



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ORTA DÜZEYDE BLOKAJLI KANAL İÇİNDE
ARDIŞIK İKİ SİLİNDİR ETRAFINDA AKIŞ**

Merve ÇIBIK

Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA - 2015
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Merve ÇIBİK tarafından hazırlanan “ Orta Düzeyde 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 : Prof. Dr. Ali SÜRME

Bursa Teknik Üniversitesi

Doğa Bilimleri Mimarlık-Mühendislik Fakültesi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof. Dr. Muhiddin CAN

Uludağ Üniversitesi

Mühendislik Fakültesi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

Uludağ Üniversitesi

Mühendislik Fakültesi

Makine Mühendisliği 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 yararlanması 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.

28.12.2015


Merve ÇIBİK

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ORTA DÜZEYDE BLOKAJLI KANAL İÇİNDE ARDIŞIK İKİ SİLİNDİR ETRAFINDA AKIŞ

Merve ÇIBIK

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

Son yıllarda ardışık silindirler etrafındaki akışın ısı ve akış karakteristikleri nümerik olarak araştırılmaktadır. Bu tez çalışmasında sıkıştırılamaz, laminer ve sürekli akış şartlarındaki akış iki boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemleri ile ANSYS-CFX v13.0 yazılımı ile çözdürüldü. Reynolds sayısı (Re), blokaj oranları ($\beta=D/H$) ve silindirler arası mesafe (g) 40; 0.4, 0.5, 0.6; 0.2D, 0.7D, 1D, 1.5D, 3D, 4D olarak literatür araştırmalarıyla seçildi. Bu seçimlerle öndeki ve arkadaki silindirde statik basınç, yüzey kayma gerilmeleri ve taşınım ile ısı transfer katsayıları hesaplandı. Silindirler arası mesafenin hidrodinamik ve termal parametreler üzerindeki etkileri araştırıldı. Bunlara ilaveten blokaj oranı ve silindirler arası mesafe kombinasyonları için öndeki ve arkadaki silindirde ayrılma açıları (θ_s), sürtünme katsayıları (C_f), ortalama ısı transfer katsayıları (h_{ort}), ortalama Nusselt sayıları (Nu_{ort}) ve sürüklenme katsayıları (C_d) hesaplandı. Çalışmaların sonunda tüm blokaj oranlarında silindirler arası mesafenin 3D ve 4D değerlerinden sonra öndeki silindirin arkadaki silindiri etkilemediği ve her iki silindirin de bağımsız birer silindir gibi davrandıkları gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Blokaj oranı, dairesel silindir, ardışık silindirler, Reynolds sayısı, sürekli akış, ısı transferi, akış karakteristikleri

2015, x + 91 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

CHANNEL FLOW WITH MEDIUM BLOCKAGE AROUND TWO TANDEM CIRCULAR CYLINDERS

Merve ÇIBİK

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

Heat and flow characteristics of flow across two tandem circular cylinders were numerically investigated in recent years. In this thesis, two dimensional Navier Stokes and energy equations were solved with ANSYS-CFX v13.0 software for incompressible laminar flow under steady state conditions. The Reynolds number (Re); the blockage ratio ($\beta=D/H$) and the distance between circular cylinders were selected 40; 0.4, 0.5, 0.6; 0.2D, 0.7D, 1D, 1.5D, 3D, 4D in accordance with literature research. Static pressure, shear stress and convective heat transfer coefficients on the front (upstream) and back (downstream) cylinders were calculated with these selections. Effects of gap ratios on hydrodynamic and thermal parameters were investigated. In addition, separation angles (θ_s), friction coefficients (C_f), average heat transfer coefficients (h_{ave}), average Nusselt numbers (Nu_{ave}) and drag coefficients (C_d) on the front and back cylinders were calculated for all combinations of blockage ratio and gap size values. The studies have shown that after gap size $g=3D$ and $4D$ the front cylinder did not affect the back cylinder and both of them acted as a single cylinder.

Key words: Blockage ratio, circular cylinder, tandem cylinders, Reynolds number, steady flow, heat transfer, flow characteristics

2015, x + 91 pages.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans çalışması kapsamında danışmanlık ederek, beni yönlendiren ve her türlü olanağı sağlayan, bilimsel fikir ve tecrübelerinden yararlandığım danışman hocam Sayın Prof. Dr. A. Alper ÖZALP 'a, çalışmalar süresince yardımını esirgemeyen Sayın Yrd. Doç. Dr. M. Özgün KORUKÇU' ya, ANSYS programının kullanımında teknik desteğı saylayan Sayın Makine Yüksek Mühendisi Mehmet TEKE'ye, çalışmalarım süresince manevi desteklerini esirgemeyen çok değerli aileme ve çalışma arkadaşlarıma katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Merve ÇIBIK

__/__/2015



İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	2
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	6
3.1. Isı Taşınımının Temel Denklemleri.....	6
3.2. Akışların Sınıflandırılması.....	7
3.2.1. Viskoz ve Viskoz Olmayan Akış Bölgeleri.....	7
3.2.2. İç ve Dış Akışlar.....	9
3.2.3. Sıkıştırılabilir ve Sıkıştırılamaz Akışlar.....	9
3.2.4. Laminer ve Türbülanslı Akışlar.....	9
3.2.5. Doğal (Zorlanmamış) ve Zorlanmış Akışlar.....	10
3.2.6. Sürekli ve Zamana Bağlı Akışlar.....	10
3.2.7. Tek, İki ve Üç Boyutlu Akışlar.....	10
3.3. Sınır Tabakalar.....	11
3.3.1. Hız Sınır Tabakası.....	11
3.3.2. Isıl Sınır Tabaka.....	13
3.4. Boyutsuz Sayılar ve Fiziksel Anlamları.....	13
3.5. Hareket Denklemleri.....	17
3.5.1. Süreklilik Denklemi.....	17
3.5.2. Momentum Denklemi.....	18
3.5.3. Enerjinin Korunum Denklemi.....	18
3.6. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).....	18
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	22
4.1. Bir Kanal İçerisine Yerleştirilmiş Daire Üzerinden Akışın Sayısal Analizi.....	23
4.1.1. Problemin Tanımlanması.....	23
4.1.2. Modelleme.....	23
4.1.3. Ağ Yapısının Oluşturulması.....	24
4.1.4. Sınır Şartlarının Tanımlanması ve Programın Çalıştırılması.....	36

4.1.5. Sonuçların Alınması	39
4.2. Nümerik Analiz Çalışmaları.....	40
4.2.1. Doğrulama Çalışmaları	40
4.2.1.a. Doğrulama Çalışmaları 1 (Özalp, A. A., Dincer, İ. 2010.)	40
4.2.1.b. Doğrulama Çalışmaları 2 (Singha ve ark.(2010)).....	46
4.2.2. Orta Düzeyde Blokajlı Kanal İçinde Ardışık İki Silindir Etrafında Akış.....	50
4.2.2.1. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Statik Basınç Dağılımları	51
4.2.2.2. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Kayma Gerilmeleri	59
4.2.2.3. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Isı Transfer Katsayıları	68
4.2.2.4. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde C_d Katsayıları.....	74
4.2.2.5. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Sıcaklık Dağılımları	76
4.2.2.6. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Hız Dağılımları .	79
5. SONUÇ	85
KAYNAKLAR	88
ÖZGEÇMİŞ	91

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
α	Isıl dağılım gücü [m^2/s]
β	Blokaj oranı
μ	Dinamik viskozite [$Pa \cdot s$]
ν	Kinetik viskozite [m^2/s]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
Δ	Sonlu fark
θ_s	Ayrılma Açısı [$^\circ$]
$\theta_{s-ön}$	Öndeki Silindirde Ayrılma Açısı [$^\circ$]
$\theta_{s-arka-1}$	Arkadaki Silindirde Ayrılma Açısı -1 [$^\circ$]
$\theta_{s-arka-2}$	Arkadaki Silindirde Ayrılma Açısı -2 [$^\circ$]
τ_s	Kayma gerilmesi [Pa]
C_d	Sürüklenme katsayısı
$C_{d-ön}$	Öndeki Silindir Etrafındaki Sürüklenme katsayısı
C_{d-arka}	Arkadaki Silindir Etrafındaki Sürüklenme katsayısı
C_f	Sürtünme katsayısı
C_p	Basınç katsayısı [J/kgK]
D	Silindir çapı [m]
g	İki silindirin birbirine en yakın iki noktası arasındaki mesafe [m]
H	Kanal genişliği [m]
h	Isı transfer katsayısı [W/m^2K]
h_{ort}	Ortalama ısı transfer katsayısı [W/m^2K]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
L	Kanal uzunluğu [m]
Nu	Nusselt sayısı
Nu_{ort}	Ortalama Nusselt sayısı

P	Statik basınç [Pa]
r	Yarıçap [m]
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık [K]
T_{∞}	Giriş sıcaklığı [K]
T_w	Silindir yüzey sıcaklığı [K]
u	x-yönünde hız [m/s]
U_{∞}	Giriş hızı [m/s]
v	y-yönünde hız [m/s]
x	Koordinat sisteminde x-yönü
y	Koordinat sisteminde y-yönü

Kısaltmalar**Açıklama**

CFD	Computational fluid dynamics
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Farklı yüzeylerden taşınım ile ısı transferi.....	6
Şekil 3.2. Bir akışkan küt bir burun üzerinden akarken kaymama şartından dolayı hız profiline gelişimi.....	8
Şekil 3.3. Düz bir plaka üzerinde ilk çıkış noktasında üniform olan bir akımın akışı ve viskoz akış ile viskoz olmayan akış bölgeleri.....	8
Şekil 3.4. Bir tenis topu üzerindeki dış akış.....	9
Şekil 3.5. Laminer akış.....	9
Şekil 3.6. Geçiş akışı.....	10
Şekil 3.7. Türbülanslı akış.....	10
Şekil 3.8. Dairesel bir boruda hız profiline gelişmesi.....	11
Şekil 3.9. Hız sınır tabaka gelişimi.....	12
Şekil 3.10. Hidrodinamik ve ısı sınır tabakalar.....	13
Şekil 3.11. Dairesel silindir etrafında akışta ayrılma noktası.....	14
Şekil 3.12. Dairesel silindir etrafında akışta ayrılma noktası.....	14
Şekil 3.13. Laminer ve türbülanslı sınır tabaka akışlarında ayrılma açıları.....	15
Şekil 3.14. Silindire ve küreye dik akışta sürtünme katsayısının değişimi (Schlichting).....	15
Şekil 4.1. İki paralel levha arasına yerleştirilmiş silindire etrafında akış.....	22
Şekil 4.2. İki paralel levha arasına yerleştirilmiş silindire ait geometrik tanımlamalar.....	22
Şekil 4.3. CATIA V5 programında $\beta=0.4$; $g=0.2D$ senaryosu için geometrinin çizilmesi.....	24
Şekil 4.4. Giriş sınır şartının girilmesi.....	25
Şekil 4.5. Tüm sınır şartlarının isimlendirilmesi.....	25
Şekil 4.6. Bloklama işlemi için noktaların belirlenmesi.....	26
Şekil 4.7. Bloklama işlemi.....	26
Şekil 4.8. Bloklama işlemi bloklanan bölgelerin oluşumu.....	27
Şekil 4.9. Ogrid oluşturma.....	28
Şekil 4.10. Ogrid oluşturma aşamasında kalacak silinecek blokların belirlenmesi.....	28
Şekil 4.11. Ogrid sonucu elde edilen bloklar.....	29
Şekil 4.12. Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi için seçilmesi.....	29
Şekil 4.13. Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi.....	30
Şekil 4.14. Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi Snap Project Vertices işlemi.....	30
Şekil 4.15. İstenilen blokları bölmek için Pre-mesh sekmesinin kullanımı.....	31
Şekil 4.16. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısı.....	32
Şekil 4.17. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısındaki geçişleri yumuşatma.....	32
Şekil 4.18. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısındaki blokları dairesel yapıya benzetme.....	33
Şekil 4.19. Pre-mesh sonucunda elde edilen dairesel yapının yanındaki sağ ve sol blokların daireye benzetilmesi işlemi.....	33
Şekil 4.20. Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX'e aktarılması.....	34
Şekil 4.21. Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX'e aktarılması ve ağ yapısının yazdırmak için yapılan işlem.....	34
Şekil 4.22. Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX'e aktarılması.....	35
Şekil 4.23. Mesh yapısının kontrol edilmesi.....	35

Şekil 4.24. ANSYS-CFX’de analiz tipinin tanımlanması.....	36
Şekil 4.25. ANSYS-CFX’de akış tipinin tanımlanması.....	37
Şekil 4.26. ANSYS-CFX’de akış tipinin modellenmesi.....	37
Şekil 4.27. ANSYS-CFX’de akış hızının ve havanın kanala giriş sıcaklığının tanımlanması	38
Şekil 4.28. Doğrulama çalışmaları-1’de kullanılan geometri ve analiz şartları.....	40
Şekil 4.29. Doğrulama çalışmaları-2’de kullanılan geometri ve analiz şartları.....	46
Şekil 4.30. Tez çalışmasında kullanılan geometri ve analiz şartları	50



ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Re_D değerine bağlı olarak silindir etrafındaki akım karakteristikleri	16
Çizelge 4.1. Doğrulama çalışmaları-1’de kullanılan parametreler	40
Çizelge 4.2. Doğrulama çalışmaları-1, basınç değerleri	41
Çizelge 4.3. Doğrulama çalışmaları-1, kayma gerilmeleri, ayrılma açıları ve C_f değerleri	42
Çizelge 4.4. Doğrulama çalışmaları-1, taşınım ile ısı transfer katsayısı ve Nu sayıları.....	44
Çizelge 4.5. Doğrulama çalışmaları-2’de kullanılan parametreler	46
Çizelge 4.6. Doğrulama çalışmaları-2, 1. ve 2. silindir için ayrılma açıları	47
Çizelge 4.7. Doğrulama çalışmaları-2, 1. ve 2. silindir için direnç katsayısı.....	48
Çizelge 4.8. Doğrulama çalışmaları-2, $g/D=1$ için C_p değerleri	49
Çizelge 4.9. Tez çalışmasında kullanılan parametreler.....	50
Çizelge 4.10. Öndeki Silindirde Basınç	51
Çizelge 4.11. Arkadaki Silindirde Basınç	55
Çizelge 4.12. Öndeki Silindirde Kayma Gerilmeleri ve Ayrılma Açılımları.....	59
Çizelge 4.13. Arkadaki Silindirde Kayma Gerilmeleri ve Ayrılma Açılımları.....	63
Çizelge 4.14. Öndeki Silindirde Isı Transfer Katsayıları ve Nu Sayıları.....	68
Çizelge 4.15. Arkadaki Silindirde Isı Transfer Katsayıları ve Nu Sayıları.....	71
Çizelge 4.16. Öndeki Silindirde C_d Katsayıları	74
Çizelge 4.17. Arkadaki Silindirde C_d Katsayıları	75
Çizelge 4.18. $\beta=0.4$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Sıcaklık Dağılımları	76
Çizelge 4.19. $\beta=0.5$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Sıcaklık Dağılımları	77
Çizelge 4.20. $\beta=0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Sıcaklık Dağılımları	78
Çizelge 4.21. $\beta=0.4$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Hız Dağılımları	79
Çizelge 4.22. $\beta=0.4$ İçin Öndeki ve Arkadaki Silindirde Ayrılma Açılımları	80
Çizelge 4.23. $\beta=0.5$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Hız Dağılımları	81
Çizelge 4.24. $\beta=0.5$ İçin Öndeki ve Arkadaki Silindirde Ayrılma Açılımları	82
Çizelge 4.25. $\beta=0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Hız Dağılımları	83
Çizelge 4.26. $\beta=0.6$ İçin Öndeki ve Arkadaki Silindirde Ayrılma Açılımları	84

1. GİRİŞ

Akış, mikroskobik boyutlu biyolojik sistemlerden otomobillere, uçaklara, uzay araçlarının itme sistemlerine, denizaltılarına, ısı değiştiricilerine kadar sınırsız uygulama alanları olan oldukça kapsamlı bir konudur. Bu denli kapsamlı konunun dallarından biri ise kanal içi akışlar ve silindirler etrafındaki akışlardır.

Yapılan literatür araştırmaları neticesinde hem basit geometrilerinden dolayı hem de dairesel silindir etrafındaki akışın fırın tasarımlarında, ısı eşanjörlerinde, malzeme bilimi ve kurutma prosesleri gibi endüstrinin pek çok alanında kullanılmalarından dolayı dairesel yapılı silindirlerin etrafındaki akış ve termal davranışların son dönemlerde çalışmalara çokça konu olduğu görölmüştür

Kanal içine yerleştirilmiş ardışık silindirlerin etrafındaki akışın termal ve hidrodinamik açıdan davranışlarının incelemeleri için bu çalışmada ANSYS-CFX yazılımı kullanılacaktır. Bu analizlerin yapılmasında literatür araştırmalarının da katkılarıyla görölmüştür ki, akışın termal ve hidrodinamik davranışlarında Reynolds sayısı, blokaj oranı, silindirler arası mesafe, silindir çapı, kanal genişliği, kanal uzunluğu, akışın giriş hızı ve sıcaklığı, çeper sıcaklığı parametrelerinin her biri ayrı ayrı etkilidir. Literatür araştırmalarında ayrı ayrı kanal içindeki tek veya ardışık iki dairesel silindir etrafındaki akışın, dar veya geniş kanallardaki akışın, silindirler arası mesafelerin değiştirilerek akışın incelendiği görölmüştür. Tezin konusu belirlenirken de literatürdeki çalışmalarda 3 farklı blokaj oranı ve 5 farklı silindirler arası mesafe değerleri için, yani toplamda 15 farklı iterasyon ile geniş kapsamlı bir çalışma yapılmak istenmiştir. Bu alışma sonunda silindirler etrafında basınç dağılımlarının, kayma gerilmelerinin, ayrılma açılarının, sürtünme katsayılarının, ısı transferi katsayılarının, Nu sayılarının, sürüklenme katsayılarının, hız ve sıcaklık dağılımlarının incelenmesi hedeflenmektedir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

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

Akış konusundaki ilk çalışmalar Leonardo da Vinci tarafından yapılmıştır. Leonardo da Vinci 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 ilk rüzgar tünelini inşa etmiş ve içinde model deneyleri yapmıştır.

Temelleri Leonardo da Vinci tarafından atılan akış çalışmaları daha sonralarda pek çok bilim insanının çalışmalarına konu olmuştur. Bu çalışmalar incelendiğinde:

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

Zdravkovich (1977), silindirlerin değişik konumlandırmaları için iki silindir etrafındaki akış etkileşimini ayrıntılı ve geniş kapsamda incelemiştir. Bununla birlikte, silindirlerin merkezleri arası mesafe (L) ve eş çaplı silindirlerin silindir çapı (D) oranına göre L/D akışı sınıflandırmıştır. Bu çalışmayla $1 < L/D < 1.3-1.8$ olduğunda silindirlerin tek bir cisim gibi davrandığı, yalnızca öndeki silindirde akış çizgilerinin silindiri sıyrılıp geçtiği ve akış boyunca arkadaki silindire tekrar bağlanmadan akış çizgilerinin tek silindir varmış gibi yoluna devam ettiği görülmüştür. Silindirler arası mesafe artmaya başladığında $1.2-1.8 < L/D < 3.4-3.8$ akış çizgileri öndeki silindirden sıyrılıp geçerek arkadaki silindirde akış çizgilerinin bağlandığı ve akışın sadece arkadaki silindiri etkilediği saptanmıştır. L/D oranı daha da arttırdığında akışın silindirler arasında vorteks oluşturmaya başladığı ve oluşan vorteksin arkadaki silindirin arkasında olduğu gözlemlenmiştir.

Igarashi (1982), çap oranları $d/D=0.68$ BSA(Big-Small Arrangement) büyük silindir önde ve silindirler arası mesafe $L/D=0.9-4.0$ arasında değişecek şekilde konumlandırılarak akış rejimlerini belirlemiştir.

Li ve ark. (1991) tarafından Reynolds sayısı 100 için art arda silindirler etrafındaki akış, silindirler arası mesafenin dört farklı değeri için simule edilen akış deneysel çalışmalarla kıyaslanmıştır. Nümerik çalışmalarla, akışın türbülans ve üç boyutluluğunun silindirler arasındaki mesafeye etki ettiği gözlemlenmiştir.

Slaoutti ve ark. (1992), iki boyutlu laminer akış için Reynolds sayısının 200 değerinde silindirlerin konumlarını yan yana ve üst üste değiştirerek, akış karakteristiklerini vorteks metodu ile hesaplamışlardır. Bu çalışma ileride daha yüksek Reynolds sayılarının akış yapılarının belirlenmesinde yol gösterici olmuştur.

Kiya ve ark. (1992), yaptıkları çalışmada silindirler arası mesafenin değişimiyle akış davranışının değişkenlik sergilediğini gözlemlemişlerdir. Silindirler arasındaki mesafe uygun aralıklarda tutulduğunda akımın arkadaki silindire tekrar bağlandığını ve ayrıca vortekslerin de silindirler arası mesafe içerisinde oluştuğu gözlemlenmiştir.

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.

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

Meneghini ve ark. (2001), Reynolds sayısı 100 ve 200 için iki silindiri art arda ve üst üste gibi farklı konumlarda yerleştirerek silindirlerin etrafındaki akışı ve bu akımın

oluşturduğu vortekslerin değişimini nümerik olarak detaylıca çalışmışlardır. Art arda silindirler için sürükleme katsayıları ve kaldırma katsayılarını hesaplamışlardır. Vorteks kontürlerini art arda silindirlerin Reynolds değerleri için göstermişlerdir. Ayrıca iki silindir arasındaki mesafe, silindirlerin çapından üç kat büyük olduğunda ortalama sürükleme katsayısının negatiften pozitive geçtiği gözlemlenmiştir.

Zovatto ve ark. (2001), iki paralel levha arasına yerleştirilen dairesel bir silindir etrafındaki akımı, $100 \leq Re_D \leq 2000$ ve $0.25 \leq G/D \leq 2.0$ aralıklarında, vortisit akım fonksiyonu formülasyonuna dayalı bir sonlu elemanlar yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Silindir duvara yaklaştıkça, kuyruk bölgesinin duvar sınır tabakasından daha fazla etkilenmesi sebebiyle, düzenli akımdan periyodik vorteks kopması rejimine geçişin, tabandan etkilenmeyen bir silindire göre daha büyük Re_D değerlerinde oluştuğunu belirtmişlerdir. Duvarın çok yakın olduğu durumlarda vorteks kopmasının bastırıldığı, duvardan uzaklığın silindir yarıçapının yarısından küçük olması durumunda kanal Reynolds sayısının büyük değerlerinde oluşabileceği gözlemlenmiştir. Sonuç olarak silindir çapından daha küçük boşluk durumunda, silindirden uzak duvar yüzeyinden kopan vortekslerin tekil bir sıra oluşturduklarını bildirmişlerdir.

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

Patil ve ark. (2008) tarafından art arda dizili bir çift silindir etrafındaki akışı sonlu hacim metodu kullanarak durgun akış yapısı incelenmiştir. Silindirler arası mesafe 2-10 ve Reynolds sayısı 1-40 arasında değiştirilerek akım hız profilleri, silindir yüzeyindeki basınç katsayıları, toplam sürükleme katsayıları gibi lokal ve global akış karakteristikleri hesaplanmıştır.

Sen ve ark. (2009), kanal içinde blokaj oranı $\beta=0.00-0.80$ arasında değişen değerler ve Reynolds sayıları içinde sırasıyla $Re=6-40$ için ayrılma uzunluğu, ayrılma açısı ve sürüklenme katsayısı değerlerini incelemiştir.

Singha ve ark. (2010), Reynolds sayısının $Re=40-150$ arasında değişen değerleri ve silindirler arası mesafe $g=0.2-4.0D$ arasında değişecek şekilde tasarlanarak silindirler

etrafından akış nümerik olarak incelenmiştir. Silindirler etrafındaki ayrılma noktasına blokaj oranının önemli ölçüde etkisi olduğu saptanmıştır. Kanal genişliğinin azalması ile ayrılma noktasının geriye doğru gittiği bulunmuştur. Ayrıca kanal genişliğinin değişmesinin resirkülasyon bölgesinin uzunluğunu da önemli ölçüde etkilediği gözlemlenmiştir.

Harichandan ve ark. (2012), teorik olarak hesaplama alanı içerisinde düz bir duvar üzerindeki tek ve art 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 çalışmalarda karşılaştırmalar için faydalı olacağı düşünülmüştür.

Gao (2013), PIV(Partikül Hız Görüntüleme) yöntemiyle de farklı çaplardaki bir çift silindir etrafındaki akış yapısını incelemiştir. Bu çalışmada Reynolds sayısının $Re=1200$, 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) tarafından yapılan çalışmada art arda silindirler etrafındaki 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. Silindirler arası mesafe arttırıldığında, her iki silindir etrafından durgun akış rejimi sergilediği görülmüştür. Benzer şekilde silindirler arası mesafenin arttırılmasıyla durgun olmayan akışın şekillendiği ve vorteks kopmaları meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bu çalışmada Reynolds değerleri $Re=80-320$ ve silindirler arası mesafe silindir çapı ile orantılı olarak $2D-8D$ arasında değiştirilerek nümerik sonuçlara ulaşılmıştır.

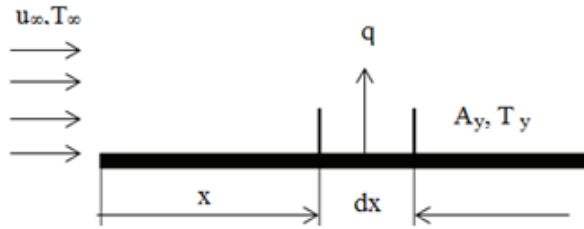
3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Isı Taşınımının Temel Denklemleri

Farklı sıcaklıktaki hareketli akışkan ile katı yüzey arasında meydana gelen ısı transferi olarak tarif edilen ısı taşınımının temel denklemi Newton'un soğuma kanunu olarak bilinen şu eşitliktir:

$$q = h(T_y - T_\infty) \quad (3.1)$$

Bu ifadede T_y ile gösterilen yüzey sıcaklığı, T_∞ ile gösterilen serbest akış sıcaklığıdır. Isı taşınım katsayısı h , taşınım ile ısı transferinde en önemli büyüklüktür. Akış tipine, akışkanın cinsine, akışkanın fiziksel özelliklerine ve yüzey şekline bağlı olan ısı taşınım katsayısı, aynı zamanda bir yüzey üzerinde yerel olarak da değişim gösterir.



Şekil 3.1. Farklı yüzeylerden taşınım ile ısı transferi

Şekil 3.1'e göre yüzeyin herhangi bir x noktasında dx uzunluğundaki ve birim genişlikteki yüzeyden taşınım ile olan ısı transferi,

$$Q = h_x (T_y - T_\infty) dx \quad (3.2)$$

olacaktır. Burada h_x yerel ısı taşınım katsayısıdır.

Herhangi bir yüzeyden olan toplam ısı transferini bulabilmek için, yüzey entegrali alınmalıdır. Bu durumda ısı transferi:

$$Q = \int_{A_y} q dA_y \quad (3.3)$$

Bu eşitlikte A_y sonlu bir yüzey alanıdır. Isı akısı q yerine taşınırsa,

$$Q = (T_y - T_\infty) \int_{A_y} h dA_y \quad (3.4)$$

eşitliği elde edilir. Ortalama ısı taşınım katsayısı h_m ile gösterilirse, yüzeyden olan toplam ısı transferi şu eşitlikten bulunur:

$$Q = h_m A_y (T_y - T_\infty) \quad (3.5)$$

3.2. Akışların Sınıflandırılması

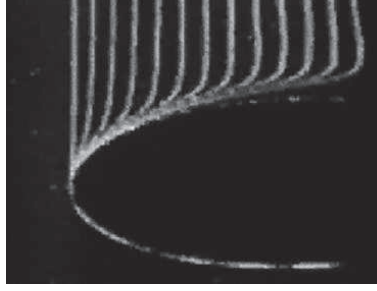
Taşınım problemlerinin incelenmesinde, kolaylık sağlaması bakımından akışı sınıflandırmanın önemi büyüktür. Akış temel olarak:

1. Viskoz ve viskoz olmayan akış bölgeleri
2. İç ve dış akışlar
3. Sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışlar
4. Laminer ve türbülanslı akışlar
5. Doğal (zorlanmamış) ve zorlanmış akışlar
6. Sürekli ve zamana bağlı akışlar
7. Tek, iki ve üç boyutlu akışlar

şeklinde sınıflandırılmaktadır.

3.2.1. Viskoz ve Viskoz Olmayan Akış Bölgeleri

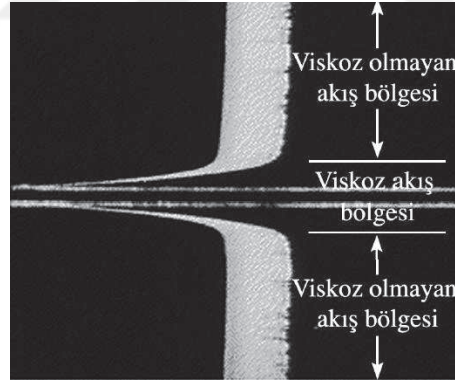
DeneySEL çalışmalar, hareketli akışkanın yüzeyde tamamıyla durduğunu ve yüzeye göre sıfır hızlı kabul edildiğini göstermektedir. Yani, bir katı yüzeye doğrudan temas eden akışkan tabakası yüzeye “yapışır” ve orada kayma olmaz. Bu, kaymama şartı olarak bilinmektedir.



Şekil 3.2. Bir akışkan küt bir burun üzerinden akarken kaymama şartından dolayı hız profiline gelişimi

Şekil 3.2'deki fotoğraf, akışkanın küt bir burun yüzeyine yapışması sonucu bir hız gradyanının gelişmesini göstermektedir. Tabakalar arasında ortaya çıkan viskoz kuvvetler sebebiyle yüzeye yapışan tabaka bitişik tabakayı, o da bir sonrakinin yavaşlatır. Böylelikle bir hız profili gelişmesinin sebebi kaymama şartıdır. Viskoz etkilerin ve dolayısıyla hız gradyanlarının önemli olduğu çepere yakın bu akış bölgesi sınır tabaka olarak adlandırılır.

Kaymama şartının ve sınır tabakanın gelişiminin sebebi olan akışkanın özelliği viskozitedir. Viskozite kısaca akışa karşı olan direnç olarak da tanımlanabilir.



Şekil 3.3. Düz bir plaka üzerinde ilk çıkış noktasında üniform olan bir akımın akışı ve viskoz akış ile viskoz olmayan akış bölgeleri

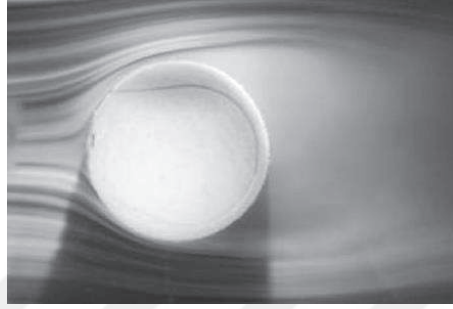
Sürtünme etkilerinin ihmal edilemeyecek kadar önemli olduğu akış bölgelerine (Genellikle katı yüzeye yakın bölgeler) viskoz akış bölgeleri denir.

Sürtünme etkilerinin basınç ve atalet kuvvetlerine kıyasla küçük olduğu bölgelere viskoz olmayan akış bölgeleri denir.

3.2.2. İç ve Dış Akışlar

Bir akışkanın akışı, kapalı bir kanal veya bir yüzey üzerinden akmasına bağlı olarak iç veya dış akış olarak sınıflandırılır.

Sınırlanmamış bir akışkanın bir plaka, tel veya boru gibi bir yüzey üzerinden akışı dış akıştır. Dış akışlarda viskoz etkiler, kendini sadece sınır tabaka ve art izi bölgelerinde göstermektedir.



Şekil 3.4. Bir tenis topu üzerindeki dış akış

Eğer akışkan katı yüzeyler tarafından tamamıyla sınırlanmışsa akış iç akıştır. İç akışlar, viskoz etkilerin akış alanının tamamında etkin olduğu akışlardır.

3.2.3. Sıkıştırılabilir ve Sıkıştırılmaz Akışlar

Bir akış, akış süresince akışkanın özgül kütledeki değişim düzeyine bağlı olarak sıkıştırılabilir veya sıkıştırılmaz olarak sınıflandırılır. Sıkıştırılmazlık yaklaşık bir tanımdır ve özgül kütle hemen hemen her yerde değişmiyorsa akış sıkıştırılmaz kabul edilir. Akışın sıkıştırılmaz olduğu durumlarda hareket ettiği yol boyunca akışkanın her kısmının hacmi değişmeden kalır. Genellikle sıvılar sıkıştırılmaz, gazlar ise sıkıştırılabilir maddeler olarak bilinmektedir.

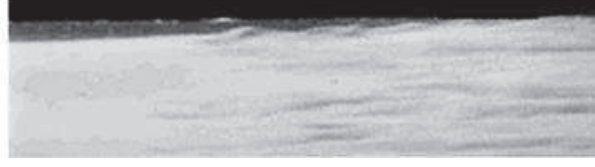
3.2.4. Laminer ve Türbülanslı Akışlar

Çalkantısız, akım çizgileri ile tanımlanan oldukça düzenli akışkan hareketi laminer olarak adlandırılır. Yağ benzeri yüksek viskoziteli akışkanların düşük hızlı akışı genel olarak laminerdir.



Şekil 3.5. Laminer akış

Laminer ve türbülanslı akış arasında değişen akış geçiş akışı olarak adlandırılır.



Şekil 3.6. Geçiş akışı

Genellikle yüksek hızlarda meydana gelen ve hız çalkalanmaları ile tanımlanan oldukça düzensiz akışkan hareketi türbülanslı olarak adlandırılır. Hava gibi düşük viskoziteli akışkanların yüksek hızlarda akışı genellikle türbülanslıdır.



Şekil 3.7. Türbülanslı akış

3.2.5. Doğal (Zorlanmamış) ve Zorlanmış Akışlar

Bir akışkan akışı, hareketinin başlatılma biçimine bağlı olarak doğal veya zorlanmış akış olarak adlandırılır. Zorlanmış akışta bir akışkan, pompa veya fan gibi bir dış araç tarafından, bir yüzey üzerinde veya bir boru içerisinde akmaya zorlanır. Doğal akışlarda her akışkan hareketi, kaldırma kuvveti etkisi gibi doğal yöntemlerle gerçekleşir. Bu yöntem, sıcak (daha hafif) bir akışkanın yükselmesi ve daha soğuk (daha ağır) akışkanın aşağı inmesi şeklinde kendini gösterir.

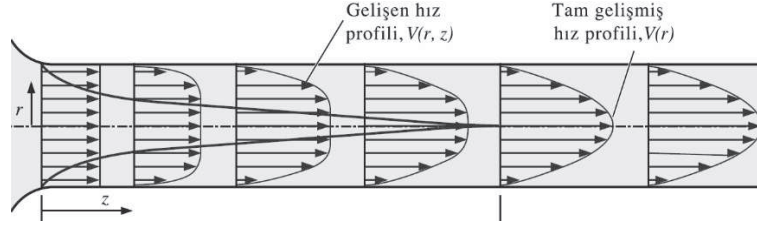
3.2.6. Sürekli ve Zamana Bağlı Akışlar

Sürekli terimi, bir noktada zamana bağlı değişim olmadığı anlamına gelir. Sürekli akışın zıddı ise zamana bağlı akıştır. Sürekli akış süresince akışkan özellikleri bir noktadan bir noktaya değişebilir ancak belli bir noktada sabit kalır. Dolayısıyla bir sürekli akış cihazının veya akış kesitinin hacim, kütle ve toplam enerji içeriği sabit kalır.

3.2.7. Tek, İki ve Üç Boyutlu Akışlar

Bir akış alanı en iyi şekilde hız dağılımı ile tanımlanır ve böylelikle, eğer akış hızı sırasıyla bir, iki veya üç ana boyutta değişiyorsa, akışın bir, iki veya üç boyutlu olduğu

söylenir. Tipik akışkan akışı üç boyutlu bir geometriyi içerir; akış üç boyutlu verilmişse hız üç boyutta da değişebilir. Bununla birlikte belli doğrultularda hız değişimi diğer yönlerdeki hız değişimine göre küçük olabilir ve önemsiz bir hata ile ihmal edilebilir. Böyle durumlarda akış tek veya iki boyutlu olarak modellenebilir.



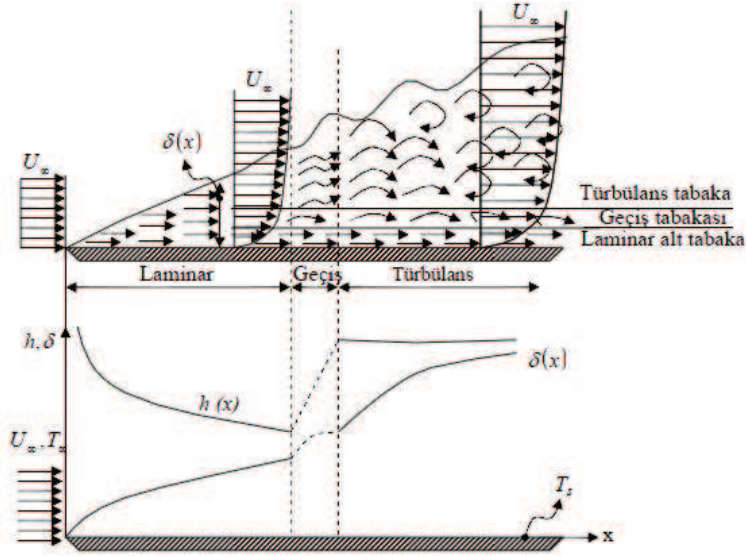
Şekil 3.8. Dairesel bir boruda hız profilinin gelişmesi

3.3. Sınır Tabakalar

Bir yüzey üzerinde akış durumunda hız ve sıcaklığın değişimi incelendiğinde, yüzey üzerinde belli bir kalınlık içinde hız ve sıcaklığın değişim gösterdiği görülür. Bu kalınlığın dışındaki akış alanı içinde bir sıcaklık ve hız gradyanı yoktur. Hız ve sıcaklığın değiştiği bu kalınlığa sınır tabaka adı verilir. Bir katı yüzey üzerinden akışta, akışkan moleküllerinin yüzeye yapışması ile yüzeyde hızın sıfır olmasına cidar şartı denir. Bunun sonucu olarak, akışkan tabakaları arasında kayma gerilmelerine bağlı olarak oluşan sürtünmeler sebebiyle yüzeye dik yönde bir hız gradyanı meydana gelir. Yüzeyden olan ısı transferine bağlı olarak da yüzeyde bir ısı sınır tabaka oluşur.

3.3.1. Hız Sınır Tabakası

Bir levha üzerinde akışı gösteren Şekil 3.9 incelendiğinde, levhaya paralel olarak akan akışkan levha yüzeyi ile temas ettiğinde cidar şartına bağlı olarak yüzey üzerinde hız sıfır olacaktır. Yüzeydeki durgun moleküller kayma gerilmeleri etkisiyle bir üst tabakadaki molekülleri etkileyecek ve bu tabakanın hızını azaltacaktır. Böylece tabakaların birbirlerini etkilemesiyle levha üzerinde, belli bir kalınlığa kadar hız gradyanı meydana gelecektir. Bu kalınlığın dışındaki akışkan molekülleri ise pratik olarak bu yavaşlatma etkisinin dışında kalacaktır. Değişimin olduğu bu kalınlığa hız sınır tabaka kalınlığı denir.



Şekil 3.9. Hız sınır tabaka gelişimi

Sınır tabaka kalınlığı tam levha girişinde sıfır olacak ve bu noktadan itibaren levha boyunca x uzaklığına bağlı olarak sınır tabaka kalınlığı artacaktır. Gerçekte, levha üzerinden akışta, hızın serbest akış hızı u_∞ değerine tam ulaşması ancak sonsuz kalınlıkta mümkündür. Fakat pratik olarak belli bir kalınlıktan sonra yavaşlayan tabakaların birbirini etkilemesi çok azalır ve ihmal edilebilir. Pratikte sınır tabaka kalınlığı, hızın serbest akış hızının % 99 değerine ulaştığı kalınlık olarak kabul edilir. Bu tabaka içinde, hız gradyanına bağlı olarak, kayma gerilmeleri büyüktür. Kayma gerilmeleri sınır tabaka sınırına doğru azalmaktadır ve tam sınırda kayma gerilmeleri de sıfır olmaktadır.

Sürtünme katsayısı:

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho u_\infty^2 / 2} \quad (3.6)$$

Hız profiline bağlı olarak kayma gerilmesi,

$$\tau_s = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (3.7)$$

olarak tarif edilir ve μ dinamik viskozitedir.

Genişliği w olan bir düzlem yüzey üzerinde ortalama sürükleme katsayısı C_d biliniyorsa $x=0$ dan $x=L$ ye kadar olan mesafede sürükleme kuvveti:

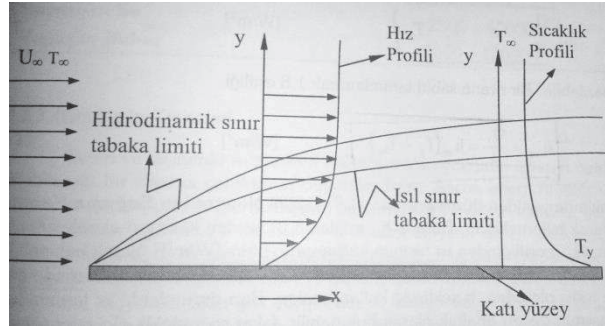
$$F = wLC_d \frac{\rho u_\infty^2}{2} [N] \quad (3.8)$$

şeklinde hesaplanır.

3.3.2. Isıl Sınır Tabaka

Bir yüzey üzerinden akış olduğunda hız sınır tabaka meydana gelir. Yüzey üzerinden akan akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı ise ısıl sınır tabaka da meydana gelir. Sabit yüzey sıcaklığına sahip bir levha üzerinden farklı sıcaklıkta akan akışkan partiküllerinden levha ile temas edenlerin sıcaklığı değişecek ve bu partiküller de bir üst tabakadaki akışkan partiküllerini etkileyecektir. Böylece levha yüzeyi üzerinde bir sıcaklık gradyanı meydana gelecektir. Etkileşim sadece belli bir kalınlıkta devam edecektir. Etkileşimin olduğu kalınlık dışında bu etki kaybolacaktır. İşte bu kalınlığa ısıl sınır tabaka kalınlığı adı verilir.

Akış ilerledikçe, ısı transferinin etkileri yüzeyin daha uzağında duyulacağı için, ısıl sınır tabaka kalınlığı akış yönünde artar.



şekil 3.10. Hidrodinamik ve ısıl sınır tabakalar

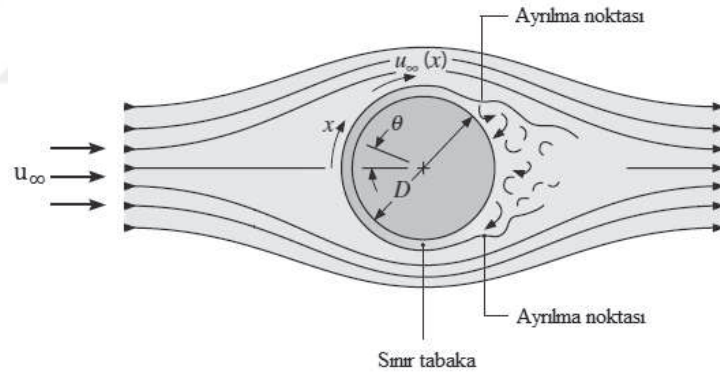
3.4. Boyutsuz Sayılar ve Fiziksel Anlamları

Taşınımla ısı transferinde en önemli boyutsuz sayı, akışın hareketini belirleyen Reynolds sayısıdır. Akışta, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını gösteren bu boyutsuz sayı şu şekilde tarif edilir:

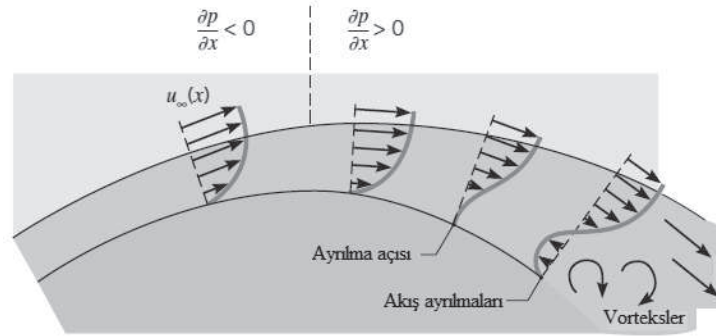
$$Re = \frac{\text{Atalet kuvvetleri}}{\text{Viskoz kuvvetler}} = \frac{u_\infty L_k}{\nu} \quad (3.9)$$

Burada L_k karakteristik uzunluktur. Reynolds sayısının büyük değerlerinde atalet kuvvetleri, küçük değerlerinde ise viskoz sürtünme kuvvetleri etkilidir. Reynolds sayısı bir akışta, akışın laminar veya türbülanslı olduğunu belirleyen boyutsuz bir sayıdır. Borular dışından akış, mühendislikte çok karşılaşılan bir problemdir. Özellikle ısı eşanjörlerinde boru demetine dik akış olarak uygulamaları vardır. Serbest akış hızı u_∞ ile silindire dik akan akışkanın silindir etrafındaki akışında, silindir ön yüzeyinde laminar bir sınır tabaka meydana gelmekte, θ açısına bağlı olarak belli bir açıdan sonra akış yüzeyden kopmakta ve bu noktadan itibaren vorteksler meydana gelmektedir. Böylece akış türbülanslı sınır tabaka akışı haline dönüşmektedir. Özellikle, silindirin arka yüzeylerinde türbülans yoğunluğu artmaktadır. Akışın yüzeyden kopma noktası ise, akışkana, hızına ve dolayısıyla Re sayısına bağlıdır. Silindir çevresindeki akış incelemelerinde Reynolds sayısının belirlenmesinde karakteristik uzunluk silindir çapıdır ve Re sayısı şu şekilde tarif edilir:

$$Re_D = \frac{u_\infty D}{\nu} \quad (3.10)$$

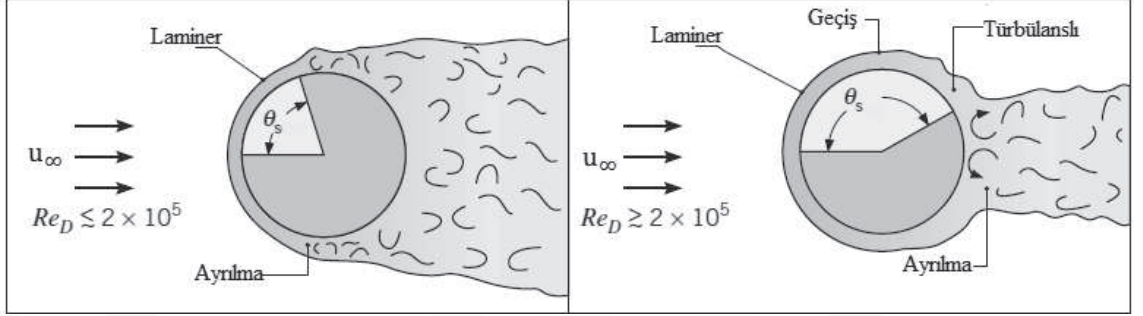


Şekil 3.11. Dairesel silindir etrafında akışta ayrılma noktası



Şekil 3.12. Dairesel silindir etrafında akışta ayrılma noktası

Silindire dik akışta sınır tabakanın laminar veya türbülanslı olduğunu belirleyen Re sayısıdır. $Re_D \leq 2 \times 10^5$ olduğunda laminar sınır tabaka akışı meydana gelir. Laminar sınır tabaka akışı durumunda, ayrılma açısı $\theta_s \approx 80^\circ$ değerlerindedir. Türbülanslı sınır tabaka akışında kopma noktası $\theta_s \approx 140^\circ$ civarındadır.

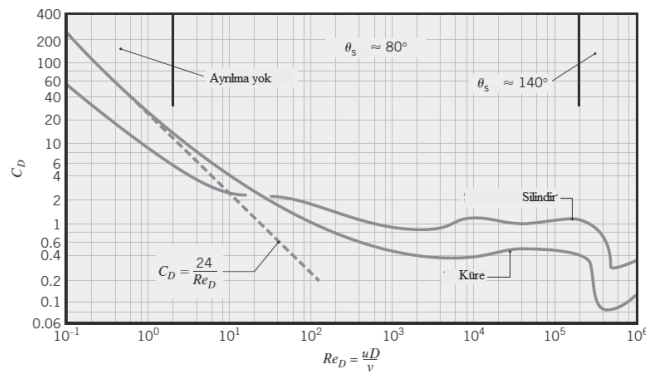


Şekil 3.13. Laminar ve türbülanslı sınır tabaka akışlarında ayrılma açıları

Akış alanı içerisinde yer alan cisimler üzerinde akış kaynaklı belirli etkiler mevcuttur. Bu etkilerden bir tanesi sürtünme kuvvetidir. Sürüklenme katsayısına bağlı olarak, otomobil ve uçak aerodinamiğinde sürüklenme kuvvetinin hesabı son derece önemlidir. Boyutsuz sürüklenme katsayısı:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho \cdot u_\infty^2 \cdot d} \quad (3.11)$$

Yapılan deneysel çalışmalarla Re sayısına bağlı olarak C_D sürüklenme katsayısının değişimi Şekil 3.14'teki diyagramda verilmiştir.



Şekil 3.14. Silindire ve küreye dik akışta sürüklenme katsayısının değişimi (Schlichting)

Silindir etrafındaki akışın bazı karakteristik özellikleri Re_D 'ye bağlı olarak Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Re_D değerine bağlı olarak silindir etrafındaki akım karakteristikleri

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

Çizelge 3.1'de görüldüğü gibi, $4 < Re_D < 40$ aralığında silindir arkasında düzenli akım oluşmakta ve silindir etrafındaki sınır tabakalarının ayrılması simetrik bir görünüm kazanmaktadır. $40 < Re_D < 90$ aralığında ise silindir önde akım laminer karakterde olmasına karşın, silindir arkasında düzensiz vorteks kopmaları oluşmaktadır. $90 < Re_D < 300$ için düzenli vorteks yolu oluşmaktadır. Kritik altı rejim olarak adlandırılan $300 < Re_D < 10^5$ aralığında ise silindir kuyruğunda vorteks kopmaları hakim olmaktadır. Çizelge 3.1'de görüldüğü gibi silindir etrafındaki sınır tabakası akımı $Re_D = 10^5$ değerine kadar laminer karakterdeyken, bu değerden sonra silindir etrafındaki sınır tabakalarda türbülans etkileri hissedilmeye başlamaktadır. Kritik rejim olarak bilinen, $10^5 < Re_D < 3.5 \times 10^6$ aralığında silindir etrafındaki sınır tabakaları içerisinde akım laminer ve türbülanslı olabilir. $Re_D > 3.5 \times 10^6$ için silindir etrafındaki sınır tabakaları tamamen türbülanslı duruma dönüşmektedir.

Basınç dağılımını incelemek için bilinmesi gereken bir diğer boyutsuz katsayı ise basınç katsayısıdır:

$$C_p = \frac{P - P_0}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (3.12)$$

Bir diğler önemli boyutsuz sayı ise Prandtl sayıdır. Prandtl sayı moleküler momentum yayınıının moleküler ısı yayınıına oranıdır. Diğler bir ifadeyle, ısı ve hız sınır tabaka içinde ısı ve momentum yayınıının bir ölçüsüdür ve şu şekilde ifade edilir:

$$Pr = \frac{\text{Moleküler momentum yayınıını}}{\text{Moleküler ısı yayınıını}} = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\mu/\rho}{k/(\rho c_p)} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.13)$$

Gazlarda, $Pr \approx 1$, yani momentum yayınıını ısı yayınıına yaklaşık eşittir. Hız ve ısı sınır tabaka beraber gelişir. Yağlarda, $Pr \gg 1$, momentum yayınıını ısı yayınıından daha büyüktür ve hız sınır tabaka ısı sınır tabakadan önce gelişir. Sıvı metallerde, $Pr \ll 1$, ısı yayınıını momentum yayınıından daha büyüktür ve ısı sınır tabaka daha hızlı gelişir.

Taşınımla ısı transferinde bir diğler önemli boyutsuz sayı Nusselt sayıdır. Nusselt sayısının fiziksel anlamı, L_k karakteristik uzunluk içinde taşınımla olan ısı transferinin iletimle ısı transferine oranıdır.

$$Nu = \frac{\text{Taşınımla ısı transferi}}{\text{İletimle ısı transferi}} = \frac{h L_k}{k} = \frac{h \Delta T}{k \Delta T / L_k} \quad (3.14)$$

$Nu=1$ olması durumunda taşınımla ısı transferi, iletimle ısı transferine eşit olur. Nusselt sayısının büyümesi ısı transferi mekanizmasında taşınımla olan ısı transferinin etkisinin arttığını gösterir. Çok büyük Nu sayılarında iletim etkisi ihmal edilebilecek seviyededir.

3.5. Hareket Denklemleri

Taşınımla ısı transferi çalışmalarındaki hız dağılımlarının bulunabilmesi için süreklilik ve momentum denklemlerinin yazılması ve uygun sınır şartları ile çözülmesi gerekir. Bu noktada süreklilik ve momentum denklemleri iki boyutlu, sürekli rejimde, sıkıştırılmaz akış ve sabit özellikli olarak Kartezyen koordinatlarda çıkarılmıştır.

3.5.1. Süreklilik Denklemi

Kütlenin korunumu prensibi, kütlenin yoktan var veya vardan yok edilemeyeceğinin basit bir ifadesidir. Sürekli akışta bir kontrol hacmine giren ve çıkan toplam kütlenin sıfır olması şeklinde de ifade edilebilir. Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.15)$$

Bu ifade özgül kütlesi sabit bir akışkanın, sürekli, iki boyutlu akışı için süreklilik denklemi veya kütle dengesi olarak da bilinen kütle korunumu bağıntısıdır.

3.5.2. Momentum Denklemi

Momentum korunumunun bir ifadesi olan Newton'un ikinci kanunu şöyle açıklanabilir: Kontrol hacmine etki eden net kuvvet, kontrol hacmindeki akışkan parçacığının kütlesiyle ivmesinin çarpımıdır ki bu, kontrol hacminden çıkan akışın net momentum hızına da eşittir. Momentum denklemi:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial P}{\partial x} \quad (3.16)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial P}{\partial y} \quad (3.17)$$

3.5.3. Enerjinin Korunum Denklemi

Sabit özellikli ve kayma gerilmesi ihmal edilebilir bir akışkanın sürekli, iki boyutlu akışı için enerji denklemi:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.18)$$

şeklinde elde edilir ki bu denklem, akışkanın kontrol hacminden dışarıya taşıdığı net enerjinin, kontrol hacmine ısı iletimiyle transfer edilen net enerjiye eşit olduğunu göstermektedir.

3.6. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) her türlü akışkanın farklı koşullardaki akışlarını analiz etmeye yarayan bir yöntemdir. Bu yöntemde temel olarak üç ana denklem (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) esas alınarak çözüm yapılır ve akış içerisindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımları gibi verilere ulaşılır.

Mühendislik problemleri analitik, nümerik ve deneysel olarak çözülebilmektedir. Deneysel çalışma gerçek yapıyı ihtiva ettiğinden tercih edilir. Bununla birlikte ekonomik nedenlerden dolayı 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.

CFD (Computational Fluid Dynamics) veya Türkçe kullanışı ile HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği), günümüzde mühendisler ve bilim adamları için, akış çözümlerinde vazgeçilmez bir araç haline gelmiştir. Bu popülerliğin altında CFD'nin sağladığı bir dizi kıymetli avantaj yatmaktadır. CFD'nin öne çıkan avantajlarından bazıları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- CFD yazılımlarıyla yapılan sayısal simülasyon sayesinde, sonuçlar ve sanal deney ortamı simülasyondan sonra dahi el altında olur. Örneğin; basınç verisi elde etmek istediğiniz klasik bir deneyi, hız ölçümü için tekrar kurgulamanız gerekir. Oysa CFD ile hız verisi dahil olmak üzere daha bir çok parametreye ait bilgiler de çözümün içindedir, yeni bir simülasyona, zahmetli kurulumlara gerek kalmaz.
- Klasik deneylerde kullanabilecek ölçüm cihazları ve sensörler sınırlıdır. Oysa bir CFD analizinde, kullanılan sayısal ağ elemanı kadar -çoğunlukla milyonlarca- ölçüm elemanınız vardır ve veri dağılımlarını, deneylerdeki gibi sadece ayırık veriler halinde değil, gradyenler olarak geniş bir alanda görülebilir.
- CFD, akış özelliklerini, akışı bozmadan incelemenize olanak tanır. Geleneksel ölçüm yöntemleriyle bu çoğunlukla mümkün değildir. Şöyle ki; akış içerisinde hız ölçümü yapmak istediğiniz bölgeye yerleştirilen pitot tüpü, aslında doğal akışı bozmaktadır, ya da bir pompa performansı ölçümü yaparken kullanılan debimetre, manometre gibi cihazlar akışın doğal davranışını etkilemektedir. CFD'de her bir sayısal ağ elemanınız başlı başına bir ölçüm noktası olduğundan, bu tip cihazların etkilerinden bağımsız veriler elde edilebilir.

- CFD ile gözlemlenmesi tehlikeli veya ulaşılamaz bölgelerdeki akışkan davranışları incelenebilir. Örneğin; bir yanma odasının içi ya da pompa, türbin gibi turbomakinaların yüksek hızlı kanatlarının arasındaki akış gibi durumlar CFD ile rahatlıkla görselleştirilebilir.
- CFD, bir anlamda, bilgisayar üzerindeki esnek deney laboratuvarıdır. Doğrudan CAD datası ile çalışabilir, tasarımcı ve analizcilere sanal prototipler üzerinde deney yapma olanağı tanır. Örneğin; yeni tasarlanan bir otomobilin aerodinamik özelliklerini incelemek ve optimize etmek için yüzlerce prototip üretmenize gerek kalmaz, ya da bir fan tasarım optimizasyonu için birbirinden küçük farkları olan onlarca çark prototipi üretilmeden, testler bilgisayar ortamında gerçekleştirilebilir ve sadece en iyi sonuç veren tasarımlar üretim için seçilebilir. Bu da, günümüz rekabet koşullarında çok önemli olan zaman ve maliyet avantajını sağlar.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD); 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-proses'e kadar sunduğu mühendislik hizmetleri ile tasarım sürecinin aylar mertebesinde günler mertebesine kısaltılmasını sağlar. Endüstride uygulama sahası olarak:

- Aerodinamikte (uçakların aerodinamiğinde),
- Hidrodinamikte (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,
- Hidroloji ve deniz biliminde (akarsulardaki, okyanuslardaki akışlar),
- Meteorolojide,
- Biyomedikal mühendislikte, damarlardaki kan akışının modellenmesinde, verilebilecek örnekler arasındadır.

Hesaplama Akışkanlar Dinamiği (HAD), ısı 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 hesaplama akışkanlar dinamiği uygulaması üç aşamadan meydana gelir:

- 1- Ön işlem: Problemin modellenmesi, mesh oluşturma,
- 2- Çözüm: Viskoz ve viskoz olmayan akış modelleme, türbülans modelleri vs.,
- 3- Son işlem: Sonuçların değerlendirilmesi

1- Ön işlem: İncelenecek 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. 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 yapıp 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 hesaplamaların toplam süresini de oldukça arttırır ve hatta hesaplamayı imkansız hale getirebilir.

2- Çözüm: Çözüm teknikleri düşünüldüğünde akışkanlarda sonlu farklar metodu, katılarda sonlu elemanlar metodu ve spektral metotlar kullanılır. Çözüm adımları ise;

* Basit fonksiyonlarla bilinmeyen akış özelliklerinin ya da değerlerinin yaklaşık olarak tahmin edilmesi,

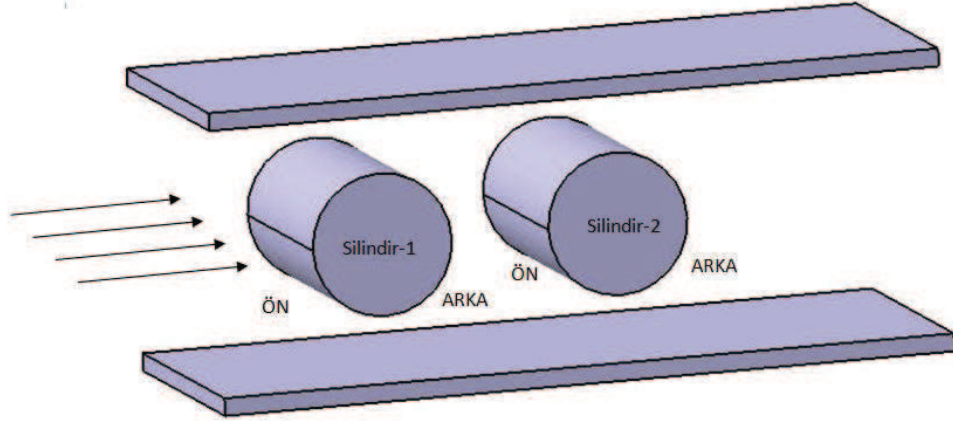
* Bilinen değerlerle tahmin edilen değerlerin temel akışkanlar denkleminde uygulanması,

* Matematiksel ayarlamaların yapılması ve cebri denklemlerin çözümü şeklindedir.

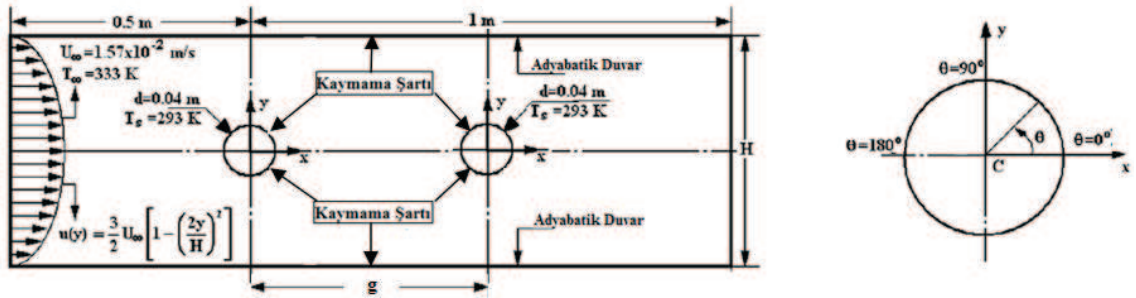
3- Son işlem: Çözümde elde edilen sonuçlar son işlemde işlenerek, değerlendirilerek faydalı ve kullanılabilir sonuçlar haline getirilirler.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Tezin konusunu oluşturan kanal içi akışta silindirler etrafındaki akışın ısıl ve hidrodinamik olarak incelenmesi kapsamında kullanılan geometri ve temel parametreler şu şekildedir:



Şekil 4.1. İki paralel levha arasına yerleştirilmiş silindirler etrafında akış



Şekil 4.2. İki paralel levha arasına yerleştirilmiş silindire ait geometrik tanımlamalar

H : Kanal genişliği [m]

d : Silindir çapı [m]

g : İki silindir arası mesafe [m]

Akış ses hızının altında subsonic, kütle ve momentum transferi için kartezyen koordinatlardaki hız bileşenleri u,v,w kullanılacak, türbülans seçeneği düşük yoğunluklu yani % 1 olacak, ısı geçişi için statik sıcaklık kullanılacaktır. Türbülans modeli için k epsilon modeli seçilecektir. Kullanılan akışkan ideal gazdır.

Girişte:

- $Re = 40$ değerine bağlı olarak u yönündeki hız 0.01568 m/s,
- Sıcaklık ise 333 K girilecektir.

Çıkışta:

- Bağıl basınç 0 Pa'dır. (Yapılan literatür araştırmalarından referans alınmıştır.)

Alt ve üst yüzey adyabatiktir.

İki paralel levha arasına yerleştirilmiş silindirin ön ve arka yüzeyleri simetriktir.

Daire duvarı adyabatik değildir ve sabit 293 K sıcaklığındadır.

4.1. Bir Kanal İçerisine Yerleştirilmiş Daire Üzerinden Akışın Sayısal Analizi

4.1.1. Problemin Tanımlanması

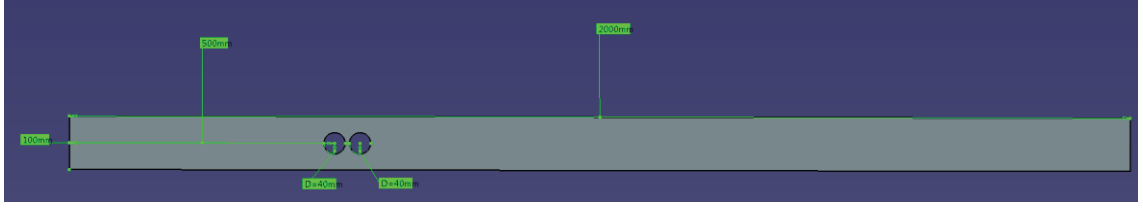


Tezin konusunu oluşturan paralel iki levha arasındaki ardışık iki silindir etrafındaki akış CFD kullanılarak incelenecektir. Bu çalışmada $Re=40$ ve ardışık iki silindirde çap $D=0.04$ m. değerinde sabit tutulacaktır. Blokaj oranları, $\beta=0.4-0.5-0.6$ ($\beta=D/H$ D =Dairesel silindir çapı, H =Kanal genişliği) ve silindirler arası mesafe ise $g=0.2D-0.7D-1.0D-1.5D-3.0D-4.0D$ arasında değiştirilerek hesaplamalar yapılacaktır.

4.1.2. Modelleme



Geometrinin çizimi ANSYS programında yapılabileceği gibi bir başka tasarım programında da oluşturularak ANSYS programına entegre edilebilir. Bu çalışma süresince kullanılan yöntem, geometrinin CATIA V5 programında çizilip, .stp formatında kaydedilmesiyle ANSYS Workbench'e aktarılmıştır.



Şekil 4.3. CATIA V5 programında $\beta=0.4$; $g=0.2D$ senaryosu için geometrinin çizilmesi

Geometrinin import edilmesinden sonra modeling tıklanır ve sol üst kısımda Extrude seçilir, çizilen geometri 5mm kalınlığında kalınlaştırılır. 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 katılaştırma işlemi tamamlanır.

Ekranın sol üst kısmında File sekmesinden Save Project denir ve proje kaydedilir.

Geometri çizimi tamamlanmış durumdadır ancak ağ yapısını oluşturmak için bunu ICEM CFD'nin açabileceği bir formata dönüştürmek ve export etmek gerekmektedir. File sekmesinde Export seçeneği tıklanır ve .agdb uzantılı olarak çalışma kaydedilir. Artık geometri çizimi tamamlanmış ve ağ yapısını oluşturmak için ICEM CFD'ye gönderilebilecek durumdadır.

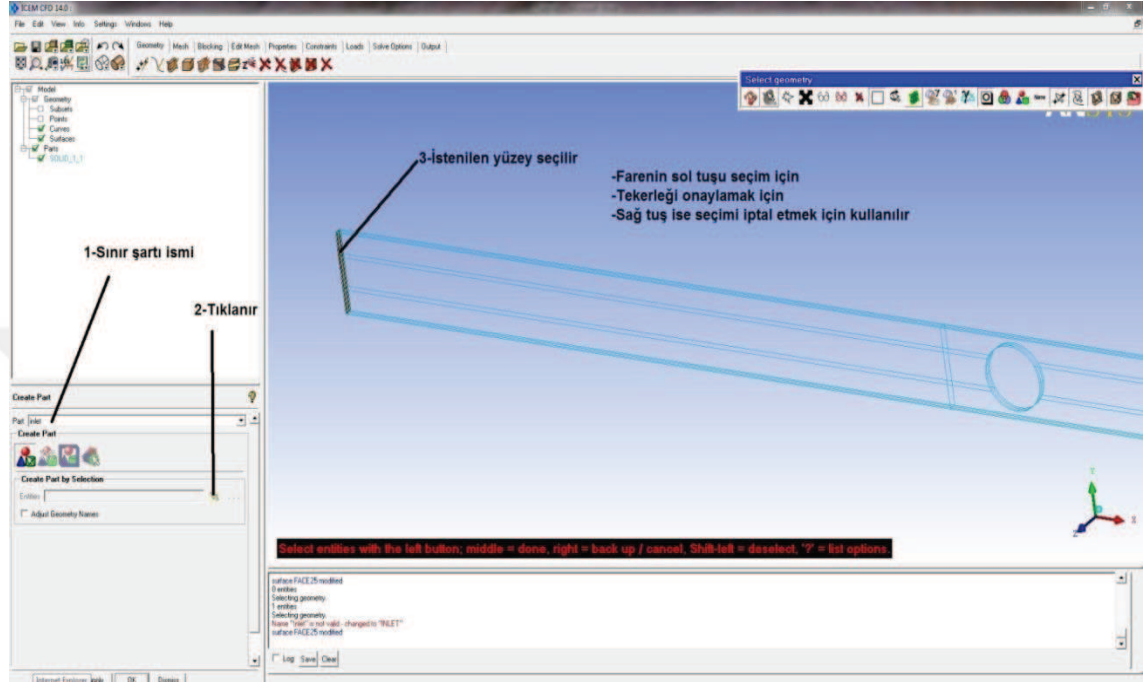
4.1.3. Ağ Yapısının Oluşturulması



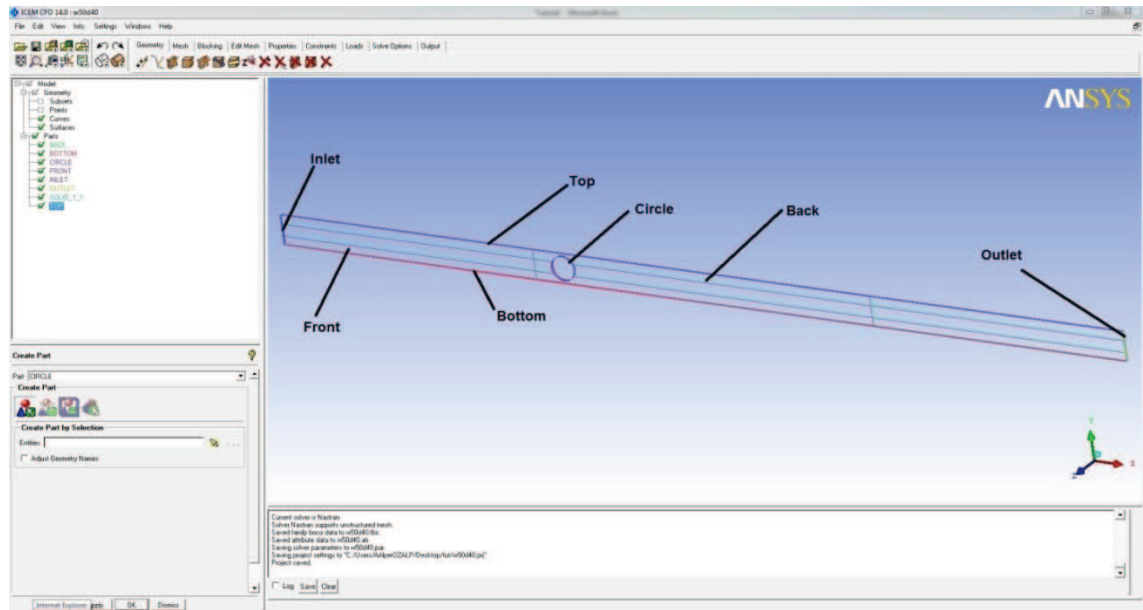
Sayısal Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği problemlerinin çözümündeki en kritik aşama ağ yapısının oluşturulması aşamasıdır o yüzden bu aşama çok dikkat gerektirmektedir. Ağ yapısı ICEM CFD kullanılarak oluşturulacaktır.

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 daha önceden kayıt yapılan klasör seçilir. Bu klasör içerisinde, çizilmiş .agdb uzantılı geometri import edilir. Ekranın sol üst köşesindeki Model'in altında Geometry yer almaktadır. Geometry'nin altındaki Surface sekmesinin solundaki kutucuk işaretlenir ve yüzeyler

görünür hale gelir. Daha sonra aynı ağacın altında Parts yer almaktadır. Parts'a sağ tıklayıp Create Part seçilir. Kanalımızın sınır şartlarının isimlerini gireceğimiz kısım burasıdır. Create Part kısmının Kanalın sol tarafındaki yüzey seçilir ve Inlet yazılır. Şekil 4.5 'te ise kanalın diğer kısımlarındaki sınır şartları gösterilmiştir.



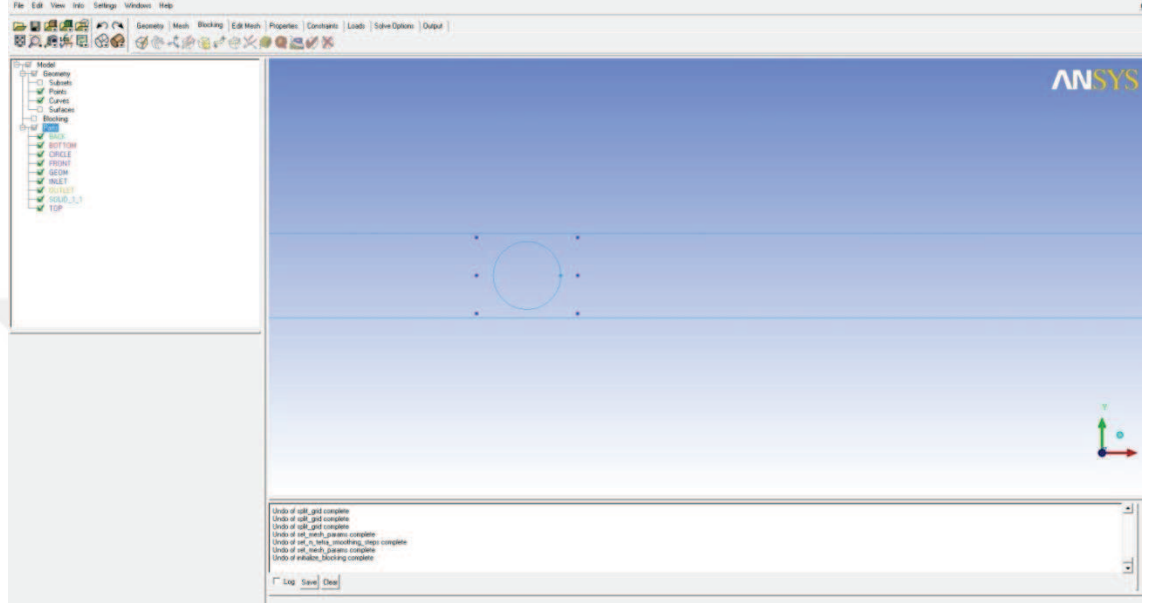
Şekil 4.4. Giriş sınır şartının girilmesi



Şekil 4.5. Tüm sınır şartlarının isimlendirilmesi

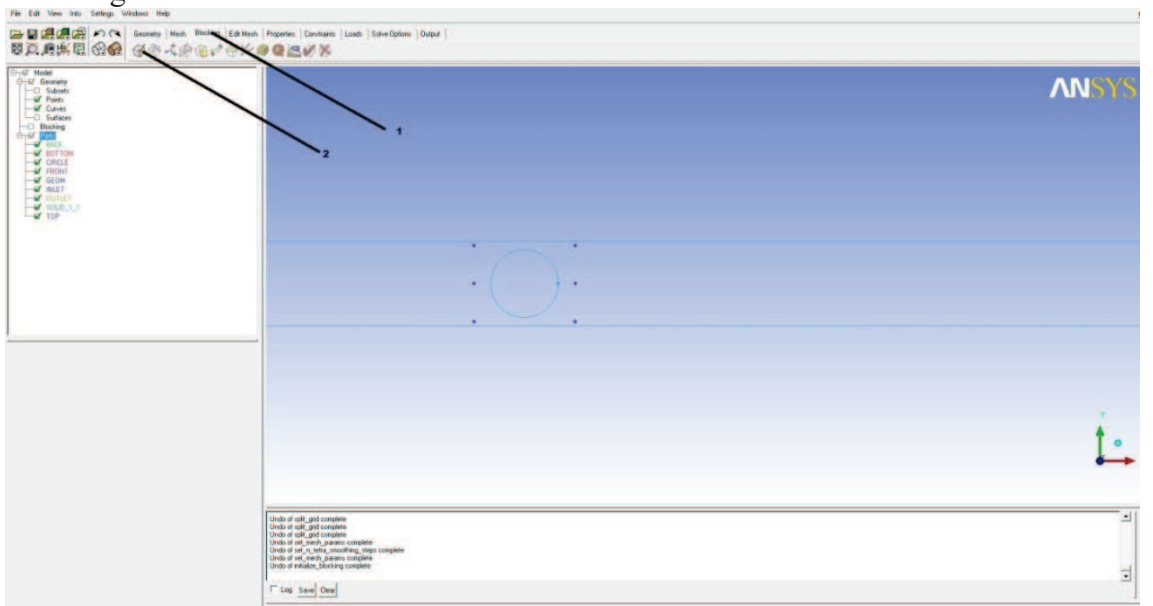
Sınır şartlarının isimlendirilmesinden sonra bloklama işlemi yapılır. Geometry sekmesinin ilk butonundan koordinatlar yardımıyla blokları oluşturacağımız noktalar atanır.

Bu koordinatlar girildikten sonra Şekil 4.6'daki görüntü elde edilir.



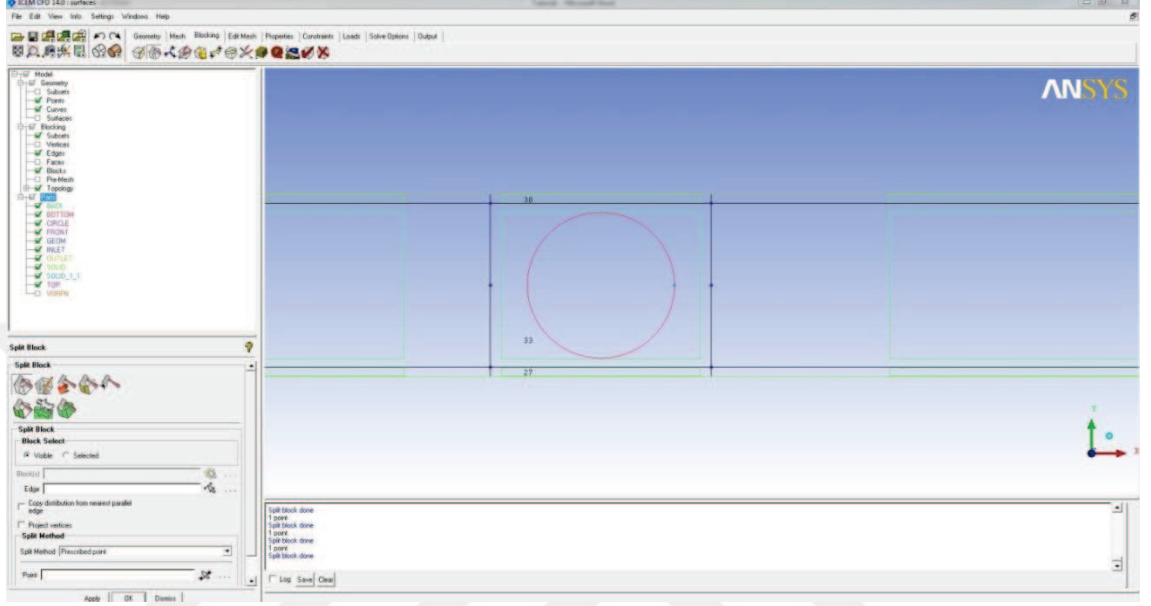
Şekil 4.6. Bloklama işlemi için noktaların belirlenmesi

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



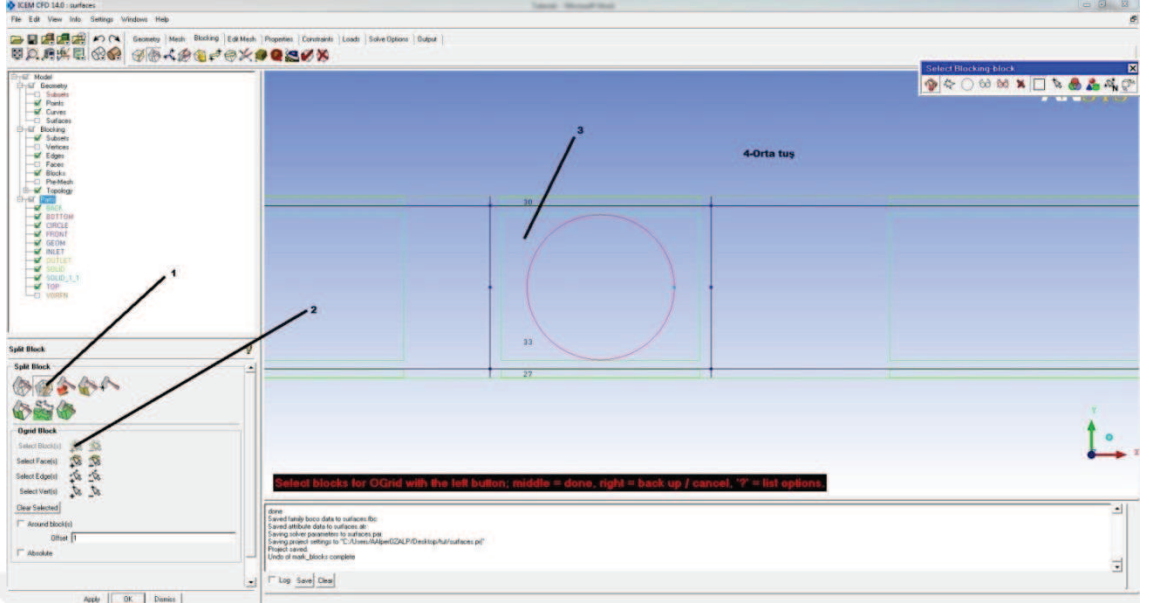
Şekil 4.7. Bloklama işlemi

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.



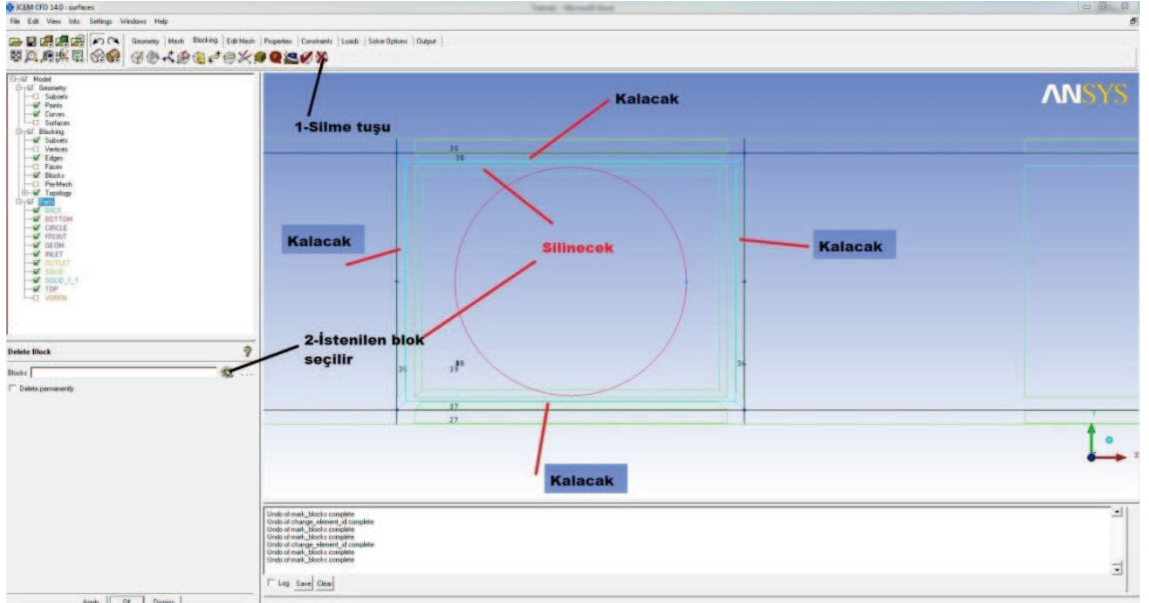
Şekil 4.8. Bloklama işlemi bloklanmış bölgelerin oluşumu

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 adımları Şekil 4.9'da gösterilmiştir.

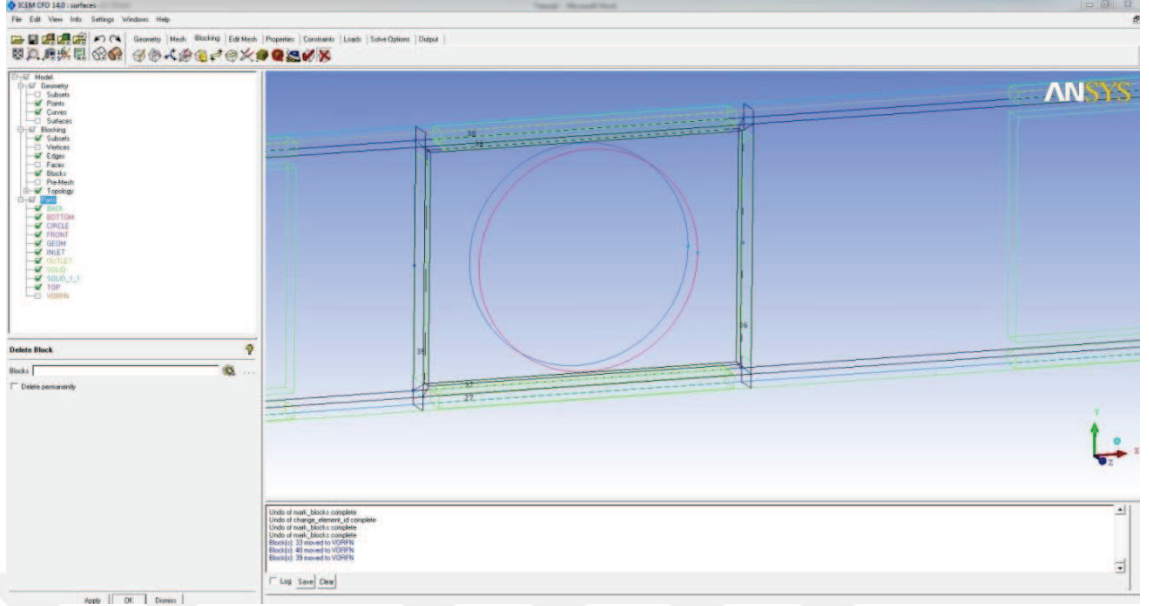


Şekil 4.9. Ogrid oluşturma

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. Kalacak ve silinecek bloklar Şekil 4.10'da gösterilmiştir. Dairenin içinde bulunduğu bloklar silinince elde edilmesi gereken görüntü Şekil 4.11'deki gibi olmalıdır.

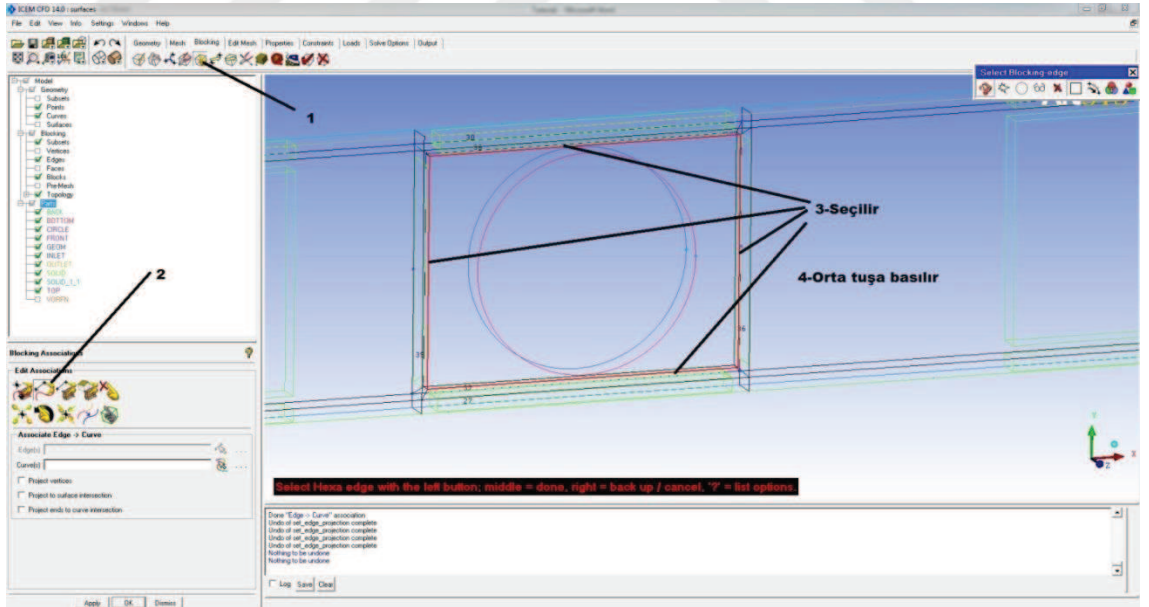


Şekil 4.10. Ogrid oluşturma aşamasında kalacak silinecek blokların belirlenmesi



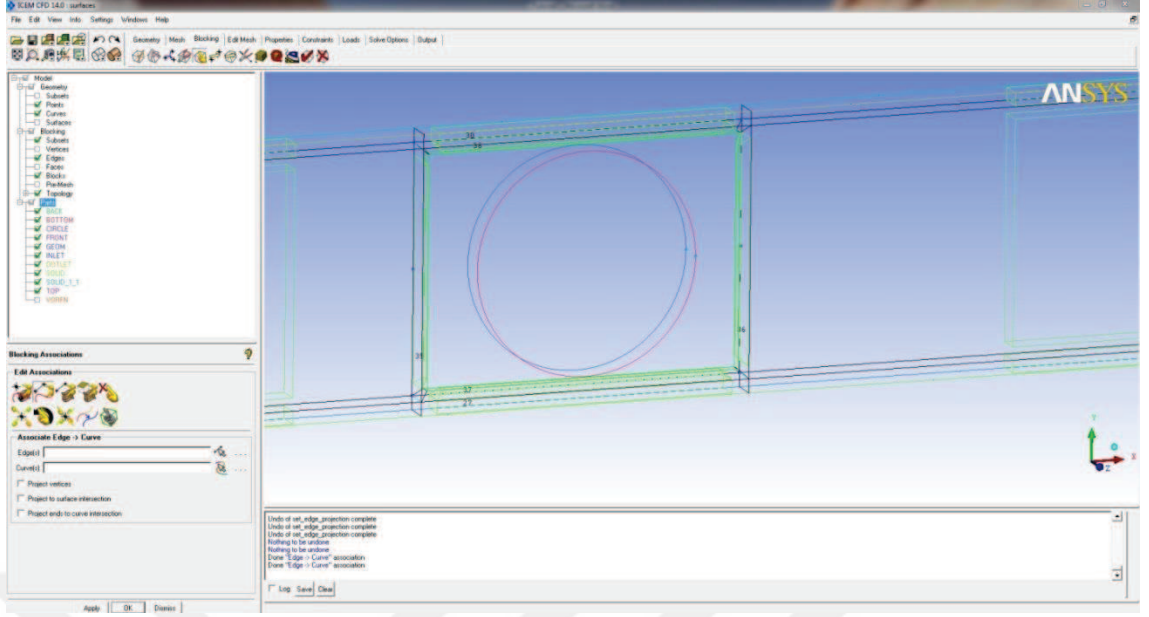
Şekil 4.11. Ogrid sonucu elde edilen bloklar

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 4.12 'deki adımlar takip edilir.



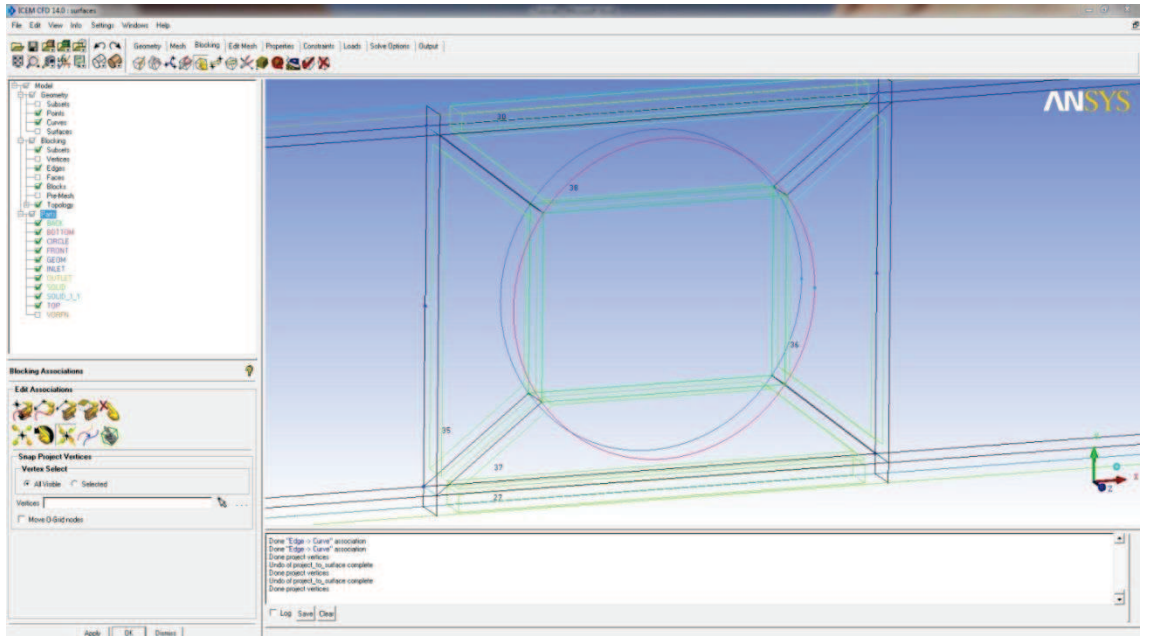
Şekil 4.12. Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi için seçilmesi

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 4.13 elde edilir.



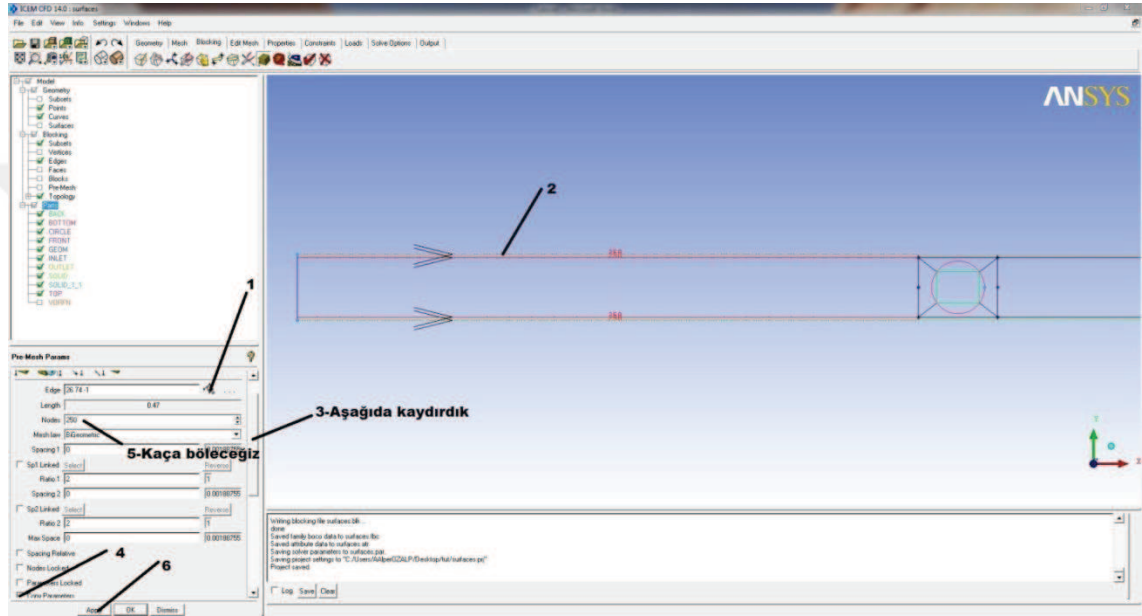
Şekil 4.13. Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi

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 4.14'teki görüntü elde edilir.



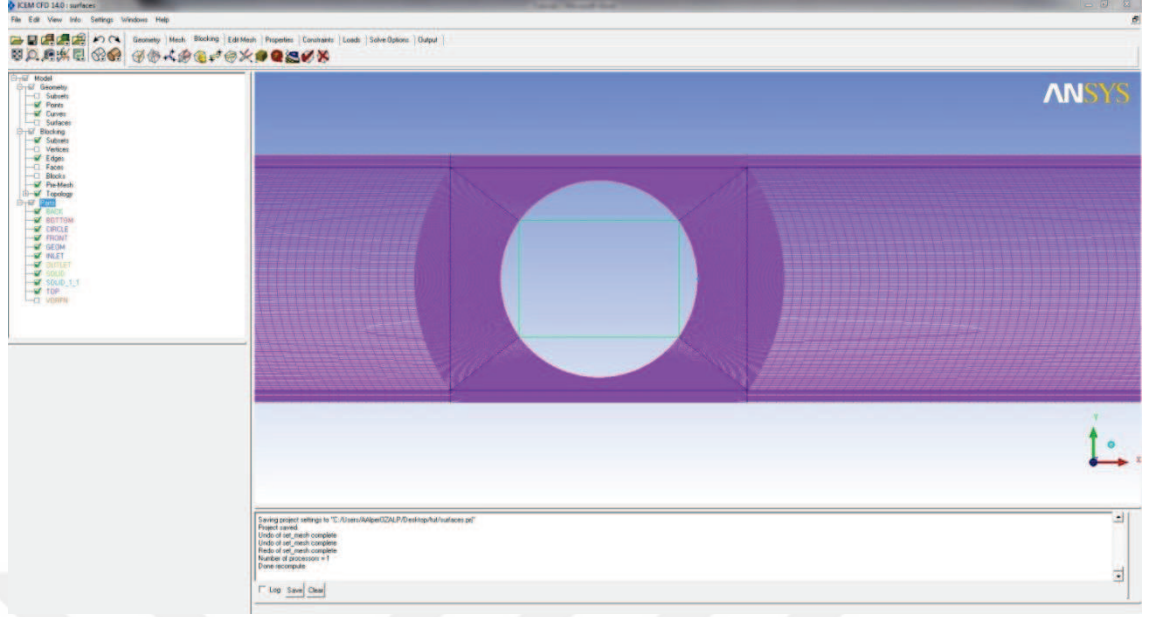
Şekil 4.14. Dairenin etrafındaki blokların daireye benzetilmesi Snap Project Vertices işlemi

Böylece bloklama işlemi bitmiş olur. Bu işlemleri kaydedip Pre-mesh parameters sekmesine tıklanır. Burada blokları kaç bölme sayıları girilir. İstenilen blokları bölebilmek için Şekil 4.15'teki adımlar izlenir. Buradaki Copy Parameters>To all parallel edges sekmesinin tıklanması, 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 4.15'te gösterilmiştir



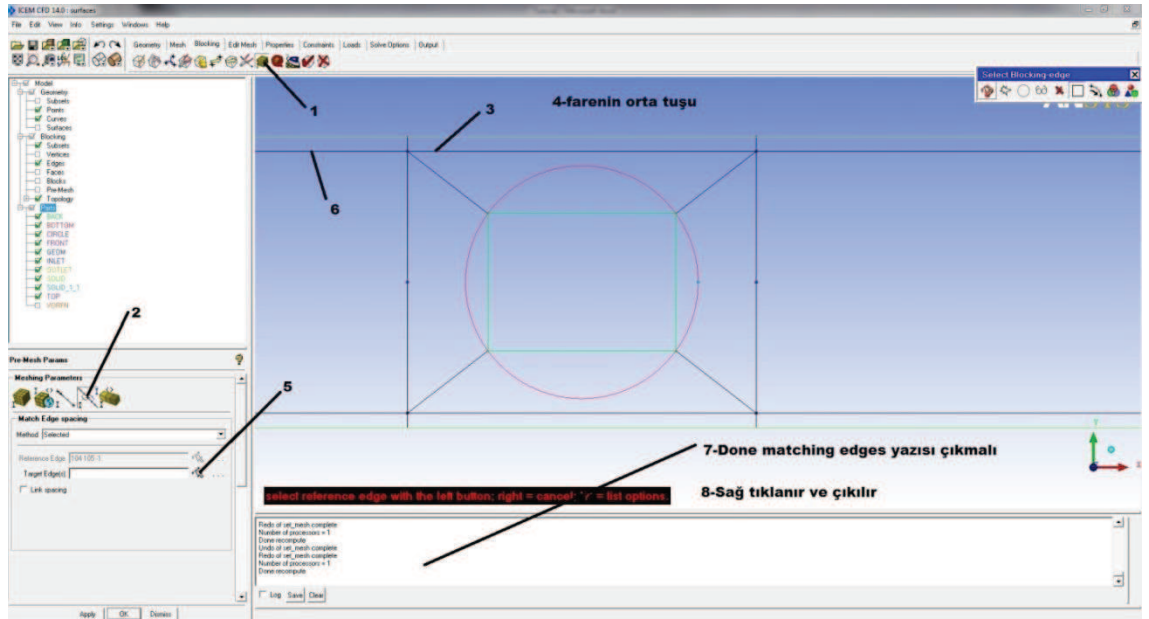
Şekil 4.15. İstenilen blokları bölmek için Pre-mesh sekmesinin kullanımı

Kenarları bölme işi bittikten sonra OK tuşuna basılır ve proje kaydedilir. Oluşturulan ağ yapısını görmek için ekranın sol tarafındaki ürün ağacında Blocking>Pre-mesh tıklanır ve ekrana çıkan dialog kutusunda Yes tıklanır. Elde edilen ağ yapısının görünümü Şekil 4.16'daki gibi olacaktır.

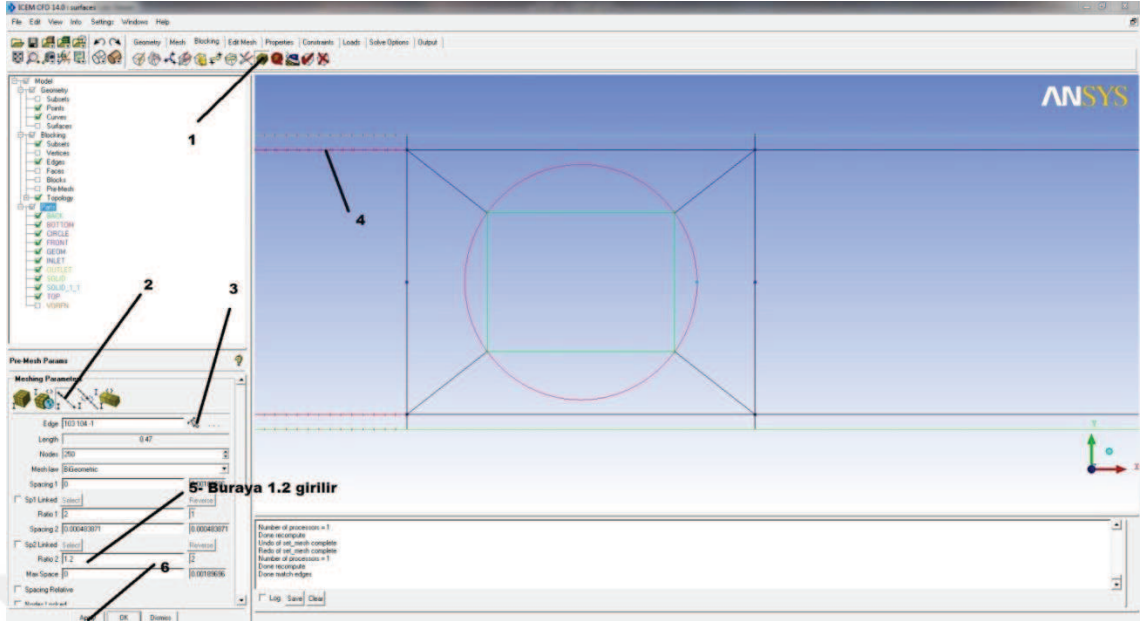


Şekil 4.16. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısı

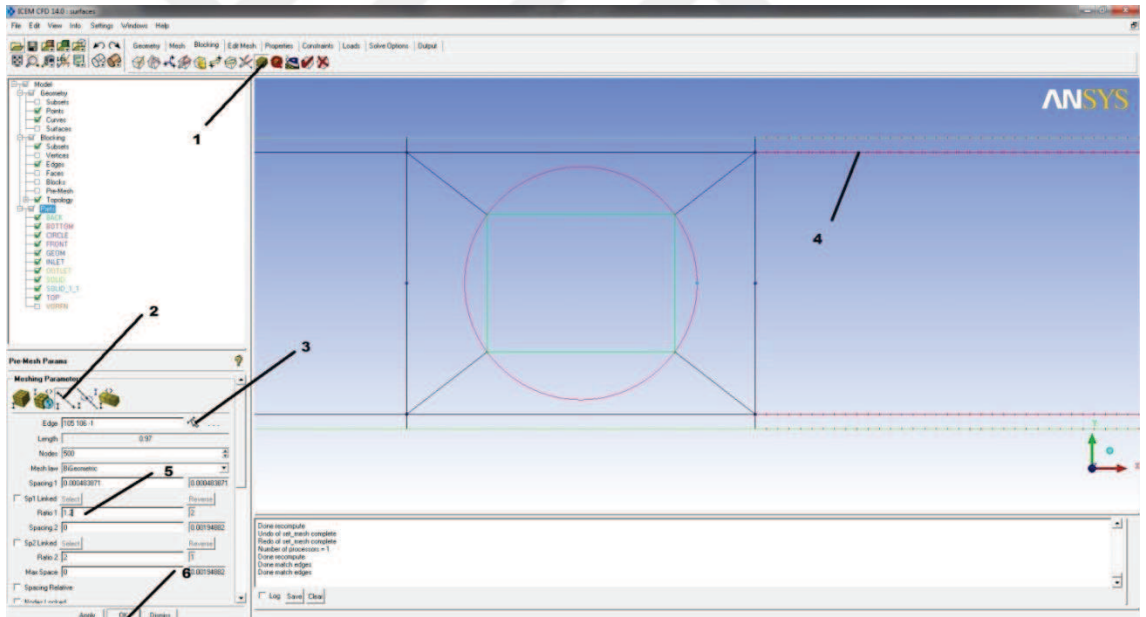
Şekil 4.16’da görülen ağ yapısı güzel gibi gözükmele beraber CFD analizi için yeterli değildir. Dairenin etrafında oluşturduğumuz Ogrid (Halka şeklindeki ağ yapısı) ve dairenin önü-arkası arasındaki eleman geçişlerinde sorun vardır. Ön ve arka tarafta seyrek elemanlar birdenbire daha sık elemanlara dönüşmektedir. Bu geçişleri yumuşatmak gerekir. Bunun için ön ve arka taraftaki çizgileri daireye yakın olan çizgilere benzeceğiz.



Şekil 4.17. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısındaki geçişleri yumuşatma

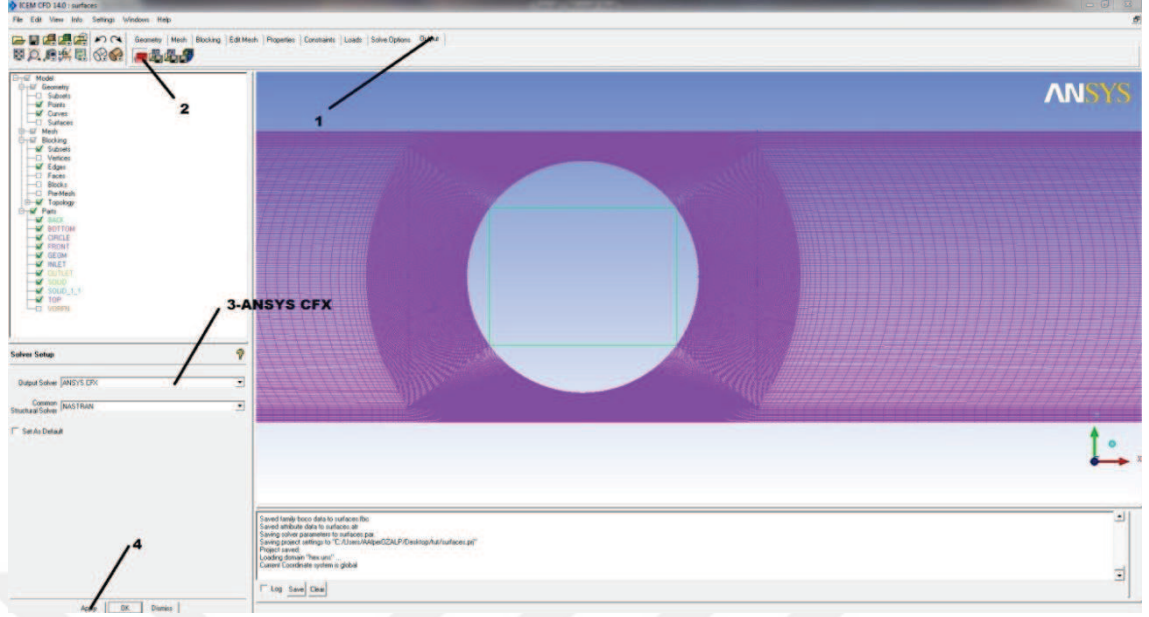


Şekil 4.18. Pre-mesh sonucunda elde edilen ağ yapısındaki blokları dairesel yapıya benzetme

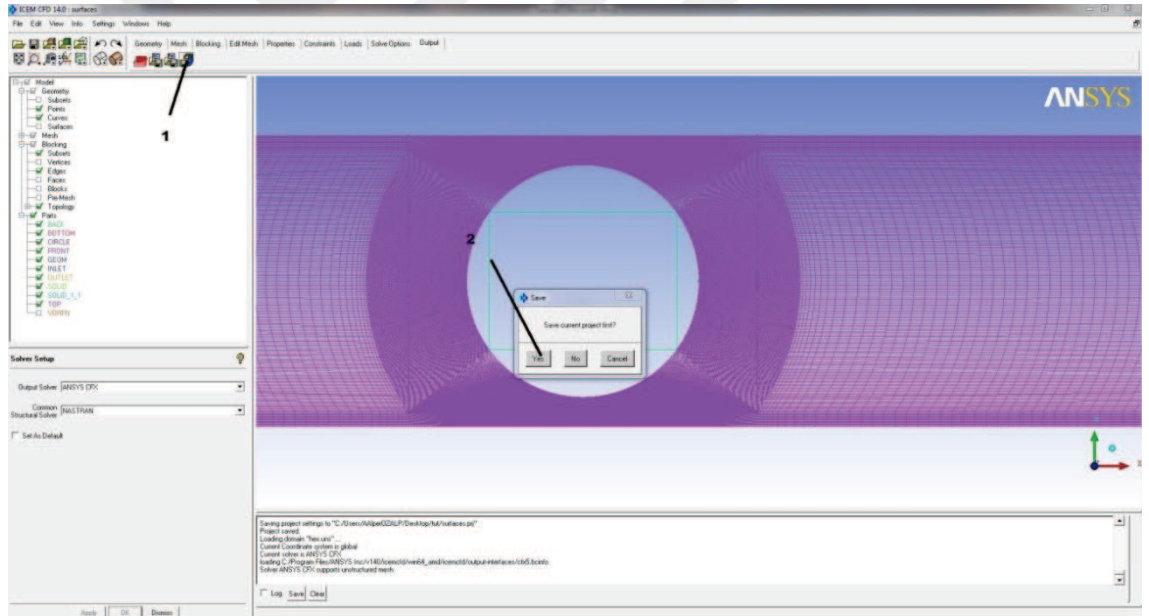


Şekil 4.19. Pre-mesh sonucunda elde edilen dairesel yapının yanındaki sağ ve sol blokların daireye benzetilmesi işlemi

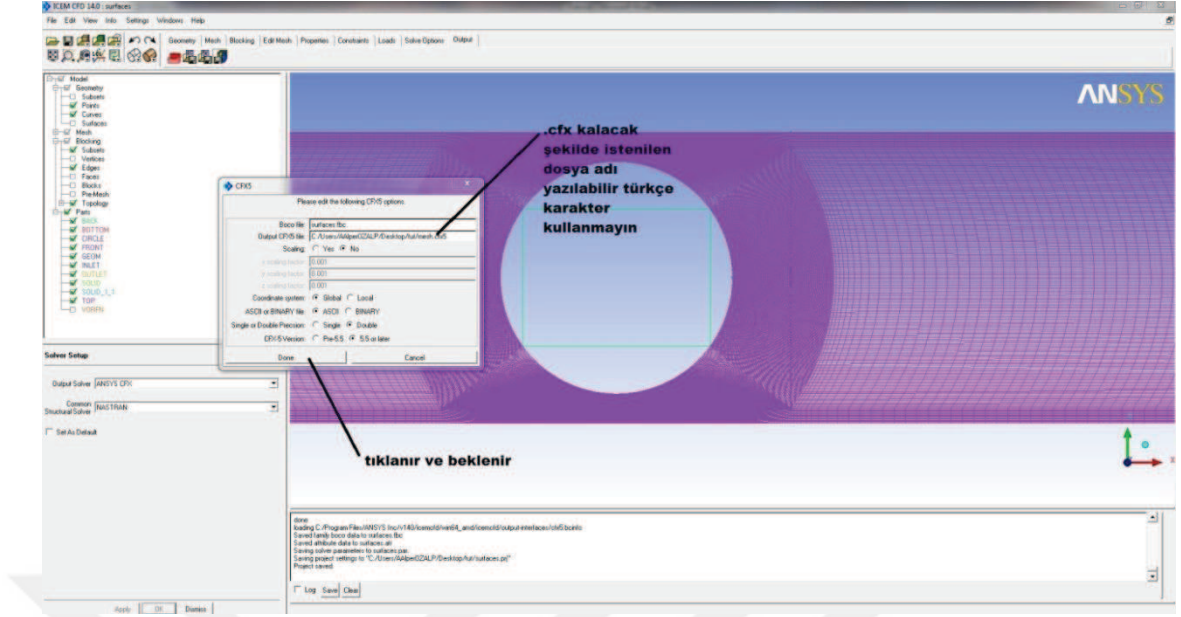
Ekranın sol tarafında ürün ağacının olduğu yerde Blocking>Pre-mesh'e sağ tıklanır ve Convert to unstruct mesh seçilir. Şekil 4.19'daki işlemler yapılarak ağ yapısının oluşturulmasındaki son adıma ulaşılır. Ağ yapısını yazdırmak için Şekil 4.21'deki işlemler yapılır. Şekil 4.23'teki kontrol adımları da yapıldığında artık ağ yapısı tamamen oluşturulmuş olmaktadır.



Şekil 4.20. Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX'e aktarılması

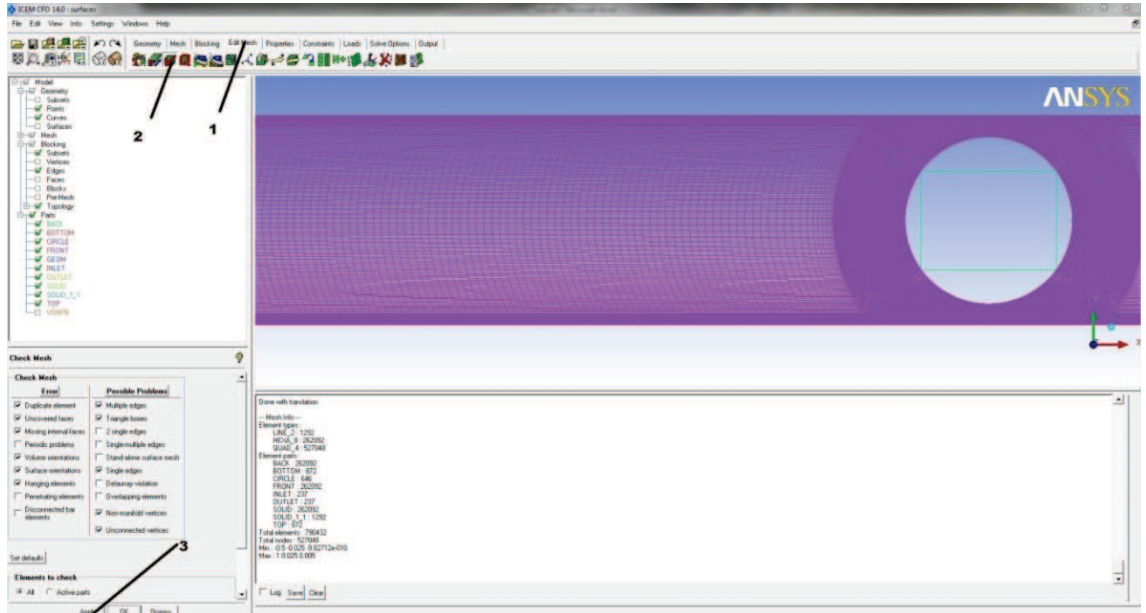


Şekil 4.21. Pre-mesh işleminde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX'e aktarılması ve ağ yapısının yazdırmak için yapılan işlem



Şekil 4.22. Pre-mesh işlemünde oluşturulan ağ yapısının ANSYS-CFX'e aktarılması

Oluşturulan ağ yapısının kontrol edilmesi gerekmektedir. Bunun için Edit Mesh sekmesindeki Check mesh tıklanır. Mesh kontrolünde bir hata varsa geri dönüp hataları giderilmelidir. Ağ yapısında herhangi bir sorun yok ise çalışma kaydedilerek kapatılabilir.

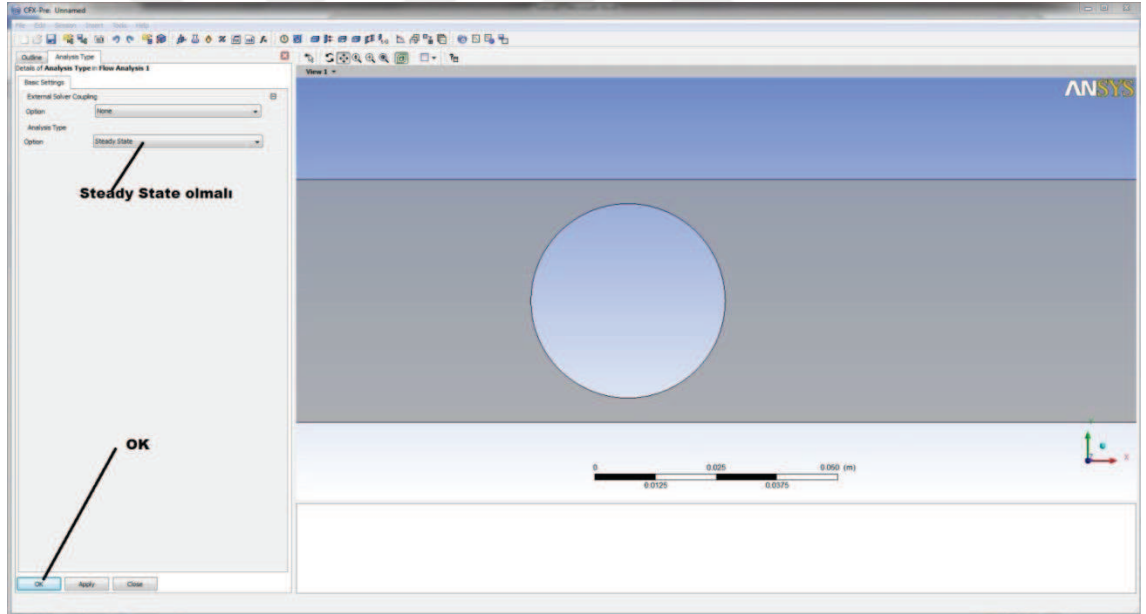


Şekil 4.23. Mesh yapısının kontrol edilmesi

4.1.4. Sınır Şartlarının Tanımlanması ve Programın Çalıştırılması



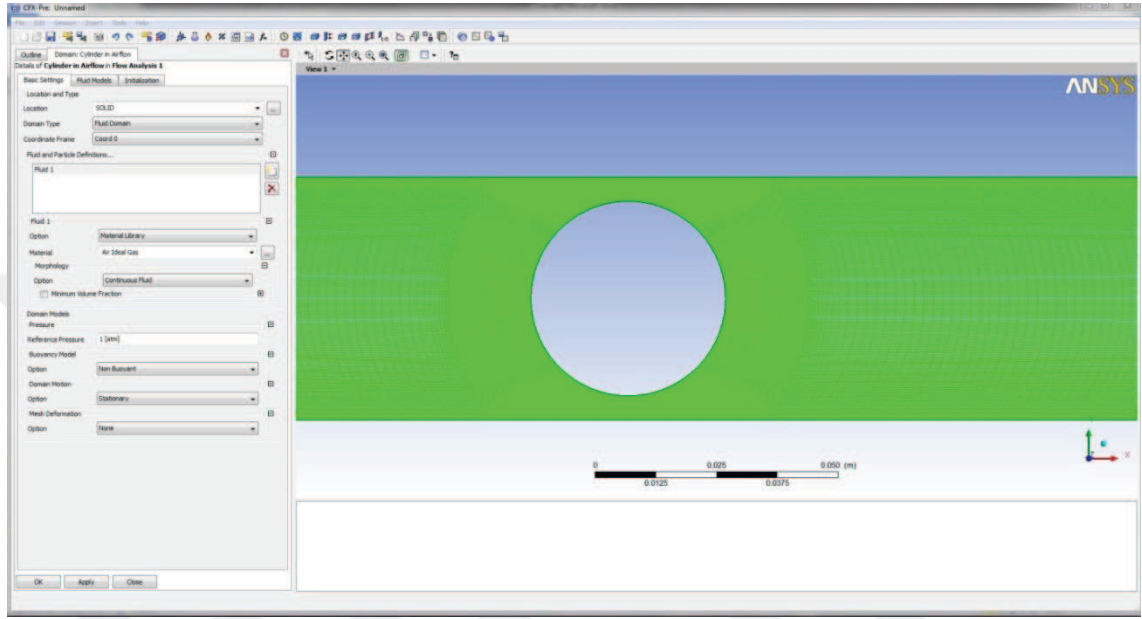
Ağ yapısının oluşturulmasından sonra analizini yapılacak geometrinin ANSYS CFX'e aktarımı, sınır şartlarının tanımlanması gerekmektedir. Bunun için başlat menüsünden CFX 13.0 seçilir. Daha sonra CFX-Pre seçilir. File>New Case>General>OK adımlarından sonra ANSYS CFX açılır. Oluşturulan ağ buraya aktarmak 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. Oluşturulan mesh dosyası .cfx5 uzantılı dosyadır bu dosya seçilirse ağ yapısı CFX'e aktarılmaya başlar. Ağ yapısı aktarıldıktan sonra yapılacak analizin tipi seçilir. Çalışmalar sürekli rejimde devam ettiği için steady state seçildi.



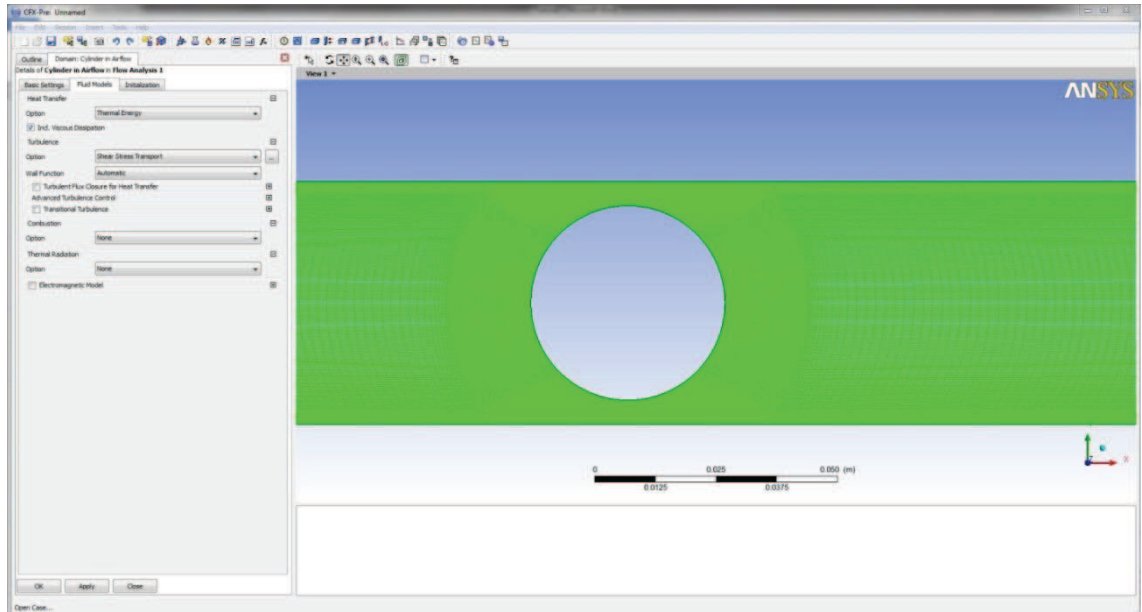
Şekil 4.24. ANSYS-CFX'de analiz tipinin tanımlanması

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 tanımlanması 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 Boundaray 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 hız 0.01568 m/s, sıcaklık ise 333 K girilecektir.

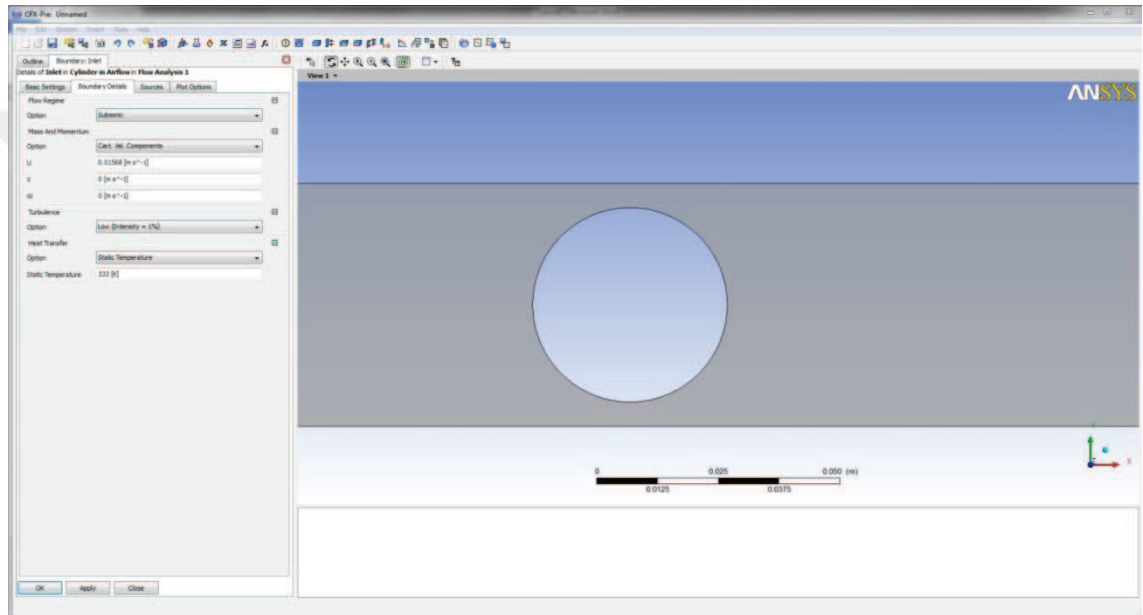


Şekil 4.25. ANSYS-CFX’de akış tipinin tanımlanması



Şekil 4.26. 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 4.27. 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 şartlarının tanıtılması işlemi bitmiştir.

Kanalın içerisindeki akışkan havadır ve hava bütün kanalı doldurmaktadır. Havanın kanaldaki ilk değerlerinin tanıtılması gerekmektedir. Bunu Initialize sekmesi eklenerek

yapılacaktır. Bunun için ekranın üstündeki $t=0$ yazılı butona basıp Global Initialization değerleri girilmelidir. Koordinat tipi kartezyen, hız tipi Automatic with value seçilir. U,v,w bileşenleri 0 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 çalışmamız çözüme hazırdır. Dosya kaydolduktan sonra ekranın en üst köşesinde Run Solver and Monitor tıklanır açılan diyalog kutusunda problemin .def uzantılı dosyası kaydedilir. ANSYS problemi çözmeye başlar, bilgisayarın 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. Sonuçların Alınması



CFD Post programında elde edilen çözümden istenilen her türlü sonuçlar alınabilir. Biz kanalın ön ve arka yüzeylerinin ortasında bir düzlem tanımlayacağız, 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 listten Circle ve Intersect with Plane 1. Silindirin tam orta noktasında bir daire çizilmiş olur. İstenilen değerleri elde etmek için File>Export tıklanır, açılan kutuda file kısmına istenilen dosya adı yazılır. Locations sekmesinde Polyline seçilir. Aynı kutudaki değişkenlerden ise Ctrl'ye basılı tutarak Pressure (Basınç), Velocity u Gradient y (y değişimine bağlı u yönündeki hız), Wall heat transfer coefficient (Isı transfer katsayısı) ve Wall shear (Kayma gerilmesi) değerleri seçilir, Save denilir. Bu sayede analizden basınç, hız dağılımı, ısı transfer katsayısı ve kayma gerilmesi elde edilir.

4.2. Nümerik Analiz Çalışmaları

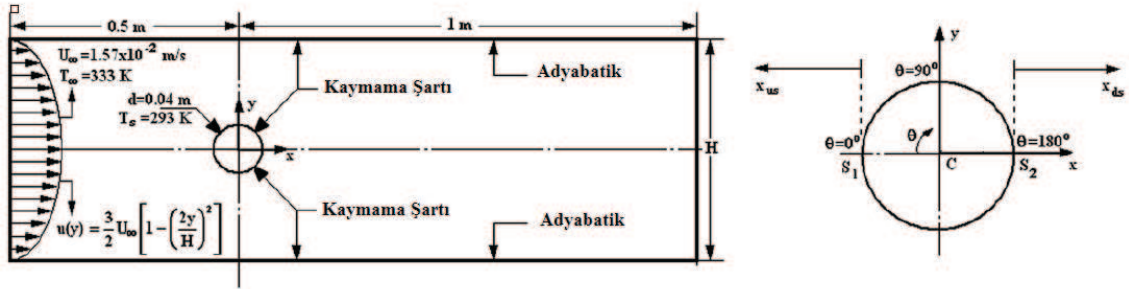
4.2.1. Doğrulama Çalışmaları

Tez çalışmasına başlamadan önce doğrulama çalışmaları kapsamında öncelikle tek silindir için Özalp ve ark.(2010) çalışmaları, sonrasında da çift silindir için ise Singha ve ark.(2010) yapmış olduğu çalışmalar incelenmiş ve doğrulamalar yapılmıştır.

4.2.1.a. Doğrulama Çalışmaları 1 (Özalp, A. A., Dincer, İ. 2010.)

Tek silindir için Özalp ve ark.(2010), dairesel bir silindir etrafındaki hidrodinamik ısı ve kütle transferi karakteristiklerinde blokaj oranının etkisini, $\beta=0.333-0.800$ değerleri arasında incelemiştir. Kapsamlı ANSYS-CFX analizleri ile dairesel silindir etrafındaki akışta hidrodinamik ve termal sınır tabakalar elde edilmiş ve değerlendirilmiştir. Bu çalışma sonucunda ANSYS programından alınan veriler ışığında blokaj oranının $\beta=0.333, 0.571$ ve 0.800 değerlerinde dairesel silindir etrafındaki ayrılma açılarının $\theta_s=50.20^\circ, 41.98^\circ$ ve 37.30° değerlerinde elde edildiğini tespit etmişlerdir.

Bu çalışmadaki geometri ve parametreler:



Şekil 4.28. Doğrulama çalışmaları-1'de kullanılan geometri ve analiz şartları

Çizelge 4.1. Doğrulama çalışmaları-1'de kullanılan parametreler

$\beta=D/H$	0,4	0,44	0,5	0,571	0,6
Re	40	40	40	40	40
D [mm]	40	40	40	40	40
U_∞ [m/s]	$15,68.10^{-3}$	$15,68.10^{-3}$	$15,68.10^{-3}$	$15,68.10^{-3}$	$15,68.10^{-3}$
T_∞ [K]	333	333	333	333	333
T_s [K]	293	293	293	293	293

Çizelge 4.2. Doğrulama çalışmaları-1, basınç değerleri

BASINÇ			
A. Alper Ozalp, I. Dincer. 2010.		Doğrulama Çalışmaları – 1	
GRAFİKLER			
	<p>Basınç grafiği aşağıdaki β değerleri için çizdirilmiştir:</p> <ul style="list-style-type: none"> * 0.8 * 0.444 * 0.666 * 0.4 * 0.571 * 0.364 * 0.5 * 0.333 	<p>Basınç grafiğinin çizdirilmesinde kullanılan β değerleri:</p> <ul style="list-style-type: none"> * 0.6 * 0.444 * 0.571 * 0.4 * 0.5 	
AÇIKLAMA-2	$\theta = 0^\circ$ değerinde		
	β	P(Pa)	β
	0.571	0.0023	0.571
	0.5	0.0017	0.5
	0.444	0.0014	0.444
0.4	0.0011	0.4	
Blokaj oranı düştükçe (levhalar arası mesafe arttıkça) statik basınç değeri düşmektedir			
AÇIKLAMA-3	$\theta = 90^\circ$ değerinde		
	β	P(Pa)	β
	0.571	~ 0.0003	0.571
	0.5	~ 0.0002	0.5
	0.444	~ 0.0001	0.444
0.4	~ 0	0.4	

$P \cong 0$ Pa değerinde				
AÇIKLAMA-4	β	$\theta_{P_s-\min}$	β	$\theta_{P_s-\min}$
	0.571		0.571	106.7°
	0.5		0.5	100.8°
	0.444		0.444	98.7°
	0.4		0.4	95.8°
	β : 0.333 \rightarrow 0.8 $\theta_{P_s-\min}$: 93.5° \rightarrow 109.9°		Analizleri yapılan β değerlerinden (0.571, 0.5, 0.444 ve 0.4) elde edilen $\theta_{P_s-\min}$ değerlerinin, makaledeki β değerlerinden elde edilmiş $\theta_{P_s-\min}$ değerleri olan 93.5° \rightarrow 109.9° aralığında olduğu gözlemlenmektedir.	

Çizelge 4.3. Doğrulama çalışmaları-1, kayma gerilmeleri, ayrılma açıları ve C_f değerleri

KAYMA GERİLMELERİ		
	A. Alper Ozalp, I. Dincer. 2010.	Doğrulama Çalışmaları – 1
GRAFİKLER		
AÇIKLAMA-1	Kayma gerilmeleri grafiği aşağıdaki β değerleri için çizdirilmiştir: <ul style="list-style-type: none"> * 0.8 * 0.444 * 0.666 * 0.4 * 0.571 * 0.364 * 0.5 * 0.333 	Kayma gerilmelerine ait grafiğin çizdirilmesinde kullanılan β değerleri: <ul style="list-style-type: none"> * 0.6 * 0.444 * 0.571 * 0.4 * 0.5

		Ayrılma Açısı (θ_s)			
		AÇIKLAMA-2		Kayma gerilmesinin ~ 0 Pa olduğu değerlerde görülen açıdır.	
β	θ_s			β	θ_s
0.571	41.98°			0.571	41.4°
0.5				0.5	43.5°
0.444				0.444	45°
0.4				0.4	46.5°
Makalede; $\beta=0.333, 0.571$ ve 0.800 değerlerinde ayrılma açıları $\theta_s=50.20^\circ, 41.98^\circ$ ve 37.30° olarak hesaplanmıştır.				<ul style="list-style-type: none"> • Elde edilen θ_s değerlerinin $50.20^\circ-41.98^\circ$ aralığında olduğu görülmüştür. • $\beta=0.571$ değeri için %1.38'lik fark ile 41.4° olarak hesaplanmıştır. 	
		Maksimum Sürtünme Katsayıları ve θ_{Cf-max} Değerleri			
		Kayma gerilmesinin maksimum olduğu değerlerde görülen değerlerdir.			
β	θ_{Cf-max}	C_{f-max}	β	θ_{Cf-max}	C_{f-max}
0.571	$\sim 75^\circ$	2.47	0.571	74.75°	2.47
0.5	$\sim 66^\circ$	1.88	0.5	66°	1.88
0.444	$\sim 60^\circ$	1,63	0.444	59.5°	1,63
0.4	$\sim 56^\circ$	1.49	0.4	56.6°	1.49
AÇIKLAMA-3		Açıklama-3'teki tablo ve grafikler göstermektedir ki blokaj oranının artmasıyla maksimum sürtünme katsayıları da artmaktadır.			

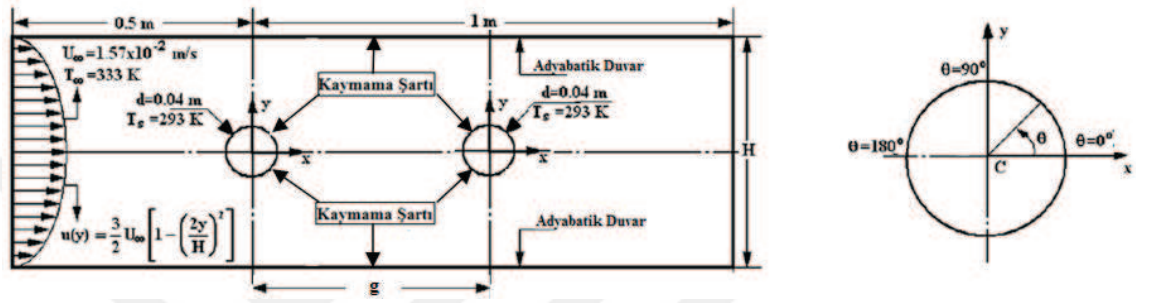
Çizelge 4.4. Doğrulama çalışmaları-1, taşınım ile ısı transfer katsayısı ve Nu sayıları

TAŞINIMLA ISI TRANSFER KATSAYISI			
	A. Alper Ozalp, I. Dincer. 2010.	Doğrulama Çalışmaları – 1	
GRAFİKLER			
AÇIKLAMA-1	<p>Isı transfer katsayısı grafiği aşağıdaki β değerleri için çizdirilmiştir:</p> <ul style="list-style-type: none"> * 0.8 * 0.444 * 0.666 * 0.4 * 0.571 * 0.364 * 0.5 * 0.333 	<p>Isı transfer katsayısına ait grafiğin çizdirilmesinde kullanılan β değerleri:</p> <ul style="list-style-type: none"> * 0.6 * 0.444 * 0.571 * 0.4 * 0.5 	
AÇIKLAMA-2	$\theta = 0^\circ$ değerinde		
	β	h (W/m ² K)	β
	0.571	~ 5.4	0.571
	0.5	~ 5.3	0.5
	0.444	~ 5.2	0.444
0.4	~ 5.0	0.4	
AÇIKLAMA-3	Ortalama ısı transfer katsayıları		
	β	h_{ort} (W/m ² K)	β
	0.571	3.38	0.571
	0.5		0.5
	0.444		0.444
0.4		0.4	

	<p>$\beta=0.333, 0.571$ ve 0.800 değerlerinde ortalama taşınım ile ısı transfer katsayıları $2.76, 3.38, 4.43 \text{ W/m}^2\text{K}$.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Elde edilen h_{ort} değerlerinin $2.76-3.38 \text{ W/m}^2\text{K}$ aralığında olduğu görülmüştür • $\beta=0.571$ değeri için %0.3'lük fark ile $3.38 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. 		
AÇIKLAMA-4	Ortalama Nusselt Sayıları			
	β	Nu_{ort}	β	Nu_{ort}
	0.571	4.97	0.571	4.95
	0.5		0.5	4.89
	0.444		0.444	4.66
	0.4		0.4	4.5
	<p>$\beta=0.333, 0.571, 0.800$ 'de ortalama Nusselt değerleri $4.05, 4.97$ ve 6.51'dir</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Elde edilen Nu_{ort} değerlerinin $4.05-4.97$ aralığında olduğu görülmüştür • $\beta=0.571$ değeri için %0.4'lük fark ile 4.95 olarak hesaplanmıştır. 		

4.2.1.b. Doğrulama Çalışmaları 2 (Singha ve ark.(2010))

Singha ve ark. (2010), tarafından Reynolds sayısının 40-150 arasında değişen değerleri ve silindirler arası mesafe 0.2D, 0.7D, 1D, 1.5D, 3D, 4D olacak şekilde tasarlayarak silindirler etrafından akışı nümerik olarak incelenmiştir. Blokaj oranının silindir etrafından ayrılma noktasına ve resirkülasyon bölgesinin uzunluğuna önemli ölçüde etkisinin olduğu saptanmıştır. Kanal yüksekliğinin azalması ile birlikte ayrılma noktasının da geriye doğru gittiği bulunmuştur.



Şekil 4.29. Doğrulama çalışmaları-2’de kullanılan geometri ve analiz şartları

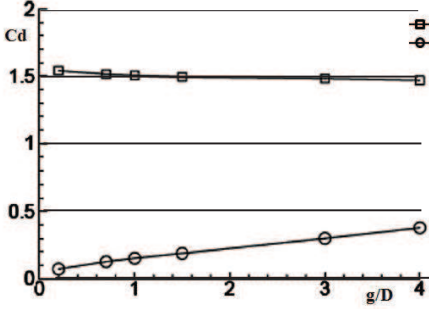
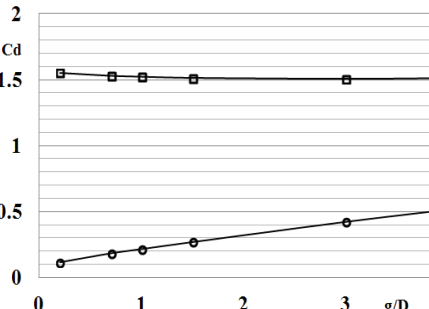
Çizelge 4.5. Doğrulama çalışmaları-2’de kullanılan parametreler

$\beta=D/H$	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24	1/24
g/D	0.2	0.7	1	1.5	3	4
Re	40	40	40	40	40	40
D [mm]	40	40	40	40	40	40
U_{∞} [m/s]	$15,68 \cdot 10^{-3}$	$15,68 \cdot 10^{-3}$	$15,68 \cdot 10^{-3}$	$15,68 \cdot 10^{-3}$	$15,68 \cdot 10^{-3}$	$15,68 \cdot 10^{-3}$
T_{∞} [K]	333	333	333	333	333	333
T_s [K]	293	293	293	293	293	293

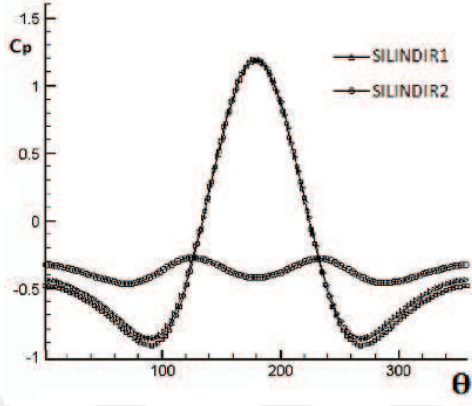
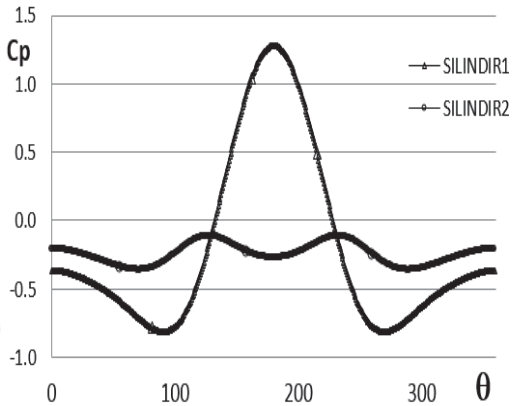
Çizelge 4.6. Doğrulama çalışmaları-2, 1. ve 2. silindir için ayrılma açıları

AYRILMA AÇILARI				
		Singha ve ark. 2010.	Doğrulama Çalışmaları – 2	
GRAFİKLER				
	AÇIKLAMA-1	ÖNDEKİ SİLİNDİRE AİT AYRILMA AÇILARI (SİLİNDİR1)		
g/D		θ_s	g/D	θ_s
0.2		~ 52°	0.2	52.98°
0.7		~ 52°	0.7	52.98°
1.0		~ 53°	1.0	52.98°
1.5		~ 53°	1.5	52.98°
3.0		~ 53°	3.0	52.98°
4.0		~ 53°	4.0	52.98°
AÇIKLAMA-2	ARKADAKİ SİLİNDİRE AİT AYRILMA AÇILARI (SİLİNDİR2)			
	g/D	θ_s	g/D	θ_s
	0.2	~ 42.7°	0.2	42.82°
	0.7	~ 40.5°	0.7	40.64°
	1.0	~ 39.7°	1.0	39.9°
	1.5	~ 38.3°	1.5	38.46°
	3.0	~ 37.5°	3.0	37.74°
	4.0	~ 36.8°	4.0	36.8°

Çizelge 4.7. Doğrulama çalışmaları-2, 1. ve 2. silindir için direnç katsayısı

1. ve 2. SİLİNDİR İÇİN C_d DEĞERLERİ			
	Singha ve ark. 2010.	Doğrulama Çalışmaları – 2	
GRAFİKLER			
AÇIKLAMA-1	ÖNDEKİ SİLİNDİRE AİT C_d DEĞERLERİ (SİLİNDİR1)		
	g/D	C_d	g/D
	0.2	1.55	0.2
	0.7	1.52	0.7
	1.0	1.51	1.0
	1.5	1.50	1.5
	3.0	1.49	3.0
	4.0	1.48	4.0
Sabit genişlikteki bir kanalda silindirler arası mesafedeki artışın öndeki silindirdeki direnç katsayılarını düşürdüğü gözlemlenmiştir.			
AÇIKLAMA-2	ARKADAKİ SİLİNDİRE AİT C_d DEĞERLERİ (SİLİNDİR2)		
	g/D	C_d	g/D
	0.2	~ 0.08	0.2
	0.7	~ 0.15	0.7
	1.0	~ 0.2	1.0
	1.5	~ 0.2	1.5
	3.0	~ 0.3	3.0
	4.0	~ 0.4	4.0
Sabit genişlikteki bir kanalda silindirler arası mesafedeki artışın arkadaki silindirdeki direnç katsayılarını yükselttiği gözlemlenmiştir.			

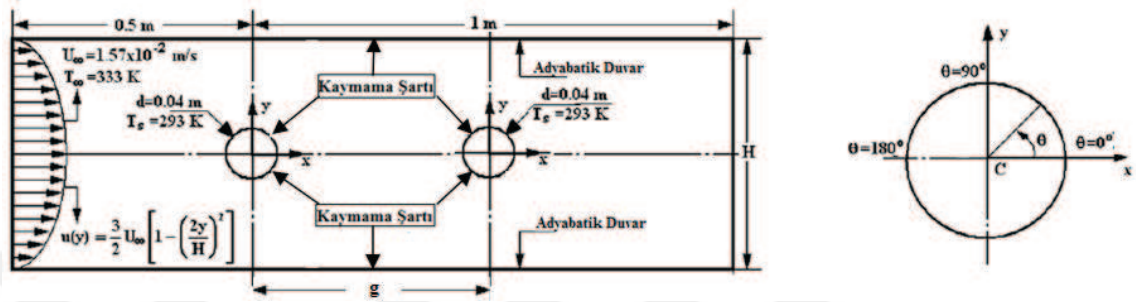
Çizelge 4.8. Doğrulama çalışmaları-2, $g/D=1$ için C_p değerleri

$g/D=1$ İÇİN C_p DEĞERLERİ		
	Singha ve ark. 2010.	Doğrulama Çalışmaları – 2
GRAFİKLER		
AÇIKLAMA-1	<p>- Öndeki silindir (silindir1) ve arkadaki silindir (silindir2) için basınç değerlerine bağlı olarak elde edilen C_p değerlerine ait grafikler çizdirilmiştir.</p>	

4.2.2. Orta Düzeyde Blokajlı Kanal İçinde Ardışık İki Silindir Etrafında Akış

Tezin konusunu, paralel iki levha arasına yerleştirilmiş sabit çaptaki ardışık iki silindir etrafındaki akışın blokaj oranı ve silindirler arası mesafenin değişikliğine bağlı olarak sabit Reynolds sayısında akışın ısı ve hidrodinamik olarak davranışları oluşturmaktadır.

Tez çalışmasında kullanılan geometrik yapı ve parametreler:



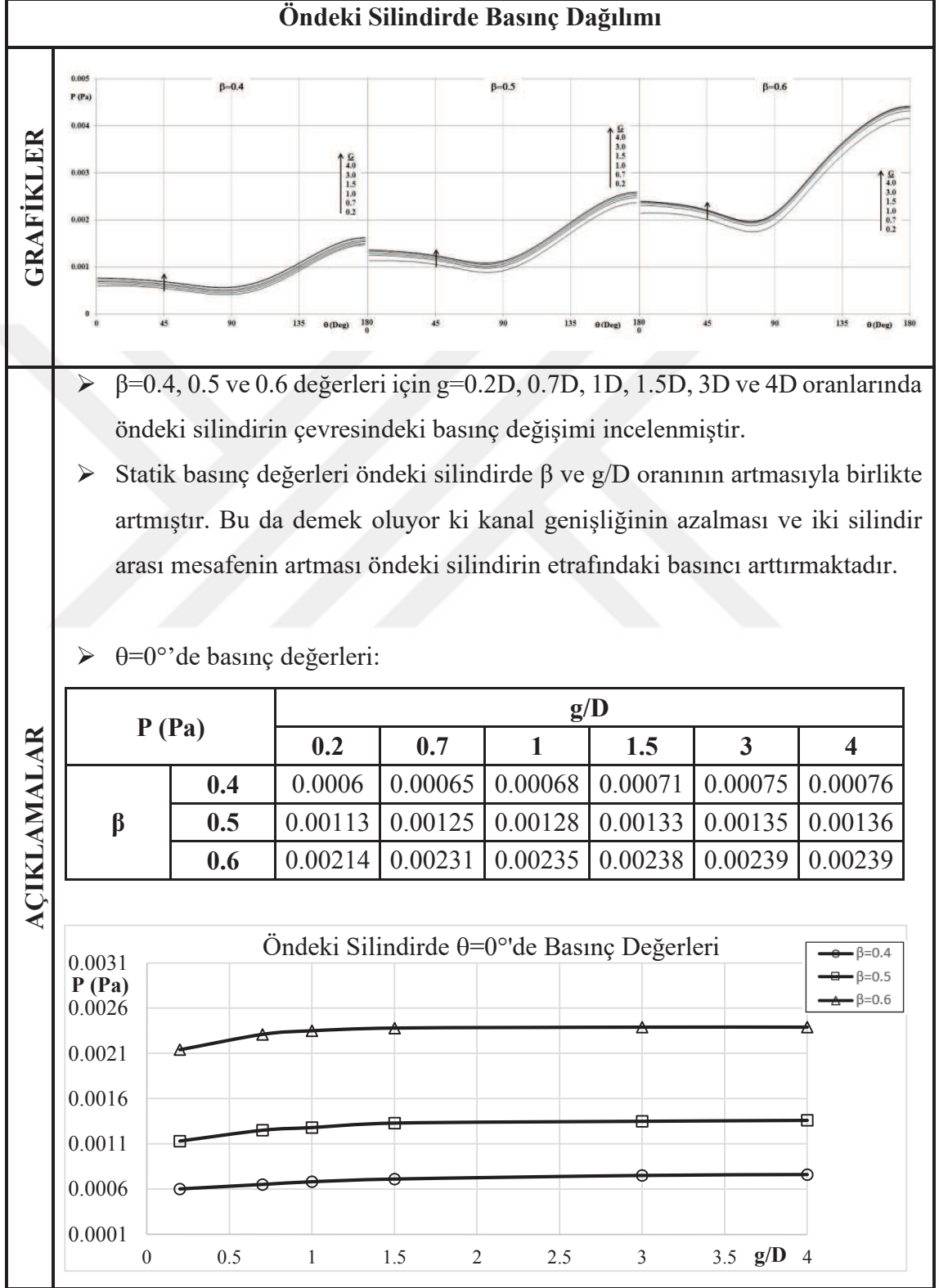
Şekil 4.30. Tez çalışmasında kullanılan geometri ve analiz şartları

Çizelge 4.9. Tez çalışmasında kullanılan parametreler

$\beta=D/H$	0.4	0.5	0.6	0.4	0.5	0.6	0.4	0.5	0.6	0.4	0.5	0.6	0.4	0.5	0.6	0.4	0.5	0.6
g/D	0.2			0.7			1			1.5			3			4		
Re	40			40			40			40			40			40		
D [mm]	40			40			40			40			40			40		
U_{∞} [m/s]	$15,68 \cdot 10^{-3}$			$15,68 \cdot 10^{-3}$			$15,68 \cdot 10^{-3}$			$15,68 \cdot 10^{-3}$			$15,68 \cdot 10^{-3}$			$15,68 \cdot 10^{-3}$		
T_{∞} [K]	333			333			333			333			333			333		
T_s [K]	293			293			293			293			293			293		

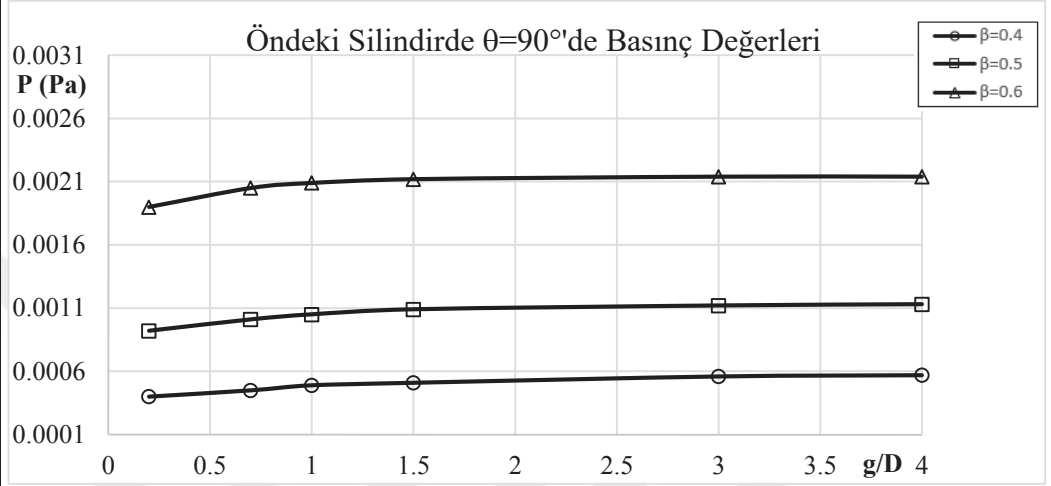
4.2.2.1. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Statik Basınç Dağılımları

Çizelge 4.10. Öndeki Silindirde Basınç



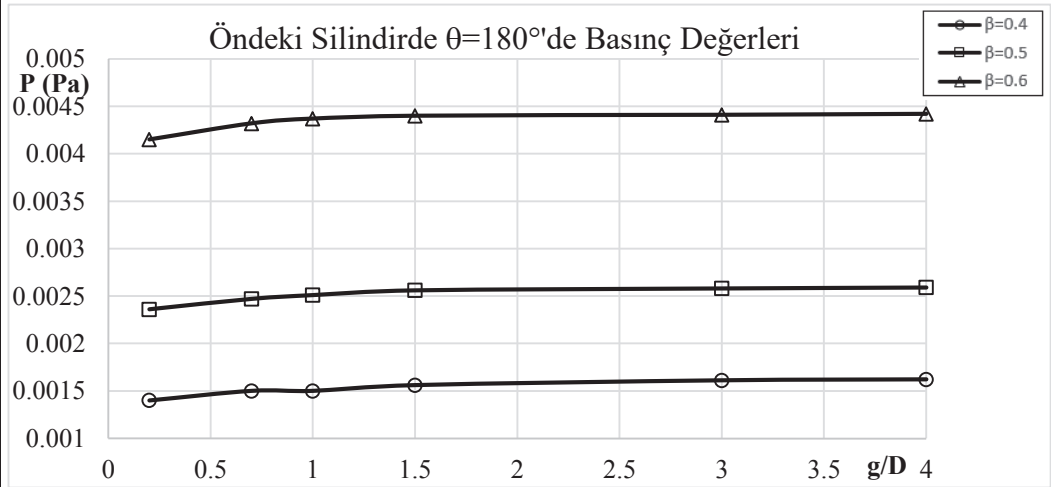
➤ $\theta=90^\circ$ 'de basınç değerleri:

P (Pa)		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	0.0004	0.00045	0.00049	0.00051	0.00056	0.00057
	0.5	0.00092	0.00101	0.00105	0.00109	0.00112	0.00113
	0.6	0.0019	0.00205	0.00209	0.00212	0.00214	0.00214



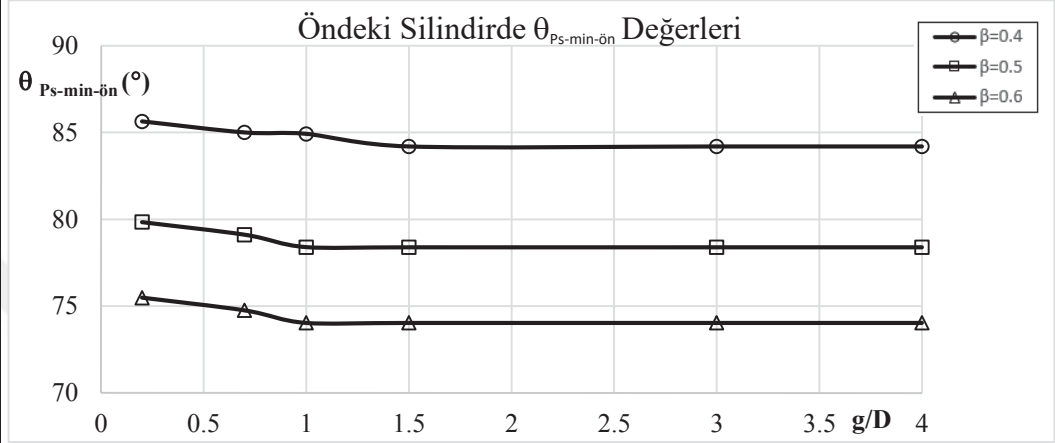
➤ $\theta=180^\circ$ 'de basınç değerleri:

P (Pa)		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	0.0014	0.0015	0.0015	0.00156	0.00161	0.00162
	0.5	0.00236	0.00247	0.00251	0.00256	0.00258	0.00259
	0.6	0.00415	0.00432	0.00437	0.0044	0.00441	0.00442



➤ $P \approx 0$ Pa değerinde $\theta_{Ps-min-ön}$ değerleri:

$\theta_{Ps-min-ön}$ (°)		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	85.64	85	84.92	84.19	84.19	84.19
	0.5	79.84	79.11	78.39	78.38	78.38	78.38
	0.6	75.48	74.75	74.03	74.03	74.03	74.03



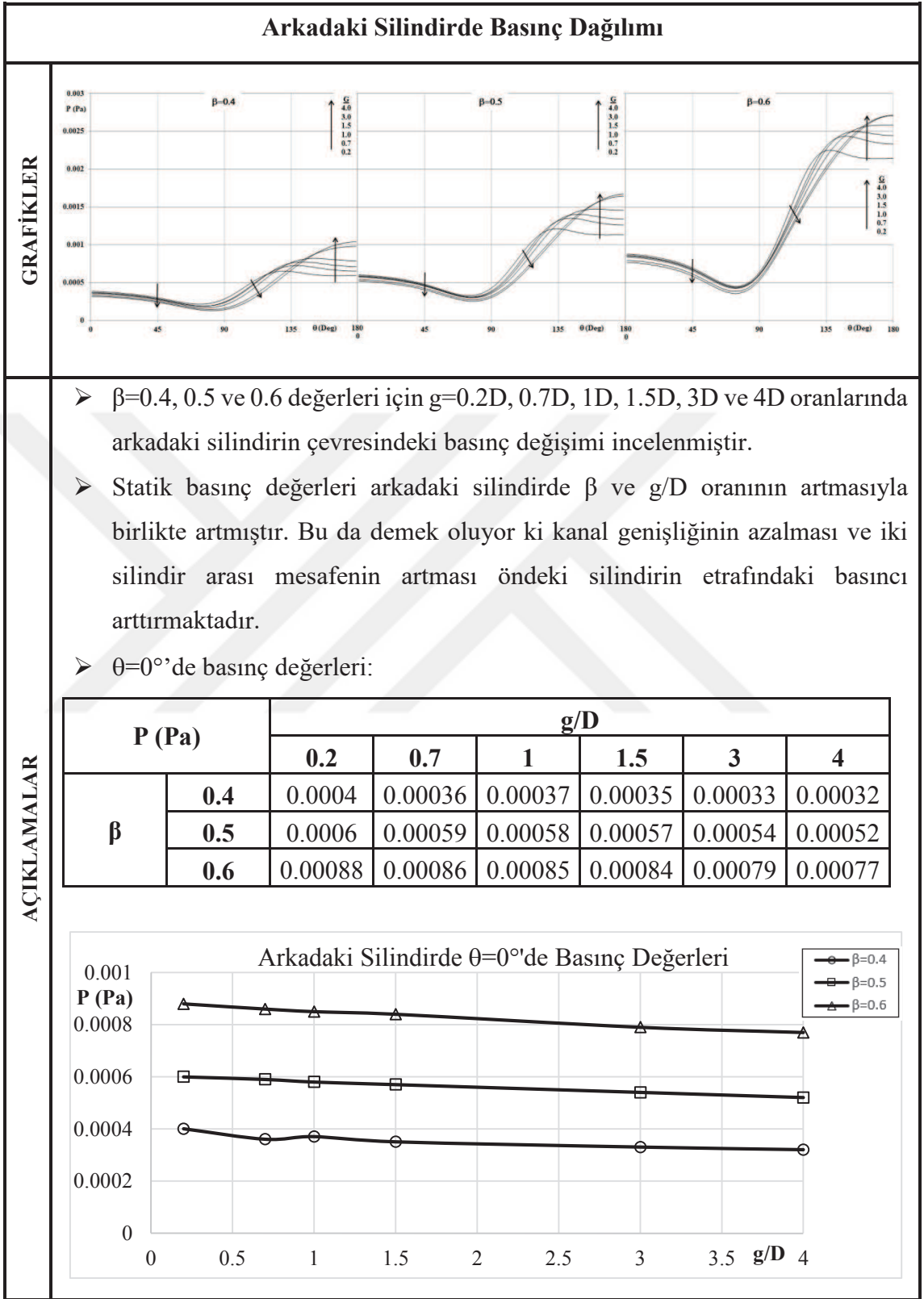
$\beta=0.4-0.5-0.6$ değerleri için ön silindir yüzeylerindeki statik basınç dağılımlarının ardışık silindirlerin konumlarına ve silindirler etrafındaki açisal pozisyona göre değişimleri incelenmiştir.

Öndeki silindir yüzeyinde statik basınç değerleri incelenecek olursa genel yapıda silindirin etrafında $\theta=0^\circ$ den $\beta=0.4-0.5-0.6$ değerlerinde ortalama olarak $\theta=84.7^\circ-78.7^\circ-74.4^\circ$ değerlerine kadar statik basınç değerlerinin düştüğü ve bu θ değerlerinden sonra basınç değerleri tekrardan arttığı gözlemlenmektedir. Genel durumun dışında tüm β değerleri için öndeki silindirde çıkan sonuçları nümerik olarak inceleyecek olursak:

- $\beta=0.4$ değeri için statik basınç değerleri 4.09×10^{-4} - 1.63×10^{-3} Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-90^\circ$ arasında basınç değişiminin 4.09×10^{-4} - 7.67×10^{-4} Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri artmış, θ açısı arttıkça azalmıştır. $\theta=90^\circ-180^\circ$ arasında basınç değişiminin 4.12×10^{-4} - 1.63×10^{-3} Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri artmış, θ açısı arttıkça artmıştır.

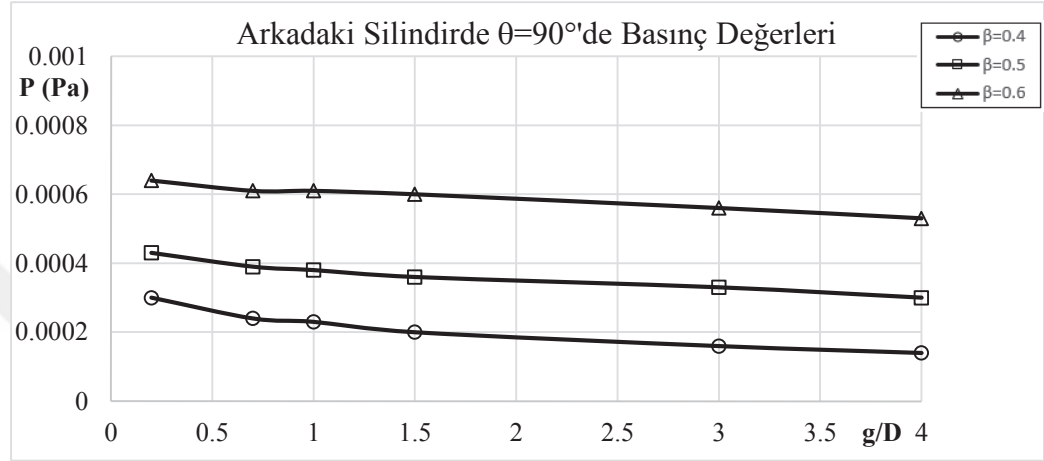
- $\beta=0.5$ değeri için statik basınç değerleri 8.83×10^{-4} - 2.60×10^{-3} Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ$ - 90° arasında basınç değişiminin 8.83×10^{-4} - 1.36×10^{-3} Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri artmış, θ açısı arttıkça azalmıştır. $\theta=90^\circ$ - 180° arasında basınç değişiminin 9.20×10^{-4} - 2.60×10^{-3} Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri artmış, θ açısı arttıkça artmıştır.
- $\beta=0.6$ değeri için statik basınç değerleri 1.75×10^{-3} - 4.42×10^{-3} Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ$ - 90° arasında basınç değişiminin 1.75×10^{-3} - 2.40×10^{-3} Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri artmış, θ açısı arttıkça azalmıştır. $\theta=90^\circ$ - 180° arasında basınç değişiminin 1.9×10^{-3} - 4.42×10^{-3} Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri artmış, θ açısı arttıkça artmıştır.

Çizelge 4.11. Arkadaki Silindirde Basınç



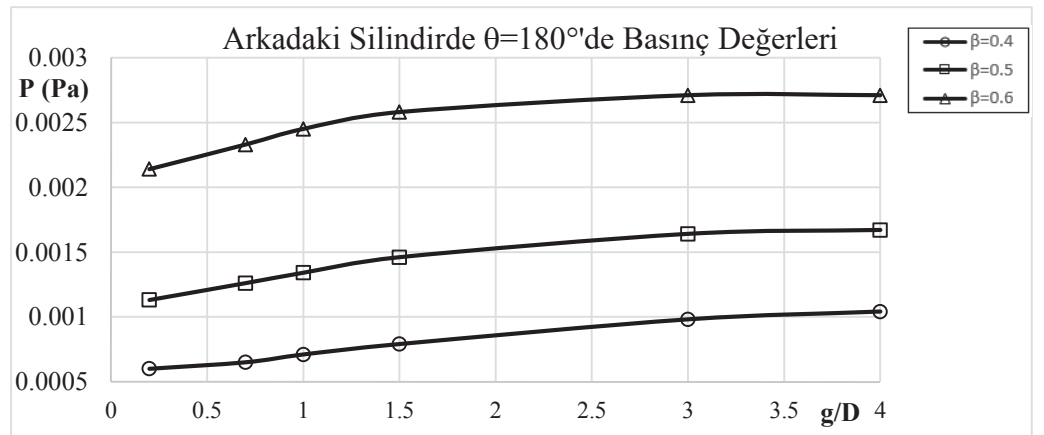
➤ $\theta=90^\circ$ 'de basınç değerleri:

P (Pa)		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	0.0003	0.00024	0.00023	0.0002	0.00016	0.00014
	0.5	0.00043	0.00039	0.00038	0.00036	0.00033	0.0003
	0.6	0.00064	0.00061	0.00061	0.0006	0.00056	0.00053



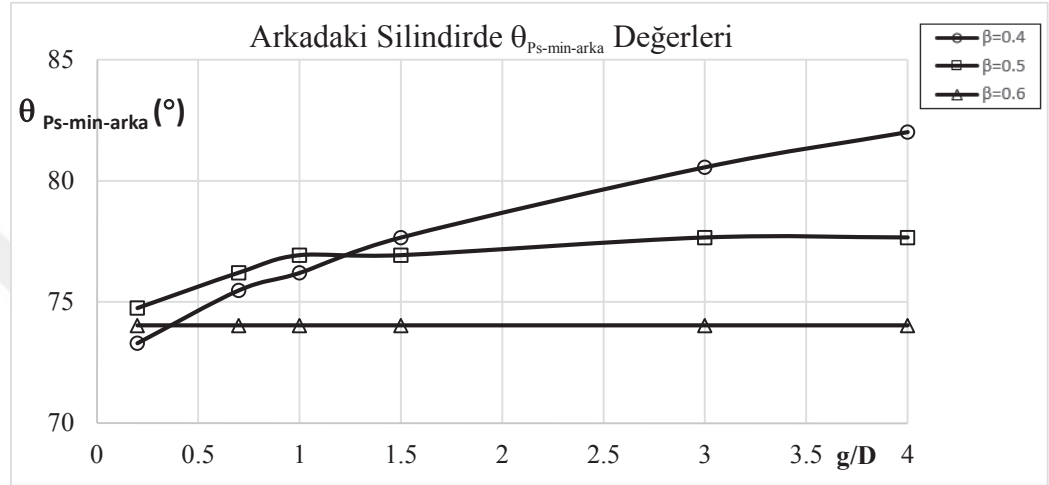
➤ $\theta=180^\circ$ 'de basınç değerleri:

P (Pa)		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	0.0006	0.00065	0.00071	0.00079	0.00098	0.00104
	0.5	0.00113	0.00126	0.00134	0.00146	0.00164	0.00167
	0.6	0.00214	0.00233	0.00245	0.00258	0.00271	0.00271



➤ $P \approx 0$ Pa değerinde $\theta_{Ps-\min-\text{arka}}$ değerleri:

$\theta_{Ps-\min-\text{arka}} (^{\circ})$		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	73.3	75.48	76.2	77.66	80.56	82.01
	0.5	74.75	76.21	76.93	76.93	77.66	77.66
	0.6	74.03	74.03	74.03	74.03	74.03	74.03



$\beta=0.4-0.5-0.6$ değerleri için arka silindir yüzeylerindeki statik basınç dağılımlarının ardışık silindirlerin konumlarına ve silindirler etrafındaki açısallığa göre değişimleri incelenmiştir.

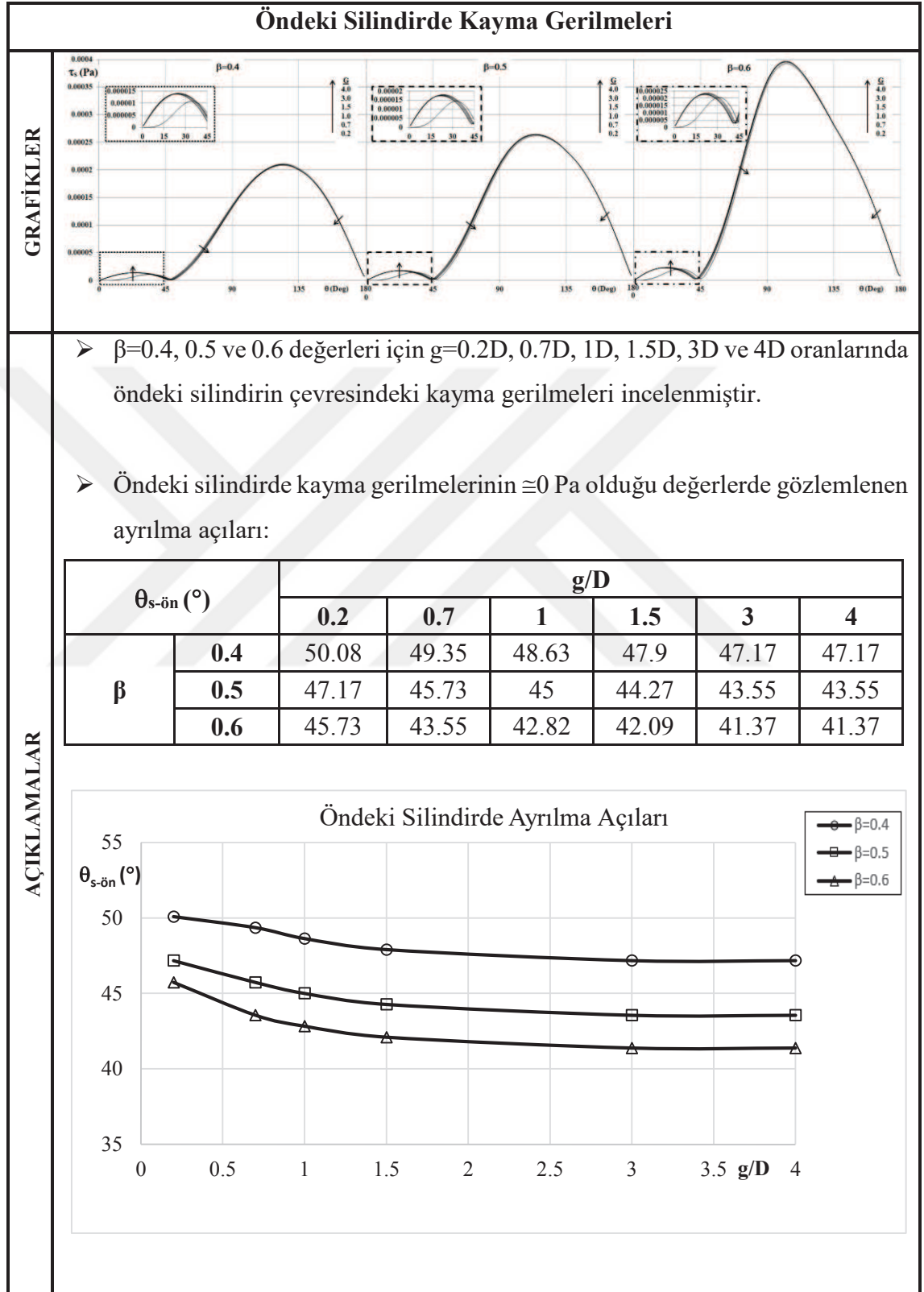
Arkadaki silindir yüzeyinde statik basınç değerleri incelenecek olursa genel yapıda silindirin etrafında $\theta=0^{\circ}$ 'den $\beta=0.4-0.5-0.6$ değerlerinde ortalama olarak $\theta=77.5^{\circ}-76.7^{\circ}-74.03^{\circ}$ değerlerine kadar statik basınç değerlerinin düştüğü ve bu θ değerlerinden sonra basınç değerlerinin ayrılma açılarının gözlemlendiği değerlere kadar tekrardan arttığı gözlemlenmektedir. Genel durumun dışında tüm β değerleri için arkadaki silindirde çıkan sonuçları nümerik olarak inceleyecek olursak:

- $\beta=0.4$ değeri için statik basınç değerleri 1.29×10^{-4} - 1.04×10^{-3} Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^{\circ}-90^{\circ}$ arasında basınç değişiminin 1.29×10^{-4} - 3.84×10^{-4} Pa arasında olduğu gözlemlenmiştir, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri azalmış, θ açısı arttıkça azalmıştır. $\theta=90^{\circ}-135^{\circ}$ arasında basınç değişiminin 1.42×10^{-4} - 7.64×10^{-4} Pa arasında olduğu

gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri düşmüş, θ açısı arttıkça artmıştır. $\theta=135^\circ-180^\circ$ arasında basınç değişiminin $5.92 \times 10^{-4}-1.04 \times 10^{-3}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri artmış, θ açısı arttıkça artmıştır.

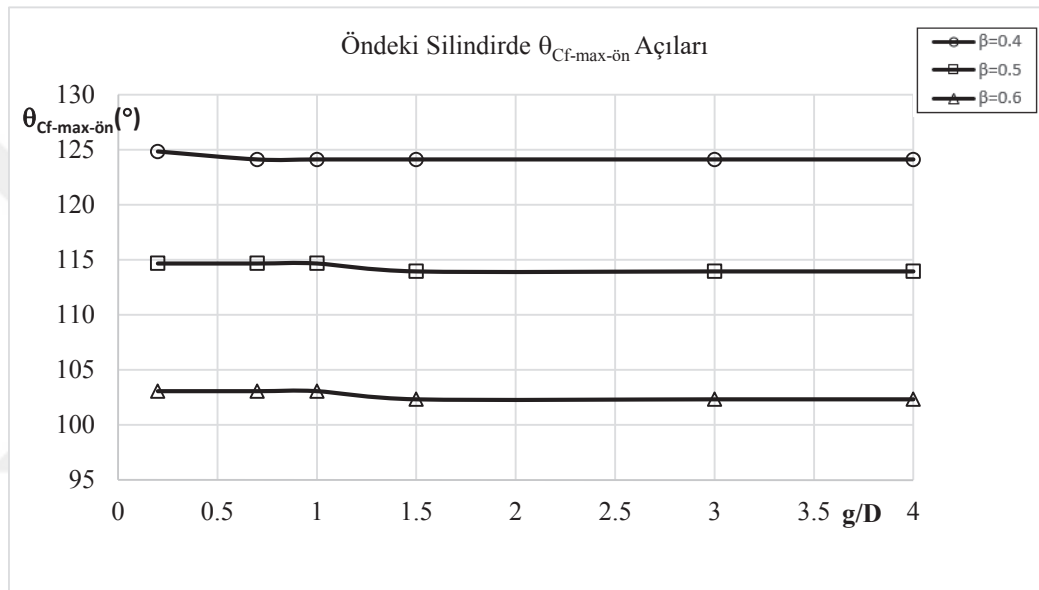
- $\beta=0.5$ değeri için statik basınç değerleri $2.54 \times 10^{-4}-1.67 \times 10^{-3}$ Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-90^\circ$ arasında basınç değişiminin $2.54 \times 10^{-4}-6.00 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri azalmış, θ açısı arttıkça azalmıştır. $\theta=90^\circ-135^\circ$ arasında basınç değişiminin $3.04 \times 10^{-4}-1.32 \times 10^{-3}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri düşmüş, θ açısı arttıkça artmıştır. $\theta=135^\circ-180^\circ$ arasında basınç değişiminin $1.12 \times 10^{-3}-1.67 \times 10^{-3}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri artmış, θ açısı arttıkça artmıştır.
- $\beta=0.6$ değeri için statik basınç değerleri $3.57 \times 10^{-4}-2.71 \times 10^{-3}$ Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-90^\circ$ arasında basınç değişiminin $3.57 \times 10^{-4}-8.77 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri azalmış, θ açısı arttıkça azalmıştır. $\theta=90^\circ-135^\circ$ arasında basınç değişiminin $5.31 \times 10^{-4}-2.30 \times 10^{-3}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri düşmüş, θ açısı arttıkça artmıştır. $\theta=135^\circ-180^\circ$ arasında basınç değişiminin $1.99 \times 10^{-3}-2.71 \times 10^{-3}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri artmış, θ açısı arttıkça artmıştır.

4.2.2.2. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Kayma Gerilmeleri
Çizelge 4.12. Öndeki Silindirde Kayma Gerilmeleri ve Ayrılma Açılı



➤ Kayma gerilmelerinin maksimum olduğu değerlerdeki $\theta_{CF-max-\ddot{o}n}$ değerleri:

$\theta_{CF-max-\ddot{o}n}(^\circ)$		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	124.83	124.11	124.11	124.11	124.11	124.11
	0.5	114.67	114.67	114.67	113.95	113.95	113.95
	0.6	103.06	103.06	103.06	102.33	102.33	102.33



$\beta=0.4-0.5-0.6$ değerleri için öndeki silindir yüzeylerindeki kayma gerilmelerinin ardışık silindirlerin konumlarına ve silindirler etrafındaki açılal pozisyona göre değışimleri ve ayrılma açılıarı incelenmiştir. Öndeki silindirin yüzey kayma gerilmelerine ait grafik incelendiğinde silindirler arası mesafeden bağımsız, birbirlerine yakın değerler elde edildiği görülmektedir. Tüm β değerleri için öndeki silindirde çıkan sonuçları nümerik olarak inceleyecek olursak:

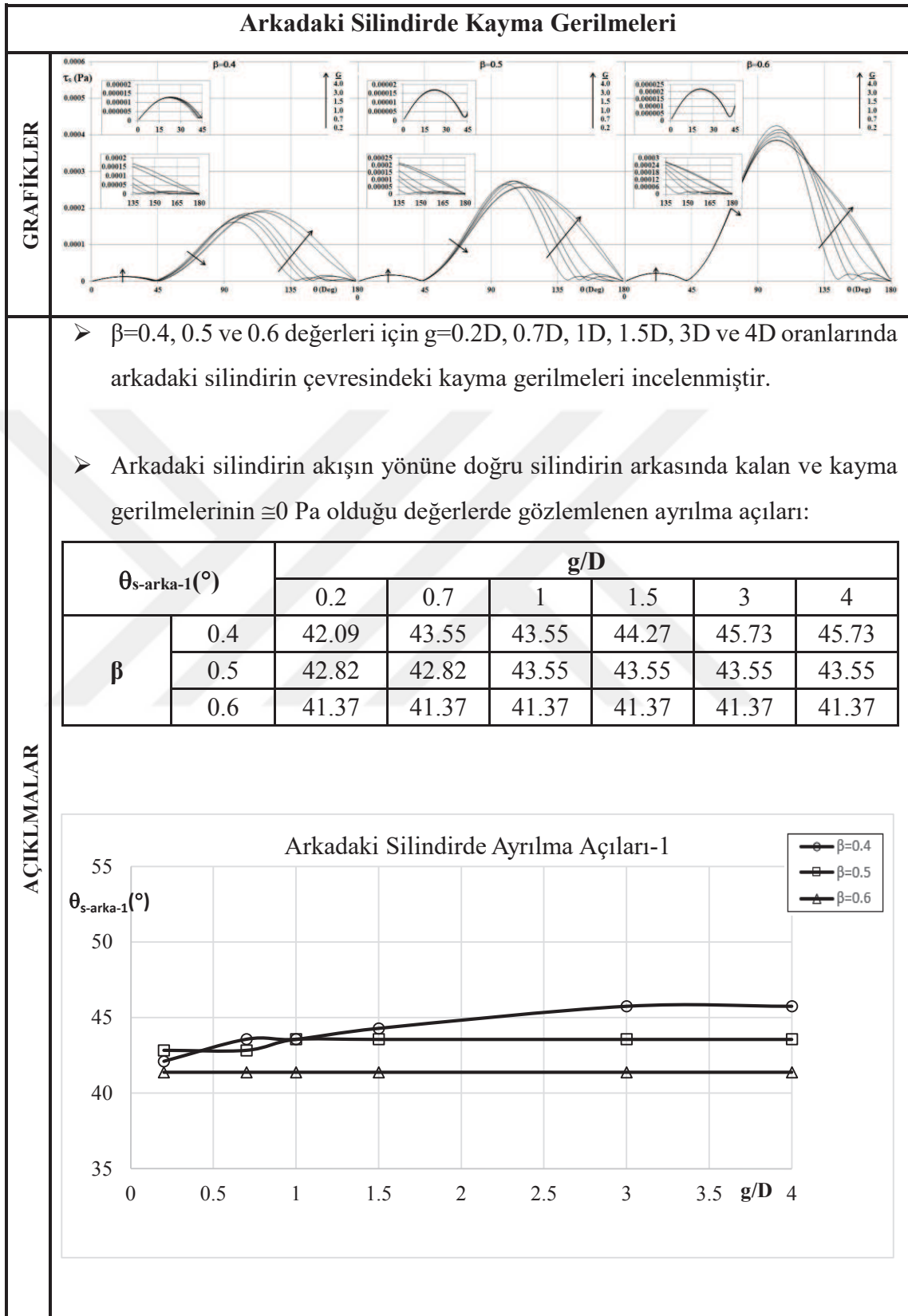
- $\beta=0.4$ değeri için yüzey kayma gerilmesi değeri $\sim 0-2.11 \times 10^{-4}$ Pa değeri arasında değışmektedir. $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değeri $\sim 0-1.40 \times 10^{-5}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değeri artmış, θ açısı arttıkça önce artmış sonra azalmıştır. $\theta=45^\circ-90^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi

değerlerinin $\sim 0-1.36 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu ve yüzey kayma gerilmesinin ~ 0 Pa değerinde, açının $\theta_s \cong 48.38^\circ$ değerinde ayrılma açısı gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıkça artmıştır. $\theta=90^\circ-135^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $1.32 \times 10^{-4}-2.11 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu, $\theta_{CF-max} \cong 124.23^\circ$ değerinde maksimum yüzey kayma gerilmesi ve buna bağlı olarak maksimum sürtünme katsayıları gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıkça önce artmış maksimum yüzey gerilmesinin görüldüğü noktadan sonra azalmıştır. $\theta=135^\circ-180^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $6.62 \times 10^{-6}-2.02 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıkça azalmıştır.

- $\beta=0.5$ değeri için yüzey kayma gerilmesi değerleri $\sim 0-2.64 \times 10^{-4}$ Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $\sim 0-1.80 \times 10^{-5}$ Pa arasında olduğu ve yüzey kayma gerilmesinin ~ 0 Pa değerinde, açının $\theta_s \cong 44.87^\circ$ değerinde ayrılma açısı gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri artmış, θ açısı arttıkça önce artmış sonra azalmıştır. $\theta=45^\circ-90^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $\sim 0-2.12 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıkça artmıştır. $\theta=90^\circ-135^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $2.05 \times 10^{-4}-2.64 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu, $\theta_{CF-max} \cong 114.31^\circ$ değerinde maksimum yüzey kayma gerilmesi ve buna bağlı olarak maksimum sürtünme katsayıları gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıkça önce artmış maksimum yüzey gerilmesinin görüldüğü noktadan sonra azalmıştır. $\theta=135^\circ-180^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $7.43 \times 10^{-6}-2.34 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıkça azalmıştır.

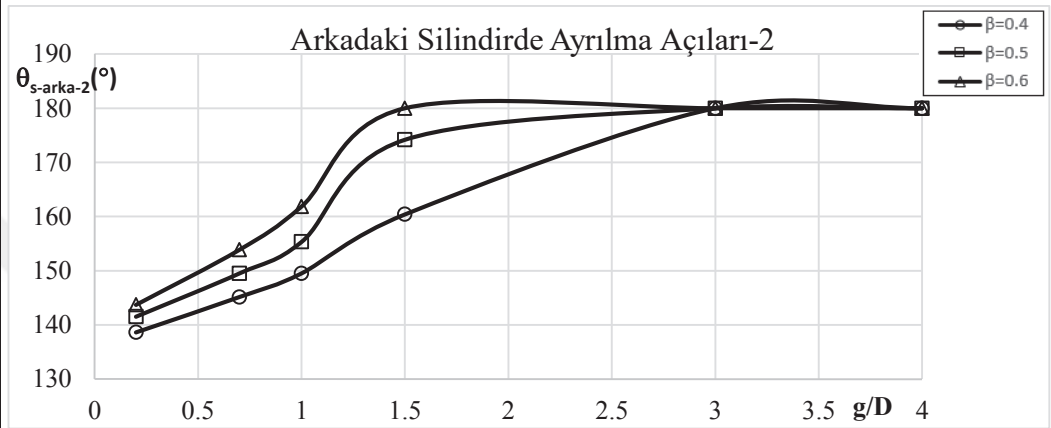
- $\beta=0.6$ değeri için yüzey kayma gerilmesi değerleri $\sim 0-3.96 \times 10^{-4}$ Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $\sim 0-2.36 \times 10^{-5}$ Pa arasında olduğu ve yüzey kayma gerilmesinin ~ 0 Pa değerinde, aının $\theta_s \cong 42.82^\circ$ değerinde ayrılma açısı gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıka gerilme değerleri artmış, θ açısı arttıka önce artmış sonra azalmıştır. $\theta=45^\circ-90^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $3.39 \times 10^{-6} - 3.61 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıka gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıka artmıştır. $\theta=90^\circ-135^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $2.81 \times 10^{-4} - 3.96 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu, $\theta_{CF-max} \cong 102.69^\circ$ değerinde maksimum yüzey kayma gerilmesi ve buna bağlı olarak maksimum sürtünme katsayıları gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıka gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıka önce artmış maksimum yüzey gerilmesinin görüldüğü noktadan sonra azalmıştır. $\theta=135^\circ-180^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $8.24 \times 10^{-6} - 2.82 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıka gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıka azalmıştır.

Çizelge 4.13. Arkadaki Silindirde Kayma Gerilmeleri ve Ayrılma Açılıları



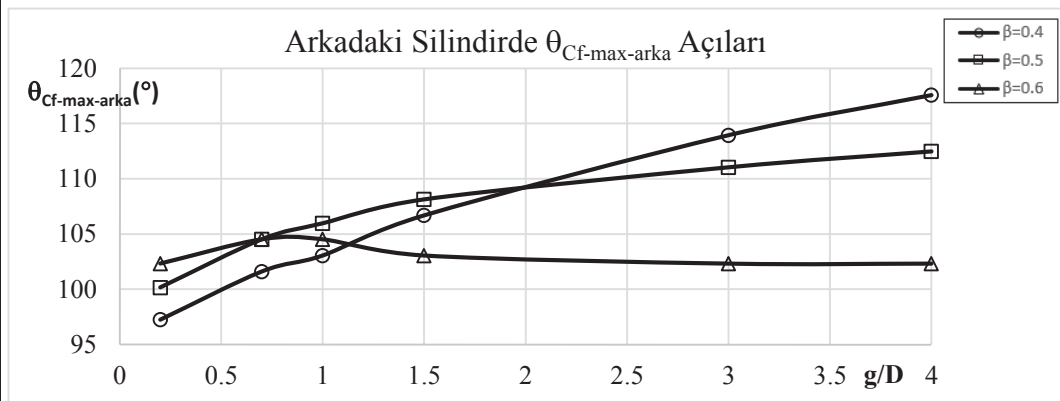
- Arkadaki silindirin akışın yönüne doğru silindirin önünde kalan ve kayma gerilmelerinin $\cong 0$ Pa olduğu değerlerde gözlemlenen ayrılma açıları:

$\theta_{s\text{-arka-2}}(^{\circ})$		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	138.63	145.16	149.52	160.4	Ayrılma yok	
	0.5	141.53	149.52	155.32	174.19		
	0.6	143.71	153.87	161.85	A.yok		



- Kayma gerilmelerinin maksimum olduğu değerlerdeki $\theta_{Cf\text{-max-arka}}$ değerleri:

$\theta_{Cf\text{-max-arka}}(^{\circ})$		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	97.25	101.61	103.06	106.69	113.95	117.58
	0.5	100.16	104.52	105.97	108.14	111.05	112.49
	0.6	102.34	104.52	104.52	103.06	102.33	102.33



$\beta=0.4-0.5-0.6$ değerleri için arkadaki silindir yüzeylerindeki kayma gerilmelerinin ardışık silindirlerin konumlarına ve silindirler etrafındaki açısal pozisyona göre değişimleri ve ayrılma açıları incelenmiştir. Tüm β değerleri için arkadaki silindirde çıkan sonuçları nümerik olarak inceleyecek olursak:

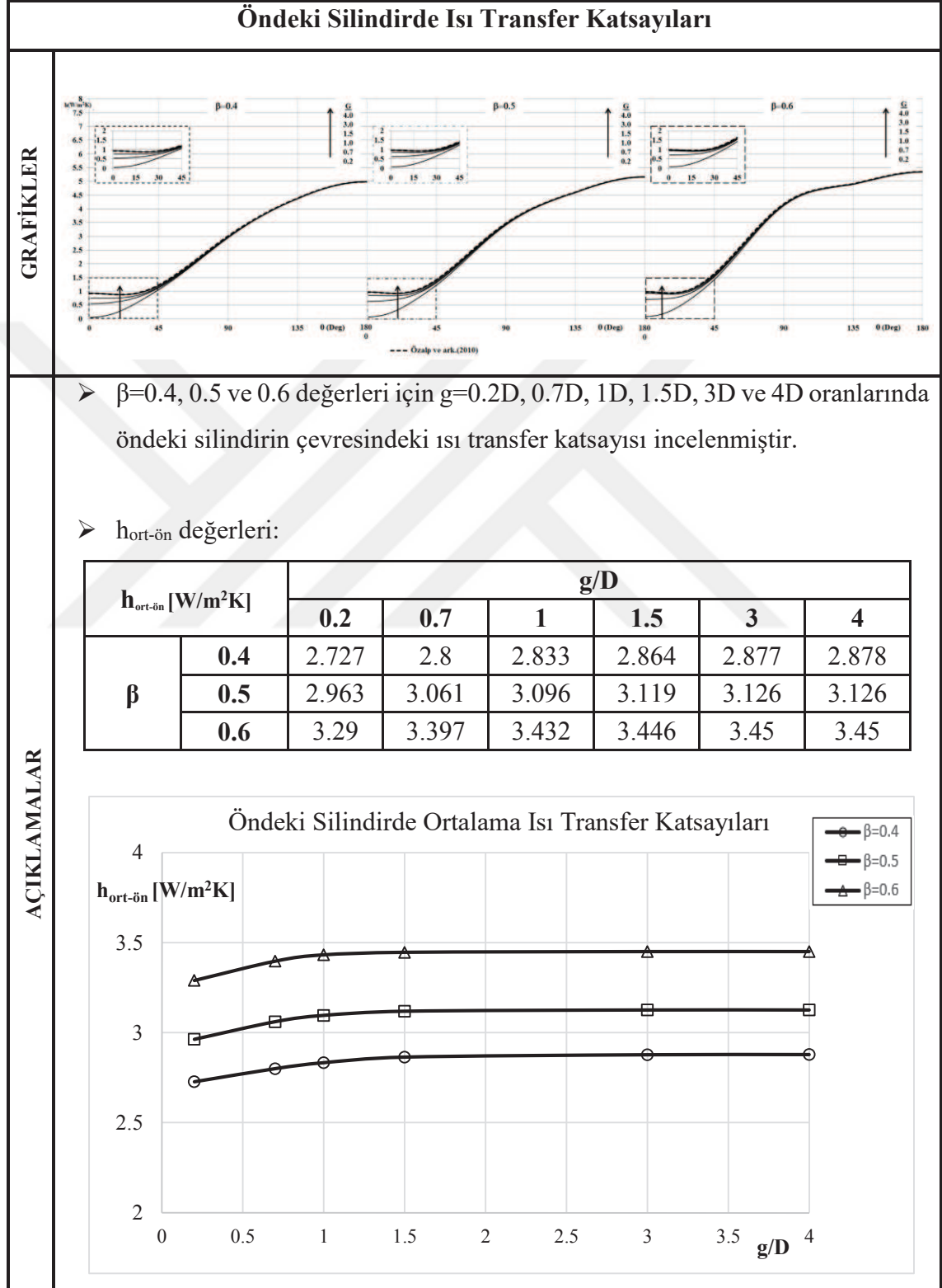
- $\beta=0.4$ değeri için yüzey kayma gerilmesi değerleri $\sim 0-1.93 \times 10^{-4}$ Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $\sim 0-1.31 \times 10^{-5}$ Pa arasında olduğu ve yüzey kayma gerilmesinin ~ 0 Pa değerinde, aının $\theta_{s-1} \cong 44.15^\circ$ değerinde birinci ayrılma açısı gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri artmış, θ açısı arttıkça önce artmış sonra azalmıştır. $\theta=45^\circ-90^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $1.39 \times 10^{-6}-1.57 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıkça artmıştır. $\theta=90^\circ-135^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $1.10 \times 10^{-5}-1.93 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu, $\theta_{Cf-max} \cong 106.69^\circ$ değerinde maksimum yüzey kayma gerilmesi ve buna bağlı olarak maksimum sürtünme katsayıları gözlemlenmiş, θ_{Cf-max} değerinden sonra silindirler arası mesafe arttıkça yüzey kayma gerilmesi artmış ve θ açısı arttıkça önce artmış maksimum yüzey gerilmesinin görüldüğü noktadan sonra azalmıştır. $\theta=135^\circ-180^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $\sim 0-1.68 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu ve yüzey kayma gerilmesinin ~ 0 Pa değerinde, silindirler arası mesafeye göre $g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerleri için $\theta_{s-2}=138.63^\circ, 145.16^\circ, 149.52^\circ, 160.4^\circ, 180^\circ, 180^\circ$ değerlerinde ikinci ayrılma açıları gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri artmış, θ açısı arttıkça azalmıştır. Silindirler arası mesafelerin $g=3D, 4D$ olduğu değerlerde ikincil ayrılma açılarının 180° olması arkadaki silindirin öndeki silindirden etkilenmediğini her iki silindirin de bağımsız birer silindir olarak davrandığını göstermektedir.

- $\beta=0.5$ değeri için yüzey kayma gerilmesi değerleri $\sim 0-2.74 \times 10^{-4}$ Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $\sim 0-1.72 \times 10^{-5}$ Pa arasında olduğu ve yüzey kayma gerilmesinin ~ 0 Pa değerinde, açının $\theta_{s-1} \cong 43.3^\circ$ değerinde birinci ayrılma açısı gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri artmış, θ açısı arttıkça önce artmış sonra azalmıştır. $\theta=45^\circ-90^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $3.27 \times 10^{-6}-2.40 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıkça artmıştır. $\theta=90^\circ-135^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $3.27 \times 10^{-5}-2.74 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu, $\theta_{Cf-max} \cong 107.05^\circ$ değerinde maksimum yüzey kayma gerilmesi ve buna bağlı olarak maksimum sürtünme katsayıları gözlemlenmiş, θ_{Cf-max} değerinden sonra silindirler arası mesafe arttıkça yüzey kayma gerilmesi artmış ve θ açısı arttıkça önce artmış maksimum yüzey gerilmesinin görüldüğü noktadan sonra azalmıştır. $\theta=135^\circ-180^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $\sim 0-2.17 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu ve yüzey kayma gerilmesinin ~ 0 Pa değerinde, silindirler arası mesafeye göre $g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerleri için $\theta_{s-2} = 141.53^\circ, 149.52^\circ, 155.32^\circ, 174.19^\circ, 180^\circ, 180^\circ$ değerlerinde ikinci ayrılma açıları gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri artmış, θ açısı arttıkça azalmıştır. Silindirler arası mesafelerin $g=3D, 4D$ olduğu değerlerde ikincil ayrılma açılarının 180° olması arkadaki silindirin öndeki silindirden etkilenmediğini her iki silindirin de bağımsız birer silindir olarak davrandığını göstermektedir.
- $\beta=0.6$ değeri için yüzey kayma gerilmesi değerleri $\sim 0-4.24 \times 10^{-4}$ Pa değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $\sim 0-2.21 \times 10^{-5}$ Pa arasında olduğu ve yüzey kayma gerilmesinin ~ 0 Pa değerinde, açının $\theta_{s-1} \cong 41.37^\circ$ değerinde birinci ayrılma açısı gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri artmış, θ açısı arttıkça önce artmış sonra azalmıştır. $\theta=45^\circ-90^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $1.03 \times 10^{-5}-3.78 \times 10^{-4}$ Pa arasında

olduğu gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri azalmış, θ açısı arttıkça artmıştır. $\theta=90^\circ-135^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $8.13 \times 10^{-5}-4.25 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu, $\theta_{CF-max} \cong 103.18^\circ$ değerinde maksimum yüzey kayma gerilmesi ve buna bağlı olarak maksimum sürtünme katsayıları gözlemlenmiş, θ_{CF-max} değerinden sonra silindirler arası mesafe arttıkça yüzey kayma gerilmesi artmış ve θ açısı arttıkça önce artmış maksimum yüzey gerilmesinin görüldüğü noktadan sonra azalmıştır. $\theta=135^\circ-180^\circ$ arasında yüzey kayma gerilmesi değerlerinin $\sim 0-2.68 \times 10^{-4}$ Pa arasında olduğu ve yüzey kayma gerilmesinin ~ 0 Pa değerinde, silindirler arası mesafeye göre $g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerleri için $\theta_{s-2}=143.71^\circ, 153.87^\circ, 161.85^\circ, 180^\circ, 180^\circ, 180^\circ$ değerlerinde ikinci ayrılma açıları gözlemlenmiş, silindirler arası mesafe arttıkça gerilme değerleri artmış, θ açısı arttıkça azalmıştır. Silindirler arası mesafelerin $g=1.5D, 3D, 4D$ olduğu değerlerde ikincil ayrılma açılarının 180° olması arkadaki silindirin öndeki silindirden etkilenmediğini her iki silindirin de bağımsız birer silindir olarak davrandığını göstermektedir.

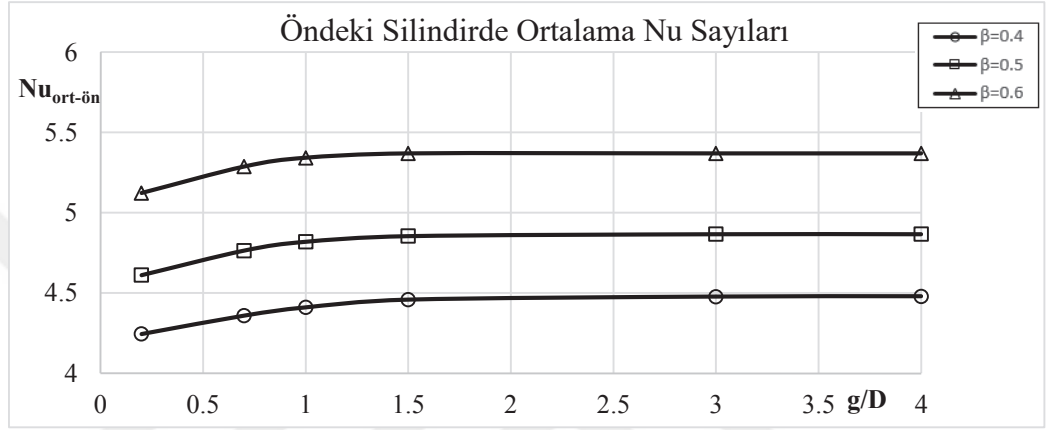
4.2.2.3. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Isı Transfer Katsayıları

Çizelge 4.14. Öndeki Silindirde Isı Transfer Katsayıları ve Nu Sayıları



➤ $Nu_{ort-ön}$ değerleri:

$Nu_{ort-ön}$		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	4.245	4.359	4.41	4.458	4.477	4.479
	0.5	4.611	4.764	4.819	4.854	4.866	4.866
	0.6	5.122	5.287	5.342	5.369	5.369	5.369



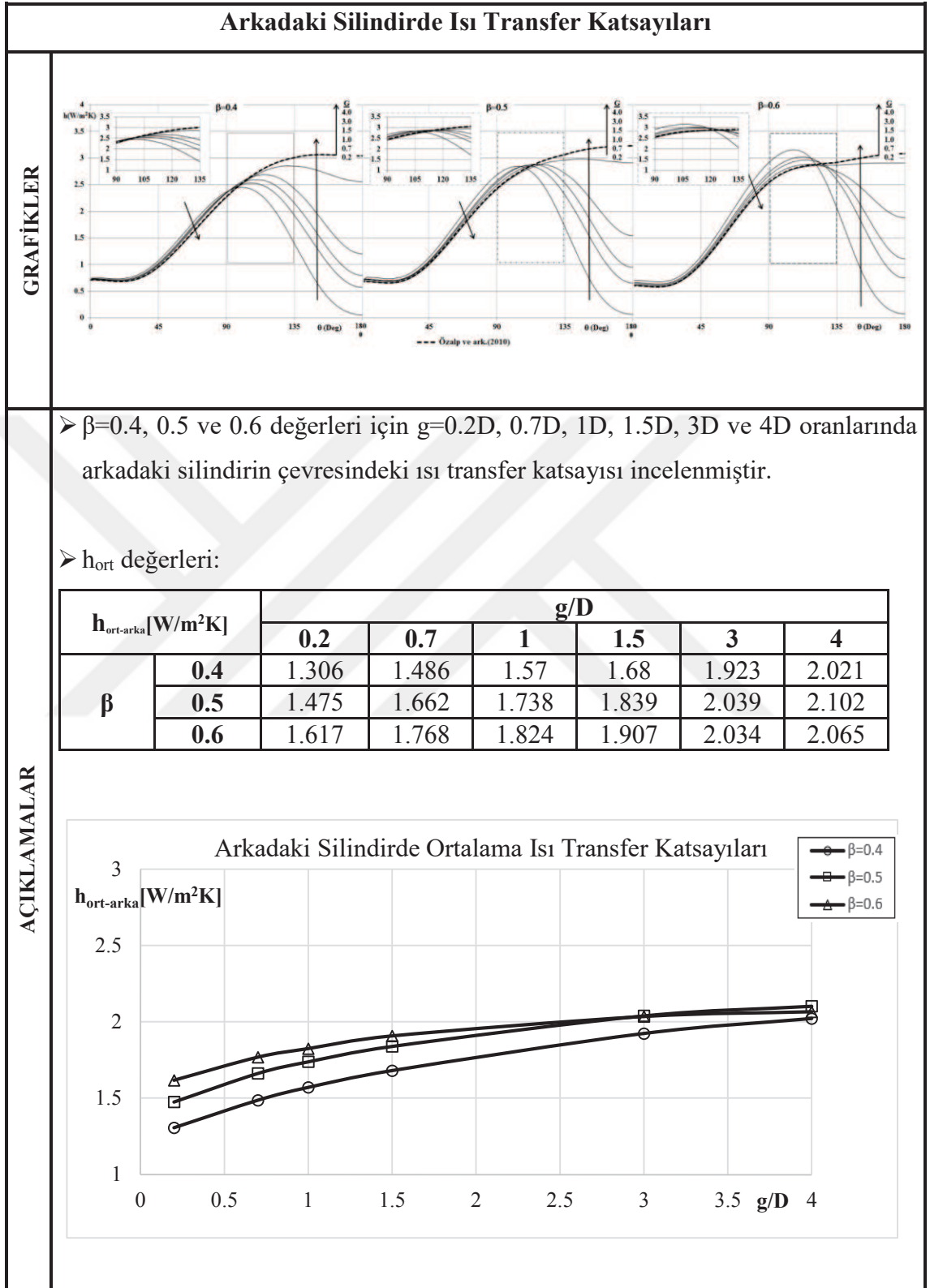
$\beta=0.4-0.5-0.6$ değerleri için öndeki silindirde ısı transfer katsayıları ardışık silindirlerin konumlarına ve silindirler etrafındaki açısız pozisyona göre değişimleri, ortalama ısı transfer katsayıları ve Nusselt sayıları incelenmiştir. Öndeki silindirin ısı transfer katsayılarına ait grafikler incelendiğinde ayrılma açılarının görüldüğü noktaya kadar silindirler arası mesafe arttıkça ısı transfer katsayıları artmaktadır, bu noktadan sonra silindirler arası mesafeden bağımsız bir şekilde birbirlerine yakın değerler elde edildiği görülmektedir. Tüm β değerleri için öndeki silindirde çıkan sonuçları nümerik olarak inceleyecek olursak:

- $\beta=0.4$ değeri için ısı transferi katsayıları $0.053-4.998 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasında ısı transferi katsayısı değerlerinin $0.053-1.21 \text{ W/m}^2\text{K}$ arasında olduğu, ayrılma açısının gözlemlendiği $\theta_s \approx 48.38^\circ$ değerine kadar silindirler arası mesafe arttıkça ısı transfer katsayıları artmakta, ayrılma açısından sonra silindirler arası mesafeden bağımsız bir şekilde birbirlerine yakın değerlerle artmaktadır. Bununla birlikte θ açısı arttıkça ısı transfer katsayıları artmaktadır. Silindirler arası mesafeye göre $g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerlerinde

öndeki silindirde ortalama ısı transfer katsayıları $h_{\text{ort-ön}}=2.727, 2.8, 2.833, 2.864, 2.877, 2.878 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve ortalama Nusselt sayıları $Nu_{\text{ort-ön}}=4.245, 4.359, 4.41, 4.458, 4.477, 4.479$ elde edilmiştir.

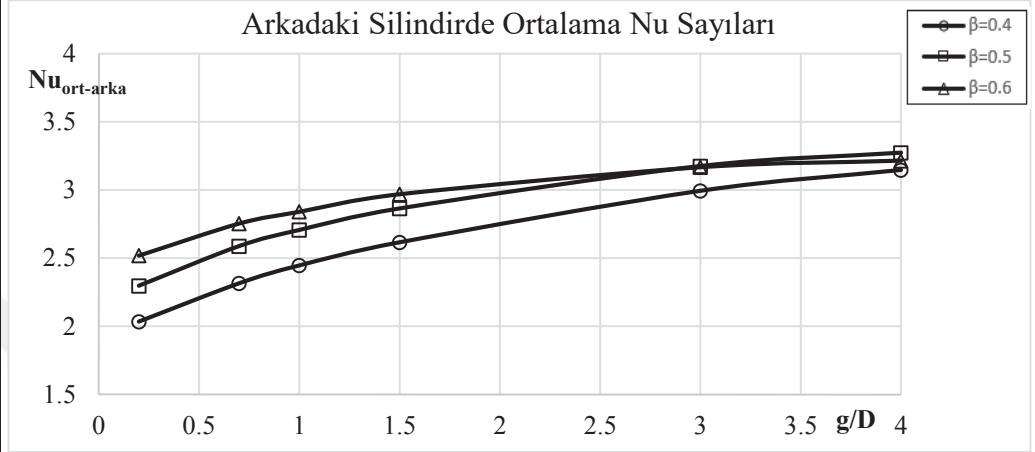
- $\beta=0.5$ değeri için ısı transferi katsayıları $0.063-5.166 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasında ısı transferi katsayısı değerlerinin $0.063-1.397 \text{ W/m}^2\text{K}$ arasında olduğu, ayrılma açısının gözlemlendiği $\theta_s \cong 44.87^\circ$ değerine kadar silindirler arası mesafe arttıkça ısı transfer katsayıları artmakta, ayrılma açısından sonra silindirler arası mesafeden bağımsız bir şekilde birbirlerine yakın değerlerle artmaktadır. Bununla birlikte θ açısı arttıkça ısı transfer katsayıları artmaktadır. Silindirler arası mesafeye göre $g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerlerinde öndeki silindirde ortalama ısı transfer katsayıları $h_{\text{ort-ön}}=2.963, 3.061, 3.096, 3.119, 3.126, 3.126 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve ortalama Nusselt sayıları $Nu_{\text{ort-ön}}=4.611, 4.764, 4.819, 4.854, 4.866, 4.866$ elde edilmiştir.
- $\beta=0.6$ değeri için ısı transferi katsayıları $0.074-5.345 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasında ısı transferi katsayısı değerlerinin $0.074-1.609 \text{ W/m}^2\text{K}$ arasında olduğu, ayrılma açısının gözlemlendiği $\theta_s \cong 42.82^\circ$ değerine kadar silindirler arası mesafe arttıkça ısı transfer katsayıları artmakta, ayrılma açısından sonra silindirler arası mesafeden bağımsız bir şekilde birbirlerine yakın değerlerle artmaktadır. Bununla birlikte θ açısı arttıkça ısı transfer katsayıları artmaktadır. Silindirler arası mesafeye göre $g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerlerinde öndeki silindirde ortalama ısı transfer katsayıları $h_{\text{ort-ön}}=3.29, 3.397, 3.432, 3.446, 3.45, 3.45 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve ortalama Nusselt sayıları $Nu_{\text{ort-ön}}=5.122, 5.287, 5.342, 5.369, 5.369, 5.369$ elde edilmiştir.

Çizelge 4.15. Arkadaki Silindirde Isı Transfer Katsayıları ve Nu Sayıları



➤ Nu_{ort} değerleri:

$Nu_{ort-arka}$		g/D					
		0.2	0.7	1	1.5	3	4
β	0.4	2.033	2.314	2.445	2.615	2.993	3.146
	0.5	2.296	2.587	2.705	2.863	3.174	3.272
	0.6	2.518	2.753	2.839	2.968	3.166	3.214



$\beta=0.4-0.5-0.6$ değerleri için arkadaki silindirde ısı transfer katsayıları ardışık silindirlerin konumlarına ve silindirler etrafındaki açısız pozisyona göre değişimleri, ortalama ısı transfer katsayıları ve Nusselt sayıları incelenmiştir. Öndeki silindirin ısı transfer katsayılarına ait grafikler incelendiğinde ayrılma açılarının görüldüğü noktaya kadar silindirler arası mesafe arttıkça ısı transfer katsayıları artmaktadır, bu noktadan sonra silindirler arası mesafeden bağımsız bir şekilde birbirlerine yakın değerler elde edildiği görülmektedir. Tüm β değerleri için öndeki silindirde çıkan sonuçları nümerik olarak inceleyecek olursak:

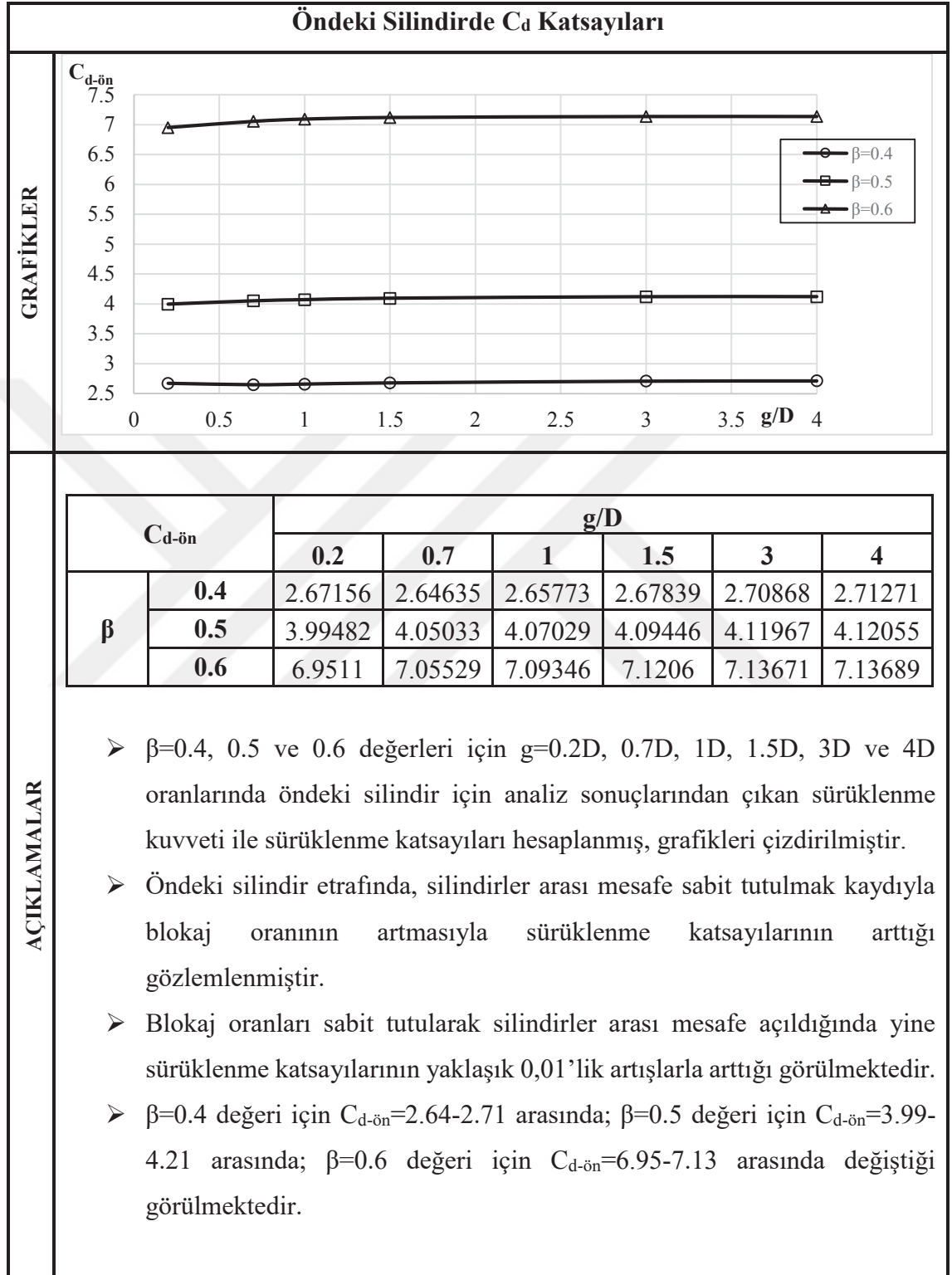
- $\beta=0.4$ değeri için ısı transferi katsayıları $0.054-3.064 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-90^\circ$ arasında ısı transferi katsayısı değerlerinin $0.685-2.365 \text{ W/m}^2\text{K}$ arasında olduğu, silindirler arası mesafe arttıkça azaldığı, θ açısı arttıkça arttığı gözlemlenmektedir. Maksimum ısı transfer katsayılarının görüldüğü $\theta=100^\circ, 106^\circ, 110^\circ, 115^\circ, 131^\circ, 153^\circ$ ($g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerleri için) açılardan sonra ısı transferi katsayılarının θ açısı arttıkça düştüğü, silindirler arası mesafe arttıkça arttığı görülmektedir. $\beta=0.4$ değeri için maksimum ısı transferi katsayısı

silindirler arası mesafe $g=4D$ değerinde görülmüştür. Silindirler arası mesafeye göre $g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerlerinde arkadaki silindirde ortalama ısı transfer katsayıları $h_{\text{ort-arka}}=1.306, 1.486, 1.57, 1.68, 1.923, 2.021 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve ortalama Nusselt sayıları $Nu_{\text{ort-arka}}=2.033, 2.314, 2.445, 2.615, 2.993, 3.146$ olarak elde edilmiştir.

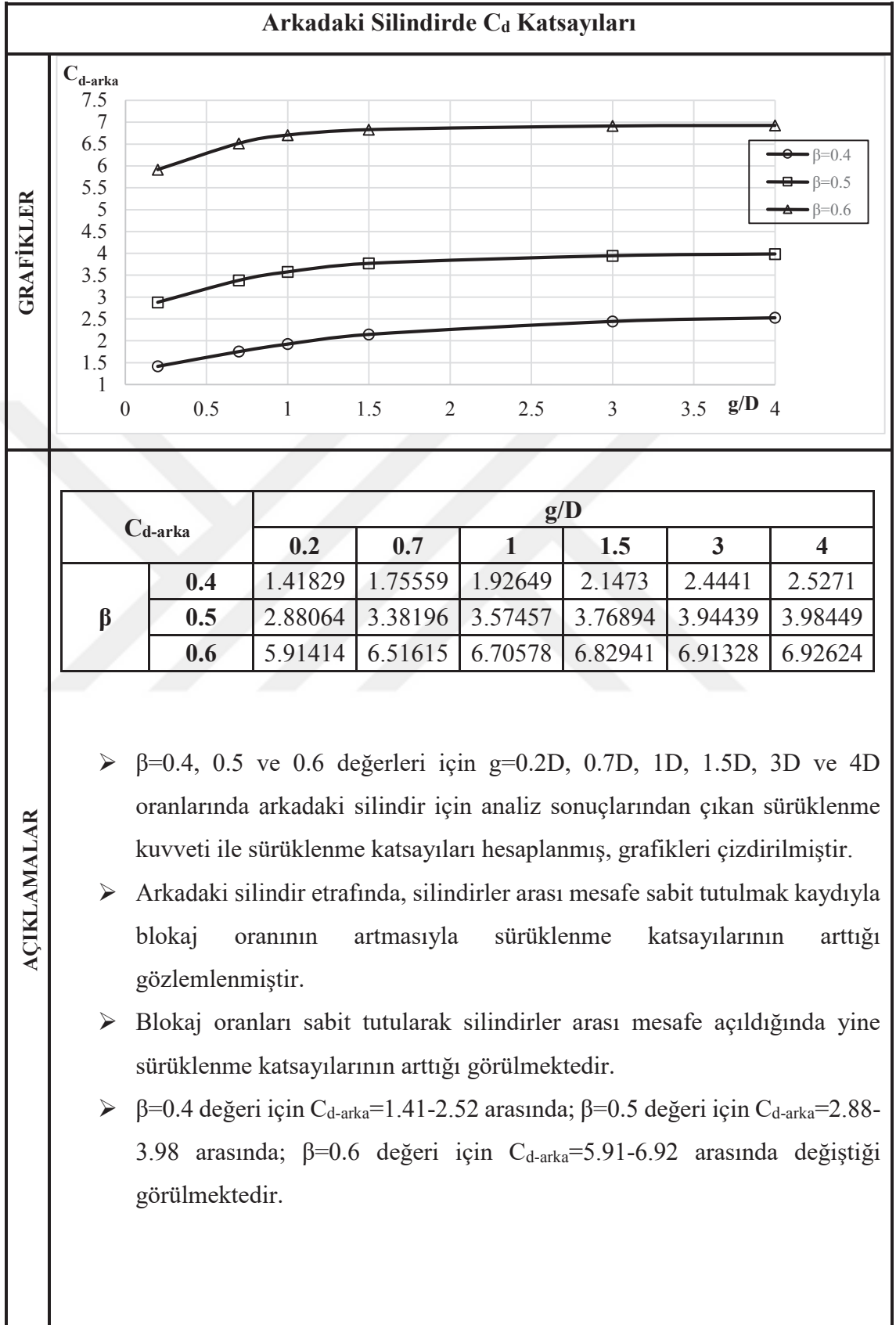
- $\beta=0.5$ değeri için ısı transferi katsayıları $0.001-3.226 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-90^\circ$ arasında ısı transferi katsayısı değerlerinin $0.001-2.680 \text{ W/m}^2\text{K}$ arasında olduğu, silindirler arası mesafe arttıkça azaldığı, θ açısı arttıkça arttığı gözlemlenmektedir. Maksimum ısı transfer katsayılarının görüldüğü $\theta=103^\circ, 110^\circ, 114^\circ, 118^\circ, 144^\circ, 180^\circ$ ($g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerleri için) açılarından sonra ısı transferi katsayılarının θ açısı arttıkça düştüğü, silindirler arası mesafe arttıkça arttığı görülmektedir. $\beta=0.5$ değeri için maksimum ısı transferi katsayısı silindirler arası mesafe $g=4D$ değerinde görülmüştür. Silindirler arası mesafeye göre $g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerlerinde arkadaki silindirde ortalama ısı transfer katsayıları $h_{\text{ort-arka}}=1.475, 1.662, 1.738, 1.839, 2.039, 2.102 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve ortalama Nusselt sayıları $Nu_{\text{ort-arka}}=2.296, 2.587, 2.705, 2.863, 3.174, 3.272$ olarak elde edilmiştir.
- $\beta=0.6$ değeri için ısı transferi katsayıları $0.076-3.155 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerleri arasında değişmektedir. $\theta=0^\circ-90^\circ$ arasında ısı transferi katsayısı değerlerinin $0.577-2.912 \text{ W/m}^2\text{K}$ arasında olduğu, silindirler arası mesafe arttıkça azaldığı, θ açısı arttıkça arttığı gözlemlenmektedir. Maksimum ısı transfer katsayılarının görüldüğü $\theta=106^\circ, 112^\circ, 114^\circ, 116^\circ, 180^\circ, 180^\circ$ ($g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerleri için) açılarından sonra ısı transferi katsayılarının θ açısı arttıkça düştüğü, silindirler arası mesafe arttıkça arttığı görülmektedir. $\beta=0.6$ değeri için maksimum ısı transferi katsayısı silindirler arası mesafe $g=0.2D$ değerinde görülmüştür. Silindirler arası mesafeye göre $g=0.2D, 0.7D, 1D, 3D, 4D$ değerlerinde arkadaki silindirde ortalama ısı transfer katsayıları $h_{\text{ort-arka}}=1.617, 1.768, 1.824, 1.907, 2.034, 2.065 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve ortalama Nusselt sayıları $Nu_{\text{ort-arka}}=2.518, 2.753, 2.839, 2.968, 3.166, 3.214$ olarak elde edilmiştir.

4.2.2.4. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde C_d Katsayıları

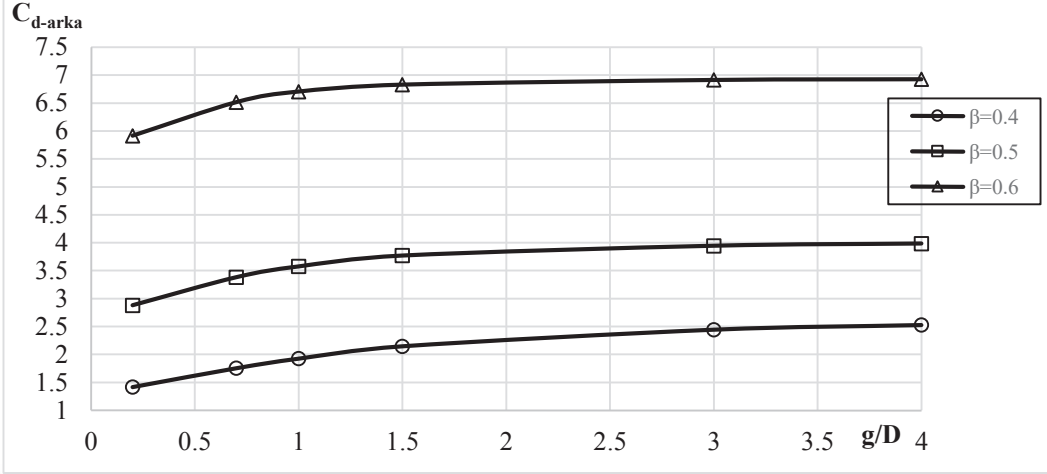
Çizelge 4.16. Öndeki Silindirde C_d Katsayıları



Çizelge 4.17. Arkadaki Silindirde C_d Katsayıları



Arkadaki Silindirde C_d Katsayıları



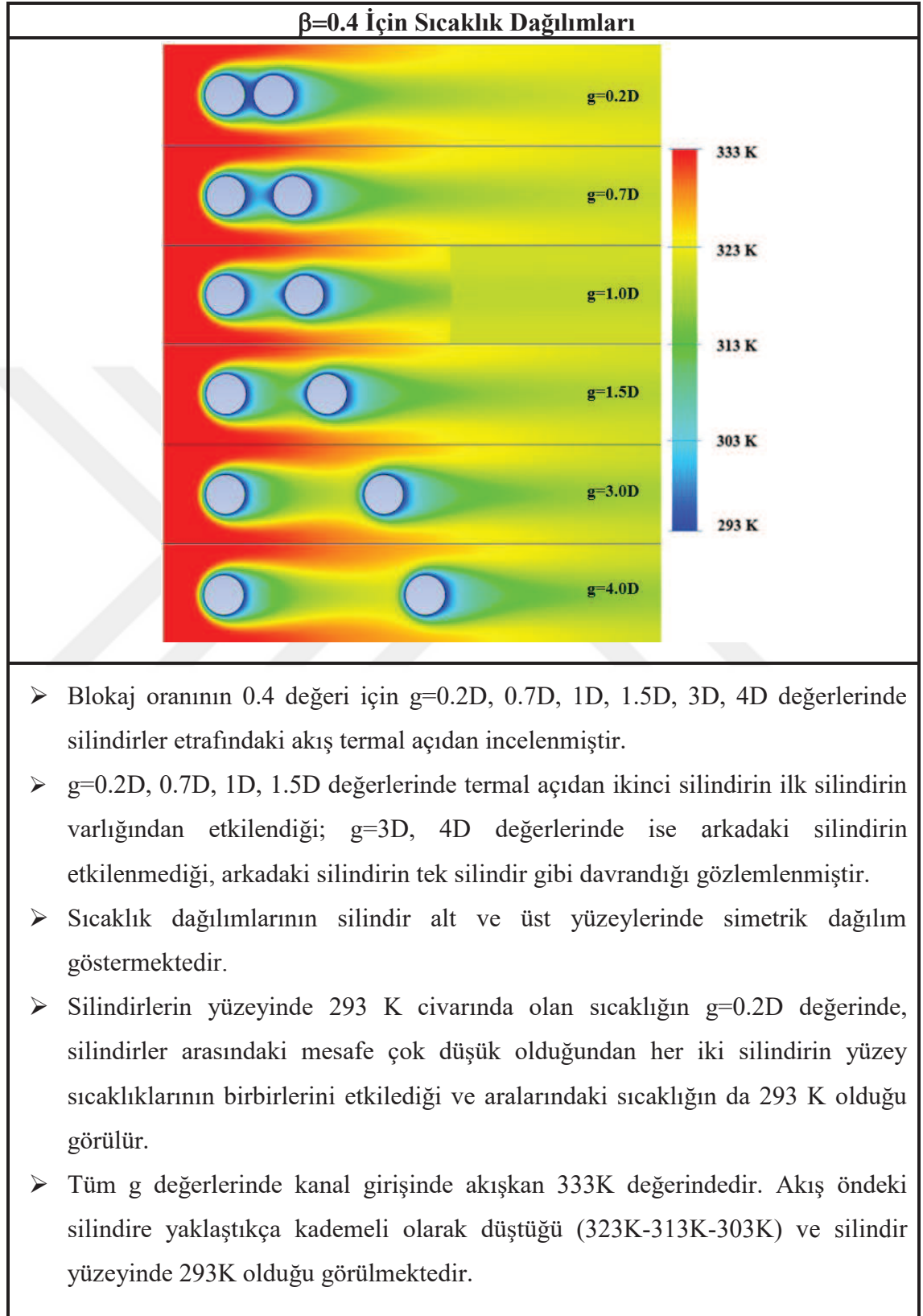
GRAFIKLER

AÇIKLAMALAR

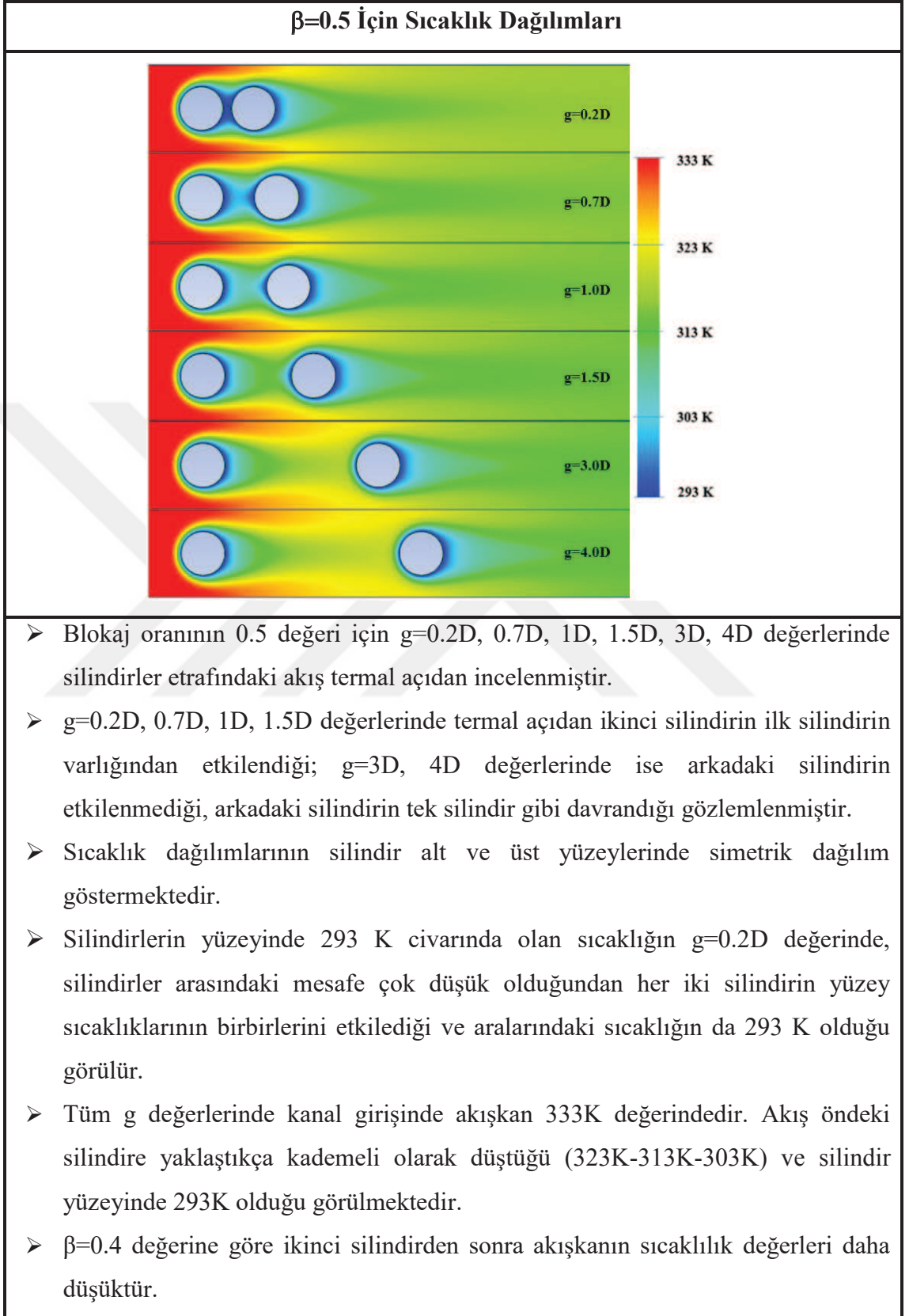
- $\beta=0.4, 0.5$ ve 0.6 değerleri için $g=0.2D, 0.7D, 1D, 1.5D, 3D$ ve $4D$ oranlarında arkadaki silindir için analiz sonuçlarından çıkan sürüklenme kuvveti ile sürüklenme katsayıları hesaplanmış, grafikleri çizdirilmiştir.
- Arkadaki silindir etrafında, silindirler arası mesafe sabit tutulmak kaydıyla blokaj oranının artmasıyla sürüklenme katsayılarının arttığı gözlemlenmiştir.
- Blokaj oranları sabit tutularak silindirler arası mesafe açıldığında yine sürüklenme katsayılarının arttığı görülmektedir.
- $\beta=0.4$ değeri için $C_{d-arka}=1.41-2.52$ arasında; $\beta=0.5$ değeri için $C_{d-arka}=2.88-3.98$ arasında; $\beta=0.6$ değeri için $C_{d-arka}=5.91-6.92$ arasında değiştiği görülmektedir.

4.2.2.5. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Sıcaklık Dağılımları

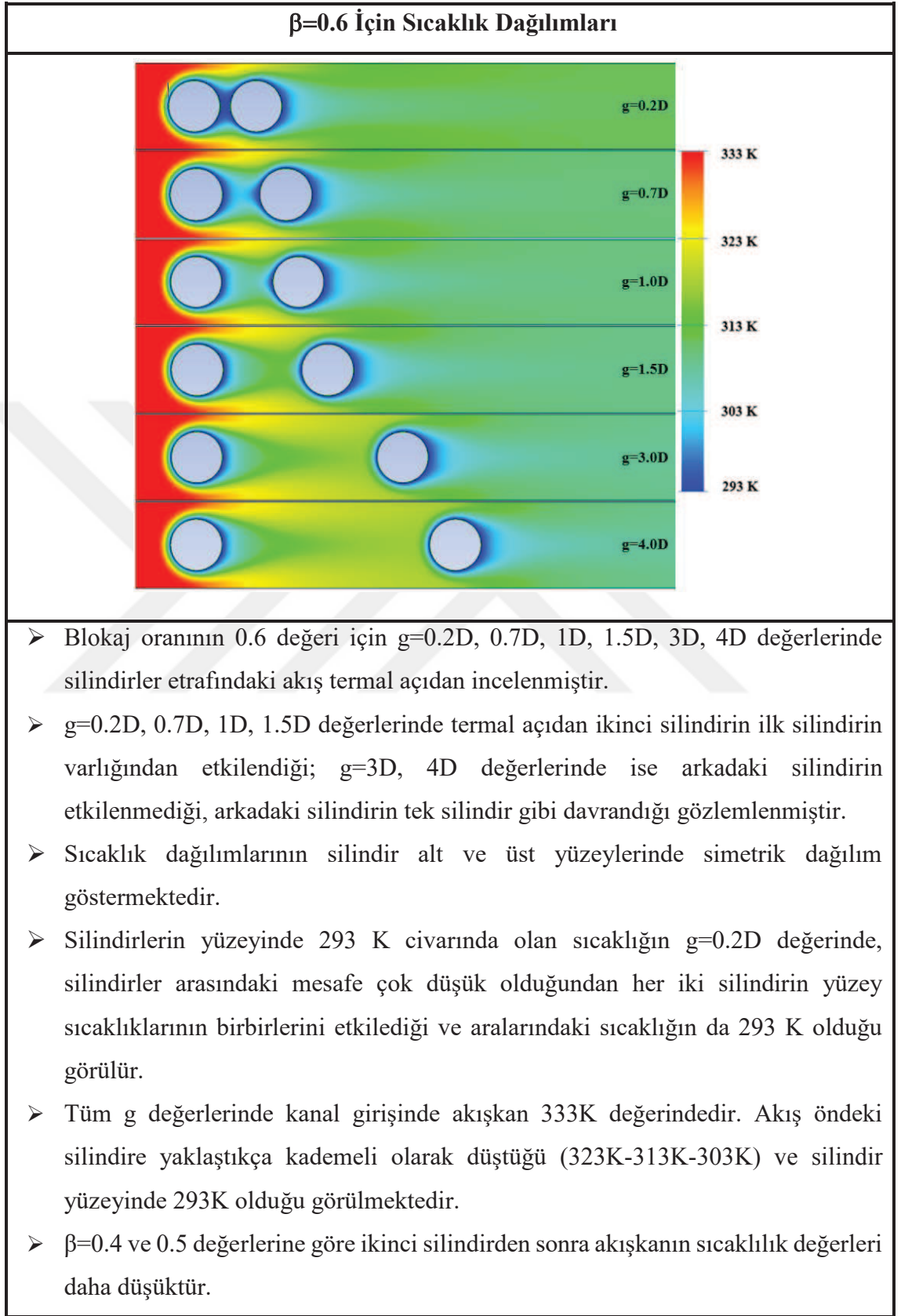
Çizelge 4.18. $\beta=0.4$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Sıcaklık Dağılımları



Çizelge 4.19. $\beta=0.5$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Sıcaklık Dağılımları

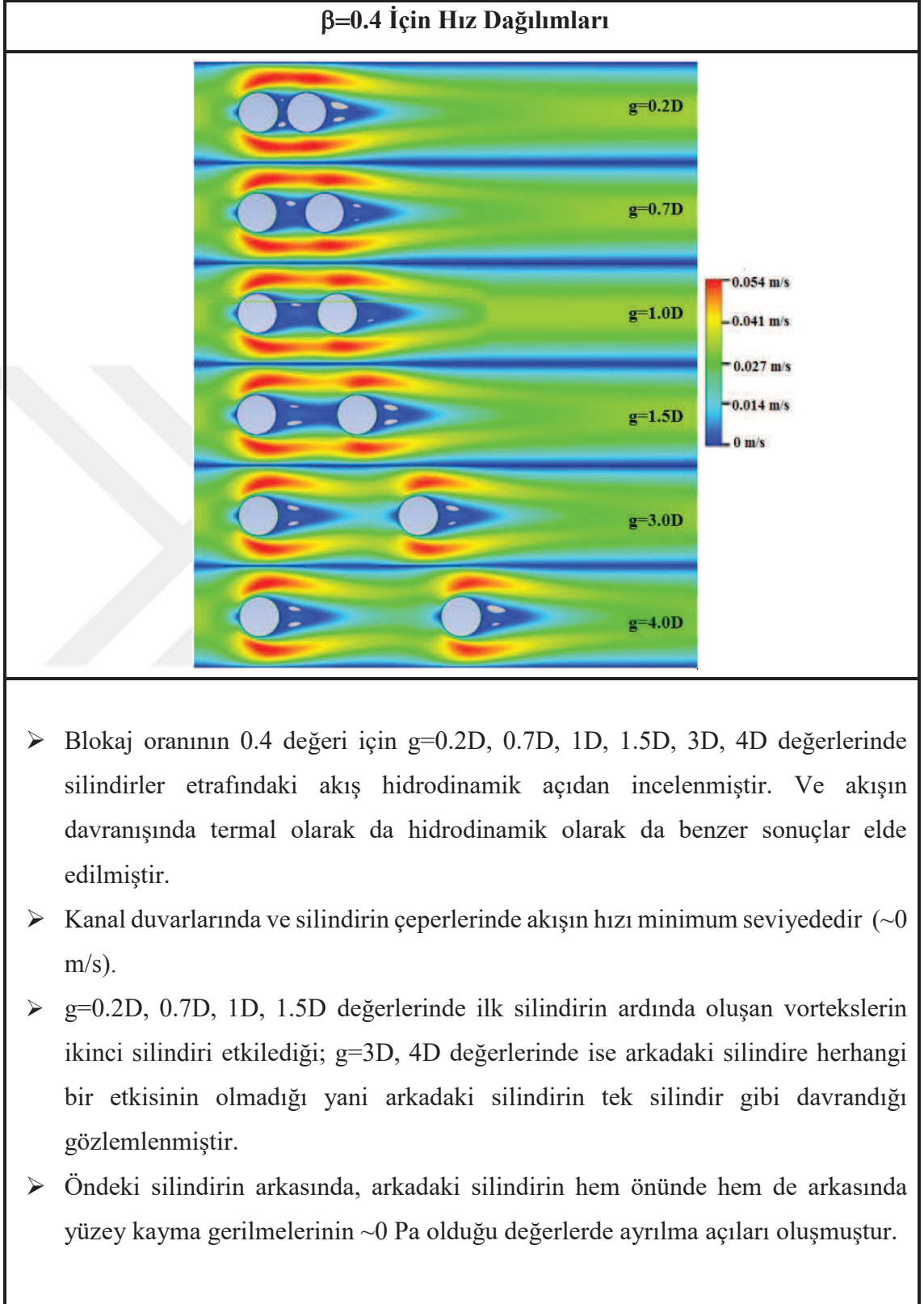


Çizelge 4.20. $\beta=0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Sıcaklık Dağılımları

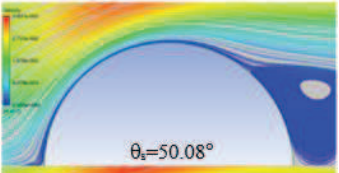
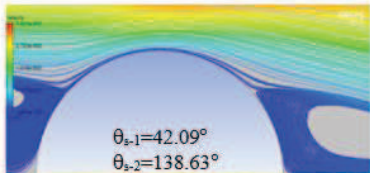
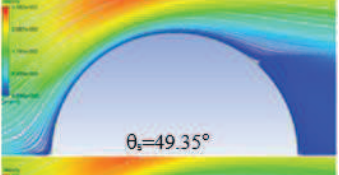
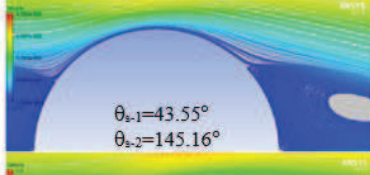
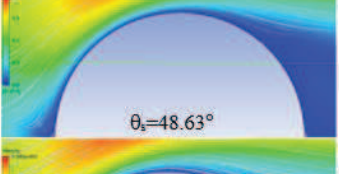
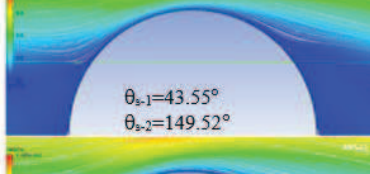
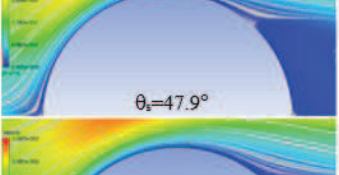
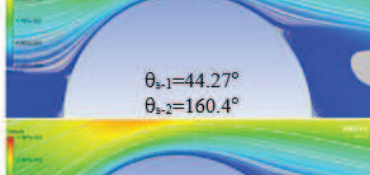
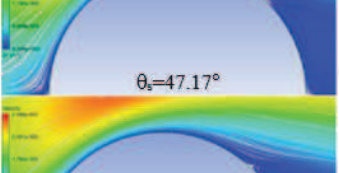
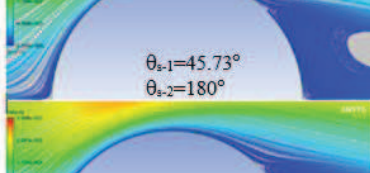
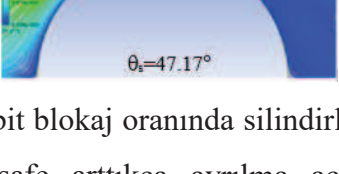
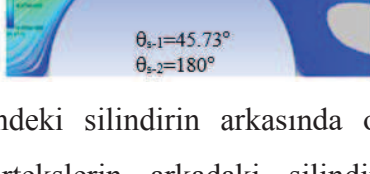


4.2.2.6. $\beta=0.4-0.5-0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Hız Dağılımları

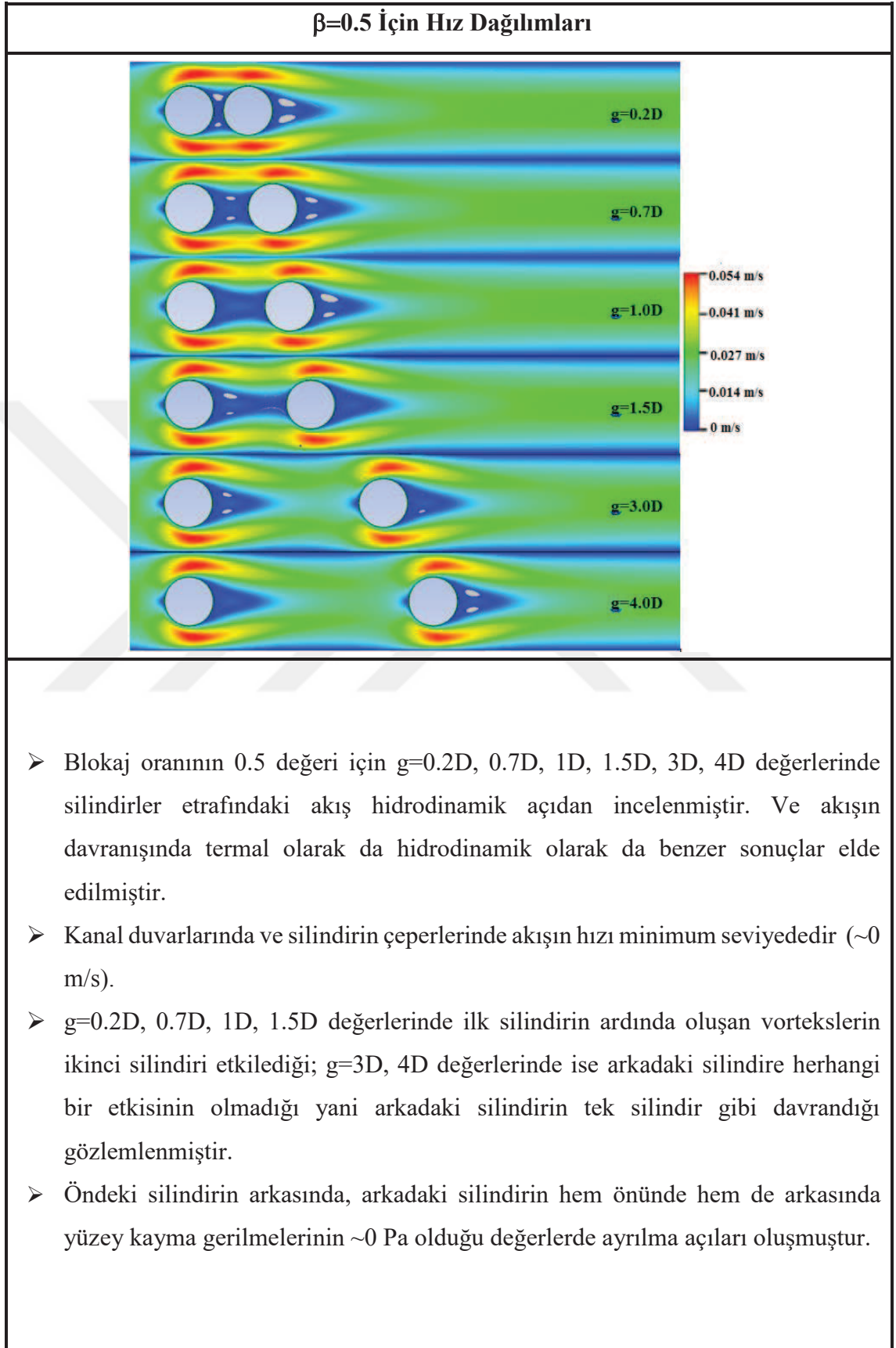
Çizelge 4.21. $\beta=0.4$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Hız Dağılımları



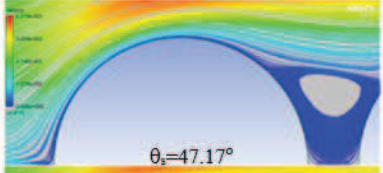
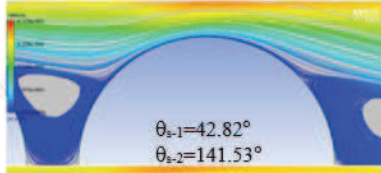
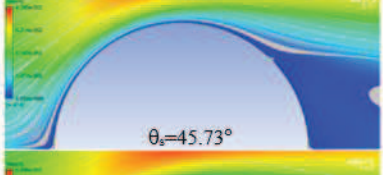
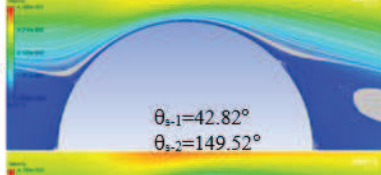
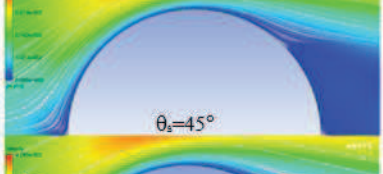
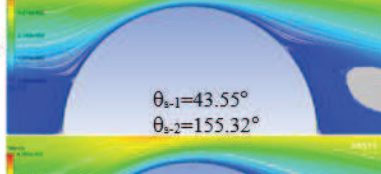
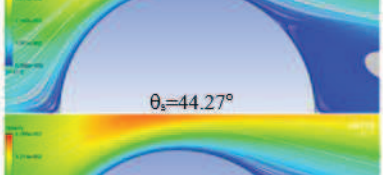
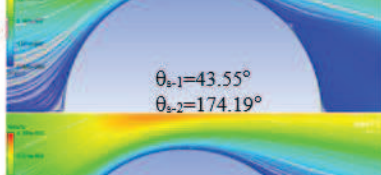
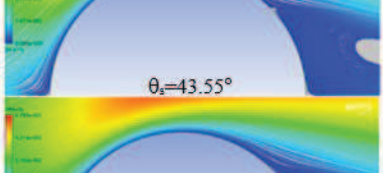
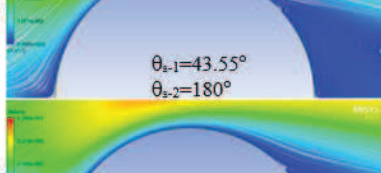
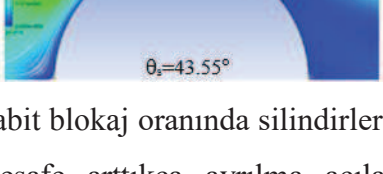
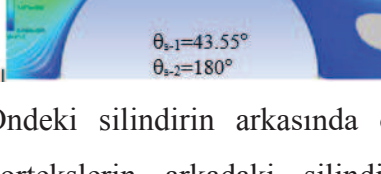
Çizelge 4.22. $\beta=0.4$ İçin Öndeki ve Arkadaki Silindirde Ayrılma Açılıarı

Öndeki Silindir	Arkadaki Silindir
 <p>$g=0.2D$ $\theta_s=50.08^\circ$</p>	 <p>$g=0.2D$ $\theta_{s-1}=42.09^\circ$ $\theta_{s-2}=138.63^\circ$</p>
 <p>$g=0.7D$ $\theta_s=49.35^\circ$</p>	 <p>$g=0.7D$ $\theta_{s-1}=43.55^\circ$ $\theta_{s-2}=145.16^\circ$</p>
 <p>$g=1.0D$ $\theta_s=48.63^\circ$</p>	 <p>$g=1.0D$ $\theta_{s-1}=43.55^\circ$ $\theta_{s-2}=149.52^\circ$</p>
 <p>$g=1.5D$ $\theta_s=47.9^\circ$</p>	 <p>$g=1.5D$ $\theta_{s-1}=44.27^\circ$ $\theta_{s-2}=160.4^\circ$</p>
 <p>$g=3.0D$ $\theta_s=47.17^\circ$</p>	 <p>$g=3.0D$ $\theta_{s-1}=45.73^\circ$ $\theta_{s-2}=180^\circ$</p>
 <p>$g=4.0D$ $\theta_s=47.17^\circ$</p>	 <p>$g=4.0D$ $\theta_{s-1}=45.73^\circ$ $\theta_{s-2}=180^\circ$</p>
<ul style="list-style-type: none">➤ Sabit blokaj oranında silindirler arası mesafe arttıkça ayrılma açılarında düşüş gözlemlenmiştir.➤ $g=3D, 4D$ değerlerinde öndeki ve arkadaki silindirler birbirlerini etkilemediklerinden ayrılma aynı açı değerlerinde gözlemlenmiştir.	<ul style="list-style-type: none">➤ Öndeki silindirin arkasında oluşan vortekslerin arkadaki silindiri de etkilemesinden dolayı arkadaki silindirin hem önünde hem de arkasında ayrılmalar oluşmaktadır.➤ $g=3D, 4D$ değerlerinde öndeki ve arkadaki silindirler birbirlerini etkilemediklerinden ayrılma aynı açı değerlerinde gözlemlenmiştir.

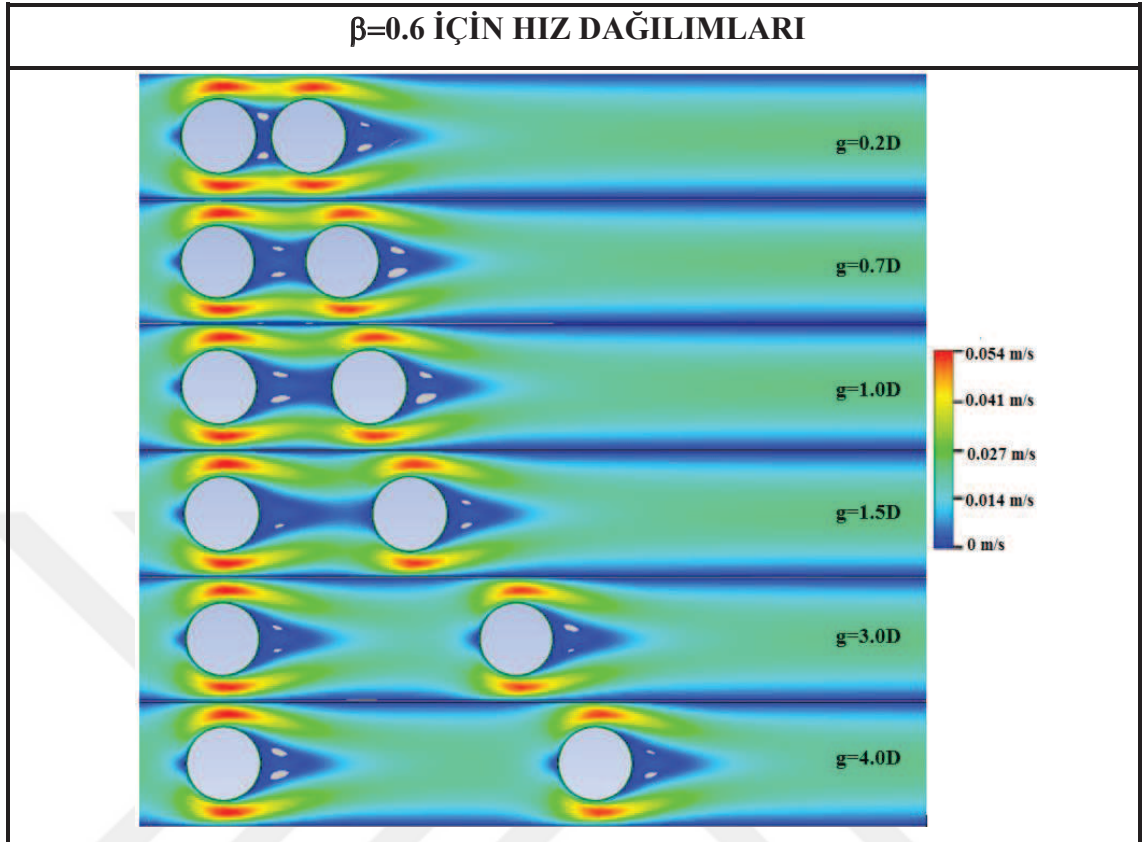
Çizelge 4.23. $\beta=0.5$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Hız Dağılımları



Çizelge 4.24. $\beta=0.5$ İçin Öndeki ve Arkadaki Silindirde Ayrılma Açıları

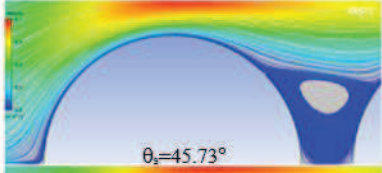
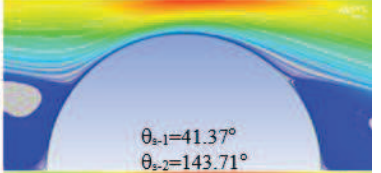
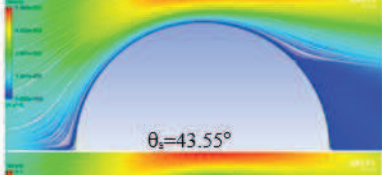
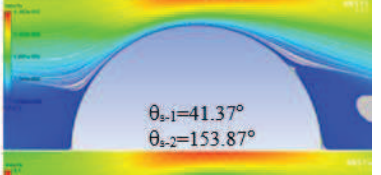
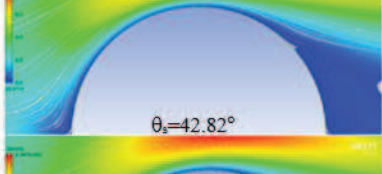
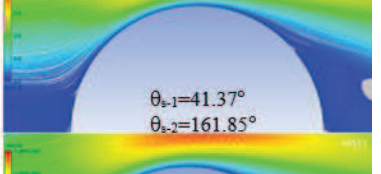
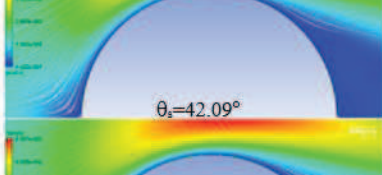
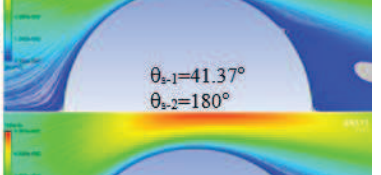
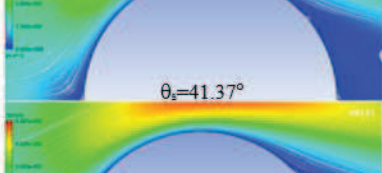
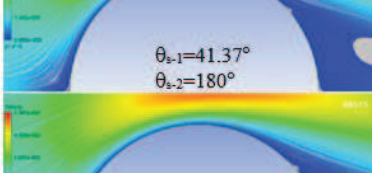
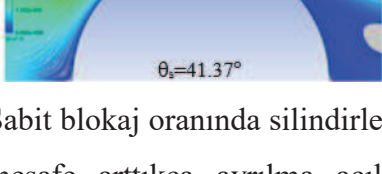
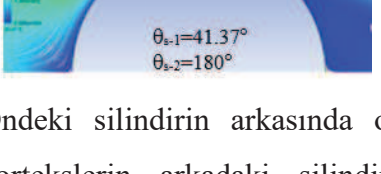
Öndeki Silindir	Arkadaki Silindir
 <p>$g=0.2D$ $\theta_s=47.17^\circ$</p>	 <p>$g=0.2D$ $\theta_{s1}=42.82^\circ$ $\theta_{s2}=141.53^\circ$</p>
 <p>$g=0.7D$ $\theta_s=45.73^\circ$</p>	 <p>$g=0.7D$ $\theta_{s1}=42.82^\circ$ $\theta_{s2}=149.52^\circ$</p>
 <p>$g=1.0D$ $\theta_s=45^\circ$</p>	 <p>$g=1.0D$ $\theta_{s1}=43.55^\circ$ $\theta_{s2}=155.32^\circ$</p>
 <p>$g=1.5D$ $\theta_s=44.27^\circ$</p>	 <p>$g=1.5D$ $\theta_{s1}=43.55^\circ$ $\theta_{s2}=174.19^\circ$</p>
 <p>$g=3.0D$ $\theta_s=43.55^\circ$</p>	 <p>$g=3.0D$ $\theta_{s1}=43.55^\circ$ $\theta_{s2}=180^\circ$</p>
 <p>$g=4.0D$ $\theta_s=43.55^\circ$</p>	 <p>$g=4.0D$ $\theta_{s1}=43.55^\circ$ $\theta_{s2}=180^\circ$</p>
<ul style="list-style-type: none">➤ Sabit blokaj oranında silindirler arası mesafe arttıkça ayrılma açılarında düşüş gözlemlenmiştir.➤ $g=3D, 4D$ değerlerinde öndeki ve arkadaki silindirler birbirlerini etkilemediklerinden ayrılma aynı açı değerlerinde gözlemlenmiştir.	<ul style="list-style-type: none">➤ Öndeki silindirin arkasında oluşan vortekslerin arkadaki silindiri de etkilemesinden dolayı arkadaki silindirin hem önünde hem de arkasında ayrılmalar oluşmaktadır.➤ $g=3D, 4D$ değerlerinde öndeki ve arkadaki silindirler birbirlerini etkilemediklerinden ayrılma aynı açı değerlerinde gözlemlenmiştir.

Çizelge 4.25. $\beta=0.6$ ve $g/D=0.2-0.7-1-1.5-3-4$ Değerlerinde Hız Dağılımları



- Blokaj oranının 0.6 değeri için $g=0.2D$, $0.7D$, $1D$, $1.5D$, $3D$, $4D$ değerlerinde silindirler etrafındaki akış hidrodinamik açıdan incelenmiştir. Ve akışın davranışında termal olarak da hidrodinamik olarak da benzer sonuçlar elde edilmiştir.
- Kanal duvarlarında ve silindirin çeperlerinde akışın hızı minimum seviyededir (~ 0 m/s).
- $g=0.2D$, $0.7D$, $1D$, $1.5D$ değerlerinde ilk silindirin ardında oluşan vortekslerin ikinci silindiri etkilediği; $g=3D$, $4D$ değerlerinde ise arkadaki silindire herhangi bir etkisinin olmadığı yani arkadaki silindirin tek silindir gibi davrandığı gözlemlenmiştir.
- Öndeki silindirin arkasında, arkadaki silindirin hem önünde hem de arkasında yüzey kayma gerilmelerinin ~ 0 Pa olduğu değerlerde ayrılma açıları oluşmuştur.

Çizelge 4.26. $\beta=0.6$ İçin Öndeki ve Arkadaki Silindirde Ayrılma Açılı

Öndeki Silindir	Arkadaki Silindir
 <p>$g=0.2D$ $\theta_s=45.73^\circ$</p>	 <p>$g=0.2D$ $\theta_{s-1}=41.37^\circ$ $\theta_{s-2}=143.71^\circ$</p>
 <p>$g=0.7D$ $\theta_s=43.55^\circ$</p>	 <p>$g=0.7D$ $\theta_{s-1}=41.37^\circ$ $\theta_{s-2}=153.87^\circ$</p>
 <p>$g=1.0D$ $\theta_s=42.82^\circ$</p>	 <p>$g=1.0D$ $\theta_{s-1}=41.37^\circ$ $\theta_{s-2}=161.85^\circ$</p>
 <p>$g=1.5D$ $\theta_s=42.09^\circ$</p>	 <p>$g=1.5D$ $\theta_{s-1}=41.37^\circ$ $\theta_{s-2}=180^\circ$</p>
 <p>$g=3.0D$ $\theta_s=41.37^\circ$</p>	 <p>$g=3.0D$ $\theta_{s-1}=41.37^\circ$ $\theta_{s-2}=180^\circ$</p>
 <p>$g=4.0D$ $\theta_s=41.37^\circ$</p>	 <p>$g=4.0D$ $\theta_{s-1}=41.37^\circ$ $\theta_{s-2}=180^\circ$</p>
<ul style="list-style-type: none">➤ Sabit blokaj oranında silindirler arası mesafe arttıkça ayrılma açılarında düşüş gözlemlenmiştir.➤ $g=3D, 4D$ değerlerinde öndeki ve arkadaki silindirler birbirlerini etkilemediklerinden ayrılma aynı açı değerlerinde gözlemlenmiştir.	<ul style="list-style-type: none">➤ Öndeki silindirin arkasında oluşan vortekslerin arkadaki silindiri de etkilemesinden dolayı arkadaki silindirin hem önünde hem de arkasında ayrılmalar oluşmaktadır.➤ $g=3D, 4D$ değerlerinde öndeki ve arkadaki silindirler birbirlerini etkilemediklerinden ayrılma aynı açı değerlerinde gözlemlenmiştir.

5. SONUÇ

- Bu çalışma ile blokaj oranı etkisi altında kanal içerisine yerleştirilmiş ardışık silindirlerin de etkisiyle akışın termal ve hidrodinamik özellikleri nümerik olarak incelenmiştir.
- Yapılan literatür araştırmalarıyla blokaj oranı ve silindirler arası mesafe değerleri belirlenmiştir. Bu belirleme işlemi yapılırken Özalp ve ark.(2010) ile Singha ve ark. (2010) tarafından yapılan çalışmalar da referans alınarak literatürde 3 farklı blokaj oranı ve 5 farklı silindirler arası mesafe değerleri için toplamda 15 farklı iterasyon ile analiz edilmiştir. Bu özelliği dolayısıyla yapılan bu analizlerin özgün olduğu ve daha önceki çalışmalarda ele alınmadığı saptanmıştır.
- Reynolds sayısı $Re=40$; blokaj oranları $\beta=0.4, 0.5, 0.6$ ve silindirler arası mesafe $g=0.2D, 0.7D, 1D, 1.5D, 3D, 4D$ değerlerinde; sıkıştırılmaz, sürekli ve laminar akış için iki boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemleri ANSYS-CFX v13.0 yazılımı ile çözdürülmesiyle çıkan sonuçlar hesaplandı ve grafiklere döküldü.
- $\beta=0.4, 0.5, 0.6$ ve $g=0.2D, 0.7D, 1D, 1.5D, 3D, 4D$ değerlerinde öndeki ve arkadaki silindir için basınç, kayma gerilmeleri ve taşınım ile ısı transferi değerlerine ait dağılımlar elde edildi. Ayrıca ön ve arkadaki silindir için ayrılma açıları, sürtünme katsayıları, ortalama ısı transferi katsayıları, ortalama Nu sayıları, sürüklenme katsayıları hesaplandı; hız ve sıcaklık dağılımları incelendi.
- Ön ve arkadaki silindirde blokaj oranı ve silindirler arası mesafe arttıkça statik basınç değerleri artmıştır. Özellikle silindirlerin üst noktalarında (öndeki silindir için $\sim\theta=90^\circ$; arkadaki silindir için $\sim\theta=75^\circ-80^\circ$) basınç değerleri minimuma inmektedir. Silindirin üst noktasından sonra basınç değerleri yeniden artmaktadır. Bunlara ilaveten arkadaki silindirde:
 - $\theta=0^\circ-90^\circ$ arasında basınç dağılımının silindirler arası mesafe arttıkça düştüğü görülmüştür.
 - $\theta=90^\circ$ 'den silindirin ayrılma açılarının ($\sim 135^\circ$) gözlemlendiği bölgeye kadar silindirler arası mesafe arttıkça basınç dağılımının düştüğü; ancak basınç değerlerinin sayısal değer olarak arttığı görülmüştür.
 - $\theta=135^\circ-180^\circ$ arasında ise silindirler arası mesafe arttıkça basınç dağılımının arttığı gözlemlenmiş ve bu aralıkta basınç değerleri maksimuma ulaşmıştır.

- Silindirler arası mesafenin $g=3D, 4D$ değerlerinde arkadaki silindirin öndeki silindirden etkilenmediği, her iki silindirin de bağımsız özellik sergilediği görülmüştür.
- Kayma gerilmelerine ait grafikler incelendiğinde:
 - Öndeki silindirin $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasındaki değerlerde kayma gerilmeleri g değerlerinin artmasıyla önce artmış sonra azalmıştır. Ayrılma açılarının olduğu noktalarda ($\beta=0.4, 0.5, 0.6$ değerlerinde $\theta_{s-ön}=48.38^\circ, 44.87^\circ, 42.82^\circ$) kayma gerilmeleri ~ 0 Pa değerindedir. $\theta=45^\circ-180^\circ$ arasındaki kayma gerilmeleri öndeki silindir için incelendiğinde tüm g değerlerinin aynı açı değerinde benzer değerlerin elde edildiği görülmüştür. Bununla birlikte yine aynı açı aralığında, kayma gerilmesi değerlerinin önce arttığı belli bir maksimum değerinden ($\beta=0.4, 0.5, 0.6$ değerlerinde ortalama $\theta_{CF-max-ön}=124^\circ, 114^\circ, 103^\circ$) sonra ise azaldığı gözlemlenmiştir.
 - Arkadaki silindirin $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasındaki değerlerde kayma gerilmeleri g değerlerinin artmasıyla önce artmış sonra azalmıştır. Ayrılma açılarının olduğu noktalarda ($\beta=0.4, 0.5, 0.6$ değerlerinde $\theta_{s-arka-1}\cong 44^\circ, 43.5^\circ, 41.4^\circ$ ve $\theta_{s-arka-2}$ ayrılma açısı $g=0.2D, 0.7D, 1D$ değerleri için ortalama $145^\circ, 150^\circ, 153^\circ$; $g=3D, 4D$ değerleri için 180° 'dir) kayma gerilmeleri ~ 0 Pa değerindedir. $\theta=45^\circ-180^\circ$ arasındaki kayma gerilmeleri arkadaki silindir için de incelendiğinde kayma gerilmesi değerlerinin önce arttığı belli bir maksimum değerinden ($\beta=0.4, 0.5, 0.6$ değerlerinde $g=0.2D, 0.7D, 1D, 1.5D, 3D, 4D$ için ortalama $\theta_{CF-max-arka}=106^\circ, 107^\circ, 103^\circ$) sonra azaldığı gözlemlenmiştir.
- Isı transfer katsayılarına ait grafikler incelendiğinde:
 - Öndeki silindir etrafındaki ısı transfer katsayılarının $\theta=0^\circ-45^\circ$ arasındaki değerlerde silindirler arası mesafenin artışıyla birlikte arttığı gözlemlenmiştir. Ayrılma açılarının görüldüğü ($\beta=0.4, 0.5, 0.6$ değerlerinde $\theta_{s-ön}=48.38^\circ, 44.87^\circ, 42.82^\circ$) değerlerden sonraki açılarda silindirler arası mesafelerden bağımsız olarak aynı ısı transfer katsayıları elde edilmiştir.
 - Öndeki silindir için h_{ort} değerleri incelendiğinde ise blokaj oranındaki artışın h_{ort} değerini arttırdığını; aynı blokaj oranında ise $g=0.2D, 0.7D, 1D, 1.5D$

değerlerinde artış gösterdiği, $g=3D$, $4D$ değerlerinde ise sabit kaldığı görülmüştür. Bu da $g=3D$ değerinden sonraki değerlerde öndeki silindirin arkadaki silindiri etkilemediğini, her iki silindirin de bağımsız birer silindir özelliği gösterdiğini ifade etmektedir.

- Arkadaki silindirde $\theta=0^\circ$ 'den 90° 'ye gittikçe ısı transferi katsayıları artmıştır. Yine bu açı değerleri arasında aynı θ değerinde silindirler arası mesafe arttıkça ısı transfer katsayıları düşmektedir. $\theta=90^\circ-135^\circ$ arasında tüm blokaj değerlerinde $g=0.2D$, $0.7D$, $1D$, $1.5D$ için belli bir pik noktasından sonra düşüşe geçmiştir. Ancak bu durum $g=3D$, $4D$ değerlerinde geçerli olmayıp düşüş sergilememiştir. Bu da $g=3D$, $4D$ değerlerinden sonra öndeki silindirin arkadaki silindiri etkilemediğini her iki silindirin de bağımsız birer silindir özelliği gösterdiğini ifade etmektedir.
- Arkadaki silindir için h_{ort} değerleri incelendiğinde ise blokaj oranındaki ve silindirler arası mesafedeki artışın h_{ort} değerini arttırdığını görülmüştür.
- Akışta oluşan sürüklenme katsayıları hesaplanıp değerlendirildiğinde ön ve arkadaki silindirlerin her ikisinde blokaj oranının ve silindirler arası mesafenin artmasıyla C_d değerlerinin arttığı görülmüştür.
- Elde edilen sonuçların daha ileriye taşınması ve geliştirilmesi için aynı blokaj değerlerinde $g=1.5D-3D$ arasındaki akışın termal ve hidrodynamic davranışlarının $g=2D$ ve 2.5 değerlerinde de analiz edilmesi bir gereksinimdir.

KAYNAKLAR

- 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.
- 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.
- Çengel, Y. A. 2003.** Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd ed., McGraw-Hill,.ISBN 0072458933
- Çengel, Y. A., Cimbala, J.M. 2008.** Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, The McGraw-Hill Companies, Inc., NY, 931p
- Çengel, Y. A., 2011.** Isı ve Kütle Transferi. Güven Kitabevi, İzmir, 879 s.
- 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., 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
- 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.
- Güneş, N. 2015.** Yüksek blokajlı kanal içinde ardışık iki silindir etrafında akış. *Y.Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- 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.
- Johnson, A. A., Tezduyar, T. E., and Liou, J. 1993.** Numerical Simulation of Flows Past Periodic Arrays of Cylinders. Comput. Mech., 11, 371–383
- Kılıç, M., Yiğit, A., 2008.** Isı Transferi. Alfa Aktüel, Bursa, 490 s.

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. 7th 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.

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.

Öner, A. A. 2007. Dairesel kesitli yatay elemanlar etrafındaki akımın deneysel incelenmesi. *Doktora Tezi*, ÇÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Adana.

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

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

Schlichting, H., 2000. *Boundary-Layer Theory*. Springer, Germany, 799 s.

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.

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

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

Zhou, S., Zhau 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.



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Merve ÇIBIK

Doğum Yeri ve Tarihi : Ankara, 1990

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bilecik R. A. Ö. Fen Lisesi, 2004-2008

Lisans : Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği, 2008-2012

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Termodinamik, 2012-

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl :TDM Otomotiv San. Tic. Ltd. Şti., 2012-2015
Coşkunöz Holding, 2015-

İletişim (e-posta) : mcibik90@gmail.com

Yayımları :

1. ÇIBIK, M., KARAMANGİL, İ., SÜR MEN, A. 2014. Endüstriyel Ocak Bekinin Performans Analizi. OTEKON'2014 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 26-27 Mayıs 2014, Bursa.