

**YÜKSEK BLOKAJLI KANAL İÇİNDE  
ARDIŞIK İKİ SİLİNDİR ETRAFINDA AKIŞ**

**Neslihan GÜNEŞ**



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜKSEK BLOKAJLI KANAL İÇİNDE  
ARDIŞIK İKİ SİLİNDİR ETRAFINDA AKIŞ**

**Neslihan GÜNEŞ**

Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA - 2015  
Her Hakkı Saklıdır

## TEZ ONAYI

Neslihan Güneş tarafından hazırlanan “Yüksek Blokajlı Kanal İçinde Ardışık İki Silindir Etrafında Akış ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman :** Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

**Başkan :**  
Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi,  
..... Anabilim Dalı

İmza

**Üye :**  
Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi,  
..... Anabilim Dalı

İmza

**Üye :**  
Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi,  
..... Anabilim Dalı

İmza

**Yukarıdaki sonucu onaylarım**

**Prof. Dr. Ali Osman DEMİR**  
**Enstitü Müdürü**

...../...../.....

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

**Neslihan Güneş**

## ÖZET

Yüksek Lisans

YÜKSEK BLOKAJLI KANAL İÇİNDE ARDIŞIK

İKİ SİLİNDİR ETRAFINDA AKIŞ

**Neslihan GÜNEŞ**

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

Son yıllarda, yüksek blokaj etkisinde ard arda silindirler etrafında laminer akış için ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi önemli bir konu haline gelmiştir. Ard arda dizili silindirler etrafından akışın incelenmesi konusu; uçaklar, arabalar, yüksek katlı binalar, gemiler, deniz altılar, türbinler, köprü ayakları, ısı değiştiriciler ve fabrika bacaları gibi uygulama alanlarından dolayı kayda değer bir öneme sahiptir. Bu çalışmada ard arda silindirler etrafında yüksek blokaj etkisinde laminer akış için ısı ve akış karakteristikleri nümerik olarak incelenmiştir. İki boyutlu Navier-Stokes ve Enerji Denklemleri ANSYS-CFX v.13.0 kullanılarak sıkıştırılmaz akış için çözümlenmiştir. Blokaj oranı ( $\beta=B/H$ ) sırasıyla 0.6-0.7-0.8 ve Reynolds sayısı 40 olarak belirlenmiştir. Silindirler arası mesafe sabit silindir çapı ile orantılı olarak 0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0 D olarak seçilmiştir. Ön ve arka silindirler için statik basınç, kayma gerilmesi ve ısı transfer katsayıları değerleri hesaplanıp tartışılmıştır. Yapılan analiz sonuçlarına göre statik basınç değerleri ön silindir için silindir üstünde en düşük değere ulaşmış daha sonra artmaya başlamıştır. Arkadaki silindir için silindirler arası mesafe ile statik basınç değerleri düşmüş ayrılma noktasından sonra ise yükselmiştir. Belli bir kritik silindirler arası mesafeden sonra arkadaki silindir tek silindir gibi davranıp öndeki silindirden etkilenmemiştir. Kayma gerilmesi değerleri de arkadaki silindir için statik basınç değerleri ile karşılaştırıldığında aynı doğrultuda bir dağılım göstermiştir. Öndeki silindir için ise kayma gerilmesi dağılımları tüm silindirler arası mesafe değerlerinde oldukça birbirlerine yakın değerler bulunmuştur. Isı transfer katsayısı değerleri de arkadaki silindir için 0 - 3.5 W/m<sup>2</sup>K, öndeki silindir içinse 0-7.5 W/m<sup>2</sup>K arasında değişmiştir. Öndeki silindirde ise ısı transfer katsayıları silindirler arası mesafe arttıkça düşüyor belli bir ayrılma noktasından sonra ise silindirler arası mesafe değişse bile neredeyse aynı ısı transfer katsayıları bulunmuştur. Ayrıca ön ve arka silindir için ayrılma açıları hesaplanmıştır. Ayrılma açıları öndeki silindirde silindirler arası mesafeden bağımsız ve eşit sırasıyla  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için  $\theta_{s-ön}=41.37^\circ-39.19^\circ-37.01^\circ$  değerleri bulunmuştur. Arka silindir içinse silindirler arası mesafe arttıkça azalan ayrılma açıları bulunmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Blokaj oranı, silindirler arası mesafe, kayma gerilmesi, ayrılma noktası, ard arda silindirler

**2015, xi + 90 sayfa.**

## ABSTRACT

MSc Thesis

### CHANNEL FLOW WITH HIGH BLOCKAGE AROUND TWO TANDEM CIRCULAR CYLINDERS

**Neslihan GÜNEŞ**

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

Heat and flow characteristics of laminar steady flow across two tandem cylinders under strong blockage, has been an important topic in recent years. This subject of flow across two tandem cylinders is significant interest in many application fields such as planes, cars, high-rise buildings, ships, submarines, turbines, piers of bridge, heat exchangers, factory chimneys. In this thesis, heat and flow characteristics of laminar steady flow across two tandem circular cylinders (CC) were numerically investigated. Two dimensional Navier Stokes and energy equations were solved with ANSYS-CFX v13.0 for incompressible flow under steady state conditions. The blockage ratio ( $\beta=B/H$ ) were held respectively 0.6-0.7-0.8 and the Reynolds number (Re) was 40. The distance between circular cylinders were chosen 0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0 D and static pressure, shear stress and heat transfer coefficients on the upstream (front) and downstream (back) cylinders were calculated and discussed. For results; on the top of the upstream cylinder static pressure values reach a minimum value and then they tend to increase. For the downstream cylinder with increasing gap ratio static pressure values decrease and after the separation point they increase. After a critical gap ratio the downstream cylinder acts as one cylinder and is not affected by the presence of upstream cylinder. Likewise in the static pressure distribution there is also same pattern can be seen for the downstream cylinder when shear stress distribution values are compared. Shear stress distribution for the upstream cylinder is almost same for all gap ratios. Convective heat transfer values for the downstream cylinder range from 0 to 3.5 W/m<sup>2</sup>K, for the upstream cylinder values range from 0 to 7.5 W/m<sup>2</sup>K. Convective heat transfer values for the upstream cylinder decrease to separation point and after that point with increasing gap ratio value convective heat transfer values almost same. Also for the downstream and the upstream cylinders were calculated separation points. For the upstream cylinder separation points were founded independent from gap ratios and respectively for  $\beta=0.6-0.7-0.8$  to  $\theta_{s-ön}=41.37^{\circ}-39.19^{\circ}-37.01^{\circ}$ . For the downstream cylinder with increasing gap ratio separation point values decrease.

**Key words:** Blockage ratio, gap ratio, separation point, wall shear, tandem cylinders

**2015, xi + 90 pages.**

## TEŞEKKÜR

Tez alıőmam sırasında yardımlarını benden esirgemeyen ve bilgilerini benimle paylaşan başta tez danıőmanım Prof. Dr. A. Alper ÖZALP olmak üzere, Uludağ Üniversitesi'ndeki hocalarıma ve arkadaşlarıma teőekkürü bir bor bilirim. Ayrıca alıőmalarım süresince bana maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen değerli aileme sonsuz saygı ve teőekkürlerimi sunarım.

Neslihan GÜNEŞ

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT .....	ii
TEŞEKKÜR .....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	vii
1.GİRİŞ .....	1
2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
3.MATERYAL VE YÖNTEM .....	12
3. 1. Matematiksel Formülasyon .....	12
3. 1. 1. Korunum Denklemleri.....	12
3. 2. Sayısal Metod .....	21
3. 2. 1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği .....	22
4. BULGULAR VE TARTIŞMA .....	28
4. 1. Bir Kanal İçerisine Yerleştirilmiş Dairesel Silindir Üzerinden Akışın Sayısal Analizi ..	28
4. 1. 1. Geometri Çizimi .....	28
4.1. 2. Ağ Yapısının Oluşturulması.....	29
4. 1. 3. Pre-Mesh İşlemleri .....	37
4. 1. 4. Sınır Şartlarının Tanıtılması .....	43
4. 1. 5. Oluşturulan Modelde İstenilen Sonuçların Alınması ANSYS-CFX' de Post-Processing .....	48
4. 2. Çift Silindir Sonuçlarının ANSYS-CFX' de Çözülmesi.....	50
4. 3. Tek Silindir ve Çift Silindir Üzerinde Sonuçların Doğrulanması .....	50
4. 3. 1. Ayrılma Açılarının Değişiminin İncelenmesi .....	50
4. 3. 2. Ortalama Isı Transfer Katsayılarının Değişiminin İncelenmesi .....	51
4. 3. 3. Ortalama Nusselt Sayılarının Değişiminin İncelenmesi .....	51
4. 3. 4. Maksimum Sürtünme Faktörünün Oluştuğu Açıların İncelenmesi.....	52
4. 3. 5. Sürüklenme Katsayılarının Değişiminin İncelenmesi .....	53
4. 4. Blokaj Oranı ve Silindirler Arası Mesafe Değişimine Göre Elde Edilen Isı ve Akış Parametreleri .....	54
4. 4. 1. $\beta=0.6$ Sıcaklık Dağılımları .....	54
4. 4. 2. $\beta=0.6$ Hız Dağılımları .....	56
4. 4. 3. $\beta=0.6$ Ayrılma Açıları .....	58
4. 4. 4. $\beta=0.7$ Sıcaklık Dağılımları .....	60
4. 4. 5. $\beta=0.7$ Hız Dağılımları .....	61



4. 4. 6. $\beta=0.7$ Ayrılma Açılırları .....	63
4. 4. 7. $\beta=0.8$ Sıcaklık Dağılımları .....	64
4. 4. 8. $\beta=0.8$ Hız Dağılımları .....	66
4. 4. 9. $\beta=0.8$ Ayrılma Açılırları .....	68
4. 4. 10. $\beta=0.6-0.7-0.8$ Statik Basınç Dağılımları .....	69
4. 4. 11. $\beta=0.6-0.7-0.8$ Kayma Gerilmesi Dağılımları .....	71
4. 4. 12. $\beta=0.6-0.7-0.8$ Isı Transfer Katsayılarının Dağılımları .....	74
4. 4. 13. Ön ve Arkadaki Silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$ D Değerlerinde Ortalama Isı Transfer Katsayılarının Değişimi .....	76
4. 4. 14. Ön ve Arkadaki Silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$ D Değerlerinde Ortalama Nusselt Sayılarının Değişimi .....	78
4. 4. 15. Ön ve Arkadaki Silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$ D Değerlerinde Kayma Gerilmesinden Dolayı Oluşan Maksimum Sürtünme Faktörünün Oluştığı Açılar .....	81
4. 4. 16. Ön ve Arkadaki Silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$ D Değerlerinde Sürüklenme Katsayılarının Değişimi .....	83
5. SONUÇ ve TAVSİYELER .....	85
KAYNAKLAR .....	87
ÖZGEÇMİŞ .....	90

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Silindir etrafında akışta oluşan ayrılma, tekrar birleşme noktaları; ayrılma ve karışma bölgesinin şematik gösterimi .....	2
Şekil 1.2. Düzlem plaka üzerindeki laminer ve türbülanslı akış yapısı .....	3
Şekil 2.1. Da Vinci' nin katı cisimlerin üzerindeki akışı gösteren çizimi .....	4
Şekil 3.1. Dairesel bir silindir etrafındaki ayrılmasız akış rejimi ( $Re < 5$ ) .....	13
Şekil 3.2. Dairesel bir silindir etrafındaki dönen girdaplar halindeki akış ayrılması ( $5 < Re < 40$ ) .....	14
Şekil 3.3. Dairesel silindir etrafındaki akımın Re sayısına göre değişimi .....	15
Şekil 3.4. Dairesel silindir etrafındaki sınır tabaka ayrılmaları .....	16
Şekil 3.5. Akış alanında bir cisme etkiyen kuvvetler .....	16
Şekil 3.6. Cismin geometrisine bağlı akım ayrılması .....	20
Şekil 3.7.a. Laminer ayrılma .....	20
Şekil 3.7.b. Türbülanslı ayrılma .....	20
Şekil 3.8.a. Dairesel silindirler etrafındaki akış alanı .....	21
Şekil 3.8.b. Dairesel silindirler etrafındaki akış alanı için koordinat sistemi .....	21
Şekil 4.1. Sınır şartlarının tanımlanması .....	30
Şekil 4.2. Sınır şartlarının isimlendirilmesi .....	31
Şekil 4.3. Bloklama işlemi için noktaların belirlenmesi .....	32
Şekil 4.4. Bloklama işlemi .....	32
Şekil 4.5. Bloklama işlemi bloklanan bölgelerin oluşumu .....	33
Şekil 4.6. Ogrid oluşturma .....	34
Şekil 4.7. Ogrid oluşturma aşamasında kalacak silinecek blokların belirlenmesi .....	34
Şekil 4.8. Ogrid sonucu elde edilen bloklar .....	35
Şekil 4.9. Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi için seçilmesi .....	35
Şekil 4.10. Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi .....	36
Şekil 4.11. Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi Snap Project Vertices işlemi .....	36
Şekil 4.12. İstenilen blokları bölmek için Pre-mesh sekmesinin kullanımı .....	37
Şekil 4.13. İstenilen blokları bölmek için Pre-mesh sekmesinin kullanımı ve kanalın diğer bölümlerinin bölündüğü sayılar .....	38
Şekil 4.14. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısı .....	38
Şekil 4.15. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısındaki geçişleri yumuşatma .....	39
Şekil 4.16. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısındaki blokları dairesel yapıya benzetme .....	40
Şekil 4.17. Pre-mesh sonucunda elde edilen dairesel yapının yanındaki sağ ve sol blokların daireye benzetilmesi işlemi .....	40
Şekil 4.18. Pre-mesh işlemindeki değişimler sonucu daha homojen bir görüntünün elde edilmesi .....	41

<b>Şekil 4.19.</b> Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX'e aktarılması .....	41
<b>Şekil 4.20.</b> Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX' e aktarılması ve ağ yapısını yazdırmak için yapılan işlem .....	42
<b>Şekil 4.21.</b> Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX' e aktarılması ve ağ yapısını yazdırmak için yapılan son kaydetme dosya oluşturma işlemi .....	42
<b>Şekil 4.22.</b> Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının edit-mesh/ check mesh sekmesi ile oluşturulan mesh yapısının (ağ yapısının) kontrol edilmesi.....	43
<b>Şekil 4.23.</b> ANSYS-CFX' de analiz tipinin tanımlanması.....	44
<b>Şekil 4.24.</b> ANSYS-CFX' de akış tipinin tanımlanması.....	45
<b>Şekil 4.25.</b> ANSYS-CFX' de akış tipinin modellenmesi.....	45
<b>Şekil 4.26.</b> ANSYS-CFX' de akış hızının havanın kanala giriş sıcaklığının tanımlanması ...	46
<b>Şekil 4.27.a.</b> Dairesel silindir etrafındaki akış alanı .....	48
<b>Şekil 4.27.b.</b> Dairesel silindir etrafındaki koordinat sistemi.....	48
<b>Şekil 4.28.</b> $\beta=0.6$ için sıcaklık dağılımları .....	57
<b>Şekil 4.29.</b> $\beta=0.6$ için hız dağılımları.....	58
<b>Şekil 4.30.</b> $\beta=0.6$ için ön ve arka silindir ayrılma açıları.....	58
<b>Şekil 4.31.a.</b> Öndeki silindirde $\beta=0.6$ için sırasıyla yukarıdan aşağıya silindirler arası mesafe silindir çapıyla orantılı olarak $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$ D değerlerinde ayrılma açıları .....	59
<b>Şekil 4.31.b.</b> Arkadaki silindirde $\beta=0.6$ için sırasıyla yukarıdan aşağıya silindirler arası mesafe silindir çapıyla orantılı olarak $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$ D değerlerinde ayrılma açıları .....	59
<b>Şekil 4.32.</b> $\beta=0.7$ için sıcaklık dağılımları .....	60
<b>Şekil 4.33.</b> $\beta=0.7$ için hız dağılımları.....	62
<b>Şekil 4.34.</b> $\beta=0.7$ ön ve arka silindir ayrılma açıları.....	63
<b>Şekil 4.35.</b> $\beta=0.8$ için sıcaklık dağılımları .....	65
<b>Şekil 4.36.</b> $\beta=0.8$ için hız dağılımları.....	67
<b>Şekil 4.37.</b> $\beta=0.8$ ön ve arka silindir ayrılma açıları.....	68
<b>Şekil 4.38.</b> Ön ve arka silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için statik basınç dağılımları.....	70
<b>Şekil 4.39.</b> Ön ve arka silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için kayma gerilmesi dağılımları .....	73
<b>Şekil 4.40.</b> Ön ve arka silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için ısı transfer katsayılarının dağılımları... ..	75
<b>Şekil 4.41.</b> $\beta=0.6-0.7-0.8$ için ön ve arka silindir ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi .....	77
<b>Şekil 4.42.</b> $\beta=0.6-0.7-0.8$ için ön ve arka silindir ortalama Nusselt sayılarının değişimi .....	80
<b>Şekil 4.43.</b> $\beta=0.6-0.7-0.8$ için ön ve arka silindir maksimum sürtünme faktörünün olduğu açılar .....	82
<b>Şekil 4.44.</b> $\beta=0.6-0.7-0.8$ için ön ve arka silindir sürüklenme katsayıları .....	84

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
<b>Çizelge 4.1</b> $\beta=1/24$ için ön-arka silindir ayrılma açıları ve tek silindir $\beta=0.6$ ( $\xi$ ) ayrılma açısı değişimi.....	50
<b>Çizelge 4.2</b> $\beta=1/24$ için ön-arka silindir ve tek silindir $\beta=0.6$ ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi( $\xi=$ Tek silindir) .....	51
<b>Çizelge 4.3</b> $\beta=1/24$ için ön-arka silindir ve tek silindir $\beta=0.6$ ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi( $\xi=$ Tek silindir) .....	52
<b>Çizelge 4.4</b> $\beta=1/24$ için ön-arka silindir ve tek silindir $\beta=0.6$ için maksimum sürtünme faktörünün olduğu açılar( $\xi=$ Tek silindir) .....	53
<b>Çizelge 4.5</b> $\beta=1/24$ için ön-arka silindir ve tek silindir $\beta=0.6$ için sürüklenme katsayıları( $\xi=$ Tek silindir).....	53
<b>Çizelge 4.6</b> $\beta=0.6$ için ön ve arka silindir ayrılma açıları değişimi .....	59
<b>Çizelge 4.7</b> $\beta=0.7$ için ön ve arka silindir ayrılma açıları değişimi .....	63
<b>Çizelge 4.8</b> $\beta=0.8$ için ön ve arka silindir ayrılma açıları değişimi .....	69
<b>Çizelge 4.9</b> $\beta=0.6$ için ön ve arka silindir ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi.....	78
<b>Çizelge 4.10</b> $\beta=0.7$ için ön ve arka silindir ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi.....	78
<b>Çizelge 4.11</b> $\beta=0.8$ için ön ve arka silindir ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi.....	78
<b>Çizelge 4.12</b> $\beta=0.6$ için ön ve arka silindir ortalama Nusselt sayılarının değişimi .....	78
<b>Çizelge 4.13</b> $\beta=0.7$ için ön ve arka silindir ortalama Nusselt sayılarının değişimi .....	78
<b>Çizelge 4.14</b> $\beta=0.8$ için ön ve arka silindir ortalama Nusselt sayılarının değişimi .....	78
<b>Çizelge 4.15</b> $\beta=0.6$ için ön ve arka silindir maksimum sürtünme faktörünün olduğu açılar .....	81
<b>Çizelge 4.16</b> $\beta=0.7$ için ön ve arka silindir maksimum sürtünme faktörünün olduğu açılar .....	81
<b>Çizelge 4.17</b> $\beta=0.8$ için ön ve arka silindir maksimum sürtünme faktörünün olduğu açılar .....	81
<b>Çizelge 4.18</b> $\beta=0.6$ için ön ve arka silindir sürüklenme katsayıları.....	83
<b>Çizelge 4.19</b> $\beta=0.7$ için ön ve arka silindir sürüklenme katsayıları.....	83
<b>Çizelge 4.20</b> $\beta=0.8$ için ön ve arka silindir sürüklenme katsayıları.....	83

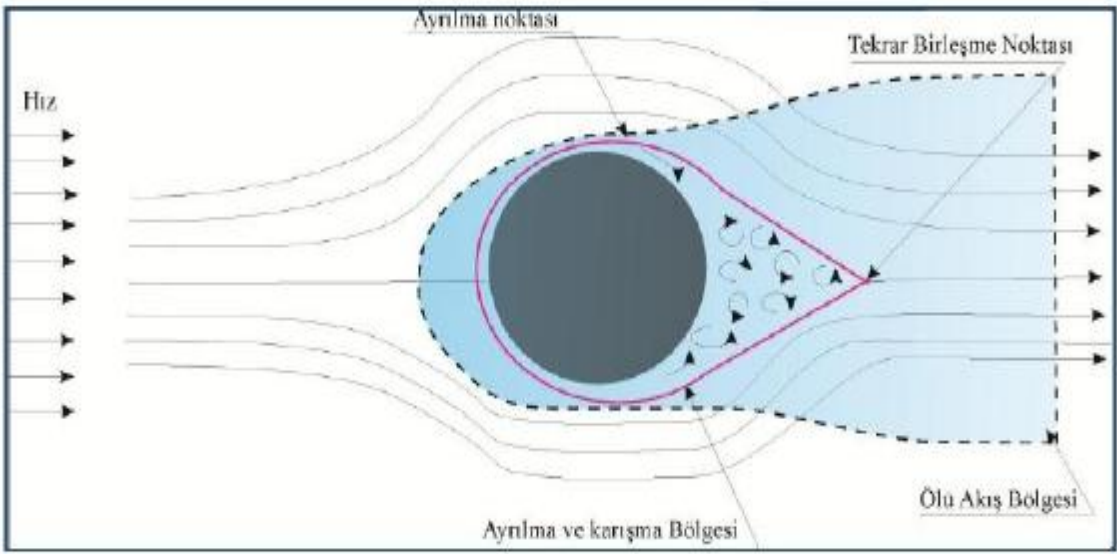
## 1. GİRİŞ

Kanal içi akışta blokaj etkisinde dairesel cisimler üzerindeki akışlar ve bu alanda yapılan sayısal çalışmalar son yıllarda önemli bir araştırma konusu olmuştur. Silindirik elemanlar etrafındaki akışın yapısı; akışın hızına, derinliğine, akışkanın viskozitesine, silindirik yapının şekil ve boyutlarına, silindirin akış içerisindeki konumuna ve silindirin katı sınırına olan uzaklığına bağlı olarak değişmektedir.

Uçaklar, arabalar, yüksek katlı binalar, gemiler, denizaltılar, türbinler, köprü ayakları, ısı değiştiriciler, fabrika bacaları gibi uygulama alanlarından dolayı kanal içerisindeki silindirlerin etrafındaki akışlar çok önemlidir.

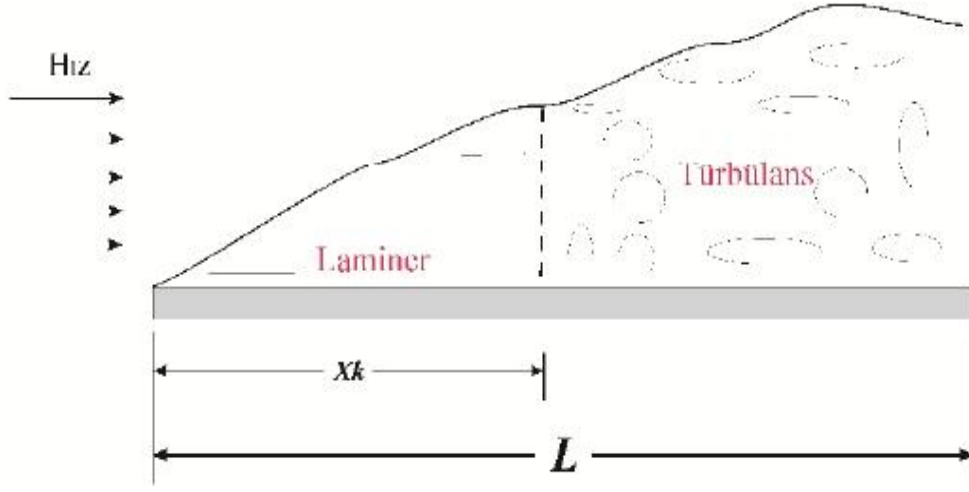
Akışın laminar veya türbülanslı bir yapıya sahip olması, dairesel yapılarda etkin bir rol oynamaktadır. Bir dairesel yapı üzerinde oluşan akış yapısının bilinmesi, dairesel yapı üzerindeki enerji değişimlerinin anlaşılmasında etkin rol oynamaktadır. Bir akışkan yüksek bir hızla eğrisel bir yüzey üzerine akarsa; katı ile akışkanın birleşme noktalarında akışkan kendini yüzeye sarmaya başlar. Silindir üst yüzeyinde oluşan düşük basınç ile akış içe doğru ters şekilde dönmeye başlar. Silindir üst yüzeyinde oluşan düşük basınç ile akış içe doğru ters şekilde dönmeye başlar. Silindirden akışın koptuğu noktaya ayrılma noktası denilmektedir. Ayrılma bölgesi ne kadar büyük olursa basınç kaybı o kadar artar. Akışın ayrılma bölgesinden sonra akışına düzensiz devam etmesi ve silindir geometrisine bağlı olarak hızını kaybetmesi ölü akış bölgesini oluşturmaktadır. Ayrılma bölgesi akışın iki koldan birbiri ile yeniden birleşmesiyle; tekrar birleşme noktasında biter fakat ölü akış bölgesi; akış hızını tekrar kazanana kadar gelişerek devam eder. (Şekil 1.1) (Çengel 2003). Viskozitenin önemli olduğu akışlar viskoz yani sürtünmeli akış adını almaktadır. Viskoz akışlarda iki tür akış bölgesi vardır. Bu akış bölgeleri laminar ve türbülanslı akışta farklılık gösterir. Laminar akışta akış yapısı, akış tabakalarının hareketi ile tanımlanır. Komşu tabakalar bu akış yapısında birbirlerine karışmaz ve tek bir çizgi halinde hareket ederler. Türbülanslı akışta ise, akış yapısı rastgele üç boyutta hareket eden partiküller ile tanımlanır. Türbülanslı akışta hız dalgalanmaları nedeni ile tabakalar arası momentum transferi söz konusudur. Bir akışkan içerisinde hareket eden (ya da etrafından akışkan geçen sabit) her katı cismin yüzeyinin etrafında viskoz kuvvetlerin olduğu bir sınır tabaka gelişir. Sınır tabakalar

laminer ya da türbülanslı olabilir. Sınır tabakanın laminer mi türbülanslı mı olacağı lokal akış koşullarının Reynolds sayısı hesaplanarak makul bir şekilde bulunabilir. Akım ayrılması sınır tabakanın ters basınç gradyanından yeteri kadar uzakta hareket etmesi durumunda oluşur ki bu durumda sınır tabakasının hızı neredeyse sıfıra düşer. Akışkan akımın cisim yüzeyinden ayrılır ve bunun yerine girdaplar oluşturur. Bu yüzden viskoz akışa sınır tabaka, ayrılma bölgesi ve ölü akış bölgesi çok önemli bir şekilde etki eder (Çengel 2003). Uygulamalarda bu tür akış yapılarının kesinlikle göz ardı edilmemesi gerekmektedir.



**Şekil 1.1.** Silindir etrafında akışta oluşan ayrılma, tekrar birleşme noktaları; ayrılma ve karışma bölgesinin şematik gösterimi (Çengel 2003)

Akış olayları genellikle katı yüzeyler ile sınırlandırılır ve bu nedenle katı yüzeyin akışı nasıl etkileyeceğini kavramak önemlidir. Viskoz etkilerinin dolayısı ile hız profilinin önemli olduğu yüzeye yakın akış bölgelerine sınır tabaka adı verilir. Sınır tabaka üzerinde oluşan akış yapısı düzlem plaka ve dairesel yapılarda bazı fiziksel özelliklerinden dolayı farklılık göstermektedir. Akış yapısında önemli değişkenlerden biri akışın laminer veya türbülanslı oluşudur. Şekil 1.2' de düzlem plaka üzerindeki bu akış yapısı resmedilmiştir.



**Şekil 1.2.** Düzlem plaka üzerindeki laminer ve türbülanslı akış yapısı (Çengel 2003)

Düzlem plaka üzerinde akış yönüne paralel ilerleme gösteren akış yapısında; plaka uzunluğu “L” kabul edilirse akış üniform bir hız ile plakaya paralel şekilde hareketine başlar. Akış belli bir hızla plaka üzerinde sınır tabaka boyunca akışına devam eder, fakat plaka yeterli uzunlukta ise, akış  $x_k$  değerinde türbülanslı hale geçer. Bu da plakanın ön kenarında Reynolds sayısının kritik geçiş değerine ulaşmasıyla mümkün olur.

Laminer akıştan türbülanslı akışa geçişte; yüzey geometrisi, yüzey pürüzlülüğü, akıntıya karşı olan hız, yüzey sıcaklığı, akışkan tipi ve bunlarla beraber en çok Reynolds sayısının karakteristiği önemli rol oynamaktadır (Çengel 2003).

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Birçok önemli mühendislik uygulamasında karşımıza çıkan ard arda dizili çift silindir etrafındaki akışın karmaşık fiziksel yapısını incelemek ve silindirler etrafındaki akış fenomenlerini anlayabilmek için günümüze kadar pek çok deneysel ve nümerik çalışma yapılmıştır.



**Şekil 2.1.** Da Vinci' nin katı cisimlerin üzerindeki akışı gösteren çizimi (<http://www.acikbilim.com>)

Akış analizindeki temel veriler ilk olarak Leonarda da Vinci tarafından incelenmiştir. Leonarda da Vinci (1452-1519) bir boyutlu akış için kütle korunumu denklemini türetmiştir. Çalışmaları arasında dalgaların, jetlerin, hidrolik sıçramanın, girdap oluşumunun ve düşük direnç veren tasarımların tasvirleri de yer almaktadır. Daha sonra aerodinamikte, hızı ve nitelikleri bilinen bir hava akışının bir cisim üzerindeki etkisini incelemek üzere, Fransız Edme Mariotte (1620-1684) ilk rüzgar tüneline inşa etmiş ve içinde model deneyleri yapmıştır. Dairesel bir silindir etrafındaki akım alanı ile ilgili ölçüm çalışmaları ise, 1960 yılından itibaren değişik kaynaklarda yer almıştır.

Genellikle deneysel olarak yürütülmüş olan bu çalışmalar da; nümerik olarak analiz programı kullanarak ard arda iki silindir etrafında akışın dinamik olarak yapısının incelenmesi daha nadirdir. Önceki pek çok çalışma araştırıldığında kısıtlı olarak bir silindir etrafında ya da iki tane silindirler arasındaki mesafe değiştirilerek akış rejimleri incelenmiş; aynı şekilde Reynolds sayıları bir iki defa değiştirilerek sabit blokaj oranında araştırmalar yapılmıştır. Sabit silindirler arası mesafede blokaj oranı



değiştirilerek de silindirler arası akışın etkisi incelenmiştir. Yapılan bu literatür çalışmaları incelendiğinde;

Gerrard (1966), küt cisim etrafındaki girdap hareketinin oluşumunu incelemiş ve kopma olayına önemli derecede ışık tutacak makaleler yayınlamıştır. Bu çalışmadan iki boyutlu bir cismin iki boyutlu bir dalga hareketi meydana getirmedeği sonucu çıkarılmıştır.

Oka ve ark. (1972), silindirler üzerinden akan akışkana etkiyen kuvvetleri ve iki silindir etrafındaki vortekslerin sıklığını silindirlerin arasındaki mesafeleri değiştirerek ölçmüşlerdir.

Wadcock ve ark. (1973), akış görüntüleme yöntemlerini kullanarak yan yana konumlandırılan dairesel silindirler arkasındaki akış etkileşimlerini araştırmıştır. Buldukları deneysel sonuçları bazı fiziksel analizler ve açıklamalar ile doğrulamışlardır.

Zdravkovich (1977), silindirlerin değişik konumları için iki silindir etrafındaki akış etkileşimini geniş kapsamda incelemiştir. Buna mütakiben Zdravkovich, silindir merkezlerinden mesafeyi (L) ve eş çaplı silindirlerin silindir çapını (D) belirleyerek bu ikisinin oranına göre  $L/D$  akışı sınıflandırmıştır. Zdravkovich' in yaptığı bu çalışmaya göre eğer bu oran silindirler arası mesafe oranı  $1 < L/D < 1.3-1.8$  olduğunda silindirler tek küt bir cisim gibi davranıyor ve yalnızca öndeki silindirde akım çizgileri silindiri sıyrıp geçiyor ve akış boyunca arkadaki silindire tekrar bağlanmadan akım çizgileri tek silindir varmış gibi yoluna devam ediyor. Silindirler arası mesafe artmaya başladığında ise  $1.2-1.8 < L/D < 3.4-3.8$  oranlarında akım çizgileri öndeki silindir etrafından sıyrıp geçerek arkadaki silindirde akım çizgileri bağlanıyor ve akımın sadece arkadaki silindiri etkilediğini saptamıştır.  $L/D$  oranı daha da arttırdığında ise akımın silindirler arası mesafede vortex oluşturmaya başladığı ve bu oluşan vortexin arkadaki silindirin arkasında oluştuğunu gözlemlemiştir.

Jendrzeczyk ve ark. (1982), arda arda silindirler arasındaki mesafeleri değiştirerek silindirler üzerine etki eden akış kuvvetlerini ve silindirler arkasında oluşan vorteks oluşumlarının sıklıklarını hesaplamıştır.

Igarashi (1982), ap oranları  $d/D=0.68$  BSA (Big-Small Arrangement) büyük silindir nde ve silindirler arası mesafe  $L/D=0.9-4.0$  arasında değişecek şekilde konumlandırılarak akış rejimleri belirlemeye çalışmıştır.

Williamson ve ark. (1985), yan yana çapraz olarak konumlandırılmış silindirler etrafından akış için  $2.2D < T < 5D$ ,  $T > 5D$  aralıklarında (burada D dairesel silindirlerin apı, T silindirler arasındaki çapraz mesafe olmak üzere) deneysel olarak akış rejimlerini karakterize etmeye çalışmışlardır.

Chang ve ark. (1990), Reynolds sayısı  $Re=100$  için yan yana konumlandırılmış iki silindir için sonlu eleman ve sonlu fark metodu ile simetrik ve asimetrik oluşan akım çizgilerini gözlemlemişlerdir.

Li ve ark. (1991), Reynolds sayısı 100 için ard arda dizili silindirler etrafındaki akışı Galerkin Hız-Basınç Sonlu Eleman yöntemiyle kaba mesh için çalışmıştır. Dört farklı silindirler arasındaki mesafe için akış simule edilip deneysel çalışmalarla kıyaslanmıştır. Deneysel alışmalar ile nümerik çalışmaların uyumluluğu fark edilip ayrıca akışın türbülans ve üç boyutluluğunun akışın silindirler arasındaki mesafeye etki ettiğini gözlemlemişlerdir.

Slauouti ve ark. (1992), iki boyutlu laminar akış Reynolds sayısı  $Re=200$  için silindirlerin konumlarını yan yana ve üst üste değiştirerek akış karakteristiklerini vorteks metodu ile hesaplamışlardır. Yaptıkları bu çalışma ileride daha yüksek Reynolds sayılarının akış yapılarının belirlenmesinde yol gösterici sonuçlar sağlamada yardımcı olmuştur.

Kiya ve ark. (1992), yaptığı çalışmada silindirler arasındaki mesafeyi değiştirdikçe akışın değişken bir akış davranışı sergilediğini (flip-flopping flow) gözlemlemiştir. Silindirler arasındaki mesafe uygun aralıklarda tutulduğunda akımın arkadaki silindire tekrar bağlandığını ve ayrıca vortekslerin de silindirler arası mesafe içerisinde oluştuğunu gözlemlemiştir.

Johnson ve ark. (1993), sonlu elemanlar metodunu kullanarak düşük Reynolds sayısındaki akış için silindirler arasındaki mesafeyi periyodik uzaklıklarda konumlandırarak vorteks akım fonksiyonu için çeşitli akım parametrelerini hesaplamıştır.

Chen ve ark. (1995), paralel iki levha arasındaki dairesel silindir etrafındaki akışı nümerik olarak incelemiştir. Bu çalışmada Reynolds kritik değerinin blokaj oranının değişmesi ile nasıl etkilendiği gözlemlenmeye çalışılmıştır. Blokaj oranı 0-0.7 arasında arttırılmaya başlandığında Reynolds kritik değerinin de başlangıçta blokaj oranı ile birlikte arttığı daha sonradan ise azaldığı gözlemlenmiştir.

Mittal ve ark. (1997), bir çift silindir değişik Reynolds sayılarında ( $Re=100$  ve  $Re=1000$ ) hem sıralı ard arda akış dizilimi hem de silindirlerin çapraz dizilimi için akış fenomenlerini sonlu elemanlar yöntemini kullanarak incelemiştir. Ard arda akış için silindirler arası mesafe  $L/D$  sırasıyla 2.5 ve 5.5 seçilerek akış karakteristikleri irdelenmiştir.

Farrant ve ark. (2001), Nümerik Hücre Sınır Element metodunu kullanarak laminer dalga yapılarını iki silindirin konumunu değiştirerek alt üst, yan yana ve ard arda koyarak akış karakteristiklerini incelemişlerdir.  $Re=200$  ve  $g/D=4.0$  oranı için vortex oluşumları gözlemlenmiştir.

Meneghini ve ark. (2001), Reynolds sayısı 100 ve 200 için iki silindiri farklı konumlarda ard arda ve üst üste gibi farklı konumlarda yerleştirerek silindirlerin etrafındaki akışı ve bu akımın oluşturduğu vortekslerin değişimini nümerik olarak detaylıca çalışmışlardır. Ard arda silindirler için sürüklenme katsayıları ve kaldırma katsayılarını hesaplamışlardır. Vorteks kontürlerini ard arda silindirlerin Reynolds değerleri için göstermişlerdir. Ayrıca iki silindir arasındaki mesafe silindirlerin çapından üç kat büyük olduğunda ortalama sürüklenme katsayısının negatiften pozitifte geçtiğini gözlemlenmişlerdir.

Zovatto ve ark. (2001), iki boyutlu paralel levhalar arasından dairesel silindir etrafındaki akış için kanal arasındaki mesafe, blokaj oranını ve Reynolds sayısının değerlerini

değiştirerek Reynolds kritik sayılarını farklı blokaj oranları için hesaplamaya çalışmıştır.

Tsutsi ve ark. (2002), hava akımı içerisinde, dairesel bir silindir etrafındaki akımın kontrolü için, model önüne akıntıya karşı bir çubuk yerleştirmişlerdir. Çubuğun kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlara göre, iki farklı akım modeli incelenmiştir. Çubuk arkasında oluşan girdap kopmalarının dairesel silindire olan etkisi, çubuk çapına, pozisyona ve Re sayısına göre değişmektedir. Dairesel silindir önündeki çubuk nedeniyle, model arkasında oluşan hız ve türbülans dağılımı sıcak tel anemometriyle, basınç dağılımı manometreyle ve basınç dalgalanmalarının çalkantı değerleri ise yarı iletken basınç sensörüyle ölçülmüştür. Sonuçta sürüklenmenin azaltılması için en iyi şartların  $d/D=0.25$  ve  $L/D=1.75-2.00$  olduğu durumlarda sağlandığı, yine bu şartlarda, çubuk arkasında girdap kopma olayının olmadığı ve çubuk tarafından oluşan kesme tabakasının silindirin ön yüzeyine bağlandığı tespit edilmiştir.

Chakraborty (2004), kanal içi blokaj oranı  $\beta=0.05-0.65$  arasında değişen değerler için dairesel silindir etrafındaki sürtünme ve toplam sürüklenme katsayılarını hesaplamıştır.

Sharman ve ark. (2005), Reynolds sayısı 100 için tek silindirde uygun meshi bulup doğrulamak için çalışmış ve ard arda iki silindir etrafındaki akış karakteristiklerini de kaldırma ve sürüklenme katsayılarını iki silindir arasındaki mesafeyi çok farklı aralıklarda değiştirerek metod olarak da hesaplamalı akışkanlar mekaniği metodunu kullanarak incelemişlerdir.

Mittal ve ark. (2005), dairesel bir silindir etrafındaki iki boyutlu akım, Re sayısı, 100 ila  $10^7$  değerleri için değiştirilemez sonlu elemanlar formülasyonu kullanılarak incelenmiştir. Bu çalışmadaki amaç; sürüklenme ve ayrılmış kesme tabakasının kararsızlığı arasındaki ilişkiyi incelemektir. Re sayısı yükselirken, kesme tabakasının geçiş noktası akıntı yönünde hareket eder. Kritik Re sayılarında geçiş noktası, akım ayrılma noktasının çok yakınında bulunur. Sonuç olarak, kesme tabaka girdabı, sınır tabakada akım karmaşasına sebep olur. Akım ayrılmasındaki gecikme; dalganın daralması, silindir arkasındaki kayma gerilmesinin yükselmesi, sürüklemedeki önemli

bir azalma ile bağlantılıdır. Hesaplamalar; kesme tabaka kararsızlığında çalışmak için çeşitli Re sayılarında gerçekleştirilmiştir. Re sayısı ile, kesme tabaka girdabının frekans değişiklikleri, deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Geçmişteki ve bugünkü yapılan çalışmaların sonuçları incelenmiştir. Yapılan hesaplamalarda, kritik Re sayılarında, sürüklenme katsayısında önemli bir düşüş olmuştur. Sonuçlar, kesme tabaka girdabının, laminalardan türbülanslı hale geçen sınır tabakada büyük bir rol oynadığını göstermiştir.

Griffith ve ark. (2007), kanal içinde blokaj oranı  $\beta=0.05-0.9$  arasında değişen değerler için silindir etrafındaki akım davranışlarını vorteks oluşumlarını, resirkülasyon uzunluklarını incelemiştir.

Ding ve ark. (2007), girdap akım fonksiyonunu sonlu fark çözüm yöntemiyle Reynolds sayıları 100 ve 200 değerleri için ard arda silindirler arasındaki mesafe sırasıyla  $L/D=1.5$  ve  $4.5$  tutularak meshten bağımsız bir şekilde vorteks oluşumları gözlemlenmiştir.

Sen ve ark. (2008), kanal içinde blokaj oranı  $\beta=0.00-0.80$  arasında değişen değerler ve Reynolds sayıları içinde sırasıyla  $Re=6-40$  için kabarcık uzunluğu, ayrılma açısı ve sürüklenme katsayısı değerlerini incelemişlerdir.

Rehimi ve ark. (2008), Reynolds sayısının  $Re=30-277$  arasındaki değerleri için sürekli süreksiz akış rejimlerinde blokaj durumunun  $\beta=0.333$  sabit değerinde Reynolds sayısının blokaj oranına etkisini incelemişlerdir.

Zhou ve ark. (2008), ard arda iki silindir etrafındaki akış için SBA (Small-Big Arrangement) arkadaki silindir büyük ve çapı  $D=25\text{mm}$  sabit tutulmuş, öndeki silindir için ise  $d=0.24D-1D$  aralığında değiştirilerek akış karakteristikleri ve ayrılma noktaları tayin edilmiştir.

Patil ve ark. (2008), ard arda dizili bir çift silindir etrafındaki akışı sonlu hacim metodu kullanarak sürekli akış yapısı incelemişlerdir. Silindirler arası mesafe  $g=2-10$  ve Reynolds sayısı  $Re=1-40$  arasında değiştirilerek akım hız profilleri, silindir yüzeyindeki

basınç katsayıları, toplam sürüklenme katsayıları gibi lokal ve global akış karakteristikleri hesaplanmıştır.

Singha ve ark. (2010), Reynolds sayısının  $Re=40-150$  arasında değişen değerleri ve silindirler arası mesafe  $g=0.2-4.0 D$  arasında değişecek şekilde tasarlanarak silindirler etrafından akış nümerik olarak incelemiştir. Akışın silindir etrafından ayrılma noktasına blokaj oranının önemli ölçüde etkilediği saptanmıştır. Kanal yüksekliğinin azalması ile birlikte ayrılma noktasının da geriye doğru gittiği bulunmuştur. Ayrıca kanal açıklığının değişmesinin resirkülasyon bölgesinin uzunluğunu da önemli ölçüde etkilediği gözlemlenmiştir.

Kanaris ve ark. (2011), dairesel silindir etrafından akışı blokaj oranı  $\beta=1/5$  değeri için sabit ve Reynolds değerleri  $Re=10-390$  arasında değişen durumlar için akış rejimleri incelemiştir. Bu çalışmadaki en önemli bulgulardan biri  $Re=180-210$  değerleri arasında akış rejiminin 2-D (iki boyutlu akış rejiminden) 3-D (üç boyutlu akış rejimine) geçmesidir. Ayrıca bu çalışmada basınç katsayıları ve St değerleri Strouhal sayısının değerleri hesaplanmıştır.

Gao (2011), ard arda farklı çaplarda silindirler SBA (Small-Big Arrangement) öndeki silindir küçük çapta konumlandırılmış silindirler etrafından akış için kararlılık-tedirginlik durumlarını incelemiştir. Reynolds sayısının değeri  $Re=200$  değeri için perturbasyon (tedirginlik) durumu irdelenmiştir. Bu durum için kritik ayrılma noktası ve öndeki silindirinin açılma hızı hesaplanmaya çalışılmıştır.

Harichandan ve ark. (2012), teorik olarak hesaplama alanı içerisinde düz bir duvar üzerindeki tek ve ard arda yerleştirilmiş silindirler üzerindeki akışı incelemiştir. Hesaplamalarını iki boyutlu daimi olmayan akışı sonlu hacimler metodu ile  $Re$  sayısı 100 ve 200 için yapmışlardır. Akış karakteristiği  $Re$  sayısının yanı sıra silindirlerin duvara olan uzaklığı ve iki silindir arasındaki uzaklığa bağlı olduğu görülmüştür. Çalışmaların üç boyutlu analiz için faydalı noktalar içerdiğini ileri sürmüşlerdir. Ayrıca bu çalışmanın ileriki zamanlarda daha ayrıntılı üç boyutlu bir çalışma için faydalı olacağı düşünülmüştür.

Gao (2013), PIV (Partikül Hız Görüntüleme) yöntemiyle farklı çaplardaki bir çift silindir etrafındaki akış yapısını incelemiştir. Bu çalışmada Reynolds sayısının değeri  $Re=1200$  ve silindirler arası mesafe  $L/D=1.2$  ve çap oranı  $d/D=2/3$  seçilmiştir. Bu değerler altında akış rejimi ve vorteks oluşumları gözlemlenmiştir.

Zhou ve ark. (2014), ard arda silindirler etrafından akış orta büyüklükte Reynolds değerleri için nümerik olarak çözümlenmiştir. Silindirler arasındaki mesafe küçük tutulduğunda her iki silindir etrafında durgun akış oluşmaktadır. Ayrıca ikinci silindirde periyodik vorteks oluşumları gözlenmiştir. İkincil olarak az bir miktar silindirler arası mesafe arttırıldığında bütün akış rejimi her iki silindir etrafından akışta durgun akış rejimi sergilemektedir. Üçüncü olarak da silindirler arası mesafe arttırıldığında durgun olmayan akış oluşmaya başlamış ve vorteks kopmaları meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu çalışmada Reynolds değerleri  $Re=80-320$  ve silindirler arası mesafe silindir çapı ile orantılı olarak  $g=2D-8D$  arasında değiştirilerek nümerik sonuçlara ulaşılmıştır.

Jiang ve ark. (2014), paralel iki duvar arasında farklı oranlardaki çaplarda ( $D/d$ ,  $D$ =Büyük silindir çapı,  $d$ =Küçük silindir çapı) ard arda konumlandırılmış BSA (Big-Small arrangement) silindirler etrafından akışı Lattice-Boltzman metodunu kullanarak nümerik olarak incelemiştir. Silindir çapları arasındaki oran sırasıyla 0.5-0.625-0.75 ve 0.875 seçilmiştir. Reynolds sayısının etkisi, çap oranı, silindirler arası mesafe, alan sınırlarının blokaj oranının akış üzerine etkisi detaylıca incelenmiştir. Ayrıca nümerik sonuçlar SBA (Small-Big Arrangement) şeklinde silindir çap oranları sırası değiştirilerek büyük küçük çaplarda denenmiştir. Bu model için de sürüklenme katsayısı ve kaldırma katsayısı değerleri hesaplanmıştır.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3. 1. Matematiksel Formülasyon

##### 3. 1. 1. Korunum Denklemleri

Temel olarak bir akışın incelenmesi için süreklilik, momentum(Navier-Stokes denklemleri) ve enerji denklemlerinin, uygun başlangıç ve sınır koşulları ile beraber çözülmesi gerekmektedir. İki boyutlu kanal akışı için sürekli,sıkıştırılamaz akış için korunum denklemleri aşağıda verilmiştir.

- Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.1)$$

-Momentum denklemi

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.2)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.3)$$

-Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

Herhangi bir cisim hava içerisinde hareket ettirildiğinde hareketine tesir eden değişik kuvvetler ortaya çıkar. İşte bu kuvvetlere aerodinamik kuvvetler ve planladığımız şekilde hareketini hava içerisinde devam ettirebilen cismin şekline de aerodinamik şekil adı verilir. Akışkan hareketiyle aerodinamik şekil üzerinde oluşan basınç dağılımı, sürüklenme kuvveti ve iz bölgesindeki girdap kopmaları, cismin aerodinamik özellikleridir.

Geometrisi basit gibi gözükken, dairesel kesitli bir silindir, akış ortamına maruz kaldığında oldukça karmaşık bir akış davranışı sergilemektedir. Bu tür küt cisimler etrafındaki akım Re sayısına bağlı olarak değişmektedir. Re sayısı akışkanın üzerine etki eden atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvete oranının bir ölçüsüdür.



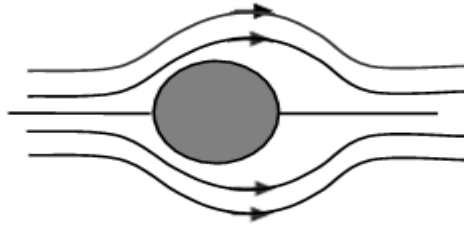
$$Re = \frac{\text{Atalet Kuvvetleri}}{\text{Viskoz Kuvvetler}} \quad (3.5)$$

$$Re = \frac{U.d}{\nu} = \frac{\rho.U.d}{\mu} \quad (3.6)$$

şeklinde tanımlanan Reynolds sayısının, küçük olduğu akımlarda viskoz kuvvetler en önemli kuvvetlerdir ve akışkan hareketini belirler. Reynolds sayısının yüksek olduğu akımlarda ise viskoz kuvvetlerin önemi azdır, bu nedenle bu tür akımlarda viskozite ihmal edilebilir. Akışın türbülanslı olmaya başladığı Reynolds sayısına kritik Reynolds sayısı denir. Farklı geometriler ve akış şartları için kritik Reynolds sayısı değeri farklıdır.

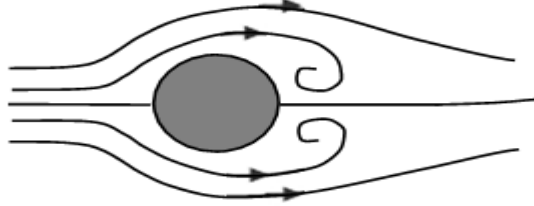
Bilindiği gibi akışlar, laminer ve türbülanslı olmak üzere ikiye ayrılır. Akışın karakteristiği, boyutsuz olan Reynolds sayısının değerine bağlıdır. Reynolds sayısının değeri ise akışkanın fiziksel özelliği olan viskozite, akış hızı ve akış ortamını karakterize eden karakteristik uzunluğun fonksiyonudur. Laminer akış çizgisel bir akış olup akım iplikciği boyunca akış tabakaları birbirinden tamamen ayrı ve karışmaksızın kaldıkları düzgün akımdır (Çengel, 2008).

Dairesel silindir etrafındaki dalga karakteristikleri Reynolds sayısına ve dolayısıyla akışkanın hızına bağlıdır. Eğer akışkan  $Re < 5$  ten küçük bir Reynolds sayısına sahipse, silindir etrafındaki basınç değişiklikleri çok küçüktür, akış tamamıyla laminerdir ve silindir yüzeyine tutulu kalmaktadır.



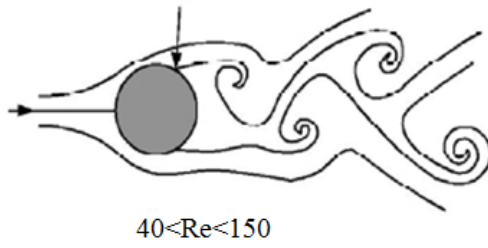
**Şekil 3.1.** Dairesel bir silindir etrafındaki ayrılmasız akış rejimi ( $Re < 5$ ) (<http://www.astron.berkeley.edu/~jrg/node21.html-12k>)

Eğer  $5 < Re < 40$  arasında ise, sınır tabaka silindirin her iki tarafında da simetrik olarak ayrılır. Bu ayrılma noktalarının sonu silindire bağlı kalmaktadır. Akış ayrılması silindir arkasında sürekli olarak dönen girdaplar şeklinde olmaktadır. Reynolds sayısı daha fazla arttıkça bu girdaplar akış yönünde gerilerek uzarlar. Bunların uzunluğu akışın kararsız hale geldiği  $Re=40$  değerine kadar Reynolds sayısı ile doğrusal olarak artmaktadır.



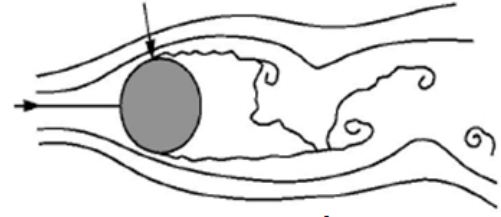
**Şekil 3.2.** Dairesel bir silindir etrafındaki dönen girdaplar halindeki akış ayrılması ( $5 < Re < 40$ ) (<http://www.astron.berkeley.edu/~jrg/node21.html-12k>)

$Re > 40$  olması halinde, ayrılma noktalarının sonu kıvrılarak cisimden uzaklaşır ve girdap hareketi başlar. Burada girdaplar birbirinin peşi sıra silindirin her iki yanından artan Reynolds sayısı ve artan bir periyodik oranla, koparak cisimden uzaklaşırlar. Cismin dalga ekseninin her iki yanında biri saat ibreleri yönünde, diğeri saat ibrelerinin tersi yönünde hareket eden Von Karman girdap akımı meydana gelir. İlk olarak Theodore Von Karman tarafından analiz edilen bu hareket Karman girdap caddesi olarak da bilinir. Bu akım olayı, Reynolds sayısının 150 civarındaki değerine kadar neredeyse sabit dalga boyuyla devam eder. Reynolds sayısının 150 ila 300 civarındaki değerlerinde, cisimden belirli uzaklıkta cadde girdabı üzerinde ikincil kararsızlık oluşur ve frekans düzensiz hale gelir.



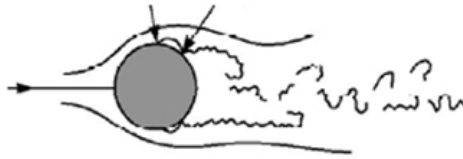
$$40 < Re < 150$$

a) Laminer Girdap Caddesinin Oluşumu



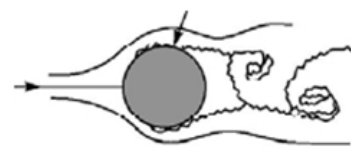
$$150 < Re < 10^5$$

b) Tam Türbülanslı Girdap Caddesinin Oluşumu



$$10^5 < Re < 3.5 \times 10^6$$

b) Laminer Sınır Tabakadan Türbülanslı Sınır Tabakaya Geçiş



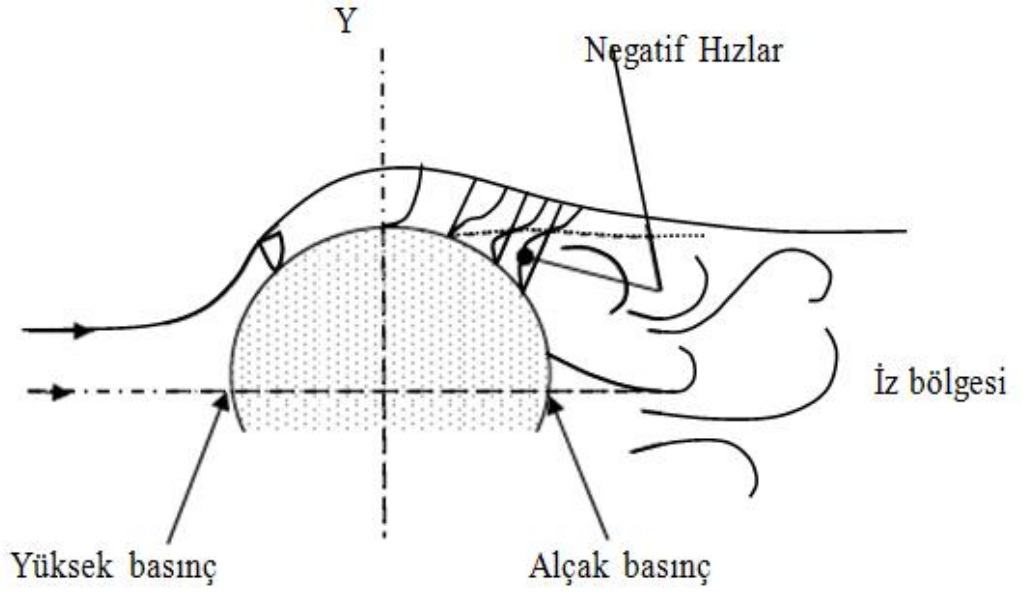
$$Re > 3.5 \times 10^6$$

d) Türbülanslı Sınır Tabakanın Tekrar Oluşması

**Şekil 3.3.** Dairesel silindir etrafındaki akımın Re sayısına göre değişimi (<http://www.astron.berkeley.edu/~jrg/node21.html-12k>)

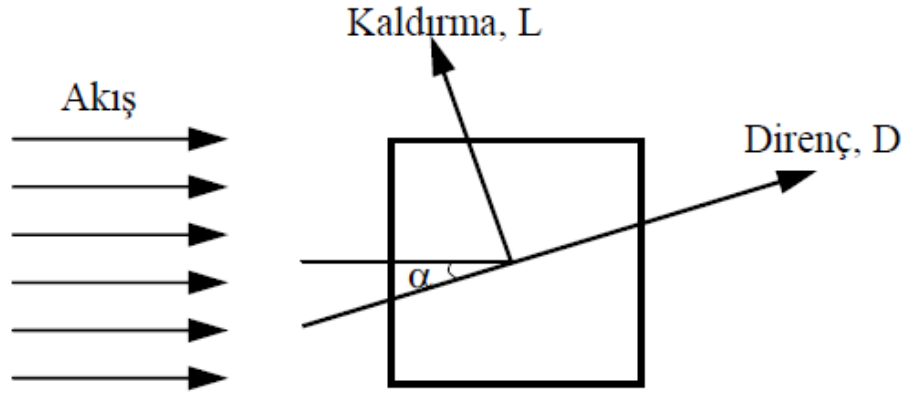
Dairesel kesitli silindirik cisim etrafındaki akım seyri, Reynolds sayısının  $150 < Re < 10^5$  değerleri arasında oluşan akıma göre, kritik altı akım olarak akım olarak adlandırılır ve cismin arkasında meydana gelen dalga veya iz bölgesi oldukça geniş olup, girdap kopmaları düzenli bir karakter gösterir.  $10^5 < Re < 3.5 \times 10^6$  değerleri arasındaki akım ortamına, geçiş akım rejimi denir ve bu akım ortamında akışın yüzeyden ayrılma noktasının yeri düzensizlik gösterir ve bunun sonucunda dalga akımı veya iz bölgesinde dağılımları rasgele, düzensiz bir karakter gösterir.  $Re > 3.5 \times 10^6$  değerinde, akım ortamına kritik üstü akım ortamı denir ve bu akım ortamında sınır tabaka akımı türbülanslı olup, dalga veya iz bölgesi oldukça dardır ve girdap kopmaları tekrar düzenli hale gelmektedir. Bu yüzden Reynolds sayısına göre değişen akım ortamlarının ve cisimler etrafındaki akım karakteristiklerinin anlaşılması için incelenmesi gerekmektedir.

Merkezden silindirin etrafına doğru, akışkanın hızlanmasıyla akışta ayrılma meydana gelmektedir. Hız, basınç düşse dahi  $Y'$  de maksimuma ulaşır. Eğer akışkan yeteri kadar hızlıysa,  $Y'$  de maksimuma ulaştığı yerden aşağıya doğru oluşan ters basınç eğimi sınır tabaka ayrılmalarına sebep olacaktır.



**Şekil 3.4.** Dairesel silindir etrafındaki sınır tabaka ayrılımları (<http://www.astron.berkeley.edu/~jrg/node21.html-12k>)

Akış alanı içerisinde yer alan cisimler üzerinde akış kaynaklı belirli etkiler mevcuttur. Bu etkiler cisme serbest akış doğrultusunda etkiyen direnç kuvveti ve serbest akışa dik yönde etkiyen kaldırma kuvvetidir. Şekilde yer alan  $\alpha$  model açısını göstermektedir.



**Şekil 3.5.** Akış alanında bir cisme etkiyen kuvvetler

Direnç kuvveti cismin ön yüzeyinde ortaya çıkan yüksek basınç değeri ile arka yüzeyindeki ayrılma bölgesinde ortaya çıkan düşük basınç değerinin farkı ile yüzey sürtünmelerinden kaynaklanan direncin toplamı olarak belirlenmektedir. Uçak kanatları

gibi aerodinamik yapıları cisimlerde viskoz etkilerden ve sürtünme kuvvetinden kaynaklanan direnç etkili olurken, kare veya dairesek kesitli silindir gibi küt cisimlerde basınç farkından kaynaklanan direnç kuvveti önem kazanmaktadır. Akış alanında bir cisme etki eden toplam direnç kuvveti katsayısı:

$$C_d = C_{d,sürtünme} + C_{d,basınç} \quad (3.7)$$

Şeklinde ifade edilmektedir. Akışa paralel olarak duran ince uzun bir levhaya etki eden direnç kuvvetinin %90' lık kısmını, akışkanın yüzeye tutunup kalmasından dolayı sürtünme kuvvetinden kaynaklanan direnç oluştururken, bu değer küt cisimlerde %6 civarına kadar inmektedir (White 1991).

Sürüklenme katsayısı; akış ortamı içerisinde bulunan cismin sahip olduğu geometriye bağlı olarak değişen basınç ve sürtünme katsayılarına bağlıdır. White (1991), bir düzlem levha üzerindeki akışta ortaya çıkan direncin tamamının sürtünme direncinden kaynaklandığını, küt bir cisim için sürtünme direncinin toplam direnç içerisindeki payının %3' e kadar düştüğünü saptamıştır. Sürtünme ve basınç direncinin bağlı katkısı cismin şekline, özellikle kalınlığına bağlıdır.

Kaldırma kuvveti ise cismin üst ve alt yüzeyine etki eden basınç kuvvetlerinin farkı şeklinde elde edilebilmektedir. Bu kuvvet cismin ağırlığına karşı koyduğu için aerodinamikte oldukça işe yarayan bir kuvvettir.

Cisme etki eden kaldırma kuvvetinin akışkanın dinamik kuvvetine oranı kaldırma kuvveti katsayısıdır ve;

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 d} \quad (3.8)$$

Şeklinde tanımlanır. Burada  $F_L$  kaldırma kuvveti olup, cisim yüzeyine etki eden basınç bileşeni cinsinden:

$$dF_L = -P \cdot \sin\theta \cdot r \cdot d\theta \quad (3.9)$$

$$F_L = \int_0^{2\pi} dF_L = \int_0^{2\pi} -P \cdot \sin\theta \cdot r \cdot d\theta \quad (3.10)$$

olarak ifade edilir. Kaldırma kuvveti sayısını basınç katsayısı cinsinden yazarsak:

$$C_L = - \int_0^{2\pi} \frac{[C_P \cdot (\frac{1}{2}\rho \cdot U^2) + P_\infty] \cdot r \cdot \sin\theta \cdot d\theta}{(\frac{1}{2}\rho \cdot U^2) \cdot 2 \cdot r} \quad (3.11)$$

$$C_L = - \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_P \cdot \sin\theta \cdot d\theta - \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \frac{P_\infty}{\frac{1}{2}\rho \cdot U^2} \cdot \sin\theta \cdot d\theta \quad (3.12)$$

şeklinde ifade ederiz. Silindir çevresi boyunca sabit bir değer integrali sıfırdır. Dolayısıyla kaldırma kuvveti sayısı:

$$C_L = - \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_P \cdot \sin\theta \cdot d\theta \quad (3.13)$$

olarak ifade edilir. Aynı işlemler sürüklenme kuvveti katsayısı içinde yapılırsa:

$$C_D = - \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} C_P \cdot \sin\theta \cdot d\theta - \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho \cdot U_\infty^2 \cdot d} \quad (3.14)$$

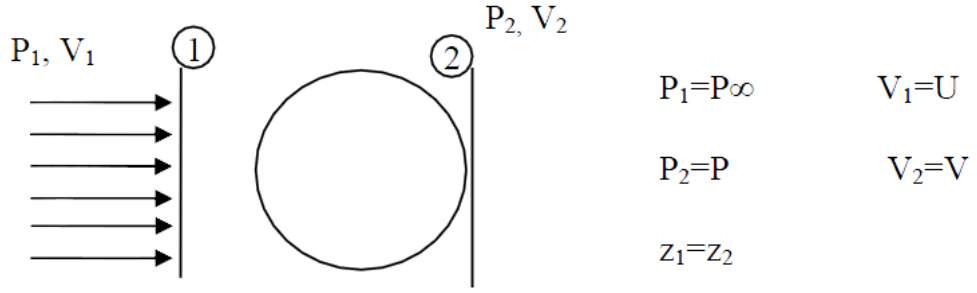
şeklinde tanımlanır. Sürüklenme katsayısını göz önüne alarak, Igarashi ve ark.(2002), yaptıkları çalışmada, düzlem plaka önüne yerleştirilen kontrol çubuğu ile akımın nasıl etkilendiğini araştırmışlardır. Deneyler sonucunda toplam sürüklenme katsayısının, çubuksuz durumdaki sürüklenme katsayısı ile mukayese edildiğinde, önemli derecede azaldığı ortaya konmuştur. Başka bir çalışmada Tsutsui ve ark.(2002), dairesel bir silindir önüne yerleştirilen dairesel çubukla, sürüklenme katsayısının %20-%30 oranında azaldığını ve kaldırma katsayısının  $C_L = 1.0$  olarak bulunduğunu tespit etmişlerdir.

Basınç dağılımını incelemek için ise, basınç katsayısının hesaplanması gerekir. Bunun için öncelikle:

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) = 0 \quad (3.15)$$

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \text{sabit} \quad (3.16)$$

olarak tanımlanan Bernoulli denkleminde faydalanılır. Bu denklem serbest akım bölgesindeki bir nokta ile silindir üzerindeki bir nokta arasında uygulanırsa:



$$\frac{P_{\infty}}{\gamma} + \frac{U^2}{2g} = \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} \quad (3.17)$$

buradan basınç katsayısı,

$$\frac{P - P_{\infty}}{\gamma} = \frac{U^2}{2g} - \frac{V^2}{2g} = \frac{1}{2g} (U^2 - V^2) \quad (3.18)$$

$$\frac{P - P_{\infty}}{\rho g} = \frac{1}{2g} (U^2 - 4U^2 \sin^2 \theta) \quad (3.19)$$

$$\frac{P - P_{\infty}}{\rho g} = \frac{U^2}{2g} (1 - 4 \sin^2 \theta) \quad (3.20)$$

$$C_P = \frac{P - P_{\infty}}{\frac{1}{2} \rho U^2} = (1 - 4 \sin^2 \theta) \quad (3.21)$$

şeklinde ifade edilir. Burada  $P_{\infty}$  ve  $U$  sırasıyla sebest akımdaki basınç ve hızdır.

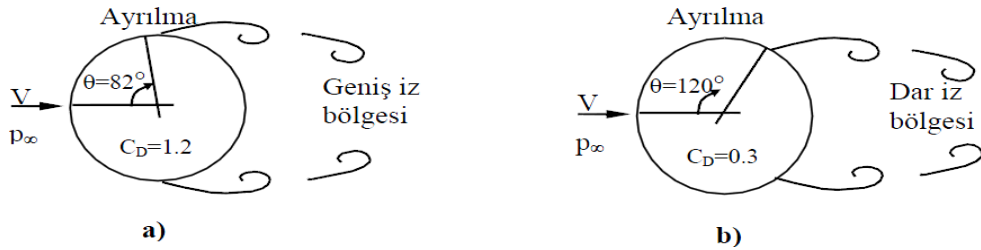
Genelde yaklaşık 100' ün üzerindeki Reynolds sayılarında direnci azaltmak için cismin formunun akım şekline uygun hale getirilmesinin önemi inkar edilemez. Düz bir buruna açılmal bir şekil verildiğinde, ön taraftaki keskin köşeler etrafındaki akım, yan duvarlar boyunca basınç yükselmelerini takip ederek yüksek emmeye neden olurlar. Bu, ayrılmanın tamamlanmasına ve cisim arkasında geniş iz oluşumuna yol gösterir. Şekil 3.6' da ilk aracın direnç katsayısı  $C_D = 0.76$  değerindedir. Ön tarafın yakınlarındaki yüksek emme ve yan duvarlar boyunca oluşan ayrılma, ikinci araçta gösterildiği gibi, burun yuvarlatılmasıyla yok edilir ve direnç katsayısı azalarak  $C_D = 0.42$  değerini alır (Schlichting 1979).



**Şekil 3.6.** Cismin geometrisine bağlı akım ayrılması (Schlichting 1979)

Şekil 3.7.a ayrılmış akışın etkilerini laminer akışta göstermektedir. Laminer akışta silindirin arkasındaki ters basınç gradyenine karşı çok duyarlıdır ve  $\theta=82^\circ$  de akış ayrılması meydana gelir. Geniş art iz ve laminer ayrılma bölgesindeki çok düşük basınç büyük bir dirence,  $C_D = 1.2$  neden olur (White 1991).

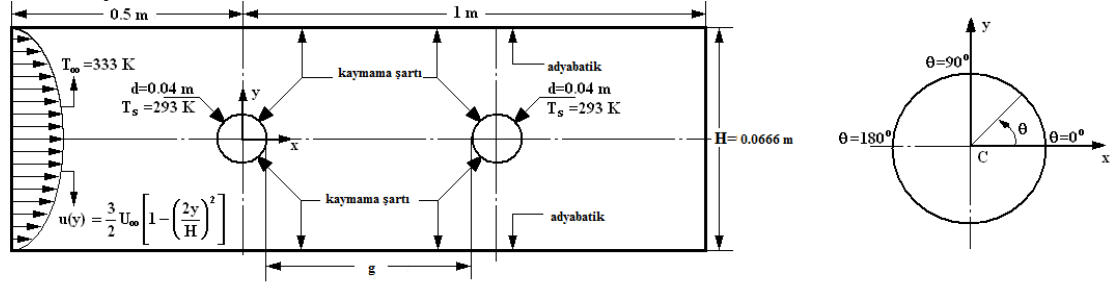
Şekil 3.7.b' deki türbülanslı sınır tabaka daha dayanıklıdır, cidardan tam ayrılma  $\theta=120^\circ$  ye kadar gecikir, bunun sonucunda daha küçük bir art iz alanı, geride daha yüksek bir basınç ve %75 daha düşük bir direnç oluşur,  $C_D = 0.3$  (White 1991).



**Şekil 3.7. a)** Laminer ayrılma **b)** Türbülanslı ayrılma (White 1991)



### 3. 2. Sayısal Metod



**Şekil 3.8. a) Dairesel silindirler etrafındaki akış alanı b) Koordinat sistemi**

Şekil 3.8.a' da bu tez çalışmasında incelenen akışın geometrisi ve ölçümleri detaylı bir şekilde verilmiştir. Şekil 3.8.a, dairesel silindir adyabatik duvarlar arasında konumlandırılmış ve ortadaki dairesel silindir alt ve üst adyabatik kanal duvarlarına eşit uzaklıkta ( $H/2$ ) mesafesindedir. Adyabatik kanal duvarlarına ve dairesel silindirlerin duvarlarına kaymama sınır şartı ( $u=v=0$ ) uygulanmıştır. Dairesel silindirlerin yüzeyleri sabit sıcaklıkta kabul edilmiş ( $T_s$ ) ve havanın kanala giriş sıcaklığı ( $T_\infty$ ) olarak verilmiştir. Hava kanala tam gelişmiş laminer akış hızı profilinde;

$$u(y) = \frac{3}{2} U_C \left[ 1 - \left( \frac{2y}{H} \right)^2 \right] \quad (3.22)$$

şeklinde sağlanmıştır. Burada  $U_C$  kanal girişindeki havanın aksel hızıdır.

Şekil 3.8.b' de ise silindirin arkası ve önündeki kesitler tanımlanmıştır. Kanal içi akışta silindir çapları sabit  $D=0.04$  m ve blokaj oranı sırasıyla  $\beta=D/H =0.6-0.7-0.8$  ve silindirler arası mesafe silindir çapları ile orantılı olarak  $0.2 D-0.7 D-1.0 D-1.5 D-3.0 D-4.0 D$  arasında değiştirilerek nümerik hesaplamalar yapılmıştır. Ayrıca Şekil 3.8.b' de iki boyutlu dairesel silindir etrafındaki açıl koordinat sistemi  $\theta=0^\circ-90^\circ-180^\circ$  açıl konum şeklinde tanımlanmıştır.

Dairesel silindirler etrafından akış için temel akışkanlar mekaniği teorisine bakıldığında, kritik Reynolds sayısının değerini  $Re_{d \leq} 2 \times 10^5$  den küçük olduğu durumda akış laminerdir (Incropera 2001). Şahin ve ark. (2004), akış rejiminin doğal süreklilik limitini Reynolds sayısının değeri  $Re=100$  için, blokaj oranlarını  $\beta=0.333-0.800$  arasındaki oranlarda değiştirerek incelemişlerdir.

Sayısal hesaplamalarda akışkan sürekli ve sıkıştırılmaz iki boyutlu akış alanı olarak kabul edilmiştir. Ayrıca termal akış özellikleri içinde akış zamanla değişmeyen sürekli akış ( $\frac{\partial}{\partial t} = 0$ ) olarak tanımlanmıştır. Bu kabuller altında Navier-Stokes (Korunum Denklemleri) çözümlenmiştir.

### 3. 2. 1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Bu bölümde hesaplamalı akışkanlar dinamiğine özet bir giriş yapılacaktır. Meraklı ve bilgisayarlar konusunda bilgisi olan bir kimse, bir HAD yazılımını kullanabilir, ancak elde ettiği sonuçlar fiziksel olarak doğru olmayabilir. Gerçekten de, eğer ağ uygun bir şekilde oluşturulmamışsa veya sınır şartları ya da akış parametreleri uygun olmayan bir şekilde kurgulanmışsa, sonuçlar tamamen hatalı çıkabilir. Bu nedenle, bu bölümün amacı; bir ağın nasıl oluşturulacağı, sınır şartlarının nasıl belirtileceği ve bilgisayar çıktısının anlamlı olup olmadığının nasıl belirleneceği hakkında ana esasları sunmaktır. Bundan dolayı; ağ oluşturma teknikleri, ayrıklaştırma şemaları, HAD algoritmaları veya sayısal kararlılık hakkında ayrıntı vermek yerine , HAD'ın mühendislik problemine uygulanması üzerinde durulacaktır.

Bu tez çalışmasında yapılan hesaplamalar Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yazılımı ANSYS-CFX v 13.0 ile elde edilmiştir. HAD çözümleri sıkıştırılmaz laminer  $Re=40$  dairesel silindirlere etrafından akış için çözümlenmiştir

Akışın olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizinde iki temel yaklaşım vardır: Deney yapma ve hesaplama. Bunlardan ilki, tipik olarak rüzgar tüneline veya başka tesislerde test edilecek modellerin yapımını gerektirirken ikincisi diferansiyel denklemlerin analitik veya sayısal olarak çözümlenmesini içerir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), akış denklemlerinin bir bilgisayar (veya günümüzde olduğu gibi paralel olarak çalışan birçok bilgisayar) kullanılarak çözümüdür. Günümüz mühendisleri, birbirlerini tamamlayacak şekilde hem deneysel hem de HAD analizini uygularlar. Örneğin mühendisler, kaldırma, direnç, basınç düşüşü veya güç gibi genel özellikleri deneysel olarak elde edebilirler, ancak kayma gerilmeleri, hız ve basınç profilleri ve akışa ait akım çizgileri gibi akış alanı hakkındaki ayrıntıları elde etmek için HAD kullanılır. HAD, dikkatlice kontrol edilen parametrik incelemeler yoluyla, gerekli deney sayısını önemli ölçüde düşürerek tasarım sürecini kısaltmak için kullanılır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin günümüzdeki durumunda, HAD ile laminer akışlar kolayca çözümlenebilirken, uygulamadaki türbülanslı akışları, türbülans modellerini kullanmadan çözmek imkansızdır. Ne yazık ki genel bir türbülans modeli yoktur ve türbülanslı bir HAD çözümü, ancak türbülans modelinin uygunluğu kadar iyidir. Bu sınırlamaya rağmen, standart türbülans modelleri uygulamadaki çoğu mühendislik problemlerinde makul çözümler verir.

HAD çözümünde ilk adım (ve belki de en önemli adım) hesaplama bölgesindeki akış değişkenlerinin (hız, basınç, vb.) hesaplanacağı hücreleri tanımlayacak bir ağ oluşturmaktır. Günümüz ticari HAD yazılımları kendi ağ oluşturma yazılımlarına sahiptir, ancak ayrı ağ oluşturma programları da mevcuttur.

HAD çözümü için; hareket denklemleri, hesaplama bölgesi ve hatta ağ aynı olabilmesine karşın, modellenen akışın türü uygulanan sınır şartları tarafından belirlenir. Doğru bir HAD çözümü elde edebilmek için uygun sınır şartları gerekir.

En basit sınır şartı çepere (duvara) ait olandır. Akışkan çeperden geçemeyeceği için, üzerinde çeper sınır şartının verileceği bir yüz boyunca çepere göre hızın normal bileşeni sıfır alınır. Buna ek olarak kaymazlık şartından dolayı, durağan bir çeper üzerindeki teğetsel hız bileşeni de genellikle sıfır alınır. Eğer enerji denklemi çözülüyorsa, ayrıca çeper sıcaklığı veya çeper ısı akısı da belirtilmelidir. Eğer bir türbülans modeli kullanılıyorsa, türbülans transport denklemi çözülür ve türbülanslı sınır tabaka çeper pürüzlülüğünden büyük oranda etkilendiği için çeper pürüzlülüğü belirtilmelidir.

Çoğu HAD yazılımlarında hareketli çeperlerin yanı sıra kayma gerilmeleri belirtilen çeperlerin simülasyonları da yapılabilir. Çeper boyunca akışkanın kaymasına (buna viskoz olmayan çeper denir) izin vermeyi sitediğimiz durumlar da olabilir. Böyle bir akışkanın simülasyonu yapılırken, bir yüzme havuzunun serbest yüzeyi boyunca sıfır-kayma-gerilmesi çeper sınır şartını belirtebiliriz. Bu basitleştirme ile akışkanın yüzey boyunca kaymasına izin verilir, çünkü yüzeyin üzerindeki havanın yol açtığı viskoz kayma gerilmesi ihmal edilebilecek kadar küçüktür. Ancak bu yaklaşım yapılırken, yüzey dalgaları ve onlarla ilgili basınç çalkantıları hesaba katılamaz.

Akışkanın hesaplama bölgesine girdiği (giriş) veya bu bölgeden çıktığı (çıkış) sınırlarda birkaç seçenek söz konusudur. Bunlar genellikle ya hızı belirtilmiş şartlar ya da basıncı belirtilmiş şartlar olarak sınıflandırılır. Hız girişinde giriş yüzü boyunca akışkan hızı belirtilir. Eğer enerji veya türbülans modelleri çözümlenecek ise, bu durumda giren akışın sıcaklığı ve türbülans özelliklerinin de belirtilmesi gerekir.

Bir basınç girişinde giriş yüzü boyunca toplam basınç belirtilir (örneğin, basıncı bilinen bir basınçlı tanktan veya çevre basıncının bilindiği uzak alandan hesaplama bölgesine gelen akış). Bir basınç çıkışında ise akışkan hesaplama bölgesinden dışarı akar. Statik basıncı çıkış yüzü boyunca belirtiriz; çoğu durumda bu basınç atmosfer basıncıdır (sıfır etkin basınç). Örneğin çevredeki havaya açık olan sesaltı egzoz borusunun çıkışındaki basınç atmosfer basıncıdır. Sıcaklık gibi akış özellikleri ve türbülans özellikleri de basınç girişlerinde ve basınç çıkışlarında belirtilir. Bununla birlikte ikinci durum için, çıkışta çözüm ters akış gerektirmedikçe bu özellikler kullanılmaz.

Hareket denklemlerindeki basınç ve hız birbirine bağlı olduğundan, hız girişinde basınç belirtilmez, zira bu durum aşırı matematiksel belirtme yol açar. Daha doğrusu bir hız girişindeki basınç, akış alanının geri kalanına uymak için kendisini ayarlar. Benzer şekilde, bir basınç girişinde veya çıkışında hız belirtilmez, çünkü bu da matematiksel olarak aşırı belirtme yol açar. Tersine, basıncın belirtildiği bir sınır şartında hız, akış alanının geri kalanına uymak için kendisini ayarlar.

Sıkıştırılmaz, daimi veya daimi olmayan laminer akış hesaplamalarında hesaplamalı akışkanlar dinamiği mükemmel iş görür. Ancak ağ iyi çözünürlükte olmalı ve sınır şartları uygun şekilde belirtilmelidir.

Mühendislik problemleri analitik, nümerik ve deneysel olarak çözülebilmektedir. Deneysel çalışma reel yapıyı ihtiva ettiğinden tercih edilir. Bununla birlikte ekonomik nedenlerden her problemin çözümü bulunamaz. Bu nedenle analitik çözüm aranır. Genellikle bir diferansiyel denklemin çözümünü gerektiren analitik çözüm, diferansiyel denklemin yapısına bağlı olarak her zaman çözüm vermez. Bu durumda diferansiyel

denklemin nümerik çözümü aranır. Nümerik çözümün hassasiyeti ise kullanılan yöntem ve bilgisayarın kapasitesine bağlıdır. Günümüzde, sonlu elemanlar çok kullanılan bir yöntemdir. Yeter ki eleman tercihi ve uygun bir bilgisayar kullanılırsa bir problemi çözmek ve simüle etmek çok kolay olacaktır. Bulunacak çözüm analitik çözüme çok yakın olacaktır. Dolayısıyla bir deneysel çalışma yapmadan veya bir dizayn işlemine başlamadan nümerik çözümün ortaya çıkarılması pek çok ekonomik ve teknolojik fayda sağlayacaktır. İmalat ve kullanım kolaylığı nedeniyle silindirik geometriler tercih edilen yapılardır.

Son yıllarda bilgisayar teknolojisindeki hızlı gelişmeler ve ilerlemeler, Akışkanlar Mekaniğinde CFD (Computational Fluid Dynamics) adıyla yeni bir çalışma alanı doğmasına neden olmuştur. CFD çalışmalarında, bilgisayar yardımıyla akış simülasyonu yapılacak olan alan ve bu alanda meydana gelen etkileşimler detaylı olarak görülebilmektedir. CFD çalışmalarından elde edilen en önemli sonuçlardan birisi, bir tasarım yapılmadan önce bilgisayar simülasyonu aracılığıyla elde edilen veriler yardımıyla verim arttırma yöntemleri ve tasarıma yönelik bir takım problemlerin deney aşamasına gelmeden önce rahatlıkla çözülebmesidir. Ayrıca CFD ile yapılan çalışmalar daha az maliyetli ve daha farklı düşünceler geliştirebilme yönünde büyük katkılar sağladığı için tercih edilmektedir. Yapılan çalışmalar esnasında ayrıntılı ve birleşik geometri içerisindeki değişiklikler daha kolay ve daha hızlı şekilde yapılabilmektedir. Bu avantajlarından dolayı yapılan bu çalışmada CFD bilgisayar simülasyonu kullanılarak, uygulamada çok pahalı ve zaman gerektiren deneysel araçları kullanmadan önce modelleme ve dizayn için çok önemli zaman ve maliyet kazancı sağlanması amaçlanmaktadır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD); ısı transferi ve akışkanlar mekaniği ile ilgili kompleks problemlerin çözümünde kullanılmasına yönelik olarak bilgisayar destekli tasarım ve modelleme yaparak çözüm ağı oluşturulmasına, analiz ve post-prosesse kadar sunduğu mühendislik hizmetleri ile tasarım sürecinin aylar mertebesinde günler mertebesine kısaltılmasını sağlar. Endüstride uygulama sahası olarak, genelde akışın olduğu yerlerde kullanılması uygundur. Bu çerçevede;

- Aerodinamikte, örnek olarak uçakların aerodinamiğinde
- Hidrodinamikte, örneğin; gemilerin hidrodinamiğinde
- Güç kaynağı olarak (IC motorlarında ve gaz türbinlerindeki yanma),
- Elektrik-Elektronik mühendisliğinde,
- Kimyasal işlemlerde, kimya mühendisliğinde karıştırma ve parçalama işlemlerinde,
- Çevre mühendisliğindeki çalışmalarda çevre kirlenmesi ve etkileri.
- Hidroloji ve deniz bilimi (akarsulardaki, okyanuslardaki akışlar),
- Meteorolojide,
- Biyomedikal mühendislikte, damarlardaki kan akışının modellenmesinde verilebilecek örnekler arasındadır.

Avantajları;

- Yeni tasarımlarda zamandan ve maliyetten tasarruf sağlar.
- Deneysel olarak çalışmanın zor veya imkansız olduğu büyük sistemlerde çalışma imkanı verir.
- Çalışma şartlarının tehlikeli olduğu sistemler için çok yararlı bir sistemdir.
- Sınırsız bir limitle çalışma imkanı verir.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD), Isı transferi ve akışkanlar mekaniği alanlarında kompleks akış simülasyon problemlerinin çözümü için geliştirilmiş nesneye dayalı, etkileşimli bir geometri modelleme ve 2D/3D çok bloklu düzenli sayısal ağ yaratma sistemidir. Bu kapsamda sıvı akışı tahmini, ısı ve kütle transferi, kimyasal reaksiyonlar ve benzeri konularda dizayn ve simülasyon çalışmalarında bu programdan yararlanılabilir. Bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulaması üç aşamadan meydana gelir:

- Önişlem; problemin modellenmesi, mesh - grid oluşturma.
- Çözüm; viskoz ve viskoz olmayan akış modelleme, türbülans modelleri vs.
- Son işlem; sonuçların değerlendirilmesi.

I- Önişlem; incelenecek problemin çözüm aşamasına getirilmesi için yapılan tüm çalışmaları kapsar ve kullanılacak çözüm yöntemine uygun bir çalışmayı gerektirir. Genelde geometrik modelleme için başlangıç noktasıdır. Bunu hesaplama alanının oluşturulması ve bu alanda (veya hacimde) mesh / grid oluşturulması takip eder. Mesh

ve grid aynı anlamda kullanılır ve sonlu elemanlar analizlerinde genellikle mesh, akışkan dinamiği çalışmalarında ise genelde grid terimi daha yaygın kabul görse de ikisi arasında bir fark yoktur. Basit olarak açıklamaya çalışırsak grid; hesaplama alanının çok küçük alt hesap alanlarına (veya hacimlerine) bölünmesi ve gerekli matematiksel çözümlerin tüm bu gridler de ayrı ayrı yapılarak daha sonra hepsinin birleştirilerek tüm hesaplama alanı içindeki nihai çözümün elde edilmesi için kullanılır.

Hesaplama alanı içindeki grid yoğunluğu ne kadar fazla olursa genel olarak akışkan dinamiği çözümünün hassasiyeti artar. Diğer taraftan bu durum yapılacak hesaplamanın toplam süresini de oldukça arttırır ve hatta hesaplamayı imkansız hale getirebilir. Bugün için bir akışkan dinamiği modelleme çalışmasının en zor, zaman alan ve tecrübe gerektiren çalışması işte bu önışlem bölümüdür.

İki farklı temel önışlem yöntemi mevcuttur: Yapısal gridler ve yapısal olmayan gridler. Yapısal grid yöntemiyle hesaplama alanı hazırlamak diğerine göre çok daha zor ve zaman alıcıdır ve karmaşık geometriler için bazen bu yöntemi kullanmak imkansız olabilmektedir. Son birkaç yılda oldukça yaygınlaşmaya başlayan ve otomasyona yatkınlığı ve kolaylığıyla öne çıkan yöntem ise yapısal olmayan (serbest) gridlerdir ve izafi olarak daha kolay bir öğrenme ve modelleme süresine sahiptir.

II-Çözüm; çözüm teknikleri düşünüldüğünde akışkanlarda sonlu farklar metodu, katılarda sonlu elemanlar metodu ve spektral metotlar kullanılır.

Çözüm adımları ise;

- a)Basit fonksiyonlarla bilinmeyen akış özelliklerinin ya da değerlerinin yaklaşık olarak tahmin edilmesi,
- b)Bilinen değerlerle tahmin edilen değerlerin temel akışkanlar denkleminde uygulanması,
- c)Matematiksel ayarlamaların yapılması ve cebri denklemlerin çözümü şeklindedir.

III-Son işlemler; çözümde elde edilen sonuçlar son işlemlerde işlenerek, değerlendirilerek faydalı ve kullanılabilir sonuçlar haline getirilirler.

#### **4. BULGULAR VE TARTIŞMA**

Akış ses hızının altında subsonic, kütle ve momentum transferi için kartezyen koordinatlardaki hız bileşenleri  $u,v,w$  kullanılacak, türbülans seçeneği düşük yoğunluklu %1 olacak, ısı geçişi için statik sıcaklık kullanılacaktır. Türbülans modeli için  $k$  epsilon seçilir. Giriş için  $u$  yönündeki hızımız  $0.01568$  m/s, sıcaklığımız ise  $333$  K girilecektir. Akışkanımız ideal gazdır. Çıkıştaki bağıl basıncımız  $0$  Pa dır. Alt ve üst yüzey adyabatiktir. Ön ve arka yüzey simetriktir. Daire duvarı adyabatik değildir ve sabit  $293$  K dir.

#### **4. 1. Bir Kanal İçerisine Yerleştirilmiş Daire Üzerinden Akışın Sayısal Analizi**

##### **4. 1. 1. Geometri Çizimi**

Başlat menüsünden ANSYS Workbench açılır. Component systems sekmesinin altında yer alan Geometry seçilerek sağ taraftaki boş beyaz ekrana sürüklenir. Geometri kutusunun ikinci satırına çift tıklanarak Design Modeler açılır, açılan ekranda ölçü olarak metre otomatik olarak seçilmiştir OK'e basılır. Ekranın sol tarafında yer alan Sketching'e tıklanır. Çizimin kolay olması amacıyla sağ alt köşede yer alan triad'da Z'ye tıklanır ve XY düzlemine dik bakılır. Rectangle'a basılır ve bir dikdörtgen çizilir, çizilen dikdörtgenin içerisine Circle'a basılarak XY düzleminin merkezinden bir daire çizilir. (Ölçülendirme daire çizildikten sonra yapılacaktır). Ölçülendirme için Dimensions'a basılır. Kanalımızın uzunluğu  $1.5$  m yüksekliği ise  $50$  mm olacaktır. Dairenin merkezi ise dik baktığımız XY düzleminin orjini ve kanalın sol tarafından  $0.5$  m ileride olacaktır. Horizontal tıklanır kanalın sol tarafındaki çizgi ve orjinden geçen Y kesikli çizgisi seçilir ve sol taraftaki menüden H1 yazan kısma  $0.5$  yazılır. Benzer biçimde Horizontal tıklanır Y eksenini ve kanalın sağ tarafını seçilerek  $1$  m yazılır. Kanalımızın genişliği  $50$  mm olacağından Vertical tıklanarak kanalın üstü ve X eksenini seçilerek buraya  $0.025$  yazılır. Aynı şekilde Vertical tıklanarak kanalın altı ve X eksenini seçilerek yine  $0.025$  yazılır. Çizilen ilk geometri ölçülendirilmeden çizildiği için daire veya dikdörtgenin kenarları çok büyük kalmış olabilir, farenin tekerliği ileri geri döndürüldüğünde Zoom In ya da Zoom Out yapabilirsiniz. Daireyi ölçülendirmek için Diameter tıklanır ve sol taraftaki menüde D1'in yanına  $0.04$  yazılır.



Modeling tıklanır ve sol üst kısımda Extrude seçilir, çizdiğimiz geometriyi 5mm katılayacağız. Extrude seçildikten sonra sol alt kısımda açılan kutudan Geometry'nin yanındaki Apply kısmına tıklanır ve Depth kısmına 0.005 girilir, daha sonra Generate tıklanır ve katılama işlemi tamamlanır.

Ekranın sol üst kısmında File sekmesinden Save Project denir ve istenilen proje adı verilir. Örneğin w50d40 gibi bir isim verebiliriz. Açılan dialog kutusu sizi otomatik olarak Belgelerim klasörüne yönlendirmektedir, ileriki aşamalarda kolay olması amacıyla Masaüstüne istediğiniz isimli bir klasör açın (Tutorial vb.) ve geometriyi bu klasörün içine kaydedebiliriz.

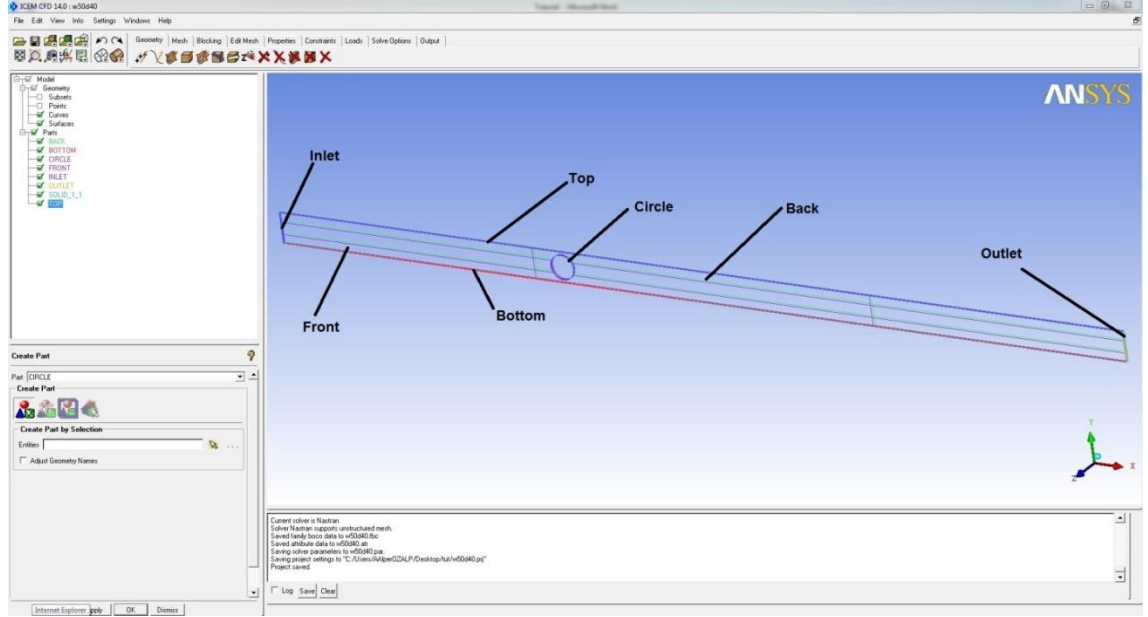
Geometri çizimi tamamlanmış durumdadır ancak ağ yapısını oluşturmak için bunu ICEM CFD'nin açabileceği bir formata dönüştürmek ve export etmek gerekmektedir. Yine File sekmesi tıklanıldığında Export seçeneği görülebilir. Export tıklanırsa bize agdb uzantılı bir dosya kaydetme kutusu çıkacaktır, kolaylık olsun amacıyla agdb uzantılı bu dosyayı user\_files klasörünün içine değilde iki üst klasör yukarıdaki Tutorial ana klasörümüzün içine kaydediyoruz.

Artık geometri çizimimiz tamamlanmış ve ağ yapısı oluşturmak için ICEM CFD'ye gönderilebilecek durumdadır.

#### **4. 1. 2. Ağ Yapısının Oluşturulması**

Sayısal Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği problemlerinin çözümündeki en kritik aşama ağ yapısının oluşturulması aşamasıdır o yüzden bu aşama çok dikkat gerektirmektedir. Ağ yapımızı ICEM CFD kullanarak oluşturacağız bunun için başlat menüsünden ANSYS 13'ün altında yer alan Meshing seçilir ve ICEM CFD tıklanır. ICEM CFD'de yapılması gereken ilk şey çalışma klasörünün değiştirilmesidir. Bunun için File>Change Working Directory tıklanır ve Tutorial klasörümüz seçilir. Çizdiğimiz geometrinin import edilmesi için File>Workbench Readers tıklanır ve çalışma klasörümüz içerisinde olduğumuz için Geom.agdb uzantılı dosyamızın içinde bulunduğu klasörümüzden Geom.agdb seçilir ve ICEM CFD ekranının en alt solunda Apply tıklanır. ICEM CFD programındaki fare kontrolleri geometriyi çizdiğimiz Designmodeler ya da diğer çizim programlarından biraz farklıdır. Fare sol tıklanır ise geometri döndürülebilir, farenin tekerleği ileri geri yapılırsa zoom in zoom out yapılabilir ve farenin tekerleğine basılı tutulup sağa sola götürülürse geometri sağa sola





**Şekil 4.2.** Sınır şartlarının isimlendirilmesi

Sınır şartlarının isimleri girildikten sonra bloklama işlemi için Geometry sekmesinin ilk butonundan koordinatlar yardımıyla blokları oluşturacağımız noktalar çizilir.

Açılan penceredeki x,y koordinatlarına aşağıdaki değerler girilir:

0.03, 0

-0.03,0

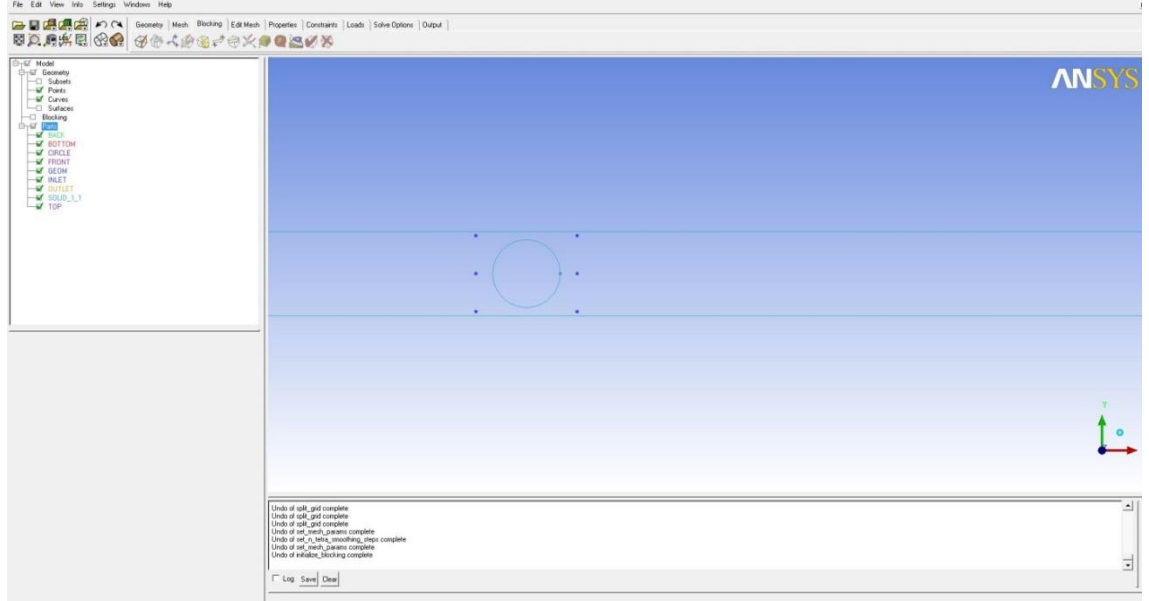
0.03,0.0225

-0.03,-0.0225

0.03,-0.0225

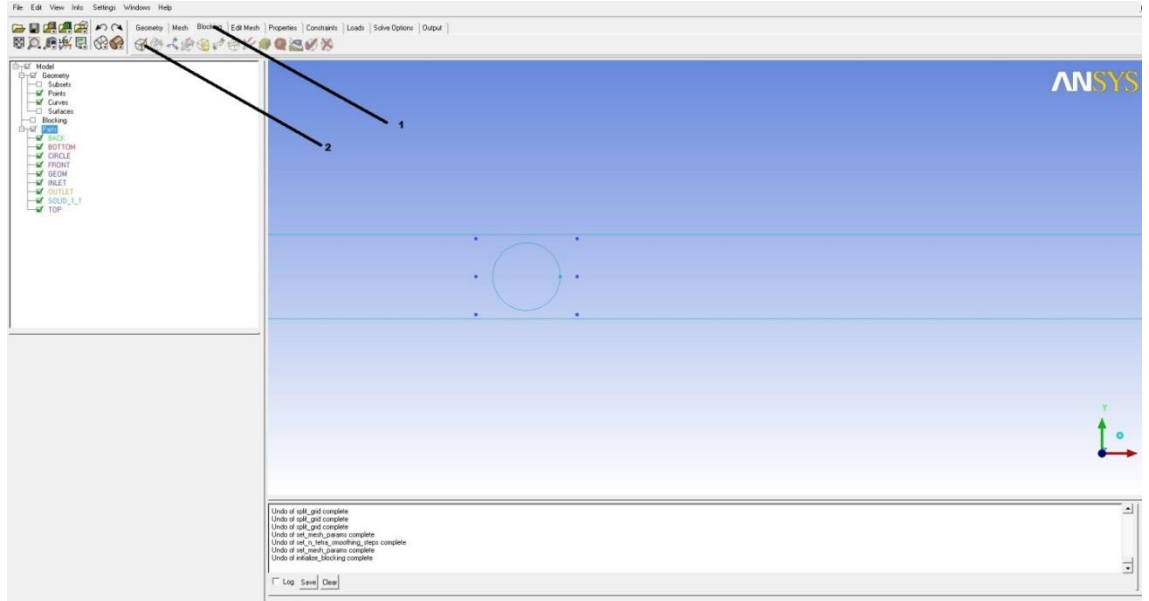
-0.03,0.0225

Bu koordinatlar girildikten sonra Şekil 4.3'deki görüntü elde edilir.



**Şekil 4.3.** Bloklama işlemi için noktaların belirlenmesi

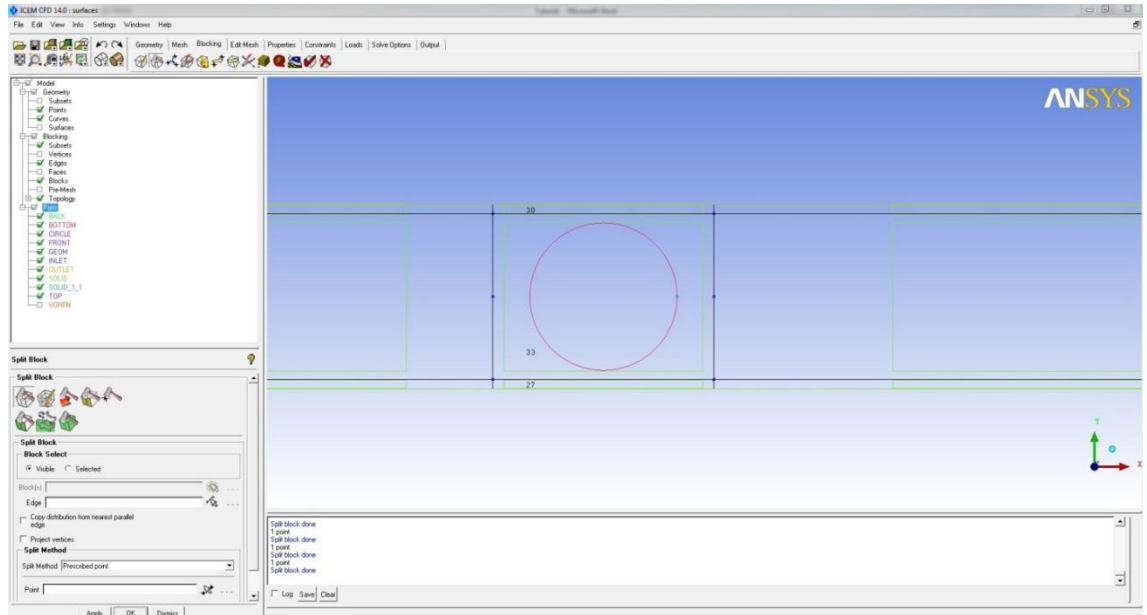
Koordinatları belirledikten sonra bloklama işlemine geçilir. Bloklama işlemi için önce Blocking tıklanır sonra Create Block tıklanır.



**Şekil 4.4.** Bloklama işlemi

Sol alt tarafta çıkan ekranda Entities kutusunun yanında yer alan kahverengi kutu tıklanır, yazılım bizden nereyi bloklayacağımızı belirtmemizi ister. Biz bütün geometriyi bloklayıp dairesel kısmı bütün bloktan çıkartacağız. Ekranın sol tarafındaki

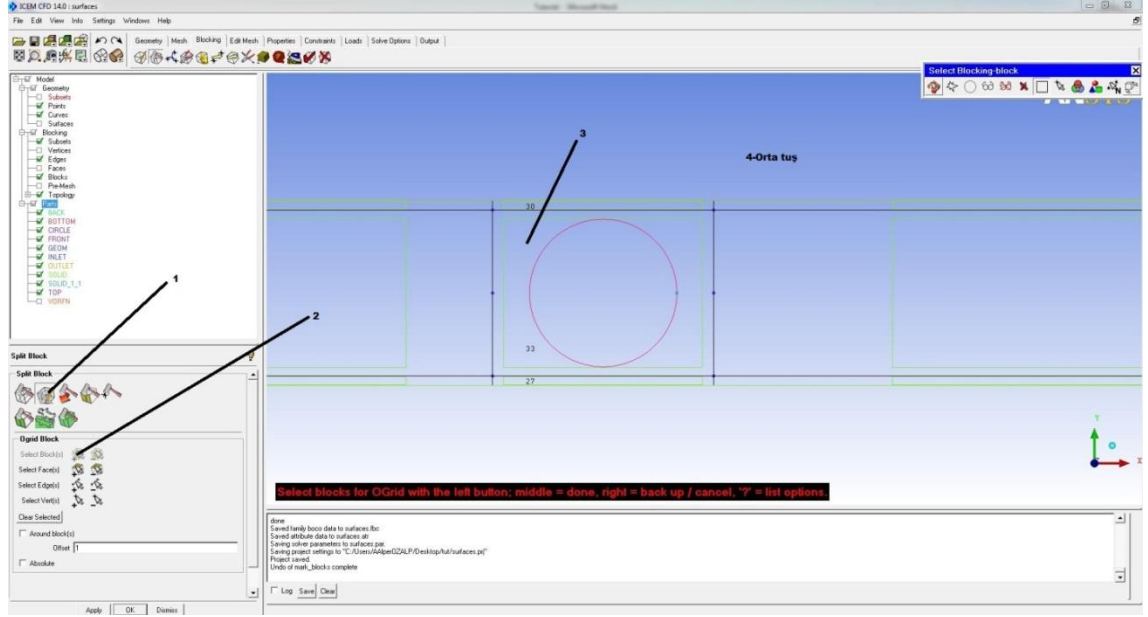
ürün ağacında Blocking yazan bölümde Blocks tıklanırsa oluşturduğumuz ana ekranda yeşil renk ile görülebilir.



Şekil 4.5. Bloklama işlemi bloklanan bölgelerin oluşumu

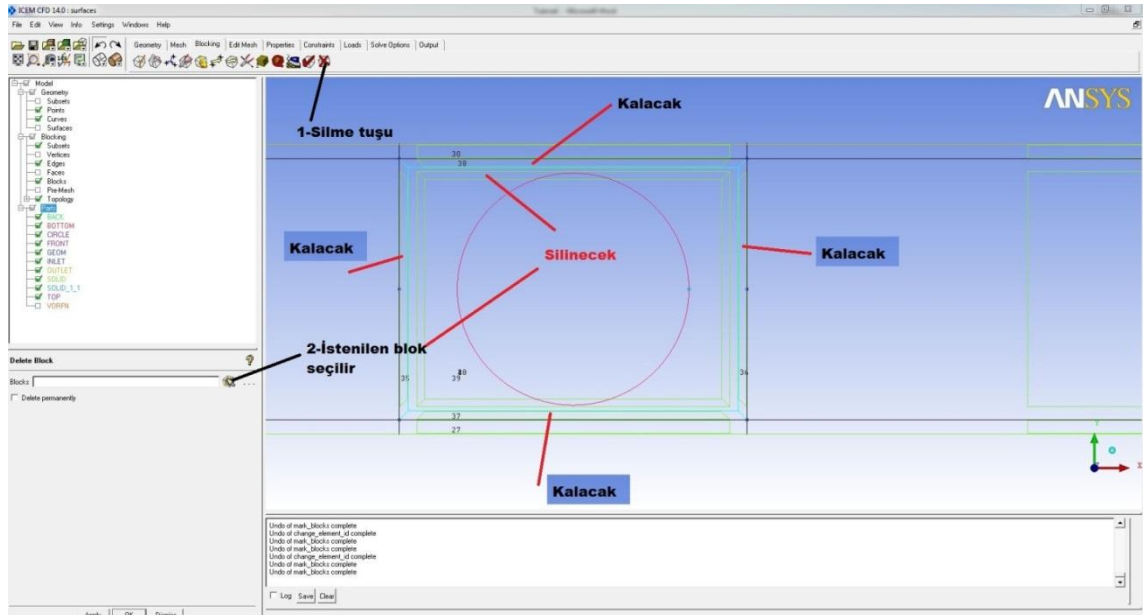
Seçilen koordinatlar yardımıyla blokları Şekil 4.5'deki gibi bölmemiz gerekir. Yaptığımız işlemleri kaybetmemek adına dosyamızı ara ara kaydetmekte yarar vardır. File>Save Project ile dosyamızı kaydedebiliriz.

Oluşturduğumuz bloklara şu aşamada ağ yapısı oluşturmak mantıksızdır çünkü hala dairenin içi bloklanmış durumdadır. Daire, silindir gibi geometrilerin etrafındaki akışların modellenmesinde ICEM CFD yazılımında Ogrid kullanılır. Ogrid oluşturma adımlar Şekil 4.6'da gösterilmiştir.

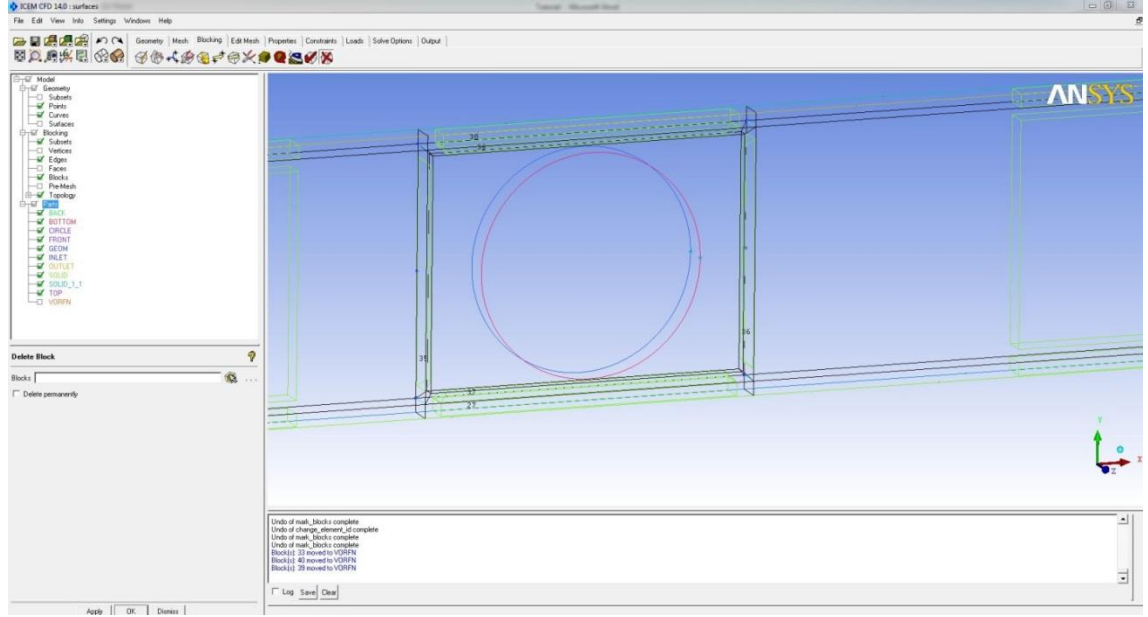


Şekil 4.6. Ogrid oluşturma

Dairenin içerisinde parlak yeşil bir dikdörtgen oluşur ve OK tıklanınca Ogrid blokları ortaya çıkar. O biçiminde bir ağ yapısı oluşturacağımız için daireye ait olan blokları silmemiz gerekmektedir. Dairenin dışına yakın bloklar (4 Blok) kalacak ancak daireye yakın 3 blok silinecektir. Kalacak ve silinecek bloklar Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Dairenin içinde bulunduğu bloklar silinince elde edilmesi gereken görüntü Şekil 4.8 ’deki gibi olmalıdır.

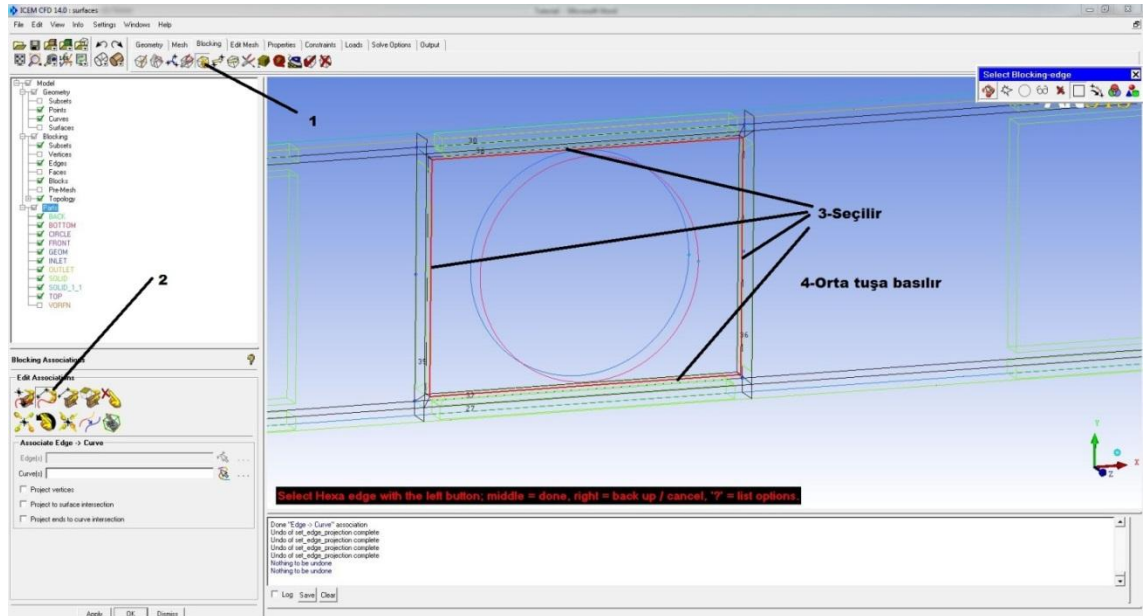


Şekil 4.7. Ogrid oluşturma aşamasında kalacak silinecek blokların belirlenmesi



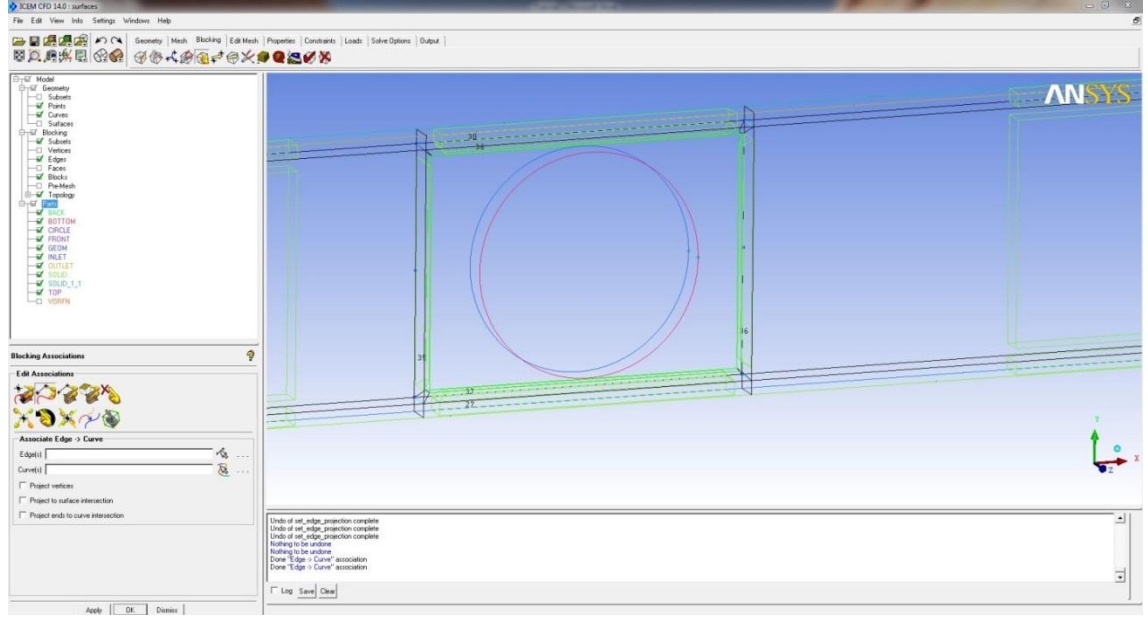
**Şekil 4.8.** Ogrid sonucu elde edilen bloklar

İstenilen bloklar silindikten sonra dairenin etrafındaki blokları daireye benzetmek için düz kenarları dairenin ön (kırmızı daire) ve arka yüzeyi (mavi daire) ile ilişkilendirmemiz gerekmektedir. Bunun için Şekil 4.9'daki adımlar takip edilir.



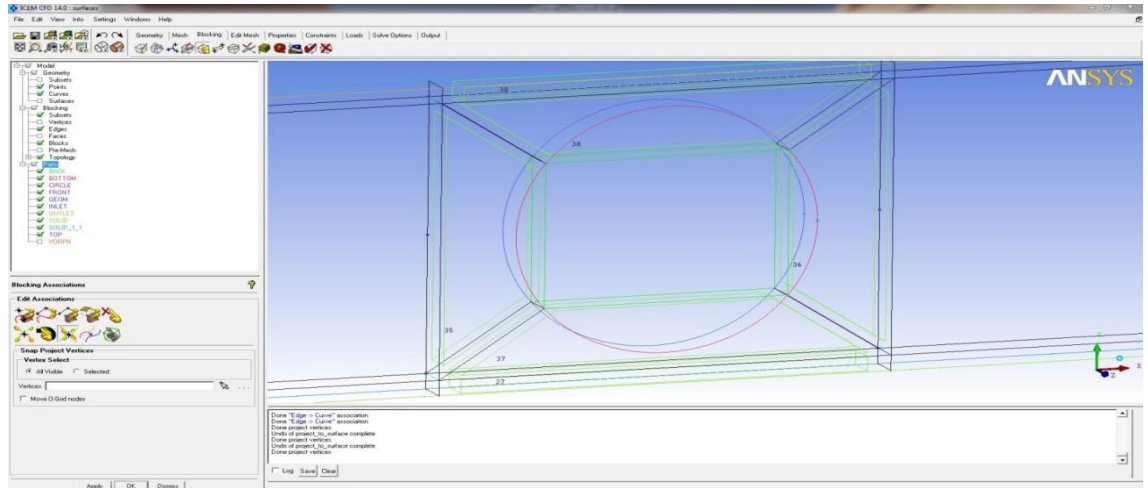
**Şekil 4.9.** Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi için seçilmesi

Dairenin etrafındaki kırmızı ile seçilen ön yüzey orta tuş ile seçildikten sonra dairenin ön yüzeyi olan kırmızı daire seçilir ve orta tuşa basılır, benzer işlemleri arka yüzey ve mavi daire için yaparsak Şekil 4.10 elde edilir.



**Şekil 4.10.** Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi

Son yaptığımız işlemleri daha anlamlı bir şekilde görüntülemek için Snap Project Vertices işlemi yapabiliriz. Bu işlemin amacı dairenin etrafındaki yeşil bloğu daha fazla görünür hale getirmektir. Dairenin etrafındaki dikdörtgen bloğun 8 köşesi seçilir ve orta tuşa basılır. Şekil 4.11'deki görüntü elde edilir.



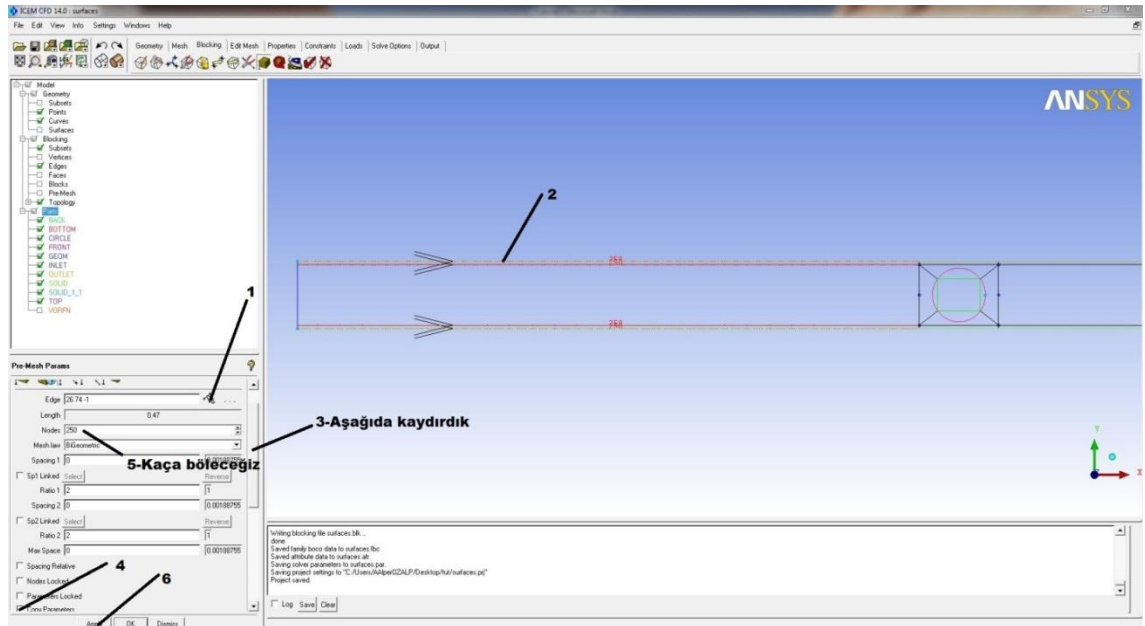
**Şekil 4.11.** Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi Snap Project Vertices işlemi

Böylece bloklama işlemi bitmiş olur.

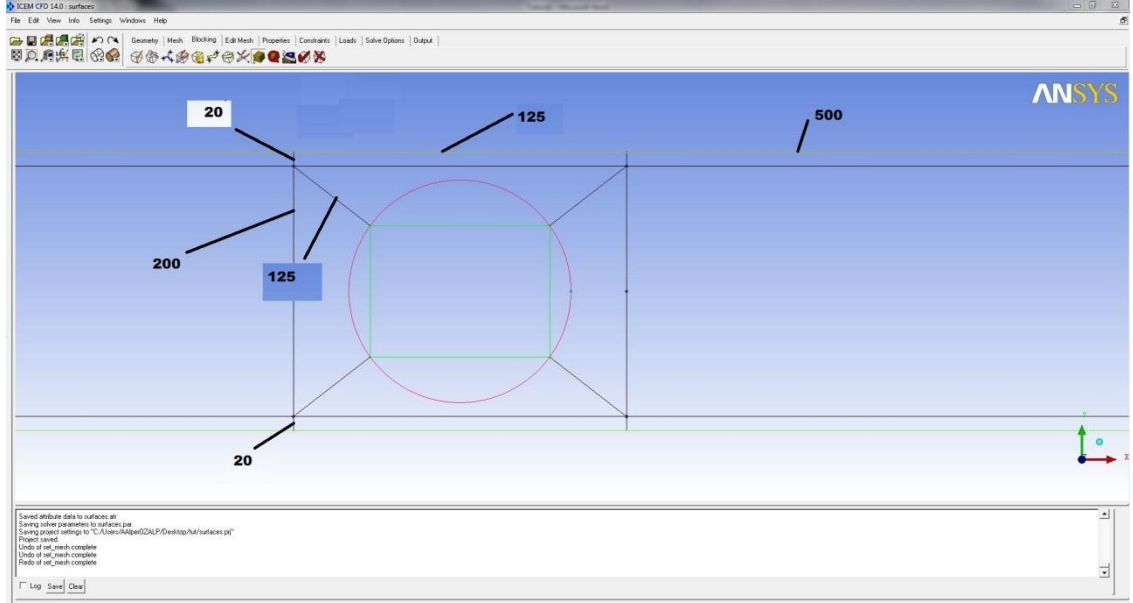


### 4. 1. 3. Pre-Mesh İşlemleri

Bu işlemleri kaydedip Pre-mesh parameters sekmesine tıklayabiliriz. Burada blokları kaç bölme sayısına girilir. İstenilen blokları bölmek için Şekil 4.12'deki adımlar izlenir. Buradaki Copy Parameters>To all parallel edges sekmesi, birbirine paralel olan çizgileri tekrar tekrar aynı sayıya bölmeyi kolaylaştırır. Dairenin önünde kalan kısmın üst çizgisini seçebiliriz ve 250'ye bölebiliriz, bu çizgiye paralel bütün çizgiler yine 250'ye bölünecektir. Kanalın diğer bölümlerinin bölündüğü sayılar Şekil 4.13'de gösterilmiştir.

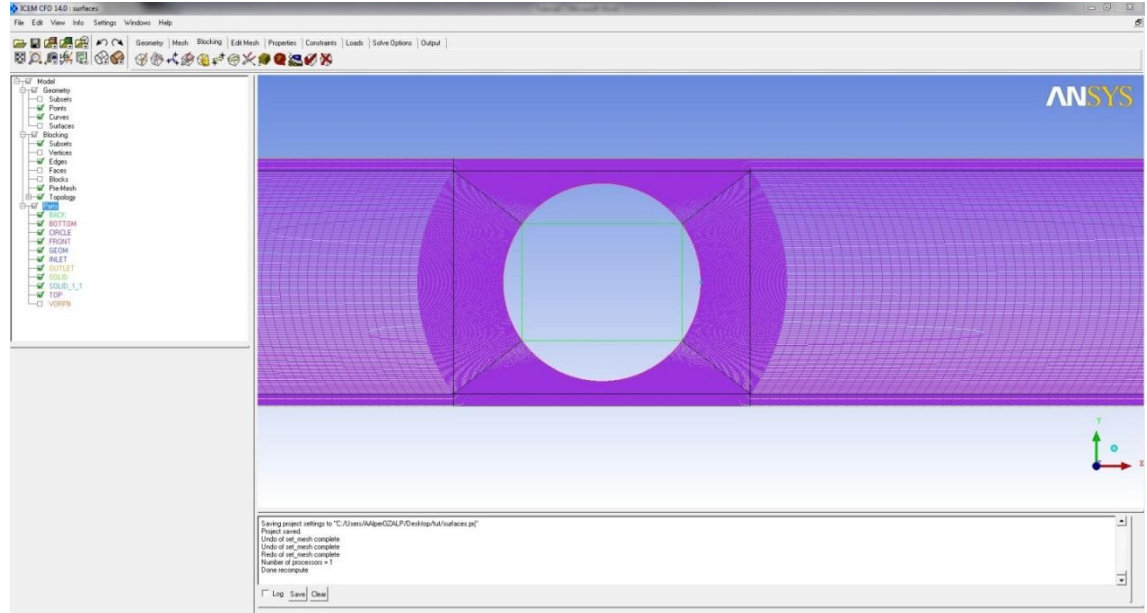


Şekil 4.12. İstenilen blokları bölmek için Pre-mesh sekmesinin kullanımı



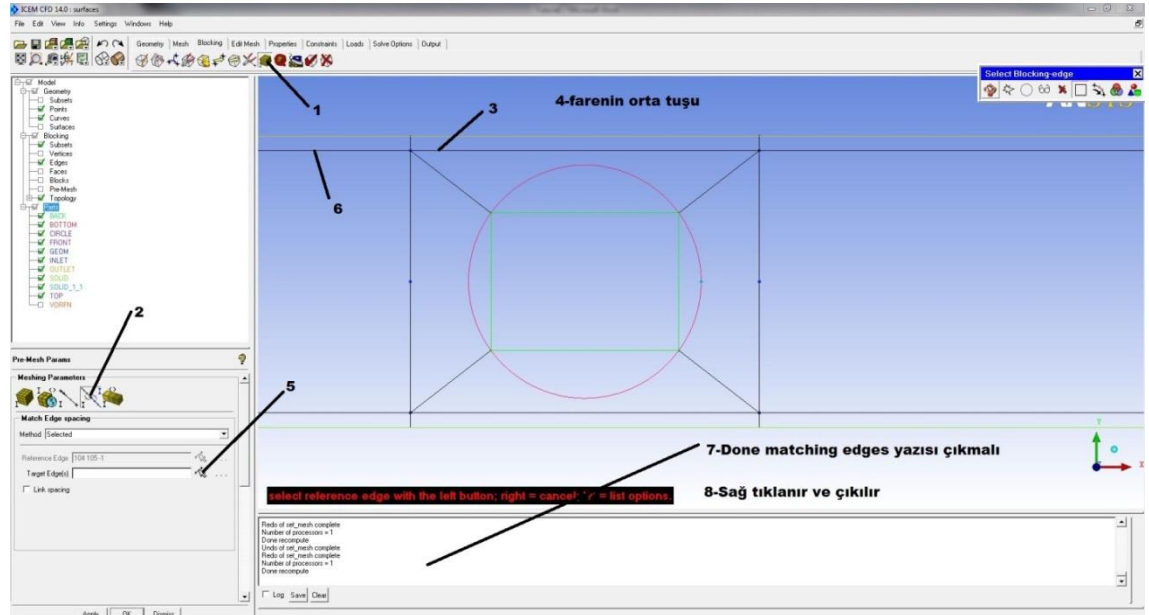
**Şekil 4.13.** İstenilen blokları bölmek için Pre-mesh sekmesinin kullanımı ve kanalın diğer bölümlerinin bölündüğü sayılar

Kenarları bölme işi bittikten sonra OK tuşuna basılır ve proje kaydedilir. Şimdi oluşturduğumuz ağ yapısını görmek istersek ekranın sol tarafındaki ürün ağacında Blocking>Pre-mesh tıklanır ve ekrana çıkan dialog kutusunda Yes tıklanır. Elde edilen ağ yapısının görünümü Şekil 4.14'deki gibi olacaktır.

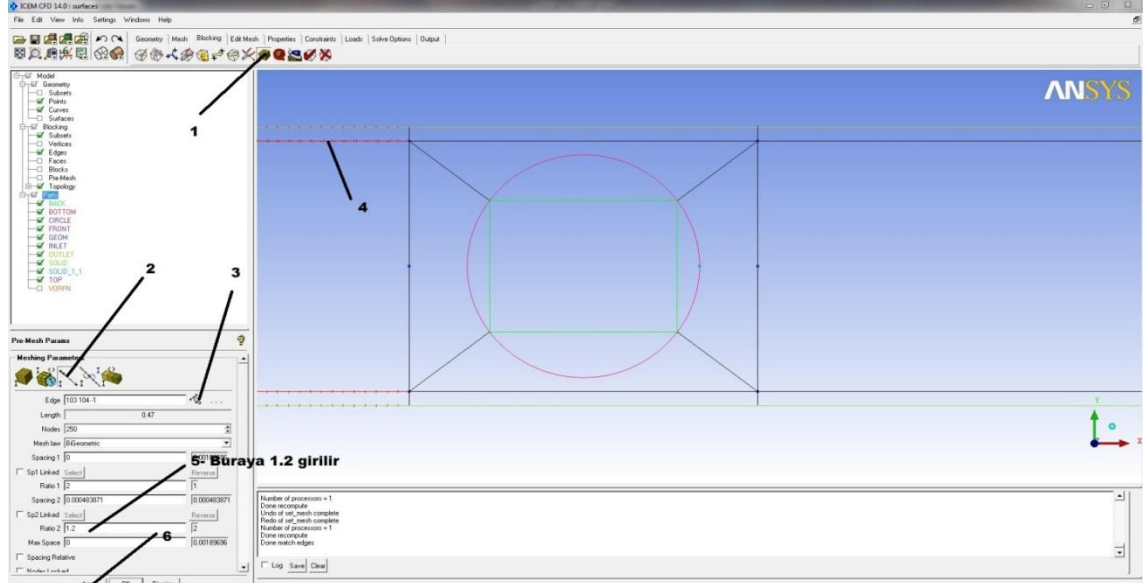


**Şekil 4.14.** Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısı

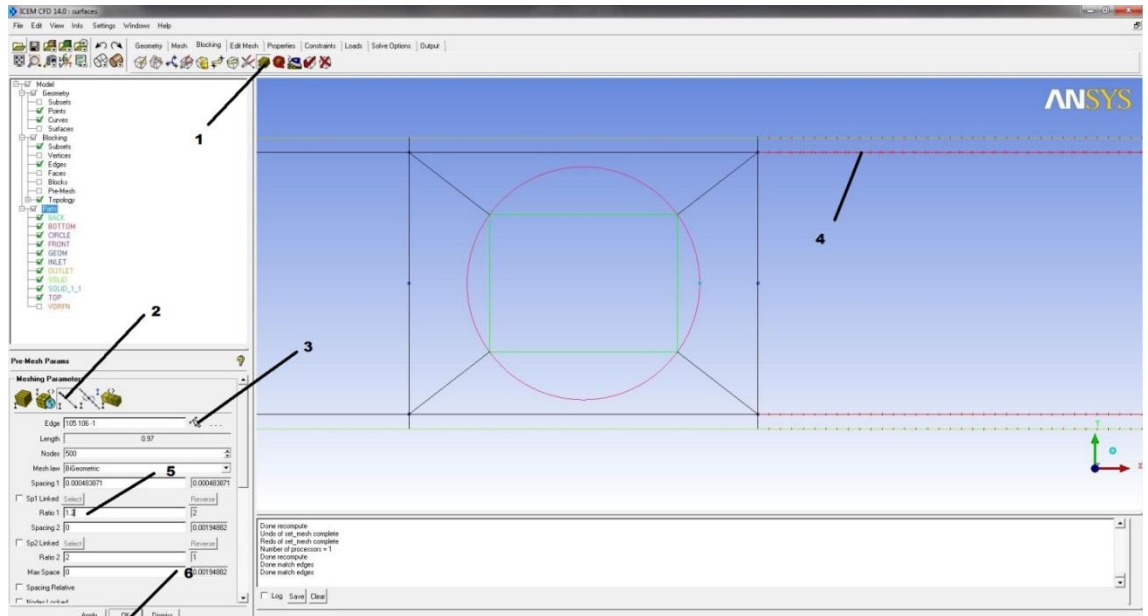
Şekil 4.14’de görülen ağ yapısı güzel gibi gözükmekle beraber CFD analizi için yeterli değildir. Dairenin etrafında oluşturduğumuz Ogrid (Halka şeklindeki ağ yapısı) ve dairenin önü-arkası arasındaki eleman geçişlerinde sorun vardır. Ön ve arka tarafta seyrek elemanlar birdenbire daha sık elemanlara dönüşmektedir. Bu geçişleri yumuşatmak gerekir. Bunun için ön ve arka taraftaki çizgileri daireye yakın olan çizgilere benzeteceğiz. Öncelikle karışıklık olmaması için ağ yapısını pre-meshe tıklayarak görüntüden kaldıralım diğer adımlar Şekil 4.15’de gösterilmiştir. Şekil 4.15’de 6 ile gösterilen çizgideki elemanları daireye yaklaştırmak için Şekil 4.16’deki işlemler yapılır. Dairenin solunda kalan blok içinde Şekil 4.15’deki işlemlerin benzeri yapılır Reference olarak dairenin üzerindeki çizgi, target olarak ise onu takip eden çizgi seçilir.



Şekil 4.15. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısındaki geçişleri yumuşatma



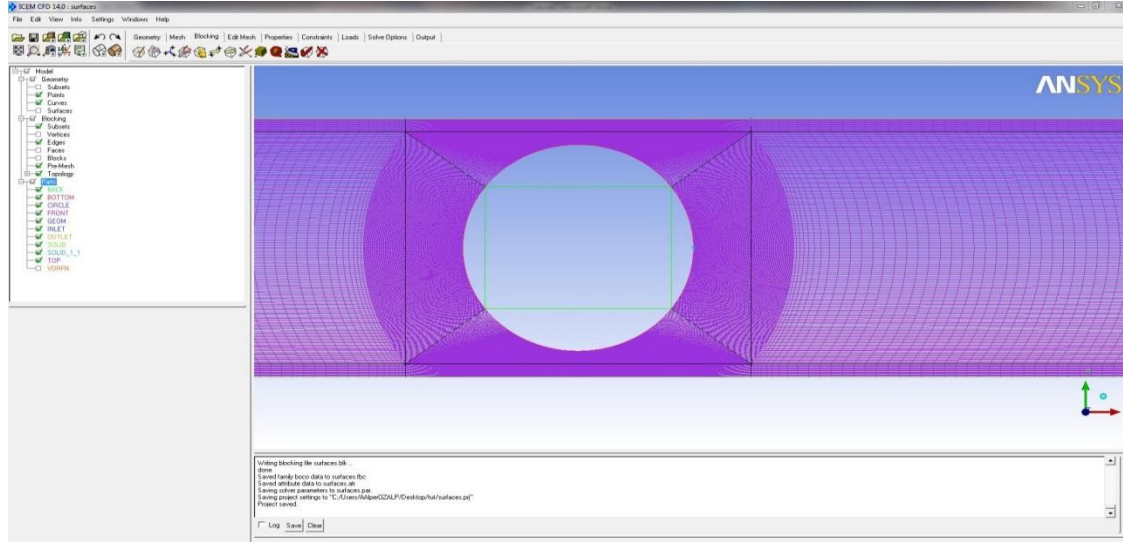
Şekil 4.16. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısındaki blokları dairesel yapıya benzetme



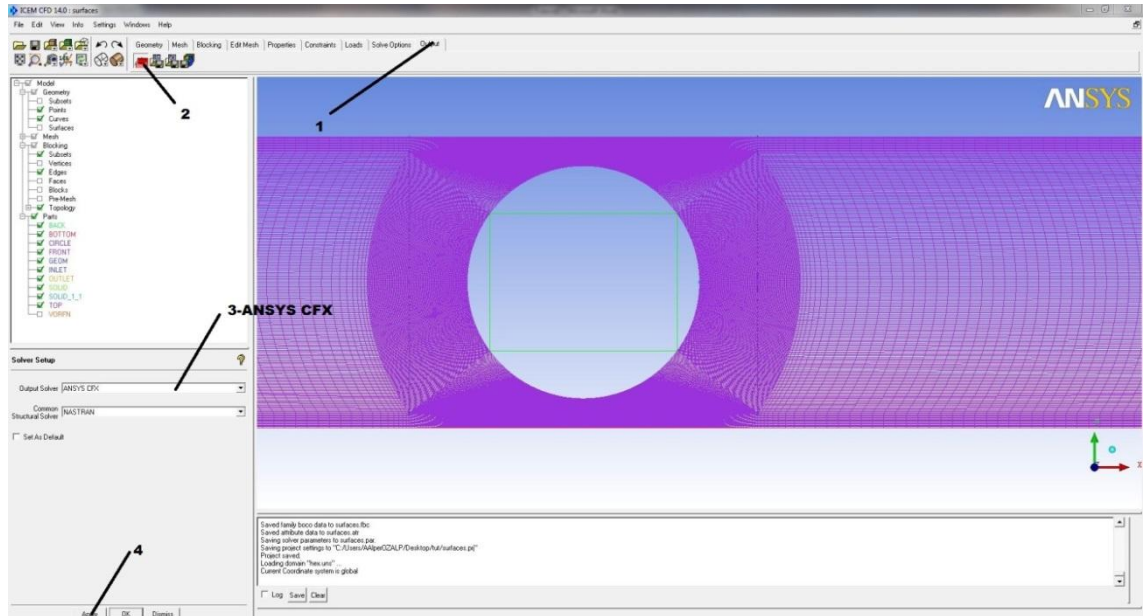
Şekil 4.17. Pre-mesh sonucunda elde edilen dairesel yapının yanındaki sağ ve sol blokların daireye benzetilmesi işlemi

Bu işlem bittikten sonra Blocking>Pre-mesh tıkladığında daireye yakın olan elemanların daha yumuşak geçişler ile yaklaştığı görülebilir. Şekil 4.18'deki görüntü elde edildikten sonra pre-mesh işlemlerimiz tamamlanmıştır. Buradan sonra yapacağımız işlemler oldukça basittir. Ekranın sol tarafında ürün ağacının olduğu yerde Blocking>Pre-mesh'e sağ tıklanır ve Convert to unstruct mesh seçilir. Şekil 4.19'daki işlemler yapılarak ağ yapısının oluşturulmasındaki son adıma ulaşılır. Ağ yapımızı

yazdırmak için Şekil 4.21'deki işlemler yapılır. Şekil 4.22'deki kontrol check adımları da yapıldığında artık ağ yapımızı tamamen oluşturmuş oluyoruz.

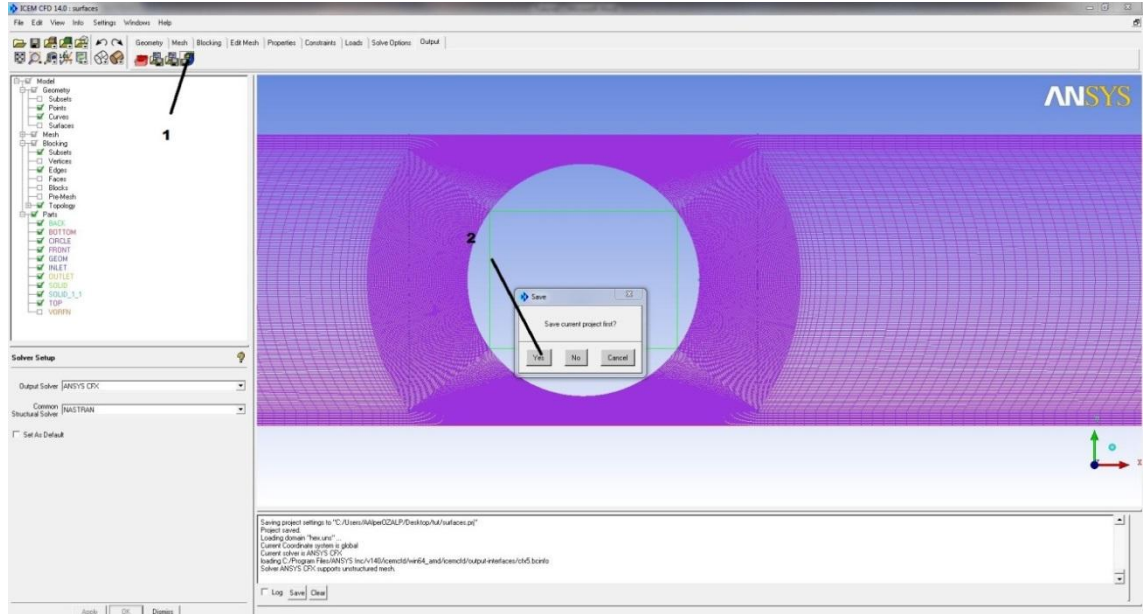


Şekil 4.18. Pre-mesh işlemindeki değişimler sonucu daha homojen bir görüntünün elde edilmesi

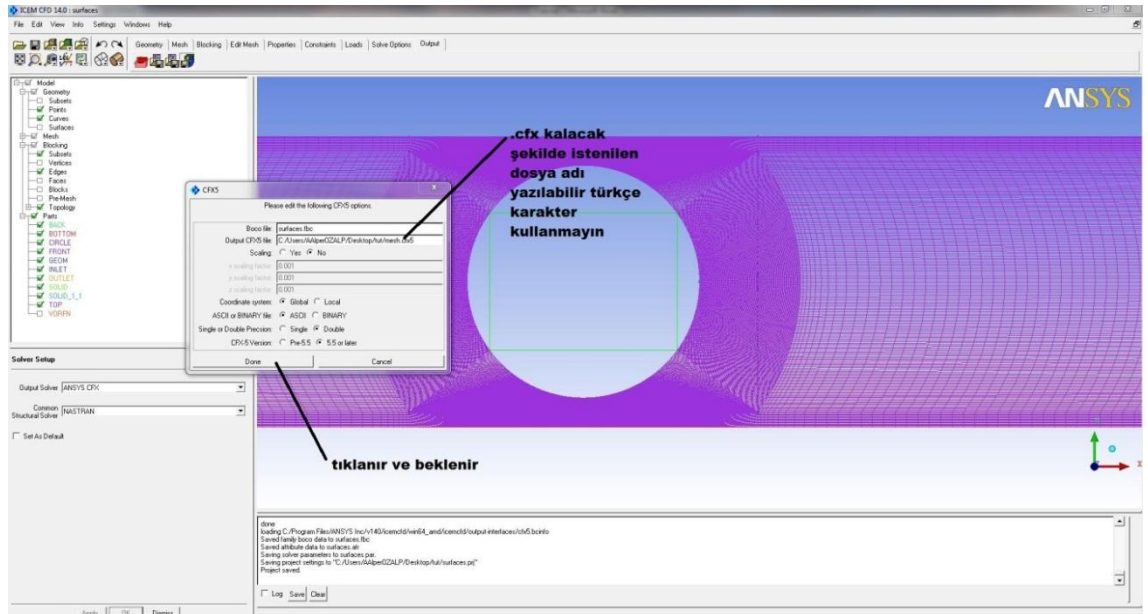


Şekil 4.19. Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX'e aktarılması



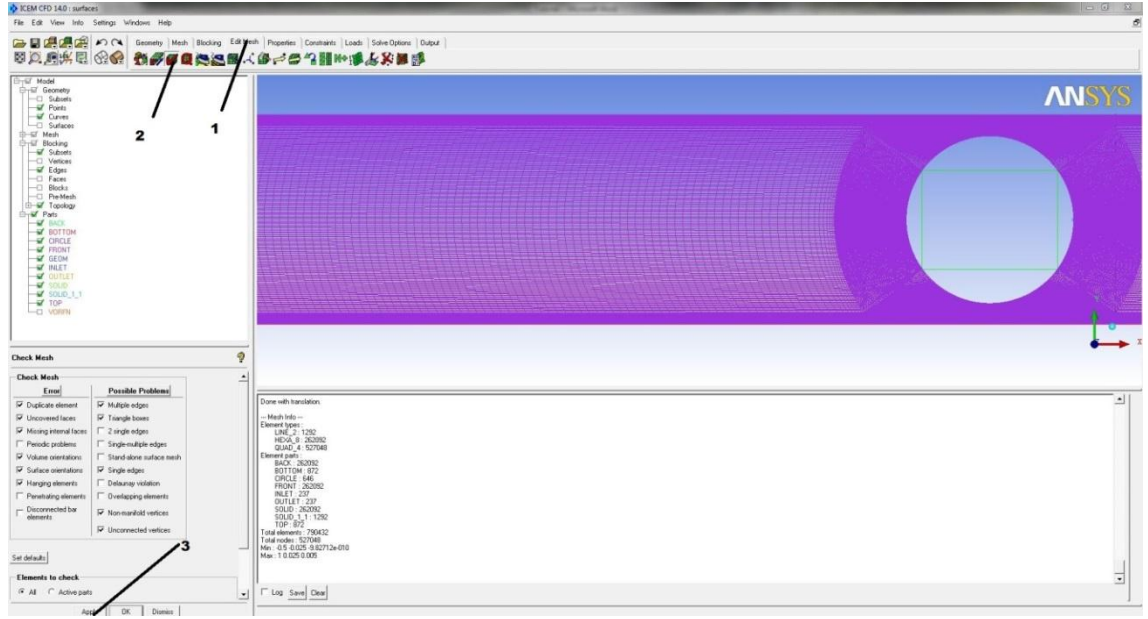


**Şekil 4.20.** Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX'e aktarılması ve ağ yapısını yazdırmak için yapılan işlem



**Şekil 4.21.** Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX'e aktarılması ve ağ yapısının yazdırmak için yapılan son kaydetme dosya oluşturma işlemi

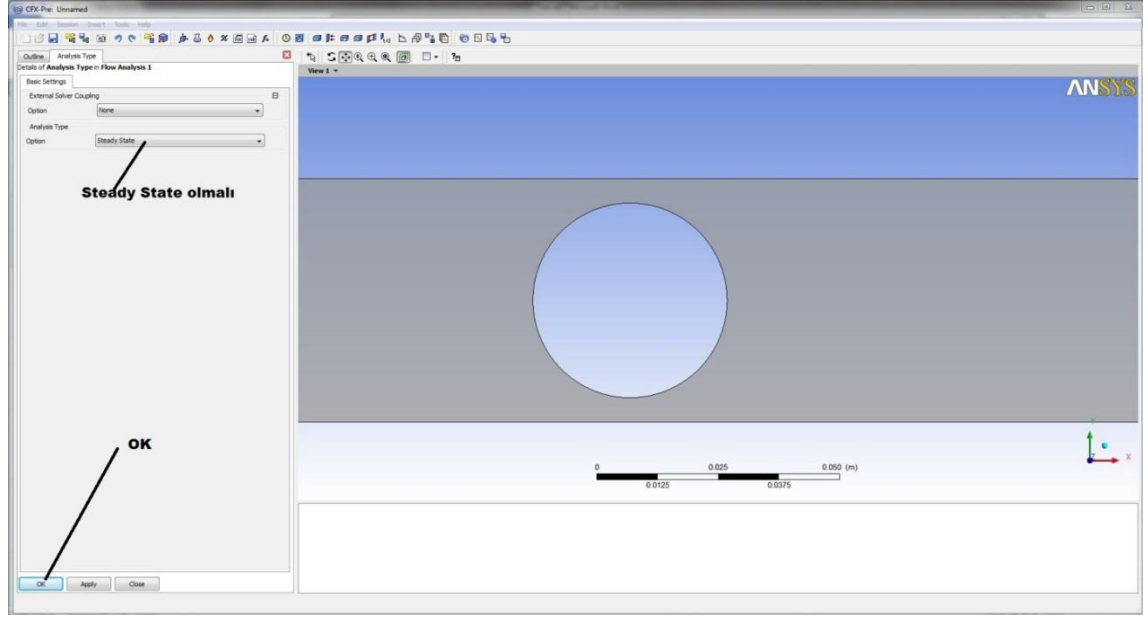
Oluşturduğumuz ağ yapısını kontrol etmemiz gerekmektedir. Bunun için Edit Mesh sekmesindeki Check mesh tıklanır. Eğer oluşturduğumuz mesh kontrolünde bir hata varsa elemanları böldüğümüz adımlara geri dönüp hataları engellemeliyiz. Ağ yapısında herhangi bir sorun yok ise projemizi kapatabiliriz. ICEM CFD projeyi kapatırken kaydetmek isteyip istemediğimizi soracaktır projemizi kaydederek ICEM CFD yi kapatabiliriz. Bu aşamada ağ yapısı oluşturma işlemi tamamen bitmiştir.



**Şekil 4.22.** Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının edit-mesh / check-mesh sekmesi ile oluşturulan mesh yapısının (ağ yapısının) kontrol edilmesi

#### 4. 1. 4. Sınır Şartlarının Tanıtılması

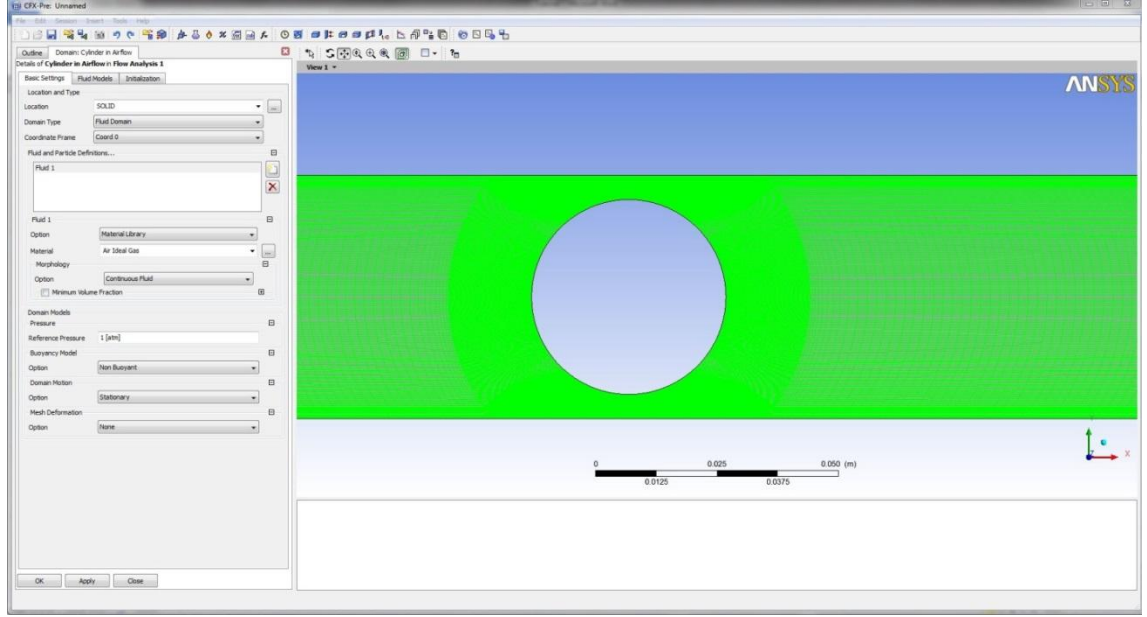
Ağ yapısının oluşturulmasından sonra analizini yapacağımız geometrinin ANSYS CFX'e aktarımı, sınır şartlarının tanıtılması gerekmektedir. Bunun için Başlat menüsünden CFX 13.0 seçilir. Daha sonra CFX-Pre seçilir, ekrana boş gri bir pencere açılır. File>New Case>General>OK adımlarından sonra ANSYS CFX açılır. Oluşturduğumuz ağı buraya aktarmak için File>Import Mesh tıklanır, açılan dialog kutusunda alt kısımda dosya tiplerinden Files of type>ICEM CFD seçilir ve aynı pencerenin sağ üst köşesinde yer alan Mesh units>m olarak metre seçilir. Hatırlayacağımız üzere geometrimizi metre cinsinden çizmiştik. Oluşturduğumuz mesh dosyası .cfx5 uzantılı dosyadır bu dosya seçilirse ağ yapısı CFX'e aktarılmaya başlar. Ağ yapısı aktarıldıktan sonra yapılacak analizin tipi seçilir. Sürekli rejimde çalışacağımız için steady state seçtik.



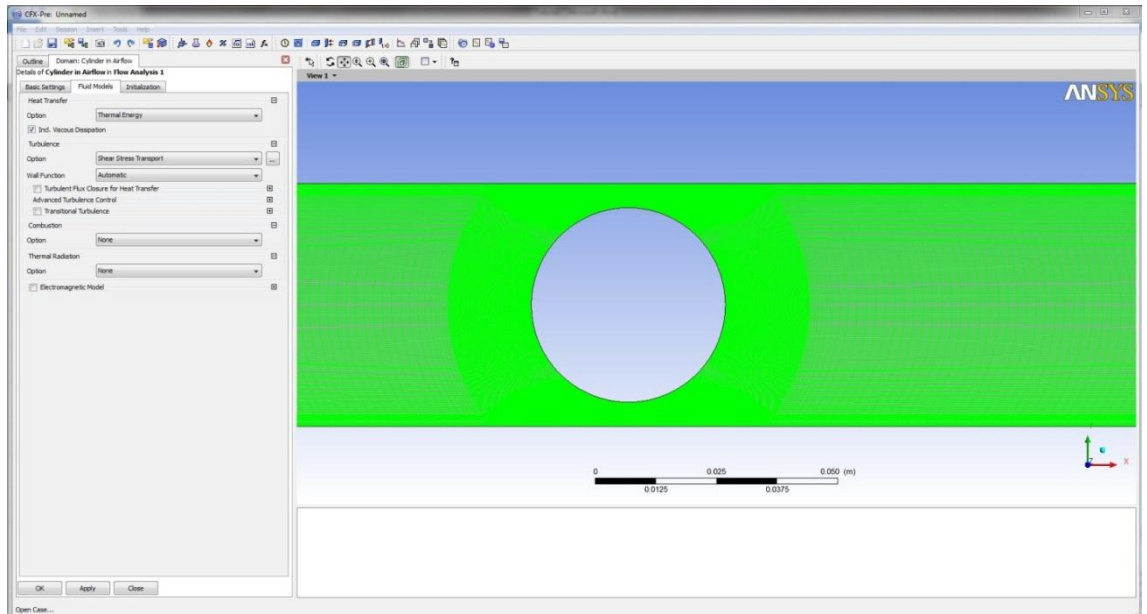
**Şekil 4.23.** ANSYS-CFX’de analiz tipinin tanımlanması

Default Domain yazan sekmeye sağ tıklayıp çıkan pencerede Rename tıklanır ve Cylinder in Airflow yazılır. Cylinder in Airflow çift tıklanır Basic settings>Material> Air ideal gas seçilir Fluid models> Heat transfer>Option> Thermal energy. Inc. Viscous dissipation tıklanır. Turbulence option>Shear Stress Transport seçilir ve OK tıklanır. Sınır şartlarını tanıtmamız için Cylinder in airflow sağ tıklanır>Insert>Boundary tıklanır ve çıkan küçük pencereye Inlet yazılır. Inlet çift tıklanır ve boundary type Inlet>Location da Inlet seçilir ve Boundary details sekmesine geçilir. Akış ses hızının altında subsonic, kütle ve momentum transferi için kartezyen koordinatlardaki hız bileşenleri u,v,w kullanılacak, türbülans seçeneği Low intensity %1 olacak, ısı geçişi için statik sıcaklık kullanılacaktır. Giriş için u yönündeki hızımız 0.01568 m/s, sıcaklığımız ise 333 K girilecektir.





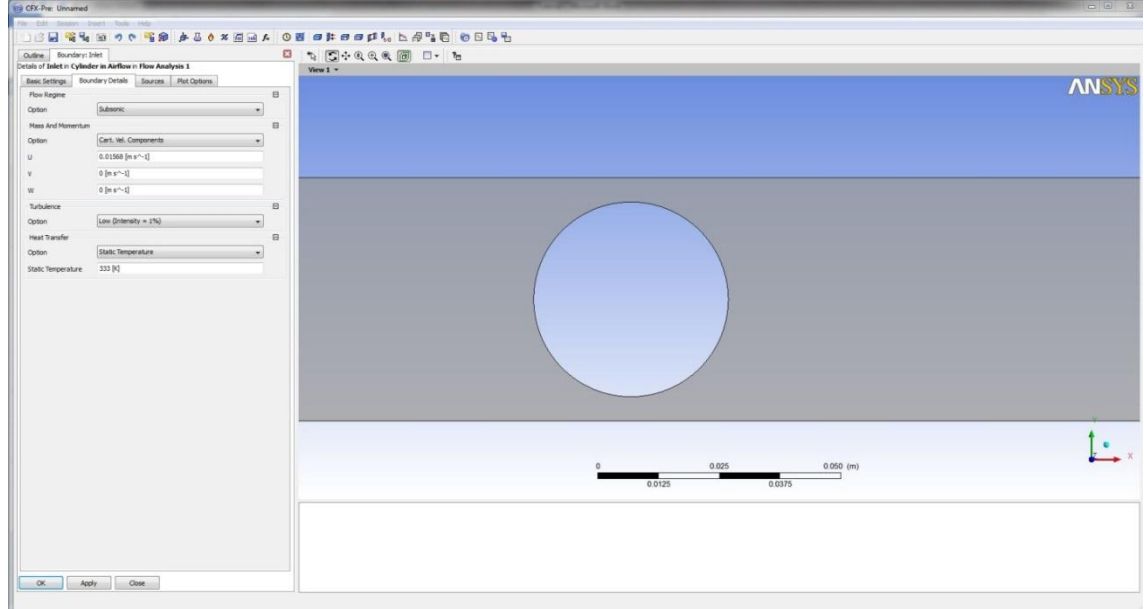
**Şekil 4.24.** ANSYS-CFX’de akış tipinin tanımlanması



**Şekil 4.25.** ANSYS-CFX’de akış tipinin modellenmesi

Benzer şekilde çıkış sınır şartını tanımlamak istersek Cylinder in Airflow sağ tıklanır>Insert>Boundary ve Outlet yazılır. Location outlet seçilir ve boundary details sekmesinde Relative Pressure 0 Pa girilir. OK’e basılır. Üst duvar için yine önceki işlemler ile sınır şartı girilir Top yazılır Boundary type Wall seçilir Location sekmesinde Top işaretlenir ve Boundary details kısmında No Slip Wall, Smooth wall ve Adiabatic seçilmiştir bunlar kontrol edilir ve OK’e basılır. Alt duvar için üst duvar

için yapılan işlemlerin aynısı yapılır ancak sınır şartı ismine Bottom girilir, diğer kısımlarda aynı işlemler yapılır.



**Şekil 4.26.** ANSYS-CFX’de akış hızının ve havanın kanala giriş sıcaklığının tanımlanması

Kanalın ön ve arka yüzeyleri simetriktir, bu sınırlar için yeni sınır şartı tanımlaması yapılır Front ve Back yazılır, Boundary type kısmında Symmetry seçilir, location kısmına Front ve Back seçilir. Daire için yeni bir sınır şartı tanımlanır Circle yazılır, Boundary type kısmında Wall seçilir, location kısmında Circle seçilir ve Boundary Details sekmesine geçilir. No Slip Wall, Smooth wall sekmeleri kontrol edilir, daire duvarı adyabatik değildir, heat transfer option kısmında Temperature seçilir ve Fixed Temperature kısmına 293 K girilir. OK’e basılır. Böylece sınır şartlarımızın tanıtılması işlemi bitmiştir.

Kanalın içerisindeki akışkanımız havadır ve hava bütün kanalı doldurmaktadır. Havanın kanaldaki ilk değerlerinin tanıtılması gerekmektedir. Bunu Initialize sekmesini ekleyerek yapacağız. Bunun için ekranın üstündeki  $t=0$  yazılı butona basıp Global Initialization değerlerini girmemiz gerekmektedir. Koordinat tipi Kartezyen, hız tipi Automatic with value seçilir. U,v,w bileşenleri  $0 \text{ ms}^{-1}$  girilir. Statik basınç değeri de Automatic with value seçilir ve 0 Pa değeri girilir. Sıcaklık değeri de Automatic with value seçilir ve 333 K değeri girilir. Türbülans modeli için k epsilon seçilir, türbülans kinetik enerji ve türbülans eddy disipasyon değerleri otomatik olarak bırakılır ve OK

butonuna basılır. Solver control sekmesine tıklanır ve Residual Target değeri 1E-5 girilir. OK 'e basılır. Solver sekmesine sağ tıklanır, Insert sekmesinden Expert Parameters seçilir. Discretization sekmesinde tbulk for htc tıklanır ve açılan kutuya 333 değeri girilir. OK'e basılır ve artık problemimiz çözüme hazırdır. Dosyamız kaydolduktan sonra ekranın en üst köşesinde sağdan ikinci butona yani Run Solver and Monitor tıklanır açılan diyalog kutusunda problemimizin def uzantılı dosyasını kaydetmek istediğimiz yer sorulmaktadır, aynı klasörde çalışmak her zaman yarar sağlayacağından bütün dosyaların içinde olduğu klasörü seçip tamam diyerek devam ediyoruz ve ANSYS problemi bizim için çözmeye başlıyor, bilgisayarınızın kapasitesine göre çözüm süresi değişecektir. Çözüm bitince ekranda çıkan diyalog kutusunda Post-Process results tıklanır ve OK'e basılırsa CFD Post açılır.

#### **4. 1. 5. Oluşturulan Modelde İstenilen Sonuçların Alınması ANSYS-CFX ' de Post- Processing**

CFD Post programında elde edilen çözümden istenilen her türlü sonuçlar alınabilir. Biz kanalın ön ve arka yüzeylerinin ortasında bir düzlem tanıtacağız, bu düzlemin daire ile kesiştiği yerdeki (Yani bir halka) bazı fiziksel özellikleri alacağız. Öncelikle Location sekmesinden Plane tıklanır, XY düzleminde 2.5 mm'de bir düzlem tanımlayacağız. Bunun için 0.0025 değeri girilir ve Apply tuşuna basılır. Kanalın ortası ile silindiri kesiştirmek için ise yine Location sekmesine tıklanır ancak bu sefer Polyline seçilir. Method olarak Boundary Intersection, Boundary list ten Circle ve de Intersect with Plane 1 (Kanalın ortasındaki düzleme hangi ad verildiyse o seçilir). Silindirin tam orta noktasında bir daire çizilmiş olur. İstenilen değerleri elde etmek için File>Export tıklanır, açılan kutuda file kısmına istenilen dosya adı yazılır (w50d40.csv gibi) Locations sekmesinde Polyline seçilir. Aynı kutudaki değişkenlerden ise Ctrl'ye basılı tutarak Pressure, Velocity u Gradient y, Wall heat transfer coefficient ve Wall shear değerleri seçilir, Save denilir.

CFD-POST programından istenilen her türlü sonuç alınabilir. Yapılan bu çalışmada birkaç makale için çözüm sonucu elde edilmiş hız gradyanları, ısı transfer katsayıları, basınç ve kayma gerilmesi değerleri doğrulanmış daha sonra ise kendi oluşturduğumuz model için yani arka arkaya konumlandırılmış sabit çaplı iki dairesel silindir için benzer

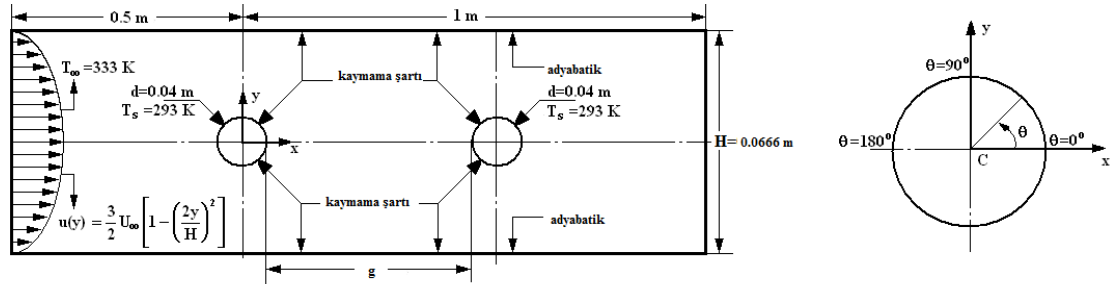
sonuçlar değerlendirilmiş ve doğrulanen diğer makaleler ile benzer sonuçlar elde edildiği gözlemlenmiştir.

Çift silindir için çalışılan bu tezde geometri için;

Kanal içi akışta silindir çapları sabit  $D=0.04\text{m}$  ve blokaj oranı sırasıyla  $\beta=D/H =0.6-0.7-0.8$  ve silindirler arası mesafe silindir çapları ile orantılı olarak  $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0 D$  arasında değiştirilerek nümerik hesaplamalar ve bunun sonucunda ortaya çıkan bulgular incelenecektir.

Ayrıca analizler sonucunda çıkan sonuçlar excelde elde edilen grafikler detaylı bir şekilde anlatılacaktır. Daha önceden elde edilmiş bulgular ile karşılaştırma yapılmaya çalışılacaktır.

#### 4. 2. Çift Silindir Sonuçlarının ANSYS-CFX' de çözümlenmesi



şekil 4.27. a) Dairesel silindir etrafındaki akış alanı b) Koordinat sistemi

Reynolds sayısı  $Re=40$  blokaj oranları  $\beta=0.6-0.7-0.8$  ( $\beta=D/H$   $D$ =Dairesel silindir apı,  $H$ =Kanal yüksekliği) için silindir çapı sabit ve  $D=40$  mm olacak şekilde girişteki hava hızı  $U_\infty=15.68 \times 10^{-3}$  m/s, girişteki havanın sıcaklığı  $T_\infty=333$  K ve silindirin yüzeyindeki sıcaklık  $T_s=293$  K de sabit tutulmuştur.

Burada kanal yüksekliğinin değişmesinin yani blokaj oranının değişmesinin silindir üzerine etkisi; ayrıca silindirler arası mesafenin akış yapısına etkisi ayrıntılı olarak irdelenmiştir.

Kanal yükseklikleri sırasıyla blokaj oranı  $\beta=0.600-0.700-0.800$  için  $H=66.6$  mm-57.1 mm-50 mm alınarak yani kanal genişliği daraltılıp genişletilerek silindir üzerine akışın etkisi incelenmiştir. Silindir konum olarak kanalın girişinden 0.5 m, çıkışından ise 1 m uzaklığa konulmuş kanal yüksekliğinin ise tam ortasında ( $H/2$ ) mesafede konumlandırılmıştır. Kartezyen koordinatlardaki xy eksen takımı ise silindirin merkezi

olarak belirlenmiştir. Koordinatlar belirlenirken amaç akışın neredeki yapısı incelenecekse oraya yakın bir yer seçmektir. Bu çalışmada silindir etrafındaki akış yapısı inceleneceği için silindir merkezi koordinat eksenini olarak tanımlanmıştır.

Kanal içi akışta silindir çapları sabit  $D=0.04$  m ve blokaj oranı sırasıyla  $\beta=D/H =0.6-0.7-0.8$  ve silindirler arası mesafe silindir çapları ile orantılı olarak  $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$  D arasında değiştirilerek nümerik hesaplamalar yapılmıştır.

Temel olarak incelenen akış ve ısı transferi parametreleri ise sırasıyla ;

$$Re = \frac{\rho U_{\infty} d}{\mu} \quad (4.1)$$

$$C_p = \frac{P_{\theta} - P_{\infty}}{\frac{1}{2} \rho U_{\infty}^2} \quad (4.2)$$

$$\tau = C_f \frac{1}{2} \rho U_{\infty}^2 \quad (4.3)$$

$$Nu_{\theta} = \frac{h_{\theta} d}{k} \quad (4.4)$$

$$Nu_{ort} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Nu_{\theta} d\theta \quad (4.5)$$

Re Reynolds sayısını,  $C_p$  basınç katsayısını,  $\tau$  duvardaki kayma gerilmesini,  $Nu_{\theta}$  ve  $Nu_{ort}$  ise lokal ve ortalama Nusselt sayılarını ifade etmektedir.

### 4. 3. Tek Silindir ve Çift Silindir Üzerinde Sonuçların Doğrulanması

Bu tez çalışmasına başlamadan önce yapılan çalışmalar detaylıca incelenmiş ve ilk önce aynı senaryo tek silindir ve daha sonra da sabit blokaj oranı  $\beta=1/24$  için çift silindir sonuçları çalışılmıştır. Bu çalışmalar doğrulandıktan sonra kendi modelimize geçilmiştir. Tek silindir için Özalp ve ark.(2010) yaptığı çalışma dikkate alınmış, çift silindir için ise Singha ve ark.(2010) yapmış olduğu çalışma denenmiştir.

#### 4. 3. 1. Ayrılma Açılarının Değişiminin İncelenmesi

Çizelge 4.1 incelendiğinde genel olarak şu sonuca varılmıştır. Kanal içi akışta blokaj oranı azaldığında ( $\beta=0.6 - \beta=1/24$ ) yani kanalın yüksekliği arttığında ayrılma açıları da ön ve arka silindirde artmıştır. Ayrıca Özalp ve ark.(2010),  $\beta=0.6$  için elde edilen ayrılma açısına çok yakın değer elde edilmiştir ( $\theta_s=41.34^\circ$ ).

**Çizelge 4.1**  $\beta=1/24$  için ön-arka silindir ayrılma açıları ve tek silindir  $\beta=0.6$  ( $\xi$ ) ayrılma açısı değişimi

g	0.2 D	0.7 D	1.0 D	1.5 D	3.0 D	4.0 D	$\xi$	
$\theta_s$ -ön	52.98	52.98	52.98	52.98	52.98	52.98	$\theta_s$	41.34°
$\theta_s$ -arka	42.82	40.64	39.91	38.46	37.74	37.74		
$\theta_s$ -ön-Singha ve ark. (2010)	$\cong 51.5$	$\cong 51$	$\cong 52$	$\cong 53$	$\cong 53.5$	$\cong 53.5$		
$\theta_s$ -arka-Singha ve ark. (2010)	$\cong 42$	$\cong 40.5$	$\cong 39.5$	$\cong 38$	$\cong 37$	$\cong 37$		

Singha ve ark. (2010) ön silindir için sapma açısı değerlerini farklı bir blokaj oranı değerinde daha yüksek bir kanal yüksekliğinde ( $H=24D$ ) olacak şekilde konumlandırarak  $\beta=1/24$  değeri için ayrılma açılarının değişimini incelemişlerdir. Yapılan analizler sonucu buldukları ayrılma açıları bu çalışmada bulunan ayrılma açılarından özellikle ön silindir için %28 daha fazla bulmuşlardır ( $\theta_s - \theta_n = 52.98^\circ$ ). Bu da bize kanalın blokaj oranının düşürülmesinin ayrılma açısının arttıracacağı yorumunu yapmamızı sağlıyor. Ayrıca ilk silindirde ayrılma açısı değerinin oldukça yüksek bir değerde ( $\theta_s - \theta_n = 52.98^\circ$ ) çıkması ikinci arkadaki silindiri doğrudan etkilemiş ve

arkadaki silindir de daha düşük ayrılma açılarının bulunmasına neden olmuştur. Arkadaki silindir için ayrılma açısı değerleri karşılaştırılacak olursa bu tez çalışmasında bulunan değerlerden Singha ve ark.(2010) da bulduğu değerler; bu çalışmaya oranla blokaj oranındaki farklılıktan dolayı ( $\beta=1/24$ ) yaklaşık olarak %8' lik bir artış söz konusudur. Bu artışın nedeni de az öncede bahsedildiği gibi kanal içi yüksekliğin ( $H=24$  D) fazla oluşundan kaynaklanmaktadır.

#### 4. 3. 2 Ortalama Isı Transfer Katsayılarının Değişiminin İncelenmesi

Singha ve ark. (2010), blokaj oranı sabit ve  $\beta=1/24$  için ön silindirdeki ortalama ısı transfer katsayılarının hesaplandığında  $g=0.2-4.0$  D arasında  $h_{ort-ön}=1.98-2.11$  arasında değişen değerlerde artmıştır. Arka silindir içinse bu değer  $h_{ort-arka}=0.79-1.18$  arasında silindirler arası mesafe arttıkça artmıştır.

**Çizelge 4.2**  $\beta=1/24$  için ön-arka silindir ve tek silindir  $\beta=0.6$  ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi( $\xi$ = Tek silindir)

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>	<b><math>\xi</math></b>	
<b><math>h_{ort-ön}</math></b>	1.98	2.04	2.06	2.09	2.10	2.11	<b><math>h_{ort}</math></b>	2.07
<b><math>h_{ort-arka}</math></b>	0.79	0.88	0.93	0.99	1.11	1.18		

Buradan da anlaşılacağı üzere blokaj oranı azaldıkça ön silindirdeki ortalama ısı transfer katsayıları da azalmıştır. Aynı şekilde bizim bulduğumuz sonuçlara göre daha düşük olan ortalama ısı transfer katsayıları arka silindir için de hesaplanmıştır ( $h_{ort-arka}=0.79-1.18$ ). Arka silindir için bu değerler silindirler arası mesafe arttıkça artmış ancak blokaj oranının çok düşük olmasından dolayı bu çalışmada yapılan değerlere göre oldukça düşük değerler elde edilmiştir(  $\beta=0.6-0.7-0.8$ ;  $h_{ort-arka}=1.63-1.47$ ,  $\beta=1/24$ ;  $h_{ort-arka}=0.79-1.18$ ). Ayrıca Özalp ve ark. (2010) için  $\beta=0.6$  değerinde ortalama ısı transfer katsayısı değerine bakıldığında Singha ve ark. (2010) ön silindir ortalama ısı transfer katsayısına uygun arasında bir değer olan  $h_{ort}=2.07$  olarak bulunmuştur.

#### 4. 3. 3. Ortalama Nusselt Sayılarının Değişiminin İncelenmesi

$\beta=1/24$  için Singha ve ark. (2010), yaptığı çalışma incelenecek olduğunda bu çalışmada bulunan değerlere göre oldukça düşük değerler elde edilmiştir. Bu sonuçlar ile yapılan

çalışma kıyaslanacak olursa; blokaj oranı azaldığında ortalama Nusselt sayılarının azaldığı görülebilir. Öndeki silindir için  $Nu_{ort-ön} = 3.08-3.28$ , arkadaki silindir için ise  $Nu_{ort-arka} = 1.23-1.78$  arasında artan oranda değişen sonuçlar bulunmuştur. Yüzdesel olarak bakıldığında ise  $\beta=0.6$  için bulunan değerler ile yarı yarıya bir artış söz konusu olduğu söylenebilir.

**Çizelge 4.3**  $\beta=1/24$  için ön-arka silindir ve tek silindir  $\beta=0.6$  ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi ( $\xi$ = Tek silindir)

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>	$\xi$	
<b><math>Nu_{ort-ön}</math></b>	3.08	3.18	3.22	3.25	3.28	3.28	<b><math>Nu_{ort}</math></b>	5.408
<b><math>Nu_{ort-arka}</math></b>	1.23	1.38	1.45	1.54	1.73	1.78		

Özalp ve ark.(2010), tek silindir için ortalama Nusselt sayılarını hesaplamışlardır. Burada  $\beta=0.571-0.800$  tek silindir için ortalama Nusselt değerleri  $Nu_{ort}=4.97-6.51$  olarak bulunmuştur. Bulunan değerler ile karşılaştırıldığında özellikle öndeki silindir için bakıldığında blokaj oranı  $\beta=0.6$  ön silindir için ortalama Nusselt sayısının değerleri  $Nu_{ort-ön}=5.16-5.41$  ve de  $\beta=0.8$  ön silindir için ise ortalama Nusselt sayısının değerleri  $Nu_{ort-ön}=6.73-6.88$  şeklinde makale ile benzer sonuçlar hesaplanmıştır. Bu çalışmada  $\beta=0.6$  ön silindir için ortalama Nusselt sayısının değerleri yaklaşık %8.8 makale sonuçlarına göre fazla çıkmıştır. Aynı şekilde  $\beta=0.8$  ön silindir için ortalama Nusselt sayısının değerleri ise yaklaşık %5.8 daha yüksek çıkmıştır. Ancak burada çift silindir incelenen makale de tek silindir olduğu göz önünde bulundurulmalıdır.

#### 4. 3. 4. Maksimum Sürtünme Faktörünün Oluştığı Açıların İncelenmesi

Burada Singha ve ark.(2010), yaptığı çalışmayla kıyasladığımızda blokaj oranı arttıkça bulunan açısal değerlerde azalmıştır.  $\beta=1/24$  için ön silindir de  $\theta_{Cf-max-ön} = 128.46^\circ$  bulunmuştur.  $\beta=0.6$  için bu değer  $\theta_{Cf-max-ön} = 102.33^\circ-103.06^\circ$  hesaplanmıştı aynı şekilde  $\beta=0.7$  için  $\theta_{Cf-max-ön} = 97.25^\circ -96.53^\circ$  ve  $\beta=0.8$  için  $\theta_{Cf-max-ön} = 94.35^\circ$  bulunmuştur. Burada dikkat çekici olan bir diğer sonuçta blokaj oranı arttıkça yani kanal yüksekliği düştükçe maksimum sürtünme faktörünün olduğu açılar git gide azalarak arkadaki silindir değerlerine düşmesidir. Tabi burada kanal yüksekliğinin çok düşmesinden blokaj etkisini görmekteyiz. Arkadaki silindirde oluşan maksimum



sürtünme faktörünün oluştuğu açıları kıyaslayacak olursa; öndeki silindire göre daha düşük değerler çıkmıştır.

**Çizelge 4.4**  $\beta=1/24$  için ön-arka silindir ve tek silindir  $\beta=0.6$  için maksimum sürtünme faktörünün oluştuğu açılar( $\xi$ = Tek silindir)

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>	$\xi$	
$\theta_{Cf-max-ön}$	128.46	128.46	128.46	128.46	128.46	128.46	$\theta_{Cfmax}$	76.93
$\theta_{Cf-max-arka}$	95.08	95.08	95.08	96.53	100.88	103.79		

Özalp ve ark.(2010), yaptıkları çalışmada tek silindir için bu değerleri çalışmışlar ve blokaj oranı  $\beta=0.571-0.800$  için  $\theta_{Cf-max} = 74.9^\circ - 85.4^\circ$  olarak hesaplamışlardır ( $\beta=0.6$   $\theta_{Cf-max} = 76.93^\circ$ ). Bu çalışmada bulunan sonuçlara göre daha düşük açılar hesaplanmıştır. Yalnız yapılan bu çalışma tek silindir için olup; silindir sayısı çift silindir için bu çalışmada daha yüksek açı değerleri gözlenmiştir ( $\beta=0.6-0.8$ ;  $\theta_{Cf-max-ön} = 103.06^\circ - 94.35^\circ$ ).

#### 4. 3. 5. Sürüklenme Katsayılarının Değişiminin İncelenmesi

Singha ve ark. (2010), yaptığı çalışmayla kıyasladığımızda blokaj oranı arttıkça bulunan sürüklenme katsayıları değerleri de artmıştır.  $\beta=1/24$  için ön silindir de  $C_{d-ön}=1.55-1.51$  arasında bulunmuştur.  $\beta=0.6$  için bu değer  $C_{d-ön} = 0.90-0.92$  hesaplanmıştır tek silindir ile tamamen uyumlu bir sonuç bulunmuştur. Aynı şekilde  $\beta=0.7$  için  $C_{d-ön} = 1.90-1.92$  ve  $\beta=0.8$   $C_{d-ön} = 5.46-5.48$  bulunmuştur.  $\beta=1/24$  için arka silindir de  $C_{d-arka}=0.11-0.51$  arasında bulunmuştur. Görüldüğü gibi ön silindire göre arka silindir de daha düşük sürüklenme katsayıları elde edilmiştir.

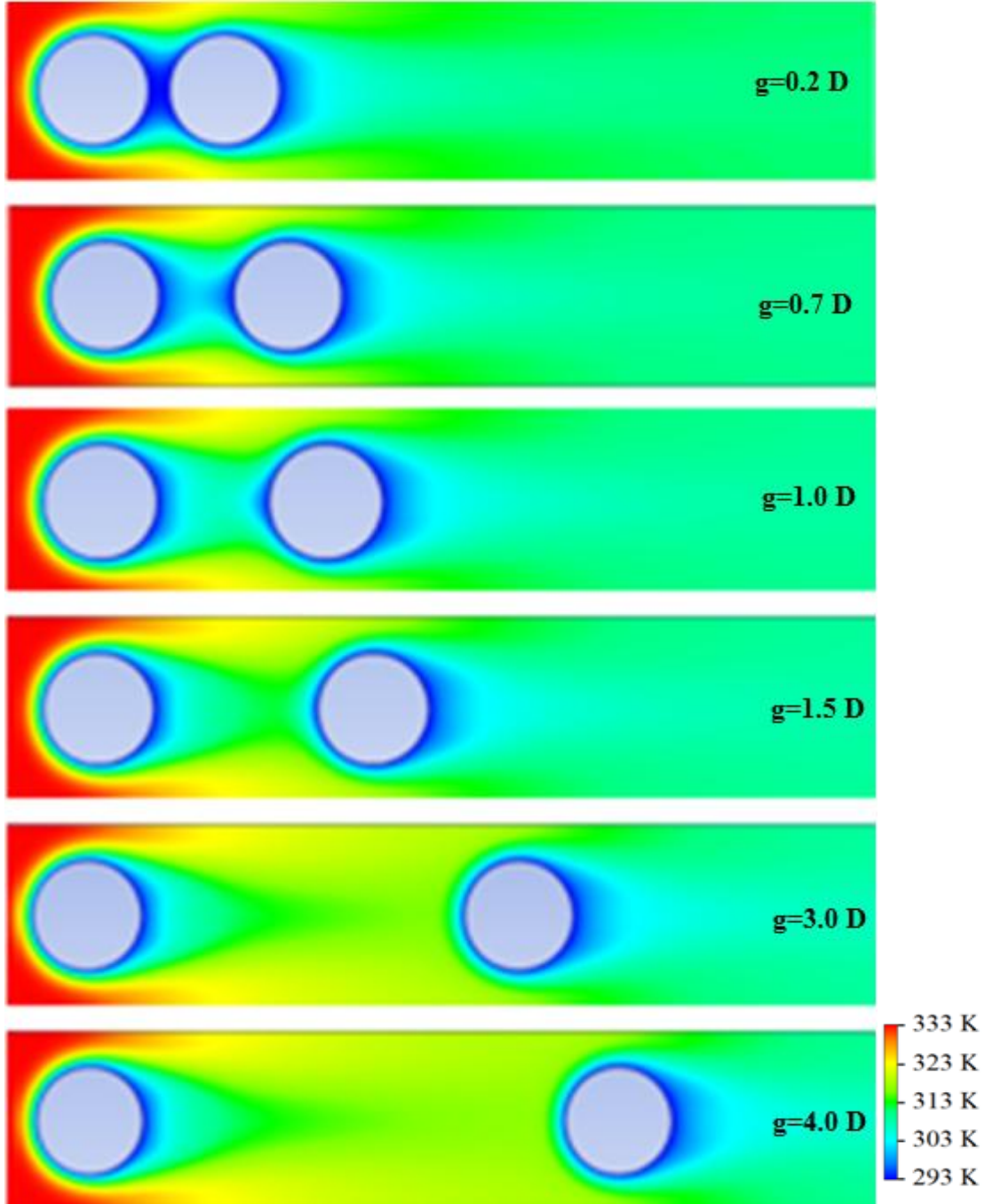
**Çizelge 4.5**  $\beta=1/24$  için ön-arka silindir ve tek silindir  $\beta=0.6$  için sürüklenme katsayıları( $\xi$ = Tek silindir)

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>	$\xi$	
$C_{d-ön}$	1.55	1.53	1.52	1.51	1.50	1.51	$C_d$	0.92
$C_{d-arka}$	0.11	0.18	0.21	0.27	0.42	0.51		
$C_{d-ön-Singha ve ark. (2010)}$	$\cong 1.55$	$\cong 1.50$	$\cong 1.50$	$\cong 1.50$	$\cong 1.45$	$\cong 1.45$		
$C_{d-ön-Singha ve ark. (2010)}$	$\cong 0.10$	$\cong 0.15$	$\cong 0.18$	$\cong 0.2$	$\cong 0.3$	$\cong 0.4$		

#### 4. 4. Blokaj Oranı ve Silindirler Arası Mesafe Değişimine Göre Elde Edilen Isı ve Akış Parametreleri

##### 4. 4. 1. $\beta=0.6$ Sıcaklık Dağılımları

$\beta=0.6$  için silindir çapları ile orantılı olarak sıcaklık değişimleri incelendiğinde; silindirler arası mesafe arttıkça öndeki silindirden kaynaklanan sıcaklık değişiminin arkadaki silindiri etkilemediği arkadaki silindirin tek silindir gibi davrandığı gözlemlenmiştir. Özellikle  $g=3.0$  D-4.0 D değerlerinde bu yapı gözlemlenebilir. Diğer silindirler arası mesafelerde ( $g=0.2-0.7-1.0-1.5$  D) öndeki silindirde oluşan sıcaklık değişimi arkadaki silindiri etkilemektedir.. Silindir çevresinde 293 K civarında oluşan sıcaklığın özellikle  $g=0.2$  D değerinde aradaki mesafe çok düşük olduğundan her iki silindir arasındaki sıcaklığın da 293 K sıcaklığında olduğu görülür. Bunun haricinde tüm silindirler arası mesafe de; başlangıçta akış öndeki silindir yüzeyine çarpmadan önce hava akışı 333 K sıcaklık değerinde tam öndeki silindire temas ettiği bölge etrafında silindir çevresini sararak sırasıyla 323 K -313 K -303 K sıcaklığına kadar düşüyor ve en sonunda silindir yüzeyinde 293 K sıcaklığa ulaşmıştır. Silindirler koordinat eksenini olarak öndeki silindir merkezde olacak şekilde kanal yüksekliğinin tam ortasından 0.5 m uzaklığında ve arkadaki silindirde aradaki mesafe silindir çapına bağlı bir şekilde değişimine göre yerleştirildiğinden dolayı; sıcaklık dağılımına bakılacak olursa alt ve üst silindirlerde oluşan dağılımın simetrik ve birbiriyle uyumlu olduğu görülür. Yalnız  $g=0.2$  D değerinden sonra aradaki mesafe açıldığından;  $g=0.7$  D değerinde iki silindir arasındaki sıcaklık dağılımı 293 K değerinden farklı olarak 303 K sıcaklığına ulaşmıştır. Aradaki mesafe açıldıkça; ilk silindirden kaynaklanan sıcaklık değişimi arkadaki silindiri daha az etkilemeye başlamıştır;  $g=1.0$  D değerine bakıldığında  $g=0.7$  D değerinden farklı olarak iki silindir arasında sıcaklığın 313 K değerine kadar ulaştığı fakat yine de ilk silindirden kaynaklı sıcaklık düşümünün arkadaki silindiri etkilediği görülmüştür. Silindirler arasındaki mesafe  $g=1.5$  D olduğunda; öndeki silindirde oluşan sıcaklık değişimi belirgin olarak gözlemlenmekte ve bu değer  $g=1.0$  D olduğu gibi 313 K civarına kadar olmaktadır.

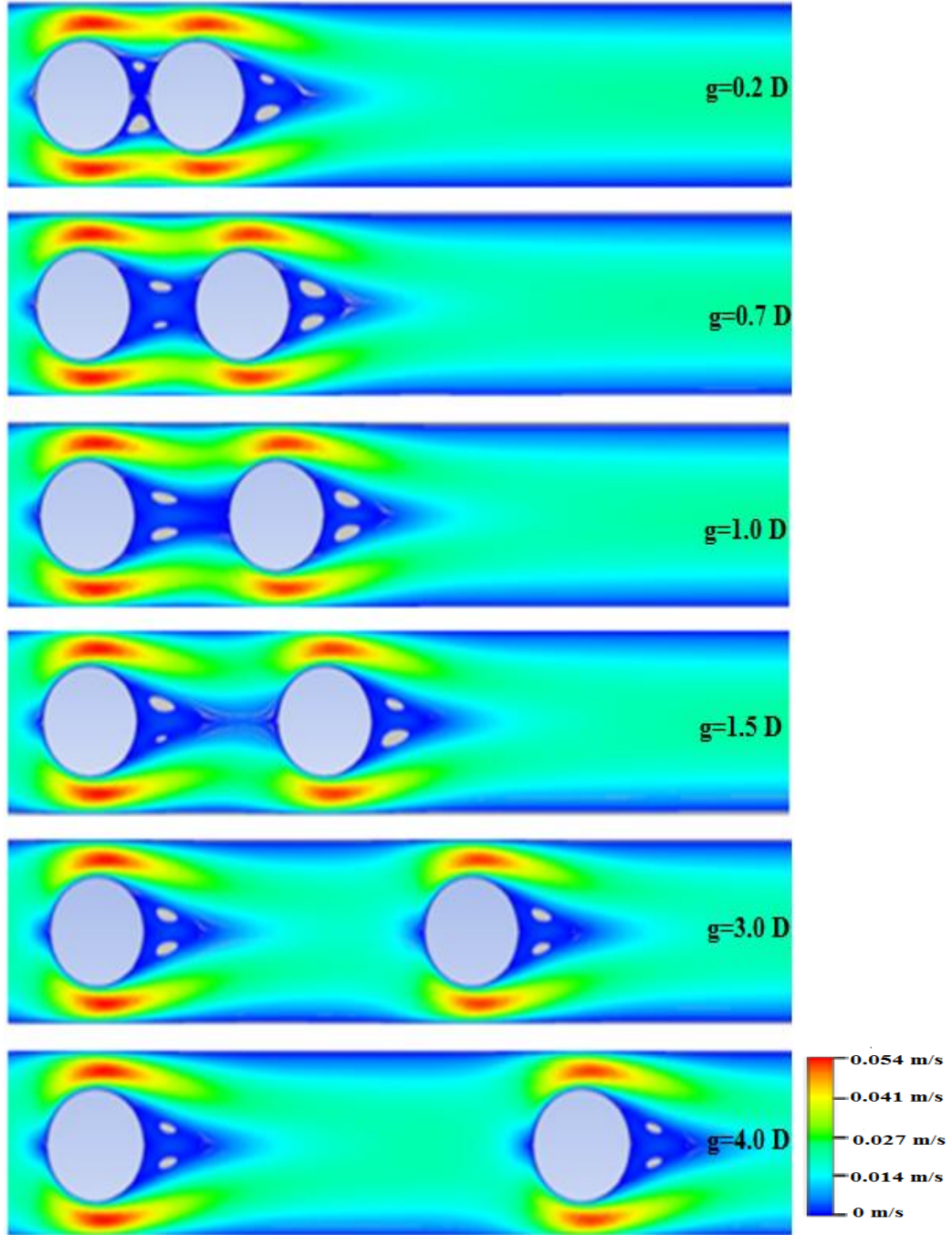


Şekil 4.28  $\beta=0.6$  için sıcaklık dağılımları

Bunun haricinde  $g=1.5$  D değerinde  $g=1.0$  D değerinden farklı olarak 293 K bombeli bir şekilde değil; öndeki silindirden bağımsız bir şekilde nasıl öndeki silindirde 333 K de sıcaklık değişimi başlıyor ise burada da 323 K sıcaklığından itibaren aynı şekilde arkadaki silindirde de kademeli düzgün bir sıcaklık dağılımı oluşmaktadır. Artık bu değerden sonra  $g=3.0$  D ve  $g=4.0$  D değerlerinde aradaki mesafe oldukça arttığından dolayı öndeki silindirde oluşan sıcaklık dağılımları arkadaki silindiri pek fazla etkilememekte ve her bir silindir tek silindir gibi davranmaktadır. Ayrıca öndeki ve arkadaki silindir tek tek incelenip bakılacak olursa öndeki silindirde oluşan 293 K sıcaklık değerinin arkadaki silindiri etkilediği ve arkadaki silindirde daha uzun mesafede bu sıcaklık değerinin görüldüğü gözlemlenmiştir. Bu sıcaklık değerlerinin değişimi daha sonra da üzerinde durulacak olan hız değişim grafikleri ile benzer sonuçlar gösterdiği ortaya çıkmıştır. Silindirler arasında oluşan vorteksler ile sıcaklık düşümleri ve silindirlerin arkasında oluşan sıcaklık değişimleri ile hız gradyanlarında oluşan resirkülasyon bölgelerinin uzunlukları arasında doğrudan bir ilişki olduğu gözlemlenmiştir.

#### **4. 4. 2. $\beta=0.6$ Hız Dağılımları**

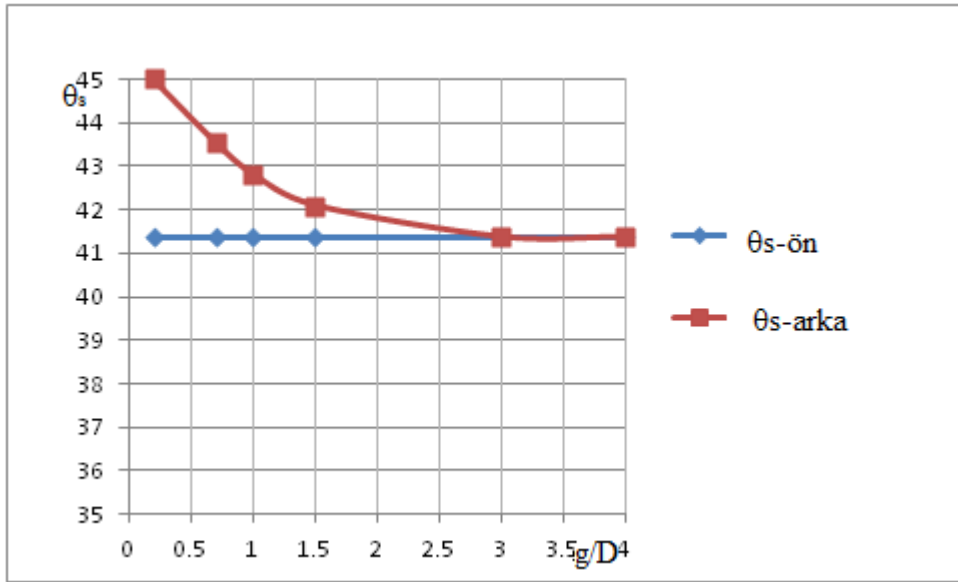
$\beta=0.6$  için hız dağılımları incelendiğinde; hız dağılımları ile sıcaklık dağılımları birbirine benzer sonuçlar çıktığı gözlemlenebilir. Duvarlarda (çeperlerde) neredeyse hızın sıfır ve aynı şekilde hızın silindir çeperlerinde de minimum hıza ulaştığı gözlemlenmiştir. Ayrıca hızın dağılımları incelendiğinde silindir çeperlerinde akışta kopmalar meydana geldiği ve silindirler arası mesafe değiştikçe bu kopmanın büyüklüğü değiştiği görülmektedir. Sıcaklık dağılımındaki gibi  $\beta=0.6$  için  $g=0.2-0.7-1.0-1.5$  D değerlerinde ön silindirden kaynaklı hız dağılımı basınç değişiminin arka silindiri etkilediği görülmüş ancak bu değer  $g=3.0-4.0$  D değerlerinde her bir silindir tek silindir gibi davranmışlardır.



Şekil 4.29  $\beta=0.6$  için hız dağılımları

#### 4. 4. 3. $\beta=0.6$ Ayrılma Açılırları

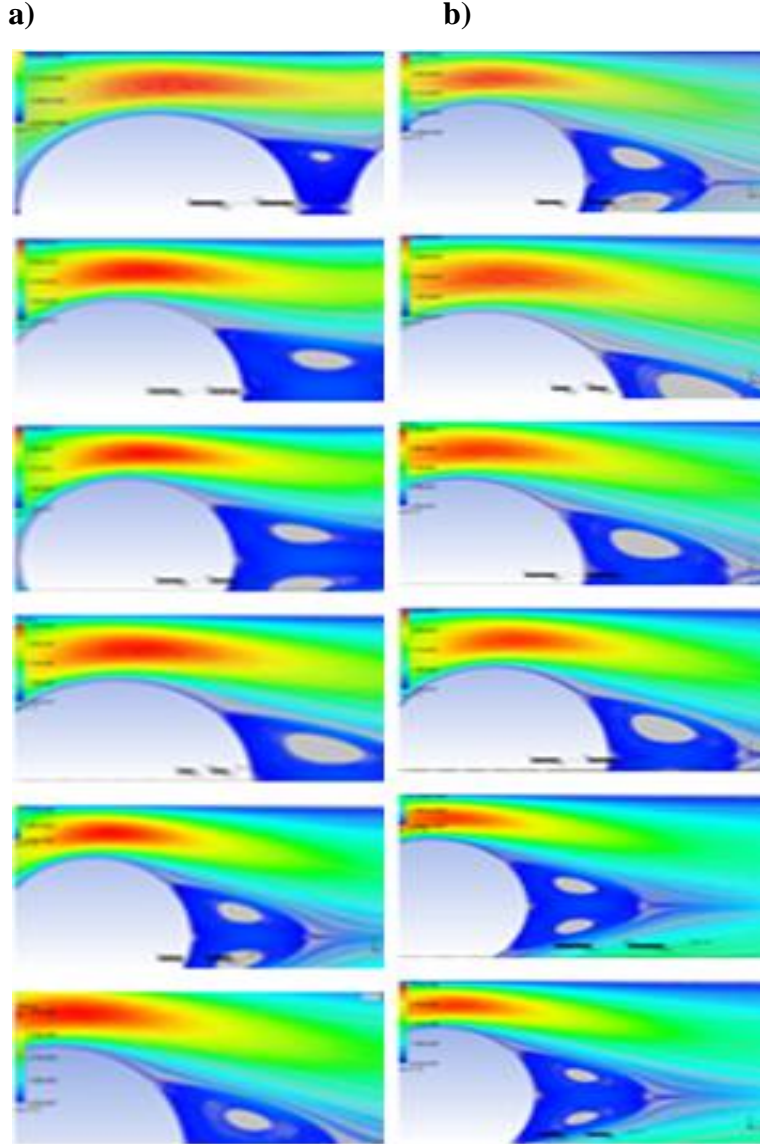
Şekil 4.29, Şekil 4.30.a ve Şekil 4.30.b incelendiğinde  $\beta=0.6$  için ilk (öndeki) silindir için ayrılma açıları aynı çıkmıştır ( $\theta_{s-\text{ön}} = 41.37^\circ$ ). Arkadaki silindirde ise silindirler arası mesafenin etkisi nedeniyle sırasıyla;  $g=0.2$  D için  $\theta_{s-\text{arka}}=45^\circ$  ,  $g=0.7$  D için  $\theta_{s-\text{arka}}=43.54^\circ$  ,  $g=1.0$  D için  $\theta_{s-\text{arka}}=42.82^\circ$  ,  $g=1.5$  D için  $\theta_{s-\text{arka}}=42.09^\circ$  ,  $g=3.0$  D için  $\theta_{s-\text{arka}}=41.37^\circ$  ,  $g=4.0$  D için  $\theta_{s-\text{arka}}=41.37^\circ$  ayrılma açısı değerleri hesaplanmıştır. Burada çok açık bir şekilde fark edilecektir ki ayrılma açısı değerleri hem yapılan analizin uygunluğu nedeniyle hem de silindirler arası mesafeden dolayı öndeki silindir ayrılma açısı değerleri neredeyse aynı bulunmuş; arkadaki silindirde ise ayrılma açısı değerleri başta öndeki silindire göre yüksek olmasına rağmen silindirler arası mesafenin etkisinden dolayı artmış; daha sonra bu mesafe arttıkça ise öndeki silindirdeki ayrılma açısı değerine  $\theta_{s-\text{ön}} = \theta_{s-\text{arka}} = 41.37^\circ$  değerine tekrar ulaşmıştır. Daha da önemlisi burada sevindirici bir diğer sonuçta başlangıçtan beri ifade edilen silindirler arası mesafe  $g=3.0-4.0$  D değerleri için arka silindirde aynı ayrılma açılarının bulunmuş olmasıdır. Bu  $g=3.0-4.0$  D arka silindir için  $\theta_s=41.37^\circ$  değeri bu mesafeden itibaren arkadaki silindirin de öndeki silindir gibi tek bir silindir varmış gibi davranmasını kanıtlayacak değerdir.



Şekil 4.30  $\beta=0.6$  için ön ve arka silindir ayrılma açıları

**Çizelge 4.6**  $\beta=0.6$  için ön ve arka silindir ayrılma açıları değişimi

g	0.2 D	0.7 D	1.0 D	1.5 D	3.0 D	4.0 D
$\theta_{s-ön}$	41.37	41.37	41.37	41.37	41.37	41.37
$\theta_{s-arka}$	45	43.54	42.82	42.09	41.37	41.37



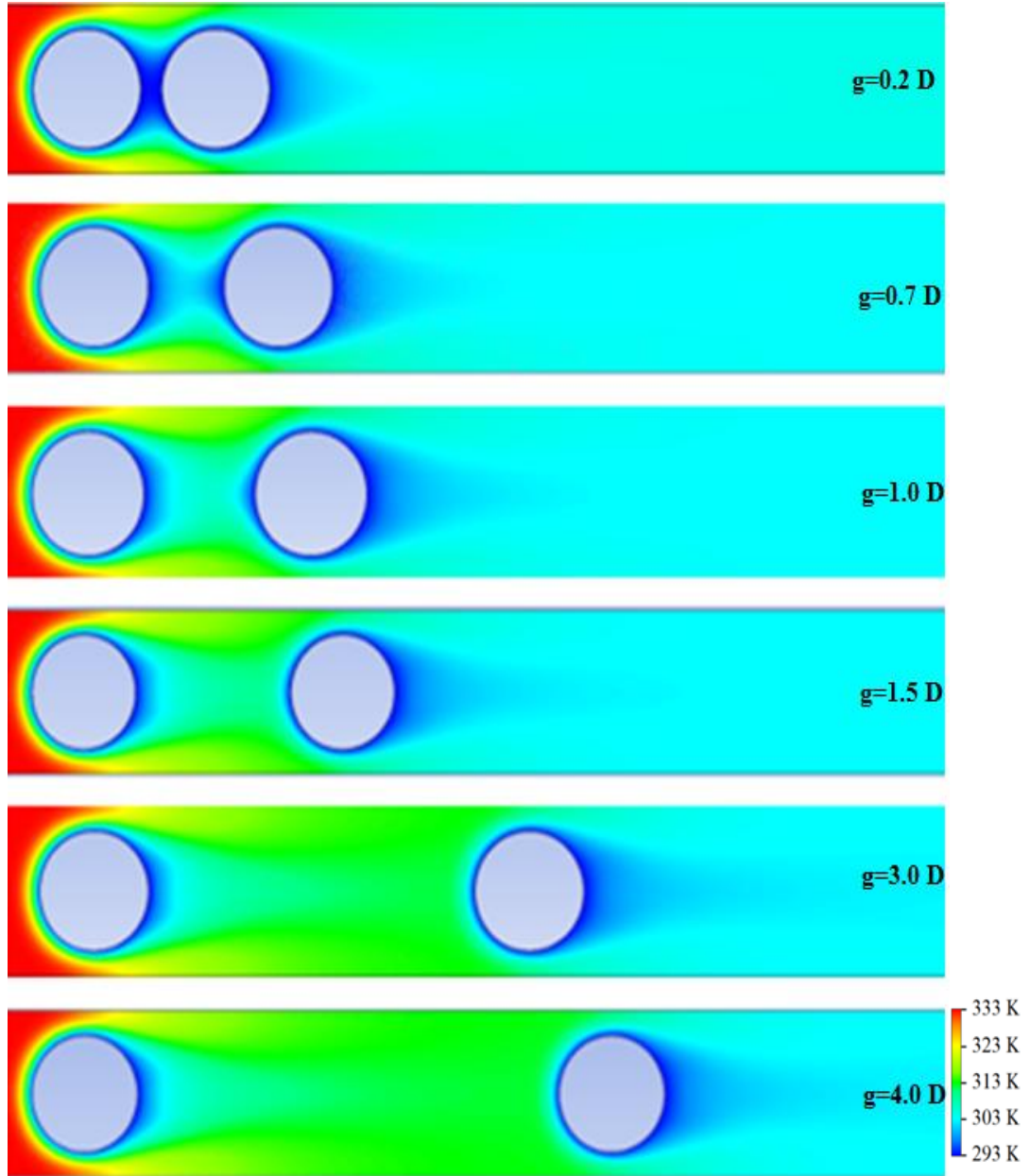
**Şekil 4.31.a** Öndeki silindirde  $\beta=0.6$  için sırasıyla yukardan aşağıya silindirler arası mesafe silindir çapıyla orantılı olarak  $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$  D değerlerinde ayrılma açıları

**Şekil 4.31.b** Arkadaki silindirde  $\beta=0.6$  için sırasıyla yukardan aşağıya silindirler arası mesafe silindir çapıyla orantılı olarak  $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$  D değerlerinde ayrılma açıları



#### 4. 4. 4. $\beta=0.7$ Sıcaklık Dağılımları

$\beta=0.7$  sıcaklık dağılımları incelendiğinde çarpıcı olarak şu fark edilmektedir ki;  $\beta=0.6$  sıcaklık dağılımlarında  $g=3.0$  ve  $4.0$  D değerleri için tamamen tek silindirmiş gibi davranan arkadaki silindir;  $\beta=0.7$  için yaklaşık olarak  $g=1.5$  D değerinden itibaren tek silindir gibi davranmaya başlamıştır ve öndeki silindirden kaynaklanan sıcaklık değişimleri arkadaki silindiri etkilememeye başlamıştır.



Şekil 4.32  $\beta=0.7$  için sıcaklık dağılımları

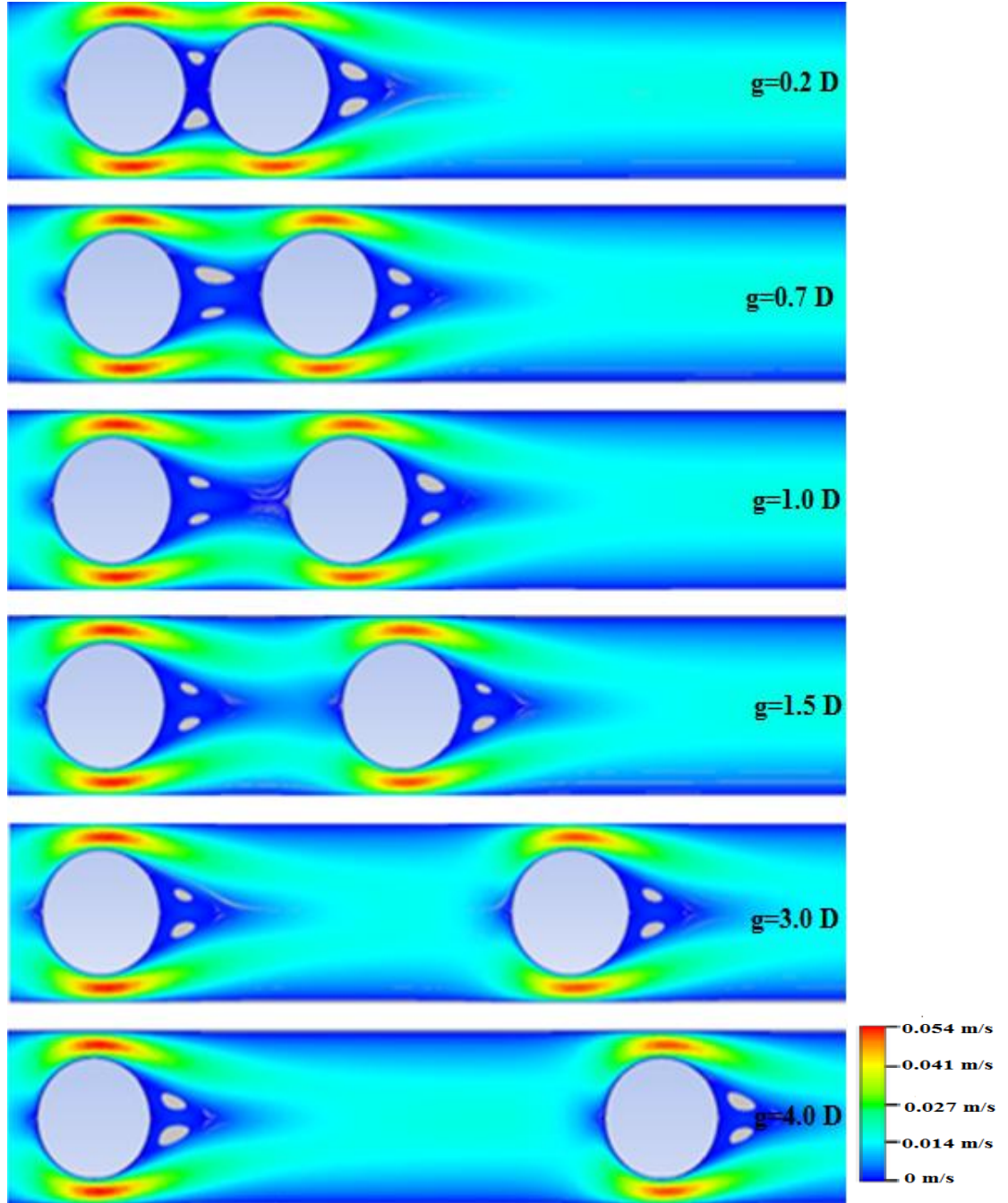


Ayrıca  $\beta=0.6$  dan farklı olarak ikinci silindir arkasında daha düşük sıcaklıklar oluşmaya başlamıştır. Burdan şu önemli sonuç çıkarılabilir; kanal yüksekliği azaldıkça; yani blokaj arttıkça silindirler etrafındaki sıcaklık dağılımı kanala daha çok etki etmekte ve kanalın içerisinde yaklaşık olarak 303 K – 313 K arasındaki dağılım arka silindirden itibaren görülmektedir. Bu yüzden kanal yüksekliği arttıkça arka silindir etrafındaki sıcaklık da artmaktadır.

Aslında buradan şöyle önemli bir sonuç da çıkartılabilir; kanal genişliği azaldıkça yani blokaj oranı arttıkça arka silindir etrafında daha düşük sıcaklıklar elde edilmeye başlanılacaktır.

#### **4. 4. 5. $\beta=0.7$ Hız Dağılımları**

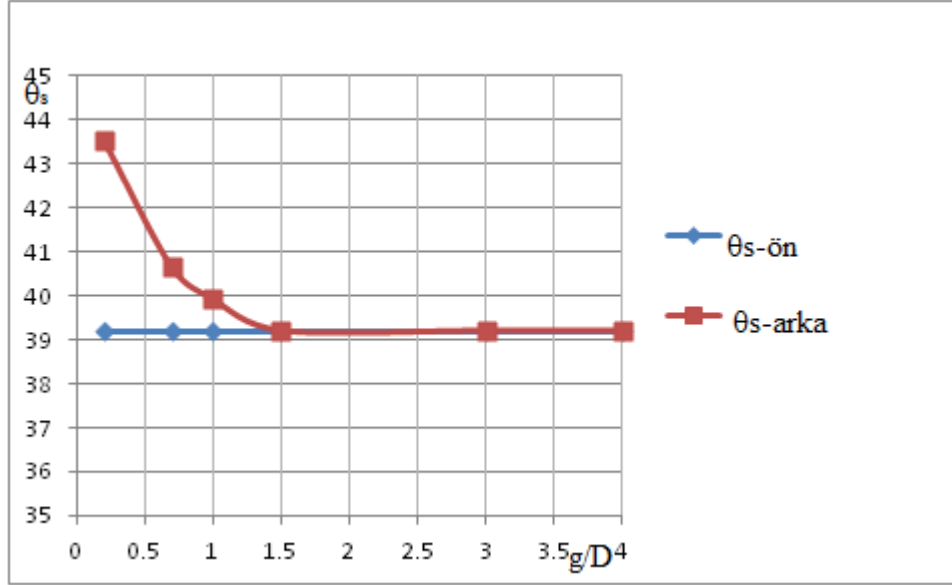
$\beta=0.7$  için hız dağılımları incelendiğinde;  $\beta=0.6$  hız dağılımlarında olduğu gibi silindir duvarlarında ve kanalın duvarlarında hızın minimum, iki silindir arasında vortekslerin olduğu ve oluşan bu vortekslerin  $g=1.5 D$  değerinden itibaren ikinci arkadaki silindire çarpmadığı gözlemlenmektedir.  $\beta=0.6$  için bu değer vortekslerin arkadaki silindire çarpmaması yaklaşık  $g=3.0 D$  mesafesi için elde edilmişti.  $\beta=0.7$  için hız dağılımlarında çıkan sonuçlar ile sıcaklık dağılımları karşılaştırıldığında ise benzer yapının olduğu sonucu çıkarılabilir.



Şekil 4.33  $\beta=0.7$  için hız dağılımları

#### 4. 4. 6. $\beta=0.7$ Ayrılma Açıları

$\beta=0.7$  için öndeki silindir için ayrılma açıları aynı çıkmıştır ( $\theta_{s-ön} = 39.19^\circ$ ). Arkadaki silindirde ise silindirler arası mesafenin etkisi nedeniyle sırasıyla  $g=0.2 D$  için  $\theta_{s-arka}=43.54^\circ$ ,  $g=0.7 D$  için  $\theta_{s-arka}=40.64^\circ$ ,  $g=1.0 D$  için  $\theta_{s-arka}=39.9^\circ$ ,  $g=1.5 D$  için  $\theta_{s-arka}=39.19^\circ$ ,  $g=3.0 D$  için  $\theta_{s-arka}=39.19^\circ$ ,  $g=4.0 D$  için  $\theta_{s-arka}=39.19^\circ$  ayrılma açısı değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 4.34  $\beta=0.7$  için ön ve arka silindir ayrılma açıları

Burada ayrıca sıcaklık ve hız dağılımlarında görülen  $g=1.5 D$  ve sonrası için ilk silindirin etkilerinin arka silindire tesir etmemesi ayrılma açılarının hesaplanması ile de doğrulanmıştır. Çünkü  $g=1.5 D$  ve sonrası için ayrılma açılarında herhangi bir değişim olmamıştır. Bu da demek oluyor ki  $g=1.5 D$  ve sonrası için arkadaki silindir artık tek silindir gibi davranmaya başlamıştır.  $\beta=0.6$  için bu değer  $g=3.0 D$  ve sonrası için geçerliydi.

Çizelge 4.7  $\beta=0.7$  için ön ve arka silindir ayrılma açıları değişimi

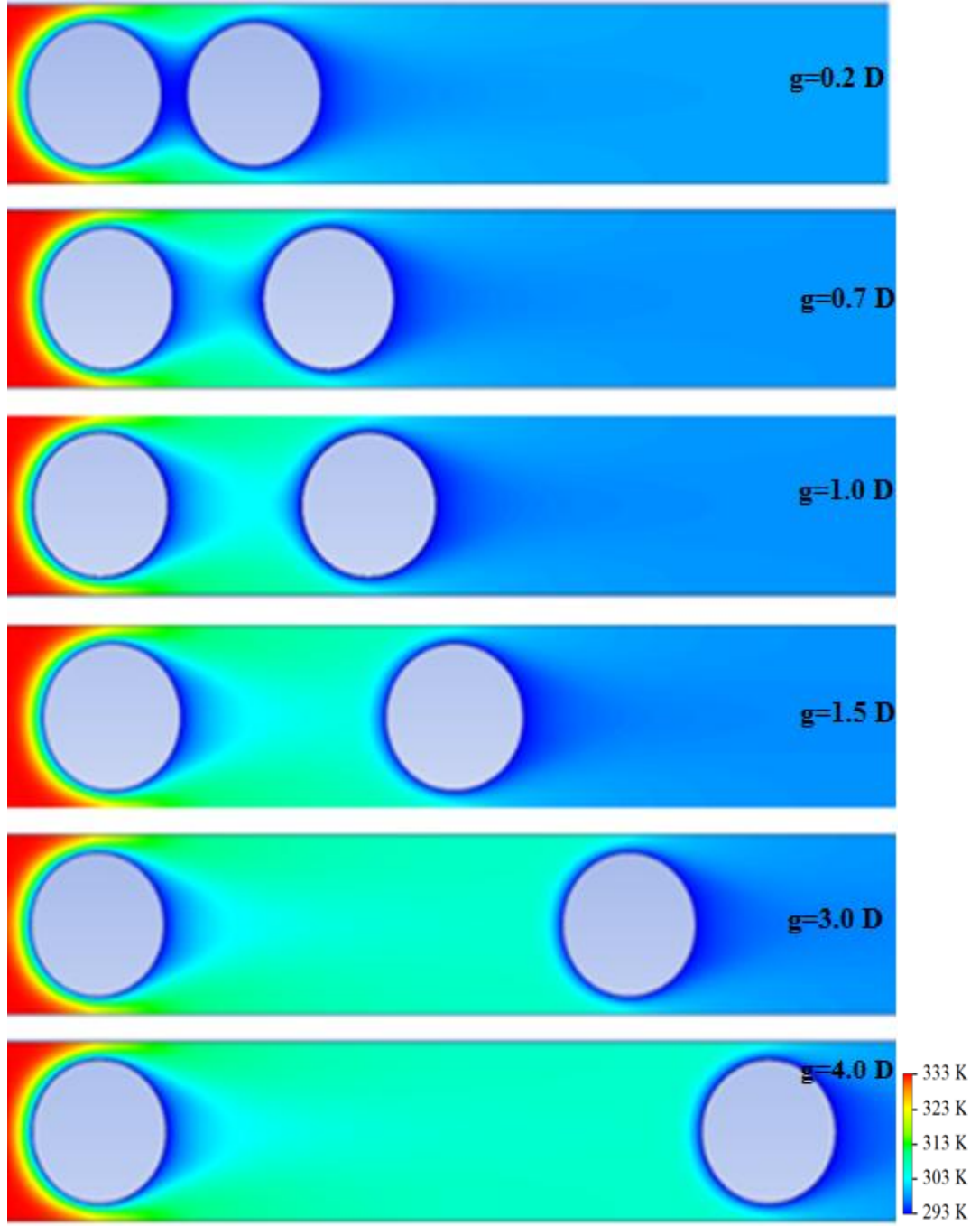
$g$	0.2 D	0.7 D	1.0 D	1.5 D	3.0 D	4.0 D
$\theta_{s-ön}$	39.19	39.19	39.19	39.19	39.19	39.19
$\theta_{s-arka}$	43.54	40.64	39.91	39.19	39.19	39.19

Çizelge 4.7 incelendiğinde; blokaj oranı arttıkça yani kanal yüksekliği daraldıkça ayrılma açıları da azalmıştır. Bu her iki silindir için de geçerlidir. Ayrıca Singha(2010) yaptığı çalışma sonuçlarına bakılacak olursa bu değişim oradan da görülebilir.

Ayrılma açılarındaki bu değişimi oran olarak hesaplayacak olursak öndeki silindir için ayrılma açısında blokaj oranı  $\beta=0.6$  dan  $\beta=0.7$  ye geçişte yaklaşık olarak %5.56 lık bir azalma söz konusudur ( $\beta=0.6$ ;  $\theta_{s-ön} = 41.37^\circ$ ,  $\beta=0.7$ ;  $\theta_{s-ön} = 39.19^\circ$ ). Aynı şekilde arkadaki silindirde blokaj oranına göre ayrılma açısındaki değişime bakarsak; arkadaki silindir de de ayrılma açıları yaklaşık olarak %7.13 lük bir azalma göstermiştir ( $\beta=0.6$ ;  $\theta_{s-arka} = 45^\circ - 41.37^\circ$ ,  $\beta=0.7$ ;  $\theta_{s-arka} = 43.54^\circ - 39.19^\circ$ ).

#### 4. 4. 7. $\beta=0.8$ Sıcaklık Dağılımları

$\beta=0.8$  için sıcaklık dağılımları incelenilecek olursa; burada artık kanal yüksekliği iyice daralmış neredeyse silindir çaplarına yaklaşmıştır. Kanal yüksekliği burada  $H=0.05$  m ve silindir çapları da  $D=0.04$  m; burada silindirler arası mesafenin ve blokaj oranının etkisiyle artık  $g=1.0$  D değerinden itibaren ön silindirdeki sıcaklık düşümü arkadaki silindiri etkilememeye başlamıştır. Ancak şöyle diğer önemli bir sonuçta gözlemlenmektedir ki arka silindir etrafında blokaj oranından kaynaklanan kanal yüksekliğinin azalmasından dolayı daha düşük sıcaklıklar görülmeye başlanmıştır. Yani arka silindirden kaynaklanan sıcaklık düşümü daha uzun mesafede görülmüştür.  $\beta=0.7-0.6$  değerleri ile karşılaştırılacak olursa;  $\beta=0.8$  de kanal yüksekliği çok dar ( $H=0.05$  m) olduğu için diğer blokaj oranlarına göre silindirler arası daha düşük sıcaklıklar elde edilmiştir (303-313 K). Kanal yüksekliği azaldıkça silindirler arası mesafeden kaynaklanan sıcaklık değişimlerinin etkisi de  $g=3.0$  D veya  $1.5$  D değil artık  $g=1.0$  D değerinden itibaren arka silindir tek silindir gibi davranmaya başlamıştır. Bu sonuç hız dağılımlarında da aynı şekilde gözlemlenebilir. Birde burada diğer blokaj oranlarından farklı olarak silindirler arası sıcaklık dağılımına bakıldığında; silindirler arası mesafede 313 K değerinden yüksek değerlere ulaşamamıştır. Diğer blokaj oranları sıcaklık dağılımları incelendiğinde bu değer yaklaşık olarak 323 K değerine kadar çıkarken burada, kanalın genişliğinden dolayı ancak 313 K değerine kadar yükseldiği gözlemlenmiştir.

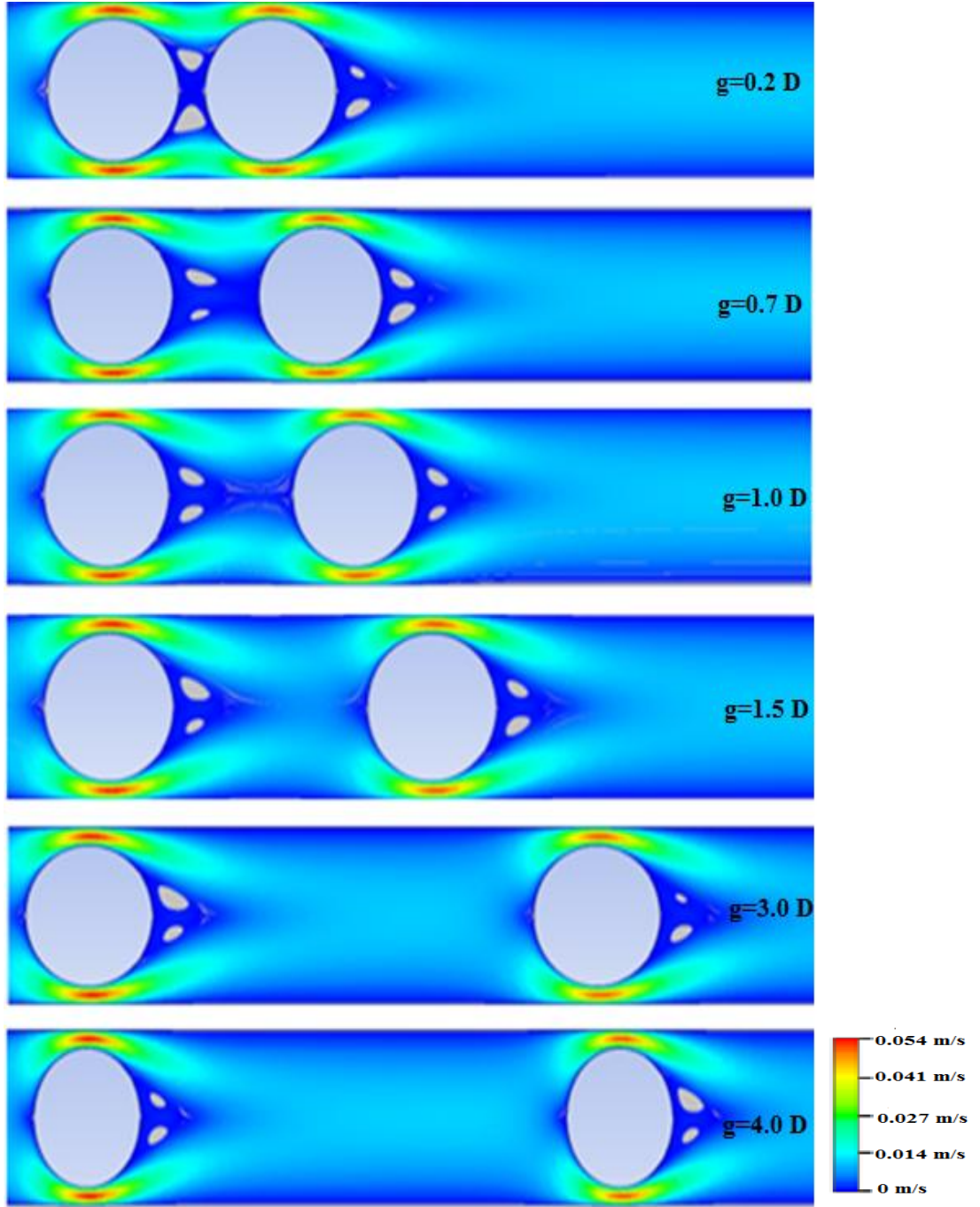


Şekil 4.35  $\beta=0.8$  için sıcaklık dağılımları

#### 4.4.8. $\beta=0.8$ Hız Dağılımları

$\beta=0.8$  için hız dağılımları incelendiğinde;  $\beta=0.6-0.7$  hız dağılımlarında olduğu gibi silindir duvarlarında ve kanalın duvarlarında hızın minimum, iki silindir arasında vortekslerin olduğu ve oluşan bu vortekslerin  $g=1.0 D$  değerinden itibaren ikinci arkadaki silindire çarpmadığı gözlemlenmektedir.  $\beta=0.6-0.7$  için bu değer vortekslerin arkadaki silindire çarpmaması yaklaşık  $g=3.0 D$  ve  $1.5 D$  mesafesi için elde edilmişti.  $\beta=0.8$  için hız dağılımlarında çıkan sonuçlar ile sıcaklık dağılımları karşılaştırıldığında ise benzer yapının olduğu sonucu çıkarılabilir. Ayrıca kanal yüksekliği oldukça daraldığı için silindir etraflarında oluşan hız dağılımları da çok küçük bir mesafede görülmektedir.

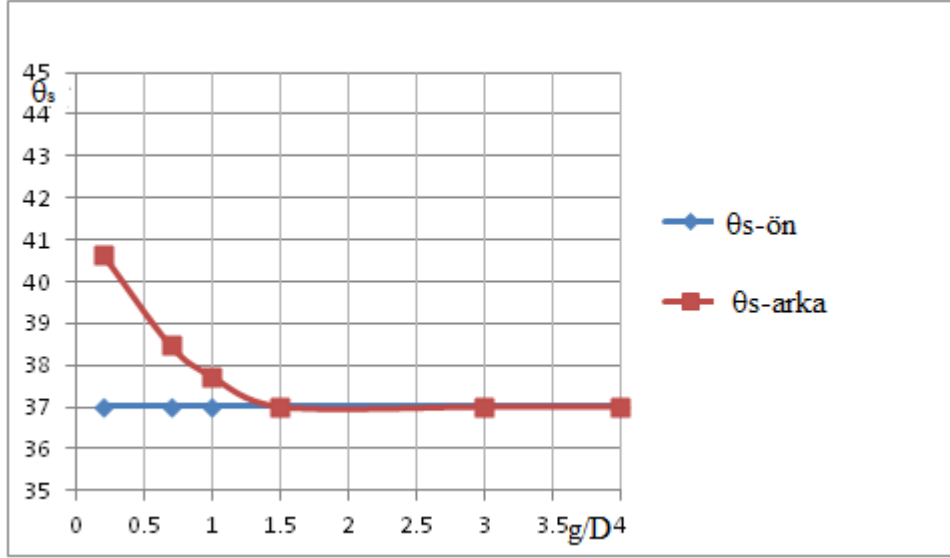
Ayrıca hız dağılımları incelendiğinde ön ve arka silindirde oluşan vorteks uzunluklarının ön silindir için birbirine eşit benzer yapıda ve simetrik arka silindir için de aynı şekilde vorteks büyüklüğü ve uzunluğunun eşit benzer yapıda ve simetrik olduğu görülmektedir. Akış tam silindirlere temas ettiği noktada hız sıfır olduğu ön ve arka silindir için gözlemlenebilir. Duvarlarda kaymama şartı verildiğinden dolayı hız sıfır ya da minimum değerlerde olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 4.36  $\beta=0.8$  için hız dağılımları

#### 4. 4. 9. $\beta=0.8$ Ayrılma Açılırları

$\beta=0.8$  için öndeki silindir için ayrılma açıları aynı çıkmıştır ( $\theta_{s-ön} = 37.01^\circ$ ). Arkadaki silindirde ise silindirler arası mesafenin etkisi nedeniyle sırasıyla  $g=0.2$  D için  $\theta_{s-arka}=40.64^\circ$ ,  $g=0.7$  D için  $\theta_{s-arka}=38.46^\circ$ ,  $g=1.0$  D için  $\theta_{s-arka}=37.74^\circ$ ,  $g=1.5$  D için  $\theta_{s-arka}=37.01^\circ$ ,  $g=3.0$  D için  $\theta_{s-arka}=37.01^\circ$ ,  $g=4.0$  D için  $\theta_{s-arka}=37.01^\circ$  ayrılma açısı değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 4.37  $\beta=0.8$  için ön ve arka silindir ayrılma açıları

Çizelge 4.6, Çizelge 4.7 ve Çizelge 4.8 incelendiğinde; blokaj oranı arttıkça yani kanal yüksekliği daraldıkça ayrılma açıları da azalmıştır. Bu her iki silindir için de geçerlidir. Ayrılma açılarındaki bu değişimi oran olarak hesaplayacak olursak öndeki silindir için ayrılma açısında blokaj oranı  $\beta=0.6$  dan  $\beta=0.7$  ye geçişte yaklaşık olarak %5.56 lık bir azalma söz konusudur ( $\beta=0.6$ ;  $\theta_{s-ön} = 41.37^\circ$ ,  $\beta=0.7$ ;  $\theta_{s-ön} = 39.19^\circ$ ).  $\beta=0.8$  blokaj oranında öndeki silindir için ayrılma açısında  $\beta=0.7$  den  $\beta=0.8$  e geçişte ise yaklaşık olarak %5.89 lık bir azalma söz konusudur ( $\beta=0.7$ ;  $\theta_{s-ön} = 39.19^\circ$ ,  $\beta=0.8$ ;  $\theta_{s-ön} = 37.01^\circ$ ). Aynı şekilde arkadaki silindirde blokaj oranına göre ayrılma açısındaki değişime bakarsak; blokaj oranı  $\beta=0.7$  değerinden  $\beta=0.8$  değerine geçişte arkadaki silindir de de ayrılma açıları yaklaşık olarak %6.03 lük bir azalma göstermiştir ( $\beta=0.7$ ;  $\theta_{s-arka} = 43.54^\circ - 39.19^\circ$ ,  $\beta=0.8$ ;  $\theta_{s-arka} = 40.64^\circ - 37.01^\circ$ ). Görüldüğü gibi blokaj oranı azaldıkça ayrılma açıları da azalmıştır.



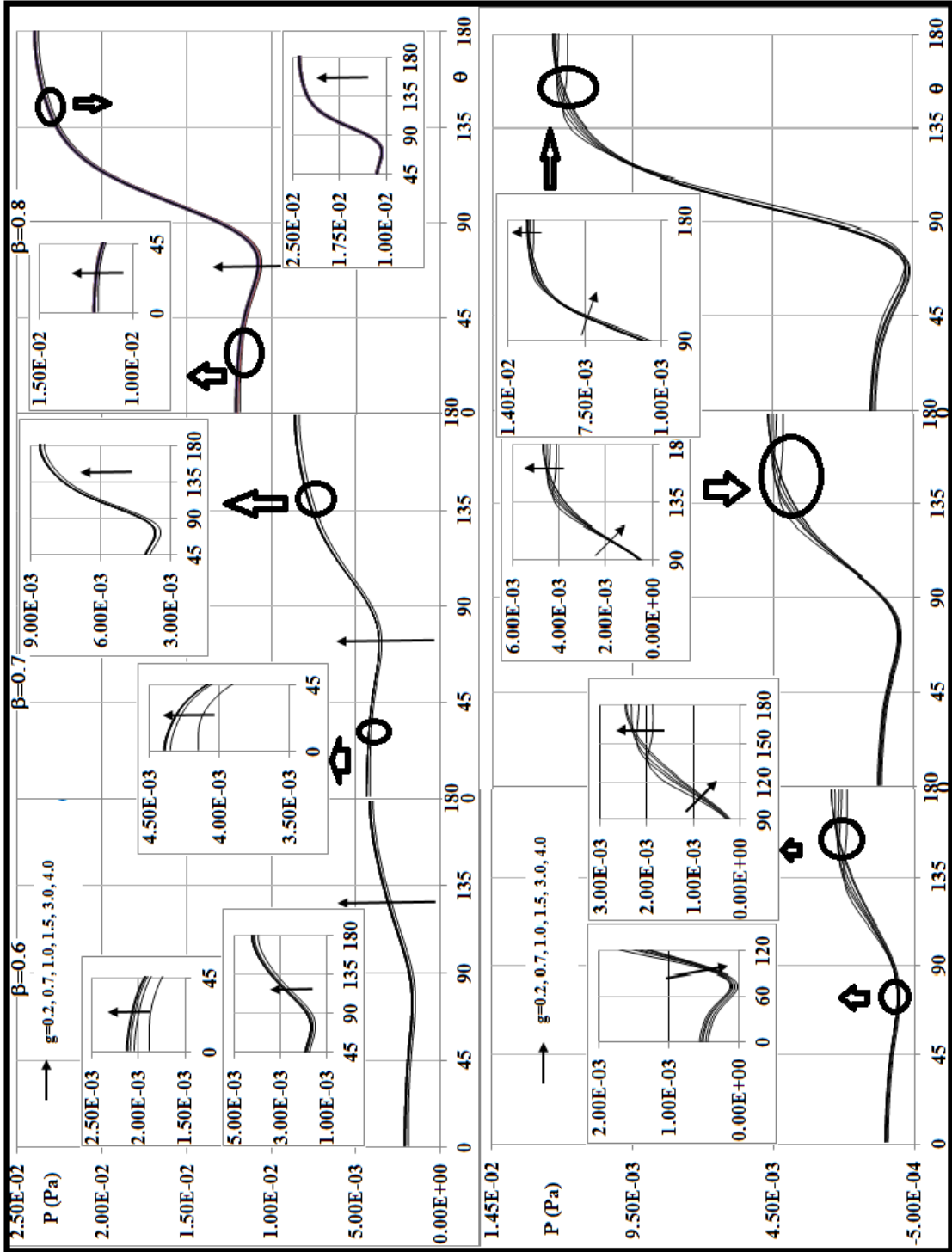
**Çizelge 4.8**  $\beta=0.8$  için ön ve arka silindir ayrılma açıları değişimi

g	0.2 D	0.7 D	1.0 D	1.5 D	3.0 D	4.0 D
$\theta_{s-ön}$	37.01	37.01	37.01	37.01	37.01	37.01
$\theta_{s-arka}$	40.64	38.46	37.74	37.01	37.01	37.01

#### 4. 4. 10. $\beta=0.6-0.7-0.8$ Statik Basınç Dağılımları

$\beta=0.6-0.7-0.8$  için ön ve arka silindir yüzeylerindeki statik basınç dağılımları silindir konumunun açısal pozisyonuna göre değişimi incelenmiştir. Burada öndeki silindir yüzeyinde statik basınç değerinin belli bir değere kadar düşüp daha sonra yani ayrılma açısından sonra tekrar yükselmeye başladığı gözlemlenmiştir. Bu ayrılma açısı değerleri blokaj oranına göre değişerek farklı pozisyonlarda statik basınç değerleri artmaya başlamıştır. Ancak genel olarak ön silindir yüzeyinde dağılım aynı yöndedir.

Şimdi bu dağılımı nümerik olarak incelemeye çalışırsak;  $\beta=0.6$  değeri için ön silindirde  $1.5 \times 10^{-3}$ -  $5 \times 10^{-3}$  Pa değişen değerlerdedir.  $\theta=0^\circ$ -  $45^\circ$  arasında ön silindir basınç değişimi  $1.8 \times 10^{-3}$ - $2.5 \times 10^{-3}$  Pa arasında silindirler arası mesafe ile artmış, açı arttıkça azalmıştır;  $\theta=45^\circ$ -  $135^\circ$  arasında önce azalan daha sonra ise artan bir basınç dağılım grafiği göstermiştir. Minimum  $1.5 \times 10^{-3}$  Pa değerine kadar düşmüş bu değerden sonra açısal konum arttıkça basınç değerleri de  $5 \times 10^{-3}$  Pa maksimum değerine kadar çıkmıştır.  $\beta=0.7$  değeri için ön silindirde  $3.4 \times 10^{-3}$ -  $8.8 \times 10^{-3}$  Pa değişen değerlerdedir.  $\theta=0^\circ$ -  $45^\circ$  arasında ön silindir basınç değişimi  $3.4 \times 10^{-3}$ -  $4.5 \times 10^{-3}$  Pa arasında silindirler arası mesafe ile artmış, açı arttıkça azalmıştır;  $\theta=45^\circ$ -  $135^\circ$  arasında önce azalan daha sonra ise artan bir basınç dağılım grafiği göstermiştir. Minimum  $3.4 \times 10^{-3}$  Pa değerine kadar düşmüş bu değerden sonra açısal konum arttıkça basınç değerleri de  $8.8 \times 10^{-3}$  Pa maksimum değerine kadar çıkmıştır.



Şekil 4.38 Ön ve arka silindirde  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için basınç dağılımları

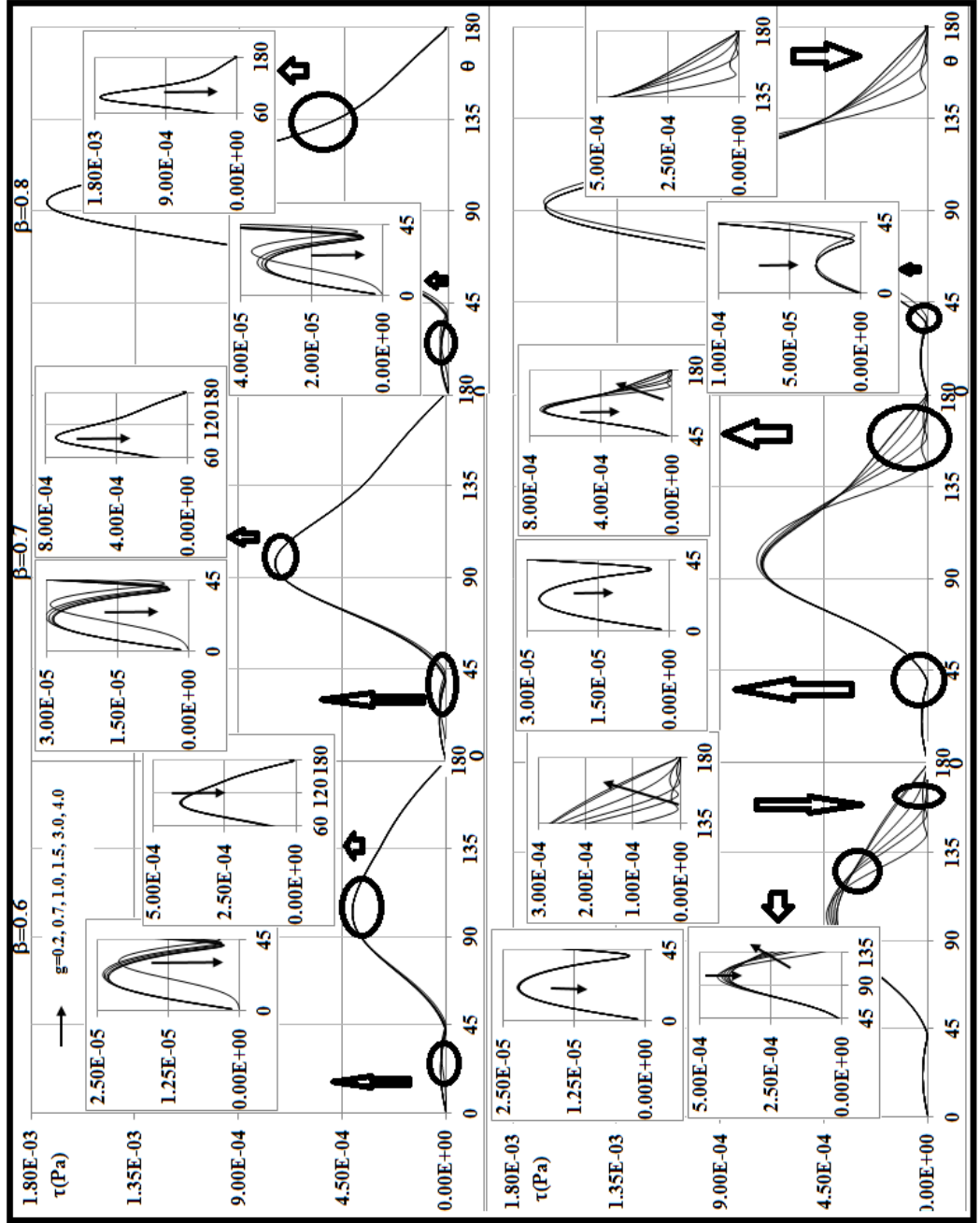
$\beta=0.8$  değeri için ön silindirde  $1 \times 10^{-2}$ -  $2.5 \times 10^{-2}$  Pa değişen değerlerdedir.  $\theta=0^\circ$ -  $45^\circ$  arasında ön silindir basınç değişimi  $1 \times 10^{-2}$ -  $1.5 \times 10^{-2}$  Pa arasında silindirler arası mesafe ile artmış, açı arttıkça azalmıştır.  $\theta=45^\circ$ -  $135^\circ$  arasında önce azalan daha sonra ise artan bir basınç dağılım grafiği göstermiştir. Minimum  $1 \times 10^{-2}$  Pa değerine kadar düşmüş bu değerden sonra açısız konum arttıkça basınç değerleri de  $2.5 \times 10^{-2}$  Pa maksimum değerine kadar çıkmıştır.

$\beta=0.6$  değeri için arka silindirde ise  $-0.5 \times 10^{-3}$ -  $2.5 \times 10^{-3}$  Pa değişen değerlerdedir.  $\theta=0^\circ$ -  $45^\circ$  arasında arka silindir basınç değişimi  $-0.5 \times 10^{-3}$ -  $2 \times 10^{-3}$  Pa arasında silindirler arası mesafe ile artmış, açı arttıkça azalmıştır;  $\theta=45^\circ$ -  $135^\circ$  arasında önce azalan daha sonra ise artan bir basınç dağılım grafiği göstermiştir, minimum  $2 \times 10^{-3}$  Pa değerine kadar düşmüş bu değerden sonra açısız konum arttıkça basınç değerleri de  $2.5 \times 10^{-3}$  Pa maksimum değerine kadar çıkmıştır.  $\beta=0.7$  değeri için arka silindirde  $-2 \times 10^{-4}$ -  $4.8 \times 10^{-3}$  Pa değişen değerlerdedir.  $\theta=0^\circ$ -  $45^\circ$  arasında arka silindir basınç değişimi  $-2 \times 10^{-4}$ -  $1 \times 10^{-3}$  Pa arasında silindirler arası mesafe ile artmış, açı arttıkça azalmıştır;  $\theta=45^\circ$ -  $135^\circ$  arasında önce azalan daha sonra ise artan bir basınç dağılım grafiği göstermiştir. Minimum  $-2 \times 10^{-4}$  Pa değerine kadar düşmüş bu değerden sonra açısız konum arttıkça basınç değerleri de  $4.8 \times 10^{-3}$  Pa maksimum değerine kadar çıkmıştır.  $\beta=0.8$  değeri için arka silindirde  $-5 \times 10^{-4}$ -  $1.25 \times 10^{-2}$  Pa değişen değerlerdedir.  $\theta=0^\circ$ -  $45^\circ$  arasında arka silindir basınç değişimi  $1 \times 10^{-2}$ -  $1.2 \times 10^{-2}$  Pa arasında silindirler arası mesafe ile artmış, açı arttıkça azalmıştır;  $\theta=45^\circ$ -  $135^\circ$  arasında önce azalan daha sonra ise artan bir basınç dağılım grafiği göstermiştir. Minimum  $-1.05 \times 10^{-2}$  Pa değerine kadar düşmüş bu değerden sonra açısız konum arttıkça basınç değerleri de  $1.25 \times 10^{-2}$  Pa maksimum değerine kadar çıkmıştır.

#### 4. 4. 11. $\beta=0.6-0.7-0.8$ Kayma Gerilmesi Dağılımları

Ön ve arka silindirde  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için kayma gerilmesi dağılımları incelendiğinde; özellikle öndeki silindir için silindirler arası mesafeden bağımsız olarak müthiş derecede birbirine yakın uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Arkadaki silindir içinse ayrılma açısından sonra değişimler olmuştur.  $\beta=0.6$  için ön silindirde  $\theta=0^\circ$ -  $45^\circ$  arasında incelediğimizde  $\tau=0-4 \times 10^{-5}$  Pa arasında silindirler arası mesafe ile azalan bir değişim göstermektedir.  $g=0.2$  D değerinde biraz sapma vardır diğer tüm silindirler arası

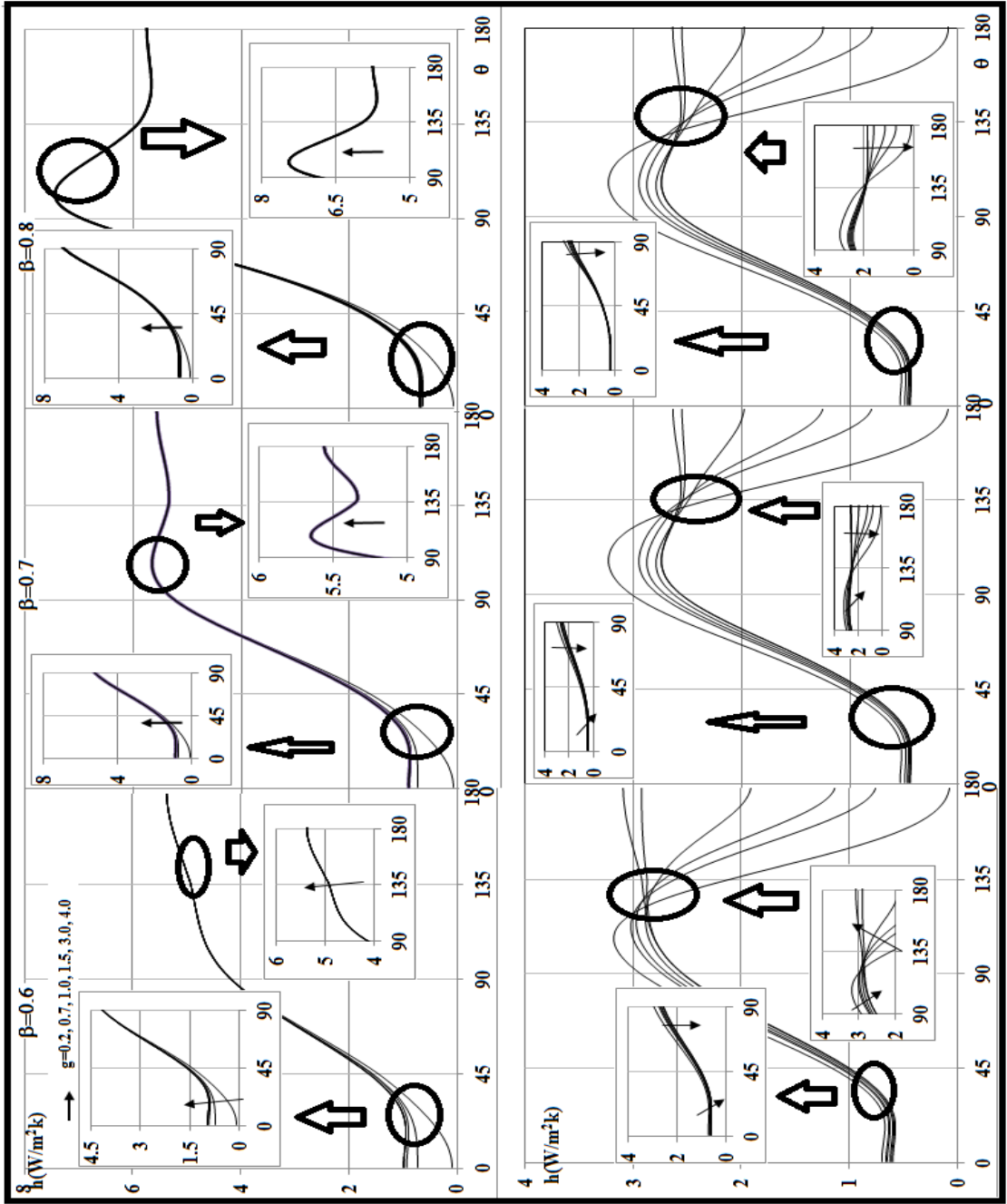
mesafede neredeyse üst üste grafikler elde edilmiştir.  $\theta=45^\circ-90^\circ$  arasında ise  $\tau=4 \times 10^{-4}$  Pa değerine kadar ulaşmıştır bu değerden sonra artık giderek kayma gerilmesi değeri azalmıştır.  $\beta=0.7$  için ön silindirde  $\theta=0^\circ-45^\circ$  arasında yine  $\tau=0-4 \times 10^{-5}$  Pa arasında silindirler arası mesafe ile azalan bir değişim göstermektedir.  $\theta=45^\circ-90^\circ$  arasında ise hatta  $\theta=95^\circ-100^\circ$  değerine doğru yine  $\tau=8 \times 10^{-4}$  Pa değerine kadar ulaşmıştır. Bu değerden sonra artık giderek kayma gerilmesi değeri azalmıştır.  $\beta=0.8$  için ön silindirde  $\theta=0^\circ-45^\circ$  arasında yine  $\tau=0-4 \times 10^{-5}$  Pa arasında silindirler arası mesafe ile azalan bir değişim göstermektedir.  $\theta=45^\circ-90^\circ$  arasında ise hatta  $\theta=100^\circ-105^\circ$  değerine doğru  $\tau=1.8 \times 10^{-3}$  Pa değerine kadar ulaşmıştır. Bu değerden sonra artık giderek kayma gerilmesi değeri azalmıştır. Arka silindirde ise ayrılma açlarına kadar aynı eğilimi göstermiş; ayrılma açılarından sonra kayma gerilmeleri açısal konumla birlikte artmaya başlamıştır.  $\beta=0.6$  için arka silindirde ise  $\theta=0^\circ-45^\circ$  arasında  $\tau=0-3 \times 10^{-5}$  Pa arasında sanki tek silindir varmış gibi bir dağılım göstermiştir  $\theta=30^\circ-45^\circ$  açısal konumları arasında minimum değere ulaşmıştır.  $\theta=45^\circ-90^\circ$  arasında  $\tau=0-4.2 \times 10^{-4}$  Pa değerlerinde tekrar artmaya devam etmiş;  $\theta=115^\circ-120^\circ$  arasında maksimum değere  $\tau=4.2 \times 10^{-4}$  Pa değerine ulaşmıştır. Bu açısal konumdan sonra silindirler arası ile artan bir eğilim göstermeye başlamış;  $\tau=3 \times 10^{-4}$  Pa değerinden aşağıya azalarak sonlanmıştır.  $\beta=0.7$  için arka silindirde  $\theta=0^\circ-45^\circ$  arasında  $\tau=0-8 \times 10^{-4}$  Pa arasında sanki tek silindir varmış gibi bir dağılım göstermiştir  $\theta=30^\circ-45^\circ$  minimum değere ulaşmıştır.  $\theta=45^\circ-90^\circ$  arasında  $\tau=0-8 \times 10^{-4}$  Pa değerlerinde tekrar artmaya devam etmiş;  $\theta=120^\circ-125^\circ$  arasında maksimum değere  $\tau=8 \times 10^{-4}$  Pa değerine ulaşmıştır. Bu açısal konumdan sonra silindirler arası ile artan bir eğilim göstermeye başlamış;  $\tau=4 \times 10^{-4}$  Pa değerinden aşağıya azalarak sonlanmıştır.  $\beta=0.8$  için arka silindirde  $\theta=0^\circ-45^\circ$  arasında  $\tau=0-1 \times 10^{-4}$  Pa arasında sanki tek silindir varmış gibi bir dağılım göstermiştir  $\theta=35^\circ-40^\circ$  minimum değere ulaşmıştır.  $\theta=45^\circ-90^\circ$  arasında  $\tau=0-1.8 \times 10^{-3}$  Pa değerlerinde tekrar artmaya devam etmiş;  $\theta=120^\circ-125^\circ$  arasında maksimum değere  $\tau=1.8 \times 10^{-3}$  Pa değerine ulaşmıştır. Bu açısal konumdan sonra silindirler arası ile artan bir eğilim göstermeye başlamış;  $\tau=5 \times 10^{-4}$  Pa değerinden aşağıya azalarak sonlanmıştır.



Şekil 4.39 Ön ve arka silindirde  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için kayma gerilmesi dağılımları

#### 4. 4. 12. $\beta=0.6-0.7-0.8$ Isı Transfer Katsayılarının Dağılımları

Ön ve arka silindirde  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için ısı transfer katsayılarının dağılımları incelendiğinde; özellikle ön silindir yüzeyindeki ısı transfer katsayıları ayrılma açısına kadar farklı bu değerden sonra ise silindirler arası mesafeden bağımsız neredeyse aynı ısı transfer katsayıları elde edilmiştir.  $\beta=0.6$  için ön silindir yüzeyinde  $\theta=0^\circ-45^\circ$  açılal pozisyonunda  $h=0-1.5$  W/m<sup>2</sup> K arasında silindirler arası mesafe ile artmıştır.  $\theta=45^\circ$  açılal değerinden itibaren ise öndeki silindirde  $h=1.5-5.5$  W/m<sup>2</sup> K arasında artarak devam etmiştir.  $\beta=0.7$  için ön silindir yüzeyinde  $\theta=0^\circ-45^\circ$  açılal pozisyonunda  $h=0-2.0$  W/m<sup>2</sup>K arasında silindirler arası mesafe ile artmıştır.  $\theta=45^\circ$  açılal değerinden itibaren ise öndeki silindirde  $h=2.0-5.7$  W/m<sup>2</sup>K arasında artarak devam etmiştir.  $\beta=0.7$  için ön silindir yüzeyinde  $\theta=90^\circ-135^\circ$  arasında ısı transfer katsayıları değerinde  $h=5.2-5.7$  W/m<sup>2</sup>K önce artış daha sonra azalma ve sonra tekrar artış ile hafif bir salınım hareketi yapmıştır.  $\theta=135^\circ-180^\circ$  arasında ise  $h=5.3-5.5$  W/m<sup>2</sup>K değerine artarak devam etmiştir.  $\beta=0.8$  için ön silindir yüzeyinde  $\theta=0^\circ-45^\circ$  açılal pozisyonunda yine  $h=0-2.0$  W/m<sup>2</sup> K arasında silindirler arası mesafe ile artmıştır. Ön silindir yüzeyinde  $\theta=45^\circ-135^\circ$  arasında ısı transfer katsayıları  $h=2.0-7.5$  W/m<sup>2</sup> K arasında giderek artmıştır. Ön silindir yüzeyinde  $\theta=135^\circ-180^\circ$  arasında ısı transfer katsayıları  $h=7.5-5.5$  W/m<sup>2</sup>K arasında bu sefer azalarak devam etmiştir.  $\beta=0.6$  için arka silindir yüzeyinde  $\theta=0^\circ-90^\circ$  açılal pozisyonunda  $h=0.5-3.0$  W/m<sup>2</sup>K arasında silindirler arası mesafe ile azalan bir eğilim göstermiştir.  $\theta=90^\circ-180^\circ$  açılal pozisyonunda  $h=3.5-0$  W/m<sup>2</sup>K arasında silindirler arası mesafe ile azalan bir eğilim göstermiştir.  $\beta=0.7$  için arka silindir yüzeyinde  $\theta=0^\circ-90^\circ$  açılal pozisyonunda  $h=0.5-3.5$  W/m<sup>2</sup>K arasında silindirler arası mesafe ile azalan bir eğilim göstermiştir.  $\theta=90^\circ-180^\circ$  açılal pozisyonunda  $h=3.5-0$  W/m<sup>2</sup>K arasında silindirler arası mesafe ile azalan bir eğilim göstermiştir.  $\beta=0.8$  için arka silindir yüzeyinde  $\theta=0^\circ-90^\circ$  açılal pozisyonunda  $h=0.5-3.0$  W/m<sup>2</sup>K arasında silindirler arası mesafe ile azalan bir eğilim göstermiştir.  $\theta=90^\circ-180^\circ$  açılal pozisyonunda  $h=3.0-0$  W/m<sup>2</sup>K arasında silindirler arası mesafe ile azalan bir eğilim göstermiştir.



Şekil 4.40 Ön ve arka silindirde  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için ısı transfer katsayılarının dağılımları

#### 4. 4. 13. Ön ve Arkadaki Silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$ D Değerlerinde Ortalama Isı Transfer Katsayılarının Değişimi

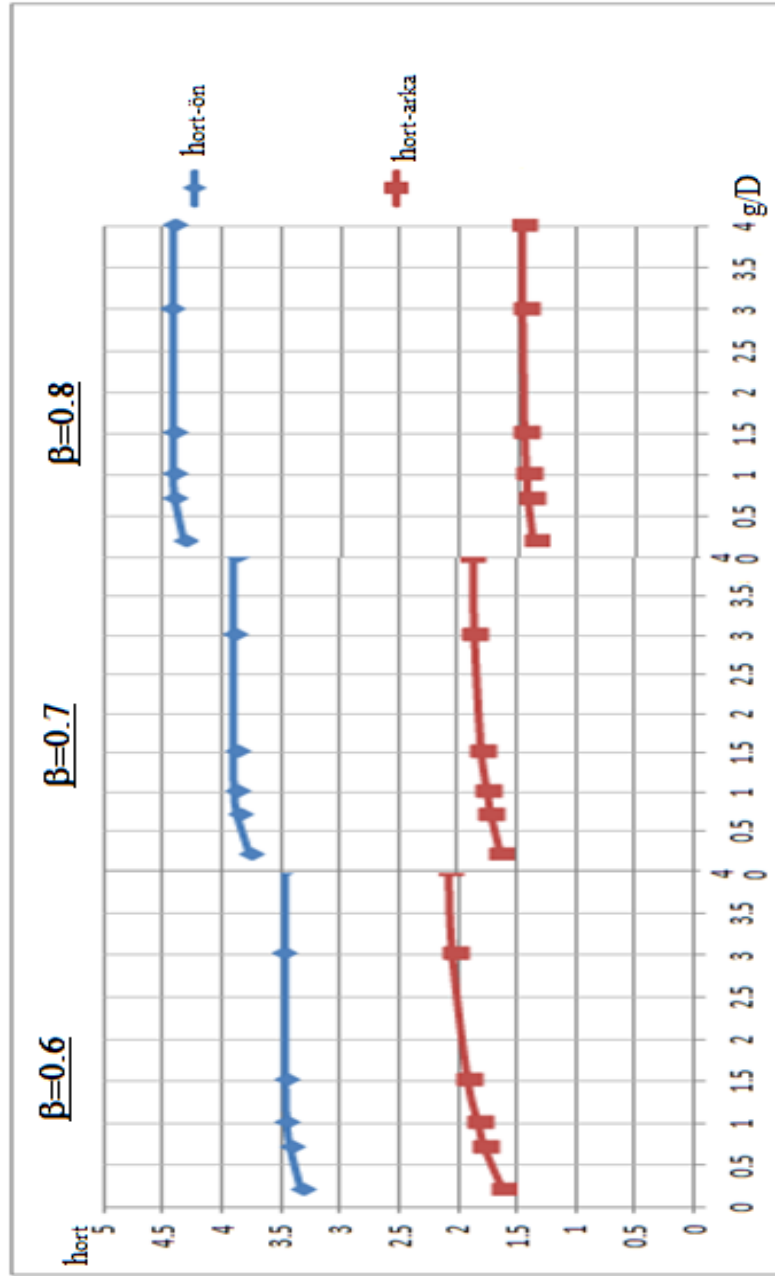
$\beta=0.6-0.7-0.8$  için ortalama ısı transfer katsayıları blokaj oranı arttıkça öndeki silindir için artmış, arkadaki silindir için azalmıştır. Aynı ayrı blokaj oranlarındaki değişim incelenecek olursa;  $\beta=0.6$  ön silindir için  $g=0.2-4.0$  D arasında  $h_{ort-ön}=3.32-3.47$  W/m<sup>2</sup>K arasında değişen değerlerde artmıştır. Arka silindir içinse bu değer  $h_{ort-arka}=1.63-2.07$  W/m<sup>2</sup>K arasında silindirler arası mesafe arttıkça artmıştır.

$\beta=0.7$  ön silindir için  $g=0.2-4.0$  D arasında  $h_{ort-ön}=3.76-3.90$  W/m<sup>2</sup>K arasında değişen değerlerde artmıştır. Arka silindir içinse bu değer  $h_{ort-arka}=1.64-1.88$  W/m<sup>2</sup>K arasında silindirler arası mesafe arttıkça artmıştır.  $\beta=0.8$  ön silindir için  $g=0.2-4.0$  D arasında  $h_{ort-ön}=4.33-4.43$  W/m<sup>2</sup>K arasında değişen değerlerde artmıştır. Arka silindir içinse bu değer  $h_{ort-arka}=1.64-1.47$  W/m<sup>2</sup>K arasında silindirler arası mesafe arttıkça artmıştır.

Burada genel olarak bakılırsa;  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için ön silindirde  $h_{ort-ön}=3.32-4.43$  W/m<sup>2</sup>K değerine kadar artarken; arka silindirde  $h_{ort-arka}=1.63-1.47$  W/m<sup>2</sup>K değerine kadar azalmıştır.

Aslında şu sonuç çıkartılabilir; silindirler arası mesafe arttıkça ön silindirde ortalama ısı transfer katsayıları artmış, arkadaki silindir için ise silindirler arası mesafenin artması ile birlikte artarken blokaj oranı arttıkça arka silindirdeki ortalama ısı transfer katsayıları ön silindirdekinin aksine blokaj artışıyla birlikte azalmıştır.





Şekil 4.41  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için ön ve arka silindir ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi

**Çizelge 4.9**  $\beta=0.6$  için ön ve arka silindir ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
<b>h<sub>ort-ön</sub></b>	3.32	3.43	3.46	3.47	3.47	3.47
<b>h<sub>ort-arka</sub></b>	1.63	1.78	1.83	1.91	2.04	2.07

**Çizelge 4.10**  $\beta=0.7$  için ön ve arka silindir ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
<b>h<sub>ort-ön</sub></b>	3.76	3.86	3.89	3.90	3.90	3.90
<b>h<sub>ort-arka</sub></b>	1.64	1.73	1.76	1.81	1.87	1.88

**Çizelge 4.11**  $\beta=0.8$  için ön ve arka silindir ortalama ısı transfer katsayılarının değişimi

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
<b>h<sub>ort-ön</sub></b>	4.33	4.41	4.42	4.43	4.43	4.43
<b>h<sub>ort-arka</sub></b>	1.37	1.41	1.43	1.45	1.47	1.47

#### **4. 4. 14. Ön ve Arkadaki Silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0 D$ Değerlerinde Ortalama Nusselt Sayılarının Değişimi**

Genel olarak ortalama Nusselt sayılarının değişimine bakılacak olursa; blokaj oranı arttıkça ön silindir için ortalama Nusselt sayıları da artmıştır. Aynı değişimi arka silindir için de söylemek pek mümkün değildir. Çünkü arkadaki silindirde blokaj oranının artmasıyla birlikte ortalama Nusselt değerleri azalmaya başlamıştır ancak öndeki silindir de olduğu gibi silindirler arası mesafe arttıkça elde edilen ortalama Nusselt sayılarının değerleri de artmıştır.

**Çizelge 4.12**  $\beta=0.6$  için ön ve arka silindir ortalama Nusselt sayılarının değişimi

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
<b>Nu<sub>ort-ön</sub></b>	5.16	5.33	5.38	5.40	5.41	5.41
<b>Nu<sub>ort-arka</sub></b>	2.53	2.76	2.85	2.98	3.17	3.22

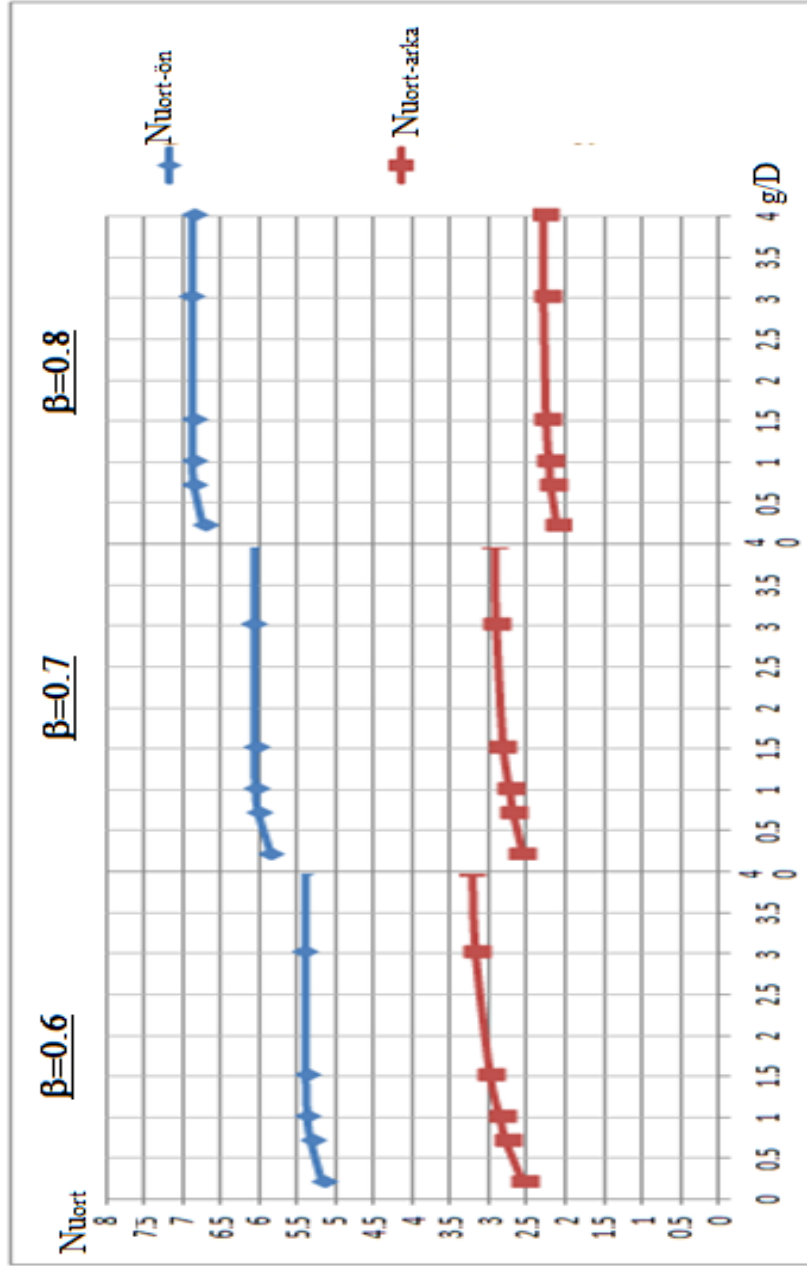
**Çizelge 4.13**  $\beta=0.7$  için ön ve arka silindir ortalama Nusselt sayılarının değişimi

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
<b>Nu<sub>ort-ön</sub></b>	5.85	6.01	6.05	6.06	6.06	6.06
<b>Nu<sub>ort-arka</sub></b>	2.55	2.68	2.73	2.81	2.90	2.92

**Çizelge 4.14**  $\beta=0.8$  için ön ve arka silindir ortalama Nusselt sayılarının değişimi

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
<b>Nu<sub>ort-ön</sub></b>	6.73	6.86	6.88	6.88	6.88	6.88
<b>Nu<sub>ort-arka</sub></b>	2.12	2.20	2.22	2.25	2.28	2.28

Oran olarak bu değişim incelenecek olursa; blokaj oranı  $\beta=0.6$  ön silindir için ortalama Nusselt sayısının değerleri  $Nu_{ort-ön}=5.16-5.41$  arasında silindirler arası mesafe arttıkça artmıştır. Arka silindir içinse  $Nu_{ort-arka}=2.53-3.22$  arasında ön silindirde olduğu gibi silindirler arası mesafe arttıkça artmıştır. blokaj oranı  $\beta=0.7$  ön silindir için ortalama Nusselt sayısının değerleri  $Nu_{ort-ön}=5.85-6.06$  arasında silindirler arası mesafe arttıkça artmıştır. Arka silindir içinse  $Nu_{ort-arka}=2.55-2.92$  arasında ön silindirde olduğu gibi silindirler arası mesafe arttıkça artmıştır.  $\beta=0.8$  ön silindir için ise ortalama Nusselt sayısının değerleri  $Nu_{ort-ön}=6.73-6.88$  arasında silindirler arası mesafe arttıkça artmıştır. Arka silindir içinse blokaj oranı arttıkça  $Nu_{ort-arka}=2.12-2.28$  arasında değişmiş ve ön silindirde olduğu gibi aynı şekilde silindirler arası mesafe arttıkça artmıştır.



Şekil 4.42  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için ön ve arka silindir ortalama Nusselt sayılarının değişimi

#### 4. 4. 15. Ön ve Arkadaki Silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$ D Değerlerinde Kayma Gerilmesinden Dolayı Oluşan Maksimum Sürtünme Faktörünün Oluştığı Açılar

Maksimum sürtünme faktörünün nerelerde olduğu da bu çalışma içerisinde irdelenmiştir. Genel olarak bakıldığında ise silindirler arası mesafe ile azalarak öndeki silindir için bulunan değerlere yaklaşmıştır.  $\beta=0.6$  ön silindir için çok az bir değişimle  $\theta_{Cf-max-ön} = 102.33^\circ-103.06^\circ$  olarak bulunmuştur. Bu değer arka silindir için incelendiğinde  $\theta_{Cf-max-arka} = 102.33^\circ-104.51^\circ$  arasında değişmiştir.  $\beta=0.7$  için ise ön silindirde silindirler arası mesafe ile azalarak  $\theta_{Cf-max-ön} = 97.25^\circ -96.53^\circ$  arasında bulunmuştur. Arka silindirde ise  $\theta_{Cf-max-arka} = 98.70^\circ-96.53^\circ$  değerleri arasında maksimum sürtünme faktörünün olduğu gözlemlenmiştir.  $\beta=0.8$  için ise ön ve arka silindirde tamamen aynı sonuçlar bulunmuştur ( $\theta_{Cf-max-ön}=\theta_{Cf-max-arka}=94.35^\circ$ ).

**Çizelge 4.15**  $\beta=0.6$  için ön ve arka silindir maksimum sürtünme faktörünün olduğu açılar

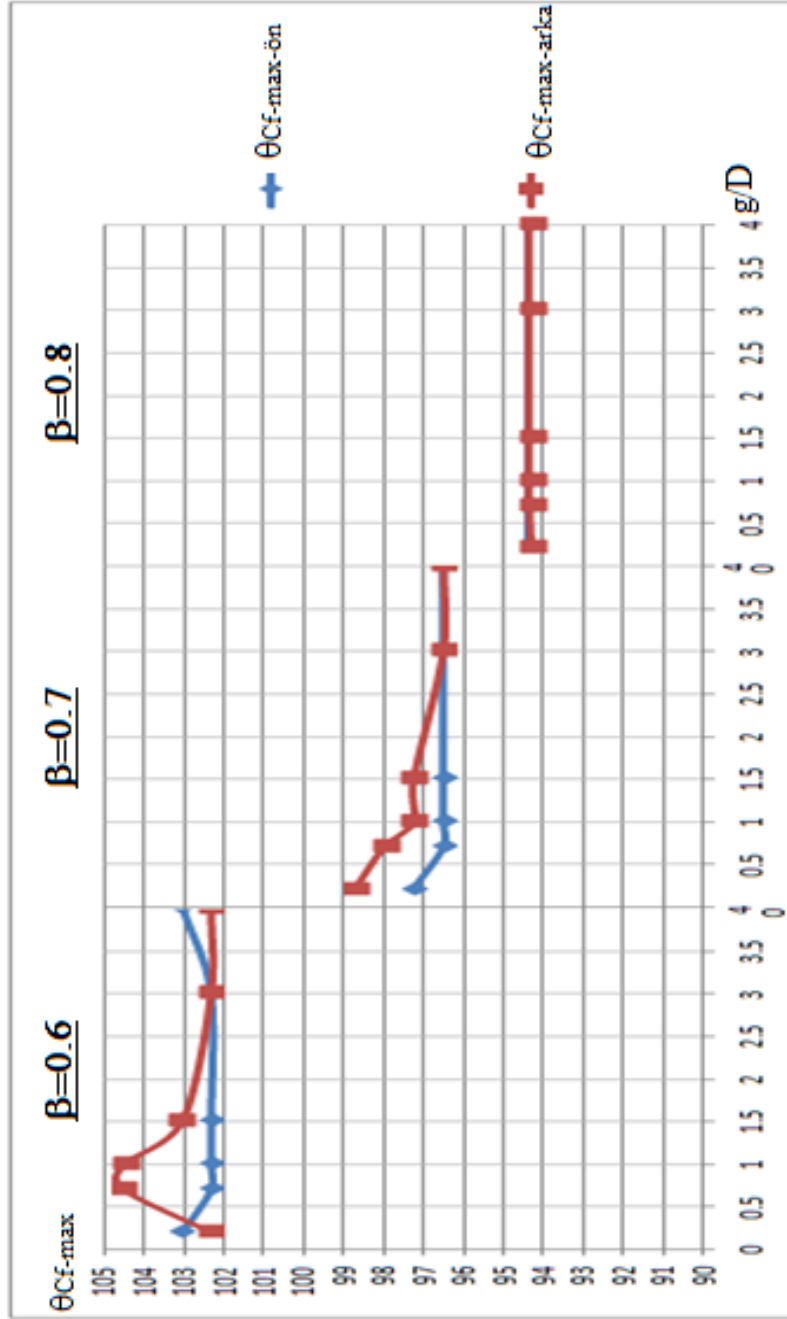
<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
$\theta_{Cf-max-ön}$	103.06	102.33	102.33	102.33	102.33	103.06
$\theta_{Cf-max-arka}$	102.33	104.51	104.51	103.06	102.33	102.33

**Çizelge 4.16**  $\beta=0.7$  için ön ve arka silindir maksimum sürtünme faktörünün olduğu açılar

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
$\theta_{Cf-max-ön}$	97.25	96.53	96.53	96.53	96.53	96.53
$\theta_{Cf-max-arka}$	98.70	97.98	97.25	97.25	96.53	96.53

**Çizelge 4.17**  $\beta=0.8$  için ön ve arka silindir maksimum sürtünme faktörünün olduğu açılar

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
$\theta_{Cf-max-ön}$	94.35	94.35	94.35	94.35	94.35	94.35
$\theta_{Cf-max-arka}$	94.30	94.35	94.35	94.35	94.35	94.35



Şekil 4.43  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için ön ve arka silindir maksimum sürtünme faktörünün oluştuğu açılar

#### 4. 4. 16. Ön ve Arkadaki Silindirde $\beta=0.6-0.7-0.8$ için $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$ D Değerlerinde Sürüklenme Katsayılarının Değişimi

Blokaj oranı ve silindirler arası mesafe için sürüklenme katsayılarının değişimi incelenecek olursa; silindirler arası mesafe arttıkça sürüklenme katsayıları da artmıştır. Ön silindir için  $\beta=0.6$  için çok az bir değişimle  $C_{d-ön}=0.90-0.92$  arasında bulunmuştur. Bu değer  $\beta=0.7$  için  $C_{d-ön}=1.90-1.92$  ve  $\beta=0.8$  için ise  $C_{d-ön}=5.46-5.48$  hesaplanmıştır. Arka silindir için incelenecek olursa ön silindire göre daha düşük ama yine silindirler arası mesafe ile artmıştır.  $\beta=0.6$  için  $C_{d-arka}=0.77-0.89$ ,  $\beta=0.7$  için  $C_{d-arka}=1.76-1.86$ ,  $\beta=0.8$  için ise  $C_{d-arka}=5.21-5.28$  hesaplanmıştır. Ayrıca blokaj oranının artmasıyla birlikte sürüklenme katsayılarının değerleri de oldukça artmıştır.

**Çizelge 4.18**  $\beta=0.6$  için ön ve arka silindir sürüklenme katsayıları

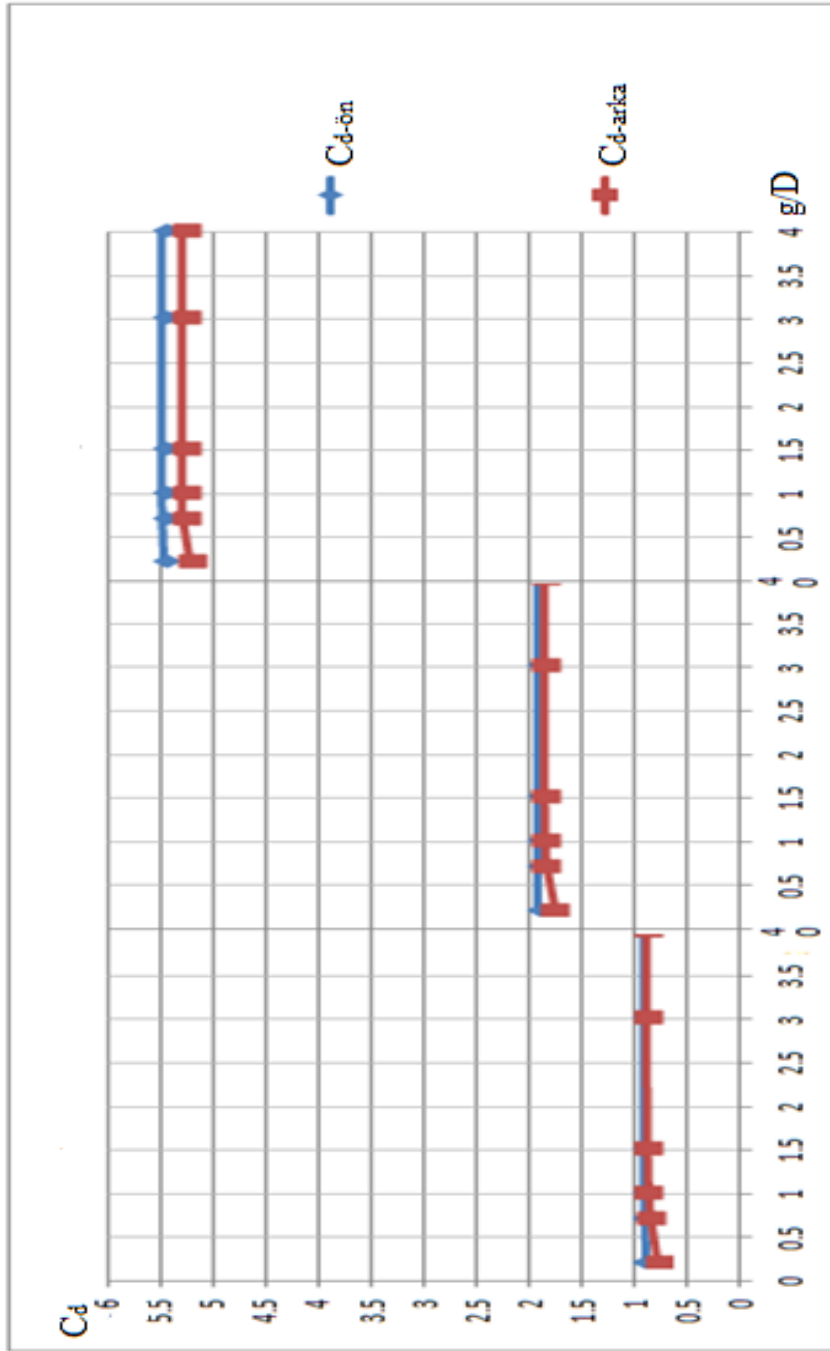
<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
<b><math>C_{d-ön}</math></b>	0.90	0.91	0.91	0.91	0.92	0.92
<b><math>C_{d-arka}</math></b>	0.77	0.84	0.86	0.88	0.89	0.89

**Çizelge 4.19**  $\beta=0.7$  için ön ve arka silindir sürüklenme katsayıları

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
<b><math>C_{d-ön}</math></b>	1.90	1.90	1.92	1.92	1.92	1.92
<b><math>C_{d-arka}</math></b>	1.76	1.83	1.85	1.85	1.86	1.86

**Çizelge 4.20**  $\beta=0.8$  için ön ve arka silindir sürüklenme katsayıları

<b>g</b>	<b>0.2 D</b>	<b>0.7 D</b>	<b>1.0 D</b>	<b>1.5 D</b>	<b>3.0 D</b>	<b>4.0 D</b>
<b><math>C_{d-ön}</math></b>	5.46	5.47	5.47	5.48	5.48	5.48
<b><math>C_{d-arka}</math></b>	5.21	5.27	5.28	5.28	5.28	5.28



Şekil 4.44  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için ön ve arka silindir sürüklenme katsayıları



## 5.SONUÇ ve TAVSİYELER

Bu çalışma blokaj oranı ve silindirler arası mesafenin değişimi ile kanal içi akışta çift silindir üzerine etki eden ısı ve akış parametreleri nümerik olarak incelenmiştir. Blokaj oranı literatür araştırma sonucu literatürdeki açığa yönelik olarak; yüksek blokaj etkisi  $\beta=0.6-0.7-0.8$  ve silindirler arası mesafe de  $g=0.2-0.7-1.0-1.5-3.0-4.0$  D aralığında seçilmiştir. Bu belirlenen durumlar için blokaj etkisi ve silindirler arası mesafenin etkisi detaylı olarak incelenmiş ve kayda değer sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçları şöyle genel olarak sınıflandırmak ve özetlemek gerekirse;

- Blokaj oranının değişmesiyle birlikte hız ve basınç dağılımından dolayı ön ve arka silindir yüzeylerinde oluşan ayrılma açıları;  $\beta=0.6-0.7-0.8$  değerleri için ön silindirde silindirler arası mesafenin değişmesiyle birlikte aynı kalmış ve bu değerler sırasıyla artan blokaj oranları için  $\theta_{s-ön}=41.37^\circ-39.19^\circ-37.01^\circ$  olarak bulunmuştur.  $\beta=0.6-0.7-0.8$  değerleri için arka silindirde ise silindirler arası mesafeyle birlikte azalan başlangıçta ön silindirden büyük ayrılma açıları ve yaklaşık  $g=3.0-4.0$  D değerleri için öndeki silindir ayrılma açılarına eşit hale gelmiştir.
- Akışın korunum denklemleri çözümlendirildiğinde akışta oluşan sürüklenme katsayıları bulunduğunda;  $\beta=0.6-0.7-0.8$  için ön silindirde  $C_{d-ön}=0.9-5.48$  arasında silindirler arası mesafe ile artan oranda dağılım göstermiştir. Arka silindir de ise sürüklenme katsayıları değerleri  $C_{d-arka}=0.77-5.28$  şeklinde ön silindire göre daha düşük yine silindirler arası mesafe ve blokaj oranı ile artan değerler bulunmuştur.
- Diğer önemli bir sonuçta akışta blokaj oranı ve silindirler arası mesafenin artmasıyla birlikte; silindir yüzeylerinde elde edilen sıcaklık değerlerinin de önemli bir derecede artış göstermesidir. Blokaj oranı  $\beta=0.6-0.7-0.8$  ön silindir için  $Nu_{ort-ön}=5.16-6.88$  ortalama Nusselt değerleri bulunmuş, arka silindir için bu değer incelendiğinde; blokaj oranının artmasıyla birlikte azalarak  $Nu_{ort-arka}=2.53-2.12$  ortalama Nusselt değerleri bulunmuştur.
- Akış üzerine etkileyen basınç ve kayma gerilmelerinden dolayı oluşan maksimum sürtünme katsayılarının nerelerde oluştuğu incelendiğinde;  $\beta=0.6-0.7-0.8$  ön

silindir için  $\theta_{cf-max-ön}=103^{\circ}-97^{\circ}-94^{\circ}$ , arka silindir için ise  $\theta_{cf-max-arka}=102^{\circ}-96^{\circ}-94^{\circ}$  blokaj oranı ve mesafe ile azalan sonuçlar elde edilmiştir.

- Bundan sonra bu çalışma üzerinden ilerlemek isteyenler için ise genel olarak şu tavsiyeler verilebilir; kanal yüksekliği azaldıkça yani blokaj oranı arttıkça ve silindirler arası mesafe de çap ile orantılı olarak arttırıldığında daha düşük silindirler arası mesafe de arkadaki silindir, öndeki silindirden kaynaklı sıcaklık ve hız dağılımından etkilenmekte ve her bir silindir gibi tek silindir gibi davranmaktadır. Bu durumdan hareketle eğer çift silindir yan yana konumlandırılacak ise blokaj oranı  $\beta=0.6$  için  $g=3.0 D$  ve bu silindirler arası mesafeden büyük seçilmeli; blokaj oranı  $\beta=0.7$  için  $g=1.5 D$  ve üzeri olmalı;  $\beta=0.8$  için ise bu değer yaklaşık  $g=1.0 D$  ve üzeri silindirler arası mesafe seçilmelidir.

## KAYNAKLAR

**Cengel, Y. A. 2003.** Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed., McGraw-Hill,.ISBN 0072458933

**Cengel, Y. A., Cimbala, J.M. 2008.** Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, The McGraw-Hill Companies, Inc., NY, 931p

**Chen, J. H., Pritchard, W. G., Tavener S. J. 1995.** Bifurcation of Flow Past a Cylinder Between Paralel Planes, J. Fluid Mech.,284, 23–41.

**Chakraborty, J.,Verma, N. Chhabra, R.P. 2004.** Wall Effects in Flow Past a Circular Cylinder in a Plane Channel: a Numerical Study. Chem. Eng. Process. 43, 1529–1537.

**Ding, H., Shu, C., Yeo, K. S., Xu, D. 2007.** Numerical Simulation of Flows Around Two Circular Cylinders by Mesh-Free Least Square Based Finite Difference Methods, Int. J. Numer. Methods Fluids, 53, 305–332.

**Farrant, T., Tan, M., and Price, W. G. 2001.** A Cell Boundary Element Method Applied to Laminar Vortex Shedding From Circular Cylinders. Comput. Fluids, 30, 211–236.

**Gao, Y., Etienne, S., Yu, D., Wang, X. 2011.** Bi-Stable Flow Around Tandem Cylinders Of Different Diameters At Low Reynolds Number Diameters At Low Reynolds Number. Fluid Dyn. Res., 43, 055506.

**Gao, Y., Wang, X., Tan, D. S., Keat, T. S. 2013.** Particle Image Velocimetry Technique Measurements Of The Near Wake Behind A Cylinder-Pair Of Unequal Diameters. Fluid Dyn. Res.,45, 045504

**Gerrard, J. H. 1966.** The Mechanics Of The Formation Region Of Vortices Behind Bodies,J. Fluid Mech., 25, 401-413.

**Griffith, M. D., Thompson, M.C., Leweke, T., Hourigan, K., Anderson, W.P. 2007.** Wake Behaviour And Instability Of Flow Through A Partially Blocked Channel. Journal Of Fluid Mechanics, 582, 319e340.

**Harichandan, A.B., Roy, A., 2010.** Numerical Investigation Of Low Reynolds Number Flow Past Two And Three Circular Cylinders Using Unstructured Grid CFR Scheme. International Journal Of Heat And Fluid Flow, 31, 154–171.

**Igarashi, T. 1982.** Characteristics of a Flow Around Two Circular Cylinders of Different Diameters Arranged in Tandem Bull. JSME, 25, 349–5

**Incropera, F. P., DeWitt, 2001.** D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley, New York.

**Jendrzejczyk, J. A., Chen, S. S. 1982.** Stability of Tube Arrays in Circular Cylinders in Cross Flow. Nuclear Engineering and Design, 75, 351-373.

- Jiang, R., Lin J., Ku X. 2014.** Numerical Prediction of Flows Past Two Tandem Cylinders of Different Diameters Under Unconfined and Confined Flows. The Japan Society of Fluid Mechanics, Fluid Dyn. Res., 46, 025506.
- Johnson, A. A., Tezduyar, T. E., and Liou, J. 1993.** Numerical Simulation of Flows Past Periodic Arrays of Cylinders. Comput. Mech., 11, 371–383
- Kanaris N., Grigoriadis D.,Kassinis S. 2011.** Three Dimensional Flow Around a Circular Cylinder Confined in a Plane Channel. Phys. Fluids, 23, 064106
- Kiya, M., Mochizuki, O., Ido, Y., Suzuki, T., Arai, T. 1992.** Flip-Flopping Flow Around Two Bluff Bodies in Tandem Arrangement, Bluff-body Wakes, Dynamics and Instabilities. IUTAM Symposium, Springer-Verlag, Berlin,15–18.
- Korukçu, M. Ö., ÖZALP, A. A. 2014.** Numerical Investigation of Heat and Flow Characteristics of Laminar Steady Flow across two Tandem Cylinders. 7<sup>th</sup> International Ege Energy Symposium & Exhibition, Uşak, 3-5.
- Li, J., Chambarel, A., Donneaud, M., Martin, R., 1991.** Numerical Study of Laminar Flow Past One and Two Cylinders,” Comput. Fluids, 19,155–170.
- Mittal, S., Kumar, V., Raghuvashi A. 1997.** Unsteady Incompressible Flows Past Periodic Arrays of Cylinders in Tandem and Staggered Arrangement.Comput. Mech., 25, 1315-1344.
- Meneghini, J. R., Saltara, F., Siqueira, C. L. R., Ferrari, J. A., Jr. 2001.** Numerical Simulation of Flow Interference Between Two Circular Cylinders in Tandem and Side-by-Side Arrangements, J. Fluids Struct., 15, 327-350.
- Oka, S., Kostic, Z. G., and Sikmanovic, S. 1972.** Investigation of the Heat Transfer Processes in Tube Banks in Cross Flow, International Seminar on Recent Developments in Heat Exchangers,Trogir, Yugoslavia.
- Özalp, A. A., Dincer, İ. 2010.** Hydrodynamic Thermal Boundary Layer Development and Mass Transfer Characteristics of a Circular Cylinder in Confined Flow, Int. J. Of Thermal Sciences, 49, 1799-1812.
- Özalp, A. A., Dincer, İ. 2010.** Laminar Boundary Layer Development Around a Circular Cylinder; Fluid Flow and Heat Mass Transfer Characteristics, Journal of Heat Transfer, 132, 121703-1-17.
- Patil, C. R., Bharti P. R., Chhabra R. P. 2008.** Steady Flow of Power Law Fluids over a pair of Cylinders in Tandem Arrangement. Ind. Eng. Chem. Res., 47,1660-1683
- Rehimi, F., Aloui, F., Nasrallah, S. B., Doubriez, L., Legrand, J. 2008.** Experimental Investigation Of A Confined Flow Rear Of A Circular Cylinder Centred Between Two Parallel Walls. J. Fluids Struct,24, 855–82

**Sahin, M., Owens, R.G. 2004.** A Numerical Investigations of Wall Effects up to High Blockage Ratios on Two-Dimensional Flow Past a Confined Circular Cylinder. *Physics of Fluids*, 16, 1305-1320.

**Schlichting, H. 1979.** *Boundary Layer Theory*, Seven Edition, Mc Graw-HILL Book Co., New York.

**Sen, S., Mittal, S., Biswas, G. 2009.** Steady Separated Flow Past A Circular Cylinder At Low Reynolds Numbers. *Journal Of Fluid Mechanics*, 620, 89e119.

**Sharman, B., Lien F. S., Davidson L., Norberg C. 2005.** Numerical Predictions Of Low Reynolds Number Flows Over Two Tandem Circular Cylinders. *Int. J. Numer. Methods Fluids*, 47, 423–47.

**Singha, S., Sinhamahapatra, K. P. 2010.** Flow Past a Circular Cylinder Between Parallel Walls at Low Reynolds Numbers., *Ocean Eng.*, 37, 757–69.

**Singha, S., Sinhamahapatra, K. P. 2010.** High Resolution Numerical Simulation of Low Reynolds Number Incompressible Flow About Two Cylinders in Tandem., *Journal of Fluids Engineering*, 132, 1-10.

**Slaoutti, A., Stansby P. K. 1992.** Flow Around Two Circular Cylinders by The Random-Vortex Method. *Journal of Fluids and Structures*, 6, 641-670.

**Tsutsui T., Igarashi T. 2002.** Drag Reduction of a Circular Cylinder in an Air-stream. *J. Wind Eng. And Ind. Aer.*, 90, 527-541.

**Umur, H. 2009.** Akışkanlar Mekaniği, 4.Baskı, Dora Basımevi, 213-229

**Wadcock, A.J., Bearman, P.W. 1973.** The Interaction Between a pair of Circular Cylinders Normal to a Stream., *J. Fluid Mech.*, 499-511.

**Williamson, C., Roshko, A. 1985.** Vortex Formation in The Wake of an Oscillating Cylinder, *Journal of Fluid and Structures*, 2, 355-381.

**White, F.M., 2001.** *Fluid Mechanics*, Rhode Island University.

**Zdravkovich, M. M., 1977.** Review of Flow Interference Between Circular Cylinders in Cross Flow. *ASME Journal of FLUIDS Engineering*, 99, 618-633.

**Zhou, S., Zhou Z., Yan S., Yuan Y., Xi G. 2014.** Numerical Study on Characteristics of Flow and Thermal Fields of Tandem Cylinders. *Taylor and Francis, Heat Transfer Engineering*, 35(11-12):1144-1151.

**Zovatto, L., Pedrizzetti G. 2001.** Flow About a Circular Cylinder Between Parallel Walls, *J. Fluid Mech.*, 440, 1–25

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Neslihan GÜNEŞ  
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa, 1990  
Yabancı Dili : İngilizce

### Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Anadolu Lisesi, 2008  
Lisans : Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği, 2012  
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,  
Makine Mühendisliği, 2015

Çalıştığı Kurum / Kurumlar ve Yıl : Kafkas Üniversitesi  
Makine Mühendisliği 2012-2013  
Uludağ Üniversitesi  
Makine Mühendisliği 2013-2015

İletişim (e-posta) : nslhngunes@gmail.com

### Yayımları

:  
**GÜNEŞ, N., ÖZALP A. A. 2014.** Yüksek Blokaj Etkisinde ( $\beta=0.6$ ) Ard Arda Silindirler Etrafından Laminer Akış İçin Isı ve Akış Karakteristiklerinin İncelenmesi. 4. Bilgilendirme ve Arge Günleri Uludağ Üniversitesi, Bursa