

**ISITILMIŞ SİLİNDİRİK YÜZEY ÜZERİNE ÇARPAN SU
JETİNİN TAŞINIM ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN SAYISAL
VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI**

Doğın Engin ALNAK

**Doktora Tezi
Makine Eğitimi Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Yasin VAROL
MAYIS-2013**

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISITILMIŞ SİLİNDİRİK YÜZEY ÜZERİNE ÇARPAN SU JETİNİN TAŞINIM ISI
TRANSFERİNE ETKİSİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK ARAŞTIRILMASI

DOKTORA TEZİ

Doğan Engin ALNAK

(08119201)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 10 Nisan 2013

Tezin Savunulduğu Tarih: 07 Mayıs 2013

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Yasin VAROL (F.Ü)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Beşir ŞAHİN (Ç.Ü)

Prof. Dr. İhsan DAĞTEKİN (F.Ü)

Doç. Dr. Hakan F. ÖZTOP (F.Ü)

Doç. Dr. Nevin ÇELİK (F.Ü)

(Handwritten signatures and initials in blue ink)

MAYIS-2013

ÖNSÖZ

Şüphesiz her doktora çalışması büyük güçlüklerle tamamlanır. Bu çalışma ise, devamı müddetince sonu asla tahmin edilemeyen heyecanlı bir macera filmine benzetilebilirdi. Bunun için öncelikle, bu önsözün satırlarını yazmama katkı sağlayan herkese teşekkür ediyorum.

Kendisiyle çalışmaya başladığımızdan beri, bana her konuda destek olan, örnek kişiliği ve son derece mütevazı tavrı ile her araştırmacının çalışmayı hayal ettiği akademik danışman kimliğine sahip olan hocam Sayın Prof. Dr. Yasin VAROL'a derin teşekkürlerimi arz ederim.

Babacan tavrıyla çalışma şevki aşılayan, çalışmanın gerçekleşebilmesi için her türlü desteği sağlayan, akademik vizyonu ve tecrübesi ile daima yol gösterici olan Sayın Doç. Dr. Hakan F. ÖZTOP'a içten teşekkürlerimi arz ederim.

Deneysel çalışma yapma fırsatı sunan ve Çukurova Üniversitesi imkanlarını eksiksizce kullanmamı sağlayan, Sayın Prof. Dr. Beşir ŞAHİN ve Prof. Dr. Hüseyin AKILLI'ya sonsuz teşekkürlerimi arz ederim.

Yapıcı ve eleştirici fikirleriyle çalışmama katkıda bulunan Sayın Yrd. Doç. Dr. Coşkun ÖZALP ve Arş. Gör. Dr. Ümit N. TEMEL'e, deneylerde yardımcı olan Arş. Gör. Tahir DURHASAN ve Engin PINAR'a özel teşekkürlerimi sunarım.

Doktora eğitimim süresince, her türlü yardımını esirgemeyen ve bana her türlü desteği sağlayan, sevgili arkadaşım Arş. Gör. Müjdat FIRAT'a derin sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

TEKF.12.01 nolu proje kapsamında maddi destek ile çalışmalarımı tamamlamamı sağlayan Fırat Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi (FÜBAP)' ne teşekkür ederim.

Çok sevgili eşim Yeliz ALNAK, bu çalışmanın her safhası ve hayatın her adımında benimle birlikte olduğu, tüm sevecenliği ve anlayışı ile bize huzur dolu bir yuva sunduğu için gönülden teşekkür ederim.

Doğan Engin ALNAK

Elazığ-2013

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	II
İÇİNDEKİLER.....	III
ÖZET.....	V
SUMMARY.....	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VII
TABLolar LİSTESİ.....	XIV
SEMBOLLER LİSTESİ.....	XV
KISALTMALAR LİSTESİ	XVII
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Amaç ve Kapsam.....	3
1.2. Literatür Araştırması.....	4
2. MATERYAL ve METOT	20
2.1. Deney Düzenegi	20
2.2. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm (PIV) Tekniğı ile Akım Hızının Ölçülmesi..	23
2.3 Silindir Etrafındaki Akımın Sayısal olarak Modellemesi.....	25
2.4. Temel Denklemler	27
2.5. Türbülans Modelleri	28
2.5.1. k-ε türbülans modelleri	30
2.5.2 Reynolds Gerilme Türbülans Modeli (RSTM).....	32
2.6 Problemin Geometrisi ve Sınır Şartları.....	34
2.7 Yakınsama Kriterleri	35
2.8. Çalışma Alanı ve Uygulanan Ağ Yapısı.....	35
2.9. Türbülans Modellerinin Performans Analizi ve Uygun Türbülans Modelinin Seçimi	41
3.BULGULAR.....	43
3.1. Deneyisel Bulgular.....	43
3.1.1. Zaman Ortalama Hız Vektörleri ve Eşdeğer Eğrileri.....	43
3.1.2. Yatay Hız Profilleri	52
3.1.3. Silindir Üzerinde Teğetsel Hız Profilleri	57
3.1.4. Silindir Üzerinde Nusselt Sayısı Değişimleri	61
3.1.5. Silindir Üzerindeki Girdaplık	67

3.1.6. Silindir Arkasında Anlık Akım Çizgileri ve Girdap Kopması	73
3.2. Sayısal Model Bulguları ve Deneylerle Karşılaştırma	75
3.2.1. Silindir Arkasındaki Akışın Yapısı.....	78
3.2.2. Türbülans Kinetik Enerji Konturları ve Akım Çizgileri.....	79
3.2.2. Hız Dağılımları	98
3.2.3. Nusselt Sayısı Değişimi.....	103
4.SONUÇLAR.....	108
KAYNAKLAR.....	111
EKLER.....	116
U hızları, Basınç ve Sıcaklık Konturları	116
ÖZGEÇMİŞ	125

ÖZET

Bu çalışmada, ısıtılmış silindir üzerine uygulanan jet akış yapısı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile jet akışlarının incelenmesi amacıyla, gerek endüstriyel uygulamalarda mühendislerce, gerekse de üniversite ve araştırma enstitülerinde bilim insanları ve araştırmacılar tarafından yaygın olarak kullanılan FLUENT 6.3.26 programından yararlanılmıştır. Sayısal kısımda silindir-jet mesafesi, silindir sayısı gibi değişkenlerin akış yapısı üzerindeki etkileri kapsamlı olarak ele alınmıştır. Bunun için silindirin jete olan uzaklıkları $H/S=4$, 6 ve 10 olduğu durumda, kanal içerisindeki $D=30$ mm çapındaki ısıtılmış yatay dairesel bir silindir etrafındaki akımın, Reynolds sayısı 5000, 7500, 10000, 15000 ve 20000 değerlerinde incelenmiştir. Silindir sayısı artırılarak akım yapısının nasıl değiştiği ve silindirler üzerindeki sıcaklık profilleri araştırılmıştır.

Deneysel kısmı Çukurova Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarındaki kapalı çevrim açık su kanalında parçacık görüntülemeli hız ölçme yöntemi (PIV) kullanılarak yapılmıştır. Deneysel ölçümler $900\text{ mm} \times 390\text{ mm} \times 390\text{ mm}$ test kesitine sahip bir kanal bölgesinde, değişik hız oranları için farklı yatay ve dikey düzlemlerde gerçekleştirilmiştir. Jet akışının sağlandığı lüle dikdörtgen kesitli olup, ölçüleri $30\text{ mm} \times 390\text{ mm}$ 'dir. Üç farklı hızda ($Re_D=5000$, 7500 ve 10000) yapılan mukayesede hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile uyum saptanmıştır.

Anahtar kelimeler: Dairesel Silindir, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm Tekniği, Türbülans Modelleri.

SUMMARY

Numerical and Experimental Investigation of Effects of Impinged Water Jet onto Heated Cylinders for Convective Heat Transfer

In this study, the jet flow structures impinged on a heated cylinder has been investigated experimentally and computationally using FLUENT 6.3.26 is used. One of the main objective of the work was to study the flow characteristics around a heated and horizontally laid circular cylinder with a diameter 30 mm in the case of dimensionless lengths H/S between jet and cylinder varied as $H/S=4, 6$ and 10 for Reynolds number in the range of $5000 \leq Re \leq 20000$. Variations of flow behaviour temperature profiles on cylinder were investigated by increasing number of cylinders.

Experimental part of the work has been conducted in Cukurova University, Fluid Mechanics Laboratory, Department of Mechanical Engineering, in closed-loop open water channel using a PIV technique. Experimental measurements of the test section of $900 \text{ mm} \times 390 \text{ mm} \times 390 \text{ mm}$ in a channel with a different speed ratios were different for the horizontal and vertical distances. Rectangular nozzle jet flow is achieved, size $30 \text{ mm} \times 390 \text{ mm}$. Three different velocity ($Re_D = 5000, 7500$, and 10000) were consistent with the comparison of computational fluid dynamics.

Keywords: Circular Cylinder, Computational Fluid Dynamics (CFD), Particle Image Velocimetry, Turbulence Models.

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1. Deney kanalının genel görünümü	20
Şekil 2.2. Deney kanalının şematik gösterimi	21
Şekil 2.3. Deney düzeninin şematik görünümü	21
Şekil 2.4. Deney düzeneğinin görünümü	22
Şekil 2.5. PIV deney düzeneği.....	24
Şekil 2.6. Sayısal hesaplamada kullanılan çalışma alanının boyutları ve sınır şartları.....	35
Şekil 2.7. Modele uygulanan sınır tabaka ağı.....	37
Şekil 2.8. Sıfır eğrilikli (a), çok-eğrikli (b) üçgensel dikdörtgensel elemanlar	38
Şekil 2.9. Hızın x-bileşeninin değişik ağ sayılarına göre değişimi, $Re_D=5000$	39
Şekil 2.10. Hızın y-bileşeninin değişik ağ sayılarına göre değişimi, $Re_D=5000$	40
Şekil 2.11. Türbülans kinetik enerjinin değişik ağ sayılarına göre değişimi, $Re_D=5000$	40
Şekil 2.12. Türbülans modellerin mukayesesi için kullanılan 2-Boyutlu çalışma alanı ve ağ yapısı	41
Şekil 2.13. Farklı istasyonlarda u-hız bileşenlerinin farkı türbülans modelleri ve deney sonuçları ile mukayesesi, $Re_D=5000$	42
Şekil 3.1. $H/S=4$ için tek silindirli deneyde, silindir etrafındaki hız vektörleri ve akım çizgileri.....	44
Şekil 3.2. $H/S=6$ için tek silindirli deneyde, silindir etrafındaki hız vektörleri ve akım çizgileri.....	45
Şekil 3.3. $H/S=10$ için tek silindirli deneyde, silindir etrafındaki hız vektörleri ve akım çizgileri.....	47
Şekil 3.4. $H/S=4$ için iki silindirli deneyde, silindir etrafındaki akım çizgileri	48
Şekil 3.5. $H/S=6$ için iki silindirli deneyde, silindir etrafındaki akım çizgileri	49
Şekil 3.6. $H/S=10$ için iki silindirli deneyde, silindir etrafındaki akım çizgileri.....	50
Şekil 3.7. $H/S=4$ için üç silindirli deneyde, silindir etrafındaki akım çizgileri.....	51
Şekil 3.8. Tek silindir kullanılan durumda durma noktası açısının H/S ile değişimi	52
Şekil 3.9. Hız profillerinin verildiği kesitler	52
Şekil 3.10. Tek silindir kullanılan durumda $Re_D=5000$ 'de hız profilleri, (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (c) $H/S=10$	53
Şekil 3.11. Tek silindir kullanılan durumda $Re_D=7500$ 'de hız profilleri, (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (c) $H/S=10$	53

Şekil 3.12. Tek silindir kullanılan durumda $Re_D=10000$ 'de hız profilleri, (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (c) $H/S=10$	54
Şekil 3.13. İki silindir kullanılan durumda farklı hızlardaki hız profilleri, (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (c) $H/S=10$	55
Şekil 3.14. Üç silindir kullanılan silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ 'de farklı hızlardaki hız profilleri.....	56
Şekil 3.15. Silindir etrafında teğetsel hız bileşeni (U_t)	57
Şekil 3.16. Tek silindir kullanılan durumda a) $H/S=4$, b) $H/S=6$ c) $H/S=10$ için, farklı açılarda teğetsel hız bileşeni dağılımları	58
Şekil 3.17. İki silindir kullanılan durumda farklı açılarda teğetsel hız bileşeni dağılımları, $H/S=4$ için a) 1. silindir, b) 2. silindir, $H/S=6$ için c) 1. silindir d) 2. silindir	59
Şekil 3.19. Üç silindir kullanılan durumda farklı açılarda teğetsel hız bileşeni dağılımları, $H/S=4$ için a) 1. silindir, b) 2. silindir, c) 3. silindir	60
Şekil 3.20. Tek silindir kullanılan durumda silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı yerel Nusselt sayısı değişimleri.....	61
Şekil 3.21. Tek silindir kullanılan durumda silindirin jete olan uzaklığı $H/S=6$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı yerel Nusselt sayısı değişimleri.....	62
Şekil 3.22. Tek silindir kullanılan durumda silindirin jete olan uzaklığı $H/S=10$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı yerel Nusselt sayısı değişimleri.....	62
Şekil 3.23. Tek silindir kullanılan durumda farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının H/S 'e göre değişimi.....	63
Şekil 3.24. İki silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı silindirlerdeki yerel Nusselt sayısı değişimleri	64
Şekil 3.25. İki silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=6$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı silindirlerdeki yerel Nusselt sayısı değişimleri	64
Şekil 3.26. İki silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=10$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı silindirlerdeki yerel Nusselt sayısı değişimleri	65
Şekil 3.27. Üç silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı 2. silindirdeki yerel Nusselt sayısı değişimleri	66
Şekil 3.28. Üç silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı 3. silindirdeki yerel Nusselt sayısı değişimleri	66
Şekil 3.29. Tek silindir kullanılan durumda farklı Reynolds sayısına bağlı girdaplık değişimleri (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (a) $H/S=10$	68

Şekil 3.30. İki silindir kullanılan durumda ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, Reynolds sayısına bağlı girdaplık değişimleri (a) $Re_D=5000$, (b) $Re_D=7500$, (c) $Re_D=10000$	69
Şekil 3.31. İki silindir kullanılan durumda ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=6$ olduğu durumda, Reynolds sayısına bağlı girdaplık değişimleri (a) $Re_D=5000$, (b) $Re_D=7500$, (c) $Re_D=10000$	70
Şekil 3.32. İki silindir kullanılan durumda ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=10$ olduğu durumda, Reynolds sayısına bağlı girdaplık değişimleri (a) $Re_D=5000$, (b) $Re_D=7500$, (c) $Re_D=10000$	71
Şekil 3.33. Üç silindir kullanılan durumda ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, Reynolds sayısına bağlı girdaplık değişimleri (a) $Re_D=5000$, (b) $Re_D=7500$, (c) $Re_D=10000$	73
Şekil 3.34. Strouhal sayısının spektral güç yoğunluğu (PSD) ile değişimi	74
Şekil 3.35. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de akım çizgileri, a) Deneysel b) RNG k- ϵ model	76
Şekil 3.36. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=7500$ 'de akım çizgileri, a) Deneysel b) RNG k- ϵ model.....	77
Şekil 3.37. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de yerel Nusselt sayısı değişimi	77
Şekil 3.38. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de yerel Nusselt sayısı değişimi	78
Şekil 3.39. Üç-boyutlu analiz ile elde edilen akışın z düzlemi boyunca hız konturları ($Re_D=7500$).....	79
Şekil 3.40. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri.....	80
Şekil 3.41. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri.....	81
Şekil 3.42. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	81
Şekil 3.43. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	82
Şekil 3.44. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	82
Şekil 3.45. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri.....	83
Şekil 3.46. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri.....	83
Şekil 3.47. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	84
Şekil 3.48. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	84

Şekil 3.49. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	85
Şekil 3.50. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	85
Şekil 3.51. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	86
Şekil 3.52. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	86
Şekil 3.53. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	87
Şekil 3.54. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	87
Şekil 3.55. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	88
Şekil 3.56. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	88
Şekil 3.57. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	89
Şekil 3.58. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	89
Şekil 3.59. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	90
Şekil 3.60. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	90
Şekil 3.61. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	91
Şekil 3.62. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	91
Şekil 3.63. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	92
Şekil 3.64. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	92
Şekil 3.65. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	93
Şekil 3.66. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	93
Şekil 3.67. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	94
Şekil 3.68. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	94

Şekil 3.69. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri	95
Şekil 3.70. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri.....	95
Şekil 3.71. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri.....	96
Şekil 3.72. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri.....	96
Şekil 3.73. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri.....	97
Şekil 3.74. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri.....	97
Şekil 3.75. Tek silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=4$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları.....	98
Şekil 3.76. Tek silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=6$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları.....	99
Şekil 3.77. Tek silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=10$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları.....	99
Şekil 3.78. İki silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=4$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları	100
Şekil 3.79. İki silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=6$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları	101
Şekil 3.80. İki silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=10$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları.....	102
Şekil 3.81. Üç silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=4$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları	103
Şekil 3.82. Farklı Reynolds sayılarında silindir etrafında oluşan Nusselt sayısının θ ile değişimi, (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (b) $H/S=10$	105
Şekil 3.83. Farklı Reynolds sayılarında silindir etrafında oluşan Nusselt sayısının θ ile değişimi, (a) $H/S=4$ birinci silindir, (b) $H/S=4$ ikinci silindir	105
Şekil 3.84. Farklı Reynolds sayılarında silindir etrafında oluşan Nusselt sayısının θ ile değişimi, (a) $H/S=6$ birinci silindir, (b) $H/S=6$ ikinci silindir	105
Şekil 3.85. Farklı Reynolds sayılarında silindir etrafında oluşan Nusselt sayısının θ ile değişimi, (a) $H/S=10$ birinci silindir, (b) $H/S=10$ ikinci silindir	106
Şekil 3.86. Farklı Reynolds sayılarında silindir etrafında oluşan Nusselt sayısının θ ile değişimi, (a) $H/S=4$ birinci silindir, (b) $H/S=4$ ikinci silindir, (c) $H/S=4$ üçüncü silindir	107
Ek Şekil 1.1. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, U , Basınç, Sıcaklık konturları.....	116
Ek Şekil 1.2. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, U , Basınç, Sıcaklık konturları.....	116

Ek Şekil 1.3. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	116
Ek Şekil 1.4. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	116
Ek Şekil 1.5. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	117
Ek Şekil 1.6. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	117
Ek Şekil 1.7. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	117
Ek Şekil 1.8. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	117
Ek Şekil 1.9. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	118
Ek Şekil 1.10. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	118
Ek Şekil 1.11. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	118
Ek Şekil 1.12. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	118
Ek Şekil 1.13. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	119
Ek Şekil 1.14. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	119
Ek Şekil 1.15. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	119
Ek Şekil 1.16. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	119
Ek Şekil 1.17. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	120
Ek Şekil 1.18. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	120
Ek Şekil 1.19. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	120
Ek Şekil 1.20. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	120
Ek Şekil 1.21. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	121
Ek Şekil 1.22. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	121

Ek Şekil 1.23. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	121
Ek Şekil 1.24. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	121
Ek Şekil 1.25. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	122
Ek Şekil 1.26. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	122
Ek Şekil 1.27. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	122
Ek Şekil 1.28. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	122
Ek Şekil 1.29. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	123
Ek Şekil 1.30. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	123
Ek Şekil 1.31. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	123
Ek Şekil 1.32. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	123
Ek Şekil 1.33. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	124
Ek Şekil 1.34. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	124
Ek Şekil 1.35. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları.....	124

TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 1.1. Silindir etrafındaki akım karakteristik özellikleri.....	2
Tablo 2.1. Standart k- ϵ türbülans modelinde kullanılan katsayıların değerleri, (Launder ve Spalding, 1972).....	29

SEMBOLLER LİSTESİ

A	: Kesit alanı
C_D	: Direnç katsayısı
C_L	: Kaldırma katsayısı
C_V	: Sabit hacimde özgül ısı
C_p	: Basınç katsayısı
C_η	: Türbülans sabiti
D	: Silindir çapı
f	: Kopma frekansı
F_D	: Direnç kuvveti
F_L	: Kaldırma kuvveti
G	: Silindir alt yüzeyi ile kanal tabanı arasındaki boşluk yüksekliği
G_k	: Ortalama hız farklarından dolayı türbülans kinetik enerjisi üretimi
G_b	: Yoğunluk değişimlerine bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimi
g	: Yer çekimi ivmesi
h	: Su derinliği
H	: Silindirin jete olan uzaklığı
k	: Türbülans kinetik enerjisi
p	: Basınç
p₀	: Silindirden etkilenmeyen, silindir merkez hizasındaki basınç
p_s	: Silindir yüzeyine gelen basınç
Re_D	: Silindir çapına bağlı Reynolds sayısı
S	: Silindir yüzeyine dik doğrultu
St	: Strouhal sayısı
t	: Zaman
u	: Yatay hız bileşeni
u₀	: Serbest akım hızı
U_C	: Akıntı hızı
u_T	: Teğetsel hız bileşeni
u	: Yatay doğrultudaki hız
v	: Düşey hız bileşeni
v	: Düşey doğrultudaki hız
α	: Silindir etrafındaki hesap noktasının yatayla yaptığı açı
δ	: Sınır tabakası kalınlığı
ε	: Türbülans kinetik enerji kayıp oranı
η	: Türbülans viskozitesi
θ_a	: Sınır tabakası ayrılma açısı
θ_d	: Akım durma noktası
μ	: Dinamik viskozite
ρ	: Akışkan yoğunluğu
τ₀	: Duvar kayma gerilmesi
τ_{ij}	: Türbülans kayma gerilmeleri
ν	: Kinematik viskozite katsayısı
ω	: Özgül kayıp oranı
P	: Basınç

SE : Sonlu Elemanlar
Ma : Mach sayısı
Nu_m : Ortalama Nusselt sayısı
Re : Reynolds sayısı
Pr : Prandtl sayısı
x, y, z : Kartezyen koordinat eksenleri
u, v, w : Kartezyen koordinat ekseninde hızın sırasıyla x, y ve z-yönlerindeki bileşenleri
T : Sıcaklık
Φ : Viskoz kayıp oranı

KISALTMALAR LİSTESİ

DNS	: Direct Numerical Simulation
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	: Large Eddy Simulation
Max	: Maksimum
Min	: Minimum
RANS	: Reynolds Averaged Navier Stokes Equations
RKE	: Realizable k- ϵ
RMS	: Root-mean-square
PIV	: Particle Image Velocimeter
SST	: Shear-Stress-Transport k- ω
WKO	: Wilcox k- ω
2D	: İki Boyutlu
3D	: Üç Boyutlu
CCD	: Charge Coupled Device
TIFF	: Dijital Resim Dosyası Formatı
RNG	: Renormalized group k- ϵ
RSM	: Reynolds Stress Model
RSTM	: Reynolds Gerilme Türbülans Modeli
FFT	: Fast Foriuer Transform
PSD	: Power Spectral Density

1. GİRİŞ

Jet çarpma tekniği, bir yüzeyde ısıtma, soğutma veya kurutma işlemlerinin yoğunlaştırılmasını sağlamak amacıyla kullanılmaktadır. Birçok mühendislik uygulamalarında kullanılan jet çarpma tekniği, uygulamada gaz türbinlerinin kanatçıklarının soğutulmasında, cam temperleme, metallerin ısıl işlemlerinde, kâğıt ve tekstil ürünleri kurutulmasında, boya, gıda sanayi, mikroişlemcilerin soğutulmasında, ısıtma ve pişirme amaçlı uygulamalarda kullanılan verimli bir tekniktir.

Akışkanlar mekaniğinde klasikleşmiş problemlerden biri, dolgun cisimler etrafındaki akışın belirlenmesidir. Dolgun cisimler, arkalarında oluşan daimi olmayan iz bölgesi ve buna bağlı girdap salgılanma süreci gibi ilginç yanları ile uzun yıllardan beri araştırmacıların ilgisini çekmektedirler. Dolgun cisimlere en iyi örneği dairesel silindir geometrisi teşkil etmektedir. Dairesel silindir etrafındaki akış, yüzey eğriselliği, yüksek ters basınç gradyanı, kuvvetli akım ayrılması, ayrılma noktasının salınımı, kararsız iz bölgesi ve girdap salgılanması, serbest akım türbülansı, boy/çap oranı gibi akış parametrelerine yüksek duyarlılık, girdap caddesi oluşumu, rejimden rejime bütünüyle değişen akış yapısı gibi kompleks bir akıştan beklenen tüm nitelikleri sunmasına bağlı olarak yaklaşık bir asırdır hidro-aerodinamik alanda araştırmacıların temel konularından birisi olmuştur. Bunun yanı sıra, dairesel silindir köprü ayakları, baca, payanda, elektrik kabloları, gemi ve anten direkleri, açık deniz platform taşıyıcıları gibi pek çok mühendislik uygulamasında da yer alan bir geometridir. Öte yandan sınır tabaka ayrılması, özellikle dolgun cisimler etrafındaki akışı değiştirerek büyük miktarda enerji kaybına yol açan bir olaydır. Buna bağlı olarak, hidro-aerodinamik pek çok aracın performansı akım ayrılmasının yeri tarafından kontrol edilmektedir. Böylece akım ayrılmasının kontrolü, temel bir araştırma konusu olmasının yanı sıra ekonomik anlamda da önemli bir mühendislik problemi olarak görülmektedir.

Silindirden etkilenen akım alanının çeşitli özelliklerinin incelenmesinde silindir çapına bağlı Reynolds sayısı, Re_D , önemli bir boyutsuz sayı olarak kullanılmaktadır:

$$Re_D = \frac{u_o D}{\nu} \quad (1.1)$$

Bu denklemde D silindir çapı ve u akışkanın kinematik viskozitesidir. Reynolds sayısının belli bir değere ulaşmasından sonra silindir arkasındaki girdap çiftinde karşılıklı olarak kopmalar oluşmaktadır. Silindir alt ve üst yüzeylerinden ardışık olarak kopan girdapların silindir arkasında Karman girdap yolunu oluşturmaktadır. Girdapların farklı zamanlarda periyodik olarak kopmaları akım simetrisini bozmakta, bu nedenle silindir üzerinde yanal bir kuvvet oluşmaktadır.

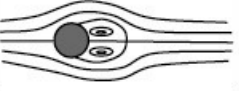
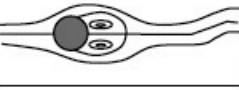
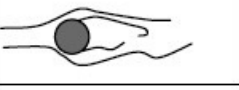
Silindir üzerindeki girdap kopmalarının frekansı boyutsuz Strouhal sayısı ile tanımlanır:

$$St = f \frac{D}{u_o} \quad (1.2)$$

Denklem (1.2)'deki f kopma frekansdır.

Geçmişte yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen bilgilere göre, bir silindir etrafındaki akımının bazı karakteristik özellikleri Re_D 'ye bağlı olarak Çizelge 1.1'de verilmiştir (Schlichting, 2000).

Tablo 1.1. Silindir etrafındaki akım karakteristik özellikleri

Reynolds Sayısı	Akım Rejimi	Akım Şekli	Akım Özelliği	St
$4 < Re_D < 40$	Vorteks çifti oluşumu		Düzenli akım, simetrik ayrılma	-
$40 < Re_D < 90$	Karman vorteks yolu başlangıcı		Laminer akım, kararsız kuyruk	-
$90 < Re_D < 300$	Karman vorteks yolu oluşumu		Karman vorteks yolu	0.14~0.21
$300 < Re_D < 10^5$	Kritik-altı rejim		Laminer sınır tabakası, düzenli vorteks yolu	0.21
$10^5 < Re_D < 3.5 \times 10^6$	Kritik rejim		Laminer ve türbülanslı sınır tabakası	Belirlenmiş bir frekans yok
$3.5 \times 10^6 < Re_D$	Kritik-üstü rejim		Türbülanslı sınır tabakası	0.25~0.3

Tablo 1.1'de görüldüğü gibi, $4 < Re_D < 40$ aralığında silindir mansabında düzenli akım oluşmakta ve silindir etrafındaki sınır tabakalarının ayrılması simetrik bir görünüm kazanmaktadır. $40 < Re_D < 90$ aralığında ise silindir membasında akım laminar karakterde olmasına karşın, silindir mansabında düzensiz girdap kopmaları oluşmaktadır. $90 < Re_D < 300$ için düzenli Karman girdap yolu oluşurken Strouhal sayısı, Re_D 'ye bağlı olarak 0.14 ile 0.21 arasında değişmektedir.

Kritik-altı rejim olarak adlandırılan $300 < Re_D < 10^5$ aralığında ise $St=0.21$ 'de sabitlenmekte ve silindir kuyruğunda düzenli girdap kopmaları hakim olmaktadır. Çizelge 1.1'de görüldüğü gibi silindir etrafındaki sınır tabakası akımı $Re_D=10^5$ değerine kadar laminar karakterdeyken, bu değerden sonra silindir etrafındaki sınır tabakalarında türbülans etkileri hissedilmeye başlamaktadır. Kritik rejim olarak bilinen, $10^5 < Re_D < 3.5 \times 10^6$ aralığında silindir etrafındaki sınır tabakaları içerisinde akım laminar ve türbülanslı olabilir. Bu aralıkta, Re_D 'nin artmasıyla birlikte, sınır tabakası ayrılma noktası mansaba doğru kaymakta ve $Re_D > 3.5 \times 10^6$ için silindir etrafındaki sınır tabakaları tamamen türbülanslı duruma dönüşmektedir.

1.1. Amaç ve Kapsam

Dairesel silindir etrafındaki akış, çok uzun yıllardan beri sayısız deneysel ve hesaplamalı çalışmaya konu olmaktadır. Akışın temelde Reynolds sayısına bağlı olarak pek çok farklı ve kompleks rejim yapısı sergilemesinden dolayı karakteri hakkında genel bir kabulden söz edilmesi mümkün değildir. Bu durum akış rejimlerinin ve birbirleriyle olan ilişkilerinin ayrı ayrı değerlendirilmelerini gerektirmektedir.

Bu çalışmada silindir üzerine farklı hızlarda gelen jet akışlarının akış yapısı deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği teknikleri kullanılarak incelenmiştir. Daha önce de anlatıldığı gibi jetlerle ilgili problemlerle, savunma sanayinde, çevre, kimya ve enerji endüstrilerinde çok sık karşılaşılmıştır. Bundan dolayı konu ile ilgili yapılmış deneysel, sayısal veya her iki tekniğin beraber kullanıldığı çok sayıda çalışmaya rastlamak mümkündür. Ancak gerek akışın türbülanslı, üç-boyutlu olması, gerekse de baskın girdap yapılarının varlığı, jet akışlarıyla ilgili henüz tam bir sonuca varılamamasına yol açmaktadır. Problem, doğası gereği pek çok sayıda değişkene bağlı olduğundan, deneysel ve sayısal çalışmaların devam etmesi de kaçınılmazdır. İlerleyen bölümlerde de görüleceği üzere jet akışlarında görülen baskın girdap yapıları ve film soğutma ile ilgili pek çok çalışma mevcuttur. Ancak jet akışının sağlandığı kesit geometrisi ve silindir sayısı gibi çok sayıda değişkenin bu yapıların oluşum ve gelişimi ve film soğutma verimi üzerindeki etkilerinin beraber ele alındığı çalışmalar hemen hemen yok denecek kadar azdır. Deneysel ve sayısal tekniklerin beraber kullanılarak, jet akışlarında sonuca etki eden çok sayıda değişkenin etkisinin incelenmesi, çalışmanın konuya kazandırdığı yenilikler olarak sayılabilir.

Bu amaçla deneyler, Çukurova Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarındaki kapalı çevrim açık kanalda PIV yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Çalışmanın ikinci ayağı olan simülasyon kısmında ticari bir program olan FLUENT 6.3.26 kullanılmıştır. FLUENT sonlu hacimler metodu kullanarak ısı transferi ve akışkanlar mekaniği ile ilgili problemlerin çözülmesinde dünyada yaygın olarak kullanılan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programıdır. Elde edilen sonuçlar deneysel verilerle mukayese edilmiş ve deneysel çalışma ile elde edilemeyen bazı bilgilerin HAD ile elde edilmesi yoluna gidilerek bu iki çalışmanın birbirini tamamlaması amaçlanmıştır. Isıtılmış dairesel silindirlerin jet akışı ile soğutulması hedeflenmiştir. PIV sistemi ile yapılmış olan ölçümler tek silindir, ikili silindir ve üçlü silindirden oluşmaktadır. Jete olan uzaklıkları $H/S=4, 6$ ve 10 olarak değişmektedir. Farklı Reynolds sayısında, $Re_D=5000, 7500, 10000$, akış alanı içerisindeki iz bölgesinin yapısı ve karakteristikleri nitel ve nicel olarak detaylı bir şekilde incelenmiştir.

1.2. Literatür Araştırması

Silindir etrafındaki akım üzerinde tabanın etkisi konusundaki ilk çalışmalardan biri Taneda (1965) tarafından yapılmıştır. Bir çekme tankında yapılan deneylerde, çekme hızına bağlı Re_D sayısı 170 değerinde çalışılmıştır. Taneda (1965)'nin deneylerinde, katı duvar yakınında durgun su içerisindeki bir silindir sabit hızla çekilmiş, bu yüzden silindir etrafındaki akıma taban sınır tabakası etkisi olmamıştır. Taneda (1965), boşluk oranının $G/D=0.1$ değerinde silindirin sadece üst kısmından girdap kopması oluştuğunu, $G/D=0.6$ değerine gelindiğinde ise silindirin her iki yüzeyinden de düzenli girdap kopması meydana geldiğini bildirmiştir.

Bearman ve Zdravkovich (1978), düz bir plaka üzerindeki silindir etrafındaki akımı $Re_D=25000$ ve $Re_D=45000$ değerlerinde incelemişlerdir. Kızgın Tel (Hot wire) anemometresi kullanarak yaptıkları deneylerde, G/D 'nin 0.3 'ten büyük olması durumunda, silindir mansabında düzenli girdap kopması oluştuğunu ve daha büyük boşluk oranlarının girdap kopmasına farklı bir etkisinin olmadığını, boşluk oranının 0.3 'ten küçük olması durumunda ise silindirin duvardan uzak tarafında zayıf girdap kopması sinyalleri alınsa da düzenli girdap kopmalarının bastırıldığını bildirmişlerdir. Silindir üzerinde yaptıkları basınç ölçümleri sonucu, yaklaşık $G/D=1.0$ 'e kadar duvar etkisinin hissedildiğini belirtmişler ve G/D 'nin 0.6 'dan daha küçük değerler alması durumunda ise silindir mansap

yüzündeki basınç katsayısında, $C_p = (p_s - p_0) / 0.5 \rho U_0^2$, p_s silindir yüzeyindeki basınç, p_0 silindirden etkilenmeyecek mesafede silindir merkez hizasındaki basınç, ρ akışkanın yoğunluğu), boşluk oranının azalmasına bağlı olarak ani bir düşüş gözlemlenmiştir. Yaptıkları basınç ölçümleri sonucu düşük boşluk oranlarında silindir membasında oluşan durma noktasının duvara doğru kaydığını, bunun da silindiri duvardan uzaklaştırmaya çalışan bir kaldırma kuvvetinin göstergesi olduğunu bildirmişlerdir.

Buresti ve Lanciotti (1979), $Re_D = 86000$ ve 300000 değerlerinde, katı sınır üzerindeki sınır tabaka kalınlığı, $\delta = 0.1D$ değerindeki ince bir sınır tabakasında, boşluk oranının girdap kopmasına etkisini incelemişlerdir. Çalışmalarında, kritik boşluk oranı olarak adlandırdıkları, girdap kopmasının bastırılmadığı en küçük boşluk oranının, pürüzsüz bir silindir için $(0.3-0.4)D$, pürüzlü bir silindir için ise $(0.2-0.3)D$ olduğunu bildirmişlerdir. Ayrıca boşluk oranının kritik değerden büyük olması halinde Strouhal sayısının G/D 'den bağımsız olduğunu belirtmişlerdir.

Zdravkovich (1980), $Re_D = 25000$ değerinde akım görüntüleme yöntemini kullanarak yaptığı deneylerde, silindirin duvara temas ettiği $G/D = 0.0$ durumunda, silindir memba ve mansabında oluşan ayrılma bölgelerinin, silindirle temas halinde olduğunu ve silindir arkasında girdap kopması oluşmadığını belirtmiştir. Rüzgar tüneline yaptığı deneylerde, türbülanslı sınır tabakasının varlığı durumunda, boşluk oranının $G/D = 0.2$, duman tüneline yaptığı deneylerde ise laminar sınır tabakası durumunda $G/D > 0.4$ için düzenli girdap kopması oluştuğu görülmüştür.

Angrilli ve diğ. (1982), boşluk oranının girdap kopması frekansına etkisini, $Re_D = 2860$, 3820 ve 7640 değerlerinde incelemişlerdir. Daha önce yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçların aksine, $G/D < 5.0$ için boşluk oranının Strouhal sayısına etkisinin büyük olduğu sonucuna varmışlardır.

Angrilli ve diğ. (1982) yaptıkları çalışmalar sonucu elde ettikleri sonuçların, Buresti ve Lanciotti (1979) ve Bearman ve Zdravkovich (1978)'in elde ettikleri sonuçlardan farklı çıkmasına sebep olarak kendilerinin nispeten daha düşük Reynolds sayıları ile çalışmış olmalarını göstermişlerdir.

Zdravkovich (1983), $Re_D = 3550$ değerinde duvar yakınında mansaba doğru çekilen, bu yüzden de duvar sınır tabakası etkisinin olmadığı bir silindir etrafındaki akımı incelemiştir. Çalışmasında, $G/D = 0.1$ ve 0.2 için silindirin duvardan uzak yüzeyinde kararsız ve düzensiz girdap kopmalarının oluşturduğu bir tekil sıra gözlemlenmiştir. $0.3 \leq G/D \leq 0.6$ aralığında ise silindirin duvardan uzak yüzeyinden kopan girdaplar düzenli girdap yolu oluştururken,

silindirin duvar tarafındaki yüzeyinden kopan girdapların ise silindir mansabındaki duvar sınır tabakasının ayrılmasına sebep olduğunu, boşluk oranının 0.6'dan büyük değerlerinde ise silindirin her iki yüzeyinde düzenli girdap kopmalarının meydana geldiğini bildirmiştir.

İz bölgesinin ölçümü ile ilgili en detaylı çalışmalardan biri Cantwell ve Coles (1983) tarafından yapılmıştır. Cantwell ve Coles kritik-altı rejimin üst sınırı civarında $Re_D=140000$ 'de iz bölgesinin bir girdap salgılanma süresince hareketini, silindire göre hareketsiz ve belirli bir noktadaki girdapların hızında ilerleyen eksen takımlarına göre göstermişlerdir.

Grass ve diğ. (1984), silindir etrafındaki akımı, üç farklı sınır tabaka kalınlığında, $\delta/D=0.28, 2.6, 6.0$, ve iki farklı Reynolds sayısında, $Re_D=1785, 3570$, incelemişlerdir. Strouhal sayısını serbest akım hızıyla değil de yerel hızla tanımladıkları için elde ettikleri değerleri daha önce yapılan çalışmalarla karşılaştırmak mümkün olamamıştır. Buna karşın G/D 'nin St 'ye etkisinin sınır tabaka kalınlığından bağımsız olduğunu ve boşluk oranının 2.0'den küçük değerler alması halinde St 'de aşamalı bir artış olduğunu belirtmişlerdir. $\delta/D=0.28$ için $G/D=0.75$ değerinde oluşan maksimum St 'yi daha büyük boşluk oranlarında elde edilenden %5-10 daha büyük bulmuşlar ve $G/D<0.3$ için girdap kopmasının oluşmadığını bildirmişlerdir. $\delta/D=6.0$ için maksimum St sayısını $G/D=0.5$ değerinde elde etmişler ve boşluk oranının bu değerden küçük olması halinde girdap kopması oluşmadığını bildirmişlerdir. Grass ve diğ. (1984) ayrıca silindir memba ve mansabında oluşan ayrılma bölgelerinin sadece $\delta/D=0.28$ değerinde görüldüğünü ve daha kalın sınır tabakalarında ise bu bölgelerin oluşmadığını belirtmişlerdir.

Hiwada ve diğ. (1986), düzlem bir plaka yakınına yerleştirilen dairesel silindir etrafındaki akımın özelliklerine sınır tabakası etkisini $0.25<\delta/D<2.82$, $0.17<G/D<3.33$ ve $Re_D=20000$ koşullarında deneysel olarak incelemişlerdir. Silindir alt ve üst yüzeylerindeki sınır tabakalarının ayrılma noktalarını incelemişler ve boşluk oranının artmasıyla ayrılmanın her iki tarafta da $\pm 85^\circ$ civarında oluştuğunu bildirmişlerdir.

$G/D=1.0$ civarında meydana gelen bu simetrik ayrılma durumuyla beraber kaldırma katsayısında, $C_L = F_L/(0.5\rho U_0^2 A)$, (F_L kaldırma kuvveti, A kesit alanı), ani bir azalmanın oluştuğunu belirtmişlerdir.

Hiwada ve diğ. (1986), farklı sınır tabaka kalınlıkları için itki katsayısının, $C_D = F_D/(0.5\rho U_0^2 A)$, değişimini incelemişler ve itki katsayısındaki azalmanın sınır tabakası ve boşluk oranıyla doğrudan ilintili olduğunu, aynı boşluk oranında, daha kalın sınır tabaka olması durumunda ise C_D 'deki azalmanın daha erken başladığını ve C_D 'deki azalmanın asıl

sebebinin sınır tabaka içerisindeki hızlarda meydana gelen azalmadan dolayı olduğunu bildirmişlerdir. Ayrıca kızgın tel anemometresi ile yapılan hız ölçümlerinin güç spektrumlarını kullanarak girdap kopmaları için Strouhal sayılarını belirlemişlerdir. Silindirin, taban sınır tabakası içerisinde olması durumunda Strouhal sayısının 0.2'den küçük çıktığını, silindirin taban sınır tabaka kalınlığından daha yukarıda olması halinde ise Strouhal sayısının 0.2 değerinde sabitlendiğini bildirmişlerdir.

Taniguchi ve Miyakoshi (1990), silindir etrafındaki akıma taban sınır tabakasının etkisini bulmak için $Re_D=94000$ değerinde ve $0.34 \leq \delta/D \leq 1.05$ aralığında girdap kopması frekansları ile silindire gelen kuvvetleri incelemişlerdir. Düzenli girdap kopmalarının bastırıldığı minimum boşluk oranının sınır tabakanın artmasıyla doğru orantılı olarak arttığını bulmuşlardır. Grass ve diğ. (1984)'na benzer şekilde, G/D 'nin küçük değerlerinde silindir alt yüzeyinden kopan girdapların, duvar sınır tabakasından etkilenerek bozulmasının, girdap kopmasını engellediğini bildirmişlerdir.

Cheng ve diğ. (1994), $0.0 \leq G/D \leq 5.0$ aralığında ve $Re_D=500$ değerinde duvar yakınındaki bir silindir etrafındaki akımı incelemek için akım görüntüleme ve girdap kopması frekansı ölçümleri yapmışlardır. G/D 'nin 1.25'ten küçük değerlerinde sadece silindirin duvardan uzak yüzeyinden ayrılan girdap yolu oluştuğunu bildirmişlerdir. $1.25 < G/D < 2.0$ için simetrik olmayan girdap kopması baskın olsa da, hem simetrik hem de simetrik olmayan girdap kopması eş değer eğrileri gözlemlediklerini, $G/D \geq 2.0$ için St sayısının 0.2'de sabitlendiğini, G/D 'nin azalmasıyla birlikte St sayısının artarak $G/D=0.625$ değerinde bir maksimuma ulaştığını ve bu değerinde $St=0.252$ olduğunu bildirmişlerdir.

Sumer ve Fredsoe (1997), silindirin tabana yakın olması halinde girdap kopmasının G/D 'nin belli değerlerinde bastırıldığını, silindir duvara yaklaştıkça ön durma noktasının aşağıya doğru kaydığını, silindirin duvardan uzak yüzeyindeki sınır tabakasında ayrılma noktası membaya doğru kayarken duvara yakın yüzeyinde ayrılmanın mansaba kaydığını, $G/D=1.0$ durumunda silindir etrafındaki basınç dağılımı simetrik durumdayken, duvara yaklaştıkça simetrinin bozulduğunu ve üstteki basınç katsayısının, C_p , artarken alt yüzeyde azaldığını bildirmişlerdir. İtme katsayısı C_D 'nin ise G/D 'nin belli bir değere kadar artmasıyla doğru orantılı olarak arttığını ve daha sonra sabit hale geldiğini, buna sebep olarak silindirin konumunun, kanal taban sınır tabakasının içinde yada dışında olmasını göstermişlerdir. Bir duvar yakınındaki silindir etrafındaki akımın $G/D=1.0$ değerine kadar simetrik olmadığını, bu yüzden de bu boşluk oranına kadar silindire bir kaldırma kuvveti etki edeceğini, $G/D=0.2$ ve 0.3 gibi değerlerde küçük olan kaldırma kuvvetinin G/D

azaldıkça aşırı bir şekilde artış eğilimine geçtiğini, bunun da durma noktasını aşağıya kaydırıldığını belirtmişlerdir. Girdap kopmasının olduğu küçük boşluk oranlarında, silindirin duvara yakın yüzeyinden kopan girdapın yukarıya doğru zorlanması, iki girdabın daha yüksek bir frekansla kopmasına sebep olduğunu bildirmişlerdir.

Lei ve diğ. (1999), düz bir plaka üzerindeki farklı sınır tabakası kalınlıklarında, pürüzsüz dairesel bir silindire gelen hidrodinamik kuvvetleri ve girdap kopmalarını irdelemişlerdir. Ayrıca basınç dağılımına; duvarın yakınlığının, sınır tabaka kalınlığının ve sınır tabaka kalınlığı içerisindeki hız değişiminin etkilerini, $13000 \leq Re_D \leq 14500$, $0.14 \leq \delta/D \leq 2.89$ ve $0.0 \leq G/D \leq 3.0$ aralıklarında deneysel olarak incelemişlerdir. Boşluk oranının artmasıyla silindir önünde oluşan durma noktasının yukarıya doğru kaydığını ve silindir arka yüzeyindeki basıncın azaldığını, aynı boşluk oranı için taban sınır tabakası kalınlığının artmasının durma noktasını yukarı doğru kaydırıldığını, fakat silindir arka yüzeyindeki basıncı değiştirmediğini bildirmişlerdir. İtki ve kaldırma kuvvetlerinin boşluk oranından etkilendiklerini, itki katsayısının küçük boşluk oranlarında, kalın sınır tabakasına göre ince sınır tabakasında daha büyük çıktığını, silindirin taban sınır tabakası dışında bulunması halinde ise boşluk oranından fazla etkilenmediğini, silindirin tamamen yada kısmen sınır tabakası içinde olması halinde ise δ/D ile doğru orantılı olarak itki katsayısının arttığını belirtmişlerdir. Boşluk oranı azaldıkça silindir merkez hizasındaki hız ile hesaplanan St sayısının, G/D 'nin azalmasına bağlı olarak değiştiğini, buna karşın serbest akım hızı ile hesaplanan St sayısının boşluk oranının azalmasına bağlı yerel hızdaki değişimden etkilenmediğini, bu yüzden de serbest akım hızı ile St sayısının hesaplanmasının daha uygun olacağını bildirmişlerdir. Sınır tabaka kalınlığına bağlı olarak, $G/D=0.2-0.3$ değerlerinde girdap kopmasının bastırıldığını, sınır tabaka kalınlığı arttıkça girdap kopmasının daha küçük boşluk oranlarında bastırıldığını, G/D 'nin 2.0'den büyük olması halinde ise tabanın silindire gelen kuvvetlere ve girdap kopması davranışına etkisinin ihmal edilebileceğini bildirmişlerdir.

Zovatto ve Pedrizzetti (2001), iki paralel levha arasına yerleştirilen dairesel bir silindir etrafındaki akımı, $100 \leq Re_D \leq 2000$ ve $0.25 \leq G/D \leq 2.0$ aralıklarında, girdap-akım fonksiyonu formülasyonuna dayalı bir sonlu elemanlar yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Silindir duvara yaklaştıkça, kuyruk bölgesinin duvar sınır tabakasından daha fazla etkilenmesi sebebiyle, düzenli akımdan periyodik girdap kopması rejimine geçişin, tabandan etkilenmeyen bir silindire göre daha büyük Re_D değerlerinde olduğunu belirtmişlerdir. Duvarın çok yakın olduğu durumlarda girdap kopmasının bastırıldığını, duvardan uzaklığın

silindir yarıçapının yarısından küçük olması durumunda, kanal Reynolds sayısının ($Re=U_0h/\nu$, h su derinliği) büyük değerlerinde, girdap kopması rejiminin oluşabildiğini gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak silindir çapından daha küçük boşluk durumunda, Karman girdap yolunun yerine silindirin duvardan uzak yüzeyinden kopan girdapların tekil bir sıra oluşturduklarını bildirmişlerdir.

Nishimura ve Taniike (2001), bir rüzgar tüneli içerisindeki dairesel silindir etrafındaki anlık basınç dağılımlarını $Re_D=61000$ değerinde deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında elde ettikleri Şekil 1.1’de görülen anlık ayrılma açısının $\theta_a=50^\circ\sim110^\circ$ arasında değiştiğini, zamansal ortalama değerinin ise $\theta_a=76^\circ$ olduğunu bildirmişlerdir. Ayrıca yaptıkları basınç ölçümleri neticesinde itki kuvveti, kaldırma kuvveti, durma açısı ve ayrılma açılarının salınım periyotlarından elde edilen Strouhal sayısının $St=0.202$ olduğunu, girdap kopmasına bağlı olarak ayrılma ve durma noktalarının senkronize bir şekilde salınım yaptıklarını bildirmişlerdir.

Price ve diğ. (2002), düz bir duvar yakınındaki dairesel silindir etrafındaki akımı, akım görüntüleme, PIV ve kızgın-tel anemometresi tekniklerini kullanarak deneysel olarak incelemişlerdir. Akım görüntüleme deneylerinde, $Re_D=1200$ ve 1400 değerlerinde, kızgın-tel anemometresi kullandıkları deneylerinde ise $1380\leq Re_D\leq4960$ aralığında çalışmışlardır. $G/D\leq 0.125$ ve $Re_D=1200-1400$ aralığı için, yaptıkları akım görüntüleme deneylerinde, silindirin sadece üst yüzeyinden girdap kopması oluştuğunu tespit etmişlerdir. Hem akım görüntüleme hem de PIV ölçümlerinden elde ettikleri bulgulara, belirtilen boşluk oranlarında silindir memba ve mansabındaki taban sınır tabakalarında ayrılmaların oluştuğunu gözlemlemişlerdir. $0.0\leq G/D\leq0.125$ aralığındaki boşluk oranlarında elde ettikleri sonuçların birbirine çok yakın olduğunu ve bu boşluk oranlarında boşluktan geçen akımın zayıf olduğunu ifade etmişlerdir.

Price ve diğ. (2002), $G/D=0.25$ ve 0.375 için silindirin membasında oluşan ayrılma bölgesi boyutunun daha düşük boşluk oranlarına göre küçüldüğünü ve G/D ’nin artmasıyla küçülmeye devam ettiğini ve ayrıca zıt yönlü girdaplara sahip, duvar sınır tabakası ile silindir alt yüzeyinden ayrılan kayma tabakasının birleştiğini, silindir üst yüzeyinden ayrılan kayma tabakasının ise periyodik bir girdap davranışı sergilediğini, buna karşın silindir alt sınır tabakasında girdap oluşmadığını belirtmişlerdir. Orta boşluk oranları olarak nitelendirdikleri, $G/D=0.5$ ve 0.75 aralığında, silindirden ayrılan kayma tabakalarının tamamının kıvrılarak girdap kopması oluşturduğunu, ancak girdap kopması frekansının, tabandan etkilenmeyen bir silindire göre daha büyük değerler aldığını, silindir

mansabında duvardan ayrılan sınır tabakasının, periyodik bir biçimde silindirden kopan girdaplarla birleştiğini bildirmişlerdir. $G/D=1.0, 1.5, 2.0$ gibi daha geniş boşluk oranlarında, silindir etrafındaki akımın katı duvar yada serbest yüzey etkisi olmayan izole bir silindir çevresindeki akıma daha fazla benzediğini, ayrıca silindir membasında duvardan ayrılma oluşmadığını, buna karşın $G/D=1.0$ 'de silindir mansabında, silindirden kopan girdapların duvar sınır tabakasını etkileyerek aynı frekansta ayrılmasına sebep olduğunu, bu durumun G/D oranı arttıkça azaldığını ve $G/D=2.0$ 'de silindir etrafındaki akımın izole bir silindir etrafındaki akımdan ayırt edilemez hale geldiğini bildirmişleridir.

Hatipoğlu ve Avcı (2003), düzenli bir akıntı durumunda kanal tabanı üzerinde veya kanal tabanına yarı gömülü halde bulunan bir silindir etrafındaki akımı Reynolds sayısının ($Re=U_c(D-B)/\nu$, U_c silindirden etkilenmeyen akıntı hızı, B gömülme derinliği) 13000 ve 26000 aralığında incelemiştir. Silindirin gömülme derinliğinin çapa oranının (B/D) farklı değerleri için memba ve mansap ayrılma bölgelerinin uzunlukları ile akım alanının özelliklerini deneysel ve teorik olarak belirlemişlerdir. Deneyleri akım görüntüleme tekniği ile akım içine bırakılan küçük parçacıkların hareketlerini izlemek suretiyle gerçekleştirmişlerdir. Bir HAD yazılımı olan Fluent paket programından elde edilen sayısal hesaplama sonuçlarını deneysel bulgularla karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sayısal ve deneysel sonuçlar, gömülme oranının artmasıyla birlikte silindir memba ve mansabında oluşan ayrılma bölgesi uzunluklarının azaldığını göstermiştir.

Zdravkovich (2003), $G/D=0.0$ durumunda silindir membasındaki akımın yavaşladığını, silindir membasında ve mansabında ayrılma bölgeleri oluştuğunu bildirmiştir. Bu boşluk oranında girdap kopmaları oluşmasa da silindir üst yüzeyinden kopan kayma tabakalarının kuyrukta geniş girdaplar oluşturabildiğini belirtmiştir. Küçük boşluk oranlarında, membadaki ayrılma bölgesinin çok küçük kaldığını ve silindir arkasında periyodik girdap kopmalarının meydana gelmediğini belirten Zdravkovich (2003), büyük boşluk oranlarında ise, kuyrukta düzenli girdap kopmaları oluştuğunu ve membadaki ayrılma bölgesinin kaybolmasının yanı sıra, G/D arttıkça akımın simetrik bir görünüme sahip olmaya başladığını ve $G/D=2.0$ 'de ise silindir etrafındaki akımın tamamen simetrik bir görünüme kavuştuğunu bildirmiştir.

Liang ve Cheng (2005), $G/D=0.37$ durumunda, dairesel bir silindir etrafındaki iki boyutlu akımı teorik olarak incelemiştir. Hesaplama ağının ve sınır koşullarının farklı türbülans modelleri üzerindeki etkilerini deney bulguları ve daha önce yapılan teorik çalışmalar ile karşılaştırarak irdelemiştir. Smagorinsky SGS, standart $k-\epsilon$ ve $k-\omega$

türbülans model bulgularını karşılaştırmışlar ve SGS modelinde silindirin hemen arkasındaki hız ve basınç gibi önemli akım özelliklerinin iyi tahmin edilmediğini, ayrıca bu modelin kuyruktaki hız dalgalanmalarını ve kaldırma katsayısının kareler ortalamasının karekökü değerlerinde de uygun sonuçlar vermediğini bildirmişlerdir. Liang ve Cheng (2005), hem $k-\epsilon$ hem de $k-\omega$ türbülans modellerinin basınç alanında ve hız dağılımlarında iyi sonuçlar verdiğini, girdap kopmasının silindir etrafındaki ağ yapısından çok fazla etkilendiğini belirtmişlerdir.

Dipankar ve Sengupta (2005), dairesel bir silindir arkasındaki akıma tabanın etkisini, $G/D=0.5$ ve 1.5 ile $Re_D=1200$ değerlerinde sayısal olarak incelemişler ve elde ettikleri bulgular ile Price ve diğ. (2002)'nin verdiği deneysel bulgularla karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında Price ve diğ. (2002)'nin deney koşullarını kullanarak iki boyutlu Navier-Stokes denklemlerini akım fonksiyonu/vortisite formülasyonu ile çözmüşlerdir. Şekil 1.1'de görülen silindir membasındaki ön durma noktasının yerinin zamana göre değişimini incelemişler ve $G/D=0.5$ için durma noktası açısının $\theta_d=-1^\circ$ ile 7° arasında salınım yaptığını, $G/D=1.5$ için bu salınımın simetrik bir görünüm kazanarak $\theta_d=\pm 15$ derece civarında gerçekleştiğini bildirmişlerdir. $G/D=0.5$ değerinde silindirin hem membasında hem de mansabında, tabanda ayrılma bölgeleri oluştuğunu, bu durumun diğer boşluk oranında belirsizleştiğini belirtmişlerdir. Ayrıca elde ettikleri sayısal sonuçların Price ve diğ. (2002)'nin sonuçları ile uyumlu olduğunu bildirmişlerdir. Akım alanı içerisine yerleştirilen silindirik elemanlar etrafındaki akımın taban ile olan etkileşimi konusunda Reynolds sayısının çeşitli değerleri için daha önce yapılan çalışmalardan, G/D 'nin küçük değerlerinde silindir membasında tabana bitişik ayrılma bölgeleri oluştuğu ve silindir arkasındaki girdap kopmasının bastırıldığı, G/D azaldıkça silindir ön durma noktasının tabana doğru kaydığı ve silindirin tabandan uzak yüzeyindeki sınır tabakası ayrılma noktası membaya kayarken taban tarafındaki ayrılma noktasının ise mansaba doğru kaydığı, G/D arttıkça silindir etrafındaki akıma taban etkisinin azaldığı ve $G/D \geq 1.0$ için silindir etrafındaki akımın hemen hemen simetrik bir görünüm kazandığını belirlemiştir.

Bloor (1964), periyodik laminar rejimin sonundan $Re=8000$ 'e kadar sıcak-tel anemometresi ölçümleri yapmıştır. Karman girdap caddesinin oluşumundan önce görülen dalga hareketine ve sınır tabakanın türbülansa geçişinden önce görülen Tolmien-Schlichting dalgalarına benzer nitelikteki dalgaların laminar rejimden hemen sonra görünmeye başladığını gözlemlemiştir. Benzer gözlemin Gerrard (1978) tarafından

yapılmış olması, kayma tabakalarındaki türbülansa geçiş dalgalarının Bloor-Gerrard dalgaları olarak anılmasına neden olmuştur.

Bloor (1964), kayma tabakalarında türbülansa geçiş başladıktan sonra Reynolds sayısının yükselmesi ile birlikte türbülansa geçiş noktasının silindire doğru yaklaştığını ortaya koymuştur. Bu süreç girdap oluşma boyunun da hızla kısalmasına yol açmaktadır. Girdap oluşma mekanizmasına ilk açıklık getirenlerden biri olan Gerrard (1966a), kayma tabakalarında türbülansa geçiş, tabakaların birbirleri içine girmeleri, girdap oluşma boyu, girdaplılık dengesi ve Strouhal sayısı gibi pek çok mekanizmanın birbirleriyle olan ilişkilerini fiziksel bir altyapıda tartışmıştır.

Gerrard (1965) aynı zamanda, söz konusu rejimin küçük bozukluklara karşı son derece hassas olduğuna ve bu rejimde pek çok araştırmacı tarafından ölçülmüş olan kaldırma kuvveti değerlerindeki tutarsızlığın buna bağlı olarak oluştuğuna değinmiştir.

Bloor ve Gerrard (1966) iz bölgesinde oluşan girdapların Reynolds sayısına ve silindirden uzaklıklarına bağlı olarak değişimini ölçmüşler ve sınır tabakadan iz bölgesine akan girdaplılık seviyesi ile karşılaştırmışlardır.

Zdravkovich (1969), akışa duman enjeksiyonuyla girdap caddesinin farklı biçimlerini görüntülemiş ve belirgin özelliklerini ortaya koymuştur.

Griffin ve Votaw (1972), $120 < Re_D < 350$ aralığında titreşen bir silindir arkasında oluşan Karman caddesini sıcak tel anemometresi ile inceleyerek, duman enjeksiyonu ile akım görüntülemesi yapmışlar ve hareketsiz silindir ile farklarını ortaya koymuşlardır. Dairesel silindir etrafındaki periyodik laminar rejim pek çok sayısal çalışmada da ele alınmış çeşitli testlere referans teşkil etmiştir.

Bearman ve Zdravkovich (1978), ayrıca akım görüntüleme tekniği kullanarak yaptıkları deneylerde, küçük boşluk oranlarında silindir üzerindeki girdap kopmalarının bastırıldığını ve bu durumda silindirin hem membasında hem de arkasında geniş ayrılma bölgelerinin oluştuğunu gözlemlemişlerdir.

Zdravkovich (1980), düzenli girdap kopmalarının başlamasıyla birlikte silindir ile duvar arasında kuvvetli bir boşluk akımı meydana geldiğini, buna bağlı olarak membadaki ayrılma bölgesinin kaybolduğunu belirtmiştir.

Basu (1985), kritik altı rejim ve daha yüksek Reynolds sayılarını kapsayan detaylı bir inceleme gerçekleştirmiştir. Çalışmada, akımın yapısı ve rejimler arası geçişler hakkında temel açıklamaların yanı sıra önemli parametrelerin ölçümlerinden pek çok veri toplanarak ampirik formüllere dönüştürülmüştür. Basu (1986), aynı zamanda serbest yüzey

türbülansının ve üç boyutluluğun karakteristik parametreler üzerine etkisini, yapılmış olan pek çok ölçümü derleyerek incelemiştir.

Bloor (1964), Gerrard (1978), Ünal ve Rockwell (1988)'in yapmış olduğu çalışmalar iz bölgesi ve kayma tabakalarında türbülansa geçiş sürecini aydınlatan önemli çalışmalardır.

Ünal ve Rockwell (1988), Reynolds sayısı kabaca 300'den 1500'e doğru yükseldiğinde girdap oluşma boyunda ciddi bir artış olduğunu ve yine yaklaşık olarak $3400 < Re < 5000$ aralığında, oluşma bölgesinin yeniden kısaldığını, hidrojen kabarcıkları vasıtasıyla yapmış oldukları akım görüntüleme ile belirlemişlerdir.

Shih ve diğ. (1993), pürüzlülüğün yüksek Reynolds sayılarındaki etkisini incelemeyi amaçlamışlardır. Sonuçları, Reynolds sayısı 8×10^6 'ya kadar pek çok pürüzlülük değeri için elde edilen direnç, kaldırma kuvveti ve Strouhal sayısı bilgilerini içermektedir. Son yıllarda akım görüntüleme ve ölçme tekniklerindeki büyük ilerleme geçmişte gerçekleştirilmesi neredeyse olanaksız olan gözlemler yapılmasını sağlamaktadır.

Behr ve diğ. (1995), $Re_D=100$ 'de, yanal sınırların hesaplamalı simülasyonlara olan etkilerini incelemişler, silindir merkezi ile aralarındaki mesafe 16 silindir çapı olana dek Strouhal sayısı, C_D , C_L gibi temel katsayıların etkilendiklerini ortaya koymuşlardır.

Liu ve Sullivan (1996), levha ile lüle arasındaki mesafenin 2 ve 2'den küçük değerleri için çarpan jetin ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Isı transferinin değişmesinin, duvar jeti bölgesinde oluşan sirkülasyonlu yapı ile ilgili olduğunu göstermişlerdir.

Lin ve diğ. (1997), belirli bir kesitten çarpan jetin ısı transferine etkilerini deneysel bir çalışmada sistematik olarak incelemişlerdir. Isıtılmış hedef yüzeyin jet ile arasındaki mesafenin ve Reynolds sayısının ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Başlangıçta laminar, sonra geçiş bölgesinde ve daha sonra türbülanslı rejimde; jetin ortalama hızını bulmuşlardır. Reynolds sayısı artarken ısı transfer performansının da arttığını tespit etmişlerdir. Isıtılmış hedef yüzey üzerindeki durma ve ortalama Nusselt sayıları çalışmada yer almıştır. Ayrıca; etkili soğutma uzunluğu kavramı, sınırlı uzunluktaki hedef yüzeyde ortalama Nusselt sayısını hesaplayarak tanımlamışlardır. Reynolds sayısı 1260'dan küçük değerler için sonuçlar elde etmiş, Nusselt sayısının; Reynolds sayısından, dolayısıyla kanal yüksekliğinin jetin çapına oranından etkilendiğini görmüşlerdir.

Kayma tabakalarında ilk dalgalanmaların görülmesiyle tamamen türbülansa geçmeleri arasında kalan akış rejimi, genellikle, kritik-altı rejimi olarak bilinmektedir. Rejimlerin adlandırılma ve sınıflandırılmaları araştırmacılara göre çeşitli farklılıklar içermektedir.

Akışın fiziki karakterine uygun en detaylı sınıflandırması, türbülansa geçiş noktaları (aralıkları) esas alınarak Zdravkovich (1990) tarafından yapılmış, daha sonra çok küçük değişikliklerle güncelleştirilmiştir (Zdravkovich, 1997). Bu çalışmadaki Reynolds sayısı olan 41300, akışa etki eden hiçbir bozulmanın olmadığı varsayılacak olursa, kritik-altı akış rejiminin sonlarını, Zdravkovich'e göre üst-kritik altı rejimi (TRSL3) işaret etmektedir. Elbette, kritik-altı rejimde yapılmış olan, yukarıda sözü edilen temel sayılabilecek nitelikteki çalışmaların yanı sıra, daha güncel olanları da mevcuttur.

Norberg (1998), yapmış olduğu çok hassas LDV ölçümleriyle salınan hız değerlerinde kritik-altı rejimin başlangıcıyla ortaları arasında oluşan farkları tartışmıştır.

Noca ve diğ. (1998), girdap oluşma boyunu literatürde bulunan çeşitli tariflere göre ele alarak kritik PIV ölçümleri yapmışlar, genel akış topolojisini ortaya koymuşlardır.

Donat ve Schatzmann (1999), tek fazlı ağır gazlardan oluşmuş jetlerin, değişik açılarda türbülanslı çapraz akışa püskürtülmelerini deneysel olarak inceledikleri çalışmalarında, zararlı gazlar içeren jetin püskürtme açısının tehlikeli bölge olarak adlandırılan alanlar üzerinde oldukça etkili olduğunu ortaya koymuşlardır.

Choi ve Lee (2000), düz bir plaka üzerine yerleştirdikleri eliptik silindir etrafındaki akım özelliklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Eliptik silindir membasında, tabana yerleştirilen bir kablo sayesinde kalınlığı artırılmış olan türbülanslı bir sınır tabaka ($\delta=75\text{mm}$) içerisine yerleştirilmiştir.

Karşılaştırma yapabilmek amacıyla deneyler, çapı eliptik silindirin düşey yüksekliği ile aynı olan ($D=21.2\text{mm}$) dairesel bir silindir için de tekrarlanmıştır. Deneylerde silindir kesit yüksekliğine bağlı Reynolds sayısının 14000 değerinde çalışmışlardır. Boşluk oranının artmasıyla eliptik ve dairesel silindire gelen itki kuvvetinin arttığını, kaldırma kuvvetinin ise azaldığını, çalışmalarında test ettikleri bütün boşluk oranları için eliptik silindire gelen itki katsayısının dairesel silindire gelen itki katsayısının yarısına eşit olduğunu bildirmişlerdir. Silindir arkasında oluşan kuyukların hız profillerini ise kızgın-tel anemometresi kullanarak elde etmişlerdir.

Choi ve Lee (2000), girdap kopmasının bastırıldığı boşluk oranını, dairesel silindir için $G/D=0.2$ olarak, eliptik silindir için ise $G/D=0.4$ olarak elde etmişlerdir. Ayrıca girdap kopmasının bastırıldığı oranlarına sınır tabakasının etkisinin çok küçük olduğunu bildirmişlerdir. Eliptik silindir için, boşluk oranı $G/D>0.4$ iken kuyrukta düzenli girdap kopmaları oluşsa bile, $G/D=0.5$ ve $G/D=1.0$ iken silindir arkasında oluşan ayrılma bölgesi yapılarının birbirinden oldukça farklı olduğunu gözlemlemişlerdir.

Foster ve Engblom (2003), Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS-Reynolds Averaged Navier Stokes) denklemleri için Mentor'un Gerilme Taşınım Türbülans Modelini kullanarak Mach (Ma) sayısının 1.2 olduğu bir çapraz akıştaki jet akışında çeşitli püskürtücü geometrilerinin etkilerini incelemişlerdir. Karışım ve jetin çapraz akışa girişinin jet geometrisine olan duyarlılığının ele alındığı diğer bir çalışmada Tomioka vd. 2003, tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada ise Ma sayısı 3 alınmıştır. Çalışmada jet dinamik basıncının ($p_{din} = 1/2\rho U^2$) çapraz akışın dinamik basıncına oranının, püskürtücü lüle şeklinin ve püskürtme açısının etkileri parametrik olarak incelenmiştir.

Brede ve diğ. (2003), Zaman çözömlü (time-resolved) PIV olanaklarından yararlanan kayma tabakalarında türbülansa geçiş sürecini izlemişler ve 3D-LDA ölçümleri ile karşılaştırmışlardır.

Sung ve Yoo (2003) yine zaman çözömlü PIV verileri ile $Re=360$ 'ta Karman girdapları ve ikincil girdaplara göre hareketsi bir referans takımında dairesel silindirin yakın iz bölgesinin topolojik yapısını incelemişlerdir.

Zdravkovich (1990), Norberg (2003), $200 < Re < 400$ aralığında öncelikle girdap oluşma bölgesinde ayrılarak iz bölgesinde ilerleyen girdaplarda ardında da oluşmakta olan girdapta türbülansa geçiş görölmektedir.

Rejimin ilginç türbülansa geçiş özellikleri ve yapısı ile hava ya da su tünellerinde nispeten kolay ulaşılabilir bir Reynolds sayısı aralığına denk düşmesi, üzerinde bu denli çok sayıda çalışma bulunmasının sebeplerinden biridir.

Wegner ve diğ. (2004), jet ile çapraz akış arasındaki açının 30° , 60° ve 90° için yaptıkları sayısal çalışmalarında jetin çapraz akışa dik olarak püskürtölmesi durumu için elde ettikleri sonuçları Andreopoulos, 1983 ve Andreopoulos ve Rodi, 1984'ün deneysel verileriyle karşılaştırarak benzeşimlerinin doğruluğunu göstermişlerdir.

Straatman ve Martinuzzi (2004), geçirimsiz bir duvar yakınındaki kare silindir üzerinde, girdap kopması oluşumuna sınır tabakasının etkisini bulabilmek amacıyla teorik bir çalışma yapmışlardır. Sonlu hacimler tekniğini kullandıkları çalışmalarını, $0.5 \leq \delta/D \leq 2.0$, $0.25 \leq G/D \leq 0.38$ aralıklarında gerçekleştirmişlerdir. Boşluk oranının azalmasıyla birlikte duvar sınır tabakası kalınlığının artmasının, girdap kopması periyoduna dizginleyici bir etkisi olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmalarında, kare bir silindir için girdap kopmasının bastırıldığı boşluk oranını $G/D=1.5$ olarak belirlemişlerdir. Ayrıca silindir ayrılma bölgesi

genişliğinin azalmasına bağlı olarak silindir alt yüzeyindeki basınç dağılımının önemli ölçüde değiştiğini bildirmişlerdir.

Catalano ve diğ. (2003), kritik-altı ve daha yüksek Reynolds sayılarında meydana gelen kritik akış rejimlerini ele alarak LES'in modelleme başarısını incelemişler ve RANS ile karşılaştırmalar yapmışlardır. Sonuçlar, LES'in rejimler arasındaki geçiş ile birlikte ayrılmanın gecikmesi ve direnç düşüşü gibi temel karakteristiklerin gözlenmesine olanak tanıdığına, ancak Reynolds sayısının yükselişiyle hassasiyetin azaldığına işaret etmektedir. “Kritik” olarak adlandırılan bir Reynolds sayısı veya aralığından itibaren, türbülansa geçişin sınır tabakaya çok yaklaşması ile birlikte silindirin gerisindeki emme ve buna bağlı olarak direnç katsayısı dramatik bir düşüşe geçmektedir. $Re=2 \times 10^5$ civarında başlayan kritik akış durumu ayrılma noktasının silindir gerisine doğru yavaşça hareket etmeye başlaması ile kendini göstermektedir.

Djeridi ve diğ. (2004), aynı Reynolds sayısında iki farklı tünelde PIV ve LDV ölçümler yaparak mevcut literatürü güncellemeyi ve son yıllarda gerçekleştirilen hesaplamalı çalışmalara referans teşkil etmeyi amaçlamışlardır. Kritik altı rejim pek çok araştırmacı tarafından türbülans modellerinin performansının belirlenmesi amacıyla test vakası olarak seçilmiştir.

Wu ve diğ. (2004), izole dairesel bir silindir etrafındaki sınır tabakasının ayrılma açısını, $Re < 280$ değeri için teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Ayrılma açılarının belirlenmesinde “soap-film” akım görüntüleme metodunu ilk defa kullanmışlardır. Bu yöntem ile ayrılma açılarının belirlenmesinde bilinen diğer bütün akım görüntüleme yöntemlerine göre daha hassas sonuçlar elde edilebileceğini savunmuşlardır. Literatürde bir çok araştırmacı tarafından ayrılma açıları için verilen, birbirinden çok farklı ve geniş aralıkların deney yöntemlerinden ve ayrılmanın düzensiz yapısından kaynaklandığını, genellikle bu farklı ayrılma açılarına sebep olarak gösterilen blokaj oranının (D/h) asıl neden olmadığını öne sürmüşlerdir. Sayısal çözüm sonuçlarına dayanarak, $7 \leq Re_D \leq 200$ aralığında, ayrılma açılarının zamansal ortalaması için bir ifade vermişlerdir.

Wu ve diğ. (2004), inceledikleri Reynolds sayısı aralığında uydurulan bu eğrinin kareler ortalamasının karekökünün 0.0004 hata payına sahip olduğunu bildirmişlerdir. Elde ettikleri deney sonuçları ile teorik sonuçların birbiri ile uyum içerisinde olduğunu belirtmişlerdir.

Türker (2006), dönen disk yüzeyine çarpan jet akımı ile bu akımın daha kolay anlaşılması için jet olmayan durumda dönen disk yüzeyine yakın laminar akım ve

hareketsiz disk yüzeyine çarpan jet akımı problemlerini sayısal olarak incelemiştir. Sayısal çalışmalarda üç ayrı problem, çözüm ağıları GAMBIT 2.2.30 programında tasarlandıktan sonra sonlu hacimler metodunu kullanan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) paket programlarından FLUENT 6.2.16 kullanarak çözmüştür. HAD analizlerinin temelleri üstünde durmuş ve kullanılan sayısal çözüm yöntemleri hakkında bilgi vermiştir. Elde edilen sayısal sonuçlara göre hız ve ısı transferi incelemeleri yapmış. Değişik sınır şartlarında hız büyüklüklerinin, Reynolds gerilmelerinin ve Nusselt sayısının boyutsuz parametreler ile değişimlerini incelemiştir. Farklı türbülans modelleri kullanılarak elde edilen sayısal sonuçlar Matlab programına aktarılmış, literatürde benzer konularda daha önce yapılmış sayısal ve deneysel çalışmalarla grafiksel olarak karşılaştırmıştır. Grafikler üzerinden yapılan karşılaştırmalarda; sonuçların birbirine yakın olduğu, HAD hesaplamalarında kullanılan model, metot ve algoritma seçimlerinin uygun olduğunu görmüştür.

Çelik (2006), çarpan jetlerde optimum lüle (nozül) şeklini belirlemek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada lüle şekli olarak farklı çaplarda düz dairesel tip lüleler ve eş eksenli lüleler kullanılmıştır. Yedi farklı lülenin her biri, ısıtılmış düz bir plakaya çarptırıldığında oluşan ısı transferi, boyutsuz Nusselt sayısı cinsinden elde edilmiştir. Çalışmada kullanılan çarpma levhası, içerisinden buhar geçirilen ince bir kanalın ön yüzeyidir. Böylece sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmıştır. Ayrıca düz dairesel lülelerin levhaya çarpma durumunda, çarpma levhasına yakın alanda hız ve türbülans şiddeti değerleri tespit edilerek çarpma bölgesi akımı incelenmiştir. Hem hız değerleri hem de sıcaklık değerleri ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Lüle çapının çarpan jetle soğutma olayında çok önemli bir parametre olduğu görülmüştür. Eşeksenli lülelerde, iç içe geçen iki borunun iç/dış çap oranının, dolayısıyla da bu kesitlerden geçen akış hızı oranlarının soğuma üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir.

Atmaca (2007), farklı oranlı elips kesite sahip jet akışları, standart k-e türbülans metodu yardımıyla çözümlenmiştir. Sürekli şartlardaki üç boyutlu kütlenin korunumu, türbülanslı momentum, türbülanslı enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemleri, tanımlanan sınır şartlarıyla birlikte sayısal akışkanlar dinamiği kullanılarak çözmüştür. Hesaplamalar sonucu; jet çıkışından farklı uzaklıklardaki bölgelerde elde edilen verilerle, akışın hız dağılımlarını elde etmiştir. Jet çıkış kesitinin elipslik oranı azaldıkça jet yayılmasının azaldığı bildirmiştir.

Yang ve Tsai (2007), türbülanslı şartlarda ısı transferi ile ilgili sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada iki boyutlu silindirik koordinatlar kullanılmış, türbülanslı akış ve ısı transferi incelenmiştir. Türbülanslı denklemler, kontrol hacmi metodu kullanılarak çözülmüştür. Basınç hız çiftini çözmek için basit bir algoritma kullanılmıştır. Reynolds sayısı 16 100-29 600 arasında, dairesel disk sıcaklığı 373K, orifis ile ısı kaynağı arasındaki mesafe $h/d=4-10$ olarak alınmıştır. Yüksek türbülans değeri, ısı transferi katsayısının durma noktasında daha yüksek olmasına neden olmuştur. Bu da duvar jeti bölgesinde akışın laminlerden türbülansa geçmesini sağlamıştır.

O'Donovan ve Murray (2007), ısıtılmış yüzey ile çarpan hava jeti arasındaki ısı transferini; Reynolds sayısı 10000-30000 aralığında ve alt levha ile lüle arasındaki mesafenin lüle çapına oranı (H/D) 0,5-0,8 aralığında iki aşamada incelemişlerdir. Lokal ısı transferi katsayılarının büyüklükleri, inişli çıkışlı komponentler ve hız bileşenleri ile karşılaştırılmıştır. Lüle çapının küçük olduğu (<2) durumlarda radyal ısı transferinin ikinci kez artması duvar jeti bölgesindeki türbülansın ani yükselmesine sebep olmuştur. Jet hızının dalgalanması alt levhaya diktir ve bunun da duvar jetindeki etki kontrolünün artmasına neden olduğu anlaşılmıştır.

Altaç ve Mahir (2008), iki izotermal silindirin, laminar akıştaki etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Farklı Reynolds sayılarında ve farklı silindir mesafelerindeki ısı transferini irdelemişlerdir. $L/D > 4$ olduğu durumlarda Nusselt sayısının çok büyük oranda değiştiğini gözlemlemişlerdir.

Sahin ve diğ. (2007), yapmış oldukları deneysel çalışmada parçacık görüntülemeli hız ölçme tekniği kullanarak silindir arkasındaki akış yapısını incelemişlerdir. Reynolds sayısı 4000 için deneyler yapmışlardır. Sınır tabaka içindeki silindirin akıntı yönündeki akış yapısından kaynaklanan etkilerini gözlemlemek için sınır tabakası boyunca dört farklı bölgede ölçüm yapmışlardır. Sonuçlarda, türbülanslı akışların yapıları, girdap akış bölgesinin büyüklüğü, türbülans miktarının maksimum değeri, Reynolds gerilim bağıntıları ve sınır tabaka bölgesindeki lazer konumunun değişimini incelemişlerdir.

Sahin ve Öztürk (2009), yapmış oldukları deneysel çalışmada parçacık görüntülemeli hız ölçme tekniği kullanarak derin suda silindir arkasında oluşan akış yapısını incelemişlerdir. Taban düzlemi üzerine monte edilmiş dikey silindirin akış alanının karakteristikleri üzerine çalışmışlardır. Sonuçlarda, silindirin giriş tabanından başlayan girdap sistemleri kayma tabakası boyunca ana akışın yönünde hareket ettiğini ve silindiri çevreleyeceğini vurgulamışlardır.

Akıllı ve Rockwell. (2002), yapmış oldukları deneysel çalışmada, sıg suda silindir arkasında oluşan daimi olmayan akış yapısını incelemişlerdir. Taban ile serbest akış yüzeyi arasındaki üç bölgede iz bölgesinin yapısını anlık hızları, ölçmek suretiyle belirlemişlerdir. Sonuç olarak, taban ve serbest yüzeyin etkisinden dolayı akışın derin sudan farklı olarak üç boyutlu yapıya sahip olduğunu belirtmişlerdir.

Akıllı ve diğ. (2004), yaptıkları deneylerde, sıg suda yan yana dizilmiş sıralı silindirler arkasında oluşan akış yapısının silindirler arasındaki mesafeden çok fazla etkilendiğini gözlemlemişlerdir. Özellikle düşük G/D oranlarında, silindirler arasındaki jet akışın tabanda erozyona neden olduğunu dolayısı ile tabandaki kirliliğin ve parçacıkların taşınmasına neden olduğunu ayrıca $G/D=1.25$ ile 1.5 arasında, sıg su içerisindeki yan yana dizili silindirler arkasında oluşan belirli bir frekansa sahip girdapların, gerek silindirler üzerinde gerekse bu silindirler arkasında bulunan başka cisimler üzerinde daimi olmayan yükler oluşturmak suretiyle bu cisimlerde yorulmalara sebep olabileceğini ve ömürlerini kısaltabileceğini söylemişlerdir.

Varol ve diğ. (2012), türbülanslı akım koşulları ile farklı çaplarda iki silindir üzerine iki boyutlu sayısal bir araştırma yapmışlardır. Çalışmada, slot jetin yüksekliği tüm durumlar için sabit alınmış, farklı Reynolds sayısı $11000-20000$, farklı silindir çap oranı $0,5-1,5$ için akış ve sıcaklık üzerine etkilerini incelemişlerdir. Akım çizgileri, eş sıcaklık eğrileri, yerel ve ortalama Nusselt sayıları ve C_d katsayılarını elde etmişlerdir. Sonuçları daha önceki deneysel ve sayısal çalışmalar ile karşılaştırmışlardır. Silindir çap oranlarının akış ve sıcaklık için kontrol elemanı olabileceğini vurgulamışlardır.

Alnak ve diğ. (2012), nemli bir silindirin jet kurutma işleminin sayısal analizi yapmışlardır. Cismin çapı ve ilk jet yüksekliği tüm durumlar için sabit tasarlanmıştır. Enerji ve momentum denklemlerini çözmek için sonlu hacim yöntemini kullanmışlardır. Çalışmada, üç farklı Reynolds sayısında ($Re=100, 200$ ve 300) çözümler gerçekleştirilmiştir. Silindir-jet arasındaki D/H mesafesinin azalması ile ısı ve kütle transferinde artışı tespit edilmiştir. Ayrıca, Reynolds sayısının artması, ısı ve kütle transferi üzerinde pozitif bir etki göstermiştir. Isı ve kütle transferinin, silindirin ön tarafında durgunluk noktasının yakınında çok etkili olduğunu vurgulamışlardır.

2. MATERYAL ve METOT

2.1. Deney Düzeneği

Deneyler Çukurova Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarındaki kapalı çevrim olarak çalışan şekil 2.1'deki açık su kanal düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. şekil 2.2'de şematik olarak da verilmiş olan açık kanal düzeneği 1 m genişlik, 0.75 m derinlik ve 14 m uzunluğundaki açık su kanalından oluşmaktadır. Kanal tabanı ve yan duvarlar 15 mm kalınlığındaki saydam pleksiglas malzemeden yapılmış olup böylece ölçümler için pürüzsüz ve saydam bir yüzey elde edilmiştir. Suyun girişteki su tankından üniform olarak çıkmasını sağlamak amacıyla haznenin kanal kesitine ulaştığı bölgeye akış düzenleyici petek sistemleri yerleştirilerek kanal girişinde suyun mümkün olduğu kadar çalkantısız ve düzenli olarak girmesi sağlanmıştır. Kanalda su çevrimini sağlayan pompanın motor devri değiştirilerek kanal içerisindeki suyun hızı ayarlanabilmektedir.



şekil 2.1. Deney kanalının genel görünümü

Şekil 2.4’de deney düzeneği verilen test alanındaki deneyler üç farklı akım rejiminde yapılmıştır. Deneylerin her birisi için, silindir olmadan silindirin olduğu noktada yapılan ölçümler sonucu belirlenen serbest akım hızları $U_0=190, 295, 440$ mm/s ve bu hızlar ile hesaplanan Reynolds sayıları $Re_D=5000, 7500$ ve 10000 şeklindedir. Jet-silindir arasındaki mesafe $H/S=4, 6$ ve 10 olduğu durumda deneyler tekrarlanmıştır.

Hız ölçümleri parçacık görüntülemeli hız ölçme (PIV) tekniği kullanan bir ölçüm sistemi (DANTEC PIV sistemi) ile gerçekleştirilmiştir. Sıcaklıklar silindirler etrafına yerleştirilen termokupl vasıtası ile $0^\circ -180^\circ$ arasında 5 farklı noktadan ölçülerek data logger ile kayıt altına alınmıştır.



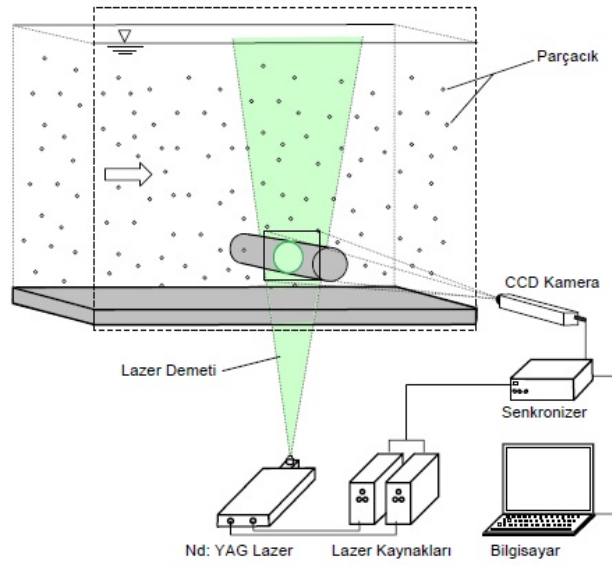
Şekil 2.4. Deney düzeneğinin görünümü

2.2. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm (PIV) Tekniği ile Akım Hızının Ölçülmesi

Akışın yapısını belirlemek için yapılan deneylerde, kızgın-tel, kızgın film ve lazer doppler anemometreleri anlık hızların ölçülmesi için yaygın olarak kullanılan cihazlardır. Bu cihazların ortak özelliği, aynı anda sadece tek bir noktada ölçüm yapabilmeleridir. Deney alanında farklı zamanlarda tek bir noktada yapılan ölçümlerle akım alanının özelliklerinin belirlenmesi ise özellikle ayrılmış akım bölgeleri ve karmaşık yapıya sahip akımların yapısını tanımlamada yetersiz kalabilmektedir.

PIV yöntemi, akımı rahatsız etmeden, hassas bir şekilde, aynı anda düzlemsel bir bölgedeki anlık hızları ölçerek, akım karakteristiklerini belirlemektedir. Bu yöntem ile akım hızında hareket eden, mikron boyutundaki, metal kaplı, katı parçacıkların hızları aynı anda ölçülmektedir. PIV hakkında daha geniş bilgi Keane ve Adrian (1989), Adrian (1991), Westerweel (1993), Şahin vd. (2003), Kırkgöz ve Öner (2006) tarafından verilmiştir.

PIV tekniği ile yapılan hız ölçümlerinde, parçacıkların akışkan hareketini takip ettiği düşüncesinden hareketle ölçüm yapılan bir tekniktir. Akışkan parçacıklar ile beslenir. Ölçüm yapmak istenilen bölgeye lazer demeti gönderilerek bir görüntüleme yüzeyi oluşturulur. Lazer belli aralıklarla ıştır ve iki ışına arasında CCD (Charge Coupled Device) kamera görüntüleri kayıt edilir. Alınan görüntüler birbirleriyle kros korelasyona sokulur. Bilgisayar yardımı ile elde edilen sinyaller işlenir ve kullanıcının arzu ettiği veri, sunum ve istatistiksel bilgilere dönüştürülür. Sunumlara örnek olarak; ölçüm yapılan alanda hız vektörleri, akım çizgileri ve girdap grafiği sayılabilir. Bu çalışmada kullanılan PIV sisteminin deney düzeneği Şekil 2.5’de şematik olarak görülmektedir. Test alanının lazer demetiyle aydınlatılması sonucu, lazerin aydınlattığı bölgedeki akıma bırakılmış olan parçacıkların belli zaman aralıklarında resimlerinin çekilmesi ve belirli zaman aralığında çekilen iki resimdeki parçacıkların yer değiştirmesinden hız alanı elde edilmektedir. Çok küçük zaman aralıklarında, yüksek enerji ile parlayabilmesi, silindirik merceklerle ince bir demet haline getirilebilmesi sebebiyle, test alanının aydınlatılmasında lazer kullanılması, tercih edilen bir yöntemdir. Burada, 532 nm’lik çift dalga boyuna sahip kızıl ötesi radyasyon dalgası gönderebilen, her parlamada 120 mJ gücüne sahip, 1.5 mm kalınlığında lazer demeti gönderen, çift darbeli Nd:Yag lazeri kullanılmıştır.



Şekil 2.5. PIV deney düzeneği

Ölçüm alanında aydınlatılan parçacıkların hareketlerinin yakalanabilmesi için yüksek çözünürlüklü bir CCD kamera, lazer demetine dik bir pozisyonda yerleştirilmiştir. Lazer parlaması ve kamera, senkronize bir şekilde çalışmakta böylece lazer demetinin birinci anlık parlaması kamerada birinci kareye, ikinci parlaması da ikinci kareye kaydedilmekte ve ikinci kayıttan sonra her iki kare de bilgisayara aktarılmaktadır. Bu çalışmada, 1024x1024 piksel çözünürlükteki bir CCD kamera ile saniyede 10 kare yakalanmıştır. Lazer ışığının sebep olduğu gölgelenme etkisinin azaltılması ve silindir katı sınırının daha hassas şekilde belirlenebilmesi için silindir etrafındaki akım bölgesi, silindir sayısına göre 3 farklı bölgeye ayrılarak 120x120 mm boyutlarındaki görüntüler kaydedilmiştir. Ayrıca silindir alt ve üst sınır tabakalarının ayrılmasını ve silindir sınırına yakın bölgedeki hız profilinin daha hassas bir şekilde tespit edilmesini sağlamak amacıyla, kamera silindire yaklaştırılarak silindir alt ve üst bölgelerinde 48x48 mm boyutlarında görüntüler de alınmıştır.

Yukarıda açıklandığı gibi PIV'nin çalışma prensibini test alanı içerisinde aydınlatılan parçacıkların yer değiştirmesinin tespiti olarak özetlemek mümkündür. Bu yer değiştirmenin belirlenmesinde en çok kullanılan yöntemler parçacık izleme ve korelasyondur. Bu çalışmada, parçacıkların yer değiştirmesinin hesabı 64x64 sorgulama ekranı ile kros-korelasyon tekniği kullanılarak yapılmıştır.

Kameradan aktarılan anlık resimler bilgisayar içerisindeki bir resim karesi yakalayıcı ile okunmuş ve dijital resim dosyası formatında (TIFF) hafızaya kaydedilmiştir. Bu dijital resimlerin prosesi ve analizi DANTEC PIV sistemi içerisinde yer alan FLOWMAP yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Her bir bölgede toplam 490 anlık görüntü kaydedilmiştir. FLOWMAP yazılımından elde edilen ham vektör alanlarının işlenmesi, sorgulama alanı içerisindeki sınırların belirlenmesi, yansımadan ve gölgelenmeden oluşan istenmeyen vektörlerin tespiti ile yapılmıştır. Bu hatalı vektörlerin kaldırılması için CLEANVEC yazılımı kullanılmıştır.

2.3 Silindir Etrafındaki Akımın Sayısal olarak Modellemesi

Bilindiği üzere, mühendislik sistemlerinde akışla ilgili analizler iki temel yaklaşım kullanılarak gerçekleştirilirler. Bunlar, deneysel ve sayısal çalışmalardır. Birincisi bir rüzgar tüneli veya başka bir yerde incelenecek cismin küçük bir modelinin yapılmasını, ikincisi ise akışla ilgili diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözülmesini gerektirir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) bilgisayar(lar) kullanarak akışla ilgili denklem takımlarının çözülmesidir. Günümüzde birbirlerini tamamlamaları dolayısıyla gerek endüstriyel çalışmalarda, gerekse de akademik araştırmalarda deneysel ve hesaplamalı çalışmalar beraber gerçekleştirilmektedir. Kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri, basınç düşüşü veya güç analizleri deneysel olarak incelenirken, kayma gerilmeleri, hız ve basınç profilleri ve akım çizgileri gibi akışa ait detaylı bilgilere HAD kullanılarak erişilmektedir (Çengel ve Cimbala, 2006).

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere ve matematik hesaplarındaki ilerlemelere bağlı olarak gittikçe daha fazla bir biçimde akademik ve endüstriyel çalışmalarda kendini göstermeye başlamıştır. İlk zamanlarda deneysel akışkanlar dinamiğinin yanında sınırlı olarak kullanılırken, sonraları (geçerliliği ve doğruluğu kanıtlanmak üzere) tasarım iyileştirmelerinde daha fazla kullanılır olmuştur. Geometrinin kolayca oluşturulup analiz edilmesine imkan vermesinin yanında, deneysel çalışmalara oranla oldukça da ucuz olması, HAD'nin yerini sağlamlaştırmıştır. Günümüzde enstitülerde, üniversitelerde ve endüstride yaygın olarak HAD'den yararlanılmaktadır.

Buna örnek olarak, ticari uçak pazarının lideri olan BOEING firmasında yılda ortalama 20000 HAD çalışmasının yürütülmesi gösterilebilir (Forrester ve diğ. (2005)). Ancak bu

kadar yaygın olarak kullanılmasının yanında, yukarıda da bahsedildiği gibi HAD ile yapılan analizlerin hemen hemen her safhasında sonuçların geçerliliği ve doğruluğu ya deneysel sonuçlarla ya da doğruluğu kabul edilmiş bir referans çalışma ile mutlaka mukayese edilmelidir (Castro, 2003; Castro ve Graham, (1999)).

Bu kısımda, jet akışı HAD kullanılarak incelenmiştir. İlerleyen bölümlerde ayrıntılı olarak tanımlanmış dikdörtgen kesitli bir kanalda yönü akım yönünde olmak üzere dairesel kesitli silindirlerin üzerine püskürtme yapılmıştır. Hız oranlarının, silindir adetlerinin akış yapısı ve ısı transferi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Sayısal çalışma, ticari bir yazılım olan FLUENT 6.3.26 kullanılarak gerçekleştirilmiştir. FLUENT sonlu hacimler yöntemini kullanan bir HAD yazılımıdır. 1983'ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki HAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelen FLUENT, en ileri teknolojiye sahip ticari HAD yazılımı olarak kullanıcılarının en zor problemlerine kolay ve kısa sürede çözümler sunmaktadır.

FLUENT, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbomakine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler vb.), kimya ve gıda gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcıya birbirinden farklı birçok probleme aynı arayüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar. FLUENT, sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminar, geçişli ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üreterek, Araştırma-Geliştirme (AR-GE) bölümlerinin tasarım esnasındaki en güvenilir aracı olmaya adaydır (ANOVA).

İlerleyen bölümlerde daha ayrıntılı olarak anlatılacağı üzere, jet akışları probleminin sayısal olarak çözümü için ilk adım olarak jet ve kanal geometrileri üç-boyutlu (3-B) oluşturularak çalışma alanı meydana getirilmiştir. Bunun için HAD analizlerinde gerek çalışma alanının oluşturulması gerekse de buna uygun ağ yapısının geliştirilmesinde büyük kolaylıklar sağlayan GAMBIT 2.4.6 kullanılmıştır.

GAMBIT, HAD ve Sonlu Elemanlar (SE) analizlerinde kullanılabilen genel amaçlı bir ön işlemcidir. GAMBIT, HAD ve SE analizlerinin üzerinde en fazla vakit harcanan kısmı olan model hazırlama ve sayısal ağ oluşturma işlemlerini, bünyesinde barındırdığı araçlarında

yardımla, kolaylaştırma ve hızlandırmayı amaçlayan bir yazılımdır. Program, sunduğu araçlarla kullanıcıya kaliteli bir çözüm için gerekli ilk şart olan kaliteli sayısal ağa sahip olma imkânı tanır.

GAMBIT, iki boyutta dörtgen ve üçgen elemanların, üç boyutta ise altı yüzlü, dört yüzlü ve geçiş elemanları olarak kama tipi ve piramit tipi elemanların kullanımına izin vererek istenilen tipteki sayısal ağın basit ve hızlı bir şekilde oluşturulmasına imkân verir. Bununla beraber barındırdığı çeşitli fonksiyonlarla model içinde ve kritik noktalarda eleman yoğunluğunun ve kalitesinin kontrol edilmesine de olanak sağlar.

2.4. Temel Denklemler

Viskoz, ısı transferi içeren, reaktif olmayan, sıkıştırılamaz, üç-boyutlu ve daimi olmayan akışa ait denklemler; kütle korunumu (Denk.2.1), Newton'un ikinci kanunu olan momentumun korunumu (Denk.2.2) ve termodinamiğin birinci kanunu olan enerjinin korunumu (Denk.2.4) denklemleridir.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_k)}{\partial x_k} = 0 \quad (2.1)$$

Navier-Stokes denklemi

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_k)}{\partial x_k} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

Burada τ_{ij} viskoz gerilme tensörü olup Denk.2.3'teki gibidir;

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (2.3)$$

Bu ifade momentumun üç bileşeninin korunumunu gösterir. Sol taraftaki ifade birim hacimdeki momentum değişimini, sağ taraftaki ise akışkana etkiyen viskoz ve basınç kuvvetlerini gösterir. Akıştaki ısı transferi de incelendiğinden bu denklemlere ilaveten ayrıca enerjinin korunumu denklemi kullanılmaktadır (Denk.2.4).

$$c_v \frac{(\rho T)}{\partial t} + c_v \frac{(\rho u_k T)}{\partial x_k} = \frac{\gamma}{RePr} \frac{\partial}{\partial x_k} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_k} \right) - (\gamma - 1) p \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \frac{\gamma - 1}{Re} \Phi \quad (2.4)$$

Denklemin sağ tarafındaki ifadeler sırasıyla iletimden, basınç işinden ve viskoz ısıtmadan dolayı akışkan sıcaklığındaki değişimi gösterirken, Φ ise viskoz kayıp fonksiyonunu temsil eder (Denk.2.5):

$$\Phi = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2.5)$$

2.5. Türbülans Modelleri

Bütün problemlerin çözümünde kullanılabilecek tek bir türbülans modeli henüz mevcut olmadığından, jet akışların sayısal olarak incelenmesinde kullanılabilecek türbülans modelinin seçimi, sonuçlardan beklenen doğruluk derecesi ve hassasiyet göz önüne alınarak yapılmıştır. Akıştaki en küçük uzunluk ölçeği cinsinden çözümlere imkân veren doğrudan sayısal benzeşim (DNS) ve büyük girdap benzeşimi (LES), çok yüksek sayılarda ağ elemanına ihtiyaç duyduğundan ve problemi zamana bağlı olarak çözdüğünden dolayı çok hızlı işlemci(ler) ve yüksek kapasiteli bellek kartlarına sahip olmayı gerektirmektedir. Çok fazla sayıda ağ elemanı kullanmayı gerektirdiklerinden ve çözümlerinin uzun sürmesi nedeniyle, DNS ve LES yerine Reynolds-Ortalama Navier-Stokes (RANS) denklemleri kullanılarak çözüm yapılması kararlaştırılmıştır. Problemin sayısal çözümünde hızların oranı, eğim açısı, lüle kesit geometrisi gibi pek çok sayıda değişkenin etkisi incelendiğinden, DNS ve LES ile çözüm yoluna gidilememiştir. Jet akışları problemi üç-boyutlu ve zamana bağlı olarak çözeceğinden eldeki mevcut bilgisayarların kapasitelerinin yetersizliği, RANS çözüm yapılmasına sebep olmuştur. Bu tip akışlarda görülen baskın girdap yapılarından en önemlisi olan zıt-dönüslü girdap çiftinin oluşum ve gelişimi üzerinde durulduğundan, zamana bağlı çözüm yapılmaması önemli bir eksiklik olarak görülmemektedir. Bu nedenle, RANS çözüm yapılması, incelenen değişkenlerin etkilerini göstermesi açısından tatminkâr olmaktadır. RANS denklemleri kullanılarak çözüm yapılması kararlaştırıldıktan sonra iki-denklemlilik türbülans modellerinden hangisinin kullanılması gerektiği ise $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modellerinin literatürden elde edilen deneysel sonuçlarla mukayese yapmak suretiyle cevaplanmıştır.

$k-\epsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modellerinden hangisinin kullanılabileceği ile ilgili bir çalışma, Bayraktar (2006) tarafından yükseltilmiş jet akışı için gerçekleştirilmiştir. Bu sayısal çalışmada, $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ türbülans modellerinin performansları PIV kullanılarak elde edilmiş deneysel verilerle mukayese yapmak suretiyle incelenmiştir.

R=1.375 için üç farklı istasyon ve iki hız bileşeni (u ve v) için yapılan karşılaştırmada k- ω türbülans modelleri oldukça yetersiz kaldığından çalışmaların k- ϵ türbülans modelleri içerisinde en uygun olanı ile yapılması kararlaştırılmıştır. Gerek bu karşılaştırmadan gerekse de ilerleyen bölümlerde detaylı olarak verilen ve normal jet akışı için yapılan bir deneysel çalışmayla mukayese yapmak suretiyle elde edilen bilgilere göre, k- ϵ türbülans modelleri k- ω türbülans modellerine göre daha iyi bir performans sergilemektedir. Bu nedenle bu gruba dahil olan standart, Realizable ve Renormalized (RNG) k- ϵ türbülans modellerinin her biri ayrı ayrı tekrar denenmiştir.

Reynolds gerilme modeli (Reynolds Stress Model, RSM) ise ikinci derece türbülans modeli olarak anılan ve çözümde yedi adet denklemi ayrı ayrı çözmeyi gerektiren bir türbülans modelidir. RSM ile sıcaklık alanı da göz önüne alındığında, toplam sekiz denklemin çözülmesi gerekeceğinden böyle bir parametrik çalışma için ekonomik olmadığı saptanmıştır. Örneğin Bayraktar (2007), tarafından tek bir hız oranı ve tek bir eğim açısı için yapılan çalışmada, Reynolds gerilme türbülans modelinin (RSM) deneysel sonuçlarla nispeten iyi sonuçlar vermesine rağmen Pentium-4, 3 GHz, 1 GB bellek ile yapılan bir çalışmanın yaklaşık 10 gün sürdüğü görülmüştür. Bu sonuç ise ikinci-derece türbülans modelinin k- ϵ gibi birinci derece türbülans modelleri kadar hızlı çözüm sağlamadığını göstermektedir.

Reynolds-Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) türbülans modelleri Reynolds gerilme tensörlerinin kabuller ve fiziksel ilişkiler kombinasyonu kullanıp kullanmamasına (birinci derece türbülans modelleri) ve altı bileşeni doğrudan çözüp çözmemesine (ikinci derece türbülans modeli) göre iki ana gruba ayrılabilirler. Birinci derece türbülans modelleri girdap viskozite modelleri (EVM) olarak da bilinirler ve Boussinesq kabulünü kullanırlar. Boussinesq kabulü türbülans kayma gerilmelerinin ortalama gerilme ile ilişkili olduğunu ifade eder. Matematiksel olarak bu ifade Denk.2.6'daki gibi yazılabilir:

$$-\bar{\rho}u'_i u'_j = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \bar{\rho} k \quad (2.6)$$

Burada μ_t türbülans viskozitesi ve k ise türbülans çalkantılarının türbülans kinetik enerjisidir (Denk.2.7).

$$k = \frac{1}{2} \tilde{u}_i \tilde{u}_i = \frac{1}{2} \frac{\overline{\rho u'_i u'_i}}{\bar{\rho}} \quad (2.7)$$

Akışkanın belirli bir özelliği olan moleküler viskozitenin aksine, türbülans viskozitesi akışa ait bir özelliktir. Diğer bir deyişle, ikinci derece türbülans modelleri Boussinesq kabulünü kullanmayıp gerilmeler için cebirsel ilişkiler kurmak yerine her bir Reynolds gerilmesini ayrı ayrı doğrudan çözerler. Bu nedenle, ikinci derece türbülans modelleri, Reynolds gerilmelerinde ani değişikliklerin olduğu akışların çözümünde birinci derece türbülans modellerine göre daha fazla tercih edilirler.

2.5.1. k-ε türbülans modelleri

Bu bölümde, Standart k-ε, RNG (Renormalized group) k-ε ve Realizable k-ε türbülans modelleri tanıtılacaktır. Bu üç türbülans modeli özellikle türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı (ε) açısından benzer formda olmalarına rağmen türbülans viskozitesinin hesabı, k ve ε denklemlerindeki Prandtl sayısı ve ε denkleminde üretim ve kayıp terimlerine göre farklılıklar gösterirler. Alt bölümlerde taşınım denklemleri, türbülans viskozitesi hesabı ve model sabitleri her bir türbülans modeli için ayrı ayrı verilmiştir.

2.5.1.1 Standart k-ε türbülans modelleri

Standart k-ε türbülans modeli iki ayrı taşınım denkleminin çözümüne imkan vermek suretiyle türbülans hız ve uzunluk ölçeğini saptamaya izin veren en basit ve temel iki-denklemli türbülans modelidir. Launder ve Spalding (1972), tarafından teklif edildiği günden itibaren özellikle pratik mühendislik ve endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Standart k-ε türbülans modelinde akış tümüyle türbülanslı kabul edilir ve moleküler viskozitenin etkisi ihmal edilir. Bu nedenle, standart k-ε türbülans modeli yalnızca tam türbülanslı akışlar için geçerlidir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı (ε) için ilgili taşınım ifadeleri Denk.2.8 ve Denk.2.9'da verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.9)$$

Bu denklemlerde, G_k , ortalama hız gradyenlerinden dolayı türbülans kinetik enerji üretimini (Denk.2.10), G_b , sıcaklık farklarından dolayı oluşan yoğunluk değişimlerine bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimini (Denk.2.11) göstermektedir.

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.10)$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.11)$$

Standart k- ϵ türbülans modelinde türbülans veya girdap viskozitesi μ_t , k ve ϵ 'nin beraber göz önüne alınmasıyla şu şekilde hesaplanır: $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$. Burada C_μ bir katsayıdır. Bu sabitin ve diğer katsayıların değerleri deneysel çalışmalardan elde edilmiş olup Tablo 2.1'deki gibidir.

Tablo 2.1. Standart k- ϵ türbülans modelinde kullanılan katsayıların değerleri (Launder ve Spalding, 1972)

$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ϵ
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

Denk. (2.11)'de görülen Pr_t enerji için türbülans Prandtl sayısı, g_i i-yönündeki yerçekimi vektör bileşenidir. Standart k- ϵ ve Realizable k- ϵ türbülans modellerinde Prandtl sayısının değeri sabit olup 0.85'tir. RNG k- ϵ türbülans modelinde Pr_t sabit alınmayıp Denk.2.12'deki gibi hesaplanır:

$$Pr_t = \frac{1}{\alpha} \quad (2.12)$$

Denk.4.11'de görülen termal genişleme katsayısı β Denk.4.13'te verilmiştir.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (2.13)$$

2.5.1.2 RNG k- ϵ türbülans modelleri

Bu türbülans modeli oldukça geniş istatistiksel teknikler kullanılarak çıkarılmıştır. Temelde standart k- ϵ türbülans modeline benzetmekle beraber *RNG (Renormalized) k- ϵ türbülans modeli* (Yakhot ve Orszag, 1986) aşağıdaki iyileştirmeleri içermektedir:

- Türbülans kinetik enerjisi denkleminde hızlı değişen akışlarda daha fazla doğruluk sağlayan ilave terimler içerir.
- Dönmenin türbülans üzerindeki etkisi RNG modelinde göz önüne alınmıştır. Bu özellikle dönen akışlarda RNG modelini daha uygun kılar.

- Türbülans Prandtl sayısı için analitik ifade sağlar. Oysaki, Prandtl sayısı, standart k-ε türbülans modelinde sabit alınmaktadır.
- Standart k-ε türbülans modeli yüksek Reynolds sayılı türbülans modeli iken, RNG k-ε türbülans modeli düşük Reynolds sayılı akışlarda söz konusu olan efektif viskozite için analitik olarak çıkarılmış diferansiyel formüller sağlar. Ancak bu özelliğin verimli olarak kullanılması, uygun yakın-çeper bölgesinin seçimine bağlıdır.

Yukarıdaki bu özellikler, *RNG k-ε türbülans modelini* standart k-ε türbülans modeline göre daha doğru ve güvenilir kılar. RNG k-ε türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisi (Denk.2.14) ve kayıp oranı (Denk.2.15) aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{ef} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.15)$$

Denk.4.14'te görülen α_k ve α_ε sırasıyla k ve ε için ters efektif Prandtl sayılarıdır. Bu türbülans modeli ile ilgili daha fazla bilgi için Choudhury (1993) incelenebilir.

2.5.1.3 Realizable k-ε türbülans modelleri

Realizable k-ε türbülans modeli (Shih ve diğ. (1995)) standart k-ε türbülans modeline göre daha yeni ve aşağıda verilen özelliklerden dolayı standart k-ε türbülans modelinden ayrılan bir türbülans modelidir. Bu özellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Türbülans viskozitesi için yeni bir formülasyon içerir.
- Türbülans kinetik enerjisi kaybı (ε) denklemi için yeni yaklaşım içermektedir.

Realizable terimi modelin Reynolds gerilmeleri üzerindeki matematiksel kısıtları türbülanslı akışların fiziğine uygun olarak sağlamasından ileri gelmektedir.

2.5.2 Reynolds Gerilme Türbülans Modeli (RSTM)

Reynolds gerilme türbülans modeli en açık ve ayrıntılı türbülans modelidir. RSTM türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı ile beraber Reynolds gerilmeleri için taşınım denklemlerini çözerek Reynolds-ortalamalı Navier-Stokes denklemlerini kapsar. Bu ise iki-boyutlu (2-B) akışlarda 5, üç-boyutlu (3-B) akışlarda ise 7 ilave denklemin çözülmesini gerektirir.

Dönme ve girdapdaki hızlı değişimler için daha kapsamlı bilgiler vermesinden dolayı bir ve iki-denklemlili türbülans modellerine nazaran, özellikle karmaşık problemlerin çözümünde daha iyi sonuçlar veren RSTM, diferansiyel taşınım denklemlerini kullanarak $\overline{u'_i u'_j}$ Reynolds gerilmelerinin her birini çözer (Gibson ve Launder, 1978, Launder, 1989, Launder ve diğ., 1975). Ayrı ayrı çözülen bu Reynolds gerilmeleri daha sonra Reynolds-ortalama momentum denklemlerinin kapamasında kullanılır.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) = & -\frac{\partial}{\partial x_k}[\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + \overline{p(\delta_{kj} u'_j)}] + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] - \\ \rho \left(\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - & \rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta}) + \overline{p \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)} - 2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} + \\ 2\rho \Omega_k (\overline{u'_i u'_j} \varepsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \varepsilon_{ikm}) \end{aligned} \quad (2.16)$$

Denk.2.16'da C_{ij} , $D_{L,ij}$, P_{ij} ve F_{ij} herhangi bir modelleme gerektirmez ancak denklemleri kapamak için $D_{T,ij}$, G_{ij} , φ_{ij} ve ε_{ij} 'nin modellenmesi gerekir. RSTM türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisi k 'nin de ayrıca modellenmesi lazımdır. Bu ise Reynolds gerilmelerinin bulunmasıyla gerçekleşir.

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (2.17)$$

Ancak Reynolds gerilmelerinin hesaplanması için aşağıdaki taşınım denklemi için uygun sınır şartlarının tanımlanmasıyla da türbülans kinetik enerjisi hesaplanabilir (Denk.2.18):

$$\frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \frac{1}{2} (P_{ii} + G_{ii}) - \rho \varepsilon (1 + 2M_t^2) \quad (2.18)$$

Burada $\sigma_k=0.82$ olarak alınmıştır (Fluent 6.3 User's Guide, 2006). Denk.2.18 her ne kadar bütün akış boyunca çözülüyorsa da k değeri yalnızca sınır şartları için kullanılır. Diğer bütün durumlarda türbülans kinetik enerjisi Denk.2.17 kullanılarak bulunur. Türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı tensörü ise Denk. 2.19'daki gibi hesaplanır:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij}(\rho \varepsilon) \quad (2.19)$$

Skalar kayıp oranı ε ise standart k - ε türbülans modelindeki gibi bulunur. RSTM türbülans modelinde türbülans viskozitesi μ_t ise:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.20)$$

şeklinde ifade edilir. Denk.2.20'deki C_μ standart k- ϵ türbülans modelinde olduğu gibi bir katsayıdır ($C_\mu=0.09$).

2.6 Problemin Geometrisi ve Sınır Şartları

Jet akışlarının akış ve sıcaklık alanlarını benzeşim ile çözmek amacıyla Şekil 2.6'da gösterildiği gibi bir dikdörtgen kanal ve değişik mesafelere yerleştirilen silindirler kullanılmıştır. Burada, jet akışı kanalın içine doğru olmaktadır. Şekil 2.6'dan da görülebileceği gibi kartezyen koordinat 1. silindirin tam ortasına gelecek şekilde konumlandırma yapılmıştır. Alt, üst ve yan çeperler katı yüzey olup duvar olarak tanımlanırken, kanalın sol tarafı jet hız girişi olarak verilmiştir. Kanalın sağ taraftaki kesit alanı basınç çıkışı olarak tanımlanmıştır. Patankar (1980)'a göre girişte hız tanımlandığından dolayı çıkışta basıncı tanımlamaya gerek yoktur. Jet girişinde hız, türbülans kinetik enerjisi, türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı ve sıcaklık üniform olarak tanımlanmışlardır.

Üst ve alt çeperlerde kaymama (no-slip) şartı da göz önüne alınarak sınır şartları duvarlarda: $u=v=w=0$; jet girişinde: u_{cf} , T_{cf} ; silindir üzerlerinde: $u=v=w=0$; T_j ve kanal çıkışında: P_{cf} olarak alınmıştır.

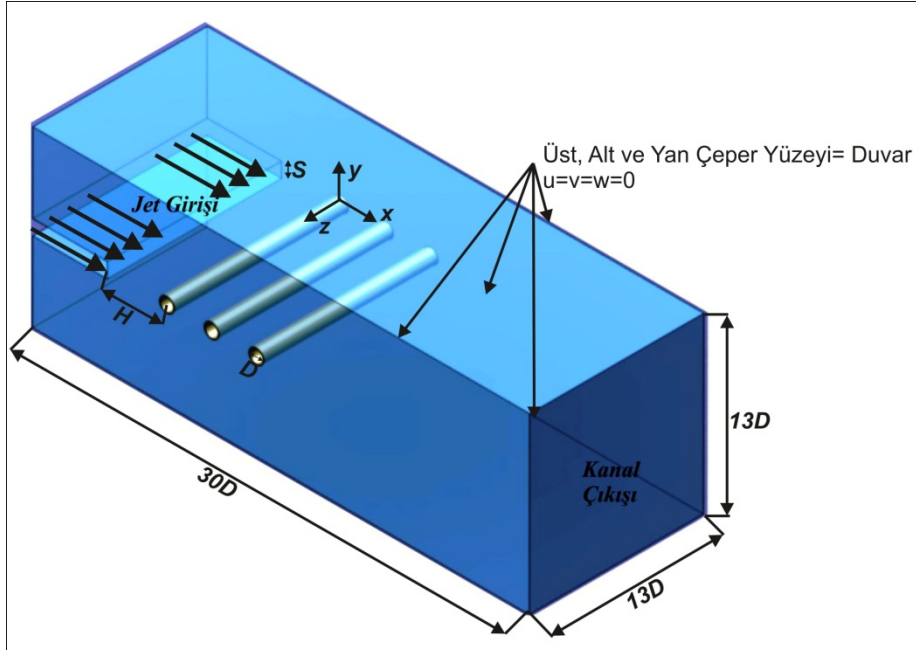
Kanal ve lüle girişlerindeki türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisi kaybı için Demuren ve Rodi (1987) tarafından önerilen ve aşağıda verilen bağıntılar kullanılmıştır.

$$k_j = 0.0020(V_j)^2 \quad (2.21)$$

$$k_{cf} = 0.00010(U_{cf})^2 \quad (2.22)$$

$$\epsilon_j = \frac{k_j^{3/2}}{0.5*D} \quad (2.23)$$

$$\epsilon_{cf} = \frac{k_{cf}^{3/2}}{0.2*H_{cf}} \quad (2.24)$$



Şekil 2.6. Sayısal hesaplamada kullanılan çalışma alanının boyutları ve sınır şartları

2.7 Yakınsama Kriterleri

Sayısal bir çalışmada yakınsama doğru çözüme ulaşmada oldukça önem arz eder. HAD’da yakınsama ağ elemanları arasındaki mesafe, kontrol hacminin boyutları veya elemanın ölçülerine bağlı olarak ya daha hızlı gerçekleşir ya da yakınsama güç olur. Bazen de yakınsamayarak analizde istenmeyen yanlış sonuçlar verir.

Yakınsamadan bahsederken artıklardan da (residual) bahsetmek gerekir. Çünkü akışa ait denklemlerin yakınsayıp yakınsamadığını artık grafiğinden görmek mümkündür. Yakınsama bir noktadaki değişkenin değeri ile bir önceki noktada bu değişkene ait eski değer farkının önceden tanımlanmış bir yakınsama kriterine eşit olana kadar ardışık (iteratif) analiz yapmadır.

Bu çalışmada, yakınsama kriteri enerji denklemi için 10^{-6} , süreklilik, hızın x-bileşeni (u), y-bileşeni (v), z-bileşeni (w) türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı (ϵ) için ise 10^{-5} olarak tanımlanmıştır. Bütün hız oranları ve eğim açılarında tüm değişkenler için denklemler farklı iterasyon sayılarında yakınsatılmıştır.

2.8. Çalışma Alanı ve Uygulanan Ağ Yapısı

Çalışma bölgesi, kesit alanı $13D \times 13D$ ve uzunluğu $30D$ olan bir dikdörtgen kanaldan, kanalın girişi tarafında bir jet ve çapı $D=30$ mm olan dairesel kesitli silindirlere

oluşmaktadır. Silindirlerin üzeri yaklaşık 80 °C ye kadar ısıtılmaktadır. Kanalin jet kısmından ortalama sıcaklığı 20 °C olan bir akışkan (su) girmekte ve kanal çıkışından çalışma alanını terk etmektedir.

Jet hızları sırasıyla, $Re_D=5000, 7500, 10000$ 'dir. Koordinat eksenini 1. Silindirin merkezinde olup, tek, iki ve üç silindir kullanılan durumlarda da aynı bölgeye yerleştirilmiştir. Jetin silindirden uzaklıkları sırası ile $H/S=4, H/S=6$ ve $H/S=10$ olarak sonuçlar alınmıştır.

Problemin geometrisi ve ağ üretimi için GAMBIT adlı bir programdan yararlanılmıştır. GAMBIT düzgün (structured) ve/veya düzgün-olmayan (unstructured) sonlu hacimler üretmeye izin veren bir ön-işlemcidir. Düzgün ağ yapısı altı yüzeye sahip dikdörtgenler prizması şeklindeki bir hücreyi ifade ederken, düzgün-olmayan ağ yapısında değişik şekillere sahip elemanlar (tetrahedron, hexahedron) kullanılmaktadır.

Sınır tabakada akış değişkenleri çepere normal yönde çok hızlı değişimleri için buralarda daha sık ve kaliteli ağ kullanmak gerekir. Sınır tabaka için üretilecek ağların düzgün ağ yapısı kullanılarak elde edilmesi daha doğru sonuçlar verecektir. Ayrıca, bunları çepere yakın bölgede istenilen sıklıkta yerleştirmekte ağ kontrolü açısından daha kolaydır. Ağ yapısı oluşturulurken sınır tabakanın oluşacağı çeperlerde kaç adet ve çepere hangi uzaklıkta bir kontrol hacminin (ağ) atanacağı y^+ kontrol edilerek bulunabilir. Düzgün yüzeyler için y^+ hesabı Denk.2.25 ve Denk.2.26'da verilmiştir.

$$y^+ = \frac{y_p u_\tau}{\nu} \quad (2.25)$$

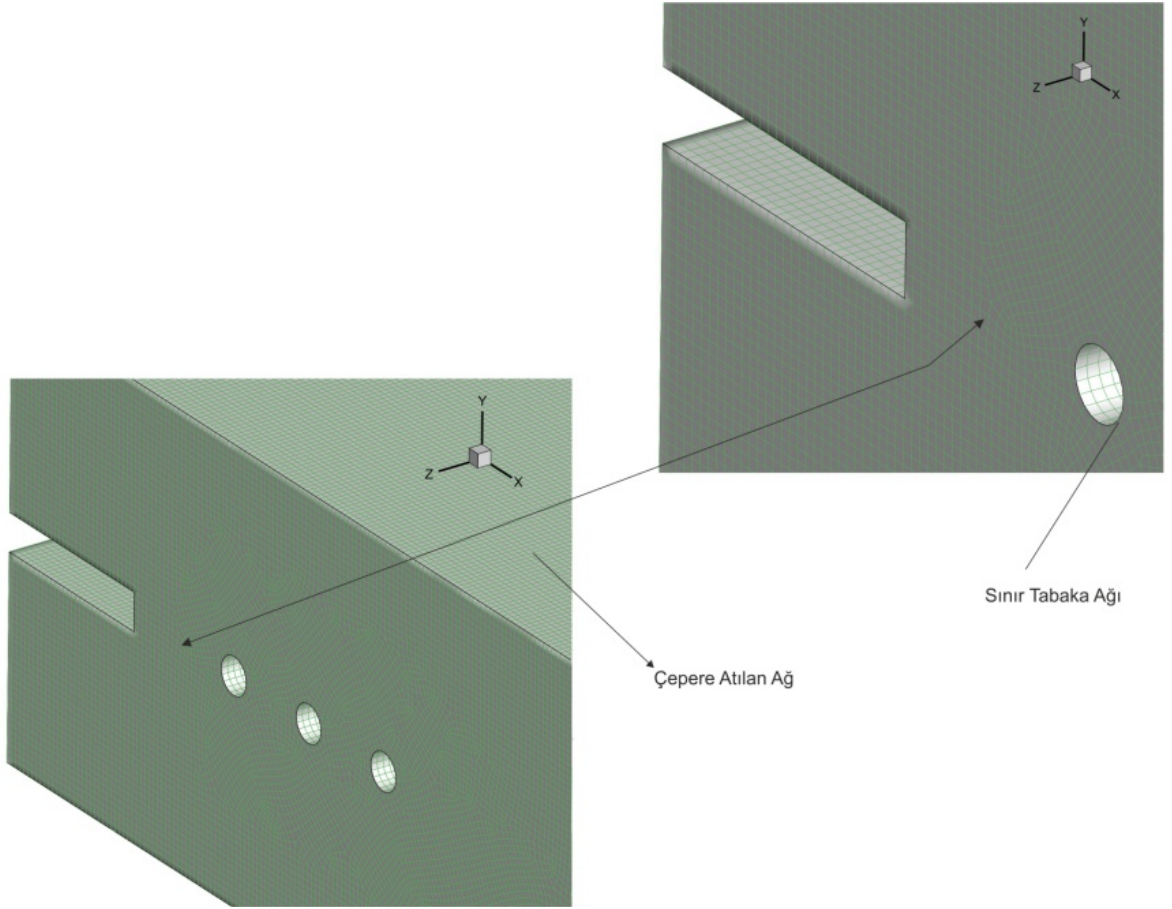
Burada, y_p çepere en yakın noktadaki kontrol hacminin merkezinin çepere olan uzaklığını, u_τ sürtünme hızını ve ν ise kinematik viskoziteyi göstermekte olup, sürtünme hızının daha açık bir ifadesi Denk.2.26'da verilmiştir.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = u_e = \sqrt{\frac{C_f}{2}} \quad (2.26)$$

Denk.2.26 plaka için geçerli bir ifade olup burada görülen ρ , u_e ve C_f sırasıyla kullanılan akışkanın yoğunluğunu, akışkanın akış hızını ve plaka için sürtünme katsayısını göstermektedir. Plaka için sürtünme katsayısı Reynolds sayısına bağlı olarak Denk. 2.27'deki gibidir.

$$\frac{C_f}{2} = \frac{0.037}{Re_L^{1/5}} \quad (2.27)$$

Buna göre, $y^+=1.0-2.5$ arasında olmak üzere çepere en yakın kontrol hacminin merkezinin çepere olan uzaklığı belirlenerek ağ oluşturulmuştur. Sınır tabaka içerisinde normal yönde toplam 40 adet kontrol hacmi oluşturularak buradaki değişimler göz önüne alınmıştır (Şekil 2.7). Bu çalışmada görülen en yüksek eğrilik değeri 0.7126 ile $\alpha=30^\circ$ eğim ile silindirler ile yan cidarlar arasındadır. Diğer geri kalan jet için görülen eğrilik değeri 0.5712 olup, bu değer oluşturulan ağın eğrilik yönünden oldukça kaliteli olduğunu göstermektedir.

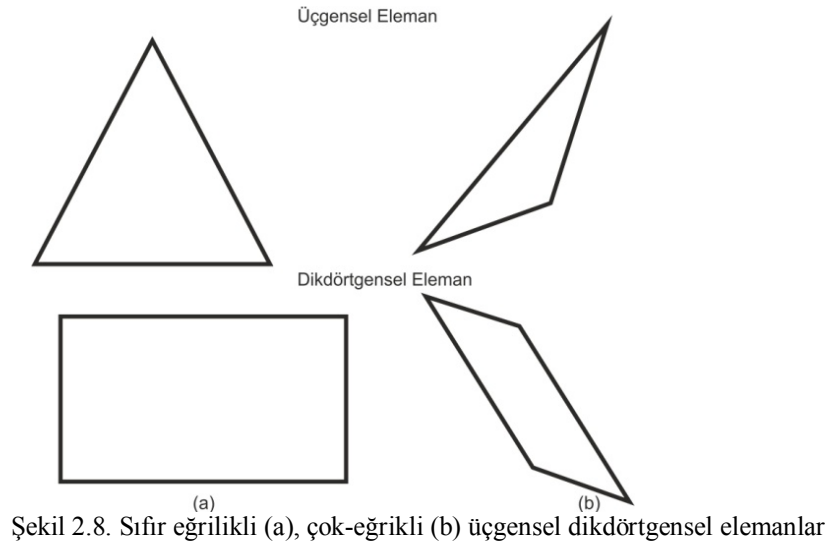


Şekil 2.7. Modele uygulanan sınır tabaka ağı.

Ağ kalitesini gösteren bir diğer faktör ise ardışık ağ elemanlarının büyüklüklerinin birbirlerine yakın olması ve/veya bunlar arasındaki geçişin herhangi bir yakınsama problemine yol açmayacak şekilde kademeli olarak arttırılmış veya azaltılmış olmasıdır. Söz konusu bu çalışmada, ardışık ağ elemanları arasındaki geçişlere özellikle dikkat edilmiş olup Şekil 2.7’de görüldüğü gibi düzenlenmiştir.

Jet girişinden 1. silindire kadar olan mesafede ilk nokta ile ikinci nokta arasındaki mesafe 0.18D olacak şekilde 22 adet nokta, silindirden çap boyunca 20 adet nokta kullanılırken, ondan sonra kanal çıkışına kadar ilk iki nokta arasındaki uzunluğun son iki nokta arasındaki uzunluğa oranı 4 olacak şekilde ağ atılmaya hazır hale getirilmiştir. y ve z-yönlerinde de buna benzer bir uygulamayla oluşturulan ağ Şekil 2.7’de görülmektedir.

Kullanılan ağ türünden başka (düzgün, düzgün-olmayan, dikdörtgen prizma veya üçgen prizma, vb.) HAD çalışmalarında çok kritik bir öneme sahip olan ağ kalitesini de göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Tüm ağ atılırken her bir ağa ait kontrol hacminin çok eğrilikli (skewness) olmamasına dikkat etmek gerekir. Çünkü, çok yüksek eğrilikli kontrol hacimleri sayısal çözümde yakınsama zorluklarına ve çözümde yanlışlığa yol açabilmektedir. Şekil 2.8’da eğrilik kavramını açıklamada yardımcı olabilecek iki farklı 2-B eleman türü gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Sıfır eğrilikli (a), çok-eğrikli (b) üçgensel dikdörtgensel elemanlar

İki-boyutlu bir eleman için eğrilik ifadesi Denk.2.28’deki gibi yazılabilir (Çengel ve Cimbala, 2006).

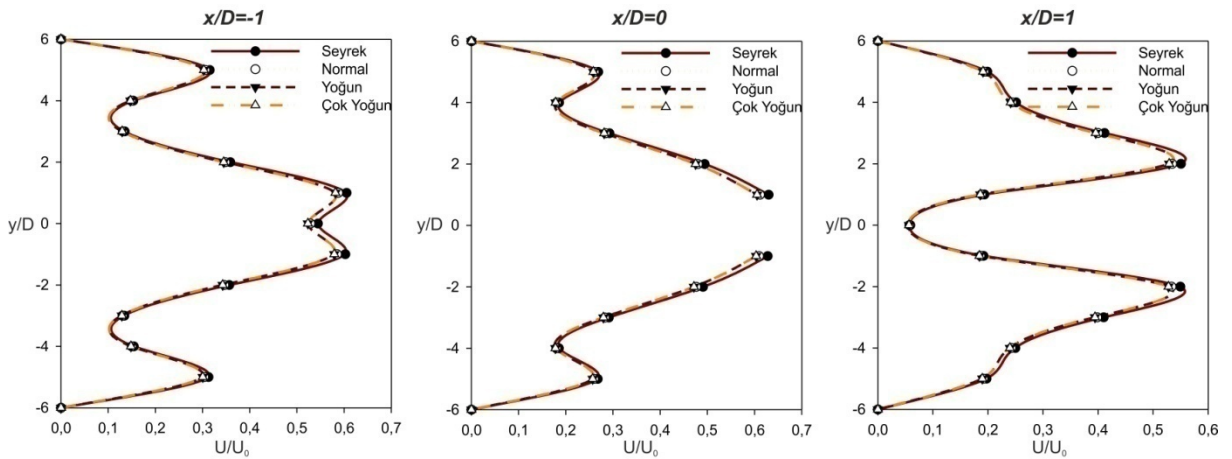
$$Eğrilik = Maks \left(\frac{\theta_{maksimum} - \theta_{eş-açı}}{180^\circ - \theta_{eş-açı}}, \frac{\theta_{eş-açı} - \theta_{minimum}}{\theta_{eş-açı}} \right) \quad (2.28)$$

Burada $\theta_{minimum}$ ve $\theta_{maksimum}$ herhangi iki kenar arasındaki derece cinsinden en az ve en fazla açı, $\theta_{eş-açı}$ ise üçgensel eleman için 60° , dikdörtgensel eleman için ise 90° ’dir. Örneğin, eşkenar üçgensel eleman veya dikdörtgensel bir eleman için eğrilik değerinin sıfır olduğu görülebilir. Bu çalışmada, kanal için dikdörtgensel elemanlar, silindir ise hem dikdörtgensel hem de üçgensel elemanlar kullanılmış olup en fazla eğrilik 0.7126 değeri ile 3 silindir kullanılan durumda görülmüştür.

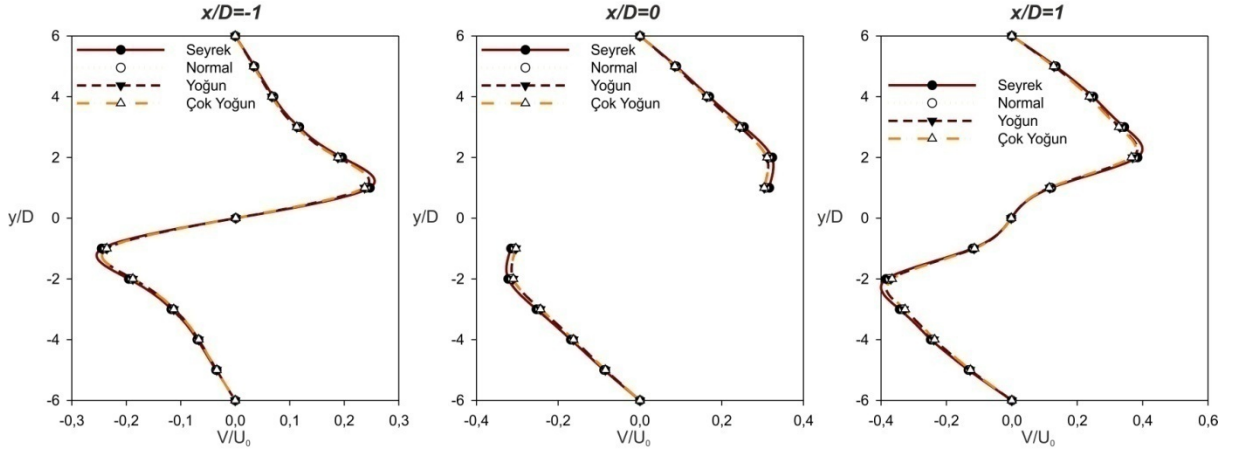
Diğer bütün eğim açıları için görülen en yüksek eğrilik değeri 0.5712 olup, oldukça kaliteli kabul edilebilir (Fluent User's Guide, 2006).

Yüksek kaliteli ağ sahip çalışma alanlarının sayısal olarak ile çözümü doğru sonuçların alınmasında çok büyük öneme sahip olduğu daha önce vurgulanmıştı. Çünkü, düşük kaliteli veya az sayıda eleman kullanılarak oluşturulmuş ağla yapılan analizlerin yanlış sonuç vermesi kaçınılmaz olacaktır. Bu nedenle, HAD kullanıcılarının oluşturdukları ağlarda kullandıkları eleman sayısını göreceli olarak artırıp, analizleri bu yeni ağ sayısı ile yapmaları, en doğru ve yeterli ağ elemanı ile çalışma imkanı vermiş olacaktır. Bu ise analizin ağ elemanı sayısından bağımsızlığıdır. Bu çalışmada, analizler dört farklı sayıda eleman içeren ağ yapılarıyla gerçekleştirilmiş ve sonuçların bunlara bağlı olarak nasıl değiştiği gösterilmiştir. Bunun için 458.175 (seyrek ağ), 938.343 (normal ağ), 1.407.514 (yoğun ağ) ve 1.705.824 (çok yoğun ağ) eleman kullanılarak $x/D=-1$, $x/D=0$ ve $x/D=1$ numaralı istasyonlarda hızın x-bileşeni (u), y-bileşeni (v) ve türbülans kinetik enerjisi (k)'nın söz konusu ağ yapılarıyla nasıl değiştiği, tek silindir kullanılan durumda, silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ için Şekil 2.9-2.11'de sırasıyla gösterilmiştir.

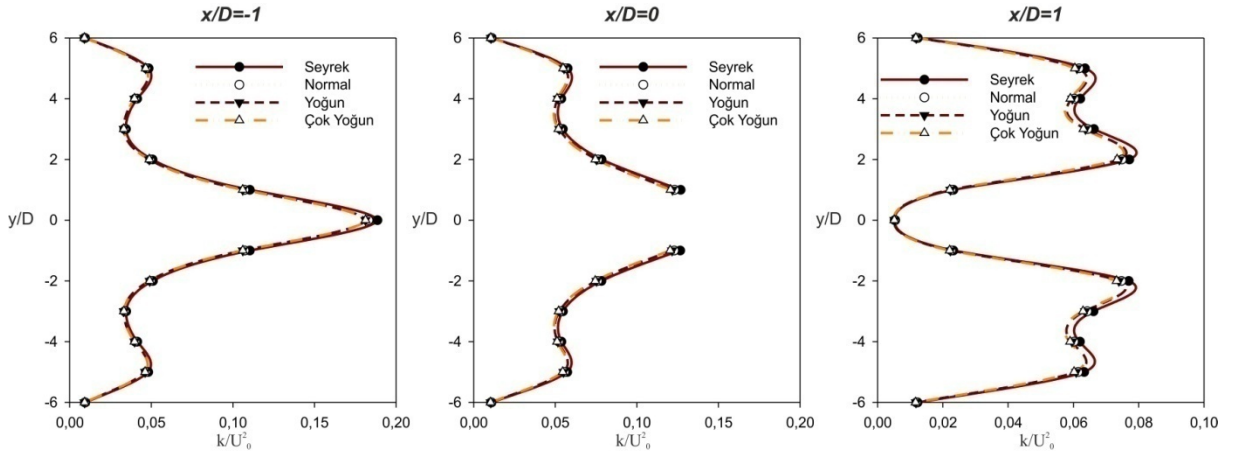
Hızın x, y bileşenleri kanal giriş hızı ile boyutsuzlaştırılırken, türbülans kinetik enerjisi ise kanal giriş hızının karesi ile bölünerek boyutsuz olmaları sağlanmıştır. Gerek hız bileşenleri, gerekse de türbülans kinetik enerjisi, eleman sayısından tamamen bağımsız olup sadece seyrek yapıda bir miktar değişmektedir.



Şekil 2.9. Hızın x-bileşeninin değişik ağ sayılarına göre değişimi, $Re_D=5000$



Şekil 2.10. Hızın y-bileşeninin değişik ağ sayılarına göre değişimi, $Re_D=5000$

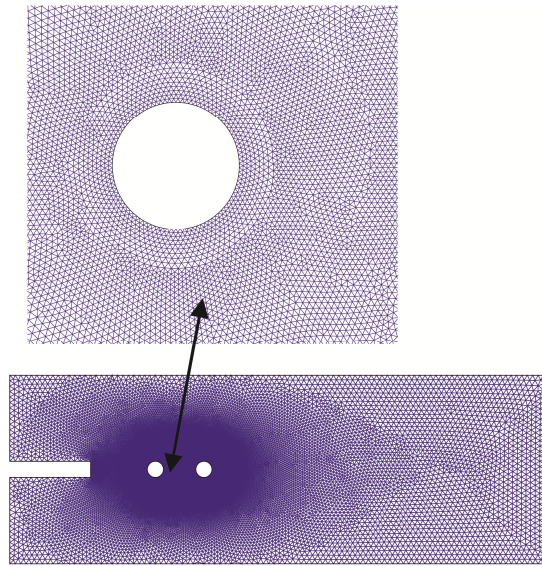


Şekil 2.11. Türbülans kinetik enerjinin değişik ağ sayılarına göre değişimi, $Re_D=5000$

Ancak bu değişiklik seyrek ağ yapısı ile diğerleri arasında yüksek olup normal ağ, yoğun ağ ve çok yoğun ağ yapıları arasında çok az olmaktadır. Özellikle çok yoğun ağ yapısı ile analizleri gerçekleştirmenin yoğun ağ yapısı kullanılarak elde edilen sonuçlardan farklı olmadığı görülmektedir. Normal ağ ile yoğun ağ arasındaki farkın az olmasından dolayı tek bir dairesel kesit durumunda bütün analizlerin 725.863 elemana sahip normal ağ ile yapılması kararlaştırılmıştır. Silindir sayısının birden üçe yükseltilmesi durumunda, kanal boyutları da y/D yönünde arttırıldığından kullanılan ağ elemanlarının sayısı da doğal olarak artmıştır. Üç silindir kullanılması durumunda tüm benzeşimler 938.343 eleman kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

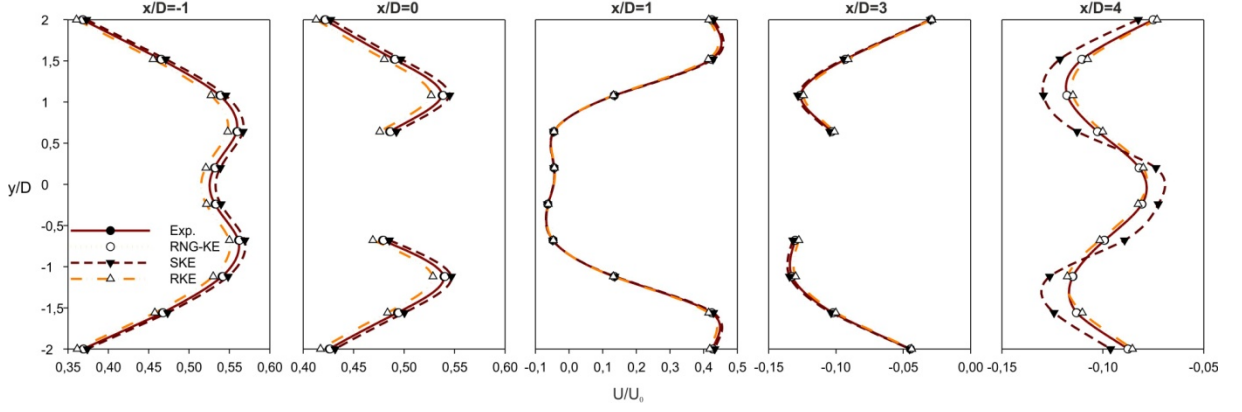
2.9. Türbülans Modellerinin Performans Analizi ve Uygun Türbülans Modelinin Seçimi

Bilindiği gibi bütün problemlerin çözümünde kullanılabilecek tek bir türbülans modeli henüz mevcut değildir. Bu nedenle, söz konusu problem için en uygun türbülans modelinin seçimi bir takım işlemler gerektirmektedir. Bunun en yaygın olanı çeşitli türbülans modelleri kullanılarak elde edilen çözüm sonuçlarını deneysel sonuçlarla mukayese etmektir. Bu amaçla, Standard k- ϵ türbülans modeli, RNG k- ϵ türbülans modeli ve Realizable k- ϵ türbülans modelleri test edilerek elde edilen HAD sonuçları deneysel verilerle mukayese edilmiştir. Mukayese için göz önünde bulundurulan 2-Boyutlu çalışma alanı ve buna uygulanan ağ yapısı Şekil 2.12’de görülmektedir. Burada, jet giriş mesafesi $S=D$, olup, deneyde kullanılan silindir çapının değeri $D=30$ mm olarak alınmıştır. Kanalin uzunluğu ve yüksekliği sırasıyla $30D$ ve $13D$ ’dir. Kartezyen koordinat sistemi 1. silindirin merkezine yerleştirilmiştir.



Şekil 2.12. Türbülans modellerin mukayesesi için kullanılan 2-Boyutlu çalışma alanı ve ağ yapısı

Standart k- ϵ , RNG k- ϵ ve Realizable k- ϵ türbülans modellerinin performans analizi, $Re_D=5000$ için jet giriş hız değeri ile boyutsuzlaştırılan x-yönündeki hız bileşeninin değişimleri gösterilmek suretiyle gerçekleştirilmiştir. x/D istasyonlarındaki dağılımlar Şekil 2.13’de görülmektedir.



Şekil 2.13. Farklı istasyonlarda u-hız bileşenlerinin farkı türbülans modelleri ve deney sonuçları ile mukayesesi, $Re_D=5000$

Çalışma alanının çıkışına doğru sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki uyumsuzluk artmaktadır. Hız oranında yapılan mukayesede görüldüğü gibi diğer türbülans modelleri içerisinde en uyumsuz olanı standart k- ϵ , en yakın sonuçları veren ise Renormalized group (RNG) k- ϵ türbülans modeli olmuştur. Bu nedenle, bütün sayısal çalışmalar RNG k- ϵ türbülans modeli ile gerçekleştirilmiştir.

3.BULGULAR

3.1. Deneysel Bulgular

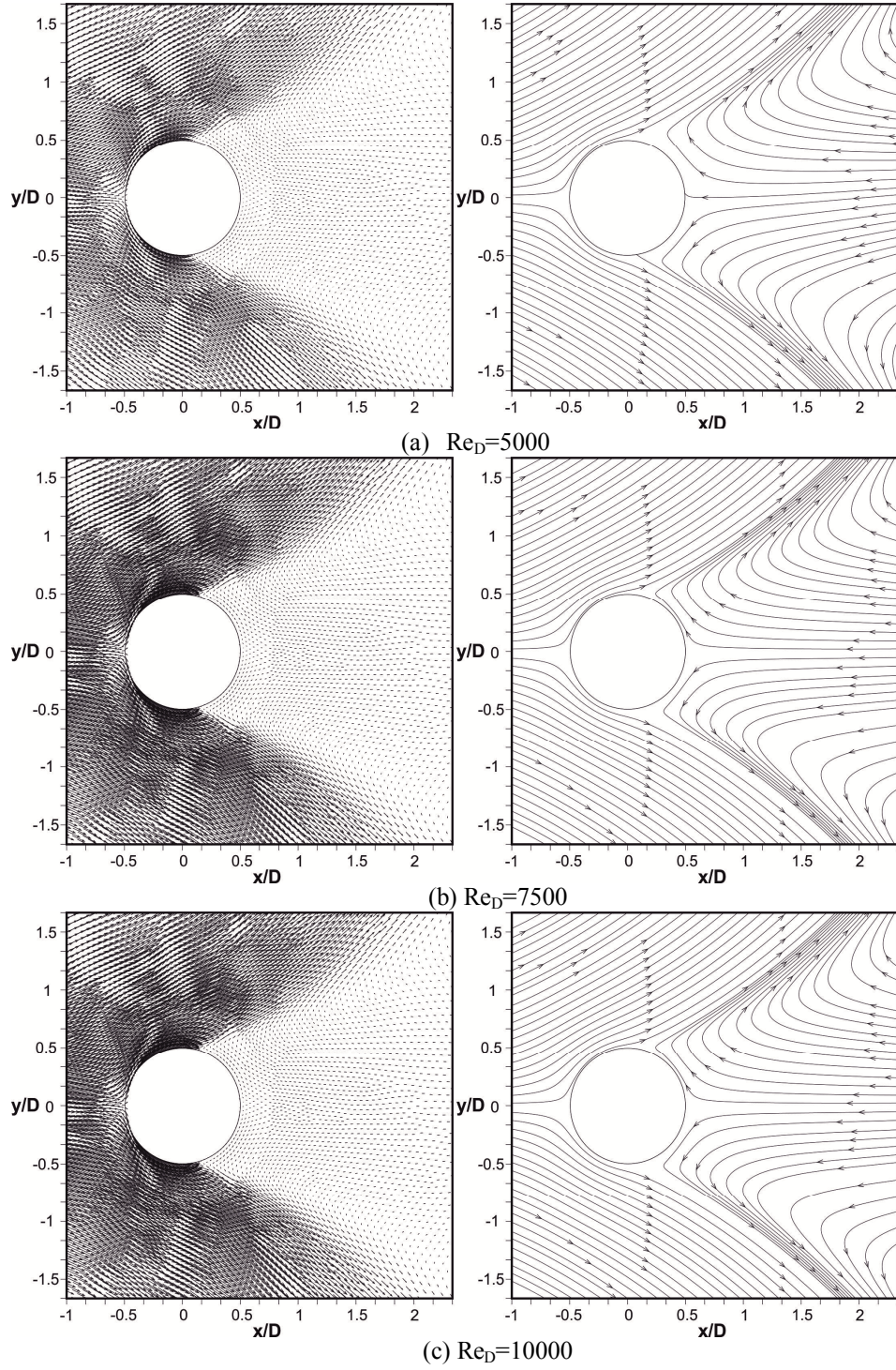
Bu bölümde, silindir ile jet arası mesafenin $H/S=4, 6$ ve 10 , jet hızlarının $Re_D=5000, 7500$ ve 10000 olduğu durumda, silindirden etkilenmiş bölgede hız vektörleri, akım çizgileri, hız profilleri, ve silindir üzerindeki sıcaklık dağılımları Nusselt sayısına bağlı olarak irdelenmiştir.

Çalışmada kullanılan akım koşullarına ait serbest akım hızları, silindir yerleştirilecek akım alanında, silindir olmadan yapılan hız ölçümleri ile belirlenmiştir. Elde edilen serbest akım hızlarına karşılık gelen, silindir çapına bağlı Reynolds sayıları ise $Re_D=5000, 7500$ ve 10000 olarak hesaplanmıştır.

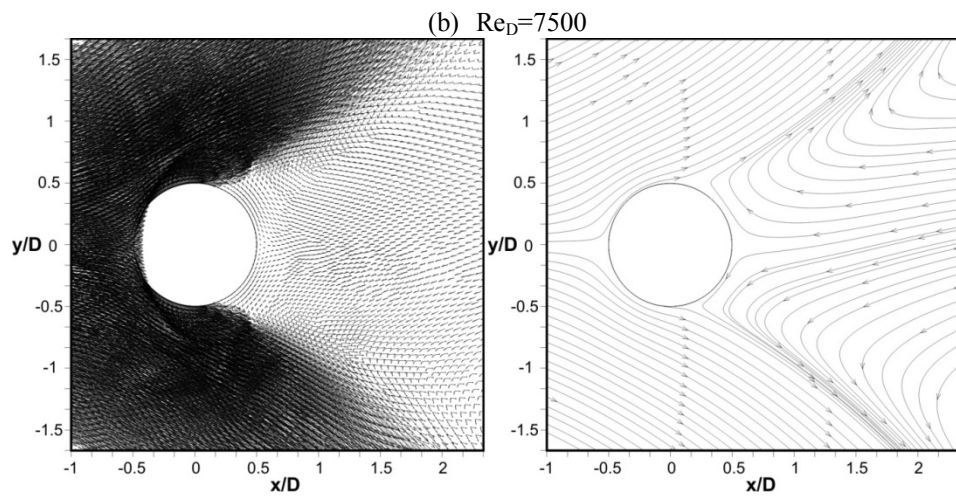
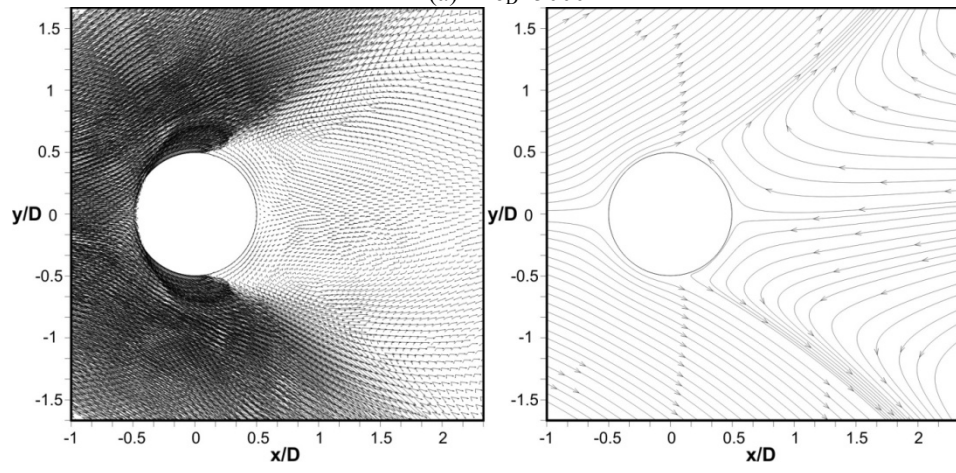
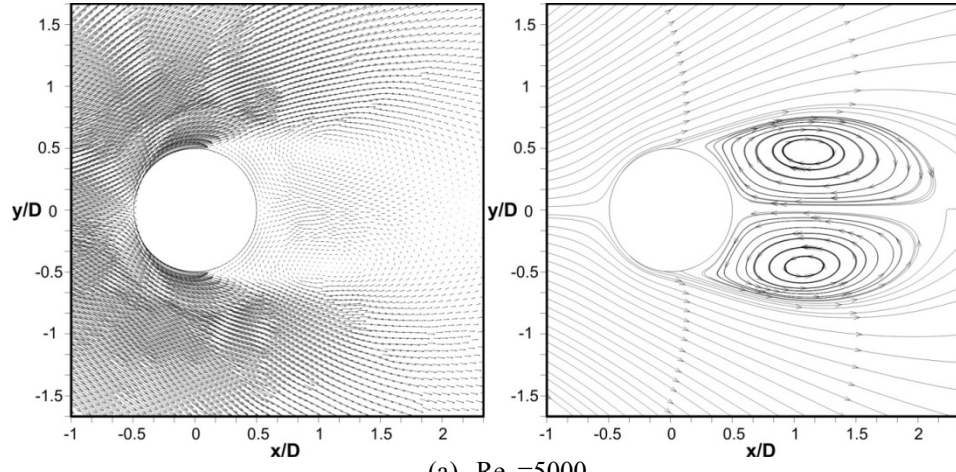
3.1.1. Zaman Ortalama Hız Vektörleri ve Eşdeğer Eğrileri

Üç farklı jet-silindir mesafesi ve üç farklı Reynolds sayısı için elde edilen, silindir etrafındaki zamansal ortalama hız vektörleri ve akım çizgileri Şekil 3.1-3.7’de verilmiştir. Deneylerde gölgelenme etkisini en aza indirmek ve silindir yakınında daha hassas sonuçlar elde edebilmek amacıyla, iki ve üç silindir kullanılan durumlarda silindir etrafındaki akım üç farklı bölgeye ayrılarak incelenmiştir.

Tek silindir kullanılan durumda, sırasıyla $H/S=4, 6$ ve 10 için hız vektörleri ve akım çizgileri Şekil 3.1, 3.2 ve 3.3’te verilmiştir. Vektörler ve akım çizgileri tüm kanalı değil, kameranın görüş alanının içerisinde olduğu yaklaşık 20cm. ’ lik kısmı temsil etmektedir. Şekil 3.1’de $Re_D=5000, 7500$ ve 10000 için hız vektörleri incelendiğinde, jetin bu mesafede tüm hızlarda etkili olduğu ve jet çarpmasından kaynaklı silindir arka bölgesinde büyük bir girdap yapısının oluştuğu akım çizgilerinden görülmektedir. Şekil 3.2’de $Re_D=7500$ ve 10000 için hız vektörleri incelendiğinde, jetin bu mesafede verilen hızlarda etkili olduğu, ancak $Re_D=5000$ değerinde ise jetin etkisinin bir nebze azaldığı görülmektedir. Akım çizgileri incelendiğinde, $Re_D=5000$ için jet çarpmasından kaynaklı silindir arka bölgesinde küçük bir girdap yapısı oluştuğu ve $Re_D=7500$ ve 10000 için ise jetin etkisi ile girdap yapısının büyüdüğü görülmektedir.



Şekil 3.1. $H/S=4$ için tek silindirli deneyde, silindir etrafındaki hız vektörleri ve akım çizgileri



Şekil 3.2. $H/S=6$ için tek silindirli deneyde, silindir etrafındaki hız vektörleri ve akım çizgileri

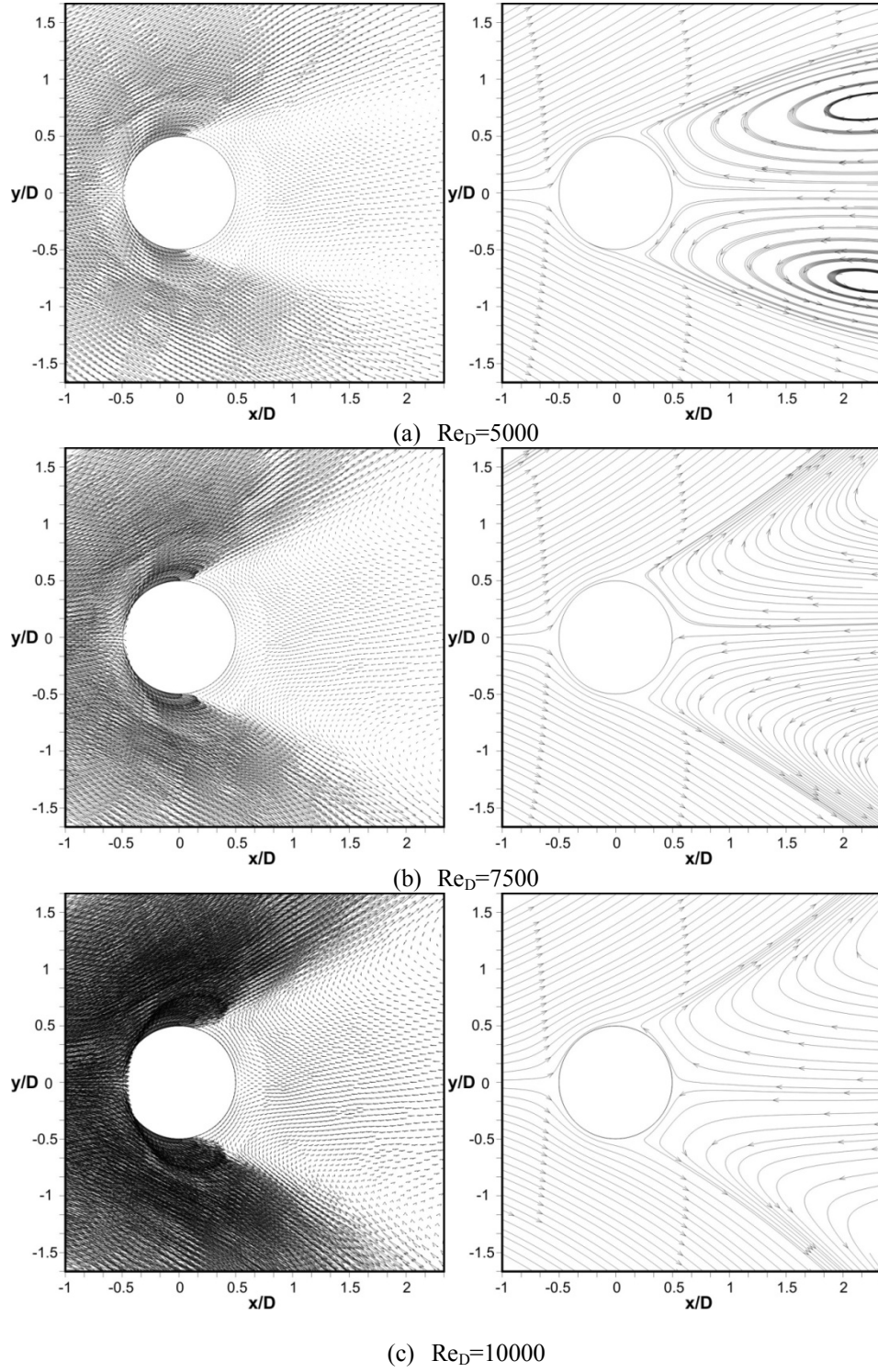
Şekil 3.3’de, $Re_D=7500$ ve 10000 için hız vektörleri incelendiğinde jetin bu mesafede verilen hızlarda etkili olduğu, ancak $Re_D=5000$ değerinde jetin etkisinin bir nebze azaldığı ve akım çizgilerinden $Re_D=5000$ için jet çarpmasından kaynaklı silindir arka bölgesinde küçük bir girdap yapısı olduğu, $Re_D=7500$ ve 10000 için ise jetin etkisi ile girdap yapısının büyüdüğü görülmektedir. Bunun sebebi olarak da artan akış hızı ile birlikte, akış kopma noktasının geciktiği gösterilebilir.

İki silindir kullanılan durumda, sırasıyla $H/S=4$, 6 ve 10 için akım çizgileri Şekil 3.4, 3.5 ve 3.6’da verilmiştir. Şekil 3.4’de, $Re_D=5000$, 7500 ve 10000 için akım çizgileri incelendiğinde, birinci silindirde jetin tüm hızlarda ve mesafelerde etkili olduğu, birinci silindirin arka tarafında, tüm hızlarda büyük bir girdap yapısının olduğu, ikinci silindir incelendiğinde, silindirin ön tarafında iki küçük girdap yapısının olduğu görülmektedir. Bu girdapların büyüklüğü hızlarla ters orantılı olarak değişmektedir. Bu durum iki silindir arasındaki akışın etkileşiminden kaynaklanmaktadır.

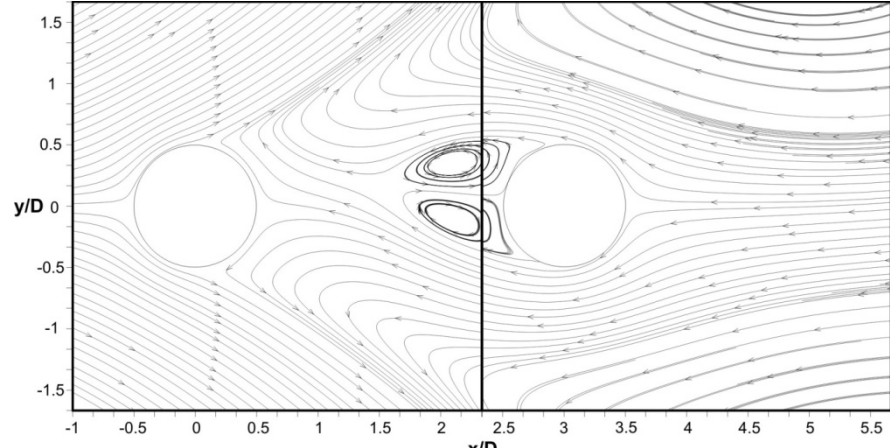
Şekil 3.5’de, $Re_D=5000$, 7500 ve 10000 için akım çizgileri incelendiğinde, birinci silindirde jetin tüm hızlarda ve mesafelerde etkili olduğu, birinci silindirin arka tarafında, tüm hızlarda büyük bir girdap yapısının olduğu ancak $Re_D=5000$ ’de girdap yapısının merkezinin ikinci silindirin üst tarafına geldiği ve daha küçük olduğu, ikinci silindir incelendiğinde, silindirin ön tarafında iki küçük girdap yapısının olduğu görülmektedir. Bu girdapların büyüklüğü hızlarla doğru orantılı olarak değişmektedir. Birinci silindirden ikinci silindire geçişte akım birinci silindir arkasında sirkülasyona maruz kalmakta ve ikinci silindire çarparak yeniden bir ivmelenme kazanmaktadır.

Şekil 3.6’da, $Re_D=5000$, 7500 ve 10000 için akım çizgileri incelendiğinde, birinci silindirin arka tarafında, $Re_D=5000$, 7500 ’de silindir arkasında oluşan girdap yapısının daha küçük, $Re_D=10000$ ise çok daha büyük olduğu, ikinci silindirin ön tarafı incelendiğinde, iki küçük girdap olduğu görülmektedir. Bu girdapların büyüklüğü hızlarla ve dolayısıyla artan kinetik enerji ile doğru orantılı olarak değişmektedir.

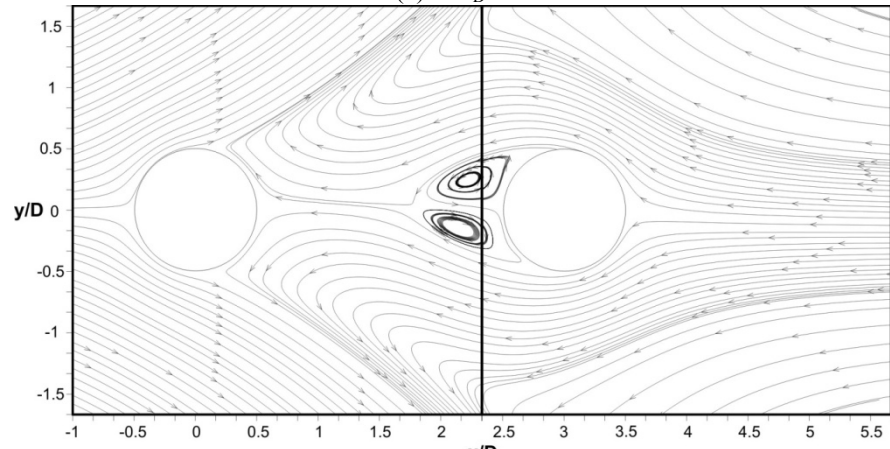
Şekil 3.7’de, üç silindir kullanılan durum için $H/S=4$ ’de akım çizgileri verilmiştir. $Re_D=5000$, 7500 ve 10000 için akım çizgileri incelendiğinde, birinci silindirde jetin tüm hızlarda ve mesafelerde etkili olduğu, birinci silindirin arka tarafında, tüm hızlarda büyük bir girdap yapısının olduğu, ikinci silindir incelendiğinde, silindirin ön tarafında iki küçük girdap olduğu görülmektedir. Bu girdapların büyüklüğü hızlarla ters orantılı olarak değişmektedir. Üçüncü silindirin ön tarafı incelendiğinde, $Re_D=5000$ ’de düzgün bir yapı varken $Re_D=7500$ ve 10000 ’de karmaşık bir yapı olduğu görülmektedir.



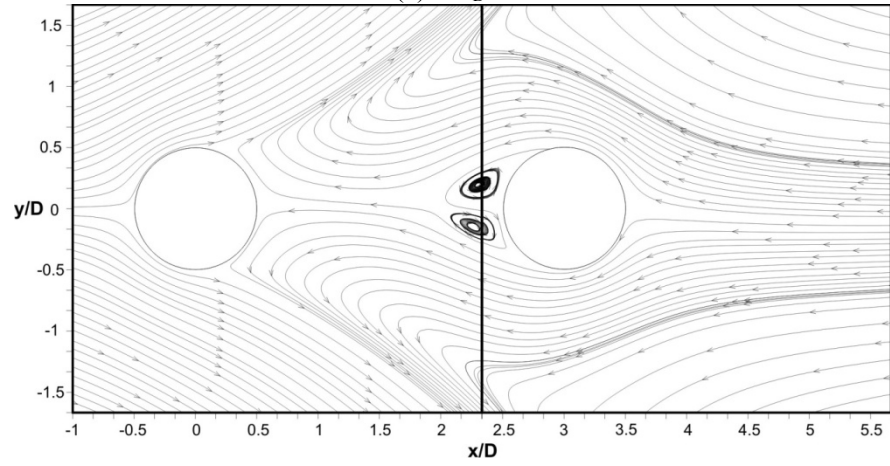
Şekil 3.3. $H/S=10$ için tek silindirli deneyde, silindir etrafındaki hız vektörleri ve akım çizgileri



(a) $Re_D = 5000$

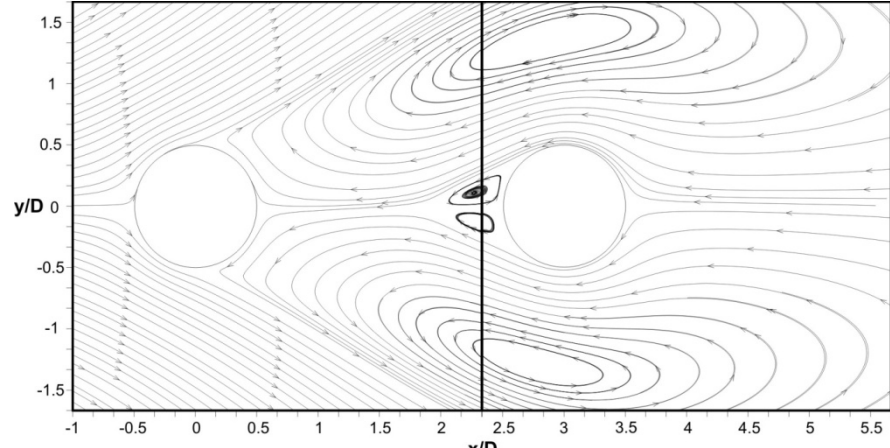


(b) $Re_D = 7500$

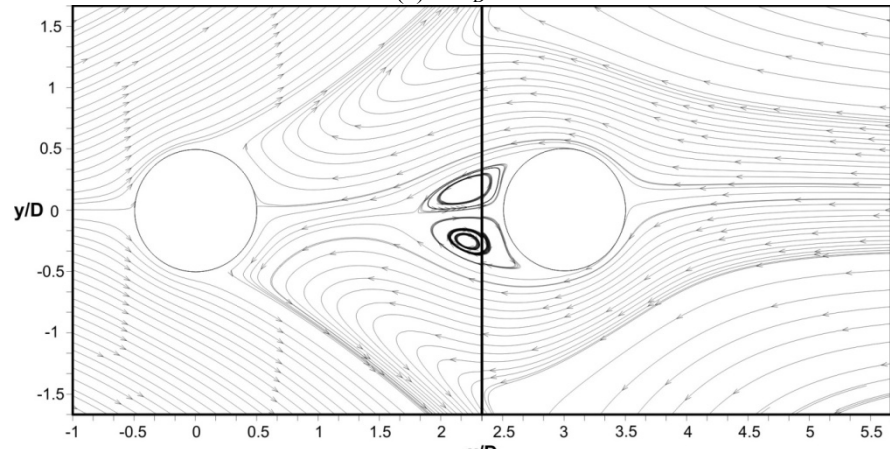


(c) $Re_D = 10000$

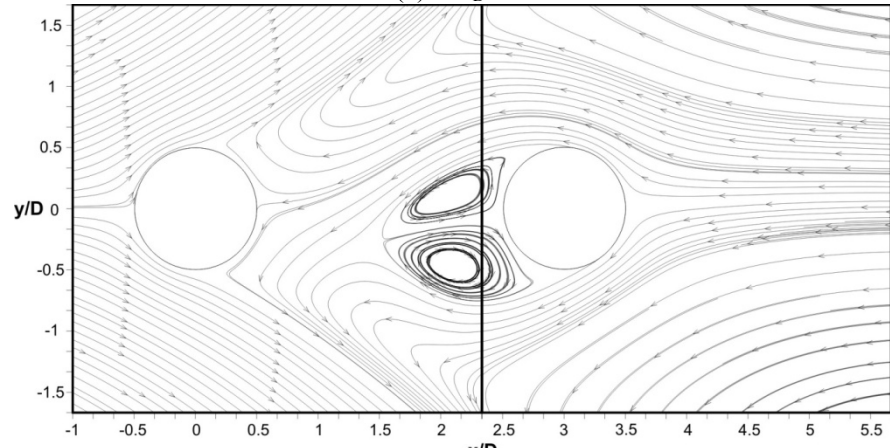
Şekil 3.4. $H/S=4$ için iki silindirli deneyde, silindir etrafındaki akım çizgileri



(a) $Re_D = 5000$

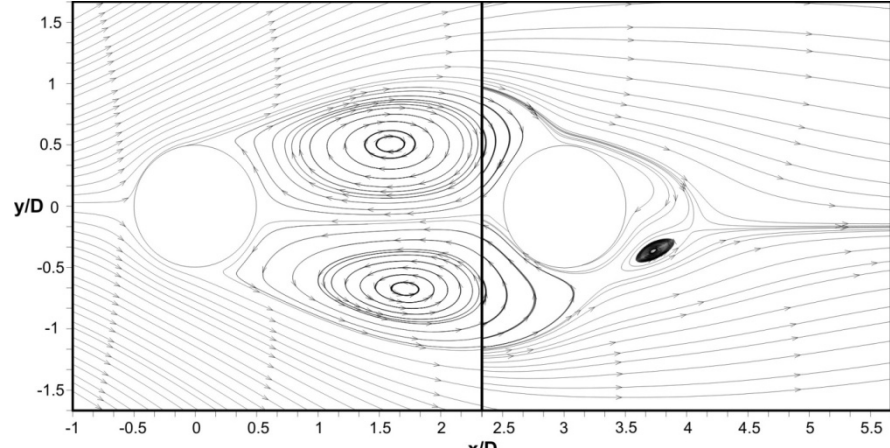


(b) $Re_D = 7500$

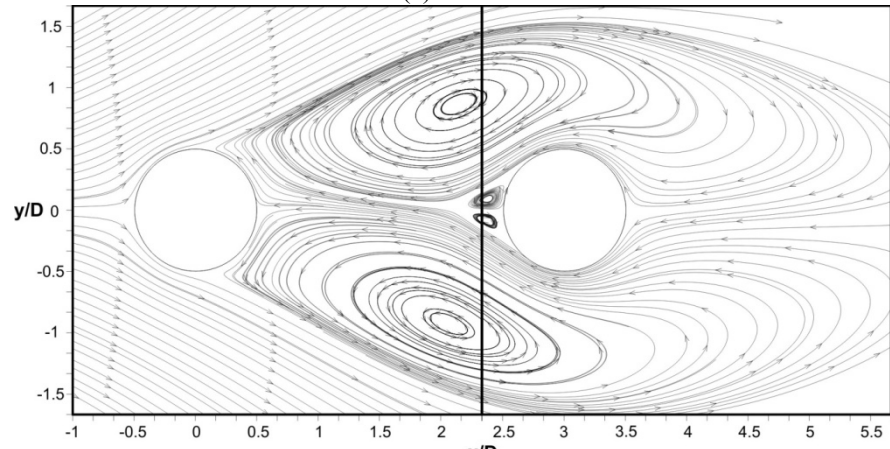


(c) $Re_D = 10000$

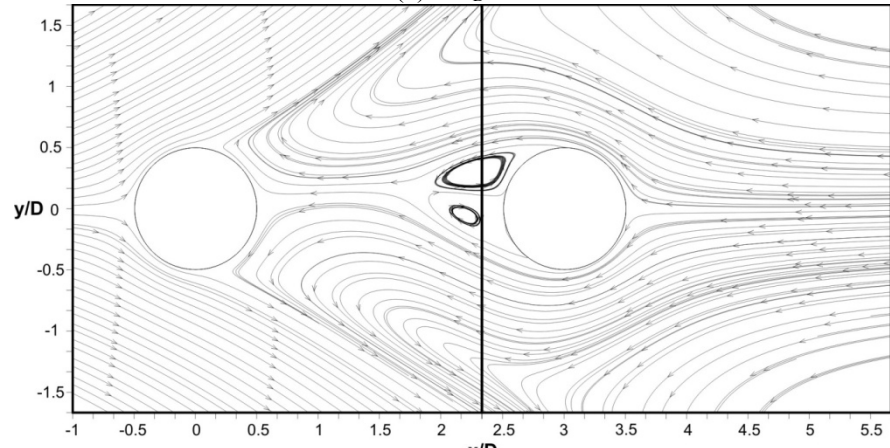
Şekil 3.5. $H/S=6$ için iki silindirli deneyde, silindir etrafındaki akım çizgileri



(a) $Re_D=5000$

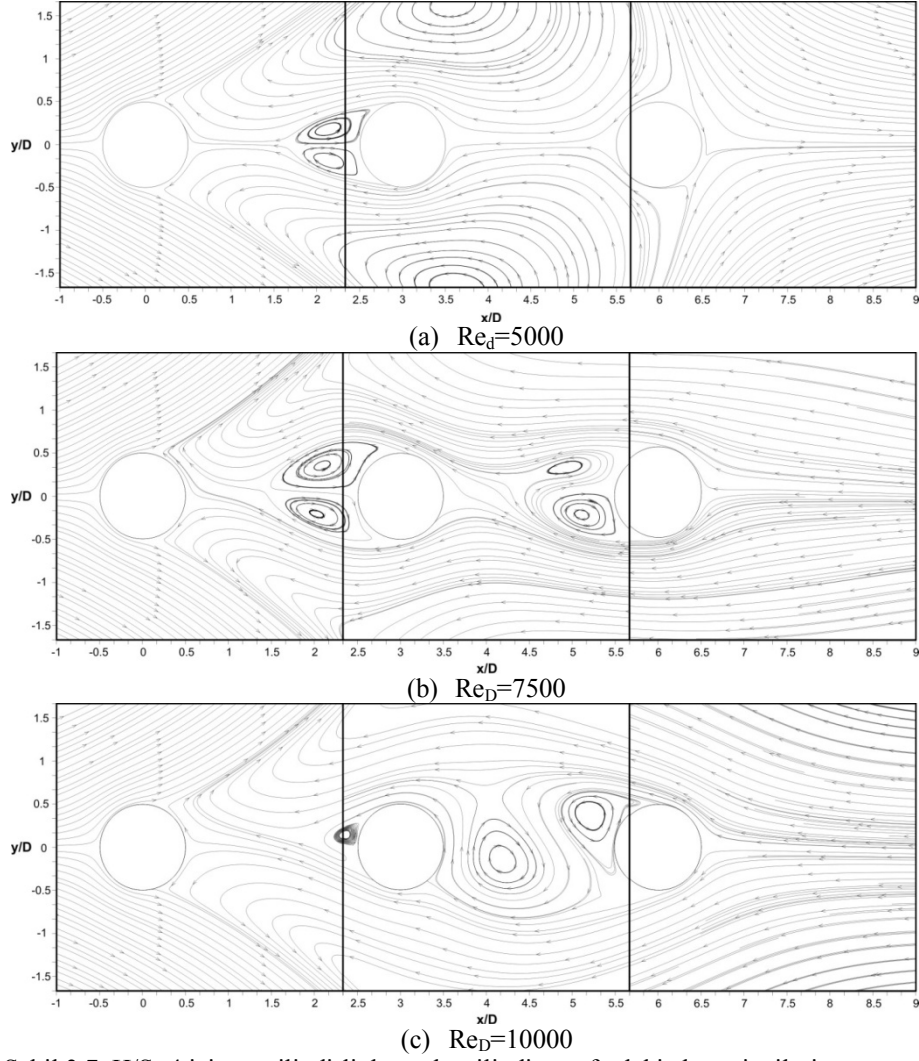


(b) $Re_D=7500$



(c) $Re_D=10000$

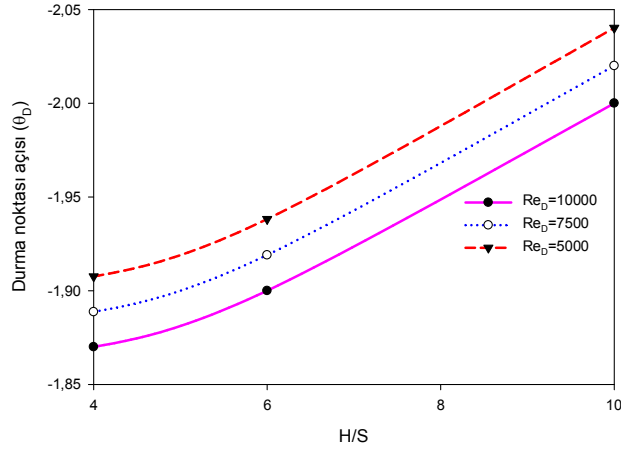
Şekil 3.6. $H/S=10$ için iki silindirli deneyde, silindir etrafındaki akım çizgileri



Şekil 3.7. $H/S=4$ için üç silindirli deneyde, silindir etrafındaki akım çizgileri

3.1.1.1. Durma Noktası Açıları

Farklı akım durumları için silindir yüzeyinde oluşan durma noktalarının yerleri, silindir arkasında verilen akım çizgilerinden elde edilmiştir. Tek silindir kullanılan durumda, üç farklı Reynolds sayısı için elde edilen durma noktalarının, jet ile silindir arasındaki mesafeye bağlı değişimi, Şekil 3.8’de verilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça durma noktası eksene doğru kaymaktadır. Bununla birlikte, H/S mesafesinin durma noktası üzerinde önemli bir etkisi vardır ve $H/S=4, 6$ ve 10 durumlarında durma noktalarında mesafeye bağlı bir artış belirlenmiştir.

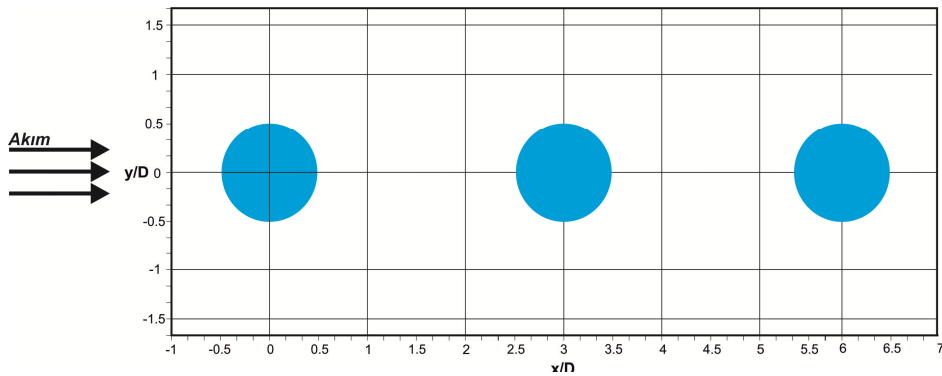


Şekil 3.8. Tek silindir kullanılan durumda durma noktası açısının H/S ile değişimi

3.1.2. Yatay Hız Profilleri

Kanal akımlarının ve akım içerisine yerleştirilecek küt cisimlerin tasarımında bilinmesi gereken en önemli etken olan hız profilinin belirlenmesiyle, enerji kayıplarının, sediment hareketlerinin ve sınır tabakası gelişiminin incelenmesi mümkün hale gelmektedir. Bu bölümde, akım alanı içerisindeki silindirlerin etrafındaki çeşitli kesitlerden elde edilen yatay hız profilleri verilmiştir.

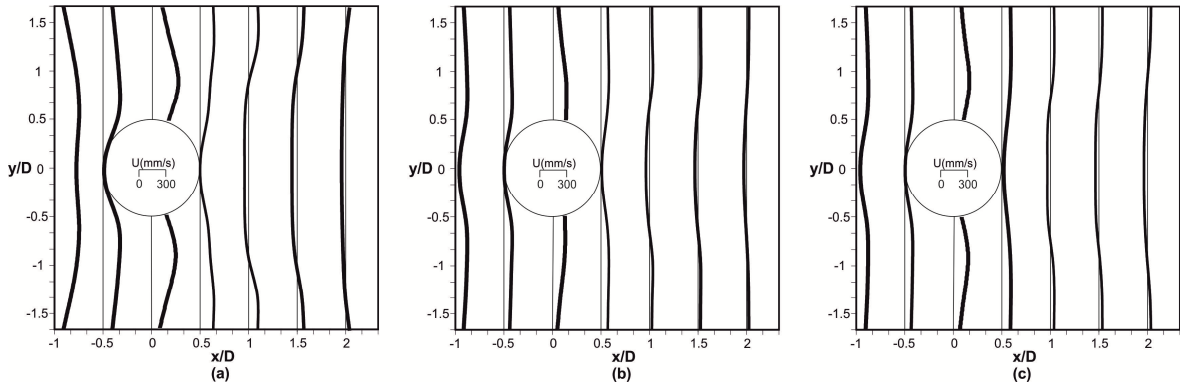
Şekil 3.9'da, zamansal ortalama yatay hız dağılımlarının verildiği, tek, iki ve üç silindir kullanılan durumları da kapsayan, $x/D=\pm(0,1,2,3,\dots,7)$ kesitleri görülmektedir.



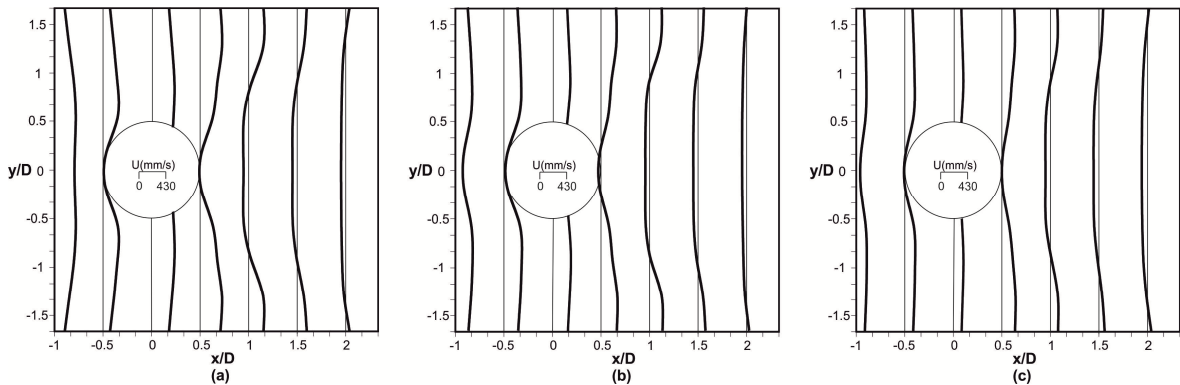
Şekil 3.9. Hız profillerinin verildiği kesitler

Şekil 3.10-3.14'de, Şekil 3.9' da belirtilen kesitlerden elde edilen hız profilleri verilmiştir.

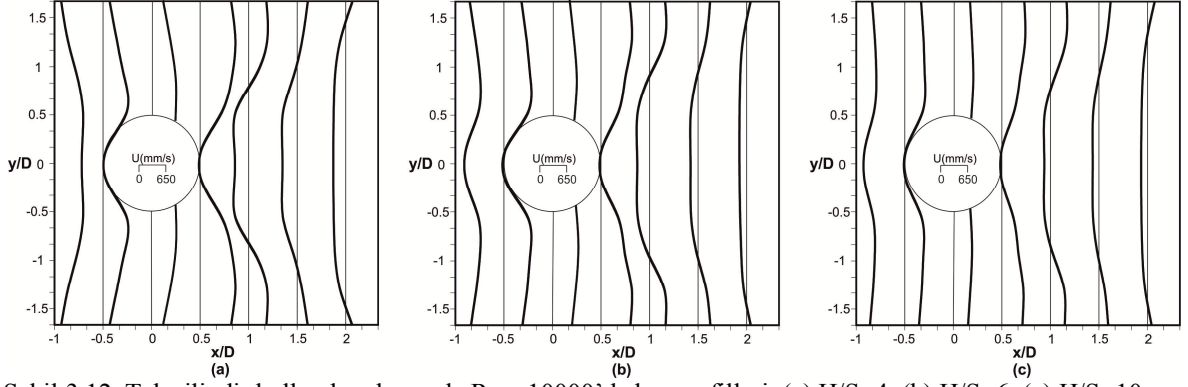
Tek silindirin kullanıldığı ve silindir jet mesafesinin sırası ile $H/S=4$, 6 ve 10 olduğu durumdaki hız profillerinin kanal boyunca değişimi, Şekil 3.10, 3.11 ve 3.12’de gösterilmiştir. Reynolds sayısı 5000-10000 değerleri arasında iken, hız profillerinin genellikle uniform bir yapıya sahip olduğu ve cidara yakın bölgede hızda azalma olduğu görülmüştür. Bu azalma, cidara yaklaşırken sınır tabakanın oluştuğunu göstermektedir. $x/D=-1$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayılarında, $H/S=4$, 6 ve 10’da simetrik bir yapı varken sadece jetten uzaklaştıkça hızlarda düşüş meydana gelmektedir. $x/D=0$ olduğu durumda, farklı hızların Reynolds sayısı ile doğru orantılı, jet mesafeleri ile ters orantılı olduğu söylenebilir. $x/D=1$ olduğu durumda, silindirin tam arkasında ters yönlü akışın oluştuğu ve Reynolds sayısı ile çok fazla değişmediği görülmekte, silindirden uzaklaştıkça Reynolds sayısına bağlı olarak hızların arttığı, jet mesafesi arttıkça hızların azaldığı görülmektedir.



Şekil 3.10. Tek silindir kullanılan durumda $Re_D=5000$ ’de hız profilleri, (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (c) $H/S=10$

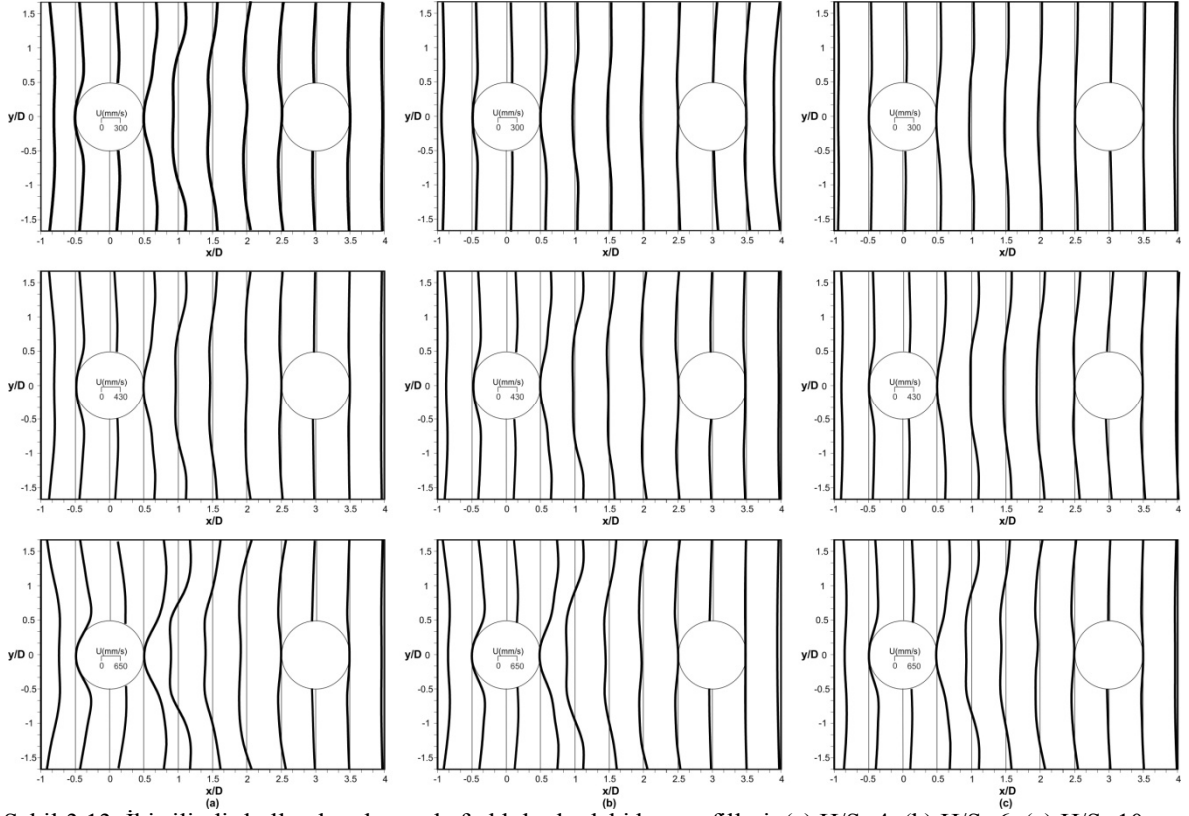


Şekil 3.11. Tek silindir kullanılan durumda $Re_D=7500$ ’de hız profilleri, (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (c) $H/S=10$

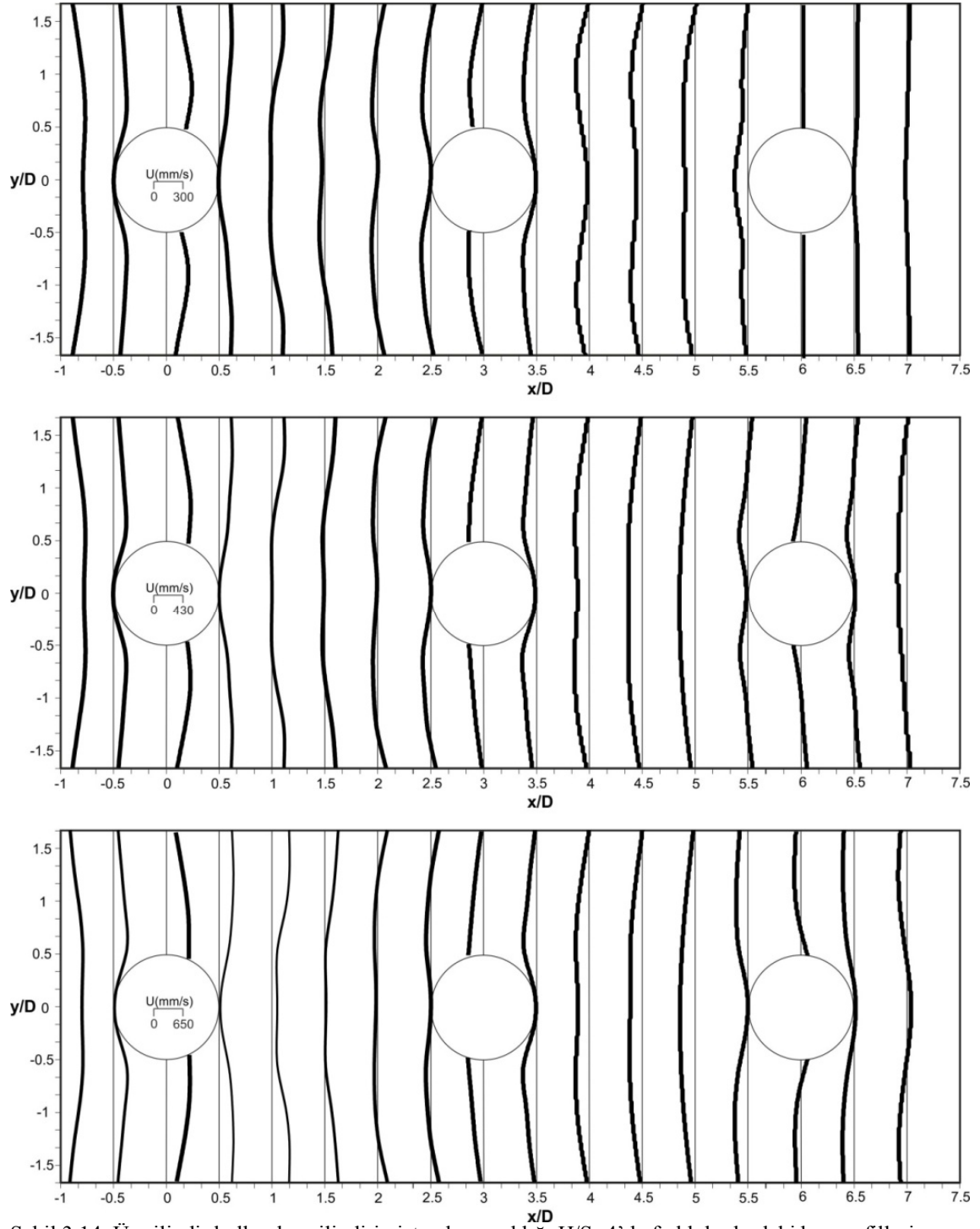


Şekil 3.12. Tek silindir kullanılan durumda $Re_D=10000$ 'de hız profilleri, (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (c) $H/S=10$

Şekil 3.13'te, iki silindirin kullanıldığı ve silindir jet mesafesi sırası ile $H/S=4, 6$ ve 10 olduğu durumdaki hız profillerinin değişimi verilmiştir. $x/D=-1, 0$ kesitlerinde, farklı Reynolds sayılarında, $H/S=4, 6$ ve 10 'da silindire yaklaştıkça hızlarda artış meydana geldiği ve Reynolds sayısı ile doğru orantılı olduğu, jet mesafesinin artması ile hızların azaldığı görülmektedir. $x/D=1$ olduğu durumda, silindirin tam arkasında ters yönlü akışın oluştuğu ve Reynolds sayısı ile çok fazla değişmediği, hızların silindirden uzaklaştıkça arttığı, jet mesafesinin artması ile hızların azaldığı görülmektedir. $x/D=2$ kesitinde tüm silindir jet mesafelerinde hızların çok düşük değerlerde olduğu görülmektedir. $x/D=3$ kesitinde, tüm silindir jet mesafelerinde hızların ikinci silindir etrafında çok yavaş olduğu görülmektedir. Bunun sebebinin ise birinci silindirin jeti yönlendirmesi olarak düşünülmektedir.



Şekil 3.13. İki silindir kullanılan durumda farklı hızlardaki hız profilleri, (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (c) $H/S=10$



Şekil 3.14. Üç silindir kullanılan silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ 'de farklı hızlardaki hız profilleri

Şekil 3.14'de üç silindir kullanılan ve silindir jet mesafesi $H/S=4$ olduğu durumdaki, hız profillerinin değişimi verilmiştir. $x/D=-1$ ve 0 kesitinde farklı Reynolds sayılarında silindire yaklaştıkça hızlarda artış meydana geldiği ve Reynolds sayısı ile doğru orantılı olduğu, görülmektedir.

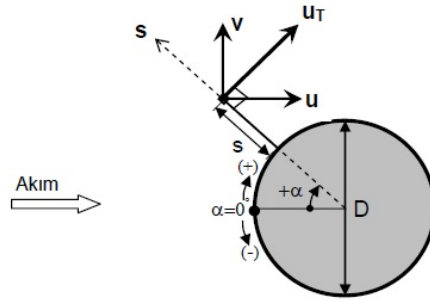
$x/D=1$ olduğu durumda silindirin tam arkasında ters yönlü akışın olduğu ve Reynolds sayısı ile çok fazla değişmediği, hızların silindirden uzaklaştıkça Reynolds sayısı ile arttığı görülmektedir. $x/D=3$ kesiti, ikinci silindirin tam ortasında ters akış oluşmaktadır ve Reynolds sayısı ile doğru orantılı olduğu görülmektedir. $x/D=4$ kesiti, $Re_D=5000$ 'de silindirin tam arka bölgesinde, hızın 0 değerine kadar düştüğü, diğer hızlarda ise bu bölgede ters akışın olduğu görülmektedir.

3.1.3. Silindir Üzerinde Teğetsel Hız Profilleri

Silindir alt ve üst yüzeylerindeki sınır tabakası gelişimi ve kayma gerilmesi dağılımlarının incelenebilmesi için, silindir yüzeyine dik teğetsel hız profillerinin belirlenmesi gerekmektedir. Silindir yüzeyine dik doğrultudaki akım hız profilleri, yani silindir yüzeyine teğetsel doğrultuda gelen u_T hız bileşeni, Şekil 3.15'de görüldüğü gibi akım alanında ölçülen yatay ve düşey hız bileşenleri kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$u_T = u \sin \alpha + v \cos \alpha \quad (3.1)$$

Bu ifadede, u yatay ve v düşey hız bileşeni, α ise hesap noktasının bulunduğu doğrultunun yatayla yaptığı açıdır.

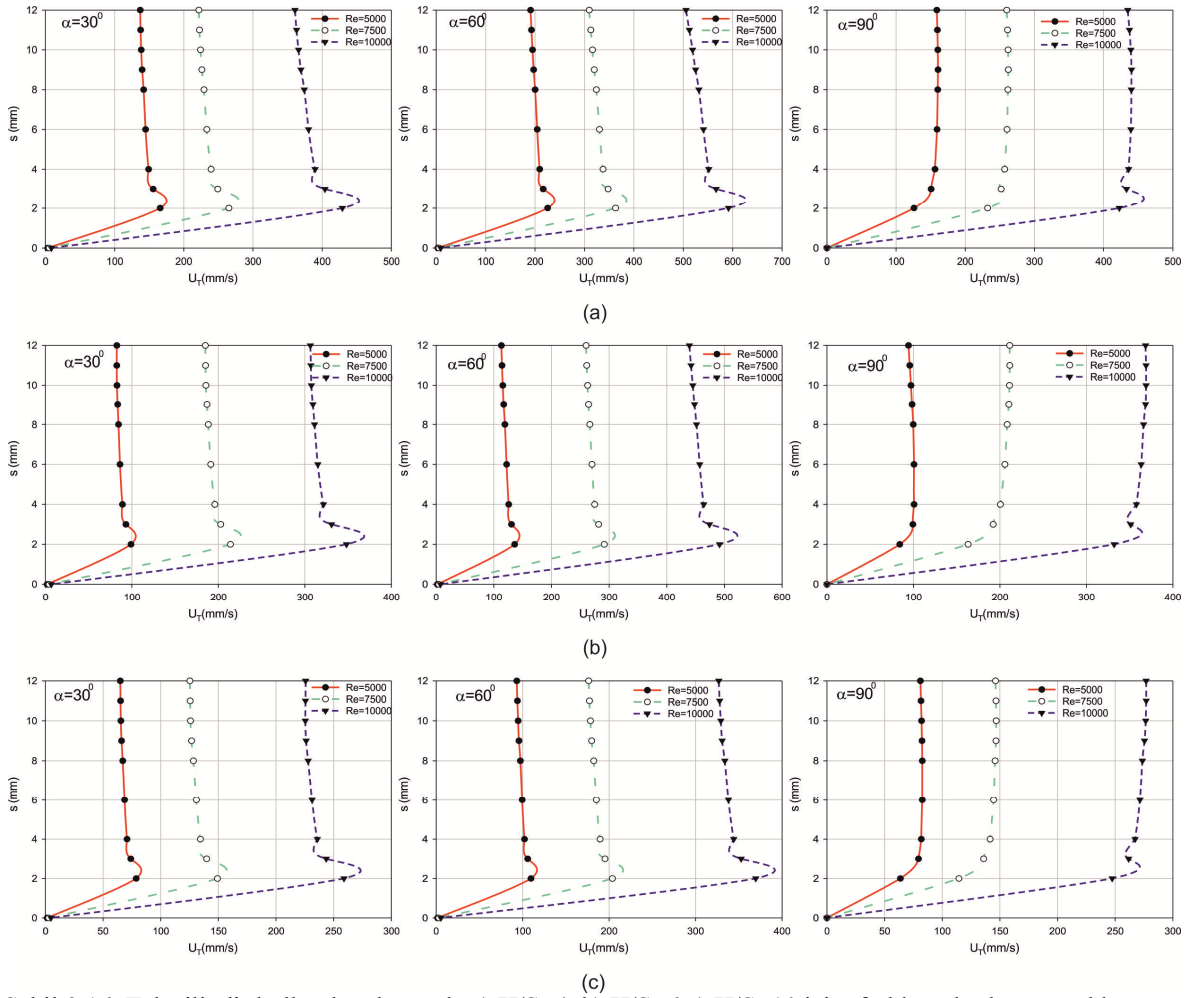


Şekil 3.15. Silindir etrafında teğetsel hız bileşeni (U_t)

Farklı α açılarında, silindirin yüzeyine dik doğrultulardaki hız profilleri Şekil 3.16-3.19'da görülmektedir. Şekillerde, her üç Re_D sayısı için, silindir etrafındaki hız alanının H/S değişiminden etkilendiği açıkça görülmektedir. H/S oranının büyümesi ile silindir etrafındaki hız alanı, silindirin yatay eksenine göre simetrik bir oluşuma doğru gelişme göstermektedir. Teğetsel hız bileşeni yüzeyden belli bir uzaklıkta maksimum değerine ulaşmakta ve yüzeyden uzaklık (s) arttıkça serbest akım hızına geçmektedir. Şekil 3.16-3.19'da farklı açılar için belirlenen teğetsel hız bileşeni dağılımları verilmiştir.

Grafiklerden de görüldüğü gibi küçük α açılarında U_T hızı serbest akım hızından daha küçük çıkmaktadır.

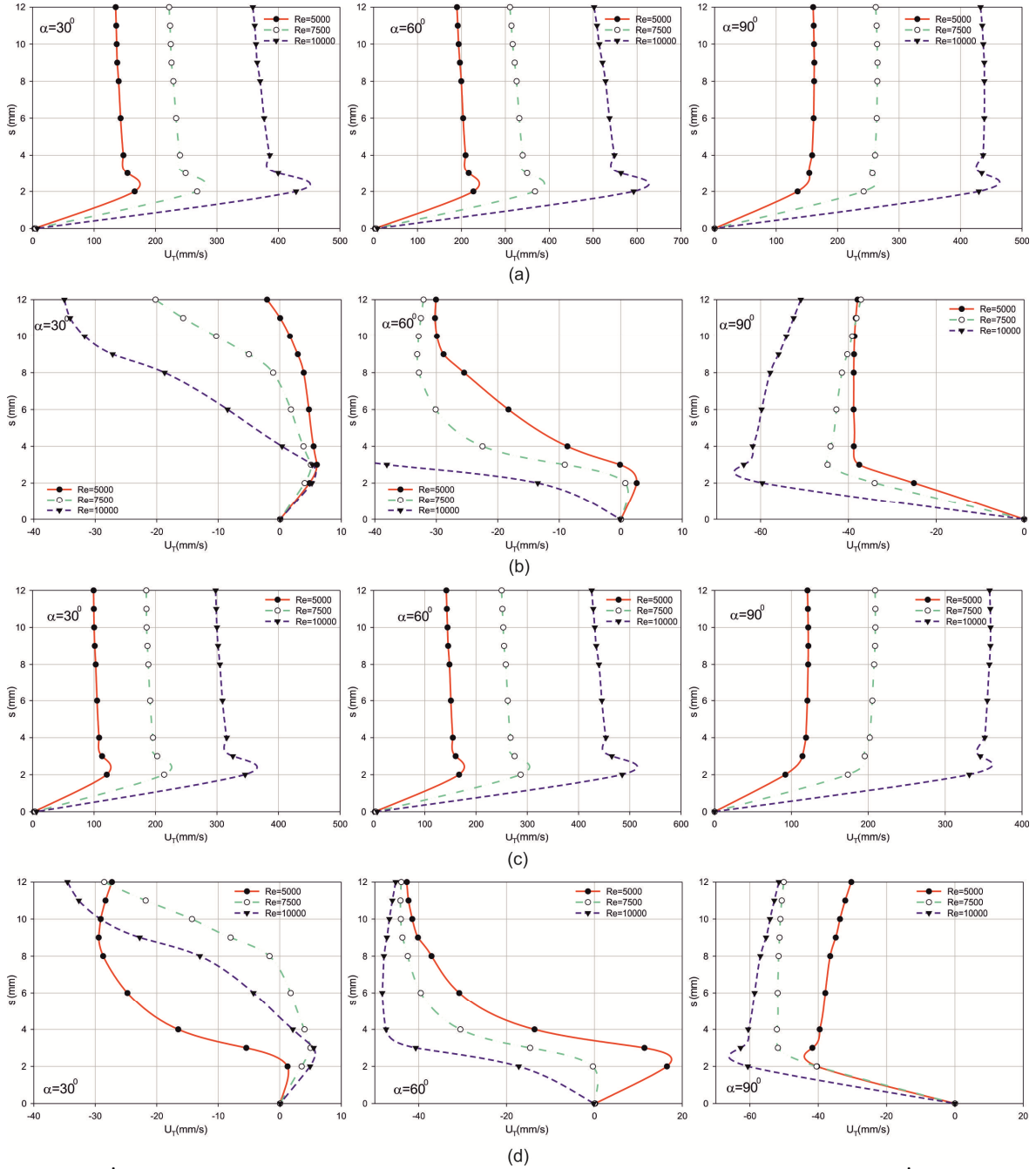
Şekil 3.16’da, tek silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklıkları sırası ile $H/S=4, 6, 10$ olduğu durumda, $\alpha=30^\circ$ ’de yavaşlama bölgesi meydana geldiğinden dolayı akım hızına geçemedikleri, jetin etkisi ile maksimum hıza $\alpha=60^\circ$ ’de ulaştıkları, $\alpha=90^\circ$ ’de akım hızına geçildiği görülmektedir. Hızların Reynolds sayısı ile doğru, silindir jet mesafesi ile ters orantılı olduğu görülmektedir.



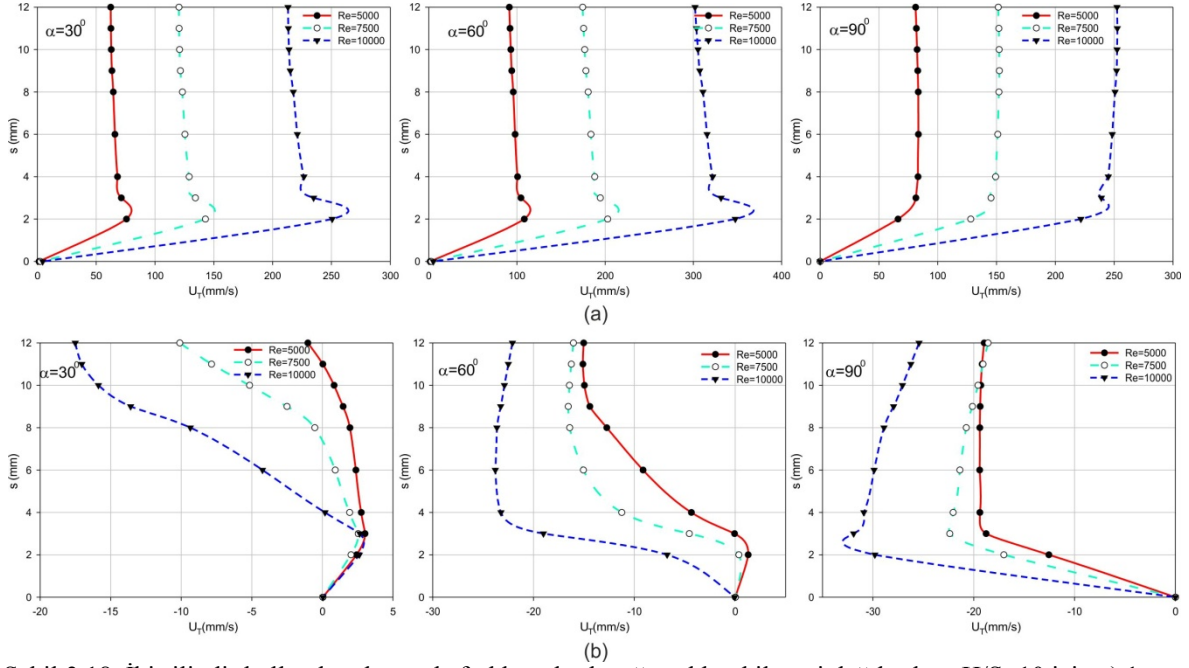
Şekil 3.16. Tek silindir kullanılan durumda a) $H/S=4$, b) $H/S=6$ c) $H/S=10$ için, farklı açılarda teğetsel hız bileşeni dağılımları

Şekil 3.17 ve 3.18’de iki silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklıkları sırası ile $H/S=4, 6, 10$ olduğu durumda, birinci silindirlerde $\alpha=30^\circ$ ’de yavaşlama bölgesi meydana geldiğinden dolayı akım hızına geçemedikleri, jetin etkisi ile maksimum hıza $\alpha=60^\circ$ ’de ulaştıkları, $\alpha=90^\circ$ ’de akım hızına geçildiği görülmektedir. İkinci silindirde ters akışın meydana geldiği, ters akış ile Reynolds sayısının doğru orantılı ve silindir jet mesafesi ile ters orantılı olduğu görülmektedir.

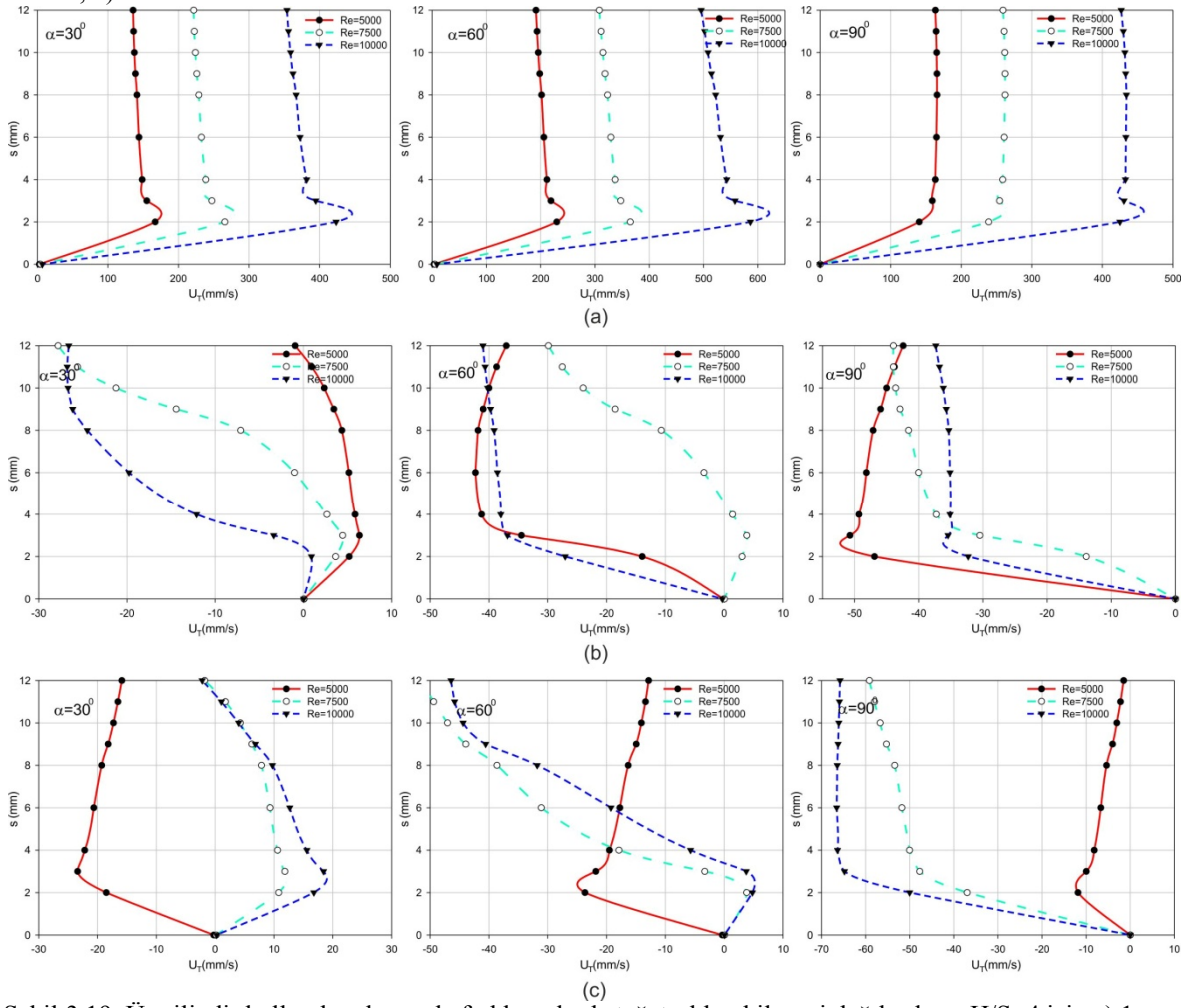
Şekil 3.19’de üç silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, birinci silindirde $\alpha=30^\circ$ ’de yavaşlama bölgesi meydana geldiğinden dolayı akım hızına geçemedikleri, jetin etkisi ile maksimum hıza $\alpha=60^\circ$ ’de ulaştıkları, $\alpha=90^\circ$ ’de akım hızına geçildiği, ikinci silindirde ters akışın meydana geldiği ve üçüncü silindirin etkisi ile karmaşık bir yapı oluştuğu görülmektedir.



Şekil 3.17. İki silindir kullanılan durumda farklı açılarda teğetsel hız bileşeni dağılımları, $H/S=4$ için a) 1. silindir, b) 2. silindir, $H/S=6$ için c) 1. silindir d) 2. silindir



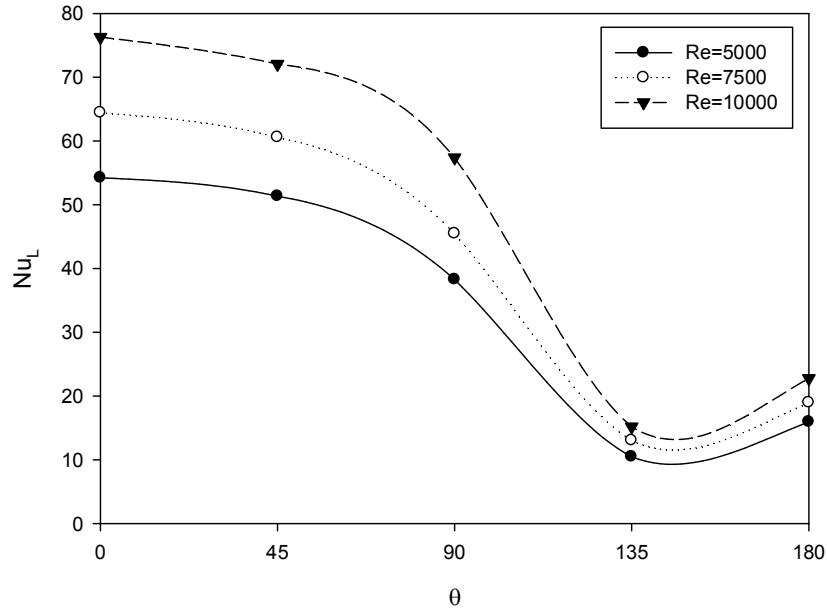
Şekil 3.18. İki silindir kullanılan durumda farklı açılarda teğetsel hız bileşeni dağılımları, $H/S=10$ için a) 1. silindir, b) 2. silindir



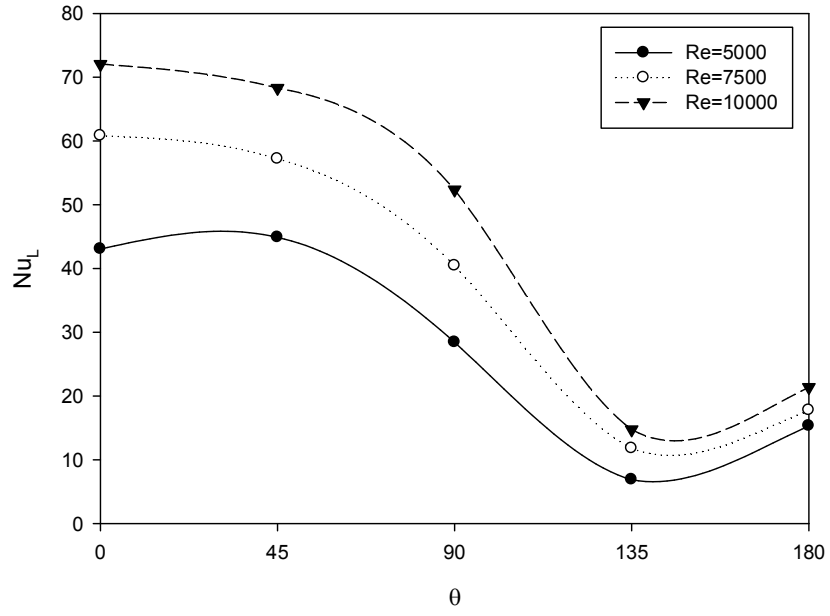
Şekil 3.19. Üç silindir kullanılan durumda farklı açılarda teğetsel hız bileşeni dağılımları, $H/S=4$ için a) 1. silindir, b) 2. silindir, c) 3. silindir

3.1.4. Silindir Üzerinde Nusselt Sayısı Değişimleri

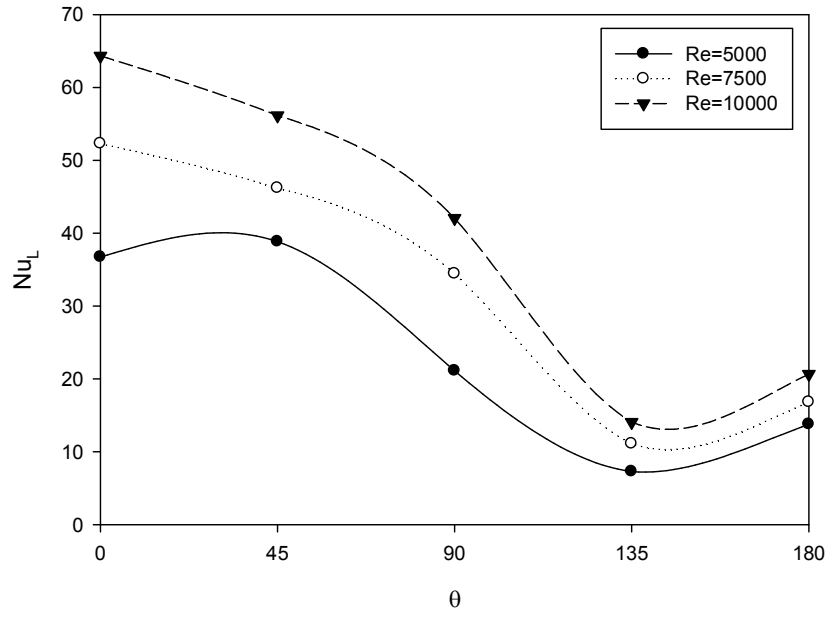
Şekil 3.20, 3.21 ve 3.22’de tek silindir kullanılan durumda silindirin jete olan uzaklıkları sırası ile $H/S=4, 6$ ve 10 değerleri için farklı Reynolds sayılarında elde edilen yerel Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Yerel Nusselt sayıları artan H/S değeri ile azalmaktadır. Çünkü silindire çarpan akışkanın kinetik enerjisi azalmaktadır. Bu durum Şekil 3.23’de, ortalama Nusselt sayısının H/S ile değişim grafiğinde daha net olarak görülmektedir. Şekillere göre artan H/S değeri ile ortalama Nusselt sayısı doğrusal olarak azalmaktadır.



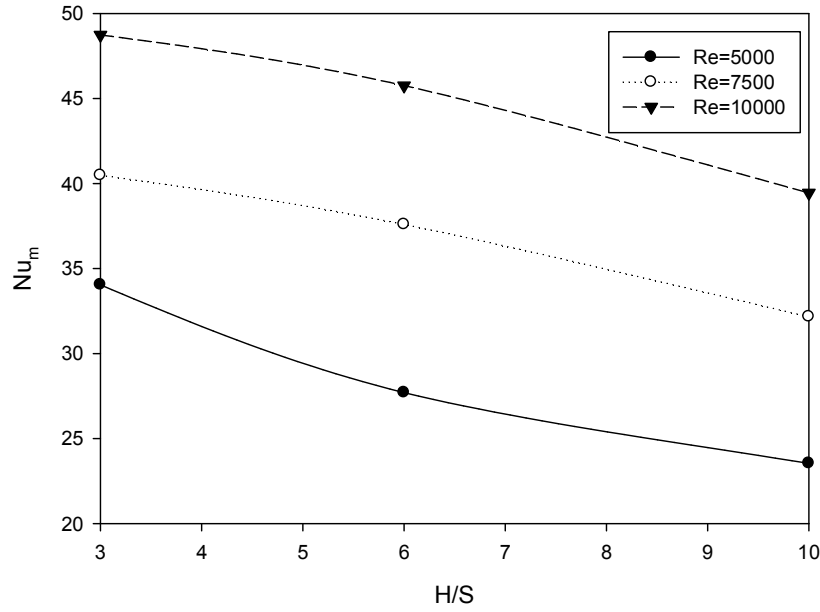
Şekil 3.20. Tek silindir kullanılan durumda silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı yerel Nusselt sayısı değişimleri



Şekil 3.21. Tek silindir kullanılan durumda silindirin jete olan uzaklığı $H/S=6$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı yerel Nusselt sayısı değişimleri

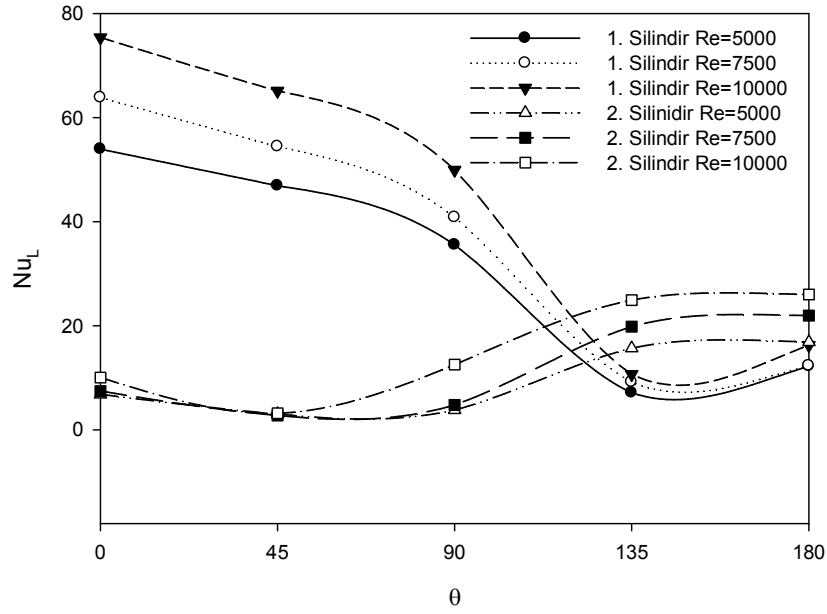


Şekil 3.22. Tek silindir kullanılan durumda silindirin jete olan uzaklığı $H/S=10$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı yerel Nusselt sayısı değişimleri

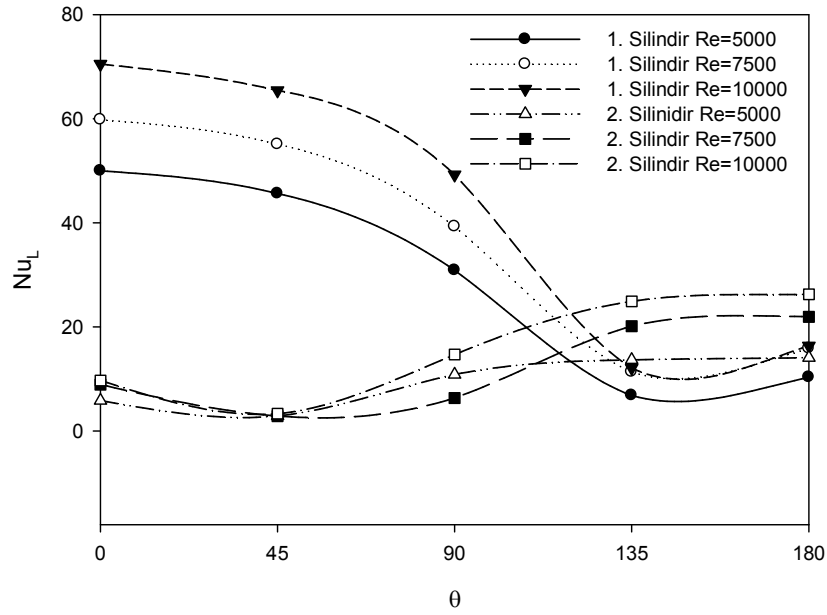


Şekil 3.23. Tek silindir kullanılan durumda farklı Reynolds sayısında ortalama Nusselt sayısının H/S 'e göre değişimi

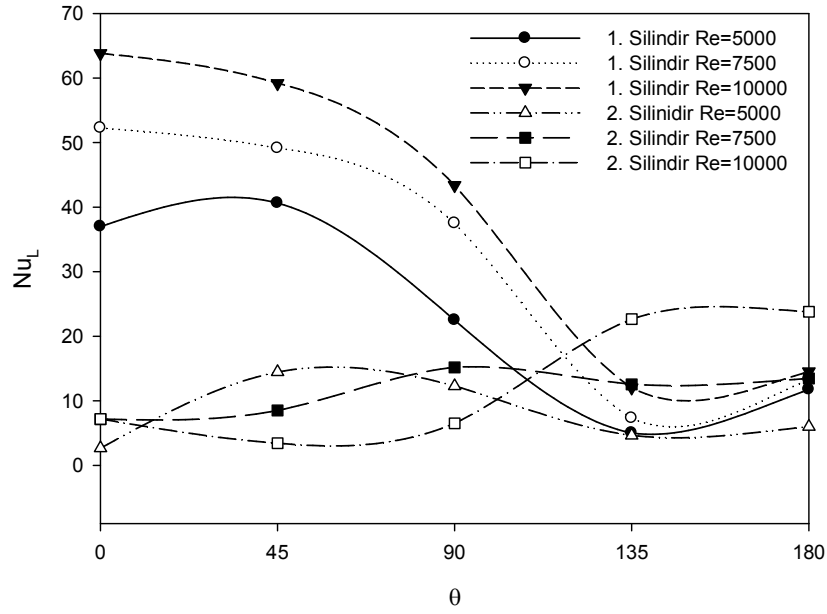
Şekil 3.24, 3.25 ve 3.26'de iki silindir kullanılan durumda silindirin jete olan uzaklıkları sırası ile $H/S=4, 6$ ve 10 değerleri için farklı Reynolds sayılarında elde edilen yerel Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. Birinci silindirde, yerel Nusselt sayıları artan H/S değeri ile azalmaktadır. Çünkü, silindire çarpan akışkanın kinetik enerjisi azalmaktadır. İkinci silindirde yerel Nusselt sayıları, artan H/S değeri ile azalmaktadır ancak silindir etrafı incelendiğinde 0° ile 45° arasında yerel Nusselt sayısında çok fazla bir değişimin olmadığı görülmektedir. Çünkü, ikinci silindire çarpan akışkanın hızı düşüktür. Reynolds sayısının artışı ile beraber ortalama Nusselt sayısı da artmaktadır. Yüksek Reynolds sayılarında ise ortalama Nusselt sayısı, artan H/S değeri ile azalmaktadır. Re sayısının artışı ile birlikte yerel Nusselt sayıları artmaktadır. Genel olarak artan sıcaklık farkı ile ısı transferinin arttığı ve yine artan H/S değeri ile ısı transferinin azaldığı görülmektedir.



Şekil 3.24. İki silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı silindirlerdeki yerel Nusselt sayısı değişimleri

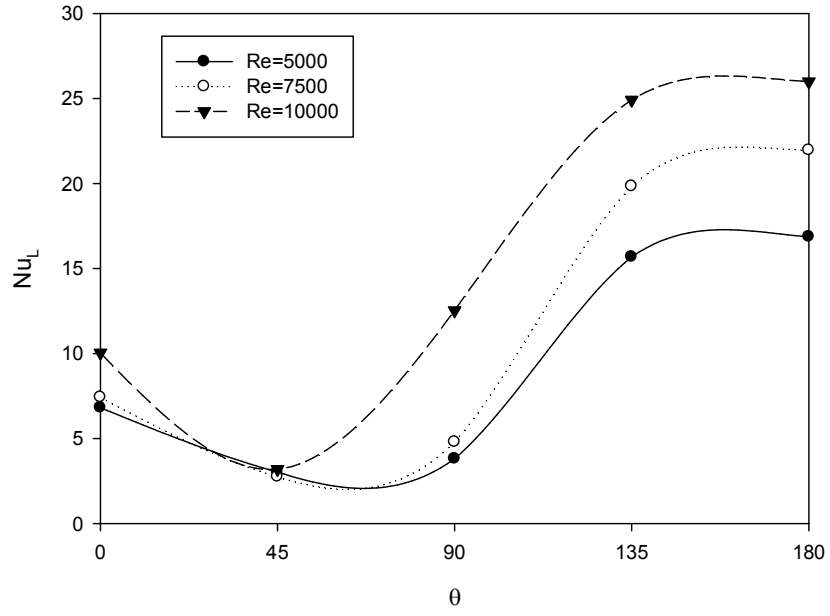


Şekil 3.25. İki silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=6$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı silindirlerdeki yerel Nusselt sayısı değişimleri

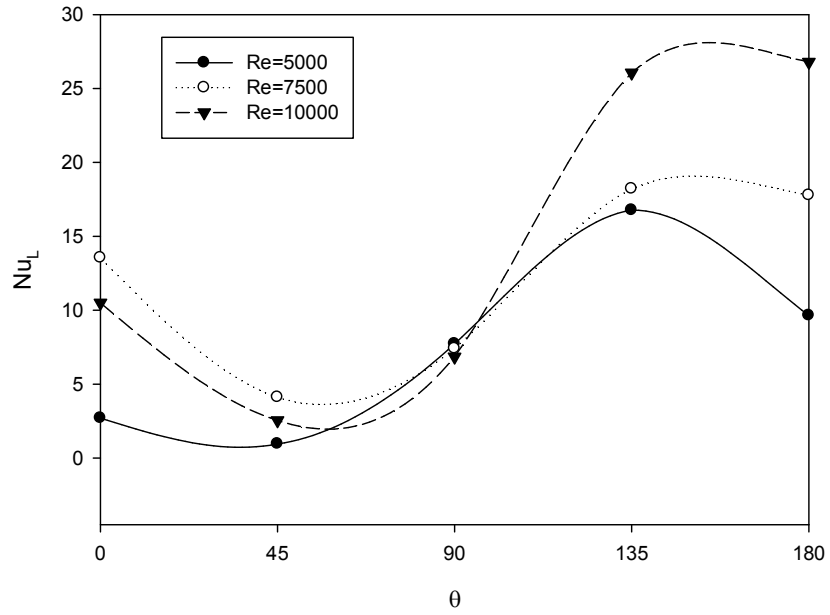


Şekil 3.26. İki silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=10$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı silindirlerdeki yerel Nusselt sayısı değişimleri

Şekil 3.27, 3.28’de, üç silindir kullanılan durumda $H/S=4$ değeri için farklı Reynolds sayısında elde edilen yerel Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır. İkinci silindirde yerel Nusselt sayıları, artan Reynolds sayısı ile artmaktadır. Üçüncü silindir içinde aynı şeyler söylenebilir ancak 45^0 ile 90^0 arasında yerel Nusselt sayısında çok fazla bir değişimin olmadığı görülmektedir.



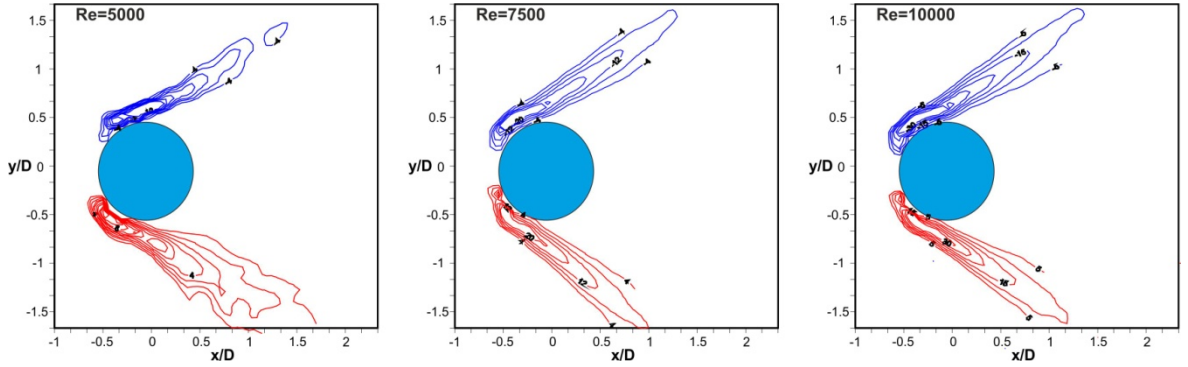
Şekil 3.27. Üç silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı 2. silindirdeki yerel Nusselt sayısı değişimleri



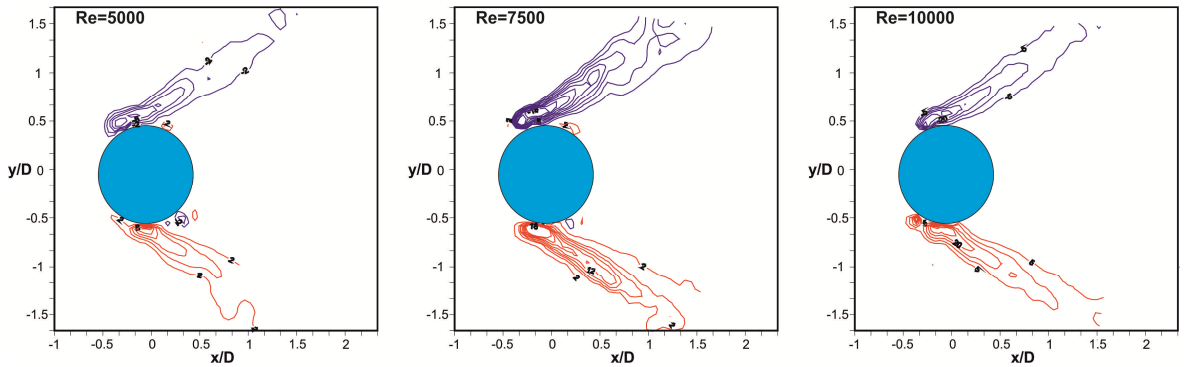
Şekil 3.28. Üç silindir kullanılan ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, farklı Reynolds sayısına bağlı 3. silindirdeki yerel Nusselt sayısı değişimleri

3.1.5. Silindir Üzerindeki Girdaplık

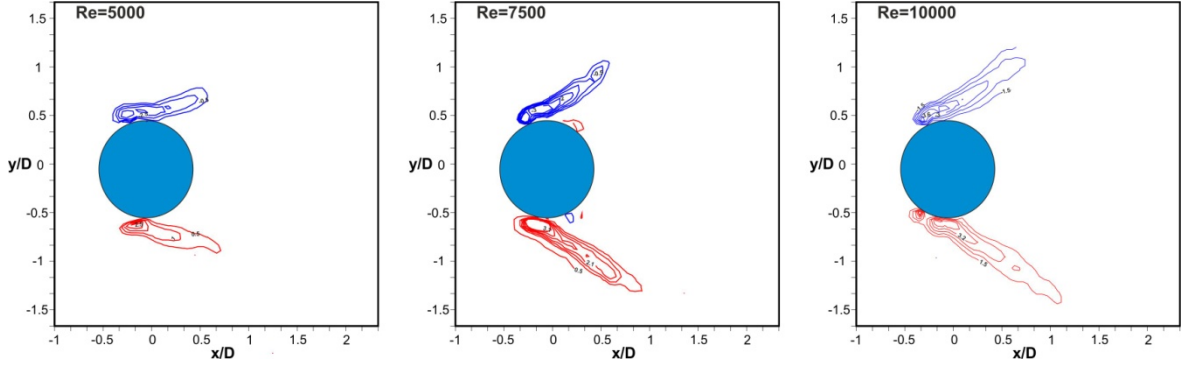
Şekil 3.29’da tekli silindir üzerinde jet akışın oluşturduğu girdap dağılımları, üç farklı Reynolds sayısı ve farklı jet mesafeleri için verilmiştir. Negatif ve pozitif girdap değerleri için minimum değerler ile artış miktarları girdap dağılımları üzerinde gösterilmiştir. Jet akışın etkisiyle silindir üzerinde ayrılma noktasından itibaren negatif ve pozitif yönde oluşan girdapların sırası ile yukarı ve aşağıya doğru yönlendikleri görülmektedir. Reynolds sayısı artarken her bir jet mesafesi için girdap değerleri büyümekte, aynı Reynolds sayısında H/S değerinin artması ile jetin etkisi azaldığından, girdap değerleri küçülmektedir. Özellikle H/S=6 ve 10 değerlerinde, Reynolds sayısı 5000 ve 7500 olduğunda silindir üzerindeki ayrılmanın silindirin arka tarafına doğru kaydığı ve silindir art izi bölgesi içinde küçük girdapların oluştuğu görülmektedir.



(a)



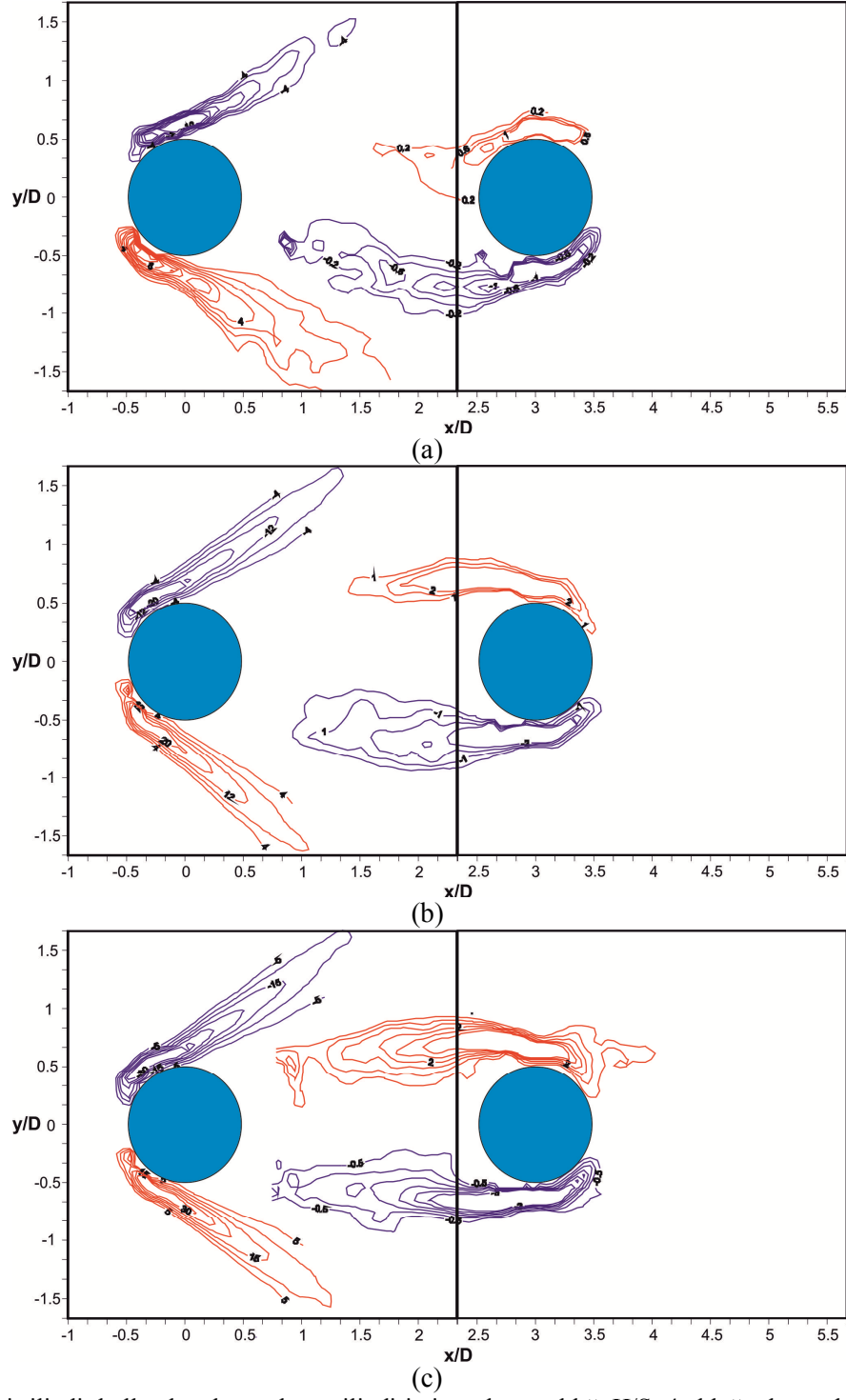
(b)



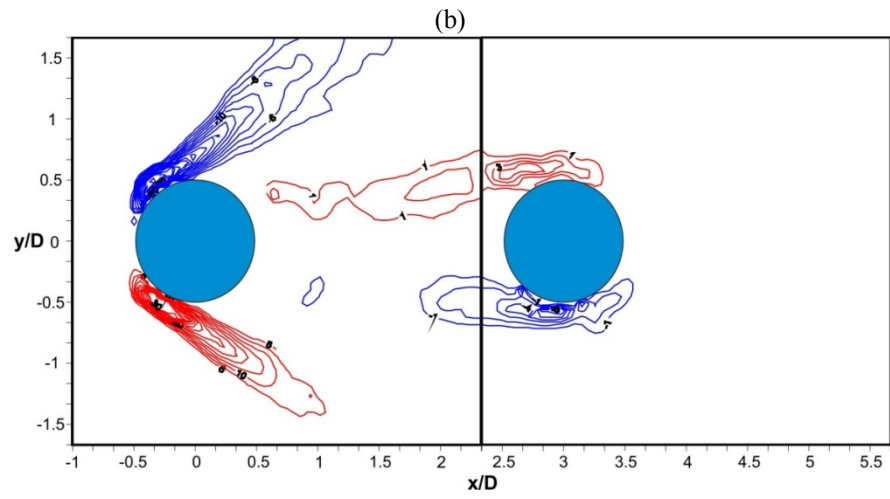
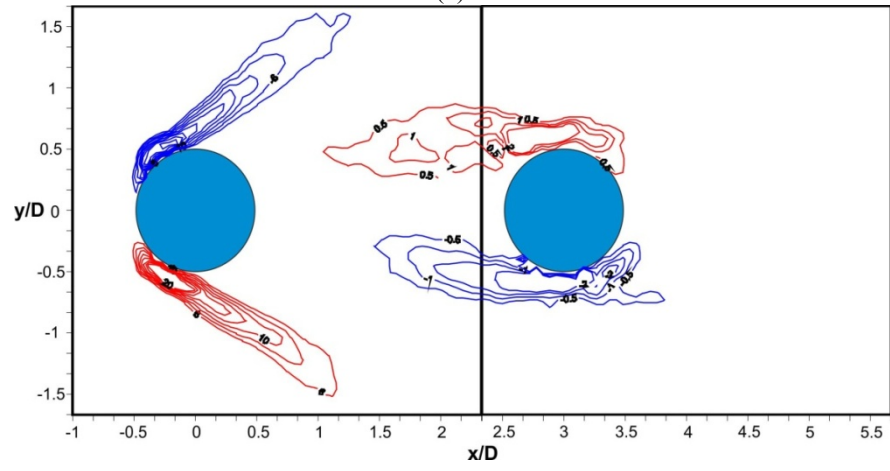
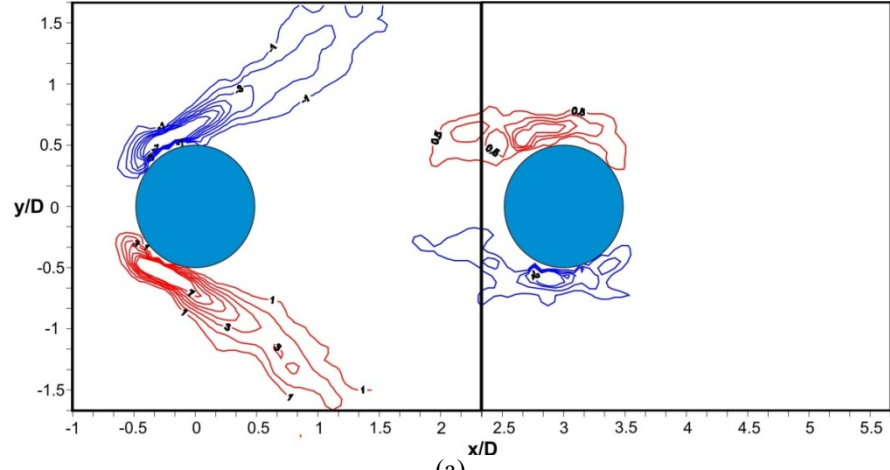
(c)

Şekil 3.29. Tek silindir kullanılan durumda farklı Reynolds sayısına bağlı girdaplık değişimleri (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (a) $H/S=10$

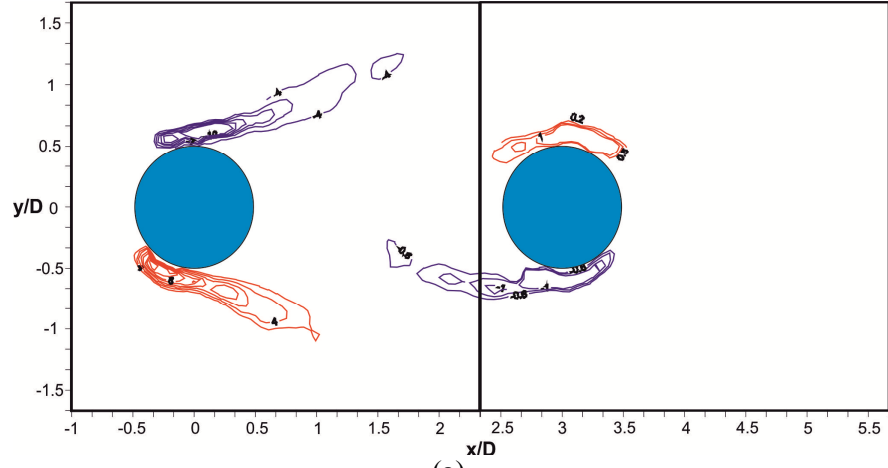
Şekil 3.30, 3.31 ve 3.32’de, ikili silindir üzerinde jet akışın oluşturduğu girdap dağılımları, üç farklı Reynolds sayısı ve farklı jet mesafeleri için verilmiştir. Negatif ve pozitif girdap değerleri için minimum değerler ile artış miktarları, her bir silindir üzerindeki girdap dağılımları üzerinde gösterilmiştir. Tekli silindirde olduğu gibi, jet akışın etkisiyle silindir üzerinde ayrılma noktasından itibaren negatif ve pozitif yönde oluşan girdapların, sırası ile yukarı ve aşağıya doğru yönlendikleri görülmektedir. Birinci silindir üzerinde ayrılma noktasından itibaren aşağı ve yukarı yönlene akışın kanal cidarlarından geri dönmesi nedeni ile ikinci silindir üzerinde oluşan girdap değerleri, birinci silindirin tam tersi yönünde oluşmaktadır. İkinci silindir üzerinde, özellikle akış yönünde, silindir etrafındaki akış nedeni ile silindirle akışkan arasındaki ısı transferini iyileştirmekte ancak silindirin ön yüzeyinde ısı miktarı artmaktadır. Yine H/S mesafesine bağlı olarak jet etkisinin azalması ile girdap değerlerinde düşme etkisi görülmektedir. Reynolds sayısı 5000 olduğunda ikinci silindirin tamamına yakınında akışın olduğu gözlemlenmekte, buda, ikinci silindir etrafında homojen dağılımlı bir ısı transferi sağlamaktadır.



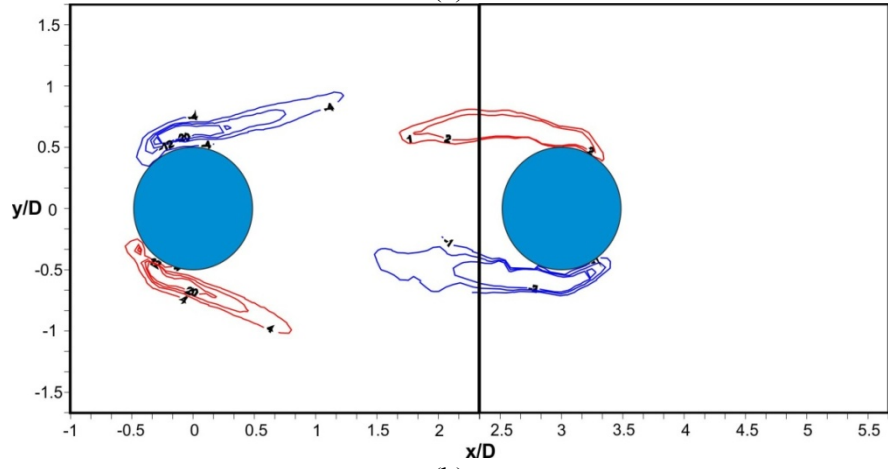
Şekil 3.30. İki silindir kullanılan durumda ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, Reynolds sayısına bağlı girdaplık değişimleri (a) $Re_D=5000$, (b) $Re_D=7500$, (c) $Re_D=10000$



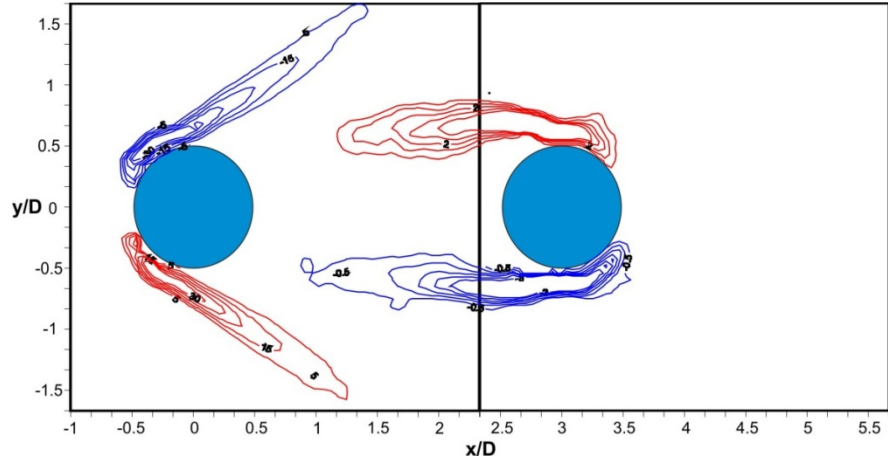
Şekil 3.31. İki silindir kullanılan durumda ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=6$ olduğu durumda, Reynolds sayısına bağlı girdaplık değişimleri (a) $Re_D=5000$, (b) $Re_D=7500$, (c) $Re_D=10000$



(a)



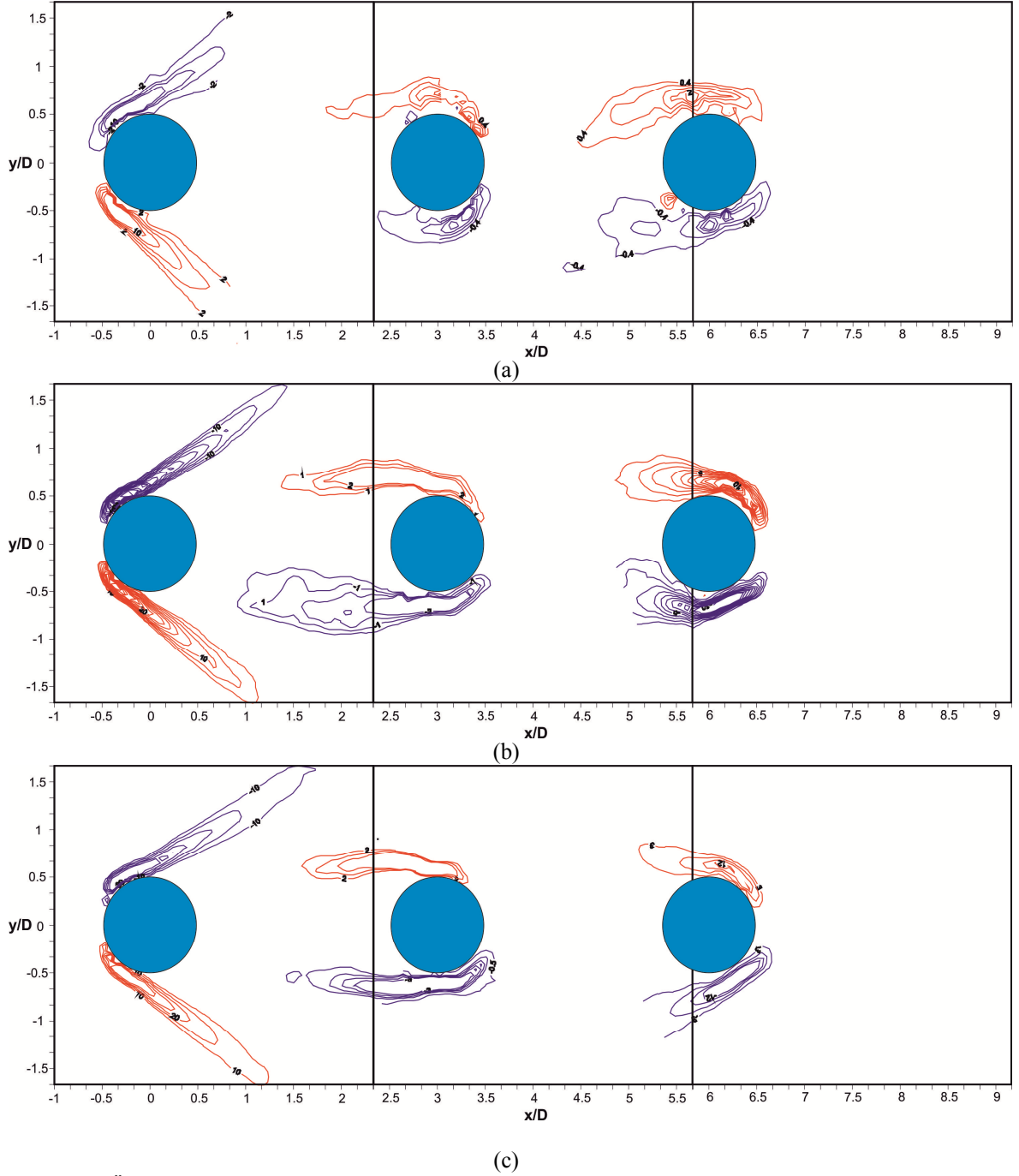
(b)



(c)

Şekil 3.32. İki silindir kullanılan durumda ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=10$ olduğu durumda, Reynolds sayısına bağlı girdaplık değişimleri (a) $Re_D=5000$, (b) $Re_D=7500$, (c) $Re_D=10000$

Şekil 3.33’de, üçlü silindir üzerinde jet akışın oluşturduğu girdap dağılımları üç farklı Reynolds sayısı için verilmiştir. Negatif ve pozitif girdap değerleri için minimum değerler ile artış miktarları, her bir silindir üzerindeki girdap dağılımları üzerinde gösterilmiştir. Tekli silindirde olduğu gibi jet akışın etkisiyle silindir üzerinde ayrılma noktasından itibaren negatif ve pozitif yönde oluşan girdapların, sırası ile yukarı ve aşağıya doğru yönlendikleri görülmektedir. Birinci silindir üzerinde, ayrılma noktasından itibaren aşağı ve yukarı yönlenen akışın kanal cidarlarından geri dönmesi nedeni ile ikinci ve üçüncü silindir üzerinde oluşan girdap değerleri birincinin tam tersi yönünde oluşmaktadır. İkinci ve üçüncü silindir üzerinde, özellikle akış yönünde silindir etrafındaki akış nedeni ile silindirle akışkan arasındaki ısı transferini iyileştirmekte ancak silindirin ön yüzeyinde ısı miktarı artmaktadır.



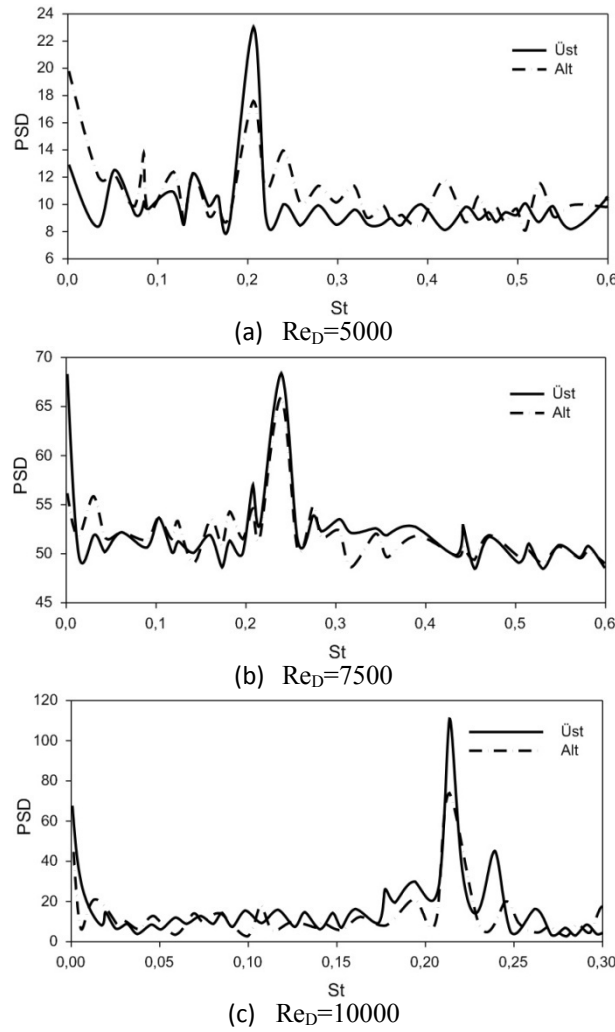
Şekil 3.33. Üç silindir kullanılan durumda ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ olduğu durumda, Reynolds sayısına bağlı girdaplık değişimleri (a) $Re_D=5000$, (b) $Re_D=7500$, (c) $Re_D=10000$

3.1.6. Silindir Arkasında Anlık Akım Çizgileri ve Girdap Kopması

Akım alanındaki zamansal ortalama sonuçlar, akımın genel yapısı hakkında bilgiye sahip olmak için yeterli görülse de, silindir etrafındaki akımın zamana göre değişen bir karaktere sahip olması sebebiyle, anlık akım görünümleri önem kazanmaktadır.

Özellikle, akımın simetrik görünümünün bozulmasına sebep olan silindir arkasındaki girdap kopması oluşumunun ve Denklem 1.2’de verilen boyutsuz girdap kopması frekansının (St) belirlenebilmesi için anlık akım şartlarını incelemek gerekmektedir.

Bu çalışmada, girdap kopması frekansının kesin olarak belirlenebilmesi amacıyla silindir kuyruğundaki $x/D=1.0$ ve $y/D=\pm 0.5$ koordinatları içerisindeki bir noktanın yatay hız bileşeninin, spektral güç yoğunluk (PSD, power spectral density) dağılımı hesaplanmıştır. $H/S=6$ durumunda ve $Re_D=5000$, 7500 ve 10000 için elde edilen spektral analizler Şekil 3.34’da verilmiştir.



Şekil 3.34. Strouhal sayısının spektral güç yoğunluğu (PSD) ile değişimi

Anlık yatay hızların zaman serileri kullanılarak, FFT (Fast Fourier Transform) yardımıyla frekans uzayındaki spektral güç dağılımı elde edilmiştir. Spektral güç dağılımlarının pik değerleri, düzenli girdap kopması frekansını göstermektedir.

Çalışmada, 0.1 saniye aralıkla alınan 490 adet anlık data içerisinde, silindir arkasındaki ayrılma bölgesinde verilen koordinatlardan geçen yatay hızın spektral dağılımları belirlenmiş ve bu dağılımlara karşılık gelen frekans değerleri bulunmuştur. Frekans değerleri Denklem 1.2’de yerine yazılarak elde edilen boyutsuz St sayıları Şekil 3.34’da görülmektedir.

Şekil 3.34’da, $H/S=6$ için verilen, silindir arkasındaki ayrılma bölgesinin alt ve üst yüzeylerinden elde edilen PSD dağılımlarının aynı frekans değerlerinde pik yapması, bu boşluk oranlarında düzenli girdap kopması oluştuğunu göstermektedir. St sayısının $Re_D=5000$ için 0.2 ve $Re_D=7500-10000$ için 0.23’de sabitlendiği belirlenmiştir. $H/S=4$ ve 10’da $Re_D=5000$ için $St=0.19-0.22$, $Re_D=7500-10000$ için ise $St=0.21-0.24$ arasında değerler almaktadır.

3.2. Sayısal Model Bulguları ve Deneylerle Karşılaştırma

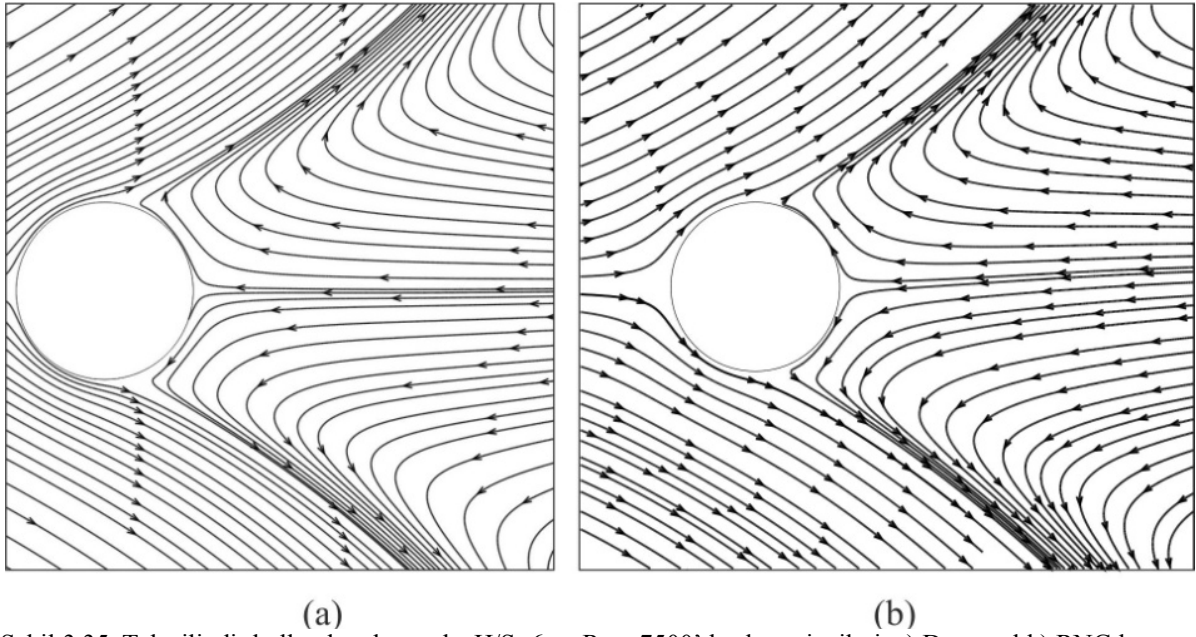
Bu bölümde, deney şartları ile aynı geometri ve boyutlara sahip olacak şekilde oluşturulan sayısal hesaplama bölgesi Şekil 2,6’da verilmiştir. Hesap ağının oluşturulmasında, katı yüzeylere doğru sıklaştırma yapılarak, katı sıvı etkileşimindeki belirsizliklerin en aza indirilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca hesap bölgesinin en önemli yerini oluşturan silindir yüzeyine yakın ve silindirden etkilenen akım bölgelerindeki ağ yapısında, eleman sayısının artırılması yerine silindire doğru radyal yönde sıklaştırma yoluna gidilmiştir. Böylece, hem fazla eleman sayısı kullanmanın getireceği hesap yükünün azaltılması sağlanmış, hem de hesapta hassasiyet gerektiren, silindire yakın elemanların boyutları istenilen ölçülerde elde edilmiştir.

DeneySEL bulgular ve sayısal verilerin karşılaştırılması amacı ile iki model seçilmiştir. Bu modellerden birincisi, tek silindir kullanılan model ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=6$ olduğu durum için, ikinci ise, iki silindir kullanılan model ve silindirin jete olan uzaklığı $H/S=10$ olduğu durum içindir. Bu iki durumda da jet hızı $Re_D=7500$ ’de silindir etrafındaki akım alanı ve hesaplanan Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır.

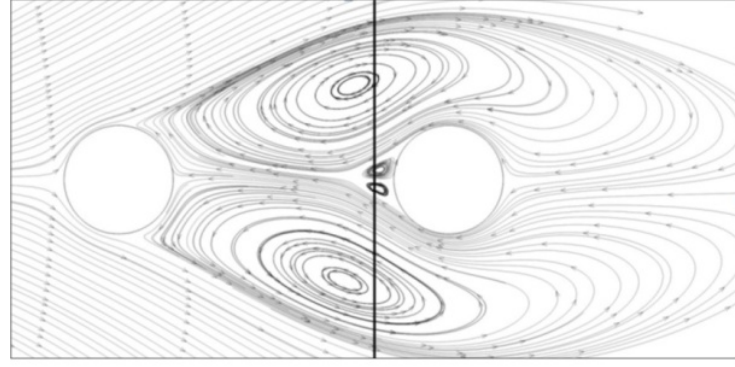
Düzenli akım kabulü ile silindir etrafında yapılan hesaplamalar sayesinde elde edilen teorik akım çizgileri, Şekil 3.35-3.36’da verilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi, silindir etrafında iki farklı model yapısı için verilen sayısal sonuçlar deneySEL bulgularla uyum içerisinde. Şekillerde, bu uyumun silindir etrafındaki sınır tabakalarının ayrılma

noktalarından başlayarak silindir arkasındaki girdap oluşumlarına kadar devam ettiği görülmektedir.

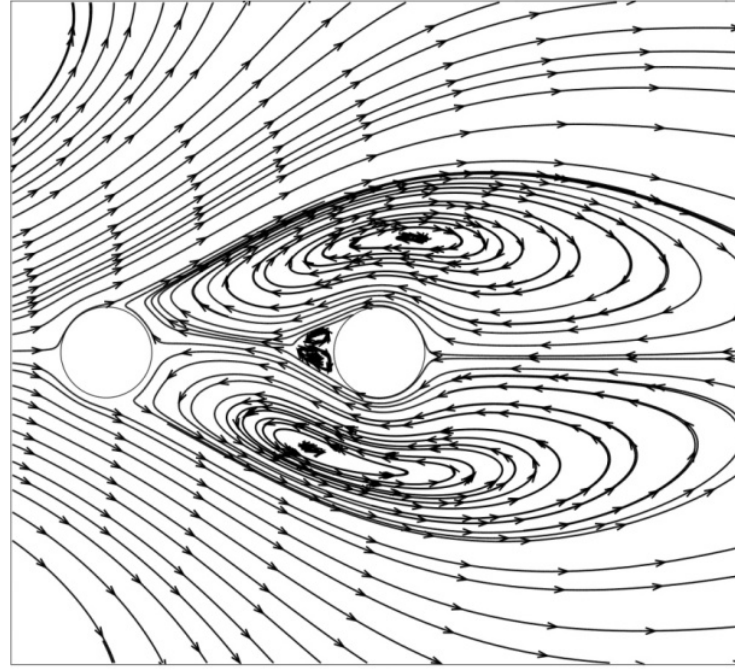
Şekil 3.37-3.38’de yerel Nusselt sayıları verilmiş olup deneysel verilerle sayısal verilerin oldukça uyum içinde olduğu söylenebilir. 45° ve 135° arasında çok az hata payı olup deneysel datalar alınırken oluştuğu düşünülebilir. Buna rağmen, teorik ve deneysel bulgular arasında genel bir uyumdan söz etmek mümkündür.



Şekil 3.35. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ ’de akım çizgileri, a) Deneysel b) RNG k- ϵ model

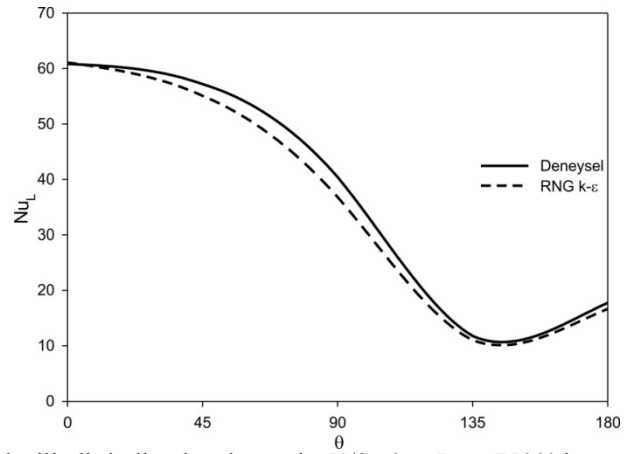


(a)

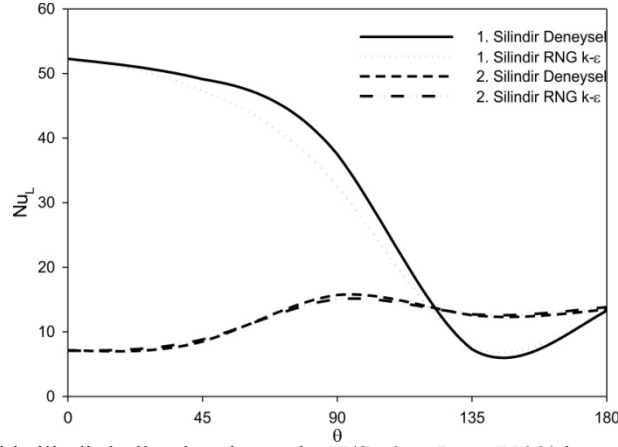


(b)

Şekil 3.36. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=7500$ 'de akım çizgileri, a) Deneysel b) RNG k- ϵ model



Şekil 3.37. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de yerel Nusselt sayısı değişimi



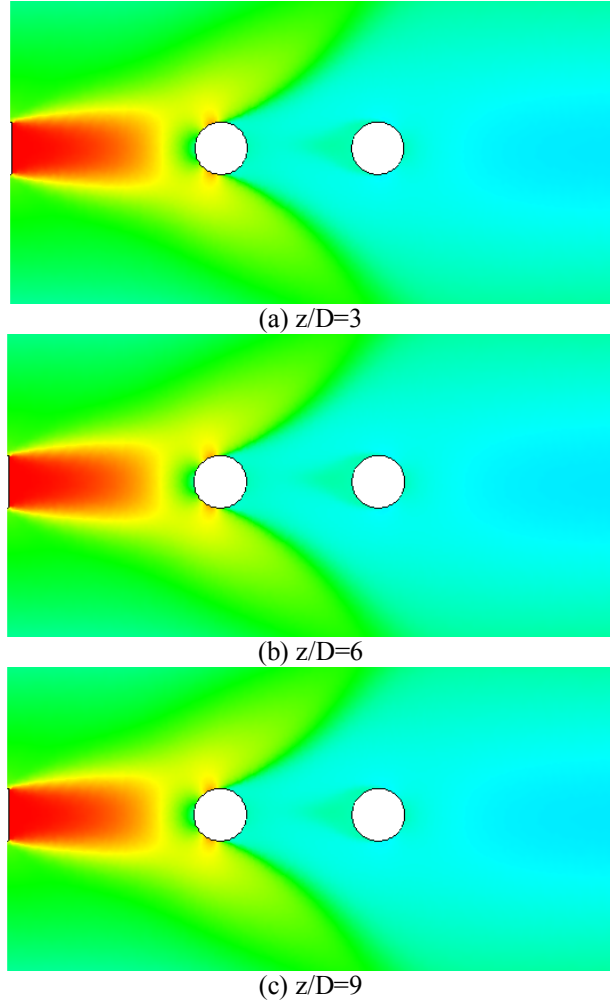
Şekil 3.38. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de yerel Nusselt sayısı değişimi

3.2.1. Silindir Arkasındaki Akışın Yapısı

3-Boyutlu çalışma alanı Şekil 2.6'da görülmektedir. Burada, jet giriş mesafesi D olup deneyde kullanılan silindir çapının değeri $D=30$ mm olarak alınmıştır. Kanalin uzunluğu, genişliği ve yüksekliği sırasıyla $30D$, $13D$ ve $13D$ 'dir. Kartezyen koordinat sistemi 1. silindirin merkezine yerleştirilmiştir.

İki silindir kullanılan durumda, $Re_D=7500$ 'de, silindirin jete olan uzaklığı $H/S=4$ ve z düzlemi $z/D=3$, 6 ve 9 boyunca alınan hız konturları Şekil 3.39'da verilmiştir.

Şekil 3.39'daki hız konturları arasında her hangi bir fark görülmemektedir. Bu nedenle bu çalışmada alınacak sonuçlar deney modelinin tam orta noktasından alınmıştır.



Şekil 3.39. Üç-boyutlu analiz ile elde edilen akışın z düzlemi boyunca hız konturları ($Re_D=7500$)

3.2.2. Türbülans Kinetik Enerji Konturları ve Akım Çizgileri

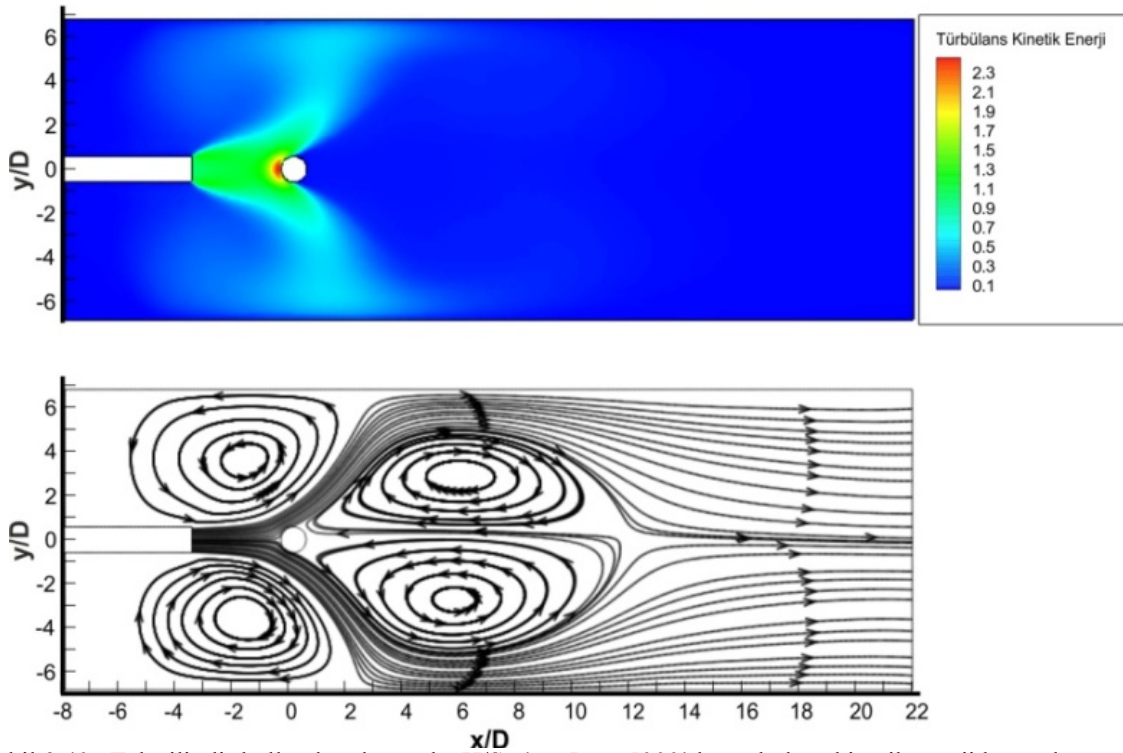
Üç farklı jet-silindir mesafesi ve beş farklı Reynolds sayısı için, sayısal çalışmadan elde edilen türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri Şekil 3.40-3.74’de verilmiştir.

Şekil 3.40-3.54’de farklı hızlarda, tek silindir kullanılan ve silindir jet mesafesi sırası ile $H/S=4$, 6 ve 10 için türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri incelendiğinde, türbülans kinetik enerjilerin ve silindir arkasında oluşan girdapların büyüklüğünün Reynolds sayısı ile doğru orantılı olduğu görülmektedir. Tüm akışlarda silindir eksenindeki yapının simetrik olduğu görülmektedir. Ancak $H/S=6$ ’da $Re_D=7500$ ve 10000 ’de silindir eksenindeki yapının simetrik olmadığı görülmektedir.

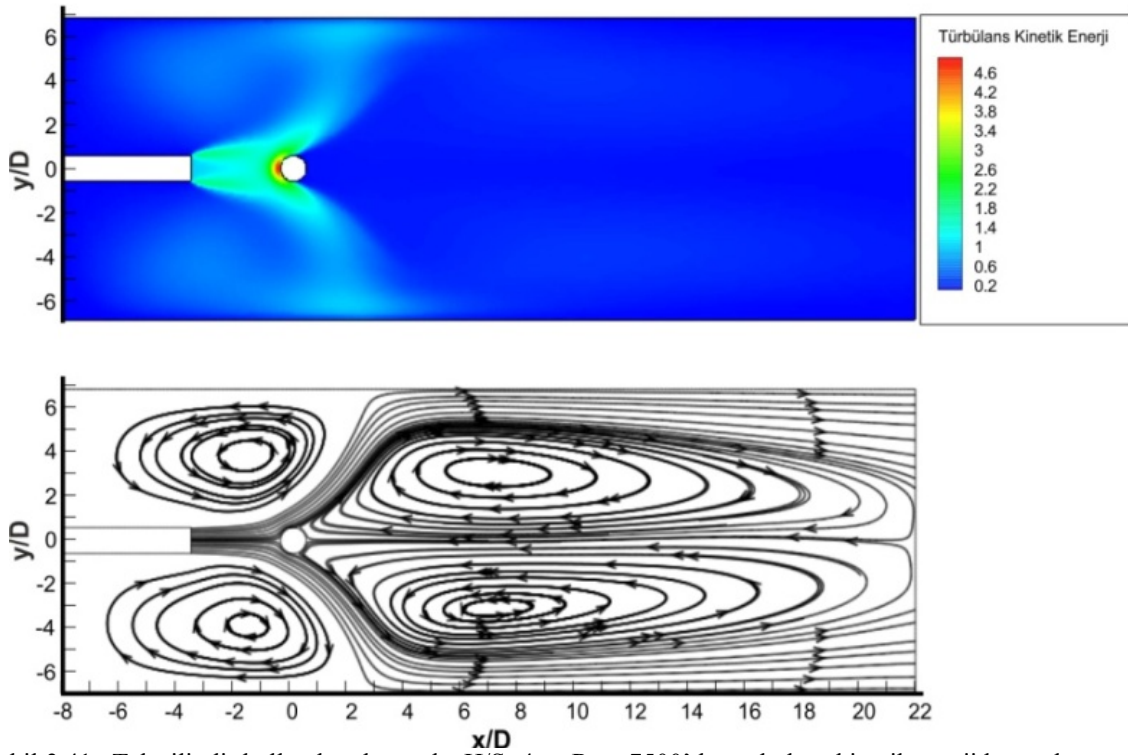
Şekil 3.55-3.69’da farklı hızlarda, iki silindir kullanılan ve silindir jet mesafesi sırası ile $H/S=4$, 6 ve 10 için türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri incelendiğinde, türbülans kinetik enerjilerin ve silindir arkasında oluşan girdapların büyüklüğünün

Reynolds sayısı ile doğru orantılı olduğu görülmektedir. Tüm akışlarda silindir eksenindeki yapının simetrik olduğu görülmektedir. İkinci silindirler incelendiğinde, silindirlerin ön tarafında küçük girdapların oluştuğu ve bu girdapların hızlarla ters orantılı olduğu görülmektedir.

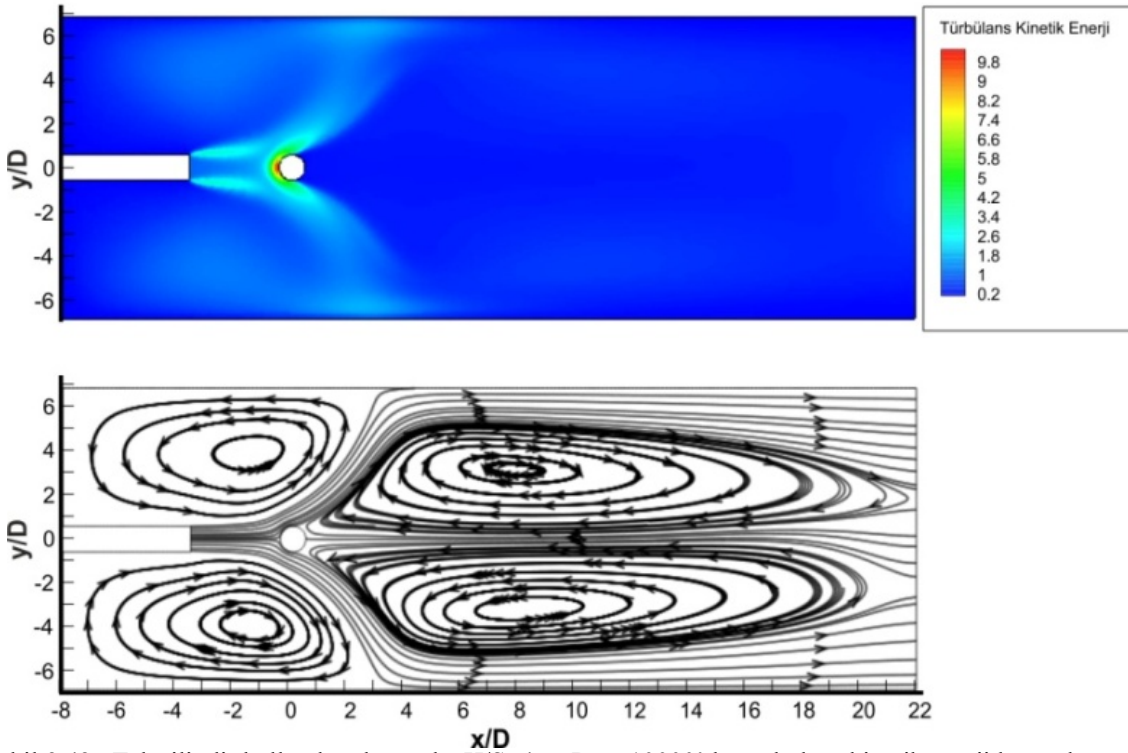
Şekil 3.70-3.74’de üç silindir kullanılan ve silindir jet mesafesi $H/S=4$ için türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri incelendiğinde, birinci silindirde jetin tüm hızlarda ve mesafelerde etkili olduğu görülmektedir. Birinci silindirin arka tarafında tüm hızlarda büyük bir girdap oluşmaktadır. İkinci silindir incelendiğinde, silindirin ön tarafında iki küçük girdap oluştuğu görülmektedir. Bu girdapların büyüklüğü hızlarla ters orantılı olarak değişmektedir. Üçüncü silindirin ön tarafı incelendiğinde $Re_D=5000$ ’de düzgün bir yapı varken $Re_D=7500$ ve 10000 ’de karmaşık bir yapı oluşmaktadır.



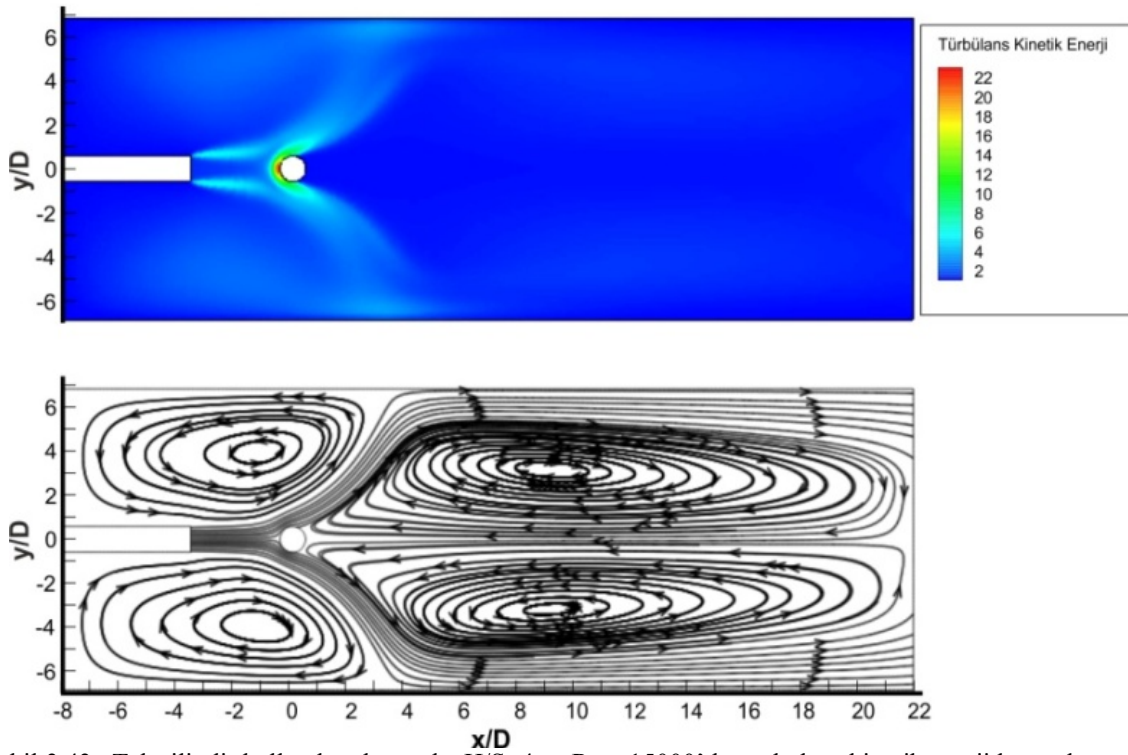
Şekil 3.40. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ ’de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



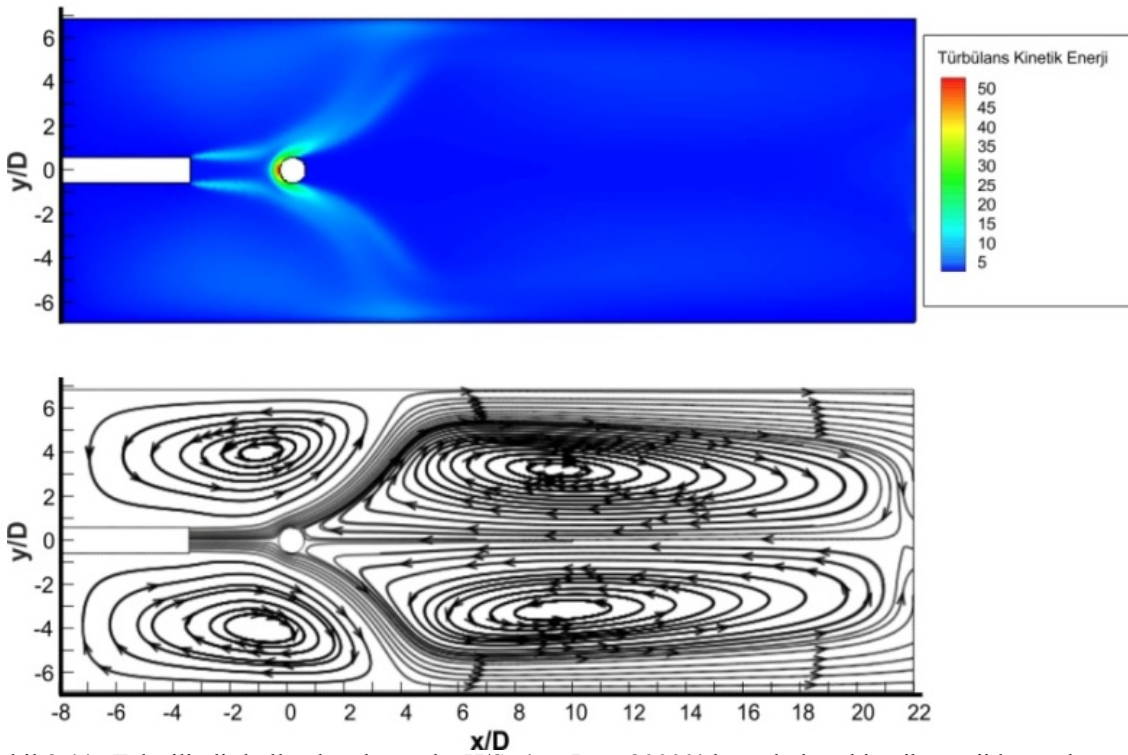
Şekil 3.41. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



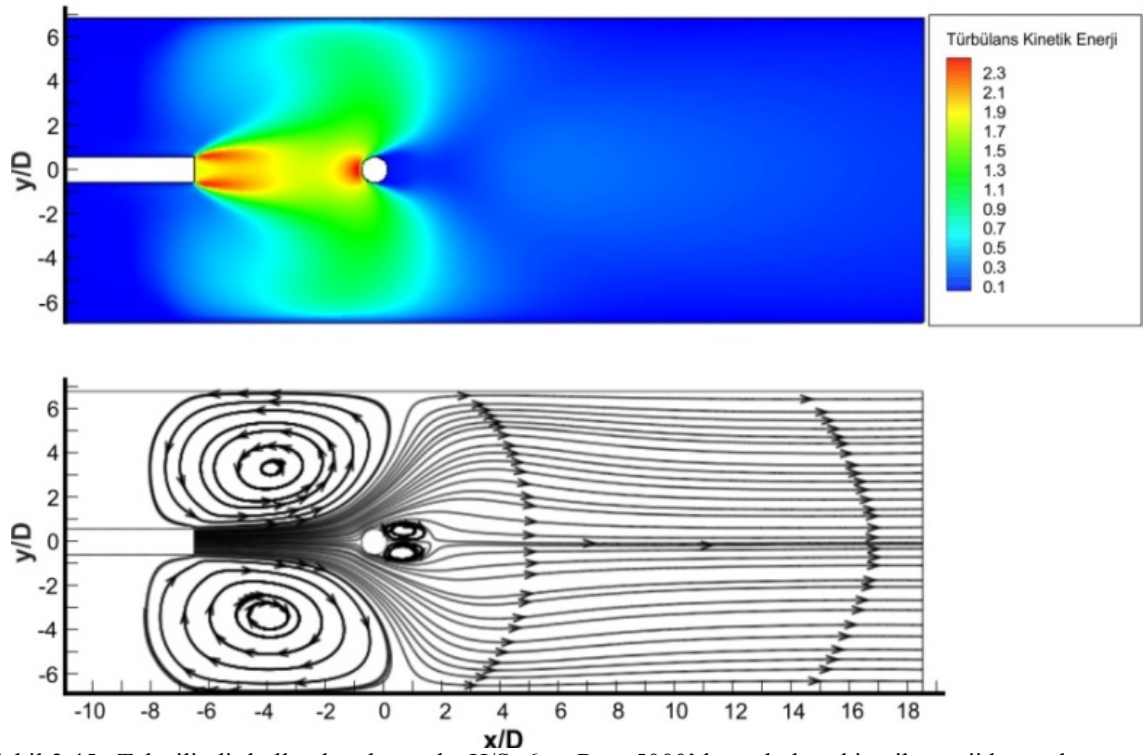
Şekil 3.42. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



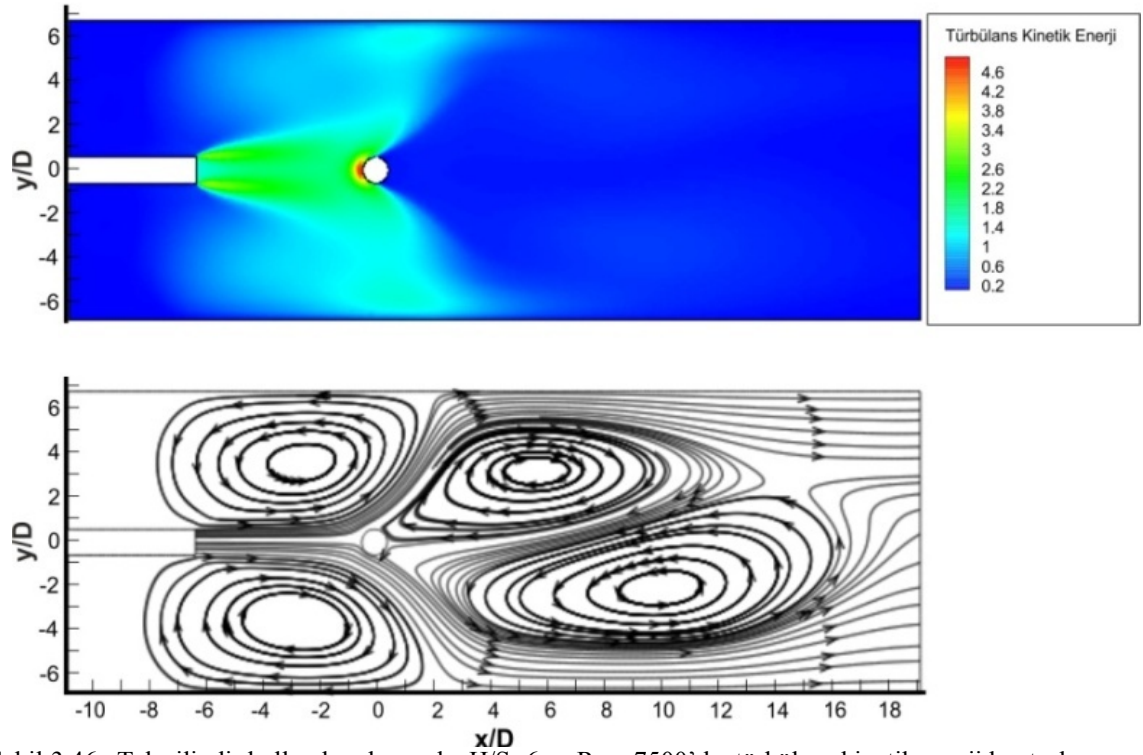
Şekil 3.43. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



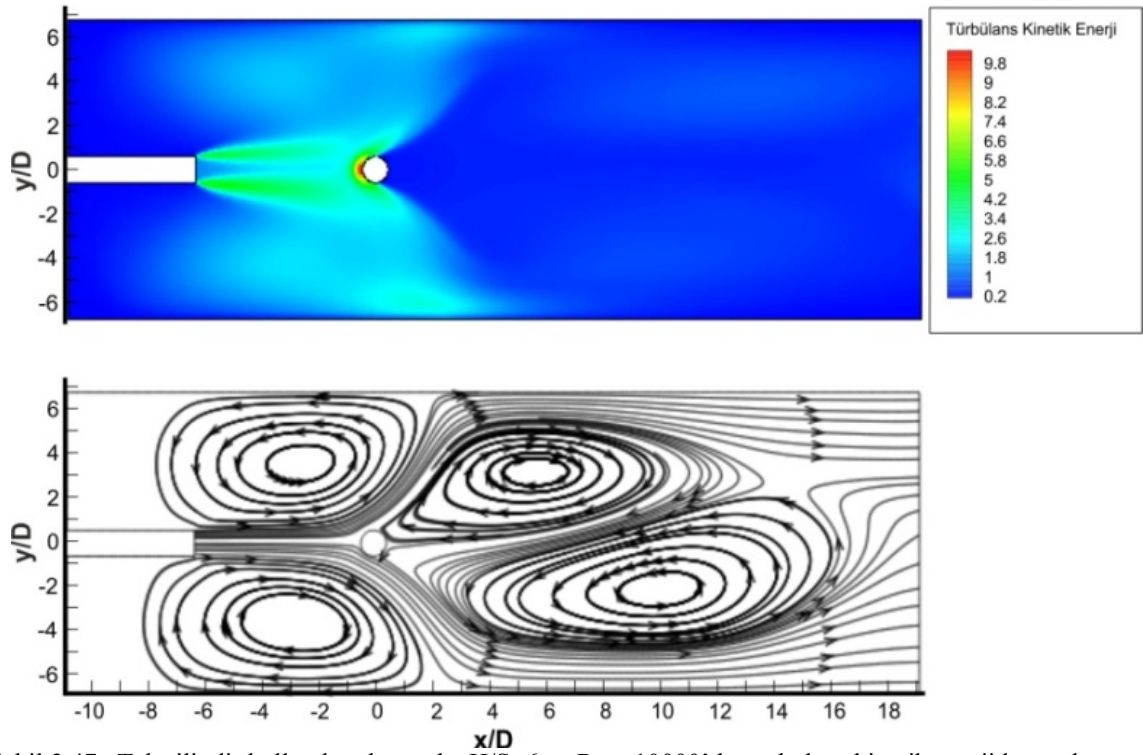
Şekil 3.44. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



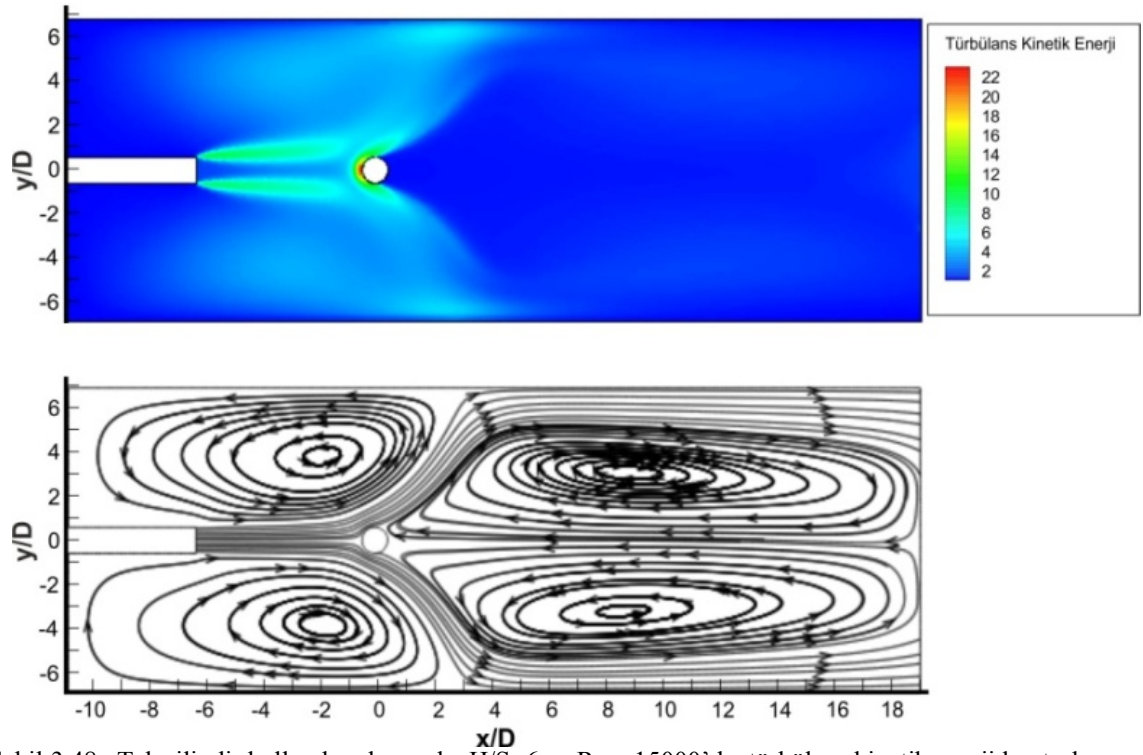
Şekil 3.45. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



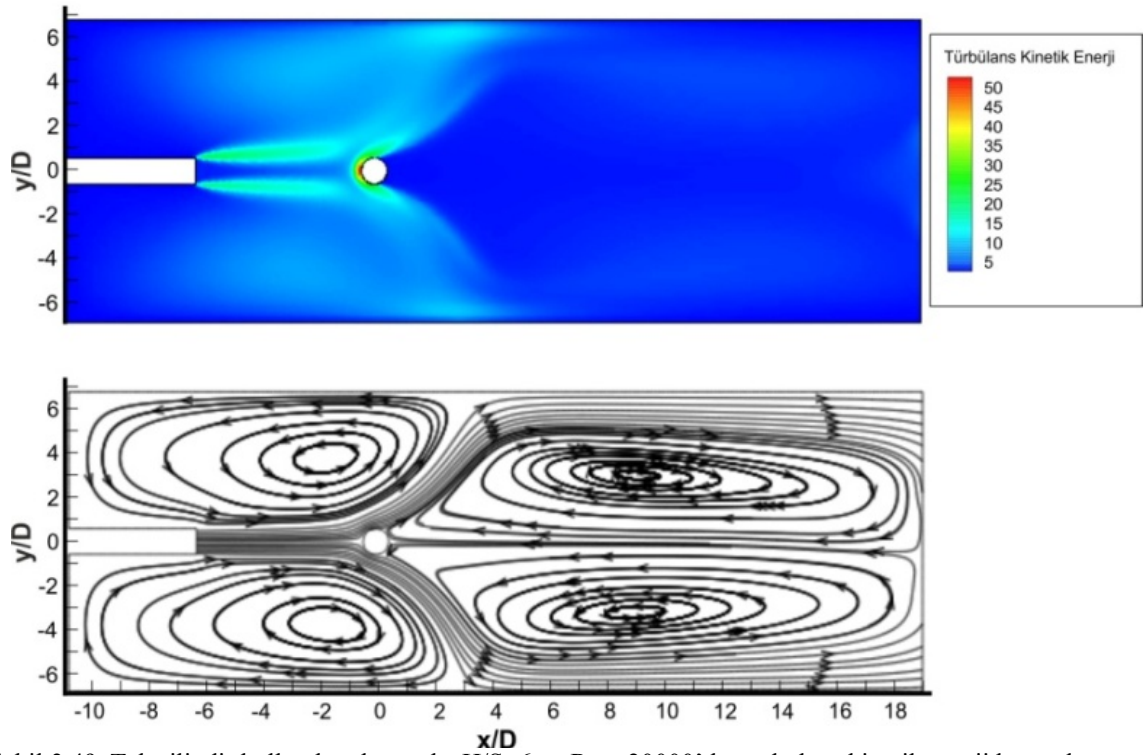
Şekil 3.46. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



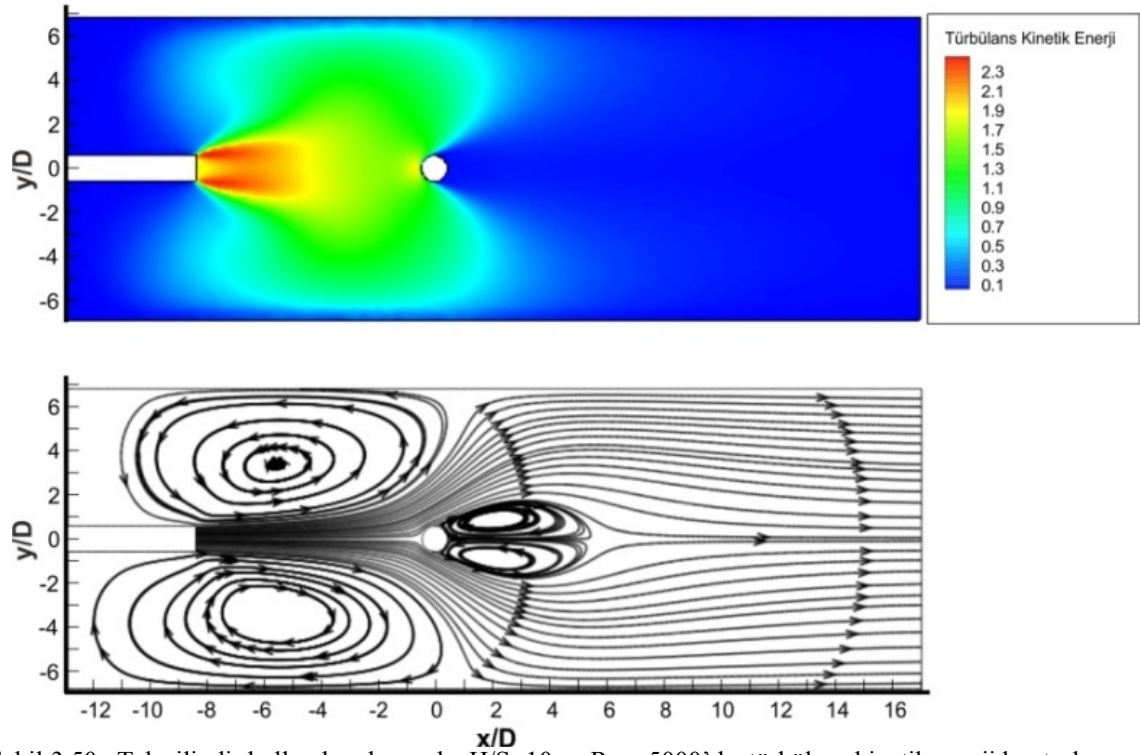
Şekil 3.47. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



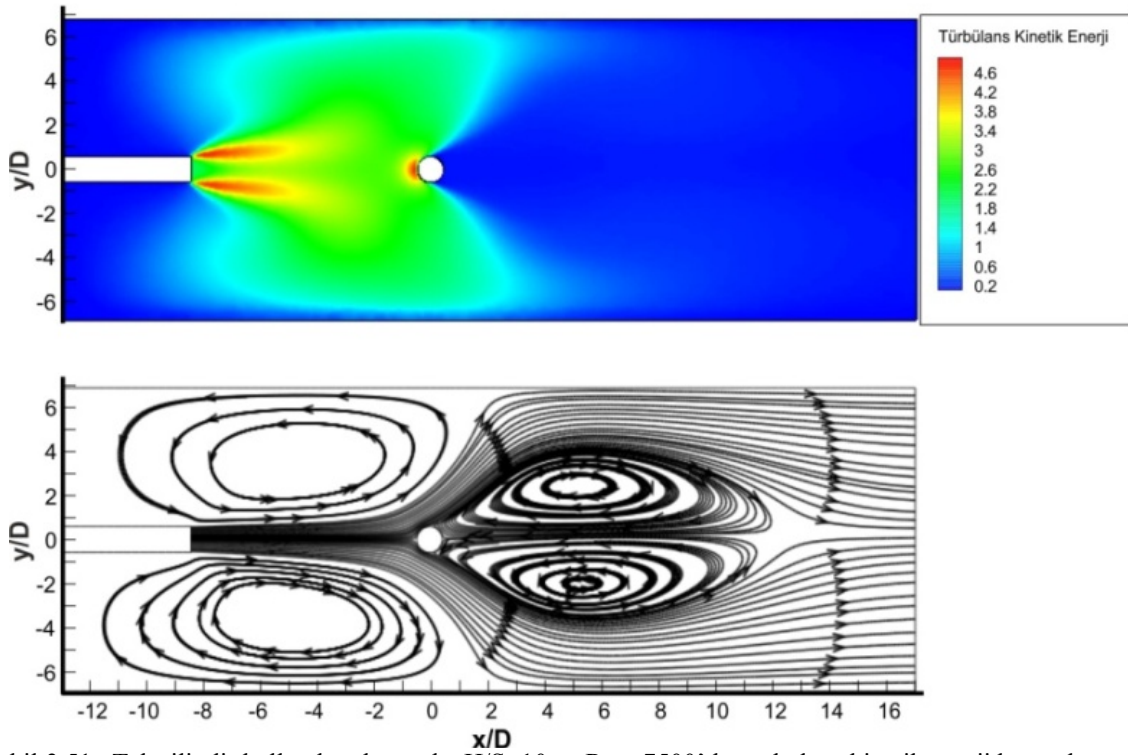
Şekil 3.48. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



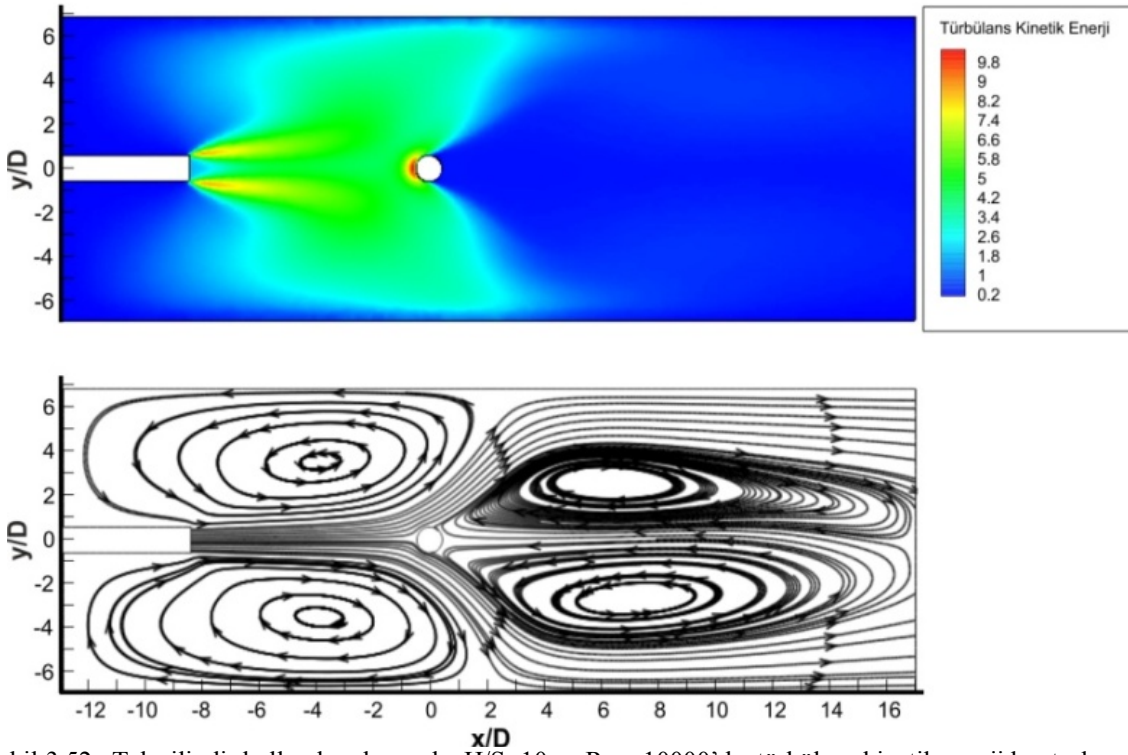
Şekil 3.49. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



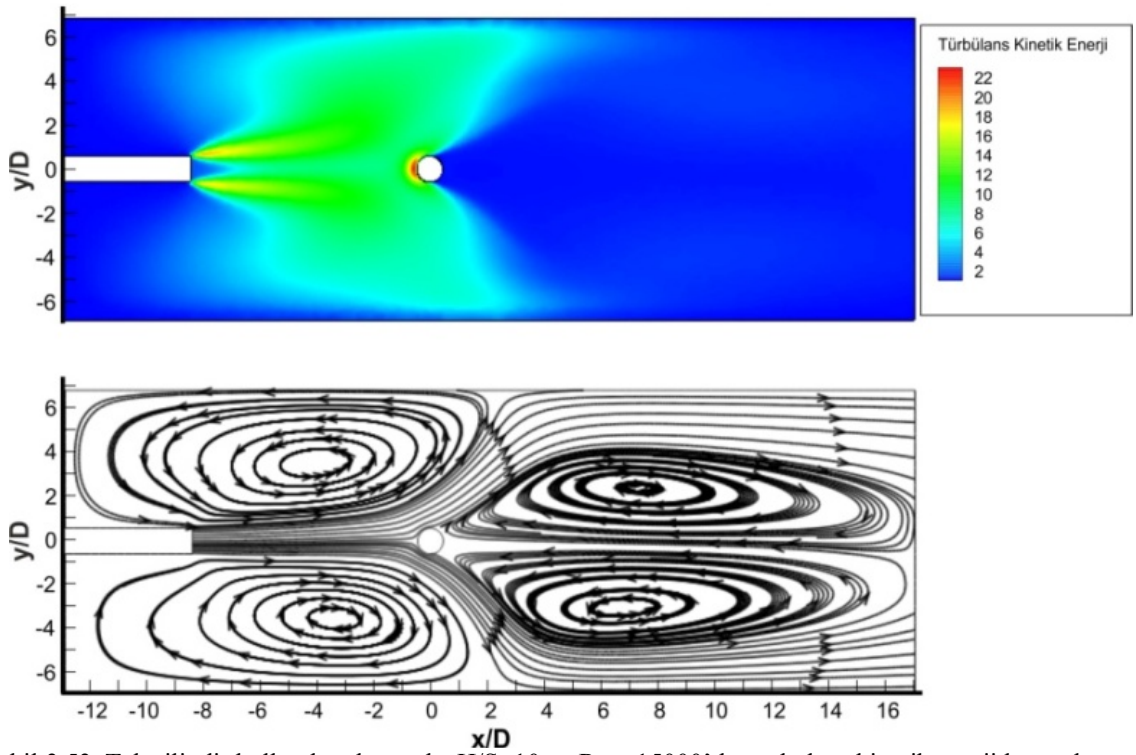
Şekil 3.50. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



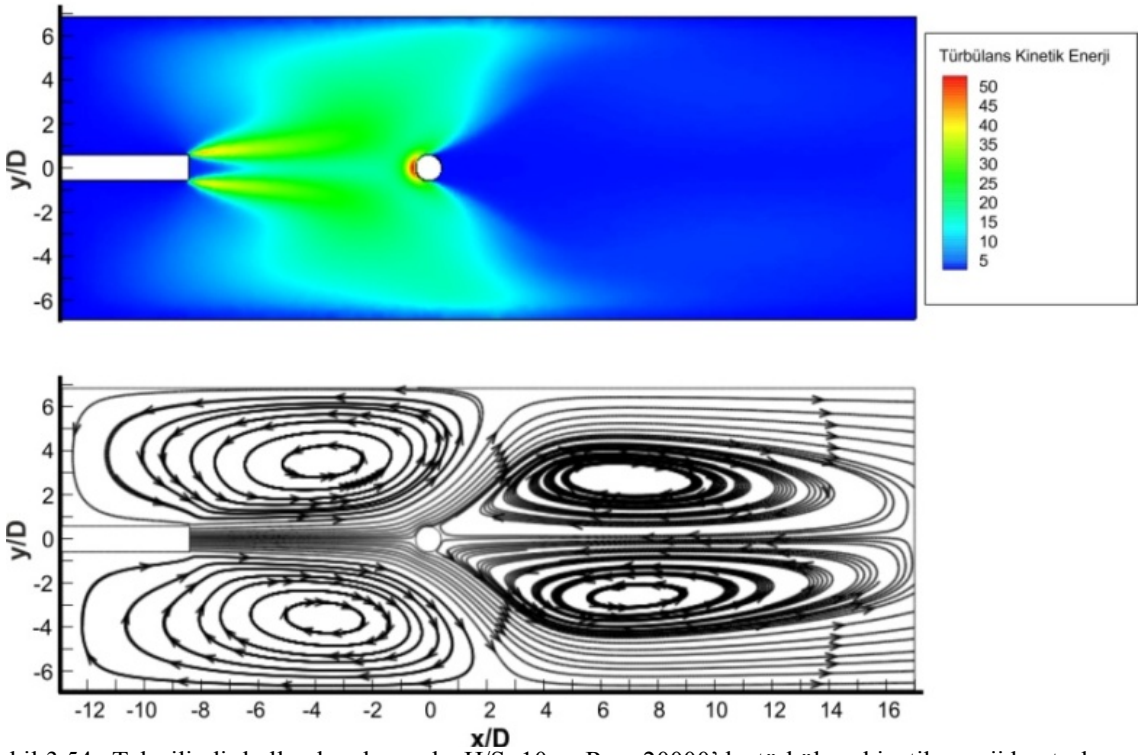
Şekil 3.51. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



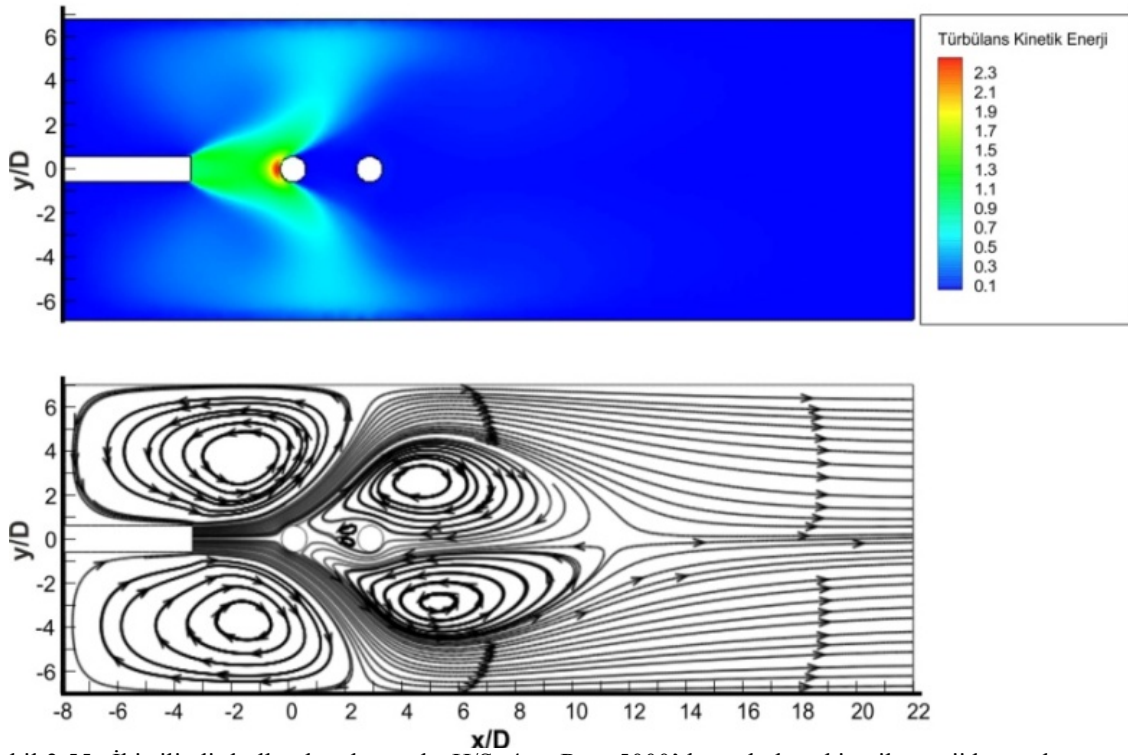
Şekil 3.52. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



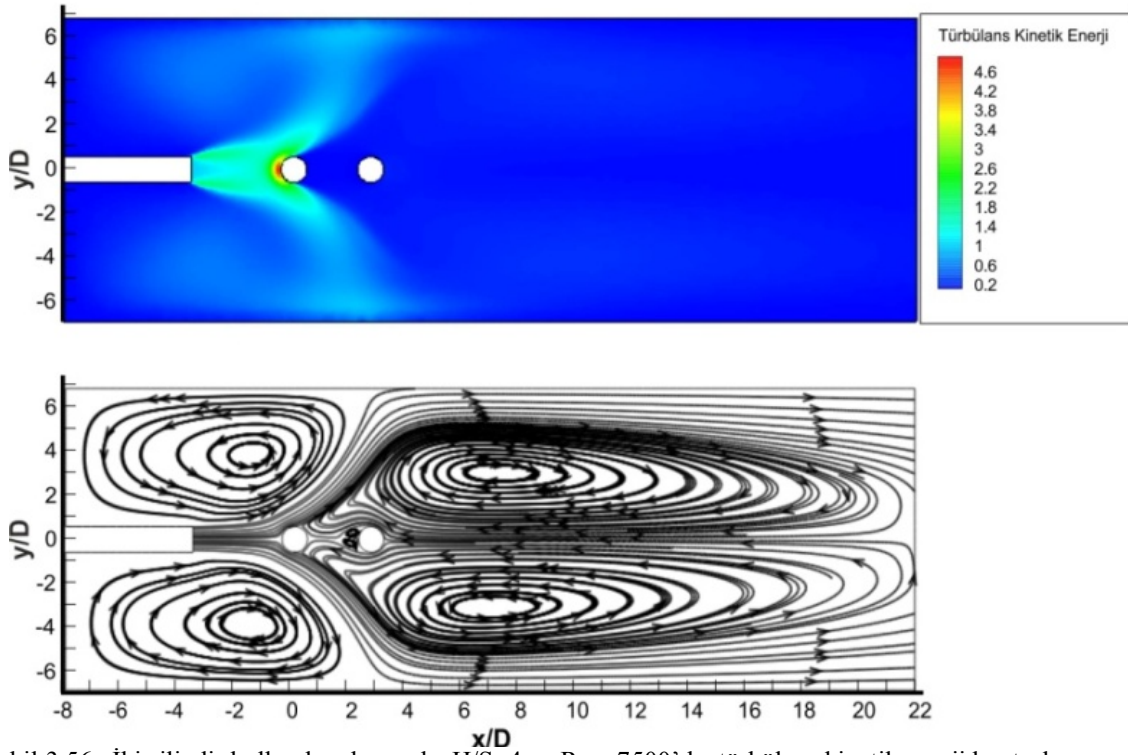
Şekil 3.53. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



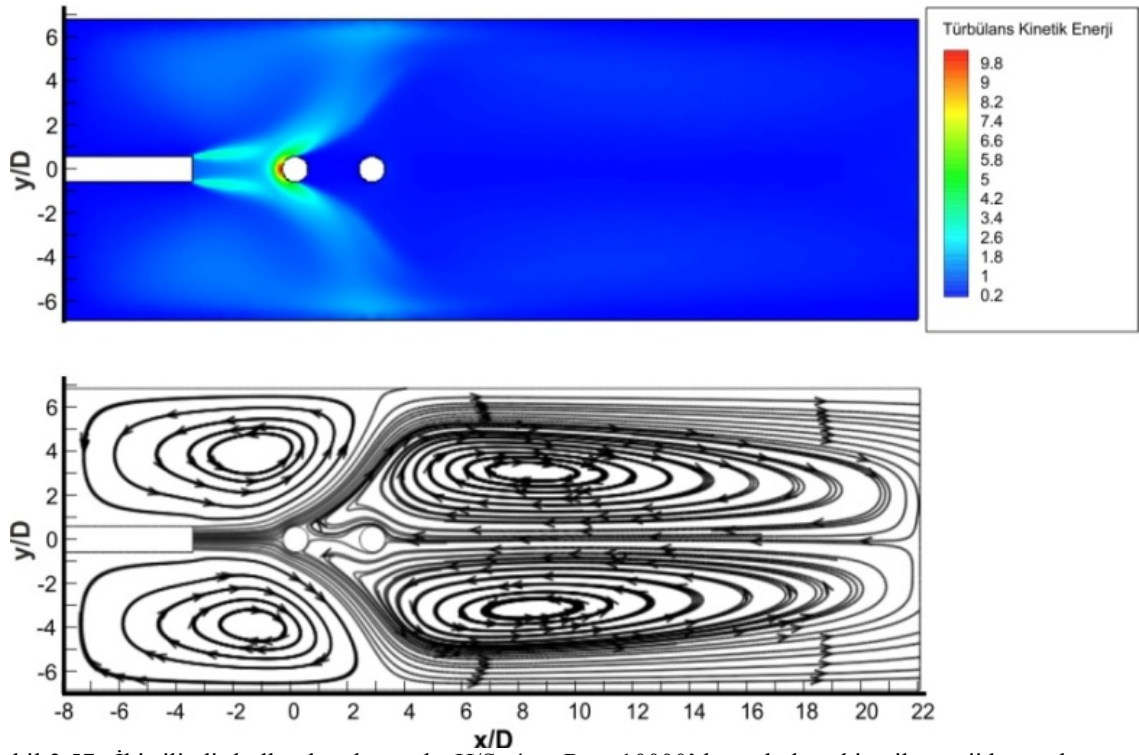
Şekil 3.54. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



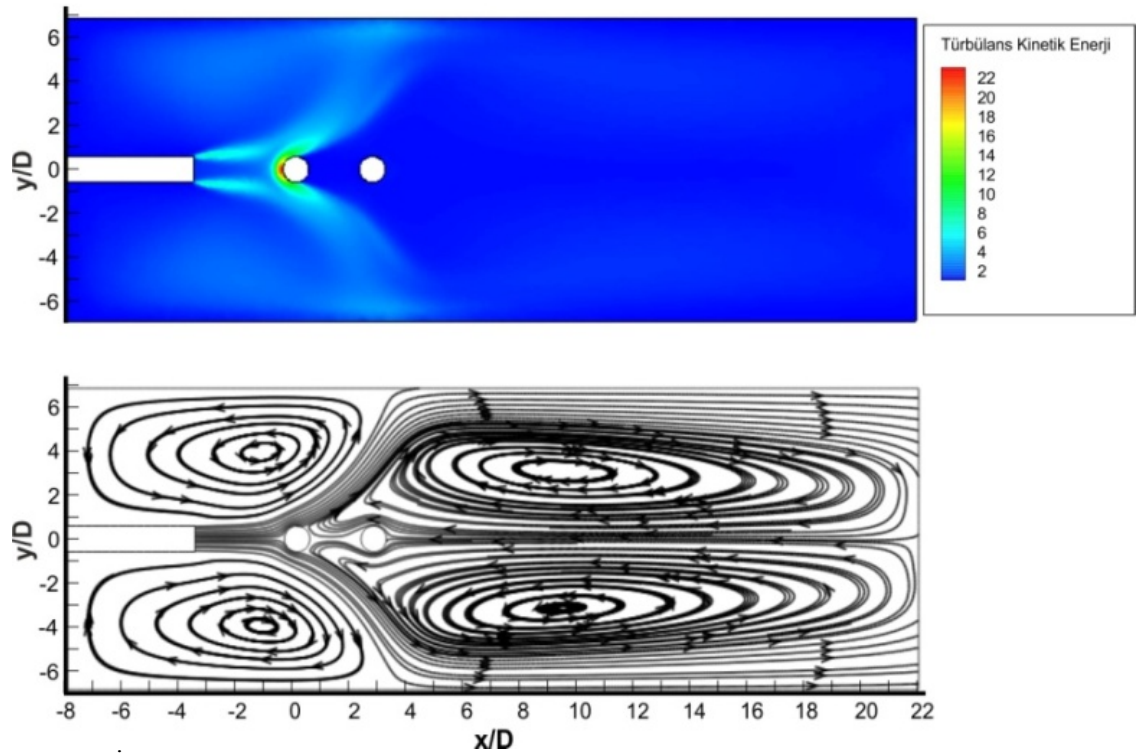
Şekil 3.55. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



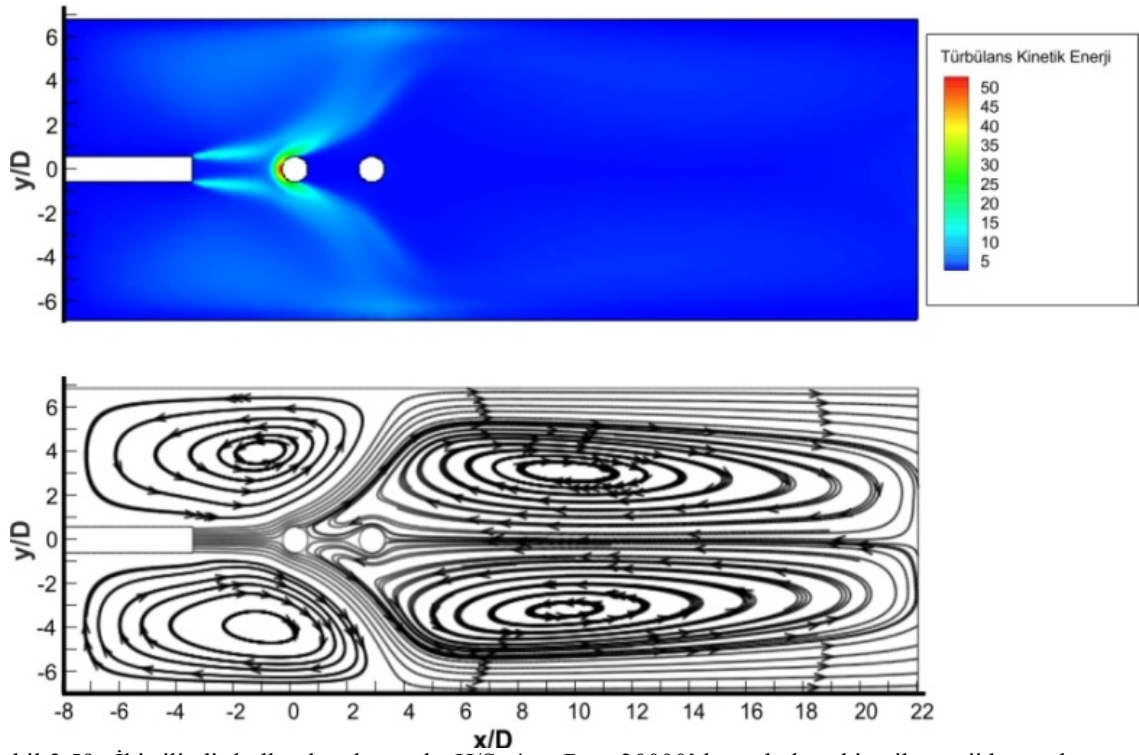
Şekil 3.56. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



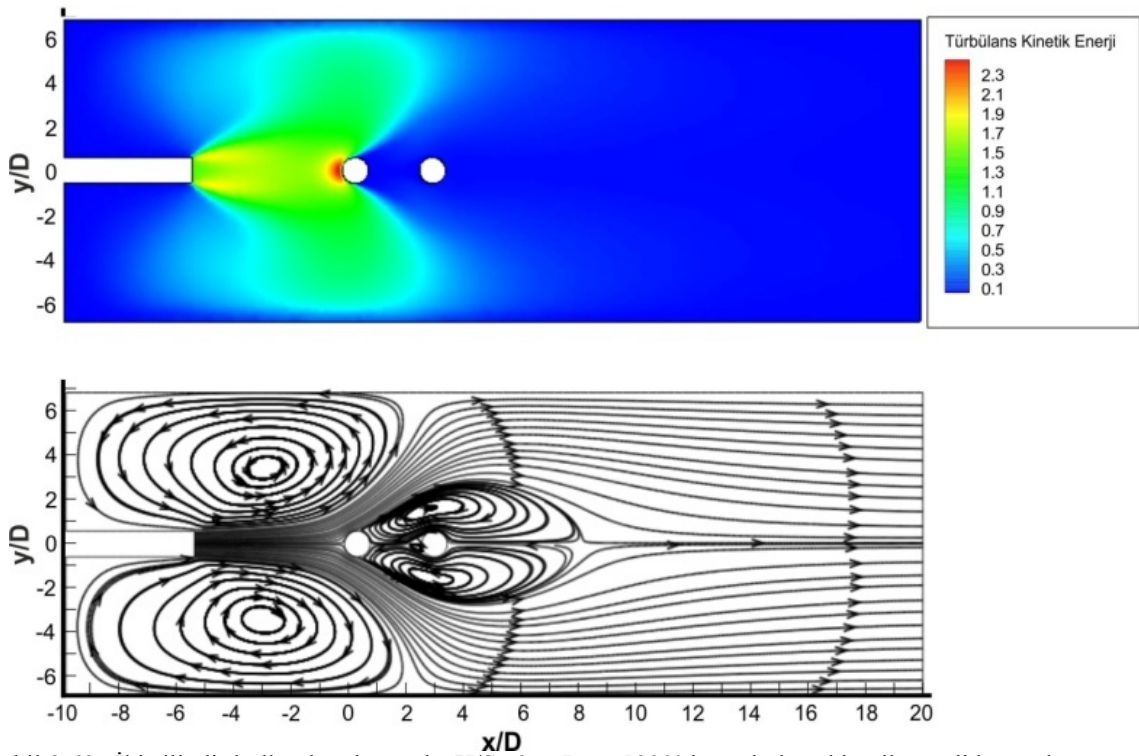
Şekil 3.57. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



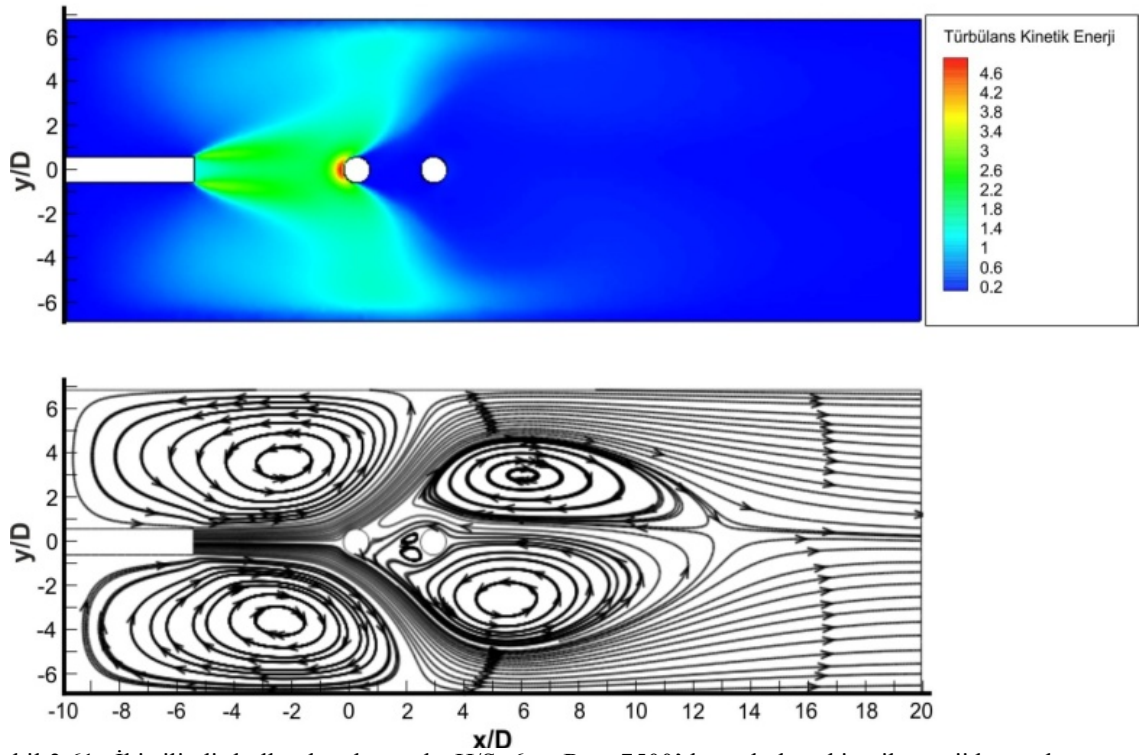
Şekil 3.58. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



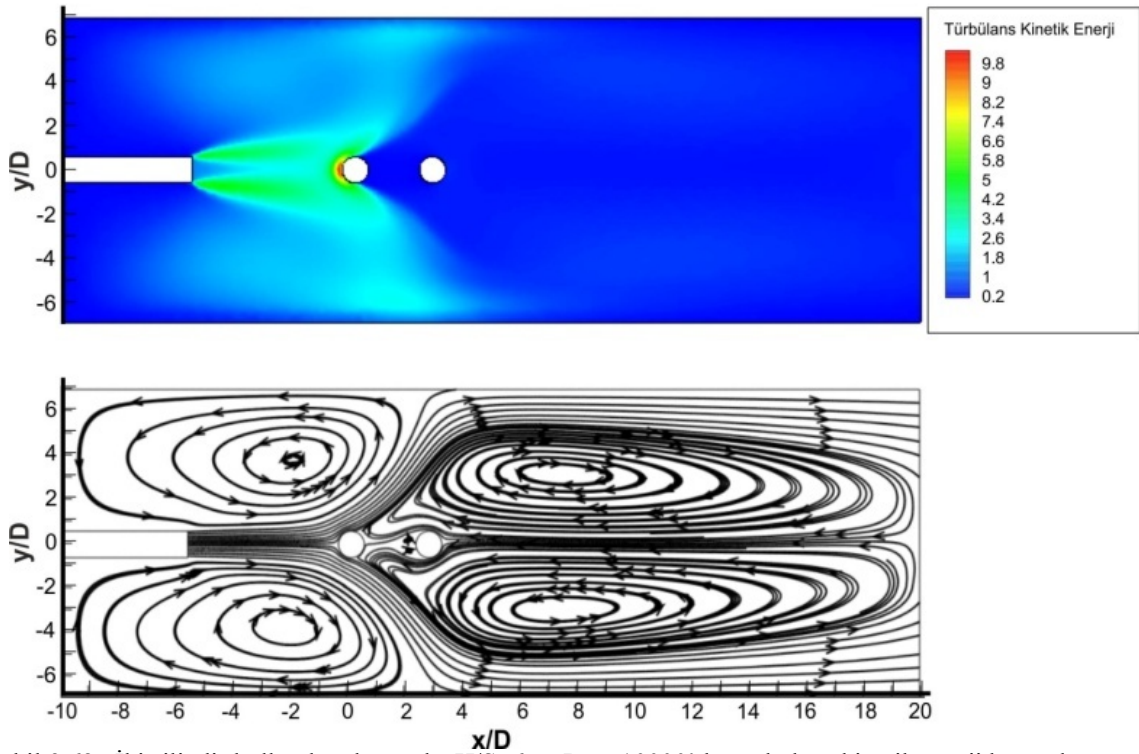
Şekil 3.59. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



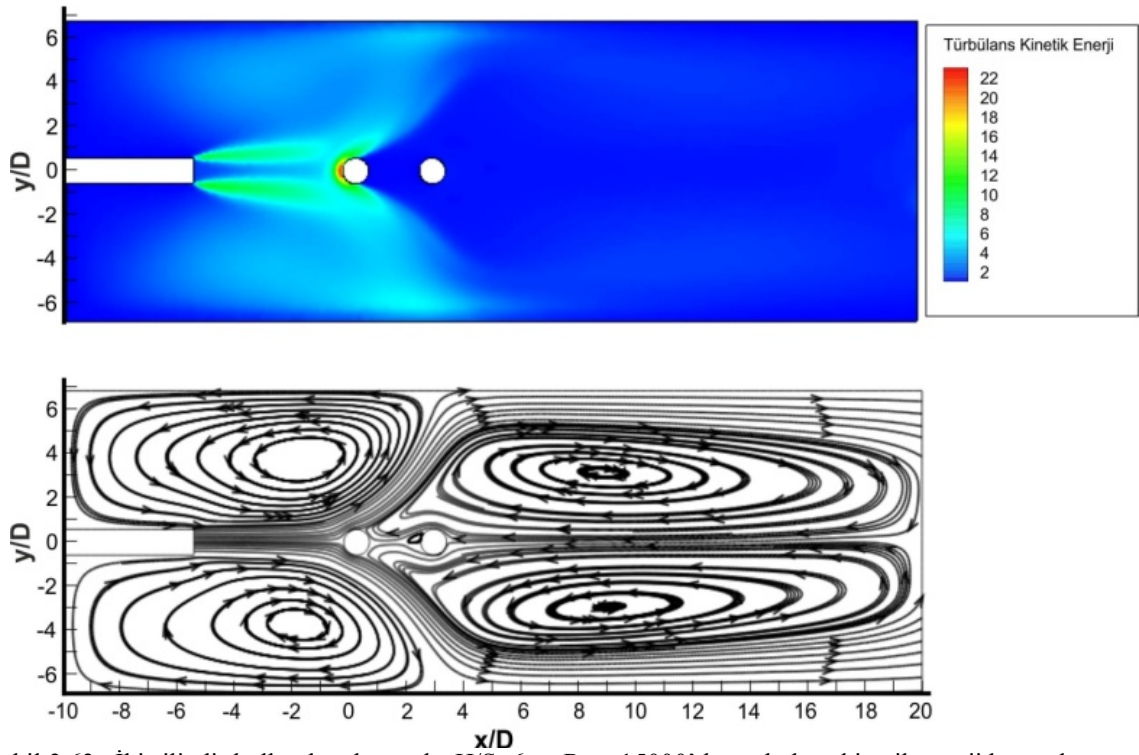
Şekil 3.60. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



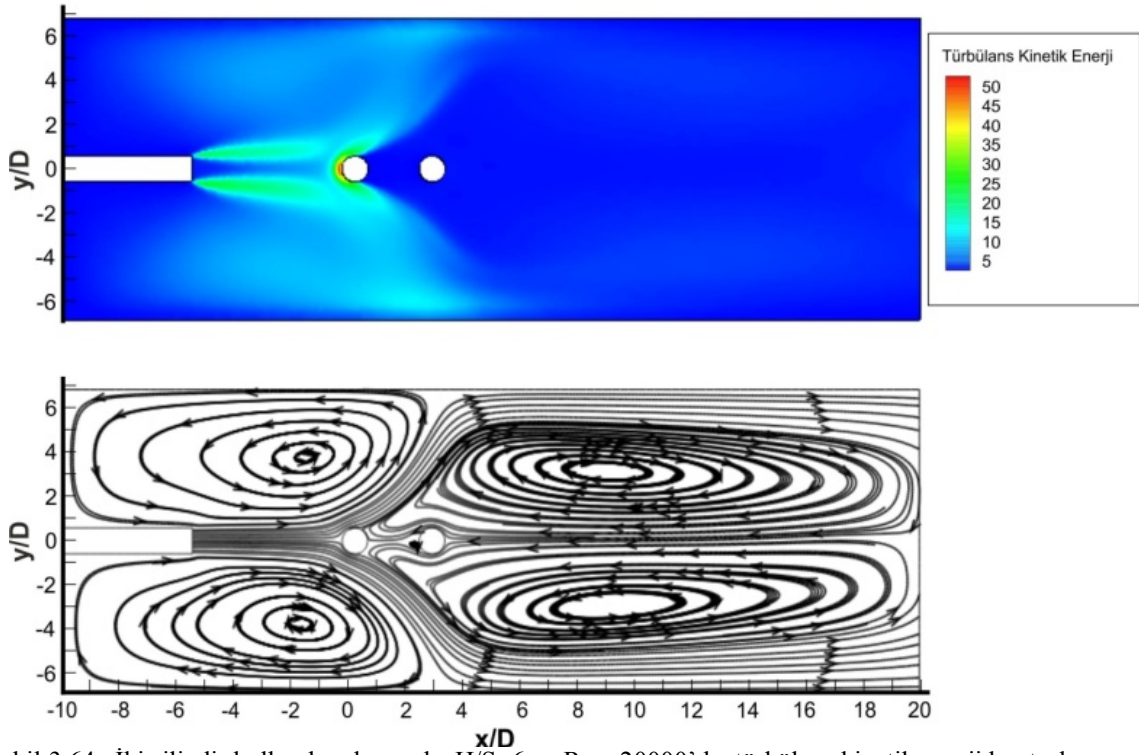
Şekil 3.61. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



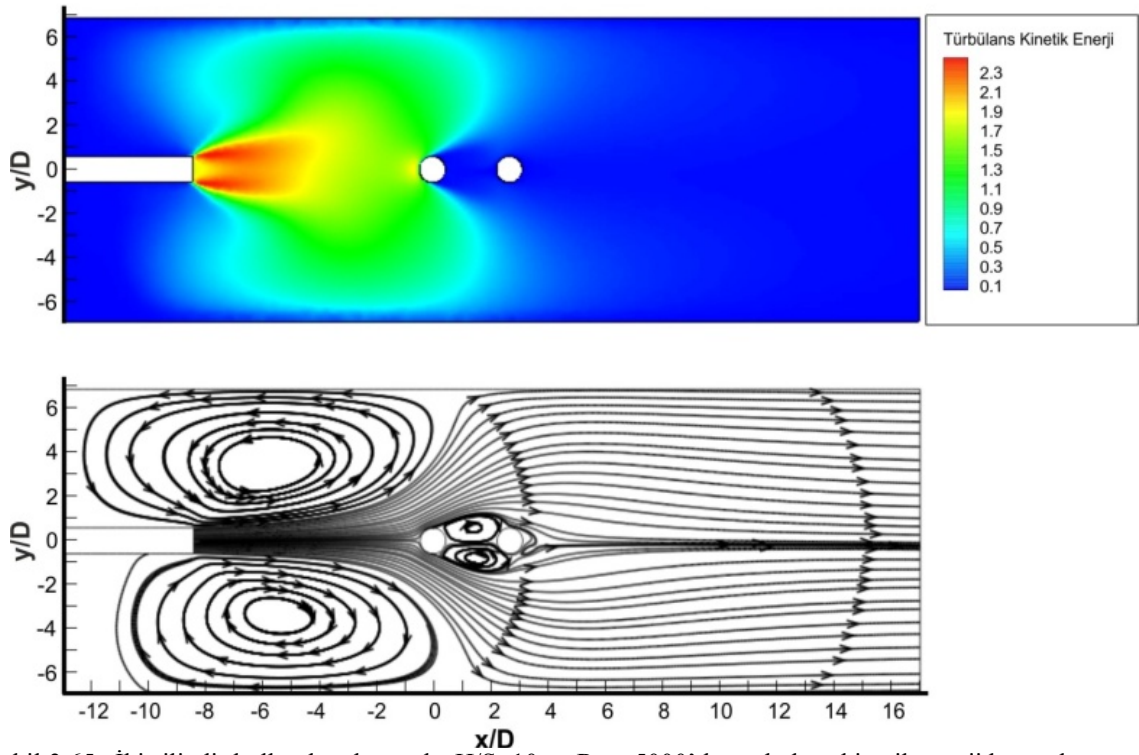
Şekil 3.62. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



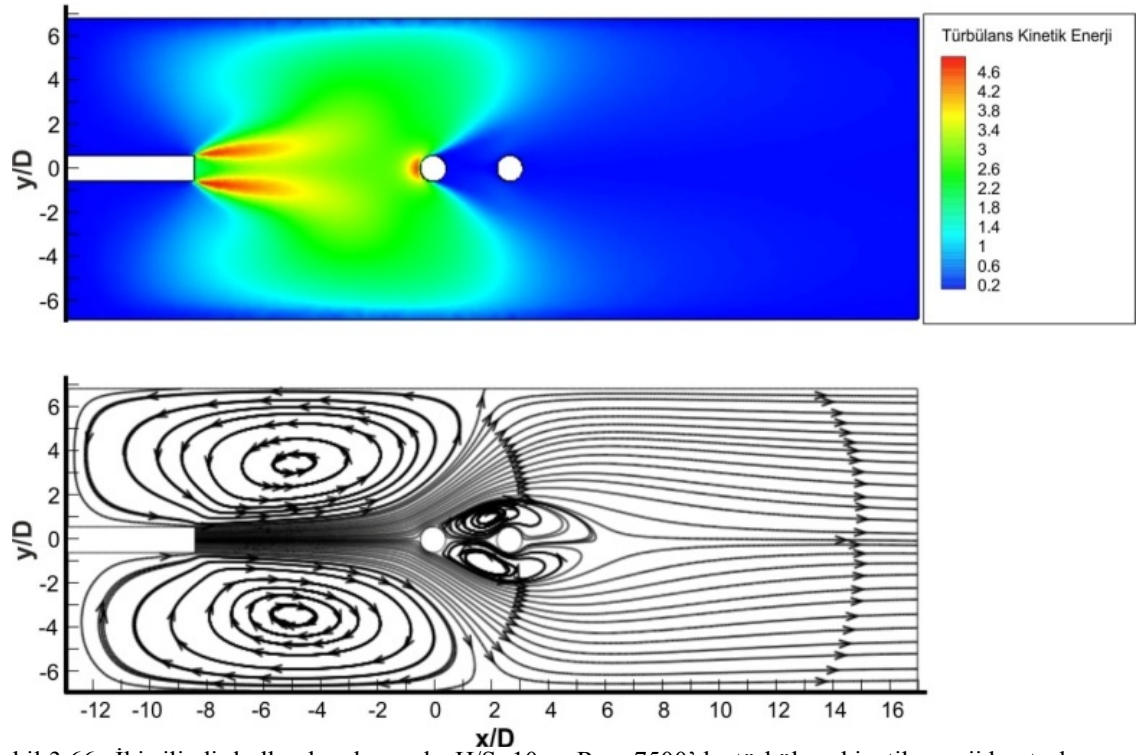
Şekil 3.63. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



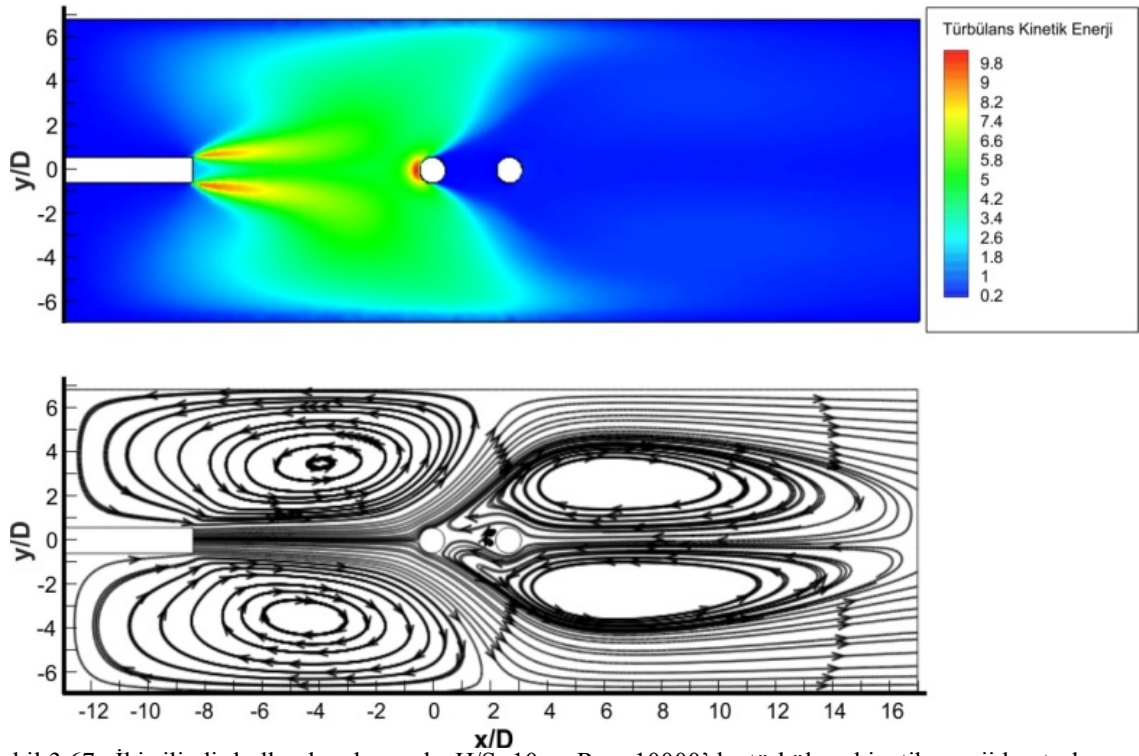
Şekil 3.64. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



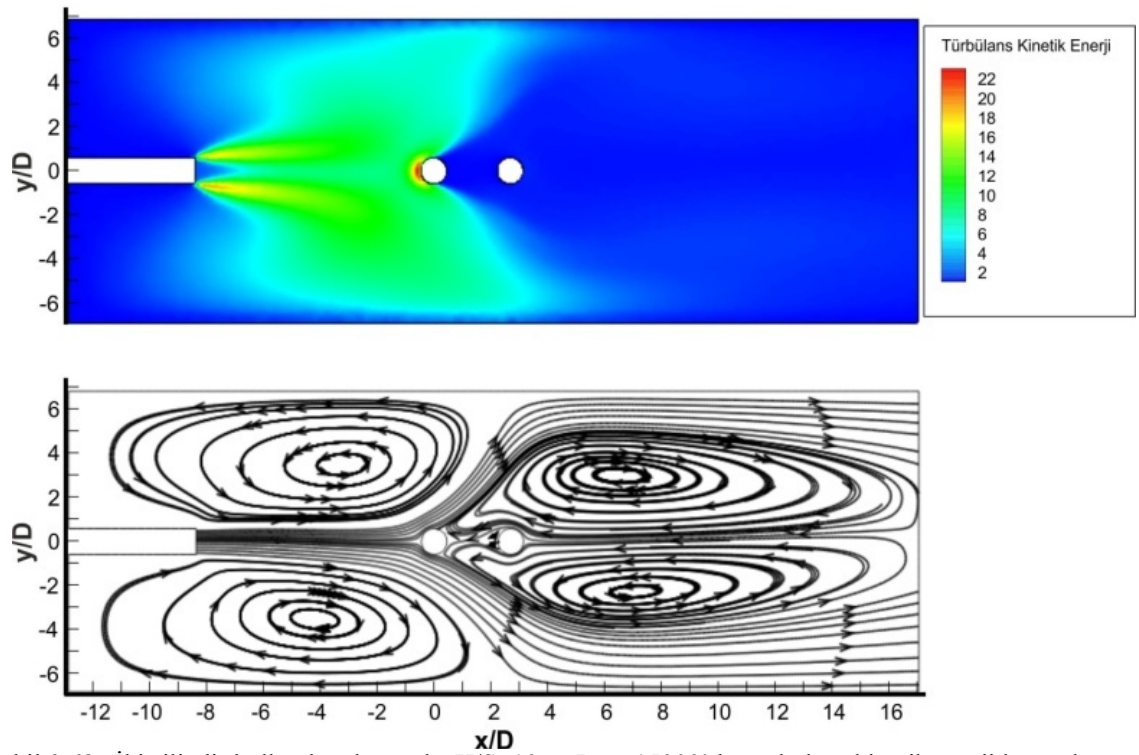
Şekil 3.65. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



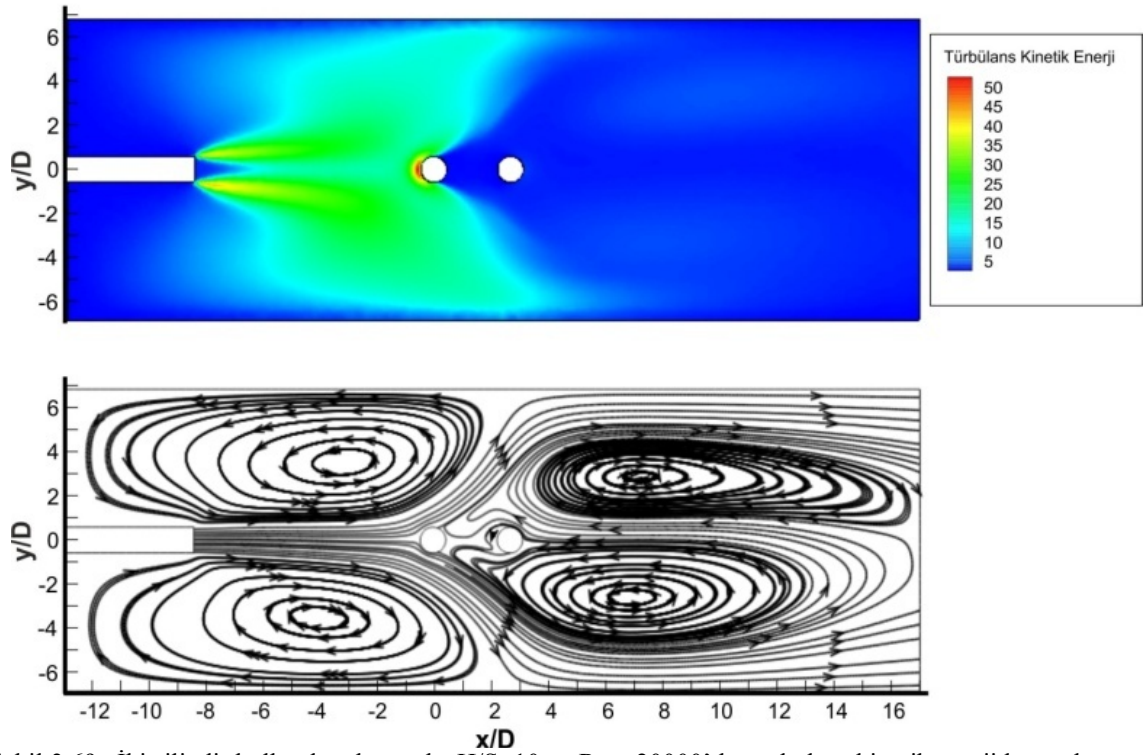
Şekil 3.66. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



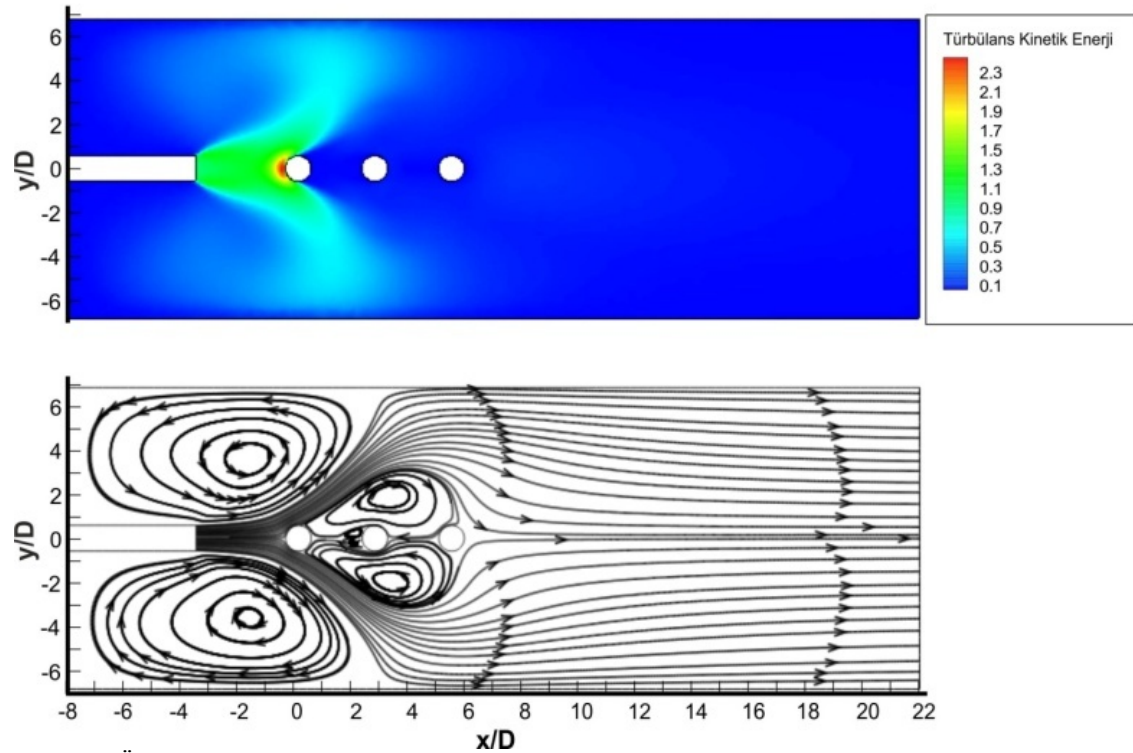
Şekil 3.67. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



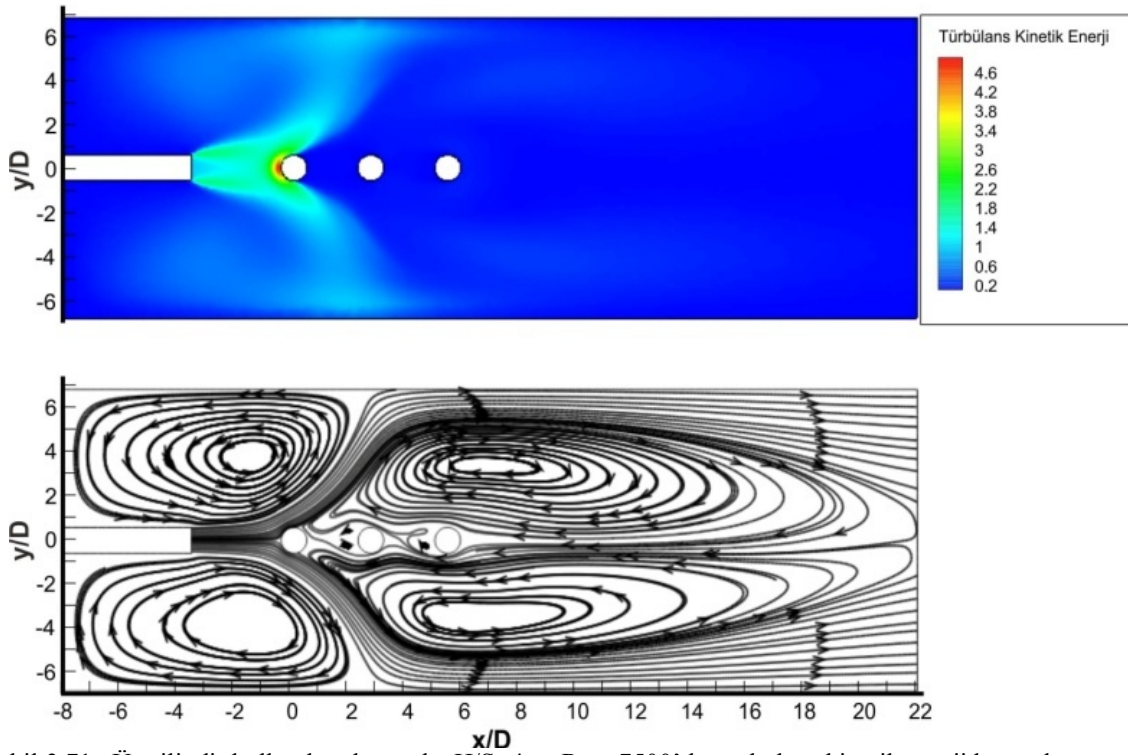
Şekil 3.68. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



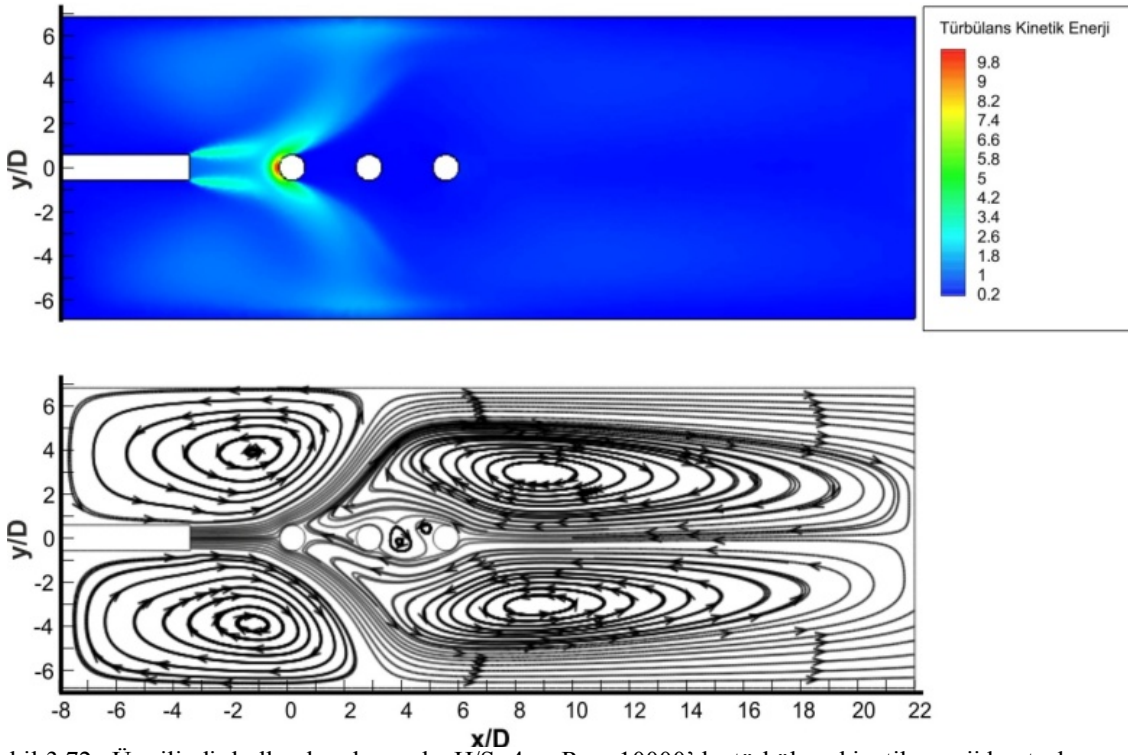
Şekil 3.69. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



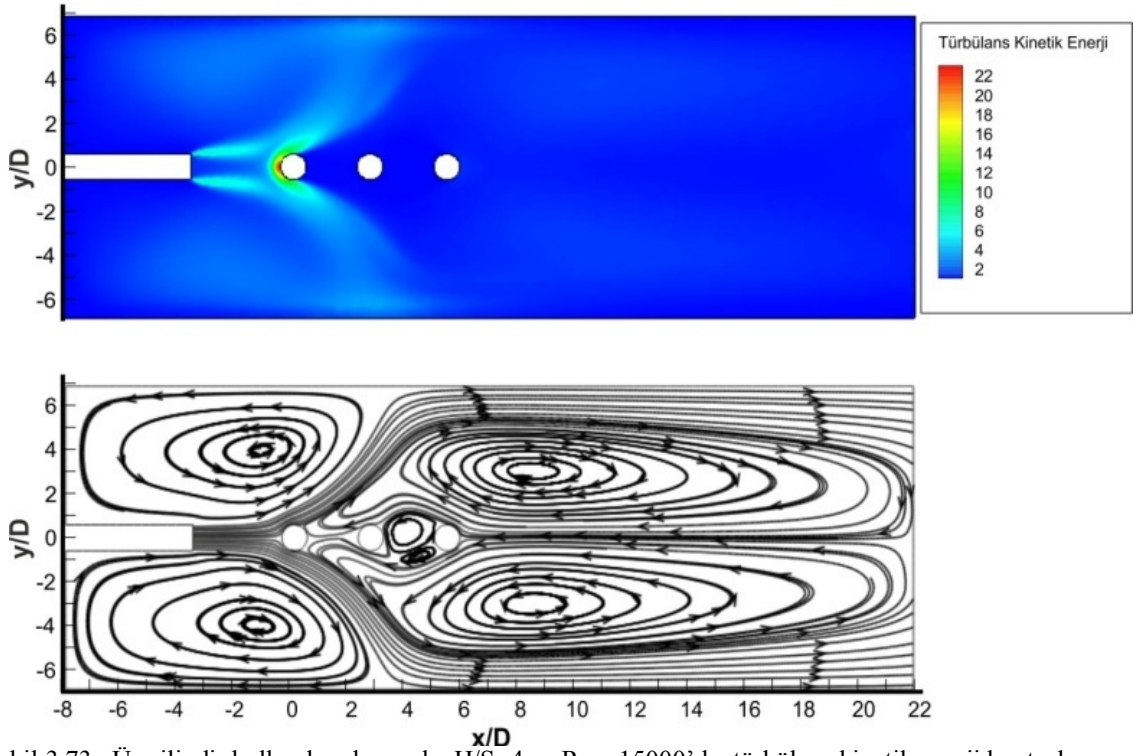
Şekil 3.70. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



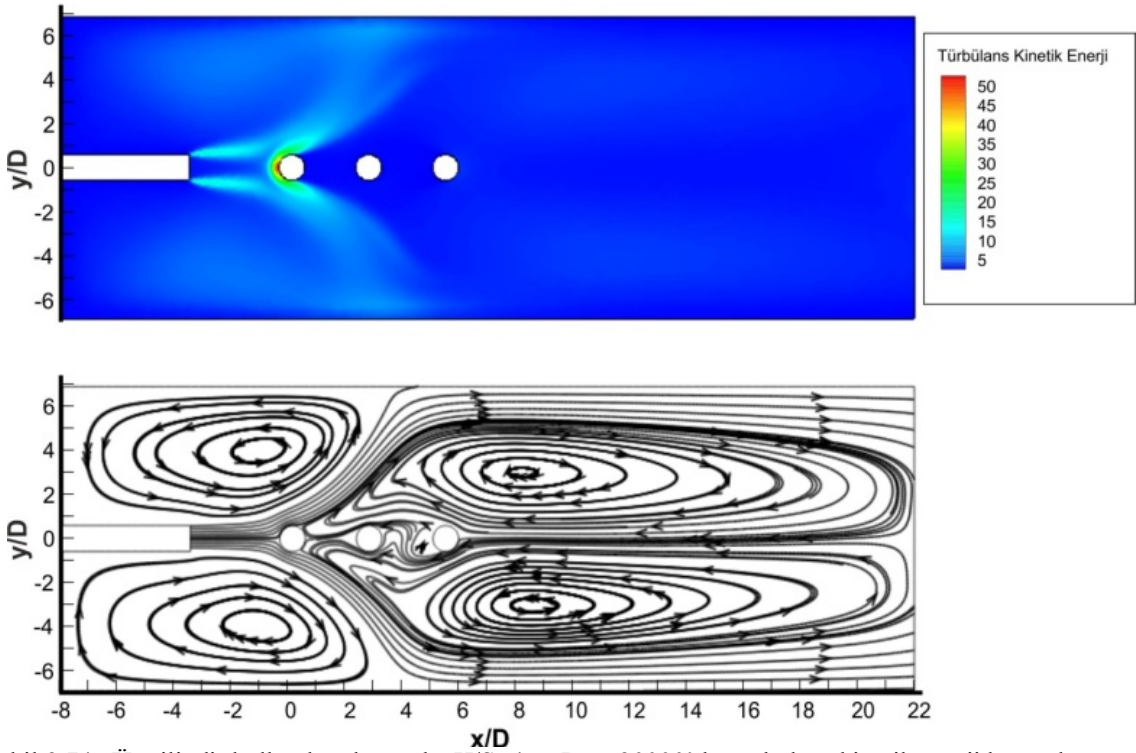
Şekil 3.71. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



Şekil 3.72. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



Şekil 3.73. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri



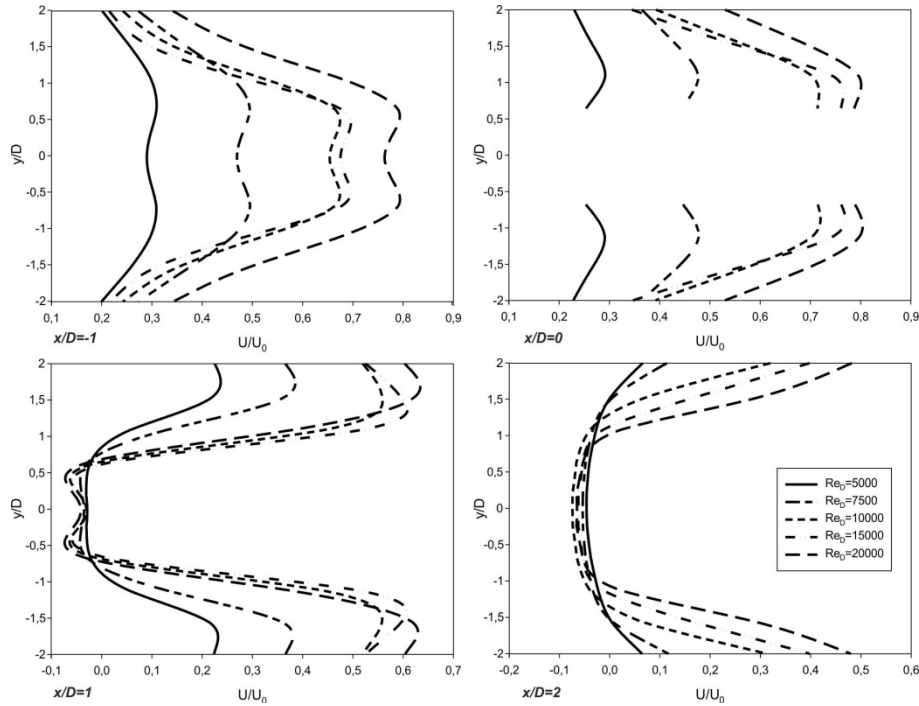
Şekil 3.74. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, türbülans kinetik enerji konturları ve akım çizgileri

3.2.2. Hız Dağılımları

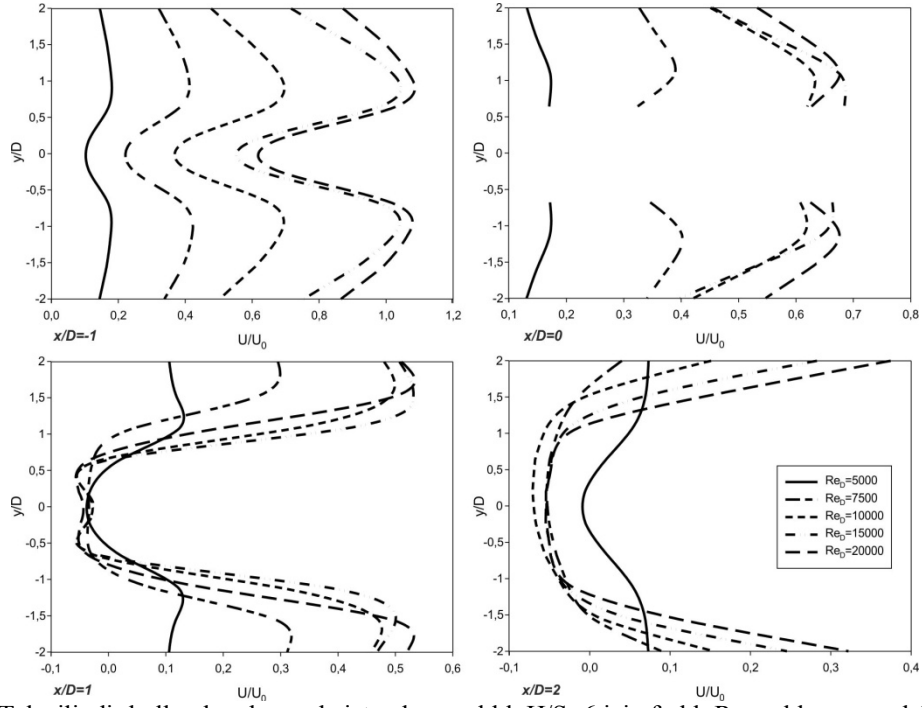
Şekil 3.9’da, zamansal ortalama yatay hız dağılımlarının verildiği, tek, iki ve üç silindir kullanılan durumları da kapsayan, $x/D=\pm(0,1,2,3,\dots,7)$ kesitleri görülmektedir.

Şekil 3.75-3.81’de, yukarıda belirtilen kesitlerden elde edilen zamansal ortalama yatay hız dağılımları verilmiştir. Hızlar serbest akım hızı (u_0) ile uzaklıklar ise silindir çapı (D) ile boyutsuzlaştırılarak verilmiştir.

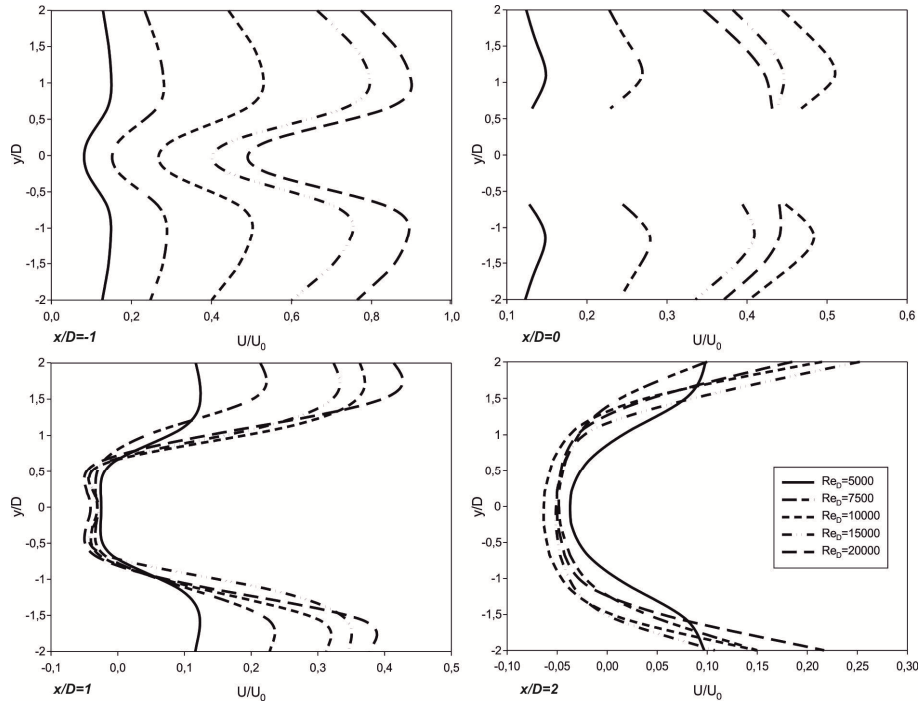
Şekil 3.75, 3.76 ve 3.77’de, tek silindirin kullanıldığı ve jete olan uzaklıkları sırası ile $H/S=4, 6$ ve 10 olduğu durumdaki hız dağılımlarını göstermektedir. $x/D=-1$ olduğu durumda farklı Reynolds sayılarında $H/S=4, 6$ ve 10 ’da simetrik bir yapı gözlenmekte ve jetten uzaklaştıkça hızlarda düşüş meydana gelmektedir. $x/D=0$ olduğu durumda farklı Reynolds sayılarında ve farklı jet mesafelerinde hızların Reynolds sayısı ile doğru orantılı, jet mesafeleri ile ters orantılı olduğu görülmektedir. $x/D=1$ olduğu durumda silindirin tam arkasında ters yönlü akışın oluştuğu ve Reynolds sayısı ile çok fazla değişmediği görülmekte, silindirden uzaklaştıkça Reynolds sayısına bağlı olarak hızların arttığı, jet mesafesine bağlı olarak hızların azaldığı görülmektedir. $x/D=2$ mesafesinde yine aynı şeyler görülmektedir.



Şekil 3.75. Tek silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=4$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları

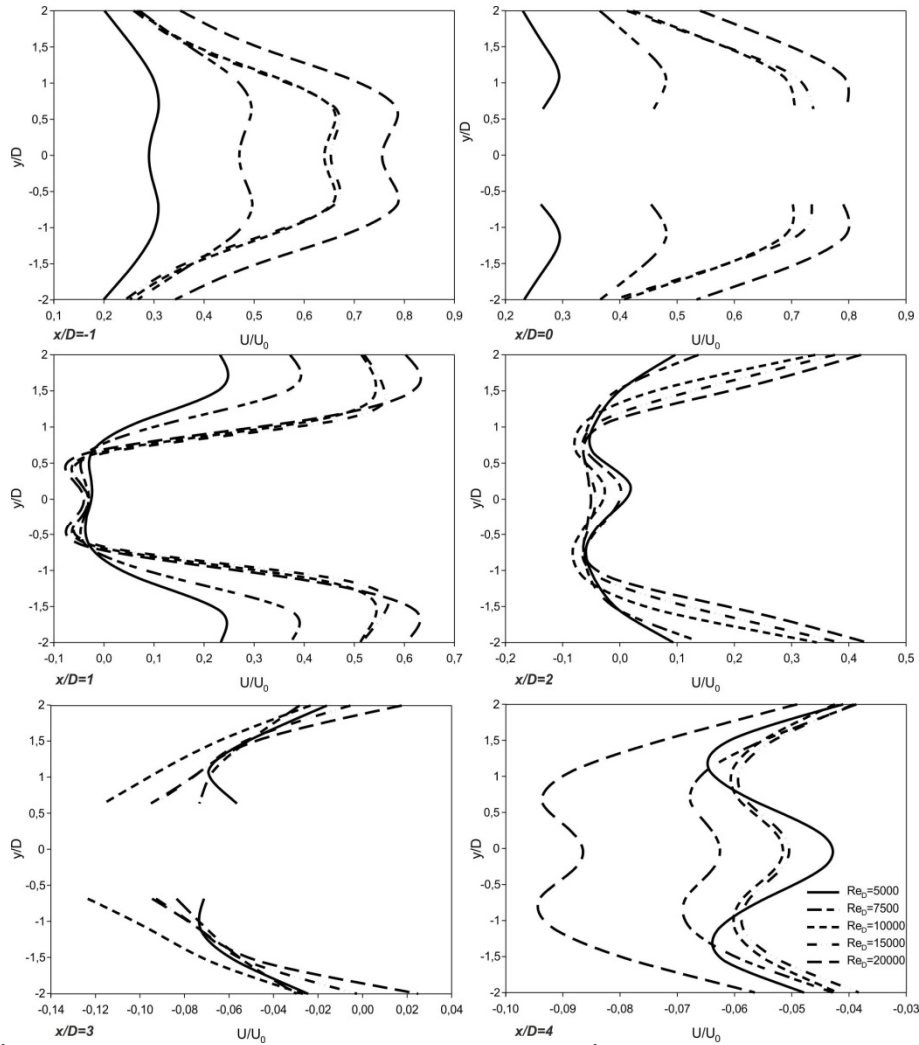


Şekil 3.76. Tek silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=6$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları

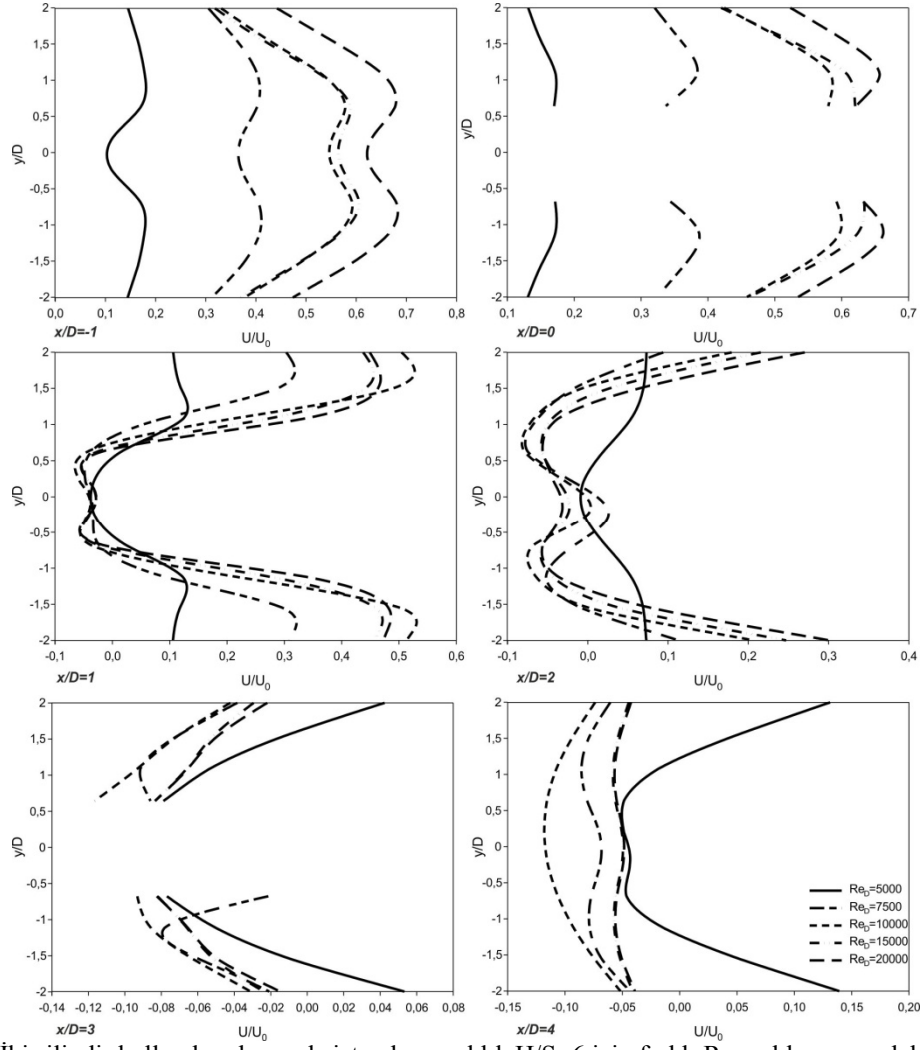


Şekil 3.77. Tek silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=10$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları

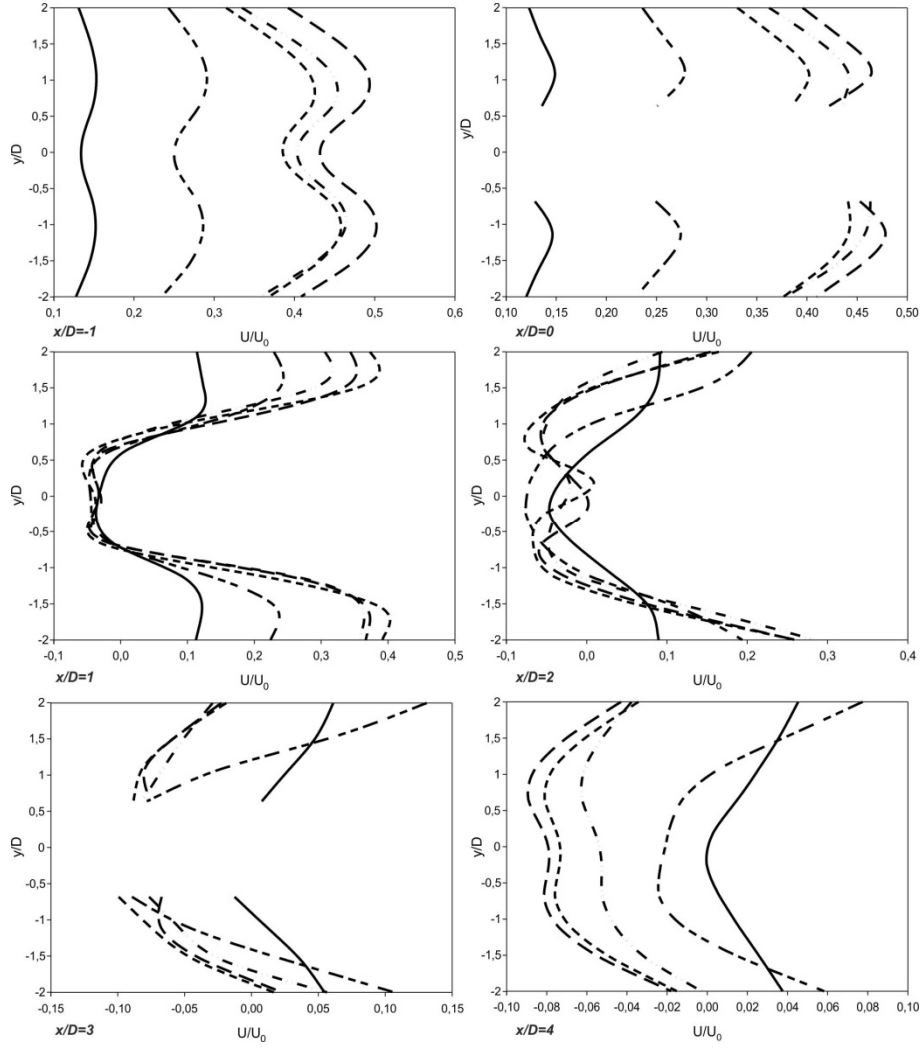
Şekil 3.78, 3.79. ve 3.80’de iki silindirin kullanıldığı ve jete olan uzaklıkları sırası ile $H/S=4, 6$ ve 10 olduğu durumdaki hız dağılımlarını göstermektedir. $x/D=-1$ olduğu durumda farklı Reynolds sayılarında $H/S=4, 6$ ve 10 ’da hızların Reynolds sayısı ile arttığı, jet ile silindir arasındaki mesafenin artması ile azaldığı görülmektedir. $x/D=0$ olduğu durumda farklı Reynolds sayılarında ve farklı jet mesafelerinde hızların Reynolds sayısı ile doğru orantılı, jet mesafeleri ile ters orantılı olduğu görülmektedir. $x/D=1, 2$ olduğu durumlarda silindirin tam arkasında ters yönlü akışın oluştuğu ve Reynolds sayısı ile çok fazla değişmediği görülmekte, hızların silindirden uzaklaştıkça Reynolds sayısı ile arttığı, jet mesafesinin artmasıyla hızların azaldığı görülmektedir. $x/D=3$ ve 4 ’de hem Reynolds sayısında hem de jet mesafelerinde düzgün bir artma ve azalma görülmektedir.



Şekil 3.78. İki silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=4$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları

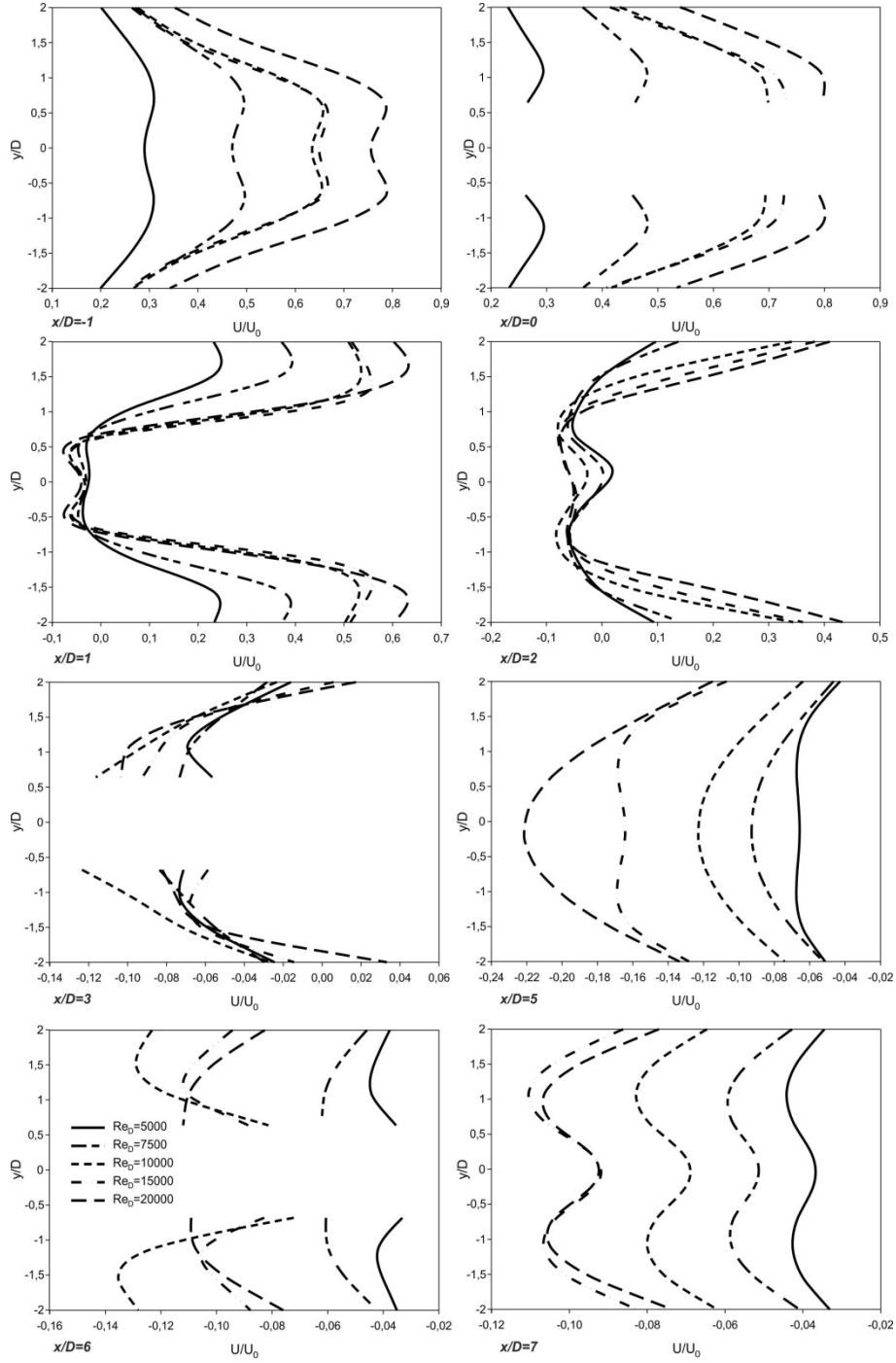


Şekil 3.79. İki silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=6$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları



Şekil 3.80. İki silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=10$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları

Şekil 3.81’da üç silindir kullanıldığı ve jete olan uzaklık $H/S=4$ olduğu durumdaki hız profili göstermektedir. $x/D=-1, 0$ olduğu durumda farklı Reynolds sayılarında $H/S=4$ ’te silindire yaklaştıkça hızlarda artış meydana gelmekte ve Reynolds sayısı ile doğru orantılı olduğu görülmektedir. $x/D=1$ olduğu durumda silindirin tam arkasında ters yönlü akışın olduğu ve Reynolds sayısı ile çok fazla değişmediği, hızların silindirden uzaklaştıkça Reynolds sayısı ile arttığını görülmektedir.



Şekil 3.81. Üç silindir kullanılan durumda jete olan uzaklık $H/S=4$ için farklı Reynolds sayısındaki yatay hız dağılımları

3.2.3. Nusselt Sayısı Değişimi

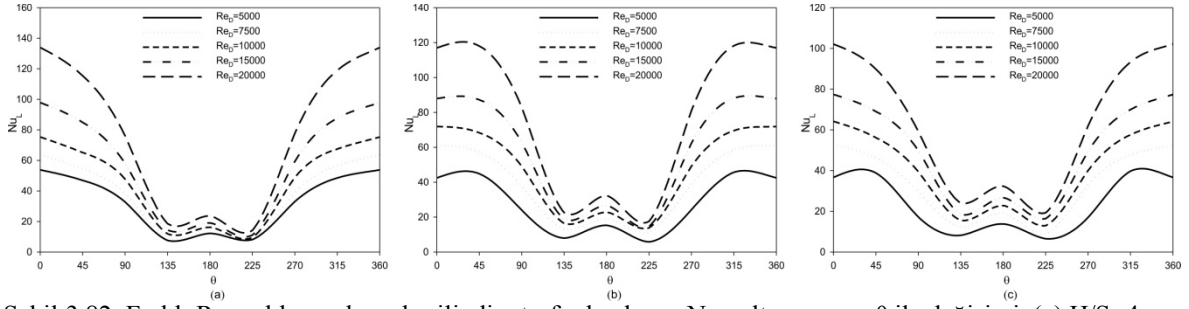
Bu çalışmada, birbirini ardına dizili ısıtılmış silindirlerin su jeti ile soğutulması problemi sayısal ve deneysel olarak analiz edilmiştir. Çalışmada, sabit sıcaklık sınır şartına sahip ve çapları birbirine eşit silindir için, farklı Reynolds sayılarında sonuçlar alınmıştır.

Sonuçların doğruluğunu tartışmak amacıyla ilk olarak ısıtılmış silindir üzerinden akan serbest akışta yerel Nusselt sayısı değişimi ve akım çizgileri deneysel çalışma ile karşılaştırılmış ve sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür.

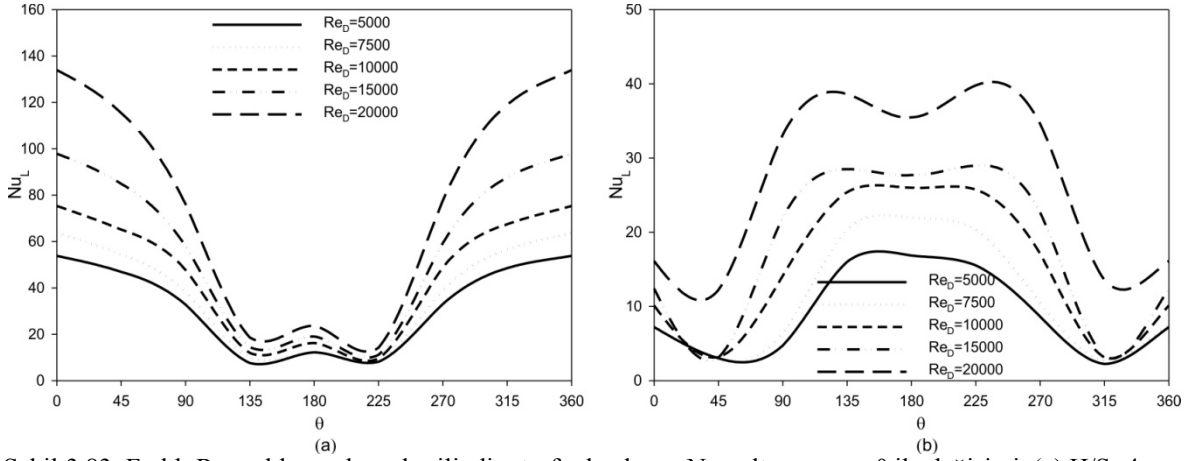
Şekil 3.82’de tek silindir kullanılan durum için farklı jet mesafelerinde, farklı hızlarda ve silindirin farklı açılarında yerel Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Açının yaklaşık 0° ile 45° değeri için yerel Nusselt sayısının maksimum değerine ulaştığı görülmektedir. Çünkü silindirlerin bu noktasında jet akışının etkisi ile ısı transferi artar. Jet-silindir mesafesi artması ile yerel Nusselt sayısında düşüş görülmektedir. Çünkü, silindirler jetten uzaklaştıkça hızlarında düşüş meydana gelmektedir. Hızların artması ile yerel Nusselt sayısı da artmaktadır. 135° ile 270° arasında, yani silindirin arka tarafında yerel Nusselt sayılarının çok düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeninin jet etkisinin hissedilmediği olarak düşünülmektedir. Eksene göre yerel Nusselt sayıları simetrik olarak elde edilmektedir.

Şekil 3.83, 3.84 ve 3.85’de iki silindir kullanılan durum için farklı jet mesafelerinde, farklı hızlarda ve silindirin farklı açılarında yerel Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Birinci silindirde açının yaklaşık 0° ile 45° değeri için yerel Nusselt sayısının maksimum değerine ulaştığı görülmektedir. Çünkü silindirlerin bu noktasında jet akışının etkisi ile ısı transferi artmaktadır. Jet-silindir mesafesi artması ile yerel Nusselt sayısında düşüş görülmektedir. Çünkü silindirler jetten uzaklaştıkça hızlarında düşüş meydana gelmektedir. Eksene göre yerel Nusselt sayıları simetrik olarak elde edilmektedir. Hızların artması ile yerel Nusselt sayısı da artmaktadır. 135° ile 270° arasında, yani silindirin arka tarafında yerel Nusselt sayılarının çok düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeninin jet etkisinin hissedilmediği olarak düşünülmektedir. İkinci silindir üzerindeki yerel Nusselt dağılımları şekilde de görüldüğü gibi birinci silindirden farklı olarak değişmektedir. Çünkü birinci ve ikinci silindir arasında oluşan girdaplar, ikinci silindire çarpmakta ve sıcaklık dağılımını etkilemektedir. Bu girdaplar ikinci silindir üzerinde durma noktaları meydana getirmektedir. Maksimum değer ve yerel Nusselt sayısının maksimum değeri 90° ile 270° de gerçekleşmektedir. İkinci silindirde yerel Nusselt sayılarının düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, birinci silindirin akışı engelleyerek ikinci silindire çarpan akışkanın hızını düşürmesidir. İkinci silindirde yerel Nusselt sayıları artan H/S değeri ile azalmaktadır. Çünkü birinci silindirin etkisi ile ikinci silindire çarpan akışkanın kinetik enerjisi azaltılmaktadır. Şekillere göre artan H/S değeri ile ortalama Nusselt sayısı doğrusal olarak azalmaktadır.

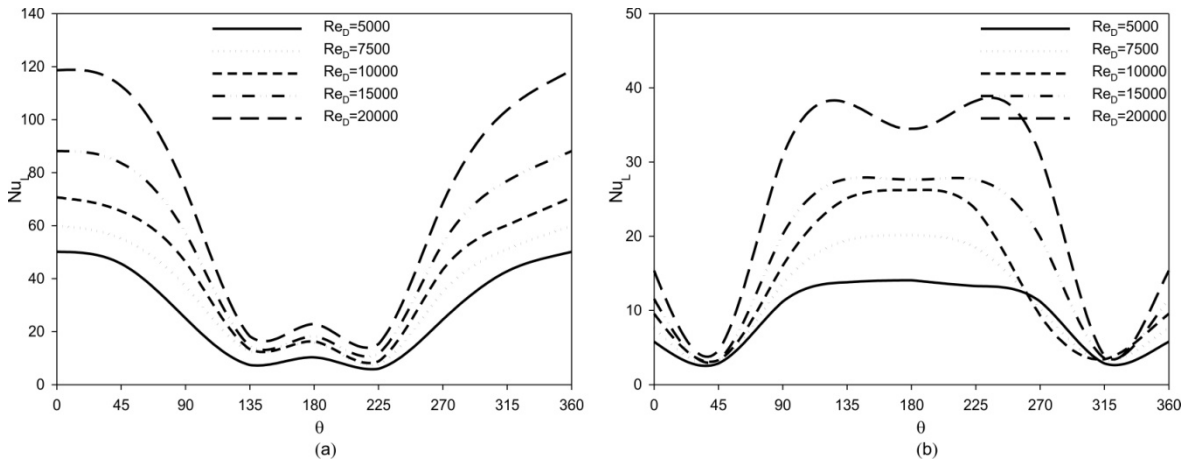
Şekil 3.85 (b)'de $Re_D=5000$ değerinde yerel Nusselt sayıları tamamen düzensiz hale gelmektedir. Çünkü silindir jet mesafesinin artması ile hızın oraya etkisinin olmadığı görülmektedir.



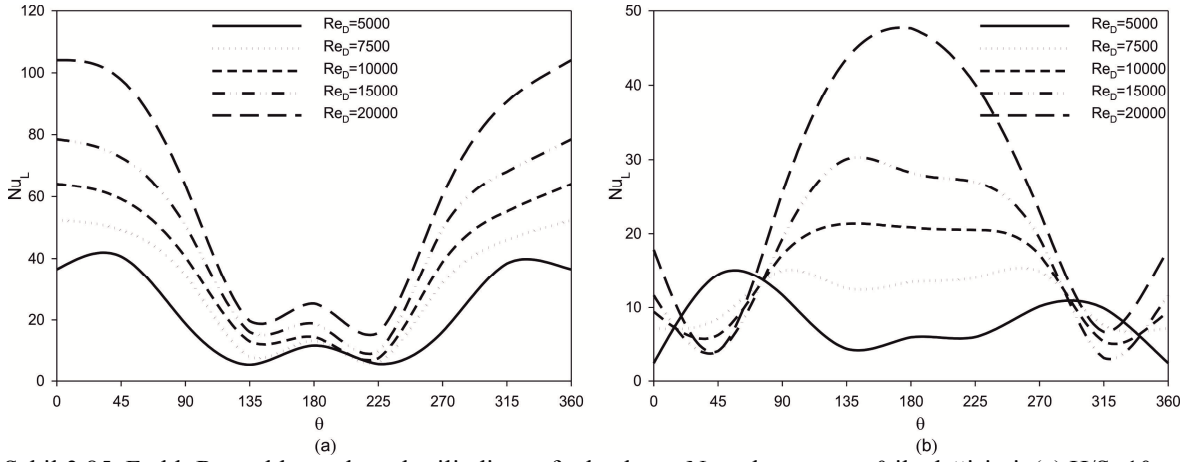
Şekil 3.82. Farklı Reynolds sayılarında silindir etrafında oluşan Nusselt sayısının θ ile değişimi, (a) $H/S=4$, (b) $H/S=6$, (c) $H/S=10$



Şekil 3.83. Farklı Reynolds sayılarında silindir etrafında oluşan Nusselt sayısının θ ile değişimi, (a) $H/S=4$ birinci silindir, (b) $H/S=4$ ikinci silindir

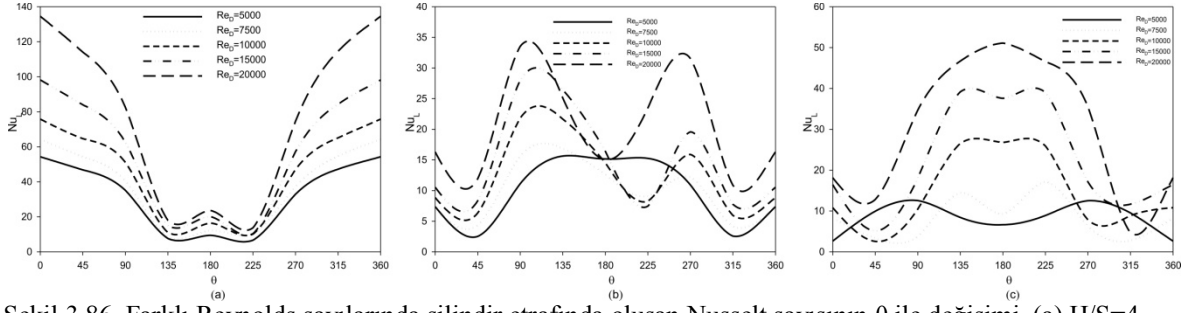


Şekil 3.84. Farklı Reynolds sayılarında silindir etrafında oluşan Nusselt sayısının θ ile değişimi, (a) $H/S=6$ birinci silindir, (b) $H/S=6$ ikinci silindir



Şekil 3.85. Farklı Reynolds sayılarında silindir etrafında oluşan Nusselt sayısının θ ile değişimi, (a) $H/S=10$ birinci silindir, (b) $H/S=10$ ikinci silindir

Şekil 3.86’da üç silindir kullanılan durum için farklı hızlarda, silindirin farklı açılarında yerel Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Birinci silindirde, açının yaklaşık 0° ile 45° değeri için yerel Nusselt sayısının maksimum değerine ulaştığı görülmektedir. Çünkü silindirlerin bu noktasında jet akışının etkisi ile ısı transferi artmaktadır. Hızların artması ile yerel Nusselt sayısı da artmaktadır. 135° ile 270° arasında, yani silindirin arka tarafında yerel Nusselt sayılarının çok düşük olduğu görülmekte ve bunun nedeninin ise jet etkisinin hissedilmediği olarak düşünülmektedir. İkinci silindir üzerindeki yerel Nusselt dağılımları şekilde de görüldüğü gibi birinci silindirden farklı olarak değişmektedir. Çünkü birinci ve ikinci silindir arasında oluşan girdaplar, ikinci silindire çarpmakta ve sıcaklık dağılımını etkilemektedir. Bu girdaplar ikinci silindir üzerinde durma noktaları meydana getirmektedir. Maksimum değer ve yerel Nusselt sayısının maksimum değeri 90° ile 270° de gerçekleşmektedir. İkinci silindirde yerel Nusselt sayılarının düşük olduğu görülmektedir. Çünkü birinci silindir akışı engelleyerek ikinci silindire çarpan akışkanın hızını düşürmektedir. Şekil 3.86 (c)’de $Re_D=5000$ değerinde yerel Nusselt sayıları tamamen düzensiz hale gelmektedir. Çünkü silindir jet mesafesinin artması ile hızın oraya etkisinin olmadığı görülmektedir.



Şekil 3.86. Farklı Reynolds sayılarında silindir etrafında oluşan Nusselt sayısının θ ile değişimi, (a) $H/S=4$ birinci silindir, (b) $H/S=4$ ikinci silindir, (c) $H/S=4$ üçüncü silindir

4.SONUÇLAR

Bu çalışmada ısıtılmış silindir üzerine jet akış problemi, deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanılarak ele alınmıştır.

Deneysel olarak yatay silindirlerin etrafındaki üç boyutlu türbülanslı akım, üç farklı Reynolds Sayısı ($Re_D=5000, 7500, 10000$) ve üç farklı silindir jet mesafesi ($H/S=4, 6, 10$) durumlarında, parçacık görüntülemeli hız-ölçümü tekniği kullanılarak yapılan hız ölçümleri ile incelenmiştir. Akım alanındaki zamansal ortalama hız vektörleri ve akım çizgilerinin yanı sıra, silindir ön ve arkasında hız profilleri belirlenmiş ve hız alanı ile ilgili bulgulara dayanarak silindirden etkilenen akımın yapısı irdelenmiştir. Ayrıca silindir etrafındaki anlık hız alanı ölçümlerinden girdap kopması frekansına bağlı olan Strouhal sayısının değişimi incelenmiştir.

Sayısal olarak ise yatay silindirlerin etrafındaki üç boyutlu türbülanslı akım, beş farklı serbest akım hızı ($Re_D=5000, 7500, 10000, 15000, 20000$) ve üç farklı silindir jet mesafesi ($H/S=4, 6, 10$) durumlarında hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) paket programı olan Fluent ile sayısal olarak hesaplanmış ve deney bulguları ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalardan, hesaplama ağı yoğunluğunun farklı türbülans modelleri ile elde edilen sayısal bulgular üzerindeki etkileri irdelenmiştir.

Gerek zamansal ortalama hız vektörleri, gerekse akım çizgilerinden, tek silindir kullanılan durumda $Re_D=10000$ için silindir arkasındaki ayrılma bölgesi uzunluğunun $Re_D=5000$ ve 7500 akım rejimindekine göre daha kısa olduğu tespit edilmiştir.

Tek silindir kullanılan durumda, tüm hızlarda silindir etrafındaki hız vektörleri ve akım çizgileri silindir merkezinden geçen yatay eksene göre simetrik bir yapıda olduğu görülmüştür. İki ve üç silindir kullanılan durumda, birinci silindirlerde simetrik yapı görülmekte, ikinci silindirlerde simetrik yapı giderek bozulmakta ve üçüncü silindirlerde simetrik yapı tamamen bozulduğu görülmüştür.

Farklı akım durumları için silindir yüzeyinde oluşan durma noktalarının yerleri, silindir arkasında verilen akım çizgilerinden elde edilmiştir. Tek silindir kullanılan durumda üç farklı Reynolds sayısı için elde edilen durma noktalarının, jet ile silindir arasındaki mesafeye bağlı değişimi incelenmiş ve Reynolds sayısı arttıkça durma noktası eksene doğru kaymakta ve $H/S=4, 6, 10$ durumunda durma noktalarında mesafeye bağlı bir artış belirlenmiştir. Bu artışın çok düşük olduğu görülmüş ve jetin etkisi olarak yorumlanmıştır.

Her bir akım rejiminde, silindir arkasında ayrılma bölgesinde ölçülen yatay hız bileşeninin spektral güç dağılımı belirlenerek düzenli girdap kopması frekansına bağlı Strouhal (St) sayısı elde edilmiştir. Mevcut deney şartları için, düzenli girdap kopmasının olduğu St sayısının $Re_D=5000$ için 0.2 ve $Re_D=7500-10000$ için 0.23’de sabitlendiği belirlenmiştir. $H/S=4$ ve 10’da $Re_D=5000$ için $St=0.19-0.22$, $Re_D=7500-10000$ için ise $St=0.21-0.24$ arasında değerler almaktadır.

Sayısal çalışma, iki ve üç boyutlu simülasyonları kapsamaktadır. İki boyutlu simülasyonlar iki silindir kullanılan durum için, Standard k- ϵ türbülans modeli, RNG k- ϵ türbülans modeli ve Realizable k- ϵ türbülans modelleri test edilerek, elde edilen HAD sonuçları deneysel verilerle mukayese edilmiş ve sonuç olarak çalışma alanının çıkışına doğru sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki uyumsuzluğun artmakta olduğu görülmüştür. Hız oranında yapılan mukayese de görüldüğü gibi, diğer türbülans modelleri içerisinde en uyumsuz olanı standart k- ϵ , en yakın sonuçları veren ise Renormalized group (RNG) k- ϵ türbülans modeli olmuştur. Bu nedenle bütün sayısal çalışmalar RNG k- ϵ türbülans modeli ile gerçekleştirilmiştir. Böylece üç boyutlu simülasyonların gerektirdiği büyük hesaplama gücünden bir ölçüde tasarruf edilmesi sağlanmıştır. Ayrıca, iki silindir vakasının modellenmesinde iki boyutlu simülasyonların iyi bir ağ örgüsü kullanılması koşuluyla üç boyutlu simülasyonlara oldukça yakın ve tutarlı sonuçlar verdiği gözlenmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre ve H/S değerinin artışı ile ısı transferi azalmaktadır. Özellikle büyük H/S değerlerindeki azalma doğrusal olarak düşmektedir. Yine artan H/S değeri ile birinci silindirin ikinci silindire etkisi azalmaktadır. Artan Reynolds sayısı ile birlikte ısı transferi de artmaktadır.

Deneysel ile sayısal çalışma karşılaştırılmış ve gerek nicel gerekse nitel anlamda uyumlu bir yapı sergilediği belirlenmiştir.

Çalışma, literatürde jet akışın dolgun cisimler etrafındaki akışa olan etkisinin incelenmesine, özellikle de dairesel silindir için gerçekleştirilmiş olan temelde yalnızca direnç değerlerini sağlayan çalışmalara detaylı analizlerle yenilik getirmekte, özellikle

daha önce gözlenmemiş olan iz yapısını açık biçimde ortaya koymaktadır. Türbülans modelleri açısından da önemli bir referans teşkil eden çalışmada, bu derecede karmaşık bir akışın RANS temelli türbülans modelleri ile çözülebildiğini ortaya koymaktadır.

KAYNAKLAR

- Adrian, R. J.**, 1991. Partial Imaging Techniques for Experimental Fluid Mechanics. *Annu Rev Fluid Mech.*, **23**: 261-304.
- Akilli, H., Rockwell, D.**, 2002. Vortex formation from a cylinder in shallow water, *Physics of Fluids*, **14**, 2957-2967.
- Akilli, H., Akar, A., and Karakus, C.**, 2004. Flow characteristics of circular cylinders arranged side-by side in shallow water, *Flow Measurement and Instrumentation*, **15**, 187-197.
- Angrilli, F., Bergamaschi, S. and Cossalter, V.**, 1982. Investigation of Wall Induced Modifications to Vortex Shedding From a Circular Cylinder, *ASME Journal of Fluids Engineering*, **104**: 518-522.
- Alnak, D. E., Varol, Y., Oztop, H. F., and Khaled, A. S.**, 2012. Simulation of Jet Drying of a Moist Cylinder at Low Reynolds Number. *Drying Technology*, **30**: 631-640.
- Atmaca, M.**, 2007, "Eliptik Jet Akıslarının Sayısal Analizi", *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 25-32.
- Basu, R.I.**, 1985. Aerodynamic Forces on Structures of Circular Cross-Section. Part 1. Model- Scale Data Obtained Under Two-Dimensional Conditions in Low Turbulence Streams, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **21**, 273-294.
- Basu, R.I.**, 1986. Aerodynamic Forces on Structures of Circular Cross-Section. Part 2. The Influence of Turbulence and Three-Dimensional Effects, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **24**, 33-59.
- Bearman, P. W. and Zdravkovich, M. M.**, 1978. Flow Around a Circular Cylinder Near a Plane Boundary. *Journal of Fluid Mechanics*, **89**: 33-47.
- Behr, M., Hastreiter, D., Mittal, S. and Tezduyar, T.E.**, 1995. Incompressible Flow past a Circular Cylinder: Dependence of the Computed Flow Field on the Location of the Lateral Boundaries, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **123**, 309-316.
- Bloor, M.S. and Gerrard, J.H.**, 1966. Measurements on Turbulent Vortices in a Cylinder Wake, *Proceedings of the Royal Society of London Series A*, **294**, 319-342.
- Brede, M., Leder, A. and Westergaard, C.H.**, 2003. Time-Resolved PIV Investigation of the Separated Shear Layer in the Transitional Cylinder Wake, *5th International Symposium on Particle Image Velocimetry*, September **22-24**, Busan, Korea.
- Blur, S.M.**, 1964. The Transition to Turbulence in the Wake of a Circular Cylinder, *Journal of Fluid Mechanics*, **19**, 290-309.
- Buresti, G. and Lanciotti, A.**, 1979. Vortex Shedding From Smooth and Roughened Cylinders in Cross-Flow Near a Plane Surface. *The Aeronautical Quarterly*, **30**: 305-321.
- Castro, I.P., Graham, J.M.R.**, (1999), "Numerical Wind Engineering: The Way Ahead?", Proc. Institute of Civil Engineers, *Structures and Buildings*, vol. **134**, pp.275-277.
- Castro, I.P.**, (2003), "CFD for External Aerodynamics in the Built Environment", *The QNET-CFD Network Newsletter*, vol. **2**, pp.4-7.
- Catalano, P., Wang, M., Iaccarino, G. and Moin, P.**, 2003. Numerical Simulation of the Flow Around a Circular Cylinder at High Reynolds Numbers, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **24**, 463-469.

- Cheng, M., Tsuei, H. E. and Chow, K. L.,** 1994. Experimental Study on Flow Interferences Phenomena of Cylinder/Cylinder and Cylinder/Plane Arrangements. *In Flow-Induced Vibrations*, PVP-Vol. **273**: 173-184, New York: ASME.
- Choi, J. H. and Lee, S., J.,** 2000. Ground Effect Of Flow Around an Elliptic Cylinder In a Turbulent Boundary Layer. *Journal of Fluids and Structures*, **14**: 697-709.
- Çengel, Y.A., Cimbala, J.M.,** (2006), "Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications", McGraw-Hill.
- Çelik, N.,** (2006) "Optimum Lüle Seklinin Çarpan Jet Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi", *Doktora Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, (2006).
- Djeridi, H., Braza, M., Perrin, R., Harran, G., Cid, E. And Cazin, S.,** 2004. Near-Wake Turbulence Properties around a Circular Cylinder at High Reynolds Number, *Flow, Turbulence and Combustion*, **71**, 19-34.
- Dipankar, A. and Sengupta T. K.,** 2005. Flow Past a Circular Cylinder in The Vicinity of a Plane Wall. *Journal of Fluids and Structures*, **20**: 403-423.
- Fluent 6.3** User's Guide, September 2006.
- Foster, L.E., Engblom, W.A.,** (2003), "Computation of Transverse Injection Into Supersonic Crossflow With Various Injector Orifice Geometries", NASA/TM-2003-212878.
- Gerrard, J.H.,** 1965. A Disturbance Sensitive Reynolds Number Range of the Flow Past a Circular Cylinder, *Journal of Fluid Mechanics*, **22(1)**, 187-196.
- Gerrard, J.H.,** 1966a. The Mechanics of the Formation Region of Vortices Behind Bluff Bodies, *Journal of Fluid Mechanics*, **25(2)**, 401-413.
- Gerrard, J.H.,** 1966b. The Three-dimensional Structure of the Wake of a Circular Cylinder, *Journal of Fluid Mechanics*, **25(1)**, 143-164.
- Gerrard, J.H.,** 1978. The Wakes of Cylindrical Bluff Bodies at Low Reynolds Number, *Philosophical Transactions A*, **288**, 351-382.
- Grass, A. J., Raven, P. W. J., Stuart, R. J. and Bray, J. A.,** 1984. The Influence Of Boundary Layer Velocity Gradients and Bed Proximity On Vortex Shedding From Free Spanning Pipelines. *Journal of Energy Resources Technology*, **106**: 70-78.
- Hatipoğlu F. and Avcı, I.,** 2003. Flow Around a Partly Buried Cylinder in a Steady Current. *Ocean Engineering*, **30**: 239-249.
- Hiwada, M., Mabuchi, I., Kumada, M. and Iwakoshi, H.,** 1986. Effect Of Turbulent Boundary Layer Thickness On The Flow Characteristics Around a Circular Cylinder Near a Plane Surface. *Trans. Jap. Soc. Mech. Engg.*, **5216**: 2566-74.
- Kahraman, A.,** 2002. Investigation of Flow Structure From a Vertical and Horizontal Cylinder in Shallow Water, Ph. D. Thesis, Cukurova University, Adana.
- Keane R. D., and Adrian, R. J.,** 1989. Optimization of Particle Image Velocimeters. *Opt. Methods Flow Particle Diagnostics*, **68**:139-59.
- Kırkgöz, M. S.,** 1989. Turbulent Velocity Profiles For Smooth and Rough Open Channel Flow. *Journal of Hydraulic Engineering*, **115(11)**, 1543-1561.
- Kırkgöz, M. S. ve Öner, A. A.,** 2006. Yatay Bir Dairesel Silindir Etrafındaki Akımda Hız Alanının Deneysel ve Teorik İncelenmesi. *Ç.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, **21**: 85-98.
- Lauder, B. E. and Spalding, D. B.,** 1974. The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, **3**: 269-289.
- Lei, C., Cheng, L. and Kavanagh, K.,** 1999. Re-Examination of The Effect of a Plane Boundary on Force and Vortex Shedding of a Circular Cylinder. *Journal of Wind Engineering, and Industrial Aerodynamics*, **80**: 263-286.

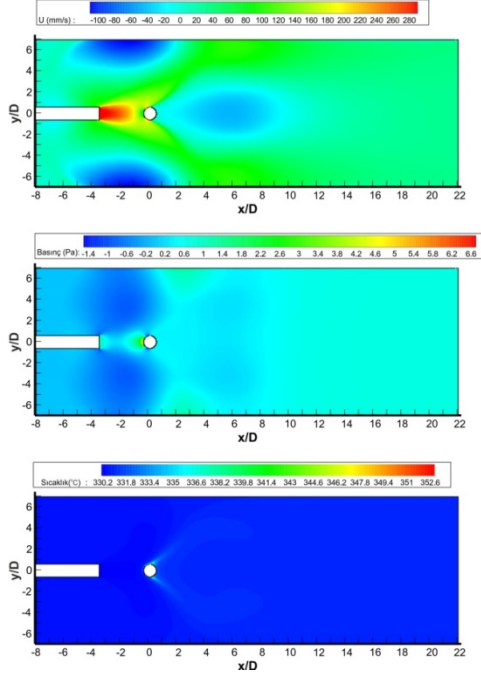
- Liang, D. and Cheng, L.,** 2005. Numerical Modelling of Flow and Scour Below a Pipeline in Currents Part I. Flow Simulation. *Coastal Engineering*, **52**: 25-42.
- Liu T., Sullivan J.P.,** 1996. Heat transfer and flow structures in an excited circular impinging jet, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume **39**, Issue 17, November 1996, Pages 3695-3706.
- Lin, Z.H., Chou, Y.J.,** 1997, Hung, Y.H., “Heat Transfer Behaviors Of A Confined Slot Jet Impingement”, *Int.J.Heat Mass Transfer*, 5: 1095-1107.
- Mahir, N., Altaç, Z.,** 2008, Numerical Investigation of Convective Heat Transfer In Unsteady Flow Past Two Cylinders In Tandem Arrangements, *Heat and Fluid Flow*, **29**, 1309-1318.
- Menter, F., R.,** 1994. Two-equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, **32/8**: 1598-1605.
- Nishimura, H. and Taniike, Y.,** 2001. Aerodynamic Characteristics of Fluctuating Forces on a Circular Cylinder. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **89**: 713-723.
- Noca, F., Park, H.G. and Gharib, M.,** 1998. Vortex Formation Length of a Circular Cylinder ($300 < Re < 4000$) Using DPIV, *Proceedings of FEDSM'98: 1998 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, **June 21- 25**, Washington, DC.
- Norberg, C.,** 1998. LDV- Measurements in the Near Wake of a Circular Cylinder, *Advances in Understanding of Bluff Body Wakes and Vortex Induced Vibration*, Washington DC, USA, June 1998, 1-12.
- Norberg, C.,** 2003. Fluctuating Lift on a Circular Cylinder: Review and New Measurements, *Journal of Fluids and Structures*, **17**, 57-96.
- O'Donovan, T.S., Murray, D.B.,** 2007, “Jet Impingement Heat Transfer – Part I: Mean and Root-Mean-Square Heat Transfer and Velocity Distributions”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**: 3291-3301.
- Rosenfeld, M., Kwak, D. Ve Vinokur, M.,** 1991. A Fractional Step Method for the Unsteady Incompressible Navier-Stokes Equations in Generalized Coordinate Systems, *Jour. of Comp. Phys.*, **84**, 102-137.
- Price, S. J., Sumner, D., Smith, J. G., Leong, K. and Paidoussis, M. P.,** 2002. Flow Visualization Around a Circular Cylinder Near to a Plane Wall. *Journal of Fluids and Structures*, **16**: 175-191.
- Schlichting, H.,** 2000. Boundary-Layer Theory. Springer, Germany, 799s.
- Straatman A. G. and Martinuzzi R. J.,** 2004. An Examination of the Effect of Boundary Layer Thickness on Vortex Shedding From a Square Cylinder Near a Wall. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **91**: 1023-1037.
- Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J.,** (1995), “A New k- ϵ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows-Model Development and Validation, *Computers & Fluids* **24**, 227–238.
- Sung, J. and Yoo, J.Y.,** 2001. Three-Dimensional Phase Averaging of Time-Resolved PIV Measurement Data, *Measurement Science and Technology*, **12**, 655-662.
- Sung, J. and Yoo, J.Y.,** 2003. Near Wake Vortex Motions Behind a Circular Cylinder at Low Reynolds Number, *Journal of Fluids and Structures*, **17**, 261-274.
- Sümer, B. M. and Fredsoe, J.,** 1997. Hydrodynamics Around Cylindrical Structures. World Scientific, Singapore, 528s.
- Şahin, B., Akıllı, H. Öztürk, N. A., Karakuş, C., Kahraman, A., Akar, A., Yanıktepe, B., Özalp, C. ve Gürlek, C.,** 2003. Akışkanlar Mekaniği Uygulamalarında Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçme Tekniği (PIV). *Ç.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Özel Sayı*. **18**: 103-111.

- Şahin B., Öztürk N.A., and Akıllı H.,** 2007. "Horseshoe vortex system in the vicinity of the vertical cylinder mounted on a flat plate", *Flow Measurement and Instrumentation*, **18**, p.57–68.
- Şahin B., Öztürk N.A.,** 2009. "Behavior of flow at the junction of cylinder and base plate in deep water", *Measurement*, **42**, p.225–240.
- Taneda, S.,** 1965. Experimental Investigation of Vortex Streets. *Journal of Physical Society of Japan.*, **20**: 1714-1721.
- Taniguchi, S. and Miyokoshi, K.,** 1990. Fluctuating Fluid Forces Acting on a Circular Cylinder and Interference with a Plane Wall. *Experiments in Fluids*, **9**: 197-204.
- Tomioka, S., Jacobsen, L.S., Schetz, J.A.,** (2003), "Sonic Injection Form Diamond Shaped Orifices Into A Supersonic Crossflow", *Journal of Propulsion and Power*, Vol.19, No.1.
- Tutar, M. ve Holdo, A.E.,** 2001. Computational Modeling of flow Around a Circular Cylinder in Sub-critical Flow Regime with Various Turbulence Models, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, **35 (7)**, 763-784.
- Türker, E.,** 2006, "Dönen Bir Disk Yüzeyine Çarpan Jet Akımının Sayısal İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul.
- Ünal, M.F. ve Rockwell, D.,** 1988. On Vortex Formation from a Cylinder, *Journal of Fluid Mechanics*, **190**, 491-512.
- Varol, Y., Alnak, D. E., Oztop, H. F., and Khaled, A. S.,** 2012. Numerical Analysis of Heat Transfer Due to Slot Jets Impingement onto Two Cylinders with Different Diameters. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **39**: 726-735.
- Wegner, B., Huai, Y., Sadiki, A.,** (2004), "Comparative Study of Turbulent Mixing in Jet in Cross-Flow Configurations Using LES", *International Journal of Heat and Fluid Flow* **25**, 767-775.
- Westerweel, J.,** 1993. Digital Particle Image Velocimetry, Theory and Application. Delft University Press.
- Wilcox, D. C.,** 1988. Reassessment of The Scale-Determining Equation For Advanced Turbulence Models. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, **26/11**: 1299-1310.
- Wilcox, D. C.,** 2000. Turbulence Modeling For CFD. DCW Industries, Inc., California.
- Wu, M. H, Wen, C. Y., Yen, R. H., Weng, M. C. and Wang, A. B.,** 2004. Experimental and Numerical Study of the Separation Angle For Flow Around a Circular Cylinder at Low Reynolds Number. *J. Fluid Mech.*, **515**: 233-260.
- Yang, Y., Tsai, S.,** 2007, "Numerical Study of Transient Conjugate Heat Transfer of A Turbulant Impinging Jet", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **50**: 799-807.
- Zdravkovich, M. M.,** 1980. Intermittent Flow Separation From Flat Plate Induced by a Nearby Circular Cylinder. In Proceeding of the 2nd International Symposium on Flow Visualization, Bochum, West Germany, 265-270.
- Zdravkovich, M. M.,** 1983. Observation of Vortex Shedding Behind a Towed Circular Cylinder Near a Wall. In Proceeding of the 3rd International Symposium on Flow Visualization, Ann Arbour, Michigan, 391-395.
- Zdravkovich, M. M.,** 1985. Forces on a circular cylinder near a plane wall. *Applied Ocean Research*, **7**: 197-201.
- Zdravkovich, M. M.,** 1997. Flow Around Circular Cylinders, Vol. 1: Fundamentals, Oxford University Pres Inc., New York, 672s.

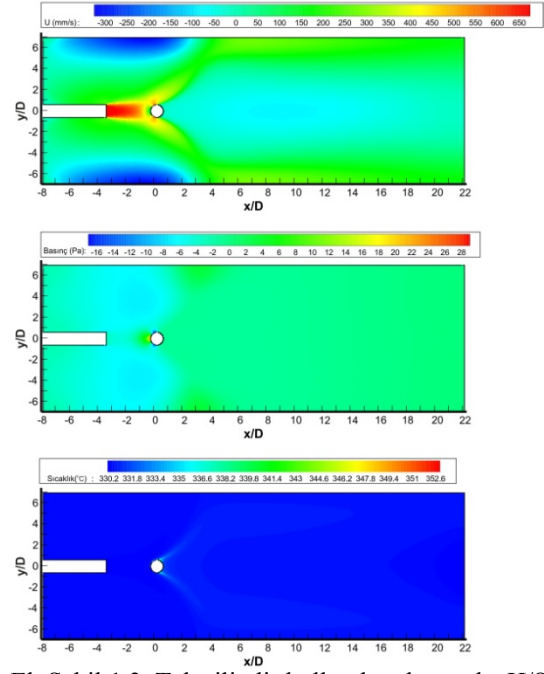
- Zdravkovich, M. M.,** 2003. Flow Around Circular Cylinders, Vol. 2: Applications. Oxford University Press Inc., New York, 592s.
- Zovatto, L. and Pedrizzetti, G.,** 2001. Flow About a Circular Cylinder Between Parallel Walls. *Journal of Fluid Mechanics*, **440**: 1-25

EKLER

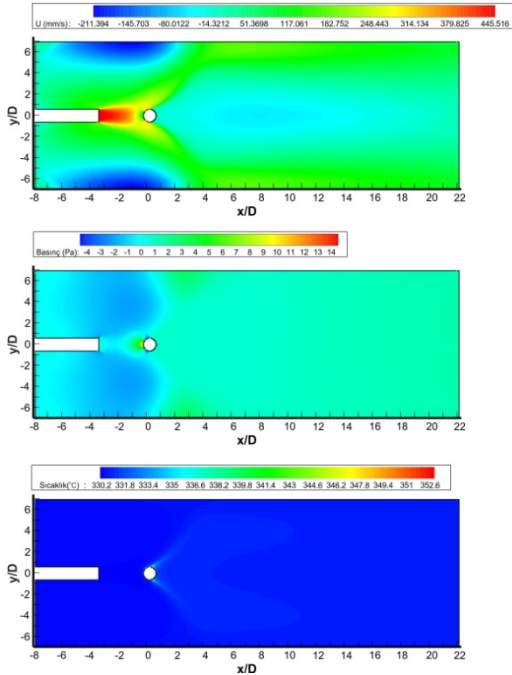
U hızları, Basınç ve Sıcaklık Konturları



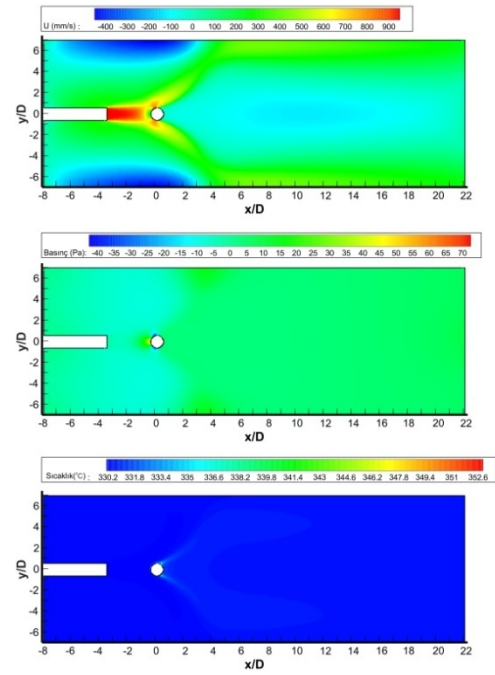
Ek Şekil 1.1. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



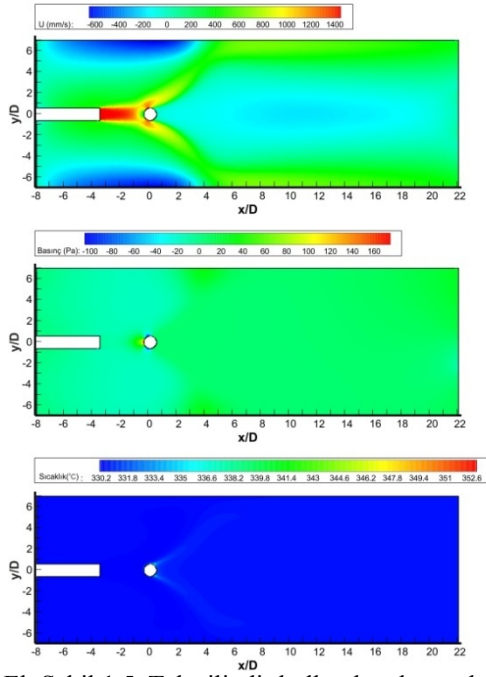
Ek Şekil 1.3. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



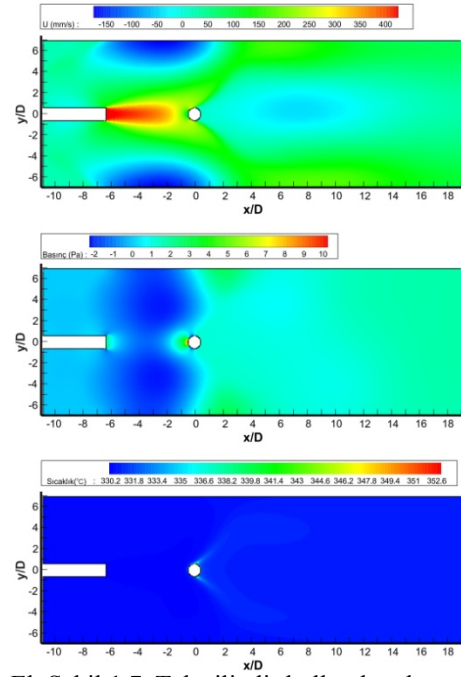
Ek Şekil 1.2. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



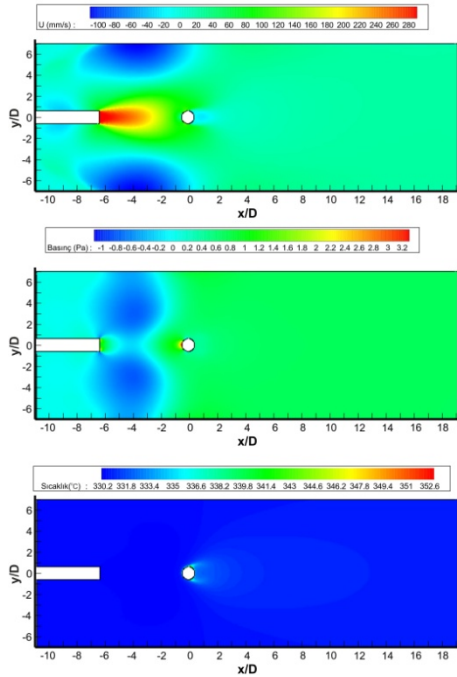
Ek Şekil 1.4. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



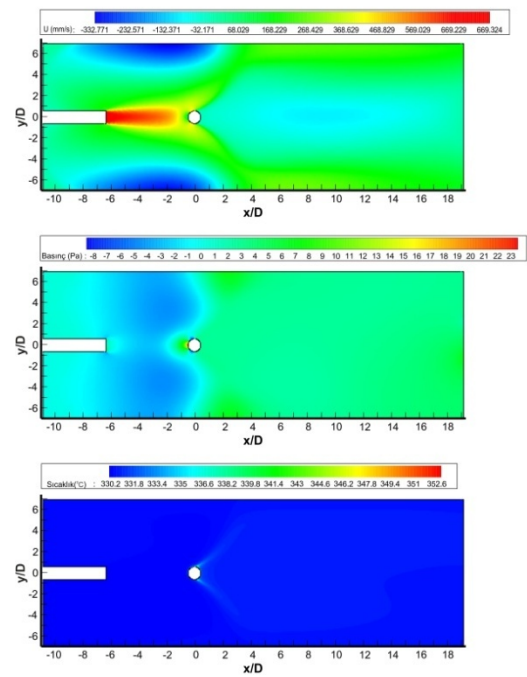
Ek Şekil 1.5. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



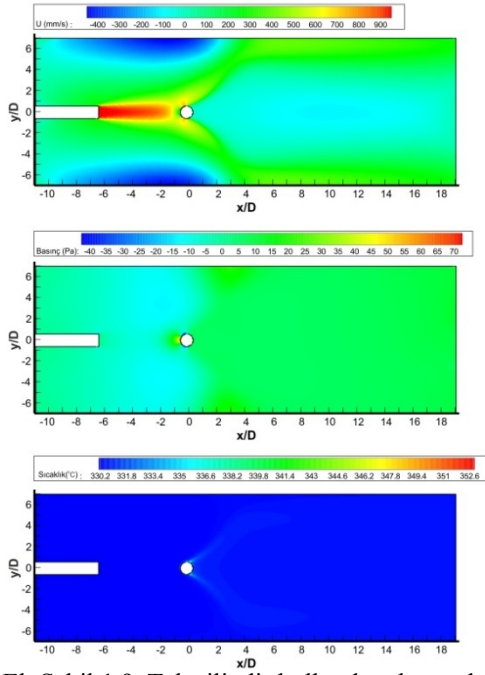
Ek Şekil 1.7. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



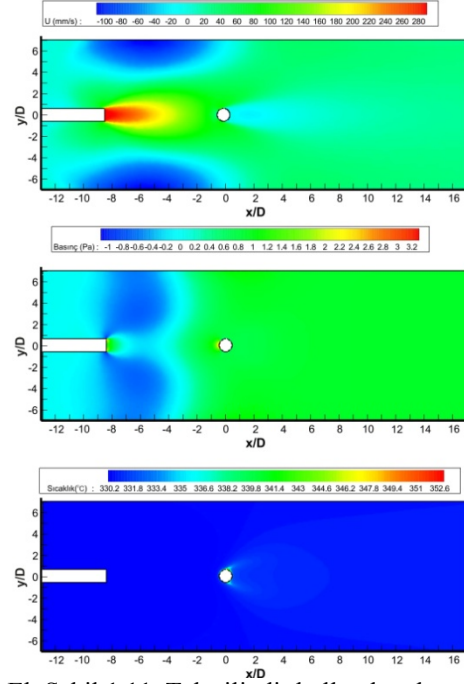
Ek Şekil 1.6. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



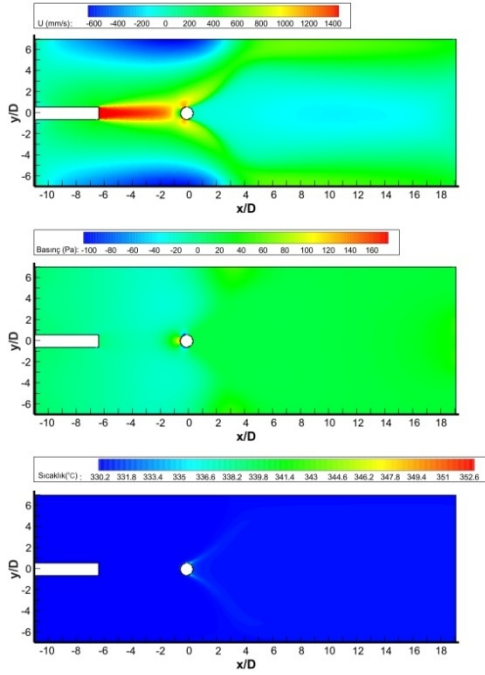
Ek Şekil 1.8. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



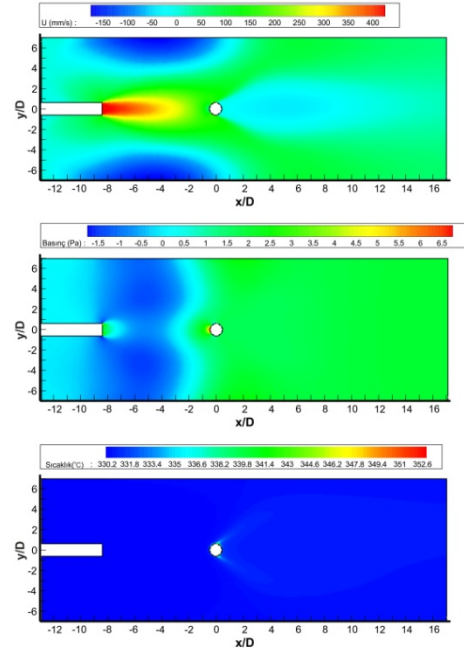
Ek Şekil 1.9. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



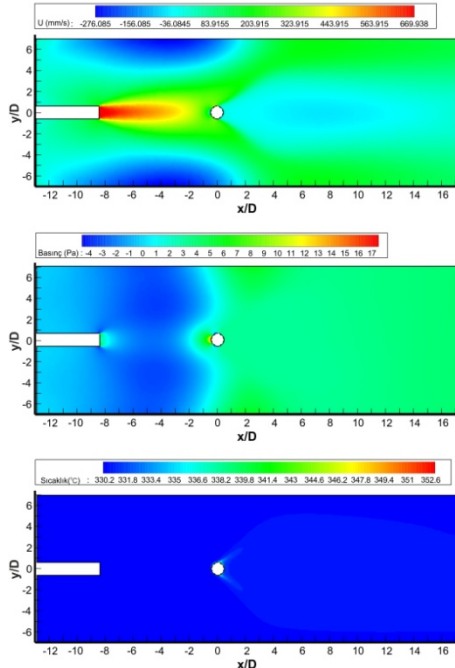
Ek Şekil 1.11. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



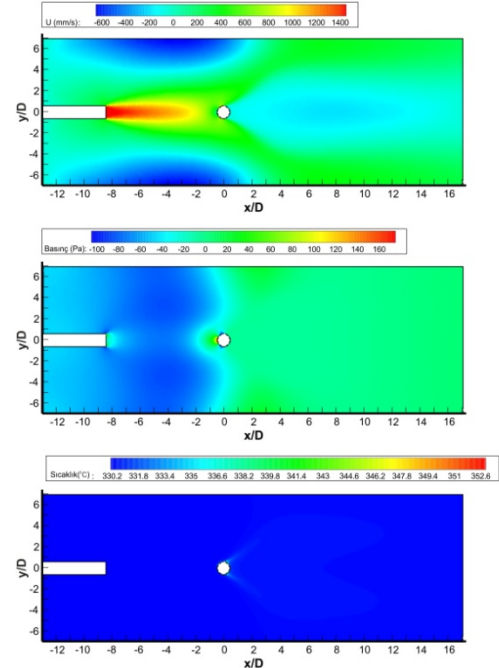
Ek Şekil 1.10. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



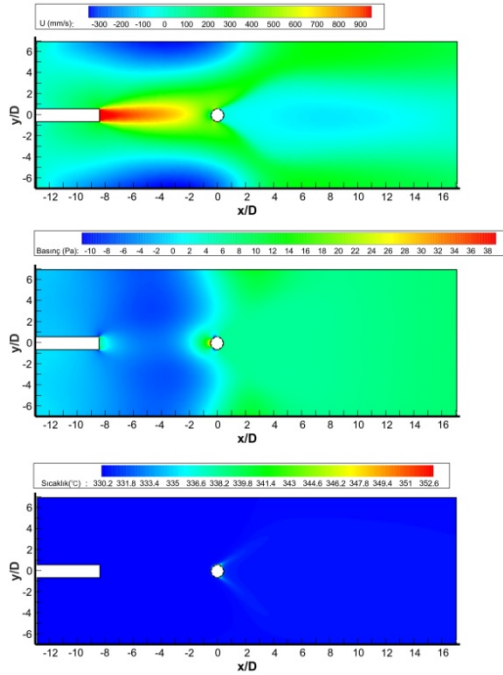
Ek Şekil 1.12. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



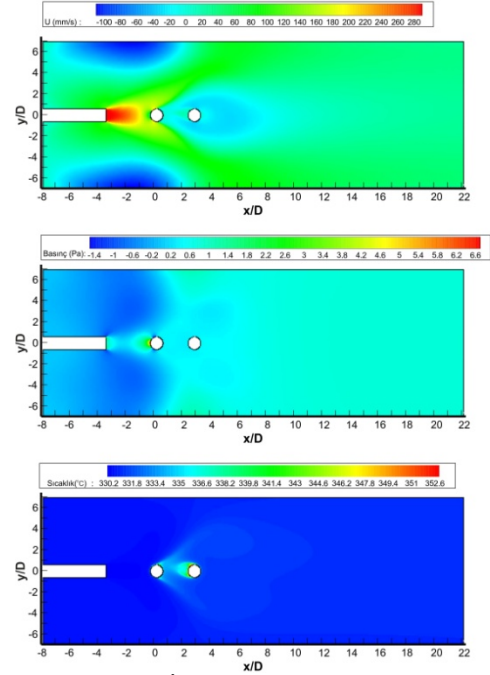
Ek Şekil 1.13. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basiç, Sıcaklık konturları



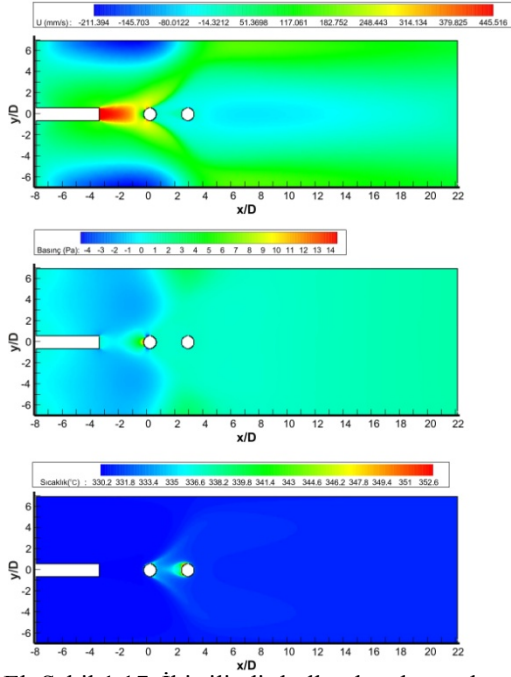
Ek Şekil 1.15. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basiç, Sıcaklık konturları



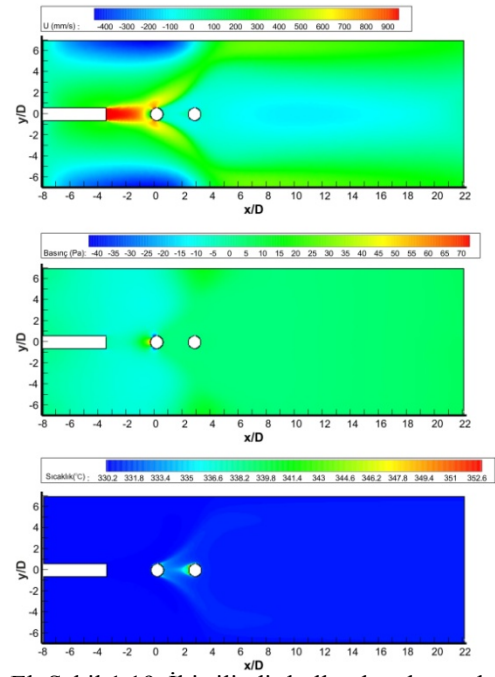
Ek Şekil 1.14. Tek silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basiç, Sıcaklık konturları



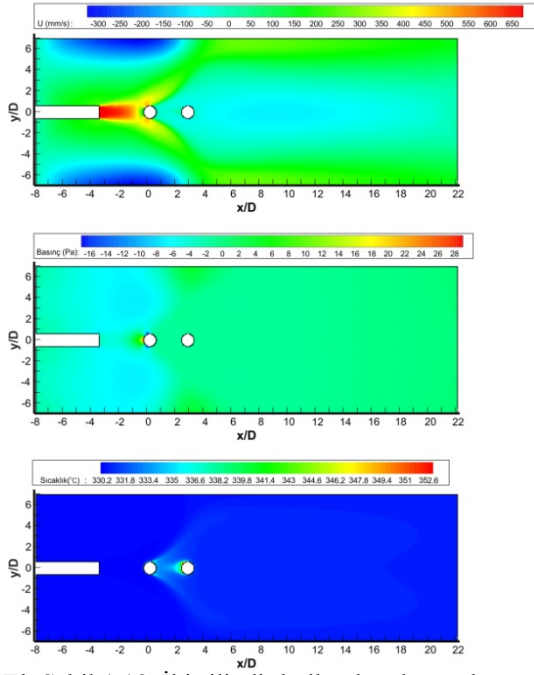
Ek Şekil 1.16. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basiç, Sıcaklık konturları



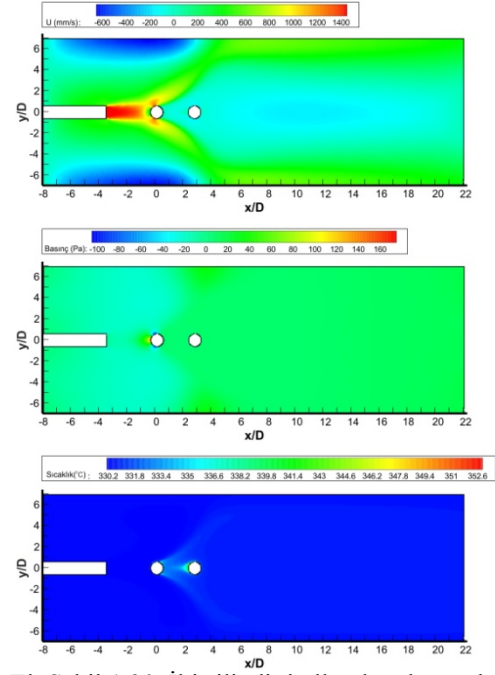
Ek Şekil 1.17. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



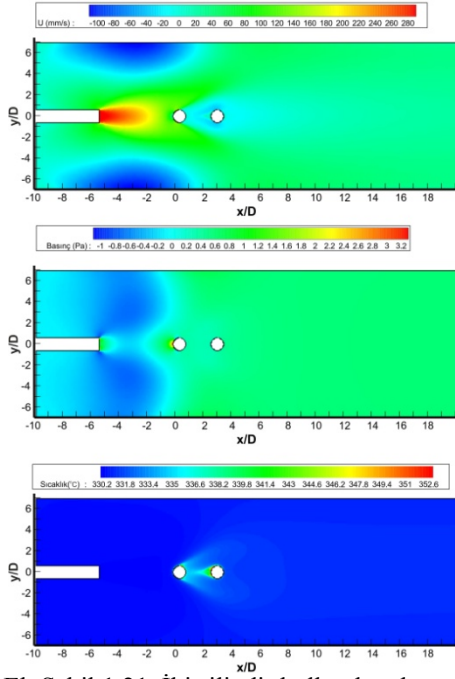
Ek Şekil 1.19. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



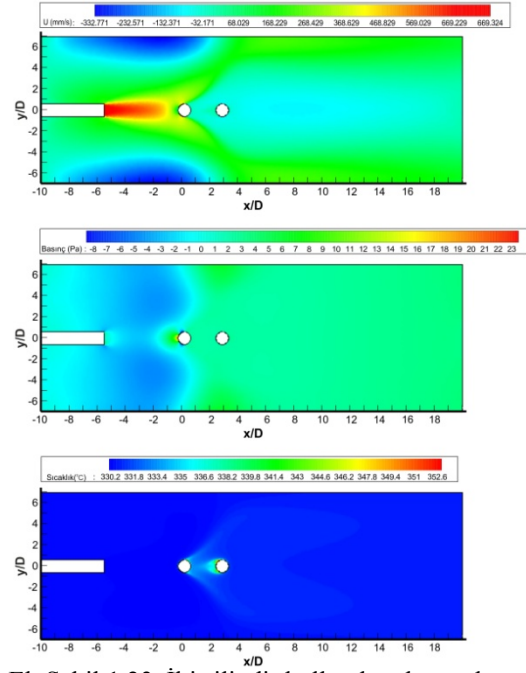
Ek Şekil 1.18. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



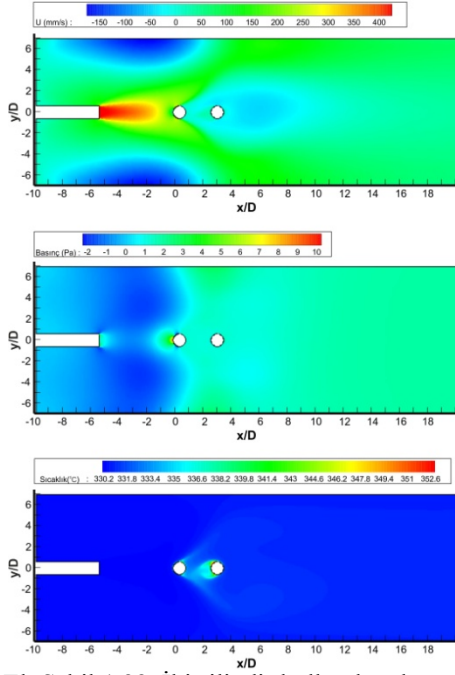
Ek Şekil 1.20. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



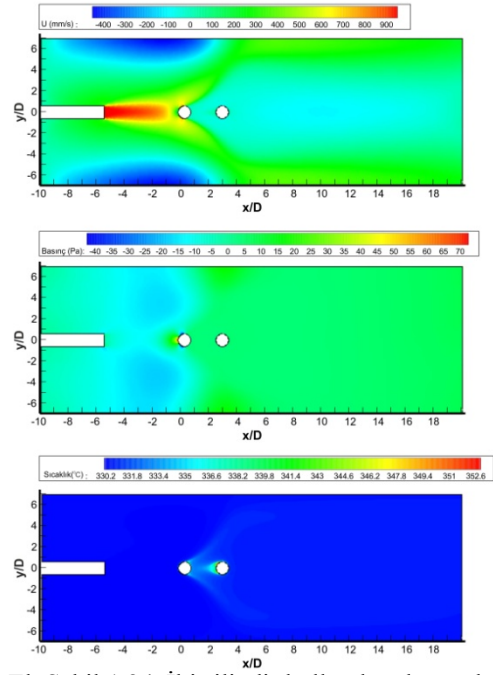
Ek Şekil 1.21. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



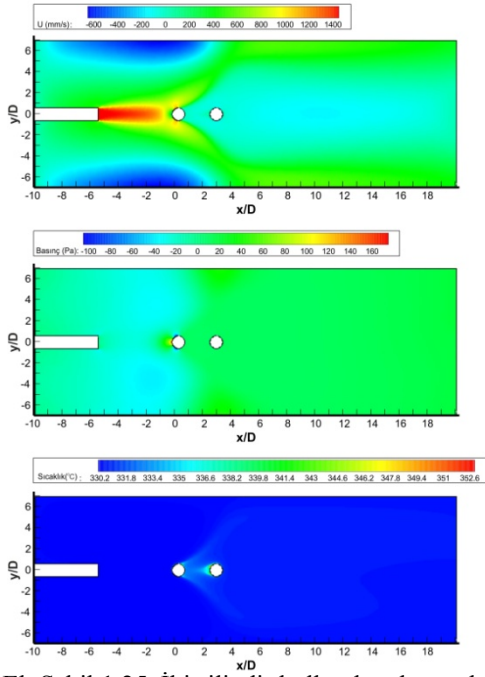
Ek Şekil 1.23. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



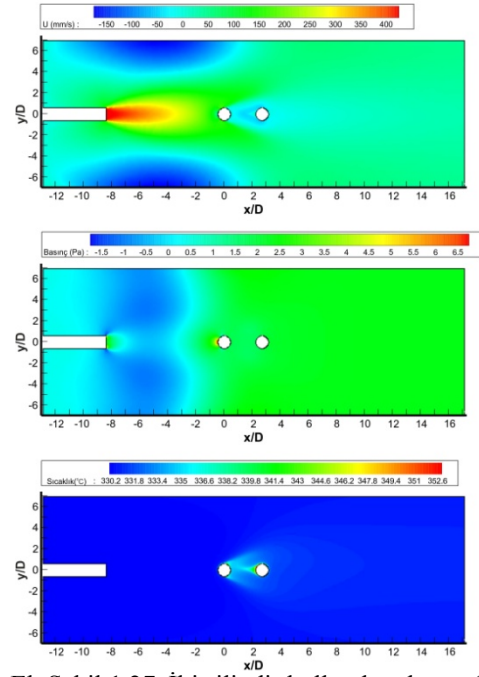
Ek Şekil 1.22. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



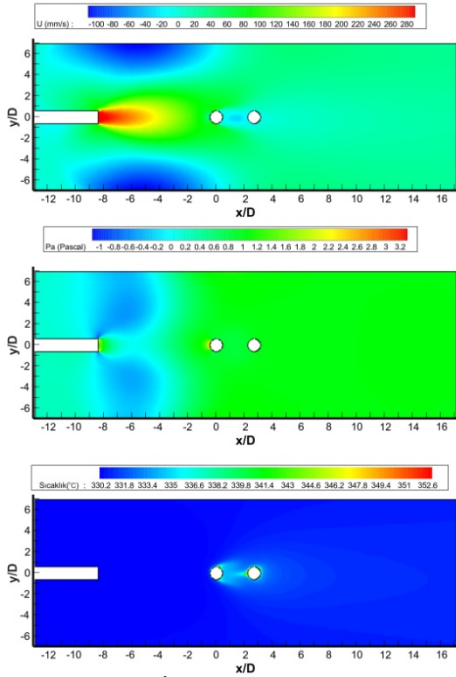
Ek Şekil 1.24. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınc, Sıcaklık konturları



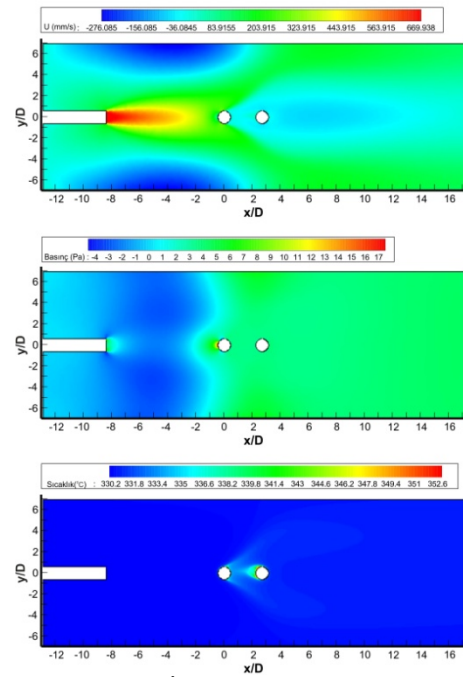
Ek Şekil 1.25. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=6$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



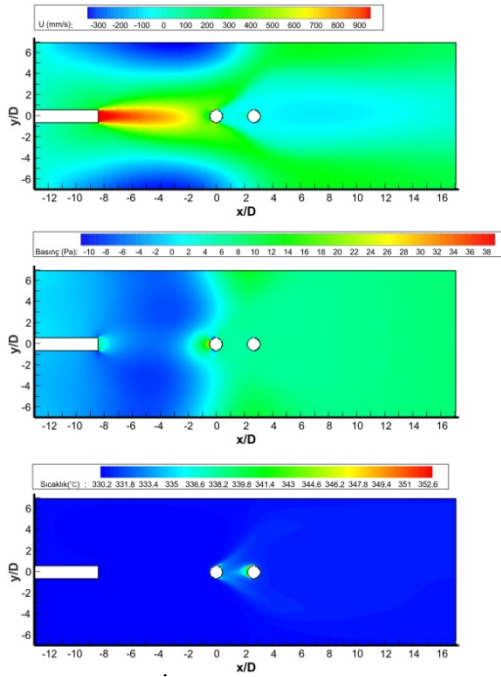
Ek Şekil 1.27. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



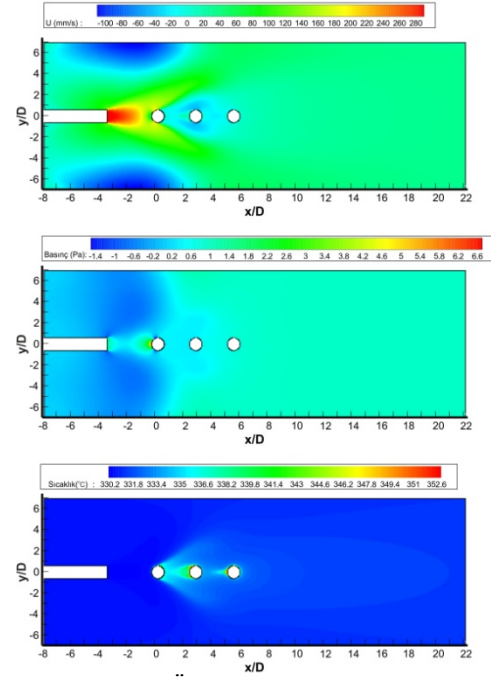
Ek Şekil 1.26. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



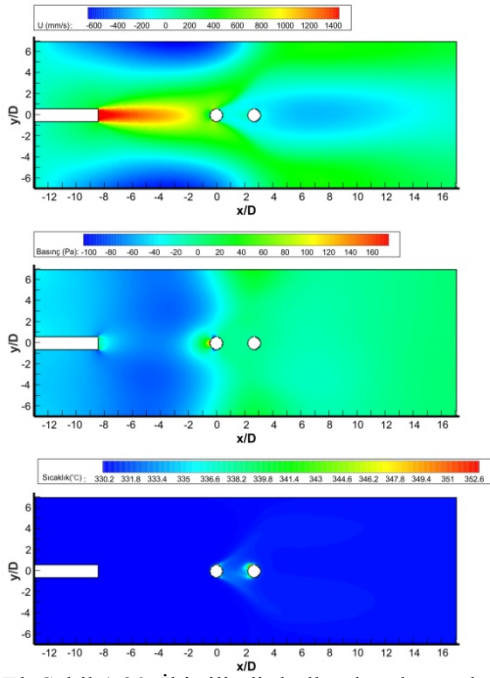
Ek Şekil 1.28. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



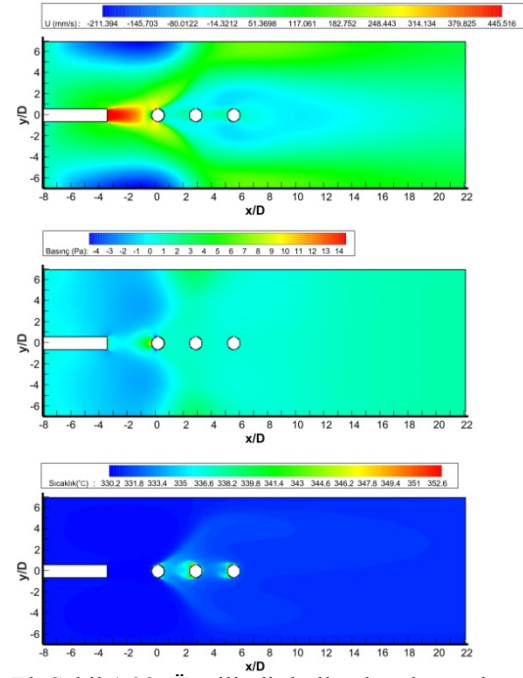
Ek Şekil 1.29. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



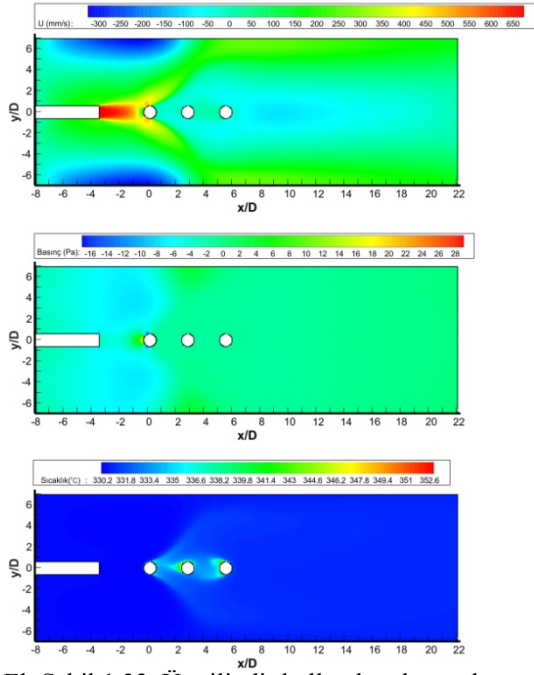
Ek Şekil 1.31. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=5000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



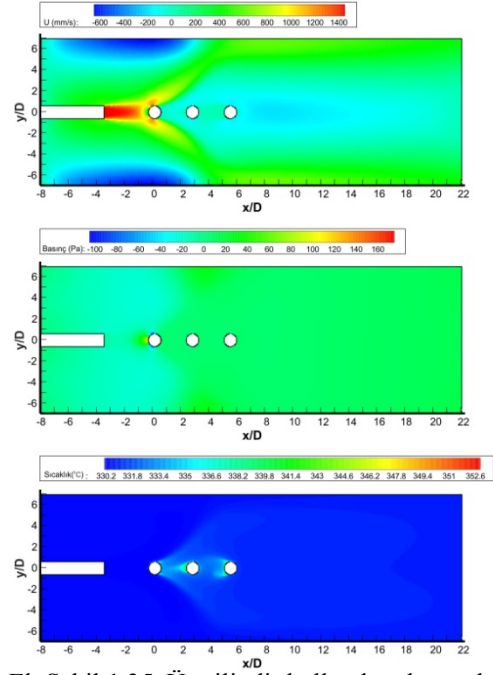
Ek Şekil 1.30. İki silindir kullanılan durumda, $H/S=10$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



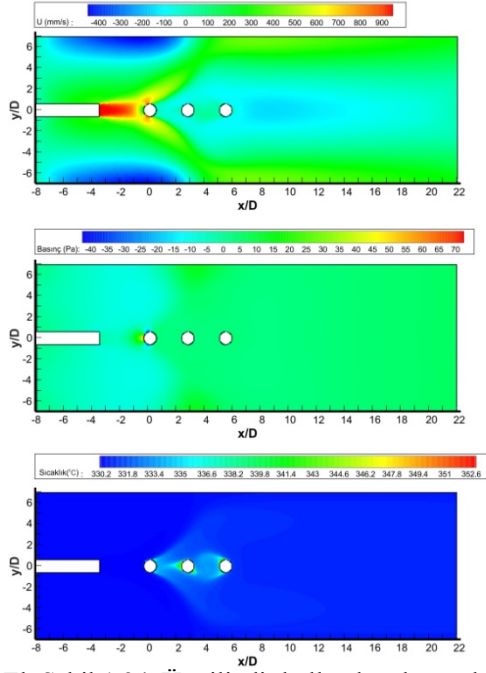
Ek Şekil 1.32. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=7500$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



Ek Şekil 1.33. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=10000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



Ek Şekil 1.35. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=20000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları



Ek Şekil 1.34. Üç silindir kullanılan durumda, $H/S=4$ ve $Re_D=15000$ 'de, U, Basınç, Sıcaklık konturları

ÖZGEÇMİŞ

1981 yılında Sivas’da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Sivas’ta tamamladı. 1998 yılında, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünü kazandı ve 2003 yılında mezun oldu. 2004 yılında Cumhuriyet Üniversitesinde Fen Bilimleri Enstitüsü’nde lisansüstü eğitimine başladı ve 2007 yılında Makine Mühendisliği Anabilim dalından, ‘Karıştırıcı Tanklarda Kullanılan Kanatların Nümerik Analizi’ isimli teziyle mezun oldu. 2008 yılında Fırat Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsünde doktora öğrenci olarak kabul edildi. 2006 yılında beri Cumhuriyet Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.