



MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

KOMPRESÖRLERİN ARA SOĞUTUCULARINDAKİ BORU DİZİLİŞ ŞEKLİNİN
AKIŞA ETKİSİ VE OPTİMİZASYONU

Emre GÜNEY

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Antakya / HATAY
ARALIK – 2008

MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KOMPRESÖRLERİN ARA SOĞUTUCULARINDAKİ BORU DİZİLİŞ ŞEKLİNİN
AKIŞA ETKİSİ VE OPTİMİZASYONU

EMRE GÜNEY
YÜKSEKLİSANS

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Doç. Dr. Ali KOÇ danışmanlığında hazırlanan bu tez 15/12/2008 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oybirliğiyle kabul edilmiştir.

Doç Dr. Ali KOÇ
Başkan

Yrd. Doç. Dr. N. Adil ÖZTÜRK
Üye

Yrd. Doç. Dr. Emin ÜNAL
Üye

Bu tez enstitümüz Makine Mühendisliği Anabilim Dalında hazırlanmıştır.

Kod No:

Prof. Dr. Necat AĞCA
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve sanat eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	I
ÖZET	III
ABSTRACT.....	IV
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	V
ÇİZELGELER DİZİNİ	VI
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VII
1. GİRİŞ	1
1.1. Mevcut Çalışmanın Önemi	1
1.2. Isı Değiştiricileri Hakkında Genel Bilgi	6
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	13
2.1. Girdap Dinamiği ve Batmış Cisimler Etrafında Akış	13
2.2. Isı Değiştiricilerinde Akış	16
2.3. Konu Hakkındaki Önceki Çalışmalar	18
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	21
3.1. Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm (PIV) Tekniği ile Akım Hızının Ölçülmesi	21
3.2. Silindir Etrafındaki Akımın CFD Modellemesi ile Ölçülmesi.....	24
3.3. Deney Düzeninin ve CFD Modellemenin Hazırlanması.....	32
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	35
4.1. Giriş.....	35
4.2. Çalışmanın Amacı.....	35
4.3. Tek Silindirden Meydana Gelmiş Olan Kanatlı – Borulu Isı Değiştiricisinin Ön Alanında Oluşan At Nalı Girdaplarının Fluent Programı Vasıtası İle İncelenmesi	36
4.4. Tek Silindirden Meydana Gelmiş Olan Kanatlı – Borulu Isı Değiştiricisinin Arka Alanında Oluşan Girdapların Fluent Programı Vasıtası İle İncelenmesi	48
4.5. Çoklu Silindirden Meydana Gelmiş Olan Kanatlı – Borulu Isı	

II

Değiştiricisinde Oluşan Girdapların Fluent Programı Vasıtası İle İncelenmesi.....	55
4.6.Değişik Aılarda yerleştirilmiş çok Silindirli, Kanatlı – Borulu Isı Değiştiricilerinin Fluent Programı Vasıtası İle İncelenmesi.....	77
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	90
KAYNAKLAR	93
TEŞEKKÜR.....	96
ÖZGEÇMİŞ	97

ÖZET

KOMPRESÖRLERİN ARA SOĞUTUCULARINDAKİ BORU DİZİLİŞ ŞEKLİNİN AKIŞA ETKİSİ VE OPTİMİZASYONU

Önümüzdeki yüzyıllarda büyük enerji sıkıntılarının ortaya çıkma ihtimalinin belirmesi nedeni ile çağımızın en önemli konusu, enerji tasarrufunun geliştirilmesi haline gelmiştir. Bu amaçla, hemen her makinenin verimliliğinin artırılması üzerine çalışmalar yapılmaktadır.

Sanayide yaygın olarak kullanılan kompresörlerin verimlerinin artırılması bu yolda atılacak en önemli adımlardan biridir. Kompresör verimini arttırmanın en kısa yolu basınçlandırdığı akışkanın soğutulmasıdır. Bu şekilde volümetrik verimi artacak olan kompresör aynı basınçta daha fazla hava üretecek konuma geçecektir.

Soğutma işlemi ısı değiştiricileri vasıtası ile yapılmaktadır. Birçok ısı değiştiricisi tipi bulunmakla birlikte, yaygın olarak kullanılan tip kanatlı – borulu ısı değiştiricileridir. Kanatlar vasıtası ile yüzey alanı artırılabilinen bu ısı değiştiricileri, hem basit konstrüksiyonları, hem de birçok işletme koşullarına uyum sağlayabilmeleri açısından sıkça tercih edilmektedirler.

Bu çalışmada, kanatlı – borulu ısı değiştiricilerinin en yüksek verimde çalışacak şekilde dizayn edilebilmeleri için gerekli optimizasyonlar, bilgisayar destekli hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile yapılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olarak Fluent 6.3.26 programı kullanılmıştır.

Öncelik olarak, programın istenilen değerleri sağladığından emin olmak amacı ile daha önce deneysel olarak yapılmış çalışmalar Fluent programı ile tekrardan analiz edilecek ve deneysel sonuçlara yakınsamalar incelenmiştir. Bu amaçla, N. Adil ÖZTÜRK tarafından 2006 yılı içerisinde yapılan, tek silindirli ve çok silindirli sistemler etrafındaki akış incelemeleri kullanılmıştır. Yapılan analizler sonucunda istenilen yakınsamaların sağlandığı görülmüş ve kanatlı – borulu ısı değiştiricilerinin optimizasyonu çalışmalarına başlanılmıştır.

Yapılan çalışmalarda, ısı değiştiricisinin geometrik parametrelerinden silindir çapı, kanat aralığı ve silindir merkezleri arasındaki uzaklık değerleri sabit tutulup, silindir merkezleri arasındaki açının değiştirilmesi suretiyle ısı transferinin ve oluşan basınç farkının gelişmesi incelenmiştir.

Çalışmaların sonucu olarak maksimum ısı transferinin 20^0 'de gerçekleştiği, saptanmıştır. Ancak, aynı açıda, basınç düşüşü maksimum seviyede olmaktadır. Açının yükselmesi ile hem ısı transferi, hem de basınç farkı düşmeye başlamıştır. Çalışma sonucu elde edilen $20^0 - 45^0$ arasındaki açılardaki Nusselt ve Basınç Farkı grafikleri kullanılarak, mevcut işletmelerin yapısına uygun optimum sistemin seçilmesi mümkün olmaktadır.

2008, 97 sayfa

Anahtar Kelimeler: Isı Değiştiricileri, Fluent, Optimizasyon, Nusselt Sayısı

ABSTRACT**THE INVESTIGATION AND THE OPTIMIZATION OF THE ADJUSTMENT AT
THE INTER – COOLERS TUBE BANKS OF COMPRESSORS**

Efficiency became the biggest topic of our century because of the energy lack possibility in the future. To prevent this serious problem, every engineer consider how to increase the efficiencies of the machines.

It will be one of the biggest steps to increase the efficiency of the compressors that are used commonly at the industry. Cooling down the fluid that is pressurized by the compressor at inlet is the easiest and the most effective way. By this way, compressor will be able to blow much more fluid at the same pressure, which means increased volumetric efficiency.

Cooling the fluid is done by the heat exchangers. Even there are lots of heat exchanger types, plate – fin tube heat exchangers are the most common one. With the plate fins, surface area can be easily increased, they have simple construction principles and these machines are suitable almost every type of process.

At this thesis study, the optimizations that make plate fin – tube heat exchangers work more efficiently has been done by computational fluid dynamics program Fluent 6.3.26.

At first, it has been proved that Fluent works properly and gives good results, by examining an experimental study that has been done before. The experiment, that involves flow around single and multiple cylinders which has been studied by N. Adil ÖZTÜRK in 2006, has been selected for approval. Fluent has given enough close results that allow us to start for the optimization studies.

At the study, some of the geometrical properties of the system, diameter of the cylinders, distance between fins, distance between the centers of the cylinders etc., have been fixed and the angle between the centers of the cylinders has been changed and heat flux and pressure difference were examined at every angle.

At the result, although it has been seen that the highest heat flux occurs at 20° , the highest-pressure drop has been occurred at the same angle. With increasement at the angle, both heat flux and pressure drop go down. With the help of the pressure drop and heat flux graphics according to angle, it is easy to determine the optimum angle for heat exchangers at every type of process.

2008, 97 pages

Key Words: Plate Fin – Tube Heat Exchangers, Fluent, Optimization, Nusselt Number

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Kesit alanı
B	Gömülme derinliği
CFD	Computational Fluid Dynamics
C_η	Türbülans sabiti
D	Silindir çapı
f	Silindir mansabındaki vorteks kopması frekansı
g	Yer çekiminin sebep olduğu kütleesel kuvvet
h	Su derinliği
k	Türbülans kinetik enerjisi
Nu	Nusselt Sayısı
p	Basınç
PIV	Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçüm Tekniği
Pr	Prantl Sayısı
Re_D	Silindir çapına bağlı Reynolds sayısı
St	Strouhal sayısı
t	Zaman
u	Yatay hız bileşeni
u_0	Serbest akım hızı
v	Düşey hız bileşeni
δ	Sınır tabakası kalınlığı
ε	Türbülans kinetik enerji kayıp oranı
η	Türbülans viskozitesi
μ	Dinamik viskozite katsayısı
ρ	Akışkan yoğunluğu
ν	Kinematik viskozite katsayısı
ω	Özgül kayıp oranı

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 1.1. Isı değiştiricilerinin sınıflandırılması.....	7
Çizelge 2.1. Reynolds sayısına bağlı girdap oluşumu	15
Çizelge 4.1. Reynolds sayısına bağlı olarak hızların tayini	39
Çizelge 4.2. Reynolds sayısına bağlı hız değişimi.....	56
Çizelge 4.3. Havanın 1 atm basınç altındaki özellikleri	78
Çizelge 4.4. Reynolds sayısına göre sabitlerin değişimi.....	87
Çizelge 4.5. Açılara göre Nusselt, Reynolds ve basınç farklarının değişimi.....	87

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Kompresörlerde ara soğutma.....	2
Şekil 1.2. Batmış cisimler etrafındaki akış	4
Şekil 1.3. At nalı girdap oluşumu	5
Şekil 1.4. Girdap çeşitleri	5
Şekil 1.5. Silindir Etrafında Girdap Oluşumu.....	6
Şekil 1.6. Levhalı ısı değiştiricileri.....	9
Şekil 1.7. Borulu kanatlı ısı değiştiricisi.....	10
Şekil 1.8. Borulu Kanatlı Isı Değiştiricisi Prensi Şeması	11
Şekil 1.9. Borulu Kanatlı Isı Değiştiricisi Dizayn Parametreleri.....	12
Şekil 3.1. PIV tekniği ölçme kapasitesi	21
Şekil 3.2. PIV tekniği çözüm prensibi	22
Şekil 3.3. PIV yerleşim düzeni	23
Şekil 3.4. Fluent akış prosesi	26
Şekil 3.5. Örnek fluent çalışması	26
Şekil 3.6. Örnek Fluent Çalışması	27
Şekil 3.7. Deney düzeneği	33
Şekil 3.8. Ölçüm yapılan bölgeler	33
Şekil 4.1. Tek silindir deney düzeneği.....	37
Şekil 4.2. Tek silindirli sisteme ait gambit modellemesi	38
Şekil 4.3. Tek silindirli sisteme ait sınır koşulları	39
Şekil 4.4. Tek silindir ön bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları.....	40
Şekil 4.5. Tek silindir ön bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	41
Şekil 4.6. Tek silindir, ön bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları.....	42
Şekil 4.7. Tek silindir, ön bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	43
Şekil 4.8. Tek silindir, ön bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları.....	44
Şekil 4.9. Tek silindir ön bölge $Re = 4000$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	45
Şekil 4.10. Tek silindir, ön bölge, $Re = 6150$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları.....	46
Şekil 4.11. Tek silindir, ön bölge, $Re = 6150$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	47
Şekil 4.12. Tek silindir, arka bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları.....	49
Şekil 4.13. Tek silindir, arka bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	50
Şekil 4.14. Tek silindir, arka bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları.....	51

VIII

Şekil 4.15. Tek silindir, arka bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları	52
Şekil 4.16. Tek silindir, arka bölge, $Re = 6150$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları.....	53
Şekil 4.17. Tek silindir, arka bölge, $Re = 6150$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları	54
Şekil 4.18. Çok silindirli modelin deney düzeneği	56
Şekil 4.19. Çok silindirli çalışmanın Gambit modellemesi	58
Şekil 4.20. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 1500$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları	59
Şekil 4.21. Çok silindir, silindir ön bölge $Re = 1500$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	60
Şekil 4.22. Çok silindir, silindir arka bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	61
Şekil 4.23. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 1500$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları	62
Şekil 4.24. Çok silindir, silindir ön bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	63
Şekil 4.25. Çok silindir, silindir arka bölge $Re = 1500$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları	64
Şekil 4.26. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 4000$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları	65
Şekil 4.27. Çok silindir, silindir ön bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	66
Şekil 4.28. Çok silindir, silindir arka bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	67
Şekil 4.29. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 4000$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları	68
Şekil 4.30. Çok silindir, silindir ön bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	69
Şekil 4.31. Çok silindir, silindir arka Bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	70
Şekil 4.32. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 5250$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları	71
Şekil 4.33. Çok silindir, silindir ön bölge, $Re = 5250$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	72
Şekil 4.34. Çok silindir, silindir arka bölge, $Re = 5250$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	73
Şekil 4.35. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 5250$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları	74
Şekil 4.36. Çok silindir, silindir ön bölge, $Re = 5250$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	75
Şekil 4.37. Çok silindir, silindir arka bölge, $Re = 5250$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları.....	76
Şekil 4.38. Modelleme ana görünüş.....	79

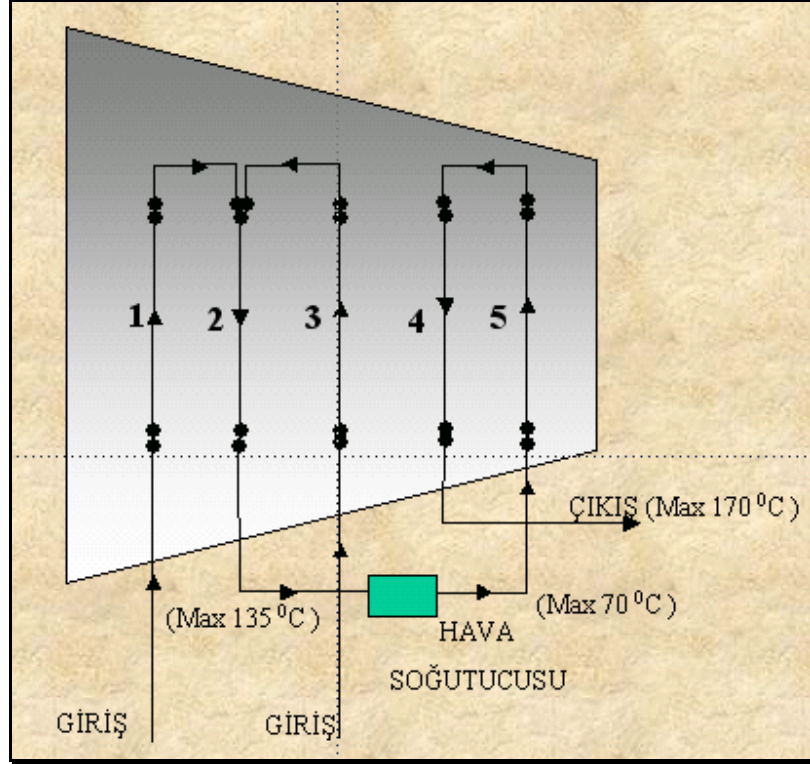
Şekil 3.39. Model planı	79
Şekil 4.40. Çok silindir 20^0 boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri.....	80
Şekil 4.41. Çok silindir 30^0 boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri.....	82
Şekil 4.42. Çok silindir 35^0 boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri.....	83
Şekil 4.43. Çok silindir 40^0 boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri.....	84
Şekil 4.44. Çok silindir 45^0 boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri.....	85
Şekil 4.45. Ortalama Nusselt ve Reynolds sayılarının silindirler arasındaki açıya göre değişimi	88
Şekil 4.46. Silindir giriş – çıkış arasında oluşan fark basınçlarının açıya göre Değişimi	88

1. GİRİŞ

1.1. Mevcut Çalışmanın Önemi

Önümüzdeki yüzyıllarda büyük enerji sıkıntılarının ortaya çıkma ihtimalinin belirmesi nedeni ile çağımızın en önemli konusu, enerji üretimi ve tasarrufunun geliştirilmesi haline gelmiştir. Bu yüzden, hemen hemen bütün ülkeler alternatif enerji kaynaklarının bulunması ve mevcut sistemlerin enerji tüketimlerinin azaltılması üzerine araştırmalar yapmaktadırlar (Öztürk, 2006). Isı değiştiricileri, bu açıdan bakıldığı zaman, gelişmeye en açık sektörlerden biridir. Isıtma - soğutma, havalandırma, enerji üretimi, imalat, uzay sanayisi ve çevre mühendisliği faaliyetleri başta olmak üzere, ısı değiştiricileri büyük bir kullanım alanına sahiptirler. İşte bu yüzden son yıllarda, ısı değiştiricilerin verimliliğinin artırılması üzerine araştırmalar yapılmış ve çok önemli bir mesafeler alınmıştır.

Kompresörler de çağımızda her alanda karşımıza çıkabilen, değişik ebat ve kapasitede makinelerdir. Enerji tasarrufunun artan önemi ve artan rekabet ortamı ekonomik ve verimli makine ihtiyacını da beraberinde getirmektedir. Hava kompresörlerde verim (volümetrik verim) emiş havasının sıcaklığı ile ters orantılıdır. Sıcak bir kaynaktan beslenen kompresörlerin, nispeten daha soğuk bir ortamdan emiş yapan kompresörlere oranla daha az miktarda havayı basınçlandıracağı aşikârdır. Ortam havasının değiştirilmesi imkânsız olduğu düşünüldüğünde, çok kademeli kompresörlerde verimin artırılmasının yegâne çözümü ara kademelerde belli oranda basınçlandırılmış ve dolayısıyla sıcaklığı artmış olan havanın soğutulması ve ilerideki kademelerin daha yüksek verimde çalışmalarını sağlamaktır.



Şekil 1.1. Kompresörlerde ara soğutma

Özellikle yüksek kapasiteli ve çok kademeli santrifüj kompresörler, mekanik konstrüksiyonlarının da elverişli olması sayesinde ara soğutucu kullanımına uygun ve muhtaçtırlar. Orta kademelerde yapılacak ve sıcaklığı artmış olan havayı kompresör emiş hava sıcaklığına düşürebilen soğutucular makinelerin daha az enerji ile daha fazla basınçlı hava üretmelerine katkıda bulunacaktır. Bu açıdan bakıldığı zaman, ara soğutucunun verimi, kompresörün verimini direk etkileyen bir neden olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu ısı değişiricilerinde yapılacak olan iyileştirmeler, kompresöre de aynı şekilde yansıtacağı için ısı değişiricilerinin verimi hakkında bir çalışmanın birçok alanda enerji verimliliğine katkısı olacaktır.

Isı değişiricileri hakkında çalışma yapabilmek için akış koşullarının ve ısı transfer karakteristiklerinin çok iyi bir şekilde analizinin yapılması gerekmektedir. Hidrodinamiğin ısı transferi üzerindeki etkisi göz önüne alındığı zaman, özellikle akış şartlarının ayarlanması, ısı değişiricisinin tasarımında ilk kademelerden birini oluşturmaktadır.

Makine mühendislerinin en çok ilgi alanına giren türbülanslı akış, bu akışın sistemin konstrüksiyonuna zarar vermeden en verimli şekilde kullanılmasını sağlamak, ısı değiştiricilerinde geliştirmeye açık alanlardan biridir. Türbülanslı akış şartlarının, yatay ve dikey yöndeki akışkan hareketlerinin, ısı transferini laminer akışla kıyaslandığında yüksek mertebelerde sağlaması, fakat bunun yanında yarattığı rezonansların ve kontrol edilemeyen darbe etkilerinin sistemin mukavemet olarak dayanabileceği sınırların altında tutabilmek ısı değiştiricisi tasarımında en önemli kısımları oluşturmaktadır. Gerçekte, mühendisler laminer akıştan daha sık olarak türbülanslı akış ile ilgilenirler (Incropera ve DeWitt, 2004).

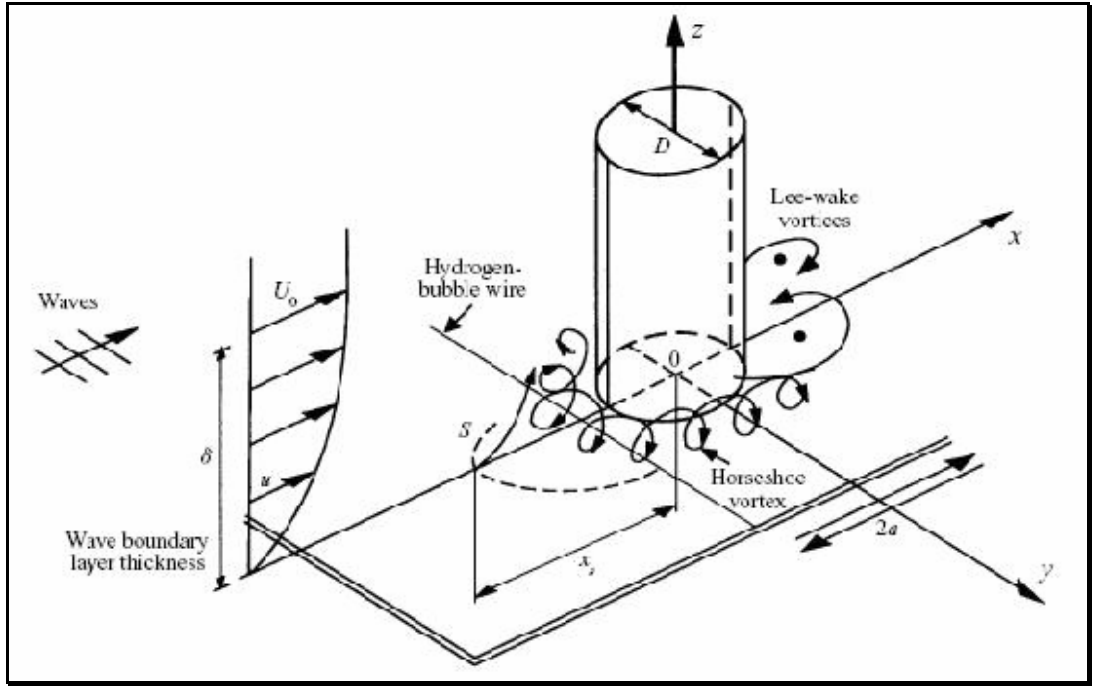
Isı değiştiricileri genel yapı itibari ile çapraz boruların belli bir düzene göre yerleştirilmesi ve akışın yönlendirilerek ısı transferinin artırılması prensibine göre dizayn edilmektedirler. Literatürden bilindiği üzere, bir boru etrafındaki çapraz akış durumunda borunun ön durgunluk noktasında laminer tabaka en ince konumdadır ve aşağı akıntı bölgesine doğru kalınlığı artmaktadır. Ayrılma noktasından sonra akışkan hareketi karışmaya başlayarak vortekslerin artmasına neden olur. Bu konuda Zukauskas, Reynolds sayısının değişimi ile ayrılma noktasının yeri ve laminer sınır tabakanın gelişimi hakkında faydalı bilgiler vermiştir (Zukauskas, 1972). Buyruk ve ark.'da değişken Reynolds sayısı ve borular arası mesafenin etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir (Buyruk ve ark., 2000).

Boru demetindeki ısı transferi ve akış değişimleri, bilindiği üzere, geometriye, akış şartlarına vb. parametrelere bağlıdır. Hem saptırmalı hem de saptırmaz boru demetlerindeki birinci sıradaki boru etrafında akış yapısı, tek boru etrafındaki akışla büyük benzerlik göstermektedir. Fakat ayrılma noktasının yeri, artan blokaj nedeniyle gecikmeli gerçekleşmektedir. Boru demetinin iç kısımlarında ise ısı transferinin artması yüksek türbülans ve blokajın fazlalığından dolayı olmaktadır.

Bir boru etrafındaki çapraz akışta, sınır tabakanın yapısı ısı transferi ve sürtünme miktarlarını belirleyen temel kavramdır. Örneğin Reynolds sayısı 1'den küçük olursa atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlere göre ihmal edilebilir seviyededir ve bu durumda laminer sınır tabaka silindirin arka durgunluk noktasına çok yakın bir yerden ayrılır. Reynolds sayısının artmasıyla silindirin arka tarafında vorteks oluşumu başlar ve laminer tabaka ayrılma noktası silindirin yukarı akıntı bölgesine doğru kayar. Borular etrafında oluşan ısıl sınır

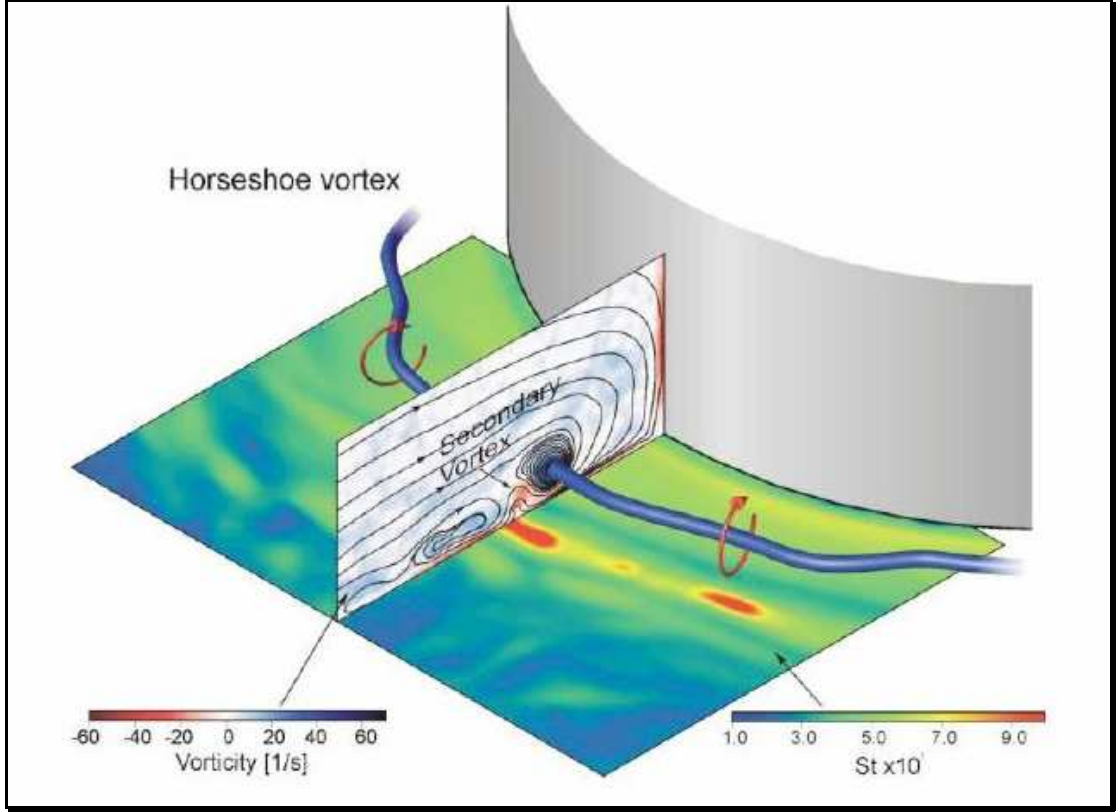
tabakanın kalınlığının azalması, sıcaklık gradyanının artmasına ve dolayısı ile ısı transferini artırmaya yönelik olacaktır (Buyruk ve ark., 2001).

Batmış cisimler etrafında iki çeşit akış şekli oluşmaktadır. Bunlar: at nalı girdabı diye adlandırılan ve cismin ön tarafında oluşan girdap modeli ve cismin arka kısmında meydana gelen girdap şeklidir (B.M.Sumer, 1996).



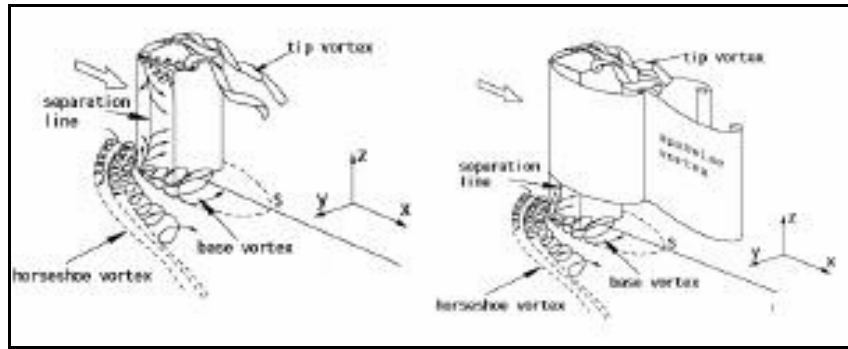
Şekil 1.2. Batmış cisimler etrafındaki akış

At nalı girdap, akışın dönmesi sonucu meydana gelir. Akış yüzeyi üzerindeki sınır tabaka ve batmış cismin akışa karşı göstermiş olduğu direnç batmış cisim yüzeyi etrafında ters basınç gradyanlarının oluşumuna ve sonuç olarak üç boyutlu akış ayrışmalarına neden olmaktadır. Akış ayrışmasına maruz kalan sınır tabaka batmış cisim etrafında girdap oluşumuna neden oluşturup, aşağı yönde hareketine dönerek devam etmektedirler (B.M.Sumer, 1996).



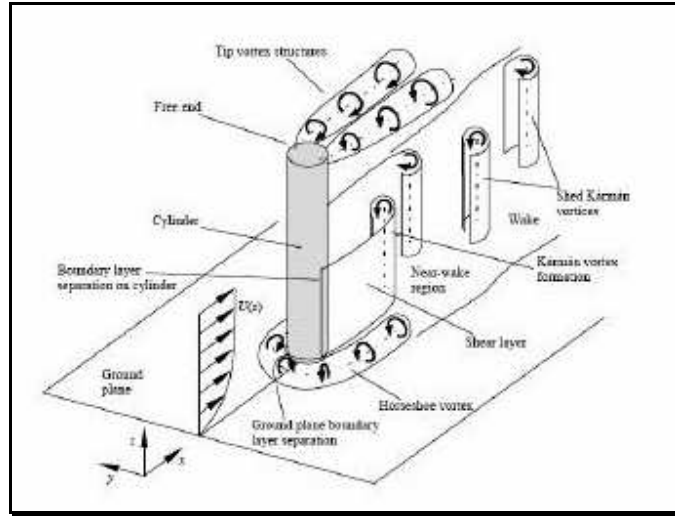
Şekil 1.3. At nalı girdap oluşumu

Batmış cisimlerin arkasında oluşan girdaplar ise, cisim etrafında oluşan sınır tabakadaki akışın burulması sonucu oluşur. Cismin kenarlarından akan kayma tabakasının dönmesi bu girdapları meydana getirir (B.M.Sumer, 1996).



Şekil 1.4. Girdap çeşitleri

Bu tip akışlar ısı geçişini arttırmakla birlikte, batmış cisimler etrafında aşırı derecede aşınmaya neden olduklarından dolayı; deniz veya nehir üzerindeki köprü ve platform ayaklarının, ısı değiştiricisi boru ve kanatlarının ömürlerini kısaltmaktadırlar. Bu nedenlerden dolayı bu akış tiplerinin incelenmesi önem arz etmektedir. Bu tip akışlar hakkındaki detay bilgileri sayesinde yapılar daha verimli ve uzun ömürlü çalışabilecek şekilde dizayn edilebilecektir.



Şekil 1.5. Silindir Etrafında Girdap Oluşumu

1.2. Isı Değiştiricileri Hakkında Genel Bilgi

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı cihazlar, genelde ısı değiştirici olarak adlandırılmakta olup, pratikte termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolanması vb. birçok yerde bulunabilmektedir. Verilen bu örneklerden anlaşılacağı gibi, pratikte çeşitli yerlerde kullanılan bu ısı değiştiricileri, kullanım gayelerine göre, değişik konstrüksiyonlarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedir.

Çok değişik tiplerde bulunabilen ısı değiştiricileri, Çizelge 1.1’de verildiği gibi, ısı geçişi şekline, konstrüksiyon özelliklerine, akış düzenlemesine, akışkan sayısına veya akışkanların faz değişimlerine göre, çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir. Bu sınıflama ile ilgili açıklamalar, aşağıdaki kısımlarda ayrıntılı olarak verilmiştir.

Çizelge 1.1. Isı değiştiricilerinin sınıflandırılması

1. Isı değişim şekline Göre Sınıflandırma

- 1.1. Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştiricileri
- 1.2. Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri

2. Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflandırma

- 2.1. Kompakt olmayan ısı değiştiricileri
- 2.2. Kompakt ısı değiştiricileri

3. Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma

- 3.1. İki akışkanlı
- 3.2. Üç akışkanlı
- 3.3. n adet akışkanlı

4. Isı Geçişi Mekanizmasına Göre Sınıflandırma

- 4.1. İki tarafa da tek fazlı akış
- 4.2. Bir tarafa tek fazlı, diğer tarafa çift fazlı akış
- 4.3. İki tarafa da çift fazlı akış
- 4.4. Taşınılma ve ışınımla beraber ısı geçişi

5. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflandırma

- 5.1. Borulu ısı değiştiricileri
 - 5.1.1. Düz borulu ısı değiştiricileri
 - 5.1.2. Spiral borulu ısı değiştiricileri

5.1.3. Gövde borulu ısı değiştiricileri

- a. Levha tipi şaşırtma
- b. Çubuk tipi şaşırtma

5.2. Levhalı ısı değiştiricileri

- 5.2.1. Contalı levhalı ısı değiştiricileri
- 5.2.2. Spiral levhalı ısı değiştiricileri
- 5.2.3. Lamelli ısı değiştiricileri

5.3. Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri

- 5.3.1. Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri
- 5.3.2. Borulu kanatlı ısı değiştiricileri

5.4. Rejeneratif ısı değiştiricileri

- 5.4.1. Sabit dolgu maddeli rejeneratörler
- 5.4.2. Döner dolgu maddeli rejeneratörler
 - a. Disk tipi
 - b. Silindir tipi

5.5. Karıştırmalı Kaplar

6. Akımına Göre Sınıflandırma

6.1. Tek geçişli ısı değiştiricileri

- 6.1.1. Paralel akımlı ısı değiştiricileri
- 6.1.2. Ters akımlı ısı değiştiricileri
- 6.1.3. Çapraz akımlı ısı değiştiricileri

6.2. Çok geçişli ısı değiştiricileri

- 6.2.1. Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı ısı değiştiricileri
- 6.2.2. Çok geçişli gövde-borulu ısı değiştiricileri
- 6.2.3. n adet paralel levha geçişli ısı değiştiricileri

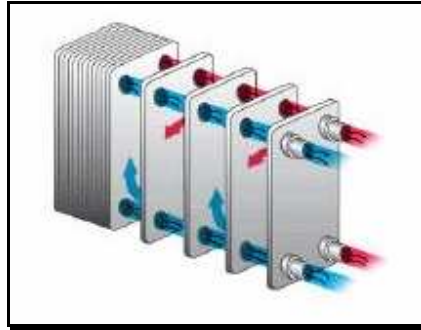
Isı değiştiricileri genellikle konstrüksiyon özelliklerine göre karakterize edilirler. Borulu, levhalı, kanatlı ve refeneratif olarak belli başlı gruplara ayrılabilen ısı değiştiricilerinin konstrüktif özellikleri bu bölümde açıklanacaktır.

1.2.1. Borulu Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricilerinde eliptik, dikdörtgen ve genellikle de dairesel kesitli borular kullanılır. Boru çapının, boyunun ve düzenlemesinin kolayca değiştirilebilmesi nedeniyle projelendirmede büyük kolaylıklar sağlar. Ayrıca dairesel kesitli boruların, diğer geometrik şekillere göre yüksek basınçlara dayanabilmeleri nedeniyle, bu tip ısı değiştiricileri yüksek basınçlarda rahatlıkla kullanılabilir (Genceli, 2005).

1.2.2. Levhalı Isı Değiştiricileri

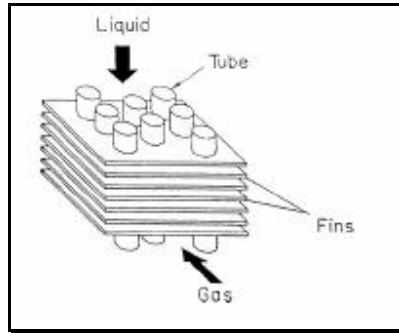
Bunlarda esas ısı geçişinin olduğu yüzeyler genelde ince metal levhalardan yapılır. Bu metal yüzeyler düz veya dalgalı biçimde olabilir. Borulu tipten olan ısı değiştiricilerine göre yüksek basınçlara ve sıcaklıklara çıkamazlar (Genceli, 2005). Contalı levhalı, spiral levhalı ve lamelli olmak üzere üç grupta incelenebilirler.



Şekil 1.6. Levhalı ısı değiştiricileri

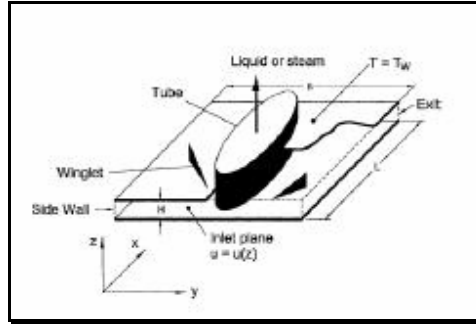
1.2.3. Borulu kanatlı ısı değiştiricileri

Bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı akan ısı değiştiricilerinde, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısı daha yüksektir, bu nedenle çoğunlukla sıvı akışkan tarafı kanat gerektirmez. Diğer taraftan mukavemet bakımından uygun geometri silindir olduğundan, ısı değiştiricilerde yüksek basınçlı akışkan (genellikle de sıvı akışkan tarafındaki basınç, gaz tarafındaki basınçtan daha yüksektir bu nedenle sıvı akışkan) boru içinden akıtılır. Bu yüzden pratikte dairesel veya oval kesitli boru dışındaki kanatlı yüzeyler ile daha çok karşılaşılır.



Şekil 1.7. Borulu kanatlı ısı değiştiricisi

Borulu kanatlı ısı değiştiricilerine diğer bir örnek, gaz türbinlerinde kullanılan sıcak gazlar ile yakma havasının ısıtıldığı rekparatrlerdir. Bunlarda yüksek basınçlı gazlar boruların içinden, hava ise boruların dışından akar. Yüksek basınçlı gazın küçük çaplı borulara gönderilmesinde karşılaşılan güçlükleri yenmek için borular gruplar halinde beslenir. Alçak basıncın bulunduğu hava tarafında hızlar küçük olduğundan, bu kısma eksenel kanatlar ilave edilir (Genceli, 2005).



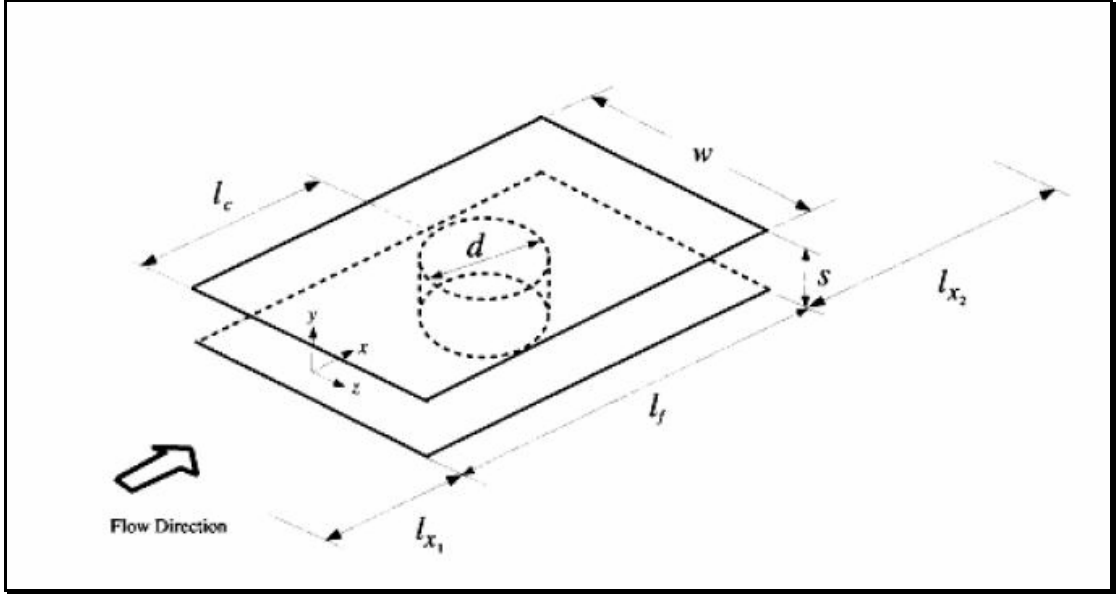
Şekil 1.8. Borulu Kanatlı Isı Değiştiricisi Prensip Şeması

Boru içindeki akışkanın ısı taşınım katsayısının küçük olduğu durumlarda, borunun iç yüzeylerine de veya borunun iki tarafına da ısı taşınım katsayısının nispeten küçük olması durumunda hem iç yüzeye hem de dış yüzeye kanatlar ilave edilebilir. Bu kanatlar genellikle akseneldir.

Kanatlar boru ile birlikte imal edilebildiği gibi, sonradan boru üzerine cidarlarına döküm, kaynak, lehim veya sıkı geçme tekniği ile eklenebilir. Isı değiştiricinin kullanılabilme sıcaklığı bu tespit şekline bağlıdır. Yüzey alan yoğunluğu (kompaktlık) $3300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerine kadar ulaşabilir (Genceli, 2005). Bu tiplerin uygulama alanları olarak güç santralleri, pervaneli soğutma grupları, taşıt araçları, iklimlendirme ve soğutma tesisatları sayılabilir.

Günümüzde birçok çeşit ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Belli başlı kriterlere göre sınıflandırılma yapılabilen ısı değiştiricileri genellikle konstrüksiyon özelliklerine göre karakterize edilirler (Genceli, 2005). Borulu, levhalı, kanatlı ve rejeneratif olarak belli başlı gruplara ayrılabilen ısı değiştiricilerinden, borulu – kanatlı tip ısı değiştiricileri ağırlıklı olarak incelenmiştir.

Isı geçişini arttırmak için kullanılan kanatların şekli, kalınlıkları, yükseklikleri, serpantin boru diziliş şekilleri, borular arasındaki dik – yatay aralıklar gibi geometrik değişkenler serpantin verimine etki eden en önemli faktörlerdir (Tanyolu, 1994).



Şekil 1.9. Borulu Kanatlı Isı Değiştiricisi Dizayn Parametreleri

Optimum boru çapının, boru demetinin yerleşim planının ve plaka aralığının tespitinin ardından, plakalar üzerlerine yerleştirilecek olan kanatçıklar vasıtası ile akış kontrolünün geliştirilmesi ve bunun ısı transferi üzerindeki etkileri detaylı olarak incelenecektir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

2.1. Girdap Dinamiği ve Batmış Cisimler Etrafındaki Akış

Akım ile içerisinde batmış durumda bulunan cisimlerin etkileşiminden doğan problemler mühendislik uygulamalarında önem arz etmektedir. Üçgen, dörtgen, poligonal, eliptik ya da dairesel en kesit geometrisine sahip iki boyutlu küt cisimlerle etkileşim halinde olan akımlar, genel olarak benzer karakteristik özelliklere sahiptir. Basit geometrisi sebebiyle tercih edilen dairesel silindirik yapı elemanları inşaat, havacılık, makine, kıyı ve deniz mühendisliği uygulamalarında akışkan akımları ile etkileşimli olarak yaygın biçimde kullanılmaktadır (Öner, 2007).

Değişik kesit alanına sahip geometrilerin etrafındaki akış çizgileri incelendiğinde, 90° açı ile akış önünde duran kare kesitli cisimler etrafında at nalı girdap oluşumu en yüksek mertebede oluşmakla birlikte, aynı geometriye sahip cisim 45° ile yerleştirildiğinde en düşük mertebede at nalı girdap oluşumu meydana gelmektedir. Dairesel kesitli cisimler etrafında oluşan girdap büyüklüğü ise bahsedilen cisimlerin arasında bir değere ulaşmaktadır (B.M.Sumer, 1996).

Geçmişten günümüze kadar, birçok araştırmacı boru demetindeki veya tek silindir etrafındaki akış durumunda ısı transferi ve akış yapılarını görsel olarak veya lokal değerleri grafik ortamına dökerek faydalı yaklaşımlarda bulunmuşlardır. Tek bir silindir etrafındaki kararlı, viskoz ve sıkıştırılmayan akış koşullarındaki ilk çalışma tarafından sunulmuştur (Thom, 1933). Chen ve ark., boru demetindeki laminer akış ve ısı transferi çözümlemesinde sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır (Chen ve ark., 1986). Jain ve Goel, kararsız, laminer akış şartında bir silindir etrafındaki ısı transferi ve akış yapılarını sonlu farklar yöntemi ile Navier-Stokes ve enerji denklemlerini çözerek bulmuşlardır (Jain ve Goel, 1976). Diğer bir nümerik çözüm Paolino, tarafından yapılmıştır ve araştırmacı kararsız rejimde ve çapraz akışta bir silindir etrafındaki akış ve ısı transferi yapılarını incelemiştir (Paolino, 1986). Yine Buyruk ve ark., laminer akış durumu için, Reynolds sayısı ve enine boru boyu mesafesinin ısı transferi ve akış üzerindeki etkilerini noktasal olarak incelemiştir,

hem nümerik hem de deneysel sonuçları eş sıcaklık eğrileri ve akım çizgileri yardımıyla, karşılaştırmışlardır (Buyruk vd., 2000). Zdrovistch ve ark., boru demetindeki türbülanslı ve laminer akış için sayısal bir çalışma geliştirmişlerdir (Zdrovistch ve ark., 1995).

Silindirik elemanlar etrafındaki akımın yapısı akım hızına, akım derinliğine, akışkanın viskozitesine, silindir kesitinin şekil ve boyutlarına, silindirin akım alanı içerisindeki konumuna ve silindirin katı sınırdan olan uzaklığına bağlı olarak büyük değişimler göstermektedir. Silindirden etkilenen akım alanının çeşitli özelliklerinin incelenmesinde silindir çapına bağlı Reynolds sayısı, Re_D , önemli bir boyutsuz sayı olarak kullanılmaktadır:

$$Re_D = u D / \nu \quad (2.1.)$$

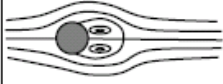
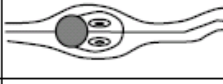




Bu denklemde D silindir çapı ve ν akışkanın kinematik viskozite katsayısıdır. Reynolds sayısının belli bir değere ulaşmasından sonra silindir mansabındaki girdap çiftinde karşılıklı olarak kopmalar oluşmaktadır. Silindir alt ve üst yüzeylerinden ardışık olarak kopan girdaplar silindir mansabında Karman 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:

$$St = f D / u_0 \quad (2.2.)$$

Denklemdaki f kopma frekansısıdır. Geçmişte yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen bilgilere göre, taban etkisinin olmadığı (yani izole) yatay bir silindir etrafındaki akımının bazı karakteristik özellikleri Re_D 'ye bağlı olarak Çizelge 2.1'de verilmiştir (Schlichting, 2000).

Çizelge 2.1. Reynolds sayısına bağlı girdap oluşumu

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

Çizelge 2.1’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 laminer 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. Tablo 2.1’de görüldüğü gibi silindir etrafındaki sınır tabakası akımı $Re_D=10^5$ değerine kadar laminer 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 laminer 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. Serbest yüzeyli bir akım içerisinde

tabana yakın bir konumda yatay olarak batmış durumda bulunan, iki boyutlu, dairesel bir silindir etrafındaki akımın silindir ve taban ile olan etkileşimi, özellikle deniz altı boru hatları gibi mühendislik uygulamalarında önemli bir yere sahiptir. Katı madde bakımından hareketli bir deniz tabanı üzerine yerleştirilen boru hatlarında, taban oyulmaları nedeniyle, zamanla, boru hattı ile taban arasında boru çapına eşdeğer büyüklüklere varabilen boşluklar oluşabilmekte ve bunun sonucunda, boru hattı deniz tabanına yakın bir mesafede asılı kalabilmektedir.

2.2. Isı Değiştiricilerinde Akış

Ballio tarafından belirtildiği üzere, at nalı girdapların sistemde var olması yerel kayma gerilmelerinin, ısı transferinin, vibrasyonun ve gürültünün artmasına neden olmaktadır. Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde at nalı girdap sistemi boru önlerinde, yan kısımlarda kanat boru birleşme noktalarında oluşarak bu noktalarda sıcak ve soğuk akışkan arasında daha kuvvetli ve doğal ısı transferinin meydana gelmesini sağlarlar. Bilindiği üzere, borular etrafındaki momentum ve ısı transferi akış yapısından direk olarak etkilenmekte ve dizayn – optimizasyon aşamasında çok önemli rol oynamaktadırlar.

Isı değiştiricilerinde akış ve ısı transferi konusunda sayısız çalışmalar yapılmıştır. Kanatlı – borulu bir ısı değiştiricisinde ısı transferi borunun ön yüzeyinde maksimum seviyeye çıkmakta ve ayrışma noktasından itibaren minimum seviyeye düşmektedir.

Tutar ve Akkoca tarafından kanatlı borulu ısı değiştiricisinde ardı ardına bulunan iki silindir etrafındaki akış ve at nalı girdap oluşumları detaylı olarak incelenmiştir (2004). Yazarların belirttiği üzere, silindir ön yüzeyindeki at nalı girdapları ısı transferinin gelişmesine yardımcı olmakla birlikte, silindir arka tarafında oluşan girdap ve ölü noktalar ısı transferini azaltıcı yönde etkide bulunmaktadır. Tsai ve Sheu tarafından kanatlı borulu ısı değiştiricisinde akış yapısını incelemek ve ısı transfer performansını ölçmek amacı ile üç boyutlu sayısal bir çalışma yapılmıştır (1998). Deney düzeneği olarak düzlemsel levhalar arasında bulunan iki sıra silindir sistemi ele alınmıştır. Sonuç olarak; silindirlerin ön tarafında ve alt ile üst plakalara yakın noktalarda oluşan at nalı girdapları ısı transfer

performansı arttırdığı ortaya çıkmıştır. Aynı çalışmada ayrıca, kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin karışık yapılarından dolayı, örnek olarak; plakalar arasındaki sınırlı alan, tüplerin birbirlerine çok yakın olması, yeterli inceleme olanaklarının sınırlı olduğundan da bahsedilmiştir.

Paralel kanatlı – borulu ısı değiştiricilerinde oluşan at nalı girdaplar ve ısı transferi hakkında ayrıca sayısız miktarda deneysel çalışmalar da yapılmıştır. Bu çalışmalara örnek olarak Bradshaw'ın 1965 yılında yapmış olduğu ve tek sıra silindirler arasında uyguladığı duman ile görselleştirme tekniği ve Umeda & Yang tarafından 1999 yılında yapılan ve pizometre ile iki boyutlu lazer doppler velosimetre tekniklerini birlikte kullanıp incelediği kademeli silindirler arasındaki akış deneyleri gösterilebilir. Genel olarak deneysel çalışmaların sonucu şu şekilde özetlenebilir: i) silindirlerin arkasında oluşan girdapların şekil ve ölçüleri kademeli silindirlerin yerleştirilme açıları ve Reynolds sayısı ile değişmektedir. ii) silindir etrafındaki akış koşulları silindir kademelerinin yerleştirme açısı ile değişmektedir. Kademe yerleştirme açısı 30° mertebesinde iken gidip – gelen Von Karman girdabı oluşurken, 60° yerleştirme açısında simetrik akış formları ve silindir arkası girdapları oluşmaktadır.

Özellikle taşınım ısı transferi işlemlerinde sınır tabaka kalınlığının önemi artmaktadır. Sınır tabakanın sürekli yenilenmesini sağlamak ve kalınlığını azaltmak taşınım ısı transferi işlemini iyileştirecektir. Bu amaçla akışın söz konusu olduğu yüzeyler üzerinde yapılan değişik geometrik uygulamalar sınır tabaka gelişimini etkiler. Özellikle akış sistemindeki ani kesit değişimleri varsa, bu ani kesit değişimleri akış sisteminde sınır tabaka ayrılmalarına neden olacaktır. Sınır tabaka ayrılmalarının olduğu bölgelerde girdap oluşur (Demir, 2006).

Menders (2002), tek silindirli sistemde plaka aralıklarının girdap oluşumuna etkisini boya enjekte tekniği kullanarak incelemiş ve at nalı girdap oluşumunun temel olarak plaka aralığı ve Reynolds sayısına bağlı olduğunu, bunun sonucunda da Nusselt sayısının değiştiğini incelemiştir.

Bu çalışmalar arasındaki en kapsamlı deneylerden birisi de Şahin ve ark. (2003) tarafından PIV tekniğinin zaman ortalamalı, faz ortalamalı ve anlık türbülanslı akış karakterini inceleyen çalışması olmuştur. $4000 < Re < 7500$ Reynolds Sayısı aralığında ve

plakaların tam ortası ile tabandaki plakaya yakın noktada yapılan bu deneylerde elde edilen sonuçlar şu şekilde yorumlanabilir: Türbülanslı akış, silindir arkasında oluşan girdapların ölçüleri, tekli noktaların oluşma pozisyonu ve diğer türbülans karakteristikleri Reynolds sayısından etkilenmektedirler.

2.3. Konu Hakkında Önceki Çalışmalar

Silindir etrafındaki akım üzerinde tabanın etkisi konusundaki ilk çalışmalardan biri Taneda (1965) tarafından yapılmıştır. Bir çekme tankında yapılan deneylerde, çekme hızına bağlı ReD sayısının 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 olduğunu, $G/D=0.6$ değerine gelindiğinde ise silindirin her iki yüzeyinden de düzenli girdap kopması meydana geldiğini bildirmiştir.

Buresti ve Lanciotti (1979), $ReD=86000$ ve 300000 değerlerinde, katı sınır üzerindeki sınır tabakası 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.

Grass ve ark. (1984), silindir etrafındaki akımı üç farklı sınır tabakası kalınlığında, $\delta/D=0.28, 2.6, 6.0$, ve iki farklı Reynolds sayısında, $ReD=1785, 3570$, 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 tabakası 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 ark. (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 ark. (1986), düzlem bir plaka yakınına yerleştirilen dairesel silindir etrafındaki akımın özelliklerine sınır tabakasının etkisini $0.25 < \delta/D < 2.82$, $0.17 < G/D < 3.33$ ve $ReD=20000$ koşullarında deneysel olarak incelemişlerdir. Silindir alt ve üst yüzelerindeki 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, CL ($CL=FL/(0.5\rho U^2 A)$, (FL kaldırma kuvveti, A kesit alanı), ani bir azalmanın oluştuğunu belirtmişlerdir.

Hiwada ve ark. (1986), farklı sınır tabakası kalınlıkları için itki katsayısının, CD ($CD=FD/(0.5\rho U^2 A)$, (FD itki kuvveti), değişimini incelemişler ve itki katsayısındaki azalmanın sınır tabakası ve boşluk oranıyla doğrudan ilintili olduğunu, aynı boşluk oranında, daha kalın sınır tabakası olması durumunda ise CD 'deki azalmanın daha erken başladığını ve CD 'deki azalmanın asıl sebebinin sınır tabakası içerisindeki hızlarda meydana gelen azalma 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 tabakası kalınlığından daha yukarıda olması halinde ise Strouhal sayısının $0,2$ değerinde sabitlendiğini bildirmişlerdir.

Nishimura ve Taniike (2001), bir rüzgâr tüneli içerisindeki dairesel silindir etrafındaki anlık basınç dağılımlarını $ReD=61000$ değerinde deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında elde ettikleri Şekil 1.1'de görülen anlık ayrılma açısının $\theta_a=50^\circ \sim 110^\circ$ 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.

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 belirlemiştir. Deneyleri akım görüntüleme tekniği ile akım içine bırakılan küçük parçacıkların hareketlerini izlemek suretiyle gerçekleştirmişlerdir. Bir CFD 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.

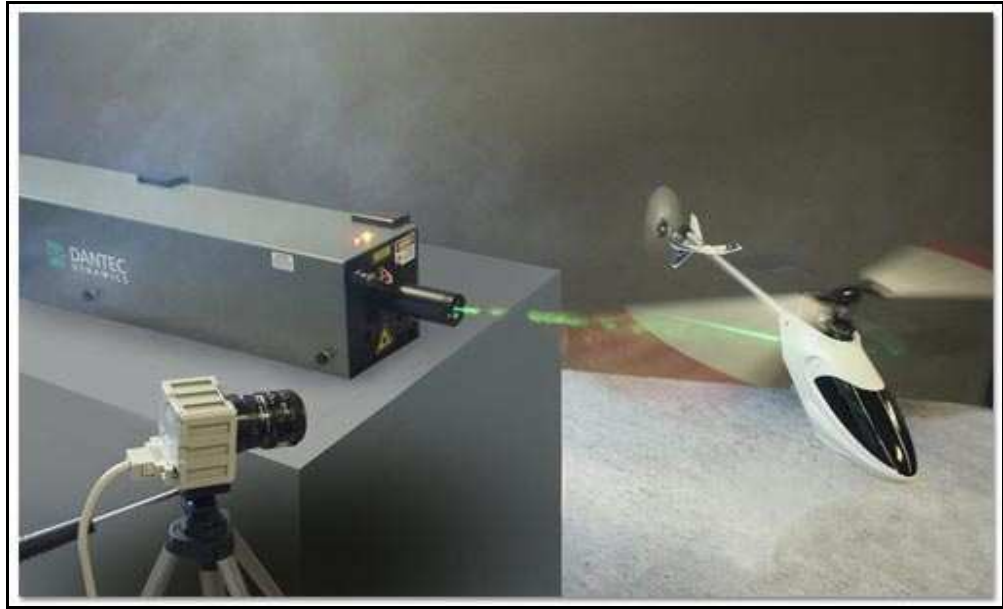
Wu ve ark. (2004), izole dairesel bir silindir etrafındaki sınır tabakasının ayrılma açısını, $Re < 280$ değeri için teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Ayrılma açılarının belirlenmesinde “soap-film” akım görüntüleme metodunu ilk defa kullanmışlardır. Bu yöntem ile ayrılma açılarının belirlenmesinde bilinen diğer bütün akım görüntüleme yöntemlerine göre daha hassas sonuçlar elde edilebileceğini savunmuşlardır. Literatürde birçok 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. Wu ve ark. (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.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

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

Geçmişte yapılan çalışmaların büyük çoğunluğu PIV tekniği kullanılarak hayata geçirilmiştir. PIV tekniği ilk kurulum maliyeti olarak nispeten yüksek maliyetlere sahip olsa da, bu düzenek ile elde edilen sonuçların güvenilirliği tartışmasızdır. Ancak, istenilen her ölçüm noktasına ulaşma kabiliyetinin sınırlı olması, dar ve kompleks geometrilere uygulanma şansının az olması ve önceden belirlenen noktalar dışında ölçüm alınamaması PIV tekniğinin sadece doğrulama mekanizması olarak kullanılmaya başlanmasına neden olmaktadır. Çalışmamızda referans çözümler olarak PIV tekniği ile elde edilmiş olan deneysel veriler kabul edileceği için PIV tekniğinin detaylı incelemesi önem arz etmektedir.

Görüntüsel akış ölçüm sistemi PIV özellikle belli bir alandaki akış yapısını incelemek için idealdir.



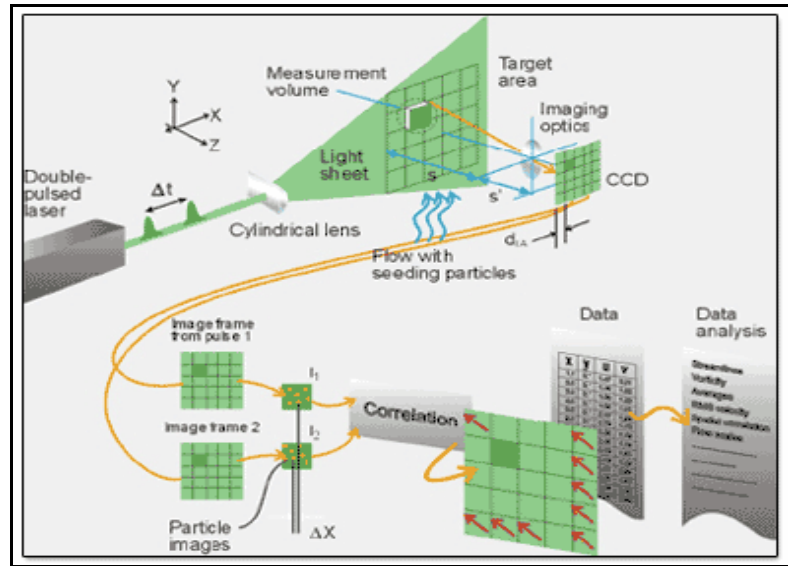
Şekil 3.1. PIV tekniği ölçme kapasitesi

PIV sistemi akışkanlar dinamiği konusundaki araştırmalardan ürün mühendisliği konusundaki daha karmaşık kullanımlara kadar birçok alanda internal ve external akış davranışı optimizasyonu için uygulama alanları bulmaktadır. Yol araçlarının, trenlerin, hava araçlarının, uzay araçlarının, yapı ve köprülerin etrafındaki akışın incelenmesi PIV sisteminin kullanım alanlarına verilebilecek bir kaç örnek olarak sıralanabilir.

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, küçük, metal kaplı, katı parçacıkların hızları aynı anda ölçülmektedir. PIV tekniği ile yapılan hız ölçümlerinde parçacıkların akışkan hareketini takip ettiği düşüncesinden hareketle, akışkan parçacıklar ile beslenir. Ölçüm yapmak istenilen bölgeye lazer demeti gönderilerek bir görüntüleme yüzeyi oluşturulur.

3.1.1. PIV Sistemi Prensibi

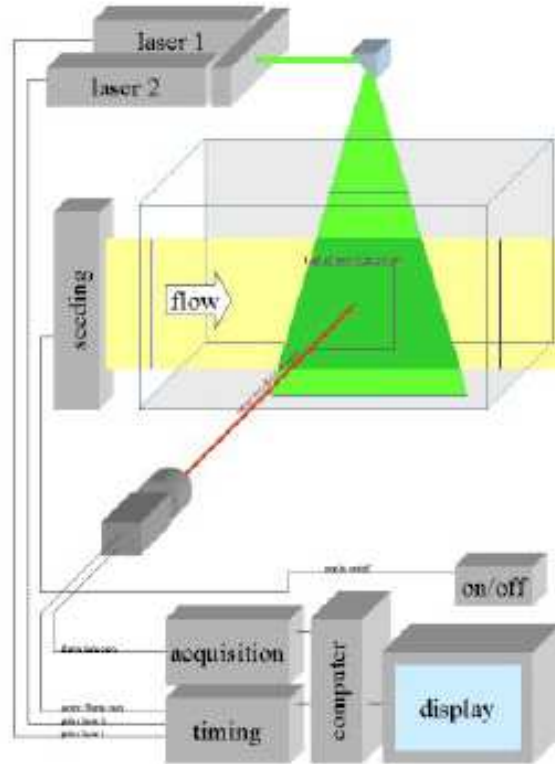
Parçacıkların, akışkan hareketini takip ettiği savından yola çıkılarak akışkan, parçacıklar ile beslenir.



Şekil 3.2. PIV tekniği çözüm prensibi

Ölçüm yapmak isteğimiz bölgeye lazer demeti gönderilerek bir görüntüleme yüzeyi oluşturulur. Lazer belli aralıklarla ışıır ve bu iki ışıma arasında CCD kamera görüntüleri kayıt eder. Alınan görüntüler birbirleriyle kros korelasyona sokulur. PC yardımı ile elde edilen sinyaller işlenir ve kullanıcının arzu ettiği veri, sunum ve istatistiksel bilgilere dönüştürülür. Sunumlara örnek olarak; ölçüm yapılan alanda vektörel hız, streamline, vortex grafiği sayılabilir.

Hızın 3. boyutunu elde etmek için sisteme bir kamera daha yerleştirilir ve stereoscopic PIV konfigürasyonu elde edilir.



Şekil 3.3. PIV yerleşim düzeni

Lazer belli aralıklarla ışıır ve iki ışıma arasında CCD 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. 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. PIV'nin çalışma prensibini test alanı içerisinde aydınlatılan parçacıkların yer değiştirmesinin tespiti olarak özetlemek mümkündür.

3.1.2. PIV Sistem Spesifikasyonları Özeti

PIV sistemi ile birçok değişik alanda ve yöntemde çalışmalar yapılabilir. Bunlar şu başlıklar altında özetlenebilir:

- PIV non-itrusive bir teknik olup akışı takip eden mikron ölçeğinde küçük parçacıkların hızlarını ölçmektedir.
- 0 dan supersonic hızlara kadar ölçüm.
- Akışın kesitinde anlık vektörel hız haritası
- Stereoscopic PIV tekniği ile hızın tüm boyutları.
- Velocity vektör haritaları, istatikseller, korelasyonlar ve diğer ilgili datalara ulaşmak mümkündür.
- Sonuçlar, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile benzerlik gösterir.
- Büyük burgaç simülasyonu ve ölçüm ile eş zamanlı hız haritası çıkarabilme.

3.2. Silindir Etrafındaki Akımın CFD Modellemesi ile Ölçülmesi

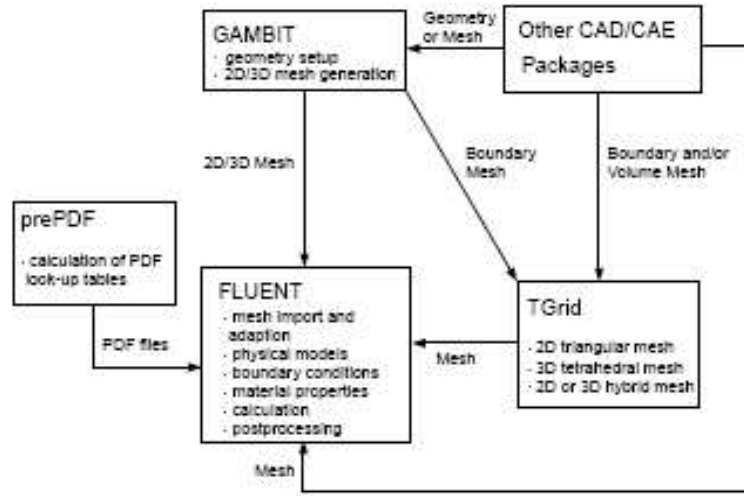
Mühendislik hesaplamalarında, akışkan davranışının doğru tespit edilmesi oldukça önemlidir. Analitik yöntemlerle direkt olarak hesaplanamayan kompleks modellerde, 1s1

transferi, basınç kayıpları, akış hızları gibi verilerin nümerik yöntemlerle, parçanın tasarım aşamasında iken belirlenmesi, zaman ve maliyet açısından üreticiye önemli avantajlar sağlamaktadır.

CFD, aerodinamik problemlerin araştırılmasında geleneksel ve deneysel metotlarla karşılaştırıldığında birtakım belirgin avantajlar sunarlar. Öncelikle; rüzgar tünellerinin olmadığı, örneğin, atmosferi geçen araçların karşılaştığı akış alanı sıcaklıklarını veya yüksek Mach sayılarını eşzamanlı olarak simüle edebilecek akış rejimleri için akış alanlarının tahmin edilmesinde kullanılabilirler. Ayrıca; CFD çalışmaları, Reynolds sayılarının değişimi için hemen hemen sınırsız bir aralıkta çalışmaya izin verirler ki sayısal modellerde Reynolds sayısı kolayca değiştirilebilirken, rüzgâr tünellerinin çalışma zarfları oldukça kısıtlıdır

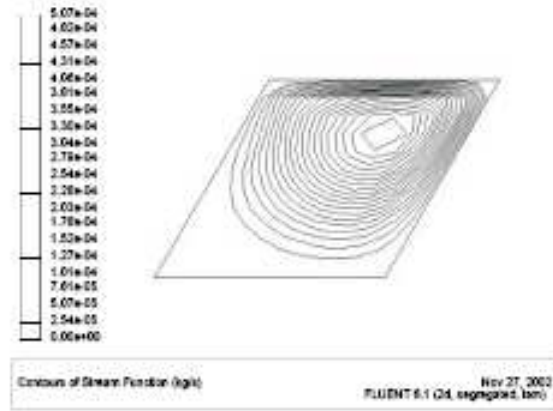
Son yıllarda Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD - Computational Fluid Dynamics) yöntemlerinde kaydedilen gelişmeler ve bunlarla bağlantılı ticari yazılımların çoğalması ile sayısal modelleme tekniklerinin iki ve üç-boyutlu karmaşık düzenli ve değişken akımların analizinde, dolayısıyla, makine mühendisliği kapsamında yer alan birçok su yapısının tasarımında önemli kolaylıklar sağlanmıştır. Su akımı ile yapı etkileşiminin fiziksel modeller ile laboratuvar ortamında test edilmesi, öngörülen performans ölçütlerinin sağlanıp sağlanmadığı hakkında önemli bilgilerin edinilmesine yardımcı olduğu aşikârdır. Ancak, fiziksel modellemede, ölçek etkilerinden kaynaklanan bazı hataların bulgulara yansıdığı da bilinmektedir.

Diğer taraftan, sayısal modelleme ile akımın daha kısa sürede ve ekonomik olarak çözülmesi ve tasarım işlemlerinin farklı koşullar için hızlı biçimde tekrarlanması mümkündür. Ancak CFD modellemelerinden elde edilen verilerin ne kadar gerçekçi olduğu ve kullanılabilirliği konusu, güncel tartışma konularından birini oluşturmaktadır. Bu bakımdan, sayısal bulguların deneylerle doğrulanmasına yönelik çalışmaların çoğaltılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kapsamında Ansys, Fluent, Cobalt, Flow 3D v.b. birçok ticari paket program geliştirilmiştir.



Şekil 3.4. Fluent akış prosesi

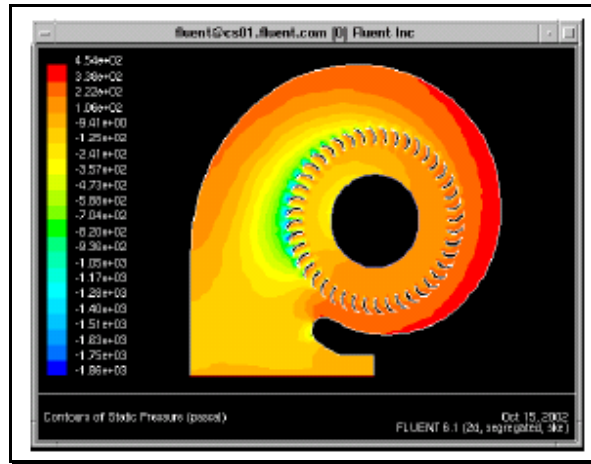
Bu çalışmada temel denklemlerin sayısal çözümü için FLUENT paket programı kullanılmıştır.



Şekil 3.5. Örnek fluent çalışması

3.2.1. Temel Denklemler

FLUENT programı geniş bir aralıktaki sıkıştırılabilir ve sıkıştırılmaz, laminar ve türbülanslı akış problemleri için oldukça kapsamlı modelleme imkânları sunar. Zamandan bağımsız veya geçişlilik analizleri yapılabilir. Taşınım olgusu için etraflı matematiksel modeller karmaşık geometrileri modelleme imkânı ile birlikte mevcuttur. Programın uygulamalarının örnekleri laminar Newtonian olmayan yöntemlerde, türbo makineleri ve otomotiv mühendisliği parçalarında konjuge ısı transferinde, pulverize edilmiş kömürlerin yanmasında, dış aerodinamik metotlarda, kompresör içi akışlarında, pompalarda, fanlarda ve çok fazlı akışlardaki kullanımlardır (Özdemir, 2004).



Şekil 3.6. Örnek Fluent Çalışması

Sağlam ve gerçekçi türbülans modelleri FLUENT programının hayati öneme sahip modelleridir. Bu modeller geniş ve kapsamlı uygulama alanlarına yönelik olup, kaldırma ve sıkıştırılabilirlik etkileri gibi bir takım önemli olguları da bünyelerinde barındırırlar. Duvar yakını akışları için özel ve ileri duvar fonksiyonlarının kullanımı ile doğruluk derecesine gösterilen hassasiyet artırılmıştır (Özdemir, 2004).

3.2.1.1. Süreklilik ve Momentum Denklemleri

Tüm akışlar için FLUENT programı kütle ve momentum korunum denklemlerini çözer. Isı transferi ya da sıkıştırılabilirliği içeren akışlar için ayrıca enerji denklemi çözülmektedir. Özellik (species- tür) karışımı ya da reaksiyon içeren akışlar için özellik korunum denklemi çözülmektedir. Ayrıca akış türbülanslı olduğu zaman ek taşınım denklemleri çözülmektedir. Kütle korunumu ya da süreklilik denklemi şu şekilde yazılabilir;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (3.1.)$$

Bu denklem kütle korunum denkleminin esas formu olup sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışlar içinde geçerlidir. Burada S_m kaynak terimi olup kullanıcı tanımlı ya da ikinci fazdan (örneğin, sıvı damlacıklarının buharlaşması kaynaklı) yayılmış olarak sürekli faza eklenen kütlelerdir.

3.2.1.2. Momentum Korunum Denklemi

Atıl (hızlanmayan) durumdaki referans çerçeveedeki momentum korunumu şu şekilde tasvir edilir (Batchelor 1967),

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.2.)$$

3.2.2. Türbülans Model Seçimi

Tek başına hiçbir türbülans modeli, bütün problemler için evrensel olarak üstün kabul edilmemiştir. Türbülans modeli seçimi, akışın kapsadığı fizik, belli bir sınıfa özgü

kurulmuş uygulamalar, istenilen doğruluğun seviyesi, halihazırdaki hesaplama kaynakları ve simülasyon için eldeki zaman gibi birtakım faktörlere bağlıdır.

Uygulama için en uygun model seçimi birtakım opsiyonların olanak ve kısıtlarının iyi anlaşılmasına bağlıdır.

3.2.2.1. Spalart Allmaras Modeli

1994 yılında Spalart ve Allmaras aerodinamik uygulamalarda kullanılmak üzere türbülanslı viskozite (ν_t) için tek bir taşınım denkleminin çözüldüğü tek denklemlilik bir model geliştirdiler. Böyle bir model üzerinde daha önceki çalışmalar Nee ve Kovasznay (1969) ve Baldwin ve Barth (1990) tarafından tanımlanmıştı.

Spalart–Allmaras modelinin gelişimi bağlamında önceki çalışmaların takdir edilmesi önemlidir, çünkü birbirini takip eden her çalışma türbülansın daha iyi anlaşılmasını sağlamış ve bir öncekinin olumsuzluğunu gidermiştir. Eğer; doğruluk modellerin gelişimi ve uygulanmasının seçiminde tek kriter olsaydı, seçim doğal olarak daha yüksek mertebedeki tanımlar ve çalışmalar yönünde olurdu. Ancak kullanım kolaylığı ve maliyet kriterleri daha basit modellerin gelişiminde önemli etkenler olmuşlardır. Bu yüzden her seviyedeki çalışma için, amaç en iyi olası modeli ortaya çıkarmaktır.

Tek denklemlilik modeller için tartışılabilir olmakla beraber en çok kabul gören, modelin eksiksiz olması şartı ν_t 'nin modellenmesidir. Spalart- Allmaras türbülans modeli oldukça basit tek denklemlilik bir model olup, kinematik eddy (türbülanslı) viskozitesi için modellenmiş taşınım denklemini çözer (Fluent, 1998). Yerel kayma tabakasına bağlı olan bir uzunluk ölçeği hesabı gerektirmeyen yeni bir tek denklemlilik türbülans modelidir. Spalart ve Allmaras'ın 1994 yılında modeli geliştirirken amaçları matematiksel ve k 'ya bağlı tek denklemlilik modellerdeki eksikliği gidermek ve yine de iki denklemlilik modellerden hesaplama açısından daha basit bir model ortaya çıkarmaktı.

Model; örneğin profiller üzerindeki sınır tabaka ayrımını da kapsayan transonik akışlar gibi aerodinamik akışlar ve duvar sınırlı akışları içeren uzay uygulamaları için tasarlanmıştır ve ters basınç gradyanına maruz kalan sınır tabakalar için oldukça iyi

sonuçlar vermiştir. Amaçlandığı gibi, model aerodinamik akış uygulamalarında gayet başarılı olmuştur. Aynı zamanda turbomakina uygulamalarında da popülerlik kazanmaktadır (Fluent, 1998).

Orijinal formunda Spalart-Allmaras modeli düşük Reynolds sayılı etkin bir model olup, sınır tabakanın viskoz etkili bölgesinin uygun bir şekilde çözümünü gerektirir. Ancak FLUENT programı ağ yapısı kalitesinin yeteri kadar iyi olmadığı durumlarda bu model için duvar fonksiyonlarını kullanır. Bu da, türbülanslı akış hesaplamalarının kritik bir rol oynamadığı kaba ağ yapısına sahip simülasyonlar için en iyi seçim olarak karşımıza çıkmasını sağlar. Ayrıca modeldeki taşınan değişkenlerin duvar yakınındaki gradyanları, k - ϵ ve k - ω modellerindeki taşınan değişkenlerin gradyanlarından daha küçüktür. Bu ise duvar kenarında tabakalı yapıda olmayan mesh kullanıldığında, modelin, sayısal hatalara karşı daha az hassas olmasını sağlar (Fluent, 1998).

Ancak tekrar belirtmek gerekir ki, Spalart-Allmaras modeli henüz hala yeni sayılmaktadır ve karmaşık mühendislik akışlarının her türü için uygun olduğunu söylemek mümkün değildir.

3.2.2.2. Standart $k - \epsilon$ Modeli

k - ϵ modeli; model taşınım denklemlerinin iki türbülans niceliği için (ki bu model için k ve ϵ olmaktadır) çözüldüğü iki denklemlidir (Özdemir, 2004).

k - ϵ modeli en çok kullanılan eksiksiz türbülans modelidir ve birçok ticari CFD kodunda mevcuttur. Tüm türbülans modellerinde olduğu gibi kavram ve ayrıntıları zamanla gelişim göstermiştir. Ancak; uygun olarak Jones ve Launder (1972) Standart k - ϵ modelini geliştirmiş kabul edilir, Launder ve Sharma (1974) ise model sabitleri için geliştirilmiş değerleri sağlamışlardır. Daha önceki belirgin katkılar ise Davidov (1961), Harlow ve Nakayama (1968), Hanjalic (1970).

Türbülanslı hız ve uzunluk ölçeklerinin bağımsız olarak belirlenebilmesine izin veren iki ayrı taşınım denkleminin çözüldüğü iki denklemlidir türbülansın en basit tam modelleridir. Launder ve Spalding (1972) tarafından ortaya konulduktan beri kullanışlı

olarak mühendislik akış hesaplamalarında çokça yararlanılan bir türbülans modeli olmuştur. Türbülanslı akışların geniş bir kısmında sağlamlık, ekonomiklik ve makul bir doğruluk sunması endüstriyel akış ve ısı transferi simülasyonlarındaki popülaritesini açıklamaktadır. Yarı deneysel bir modeldir ve model denklemlerinin elde edilmesi fenomenolojik faktörlere ve deneyciliğe bağlıdır (Fluent, 1998).

k-ε modeli sabitlerinin değerleri genel kabul görmüş değerler olup, herhangi özel bir akış için sabitlerin değiştirilmesi doğruluğu artırabilir. Modelin bilinen bir eksikliği dairesel jet için yayılma oranını olduğundan fazla öngörmesidir. Bu problem c1ε veya c2ε değerlerinin değiştirilmesi ile giderilebilir. Ancak bu tür akışa bağlı ayarlamalar da belirli bir sınıra kadardır.

3.2.2.3. Standart k – ω Türbülans Modeli

Temelini k-ε türbülans modelinin oluşturduğu, iki-denklemlilik türbülans modellerinden biri olan k-ω modelinde türbülans viskozitesi aşağıdaki ifade ile hesaplanmaktadır (Wilcox, 1988):

$$\eta = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.3.)$$

(3.3) denklemindeki ω, özgül kayıp oranı olup birim türbülans kinetik enerji için türbülans kayıp oranını (ε/k) temsil etmekte olup aşağıdaki gibidir:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{c_n k} \quad (3.4.)$$

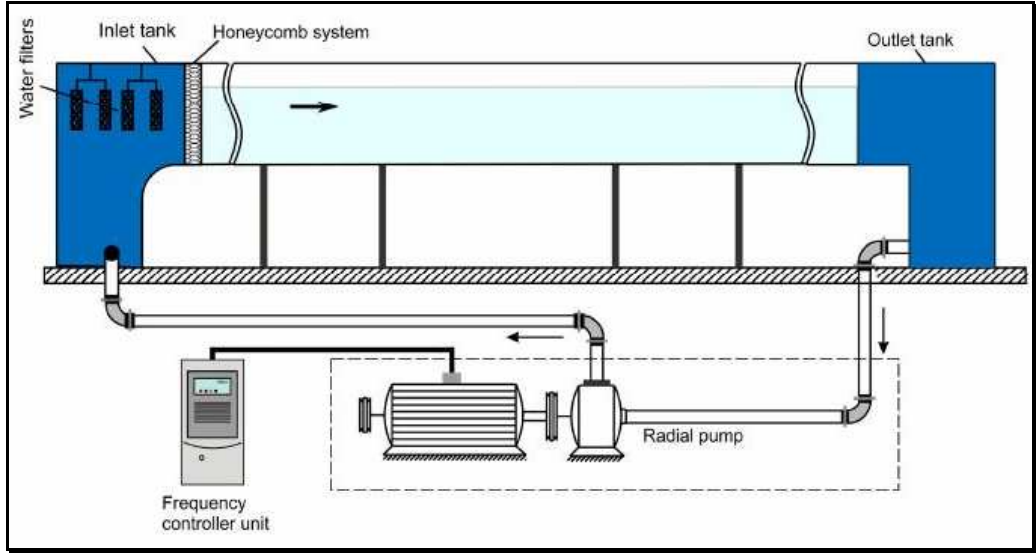
Bu modelde k'nın yanı sıra ω için ikinci bir transport denkleminin çözülmesine ihtiyaç duyulmaktadır. k-ω modeli, k-ε modeline göre daha az bilinen bir model olmasına karşın, pozitif basınç gradyanının olduğu sınır tabakası akımlarında daha iyi sonuç verdiği bildirilmektedir (Wilcox, 1988).

3.2.2.4. SST Türbülans Modeli

Katı sınıra yakın akım bölgelerinde $k-\omega$, uzak bölgelerde ise $k-\varepsilon$ türbülans modelinin daha uygun olduğu varsayımından hareketle, her iki modelin üstün yanlarının tek bir modelde birleştirilmesi ile meydana getirilmiş bir modeldir. Böylece SST (Shear Stress Transport) modeli, bir karışım fonksiyonu yardımı ile model katsayılarını ilgili modelin katsayılarına uyarlayarak, katı sınıra yakın yerlerde $k-\omega$ modelinin katsayılarını aktif hale getirirken, katı sınırdan uzaklaştıkça yumuşak bir geçişle $k-\varepsilon$ modeline dönüşmektedir (Menter, 1994).

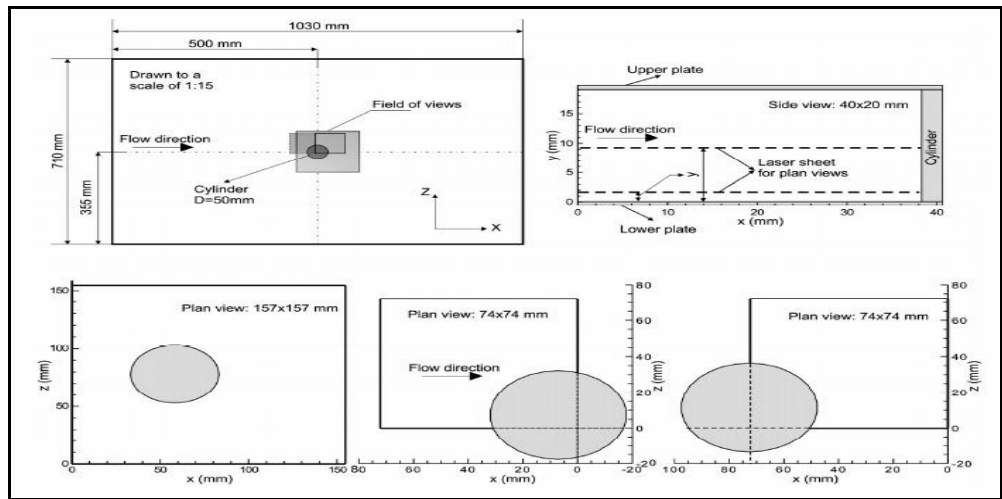
3.3. Deney Düzenineinin ve CFD Modellemenin Hazırlanması

Fluent tarafından tekrardan analizleri yapılmış olan deneyler Adil Öztürk (2006) tarafından, doktora tezi hazırlamak amacı ile Çukurova Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarındaki kapalı çevrim olarak çalışan açık kanal düzenineinde gerçekleştirilmiştir. Şekilde şematik olarak da verilmiş olan kanal düzenine, memba ve mansaptaki iki su haznesi ve bu iki hazneyi birleştiren, 1 m genişlik, 0.75 m derinlik ve 8 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 3.7. Deney düzeneği

Deneyi yapılmış olan bu çalışmada yükseklik / silindir çap oranı 0,4 olacak şekilde yerleştirilmiş olan iki plaka arasındaki tek silindir mekanizması incelenmiştir. Öztürk (2006) tarafından incelenen bu düzenekte PIV tekniği ile silindir ön ve arka kısımlarında oluşan at nalı girdapları, sınır tabaka ayrışma süreci ve at nalı girdapları sonucunda oluşan kayma ve girdap akımları incelenmiştir.



Şekil 3.8. Ölçüm yapılan bölgeler

Alt plakaya yakın kısımdaki $y/h = 0,1$ bölgesinde ve iki plakanın orta noktası olan $y/h=0,5$ bölgelerinde Reynolds 1500 – 6150 arasındaki hız vektörleri ile akış çizgileri incelenmiştir.

Bu çalışmanın devamı olarak, yine (Öztürk, 2006), tarafından aynı test düzeneği kullanılarak yapılmış olan çok silindri sistem incelenmiştir. Reynolds 1500 – 5250 arasındaki akışlarda oluşan hız vektörleri ve akış çizgileri, silindir etrafında oluşan girdap modelleri incelenmiştir.

Yapılmış olan bu çalışmaların ışığı altında aynı deneyler CFD çözümlemesi ile tekrarlanacak ve CFD çözümlemesi ile deneysel sonuçlara ne kadar yaklaşılabildiği incelenecektir.

Bu incelemelerin ardından örnek bir hava soğutucusu boru dizilişi ele alınacak ve boru diziliş açılarının değiştirilmesi sonucunda oluşan akış çizgileri incelenecek ve yorumlanacaktır. Modelleme ve sonlu elemanlara ayırma programı olarak Gambit kullanılacaktır.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1. Giriş

CFD çözümlenmeleri, hem pratiklik hem de istenilen noktalarda inceleme olanağının fazla olması nedeniyle, akış problemlerinin çözümünde önemli bir yer arz etmektedir. Bununla beraber, programın güvenilirliğini bilmek ve yakınsamaların derecelendirilmesi, yanıltıcı sonuçları ortadan kaldıracaktır. Çalışmada, (Öztürk, 2006) tarafından yapılan deneysel sonuçlar CFD programı tarafından tekrardan analiz edilmiş, sonuçlara yakınsamalar görsel olarak incelenmiş ve ardından da, değişik açılardaki boru diziliş şekillerine ve akışkanın 1 atm basınç – 27 ° deki hava olması durumuna göre en verimli ısı değiştiricisi dizaynının tespiti yapılmıştır.

4.2. Çalışmanın Amacı

(Şahin ve ark. 2006) tarafından çalışmada, birbirine paralel iki düzlemsel levha arasına yerleştirilen tek bir dairesel silindir etrafında oluşan akış yapısı PIV (Parçacık Görüntüleme Tekniği) kullanılarak incelenmiştir. Sistem yapısı, yükseklik / silindir çapı oranı 0,4 olacak şekilde ayarlanmıştır. Bu çalışmayı (Öztürk, 2006), silindir ön yüzey kısmında oluşacak olan at nalı girdap sistemini ve sınır tabakalarda at nalı girdap sistemi neticesinde oluşan dairesel hareketleri incelemek amacı ile genişletmiştir. Yükseklik / silindir çapı oranı aynı kalacak şekilde ayarlanan sistem üzerinde, küçük bir bölge incelenerek sınır tabaka ayrışma prosesi, at nalı girdaplarının ve silindir arkasında oluşan girdapların (wake) yapısı detaylı olarak incelenmiştir.

Bu çalışmada, aynı sistem Gambit programı tarafından modellendi ve sayısal ağ oluşumu yapıldı, Fluent 6.3.26 CFD (Hesaplamalı Akışkan Dinamiği) programı vasıtası ile çözümlendi. Elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlar ile kıyaslanıp, programın deneysel sonuçlara ne kadar yaklaştığı görsel olarak incelenmiştir.

Bu çalışmaların ardından, değişik açılarda yerleştirilmiş olan silindirler etrafındaki akış ve bu akış neticesinin ısı transferine etkisi incelendi ve optimum dizayn koşulları belirlendi.

Dizayn şartlarının ana parametreleri olarak, silindir merkezleri arasındaki açı ve periyodik sistem olarak tanımlanan modellemedeki basınç farkı belirlenmiştir. Kanatlar arasındaki mesafe, silindir merkezleri arasındaki mesafe, akışkanın sisteme giriş debisi sabit tutulmuş ve merkezler arasındaki açının değiştirilmesi sonucunda meydana gelen basınç farkları ile Nusselt sayıları karşılaştırılmıştır.

4.3. Tek Silindirden Meydana Gelmiş Olan Kanatlı – Borulu Isı Değiştiricisinin Ön Alanında Oluşan At Nalı Girdaplarının Fluent Programı Vasıtası İle İncelenmesi

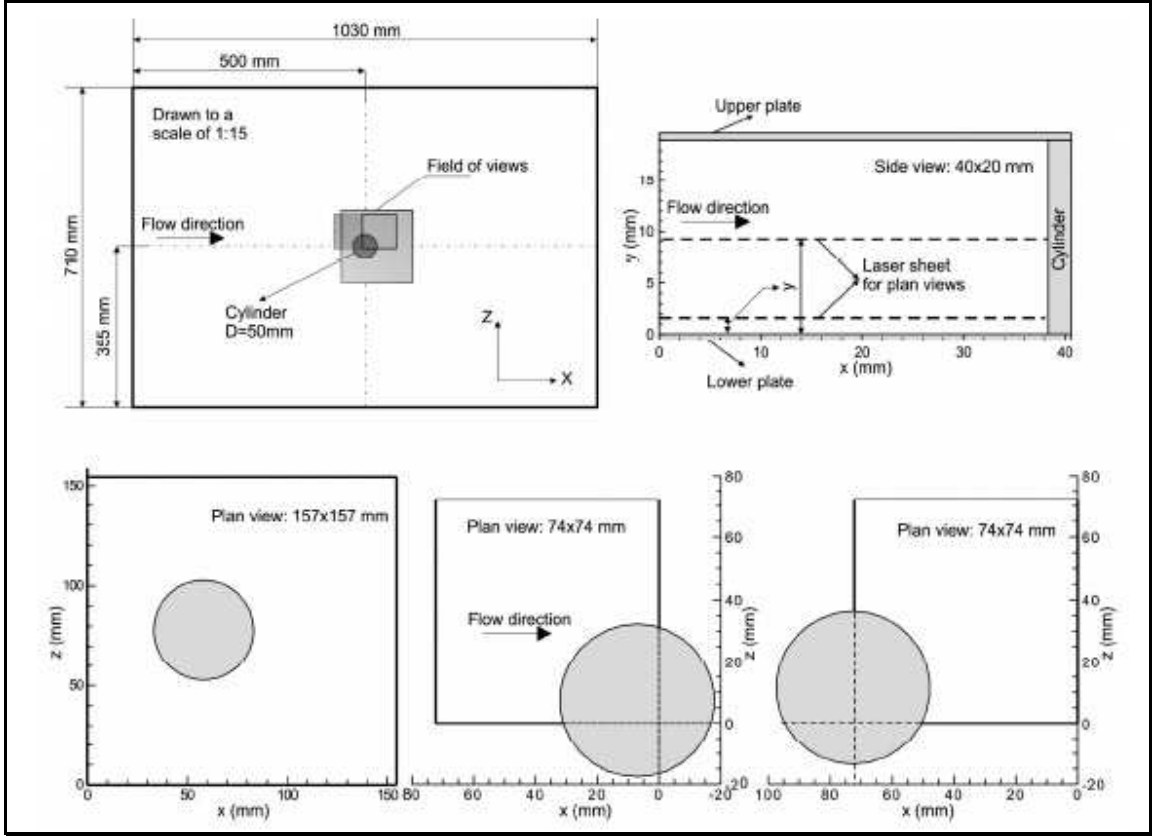
4.3.1. Giriş

Geometrisinin karmaşık ve dar alanlardan oluşması nedeniyle kanatlı – borulu ısı değiştiricilerinde deneysel çalışma yapma imkânları oldukça kısıtlıdır. Ancak, ısı değiştiricilerindeki akış yapısının incelenmesi dizayn ve optimizasyon aşamalarında çok önemli avantajlar sağlayacaklardır.

Silindir ön yüzeyinde oluşan at nalı girdaplarının ısı transferine katkısı büyüktür. Bu noktalarda akış silindir alt ve üst noktalarına doğru yönelmekte ve alt – üst noktadaki sınır tabakayı bozmaktadırlar. Sınır tabakaların bozulması sonucunda ısı transfer katsayısı yerel olarak artmakta ve doğal olarak ısı değiştiricisinin verimi artmaktadır.

4.3.2. Deney Düzenegi ve CFD Modeli

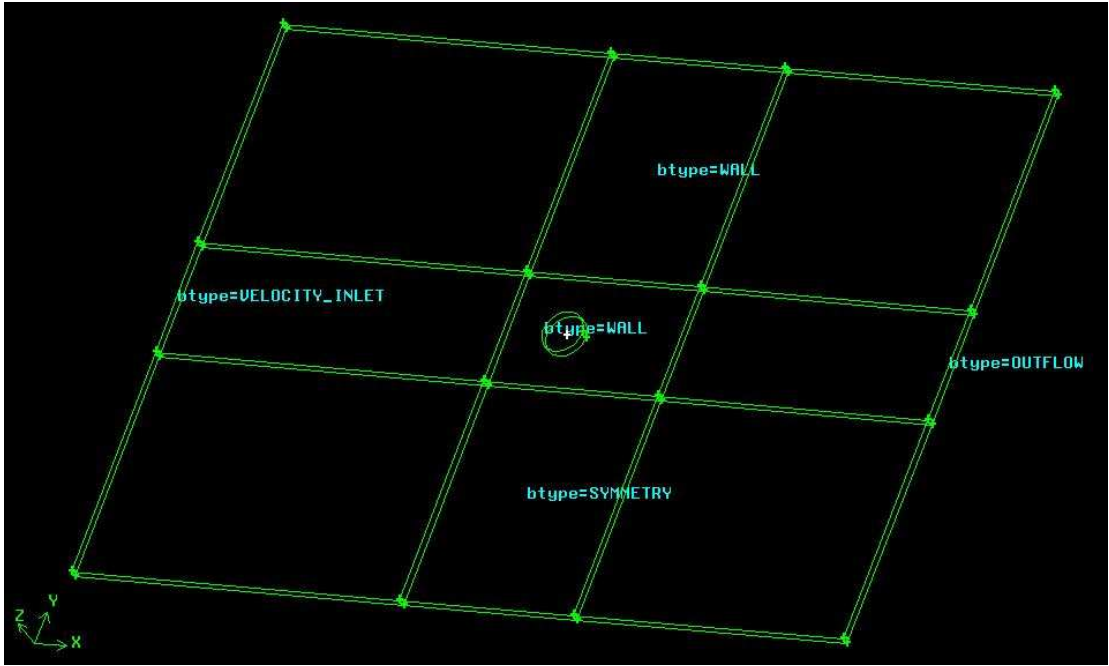
Akış ayrışmalarının ve girdap bölgelerinin olduğu kısımlar aşırı derecede kararsız bir yapıdadır. Bu yüzden bu bölümlerde PIV tekniği (Öztürk, 2006) tarafından deney düzenegine Şekil 4.1’de belirtildiği gibi uygulanmıştır.



Şekil 4.1. Tek silindir deney düzeneği

Gambit programında mevcut sistemin komple aynı hassasiyetteki sonlu elemanlara bölümlenmesi yönteminin yerine, hem daha az miktarda CPU gereksinimlerine ihtiyaç duyması hem de deney düzeneğindeki her bölgenin ilgi alanımızda olmamasından dolayı, çalışma yapılacak olan bölgeler daha detaylı ve hassas modellenmiş ve bölümlenmiş, diğer bölgeler ise daha geniş aralıklı sonlu elemanlara ayrıştırılmıştır. Bu aşamada, özellikle silindir çevresindeki akışın daha iyi algılanabilmesi açısından bu alan daha ince bölümlere ayrıştırılmış, akışın gelişmesini sağlamak için modellenmiş kısımlar ise daha kaba parçacıklara bölünmüştür. Şekil 4.2’de model ve sanal ağ çalışmasının detayları verilmiştir.

Fluent programı ile yapılan çalışmalarda 1500 – 4000 – 6150 Reynolds sayılarındaki akışlar incelenmiştir. Bu çalışmalarda, sistemin bire bir tanıtılması amacıyla aşağıdaki veriler, programın ilgili bölümlerinde kullanılarak, analiz sonuçlandırılmıştır.



Şekil 4.3. Tek silindiri sisteme ait sınır koşulları

- Programda uygulanan sistemlerde suyun geliş hızı

$$Re_{hd} = \frac{u \times D_h}{\nu} \quad (4.1.)$$

denklemini kullanılarak hesaplanmıştır.

- Bu hesaplamaların sonunda elde edilen hızlar:

Çizelge 4.1. Reynolds sayısına bağlı olarak hızların tayini

Re_{hd}	Hız (m/s)
584	0,015
1556	0,04
2400	0,06

şeklinde olmuştur.

- Hesaplamalarda kullanılan suyun özellikleri:

Yoğunluk : $998,2 \text{ kg/m}^3$

Viskozite : $0,001003 \text{ kg/m-s}$

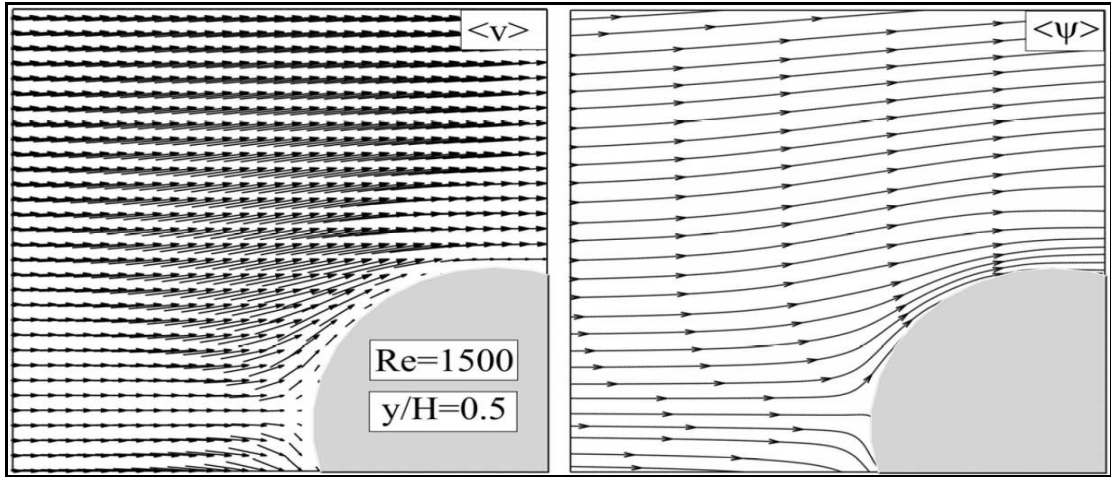
şeklinde kabul edilmiştir.

- Sistemler laminar oldukları için, viskoz modeli laminar olarak kabul edilmiştir.
- Çözüm yöntemlerinde basınç çözümü 2. dereceden denklemler ile momentum çözümü ise 3. dereceden denklemler kullanılarak yapılmıştır.

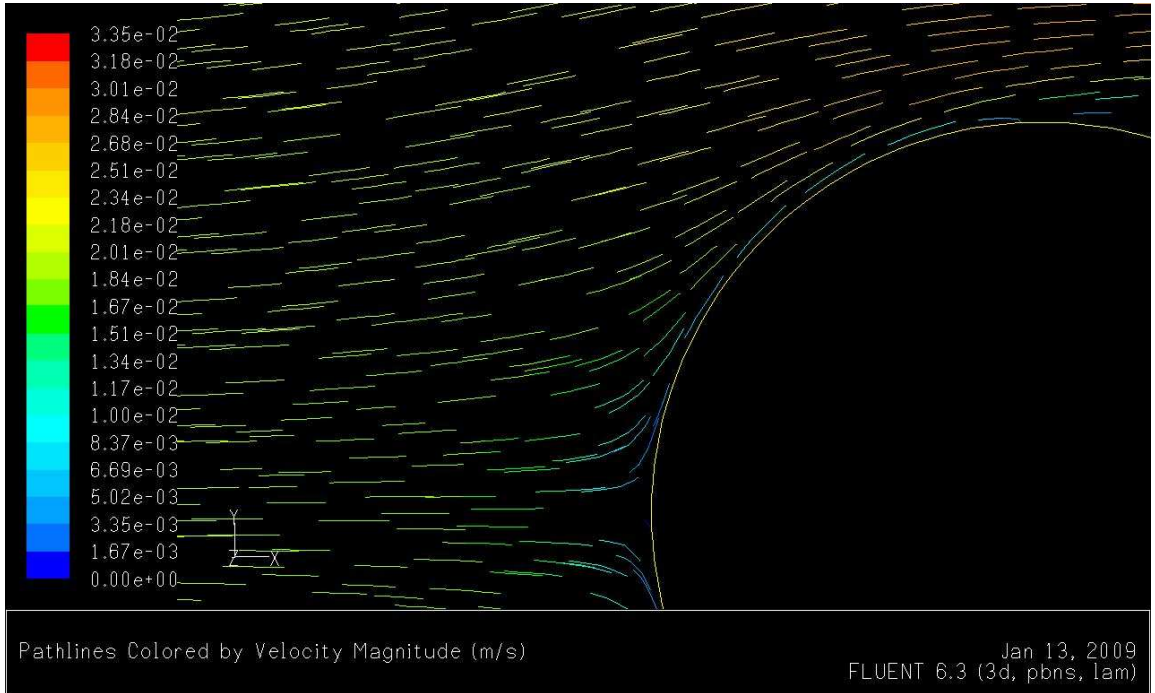
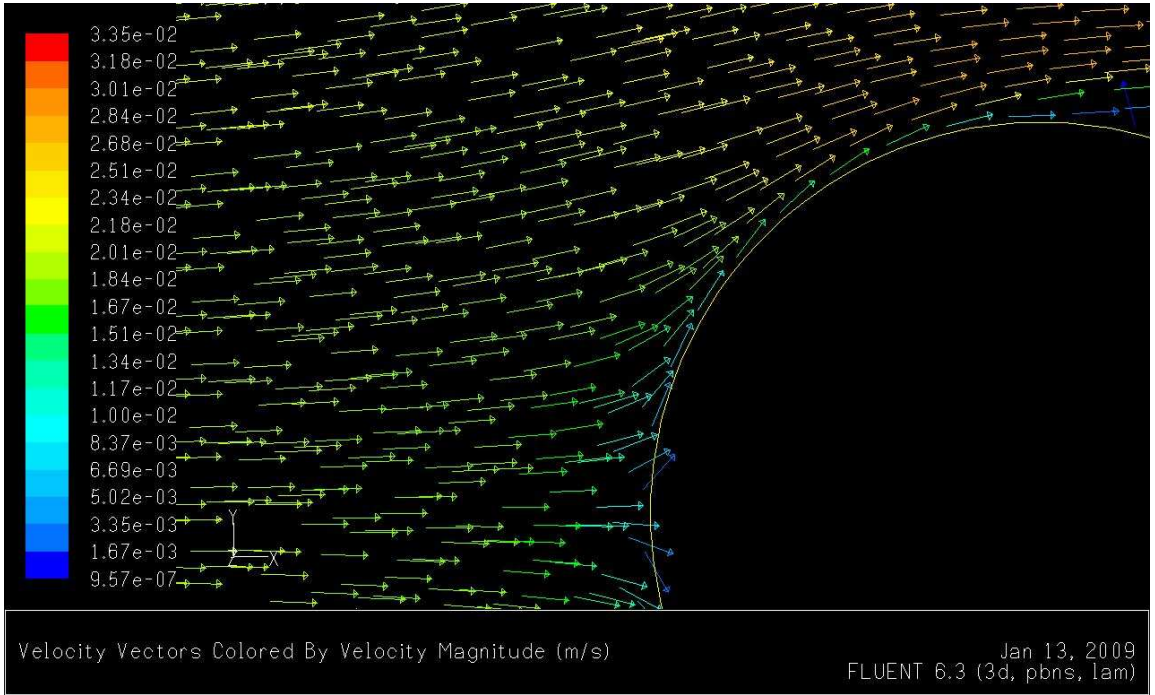
4.3.3. Sonuçlar ve Tartışma

Aynı alanların Fluent programı ile çözümlendiği zaman elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasındaki karşılaştırma şu şekildedir:

4.3.3.1. $y / h = 0,5$, Reynolds = 1500



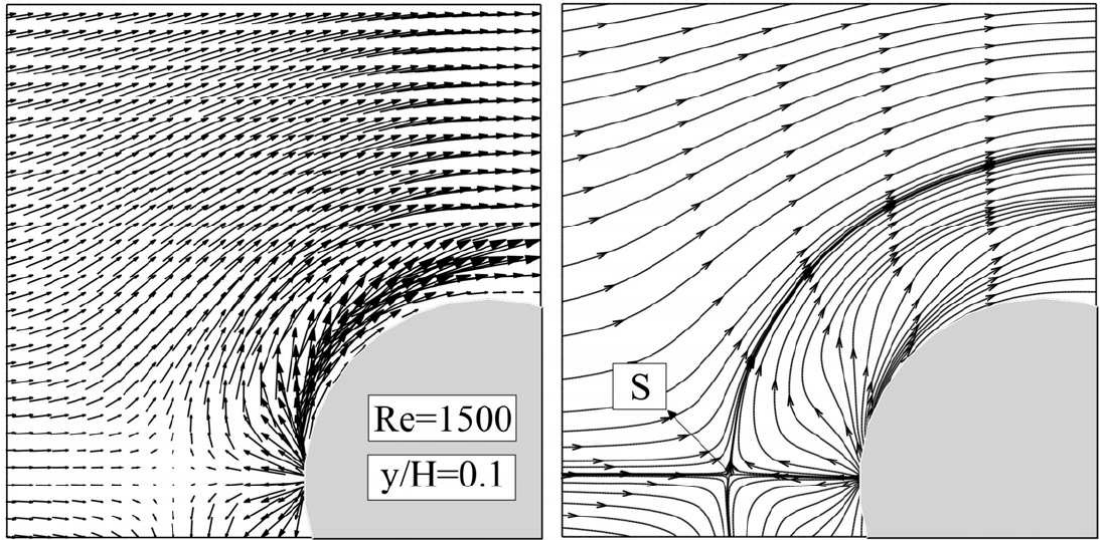
Şekil 4.4. Tek silindir ön bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları



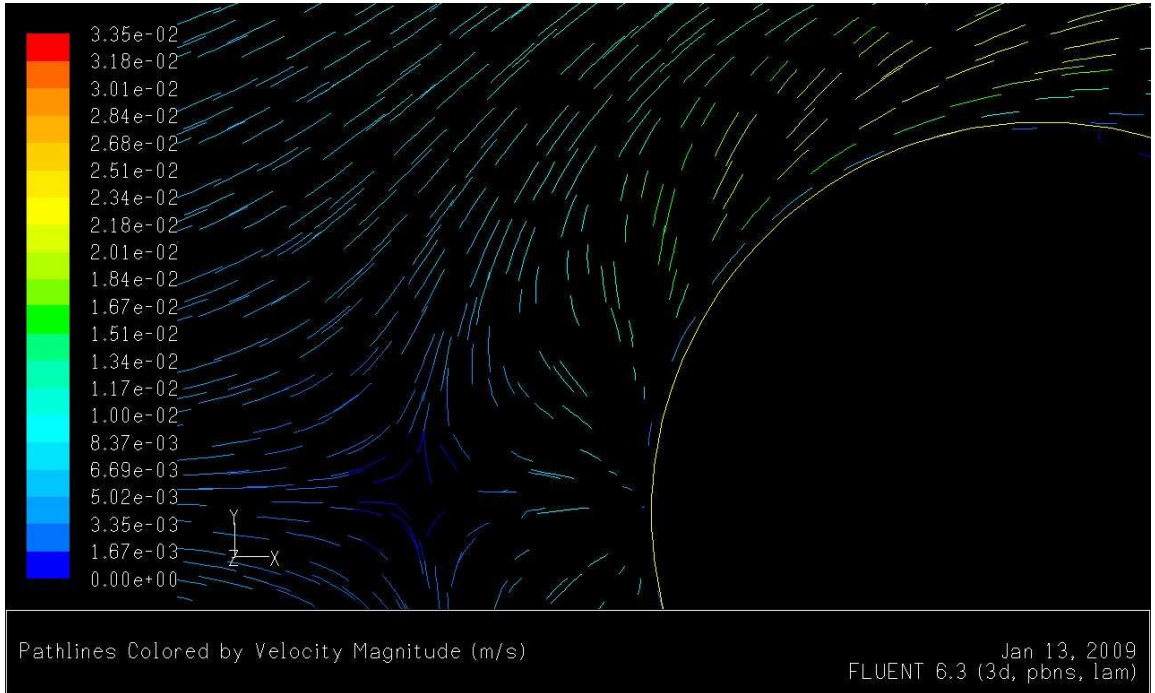
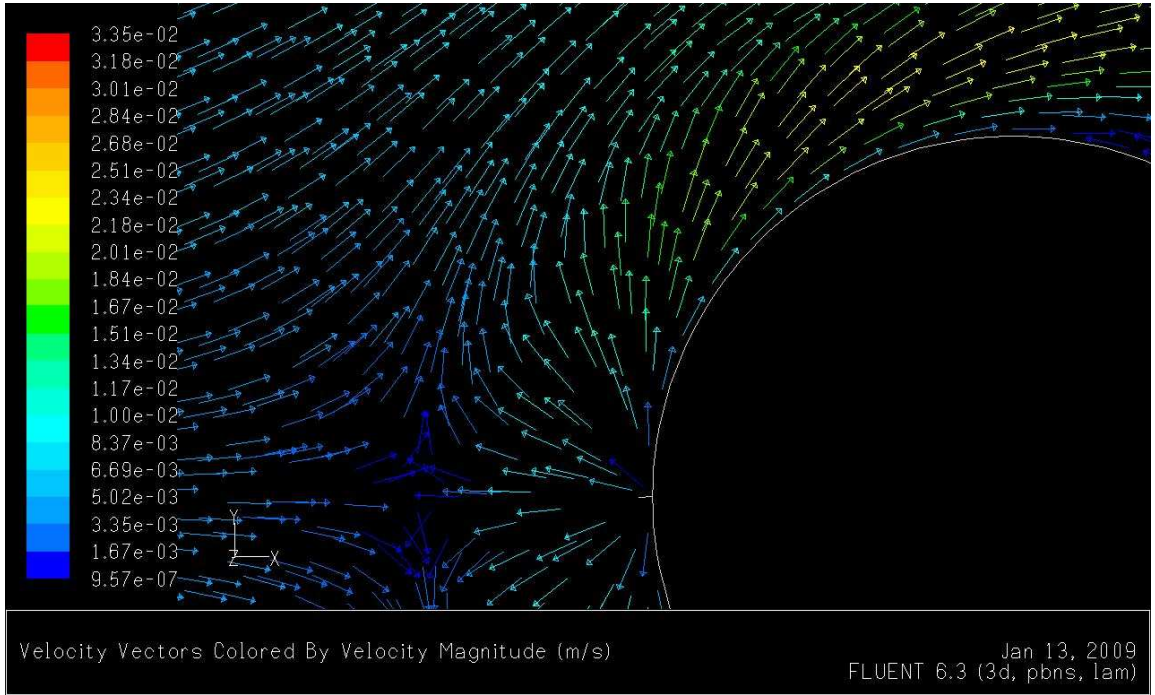
Şekil 4.5. Tek silindir ön bölge, $Re = 1500$, $y/h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

$Re = 1500$ akış koşullarında ve $y/h = 0,5$ konumunda deneysel veriler incelendiğinde herhangi bir at nalı girdap oluşumunun ve sonuç olarak da herhangi bir durma noktasının belirlendiği görülmektedir. Fluent ile elde edilen çözümlerde de aynı durum söz konusu olup, akış çizgileri ve hız vektörleri birbirleri ile uyumtadırlar.

4.3.3.2. $y/h = 0,1$, Reynolds = 1500



Şekil 4.6. Tek silindir, ön bölge, $Re = 1500$, $y/h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları

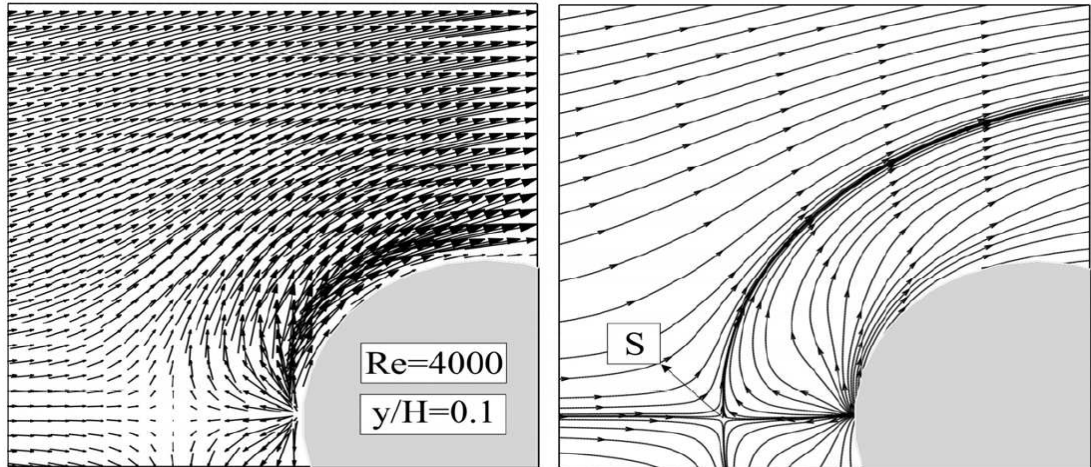


Şekil 4.7. Tek silindir, ön bölge, $Re = 1500$, $y/h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

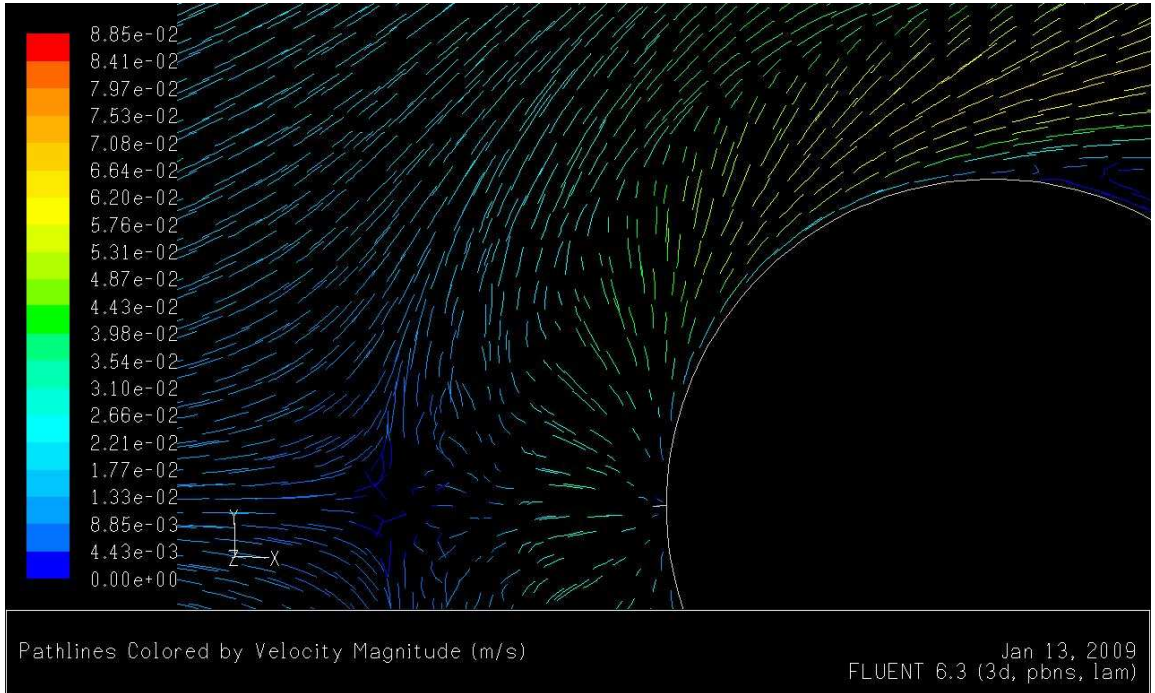
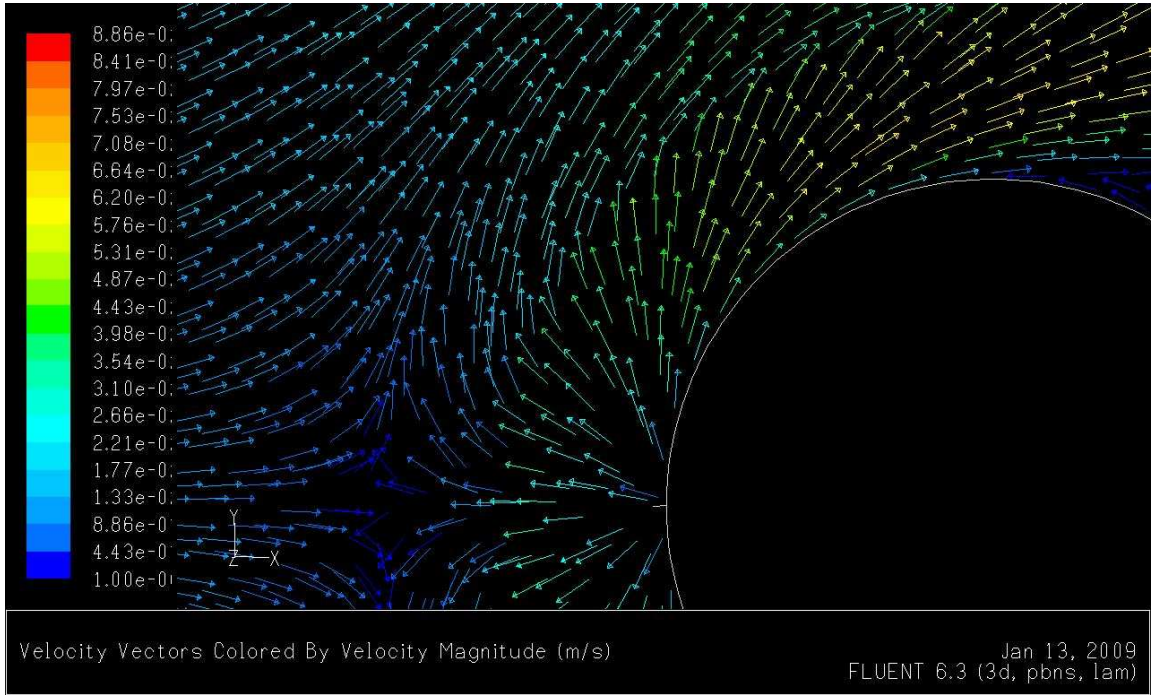
Deneysel sonuçlar incelendiğinde, Reynolds = 1500 ve $y/h = 0.1$ konumunda at nalı girdap sisteminin meydana getirmiş olduğu ve hareketsiz bölüme gelen durma noktasının silindir ön yüzeyinden $L_s = 0.35D$ uzaklıkta olduğu görülecektir (Öztürk ve Şahin, 2006).

Fluent ile yapılan çözümler incelenip deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldığında at nalı girdap oluşumundan kaynaklanan durma noktasının konumu yaklaşık olarak aynı mesafede saptanmış ve deneysel sonuçlar ile birebir örtüşme sağlanmıştır.

4.3.3.3. $y/h = 0,1$, Reynolds = 4000



Şekil 4.8. Tek silindir, ön bölge, $Re = 4000$, $y/h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları

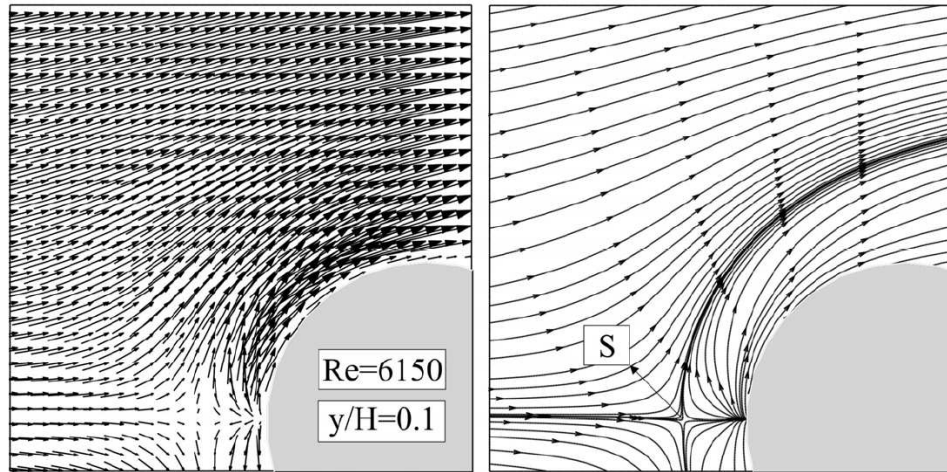


Şekil 4.9. Tek silindir ön bölge $Re = 4000$, $y/h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

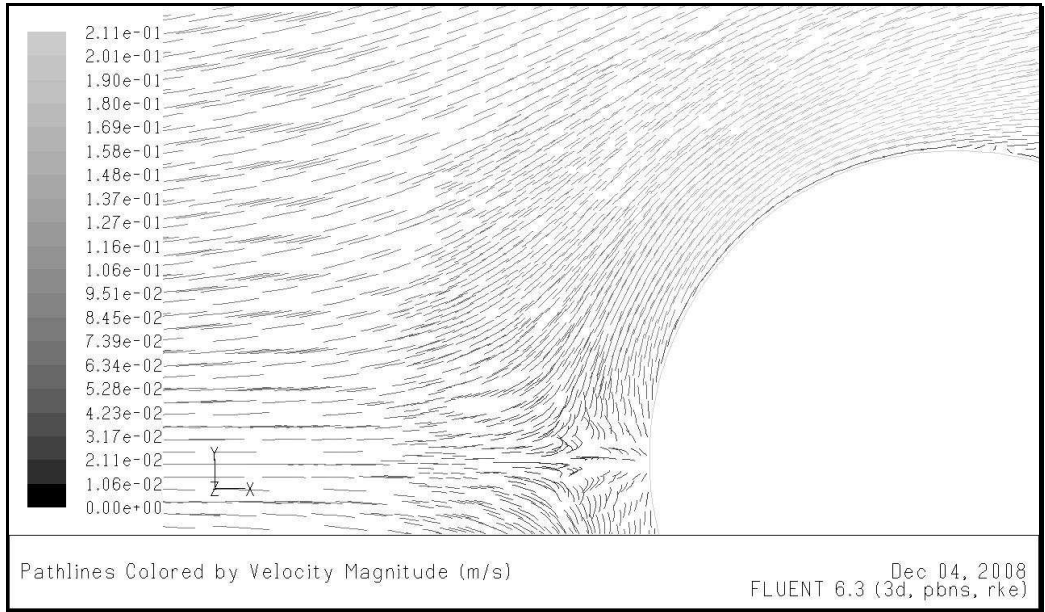
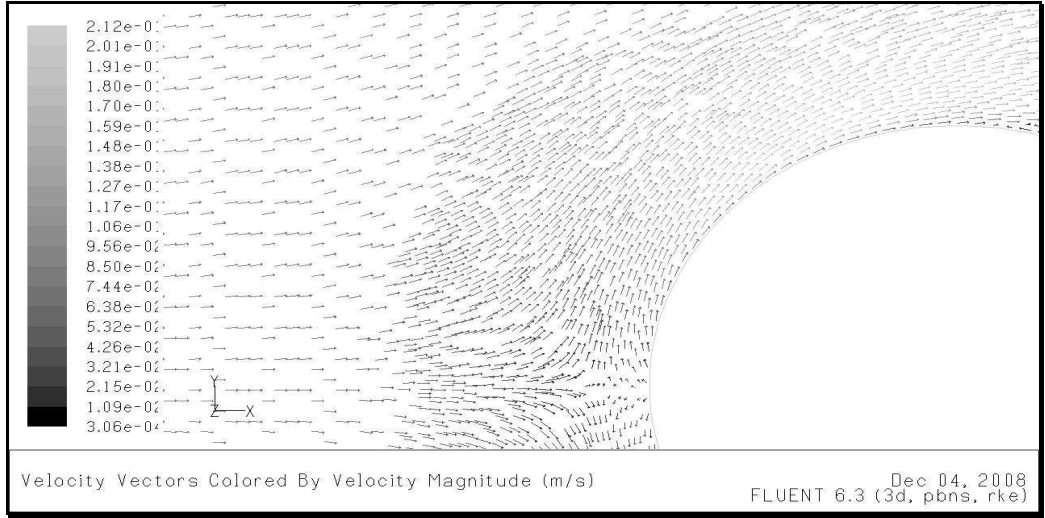
Reynolds = 4000 ve Reynolds = 1500 akışları incelendiğinde, $y/h = 0,1$ konumundaki benzeşmeler göze çarpmaktadır. Reynolds sayısının artışına rağmen, silindir ön bölgesinde oluşan durma noktası hemen hemen aynı noktadadır.

DeneySEL sonuçlarla gözlemlenmiş olan bu durum, CFD çözümlemesinde de aynı şekilde karşımıza çıkmaktadır. Silindir ön bölgesinde, $Re = 1500$ 'deki akışa benzer mesafede ve silindir ekseninde durma noktası belirmiş ve akış bu noktanın etrafında şekillenerek silindirin çevresinden geçmeye başlamıştır.

4.3.3.4. $y / h = 0,1$, Reynolds = 6150



Şekil 4.10. Tek silindir, ön bölge, $Re = 6150$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları



Şekil 4.11. Tek silindir, ön bölge, $Re = 6150$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

DeneySEL sonuçlarda karşılaşılan ve silindir ön bölgesindeki durma noktasının Reynolds = 6150'de belirgin bir şekilde silindire yaklaşması olayı, CFD çözümünde de bariz bir şekilde görülmüştür.

Reynolds sayısının mertebesinin arttıkça durma noktasının silindire yaklaşmakta olduğu deneysel sonuçlarda belirtilmiştir. $Re = 6150$ ve $y/h = 0,1$ konumunda $Ls = 0.19D$ olduğu deneysel olarak ortaya çıkarılmıştır (Öztürk, 2006). Fluent programı vasıtası ile elde edilen çözümlenelerde de aynı yaklaşma belirlenmiş ve akış eğrileri deneysel sonuçlara benzer şekilde çıkarılmıştır.

4.3.4. Sonuç

Tek silindirden oluşan ve farklı iki Reynolds sayısı ile yapılan deneyler, Fluent programı vasıtası ile çözümlenerek, silindir ön yüzeyindeki akışlar incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, genel anlamda tatmin edici olup, deneysel sonuçların Fluent programı vasıtası ile bilgisayar ortamında oluşturulabildiği görülmüştür.

4.4. Tek Silindirden Meydana Gelmiş Olan Kanatlı – Borulu Isı Değiştiricisinin Arka Alanında Oluşan Girdapların Fluent Programı Vasıtası İle İncelenmesi

4.4.1.Giriş

Silindir arka alanında oluşan girdaplar, aynı akışkanın sürekli olarak dönmesi ve sistemden bağımsız çalışmaları nedeniyle ısı transferini olumsuz yönde etkileyen unsurlar olarak karşımıza çıkmaktadırlar. Bu nedenle, bu akış yapısının incelenmesi önem arz etmektedir.

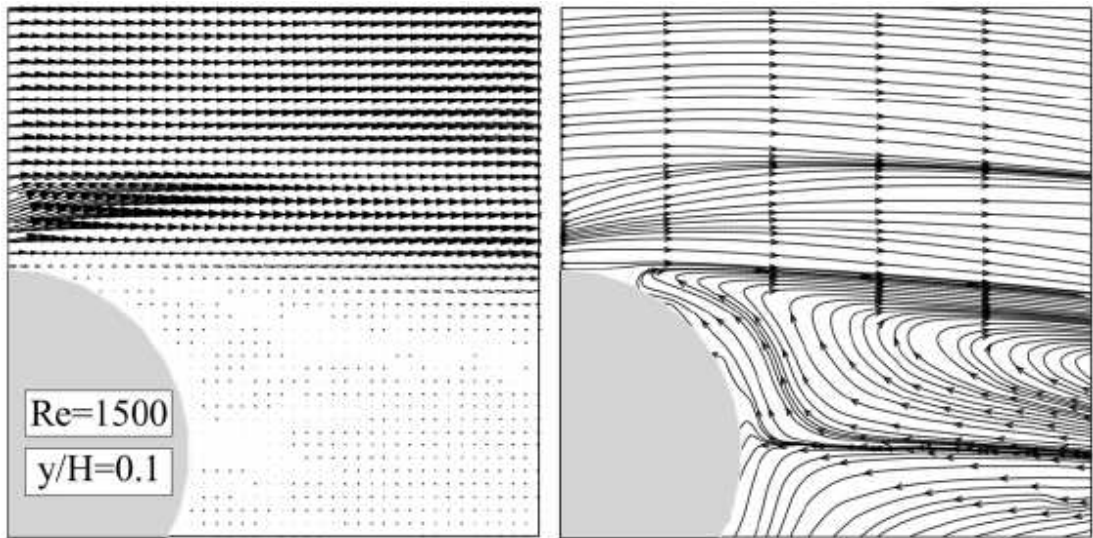
4.4.2. Deney Düzenegi ve CFD Modeli

Bir önceki deneyde kullanılan düzenek ve CFD modellemesi bu çalışma kapsamında da aynı şekilde kullanılmış ve uygulamaya geçilmiştir.

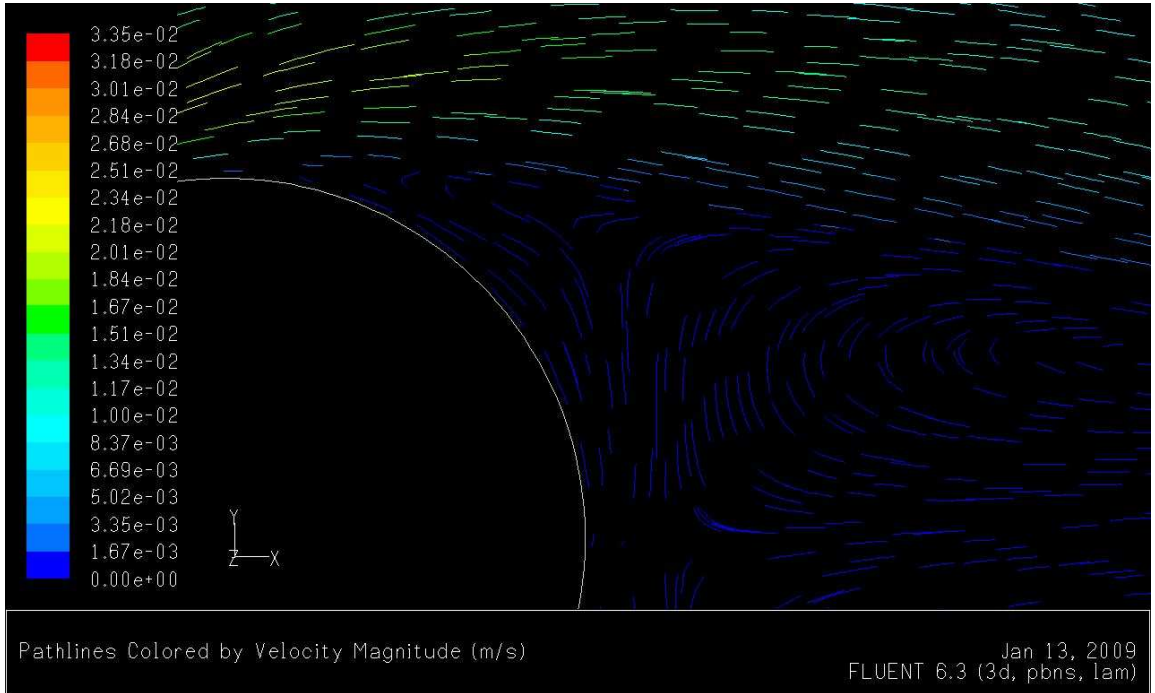
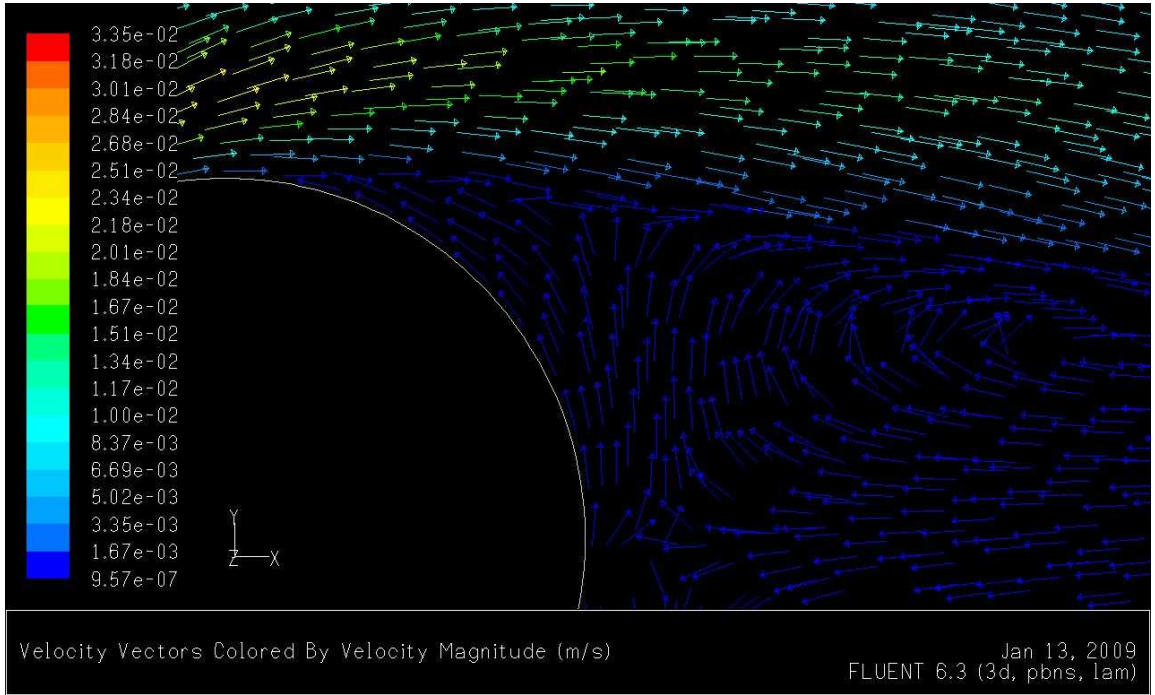
4.4.3. Sonuçlar ve Tartışma

(Öztürk, 2006) tarafından yapılan deneylerde silindir arka alanında oluşan hız vektör alanları ve akış çizgileri 1500 – 4000 ve 6150 Reynolds sayılarındaki akış durumlarına göre $y/h = 0,1$ ve $y/h = 0,5$ konumlarında detaylı olarak incelenmiştir. Aynı alanların Fluent programı ile çözümlendiği zaman elde edilen sonuçları ile deneysel sonuçlar arasındaki karşılaştırma aşağıdaki şekildedir:

4.4.3.1. $y/h = 0,1$, Reynolds = 1500



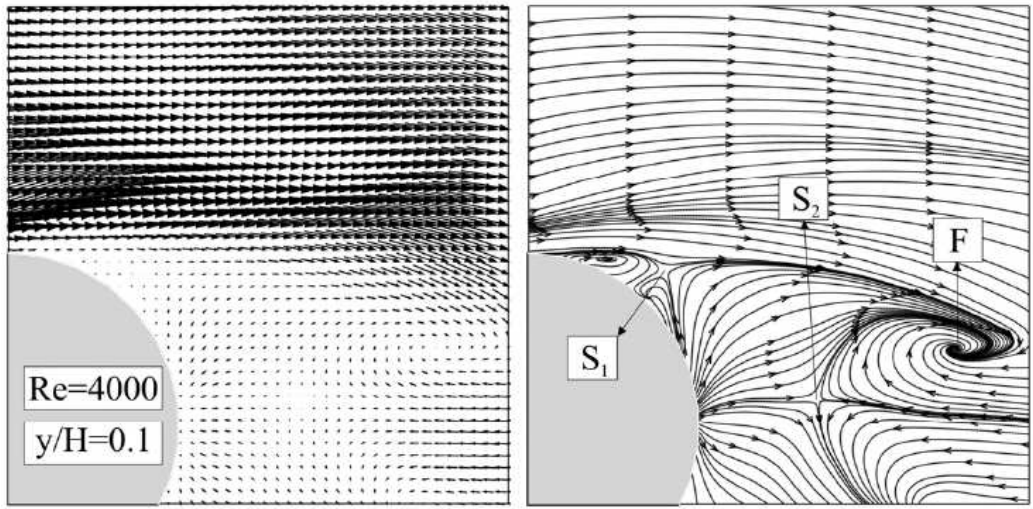
Şekil 4.12. Tek silindir, arka bölge, $Re = 1500$, $y/h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları



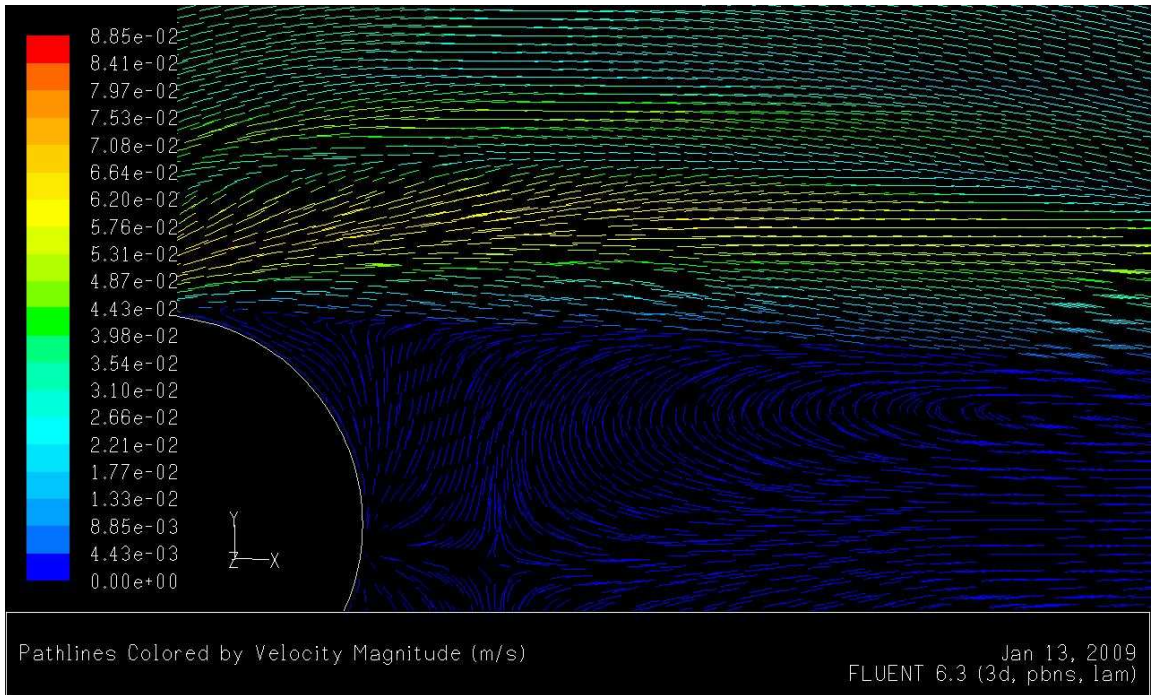
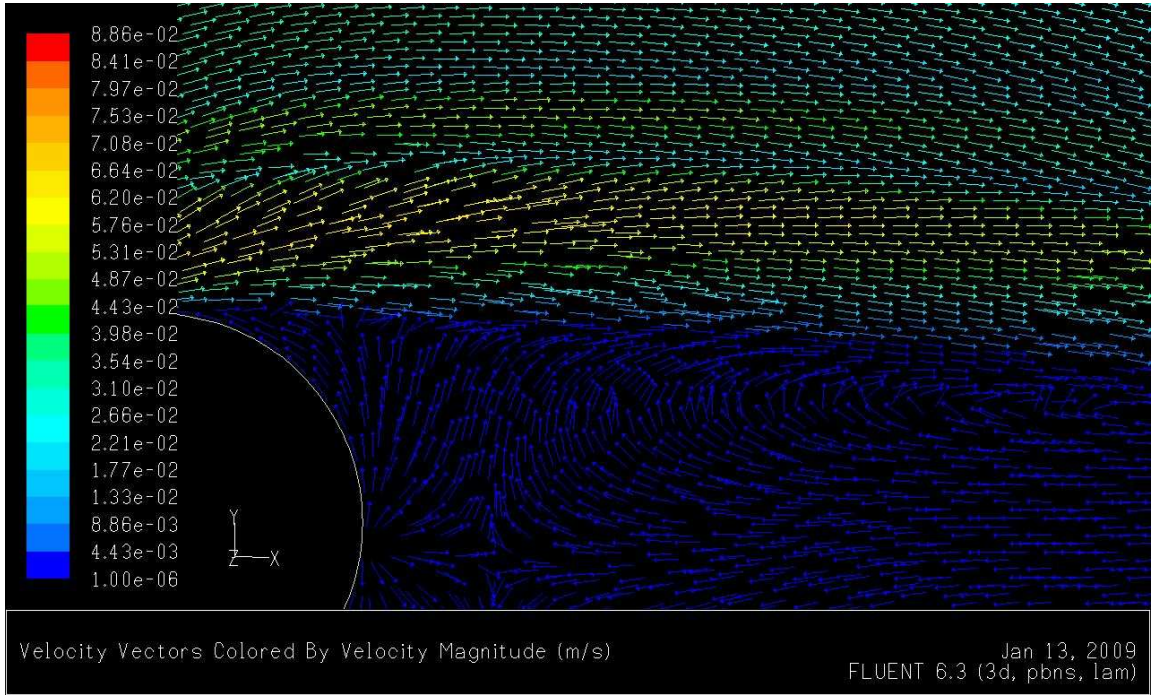
Şekil 4.13. Tek silindir, arka bölge, $Re = 1500$, $y/h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

Silindir arka alanında oluşan girdap merkezi, deneysel sonuçlarda, silindirden uzak konumda meydana gelmiş ve girdap modeli yatay eksene paralel bir şekil almıştır. CFD modellemede oluşan girdap modeli de aynı şekilde yatay eksene paralel gelişmiş ve girdap merkezi de silindirden uzak bir konumda oluşmuştur.

4.4.3.2. $y/h = 0.1$, Reynolds = 4000



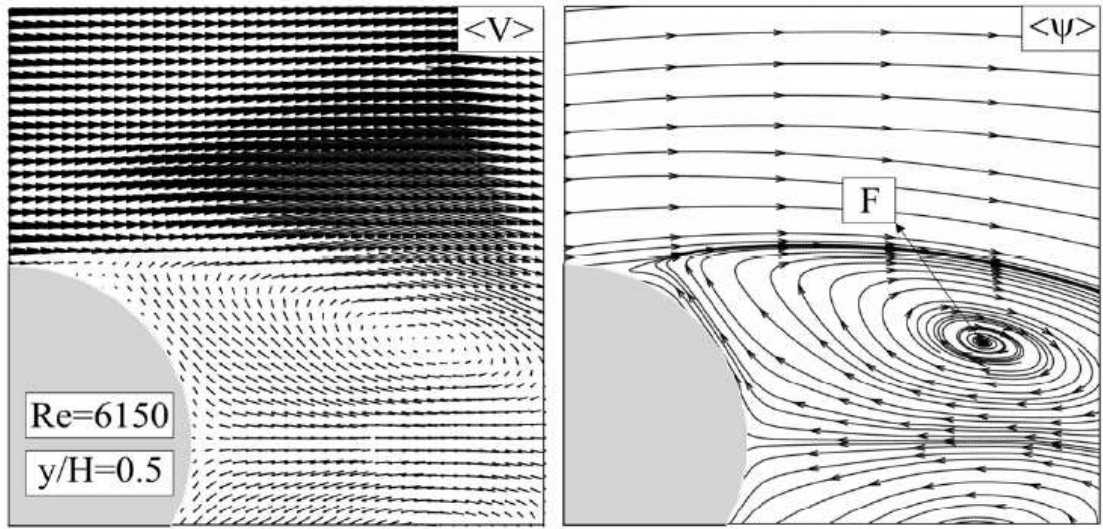
Şekil 4.14. Tek silindir, arka bölge, $Re = 4000$, $y/h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları



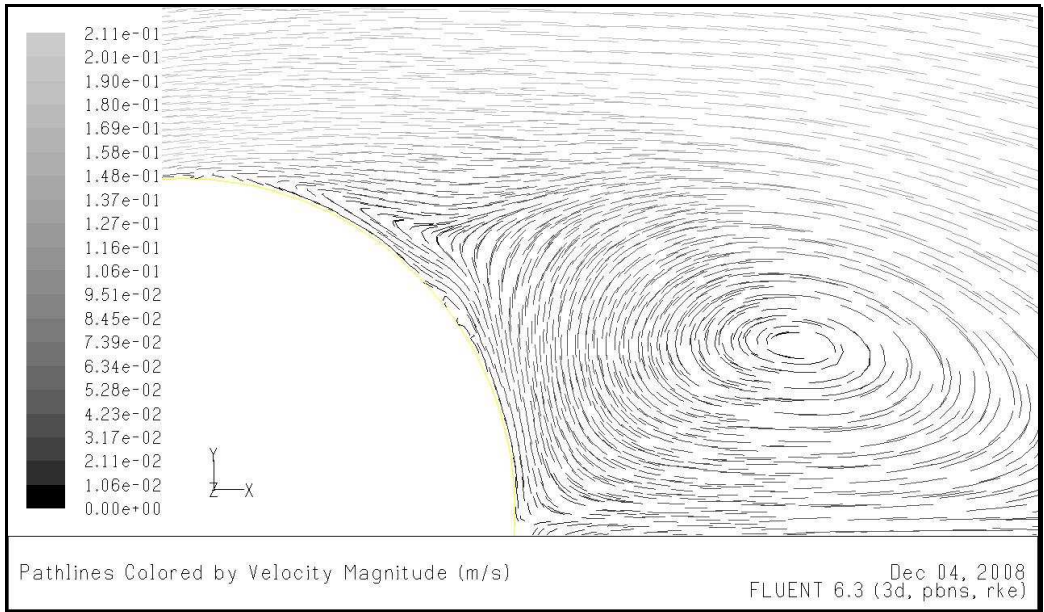
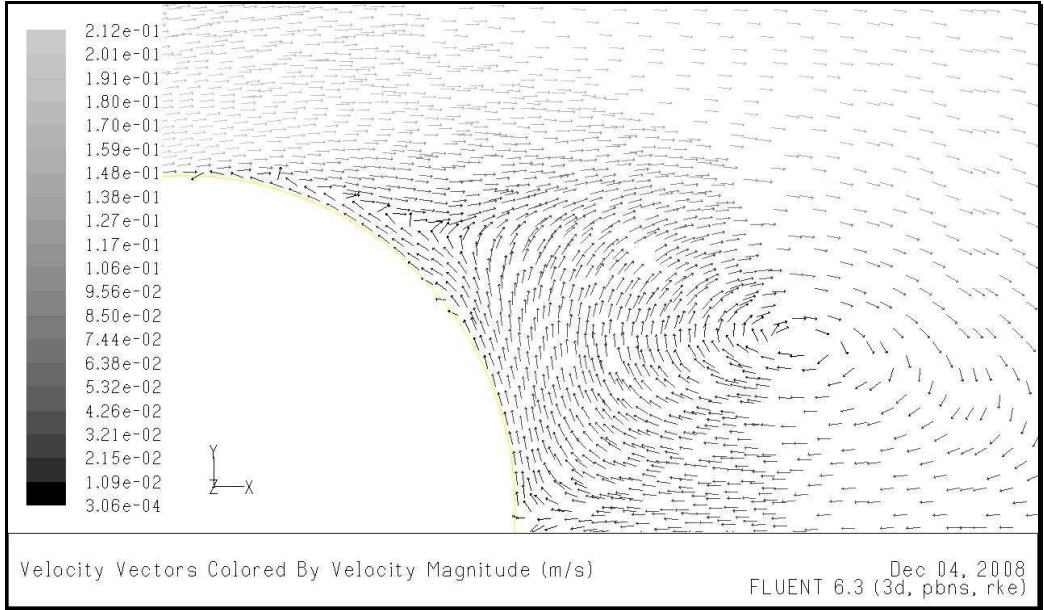
Şekil 4.15. Tek silindir, arka bölge, $Re = 4000$, $y/h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

Silindire yaklaşan akışkanın hızı arttıkça, silindir arkasında da durma noktası meydana gelmeye başlamaktadır. Deneysel sonuçlardan elde edilen bu bilgilerin ışığında CFD modellemesi sonucu elde edilen analizler incelendiğinde, aynı şekilde durma noktasının oluştuğu gözlemlenebilir.

4.4.3.3. $y/h = 0.5$, Reynolds = 6150



Şekil 4.16. Tek silindir, arka bölge, $Re = 6150$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları



Şekil 4.17. Tek silindir, arka bölge, $Re = 6150$, $y/h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri
CFD sonuçları

4.4.4. Sonuçlar

Deneyler sonucunda elde edilen veriler ile CFD sonuçları karşılaştırıldığında yüksek oranda bir uyumluluk olduğu gözlemlenebilir. zellikler girdap oluşumlarının, foci, durma noktalarının ve akış eğrilerinin konumsal benzerliği, CFD programının gerçeğe yakın sonuçlar verdiğini göstermektedir.

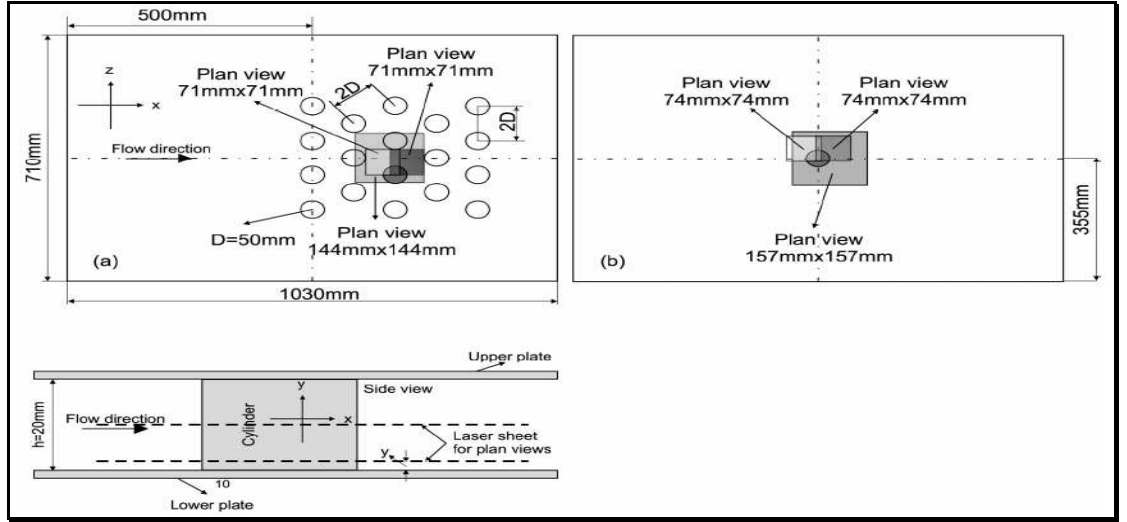
4.5. Çoklu Silindirden Meydana Gelmiş Olan Kanatlı – Borulu Isı Değiştiricisinde Oluşan Girdapların Fluent Programı Vasıtası İle İncelenmesi

4.5.1. Giriş

Genel itibari ile karmaşık yapıda olan kanatlı – borulu ısı değiştiricilerinde, tek borulu yapıdan daha karmaşık bir geometriye sahip olan çok silindirli ısı değiştiricilerinde akışın görselleştirilmesi ve incelenmesi önem arz etmektedir. Sanayide kullanılan ısı değiştiricilerinin büyük çoğunluğunun birden fazla silindirden oluştuğu dşnldğinde bu tip bir çalışmanın önemi daha da artmaktadır.

4.5.2. Deney Düzeneği ve CFD Modeli

Öztürk tarafından PIV tekniği ile inceleniş olan 4 sıra ve 5 kolondan oluşan minyatür ısı değiştiricisinin plakalara yakın bölgelerinde $y / h = 0,1$ ve iki plakanın orta noktasında $y / h = 0,5$ 'de yapılan incelemede, akışın olgunlaştığı 3 no'lu kolundaki silindir yakın planda analiz edilmiştir.



Şekil 4.18. Çok silindirli modelin deney düzeneği

Gambit programı vasıtası ile yapılan modelleme, gerçek ölçüler baz alınarak yapılmış ve sistemde 670.696 adet ağ yapısı oluşturulmuştur. İncelemenin yoğunlaştığı 3 no'lu kolondaki silindirler etrafında daha sık ağ yapılandırılması sağlanmış olup, inceleme harici tutulan bölgeler daha geniş aralıklara ayrıştırılmışlardır. Modelleme ve ağ yapısı Şekil 4,19'da detaylı olarak gösterilmiştir.

Üç farklı Reynolds sayılarında (1500 – 4000 – 5250) yapılan deneylerin silindire yaklaşma hızları (4.1.) no'lu denklem sayesinde belirlenmiş ve aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

Çizelge 4.2. Reynolds sayısına bağlı hız değişimi

Re	Hız (m/s)
1500	0,015
4000	0,04
5250	0,0525

Çok silindirden meydana gelmiş olmasından dolayı, viskoz modellemesi olarak The Realizable k - ε türbülans modeli seçilmiştir. Bu modelleme birçok akış çeşidinde; dönen cisimler etrafında akış, jet ve karışım hallerinde akış, dar kanallarda ve ayrışmalı akışlarda

oldukça başarılı sonuçlara ulaşmasından dolayı en uygun model olarak görülmüş ve viskoz modelleme aracı olarak tercih edilmiştir.

Türbülans sisteminde hız bilgilerinin yanı sıra, türbülans bilgilerinin de girilmesi gerekmektedir. Türbülans spesifikasyonunda metot olarak yoğunluk ve hidrolik çap parametreleri seçilmiş ve

Türbülans Yoğunluğu : 60 %

Hidrolik Çap : 40 mm

olarak belirlenmiştir. Türbülans yoğunluğunun bu şekilde seçilmesindeki prensip, daha düşük seçildiği durumlarda program sonuçlara ulaşmakta güçlük çekmektedir. Sürekli olarak girdapların oluşacağı ve laminer sınır tabakanın bozulacağı düşünüldüğünde yoğunluk parametresinin bu şekilde seçilmesi uygun görülmüştür.

Hidrolik çap, kanalın hidrolik çapıdır. Aşağıdaki kapalı cisimler içindeki akışlarda kullanılan hidrolik çap formülü uygulanarak 40 mm sonucuna ulaşılmıştır.

$$D_h = \frac{4 \times Alan}{Çevre} \quad (4.2.)$$

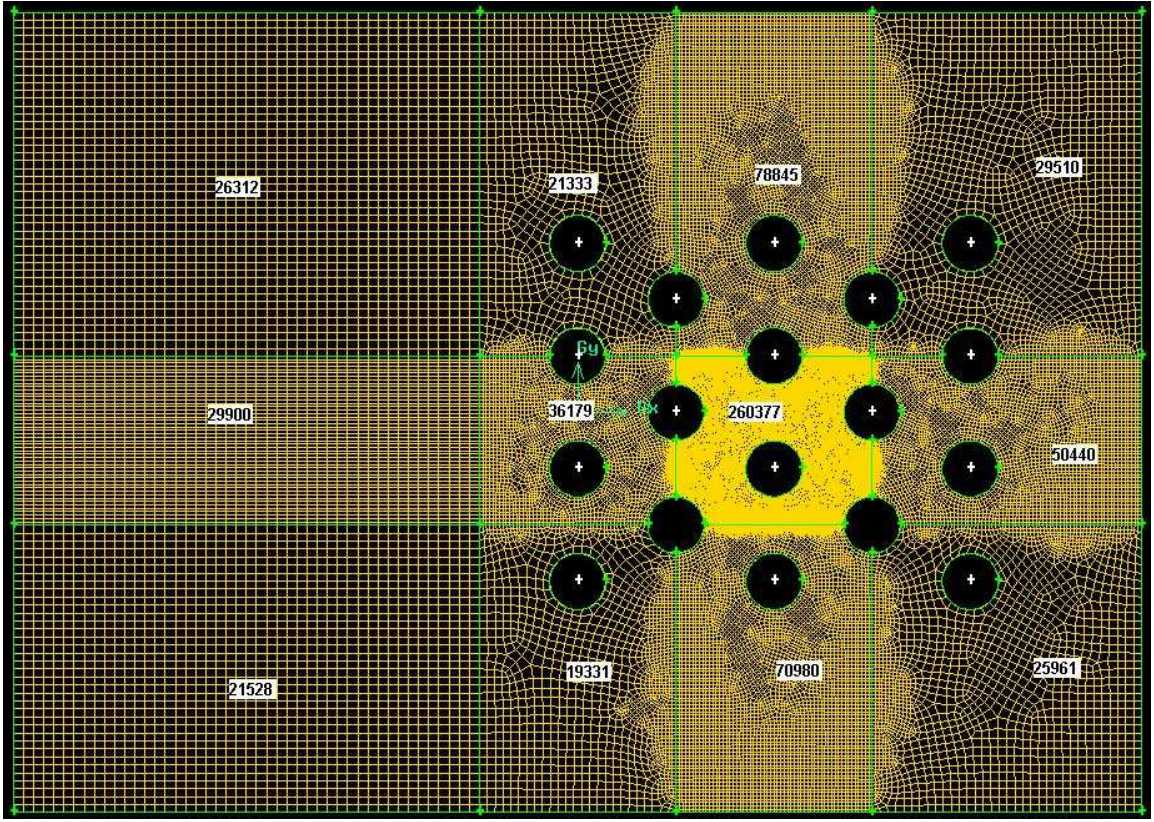
Akışkan özellikleri,

Yoğunluk : 998,2 kg/m³

Viskozite : 0,001003 kg/m-s

şeklinde kabul edilmiştir.

Çözümleme denklemleri ise, Basınç lineer, momentum, Türbülans Kinetik Enerjisi ve Türbülans Dağılım Oranı denklemleri üçüncü dereceden seçilmiş ve uygulamaya konulmuşlardır.

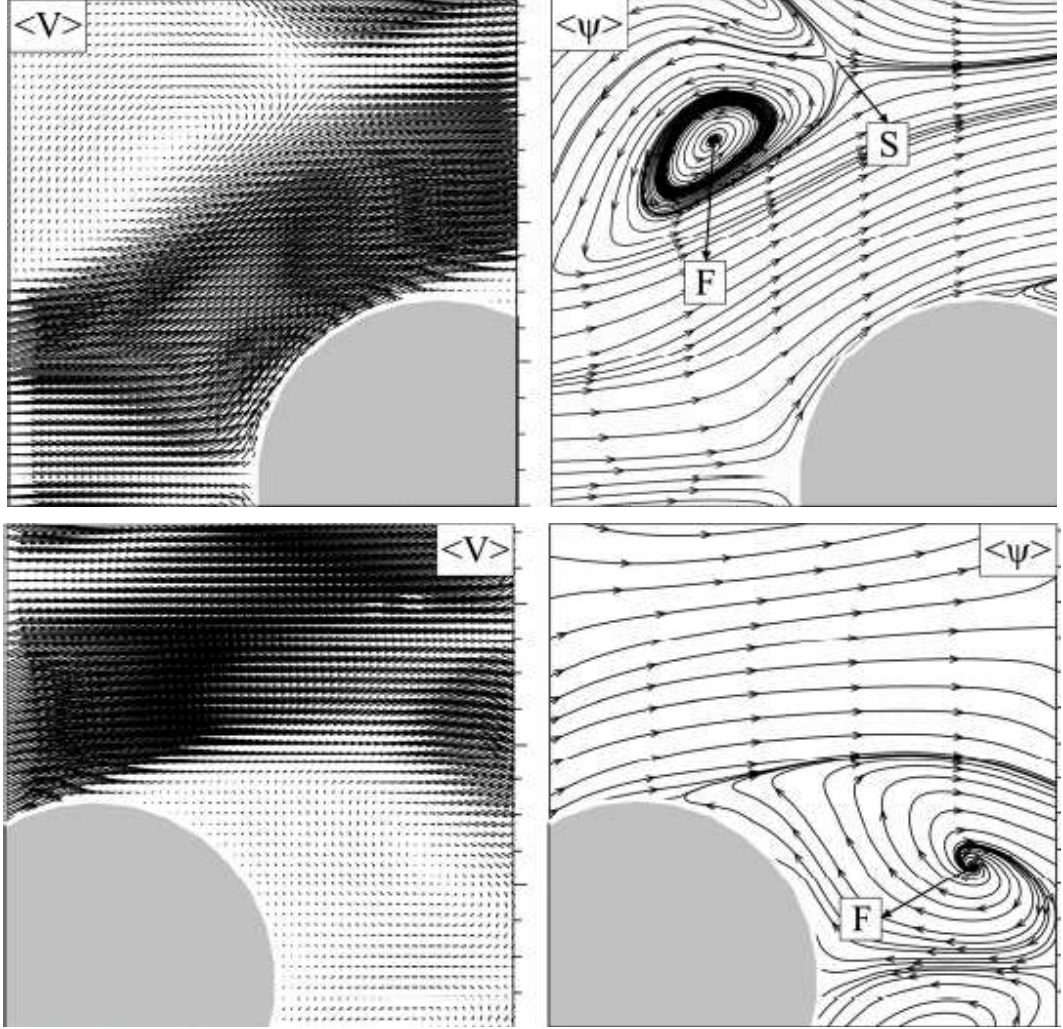


Şekil 4.19. Çok silindirli çalışmanın Gambit modellemesi

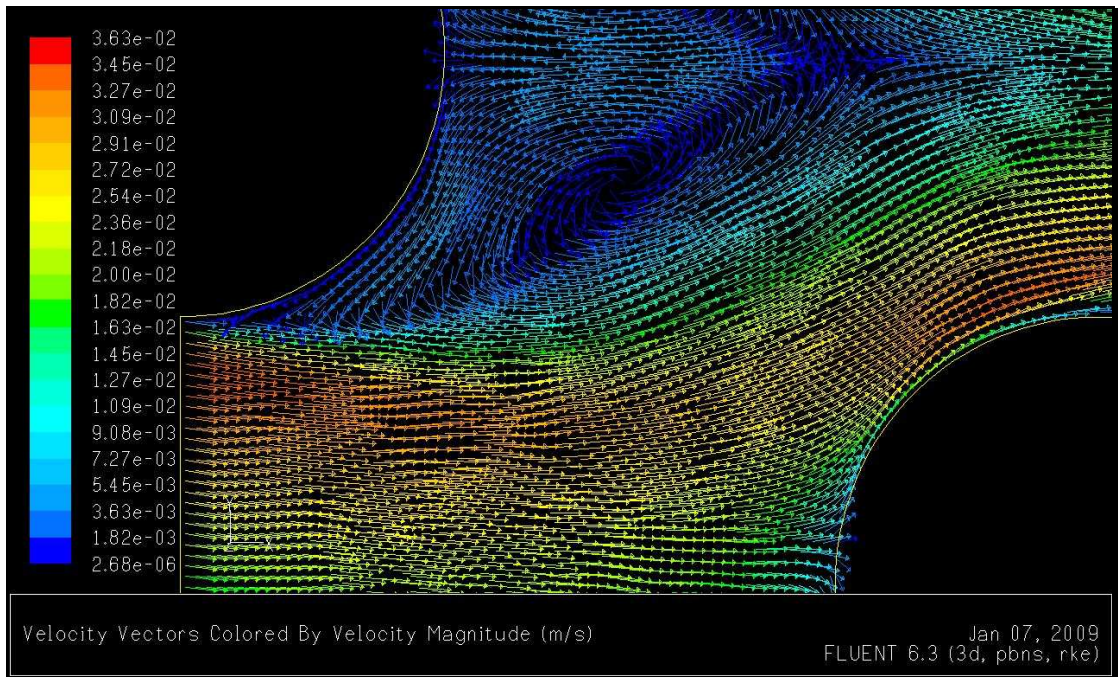
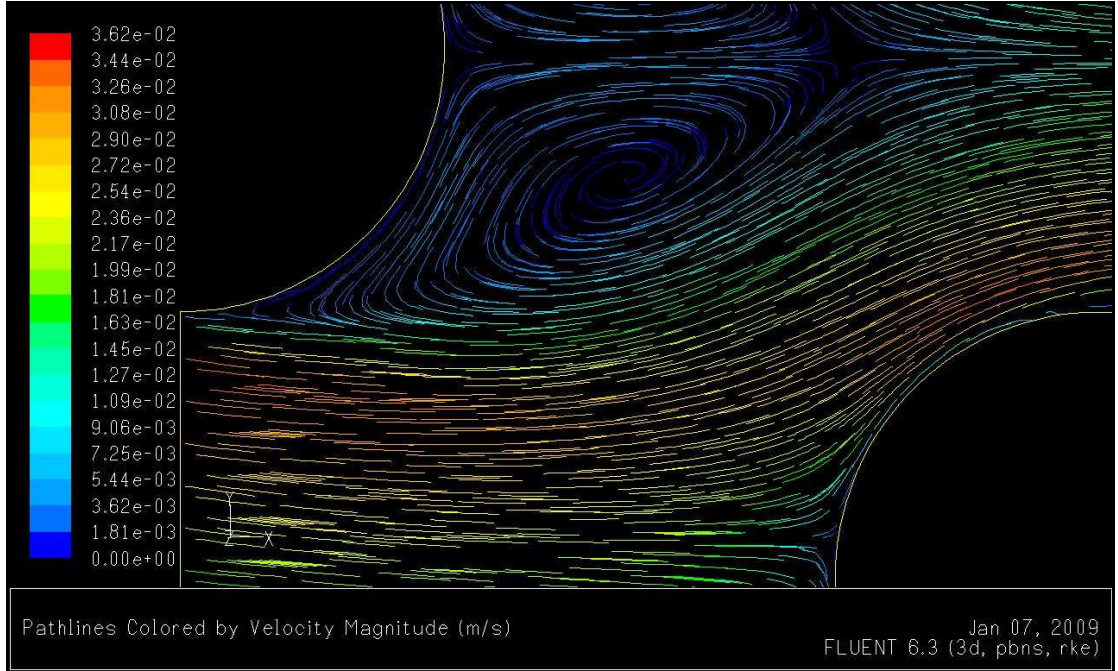
4.5.3. Sonuçlar ve Tartışma

Reynolds = 1500, 4000 ve 5250 hız durumlarında $y / h = 0,1$ ve $y / h = 0,5$ konumlarında yapın deney sonuçları ve aynı şartların Fluent programı ile uygulanmaya konulması ile elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir:

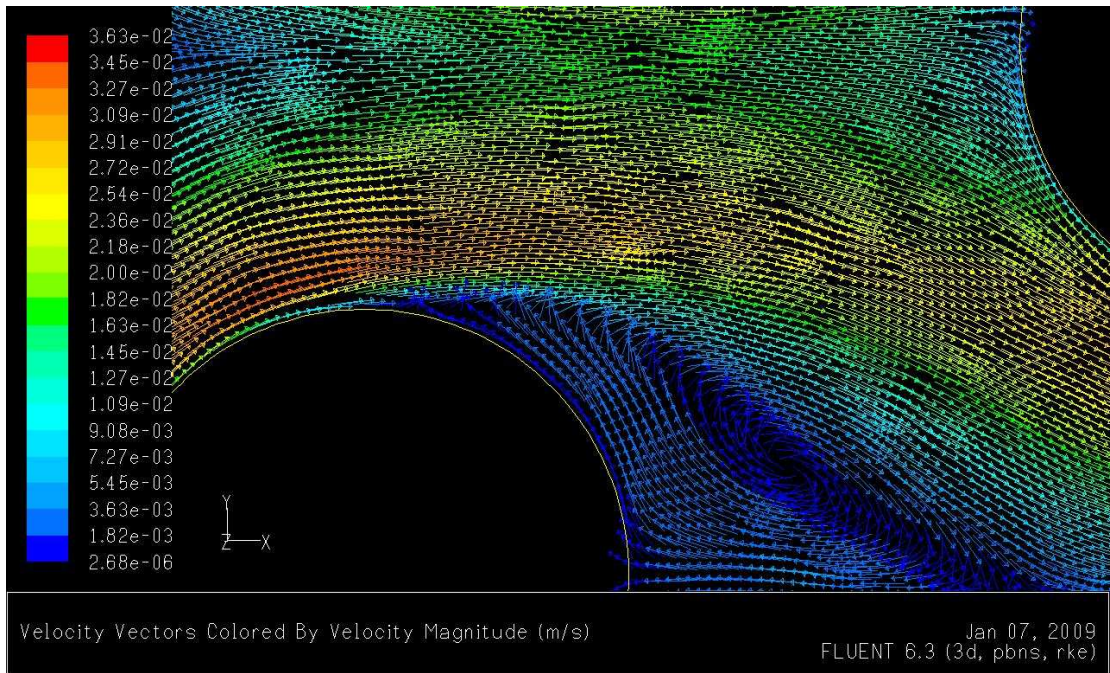
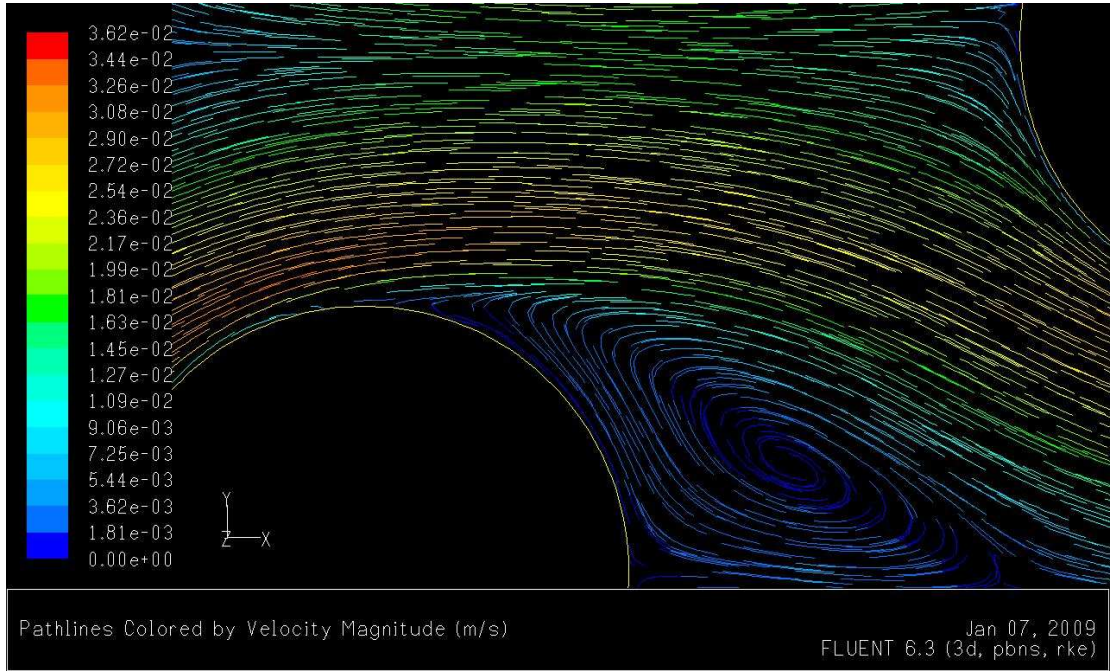
4.5.3.1. Reynolds= 1500, $y / h = 0,5$



Şekil 4.20. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 1500$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları

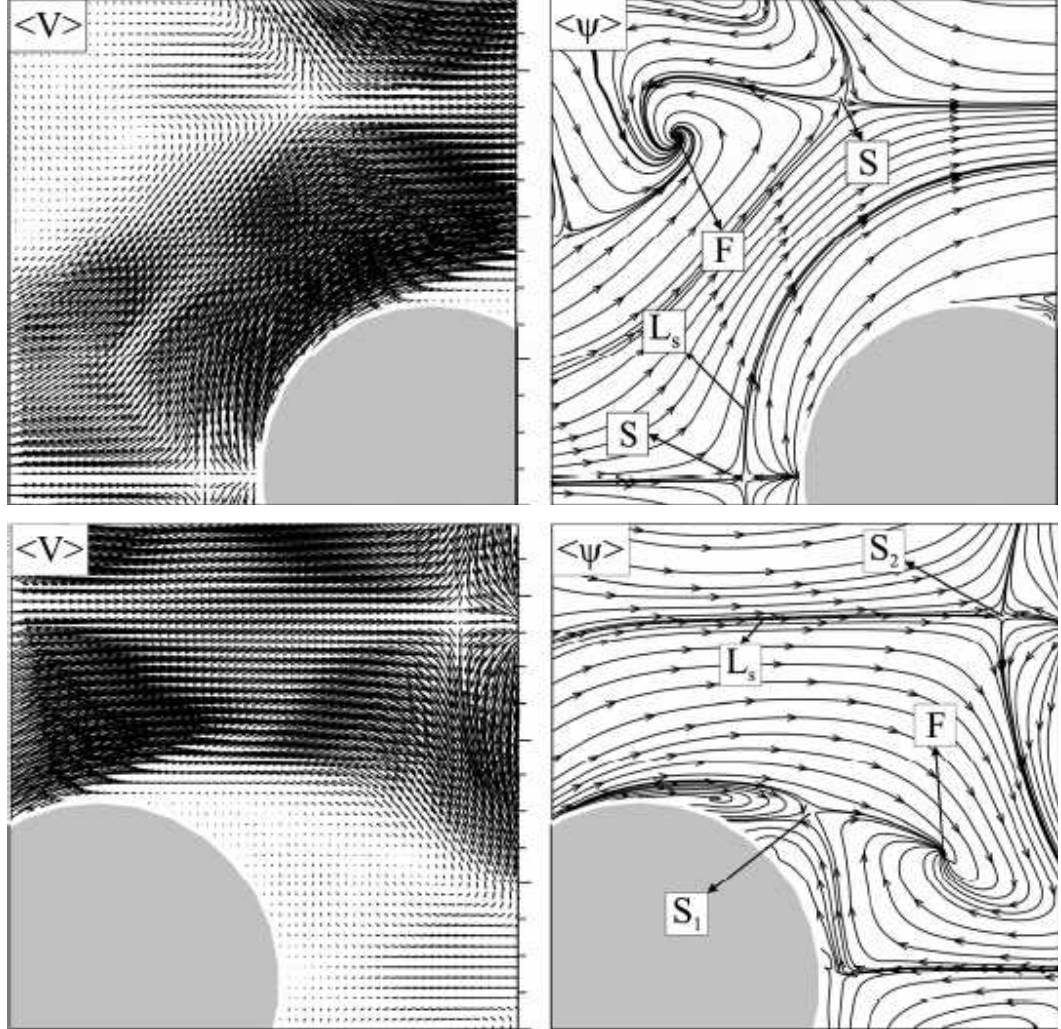


Şekil 4.21. Çok silindir, silindir ön bölge $Re = 1500$, $y/h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

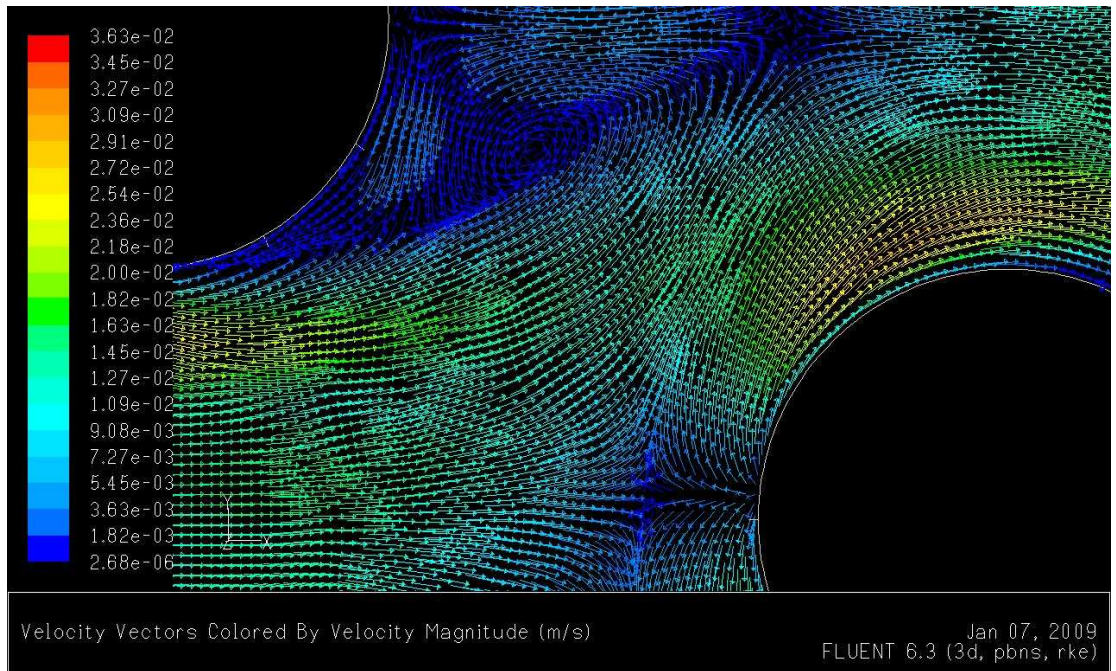
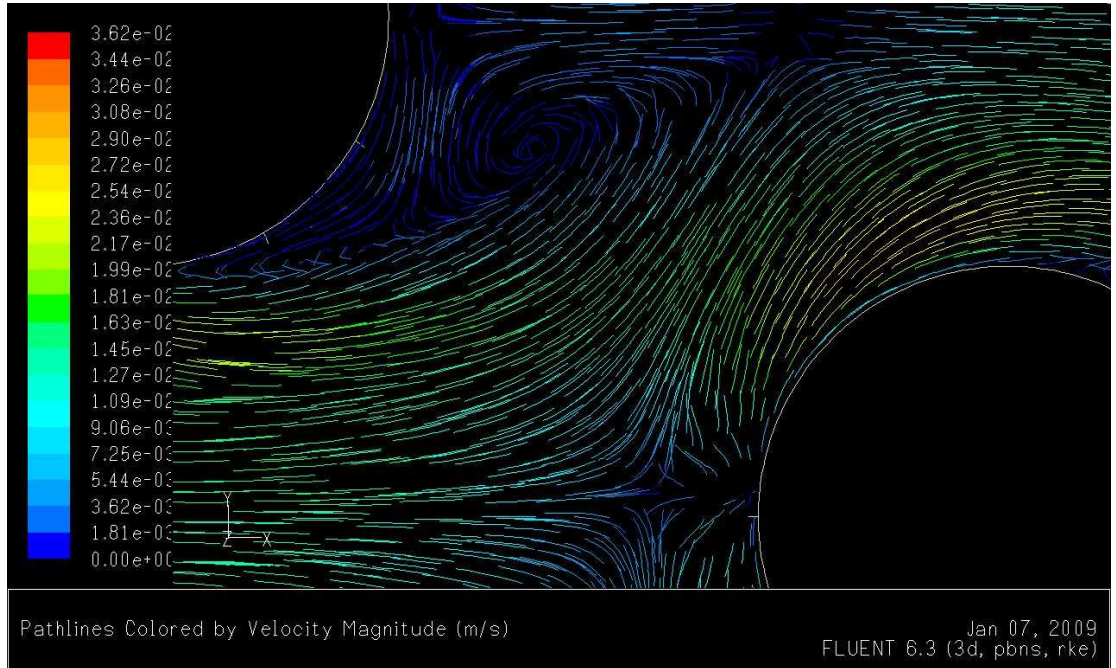


Şekil 4.22. Çok silindir, silindir arka bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

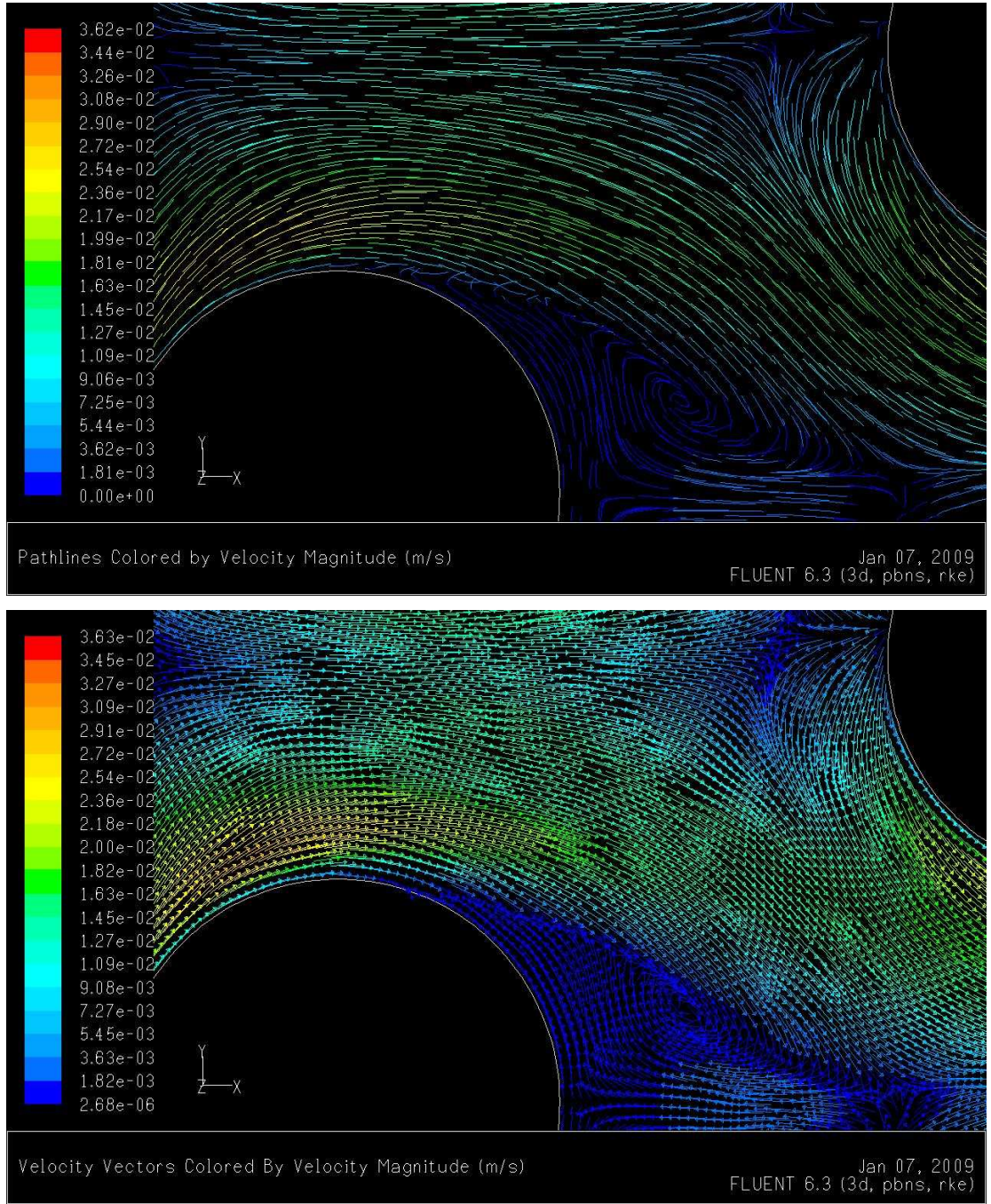
4.5.3.2. Reynolds = 1500, $y / h = 0,1$



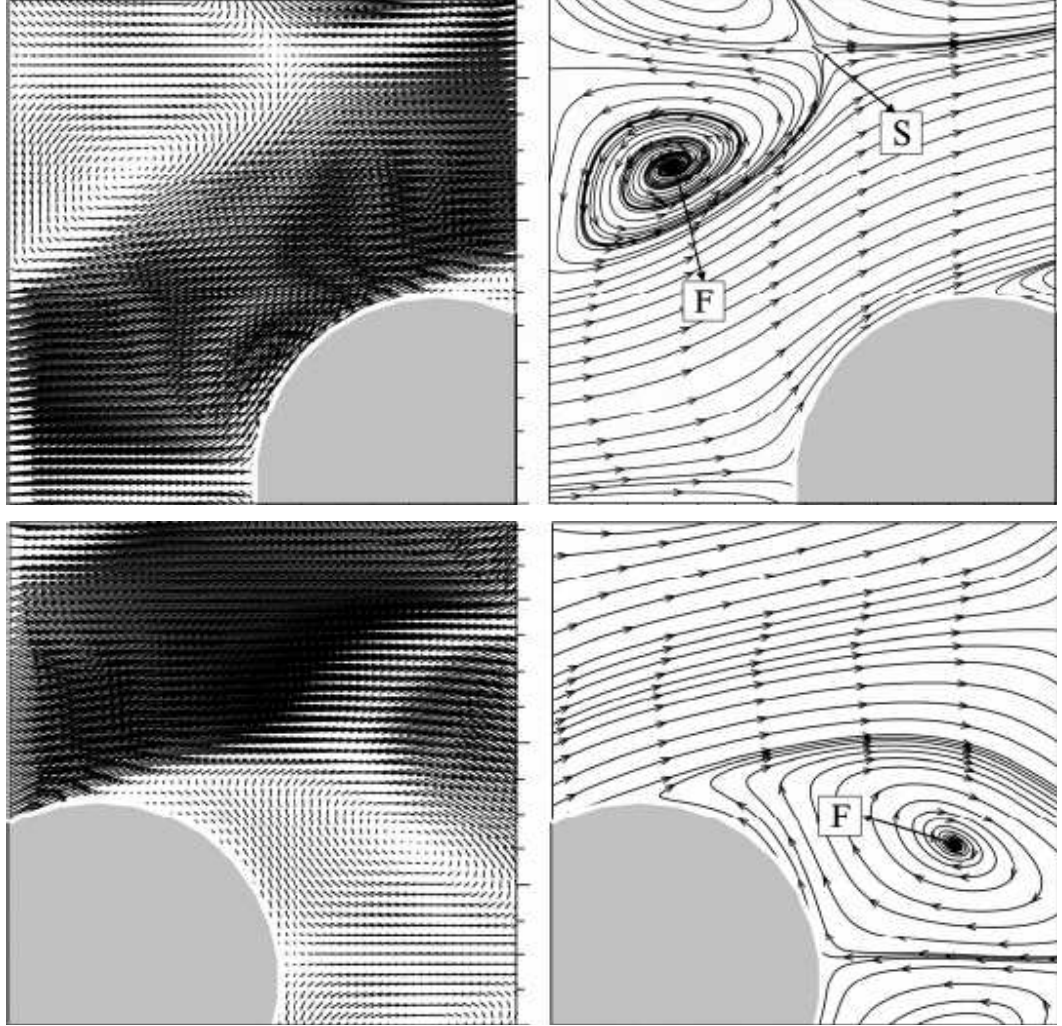
Şekil 4.23. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 1500$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları



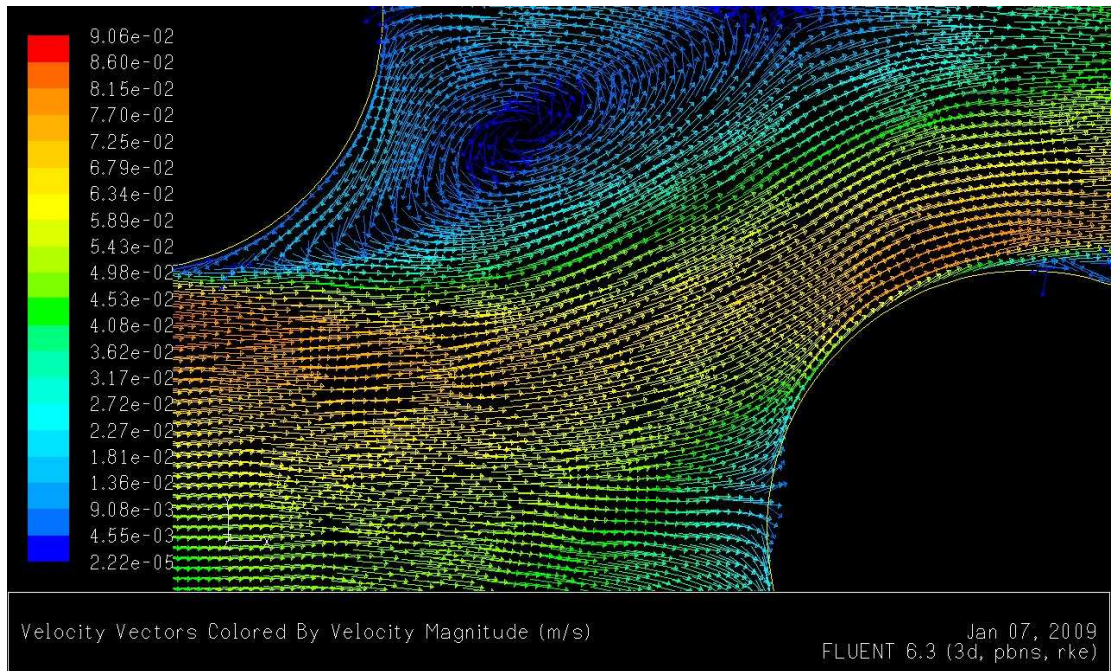
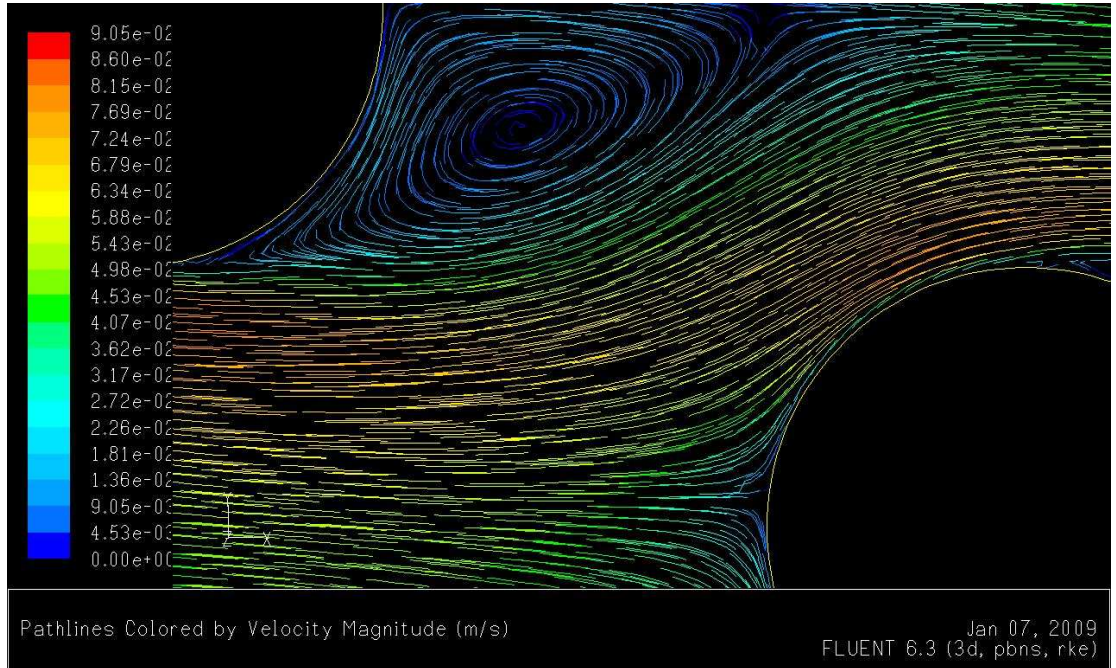
Şekil 4.24. Çok silindir, silindir ön bölge, $Re = 1500$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları



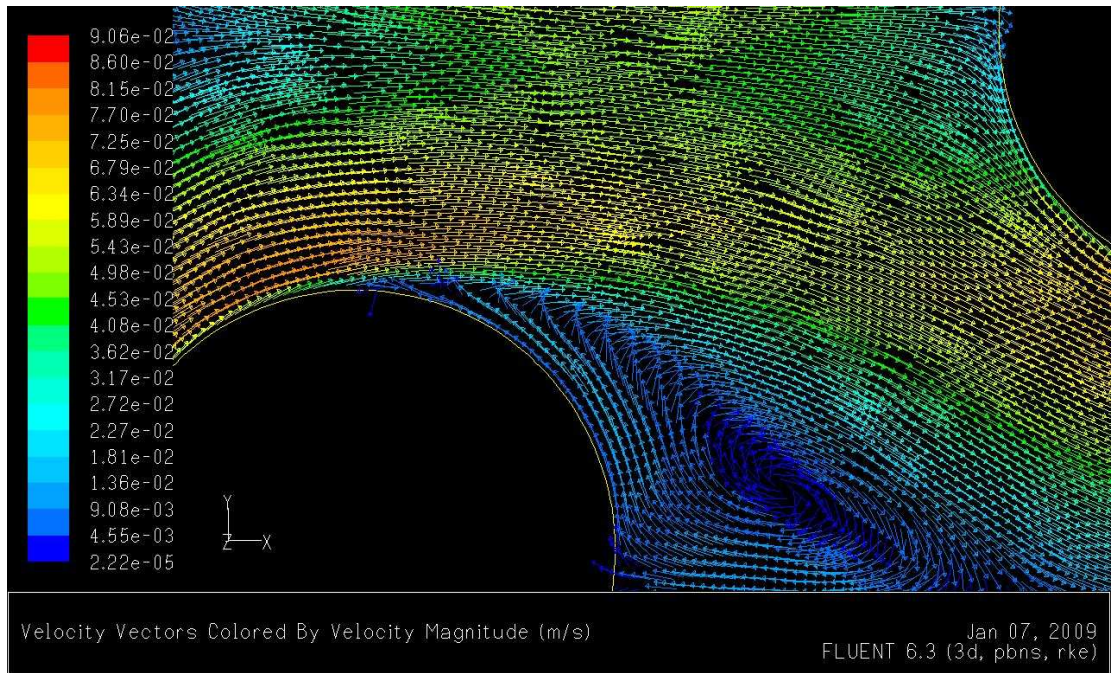
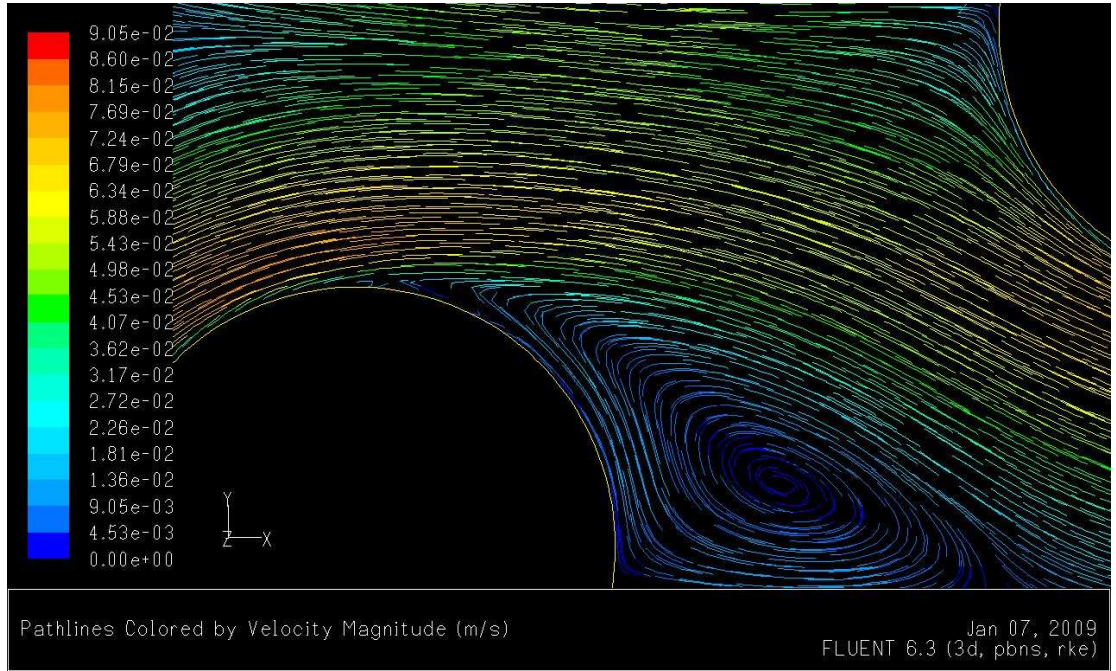
Şekil 4.25. Çok silindir, silindir arka bölge $Re = 1500$, $y/h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları

4.5.3.3. Reynolds = 4000, $y/h = 0,5$ 

Şekil 4.26. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 4000$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları

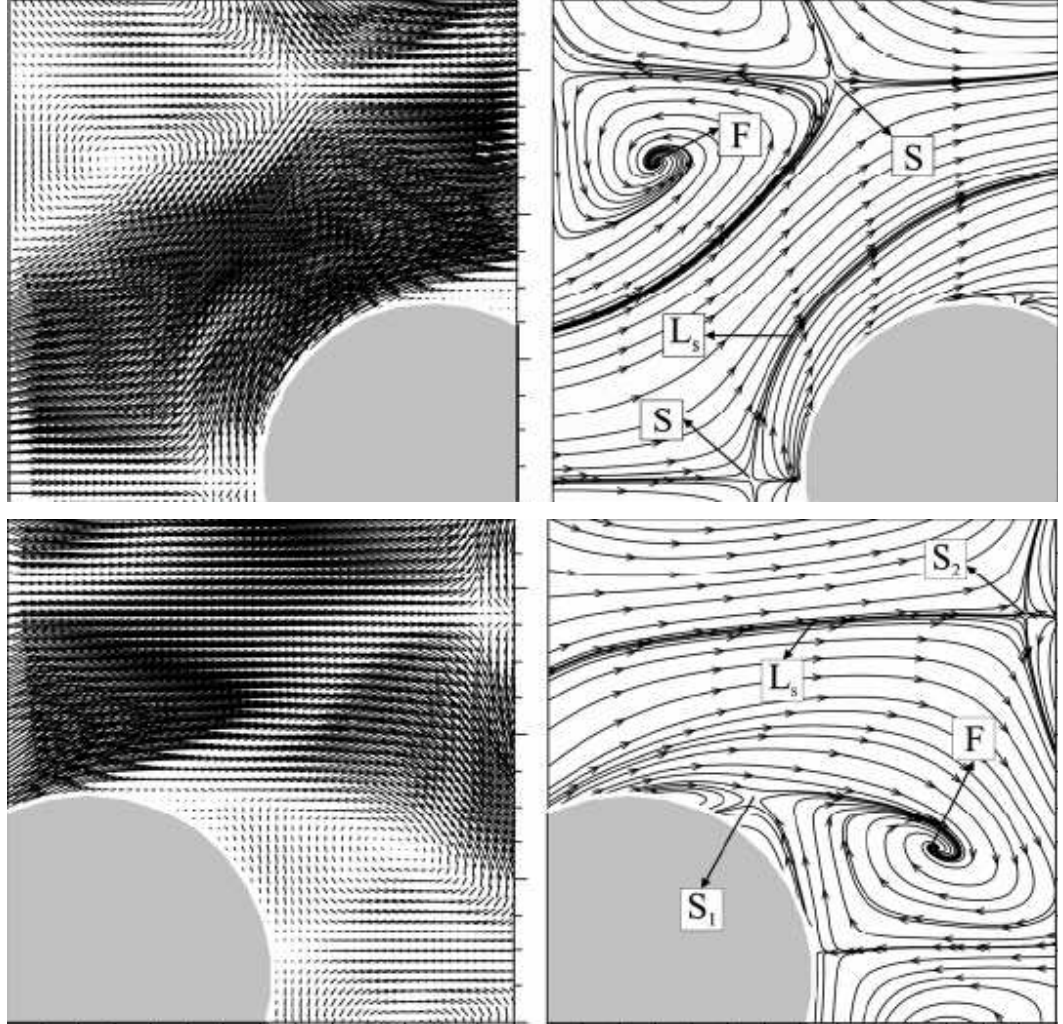


Şekil 4.27. Çok silindir, silindir ön bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

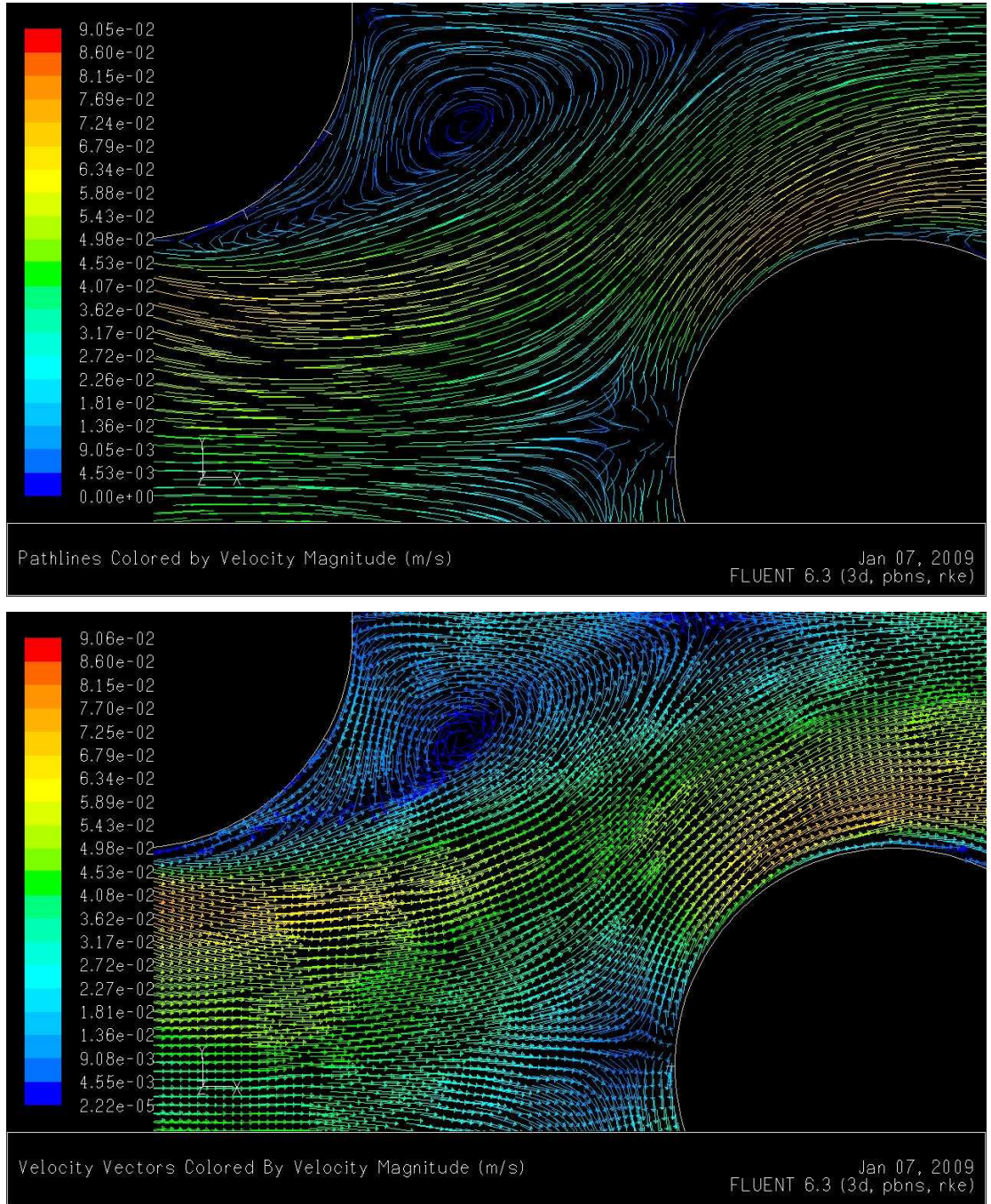


Şekil 4.28. Çok silindir, silindir arka bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

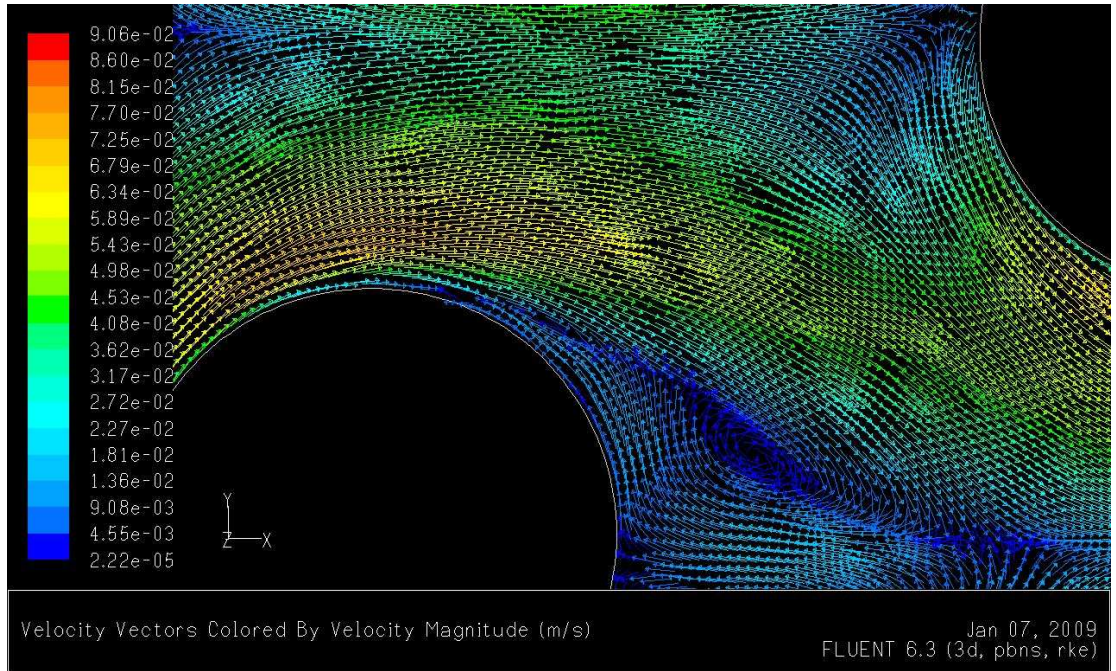
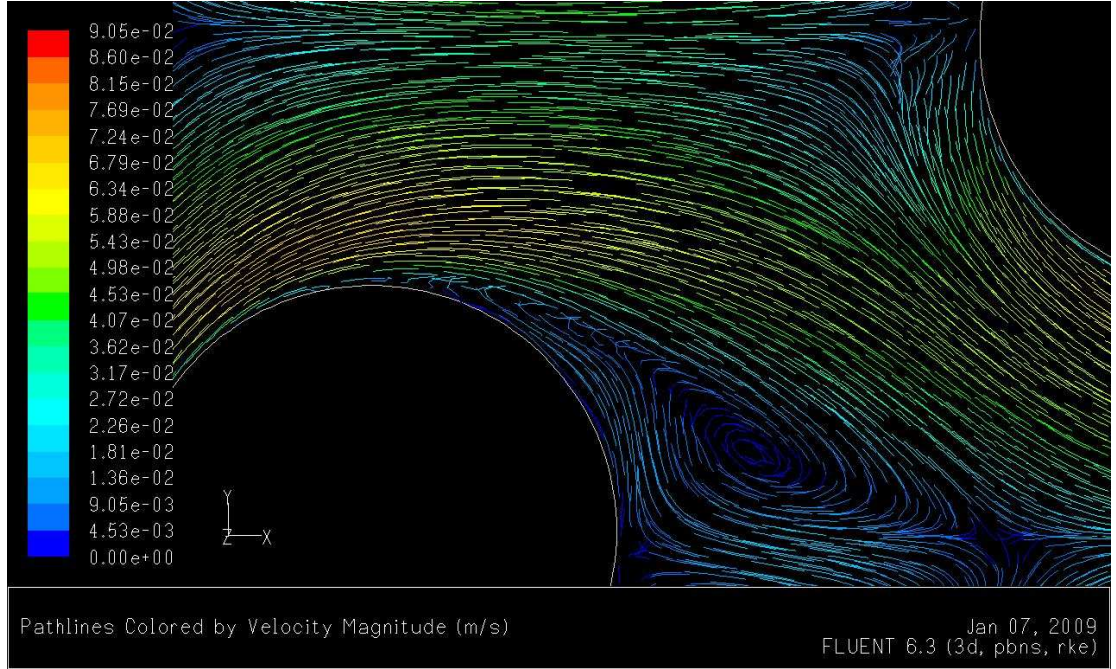
4.5.3.4. Reynolds = 4000, $y/h = 0,1$



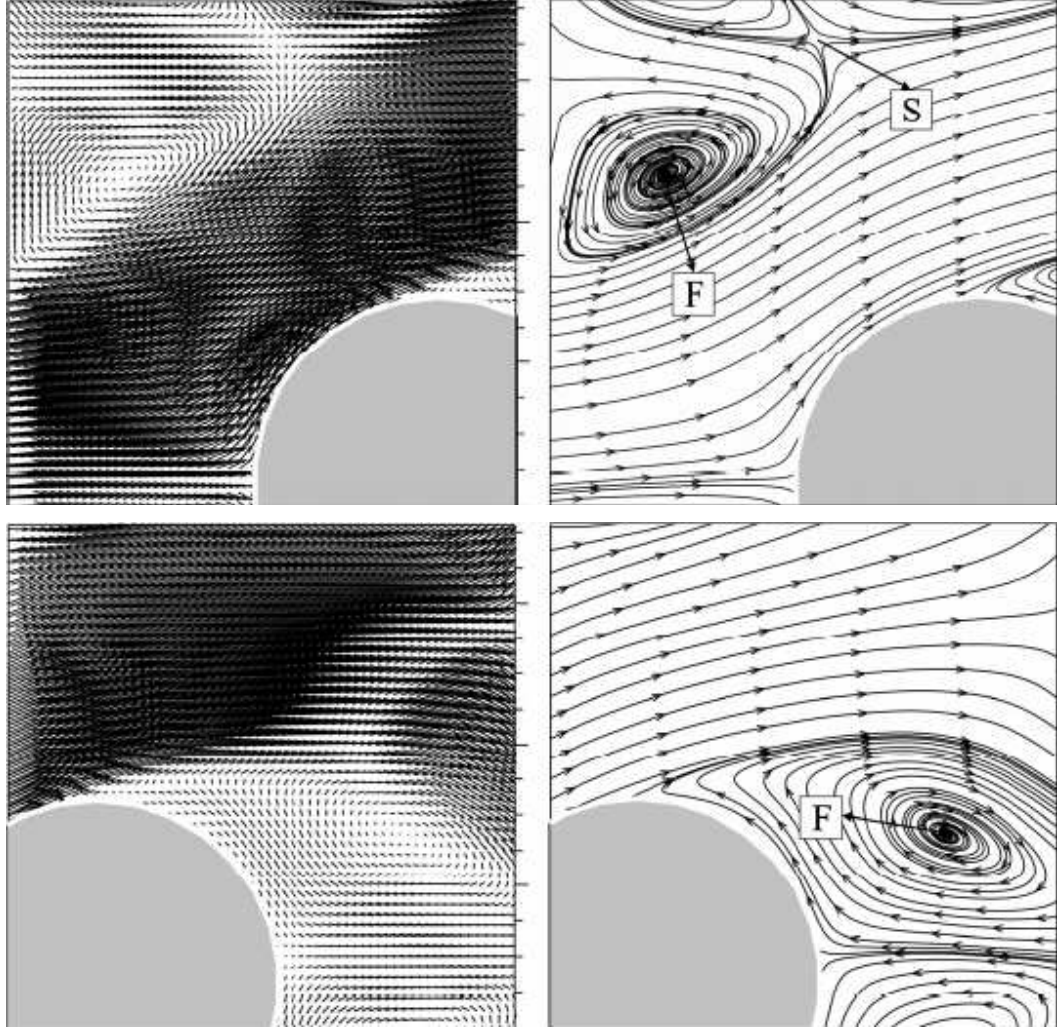
Şekil 4.29. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 4000$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları



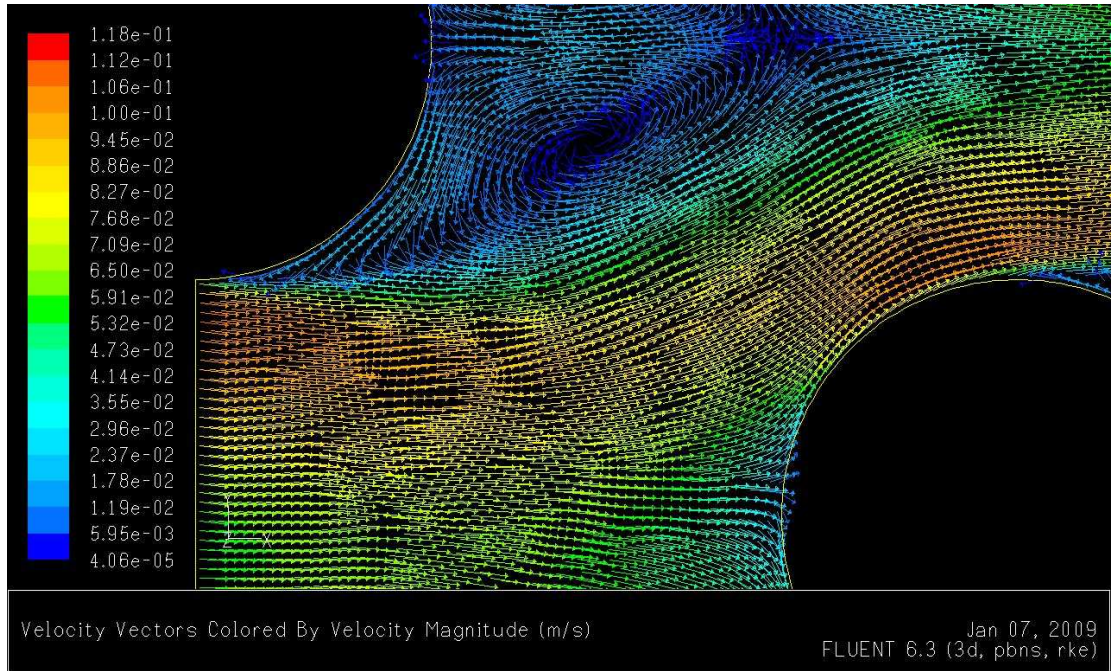
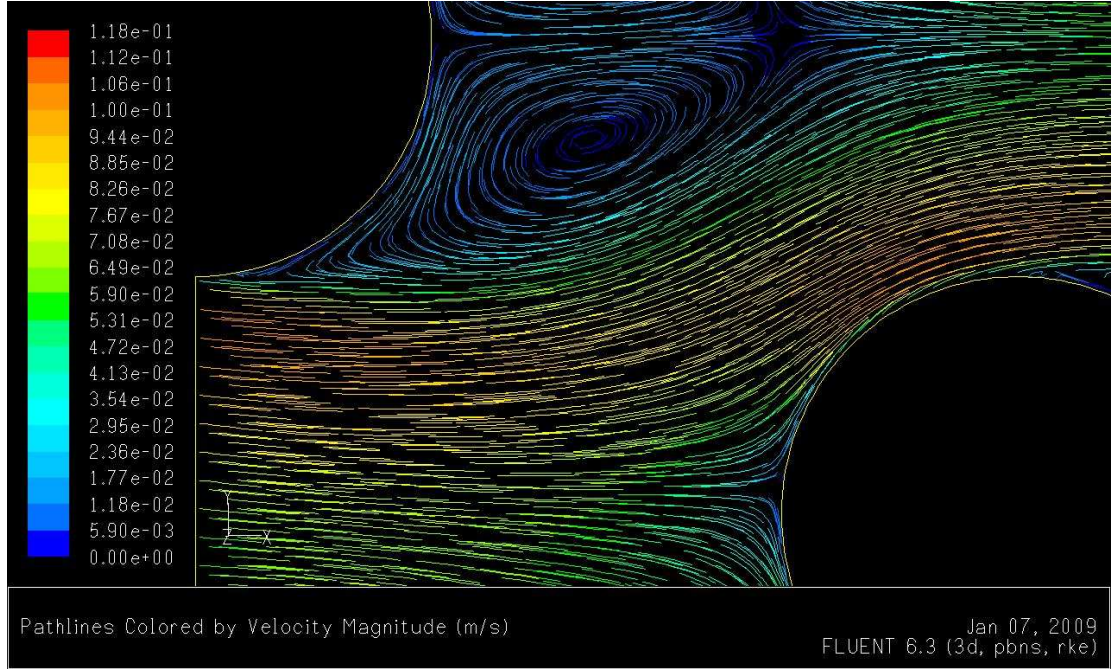
Şekil 4.30. Çok silindir, silindir ön bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları



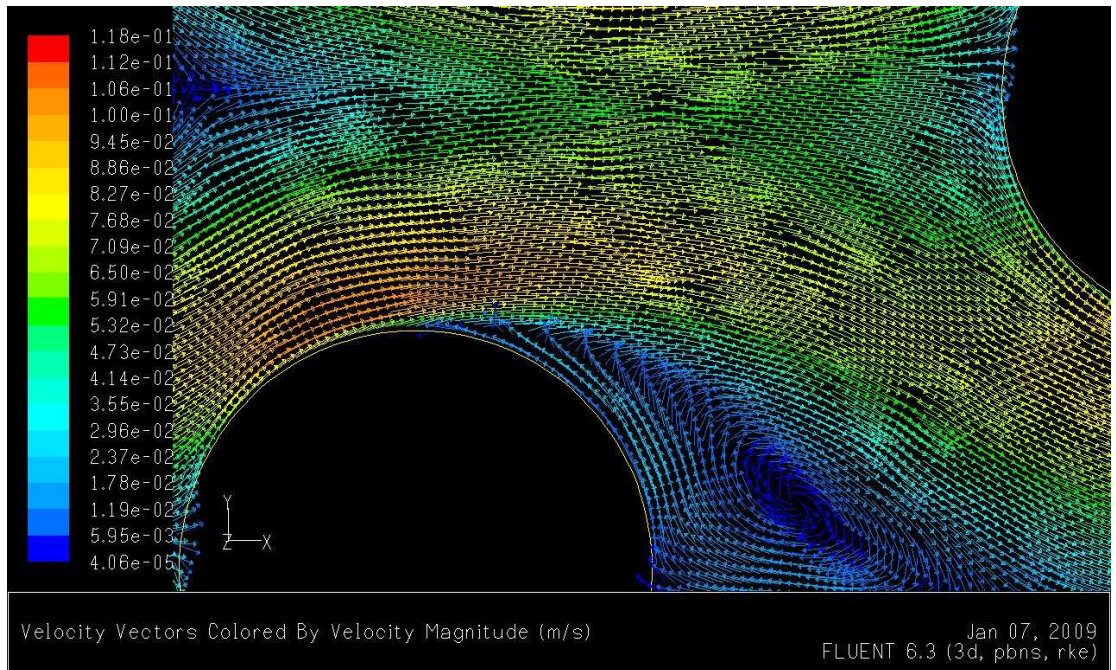
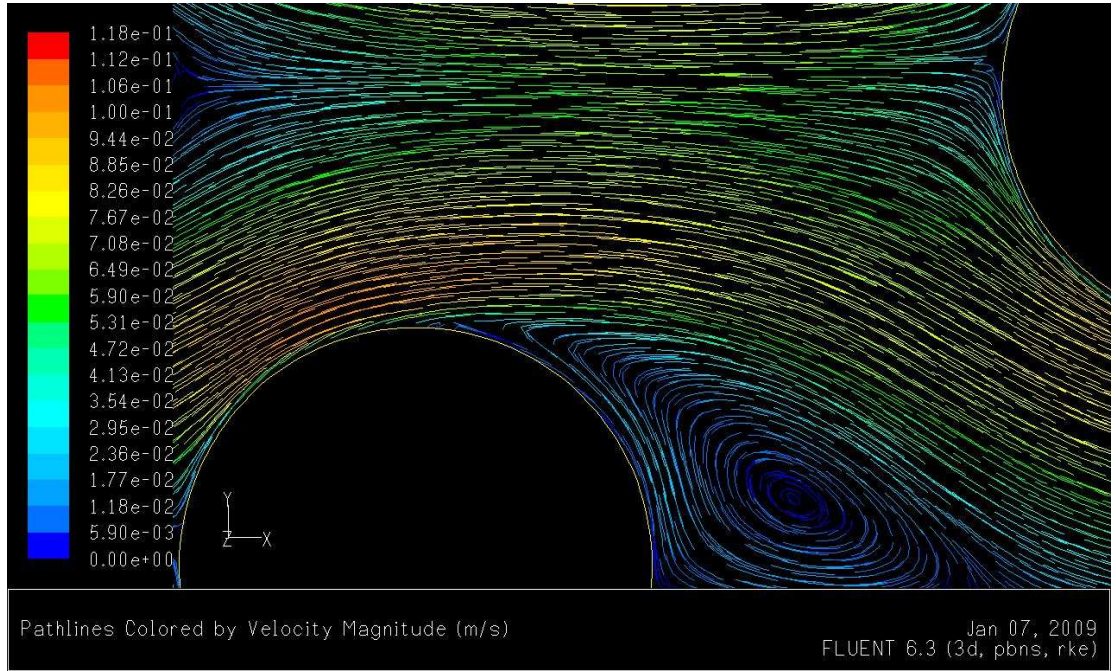
Şekil 4.31. Çok silindir, silindir arka Bölge, $Re = 4000$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

4.5.3.5. Reynolds = 5250, $y/h = 0,5$ 

Şekil 4.32. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 5250$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları

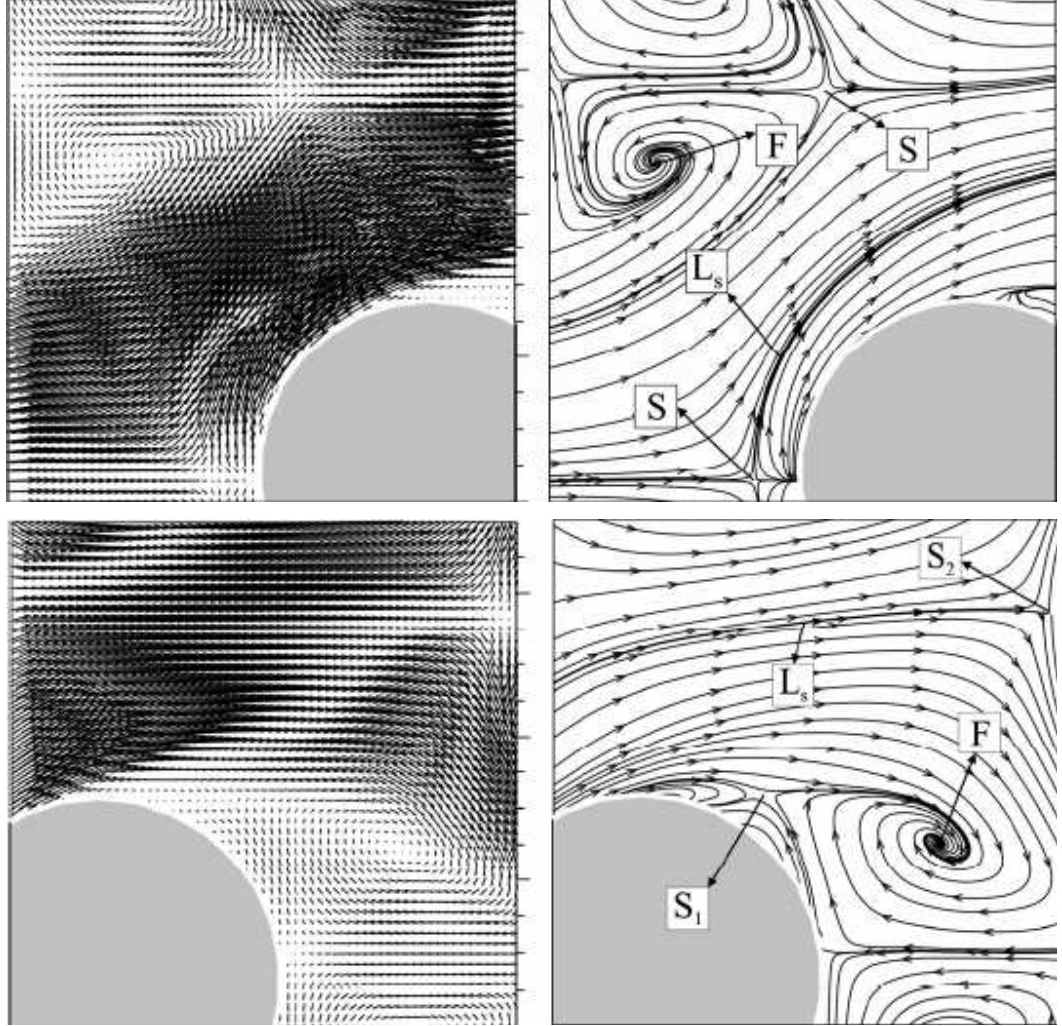


Şekil 4.33. Çok silindir, silindir ön bölge, $Re = 5250$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

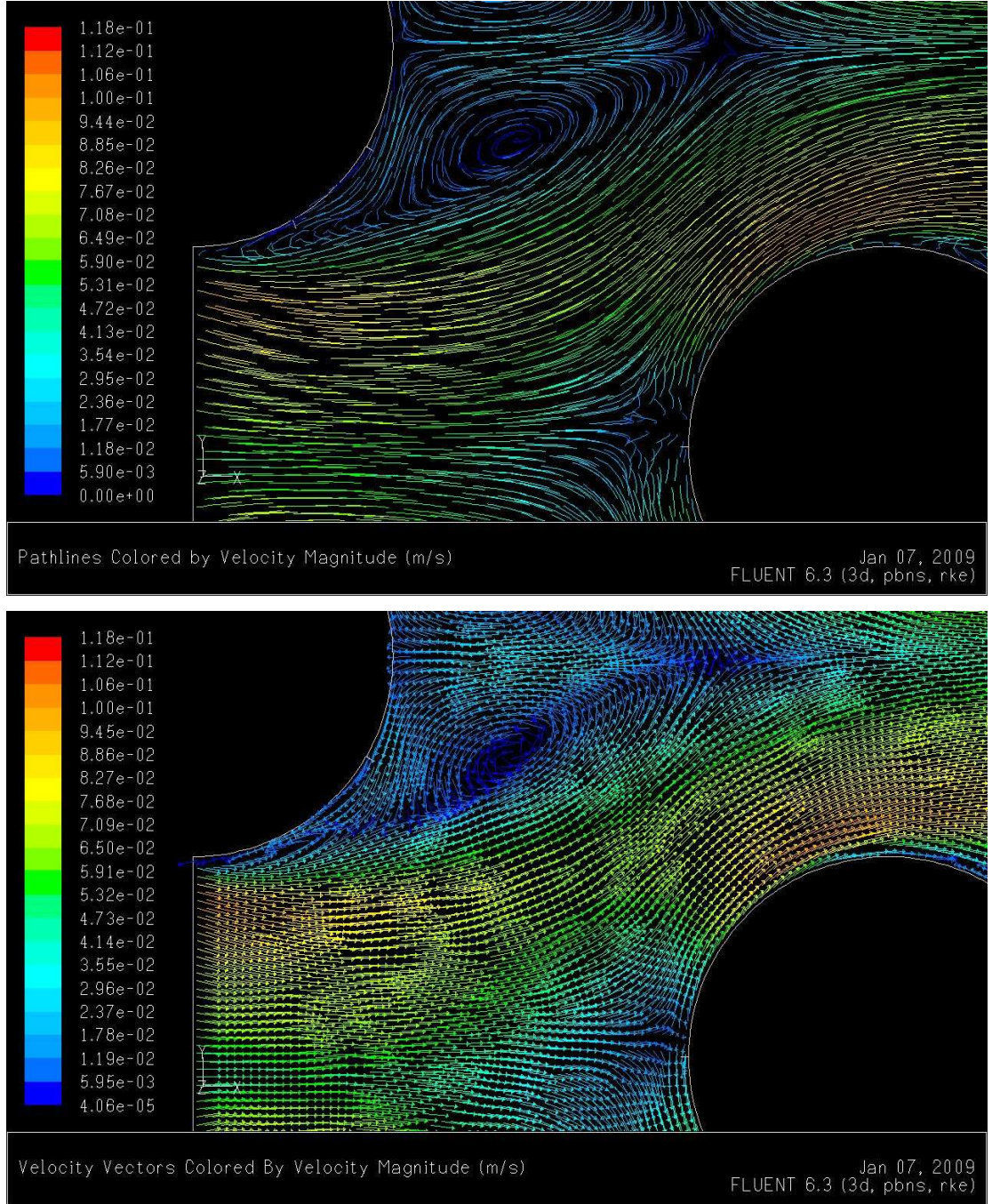


Şekil 4.34. Çok silindir, silindir arka bölge, $Re = 5250$, $y / h = 0,5$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

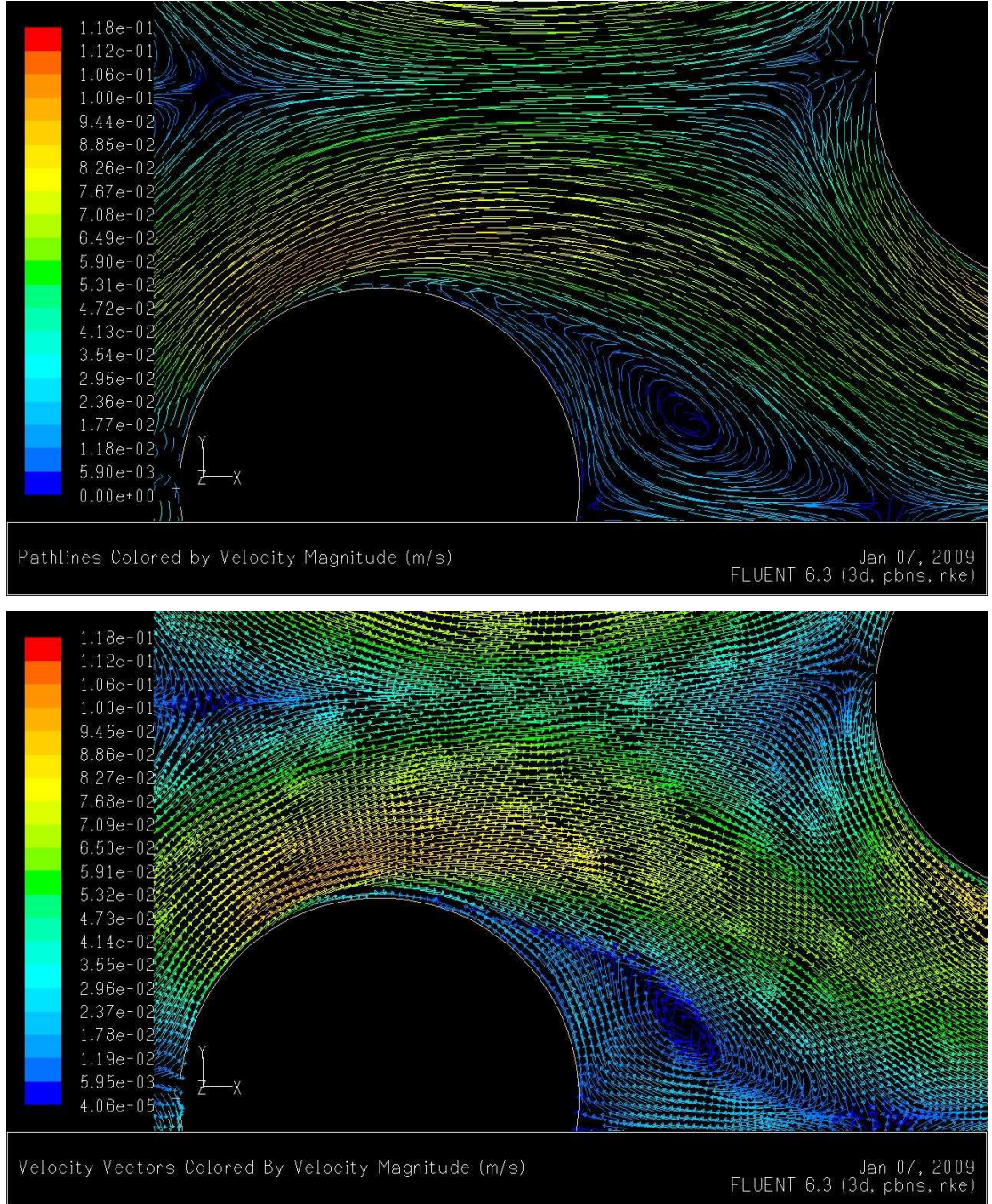
4.5.3.6. Reynolds = 5250, $y/h = 0,1$



Şekil 4.35. Çok silindir, silindir ön ve arka bölgeler, $Re = 5250$, $y/h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri deneysel sonuçları



Şekil 4.36. Çok silindir, silindir ön bölge, $Re = 5250$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları



Şekil 4.37. Çok silindir, silindir arka bölge, $Re = 5250$, $y / h = 0,1$ hız vektörleri ve akış eğrileri CFD sonuçları

4.5.4. Sonuçlar

Deneylerde yapılan çalışmaların analizi, akışın yapısı üzerine yoğunlaşmıştır. Özellikle silindir n bölgesinde oluşan durma noktalarının pozisyonu, silindir arka bölgesinde oluşan girdap merkezlerinin silindire uzaklığı ve silindir ara bölgesindeki girdapların büyüklüğü deneysel çalışmalarda göz önüne getirilmeye çalışılan konulardır.

Deneysel çalışmalardaki durma noktaları incelendiğinde, daha önceki bölümlerde de belirtildiği üzere, at nalı girdaplarından kaynaklanan ve silindire yaklařtıķa ısı transferini olumlu yönde etkileyen durma noktaları, artan Reynolds sayısına bağlı olarak silindir n bölgesine yaklaşmaktadır.

Aynı Şekilde, silindir arka bölgesinde oluşan ve ısı transferini olumsuz yönde etkileyen girdap yapıları da deneysel çalışmalarda üzerine yoğunlaşılmış konulardan biridir.

Deneyler sonucunda elde edilen veriler ile CFD sonuçları karşılaştırıldığında yüksek oranda bir uyumluluk olduğu gözlemlenebilir. zellikler girdap oluşum merkezlerinin, durma noktalarının ve akış eğrilerinin konumsal benzerliği, CFD programının gerçeğe yakın sonuçlar verdiğini göstermektedir.

4.6. Değişik Aılarda yerleştirilmiş çok Silindirli, Kanatlı – Borulu Isı Değiştircilerinin Fluent Programı Vasıtası İle İncelenmesi

4.6.1. Giriş

Isı değiştircilerinin verimini etkileyen birden çok parametre bulunmaktadır. Kullanılan malzemenin ve akışkanın özellikleri, akışkanın akış yönü ve basıncı, kanat geometrisi ve boru geometrisi, kanatların yerleşim uzaklığı ve boruların dizilişleri gibi birçok faktör ısı değiştircisinin verimini bire bir etkilemektedir.

Yukarda bahsedilen bu özelliklerden geometrik özellikler makine mühendisliği alanının detaylı olarak incelediği kısımlardır. Isı değiştircisinin görev yaptığı sistemden kaynaklı akışkan özelliklerine müdahale imkanı fazla yoktur. Bunun yanında ısı

değiştiricisinde kullanılan malzemenin özellikleri daha çok metalürji, fizik, kimya mühendisliği alanına girmektedir. Ancak, geometrik özelliklerin tasarımı, silindirlerin yerleştirilme şekli ve düzeneği, tamamen makine mühendisliğinin kontrolü alanındadır. Bu özellikler üzerinde yapılacak olan değişiklikler vasıtası ile akış koşulları ayarlanmakta, ısı taşınım katsayısı olan h ve dolayısı ile Nusselt sayısı değişmekte, bu şekilde ısı değiştiricisinin çalışma verimi kontrol altına alınabilmektedir.

Bu çalışmada geometrik parametreler üzerine çalışma yapılmak kaydı ile ısı değiştiricilerindeki akışın kontrolü ve iyileştirilmesi sağlanacaktır. Geometrik parametrelerin fazlalığı nedeniyle bazı parametreler sabit tutulacak ve geri kalanı üzerinde değişiklikler yapılarak optimum dizayn şartları belirlenecektir.

Geometrik parametrelerden silindir çapı, silindir merkezleri arasındaki mesafe, kanat aralığı gibi özellikler sabit alınmıştır. Bu sabitlemenin ardından, silindirlerin yerleştirilme açıları değiştirilmiş ve her bir açının sonucunda ortaya çıkan durumlar detaylı olarak incelenmiştir.

4.6.2. Deney Düzeneği ve CFD Modeli

Kompresörler, hava ve benzeri gaz fazındaki akışkanları basınçlandıran mekanizmalardır. Bu açıdan incelendiğinde ısı değiştiricileri analizinde akışkan olarak havanın kullanılması, gerçeğe daha yakın sonuçlar elde etmemizi sağlayacaktır.

CFD modellemelerinde 27^0 ve 1 atm basınç altındaki havanın özellikleri akışkanın özellikleri olarak belirlenmiştir. Ayrıca, akışkan olarak seçilen hava sıkıştırılmaz kabul edilmiştir.

Çizelge 4.3. Havanın 1 atm basınç altındaki özellikleri

T, ^0C	ρ , kg/m^3	μ , N.s/m^2	ν , m^2/s
-40	1,52	1,51 e-5	0,99 e-5
0	1,29	1,71 e-5	1,33 e-5

Silindir merkezleri arasındaki açının değişimi sonucunda, artan giriş alanı nedeniyle, hava giriş miktarının da değişmesi gerekmektedir. Bu nedenle, değişen y değerine paralel olarak hava giriş miktarı doğru orantılı olarak değiştirilmiş ve gerçek koşulların sağlanması amaçlanmıştır.

4.6.3. Sonuçlar ve Tartışma

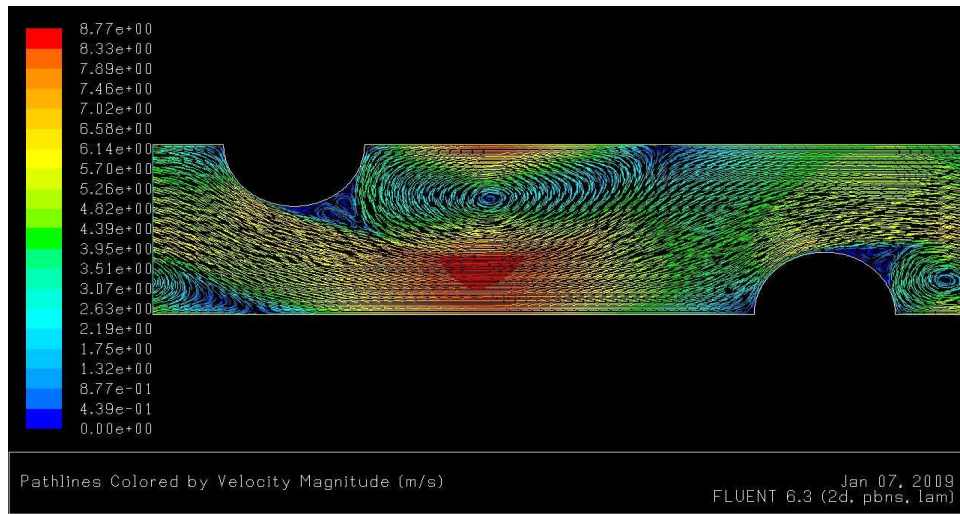
4.6.3.1. Boru diziliş Açısı: 20°

$$\theta = 20^\circ$$

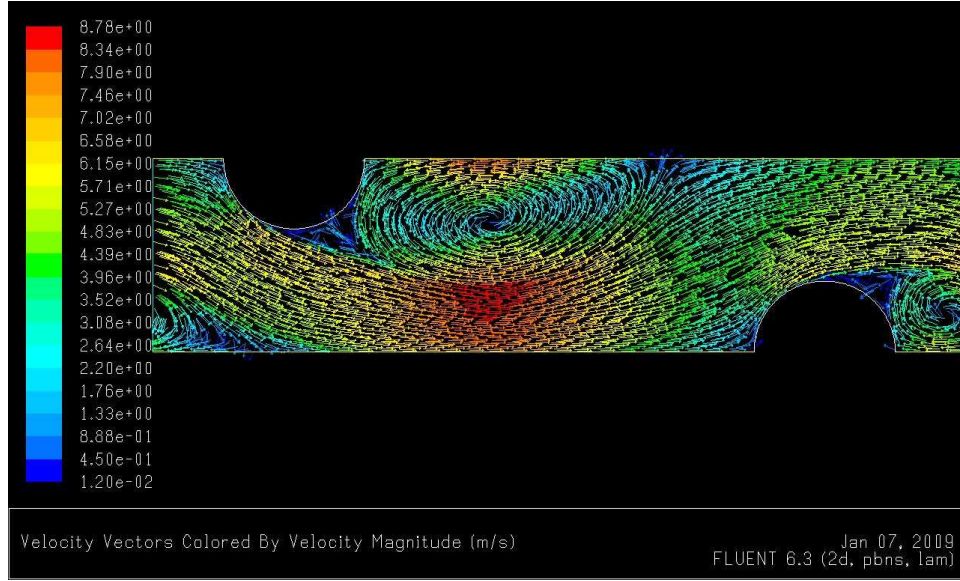
$$x = 3,76 \text{ cm}$$

$$y = 1,37 \text{ cm}$$

$$m = 0,05 \text{ kg/s (referans olarak seçilmiştir)}$$



Şekil 4.40. Çok silindir 20° boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri



Şekil 4.40. (Devam) Çok silindir 20° boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri

4.6.3.2. Boru diziliş Açısı: 30°

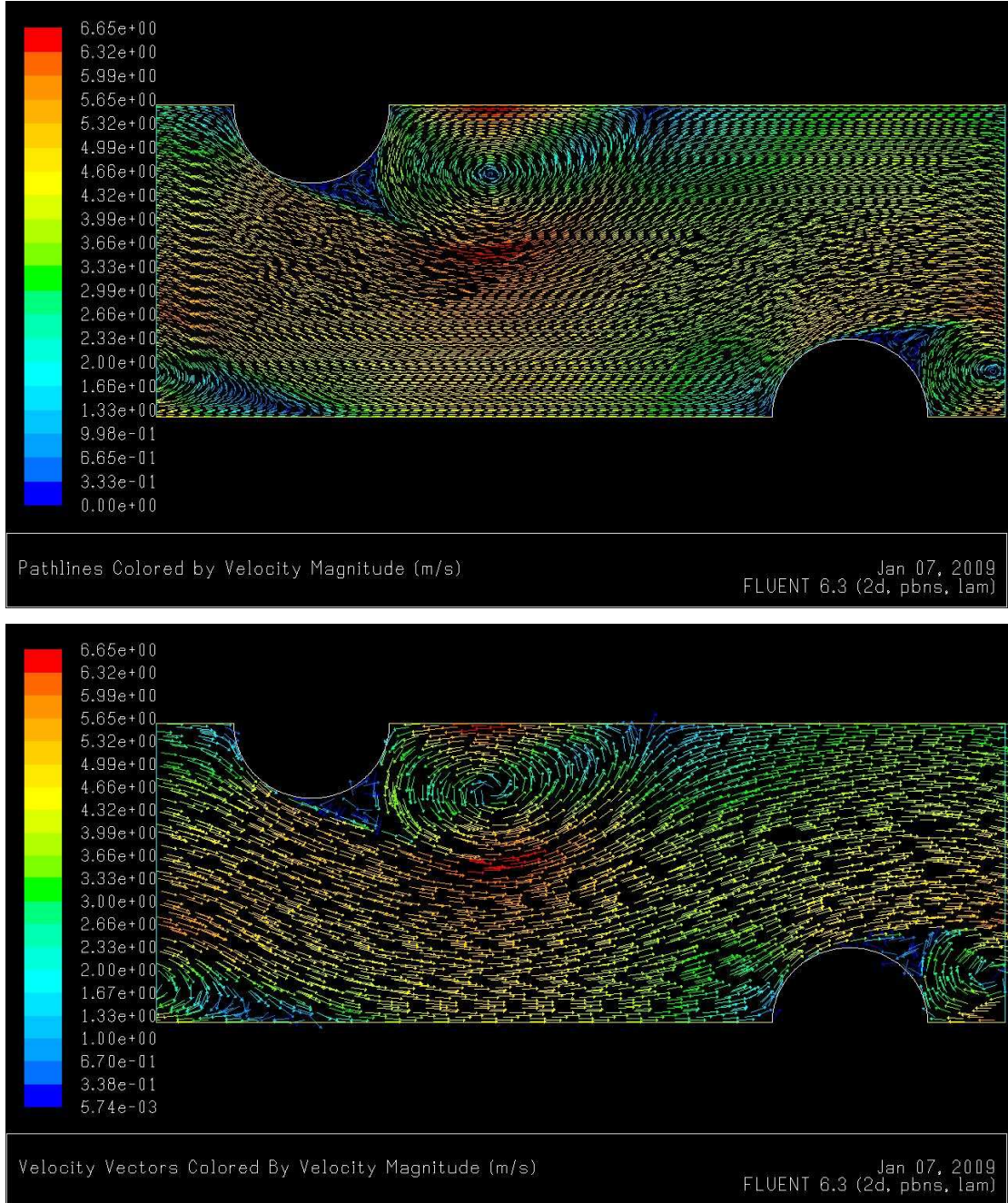
$$\theta = 30^\circ$$

$$x = 3,46 \text{ cm}$$

$$y = 2 \text{ cm}$$

$$m = 0,073 \text{ kg/s}$$

Modellemede hava giriş bölgesi 1.37cm'den 2 cm'ye yükseldiği için kütle giriş hızı 0,05 kg/s'den 0,073 kg/s'ye yükseltilmiştir.



Şekil 4.41. Çok silindir 30° boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri

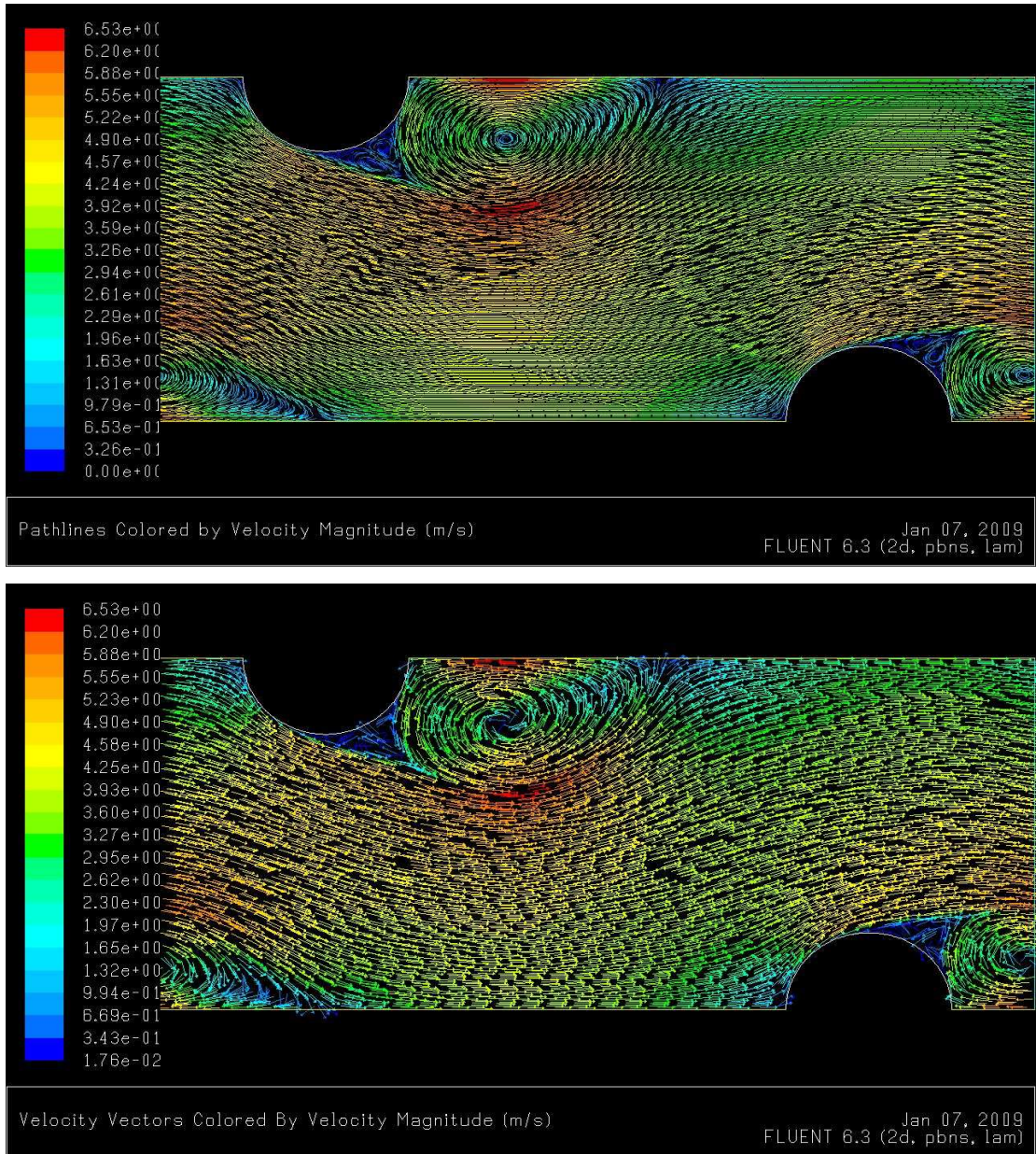
4.6.3.3. Boru diziliş Açısı: 35^0

$$\theta = 35^0$$

$$x = 3,28 \text{ cm}$$

$$y = 2,3 \text{ cm}$$

$$m = 0,084 \text{ kg/s}$$



Şekil 4.42. Çok silindir 35^0 boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri

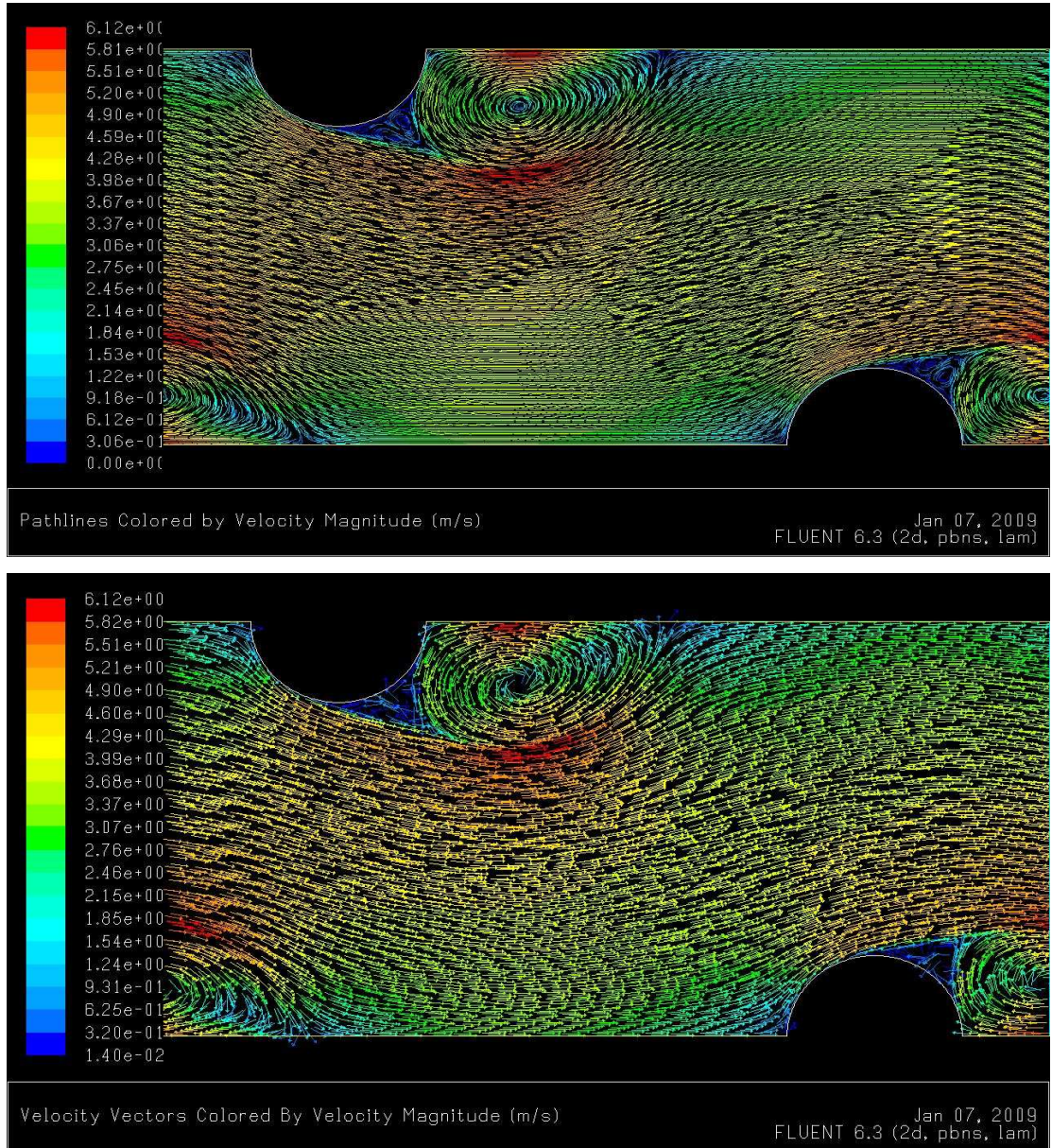
4.6.3.4. Boru diziliş Açısı: 40^0

$$\theta = 40^0$$

$$x = 3,06 \text{ cm}$$

$$y = 2,57 \text{ cm}$$

$$m = 0,094 \text{ kg/s}$$



Şekil 4.43. Çok silindir 40^0 boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri

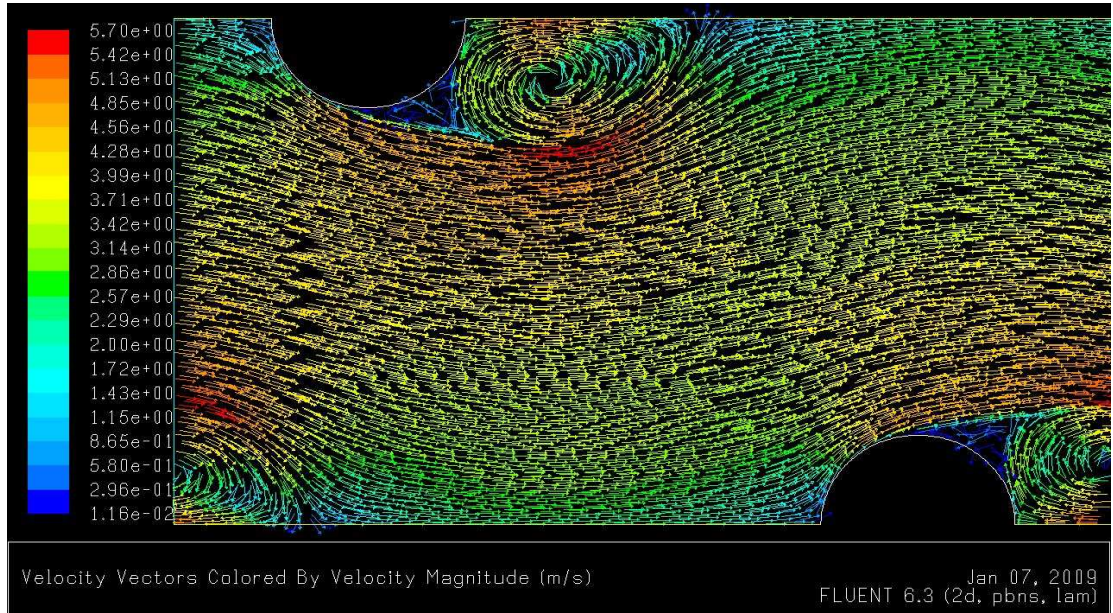
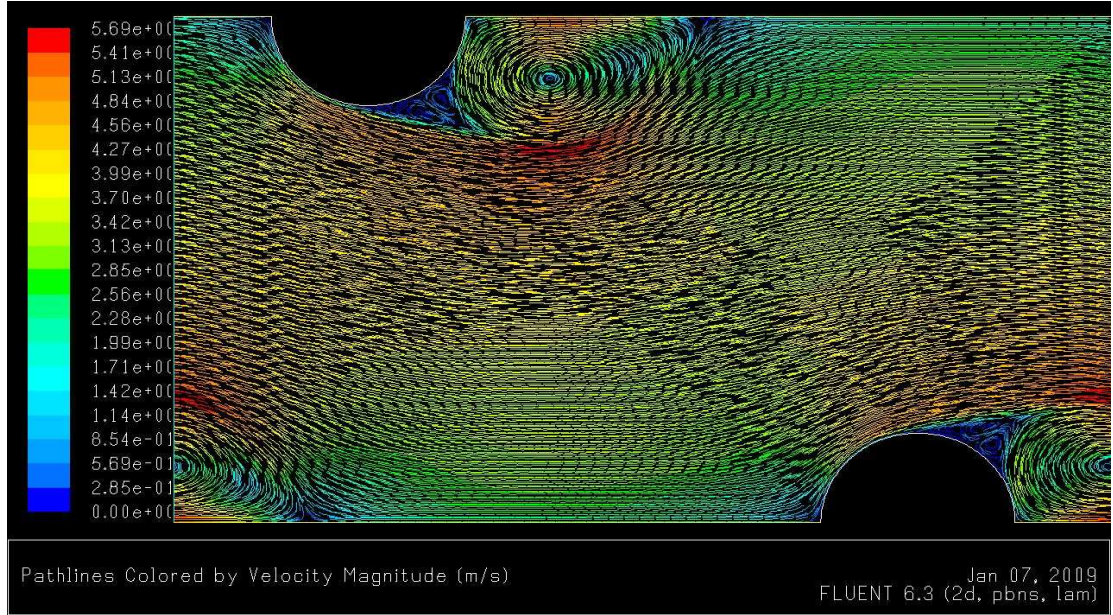
4.6.3.5. Boru diziliş Açısı: 45°

$$\theta = 45^\circ$$

$$x = 2,83 \text{ cm}$$

$$y = 2,83 \text{ cm}$$

$$m = 0,1 \text{ kg/s}$$



Şekil 4.44. Çok silindir 45° boru dizilişine göre, hız vektörleri ve akış eğrileri

Değişik açılarda yapılan incelemeler silindir arkasındaki girdap oluşumları ve hız sınır tabakasının kalınlığı, ortalama Nusselt sayısı ve giriş – çıkış arasında oluşan fark basıncı üzerinde oldu. Sınır tabakanın ince olması, ısı geçişini hızlandırmaktadır. Bununla beraber silindir arkasında oluşan girdaplar da ısı transferine zarar verici fonksiyonlara sahiptir.

Görsel inceleme sonucunda;

- Silindir ön bölgesinde, artan açı değeri sonucunda, belirgin bir değişikliğe rastlanılmamıştır.
- Silindir arka bölgesindeki girdap oluşumları, artan açı değeri sonucunda, silindire yaklaşımaya ve daha az alan kaplamaya başlamıştır.

Nümerik analizler, sitemin ısı transfer verimini daha belirgin bir şekilde göz önüne çıkartacaktır. Taşınım ısı transferi teorisi h ısı taşınım katsayısının ortalama akış hızı U ve diğer; d , C_p , ν , k değişkenlerine bağlı olacağını göstermektedir. Boyut analizi bu bağımsız değişkenler ve h ısı taşınım katsayısından meydana getirilen boyutsuz gruplar arasındaki bağıntıyı vermektedir.

$$\frac{h \cdot d}{k} = f\left(\frac{U \cdot d}{\nu}, \frac{\nu}{\alpha}\right) \quad (4.3.)$$

Bu boyutsuz gruplar sırasıyla Nusselt, Reynolds ve Prandtl sayıları olarak bilinmektedir. Pratikte Prandtl sayısı gazlar için oldukça geniş bir sınır içinde sabit alınabildiğinden; Nusselt sayısı, dolayısıyla ısı transferi, efektif olarak sadece Re sayısının fonksiyonu olmaktadır.

Nusselt sayısının Reynolds sayısına bağlı değişimi ile ilgili mühendislik hesaplamalarında ortalama değerler daha fazla kullanılmaktadır. Hilbert'in ampirik bağıntısı,

$$\overline{Nu}_D \equiv \frac{\bar{h} \times D}{k} = C \times Re_D^m \times Pr^{1/3} \quad (4.4.)$$

yaygın olarak kullanılan bir bağıntıdır. Bu bağıntıda geçen C ve m sabitleri Çizelge 4.4 'de verilmiştir.

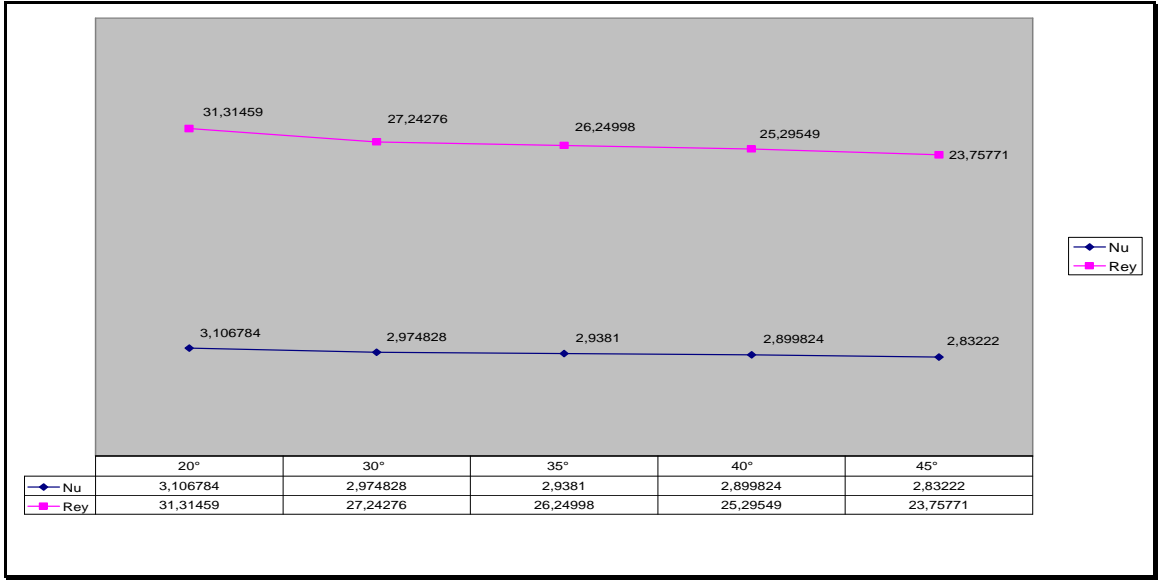
Çizelge 4.4. Reynolds sayısına göre sabitlerin değişimi

Re_D	C	m
0,4 – 4	0,989	0,330
4 – 40	0,911	0,985
40 – 4000	0,683	0,466
4000 – 40000	0,193	0,618
40000 – 400000	0,027	0,805

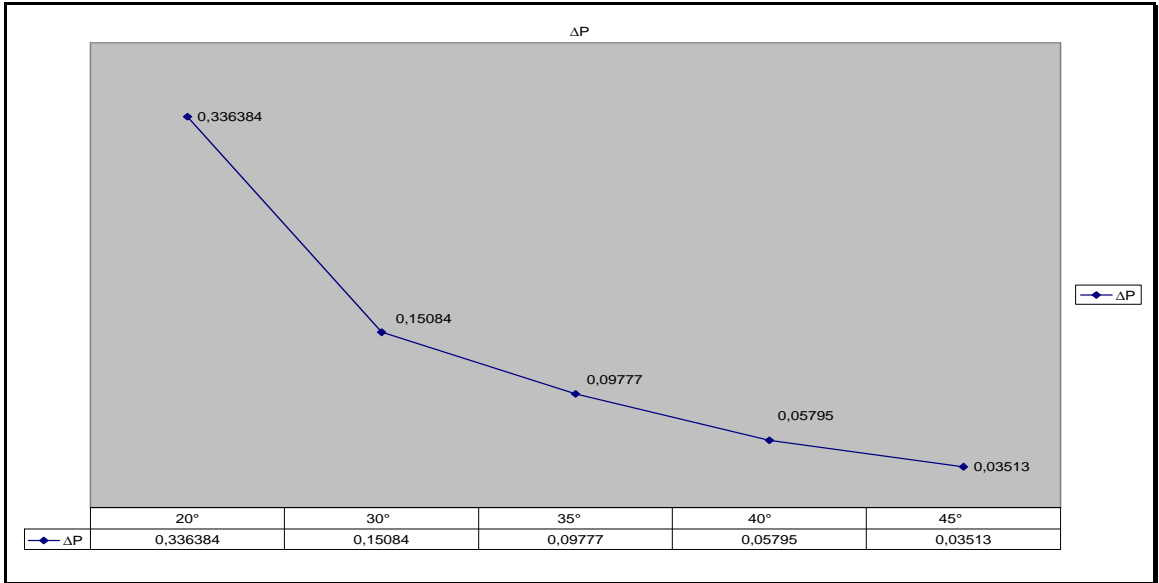
Bu formül altında elde edilen sonuçlar Çizelge 4.5’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.5. Açılara göre Nusselt, Reynolds ve basınç farklarının değişimi

	20°	30°	35°	40°	45°
Nu_{Ort}	3,106784	2,974828	2,9381	2,899824	2,83222
m (kg/s)	0,05	0,073	0,084	0,094	0,1
P_{gir}	6,632686	10,57537	12,01282	12,1043	11,44309
P_{çıkış}	6,296302	10,42453	11,91505	12,04635	11,40796
Rey_{Ort}	31,31459	27,24276	26,24998	25,29549	23,75771
ΔP	0,336384	0,15084	0,09777	0,05795	0,03513



Şekil 4.45. Ortalama Nusselt ve Reynolds sayılarının silindirler arasındaki açığa göre değişimi



Şekil 4.46. Silindir giriş – çıkış arasında oluşan fark basınçlarının açığa göre değişimi

Bu açıdan elde edilen sayısal sonuçlar incelendiğinde, 20^0 'de maksimum Nusselt sayısı elde edilmektedir. Bunun anlamı, en fazla ısı geçişi bu açıda yerleştirilmiş silindirler tarafından sağlanabilmektedir. Silindirler arasındaki açı arttıkça lokal akış hızı ve dolayısıyla lokal Reynolds sayıları düşmekte, ısı taşınımının büyüklüğünü belirleyen Nusselt sayısı da düşmektedir.

Ancak, silindirler arasındaki açı azaltıldıkça, giriş – çıkış arasındaki fark basıncı yükselmektedir. Kompresörün verimini azaltıcı ve maliyetini yükselten bu durum, arttırılan ısı transferi ile elde edilen tasarrufa olumsuz yönde etki yapmaktadır. Bunun yanında, silindirler etrafında oluşacak olan yüksek türbülans ve titreşimler, sistemin mukavemetini azaltıcı faktörlerdir.

Hem görsel hem de numerik değerler incelendiğinde ortaya çıkan sonuç şu şekilde olmaktadır: Silindir arka alanında oluşan girdapların büyümesine rağmen, silindir merkezleri arasındaki açı değeri düştükçe, artan Reynolds sayısına bağlı olarak akış jetleri oluşmakta, laminer sınır tabakalar düzensiz hale geçmekte ve bunun sonucunda da ısı transferinde artış olmaktadır. Ancak, açı değerinin düşmesi sonucunda ortaya çıkan yüksek basınç düşüşü göz önüne alınmak zorundadır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, paralel iki düz levha arasındaki tekli ve çoklu silindirler etrafındaki üç boyutlu türbülanslı akım, farklı Reynolds sayılarında ve iki farklı yükseklik oranı ($y/h=0.1, 0.5$) durumlarında, incelenmiştir. Geçmişte PIV tekniği kullanılarak yapılmış olan bu çalışmaların bilgisayar ortamında uygulamaya konulmasına çalışılmıştır. Bu şekilde, Fluent programı kullanarak deneysel sonuçlara hangi ölçülerde yaklaşıldığı tespit edilmiştir. Bu çalışmaların ardından, farklı açılarda yerleştirilmiş olan silindirler etrafındaki hava akışı incelenmiş, ortalama Nusselt sayıları ve basınç düşüşleri sayısal olarak bulunmuş ve en uygun dizayn için gerekli parametreler ortaya konmuştur.

Yapılan çalışmalar sonucunda şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- CFD programlama çalışmalarında mesh alıklarının optimum düzeyde tutulmasına özen gösterilmelidir. En uygun sonuca ulaşabilmek için aralıklar mümkün olduğu kadar dar, bilgisayarın kapasitesi kadar da geniş alınmalı;
 - Şayet geniş aralıklı mesh kullanmak zorunluluğu var ise buna uygun türbülans modellemesi yapılmalıdır. Sparalat Allmaras, kaba mesh atılmış modellerde en uygun sonuca ulaşabilmektedir.
 - Bilgisayar kapasitesinin yüksek olduğu makinelerde yapılan çalışmalarda daha ince mesh atılması normaldir. Bu durumda k- ϵ türbülans modeli birebir uygun sonuçlar çıkartabilmektedir.
 - Çalışma yapılacak olan model mümkün olduğunca daraltılmalıdır. Örnek olarak, simetri eksenlerinin kullanılması, periyodik sınır şartlarının kullanılması ve bu şekilde tekrarlanan bölgelerin modellemeden uzaklaştırılması.
 - Hassas olarak incelenecek bölümlerin daha sık mesh aralıklarına bölümlenmesi, geri kalan kısımların ise daha kaba mesh aralıklarına ayrılması, gerekmektedir.

Yapılan çalışmada, uygulama yapılan modellerin boyutlarına göre mesh aralıkları tayin edilmiştir. Tek ve çoklu silindir deney düzeneklerinde model boyutları 1m x 0.71m ebatlarında olduğundan dolayı, gerek CPU sınırlamaları, gerekse zaman sınırlaması nedeniyle 0,0005m aralıklarında mesh uygulaması yapılabilmektedir. Ancak, hava akışının analizinin yapıldığı çalışmada model boyutları nispeten daha küçük olması nedeniyle (0,06m x 0,02m), mesh aralıkları 0,0001m'ye kadar düşürülebilmektedir.

- Kanatlı – Borulu ısı değiştiricisi dizaynında, silindirler etrafında oluşan girdapların ve oluşan ortalama Nusselt sayısının analizinin yanında, giriş – çıkış arasında oluşan fark basıncının da dikkate alınması gerekmektedir.
 - Azalan silindirler açısına paralel olarak Reynolds sayısında belirgin yükselmeler görülebilmektedir.
 - Reynolds sayısının yükselmesi sonucunda Nusselt sayısı da yükselmekte ve sonuç olarak ısı transferi artmaktadır.
 - Ancak, silindirler arasındaki açının daralması, akışkanın geçiş alanını da daraltmaktadır. Bunun sonucunda aşırı türbülans ve girdap oluşumları ile karşılaşmakta ve giriş – çıkış arasındaki basınç düşüşü hızlı olarak yükselmektedir.
 - Kompresör çıkış basıncını olumsuz etkilememek açısından giriş – çıkış arasındaki fark basıncını minimum seviyede tutmak, kompresör volümetrik verimini yükseltmek amacı ile de ısı değiştiricisindeki Nusselt sayısını maksimum seviyeye çıkartmak gerekmektedir.

Yapılan çalışmalarda elde edilen veriler ve grafikler yapılacak olan proje çalışmalarında dizayn mühendislerine yol gösterecek bilgilere sahiptir. Aynı şekilde, pratik mühendislik uygulamalarında da basınç düşüşünün ani yükseldiği açılarının tespitinde, Nusselt sayısının artışının azaldığı noktaların belirlenmesinde, yapılmış olan bu çalışma faydalı olacaktır.

5.2. Öneriler

Gelecekte bu konu ile ilgili yapılabilecek birçok araştırma mevcuttur. Bunlar arasında en önemlileri arasında:

- Oluşan türbülans etkileri sonucunda ortaya çıkan titreşim ve kuvvetlerin sisteme etkileri ve ömür tayini,
- Kanat aralıklarının değiştirilmesi sonucunda ısı transferinin değişiminin incelenmesi,
- Silindir ve kanat malzemesinin değiştirilmesi sonucunda akışın ne şekilde gelişeceği,
- Boru geometrisi değiştirilerek akışın değişiminin incelenmesi,
- Değişik işletme şartları modellenerek, ısı transferinin sonuçlarının incelenmesi,
- Kanat geometrisinin değiştirilmesi sonucunda oluşacak ortalama Nusselt sayısının tayini,
- Sigma-plot vb. programlar kullanarak akış eğrilerinin düzenlenmesi ve daha çok görselleştirilmesi,

sayılabilir.

KAYNAKLAR

- Bradshaw, P., 1965. **The effect of wind tunnel screens on nominally twodimensional boundary layers.** Journal of Fluid Mechanics, 22, 679–687.
- Buresti, G., Lanciotti, A., 1979. **Vortex Shedding From Smooth and Roughned Cylinders in Cross-Flow Near a Plane Surface.** The Aeronautical Quarterly, 30: 305–321.
- Buyruk, E., Fertelli, A., 2001. **Saptırılmış Boru Demetinde Isı Transferi Ve Akış Yapılarının Belirlenmesi İçin Teorik Çalışma.** Deü Mühendislik Fakültesi Fen Ve Mühendislik Dergisi Cilt: 3 Sayı: 2 Sh. 59–68, Sivas.
- Buyruk E., Owen I., Johnson M.W., 2000. **Laminar Flow and Heat Transfer in a Staggered Tube Bank,** Turkish Journal of Eng. And Environmental Science.
- Chen C.K., Wong K.L., Cleaver J.W., 1986. **Finite Element Solutions of Laminar Flow, and Heat Transfer of Air in a Staggered and an In-line Tube Bank,** Int. J. Heat & Fluid Flow, 7, 4, pp 291–300.
- Demir, A., 2006. **Kanatlı Bir Isı Değiştiricisinde Optimum Dizayn Parametrelerinin Belirlenmesi,** Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Sayfa; 111, Sivas
- Fluent Incorporated. 1998. **FLUENT User's Guide.**
- Genceli, O. H., 2005. **Isı Değiştiricileri.** Birsen Yayınevi, Sayfa; 424, İstanbul.
- Grass, A. J., Raven, P. W. J., Stuart, R. J. ve 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. ve Avcı, I., 2003. **Flow Around a Partly Buried Cylinder in a Steady Current.** Ocean Engineering, 30: 239–249.
- Hıwada, M., Mabuchi, I., Kumada, M. ve 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.

- Incropera, F. P., 2001. **Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri**. Literatür Yayıncılık, Sayfa: 393, İstanbul.
- Jain P.C., Goel B.S., 1976. **A Numerical Study of Unsteady Laminar Forced Convection from a Circular Cylinder**”, Trans. ASME, J. Heat Transfer, pp. 303–307.
- Meinders, E.R., Hanjalic, K., 2002. **Experimental study of convective heat transfer from in-line and staggered configurations of two wall mounted cubes**. International Journal of Heat and Mass Transfer, 45, 465–482.
- Menter, F., R., 1994. **Two-equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications**. AIAA Journal, 32/8: 1598–1605.
- Nishimura, H. And Tanıke, Y., 2001. **Aerodynamic Characteristics of Fluctuating Forces on a Circular Cylinder**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 89: 713–723.
- Öner, A. A., 2007. **Dairesel Kesitli Yatay Elemanlar Etrafındaki Akımın Deneysel İncelenmesi**. Doktora Tezi, Çukurova Üniversitesi, Sayfa; 194, Adana.
- Özdemir, M.A., Onbaşıoğlu, S. **F-4 Phantom ı Uçağının Etrafındaki Akışın Had Analizi Kısım 1: Kanat Kök Profili Naca 0006**. Havacılık Ve Uzay Teknolojileri Dergisi, Temmuz 2004 Cilt 1 Sayı 4 (1-6)
- Öztürk, N. A., 2006. **Investigation of Flow Characteristics in Heat Exchangers of Various Geometries**. Doktora Tezi, Çukurova Üniversitesi, Sayfa; 194, Adana.
- Paolino M.A., Kinney R.B., Cerutti E.A., 1986. **Numerical Analysis of the Unsteady Flow and Heat Transfer to a Cylinder in Cross-Flow**, Trans. ASME, J. Heat Transfer, 108, pp. 742–748.
- Şahin, B., Akkoca, A., Öztürk, N. A., Hakılı, H., 2006. **Investigation of flow characteristics in a plate fin and tube heat exchanger model composed of single cylinder**. International Journal of Heat and Fluid Flow.
- Schlichting, H., 2000. **Boundary-Layer Theory**. Springer, Germany, 799s.

- Sumer, B.M., Christiansen, S., Fredsoe, J., 1996. **The Horseshoe Vortex And Vortex Shedding Around A Vertical Wall – Mounted Cylinder Exposed To Waves.**, J. Fluid Mech., vol. 332, pp. 41–70
- Taneda, S., 1965. **Experimental Investigation of Vortex Streets.** Journal of Physical Society of Japan., 20: 1714-1721.
- Tanyolu, T., 1994. **Levha Kanatlı Soğutucu Serpantinlerde Isı Geçişi ve Basınç Düşüşü.** Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Sayfa; 125, İstanbul.
- Thom A., 1933. **The Flow Past Circular Cylinders at Low Speeds,** Proc. Roy. Soc., A141, pp. 651-669.
- Tsai, S.F., Sheu, T.W.H., 1998. **Some Physical Insights Into a Two-Row Finned- Tube Heat Transfer.** Computers & Fluids, 27, 29–46.
- Tutar, M., Akkoca, A., 2004. **Numerical analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in three-dimensional plate fin-and-tube heat exchangers.** Numerical Heat Transfer; Part A: Applications, 46, 301–321.
- Umeda, S. ve Yang, W.-J., 1999. **Interaction of Von Karman vortices and intersecting main streams in staggered tube bundles.** Experiments in Fluids, 26, 389–396.
- 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.
- Wu, M. H, Wen, C. Y., Yen, R. H., Weng, M. C. ve 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.
- Zdrovistch F., Fletcher A.C., Behnio M., 1995. **Numerical Laminar and Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer Predictions in Tube Banks,** Int. J. Num. Meth. Heat and Fluid Flow, 5, pp. 717–733.
- Zukauskas A., 1972. **Heat Transfer from tubes in Cross-flow,** Advances in Heat Transfer, 8, pp 93-160.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın her aşamasında büyük bir titizlik, sabır ve özveriyle bana destek olan, yol gösteren ve iyi bir bilimsel çalışma ortamı sağlayan danışman hocam Sayın Doç. Dr. Ali KOÇ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım sırasında değerli görüş, katkı ve bilgilerini esirgemeyen hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. N. Adil ÖZTÜRK'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım sırasında manevi desteğini esirgemeyen hayatımın her aşamasında bana destek olan eşime ve aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Ankara'da doğdum. İlk, orta ve lise öğrenimimi aynı ilde tamamladım. 1998 yılında girdiğim İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesinden, 2004 yılında, Makine Mühendisi unvanıyla mezun oldum. Aynı yıl, KGM Ağır Makine Sanayi A.Ş.'de imalat sorumlusu olarak iş hayatına girdim. 2005 yılında İskenderun Demir Çelik Fabrikaları'nda işletme mühendisi olarak göreve başladım. Halen İSDEMİR Enerji Tesisleri Müdürlüğü'nde İşletme Mühendisi olarak görev yapmaktayım. Evliyim.