

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DAMAR DARALMALARINDAKİ LAMİNER AKIŞTA  
SAYISAL İNCELEMELER**



Cahit GÜRLEK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

114190

114190

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DAMAR DARALMALARINDAKİ LAMİNER AKIŞTA  
SAYISAL İNCELEMELER**

Cahit GÜRLEK  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Ali PINARBAŞI  
(Danışman)

Makine Müh., Yrd.Doç.Dr  
(Bölümü, Ünvanı)

(İmzası)

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜNE**

Bu çalışma, Jürimiz tarafından, Makine Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Hanlıseyin TAĞIZADE  
Üye : Yrd. Doç. Dr. Ertan BUYRUK  
Üye : Yrd. Doç. Dr. Ali PINARBASI  
Üye :  
Üye :

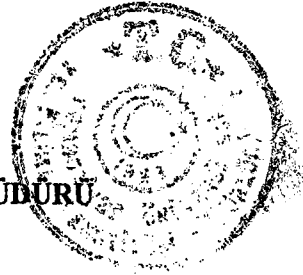
**ONAY**

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

...../...../ 2001

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ**

Prof. Dr.



Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosunun 05.01.1984 tarihli toplantısında kabul edilen ve daha sonra 30.12.1993 tarihinde C.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'nce hazırlanan ve yayınlanan "Yüksek Lisans ve Doktora Tez Yazım Kılavuzu" adlı yönergeye göre hazırlanmıştır.

**İÇİNDEKİLER**

	<b>Sayfa No</b>
<b>ÖZET</b>	iii
<b>SUMMARY</b>	iv
<b>TEŞEKKÜR</b>	v
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b>	vi
<b>SİMGELER DİZİNİ</b>	vii

**BÖLÜM I****GİRİŞ**

1.1. Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD)	1
1.2. SAD Nedir ?	1
1.3. Sayısal Akışkanlar Dinamiği ve Avantajları	2
1.4. Sayısal Akışkanlar Dinamiği Yöntemleri Destekli Mühendislik Problemleri	3
1.5. Bir SAD Kodu Nasıl Çalışır	5
1.6. Çalışmanın Amacı ve Kullanılan Yöntem	7
1.6.1 Geometrik Yapı	8
1.7. Önceki Çalışmalar	10

**BÖLÜM II****SONLU FARKLAR YÖNTEMİ**

2.1. Giriş	13
2.2. Potansiyel Akış Teorisine Giriş ve Temel Kavramlar	15
2.3. Akım Fonksiyonu - Vorticity Metodu	17
2.4. Sonlu Farklar Formülasyonu	18
2.5. Grid Üretimi ve Hesaplama Tekniği	20
2.6. Sınır Şartları	21
2.7. Tipik Sınır Şartları	23
2.7.1. Katı duvar	23
2.7.2. Giriş veya çıkış kanalı	24
2.7.3. Simetrik sınır	24
2.8. Sonuçlar	25

### BÖLÜM III

#### SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

3.1. Giriş	26
3.2. Sonlu Elemanlar Formülasyonları	27
3.2.1 Süreklilik denklemi	27
3.2.2 Momentum denklemi	28
3.2.3 Enerji denklemi	29
3.3. Sayısal Yöntem	29
3.3.1 Sınır Şartları	29
3.4. Daralma Modellerine Ait Ağ Yapıları	30
3.5. Sonuçlar	32
3.5.1 Birinci Daralma Modeli İçin Elde Edilen Sonuçlar	33
3.5.2 İkinci Daralma Modeli İçin Elde Edilen Sonuçlar	37
3.5.3 Üçüncü Daralma Modeli İçin Elde Edilen Sonuçlar	41
3.5.4 Dördüncü Daralma Modeli İçin Elde Edilen Sonuçlar	45
3.6. Sonuçların Yorumlanması	49

### BÖLÜM IV

#### SONLU HACİMLER YÖNTEMİ

4.1. Giriş	51
4.2. Sonlu Hacimler Formülasyonları	52
4.2.1 Kütleinin Korunumu	52
4.2.2 Momentumun Korunumu	52
4.2.3 Enerjinin Korunumu	53
4.3. Sayısal Yöntem	54
4.3.1 Sınır Şartları	54
4.4. Daralma Modellerine Ait Ağ Yapıları	55
4.5. Sonuçlar	57
4.5.1 Birinci Daralma Modeli İçin Elde Edilen Sonuçlar	58
4.5.2 İkinci Daralma Modeli İçin Elde Edilen Sonuçlar	67
4.5.3 Üçüncü Daralma Modeli İçin Elde Edilen Sonuçlar	76
4.5.4 Dördüncü Daralma Modeli İçin Elde Edilen Sonuçlar	85

<b>4.6. Sonuçların Yorumlanması</b>	<b>94</b>
4.6.1 Birinci Daralma Modeli	94
4.6.2 İkinci Daralma Modeli	95
4.6.3 Üçüncü Daralma Modeli	96
4.6.4 Dördüncü Daralma Modeli	96
<b>5. TARTIŞMA VE SONUÇ</b>	<b>98</b>
<b>6. KAYNAKLAR</b>	<b>100</b>
<b>7. ÖZGEÇMİŞ</b>	<b>102</b>



**ÖZET**

Yüksek Lisans Tez Özeti

**DAMAR DARALMALARINDAKİ LAMİNER AKIŞTA  
SAYISAL İNCELEMELER**

Cahit Gürlek

Cumhuriyet Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Yrd.Doç. Dr. Ali PINARBAŞI

Bu çalışmada, damar daralmalarını tanımlayacak şekilde modellenmiş, 2-boyutlu vascular bir tüpün, ardışık iki daralma bölgesinde, SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) yöntemleri kullanılarak, Re sayısının 25, 100, 200 ve 1000 değerleri için laminer bölge yaklaşımıyla akış incelemesi yapılmıştır. Üretilen SAD modellerinde akışkanın temas ettiği yüzeyler sabit, akışkan sıkıştırılmaz, Newton akışkanı ve akış laminer, kararlı halde kabul edilmiştir. Çalışmada kullanılan sonlu farklar sayısal yöntemi Dr.M.W. Johnson (1990) tarafından Liverpool Üniversitesinde geliştirilen kararlı, sıkıştırılmaz ve laminer akımda süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerinin Akım Fonksiyonu-Vorticity yöntemiyle çözümünden ibarettir. Sonlu elemanlar incelemelerinde ANSYS – Flotran kodu, sonlu hacimler incelemelerinde ise FLUENT kodu kullanılarak sayısal inceleme yapılmıştır. Vascular tüpün dört farklı modeli için ardışık iki daralma bölgesindeki; hız, basınç dağılımları, iki boyutlu hız vektörleri, vorticity ve yüzey kayma gerilmeleri çıkarılarak farklı Re sayıları ve farklı daralma modelleri için sonuçlar karşılaştırılmıştır.

**ANAHTAR KELİMELELER** : Vascular Tüp, Damar Daralmaları, Sayısal Yöntem, Sayısal Akışkanlar Dinamiği, Sonlu Farklar Yöntemi, Sonlu Elemanlar Analizi, Sonlu Hacimler Yöntemi.



**SUMMARY**

M.S. Thesis

**NUMERICAL STUDIES OF LAMINAR FLOW THROUGH  
VASCULAR STENOSES**

Cahit Gürlek

Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Danışman: Yrd.Doç. Dr. Ali PINARBAŞI

In this study, two dimensional vascular tube constriction under two consecutive passage has been numerically investigated by using CFD techniques under condition of Reynolds number 25, 100, 200, and 1000 approaching laminar fluid flow. Flow, where attached as constant distributions on the wall, assumed as incompressible, newtonian, steady and laminar. Finite difference technique code for this study was originally aimed to solve continuity and Navier-Stokes equation by the method of stream function-vorticity approaches, which produced by Dr. Johnson (1990) from Liverpool University. ANSYS-Flotran code used to solve the equations on the base of finite element analysis and FLUENT solver was run for solving finite volume techniques. Velocity, pressure distributions, 2-D velocity arrows, vorticity and shear stresses produced and compared for four consecutive vascular tube models at various Reynolds number.

**ANAHTAR KELİMELER** : Vascular Tube, Vascular Stenoses, Numerical Method, Computational Fluid Dynamics, Finite Difference Technique, Finite Element Analysis, Finite Volume Techniques.

**TEŐEKKÖR**

Tez çalıőmalarım sırasında katkıları ve yönlendirmeleriyle yardımcı olan danışman hocam Yrd.Doç.Dr. Ali PINARBAŞI' ya, değerli eleőtirileri ve katkılarından dolayı Yrd.Doç.Dr Ertan BUYRUK'a ve Arő.Gör. Adnan ÖZTÖRK' e ve her türlü desteğini esirgemeyen aileme, özellikle ağabeyim Mehmet GÖRLEK'e teşekkür ederim.

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa No
Şekil 1.1. Farklı geometrilerdeki daralma modelleri	8
Şekil 1.2. Örnek daralma modeline ait katı modelin 2- boyutlu görünümü	9
Şekil 1.3. Örnek daralma modeline ait katı modelin 2- boyutlu görünümü	9
Şekil 2.1. Türevlerin sonlu fark yaklaşımı	13
Şekil 2.2. Sonlu farklar yöntemiyle oluşturulan grid yapısı	25
Şekil 2.3. Birinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 25$	25
Şekil 3.1. Birinci daralma modeline ait ağ yapısı	30
Şekil 3.2. İkinci daralma modeline ait ağ yapısı	30
Şekil 3.3. Üçüncü daralma modeline ait ağ yapısı	31
Şekil 3.4. Dördüncü daralma modeline ait ağ yapısı	31
Şekil 3.5. Birinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 25$	33
Şekil 3.6. Birinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 100$	33
Şekil 3.7. Birinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 200$	34
Şekil 3.8. Birinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 1000$	34
Şekil 3.9. Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 25$	35
Şekil 3.10. Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 100$	35
Şekil 3.11. Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 200$	36
Şekil 3.12. Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 1000$	36
Şekil 3.13. İkinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 25$	37
Şekil 3.14. İkinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 100$	37
Şekil 3.15. İkinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 200$	38
Şekil 3.16. İkinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 1000$	38
Şekil 3.17. İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 25$	39
Şekil 3.18. İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 100$	39
Şekil 3.19. İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 200$	40
Şekil 3.20. İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 1000$	40
Şekil 3.21. Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 25$	41
Şekil 3.22. Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 100$	41
Şekil 3.23. Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 200$	42
Şekil 3.24. Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 1000$	42
Şekil 3.25. Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 25$	43
Şekil 3.26. Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 100$	43
Şekil 3.27. Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 200$	44

Şekil 3.28. Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 1000$	44
Şekil 3.29. Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 25$	45
Şekil 3.30. Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 100$	45
Şekil 3.31. Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 200$	46
Şekil 3.32. Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 1000$	46
Şekil 3.33. Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 25$	47
Şekil 3.34. Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 100$	47
Şekil 3.35. Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 200$	48
Şekil 3.36. Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 1000$	48
Şekil 4.1. Birinci daralma modeline ait ağ yapısı	55
Şekil 4.2. İkinci daralma modeline ait ağ yapısı	55
Şekil 4.3. Üçüncü daralma modeline ait ağ yapısı	56
Şekil 4.4. Dördüncü daralma modeline ait ağ yapısı	56
Şekil 4.5. Birinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 25$	58
Şekil 4.6. Birinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 100$	58
Şekil 4.7. Birinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 200$	59
Şekil 4.8. Birinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 1000$	59
Şekil 4.9. Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 25$	60
Şekil 4.10. Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 100$	60
Şekil 4.11. Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 200$	61
Şekil 4.12. Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 1000$	61
Şekil 4.13. Birinci daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 25$	62
Şekil 4.14. Birinci daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 100$	62
Şekil 4.15. Birinci daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 200$	63
Şekil 4.16. Birinci daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 1000$	63
Şekil 4.17. Birinci daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 25$	64
Şekil 4.18. Birinci daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 100$	64
Şekil 4.19. Birinci daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 200$	65
Şekil 4.20. Birinci daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 1000$	65
Şekil 4.21. Birinci daralma modelinde farklı $Re$ sayılarının için vorticity değerleri	66
Şekil 4.22. Birinci daralma modelinde farklı $Re$ sayılarının için kayma gerilmeleri	66
Şekil 4.23. İkinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 25$	67
Şekil 4.24. İkinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 100$	67
Şekil 4.25. İkinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 200$	68
Şekil 4.26. İkinci daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 1000$	68
Şekil 4.27. İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 25$	69
Şekil 4.28. İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 100$	69

Şekil 4.29. İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 200$	70
Şekil 4.30. İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 1000$	70
Şekil 4.31. İkinci daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 25$	71
Şekil 4.32. İkinci daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 100$	71
Şekil 4.33. İkinci daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 200$	72
Şekil 4.34. İkinci daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 1000$	72
Şekil 4.35. İkinci daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 25$	73
Şekil 4.36. İkinci daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 100$	73
Şekil 4.37. İkinci daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 200$	74
Şekil 4.38. İkinci daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 1000$	74
Şekil 4.39. İkinci daralma modelinde farklı $Re$ sayılarının için vorticity değerleri	75
Şekil 4.40. İkinci daralma modelinde farklı $Re$ sayılarının için kayma gerilmeleri	75
Şekil 4.41. Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 25$	76
Şekil 4.42. Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 100$	76
Şekil 4.43. Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 200$	77
Şekil 4.44. Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 1000$	77
Şekil 4.45. Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 25$	78
Şekil 4.46. Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 100$	78
Şekil 4.47. Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 200$	79
Şekil 4.48. Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 1000$	79
Şekil 4.49. Üçüncü daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 25$	80
Şekil 4.50. Üçüncü daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 100$	80
Şekil 4.51. Üçüncü daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 200$	81
Şekil 4.52. Üçüncü daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 1000$	81
Şekil 4.53. Üçüncü daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 25$	82
Şekil 4.54. Üçüncü daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 100$	82
Şekil 4.55. Üçüncü daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 200$	83
Şekil 4.56. Üçüncü daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 1000$	83
Şekil 4.57. Üçüncü daralma modelinde farklı $Re$ sayılarının için vorticity değerleri	84
Şekil 4.58. Üçüncü daralma modelinde farklı $Re$ sayılarının için kayma gerilmeleri	84
Şekil 4.59. Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 25$	85
Şekil 4.60. Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 100$	85
Şekil 4.61. Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 200$	86
Şekil 4.62. Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı, $Re = 1000$	86
Şekil 4.63. Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 25$	87
Şekil 4.64. Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 100$	87
Şekil 4.65. Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 200$	88

<b>Şekil 4.66.</b> Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı, $Re = 1000$	88
<b>Şekil 4.67.</b> Dördüncü daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 25$	89
<b>Şekil 4.68.</b> Dördüncü daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 100$	89
<b>Şekil 4.69.</b> Dördüncü daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 200$	90
<b>Şekil 4.70.</b> Dördüncü daralma modelindeki hız vektörleri, $Re = 1000$	90
<b>Şekil 4.71.</b> Dördüncü daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 25$	91
<b>Şekil 4.72.</b> Dördüncü daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 100$	91
<b>Şekil 4.73.</b> Dördüncü daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 200$	92
<b>Şekil 4.74.</b> Dördüncü daralma modelindeki hız vorticity konturları, $Re = 1000$	92
<b>Şekil 4.75.</b> Dördüncü daralma modelinde farklı $Re$ sayılarının için vorticity değerleri	93
<b>Şekil 4.76.</b> Dördüncü daralma modelinde farklı $Re$ sayılarının için kayma gerilmeleri	93



## SİMGELER DİZİNİ

$\psi$	Akım Fonksiyonu	
$p$	Basınç	[N/m <sup>2</sup> ]
$D$	Çap	[m]
$\mu$	Dinamik vizkozite	[kg/ms]
d,b,k,g,m	doğu, batı, kuzey, güney, merkez	
$\delta$	Fonksiyonun diferansiyeli	
$\alpha, \beta, \gamma$	Grid üretim sabitleri	
$\tau$	Kayma gerilmesi	[N/m <sup>2</sup> ]
$x, y$	Kartezyen koordinatlar	
$\nu$	Kinematik vizkozite	[m <sup>2</sup> /s]
$m$	Kütle	[kg]
$\nabla$	Laplace operatörü	
$\Delta$	Miktarda sonlu değişim	
$h$	Özgül entalpi	[kJ/kg]
$\phi$	Potansiyel fonksiyonu	
Re	Reynolds sayısı	
$c_p$	Sabit basınçta özgül ısı	[kJ/kgK]
T	Sıcaklık	[°C veya K]
$\Gamma$	Sirkülasyon	[m <sup>2</sup> /s]
K	Taşımla ısı geçişi katsayısı	[W/m <sup>2</sup> C]
E	Toplam enerji	[kJ/kg]
L	Uzunluk	[m]
$\Omega$	Vorticity	
$u$	X doğrultusundaki hız bileşeni	[m/s]
$v$	Y doğrultusundaki hız bileşeni	[m/s]
$\rho$	Yoğunluk	[kg/m <sup>3</sup> ]
t	Zaman	[s]

## BÖLÜM I

### GİRİŞ

#### 1.1. Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD)

Hesaplamalı Dinamik, (Computational Dynamics) günümüz mühendislik eğitim programlarına girmeyi başarmış bir bilim dalıdır. Bilgisayarların etkin olarak mühendislik alanında kullanılmaya başlanması sonucu, birçok yeni eğitim alanında gelişim sağlanmıştır. Bu alanlardan bir tanesi de Sayısal Akışkanlar Dinamiği (SAD) dir (Computational Fluid Dynamics). Bu yeni yaklaşım, akışkanlar mekaniğinin temel denklemlerinin çözümü için, ileri matematiksel yöntemlerin gelişmesini sağlamıştır. SAD yöntemlerinin Eşzamanlı Mühendislik (Concurrent Engineering) kavramına uygun olması sonucu, imalat öncesi benzeşim ve analiz yaygınlaşmıştır. SAD uygulamaları, uçak ve roket tasarımındaki akışkan ağırlıklı problemlerin analizinden, damarlardaki kan akışının incelenmesine kadar geniş bir yelpazede görülmektedir.

Bilgisayar teknolojilerindeki gelişmeler sonucu, deneysel ağırlıklı akışkanlar mekaniği analiz yöntemleri ile bilgisayar destekli yöntemleri teknikleri arasındaki yarış, her geçen gün artmaktadır. Bilgisayarların daha yaygın ve kolay ulaşılabilir olması ve bununla birlikte deneysel olanaklara daha zor erişilebilmesi, araştırmacıları SAD uygulamalarına yöneltmektedir. Ulusal ve uluslar arası sempozyum ve konferanslarda, bilgisayar destekli analiz yöntemleri esasına dayanan çalışmaların, deneysel tabanlı çalışmalardan çok daha fazla olduğu görülmektedir.

SAD uygulamalarının devlet ve özel sektör laboratuvarlarında gelişme süreci, artık üniversiteleri de içine alan bir yapılanma ile hızla devam etmektedir.

#### 1.2. SAD Nedir ?

SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği); akışkan akışı, ısı transferi ve kimyasal reaksiyonlar gibi olayları kapsayan sistemlerin, bilgisayar destekli analizidir. Herhangi bir akışkan akışının fiziksel hali üç temel ilkeyle tanımlanabilir, bunlar, Kütle Korunumu, Newton'un İkinci Yasası ve Enerjinin Korunumu'dur. Bu temel ilkeler çoğunlukla, genel formları daha çok parçalı diferansiyel denklem olan, matematiksel eşitliklerle ifade edilebilirler. SAD, analitik çözümü olmayan, kısmi diferansiyel denklem formundaki akış hareketinin bilinen denklemlerinin, incelenen akış bölgesindeki akış özelliklerinin elde edilmesi amacıyla, bu bölgeyi çok sayıda alt hücrelere veya hacimlere bölerek,



*Sonlu Farklar(Finite Difference), Sonlu Elemanlar(Finite Elements) ve Sonlu Hacimler(Finite Volumes)* gibi sayısal analiz yöntemleri yardımıyla, çözümlenir.

Akışkan hareketi için ilk matematiksel analiz, 1741 yılında, viskoz olmayan akışkanlar için akım denklemlerini yazan Euler tarafından yapılmıştır. Bu analiz, viskozitenin ihmal edilemeyeceği problemlerde hatalı sonuçlar vermesine rağmen, hız ve basınç dağılımlarının çıkarılabileceğini göstermiştir. Euler denklemlerine 1827 yılında Navier tarafından sürtünme için terimler eklenmiş ve çalışması 1845 yılında Stokes tarafından daha da genişletilerek, bugün de kullanılmakta olan viskoz, laminar akış için Navier-Stokes denklemleri olarak sonuçlandırılmıştır. Bir dizi lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemden oluşan bu ifadenin analitik çözümü yoktur. Özel sınır şartlarının uygulanmasıyla bazı analitik sonuçlar elde edilebilmektedir.

SAD, akışkanlar dinamiğinin tam ve sağlıklı bir disiplin olarak oluşturulmasında, deneysel ve teorik çalışmalardan sonra yeni, "üçüncü bir yaklaşım" oluşturmaktadır. Deneysel akışkanlar dinamiğinin temelleri on sekizinci yüzyılda Fransa ve İngiltere'de oluşturulmaya başlanmış, on dokuzuncu ve yirminci yüzyılda teorik akışkanlar dinamiğinin gelişimi yine Avrupa'da görülmüştür. Sonuç olarak, yirminci yüzyılın büyük bir kısmı boyunca akışkanlar dinamiği çalışmaları ve uygulamaları, diğer fiziksel bilim ve mühendislik dallarında olduğu gibi bir yanda sadece teorik olarak, diğer yanda ise sadece deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte geliştirilen yüksek hızlı bilgisayarların, bu bilgisayarlarda fiziksel problemleri çözmek için geliştirilen sayısal yöntemlerle birleştirilmesi, akışkanlar dinamiği çalışmalarında büyük değişimlere ve gelişmelere yol açmıştır. Akışkanlar dinamiği problemlerinin analizinde ve çözümünde SAD bugün, teorik ve deneysel çalışmalar kadar önemli bir yere sahiptir. SAD, yeni bir yaklaşım olarak teorik ve deneysel çalışmaları tamamlamaktadır fakat hiçbir zaman bu yaklaşımlardan herhangi birinin yerini alamayacaktır. Çünkü her zaman teorik ve deneysel çalışmalara ihtiyaç duyulacaktır.

### **1.3. Sayısal Akışkanlar Dinamiği ve Avantajları**

Akışkanlar Mekaniği, Mekanik bilim alanının en teorik ve modellenmesi en zor olanıdır. Bu nedenle, araştırmacıların hala bu alanda yapacakları bir çok çalışma bulunmaktadır. Üniversite, Endüstri ve Devlet araştırma kuruluşlarında çalışan araştırmacıların, bu alanda bilgisayar donanım ve yazılım teknolojilerine paralel olarak geliştirdikleri çok sayıda bilgisayar destekli çözüm modelleri bulunmaktadır. Bu modeller, Akışkanlar Dinamiğini oluşturan ana denklemlerin, bilgisayarın özelliklerine göre çözülebilir hale getirilmesi ile oluşturulmaktadır. Geliştirilen çözüm yöntemlerinin tümü, Sayısal Akışkanlar Dinamiğinin (Computational Fluid Dynamics) temelini oluşturur. Çözüm, Akışkanlar Dinamiğinin temel denklemlerinin formülasyonları ile, bu denklemlerin çözümünü

içermektedir ve tek işlemcili kişisel bilgisayarlarla veya çok işlemcili paralel hesaplama yöntemleri ile belirli bir mühendislik hassasiyetinde hesaplanabilmektedir.

Araştırmacılar tarafından çok işlemcili bilgisayarların etkin bir şekilde kullanılmasıyla Navier-Stokes denklemlerinin; Sonlu Farklar, Sonlu Elemanlar, Sonlu Hacimler ve diğer değişik analiz yöntemleri ile birçok çözüm algoritması geliştirilmiştir.

SAD yöntemleri akış alanlarının modellenmesinde büyük gelişmeler sağlamıştır. Daha önceden anlaşılamayan pek çok akış özelliklerinin yapısı bu yöntemle anlaşılır hale gelmiştir. Endüstride bir çok uygulamalı mühendislik probleminde kullanılan SAD tekniklerinin, deneysel gözlemleri de destekleyen bir yöntem olarak, kullanımı, her geçen gün artan yeni bir teknoloji alanı oluşturmuş durumdadır.

Sayısal Akışkanlar Dinamiği yöntemlerinin bir çok avantajı bulunmaktadır, SAD yöntemleri;

- tasarımda önemli ölçüde zaman kazancı sağlar,
- deneysel çalışmalarda tekrarlanamayan koşulları kolayca yeniden oluşturabilir,
- bilgisayar grafik teknolojisi ile birleşerek; ayrıntılı, hayal gücüne yardımcı verileri sağlar,
- rüzgar tüneli deneylerine ucuz alternatif oluşturur,
- deneysel olarak incelenmesi zor ve pahalı olan koşulların analizi için bir alternatif yöntemdir.

#### **1.4. Sayısal Akışkanlar Dinamiği Yöntemleri Destekli Mühendislik Problemleri**

Akışkanlar dinamiğinin temelini oluşturan Navier-Stokes denklemleri yaklaşık olarak 150 yıldan beri bilinmektedir. Bu denklemlerin akışkan hareketini tanımlamak için problem fiziğine uygun olarak indirgenmiş değişik hallerde ( sınır tabaka akışı, potansiyel akış, ince tabakalı akışlar, vb.) çözümü henüz istenen seviyelerde yapılamamaktadır. Akışın laminar yapısı, kapalı çözümlere olanak verirken, türbülanslı akışlarda kapalı çözümlerin oluşmaması etkin araştırmayı gerektirmektedir. Gelişen bilgisayar yazılım ve donanımları sayesinde, non-Newtonien akış alanları, iki ve daha çok fazlı akış alanları ile kimyasal reaksiyonlu akışlar modellenabilmektedir.

Mühendislik analizinde iki önemli nokta birbiri ile yarış halindedir, bunlar, geometri ve akış fiziği olarak tanımlanabilir. SAD yöntemlerinin gelişiminin başladığı hava-uzay (Aerospace) uygulamaları, (1960'lardan başlayarak uzay endüstrisi SAD tekniklerini uçak ve jet motorlarının tasarım ve üretiminde kullanmaya başlamıştır) bu kavramı çok güzel özetlemektedir. Geometrisi son derece karışık bir savaş veya yolcu uçağı etrafındaki akış, invisid (viskoz etkilerin olmadığı) koşullarda, anlaşılabilir akış fiziği sonuçları sağlayabilmektedir. Diğer taraftan, basit geometri ile tek bir

delta kanat geometrisi etrafındaki akış, son derece karmaşık olabilmektedir. Hava-uzay teknolojisinin tasarım girdisi olan SAD, aerodinamik tasarımında kullanılmaktadır.

Sayısal Akışkanlar Dinamiği çok geniş uygulama alanlarında etkilidir,

- Uçakların ve taşıtların aerodinamiği : kaldırma (lift) ve sürüklenme(drag) analizi,
- Gemi hidrodinamiği,
- Güç üretimi: içten yanmalı motorlardaki ve gaz türbinlerindeki yanma,
- Turbomakineler: yayıcılardaki ve dönel elemanlardaki akış,
- Elektrik ve Elektronik Mühendisliği: mikro işlemciler içeren elemanların soğutulması,
- Kimya Mühendisliği: karışma ve ayrışma, polimer kalıplama,
- Binaların iç ve dış yüzeyleri: rüzgar yükü ve ısıtma, havalandırma uygulamaları,
- Gemi Mühendisliği,
- Çevre Mühendisliği: atıkların ve kirliliğin dağılımı,
- Hidroloji ve okyanus bilimleri: nehirlerdeki akış, okyanus hareketleri,
- Meteoroloji: hava tahmini,
- Biomedical Mühendisliği: damarlardaki kan akışı, kalp pompalarının tasarımı.

Yanma kararlılığı, yanma hızının kontrolü ve alev karakteristiklerinin belirlenmesinde SAD uygulamaları bulunmaktadır. Alev dinamiğinin akışkan kontrollü olduğu durumlarda, Navier-Stokes denklemlerinin basit kimyasal reaksiyon denklemleri ile çözümü, hala sıkça kullanılan bir yöntemdir.

Elektronik ekipmanların devre dışı kalmasındaki en büyük sebeplerden biri, ısınma sorunudur. Isınmanın bilgisayar destekli analizi SAD yöntemlerinin uygulanmasını gerektirmektedir. Diğer yandan, yarı iletken imalatı, elektronik paketlerin ve hacimlerin soğutulması, temiz hava tasarımı elektronik ve bilgisayar mühendisliği alanındaki önemli uygulamalardır.

Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme süreçlerinde, SAD uygulamaları çok yaygındır. Isı değiştiricilerin tasarımı, borularda ve kanallarda akış, oda ve bina içlerinde akışın öngörümü, tasarım için gereklidir ve SAD yöntemleriyle belirlenebilmektedir.

Otomotiv endüstrisi SAD uygulamaları için en yaygın kullanım alanı olan teknolojileri içerir. Araç iç ve dış aerodinamiği, gaz giriş ve çıkış kanalları, hava ve yağ filtrelerindeki akış, taşıt içindeki ısıtma ve iklimlendirme problemlerinin analizi SAD teknolojisini gerektirmektedir.

Çevre teknolojisinin SAD gereksinimi büyük boyutlardadır. Hava içindeki yabancı atıkların ve toz parçacıklarının difüzyonu, yer altı ve üstü akışların modellenmesi ve atıkların bu sularla karışması, göl ve denizlere yapılan şarjların dinamiği, binalar etrafındaki akış ve yangın araştırmalarındaki önemli konulara yaklaşım, SAD ile mümkün olmaktadır.

Malzeme teknolojisinde SAD uygulamalarının olduğu önemli bir alan, dökümcülüktür. Bununla birlikte, seramik fırın tasarımı, sıcak erimiş cam akışı, plastik enjeksiyon makinelerindeki akış ve fiber optik yapım teknolojisi, akışkanlar dinamiği uygulamalarını içermektedir. Çözüm ise SAD yöntemleri ile yapılabilmektedir.

Kimya teknolojisi SAD uygulamaları için zengin bir araştırma ortamıdır. Kimyasal reaktör tasarımı, ısı değiştiriciler, sprey kurutma ve soğutma, silikon ve separatör tasarımında SAD teknolojisi kullanılmaktadır.

Yukarıda kısaca özetlenmeye çalışılan alanlar SAD uygulamalarının boyutu hakkında kısa bir bilgi vermektedir. Uçak, Makine, Gemi, İnşaat, Kimya, Biomühendislik, Nükleer, Metalürji, Bilgisayar ve Elektronik Mühendisliği alanları yanı sıra Matematik, Fizik ve Biyoloji gibi temel bilim alanlarında da SAD yöntemleri, endüstriyel uygulamalar için bilgi birikimi oluşturmaktadır.

### 1.5. Bir SAD Kodu Nasıl Çalışır ?

SAD kodları akışkan akışı problemlerini çözebilen sayısal algoritmalar etrafında yapılandırılmıştır. Bütün kodlar üç temel eleman içermektedir: (1) bir pre-prosesör, (2) bir çözücü ve (3) bir post-prosesör.

#### 1. Pre-Prosesör

Pre-prosesing, SAD programına, akış probleminin tanımlanmasını içerir ve şu aşamalardan oluşur,

1. İncelenen bölgedeki geometrinin tanımlanması,
2. Grid oluşturulması (tanımlanan alanın daha küçük alt alanlara bölünmesi),
3. Modelleneyecek fiziksel ve kimyasal olayın seçimi,
4. Akışkan özelliklerinin tanımlanması,
5. Sınır şartlarının belirlenmesi.

Akış problemi (hız, basınç, sıcaklık, vb) için çözüm, her bir hücredeki düğümlerde tanımlanılır. Çözüm alanında ne kadar fazla sayıda hücre olursa, o kadar çok hassas ve doğru sonuçlar elde edilmektedir. Fakat bilgisayarların bellek kapasitelerindeki yetersizlik, halen kullanılan hücre sayısını sınırlamaktadır. Örneğin; 100x30x30 gridli üçboyutlu bir problemde, 90000 hücre vardır ve çözümün yakınsaması için, çok sayıda iterasyonun yapılması gerekmektedir. Bu yüzden bilgisayarın

belek kapasitesi ve işlemci hızı çok önemlidir. Çözümün hem doğruluğu, hem de hesaplama süresi, gridin düzgünlüğüne bağlıdır. Sonlu Farklar ve Sonlu Hacimler yöntemlerinde grid ortogonalsa (kartezyen ve silindirik koordinatlarda) daha iyi sonuçlar elde edilmektedir. Fakat sonlu elemanlar yönteminde eğik yüzeyler için bir avantaj sağlayan ortogonal olmayan gridler kullanılmaktadır.

SAD projelerinde harcanan zamanın % 50 sinden fazlası, geometrinin tanımlanmasına ve grid oluşturulmasına harcanmaktadır. SAD uygulamalarının verimliliğinin artırılabilmesi için, bütün büyük kodlar, kendi CAD ara yüzlerini veya PATRAN ve IDEAS gibi yüzey modelleyen ve grid üreten programlardan veri aktarma (import) olanaklarını içermektedir. Ayrıca pre-prosesörler yaygın olarak kullanılan akışkanlar için, akışkan özelliklerinin tanımlanmasını ve temel akışkan akışı denklemlerinin yanısıra, özel fiziksel, kimyasal modellerin (türbülans modelleri, radyoaktif ısı transferi, yanma modelleri gibi) kullanabilmesini sağlamaktadır.

## 2. Çözücü (Solver)

Üç temel sayısal çözüm yöntemi vardır, bunlar: sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu hacimler yöntemleridir. Bu sayısal yöntemler, çözüm aşamasında şunları gerçekleştirmektedir,

1. Temel fonksiyonlar yardımıyla, bilinmeyen akış değişkenlerinin hesaplanması,
2. Bulunan değerlerin akışı tanımlayan denklemlerde yerine konulması (discretisation ),
3. Cebirsel denklemlerin çözülmesi.

## 3. Post-Prosesör

Günümüzde SAD paketleri, çok yönlü veri gösterim araçlarıyla donatılmışlardır ve bunlar aracılığıyla post-prosesing aşamasında; ana geometri ve grid oluşumu, hız vektörleri, hız ve basınç dağılımları, iki ve üç boyutlu yüzeyler, akışkan parçacıklarının hareketleri, dinamik sonuçların animasyonu gözlenebilir.

### 1.6. Çalışmanın Amacı ve Kullanılan Yöntem

Günümüzün sanayi toplumlarında, gerek beslenme alışkanlıklarının, gerekse yaşam koşullarının neden olduğu damar hastalıkları, en sık karşılaşılan sağlık problemlerinin başında gelmektedir. Bu çalışmanın amacı; laminar akış şartları altında, damar hastalıklarında çok önemli bir yere sahip olan, damar daralmalarının, bu daralmadaki akış fiziği üzerindeki etkilerini incelemektir. Bu amaç doğrultusunda, dört farklı geometride modellenen bir vascular tüpün, ardışık iki daralma bölgesinde akış incelenmesi yapmak için, Reynolds sayısının 25, 100, 200 ve 1000 olduğu koşullarda, yani laminar bölge yaklaşımıyla, Sonlu Farklar, Sonlu Elemanlar ve Sonlu Hacimler sayısal analiz yöntemleri kullanarak nümerik inceleme yapılmıştır. Çalışmanın sonuçları, Şekil 1.1' de tanımlanan daralma çaplarının ve bu çaplar arası mesafelerin farklı modellendiği dört değişik daralma geometrisi için; hız, basınç dağılımları, iki boyutlu hız vektörleri, vorticity konturları ve duvar kayma gerilmeleri olarak çıkarılmıştır

Çalışmada kullanılan sonlu farklar sayısal yöntemi, Dr.M.W. Johnson (1990) tarafından Liverpool Üniversitesinde geliştirilen kararlı, sıkıştırılmaz ve laminar akımda süreklilik ve Navier-Stokes denklemlerinin Akım Fonksiyonu-Vorticity yöntemiyle çözümünden oluşmaktadır. Sonlu elemanlar incelemelerinde ANSYS – Flotran kodu, sonlu hacimler incelemelerinde ise FLUENT kodu kullanılarak sayısal inceleme yapılmıştır.

Üretilen SAD modelinde; akışkanın temas ettiği yüzeyler sabit , akış kararlı halde , laminar ve akışkan sıkıştırılmaz, Newton akışkanı (Newtonian) olarak kabul edilmiştir (Huang ve Ark., 1995; King ve Ark., 1996; Zhao ve Ark., 1999).

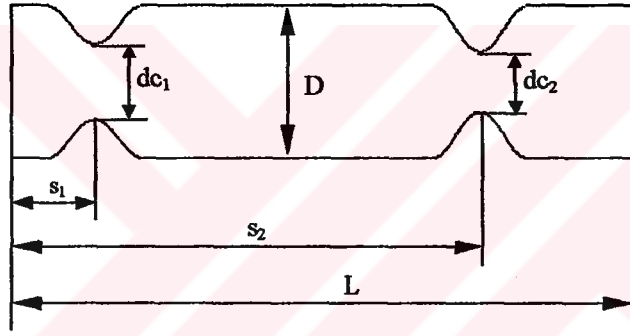
Akışkan olarak kan kullanılmıştır. Kana ait, literatürden alınan (Huang ve ark., 1995; Krams ve ark., 1999) fiziksel özellikler Tablo 1'de verilmiştir.

$\rho$ (kg/cm <sup>3</sup> )	$\mu$ (kg/m-sn)
1050	0.04

Tablo 1. Kullanılan akışkanın (kan) fiziksel özellikleri

### 1.6.1 Geometrik Yapı

SAD analizlerinde kullanılan, daralma modellerini tanımlayan geometrik yapı Şekil 1.1'de verilmiştir. Sayısal analizlerde kullanılan geometrik yapı, daralma çapları ve bu çaplar arası mesafelerin farklı olduğu dört değişik şekilde modellenmiştir. Daralma modellerini oluşturan geometrik boyutlar literatürde incelenen yapıya (Lee, 1994) benzer seçilerek, damar çapı, Fukushima ve ark. (1982) tarafından yapılan çalışmadan alınmıştır. Sayısal analizi yapılan vascular tüp modelinin çapı;  $D=2\text{cm}$ , tüp uzunluğu;  $L=10\text{-}14\text{ cm}$ , daralma oranları; birinci ve ikinci daralma modelleri için  $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ , üçüncü ve dördüncü daralma modelleri için;  $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$  olarak alınmıştır.



Şekil 1.1 Farklı geometrilerdeki daralma modelleri

Burada;

$c_i$  : daralma oranı,  $c_i = (D - dc_i)/D$

$dc_i$  : daralma çapı

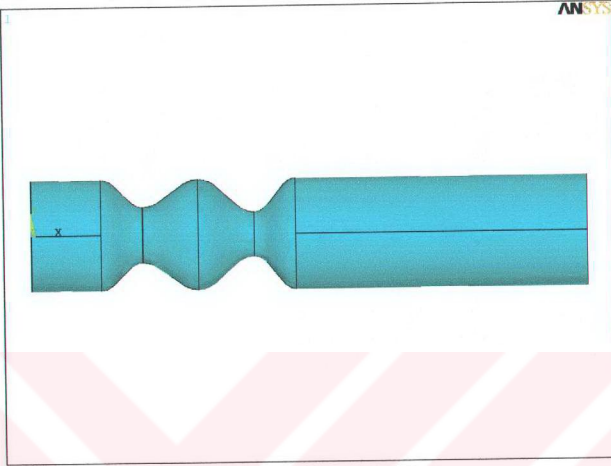
$D$  : sabit kesitli bölgedeki tüp çapı

$L$  : tüp uzunluğu

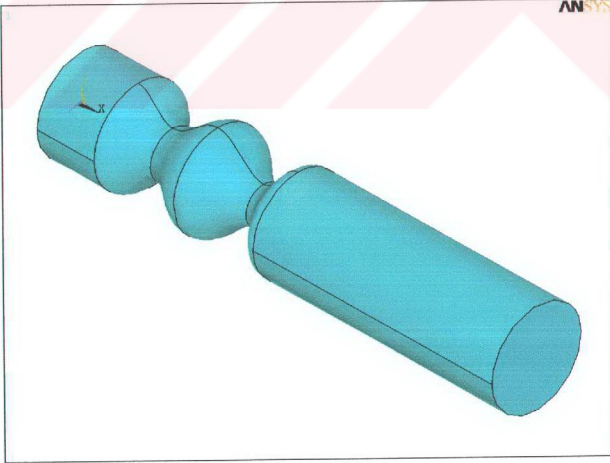
$s_1, s_2$  : birinci ve ikinci daralmaların giriş kesitine olan uzaklıkları

$S$  : daralmalar arasındaki uzaklık,  $S = (s_1 - s_2)$

Örnek daralma modeline ait (birinci daralma modeli) 2 ve 3-boyutlu katı modeller, Şekil 1.2 ve 1.3'de görülmektedir.



Şekil 1.2 Örnek daralma modeline ait katı modelin 2-boyutlu görünümü



Şekil 1.3 Örnek daralma modeline ait katı modelin 3-boyutlu görünümü



### 1.7. Önceki Çalışmalar

Bu bölümde, damar daralmalarındaki akış yapılarıyla ilgili daha önce yapılmış, sayısal ve deneysel çalışmalar incelenip, elde edilen sonuçlar irdenecektir.

Sanayi toplumlarında, gerek beslenme alışkanlıkları, gerekse yaşam koşulları nedeniyle damar tıkanıklıklarından kaynaklanan hastalıklardaki artış, bu konuya gösterilen ilginin ve bu konuda yapılan sayısal, deneysel çalışmaların artmasını sağlamıştır. 1970' li yıllardan başlayarak damarlardaki kan akışı modelleri üzerinde yapılan sayısal ve deneysel çalışmalar, akış yapıları ve bu yapıların damar hastalıkları üzerindeki etkisi hakkında önemli verilerin elde edilmesini sağlamıştır.

Lee ve Fung (1970) damar daralmalarını tanımlayacak şekilde (Gaussian normal dağılım eğrisiyle) modellenmiş vascular tüp içerisindeki akış için, Navier-Stokes denklemlerini çözerek sayısal sonuçlar elde etmişlerdir. Kararlı akım alanında,  $Re$  sayısının 0 ve 25 aralığındaki değerler için inceleme yapılmıştır. Kullandıkları sayısal yöntem hız, basınç ve yüzey kayma gerilmesi gibi değerlerin ölçülmesi için karışık ve yetersiz olduğu için yüksek  $Re$  sayılarında sonuç elde edememişlerdir.

Young Ve Tsai (1973) damar daralma modellerinde kararlı koşullarda (steady) bazı akış yapıları üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Yapılan deneylerle kararlı akım koşullarında, daralmalardaki akım alanları ayrıntılı olarak tanımlanmış, daralma geometrileri boyunca oluşan basınç kayıpları çıkarılmıştır. Gerçek akış yapısının laminar mı, geçiş bölgesinde mi yoksa türbülanslı mı olduğu incelenmiştir.

Morgan ve Young (1974) daralma bölgelerindeki akışın eksenel hız bileşenini bulmak amacıyla momentum ve enerji integral denklemlerini kullanarak akımın ayrılma, birleşme noktaları ve daralma geometrisi boyunca basınç düşümleri için birbiriyle uyumlu sayısal ve deneysel sonuçlar elde etmişlerdir.

Deshpande ve ark. (1976) farklı geometrilerdeki vascular tüpler için Newton akışkanı kullanarak kararlı, laminar akım koşullarında Navier-Stokes denklemlerini silindirik koordinatlarda çözerek sayısal sonuçlar elde etmişlerdir. Yapılan çalışmada akış alanına ait akım çizgileri, vorticity dağılımı, ayrılma, birleşme noktaları ve yüzey kayma gerilmeleri elde edilerek akış alanındaki resirkülasyonların ve yüksek yüzey kayma gerilmelerinin damar hastalıklarında etkili olduğu belirtilmiştir.

Fukushima ve ark. (1982) farklı geometrilerdeki (bir ve iki boğumlu) sinüsoidal daralma modellerinde, integral-momentum yöntemini kullanarak,  $Re$  sayısının 50-400 arasındaki değerleri için sayısal inceleme yapmışlardır. Çalışmalarında akışı kararlı halde ve kullanılan akışkanı da (kan) Newton akışkanı olarak kabul ederek, iki boğumlu daralma modelindeki hız ve yüzey kayma gerilmesi

dağılımlarını çıkarmış, elde edilen sonuçların yapılan kabuller altında doğru ve deneysel çalışmalarla uyumlu sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

Ahmed ve Giddens (1983), yaptıkları deneysel çalışmada, LDA (Laser Doppler Anemometry) kullanarak, damar daralmalarını tanımlayan bir tüp içerisindeki hız alanlarını incelemişlerdir. Akış alanını, hidrojen kabarcıkları kullanarak görüntülemişlerdir. Çalışma değişik daralma oranlarındaki (%25, 50 ve 75) tüpler için, steady akış kabulüyle, Re sayısının 500-2000 arasındaki değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Hız alanları, SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) modelleriyle karşılaştırma yapabilmek amacıyla detaylı olarak çıkarılmıştır. Yüksek Re sayılarına ve boğum oranlarına bağlı olarak türbülansın oluştuğu ve yüzey kayma gerilmelerinin yaklaşık olarak dört kat arttığı belirtilmiştir.

Siouffi ve ark (1984) zamandan bağımsız (unsteady) akış halinin, tek boğumlu bir tüp içerisindeki akış yapısı üzerindeki etkisini araştırmak amacıyla deneysel bir çalışma yapmışlardır. Hız dağılımını ölçmek için ultrasonik bir hız ölçer, akışı görüntülemek için de lazer ışınları kullanılmıştır. Kararlı (steady) ve kararsız (unsteady) akış halinde elde edilen hız profillerinin ve akış görüntülerinin karşılaştırılmasından, kararsız akış halinin, akış yapısı üzerinde önemli etkilerinin olduğu sonucu çıkarılmıştır.

Back ve ark. (1986) tarafından damar hastalığı olan bir kadavradan alınan insan damarı üzerinde basınç ölçümleri, Re sayısının 50-600 değerleri arasında deneysel olarak yapılmıştır. Yerel basınç ölçümlerinde beklediği gibi basınç değerlerinin damar boyunca düştüğü görülmüştür. Düşük Re sayılarında ( $Re < 100$ ) viskoz etkilerin önemli olduğu, Yüksek Re sayılarında momentum değişimlerinin bölgesel olarak basınç değerlerini yükselttiği gözlemlenmiştir. Damar boyunca yüzey kayma gerilmesi değerleri çıkarılarak, bu değerlerde daralmaların en üst noktasında ani artışlar, bu noktalardan hemen sonra da ani düşüşler görülmüştür. Genel olarak kayma gerilmesi seviyelerinin ayrılmaz bölgelerinde birleşme bölgelerine göre oldukça düşük çıktığı belirtilmiştir.

Lee (1994) kararlı, laminar akış yaklaşımıyla, ardışık iki boğumdan oluşan dört farklı daralma modeli için, Re sayısının 5-200 değerleri arasında sayısal inceleme yapmıştır. Gaussian normal dağılım profili kullanılarak üretilen geometrilerde, her bir daralma modeli için, boğum çapları ve ardışık iki boğum arası mesafe farklı alınmıştır. Akışkan akışına ait denklemler sonlu farklar sayısal çözüm yöntemi kullanılarak, vorticity-stream function yaklaşımıyla çözülmüş, farklı Reynolds sayıları için; hız dağılımları, akım çizgileri, vorticity konturları ve yüzey vorticity değerleri elde edilmiştir. Birinci daralma çapının, ikinciden büyük olduğu ve boğumlar arası mesafenin kısa olduğu geometride, resirkülasyonun boğumlar arasındaki bölgede oluştuğu ve Re sayısının artmasıyla birlikte ayrılma, birleşme noktalarında küçük değişimler olduğu belirtilmiştir. İkinci daralma çapının birinciden büyük olduğu geometride, boğumlar arasındaki resirkülasyon çevrintisinin Re sayısının artmasıyla birlikte,

ikinci boğumun akım yönünde oluşan çevrintisiyle birleşme eğiliminde olduğu ve bunun da ikinci boğuma yakın bölgede negatif yüzey kayma gerilmesi oluşturduğu belirtilmiştir. İkinci daralma çapının birinciden daha küçük olduğu geometrilere, ikinci boğum üzerindeki maksimum kayma gerilmesinin birinci boğum üzerindeki değerin yaklaşık olarak iki katı çıktığı, bununla birlikte Re sayısı ile birlikte artan maksimum yüzey kayma gerilmesindeki artış oranının birinci boğumda ikinciye oranla daha fazla olduğu belirtilmiştir.

Huang ve ark (1995) farklı daralma oranlarındaki tek boğumlu bir daralma modeli üzerinde, hem deneysel hem de sayısal analiz yapmışlardır. Sayısal analiz için sonlu farklar yöntemi kullanılarak stream function-vorticity yaklaşımıyla çözüm yapılmıştır. Çalışmada yüzey basınç ve kayma gerilmesi dağılımları çıkarılarak damarlardaki deformasyonun yüksek kayma gerilmesinden kaynaklanmadığı, resirkülasyon bölgeleri ile deformasyonlar arasında bir bağlantının olabileceği sonucu çıkarılmıştır. Deneysel ve nümerik çalışmalar dan elde edilen sonuçların uyum içerisinde olduğu vurgulanmıştır.

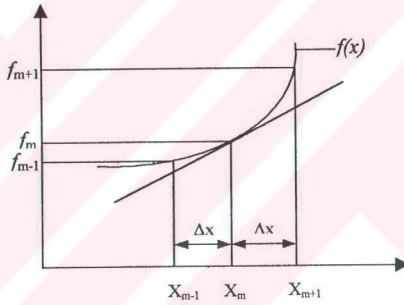
## BÖLÜM II

## SONLU FARKLAR YÖNTEMİ

## 2.1. Giriş

Sonlu farklar yönteminin temeli, kısmi diferansiyel denklemlerin ve sınır şartlarının cebirsel bir denklem şeklinde oluşturulmasına dayanmaktadır. Kısmi diferansiyel denklemlerin veya sınır şartlarının, cebirsel bir denklem şeklinde oluşturulmasında temel işlem sonlu farklar yardımıyla türevlere yaklaşımdır.

Şekilde gösterilen bir  $f(x)$  fonksiyonu için;



Şekil 2.1. Türevlerin sonlu fark yaklaşımı

$x_m$ 'deki  $f(x)$  türevinin tanımından:

$$\left. \frac{df}{dx} \right|_{x_m} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{f(x_m + \Delta x) - f(x_m)}{\Delta x} \quad (2.1)$$

$$\left. \frac{df}{dx} \right|_{x_m} \cong \frac{f(x_m + \Delta x) - f(x_m)}{\Delta x} = \frac{f_{m+1} - f_m}{\Delta x} \quad (2.2)$$

yazılabilir.

Bu  $x_m$  deki bir türev için yaklaşım ifadesidir ve birinci türevin ileri fark formu olarak adlandırılır. İleri fark formuna benzer diğer bir yaklaşım ifadesi  $x_m$  deki türevin geri fark formu aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\left. \frac{df}{dx} \right|_{x_m} \cong \frac{f_m - f_{m-1}}{\Delta x} \quad (2.3)$$

Hem ileri fark formundan, hem de geri fark formundan daha doğru bir yaklaşım olan birinci türevin merkez fark formu, aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\left. \frac{df}{dx} \right|_{x_m} \cong \frac{f_{m+1} - f_{m-1}}{2\Delta x} \quad (2.4)$$

Merkezi fark formu yardımıyla  $f(x)$ 'in ikinci türevi;

$$\left. \frac{d^2 f}{dx^2} \right|_{x_m} \cong \frac{\left. \frac{df}{dx} \right|_{x_m + \frac{\Delta x}{2}} - \left. \frac{df}{dx} \right|_{x_m - \frac{\Delta x}{2}}}{\Delta x} \quad (2.5)$$

olur.

$\left. \frac{df}{dx} \right|_{x_m + \frac{\Delta x}{2}}$  ve  $\left. \frac{df}{dx} \right|_{x_m - \frac{\Delta x}{2}}$  ifadelerinin merkez fark formları (2.5) denkleminde yerine

yazıldığında;

$$\left. \frac{d^2 f}{dx^2} \right|_{x_m} \cong \frac{\frac{f_{m+1} - f_m}{\Delta x} - \frac{f_m - f_{m-1}}{\Delta x}}{\Delta x} \quad (2.6)$$

elde edilir ve;

$$\left. \frac{d^2 f}{dx^2} \right|_{x_m} \cong \frac{f_{m+1} + f_{m-1} - 2f_m}{\Delta x^2} \quad (2.7)$$

şeklinde yazılabilir.

## 2.2. Potansiyel Akış Teorisine Giriş ve Temel Kavramlar

Potansiyel akış teorisi, hareketli ideal bir akışkanda oluşan, hız ve akım çizgilerinin şeklini aramayı amaçlar. Gerçek bir akışkandaki mevcut akış özelliğinin doğası, atalet kuvvetlerinin artış miktarıyla ilişkilidir. Reynolds sayısı ( $Re$ ) bu kuvvetlerin oranını belirten bir boyutsuz sayıdır.

Akış hareketlerini ifade eden (2.8) denklemi, kütlelen korunumu prensibi olarak bilinen süreklilik denklemidir. Akışkanın 2-boyutlu hareketi düşünüldüğünde;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.8)$$

yazılabilir. Burada  $u$  ve  $v$ , sırasıyla  $x$  ve  $y$  koordinatlarındaki hız vektörlerini göstermektedir. Akım fonksiyonu  $\psi(x,y)$  ise,

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (2.9)$$

süreklilik denkleminin bir çözümüdür. Burada akım çizgileri, kütlelen korunumu prensibinin yorumu olarak görülebilir.

Akış hareketlerini ifade eden ikinci denklem ise, momentumun korunum ilkesi olarak bilinen Euler denklemdir. Yoğunluğu sabit, sürtünmesiz bir akışkan için sürekli konumda, yüzey kuvvetlerini ihmal etmek koşuluyla,  $x$  ve  $y$  koordinat eksen takımı için Euler denklemleri yazılacak olursa,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.10)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.11)$$

denklemleri elde edilir. Burada  $p(x,y)$  basınç,  $\rho$  yoğunluk,  $u$  ve  $v$  ise sırasıyla  $x$  ve  $y$  koordinatlarındaki hız vektörleridir.

Süreklilik denklemi (2.8) ve iki adet Euler denklemi (2.10) ve (2.11) denklemleri birleştirildiği takdirde  $u$ ,  $v$ ,  $p$  gibi üç tane bilinmeyen karşımıza çıkmaktadır. Böyle bir denklem takımı için sınır şartı, yüzeyin normali doğrultusunda herhangi bir hız vektörünün olmamasıdır.

İki boyutlu hız alanı boyunca oluşabilecek vorteks için genel ifade olarak,

$$\frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2.12)$$

şeklinde yazılabilir.

Hız potansiyeli olarak,  $\Phi(x,y)$  skaler potansiyeli göstermek üzere,

$$u = \frac{\partial \Phi}{\partial x}, \quad v = \frac{\partial \Phi}{\partial y} \quad (2.13)$$

elde edilebilir. Bu şartlar altında akış, irrotasyonel potansiyel akış olarak bilinir. (2.13) denklemini (2.8) denkleminde yerine yazdığımızda, genel formda,

$$\nabla^2 \Phi = 0 \quad (2.14)$$

denklemini elde edilir. (2.9) akım fonksiyonu denklemini (2.12) denkleminde birleştirecek olursak,

$$\nabla^2 \psi = 0 \quad (2.15)$$

denklemini genel formda elde edilebilir.

Burada  $\Phi$  ve  $\psi$ , potansiyel akıştaki akım çizgilerinin, ortogonal görüntünün bir formu olarak net akışı ifade etmektedir. Eğer hız veya akım fonksiyonu potansiyel olarak biliniyorsa, Akış Euler denklemleri içindeki basınç ve hız kavramları olarak kullanılabilir.

Sirkülasyon ve Vorticity ifadelerinin elde edilebilmesi için z-yönündeki akışın ihmal edildiği varsayımıyla Sirkülasyon ;

$$\Gamma = u \delta x + \left( v + \frac{\partial v}{\partial x} \delta x \right) \delta y - \left( u + \frac{\partial u}{\partial y} \delta y \right) \delta x - v \delta y \quad (2.16)$$

$$\Gamma = \frac{\partial v}{\partial x} \delta x \delta y - \frac{\partial u}{\partial y} \delta y \delta x$$

denklemini, Vorticity için ise ;

$$\Omega = \frac{\text{Sirkülasyon}}{\text{Alan}} = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.17)$$

$$\Omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = -\nabla^2 \psi$$

denklemi yazılabilir.

### 2.3. Akım Fonksiyonu - Vorticity Metodu

Bu metod, sıkıştırılamaz akış kabulüyle, süreklilik denkleminin ve momentum denkleminin  $x$  ve  $y$  koordinatlarında çözümünü içermektedir. Süreklilik denklemi (2.8) de verilen şekli ile aynı kalmak üzere, momentum denklemleri viskoz etkilerin ilave edilmesi suretiyle düzenlenirse,

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2.19)$$

denklemleri elde edilir. Vorticity ise,

$$\frac{P_x}{\rho} + \psi_y \psi_{xy} - \psi_x \psi_{yy} = \nu \Omega_y \quad (2.20)$$

$$\frac{P_y}{\rho} - \psi_y \psi_{xx} + \psi_x \psi_{yx} = \nu \Omega_x \quad (2.21)$$

şeklinde yazılabilir. Burada  $x$  ve  $y$  indisleri diferansiyel gösterimi ifade etmektedir.

Benzer şekilde denklem (2.20) ve (2.21) denklemlerini  $x$  ve  $y$  koordinatlarında diferansiyel formda yazarak birleştirecek olursak, basınç terimlerini ihmal etmek suretiyle;



$$\psi_y \Omega_x - \psi_x \Omega_y = \nu \Delta^2 \Omega \quad (2.22)$$

veya bu ifadenin sadece akım fonksiyonuna bağlı olarak yazılmasıyla,

$$\psi_y (\Delta^2 \psi)_x - \psi_x (\Delta^2 \psi)_y = \nu \Delta^4 \Omega$$

şeklinde yazılabilir.

Bu eşitlik doğrudan çözüldüğünde  $\psi$  akım fonksiyonunu veren dördüncü dereceden Biharmonik bir denklemdir fakat genellikle (2.17) ve (2.22) denklemleri çözülerek hem  $\psi$  hem de  $\Omega$  değerleri birlikte elde edilir. Akım fonksiyonu bilinirse hız değerleri (2.9) denkleminde kolayca bulunabilir. Akış alanındaki statik basınç dağılımı için (2.20) ve (2.21) denklemleri kullanılarak ;

$$\frac{1}{\rho} \Delta^2 p = 2(\psi_{xx} \psi_{yy} - \psi_{xy}^2) \quad (2.23)$$

ifadesi elde edilir.

#### 2.4. Sonlu Farklar Formülasyonu

$Re_{\Delta x}$  ve  $Re_{\Delta y}$  Grid hücre Reynolds sayılarını göstermek üzere, Sonlu farklar metodu uygulanmak suretiyle,

$$Re_{\Delta x} = \frac{\psi_k - \psi_g}{\Delta y} \frac{\Delta x}{\nu} = \frac{u \Delta x}{\nu} \quad (2.24)$$

$$Re_{\Delta y} = \frac{\psi_b - \psi_d}{\Delta x} \frac{\Delta y}{\nu} = \frac{v \Delta y}{\nu} \quad (2.25)$$

şeklinde yazılabilir.

İkinci dereceden sonlu farklar tekniği uygulanarak sırası ile  $\psi$  ve  $\Omega$ , aşağıdaki formlara getirilip, çözüme gidilebilir. (2.15) ve (2.22) denklemleri Sonlu Farklar metoduyla yazılacak olursa

$$\Omega_m = \frac{\psi_b + \psi_d - 2\psi_m}{(\Delta x)^2} + \frac{\psi_k + \psi_g - 2\psi_m}{(\Delta y)^2} \quad (2.26)$$

$$v \left( \frac{\Omega_b + \Omega_d - 2\Omega_m}{(\Delta x)^2} + \frac{\Omega_k + \Omega_g - 2\Omega_m}{(\Delta y)^2} \right) = \frac{(\psi_k - \psi_g)(\Omega_d - \Omega_b) - (\psi_d - \psi_b)(\Omega_k - \Omega_g)}{4\Delta x \Delta y} \quad (2.27)$$

(2.26) denklemini düzenlenirse;

$$\psi_m = \frac{\frac{\psi_b + \psi_d}{(\Delta x)^2} + \frac{\psi_k + \psi_g}{(\Delta y)^2} - \Omega_m}{\frac{2}{(\Delta x)^2} + \frac{2}{(\Delta y)^2}} \quad (2.28)$$

denklemini ve (2.27) denklemini düzenlenerek de

$$\Omega_m = \frac{\frac{\Omega_b + \Omega_d}{(\Delta x)^2} + \frac{\Omega_k + \Omega_g}{(\Delta y)^2} - Re_{\Delta x} \frac{(\Omega_b + \Omega_d)}{2(\Delta x)^2} - Re_{\Delta y} \frac{(\Omega_k + \Omega_g)}{2(\Delta y)^2}}{\frac{2}{(\Delta x)^2} + \frac{2}{(\Delta y)^2}} \quad (2.29)$$

denklemleri elde edilir.

Bu çalışmada kullanılan nümerik yöntem Johnson (1990) tarafından geliştirilen Sıkıştırılmaz, Laminer akışlı ve sürekli rejimdeki Navier-Stokes denklemlerinin Akım Fonksiyonu-Vorticity metodu kullanılarak üretilen Sonlu Farklar nümerik analogisinin bir uyarlamasıdır.

## 2.5. Grid Üretimi ve Hesaplama Tekniği

Bir akış hesabında, grid noktalarının yoğunluğu ve dağılımı, sonraki sınır hesaplamalarının doğruluğunu belirler. Ele alınabilen grid noktalarının sayısı kullanılacak bilgisayarın özelliğine ve kısmi diferansiyel denklemleri çözmek için kullanılan algoritmanın etkinliğine bağlıdır. Akışın daha hassas incelenmesi gereken bölgelerde, daha iyi sonuçlar elde etmek için grid sayısı artırılabilir. Bu yöntem nümerik kesme hatalarını azaltır. Nümerik kesme hataları sadece hesaplanan hücrenin büyüklüğü ile artmaz. Bu hatalar aynı zamanda hücre içerisindeki akış özelliklerinin gradyenti ile de değişir. Grid noktalarının sayısının artırılması bu özelliklerinde daha iyi incelenmesini sağlar. Grid üretimi için basit bir metod Amsden ve Hirt (1973) tarafından tanımlanan hesaplama gridini üretmek için kullanıldı. Bu metodda  $\Delta x$  ve  $\Delta y$  hücre büyüklüğünün düzenli dikdörtgen bir karesi gerekli olan geometriye göre sürekli olarak gevşetilir. Her bir iterasyon için sınır noktaları, başlangıç ve son lokasyona düzgün bir bağlantı şeklinde kısa aralıklarla hareket ettirilir. Koordinatlar her bir sınır nokta lokasyonu uygun hale getirildikten sonra en yakın sekiz sınır noktasının ortalama koordinatlarıyla belirlenir. Bu koordinatlar,

$$x_{i,j} = \frac{1}{8} (x_{i+1,j} + x_{i-1,j} + x_{i,j+1} + x_{i,j-1} + x_{i+1,j+1} + x_{i-1,j+1} + x_{i+1,j-1} + x_{i-1,j-1}) \quad (2.30)$$

denklemlerle belirlenir.

Grid oluşumuna yaygın örnekler silindirik ve küresel koordinat düzenindedir. Ancak çoğu aerodinamik cisimler karmaşık bir şekildedir. Bu tür cisimler için grid üretiminde uygun bir koordinat sisteminin elde edilmesi gerekir. Burada kabul edilen grid üretim şekli Thompson ve arkadaşlarının (1974) yöntemine dayanır. Metod iki Laplace denklemi olan (2.31) ve (2.32) denklemlerinin çözülmesi esasına dayanır. İki Sonlu Fark operatörü bulunan (2.30) denkleminin çözümü bu denklemlerin çözümü ile aynı esasa dayanmaktadır. Denklemlerin çözülmesiyle kompleks geometriler için ortogonal eğrisel gridler üretilir.

$$\alpha \frac{\partial^2 x}{\partial S_1^2} - 2\beta \frac{\partial^2 x}{\partial S_1 \partial S_2} + \gamma \frac{\partial^2 x}{\partial S_2^2} = 0 \quad (2.31)$$

$$\alpha \frac{\partial^2 y}{\partial S_1^2} - 2\beta \frac{\partial^2 y}{\partial S_1 \partial S_2} + \gamma \frac{\partial^2 y}{\partial S_2^2} = 0 \quad (2.32)$$

$$\alpha = \left( \frac{\partial x}{\partial s_1} \right)^2 + \left( \frac{\partial y}{\partial s_1} \right)^2 \quad (2.33)$$

$$\beta = \left( \frac{\partial x}{\partial s_1} \frac{\partial x}{\partial s_2} + \frac{\partial y}{\partial s_1} \frac{\partial y}{\partial s_2} \right) \quad (2.34)$$

$$\gamma = \left( \frac{\partial x}{\partial s_2} \right)^2 + \left( \frac{\partial y}{\partial s_2} \right)^2 \quad (2.35)$$

Bu metoda göre, akış problemleri bir ortogonal koordinat sistemi  $(s_1, s_2)$  kullanılarak çözülebilir. Burada  $s_1$  ve  $s_2$ ,  $x$  ve  $y$ ' nin bilinen fonksiyonlarıdır ve akış sınırları  $s_1$  veya  $s_2$  sabitlerinin çizgileridir. Böylece elde edilen  $s_1$  ve  $s_2$  sabitlerinin çizgileri gridi oluşturur. Denklem daha basit şekliyle,  $a = \alpha$ ,  $b = \beta$ ,  $c = \gamma$  kabulüyle (2.36) ve (2.37) denklemlerinde yazıldığı gibi yazılabilir.

$$a x_{11} - 2b x_{12} + c x_{22} = 0 \quad (2.36)$$

$$a y_{11} - 2b y_{12} + c y_{22} = 0 \quad (2.37)$$

Bu çalışmada yukarıdaki denklemlerin çözülmesiyle elde edilen grid birinci daralma modeli için Şekil 2.2'de verilmektedir.

## 2.6. Sınır Şartları

Sınır şartları hem akım fonksiyonu  $\psi$ , hemde vorticity  $\Omega$  için hesaplama alanının çevresi etrafında gereklidir.  $\psi$  sınır şartı ya sınıra paralel hız bileşeni, ya da verilen sınıra dik bileşende düzgündür.

Örneğin  $y=0$  sınırını göz önüne alırsak ikinci derece taylor açılımları ;

$$\frac{\partial \psi}{\partial x} \left( x - \frac{\Delta x}{2}, 0 \right) = \frac{\psi(x, 0) - \psi(x - \Delta x, 0)}{\Delta x} \quad (2.38)$$

veya

$$\frac{\partial \psi}{\partial y}(x, 0) = \frac{4\psi(x, \Delta y) - 3\psi(x, 0) - \psi(x, 2\Delta y)}{2\Delta y} \quad (2.39)$$

eşitliğini verir. Bu denklemler  $\psi$  için sınırdaki eşitlikleri sağlarlar. Yani;

$$\psi(x, 0) = \psi(x - \Delta x, 0) - \Delta x \frac{\partial \psi}{\partial x} \left( x - \frac{\Delta x}{2}, 0 \right) \quad (2.40)$$

veya

$$\psi(x, 0) = \frac{1}{3} (4\psi(x, \Delta y) - \psi(x, 2\Delta y) - 2\Delta y \frac{\partial \psi}{\partial y}(x, 0)) \quad (2.41)$$

Vorticity sınır şartı genellikle

$$\psi_y (\Delta^2 \psi)_x - \psi_x (\Delta^2 \psi)_y = \nu \Delta^4 \Omega \quad (2.42)$$

denklemleri aracılığıyla akım fonksiyonu değerlerinden elde edilir. Yani ;

$$\Omega(x, 0) = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2}(x, 0) - \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}(x, 0) \quad (2.43)$$

İkinci derece için bu

$$\Omega(x, 0) = \frac{[2\psi(x, 0) - \psi(x + \Delta x, 0) - \psi(x - \Delta x, 0)]}{\Delta x^2} + \frac{[2\psi(x, \Delta y) - \psi(x, 0) - \psi(x, 2\Delta y)]}{\Delta y^2} \quad (2.44)$$

şeklini alır. Bu formül Bryan (1963) , Greenspan (1969) gibi bir çok araştırmacı tarafından başarılı bir şekilde kullanılmıştır.

Eğer ;

$$\frac{\partial \psi}{\partial y}(x, 0) \quad (2.45)$$

bilinirse,

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}(x, 0) \quad (2.46)$$

için yüksek derece yaklaşımlar geliştirilebilir. Örneğin Wilkes (1963) ve Pearson (1965) tarafından;

$$\Omega(x, 0) = \frac{[2\psi(x, 0) - \psi(x + \Delta x, 0) - \psi(x - \Delta x, 0)]}{\Delta x^2} + \frac{[2\psi(x, \Delta y) - 8\psi(x, 2\Delta y) + 7\psi(x, 0)]}{\Delta y^2} - \frac{3}{\Delta y} \frac{\partial \psi}{\partial y}(x, 0) \quad (2.47)$$

denklemini kullanılmıştır. Benzer hassasiyetli alternatif bir ifade olarak (fakat  $\psi(x, 2\Delta y)$  nin yerine  $\Omega(x, \Delta y)$  kullanarak) Runchall ve arkadaşları (1969) ve Bozeman ve Dalton (1973) tarafından kullanılmıştır. Normal olarak sınır şart formülü tekrarlayıcı döngü içinde kullanılır. Fakat daha ayrıntılı teknikler geliştirilmektedir. Burada sınır şartları sadece yakınsama başarılı olduğunda sağlanır.  $\Omega(x, 0)$  sadece bir düzeltme tekniği kullanarak herhangi bir tekrarlama gerektiren sınır değerine karşı kısmen düzeltilir. Detaylar örneğin Dorodnytsin ve Miller (1968) verildi. Son zamanlarda Green formülünde örneğin Wu ve Wahbah (1976) tarafından sınır şart formülünü türetmek için kullanılmıştır.

## 2.7. Tipik Sınır Şartları

### 2.7.1. Katı duvar

Bir viskoz akışkan içerisinde, geçirgen olmayan bir duvara göre hız bileşenleri sıfırdır. Bu yüzden  $y=0$  olan katı bir duvar sınırını göz önüne alarak

$$v = \frac{\partial \psi(x, 0)}{\partial x} = 0, \quad \psi(x, 0) = \text{sabit} \quad (2.48)$$

$$u = \frac{\partial \psi(x, 0)}{\partial y} = U \quad (2.49)$$

yazılabilir. Burada  $U$  duvarın hızıdır.

### 2.7.2. Giriş veya çıkış kanalı

Akışı giriş veya çıkış kanalının genellikle paralel olduğu farz edilir. Hızın herhangi bir bileşeni özelleştirilebilir. Fakat sık sık hızın dik bileşenin dağılımını vermekten ziyade sıfır sınırına paralel hız bileşenini kurmak daha kolaydır. Yani  $y=0$  sınırı için;

$$\frac{\partial \psi(x, 0)}{\partial y} = 0 \quad (2.50)$$

### 2.7.3. Simetrik sınır

Bir çok problemlerdeki hesap hataları simetrik bir akışın bir yarısını hesaplamayla indirgenebilir.  $y=0$  simetrik bir sınır için sınırdan dolayı akış olmayacaktır. Böylece sınır akım çizgisidir.

$$\psi(x, 0) = \text{sabit} \quad (2.51)$$

ve

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = 0 \quad (2.52)$$

ve simetriden dolayı

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = 0 \quad (2.53)$$

duvardaki vorticity ise,

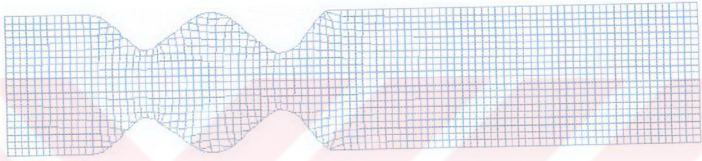
$$\Omega(x, 0) = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2}(x, 0) - \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2}(x, 0) = 0 \quad (2.54)$$

olarak yazılabilir.

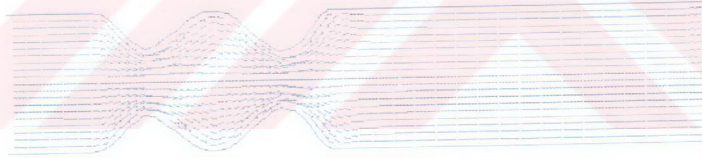
Giriş ve çıkış kesitleri hariç damar yüzeyleri için hız değerleri sıfır olarak sabit seçilmiştir.  $\psi$  değeri ise akışın kütle oranına göre değişmektedir, kontrolü, kullanılan program tarafından yapılmaktadır.

## 2.8. Sonuçlar

Şekil 2.2 de sonlu farklar yöntemi kullanılarak 20x100 boyutlarında oluşturulan birinci daralma modeline ait grid yapısı, ve Şekil 2.3 de ise bu geometride  $Re=25$  için elde edilen 2- boyutlu hız vektörleri görülmektedir.



Şekil 2.2. Sonlu farklar yöntemiyle oluşturulan grid yapısı



Şekil 2.3. Birinci daralma modelindeki hız dağıtlımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re=25$

Kullanılan sonlu farklar zcsnn kapasitesine, daralma modellerinin geometrisine bağlı olarak; grid sayısının yeterli sayıda, grid yapısının yeterli düzgünlükte oluŐturulamaması nedeniyle, programdan elde edilen akım çizgilerinden ve 2-boyutlu hız vektörlerinden, akış yapısını tanımlayacak gerçekçi bir yorum yapılamamaktadır. Maximum hız gradyeninin beklendiği gibi dar kesit ekseninde oluştuğu ve tp cidarlarında dŐtik  $Re$  sayısına bağlı olarak herhangi bir ters akışın olmadığı Şekil 2.3'den gözlemlenebilir. Buna rağmen  $Re=25$  ve diğer Reynolds sayıları için programdan elde edilen sonuçlar bu uygulama için yeterli görülmemiŐtir ve bu nedenle diğer CFD zcleri üzerinde yapılan incelemeler tezin ileri bölümlerinde verilmektedir.



## BÖLÜM III

### SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

#### 3.1. Giriş

Sonlu elemanlar yönteminin temeli Ritz (1905) tarafından atılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi, karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak, her birinin kendi içinde çözülmesiyle, tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklindedir. Yöntemin üç temel niteliği vardır. İlk olarak, geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi, sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik olarak basit altbölgelere ayrılır. İkincisi; her elemandaki, sürekli fonksiyonların, cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir. Üçüncü kabul ise, aranan değerlerin, her eleman içinde sürekli olan tanım denklemlerinin, belirli noktalarındaki (düğüm noktaları) değerlerinin elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli olmasıdır. Kullanılan yaklaşım, fonksiyonları interpolasyon teorisinin genel kavramları kullanılarak polinomlardan seçilir. Seçilen polinomların derecesi ise, çözülecek problemin tanım denkleminin derecesine ve çözüm yapılacak elemandaki düğüm sayısına bağlıdır.

Sürekli bir ortamda olan değişkenler, (basınç, sıcaklık, vb.) sonsuz sayıda farklı değere sahiptir. Eğer sürekli bir ortamın belirli bir bölgesinin de aynı şekilde sürekli ortam özelliği gösterdiği biliniyorsa, bu alt bölgede alan değişkenlerinin değişimi, sonlu sayıda bilinmeyen olan bir fonksiyon ile tanımlanabilir. Bilinmeyen sayısının az ya da çok olmasına göre seçilen fonksiyon, lineer ya da yüksek mertebeden olabilir. Sürekli ortamın alt bölgeleri de aynı karakteristik özellikleri gösteren bölgeler olduğundan, bu bölgelere ait olan denklem takımları birleştirildiğinde, bütün sistemi ifade eden denklem takımı elde edilir. Denklem takımının çözümü ile sürekli ortamdaki alan değişkenleri sayısal olarak elde edilir.

Sonlu elemanlar yönteminin diğer nümerik yöntemlerden temel üstünlükleri şöyle sıralanabilir;

- Kullanılan sonlu elemanların boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeniyle ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir,
- Bir veya birden çok delik veya köşeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir,
- Değişik malzeme ve geometrik özellikleri bulunan cisimler incelenebilir,
- Sınır şartları kolayca uygulanabilir.

Sonlu elemanlar yönteminin temel ilkesi, bir elemana ait sistem özelliklerini içeren denklemlerin çıkartılıp tüm sistemi temsil edecek şekilde eleman denklemlerini birleştirerek sisteme ait lineer denklem takımının elde edilmesidir. Bir elemana ait denklemlerin elde edilmesinde; *Direkt yaklaşım*, *Varyasyonel yaklaşım*, *Ağırlıklı kalanlar yaklaşımı*, *Enerji dengesi*

*yaklaşımı* gibi temel yöntemler kullanılmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi ile problem çözümünde kullanılacak olan yaklaşım, çözüm işleminde izlenecek yolu değiştirmez.

Sonlu eleman probleminin çözümünde ilk adım, eleman tipinin belirlenmesi ve çözüm bölgesinin elemanlara ayrılmasıdır. Çözüm bölgesinin geometrik yapısı belirlenerek, bu geometrik yapıya en uygun gelecek eleman seçilmelidir. Seçilen elemanların çözüm bölgesini temsil etme oranında elde edilecek sonuçlar, gerçek çözüme yaklaşmış olacaktır. Sonlu elemanlar metodunda kullanılan elemanlar boyutlarına göre dört kısma ayrılabilir;

1. Tek boyutlu elemanlar: Bu elemanlar tek boyutlu olarak ifade edilebilen problemlerin çözümünde kullanılırlar,
2. İki boyutlu elemanlar: İki boyutlu (düzlem) problemlerinin çözümünde kullanılırlar. Bu grubun temel elemanı üç düğümlü üçgen elemandır. Üçgen elemanın altı, dokuz ve daha fazla düğüm içeren çeşitleri de vardır. Düğüm sayısı seçilecek interpolasyon fonksiyonunun derecesine göre belirlenir. Üçgen eleman, çözüm bölgesini aslına uygun olarak temsil etmesi bakımından kullanışlı bir eleman tipidir. İki üçgen elemanın birleşmesiyle oluşan dörtgen eleman, problemin geometrisine uyum sağladığı ölçüde kullanışlı olan bir elemandır. Dört veya daha fazla düğümlü olabilir. Dörtgen eleman çoğu zaman özel hal olan dikdörtgen eleman şeklinde kullanılır.
3. Dönel elemanlar: Eksenel simetri özelliği olan problemlerin çözümünde dönel elemanlar kullanılır. Bu elemanlar bir veya iki boyutlu elemanların simetri eksenini etrafında bir tam dönme yapmasıyla oluşurlar. Gerçekte üç boyutlu olan bu elemanlar eksenel simetrik problemleri iki boyutlu problem gibi çözmeye olanağı sağladığı için çok kullanışlıdır.
4. Üç boyutlu elemanlar: bu grupta temel eleman üçgen piramittir. Bunun dışında dikdörtgenler prizması veya daha genel olarak altı yüzeyle elemanlar, üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılan eleman tipleridir.

### 3.2. Sonlu Elemanlar Formülasyonları

Bu bölümde ANSYS-Flotran kodu tarafından Newton akışkanı için 2 ve 3- boyutlu hız ve basınç dağılımlarının bulunmasında kullanılan temel denklemler verilecektir.

#### 3.2.1. Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Burada;  $V_x, V_y, V_z$  sırasıyla  $x, y, z$  koordinatlarındaki hız vektörlerini,  $\rho$  yoğunluğu ve  $t$  zamanı göstermektedir.

$P$  basıncı göstermek üzere;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial \rho}{\partial P} \cdot \frac{\partial P}{\partial t} \quad (4.2)$$

yazılabilir.

### 3.2.2. Momentum denklemi

Newton akışkanı için gerilme ve akışkandaki deformasyon arasındaki bağıntı aşağıdaki şekildedir;

$$\tau_{ij} = -P \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \lambda \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (4.3)$$

Burda;  $\tau_{ij}$  gerilme vektörlerini,  $u_i$  ortogonal hızları,  $\mu$  dinamik viskoziteyi ve  $\lambda$  viskozitenin ikinci katsayısını göstermektedir.

(4.3) formülündeki son terim sabit yoğunluktaki bir akışkan için sıfırdır ve sıkıştırılabilir akışkanlar için de ihmal edilebilir.

Momentum denklemi  $x$  yönünde aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho V_x}{\partial t} + \frac{\partial (\rho V_x V_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho V_y V_x)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho V_z V_x)}{\partial z} &= \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} \\ + R_x + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_e \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_e \frac{\partial V_x}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_e \frac{\partial V_x}{\partial z} \right) &+ T_x \end{aligned} \quad (4.4)$$

Bu denklem  $y$  ve  $z$  yönlerinde de benzer şekilde yazılabilir.

Burda;  $g_x, g_y, g_z$  yerçekimi ivmesinin bileşenlerini,  $\rho$  yoğunluğu,  $\mu_e$  efektif viskoziteyi,  $R_x, R_y, R_z$  dağılmış dirençleri ve  $T_x, T_y, T_z$  vizkoz kayıp terimlerini tanımlamaktadır.

Laminer akış koşullarında efektif viskozite dinamik viskozite olarak tanımlanabilir.  $R_x, R_y, R_z$  terimleri eklenmek istenen herhangi bir kaynak terimi simgelemektedir ve  $T_x, T_y, T_z$  vizkoz kayıp terimleri sıkıştırılmaz akışta yok sayılabilir.

### 3.2.3. Enerji denklemi

Sıkıştırılmaz akış için enerji denklemi, aşağıdaki şekilde yazılabilir,

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x C_p T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V_y C_p T) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z C_p T) \\ = \frac{\partial}{\partial x}\left(K \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(K \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(K \frac{\partial T}{\partial z}\right) + Q_v \end{aligned} \quad (4.5)$$

Burada;  $C_p$  özgül ısıyı,  $T$  toplam (veya durgunluk) sıcaklığını,  $K$  termal kodüktiviteyi ve  $Q_v$  volumetrik ısı kaynağını göstermektedir.

### 3.3. Sayısal Yöntem

Sonlu elemanlar esasına dayanan sayısal analizler için, ANSYS-Flotran kodu kullanılarak 2-boyutlu, zamandan bağımsız, sıkıştırılmaz akış kabulüyle Navier Stokes ve süreklilik denklemlerinin çözümleri elde edildi.

Elemanlara ait denklemlerin üretilmesinde FLOTTRAN ağırlıklı kalanlar yaklaşımı esasına dayanan Glarkin metodu kullanılmaktadır. 2- boyutlu hız ve basınç değerlerinin elde edilmesinde çözücü olarak olarak TDMA (Tri-Diagonal Matrix Algorithm) kullanılmıştır.

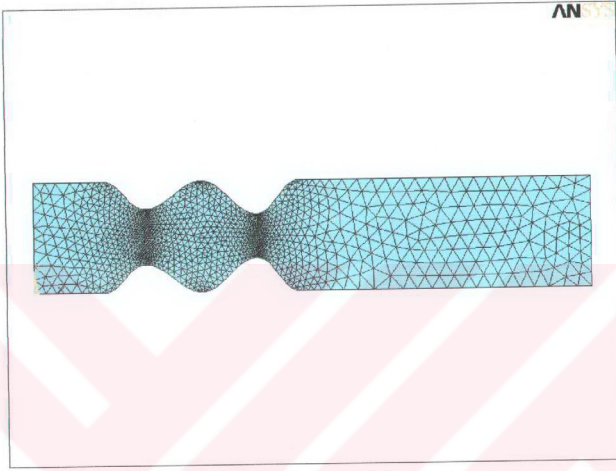
Damarlardaki daralmayı karakterize eden, dört farklı daralma geometrisi, ANSYS programının pre-prosesör modülünde üretildi. Geometrilereki ağ yapısı, üçgen elemanlardan oluşturuldu ve daralma modelinin geometrisine bağlı olarak 20.000-24.000 üçgen eleman ve 10.000-12.000 nod kullanıldı. (Grid yapısına örnek olarak, ağ yapısının belirgin bir şekilde görülebilmesi için, eleman sayısı azaltılmış olan daralma modellerine ait grid ağı Şekil 3.1, 3.2, 3.3, 3.4'de görülmektedir.)

#### 3.3.1. Sınır Şartları

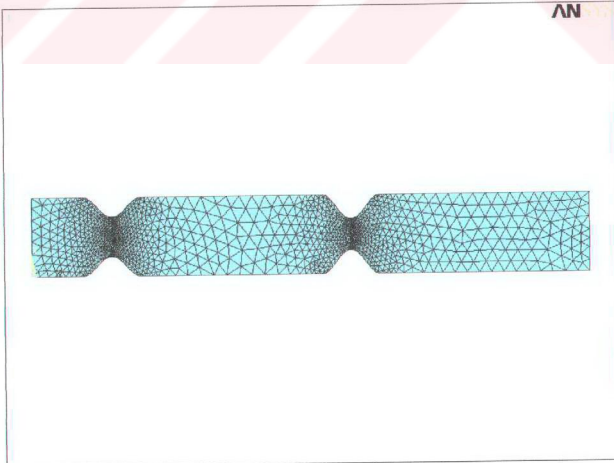
ANSYS-Flotran çözücüsünde akış yapısını tanımlayan 2-boyutlu hız ve basınç değerlerinin elde edilebilmesi için ;

- Giriş kesitinde; Re sayısına bağlı olarak  $V = Re\mu / \rho D$  formülünden elde edilen hız değeri, giriş kesitinin her noktası için sabit değerde, giriş sınır şartı olarak tanımlandı,
- Çıkış kesitinde; çıkış sınır şartı olarak , sıfır bağıl basınç değeri ( $P_{bağıl} = 0$ ) tanımlandı,
- Daralma modellerinin çeperlerinde hız bileşenlerinin değeri sıfır olacak şekilde ( $V_x, V_y = 0$ ) yüzey sınır şartı tanımlandı.

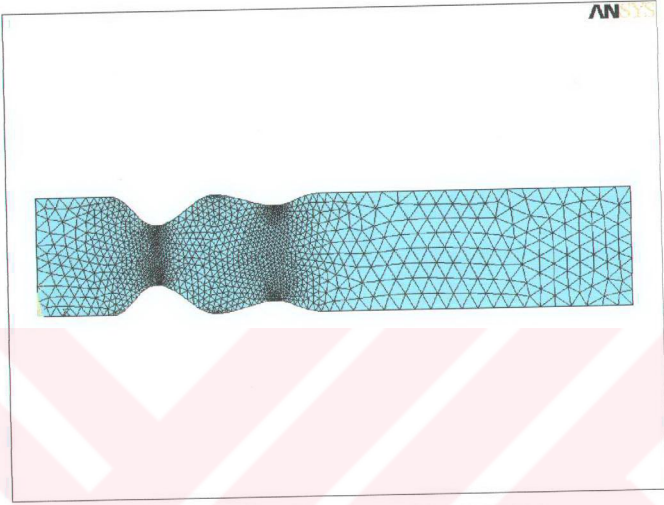
### 3.4. Daralma modellerine ait ağ yapıları



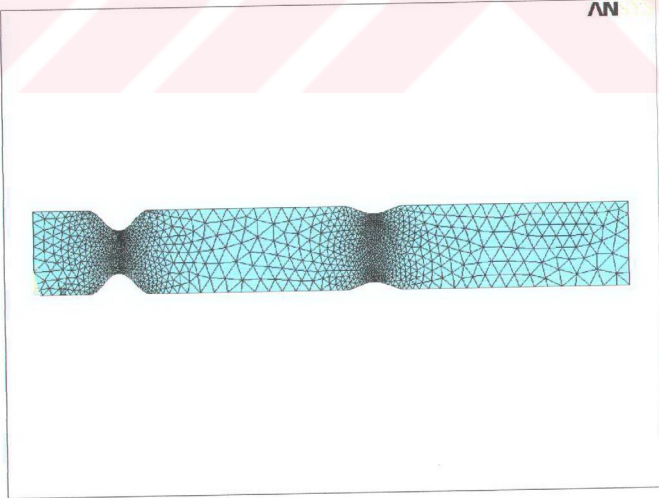
Şekil 3.1. Birinci daralma modeline ait ağ yapısı



Şekil 3.2. İkinci daralma modeline ait ağ yapısı



Şekil 3.3. Üçüncü daralma modeline ait ağ yapısı



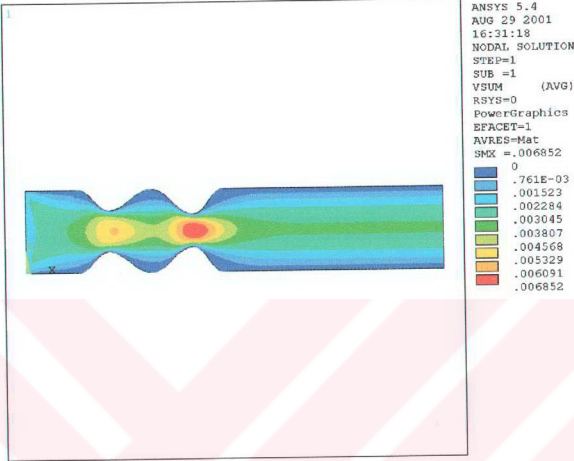
Şekil 3.4. Dördüncü daralma modeline ait ağ yapısı

### 3.4. Sonuçlar

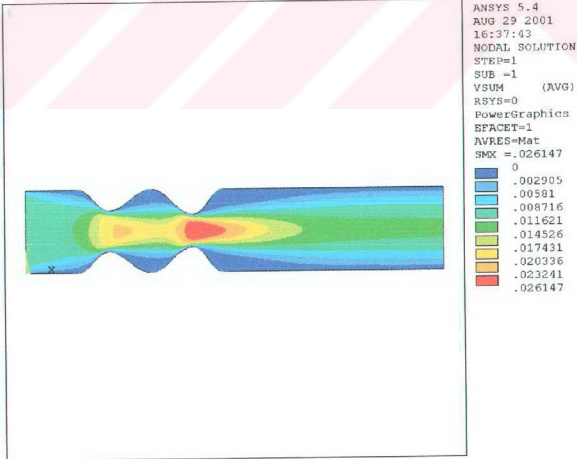
Bu b6l6mde, farklı daralma modelleri için, farklı Re sayılarında, sonlu elemanlar temeline dayanan, ANSYS-Flotran 6z6c6s6nden elde edilen; 2- boyutlu hız ve basınç dağlımlarını içeren Şekiller sunulacaktır.



### 3.5.1. Birinci daralma modeli için elde edilen sonuçlar

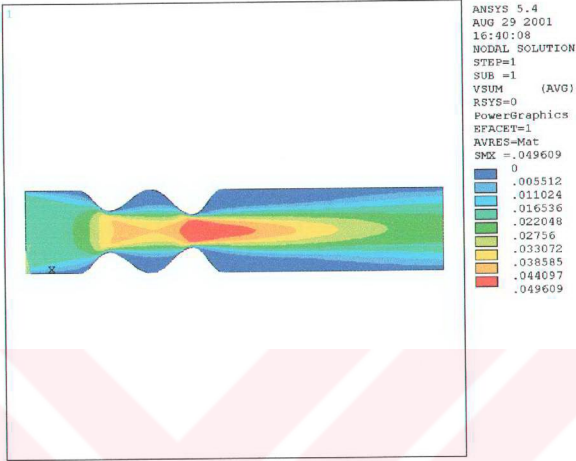


Şekil 3.5 Birinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  25

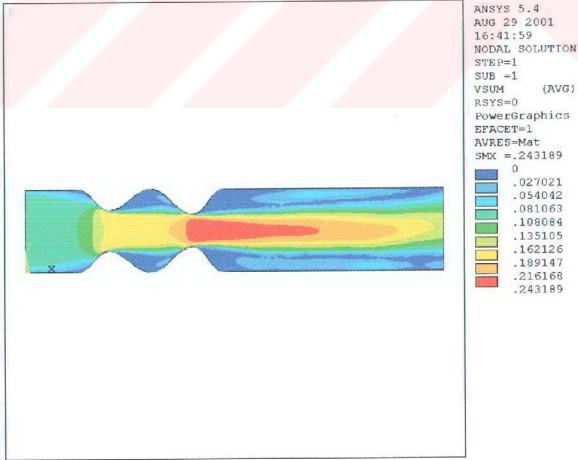


Şekil 3.6 Birinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  100

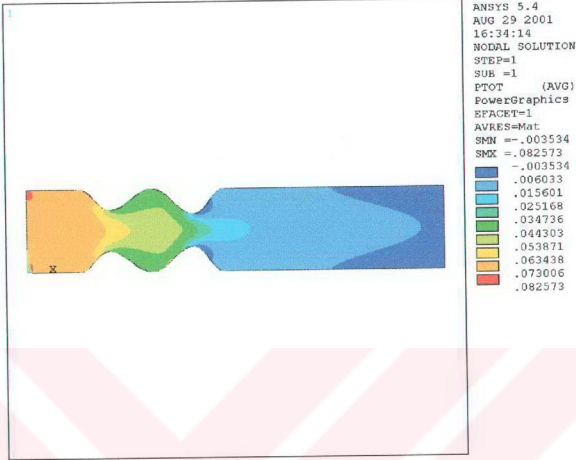




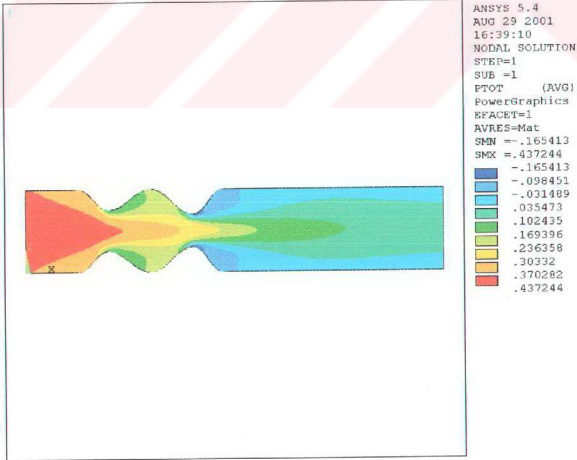
Şekil 3.7 Birinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  200



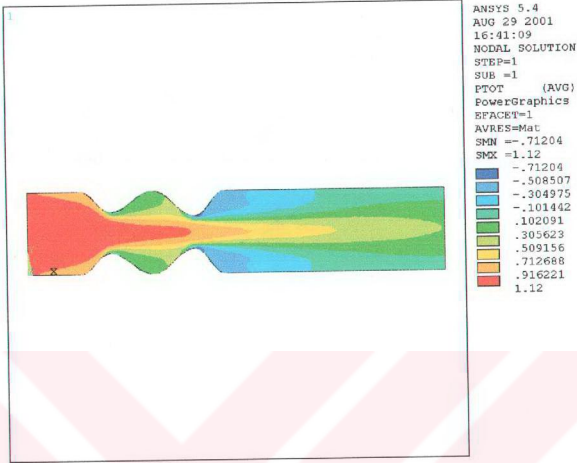
Şekil 3.8 Birinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  1000



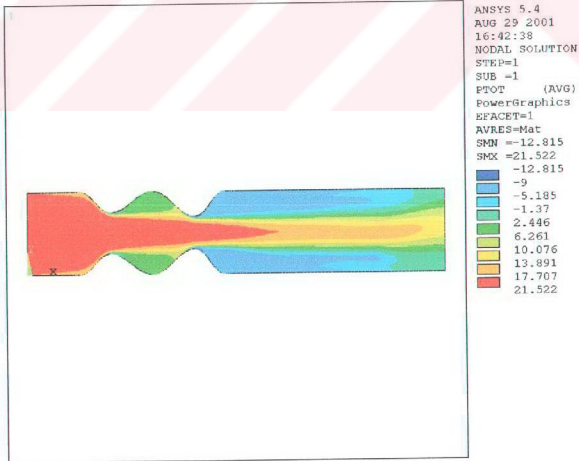
Şekil 3.9 Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  25



Şekil 3.10 Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$ ,  $Re=100$

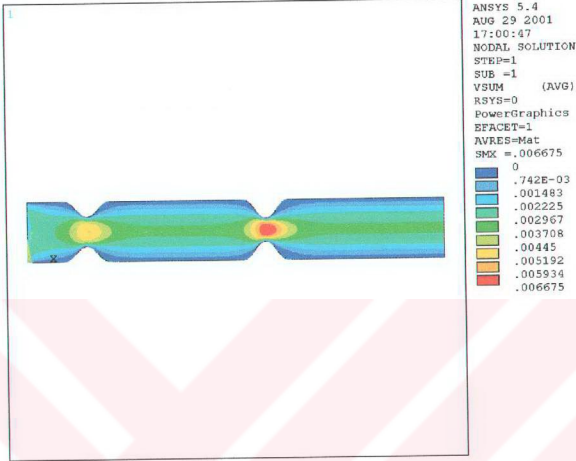


Şekil 3.11 Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  200

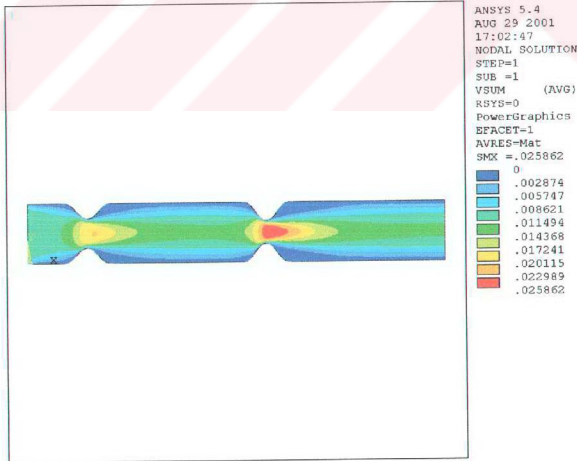


Şekil 3.12 Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  1000

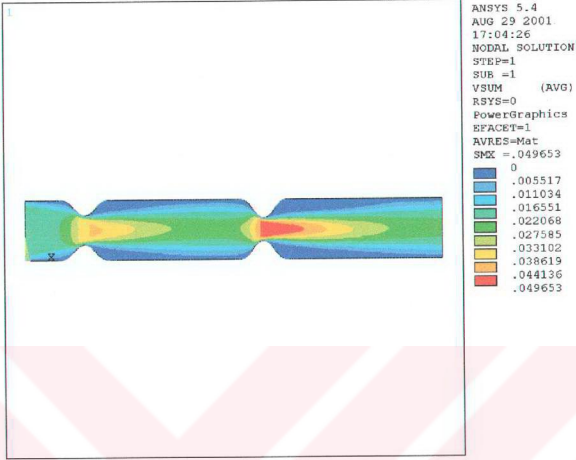
### 3.5.2. İkinci daralma modeli için elde edilen sonuçlar



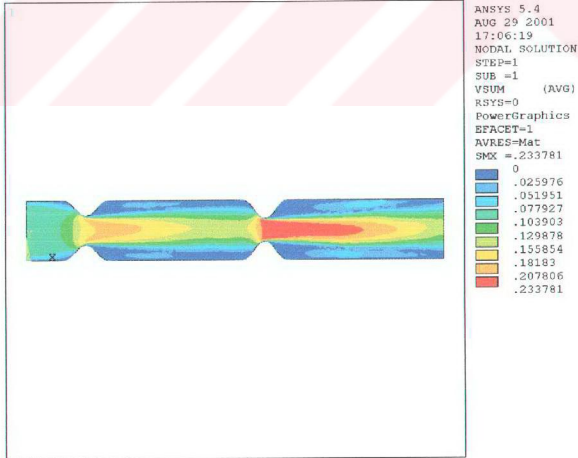
Şekil 3.13 İkinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  25



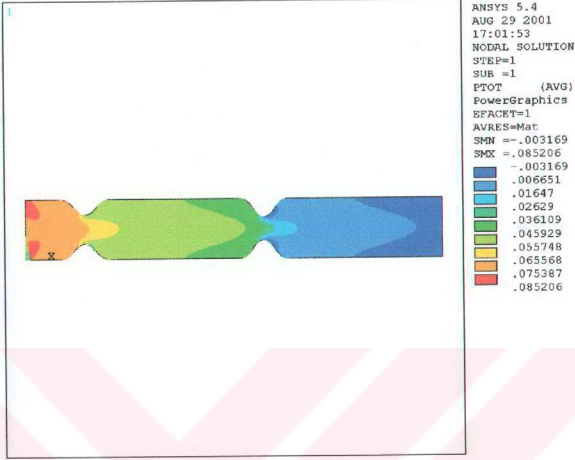
Şekil 3.14 İkinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  100



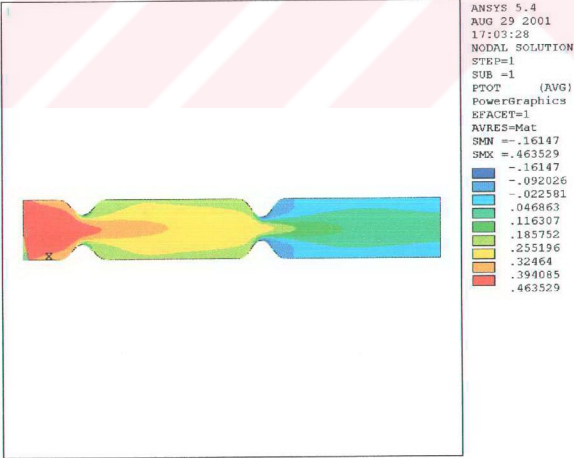
Şekil 3.15 İkinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  200



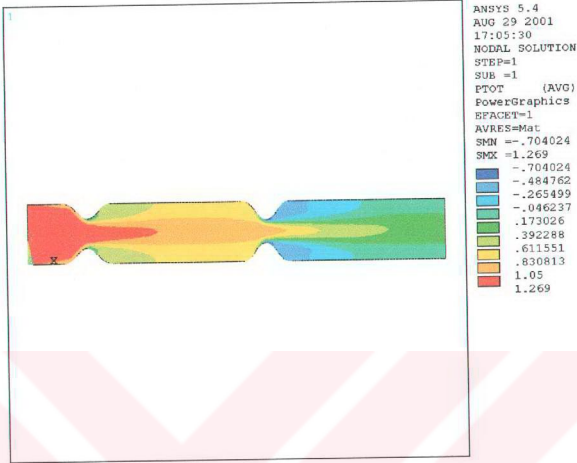
Şekil 3.16 İkinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  1000



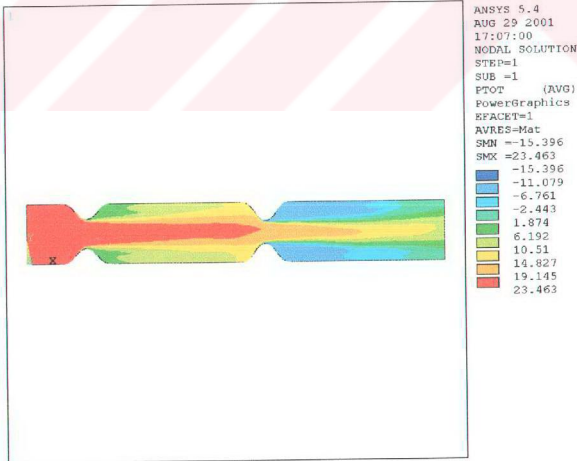
Şekil 3.17 İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  25



Şekil 3.18 İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  100

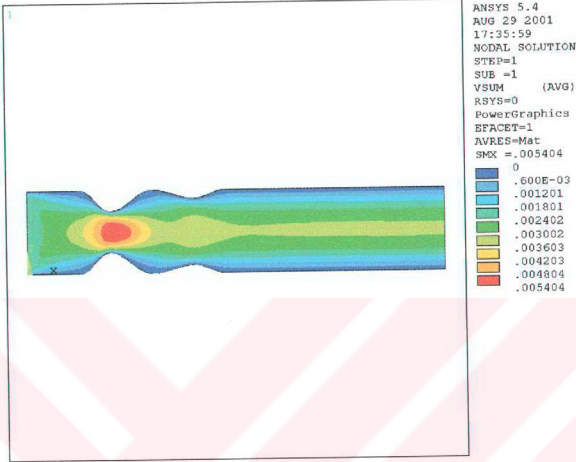


Şekil 3.19 İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  200

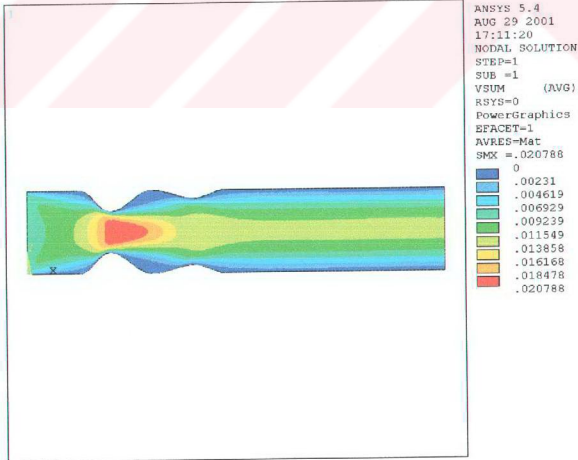


Şekil 3.20 İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  1000

### 3.5.3 Üçüncü daralma modeli için elde edilen sonuçlar

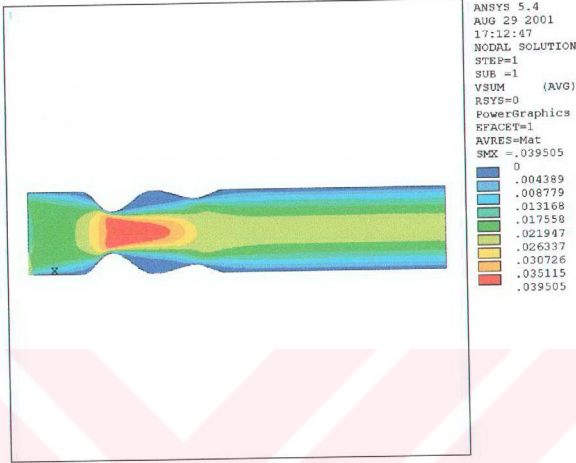


Şekil 3.21 Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re$  25

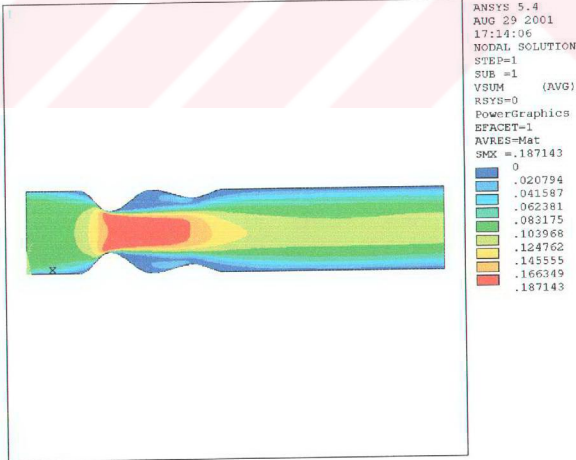


Şekil 3.22 Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re$  100

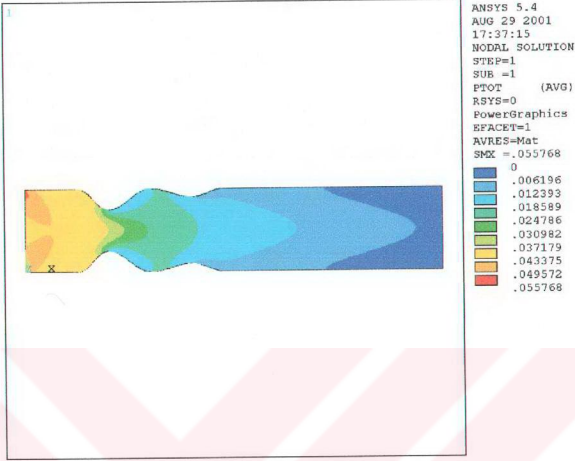




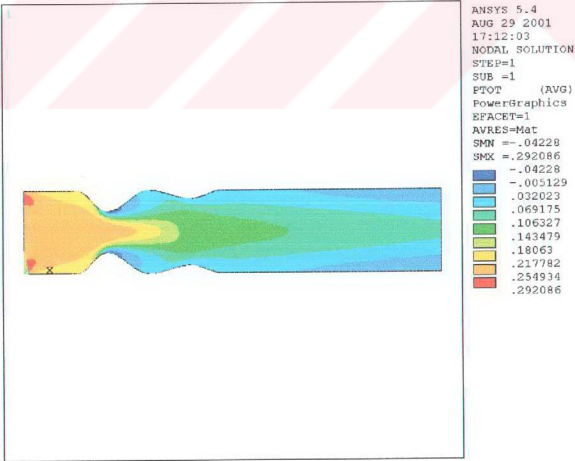
Şekil 3.23 Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re$  200



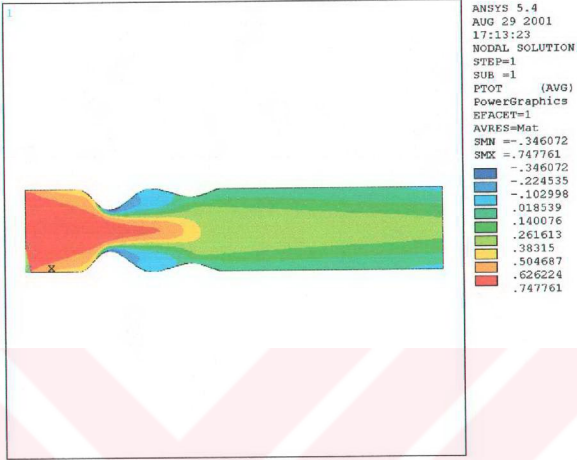
Şekil 3.24 Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re$  1000



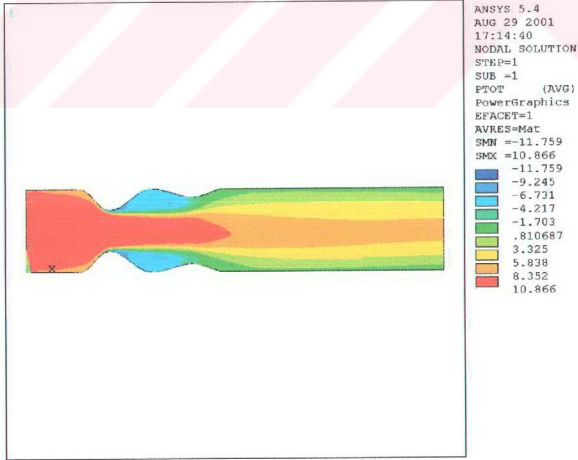
Şekil 3.25 Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re$  25



Şekil 3.26 Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re$  100

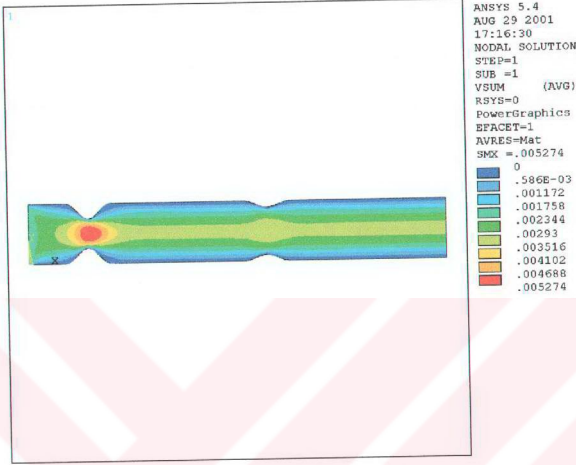


Şekil 3.27 Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re$  200

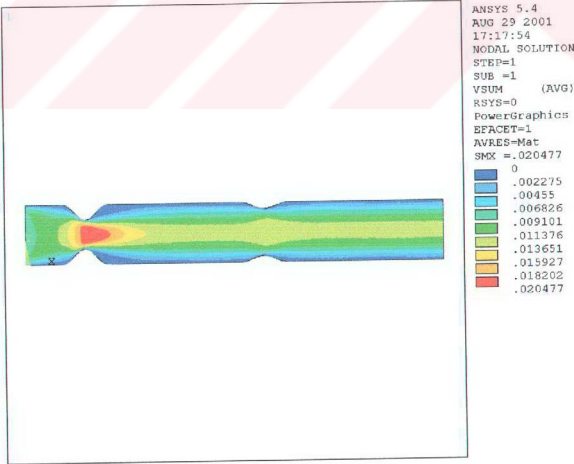


Şekil 3.28 Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re$  1000

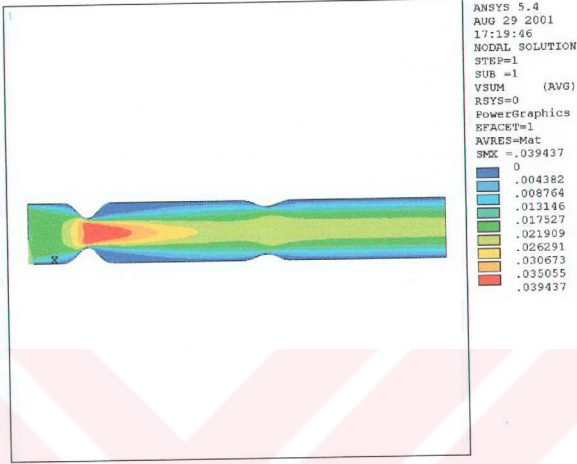
### 3.5.4 Dördüncü daralma modeli için elde edilen sonuçlar



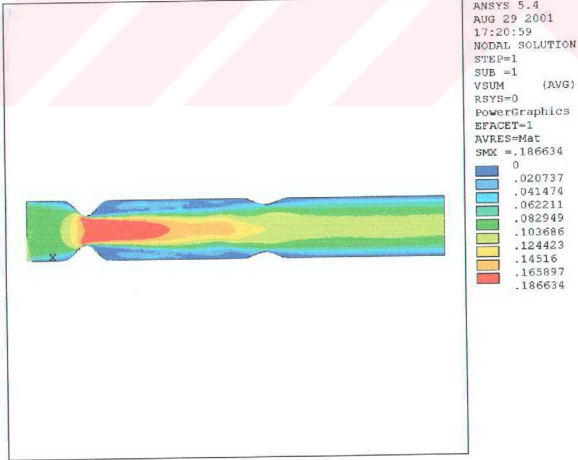
Şekil 3.29 Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re$  25



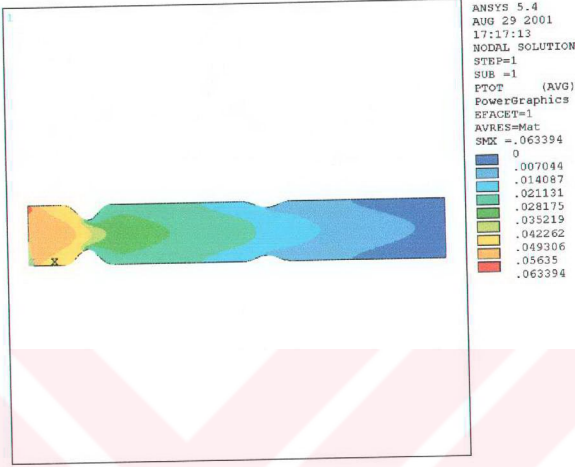
Şekil 3.30 Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re$  100



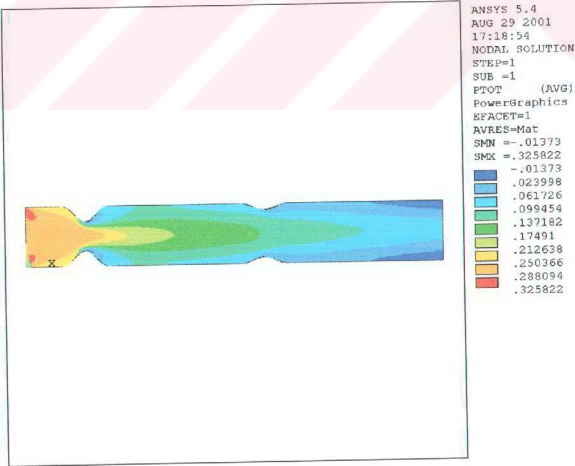
Şekil 3.31 Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re$  200



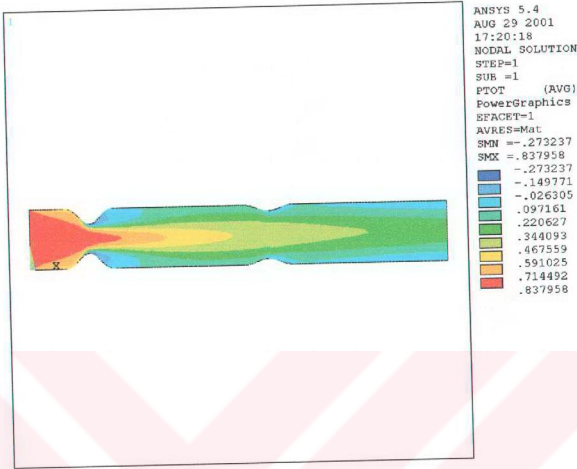
Şekil 3.32 Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re$  1000



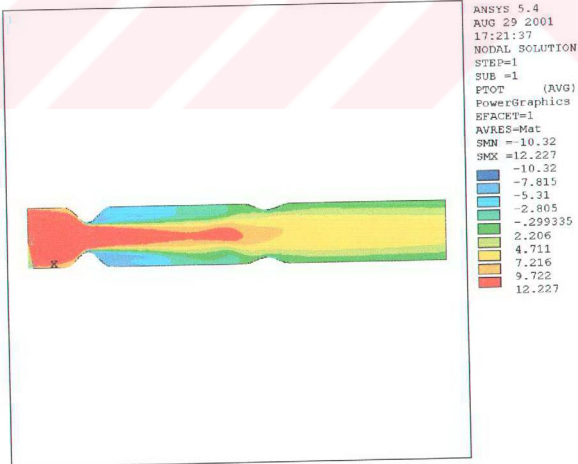
Şekil 3.33 Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re$  25



Şekil 3.34 Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re$  100



Şekil 3.35 Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re=200$



Şekil 3.36 Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re=1000$

### 3.6. Sonuçların Yorumlanması

Bu bölümde; sonlu elemanlar sayısal yöntemi esasına dayanan, ANSYS-Flotran kodu kullanılarak, 2-boyutlu, viskoz, daimi ve sıkıştırılmaz akış kabulüyle, dört farklı daralma geometrisi için elde edilen sonuçların analizi yapılacaktır. Daralma modellerindeki akış yapısını tanımlayan 2- boyutlu hız ve basınç dağılımları her farklı geometri için Reynolds sayısının 25; 100, 200 ve 1000 olduğu koşullarda elde edilerek sunulmuştur. 2-boyutlu hız ve basınç dağılımları Şekil 3.5- 3.36 arasında görülmektedir.

Reynolds sayısının 25 olduğu koşullarda dört farklı daralma modelinden elde edilen hız konturları Şekil 3.5, 3.13, 3.21 ve 3.29 'da verilmektedir. Kesit yapısına bağlı olarak, hız konturlarının beklenen simetrik dağılımı, tüm şekillerde gözlemlenmektedir. Maximum hız dağılımı, beklendiği gibi dar kesitlerde elde edilmiştir. Düşük Re sayısında elde edilen hız konturlarından, daralma kesitinin çapına bağlı olarak, kinetik enerji değerlerinde artış gözlemlenmektedir. Bunun da toplam kütsel akış dengesinden kaynaklandığı bilinen bir gerçektir. Daralma kesitleri arasındaki mesafenin kısa, ikinci daralma kesit çapının daha küçük olduğu birinci daralma modelinde, akışın ayrılma noktasına bağlı olarak, daralma kesitleri arasındaki akış alanında, kütsel yığılma oluştuğu ve düşük enerji yoğunluğuna sahip olan bu bölgenin cidarı zorladığı görülmektedir (Şekil 3.5). Daralan kesitler arasındaki hız büyüklüklerindeki farklılığın, eşit kütsel debiden dolayı, kesit çapı ile orantılı olarak değiştiği söylenebilir. Reynolds sayısının 25 olduğu, dört farklı daralma geometrisine ait hız dağılımlarından da gözlemlendiği gibi, Re sayısının bu değeri için akış alanlarında herhangi bir ters akış izlenmemektedir. Hız büyüklüğünün maximum değerinin, beklendiği gibi, en dar kesitlerde oluşmasıyla birlikte, daralma kesitleri arasındaki mesafenin kısa olduğu birinci ve üçüncü daralma modellerinde, daralma kesitleri arasındaki mesafenin uzun olduğu diğer geometriler göre hız dağılımının biraz daha yüksek olduğu gözlemlenmektedir. (Şekil 3.5 ve 3.13' ün karşılaştırılmasından) Buna bağlı olarak, bu geometrilerde hidrodinamik gelişimin daha kısa mesafede tamamlanmış olduğu (sınır tabaka kalınlıklarındaki değişimden dolayı) sonucu çıkarılabilir. Ayrılma noktası, özellikle ikinci daralma bölgesinde birinciye göre daha ileri bir noktada gerçekleşmekte, bunun da oluşan jet akımının dağılımından kaynaklandığı sanılmaktadır. Genel olarak Reynolds sayısının 25 olduğu koşulda, dört farklı daralma modeli incelendiğinde akış yapılarında ani değişimler gözlenmemekle birlikte, birtakım akım düzensizliklerinin başlangıç sınırı olarak görülebilir.

Reynolds sayısının 100 olduğu durum için, kısmi olarak etkin olmamakla birlikte negatif hız vektörleri, yani ters yönlü akım dağılımları ile karşılaşılmaktadır. (Şekil 3.6, 3.14, 3.22, 3.30) Jet akımın gözlemlendiği daralma bölgelerinde, hız profilinin üç köşeli bir forma yaklaştığı, bunun da Lee (1994) tarafından elde edilmiş olan sonuçla paralel olduğu gözlemlenmektedir. Negatif hız vektörlerinin, özellikle tüp cidarlarına yakın bölgelerde ve geniş çaplı



daralma kesitine göre, daralma oranı daha fazla olan (özellikle Şekil 3.6 ve 3.22) bölgelerde baskın olarak görüldüğü, bunun da cidar gerilmesindeki artışla sonuçlanabileceği tahmin edilmektedir. Daralmış kesitler arası mesafe artışının, akış yapısını önemli bir değişikliğe uğratmadığı çıkarılan sonuçlar arasındadır (Şekil 3.6 ile 3.14' un karşılaştırılmasından).

Reynolds sayısının artışı ile ( $Re=200$ ) daralmış kesitler arasında ve özellikle tüp cidarlarında negatif hız vektörlerinin büyüklüklerinde belirgin bir artış olduğu Şekil 3.7, 3.15, 3.23, 3.31' de görülmektedir. Vortex hareketlerini gösteren negatif hız vektörlerindeki artış, özellikle ikinci daralma kesitlerinin çıkışından sonra etkisini belirginleştirmektedir. Artan Re sayısı ile birlikte, daralan kesitler arası mesafelerin fazla olduğu akış alanında gözlemlenen iki ayrı jet profilli hız vektörlerinin, daralma kesitleri arasındaki mesafenin azalmasıyla, tek merkezli bir jet akıma dönüştüğü saptanmıştır. (Şekil 3.7 ile 3.15'in karşılaştırılmasından). Bunun sonucu olarak, daralma kesitlerinin cidara yakın olan alanlarında, aşırı ters akış gözlemlenmiştir. Hız profili beklendiği gibi gelişmesini tamamlamakta olup, daralma kesitleri arasındaki mesafeye orantılı olarak ayrılma noktasında birtakım sapmalar görülmektedir.

Reynolds sayısı arttıkça gelişen jet profilinin bir sonucu olarak, daralma kesitlerinden ayrılan akımın, ayrılma noktası aşağıya doğru kaymaktadır ( $Re=1000$ ). Bunun sonucu olarak da, ölü bölgede bulunan, yani yoğun negatif hız vektörleriyle çevrili vortex alanında, artış gözlenmiştir. Jet hızında gözlemlenen bu artış, vortex hareketinde de aynı oranda artış ile sonuçlanmıştır. Vortex çapındaki artışın daralan kesit çapı ile doğru orantılı olarak değiştiği belirlenmekle birlikte, iki daralma kesiti arasındaki mesafenin negatif hızdaki değişime olan etkisini de gözlemlemek mümkündür. Re sayısının artmasıyla birlikte  $Re=1000$  değerinde; birinci daralma modelinde, ikinci boğumdan sonra, ikinci daralma modelinde daralma kesitleri arasında ve ikinci boğum çıkışında, dördüncü daralma modelinde ise boğumlar arasındaki alanda iki ayrı merkezli vortex hareketi gözlemlenmiştir (Şekil 3.8, 3.16, 3.32). Viskoz sınır tabakanın gelişimi teorisine paralel olarak, Reynolds sayısının artışı, vascular tüp cidarlarında akışkanın viskoz etkileşim nedeniyle yapışkanlığını etkilemekte, buna bağlı olarak da aktif çapın daralmasında negatif rol oynamaktadır. Reynolds sayısının 25 ile 1000 arasındaki elde edilen hız değerleri karşılaştırıldığında, oluşan jetin artışı viskoz tabakanın artışı ile paralellik göstermektedir. Viskoz tabaka kalınlığının artışı ise, bu uygulamada görüldüğü gibi karmaşık geometrilere ters akım hareketleriyle sonuçlanmaktadır.

Sonuç olarak daralma kesitleri arasındaki mesafe farklılıklarının akış fiziği üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı, ancak viskoz tabaka gelişiminde olumlu bir etkisinin olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds sayısının artışı ile özellikle daralma bölgeleri arasında ters akışlarda belirgin bir yükselme gözlemlenmiş olup, bunun da ilgili bölgelerdeki kütleli debinin azalması ile sonuçlandığı belirlenmiştir.

## BÖLÜM IV

### SONLU HACİMLER YÖNTEMİ

#### 4.1. Giriş

Sonlu hacimler (finite volumes) yöntemi, çözülecek denklemlerin integral halde kullanımı ve işlemi üzerine kurulmuştur. Hesaplama bölgesinin quadratik hacimlere ayrılması ile hesaplamalara başlanır. Böylece çok karmaşık geometrilerle de cisim uyumlu ağ yapılarının oluşturulması gerekmeden hesaplamalar gerçekleştirilebilir. Sonlu hacimler yöntemi, esas olarak özel bir sonlu farklar formülasyonu olarak geliştirilmiştir. Dört temel SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) kodu bulunmaktadır, bunlar; FLUENT, PHOENICS, FLOW3D ve STAR-CD'dir. Sonlu hacimler sayısal analiz yönteminde kullanılan sayısal algoritma temel olarak şu adımlardan oluşmaktadır;

1. Akışkan akışına ait temel denklemlerin çözüm bölgesine ait tüm (sonlu) kontrol hacimlerinde integrasyonu, bilinmeyen akış değişkenlerinin hesaplanması,
2. Sonlu farklar formundaki yaklaşımların, akışkan akışını tanımlayan integrale edilmiş denklemlerdeki terimlerin yerine konmasıyla, integral denklemlerin bir dizi cebirsel denklem haline dönüştürülmesi (discretisation),
3. Cebirsel denklemlerin iteratif bir yöntem yardımıyla çözülmesi.

Kontrol hacminin integrasyonunu içeren ilk adım, sonlu hacimler yöntemini diğer bütün SAD yöntemlerinden ayırmaktadır. Sayısal algoritma ile fiziksel korunum ilkesi arasındaki bu açık ve anlaşılır ilişki, sonlu hacimler yönteminin dikkat çekici en temel özelliğini oluşturur ve kullanıcılar için sonlu hacimler yaklaşımını sonlu elemanlar ve diğer yaklaşımlardan daha anlaşılır hale getirir. Sonlu kontrol hacmindeki hız bileşeni veya entalpi gibi genel bir akış değişkeninin ( $\phi$ ) korunumu bu değişkenin değerini artıran veya azaltan farklı işlemlerin dengesi olarak ifade edilebilir;

$$\left( \begin{array}{l} \text{Kontrol hacmindeki} \\ \phi \text{ 'nin zamana bağlı} \\ \text{değişimi} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{l} \phi \text{ 'nin konveksiyonla} \\ \text{kontrol hacmine net} \\ \text{akışı} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{l} \phi \text{ 'nin difüzyonla} \\ \text{kontrol hacmine net} \\ \text{akışı} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{l} \text{kontrol hacmindeki} \\ \phi \text{ 'nin net artış} \\ \text{oranı} \end{array} \right)$$

SAD kodları, taşınım olayının yapısına göre konveksiyon ve difüzyon için uygun diskritizasyon teknikleri içermektedirler. Anlatılan fiziksel olay lineer olmayan, karmaşık bir yapıya sahiptir ve bu nedenle iteratif bir çözüm yaklaşımı gerektirir. Basınç ve hız arasında doğru bir ilişki kurmak amacıyla yaygın olarak TDMA ve SIMPLE çözüm yöntemleri kullanılmaktadır.

#### 4.2. Sonlu Hacimler Formülasyonları

Daha önceki bölümlerde de belirtildiği gibi, laminar, sürekli bir akışkan akışını tanımlayan üç temel korunum denklemi vardır;

- Kütle korunumu,
- Momentum korunumu,
- Enerji korunumu.

Bu bölümde FLUENT sonlu hacimler çözücüsü tarafından kullanılan korunum denklemleri verilecektir.

##### 4.2.1. Kütle korunumu

FLUENT tarafından kullanılan kütle korunumu veya süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_i) = S_m \quad (4.1)$$

şeklinde. (4.1) denklemi kütle korunumu denkleminin genel formudur ve hem sıkıştırılmaz hem de sıkıştırılabilir akışlar için geçerlidir.

Burada;  $u_i$  hız vektörlerini,  $\rho$  yoğunluğu,  $t$  zamanı ve  $S_m$  dağınık faz tarafından sürekli faza eklenen kütleyi göstermektedir.

##### 4.2.2. Momentumun korunumu

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (4.2)$$

olarak yazılabilir.

Burda;  $p$  statik basıncı,  $\tau_{ij}$  gerilme tensörünü,  $g_i$  yerçekimi ivmesini ve  $F_i$  cisim kuvvetlerini göstermektedir.  $\tau_{ij}$  aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\tau_{ij} = \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (4.3)$$

Burda  $\mu$  moleküler viskoziteyi göstermektedir.

#### 4.2.3. Enerjinin korunumu denklemi

FLUENT, enerjinin korunumu denklemini, aşağıdaki şekilde çözer;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{ef} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_{j,i} + u_j (\tau_{ij})_{ef} \right) + S_h \quad (4.4)$$

burda;  $k_{ef}$  efektif kondüktiviteyi,  $J$  difüzyon akısını,  $T$  sıcaklığı,  $\tau_{ij}$  viskoz gerilme tensörünü, göstermektedir.  $S_h$  kimyasal reaksiyon ısısını ve tanımlanan diğer volumetrik ısı kaynaklarını içermektedir. Bu denklemde;

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \quad (4.5)$$

$$h_i = \int_{T_{ref}}^T c_{p,i} dT \quad (4.6)$$

dir. Burda;  $h$  entalpiyi,  $P$  basıncı,  $u$  hızı,  $T_{ref}$  referans sıcaklığı,  $c_{p,i}$  sabit basınçtaki özgül ısıyı göstermektedir.

### 4.3. Sayısal Yöntem

Sonlu hacimler esasına dayanan sayısal analizler için, FLUENT kodu kullanılarak 2-boyutlu, zamandan bağımsız, sıkıştırılmaz akış kabulüyle Navier Stokes ve süreklilik denklemlerinin çözümleri elde edilmiştir.

Sayısal analizlerin çözümünde temel çözüm algoritması olarak SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure –Linked Equations) yaklaşımı kullanılmıştır.

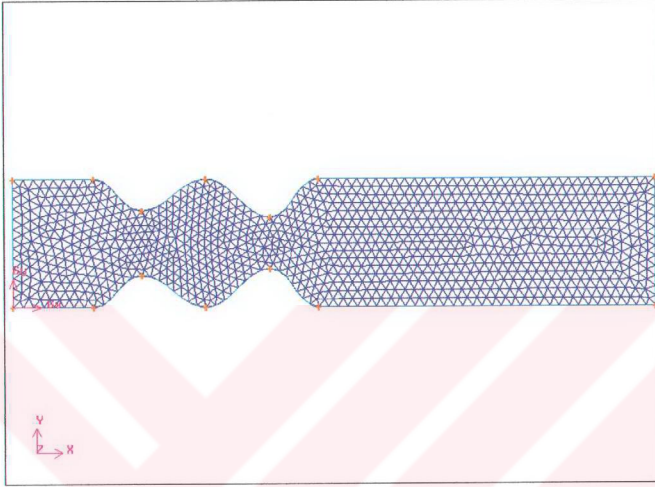
Damarlardaki daralmayı karakterize eden, dört farklı daralma geometrisi, ANSYS programının pre-processor modülünde üretilerek FLUENT-Gambit programına aktarılmış ve burda ağ yapısı oluşturulmuştur. Geometrilere göre ağ yapısı, üçgen elemanlardan oluşturuldu ve daralma modelinin geometrisine bağlı olarak 17.000-26.000 hücre ve 9.000-13.000 nod kullanıldı. (Grid yapısına örnek olarak, ağ yapısının belirgin bir şekilde görülebilmesi için eleman sayısı azaltılmış olan daralma modellerine ait grid ağları Şekil 4.1, 4.2, 4.3, 4.4’de görülmektedir.)

#### 4.3.1. Sınır Şartları

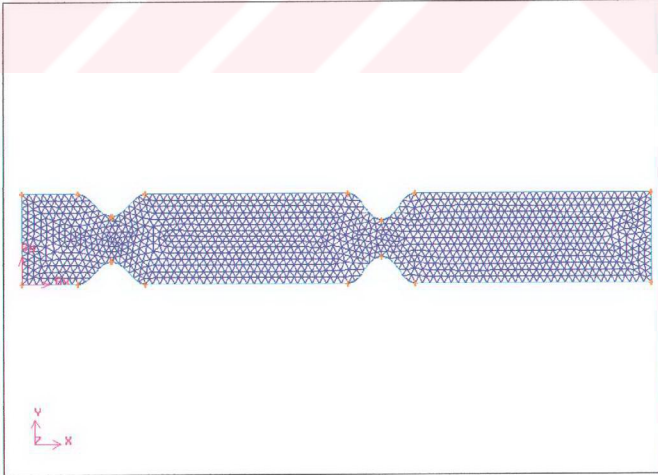
FLUENT çözücüsünde, akış yapısını tanımlayan 2-boyutlu hız ve basınç değerlerinin elde edilebilmesi için ;

- Giriş kesitinde; Re sayısına bağlı olarak  $V = Re \mu / \rho D$  formülünden elde edilen hız değeri, giriş kesitinin her noktası için sabit değerde, giriş sınır şartı olarak tanımlandı.
- Çıkış kesitinde; çıkış sınır şartı olarak, sıfır bağıl basınç değeri ( $P_{bağıl} = 0$ ) tanımlandı
- Daralma modellerinin çeperlerinde hız bileşenlerinin değeri sıfır olacak şekilde ( $V_x, V_y = 0$ ) yüzey sınır şartı tanımlandı.

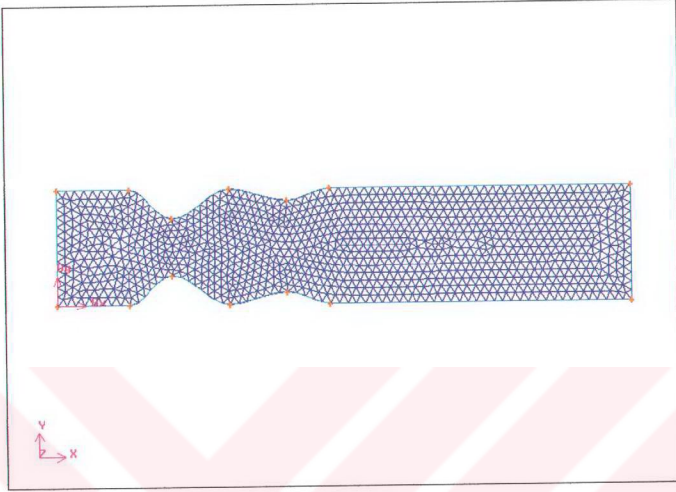
#### 4.4 Daralma Modellerine Ait Ağ Yapıları



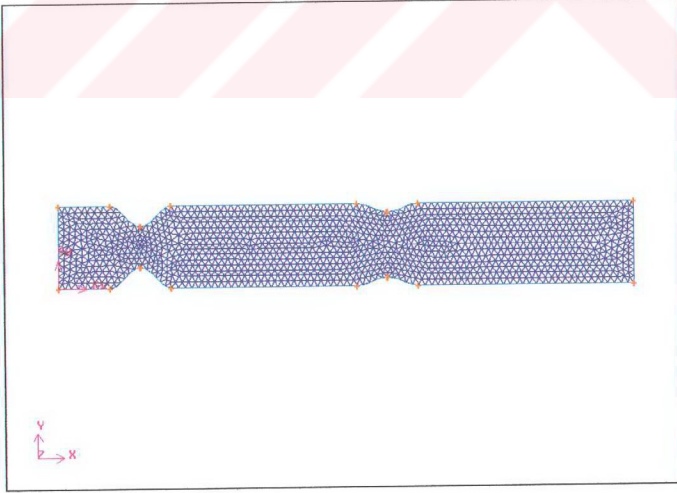
Şekil 4.1. Birinci daralma modeline ait ağ yapısı



Şekil 4.2. İkinci daralma modeline ait ağ yapısı



Şekil 4.3. Üçüncü daralma modeline ait ağ yapısı



Şekil 4.4. Dördüncü daralma modeline ait ağ yapısı

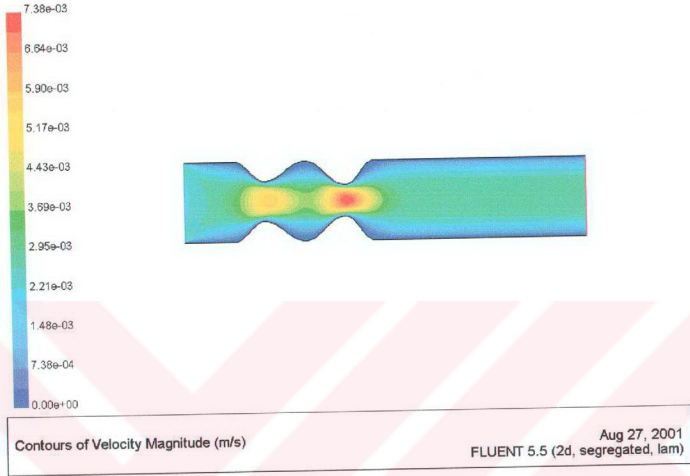
#### 4.5. Sonuçlar

Bu bölümde, farklı daralma modelleri için, farklı Re sayılarında, sonlu hacimler temeline dayanan, FLUENT çözücüsünden elde edilen; 2- boyutlu hız ve basınç dağılımlarını, 2-boyutlu hız vektörlerini, vorticity dağılımlarını ve yüzey vorticity, kayma gerilmesi değerlerini içeren Şekiller sunulacaktır.

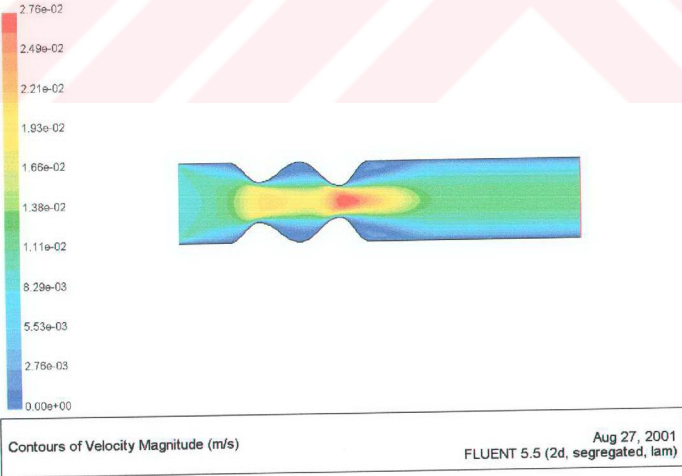




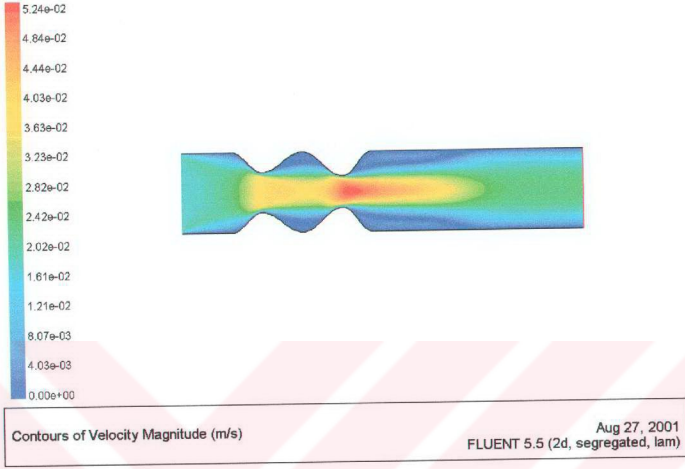
#### 4.5.1 Birinci daralma modeli için elde edilen sonuçlar



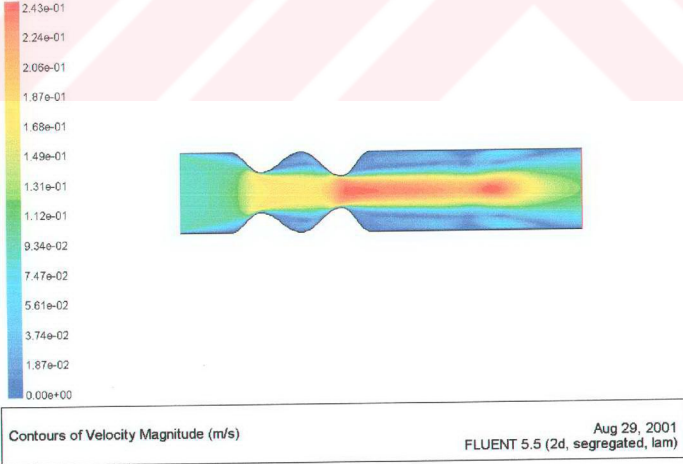
Şekil 4.5 Birinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  25



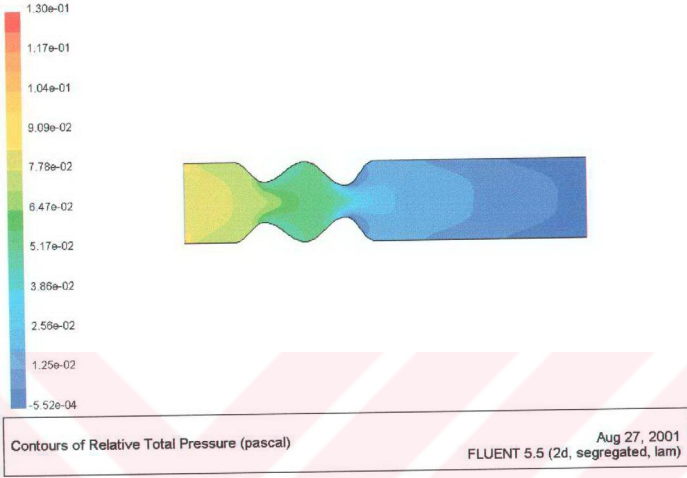
Şekil 4.6 Birinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  100



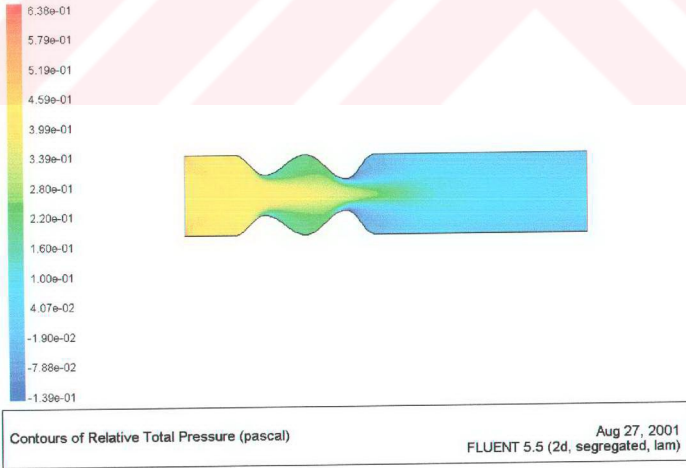
Şekil 4.7 Birinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$  Re 200



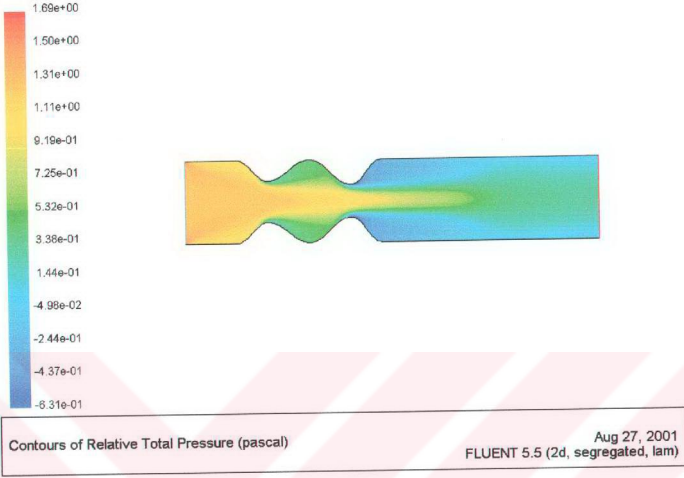
Şekil 4.8 Birinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$  Re 1000



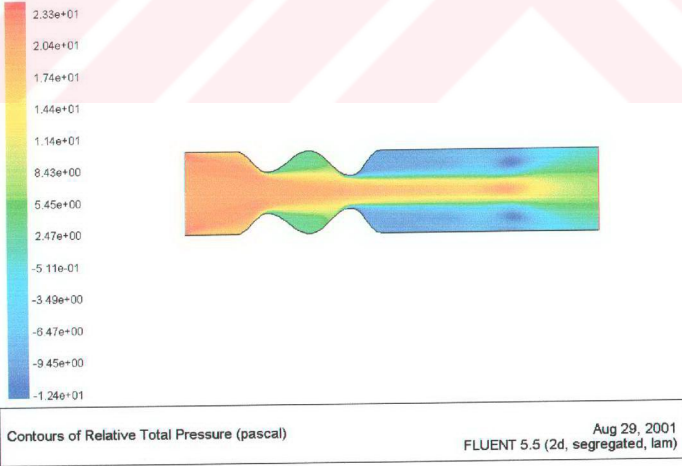
Şekil 4.9 Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re\ 25$



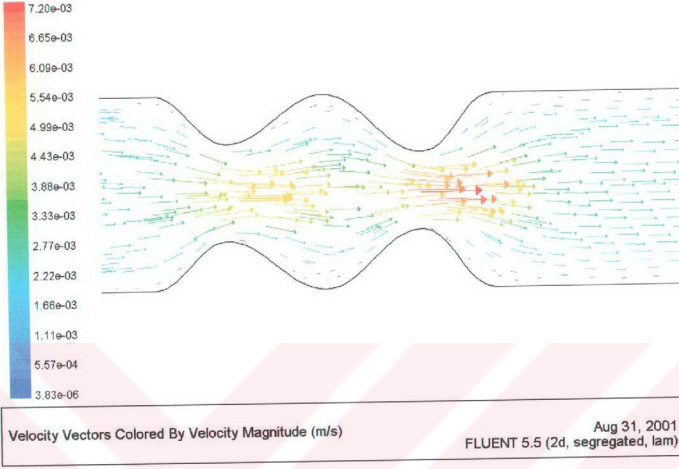
Şekil 4.10 Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re\ 100$



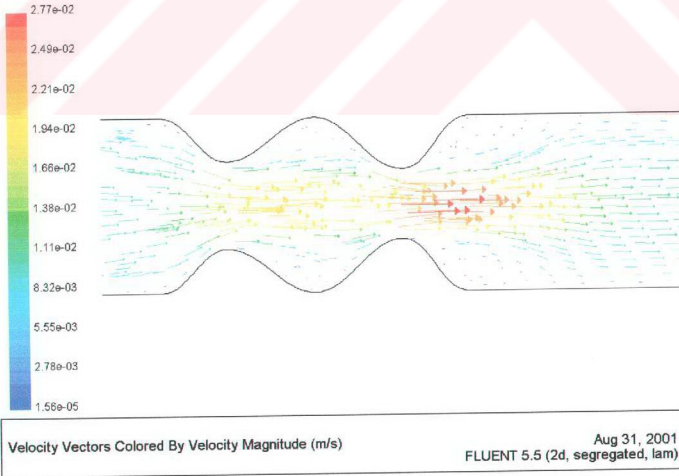
Şekil 4.11 Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re\ 200$



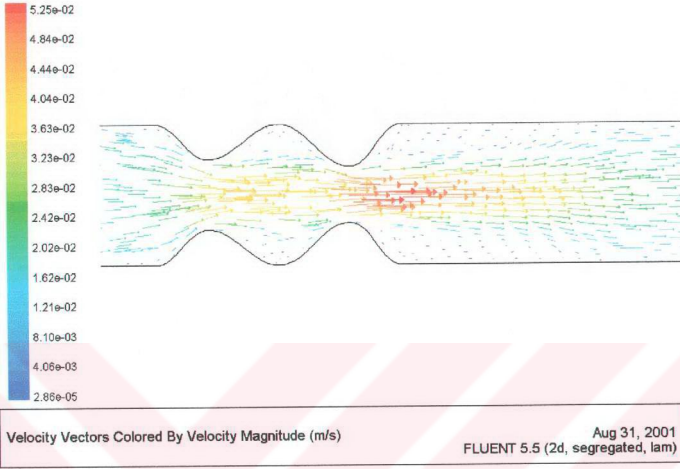
Şekil 4.12 Birinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re\ 1000$



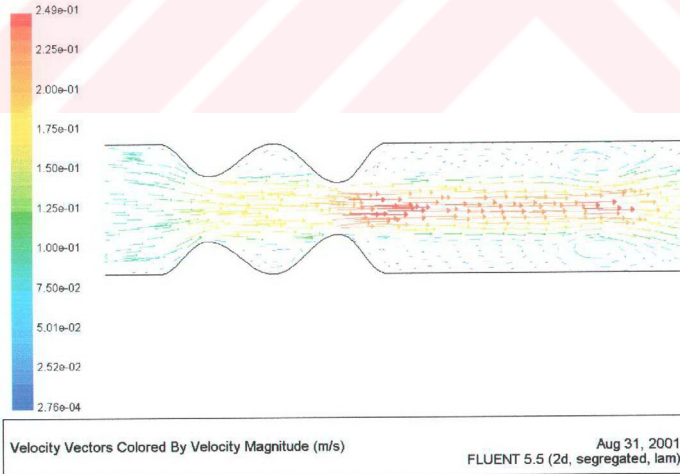
Şekil 4.13 Birinci daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  25



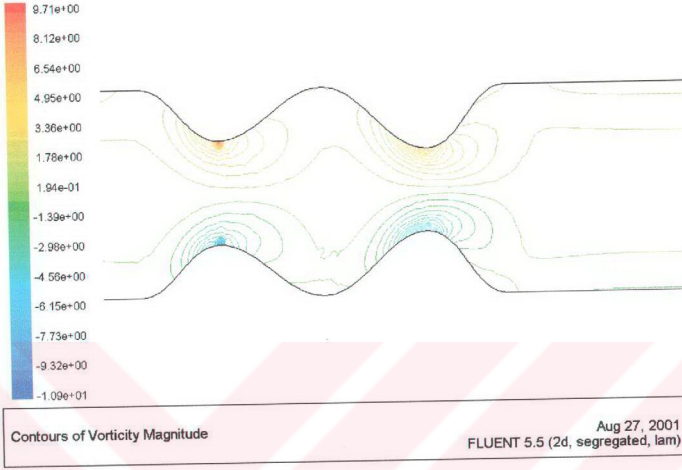
Şekil 4.14 Birinci daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  100



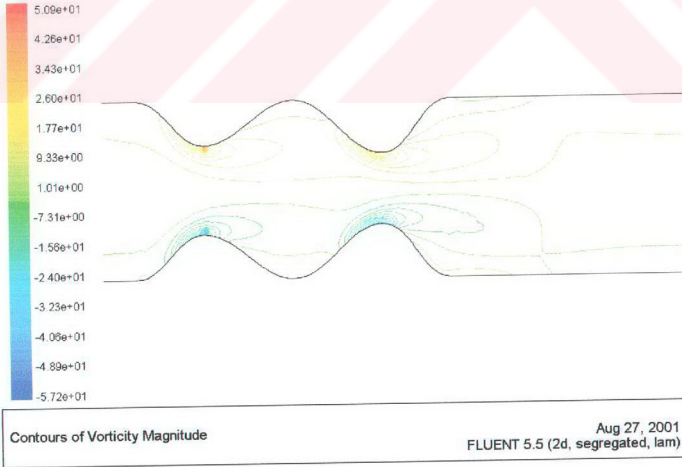
Şekil 4.15 Birinci daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  200



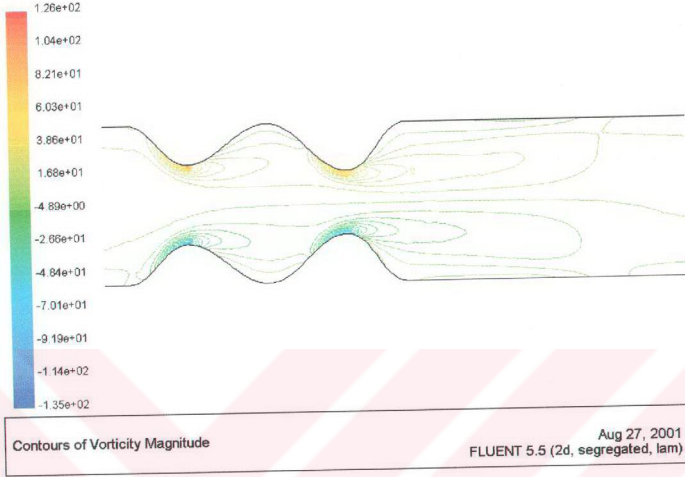
Şekil 4.16 Birinci daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  1000



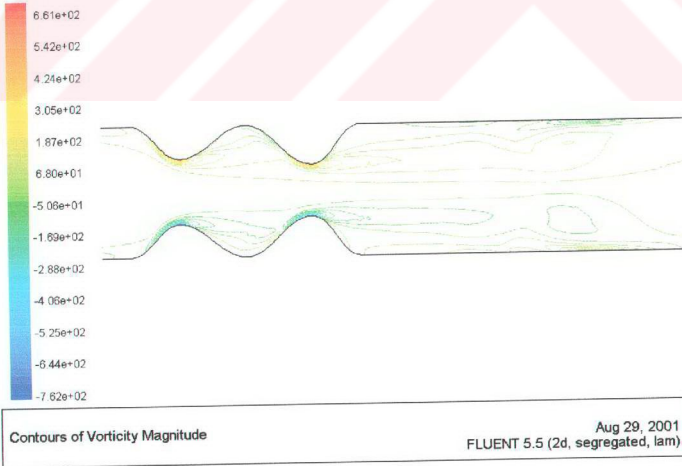
Şekil 4.17 Birinci daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  25



Şekil 4.18 Birinci daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$   $Re$  100

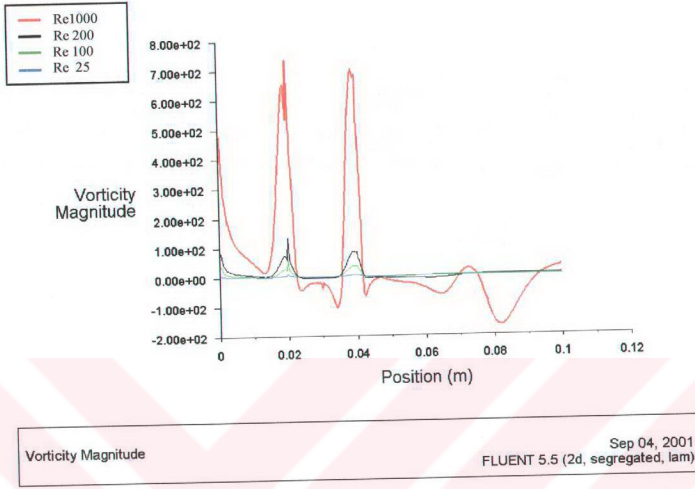


Şekil 4.19 Birinci daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$  Re 200

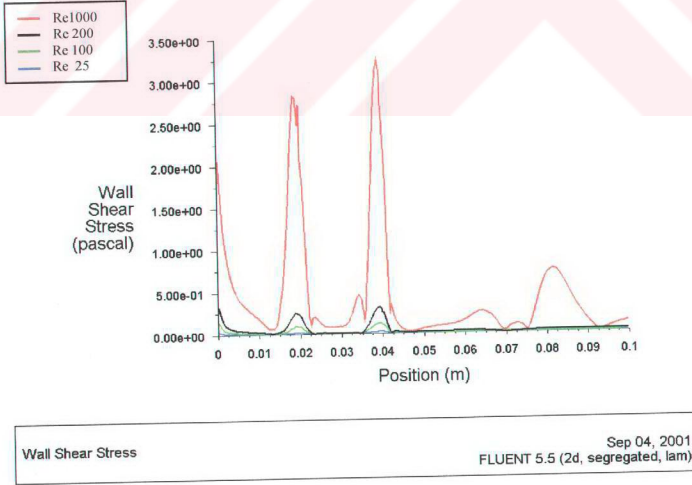


Şekil 4.20 Birinci daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=1$  Re 1000



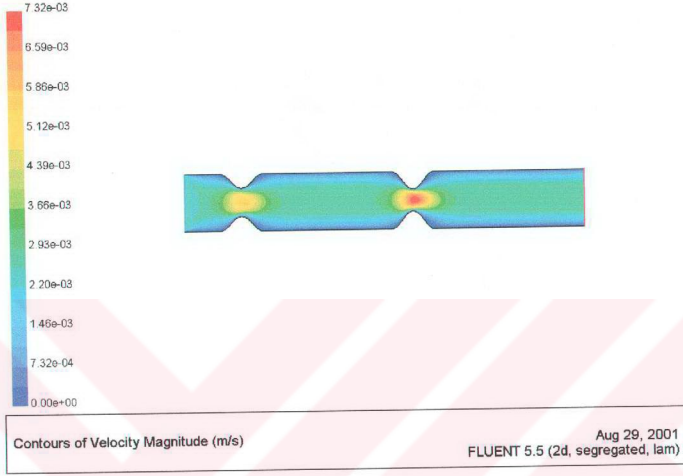


Şekil 4.21 Birinci daralma modelinde farklı Re sayılarının için vorticity değerleri

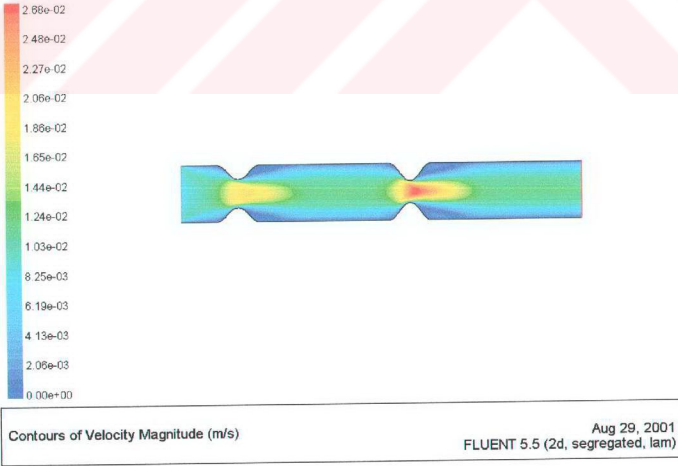


Şekil 4.22 Birinci daralma modelinde farklı Re sayılarının için kayma gerilmeleri

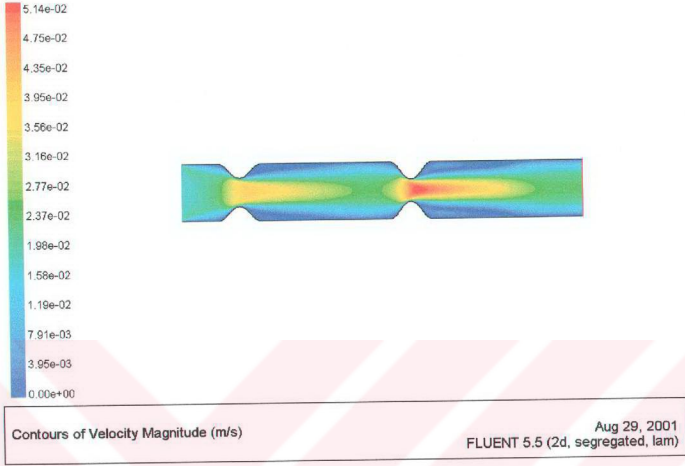
#### 4.5.2 İkinci daralma modeli için elde edilen sonuçlar



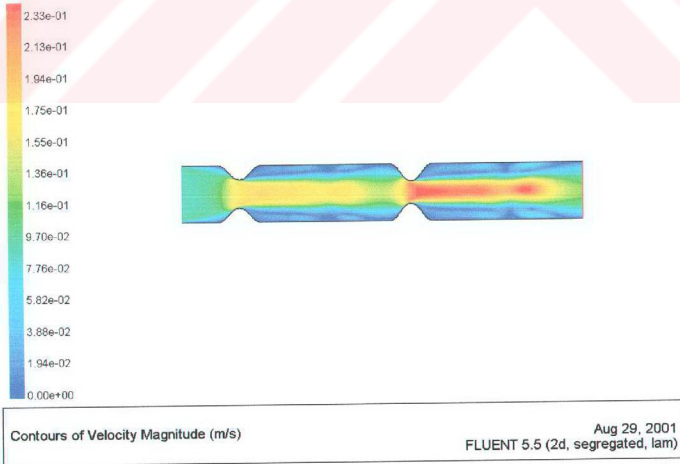
Şekil 4.23 İkinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  25



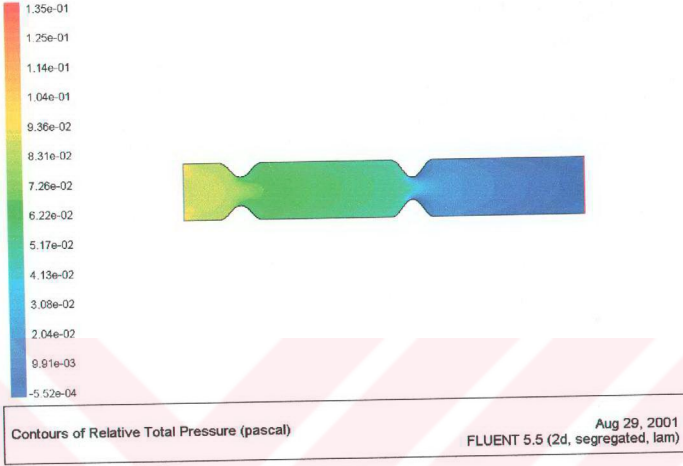
Şekil 4.24 İkinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  100



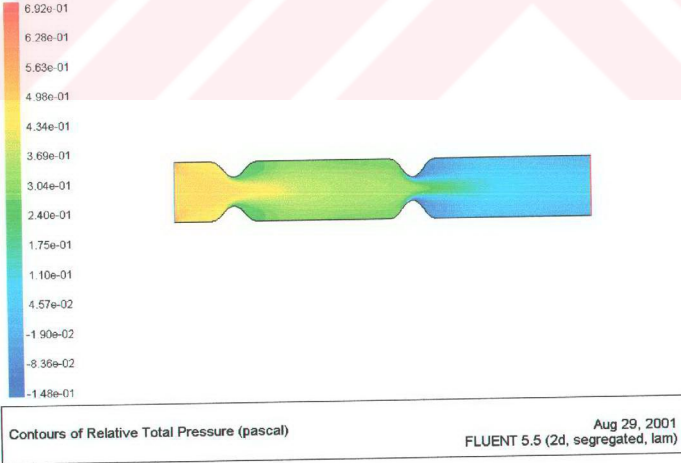
Şekil 4.25 İkinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re\ 200$



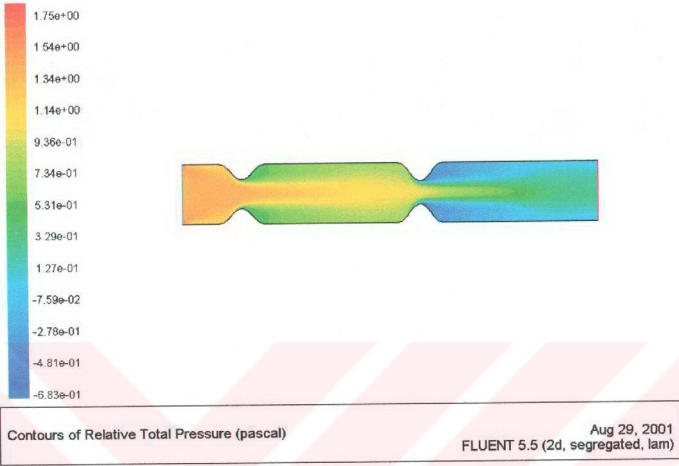
Şekil 4.26 İkinci daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re\ 1000$



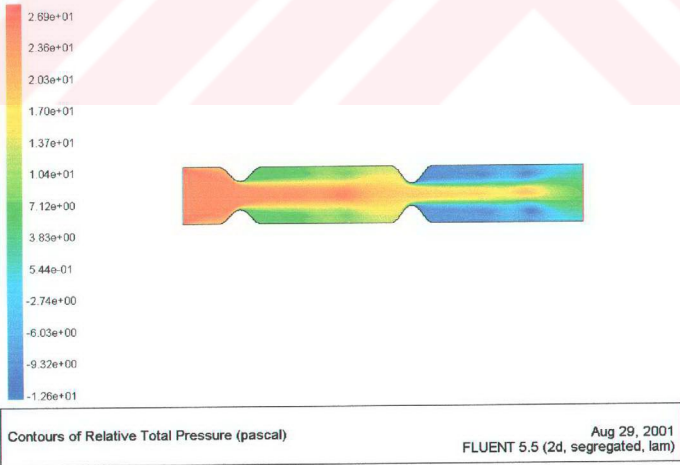
Şekil 4.27 İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$  Re 25



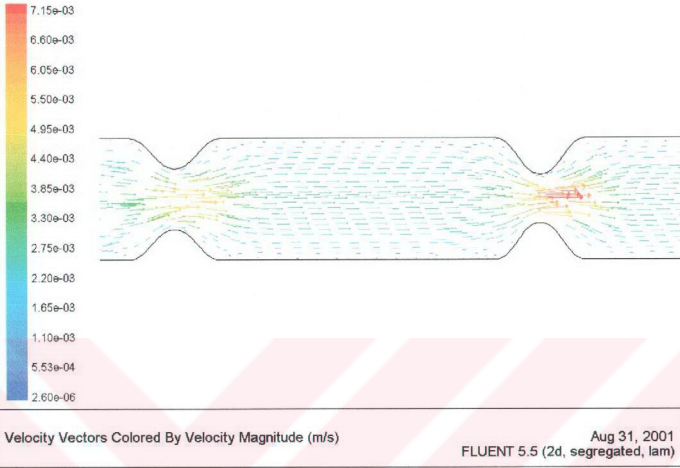
Şekil 4.28 İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$  Re 100



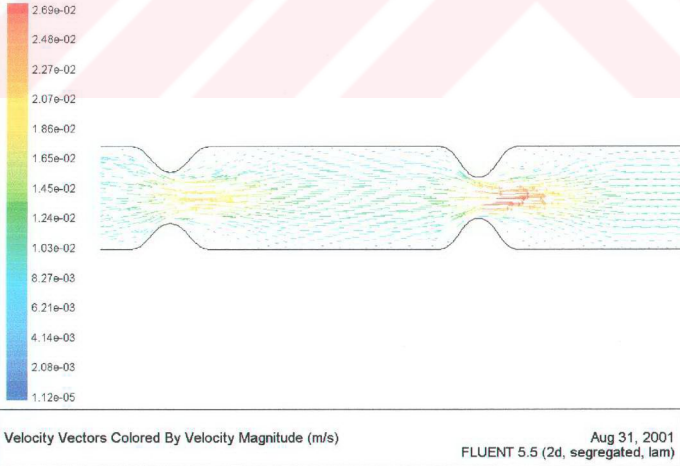
Şekil 4.29 İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re\ 200$



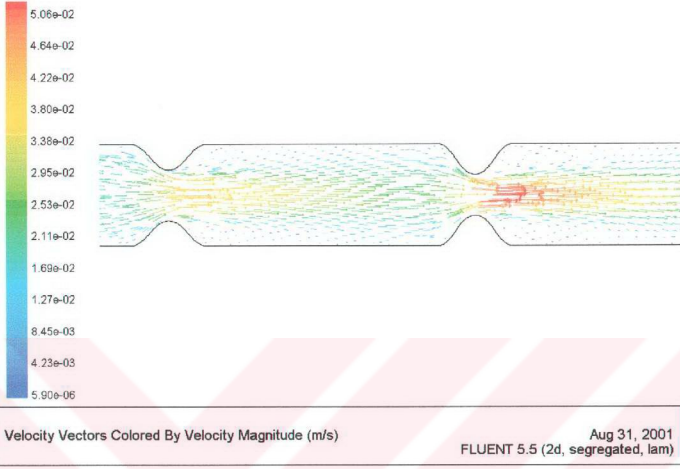
Şekil 4.30 İkinci daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re\ 1000$



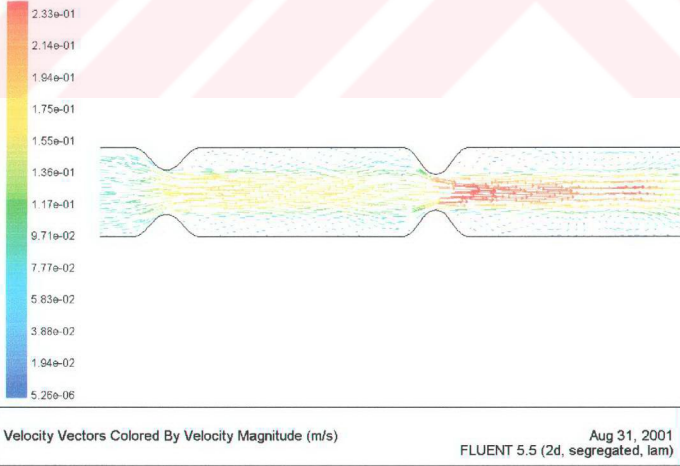
Şekil 4.31 İkinci daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  25



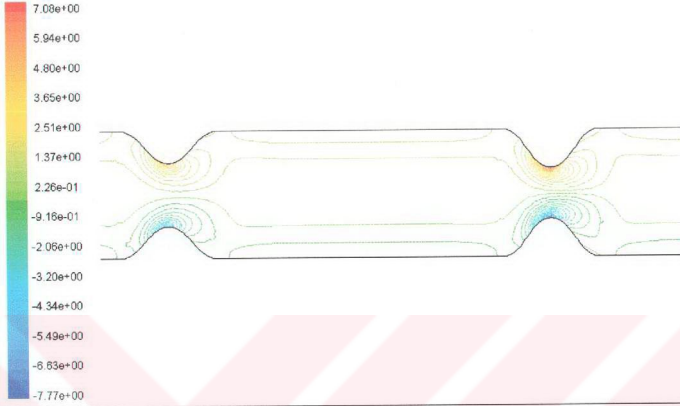
Şekil 4.32 İkinci daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re$  100



Şekil 4.33 İkinci daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re\ 200$



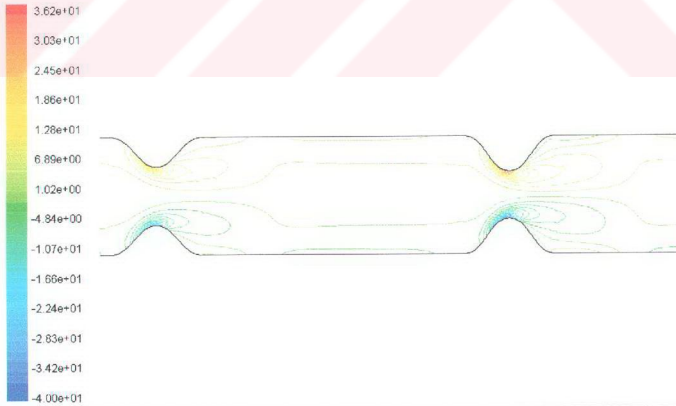
Şekil 4.34 İkinci daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re\ 1000$



Contours of Vorticity Magnitude

Aug 29, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

Şekil 4.35 İkinci daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$  Re 25

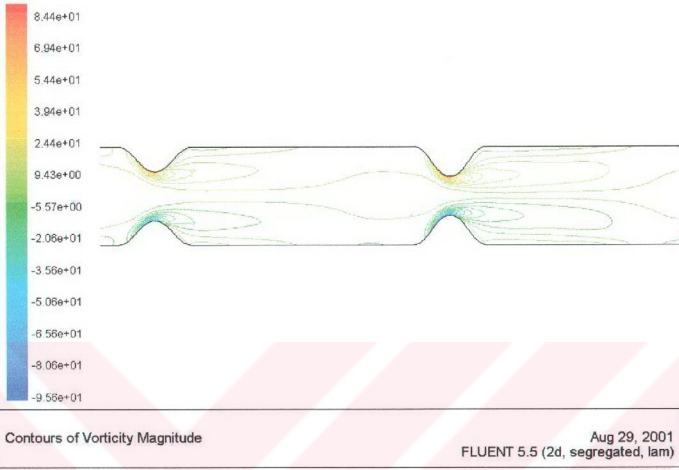


Contours of Vorticity Magnitude

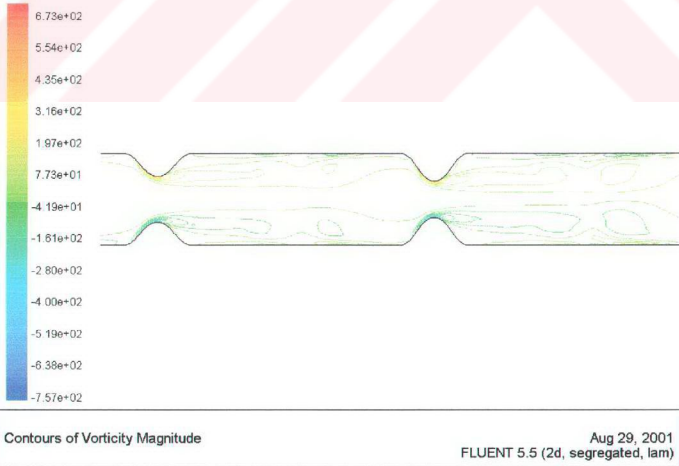
Aug 29, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

Şekil 4.36 İkinci daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$  Re 100

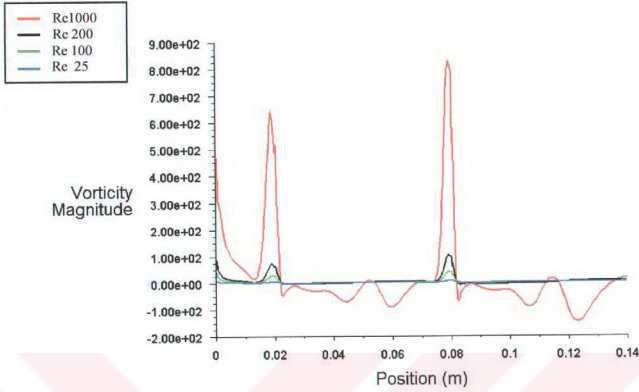




Şekil 4.37 İkinci daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re\ 200$



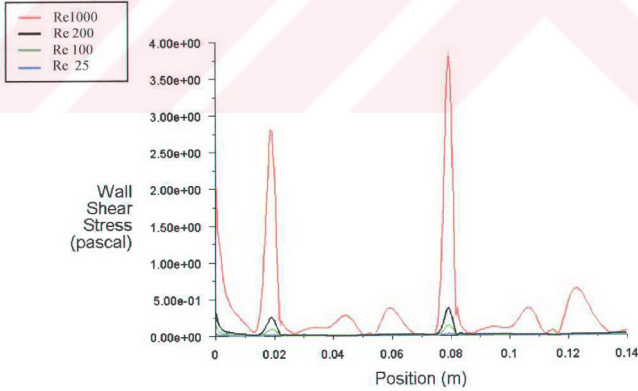
Şekil 4.38 İkinci daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.6$ ,  $S/D=3$   $Re\ 1000$



Vorticity Magnitude

Sep 04, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

Şekil 4.39 İkinci daralma modelinde farklı Re sayıları için vorticity değerleri

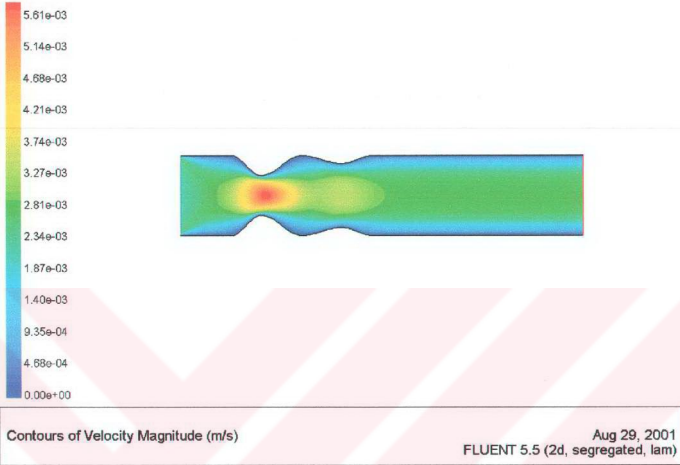


Wall Shear Stress

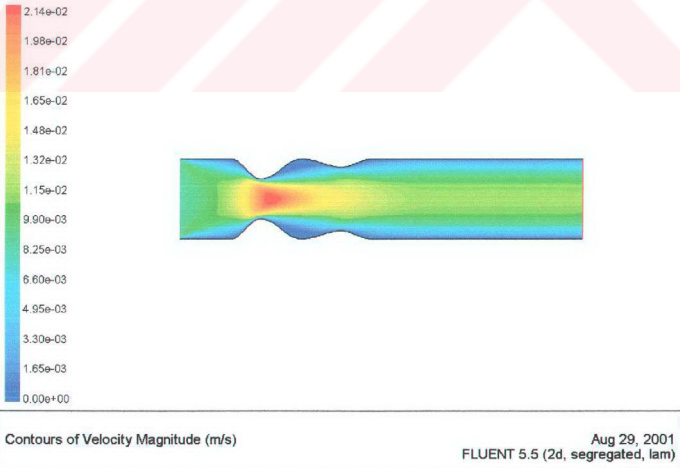
Sep 04, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

Şekil 4.40 İkinci daralma modelinde farklı Re sayıları için kayma gerilmeleri

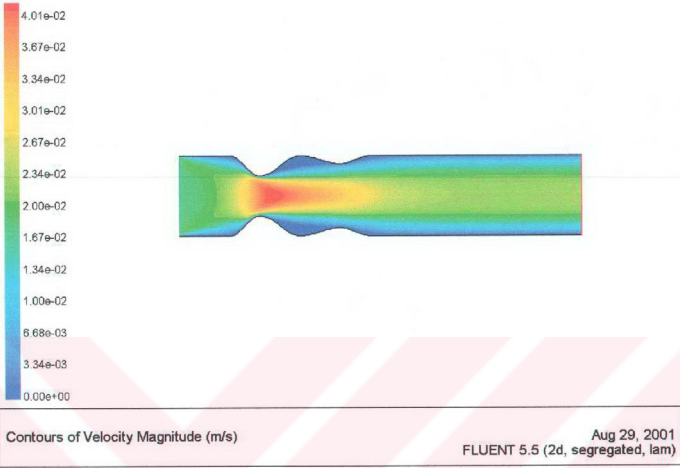
#### 4.5.3 Üçüncü daralma modeli için elde edilen sonuçlar



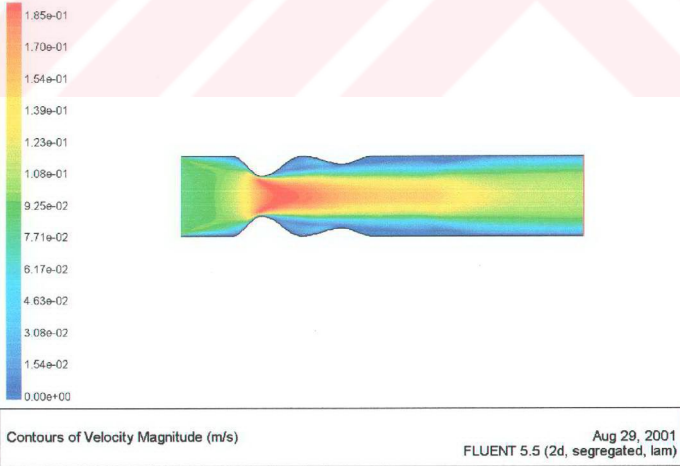
Şekil 4.41 Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 25



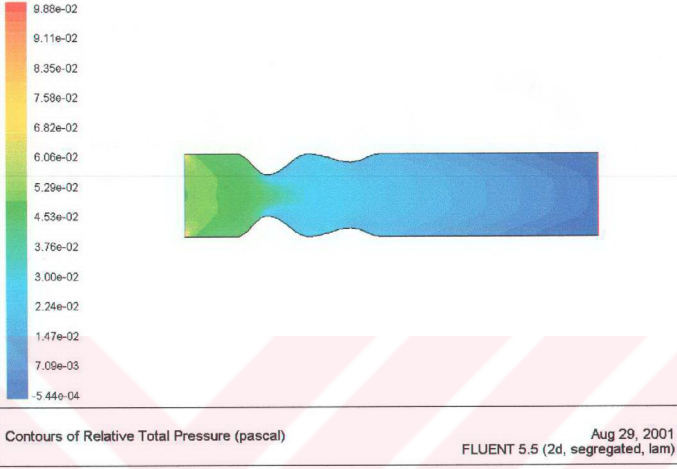
Şekil 4.42 Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 100



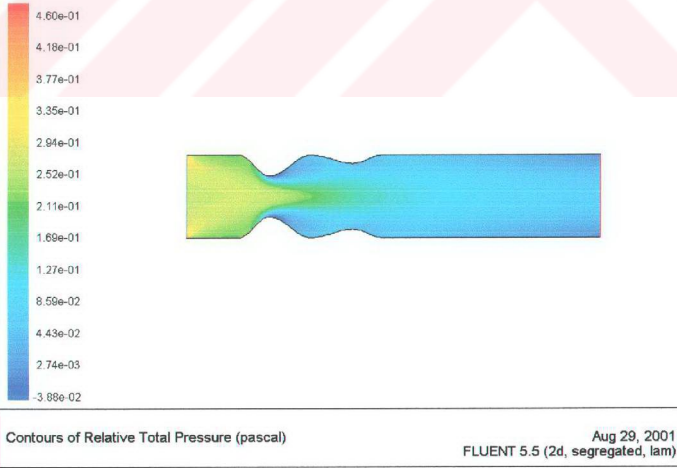
Şekil 4.43 Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 200



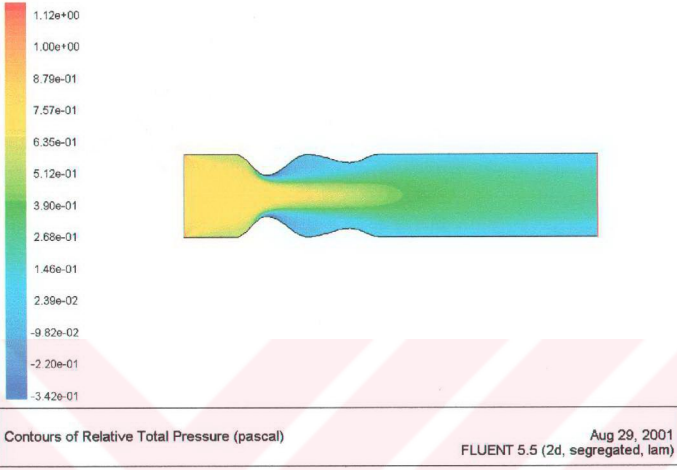
Şekil 4.44 Üçüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 1000



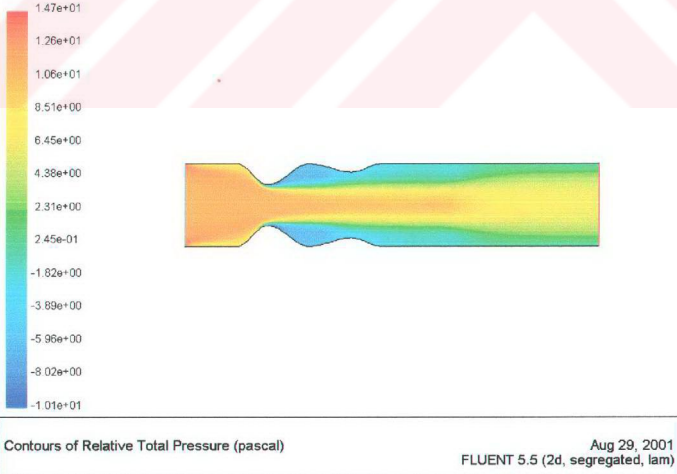
Şekil 4.45 Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re\ 25$



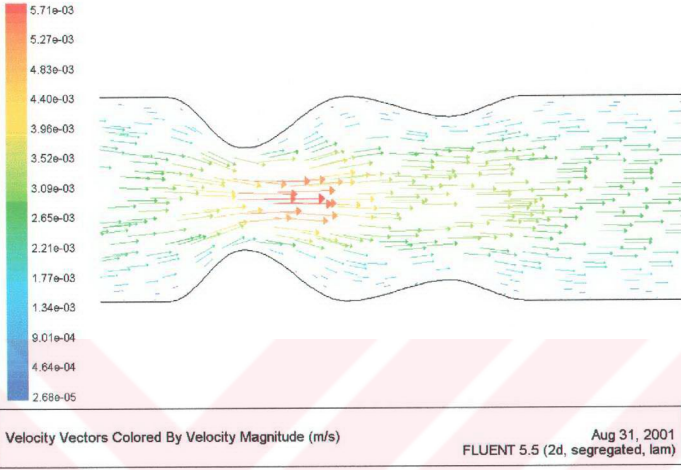
Şekil 4.46 Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re\ 100$



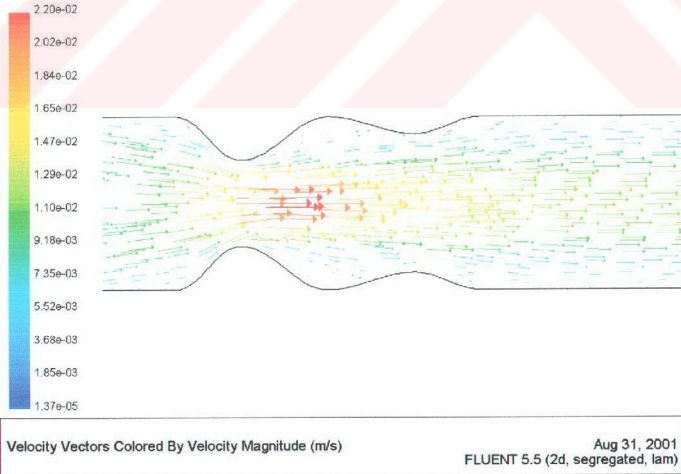
Şekil 4.47 Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re\ 200$



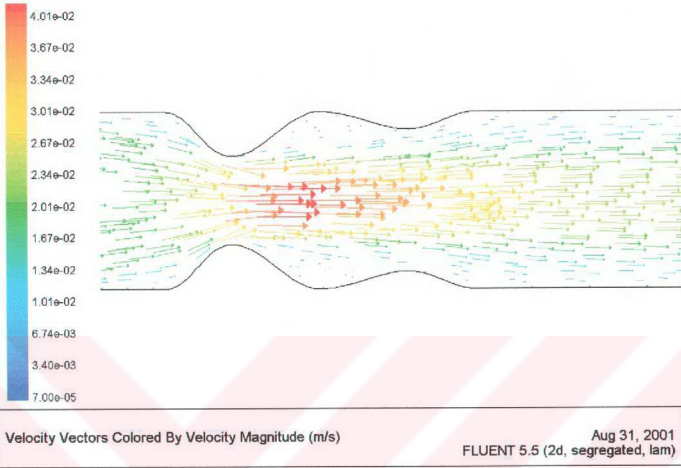
Şekil 4.48 Üçüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$   $Re\ 1000$



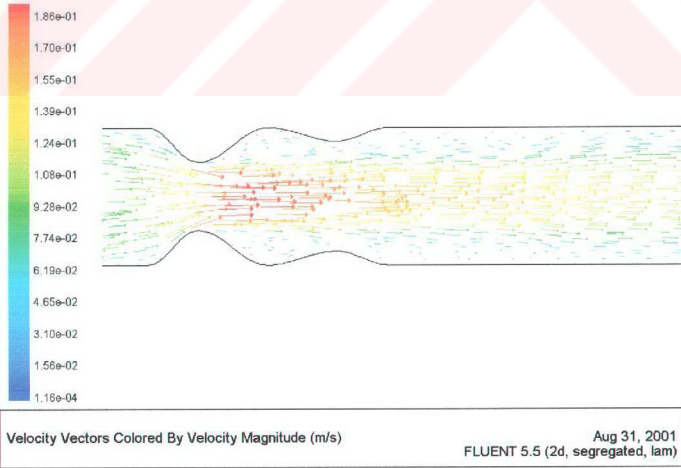
Şekil 4.49 Üçüncü daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 25



Şekil 4.50 Üçüncü daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 100

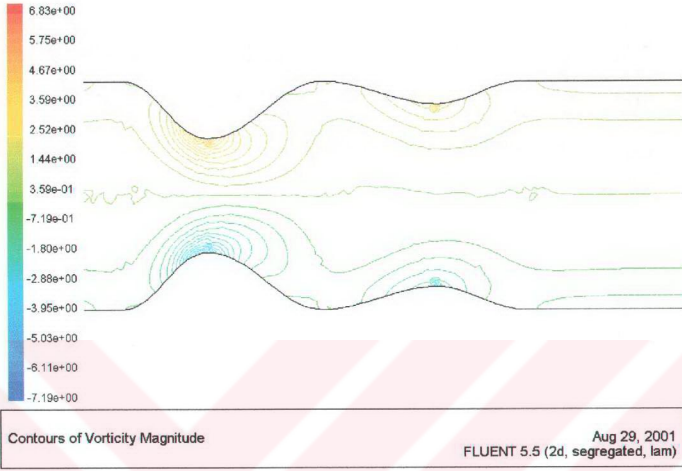


Şekil 4.51 Üçüncü daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 200

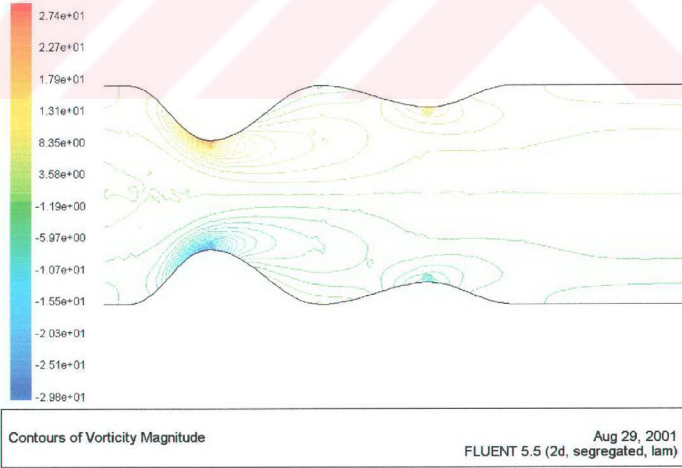


Şekil 4.52 Üçüncü daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 1000

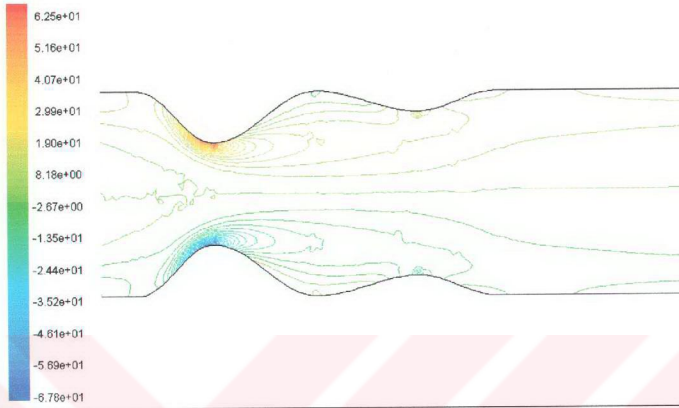




Şekil 4.53 Üçüncü daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 25



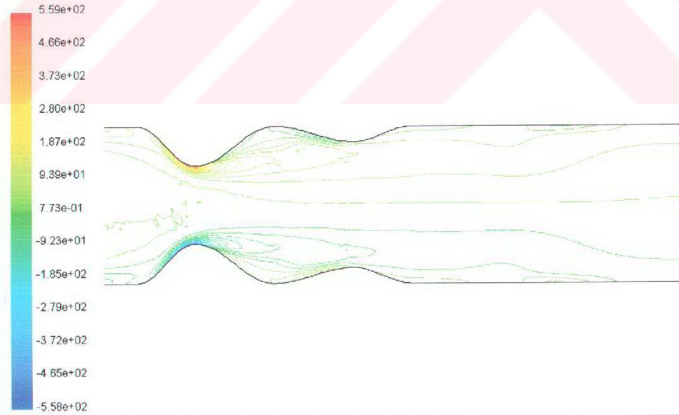
Şekil 4.54 Üçüncü daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 100



Contours of Vorticity Magnitude

Aug 29, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

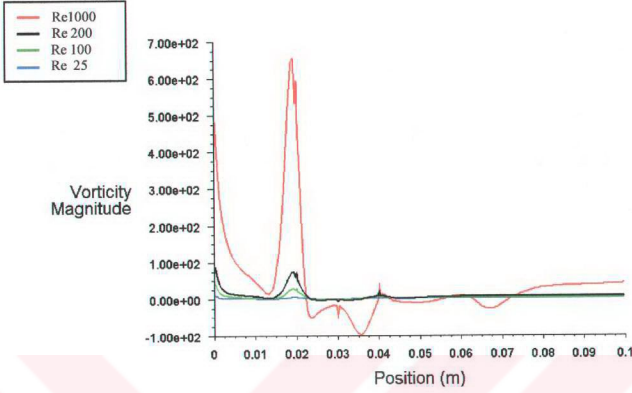
Şekil 4.55 Üçüncü daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 200



Contours of Vorticity Magnitude

Aug 29, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

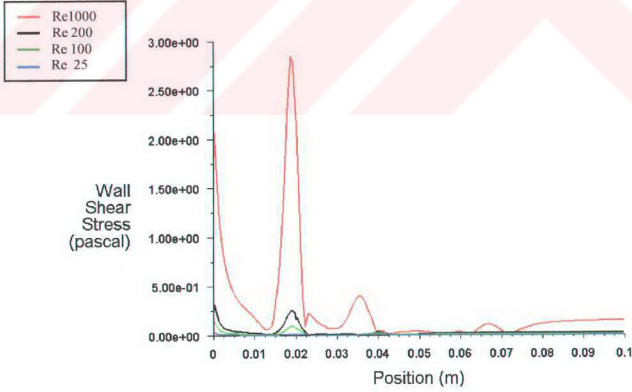
Şekil 4.56 Üçüncü daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=1$  Re 1000



Vorticity Magnitude

Sep 04, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

Şekil 4.57 Üçüncü daralma modelinde farklı Re sayıları için vorticity değerleri

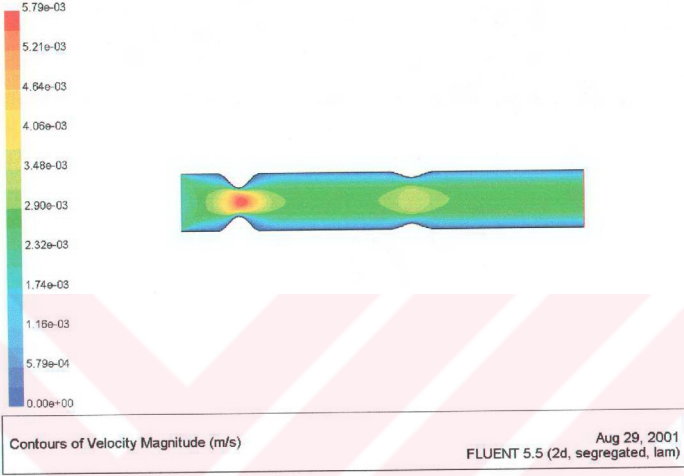


Wall Shear Stress

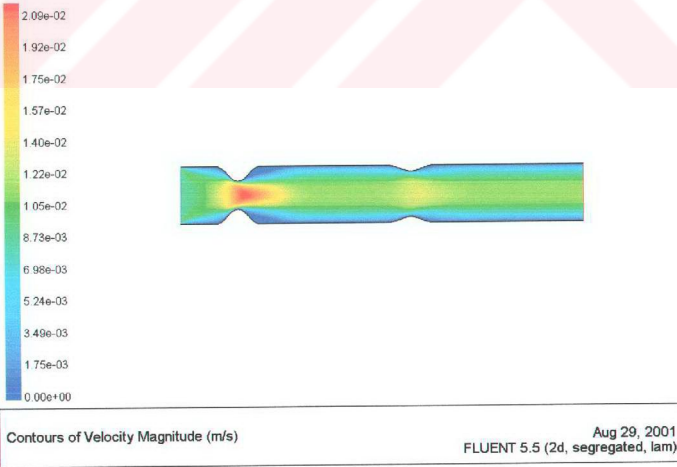
Sep 04, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

Şekil 4.58 Üçüncü daralma modelinde farklı Re sayıları için kayma gerilmeleri

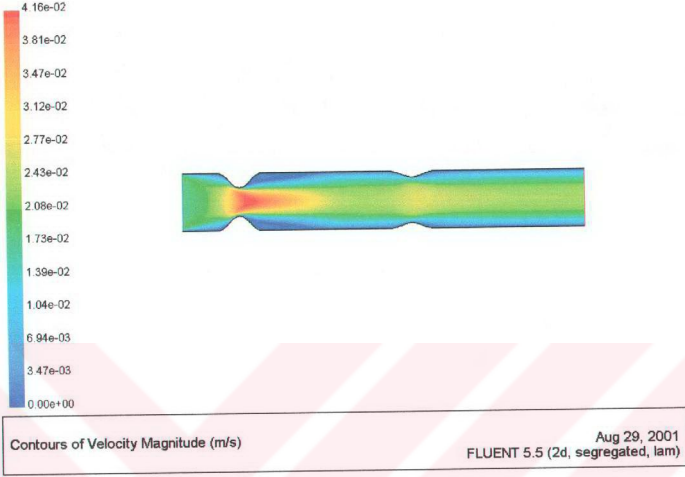
#### 4.5.4 Dördüncü daralma modeli için elde edilen sonuçlar



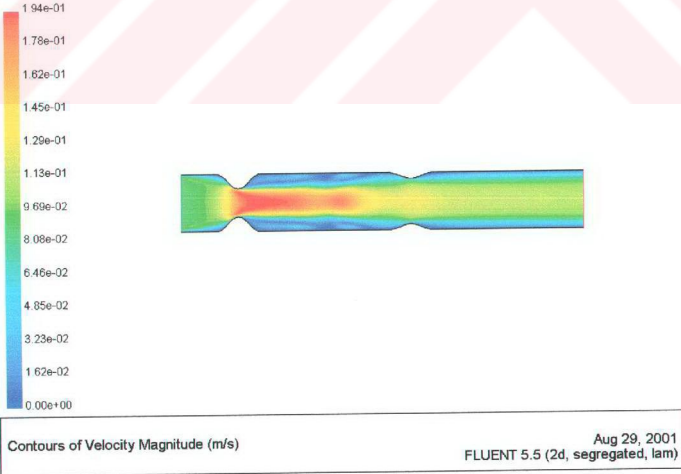
Şekil 4.59 Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$  Re 25



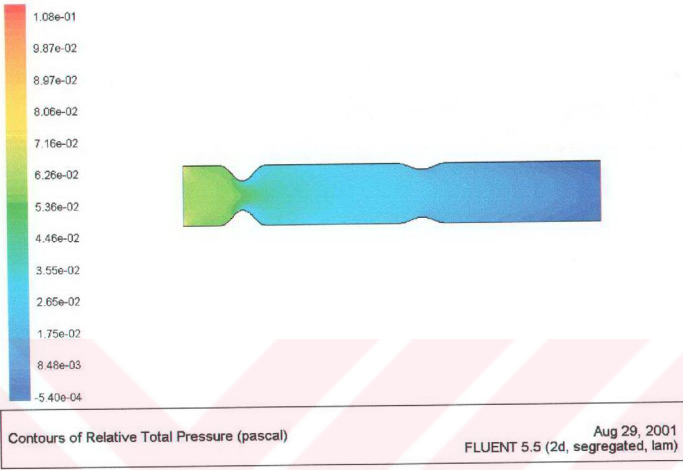
Şekil 4.60 Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$  Re 100



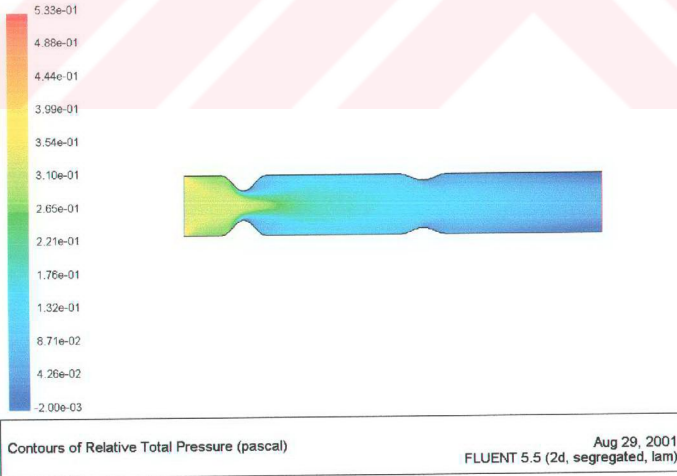
Şekil 4.61 Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re\ 200$



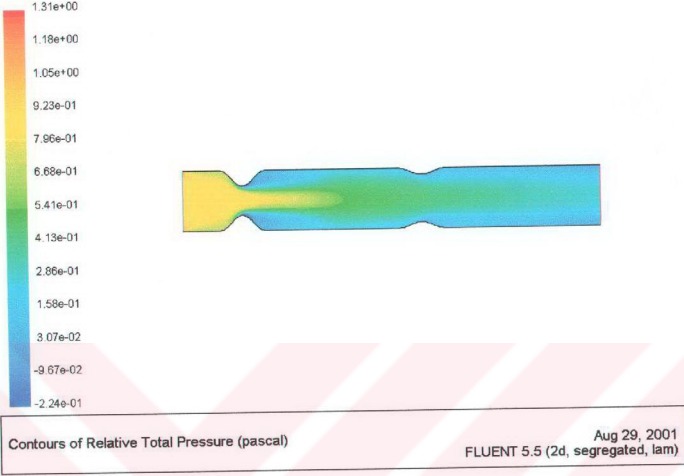
Şekil 4.62 Dördüncü daralma modelindeki hız dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re\ 1000$



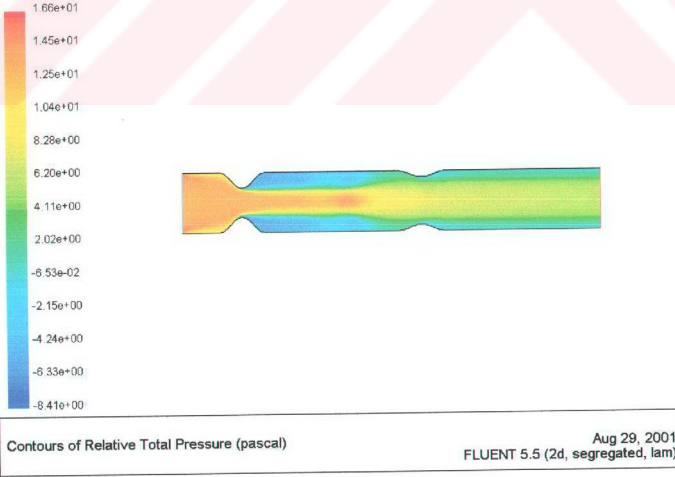
Şekil 4.63 Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re\ 25$



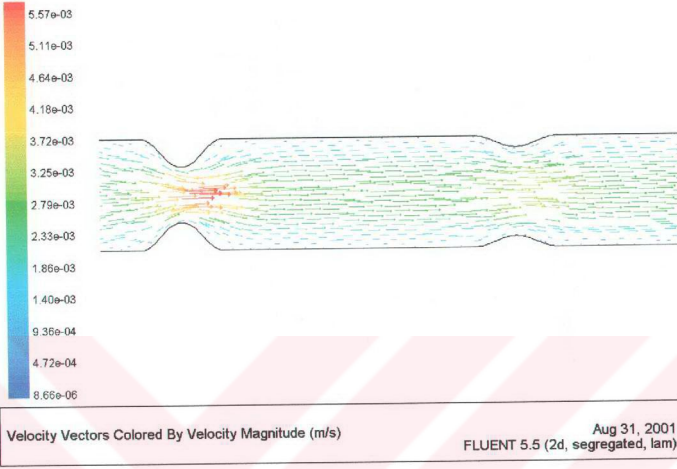
Şekil 4.64 Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re\ 100$



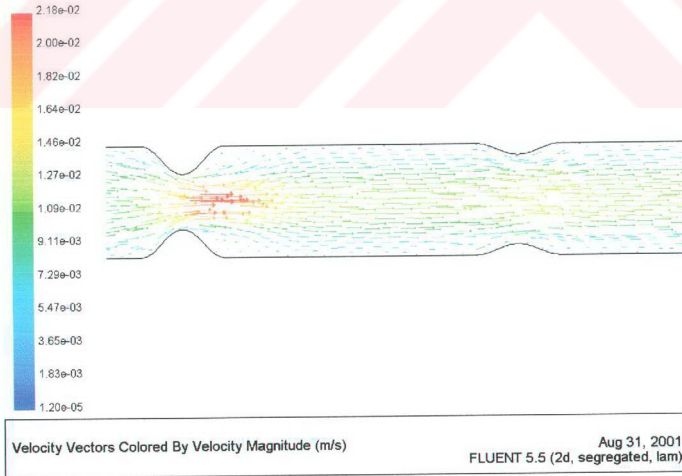
Şekil 4.65 Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$  Re 200



Şekil 4.66 Dördüncü daralma modelindeki basınç dağılımı  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$  Re 1000

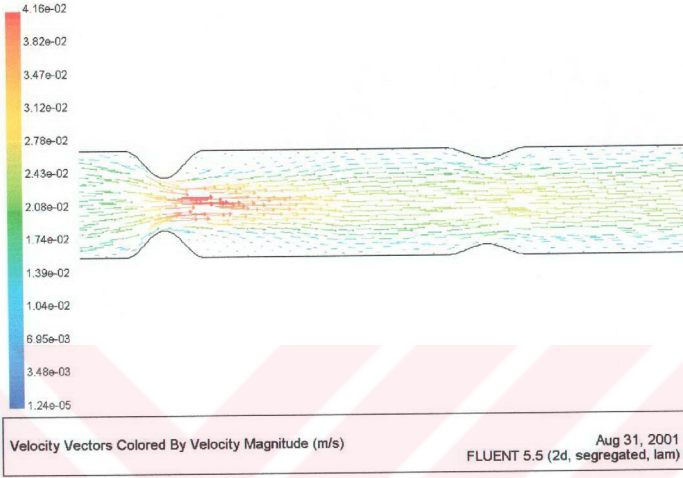


Şekil 4.67 Dördüncü daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re$  25

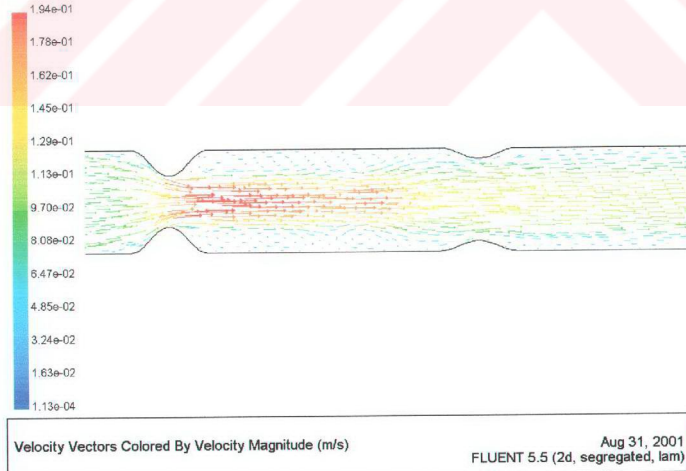


Şekil 4.68 Dördüncü daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re$  100

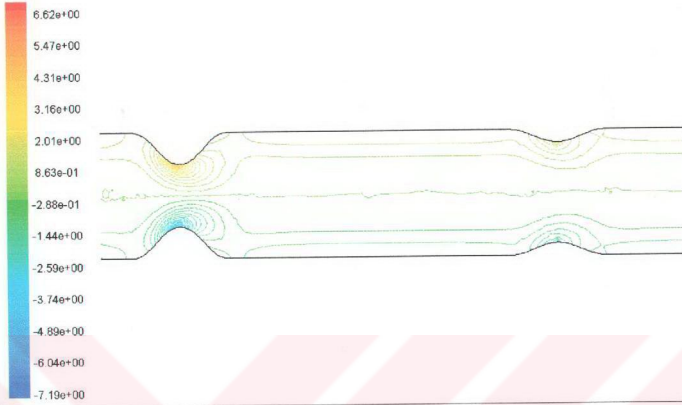




Şekil 4.69 Dördüncü daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re$  200



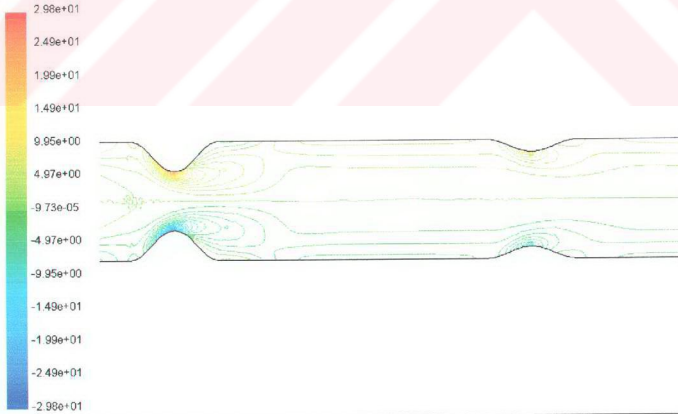
Şekil 4.70 Dördüncü daralma modelindeki hız vektörleri  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re$  1000



Contours of Vorticity Magnitude

Aug 29, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

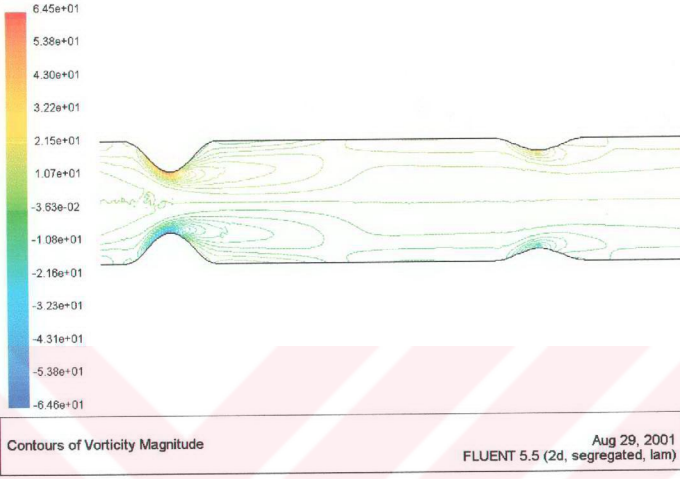
Şekil 4.71 Dördüncü daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re\ 25$



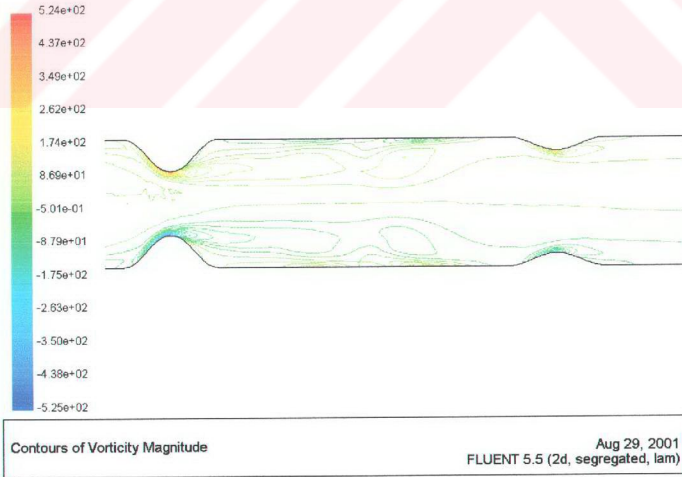
Contours of Vorticity Magnitude

Aug 29, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

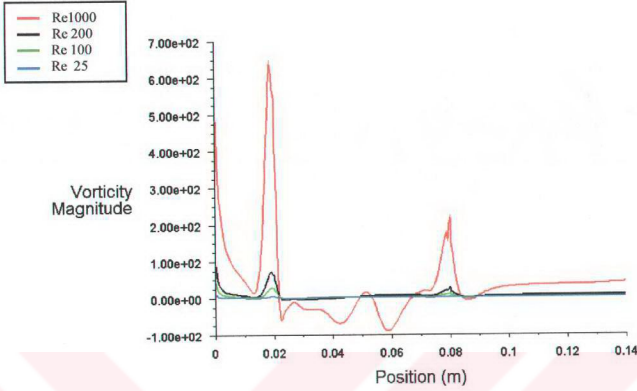
Şekil 4.72 Dördüncü daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$   $Re\ 100$



Şekil 4.73 Dördüncü daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$  Re 200



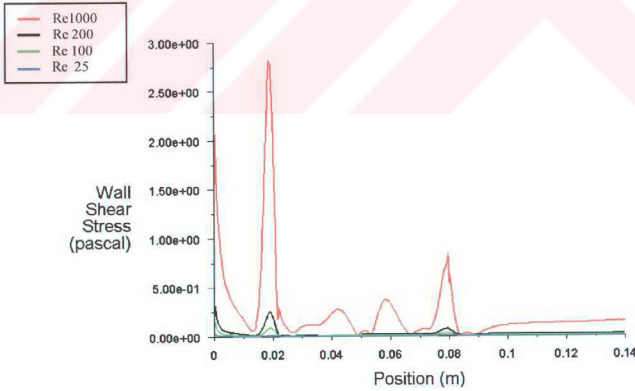
Şekil 4.74 Dördüncü daralma modelindeki vorticity konturları  
 $c_1=0.5$ ,  $c_2=0.2$ ,  $S/D=3$  Re 1000



Vorticity Magnitude

Sep 04, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

Şekil 4.75 Dördüncü daralma modelinde farklı Re sayıları için vorticity değerleri



Wall Shear Stress

Sep 04, 2001  
FLUENT 5.5 (2d, segregated, lam)

Şekil 4.76 Dördüncü daralma modelinde farklı Re sayıları için kayma gerilmeleri

#### 4.6. Sonuçların Yorumlanması

Damar daralmalarını tanımlayan değişik geometrilerdeki bir Vascular tüp içerisindeki akış yapısının, farklı Re sayılarında incelenmesi amacıyla sonlu farklar, sonlu elemanlar (ANSYS-Flotran) yöntemleriyle elde edilen bulguların analizi önceki bölümlerde çıkarılmıştır. Bu bölümde ise, sonlu hacimler tekniği temelli FLUENT çözücüsü ile elde edilen sonuçların analizi ve diğer yöntemler arasındaki farklar araştırılacaktır.

##### 4.6.1 Birinci daralma modeli

Birinci daralma modeli için, farklı Re sayılarında elde edilen hız, basınç konturları, 2-boyutlu hız vektörleri ile vorticity ve yüzey kayma gerilmeleri (Şekil 4.4-4.20) arasında görülmektedir.

Genelde hız dağılımı grafikleri, ANSYS-Flotran ortamında elde edilen sonuçlarla büyük benzerlik göstermektedir. Benzer şekilde maksimum hız gradyanı yine ikinci daralma merkezinde oluşmakta ve artan Re sayısına paralel olarak jet uzunluğu artmakla birlikte, damar çeperlerindeki vortex çapında da belirgin bir artış oluşmaktadır. Bunun gerekçesi olarak, çeperde oluşan kayma gerilmesinin akış enerjisinde düşmeye yol açması gösterilebilir. Şekil 4.17, 4.18, 4.19 ve 4.20'da verilen vorticity konturlarından gözlemlendiği gibi, daralma bölgesi çeperlerinde oluşan vortex hareketleri, damar içerisindeki akış enerjisinin azalmasındaki temel etken olarak gösterilebilir. Yine burada, Reynolds sayısı arttıkça, vorticity çapındaki belirgin uzama ve büyüklük olarak değişim, akışın laminer olduğu durumda bile göze çarpmaktadır. Daralma bölgeleri ani şok hareketlerin olduğu bölgeler olarak düşünülebilir. Şekil 4.9, 4.10, 4.11, 4.12'de sunulan birinci daralma modeli için basınç dağılımları, Re sayısına bağlı olarak basınç kaybındaki farklılığın en büyük göstergesi olmaktadır. En belirgin basınç farkları, daralma çapları arasındaki mesafenin kısa olduğu bölgenin çeperlerinde, yani ters akış karakterinin yoğun olduğu bölgede gözlemlenmektedir. Re sayısı arttıkça belirtilen bölge ile jet akışının olduğu bölge arasındaki basınç düşümü artmakta, yani şok gelişiminin olduğu bölge ortaya çıkmaktadır. Şekil 4.13, 4.14, 4.15, 4.16'den ise iki boyutlu hız vektörlerinin dağılımı ve çeperlerde oluşan vortex hareketleri izlenebilmektedir.

Damar cidarlarında gözlemlenen vorticity ve kayma gerilmesi dağılımı 2-boyutlu grafik olarak Şekil 4.21 ve 4.22'de verilmektedir. Kesitin daraldığı noktalarda, cidarda maximum vorticity ve maximum kayma gerilmeleri gözlemlenmektedir. Maximum kayma gerilmesi birinci daralma modeli için yaklaşık olarak 3,25 Pa civarındadır ve özellikle ikinci kesit çapının birinci kesit çapına oranla daha küçük olması nedeniyle, maximum değerler ikinci daralma kesitinde elde edilmiştir. Elde edilen bu sonuç yine Lee (1995) tarafından yapılmış olan çalışma ile de paralellik

içermektedir. Yine iki maximum vorticity değeri arasında gözlemlenen negatif vorticity değerleri ters akış hareketlerinden kaynaklanmaktadır. (Şekil 4.21)

#### 4.6.2 İkinci daralma modeli

Daralma kesitleri arasındaki mesafenin uzak olduğu ( $S/D=3$ ) ikinci geometride maximum hız gradyeni beklendiği gibi yine ikinci dar kesitin ekseninde gözlemlenmiş olup, birinci daralma modeline göre hız büyüklüğünün, aynı Re sayısı ile karşılaştırıldığında ikinci daralma modelinde belirli bir oranda düştüğü görülmektedir. Birinci daralma modelinde maximum hız değeri  $Re=25$  için  $7,38 \cdot 10^{-3}$  m/s iken ikinci daralma modelinde bu değer  $7,32 \cdot 10^{-3}$  m/s 'ye düşmektedir. Aynı sonuçlar diğer Re sayılarında elde edilen değerlerde de görülmektedir. Vortex alanları açısından ters akışlı hareket, iki boğum arasına yayılmakta ve daha düşük oranlı vorticity oluşumu sağlamaktadır.(Şekil 4.35, 4.36, 4.37, 4.38'ün Şekil 4.17, 4.18, 4.19, 4.20 ile karşılaştırılmasından) Yine vorticity dağılımlarından, artan boğumlar arası mesafeyle birlikte, vortex hareketinin dağılarak, gelişmesini kolayca sağladığı görülmektedir. Toplam basınç dağılımından (Şekil 4.27, 4.28, 4.29, 4.30) ise ikinci daralma modelinde ani basınç düşüşünün birinci daralma modeline göre daha az olduğu, bunun gerekçesi olarak da yukarıda belirtildiği gibi, ikinci daralma modelinde, daralma kesitleri arasındaki mesafenin daha büyük olması, yani kesitler arası akış alanının birinci konstriksiyona göre daha büyük olmasının, akışkanın sıkışmasını engellemesi görülmektedir

Şekil 4.26'de verilen  $Re=1000$  için hız dağılımından, daralmış bölgeler arasında ve ikinci daralma kesiti sonrasında, akışkanın normal gelişimini tamamlamadığı, bunun sonucu olarak da bu alanların çeperlere yakın kısımlarında iki bölge vortex hareketlerinin olduğu görülmektedir.

İkinci daralma modeli için vorticity ve cidar kayma gerilmesi grafiklerinden (Şekil 4.39, 4.40) boğumlar arası mesafenin etkisi olmaksızın maximum gerilme ve vorticitylerin daralan kesit eksenlerinde olduğu görülmektedir. Birinci daralma modeliyle karşılaştırıldığında boğumlar arası kayma gerilmesi farkının, birinci boğumlar için yaklaşık olarak 0,5 Pa iken ikinci boğumlar için yaklaşık olarak 1 Pa civarında olduğu ve maksimum gerilmenin ise 3,75 Pa mertebesinde yine ikinci boğum merkezi üzerinde gözlemlendiği çıkarılan sonuçlar arasındadır. Vorticity ve kayma gerilmesi dağılımlarından, akışkanın iki boğum arasındaki  $x=0,022$  noktası civarlarında ayrıldığı ve sonra tekrar yüzeye temas ederek,  $x=0,055$  noktasında yeniden ayrılmaya başladığı görülmektedir. Bu durum, ikinci daralma modelinde iki boğum arasında kalan akış alanında, özellikle yüksek Re sayılarında, iki ayrı merkezli vorteks hareketlerinin oluştuğunun göstergesi sayılabilir.

### 4.6.3 Üçüncü daralma modeli

Şekil 4.41, 4.42, 4.43, ve 4.44 üçüncü daralma modeli için farklı Re sayılarında elde edilen hız dağılımlarını içermektedir. Bu daralma modelinin, birinci daralma modelinden farkı; ikinci daralma çapının birinci daralma modelindeki ikinci boğum çapından daha büyük olmasıdır. Simetrik hız konturları gözlemlenen bu daralma modelinde, maximum hız dağılımı birinci daralma modelinden farklı bir şekilde kesit çapına bağlı olarak ilk boğumda gözlenmiş ve iki merkezli jet hareketi yerini, tek merkezli (1. boğum ekseninde) hız alanına bırakmıştır. Artan Re sayısı ile birlikte, beklendiği gibi hız değerleri artsada, maximum hız değerlerinin, daralma modelinin geometrisine bağlı olarak, ilk daralma modelinde elde edilen hız değerlerine oranla düştüğü belirlenmiştir.

Yine bu daralma modelinde diğer daralma modellerine göre daha düşük ters akış hareketlerine (özellikle iki boğum arasında) rastlanmıştır. Bunun gerekçe olarak, özellikle ikinci daralma kesitinin cidarında elde edilen düşük kayma gerilmesi değerlerinin, akış hareketinin daha az sıkışmasına neden olduğu gösterilebilir. Elde edilen bu sonuç da Lee (1994) tarafından yapılan çalışma ile paralellik göstermektedir. Re sayısı arttıkça ters akış hareketlerinde (cidara yakın bölgede) belirgin bir artış göze çarpmaktadır.

Bu daralma modelinde oluşan basınç kaybının temel nedeni olarak, özellikle dar kesit cidarlarında yoğunlaşan yüksek vorticity değerleri gösterilebilir. (Şekil 4.53, 4.54, 4.55, 4.56) Düşük Re sayılarında, özellikle  $Re=25$  ve  $Re=100$  değerlerinde geniş boğumda belirgin olan vorticity değerlerinin, yüksek Re sayısında yüksek enerjili akış nedeniyle dağıldığı gözlenmiştir.

Üçüncü daralma modeli için çeperlerde elde edilen vorticity ve kayma gerilmesi dağılımları Şekil 3.57 ve 58 'de verilmektedir. Kesitin dar olduğu bölgede maximum vorticity ve maximum kayma gerilmesi elde edilmiş olup, maximum gerilme 2,75 Pa ve minimum gerilme ise 0,5 Pa civarındadır. Buradan, kesit daralmalarının kayma gerilmesindeki artışa neden olduğu, ama kesitler arası mesafenin kesitlerde gözlemlenen basınç kaybında önemli bir etkisinin bulunmadığı sonucu çıkarılabilir (Şekil 4.40 ile 4.22'in karşılaştırılmasından). Özellikle daralma kesit çapının etkisinin büyük olduğu yine Şekil 4.58 ile 4.22'de görülen basınç değerleri arasındaki farktan kanıtlanabilir.

### 4.6.4 Dördüncü daralma modeli

Dördüncü daralma modelinde parabolik hız vektörleri, yine düzgün bir formda dar kesit ekseninde gözlenmiştir. Üçüncü konstrikisyona benzer şekilde, temel ters akış hareketleri ve yüksek vorticity değerleri dar kesitte gözlemlenmektedir. Boğumlar arası mesafenin akış yapısı üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı, yine üçüncü ve dördüncü daralma modellerinde elde edilen sonuçların karşılaştırılmasından söylenebilir. Re sayısının artışına bağlı olarak, duvardaki vorticity

değerlerindeki artış Despande (1976) ve Lee ve Fung (1970) tarafından yapılan çalışmalarla paralel sonuçlar içermektedir.

Dördüncü daralma modelinde de maximum vorticity ve kayma gerilmesi dağılımları yine iki farklı daralma kesitinin çeperlerinde elde edilmiştir. Birinci boğumda kayma gerilmesi değeri yaklaşık olarak 2,75 Pa geniş iken ikinci boğum kesitinde 0.75 Pa civarındadır. Yine benzer olarak boğumlar arası mesafenin büyük olması nedeniyle iki farklı merkezli vortex hareketinin oluştuğu gözlemlenmiştir.





## 5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Damar daralmalarını tanımlayacak şekilde modellenmiş, dört farklı vascular tüp için, akış fiziğinin yapısını araştırmak amacıyla sonlu farklar, sonlu elemanlar (ANSYS-Flotran) ve sonlu hacimler (FLUENT) tekniği kullanılarak sayısal inceleme yapılmıştır. SAD (Sayısal Akışkanlar Dinamiği) yöntemleri kullanılarak elde edilen hız, basınç, vorticity, 2- boyutlu hız vektörleri, vorticity ve kayma gerilmeleri grafikler halinde sunulmuştur. Aşağıda belirtilen temel çıkarımlar tezin amacı doğrultusunda yapılabilir

### Nümerik metodun geçerliliği

- Uygulanan sonlu farklar tekniğinin basitliği nedeniyle elde edilen hız vektörlerinden hassas analiz yapılması uygun olmamıştır.
- Sonlu elemanlar metodu doğrultusunda ANSYS-Flotran kodu kullanılarak yapılan nümerik inceleme genel olarak akış fiziği hakkında her ne kadar bir fikir verebilse de özellikle sınırlı kapatesisi ve hassasiyeti açısından karmaşık akış hareketleri için uygun olmadığı kanısına varılmıştır.
- Sonlu hacimler tekniği (FLUENT), her ne kadar yeni bir teknik olmasına karşın, tüm dünyada yaygın olarak kullanılan güvenilir bir yöntemdir. Bu nedenle çalışmaların FLUENT ortamında analizi yapılarak, diğer yöntemlerle karşılaştırılmış, ve paralel sonuçlar elde edilmiştir.

### Elde edilen bulgular

- Dört farklı daralma geometri için yapılan incelemede, damar daralması (vascular) hastalıklarında gözlemlenen damar tıkanıklığının ve buna bağlı olarak oluşan ani kan basıncı düşümlerinin etkileri araştırılarak daralma geometrisinin ve Re sayısının akış yapısı üzerindeki etkileri belirtilmiştir.
- Çift boğumlu damar tıkanıklıklarında, daralma çapının değişimine bağlı olarak akış yapısında önemli değişimlerin gözlemlendiği söylenebilir.
- Boğum çapının dar olması durumunda, aşırı ters akışların, yüksek vorticity değerlerinin ve buna bağlı olarak ani basınç farklılıklarının oluştuğu sergilenmektedir.
- Daralma kesitleri arasındaki mesafenin akış fiziği üzerindeki etkisinin az olduğu söylenebilir.
- Özellikle iki dar boğumun arasındaki mesafenin çok yakın olması, birtakım akış olumsuzluklarını da birlikte getirmektedir.
- Re sayısının akış yapısı üzerindeki etkisi beklendiği gibi doğal olarak bu değer artışı ile etkisini göstermektedir.

- Temel olarak vascular t p daralma kesitlerinde kütle akış hızının akışı durgunlaştırdığı gözlenmiş olup endothelial hücre yapısına esas olan etkileşimin belirtilen bölgelerdeki yüksek kayma gerilmesinden kaynaklandığı vurgulanabilir.



## 5. KAYNAKLAR

- 1-LEE, J.S.; FUNG, Y.C.(1970):" Flow In Locally Constricted Tubes At Low Reynolds Numbers". Journal of Appl. Mechanics, Vol.37, pp9-16
- 2-YOUNG, D.F.; TSAI, F.Y.(1973):" Flow Characteristics In Models of Arterial Stenoses". Journal of Biomechanics, Vol.6, pp395-410
- 3-AMSDEN, A.A.; HIRT, C.V.(1973):" A Simple Scheme for Generating General Curvilinear Grids". Journal Comp. Phys., Vol. 11, p 348,
- 4-THOMPSON et al.(1974):" Automatic Numerical Generation of Body Fitted Curvilinear Coordinate System for Field, Containing Any Number of Arbitrary 2-D Bodies". Journal of Comp. Phys., Vol.15
- 5-MORGAN, B.E.; YOUNG, D.F. (1974):" An Integral Method For The Analysis of Flow In Arterial Stenoses ". Bull. Math. Biol., Vol.36, pp39-53
- 6-DESHPANDE, M.D.; GIDDENS, D.P.; MABON, R.F.(1976):" Steady Laminar Flow Through Modelled Vascular Stenoses". Journal of Biomechanics, Vol.9, pp165-174
- 7- FUKUSHIMA, T.; AZUMA, T.; MATSUZAWA, T.(1982): "Numerical analysis of Blood Flow in the Vertebral Artery". Journal of Biomechanical Engineering, Vol.104, pp 143-147
- 8- AHMED, S. A.; GIDDENS, D.P.(1983):" Velocity Measurements In Steady Flow Through Axisymmetric Stenoses At Moderate Reynolds Numbers". Journal of Biomechanics, Vol.16, pp 505-516
- 9- SIOUFFI, M.; PELISSIER, R.; FARAHIFAR, D.; RIEU, R.(1984):" The Effect Of Unsteadiness On The Flow Through Stenoses And Bifurcations". Journal of Biomechanics, Vol.19, pp 299- 315
- 10- O'BRIEN, V.; EHRLICH, L.W.(1985):" Simple Pulsatile Flow In An Artery Whith A Constriction". Journal of Biomechanics, Vol.18, pp117-127
- 11-O'BRIEN, V.; EHRLICH, L.W.(1985):" Simple Pulsatile Flow In An Artery Whith A Constriction". Journal of Biomechanics, Vol.18, pp117-127
- 12- BACK, L.H.; RADBILL, J.R.; CHO, Y.I.; CRAWFORD, D.W.(1986):"Measurement And Prediction Of Flow Through A Replica Segment Of A Mildly Atherosclerotic Coronary artery Of Man". Journal of Biomechanics, Vol.19, pp1-17
- 13-JOHNSON, M.W.(1990): " Computation of Flow in a Vortex-shedding Flowmeter ". Flow Meas. Intrum., Vol. 1, pp 201-208
- 14- REDDY, J.N.(1993):"An Introduction To Finite Element Method". McGraw-Hill International Editions.
- 15- LEE, T.S. (1994) : "Steady Laminar Fluid Flow Through Variable Constrictions in Vascular Tube". Transactions of The ASME, Vol.116,pp 66-71

- 16-HUANG, H.; MODI, V.J.; SEYMOUR, B.R.(1995):"Fluid Mechanics of Stenosed Arteries".  
Int.J.Engng Sci, Vol.33, pp 815-828
- 17-VERSTEEG,H.H.; MALALASEKERA, W.(1995):"An Introduction to Computational Fluid  
Dynamics". Prentice Hall.
- 18-ANDERSON, J.D.(1995):"Computational Fluid Dynamics The Basics With Applications".  
McGraw-Hill International Editions.
- 19-KING, M.J.; CORDEN, T.;DAVİD, T.; FISHER, J.(1999):" A Three-Dimensional, Time-  
Dependent Analysis of Flow Through A Bileaflet Mechanical Heart Valve: Comparasion of  
Experimantal and Nimerical Results". Journal of Biomechanics, Vol.29, No 5, pp 609 –618
- 20-ZHAO, S.Z.; XU, X.Y.; COLLINS, M.W.; STANTON,A.V.; HUGHES,A.D.; THOM,  
S.A.(1999):"Flow in Carotid Bifurcations: Effect of Superior Thyroid Artery" Medical  
Engineering & Physics, Vol 21, pp 207-214
- 21-KRAMS, R.; WENTZEL, J.J.; CESPEDES, I.(1999):" Effect Of Catherer Placement On 3-D  
Velocity Profiles In Curved Tubes Resembling The Human Coronary System. Ultrasound in  
Med &Biol., Vol.25, No.5, pp. 803-810
- 22-MIGLIAVACCA, F.; YATES, R.; PENNATI, G.(2000):"Calculating Blood Flow From  
Doppler Measurements in The Systemic –To- Pulmonary Artery Shunt After The Norwood  
Operation:A Method Based On Computational Fluid Dynamics". Ultrasound in Med &Biol.,  
Vol.26, No.2, pp. 209-219
- 23-KAYKAYOĞLU, C.R.(1994):"Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğine Giriş".
- 24-MOAVENI,S.: "The Finite Element Analysis Theory and Applications With ANSYS".Prentice  
Hall
- 25- Anonymous, ANSYS5.6: User Guide, ANSYS Inc. (1998)
- 26- Anonymous, Fluent5.5: User Guide, FLUENT Inc. (1999)

## 7. ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Cahit Gürlek  
Baba Adı : Ali  
Doğum Yeri : Sivas  
Doğum Tarihi : 02/10/1970

İlk ve ortaokul öğrenimini Sivas'ta Lise öğrenimi İstanbul Kuleli Askeri Lisesi'nde tamamladı. 1994 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliğine başladı. 1998 yılında bu bölümden mezun oldu ve aynı yıl Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Yüksek Lisans çalışmalarına başladı. 1999 yılında aynı üniversitenin Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmaya başladı. Halen bu görevde çalışmaktadır.

Adres: Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Bölümü

58140/Sivas