

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇERİSİNDE ISITILMIŞ BİR OYUK BULUNAN BİR KANALDA
KARMA TAŞINIMIN VE AKIŞIN İNCELENMESİ**

Gülay HİLLEZ KAYA

Tez Yöneticisi
Doç. Dr. İhsan DAĞTEKİN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ELAZIĞ, 2007

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇERİSİNDE ISITILMIŞ BİR OYUK BULUNAN BİR KANALDA
KARMA TAŞINIMIN VE AKIŞIN İNCELENMESİ**

Gülay HİLLEZ KAYA

Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu tez, tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oybirliği /oyçokluğu ile başarılı / başarısız olarak değerlendirilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. İhsan DAĞTEKİN

Üye:

Üye:

Üye:

Üye:

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada tezin her aşamasında bana yardımcı olan değerli hocam **Doç. Dr. İhsan DAĞTEKİN**'e çok teşekkür ederim. ANSYS Programını bana tanıtan programın hazırlanmasında yardımcı olan **Yrd. Doç. Dr. Muhammed KARATON**'a çok teşekkür ederim. Ayrıca **Arş. Gör. Dr. Aynur UÇAR**' a teşekkür ederim.

Gülay HİLLEZ KAYA

Mak. Müh.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	
İÇİNDEKİLER	I
ŞEKİLLER LİSTESİ	II
TABLolar LİSTESİ	VI
SİMGELER LİSTESİ	VII
ÖZET	VIII
ABSTRACT	IX
1.GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	2
3. SAYISAL ÇALIŞMADA KULLANILAN FİZİKSEL MODEL	7
3.1. Sınır Şartları	8
4. AKIŞI VE ISI TRANSFERİNİ TEMSİL EDEN DENKLEMLER	9
5. SAYISAL YÖNTEM	11
5.1. ANSYS 5.4 hazır program hakkında bazı bilgiler	11
5.2. ANSYS programında kullanılan menü adımları	11
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	16
6.1. Literatür ile karşılaştırma	16
6.2. Ortalama Nusselt Sayılarının Literatür [17] ile Karşılaştırılması	17
6.3 $A = H_1/H_2 = 0.2$ İçin Sonuçlar	18
6.4. $A=H_1/H_2=0.4$ için sonuçlar	36
6.5. $A=H_1/H_2=0.8$ İçin Sonuçlar	53
6.6. $A=H_1/H_2=1$ için sonuçlar	70
6.7. Yerel Nusselt Sayılarının Değerlendirilmesi	87
6.8. Ortalama Nusselt sayılarının değerlendirilmesi	96
6.9. Oyuk Görünüm Oranlarının Akış Üzerindeki Etkisi	99
7. SONUÇ	100
KAYNAKLAR	
ÖZGEÇMİŞ	

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. İncelenen problemin fiziksel modeli ve kullanılan parametreler	7
Şekil 6.1. $A=2$, $Re=1$, $Gr=0$	16
Şekil 6.2. $A=2$, $Re=1$, $Gr=0$	16
Şekil 6.3. $A=2$, $Re=1$, $Gr = 10^2$	17
Şekil 6.4. $A=2$, $Re=1$, $Gr = 10^2$	17
Şekil 6.5. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=0$)	20
Şekil 6.6. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=0$)	20
Şekil 6.7. Hız vektörleri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=0$)	21
Şekil 6.8. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=0$)	22
Şekil 6.9. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=0$)	22
Şekil 6.10. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=0$)	23
Şekil 6.11. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=0$)	23
Şekil 6.12. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	24
Şekil 6.13. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	24
Şekil 6.14. Hız vektörleri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	25
Şekil 6.15. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^2$)	26
Şekil 6.16. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^2$)	26
Şekil 6.17. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=1000$,)	27
Şekil 6.18. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)	27
Şekil 6.19. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	28
Şekil 6.20. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	28
Şekil 6.21 Hız vektörleri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	29
Şekil 6.22 Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^4$)	30
Şekil 6.23 Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^4$)	30
Şekil 6.24 Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)	31
Şekil 6.25 Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)	31
Şekil 6.26 Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	32
Şekil 6.27 Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	32
Şekil 6.28 Hız vektörleri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	33
Şekil 6.29 Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^6$)	34
Şekil 6.30 Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^6$)	34

Şekil 6.31. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)	35
Şekil 6.32. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)	35
Şekil 6.33. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=0$)	37
Şekil 6.34. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=0$)	37
Şekil 6.35. Hız vektörleri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=0$)	38
Şekil 6.36. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=0$)	39
Şekil 6.37. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=0$)	39
Şekil 6.38. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=0$)	40
Şekil 6.39. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=0$)	40
Şekil 6.40. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	41
Şekil 6.41. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	41
Şekil 6.42. Hız vektörleri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	42
Şekil 6.43. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^2$)	43
Şekil 6.44. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^2$)	43
Şekil 6.45. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)	44
Şekil 6.46. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)	44
Şekil 6.47. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	45
Şekil 6.48. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	45
Şekil 6.49. Hız vektörleri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	46
Şekil 6.50. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^4$)	47
Şekil 6.51. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^4$)	47
Şekil 6.52. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)	48
Şekil 6.53. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)	48
Şekil 6.54. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	49
Şekil 6.55. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	49
Şekil 6.56. Hız vektörleri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	50
Şekil 6.57. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^6$)	51
Şekil 6.58. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^6$)	51
Şekil 6.59. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)	52
Şekil 6.60. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)	52
Şekil 6.61. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=0$)	54
Şekil 6.62. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=0$)	54
Şekil 6.63. Hız vektörleri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=0$)	55
Şekil 6.64. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=0$)	56
Şekil 6.65. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=0$)	56

Şekil 6.66. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=0$)	57
Şekil 6.67. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=0$)	57
Şekil 6.68. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	58
Şekil 6.69. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	58
Şekil 6.70. Hız vektörleri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	59
Şekil 6.71. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^2$)	60
Şekil 6.72. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^2$)	60
Şekil 6.73. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)	61
Şekil 6.74. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)	61
Şekil 6.75. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	62
Şekil 6.76. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	62
Şekil 6.77. Hız vektörleri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	63
Şekil 6.78. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^4$)	64
Şekil 6.79. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^4$)	64
Şekil 6.80. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)	65
Şekil 6.81. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)	65
Şekil 6.82. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	66
Şekil 6.83. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	66
Şekil 6.84. Hız vektörleri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	67
Şekil 6.85. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^6$)	68
Şekil 6.86. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^6$)	68
Şekil 6.87. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)	69
Şekil 6.88. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)	69
Şekil 6.89. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=0$)	71
Şekil 6.90. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=0$)	71
Şekil 6.91. Hız vektörleri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=0$)	72
Şekil 6.92. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=0$)	73
Şekil 6.93. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=0$)	73
Şekil 6.94. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=0$)	74
Şekil 6.95. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=0$)	74
Şekil 6.96. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	75
Şekil 6.97. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	75
Şekil 6.98. Hız vektörleri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^2$)	76
Şekil 6.99. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^2$)	77
Şekil 6.100. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^2$)	77

Şekil 6.101. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)	78
Şekil 6.102. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)	78
Şekil 6.103. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	79
Şekil 6.104. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	79
Şekil 6.105. Hız vektörleri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^4$)	80
Şekil 6.106. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^4$)	81
Şekil 6.107. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^4$)	81
Şekil 6.108. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)	82
Şekil 6.109. Akım çizgileri ($A=$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)	82
Şekil 6.110. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	83
Şekil 6.111. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	83
Şekil 6.112. Hız vektörleri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^6$)	84
Şekil 6.113. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^6$)	85
Şekil 6.114. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^6$)	85
Şekil 6.115. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)	86
Şekil 6.116. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)	86
Şekil 6.117. Yerel Nusselt Sayıları ($A=0.2$, $Re=10$)	88
Şekil 6.118. Yerel Nusselt Sayıları ($A=0.2$, $Re=100$)	88
Şekil 6.119. Yerel Nusselt Sayıları ($A=0.2$, $Re=1000$)	89
Şekil 6.120. Yerel Nusselt Sayıları ($A=0.4$, $Re=10$)	90
Şekil 6.121. Yerel Nusselt Sayıları ($A=0.4$, $Re=100$)	90
Şekil 6.122. Yerel Nusselt Sayıları ($A=0.4$, $Re=1000$)	91
Şekil 6.123. Yerel Nusselt Sayıları ($A=0.8$, $Re=10$)	92
Şekil 6.124. Yerel Nusselt Sayıları ($A=0.8$, $Re=100$)	92
Şekil 6.125. Yerel Nusselt Sayıları ($A=0.8$, $Re=1000$)	93
Şekil 6.126. Yerel Nusselt Sayıları ($A=1$, $Re=10$)	94
Şekil 6.127. Yerel Nusselt Sayıları ($A=1$, $Re=100$)	94
Şekil 6.128. Yerel Nusselt Sayıları ($A=1$, $Re=1000$)	95
Şekil 6.129. Ortalama Nusselt Sayıları ($A=0.2$, $Re=10$, 100 , 1000)	96
Şekil 6.130. Ortalama Nusselt Sayıları ($A=0.4$, $Re=10$, 100 , 1000)	97
Şekil 6.131. Ortalama Nusselt Sayıları ($A=0.8$, $Re=10$, 100 , 1000)	97
Şekil 6.132. Ortalama Nusselt Sayıları ($A=1$, $Re=10$, 100 , 1000)	98

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 3.1. Fiziksel model için kullanılan görünüm oranları	7
Tablo 6.1. Ortalama Nusselt Literatür [17] ile karşılaştırması	18
Tablo 6.2. Oyuk görünüm oranlarının dönme şiddeti üzerindeki etkileri	99

SEMBOLLER LİSTESİ

A	: Oyuğun görünüm oranı, H_1/H_2
β	: Isıl genişleme katsayısı, K^{-1}
Ψ	: Akım fonksiyonu
Gr	: Grashof sayısı, $g\beta(T_h - T_0).H_2^3 / \nu^2$
H_1	: Kanal yüksekliği, m
H_2	: Oyuk yüksekliği, m
k	: Isıl iletkenlik, W/m.K
L_1	: Kanal giriş uzunluğu, m
L_2	: Oyuk uzunluğu, m
L_3	: Kanal çıkış uzunluğu
ν	: Kinematik vizikozite, m^2/s
Nu_x	: Yerel Nusselt sayısı
$\overline{Nu}$	: Ortalama Nusselt sayısı
Pr	: Prandtl sayısı ν/α
P	: Basınç, N/m^2
Ri	: Richardson sayısı
Re	: Reynolds sayısı, $U_0.H_2/\nu$
ρ	: Yoğunluk, kg/m^3
T_h	: Oyuk tabandaki sıcaklık, K
T_0	: Giriş sıcaklığı, K
U_0	: Kanal girişinde üniform hız, m/s
u	: Eksenel hız, m/s
v	: Düşey hız, m/s
x, y	: Kartezyen koordinatları

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

İÇERİSİNDE ISITILMIŞ BİR OYUK BULUNAN BİR KANALDA KARMA TAŞINIMIN VE AKIŞIN İNCELENMESİ

Gülay HİLLEZ KAYA

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

2007, Sayfa : 102

Bu çalışmada içerisinde tabandan ısıtılmış bir oyuk bulunan bir kanalda Laminar karma taşınım (doğal ve zorlanmış taşınım) problemi ANSYS-Flotran kodu kullanılarak incelenmiştir. Çalışmada akışkan olarak hava kullanılmaktadır ($Pr = 0.71$). Akışkan kanala T_0 sıcaklığında oyuktaki taban sıcaklığından daha soğuk olarak girmektedir ($T_0 < T_h$). Kanalin sabit sıcaklıktaki oyuk tabanı dışında tamamen yalıtılmıştır. $Re = 10, 100, 1000$ ve $Gr = 0, 10^2, 10^4, 10^6$ için değişik oyuk görünümü oranları ($A=H_1/H_2$) için akış ve sıcaklık karakteristikleri incelenmiştir. Sonuçlar sıcaklık eğrileri, akım çizgileri, yerel ve ortalama Nusselt sayıları şeklinde verilmiştir

Anahatar Kelimeler: Oyuk, ANSYS, Karma Akış, Kanal Akışı

ABSTRACT

Master Thesis

AN INVESTIGATION OF MIXED CONVECTION AND FLUID FLOW FROM AN OPEN CAVITY IN A HORIZONTAL CHANNEL

Gülay HİLLEZ KAYA

Firat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

2007, Page: 102

In this study, laminar mixed convection (natural and forced convection) problem in a horizontal rectangular channel with a heated enclosure is investigated using a commercial software package of ANSYS – Flotran.

Air is used as the working fluid ($Pr=0.71$). Fluid enters the channel with cooler T_0 temperature than the temperature of bottom wall of the enclosure T_h , ($T_0 < T_h$). All walls of the channel are insulated except isothermal bottom wall of the enclosure.

Flow and heat transfer characteristics are analyzed for $Re=10, 100, 1000$ and for $Gr=0, 10^2, 10^4, 10^6$ and different aspect ratios ($A= H_1/H_2$). Results are presented as isotherms, streamlines and local and mean Nusselt numbers.

Key Words: Enclosure, ANSYS, Mixed Convection, Channel Flow

1.GİRİŞ

Teknolojik gelişmelerin hız kazandığı günümüzde, bilgisayar teknolojisinden yararlanılarak her alanda olduğu gibi mühendislik alanlarında da deneysel olarak alınabilecek sonuçların sayısal yöntemler kullanılarak daha kısa zamanda sonuç alınması sağlanmaktadır. Bu teknolojik gelişmelere paralel olarak bir çok bilgisayar programı geliştirilmiş, analitik olarak çözülmesi zor olan diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözülmesi mümkün olabilmektedir.

Mühendislik uygulamalarında, içinde oyuk bulunan kanallardaki akışa sıkça rastlanmaktadır. Özellikle elektronik cihazların soğutulması, ısı değiştiricileri, buharlaştırma ve soğutma sistemleri, yapılarda yangın söndürme işlemleri en çok karşılaşılan alanlardır. Bu alanda yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar oldukça yoğunlaşmıştır. Ancak yapılan çalışmalar bu kadar yoğun olmasına rağmen, bu tür problemlerin tam olarak aydınlığa kavuştuğu söylenemez.

Bu çalışmada, içinde tabanı ısıtılmış bir oyuk bulunan yatay bir kanalda ısı transferi ve karma taşınım sayısal olarak incelenmiştir. J.C, Leong ve arkadaşlarının yaptığı çalışmaya geometri olarak benzer, fakat sınır şartları tamamen farklı geometri alınmış ve farklı bir yöntemle çözülmüştür. Çalışmada, akışkan olarak hava kullanılmış, değişik oyuk geometrisi görünümü A (H_1/H_2), farklı Reynolds ve farklı Grashof sayıları için karma taşınım ve akışkan akışı incelenmiştir. Sayısal hesaplamalar ANSYS 5.4 ticari paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar ortalama ve yerel Nusselt sayıları, sıcaklık eşeğirileri, akım çizgileri ve hız vektörleri şeklinde sunulmuştur.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Yamamoto ve diğ.(1979),’da içerisinde tabandan ısıtılmış bir oyuk bulunan kanalda, zorlanmış taşınım ile ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Kanal boyunca akış için akım görünürlüğü, basınç ve sıcaklık değişimi farklı Re sayıları ve farklı görünüş oranlarında ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayılarını elde etmişlerdir. Sonuç olarak, ısı transferinin artan görünüş oranları ile, laminar akımdan türbülanslı akıma geçişte sürekli olarak azalmadığını tespit etmişlerdir. Bunun yanında, çalışmada hem laminar hem de türbülanslı akışta ortalama Nu sayısı ve Re sayısı arasındaki bağıntılar verilmiştir [1].

C. Y. Soong ve W. C. Hsueh (1993) karma taşınım problemini ani genişleyen yatay bir kanalda soğuk akışkan enjeksiyon etkilerini de katarak, üniform olmayan şaşırtmalı grid sisteminde, SIMPLER algoritma kullanarak Navier-Stokes denklemlerini çözmüşlerdir. Ayrıca sirkülasyon bölgesinde, kaldırma kuvvetinin ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Akışta Reynolds sayısı, enjeksiyon hızı, Richardson sayısı ve genişleme oranına bağlı olarak akım çizgilerinin hız profilleri ve eş sıcaklık eğrilerinin değişimi, hem doğal taşınım hem de dış akışkan enjeksiyon etkilerine göre verilmiştir [2].

Y. Bayazitoğlu ve j. Davalath (1987), paralel plakalarda zorlanmış taşınım ısı kaynağı kullanarak, sıralı dikdörtgen bloklarda iki boyutlu akış ve ısı transferini, cidarda iletimi de hesaplamalara ilave ederek incelemişlerdir. Kontrol hacmine dayalı sonlu fark kullanarak katı ve akışkan bölgelerinde çözüm gerçekleştirmişlerdir. Hız ve sıcaklık alanları, farklı Reynolds sayıları, Prandtl sayıları, iletim tabakası ve yalıtım tabakası için elde etmişlerdir. Yalıtım tabakasının olması veya olmaması durumunda farklı Re ve Pr sayıları için ortalama Nusselt sayısı ilişkilerini sunulmuşlardır [3].

T. F. Lin vd (1991), başlangıçta tam gelişmiş akış için, kararsız laminar karma taşınım ısı transferini yerçekimine karşı ve yerçekimi yönünde sayısal olarak düşey düz bir kanalda zamana bağlı incelemişlerdir. Kaldırma kuvvetinin etkileri, asimetrik ısıtma ve soğutmanın çok önemli olmadığını göstermişlerdir. İlişkili denklemler zamana bağlı yerel Nu sayısının duvarla akışkan arasında ısı kapasite değerlerini göstermiştir. Kaldırma kuvveti arttığı zaman, akışın lehinde hem zamana bağlı işlemlerde hem de sürekli rejimde Nusselt sayısının arttığını, fakat akışın tersi yönünde Gr/Re^2 büyüklüğü artınca Nusselt sayısının azaldığını ve Gr/Re^2 etkilerinin duvar ve akışkan arasında çok önemli olmadığını göstermişlerdir [4].

Krzysztof Cieslicki ve Anna Lasowska(1999), çevresel oyuklu bir tüp içinde kararlı akışı deneysel olarak araştırmışlardır. Oyukta akış örneği özel bir kazanç sağlaması, akış içinde düşünülerek elde edilmiştir. Laminar akışın iki bölgesi Darcy kanunu ile seçilmiş farklı non-lineer düzeltmeler ile karakterize edilmiştir. Sürekli rejim akış şartlarında akım çizgilerinin

geometrik örnekleri oyuk ağzında başlangıç hız profiline önemli bir etkisinin olmadığını tespit etmişlerdir. Bu nedenle çalışılan akışın karakteri sadece oyukun boyutsal değeriyle öne çıkmıştır [5].

M. Najam ve diğ. (2003), periyodik bir şekilde dağılmış dikdörtgen bloklarla yatay bir kanalda zamana bağlı karma taşınımı incelemişlerdir. Kanal boyunca periyodik şartlarda akışı tam gelişmiş olarak varsaymışlardır. Blokların yüksekliğiyle ilgili Re ve Ra sayıları verilerek doğal taşınım hücreleri üzerinde zorlanmış taşınımın etkileri, verilen parametrelerin (Re , Ra) farklı değerleri için araştırılmıştır. Tam gelişmiş zorlanmış akışı, büyük Re sayısına bağlı olarak kanalın soğuk yüzeyi arasında ısı transferinin önemli ölçüde azaldığı tespit edilmiştir. Büyük Reynolds sayıları için oyuk içerisindeki akışta sirkülasyonun olduğu gözlenmiştir [6].

C. E. Kwak ve T.H. Song (1999), laminar doğal taşınımı iki boyutlu yatay dikdörtgen yivli plakanın aşağı doğru yüzeyi etrafında deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Interferogram kullanılarak her yiv üzerinden yerel Nu sayısı hesaplanmıştır. Bazı durumlarda yivlerden toplam ısı transferi değerinin artması yüzey alanının artmasına rağmen yeteri kadar büyük olmayabileceğini gözlemlemişlerdir.. Verilen şartlar için, ikinci sirkülasyon akışlarının genellikle yivlerde meydana geldiği gözlemlenmiştir. Elde edilen veriler, ısı transfer değerinin yivlerin yukarı yüzeyinde daha küçük olduğunu göstermiştir. Sonuçlar ortalama Nusselt sayısı, değişik Rayleigh sayısı ilişkileri kullanılarak özetlenmiştir. Sol ve sağ yüzeylerde, iç köşelerden dış kenarlara doğru ortalama Nusselt sayılarının arttığı, yivlerin yukarı yüzeyinde de ortalama Nusselt sayılarının çok küçük olduğu tespit edilmiştir. Ra sayısı büyük olduğu zaman, ısı transferinin düz yüzeylerdekine göre yiv kanatlarında daha büyük olduğu belirlenmiştir [7].

H.V.Mahaney ve diğ. (1990) yatay dikdörtgen kanalda bir dizi farklı kaynaktan karma taşınım ısı transferinin belirlenmesi için çalışmışlardır. Ortalama Nusselt sayısının, Reynolds sayısı ile değişiminde optimum bir değer elde edilmiştir. Akış içinde kaldırma kuvvetinden dolayı, ısı transferinin arttığı ve akış değeri azaltıldığında gerekli pompa gücünü de azalttığı tespit edilmiştir [8].

Ping-Hei Chen ve Jr- Ming Miao (1999), yılında kare oyukta kütle transferi üzerinde cidardaki etkilerin Reynolds sayısı ile arttığı ve gerekli pompa gücünün azalmasıyla azaldığını gözlemlemişlerdir. Reynolds sayısının 2000-4000 aralığı için oyukun alt yüzeyinde yerel kütle transfer değerini belirlemek için naftalin süblimleşme tekniği kullanılmıştır. Model oyukun genişlik oranı 6, genişliğin derinliğe oranı 1' dir. Karşılaştırmalar için bir deterministik vortex metodu, oyukun alt yüzeyinde sürekli rejimde kütle transfer dağılımını elde etmek için, deneysel yollarla aynı sınır şartlarıyla kararsız ve iki boyutlu Navier Stokes denklemlerini çözmek için kullanılmıştır. Nümerik sonuçlar Reynolds sayısının artmasıyla oyukun alt

yüzeyinde kütle transfer değerinin arttığını göstermiştir. Karşılaştırmalar sonucunda, oyuguñ alt yüzeyinde farklı ortalama kütle transfer sonuçları belirlenmiş, simetrik düzlemde yerel kütle transfer sonuçları belirlenmiştir. Yerel akış yönünde ortalama kütle transfer değeriyle Reynolds sayısının değışiminin küçük olduğu görölmüşür. Ayrıca oyuk zemininde toplam ortalama kütle transfer değeri ve Reynolds sayısı arasındaki ilişki $Sh=0.0446Re^{0.57}$ olarak değeriendirilmiştir [9].

S: Habchi ve S:Acharya (1986), bir kanal cidarının bir tarafında dikdörtgen blok bulunan düşey kanalda havanın laminar karma taşınımını sayisal olarak incelemişlerdir. Blok bulunan cidar tarafı ısıtılmış varsayılmıştır, diğeri cidar tarafı ya yalıtımlı (asimetrik ısıtma) veya ısıtılmış (simetrik ısıtma) varsayılmıştır. Asimetrik ısıtılmış kanalda yalıtımlı cidara yakın Gr/Re^2 'nin düşük değeriinde, maximum hız oluşmuştur. Gr/Re^2 arttığı zaman sıcak cidara doğru hafif eğilim göstermiştir. Bloğun ön tarafındaki ters akış bölgesinde sıcaklık değışimleri küçüktür. Gr/Re^2 'nin azalmasıyla bloğun önünde ve blokta ortalama Nusselt sayısının arttığı tespit edilmiştir. Hem simetrik hem de asimetrik ısı şartlarıdaki Nusselt sayısı, pürüzsüz kanalda karşılaştırılan Nusselt sayısından daha küçük olduğu tespit edilmiştir [10].

Gilles Destrayaud ve Alberto Fichera (2002), simetrik yüzeye monte edilmiş dikdörtgen bloklu düşey izotermal bir kanalda laminar doğal taşınımını incelemişlerdir. Basınç ve hız için SIMPLER algoritması ve kontrol hacim metodu kullanılarak verilen eliptik denklemler iki boyutlu çözülmüşür. Nusselt sayısının profilleri kanalın çıkışına yakın, merkezde ve başlangıca yakın engellemelerin üç farklı yeri için sunulmuştur. Ortalama Nusselt sayısında ve başlangıç akış değeriinde, değışik kanal Rayleigh sayısı için araştırmışlardır. Sonuç olarak, blokların değışik uzunluk ve genişliğı için, akışta önemli etkiler ve ısı transfer karakteristikleri, izotermal oyuk ve yalıtımlı oyuk için gösterilmiştir [11].

B. H. Kang ve diğ. (1990) bir yatay plakada yalıtımlı ısı kaynağı modelinden karma taşınımını deneysel incelemişlerdir. Yüzey sıcaklık değışimleri gibi akışta sıcaklık dağılımı detaylı şekilde araştırmışür. Isı transfer değeriine bağıli karma taşınım parametresi ve kaynak kalınlığı özellikle kaynağın çevresinde araştırmışür. Sonuçlar, bu ısı transfer değeri ve akışkan akış karakteristikleri, karma taşınım değışkenleriyle değıştiğini göstermiştir. Doğal taşınımın zorlanmış taşınımına geçişi, tanımlanmış iki rejimin temel karakteristikleri deneysel olarak çalışılmışür. Bu geçiş ısı transfer değeriinde ve yüzeyin sıcaklığı üzerinde güçlü bir etkisi olmuştur. Sonuç olarak ısı sınır tabaka kalınlığı, model kalınlığının artmasıyla ve Reynolds sayısının azalmasıyla artacağı görölmüşür. Bu akışın sıcaklık profiliyle bağılantılı olduğu, ancak modelin kalınlığının yüzey sıcaklık dağılımı üzerinde çok az etkisi olduğu gözlemiştir. Bu sıcaklık dağılımı, Reynolds sayısı arttığında tedrici olarak aşağı yönde akıntıya doğru yön değıştirdiğı gözlenmiştir. Doğal taşınımın baskın olduğu akışlarda, modelin en üst yüzeyinde

maximum yüzey sıcaklığının oluştuğu ve zorlanmış akışın baskın olduğu akışlarda modelin sağ yüzeyinde maximum yüzey sıcaklığının meydana geldiği tespit edilmiştir. Grashof sayısının artmasıyla ve Reynolds sayısının azalmasıyla sıcaklığın yükseldiği tespit edilmiştir [12].

F.P.Incropera ve diğ. (1986) farklı ısı kaynaklı bir dikdörtgen kanalda taşınım ısı transferini incelemiştir. Deneyler, suyla ve FC-77 kanal için Reynolds sayısının 1000-14000 değerleri arasında hem deneysel hem de teorik çalışılmıştır. Modelin laminar akış için önemli sonuç vermediği, fakat türbülanslı akış için iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.. Sınır tabaka etkileri ihmal edilmiştir. Tek ısı kaynaklı sayısal ifadeler Nusselt sayısının, Pr , Re_D , (L_h/L_c) ve (k_s/k_f) ile bu parametrelerin geniş aralığında bir ilişki kurulmuştur. Bu çalışma zorlanmış taşınım problemlerine katkıları olmuştur [13].

E. J. Hall ve R. H. Pletcher (1985) ısı transferiyle ayrılmış akış için vizkoz-sürtünmesiz etkileşim işleminin uygulaması yapılmıştır. Vizkoz – sürtünmesiz etkileşim işlemi, söz edilen ısı transferi için ayrılmış akışta tanımlanmıştır. Akış ayrılması, bir basamaklı kanalın arka yüzünün mesafesinin/asimetrik kanal genişlemesi incelenmiştir. Vizkoz bölgeleri için, sınır tabaka momentum ve süreklilik denklemleri, birleşik tarzda sonlu farklarla nümerik şekliyle tersine çözülmüştür. Sürtünmesiz akış, sınırlı bölgede, akım fonksiyonu için Laplace denklemi çözülerek, nümerik şekilde hesaplanmıştır. Yerdeğiştirme yüzeyler tarafından ters sınır tabaka denklemlerinden faydalanılmıştır. Vizkoz ve sürtünmesiz çözümler elde edilen kenar hızlarına kadar iteratif olarak tekrarlamıştır, kullanılan iki çözüm uyumuştur [14].

Mark E. Braaten ve Suhas V. Patankar (1985) ısıtılmış dikdörtgen blokların örtülü düzende laminar karma taşınımı incelemiştir. Bu boklarda akış üzerinde kaldırma kuvvetinin etkileri ve ısı transferi sayısal olarak çalışılmıştır. Problem elektronik ekipmanların soğutulmasıyla ilgilidir. Kaldırma kuvvetinin tam gelişmiş laminar akış ve ısı transferi üzerinde önemli etkilerinin olduğunu göstermiştir. Ayrıca elektronik ekipmanlarda karma taşınımın önemi ortaya çıkmıştır. Kaldırma kuvveti, basınç düşümünün daha az artmasıyla ısı transferinin büyük ölçüde artmasına yol açmıştır. Hız ve sıcaklık alanları detaylı olarak hesaplanmıştır. Düşük Rayleigh sayılarında tek eddy örnekleri ve yüksek Rayleigh sayılarında hem tek hem de çok sayıda eddy şekilleri gösterilmiştir. Yüksek Prandtl sayılarındaki tüm akışkanların, ısı transferinin artmasına yol açtığını göstermişlerdir [15].

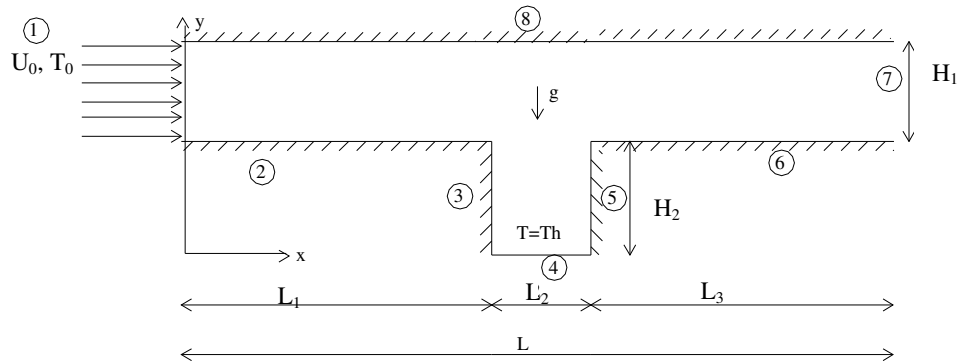
S. Ramadhyani ve diğ. (1985) tam gelişmiş akışa maruz ve farklı izotermal ısı kaynağı konulmuş bir kanalın bir cidarında eşlenik ısı transferi incelenmiştir. Uygun boyutsuz parametrelerle, enerjinin korunumu denklemleri, sınır şartları ve sonlu fark çözümleri verilerek, seçilmiş parametre aralıkları için elde edilmişlerdir. Tek ısı kaynağı ve yan yana iki ısı kaynağı düşünülmüştür. Şayet iki kaynak yan yana monteli ise birinci kaynaktan ısı transferi, ikinci kaynağın mevcut durumu, bu çalışmada araştırılan parametre aralıklarını etkilemediği

görülmüştür. Fakat ikinci ısı kaynağı, birinci kaynağını önemli şekilde etkilemiştir. Aynı zamanda sonuçlar soğutma mühendisliği alanında faydalı bilgiler vermiştir ve zorlanmış taşınım deneylerinde iletimle ısı kaybı boyutlarıyla ilgili bilgiler laboratuvar çalışmalarında faydalı olmuştur [16].

J.C, Leong, N.M.Brown, F.C. Lai (2005), açık oyuklu yatay kanaldan karma taşınım çalışmışlardır. $1 \leq Re \leq 2000$ ve $0 \leq Gr \leq 10^6$ aralıklarında, $A= 0.5, 1,2$ ve 4 değişik oyuk görünüm oranları için, parametreler geniş aralıklarda çözülmüştür. Reynolds sayısı ve Grashof sayılarına bağlı olarak oyuğun görünüm oranının değişmesinin, oyuk içinde tekrarlayan hücrelerin oluşmasında önemli etkileri olduğu tespit edilmiştir. Oyuk tabanından ısı transferi düşük Reynolds sayılarında doğal taşınım özelliklerini gösterirken, yüksek Reynolds sayılarında zorlanmış taşınım özelliklerini gösterdiği belirlenmiştir. Karma taşınımında ise ısı transfer değeri azalmıştır ve akış kararsızlaşmıştır. Üç taşınım şekli yani doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve karma taşınım birlikte sunulmuştur [17].

3. SAYISAL ÇALIŞMADA KULLANILAN FİZİKSEL MODEL

Şekil 3.1’ de kullanılan fiziksel model ve parametreleri görülmektedir. Kanalın alt ve üst cidarları ve oyukun yan cidarları yalıtımlı, düşey yönde g yerçekimi ivmesi etki etmektedir. Oyuk tabanı ise T_h sabit sıcaklığında tutulmaktadır. Sınır şartları numaralandırılmıştır, mevcut çalışmada oyuk uzunluğu yani L_2 , kanalın giriş uzunluğu L_1 , kanalın çıkış uzunluğu L_3 , kanalın yüksekliği H_1 , oyuk yüksekliği H_2 , akışkan giriş hızı U_o , akışkan giriş sıcaklığı T_o , kanalın toplam uzunluğu ise L şeklinde verilmektedir.



Şekil 3.1. İncelenen problemin fiziksel modeli ve kullanılan parametreler

Bu çalışmanın amacı içerisinde ısıtılmış bir oyuk bulunan yatay kanalda karma taşınım ile ısı transferini ve akışı sayısal olarak incelemektir. Karma taşınım problemi için hava kullanılmıştır ($Pr=0.71$). Farklı Reynolds ve Grashof sayılarında oyuk yüksekliği değiştirilerek kanal içinde oyuktan ısı transferini artırma yolları araştırılmıştır. Geometride akışkan üniform hız U_0 ve üniform T_0 sıcaklığında ve daha soğuk kanala girmektedir. Hesaplamalarda fiziksel geometri için görünüm oranları Tablo 3.1 de gösterilmiştir.

A=H ₁ /H ₂	0.2	0.4	0.8	1
----------------------------------	-----	-----	-----	---

Tablo 3.1. Fiziksel model için kullanılan görünüm oranları

3.1. Sınır Şartları

Fiziksel geometri üzerinde gösterilen sınır şartları detaylı olarak aşağıda verilmiştir.

- | | |
|---------------------|---|
| 1. Nolu sınır şartı | $T = T_0 \quad u = U_0$ |
| 2. Nolu sınır şartı | $\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad u = v = 0$ |
| 3. Nolu sınır şartı | $\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad u = v = 0$ |
| 4. Nolu sınır şartı | $T = T_h \quad u = v = 0$ |
| 5. Nolu sınır şartı | $\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad u = v = 0$ |
| 6. Nolu sınır şartı | $\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad u = v = 0$ |
| 7. Nolu sınır şartı | $\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0, v=0$ |
| 8. Nolu sınır şartı | $\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad u = v = 0$ |

4. AKIŞI VE ISI TRANSFERİNİ TEMSİL EDEN DENKLEMLER

Akışı ve ısı transferini yöneten denklemler aşağıdaki kabuller yapılarak çözülmüştür.

- Akış laminardır.
- Akışkan sıkıştırılamaz akışkan, sürekli akış rejimdedir.
- Akış iki boyutludur.
- Akışkanın fiziksel özellikleri sabittir.
- Radyasyon etkileri diğer ısı transfer türlerine göre ihmal edilmiştir.
- Kanal girişinde üniform akış olarak alınmıştır.
- $T_0 < T_h$ olarak verilmiştir.
- Akışkan olarak hava kullanılmıştır ($Pr=0.71$).

Akışı ve ısı transferini yöneten eşitlikler aşağıdaki gibi verilmektedir.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad 4.1$$

x -Momentum denklemi

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad 4.2$$

y- Momentum denklemi

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + g\beta(T-T_0) \quad 4.3$$

Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad 4.4$$

Çalışmada kullanılan boyutsuz parametreler ve fonksiyonlar aşağıdaki gibi verilmektedir.

Yerel Nusselt sayısı

$$Nu_x = -L_2 \frac{\left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_w}{\Delta T} \quad 4.5$$

Ortalama Nusselt sayısı

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L_2} \int_0^{L_2} Nu_x dx \quad 4.6$$

Grashof sayısı

$$Gr = g\beta(T_h - T_0) \frac{H_2^3}{\nu^2} \quad 4.7$$

Reynolds sayısı

$$Re = \frac{U_0 H_2}{\nu} \quad 4.8$$

Akım fonksiyonları

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y} \quad \text{ve} \quad v = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \quad 4.9$$

5. SAYISAL YÖNTEM

Bu sayısal çalışmada kullanılan ANSYS paket programı sonlu elemanlar analiz yöntemini otomatik uygulayan bir programdır. Aşağıda adımları verilen programda öncelikle geometri farklı bölgelere ayrılıp ağ yapısı modeli (meşleme) oluşturulmakta, daha sonra bu geometriye uygun sınır şartları ve akışkan özellikleri girilerek hesaplamalar gerçekleştirilmektedir. Burada iki boyutlu viskoz akım problemleri için geliştirilmiş Fluid-141 kodu kullanılmıştır. Oluşturulan farklı daralma modeli için farklı düğüm sayıları kullanılmıştır. Sonlu elemanlar esasına dayalı sayısal analizin temeli enerji denklemi, Navier – Stokes ve süreklilik denklemlerinin çözülmesini içermektedir.

Sayısal çözümde ağ yapısından bağımsız çözüm elde edebilmek için farklı boyutlar kullanılmış ve akış ve ısı transferi parametrelerinin değişiminin %10 civarında kaldığı boyutlar esas alınarak çözüm gerçekleştirilmiştir. Her geometrik görünüm için aynı ağ boyutu kullanılmıştır.

Kullanılan programda süreklilik, momentum ve enerji denklemleri için sınır şartları belirlenmiştir. Kanal girişinde üniform hız, Reynolds $U_0 = \frac{Re \mu}{\rho H_2}$ sayısına bağlı olarak girilmiştir. Kanalin çıkışında tam gelişmiş sınır şartı uygulanmıştır. Çalışma farklı oyuk görünüm oranları, yani H_1/H_2 değerleri için gerçekleştirilmiştir. Çalışmada kanal giriş uzunluğu $L_1 = 4(H_1+H_2)$ m, kanal çıkış uzunluğu $L_3 = L_1 \times 3$ m olarak alınmış, oyuk genişliği de tüm çalışma boyunca, yani $L_2 = H_2 \times 2$ m olarak alınmıştır.

5.1. ANSYS 5.4 Hazır Program Hakkında Bazı Bilgiler

ANSYS Flotran kodu aşağıda belirtilen akışlar için kullanılmaktadır.

- Laminar veya türbülanslı akışlar
- Termal veya adyabatik
- Sıkıştırılabilir veya sıkıştırılmaz akışkanlar
- Newtonsal ve newtonsalsal olmayan akışlar
- İki boyutlu veya üç boyutlu akışlar.
- Kompleks yapılarıdaki borularda akışlarda kullanılır.

5.2. ANSYS Programında Kullanılan Menü Adımları

1. Başlat (Start) > Programlar > Ansys 5.4 > interaktif
2. Başlık: Tabandan ısıtılmış yatay kanalda karma taşınım

Utility menü > File > Change title

3. Eleman türünün belirlenmesi

Main menü > Preprocessor > Element type> Add / Edit / Delete

Flotran CFD ve 2D Flotran 141 seçilir.

4. Cismin modellenmesi için:

Main menü > Preprocessor > Modeling > Create > Keypoints > İn active CS

Geometrimizde toplam 10 keypoint tanımlanmıştır. Sırasıyla aşağıdaki gibi keypoint numaraları verilmiştir.

Keypoint no: 1

X Koordinat ekseni = 0

Y Koordinat ekseni = 0

Keypoint no: 2

X Koordinat ekseni = L_1

Y Koordinat ekseni = 0

Keypoint no: 3

X Koordinat ekseni = L_1

Y Koordinat ekseni = $-H_2$

Keypoint no: 4

X Koordinat ekseni = L_1+L_2

Y Koordinat ekseni = $-H_2$

Keypoint no: 5

X Koordinat ekseni = L_1+L_2

Y Koordinat ekseni = 0

Keypoint no: 6

X Koordinat ekseni = L

Y Koordinat ekseni = 0

Keypoint no: 7

X Koordinat ekseni = L

Y Koordinat ekseni = H_1

Keypoint no: 8

X Koordinat ekseni = $L_1 + L_2$

Y Koordinat ekseni = H_1

Keypoint no: 9

X Koordinat ekseni = L_1

Y Koordinat ekseni = H_1

Keypoint no: 10

X Koordinat ekseni = 0

Y Koordinat ekseni = H_1 değerleri girilir.

5. Keypointlerden düz çizgiler oluşturmak için aşağıdaki işlem yapılmıştır.

Main menü > Preprocessor > Modeling > Create > Lines > Straight line işlemlerinden sonra sırasıyla keypointlere tıklanırsa alanların meshlenmesi için düz çizgiler oluşturulmuştur.

6. Çizgilerden alan oluşturmak için:

Main menü > Preprocessor > Modeling > Create > Areas > Arbitrary > By lines işlemlerinden sonra ekrandan çizgiler sırasıyla işaretlenir. Böylece alanımızı oluşturmuş oluruz.

7. Alanların meshlenmesi için:

Main menü > Preprocessor > Meshing > Mesh > Area > Free işlemlerinden sonra alanımız tıklanır.

$L_1 = 40$ elemana bölünmüştür.

$L_2 = 20$ elemana bölünmüştür.

$L_3 = L_1 \times 3$ için 80 elemana bölünmüştür.

$A_1 = 0.2$ yani $H_1/H_2 = 0.01/0.05$ için $H_1 = 20$ ve $H_2 = 20$ elemana bölünmüştür. Aynı şekilde diğer oranlarımız olan A_2 , A_3 , A_4 için de aynı bölüm sayıları kullanılmıştır.

8. Sınır şartlarının uygulanması için:

- 1 nolu sınır şartının uygulanması

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Fluid CFD > Velocity > On Line

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Thermal > Temperature > On Line

- 2 nolu sınır şartının uygulanması

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Fluid CFD > Velocity > On Line

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Thermal > Heat Flux > On Line

- 3 nolu sınır şartının uygulanması

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Fluid CFD > Velocity > On Line

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Thermal > Heat Flux > On Line

- 4 nolu sınır şartın uygulanması

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Fluid CFD > Velocity > On Line

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Thermal > Temperature > On Line

- 5 nolu sınır şartın uygulanması

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Fluid CFD > Velocity > On Line

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Thermal > Heat Flux > On Line

- 6 nolu sınır şartın uygulanması

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Fluid CFD > Velocity > On Line

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Thermal > Heat flux > On Line

- 7 nolu sınır şartının uygulanması

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Fluid CFD > Velocity > On Line

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Fluid CFD > Pressure Dof > On Line

TDMA algoritması seçilir.

- 8 nolu sınır şartının uygulanması

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Fluid CFD > Velocity > On Line

Main menü > Preprocessor > Load > Loads apply > Thermal > Heat Flux > On Line

- 9. Yerçekim ivmesinin tanımlanması

Main menü > Preprocessor > Flotran Set Up > Flow Environment > Gravity

Y yönünde $g = 9.81$ olarak ele alınmıştır.

- 10. Analiz sınırlarının tayini

Main menü > Preprocessor > Flotran Set Up >Solution Option

Sürekli rejim, laminar, termal, sıkıştırılamaz akış özellikleri seçilir.

- 11. Akışkan özellikleri girmek için:

Main menü > Preprocessor > Flotran Set Up >Fluid property

yoğunluk, vizkozite, kondüktivite, özgül ısı değerleri sabit girilir.

- 12. Analiz sınırlarının tayini

Main menü > Preprocessor > Flotran Set Up >Execution ctrl

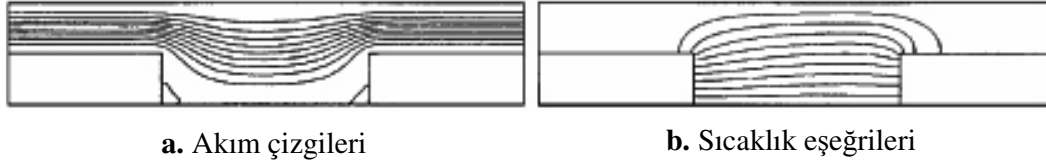
Max iterasyon sayısı 300 olarak belirlenmiştir. Yakınsamanın minumum değeri sıcaklık ve basınç için 1e-008, sonuçların yazıldığı adım sayısı 10 olarak belirlenmiştir.

- 13. Main menü > Solution > Run Flotran

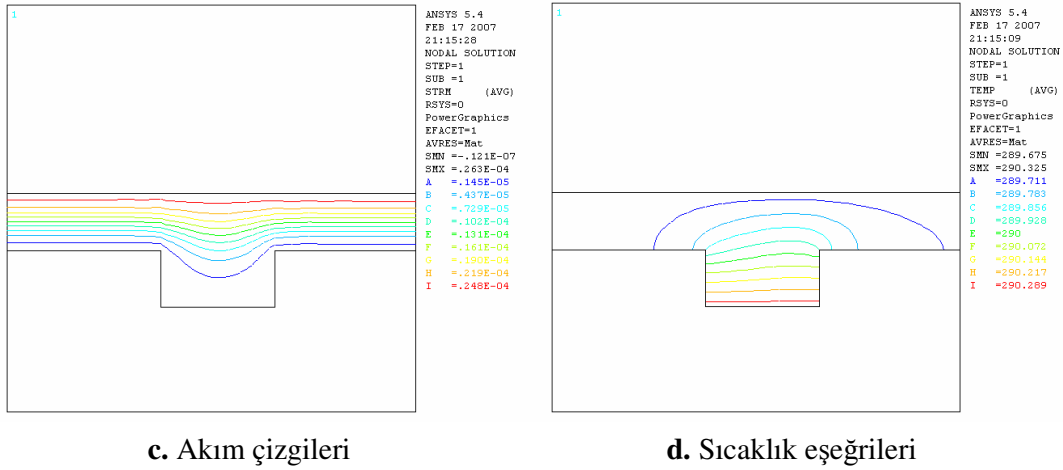
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

6.1. Literatür ile Karşılaştırma

Çalışmanın geçerliliğini test etmek için şekil 6.1.a,b ve 6.3. e,f şeklinde verilmiştir [17]. Bu grafiklerle karşılaştırma yapabilmek için program [17] ile aynı parametreler girilerek aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir şekil 6.2. ve şekil 6.4'te görüldüğü gibi elde edilen sıcaklık eşeğirileri ile akım çizgileri oldukça iyi bir uyum göstermiştir. $Gr=0$ ve $Gr=10^2$ için yapılan literatür araştırması mevcut çalışmayla tüm oyuk görünümleri için paralellik oluşturduğu görülmektedir.



Şekil 6.1. $A=2$, $Re=1$, $Gr=0$



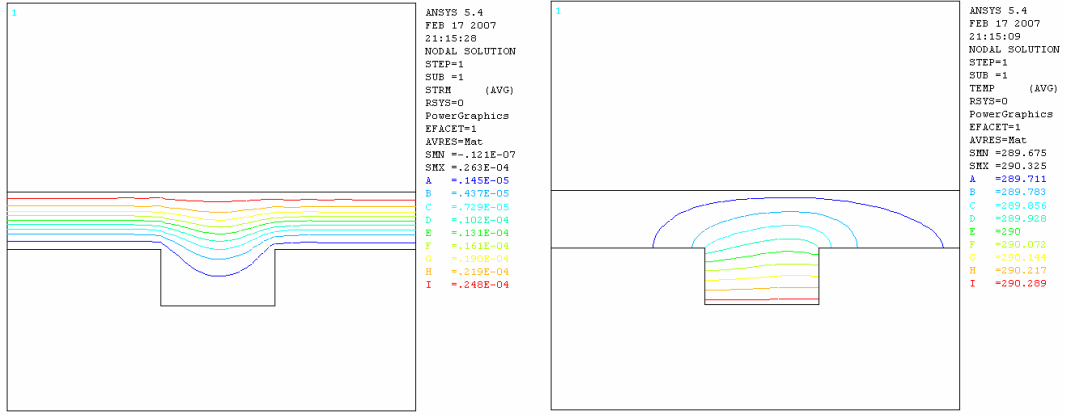
Şekil 6.2. $A=2$, $Re=1$, $Gr=0$



e. Akım çizgileri

f. Sıcaklık eşeğrileri

Şekil 6.3. $A=2$, $Re=1$, $Gr = 10^2$



g. Akım çizgileri

h. Sıcaklık eşeğrileri

Şekil 6.4. $A=2$, $Re=1$, $Gr = 10^2$

6.2. Ortalama Nusselt Sayılarının Literatür [17] ile Karşılaştırılması

Aşağıdaki tablodan görüldüğü gibi, mevcut çalışma ile literatür değerleri verilmiştir. Farklı Reynolds ve Grashof değerleri için literatür [17] ve mevcut çalışma değerleri karşılaştırıldığında en fazla % 12 bir hata ile uyumlu olduğu görülmektedir.

Oyuk Görünümü	A	Re	Gr	Leong[17] Nu	Mevcut Çalışma	% Hata
$2L_2/H_1+H_2$	2	1	10^2	4.75	5.32	% 12
$2L_2/H_1+H_2$	2	1	10^4	1.1	1.23	% 11
$2L_2/H_1+H_2$	2	100	10^4	2	2.11	%5.5
$2L_2/H_1+H_2$	2	100	10^6	2.3	2.1	% 8

Tablo 6.1. Ortalama Nusselt sayılarının Literatür [17] ile karşılaştırması

6.3 $A = H_1/H_2 = 0.2$ İçin Sonuçlar

Bu alt bölümde oyuk görünüm oranı $A=H_1/H_2=0.2$ için sonuçlar şekil 6.5 -6. 32 ile gösterilmiştir.

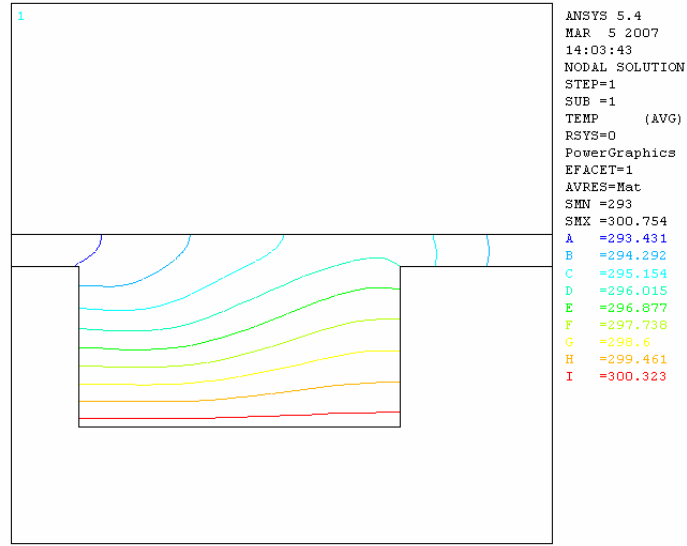
Şekil 6.5 – 6.11 $A=0.2$ $Gr=0$ için değişik Reynolds sayıları için verilmiştir. Bu grafiklerde kaldırma kuvveti etkileri ihmal edilmektedir. Reynolds sayısı arttıkça geometri içindeki akış dönme hareketi görülmektedir. Düşük Reynolds sayılarında sıcaklık eşiğleri tabaka haline gelmektedir. Buradaki ısı transfer mekanizması olarak iletimle ısı transferi daha baskındır. Fakat düşük Reynolds sayılarında oyuk içinde dönme hareketi görülmemekle beraber yüksek Reynolds sayılarında negatif akım çizgilerini ifade eden dönme hareketi oluşmaktadır. Yüksek Reynolds sayılarında oyuk üzerindeki hareket, oyuk içindeki akışkanı döndürmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında akış bir oyuk üzerinde hareket eden plaka gibi bir probleme dönmektedir ve dolayısıyla oyuktaki akışkanı harekete bu kanala giren akışkan doğrudan etkilemektedir.

Şekil 6.12 – 6.18 ile verilmiştir. $A=0.2$, $Gr=10^2$ ve $Re=10, 100, 1000$ için sıcaklık eşiğleri, akım çizgilerini ve hız vektörüyle verilmektedir. Bu geometrik biçim en küçük oyuk görünüm alanını ifade etmektedir. Şekillere bakıldığında, şekil 6.12 de karma taşınımın eşit oranda olduğu durumu göstermektedir. Çünkü boyutsuz parametre $Ri=Gr/Re^2$ dikkate alındığında $Ri=1$ olmaktadır. Bu da doğal taşınım ve zorlanmış taşınımın eşit oranda etkili olduğunu göstermektedir. Sıcaklık tabaka halinde kendini göstermektedir. Şekil 6.13' de akım çizgileri oyuk geometrisini doldurmakta fakat herhangi bir dönme meydana gelmemektedir. Ancak oyukun derinlik oranının büyük olması ve $Gr \leq 10^2$ küçük durumlarda görülüyor ki dönme hareketi $Re=100, 1000$ için gerçekleşmekte ve $Gr=0$ ile aynı değerler elde edilmektedir. Reynolds sayısı arttıkça zorlanmış taşınım etkili olmakta ve eşiğlerde dalgalanma meydana gelmektedir. $Re=100, 1000$ için $Gr=0$ da olduğu gibi oyuk içinde negatif değerde bir akım çizgisi oluşmakta yani dönme merkezi meydana gelmektedir. Yüksek Re sayılarında dönme

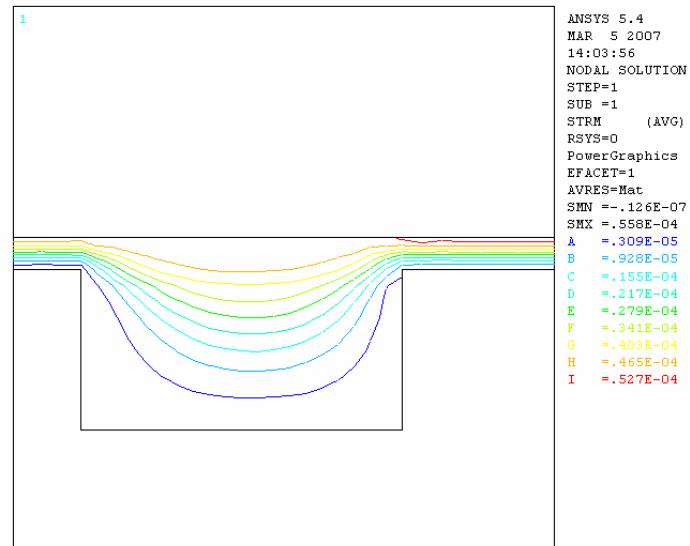
sayısı ve girdap çapı artmaktadır. Grashof sayısı arttıkça sabit Reynolds sayısında hız vektörlerinde azalma görülmektedir.

Şekil 6.19 – 6.25, $A=0.2$ ve $Gr=10^4$ için, farklı Reynolds sayılarının verilmesiyle elde edilen değerler grafikler halinde sunulmuştur. $Re=10$ için $Ri=100$ değerini vermektedir. Bu durumda kaldırma kuvveti etkileri oldukça açıktır. Sıcaklık değişimi tabaka halinde oluşmakta ve akım çizgileri hemen hemen simetrik olmaktadır. Ancak oyukun derinliğine bağlı olarak $Re=100$ (şekil 6.21-6.22) durumunda $Ri=1$ olmakta doğal ve zorlanmış taşınım karşılaştırılabilir seviyededir. Sıcaklık eşiğleri sıcak cidara yakın yerde sıklaşmaktadır. Oyuk içinde Reynolds sayısının artmasıyla geniş dönme merkezi oluşmaktadır. $Re=1000$ olduğunda (6.24-6.25) zorlanmış taşınım etkili olmakta, sıcak tabana yakın sıcaklık eşiğlerinin sık bir görünüm aldığı gözlenmektedir. Ancak oyuktaki akım çizgilerinde görülüyor ki yüksek Reynolds sayılarında oyuk içinde geniş çaplı negatif akım çizgilrini ifade eden dönme merkezleri oluşmaktadır. Şekil 6.21’ de yine hız vektörlerinin tam gelişmiş akış oluşturduğu görülmektedir.

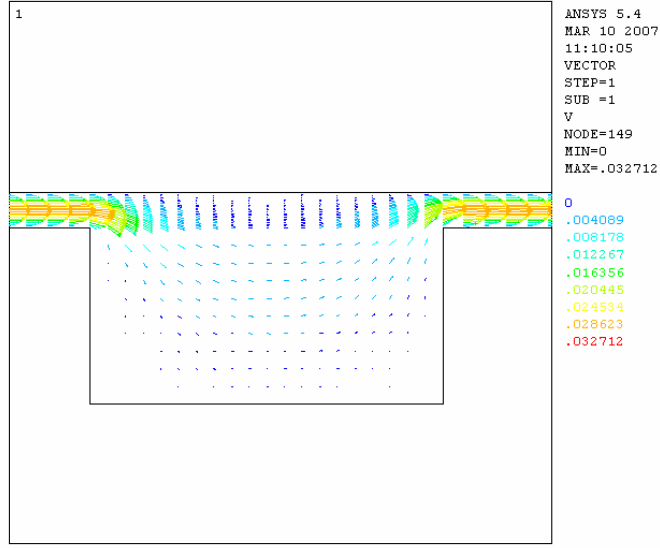
$Gr=10^6$ için farklı Reynolds sayılarında grafikler şekil 6.26-6.32 ile verilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde düşük Reynolds sayılarında doğal taşınımın etkili olduğu sıcaklık eşiğlerinin tabakalar halinde yükseldiği görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça taşınımın etkisinin arttığı açıkça gözlenmektedir. Nitekim sıcaklık eşiğlerinin oyuk tabanına doğru sık bir görünüm aldığı, akım çizgilerinden oyuk içinde dönme merkezleri meydana gelmektedir. Grashof sayısı arttıkça aynı oran için sabit Re sayısında dönme hareketinin şiddeti artmaktadır. Şekil 6.7, 6.14, 6.21, 6.28’ de $Re=10$ hız vektörlerinin kanalda tam gelişmiş akış oluşturduğu görülmektedir. Kanal cidarlarında hız değerlerinin azaldığı görülmektedir.



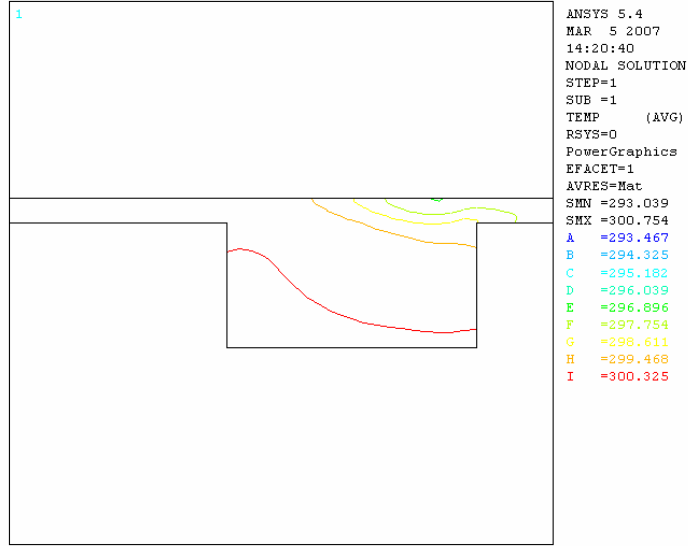
Şekil 6.5. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=0$)



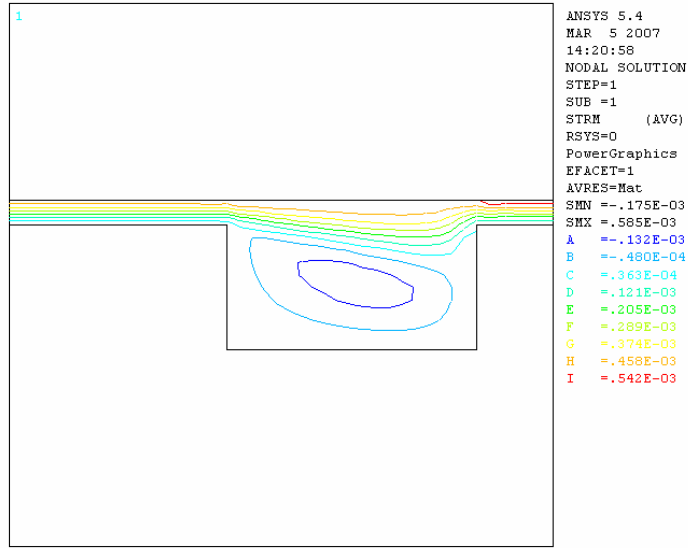
Şekil 6.6. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=0$)



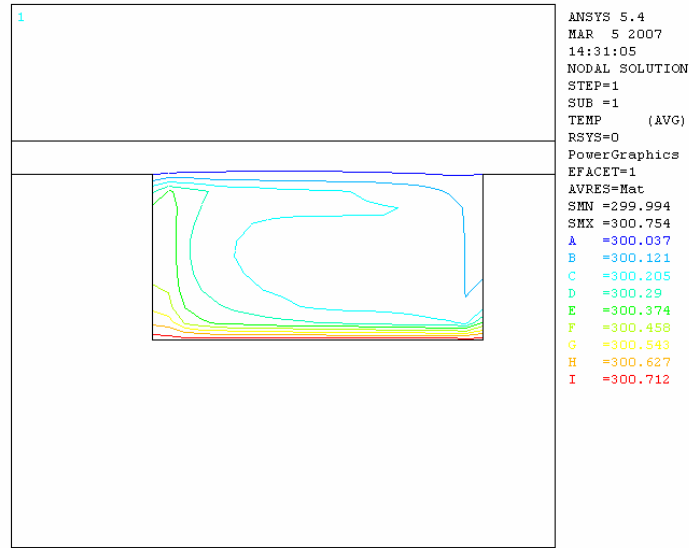
Şekil 6.7. Hız vektörleri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=0$)



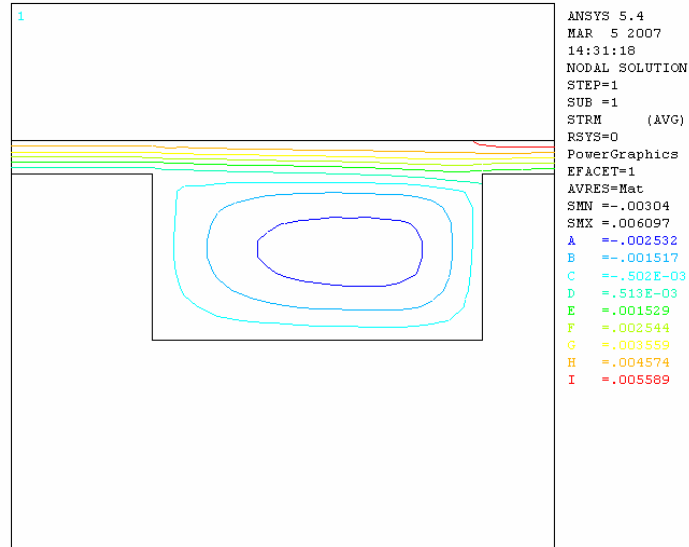
Şekil 6.8. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=0$)



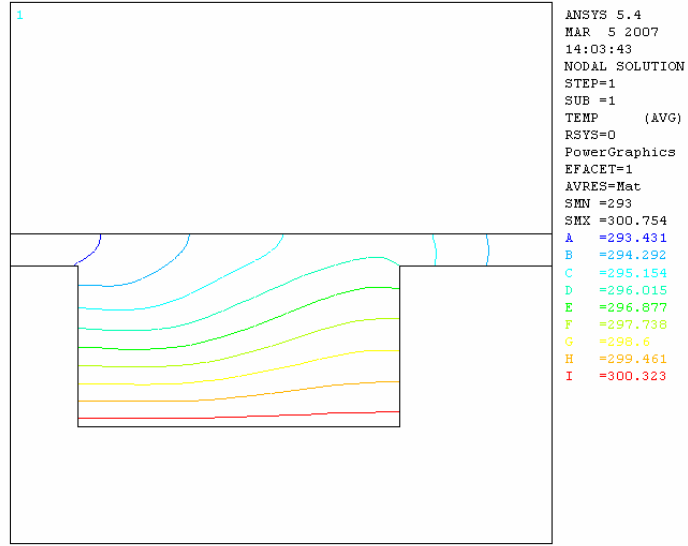
Şekil 6.9. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=0$)



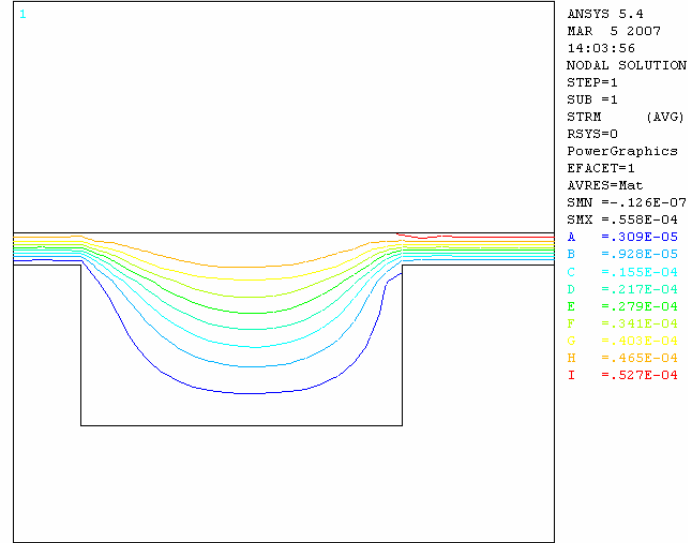
Şekil 6.10. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=0$)



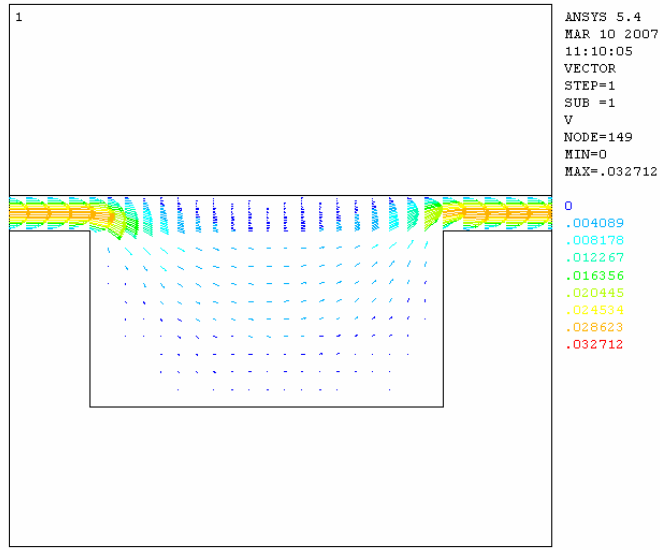
Şekil 6.11. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=0$)



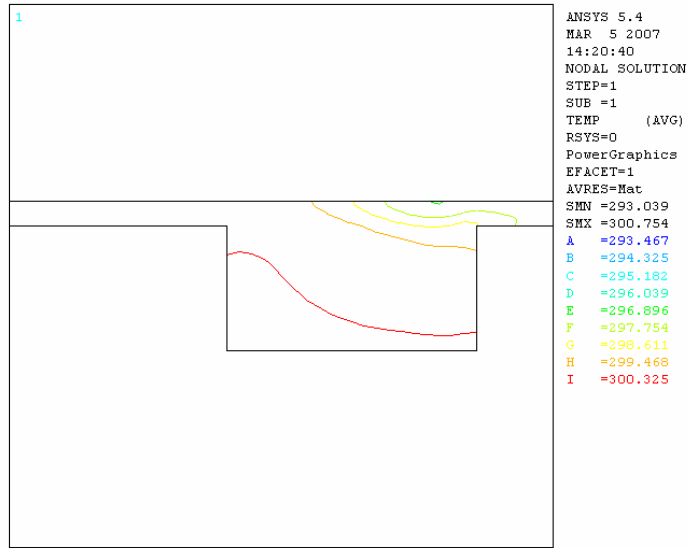
Şekil 6.12. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



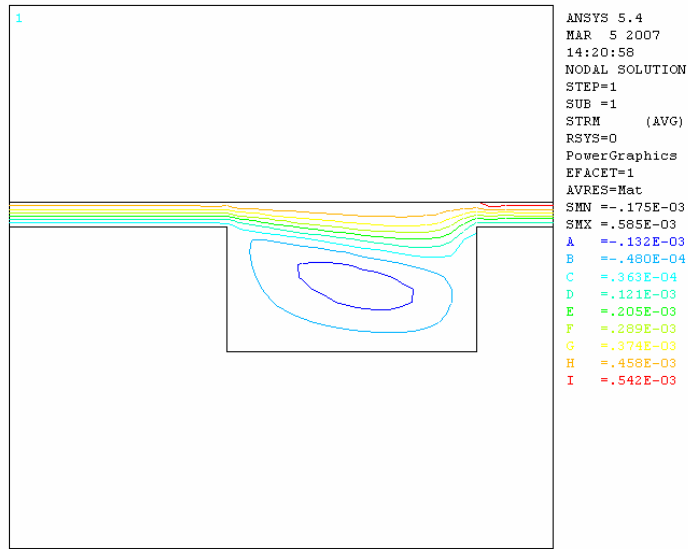
Şekil 6.13. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



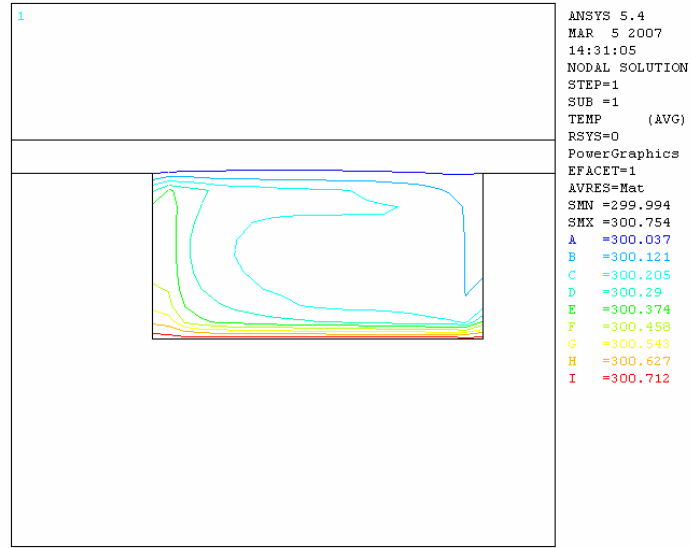
Şekil 6.14. Hız vektörleri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



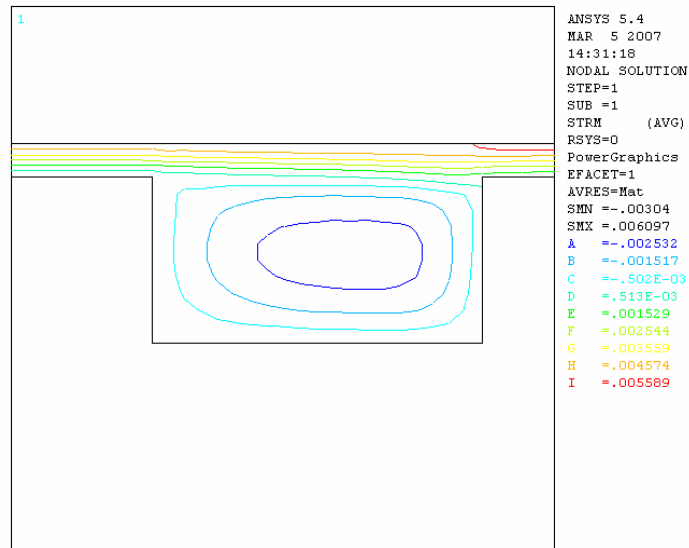
Şekil 6.15. Sıcaklık eçeğrileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^2$)



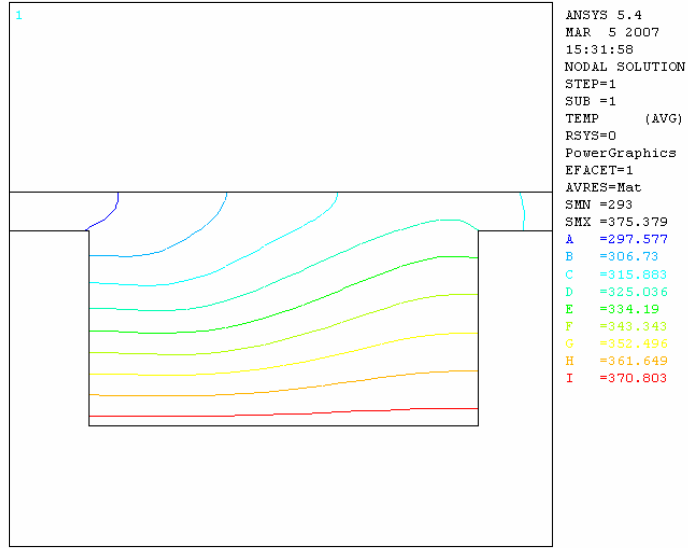
Şekil 6.16. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^2$)



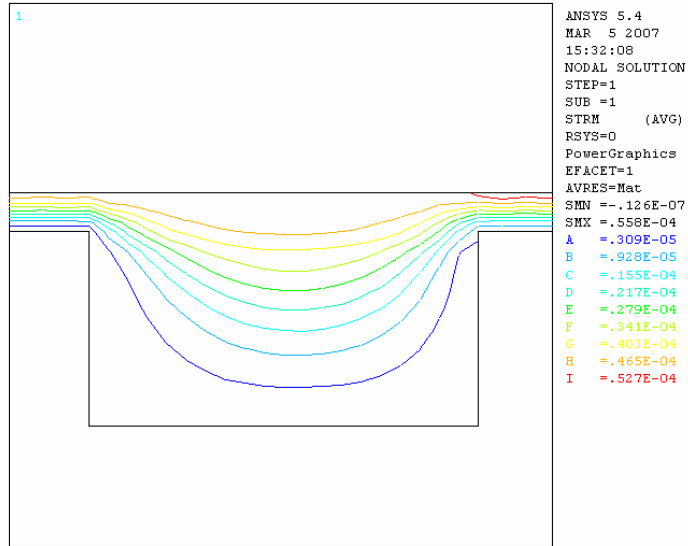
Şekil 6.17. Sıcaklık eşeğrileri $A=0.2, Re=1000, Gr=10^2$



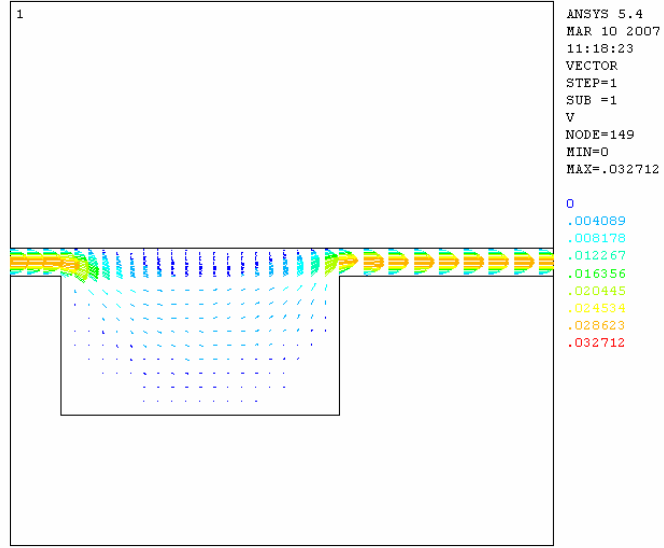
Şekil 6.18. Akım çizgileri ($A=0.2, Re=1000, Gr=10^2$)



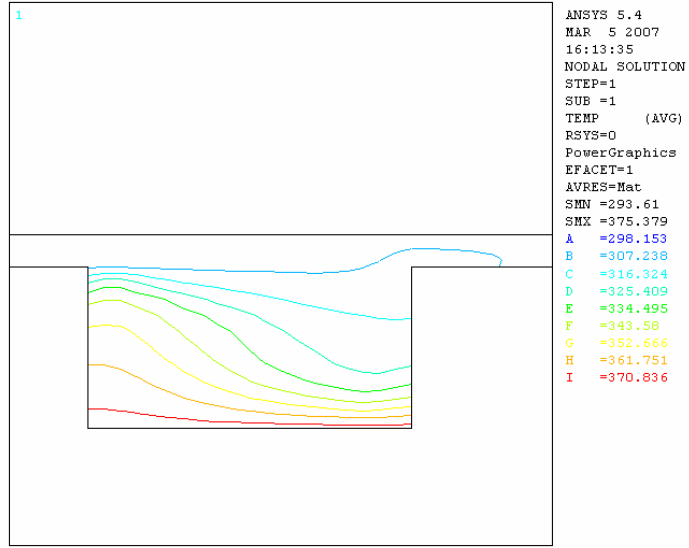
Şekil 6.19. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



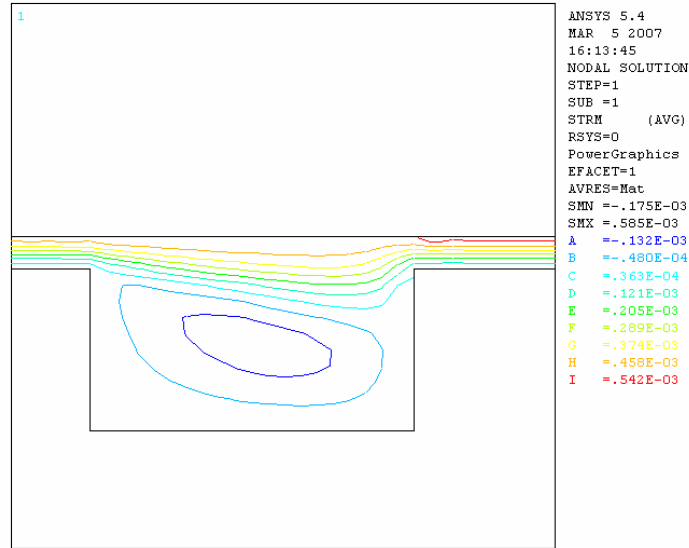
Şekil 6.20. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



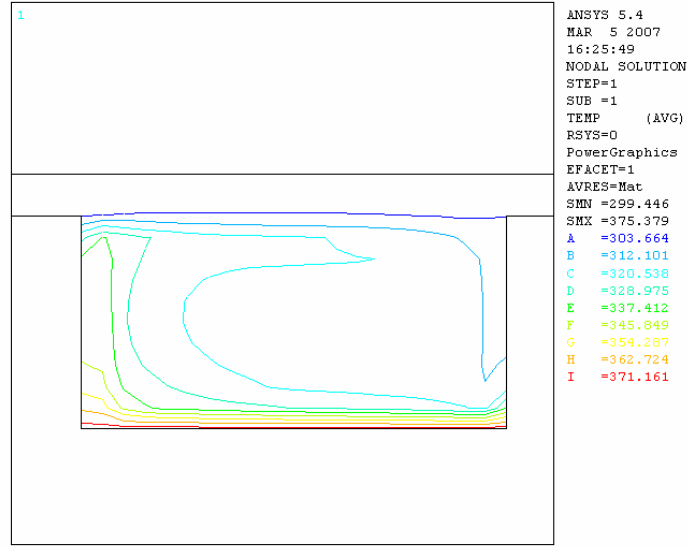
Şekil 6.21 Hız vektörleri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



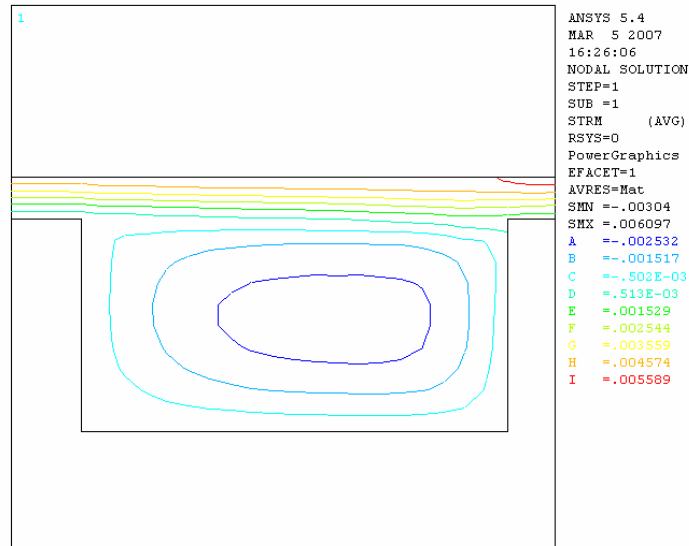
Şekil 6.22 Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^4$)



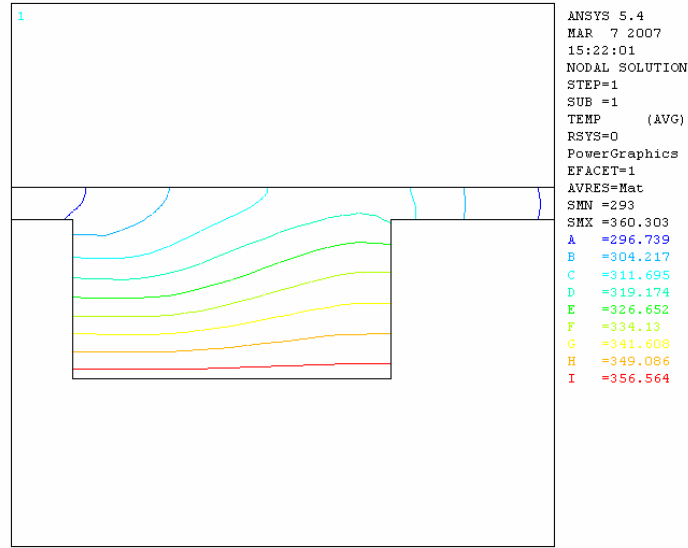
Şekil 6.23 Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^4$)



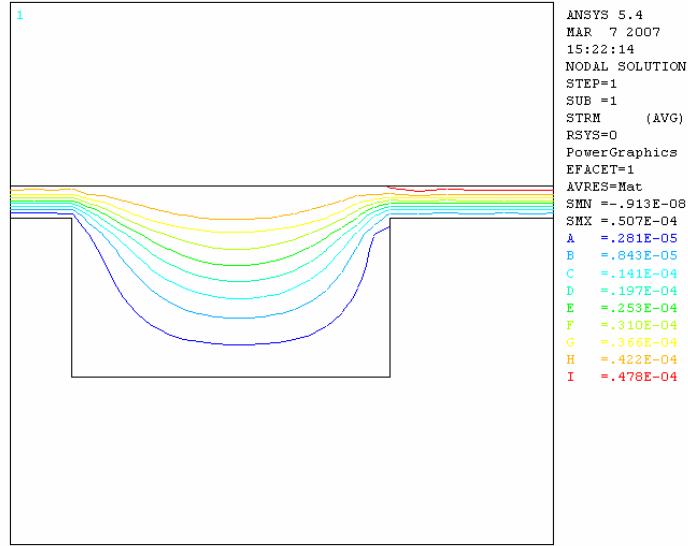
Şekil 6.24 Sıcaklık eşeğirileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)



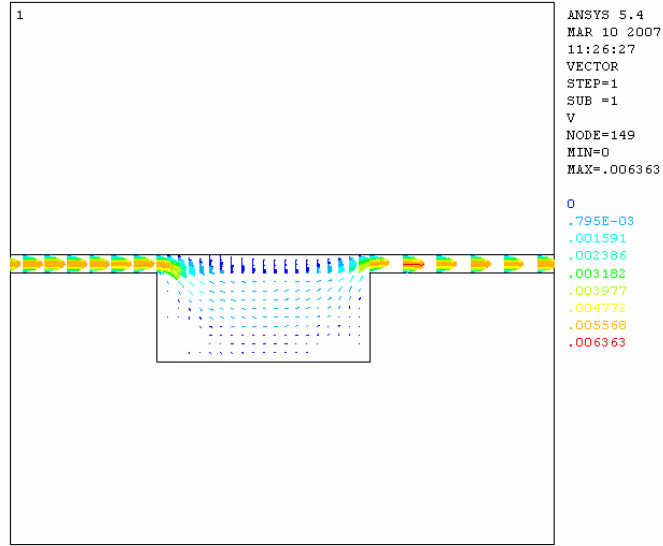
Şekil 6.25 Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)



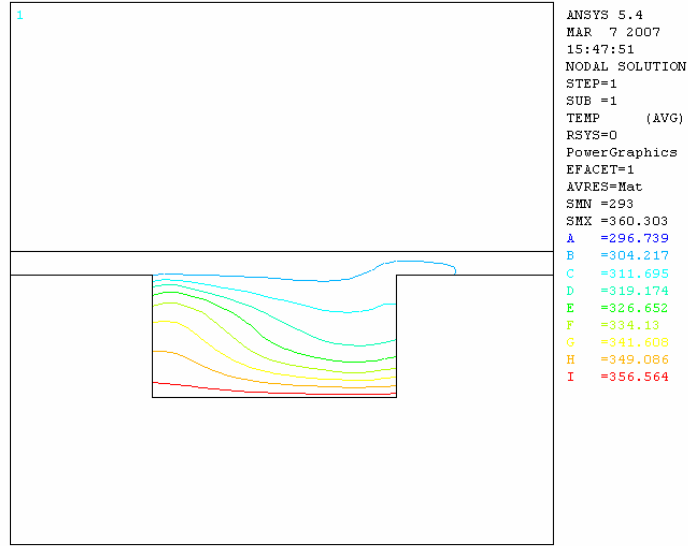
Şekil 6.26 Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



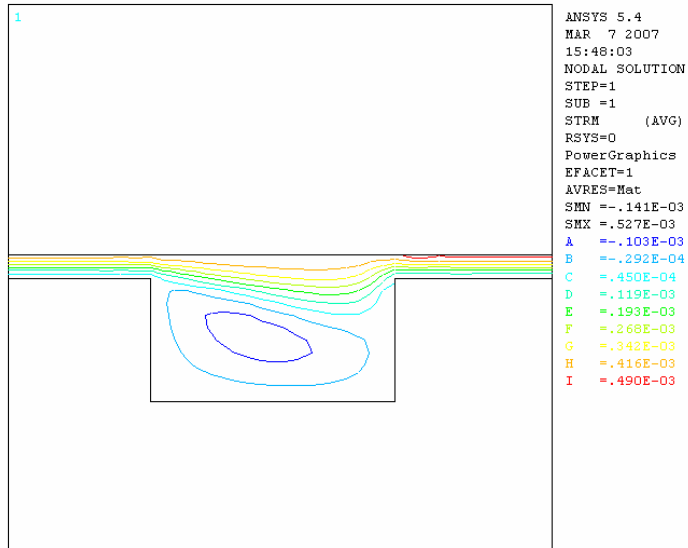
Şekil 6.27 Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



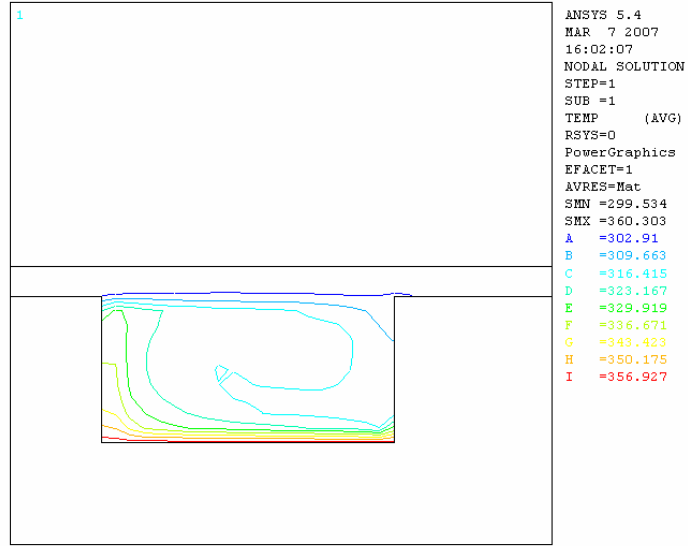
Şekil 6.28 Hız vektörleri ($A=0.2$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



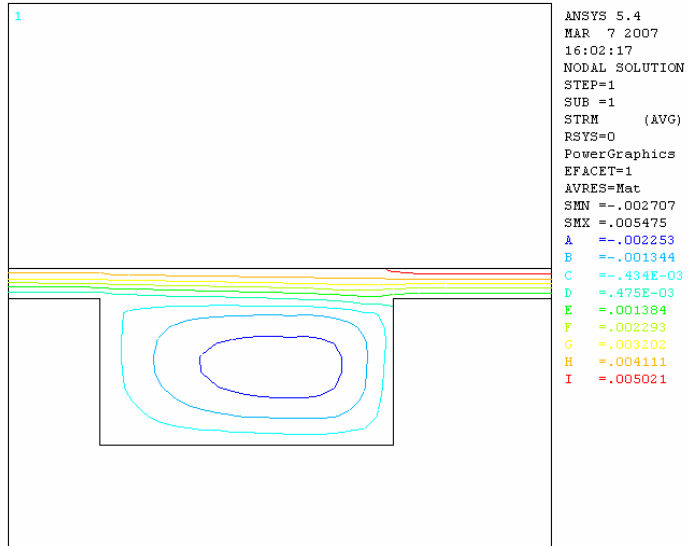
Şekil 6.29 Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.30 Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=100$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.31. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.32. Akım çizgileri ($A=0.2$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)

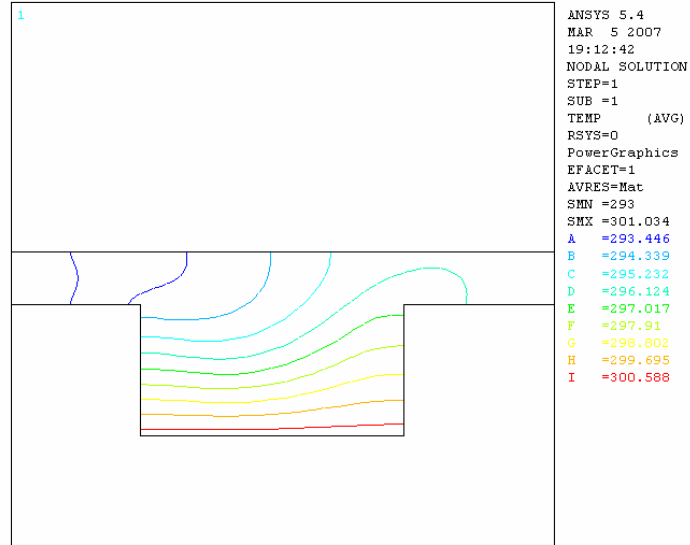
6.4. $A=H_1/H_2=0.4$ için sonuçlar

$A=0.4$ geometrik görünüm oranına ait sonuçlar, sıcaklık eşeğrileri, akım çizgileri ve $Re=10$ için hız vektörleri şeklinde şekil 6.33-6.60 ile verilmiştir.

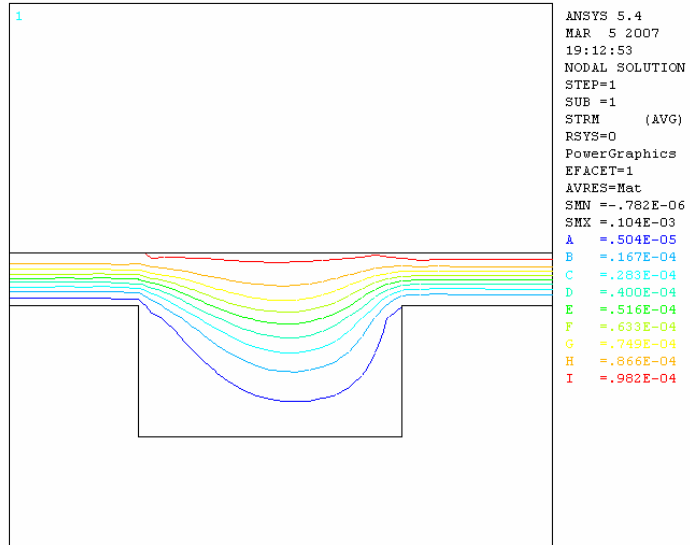
$Gr=0$ (şekil 6.33-6.39) kaldırma kuvvetinin etkileri ihmal edilmiştir, buradaki ısı transfer şekli iletimle olmaktadır. Fakat sonuçlar $Gr=10^2$ (şekil 6.40- 6.46) ile aynı sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 6.33 ve 6.54 $Re=10$, olduğu durumlarda sıcaklık eşeğrilerinin tabakalar halinde yükseldiği gözlenmektedir. Düşük Reynolds sayılarında doğal taşınım ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Şekil 6.34, 6.41, Akım çizgilerinin oyuğu tam doldurduğu ve simetrik bir şekil aldığı görülmektedir. Şekil 6.35, 6.42, 6.49, 6.56 hız vektörlerinin tam gelişmiş akış oluşturduğu görülmektedir. Şekil 6.43 ve 6.45' de sıcaklık eşeğrilerinin oyuk tabanına doğru zorlanmış taşınımın etkisiyle sık bir görünüm aldığı görülmektedir. Şekil 6.37, 6.44, 6.51, 6.58, oyuk içinde Reynolds sayısının artmasına paralel olarak dönme hareketleri oluşmaktadır.

$Gr=10^4$ (6.47 – 6.53) için yine düşük Reynolds sayısında kaldırma kuvvetinin etkileri bariz bir biçimde görülmektedir. $Re =10$ için, $Ri=100$ olduğundan doğal taşınım zorlanmış taşınımına göre daha etkindir. $Ri=0.01$ olduğunda zorlanmış taşınım mekanizması daha etkin olmaktadır. Şekil 6.49 da hız vektörleri görülmektedir. Şekil 6.48 de akım çizgilerinin oyuğu tam doldurduğu ve simetrik bir akım gerçekleştiği görülmektedir. Şekil 6.51 ve 6.53 Oyuk içinde Re sayısının artmasıyla dönme merkezleri oluşmaktadır.

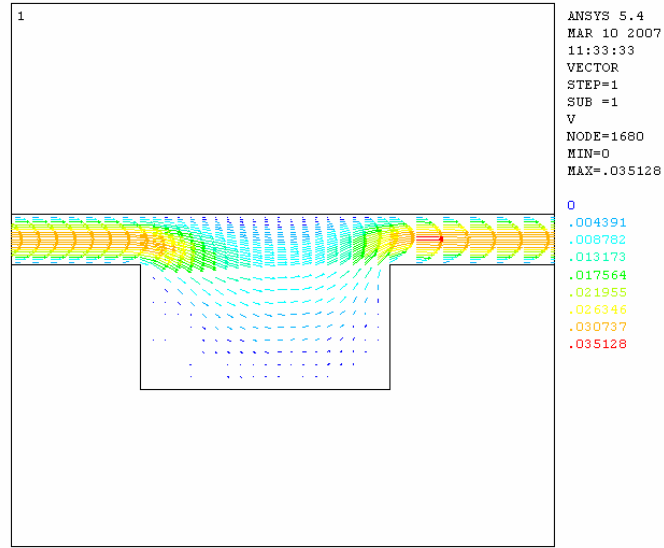
Şekil 6.54-6.60 ile $Gr =10^6$ için verilmektedir. $Re=10$ olduğunda $Ri=10^4$ olarak doğal taşınımın etkili olduğu durumu göstermektedir. Dolayısıyla oyuktaki akışkan sıcaklık eşeğrilerinin tabaka halinde bir dağılım göstermektedir. Şekil 6.55 için akım çizgilerinin düşük Reynolds sayısında oyuğu doldurduğu görülmektedir. Oyuk içinde akım çizgilerinin azaldığı görülmektedir. Yani doğal taşınım ile ısı transferi söz konusu iken akım çizgilerinin simetrik bir akım sergilediği görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça nispeten oyuktaki hareket arttığından zorlanmış taşınım karakteristikleri kendini hissettirmektedir. Oyuk görünüm oranı arttıkça yani $A=0.2$ ' den daha düşük oranda dönme hareketi gözlenmektedir. Oyuk yüksekliği arttıkça girdap çapında büyüme görülmektedir. Şekil 6.56 da hız vektörleri görülmektedir. Gr sayısı arttıkça aynı oran için sabit Re sayısında oyuk içinde dönme hareketi şiddetinin değeri azalmaktadır. Zorlanmış taşınım etkileri arttıkça dönme şiddeti artmaktadır.



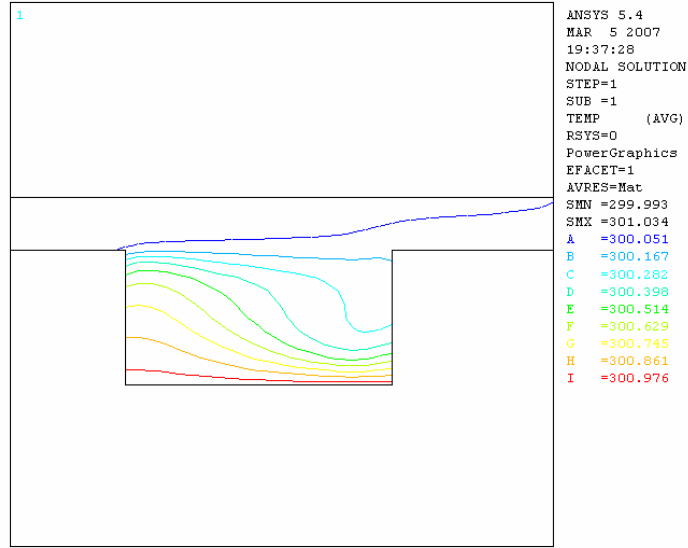
Şekil 6.33. Sıcaklık eşeğirileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=0$)



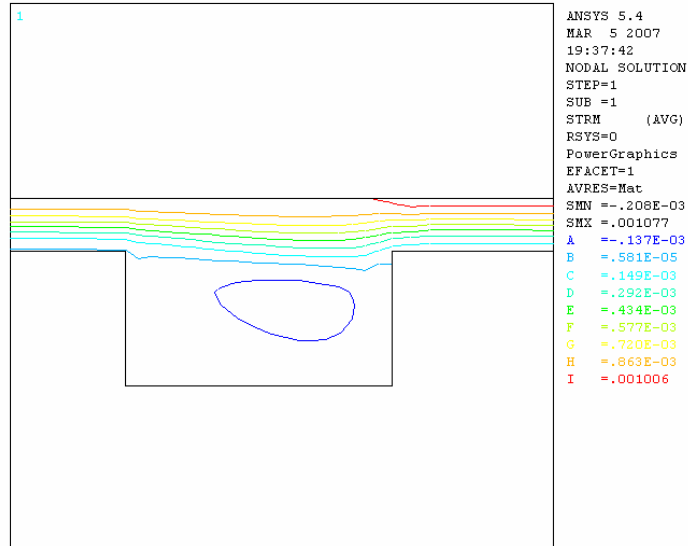
Şekil 6.34. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=0$)



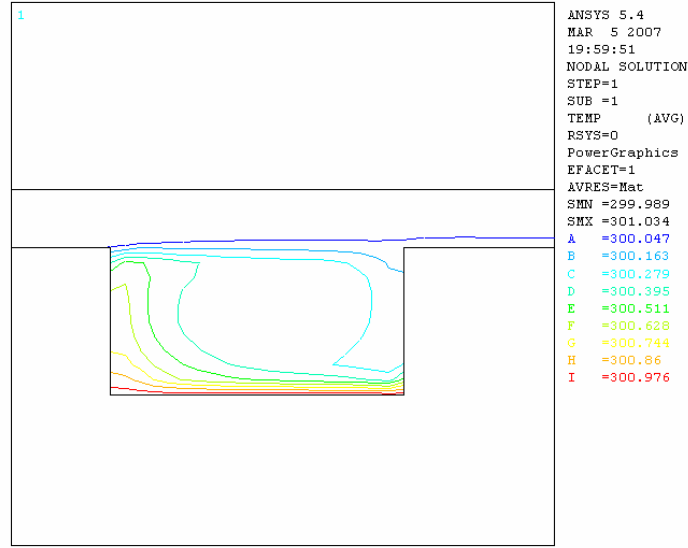
Şekil 6.35. Hız vektörleri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=0$)



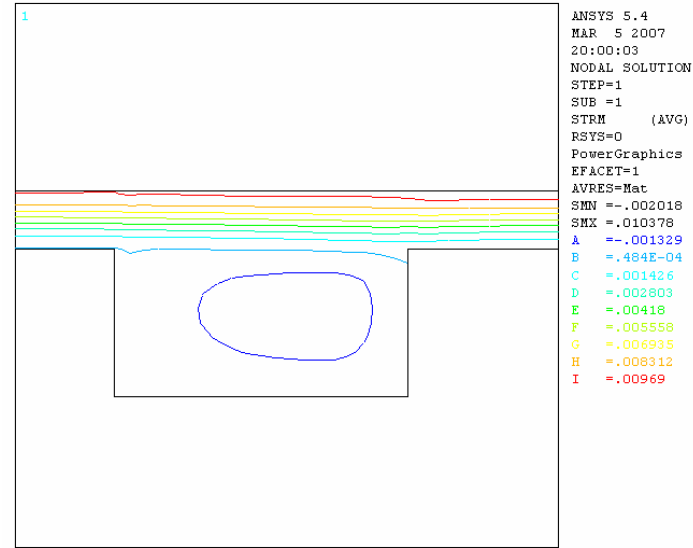
Şekil 6.36. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=0$)



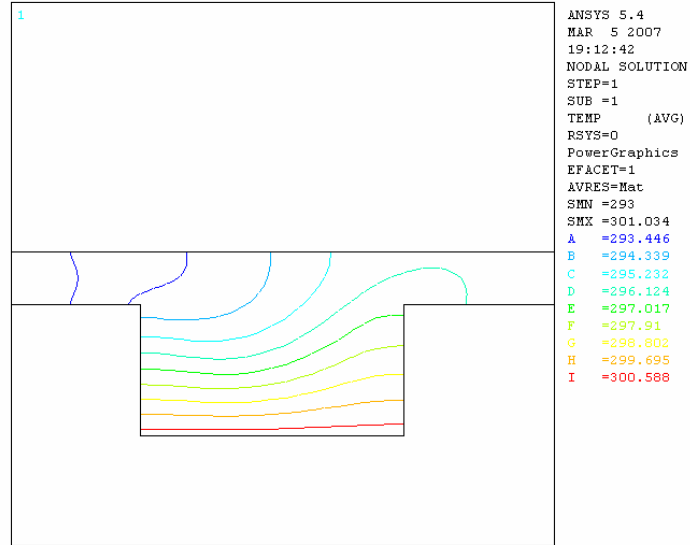
Şekil 6.37. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=0$)



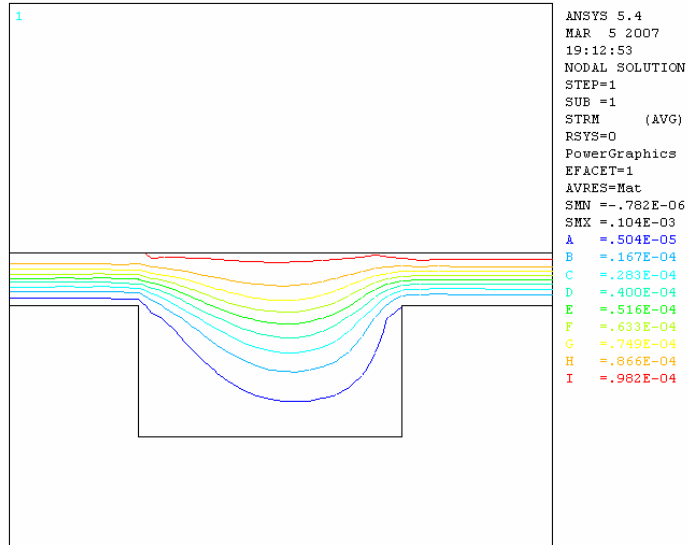
Şekil 6.38. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=0$)



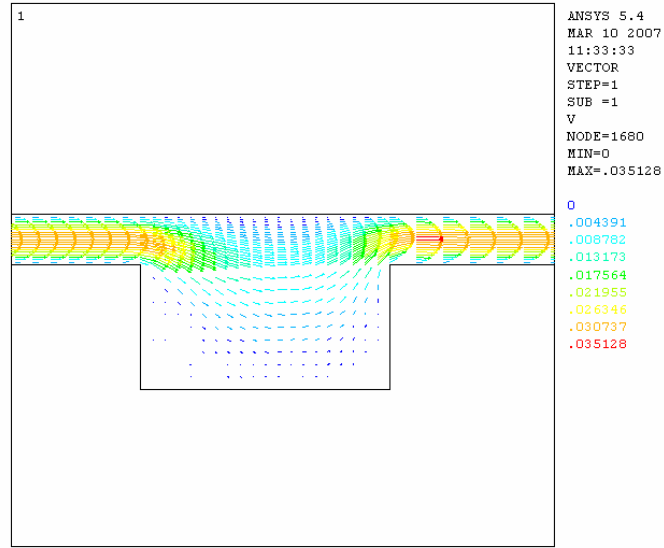
Şekil 6.39. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=0$)



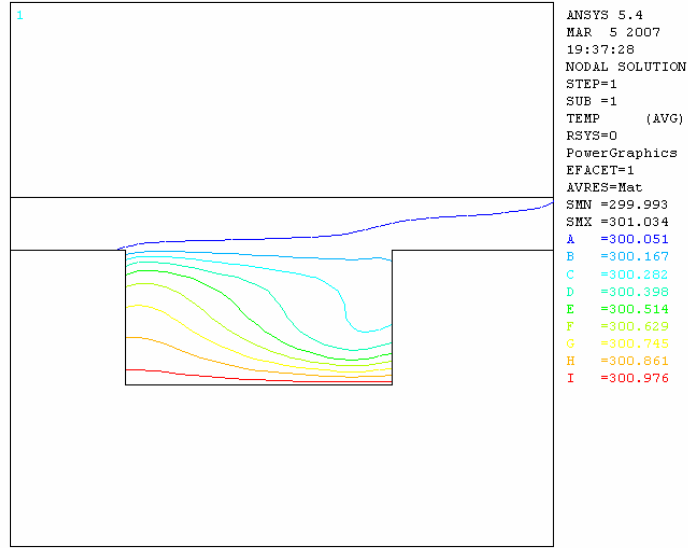
Şekil 6.40. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



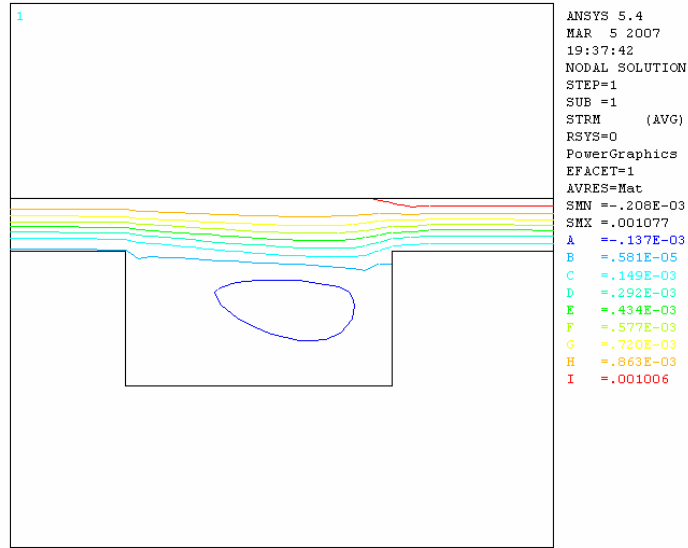
Şekil 6.41. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



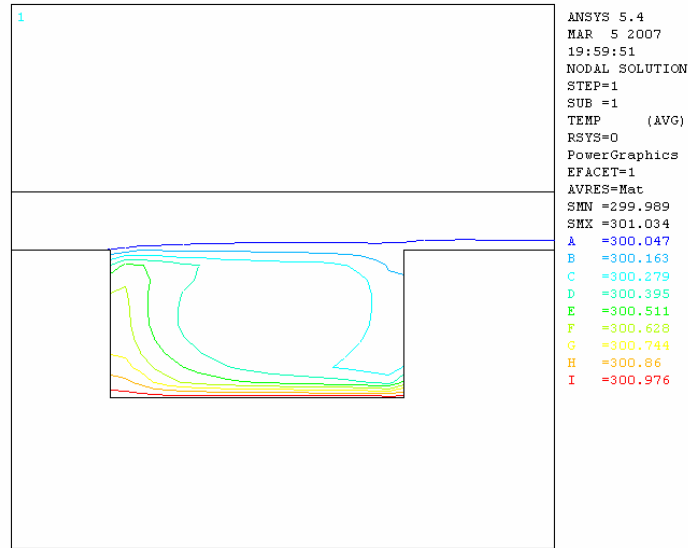
Şekil 6.42. Hız vektörleri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



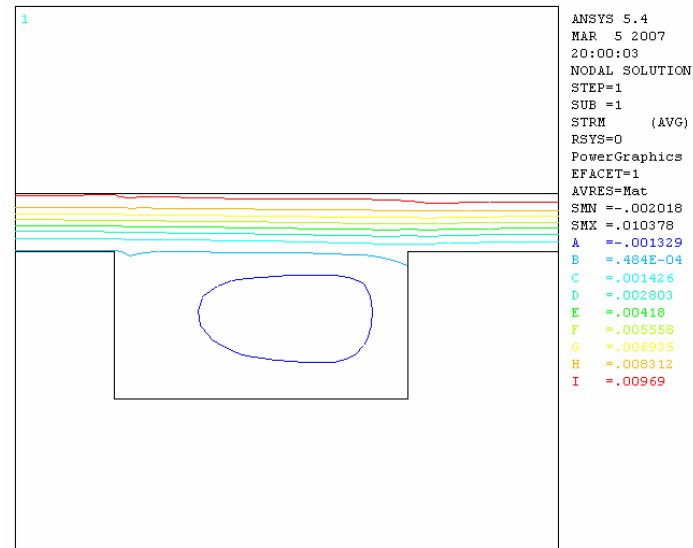
Şekil 6.43. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^2$)



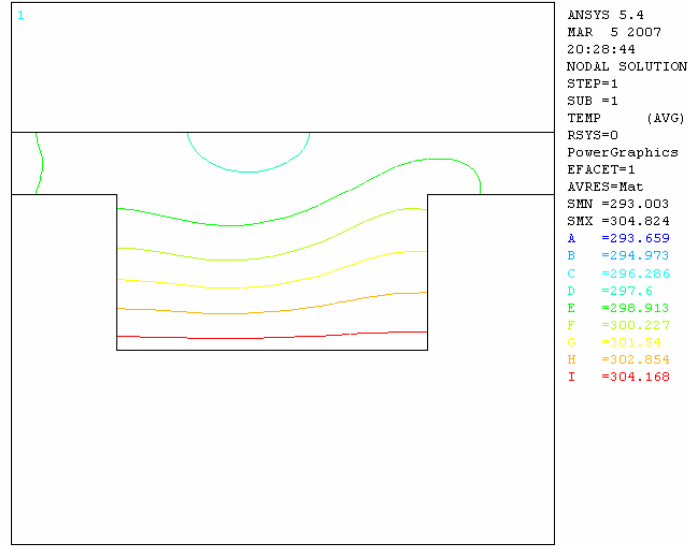
Şekil 6.44. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^2$)



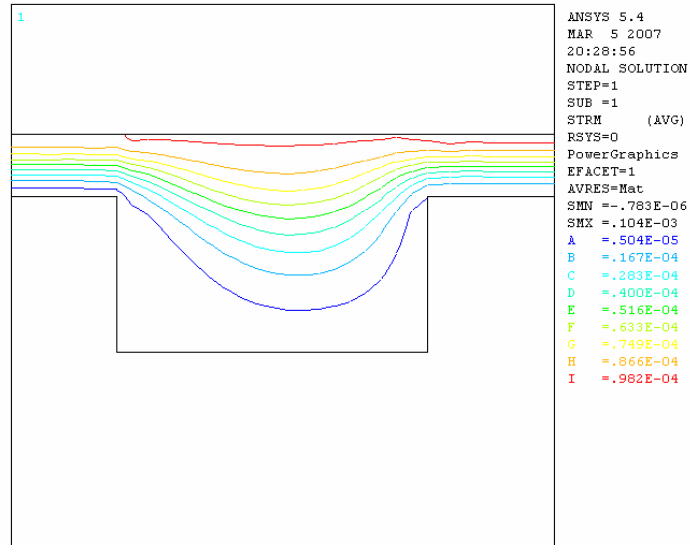
Şekil 6.45. Sıcaklık eşeğirileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)



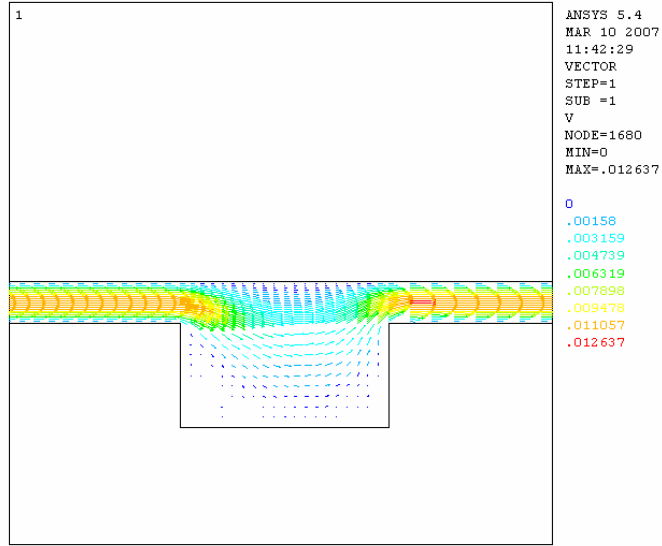
Şekil 6.46. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)



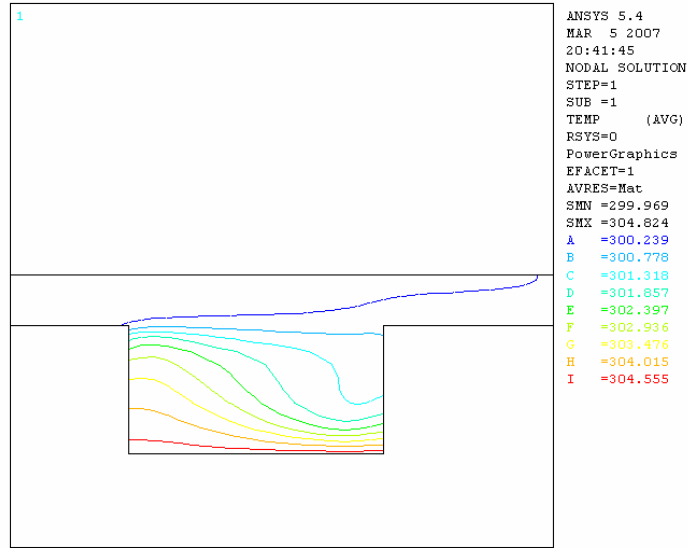
Şekil 6.47. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



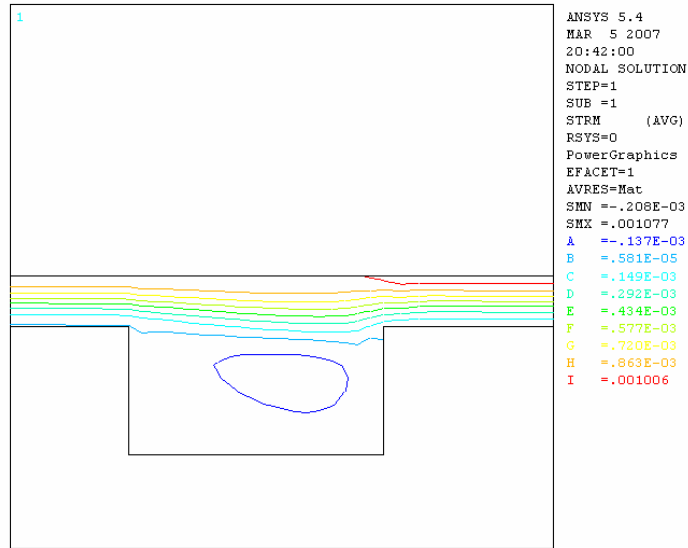
Şekil 6.48. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



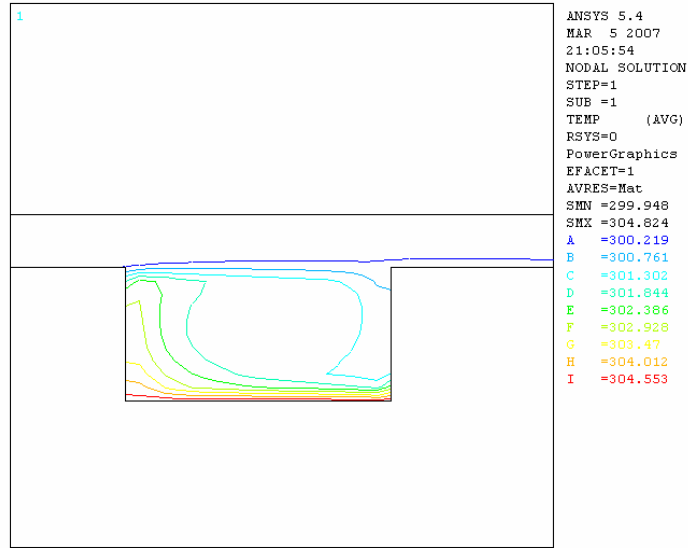
Şekil 6.49. Hız vektörleri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



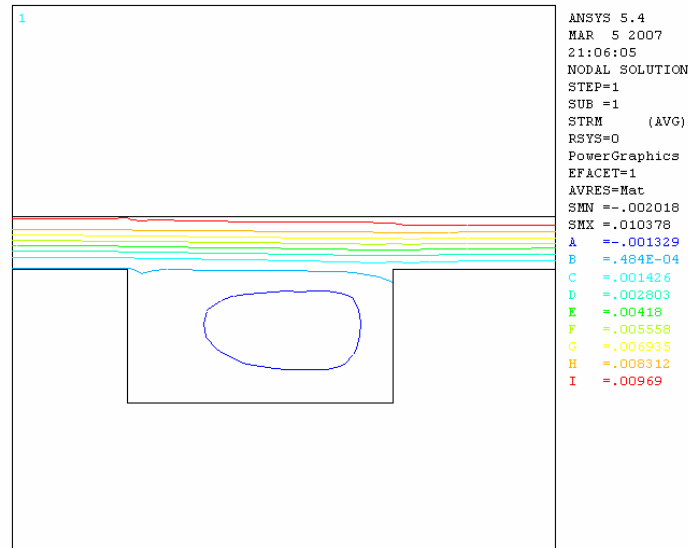
Şekil 6.50. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^4$)



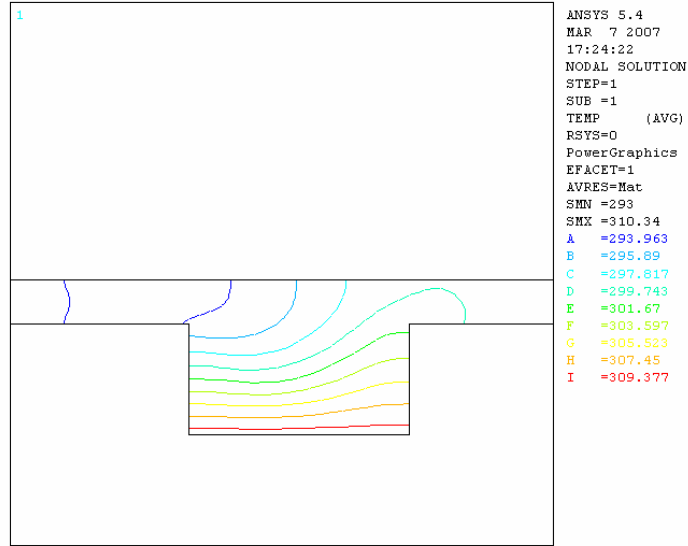
Şekil 6.51. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^4$)



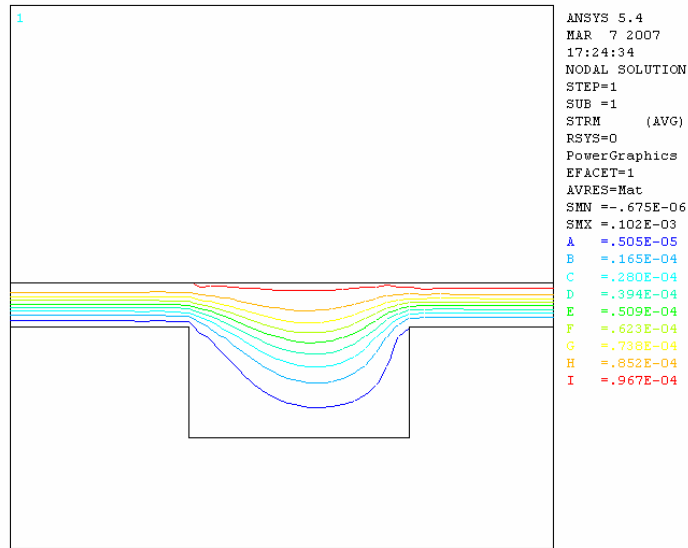
Şekil 6.52. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)



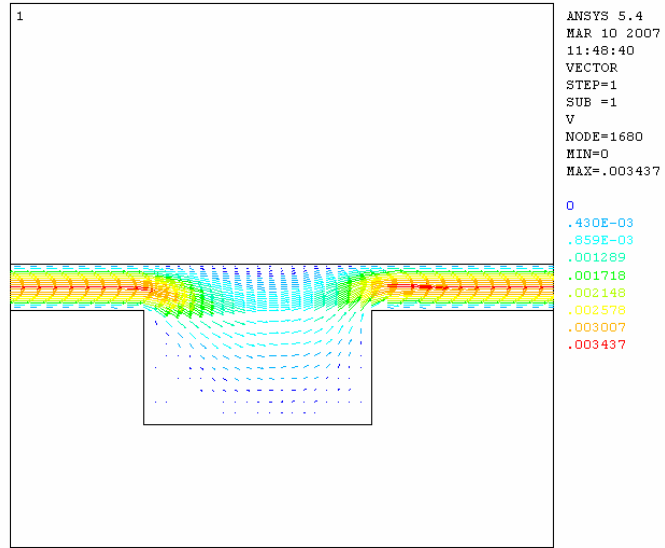
Şekil 6.53. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)



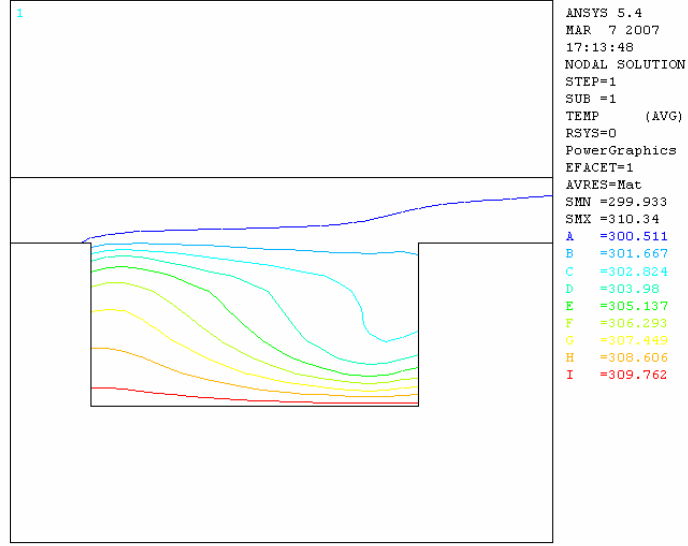
Şekil 6.54. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



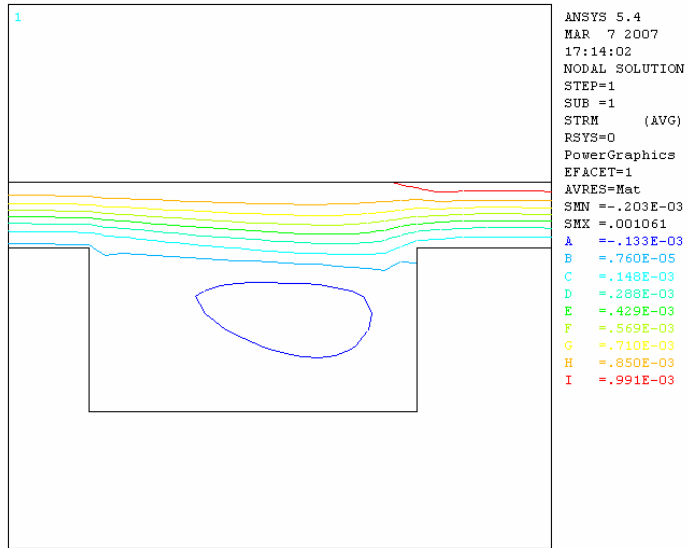
Şekil 6.55. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



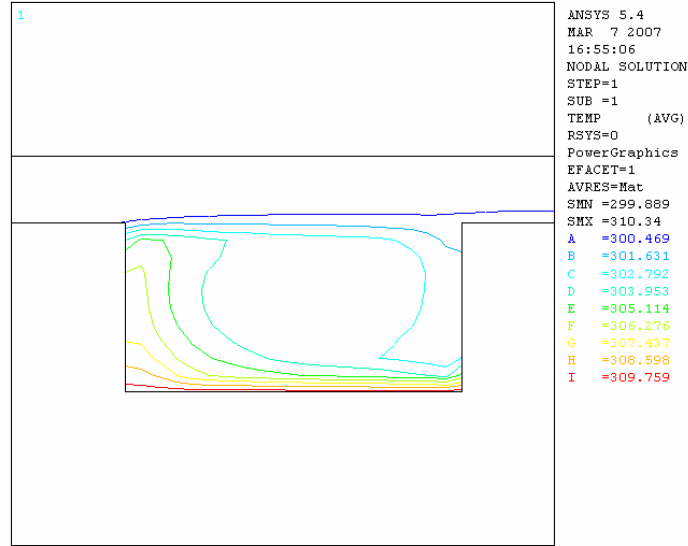
Şekil 6.56. Hız vektörleri ($A=0.4$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



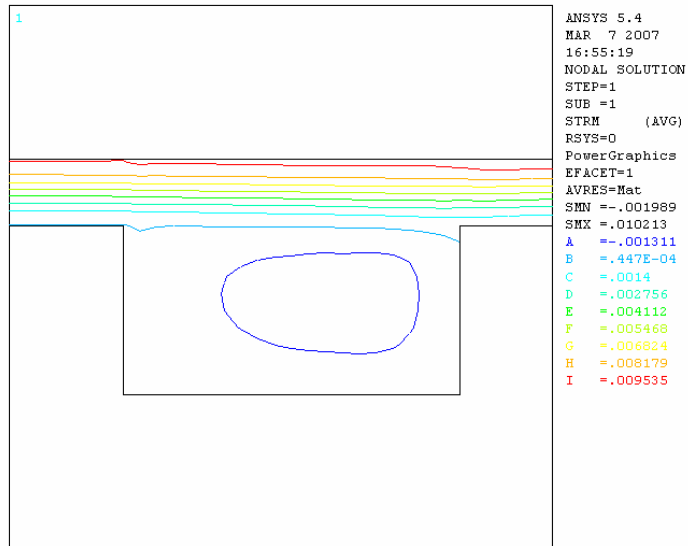
Şekil 6.57. Sıcaklık eşeğirileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.58. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=100$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.59. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.60. Akım çizgileri ($A=0.4$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)

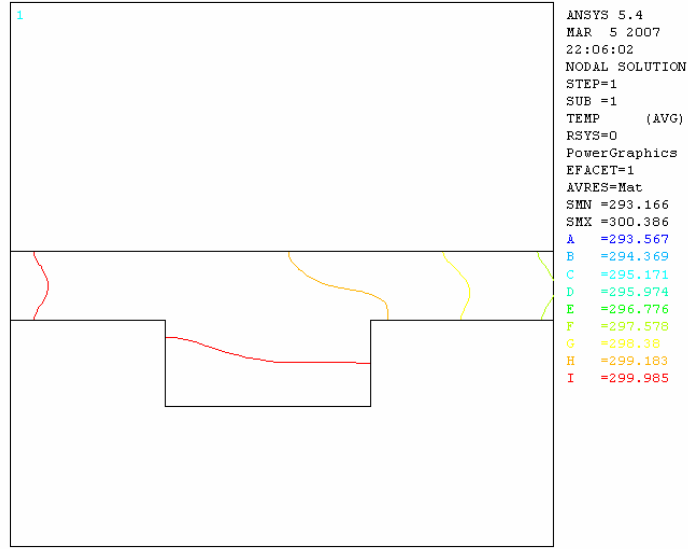
6.5. $A=H_1/H_2=0.8$ İçin Sonuçlar

Bu görünüm oranı için elde edilen sıcaklık eşeğrileri, akım çizgileri ve hız vektörleri 6.61- 6.88 grafikleri ile sunulmuştur.

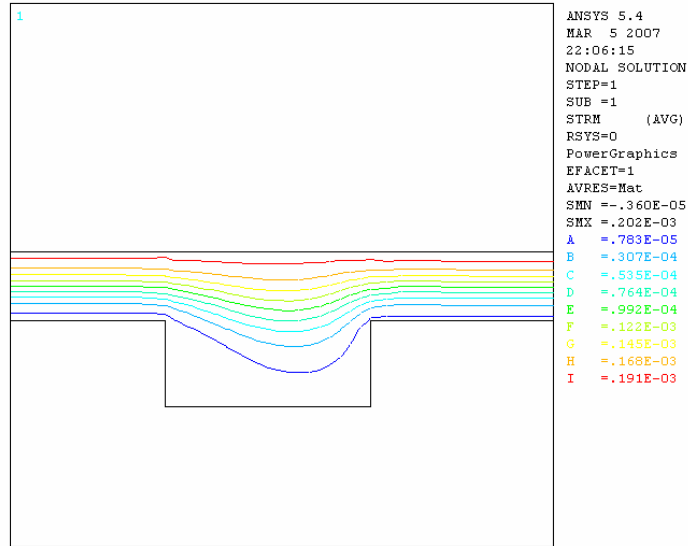
$Gr=0$ için sıcaklık eşeğrileri, akım çizgileri ve hız vektörleri (6.61- 6.67)' de gösterilmiştir. $Gr =10^2$ ile (şekil 6.68 – 6.74) aynı sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 6.63, 6.70, 6.77, 6.84 de hız vektörlerinin artan oyuk görünüm oranıyla birlikte tam gelişmiş akış sağlandığı görülmektedir. Cidarlarda hızın azaldığı kanal merkezinde hızın arttığı görülmektedir. $Gr=10^2$ olduğunda $Re=10$ için (şekil 6.68 ve 6.69) zorlanmış taşınım ve doğal taşınım aynı mertebede olduğundan iletimle birlikte taşınım ile ısı transferi eşit etkili olmaktadır. Sıcaklık gradyanının oyuk tabanında arttığı görülmektedir. Ancak oyuk içinde herhangi bir dönme hareketi oluşmamaktadır. Şekil 6.71 ve 6.73 $Re=100, 1000$ için zorlanmış taşınım ısı transferi daha etkili olmaktadır. Oyuğun sağ yanında sıcaklık eşeğrileri sık bir görünüm almaya başlamaktadır. Reynolds sayısının artmasıyla şekil 6.72 ve 6.74 akım çizgilerinin oyuk içinde dönme merkezleri oluştuğu görülmektedir. Oyuk görünüm oranının artmasına paralel olarak girdap çapında bir büyüme söz konusudur.

$Gr =10^4$ (şekil 6.75 - 6.81) de görülmektedir ki düşük Re sayılarında Ri baz alınarak doğal taşınım ısı transferinin gerçekleştiği görülmektedir. Yüksek Re sayılarında zorlanmış taşınım etkilerinin etkin olmasıyla sıcaklık eşeğrilerinde oyuk tabanına doğru bir kümelenme mevcuttur. Şekil 6.79 ve 6.81 de oyuk içinde negatif akım çizgilerini ifade eden dönme merkezleri oluşmaktadır.

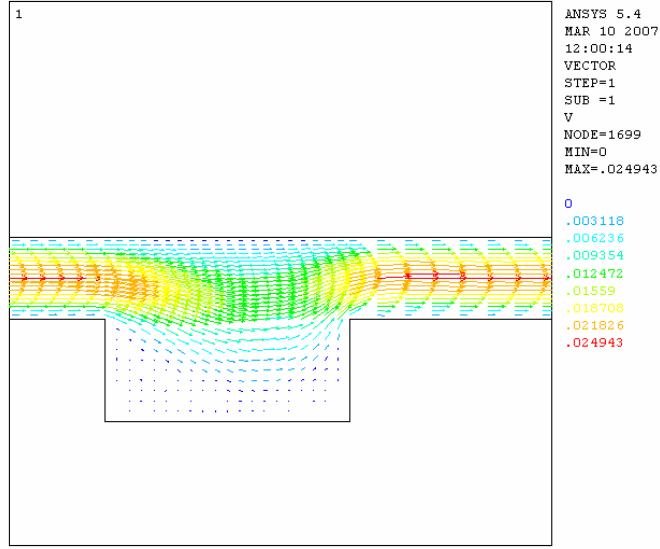
$Gr=10^6$ (şekil 6.82-6.88) sıcaklık eşeğrileri ve akım çizgileri incelendiğinde, oyuğun yapısına bağlı olarak değerlerin değiştiği görülmektedir. Aynı oran için Gr sayısı arttıkça oyuk içinde oluşan dönme merkezlerinin çaplarında belirgin bir artış görülmektedir. Bu da beklenen bir durumdur. Grashof sayısı arttıkça yüksek Reynolds sayılarında oyuk tabanında sıcaklık eşeğrilerinin kümelenmesini görmekteyiz. Aynı zamanda oyuk görünüm oranının artmasına bağlı olarak da oyuk içinde dönme merkezlerinin çapında arttığını görülmektedir. Bu da gösteriyor ki oyuk görünüm oranı arttıkça Grashof sayısı artmasına rağmen doğal taşınım etkileri baskılanmaktadır. Zorlanmış taşınım etkileri daha ön plana çıkmaktadır. Şekil 6.84 de hız vektörleri ifade edilmiştir.



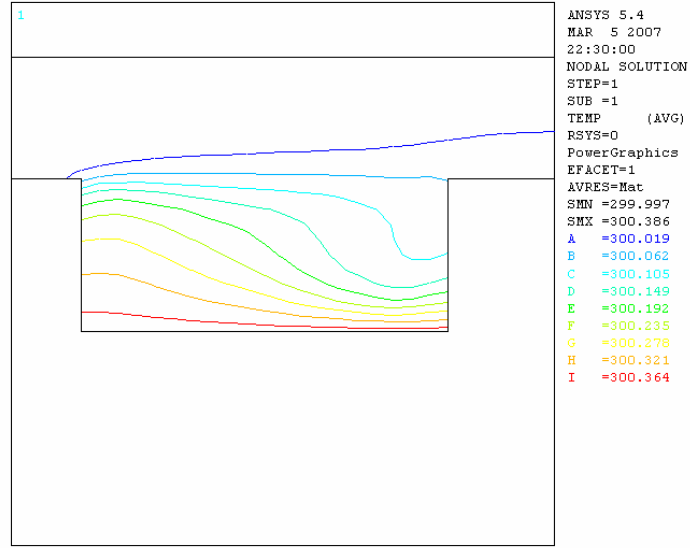
Şekil 6.61. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=0$)



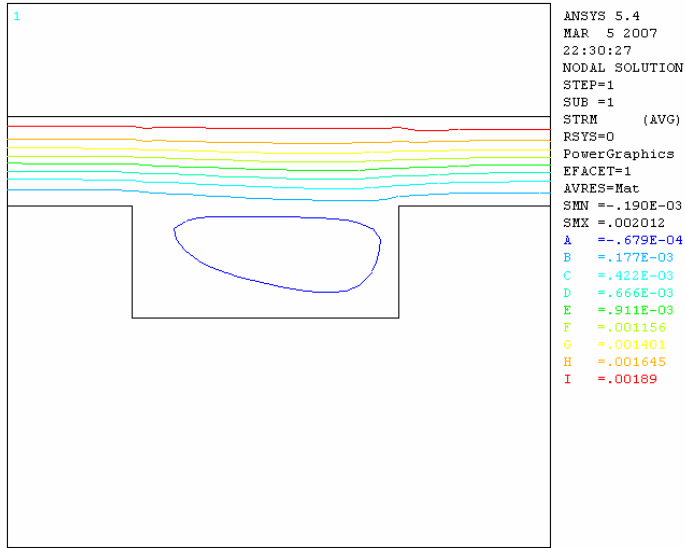
Şekil 6.62. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=0$)



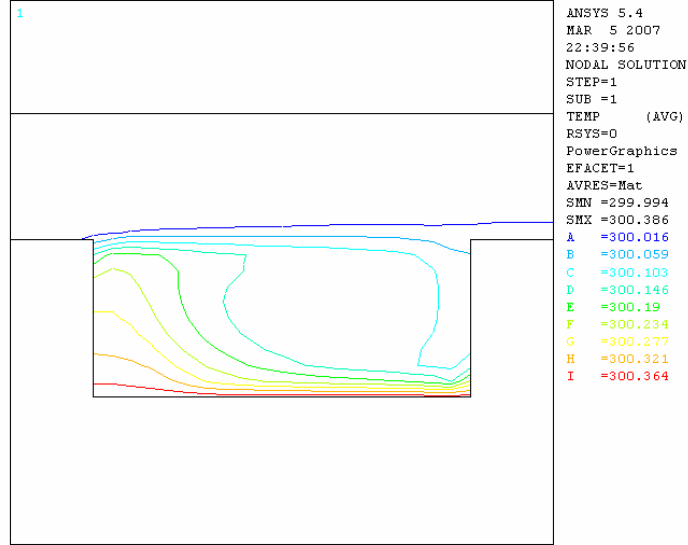
Şekil 6.63. Hız vektörleri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=0$)



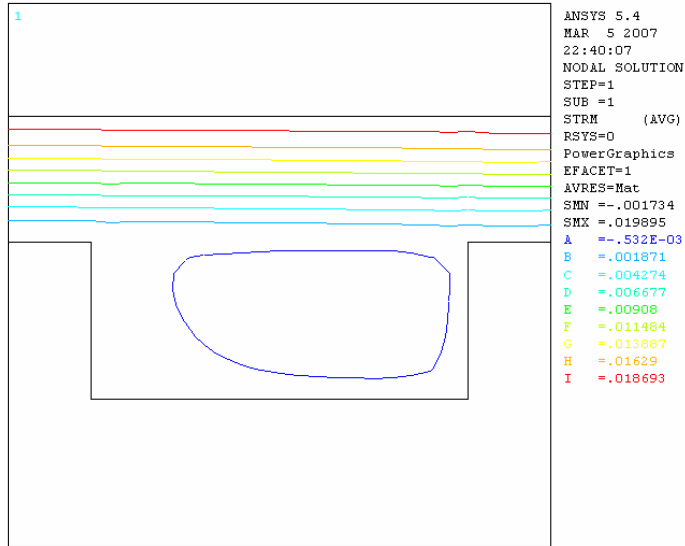
Şekil 6.64. Sıcaklık eşiğrileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=0$)



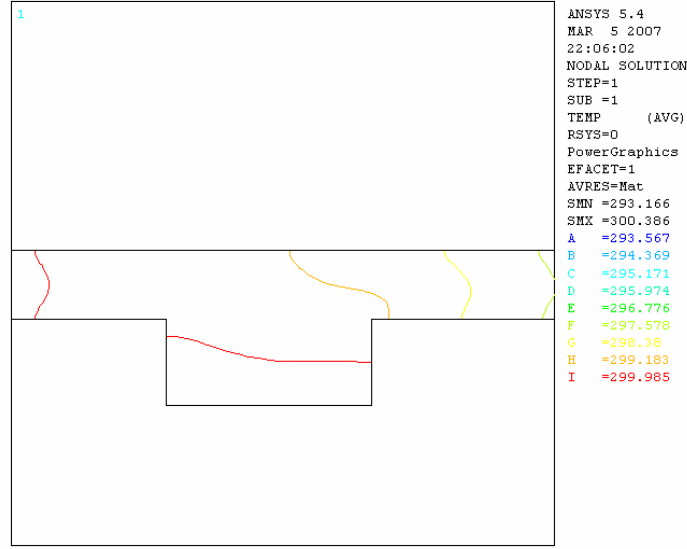
Şekil 6.65. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=0$)



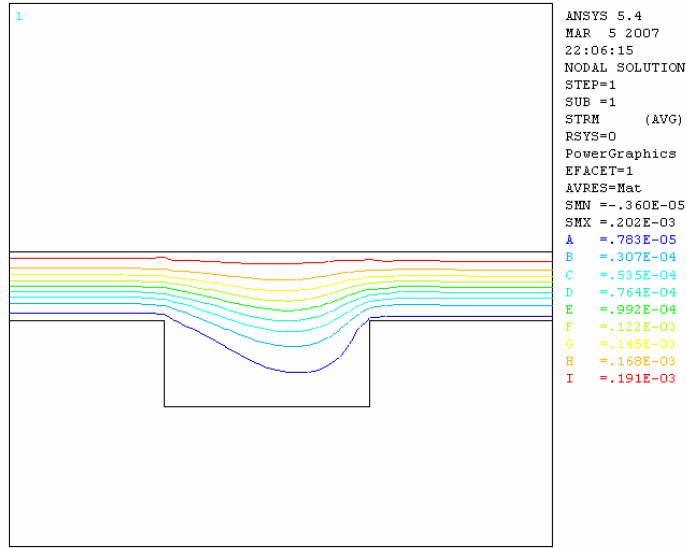
Şekil 6.66. Sıcaklık eşeğirileri (A=0.8, Re=1000, Gr=0)



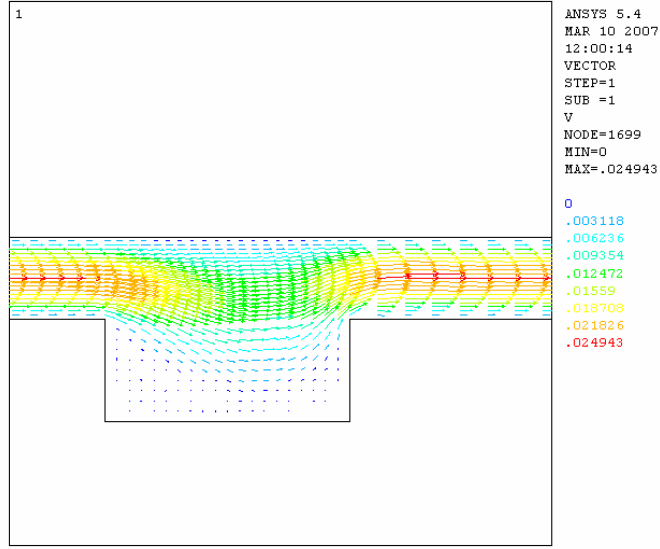
Şekil 6.67. Akım çizgileri (A=0.8, Re=1000, Gr=0)



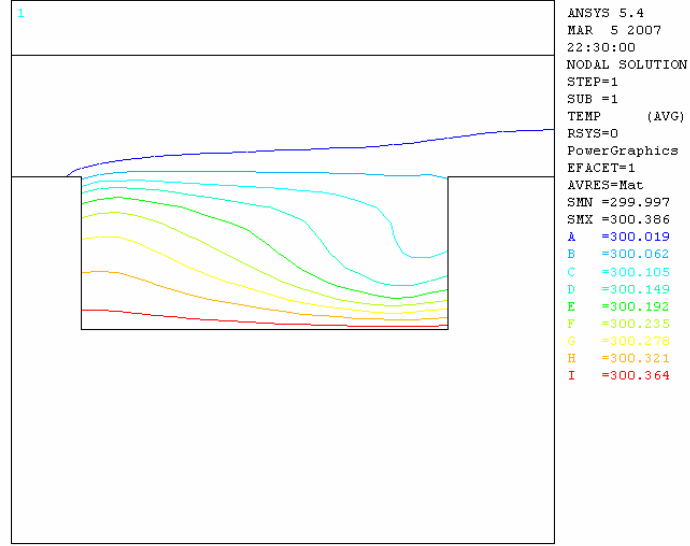
Şekil 6.68. Sıcaklık eşeğileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



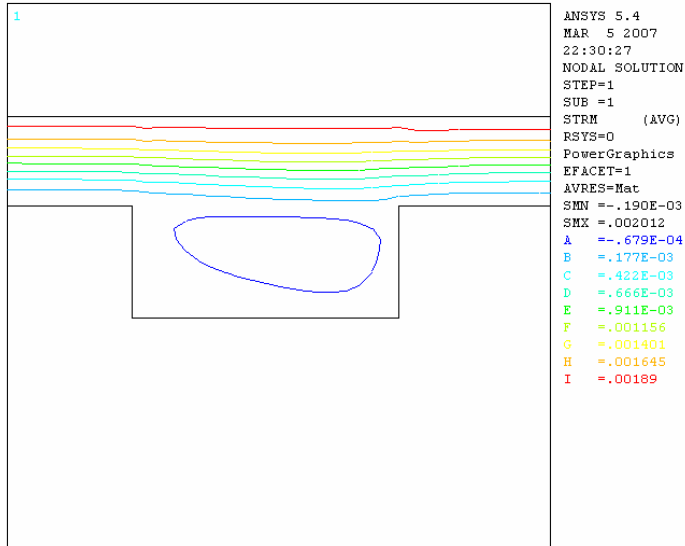
Şekil 6.69. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



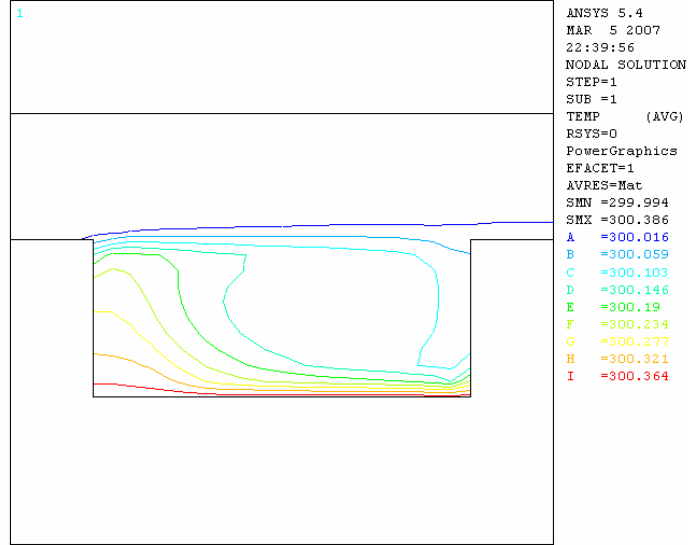
Şekil 6.70. Hız vektörleri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



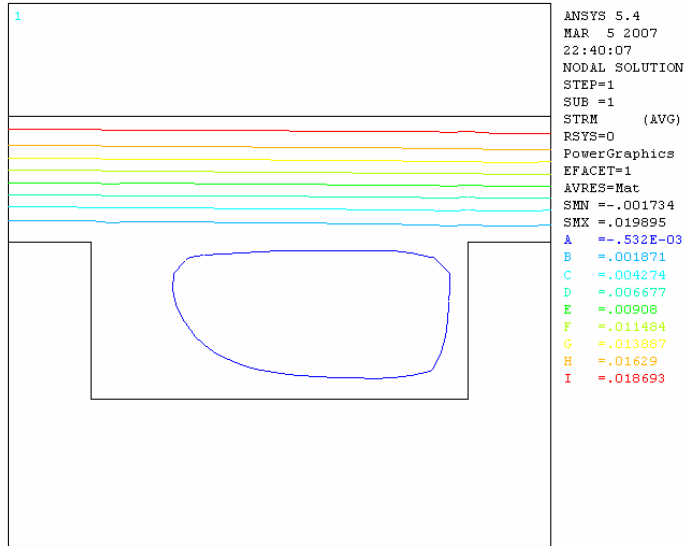
Şekil 6.71. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^2$)



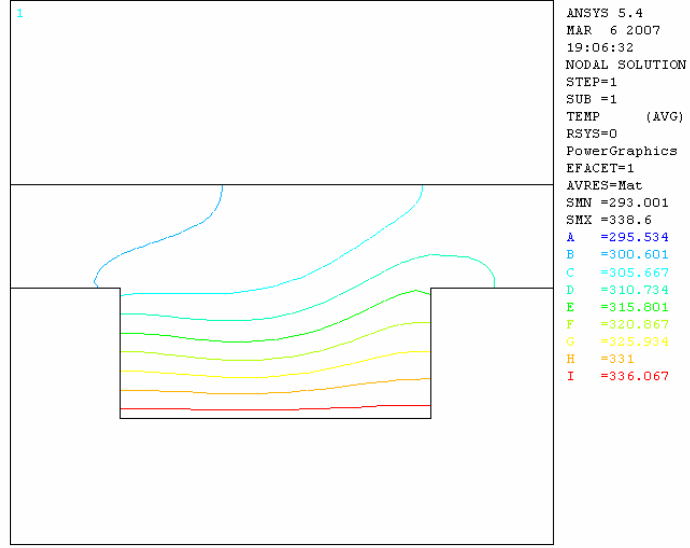
Şekil 6.72. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^2$)



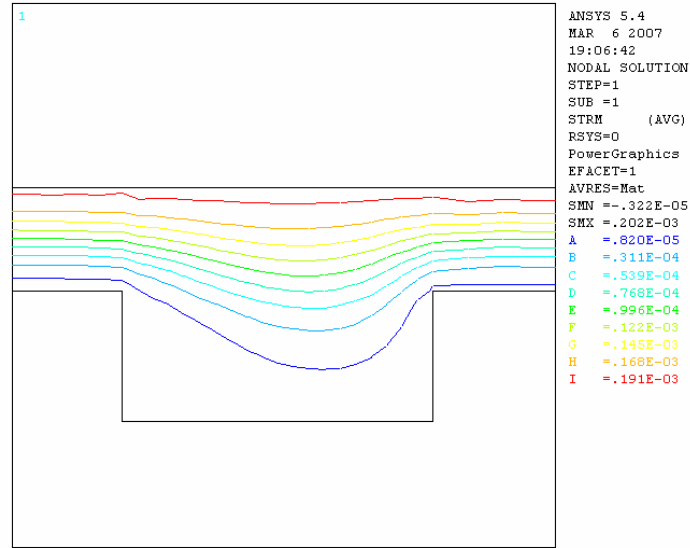
Şekil 6.73. Sıcaklık eşiğileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)



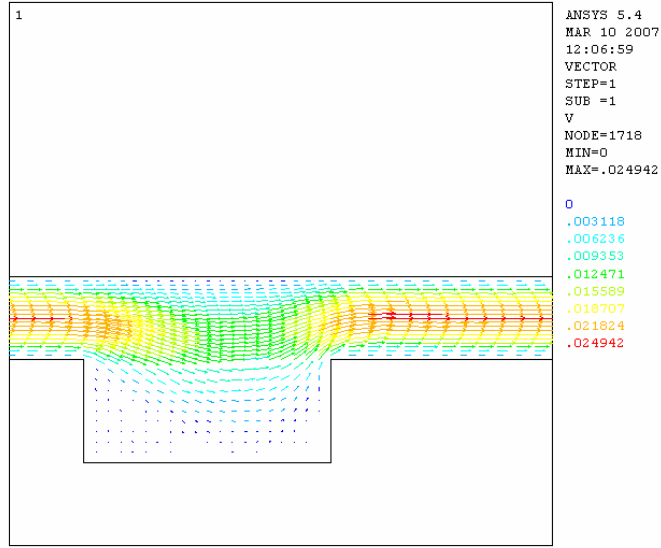
Şekil 6.74. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)



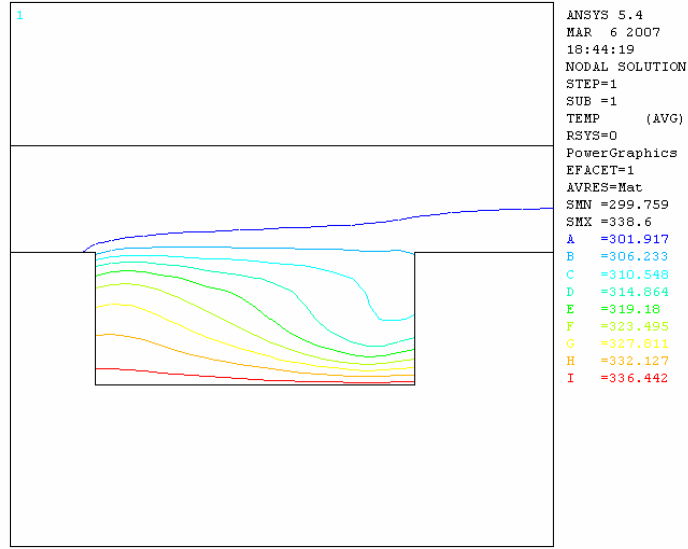
Şekil 6.75. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



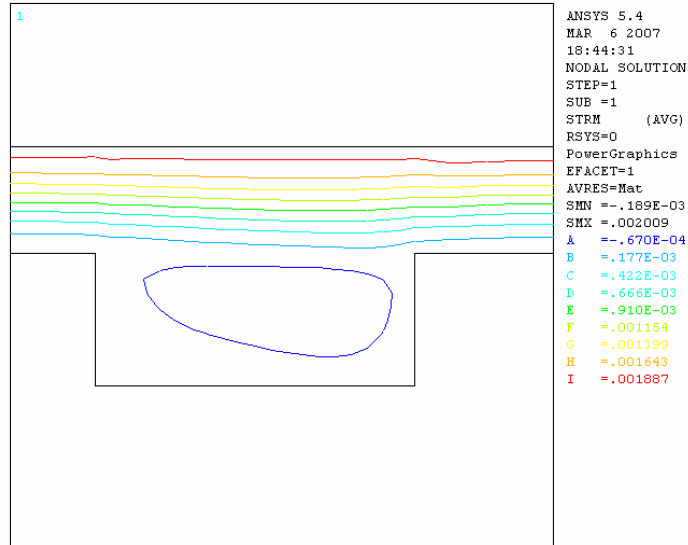
Şekil 6.76. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



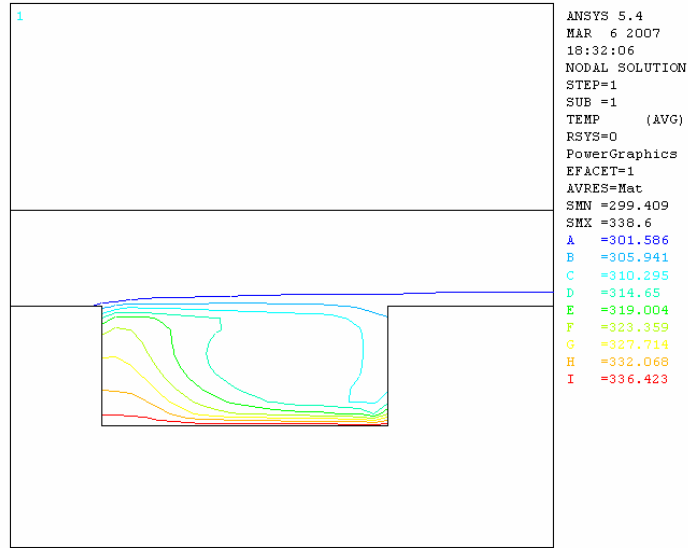
Şekil 6.77. Hız vektörleri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



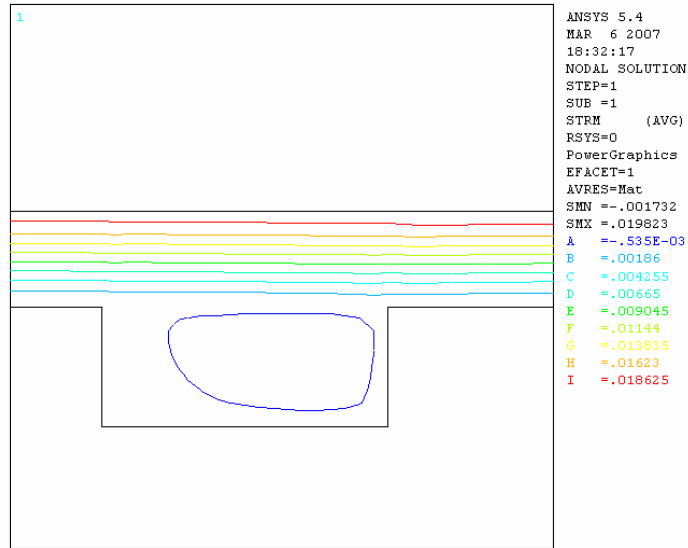
Şekil 6.78. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^4$)



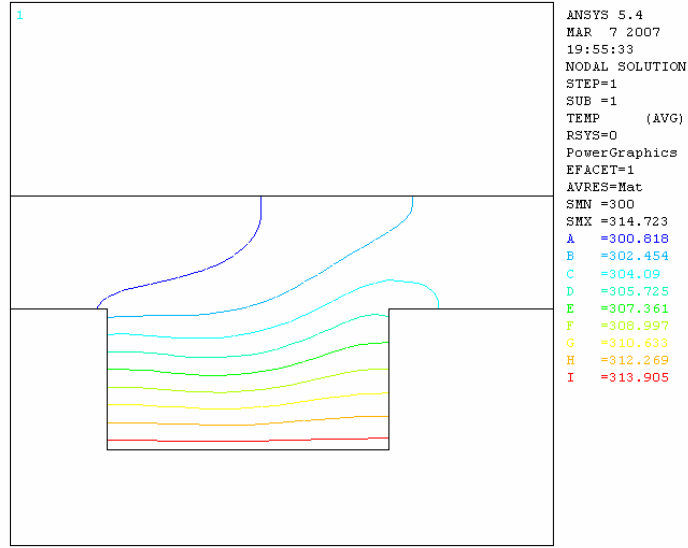
Şekil 6.79. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^4$)



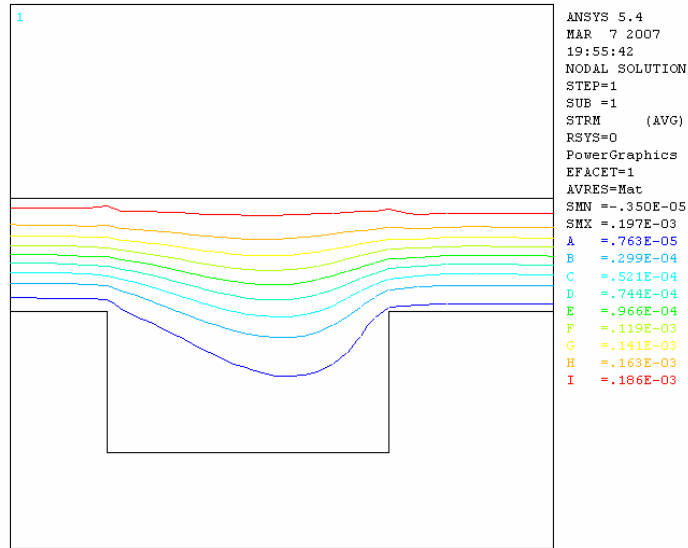
Şekil 6.80. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)



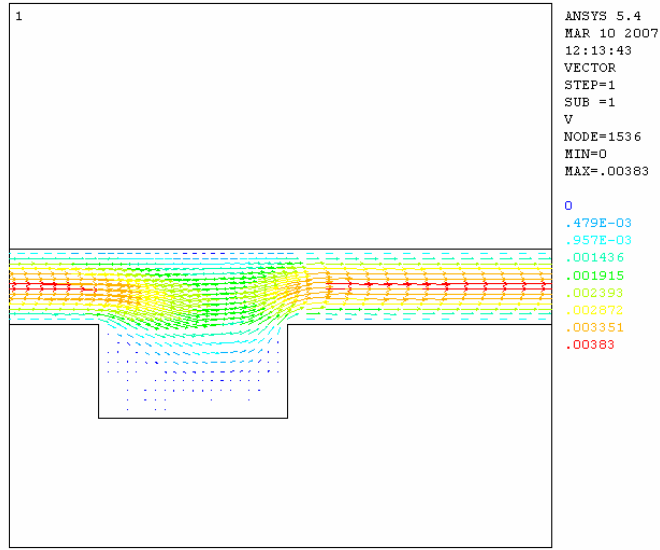
Şekil 6.81. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)



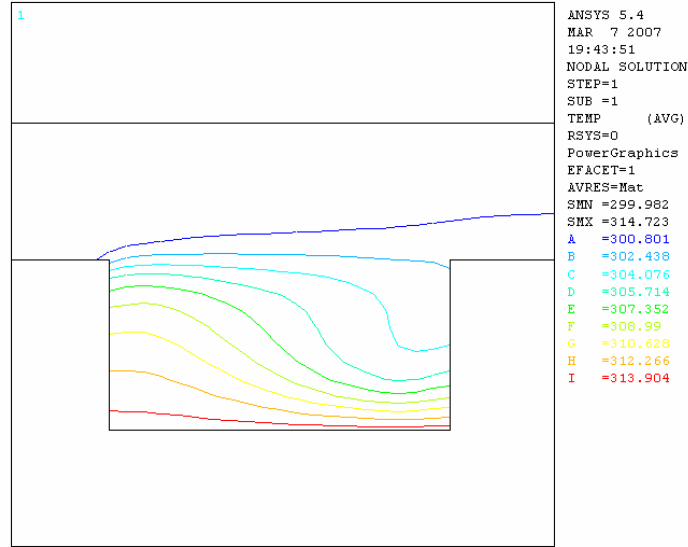
Şekil 6.82. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



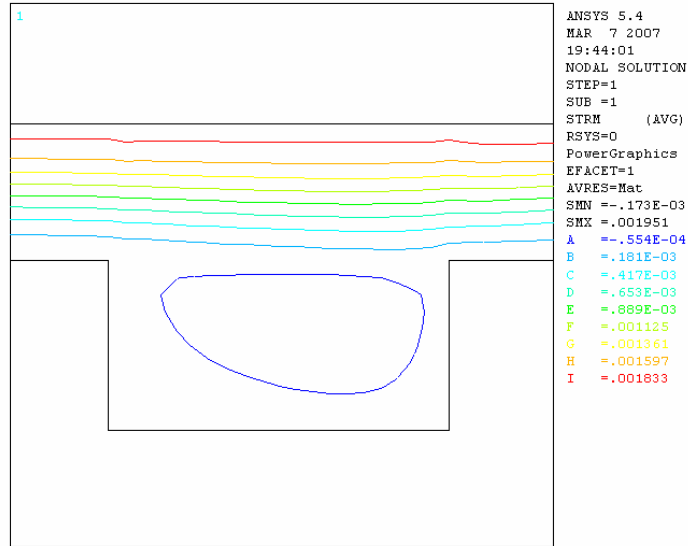
Şekil 6.83. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



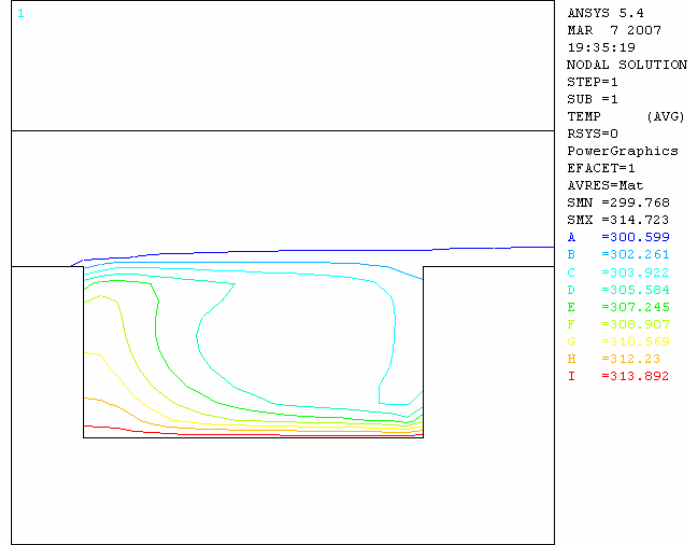
Şekil 6.84. Hız vektörleri ($A=0.8$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



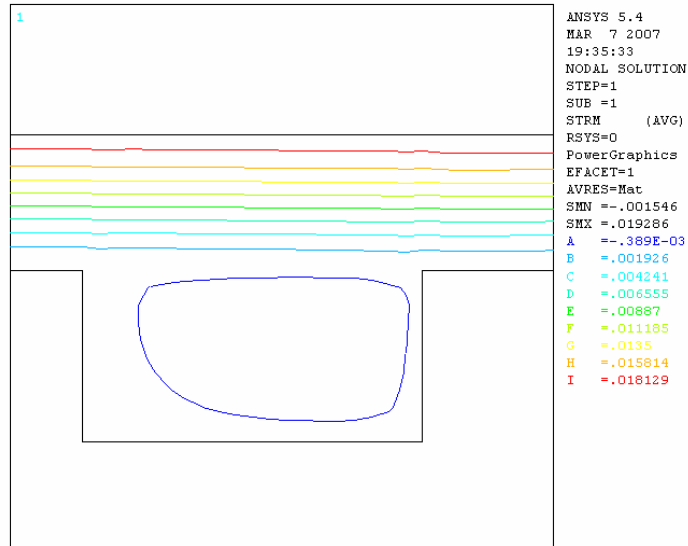
Şekil 6.85. Sıcaklık eşeğşileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.86. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=100$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.87. Sıcaklık eşeğrileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)



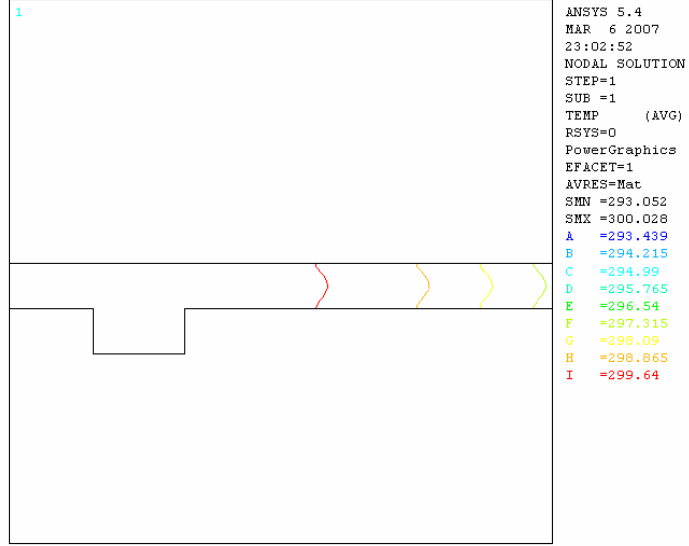
Şekil 6.88. Akım çizgileri ($A=0.8$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)

6.6. $A=H_1/H_2=1$ için sonuçlar

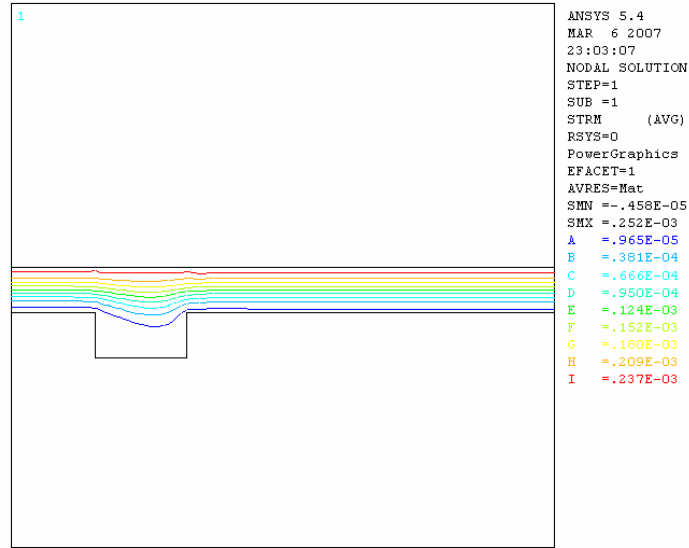
$A=1$ oyuk görünüm oranı için (şekil 6.89 – 6.116) akım çizgileri, sıcaklık eşeğrileri ve hız vektörleri şeklinde verilmektedir.

Şekil 6.89-6.102 Kaldırma kuvvetinin ihmal edildiği durumlarda yani $Gr=0$ ve $Gr=10^2$ için aynı sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 6.99 – 6.100 Reynolds sayısının artışına bağlı olarak oyuk içinde sıcaklık gradyanının arttığı görülmektedir. Şekil 6.100 ve 6.102 oyukta dönme hareketleri görülmektedir. Oyuk görünüm oranı arttıkça, Re sayısının artmasına bağlı olarak geniş çaplı dönme merkezleri oluştuğu görülmektedir. Oyuk görünüm oranının artmasıyla doğal taşınım etkileri daha baskın olduğu sıcaklık eşeğrilerinden ve akım çizgilerinden görülmektedir. Çünkü dönme sayısı azalmakta buna bağlı oyuk içinde sıcaklık gradyanı artmaktadır.

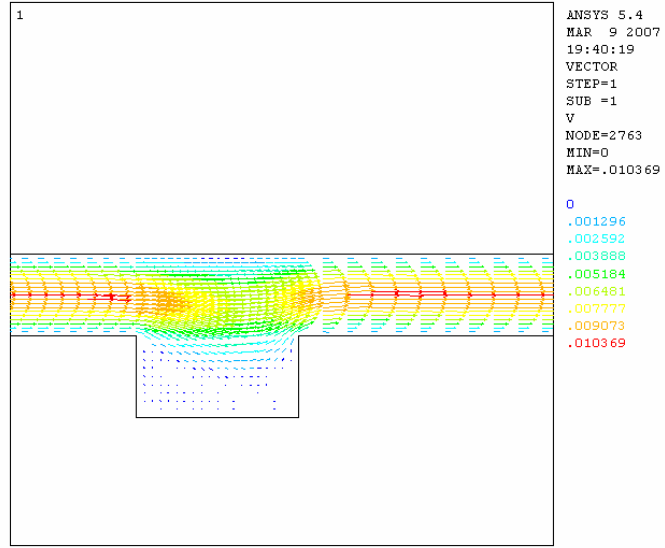
Şekil 6.91, 6.98, 6.105, 6.112 den hız vektörlerinin değerlerinde cidarlara doğru bir azalma görülmektedir, oyuk içinde hız vektörleri azalma göstermekte kanal içinde ise tam gelişmiş akış göstermektedir. Grashof sayısı arttıkça sabit Reynolds sayısında hız vektörleri değerinde azalma görülmektedir.



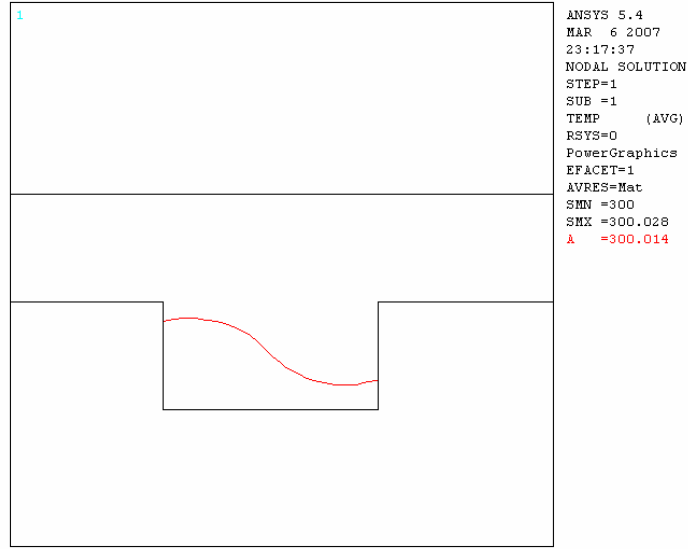
Şekil 6.89. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=0$)



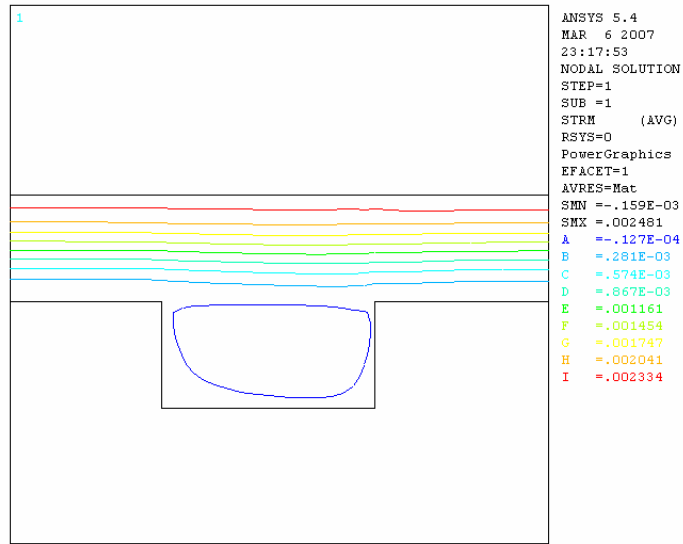
Şekil 6.90. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=0$)



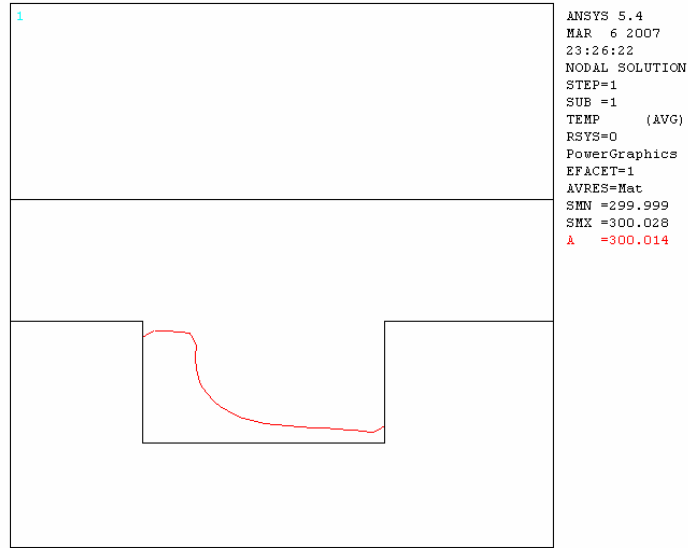
Şekil 6.91. Hız vektörleri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=0$)



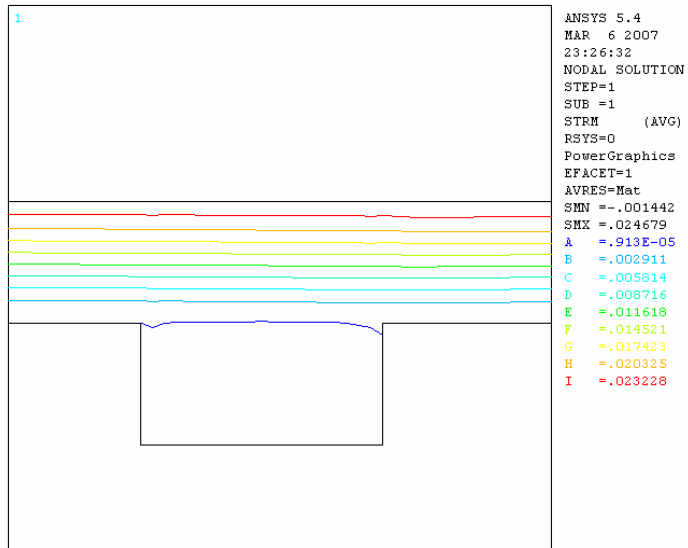
Şekil 6.92. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=0$)



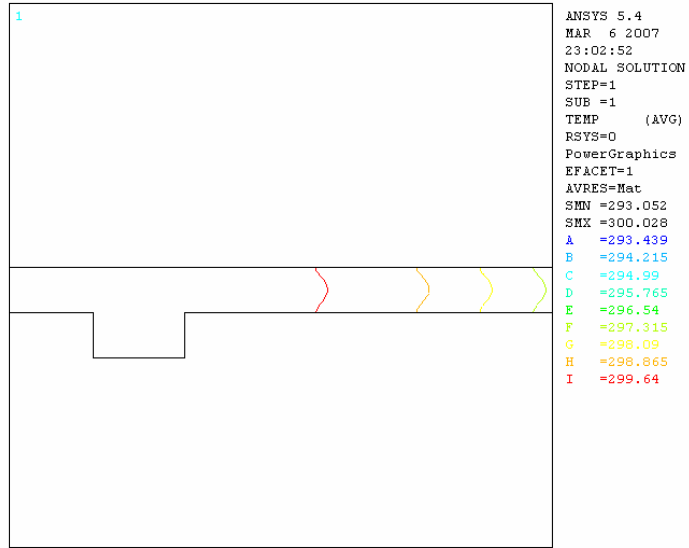
Şekil 6.93. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=0$)



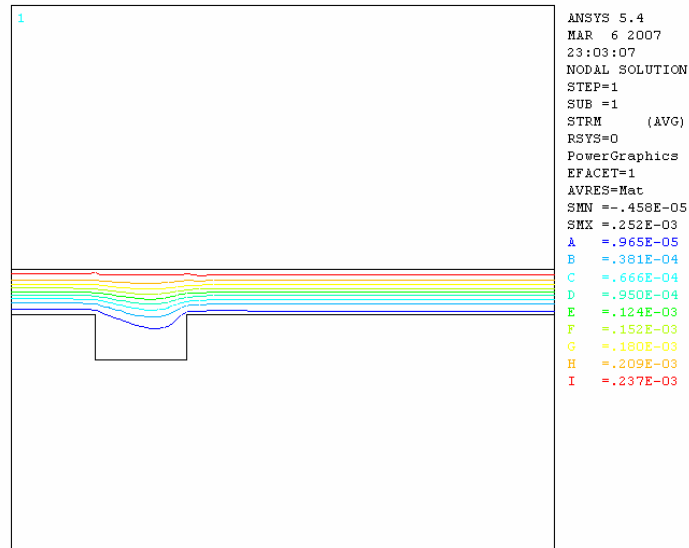
Şekil 6.94. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=0$)



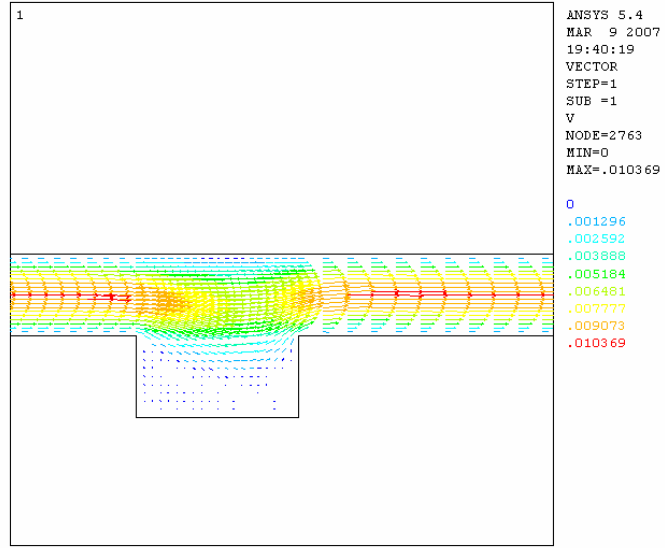
Şekil 6.95. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=0$)



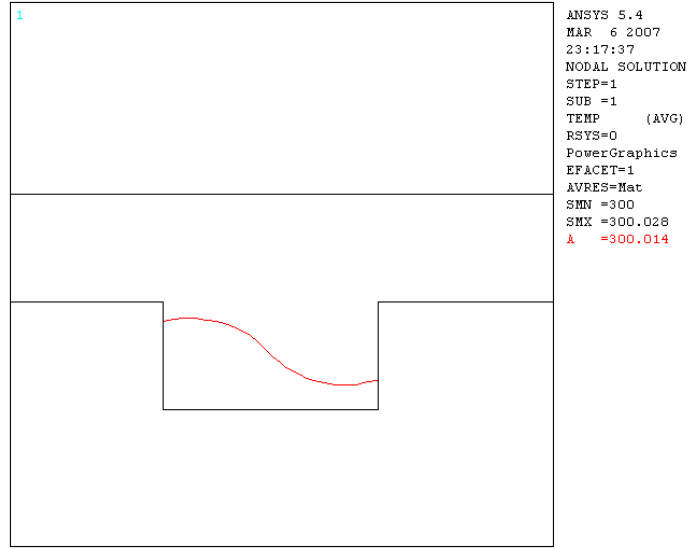
Şekil 6.96. Sıcaklık eşeğirileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



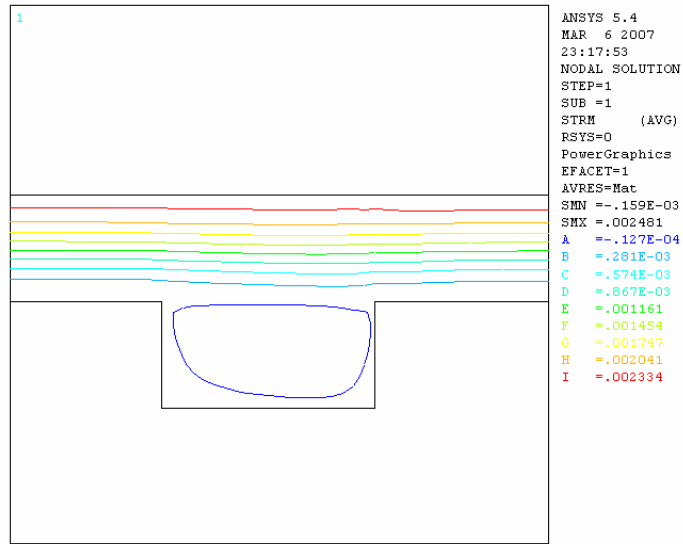
Şekil 6.97. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



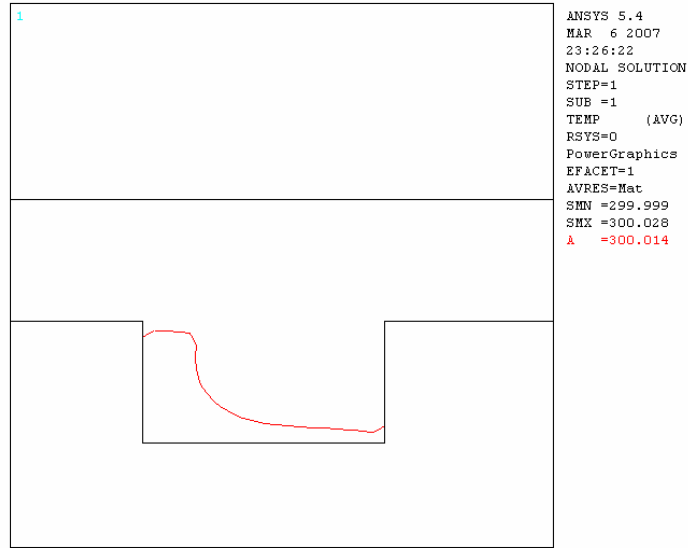
Şekil 6.98. Hız vektörleri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^2$)



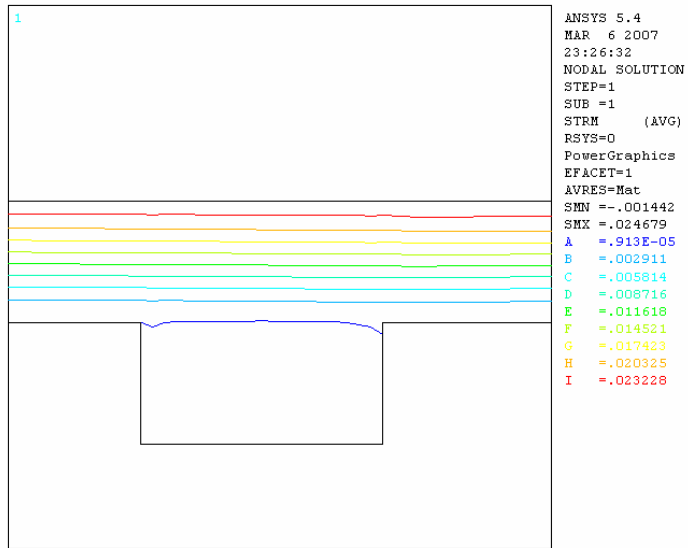
Şekil 6.99. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^2$)



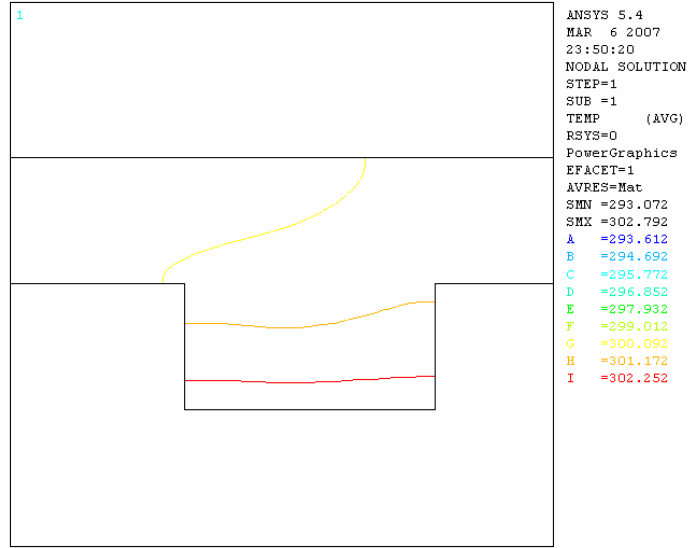
Şekil 6.100. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^2$)



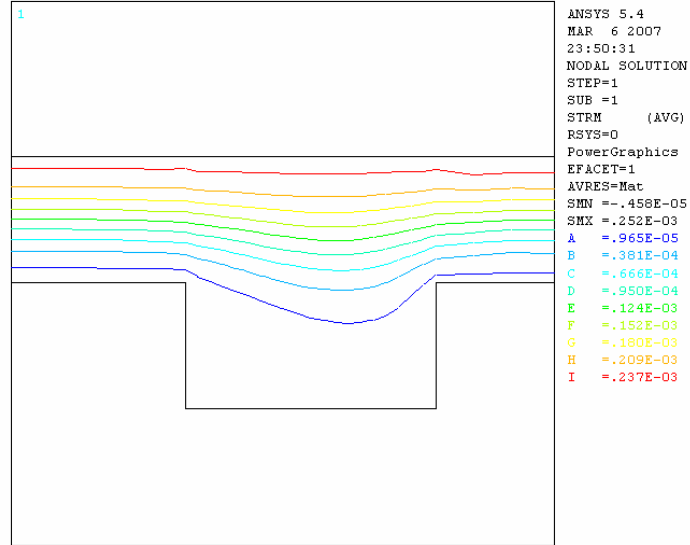
Şekil 6.101. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)



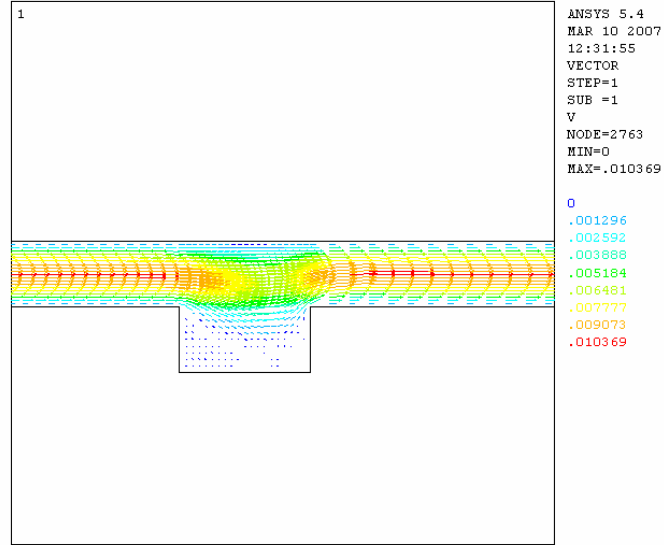
Şekil 6.102. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=10^2$)



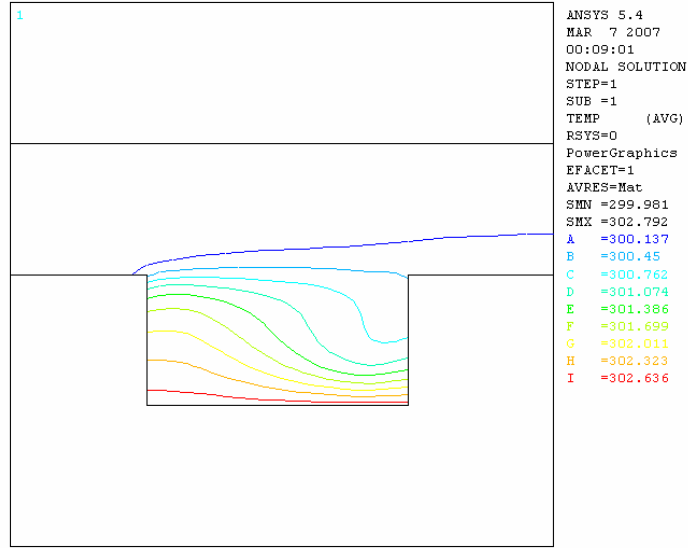
Şekil 6.103. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



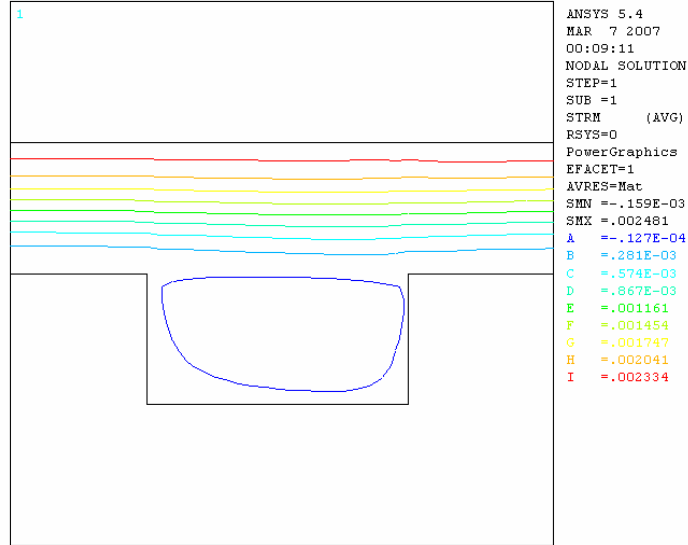
Şekil 6.104. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



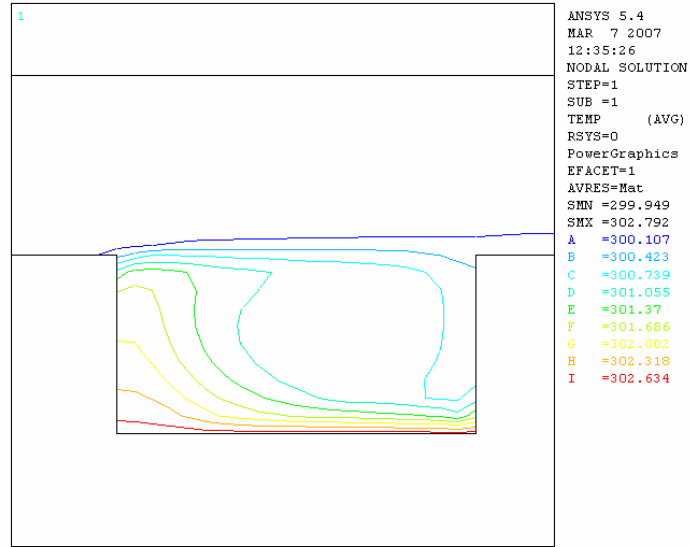
Şekil 6.105. Hız vektörleri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^4$)



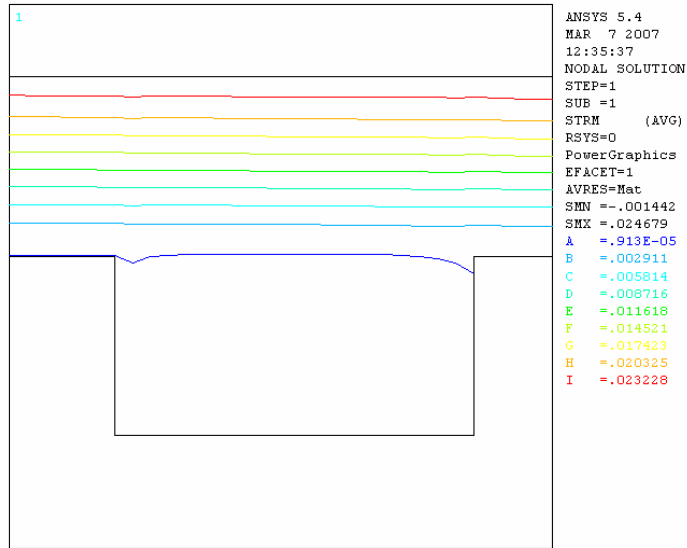
Şekil 6.106. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^4$)



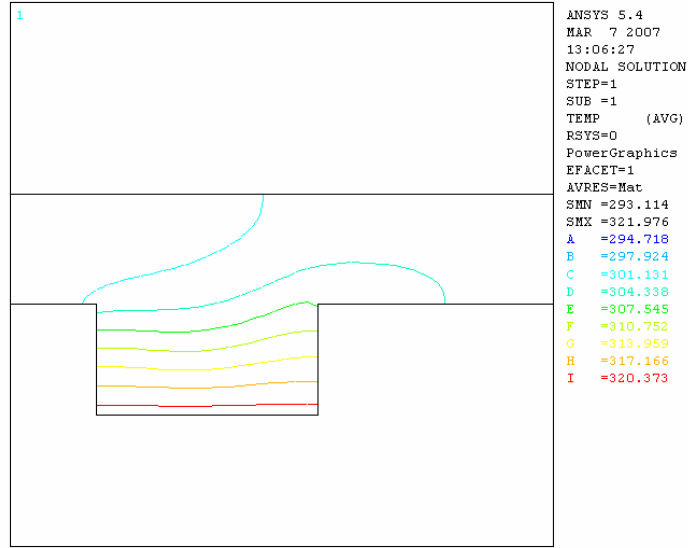
Şekil 6.107. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^4$)



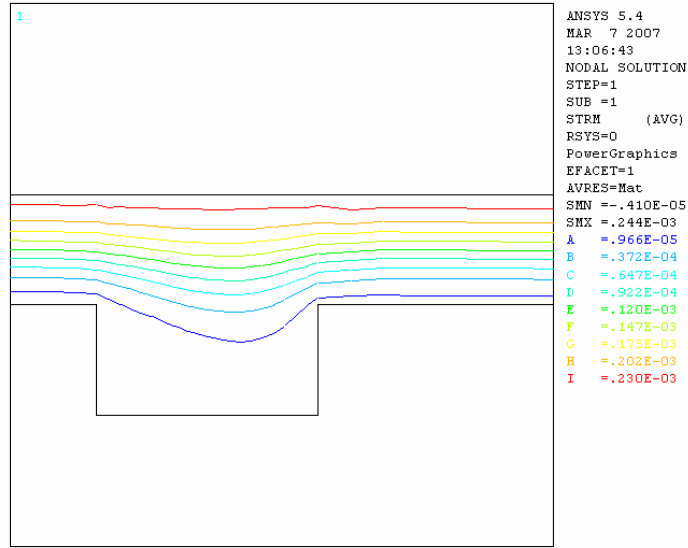
Şekil 6.108. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)



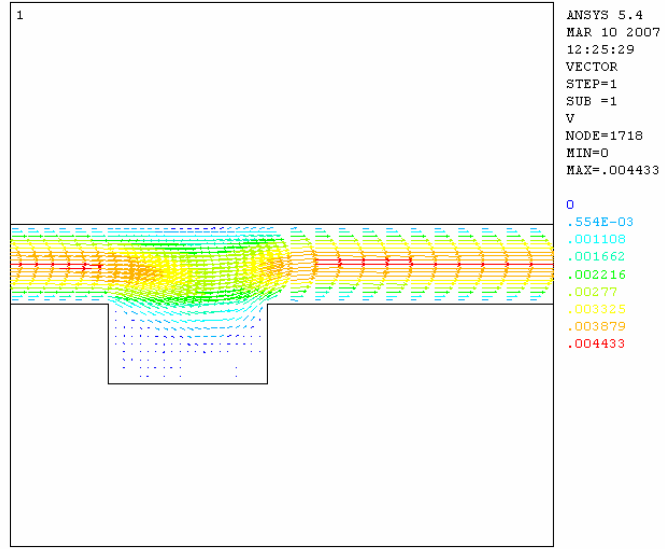
Şekil 6.109. Akım çizgileri ($A=$, $Re=1000$, $Gr=10^4$)



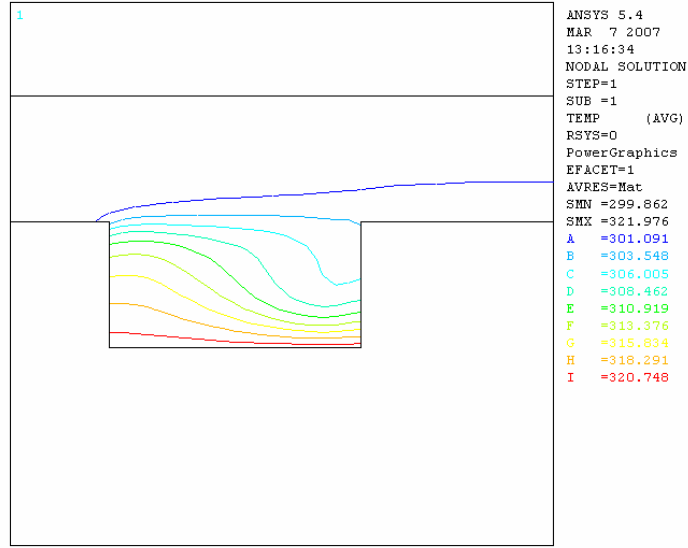
Şekil 6.110. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



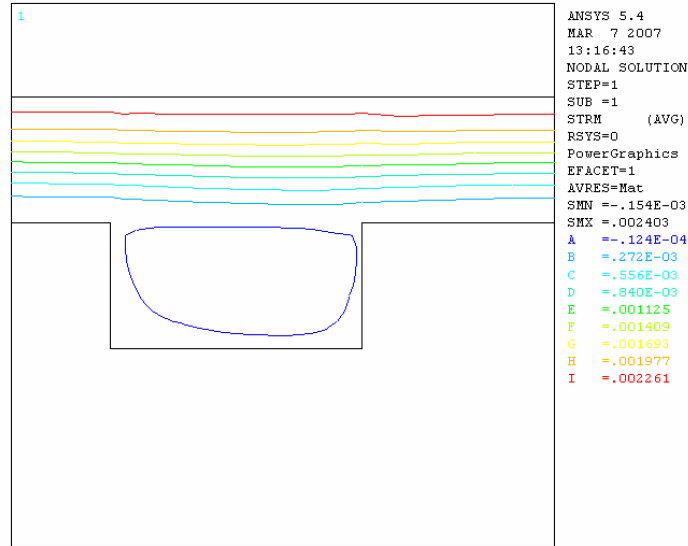
Şekil 6.111. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



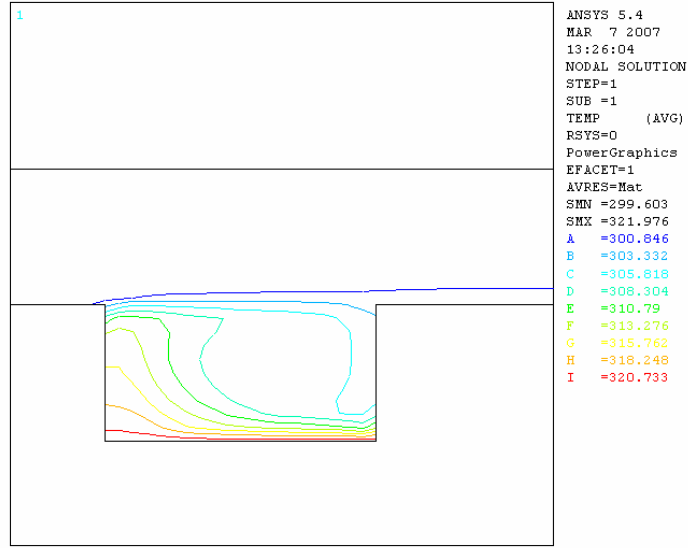
Şekil 6.112. Hız vektörleri ($A=1$, $Re=10$, $Gr=10^6$)



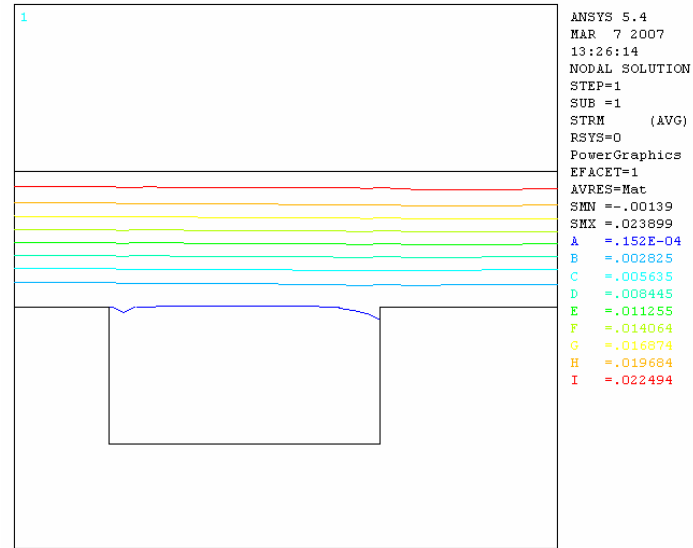
Şekil 6.113. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.114. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=100$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.115. Sıcaklık eşeğrileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)



Şekil 6.116. Akım çizgileri ($A=1$, $Re=1000$, $Gr=10^6$)

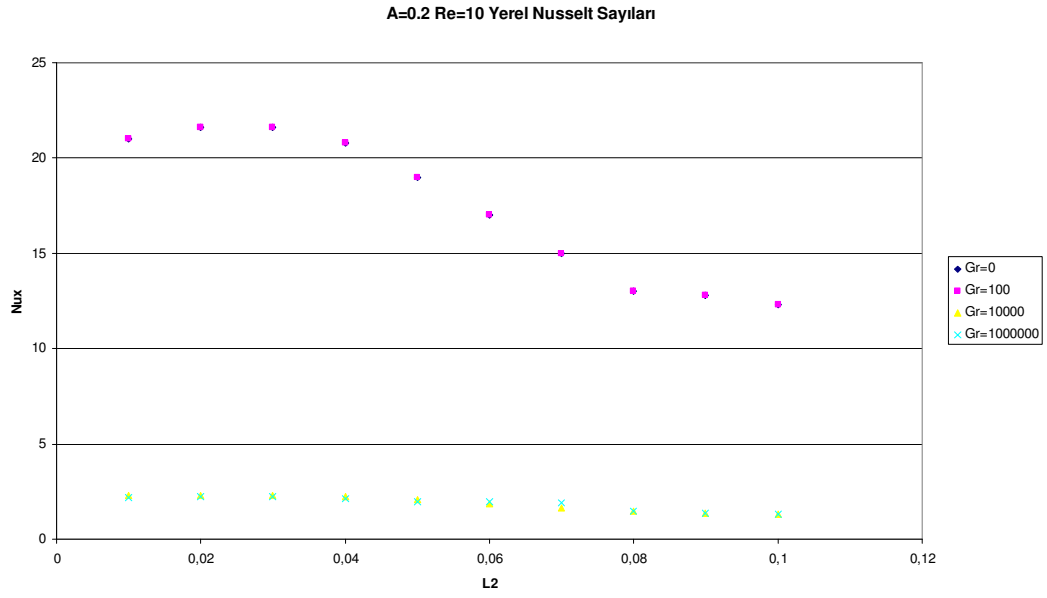
6.7. Yerel Nusselt Sayılarının Değerlendirilmesi

Şekil 6.117-6.119 $A=0.2$ için $Re=10, 100, 1000$ değerleri için elde edilmiştir. Grafikler incelendiğinde $Gr \leq 10^2$ olduğu durumlar için daha yüksek yerel Nusselt sayıları elde edilmiştir. $Re=1000$ olduğu durumda yerel Nusselt sayılarında tüm Gr sayıları için giderek artan bir eğilim söz konusudur. Sabit Re sayısında Gr sayısı arttıkça yerel Nusselt sayılarında azalma görülmektedir. En düşük yerel Nusselt sayıları ise $Gr=10^6$ için elde edilmiştir. Bunun sebebi oyuk tabanında nodlar arasındaki sıcaklık farkının çok düşük olması ile ilgilidir.

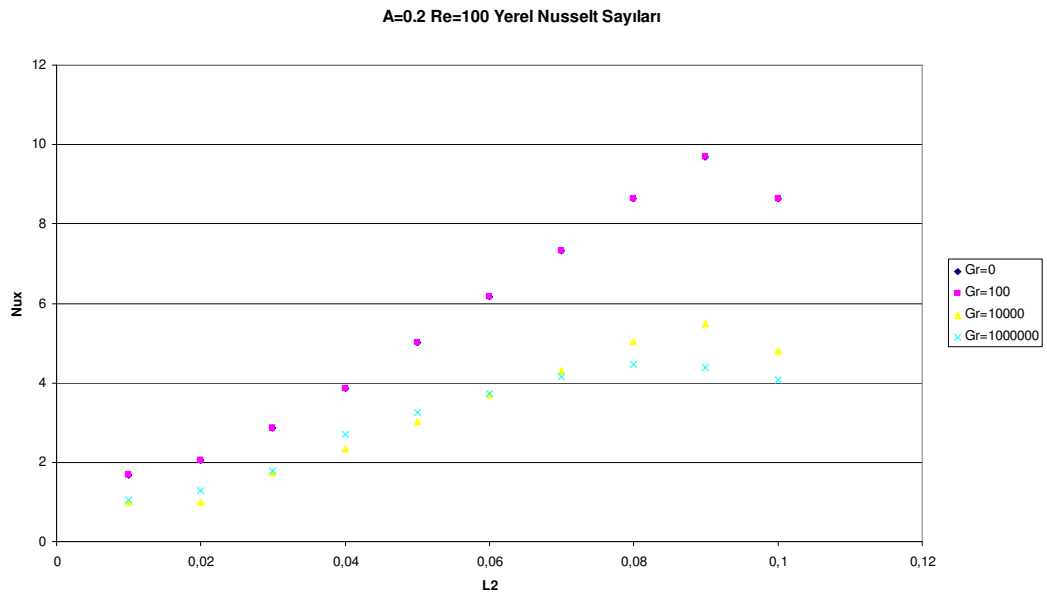
Şekil 6.120-6.122 $A=0.4$ için düşük Re sayılarında yerel Nusselt sayılarında bir azalma söz konusudur. Sabit Re sayısı için en yüksek Nusselt sayıları $Gr=0, 10^2$ elde edilmiştir. Yüksek Re sayılarında yerel Nusselt sayılarında tüm Grashof sayılarında düzenli bir artış görülmektedir. Oyuk görünüm oranı arttıkça yerel Nusselt sayılarında azalma gözlenmiştir.

Şekil 6.123-6.125 $A=0.8$ için yerel Nusselt sayılarının değerleri verilmiştir. Şekiller incelendiğinde en yüksek yerel Nusselt değerleri $Gr \leq 10^2$ için elde edilmiştir. Düşük Re sayılarında Gr sayısı arttıkça yerel Nusselt sayılarında giderek bir azalma söz konusudur. Reynolds sayısı arttıkça tüm Gr sayıları için yerel Nusselt sayılarında giderek artan bir eğilim mevcuttur.

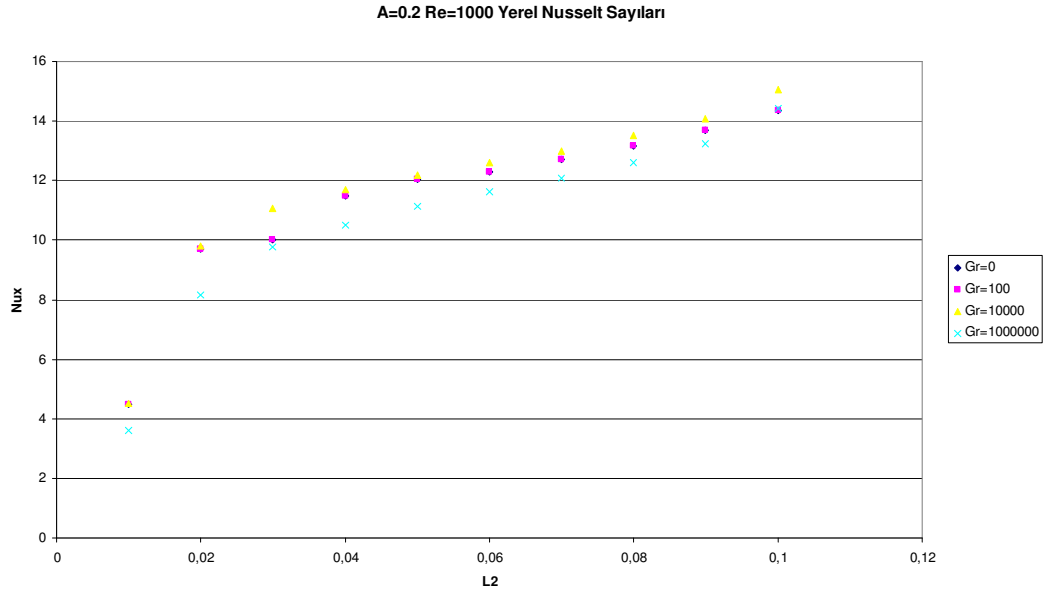
Şekil 6.126- 6.128 $A=1$ için yerel Nusselt sayılarının değerleri verilmiştir. $Re=10$ için yerel Nusselt sayılarında giderek bir azalma söz konusu iken, $Re=100, 1000$ için yerel Nusselt sayılarında giderek bir artma söz konusudur. En yüksek yerel Nusselt sayılarının değerleri $Gr \leq 10^2$ için elde edilmiştir.



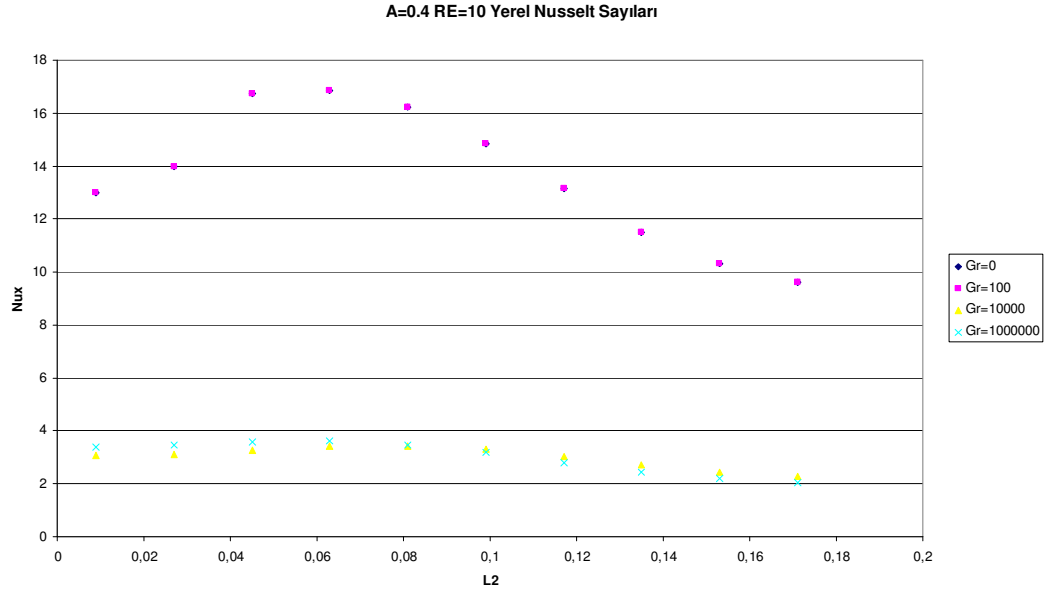
Şekil 6.117. Yerel Nusselt Sayıları (A=0.2, Re=10)



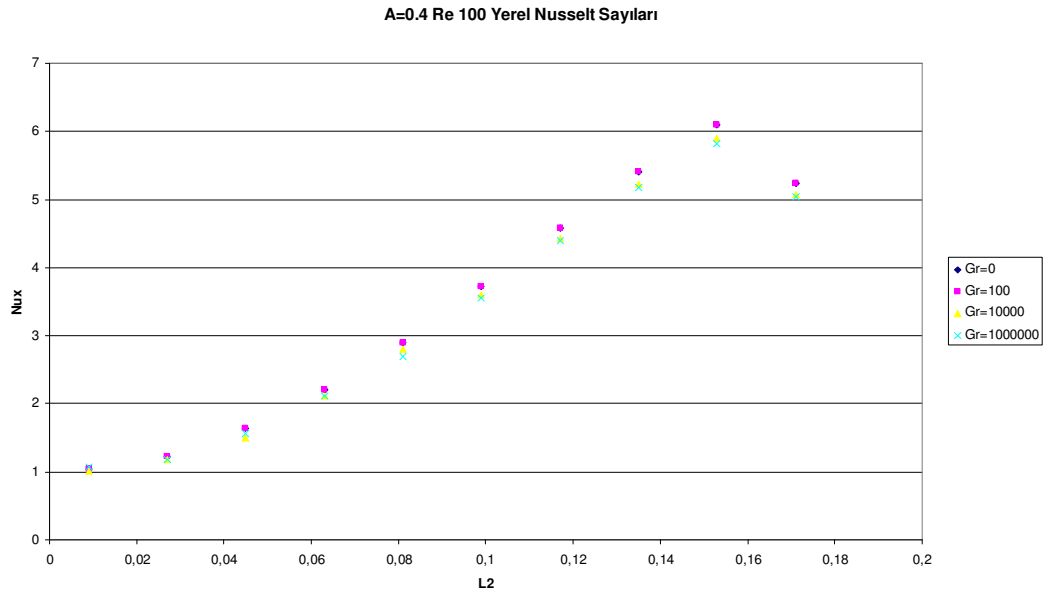
Şekil 6.118. Yerel Nusselt Sayıları (A=0.2, Re=100)



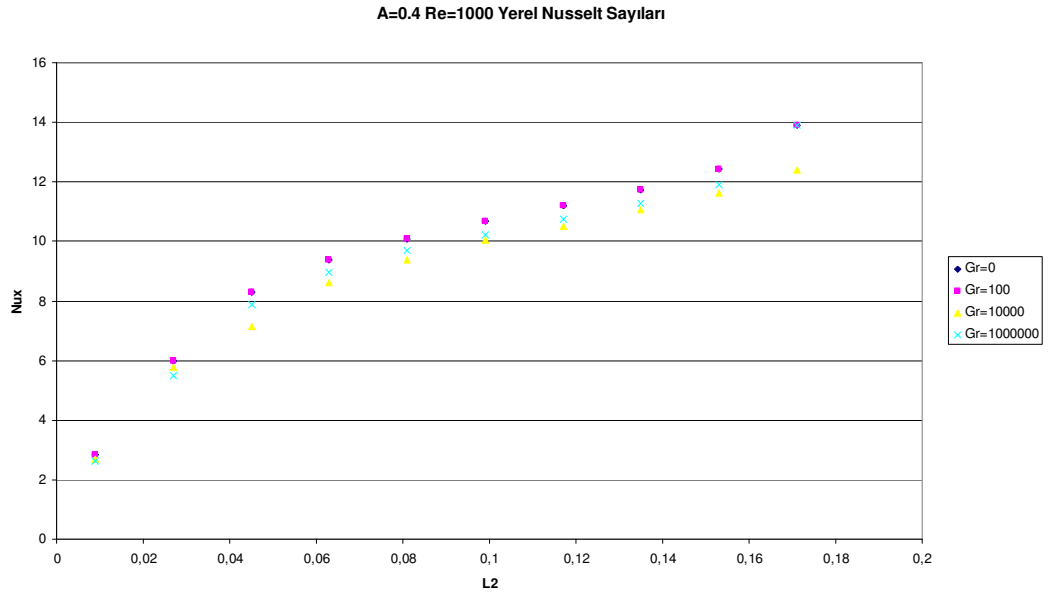
Şekil 6.119. Yerel Nusselt Sayıları (A=0.2, Re=1000)



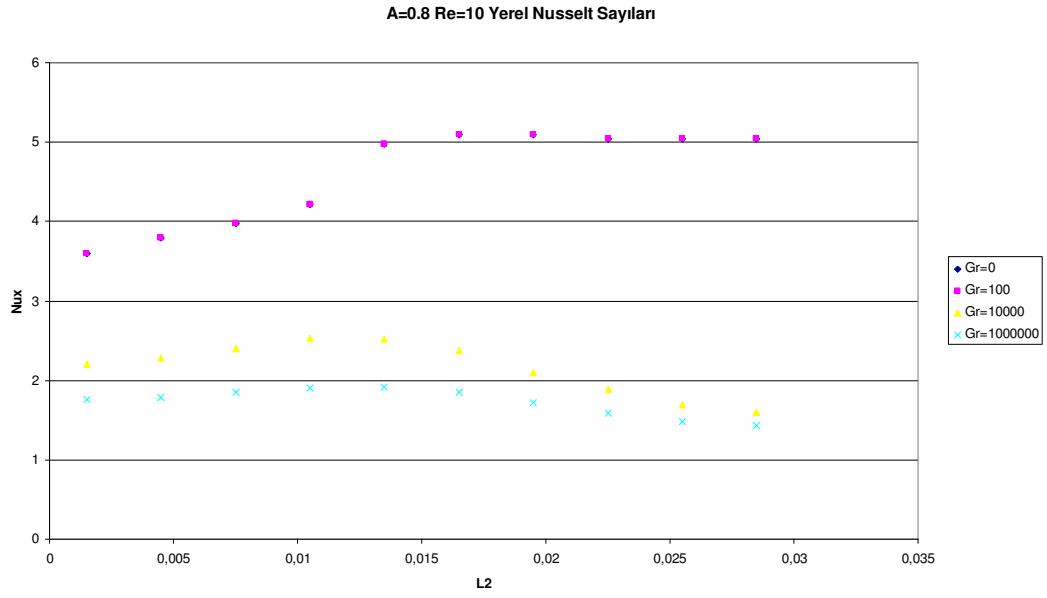
Şekil 6.120. Yerel Nusselt Sayıları (A=0.4, Re=10)



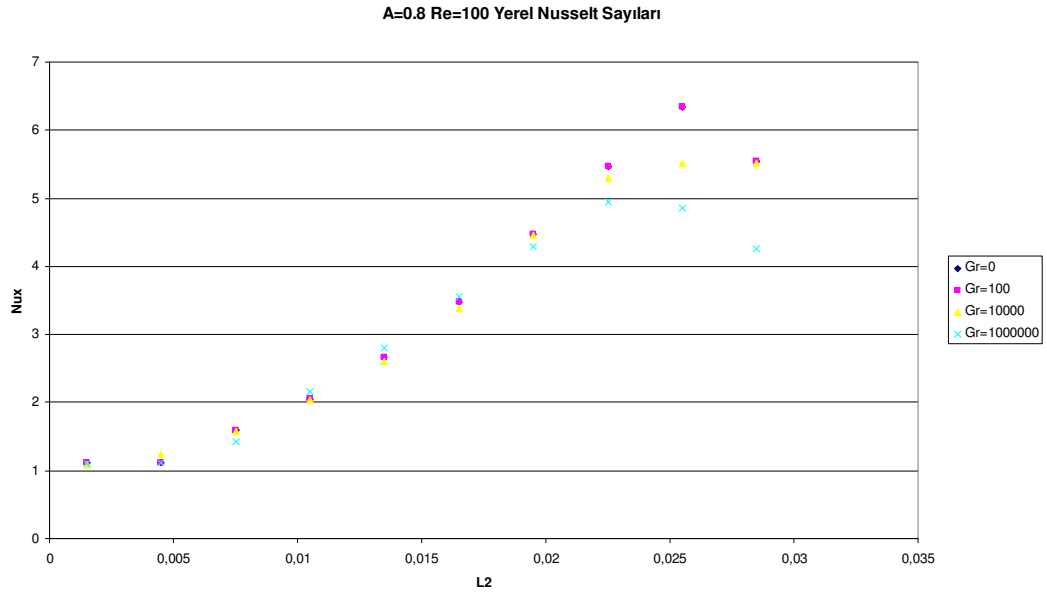
Şekil 6.121. Yerel Nusselt Sayıları (A=0.4, Re=100)



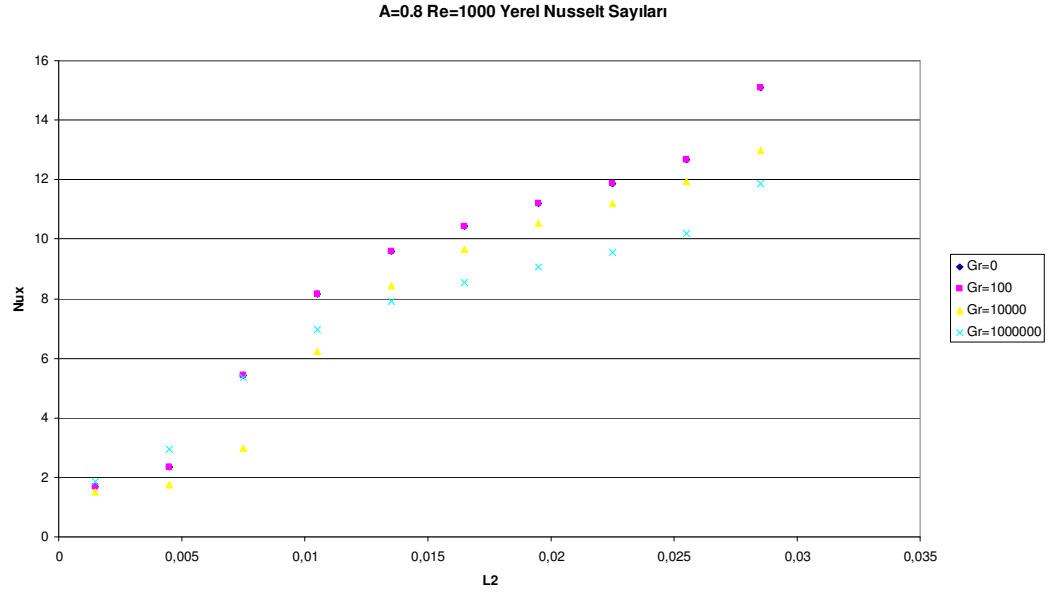
Şekil 6.122. Yerel Nusselt Sayıları (A=0.4, Re=1000)



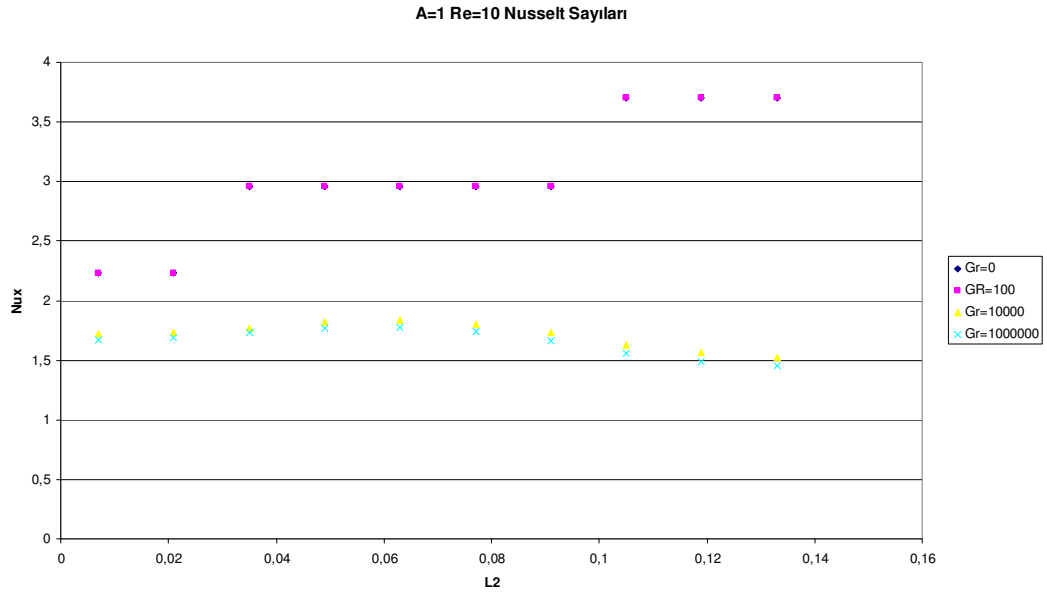
Şekil 6.123. Yerel Nusselt Sayıları (A=0.8, Re=10)



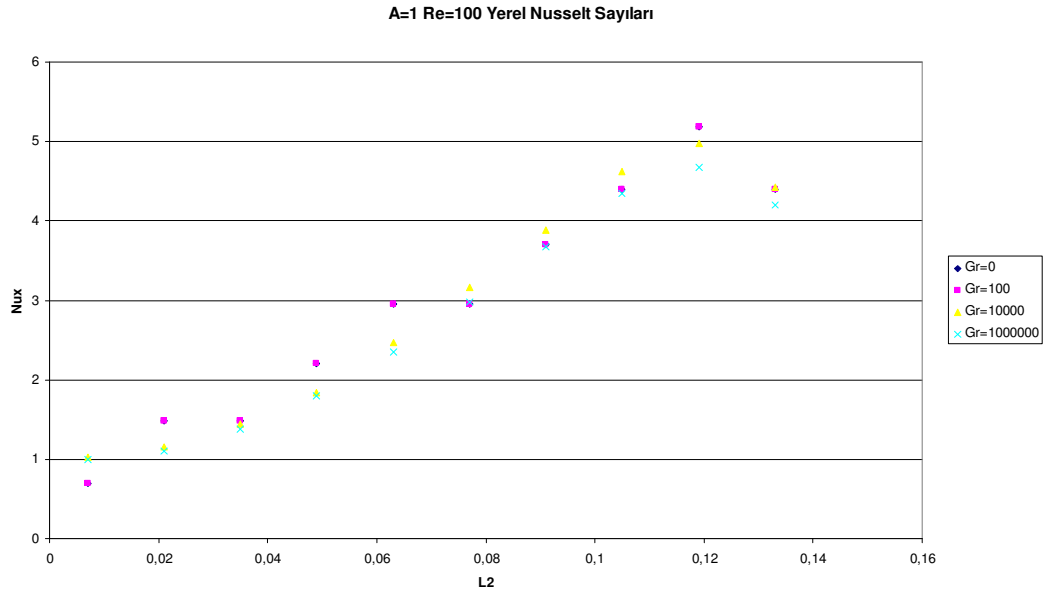
Şekil 6.124. Yerel Nusselt Sayıları (A=0.8, Re=100)



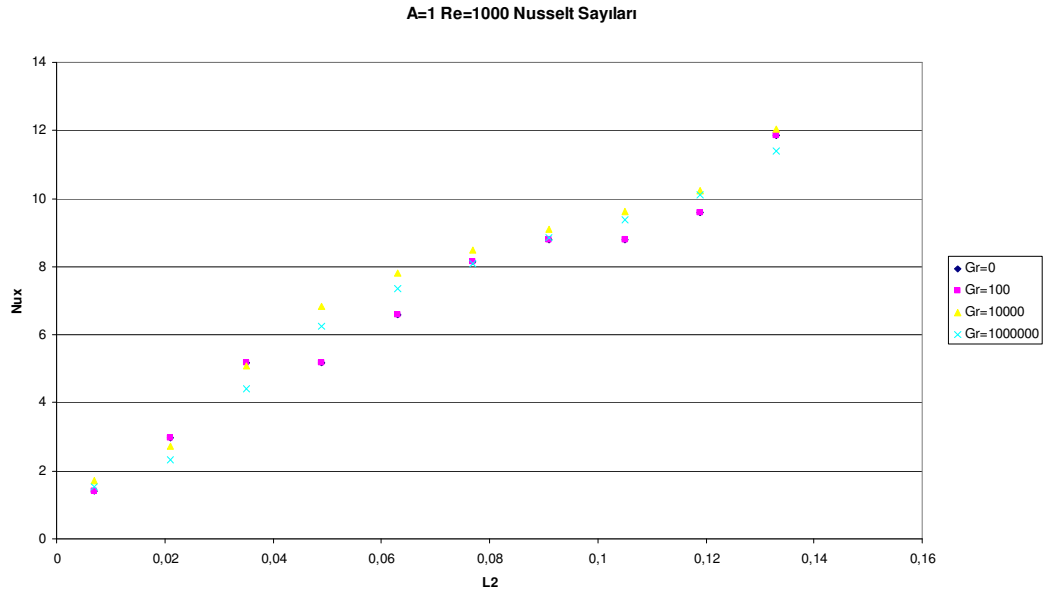
Şekil 6.125. Yerel Nusselt Sayıları (A=0,8, Re=1000)



Şekil 6.126. Yerel Nusselt Sayıları (A=1, Re=10)



Şekil 6.127. Yerel Nusselt Sayıları (A=1, Re=100)



Şekil 6.128. Yerel Nusselt Sayıları (A=1, Re=1000)

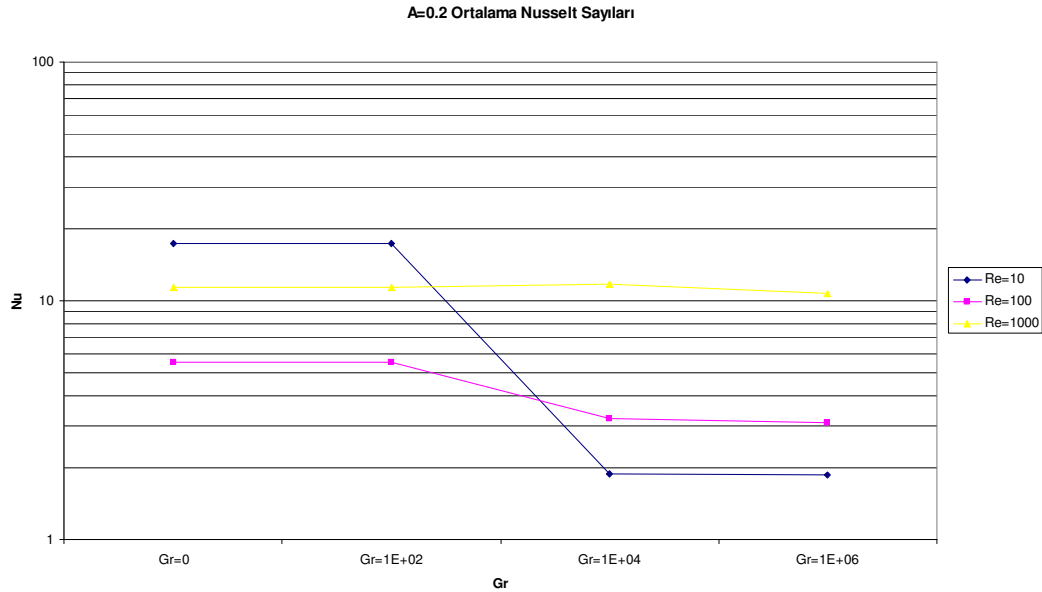
6.8. Ortalama Nusselt sayılarının değerlendirilmesi

Şekil 6.129 incelendiğinde tüm görünüm oranları için Reynolds sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayılarında Gr artmasıyla bir düşüş söz konusudur. Yüksek Re sayılarında ortalama Nusselt sayılarında bir artış görülmektedir.

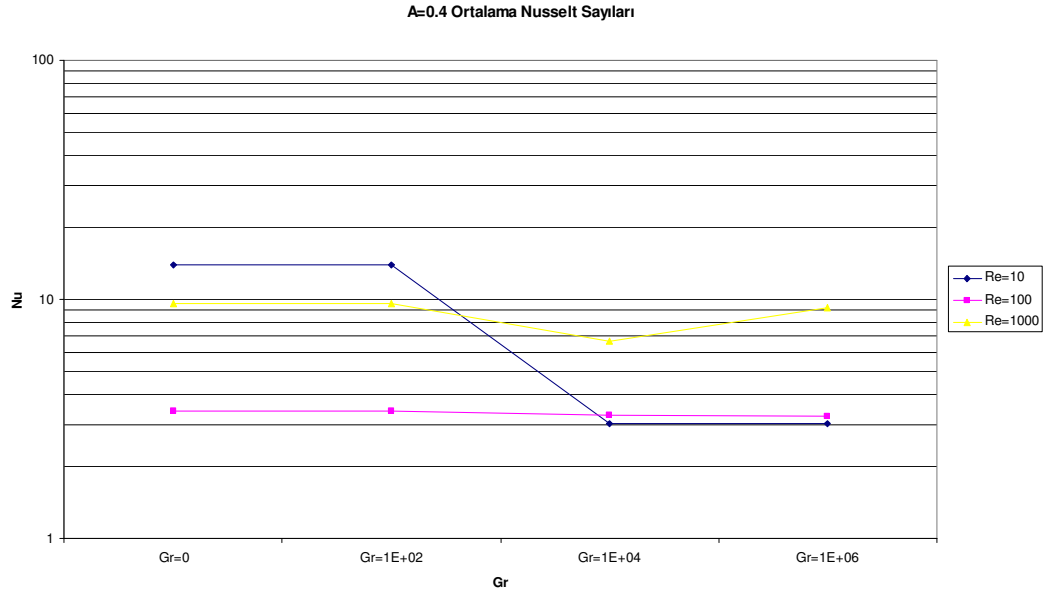
Şekil 6.130 da sabit Re sayısında Gr sayısının artmasıyla ortalama Nusselt sayısında bir azalma görülmektedir. Re sayısının artmasına bağlı olarak en yüksek ortalama Nusselt sayısı yüksek Gr sayıları için elde edildiği görülmektedir.

Şekil 6.131 de oyuk görünüm oranının artmasıyla birlikte sabit Re sayısı için Gr sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayılarında bir azalma görülmektedir. Re sayısının artmasıyla birlikte ortalama Nusselt sayılarında bir artış görülmektedir.

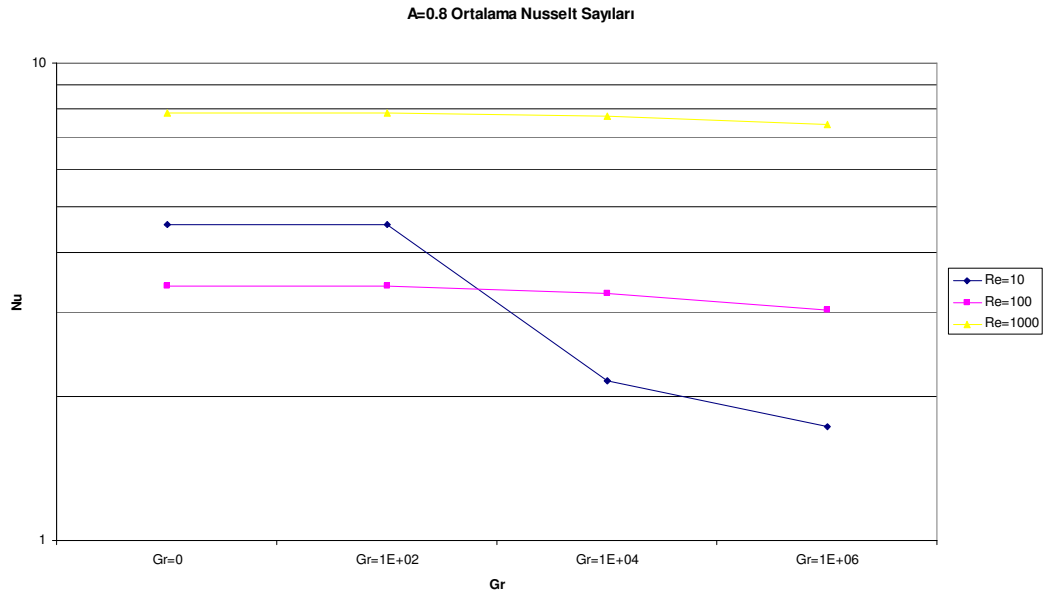
Şekil 6.132 de sabit Re sayısında ortalama Nusselt sayılarında giderek bir azalma söz konusudur. Re sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayılarında tüm Gr değerleri için bir artış gözlenmiştir. Oyuk görünüm oranlarının artması ortalama Nusselt sayılarının azalmasına yol açmaktadır.



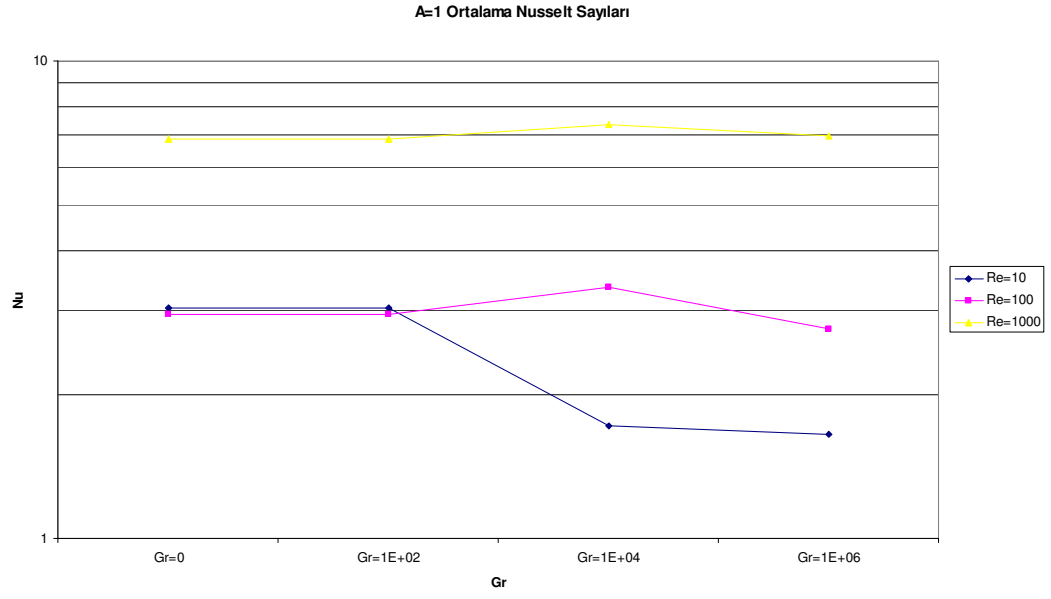
Şekil 6.129. Ortalama Nusselt Sayıları (A=0.2, Re=10, 100, 1000)



Şekil 6.130. Ortalama Nusselt Sayıları (A=0.4, Re=10, 100, 1000)



Şekil 6.131. Ortalama Nusselt Sayıları (A=0.8, Re=10, 100, 1000)



Şekil 6.132. Ortalama Nusselt Sayıları (A=1, Re=10, 100, 1000)

6.9. Oyuk Görünüm Oranlarının Akış Üzerindeki Etkisi

Oyuk görünüm oranlarının akış üzerindeki etkisini tespit etmek için Tablo 6.2’de $Re=100$ ve $Gr=10^2$ için min ve max akım çizgileri verilmiştir. Tablo incelendiğinde oyuk oranı azaldığında Ψ_{max} artmaktadır. Bu da verilen bu Re ve Gr sayılarında dönme şiddetinin kanaldaki akımın dönme mekanizmasını önemli ölçüde etkilediğini göstermektedir.

A	Re	Gr	Ψ_{min}	Ψ_{max}
0.2	100	10^4	-0.175E-03	0.585E-03
0.4	100	10^4	-0.208E-03	0.001077
0.8	100	10^4	-0.189E-03	0.002009
1	100	10^4	-0.159E-03	0.002481

Tablo 6.2. Oyuk görünüm oranlarının dönme şiddeti üzerindeki etkileri

7. SONUÇ

Bu çalışmada, içersinde tabandan ısıtılmış bir oyuk bulunan bir kanalda karma taşınım (doğal ve zorlanmış taşınım) ANSYS 5.4 yazılımı kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir.

$10 \leq Re < 10^3$ ve $0 \leq Gr < 10^6$ için ve $A = H_1/H_2$ 0.2, 0.4, 0.8, 1 görünüm oranları değiştirilerek sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

$Ri = Gr/Re^2$ karma taşınım parametresi dikkate alınarak, zorlanmış taşınımın veya doğal taşınımın hangisinin daha etkili olduğu kolayca anlaşılabilmektedir.

Düşük Re sayılarında, nispeten ($Re=10$) akım yavaş olduğundan oyukta ısı transferi tüm Gr sayıları için iletim ile meydana geldiği tespit edilmiştir.

Sabit bir Reynolds sayısında, Grashof sayısı arttıkça doğal taşınımın baskın olmasından dolayı, ortalama Nusselt sayılarının azaldığı tespit edilmiştir. Oyuk görünüm oranı azalırken oyuk içindeki dönme merkezleri sayısının Reynolds sayısının artışına bağlı olarak artış gösterdiği tespit edilmiştir. Bu durumda, örneğin $A=1$ için (oyuk yüksekliği ile kanal aynı yüksekliktedir) Tablo 6.2'de görüldüğü gibi $\Psi_{max} = 0.002481$ olarak elde edilmiştir ki bu da dönme şiddetinin görünüm oranının azalması ile arttığını göstermektedir.

Oyuk görünüm oranı arttıkça sabit Reynolds sayılarında oyuk içinde sıcaklık gradyanının arttığı görülmüştür. Oyuk derinliğinin sıcaklık eşeğrileri, akım çizgileri ve hız vektörleri üzerinde önemli etkilerinin olduğu tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

1. Yamamoto, H., Seki, N., Fukusako, S., 1979, Forced convection heat transfer on heated bottom surface of a cavity, *Journal Of Heat Transfer*, 101, 475 – 479.
2. Soong, C. Y., Hsueh, W. C., 1993, Mixed convection in a suddenly- expanded channel with effects of cold fluid injection, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36, 1477 – 1484.
3. Davalath, J., Bayazitoglu, Y., 1967, Forced convection cooling across rectangular blocks, *Journal Of Heat Transfer*, 109, 321 -326.
4. Lin, T. F., Yin, C. P., Yan, W. M., 1991, Transient laminar mixed convective heat transfer in a vertical flat duct, *Journal Of Heat Transfer*, 113, 364 - 390.
5. Cieslicki, K., Lasowska, A., 1999, Experimental investigations of steady flow in a tube with circumferential wall cavity, *Journal Of Fluids Engineering*, 121, 405 - 409.
6. Najam, N., Amahmid, A., Hasnoui, M., El Alami, M., 2003, Unsteady mixed convection in a horizontal channel with rectangular blocks periodically distributed on its lower wall, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, [www. Elsevier. Com/locate/ijhff](http://www.Elsevier.Com/locate/ijhff)
7. Kwak, C.E., Song, T.H., 2000, Natural convective around horizontal downward –facing plate with rectangular grooves: experiments and numerical simulations, *Int. Journal Of Heat and Mass Transfer*, 43, 625 – 636.
8. Mahaney, H.V., Incropera, F.P., Ramadhyani, S., 1990, Comparison of predicted and measured mixed convection heat transfer from an array of discrete sources in a horizontal rectangular channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33, 1233 – 1245.
9. Chen, P. H., Miao, J.M., 1999, Endwall effect on the mass transfer in a square open cavity, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 26, 165 – 176.
10. Habchi, S., Acharya, S., 1966, Laminar mixed convection in a partially blocked, vertical channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29, 1711 – 1722.
11. Destroaud, G., Fichera, A., 2002, Laminar natural convection in a vertical isothermal channel with symmetrical surface- mounted rectangular ribs, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, [www.elsevier.com/ locate/ijhff](http://www.elsevier.com/locate/ijhff)

12. Kang, B.H., Jaluria, Y., Tewari, S.S., 1990, Mixed convection transport from an isolated heat source module on a horizontal plate, *Journal of Heat Transfer*, 112, 653 – 661.
13. Incropera, F.P., Kerby, J. S., Moffatt, D.F., Ramadhyani, S., 1966, Convection heat transfer from discrete heat sources in a rectangular channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29, 1051 – 1056.
14. Hall, E.J., Pletcher, R.H., 1965, Application of a viscous-inviscid interaction procedure to predict separated flows with heat transfer, *Journal of Heat Transfer*, 107, 557 – 563.
15. Braaten, E.M., Patankar, S.V., 1965, Analysis of laminar mixed convection in shrouded arrays of heated rectangular blocks, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26, 1699 – 1709.
16. Ramadhyani, S., Moffatt, D. F., Incropera, F.P., 1965, Conjugate heat transfer from small isothermal heat sources embedded in a large substrate, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 26, 1945 – 1952.
17. Leong, J.C, Brown, N.M, Lai, F.C 2005, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32 (2005) 563-592.
18. www.Ansys.com

ÖZGEÇMİŞ

1976 yılında Diyarbakır’ da doğdum. İlköğretimi Diyarbakır Mehmet Sabri Güzel ilköğretim okulunda tamamladım. Orta ve lise öğrenimini Diyarbakır Ziya Gökalp Lisesinde tamamladım 1996 yılında girmiş olduğum Dicle Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü 2000 yılında tamamladım 2001 yılında Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Dalında başladığım yüksek lisans eğitimime devam etmekteyim. Evli ve bir çocuk annesiyim ve özel bir şirkette çalışmaktayım.

Gülay HİLLEZ KAYA