

T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

**TÜRBÜLANSLI SINIR TABAKADA DİKEY SİLİNDİRLER
ETRAFINDA AKIŞ ve ISI KARAKTERİSTİKLERİ**

Zeynel A. FIRATOĞLU

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa 2010



T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

**TÜRBÜLANSLI SINIR TABAKADA DİKEY SİLİNDİRLER
ETRAFINDA AKIŞ ve ISI KARAKTERİSTİKLERİ**

Zeynel A. FIRATOĞLU

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
TERMODİNAMİK BİLİM DALI

Bu tez ~~19/09~~2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/~~oyçokluğu~~ ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Habib UMUR
(Danışman)

Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ

Pof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ

Prof. Dr. Ufuk ALKAN

Prof. Dr. Yaşar PANCAR

TÜRBÜLANSLI SINIR TABAKADA DİKEY SİLİNDİRLER ETRAFINDA AKIŞ ve ISI KARAKTERİSTİKLERİ

Özet

Düz yüzey üzerine silindirin monte edildiği akış alanının yapısını silindir önündeki ters basınç gradyanı belirler. Ters basınç gradyanı etkisiyle sınır tabaka ayrılır ve silindir önünde at nalı vorteks sistemleri görülür. Silindirin önündeki at nalı vorteksler yalnızca silindirin önündeki akış yapısını değil akış boyunca devam vorteks ayakları ile tüm akış alanını akış ve ısı karakteristiklerinde önemli derecede değiştirir.

Bu çalışmada silindirin önündeki yüzey üzerinde ölçülen basınç gradyanlarının silindirin arkasında akış ve ısı karakteristiklerine etkisi deneysel ve nümerik araştırılmıştır. Rüzgar tüneli deneylerinde düşük hızlı bir sınır tabaka rüzgar tüneli kullanılmıştır. Nümerik hesaplamalarda ise genel amaçlı akış çözücü Fluent kullanıldı. Ölçümler ve nümerik hesaplamalar üç serbest akış hızında iki farklı kesitte (dairesel kare) silindir için yapılmıştır. Ölçümlerde karakteristik uzunluk silindir çapı olmak Reynolds sayısı=17123, 34246, 51369'dır.

Sonuçlar göstermiştir ki (i) silindir kesit geometrisinin şekli silindir arkasındaki ısı ve akış karakteristikleri üzerinde son derece etkilidir. (ii) Silindir arkasındaki düz yüzey üzerinde Stanton'daki artış Reynolds sayısının artmasıyla azalmaktadır. (iii) Dairesel silindirde akış yönünde, silindirden uzaklaştıkça Stanton sayısındaki artış yavaşça azalmaktadır. Kare silindir ise bu azalış daha hızlıdır.

Anahtar Kelimeler: Ters Basınç Gradyanı, Atnalı vorteks, Dairesel ve kare silindirler, Hidrodinamik ve Termal Sınır Tabakalar.

FLOW AND HEAT CHARACTERISTICS AROUND VERTICAL CYLINDERS IN THE TURBULENT BOUNDARY LAYER

Abstract

The structure of flowfield around cylinder, placed normal to flat plate, is determined adverse pressure gradients upstream of cylinder. The adverse pressure gradients cause the approach the boundary layer to separate and horseshoe vortex system. Horseshoe vortex system is dramatically changed not only flow and heat characteristics of the flowfield upstream of cylinder but also flow and heat characteristics of all flowfield.

In this thesis, measured adverse pressure gradient upstream of cylinder effects on flow and heat characteristics downstream of cylinder have been investigated experimentally and numerically. The wind tunnel tests were carried out in a low-speed boundary layer wind tunnel. As for the numerical calculations has been used in the purpose flow solver, Fluent. In the measurements and numerical calculations are carried out on three free stream velocity for two cross section cylinder (circular and square) with 50 mm diameter. The diameter-based Reynolds numbers were 17123, 34246, 51369.

Result indicate that (i) cylinder shape of cylinder is strongly influenced both flow and heat characteristics downstream of cylinder. (ii) Increased Stanton number on the flat plate behind cylinder decreases with increasing Re_d for both two cross section. (iii) The downstream of cylinder, increased Stanton number decreases gradually to away from circular cylinder. As for increased Stanton number decreased greatly for square cylinder.

Keywords: Adverse pressure gradient, Horseshoe vortex, Circular and square cylinders, Hydrodynamic and Thermal Boundary Layers.

İçindekiler	
Özet	I
Abstract	II
İçindekiler	III
Simgeler Dizini	V
Şekiller Dizini	VII
Tablolar Dizini	X
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Önemi ve Amacı.....	1
1.2. Tezin Kapsamı.....	4
1.3. Tezin Katkısı ve Yenilikler	5
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	7
2.1. Sonsuz Uzunluktaki Silindirler Etrafında Akış	7
2.1.1. Prizmatik kesitli silindirler	7
2.1.2. Dairesel Kesitli Silindirler.....	12
2.2. Düz Yüzeğe Dikey Yerleştirilmiş Silindirler Etrafında Akış.....	20
2.2.1. Prizmatik kesitli silindir	21
2.2.2. Dairesel kesitli silindir	23
2.3. Sonuç.....	26
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	28
3.1. Korunum Denklemleri	28
3.2. Deneysel Yöntem.....	30
3.3. Deney Seti	34
3.3.1. Rüzgâr tüneli	34
3.3.2. Test bölümü.....	35
3.3.3. Düz yüzey.....	41
3.3.4. Silindirler.....	44
3.4. Ölçüm Metotları ve Cihazları.....	44
3.4.1. CTA anemometresi	44
3.4.2. Basınç ve sıcaklık ölçümü.....	50
3.5. Nümerik Metodoloji.....	53

3.5.1. Türbülans model	54
3.5.2. Sınır şartları	56
3.5.3. Meş yapısı.....	58
3.6. Belirsizlik Analizi	59
3.6.1. Sıcaklık ölçümündeki belirsizlik	60
3.6.2. Hız ölçümündeki belirsizlik	61
3.6.3. Basınç ölçümündeki belirsizlik.....	62
3.6.4. Isıtılmış yüzeyden olan ısı transferi ölçümündeki belirsizlik	63
3.6.5. Boyutsuz sayıların belirsizlik değeri.....	64
3.6.6. Ölçümlerin tekrarlanabilirliği	66
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA	68
4.1. Ölçüm Sonuçları	69
4.1.1. Düz yüzey deney sonuçları	70
4.1.2. Dairesel silindir deney sonuçları.....	77
4.1.3. Kare kesitli silindir deney sonuçları.....	96
4.2. Nümerik Hesaplamalar.....	105
4.2.1. Dairesel kesitli silindir	105
4.2.2. Kare Kesitli Silindir	121
4.3. Tartışma ve Sonuçlar	132
4.3.1. Ölçümler.....	132
4.3.2. Nümerik hesaplamalar ve ölçümler ile karşılaştırma.....	138
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	144
5.1. Sonuçlar ve Yenilikler.....	144
5.2. Öneriler.....	146
6. KAYNAKLAR	148
Teşekkür.....	154
Özgeçmiş.....	155

Simgeler Dizini

c	(J/kgK)	Özgül ısı
C_d		Sürüklenme katsayısı
C_p	$(C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2}\rho U^2})$	Basınç katsayısı
d	(m)	Silindir çapı
H		Biçim faktörü
h	(W/m^2K)	Isı taşınım katsayısı
I	(A)	Akım
Nu	$(\frac{hL}{k})$	Nusselt katsayısı
P	(Pa)	Basınç
Pr		Prandtl sayısı
q''	(W/m^2)	Isı akısı
Q_0	(W)	Akış yokken bakır yüzeye uygulanan ısı miktarı
Q_F	(W)	Akış durumunda bakır yüzeye uygulanan ısı miktarı
Re_D	$(\frac{Ud}{\nu})$	Reynolds sayısı (referans uzunluk silindir çapı)
Re_x	$(\frac{Ux}{\nu})$	Reynolds sayısı (referans uzunluk yüzey uzunluğu)
Re_θ	$(\frac{U\phi}{\nu})$	Reynolds sayısı (referans uzunluk momentum kalınlığı)
Re_{δ^*}	$(\frac{U\delta^*}{\nu})$	Reynolds sayısı (referans uzunluk yerdeğiştirme kalınlığı)
St	$(\frac{h}{\rho U c})$	Stanton sayısı
t	(s)	Zaman
T	$(^\circ C)$	Sıcaklık
T_y	$(^\circ C)$	Yüzey sıcaklığı
T_∞	$(^\circ C)$	Serbest akış sıcaklığı
Tu	$(\%)$	Türbülans yoğunluğu

u, v, w	(m/s)	x, y ve z yönlerindeki hızlar
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$	(m/s)	x, y ve z yönlerindeki ortalama hızlar
U	(m/s)	Hız
V	(V)	Voltaj
y^+	$(\frac{yu^*}{\nu})$	Boyutsuz y değeri
u^*	(m/s)	Duvardaki sürtünme hızı

Yunan Harfleri

δ	(m)	Sınır tabaka kalınlığı
δ^*	(m)	Yer değiştirme kalınlığı
Φ	$(1/s^2)$	Viskoz yayılım fonksiyonu
θ	(m)	Momentum kalınlığı
μ	(Pas)	Dinamik viskozite
ν	(m^2/s)	Kinematik viskozite
ρ	(kg/m^3)	Yoğunluk
τ	(Pa)	Kayma gerilmesi
ϕ	$(^\circ)$	Açı
φ		Boyutsuz sıcaklık

Kısaltmalar

AN	Ayrılma noktası
DN	Durma noktası
CTA	Constant temperature anemometry
PIV	Particle Image Velocimetry
LDA	Laser doppler anemometry
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes
SST	Shear stress transport
RNG	Renormalization-group
LES	Large eddy Simulation
DES	Detached eddy Simulation

Şekiller Dizini

Şekil 1.1. Düz yüzeye silindirin yerleştirildiği akış alanının yapısı.....	4
Şekil 3.1. Deneyle için yapılan rüzgar tünelinin (a) fotoğrafı, (b)şematik şekli.....	37
Şekil 3.2. (a) üst tabaka, (b) yan yüzey, (c) üst yüzey parçaları.	38
Şekil 3.3. Test bölümünün (a) 3 boyutlu görünüşü, (b) fotoğrafı.	40
Şekil 3.4. Üst tabakanın yatay ve düşey hareketinin temini için yapılan kanal ve bağlama elemanı.	40
Şekil 3.5. (a) Bakır düz yüzeyin yapısı ve (b) üç boyutlu şematik şekli.....	42
Şekil 3.6 Bakır düz yüzeye termal çiftlerin bağlantı şekli ve basınç deliğinin açılma yöntemini şematik şekli.....	42
Şekil 3.7. Basınç deliklerinin şematik görünümü.	43
Şekil 3.8. (a) Silindirlerin test bölümüne bağlanmasının şematik şekli (b) silindirlerin fotoğrafı.....	45
Şekil 3.9. CTA anemometresi ölçüm zinciri.....	46
Şekil 3.10. Sensör tipleri a) Minyatür tel, b) Altın kaplı tel,c) Fiber film sensörü ve d) Film sensörü	47
Şekil 3.11. Sensör dizileri a) Tek sensör, b) Çift sensör ve c) Üç sensör	48
Şekil 3.12. Travers Mekanizması.....	50
Şekil 3.13. Kalibrasyon cihazı.	51
Şekil 3.14. (a) Manometre ve (b) Data toplama kartı ve ara elemanlar	51
Şekil 3.15. Termal çiftlerin ve basınç problemlerinin ısıtılan yüzeyin altında yerleştirildiği eksenler.....	52
Şekil 3.16. Farklı ısı akılarında ısıtılan yüzeyin eksenel yöndeki sıcaklık dağılımı... ..	52
Şekil 3.17. Nümerik analizler için tasarlanan akış alanı ve sınırları.....	57
Şekil 3.18. 5m/s akış hızında nümerik analizde giriş olarak alınan hız, k ve ω değerleri.	57
Şekil 3.19. Nümerik analizler için tasarlanan akış alanının meş yapısı	59

Şekil 3.20. 10m/s serbest akış hızında $x/d=0$, $z/d=0, 1, 2$, ve 3 noktalarında dikey doğrultudaki hız ölçümleri.....	66
Şekil 3.21. 10m/s serbest akış hızında silindir yüzeyindeki basınç katsayısını dağılımı.	67
Şekil 4.1. Silindirin düz yüzey üzerindeki konumu.....	71
Şekil 4.2. (a) 5m/s, (b) 10m/s ve 15m/s hızlarında alınan hız ve türbülans yoğunluk ölçümleri.....	72
Şekil 4.3. 5,10,15 m/s serbest akış hızlarında ölçülen $\Delta T = T_y - T_\infty$ değerlerinin yüzey boyunca değişimi.....	74
Şekil 4.4. 5, 10, 15 m/s akış hızlarında hesaplanan ısı taşınım katsayılarının yüzey boyunca dağılımı.....	76
Şekil 4.5. 5, 10 ve 15 m/s akış hızlarında Denklem (3.27) ile ölçümlerden hesaplanan Stanton sayılarının yüzey boyunca dağılımı.....	76
Şekil 4.6. (a) 5, (b) 10 ve (c) 15m/s akış hızlarında silindir üzerinde basınç dağılımları.	79
Şekil 4.7. Silindire dik (a) $\phi=0^0$, (b) 30^0 , (c) 60^0 ve (d) 90^0 eksenlerdeki basınç dağılımları.....	83
Şekil 4.8. Silindir arkasında $x/d=(a) 2.5$, (b) 4.5, (c) 6.5, (d) 8.5, (e) 10.5 ve (g) 12.5 mesafelerinde z doğrultusunda basınç dağılımları.....	86
Şekil 4.9. Dairesel silindir için $x/d=(a)2.5$, (b)4.5, (c)6.5, (d)8.5, (e)10.5 ve (g)12.5'de Stanton sayısındaki artışın z doğrultusunda dağılımı.....	91
Şekil 4.10. Dairesel silindir için $x/d=(a)2.5$, (b) 4.5, (c)6.5, (d)8.5, (e)10.5 ve (g)12.5 mesafelerinde u hızının z doğrultusunda dağılımı.....	95
Şekil 4.11. Dairesel silindir için 5 m/s akış hızında düz yüzeyden $y/\delta=0.125$ yukarıda akış alanı boyunca ki türbülans yoğunlukları.....	96
Şekil 4.12. Kare silindir için $x/d=(a)2.5$, (b)4.5, (c)6.5, (d)8.5, (e)10.5 ve (g)12.5'de Stanton sayısındaki artışın z doğrultusunda dağılımı.....	101
Şekil 4.13. Kare silindir için $x/d=(a)2.5$, (b) 4.5, (c)6.5, (d)8.5, (e)10.5 ve (g)12.5 mesafelerinde u hızının z doğrultusunda dağılımı.....	104
Şekil 4.14. Kare silindir için 5 m/s akış hızında düz yüzeyden $y/\delta=0.125$ yukarıda akış alanı boyunca ki türbülans yoğunlukları.....	104

- Şekil 4.15. Dairesel kesitli silindir önünde xy ($\phi = 0^0$) düzleminde (a) $t=0.25s$, (b) $t=0.5s$, (c) $t=0.75s$ ve (d) $t=1s$ akış çizgileri. 109
- Şekil 4.16. Dairesel kesitli silindir için silindir önündeki (a) düz yüzey üzerindeki ve (b) silindir yüzeyi üzerindeki basınç katsayısının dağılımı. 110
- Şekil 4.17. Silindir yüzeyi boyunca $t=0.25s$ 'de basınç katsayısının dağılımı..... 111
- Şekil 4.18. (a) Nümerik analizlerden hesaplanan C_d katsayısının hesaplama zaman aralığında değişimi ve (b) spektrum analizi..... 112
- Şekil 4.19. Dairesel silindir için $x/d=2.5$ 'de, yz düzleminde ikincil hız bileşenleri ve yüzey üzerindeki Stanton sayısı ve basınç katsayısının dağılımı; (a) $t=0.25s$, (b) $t=0.5s$, (c) $t=0.75s$ ve (d) $t=1s$ 119
- Şekil 4.20. $x/d=5$ ve $y/\delta=0.105$ 'de z doğrultusundaki ekseninde sıcaklıkların genlikleri. 120
- Şekil 4.21. Silindir arkasında düz boyunca ortalama Stanton sayısının dağılımı. 120
- Şekil 4.22. Kare kesitli silindir önünde xy ($\phi = 0^0$) düzleminde (a) $t=0.25s$, (b) $t=0.5s$, (c) $t=0.75s$ ve (d) $t=1s$ 'de akış çizgileri. 125
- Şekil 4.23. Kare kesitli silindir için silindir önündeki (a) düz yüzey üzerindeki ve (b) silindir yüzeyi üzerindeki basınç katsayısının dağılımı. 126
- Şekil 4.24. Kare silindir için $x/d=4.5$ 'de, yz düzleminde ikincil hız bileşenleri ve yüzey üzerindeki Stanton sayısı ve basınç katsayısının dağılımı; (a) $t=0.25s$, (b) $t=0.5s$, (c) $t=0.75s$ ve (d) $t=1s$ 130
- Şekil 4.25. Silindir arkasında düz boyunca ortalama Stanton sayısının dağılımı. 132

Tablolar Dizini

Tablo 3.1. Giriş ve çıkış bölgesindeki model sabitleri.....	55
Tablo 3.2. Sıcaklık ölçümündeki belirsizlikler.....	60
Tablo 3.3. Hız ölçümündeki belirsizlikler.....	61
Tablo3.4. Basınç ölçümündeki belirsizlikler.....	62
Tablo3.5. Isı transferi büyüğünün ölçümündeki belirsizlikler.....	63
Tablo 4.1. 5, 10 ve 15m/s serbest akış hızlarında sınır tabaka parametreleri.....	70
Tablo 4.2. Denklem (3.27) ve ölçümlerden hesaplanan Stanton sayıları arasındaki farkın yüzdesel değeri.....	75
Tablo 4.3. 5, 10 ve 15m/s akış hızlarında Ölçümlerden hesaplanan sürüklenme katsayıları.....	78
Tablo 4.4. Dairesel silindir için her üç akış hızı için $z/d=0$ 'da düz yüzeye göre Stanton sayılarının yüzdesel artışı.....	88
Tablo 4.5. Dairesel silindir için z doğrultusunda Stanton sayısının düz yüzeye göre artışının pik yaptı ki noktalar.....	88
Tablo 4.6. 5m/s akış hızı için deney ve 3 meş sıklığındaki nümerik analizlerden hesaplanan Sürüklenme katsayıları.....	112
Tablo 4.7. 5m/s akış hızı için 3 meş sıklığındaki nümerik analizlerden hesaplanan sürüklenme katsayılarının deneysel verilerden yüzdesel sapmaları.....	117
Tablo 4.8. $x/d=5$ 'de z doğrultundaki eksende sıcaklıkların spektrumların maksimum genlikleri ve dominant frekansları.....	117

1. GİRİŞ

1.1. Tezin Önemi ve Amacı

Endüstride çok farklı geometrilerde yapılar ile karşılaşmaktadır. Bu yapılar, gökdelen, asma köprü gibi çok büyük olabilecekleri gibi bir elektronik kartın üzerindeki transistör, çip gibi küçük ölçekli de olabilmektedirler. Mühendisliğin en önde gelen uygulama alanlarından biri bunların tasarım ve işletim prosesleridir. Tasarım sırasında göz önünde bulundurulması gereken yapının geometrisi, yüzeye yerleştirilme şekli ve statığı gibi birçok parametre bulunmaktadır. Bu parametreler ile yapının yerleştirildiği yüzey üzerindeki akış alanına etkisi arasında doğrudan bir ilişki söz konusudur. Yapının yerleştirildiği yüzey üzerindeki süpürme (köprü ayakları etrafındaki erozyon) (Simpson, 2001), yapının kendisi ve yerleştirildiği yüzeyin sürtünme ve sürüklenme kuvvetlerindeki artış (Roulund ve ark, 2005), ve özellikle yapının arkasındaki düz yüzeyin ısı taşınımındaki çarpıcı değişimler, (Fisher ve Eibeck, 1990) bu etkinin en tipik örnekleridir.

Endüstriyel uygulamalarda en çok karşılaşılan dairesel kesite sahip silindir bir düz yüzey üzerine dikey yerleştirilirse; akış alanının yapısı Şekil 1.1'de görülebileceği gibi önemli derecede değişir(Xie ve Wroblewski, 1997): (i) Silindir önünde atnalı vorteksler oluşur, (ii) silindirin yanlarında vorteks partnerleri (vorteks kopmalarının sonucu) görülür, (iii) silindir yanlarında akış çizgileri büzüşür, (iv) silindirin önünde akışın yavaşlamasından dolayı geriye akış meydana gelir, (v) silindirin arkasında yüzey boyunca vorteks ayakları görülür, (vi) silindir arkasındaki akış alanında bir ardiz oluşur. Sözü edilen parametrelerin büyüklüğü ve şiddeti silindir öncesindeki sınır tabaka kalınlığı, Reynolds sayısı, silindir çapı ve yüzey pürüzlülüğünden büyük ölçüde etkilenir(Simpson, 2001). Aynı problem içerisinde sınır tabaka, kayma tabakası ve ardizinin entegrasyonunun bir sonucu olarak hem yapı hem de monte edildiği yüzey üzerindeki sıcaklık ve basınç dağılımında çok dramatik değişimler görülür. Uygulamanın türüne göre bu değişimlerin önemli avantaj veya dezavantajları söz konusudur. Tasarımda kritik olan ise bu avantaj ve dezavantajlardan önce sıcaklık ve basınç dağılımının bilinmesidir. Dağılımlarının bilinmesi durumunda, uygulamanın

türüne bağlı olarak, silindir ve benzeri yapıların kendileri ve arkasındaki yüzeylerin üzerinde gerekli modifikasyonlar yapılabilecektir.

Bir yüzey boyunca gelişen sınır tabaka aynı yüzeye bağlı bir silindir ile karşılaşması, hem aerodinamik hem de hidrodinamik uygulamalarda sıkça görülen fiziksel bir olaydır. Bu fiziği olayı şekillendiren akış ve akış yönüne dik basınç gradyanlarıdır. Akış yönündeki ters basınç gradyanı yaklaşan sınır tabakasının ayrılmasına ve çoklu atnalı vorteks sistemine sebep olurken akışa dik yöndeki basınç gradyanı silindirin etrafında düz yüzeye yakın akışa sebep olur (Roulund ve ark, 2005). Düz yüzeye yakın bu akış atnalı vorteks ayaklarının akış boyunca görülmesine neden olur (Xie ve Wroblewski, 1997). Birincil atnalı vorteksler sınır tabaka ile aynı rotasyondayken daha küçük ikincil vorteksler zıt rotasyondadır. Düz yüzey üzerinde silindirin önünde bir durma noktası meydana gelir; bu nokta akış yönünde veya akışa zıt yöndeki akış rejimlerini ayırır. Ayılma çizgileri silindirin her bir köşesindeki durma noktasından geçer (Simpson, 2001). Silindirin akış çizgileri boyunca gözlemlenen bu fiziksel olay hem laminer hem de türbülanslı akış yaklaşımı ile tanımlanabilir.

Laminer durumda, ters basınç gradyanı silindirin önünde ayrılmaya ve bunun sonucunda özellikle düz yüzeye yakın bölge ters yönlü akışa neden olur. Ters yönlü bu akış yeniden bağlanma noktasına kadar azalarak hareket eder. Bağlanma noktasında klasik iki boyutlu ayrılma yerine akış yüzeye bağlanır ve akışa dik basınç gradyanı etkisiyle akış silindirin kenarına doğru kıvrılır. Bağlanma noktasının arkasında destabilize olan sınır tabaka sonucunda atnalı vorteks sistemleri oluşur. Baker (1979), tarafından yapılan deneyler göstermiştir ki düşük Reynolds sayılarında ($Re_D < 7000$) silindir önünde stabil atnalı vorteks sistemleri oluşmakta ve vortekslerin yeri Re_D ve yer değiştirme kalınlığına bağlı değişmektedir. Reynolds sayısı artıkça vorteks sayısının arttığı, vortekslerin yerinin yüzey üzerindeki basınç dağılımından saptanabileceği ve at nalı vortekslerin düz yüzey bulunduğu yerlerde basıncın minimum olduğu da Baker'in çalışmasının diğer sonuçlarıdır.

Türbülans durumunda, akışın düz yüzeye yakın bölgede ters dönmesi laminer duruma benzerdir ancak bir bağlanma noktası gelişmez ve hemen ayrılma noktasının

arkasında büyüklükleri ve yerleri zamana bağlı değişen büyük skalada türbülans atnalı vorteks sistemleri oluşur.

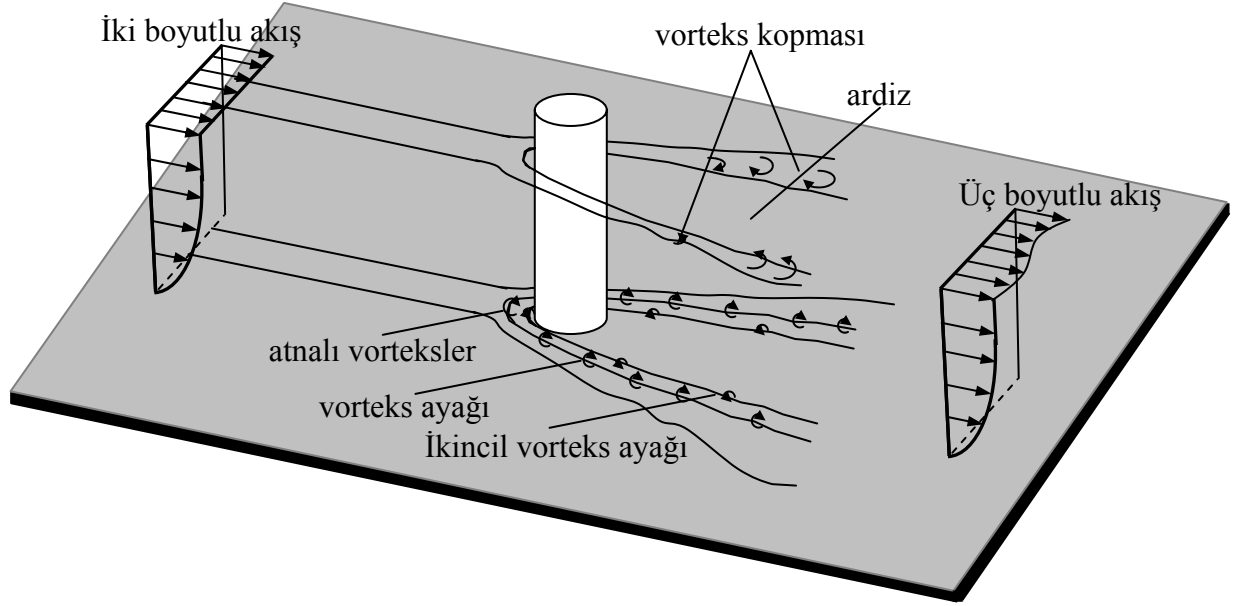
Yüzeyle silindirin monte edildiği akış alanı, anlaşılacağı üzere o kadar komplekstir ki tüm akış ve ısı karakteristiklerini deneysel ölçmekte çok büyük zorluklar söz konusudur. Bu zorlukları aşabilmek amacıyla deneysel çalışmayla birlikte nümerik çalışmalarda yürütülmüştür. Nümerik çalışmalar sadece ölçülemeyen parametrelerin tespitinde değil test bölümünün düzenlenmesinde de önemli katkıları olmuştur; Örneğin termal çiftelerin ve basınç prizlerinin yüzeyler üzerinde dağılımının tespiti gibi. Nümerik çalışmaların gerek ölçülemeyen parametrenin tespitinde ve gerekse deney test bölümünün düzenlenmesinde kullanabilmesi için her şeyden önce seçilen nümerik yöntemin doğruluğunun teyit edilmesi gerekir. Bu amaçla, nümerik analizler, literatürde benzer akış alanı için yapılan ölçümlerle karşılaştırılmış ve iyi bir uyum gösterdiği saptanmıştır.

Bu tez, önceki çalışmalardan çıkarılan aşağıdaki sorulara cevap bulmak amacıyla planlanmıştır:

Silindirin arkasındaki düz yüzey üzerinde yapılan ölçümler ve nümerik hesaplamalar ile yüzey basıncının, atnalı vorteks ayaklarının, ardızın ve silindir kesit geometrisinin yüzeyin sıcaklık dolayısıyla ısı taşınım katsayısının dağılımı üzerindeki etkisini tanımlamak amaçlanmıştır. Bekleneceği üzere atnalı vorteks ayakları silindirin arkasındaki düz yüzeyin sıcaklık dağılımında belirleyici bir etkiye sahiptir. Atnalı vorteks ayaklarının yeri ve büyüklükleri akışa dik yönde yapılacak y ve z hız bileşenlerinin ölçülmesi veya nümerik hesaplama sonuçlarının akışa dik yönde akış çizgilerinin sunumu ile saptanabilir. Ayrıca atnalı vorteks ayaklarının yerini saptamanın diğer bir yolu da düz yüzeyde basınç ölçümüdür. Bu tez çalışmasında basınç ölçümü ve nümerik sonuçların sunumu şeklindeki yöntem tercih edilmiştir.

Silindir yüzeyi ve silindir önünde yapılan ölçümlerde; atnalı vortekslerin büyüklüğü, yeri ve şiddeti üzerinde sınır tabaka, Re_D , ve silindirin kesit geometrisinin ve ayrıca bu vorteks sisteminin silindir yüzeyinin basınç dağılımı üzerindeki etkisini tanımlamak amaçlanmıştır. Silindirin önündeki atnalı vorteks sisteminin oluşumunda

düz yüzey üzerindeki ters basınç gradyanı belirleyicidir. Bu doğrultu da silindirin yüzeyi ve önündeki düz yüzey üzerinde basınç ölçümleri yapılmıştır. Deneylere paralel yürütülen nümerik hesaplama sonuçları yardımıyla ölçülen basınç gradyanı ile vorteks büyüklüğü, yeri ve şiddeti arasındaki ilişkiyi tanımlama yöntemi seçilmiştir.



Şekil 1.1. Düz yüzeye silindirin yerleştirildiği akış alanının yapısı.

1.2. Tezin Kapsamı

Tez giriş, kaynak araştırması, metodoloji (Deneysel ve Nümerik), araştırma sonuçları değerlendirme ve sonuçlar olmak üzere beş bölümden meydana gelmektedir. İkinci bölümde tez çalışmasında faydalanılan ve yürütülen çalışmaya yön veren önceki çalışmalar ile ilgili detaylı bilgi verilmiştir. Bölüm akış alanı dikkate alınarak sonsuz uzunlukta silindir ve yüzeye monte edilmiş silindir şeklinde iki kısımda sunulmuştur.

Üçüncü bölümde ilk olarak hem deneysel hem de nümerik metodolojiye temel teşkil edecek korunum denklemleri, sınır tabaka ve ısı transferi tanımları sunulmuştur. Daha sonra rüzgar tüneli, test bölümü, ısıtılan yüzey ve ölçüm cihazları tanıtılmıştır. Ölçüm koşulları ve yöntemleri hakkında da detaylı bilgiler verilmiştir. Son olarak ta nümerik hesaplamalarda kullanılan türbülans modelleri, analiz algoritmaları ve meş yapısına değinilmiştir.

Dördüncü bölümde ilkin deneysel ölçümler ve nümerik hesaplamalar ayrı ayrı sunulurken daha sonra bunların bir arada değerlendirilmesi yapılmıştır. Bu bölümde silindir önünde ters basın gradyanının sebep olduğu atnalı vortekslerin büyüklüğü ve yeri tespit edilmiş ve vorteks ayaklarının akış alanı boyunca izlediği yol yapılan nümerik çalışmalar ile detaylı verilmiştir. Vorteks ayaklarının silindir arkasındaki akış alanına etkisi ise hem deneysel ölçümler hem de nümerik analizler ile detaylı bir şekilde sunulmuştur.

Beşinci ve son bölümde alınan ölçümler ve yapılan nümerik analizlerin literatürde yeri ile ilgili bir değerlendirme yapılmış ve çalışmada eksik kalan kısımlar ve daha sonra yapılabilecek araştırmalar ile ilgili öneriler sunulmuştur.

1.3. Tezin Katkısı ve Yenilikler

Endüstride karşılaşılan en yaygın geometriler dairesel ve kare kesitli geometrilerdir. Silindir veya çıkıntı etrafındaki akış alanının silindir yüzeyine ve monte edildiği gövdeye üç türlü etkisi söz konusudur: (i) silindirin serbest ucundaki ayrılmalardan kaynaklanan uç etkisi, (ii) Silindir öncesindeki gövde üzerindeki ayrılmalardan kaynaklana bağlantı etkisi ve (iii) silindir yüzeyindeki ayrılmalardan kaynaklanan silindir gövde etkisi. Bu nedenle bir silindir yüzeyi değil aynı zamanda monte edildiği gövde boyunca akış ve ısı karakteristiklerinde büyük oranda değişebilmektedir.

Gövde veya yüzeye monte edilen silindir etrafındaki akış alanının çözümlenmesinde yaşanan en büyük sorunlardan biri yukarıda sözü edilen üç etkinin birbirinden bağımsız olmayıp büyük oranlarda birbirini etkilemeleridir. Literatürde uç, bağlantı ve gövde etkilerini tek tek, ikisini veya hepsini inceleyen birçok çalışma bulunmasına rağmen konuyla ilgili bir teori olmamasının yanı sıra var olan deneysel verilerde oldukça yetersizdir. Yapılan çalışmalarında çok büyük bir kısmı silindirin önündeki düz yüzey üzerinde oluşan atnalı vortekslerin büyüklüklerini ve yerinin tespit edilmesi şeklindedir. Atnalı vorteks ayaklarının akış alanı boyunca izlediği yol ve bunların silindirin arkasındaki düz yüzey üzerindeki akış ve ısı karakteristiklerine etkisinin inceleyen çalışma yok denecek kadar azdır. Bu tez bağlantı etkisinin farklı

kesit geometrilerine sahip silindirler arkasında düz yüzey üzerindeki ısı ve akış karakteristiklerini bir arada incelenmesi açısından özgünlüğünü ortaya koymaktadır.

Bu tez çalışmasında bağlantı etkisi, bağlantı etkisi ile gövde etkisi arasındaki ilişki ve bunların silindir arkasında düz yüzey üzerindeki akış alanına etkisi deneysel ve nümerik olarak incelenmektedir. Bu amaçla akış alanında hız basınç sıcaklık ölçümleri $Re_D=1.71-5.13*10^4$ aralığında alınmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Düz yüzeye silindirin yerleştirildiği akış alanındaki akış ve ısı karakteristiklerin saptanması son derece ilgi çekici bir araştırma konusudur. Kuleler, asma köprüler, bacalar, ısı eşanjörleri, akış ölçerler, yük araçları, uzun binalar gibi birçok mühendislik uygulamalarında bu tür yapılar ile karşılaşılması bunun en büyük nedenidir. Bu karakteristikler dizayn edilecek yapıların tasarımı için gerek maliyet ve gerekse işletme açısından kritik öneme sahiptir. Konuyla ilgili yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar genellikle silindir yapıların yerleştirildiği akış alanındaki vorteks kopması, basınç dağılımı, kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri gibi akış ve Nusselt sayısı gibi ısı karakteristiklerin Reynolds sayısı ve silindirin kesit geometrisiyle olan ilişkisinin tespiti şeklindedir. Literatürdeki çalışmalar iki sınıfta değerlendirilebilir; (i) sonsuz uzunluktaki silindirler etrafında akış, (ii) yüzeye monte edilmiş silindirler etrafında akış.

2.1. Sonsuz Uzunluktaki Silindirler Etrafında Akış

2.1.1. Prizmatik kesitli silindirler

Prizmatik kesitli silindirler üzerinde akış ile ilgili literatürde birçok çalışma vardır. Bunlar genellikle prizma geometrisinin, köşe yarıçaplarının, akış alanında yan yana veya arka arkaya sıralı silindirlerin arasındaki mesafenin akış ve ısı karakteristikleri üzerine etkisini araştırmak şeklindedir. Çalışmalar, akış ve ısı transferi karakteristiklerini araştırmak şeklinde iki sınıfta değerlendirilebilir.

Bu çalışmalar vorteks kopmaları içerisindeki frekansın Reynolds sayısı, bakış açısı oranı, silindir geometrisi ve türbülans yoğunluğu parametrelerine bağlı değişimi bu değişimin sürüklenme ve kaldırma kuvvetleri üzerindeki etkisinin araştırılması şeklindedir. Miao ve ark., (1999), akış alanında ikizkenar yamuk ve dairesel kesite sahip silindirler arkasında oluşan ardiz karakteristiklerini saptamaya yönelik deneyler gerçekleştirmişlerdir. Hot-wire ve basınç duyargası kullanarak $Re_D=10^4$ 'de akış alanında hız ve basınç ölçümü yapmışlardır. Amaçları akış alanındaki düşük frekansları göz önüne alarak basınç dağılımı ve vorteks oluşumu arasındaki ilişkiyi tanımlamaktır. Ardiz içinde ve yakınında basınç ve hız çalkantılarının ölçümü ve düşük frekanslı değişimlerden basınç ve vorteks oluşma uzunluğu arasındaki ilişkinin tespit edilebileceği sonucuna varmışlardır. Cheng ve Liu, (2000), akış alanındaki bir silindirin

kesit geometrisinin (kare, trapez ve üçgen) akış karakteristiklerine etkisini nümerik araştırmaya yönelik çalışmalarında, vorteks yapısını, silindir yüzeyinde zamana bağlı basınç dağılımı ve anlık akış çizgileri inceleyerek saptamaya çalışmışlardır. Çalışmayı $Re_D=250$ yapmışlar ve değerlendirmede dikkate aldıkları büyüklükler Str , C_L ve C_P 'dir. Yapılan incelemeler göstermiştir ki, silindirin arka ve ön en uzunlukların oranı 0.5 ten küçük olduğunda, oranın artmasıyla vorteks kopma frekansı artmakta, aksine 0.5 ten büyük olduğunda oranın artmasıyla vorteks kopma frekansı azalmaktadır. Ortalama sürüklenme katsayısı ise oranın artmasıyla azalmaktadır. 0-0.5 aralığında, kayma tabakaların ayrılması birbirine yaklaşmakta ve daha hızlı bir etkileşim söz konusu olurken vorteks büyüklüğü, ardiz ve vorteks kopma frekansı oranın azalmasıyla azaldığını, 0.5-1, aralığında silindirin ön ve arka köşeleri üzerindeki kayma tabakalarının zayıfladığı, oran <0.5 için kaldırma katsayısı çalkantısının büyüklüğü oranın artmasıyla arttığı, 0.5 de maksimum büyüklüğe ulaştığını ve oran >0.5 ise oranın artmasıyla çalkantı büyüklüğünün azaldığı gözlemledikleri diğer sonuçlardır. Swaddiwudhipong ve Khan, (2002), kare kesitli bir bina uzunluğuna rüzgârın etkisini ve bina etrafındaki akış koşullarını deneysel ve fluent paket programı kullanılarak nümerik incelemişlerdir. Amaçları farklı türbülans modellerinin uygunluğunu saptamaktır. Yaptıkları çalışmada vardıkları sonuçlar: RNG metodu ile yapılan hesaplamalarda vorteks kopması ilgili elde edilen veriler ile deneysel veriler uyum içindeyken kopma frekans ile ise bir uyum söz konusu değildir. LES metodu kullanılarak yapılan analizlerde hem vorteks kopması hem de kopma frekans ile ilgili elde edilen veriler deneysel verilerle iyi bir uyum içerisindedir. LES modelleme için gerekli parametre sayısı RNG modellemeden daha fazla olmakla birlikte her iki model DNS göre çok daha az parametreye gereksinim duymaktadır. Sohankar, (2006), akış alanında, kesit geometrisi kare olan bir silindir etrafındaki akış karakteristiklerini LES modeli kullanarak nümerik araştırmıştır. Çalışmayı $Re_D=10^3-5 \times 10^6$ aralığında yürütmüş ve değerlendirmede dikkate aldığı parametreler C_D , C_P , C_L ve Str 'dir. Akış yapısını; basınç, türbülans gerilmeleri, kinetik enerji, vorteks ve akış çizgileri gibi büyüklerinin ortalama anlık değerleri ile tanımlamıştır. Strouhal sayısını, kaldırma ve sürüklenme katsayıları hesaplanmış ve bunların deneysel veriler ile çok iyi uyum gösterdiğini gözlemlenmiştir. Aynı grid ve sub grid model kullanıldığında, ayrılma noktasının tüm Reynolds sayılarında ön köşede kaldığı ve bundan dolayı akış yapısı laminar veya

türbülans sınır tabakaya duyarlı olmadığı ulaştığı diğer bir sonuçtur. Kogaki ve ark., (1997), $Re_D=2.2 \times 10^4$ 'de dikdörtgen kesitli bir silindir etrafındaki türbülans akış alanını nümerik inceleyip, yapılan çözümün meş sayısına bağımlılığını araştırmışlardır. Amaçları LES metodunun pratik mühendislik problemlerinde uygulanabilirliğini tespit etmek. Yaptıkları hesaplamalar sonucunda Strouhal sayısı, türbülans gerilmesi ve sürüklenme katsayısının deneysel datalarına iyi bir uyum gösterdiğini gözlemlemişler ve bu çerçevede LES modelinin dikdörtgen kesitli silindirler için yapılacak hesaplamalarda etkili bir yöntem olduğunu öne sürmüşlerdir. Shimada ve Ishihara, (2002), akış alanındaki dikdörtgen kesitli silindirin etrafındaki aerodinamik karakteristiklerini en ve uzunluğun birbirine oranının=2.8-6 aralıklarında k terimi düzenlenmiş $k-\varepsilon$ modeli kullanarak $Re_D=2.2 \times 10^4$ 'de nümerik araştırmışlardır. Nümerik metot iki boyutlu olmasına rağmen periyodik vorteks kopması verileri Reynolds sayısının geniş bir aralığında hesaplamışlar ve türbülans model ile birleştirilemediğinden dolayı bu çeşit davranışların genellikle iki boyutlu simülasyonlar ile yapılamayacağını tespit etmişlerdir. Yaptıkları hesaplamalar sonucunda sürüklenme katsayısı ve basınç dağılımının deneysel ve üç boyutlu analizler ile uyum içinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Hesaplanan basınç ve kuvvet dalgalanmaları deneysel ve üç boyutlu analizler ile karşılaştırıldığında oldukça önemli sapmalar görülmüş, bunun en büyük nedeninin RANS modelinin stokastik bileşenlerin hesaplanmasında yetersiz kalmasından olduğunu ve RANS model yalnızca periyodik büyüklükleri hesaplama yeterli güce sahip olduğunu savunmuşlardır.

Literatürde köşe geometrilerinin modifikasyonu ile silindir yüzeyinde basınç dağılımında meydana gelen değişimleri saptamak ve nümerik ile deneysel verileri karşılaştırmak şeklinde olan çok sayıda çalışmada bulunmaktadır. Daltona ve Zhengb, (2003), köşelerine radius verilmiş ve verilmemiş kare ve eşkenar kare kesitli silindirler etrafındaki akışı $Re_D=250$ ve 1000 'de nümerik incelemişlerdir. Navier-Stokes denklemleri iki boyutta tanımlanmış ve sonlu farklar metodu ile çözülmüştür. Transport denklemlerini tanımlamada ise Adams-Bashforth merkez farklar şeması kullanılmıştır. Hesaplamalar sonucunda saptanan Strouhal sayısı ve sürüklenme ve kaldırma katsayılarının önceki deneysel ve nümerik çalışmalar ile tam bir uyum içerisinde olduğu gözlemlemişlerdir. Yaptıkları çalışmanın amacı dikkate alınan iki geometri için köşelerin yuvarlatılmasının akış karakteristiklerine etkisini karşılaştırmak.

Sonuçlar göstermiştir ki köşelerin yuvarlatılması hem eşkenar dörtken hem de kare kesitli silindirde kaldırma ve sürüklenme katsayılarının azalmasına yol açmaktadır. Bu etki eşkenar dörtgende daha büyük olmaktadır. Tamura ve ark., (1998), akış alanında kare kesitli bir silindirin köşe geometrisinin akış karakteristiklerine etkisini $Re_D=10^4$ ve 10^6 'da nümerik ve deneysel incelemişlerdir. Değerlendirmede dikkate aldıkları büyüklükler C_D , C_P ve C_L şeklindedir. Nümerik hesaplamalarda herhangi bir türbülans model kullanılmamıştır. Deneyle de nümerik hesaplamalar ile aynı model ve koşullar altında yapmışlardır. Yaptıkları incelemeler sonucunda köşe geometrilerinin küçük oranlarda değiştirilmesiyle aerodinamik karakteristiklerde önemli değişimlerin söz konusu olduğunu görmüşlerdir. Köşe geometrisinin değiştirilmesi sonucunda sürüklenme katsayısında yaklaşık % 60 azalma gözlemlenmiş ve bina ve benzeri yapılar üzerine gelen aerodinamik kuvvetlerin hesaplanmasında yeterli grid sayısı ile temel istatistikler için son derece güvenilir sonuçlara ulaşmanın mümkün olduğunu sonucuna varmışlardır. Tamura ve Miyagi, (1999), ölçümlerde hot-wire ve basınç duyargası kullanarak kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri üzerinde kare silindirin köşe geometrisinin ve akışın türbülans yoğunluğunun etkilerini $Re_D=3 \times 10^4$ 'de deneysel araştırmışlardır. Yapılan araştırmalar sonucunda köşelerin yuvarlatılmasıyla kayma tabakasındaki yeniden oluşma uzunluğu artmakta ve sürüklenme katsayısı azaldığını ve kaldırma katsayısı üç boyutlu silindirde iki boyutlu silindirin değerine göre yaklaşık %10 kadar azaldığını gözlemlenmişlerdir. Hu ve ark., (2005), farklı köşe radiuslarına sahip kare kesitli bir silindirin ardizini $Re_D=2600$ ve 6000 'da deneysel araştırmışlardır. Deneylede kullandıkları ölçüm teknikleri PIV, LDA, Hot-wire ve akış görüntüleme şeklindedir. Araştırmayı radius yarıçapının silindirin hidrolik çapına oranı (r/d)'nın, 0, 0.157, 0.235 ve 0.5 değeri için yapmışlardır. Yaptıkları deneylede r/d oranı arttıkça Strouhal sayısı %60 oranında artarken vorteks oluşma uzunluğu ve ardiz uzunluğu hemen hemen iki kat arttığını, vorteks kopma uzunluğu ve genliğinin r/d artmasıyla azaldığını ve oranları ise yaklaşık 0.281 olduğu ve bu oranının stabil Karman vorteks yolu için teorik 0.281 değerine oldukça yakın olduğunu gözlemlenmişlerdir. Igarashi, (1997), akış alanındaki kare kesitli silindirin sürüklenme katsayısını azaltmayı amaçlayan deneyle yapmıştır. Ölçümleri $Re_D=3.2 \times 10^4$ 'de a yapmış ve ölçüm verilerinden C_P , C_D ve Str büyüklüklerini tanımlamıştır. Kare prizmanın etrafındaki akışın kontrolü prizmanın önüne yerleştirilen bir küçük çubuk ile sağlanmıştır. Yapılan

deneylerde çubuk ile silindir arasındaki bir kritik mesafenin olduğu saptamıştır. Bu kritik mesafede çubuktan meydana gelen vorteks kopmalarının görülmediğini ve kritik mesafeden daha büyük mesafelerde Strouhal sayısı azalırken daha küçük mesafelerde arttığı gözlemlenmiştir. Akış alanındaki çubuktan dolayı silindirin sürüklenme katsayısında dikkat çekici bir azalma olduğu, çubuk ile prizma arasındaki mesafenin silindir köşe uzunluğu ve çubuk çapına oranına bağlı olarak akışın vorteks kopmasının meydana geldiği ve gelmediği olmak üzere akışı iki sınıfta değerlendirilebileceği sonucuna ulaşmıştır. Igarashi ve Terachi, (2002), akış yönünde akış alanına yerleştirilmiş düzlem bir levhanın sürüklenme katsayısını azaltmaya yönelik bir deneysel çalışmayı $Re_D=1.9 \times 10^4 - 7.7 \times 10^4$ aralığında yapmışlardır. Levha etrafındaki akış kontrolü levha önüne yerleştirilen küçük çaplı bir çubukla sağlanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda, çubuk çapının dikdörtgenin uzun kenarı oranının 0.4 değeri ve aradaki mesafenin dikdörtgenin uzun kenarına oranının 2 katı değerinde vorteks kopması oluşmaması durumu için toplam sürüklenme katsayısında maksimum azalma olduğunu ve aynı Reynolds sayısında çubuksuz akış alanı ile karşılaştırıldığında azalma % 20-30 aralığında gerçekleştiğini gözlemlenmiştir.

Prizmatik kesitli silindirleri etrafındaki akış karakteristikleri yanın da ısı transferi karakteristiklerini araştıran çok sayıda çalışmada bulunmaktadır. Bu çalışmalar ya direkt ısı transferi karakteristiklerinin tespiti ya da akış ile ısı karakteristikleri arasındaki ilişkinin tayını şeklindedir. Saha, (2000), üniform akışa yerleştirilen bir küp etrafındaki ısı ve akış karakteristikleri $Re_D=50-400$ aralığında nümerik araştırmıştır. Reynolds sayısının artışı ile ısı transferi artarken sürüklenme katsayısı azaldığını ve stabil akıştan stabil olmayan akışta geçişte ise herhangi bir ısı artışı olmadığı gözlemlenmiştir. Sürekli rejimde sürüklenme katsayısı Reynolds sayısının artmasıyla azaldığını, süresiz rejimde sürüklenme katsayısı arttığını ve küp yüzeyinden meydana gelen ısı transferi Reynolds sayısının artmasıyla arttığını saptamıştır. Alvarez ve ark., (2000), bir kanal içerisinde sıralanmış kare kesitli silindirlerin basınç düşüşü ve ısı transferi üzerine etkisini $Re=10^4$ de (referans uzunluk kanal yüksekliği) nümerik araştırmışlardır. Sıralama olarak ard arda ve yan yana sıralanmış iki durumu göz önüne alınmıştır. Sınır koşulu olarak kanal duvarların sabit sıcaklıkta olduğu kabul edilmiş ve nümerik çözümde türbülans modeli olarak $k-\varepsilon$ modeli seçilmiştir. Yaptıkları analizler sonucunda silindirler ile meydana gelen vorteksler kanal duvarlarında hem lokal hem de ortalama Nusselt

sayısında önemli artışlara neden olduğunu gözlemişlerdir. Ard arda sıralı çubuklarda gerideki çubukta girdapların ayrılma yoğunluğundan dolayı ikinci çubuktan sonra lokal ısı transferi katsayısında son derece önemli artışlar olduğunu, sıralı çubuklarda faz ve antifaz kararsız akış davranışının çubuklardan enine ayrılma uzunluğunun bir fonksiyonu olduğu ve ısı transferindeki ortalama artışın basınç düşümündeki artıştan oldukça düşük düzeylerde kaldığı ulaştıkları diğer sonuçlardır. Rosalesa, Ortega, (2001), laminar kanal akışı içerisinde ard arda sıralanmış kare kesitli silindirler etrafındaki akış ve ısı transferi karakteristikleri nümerik incelenmişlerdir. Araştırmada silindirlerin arkasındaki sürüklenme, kaldırma ve ısı transferi katsayıları hesaplanmıştır. Yaptıkları analizler sonucunda ısıtılmış silindirin kanal duvarına yaklaştırılmasıyla sürüklenme ve Nusselt sayısında azalma ve en yüksek Strouhal sayısı ise kanal merkezinde gözlemlenmiştir. Açılı yerleştirilen silindirler de ise tek hatta yerleştirilen silindirlerle karşılaştırıldığında ısı transferi de azalma görülürken sürüklenmede büyük artış meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Igarashi ve Mayumi, (2001), akış alanındaki dikdörtgen kesitli bir silindir etrafındaki akış ve ısı karakterleri ile ilgili, $Re_D=2.5 \times 10^3 - 12.8 \times 10^3$ aralığında, deneyler yapmışlardır. Deneyler silindirin en/uzunluk oranı=5 ve atak açısı 0-20 derece aralığında değişen durumlar için yapılmıştır. Atak açısı 15° den büyük olduğunda akış laminar kalıyorken 15° den küçük durumlarda yeniden bağlanan akışın türbülanslı olduğu görülmüştür. Yaptıkları deneyler ile ön ve arka yüzeylerinde ve ayrıca yeniden bağlanma yüzeylerinde lokal ısı transferinin $Nu=CRe^{2/3}$ ampirik bağıntısı ile tanımlanabileceği sonucuna ulaşmışlardır.

2.1.2. Dairesel Kesitli Silindirler

Endüstride kesit alan ve çevre ilişkisinde dolayı diğer kesit geometrilerine nazaran dairesel kesitli yapılara çok daha fazla karşılaşılır. Bundan dolayı literatürde dairesel kesitli yapılar ilgili çalışmalar diğerlerine göre oldukça fazladır. Bu çalışmalar da, akış karakteristiklerini, akış ve ısı karakteristikleri tespit edilmesi şeklinde iki sınıfta değerlendirilebilir.

Rocchi ve Zassoween, (2002), akış alanındaki bir silindirin etrafına helisel sarılan küçük çaplı bir telin silindire gelen aerodinamik kuvvetlere etkisini $Re_D=2.10^4 - 4 \times 10^4$ aralığında deneysel ve nümerik araştırmışlardır. Amaç silindir yüzeyine yakın

akışı bozmak veya düzenlemektir. Deneysel çalışmalar bir su kanalında, nümerik simülasyonlar ise LES yaklaşımı ile ticari CFD (Fluent) kodları kullanılarak yapılmıştır. Simülasyonlar 2 ve 3 boyutta yapılmış ve deneysel ölçümler ile karşılaştırılmıştır. Özellikle nümerik analiz ile hesaplanan kaldırma kuvvetinin dinamik büyüklüğündeki azalma ve silindire sarılan telden dolayı silindirin sürüklenme kuvvetindeki artış miktarında deneysel ve nümerik datalar arasında tam bir uyumum söz konusu olduğunu saptamışlardır. Akış alanının uygun bir meş yapısı ile tanımlanması, optimum simülasyon parametrelerinin seçimi ve özellikle subgrid modelinin dikkate alınması durumunda nümerik analizden iyi sonuçlar elde etmenin mümkün olabileceğinin sonucuna varmışlardır. Braza ve ark., (2006), tarafından $Re_D=1.4 \times 10^5$ de yapılan nümerik ve deneysel çalışmada, dairesel kesitli bir silindir etrafındaki stabil olmayan akış durumu için türbülans özelliklerini analiz ederek türbülans modellerinin geçerliliğini ve geliştirilmesi için database oluşturmayı amaçlanmıştır. Araştırma düşük bakış açısı ve yüksek blokaj oranı koşullarında yapılmıştır. Uygun grid büyüklüklerini kullanarak akış karakterlerinin, akış konfigürasyonunda yapılacak 3 boyutlu nümerik simülasyonlar ile tanımlanabileceği sonucuna ulaşmışlardır. Michael ve ark., (2004), Elips kesitine sahip bir silindir üzerindeki hız dağılımı nümerik ve deneysel olarak saptayıp sonuçları karşılaştırmışlardır Nümerik simülasyonda $k-\varepsilon$ modeli seçilmiş olup simülasyonlar Fidap paket programı kullanılarak üç farklı meş yapısı için yapılmıştır. Nümerik olarak hesaplanan silindirin arkasında oluşan ardiz içerisindeki hız ve türbülans kinetik enerji verileri Laser Doppler anometresi kullanılarak rüzgar tüneli test bölümünde ölçülen test verileriyle karşılaştırılmıştır. Yaptıkları deneyler ve nümerik analizler sonucunda güvenilir bir grid yapısının seçilmesiyle ölçüm dataları ve nümerik simülasyon dataları arasında farkın ihmal edilebilir derecelere ulaşmasının mümkün olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Endüstride karşılaşılan çoklu silindir yapılarının en basit şekli birbirine göre yan yana, ard arda veya ard arda açılı bulunan iki silindirli yapılardır. İki silindirin etrafındaki akış karakteristikleri daha çoklu yapılara geçişte bir referans olduğundan dolayı literatür de çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalar genellikle silindirlerin birbirine göre konumlarının, akış alanına olan etkisinin tespit edilmesi şeklindedir. Zhou ve ark., (2001), akış alanı içerisinde yan yana yerleştirilmiş iki silindirin, $Re_D=800-10^4$ aralığında, serbest titreşimi ve akışkan-silindir arasındaki non-

lineer ilişki deneysel olarak araştırmışlardır. Dinamik gerilmeleri ölçmek için fiber optik kullanılırken, akış alanı için ise hot-wire ve akış görüntüleme yöntemini kullanılmıştır. Araştırma üç farklı aradaki mesafe/silindir çapı (L/d) oranı (3, 1.70, 1.13) için yapılmıştır. Çalışmanın ilk amacı farklı L/d oranlarında basınç dağılımını, kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerini ve vorteks yapısını incelemek suretiyle silindirler etrafındaki akış yapısını saptamak. İkinci amacı ise akış uyarımından dolayı iki silindirin serbest titreşim karakteristiklerini incelemek. Yaptıkları deneylerde, vorteks yapısı ve sistemin doğal frekansı birbirine yaklaştıkları zaman, sistemin doğal frekansı vorteks yapısının frekansına adapte olmak için değiştiğini ve L/d oranı azaldığında sistemin doğal frekansında artış meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Deng ve ark., (2006), iki ard arda dairesel kesiti silindirin akış alanındaki ardizlerini üç boyutta $Re_D=220$ ve 250 'de nümerik araştırmışlardır. Değerlendirmede dikkate aldıkları büyüklükler Str ve C_D büyüklüklerdir. Nümerik analiz için yeni bir metot geliştirilip kaymama sınır şartı dikkat alınarak uygulanmıştır. Yapılan analizlerde $L/d>4$ de ardiz üç boyutta görünürken $3.5<L/d<4$ aralığında ise iki boyuttaki durumunu koruduğunu saptamışlardır. Bu aralığı araştırmanın yapıldığı Reynolds sayısı için üç boyuta geçişte kritik nokta olarak tanımlamışlardır. Bu kritik noktanın daha büyük Reynolds sayılarında L/d oranının daha küçük noktasına düştüğü vardıkları diğer sonuçlardır. Meneghini ve ark., (2001), akış alanında yan yana ve arka arkaya sıralanmış, silindirler etrafındaki akış yapısını tanımlamamak amacıyla sayısal bir algoritma geliştirmişlerdir. Akış iki boyutlu kabul edilmiş olup akış alanı üç düğümlü meş yapısıyla tanımlanmıştır. Hesaplamaları $Re_D=100$ ve 200 'de yapmış ve akış alanını tanımlamada C_P , C_D , C_L ve Str büyüklüklerini seçmişlerdir. Yaptıkları analizler sonucunda arka arkaya sıralanmış iki silindirin merkezler arasındaki mesafe $3d$ den daha küçük olduğunda arka silindirin üzerinde negatif bir sürüklenme kuvveti görüldüğü ve bu durumda vorteks ardizi yalnızca arkadaki silindirin devamında oluştuğunu tespit etmişler. $L>3d$ ise arkadaki silindirin üzerinde pozitif bir sürüklenme görüldüğünü ve ardizin her iki silindir devamında da meydana geldiği ve benzer sonuçlar yan yana sıralı silindirler içinde söz konusu olduğunu gözlemlemişlerdir. Sumner ve ark., (1999), akış alanında arka arkaya iki silindirin merkezlerinin birbirlerine olan uzaklığının akış alanı üzerine etkisini, $Re_D=1.2 \times 10^3 - 3.8 \times 10^3$ aralığında, PIV ölçüm tekniği kullanarak deneysel araştırmışlardır. Araştırma $L/d=1.0-3.0$ aralığında yapmıştır. Akış alanında silindirler

birbiriyle temas edecek şekilde ($L/d=1$) ard arda ise silindir üzerindeki akış yapısı tek silindirle aynı akış davranışını gösterdiğini, akış alanındaki silindir ard arda temas etmiyor ama aralarındaki boşluk kısa ($L/d=1.5, 2.0$) ise her iki silindirin arkasında zıt rotasyonda ve eşit gerilim edi çiftleri içeren bölgelerinin oluştuğu ve silindirler arasındaki boşluk daha büyük ise ($L/d=2.5, 3.0$) silindirlerin her birinin tek silindir davranışı gösterildiğini gözlemlemişlerdir. Alama ve ark., (2005), akış alanına ard arda açılı yerleştirilen iki silindire etki eden sürüklenme ve kaldırma kuvvetlerini $Re_D=5.5 \times 10^4$ de deneysel araştırmışlardır. Deneyler α (silindirin birbirine göre konum açıları)=10, 25, 45, 60 ve 75 derece açılarda ve $L/d=1-5$ aralığında yapılmıştır. Çok küçük L/d de kaldırma katsayısı α açısına bakmaksızın silindirler arasındaki boşluğa bağlı değiştiğini, ön ve arka silindir üzerindeki ayrılma noktaları ve akış yapısındaki değişimler akışın stabil olmamasının bir sonucu olduğunu ve gerideki silindire etki eden sürüklenme kuvvetinin maksimum değerini $\alpha=10^\circ$, $L/d=2.4-3$ aralığında olduğunu gözlemiş ve akış alanında farklı bölgelerde ve farklı karakteristiklere sahip dört stabil olmayan akış bölgesinin oluştuğunu saptamışlardır. Gu ve Sun, (1999)a, akış alanında ard arda farklı açılarda yerleştirilmiş iki silindir üzerindeki akış yapısı yüksek kritik altı Reynolds sayılarında ($1.2 \times 10^3 - 3.8 \times 10^3$), PIV ölçme tekniğini kullanarak araştırmışlardır. Akış yapısı incelemesinde dikkate alınan parametreler; basınç ölçümleri olup silindir üzerinde basınç dağılımı üç bölgeye ayırmak suretiyle incelemeyi amaçlamışlar. Ana amaç kritik açı yanı silindirler üzerindeki basınç dağılımının süreksizlik gösterip basınç dağılımını iki bölge ayrıldığı açıları saptamak. Yapılan incelemelerde Reynolds sayısına ve silindirler arasındaki mesafeye bağlı olarak belirli açılarda (kritik açı) silindirlerin hem akış yönünde hem de akışın tersi yönündeki yüzleri üzerindeki basınç dağılımlarında süreksizliklerin meydana geldiğini saptamışlardır. Sumner ve Richards, (2003), yaptıkları çalışma ile akış alanında farklı açılarda yerleştirilmiş iki silindir üzerindeki akış yapısı kritik altı Reynolds sayılarında ($3.2 \times 10^4 - 7.0 \times 10^4$), $L/d = 2.0$ ve 2.5 oranları için $0-90$ derece açı aralığında araştırıp bu açıların Strouhal sayısı ve aerodinamik kuvvetler üzerindeki etkisini saptamayı amaçlamışlardır. $2^\circ < \alpha < 15^\circ$ arasında yapılan ölçümlerde gerideki silindir üzerinde kaldırma kuvvetinin maksimum ve sürüklenme kuvvetinin minimum olduğu gözlemişlerdir. Sumner ve ark., (2005), akış alanında farklı açılarda yerleştirilmiş iki silindir üzerindeki akış yapısını kritik altı Reynolds sayılarında, $L/d = 1.25-4$ ve $0-90$ derece açı aralığında deneysel araştırmış ve

bu açıların Strouhal sayısı ve aerodinamik kuvvetleri üzerindeki etkisini saptamayı amaçlamışlardır. Bu çalışmayla L/d ve α açısının geniş bir aralığında çok küçük adımlarda hem öndeki hem de arkadaki silindir ile ilgili geniş veriler elde edilmiştir. $L/d=1.125$ ve 1.25 de her iki silindir üzerinde aerodinamik kuvvetler özellikle α açısının değişmesine bağlı olarak değiştiğini gözlemlemişlerdir. Bu durumun $L/d=1.5$ ve 2.5 içinde geçerli olduğu fakat $L/d=3$ ve 4 için silindirler üzerindeki aerodinamik kuvvetlerin α açısından bağımsız yani tek bir silindirmiş gibi davranış gösterdiğini saptamışlardır. Tsutsui ve ark., (1997), farklı çapta iki silindirin akış alanına etkisini $Re_D=10^4$ ve $4.1*10^4$ 'de deneysel araştırmışlardır. İki silindir arasındaki boşlukta akışın stabil olmayan yeniden bağlanma karakteristiklerini ise iki boyutta nümerik araştırmışlardır. Ana silindirden ayrılan kayma tabaksının yeniden bağlanma özellikleri deneysel veriler ile tam bir uyum gösterdiğini ve hesaplanan sürüklenme, kaldırma katsayılarının ortalama zaman değerlerinin yapılan deneyler ile örtüştüğünü saptamışlardır.

Bir silindir yüzeyinden olan taşınım ile ısı transferi, momentum transferi ile doğrudan bir ilişkisi söz konusu olduğundan ısı karakteristiklerinin saptanabilmesi için her şeyden önce akış karakteristiklerinin tespiti gerekir. Literatürde akış ve ısı karakteristiklerini ve bunların arasındaki ilişkiyi tespit etmeyi amaçlayan çok sayıda çalışma vardır. Pottebaum ve ark., (2006), dairesel kesitli bir silindirde enine meydana gelen salınımların silindir yüzeyindeki ısı transferine etkisini $Re_D=687$ 'de deneysel araştırmışlardır. Çalışmalarının amacı akış alanında enine salınımların ısı karakteristiklerine etkisini tanımlamaktır. Silindir yüzeyindeki ısı transfer katsayısı salınım boyunca oldukça geniş bir frekans ve dalga boyu için ölçülmüştür. Isı transferindeki artışın doğal frekansın harmonik, silindirin ardizine ve silindirin enine hız profili gibi parametrelere oldukça sıkı bir biçimde bağlı olduğu gözlemlenmiştir. Yaptıkları deneyler sonucunda ısı transferinin Strouhal sayısı ve onun harmonik salınımlarına yakın frekanslarda, küçük genliklerde arttığını ve bu artışın 0.5 den daha küçük genliklerde sınırlı olduğunu saptamışlardır. Wang ve ark., (2003), fiber optik sensor kullanarak ısıtılmış bir silindir üzerindeki lokal statik ve dinamik sıcaklık dağılımını, $Re_D=7.6*10^3-3.5*10^4$ aralığında, ölçmüşlerdir. Amaçları akış alanı içerisindeki bir silindir üzerindeki ısı transferi karakteristikleri Fiber Optik Sensoru ile

ölçmenin güvenilirliğini saptamaktır. Ölçümlerin güvenilirliğinin tayini için aynı koşullarda termal çiftler ve hot-wire ile alınan ölçümlerle karşılaştırma yapılmış ve Fiber optik sensor ile alınan gerek sıcaklık gerekse hız ölçümleri literatürdeki ölçümler ile uyum içerisinde olduğu ve dolayısıyla Fiber Optik sensorunun gerek statik gerekse dinamik sıcaklık ölçümlerinde güvenilir bir şekilde kullanılabileceğini öne sürmüşlerdir. Nakamura ve Igarashi, (2004)a, akış alanındaki bir silindir arkasındaki Nusselt sayısı, laminar kopma, ardiz geçişi ve kayma tabakası geçiş rejimi ile Reynolds sayısı arasında ilişki tanılamak amacıyla deneyler yapmışlardır. Nusselt sayısı Laminer kopma rejiminde ($Re < 150$) ve kayma gerilmesi geçiş rejiminde ($3000 < Re < 15000$) vorteks oluşma bölgesinin kısılmasına uygun olarak Reynolds sayısı ile arttığını, tersine Nusselt sayısı bir üç boyutlu akışta ardizin geliştiği rejimde vorteks oluşma bölgesinin uzamasına uygun olarak Reynolds sayısı ile azaldığını gözlemlediler. Laminer kopma rejiminde ($50 < Re < 150$) ve kayma gerilmesi geçiş rejimi ($3000 < Re < 15000$) arka noktadaki Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile arttığı, C_p sayısında buna benzer bir durum gösterdiğini, vorteks oluşma bölgesinin kısaldığını, buna ters olarak üç boyutlu kompleks ardizin geliştiğini, akış rejiminde Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile azaldığını ve buna uygun olarak vorteks oluşma bölgesi uzadığını yaptıkları deneylerin diğer sonuçlarıdır. Nakamura ve Igarashi (2004)b, bir akış alanındaki silindirin yüzeyinde meydana gelen stabil olmayan ısı transferini araştırmışlardır. Amaçları akış alanındaki bir silindir yüzeyinden transfer olan zamana bağlı ısı transferini, $Re_D = 3 \times 10^3 - 1.5 \times 10^4$ aralığında, tanımlanmasıdır. Silindirden ayrılan kayma tabakasındaki dalgalanma, $Re > 8000$ aralığında vorteks oluşma uzunluğunun artmasından dolayı dalgalı bir yeniden bağlanma uzunluğu olduğu, bunun silindirin arkasında Nusselt sayısında keskin artışlara neden olduğu, silindir boyunca üniform olmayan bir yapı görüldüğü, bu üniform olmayan yapının ardiz içindeki akım boyunca ki vortekslerden meydana gelen kayma tabakasındaki üniform olmayan yapının bir sonucu olduğunu tespit etmişlerdir. Sak ve ark., (2006), akış alanında yer alan ısıtılmış bir silindirden meydana gelen ısı transferin üzerine türbülans integral uzunluk skalası ve türbülans yoğunluğunun etkisini, $Re_D = 27700$ 'de, araştırmışlardır. Araştırma %2.9 ve 8.3 türbülans yoğunluklarında ve türbülans integral uzunluk skalasının silindir çapına oranı $= 0.50 - 147$ aralığında yapılmıştır. Oran $= 0.78$ 'de türbülans yoğunluğu artmasıyla ısı transferi arttığını, oysaki türbülans yoğunluğu $= \%6.9$ de ısı transfer türbülans uzunluk

skalasının artmasıyla azaldığını ve Reynolds sayısındaki artışının üniform yüzey sıcaklığına sahip dairesel bir silindirde ısı transferinde artışa neden olduğunu tespit ettiler. Tespit ettikleri verileri matematiksel olarak $Re=18000-34000$ aralığında ve $Tu<5.06$ da, $Nu=0.78Re^{0.5}-3.49$ şeklinde ki ampirik bir bağıntı ile tanımlamaları çalışmalarının bir diğer sonucudur. Wang ve Zhou, (2005), yan yana iki silindirin arkasındaki akış yapısını $Re_D=5900$ 'de araştırmışlardır. Çalışmanın amacı PIV ve hot-wire ölçümleri dikkate alarak vorteks üretimi, etkileşimini ve akışın gelişimini saptamaktır. Akış yapısını üç rejimde sınıflandırmışlar; tek yol ($L/d<1.2$), asimetrik akış ($1.2<L/d<2$) ve iki birleşik yol ($2<L/d$). Bu çalışmada özellikle üzerinde durdukları akış rejimi $1.2<L/d<2$ dir. Yapılan deneyler sonucunda, silindirlerin arkasındaki akış yapısında geniş ve dar ardiz içerisindeki vorteks boşlukları arasındaki faz ilişkisinin birbirine oldukça yakın olduğu, $L/d=3$ de çoğunlukla vorteks kopması antifaz olup zaman zaman eşdeğer faz vorteks kopmasına dönüştüğünü, dönüşmenin silindirlerin antifaz vorteks kopmasının yavaşça sapmasıyla başladığını, sonraki iki yolun integrasyonu ile eşdeğer faz vorteks kopmasının meydana geldiğini, ancak eşdeğer vorteks kopması stabil olmadığını ve hemen antifaza dönüştüğünü, $L/d=1.13$ de ise herhangi bir boşluk vorteksler oluşmadığını, vortekslerin yalnızca serbest akışta koptuğunu, bunun tek yollu vorteks ile sonuçlandığını, ancak bunu tek silindirin arkasındaki akıştan farklı olduğunu saptamışlardır. Zhou ve ark., (2002), akış alanındaki her ikisi de ısıtılmış yan yana iki silindirin arkasındaki vorteks yapısını ve ardizin sebep olduğu ısı ve momentum transferini, $Re_D=5800$ 'de, CTA ve CAA ölçüm tekniklerini, kullanarak araştırmışlardır. Çalışmanın temel amacı, silindir merkezleri L/d oranının akış yapısı, ısı ve momentum alanları üzerine olan etkisini inceleyip, elde edilen sonuçları tek silindir üzerindeki akış ile karşılaştırmak. Akış yapısı, ısı ve momentum transferinin iki silindir merkezinin birbirine olan uzaklığa bağlı değiştiğini, $L/d=1.5$ de tek bir vorteks ardizi ölçüm yapılan $x=10-40$ aralığında görüldüğünü, bu vorteks ardizi ölçüm alınan üç L/d değeri için stabil olup vorteks bozulması yavaşça meydana geldiğini, $L/d=3$ olduğunda aynı vorteks frekansında iki antifaz vorteks yolu akış alanında rol oynadığını, vorteks bozulması özellikle çok hızlı olup $x=40$ 'de ardiz tamamen kaybolduğunu gözlemlemişlerdir. Yapılan incelemelerde silindirler arasındaki mesafenin ısı ve momentum transferinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüş, $L/d=3$ vorteks yapısında daha hızlı bir bozulma olduğundan, Reynolds normal

gerilmelerin dağılımı ve ısı akısı $L/d=1.5$ nazaran daha küçük olduğunu saptamışlardır. Wang ve ark., (2004), bir silindirin ardizi içerisinde ısıtılmış diğer bir silindirin yüzeyi üzerindeki ortalama lokal değerleri, $Re_D=9080$ 'de, fiber optik sensor ile ölçmüşlerdir. Araştırma $L/d= 5.20, 2.50, 1.18$ değerleri için yapılmıştır. Fiber optik sensor ile aldıkları ölçümler ile termal çiftlerle yapılan ölçümler arasında tam bir uyum olduğu gözlemlenmiştir. Dolayısıyla bu tür ölçümlerde fiber optik sensorlar güvenle kullanılabilir sonucuna ulaşılmıştır. Zhou ve ark., (2000), akış alanında yan yana dizilmiş iki ve üç silindir arkasında oluşan türbülans ardizlerini, $Re_D=1800$ 'de araştırmışlardır. Sıcaklığın pasif bir skala göstermesi için $1^{\circ}C$ sıcaklık farkı oluşacak şekilde silindirlerden biri ısıtılmıştır. Çalışmanın amacı akış alanında yan yana yerleştirilmiş iki ve üç silindirin arkasındaki türbülans ardizlerin arasındaki etkileşimi ve bunların ısı ve momentum transferine etkisini incelemektir. Akış alanında Reynolds normal gerilmeleri L/d nin küçük değerleri için asimetrik olduğunu, Reynolds kayma gerilmeleri ve yanal transport dağılımı simetrik kaldığını gözlemlenmiştir. Bunun nedeninde yan yana silindirlerin arkasındaki akış sapması ve vorteks yapıların transport karakterlerinden kaynaklandığını ileri sürmüşlerdir. Tek ardizlerin etkileşimin Prandtl sayısını etkilediğini ve kompleks ardizi oluşturan tek ardizlerinin merkez çizgilerine yakın büyük ölçülerde düştüğünü, tek ardizlerin etkileşiminin hız alanında son türbülans skalası üzerine herhangi bir etkisi görülmediğini ve ancak sıcaklık spektralının alt aralığında özellikte etkili olduğunu saptamışlardır. Zhou ve Yiu, (2006), Ard arda sıralı silindirlerin ardizleri içerisindeki akış yapısını, momentumu ve ısı karakteristiklerini, $Re_D=7000$ 'de, araştırmışlardır. Vorteks yolu veya silindirler arkasında vorteksler oluşmadan önce silindirler arkasındaki yeniden bağlanma uzunluğu ve silindirin önündeki kayma tabakasının ayrılma noktası dikkate alındığında akış yapısının üç rejimde tanımlanabileceğini tespit etmişler. $L/d=1.3$ 'de öndeki silindirden ayrılan kayma tabakası arkadaki silindiri geçtiğini ve tek bir vorteks yolu meydana geldiğini, gerideki silindirin etkisi küçük bir dallandırıcı levha gibi olduğunu saptamışlar. $L/d=10$ da ölçülen değerlerin izole edilmiş bir silindirin değerleri ile aynı olduğunu ve ancak gerideki silindir girdapların bozulma hızlarının arttığını gözlemlenmiştir. Yaptıkları deneylerde $L/d=2.5$ de kayma öndeki silindirden ayrılan kayma gerilmesi gerideki silindirin gerideki köşesine ulaştığını, silindirden ayrılmadan sonra girdaplar ilkin çok zayıf olup $L/d=1.3$ deki büyüklüklerinin sadece %30 kadar olduğu görülmüştür. $L/d=4$

de öndeki silindirden ayrılan kayma gerilmesi gerideki silindirin öndeki köşesine ulaştığını, vorteks gerilmesinin $L/d=2.5$ ile karşılaştırıldığında artarken $L/d=1.3$ 'de % 70 seviyesinde azaldığını, $L/d=6$ da girdaplar çok geniş büyüklüklerde fakat küçük gerilme karakterde olduğunu ve $L/D=1.3$ dekinin yalnızca %20 seviyesinde kaldığı ulaştıkları diğer sonuçlardır. Tsutsui ve Igarashi, (2006), akış alanındaki bir silindirin önüne yerleştirilmiş bir çubuğun silindir üzerindeki ısı transferine etkisini, $Re_D=1.5 \times 10^4 - 6.4 \times 10^4$ aralığında, araştırmışlardır. Deneyler, çubuk çapı/silindir çapı= $0.025-0.3$ ve $L/d=1-3$ aralıklarında yapılmıştır. Yaptıkları deneyler göstermiştir ki; her durumda da en etkili ısı transferinin silindirin önünde meydana geldiğini ve en yüksek Nusselt sayısının $Re=6.2 \times 10^4$ ve $L/d=1.25$ değerlerinde akış alanında tek silindirden % 40 daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Xu ve Zhou, (2005), ard arda sıralanmış iki silindirin bulunduğu bir akış alanında öndeki silindirin salınımının yavaşça ısıtılan arkadaki silindirin ardizi içindeki momentum ve ısı transferine etkisini $Re_D=5920$ 'de araştırmışlardır. Yapılan deneyler ile öndeki silindirin salınımının geride sabit olan silindirin vorteks kopma frekansı ile düzeltilebileceği görülmüştür. Çalışma büyük salınım uzunluğunda ve düşük frekans aralıklarında yapılmıştır. Araştırmadaki tüm L/d değerleri için vorteks kopma frekansı öndeki silindirin salınımı ile düzeltilebileceği, yani salınım frekansın uygun bir değeri ile vorteks kopma frekansı kilitlenebilir olduğunu ve bu frekansın doğal kopma frekansına ya çok yakın yada daha düşük bir değer olduğunu gözlemlemişler. Akış üzerinde salınımın etkisi L/d değişimine bağlı olduğunu, $L/d=4$ de salınımın akış rejimi üzerinde herhangi bir değiştirme etkisi olmadığını, $L/d=2.5$ de salınım kopma rejiminde yeniden bağlanma uzaklığında dalgalanmalara neden olduğunu ve salınımın Prandtl sayısı üzerinde de önemli bir etkisinin söz konusu olduğu ulaştıkları diğer sonuçlardır.

2.2. Düz Yüze Dikey Yerleştirilmiş Silindirler Etrafında Akış

Turbo makineler, denizaltılar, elektronik bileşenlerin soğutulması ve nehir/köprü gibi birçok pratik aerodinamik ve hidrodinamik uygulamalarda yüzey üzerinde çeşitli geometrilere sahip çıkıntılar ile karşılaşılır. Bu çıkıntıların etrafındaki akış alanındaki karakteristiklerin saptanması son derece ilgi çekici bir araştırma konusudur. Bu karakteristikler, dizayn edilecek yapıların tasarımı için gerek maliyet gerekse işletme açısından kritik öneme sahiptir. Konuyla ilgili yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar

genellikle silindir yapıların yerleştirildiği akış alanındaki vorteks kopması, basınç dağılımı, Strouhal sayısı, kaldırma ve sürüklenme kuvvetleri gibi akış karakteristiklerin Reynolds sayısı ve silindirin kesit geometrisiyle olan ilişkisinin tespiti şeklindedir. Literatürde konuyla ilgili birçok çalışma bulunmaktadır.

2.2.1. Prizmatik kesitli silindir

Nakamura ve ark., (2001), bir düzlem duvara monte edilmiş bir küp etrafındaki akış ve ısı transfer karakteristiklerini, $Re_D=4.2 \times 10^3 - 3.3 \times 10^4$ aralığında, deneysel araştırmışlardır. Deneyleri türbülans sınır tabaka kalınlığının küpün uzunluğunun 1.5-1.83 katı aralığında yapmışlar. Bu sınır tabaka küpün önüne yerleştirilen bir silindir yardımıyla sağlanmıştır. Küpün ve küpün monte edildiği yüzeyin sıcaklığı sabit ısı akısı sınır şartlarında çok sayıda termal çiftle ile direkt ölçülmüştür. Çalışmada, küp ve yüzeyin lokal ısı transferi karakteristikleri ile akış karakteristikleri arasında korelasyon yapılmış ve ön yüzeyde ısı transferi hemen hemen dikey doğrultu boyunca sabit olduğu, arka yüzeyde ise ısı transferi diğer yüzeylerle ile karşılaştırıldığında düşük olduğu saptamışlardır. Ayrıca yüzey için lokal ve genel Nusselt sayını tanımlayan bağıntılar tanımlamışlardır. Lin ve ark (2008), PIV ve akış görüntüleme tekniklerini kullanarak düz bir yüzeyin üzerine dikey yerleştirilmiş kare kesitli silindirin etrafında, düz yüzey tabanına yakın meydana gelen atnalı vorteks sistemlerinin karakteristiklerini $Re_D=2 \times 10^2$ ve 6×10^3 'de araştırmışlardır. Akış alanını dört rejimde sınıflandırmışlardır; statik atnalı vorteks sistemi, küçük osilasyonlarda periyodik vorteks sistemi, periyodik ayrılmaların yaşandığı vorteks sistemi ve düzensiz vorteks sistemi. Sınıflandırmada dikkate aldıkları parametre silindir öncesindeki sınır tabaka kalınlığının kare kesitli silindir yüksekliğine oranıdır. Çalışmanın başlıca amacı stabil atnalı vorteks sistem karakteristiğinin tespitidir. Boyutsuz karakteristikler olarak, silindirin önünde oluşan vorteks korlarının yatay ve dikey büyüklükleri almışlardır. Paciorri ve ark (2005), düz yüzey üzerine dikey yerleştirilmiş Naca kanat profili etrafındaki akış alanını, $Re=5 \times 10^5$ 'de (referans uzunluk kanat uzunluğu), nümerik araştırmışlardır. Simülasyon hem düzgün hem de düzgün olmayan grid yapılarında yapılmış ve iki farklı edisyon modeli kullanılmıştır; Spalart-Allmaras ve iki denklemlilik $k-\epsilon$. Nümerik simülasyonların meş yapısından bağımsızlığı yakınsama analizi ve kod-koda karşılaştırma yöntemleriyle sağlanmıştır. Her iki türbülans modeli ile elde edilen veriler basınç ve hız alanlarını deneysel

ölçümleri ile karşılaştırılmıştır. Literatürdeki deneysel ölçümler ile nümerik sonuçlar karşılaştırıldığında, atnalı vortekslerin deneysel ölçümlere nazaran daha küçük olduğu gözlemlenmiş ve bunun vorteks içindeki edisyon viskozitesinin çok fazla etkili olmasının bir sonucu olduğunu öne sürmüşlerdir. Her iki model için yapılan hesaplamalarda, deneysel verilere en yakın sonuçlar Spalart-Allmaras modeli ile sağlandığını saptamışlardır. Iaccarino ve ark (2003), ayrılmaların olduğu kompleks üç boyutlu akışlar için RANS türbülans modellerinin kullanılabilirliğini, $Re_D=2.2 \times 10^4$ de, araştırmışlardır. Düz yüzey üzerine yerleştirilmiş silindir ve küp etrafındaki akış alanını stabil olmayan durum için hesaplamış ve deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Yaptıkları araştırmalarda tespit etmişlerdir ki, stabil olmayan akış durumu için nitelik ve nicelik bakımından stabil olmayan RANS modeller deneysel sonuçlar ile çok iyi bir uyum göstermektedir. Stabil akış durumu için yapılan hesaplamalarda ardiz uzunluğu deneysel veriler göre daha uzun olduğu ve bunun nedeninin periyodik vorteks kopma bileşeninin stabil akış ta ihmal edilmesinden kaynaklandığı sonucuna varmışlardır. Zhang ve Gu, (2008), arka arka sıralanmış iki binanın basınç dağılımı deneysel ve nümerik araştırmışlardır. Deneysel düşük hızlı bir rüzgar tüneline, iki farklı hücum açısında yapılmıştır. Farklı rüzgar doğrultularında ortalama ve çalkantı basınç ölçümleri alınmıştır.. Nümerik hesaplamalar ise $k-\varepsilon$ (RNG) kullanılarak Reynolds ortalama Navier Stokes denklemleri çözülerek yapılmıştır. Farklı rüzgâr doğrultularında basınç kuvvet ve momentum katsayılarının hesaplamalarında nümerik ve deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum olduğundan Quick şema kullanarak Simplec metodu ve RNG $k-\varepsilon$ modeli uygulanan nümerik simülasyon sıralı binaların rüzgar basınçları hesaplamada faydalı bir araç olduğunun sonucuna varmışlardır. Kairouz ve Rahai (2005), düz yüzey üzerine monte edilmiş Naca 0012 kanat profilinin etrafındaki akış alanına kanatın önündeki düz yüzeye enine yerleştirilmiş üçgen kesitli basamakların etkisi deneysel araştırmışlardır. Deneysel $Re(\text{karakteristik uzunluk kanat giriş uzunluğu})=1.8 \times 10^6$, 5.4×10^5 da yapılmış ve ölçümler dört düzlemde alınmıştır. Yapılan deneyler göstermiştir ki kanatın önüne basamaklar yerleştirildiğinde, atnalı vortekslerin yeri köşelerden uzaklaşmakta ve gerilimleri de azalmaktadır. Köşelere yakın ikincil akış ve Reynolds gerilimleri de düşmektedir. İkincil akışlardaki azalmalar ile birlikte akış yönündeki vortekslerde küçülmektedir. Wroblewski ve Eibeck (1992), konik kesitli bir silindirin yerleştirildiği akış alanında, hız ve ısıl sınır tabaka içerisindeki hız ve sıcaklık alanlarını

deneysel olarak ölçmüşlerdir. Yaptıkları ölçümler sonucunda, silindir ardizin enine üç bölgeye ayrılabilceğini saptamışlardır; (i) iç ardiz, vorteks kopmalarının etkileri akış çalkantılarının yalnızca enine bileşenlerinde, (ii) orta ardizde her üç bileşende, (iii) dış ardizde ise iki boyutlu akış yapısı gözlemlemiştir. Isıl karakteristikleriyle ilgili yaptıkları deneylerde orta ardiz bölgesinde vorteks kopmalarının türbülans ısı akısı artırdığını fakat Stanton sayısı ve edisi viskozitesinin pik değerinin ardiz bölgesinde meydana geldiğini ölçmüşlerdir

2.2.2. Dairesel kesitli silindir

Marakkos ve Turner (2006), PIV kullanarak düz yüzeye yerleştirmiş silindirin ön tarafındaki atnalı vorteks sistemlerini, $Re_D=5140$ 'da, deneysel araştırmışlardır. PIV ile yapılan akış görüntülemesi, yüzeye dik eksende yapılmıştır. İki hız bileşeni ölçülmüş ve üçüncü bileşen ise süreklilik denkleminin integre edilmesiyle elde edilmiştir. Silindirin ön tarafındaki stabil olmayan vorteks yapısını da gözlemlemiş ve hız alanını düzenleyerek ortalama zaman değerlerine çevirmişlerdir. Wei ve ark (2001), düz yüzeye yerleştirilmiş küçük bir silindirin etrafındaki akış alanını deneysel incelemiştir. Deneyler türbülans yoğunluğu %0.3 den daha düşük su tüneline ve $Re=1000-32000$ aralığında yapılmıştır. Yapılan akış görüntüleme çalışmalarında dört akış tipi gözlemlemiştir; $Re<2000$ 'de stabil ayrılma ve atnalı vorteks sistemleri, $2000<Re<5000$ 'de periyodik vorteks kopmaları ve birincil vortekslerde vorteks kopmaları ile aynı frekansda periyodik osilasyonlar, $5000<Re<8000$ 'de periyodik vorteks kopmaları ve stabil olmayan çok yönlü periyodik osilasyonlar ve $Re>8000$ 'de ise türbülans ayrılmaları ve random birincil vorteks osilasyonları. Yaptıkları çalışma sonucunda, silindirin ön tarafında ayrılan kayma tabakasındaki hız çalkantıları ile atnalı vorteks sistemlerinin osilasyonu arasında son derece kuvvetli bir ilişki olduğu tespit etmişlerdir. Xie ve Wroblewski, (1997), silindirin düz yüze monte edildiği akış alanında silindirin arkasındaki düz yüzey üzerindeki ısı geçişini, $Re_D=3.6 \times 10^4$ 'de deneysel araştırmışlardır. Çalışmalarında ısıtılan bir yüzeyin önüne silindir yerleştirilmesi durumunda yüzeyin ısı karakteristiklerindeki değişmeyi saptamayı amaçlamışlardır. Silindirden dolayı hızın dikey bileşenlerinde ki periyodik dalgalanmalar ile duvara yakın sınır tabakada incelmeler ve kalınlaşmalar görülmesi nedeniyle Stanton sayısı büyük skalalarda dalgalanmalar gösterdiği ve sonuç olarak silindir Stanton sayısında

silindirsiz yüzeye oranla % 25 oranında bir artışa neden olduğunu gözlemlemişlerdir. Pattenden ve ark (2005), bir ucu düz yüze monte diğer ucu serbest bakış açısı oranı 1 olan dairesel bir silindir etrafındaki akış alanı, akış görüntüleme, PIV ve yüzey basınç ölçümleri yapılarak incelemişlerdir. Çalışma $Re=2 \times 10^5$ de yapılmıştır. Ortalama akış topolojisi üç açıdan tanımlanmıştır; atnalı vorteks sistemleri, serbest uç üstündeki ayrılma ve ardiz bölgesi. Serbest uç üzerinde iki uç vorteks gözlemlenmiş, silindir ve yüzeyin birleştiği bölgede silindirin önünde atnalı vorteksler oluştuğu, silindirin önünde düz yüzeyin üzerinde ilk ayrılma silindirin merkeziden $1d$ de ikinci ayrılma $0.76d$ da iken vorteks merkezi 0.67 olduğunu, serbest uç üzerindeki akış hemen uçta ayrıldığını ve merkezden $0.17d$ geri de serbest uç üzerinde birleştiği sonucuna ulaşmışlardır. Afgan ve ark (2007), düz yüzeye monte edilmiş sonlu bir dairesel silindirin etrafındaki akış yapısını nümerik araştırmışlardır. Simülasyon bakış açısı oranı $6,10$ ve $Re=2 \times 10^4$ de yapılmıştır. Çalışmada iki akış olayı özellikle incelenmiştir; silindirin serbest ucu ve yüzeye monte ucunun akış alanına etkisi. Yüksek bakış açısı oranında düzenli vorteks kopmalar gözlemlenirken düşük bakış açısı oranında ise düzensiz ve kesik vorteks kopmaları gözlemlenmişlerdir. Basınç dağılımlarında yüzey boyunca hesaplanmış ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Küçük bakış açısı oranında, uç etkisi tüm silindir boyunca görüldüğü, ardizin simetri ekseni boyunca büyük bir geriye akış ile tamamıyla ikiye ayrıldığı sonuçlarına varmışlardır. Diğer taraftan yüksek bakış açısı oranında uç etkisi silindir yüksekliğinin yarısıyla sınırlı kalmış, düzenli vorteks kopmaları ile silindirin ardizindeki basınç iyileşmesinden dolayı silindir uçlarının akış alanı üzerine etkisi zayıfladığı ve yüksek bakış açısı oranında silindir yüksekliğinin ortası ile ucu arasında basınç dağılımı sonsuz silindire göre farklı olduğu tespit ettikleri diğer sonuçlardır. Pattenden ve ark (2007), bir ucu serbest, bakış açısı bir olan yüzeye monte edilmiş silindir etrafındaki akış alanı LES ve DES metodu ile $Re_D=2 \times 10^5$ 'de nümerik incelemişlerdir. Kullanılan nümerik modeller yazarlar tarafından alınan PIV ölçümleri ile karşılaştırılmıştır. Silindir ve yüzeyin birleşmesinden akış alanında üç yapı gözlemlenmişlerdir; silindir yüzeyindeki ayrılmalar, türbülans ardiz ve silindirin serbest ucu üzerindeki akış. Hem LES hem de DES ile yapılan hesaplamalarda sirkulasyon uzunluğunu deneysel datalar göre yüzde 30 hata ile hesaplayabilirken türbülans miktarlarını ise ölçüm değerlerine çok yakın olduğunu ve DES ile yapılan simülasyon LES'e nazaran deneysel verilere daha yakın sonuçlar verdiğini saptamışlardır. Türbülans

kinetik enerjisi ve normal gerilme ise hem LES hem de DES de deneysel verilere iyi uyum göstermiştir. LES modeli ile hesaplamalarda ilk vorteksin önündeki ayrılma noktası deneysel verilere göre üç kat daha önde olurken DES modelinde ise ilk ayrılma %22 ikinci ayrılma %71 daha uzakta meydana geldiği vardıkları diğer sonuçlardır. Fisher ve Eibeck (1990), iki farklı kesit geometrisine sahip silindirler arkasındaki yüzey boyunca oluşan atnalı vorteks ayaklarının silindirin arkasındaki düz yüzeyin ısı karakteristiklerine etkisini, $Re_D=7.7 \times 10^4$ ve 1.3×10^5 'de, deneysel incelemiştir. Silindirin hem akış yönünde hem de z yönünde Stanton sayısı ölçülerek, ısı transfer artışının, maksimum değere her iki silindirin akış yönünde merkez çizgisi yakınında ulaştığını ve Stanton sayısında %10-50 arasında değişen aralıklarda artışlar olduğu gözlemlenmiştir. Sahin ve ark, (2007), düz bir yüzeye monte edilmiş yatay bir silindirin etrafındaki akış alanındaki stabil olmayan yapının anlık verilerini, $Re_D=4000$ 'de, PIV ile ölçmüşlerdir. Silindir tabanının önünde üç farklı durma noktası meydana geldiğini ve üç farklı atnalı vorteksin geliştiği gözlemlenmiştir. Silindirin arkasındaki akış yapısı üzerinde silindirin yüzeye birleştiği yerde görülen bitişik akış etkisini görmek için dört farklı ölçüm düzleminde ölçümler almışlardır. Düz yüzey üzerinde silindirin önündeki akış ayrılmayı indüklediğini ve atnalı vorteks sistemlerinin ortaya çıkmasına neden olduğu saptamışlardır. Sahin ve ark, (2008), iki paralel levha arasına yerleştirilmiş silindir üzerinden geçen akış da, vorteks yapısını PIV kullanarak, $Re_D=1500-6150$ aralığında, araştırmışlardır. Yapıların gözlemlerinde, silindirin önündeki hem alt hem de üst yüzeydeki ters akış içindeki vorteksler silindirin yanlarından döndüğü sonucuna ulaşmışlardır. Ölçümlerinde akış boyunca sürüklenen atnalı vorteks ayakları ile yüzeye yakın bölgede ardiz genişliğinin arttığını ve bu artışın yüzeydeki ısı transferini artıracakını öne sürmüşlerdir. Roulund ve ark, (2005), bir dairesel kesitli pilin yerleştirildiği akış alanındaki atnalı vorteksler ve yüzeyin hemen üstündeki ardizi, deneysel ve nümerik, $Re_D=10^2-10^6$ aralığında, araştırmışlardır. Sınır tabaka kalınlığı, Reynolds sayısı ve düz yüzey pürüzlülüğünün atnalı vorteksleri üzerindeki etkisini tanımlamayı amaçlamışlardır. Yaptıkları deneysel ve nümerik analizlerde; (i) sınır tabaka kalınlığının silindir çapına oranı arttığında atnalı vortekslerin büyüklükleri ve düz yüzeyin kayma gerilmesi artmaktadır. Bu artış belli bir sınır tabaka kalınlığına kadar olmakta ve sonra değişmemektedir. Sınır tabaka/silindir çapı oranının çok düşük olduğu durumlarda ise atnalı vorteksler görülmemektedir, (ii) Reynolds sayısının atnalı

vorteksler üzerinde çok önemli etkisi söz konusudur. Laminer akış rejiminde atnalı vortekslerin büyüklüğü ve düz yüzey üzerindeki kayma gerilmesi Reynolds sayısının artmasıyla artarken türbülans akış rejiminde durum tam tersidir, (iii) düz yüzeyin pürüzlüğünün atnalı vorteksler üzerinde çok önemli bir etkisi olmamaktadır, (iv) nümerik sonuçların deneysel sonuçlarla uyum içerisinde olması dolayısıyla bu tip akışların akış özelliklerinin nümerik hesaplamalar ile saptanabileceği, sonuçlarına varmışlardır. Summer (2009), rüzgâr tüneline göre farklı açılarda arda arda yerleştirilmiş iki silindirin vorteks kopma frekanslarına, yerleştirildikleri düz yüzeyin ve birbirlerine göre konumlarının etkisini araştırmaya yönelik, $Re_D=2.4 \times 10^4$ 'de, ölçümler yapmıştır. Yapılan ölçümlerde, birbirine göre açıları 30° ve 60° de her iki silindirde de karman vorteks kopmaları görülmüşlerdir. 30° de her iki silindirdeki vorteks kopmaları aynı frekansta iken 60° de arkadaki silindirin vorteks kopma frekansı önündekinden biraz daha düşük olmaktadır. Her iki silindirde de vorteks kopma frekansındaki en belirgin pik dikey doğrultuda en uzun noktada ve kopma frekansında en zayıf ve geniş bandın ise silindirin yüzeye yakın ve serbest ucunda olduğunu gözlemlemişlerdir.

2.3. Sonuç

Literatür taramasından görüleceği gibi silindir önünde ters basınç gradyanı etkisiyle meydana gelen atnalı vorteks sistemleri, vorteks ayakları ve silindir ardizi ile silindirin arkasındaki düz yüzeyin sıcaklık dağılımı arasındaki ilişkiyi bir arada inceleyen herhangi bir çalışma yoktur. Ayrıca silindir yüzeyindeki basınç dağılımına silindirin yerleştirildiği düz yüzeyin ve silindir vorteks kopmasının düz yüzey üzerindeki sıcaklık dağılımına etkisini inceleyen birkaç çalışmada dışında çalışma bulunmamaktadır. Yapılan ölçüm ve hesaplamalar ile atnalı vorteks sistemleri ve vorteks ayakları ile ardizin etkileşiminin silindir yüzeyinin basınç dağılımına ve silindir arkasındaki düz yüzeyin basınç ve sıcaklık dağılımı arasındaki ilişki tanımlanmıştır. Bu ilişki üzerinde silindir öncesindeki sınır tabaka kalınlığı, Re_D sayısı ve silindir geometrisinin etkisi de tespit edilmiştir.

Silindirin vorteks kopma frekansının silindir arkasındaki düz yüzey üzerindeki kararsız akış alanına etkisini tanımlayan herhangi bir mevcut çalışmada yoktur. Olan çalışmalar ise silindir önündeki vorteks kopmalarının silindir önündeki akış alanı ile sınırlı kalmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında yapılan nümerik hesaplamalar ile

vorteks kopma frekansının silindir arkasındaki düz yüzeyin sıcaklık ve basınç dağılımına etkisi hem dairesel hem de kara kesitli silindir için incelenmiştir. Ayrıca silindir arkasındaki akış yönüne dik hız y ve z hız bileşenlerinin ile silindirin arkasındaki düz yüzeyin sıcaklık dağılımı arasındaki ilişkiyi ayrıntılı tanımlayan çalışmada bulunmamaktadır. Nümerik hesaplamalar ile bu ilişkide tanımlanmıştır.

Bölüm 3'de materyal ve yöntem adı altında, akış konfigürasyonu, ölçüm teknikleri ve nümerik metodoloji tanıtılmıştır. Bölüm 4'de yapılan ölçüm ve nümerik hesaplamaların sonuçları sunulurken Bölüm 5'de ise çalışmanın sonucu ve çıkarılan öneriler sunulmuştur.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Korunum Denklemleri

Bir akış alanını tanımlamak demek, akış alanının herhangi bir noktasındaki dinamik (u, v, w, ρ, μ) ve termodinamik (T, P, h, k) akış özelliklerinin bilinmesi demektir. Bunların akış boyunca değişimlerini deneysel ölçmekte çok büyük zorluklar söz konusudur. Bir kaçının ölçümü ve daha sonra akış boyunca değişimleri ve aralarındaki ilişkiyi tanımlan kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri ile kalan değişkenlerinin hesaplanması en iyi seçenektir.

Akış alanı Kartezyen koordinat sistemi ile tanımlandığında; sıkıştırılmaz akışta süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

Momentum Denklemi;

$$\begin{aligned} \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= X_f - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= Y_f - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= Z_f - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (3.2)$$

Enerji Denklemi;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \Phi \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \Phi = 2 \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right\} &+ \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \\ &+ \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \end{aligned} \quad (3.4)$$

şeklinindedir. Laminer akışlarda geçerlilik gösteren bu denklemlerde kullanılan X_f, Y_f ve Z_f parametreleri x, y ve z yönlerindeki birim hacime düşen kuvvetleri tanımlarken,

Denklem (3.4)'de verilen yayılım denklemi ise viskoziteden kaynaklanan kuvvetin akışkan parçacıkları üzerinde yaptığı geri dönüşümü olmayan iş miktarını göstermektedir.

Laminer akış için Denklem (3.2) ve Denklem(3.3)'de verilen momentum ve enerji eşitlikleri çoğu zaman akış yapılarının karmaşıklığı nedeniyle analitik çözüme olanak sağlamadığından integral metodunun kullanışlı yaklaşık çözüm yöntemleri kullanılır. İki boyutlu, sıkıştırılmaz, sürekli akışlar için momentum ve enerji integral denklemleri sırasıyla;

$$\frac{d\theta}{dx} + \frac{\theta}{U_\infty} \frac{dU_\infty}{dx} (H + 2) = \frac{C_f}{2} \quad (3.5)$$

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta_r} (T_\infty - T) u dy = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (3.6)$$

olarak ifade edilir.

Denklem (3.1)'den Denklem (3.6)'ya kadar verilen eşitlikler laminer akışların incelenmesinde kullanılmaktadır. Uygulamada akışın çoğunlukla türbülanslı olması laminer akış için yukarıda verilen süreklilik, momentum ve enerji denklemlerine düzensiz karışıklıkları tanımlayan terimlerin de eklenmesi gerekmektedir. Ortalama hız değerleri \bar{u} , \bar{v} ve \bar{w} ile gösterilirken bu yönlerdeki türbülans yoğunlukları \bar{u}' , \bar{v}' ve \bar{w}' ile belirtilmiştir. Türbülanslı akış için süreklilik denklemi, Denklem (3.1) ile laminer akış için verilen denklem ile benzer olmakla birlikte, hız terimlerinin ortalama değerler ile tanımlandıklarında;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (3.7)$$

ve Momentum Denklemlerine Reynolds kayma gerilmelerinin;

$$F_x = -\rho \left[\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right]$$

$$F_y = -\rho \left[\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right] \quad (3.8)$$

$$F_z = -\rho \left[\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} \right]$$

Enerji Denklemine ortalama türbülanslı ısı akısı ($\overline{u'T'}$)

$$F = - \left[\frac{\partial (\overline{u'T'})}{\partial x} + \frac{\partial (\overline{v'T'})}{\partial y} + \frac{\partial (\overline{w'T'})}{\partial z} \right] \quad (3.9)$$

eklenmesi gerekmektedir.

3.2. Deneysel Yöntem

Düz yüzeye silindirin yerleştirildiği akış alanını tanımlayabilmek için test bölümü boyunca; hız, basınç ve sıcaklık ölçülecektir. Yapılacak deneylerdeki ölçüm yöntemlerinin doğruluğu, ölçümlerin literatürdeki birçok deneysel, nümerik ve analitik çalışma sonucunda çıkarılmış bağıntılarla karşılaştırılmasıyla teyit edilecektir. İlk etapta test bölümü boyunca çalışma hızlarında hot-wire veya pitot tüpü ile ölçülen hız profilleri için; yer değiştirme kalınlığı,

$$\delta^* = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{u}{U_{\infty}} \right) dy \quad (3.10)$$

momentum kalınlığı,

$$\theta = \int_0^{\delta} \frac{u}{U_{\infty}} \left(1 - \frac{u}{U_{\infty}} \right) dy \quad (3.11)$$

biçim faktörü,

$$H = \frac{\delta^*}{\theta} \quad (3.12)$$

hesaplanarak hız profilinin şekli ve sınır tabakanın yapısı (laminer, geçiş veya türbülanslı) tespit edilecektir. Ayrıca ölçülen hız profilleri laminer akış için Blasius boyutsuz hız profili ve türbülans akış için güç kanunu,

$$\frac{\delta}{x} = \left(\frac{u}{U_{\infty}} \right)^{1/7} \quad (3.13)$$

karşılaştırılacak, hem akış tipi hem de deney setinin ve ölçüm yöntemlerinin doğruluğu teyit edilecektir. Akış tipinin belirlenmesinden sonra laminar akış için Blasius tarafından önerilen:

$$\delta = \frac{5x}{\sqrt{Re_x}} \quad (3.14)$$

bağıntısı test bölümü boyunca ki Re_x sayısının aldığı değer hesaplanacaktır. Re sayısının hesaplanmasıyla yapılan ölçüleri literatürdeki mevcut ampirik, yarı ampirik bağıntılar ve diğer deneysel datalar ile karşılaştırma imkanı sunacaktır.

Silindir üzerinden $ds = rd\phi$ şeklinde diferansiyel bir eleman alınır; bu diferansiyel elemana etki eden basınç kuvveti:

$$df = pds = prd\phi \quad (3.15)$$

Bu kuvvetin sürüklenme bileşeni akış doğrultusundaki bileşenidir:

$$-prd\phi \cos\phi \quad (3.16)$$

Silindir boyunca integrali silindir yüzeyindeki toplam sürüklenmeyi verir:

$$d = -\int_0^{2\pi} pr \cos\phi d\phi \quad (3.17)$$

Boyutsuzlaştırma yapılırsa sürüklenme katsayısı:

$$C_d = \frac{d}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 D} \quad (3.18)$$

ve basınç katsayısı:

$$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2} \quad (3.19)$$

Burada D silindir çapıdır. İki katsayı birlikte ele alınır;

$$C_d = -\int_0^{2\pi} \frac{pr \cos\phi d\phi}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 D} = -\int_0^{2\pi} \frac{\cos\phi}{2} \left[c_p + \frac{P_\infty}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2} \right] d\phi \quad (3.20)$$

İkinci integral sıfırdır ve sürüklenme katsayısı:

$$C_d = -\frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_p \cos \phi d\phi \quad (3.21)$$

Bu integrasyon Simpson veya trapez yöntemi kullanılarak nümerik veya $C_p \cos \theta$, θ grafiği çizilerek eğri altındaki alanın hesaplanması ile yapılabilir. Yüzeyler üzerinde yapılacak basınç ölçümleri ile bu parametreler hesaplanabilecektir.

Yüzey ile akış alanı arasında meydana gelen ısı transferinin incelenmesinde, ısı akısı, sıcaklık farkı ve taşınım katsayısı arasındaki ilişkiyi kuran, Newton'un soğuma kanunu;

$$h = \frac{q''}{(T_w - T_\infty)} \quad (3.22)$$

kullanılacaktır. Isı taşınım katsayısının, ısı akısı ile yüzey-akış sıcaklık farkının oranına eşit olduğu bu ifadeden anlaşılabilir. Bu katsayının elde edilebilmesi için, hem yüzey ve akış sıcaklıklarının ölçülmesi hem de ısı akısının saptanması gerekmektedir. Yüzey ile akış arasındaki ısı akısı, bir AC güç üreticisi vasıtasıyla ısıtılan bir kompozit ısıtıcı (yüzey altına döşenen dirençler) ile kontrol edileceği için, sağlanan akım ve voltaj değerlerinin,

$$Q = IV \quad (3.23)$$

çarpımı, sisteme iletilen toplam ısı miktarını verecektir. Akış sırasındaki net ısı akısı ise, akış sırasında transfer edilen ısı ile akış yokken yüzey üzerinde her ölçüm noktasında akış sırasındaki aynı sıcaklıkları elde etmek için gerekli ısı transferi arasındaki;

$$q'' = \frac{(Q_F - Q_0)}{A} \quad (3.24)$$

fark ile ilişkilidir. Akış alanı içinde transfer edilen momentum ile transfer edilen ısı değerleri arasındaki bağıntı kesin olarak bilinmese de, türbülanslı akışta dahi, bu ilişkiyi tanımlayabilen bir boyutsuz sayı olan Stanton sayısı;

$$St = \frac{h}{\rho U_{\infty} c_p} = \frac{Nu}{RePr} \quad (3.25)$$

kullanılmaktadır. Stanton sayısı, sıcaklık alanının boyutsuz özelliğini, hız alanının boyutsuz özelliği ile ilişkilendirir ki; bu deneysel verilerden elde edilen bir boyutsuz sayıdır. Isıtılan tüm yüzey boyunca dikey doğrultularda yapılacak hız ölçümleri ile sınır tabaka kalınlığı (δ) elde edilecektir. Laminer-türbülanslı ve sıkıştırılmaz bir akışta sınır tabaka kalınlığının akış yönündeki değişimi, $Re_x = \frac{Ux}{\nu}$ şeklinde tanımlanan, lokal Reynolds sayısı ile ilişkilidir. Yürütülen ölçümlerde, farklı akış şartlarında, ilk ölçüm noktası için tespit edilen sınır tabaka kalınlığından yola çıkılarak, Denklem (3.14) yardımıyla, ısıtılmamış izafi başlangıç uzunluğu hesaplanabilecektir. Deney verileriyle hesaplanacak bu parametreler; literatürdeki ısıtılmamış başlangıç uzunluğu için Stanton sayısı laminer akışta;

$$St = 0.453 Re_x^{-0.5} Pr^{-2/3} \left[1 - \left(\frac{x_l}{x} \right)^{0.75} \right]^{-1/3} \quad (3.26)$$

türbülanslı akışta;

$$St = 0.03 Re_x^{-0.2} Pr^{-0.4} \left[1 - \left(\frac{x_l}{x} \right)^{0.9} \right]^{-1/9} \quad (3.27)$$

eşitlikleriyle karşılaştırılacaktır. Düz yüzeyle ilgili yapılacak karşılaştırmalar bir nevi deney düzeneğimizin uygunluğunun teyidi olacaktır.

Bir girdabın hız alanının genel biçimi Biot-Savart kanunu;

$$\vec{V}(x, y, z) = \frac{\Gamma}{4\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{dl \vec{x} \vec{r}}{|\vec{r}|^3} \quad (3.28)$$

ile verilir. Silindir arkasındaki düz yüzeyin üzerinde oluşacak girdaplarının yapısı ve büyüklükleri, sıcak tel anemometresi kullanılarak, akış alanında x-y-z hız bileşenlerinin ölçülmesiyle çıkarılabilir. Denklem (3.28) kullanılarak, Γ girdabın gerilimi, l girdabın

uzunluğu, hızın ölçüldüğü noktanın girdaba olan uzaklığı nümerik hesaplanabilecektir. Hesaplanacak bu parametrelerin, düz yüzey ısı transfer katsayısındaki değişim ile ilişkisi ortaya konulacaktır.

3.3. Deney Seti

Deneyle 22 kW AC motor ile tahrik edilen radyal fanın kullanıldığı subsonik bir rüzgar tüneline yürütülmüştür. Tünelin devamında test bölümü şeffaf plesiglasdan imal edilmiş ve 50mm çapında dairesel ve kare kesitli silindirler kendi eksenler etrafında 360 derece dönebilecek şekilde tahta bir yüzey üzerine dikey yerleştirilmiştir. Silindirlerin 50mm arkasına tahta ve bakırdan olmak üzere iki tane düz yüzey yerleştirilmiştir. Bu aşamaların detayları izleyen bölümlerde ayrıntılı sunulacaktır.

3.3.1. Rüzgâr tüneli

Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarında bulunan maksimum 30m/s hıza ve 1.5 m³ debiye sahip rüzgar tüneli gerek sahip olduğu akış debisi ve gerekse sahip olduğu test bölümünün kesit alanı, yapılacak deneyler için amaçlanan hedefleri gerçekleştirmekten uzaktır. Bundan dolayı yeni bir rüzgar tüneli tasarlanıp imal edilmiştir. Tasarlanan rüzgar tünelineki amaç 300x700 mm² test bölümü kesit alanında 8.4 m³/s debiyi, yüzde bir altında türbülans yoğunluğunda elde etmek. İlk etapta türbülans yoğunluğunun daha düşük olmasından dolayı aksenel fan kullanılması düşünürdü. Test bölümünün kesit alanı göz önüne alınarak 900 mm çapında ve 40000 m³/saat debiye sahip fan tasarlanmış ve imal edilmiştir. Fan devamında 1 m uzunluğunda dinlendirme kanalı, daralma lülesi 1m uzunluğunda düz bir kanalda test bölümünün kesit alanı dikkate alınarak imal edilmiştir. Yapılan denemelerde çıkış kesitinde (300x700 mm²) ortalama 10- 12 m/s hava hızı ölçüldü. Bu değer hedeflenen 40 m/s (30000 m³/ saat) değerinden çok uzak kalmıştır. Bunun üzerine farklı fan kanat açılarında imal edilen aksenel fanlarla yapılan ölçümlerde benzer sonuçlar ile karşılaşmıştır. Sürücü gücünü ve devrini yükseltme denemelerinde de fan kanatlarının mukavemet sorunlarından dolayı belli sınırlarda kaldığından amaçlanan hedeflerden uzağında kalınmıştır. Bunun nedeninin rüzgar tüneli boyunca ki kesit daralmalarından kaynaklanan büyük basınç kayıplarının olduğu kanısına varılmıştır. Bunu üzerine daha büyük basınçlarda hava temin eden ve mukavemet sorunları daha az olan radyal fan kullanılmasına karar

verilmiştir. Bu fanla yapılan denemelerde çıkış kesitinde 52 m/s hava elde edilmiştir. Dinlenme tank girişine yerleştirilen filtre hava hızını 40 m/s düşülmüştür. Elde edilen bu değerler ile amaçlanan hedeflere ulaşılmıştır. Radyal fan kullanılarak imal edilen rüzgâr tünelinin şematik şekli ve fotoğrafı Şekil 3.1’de gösterilmiştir.

Rüzgar tüneline hava akışı 22 kW gücündeki radyal bir fan vasıtasıyla sağlanmaktadır. Hava tünele koruyucu bir metal kafesin içerisinden geçerek girmekte ve akış hızı bir frekans kırıcı ile kontrol edilmektedir. Akış fanın devamında bulunan 1069 mm uzunluğundaki bir difüzörün içinden geçer. Difüzörün çıkış tarafında, hem düz akış çizgileri elde etmek, hem de akışın türbülans seviyesini düşürmek için honeycomb kullanılmıştır. Difüzörün devamında uzunluğu 950 mm olan düz bir kanal yapılmış ve kanalın sonuna türbülans seviyesini indirmek amacıyla tasarlanan 4 adet elek teli konulmuştur. Elek tellerini sınır tabakanın ayrılmasını önlemek ve akışı hızlandırmak için kullanılan, uzunluğu 1000 mm olan bir lüle takip etmektedir. Lülenin devamında, test kısmından önce, bulunan 1000 mm uzunluğundaki düz kanal da akışı, 700x300 mm² lik giriş alana sahip olan test kısmına girmeden önce, akışı düzenlemek için kullanılmaktadır.

3.3.2. Test bölümü

Deney düzeneğinin profil kafesi ve montajı UÜ. MMF., Makine Müh. Bölümü yapılmıştır. Şeffaf plesiglass tabakalarında profil kafese uygun bir şekilde kesimi ise sanayide lazer ile yapıldı İmalattaki hedef; (i) test bölümüne yerleştirilecek 50 mm çapında iki silindirin blokaj etkisinin yüzde sekizin altında olması, (ii) akış alanının kolayca gözlenebilmesinin temini, (iii) hot-wire probunun akış alanındaki tüm noktalarına ulaşabilmesi.

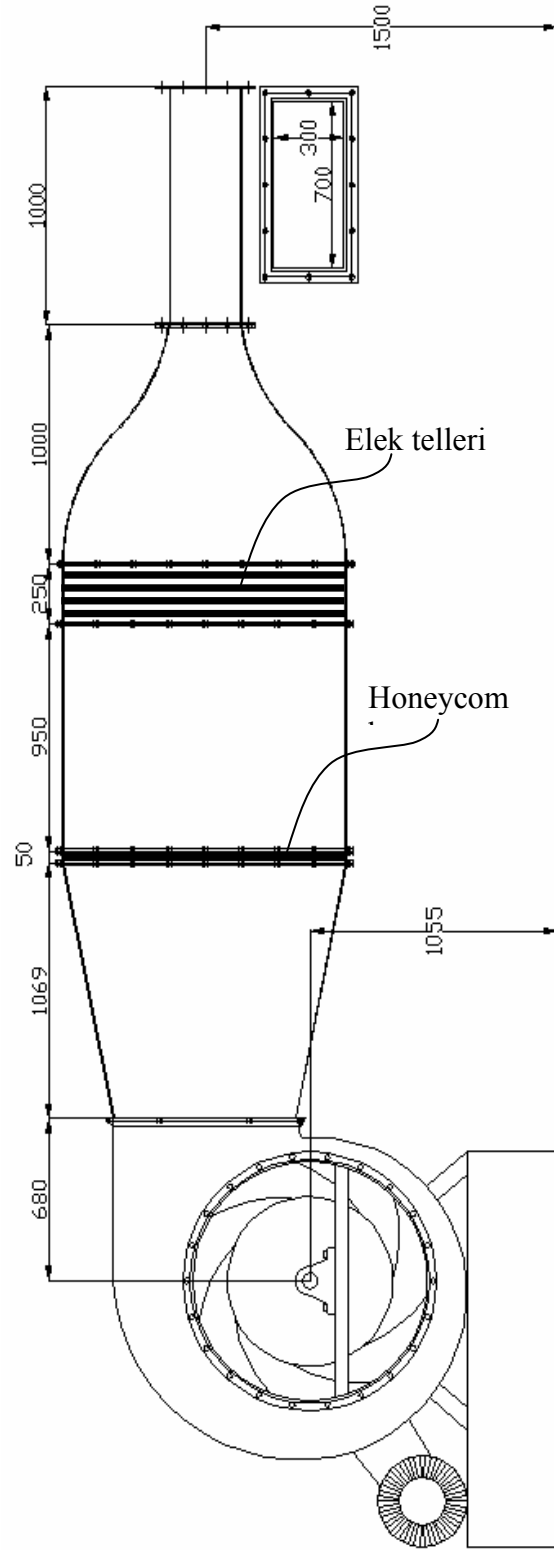
Blokaj etkisinin % 8’in altında kalması için test bölümü; eni 700mm, (50/700 <0.08), yüksekliği 300 mm ve uzunluğu 2000mm boyutlarında imal edildi. Akış alanının kolayca gözlenebilmesi amacıyla yan ve üst yüzey pleksiglassdan yapıldı. Ölçüm problemlerinin akış alanının tüm noktalarını gitmeleri deneyler açısından kritik bir önem sahip olduğundan özellikle üst yüzey pleksi tabakaların kesimlerinin hassas olması gerekir. Bundan dolayı kesimler lazer ile yapıldı. Kesimi yapılan pleksilerin teknik resimleri Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Ölçüm problemlerinin akış alanına ulaşımı için

Şekil 3.2 'da gösterilen üst tabakada 200mm aralıklarla 25 mm genişliğinde yarıklar açılmıştır. Bu yarıklar 8 mm çapında olan prob tutucularının akış alanın $136 \times 700 \text{ mm}^2$ alanına ulaşabilmeye sağlamaktadır. Akış alanının kalan kısmına da ulaşabilmek için üst tabakanın ön kısmına ilave etmek için Şekil 2(c) gösterilmiş olan 15, 30, 60, 120 mm eninde pleksi parçaları kesildi. Bu parçalar hareketli bir üst tabakaya ve böylece ölçüm problemlerinin 15 mm eni 120, 30 eni 240, 60 eni 480 ve 120 eni $980 \times 700 \text{ mm}^2$ olmak üzere toplam $1820 \times 700 \text{ mm}^2$ akış alanına ulaşmasına olanak sağladılar.

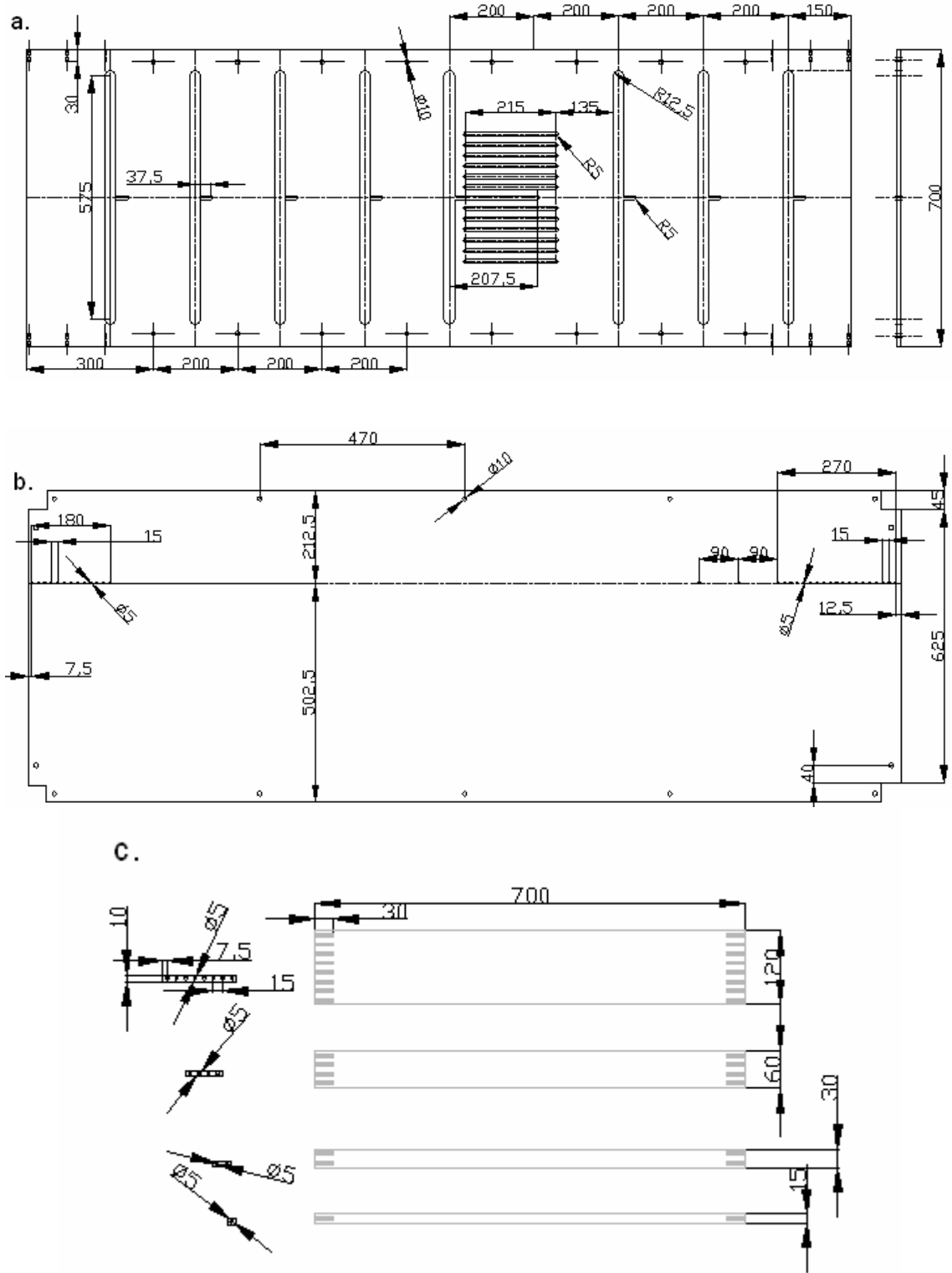
a)



b)



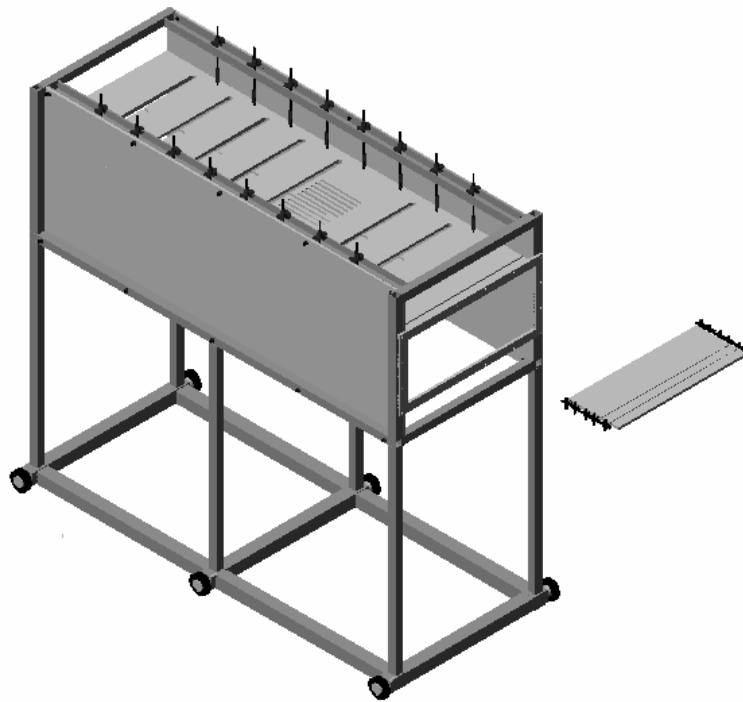
Şekil 3.1. Deneyleer için yapılan rüzgar tünelinein (a) fotoğrafi, (b)şematik şekli.



Şekil 3.2. (a) üst tabaka, (b) yan yüzey, (c) üst yüzey parçaları.

Parçalarının üst tabakaya montajı Şekil 3. 2(b)'de gösterilmiş olan yan yüzeye 5 mm çapında açılan deliklerle yan yüzeylere civatalanmalarıyla temin edildi. Bunun için parçaların yan yüzeylerin 15 mm aralıklarında atölyede kılavuz aracılığıyla Metrik-5 civata yuvaları açıldı. Pleksi tabalarının kafese montajı da atölyede yapıldı. Yapılan montaj sonunda test bölümünün üç boyutta görünüşünü ve fotoğrafı Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Şekilde görüleceği gibi üst tabakanın kolayca yatay ve düşey hareketini sağlamak için test bölümüne montajı ayrıntılı Şekil 3.4'de gösterilmiş olan bağlama elemanı ile yapılmış. Şekil 3, 4'den de görüleceği üzere üst tabakanın yatay doğrultuda hareketi köşebent profillerden yapılan iki kanala yerleştirilen bağlama elemanlarıyla sağlanırken düşey doğrultuda hareketi bağlama elemanı dahilinde 10mm çapında 30mm uzunluğunda demir çubuğun iki tekerleği birbirine bağlayan ve ortası 12 mm çapıyla delinmiş bir parçanın içerisinde yukarı aşağı hareketi ve parçaya somun ile bağlanmasıyla sağlanmaktadır. Üst tabakanın yatay yönde hareketli olması yanı sıra düşey doğrultuda da hareketli olması ileriki çalışmalarda farklı basınç gradyanlarında deneyler yapılabilme olanağı tanımaktadır. İstenilen hassasiyette basınç gradyanı meydana gedilebilmek için üst tabaka 16 tane bağlama elemanı ile test bölümüne monte edilmiştir. Bağlama elemanında tekerlek olarak 10mm 32 tane ruman kullanılmış olup montajları sıkı geçme ile yapıldı.

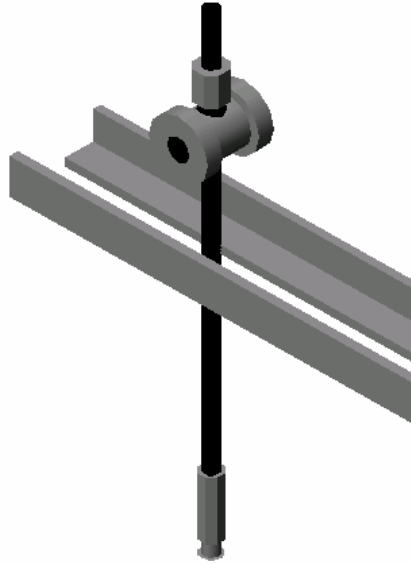
a)



b)



Şekil 3.3. Test bölümünü (a) 3 boyutlu görünüşü, (b) fotoğrafı.



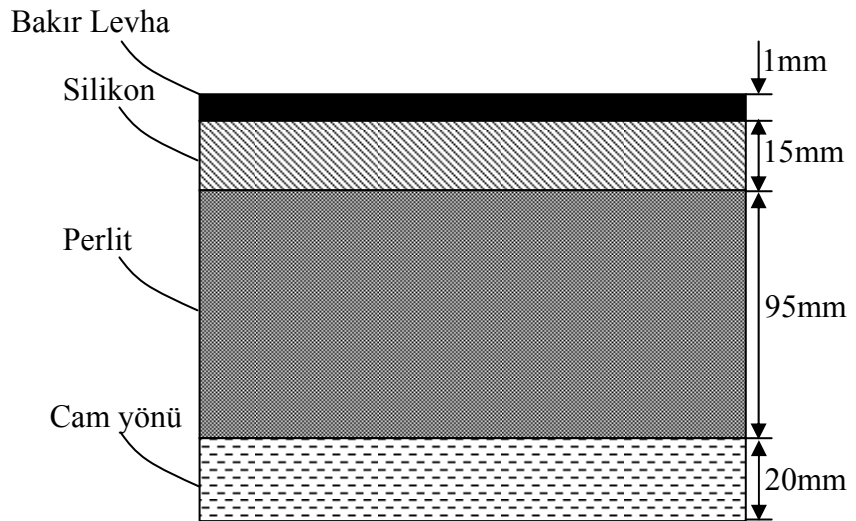
Şekil 3.4. Üst tabakanın yatay ve düşey hareketinin temini için yapılan kanal ve bağlama elemanı.

3.3.3. Düz yüzey

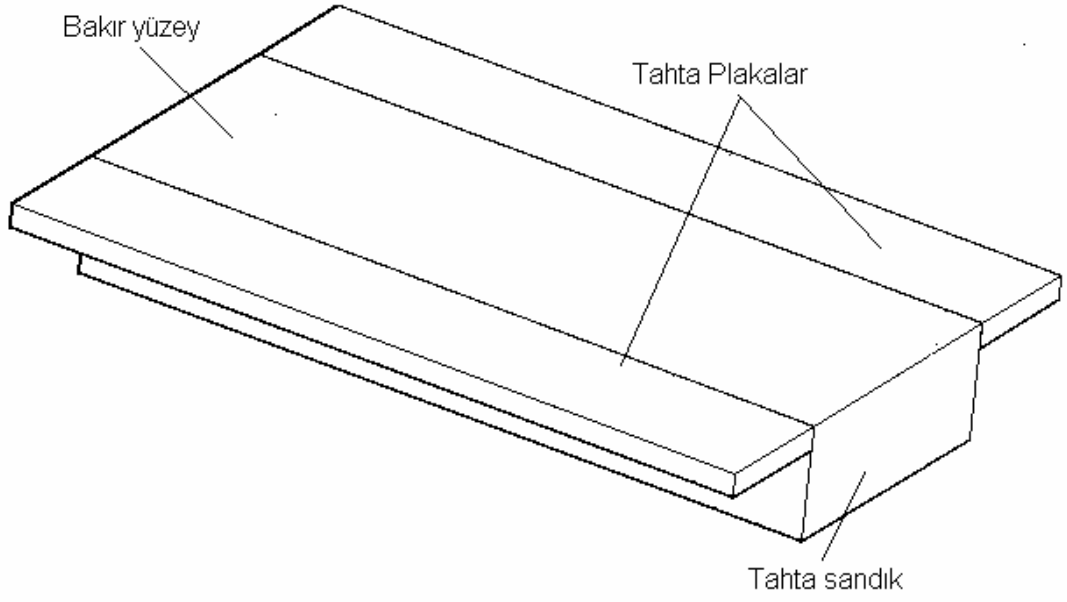
Tahtadan ve bakır plakadan olmak üzere iki tane düz yüzey hazırlanmıştır. Tahtadan olan yüzey yalnızca basınç ölçümünde, bakır yüzey ise hem basınç hem de sıcaklık ölçümünde kullanılmıştır.

1mm kalınlığında ve 350x1000 mm² boyutlarındaki bakır yüzeyin ısıtılması altına döşenen rezistans telleriyle sağlanmıştır. Kullanılan rezistans tellerinin direnci 20 ohm/m ve çapı 2 mm dir. 3.2 m uzunluğunda 8 adet rezistans teli paralel olacak şekilde bakır yüzeyin altına döşenmiştir. Böylece rezistans telinin direnci 8 ohm olarak elde edilmiştir. Elektrik akımıyla tahrik edilecek rezistans tellerinin bakır yüzeyde uniform bir sıcaklık dağılımı temin edebilmesi için rezistans tellerinin arası ve üstü silikonla kaplanmıştır. Silikonların altından ısı kaybını engellemek, silikon tabakasının altına ilk önce 95mm kalınlığında perlit ve daha sonrada 5 mm kalınlığında cam yünü döşenmiştir. Bu yapısı ve üç boyutlu görünümü Şekil 3.5'de şematik olarak gösterilmiştir. Bakır yüzeyin altına termal çiftle bir yay yardımıyla yerleştirilmiştir. Basınç delikleri ise bakır yüzeye açılan 2mm çapındaki deliklere dış çapı 2mm iç çapı 0.8 mm olan kılcal bakır boruların monte edilmesiyle sağlanmıştır. Şekil 3.5'de bakır düz yüzeye termal çiftlerin ve kılcal boruların bağlanma şekli şematik olarak gösterilmiştir.

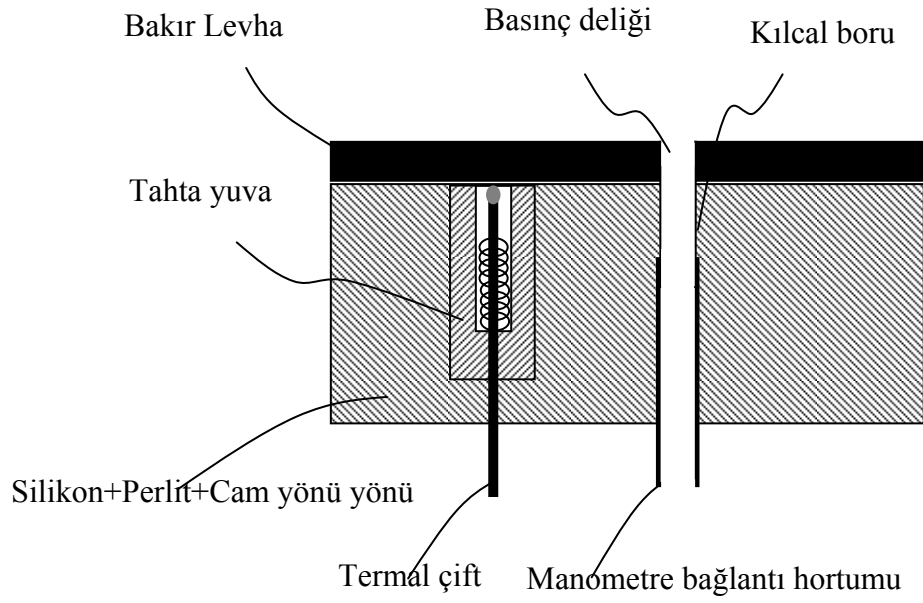
a)



b)

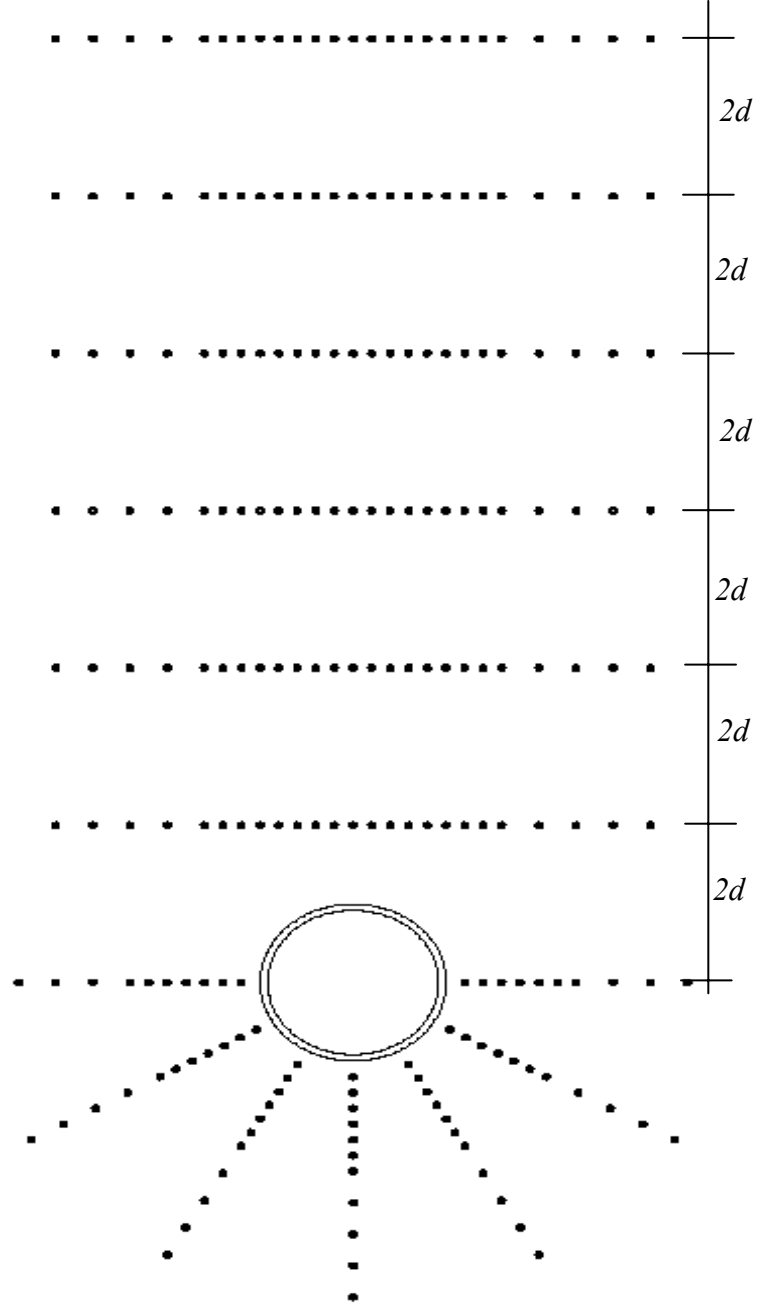


Şekil 3.5. (a) Bakır düz yüzeyin yapısı, (b) üç boyutlu şematik şekli.



Şekil 3.6 Bakır düz yüzeye termal çiftlerin bağlantı şekli ve basınç deliğinin açılma yöntemini şematik şekli.

Tahta düz yüzeye açılan 2mm çaplı 227 deliğe kılcal boruların yerleştirilmesi ile yüzey üzerinde 227 tane basınç deliği açılmıştır. Silindirler hemen bakır yüzeyin önüne yerleştirilirken tahta yüzeyde ise silindirler tahta yüzeyde, yüzeyin üzerine yerleştirilmiştir. Tahta yüzey üzerine açılan basınç deliklerinin yüzey üzerindeki konumları Şekil 3.7’de şematik gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Basınç deliklerinin şematik görünümü.

3.3.4. Silindirler

Dairesel ve kare kesitli olmak üzere iki farklı kesite sahip silindirler için deneyler yapılmıştır. Silindirler, *1mm* kalınlığındaki bakır levhanın tahtadan modeller üzerine dövülmesi ile imal edilmiştir. Silindirler hem dayanımı artırmak hem de test bölümüne kolayca yerleştirilmelerine olanak sağlamak amacıyla üst ve alt kısımlarının iç taraflarına *10mm* kalınlığında sert plastikten halkalar yapıştırıcı ile silindirlere bağlandı. Alt kısımdaki halkanın tam ortasına daha önceden açılan *30mm* deliğe yine yapıştırıcı ile plastik bir boru bağlanmış ve bu boruda test bölümünün altına yerleştirilen bir rulmana sıkı geçme ile birleştirilmiştir. Silindirlerin üst kısmındaki halkaların ise tam ortasına daha önce açılan *20mm* deliklere sıkı geçme ile bağlanan mil test bölümünün üst yüzeyinin üzerine yerleştirilmiş olan rulmana mil yine sıkı geçme ile bağlanmıştır. Bu bağlama şekli ile silindirleri kendi eksenleri etrafında 360° dönebilmeleri sağlanmıştır. Silindirlerin test bölümünü bağlama şeklinin şematik şekli ve fotoğrafları Şekil 3.8’de gösterilmiştir.

Silindir yüzeyindeki basınç dağılımını ölçmek amacıyla silindir yüzeylerine basınç delikleri açılmıştır. Basınç delikleri düz yüzeyde olduğu gibi yüzeye açılan *2mm* çapındaki deliklere kılcal boruların yerleştirilmesiyle elde edilmiştir.

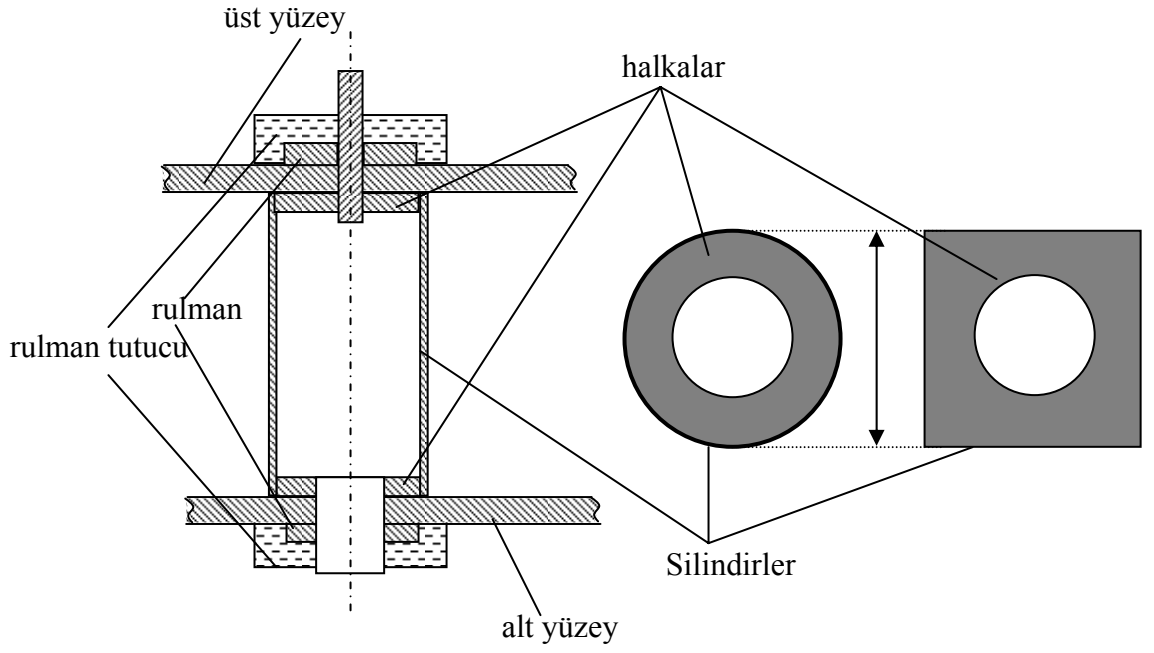
3.4. Ölçüm Metotları ve Cihazları

Deneyleerde hız sıcaklık ve basınç ölçümü yapılmıştır. Hız ölçümünde Dantec Dynamic CTA anemometresi kullanılmış ve probun akış alanında hareketi üç boyutlu bir travers mekanizmasıyla sağlanmıştır. Sıcaklık ölçümü ise K-tipi termal çiftlerin TCDAS toplama kartına bağlanmasıyla yapılmıştır. Basınç ölçümünde 11° eğimli *20* kollu bir manometre kullanılmıştır. Bu ölçüm yöntemleri ile ilgili detaylar izleyen kısımlarda verilmiştir.

3.4.1. CTA anemometresi

Literatürde hız ve türbülans yoğunluklarının ölçümü, kızgın tel anemometresi (Sabit sıcaklıklı anemometre, CTA, olarak da bilinir.), Lazer Doppler anemometresi (LDA) veya Particle-Imaging hızölçeri (PIV) ile yapılmaktadır. Bu çalışmada düz ve dikdörtgen geometrilerdeki yüzeyler üzerinde hız profillerinin ve türbülans yoğunluklarının saptanmasında kızgın tel anemometresi (CTA) kullanılmıştır.

a)

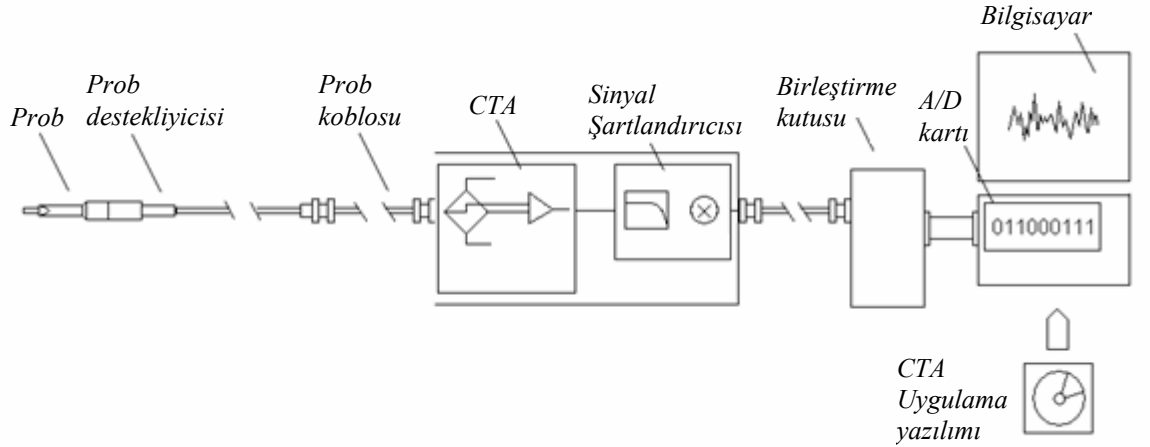


b)



Şekil 3.8. (a) Silindirlerin test bölümüne bağlanmasının şematik şekli (b) silindirlerin fotoğrafı.

CTA anemometresi ısıtılmış bir sensörden çevredeki akışkana taşınım ile ısı transferini esas alarak çalışır. Isı transferi öncelikle akışkan hızına bağlıdır. Servo-loop teknikli elektronik elemanlar ve akışkan içine yerleştirilmiş hassas tel sensörleri kullanılarak, hız dalgalanmaları hassas ölçeklerde ve yüksek frekanslarda ölçülebilir. CTA anemometresinin diğer akış ölçüm cihazlarına göre avantajı kolay kullanımınıdır. Bunun yanında çıktısı bir analog voltajdır (yani bilgi kaybı olmaz) ve çok yüksek geçici çözünürlüktedir (yani frekans dağılımını yüksek hassasiyetle ölçer). Sonuç olarak CTA anemometresi, LDA ve PIV sistemlerinden daha hassas ve ayrıntılı ölçümler yapar. CTA ölçüm ekipmanları Şekil 3.9'de gösterildiği gibi bir ölçüm zinciri oluşturur. Bu zincir, prob desteği ve kablosuna sahip bir prob, bir CTA anemometresi, bir sinyal şartlandırıcısı, bir A/D dönüştürücü ve bir bilgisayardan oluşur. Son olarak CTA kurulumu, veri eldesi ve veri analizi için uygun bir uygulama yazılımı kullanılır. Profillerin incelenmesi gerektiği zaman, problemlerin hareketi için bir travers sistemi eklenir. Yine bir prob kalibrasyon cihazı eklenirse deneyler daha hızlı ve daha hassas yapılabilir. Bu çalışmada hem travers sistemi hem de bir prob kalibrasyon cihazı kullanılmıştır.



Şekil 3.9. CTA anemometresi ölçüm zinciri.

Prob Seçimi

Prob seçilirken, akışkan ortamı (gaz, sıvı), ölçülecek hızın bileşen sayısı (u, v, w), çalışılacak hız aralığı, ölçülecek nicelikler (hız, duvar kayma gerilmesi v.b.), gerekli çözünürlük, akış içindeki türbülans

yoğunluğu ve dalgalanma frekansı, sıcaklık değişimleri, kirlilik riski ve ölçüm noktası etrafındaki mevcut alan (serbest akış, sınır tabaka akışları v.b.) göz önüne alınmalıdır.

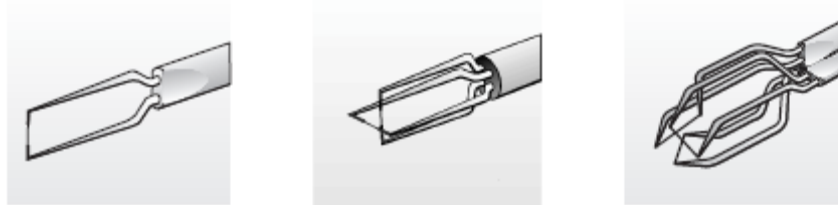
Anemometre problemleri, minyatür teller, altın kaplı teller, fiber film sensörleri ve film sensörleri olmak üzere Şekil 3.10’da gösterildiği gibi dört tanedir. Minyatür teller $5 \mu m$ çapında ve iki sivri uç arasına gerilmiş $1.2 mm$ uzunluğundayken, altın kaplı teller aynı aktif uzunluğa sahip ancak toplam uzunluğu $3 mm$ daha uzundur. Minyatür teller türbülans yoğunluğu % 5-10, altın teller ise % 20-25 arasındaki hava akışlarında kullanılırlar. Minyatür teller en yüksek frekans cevabına sahiptirler ve her iki telde onarılabilir. Bu çalışmada tel problemler kullanılacağı için onların üzerinde ayrıntılı olarak durulmuştur.



Şekil 3.10. Sensör tipleri a) Minyatür tel b) Altın kaplı tel c) Fiber film sensörü d) Film sensörü

Sensör Dizileri

Problemler, Şekil 3.11’de gösterildiği gibi tek, çift ve üçlü sensörler ile bir, iki ve üç boyutlu akışlarda ölçüm yapabilirler. Tek sensörlü problemler, normal ve sensörle prob arası 45° olan olmak üzere iki çeşittir. Normal problemler, tek boyutlu ve yönlü akışlarda kullanılırlar. Sivri uçlu geometriler için uygundur. Diğerleri ise ölçüm boyunca dönmenin olduğu, 3 boyutlu, durgun akışlarda kullanılır. İki sensörlü problemlerden, X problemler hız vektörünün prob eksenine göre $\pm 45^\circ$, split-fiber problemler ise $\pm 90^\circ$ olduğu iki boyutlu akışlarda kullanılırlar. Üç sensörlü problemler, üç eksenli ve üçlü split film problemler olmak üzere iki çeşittir. Üç eksenli problemler, hız vektörünün prob eksenine etrafında 70° açık açılı bir koni içinde olduğu, türbülans yoğunluğu %15 olan, üçlü split film problemler ise tamamen dönen iki boyutlu akışlarda kullanılır. Split fiber ve üçlü split fiber problemler, iki veya üç ince film sensörlerinin quartz silindirik yüzeyi üzerine paralel olarak yerleştirildiği özel dizaynlardır. Bu çalışmada şuana kadar yapılan düz yüzey ölçümleri tek sensörlü normal problemler ile yapılmıştır.



Şekil 3.11. Sensör dizileri a) Tek sensör b) Çift sensör c) Üç sensör

Anemometre Seçimi

CTA anemometresinin seçiminde önemli olan gerekli bant genişliği, düşük gürültü, kararlı ve güvenilir sonuçlar sağlayacak seçimin yapılmasıdır. Su kullanılan deneylerde, istenilen hızda CTA köprüsün probu çalıştırmak için gerekli gücü dağıtıp dağıtmadığı kontrol edilmelidir. CTA anemometresinde bant genişliği genelde 100-250 kHz arasındadır, 10 kHz bant genişliğinde, gerideki türbülansın %0.1 inin % 0.005 i gürültüden kaynaklanır ve sapma her $^{\circ}C$ de 0.5 μV dur. CTA köprüsü 1:20 oranı 250 kHz in altında bant genişliğindeki hava akışlarında ve yüksek güçlü su akışlarında kullanılırken, 1:1 oranı 400 kHz bant genişliğine kadar, prob kablosunun 100 m den uzun olduğu durumlarda kullanılır. Kurulum ve CTA köprüsünün çalışması uygulama yazılımı yoluyla otomatik olarak sağlanmaktadır. Araştırma tip anemometreler altı ya da daha fazla CTA kanallarına sahiptirler. Bunlar A/D dönüşümünden önce CTA sinyallerini filtreden geçirmek ve genliğini arttırmak için sinyal şartlandırıcılara sahiptirler.

Bu çalışmada 1:20 CTA köprüsü kullanılmış, kurulum ve CTA köprüsünün çalışması uygulama yazılımı yoluyla otomatik olarak sağlanmış ve A/D dönüşümünden önce CTA sinyallerini filtreden geçirmek ve genliğini arttırmak için sinyal şartlandırıcı kullanılmıştır.

Sinyal Şartlandırıcı

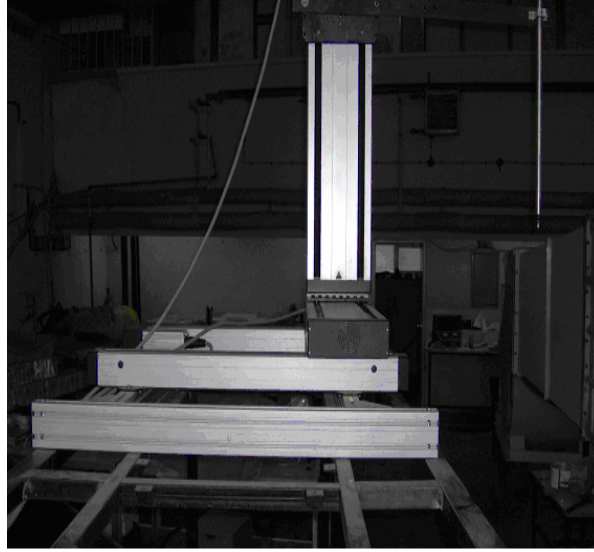
Birçok CTA Anemometresi CTA sinyallerinin genliğini arttırmak ve bu sinyalleri hem yüksek hem de düşük filtreden geçirmek için sinyal şartlandırıcısı kullanmaktadır. Sinyal şartlandırıcılarında offset (dengeleme), gain (kazanç), high-pass filter (yüksek geçişli filtre) ve low-pass filter (düşük geçişli filtre) değerlerinin seçimi önemlidir. Offset, A/D kartının giriş aralığını kapsamalıdır. Kazanç, A/D kartının çözünürlüğünü iyileştirir. 16 kazançlı 12 bitlik bir A/D iletişim kartı 16 bitlik bir A/D kartıyla aynı çözünürlüğe sahiptir. Yüksek geçişli filtre, sinyalin DC bölümünü çıkarır. Sadece düşük frekanslı dalgalanmalar olduğu zaman önceki sinyaldeki ışın analizini yapmak için kullanılır. Düşük geçişli filtre, sinyalden elektronik gürültüyü çıkarır ve bu filtre olabildiğince yüksek olmalıdır.

A/D Kartı

CTA sinyali A/D dönüşüm kartı yoluyla elde edilir ve veriler bilgisayara kaydedilir. A/D kartı seçiminde kanal sayısı, girdi aralığı ve çözünürlüğü, örnekleme oranı, aynı anda örnekleme ve dış tetikleme dikkat edilmelidir. Deneylerde gerekirse CTA kanal sayısı artırılmalıdır. Girdi aralığı, minimum CTA voltaj aralığı olarak alınır. 0-10 V aralığı birçok uygulama ve anemometre için uygundur. Girdi çözünürlüğü, dönüştürülmüş verilerin çözünürlüğünü sağlar. 12 bitlik bir kart %0.1-0.2 hız çözünürlüğü verir. Örnekleme oranı (SR), maksimum frekansın en az iki katı olmalıdır ($SR=2f_{max.}$). Kanal sayısının artırılmasıyla SR azaltılabilir ($SR(n)=1/(nx2xf_{max.})$). 100 kHz lik bir kart 100 m/s den düşük hızları karşılar. Aynı anda örnekleme, kanallar arasında korelasyon gerektiğinde kullanılırken (Örneğin Reynolds kayma gerilmesi bulunacaksa), dış tetikleme veri elde etmeye başladığında kullanılır.

Travers Sistemi

Deneylerde prob hareketi gerektiriyorsa bir travers sistemi kullanılır. Açılı problemler kullanılacaksa, travers sistemi 3 eksen ve 1 dönen üniteye sahip olmalıdır. Travers seçiminde, travers eksenleri, çözünürlüğü, kontrolü ve akış örnekleri üzerine etkisi incelenmelidir. Travers eksenlerinin sayısı ve aralıkları deneye uygun olmalıdır. Çözünürlük lineer olmalıdır. Genellikle CTA problemleri için kullanılan traversler 0.01 mm den daha iyi bir çözünürlüğe sahiptir ve $\pm 0.1\text{ mm}$ hataya sahiptirler. Otomatik travers kontrolü, CTA yazılımıyla kontrolden daha güvenilirdir. Travers akışı ve prob pozisyonunu rahatsız etmemelidir. Bu etki travers üzerine, aerodinamik olarak şekillendirilmiş, prob bağlantıları takılmasıyla azaltılabilir. Travers rijit olmalıdır ki rüzgardan dolayı hız ölçümlerini etkileyecek titreme ve bükülme olmasın. Bu anemometre için gerekli kalibrasyon işlemleri ve kızgın tel probunun test bölümünde üç boyutta hareketini sağlayacak travers sistemi düzenlenmiştir. Düzenlenen travers sistemini Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Travers Mekanizması.

Kalibrasyon Sistemi

Normalde kalibrasyon sistemi ölçüm zincirinin bir parçası olarak düşünülmez, ancak bu sistemin varlığı deneye doğruluk ve hız kazandırır. Kalibrasyon, basınç düşüşlerini göz önüne alarak hızı hesaplayan düşük türbülans jetine sahip bir kalibrasyon cihazıyla ya da deneylerin yapılacağı rüzgar

tünelinde bir Pitot statik tüpüyle yapılabilir. Kalibrasyon cihazında hız aralığı, birçok cm/s den birkaç 100 m/s ye kadar alınabilirken, hassasiyet 5 m/s nin üzerinde $\pm 0.5 \%$ kadardır. Bu cihazlar çok sensörlü problemlerin yön kalibrasyonu için de kullanılabilir. Çalışmada bu özelliklere sahip Şekil 3.13’de gösterilen kalibrasyon cihazı kullanılmıştır.

3.4.2. Basınç ve sıcaklık ölçümü

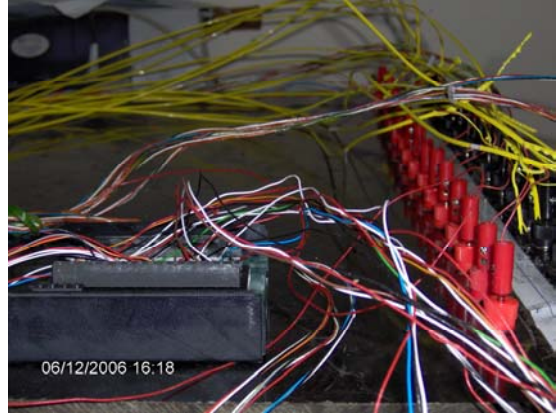
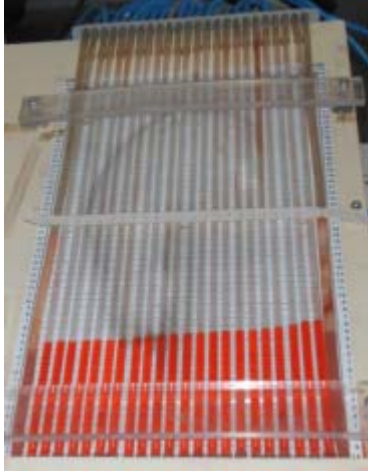
Basınç ölçümleri için, yüzeylere açıla 2 mm çapında deliklere borular bakır yüzeye lehimle, tahta yüzeye ise yapıştırıcı ile monte edilmiştir. Yüzeyi direk delmektense kılcal boruların kullanımı istenilen çapta basınç deliği açmamıza ve ölçüm noktalarına kolay bağlantı sağlamamıza neden olmuştur. Kılcal borular plastik borular ile eğim açısı 5° - 90° aralığında değişebilen 24 adet manometreden oluşan bir eğik manometre seti kullanılmıştır. Düşük hızlarda da manometrik basınç değerlerinin hassas okunabilmesi için eğim açısı 11° olarak belirlenirken, yoğunluğu 805 kg/m^3 olan saf alkol renklendirilerek manometre sıvısı olarak kullanılmıştır. Manometre sıvısının yoğunluğunun 805 kg/m^3 ve eğiminin 11° olması 4 Pa ölçme hassasiyeti sağlamıştır. Kullanılan manometreni fotoğrafı Şekil 3.14 (a)’da gösterilmiştir.



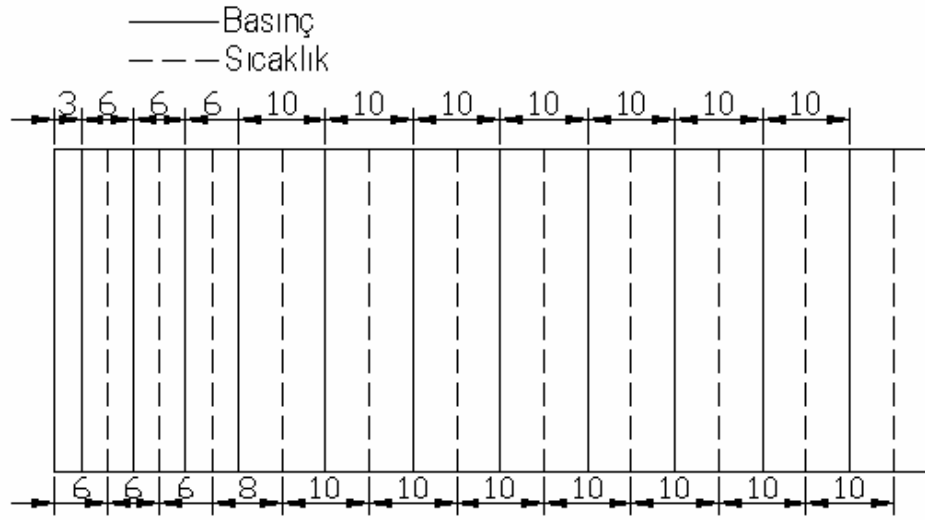
Şekil 3.13. Kalibrasyon cihazı.

a)

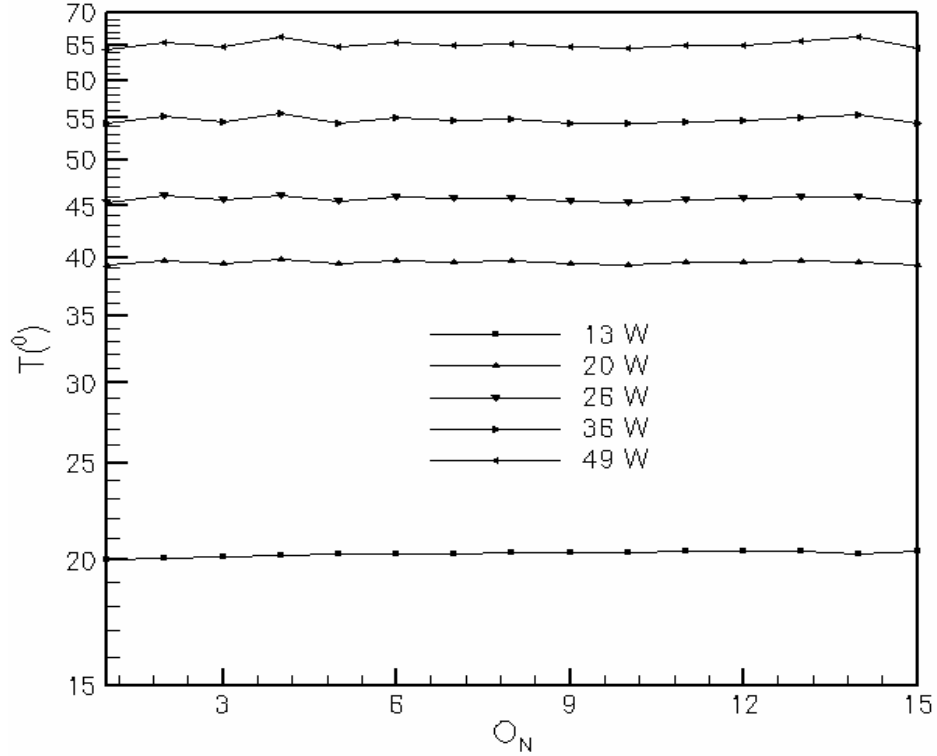
b)



Şekil 3.14. (a) Manometre, (b) Data toplama kartı ve ara elemanlar.



Şekil 3.15. Termal çiftlerin ve basınç problemlerinin ısıtılan yüzeyin altında yerleştirildiği eksenler.



Şekil 3.16. Farklı ısı akılarında ısıtılan yüzeyin aksenal yöndeki sıcaklık dağılımı.

Tasarlanacak yüzeylerin ısıtılmasında, bir alternatif akım güç üreticisi (varyak) kullanılmıştır. Çıkış voltajı $0-240\text{ Volt}$ arasında ayarlanabilen bu güç üreticisi en fazla 8 amperlik akım ile çalışabilmektedir. Sıcaklık ölçümleri 18 noktalı bir data toplama kartı ile yapıldı. Termal elemanların test bölümüne rahatlıkla ulaşabilmesi için bir ara eleman imal edilmiştir. Bu elemanda termal elemanlarla data toplama kartı arasındaki bağlantı banan fişleriyle sağlanmıştır. Termal elemanlar, ara elemanlar ve data toplama kartı Şekil 3.14 (b)'de gösterilmiştir. K-tipi termal çiftler her eksen 18 tane olmak üzere 11 tane eksene yerleştirilmiştir. Bunların yüzey üzerinde yerleri Şekil 3.15'de gösterilmiştir. Bakır yüzeyin ısıtılma sırasında yüzey sıcaklığının üniform olup olmadığı 4'üncü ekseninde farklı ısıtma ısılarında yapılan ölçümler ile ölçülmüştür. $Q=13W, 20W, 26W, 36W$ ve $40W$ 'da yapılan ısıtmalarda yüzey üzerinde sıcaklık dağılımı Şekil 3.16'de gösterilmiştir. Şekilden görülebileceği gibi tüm durumlarda dağılım $0-0.5^{\circ}\text{C}$ aralığında kalmaktadır. Bu durum üniform kabulü için yeterlidir.

3.5. Nümerik Metodoloji

Sürekli bir oramda alan değişkenleri (basınç, hız, debi) sonsuz sayıda farklı değere sahiptir. Eğer sürekli bir ortamın belirli bir bölgesinin de aynı şekilde sürekli

ortam özelliği gösterdiği biliniyorsa, bu alt bölgede alan değişkenlerinin değişimi sonlu sayıda bilinmeyen olan bir fonksiyonla tanımlanabilir. Bilinmeyen sayısının az yada çok olmasına göre seçilen fonksiyonun lineer veya yüksek mertebeden olabilir. Sürekli ortamın alt bölgeleri de aynı karakteristik özelliği gösteren bölgeler olduğundan, bu bölgelere ait alan denklem takımları birleştirildiğinde bütün sistemi ifade eden Navier-Stokes (N-S) Denklem takımı elde edilir. Nümerik hesaplamalarda bu denklem takımının çözümü ile sürekli ortamdaki alan değişkenleri sayısal olarak elde edilir. Sözü edilen aşamalar herhangi bir CFD (Fluent, Flow-3d, Flotran, Starcd, N3s, CFDS-Flow3d) programının temel işlevidir.

N-S Denklemlerini anlık değerler için direkt çözümünde, günümüz bilgisayar kapasitesi açısından, çok büyük zorluklar söz konusudur. Bundan dolayı Reynolds ortalama N-S Denklem;

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i U_j}{\partial x_j} + = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (3.29)$$

takımları türbülans modelleri yardımıyla çözülür.

Bu tezde nümerik hesaplamalarda genel amaçlı *N-S* denklem çözücü Fluent kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak *K- ω (SST)* ve *PISO* algoritması kullanılmıştır. Denklemleri çözümlerinde ise ikinci dereceden şema kullanılmıştır.

3.5.1. Türbülans model

Ters basınç gradyanının olduğu sınır tabaka akışlarında en iyi performansı *k- ω* türbülans modeli gösterir (Wilcox (1994), Roulund ve ark 2005). Literatürde *k- ω* modelinin üç versiyonu vardır; (i) orijinal *k- ω* model, (ii) *k- ω* , BSL (baseline) model ve (iii) *k- ω SST* (shear-stress transport) model. Wilcox'un orijinal modelinden türetilen son iki model, Menter(1993) ters basınç gradyanına maruz akışlar için yüksek hassasiyettedir. Menter (bkz (Roulund ve ark 2005), (1993), (i) klasik *k- ϵ* modeli, (ii) orijinal *k- ω* , (ii) *k- ω* , BSL, ve *k- ω* , SST modelleri arasında çok geniş bir alanda karşılaştırma yapmıştır. Karşılaştırma için seçtiği geriye adım akışı ve maksimuma yakın hücum açısındaki Naca 4412 kanat profili üzerinden akış uygulamalarında ters

basınç gradyanları son derece yüksektir. Yapılan bu karşılaştırmalarda $k-\omega$, SST modeli en doğru sonuçları vermiştir. Yüzey üzerine monte edilmiş silindir önündeki atnalı vortekslerin ana sebebi silindir önündeki son derece yüksek ters basınç gradyanları olduğundan, türbülans modeli olarak $k-\omega$, SST seçilmiştir. $k-\omega$ 'ki k türbülans kinetik enerji ve ω türbülans kinetik enerjisinin spesifik dağılımıdır. $k-\omega$ modeli iki denklemlidir, Denklemlerden biri k diğeri ise ω 'dir; Model:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial U_j k}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega \quad (3.30)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j \omega}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ & = \frac{\gamma}{\nu_T} \tau_{ij} \frac{\partial U_j}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + 2 \rho (1 - F_1) \frac{\sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (3.31)$$

Denklemlerdeki k ;

$$k = \overline{u'_i u'_i}, \quad (3.32)$$

ve ω ;

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k \beta^*}, \quad (3.34)$$

Bu denklemdeki türbülans kinetik enerjisinin dağılımı ε ;

$$\varepsilon = \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}} \quad (3.35)$$

Türbülans gerilmeleri ise τ ;

$$\tau_{ij} = \mu_T \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.36)$$

u'_i hız bileşenlerinin çalkantıları, ν_T kinematik edi viskozitesi, $\nu_T = \mu_T / \rho$ ve β^* model sabitidir. Denklem (3.30) deki σ_k ve Denklem (3.31) deki σ_ω , γ ve β ;

$$\sigma_k = F_1 \sigma_{k1} + (1 - F_1) \sigma_{k2}, \quad (3.37)$$

$$\sigma_{\omega} = F_1\sigma_{\omega_1} + (1 - F_1)\sigma_{\omega_2}, \quad (3.38)$$

$$\gamma = F_1\gamma_1 + (1 - F_1)\gamma_2, \quad (3.39)$$

$$\beta = F_1\beta_1 + (1 - F_1)\beta_2 \quad (3.40)$$

Bu denklemlerdeki σ_{k1} , σ_{k2} , σ_{ω_1} , σ_{ω_2} , γ_1 , γ_2 , β_1 ve β_2 model sabitleridir F_1 olup en yakın duvarın uzunluğunun bir fonksiyonudur. Girişte ve çıkış bölgesindeki model sabitleri Tablo 3.1’de verilmiştir.

Tablo 3.1. Giriş ve çıkış bölgesindeki model sabitleri.

β_1	β^*	γ_1	σ_{k1}	σ_{ω_1}
0.075	0.09	0.567	0.85	0.5
β_2	β^*	γ_2	σ_{k2}	σ_{ω_2}
0.0828	0.09	0.463	1.0	0.856

3.5.2. Sınır şartları

Nümerik analizler için Gambit programında tasarlanan $1.375 \times 0.1 \times 0.3$ boyutlarındaki akış alanına deneylere uygun olarak 0.05m çapına sahip silindir dikey olarak yerleştirildi. Tasarlanan akış alanı ve sınırları Şekil 3.17’de gösterilmiştir. Giriş silindir merkezinden 7.5 d öndeyken çıkış $20d$ geridedir. Simetri yan yüzeler ile silindir merkezi arasındaki mesafe ise $3d$ dir.

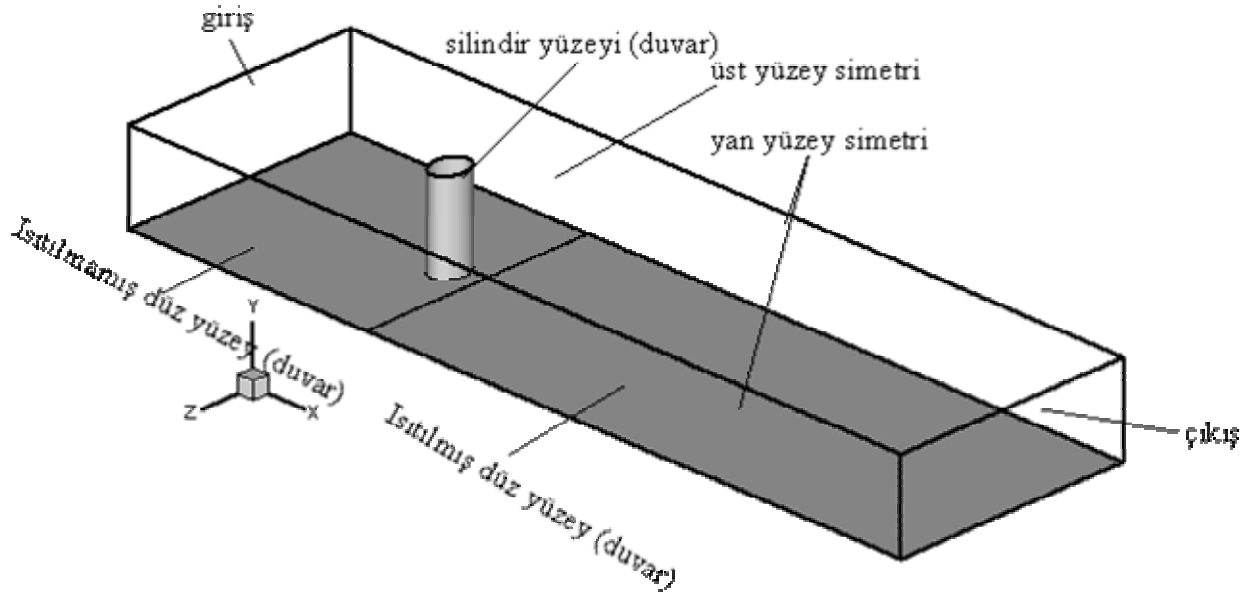
Girişte v , w hız bileşenleri sıfır, u hızı ise deneylerde silindirin konulacağı noktada yapılan hız ölçümlerinde tespit edilen sınır tabakaya uygun olarak tam gelişmiş türbülans akış hız profili şeklinde alınmıştır. Bu hız profilin tespiti giriş ile aynı meş yapısına sahip düz levha üzerinde yapılan nümerik analizle ile tespit edilmiştir. Yapılan bu analizlerde düz yüzey üzerinde deneylerdeki hız profili ile örtüşen nokta tespit edilmiş ve daha sonra bu noktadan $0.375m$ önde bir noktadaki hız profili giriş sınır şartı olarak alınmıştır. Girişteki k ve ω değerleri de aynı yöntem ile tespit edilmiştir. Nümerik

analizler sonucu 5m/s akış hızı için tespit edilen bu profiller Şekil 3.18’de gösterilmiştir.

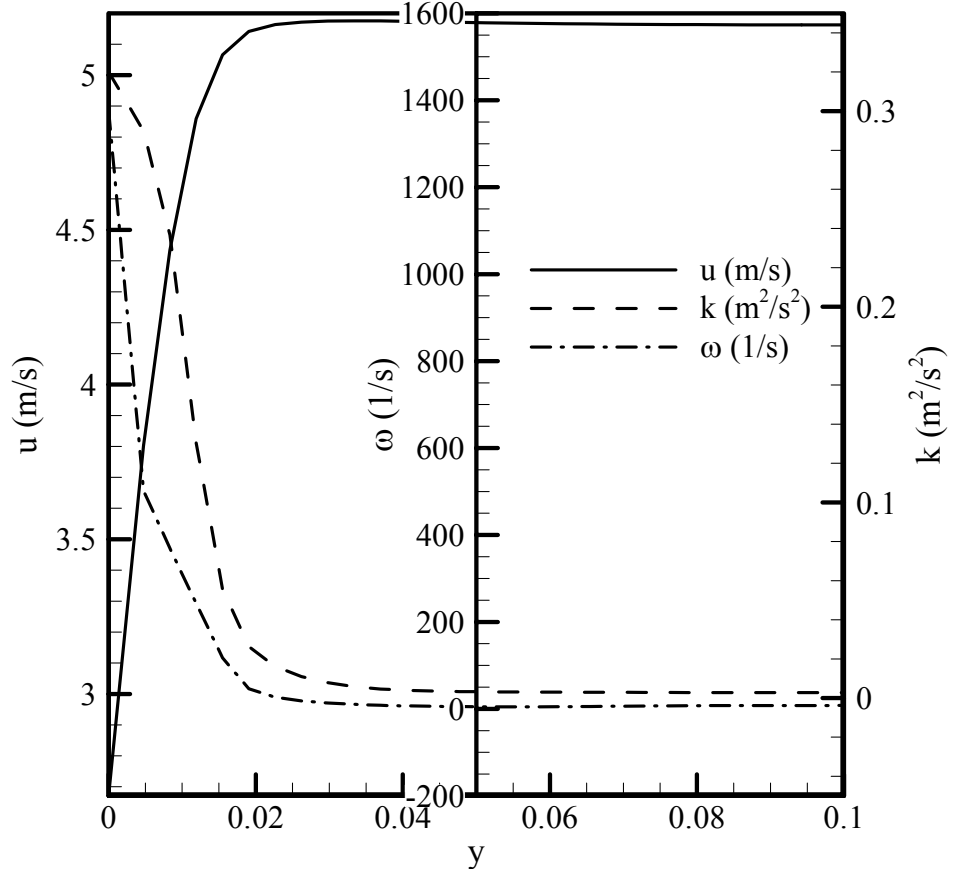
Çıkış sınır olarak ise sıfır gradyan ($\frac{\partial}{\partial x_i} = 0$) alınmıştır.

Akış alanında silindirin konulduğu yüzey ve silindir yüzeyi duvar (kaymama ($\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$)) sınır şartı alındı. Bu yüzey iki parça şeklinde tasarlanmıştır. Deneyler uygun olarak silindirin üzerine konulduğu ısıtılmamış ilk parça silindir merkezinden $7.5d$ önünden (giriş) başlayıp silindir merkezinden $1d$ geriye kadar sürmektedir. Isıtılan ikinci parça ise ilk parçanın bitişinden başlayıp $20d$ ’de (çıkış) bitmektedir. İkinci parça sabit ısı akışında ısıtılmış ve ısı akısının miktarı yapılan deneylerde düz yüzeye verilen ısı akısına eşit alınmıştır.

Akış alanının üst ve yan yüzeyleri simetri sınır şartı alınmıştır. Simetri sınır şartında sınırda herhangi bir akış yoktur. Bu yüzeyde yüzeye dik herhangi bir bileşenin gradyanı sıfırdır. Dolayısıyla yüzeylerin akış alanına herhangi bir etki söz konusu değildir.



Şekil 3.17. Nümerik analizler için tasarlanan akış alanı ve sınırları.



Şekil 3.18. 5m/s akış hızında nümerik analizde giriş olarak alınan hız k ve ω değerleri.

3.5.3. Meş yapısı

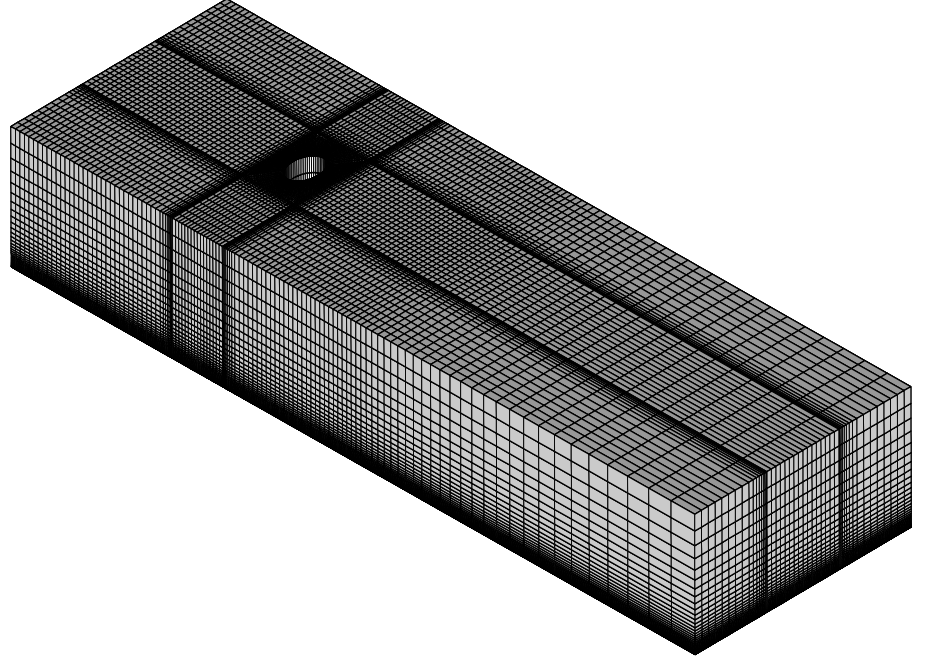
Tüm nümerik analizler 334080, 454400, 568000 olmak üzere üç farklı meş sıklığında yürütülmüştür. Üç farklı meş sıklığında analizlerin yürütülmesi meşten bakımsız çözümlere olanak tanımıştır. 334080 meş sıklığında dairesel silindir yüzey üzerine yerleştirdiği akış alanının meş yapısı Şekil 3.19'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere tüm akış alanı için altı yüzlü meş geometrisi ile tasarlanmıştır.

k - ω (SST) modeli Enhanced duvar fonksiyonu kullanır. Bu duvar fonksiyonunda meş sıklığı $y^+ \cong 1$ olmalıdır. Meş yapısı tasarlanmadan önce ölçümlerden tespit edilen sınır tabaka kalınlıkları dikkate alınarak Denklem(3.13) yardımıyla;

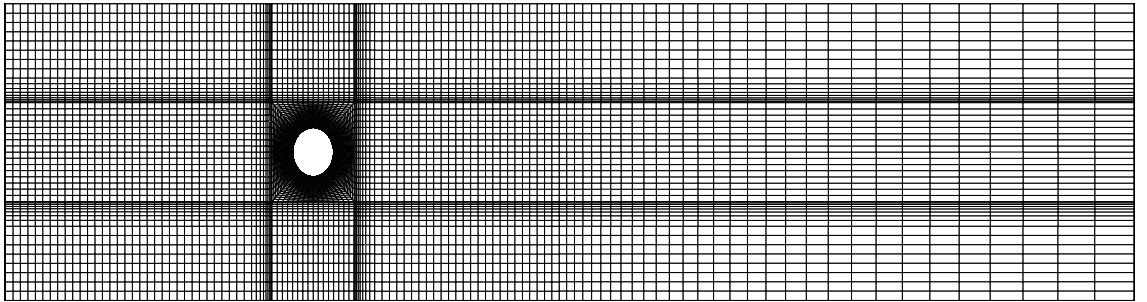
$$y^+ = \frac{y\sqrt{\tau/\rho}}{\nu} = \frac{y}{\nu} \left(\frac{1}{\rho} \frac{du}{dy} \right)^{1/2} \quad (3.41)$$

değeri y 'nin bir fonksiyonu şeklinde tanımlandı. Yapılan tanımlama çerçevesinde $y^+ \cong 1$ olması için meş'in ilk noktasının düz yüzeyden uzaklığı $4.87 \times 10^{-5} m$ olması gerektiği saptanmıştır. Üç meş sıklığı için yüzey ilk meş noktasının uzaklığı sırasıyla; $y = 4.6 \times 10^{-5}$, 4.5×10^{-5} ve $4.3 \times 10^{-5} m$ olacak şekilde tasarlanmıştır.

a)



b)



Şekil 3.19. Nümerik analizler için tasarlanan akış alanının meş yapısı.

3.6. Belirsizlik Analizi

Doğası gereği her ölçüm birçok hata içerir. Bu hatalar minimize edilebilir fakat hiçbir zaman tamamen elimine edilemezler. Bundan dolayı ölçümlerde, hataların sebep

olduğu belirsizlikler mutlaka tespit edilmelidir. Hatalar ise iki kategoride sınıflandırılabilir; (i) ölçüm araçlarındaki elektronik gürültü ve salınımlardan kaynaklanan random hatalar, (ii) aynı büyüklüklerin tekrar ölçümleri sırasında ortaya çıkan ve nedeni bilinmeyen sistematik hatalar (Holman, (1971)). Bu hatalar dışında ölçüm alanlardan kaynaklanan hatalarda olabilir. Bu çalışmada, ölçümlerin belirsizlik analizinde random ve sistematik hatalar dikkate alınmıştır.

Ölçümlerdeki belirsizlikleri tanımlayan bir çok metot vardır. Kline ve McClintock (1953) (bkz, Holman, (1971)) tarafından geliştirilen metotta, B şeklindeki herhangi bir ölçüm ve bu ölçüme etki eden n adet bağımsız değişken varsa bu ölçüm;

$$B = B(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.42)$$

şeklinde tanımlanabilir. Bu bağımsız değişkenlerin B ölçümü üzerindeki belirsizliği ise;

$$w_B = \left[\left(\frac{\partial B}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial B}{\partial x_2} w_2 \right)^2 \dots \dots \dots \left(\frac{\partial B}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.43)$$

Şeklinde dir. Denklemdaki w_1, w_2, \dots, w_n her bir değişkene ait hata ve w_B ise B ölçümündeki toplam belirsizliği göstermektedir. Her bağımsız değişkenin belirsizliğe yüzdesel etkisi:

$$k_n = \frac{x_n}{B} \frac{\partial B}{\partial x_n} w_n \quad (3.44)$$

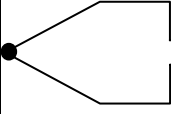
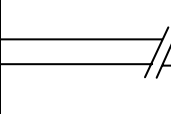
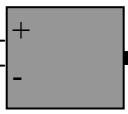
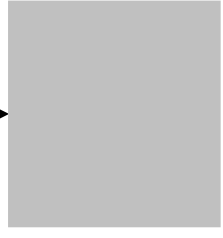
3.6.1. Sıcaklık ölçümündeki belirsizlik

Sıcaklık ölçümünde K-tipi termal çiftler kullanılmıştır. Termal çiftler 16 kanallı PCI-DAS-TC kartına bir konektör kart yardımıyla bağlanmıştır. Sıcaklık ölçümünde meydana gelebilecek belirsizlikler Tablo 3.2 de verilmiştir (PCI-DAS-TC (User Guide)). Bu belirsizliklerden sıcaklık ölçümünde oluşan toplam belirsizlik;

$$w_T = \left[k_1^2 + k_2^2 + k_3^2 + k_4^2 \right]^{1/2} \cong \%7.89$$

Belirsizliğin yüksek olmasının nedeni, K-tipi termal çiftlerin sıcaklık ölçme aralığı $0-1250$ °C iken ölçüm aralığının $30-45$ °C aralığında olmasıdır.

Tablo 3.2. Sıcaklık ölçümündeki belirsizlikler.

K-tipi Termal çift	Uzatma kablosu	Konektör kart	PCI-DAS-TC Volt-Sıcaklık dönümü
			
%1.25	%5.5	%5.3	%1.25

3.6.2. Hız ölçümündeki belirsizlik

Akış alanında türbülans çalkantıları gibi akış parametrelerini tanımlayabilmenin tek yolu yüksek frekansta anlık hız ölçümüdür. Hot-wire hava akışı uygulamalarında 250 kHz varabilen, (Jorgensen (Prac. Guide Dan Dyn.)) örnekleme frekansı ile buna olanak tanıyan bir ölçüm tekniğidir. Bu ölçüm tekniği akış alanında çok ince dairesel bir telden taşınım ile olan ısı transferi bilgisine dayanır. Telden olan ısı transferi ile akış hızı arasında ilişki ise (Collis ve Williams, (1959), (bkz; Holman, (1971))) ;

$$Nu \left(\frac{T_{\text{çevre}}}{T_{\text{akış}}} \right)^m = A + Re^n \quad (3.45)$$

şeklindedir. Bu ilişkide ancak Şekli 3.9'dan da görüleceği üzere çok uzun bir ölçüm zinciri ve kalibrasyon sonunda tanımlanabilmektedir. Görüldüğü gibi hot-wire ile hız

ölçümünde hem çevresel hem de ölçüm metodunun kendisinden kaynaklanan bir çok belirsizlik kaynağı vardır. Tek telli bir prob ile hız ölçümde karşılaşılabilecek belirsizlikler Tablo 3.3’de verilmiştir (Jorgensen (Prac. Guide Dan Dyn.)).

Tablo 3.3 ve Denklem (3.43)’den yararlanarak hız ölçümündeki toplam belirsizlik; 5, 10 ve 15 m/s hızlar için yaklaşık olarak sırasıyla, % 2.072, 2.071 ve 2.070’dir.

Tablo 3.3. Hız ölçümündeki belirsizlikler.

Elektronik gürültü ve frekans algılanmasından kaynaklanan belirsizlik		%0.5
Kalibrasyon ve kalibrasyon işlemi sırasında meydana gelen belirsizlik		%1
Lineerleştirme işlemi sırasında oluşan belirsizlik		%0.4
A/D dönüştürücü kartın(10 Volt aralığında 12 bit) çözünürlüğünden oluşan belirsizlik	$U_{\infty} = 15m/s$ için $\frac{\partial U}{\partial E} = 38m / s / Volt$	% 0.337
	$U_{\infty} = 10m/s$ için $\frac{\partial U}{\partial E} = 31.5m / s / Volt$	% 0.332
	$U_{\infty} = 5m/s$ için $\frac{\partial U}{\partial E} = 27m / s / Volt$	%0.324
1 ⁰ C çalışma sıcaklığı nedeniyle Prob dan kaynaklanan belirsizlik		% 1.5
Prob pozisyonundan kaynaklanan belirsizlik		% 0.016

1 ⁰ C sıcaklık farkından dolayı hava yoğunluğundan kaynaklanan belirsizlik	% 0.4
Ortam basıncındaki değişim (10 kPa) kaynaklanan belirsizlik	%0.6

3.6.3. Basınç ölçümündeki belirsizlik

Basınç ölçümü ayrıntıları Bölüm 3.4.2’de verilmiş olan 20 kollu ve 11⁰ eğimli bir manometre ile yapılmıştır. Ölçüm zinciri; yüzeydeki basınç deliği (yüzeğe sıfır 0.8 mm iç 2 mm dış çapa sahip kırılabilir boru)-basınç deliği ile manometre arasındaki bağlama elemanı(2 mm için 4 mm dış çapa sahip plastik hortum)- manometre-manometre sıvısının yükseklik skalasının okunması şeklindedir. Bu ölçüm zincirindeki belirsizlikler hesaplanmış ve Tablo 3.4’de verilmiştir.

Tablo3.4. Basınç ölçümündeki belirsizlikler.

Manometre eğimindeki 0.5 ⁰ hatadan kaynaklanan belirsizlik	%4.1
Manometre sıvısının yüzey gerilmesinden kaynaklanan belirsizlik	%2.2
Okumadan kaynaklanan belirsizlik	% 3.3
Basınç deliğinden kaynaklanan belirsizlik	% (ölçüm ve hesaplamalardan saptanamamıştır)
Bağlantı elemanlarından kaynaklanan belirsizlik	% (ölçüm ve hesaplamalardan saptanamamıştır)

Tablo 3.4 ve Denklem (3.43)’den yararlanarak basınç ölçümündeki toplam belirsizlik; % 5.7’dir.

3.6.4. Isıtılmış yüzeyden olan ısı transferi ölçümündeki belirsizlik

Bakır yüzeylerin ısıtılması, yüzeyin altına döşenen rezistans tellerinin bir varyak ile tahriki ile sağlanmıştır. Yüzeyden olan ısı transferinin büyüklüğü ise varyağın çektiği gerim ve akımın (güç) ölçümü ile hesaplanmıştır. Bu ölçümde meydana gelen belirsizlikler Tablo 3.5’de verilmiştir.

Tablo3.5. Isı transferi büyüklüğünün ölçümündeki belirsizlikler.

Varyaktan kaynaklanan belirsizlik	%1.3
Akım ölçümünden kaynaklanan belirsizlik	%1
Gerilim ölçümünden kaynaklanan belirsizlik	%0.5
Isı kaybından kaynaklanan belirsizlik	%2

Tablo 3.5 ve Denklem (3.43)’den yararlanarak ısı transferi büyüklüğünün ölçümündeki toplam belirsizlik; % 2.63’dır. Varyak ve ısı kaybından kaynaklanan belirsizlikler yapılan çok sayıda ölçüm sonucunda belirlenen değerlerdir.

3.6.5. Boyutsuz sayıların belirsizlik değeri

Boyutsuz sayıların belirsizliğine geçmeden önce havanın yoğunluktaki ve kinematik viskozitesindeki belirsizliklerin saptanması gerekir. Havanın yoğunluğu;

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (3.46)$$

şeklinde tanımlanırsa; Denklem (3.44) aracılığıyla yoğunluktaki belirsizlikler;

$$k_T = \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} w_T = \frac{T}{\rho} \left(-\frac{P}{RT^2} \right) w_T \text{ ve } k_P = \frac{P}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial P} w_P = \frac{T}{\rho} \frac{1}{RT} w_T$$

şeklindedir. Bu çerçevede test bölümünün herhangi bir noktasında, havanın sıcaklık ve basıncında sırasıyla $1^{\circ}C$ ve $100 Pa$ 'lık meydana gelebilecek değişimde, havanın yoğunluğundaki toplam belirsizlik yaklaşık olarak % 0.36 hesaplanmıştır. Havanın kinematik viskozitesindeki belirsizlikte;

$$v\rho = v_0\rho_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \quad (3.47)$$

bağıntısı, (bkz, Umur, (1979)), aracılığıyla hesaplanmıştır. Havanın viskoziteside $1^{\circ}C$ sıcaklık farkı için hesaplan toplam belirsizlik yaklaşık olarak % 0.573'dir.

Bu çalışmadaki boyutsuz sayılar bağımsız değişkenler cinsinde;

$$Re = Re(U, d, \nu) \quad (3.48)$$

$$C_p = C_p(\Delta P, U, \rho) \quad (3.49)$$

$$St = St = (Q, U, \Delta T) \quad (3.50)$$

şeklinde tanımlanabilir. Reynolds sayısı ve basınç katsayısında meydana gelebilecek belirsizlikler:

$$w_{Re} = \left[2.072^2 + 0^2 + 0.573^2 \right]^{1/2} \cong \%2.15$$

$$w_{C_p} = \left[5.7^2 + 2.072^2 + 0.345^2 \right]^{1/2} \cong \%6.075$$

Stanton sayısı Denklem (3.25)'den

$$St = \frac{Q}{c_p U \Delta T}$$

Şeklinde yazılabilir. Bu eşitlikten her bir değişkenin belirsizliği;

$$k_{c_p} = \frac{c_p}{St} \frac{\partial St}{\partial c_p} w_{c_p} = \frac{c_p}{St} \left(-\frac{Q}{c_p^2 U \Delta T} \right) w_{c_p} = 0$$

$$k_U = \frac{U}{St} \left(-\frac{Q}{U^2 c_p h A \Delta T} \right) \rightarrow 5, 10 \text{ ve } 15 \text{ m/s akış hızları için sırasıyla; \% 2.01, 2.04, 2.1}$$

$$k_Q = \frac{h}{St} \left(\frac{1}{c_p U A \Delta T} \right) w_Q \rightarrow 5, 10 \text{ ve } 15 \text{ m/s akış hızları için sırasıyla; \% 2.63, 2.8, 3.1}$$

$$k_A = \frac{A}{St} \left(-\frac{Q}{A^2 c_p U h \Delta T} \right) w_A = 0$$

$$k_{\Delta T} = \frac{\Delta T}{St} \left(-\frac{Q}{\Delta T^2 c_p A U h} \right) w_{\Delta T} \rightarrow 5, 10 \text{ ve } 15 \text{ m/s akış hızları için sırasıyla; \% 7.88, 7.91,}$$

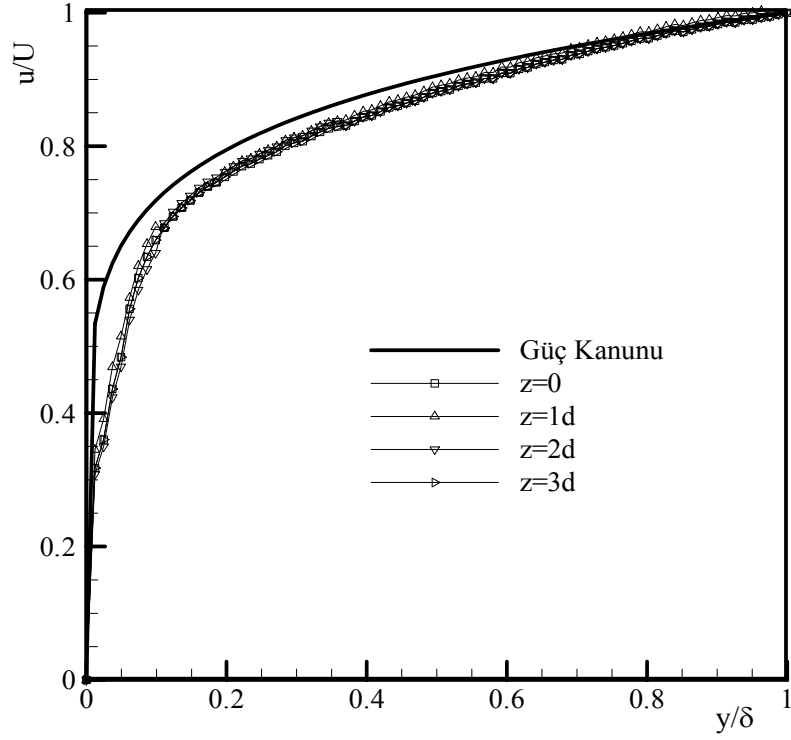
7.95 şeklindedir. Stanton sayısının hesaplanmasında oluşan toplam belirsizlik ise;

$$w_{St} = \left[k_{c_p}^2 + k_U^2 + k_Q^2 + k_A^2 + k_{\Delta T}^2 \right]^2 \rightarrow 5, 10 \text{ ve } 15 \text{ m/s akış hızları için sırasıyla; \% 8.55,}$$

8.63, 8.86 değerindedir

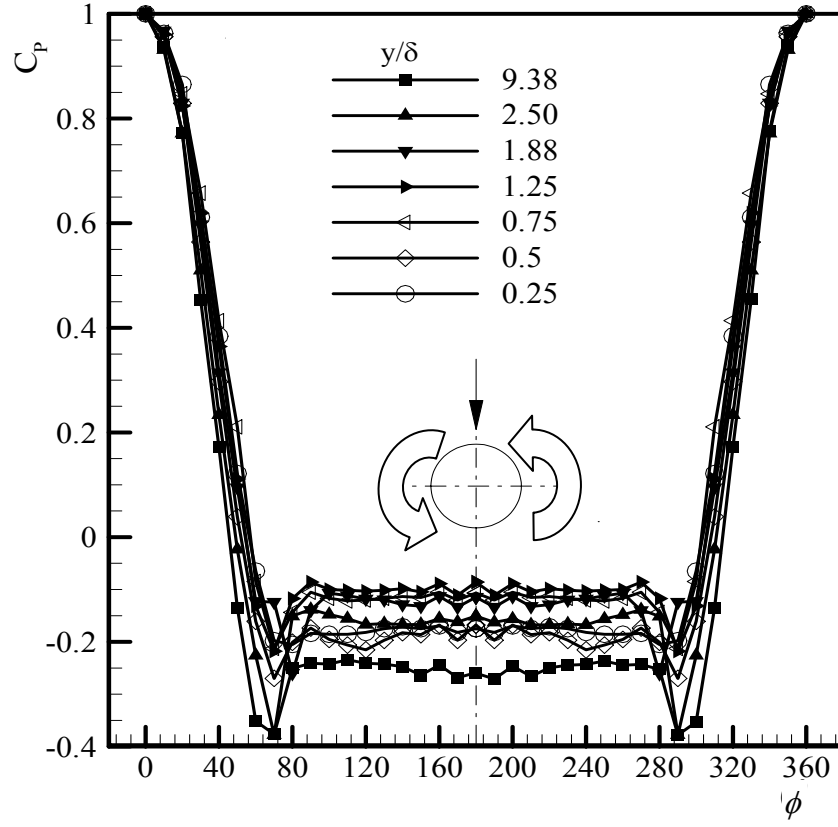
3.6.6. Ölçümlerin tekrarlanabilirliği

Hız ölçümlerinin tekrarlanabilirliğini ölçmek amacıyla silindirsiz düz yüzeyde, $x/d=0$, $z/d=0$, 1, 2, ve 3 olmak üzere dikey doğrultuda 4 noktada, 10 m/s serbest akış hızında ölçümler alınmıştır. Şekil 3.20'de görüleceği üzere her noktadaki ölçümler yaklaşık aynı olması hız ölçümlerinin tekrarlanabilirliği göstermektedir.



Şekil 3.20. 10m/s serbest akış hızında $x/d=0$, $z/d=0, 1, 2, 3$ noktalarında dikey doğrultudaki hız ölçümleri.

Silindir yüzeyindeki basınç ölçümü silindirin dikey doğrultusunda tek ekseninde açılan 7 basınç deliği ile ölçülmüştür. Silindirin tüm yüzeyindeki basıncı ölçebilmek deney esnasında silindirler 10^0 açılarda kendi eksenini etrafında 360^0 döndürülmesiyle sağlanmıştır. 10m/s akış hızında silindir üzerinde yapılan basınç ölçümlerinden hesaplanan basınç katsayıları Şekil 3.21'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği gibi dikey eksenindeki tüm noktalarda $0-180^0$ değerler ile bunun simetrisi olan $180-360^0$ değerler ile yaklaşık olarak aynıdır. Bu basınç ölçümlerini tekrarlanabildiğini göstermektedir.



Şekil 3.21. 10m/s serbest akış hızında silindir yüzeyindeki basınç katsayısını dağılımı.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA

Dairesel ve kare kesitli silindirlerin yerleştirildiği düz yüzey üzerindeki akış alanına, silindirlerin önündeki ters basınç gradyanı sonucu oluşan, atnalı vortekslerinin etkisi deneysel ve nümerik araştırılmıştır. Ölçümler ve nümerik hesaplamalarda, akış ve ısı karakteristikleri bir arada değerlendirilmiş, ölçülen ve hesaplanan parametrelerden diğer parametreler (δ , δ^* , θ , Re_x , Re_θ , C_p , h , St) Bölüm 3.2’de verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanmıştır. Hız, basınç ve sıcaklık ölçümü sırasıyla (i) hot wire, (ii) yüzeylere açılan basınç delikleri ve bunlara bağlı manometre, (ii) yüzeylerin altına yerleştirilen termal çiftler ve bunlara bağlı data toplama kartı ile yapılmıştır. Nümerik hesaplamalar ise Fluent CFD yazılımı aracılığıyla yürütülmüştür.

Bu çalışmada, kritik altı akış rejiminde ($300 < Re_D < 10^5$, Williamson, 1996) silindir etrafındaki akış alanına, hem silindir geometrisi hem de Re_D etkisi incelendiğinden ölçümler ve nümerik hesaplamalar, düz yüzey üzerinde dairesel ve kare kesitli silindirlerin yerleştirildiği 2 akış yapısı için 5, 10, 15 m/s serbest akış hızlarında yürütülmüştür. Her iki akış yapısı için bu hız değerlerinde, silindirlerin test bölümüne yerleştirileceği noktada sırasıyla sınır tabaka kalınlığı, $\delta=20.99, 15.99, 15.2$ mm ve Reynolds sayısı (referans uzunluk; izafi başlangıç noktası) $Re_x=2.55 \times 10^5, 4.38 \times 10^5, 6.62 \times 10^5$ ’dir. Referans uzunluk silindir çapı olmak üzere iki akış yapısı için çalışmanın yapıldığı Reynolds sayıları ise, $Re_D=17123, 34246, 51369$ ’dir. Nümerik hesaplamalarda da aynı koşulları sağlayacak şekilde giriş sınır şartı verilmiştir.

Deneylerin üzerinde yürütüldüğü, saydam pleksiglass malzemeden üretilen test bölümü bu tez çalışması kapsamında tasarlanmış ve yine bu tez çalışması kapsamında tasarlanan rüzgar tüneline monte edilmiştir. Maksimum hızı 40m/s olan rüzgar tüneli sırasıyla fan, 1:3 düvizör, dinlenme tankı, 4:1 lüle olmak üzere dört bölümden meydana gelmektedir. Ayrıca türbülans seviyesini düşürmek için dinlenme tankının başlangıcına bir sıra honeycomb sonuna ise 5 tane elek teli yerleştirilmiştir. Lülenin hemen devamında yer alan $700 \times 300 \text{ mm}^2$ kesite ve 2500mm uzunluğa sahip test bölümüne, 1mm kalınlığındaki bakır levhanın tahta modeller üzerine dövülmesi ile imal edilen 50mm çapındaki silindirler, test bölümünün başlangıcından 11d uzağa dikey yerleştirilmiştir. Akış yönünde 1000mm uzunluğa sahip bakır düz yüzey ise silindirin merkezinden 1d

mesafeye konumlandırılmıştır. 1 mm kalınlığındaki bakır yüzeyin sabit ısı akasında ısıtılması Bölüm 3.3.3'de anlatıldığı gibi alt yüzeyine yerleştirilen kompozit bir ısıtıcı ile sağlanmıştır.

Isıtılan bakır düz yüzey üzerinde sıcaklık ölçümleri, test bölümde silindirin konulacağı noktadan $2.5d$ mesafeden itibaren z doğrultusunda 6 eksende alınmıştır. Eksenler arası mesafe $2d$ olup her eksende 18 noktada sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Düz yüzey üzerindeki basınç ölçümleri silindirik etrafında her 30° açıda dört eksen ve silindirin arkasında ise z doğrultusunda 6 eksende alınmıştır. Dairesel kesitli silindir yüzeyindeki basınç aynı eksende açılan 7 basınç deliğiyle ölçülmüştür. Silindirin kendi ekseni etrafında 10° açılarda 360° döndürülmesiyle 252 noktada basınç ölçümü sağlanmıştır. Hız ölçümlerinde Dantec Dynamics model tek boyutlu $55P11$ probu kullanılmıştır. Tüm ölçümler 2500 Hz örnekleme frekansı ve 1250 Hz düşük geçirgen filtre frekansında alınmıştır. Ölçümlerde akış alanında prob hareketi genel yapısı Bölüm 3.4.1'de tanımlanan, her üç yöndeki hareket hassasiyeti de 0.001 mm olan, bir travers mekanizması ile sağlanmıştır. Yapılan ölçümlerden rüzgar tüneline, 40 m/s akış hızında, türbülans yoğunluğunun $\% 0.8$ olduğu tespit edilmiştir.

Nümerik hesaplamalar iki akış yapısı için 5 m/s serbest akış hızında yapılmıştır. Türbülans modeli olarak $k-\omega$, çözüm algoritması olarak PISO ve denklem çözümünde ikinci dereceden akış şeması seçilmiştir. Bu seçim süreci ve sınır koşulları Bölüm 3.5'de detaylı verilmiştir. Hesaplamalar stabil olmayan akış durumu için üç farklı meş sıklığında yürütülmüştür. Hesaplamalar 0.005 s (200 Hz) zaman aralığında yapılmış ve yakınsama ölçüsü olarak 10^{-6} alınmıştır.

4.1. Ölçüm Sonuçları

Ölçüm sonuçlar üç bölümde sunulacaktır. İlk bölümde silindirsiz düz yüzey üzerinde, silindirin konulacağı notadaki yüzeye dikey yönde yapılan hız ölçüm sonuçları verilecek ve bunu düz yüzey boyunca yapılan sıcaklık ölçüm sonuçları takip edecektir. Bu bölümde ayrıca ölçüm sonuçlarının literatürdeki yaklaşımlar ile mukayesesi de yapılacaktır. İkinci bölümde düz yüzeye dairesel silindirin yerleştirildiği akış alanının ölçüm sonuçları verilecek ve bunların silindirsiz düz yüzeye göre durumları saptanacaktır. Son bölümde ise kare kesitli silindir ölçüm sonuçları sunulacak ve

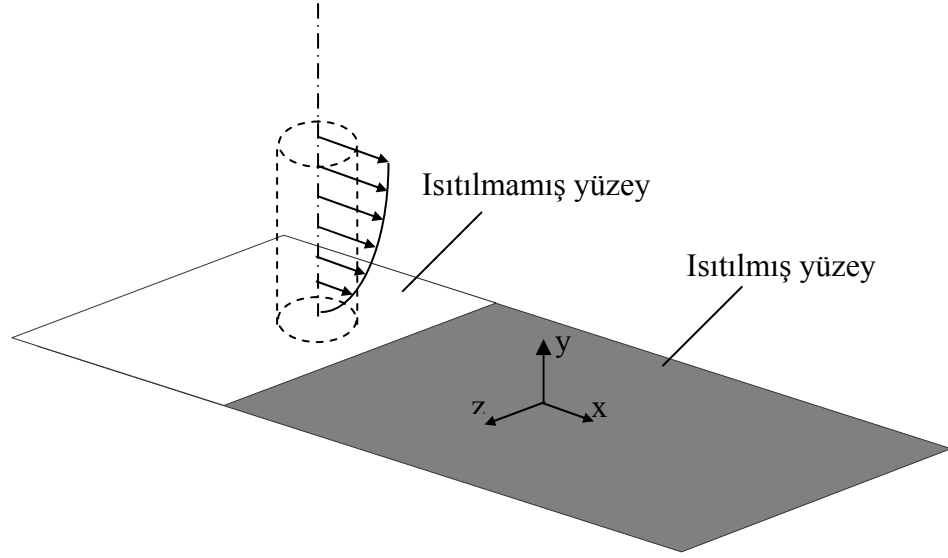
bunların silindirsiz düz yüzey ve dairesel silindir durumuna göre aldıkları değerler verilecektir.

4.1.1. Düz yüzey deney sonuçları

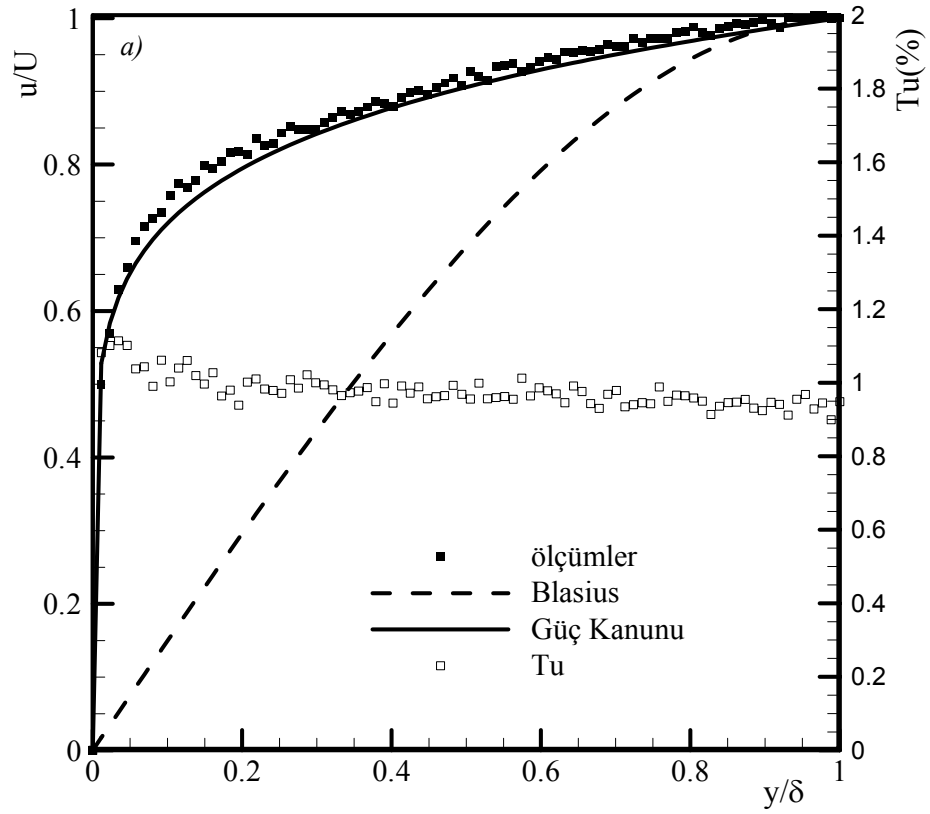
Silindir Şekil 4.1’de gösterildiği gibi düz yüzeye dikey yerleştirilmiştir. Silindir yerleştirilmeden önce silindirin yerleştirileceği noktadaki üç serbest akış hızı için sınır tabakayı tespit etmek amacıyla yüzeye dikey yönde hız ve türbülans yoğunluğu ölçümleri yapıldı. Dikey yönde ölçülen hız değerlerin boyutsuz ifadeleri ve her ölçüm noktasındaki türbülans yoğunluğu Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Aynı şekilde Blasius Laminer akış profili ve güç kanununun 7 kuvveti cinsinden hesaplanan türbülans hız profili de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği gibi her üç serbest akış hızında ölçümler türbülans hız profilinden %0-5 aralığında sapmalar göstermektedir. Yapılan ölçümler sonucunda üç serbest akış hızı için sınır tabaka kalınlıkları saptanmış ve Denklem (3.14) yardımıyla izafi uzunluk ve bu uzunluktaki Re_x değerleri hesaplanmıştır. Ölçüm verilerinden silindirin konulacağı noktadaki sınır tabaka parametreleri de $(\delta^*, \theta, H, Re_{\delta^*}, Re_{\theta})$ hesaplanmıştır. Hesaplanan veriler bir arada Tablo 4.1’de verilmiştir. Her üç serbest akış hızında hızın güç kanununun 7 kuvveti cinsinden hesaplanan türbülans hız profilinden küçük sapmalar göstermesi, biçim faktörünün 1.3 civarında ve $Re_{\delta^*} > 1000$ olması akışın türbülanslı olduğunu gösteren parametrelerdir. Dikey doğrultuda yapılan türbülans yoğunlu ölçümlerinde tüm akış hızlarında türbülans yoğunluğu, $Tu < 1\%$ olmaktadır.

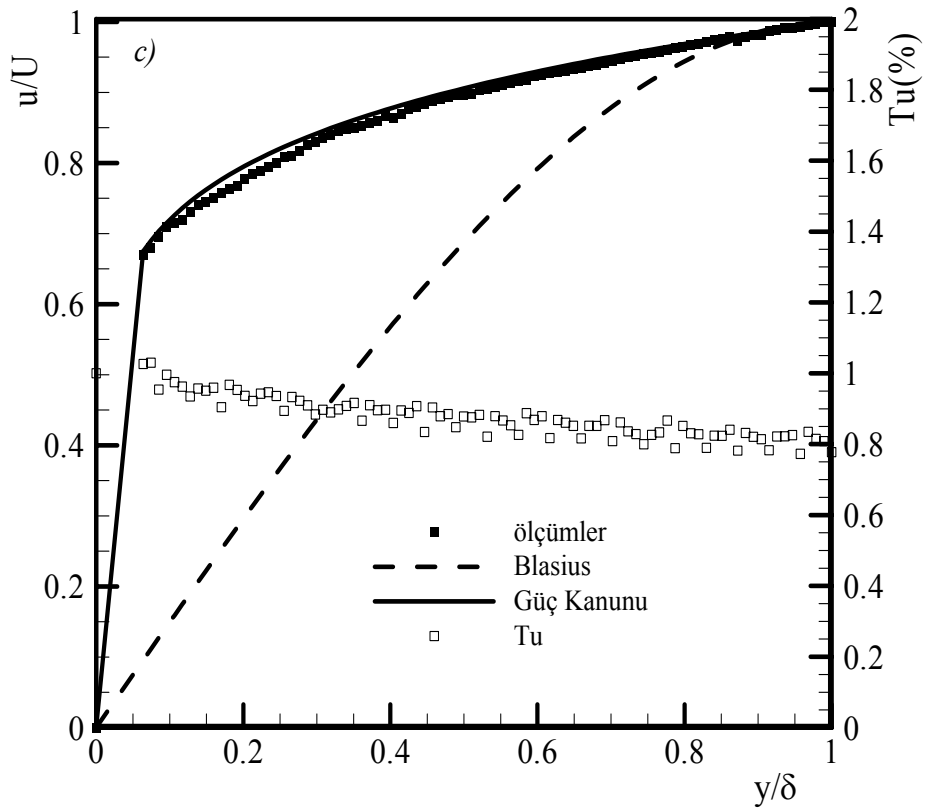
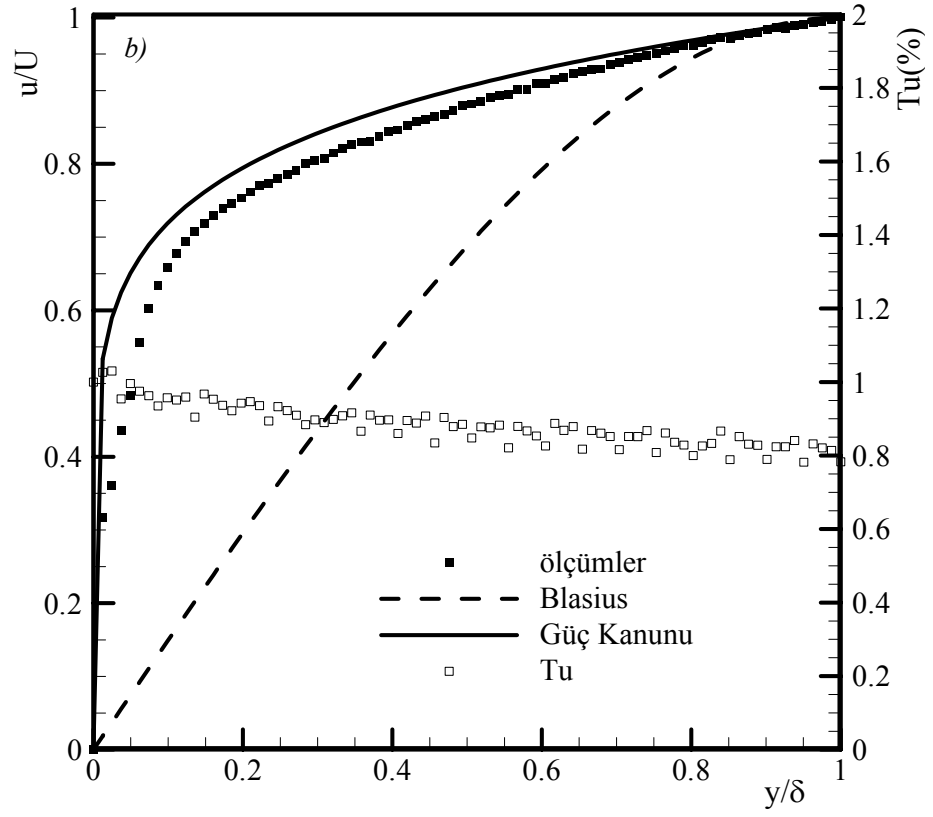
Tablo 4.1. 5, 10 ve 15m/s serbest akış hızlarında sınır tabaka parametreleri.

$U(m/s)$	$\delta(mm)$	Re_x	δ^*	θ	H	Re_{δ^*}	Re_{θ}
5	20.99	2.55×10^5	0.01392	0.01064	1.308	4734	3618
10	15.99	4.38×10^5	0.02566	0.01765	1.453	17458	12008
15	15.20	6.62×10^5	0.02042	0.01550	1.317	20833	15814



Şekil 4.1. Silindirin düz yüzey üzerindeki konumu.





Şekil 4.2. (a) 5m/s, (b) 10m/s ve 15m/s hızlarında alınan hız ve türbülans yoğunluk ölçümleri.

Düz yüzey üzerinde sıcaklık ölçümleri her üç serbest akış hızı için yapılmıştır. Ölçümün amacı (i) silindirik yüzey üzerindeki ölçümler sonucunda hesaplanacak Stanton sayıları ve (ii) Denklem (3.27)'deki ampirik bağıntıyla karşılaştırma yapmak. Denklem (3.27) bağıntısıyla yapılacak karşılaştırma ölçümlerin güvenilirliğini de ortaya koyacaktır.

Isı karakteristiklerinin tespiti için tasarlanan ve Bölüm 3.3.3'de detayları verilen bakır plaka sabit ısı akısı koşullarında ısıtılmıştır. Isı kontrolü maksimum 8 amper çekebilen bir varyak ile yapıldı. Bakır plakayı ısıtmak için altına yerleştirilen direnç tellerinin eşdeğer direncinin 8 ohm olduğu düşünülürse, plakaya maksimum 1280 W/m^2 sabit ısı akısı uygulanabilir. Uygulanacak ısı akısının miktarı belirlemede uygulanan yöntem, ilk ölçüm noktasında yüzey ile serbest akış sıcaklığı arasındaki farkın 10° olmasıdır. Bu yöntem Umur, (1994) ve Wang ve ark, (1989) tarafından uygulanan bir yöntemdir. Farkın 10° üzerinde çıkması ısı transferi ölçümlerinde hata oranının $\pm\%15$ 'e kadar yükselmesine neden olmaktadır (Crane ve Sabzvari, 1989). Yöntem çerçevesinde 5, 10, 15 m/s serbest akış hızları için yapılan birçok denemeden sonra, akış sırasında bakır yüzeye uygulanması gereken ısı akısının üç akış hızı için sırasıyla 255, 480 ve 642 W/m^2 olması gerektiği tespit edilmiştir. Akış yokken yapılan ölçümlerden akış sırasından kaybolan ısı akısının ise yaklaşık olarak 35, 40 ve 50 W/m^2 olduğu saptanmıştır.

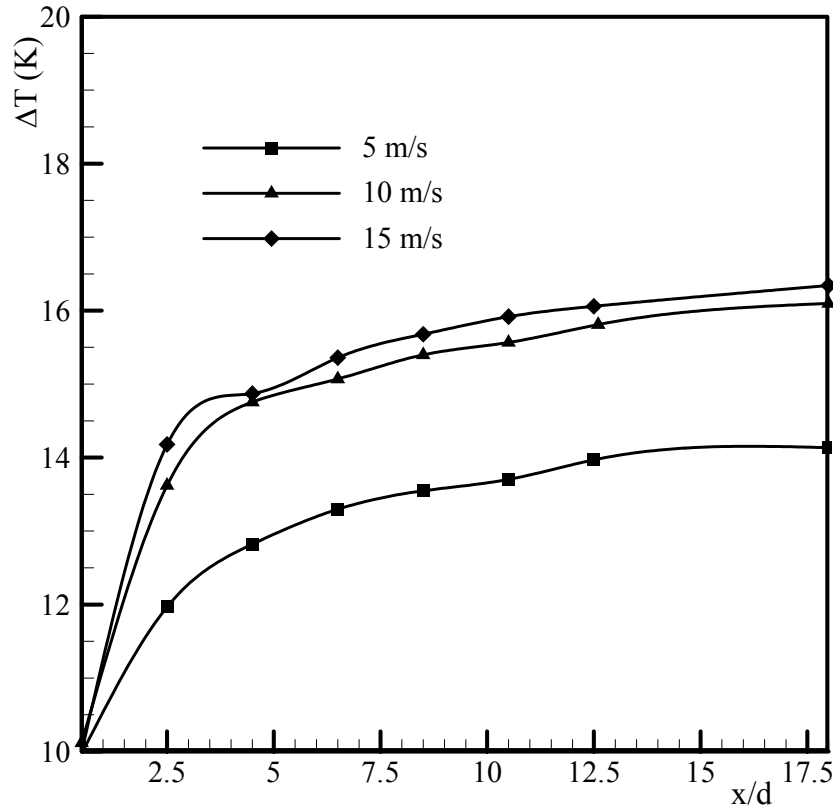
Düz yüzey üzerinde sıcaklık ölçümleri her üç akış hızı için 8 noktada ($0.5d$, $2.5d$, $4.5d$, $6.5d$, $8.5d$, $10.5d$, $12.5d$, $18d$) yapılmıştır. Ölçümler alınırken serbest akış hızının sıcaklığı (T_∞) eş zamanlı olarak ölçüldü. Ölçülen her nokta için yüzey ile serbest akıştaki sıcaklık farkları, $\Delta T = T_y - T_\infty$ hesaplanmıştır. Her üç akış için hesaplanan ΔT değerleri Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Ölçümlerden hesaplanan ΔT değerleri yüzey boyunca sıcaklık gradyanlarının $\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)$ karşılaştırmasına olanak tanıyan önemli bir parametredir. Şekil 4.3'den görüleceği üzere ilk ölçüm noktasında her üç akış hızı bakır plakaya uygulanan farklı ısı koşullardan dolayı sıcaklık farkları yaklaşık 10° iken ikinci ölçüm noktasında ilk noktaya göre sıcaklık farkındaki artış sırasıyla $\%19.3$, 35.7 ve 41.3 ' dır. Sıcaklık farkındaki bu artış sırasıyla dördüncü ölçüm noktasında $\%35$, 54 ve 57 ve son ölçüm noktasında ise $\%41$, 61 ve 63 olmaktadır. Sıcaklık farkının izlediği bu

trend yüzey boyunca termal sınır tabaka kalınlığının 15 m/s'de en düşük 5 m/s için ise en büyük olduğunu göstermektedir. Üç akış hızı için yüzey boyunca termal sınır tabaka kalınlığındaki artış ($\frac{\partial \delta_T}{\partial x}$) ise 15 m/s en büyük 5m/s en küçük olmak dadır. Bu durum ısı taşınım katsayısında daha açık bir biçimde görülecektir.

Ölçülen sıcaklıklarda her üç akış için yüzey boyunca ki ısı taşınım katsayıları;

$$h = \frac{q''}{\Delta T} \quad (4.1)$$

bağıntısıyla hesaplanmıştır. İlk ölçüm noktasında hesaplanan ısı transferi katsayıları 5, 10, 15 m/s için sırasıyla 22.11, 42.95 ve 58.50 W/m^2K iken son ölçüm noktasında ise 15.63, 27.10 ve 35.94 W/m^2K düşmektedir. Isı taşınım katsayısındaki düşme sırasıyla %29, 37 ve 38 olmaktadır. Bu düşme oranı önceki paragrafta söz edildiği yüzey



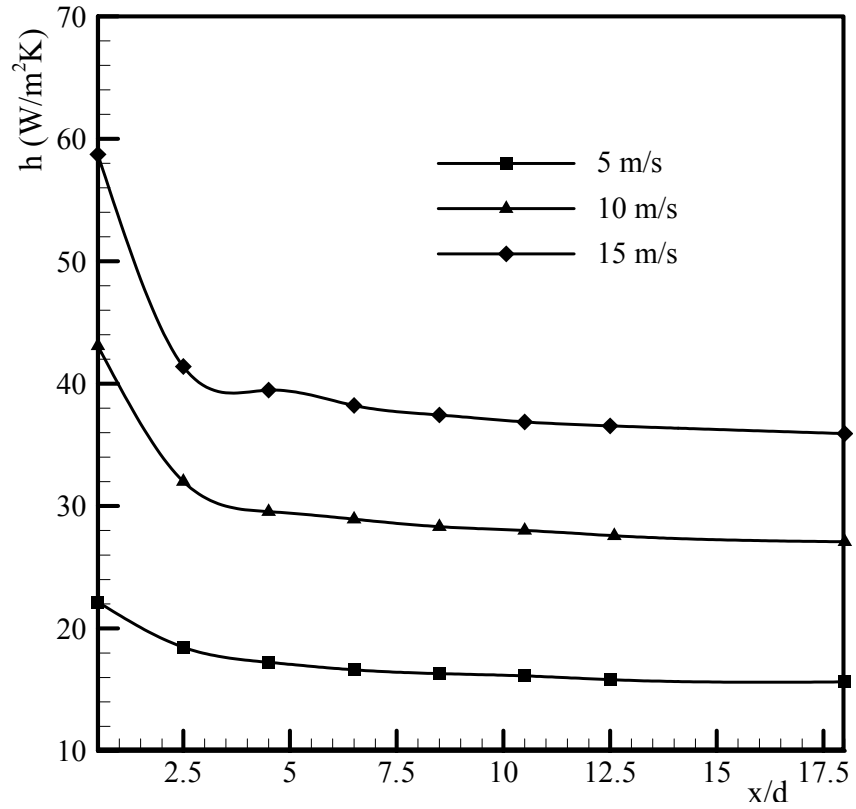
Şekil 4.3. 5,10,15 m/s serbest akış hızlarında ölçülen $\Delta T = T_y - T_\infty$ değerlerinin yüzey boyunca değişimi.

boyunca termal sınır tabaka kalınlığındaki artış 15 m/s en büyük 5 m/s ise en küçük olması sonucudur. Isı taşınım katsayısının yüzey boyunca izlediği trend termal sınır tabaka ile doğrudan ilişkili olduğundan (bkz; Kays, Crawford, 1993) bu durum her üç akış hızı için yüzey ısı taşınım katsayılarının gösterildiği Şekil 4.4 ve Stanton sayıların gösterildiği Şekil 4.5’de daha açıkça görülebilir. Şekillerden de anlaşılacağı üzere yüzey boyunca termal sınır tabakadaki artış 15 m/s en büyük olmasına rağmen inceliği her zaman için diğer iki akış durumundan daha az olmaktadır.

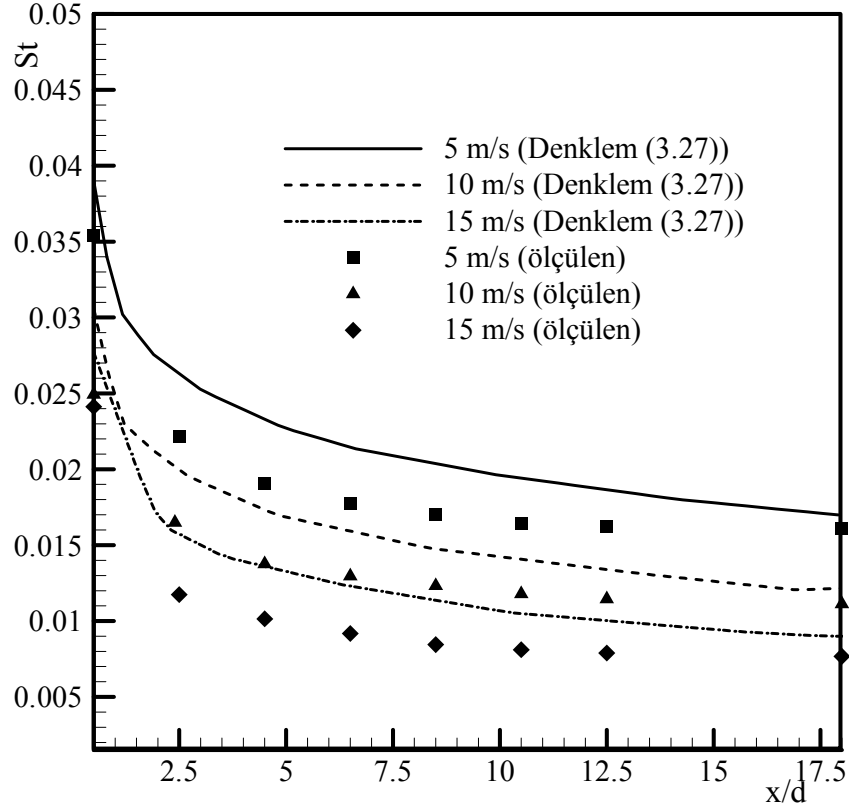
Ölçümlerin güvenilirliğini test etmek amacıyla Denklem (3.27)’deki bağıntı kullanılarak her üç akış için Stanton sayıları da hesaplanmıştır. Her üç akış durumu için hesaplamalar yapılmadan önce ilk ölçüm noktasında sınır tabaka kalınlığı ölçümler sonucu tespit edilerek ısıtılmamış başlangıç uzunlukları hesaplanmıştır. Denklem (3.27) ve ölçüm sonucu hesaplanan Stanton sayıları bir arada Şekil 4.5’de gösterilmiş. İlk ölçüm noktasında ölçümlerden hesaplanan Stanton sayısında Denklem (3.27) ile hesaplanan Stanton sayısına göre oluşan hata 5 , 10 ve 15 m/s akış hızları için sırasıyla % 28 , $15,6$ ve $14,2$ iken son ölçüm noktasında % $2,3$, $2,2$ ve $3,8$ olmaktadır. İlk ölçüm notaları ve 15 m/s akış hızı için ikinci ölçüm noktası hariç diğer ölçüm noktalarında tüm akış hızları için sapma % 10 altında kalmaktadır. Denklem (2.27) türü bağıntılar ile yapılan hesaplamalarda yüzey pürüzlüğüne bağlı olarak % 25 ’e kadar hatalar söz konusu olduğundan yapılan ölçümler, Tablo 4.2’de tüm ölçüm noktaları için yüzdesel olarak verilen hatalar çerçevesinde, literatür ile iyi uyum göstermektedir.

Tablo 4.2. Denklem (3.27) ve ölçümlerden hesaplanan Stanton sayıları arasındaki farkın yüzdesel değerleri.

U(m/s)	$\Delta H = St_{\text{Denklem 3.27}} - St_{\text{Hesaplanan}} / St_{\text{Hesaplanan}} (\%)$							
5	28	9.3	9.7	7.8	7.5	6.1	6.1	2.3
10	15.6	8.2	10	8.1	7.1	5.5	4.8	2.2
15	14.2	12	9.9	9.7	8.2	7.6	6.5	3.8



Şekil 4.4. 5, 10, 15 m/s akış hızlarında hesaplanan ısı taşınım katsayılarının yüzey boyunca dağılımı.



Şekil 4.5. 5, 10 ve 15 m/s akış hızlarında Denklem (3.27) ile ölçümlerden hesaplanan Stanton sayılarının yüzey boyunca dağılımı

4.1.2. Dairesel silindir deney sonuçları

Basınç ölçümleri

Silindir ve üzerine yerleştirildiği yüzeyin basınç dağılımı ölçülmüştür. Silindir yüzeyinde basınç ölçümü dikey ekseninde silindir yüzeyine açılan 7 tane basınç deliği ile yapılmıştır. Basınç deliklerinin yeri; silindirin konulacağı noktadaki sınır tabaka göz önünde bulundurularak düz yüzey üzerinde $y = 0$ olmak üzere $y = 150, 40, 30, 20, 12, 8$ ve 4 mm 'dir. Basınç deliklerinin bu konumu 5 m/s akış hızında 4-7 ölçüm noktalarının 10 m/s ve 15 m/s hızlarında 5-7 ölçüm noktalarının sınır tabaka altında kalmasına olanak sağladığından silindir önünde düz yüzey üzerinde gelişen sınır tabakanın silindir yüzeyindeki basınç dağılıma etkisi incelenebilecektir. Silindir test bölümüne kendi eksenini etrafında 360° dönebilecek şekilde dikey yerleştirildi. Bu yerleştirmenin detayları Bölün 3'de verilmiştir. Deneyler esnasında silindir 10° adımlar ile toplam 360° döndürülmüştür. Her adımda 7 noktada ölçüm alınmıştır. Böylece silindir yüzeyinde her bir akış durumu için 245 noktada ölçüm alma imkânı sağlanmıştır. Yapılan ölçümler ile basınç kuvvetinin yüzey boyunca dağılımı ve yönü tayin edilmiştir. Ölçümlerde direk basınç değil basınç farkı ($\Delta P = P - P_\infty$) ölçülmüştür. P_∞ basıncı olarak ise silindirin $6.5d$ önündeki bir nokta seçilmiştir.

Ölçülen basınç farklarından Denklem (3.19) kullanılarak basınç katsayıları; her üç serbest akış hızı için hesaplandı. Hesaplanan basınç katsayılarının her akış hızı yüzey boyunca değişimi Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Her ekseninde iki boyutlu akış kabulü yapılarak basınç katsayılarından Denklem (3.21) kullanılarak $y = 150, 40, 30, 20, 12, 8$ ve 4 mm olmak üzere 7 eksenindeki sürüklenme katsayıları da hesaplanmıştır. Denklem (3.21) deki integrasyon işlemi Simpson 1/3 kuralı uygulanarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplanan sürüklenme katsayıları Tablo 4.3'de verilmiştir. $y/\delta = 7.5$ 'de $5, 10$ ve 15 m/s akış hızlarında ölçülen sürüklenme katsayıları sırasıyla $1.12, 1.177$ ve 1.223 'dir. Bu sonuçlar literatür (Umur, 2009) ile iyi bir uyum göstermektedir. Her üç akış hızında silindir yüzeyinin $5, 10$ ve 15 m/s akış hızlarında sırasıyla $y/\delta = 0.57, 0.75$ ve 0.79 eksenindeki sürüklenme katsayısı en büyüktür. $y/\delta = 7.5$ 'daki eksene göre bu eksenlerde sürüklenme katsayısının artışı sırasıyla $\%12, 19$ ve 28 'dir. Atnalı vorteks sistemleri

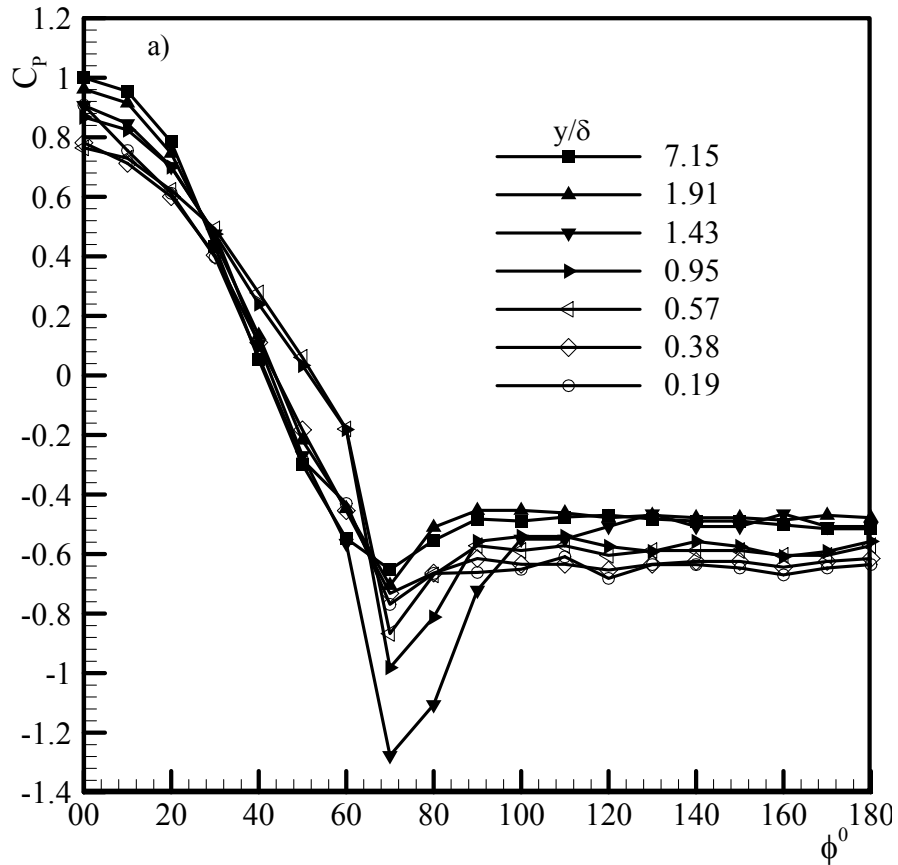
silindir yüzeyinde ki sürüklenme katsayısını artırır (Simpson, 2001) ve büyüklükleri $\frac{\delta}{d}$ oranı ile doğru orantılıdır (Roulund ve ark, 2005). $\frac{\delta}{d}$ oranının üç akış hızı için sırasıyla büyükten küçüğe 5, 10 e 15m/s olduğundan hesaplanan sürüklenme katsayılarının gösterdiği trend Roulund ve ark, (2005) ölçümleri ile paralellik göstermektedir.

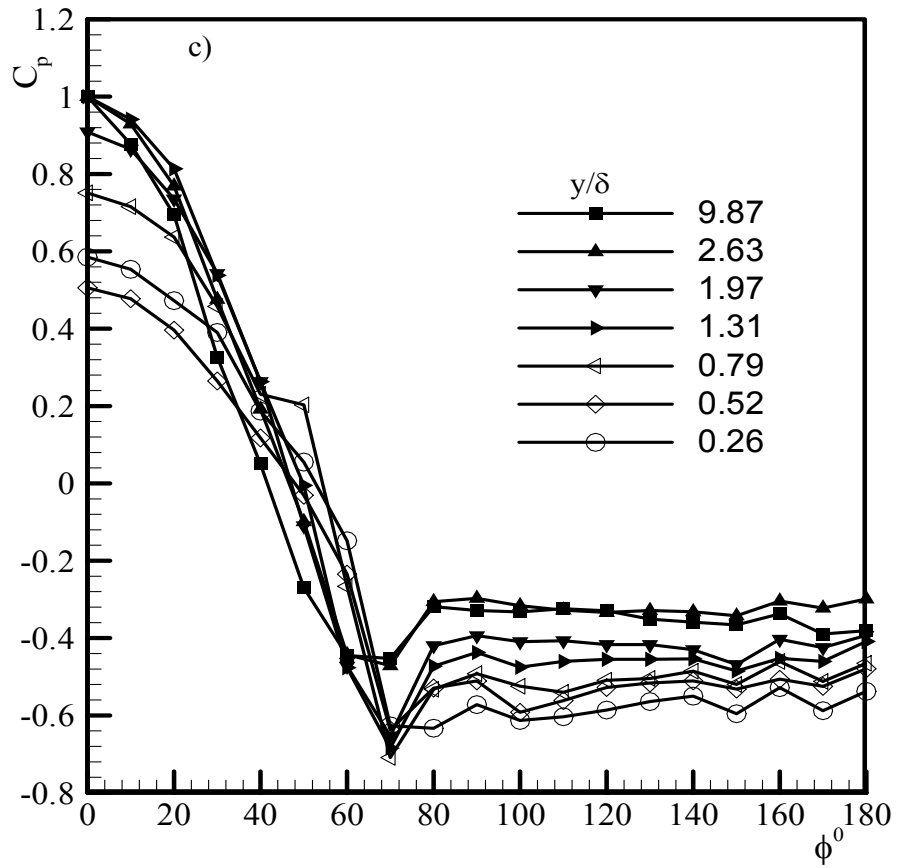
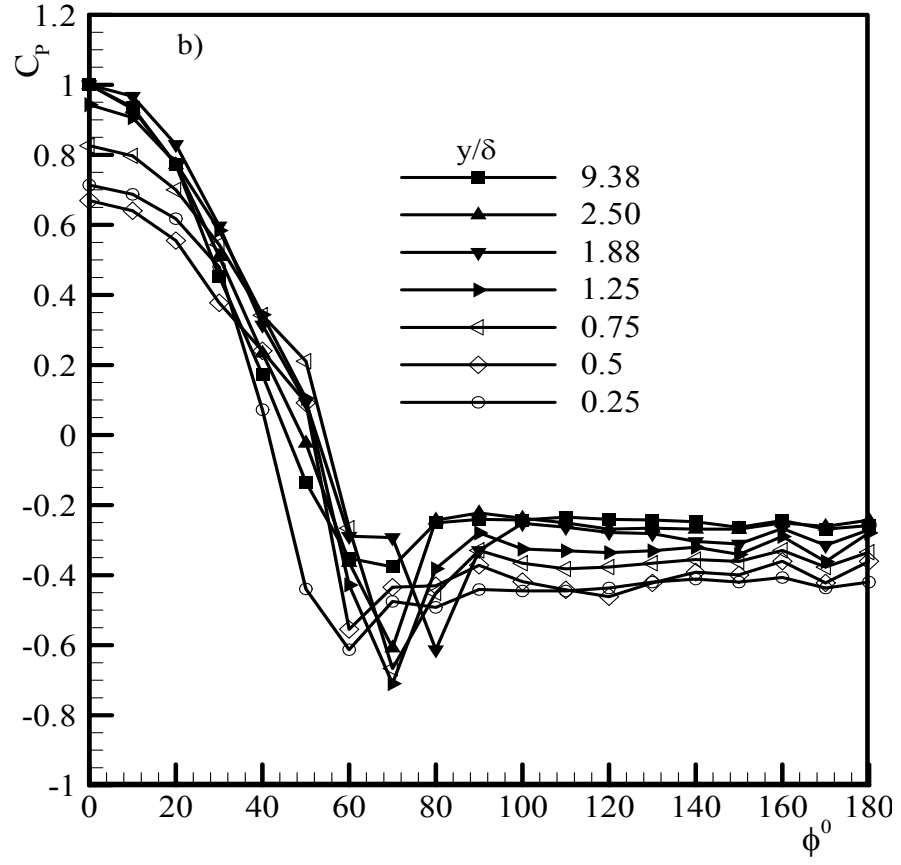
Tablo 4.3. 5, 10 ve 15m/s akış hızlarında Ölçümlerden hesaplanan sürüklenme katsayıları.

y/δ	7.15	1.91	1.43	0.95	0.57	0.38	0.19
C_d (5 m/s)	1.120	1.105	1.012	1.261	1.262	1.204	1.219

y/δ	9.38	2.5	1.88	1.25	0.75	0.5	0.25
C_d (10 m/s)	1.177	1.215	1.419	1.383	1.401	1.265	1.182

y/δ	9.87	2.63	1.97	1.31	0.79	0.52	0.26
C_d (15 m/s)	1.223	1.323	1.464	1.606	1.567	1.283	1.525





Şekil 4.6. (a) 5, (b) 10 ve (c) 15m/s akış hızlarında silindir üzerinde basınç dağılımları.

Düz yüzeyin basınç dağılımı üzerinde, silindir ard izi, silindir önünde oluşan atnalı vorteksleri ve bunların yüzey boyunca devam eden vorteks ayakları etkilidir. Aynı zamanda yüzeyin basınç dağılımı sınır tabaka ayrılmasını ve hız vektörlerinin yönünü direkt etkilediğinden akış alanının analizi için ölçülmesi, kritik bir öneme sahiptir.

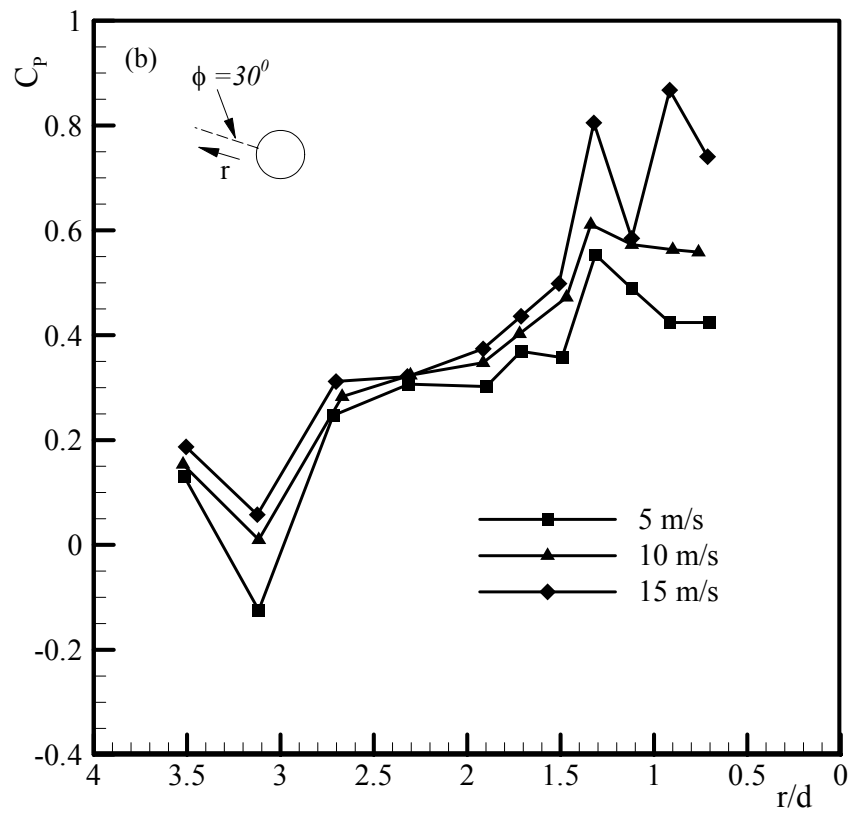
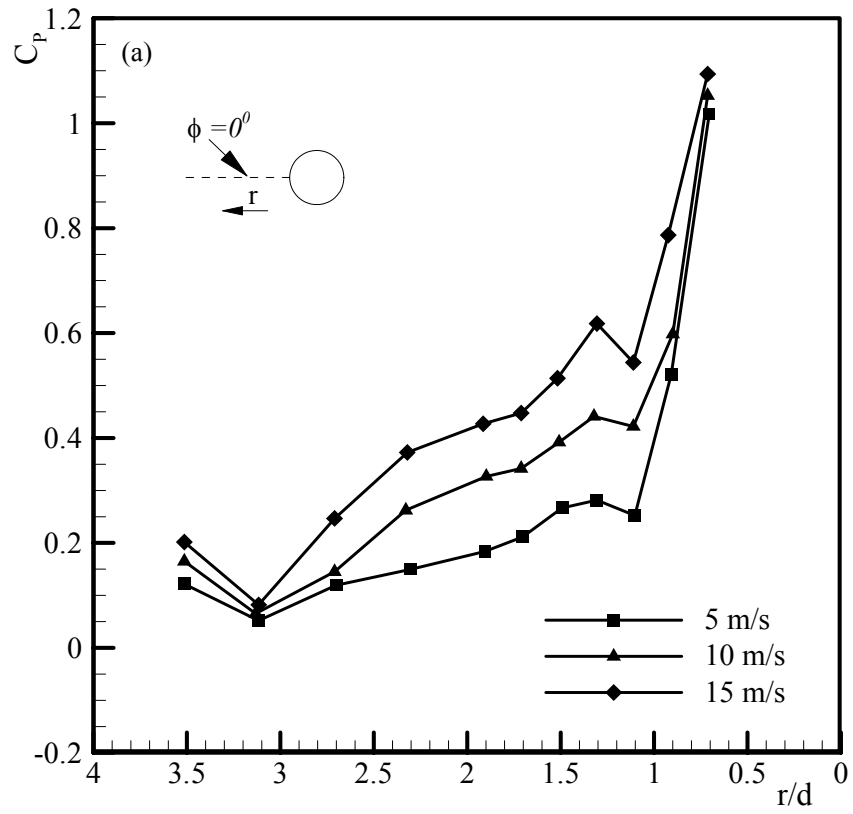
Basınç ölçümü için ilk etapta düz yüzey hazırlanmıştır. Düz yüzey üzerinde belirli aralıklarla çapı 2 mm olan delikler açılmıştır. 30 mm uzunluğunda, dış çapı 2 mm, iç çapı 0.8 mm olan kılcal borular kesilip yüzeye monte edilmiştir. Daha sonra düz yüzeyin alt kısmına, boruların kalan paylarına, dış çapı 4 mm, iç çapı 2 mm olan plastik borular bağlanıp manometre ile birleştirilmiştir. Basınç deliklerinin aşılması ve yüzey üzerinde dağılımları Bölüm 3'de detaylı verilmiştir. Manometrenin eğimi ve dengesi su terazisi ile ayarlandıktan sonra rüzgar tüneline 5, 10 ve 15 m/s hızlarda çalıştırılmıştır. Silindirin etrafındaki ölçüm eksenlerinde basınç farkı ($P_i - P_\infty$) ölçüldükten sonra Denklem (3.19) ile basınç katsayıları hesaplanmıştır. P_∞ basıncı olarak ise silindir yüzeyinde olduğu gibi silindirin 6.5d önündeki bir nokta seçilmiştir. Düz yüzey üzerinde 10 eksende toplam 110 noktada ölçüm alınmıştır. Ölçüm alınan dört eksen silindir etrafında iken kalan altı eksen silindirin arkasında z doğrultusundadır.

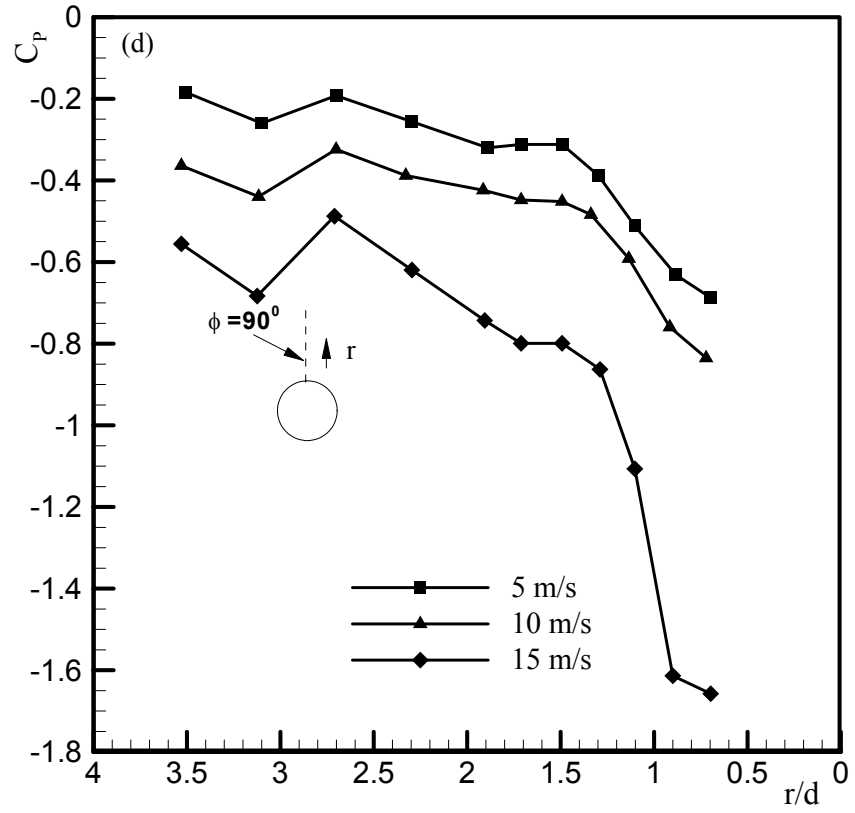
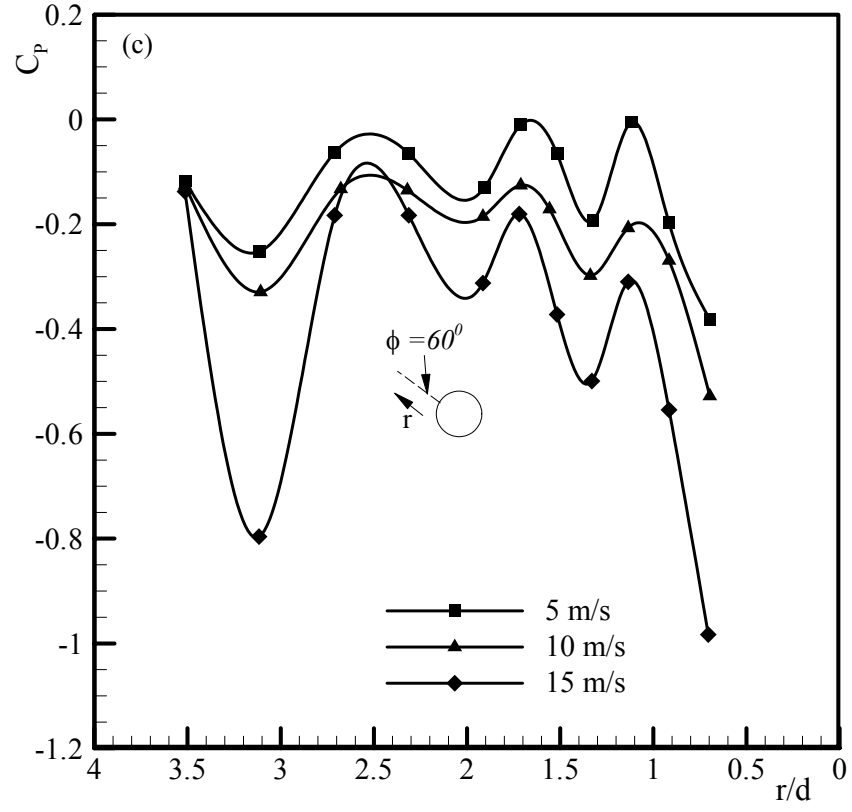
Silindire dik $\theta=0^\circ$, 30° , 60° ve 90° 'daki eksenlerdeki basınç katsayılarının dağılımı Şekil 4.8'de gösterilmiştir. Silindire dik $\theta=0^\circ$ ekseninde her üç akış için basınç gradyanı, ikinci ve son ölçüm noktaları arasında üç akış hızı için sırasıyla $\frac{\Delta P}{\Delta x} = 4.077, 7.76$ ve 9.30 olmaktadır. Basınç gradyanlarındaki artış 5 m/s akış hızına göre 10 m/s'de %90 ve 15 m/s ise %128 olmaktadır. Tablo 4.1 her üç akış hızı için verilen momentum kalınlıkları $x=0$ 'da $\theta=0$ olduğu kabulü yapılırsa $r(x)$ yönündeki momentum kalınlığı gradyanı ($\frac{\Delta \theta}{\Delta x}$) 5 m/s akış hızına göre 10 m/s'de % 11.1 ve 15 m/s'de %53 azalmaktadır. Bu çerçevede türbülanslı akış hızı için momentum integral denklemi (Umur 2009);

$$\frac{d\theta}{dx} + (2 + H) \frac{\theta}{U} \frac{dU}{dx} = \frac{\tau}{\rho U^2} \quad (4.2)$$

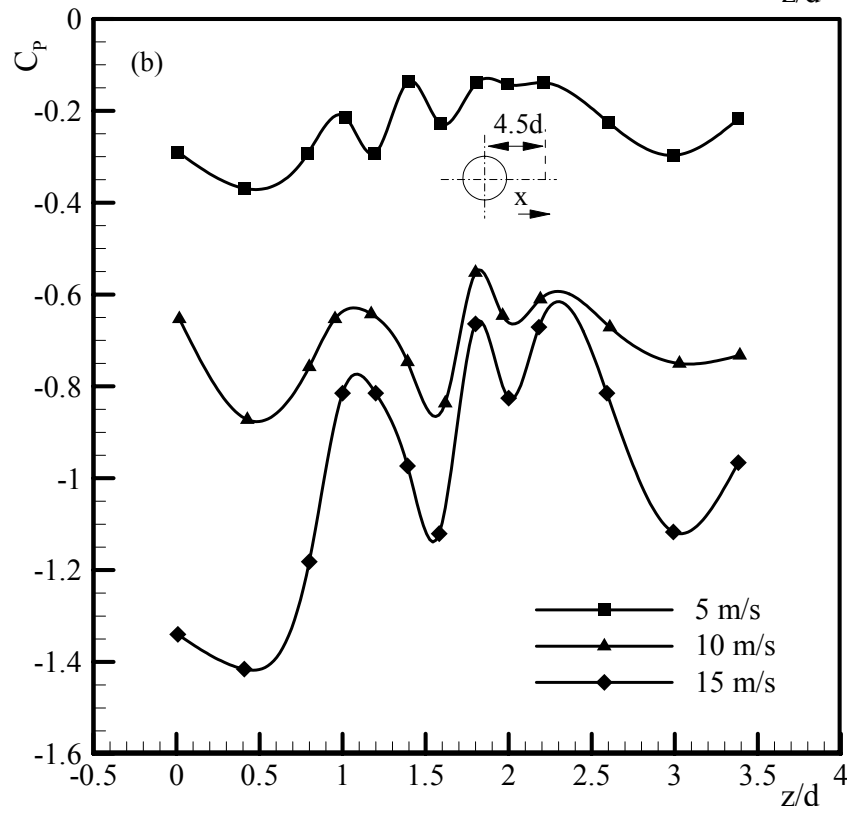
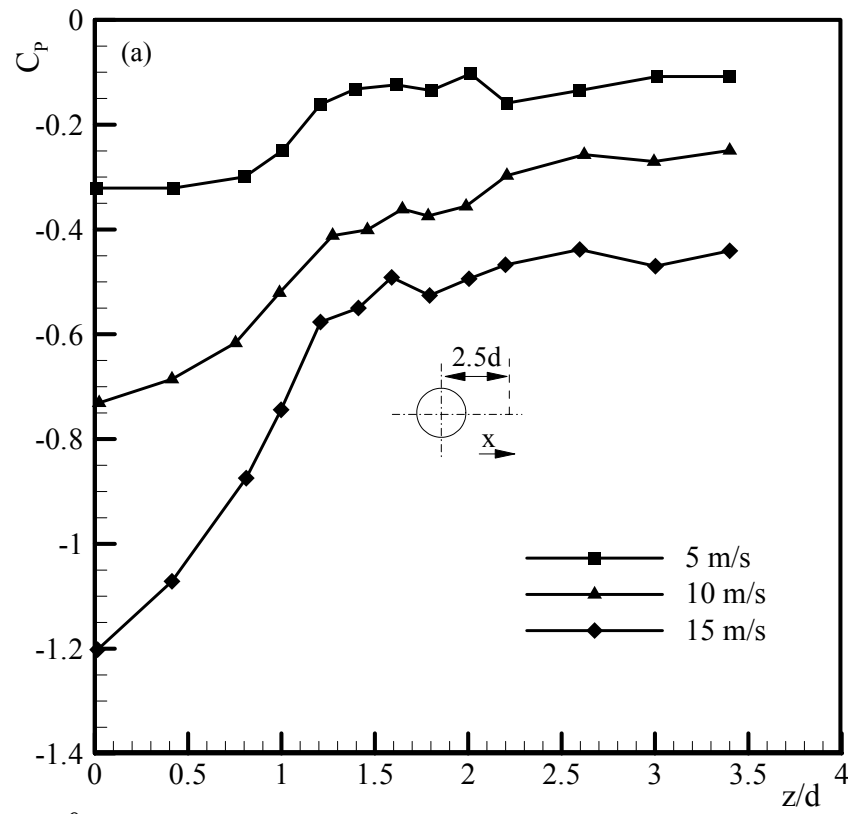
dikkate alınır ve sınır tabaka ayrılması $\tau = 0$ medyana geldiğinden, (Roulund ve ark, 2005), düz yüzey üzerinde sınır tabakanın ayrılması 5 m/s de diğer akış hızlarına göre daha önce olmaktadır. 15 m/s akış hızındaki ayrılma ise 10 m/s göre daha öncedir. Silindir önündeki atnalı vorteks büyüklükleri ayrılma noktasını yeri ile doğrudan ilişkili olduğundan, (Roulund ve ark, 2005), atnalı vorteksler 5 m/s en büyük 10 m/s akış hızında ise en küçüktür. Bezeri durum $\phi = 30^\circ, 60^\circ$ ve 90° silindire dik r doğrultusunda yapılan basınç ölçümlerini gösterildiği Şekil 4.8 (b), (c), (d) görüleceği üzere gerçekleşmektedir.

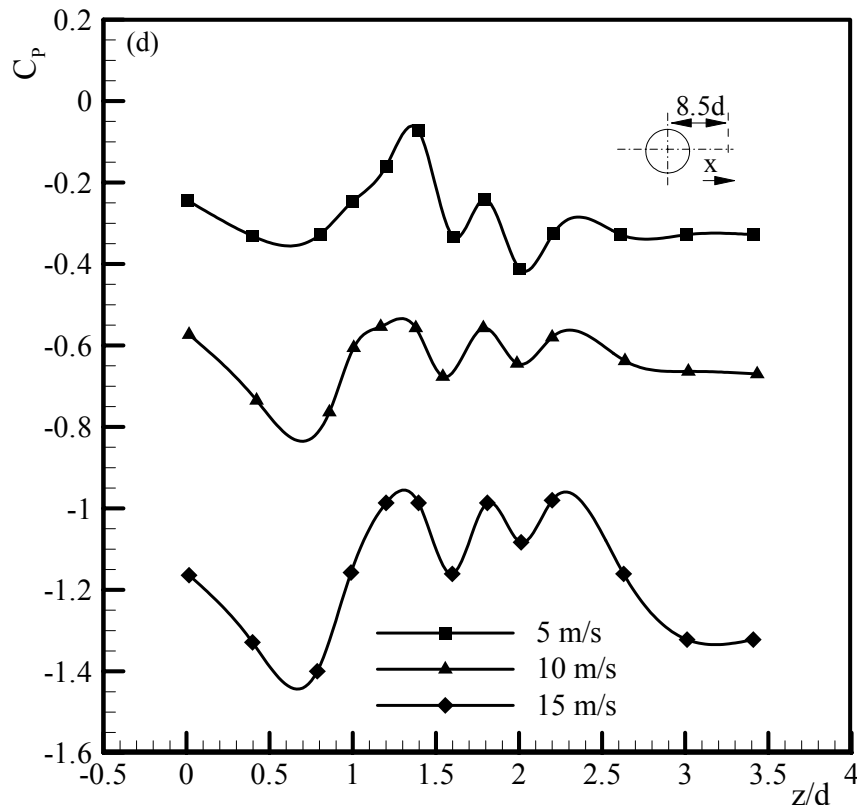
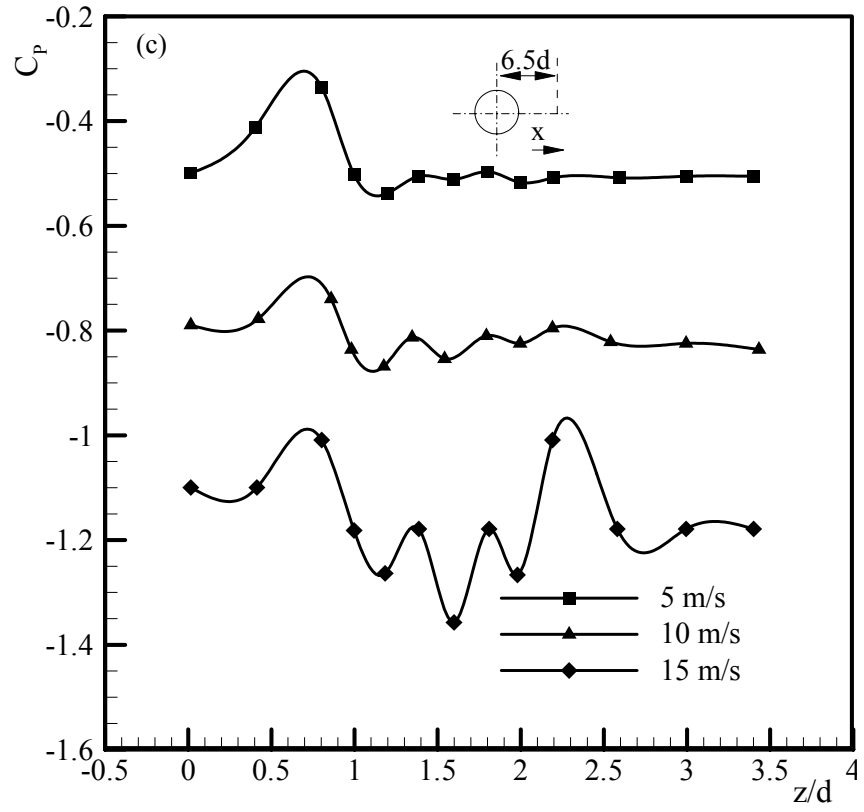
Silindirin arkasında $x=2.5d, 4.5d, 6.5d, 8.5d, 10.5d$ ve $12.5d$ 'de, mesafelerinde z doğrultusunda $6 \times 13 = 78$ noktada düz yüzey üzerinde basınç ölçülmüştür. Yapılan ölçümlerin yüzey boyunca dağılımı Şekil 4.9'da gösterilmiştir. $x/d=2.5$ mesafesinde yapılan ölçümlerde silindir merkezine doğru z yönünde ters basınç gradyanı gözlemlenmiştir. İlk ve son ölçüm noktaları arasında üç akış hızı için sırasıyla $\frac{\Delta P}{\Delta z} = 0.926, 2.082$ ve 3.255 olmaktadır. Basınç gradyanlarındaki artış 5 m/s akış hızına göre 10 m/s 'de %124 ve 15 m/s ise %251 olmaktadır. Bu ters basınç gradyanlarının büyüklükleri hemen $2.5d$ mesafesinden sonra büyük oranda azalmakta ve $x/d=4.5$ 'den sonra yüzey boyunca sifira yakın olmaktadır. Silindir yüzeyinin yüzey boyunca basınçlarda yarı yarıya bir azalma görülmektedir. x/d arttıkça z eksenini boyunca içten dışarıya doğru basınç gradyanının etkilediği alan büyürken şiddeti azalmaktadır. $x/d=2.5$ noktasından itibaren özellikle silindir merkezine yakın bölgede yüzey boyunca basınç gradyanı azalmaktadır ($\frac{\Delta P}{\Delta x} > 0$). Silindirin hemen arkasında ayrılmalardan dolayı düşük basınç bölgesi olduğundan basınç gradyanı Nepomuceno ve Lueptow, (1997), yaptıkları ölçümlere uygun olarak $x/d=2.5$ noktasına kadar azalmış ve daha sonra ise artmıştır.

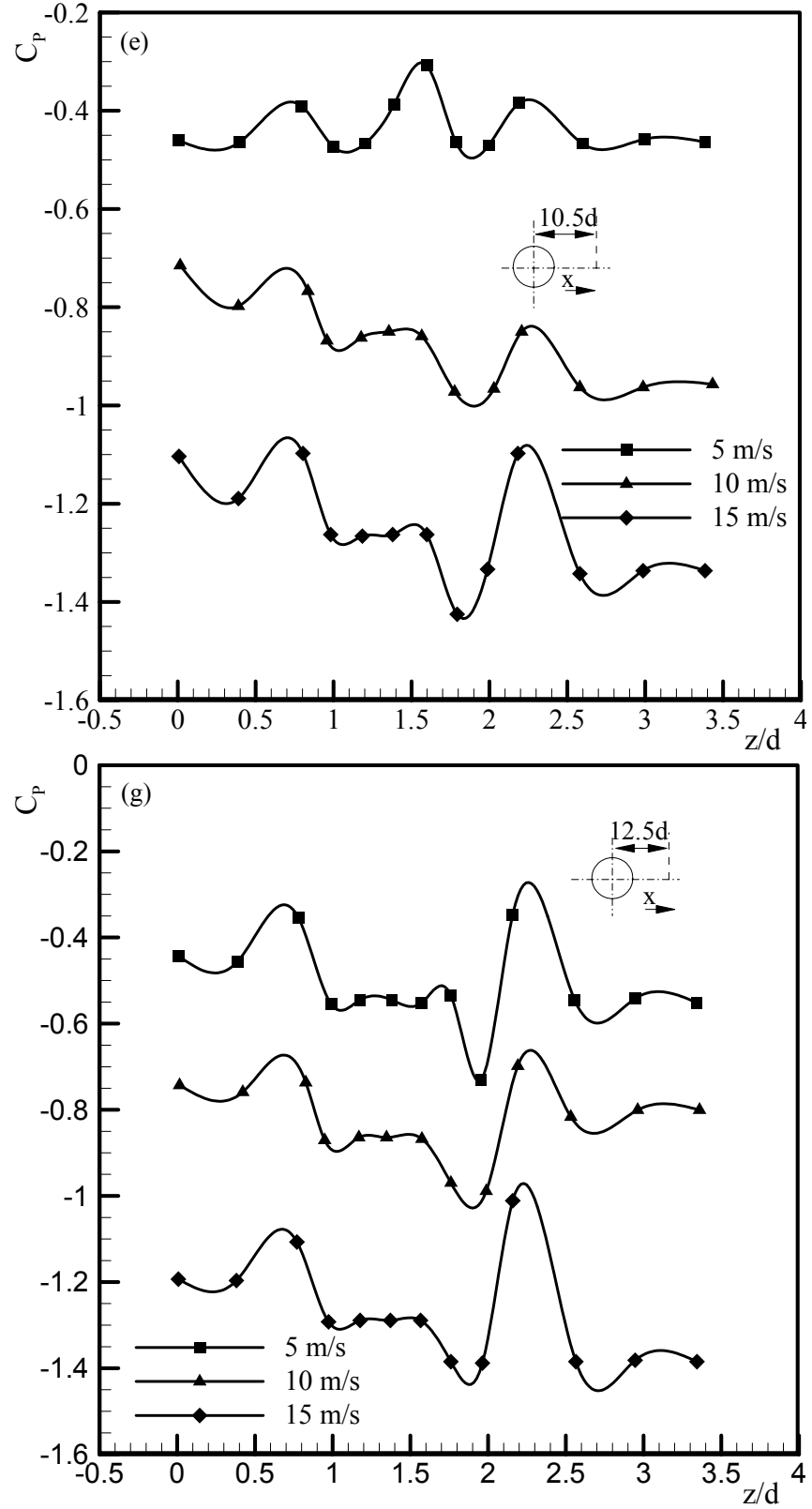




Şekil 4.7. Silindire dik (a) $\theta=0^\circ$, (b) 30° , (c) 60° ve (d) 90° eksenlerdeki basınç dağılımları.







Şekil 4.8. Silindir arkasında $x/d =$ (a) 2.5, (b) 4.5, (c) 6.5, (d) 8.5, (e) 10.5, (g) 12.5 mesafelerinde z doğrultusunda basınç dağılımları.

Sıcaklık ölçümleri

Silindir arkasında silindir merkezine $x = 2.5d, 4.5d, 6.5d, 8.5d, 10.5d$ ve $12.5d$ mesafelerinde olmak üzere z doğrultusunda altı eksenle 6×18 noktada sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm, bakır plaka altına yerleştirilen K -tipi termal çiftler aracılığıyla yapıldı. Bu yerleştirmenin detayları Bölüm 3'de anlatılmıştır. Yüzeyin ısıtılması ise yine detayları Bölüm 3'de anlatıldığı gibi bakır plakanın altına yerleştirilen rezistans tellerinin sabit bir AC güç kaynağı (sabit ısı akısı) ile tahrik edilmesi ile gerçekleştirilmiştir. Bakır plaka düz yüzey (silindirsiz) deneylerdeki ısı koşullarında ısıtılmıştır. Böylece ölçümler düz levha sonuçları karşılaştırılabilecektir.

Ölçülen sıcaklık değerlerinde ilk etapta her ölçüm noktası $\Delta T = T_y - T_\infty$ değeri hesaplanmıştır. Hesaplanan ΔT değerlerinden ilkin ısı taşınım katsayısı daha sonra Stanton sayısı hesaplanmıştır. Düz yüzey göre Stanton sayısının değişimini görebilme amacıyla ölçümlerden hesaplanan Stanton sayısının ($St_{s,y}$) aynı konumda düz yüzeydeki ölçümlerden hesaplanan Stanton sayısına ($St_{d,y}$) oranı da hesaplanmış ve her üç akış hızı için Şekil 4.10'da gösterilmiştir.

$x=2.5d$ mesafede z doğrultusunda alınan ölçümlerden; $5m/s$ akış hızında, silindir merkez eksenini üzerinde ($z/d=0$) düz levhaya göre Stanton sayısı %83 artışı görülmüştür. Bu artış silindir merkez ekseninden uzaklaştıkça devam etmekte ve $z/d=0.56$ 'da %90 ile en yüksek değerine ulaşmaktadır. Bu pik noktasında sonra artış hızla düşmekte, $z/d=1.4$ 'de %4 değerini almakta ve $z/d=4$ kadar %4-9 aralığında değişmektedir. Stanton sayısının artması demek ΔT azalması dolayısıyla termal sınır tabakanın incilmesi anlamına gelir. Bundan dolayı termal sınır tabaka kalınlığı Stanton sayısındaki artışın pik gösterdiği $z/d=0.56$ 'da en incedir. 10 ve $15m/s$ akış hızlarında da benzer bir eğilim söz konusudur. $z/d=0$ 'da Stanton sayısındaki artış düz levhaya göre $10m/s$ akış hızında %64, $15m/s$ akış hızında %54.6 artmakta, bu artış $10m/s$ için $z/d=0.56$ 'de pik değeri olan %68.6'ye, $15m/s$ için ise $z/d=0.41$ pik değeri %57.5 ulaşmaktadır. Pik noktasında sonra artış miktarı her iki akış hızı için $5m/s$ akış hızında olduğu gibi olduğu gibi hızla düşmekte, $z/d = 1.4$ 'de %4 değerini almakta ve $z/d=4$ kadar %4-9 aralığında değişmektedir. $x/d=2.5d$ mesafede z doğrultusuna Stanton sayılarındaki artış tüm akış hızlarında benzer trendi göstermektedir. Üç akış hızında da

özellikle silindire yakın mesafede Stanton sayısının benzer eğilim göstermesi silindir geometrisinin bir sonucudur (Fisher ve Eibeck, 1990).

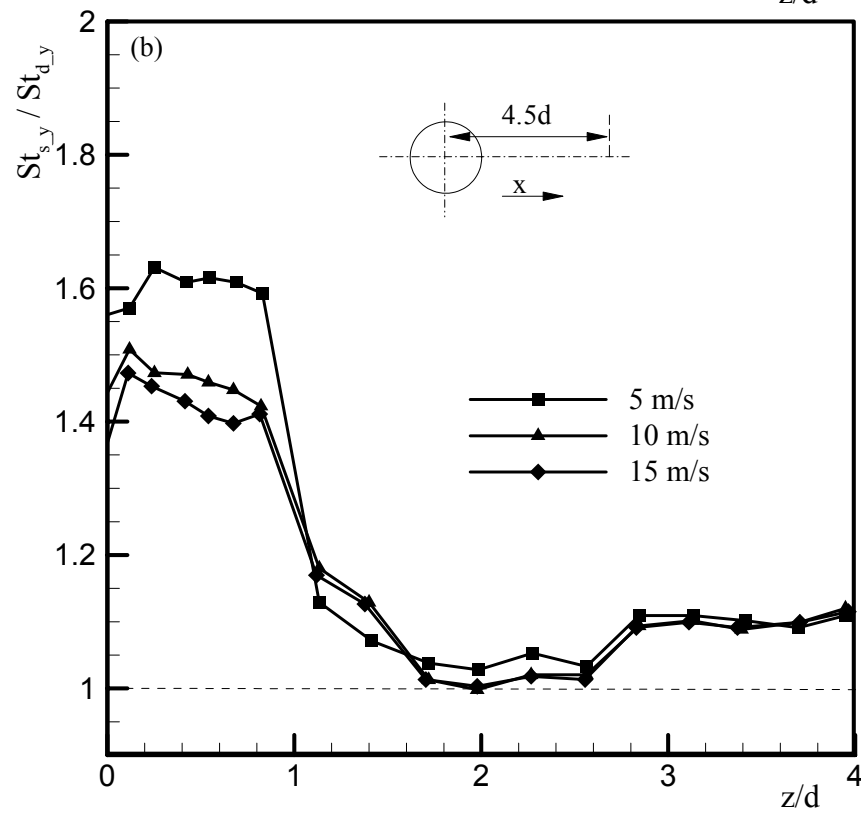
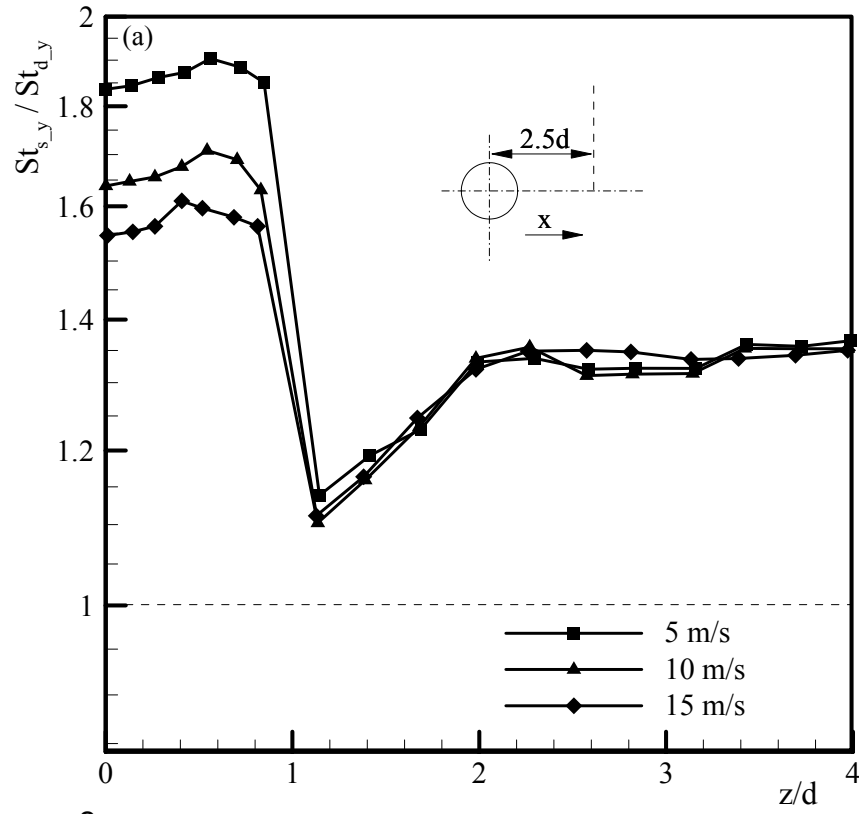
$x=4.5d$ mesafede z doğrultusunda alınan ölçümlerden; $5m/s$ akış hızında, $z/d=0$ düz levhaya göre Stanton sayısı %56.2 artışı görülmüştür. Bu artış silindir merkez ekseninden uzaklaştıkça devam etmekte ve $z/d=0.25$ 'de %63 ile en yüksek değerine ulaşmaktadır. Bu pik noktasında sonra artış hızla düşmekte, $z/d=1.72d$ 'de %4 değerini almakta ve $z/d=4$ kadar %4-10 aralığında değişmektedir. Şekil 4.10'dan görüleceği üzere benzer durum z doğrultusunda ölçüm yapılan tüm eksenler için söz konusudur. Tüm ölçüm eksenlerinde $z/d=0$ 'da düz yüzeye göre Stanton sayısındaki artış Tablo 4.4'de eksen üzerindeki pik noktalar ise Tablo 4.5de verilmiştir.

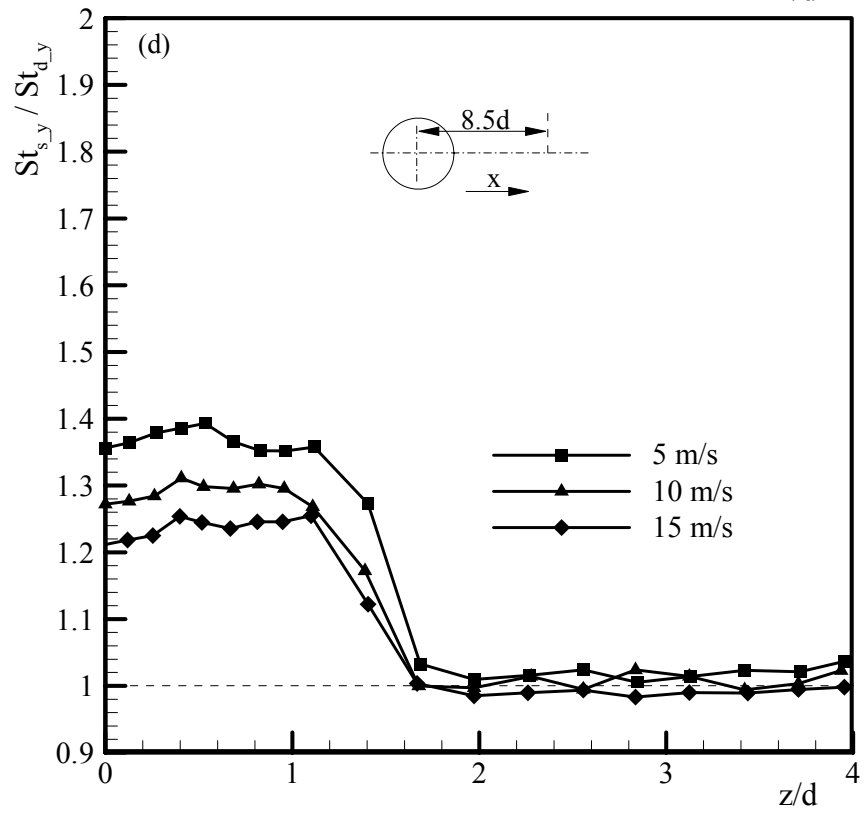
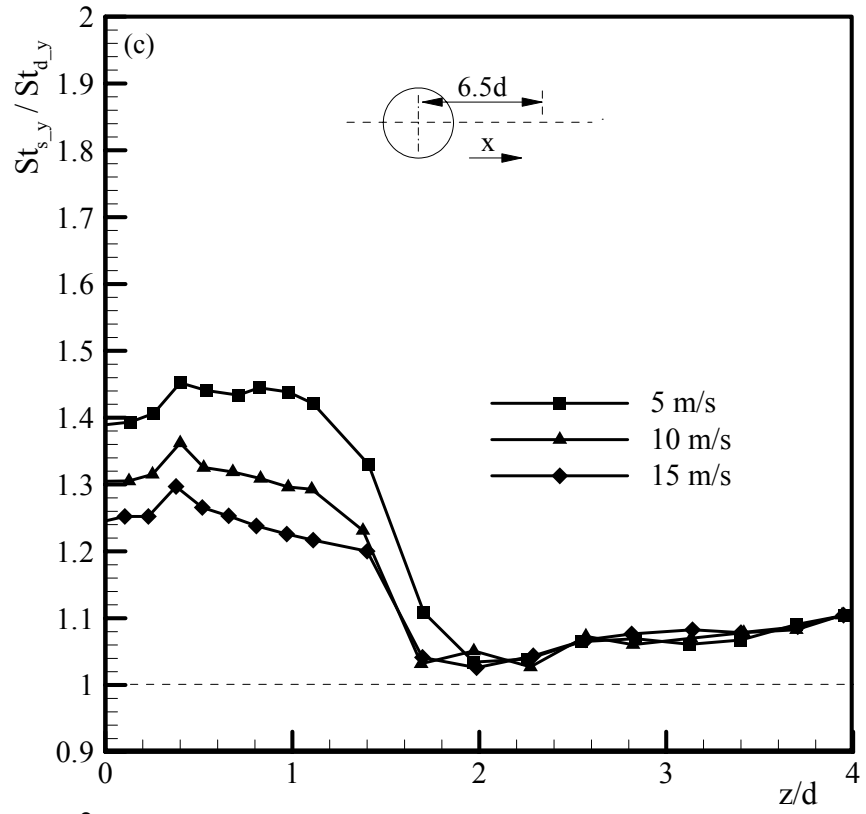
Tablo 4.4. Dairesel silindir için her üç akış hızı için $z/d=0$ 'da düz yüzeye göre Stanton sayılarının yüzdesel artışı.

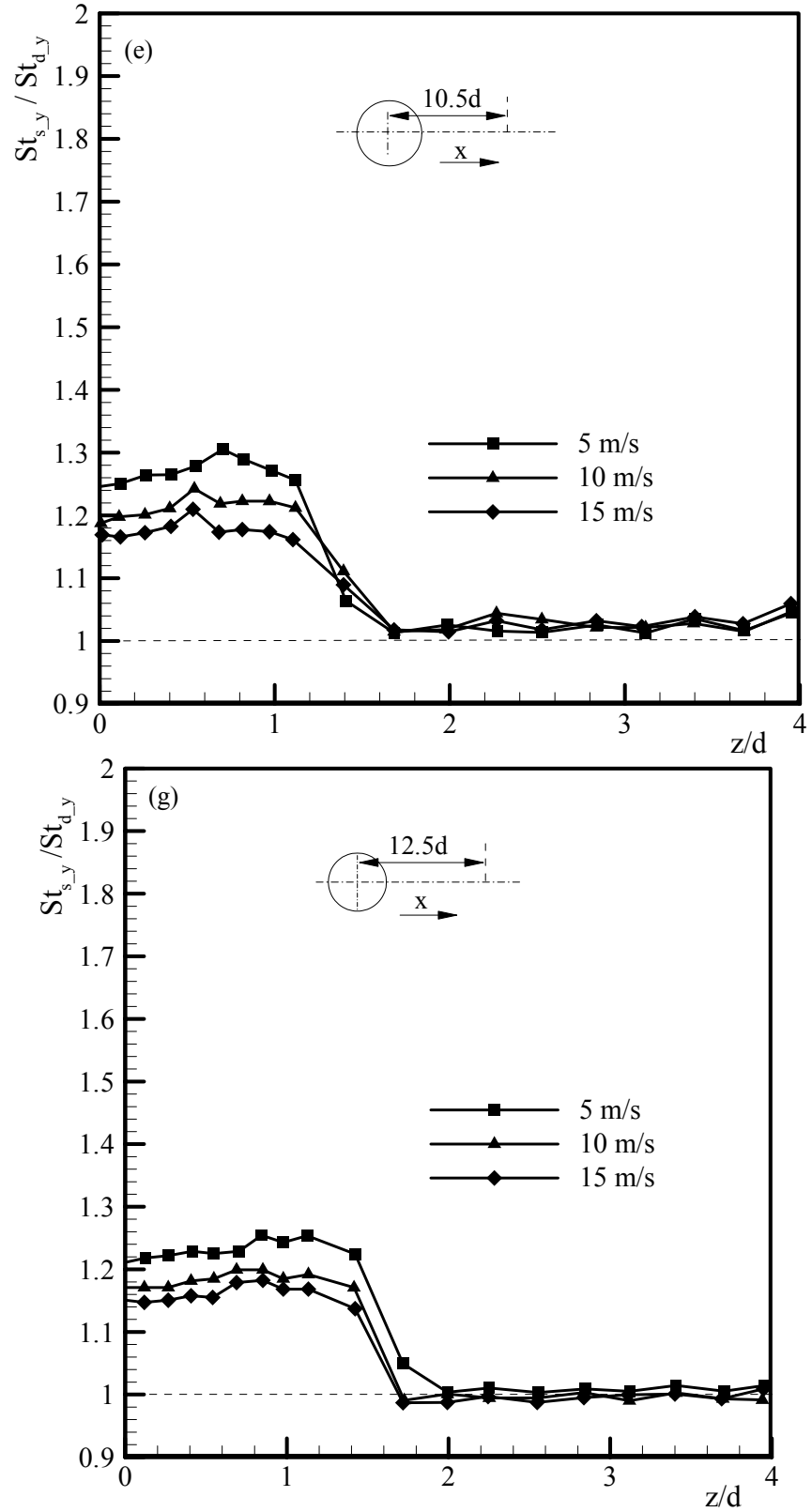
x		Stanton (%)					
		2.5d	4.5d	6.5d	8.5d	10.5d	12.5d
z/d=0	5 m/s	83	56.2	39	36	25	21
	10m/s	64	44	31	27	19	17
	15m/s	54.6	37	25	21	17	15

Tablo 4.5. Dairesel silindir için z doğrultusunda Stanton sayısının düz yüzeye göre artışının pik yaptığı ki noktalar.

x/d		2.5	4.5	6.5	8.5	10.5	12.5
z/d (pik)	5 m/s	0.56	0.25	0.41	0.52	0.70	0.84
	10m/s	0.56	0.11	0.41	0.41	0.52	0.65
	15m/s	0.41	0.11	0.41	0.41	0.52	0.65







Şekil 4.9. Dairesel silindir için $x/d=(a)2.5$, (b)4.5, (c)6.5, (d)8.5, (e)10.5 ve (g)12.5'de Stanton sayısındaki artışın z doğrultusunda dağılımı.

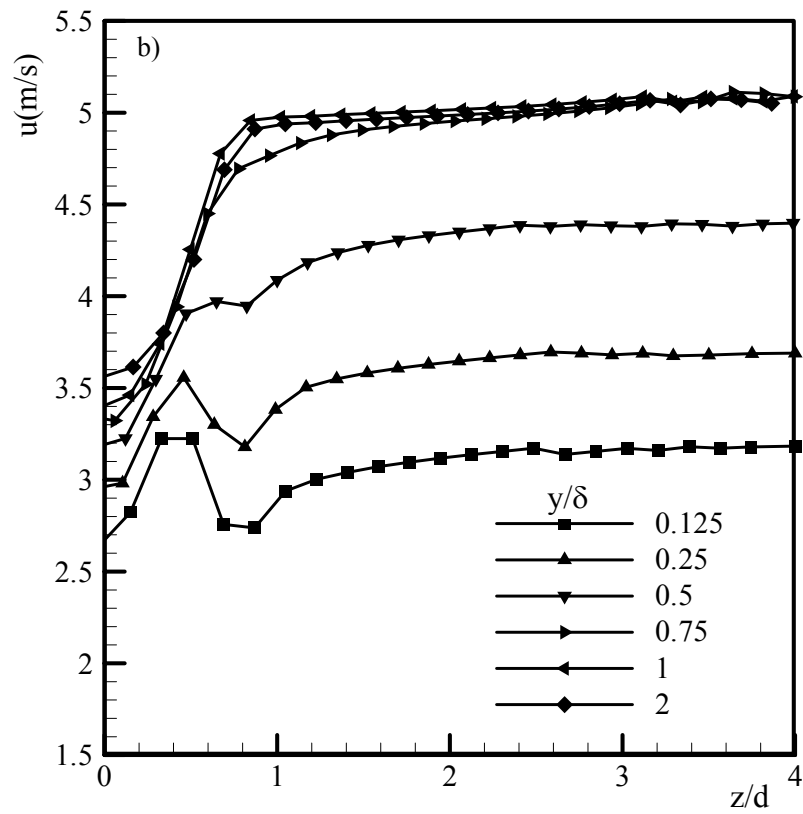
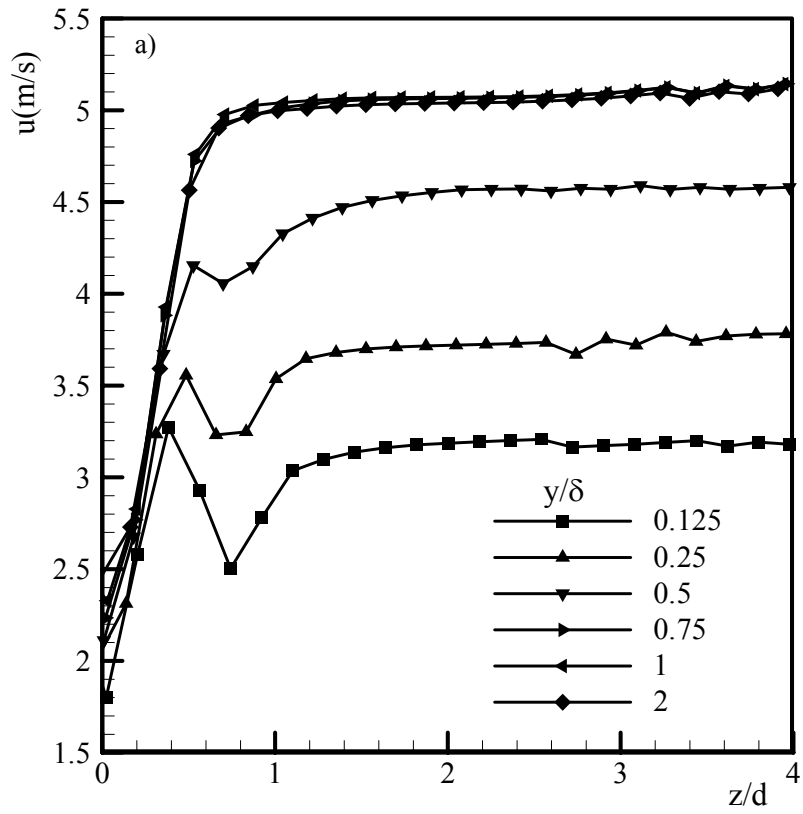
Hız Ölçümleri

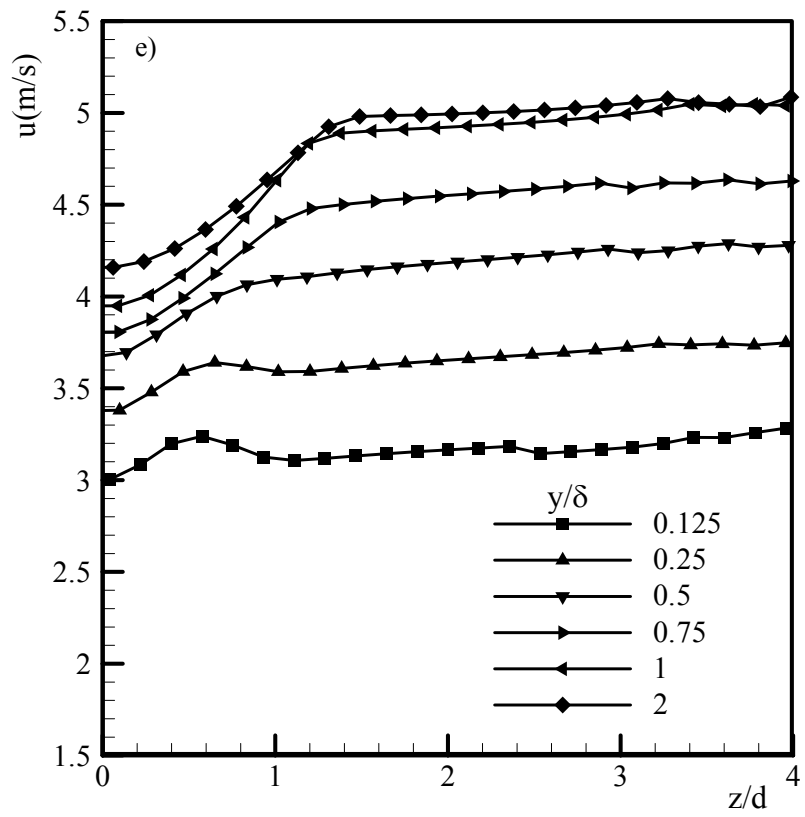
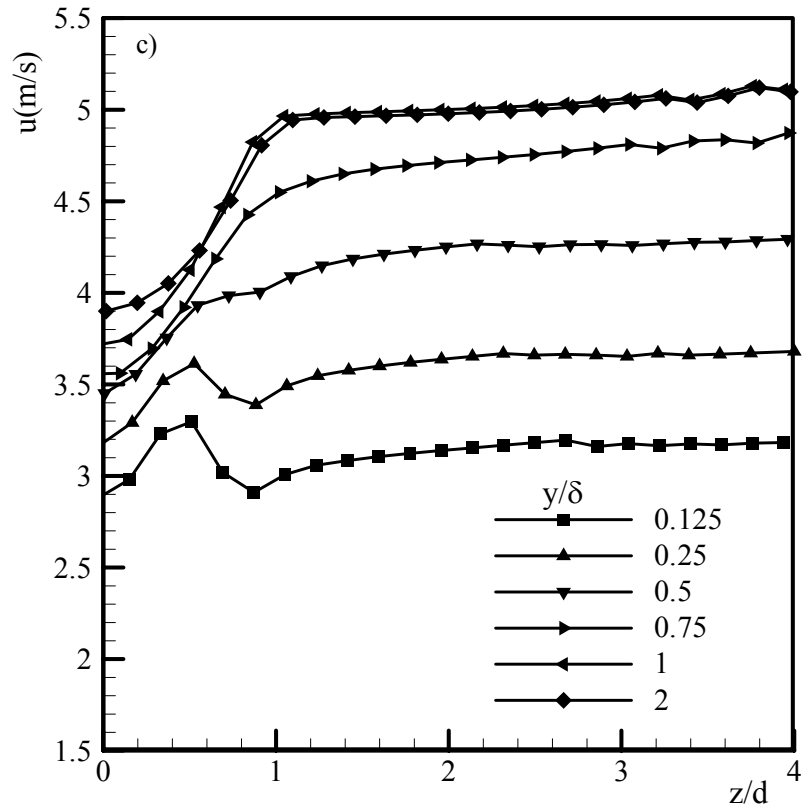
5m/s akış hızı için silindir arkasında x yönünde $2.5d$, $4.5d$, $6.5d$, $8.5d$, $10.5d$ ve $12.5d$ mesafelerinde ve her bir mesafe için y yönünde 0.125δ , 0.25δ , 0.5δ , 0.75δ , 1δ , 2δ noktalarından geçen z doğrultusundaki eksenlerde hız (u) ölçümü yapıldı. Silindir arkasında akış yapısını büyük ölçüde atnalı vorteks ayakları ile silindir ardizinin birbirine olan entegrasyonu belirler. Yapılan ölçümler ile bu entegrasyonun yüzey boyunca değişimi tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu entegrasyonun etkisi en kolay silindir ardizi üzerinde gözlemlenebilir.

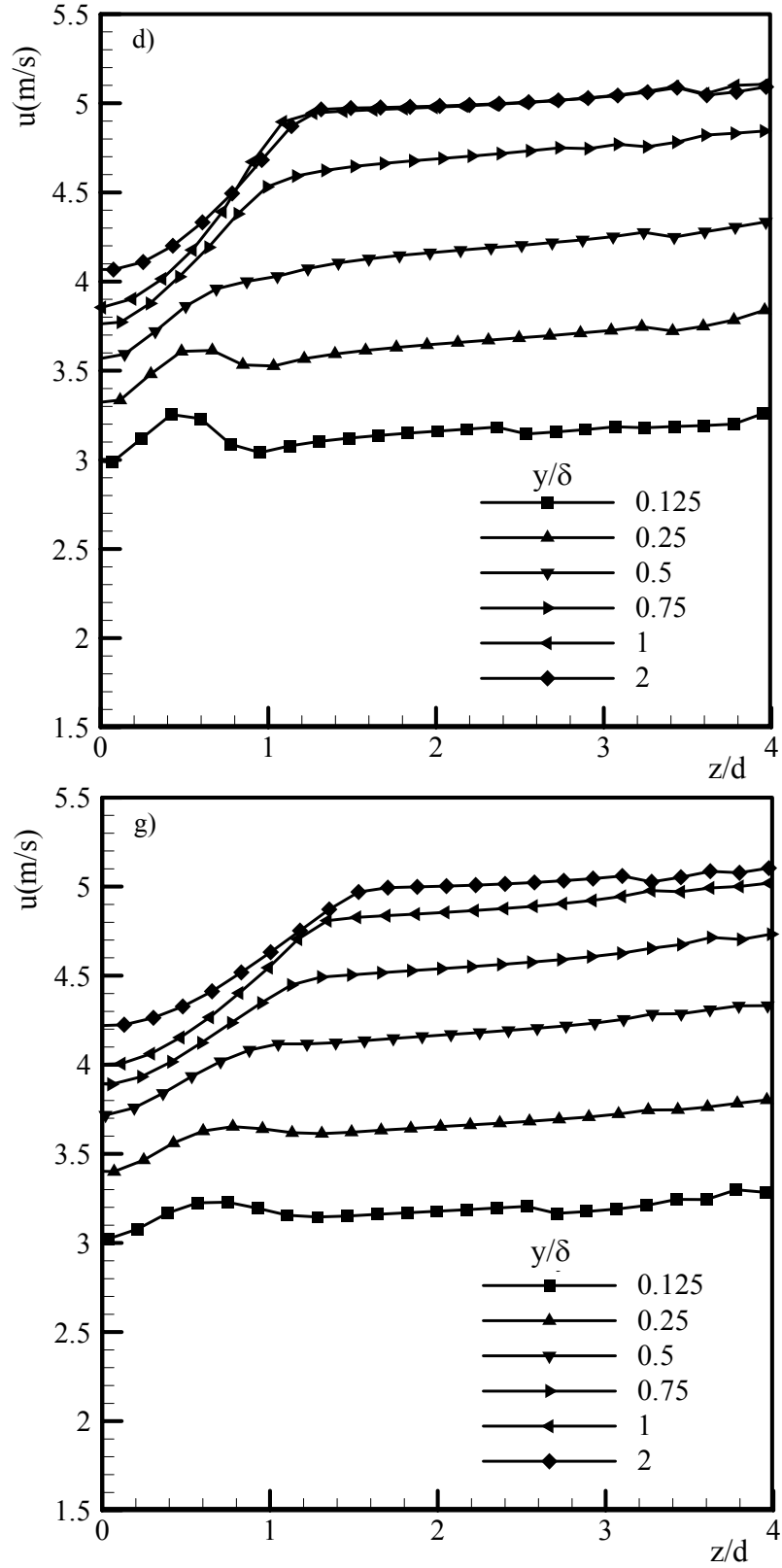
Yapılan ölçümler Şekil 4.11'de gösterilmiştir. Şekil 4.11'den görüleceği üzere tüm yüzey boyunca ardiz $y/\delta=0.125$ en büyüktür. Bu büyüklük $y/\delta=0.25$ ve 0.5 'de doğru azalmakta $y/\delta=0.75$, 1 ve 2 'de yaklaşık sabit kalmaktadır. Art izi büyüklüğü silindir yüzeyindeki basınç dağılımı dolayısıyla sürüklenme katsayısı ile doğrudan ilişkilidir. Önceki bölümlerde silindir yüzeyinde dikey doğrultuda hesaplanan sürüklenme katsayıları bu ilişkiyi doğrulamaktadır. Yapılan ölçümler sonucunda atnalı akış boyunca atnalı vorteks ayakları ve silindir ardizinin entegrasyonu tüm akış alanında düz yüzey üzerinde $y/\delta=0.75$ kalınlığında ince bir tabakada söz konusudur. Silindir öncesindeki atnalı vorteks büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı ile sınırlı olması ve akış boyunca devam eden vorteks ayaklarının büyüklüklerinin daha küçük olması (Roulund ve ark, 2005) bu entegrasyon ile ilgili yapılan hız ölçümleri ile örtüşmektedir.

Türbülans Yoğunluğu Ölçümü

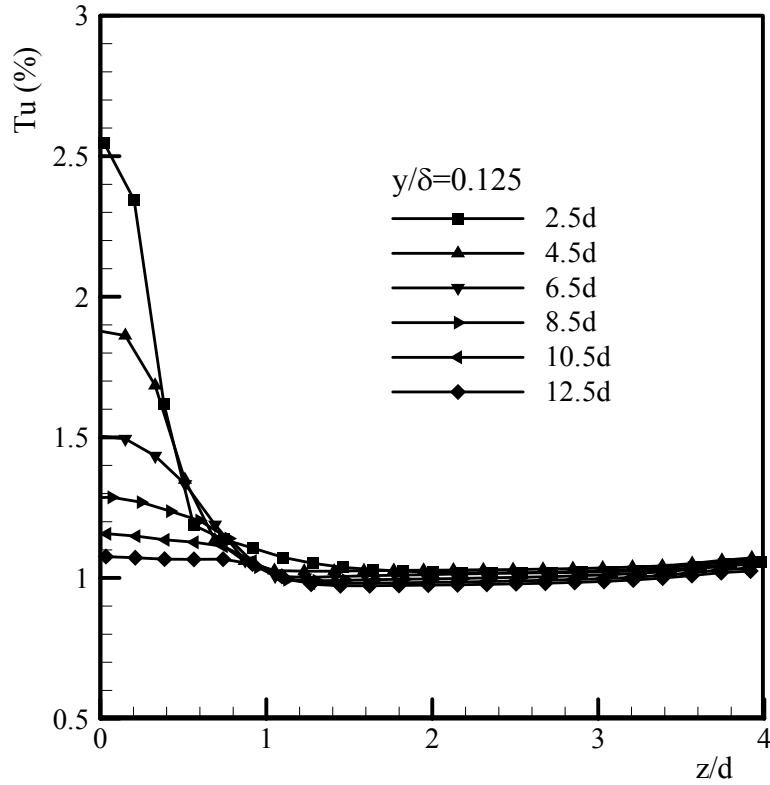
5 m/s akış hızında düz yüzeyden $y/\delta=0.125$ yukarıda akış alanı boyunca türbülans yoğunlukları ölçüldü. $x=2.5^3$ de $z/d=0$ 'da türbülans yoğunluğu % 2.5 iken $z/d=1$ 'de yaklaşık olarak 1 olmaktadır. Şekil 4.12'de görüleceği gibi bu düşüş $4.d$ 'de 1.88^3 den 1 , $6.5d$ 'de 1.5 'den $8.5d$ 'de 1.3 'den 1 ve 10.5 , 12.5 ise tüm ölçüm noktalarında 1 'dir. Şekil 4.11 ve Şekil 4.9 birlikte değerlendirirse 5m/s akış hızı için Stanton sayısının artışın pik noktadan minimum noktaya düştüğü z/d deki mesafe ile türbülans yoğunluğunun minimuma düştüğü z/d mesafe yaklaşık olarak eşittir.







Şekil 4.10. Dairesel silindir için $x/d=(a)2.5$, (b) 4.5, (c)6.5, (d)8.5, (e)10.5 ve (g)12.5 mesafelerinde u hızının z doğrultusunda dağılımı.



Şekil 4.11. Dairesel silindir için 5 m/s akış hızında düz yüzeyden $y/\delta=0.125$ yukarıda akış alanı boyunca ki türbülans yoğunlukları.

4.1.3. Kare kesitli silindir deney sonuçları

Sıcaklık ölçümleri

Kare kesitli silindir ile dairesel kesitli silindi eşit çapta seçilmiştir. Böylece ölçüm verileri ile dairesel kesitli silindirin ölçüm verileri arasında mukayesesi yapılabilecektir. Yalnızca çap değil ölçüm noktaları, bakır plakaya uygulanan ısı akıları da silindir geometrisi için eşit alınmıştır.

T_∞ sıcaklık ölçümleri eş zamanlı ölçülerek dairesel silindir deneylerinde olduğu gibi ilk etapta her ölçüm noktalarında $\Delta T = T_y - T_\infty$ değeri hesaplanmıştır. Hesaplanan ΔT değerlerinden ilkin ısı taşınım katsayısı daha sonra Stanton sayısı hesaplanmıştır. Düz yüzey göre Stanton sayısının değişimini görebilme amacıyla ölçümlerden hesaplanan Stanton sayısının ($St_{s,y}$) aynı konumda düz yüzeydeki ölçümlerden hesaplanan Stanton sayısına ($St_{d,y}$) oranı da hesaplanmış ve her üç akış hızı için Şekil 4.12'de gösterilmiştir.

$x=2.5d$ mesafede z doğrultusunda alınan ölçümlerden; $5m/s$ akış hızında, $z/d=0$ düz levhaya göre Stanton sayısı %76 artışı görülmüştür. Bu artış silindir merkez ekseninden uzaklaştıkça artan azalan sonra tekrar artan bir gradyan ile $z/d= 1.58$ 'de %174 ile en yüksek değerine ulaşmaktadır. 10 ve $15m/s$ akış hızlarında da benzer bir eğilim söz konusudur. $z/d=0$ 'da Stanton sayısı düz levhaya göre $10m/s$ akış hızında %61, $15m/s$ akış hızında %52 artmakta bu artış $10m/s$ için $z/d=1.57$ 'de pik değerinde olan %151'ye, $15m/s$ için ise $z/d=1.57$ pik değerinde %136 ulaşmaktadır. Pik noktasında sonra artış miktarı her iki akış hızı için $5m/s$ akış hızında olduğu gibi olduğu gibi hızla düşmektedir, $z=0$ 'dan pik değerine ulaşma uzunluğu dairesel silindir ile karşılaştırıldığında $5m/s$ akış hızında %272, $10m/s$ akış hızında %232 ve $15m/s$ akış hızında %193 daha uzundur.

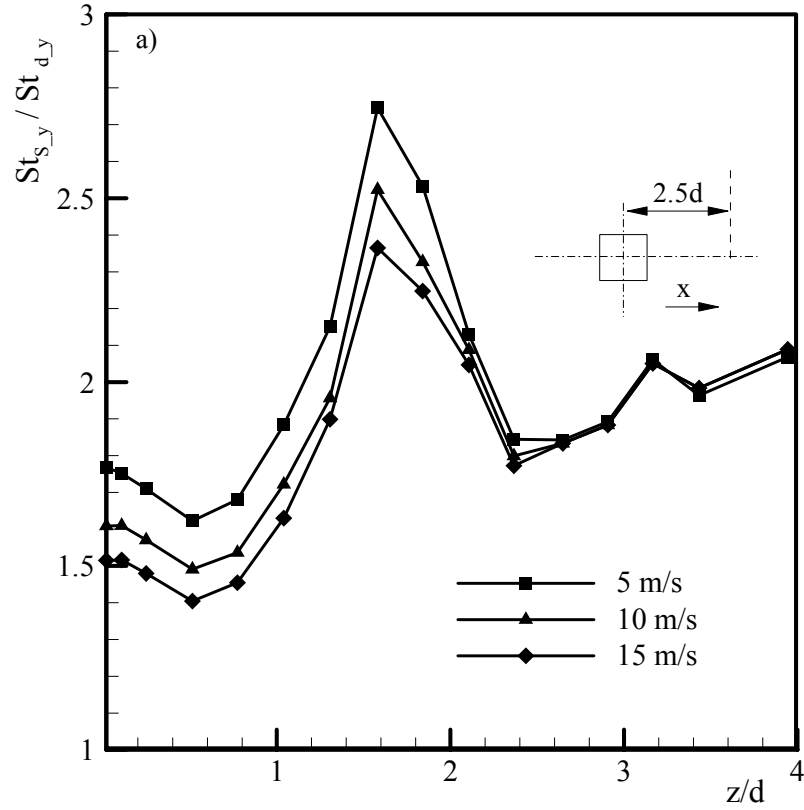
$x=4.5d$ mesafede z doğrultusunda alınan ölçümlerden; $5m/s$ akış hızında, $z/d=0$ düz levhaya göre Stanton sayısı %136 artışı görülmüştür. Bu artış silindir merkez ekseninden uzaklaştıkça artarak devam etmekte ve $z/d= 0.78$ 'de %147 ile pik değerini aldıktan sonra hızla düşmektedir. Dairesel silindire nazaran kare silindirde z doğrultusunda açıkça görünen bir pik noktası görülmemekte $z/d=0$ deki artış belli bir z/d mesafesine kadar yaklaşık olarak sabit kaldıktan sonra hızla düşmektedir. Bu mesafe dairesel silindirin pik noktasına ulaşma mesafesine nazaran yaklaşık %300 varan miktarda daha uzundur.

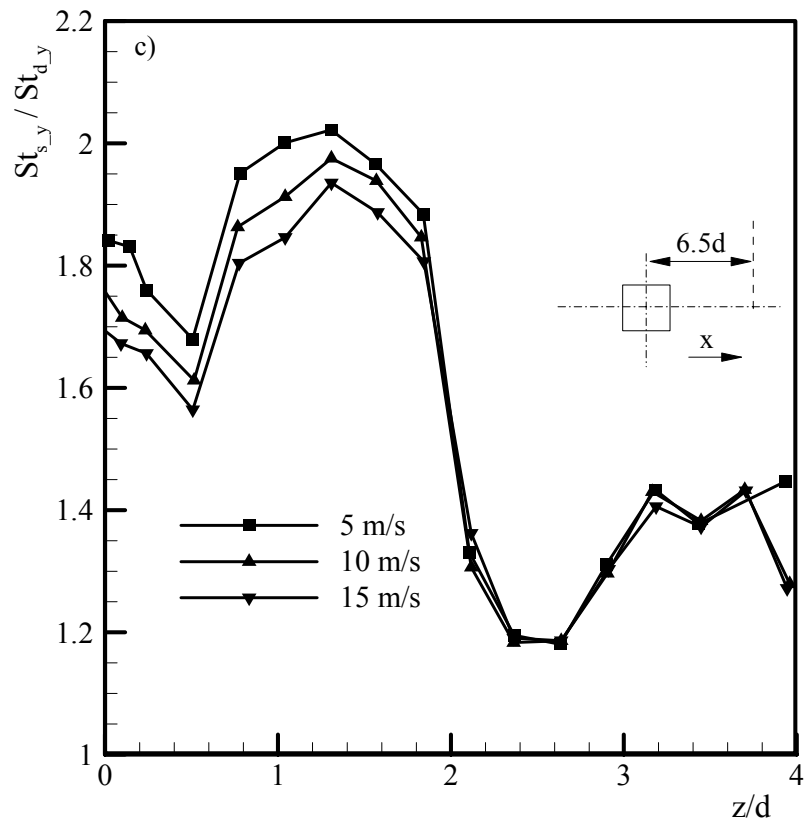
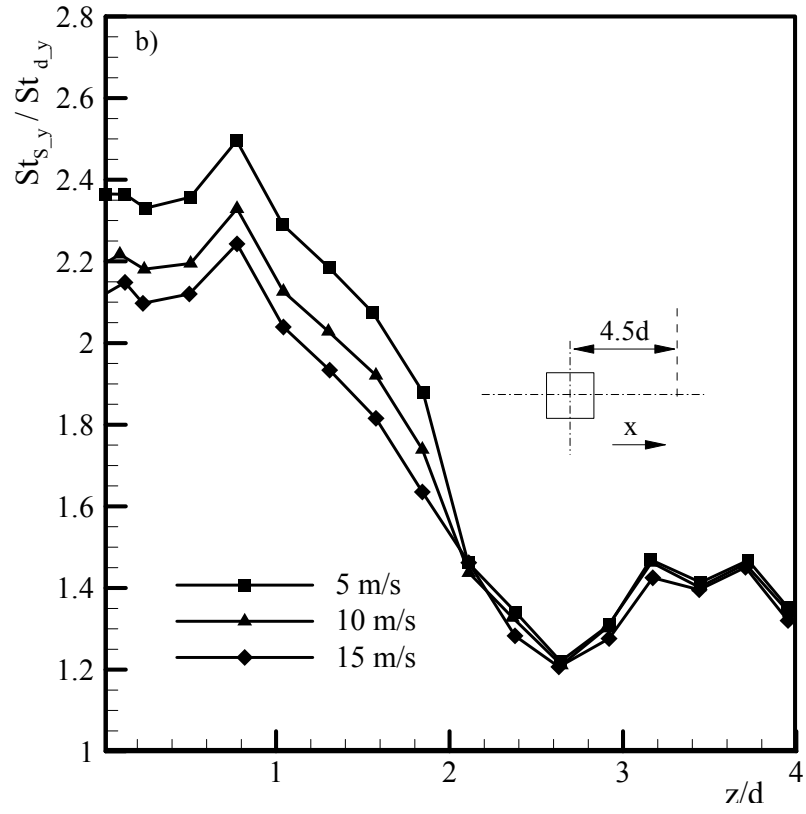
Hız Ölçümleri

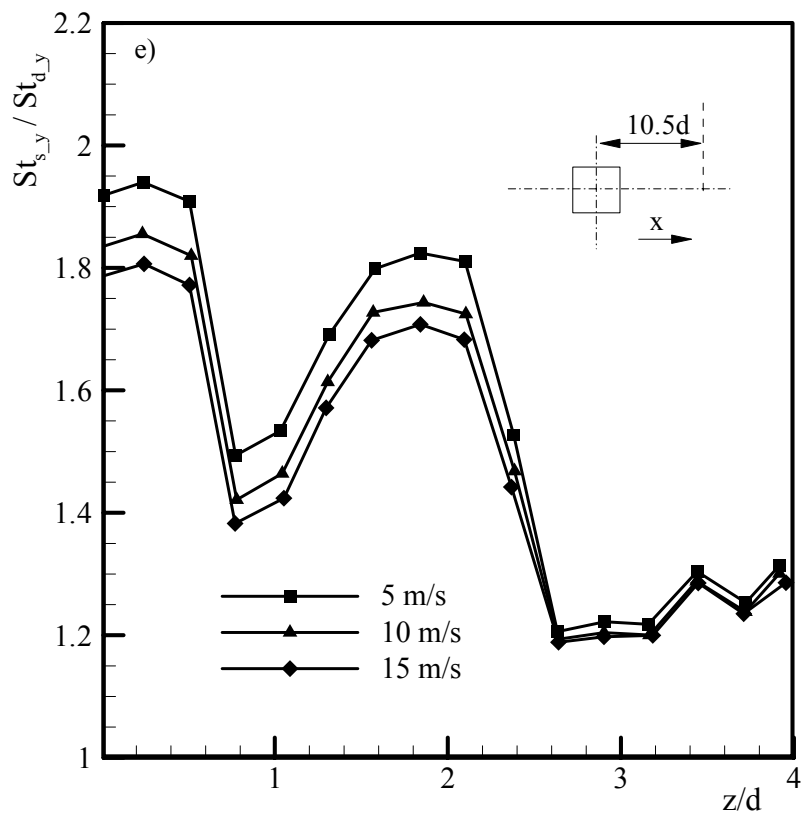
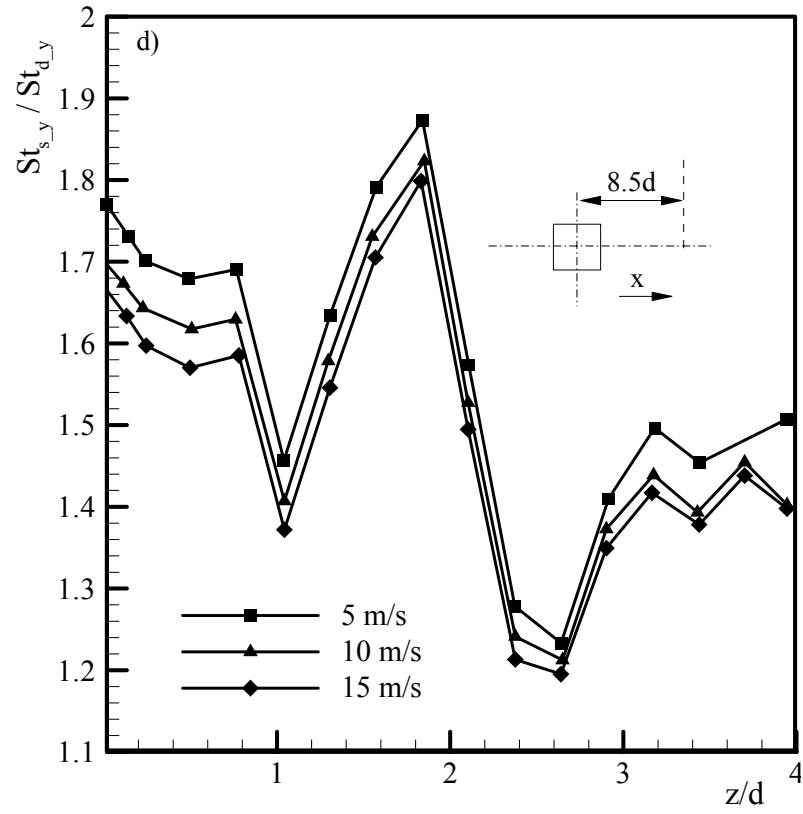
$5m/s$ akış hızı için silindir arkasında dairesel silindirle aynı noktalarda hız ölçümü yapılmıştır. Yapılan ölçümler Şekil 4.13'de gösterilmiştir. Şekil 4.13'den görüleceği üzere dairesel silindirde olduğu gibi tüm yüzey boyunca ard üüz $y/\delta=0.125$ en büyüktür. Bu büyüklük $y/\delta=0.25$ ve 0.5 'de doğru azalmakta $y/\delta=0.75$, 1 ve 2 'de yaklaşık sabit kalmaktadır. Yapılan ölçümler sonucunda akış boyunca atnalı vorteks ayakları ve silindir ardizinin entegrasyonu tüm akış alanında düz yüzey üzerinde $y/\delta=0.75$ kalınlığında ince bir tabakada söz konusudur. Silindir öncesindeki atnalı vorteks büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı ile sınırlı olması ve akış boyunca devam eden vorteks ayaklarının büyüklüklerinin daha küçük olması, Roulund ve ark, (2005), tarafından yapılan ölçümler ile örtüşmektedir.

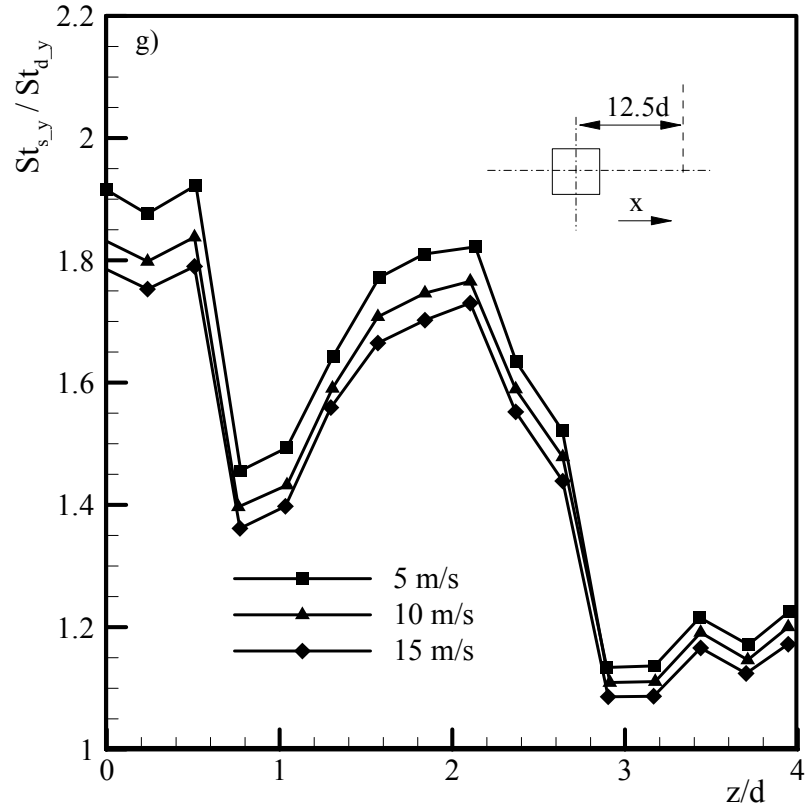
Türbülans Yoğunluğu Ölçümü

Dairesel silindirde olduğu gibi 5 m/s akış hızında düz yüzeyden $y/\delta=0.125$ yukarıda akış alanı boyunca türbülans yoğunlukları ölçüldü. Ölçümler Şekil 4.14'de gösterilmiştir. $x=2.5$ 'de $z/d=0$ 'da türbülans yoğunluğu % 2.8 iken $z/d=3$ 'de yaklaşık olarak 1 olmaktadır. $x/d=4.5$, $z/d=0$ 'da türbülans yoğunluğunun değeri 1.22 ve z boyunca artış-azalış karakteri göstermekte ve $z/d=2.95$ 'den sonra yaklaşık olarak bir olmaktadır. Yapılan türbülans yoğunluğu ölçümleri ve sıcaklık değerleri arasında son derece kuvvetli bir bağ olduğu gözlemlenmiştir.

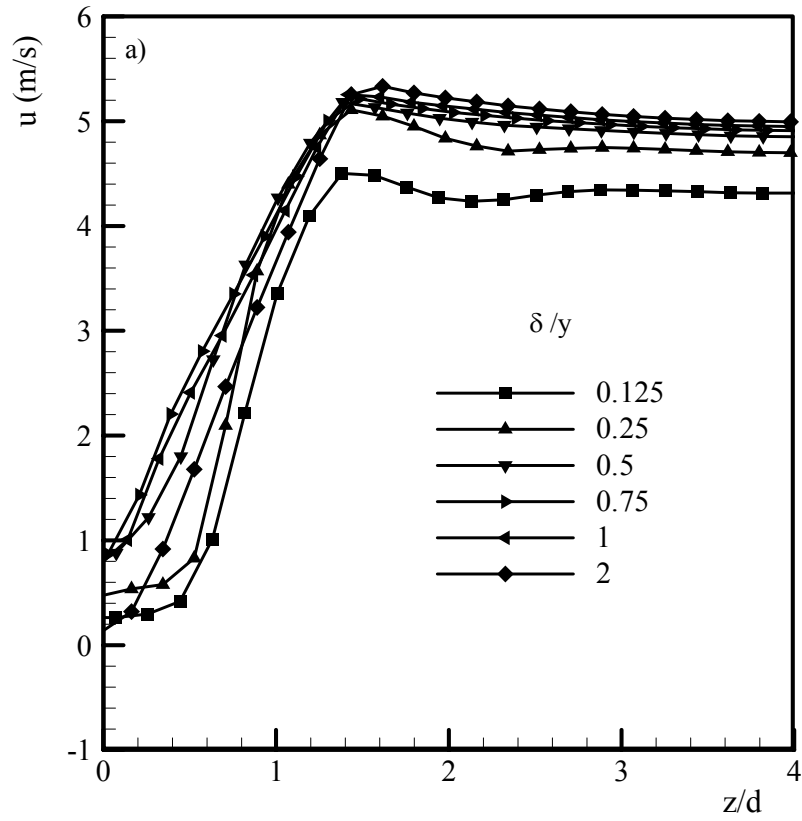


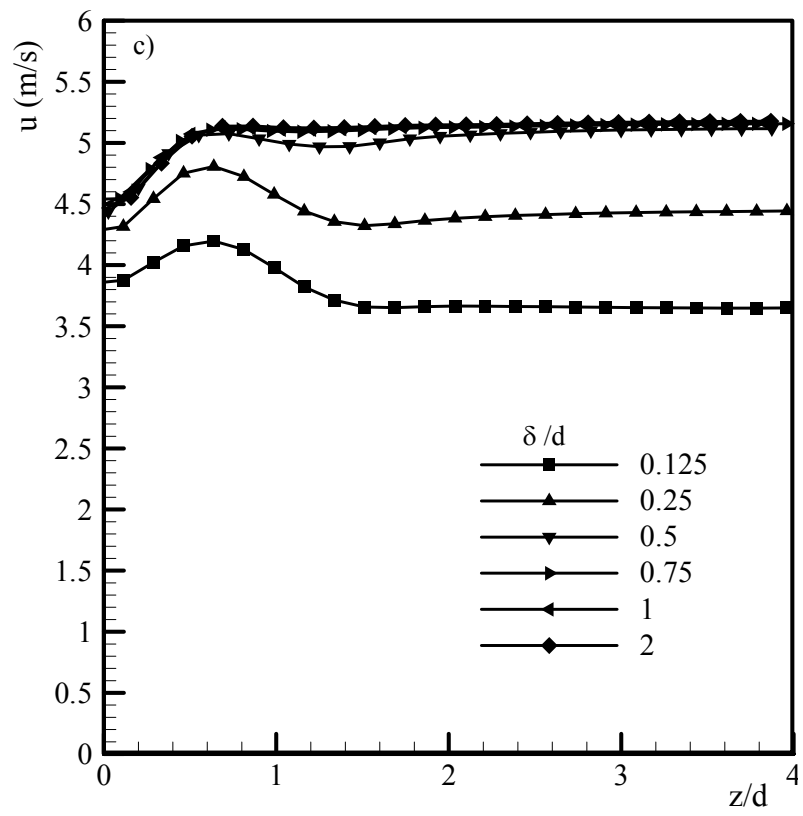
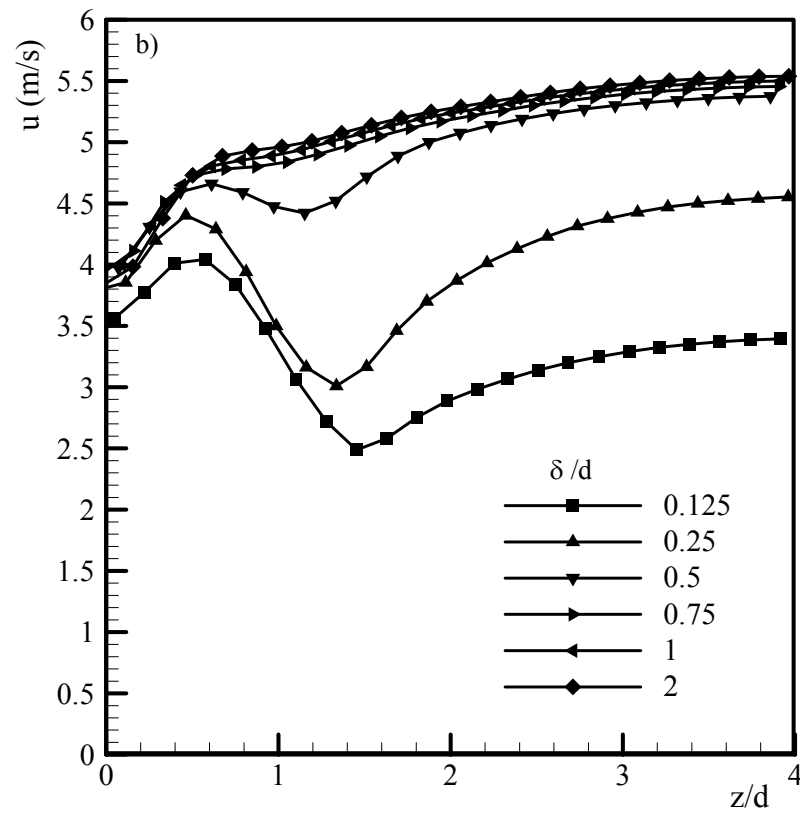


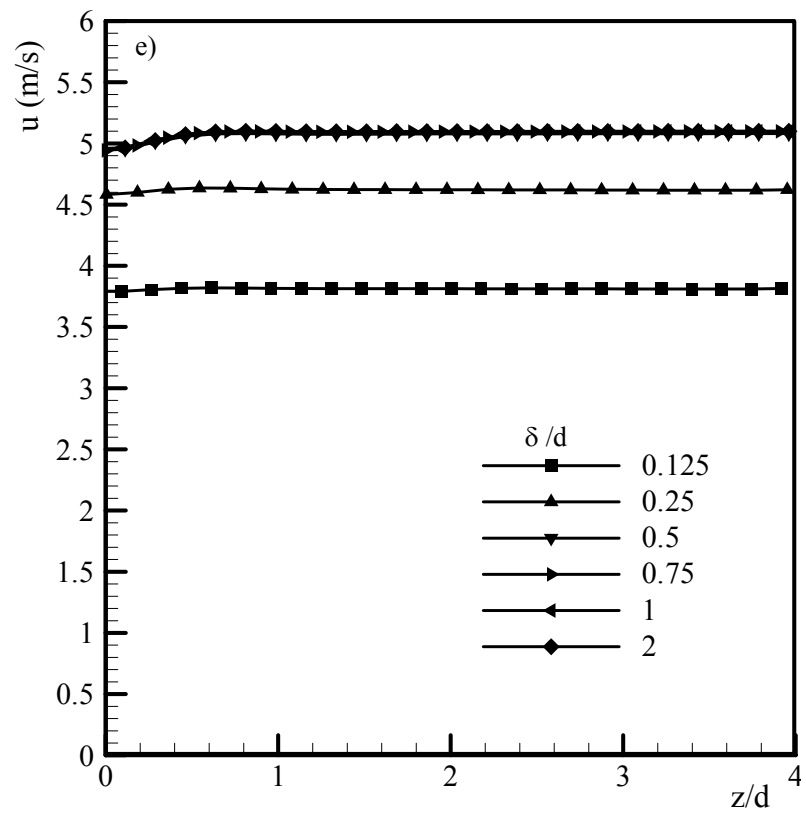
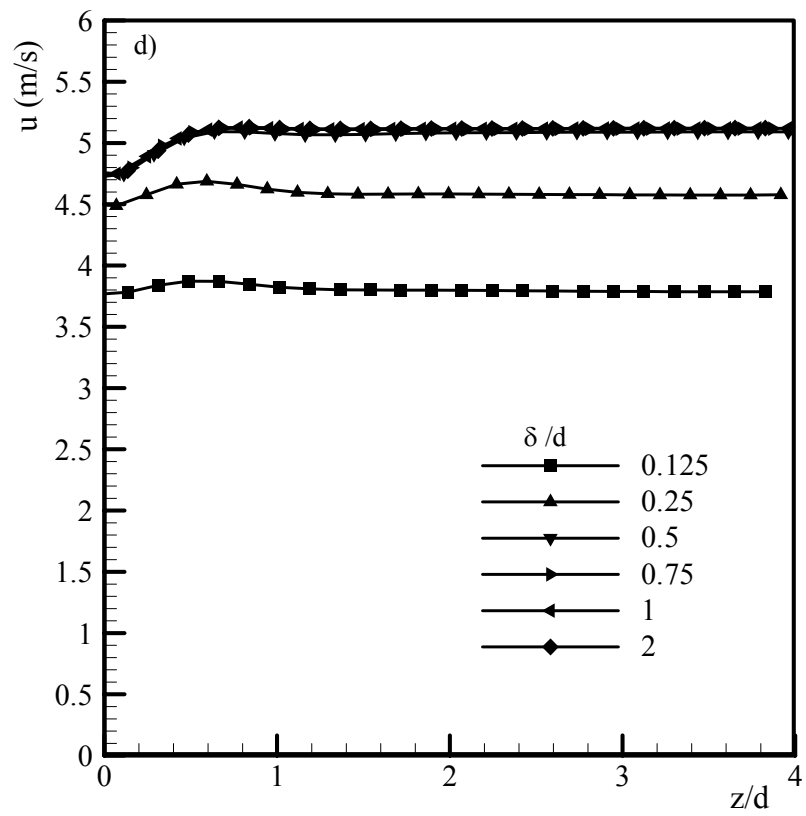


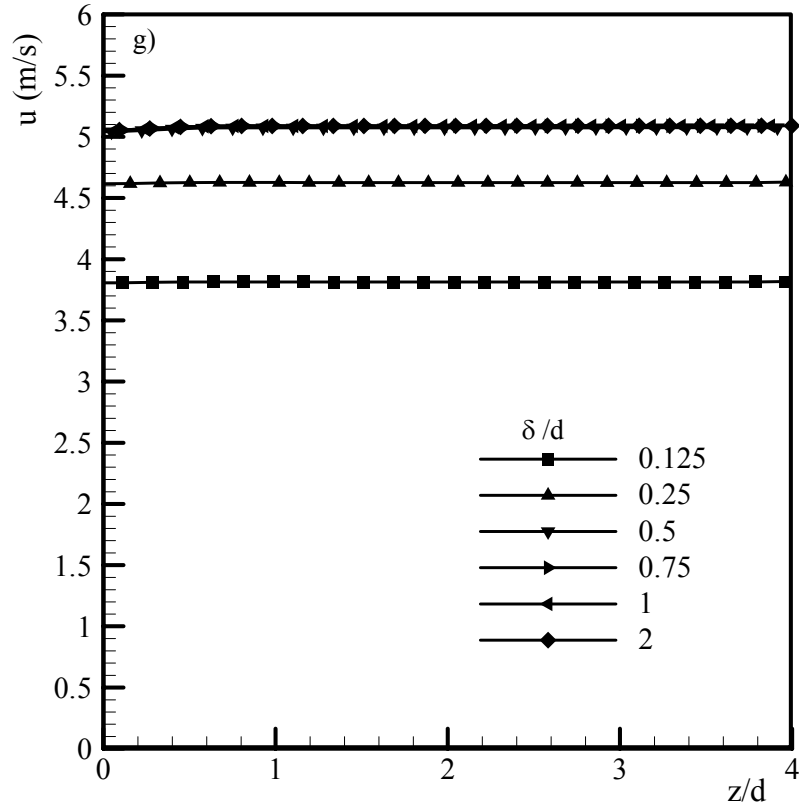


Şekil 4.12. Kare silindir için $x/d=(a)2.5$, (b)4.5, (c)6.5, (d)8.5, (e)10.5 ve (g)12.5'de Stanton sayısındaki artışın z doğrultusunda dağılımı.

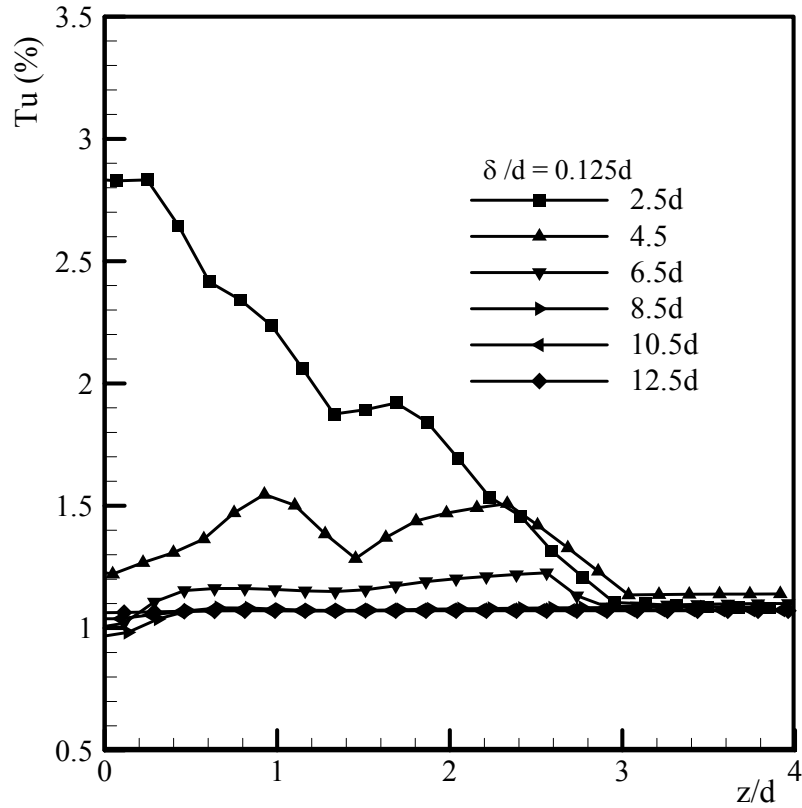








Şekil 4.13. Kare silindir için $x/d=(a)2.5$, (b) 4.5, (c)6.5, (d)8.5, (e)10.5 ve (g)12.5 mesafelerinde u hızının z doğrultusunda dağılımı.



Şekil 4.14. Kare silindir için 5 m/s akış hızında düz yüzeyden $y/\delta=0.125$ yukarıda akış alanı boyunca ki türbülans yoğunlukları.

4.2. Nümerik Hesaplamalar

Nümerik hesaplamalar stabil olmayan akış durumunda hem dairesel hem de kare kesitli silindirler için $5m/s$ serbest akış hızında yapılmıştır. Akış alanının tasarımı ve sınır şartları Bölüm 3.5’de detaylı verilmiştir. Simülasyonlar 334080 , 454400 ve 568000 olmak üzere üç meş sıklığında yürütülmüştür. Her bir meş sıklığının tasarımında seçilen kıstas duvar üzerindeki $y^+ \approx 1$ olmasıdır. Meş sıklıklarının birbirleriye karşılaştırmasında seçilen referans ise sürüklenme katsayısıdır. Türbülans modeli olarak $k-\omega$ (SST), algoritma olarak PISO ve denklemleri çözümlerinde ise ikinci dereceden şema seçilmiştir. Seçilen zaman adımı ise $0.005 s$ ’dir.

Hesaplama sonuçları çalışmanın amacı doğrultusunda sunulmuştur. İlk önce silindir önündeki ters basınç gradyanı ile atnalı vorteksler arasındaki ilişkiyi, ortaya koymak amacıyla hazırlanan detaylı grafikler verilmiştir. Daha sonra atnalı vortekslerin silindir üzerindeki basınç dağılımına etkisiyle ilgili sonuçlara değinilmiştir. En son olarak atnalı vorteks, vorteks ayakları ve ardiz ile silindir arkasındaki düz yüzey üzerindeki Stanton sayısının dağılımı arasındaki ilişki detaylı grafikler ile sunulmuştur.

4.2.1. Dairesel kesitli silindir

Bu bölümde 568000 meş sıklığında yapılan nümerik hesaplamalar ayrıntılı sunulmuştur. $0.05 m$ çapındaki dairesel kesitli silindir deneylerde olduğu gibi akış alanına dikey yerleştirilmiştir. Akış alanı, akış yönünde $1.375 m$, akışa dik yönde $0.1m$ ve z doğrultusunda $0.3 m$ uzunluklardadır. Akış alanının modellenmesinde altı kenar meş geometrisi kullanılmış olup düz yüzeyden ilk düğüm noktasının uzaklığı $4.6 \times 10^{-5} m$ ’dir. Silindir yüzeyinden ilk düğüm uzaklığı ise $5 \times 10^{-4} m$ ’dir.

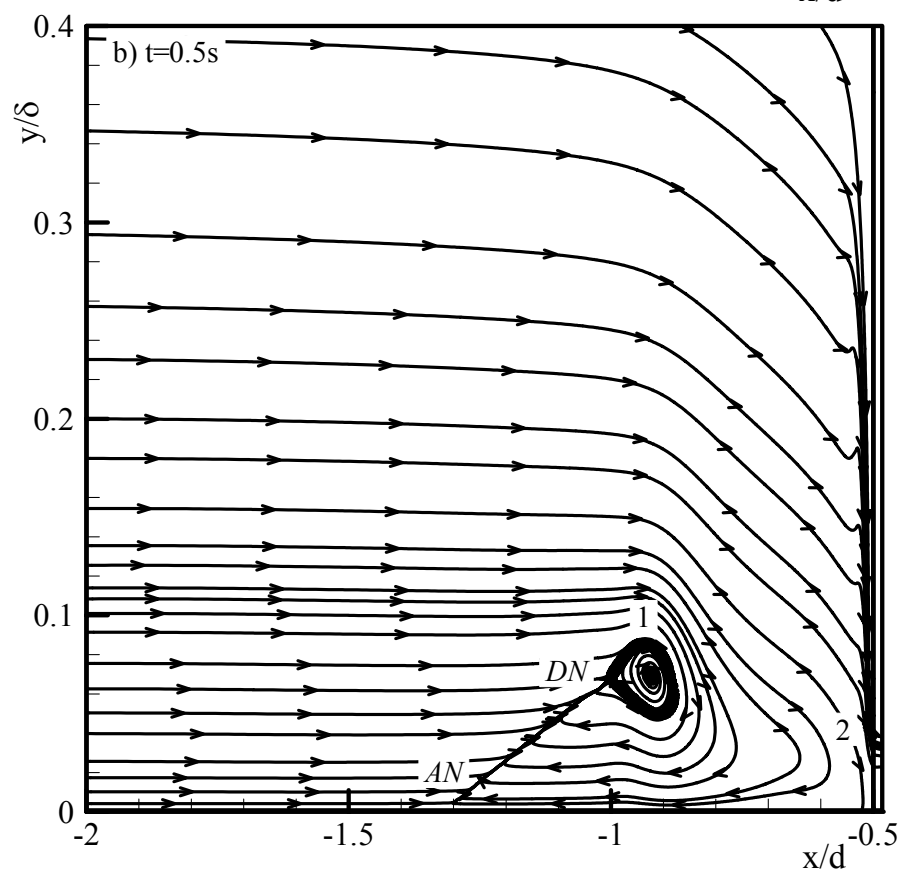
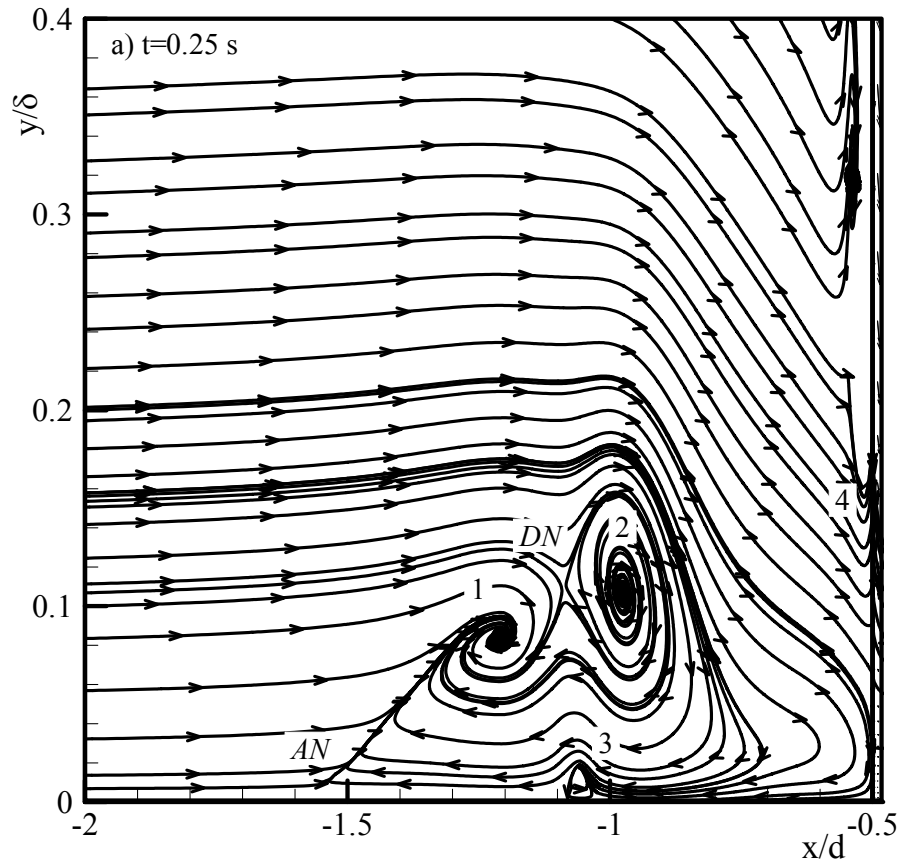
Yapılan nümerik hesaplamalarda silindir önündeki ters basınç gradyanı sonucu oluşan atnalı vortekslerinin yeri, büyüklüğü ve sayısının zaman bağlı değiştiği saptanmıştır. Bu durum silindir önündeki xy düzleminde, x ve y hız bileşenlerinin, akış çizgilerinin, $t=0.25, 05, 0.75$ ve $1 s$ zaman dilimleri için gösterildiği Şekil 4.15’de açıkça görülmektedir. Şekilden görüleceği gibi silindir önünde stabil olmayan çok yönlü periyodik osilasyonlar söz konusudur. Bu dört zaman diliminde silindir önünde düz yüzey üzerindeki akış yönündeki ve silindir yüzeyinde akışa dik eksendeki basınç

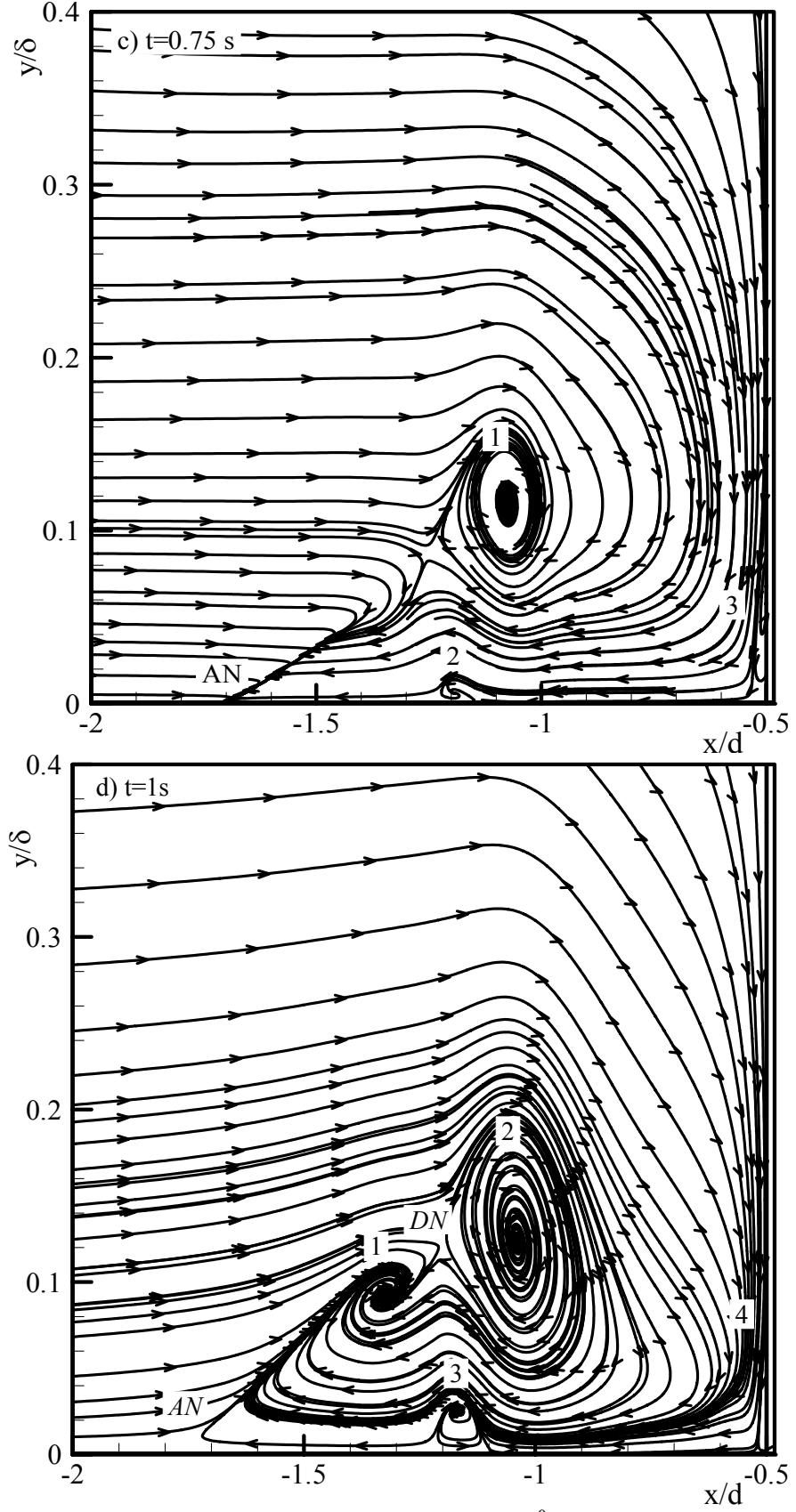
dağılımları da Şekil 4.16'da gösterilmiştir. Şekilden görüleceği gibi silindir önündeki düz yüzeyin basınç dağılımında da akış çizgilerine benzer periyodik osilasyonlar görülmektedir.

Silindir önünde $0.25 s$ anında ayrılma $x=-1.60d$ oluşmakta ve bu ayrılma noktasından sonra dört tane vorteks sistemi meydana gelmektedir. Rotasyonları akış ile aynı yönde olan ilk vorteksin merkezi $x=-1.21d$, $y=0.084\delta$ 'de ve ikinci vorteks $x=-0.974d$, $y=0.108\delta$ oluşmaktadır. Akış yönüne zıt rotasyondaki olan daha küçük üç ve dördüncü vortekslerin yeri ise sırasıyla $x=-1.06d$, $y=0.0115\delta$ ve $x=-0.51d$, $y=0.194\delta$ dir. Ayrıca ilk ve ikinci vorteks arasında $x=-1.09d$, $y=0.109$ durma noktası oluşmaktadır. Silindir önündeki düz yüzey üzerindeki basınç dağılımı aynı hız dilimi için dikkate alınırsa, Şekil 4.16 (a)'dan görüleceği üzere ayrılma noktasına kadar basınç çok küçük bir basınç gradyanında artmakta ($\frac{\Delta P}{\Delta x} \cong 0.405 Pa/m$) ve ilk vorteksin merkezinden hemen sonra zıt rotasyonlu üçüncü vorteksin merkez noktasına kadar önceki gradyanın 12 katı büyüklüğünde bir gradyanla ($-4.902 Pa/s$) azalmaktadır. Üçüncü vorteksin merkezinden hemen sonra ise daha büyük bir gradyanla ($22.46 Pa/s$) artmaktadır. Silindir yüzeyindeki dikey eksen basınç dağılımının gösterildiği Şekli 4.16(b)'de görüldüğü düz yüzeye benzer şekilde zıt rotasyondaki dördüncü vorteksin merkezinde basınç gradyanının yönü değişmektedir. $t=0.5 s$ anında ayrılma $x=-1.311d$ olmakta ve daha sonra ikinci vorteks sistemi oluşmaktadır. İlk vorteks merkezi $x=-0.92d$, $y=0.0703\delta$ ve akış ile zıt rotasyonda olan ikinci vorteks $x=-0.509d$, $y=0.051\delta$ konumdadır. Düz yüzey üzerinde basınç dağılımında ilk vorteks merkezine kadar basınç düşük gradyanda artarken bu noktadan sonra yüksek bir gradyanla artmaktadır. artmaktadır. Basınç gradyanının yönünde ise herhangi bir değişim olmamaktadır. $t=0.75 s$ anında ayrılma $x=1.7d$ meydana gelmekte ve daha sonra üç vorteks sistemi meydana gelmektedir. Akış ile aynı doğrultudaki ilk vorteksin merkezi $x=-1.07d$, $y=0.118\delta$ ve zıt rotasyondaki iki ve üçüncü vorteks sırasıyla; $x=-1.195d$, $y=0.0065\delta$ ve $x=0.51d$, $y=0.0315\delta$ dir. Düz ve silindir üzerinde basınç gradyanı ilk vorteks merkezine kadar bir önceki zamanla aynı eğilimi gösterirken basınç gradyanındaki azalma daha büyük olmaktadır. $1 s$ zaman anında vorteks yerleri ile yüzey basınç dağılımları arasında benzer ilişki vardır.

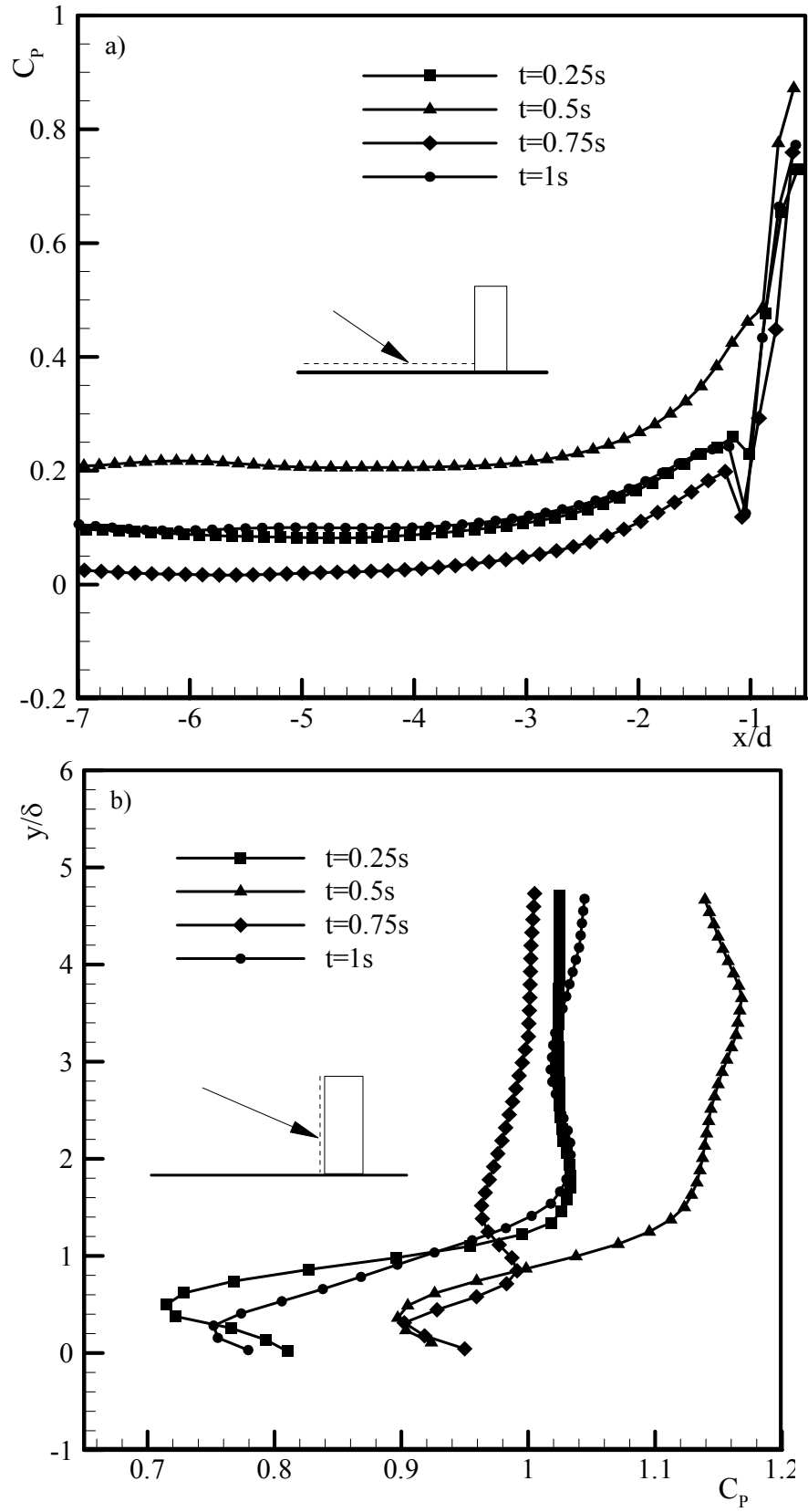
Görüleceği üzere silindir önündeki atnalı vorteks sistemleri ile yüzey basınç dağılımı arasında sıkı bir ilişki bulunmaktadır. Akış ile aynı rotasyonda olan vorteksler basınç gradyanında yüksek dereceden artmaya sebep olurken zıt rotasyonlu vorteksler basınç gradyanının yönünün değişmesine sebep olmaktadır. Atnalı vorteks ile yüzey basınç dağılımları arasında saptanan bu ilişki Roulund ve ark, (2005), tarafından yapılan deney ve nümerik hesaplama sonuçları ile örtüşmektedir.

Nümerik hesaplamalar sonucunda silindir yüzeyinde hesaplanan basınç değerlerinden deneylerdeki yöntem uygulanarak basınç katsayıları hesaplanmıştır. Hesaplanan basınç katsayısı dikkate alındığında hesaplama yüzeyini iki bölgede ayılabılırız; (i) $y < \delta$; dikey doğrultuda dramatik dalgalanmalar, (ii) $y > \delta$; dikey doğrultuda yaklaşık olarak; $\frac{\Delta P}{\Delta y} = 0$ 'dır. Bu durum silindir yüzeyindeki basınç katsayısının $t=0.25s$ için gösterildiği Şekil 4.17'de daha açık bir biçimde görülmektedir. Şekilden görüleceği üzere silindirin önündeki akış yönüne zıt rotasyonlu vorteksleri sebep olduğu basınç dağılımındaki eğilim silindir yüzeyi boyunca devam etmektedir. Tüm akış zamanlarında basınç katsayıları benzer dağılım göstermektedir. Basınç katsayılarından deneylerdeki yöntem izlenerek her zaman dilimi için sürüklenme katsayıları da hesaplanmıştır. Hesaplanan basınç katsayısı değerleri Şekil 4.18(a)'de gösterilmiştir. Bu verilerinin spektrum analizi de yapılmıştır. Yapılan spektrum analizinin sonucu Şekil 4.18(b)'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği gibi en yüksek spektrum güç yoğunluğunda (SGY) Strouhal sayısı 0.211 değerini almaktadır. Bu sonuçlar kritik altı akış rejimi için Tsutsui ve ark, (1997), Summer ve ark, (2005) ve Gu ve Sun, (1999b)'nin sonuçları ile örtüşmektedir. Deneysel kısımda olduğu gibi iki boyutlu akış kabulü yapılarak silindirin dikey ekseninde $y/\delta=7.15, 1.91, 1.43, 0.95, 0.57, 0.38$ ve 0.19 noktalarında ortalama sürüklenme katsayıları da hesaplanmıştır. Her üç meş sıklığı için yapılan hesaplamalar Tablo 4.6'de ve bu değerlerin deneysel sonuçlardan yüzdesel sapması Tablo 4.7 'de verilmiştir. Görüleceği üzere her üç meş sıklığının ölçüm sonuçlarından sapma derecesi $\% 0-14$ aralığında kalmaktadır.

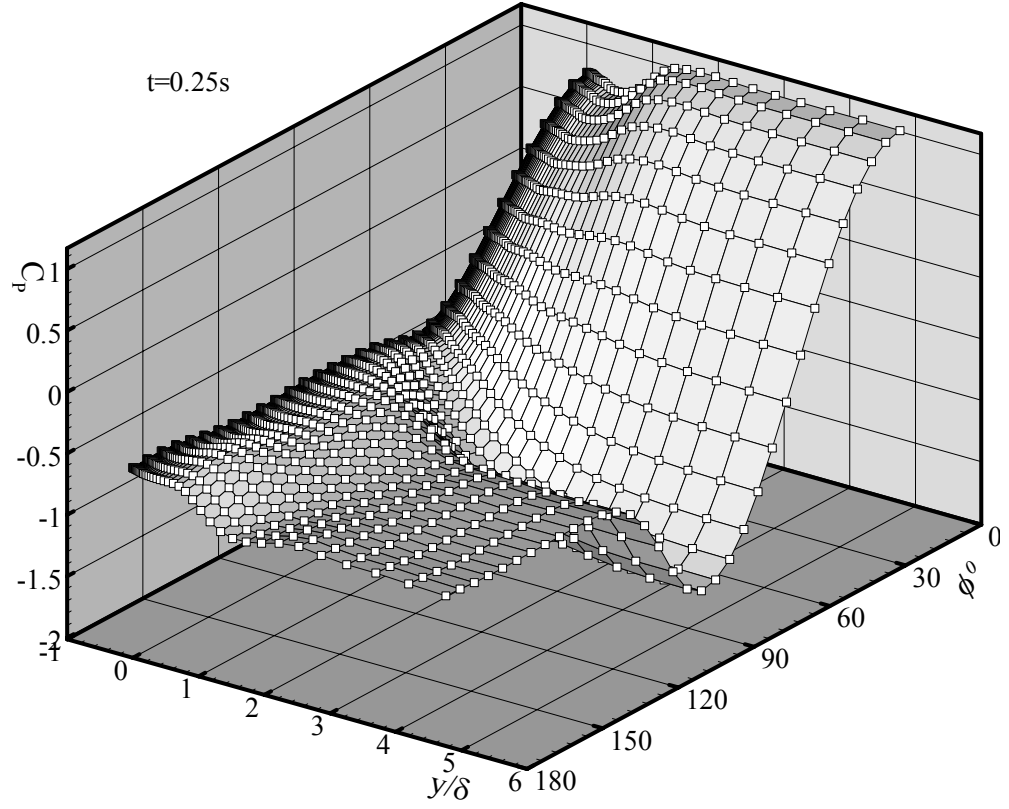




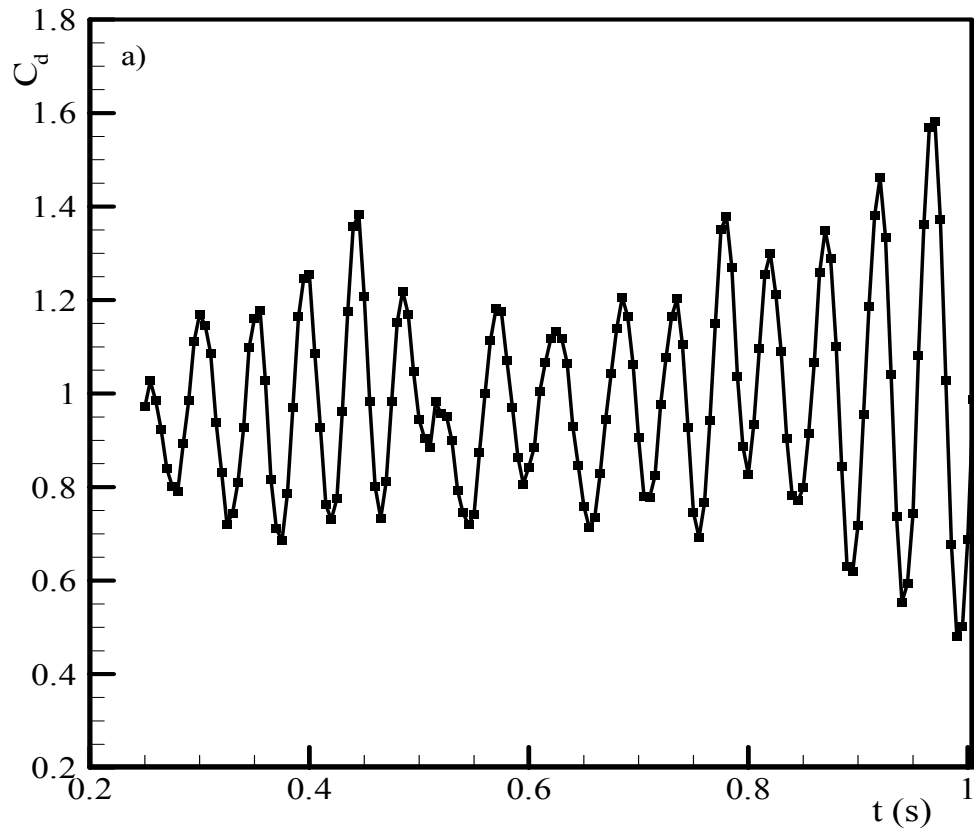
Şekil 4.15. Dairesel kesitli silindir önünde xy ($\phi = 0^\circ$) düzleminde (a) $t=0.25$ s, (b) $t=0.5$ s, (c) $t=0.75$ s ve (d) $t=1$ s akış çizgileri.

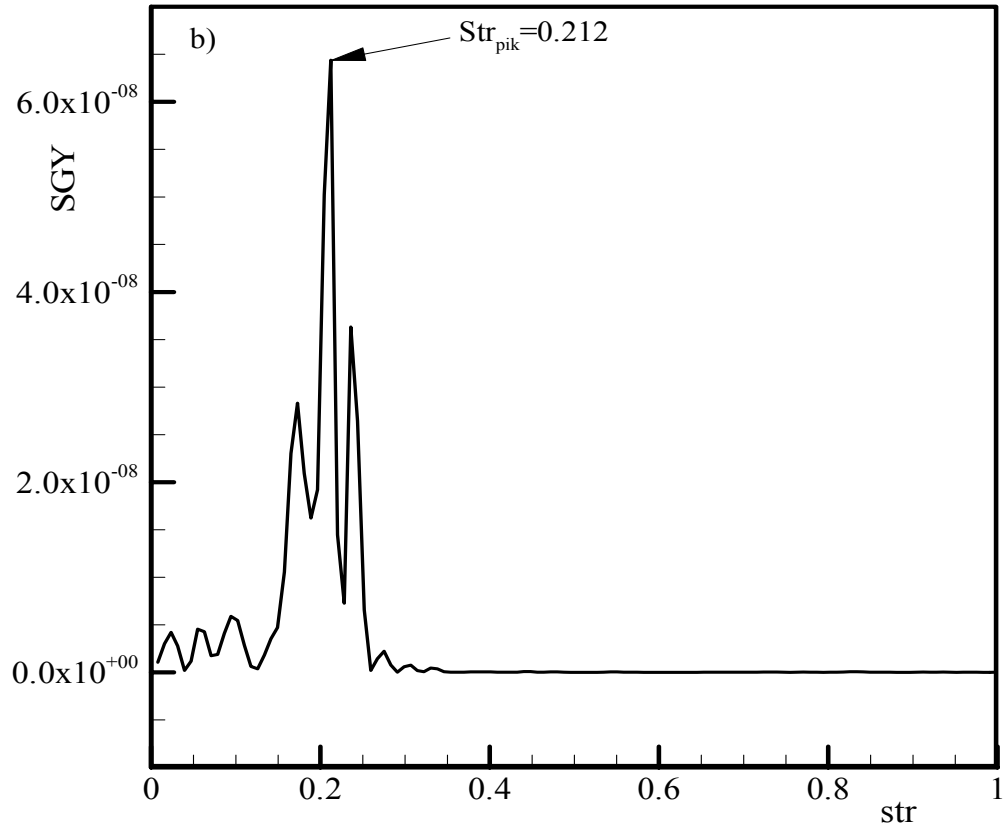


Şekil 4.16. Dairesel kesitli silindir için silindir önündeki (a) düz yüzey üzerindeki ve (b) silindir yüzeyi üzerindeki basınç katsayısının dağılımı.



Şekil 4.17. Silindir yüzeyi boyunca $t=0.25s$ 'de basınç katsayısının dağılımı.





Şekil 4.18. (a) Nümerik analizlerden hesaplanan C_d katsayısının hesaplama zaman aralığında değişimi ve (b) spektrum analizi.

Tablo 4.6. 5m/s akış hızı için deney ve 3 meş sıklığındaki nümerik analizlerden hesaplanan Sürüklenme katsayıları.

y/δ	7.15	1.91	1.43	0.95	0.57	0.38	0.19
Deneyler	1.120	1.105	1.012	1.260	1.262	1.204	1.219
Meş[1]	1.010	1.038	0.991	1.248	1.266	1.095	1.168
Meş[2]	0.960	1.041	1.037	1.252	1.183	1.078	1.202
Meş[3]	0.980	1.016	1.008	1.225	1.236	1.117	1.166

Silindir Arkasındaki Akış Alanı

Yapılan nümerik hesaplamalar sonucunda atnalı vorteks ayaklarının silindir arkasındaki düz yüzeyin ısı taşımaya son derece etkileyici bir etkisi olduğu tespit edilmiştir. Bu kısımda, saptanan bu etki sunulacaktır. İlk olarak atnalı vorteks

ayaklarının yeri ve büyüklüğü ikincil hız bileşenleri (y,z) ile tanımlanacak ve bunların stabil olmayan durumda, ısı taşınımına etkisi ortaya konacaktır. Daha sonra z doğrultusunda sıcaklık verilerinin spektrum analizi yapılarak z doğrultusundaki stabil olmama durumu ile ısı taşınımı arasındaki ilişki tanımlanacaktır. Son olarak düz yüzey boyunca ortalama ısı taşınımında meydana gelen değişme sunulacaktır.

Atnalı vorteks ayaklarının yeri ve büyüklükleri yz düzleminde ikincil akış hızlarıyla tanımlanmıştır. $x/d=2.5$ 'de $t=0.25$ s, 0.5 s, 0.75 s ve 1 s zaman periyotlarında yz düzleminde ikincil hızların akış çizgileri ve bu eksen de düz yüzeyin Stanton sayısı ile basınç katsayının dağılımı Şekil 4.19'da gösterilmiştir. $t=0.25$ s'de ikincil hız bileşenlerin yz düzlemindeki akış çizgileri dikkate alındığında Şekil 4.19(a)'dan görüleceği üzere üç tane vorteks sistemi meydana gelmektedir. Bu vortekslerin merkezlerinin düz yüzeyden uzaklıkları sırasıyla; $y/\delta=0.0203(1)$, $0.058(2)$ ve $0.231(3)$ 'dir. Silindir merkezinden uzaklıkları ise sırasıyla; $x/d=-0.21$, -1.25 ve 0.61 'dir. Düz yüzeyin ısı Stanton sayısında artışta büyüklüğü değişen üç tane pik noktası söz konudur. Bunların en büyük en küçük ve düz yüzeye en yakın olan 1'nolu vorteksin aşağı akış bölgesinin sonundaki, yüzeye bağlanma noktasında ($x/d=0.044$) 2.07 değerini almaktadır. İkincisi düz yüzeye en uzak ve en büyük 3'nolu vorteksin aşağı akış bölgesinin sonunda yüzeye bağlanma noktasında ($x/d=0.662$) 1.91 değerinde meydana gelmektedir. Üçüncüsü ise 2'nolu vorteksin aşağı akış bölgesinin sonunda yüzeye bağlanma noktasında ($x/d=-0.28$) 1.77 değerindedir. Stanton sayısındaki artış $z/d=1.17$, 0.383 , -0.444 ve -1.497 noktalarında ise minimum değerlerini almaktadır. Bu noktalar vortekslerin yukarı akış bölgesinin sonundaki yüzeyden ayrılma noktalarına denk gelmektedir. Eksen üzerinde basınç dağılımı üzerinde ise özellikle yüzeye yakın vorteksler etkilidir. Yüzeye en yakın 1'nolu vorteksin merkezinde basınç minimum olmaktadır. Diğer iki vorteksin ise yüzeye yakınlık derecesine bağlı basınçta, azalan bir etkisi söz konusudur.

. $t=0.5$ s'de ikincil hız bileşenlerin yz düzleminde akış çizgileri dikkate alındığında Şekil 4.19(b)'dan görüleceği üzere altı tane vorteks sistemi meydana gelmektedir.. Bu vortekslerin merkezlerinin düz yüzeyden uzaklıkları sırasıyla; $y/\delta=0.0243(1)$, $0.0567(2)$, $0.146(3)$, $0.215(4)$, $0.498(5)$ ve $0.516(6)$ 'dir. Silindir merkezinden uzaklıkları ise sırasıyla; $x/d=-0.646$, -0.196 , 0.527 , -0.42 , 0.0115 ve

0.604'dır. Düz yüzey üzerinde ısı transferinin miktarı ise bu vortekslerin yukarı ve aşağı akış bölgeleriyle son derece etkileyici bir ilişki bulunmaktadır. Yüzeye en yakın 1 ve 2'nolu vortekslerin aşağı akış bölgesinin sonundaki yüzeye birleşme noktasında ($x/d=-0.342$) Stanton sayısındaki en büyük artış değerine olan 2.43 ulaşmaktadır. 3, 5 ve 6'nolu vortekslerin birleşme noktasında($z/d=0.213$) daha düşük ikinci pik noktası 2.05 değeriyle meydana gelmektedir. Düz yüzey üzerindeki Stanton sayılarındaki artışın maksimum olduğu iki pik noktasına göre üç noktada dramatik düşüş görülmüştür. Bunlar küçükten büyüğe sırasıyla, 1'nolu vorteksin yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki ayrılma noktasında ($z/d=-0.77$), 5'nolu vorteksin yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki ayrılma noktasında ($z/d=-1.413$) ve 3'nolu vorteksin yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki ayrılma noktasında ($x/d=1.07$) meydana gelmektedir. Basınç dağılımında minimum nokta en büyük vorteksin tam merkezinde yer almakta ve daha sonra artarak vortekslerin yukarı akış bölgesinin sonundaki ayrılma noktalarında maksimum olmaktadır.

$t=0.75$ s'de ikincil hız bileşenlerin yz düzleminde akış çizgileri dikkate alındığında Şekil 4.19(c)'den görüleceği üzere iki tane vorteks sistemi meydana gelmektedir. Şekilde, birincil hız bileşeninin(x) yüzey üzerindeki Stanton sayısına etkisi görebilmek amacıyla $U_x=0-1.5m/s$ aralığında hız kontörü de gösterilmiştir. İki vorteksin aşağı akış bölgesinin sonundaki yüzeye birleşme noktasında ($z/d=0.33$) Stanton sayısındaki artışın ilk pik meydana gelmektedir. Bu vortekslerin yukarı akış bölgelerinin başlangıcındaki ayrılma noktalarında ise artış minimum olmaktadır. Vorteksin meydana gelmediği bölgede Stanton sayısındaki dağılımda şekilden görüleceği üzere dikey doğrultudaki birincil hız gradyanı etkili olmaktadır. Birincil hız gradyanının en büyük olduğu($z/d=-0.777$) noktada Stanton sayısındaki artışta pik noktası meydana gelirken gradyanın en küçük olduğu noktada ($z/d=-1.297$) artış minimum olmaktadır. Basınç dağılımında ise $t=0.25$ s ve $t=0.5$ s durumları ile benzer bir ilişki söz konusudur

Şekil 4.19(d)'de $t=1$ s'deki ikincil hız bileşenlerin akış çizgisi ve aynı eksen Stanton sayısı ile Basınç katsayısının dağılımı gösterilmiştir. Ayrıca birincil bileşeninin $U_x=0-1.5m/s$ aralığında hız kontörü de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere yedi vorteks sistemi meydana gelmektedir. 1'nolu vorteksin aşağı akış bölgesinin sonundaki

yüzeyle birleştiği noktada ($z/d=0.356$) Stanton sayısındaki artış pik göstermektedir. Yüzeyle birleşmeyen ve nispeten yüzeyden daha yüksekte olan 2, 3, 4, 5 ve 6'nolu vortekslerin Stanton sayısı üzerinde herhangi bir etkisi görülmemektedir. Stanton sayısındaki ikinci pik ise Şekilden görüleceği üzere birincil hız bileşeninin dikey yöndeki gradanının en büyük olduğu noktada ($z/d=-1.31d$) meydana gelmektedir. Basınç dağılımında ise yüzeye en yakın ve yüzeyle aşağı akış bölgesinde bağlanan 1'nolu vorteksin merkezinde minimum olurken yüzeyden en yüksek ve en büyük 7'nolu vorteks merkezinde minimum olmaktadır.

Görüleceği üzere silindirin arkasında ikincil hızların rotasyonu sonucu meydana gelen vortekslerin yeri, büyüklüğü ve sayısı zamana bağlı değişmektedir. Bu vorteksler iki farklı karakter göstermektedir: (i) silinidir ardiz etkisi etkisiyle meydana gelen vorteksler ve (ii) yukarı akış bölgesinin başlangıcında yüzeyden ayrılan ve aşağı akış bölgesinin sonunda ise yüzeye bağlanan atnalı vorteks ayakları. Vorteks ayaklarının aşağı akış bölgesinin sonunda akışın yüzeye bağlandığı noktada yüzey üzerindeki Stanton sayısındaki artış pik gösterirken yukarı akış bölgesinin başlangıcında akışın yüzeyden ayrıldığı noktada artış minimum olmaktadır. İki nokta arasında bu artış aşağı akış bölgesinin sonundan yukarı akışın başlangıç noktasına doğru dramatik düşmektedir. Stanton sayısındaki piklerin büyüklüğü ise vorteks merkezinin yüzeye yakınlık derecesine bağlı değişmektedir. Vorteks merkezi yüzeye yaklaştıkça Stanton sayısındaki artışın gösterdiği pikin büyüklüğü büyümektedir. Vorteks ayakları ile yüzey Stanton sayısı arasında saptanan bu ilişki Eibeck ve Eaton, (1987) ve Wroblewski ve Eibeck, (1992), tarafından yapılan ölçümler ile uyum içerisindedir. Ardizin sebep olduğu vorteksler ile yüzey Stanton sayı arasında her hangi bir ilişki tespit edilememiştir. Atnalı vorteks ayaklarının yüzey basıncı üzerinde de vorteks merkezinin yüzeye yakınlık derecesine bağlı değişen önemli bir etkisi söz konusudur. Atnalı vorteks aylarının merkezinde basınç dağılımı minimum olmaktadır. Vorteks merkezi yüzeye yaklaştıkça bu minimumluk büyümektedir.

Yapılan nümerik analizle sonucunda silindir arkasındaki düz yüzeye yakın $y/\delta=0-0.2$ aralığında akış sıcaklığında zamana bağlı büyük skalada salınımlar meydana geldiği saptanmıştır. Bu salınımların büyüklüğünü hesaplamak amacıyla $x/d=0.25$ ve $y/\delta=0.105$ 'de z ekseninde, $z/d=3-0$ aralığında 25 noktada nümerik analizlerden 200Hz

örnekleme frekansında elde edilen sıcaklık verilerinin spektrum analizleri yapılmıştır. Salınımların büyüklüğünün tespiti ile stabil olmama durumunun eksen boyunca değişimi tespit edilebilecektir. 25 notada sıcaklığın boyutsuz ifadesi;

$$\varphi = \frac{T - T_{\infty}}{T_y - T_{\infty}} \quad (4.3)$$

için yapılan spektrum analizi Şekil 4.20’de ve maksimum genliğin meydana geldiği frekans Tablo 4.8’da verilmiştir. Görüleceği üzere sıcaklık salınımlarının büyüklüğü(genlik) dikkate alındığında z doğrultusundaki eksen üzerinde dört bölge söz konusudur. Xie and Wroblewski, (1997), yaptıkları ölçümler ile bu dört bölgeyi gözlemlemişlerdir. İlk bölgede, $z/d=3-1.380$ aralığında genlik diğer bölgelere nazaran %90-120 aralığında değişen büyüklüklerde küçük olmakta ve dominant frekans 10-17 Hz arasında değişmektedir. Bu bölgede akış stabil duruma oldukça yakın veya stabil kabul edilebilir. İkinci bölgede $z/d=1.380-1$ aralığına genlik maksimum olmakta ve dominant frekans 16-17 Hz arasında değişmektedir. Üçüncü bölgede $z/d=1-0.5$ aralığında genlik 0.9-0.5 aralığında gerçekleşmekte ve dominant frekans 12Hz olmaktadır. Son bölgede 0.5-0 aralığında genlik 1.2-0.8 aralığında ve dominant frekans 15-12 Hz arasında olmaktadır. Stabil olmayan akış durumunun görüldüğü iki, üç ve dördüncü bölge arasında sıcaklık salınımlarının en düşük olduğu bölge üçüncü bölgedir. Bu bölgede diğer bölgelere göre ısı sınır tabaka kalınlığı en büyük veya en küçüktür. Diğer iki bölgede ise ısı sınır tabaka kalınlığı zamana bağlı değişmektedir.

Nümerik analizlerden silindir arkasındaki düz yüzey boyunca ortalama Stanton sayısının dağılımı hesaplanmıştır. $x/d=2.5, 4.5, 6.5, 8.5, 10.5$ ve 12.5 noktalarında düz yüzey üzerinde z doğrultusundaki eksenlerde, hesaplanan ortalama Stanton sayısının silindirsiz yüzeydeki Stanton sayısına ortalaması Şekil 4.21’de gösterilmiştir. $x/d=2.5, 4.5$ ve 6.5 ’de silindirsiz yüzeye göre Stanton sayısındaki artış belirgin bir şekilde iki pik göstermektedir. Tyszka ve Wroblewski, (1996) ve Fisher ve Eibeck, (1990), yaptıkları deneyleri bu iki pik noktasını gözlemlemişlerdir. $x/d=2.5$ ’de ilk pik noktası $z/d=-0.221$ ’de ikinci pik noktası ise $z/d=0.61$ ’de meydana gelmektedir. Bu pik noktalarında Stanton sayısındaki artışın aldığı değer sırasıyla 1.93 ve 1.92 olmaktadır. $x/d=4.5$ ’de iki pik noktası $z/d=-0.52$ ve 0.41 ’de yer almakta ve Stanton sayılarındaki artışın aldığı

değer sırasıyla 1.74 ve 1.63'dir. $x/d=6.5$ 'de iki pikin meydana geldiği noktalar $z/d=0.594$, 0.525 ve Stanton sayısındaki artış; 1.52 ve 1.41'dir. $x/d=8.5$ 'de önceki eksenlerde olduğu gibi belirgin iki pik görülmektedir. Stanton sayısındaki artışın dramatik düşmeye başladığı noktalar $z/d=-1.356$, 1.27 ve Stanton sayısındaki artışın aldığı değerler; 1.38 ve 1.29 olmaktadır. $x/d=10.5$ ve 12.5'de çok küçük değişmeler ile birlikte Stanton sayısındaki artış $x/d=8.5$ 'deki eksen ile aynı eğilimi göstermektedir. Daha önceki kısımlarda vorteks ayakları ve yüzey Stanton sayısı arasında saptanan ilişki dikkate alındığında iki silindirin arkasında iki belirgin atnalı vorteks ayağı meydana gelmekte ve bunların merkezleri akış alanı boyunca yüzeyden uzaklaşmaktadır. Ortalamalar dikkate alınarak akış alanı ile ilgili saptanan bu ilişki Fisher, (1990), tarafından yapılan ölçümler ile örtüşmektedir.

Tablo 4.7. 5m/s akış hızı için 3 meş sıklığındaki nümerik analizlerden hesaplanan sürüklenme katsayılarının deneysel verilerden yüzdesel sapmaları.

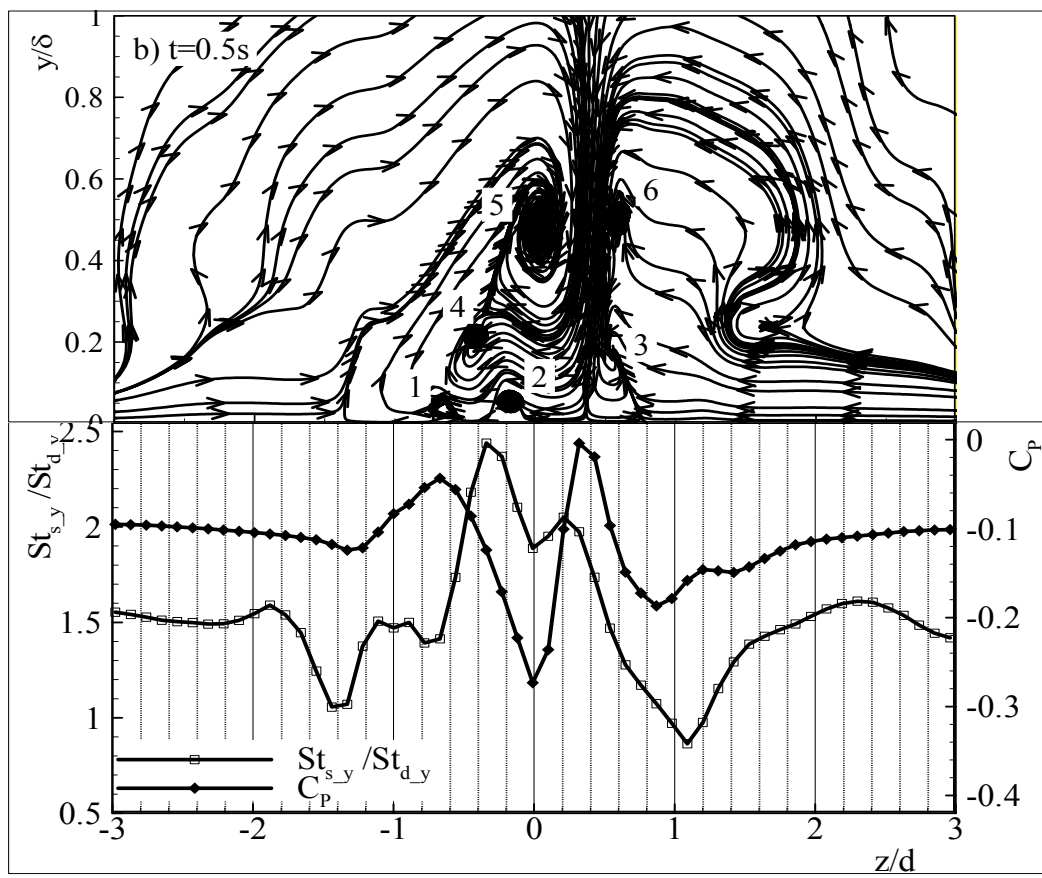
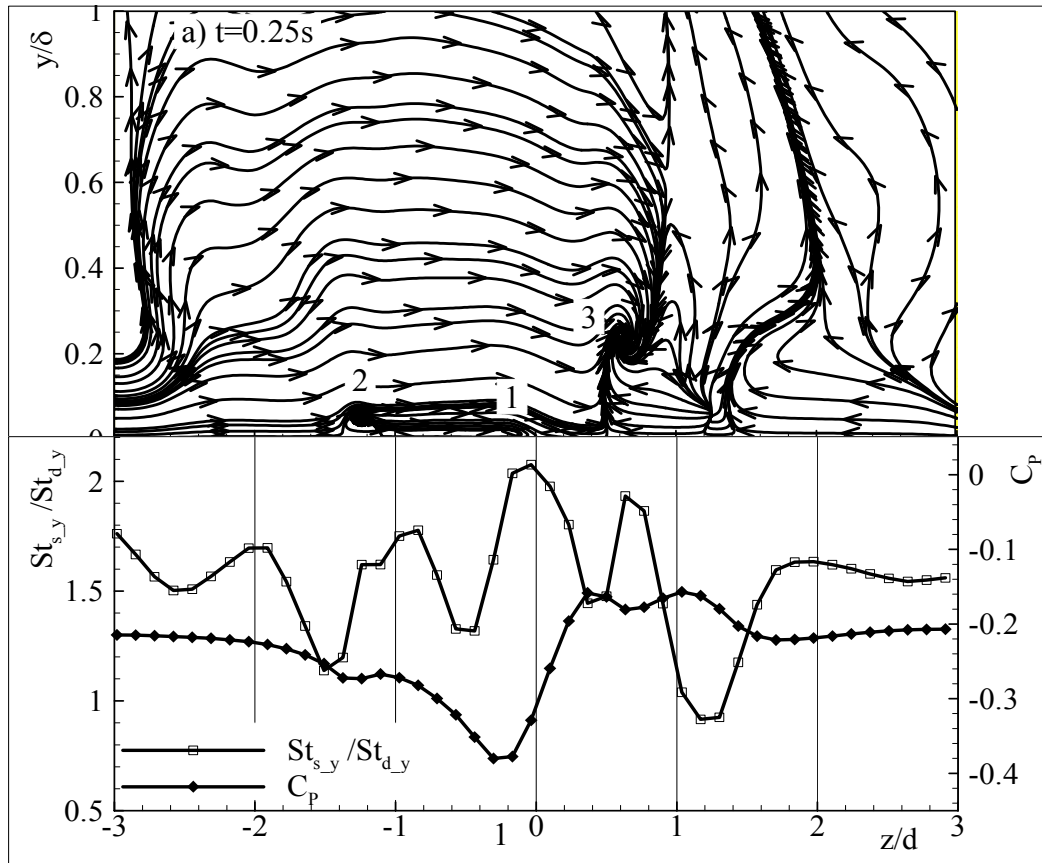
	Sapma (%)						
y/δ	7.15	1.91	1.43	0.95	0.57	0.38	0.19
Meş[1]	9.82	6.06	2.07	1.11	-0.31	9.01	4.17
Meş[2]	14.29	5.86	-2.44	0.78	6.25	10.45	1.39
Meş[3]	12.50	8.08	0.37	2.89	2.08	7.21	4.31

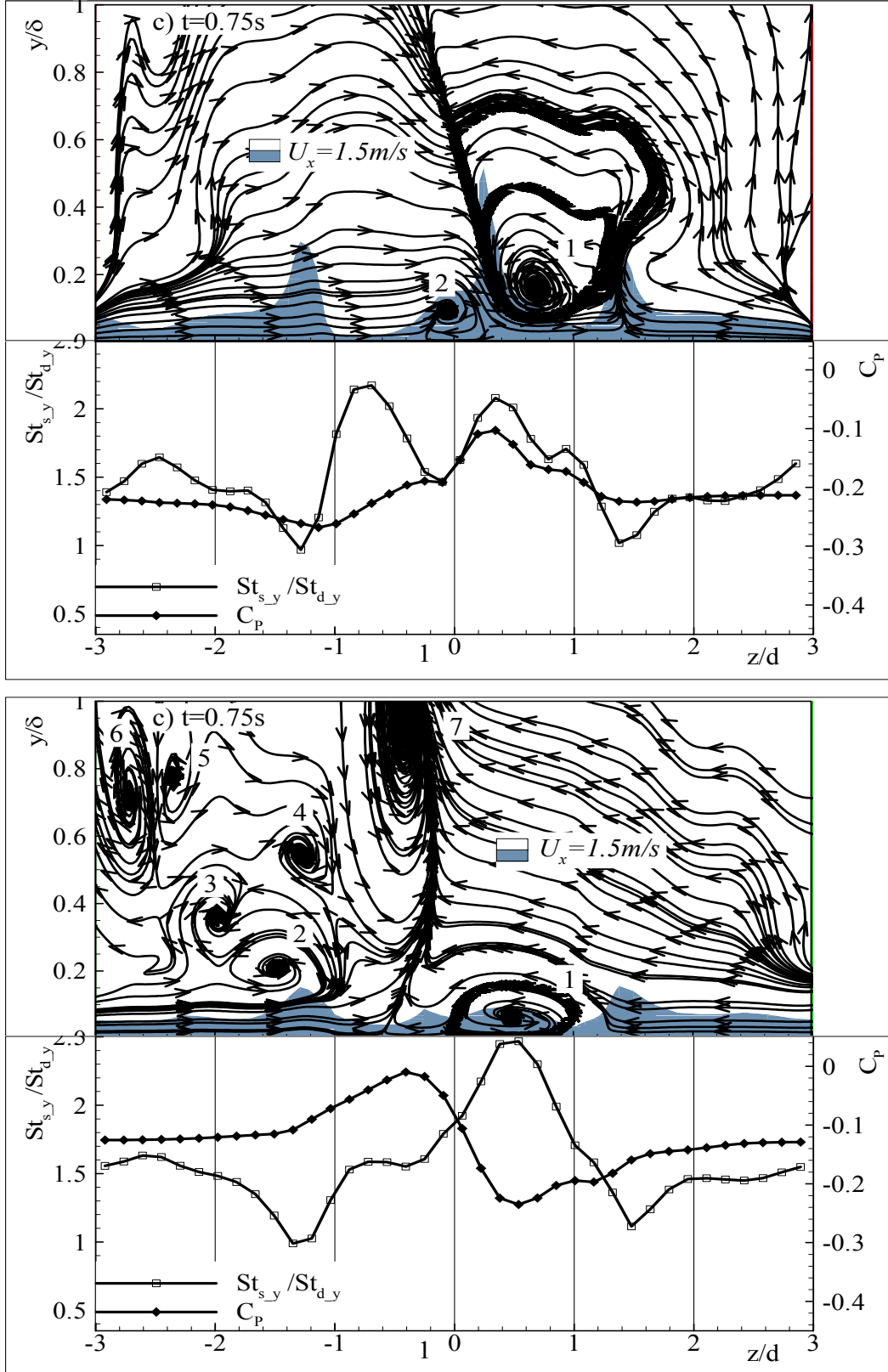
Tablo 4.8. $x/d=5$ 'de z doğrultundaki eksenle sıcaklıkların spektrumlarının maksimum genlikleri ve dominant frekansları.

z/d	3.000	2.810	2.620	2.440	2.250	2.060	1.880	1.690	1.500
Genlik(Max)	0.192	0.098	0.098	0.121	0.166	0.235	0.223	0.409	0.513
Hz	10.307	10.048	13.419	13.419	10.307	10.307	17.307	16.789	15.493

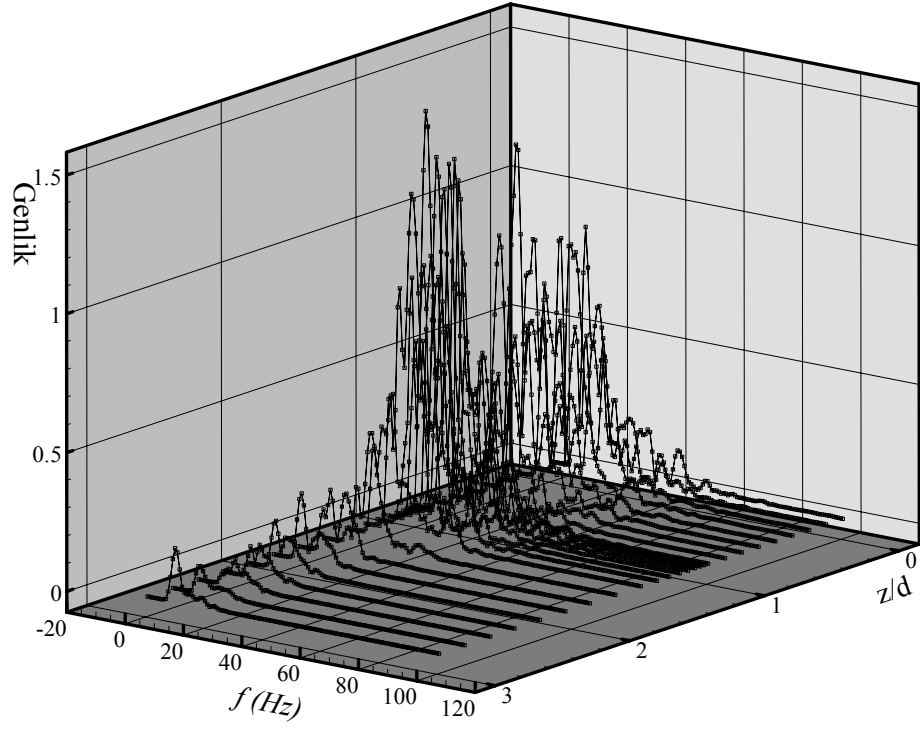
z/d	1.380	1.290	1.210	1.150	1.100	1.060	1.030	1.000	0.875
Genlik(Max)	1.221	1.489	1.304	1.201	1.255	1.262	1.212	0.932	0.588
Hz	0.1653	0.1756	0.17567	0.1730	0.16789	0.16789	0.1553	0.16789	0.12122

z/d	0.750	0.625	0.500	0.375	0.250	0.125	0.000
Genlik(Max)	0.530	0.922	1.239	0.884	0.874	0.825	0.860
Hz	0.12122	0.12122	0.12122	0.12122	0.15493	0.129	0.12641

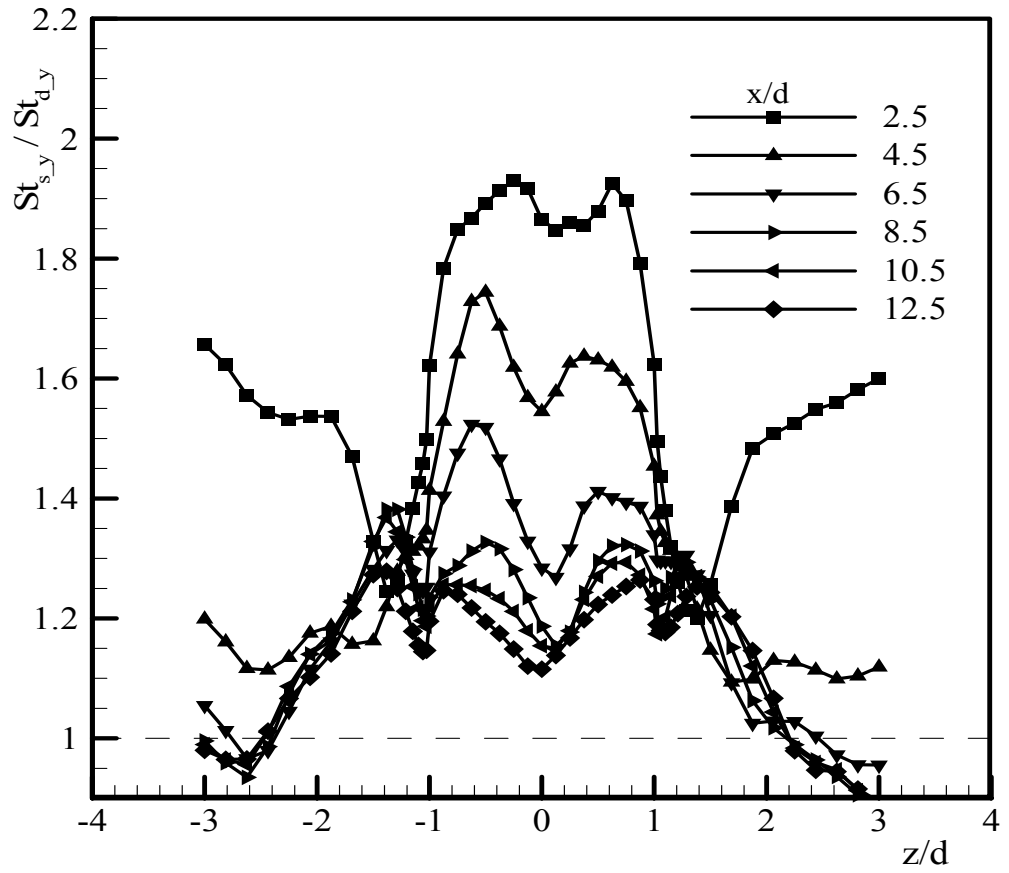




Şekil 4.19. Dairesel silindir için $x/d=2.5$ 'de, yz düzleminde ikincil hız bileşenleri ve yüzey üzerindeki Stanton sayısı ve basınç katsayısının dağılımı; (a) $t=0.25\text{s}$, (b) $t=0.5\text{s}$, (c) $t=0.75\text{s}$ ve (d) $t=1\text{s}$.



Şekil 4.20. $x/d=5$ ve $y/\delta=0.105$ 'de z doğrultusundaki ekseninde sıcaklıkların genlikleri.



Şekil 4.21. Silindir arkasında düz boyunca ortalama Stanton sayısının dağılımı.

4.2.2. Kare Kesitli Silindir

Akış alanına dairesel kesitli silindir ile aynı konuma yerleştirilen kare kesitli silindirin hidrolik çapı 0.05 m 'dir. Akış alanının modellenmesinde altı kenarlı meş yapısı kullanılmış ve düz yüzeyden ilk düğüm noktasının uzaklığı $4 \times 10^{-5} \text{ m}$ 'dir. Silindir yüzeyinden ilk düğüm noktasının uzaklığı ise $5.5 \times 10^{-4} \text{ m}$ 'dir. Nümerik hesaplamalarda silindir önündeki ters basınç gradyanı sonucu oluşan atnalı vortekslerinin yeri, büyüklüğü ve sayısının zaman bağlı değiştiği tespit edilmiştir. Bu durum silindir önündeki xy düzleminde, x ve y hız bileşenlerinin, akış çizgilerinin, $t=0.25 \text{ s}$, 0.5 s , 0.75 s ve 1 s zaman dilimleri için gösterildiği Şekil 4.22'de açıkça görülmektedir. Şekilden görüleceği gibi silindir önünde stabil olmayan çok yönlü periyodik osilasyonlar söz konusudur. Bu dört zaman diliminde silindir önünde düz yüzey üzerindeki akış yönündeki ve silindir yüzeyinde akışa dik eksendeki basınç dağılımları da Şekil 4.23'de gösterilmiştir. Görüleceği üzere silindir önündeki düz yüzeyin basınç dağılımında da akış çizgilerine benzer periyodik osilasyonlar söz konusudur.

Silindir önünde 0.25 s anında ayrılma $x=-2.49d$ oluşmakta ve bu ayrılma noktasından sonra iki tane vorteks sistemi meydana gelmektedir. Rotasyonu akış ile aynı yönde olan ilk vorteksin merkezi $x=-1.53d$, $y=0.133\delta$ 'de ve zıt rotasyonda olan birincisine göre çok küçük olan ikinci vorteks $x=-0.52d$, $y=0.10d\delta$ oluşmaktadır.. Silindir önündeki düz yüzey üzerindeki basınç dağılımı aynı hız dilimi için dikkate alınrsa, Şekil 4.24 (a)'dan görüleceği üzere ayrılma noktasına kadar basınç çok küçük bir basınç gradyanında artmakta ($\frac{\Delta P}{\Delta x} \cong 8.95 \text{ Pa/m}$) ve ilk vorteksin hemen merkezinden sonra ise 23 kat büyüklüğünde bir gradyanla (204 Pa/s) artmaktadır. Zıt rotasyonlu ikinci vorteksin ise düz yüzey üzerinde herhangi bir etkisi gözlenmemiştir. Silindir yüzeyinde dikey eksendeki basınç dağılımı da Şekil 23(a)'da gösterilmiştir. Silindir tabanından itibaren azalan basınç gradyanı zıt rotasyonlu ikinci vorteks boyunca üç defa yön değiştirmektedir.

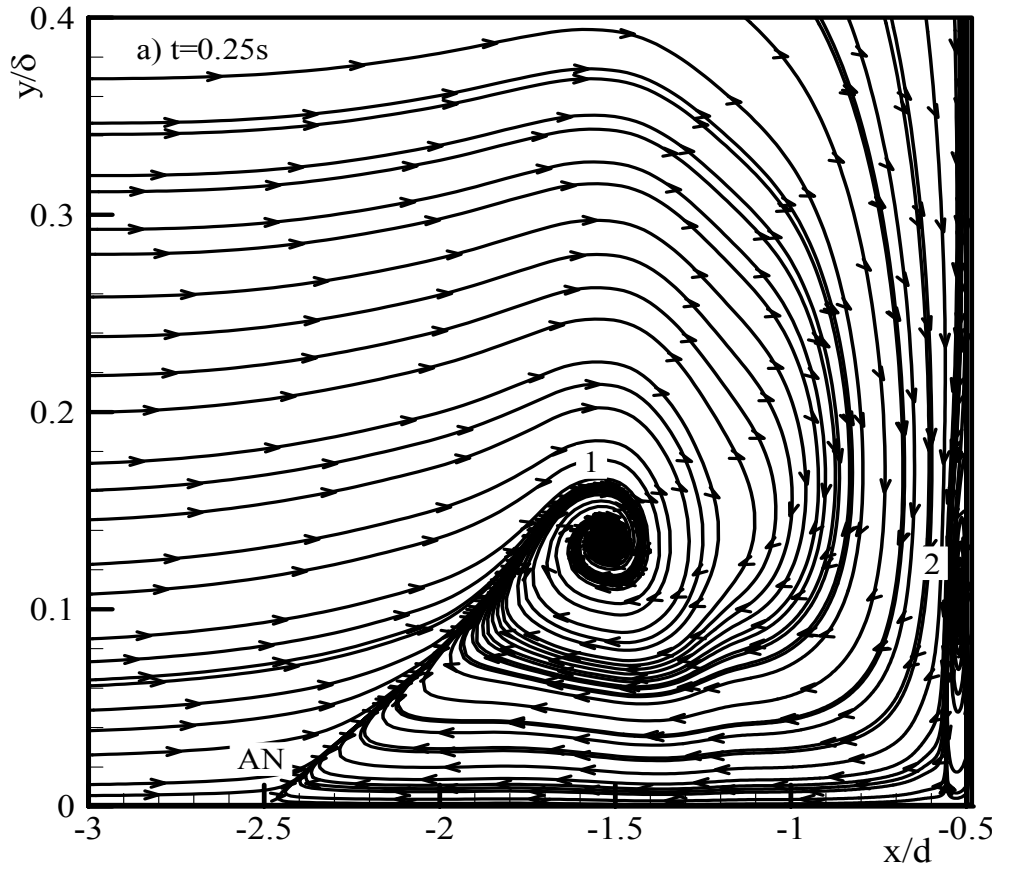
$t=0.5 \text{ s}$ anında ilk ayrılma $x= -2.35d$ olmakta ve daha sonra üç vorteks sistemi oluşmaktadır. Sırasıyla bu vortekslerin merkezleri $x=-2.2d$, $y=0.03\delta$, $x=-1.57d$, $y=0.13\delta$ ve $x=-0.53$, $y=0.13\delta$ 'dir. İlk iki vorteks akış yönüyle aynı rotasyona sahipken ikinci vorteks zıt bir rotasyona sahiptir. İlk vorteksin arka akış bölgesinin sonunda $x=-$

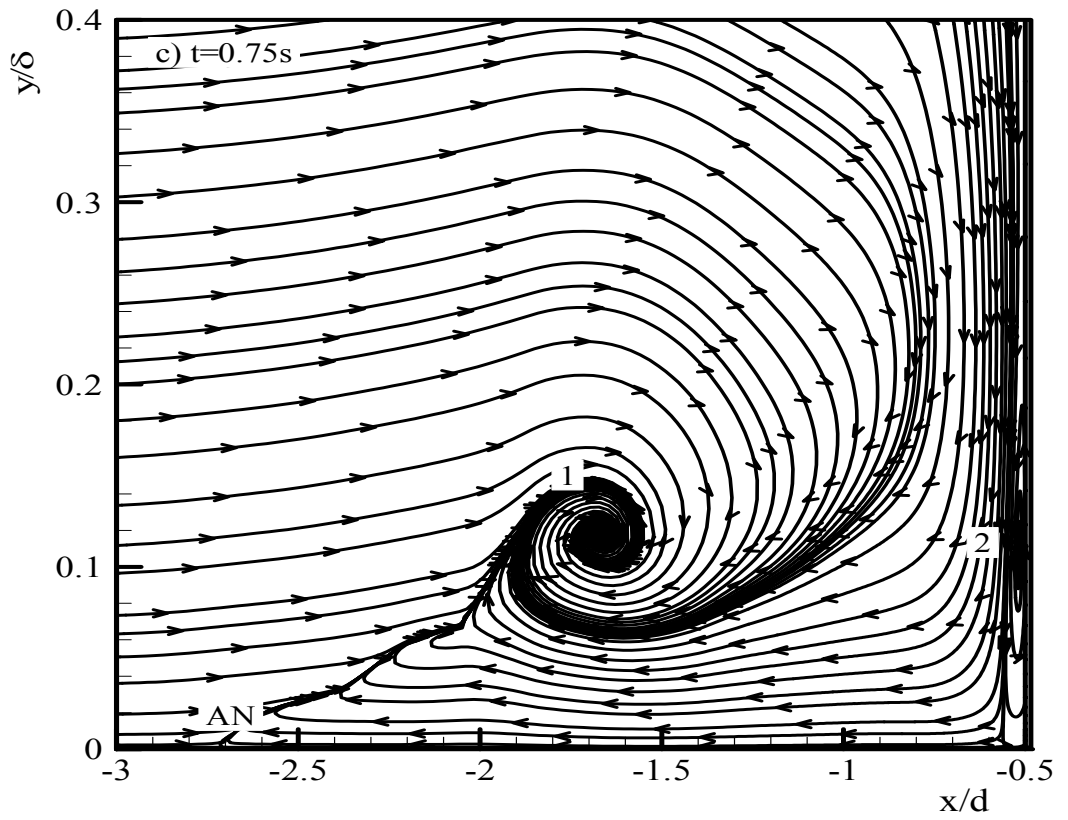
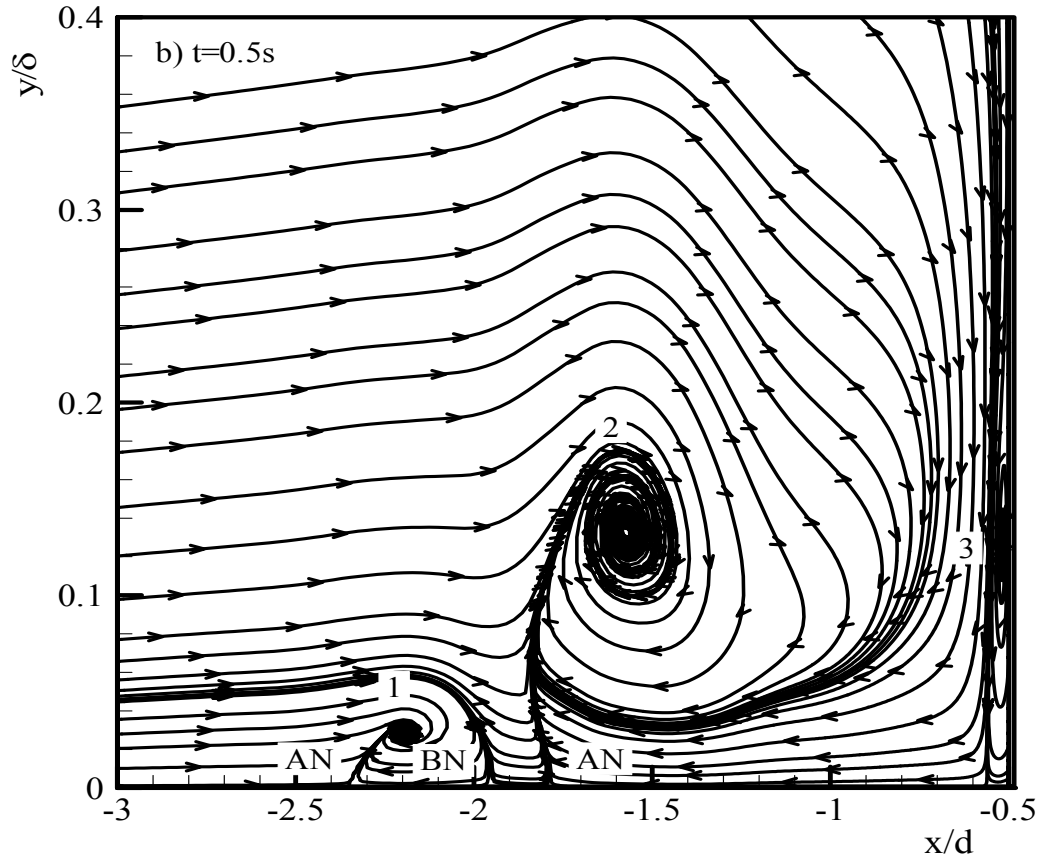
$1.95d$ 'de akış yüzeye ile bileşmekte ve $x=-1.79d$ 'da ikinci defa yüzeyden ayrılmaktadır. Bunlara bağlı olarak yüzey basınç dağılımında ilk ayrılma noktasına kadar basınç küçük gaydanda artmakta. Akışın yüzeye birleştiği nokta basınç gradyanı yön değiştirip azalmaktadır. Azalma ikinci ayrılma noktasına kadar sürmekte ve ikinci ayrılma noktasında tekrar yön değiştirerek büyük bir gradyanla artmaktadır. Silindir yüzeyinde dikey ekseninde basınç dağılımında basınç gradyanı silindir tabanından itibaren yukarı doğru çıktıkça azalmakta tam zıt rotasyonlu ikinci vorteksin aşağı akış bölgesinin sonundaki yüzeye bağlanma noktasında $y/\delta=0.115$ 'de yön değiştirerek artmaktadır. Şekil 4.23'den görüleceği üzere artış yaklaşık olarak $y/\delta=1$ 'de kadar sürmekte ve bu noktadan sonra gradyan küçük azalış ve artışlar ile devam etmektedir.

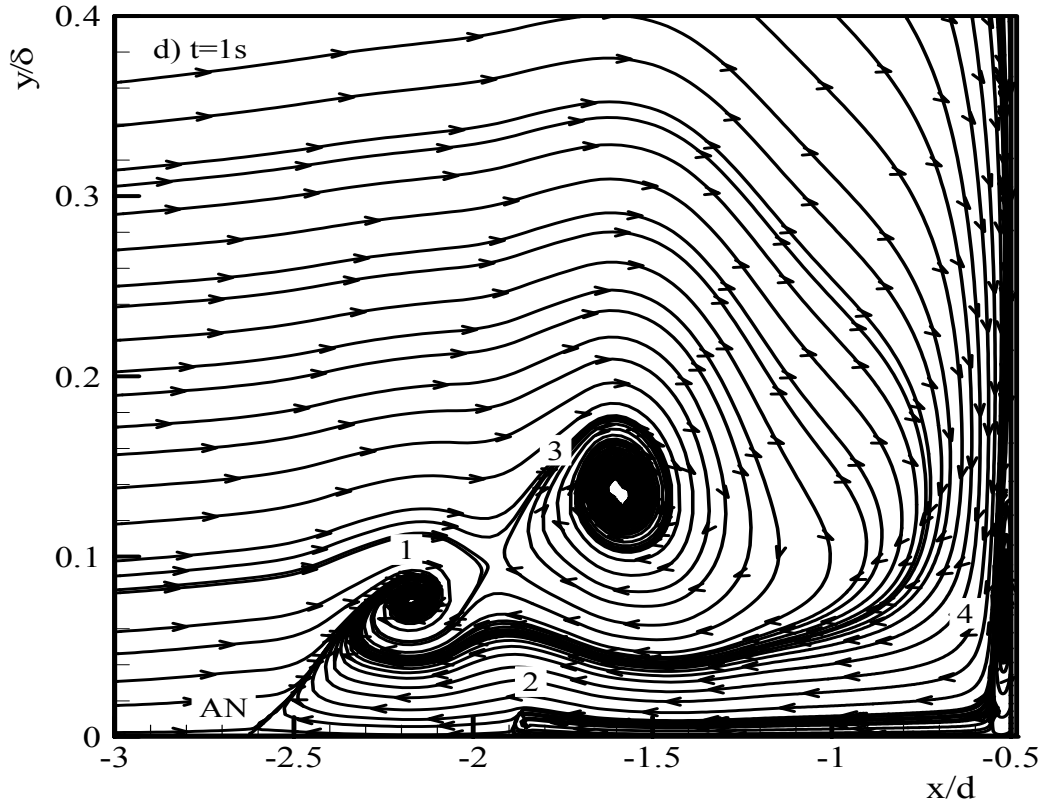
$t=0.75$ s anında Şekil 4.22(c)'den görüleceği üzere ayrılma $x=-2.71d$ oluşmakta ve bu ayrılma noktasından sonra iki tane vorteks sistemi meydana gelmektedir. Rotasyonu akış ile aynı yönde olan ilk vorteksin merkezi $x=-1.68d$, $y=0.0.116\delta$ de ve zıt rotasyonlu olan birincisine göre çok küçük olan ikinci vorteks $x=-0.52d$, $y=0.115d\delta$ oluşmaktadır. Silindir önündeki düz yüzey üzerindeki basınç dağılımında ayrılma noktasına kadar basınç küçük gradyanda artmaktadır. Bu artış miktarı bir miktar düşmekle birlikte ilk vorteksin merkezine kadar devam etmekte ve bu noktadan sonra öncekine göre çok daha büyük bir gradyanla artışını sürdürmektedir. Silindir yüzeyi üzerindeki dikey eksenindeki basınç dağılımı ile zıt rotasyondaki ikinci vorteks arasında önceki zaman aralıklarına bezer bir ilişki söz konusudur.

$t=1$ s anında ayrılma noktasından, $x=-2.62d$, sonra dört tane vorteks sistemi oluşmaktadır. Merkezleri $x=-1.68d$, $y=0.116\delta$ ve $x=-1.59$, $y=0.14$ olan bir ve üçüncü vortekslerin rotasyonu akış ile aynı yönde iken merkezleri $x=-2.17d$, $y=0.0065\delta$ ve $x=0.53$, $y=0.61$ olan iki ve dördüncü vorteksler zıt yönlüdür. Düz yüzey basınç dağılımında, birinci vorteksin merkez noktasına kadar küçük bir gradyanla artan basınç gradyanı ikinci vorteksin arka akış bölgesinin sonundaki yüze bağlanma noktasında yön değiştirmektedir. Bu nokta basınç yüksek gradyanda bir miktar düşmekte ve üçüncü vorteksin merkezinde itibaren de çok yüksek bir gradyanla artmaktadır. Zıt rotasyonlu dördüncü vorteksin silindir yüzey basıncı üzerinde benzer bir etkisi vardır.

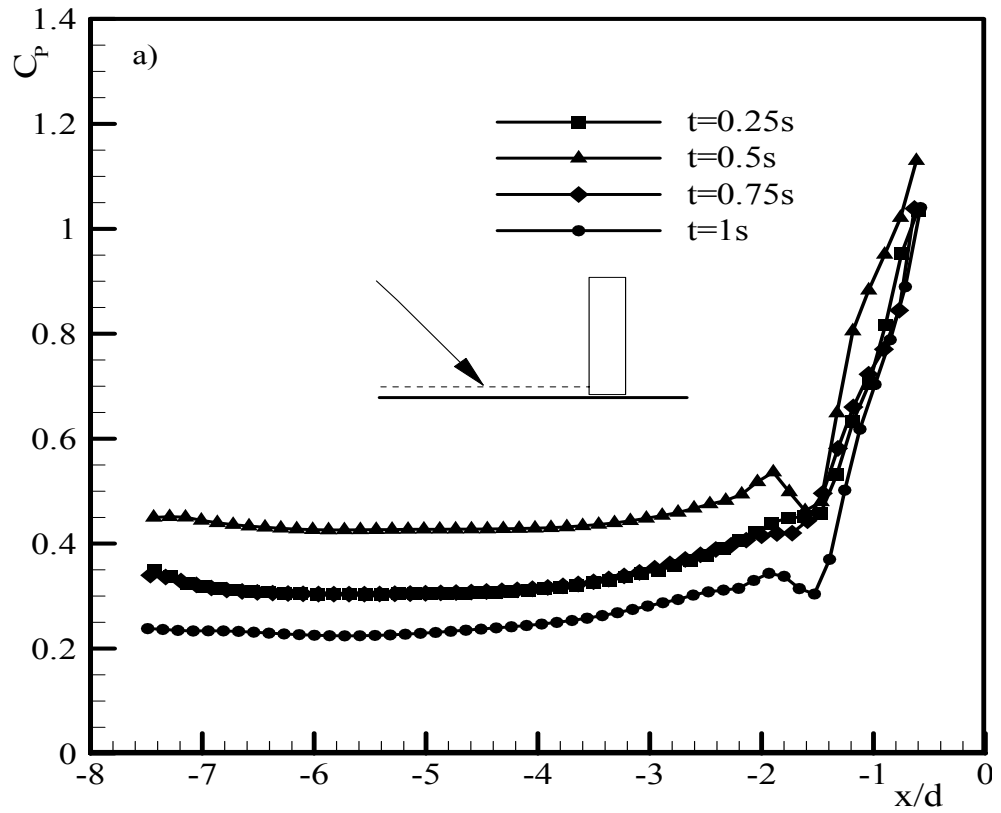
Her dört zaman periyodundaki sonuçlar dikkate alındığında silindir önündeki ayrılma noktasının yeri ile vorteksin yeri ve büyüklüğü arasında son derece güçlü bir ilişki olduğu saptanmıştır. Sınır tabakanın düz yüzeyden ayrılma noktası silindire yaklaştıkça vorteks büyüklükleri küçüldüğü gözlemlenmiştir. Akış ile aynı yönlü rotasyona sahip vorteksler yüzey basınç gradyanının büyük ölçüde büyümesine neden olurken zıt rotasyondaki vorteksler basınç gradyanının yönünün değişmesine sebep olmaktadır. Bu bulgular Roulund ve ark, 2005, tarafından yapılan deneysel ve nümerik çalışmalarıyla örtüşmektedir.

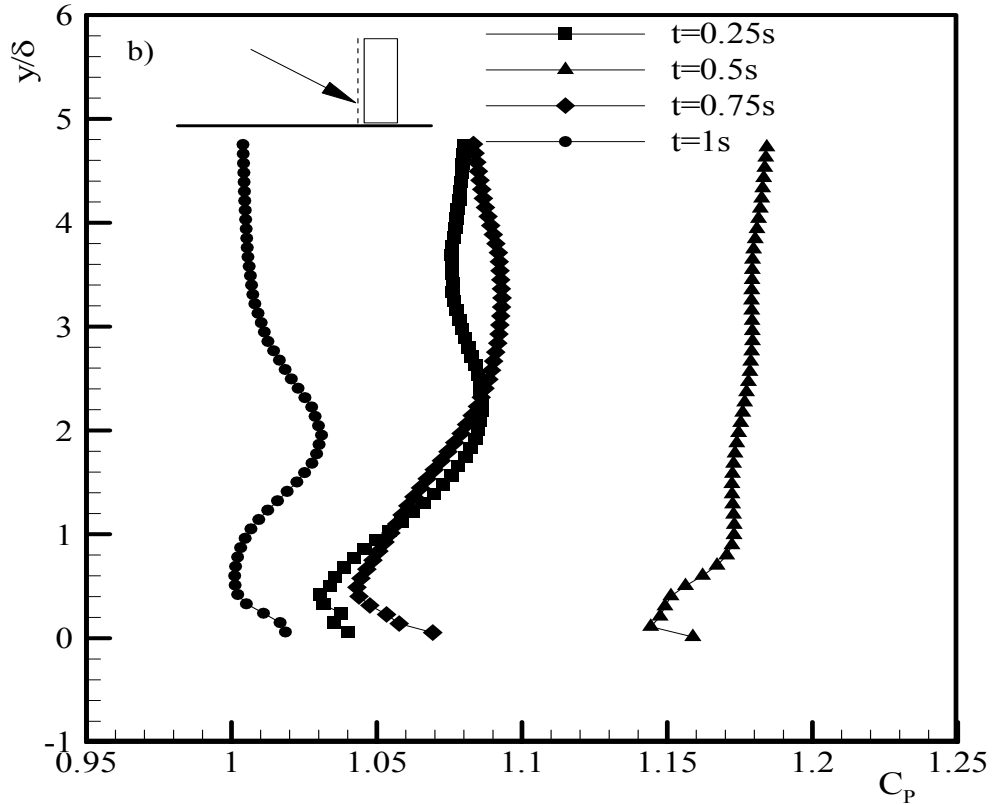






Şekil 4.22. Kare kesitli silindir önünde xy ($\phi = 0^0$) düzleminde (a) $t=0.25s$, (b) $t=0.5s$, (c) $t=0.75s$ ve (d) $t=1s$ 'de akış çizgileri.





Şekil 4.23. Kare kesitli silindir için silindir önündeki (a) düz yüzey üzerindeki ve (b) silindir yüzeyi üzerindeki basınç katsayısının dağılımı.

Silindir Arkasındaki Akış Alanı

Bu kısımda, nümerik analizler sonucunda atnalı vorteks ayaklarının kare kesitli silindirin arasındaki düz yüzey üzerindeki Stanton sayısının dağılımına tespit edilen etkisi sunulacaktır. Atnalı vortekslerin yeri şekli ve büyüklüğü ikincil hız bileşenleriyle tanımlanacaktır. Bu amaçla $x/d=4.5$ noktadaki yz düzlemindeki, $t=0.25 s$, $0.5 s$, $0.75 s$ ve $1 s$ 'deki ikincil hız bileşenlerin akış çizgilerine ve bu eksendeki düz yüzey üzerindeki Stanton sayısı ile basınç katsayısını dağılıma ait grafikler hazırlanmıştır. Grafiklerde birincil hız bileşeninin $U_x=0-1.5m/s$ aralığında hız kontörleri de sunulmuştur. Hazırlanan bu grafikler Şekil 4.24'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere atnalı vorteks ayaklarının yeri, büyüklü ve sayısı zamana bağlı büyük oranlarda değişmektedir. Buna bağlı olarak yüzey Stanton sayısı ve basınç katsayısının dağılımı da değişmektedir.

$t=0.25 s$ zaman periyotunda yz düzleminde ikincil hızların akış çizgileri ve bu eksen de düz yüzeyin Stanton sayısı ile basınç katsayısının dağılımı Şekil 4.24(a)'da

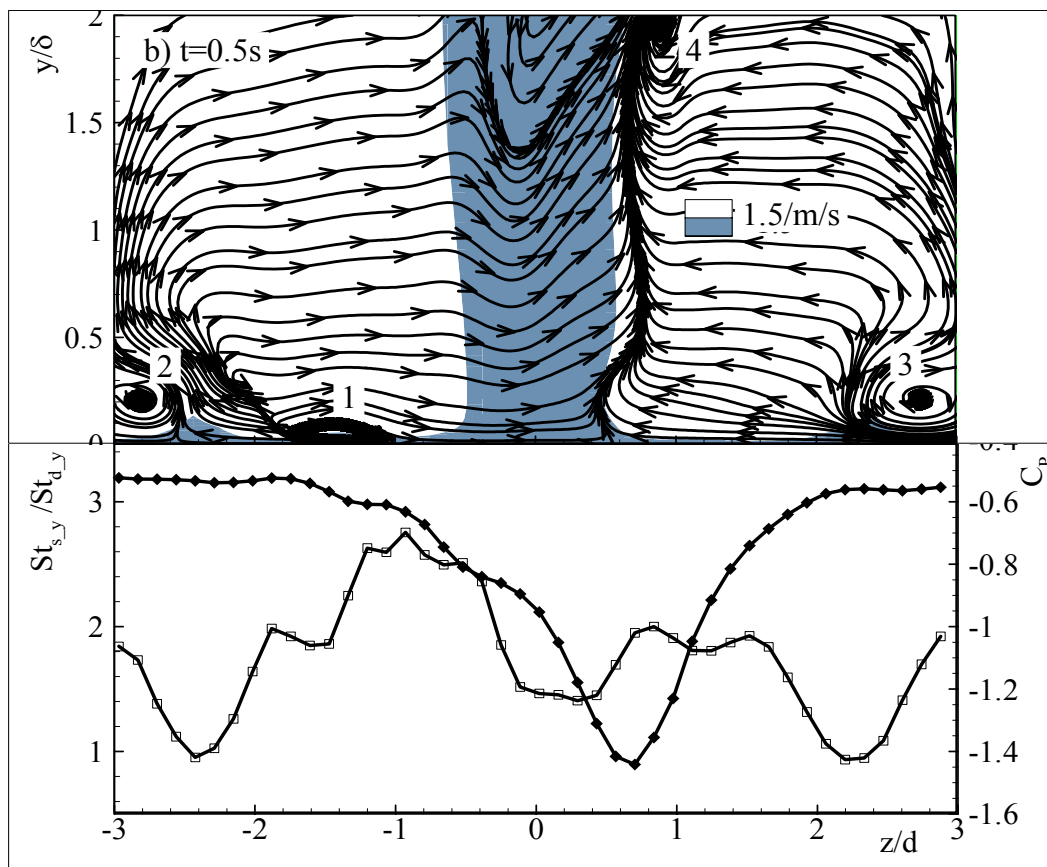
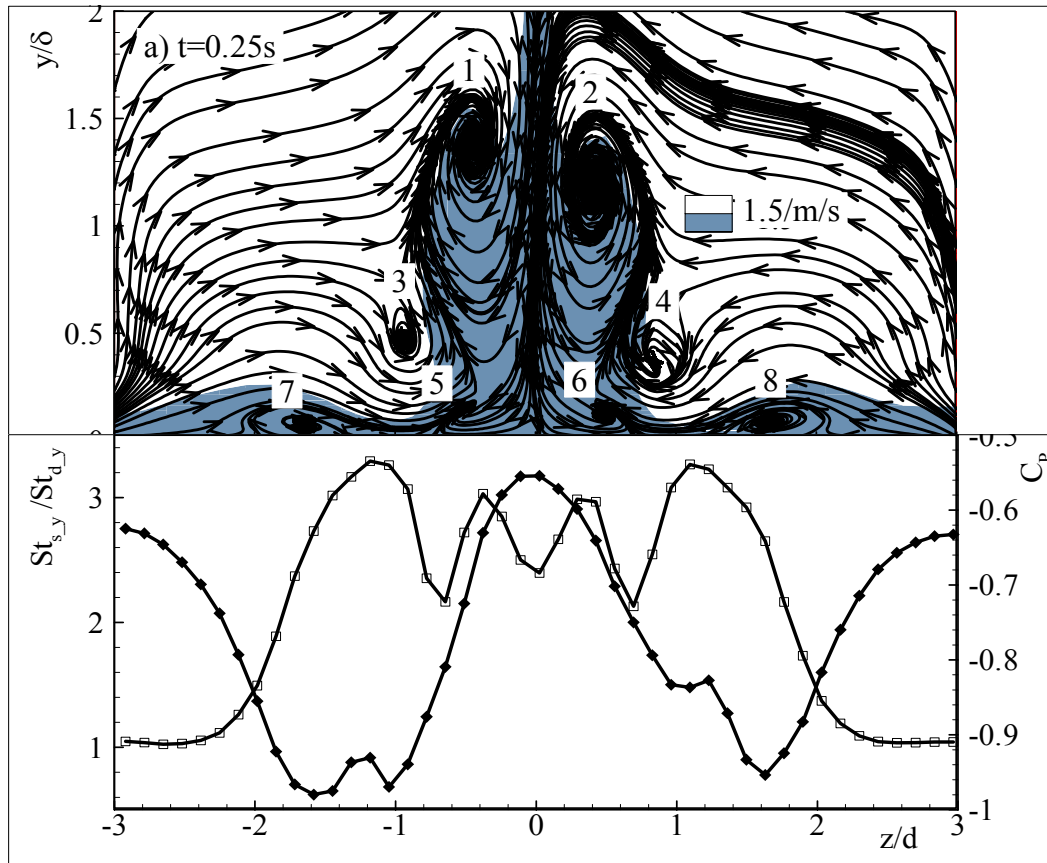
gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere sekiz tane vorteks sistemi meydana gelmektedir. Yüzeğe yakın ve aşağı akış bölgesinin sonunda yüzeğe bağlanan 7, 5, 6 ve 8'nolu vortekslerin merkezlerinin yüzeğden uzaklıkları sırasıyla; $y/\delta=0.081, 0.14$ ve 0.097 ve 0.48 'dir. Bu vortekslerin merkezlerinin silindir merkez ekseninden sırasıyla uzaklıkları ise $z/d=-1.654, -0.53, 0.52$ ve 1.65 'dir. Yüzeğden uzaklığı nispeten dört vorteksten daha uzak olan 3, 4, 1 ve 2'nolu vorteksler de sırasıyla $z/d=-0.96, 0.87, -0.442, 0.442$ ve $y/\delta=0.47, 0.38, 1.36, 1.2$ konumdadır. Görüldüğü üzere silindirin dikey merkez eksenine göre vortekslerin yaklaşık olarak simetridir. Şekil 4.24(a)'dan görüleceği gibi bu simetri durumu yüzeğ Stanton sayısının dağılımında da söz konusudur. Stanton sayısı dikkate alındığında yüzeğe yakın vortekslerin veya atnalı vorteks ayaklarının arka akış bölgelerinin sonundaki yüzeğe bağlanma noktasında Stanton sayısının silindirsiz yüzeğe göre artışında dört pik görülmektedir. Bu piklerin büyüklüğü vortekslerin yüzeğe yakınlık derecesine göre büyümektedir. Eksen boyunca pik noktalarından dört vorteksin yukarı akış bölgelerinin başlangıcındaki ayrılma noktasında doğru da artış dramatik düşmektedir. Yüzeğden uzak 3, 4, 1 ve 2'nolu vortekslerin yüzeğe bağlanma noktasında ($y/\delta=0$) artış en büyük pike göre %35 düşmektedir. Bu bağlanma noktasında yüzeğ üzerinde basınç dağılım maksimum olmakta ve yüzeğe yakın 5 ve 6'nolu vortekslerin aşağı akış bölgesinin sonundaki yüzeğe bağlanma noktasına doğru dramatik düşmekte ve vortekslerin yukarı akış bölgelerinin başlangıcındaki yüzeğden ayrılma noktasına kadar yaklaşık sabit kalmaktadır. Bu noktalarda sonra ise basınç artmaktadır. Basınçla ile atnalı vorteks arasında saptanan bu ilişki Roulund ve ark, (2005), tarafından yapılan çalışmada da gözlenmiştir.

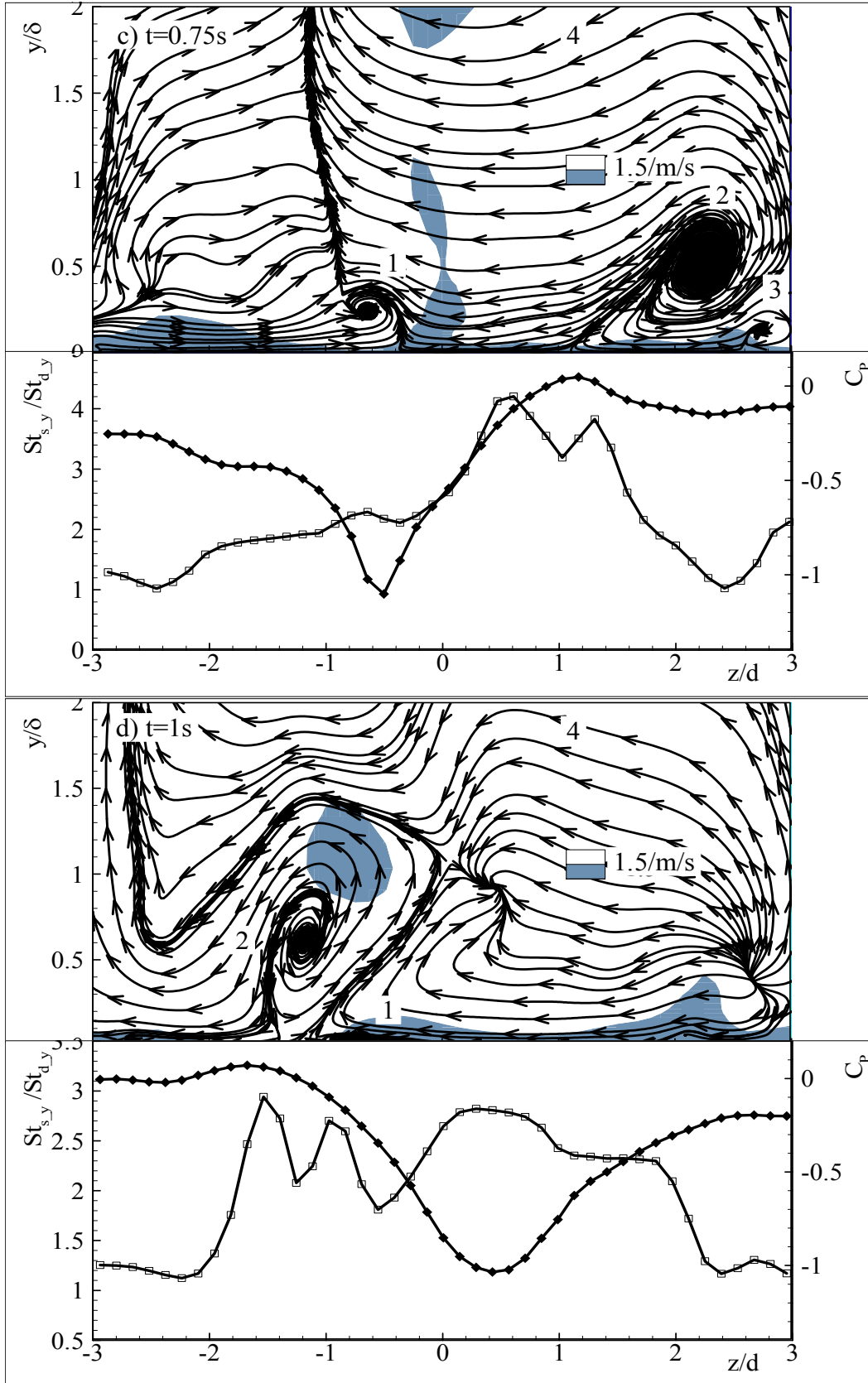
$t=0.5$ s'de yz düzlemindeki ikincil akış çizgileri ve bu eksenindeki Stanton sayısı ve basınç katsayısının dağılımı Şekil 4.24(b)'de gösterilmiştir. Şekilden görüleceği gibi dört tane vorteks sistemi meydana gelmektedir. Yüzeğe yakın 1, 2 ve 3'nolu vortekslerin yüzeğe yakınlıkları sırasıyla; $y/\delta=0.055, 0.21$ ve 0.211 'dir. Silindir merkezindeki dikey eksenine uzaklıkları ise sırasıyla; $z/d=-1.43, -2.84$ ve 2.72 'dir. Yüzeğ üzerindeki Stanton sayısının dağılımında tek pik noktası yüzeğe en yakın 1'nolu vorteksin aşağı akış bölgesinin sonunda, yüzeğe bağlanma noktasında ($z/d=0.925$), meydana gelmektedir. 2 ve 3'nolu vortekslerin yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki yüzeğden ayrılma

noktasında ise Stanton sayısının dağılımında minimum olmaktadır. Stanton sayısındaki pik notasında birincil hız bileşeni $U_x=0-1.5m/s$ aralığında hız kontörleri dikkate alındığında hız gradyanı minimum olmaktadır. Basınç katsayısı dördüncü vorteksin ve $y/\delta=1$ üstündeki akış çizgilerin yüzeye birleştiği noktada minimum olmaktadır. Basınç dağılımı ile Stanton sayısı arasında ise herhangi bir ilişki tespit edilememiştir.

0.75 s’de üç vorteks sistemi meydana gelmektedir. Bu zaman periyodunda yüzey üzerinde en büyük pik 2’ nolu vorteksin aşağı akış bölgesinin yüzeye birleşme noktasında olmaktadır. İki ve üçüncü vortekslerin aşağı akış bölgesinin sonunda yüzeye bağlanma noktasında Stanton sayısının dağılımının eğrisinde tepeler yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki yüzeyden bağlanma noktasında çukurlar meydana gelmektedir. $y/\delta=1$ üstündeki akış çizgilerin yüzeye birleştiği noktada basınç minimum olmaktadır. Bu nokta aynı zamanda 1’ nolu vorteksin yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki ayrılma noktası ile çakışmaktadır. $t=1$ s zaman periyodunda iki vorteks sistemi gözlemlenmiştir. Önceki zaman periyotlarında olduğu gibi her iki vorteksin aşağı akış bölgesinin sonundaki yüzeye bağlanma noktasında yüzey Stanton sayısı pik yapmakta ve yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki ayrılma noktasına doğru dramatik düşmektedir. Yüzey üzerinde totasyonun olmadığı bölgede birincil akış bileşeninin dikey yöndeki gradyanı yaklaşık olarak sabit olmaktadır. Bu aralıkta Stanton sayısı pik noktasındaki değere yakın bir büyüklükte eksende stabil devam etmektedir.

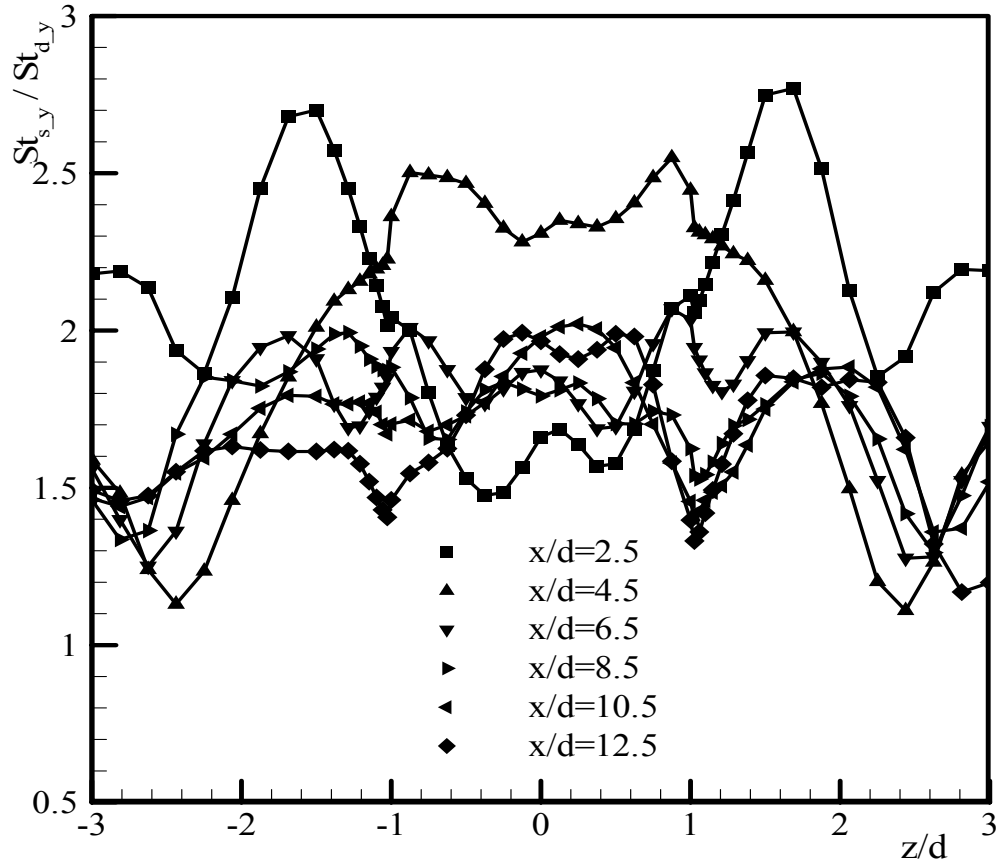
Yapılan hesaplamalarda görülmüştür ki, silindir arkasındaki düz yüzeyin Stanton sayısının dağılımının belirlenmesinde atnalı vorteks ayakları ve atnalı vorteks ayaklarının görülmediği bölgede ise birincil hız bileşenlerinin dikey yöndeki gradyanının çok önemli bir etkisi vardır. Vorteks ayaklarının aşağı akış bölgesinin sonunda akışın yüzeye bağlandığı noktada yüzey üzerindeki Stanton sayısındaki artış pik gösterirken yukarı akış bölgesinin başlangıcında akışın yüzeyden ayrıldığı noktada artış minimum olmaktadır. İki nokta arasında bu artış aşağı akış bölgesinin sonundan yukarı akışın başlangıç noktasına doğru dramatik düşmektedir. Atnalı vorteks ayaklarını gözlemlenmediği bölge ikincil akış çizgileri düzleşmekte ve birincil hız bileşeninin dikey yönde olan gradyanının büyüklüğüne bağlı olarak Stanton sayısındaki artışta yükselmektedir.





Şekil 4.24. Kare silindir için $x/d=4.5$ 'de, yz düzleminde ikincil hız bileşenleri ve yüzey üzerindeki Stanton sayısı ve basınç katsayısının dağılımı; (a) $t=0.25s$, (b) $t=0.5s$, (c) $t=0.75s$ ve (d) $t=1s$.

Kare kesitli silindirin arkasındaki düz yüzey boyunca nümerik analizler sonucu ortalama Stanton sayıları hesaplanmıştır. $x/d=2.5, 4.5, 6.5, 8.5, 10.5$ ve 12.5 'de z doğrultusunda ki eksende, düz yüzey üzerinde hesaplanan Stanton sayısının silindirsiz düz yüzeyin Stanton sayısına oranı Şekil 4.25'de gösterilmiştir. $x/d=2.5$ 'de Stanton sayısı dağılımında $z/d=-1.5$ ve 1.5 noktalarında belirgin iki pik nokta bulunmaktadır. Stanton sayısındaki artış da iki pik noktası için sırasıyla 2.7 ve 2.77 olmaktadır. Bu iki noktadan silindir merkezine ($z/d=0$) doğru artış çarpıcı bir şekilde düşmekte ve Stanton sayısının eksen boyunca ki dağılım eğrisinde bir çukur meydana gelmektedir. Eğrideki çarpıcı çukurlaşma bu aralığının silindir arkasındaki düşük basınç bölgesine denk geldiğinin göstergesidir. Çünkü düşük basınç bölgesinde birincil hız bileşeninin dikey yöndeki bileşenin gradyanı eksenin diğer kısımlarına nazaran çok daha büyük olmasına neden olmaktadır (Williamson, 1996). Gradyanın büyük olması Stanton sayısındaki artışın bu aralıkta düşük seviyede seyretmesine sebep olmaktadır. $x/d=4.5$ 'de z doğrultusundaki eksende $x/d=2.5$ 'daki kadar çarpıcı olmayan iki pik meydana gelmektedir. Bu piklerin eksen üzerinde yeri sırasıyla; $x/d=-0.875$ ve 0.875 'dir. Silindir merkezine doğrudan $x/d=2.5$ 'deki duruma nazaran çok küçük bir çukurlaşma meydana gelir. Bu küçük çukurlaşma silindir arkasındaki düşük basınç bölgesinin $x/d=2.5-4.5$ aralığında sona erdiğinin göstergesidir. $x/d=2.5$ ve 4.5 'deki eksenlerde görülen iki pik iki atnalı vorteks ayağının varlığını ve birbirleri simetri olduklarının bir göstergesidir. $x/d=6.5$ 'de z doğrultusunda eksende $z/d=-1.69, -0.875, 0.875$ ve 1.69 noktalarında dört pik görülmekte ve bu pikler yaklaşık olarak birbirlerine simetri olmaktadır. Silindir merkezine en uzak iki pik noktasından silindir merkezinden uzaklaştıkça Stanton sayısında dramatik bir düşüş görülmektedir. Bu dramatik düşüş atnalı vorteks ayaklarının aşağı akış bölgesinin sonundaki yüzeye bağlanma noktalarını bu iki pike denk geldiğinin göstergesidir. $x/d=8.5$ 'de belirgin bir pik görülmemekle birlikte simetri söz konusudur. $x/d=10.5$ ve 12.5 'de z doğrultusunda ise herhangi bir pik veya simetri gözlemlenememiştir. Bu durum, bu noktalarda atnalı vorteks ayaklarını yüzey Stanton sayısı üzerinde etkisinin azaldığını ve ard iz etkisini ise belirginleştiğinin bir göstergedir. Görüldüğü üzere özellikle silindir arkasında, silindire yakın bölgede yapılacak sıcaklık ölçümleri ile atnalı vorteks yerleri büyüklükleri ve yüzeye yakınlıkları saptanabilir.



Şekil 4.25. Silindir arkasında düz boyunca ortalama Stanton sayısının dağılımı.

4.3. Tartışma ve Sonuçlar

4.3.1. Ölçümler

Düz yüzeye dikey yerleştirilmiş dairesel ve kare kesitli silindirlerin önündeki ters basın gradyanı sonucu meydana gelen atnalı vorteksler ve akış alanı boyunca görülen vorteks ayaklarının silindir ve düz yüzey üzerindeki akış ve ısı transferi karakteristiklerine etkisi alınan ölçümler ve yapılan nümerik hesaplamalar çerçevesinde δ/d , H , Re_D , C_p , St ve Str , büyüklükleri dikkate alınarak tartışılmıştır.

Silindirsiz düz yüzey üzerinde silindirlerin konulacağı noktada dikey yönde 5, 10 ve 15 m/s akış hızlarında hız ölçümleri yapılmıştır. Yapılan ölçümlerde her üç akış hızı için de dikey yöndeki hız profili ile güç kanununun 7 kuvveti cinsinden hesaplanan türbülans hız profili arasında %0-5 aralığında küçük sapmaların söz konusu olduğu görülmüştür. Her üç akış hızı içinde biçim faktörü ise yaklaşık olarak 1.3 civarında olduğu tespit edilmiştir. Ölçümlerden çıkarılan hız profilinin türbülans hız profiline yakın eğilim göstermesi, biçim faktörünün 1.3 civarında ve $Re_{\delta^*} > 1000$ olması

silindirin konulduğu noktada akışın türbülans kraterde olduğunu gösteren parametrelerdir. Üç akış hızı için sınır tabak kalınlığının silindir çapına oranı ise sırasıyla $\delta/d=0.42$, 0.32 ve 0.30 değerlerinde olmaktadır. δ/d oranının büyümesiyle silindir önündeki düz yüzey üzerindeki ayrılma noktası daha önde meydana gelir ve bunun sonucunda atnalı vorteks büyüklükleri de artmaktadır (Roulund ve arki 2005, Simpson, 2001, Baker, 1980). Dairesel silindirin önündeki basınç ölçümlerinden ve yapılan nümerik hesaplamalardan da bu sonuca ulaşılmıştır. Silindirsiz düz yüzey üzerinde yapılan sıcaklık ölçümleri sonucunda hesaplanan Stanton sayıları ile aynı sınır koşulları ile Denklem (3.27)'deki amplitüde bağıntıyla hesaplanan Stanton sayıları arasında oluşan sapma 5 , 10 , 15m/s akış hızları için ilk ölçüm noktasında noktasın da sırasıyla % 28 , $15,6$, ve $14,2$ iken son ölçüm noktasında % $2,3$, $2,2$ ve $3,8$ olmaktadır. İlk ölçüm notaları ve 15m/s akış hızı için ikinci ölçüm noktası hariç diğer ölçüm noktalarında tüm akış hızları için sapma % 10 altında kalmaktadır. Denklem (2.27) türü bağıntılar ile yapılan hesaplamalarda yüzey pürüzlüğüne bağlı olarak % 25 'e kadar hatalar söz konusu olduğu ve ölçümler sonucunda hesaplanan Stanton sayısındaki belirsizliğin % $8,57$ olduğu düşünülürse yapılan sıcaklık ölçümlerinin güvenilirlik derecesinin oldukça yüksek olduğu görülmektedir.

Dairesel kesitli silindirin önünde düz yüzey üzerinde, $\phi=0^\circ$ ekseninde üç akış hızı için yapılan basınç ölçümlerinde belirgin bir ters basınç gradyanı tespit edilmiştir. Basınç gradyanının eğiliminde ise silindir merkezine doğru üç bölge saptanmıştır; (i) küçük gradyanlarda basıncın arttığı aralık, (ii) basınç gradyanının yön değiştirdiği veya azaldığı aralık ve (iii) büyük gradyanda basıncın arttığı aralık. Birinci bölgede basınç gradyanındaki artış en fazla sırasıyla 15 , 10 ve 5m/s olurken üçüncü bölgede durum tam tersidir. İkinci bölgede ise basınç da ki en büyük düşüş 15m/s meydana gelmektedir. Roulund ve ark, 2005 ve Baker, 1980, yaptıkları ölçümlerde de bu üç bölgeyi gözlemlemişlerdir. Baker, 1980, yaptığı ölçümlerde birinci bölgenin sonuna doğru akışın ayrıldığı ve basıncın yön değiştirdiği veya düştüğü ikinci bölgede akış yönüne zıt rotasyonda atnalı vortekslerin meydana geldiğini tespit etmiştir. Bu çerçevede her üç akış hızı için ayrılma yaklaşık olarak $x/d=-1,25-1,21$ aralığında meydana gelmekte ve zıt rotasyondaki atnalı vorteks ayakları ise $x/d=-1,19$ 'da oluşmaktadır. Roulund ve ark, 2005, ölçüm sonuçlarına göre ayrılma % 20 daha önde

olmaktadır. Bu fark yüzey pürüzlüğü ve basınç ölçümündeki belirsizlikten (% 5.7) ileri gelmektedir. $\phi=30^0$ ekseninde $\phi=0^0$ eksenine benzer silindire merkezine doğru pozitif (ters) basınç gradyanı söz konusuken $\phi=60^0$ ekseninde basınç pozitif ve negatif basınç gradyanları arasında salınım gösterdikten sonra $r/d=1$ 'den sonra silindir merkezine doğru her üç akış hızında da büyük bir gradyanla azalmaktadır. $\phi=90^0$ ekseninde ise üç akış hızında silindir merkezine doğru belirgin bir negatif basınç gradyanı olduğu tespit edilmiştir. Anlaşılacağı üzere silindir etrafında akışın hızlanmasından dolayı düz yüzey üzerinde basınç düşmekte ve bunun sonucu olarak $\phi=60^0-90^0$ aralığında büyüyen bir düşük basınç bölgesi meydana gelmektedir. Bu düşük basınç bölgesi silindir arkasında $x/d=2.5$ 'e kadar sürmektedir. Düşük basınç bölgesi düz yüzey boyunca azalarak devam etmektedir. Silindir arkasında $x/d=2.5, 4.5, 6.5, 8.5, 10.5$ ve 12.5 mesafelerinde z doğrultusunda yapılan basınç ölçümleri ile bu mesafelerde $y/\delta=0.125$ 'de yapılan hız ölçümleri arasında son derece belirgin bir ilişki olduğu saptanmıştır. Birincil hız bileşeninin dikey yöndeki gradyanının büyüdüğü noktalarda basınç artmış benzer şekilde gradyanın azaldığı noktalarda ise basınç azalmıştır. Benzer ilişki $y/\delta=0.125$ 'de yapılan türbülans yoğunluğu ölçümünde de görülmüştür. Basıncın ve birincil hız bileşenlerin yaklaşık olarak stabil olduğu $z/d=1-4$ aralığında türbülans yoğunluğu yaklaşık %1 değerini alırken $z/d=1-0$ aralığında çarpıcı bir şekilde artmıştır. Akış alanı boyunca türbülans yoğunluğundaki eğilim Park ve Lee, 2000, ölçümleriyle uyum içerisindedir. Ölçümler sonucunda ardiz ile atnalı vorteks ayaklarının integrasyonun silindir arkasındaki akış alanına etkisi düz yüzey üzerinde yapılacak basınç ölçümlerinden saptanabileceği görülmüştür.

Atnalı vorteks sistemleri silindirin sürüklenme katsayısının önemli derecede artmasına neden olur (Simpson, 2001). Her üç akış hızında dikey doğrultuda, yedi yatay ekseninde, silindir yüzeyindeki basınç ölçümlerinden bu artışın silindir üzerinde dağılımı ve derecesi tespit edilmeye çalışılmıştır. Bu amaçla basınç ölçümlerinden, iki boyutlu akış kabulü yapılarak her yatay eksenindeki sürüklenme katsayıları hesaplanmıştır. $\phi=0^0$ 'deki dikey ekseninde 5, 10 ve 15 m/s akış hızlarında sırasıyla $y/\delta=0.57, 0.75$ ve 0.79 noktalarında basınç gradyanının da belirgin bir sapma noktası olduğu saptanmıştır. Bu sapma noktaları silindir yüzeyine yakın ve akış yönüne zıt rotasyondaki atnalı vortekslerin varlığını göstermektedir(Pattenden ve ark, 2005, Baker, 1980). Basınç

gradyanındaki bu eğilimi Roulund ve ark, 2005, yaptıkları ölçümlerde gözlemlemişlerdir. Yapılan hesaplamalarda basınç gradyanında sapmanın görüldüğü bu noktalarda sürüklenme katsayısının pik gösterdiği tespit edilmiştir. $y/\delta > 2$ eksenlerine göre 5, 10 ve 15 m/s akış hızlarında sapma noktalarında sürüklenme katsayısı sırasıyla %13, 19 ve 28 artışı tespit edilmiştir. $y/\delta > 2$ eksenlerde hesaplanan sürüklenme katsayıları ise önceki çalışmalar (Williamson, 1996) ile iyi bir uyum göstermiştir.

5, 10 ve 15 m/s akış hızlarında dairesel kesitli silindirin arkasında $x/d=2.5, 4.5, 6.5, 8.5, 10.5$ ve 12.5 olmak üzere yedi noktada, z doğrultusundaki ($z/d=0-3.5$ aralığında) düz yüzey üzerinde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Sıcaklık ölçümlerinden ilk etapta Stanton sayısı ve daha sonra bunların aynı konumdaki silindirsiz düz yüzey Stanton sayılarına oranı hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalarda $z/d=0$ noktası simetri kabul edilmiştir. Ölçümler sonucunda yapılan hesaplamalar sonucunda silindir arkasındaki düz yüzey üzerindeki Stanton sayısındaki artışta özellikle silindire yakın bölgede z doğrultusunda belirgin bir şekil iki pik noktası meydana gelmekte ve derecesi hem silindirden uzaklaştıkça hem de akış hızının veya Reynolds sayısının artmasıyla azalmaktadır. Pik noktalarından z doğrultusunda silindir merkezinden uzaklaştıkça Stanton sayısındaki artış hızla düşmekte ve belli bir noktadan sonra yaklaşık olarak konuma göre stabil devam etmektedir. Stanton sayısının gösterdiği bu eğilim, Fisfer ve Eibeck, 1990, yaptıkları ölçümler ile örtüşmektedir. Fisfer ve Eibeck, 1990, Wroblewski ve Eibeck, 1992 ve Tyszka ve Wroblewski, 1996, yaptıkları ölçümlerde Stanton sayısındaki piklerin silindirin arkasındaki atnalı vorteks ayaklarının aşağı akış bölgelerinin sonundaki yüzeye bağlanma noktası ve artışın dramatik düşmesini ise yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki yüzeyden ayrılma noktasıyla ilişkili olduğunu saptamışlardır. Piklik derecesinin ise vorteks merkezinin yüze yakınlaştıkça arttığı vardıkları bir diğer sonuçtur. Alınan ölçümler bu çerçevede değerlendirilmiştir. Hesaplamalar sonucunda $x/d=2.5$ 'de z doğrultusunda Stanton sayısı silindirsiz düz yüzeye göre 5, 10, 15 m/s hızları için ortalama sırasıyla %43, 38 ve 36 artışı görülmüştür. Pik noktalarının ortalamaya göre büyüklükleri ise 2.09, 1.84 ve 1.63 katı kadardır. Anlaşılacağı üzere atnalı vorteks ayaklarının büyüklüğü Reynolds sayısının artmasıyla küçülmekte ve merkezlerinin yüzeyden uzaklıkları ise artmaktadır. Bu beklenen bir sonuçtur, çünkü Reynolds sayısı artıkça silindir önündeki düz yüzey

üzerindeki sınır tabakanın ayrılma noktası ile silindir merkezi arasındaki mesafe küçülmekte ve buda silindirin önünde daha küçük atnalı vortekslerinin meydana gelmesine neden olmaktadır (Roulund ve ark, 2005, Baker, 1980). Atnalı vorteksin ve dolayısıyla vorteks ayaklarının Reynolds sayının artmasıyla küçülmesi Stanton sayısındaki artışı da küçülmektedir. Benzer durum diğer ölçüm eksenlerinde de söz konusudur. $x/d=4.5$ 'de z doğrultusundaki ekseninde Stanton sayısındaki ortalama artış sırasıyla %21, 18 ve 16 ve piklerin ortalamaya göre büyüklükleri ise 3, 2.66 ve 2.5'dir. Ortalamalara göre bu eksenindeki pikliğin $x/d=2.5$ 'deki eksene göre daha büyük olmasının nedeni $x/d=2.5$ 'deki ekseninde pik noktası ile $z/d=0$ arasındaki aralığın silindirin arkasındaki diğer eksenlere göre oldukça daha büyük olan düşük basınç bölgesinde kalmasıdır. $x/d=6.5$ 'de z doğrultusundaki ekseninde Stanton sayısındaki ortalama artış sırasıyla %20, 16 ve 14 ve piklerin ortalamaya göre büyüklükleri ise 2.2, 2.18 ve 1.93'dir. Görüldüğü üzere $x/d=4.5$ 'en hemen sonra piklik derecesi düşmektedir. Bu atnalı vorteks ayaklarının akış alanı boyunca merkezlerinin düz yüzeyden uzaklaştığının bir göstergesidir. Silindirin arkasındaki düz yüzey üzerindeki Stanton sayılarındaki piklerden atnalı vorteks ayaklarının yüzey üzerindeki yerinin yüzey boyunca yaklaşık olarak $z/d= \pm 1$ olduğu sonucuna varılmıştır. Bu sonuç Eibeck, 1990, yaptığı ölçümler ile örtüşmektedir. Silindirin arkasında z doğrultusundaki eksenlerde Stanton sayısındaki artışın pik gösterdiği noktalarda termal sınır tabaka kalınlığı eksenin tümüne göre en incedir(Fisfer ve Eibeck, 1990). 5m/s akış hızında, $x/d=2.5, 4.5, 6.5, 8.5, 10.5$ ve 12.5 'de noktalarındaki z doğrultusundaki eksenlerde pik noktalarında Stanton sayısındaki artış sırasıyla %90, 63, 44, 39, 29 ve 25 dir. Stanton sayısındaki artış ilk ölçüm ekenine göre %72.22 azalmıştır. Bu azalma durumu 10 ve 15m/s akış hızları için sırasıyla %72.08 ve %71.96'dır. Görüleceği üzere pik noktalarında yüzey boyunca termal sınır tabaka kalınlığındaki artış Reynolds sayısı artıka veya atnalı vorteks ayakları küçüldükçe çok az miktarda da olsa azalmaktadır.

Düz yüzeye dikey yerleştirilen kare kesitli silindirin arkasındaki düz yüzey üzerinde, yedi z doğrultusundaki eksen de sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm eksenlerinin yeri dairesel kesitli silindir ile yapılan ölçümlerde olduğu gibi , $x/d=2.5, 4.5, 6.5, 8.5, 10.5$ ve 12.5 'dir. $x/d=2.5$ 'de silindirsiz düz yüzeye göre Stanton sayısındaki artış 5, 10, 15 m/s akış hızları için sırasıyla % 100, 91 ve 86'dir. Tüm akış hızlarında pik noktası ise $z/d=1.58$ 'dir. Dairesel silindire göre piklere silindir merkez

ekseninden($z/d=0$) %285 daha uzakta meydana gelmektedir. Pik noktalarının ortalamaya göre büyüklükleri ise 1.75, 1.69 ve 1.61 katı kadardır. Pik noktalarının dairesel silindire göre gösterdiği bu durum silindir önündeki ayrılmanın dairesel silindire göre ayrılmanın çok önce meydana geldiğini göstermektedir. Varılan bu sonuç Tseng ve ark, 2000, çalışmaları ile örtüşmektedir. Piklerin ortalamaya göre dairesel silindirde nazaran küçük olması ise atnalı vorteks ayaklarının büyüklüklerinin dairesel silindire nazaran çok daha büyük olduğunu ve dolayısıyla geniş bir alanı etkilemelerinin bir sonucudur. $x/d=4.5$ 'de z doğrultusunda ortalama Stanton sayısındaki artış 5, 10 ve 15 m/s akış hızları için sırasıyla %81, 73 ve 68'dir. Pik noktalarının tüm akış hızlarındaki konumu ise $z/d=0.776$ 'dir. Önceki eksene göre pik noktaları yaklaşık olarak %50 içeri kaymıştır. Bu sonuç atnalı vorteks ayaklarının bir önceki eksene göre silindir merkezine doğru hareket ettiklerinin bir göstergesidir. Dairesel kesitli silindirde benzeri bir durum görülmemiştir. $x/d=6.5$ 'de z doğrultusunda ortalama Stanton sayısındaki artış sırasıyla; %61, 57 ve 55 değerini almaktadır. Bu eksene de pik noktalarının konumu ise tüm akış hızları için $z/d=1.31$ 'dir. Stanton sayısındaki pikler dikkate alındığında atnalı vorteksler belli bir noktaya kadar silindir merkezine doğru hareket ettikten sonra tekrar silindir merkezinden dışarı doğru hareket etmektedir. Atnalı vorteks ayakları silindirin hemen arkasında z doğrultusunda silindir merkezine doğru büyüyen düşük basınç bölgesiyle karşılaştığında silindir merkezine doğru hareket etmekte ve düşük basınç bölgesinin sonunda ise tekrar silindir merkezinden dışarı hareket etmektedir. Bu durum silindir arkasındaki düşük basınç bölgesiyle ilişkilidir. $x/d=8.5$ 'de z doğrultusundaki eksende silindirsiz düz yüzeye göre ortalama Stanton sayısındaki artış 5, 10 ve 15 m/s akış hızları için sırasıyla; %56, 51 ve 48'dir. Stanton sayısındaki pik noktaları ise tüm akış hızları için $z/d=1.84$ değerini almaktadır. Aynı konumda dairesel silindire göre bu eksende Stanton sayısındaki artış 5, 10 ve 15 m/s akış hızları için sırasıyla 3.73, 4.64 ve 6 kat daha büyüktür. Bu büyük fark kare silindirin arkasında akış boyunca ki atnalı vorteks ayaklarının, büyüklüklerinin dairesel silindire nazaran çok daha büyük olmasının bir sonucudur. $x/d=10.5$ 'de z doğrultusundaki eksende ortalama Stanton sayısındaki artış sırasıyla; %61, 56, 53 değerindedir. Bu eksende önceki eksenlerden farklı olarak üç pik noktası görülmemektedir. Piklerin biri $z/d=0$ 'da iken diğer iki pik $z/d=\pm 1.85$ noktalarındadır. $x/d=12.5$ 'deki eksende ortalama Stanton sayısındaki artış 5, 10, 15 m/s akış hızları için

sırasıyla; %58, 52 ve 49'dir. Bu ekseninde belirgin bir şekilde pik noktaları görülmemektedir. z doğrultusundaki ölçüm eksenlerinden ilki($x/d=2.5$) ve sonundaki($x/d=12.5$) dikkate alınırsa düz yüzey boyunca ortalama Stanton sayısındaki artışın gradyanı ($\frac{\Delta St}{\Delta x}$) 5, 10 ve 15 m/s akış hızları için sırasıyla; -88, -79 ve -75 değerindedir. Bu sonuca göre, 5m/s akış hızında ilk ölçüm eksenden itibaren termal sınır tabakadaki kalınlığındaki artış diğer akış hızlarına nazaran en büyüktür.

4.3.2. Nümerik hesaplamalar ve ölçümler ile karşılaştırma

Deneysel ölçümler aynı sınır koşullarda düz yüzeye dikey yerleştirilmiş dairesel ve kare kesitli silindirler etrafındaki akış alanı 5 m/s akış hızında nümerik araştırılmıştır. Nümerik hesaplamalar, türbülans modeli olarak $k-\omega$, çözüm algoritması; PISO ve denklem çözümünde ikinci dereceden şema seçilerek üç meş sıklığında yapılmıştır. Meş sıklıkların karşılaştırılmasında dikkate alınan parametre dairesel kesitli silindirin sürüklenme katsayısıdır.

Yapılan nümerik hesaplamalarda dairesel kesitli silindir önünde düz yüzey üzerinde bir bağlanma noktası meydana gelmemekte ve ayrılma noktasından hemen sonra büyüklükleri ve yerleri zamana bağlı değişen büyük skalada atnalı vorteks istemleri meydana gelmektedir. Bu akış yapısı, türbülanslı durum için Baker, 1980, tarafında yapılan ölçümler ile uyushmaktadır. Hesaplamalar sonucunda silindir önünde iki tip vorteks sistemi görülmüştür; (i) akış ile aynı yönlü rotasyonuna sahip vorteksler ve (ii) akış yönüne zıt rotasyonda, diğer vortekslere göre oldukça küçük ve yüzeylere yakın vorteksler. Akış yönü ile aynı rotasyondaki vortekslerin sayısı zamana bağlı değişirken zıt rotasyonda vortekslerin sayısı tüm çözüm zamanı boyunca biri düz yüzeye yakın diğeri silindir düz yüzeyine yakın olmak üzere iki olmuştur. Bu sonuç, Baker, 1980 yaptıkları ölçümler sonucu vardığı silindir önünde akış yönüyle aynı rotasyonda vorteks sistemleri ve akışa zıt yönlü yüzeye yakın daha küçük vorteksler hipoteziyle örtüşmektedir. Silindir önündeki düz yüzey üzerinde basınç gradyanının eğiliminde ise silindir merkezine doğru, deneysel ölçümlere benzer şekilde üç bölge saptanmıştır; (i) küçük gradyanlarda basıncın arttığı aralık, (ii) basınç gradyanının yön değiştirdiği veya azaldığı aralık ve (iii) büyük gradyanda basıncın arttığı aralık. İlk bölgenin sonunda akış yüzeyden ayrılmakta ve bu noktadan sonra hemen ilk atnalı

vorteks sistemi meydana gelmektedir. Bu vorteks boyunca yüzey üzerinde basınç gradyanı yaklaşık olarak sıfır değerinde seyrederken ikinci bölgede basıncın minimum olduğu nokta ise zıt rotasyondaki vorteks merkezi ile çakışmaktadır. Silindir yüzeyinde dikey yöndeki basınç gradyanının yön değiştirdiği veya basıncın minimum olduğu nokta ise zıt rotasyondaki ikinci vorteks merkezi ile çakışmaktadır. Basıncın minimuma düştüğün bu noktalar deneysel ölçümlere göre düz yüzey üzerinde %9.4 kadar silindir merkezine daha uzakken silindir yüzeyinde ise %5.4 düz yüzeye daha uzaktır. Bu nümerik hesaplamalar sonucunda saptanan ayrılma noktasının ölçümlere nazaran daha önde olmasının bir sonucudur. Basınç gradyanı ile vorteksler arasındaki bu ilişki Baker, 1980 ve Roulund ve ark, 2005, tarafından yapılan ölçümler ile örtüşmektedir. Basınç gradyanları dikkate alındığında deneysel ölçümlere nazaran sınır tabakanın yüzeyden ayrılması %20 daha önde olmaktadır

Hesaplamalar sonucunda silindir yüzeyinin basınç dağılımında deneysel ölçümlere benzer çok belirgin bir sapma noktası olduğu tespit edilmiştir. Bu sapma noktasının silindir yüzeyine yakın akış yönüne zıt rotasyondaki vorteksin merkezine denk geldiği gözlemlenmiştir. İki boyutlu akış kabulü çerçevesinde dikey yönde deneysel ölçüm noktalarıyla aynı konumdaki yatay ekseninde sürüklenme katsayısı hesaplanmış. Yedi yatay ekseninde hesaplanan sürüklenme katsayısının en büyük değerine $y/\delta=0.57$ ulaştığı tespit edilmiştir. Bu noktada sürüklenme katsayısı $y/\delta>1$ konumundaki değerlerden %24 daha büyük olmaktadır. Ayrıca bu nokta yaklaşık olarak silindir yüzeyine yakın, akış yönüne zıt rotasyondaki vorteks sisteminin merkezine denk geldiği saptanmıştır. Ayrıca bu noktadaki nümerik hesaplanan sürüklenme katsayısı değerleri ölçümler sonucu hesaplanan sürüklenme katsayısı değerlerinden %0.31-9.82 aralığında değişen farklar olmaktadır. Üç meş sıklığında yapılan hesaplamalarda ise sürüklenme katsayı değerleri arasındaki sapma %14 altında kalmaktadır. Sapmanın bu derece olması nümerik hesaplamaların meşten bağımsız olduğunu gösteren önemli bir parametredir. $y/\delta>1$ bölgesindeki yatay eksenlerde hesaplanan sürüklenme katsayılarının literatür (bknz, Umur, 2009), ile çok iyi bir uyum gösterdiği saptanmıştır. Silindir vorteks kopma frekansını tespit etmek amacıyla nümerik hesaplamalardan $0-1s$ aralığında 0.005s adımda veya 200 Hz örnekleme frekansında elde edilen basınç verilerinden hesaplanan sürüklenme katsayılarının spektrum analizi yapılmıştır. Yapılan

spektrum analizi sonucu spektrum güç yoğunluğunun 21 Hz pik değerinde olduğu ve dolayısıyla silindirin vorteks kopma frekansının 21 Hz olduğu gözlemlenmiştir. Silindir çapının 0.05 m ve akış hızının 5 m/s olduğu düşünülürse Strouhal sayısı 0.21 değerini alır. Bu sonuç Afgan ve ark, 2007, yaptıkları nümerik çalışma sonuçları ile çok iyi bir uyum göstermektedir.

Dairesel silindir arkasında ikincil hız bileşenleri yardımıyla atnalı vorteks ayaklarının yerleri ve büyüklükleri belirlemeye çalışılmıştır. Yapılan incelemeler sonucunda silindir arkasında akış alanı boyunca hareket eden atnalı vorteks ayaklarının yerleri, büyüklükleri ve sayısı zamana bağlı büyük skalalarda değiştiği saptanmıştır. Beklenileceği üzere aynı zaman dilimi içinde silindir önünde meydana gelen atnalı vorteks sayısı ve silindir arkasında hareket eden vorteks ayakları arasında bir doğru orantının söz konusudur. Ayrıca silindir arkasında z doğrultusunda Stanton sayısı dağılımı ile silindir önündeki ayrılma noktası arasında da benzer bir orantı vardır. Tespit edilen çarpıcı bir sonuçta silindir önündeki ayrılma noktası ile silindir arkasındaki z doğrultusundaki Stanton sayısı dağılımı arasındaki ilişkidir. Örneğin $t=0.25 \text{ s}$ zaman periyodunda silindir önündeki ayrılma $x/d=-1.6$ meydana gelirken silindir arkasında z doğrultusunda aynı mesafede ($z/d=\pm 1.6$) Stanton sayısındaki eğilim minimum değerindedir. Bu noktada silindir arkasındaki silindir merkez eksenine göre z doğrultusundaki en dıştaki vorteks ayağının yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki ayrılma noktasına denk gelmektedir. Tüm zaman periyotlarında benzer bir durumun söz konusu olduğu tespit edilmiştir. z doğrultusundaki Stanton sayısı dağılımı ile aynı x/d noktasında yz düzlemindeki ikincil akış çizgileri üzerinde yapılan detaylı incelemeler sonucunda tüm zaman periyotlarında z doğrultusundaki Stanton sayısının eğiliminde belirgin bir şekilde iki pik noktası meydana gelmektedir. Bu iki pik noktası yanında vorteks sayısına bağlı daha küçük pik noktaları da meydana gelmektedir. Tüm pik noktaları vorteks ayaklarının aşağı akış bölgelerinin sonundaki yüzeye bağlanma noktalarına denk gelmektedir. Bu noktalardan vorteks ayaklarının yukarı akış bölgelerinin başlangıcındaki yüzeyden ayrılma noktalarına doğru ise Stanton sayısı dramatik düşmektedir. Piklik derecesi vorteks merkezinin yüzeye yakınlığına bağlı olarak büyümektedir. Vorteks ayaklarının z doğrultusu üzeri yeri üzerinde silindir vorteks kopma frekansının belirgin bir etkisi olduğunun tespiti de varılan diğer bir sonuçtur. Vorteks ayakları ile Stanton sayısının dağılımı arasında saptanana bu ilişki

Xie ve Wroblewski, 1997, Wroblewski ve Eibeck, 1992 Fisher ve Eibeck, 1990, ölçümleri ile örtüşmektedir. z doğrultusunda basınç Stanton sayısı dağılımı arasında saptanan ilişki ise Stanton sayısı eğiliminin minimum olduğu vortekslerin yukarı akış bölgelerinin başlangıcındaki yüzeyden ayrılma noktalarında basınç düşmekte ve Stanton sayılarını pik olduğu noktalara doğru ise artmaktadır. Basıncın gösterdiği bu durum vorteks ayakları ile birincil hız bileşeninin dikey yöndeki gradyanları arasındaki ilişkinin bir sonucudur. Çünkü vortekslerin aşağı akış bölgelerinde birincil hız bileşeninin dikey yöndeki gradyanı artarken yukarı akış bölgelerinde durum tam tersidir(Eibeck ve Eaton, 1987).

Dairesel silindirin arkasında deneysel ölçüm eksenlere uygun olarak yedi z ($x/d=2.5, 4.5, 6.5, 8.5, 10.5$ ve 12.5) doğrultusundaki düz yüzey sıcaklık verilerin Stanton sayı hesaplanmıştır. Ölçümlere benzer şekilde özellikle $x/d=2.5, 4.5$ ve 6.5 mesafelerindeki z doğrultusundaki eksen belirgin bir şekilde iki pik noktası meydana gelmektedir. $x/d=2.5$ 'de eksen boyunca düz yüzeye göre Stanton sayısındaki artış pik noktada %92'dir. Aynı eksen de ölçüm verilerinden tespit edilen pik noktasındaki değerden yaklaşık olarak %2.2 bir sapma göstermektedir. Pik noktalarının yeri ise ölçüm verilerine göre %16 silindir merkez eksenine daha uzak bir konumdadır. Bu beklenen bir sonuçtur çünkü nümerik hesaplamalar sonucunda silindir önünde tespit edilen ayrılma noktası ölçüm verilerine nazaran daha öne meydana gelmektedir. Bu eksen de eksen boyunca ortalama Stanton sayısındaki artış dikkate alındığında *sapma* % 28'dir. Pik noktalarına göre ortalamalardaki sapmanın bu kadar büyük olması nümerik hesaplamalarda tasarlanan akış alanının genişliğinin ($6d$) ölçümlerin alındığı z doğrultusundaki eksenden ($8d$) %25 daha küçük olmasıdır. Atnalı vorteks ayaklarının aşağı akış bölgelerinin sonundaki yüzeye bağlanma noktasına denk gelen pik noktası ile vorteksin yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki yüzeyden ayrılma noktasıyla çakışan Stanton sayısının dramatik düştüğü ve konuma göre yaklaşık olarak stabil seyrettiği bölgenin başlangıç noktası arasındaki aralık deneysel ölçüm verilerine göre %26 daha uzundur. Görüleceği üzere ölçüm sonuçlarına göre değerlendiren atnalı vorteks ayakları nümerik tespit edilen atnalı vorteks ayaklarından yatay yönde daha basıktır. $x/d=4.5$ ve 6.5 eksenlerinde önceki eksene benzer belirgin şekilde silindir merkez eksenine göre simetri iki pik noktası gözlemlenmiştir. Bu piklerin büyüklüklerinde ise herhangi bir simetri durumu söz konusu değildir. İki pikin ortalaması dikkate alındığında ölçüm

verilerinden sırasıyla sapma %11 ve 6'dır. Eksenlerde ortalama Stanton sayısındaki sapma ise sırasıyla %30 ve 10 değerlerini almaktadır. $x/d=8.5$, 10.5 ve 12.5 noktalarındaki z doğrultusundaki eksenlerde Stanton sayısında belirgin şekilde herhangi iki pik noktası meydana gelmemektedir. Bu eksenlerde Stanton sayısının dağılımını üç bölge şeklinde değerlendirilebilir; (i) Silindirsiz düz yüzeye göre Stanton sayısının artışın yaklaşık olarak %15-30 aralığında değiştiği $z/d=\pm 1.35$ aralık, (ii) Stanton sayısındaki dramatik düşüşün meydana geldiği $z/d=\pm 1.35-\pm 2.64$ bölgeler ve (iii) Stanton sayısının yaklaşık olarak silindirsiz düz yüzeyler aynı büyüklükte seyrettiği $z/d=\pm 2.64-\pm 3$ aralıklar. Ölçümlerde ilk bölge nümerik sonuçlara göre yaklaşık olarak %25 daha küçük olmaktadır. Silindirin arkasında özellikle silindire yakın bölgede düz yüzey üzerinde z doğrultusundaki Stanton sayısının dağılımında iki pik noktası meydana gelmektedir. Bu durum Wroblewski ve Eibeck, 1992 ve Fisher ve Eibeck, 1990 ölçümleri ve bu tez kapsamında yapılan ölçümler ile örtüşmektedir. Yapılan nümerik hesaplama sonuçlarından saptanmıştır ki düz yüzey üzerindeki Stanton sayısı dağılımını üzerinde belirliyi parametre silindirin arkasında akış alanı boyunca hareket eden atnalı vorteks ayaklarıdır. Atnalı vorteks ayaklarının yeri ve büyüklüğü de zamana bağlı büyük skalada değişmektedir. Zamana bağlı büyük skalada bu değişimlerin termal sınır tabaka üzerinde etkisini belirlemek amacıyla $x/d=0.25$ ve $y/\delta=0.105$ 'de z ekseninde, $z/d=-3-0$ aralığında 25 noktada nümerik analizlerden 200Hz örnekleme frekansında elde edilen sıcaklık verilerinin spektrum analizleri yapılmıştır. Genlikler dikkate alındığında z doğrultusundaki sıcaklık salınımlarının dört aralıkta değerlendirilebileceği saptanmıştır. Aynı eksen üzerinde Stanton sayısındaki artışın yaklaşık konuma göre stabil olduğu aralıkta salınımların genlikleri diğer aralıklara nazaran kaldığı %90-120 arasında değişen büyüklüklerde daha küçük olmaktadır. Bu durum bu bölge akışın yaklaşık olarak zamana göre stabil olduğunu gösteren bir parametredir. Xie and Wroblewski, 1997, yaptıkları ölçümler ile bu aralığı gözlemişlerdir. Özellikle atnalı vorteks ayaklarının yukarı akış bölgelerinin başlangıcındaki yüzeyden ayrılma noktası ile vorteks ayaklarının aşağı akış bölgelerinin onundaki yüzeye bağlanma noktası arasındaki sıcaklık salınımlarının genliği ise diğer bölgelere nazaran %120 varan miktarlarda daha büyük olması bu aralıkta termal sınır tabakanın zamana bağlı büyük skalalarda değiştiğini göstermektedir.

Kare silindir için yapılan nümerik hesaplamalarda silindir önündeki düz yüzey üzerinde dairesel silindirde olduğu gibi akış yönü ile aynı yönlü rotasyona sahip vorteksler ve akış yönüne zıt rotasyondaki daha küçük vorteksler olmak üzere iki vorteks sistemi gözlemlenmiştir. Bu durum Lin ve ark, (2008), tarafından yapılan ölçümler ile örtüşmektedir. Akış yönü ile aynı rotasyondaki vortekslerin sayısı zamana bağlı değişirken zıt rotasyonda vortekslerin sayısı tüm çözüm zamanı boyunca biri düz yüzeye yakın diğeri silindir düz yüzeyine yakın olmak üzere iki olmuştur. Ayrılma noktası dairesel silindire nazaran %66 daha önde meydana gelmektedir. Buna bağlı olarak vorteks büyüklükleri aynı zaman dilimi için %30 varan büyüklüklerde büyümektedir. Dairesel silindirde olduğu silindir önündeki düz yüzey üzerinde basınç gradyanının eğiliminde ise silindir merkezine doğru, üç bölge saptanmıştır; (i) küçük gradyanlarda basıncın arttığı aralık, (ii) basınç gradyanının yön değiştirdiği veya azaldığı aralık ve (iii) büyük gradyanda basıncın arttığı aralık. Vorteks davranışı ile basınç dağılımı arasındaki ilişki dairesel silindir ile aynı karakteri göstermektedir.

Kare kesitli silindir arkasında akış alanı boyunca hareket eden atnalı vorteks ayaklarının yerleri, büyüklükleri ve sayısı zamana bağlı büyük skalalarda değiştiği tespit edilmiştir. Dairesel silindiri benzer şekilde atnalı vortekslerin aşağı akış bölgelerinin sonundaki yüzeye bağlanma noktasında düz yüzeye göre Stanton sayısındaki artış pik gösterilirken, bu nokta ile yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki yüzeyden ayrılma noktası arasında artış dramatik olarak düşmektedir. Bu aralık dairesel silindire nazaran aynı zaman dilimi için % 110 daha büyük olmaktadır. Vorteks ayağının yukarı akış bölgesinin başlangıç noktasındaki ayrılma noktasından silindir merkez ekseninden dışarı doğru konuma göre Stanton sayısındaki artış yaklaşık olarak stabil devam etmektedir. Stanton sayısının konuma göre stabil olduğu bu bölge ayrılma noktası silindire yaklaştıkça Dairesel silindirde olduğu gibi büyümektedir.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu bölümde ilk olarak tez çalışmasında deneysel ve nümerik tespit edilen bulguların özeti verilecek daha sonrada çalışmada eksik kalan yönler ve bu doğrultuda gelecekte yapılacak deneysel ve nümerik çalışmalar için öneriler sunulacaktır.

5.1. Sonuçlar ve Yenilikler

Düz yüzey üzerinde dairesel ve kare kesitli silindirin yerleştirildiği akış alanına, silindirin önündeki ters basınç gradyanı sonucu meydana gelen atnalı vortekslerin etkisi, deneysel ve nümerik incelenmiştir.

Hesaplamalar sonucunda dairesel silindir önünde akış ile aynı yönlü rotasyona sahip vorteksler ve akış yönüne zıt rotasyonda, iki tip vorteks sistemi görülmüştür. Akış yönü ile aynı rotasyondaki vortekslerin sayısı zamana bağlı değişirken diğer vortekslere göre oldukça küçük ve yüzeylere yakın zıt rotasyondaki vortekslerin sayısı tüm çözüm zamanı boyunca biri düz yüzeye yakın diğeri silindir düz yüzeyine yakın olmak üzere iki olmuştur. Özellikle akış yönüne zıt rotasyondaki vorteksler ile silindir ve yerleştirildiği düz yüzeyin basınç dağılımı arasında çarpıcı bir ilişki söz konusudur. Yapılan hem ölçüm hem de nümerik hesaplamalarda silindir önündeki ters basınç gradyanının silindir merkezine doğru üç farklı eğilim gösterdiği saptanmıştır. Nümerik hesaplamalar sonucunda küçük gradyanlarda basıncın arttığı ilk bölgenin sonunda akış yüzeyden ayrılmakta ve bu noktadan sonra ilk atnalı vorteks sistemi meydana gelmektedir. Bu vorteks boyunca yüzey üzerinde basınç gradyanı yaklaşık olarak sıfır değerinde seyrederken ikinci bölgede basıncın minimum olduğu nokta ise zıt rotasyondaki vorteks merkezi ile çakışmaktadır. Silindir yüzeyinde dikey yöndeki basınç gradyanının yön değiştirdiği veya basıncın minimum olduğu nokta ise zıt rotasyondaki ikinci vorteks merkezi ile çakışmaktadır. Basıncın minimuma düştüğü bu noktaların konumu deneysel ölçümlere nazaran nümerik hesaplamalar da düz yüzey üzerinde, silindir merkezine göre %9.4 kadar daha önde iken silindir yüzeyinde ise %5.4 düz yüzeye daha uzaktır. Silindir yüzeyine yakın zıt rotasyondaki vorteks merkezinin silindir yüzeyi ile çakıştığı yatay ekseninde sürüklenme kuvvetinin silindirin $y/\delta > 1$ kısmına nazaran %28 varan büyüklüklerde büyüdüğü tespit edilmiştir. Kare kesitli silindir ile yapılan ölçüm ve nümerik hesaplamalarda silindir önündeki

ayrılmanın dairesel silindire nazaran %22 daha önde meydana geldiği saptanmıştır. Ayrılmanın daha önde meydana gelmesinden dolayı vortekslerin dairesel silindire nazaran büyük olması dışında akış yapısının dairesel silindir ile benzer olduğu görülmüştür.

Silindirlerin arkasındaki düz yüzeyin silindirsiz düz yüzeye göre dairesel silindirde Stanton sayısının %43, kare silindirde ise %98 ulaşabilen büyüklüklerde arttığı saptanmıştır. Stanton sayısının dağılımını, atnalı vorteks ayakları ve atnalı vorteks ayaklarının görülmediği bölgede ise birincil hız bileşenlerinin dikey yöndeki gradyanının belirlediği tespit edilmiştir. Vorteks ayaklarının aşağı akış bölgesinin sonunda akışın yüzeye bağlandığı noktada yüzey üzerindeki Stanton sayısındaki artış pik gösterirken yukarı akış bölgesinin başlangıcında, akışın yüzeyden ayrıldığı noktada, artış minimum olmaktadır. Atnalı vorteks ayaklarının merkezlerinin düz yüzeye yakınlık dercesine bağlı olarak pik değerinin büyüdüğü tespit edilen diğer bir bulgudur. İki nokta arasında bu artış aşağı akış bölgesinin sonundan yukarı akışın başlangıç noktasına doğru dramatik düşmektedir. Atnalı vorteks ayaklarını gözlemlenmediği bölgede, ikincil akış çizgileri düzleşmekte ve birincil hız bileşeninin dikey yönde olan gradyanının büyüklüğüne bağlı olarak Stanton sayısındaki artış yükselmektedir. Hem dairesel hem de kare kesitli silindir için yapılan ölçüm ve nümerik hesaplamalarda silindir arkasında özellikle silindire yakın bölgede düz yüzeyin Stanton sayısında belirgin bir şekilde iki pik noktası meydana gelmektedir. Bu pikler silindirden uzaklaştıkça azalmakta ve belli bir noktadan sonra ikiden fazla, önekilere nazar küçük piklerin meydana geldiği saptanmıştır. Bunun silindir arkasındaki iki atnalı vorteks ayağının merkezlerinin akış alanı boyunca düz yüzeyden uzaklaşarak hareket etmelerinin bir sonucu olduğu gözlemlenmiştir. Stanton sayısında piklerin görüldüğü vorteks ayaklarının aşağı akış bölgelerinin sonundaki yüzeye bağlanma noktası ile yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki yüzeyden ayrılma noktası arasında sıcaklıkta zamana bağlı büyük skalalarda salınımların meydana gelmektedir. Bu salınımların yukarı akış bölgesinin başlangıcındaki ayrılma noktasından silindir merkezinden dışarıya doğru genliklerin %120 varan oranlarda azaldığı dolayısıyla bu aralıkta akışın stabil kabul edilebileceği sonucuna varılmıştır. Bu bölgenin büyüklüğünün ise silindir önündeki ayrılma noktasının silindir merkezine yaklaşmasıyla küçüldüğü saptanmıştır.

5.2. Öneriler

Silindirin düz yüzeye dikey yerleştirildiği akış alanında silindir önünde meydana gelen atnalı vorteks sistemleri ve bunların akış boyunca süren vorteks ayaklarının, silindir ve yerleştirildiği düz yüzeyin basınç ve ısı taşınımının dağılımında, belirleyici olduğu, yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar sonucunda tespit edilmiştir. Atnalı vortekslerinin ve dolayısıyla vorteks ayaklarının büyüklüğü ve akış alanındaki konumları üzerinde ise silindir önündeki ayrılma noktası belirleyicidir. Ayrılma noktası, vorteks yeri ve büyüklüklerinin silindir önündeki düz yüzeyin basınç dağılımından tespit edilebileceği ulaşılan diğer bir sonuçtur. Bu çalışma silindir önündeki düz yüzey üzerinde yapılan basınç ölçüm aralıkları, kullanılan ölçüm tekniği nedeniyle, belli değerlerde sınırlı kalmıştır. Gelecekte yapılacak çalışmalarda basınç duyarlarının kullanılması ile hem silindir önündeki düz yüzey üzerinde basınç ölçümü çok küçük adımlarda ölçülebilir ve böylece basınç gradyanın vorteks büyüklüğü ve yeri üzerindeki etkisi daha belirgin bir şekilde ortaya konulabilir. PIV ölçümleri ile de silindir önündeki ayrılma noktası, vorteks büyüklükleri ve yerlerinin tespiti mümkün, ancak bu bölgede zamana bağlı salınımların saptanmasında bu ölçüm tekniği dikkate alındığında çok büyük zorluklar söz konudur. Hot-wire probunun akışı bozma ve silindir önündeki akış alanına konumlandırmasındaki zorluklar düşünüldüğünde zaman bağlı salınımları ve dolayısıyla atnalı vortekslerinin kopma frekansını ölçmenin tek yolu yüzey üzerindeki basınç çalkantılarının ölçmeye yönelik, kullanılacak bir ölçme tekniğidir. Silindir önünde zamana bağlı tespit edilecek bu salınımlar ile silindir önündeki atnalı vortekslerin kopma frekansının silindir arkasındaki düz yüzey üzerindeki akış ve ısı karakteristikleri etkisi tanımlanabilecektir.

Yapılan nümerik hesaplamalar sonucunda silindir arkasındaki düz yüzey üzerindeki vorteks ayaklarının yeri ve dolayısıyla Stanton sayısının dağılımı veya eğiliminin ikincil hız bileşenlerinin ölçülmesiyle tespit edilebileceği saptanmıştır. Benzer şekilde atnalı vortekslerin yeri, büyüklüğü ve yüzeye yakınlık derecesi yüzey üzerinde yapılacak sıcaklık ölçümler ile mümkündür. İkincil hız bileşenleri akışa rahatsız etmeden ölçmenin en kolay tekniği PIV'dir. Gelecek yapılacak PIV ölçümleri ile atnalı vorteks ayakları ve ısı taşınımı arasındaki ilişki çok daha ayrıntılı bir şekilde tanımlanabilecektir. Düz yüzey üzerinde ısı taşınımı yüzey üzerinde sıcaklık ölçümü ile

belirlenmiştir. K- tipi termal çiftlerin yüzeyin altına yerleştirilmesi ile ölçülen sıcaklık, kullanılan ölçme yöntemi nedeniyle, belli aralıklarda sınırlı kalınmıştır. Sıcaklık ölçmede termal çifteler yerine sıvı kristal veya termal kamere ile yapılacak ölçmede daha sık aralıklar ile ölçme imkânı bulunacaktır.

Bu çalışmada incelenen akış alanında; (i) silindirin önündeki ters basınç gradyanı ile atnalı vorteks arasındaki, (ii) silindirin önündeki ayrılma noktası ile atnalı vorteks büyüklüğü ve yeri arasındaki, (iii) atnalı vorteksler ile silindirin arkasında akış boyunca hareket eden vorteks ayaklarının yeri arasındaki, (iv) vorteks ayakları ile silindirin arkasındaki Stanton sayısı dağılımı arasındaki ilişkiler ve (v) atnalı vortekslerinin silindir üzerindeki sürüklenme kuvvetine etkisi dairesel ve kare kesitli olmak üzere iki geometri için tanımlanmıştır. Bu bulguların çalışmanın süresinden dolayı yalnızca iki geometri ve üç akış hızı için saptanabilmiştir. Tez kapmasında imal edilen deney düzeneği gelecekte çok farklı kesitteki silindirler içinde benzer çalışmaların yürütülebileceği esnekliktedir.

Sıcaklık ölçümünde kullanılan K-tipi termal çiftlerin büyük ölçme aralığına (-200-1350 C⁰) sahip olmasından dolayı Stanton sayısının hesaplanmasında %8.57 varan büyüklükte belirsizlikler meydana gelmiştir. T-tipi gibi daha düşük ölçme aralığına (-200-350 C⁰) sahip termal çiftler kullanılması durumunda bu belirsizlik % 3 düzeyine inecektir. Basınç ölçümünde ise belirsizlik %5.7 büyüklüğündedir. Bu belirsizliğin ana kaynağı manometre eğimi ve okuma hatasıdır. Kullanılacak dijital bir manometre ile bu belirsizlik önemli derece azaltılabilir. Hız ölçümündeki yaklaşık %2 civarındaki belirsizlik ise kabul dileyebilir büyüklüktedir.

6. KAYNAKLAR

- AFGAN, I., MOULINEC, C., PROSSER, R., LAURENCE, D. 2007. Large eddy simulation of turbulent flow for wall mounted cantilever cylinders of aspect ratio 6 and 10. *International Journal of Heat and Flow*, 28: 561-574.
- ALAMA, M. MD., SAKAMOTO, H., ZHOUA Y. J. 2005. Determination of flow configurations and fluid forces acting on two staggered circular cylinders of equal diameter in cross-flow. *Journal of Fluids and Structures*, 21: 363–394.
- ALVAREZ, J., PAP M., VALENCIA A. 2000. Turbulent heat transfer in a channel with bars in tandem and in side by side arrangements. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 10: 877-895.
- BAKER, C.J., 1979. The laminar horseshoe vortex, *Journal Fluid Mechanics*, 95: 347-367.
- BAKER, C.J. 1980. The turbulent horseshoe vortex, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 6: 9-23.
- BRAZA, M., PERRINA, R., HOARAU, Y. 2006. Turbulence properties in the cylinder wake at high Reynolds numbers. *Journal of Fluid and Structure*, 22: 757-771.
- CHENG, M., LIU, G.R. 2000. Effects of afterbody shape on flow around prismatic cylinders. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 84: 181-196.
- CRANE, R.I., SABZVARI, J. 1989. Heat transfer visualization and concave- wall laminar boundary layer, *Journal of Turbomachinery-Transaction of ASME*, 111: 51-56.
- DALTONA, C., ZHENGB, W. 2003. Numerical solutions of a viscous uniform approach flow past square and diamond cylinders. *Journal of Fluid and Structures*, 18: 455-465.
- DENG, J., REN, A-L., ZOU, J-F., SHAO, X-M. 2006. Three-dimensional flow around two circular cylinders in tandem arrangement. *Fluid Dynamics Research*, 38: 386-404.
- EIBECK, P. A. 1990. An experimental study of the flow downstream of a circular and tapered cylinder, *Journal of Fluid Engineering*, 112: 393-401.
- EIBECK, P.A., EATON, J.K. 1987. Heat-transfer effects of a longitudinal vortex embedded in a turbulent boundary-layer, *Journal of Heat Transfer-Transactions of The ASME*, 109: 16–24.
- FISHER, E. M., EIBECK, P. A. 1990. the influence of a horseshoe vortex on local convective heat transfer. *Journal of Heat Transfer*, 112: 329-335.

- GU, Z., SUN, T. 1999. On interference between two circular cylinders in staggered arrangement at high subcritical Reynolds numbers, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 80: 287–309.
- HOLMAN, J.P. 1971. *Experimental methods for engineers*, McGraw-Hill Book Company, 37-52.
- HU, J. C., ZHOU, Y., DALTON, C. 2005. Effects of the corner radius on the near wake of a square prism, *Experiment In Fluid*, 40: 106–118.
- IACCARINO, G., OOI, A., DURBIN, P.A., BEHNIA, M. 2003. Reynolds averaged simulation of unsteady separated flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 23: 147-156.
- IGARASHI T., MAYUMI Y. 2001. Fluid flow and heat transfer around rectangular cylinder with small inclined angle (the case of a width/height ratio of a section of 5), *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22: 279-286.
- IGARASHI, T. 1997. Drag reduction of a square prism by flow control using a small rod, *Journal of Wind engineering and Industrial Aerodynamics*, 69-71: 141-153.
- IGARASHI, T., TERACHI, N. 2002. Drag reduction of flat plate normal to airstream by flow control using a rod, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 90: 359-376.
- Jorgensen, F. E., *How to measure turbulence with hot-wire anemometers, A Practical Guide* Dantec Dynamic, Technical Note.
- KAIROUZ, K.A., AND RAHAI, H. R. 2005. Turbulent junction flow with an upstream ribbed surface, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26: 771-779.
- KAYS, W.M., CRAWFORD, M.E. 1993. *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill.
- KOGAKI, T., KOBAYASHI, T., TANIGUCHI N. 1997. Large eddy simulation of flow around a rectangular cylinder. *Fluid Dynamics Research*, 20: 11-24.
- KOGAKI, T., KOBAYASHI, T., TANIGUCHI, N. 1997. Large eddy simulation of flow around a rectangular cylinder, *Fluid Dynamics Research*, 20: 11-24.
- LIN, C., HO, T. C., SUBHASISH, D. 2008. Characteristics of steady horseshoe vortex system near junction of square cylinder and base plate, *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE, 99: 184-197.
- MARAKKOS, K., TURNER, J. T. 2006. Vortex generation in the cross-flow around a cylinder attached to an end-wall, *Optics and Laser Technology*, 38: 277-285.
- MENEGHINI, J. R., SALTARA, F., SIQUEIRA, C. L. R. FERRARI JR J. A. 2001.

Numerical simulation of flow interference between two circular cylinders in tandem and side-by-side arrangements, *Journal of Fluids and Structures*, 15: 327-350.

MIAU, J. J., WANG, J. T., CHOU, J. H., WEI, C. Y. 1999. Characteristics of low-frequency variations embedded in vortex-shedding process, *Journal of Fluids and Structures*, 13: 339-359.

MICHAEL, R., FLYNNA, M.R., EISNERB A.D. 2004. Verification and validation studies of the time-averaged velocity field in the very near-wake of a finite elliptical cylinder, *Fluid Dynamics Research*, 34, 273–288.

NAKAMURA H., IGARASHI T. 2004(a). Variation of Nusselt number with flow regimes behind a circular cylinder for Reynolds numbers from 70 to 30000, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1 47: 5169-5173.

NAKAMURA, H., IGARASHI, T. 2004(b). Unsteady heat transfer from a circular cylinder for Reynolds numbers from 3000 to 15000, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2: 741-748.

NAKAMURA, H., IGARASHI, T., TSUTSUI, T. 2001. Local heat transfer around a wall-mounted cube in the turbulent boundary layer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44: 3385-3395.

NEPOMUCENO, H.G., LUEPTOW, R. M. 1997. Pressure and shear stress measurements at the wall in a turbulent boundary on a cylinder, *Phys. Fluids*, 9: 2732-2739.

PACIORRI, R., BONFIGLIOLI, A., MASCIO, A. D., FAVINI, B. 2005. RANS simulations of a junction flow, *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, 19: 179-189.

Park, C.W., Lee, S.J., Free end effects on the near wake flow structure behind a finite circular cylinder, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 88: 231-264.

PATTENDEN, R. J., TURNOCK, S. R., ZHANG, X. 2005. Measurements of the flow over a low-aspect-ratio cylinder mounted on a ground plane, *Experiments in Fluids*, 39: 10-21.

PATTENDEN, R. J., BRESSLOFF, N. W., TURNOCK, S. R., ZHANG, X. 2007. Unsteady Simulations of The Flow Around a Short Surface-Mounted Cylinder. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 53: 895-914.

POTTEBAUM, T. S., GHARIB, M. 2006. Using oscillations to enhance heat transfer for a circular cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49: 3190-3210.

ROCCHI, D., ZASSO, A. 2002. Vortex shedding from a circular cylinder in a smooth

and wired configuration: comparison between 3d LES simulation and experimental analysis. *journal of wind engineering and industrial aerodynamics*, 90: 475-489.

ROSALESA, J.L., ORTEGAA, A., HUMPHREYB, J.A.C. 2001. A numerical simulation of the convective heat transfer in confined channel flow past square cylinders: comparison of inline and onset tandem pairs, *International Journal of Heat and mass transfer*, 44: 587-603.

ROULUND, A., SUMER, B. M., FREDSOE, J., MICHELSEN, J., 2005. Numerical and experimental investigation of flow and scour around a circular pile, *Journal of Fluid Mechanics*, 534: 351-401.

SAHA, A.K. 2000. Three-dimensional numerical study of flow and heat transfer from a cube placed in a uniform flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 26: 80–94.

SAHIN, B., OZTURK, A. A., AKILLI H. 2007. Horseshoe vortex systems the vicinity of the vertical cylinder mounted on a flat plate, *Flow Measurement and Instrumentation*, 118: 57-68.

SAHIN, B., OZTURK, A. A., GURLEK, C. 2008. Horseshoe vortex studies in the passage of a model plate-fin-and-tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29: 340-351.

SAK, C., LIU, R., TING, D.S.K., RANKIN, G.W. 2007. The role of turbulence length scale and turbulence intensity on forced convection from a heated horizontal circular cylinder, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 31: 179-189.

SHIMADA, K., ISHIHARA, T. 2002. Application of a modified k- ϵ model to the prediction of aerodynamic characteristics of rectangular cross-section cylinders, 16:465-485.

SIMPSON, R. L., 2001. Junction Flows, *Annul Review Fluid Mechanic*, 33: 415-443.

SOHANKAR, A. 2006. Flow over a bluff body from moderate to high reynolds numbers using large eddy simulation, *Computer & Fluids*, 35: 1154-1168.

SUMMER, D., PRICE, S.J., PAIDOUSSIS, M.P. 1999. Tandem cylinders in impulsively started flow. *journal of fluid and structures*, 13: 955-965.

SUMMER, H. L. D. 2009. vortex shedding from two finite circular cylinders in a staggered configuration. *journal of fluids and structures*, 25: 479-505.

SUMNER D. 2009. Vortex shedding from two finite circular cylinders in staggered configuration, *Journal of Fluid and Structures*, 25: 279-505.

SUMNER, D., RICHARDS, M.D., AKOSILE, O.O. 2005. Two staggered circular

cylinders of equal diameter in cross-flow, *Journal of Fluids and Structures*, 20: 255–276.

SUMNER, D., RICHARDS, M.D. 2003. Some vortex-shedding characteristics of the staggered configuration of circular cylinders, *Journal of Fluids and Structures*, 17: 345–350.

SWADDIWUDHIPONG, S., KHAN, M. S. 2002. Dynamic response of wind-excited building using cfd. *journal of sound and vibration*, 253: 735-754.

TAMURA, T., MIYAGI, T., 1999. The effect of turbulence on aerodynamic forces on a square cylinder with various corner shapes, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 83: 135-145.

TAMURA, T., MIYAGI, T., KITAGISHI, T. 1998. Numerical prediction of unsteady pressures on a square cylinder with various corner shapes. *journal of wind engineering and industrial aerodynamics*, 74–76: 531–542.

Tseng, M.H., Yen, C.L., Song, C. C. S., 2000. Computation of three-dimensional flow around square and circular piers, *intl j. numer. methods fluids*, 34: 207–227.

TSUTSUI, T., IGARASHI, T., 2006. Heat transfer enhancement of a circular cylinder. *journal of heat transfer*, 128: 226-233.

TYSZKA, D. A., 1996. Heat transfer and fluid mechanics measurement for the endwall boundary layer downstream of a streamlined structure, *Journal of Heat Transfer*, 118: 485-488.

UMUR H., *Akışkanlar Mekaniği*, Dora, 2009.

UMUR, H. 1994. Concave wall heat transfer characteristics with longitudinal pressure gradients and discrete wall jets, *JSME International Journal*, 37: 403-412.

WANG, Z. J, ZHOU, Y., WANG, X. W., JIN, W. 2004. Fluctuating temperature measurements on a heated cylinder placed in a cylinder near-wake., *Journal of Heat Transfer* 126: 62-69.

WANG, Z.J., ZHOU Y., WANG, X.W., JIN, W. 2003. A fiber-optic bragg grating sensor for simultaneous static and dynamic temperature measurement on a heated cylinder in cross-flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46: 2983-2992.

WANG, Z.J., ZHOU, Y. 2005. Vortex interactions in a two side-by-side cylinder near-wake. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26: 362-377.

WEI, Q.D., CHEN, G., DU, D. 2001. An experimental study on the structure of juncture flows. *journal of visualization*, 3: 341-348.

WILCOX, D. C. 1993. *Turbulence modelling for CFD*. 2nd edn. DCW Industries.

Williamson C.H.K. 1996. Vortex dynamics in the cylinder wake, *Annul Review fluid mechanic*, 28: 477-539.

WROBLEWSKI, D. E., EIBECK, P. A. 1992. Turbulent heat transport in a boundary layer behind a junction of a streamlined cylinder and a wall, *Journal of Heat Transfer*, 114: 840-849.

XIE, Q., WROBLEWSKI, D., 1997. Effect of periodic unsteadiness on heat transfer in a turbulent boundary layer downstream of a cylinder-wall junction, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 18: 107-115.

XU, G., ZHOU, Y. 2005. Momentum and heat transfer in a turbulent cylinder wake behind a streamwise oscillating cylinder, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 48: 4092-4072.

ZHANG, A., GU, M. 2008. Wind tunnel tests and numerical simulations of wind pressures on buildings in staggered arrangement, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96: 2067-1079.

ZHOU, Y., SO, R.M.C., LIU, M.H., ZHANG, H.J. 2000. Complex turbulent wakes generated by two and three side-by-side cylinders, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21: 125-133.

ZHOU, Y., WANG, Z. J., SO, R.M.C., XU, S. J., JIN, W. 2001. Free vibrations of two side-by-side cylinders in a cross-flow, *Journal of Fluid Mechanic*, 443: 197-229.

ZHOU, Y., YIU, M. W. 2006. Flow structure momentum and heat transport in a two-tandem-cylinder wake, *Journal of Fluid Mechanics*, 548: 17-48.

ZHOU, Y., ZHANG, H. J. YIU, M. W. 2002. The turbulent wake of two side-by-side circular cylinders, *Journal of Fluid Mechanic*, 458: 303-332.

Teşekkür

Doktora çalışmam da bilgi ve deneyimi ile çalışmalarımı yönlendiren danışman hocam Sayın Prof. Dr. Habib UMUR'a, Tez izleme Komitesi'nin üyeleri Sayın Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ ile Sayın Prof. Dr. Ufuk ALKAN'a en içten teşekkürümü sunuyorum. Bu tez çalışmasında deney setinin hazırlanmasında, her aşamanda yaptığı önemli katkılardan dolayı U.Ü. Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanlığı'nda görevli Mak.Müh. Bekir KOŞAR'a, teşekkür ediyorum. Ayrıca yaptıkları öneriler ile çalışmanın yürütülmesinde katkıları olan arkadaşlarım Arş. Gör. Onur YEMENİCİ, Yrd. Doç. Dr. Fuat Kaya, Arş. Gör. Barış ERKUŞ, Arş. Gör. Nurullah ASLANOĞLU ve diğer tüm asistan arkadaşlarıma da teşekkür ediyorum.

Bu tez döneminde, her türlü yardımını esirgemeyen eşim FATİME ve bana ilham kaynağı olan güzeller güzeli, dünyanın en tatlı bebeği kızım HAVİN SİTARE'ye sevgi ve şükranlarımı sunuyorum.

Çalışmalarım esnasında her türlü maddi ve manevi desteği veren, sorunlarımı ve sevincimi daima paylaşan aileme en içten dileklerle, gönülden teşekkürü bir borç bilirim.

Özgeçmiş

Zeynel A. FIRATOĞLU 1976 yılında Siverek'te doğdu. 1999 Harran Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünden Lisan derecesi, 2002 yılında aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü'nden Yüksek Lisans derecesi aldı. Zeynel A. FIRATOĞLU halen Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendislik Bölümü'nde Araştırma Görevlisi kadrosunda görev yapmaktadır.