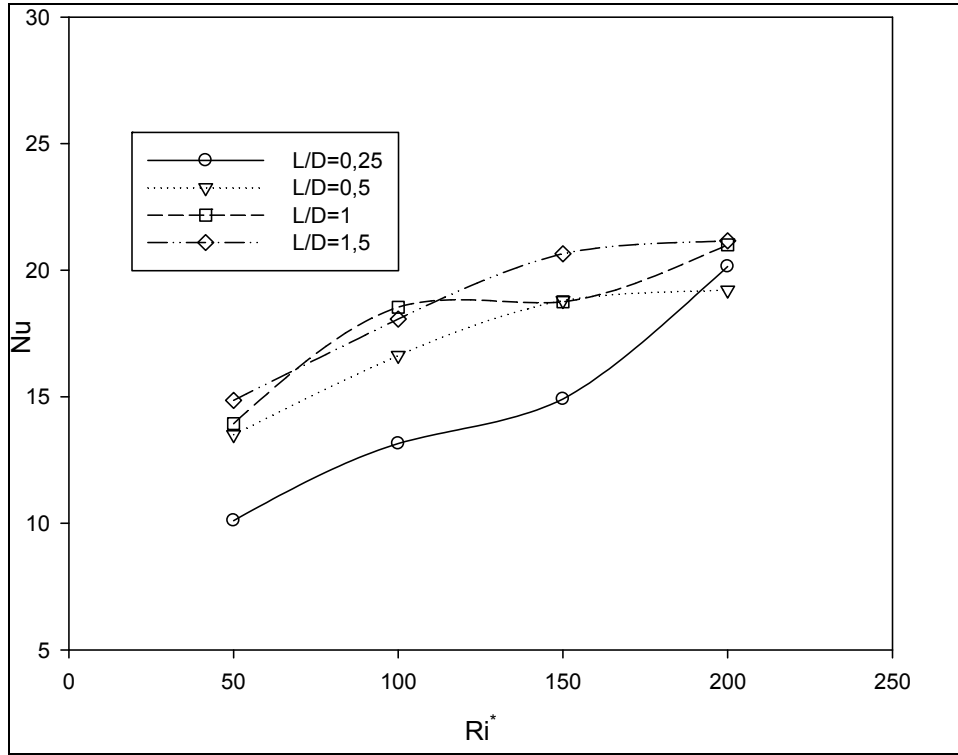
Dik bir kanalda ısı akısına sahip alt alta ve karşılıklı dört dikdörtgen engel bulunan bir akıştaki karışık konveksiyonun incelendiği sayısal çalışmaya ait problemin şematik gösterimi Şekil 5.50.' de sunulmuştur. Analiz edilen nümerik çalışmada akış laminar ve akışkan olarak kullanılan suyun özellikleri $Pr=7$ sayısında incelenmiştir. Sayısal çalışmalar iki boyutlu olarak yapılmış ve x-y koordinatlarında analiz edilmiştir. İncelenen çalışmada $Re=200$ için çalışmalar yapılmıştır. Kanalın uzunluğu H , kanalın genişliği W olarak gösterilmiştir. Kanaldaki engellerin birbirine olan uzaklığı L olarak alınmıştır. Kanaldaki engellerin uzun kenarlarının uzunluğu $D_u=D$, kısa kenarların uzunluğu ise uzun kenarın yarısı kadar olan $D_k=D/2$ olarak alınmıştır. Kanala giren suyun sıcaklığı sabittir ve T_0 olarak alınmıştır. Kanala giren suyun hızı u_0 olarak belirlenmiştir. Çalışmada su kanalın girişinden

belli bir u_0 hızıyla girmekte olup yerçekiminin etkisiyle hareket etmektedir. İncelenen sayısal çalışmada değiştirilmiş Richardson sayısı, BR , L/D oranları gibi parametreler değiştirilerek bu parametrelerin değişiminin, akıştaki ısı transferine ve akış dinamiklerine etkisi incelenmiştir.



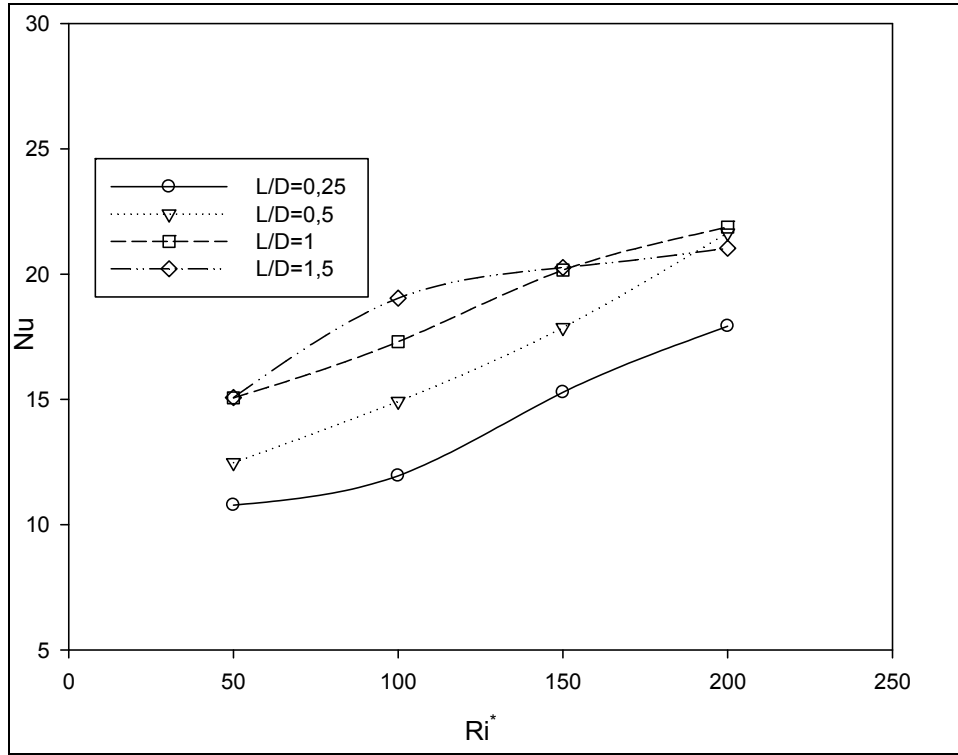
Şekil 5.50. Problemin şematik gösterimi

Şekil 5.51.'de üst sol engeldeki Nusselt sayısının L/D oranı ve değiştirilmiş Richardson sayısına göre değişimi gösterilmektedir. L/D oranının artması Nusselt sayısını genellikle arttırırken, çok büyük değişikliklerin olmadığı sonuçlardan gözlemlenmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artması Nusselt sayısını arttırmıştır. Değiştirilmiş Richardson sayısının 150 olduğu değerlere kadar L/D oranının artması yani engeller arasındaki mesafenin çoğalması Nusselt sayısını çok değiştirmemiştir. $Ri=200$ ' de ise L/D oranının 1,5 olduğu değer ile 1 olduğu değer aynı Nusselt sayısına tekabül etmektedir. Engellerin arasındaki mesafenin açılması akışkanın engel ile daha çok temasını çoğaltırken, vorteks oluşumunu da arttırmaktadır. Sabit Reynolds sayısında ısı akısı ve Grashoff sayısı değiştirilmiş Richardson sayısı ile doğru orantılıdır, bu da ısı akısı ve Grashoff sayısının artışının Nusselt sayısına olan etkisini göstermektedir. Grashoff sayısının artışı ile Nusselt sayısının artması arasındaki ilişki akıştaki doğal konveksiyon ve kaldırma kuvvetlerinin etkisini göstermektedir.



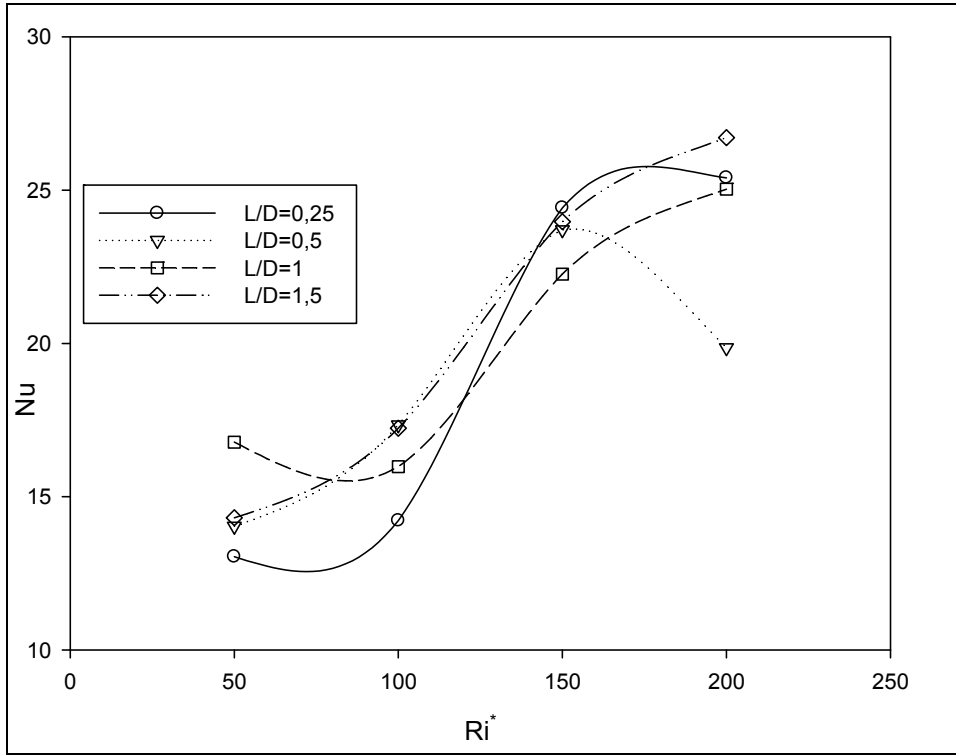
Şekil 5.51. Üst sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
Re=200, D=0,0285 m, BR=0,25

Şekil 5.52.' de üst sağ engeldeki Nusselt sayısının Değiştirilmiş Richardson sayısı ve L/D oranına göre değişimini göstermektedir. L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının artması Nusselt sayısını arttırmaktadır. L/D oranının artması ile engeller arasındaki mesafe artmış ve yapışma azaltmıştır. Vorteks oluşumunun da arttığı gözlemlenmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısı da Re=200'de ısı akısı ve Grashoff sayısı ile doğru orantılıdır. Dolayısıyla Grashoff sayısının artması da Nusselt sayısını ve ısı transferini arttırmıştır. Kaldırma kuvvetlerinin de akıdaki pozitif etkisi olduğu görülmüştür. Karışık konveksiyonun etkilerinin incelediği sayısal çalışmada, kaldırma kuvvetlerinin ve vorteks oluşumun ısı transferine olan etkilerinden dolayı Re=200 sayısında doğal konveksiyonun etkilerinin zorlanmış konveksiyona oranla daha fazla etkin olduğu görülmüştür.

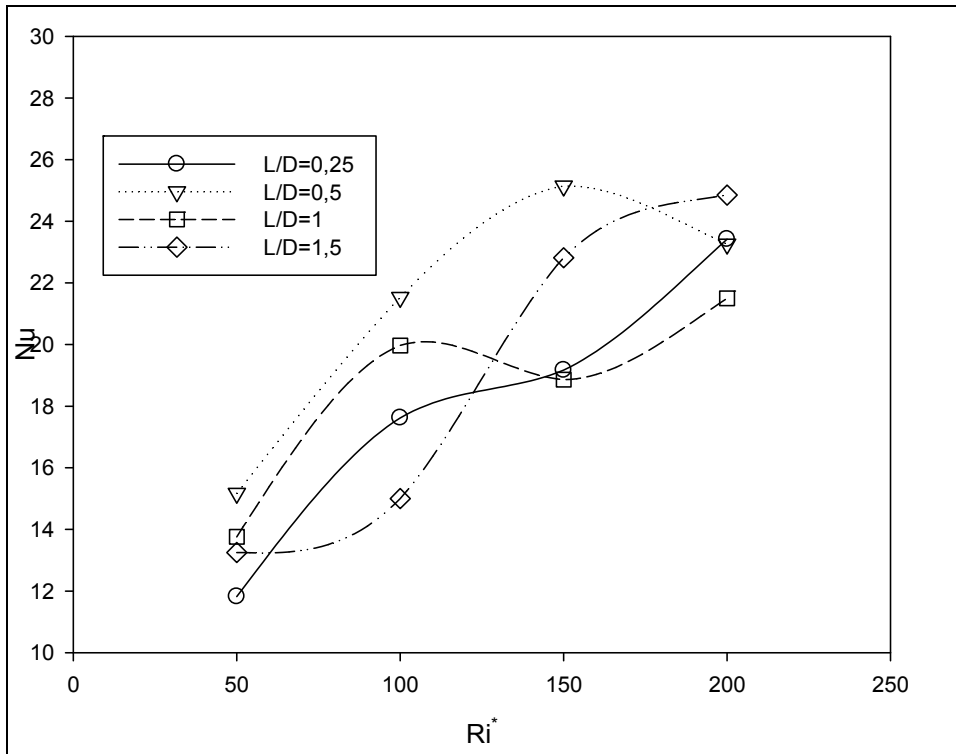


Şekil 5.52. Üst sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
Re=200, D=0,0285 m, BR=0,25

Şekil 5.53. ve Şekil 5.54.' de alt sol ve alt sağ engeldeki Nusselt sayısının değiştirilmiş Richardson sayısı ve L/D oranına göre değişimi analiz edilmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının ve L/D oranının artması Nusselt sayısını genellikle arttırmıştır. En büyük Nusselt sayısı değerleri L/D oranının 1,5 ve değiştirilmiş Richardson sayısının 200 olduğu değerlerde olduğu görülmüştür.

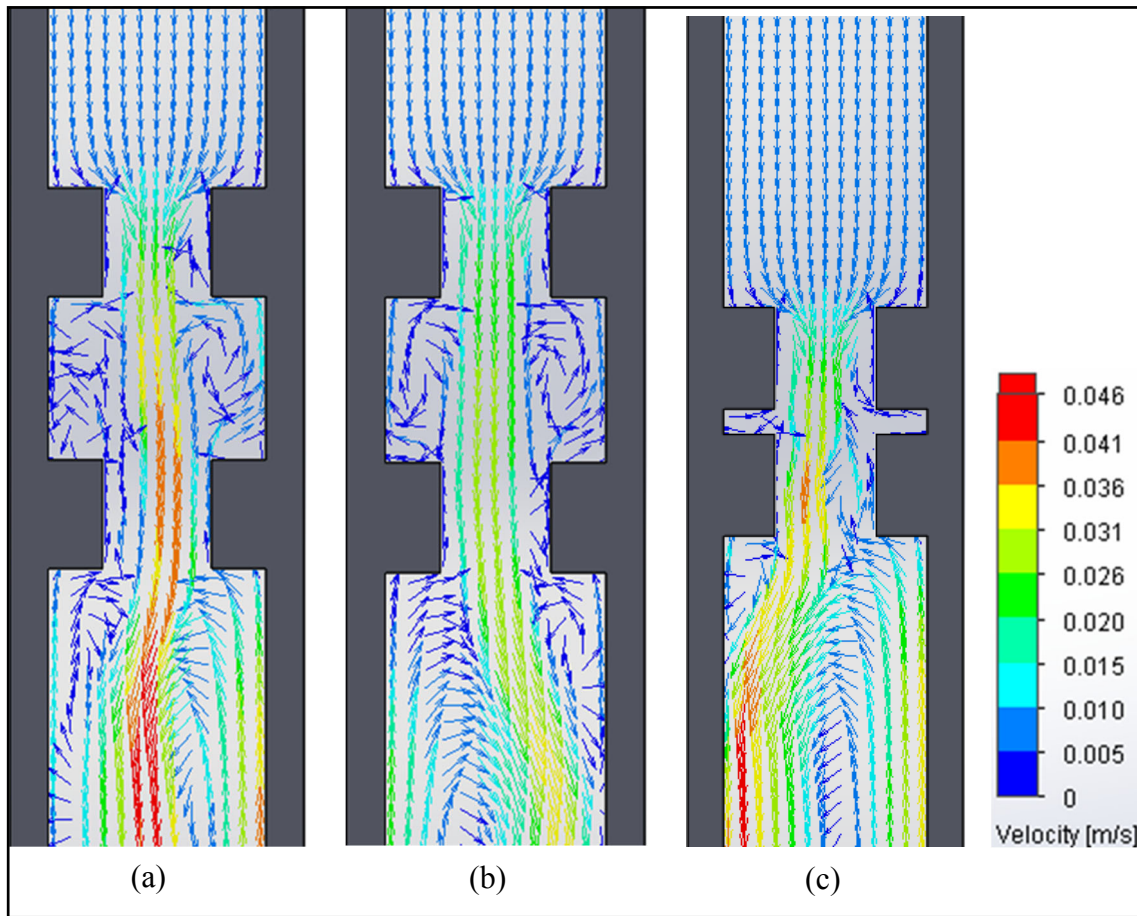


Şekil 5.53. Alt sağ engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$



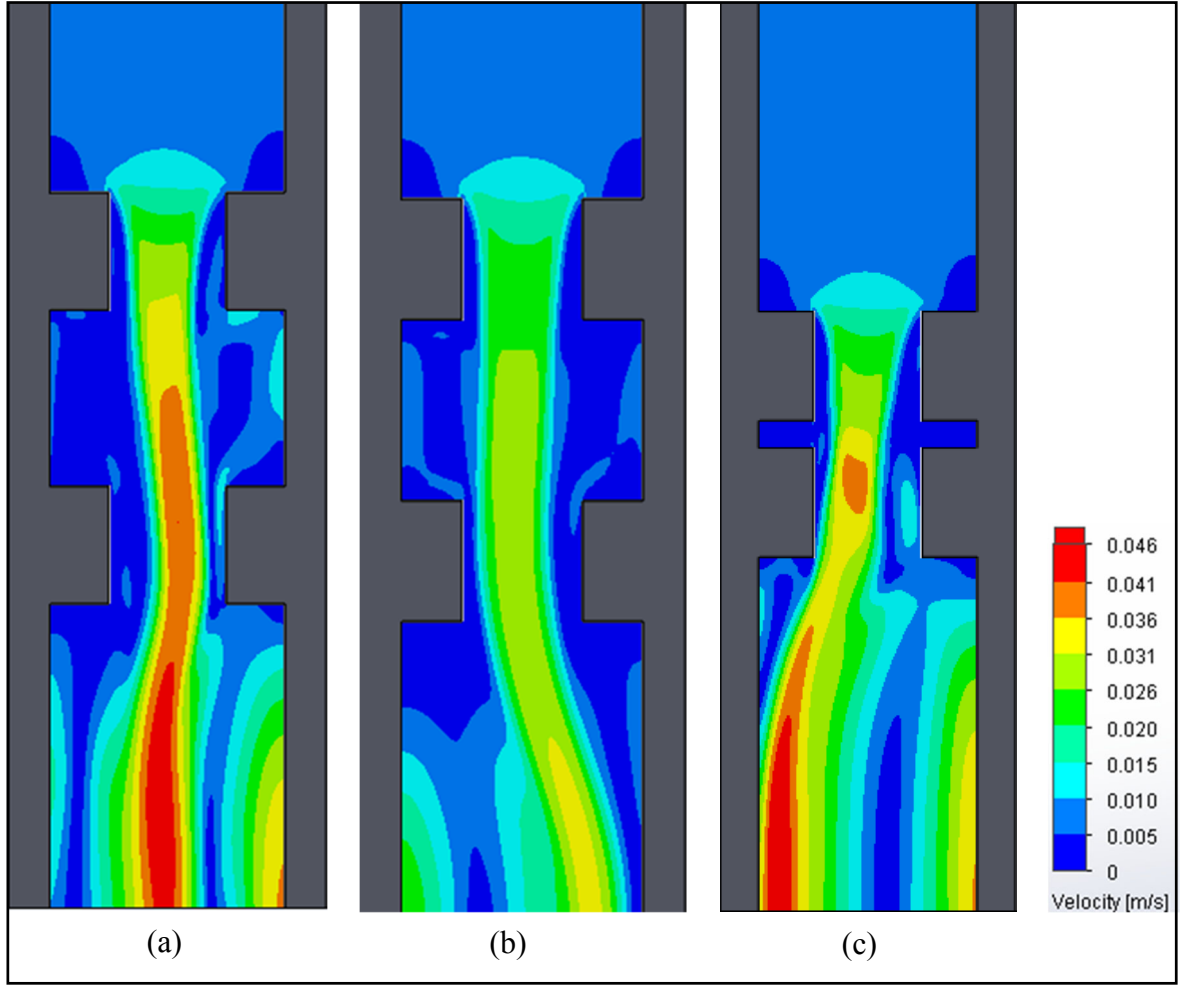
Şekil 5.54. Alt sol engeldeki Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi:
 $Re=200$, $D=0,0285$ m, $BR=0,25$

Şekil 5.55.'de $Re=200$ için değiştirilmiş Richardson sayısı ve L/D oranının değişiminin hız vektörü üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Şekil 5.55. a'da ve Şekil 5.55. b'de değiştirilmiş Richardson sayısının akış üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artması ile vorteks oluşumunun ve kaldırma kuvvetlerinin etkisinin arttığı görülmektedir. Şekil 5.55 a'da ve Şekil 5.55 b'de ise aynı değiştirilmiş Richardson sayısında L/D oranının akış dinamiklerine olan etkisi incelenmiştir. L/D oranının artmasıyla birlikte engeller arası mesafe artmış ve akışkanın engeller etrafında vorteks oluşturması çoğalmıştır. Ayrıca L/D oranının artması ile birlikte akışın engellerin arasındaki yapışması azalmıştır.



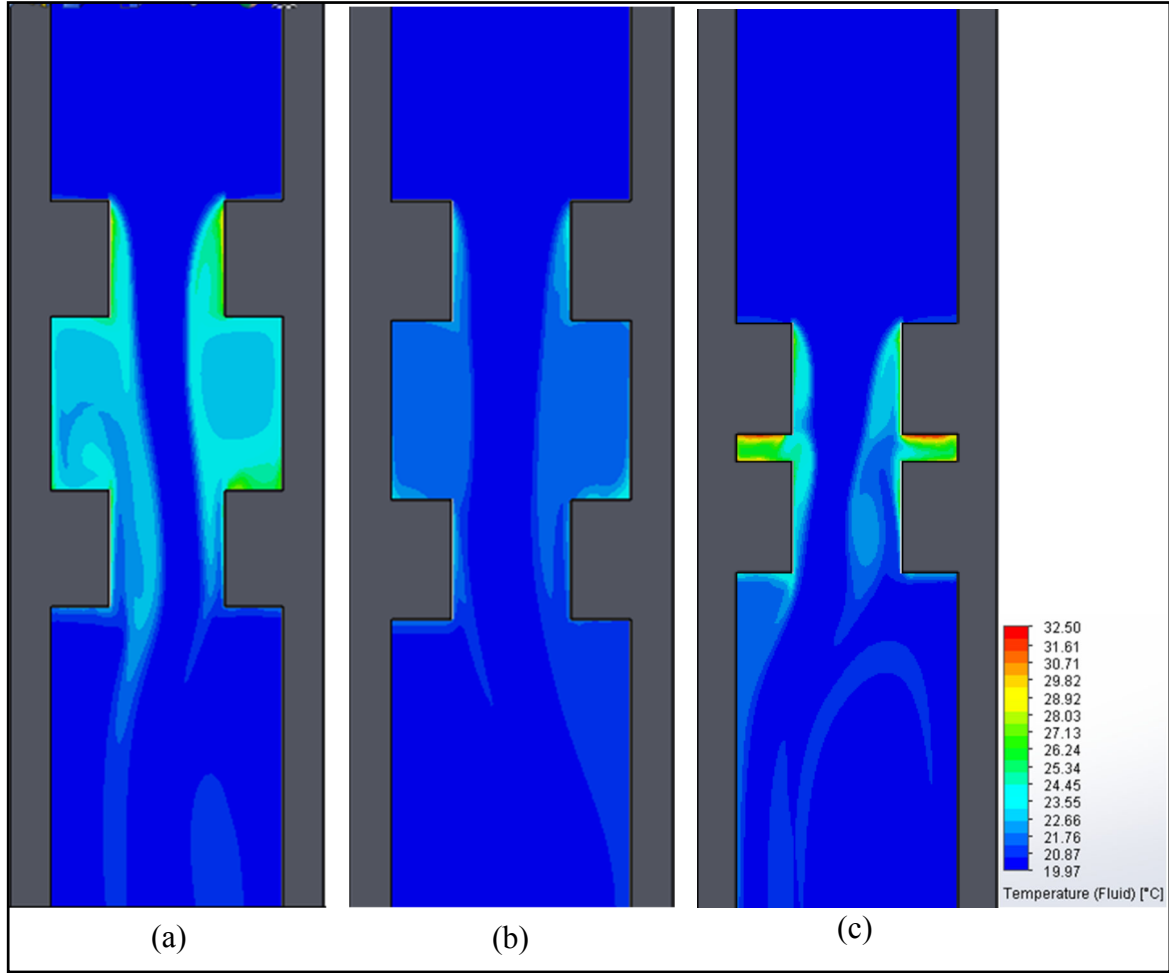
Şekil 5.55. $Re=200$ ve $BR=0,25$ için vektörel hız dağılımı (a) $Ri=200$, $L/D=1,5$, (b) $Ri=50$, $L/D=1,5$ (c) $Ri=200$, $L/D=0,25$

Şekil 5.56.'da $Re=200$ için değiştirilmiş Richardson sayısı ve L/D oranının değişiminin hız konturu üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Şekil 5.56. a'da ve Şekil 5.56. b'de değiştirilmiş Richardson sayısının hız konturu üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artmasıyla birlikte hızın arttığı görülmüştür. . Şekil 5.56. a'da ve Şekil 5.56. b'de ise aynı değiştirilmiş Richardson sayısında L/D oranının hız konturuna olan etkisi gösterilmiştir.



Şekil 5.56. $Re=200$ ve $BR=0,25$ için hız konturu dağılımı (a) $Ri=200$, $L/D=1,5$, (b) $Ri=50$, $L/D=1,5$, (c) $Ri=200$, $L/D=0,25$

Şekil 5.57.'de 'de $Re=200$ için değiştirilmiş Richardson sayısı ve L/D oranının değişiminin sıcaklık konturu üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Şekil 5.57. a'da değiştirilmiş Richardson sayısının artması ile birlikte akışkanın ve engellerin sıcaklığının arttığı gösterilmektedir. Şekil 5.57 a'da ve Şekil 5.57. c'de L/D oranının sıcaklık konturu üzerindeki etkileri gösterilmektedir. L/D oranının artmasıyla birlikte engellerin yüzey sıcaklıklarının azaldığı gözlemlenirken, akışkan ile dikdörtgen engeller arasındaki ısı transferinin arttığı görülmüştür. Şekil 5.57 c'de engeller arası mesafenin az olması üst ve alt engellerin arasına akışkanın girememesine ve yapışmanın gerçekleşmesine neden olduğu için ısı transferinin L/D oranının daha çok olduğu diğer duruma göre azaldığı görülmüştür.



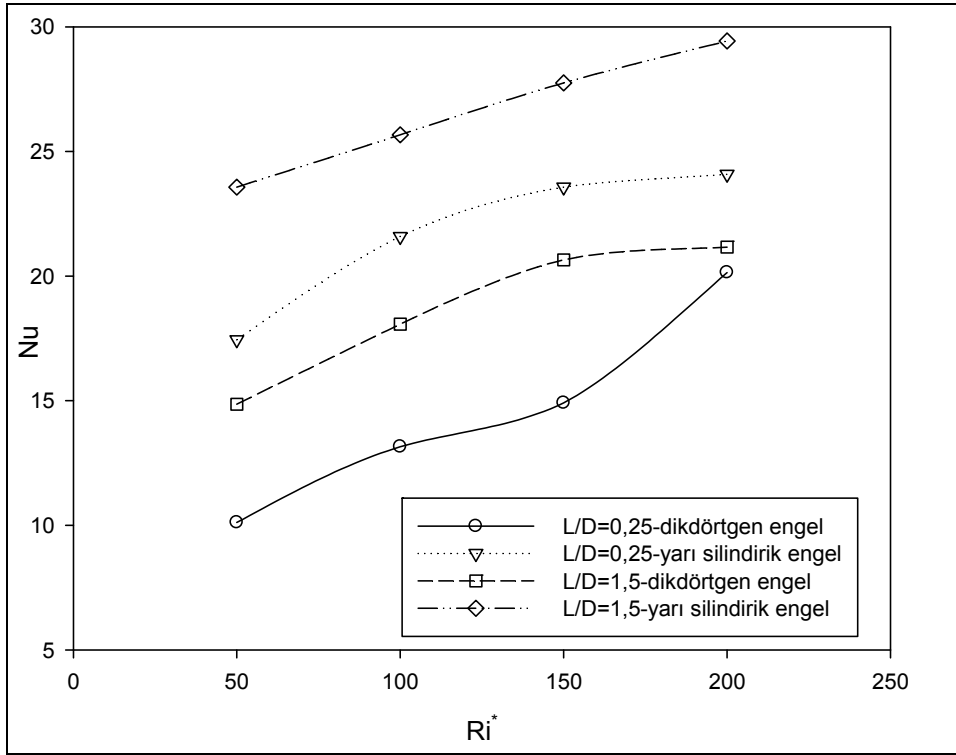
Şekil 5.57. $Re=200$ ve $BR=0,25$ için sıcaklık konturu dağılımı (a) $Ri=200$, $L/D=1,5$, (b) $Ri=50$, $L/D=1,5$, (c) $Ri=200$, $L/D=0,25$

5.6. Dikdörtgen ve Yarı Silindirik Engellerin Karışık Konveksiyona Olan Etkilerinin İncelenmesi ve Sonuçların Karşılaştırılması

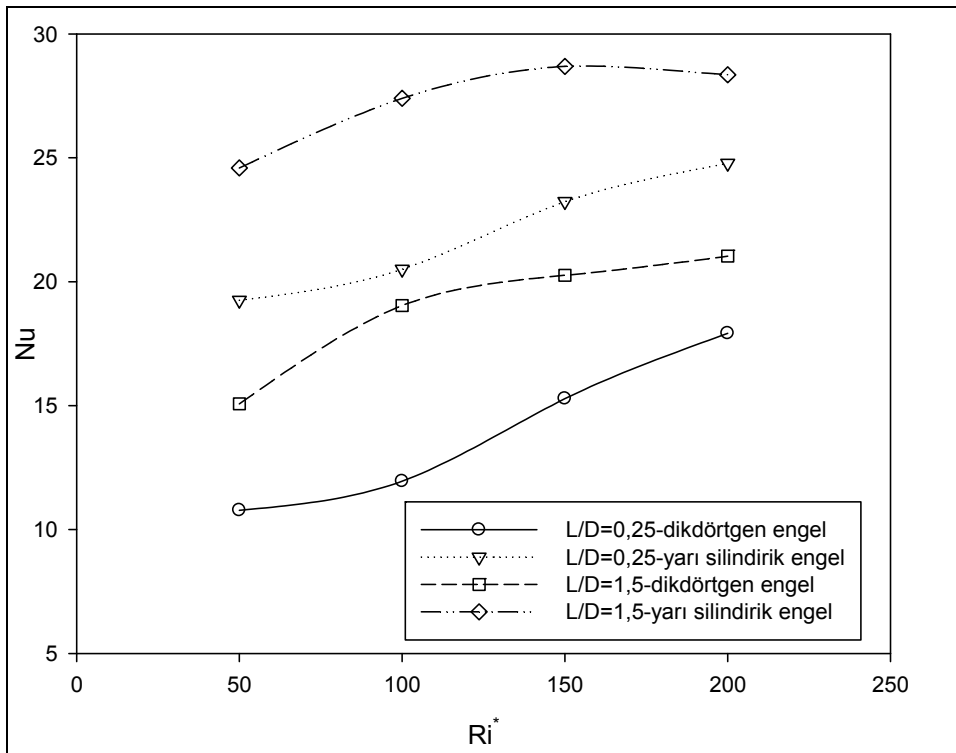
Dik ve içinde ısı akısına sahip yarı silindirik veya dikdörtgen engellerin bulunduğu kanaldaki karışık konveksiyon yukarıdaki bölümlerde incelenmiştir. Bu bölümde ise engel geometrilerinin akış dinamiklerine ve ısı transferine olan etkisi araştırılmıştır. Karşılaştırma yapılan problemlerin şematik gösterimi Şekil 5.58. ve Şekil 5.31’de gösterilmiştir. Sayısal çalışmada BR oranı 0,25 olarak alınmıştır. Çalışılan nümerik çalışmada akış laminar ve akışkan olarak kullanılan suyun özellikleri $Pr=7$ sayısında analiz edilmiştir. Sayısal çalışmalar iki boyutlu olarak yapılmış ve x - y koordinatlarında analiz edilmiştir. İncelenen çalışmada $Re=200$ için analizler yapılmıştır. Değiştirilmiş Richardson sayısı ve BR oranları için değişik parametrik analizler yapılmıştır. Kanalin uzunluğu H olarak alınmıştır. Kanalin genişliği W olarak alınmıştır. Kanaldaki engellerin birbirine olan uzaklığı L olarak alınmıştır. Kanaldaki engellerin uzunluğu D olarak alınmıştır. Kanala giren suyun sıcaklığı

sabittir ve T_0 olarak alınmıştır. Kanala giren suyun hızı u_0 olarak belirlenmiştir. Çalışmada su kanalın girişinden belli bir u_0 hızıyla girmekte olup yerçekiminin etkisiyle hareket etmektedir. İncelenen sayısal çalışmada değiştirilmiş Richardson sayısı, BR , L/D oranları gibi parametreler değiştirilerek bu parametrelerin değişiminin, akıştaki ısı transferine ve akış dinamiklerine etkisi incelenmiştir.

Sol üstte ve sağ üstte bulunan dikdörtgen ve yarı silindirik engeldeki, L/D oranlarının ve değiştirilmiş Richardson sayısının Nusselt sayısına olan etkisini inceleyen grafik Şekil 5.58’ de sunulmuştur. Her iki engelde de L/D oranının ve değiştirilmiş Richardson sayısının artması Nusselt sayısını arttırmıştır. İki engelin geometrilerinin Nusselt sayısına olan etkisi de grafikte incelenmiştir. Yarı silindirik engeldeki Nusselt değerlerinin dikdörtgen engeldeki Nusselt değerlerine kıyasla daha büyük olduğu görülmektedir. Bunun sebebinin yarı silindirik engelin eğimli yüzeyinin, engellerin arasına akışın daha fazla girmesine ve akışkanın engeller arasında daha az yapışmasına neden olmasından kaynaklı olduğu görülmektedir. . Ayrıca yarı silindirik engeller kaldırma kuvvetlerin etkisiyle oluşan vortekslerin yüzeyle daha fazla temasını sağlamaktadır. Dikdörtgen engel bulunan kanaldaki akışta dik yüzeylerden dolayı basınç düşümünün ve hızın, yarı silindirik engel bulunan kanala oranla daha fazla olduğu görülmektedir.

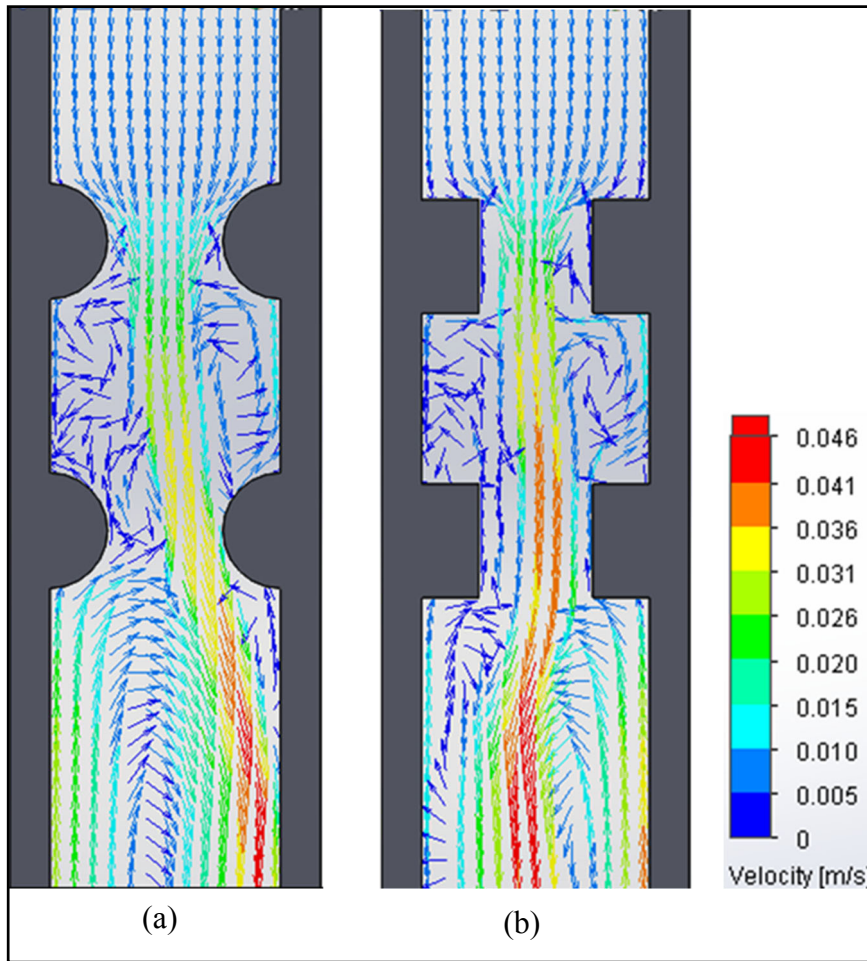


Şekil 5.58. Sol üst engeldeki dikdörtgen ve yarı silindirik engelin Nu sayısının Ri Sayısı değerine göre değişimi ve karşılaştırılması $Re=200$, $D=0,0285m$, $BR=0,25$



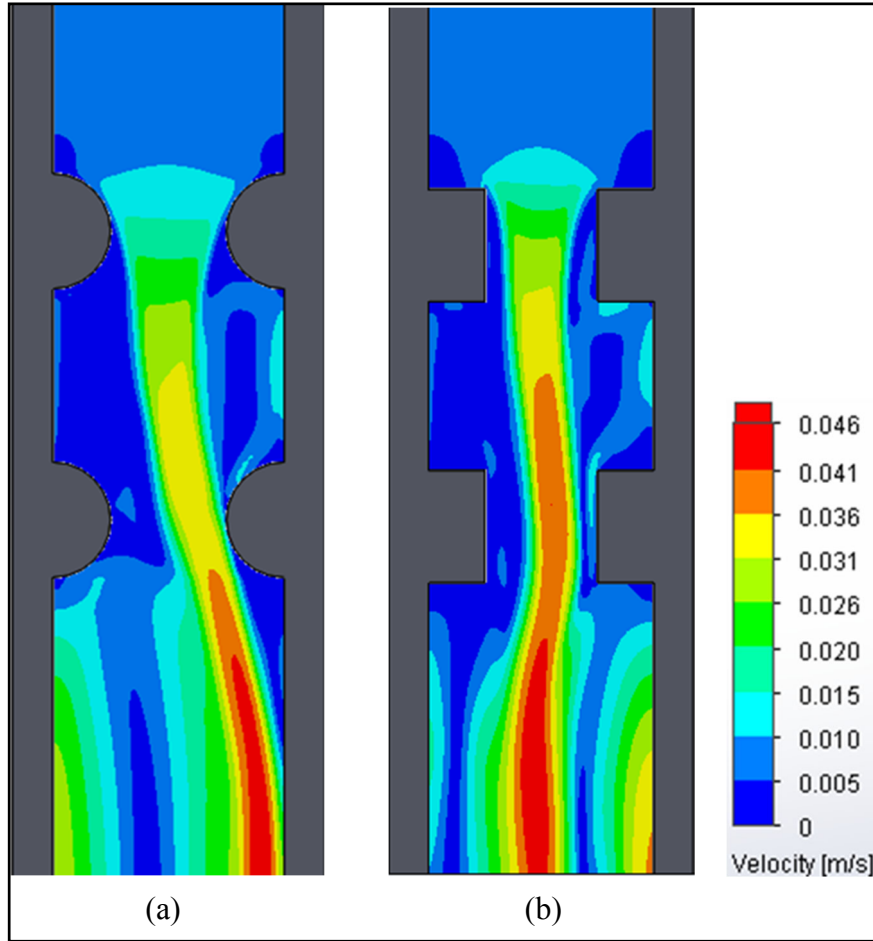
Şekil 5.59. Sağ üst engeldeki dikdörtgen ve yarı silindirik engelin Nu sayısının Ri sayısı değerine göre değişimi ve karşılaştırılması $Re=200$, $D=0,0285m$, $BR=0,25$

Şekil 5.60.'da $Re=200$ sayısında ve $BR=0,25$ oranında, dikdörtgen ve yarı silindirik engel bulunan durumlardaki hız vektörlerinin L/D oranının 1,5 olduğu durumdaki yapısı gösterilmektedir. Yarı silindirik engelin konveks yüzeylerinden akışkanın temasının, dikdörtgen engelin dik yüzeyine oranla daha fazla olduğu ve bu durumunda ısı transferini arttırdığı incelenmiştir. Vorteks oluşumlarının da silindirik yüzeylerde dikdörtgen yüzeylere oranla daha fazla olduğu görülmüştür. Şekil 5.60. b'de dikdörtgen engellere akışın daha çok yapıştığı görülmüştür.



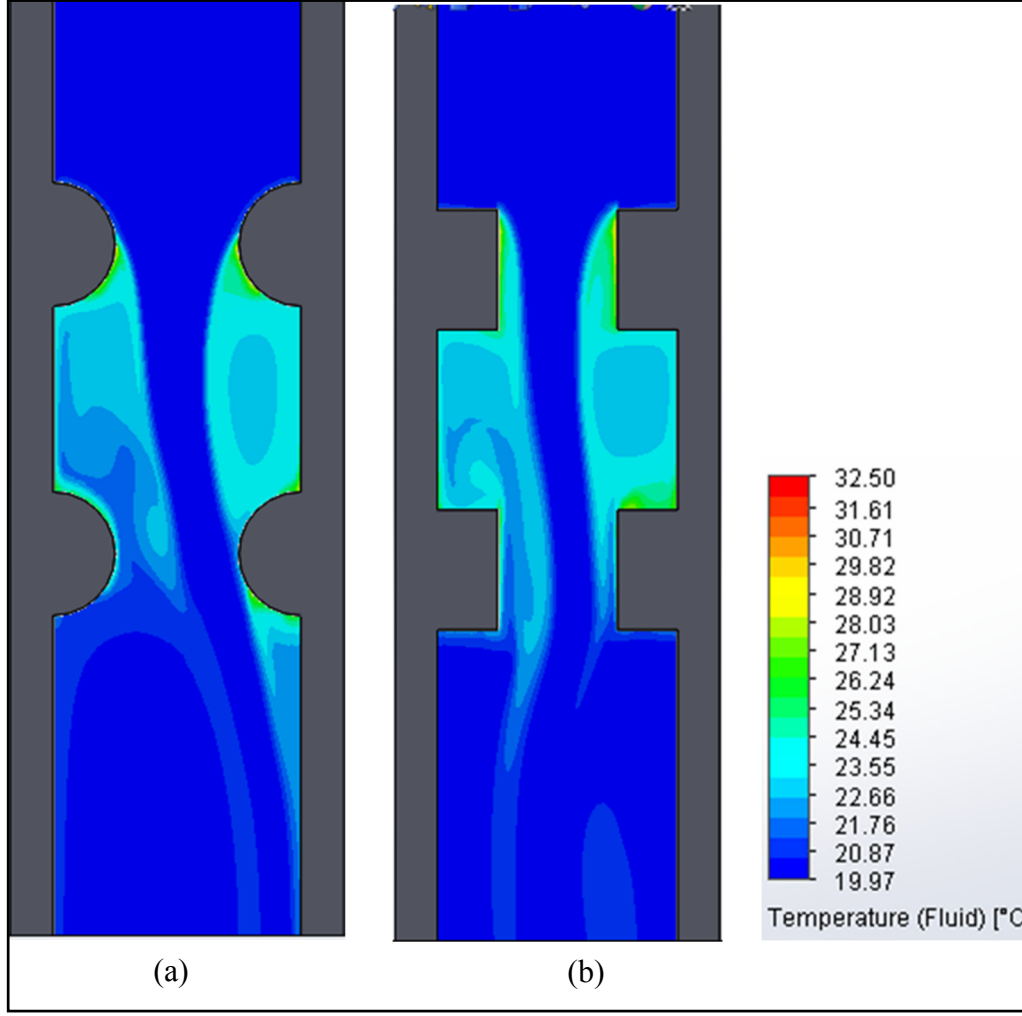
Şekil 5.60. $Re=200$ için yarı silindirik ve dikdörtgen engeldeki hız vektörünün karşılaştırılması (a) $Ri=200$, $L/D=1,5$, (b) $Ri=200$, $L/D=1,5$

Şekil 5.61’de $Re=200$ sayısında ve $BR=0,25$ oranında, dikdörtgen ve yarı silindirik engel bulunan durumlardaki hız konturunun L/D oranının 1,5 olduğu durumdaki yapısı gösterilmektedir. Dikdörtgen engel bulunan kanalda dik yüzeylerden dolayı engel geçişlerinde akışkanın hızlarının yarı silindirik engele oranla daha fazla olduğu görülürken genel akışta birbirine benzer durumların olduğu görülmüştür.



Şekil 5.61. $Re=200$ için yarı silindirik ve dikdörtgen engeldeki hız konturunun karşılaştırılması (a) $Ri=200$, $L/D=1,5$, (b) $Ri=200$, $L/D=1,5$

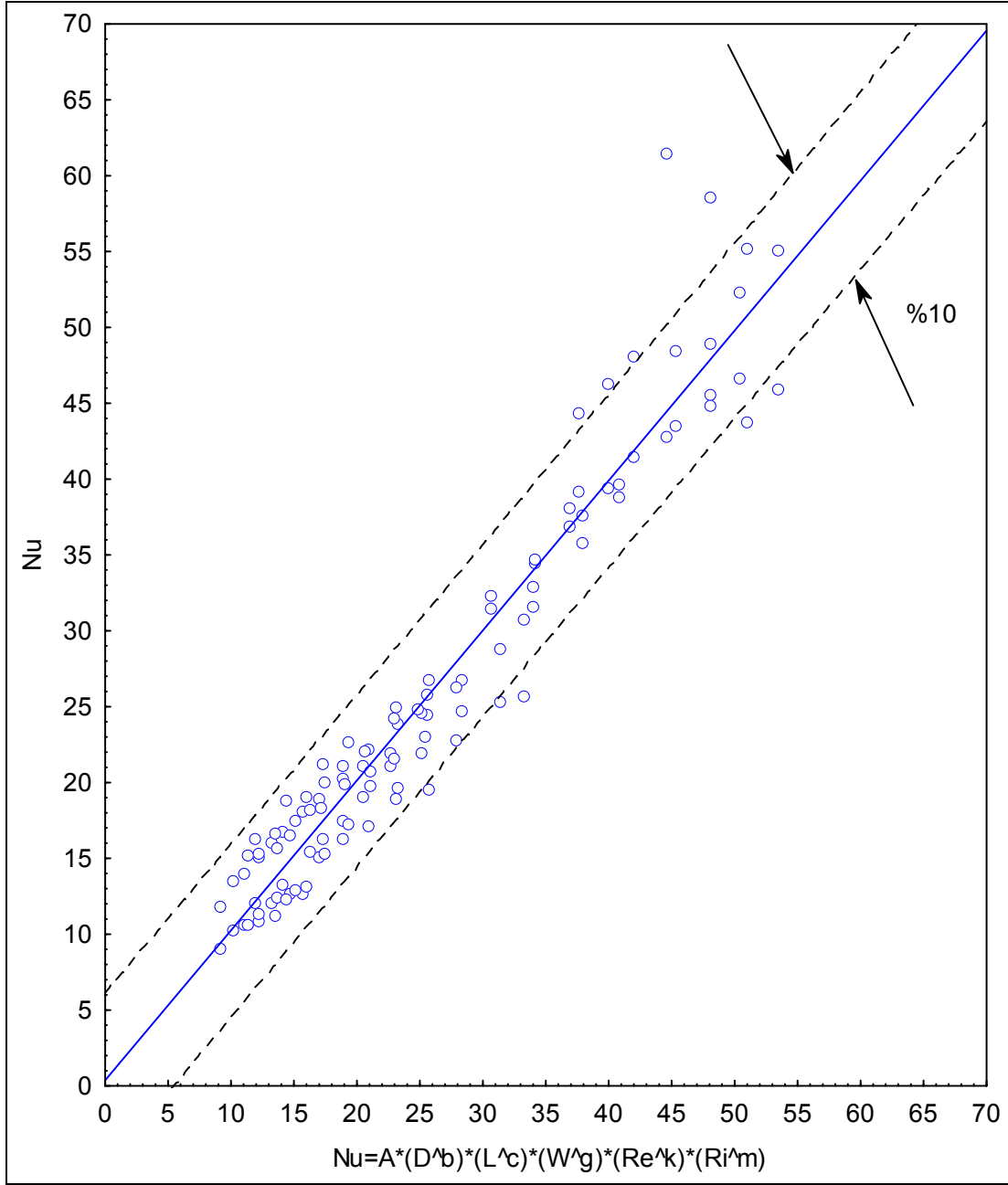
Şekil 5.62’de $Re=200$ sayısında ve $BR=0,25$ oranında, dikdörtgen ve yarı silindirik engel bulunan durumlardaki sıcaklık konturunun L/D oranının 1,5 olduğu durumdaki yapısı gösterilmektedir. Şekil 5.62. a’da dikdörtgen engel bulunan akıştaki engellerin yüzeylerinin, Şekil 5.62. c’de yarı silindirik engel bulunan akıştaki engellerin yüzeylerinden sıcaklığının daha fazla olduğu görülürken, bu durumun engeller ve akış arasındaki ısı transferini azalttığı tespit edilmiştir. Yarı silindirik engeller bulunan akışta ise ısı transferinin daha fazla olduğu görülmektedir.



Şekil 5.62. $Re=200$ için yarı silindirik ve dikdörtgen engeldeki sıcaklık konturunun karşılaştırılması (a) $Ri=200$, $L/D=1,5$, (b) $Ri=200$, $L/D=1,5$

5.7. Alt Alta ve Karşılıklı Bulunan Yarı Silindirik Engeller Bulunan Dik Bir Kanaldaki Sayısal Çalışmalar İçin Korelasyon Denkleminin Oluşturulması

Parametrik çalışmanın tamamlanmasıyla birlikte incelenen parametreleri kapsayan bir korelasyon oluşturulmuştur. Şekil 5.63.'de korelasyon denklemi ile yarı silindirik engel bulunan kanallar için sayısal analiz sonucunun karşılaştırılması sunulmuştur. Görüldüğü üzere korelasyon ile simülasyon sonuçları oldukça uyumludur ve $\pm\%10$ aralığında birbirini sağlamaktadır. Eş. 5.1.'de korelasyon denklemi sunulmuştur.



Şekil 5.63. Parametrik çalışmadan oluşturulan korelasyon

$$Nu = A.(D^{0,837542}).(L^{0,701978}).(W^{0,148061}).(Re^{-0,049686})(Ri^{0,962036})$$

$$A = 0,837542 / m^{1,687581}; \quad 0,015m \leq D \leq 0,05m; \quad 0,007125m \leq L \leq 0,05m; \quad (5.1.)$$

$$0,05m \leq W \leq 0,01425m; \quad 50 \leq Ri \leq 200; \quad Re = 200$$

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında, dik ve içinde ısı akısına sahip yarı silindirik engeller bulunan bir kanaldaki karışık konveksiyonun sayısal olarak incelemesi yapılmıştır. Bu anlamda kanaldaki ısı transferinin arttırılmasına yönelik çalışmalar yapılmıştır. Bununla birlikte HAD analizleri yapılmış ve literatürde bulunan deneysel çalışmalarla karşılaştırmalar yapılmıştır. Sayısal çalışmaların yapılmasında FLOEFD paket programı kullanılmıştır. Yarı silindirik engellerin birbirlerine olan uzaklıkları ve sayıları değiştirilerek ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Ayrıca kanal genişlikleri ve engellerin alanları değiştirilerek en uygun sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır. Değişen parametrelerin Nusselt sayısına ve ısı transferine olan etkileri detaylı bir şekilde grafiklerle irdelenmiştir.

Geniş bir değiştirilmiş Richardson sayısı ve Reynolds sayısı aralığında ısı transferi akış dinamikleri incelenmiştir. Değiştirilen parametrelerin karışık konveksiyona, kaldırma kuvvetlerine ve vorteks oluşumlarına olan etkisi detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. Ayrıca yapılan tez kapsamında karışık konveksiyona etki eden faktörler ve kaldırma kuvvetlerinin etkinlikleri detaylı bir şekilde incelenmiştir.

Gerçekleştirilen yoğun simülasyon çalışma sonuçlarından incelenen parametreleri kapsayan bir korelasyon yarı silindirik engel bulunan kanallar için oluşturulmuştur. Korelasyon hesaplama sonuçları ile sayısal simülasyon sonuçlarının birbiri ile uyumlu olduğu ve sonuçların güvenilir olduğu görülmüştür. Ayrıca kanal içerisindeki engellerin geometrilerinin de ısı transferine ve akış dinamiklerine olan etkisi incelenmiştir. Yarı silindirik engel ile yapılan çalışmalar, dikdörtgen engel olan akış ile karşılaştırılmış sonuçların ısı transferine, akış dinamiklerine ve vorteks oluşumlarına olan etkileri incelenmiştir. Kanal için BR oranları değiştirilerek parametrik sayısal çalışmalar yapılmış ve sonuçlar detaylı bir şekilde irdelenmiştir. BR oranları 0,15-0,75 aralığında incelenmiştir. Bu oranların değiştirilmesi ile birlikte en uygun engel ve kanal genişliği boyutları oluşturulmaya çalışılmıştır.

Tez kapsamında öncelikle çalışmanın doğruluğunu kontrol etmek amacıyla literatürde bulunan deneysel çalışmalar incelenmiş ve bulunan sayısal sonuçlarla karşılaştırma

yapılarak çalışmanın doğruluğu kontrol edilmiş ve daha sonra parametrik çalışmalara geçilmiştir.

Değiştirilmiş Richardson Sayısının Isı Transferine Olan Etkisi:

Parametrik çalışmalar kapsamında, sabit Reynolds sayısında değiştirilmiş Richardson sayısının arttırılmasıyla birlikte ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Değiştirilmiş Richardson sayısının artmasıyla birlikte engellere verilen ısı akısı artmış ve bunun da vorteks oluşumlarını ve kaldırma kuvvetlerini arttırdığı görülmüştür. Karışık konveksiyonun incelendiği sayısal çalışma kapsamında, belirlenen Reynolds sayısı aralıklarında doğal konveksiyonun zorlanmış konveksiyona oranla daha etkin olduğu görülmüştür.

BR Oranın Isı Transferine Olan Etkisi:

Bir diğer parametre olan BR oranlarının ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. BR oranlarının arttırılmasıyla birlikte ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca BR oranlarının artmasının vorteks oluşumunu da arttırdığı gözlemlenmiştir. BR oranlarını belirlemede engelin çapı ve kanal genişliği parametreleri kullanılmıştır. Engel çapının sabit olduğu durumlarda kanal genişliğinin azalması ile birlikte BR oranları artmış ve bunun da ısı transferini ve Nusselt sayısını pozitif olarak etkilediği incelenmiştir.

L/D Oranın Isı Transferine Olan Etkisi:

Engellerin birbirine olan uzaklıklarının incelendiği sayısal çalışmada ise genellikle engeller arası mesafenin artmasının ısı transferini ve Nusselt sayısı pozitif olarak etkilediği görülmüştür. Ayrıca engeller arası mesafe arttıkça vorteks oluşumu artmış ve yapışma azalmıştır. Engellerin birbirine olan uzaklığı L/D oranı olarak incelenmiştir. Dik ve içerisinde engeller olan bir kanaldaki ısı transferi incelenirken, engellerin birbirine olan uzaklıklarının ısı transferine ve akış dinamiklerine direkt olarak etkisi olduğu görülmüştür. Engeller arası optimum uzaklıkların bulunması ile birlikte en iyi ısı transferleri sonuçlarının bulunmasının önü açılmıştır.

Parametrik çalışmalardan bir diğeri olan engel geometrisinin ısı transferine ve Nusselt sayısına olan etkileri incelenmiştir. İnceleme yapılırken yarı silindirik ve dikdörtgen

engellerin karşılaştırılması yapılmıştır. Sonuçlardan yarı silindirik engel bulunan kanaldaki ısı transferinin aynı şartlarda dikdörtgen engel bulunan bir kanala kıyasla daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Yarı silindirik engeldeki yüzeylerin akış geçişine ve vorteks oluşumuna, dikdörtgene engele oranla, daha fazla olduğu ve bu etkinin de ısı transferini arttırdığı görülmüştür. Ayrıca dikdörtgen engel bulunan akışta engeller arasına akışkanın dik yüzeylerden dolayı giremediği incelenmiştir. Akışkanın daha az teması ile birlikte ısı transferinin yarı silindirik engele oranla daha az olduğu analiz edilmiştir.

İncelenen tüm parametrik sayısal çalışmalardan dik ve içinde yarı silindirik engel bulunan bir kanaldaki ısı transferinin artırılması amacıyla yapılan çalışmalarda, BR oranının ve engellerin birbirine olan uzaklıklarının etkisi çok önemlidir. Tez kapsamında belirlenen değerler içerisinde BR oranlarının ve engellerin birbirine olan uzaklıkların artırılması genellikle ısı transferini arttırmıştır. Bir diğer parametre olan değiştirilmiş Richardson sayısının artması da ısı transferini arttırmıştır. Karışık konveksiyonun incelendiği sayısal çalışmada kaldırma kuvvetlerinin ve vorteks oluşumlarının da artmasıyla birlikte ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir. Engel geometrisinin de ısı transferine olan etkileri incelendiği sayısal çalışmalar yapılırken, geometrinin değiştirilmesinin ısı transferine olan etkileri incelemiştir. Yarı silindirik engellerin dikdörtgen engellere oranla daha fazla ısı transferine fırsat verdiği ve daha iyi Nusselt sayılarına sahip olduğu görülmüştür.

Kanal içi akışın incelendiği bu sayısal çalışmadan ve incelenen parametrelerden engellerin ısı akışının, geometrisinin, alanının ısı transferine direkt etkileri görülmüştür. Ayrıca kanalın genişliğinin, birden çok engel bulunan durumlarda engellerin birbirlerine göre uzaklıklarının ısı transferine direkt etki yaptığı görülmüştür. Yapılan çalışma sonucunda, kanal içi akış uygulamalarında, tez kapsamında incelenen parametrelerin değiştirilmesi ile birlikte ısı transferinin ve akış dinamiklerinin optimum düzeylere gelmesi sağlanabilecek ve uygulamalarda en iyi verimlerin elde edilmesi gerçekleştirecektir.

Öneriler:

- Karışık konveksiyonun incelendiği çalışmalarda Reynolds sayıları ve değiştirilmiş Richardson sayısının aralıkları arttırılarak çözümler yapılabilir.
- İncelenen karışık konveksiyonda, zorlanmış konveksiyonun etkileri arttırılarak yeni çözümler yapılabilir.

- Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde genellikle kanal içi akış uygulamalarında, hava ve diğer akışkanlar kullanılmıştır. Akışkan olarak suyun kullanıldığı çalışmalar çoğaltılabilir.
- Kanal boyutları ve engellerin alanları değiştirilerek yeni çalışmalar yapılabilir.
- Kanal içi akışlarda, engellerin geometrileri çeşitlendirilerek yeni çalışmalar yapılabilir ve daha iyi sonuçlar elde edilmeye çalışılabilir.

KAYNAKLAR

1. Adachi T. and 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.
2. Auletta A., Manca O., Morrone B. and 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.
3. Barboy S., Rashkovan A. and 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.
4. Barletta A., 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.
5. Boutina L., 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.
6. Du S. Q., Bilgin E. and Vasseur P. (1998). The mixed convection heat transfer in open ended channels with protruding heaters. *Heat and Mass Transfer*, 34(4), 263-270.
7. Forooghi P. and 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.
8. Hamouche A. and 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.
9. Herman I. C. and Kang E. (2002). Heat transfer enhancement in a grooved channel with curved vanes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(18), 3741-3757.
10. J. H. Jang and Yan W. (2014). Mixed convection heat and mass transfer along a vertical wavy surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (3), 419-428.
11. Lakkis I. and Moukalled F. (2008). Natural convection heat transfer in channels with isothermally heated convex surfaces. *Numeric Heat Transfer, Part A: Applications*, 53(11), 1176-1194.
12. Mills Z. G., Warey A. and 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.

13. Moukalled F., Doughan A. and 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.
14. 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.
15. Rao G. and 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.
16. Singh N., Sivan R., Sotoa M., Faizal M. and Ahmed, M. (2016). Experimental studies on parallel wavy channel heat exchangers with varying channel inclination angles. *Experimental Thermal Fluid Science*, 75, 173–182.
17. 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.
18. 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.
19. Wang G. and Vanka S. (1995). Convective heat transfer in periodic wavy passages. *International Journal Heat and Mass Transfer*, 38, 3219–3230.
20. Young T. and Vafai, K. (1998). Convective cooling of a heated obstacle in a channel. *International Journal Heat and Mass Transfer*, 41, 3131–3148.
21. Young T. and Vafai K. (1999). Experimental and numerical investigation of forced convective characteristics of arrays of channel mounted obstacles. *ASME Journal Heat Transfer*, 121, 34–42.
22. Rosas I. Y., Treviño C. and Suástegui L. (2017). Experimental study of mixed convection heat transfer in a vertical channel with a one-sided semicylindrical constriction with prescribed heat flux. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 67, 155-167.

EKLER

EK- 1. CFD çözümü raporu

FULL REPORT***System Info***

Product	FloEFD FE15.0.0. Build: 3359
Computer name	LAPTOP-8OVVI78P
User name	ÖZDEMİR AİLESİ
Processors	Intel(R) Core(TM) i5-6200U CPU @ 2.30GHz
Memory	8082 MB / 134217727 MB
Operating system	(Build 9600)
CAD version	SOLIDWORKS 2015 SP2.0
CPU speed	2401 MHz

General Info

Model	YENİ-1.SLDPRT
Project name	CASE-12
Project path	C:\Users\ÖZDEMİR AİLESİ\Desktop\tez-calisma\14
Units system	SI (m-kg-s)
Analysis type	Internal
Exclude cavities without flow conditions	On
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X

INPUT DATA**Global Mesh Settings**

Automatic initial mesh: Off

Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X	120
Number of cells in Y	415
Number of cells in Z	1

EK- 1. (devam) CFD çözümü raporu

Control Planes***Control planes in X direction***

Name	Minimum	Maximum	Number of cells	Ratio
X1	-5.000e-005	0.050	120	1.0000000

Control planes in Y direction

Name	Minimum	Maximum	Number of cells	Ratio
Y1	-0.002	0.686	140	1.3000000
Y2	0.686	0.885	120	1.0000000
Y3	0.885	1.802	155	1.1000000

Control planes in Z direction

Name	Minimum	Maximum	Number of cells	Ratio
Z1	0.020	0.030	-	1.0000000

Solid/Fluid Interface

Small Solid Feature Refinement Level	1
Curvature Level	0
Curvature Criterion	0.390 rad
Tolerance Level	1
Tolerance Criterion	0.018 m

Refining cells

Refine fluid cells	Off
Refine partial cells	Off
Refine solid cells	Off

EK- 1 (devam). CFD çözümü raporu

Narrow Channels

Advanced narrow channel refinement	On
Characteristic number of cells across a narrow channel	5
Maximum Channel Refinement Level	2
Minimum Height of Channel to Refine	Off
Maximum Height of Channel to Refine	Off

Computational Domain

Size

X min	-5.000e-005 m
X max	0.050 m
Y min	-0.002 m
Y max	1.802 m
Z min	0.020 m
Z max	0.030 m

Boundary Conditions

2D plane flow	XY - plane flow
At X min	Default
At X max	Default
At Y min	Default
At Y max	Default
At Z min	Symmetry
At Z max	Symmetry

Physical Features

Heat conduction in solids: Off

Time dependent: Off

Gravitational effects: On

Rotation: Off

EK- 1 (devam). CFD çözümü raporu

Flow type: Laminar only

High Mach number flow: Off

Default roughness: 0 micrometer

Gravitational Settings

X component	0 m/s ²
Y component	-9.81 m/s ²
Z component	0 m/s ²

Default wall conditions: Adiabatic wall

Initial Conditions

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 101325.00 Pa Temperature: 20.00 °C
Velocity parameters	Velocity vector Velocity in X direction: 0 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 0 m/s

Material Settings

Fluids

[Water](#)

Boundary Conditions

Inlet Velocity 1

Type	Inlet Velocity
Faces	Face<1>@Boss-Extrude1
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Flow parameters	Flow vectors direction: Normal to face Velocity normal to face: 0.004 m/s Fully developed flow: No
Thermodynamic parameters	Temperature: 20.00 °C
Boundary layer parameters	Boundary layer type: Turbulent

EK- 1 (devam). CFD çözümü raporu

Environment Pressure 1

Type	Environment Pressure
Faces	Face<2>@Boss-Extrude1
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Thermodynamic parameters	Environment pressure: 101325.00 Pa Temperature: 20.00 °C

Ideal Wall 1

Type	Ideal wall
Faces	Face<3>@Boss-Extrude1 Face<4>@Boss-Extrude1 Face<5>@Boss-Extrude1
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X

Heat Surface Sources

SS Heat Flux 1

Type	Heat flux
Faces	Face<1>
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X
Toggle	On
Heat flux	676.000 W/m ²

Goals**Global Goals**

GG Mass Flow Rate 1

Type	Global Goal
Goal type	Mass Flow Rate
Coordinate system	Global coordinate system
Criteria	1.0000 kg/s
Use in convergence	On

EK- 1 (devam). CFD çözümü raporu

GG Av Surface Heat Flux (Convective) 1

Type	Global Goal
Goal type	Surface Heat Flux (Convective)
Calculate	Average value
Coordinate system	Global coordinate system
Criteria	1.000 W/m ²
Use in convergence	On

GG Heat Transfer Rate 1

Type	Global Goal
Goal type	Heat Transfer Rate
Coordinate system	Global coordinate system
Criteria	1.000 W
Use in convergence	On

GG Av Static Pressure 1

Type	Global Goal
Goal type	Static Pressure
Calculate	Average value
Coordinate system	Global coordinate system
Criteria	1.00 Pa
Use in convergence	On

GG Av Temperature (Fluid) 1

Type	Global Goal
Goal type	Temperature (Fluid)
Calculate	Average value
Coordinate system	Global coordinate system
Criteria	-272.15 °C
Use in convergence	On

EK- 1 (devam). CFD çözümü raporu

GG Av Velocity 1

Type	Global Goal
Goal type	Velocity
Calculate	Average value
Coordinate system	Global coordinate system
Criteria	1.000 m/s
Use in convergence	On

Calculation Control Options

Finish Conditions

Finish Conditions	all satisfied
Maximum travels	4
Goals convergence	Analysis interval: 5.000000e-001

Solver Refinement

Refinement: Disabled

Results Saving

Save before refinement	On
------------------------	----

Advanced Control Options

Flow Freezing

Flow freezing strategy	Disabled
------------------------	----------

RESULTS

General Info

Iterations: 295

CPU time: 515 s

Log

Calculation started 0	12:57:10 , Sep 25
Calculation finished 344	13:05:15 , Sep 25
Calculation finished 344	13:06:23 , Sep 25

EK- 1 (devam). CFD çözümü raporu

Calculation Mesh

Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X	120
Number of cells in Y	415
Number of cells in Z	1

Number Of Cells

Cells	50934
Fluid cells	49378
Solid cells	1556
Irregular cells	0
Trimmed cells	0

Maximum refinement level: 0

Goals

Name	Unit	Value	Progress	Criteria	Delta	Use in convergence
GG Mass Flow Rate 1	kg/s	-2.1061e-011	100	3.51146198e-005	2.45304715e-010	On
GG Av Surface Heat Flux (Convective) 1	W/m ²	8.367	100	8.36731985e-008	0	On
GG Heat Transfer Rate 1	W	0.303	100	7.56460304e-005	0	On

EK- 1 (devam). CFD çözümü raporu

Min/Max Table

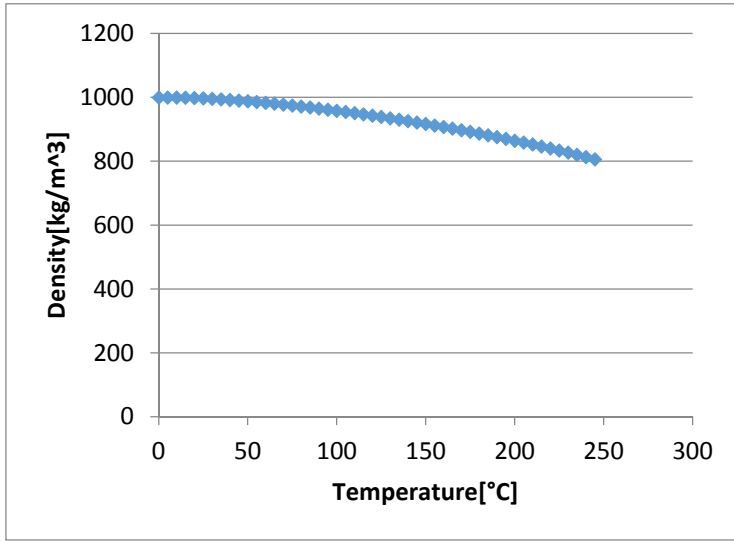
Name	Minimum	Maximum
Density (Fluid) [kg/m ³]	996.80	997.57
Pressure [Pa]	83709.96	101325.00
Temperature [°C]	20.00	23.00
Temperature (Fluid) [°C]	20.00	23.00
Velocity [m/s]	0	0.016
Velocity (X) [m/s]	-0.004	0.002
Velocity (Y) [m/s]	-0.016	0.004
Velocity (Z) [m/s]	-3.857e-021	9.187e-020
Normalized Eigen Helicity []	-8.2433660e-016	1.0147861e-015
Normalized Helicity Density []	-4.3964968e-015	2.5731850e-015
Normalized Real Eigen Helicity []	-7.9023306e-016	9.8902461e-016
Q-Criterion [1/s ²]	-0.77	0.88
Swirling Discriminant [1/s ²]	-0.01	0.02
Swirling Strength [1/s]	0	0.410
Velocity RRF [m/s]	0	0.016
Velocity RRF (X) [m/s]	-0.004	0.002
Velocity RRF (Y) [m/s]	-0.016	0.004
Velocity RRF (Z) [m/s]	-3.857e-021	9.187e-020

Engineering Database**Liquids****Water**

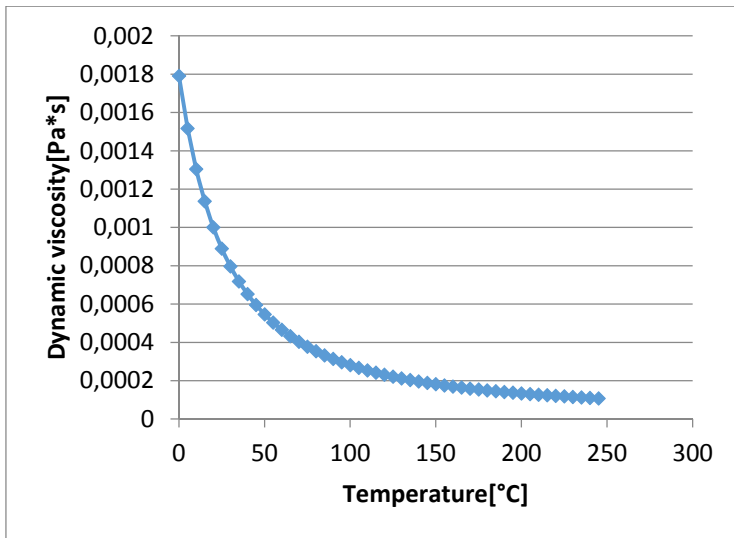
Path: Liquids User Defined\YENİ-1.SLDPRT\Default 11

Density

EK- 1 (devam). CFD çözümü raporu

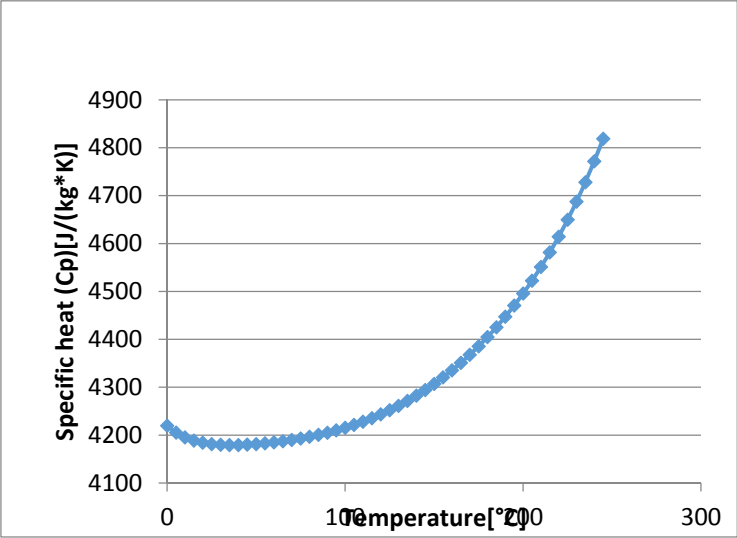


Dynamic viscosity

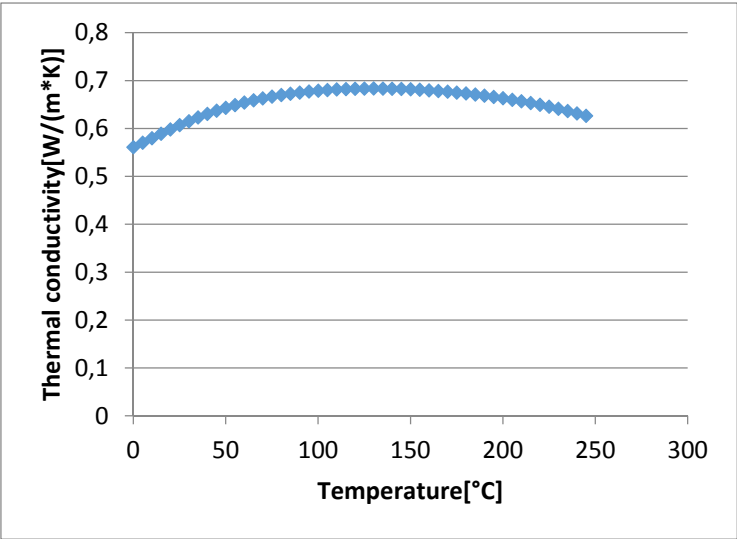


Specific heat (Cp

EK- 1 (devam). CFD çözümü raporu



Thermal conductivity

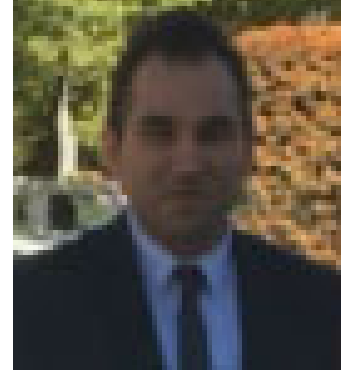


Cavitation effect: No Radiation properties: No

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ÖZDEMİR, Sedat
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 10.10.1986, Ankara / Türkiye
 Medeni hali : Evli
 Telefon : 0 (312) 437 16 19
 Faks : 0 (533) 814 13 78
 e-mail : ozdemirsedat@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Kırıkkale Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2008
Lise	Çankaya Lisesi	2003

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2012-Halen	Kültür ve Turizm Bakanlığı	Mühendis
2009-2012	Seyitömer Termik Santrali	Mühendis

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

-

Hobiler

Yüzme, Gitar, Dans



GAZİ GELECEKTİR...