

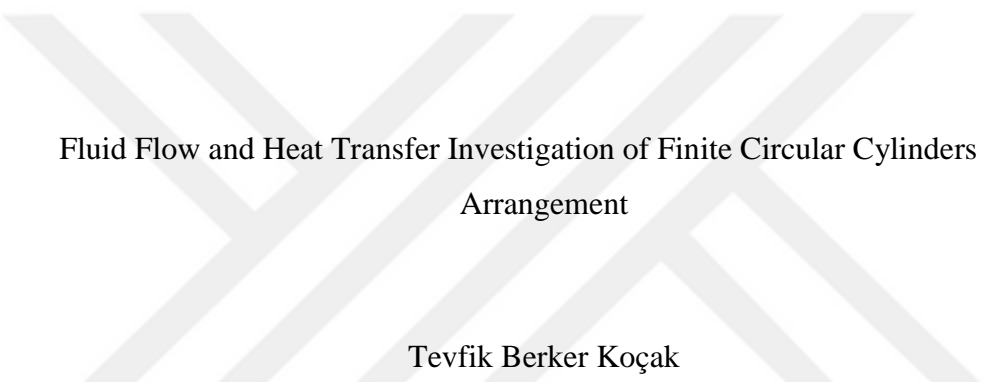
Art Arda Dizili Sonlu Dairesel Silindirlerin Akışkan Akışı ve Isı Transferi
İncelemesi

Tevfik Berker Koçak

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık 2024



Fluid Flow and Heat Transfer Investigation of Finite Circular Cylinders in Tandem
Arrangement

Tevfik Berker Koçak

DOCTORAL DISSERTATION

Department of Mechanical Engineering

December 2024

Art Arda Dizili Sonlu Dairesel Silindirlerin Akışkan Akışı ve Isı Transferi
İncelemesi

Tevfik Berker Koçak

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği Uyarınca

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji-Termodinamik Bilim Dalında

DOKTORA TEZİ

Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman: Prof. Dr. Zekeriya Altaç

İkinci Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Zerrin Sert

Aralık 2024

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora öğrencisi Tefvik Berker Koçak'ın DOKTORA tezi olarak hazırladığı “Art Arda Dizili Sonlu Dairesel Silindirlerin Akışkan Akışı ve Isı Transferi İncelemesi” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oybirliği ile kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ

İkinci Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Zerrin SERT

Doktora Tez Savunma Jürisi:

Üye: Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ

Üye: Prof. Dr. Mesut TEKKALMAZ

Üye: Prof. Dr. Emin AÇIKKALP

Üye: Doç. Dr. Ömür AKBAYIR

Üye: Doç. Dr. Nihal UĞURLUBİLEK

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Fatma TÖMSEK

Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. Zekeriya ALTAÇ ve Dr. Öğr. Üyesi Zerrin Sert danışmanlığında hazırlamış olduğum “Art Arda Dizili Sonlu Dairesel Silindirlerin Akışkan Akışı ve Isı Transferi İncelemesi” başlıklı DOKTORA tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallarına uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 23/12/2024

Tevfik Berker KOÇAK

ÖZET

Bu çalışmada, eşit uzunluktaki sonlu dairesel silindirlere üç boyutlu akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Dikdörtgen prizma şeklindeki hesaplama alanının alt duvarına (zemin düzlemi) dikey olarak art arda yerleştirilen D çapında $3D$ yüksekliğindeki ($AR=3$) sonlu silindirler hızı U_∞ ve sıcaklığı T_∞ olan serbest bir akışa maruz kalmaktadır. Silindirler arasındaki mesafe $S=D, 2D, 4D$ olarak değiştirilmiştir. Sonlu silindirlerin yerleştirildiği hesaplama modelinin boyutları literatür araştırması ve yapılan doğrulama çalışması sonucunda $10D \times (35+S)D \times 6,5D$ olarak belirlenmiştir. Akış yönüne göre öndeki ve arkadaki silindir için her silindir yerleşim düzeninde dört farklı ısı durumu dikkate alınmıştır. Her iki silindirin de yalıtımlı olduğu Durum 1, öndeki silindir yalıtımlı iken, arkadaki silindir izotermal olduğu Durum 2, öndeki silindir izotermalken, arkadaki silindirin yalıtımlı olduğu Durum 3 ve her iki silindirin de izotermal olduğu Durum 4 incelenmiştir. Çalışma kapsamında yapılan hesaplamalı akışkanlar çözümlerinde akışkan hava ($Pr=0,7$) ve $Re=20000$ 'de olarak ele alınmıştır. Akıştaki türbülansı modellemek için SST $k-\omega$ türbülans modeli benimsenmiştir. İlk olarak, literatürde verileri mevcut olan 3B bir silindir ele alınarak doğrulama çalışması yapılmıştır. Doğrulama çalışmaları sonucunda %2 seviyesinde bir fark ile literatür C_D değerlerine yakınsanmıştır. Akabinde art arda dizili üç-boyutlu (3B) iki silindir için akış çözümleri yapılarak türbülans alanları elde edilmiştir. Akış alanı boyunca ve her bir silindir yüzeyinde görülen ana türbülans ve akış karakteristikleri belirlenmiş ve tablo halinde şematize edilerek sunulmuştur. Bu görselleştirme silindirler üzerindeki akış yapısının nasıl gerçekleştiğini özet ve sade şekilde açıklamakla birlikte daha önce 3B sonlu art arda silindirler için ilk olması yönüyle literatüre önemli bir katkı sunmaktadır. İzotermal silindirler üzerindeki akışın ısı transferi etkileri, ortalama ve yerel Nusselt dağılımları kullanılarak değerlendirilmiş tablolaştırılmıştır. Akış alanı üzerinde düzensiz girdap kopmaları dolayısıyla $S/D=1$ durumunda Kármán caddesi oluşmazken, $S/D=4$ durumunda stabil bir Kármán caddesi oluştuğu tespit edilmiştir. Tüm durumlar için öndeki silindirde $S/D=1$ ve arkadaki silindirde ise $S/D=4$ durumunda en yüksek ısı transfer performansı oluştuğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dış akış, Türbülanslı akış, Hesaplamalı akış, Isı transferi, Sonlu dairesel silindirler.

SUMMARY

In this study, three-dimensional flow and heat transfer characteristics from finite circular cylinders of equal length are numerically investigated. Finite cylinders of diameter D and height $3D$ ($AR=3$) placed vertically on the bottom wall (ground plane) of the rectangular prism-shaped computational domain are subjected to a free flow with uniform velocity U_∞ and temperature T_∞ . The dimensions of the calculation model in which the finite cylinders are placed were determined as $10D \times (35+S)D \times 6,5D$ as a result of the literature research and verification study. Four different thermal conditions were considered for each cylinder layout for the front and rear cylinders according to the flow direction. Case 1, where both cylinders are insulated; Case 2, where the front cylinder is insulated and the rear cylinder is isothermal; Case 3, where the front cylinder is isothermal and the rear cylinder is insulated; and Case 4, where both cylinders are isothermal, were examined. In the computational fluid solutions, the fluid was considered as air ($Pr=0.7$) and $Re=20000$. The turbulence model SST $k-\omega$ was used to solve the governing flow and turbulence equations. Initially, a numerical verification study was carried out to determine the most suitable turbulence model and grid configuration using a single three-dimensional (3D) cylinder for which data were available in the literature. As a result of verification studies, the literature C_D values were approximated with a difference of 2%. Subsequently, flow solutions were made for two 3D cylinders arranged in tandem and turbulence fields were obtained. The main turbulence and flow characteristics appearing along the flow domain and on each cylinder surface were identified and presented in tabular form. This visualization provides a brief and simple explanation of how the flow structure on cylinders, and it makes an important contribution to the literature as it is the first time for 3D finite tandem cylinders. The heat transfer effects of the flow over isothermal cylinders were evaluated using the mean and local Nusselt distributions, leading to recommendations for design improvements. While Kármán Street does not develop in the case of $S/D=1$ due to the observed irregular vortex separations, a stable Kármán Street is obtained for $S/D=4$. In terms of heat transfer, the highest heat transfer performance was observed in the case of $S/D=1$ for the upstream cylinder and $S/D=4$ for the downstream cylinder.

Keywords: External flow, Turbulent flow, Computational fluid flow, Heat transfer, Finite tandem cylinders.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamda ve yükseköğrenim hayatımda bana daima yol gösteren, bilgi ve tecrübelerini paylaşan değerli hocalarım Zekeriya Altaç ve Zerrin Sert'e, yaşamım boyunca her anımda yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen kıymetli Koçak ailesine, tez çalışmamdaki hesaplamaların yapılabilmesi adına teknik imkanlarının kullanımına olanak sağlayan TEI-TUSAŞ Motor Sanayii A.Ş.'ye, anaokulundan doktora seviyesine kadar bana her türlü eğitim ve gelişme imkanı sunan Türkiye Cumhuriyeti Devletine, bir kul olarak sahip olduğum tüm nimetler ve başarılar için yüce Allah'a şükranlarımı sunarım. Edindiğim bilgi ve tecrübeyi her imkân ve ortamda yüce Türk milletinin faydasına kullanmayı bir borç bilirim.

Tevfik Berker Koçak

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ VE AMAÇ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1. İki Boyutlu Çalışmalar	5
2.1.1. 2B Akış ve ısı transferi incelemeleri	5
2.2. 3B Çalışmalar	15
2.2.1. 3B Akış ve ısı transferi incelemeleri	15
2.3. Deneysel Çalışmalar	21
3. TEORİK BİLGİ	29
3.1. Problemin Tanımı	29
3.2. Matematiksel Model	31
4. SAYISAL YÖNTEM	37
4.1. Türbülans Modelleri	39
4.2. Analiz Özellikleri ve Sınır Koşulları	44
4.3. Ağ Yapısından Bağımsızlık ve Doğrulama	45
4.4. Zaman Adımından Bağımsızlık	48
5. BULGULAR VE TARTIŞMA	50
5.1. Genel Akış Yapıları	50
5.2. Art Arda Dizili Düzende Akış Karakteristikleri	51
5.3. Art Arda Dizili Düzende Isı Transfer Karakteristiği	57
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	66
KAYNAKLAR DİZİNİ	68

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sekil

Sayfa

1.1. Dairesel sonlu silindir yapılar (sırasıyla, Anonim 1-2-3, 2022).....	2
1.2. Dairesel sonlu silindir endüstriyel tanklar (Anonim-4,2022).....	2
1.3. Dairesel sonlu silindir elektronik elemanlar (sırasıyla, Anonim 5-6, 2022)	2
2.1. Yapılandırılmış (soldaki) ve yapılandırılmamış (sağdaki) ağ yapısı (Flörlich vd 2001)	5
2.2. Sınır tabaka karışım plaka örneği (Mushyam ve Bergada, 2016)	7
2.3. Yarım daire 2B silindir çözüm ağı (Yağmur vd. ,2020).....	8
2.4. 2B Art arda dizili düzen silindir çap farkı (Chen ve Dong, 2021)	9
2.5. Art arda dizili silindirler üzerinde mekanik titreşim şeması (Kahn vd., 2022)	10
2.6. 2B Kare-daire arası geçiş formları (Zafar ve Alam, 2006).....	10
2.7. Bharti vd. (2007)'nin 2B Dairesel silindir ısı analiz sınır koşulu	11
2.8. Yarım daire 2B silindir ve pasif girdap kontrol plakası (Farhadi vd., 2010)	11
2.9. Yarım daire 2B silindir yapıları (a) akış yönünde, (b) akışa ters yönde ...(Chatterjee vd., 2013)	12
2.10. Mahir ve Altaç (2008)'in ele aldığı hesaplama alanı ve sınır koşulları	14
2.11. Farklı dizilim örnekleri (a) Art arda dizili, (b) Yan yana, (c) Çapraz (Sumner, 2010)	14
2.12. Aydın vd. (2021)'nin analiz ettiği kontrol hacmi ve sınır koşulları.	15
2.13. Kakuda vd. (2006)'nin 3B çözüm alanı	16
2.14. Frederich vd., (2008)'nin 3B sonlu silindir çözüm alanı.....	16
2.15. 3B yatay yerleşimli sonsuz silindir örneği (Kanaris vd., 2011)	17
2.16. Liakos ve Malamataris (2016)'in 3B sonlu silindir (a) Çözüm alanı, (b) Ağ yapısı	18
2.17. Pierson vd. (2019)'nin 3B sonlu silindir eğimli tasarım ve çözüm alanı	19
2.18. 2B ve 3B sonsuz dairesel silindir art arda dizilim gösterimi (Kondo ve Matsukuma, 2005)	19
2.19. Paulo-Salvado vd. (2008)'nin 3B sonlu art arda dizili dairesel silindir çözüm alanı	20
2.20. Eşit boyda art arda dizilim örneği-kare kesit (Sharma vd., 2019).....	20

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.21. Farklı boylarda 3B sonlu kare kesit art arda dizili silindirler (Freidoon vd., 2021).	21
2.22. 2B Akış ayrılması ve girdap oluşum gösterimi (Son vd., 1969)	22
2.23. 3B Sonlu silindir iz bölgesi akış yapısı gösterimi (Cantwell ve Coles, 1983)	22
2.24. 3B Silindir duman testi yanal yüzey akım çizgileri (Kawamura vd., 1984)	23
2.25. 3B Sonlu silindir serbest yüzey duman testi akım çizgileri (Kawamura vd., 1984)	23
2.26. Sonlu silindir serbest uç ve yanal yüzey akım çizgileri test görseli (Majumdar ve Rodi, 1989).....	24
2.27. Luo vd. (1996)'nin 3B sonlu art arda dizili silindirler test düzeneği kesiti.....	25
2.28. Zhou ve Yiu (2006)'nun art arda dizili silindirler arası mesafe değişimi gösterimi	25
2.29. 3B Sonu silindir akış yapısı kesit görünümü (Li ve Sumner, 2009)	26
2.30. Sumner ve Li (2014)'nin 3B art arda dizili sonlu silindir test düzeneği	27
2.31. Kim ve Christensen (2017)'in 3B art arda dizili sonlu silindirler test görselleştirmesi	27
3.1. Fiziksel geometri, ölçüler ve koşullar: (a) Üstten görünüm, (b) Yandan görünüm....	30
3.2. Kontrol hacmi üzerinde süreklilik gösterimi; (a) kontrol hacmi, (b) kütle gösterimi (Patel, 2010)	32
3.3. Türbülanslı akışta zamana bağlı hız durumu (Ferziger vd., 2020).....	33
3.4. Kontrol hacmi üzerinde momentum gösterimi; (a) kontrol hacmi (b) kuvvet gösterimi (Patel, 2010)	33
4.1. Geometri üzerine ağ yapısı oluşturma örneği (Frei, 2015).....	37
4.2. Sayısal yöntemde çözüm akışı (Patel,2010).....	38
4.3. 2B Silindir üzeri akışta Reynolds sayısı ve akış rejimi ilişkisi (Blevins,2001).....	39
4.4. Türbülans modelleri ağacı (Patel, 2010)	41
4.5. Türbülans modelleri hesaplama maliyeti ve modelleme seviyesi (Anonim-7)	42
4.6. Art arda konumlandırılan silindirler üzerinde oluşturulan ağ yapısı (a) $z/D=2$, (b) xz merkez düzlemi.	46
4.7. Silindirler ve alt yüzeydeki ağ yapısı.	48
5.1. Yüksek (soldaki) ve düşük (sağdaki) en-boy oranlı sonlu bir silindirin etrafında oluşan girdap yapıları (Kawamura vd., 1984).....	50

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.2. $S/D=4$ için $z/D=2$ 'deki silindirler üzerindeki akım çizgileri görünümü.....	52
5.3. $S/D=4$ için at nalı ve Kármán caddesi gelişimi.	52
5.4. (a) $S/D=4$, (b) $S/D=2$ ve (c) $S/D=1$ için xy düzleminde $z/D=2$ 'deki boyutsuz hız dağılımı.	53
5.5. (a) $S/D=4$, (b) $S/D=2$ ve (c) $S/D=1$ için xz düzleminde boyutsuz hız büyüklüğü.....	54
5.6. $S/D=4$ için xz düzlemindeki girdap dağılımı.	54
5.7. (a) $S/D=1$, (b) $S/D=2$, (c) $S/D=4$ için at nalı, Kármán ve uç girdap akım çizgilerinin 3B görünümü.....	55
5.8. Merkez (xz) düzlemi boyunca akım çizgileri gösterimi (a) $S/D=4$, (b) $S/D=2$ ve (c) $S/D=1$	56
5.9. $S/D=1$ için takip girdabı (trailing vortex) akım çizgileri.	57
5.10. Yerel Nusselt değerlendirmesi için silindir geometrik tanımı (a) 3B görünüm, (b) üst (xy) görünüm.	59
5.11. Durum-4 ve $S/D=4$ için zaman ortalamalı yerel Nusselt dağılımı (a) öndeki ve (b) arkadaki silindirin yanal yüzeyi, (c) öndeki (soldaki) ve arkadaki (sağdaki) silindirlerin serbest uç yüzeyleri.	61
5.12. Durum-4 ve $S/D=2$ için zaman ortalamalı yerel Nusselt dağılımı (a) öndeki ve (b) arkadaki silindirin yanal yüzeyi, (c) öndeki (soldaki) ve arkadaki (sağdaki) silindirlerin serbest uç yüzeyleri.	63
5.13. Durum-4 ve $S/D=1$ için zaman ortalamalı yerel Nusselt dağılımı (a) öndeki ve (b) arkadaki silindirin yanal yüzeyi, (c) öndeki (soldaki) ve arkadaki (sağdaki) silindirlerin serbest uç yüzeyleri.	65

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. Farklı çap-boy oranı için blokaj oranı ve uzunluk ölçeği durumu	31
4.1. Türbülans modelleri ve listesi (Clement, 2015)	41
4.2. Termal analiz matrisi ve sınır koşulları	45
4.3. Doğrulama çalışması analiz matrisi.....	47
4.4. Eşit boyda art arda silindirler üzerindeki akış analizleri	48
4.5. Zamandan bağımsızlık analizi sonuçları: $S/D=4$ ve Durum-4 için zaman ortalamalı sürüklenme katsayısı ve Nusselt sayıları.....	49
5.1. Art arda dizili silindirlerde ana akış özelliklerinin sınıflandırılması.....	51
5.2. Tüm durumlar için zaman ortalamalı ortalama C_D ve Nusselt sayıları.	58

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
a	İvme [m^2/s]
A	Alan [m^2]
D	Silindir çapı [m]
F	Kuvvet [N]
g	Yerçekimi ivmesi [m^2/s]
h	Taşınım ısı transfer katsayısı [W/m^2K]
H	Silindir boyu [m]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
k_{ref}	Referans sıcaklıkta akışkan ısı iletim katsayısı [W/mK]
m	Kütle [Kg]
Nu	Nusselt Sayısı
P	Basınç [Mpa]
q''	Isı akısı [W/m^2]
Q	Isı [W]
Re	Reynolds Sayısı
S	Silindirler arası mesafe [m]
t	Zaman [s]
T	Sıcaklık [Kelvin]
T_s	Yüzey sıcaklığı [K]
T_{ref}	Referans sıcaklık [K]
u	Hız- x bileşeni [m/s]
U_{∞}	Giriş Hızı [m/s]
v	Hız- y bileşeni [m/s]
V	Hız [m/s]
w	Hız- z bileşeni [m/s]

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Yunan Harfleri

Açıklama

ν	Dinamik vizkozite [m^2/s]
μ	Kinematik viskozite [Kg/ms]
θ	Boyutsuz sıcaklık (Teta)
ρ	Yoğunluk [Kg/m^3]

Kısaltmalar

Açıklama

CFD	Computational Fluid Dynamics
CHT	Conjugate Heat Transfer
DNS	Direct Numerical Simulation
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
SST	Shear Stress Transport
3B	3 Boyutlu
2B	2 Boyutlu
DES	Detached-Eddy Simulation
EASM	Explicit Algebraic Stress Model
URANS	Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes
FVM	Finite Volume Method
AR	Aspect Ratio
SST-DES	Shear stress transport based detached-eddy simulation

1. GİRİŞ VE AMAÇ

Mühendislik uygulamalarında yer alan elemanların bir sistem içerisindeki yerleşimleri ve özgün geometrileri birçok noktada tasarım hedeflerine ulaşmayı etkilemektedir. Mühendislik tasarımı açısından; ekipman maliyeti, üretim yöntemi, malzemesi, temin edilebilirliği, uygulanabilirliği, mekanik dayanımı, ağırlığı, performansı, görevini emniyet ile ifa edilebilirliği gibi birçok kriter göz önüne alınmaktadır. Bu kriterler belirli bir hedefi elde etmek üzere optimum şekilde ayrı ayrı değerlendirilmekte ve kurgulanmaktadır. Tez kapsamında incelenmesi amaçlanan konu yukarıda bahsedilen mühendislik tasarım kriterleri göz önüne alınarak değerlendirilmektedir. Tez konusu olan sonlu dairesel silindir yapılar pek çok mühendislik uygulamasında karşımıza çıkmaktadır. Örneğin;

- Büyük boyutlarda: gelişmiş şehirlerdeki binalar, gökdelenler, bacalar (Şekil 1.1).
- Orta boyutlarda: Endüstriyel tanklar, tüpler, roof-top cihazlar, bacalar (Şekil 1.2)
- Küçük boyutlarda: Soğutma uygulamaları (kanatçıkla soğutma), elektronik ekipmanlar (Şekil 1.3)

gibi ürünlerde karşımıza çıkmaktadır. Bu ürünlerin tasarımları gerçekleştirilirken önemli olgulardan birisi de akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile olan ilişkileridir. Akışkanlar mekaniği açısından incelendiğinde iç-dış akış problemi, sıkıştırılabilir akış olma durumu, silindirin sonlu veya sonsuz uzunlukta olması, laminer veya türbülanslı akışa maruz kalma gibi durumlarda cisim etrafındaki akış yapısı farklılıklar göstermektedir. Bu durumlar tasarım üzerindeki beklentiler ve kriterler açısından değerlendirilmesi gerekir. Örneğin cisim etrafından geçen akış cisim üzerinde kaldırma ve sürtünme kuvvetlerine yol açar ve türbülans durumuna göre cisim üzerinde titreşime neden olur. Bu gibi etkiler cismin akış açısından tasarımının değerlendirilmesini önemli kılmaktadır.

Isı transfer açısından incelendiğinde ise bir ısı uygulaması mevcut ise akış yapısıyla beraber geometrik etkilerin soğutma veya ısıtma performansına etkileri, yalıtım problemleri açısından değerlendirilmelidir. Bu durum ürünün ısı ekonomisini etkilemektedir. Bu değerlendirmeler ışığında, sonlu silindirlerin bir arada yer aldığı ortamların akış ve ısı açısından incelenmesi ve tasarımlarında bu etkilerin göz önünde bulundurulması önem arz ettiği anlaşılmaktadır. Tez problemi olarak art arda dizilimde iki dairesel silindir

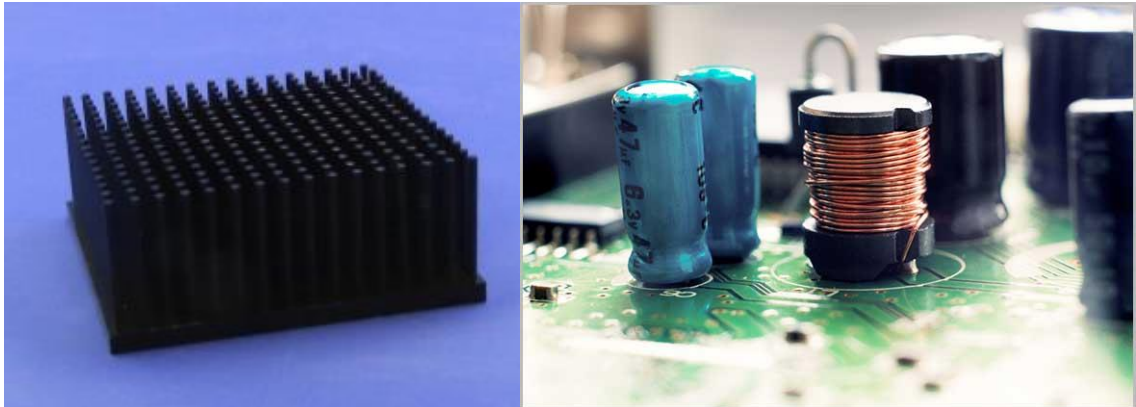
birbirlerine olan akış ve ısıl etkileri incelenerek endüstriyel problemler yorumlanmaya ve tasarım kriterleri ortaya konmaya çalışılmaktadır.



Şekil 1.1. Dairesel sonlu silindir yapılar (sırasıyla, Anonim 1-2-3, 2022)



Şekil 1.2. Dairesel sonlu silindir endüstriyel tanklar (Anonim-4,2022)



Şekil 1.3. Dairesel sonlu silindir elektronik elemanlar (sırasıyla, Anonim 5-6, 2022)

Mühendislik uygulamalarında geniş yer bulan silindir yapıları literatür araştırmalarını da beraberinde getirmiştir. Çeşitli konu başlıkları üzerinde çok sayıda bilim insanı silindirlerin geometrik yapılarını; dairesel (Mahir ve Altaç 2008; Zafar ve Alam, 2019; Homsı vd., 2021), kare (Sert vd., 2024), dikdörtgen (Zhang vd., 2022), üçgen (Altaç vd., 2019; Fallah vd., 2022; Çelik ve Altaç, 2023; Sert, 2024), eliptik (Derakhshandeh ve Gharib, 2021), yarım daire (Yağmur vd., 2020) incelemişlerdir. Düzgün dağılımlı, hız profili içeren veya salınım gösteren akış koşullarında bu geometrilerin akış düzenini nasıl etkilediğini, bu akışta meydana gelen girdap yapılarını bu yapıların aerodinamik kuvvetlere olan etkilerini hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümleri ve gerçekleştirilen deneyler ile detaylıca ele almışlardır. Geometrik yapının ve akış koşullarının ısı transferine etkileri akış kadar derinlemesine ve çok sayıda incelenmemesine rağmen yine de araştırmacılar arasında önem verilen konular arasında yer almıştır. Çok sayıda iki ve üç boyutlu analiz ve deneyler gerçekleştirilmiştir. Konu özelinde, tarihten günümüze yaklaşıldıkça akış yapılarının teorik olarak incelenmesinden çok tasarımsal etkileri üzerinde durulmaya başlanmıştır. Gelişen teknolojik imkanlarla beraber eski çalışmalarda yapılan iki boyutlu geometri kabulleri ile halen daha yayınlar üretilmesine rağmen üç boyutlu analizler de kendisine yer bulmuş ancak iki boyutlu literatür kaynakları kadar büyük bir hacme henüz erişememiştir.

Endüstriyel gelişim ve uygulamalar, teori bazlı incelemelerin yerini tasarımsal çözümlerin arayışına yönelmeye olanak sağlamıştır. Bu doğrultuda akışa maruz kalan tek geometri çalışmalarının yanı sıra ikili ve üçlü geometri tekrarları bu geometrilerin dizilimleri (sıralı/çapraz), birbirlerine göre konumları ve açıları giderek araştırmacıların daha çok yöneldiği bir alan olmuştur. Literatür kaynakları incelendiğinde, tez konusu olarak belirlenen üç boyutlu silindirler üzerinde daha çok bina hesaplamaları üzerinde durulduğu ve bunun ise yine daha çok kare-dikdörtgen kesitli yapılarda çalışıldığı anlaşılmaktadır. Bu yapılar üzerinde aerodinamik kuvvetler ve titreşimler mekanik tasarım açısından ilgi odağı olmuştur. Literatürde art arda dizili yapılar çoğunlukla iki boyutta (sonsuz uzunluk) çalışılmış olmakla birlikte sınırlı sayıda üç boyutlu ısı-akışkan detayında çalışmalar gözlenmektedir.

Bu çalışmada, akış yönüne göre art arda yerleştirilmiş iki dikey sonlu dairesel silindir etrafındaki akış ve ısı transferi karakteristikleri, üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonları kullanılarak incelenmiştir. Çalışmada silindirler arasındaki mesafe ($S/D=1, 2$

ve 4) değişmiştir. Akış yönüne göre öndeki silindir "öndeki silindir" olarak adlandırılırken, akış yönüne göre arkadaki silindir "arkadaki silindir" olarak adlandırılmıştır. Ek olarak, her silindir yerleşimi için dört farklı ısı durum dikkate alınmıştır. İncelenen durumlar şunlardır: (i) her iki silindir de yalıtımlıdır (Durum 1); (ii) öndeki silindir yalıtımlı iken, arkadaki silindir izotermaldir (Durum 2); (iii) öndeki silindir izotermal iken, arkadaki silindir yalıtımlıdır (Durum 3); ve (iv) her iki silindir de izotermaldir (Durum 4). Sayısal analizde akışkan hava ($Pr=0,7$) ve $Re=20000$ 'de yürütülmüştür. Sonuç olarak, akış ve sıcaklık alanları analiz edilmiş ve her bir durum için ortalama ve yerel Nusselt sayıları ile ortalama sürüklenme katsayıları hesaplanmıştır.



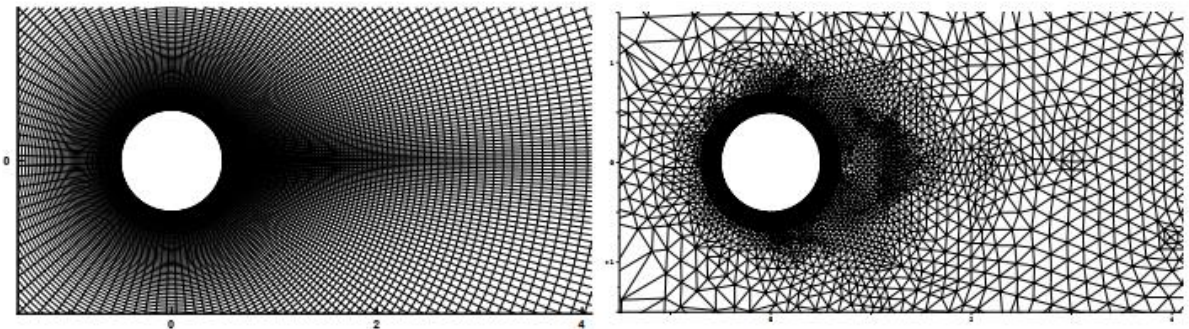
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. İki Boyutlu Çalışmalar

İki boyutlu çalışmalar temelde sonsuz uzunlukta bir kesitin var olduğunu kabul ederek bu kesitin simetrik şekilde akışı bozduğu ve girdaplara neden olduğu durumu analiz etmektedir. Bu durum cismin yerleştirildiği alt ve üst duvar etkilerinin ihmal edildiği senaryoyu yansıtmaktadır.

2.1.1. 2B Akış ve ısı transferi incelemeleri

Flörlich vd. (2001), yaptıkları çalışmada 2B olarak dairesel bir silindir ele almışlardır ve bu silindir üzerinde iki farklı çözücü metodunu karşılaştırmışlardır. Sonlu hacimler çözücüsü ile yapılandırılmış (structured grid) ve yapılandırılmamış (unstructured grid) ağ yapısını Large Eddy Simulation (LES) analizleri gerçekleştirerek incelemiştir. Sonuç olarak; yapılandırılmamış üçgen elemanlı model kurulumu eleman sayısının az olması yönüyle avantajlıyken, akış ayrılmalarını ve girdapları yakalayamamıştır. Öneri olarak yapılandırılmamış ağ yapısı kullanımında çözüm iterasyonları sırasında ağ yapısı uyumlaştırma (adaption) uygulamasının gerekliliğini işaret etmişlerdir (Şekil 2.1).



Şekil 2.1. Yapılandırılmış (soldaki) ve yapılandırılmamış (sağdaki) ağ yapısı (Flörlich vd. 2001)

Saha vd. (2003), çalışmalarında 2B ve 3B dikdörtgen geometri üzerinde akış analizleri yapmışlar ve kıyaslamışlardır. Çalışmaları sonucunda $Re=150$ 'ye kadar girdap yapılarının 2B olarak baskın olduğu ve 2B model sonuçlarının yeterli olduğunu, $Re=150$ -

175 arasında bir geçiş bölgesi olduğunu ve girdap yapılarının 3B bir hal aldığını ve bu geçişleri ve girdapların konumlarının tam olarak yakalanabilmesi adına 3B çalışmaların yapılması gerektiğini önermişlerdir.

Almeida vd. (2008), 2B dikdörtgen eleman üzerinde uzun-kısa kenar oranlarını değiştirerek incelemelerde bulunmuşlar ve inceledikleri deneysel çalışmalara kıyasla LES çözümünün Smagorinsky türbülans modeli ile daha başarılı sonuçlar verdiğini tespit etmişlerdir.

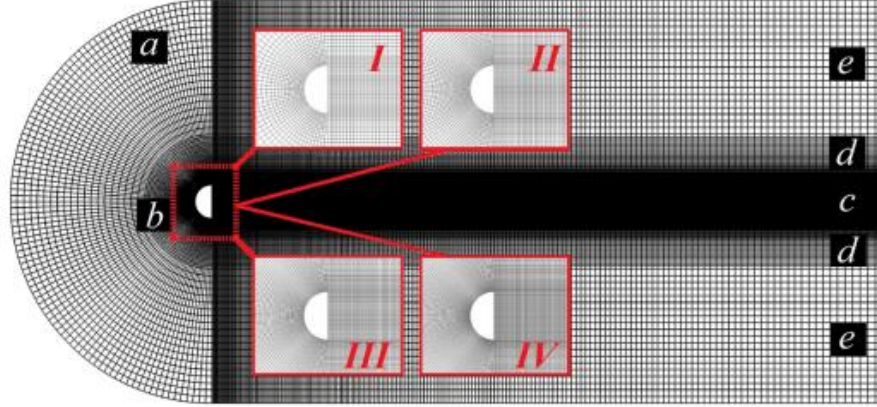
Ul Islam vd. (2012), çalışmalarında 2 boyutlu bir dörtgen cismin uzun-kısa kenar oranlarını değiştirerek incelemeler gerçekleştirmiştir. İncelemelerinde bu oranın değişimine bağlı olarak aerodinamik kuvvet katsayıları, akış yapısı, girdap salınımı frekanslarını irdelemişler ve yorumlamışlardır.

Haque vd. (2014), 2B dörtgen silindir etrafındaki türbülanslı akışı incelemişlerdir. LES çözümleri ile değerlendirdikleri analiz sonucu olarak; türbülanslı akışın girdap salınımı yapısını etkilediğini tespit etmişlerdir. Türbülans yoğunluğunun artışı dörtgen elemanın yanal yüzeylerindeki sınır tabakayı bozmaya yönelik etki ettiğini, anizotropik türbülans yapıları ve cisimlere etkileri konusunda tasarımlarda dikkatli olunması gerektiğini ifade etmişlerdir.

Ben ve Dou (2015), yaptıkları çalışmada 2B dairesel bir silindir üzerinde enerji gradyan teorisi çalışmaları yapmışlardır. Bu çalışmada sıfır hız gradyanının olduğu bölgeler ve cisim arkasında oluşan girdap salınımı (vortex shedding) yapıları incelenmiştir. Girdap salınımı yapısına sebep olarak silindir yanal yüzeylerindeki ve silindir arkasında oluşan iz bölgelerini (wake) ve sıfır hız gradyan oluşumlarını tespit etmişlerdir.

Laroussi ve Djebbi (2015), 2B dairesel silindir etrafında akış incelemelerinde girdap salınımı yapısını giriş koşullarını değiştirerek incelemişler ve sonuç olarak düzgün hız dağılımlı bir giriş profiline sahip akışın girdap salınımı yapısını daha hızlı meydana getirdiğini tespit etmişlerdir. Bu bağlamda girdap salınımı incelemesi gerçekleştirilmesi durumunda çözüm zamanından kazanmak adına gradyanla bir giriş koşulunun avantaj sağlayacağını önermişlerdir.

yakaladıklarını ifade etmişlerdir. Sonuç kısmında belirtilen verilere göre Realizable $k-\varepsilon$ %2'lik bir C_D farkıyla deneysel sonuçlara oldukça yakın elde edildiği gözlenmiştir.



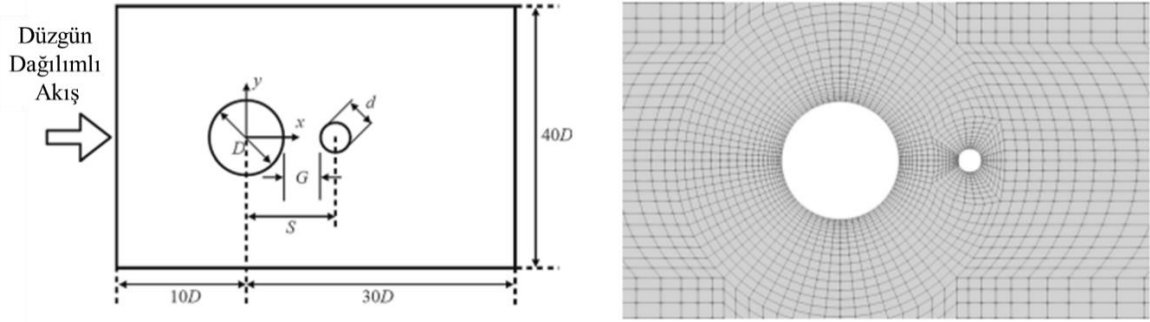
Şekil 2.3. Yarım daire 2B silindir çözüm ağı (Yağmur vd. ,2020)

Art arda dizili düzende gerçekleşen 2 boyutlu akış çalışmaları ise; Singha ve Sinhamahapatra (2010), dairesel silindirlerin art arda dizili düzende düşük Reynolds sayısı ve sıkıştırılmaz akış analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Problemlerinde yoğun üçgen elemanlı ağ yapısı tercih etmişlerdir. Öndeki silindirden ayrılan girdapların arkadaki silindire çarptığını ve akım devamında standart Kármán girdap yapısının tekrar gözlemlendiğini tespit etmişlerdir.

Mahir ve Altaç (2017), farklı çaplardaki iki art arda dizili dairesel silindirden oluşan bir problemde laminer akış ve ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayıları 100 ve 200'dür. Öndeki silindir ve arkadaki silindir çap oranı 0,3 ila 2, iki silindir arası boşluk mesafesinin arkadaki silindir çapına oranı (boşluk oranı) 0,5 ila 4 aralığında kabul edilmiştir. Sonuç olarak öndeki silindirin varlığı, silindirdeki ortalama sürüklenmeyi katsayısını tek silindire göre daha düşük olacak şekilde azalttığını tespit etmişlerdir. Öndeki silindirin küçük olması ($d/D < 1$) dar izler üretmiş ve daha büyük sürtünme katsayılarıyla sonuçlanmıştır.

Chen ve Dong (2021), düşük Reynolds sayılarında art arda dizili düzende 2B'lu ve farklı çaplardaki silindirler üzerine etkileyen kuvvetleri incelemiştir. Sonlu Eleman Modeli kodu ile akış çözümlerini $d/D=0,2-0,8$, $G/D= 0,2-1,6$ aralığında ve $Re=100$ ile 200 için gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma sonucunda küçük silindirin belirli bir mesafeye

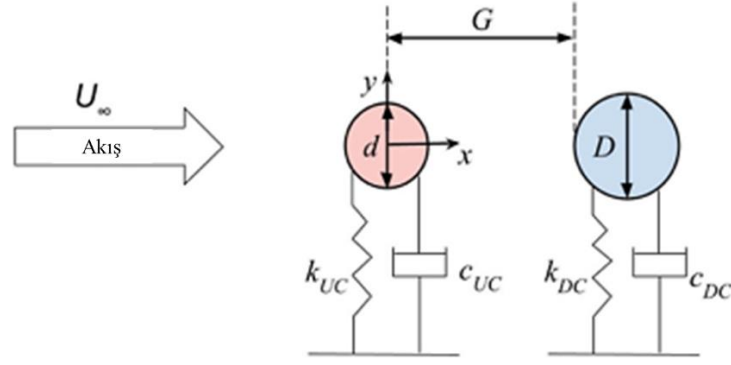
yerleştirilmesi ile sürüklenme katsayısının tek başına bir silindire göre daha düşük geldiğini tespit etmişlerdir ($G/D=1,2$ ve $Re=100$). En fazla kaldırma kuvvetinin ise $G/D=1$ ve $Re=200$ konumunda elde etmişlerdir. Bunun yanı sıra d/D oranının artması durumunda kaldırma katsayısının düştüğünü, akış devamında meydana gelen girdap salınımı yapısının geciktiğini ve ötelendiği sonucuna varmışlardır. (Şekil 2.4).



Şekil 2.4. 2B Art arda dizili düzen silindir çap farkı (Chen ve Dong, 2021)

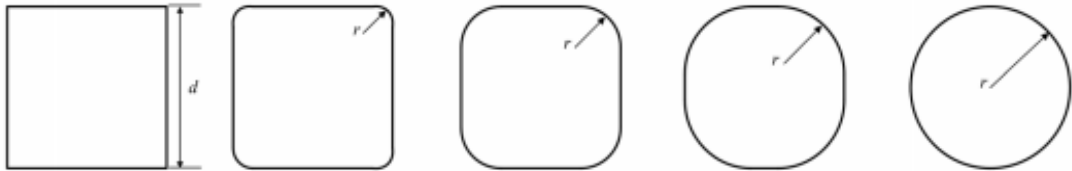
Zobeyer vd. (2021), 2 boyutlu dairesel silindirlerin art arda dizili yapıda aralarındaki aksel mesafeyi değiştirerek ($3D-6D-9D$) birbirleriyle olan etkileşimleri incelemişlerdir. Sonuç olarak iki silindir arasındaki akış yapısının arkadaki silindir konumundan doğrudan etkilendiği gözlenmiştir. Aradaki mesafenin artması ile akışta resirkülasyon bölgeleri oluştuğu ve mesafeye bağlı olarak uzadığı gözlenmiştir. Maksimum türbülans kinetik enerjinin ara akışta ve dönme bölgesinin bitiminde arkadaki silindir önünde gerçekleştiğini belirtmişlerdir. $3D$ mesafeden sonra resirkülasyon bölgesinin kesintiye uğramadığını da ayrıca tespit etmişlerdir.

Kahn vd. (2022), farklı çap ve aksel uzaklıktaki iki art arda sıralı dairesel silindirleri titreşim açısından incelemişlerdir (Şekil 2.5). İki boyutlu analiz sonucu olarak akış kaynaklı titreşimlerin iki silindir arası mesafe ve silindir çaplarından oldukça etkilendiğini gözlemlemişlerdir. İlk silindir çapının düşmesi titreşimi azaltırken, arkadaki silindir titreşimini öndeki silindirden sonra gelen akış yapısı etkilemektedir. Öndeki silindir çap oranı düştüğünde ($0,2$) akış kaynaklı titreşimin ihmal edilebilir seviyeye geldiği ve akış ayrılmaları azalarak arkadaki silindir üzerinde titreşimi azalttığı, iki silindir arası mesafenin artışı ile öndeki silindir sonrası oluşan girdap yapısı ve salınımının arkadaki silindir üzerinde salınımlı bir titreşime neden olduğu ifade edilmiştir.



Şekil 2.5. Art arda dizili silindirler üzerinde mekanik titreşim şeması (Kahn vd., 2022)

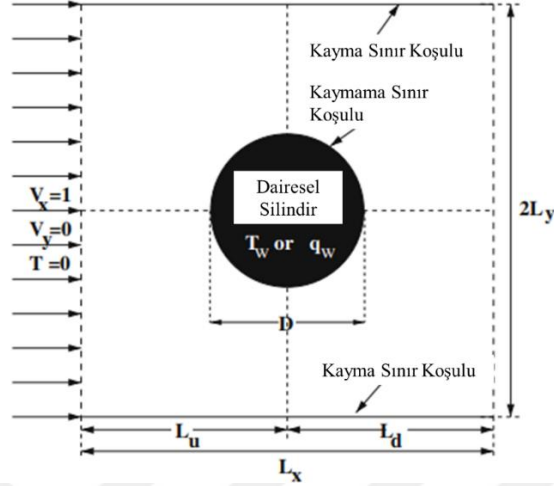
Isı transferi açısından gerçekleştirilen 2 boyutlu çalışmalar; Zafar ve Alam (2006), yaptıkları iki boyutlu çalışmada geometrilerini kare yapısından dairesel forma kadar kademeli olarak değiştirerek incelemelerde bulunmuşlardır (Şekil 2.6). Keskin köşeli yapıların akış üzerinde etkileri olduğunu akış ayrılması, girdap gücünde, ayrışma baloncuğu oluşumunda ve iz baloncuğunun oluşumunda rol oynadığını ve bunlarında ısı transferine etki ettiğini ifade etmişlerdir. r/d oranında 0'dan 0,5'e kadarlık bir artışın %33 lük bir ısı transferi artışına imkan sağladığını tespit etmişlerdir. Ayrıca minimum C_D ve maksimum St 'nin dairesel silindirde oluştuğunu, maksimum C_D ve minimum St 'nin ise kare geometride meydana geldiğini belirlemişlerdir.



Şekil 2.6. 2B Kare-daire arası geçiş formları (Zafar ve Alam, 2006)

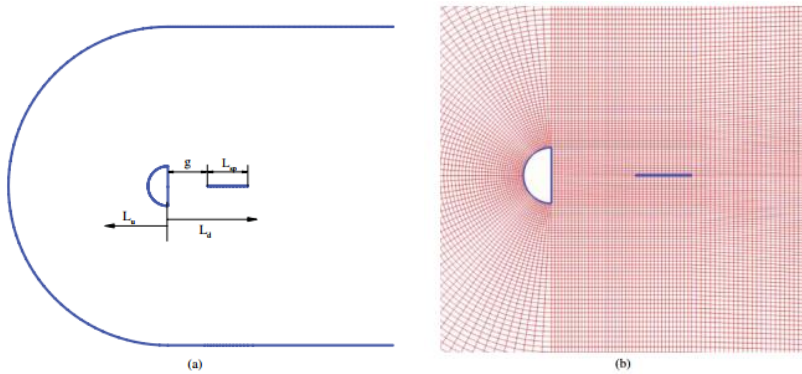
Bharti vd. (2007), iki boyutlu tek silindir üzerinde zorlanmış taşınım ile sonlu hacimler analizi gerçekleştirerek değerlendirmelerde bulunmuşlardır (Şekil 2.7). Reynolds ve/veya Prandtl sayısı artışıyla ısı transferinin arttığını gözlemlemişlerdir. Sabit bir Re , Pr sayısı durumunda ise yerel Nusselt sayısının akışın silindire ilk çarptığı ve durma bölgesi oluşturduğu yerden akış ayrılma bölgesine kadar azalarak ilerlediğini tespit etmişlerdir. Isı transfer katsayısı açısından kullanılan yazılımda silindire tanımlanan termal sınır koşulu olarak ısı akısı uygulaması sabit yüzey sıcaklığı sınır koşuluna göre her zaman daha yüksek ısı taşınım katsayısı verdiğini tespit etmişlerdir. Maksimum farkın %15-20 mertebesinde

gerçekleştiğini belirtmişlerdir. Çalışma sonucunda Nusselt sayısının eldesine yönelik bir korelasyon üretmişlerdir.



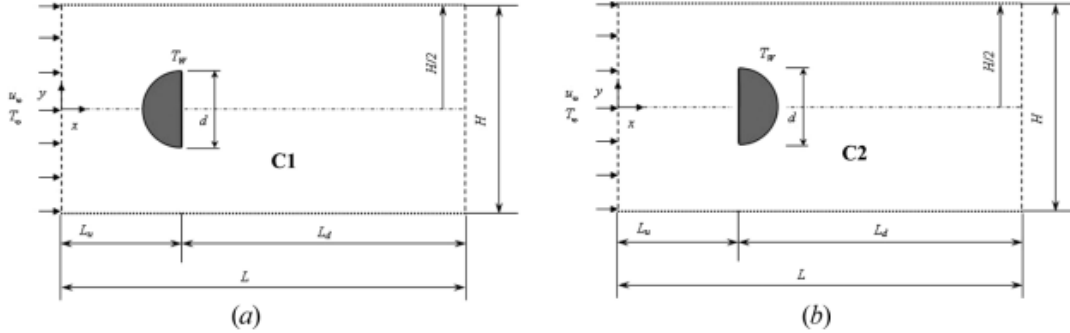
Şekil 2.7. Bharti vd. (2007)'nin 2B Dairesel silindir ısı analiz sınır koşulu

Farhadi vd. (2010), çalışmalarında yarım dairesel silindirin 2 boyutlu ısı-akış incelemesini gerçekleştirmiş ve bu akış düzeninde oluşan girdap salınım bölgesini pasif bir kontrol mekanizması ile kontrol etmeyi amaçlamışlardır (Şekil 2.8). İz bölgesine yerleştirilen akışa paralel ve merkezde yer alan bir plaka girdap salınımı oluşumunu baskılamış ve uzaklaştırmış. Ayrıca dönme bölgelerini daha çok plaka girişine kaydırmıştır. Bu plaka yerleşimi girdap oluşumunu uzaklaştırdığı için optimum uzaklık değerlendirmeleri yapılmıştır. Plaka silindir üzerine gelen sürüklenme katsayısında düşüş, kaldırma katsayısında ise yükseliş sağlamıştır. Bu optimum mesafeden uzaklaşıldıkça sürüklenme katsayısının aniden yükseliş gösterdiği tespit edilmiş ve plakanın işlevsiz kaldığını ifade etmişlerdir.



Şekil 2.8. Yarım daire 2B silindir ve pasif girdap kontrol plakası (Farhadi vd., 2010)

Chatterjee vd. (2013), yaptıkları çalışmada yarım dairesel yapıdaki iki boyutlu silindirin ısı transferi incelemesini yapmışlardır (Şekil 2.9). Bu çalışmada yarım silindirin akışa ilk maruz kaldığı yönü değiştirmişler ve kavisli yüzeyin akışa karşı durduğu yapının ısı transferi açısından çok daha etkin olduğunu tespit etmişlerdir. Bu doğrultuda bir Nusselt korelasyonu türetmişlerdir.



Şekil 2.9. Yarım daire 2B silindir yapıları (a) akış yönünde, (b) akışa ters yönde (Chatterjee vd., 2013)

Vidya vd. (2016), DNS akış çözümü ile 2B ve 3B tek silindir üzerinde ısı transferi değerlendirmeleri yapmışlardır. Sonuç olarak ortalama ısı transfer katsayılarını incelemişler ve 3B analiz sonuçlarında ısı transferinin daha yüksek elde edildiğini tespit etmişlerdir. Bunun sebebi 2B analizlerde 3B akış dağılımının ve girdaplarının yakalanmıyor olması gösterilmiştir. Ek olarak, 2B analiz sonuçlarının daha çok laminar çözümde ortaya çıkan ısı transfer yapısı ile örtüştüğü belirtilmiştir.

Sochinskii vd. (2019), 2 boyutlu akış ve ısı transferi çalışmalarında elmas şeklindeki geometri üzerinde geometrik açıların etkilerini incelemiş ve dairesel silindir ile sonuçları karşılaştırmışlardır. Köşeli yapıda ısı transferi açısından Nusselt dağılımında birden çok yerel maksimum meydana geldiğini ve merkez düzlemde güçlü dalgalanmaların oluştuğunu ifade etmişlerdir. Elmas yapıdaki açının azaltılmasının ısı transferi açısından dairesel yapıya yaklaşıldığını belirlemiş ve girdap yapısının daha uzakta meydana geldiğini belirtmişlerdir.

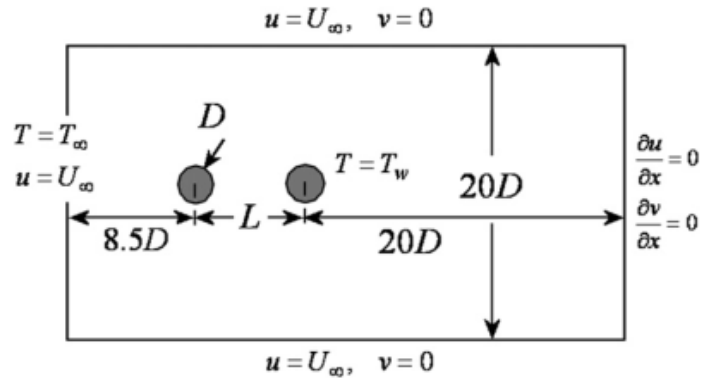
Homsı vd. (2021), ısıtılmış ve ısıtılmamış 2 boyutlu silindir üzerinde zorlanmış taşınım incelemesi yapmışlardır. Isıtılmış silindirlerde statik yüklemenin arttığı, dinamik yüklemenin ise azaldığını tespit etmişlerdir. Ayrıca farklı yüzey sıcaklık oranlarıyla yaptıkları analizlerde ısıtmanın vortisitelerde azalmalara imkân sağladığını, girdap salınım

bölgesinin bundan dolayı uzadığını belirlemişlerdir. Yeterli sıcaklık oranına ulaşıldığında ise girdap salınım bölgesinin baskılanabileceğini ifade etmişlerdir. Ayrıca sabit sıcaklıkta Reynolds sayısındaki artışın silindir alt ve üst yarım kürelerinde ısı transfer katsayısında farklılıkların artmasına neden olmakta olduğunu belirlemekte birlikte, yüksek sıcaklık oranlarında alt ve üst yarım kürelerde ısı transfer katsayılarındaki farklılığın giderek düştüğünü tespit etmişlerdir.

Art arda dizili yapıda ısı transferi incelemeleri iki boyutta şu şekilde gerçekleşmiştir. Buyruk (2002), iki boyutlu dairesel silindirlerde art arda dizili düzen incelemesi ile ilk silindir üzerindeki laminer sınır tabaka ısı transfer bölgesinin art arda dizili silindirler arası mesafenin azalmasıyla etkilenmediğini tespit etmiştir. Ancak aradaki mesafenin azalması ile öndeki silindir blokajı artmakta ve arkadaki silindir üzerinde ısı transferinde düşüş tespit etmiştir.

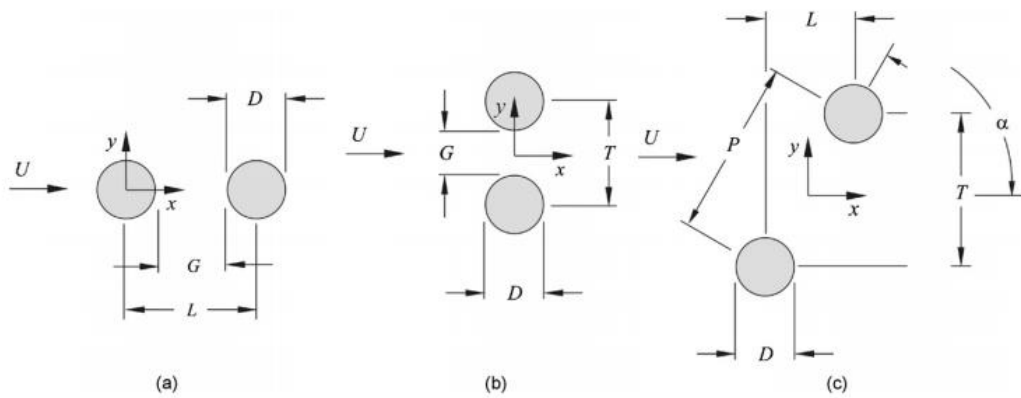
Juncu (2007), art arda dizili silindirler üzerinde iki boyutlu incelemesini iki ayrı yayında ele almıştır. İlk yayını akış karakteristikleri incelemesi olarak ele alan Juncu, çalışmasında silindirler arası mesafe ve çaplarının değişiminde art arda dizili etkileşiminin ortadan kalkmadığını ifade etmiştir. Art arda dizili yapıdaki her bir silindirin sürüklenme katsayısının, izole edilmiş tek cisimden daha düşük olduğunu belirlemiştir. Reynolds artışıyla girdap yapısındaki engelleme etkilerinin arttığını gözlemlemiştir. Juncu, devam yayınında aynı probleme ısı transferi bakış açısı getirmiştir. Art arda dizili yapının kendine özgü bir fiziği olduğunu ve hiçbir konfigürasyonda Nusselt değerlerinin belirli bir asimptotik değere yakınsamadığı ve art arda dizili düzen etkileşiminin başlamasıyla ısı transfer oranlarının arttığını gözlemlemiştir.

Mahir ve Altaç (2008), çalışmalarında 2 boyutlu dairesel, izotermal silindirlerin art arda dizili düzendeki ısı transfer karakteristiklerini incelemişlerdir (Şekil 2.10). İki silindir arası mesafenin artışı ve azalışı parametresine bağlı olarak ısı transferi, kaldırma ve sürüklenme katsayısı, Strouhal sayısı gibi parametreleri yorumlamışlardır. Çalışma sonucu olarak $L/D=4$ ve üzerinde, öndeki silindirin art arda dizili düzen etkileşiminden çok tek silindir yapısı göstermeye başladığı ve arkadaki silindirin ise ısı transferi performansı olarak öndeki silindire göre %20 kayıp yaşadığını belirlemişlerdir.



Şekil 2.10. Mahir ve Altaç (2008)'in ele aldığı hesaplama alanı ve sınır koşulları

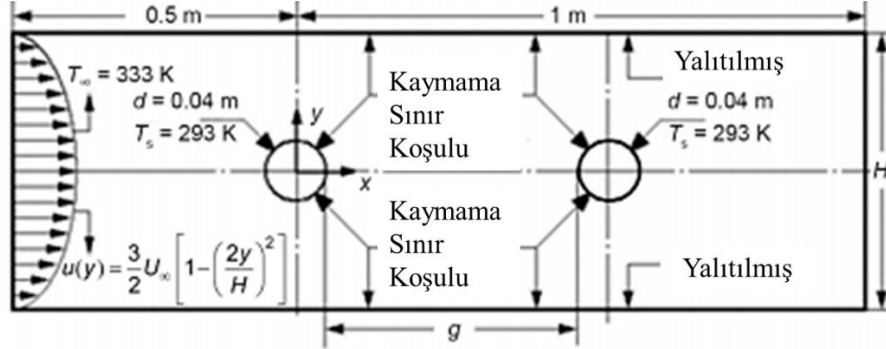
Sumner (2010), çalışmasında bir literatür değerlendirmesi yapmış ve art arda dizili yapıyı arka arkaya, yan yana ve çapraz yerleşimler açısından değerlendirmiştir (Şekil 2.11). Mühendislik uygulamalarında en sık karşılaşılan kademeli silindir konfigürasyonu, 2000'li yıllarda büyük ilgi görmüş ve akış alanının karmaşıklığı ve ölçülen verilerin davranışı artık çok daha iyi anlaşılmiş ve değerlendirilmiştir. Literatürdeki çok sayıda çalışmaya rağmen, iki dairesel silindir etrafındaki akışın karmaşıklığı, daha fazla araştırmacının çalışmaya devam etmesine sebep olmaktadır. Art arda dizili silindirlerde, girdap salınım süreçlerini daha iyi karakterize etmek ve literatürdeki boşluğu doldurmak için ek çalışmalara ihtiyaç vardır. Ayrıca Strouhal sayıları için yapılan çalışmalara benzer şekilde, aerodinamik kuvvetlerin Reynolds sayısının etkilerinin kapsamlı bir şekilde çalışılması literatüre katkı sağlanacağını vurgulamıştır.



Şekil 2.11. Farklı dizilim örnekleri (a) Art arda dizili, (b) Yan yana, (c) Çapraz (Sumner, 2010)

Aydın vd. (2021), iki boyutlu laminar akışa maruz kalan dairesel art arda dizili silindirler üzerinden ısı transferi incelemesi gerçekleştirmiş ve farklı blokaj oranları ile farklı silindir mesafelerini analiz etmişlerdir (Şekil 2.12). Sonuçlar, ikinci silindirde hem blokaj

oranı hem de silindir arası mesafe ile akışın silindirden ayrılma açısının azaldığını, buna karşın öndeki silindirde hem blokaj oranı hem de silindir arası mesafe ile ısı transferinin arttığını bulmuşlardır.



Şekil 2.12. Aydın vd. (2021)'nin analiz ettiği kontrol hacmi ve sınır koşulları.

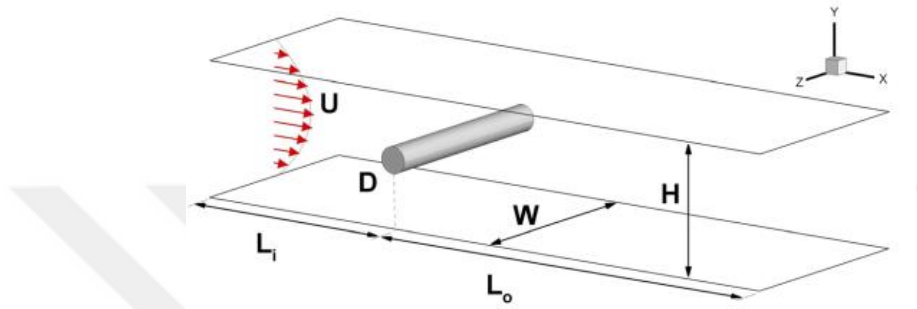
2.2. 3B Çalışmalar

Önceki bölümde detaylı şekilde tek dairesel silindir, art arda dizili dairesel silindirler ve çeşitli silindir kesitlerinin 2 boyut kabulü altında yapılan çalışmalara değinilmiştir. 2 boyutlu literatür çalışmaları bilim insanlarının genel kabulüyle akış ve ısı transferi fiziğine dair oldukça iyi derecede bilgi ve fikir vermektedir. Ancak sonlu silindir yapılarında, meydana gelen 3 boyutlu girdap yapılarının ve silindir ucunda meydana gelen akışın tespiti ve bu akışların art arda dizili düzende diğer silindir ve genel akış hacmine etkileri ile ısı transferi değerlendirmeleri yapılması imkânı bulunmamaktadır. Bundan dolayı gelişen teknoloji ve çözüm gücü ile 3 boyutlu analiz ve inceleme çalışmalarına yönelim gerçekleşmiştir. Bu bölümde hem hesaplamalı akışkanlar dinamiği hem de deneysel olarak problemin üç boyutlu fiziğine dair literatürde yer alan çalışmalar paylaşmıştır.

2.2.1. 3B Akış ve ısı transferi incelemeleri

Kakuda vd. (2006), sonlu elemanlar metodu ile üç boyutlu bir silindir etrafında akış incelemesi gerçekleştirmişlerdir (Şekil 2.13). Çalışmaları sonucunda; artan Reynolds sayısı ile iz bölgesinin genişliğinin cisim çapından daha küçük hale gelebildiği doğrulanmıştır. Zaman ortalamalı akım çizgileri ve basınç alanları sonuçlarına göre Reynolds artışıyla iz bölgesinde simetriğe yakın girdapların oluştuğu ve sirkülasyon alanlarının azaldığını tespit etmişlerdir.

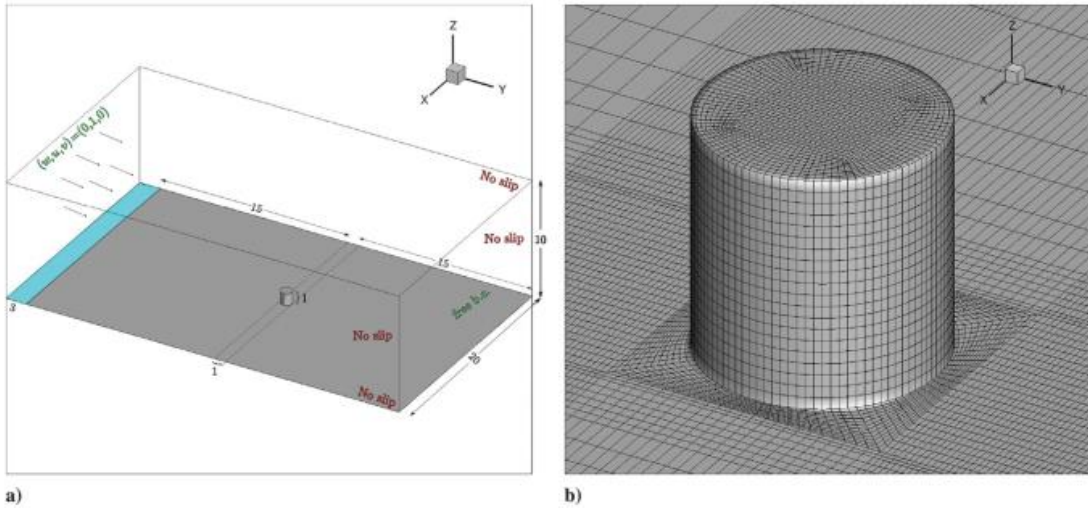
Kanaris vd. (2011), 3 boyutlu bir akışı yan yatırılmış bir silindir üzerinde incelemiştir (Şekil 2.15). Bu yönüyle sonlu bir silindir etkilerini kapsamamaktadır ancak üç boyutlu girdap yapılarına dair önemli bulgulara rastlanmaktadır. Literatürde ilk kez bir üç boyutlu simülasyon ile sınırlandırılmış yan bir silindir üzerindeki iz geçişindeki temel bir olgusu olan girdap kaymaları gösterilmiştir. 2B ve 3B girdap yapıları ve kararsızlıkları başarılı bir şekilde yakalanmıştır.



Şekil 2.15. 3B yatay yerleşimli sonsuz silindir örneği (Kanaris vd., 2011)

Krajnovic (2011), H/D oranı 6 olan sonlu dairesel bir silindir ile LES analizleri gerçekleştirmiştir. Çalışmaları sonucunda önceki araştırmalara uygun olarak silindir üzerindeki girdap bölgesinin her iki bacağına da silindire tutunduğu gözlenmiştir. İz bölgesinde ortalama akışın yanı sıra iki at nalı girdap yapısı, silindir tepesinden uzanan büyük kemer girdabı, silindir arkası durma bölgesinden aşağı doğru başka bir girdap yapısı tespit edilmiştir. Yere yakın olan at nalı girdabının kararsız olduğu ve ani şekil değiştirebildiği tespit edilmiştir.

Liakos ve Malamataris (2016), sayısal olarak yaptıkları sonlu silindir üzeri akış incelemesinde (Şekil 2.16); $Re=1$ 'de silindir üzerinde bir akış kırılımı olduğu gözlenmiştir. $Re=10$ 'dan sonra ise yeni bir kırılıma uğrandığı, serbest uçtan aşağı yönlü alçalan bir girdabın ve devamında tekrarlayan bir döngü bölgesinin ortaya çıktığını gözlemlemiştir. Bilindik at nalı girdap yapısının $Re=150$ 'den sonra gözleyebilmişlerdir. $Re>150$ durumunda akış topolojisinde köklü bir değişim gözlenmemektedir. Bu akışta üçüncü at nalı girdabı iz bölgesinde oluşmaktadır.

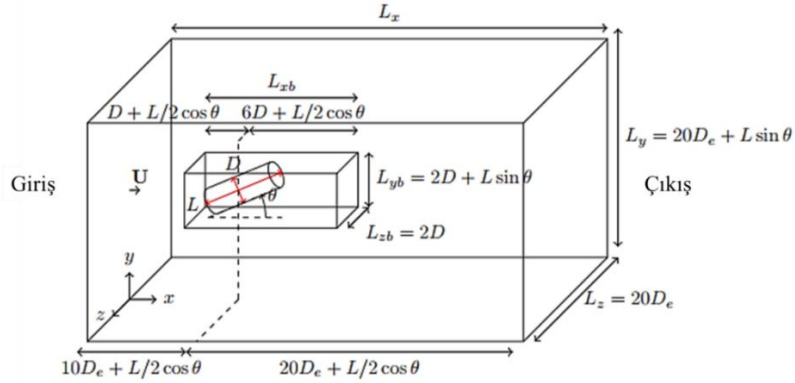


Şekil 2.16. Liakos ve Malamataris (2016)'in 3B sonlu silindir (a) Çözüm alanı, (b) Ağ yapısı

He vd. (2017), sonlu silindir yapısında azalan H/D oranını ile C_D sürüklenme katsayısında düşüş elde edildiğini tespit etmiştir. Serbest uçtaki oluşan girdap yapısı detaylı şekilde incelenmiştir. SST-DES (Shear stress transport based detached-eddy simulation) çalışması ile silindir arka ucundan aşağıya doğru dökülen bir girdap yapısı ve bunu paralel takip eden iki yan girdap tespit edilmiştir.

Naik ve Tiwari (2015), sonlu silindir üzerinde yaptıkları çalışmada iz uzunluğunun Reynolds sayısı ile ilintili olduğunu; Reynolds sayısı artışıyla iz bölgesinin uzadığını tespit etmişlerdir. Isı transferi silindir gövdesi ve yerleştiği taban yüzey üzerinden Reynolds sayısı ile birlikte artış göstermektedir. Çevresel ortalama Nusselt sayısı ise serbest uç da diğer bölgelere göre daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Yükseklik ortalamalı Nusselt sayısı ise silindirin ön yüzeyinde arka yüzeyine göre daha yüksektir. Yüksek Reynolds sayılarında iz bölgesindeki akışkan üzerinde yüksek sıcaklık gradyanı gözlenmiştir.

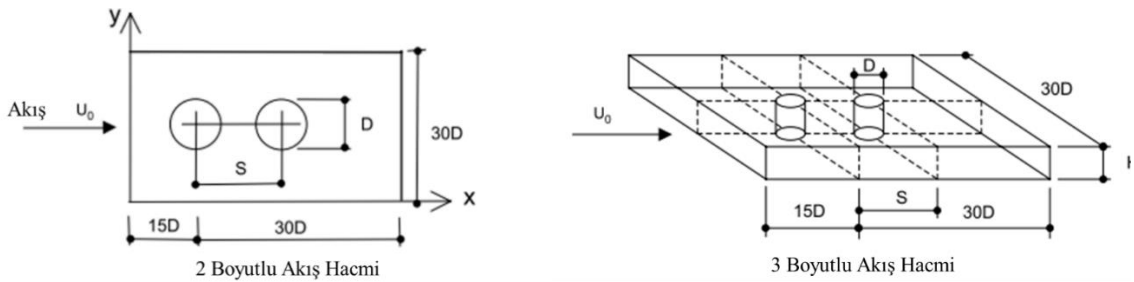
Pierson vd. (2019), sonlu dairesel silindir çalışmasında silindire bir yatış açısı vererek incelemiştir. Silindirlerin akışa dik pozisyonlamasına göre hafif bir açıyla yatırılması simetri kaybına yol açmakta ve ilk kararsızlık durumlarını önemli ölçüde değiştirmektedir (Şekil 2.17). 60° eğim açısında yeni tip bir girdap tespit edilmiş ve simetrik olarak her iki yandan aşağıya döküldüğü anlaşılmıştır. Bu çalışmanın önemli çıktılarından birisi de açı-Reynolds sayısına bağlı olarak bir hidrodinamik kuvveti ve torku veren korelasyon türetilmesidir.



Şekil 2.17. Pierson vd. (2019)'nin 3B sonlu silindir eğimli tasarım ve çözüm alanı

Gouidmi vd. (2019), sonlu bir silindir üzerine ısı akısı uygulayarak akış analizine tabi tutulmuştur. LES çözümü gerçekleştirilen çalışmada yalıtımlı düz duvar üzerine $H/D=5$ ölçülerinde silindir konumlandırılmıştır. Koordinat düzleminde üç yönde hız alanları sıcaklık dağılımları farklı yükseklik oranlarındaki silindirler için tekrarlanmış ve Nusselt dağılımları deneysel sonuçlarla paralellik göstermiştir.

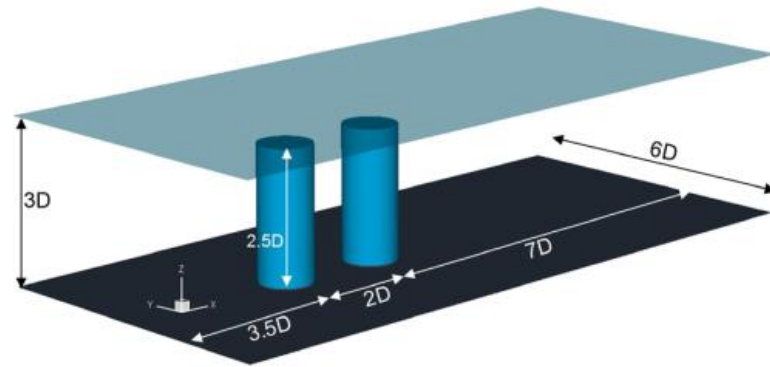
Art arda dizili silindirler için; Kondo ve Matsukuma (2005), art arda dizili düzende 2B ve 3B analizler gerçekleştirmişlerdir (Şekil 2.18). 3. Mertebeden sonlu eleman metodu kullanılarak gerçekleştirilen analizlerde $Re=1000$ olarak kabul edilmiştir. Çalışma sonucunda aerodinamik kuvvetler incelendiğinde ikinci silindirdeki yüklerin birinci silindire göre daha büyük olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca iki silindir arası mesafe oranını 3,5-4 mertebesinde olması durumunda ara bölge akışı ve girdap yapılarının aniden değiştiği gözlenmiştir.



Şekil 2.18. 2B ve 3B sonsuz dairesel silindir art arda dizilim gösterimi (Kondo ve Matsukuma, 2005)

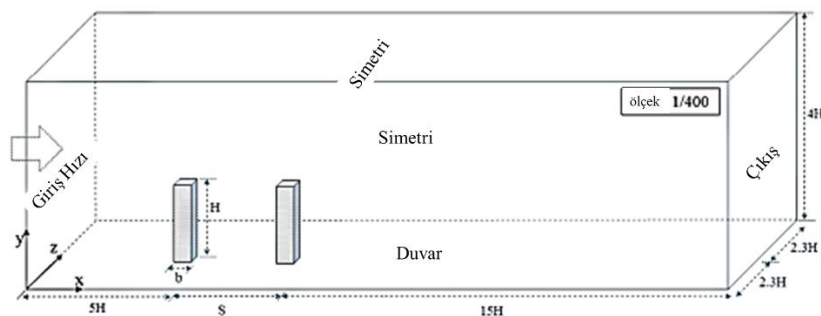
Palau-Salvador vd. (2008), ardışık iki silindirin etrafındaki ve çevresel akışlarının yapısal tasarım gibi birçok mühendislik problemi için ilgi çekicidir. Çünkü bu akış yapısı oldukça karmaşık bir davranış sergiler (Şekil 2.19). Çalışmada Reynolds sayısı, silindir

çapına ve serbest akış hızına (u) dayalı olarak 1500 alınmıştır. Elde edilen sonuçlar, öndeki silindir tarafından üretilen ayrılmış akışın aşağı yöndeki silindirin yüzeyine yeniden bağlandığı iki silindir arasındaki boşlukta hiçbir girdap dökülmesinin olmadığını göstermektedir. Akış, baykuş yüzü (owl-face) konfigürasyonu olarak bilinen iki spiral düğümün varlığı ile birinci silindirin tepesinde ayrılır ve aşağı silindirin üstüne eklendiğini tespit etmişlerdir.



Şekil 2.19. Paulo-Salvado vd. (2008)'nin 3B sonlu art arda dizili dairesel silindir çözüm alanı

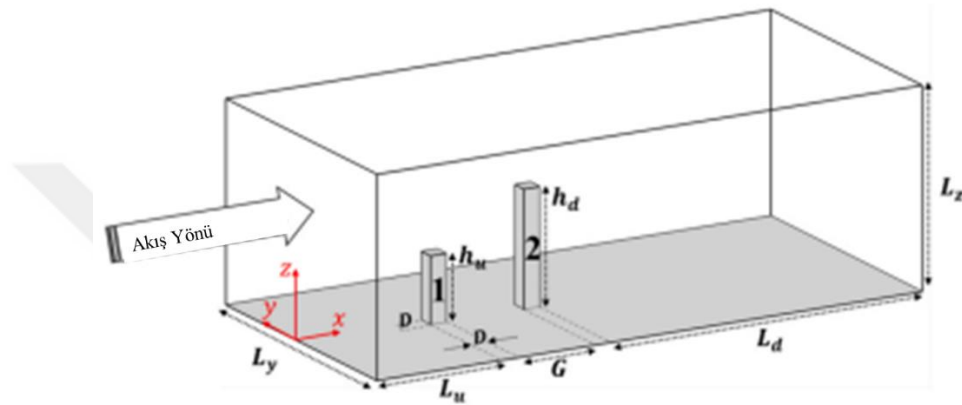
Sharma vd. (2019), ardışık konumlarda düzenlenmiş ve türbülanslı rejim sınır tabakasına maruz kalan iki kare yüksek bina (1:1:7 geometrik oranlı) arasındaki etkileşim için bir analiz yapılmıştır (Şekil 2.20). Öndeki engelleyici binanın yaya seviyesi rüzgarları önlemede faydalı olduğu ve S/b (boşluk/bina genişliği) 4 seviyesinin minimum olarak alınması gerektiğini bildirmişlerdir.



Şekil 2.20. Eşit boyda art arda dizilim örneği-kare kesit (Sharma vd., 2019)

Freidoon vd. (2021), şehirlerdeki binaların yerleşimi kentsel havalandırma ve yayalar için oluşturduğu dip rüzgarları art arda dizili şekilde dizilim gösteren iki dörtgen kesitli silindir üzerinden simülasyon yoluyla incelemişlerdir (Şekil 2.21). Burada farklı yükseklikli

iki cisim öngörmüşlerdir ($H/D=4$ ve 7). İki cisim arasında ise $1,3$ ve $5D$ mesafeler taranmıştır. Akış rejiminin yaya seviyesinde derin bir etki yarattığı, böylece güçlü rüzgâr durumunun küçük silindirler arasında ve çok zayıf rüzgâr durumu girdap merkezinde ortaya çıktığını ifade etmişlerdir. Bu nedenle, daha iyi yaya seviyesi rüzgâr koşulları için binalar arası minimum $3D$ boşluk önerilmektedir. Ayrıca, D 'den $5D$ 'e kadar artan boşluk durumunda, öndeki binanın koruma etkisini önemli ölçüde azaltacağını belirtmişlerdir.



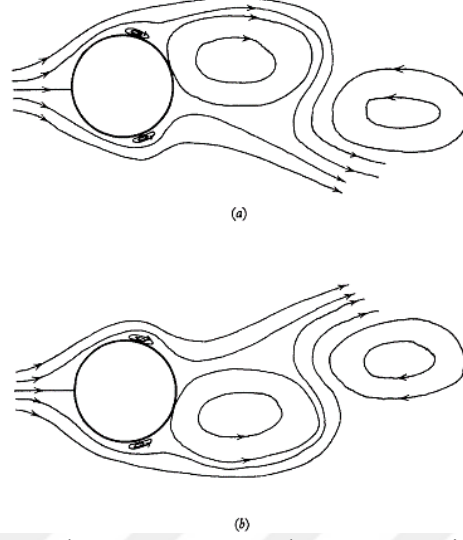
Şekil 2.21. Farklı boylarda 3B sonlu kare kesit art arda dizili silindirler (Freidoon vd., 2021)

2.3. Deneysel Çalışmalar

Deneysel çalışmalar problemin fiziğinin anlaşılması ve sayısal çalışmaların doğruluk oranlarının değerlendirilmesi adına önem arz etmektedir. Bilgisayar ve analiz hesaplama gücündeki teknolojik gelişmeler öncesinde de bilim insanları silindirler üzerindeki akışları daha iyi anlayıp gözlemleyebilmek için çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Günümüze yaklaştıkça gelişen test sistemleri ile sayısal olanaklar birbirlerini destekleyici şekilde uygulanmaya devam etmektedir. Bu bölümde silindirler üzerinde gerçekleştirilen deneylere dair literatür bilgileri yer almaktadır.

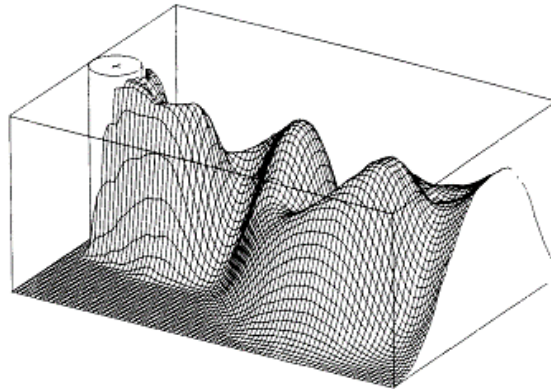
Son vd. (1969), silindirler üzerindeki akışları daha iyi anlayabilmek adına elektrokimyasal yöntemler kullanmışlardır. $Re=5000$ ve 500000 mertebesinde çalışmalarını gerçekleştirirken daha önce $Re=60-360$ aralığı için geliştirilmiş yöntemi devam ettirmişlerdir. Özellikle ilgi çekici olan, akış ayrılmasından sonra belirli uzunluktaki daha önce yetersiz tanımlamaya sahip bir bölgenin varlığını gözlemlenmektedir (Şekil 2.22). Ayrılmadan önce ölçülen hız gradyanları, sınır tabaka teorisi ile açıklanmıştır. Silindirin

arkasında bir ayırıcı plakanın varlığı, izdeki (wake) periyodik dalgalanmaları ortadan kaldırır ve ayrılmadan önce sınır tabaka üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.



Şekil 2.22. 2B Akış ayrılması ve girdap oluşum gösterimi (Son vd., 1969)

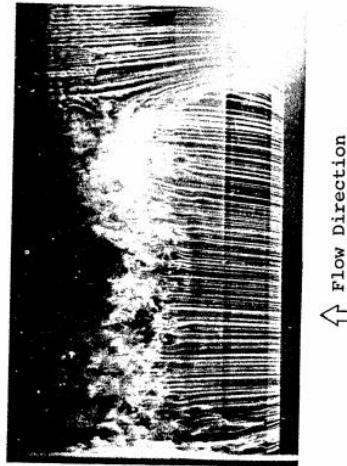
Cantwell ve Coles (1983), Reynolds sayısı 140000 olan dairesel bir silindirin yakın izindeki akış yapısını deneysel bir araştırmasını gerçekleştirmişlerdir. Girdaplarla hareket eden bir referans çerçevesinde merkezler ve eyerlerden oluşan bir model olarak ortaya çıkan durağan olmayan ortalama akışın topolojisine büyük önem verilmiştir. Girdap oluşum sürecinin kinematığı, yakın izinin ilk birkaç çapındaki girdaplar arasındaki eyer noktalarının oluşumu ve evrimini incelemişlerdir (Şekil 2.23).



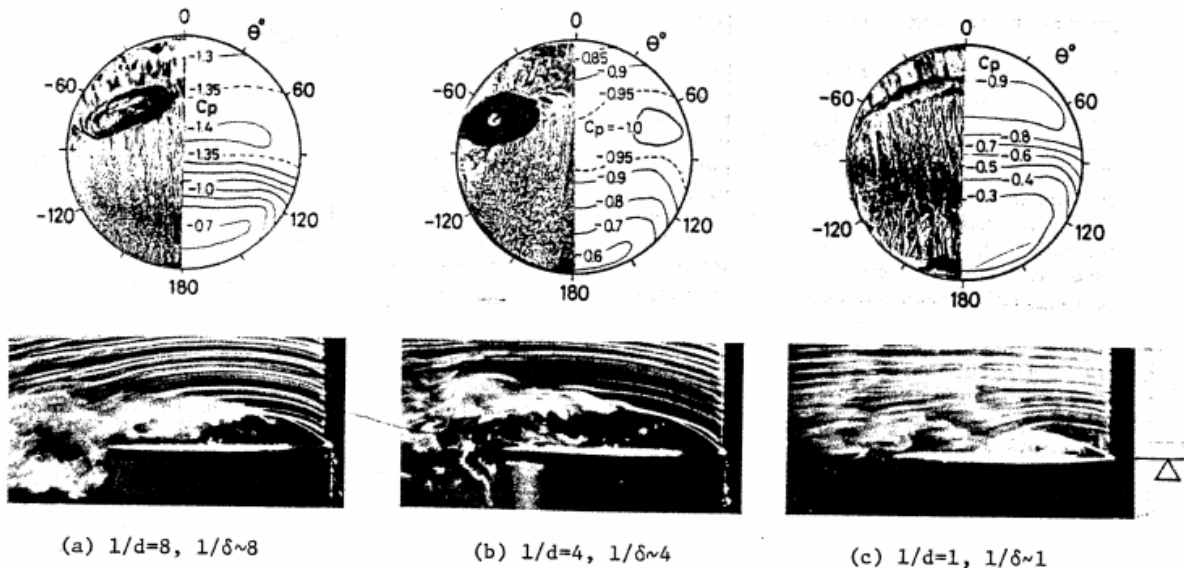
Şekil 2.23. 3B Sonlu silindir iz bölgesi akış yapısı gösterimi (Cantwell ve Coles, 1983)

Kawamura vd. (1984), sonlu bir silindir üzerinde akış görselleştirmesi ve basınç, Strouhal sayısı ölçümleri yapmışlardır (Şekil 2.24). İncelik oranı (Slenderness parameter

H/D) 1-8 arasında çalışılmıştır ve bu parametrenin akış davranışını ciddi şekilde etkilediğini belirlemişlerdir. 3 boyutlu çalışmada akış ayrılma bölgesindeki hız 2 boyutlu silindire göre daha düşüktür bu durumda sürüklenme katsayısını azaltan bir faktör olduğunu tespit etmişlerdir. Serbest uç kısmında ayrılan girdapları karakteristik olarak tespit edilmiştir (Şekil 2.25). Kármán girdap caddesini, serbest uçağa meydana gelen eyer girdaplarının karakterize ettiğini ifade etmişlerdir.



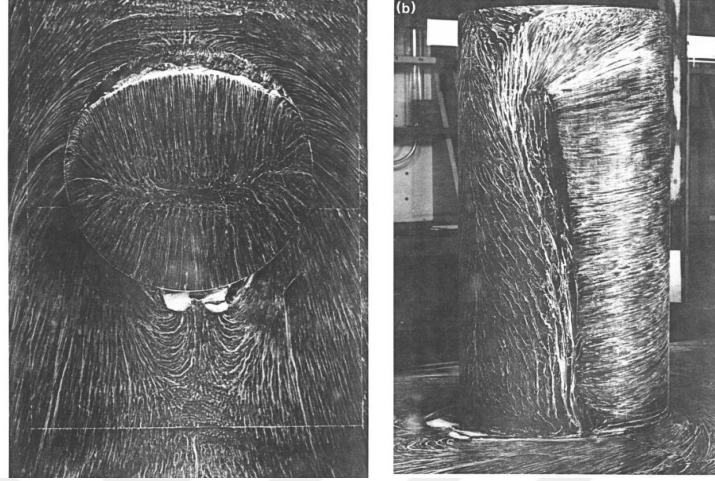
Şekil 2.24. 3B Silindir duman testi yanal yüzey akım çizgileri (Kawamura vd., 1984)



Şekil 2.25. 3B Sonlu silindir serbest yüzey duman testi akım çizgileri (Kawamura vd., 1984)

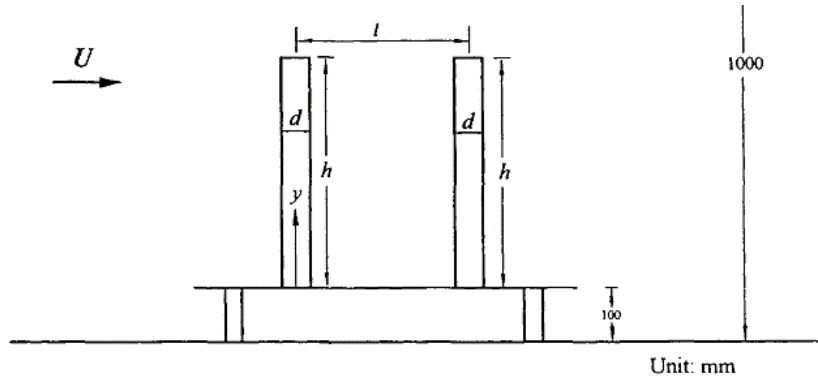
Majumdar ve Rodi (1989), eski tarihli bir çalışma olmasına rağmen 3B'lu sonlu hacimler çözümü gerçekleştirilmiştir. Standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılan çalışma, laboratuvar ortamında da duman çıkışının olduğu bir baca ile simüle edilmeye çalışılmıştır

(Şekil 2.26). Duman dağılımı takip edilerek sayısal sonuçlar ile kıyaslanmıştır. Sınır tabaka davranışlarının yakalanabilmesi için daha iyi bir ağ yapısına ihtiyaç olduğunu vurgulamışlardır.



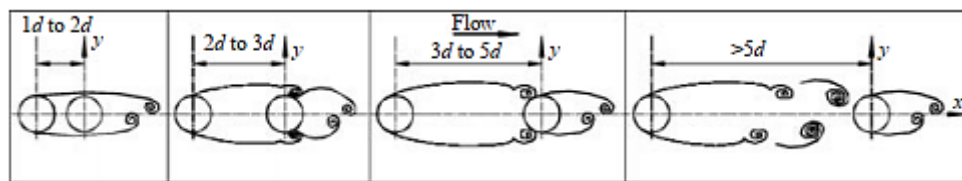
Şekil 2.26. Sonlu silindir serbest uç ve yanal yüzey akım çizgileri test görseli (Majumdar ve Rodi, 1989)

Luo vd. (1996), Bir (veya iki ardışık düzende) sonlu uzunlukta dairesel silindir (ler)den geçen düzgün akış problemini deneysel olarak incelemişlerdir (Şekil 2.27). Sonlu uzunluktaki tek bir silindirden geçen akış durumunda, serbest uçtan ayrılan akışın, kenarlardan ayrılanlarla güçlü bir şekilde etkileştiği ve üç boyutlu bir akışla sonuçlandığı bulunmuştur. Serbest uçtan ayrılan bu akış, kenarlardan ayrılan akışlar arasındaki etkileşimi geciktirir, bu da sonsuz uzunlukta bir silindirden geçen akışla karşılaştırıldığında daha az negatif iz basıncı ve daha düşük sürüklenme ile sonuçlanır. Sürüklenme katsayısının büyüklüğünün, ilgili akış yapısına güçlü bir şekilde bağlı olduğu ve normalde iz basıncındaki değişimin doğrudan bir sonucu olarak değiştiği bulunmuştur. Genel eğilimin, serbest uca doğru daha yüksek yerel sürüklenme katsayısı elde edildiğini ifade etmişlerdir.



Şekil 2.27. Luo vd. (1996)'nin 3B sonlu art arda dizili silindirler test düzeneği kesiti

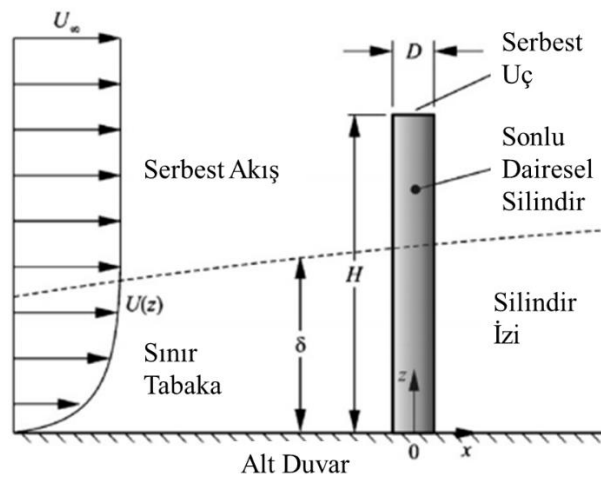
Zhou ve Yiu (2006), iki art arda dizili dairesel silindirin akış yapısı ve ısı aktarımı deneysel olarak incelemiştir. Öndeki silindir ısıtılmaktadır. İki art arda dizili silindirin arkasındaki akış, geleneksel olarak, öndeki silindirden ayrılan kesme katmanlarının, bir girdap yolu oluşturmadan önce akış aşağı silindire yeniden bağlanması veya silindirler arasında girdap oluştuğuna bağlı olarak üç rejime bölünür. Mevcut araştırma, yukarı yöndeki silindirden gelen kesme katmanlarının aşağı yöndeki silindirin akış yönünde mi yoksa akış yukarı tarafında mı yeniden birleştiğine bağlı olarak, yeniden bağlanma rejiminde dikkate değer ölçüde farklı iki akış yapısını ortaya çıkarmaktadır. Bu nedenle, her biri ayrı bir akış yapısını temsil eden dört silindir merkezden merkeze boşluk oranı, yani $S/D=1,3-2,5-4,0$ ve $6,0$ incelenmiştir (Şekil 2.28). Akış yapısının, özellikle girdap kuvveti ve akış aşağı gelişimi S/D 'ye bağlı olduğunu ifade etmişlerdir.



Şekil 2.28. Zhou ve Yiu (2006)'nun art arda dizili silindirler arası mesafe değişimi gösterimi

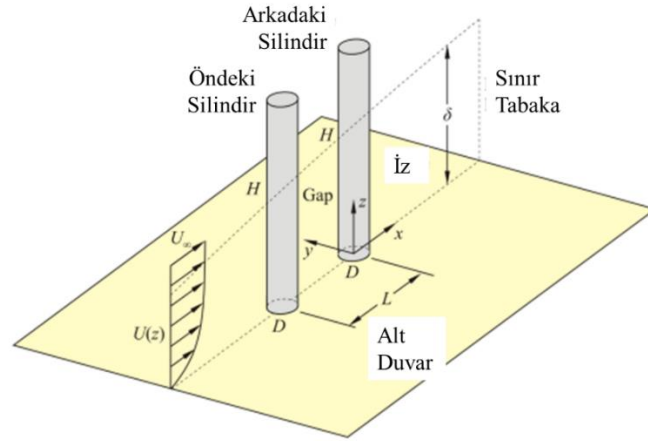
Li ve Sumner (2009), aşamalı bir konfigürasyonda düzenlenmiş sonlu yükseklikteki iki dairesel silindir için girdap dökülme frekanslarını ölçmek için rüzgâr tüneli deneyleri yapmışlardır. Silindirler bir zemin düzlemine dik olarak monte edilip türbülanslı bir sınır tabakasına daldırılmıştır (Şekil 2.29). Strouhal sayıları, sıcak tel anemometresi kullanılarak yukarı ve aşağı silindirlerin arkasında elde edilmiştir. Sonuç olarak, çapraz akışta cisim gövdesi grupları (bacalar, binalar vb.) için var olabilecek karmaşık yakınlık girişimini ve iz

paraziti etkilerini göstermişlerdir. Geliş açısındaki (rüzgâr yönü) küçük değişiklikler, girdap dökülme frekanslarında, girdap kaynaklı titreşimler söz konusu olduğunda etkileri olabilecek belirgin değişikliklere yol açabilir olduğunu göstermiştir. Uç girdap yapılarının ve aşağı yönelme akış alanlarının geliştiği ve Kármán girdap dökülmesi ve sınır tabaka ayrılması ile etkileşime girdiği, silindirlerin serbest uçlarına yakın akış desenleri üzerindeki yakınlık girişiminin ve iz girişiminin etkisine bağlı olduğu anlaşılmıştır.



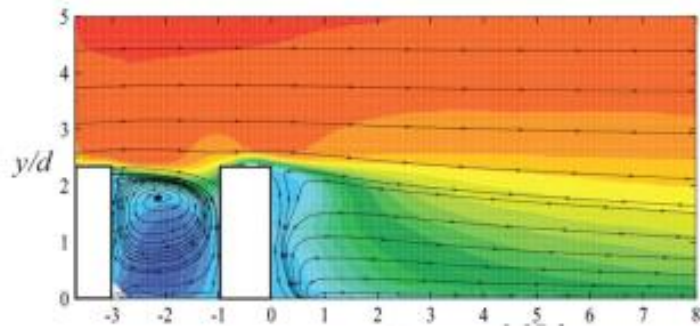
Şekil 2.29. 3B Sonu silindir akış yapısı kesit görünümü (Li ve Sumner, 2009)

Sumner ve Li (2014), art arda dizili konfigürasyonunda düzenlenen iki özdeş yüzeye monte sonlu yüksekliğe sahip dairesel silindirin ortalama izi, yedi delikli bir basınç probu kullanılarak düşük hızlı bir rüzgâr tüneline araştırılmışlardır. Reynolds sayısı $Re=2,4 \times 10^4$, silindir en boy oranı $AR=9$ ve silindir yüksekliğine göre zemin düzlemindeki sınır tabaka kalınlığı $\delta/H \approx 0,4$ idi. $L/D=1,125-2$ ve 5'lik uç merkezden merkeze mesafe oranı sırasıyla yerleştirilmiş silindirler incelenmiştir (Şekil 2.30). Art arda dizili konfigürasyonları için, arkadaki silindirin arkasında hız ölçümleri yapılmıştır. Tek-yüzeye monteli sonlu yükseklikte dairesel silindirin izine kıyasla, art arda dizili silindirler için aşağı ve yukarı yönelme akışlarının (upwash, downwash) daha zayıf ve arkadaki silindirin resirkülasyon bölgesinin daha kısa ve akış izinin her üç yerleşimde de yer düzleminden daha yükseğe uzadığı tespit edilmiştir.



Şekil 2.30. Sumner ve Li (2014)'nin 3B art arda dizili sonlu silindir test düzeneği

Kim ve Christensen (2017), akış yönünde hizalanmış duvara monte dairesel silindireler arasındaki akış etkileşimleri, akış yönündeki silindirin etrafındaki akışın değişimine yol açan kesme tabakası etkileşimlerini keşfetmek için deneysel olarak incelenmiştir (Şekil 2.31). İki özdeş sonlu uzunlukta silindir ardışık olarak yerleştirilmiş ve türbülanslı kanal akışına tamamen daldırılmıştır. Akış yönündeki bölgelerde akış davranışını göstermek için parçacık görüntü hız ölçümleri yapılmıştır. Karşılaştırmalar, izole edilmiş bir silindirin etrafındaki akışın yanı sıra, silindirlerin olmadığı düz duvarlı türbülanslı kanal akışının temel durumu için yapılmıştır. Her bir silindir tarafından dökülen kesme katmanları arasındaki güçlü etkileşimler not edilmiştir, bu sayede aşağı yöndeki iz, daha zayıf, uzamsal olarak daha kompakt bir resirkülasyon bölgesi ve izole edilmiş bir silindir etrafındaki akışa kıyasla önemli ölçüde azaltılmış yeniden bağlanma uzunluğu sergilemektedir. Son olarak, silindir en-boy oranının etkisinin, silindirler arasındaki yeniden bağlanma ve kesme tabakası etkileşimlerinde gözlenen eğilimler üzerinde küçük bir etkiye sahip olduğu değerlendirilmektedirler.



Şekil 2.31. Kim ve Christensen (2017)'in 3B art arda dizili sonlu silindirler test görselleştirmesi

Yapılan literatür taraması sonucunda, tez konusu güçlü literatür desteğiyle akış ve ısı transferinin sonlu hacimler metodu ile çözümünün sonlu dairesel silindirlerin art arda dizilimde birbirlerine olan etkilerini açıklamak ve tasarım çözümleri sunmayı hedeflemektedir. Sonlu silindir yapılar; bina, baca, tank, köprü destek elemanları, elektronik ekipmanlar gibi alanlarda sıkça rastlanmaktadır. Bu cisimlerin tasarımında art arda dizilim birden çok cismin birbirine etkisi, akış yapısı, aerodinamik kuvvetler, ısı transfer yapısı, ısı yalıtım veya soğutma problemleri gibi alanlarda önem kazanmaktadır.

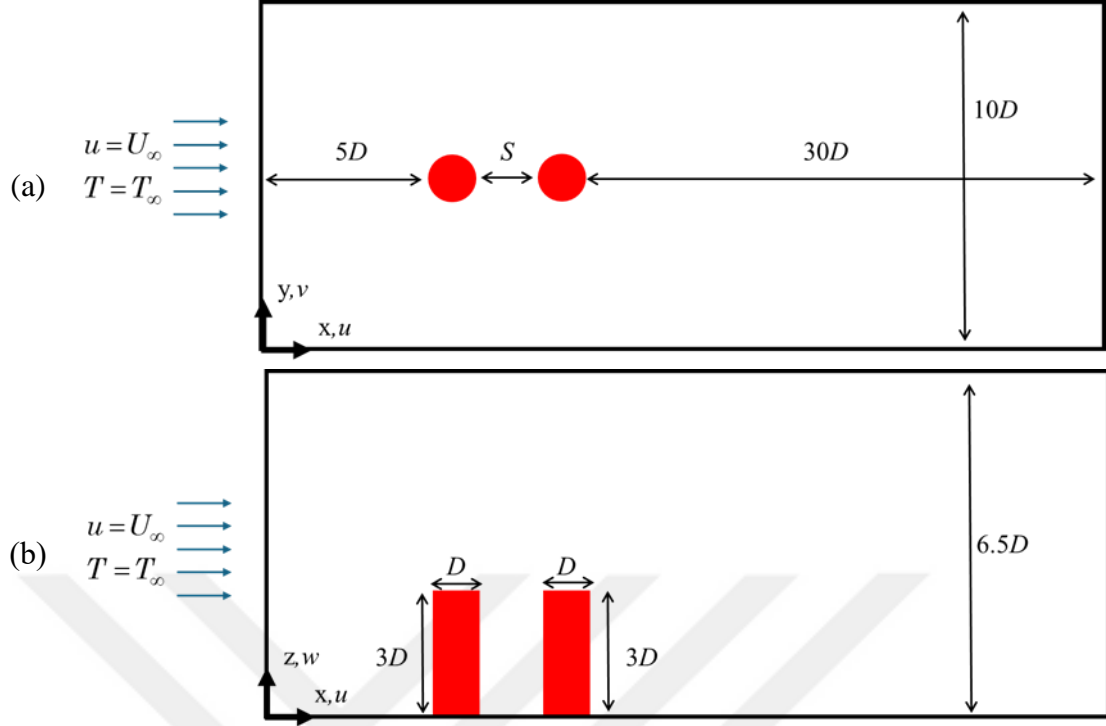
Detaylarıyla verilen literatür taraması sonucunda bu alanda yeterli sayı ve içerikte çalışma yapılmadığı tespit edilmiştir. Genel olarak 2 boyutlu çalışmaların yürütüldüğü bu konu kapsamında çok çeşitli geometrik kesitlerin ele alındığı anlaşılmaktadır. 3B yapılan çalışmalarda ise eşit boylarda silindirlerin arasındaki mesafe değiştirilerek akış yapısının incelendiği literatürde sınırlı sayıda çalışma yer almaktadır. Bu konuya ilave bir yenilik olarak bu tezde art arda dizili düzen için karakteristik türbülans yapılarının belirlenmesi amaçlanmaktadır. Ayrıca silindirlerin birbirlerine olan ısı transferi etkilerinin araştırılması ile literatüre bu yönde katkı sağlanması hedeflenmiştir.

3. TEORİK BİLGİ

3.1. Problemin Tanımı

Bu çalışmada akış doğrultusunda art arda yerleştirilmiş sonlu iki dairesel silindir etrafında akışkan akışı ve silindirlere akışkana olan ısı geçişinin üç boyutlu sayısal modellenmesi yapılmıştır. Şekil 3.1’de fiziksel geometri, silindirler ve koordinat sistemi gösterilmiştir. Art arda yerleştirilen D çapında $3D$ yüksekliğindeki sonlu silindirler, hızı U_∞ ve sıcaklığı T_∞ olan serbest akışkan akışına maruz kalmaktadır. Silindirler akış alanının simetri düzlemi üzerinde art arda yer almaktadır. Sonlu silindirlerin yerleştirildiği hesaplama modelinin boyutları $10D \times (35+S)D \times 6,5D$ olarak alınmıştır. Akış hacmi silindir üzerindeki akışın gerçekçi olarak modellenebilmesi için silindir tepesinden $3,5D$ kadar daha fazla yükseklik ile sınırlandırılmıştır (He vd., 2017).

Isı transferi ve akışkan akışının sayısal simülasyonu kararsız HAD analizi ile gerçekleştirilmiştir. Sayısal simülasyonda üç farklı silindirler arası mesafe için ($S=D, 2D, 4D$) yapılmıştır. Çalışma akışkan hava olup ($Pr=0,7$), akışkan akışının türbülanslı ve Reynolds sayısı 20000’e karşılık gelmektedir. Silindirler etrafında akışkan akışlarında $Re>150$ olduğu için, akışkan akışı üç boyutlu bir karakter alır; bu yüzden, fiziksel problem üç boyutlu olarak incelenmelidir (Saha vd. (2003), Bangga vd. (2008), Liakos ve Malamataris (2016)).



Şekil 3.1. Fiziksel geometri, ölçüler ve koşullar: (a) Üstten görünüm, (b) Yandan görünüm.

Alan blokajı; silindir iz düşüm alanının giriş kesit alanına oranı olarak tanımlanmaktadır. Alan blokajı Denklem-3.1 ile hesaplanmaktadır. Zhang vd. (2021), akış karakteristiğini olumsuz etkilememesi adına maksimum blokaj oranının %6'dan küçük olması gerektiğini ifade etmektedir. Ayrıca giriş kesit alanında yükseklik akış hacminin tepe yüzeyinden etkilenmemesi adına silindir tepesinden $3,5D$ kadar daha yüksek olarak belirlenmiştir (He vd., 2017). Çalışmadaki silindirlerin yüksekliği $3D$ 'dir. Buna göre kanal yüksekliği silindir boyu $6,5D$ (yani, $3D+3,5D$) olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak hesaplama bölge geometrisi $10D \times (35+S)D \times 6,5D$ olarak alınmıştır.

$$\beta = \frac{A}{A_c} \times 100 \quad (3.1)$$

Dış akışlar için yaygın ve başarılı bir şekilde kullanılan SST $k-\omega$ çözümünde ilk iterasyonda k ve ω değerlerinin hesaplanması için türbülans yoğunluğu ve uzunluk ölçeği analitik olarak bulunmalı ve sayısal hesaplamalarda ilk değer olarak atanmalıdır. Türbülans yoğunluğu $0,005$ (%0,5) olarak kabul edilmiş ve uzunluk ölçeği aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanmıştır (Zhang vd., 2021).

$$k = \frac{3}{2}(U_{\infty} l)^2 \quad (3.2)$$

$$\omega = C^{1/4} \frac{\sqrt{k}}{l} \quad (3.3)$$

$$l = 0,07dh \quad (3.4)$$

$$dh = \left(\frac{4A}{P} \right) \quad (3.5)$$

burada k türbülans kinetik enerjisi, ω türbülans yayılım oranı, $U_{\infty}=1\text{m/s}$, $I=0,005$, C türbülans modeli katsayısı 0,09 dur. Geometrik parametrelere özgü değerler Çizelge 3.1 ile verilmiştir.

Çizelge 3.1. Farklı çap-boy oranı için blokaj oranı ve uzunluk ölçeği durumu

No	AR	Blokaj	Uzunluk Ölçeği
1	2	%3,6	0,496
2	3	%4,6	0,551
3	4	%5,3	0,6

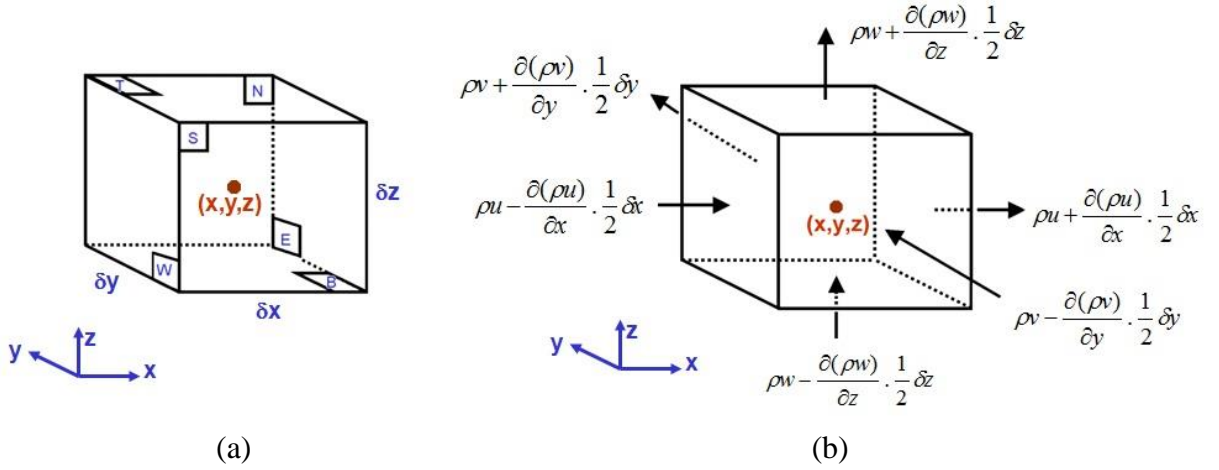
Çözüm ve değerlendirmede kullanılan parametreler aşağıdaki şekilde boyutsuzlaştırılmıştır:

$$(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}) = \frac{(x, y, z)}{D}, \quad \tau = \frac{tU_{\infty}}{D}, \quad \mathbf{U} = \frac{\mathbf{u}}{U_{\infty}}, \quad \Theta = \frac{T - T_{\infty}}{T_w - T_{\infty}}, \quad \text{Re} = \frac{\rho U_{\infty} D}{\mu} \quad (3.6)$$

burada $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ boyutsuz konumu, τ boyutsuz zamanı, \mathbf{U} boyutsuz hızı, Θ boyutsuz sıcaklığı ve Re ise Reynolds sayısını ifade etmektedir. Reynolds sayısında yer alan μ akışkanın dinamik viskozitesi ve ρ akışkanın yoğunluğunu temsil etmektedir.

3.2. Matematiksel Model

Akış hacmi boyunca çözümü gerçekleştirilecek olan korunum denklemleri bir kontrol hacmi üzerinde gösterilebilmektedir. Kontrol hacmi üzerinde süreklilik Şekil 3.2 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Kontrol hacmi üzerinde süreklilik gösterimi; (a) kontrol hacmi, (b) kütle gösterimi (Patel, 2010)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.7)$$

yazılabilir; burada $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k}$, hız ise;

$$\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilebilir. Sıkıştırılmaz akış için yoğunluk sabittir bu nedenle denklem şu hali alır;

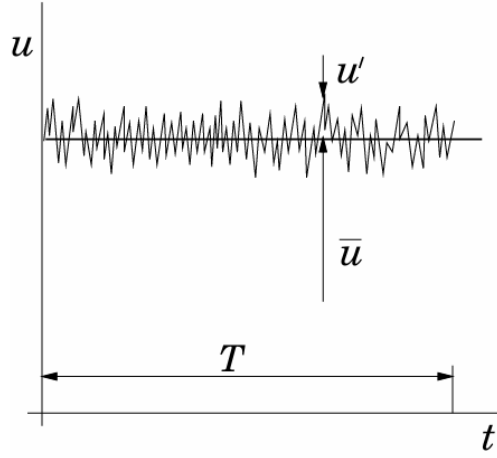
$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.9)$$

burada hız, basınç ve sıcaklık ifadeleri türbülanslı akış için zamana bağlı bir şekilde ifade edilecek olursa;

$$u(t) = \bar{u} + u'(t), \quad v(t) = \bar{v} + v'(t), \quad w(t) = \bar{w} + w'(t), \quad P = \bar{P} + P'(t), \quad T = \bar{T} + T'(t) \quad (3.10)$$

türevli ifadeler ortalama değerlerden salınımı ifade etmektedir (Şekil 3.3). Ortalama hız değerleri integral ile ifade edilecek olursa;

$$\bar{u} = \int_{t_1}^{t_2} u(t)dt, \quad \bar{v} = \int_{t_1}^{t_2} v(t)dt, \quad \bar{w} = \int_{t_1}^{t_2} w(t)dt \quad (3.11)$$

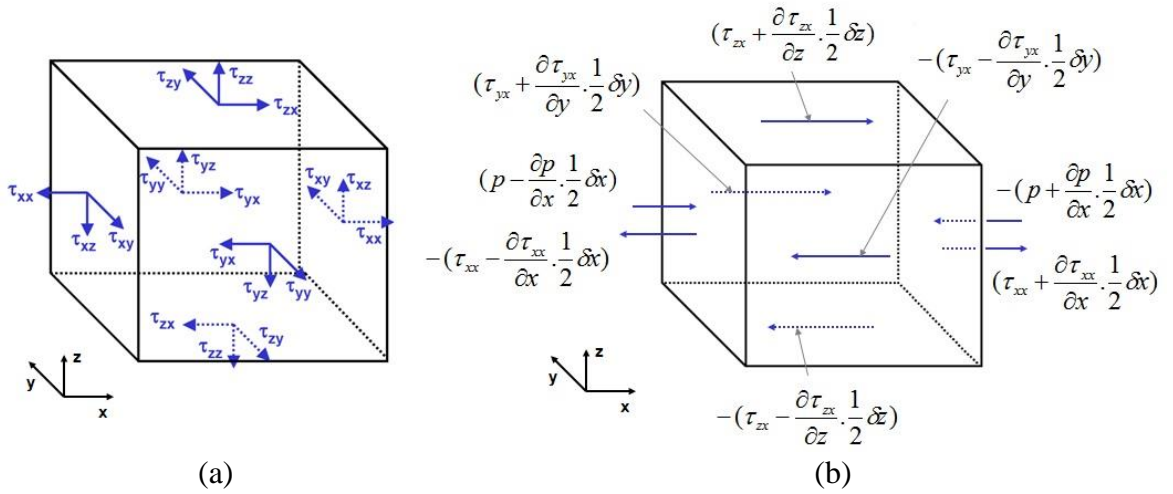


Şekil 3.3. Türbülanslı akışta zamana bağlı hız durumu (Ferziger vd., 2020)

yazılabilir. Denklem 3.10'da ve Denklem 3.12'de bulunan ifadeler yerine yazılıp zaman sınıra giderken integral alınarak sadeleştirme yapılırsa sonuç olarak süreklilik denklemini türbülanslı akış için şu şekli almaktadır;

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (3.12)$$

Akış hacmi boyunca çözümü gerçekleştirilecek olan bir diğer korunum denklemi momentumdur. Şekil 3.4 ile kontrol hacmi üzerine etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Kontrol hacmi üzerinde momentum gösterimi; (a) kontrol hacmi (b) kuvvet gösterimi (Patel, 2010)

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + \bar{V} (\nabla \bar{V}) \right) = -\nabla \bar{P} + \rho g + \mu \nabla^2 \bar{V} + \nabla (\overline{V V'}) \quad (3.13)$$

Kütle
İvme
Basınç
Yerçekimi
İç kuvvetler,

Değişim
Kuvveti
Viskozite,
Türbülans stres terimi

Momentum denklemleri aynı zamanda Navier-Stokes denklemleri olarak da anılmaktadır ve genellikle sıkıştırılmaz akışlar için kullanılır. Geçici rejimde sıkıştırılmaz akış için ele alınan üç boyutlu süreklilik, Navier-Stokes ve enerji denklemleri şu şekilde yazılabilir (Zhang vd., 2021): aşağıdaki denklemler boyutludur

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{u'_i u'_j}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.15)$$

Alt indisler i ve j , sırasıyla i 'nin ve j 'nin bileşenlerini belirtir, u ve p ise sırasıyla zamana göre ortalama hız ve basınç alanlarını temsil eder, t zamanı, ρ ise sıvının yoğunluğudur, $\tau_{ij} = 2\nu S_{ij} = \nu(\partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i)$ zaman ortalamalı viskoz gerilme tensörü, $S_{ij} = (\partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i) / 2$ zaman ortalamalı şekil bozulma tensörü ve ν sıvının kinematik viskozitesidir. Reynolds gerilme tensörü teriminin (yani $T_{ij} = -\overline{u'_i u'_j}$) tanıtılması bu sistemi açık hale getirir ve kapanışı bir türbülans modelinin kullanımını gerektirir. Bu çalışmada Boussinesq girdap-viskozite hipotezi benimsenmiştir, bu da şunu ifade eder:

$$\bar{T}_{ij} = -\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.16)$$

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} (\overline{u'_x u'_x} + \overline{u'_y u'_y} + \overline{u'_z u'_z}) \quad (3.17)$$

burada k türbülans kinetik enerjisi, δ_{ij} Kronecker delta sembolü ve ν_t akışın türbülans viskozitesini temsil eder. Alt yüzeye monte edilmiş sonlu bir silindirin etrafındaki akış alanı senaryosunda güçlü basınç gradyanları ve akış ayrılma fenomenlerinin var olduğunu

düşünerek, Menter vd. (2003) tarafından geliştirilen $k-\omega$ SST modeli (SST-V2003) türbülans viskozitesi ν_t 'yi elde etmek için kullanılmıştır.

$$\nu_t = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)}, \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta \times \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} = \frac{\partial(u_j k)}{\partial x_j} = \tilde{P}_k - \beta \times k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial(u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\alpha \tilde{P}_k}{\nu_t} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.20)$$

burada ω özgül dağılıma hızı, S şekil bozulma hızının değişmez ölçüsü, P ise k üretim teriminin sınırlı değerini gösterir ve burada bir üretim sınırlayıcısı kullanılarak durgun bölgelerdeki türbülans birikimini önlemek için kullanılır.

$$F_1 = \tanh \left\{ \left[\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta \times \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right]^4 \right\} \quad (3.21)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (3.22)$$

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, 10\beta k \omega), \quad P_k = \nu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.23)$$

Net aerodinamik yükler açısından sürüklenme katsayısı aşağıdaki ifadeden hesaplanır.

$$C_D = \frac{2F_D}{\rho U_\infty^2 A} \quad (3.24)$$

burada F_D sürüklenme kuvveti ve A ise akış doğrultusundaki izdüşüm alanıdır. Akışkanın akışına engel olan cisimden dolayı yaptığı salınımı tanımlayan boyutsuz bir sayı olan Strouhal sayısı (St) aşağıdaki şekilde verilmektedir:

$$St = \frac{fD}{U_\infty} \quad (3.25)$$

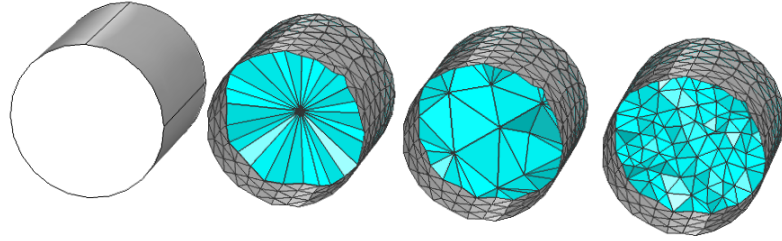
burada f salınım frekansıdır. Çalışma kapsamında akış karakteristiklerinin yanısıra akışkan akışının ısı transferine etkileri de incelenmektedir. Bu bağlamda, ısı geçişinin etkinliğini ölçmek bakımından ısı geçişinin boyutsuz bir göstergesi olan Nusselt sayısı hesaplanmaktadır. Yerel Nusselt sayılarının integre edilerek genel ısı transferine dair bir sonuç eldesi amacıyla ortalama Nusselt sayısı şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$\overline{Nu} = \frac{1}{S} \iint_S Nu_S dS \quad (3.26)$$

burada S bir ısı geçişi meydana gelen silindir yüzey alanı (yan ve tepe), Nu_S yerel Nusselt sayısını temsil etmektedir.

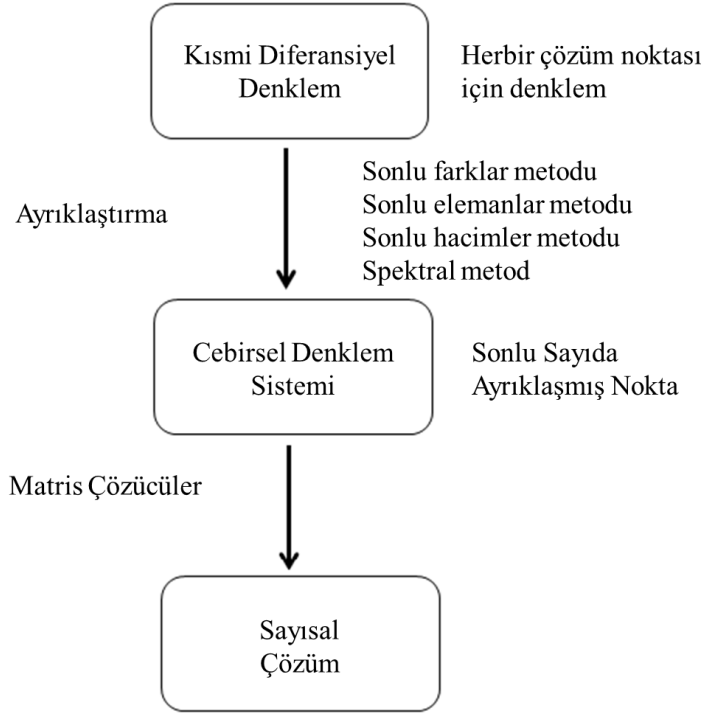
4. SAYISAL YÖNTEM

Akış fiziğinin gerçeğe yakın bir şekilde simüle edilebilmesi için çözülmesi gereken yönetici denklemler önceki bölümlerde aktarılmıştır. Böylece fiziksel model, bir matematiksel modele dönüştürülmektedir. Karmaşık çözümler geometrideki akış alanı, bir ağ yapısı ile çözüm alanına çevrilmekte ve oluşan her bir düğüm üzerinde kısmi diferansiyel denklemlerin çözümü gerekmektedir (Şekil 4.1). Bir hesaplama kodu vasıtasıyla bu çözüm oldukça zor olan analitik çözümün yerine sayısal çözümü sağlamaktadır. Hem zaman anlamında daha hızlı sonuç alınmasına imkân vermekte, hem de olası hesap adımlarındaki hataların önüne geçmektedir. Bu çözümlerin sağlanabilmesi için birçok ticari ve ticari olmayan yazılım ve bu yazılımların içerisinde çeşitli çözüm modelleri geliştirilmiştir.



Şekil 4.1. Geometri üzerine ağ yapısı oluşturma örneği (Frei, 2015)

Akışın çözümüne yönelik sayısal yöntemler genel olarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) veya İngilizce karşılığı Computational Fluid Dynamics (CFD) olarak adlandırılmaktadır. Akışkanlar dinamiği, akışkan akışını bilimsel olarak incelemektedir. Akışkan akışı genel olarak deneysel, analitik ve sayısal olarak üç farklı şekilde çözümlenebilmektedir. HAD, akış problemine göre farklı sayısal metotlar ile gerçekleştirilebilmektedir ve içeriğinde çok sayıda ve karmaşık denklem setleri barındırdığı için bilgisayar alt yapısı kullanılarak çözümleri gerçekleştirilmektedir. Denklemlerin çözüm akışı Şekil 4.2 ile gösterilmektedir.



Şekil 4.2. Sayısal yöntemde çözüm akışı (Patel,2010)

Bilgisayar yazılımlarında bu silsile ise şu şekilde açıklanabilmektedir.

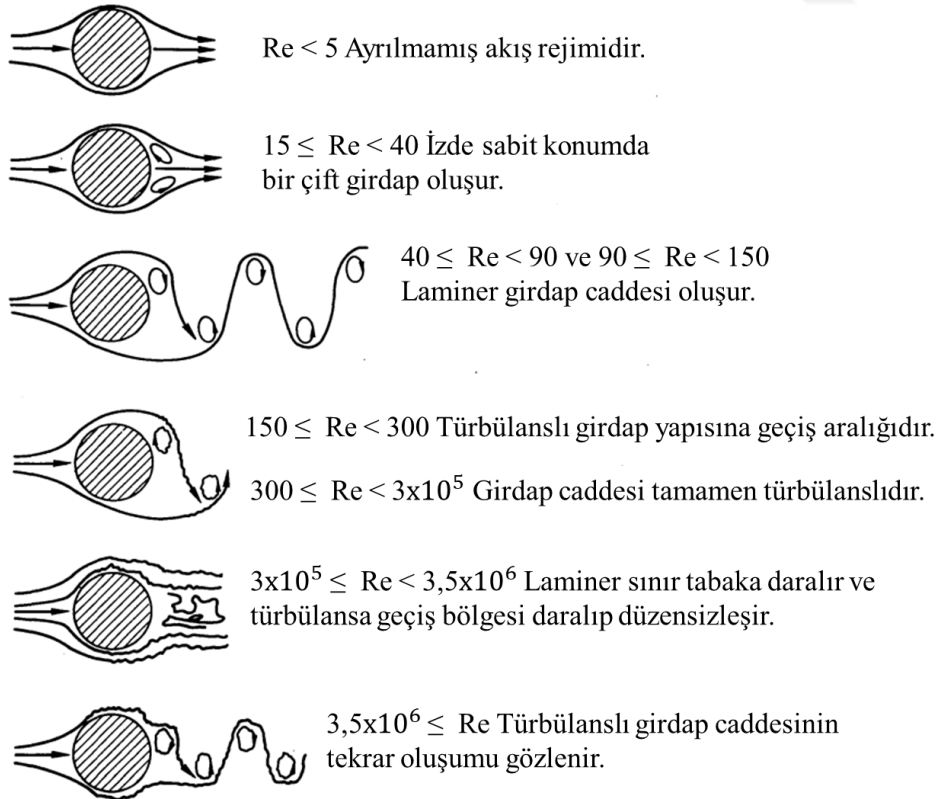
Ön işlemci (Pre-processor): Akış probleminin bir HAD yazılımına girişinden oluşur. Kullanıcı dostu bir arayüz vasıtasıyla problemin tanımlanması ve ardından bu probleme özgü ağ yapısının çözücü tarafından kullanılmaya uygun bir forma dönüştürülmesini sağlar. Akış bölgesi analiz edilecek olan hesaplama alanı olarak adlandırılır ve bir ağ (veya ızgara) adı verilen ayırık öğelerden oluşur. Ağ oluşturma işleminden sonra, akışkanın özellikleri ve uygun sınır koşulları belirlenmektedir.

Çözücü (Solver): Akışkan hareketini tanımlayan kısmi diferansiyel denklemleri vasıtasıyla HAD probleminin çözümünü hesaplar. Denklemler akış değişkenlerinin kombinasyonlarından oluşur (örn. hız ve basınç). Bilgisayarlar doğrudan çözüm üretmezler bu nedenle kısmi diferansiyel denklemler cebirsel denklemlere dönüştürülmelidir. Bu işlem sayısal ayrıklaştırma (discretization) olarak bilinir. Ayrıklaştırma için genel olarak dört yöntem bulunmaktadır. Bunlar: 1-Sonlu farklar yöntemi 2-Sonlu elemanlar yöntemi ve 3-Sonlu hacimler yöntemi ve 4-Spektral yöntemidir.

Son işlemci (Post-processor): Çözücü işlemlerinden sonra kullanıcı arayüzü vasıtasıyla sonuçları görselleştirmek ve nicel olarak işlemek için kullanılmaktadır. Bir sonuç üzerinde, analiz edilen akışa dair hız, basınç, sıcaklık ve akışın diğer özellikleri istatistiksel olarak grafik, vektörel veya kontur görselleri şekillerinde elde edilebilmektedir (Patel,2010).

4.1. Türbülans Modelleri

Türbülans, sıvı veya gaz akışlarında görünen kaotik harekettir. Akışkan akışları, düzenli bir şekilde aktıklarında ise laminer akış olarak adlandırılmaktadırlar. Akışın hızı veya karakteristik uzunluğu arttığında, akıştaki konvektif kuvvetler akışkanın viskoz kuvvetlerini yener ve laminer akış türbülanslı bir yapıya geçer. Konvektif ve viskoz kuvvetler arasındaki orana Reynolds sayısı denir. Bu sayı akış türlerini sınıflandırmak için kullanılabilir, sayı ne kadar yüksek olursa akış o kadar türbülanslıdır. Laminerden türbülanslı akışa geçiş Reynolds sayısı, kanal içi akışlarda $Re=2300$ ve dış akışlarda $Re>500.000$ 'dir (Incropera, 2010). Tezin problemi olan silindir üzerindeki akışlarda akış rejiminin Reynolds sayısına göre değişimi 2B geometri açısından Şekil 4.3 ile gösterilmiştir.



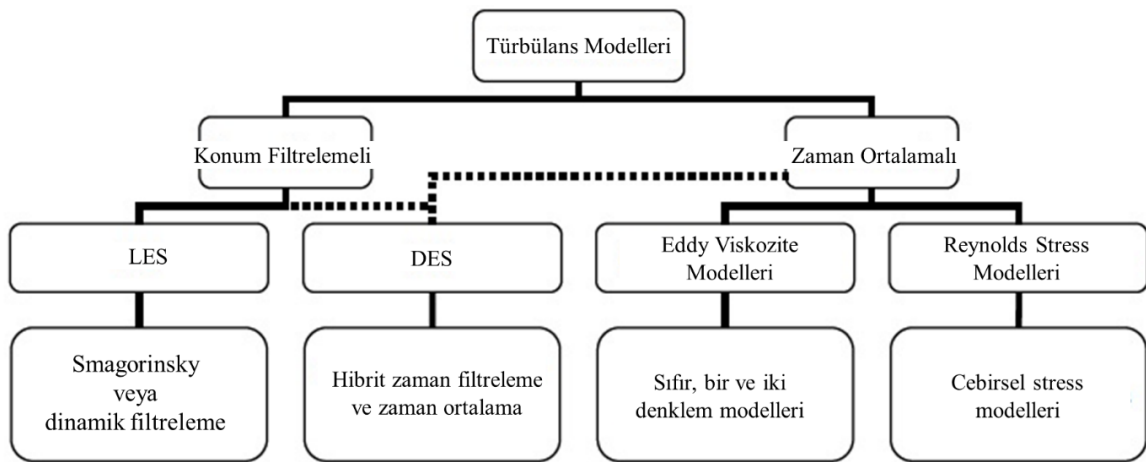
Şekil 4.3. 2B Silindir üzeri akışta Reynolds sayısı ve akış rejimi ilişkisi (Blevins,2001)

Türbülans çalışmaları tarihçesi özetle, 15. yy. da Leonardo da Vinci'nin çizimleri ve incelemeleri ile bu alandaki çalışmaların başladığı düşünülmektedir. Ancak türbülansın fiziksel olarak anlaşılması ve kullanımı 19. yüzyıla kadar çok mesafe kat etmemiştir. 1877'de Boussinesq moleküler viskozitenin yanı sıra girdap (eddy) viskozitesini tanıtmış ve çalkantılı gerilimler hipotezini üretmiştir. 1894'te Osborne Reynolds yine bu alanda türbülans tanımlamalarına dair pek çok deneysel çalışma yürütmüştür. Reynolds'u takiben 1925 yılında Prandtl, Boussinesq'in tanıtmış olduğu girdap viskozitesinin tahmini için karışım uzunluğu çalışmalarını gerçekleştirmiştir. 1930'larda, G. I. Taylor matematiksel yaklaşımları türbülans hesaplamalarına dahil etmiş (Fourier transformasyonu ve Kuvvet spektrumu gibi) ve homojen izotropik türbülansa istatistiksel bir yaklaşım getirmiştir. 1941 yılında Rus bilim insanı A. N. Kolmogorov (K41 teorisi) bir seri yayın üretmiştir. Navier-Stokes denklemlerinin çözümüne yönelik 2/3 yasası enerji spektrumu ve 4/5 yasası yüksek Reynolds sayısı durumlarındaki çözümler için geliştirilmiştir. $k-\omega$ konsepti ile türbülans uzunluk ve zaman skalasının çözümüne yönelik çalışmalar geliştirmiştir. 1945 yılında Prandtl türbülans viskozitesini teorik olarak türbülans kinetik enerjisi ile açıklamıştır. 1950'lerde bu alanda çoğunlukla Prandtl, Taylor ve Von Kármán prensiplerine dayalı kitaplar yazılmıştır. 1963 tarihinde MIT bilim insanlarından E. Lorenz Navier Stokes denklemlerinin çözümünü yaparak bilgisayarın türbülans çözmelerinde ve görselleştirmesinde kullanımında dair yayın yaparak bir kapı açmıştır. 1970'lerde pratik deneysel faaliyetler devam etmiş ve çoğunlukla sınır tabaka, cisimlerin üzerinde ve arkasında meydana gelen akışlar incelenmiştir.

1970-80 dönemi sayısal yöntemlerin, deneysel veriler ile geliştiği bir dönem olmuştur. Deardoff 1970 yılında LES (large-eddy simulation) metodunu geliştirmiştir. Bunu 1972 yılında Orszag ve Patterson, DNS (direct numerical simulation) metodunu geliştirerek izlemiştir. Ancak bu metotların mühendislik yaklaşımları için uygun olmadığı, geniş Reynolds aralıklarında uygulanmadığı ve çözüm zorlukları barındırdığı anlaşılmıştır. Ferziger ve Reynolds bu görüşlerinin üzerine RANS modelleri üzerine yaklaşımlar geliştirmişlerdir. 1990'larda bilgisayar teknolojisindeki ilerleme ile LES çözümleri tekrar incelemeye açık bir konuma gelmeye başlamıştır.

Bununla birlikte mühendislik çözümlerinde sıkça kullanılan modeller geliştirilmiştir. 1972 yılında Launder ve Spalding $k-\epsilon$ modelini, 1974 yılında Launder ve Sharma bu modeli

geliştirerek standart $k-\varepsilon$ modeline dönüştürmüştür. 1970’te Saffman $k-\omega$ modelini Kolmogorov’un çalışmasını bilmeksizin ayrıca formülize etmiştir. İlerleyen yıllarında farklı bilim insanları tarafından $k-\omega$ modeli daha da geliştirilerek günümüz formuna gelmesinde fayda sağlamışlardır (Patel, 2010). Türbülanslı akışlar, birbirleriyle etkileşime giren ve enerji alışverişi yapan hem zaman hem de uzayda farklı ölçeklerde çok çeşitli girdap yapıları ile karakterize edilir. Şekil 4.4 ve Çizelge 4.1 ile akış çözücülerindeki modellerin sınıflandırmaları gösterilmiştir.

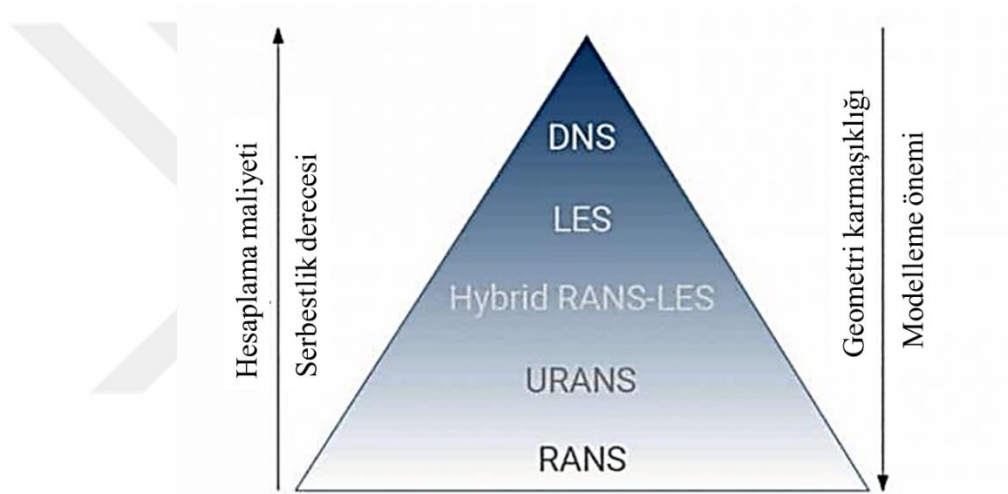


Şekil 4.4. Türbülans modelleri ağacı (Patel, 2010)

Çizelge 4.1. Türbülans modelleri ve listesi (Clement, 2015)

Hesaplama Akışkanlar Dinamiğinde Türbülans Modelleri	
RANS Temelli Modeller	Tek Denklem Modelleri
	Spalart-Almaras
	İki Denklem Modelleri
	Standart $k-\varepsilon$
	*RNG $k-\varepsilon$
	Realizable $k-\varepsilon$
	Standart $k-\omega$
	**SST $k-\omega$
	Reynolds Stres Modeli (RSM)
	Dönüşüm Modelleri
$k-k_l-\omega$ Dönüşüm Modeli	
**SST Dönüşüm Modeli	
Scale Resolving Simulation (SRS)	
Detached Eddy Simulation (DES)	
Large Eddy Simulation (LES)	
Direct Numerical Simulation (DNS)	
*RNG- Renormalization Group Method	
**SST-Shear Stress Transport	

Çoğu zaman, mühendislik uygulamalarında, bir cisim üzerindeki kuvvetler veya bir geçit boyunca kütle akış hızı gibi ortalama veya integral niceliklerle ilgileniriz. Bu miktarları elde etmek için türbülanslı akışları bir türbülans modeli ile çözmek yeterlidir, çünkü bu şekilde daha verimli ve uygun maliyetli bir şekilde güvenilir çözümler elde etmek mümkündür. Bir HAD simülasyonunun hesaplama maliyeti, akışı çözmek için gereken serbestlik derecesi sayısı arttıkça RANS'tan DNS'ye yükselir. Hesaplama maliyetinin bir sonucu olarak, DNS ve LES gibi çözüme yaklaşımları genellikle basit geometrilere ve akademik konfigürasyonlara uygulanırken hibrit RANS-LES, URANS ve RANS karmaşık endüstriyel problemlere uygulanabilir bir imkân sağlamaktadır (Şekil 4.5).



Şekil 4.5. Türbülans modelleri hesaplama maliyeti ve modelleme seviyesi (Anonim-7)

Literatürde yer alan sonlu silindirler üzerine yapılan çalışmalar göz önüne alınacak olursa; Rodi (1997), yaptıkları çalışmada birçok türbülans modelini silindir üzeri akış probleminde incelemiş ve LES çözümünde 73 saat alan bir çözümün RANS şartlarında 2 saat sürdüğünü gözlemlemiştir. Sonuç olarak LES çözümüne RSM modelinin oldukça iyi yaklaştığını gözlemlemiştir. Balten (1999), RANS modelleri içerisinde yer alan SST türbülans modelinin kullanım alanlarını ve bu alanlardaki avantajlarını geniş çapta ifade etmiştir.

Travin (1999), LES ve RANS modelinin bir arada olduğu hibrit model olarak DES (detached eddy simulation) modellerinin avantajlarını gözlemlemiş ve açıklamıştır. Lübke (2001), yaptığı çalışmada EASM (explicit algebraic stress model) ile LES için harcanan iş gücünün sadece %5'i ile aynı problemi makul doğrulukta bulunduğunu ifade etmektedir. Xu

(2007), LES-DES- ve RANS çözümlerini kıyaslamıştır. DES çözümünün SST versiyonunun LES çözümlerine göre daha avantajlı olduğunu ifade etmiştir. Ayrıca SST modelinin birçok uygulamada makul sonuçlar verdiğini bildirmiştir. Frederich (2008), yüksek hızda ($Re=200000$) rüzgâr tüneli uygulamasındaki sonlu silindir üzerinde LES ve DES çözümleri gerçekleştirmiştir. Deneysel verilere LES uygulamasının oldukça yakın sonuç verdiğini ifade etmekle birlikte hesaplama maliyetinin oldukça fazla olduğunu ifade etmektedir. Yapılan çalışma akademik anlamda LES uygulamaları için bir doğrulama modeli olarak hazırlandığı ve yüksek çözüm gücü gerektiren bir yöntem olduğu belirtilmektedir. He (2017), çalışmasında DES-SST modelini uygulamış ve duvar kenarında SST, akış hacminde ise LES olarak çalıştığını bir hibrit model olarak tercih edilebileceğini ifade etmiştir. Deneysel verilerle paralel bir sonuç elde ettiğini bildirmiştir. Zhang (2017), önceki bahsedilen çalışmalara görece daha düşük bir Reynolds sayısında çalışmalarını yürütmüştür ($Re=20000$). Sekiz farklı RANS modeli ve 2 farklı LES modeli ile kıyaslamalar gerçekleştirmiştir. O da benzer şekilde analiz maliyeti ve elde edilen sonuçların kıyaslamasıyla SST $k-\omega$ modelinin diğer modellere nazaran daha efektif olduğunu bildirmiş ve kullanımını önermiştir. Zhang vd. (2021), 2017 yılında yapılan çalışmayı ileri boyuta taşıyarak yine SST $k-\omega$ modelini kullanarak çok detaylı bir şekilde geometri, sınır koşulları, akışı etkileyen parametreler, farklı çap/boy oranlarını taramışlar ve deneysel veriler ile uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir. Sonuç olarak mühendislik problemleri farklı tasarım çözümlerini incelemekte, avantaj ve dezavantajlarını ortaya koymaktadır. Bunu yaparken de bilimsel doğrulukta makul düzeyde analiz sonuçları ile çalışmalarını ortaya koyması gerekmektedir. Dolayısıyla bir tasarım çözümü elde edilirken yapılması gereken birçok parametrik analiz ve değerlendirmelerin LES ve DNS gibi üst seviyede ağ yapısı ve çözüm gücü gerektiren modeller ile yapılması makul görülmemektedir. Hızlı ve güvenli modeller aracılığıyla yapılacak tasarım iterasyonları sonucunda ya bu problem sonuçları prototipler ile test ortamında ya da yine bu üst seviye türbülans modelleri ile yapılan çalışmalar ile karşılaştırmaları yapılarak hata oranları üzerinde değerlendirmeler yapılmalıdır. Tez çalışması kapsamında yapılan literatür araştırması, sonlu silindir uygulamalarında mühendislik problemlerinin çözüm maliyeti-doğruluk ilişkisi açısından değerlendirilmesi ile SST $k-\omega$ modelinin uygun olduğu tespit edilmiş ve çalışmalar bu model kullanımı ile yürütülmüştür.

Bu tez çalışmasında ilgili literatür verileri ışığında öncelikle tek sonlu silindir üzerinde bir doğrulama faaliyeti gerçekleştirilerek yazılım özellikleri, ayarları, uygulama yöntemleri üzerinde metot belirlemesi ile literatür sonuçları arasında karşılaştırmalar yapılarak metot doğruluğu sağlanmıştır. Bu doğrultuda sonuçları deneysel veriler ile desteklenen Zhang vd.'nin 2021 yılında yapmış oldukları çalışmada $AR=1-6$ arasını $Re=20000$ şartları altında boyutsuz sınır koşulu uygulamasıyla inceleme gerçekleştirmiş ve SST $k-\omega$ modelinin de deneysel veriler ile tutarlı sonuçlar ortaya koyduğunu açıklamışlardır. Bu çalışmanın sayısal model kurulum aşamalarında sınır koşulu bilgileri ile dikkat edilmesi gereken hususları barındırması açısından yol gösterici olması dolayısıyla ayrı bir öneme sahiptir.

4.2. Analiz Özellikleri ve Sınır Koşulları

İlgili akış ve enerji denklemleri, sonlu hacim yöntemi (FVM) tabanlı bir HAD yazılımı olan ANSYS 2019-R1-FLUENT üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çözümlerde konveksiyon terimlerinde ikinci mertebeden SIMPLE algoritması benimsenmiştir. Basınç merkezli (pressure based) çözüm algoritmasında zamana bağlı (transient) çözüm uygulanmıştır. Zamana bağlı türbülans model çözümü (URANS) olarak SST $k-\omega$ modeli literatür araştırması sonucunda problem uygunluğu ve bilgisayar kaynağı açısından değerlendirilerek seçilmiştir (He vd., 2017). Analiz denklem setlerinin problem alanına uygun sınır şartları ile çözülmesi gereklidir. Bunlar sırasıyla;

- **Başlangıç Değer Ataması:** Akışkanın hareketsiz olduğu varsayılmış ($t=0$ için $u=v=w=0$) ve $t=0$ 'daki giriş koşulunun tanımlanmasıyla zamana bağlı akış simülasyonu etkinleştirilmektedir.
- **Giriş:** Akış, ortama dik olarak düzgün bir hız ve yoğunlukla girer; yani, girişteki serbest akış hızı bileşenleri $u=U_\infty$, $v=0$, ve $w=0$ olarak tanımlanmıştır. Giriş akışkan sıcaklığı $T=T_\infty$ 'dur. Türbülans yoğunluğu %0,5 olarak tanımlanmıştır ve uzunluk ölçek oranı $AR=3$ için 0,551 olarak tanımlanmıştır.
- **Alt Duvar:** Alt duvara kaymama sınır koşulu ($u=0$, $v=0$ ve $w=0$) uygulanmıştır. Alt duvarda ısı transferinin olmadığı, duvarın yalıtımlı olduğu kabul edilmektedir.

- **Silindir Yüzeyleri:** Kaymama sınır koşulu ($u=0$, $v=0$ ve $w=0$) silindirlerin serbest ucuna (üstteki dairesel yüzey) ve yan duvarlarına uygulanmıştır. Isıtılmış silindirlerin duvarlarına izotermal yüzey sıcaklığı ($T=T_w$) tanımlanmıştır. Ancak, ısı transferi özellikleri üzerinde termal sınır koşullarının (ısıtılmış/yalıtılmış) etkisini ve etkileşimini belirlemek için dört durum analiz edilmiştir (Çizelge 4.2).

Çizelge 4.2. Termal analiz matrisi ve sınır koşulları

Durum No	Öndeki Silindir Termal Sınır Koşulu	Arkadaki Silindir Termal Sınır Koşulu
Durum 1	Yalıtımlı	Yalıtımlı
Durum 2	Yalıtımlı	İzotermal
Durum 3	İzotermal	Yalıtımlı
Durum 4	İzotermal	İzotermal

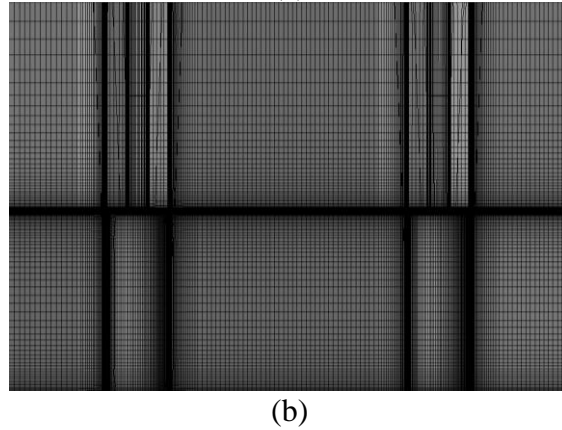
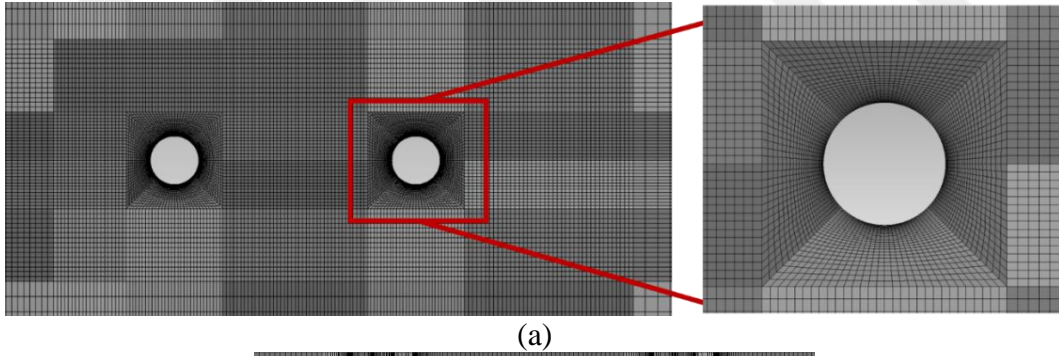
- **Yan ve Üst Duvar:** Hesaplama alanının yan ve üst duvarları, dış akış koşullarını yansıtmak için girişe paralel (serbest akış) $u=U_\infty$, $v=0$, $w=0$ ve $T=T_\infty$ olarak tanımlanmıştır.
- **Çıkış:** Akışkanın çıkış yüzeyinden ayrıldığı varsayılarak, dışarı akış (outflow) olarak tanımlanmıştır ($\partial u/\partial x = 0$, $\partial v/\partial x = 0$, $\partial w/\partial x = 0$, $\partial T/\partial x = 0$)

4.3. Ağ Yapısından Bağımsızlık ve Doğrulama

He vd., (2017), Zhang (2017), Zhang vd. (2021) silindir etrafında O-grid uygulaması gerçekleştirmiş ve geçişlerde düzenli bir yapı ortaya koymuşlardır. Çalışmamıza referans makale olarak problemin uygunluğu ve deneysel doğrulama içeriği olan Zhang vd. (2021)'nin sonlu silindir üzeri akış incelemesi belirlenmiştir. Dokuz milyonun üzerinde eleman kullanılan çalışma incelenmiş ve temel yaklaşımlara bağlı kalınarak ağ yapısının daha verimli hale getirilebileceği tespit edilmiştir.

Referans çalışmada kanal genişliğinin $22D$, kanal yüksekliğinin ise $15D$ olarak seçildiği görülmektedir. Ayrıca silindirin etrafında çok geniş sekizgen bir geometri

dilimlenerek oluşturulmuş ve bu yoğun ağ yapısı $15D$ boyunca yukarı doğru süpürülmüştür. Literatür araştırmaları sonucunda kontrol hacmi boyutları, silindirin serbest ucundan itibaren $3,5D$ yüksekliğin yeterli olması (He vd., 2017) ve kanal genişliğinin %6 blokaj oranından az olmasının akış yapısının bozulmaması ve kenarlar ile tepe yüzeyden olumsuz etkilenmemesi için yeterli olduğu anlaşılmaktadır (Zhang vd., 2021). Silindir serbest ucundan uzakta ve yanlarda oldukça geniş tutulan akış hacminde inceleme açısından gereksiz alanlarda kullanılan bu şekilde yoğun bir ağın akış yapısını etkilemeyeceği anlaşılmıştır. Yukarıda belirtilen iyileştirme göz önünde bulundurularak, kontrol hacmi boyutları (genişlik ve yükseklik) ve ağ yapısı literatür verileriyle verimli bir şekilde seçilmiştir. Silindirlerin etrafına yerel bir ağ oluşturmak için ikincil kare biçimli bir hacim tanımlanmış ve bu hacim yapılandırılarak dikdörtgen prizma elemanlarıyla (structured mesh) örülmüştür. Bu ağ yapısında, büyüme oranı %10'da tutulmuş ve akış çözümü için ikincil öneme sahip bölgeler yerel yoğun ağ yapısından ayrıştırılmıştır. Böylelikle akış yapısının inceleneceği ana bölgeler yoğun, ikincil öneme sahip akımdan uzak bölgeler seyrek elemanlarla ağ yapısı daha verimli şekle getirilmiştir. Silindirler üzerinde oluşturulan ağ yapısı Şekil 4.6 ile gösterilmiştir.



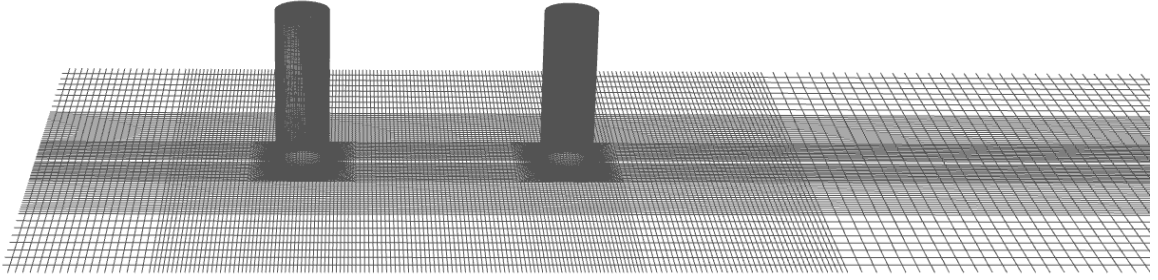
Şekil 4.6. Art arda konumlandırılan silindirler üzerinde oluşturulan ağ yapısı (a) $z/D=2$, (b) xz merkez düzlemi.

Doğrulama çalışması kapsamında tek bir silindir üzerindeki farklı parametreler analiz edilmiş, yorumlanmış ve literatür sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bu şekilde, gelecekteki aşamalarda yapılacak analizler için güvenilir bir yöntem sunulmuştur. Doğrulama aşamasında gerçekleştirilen sayısal simülasyonlar Çizelge 4.3 ile sunulmuştur. Üç farklı yükseklik-çap oranı (AR), üç farklı ağ yoğunluğu ve üç farklı çıkış mesafesi incelenmiş ve referans çalışma ile karşılaştırılmıştır. Referans çalışmadan %2,3 farklılığa sahip AR=3 ve 3,6 M elemanlı DP6 (Doğrulama problemi-6) konfigürasyonundaki ağ yapısının kullanılmasına karar verilmiştir. Ayrıca DP1-DP2-DP3 incelenerek akış aşağısı uzunluğunun sürüklenme katsayısında önemli bir değişikliğe neden olmadığı belirlenmiştir. Öte yandan aşağı akış silindirinden sonraki iz bölgesindeki akış yapısı $30D$ 'lik bir mesafe ile daha net bir şekilde gözlemlenebildiği tespit edilmiştir ve akış hacmi uzatılmıştır.

Çizelge 4.3. Doğrulama çalışması analiz matrisi

No	H/D	Reynolds Sayısı	Çıkış Uzunluğu	Eleman Sayısı	C_D (Doğrulama çalışması)	C_D (Zhang vd., 2021)	Bağlılık Fark
DP1	2	20000	$10D$	3,6 M	0,700	0,675	+%3,7
DP2	2	20000	$20D$	3,6 M	0,701	0,675	+%3,8
DP3	2	20000	$30D$	3,6 M	0,703	0,675	+%4,1
DP4	2	20000	$20D$	2,7 M	0,558	0,675	-%17,4
DP5	2	20000	$20D$	4,9 M	0,698	0,675	+%3,4
DP6	3	20000	$20D$	3,6 M	0,723	0,707	+%2,3
DP7	4	20000	$20D$	3,6 M	0,752	0,734	+%2,4

Doğrulama çalışmasının ardından, art arda silindir yapısı tasarlanmıştır. Doğrulama çalışması için akış hacmi ağ yapısında kazanılan deneyim doğrultusunda, $1D$ çaplı silindirlerin etrafında düzgün dağıtılmış yerel yoğun bir ağ oluşturulmuştur. Akış alanında korunan %10 büyüme oranıyla tekrar ağ geçişleri kontrol edilmiştir. Silindirler ve akış alanı etrafındaki türbülansı yakalamak için ikincil bir yerel yoğun ağ yapısı akış hacmi boyunca korunmuştur. Şekil 4.7 ile zemin düzlemi ve silindirler üzerinde ağ yapısını gösterilmektedir.



Şekil 4.7. Silindirler ve alt yüzeydeki ağ yapısı.

Art arda akış analiz matrisi ve elde edilen veriler Çizelge 4.4 ile özetlenmiştir. H silindirin yüksekliğidir, 1 ve 2 alt indisleri sırasıyla yukarı ve aşağı akış silindirlerini belirtir. Silindirler arasındaki mesafe arttıkça, öndeki silindir izinin etkisi belirginleşir. $4D$ mesafesinde, öndeki silindirin izi, diğer dizilimlere kıyasla aşağı akış silindirinde daha yüksek bir sürüklenme katsayısı (C_D) oluşturmaktadır. Silindirler arasındaki mesafe azaldıkça aşağı akış silindirindeki sürüklenme katsayısı (C_D), öndeki silindirin etkisi altına girmesi nedeniyle önemli ölçüde azalmaktadır. Ancak silindirler yaklaştıkça, ara bölge daha kaotik hale gelir ve C_D 'de salınımlara yol açar. Bu olgu Kondo ve Matsukuma (2005), Zhou ve Yiu (2006), Mahir ve Altaç (2008), Sharma ve ark. (2019) ve Zobeyer ve ark. (2021) tarafından yapılan çalışmalardan elde edilen bulgularla paralel olarak gözlenmektedir.

Çizelge 4.4. Eşit boyda art arda silindirler üzerindeki akış analizleri

No	H_1/H_2	S/D	$C_{D,1}$	$C_{D,2}$	St_1	St_2	$ \mathbf{U} _{maks}/U_\infty$
1	1	1	0,802	0,210	0,136	-	1,51
2	1	2	0,697	0,104	-	-	1,36
3	1	4	0,703	0,384	-	0,293	1,36

4.4. Zaman Adımından Bağımsızlık

Çalışma kapsamında Çizelge 4.5 ile özetlenen art arda düzende $S/D=4$, Durum-4 için 0,1, 0,05 ve 0,025 zaman adımlarıyla zamandan bağımsızlık analizi yapılmıştır. 1 ve 2 alt indisleri sırasıyla yukarı ve aşağı akış silindirlerini belirtmektedir. Genel akış yapısında büyük bir değişim gözlenmemekle birlikte iki silindir için ortalama C_D ve Nusselt sayıları üç zaman adımı için incelendiğinde, anlamlı bir fark gözlenmemiştir. Bu doğrultuda, analiz süresi göz önünde bulundurularak boyutsuz zaman adımı $d\tau = 0,05$ tercih edilmiştir. Genel olarak, boyutsuz simülasyon süresi $\tau \cong 120-130$ 'a ulaşıldığında akış rejimi oturmaktadır. Ancak kararlı ve/veya periyodik akışı gözlemek için $\tau \cong 200$ kadar çözüme devam edilmiştir.

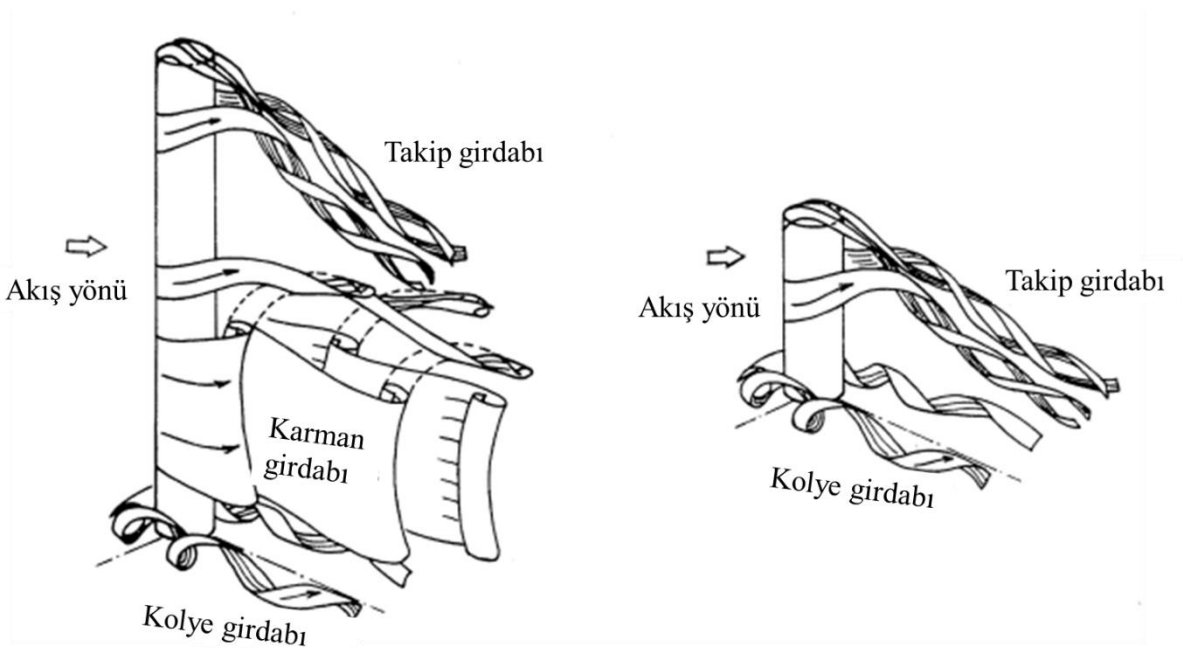
Çizelge 4.5. Zamandan bağımsızlık analizi sonuçları: $S/D=4$ ve Durum-4 için zaman ortalamalı sürüklenme katsayısı ve Nusselt sayıları.

Zaman Adımı	$C_{D,1}$	$C_{D,2}$	Nu_1	Nu_2
0,025	0,703	0,375	95,05	104,73
0,05	0,703	0,382	95,06	104,68
0,1	0,703	0,386	95,06	104,58

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

5.1. Genel Akış Yapıları

Dairesel silindirin serbest ucu üzerindeki ve silindir-zemin düzlemi birleşiminin etrafındaki akış, silindirin arka kısmında oluşan iz bölgesinde üç boyutlu akış yapısı oluşturur. Sonlu bir silindirde ortaya çıkan akış ayrımları ve girdap yapıları literatürde genel olarak standartlaştırılmıştır. Kawamura vd. (1984) bir akış görselleştirme testi gerçekleştirmiş ve bu girdap yapılarını sınıflandırmışlardır. Sumner (2013) genel bir literatür araştırması yapmış ve akış karakteristiklerini ortaya koyan iyi bir literatür özeti yayınlamıştır. Literatürde başlıca bilinen girdap tipleri şunlardır: silindirin yanlarından Kármán girdabı veya sınır tabakası ayrılması (Kármán vortex- boundary layer separation), silindir-zemin düzlemi birleşiminde oluşan at nalı veya kolye (horseshoe-necklace) girdabı ve iz bölgesinde serbest uçtan ayrılarak aşağı yönlü birbirine ters dönme özelliği gösteren uç veya takip (tip-trailing vortex) girdaplarıdır. Bunlara ek olarak, düşük en boy oranlı silindirlerde ($AR < 2,5$), von Kármán girdap yapısı beklenmemektedir (Sumner, 2015). Şekil 5.1 ile sonlu bir silindir etrafında oluşan bu girdap yapılarını şematik olarak gösterilmiştir.






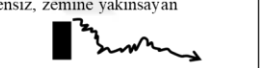
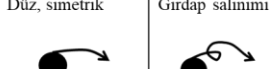
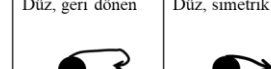
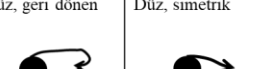
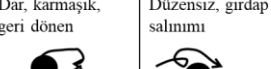
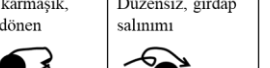



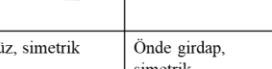
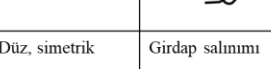
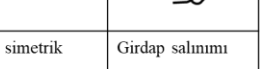

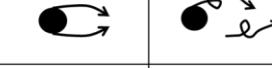
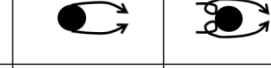
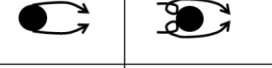




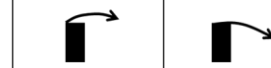




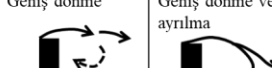
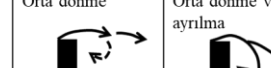
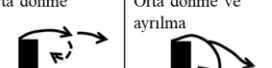
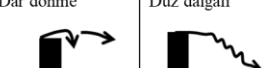
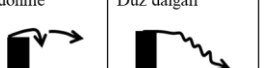



Şekil 5.1. Yüksek (soldaki) ve düşük (sağdaki) en-boy oranlı sonlu bir silindirin etrafında oluşan girdap yapıları (Kawamura vd., 1984)

5.2. Art Arda Dizili Düzende Akış Karakteristikleri

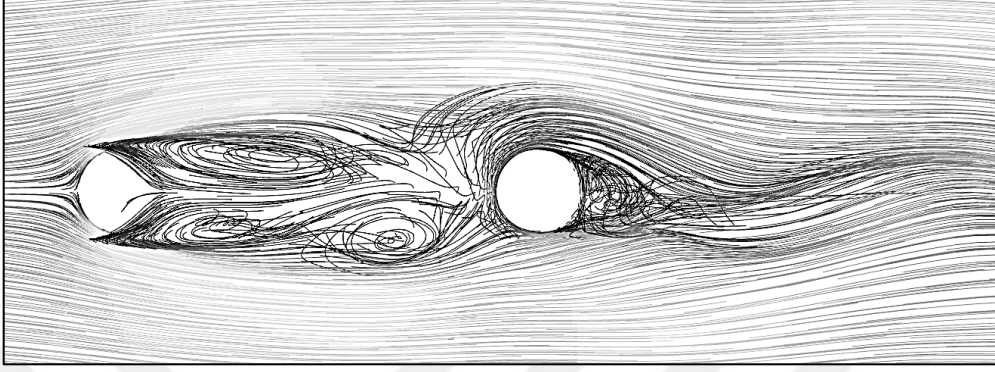
Art arda dizili yerleşimde dış akışa tabi tutulan $H/D=3$ 'lük iki silindirden akış ve ısı transferi $S/D=1, 2$ ve 4 aralıkları için incelenmiştir. Araştırılan tüm durumlar, gözlemlenen akış yapılarına göre Çizelge 5.1 ile özetlenerek sınıflandırılmıştır. Yedi farklı akış yapısı belirlenmiş ve her bir silindir için ilgili yapılar şematize edilmiştir. Bu görselleştirme, silindirler arasındaki bölgenin akış özelliklerini, özellikle girdapların ve girdap salınım fenomeninin gelişimini nasıl etkilediğini anlamamıza yardımcı olmaktadır. Literatür çalışmaları incelendiğinde 3B art arda dizili silindirler için bu şekilde bir akış karakteristiklerinin şematize edilerek özetlenmesine rastlanmamaktadır. Tez çalışmasıyla birlikte literatüre bu anlamda katkı sağlanmıştır.

Çizelge 5.1. Art arda dizili silindirlerde ana akış özelliklerinin sınıflandırılması.

Tip	$S/D=4$		$S/D=2$		$S/D=1$	
	Öndeki Silindir	Arkadaki Silindir	Öndeki Silindir	Arkadaki Silindir	Öndeki Silindir	Arkadaki Silindir
1. Kármán caddesi	Sürekli ve genişleyen 	Kármán caddesi gelişimi yoktur 	Dağınık girdap adaları 			
2. İz karakteristiği	Dalgali, zemine yakınsayan 	Düz, zemine yakınsayan 	Düzensiz, zemine yakınsayan 			
3. Kármán girdap/ Sınır tabaka ayrılması	Düz, simetrik 	Girdap salınımı 	Düz, geri dönen 	Düz, simetrik 	Dar, karmaşık, geri dönen 	Düzensiz, girdap salınımı 
4. At nalı/ Kolye girdabı	Düz, simetrik 	Girdap salınımı 	Düz, simetrik 	Önde girdap, simetrik 	Düz, simetrik 	Girdap salınımı 
5. Serbest uç sınır tabakası	Geniş 	Düz 	Orta 	Düz 	Dar 	Düz 
6. Takip girdabı	Geniş dönme 	Geniş dönme ve ayrılma 	Orta dönme 	Orta dönme ve ayrılma 	Dar dönme 	Düz dalgali 
7. Yukarı yönelme	Uzak küçük 	Yakın küçük 	Geniş yatay 	Küçük yatay 	Küçük yatay 	Yakın büyük 

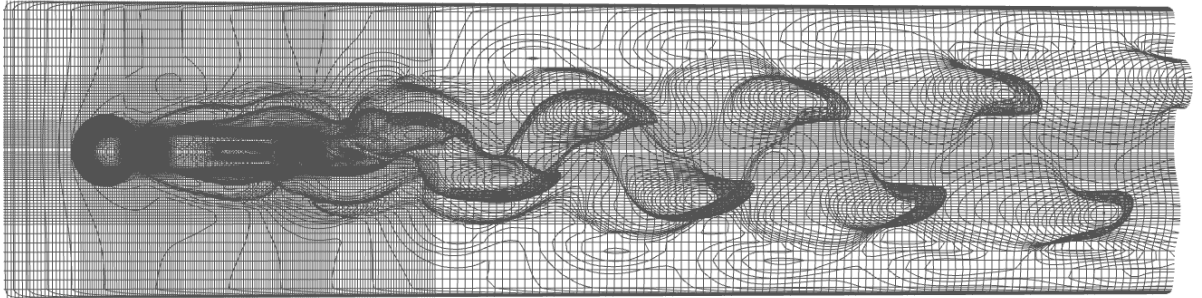
$S/D=4$ durumu için $z/D=2$ düzleminden alınan kesitteki girdap salınım fenomeni Şekil 5.2 ile gösterilmiştir. Öndeki silindirin yanlarında oluşan akış ayrılıkları Kármán girdaplarına yol açmaktadır. Aşağı akış silindiriyle etkileşime girdiğinde, silindirin izinde

yeni bir girdap bölgesi oluşturmaktadır. Girdap salınımları, aşağı akış silindirin yüzeylerinde simetrik salınımlara neden olmaktadır (Şekil 5.2 ile gösterildiği gibi Çizelge 5.1'de Tip 3, $S/D=4$).



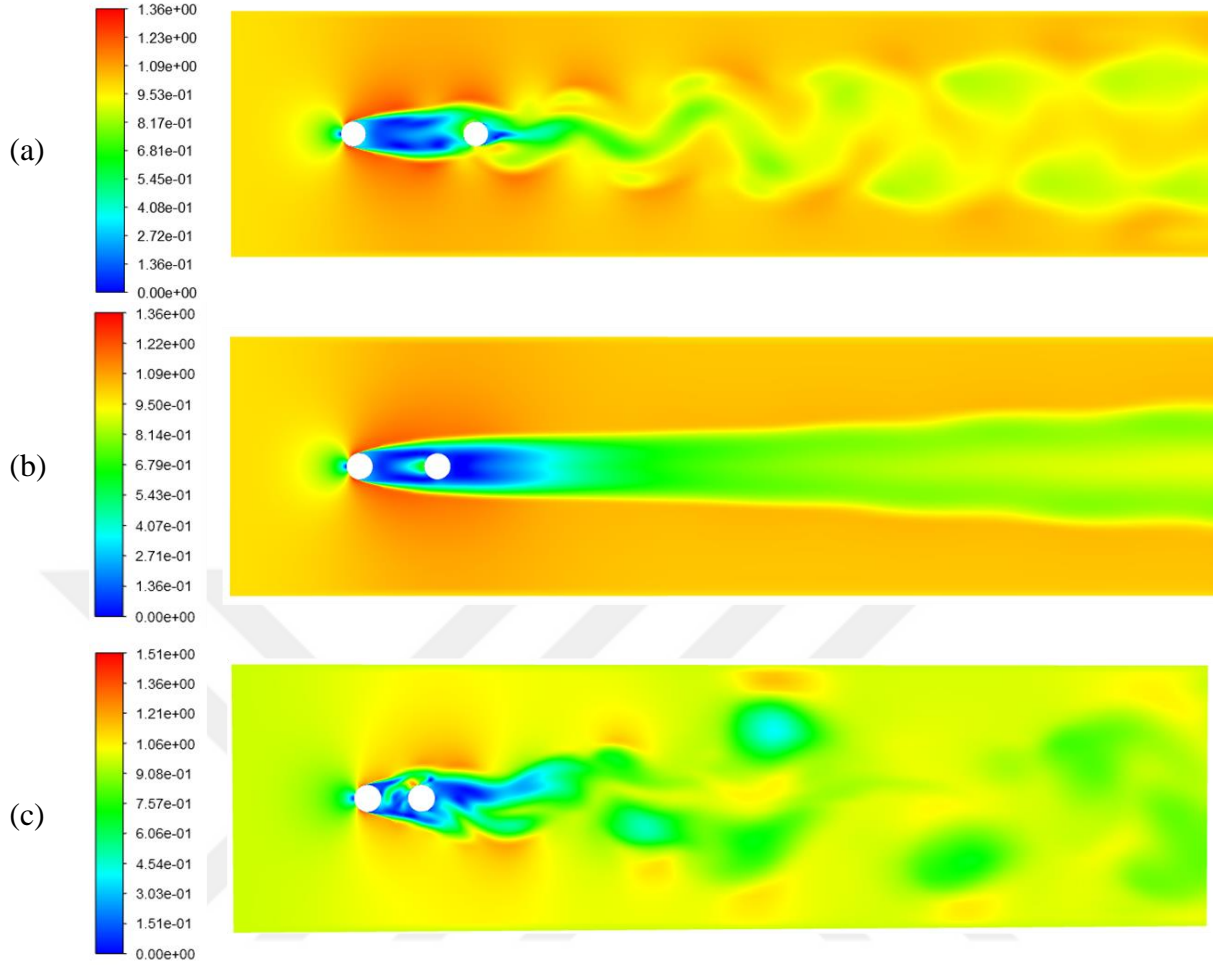
Şekil 5.2. $S/D=4$ için $z/D=2$ 'deki silindirler üzerindeki akım çizgileri görünümü.

$S/D=4$ için genel akış alanı incelendiğinde, Kármán girdap caddesinin oluşumu da gözlenmektedir (Şekil 5.3 ile gösterildiği gibi Çizelge 5.1'de Tip 1, $S/D=4$).



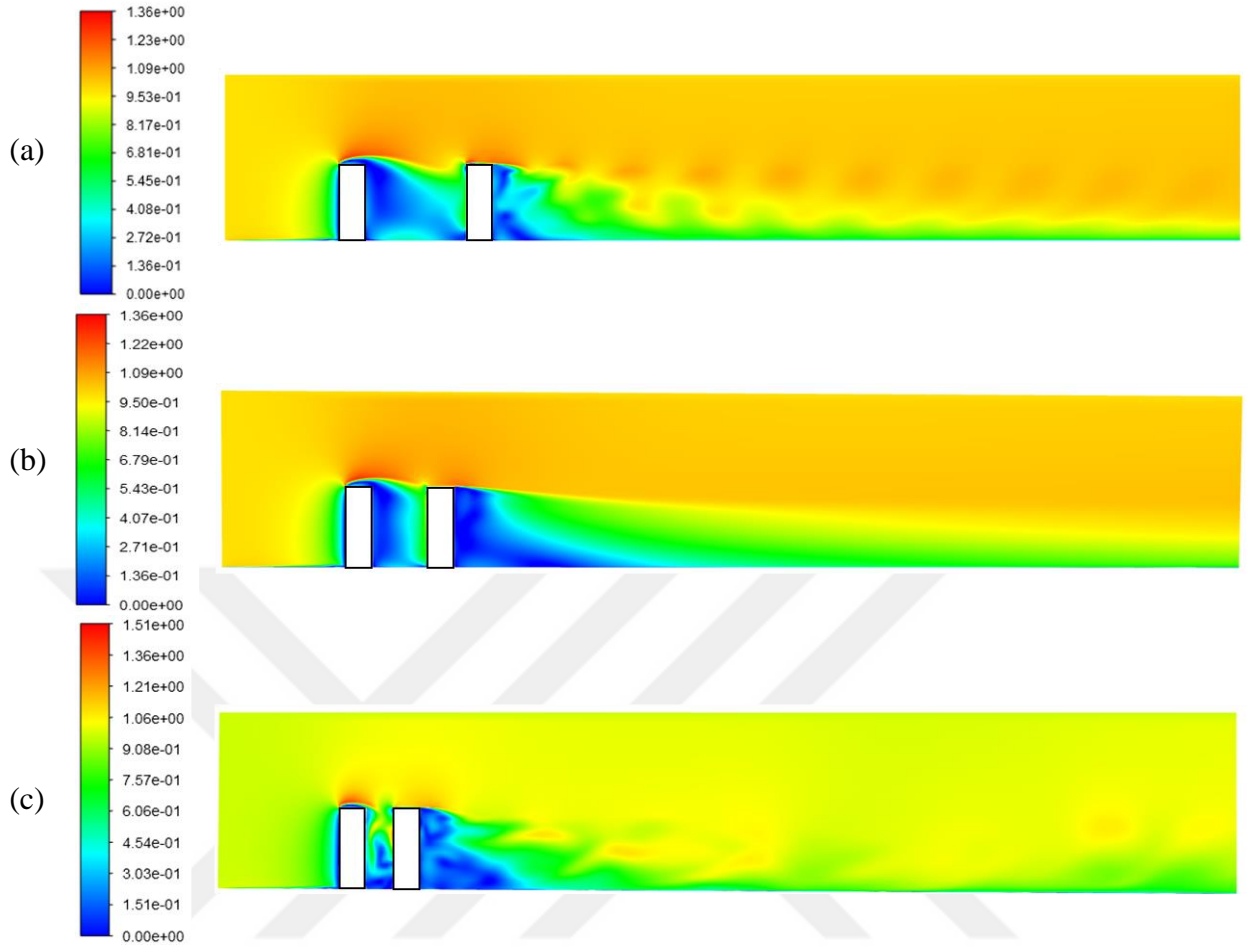
Şekil 5.3. $S/D=4$ için at nalı ve Kármán caddesi gelişimi.

xy düzleminde $z/D=2$ için boyutsuz hız dağılımı Şekil 5.4 ile gösterilmiştir. Çizelge 5.1 'deki Tip 1'de kısaca özetlendiği gibi, tam gelişmiş Kármán caddesi yalnızca $S/D=4$ düzenlemesinde gözlenmektedir. Cadde aşağı akış yönünde yayılmakta ve caddenin kenarlarında küçük girdap kırılmaları ve aşağı akışta büyük girdap adaları oluşumuyla düzensizleşmeye başladığı gözlenmektedir (Şekil 5.4a). $S/D=2$ durumunda, akış aşağı silindirindeki sınır tabakasının gelişimi Kármán girdap yapısının oluşumuna izin vermemektedir. Bu etki, tam gelişmiş bir Kármán caddesi oluşumunu baskılamaktadır, bunun yanı sıra aşağı akış bölgesinde düz-simetrik bir akım bölgesi oluşmaktadır (Şekil 5.4b). $S/D=1$ durumunda, akışkan akışı girdapların herhangi bir sınır olmaksızın yayılıp genişlemesiyle akış aşağı yönünde düzensiz bir şekilde genişlemektedir (Şekil 5.4c).



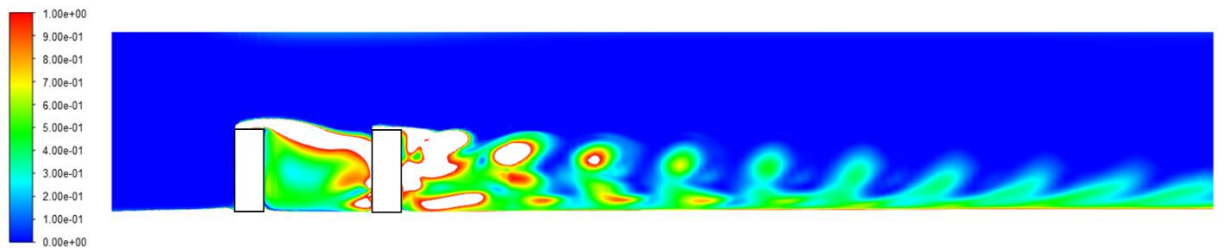
Şekil 5.4. (a) $S/D=4$, (b) $S/D=2$ ve (c) $S/D=1$ için xy düzleminde $z/D=2$ 'deki boyutsuz hız dağılımı.

xz düzlemindeki hız dağılımları Şekil 5.5 ile gösterilmiştir. Çizelge 5.1'deki Tip 2'de gösterildiği gibi, tüm yerleşimlerde aşağı akış bölgelerinde farklı özellikler tespit edilmektedir. İz bölgesinin dikey hız bileşenlerini azaltan bir trendde zemine doğru yakınsatan aşağı yönelme etkisi (downwash) tüm durumlarda görülmektedir. $S/D=4$ için, Kármán girdap dökülmesi (Şekil 5.4a) merkez düzlemdeki düşey doğrultudaki hız dağılımını etkilemektedir. Aşağı akış silindirinin arkasındaki uzak iz akışı, her girdap salınım geçişi için dikey hız dağılımında dalgalanma gösterir ve kontrol hacminin sonunda zemin düzlemine yakınsamaktadır (Şekil 5.5a). $S/D=2$ durumu simetrik bir akış karakteri gösterdiğinden (Şekil 5.4b), aynı zamanda merkez düzlemdeki düşey hız dağılımı düzgün bir yapı sergilemekte ve aşağı yönelme etkisi ile zemine yakınsamaktadır (Şekil 5.5b). Son olarak, $S/D=1$, silindirler üzerindeki kaotik ve düzensiz girdap dökülmesinden dolayı (Şekil 5.4c) iz bölgesinde düzensiz ve birleşmemiş bir akış alanını göstermektedir (Şekil 5.5c).



Şekil 5.5. (a) $S/D=4$, (b) $S/D=2$ ve (c) $S/D=1$ için xz düzleminde boyutsuz hız büyüklüğü.

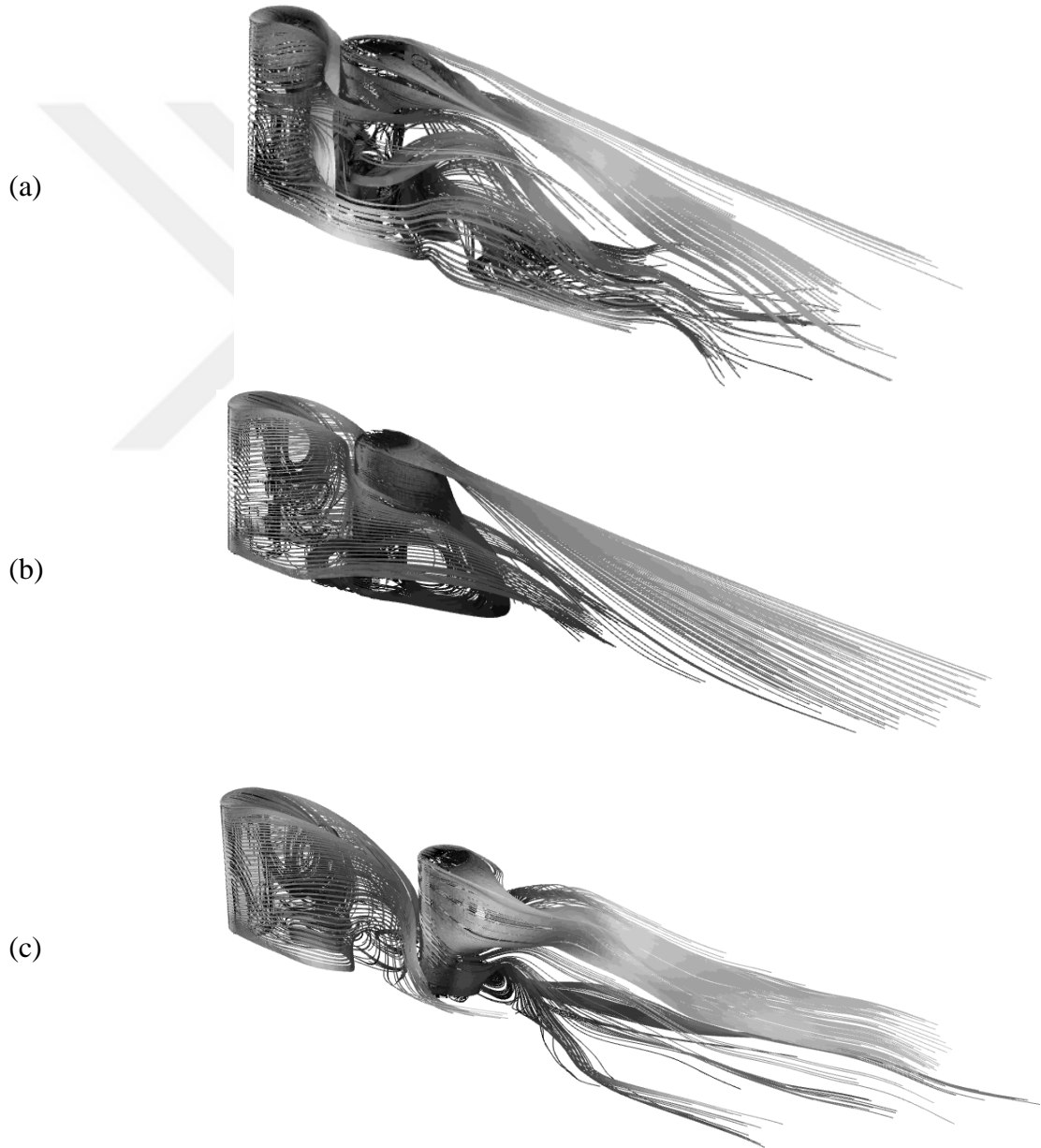
Şekil 5.6 ile $S/D=4$ için vortisite dağılımını gösterilmiştir. Silindir yan yüzeylerinden çıkan akış, girdap salınımları oluşturur. Bu girdaplar başlangıçta silindirlerle aynı yüksekliğe sahiptir. Aşağı yönelme etkisi (downwash) nedeniyle kademeli olarak güçlerini kaybederler ve kanal çıkışına doğru zemin düzlemine doğru yükseklikleri azalır.



Şekil 5.6. $S/D=4$ için xz düzlemindeki girdap dağılımı.

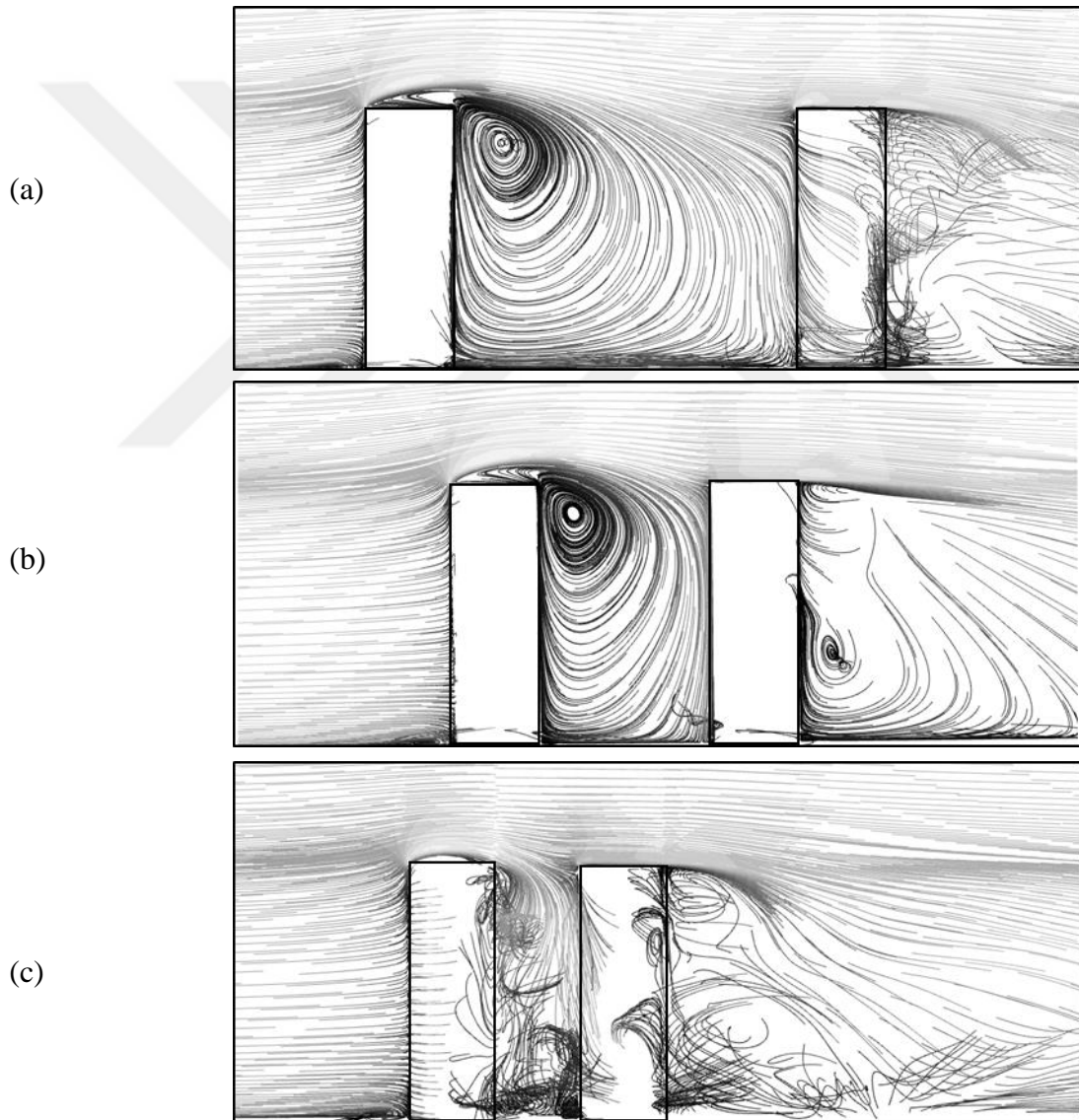
Şekil 5.7’de, Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’in 3B birleşimi olarak aşağı akış ve Kármán girdap yapısının akım çizgileri gösterilmektedir. Çizelge 5.1’deki Tip 3 ve 4’te gösterildiği gibi öndeki silindirin simetrik Kármán girdap salınımı ve at nalı girdap yapısı göstermektedir.

Ancak öndeki silindiri terk eden akış, aşağı akış silindiriyle etkileşime girdiğinden her durumda oldukça düzensiz hale gelir. İz bölgesinde aşağı yönelme etkisiyle iki silindir arasında bir sirkülasyon bölgesi oluşur. Özellikle $S/D=1$ ve 4'te, girdap salınımları nedeniyle aşağı akış silindirindeki at nalı girdabı simetrik değildir (Şekil 5.7a ve Şekil 5.7c). Diğerlerinden farklı olarak, at nalı ve Kármán girdabı $S/D=2$ 'de hem yukarı hem de aşağı akış silindirlerinde simetriktir. Öndeki silindirin ardından oluşan akım yumrusu önce aşağı akış silindirine bağlanır ve sonra ayrılarak simetrik bir at nalı oluşturur (Şekil 5.7b'de gösterilen Çizelge 5.1'deki Tip 4, $S/D=2$).



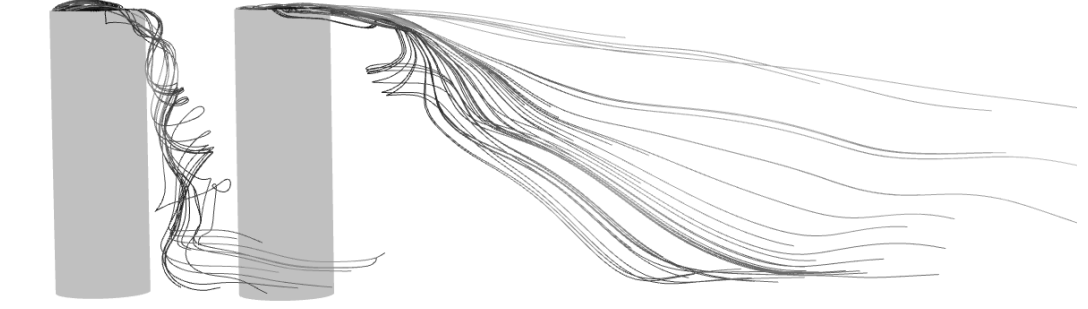
Şekil 5.7. (a) $S/D=1$, (b) $S/D=2$, (c) $S/D=4$ için at nalı, Kármán ve uç girdap akım çizgilerinin 3B görünümü.

Şekil 5.8'de, xz düzlemindeki akış alanının kesitleri, (a) $S/D=4$, (b) $S/D=2$ ve (c) $S/D=1$ için akım çizgileri tasvir edilerek gösterilmiştir. Çizelge 5.1'deki Tip 6'da gösterildiği gibi, silindirler arasında aşağı akış etkisinden kaynaklanan bir sirkülasyon bölgesi gözlenmektedir. Hızlanan ve öndeki silindirin üzerinde yükselen akış, aşağı akış etkisi tarafından aşağıya doğru yönlenebilir. Akışın bir kısmı ayrılarak iki silindir arasında bir sirkülasyon bölgesi oluşturur ve diğer kısmı aşağı akış silindiri üzerinden akmaya devam eder. Serbest uç yüzeylerdeki sınır tabakası oluşumları incelendiğinde, üç dizilimde de öndeki silindirde belirgin sınır tabakası oluşumları gözlenmektedir (Çizelge 5.1'deki Tip 5).



Şekil 5.8. Merkez (xz) düzlemi boyunca akım çizgileri gösterimi (a) $S/D=4$, (b) $S/D=2$ ve (c) $S/D=1$

Öndeki silindirinden çıkan akış, arkadaki silindirin serbest ucunu süpürmekte ve silindirin üzerinde belirgin bir sınır tabakasının oluşmasını önlemektedir. S/D arttıkça, sirkülasyon bölgesi arkadaki silindirin ön ve serbest uç yüzeylerinde büyük süpürme etkileri yaratmaktadır. Arkadaki silindirden geçen akış, aşağı yönelme etkisiyle düşey yönde giderek zemine doğru yakınsamaktadır (Şekil 5.9 ile gösterildiği gibi Çizelge 5.1'de Tip 6, $S/D=1$).



Şekil 5.9. $S/D=1$ için takip girdabı (trailing vortex) akım çizgileri.

Son olarak, silindirlerden ayrılmış at nalı ve silindirlerin arkasında oluşan resirkülasyon bölgeleriyle etkileşim sonucunda, akışın bir kısmı yükselme eğilimindedir. Bu akışın, yukarı yönelme (upwash) olarak adlandırılan yükselme hareketi, tüm koşullar için Tablo 6'da şematize edilmiştir (Çizelge 5.1'deki Tip 7).

5.3. Art Arda Dizili Düzende Isı Transfer Karakteristiği

Akış alanının salınımlı ve girdaplı yapısı nedeniyle ısı transferi süreci istikrarsızdır. Sayısal sonuçlar anlık değişiklikler göstermektedir, bu nedenle akış rejimi yerleştikten sonra zaman ortalamalı akış ve ısı transferi miktarları analiz edilerek yorumlanmıştır. Sayısal simülasyon dört termal sınır koşulu durumu için gerçekleştirilmiştir (bkz. Çizelge 4.2). Her senaryo için zaman ortalamalı C_D ve zaman ortalamalı Nusselt sayıları hesaplanmış ve sonuçlar Çizelge 5.2'de sunulmuştur.

Çizelge 5.2. Tüm durumlar için zaman ortalamalı ortalama C_D ve Nusselt sayıları.

<i>Analiz</i>	<i>Sürüklenme Katsayısı (C_D)</i>		<i>Nusselt Sayısı</i>	
	Öndeki Silindir	Arkadaki Silindir	Öndeki Silindir	Arkadaki Silindir
Durum 1 – $S/D = 1$	0,802	0,211	-	-
Durum 2 – $S/D = 1$	0,803	0,205	-	102,52
Durum 3 – $S/D = 1$	0,813	0,209	105,04	-
Durum 4 – $S/D = 1$	0,803	0,219	104,56	98,94
Durum 1 – $S/D = 2$	0,698	0,104	-	-
Durum 2 – $S/D = 2$	0,698	0,104	-	92,13
Durum 3 – $S/D = 2$	0,698	0,104	93,01	-
Durum 4 – $S/D = 2$	0,698	0,104	91,75	87,80
Durum 1 – $S/D = 4$	0,703	0,385	-	-
Durum 2 – $S/D = 4$	0,703	0,387	-	105,30
Durum 3 – $S/D = 4$	0,703	0,386	95,77	-
Durum 4 – $S/D = 4$	0,703	0,386	95,06	104,58

Her iki silindirin sürüklenme katsayıları termal koşullardan (silindir yalıtımlı ve/veya izotermal olma durumu) etkilenmez. Sonuçlar, akış hızı değişimleri nedeniyle C_D 'nin $S/D=1$ 'den 2'ye doğru düştüğünü ve $S/D=2$ 'den 4'e yükseldiğini göstermektedir (bkz. Şekil 5.4 ve Şekil 5.5). $S/D=2$ durumunda, akış simetrik olduğundan ve salınım olmadığından en düşük C_D değerleri bu yerleşim durumunda gözlenmektedir. Silindirler arasındaki boşluğun artırılması veya azaltılması, akış hızını ve karmaşık yeniden resirkülasyon bölgelerini artırarak C_D 'de bir artışa neden olmaktadır. $S/D=1$ 'de (silindirler en yakın konumda iken), silindirler arasında kaotik bir akış alanı vardır (bkz. Şekil 5.8c). Silindirlerin üzerinde ve arasında, silindirlerin yüzeylerine çarpan yüksek hızlı akış nedeniyle öndeki silindirde en yüksek C_D değerleri bu dizilimde görülmektedir. $S/D=4$ 'te (silindirler en uzak konumda), öndeki silindir art arda dizili yapı etkilerinden uzaklaşır ve C_D değeri azalır. Aşağı akış silindiri, öndeki silindirin çok gerisinde yer aldığı için diğer yerleşimlere kıyasla en yüksek C_D değerine sahiptir.

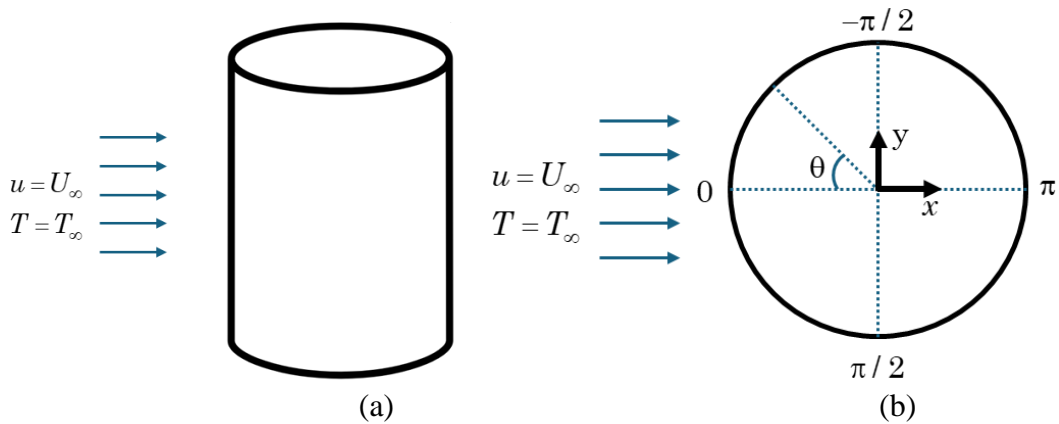
Isı transferi açısından, Nusselt sayısının davranışı C_D 'ye benzerdir çünkü doğrudan akış alanıyla ilişkilidir. Durum-4'te her iki silindir de izotermaldir, öndeki silindirin ortalama Nusselt sayısı $S/D=1$ 'den 2'ye %13,9 azalmakta, $S/D=2$ 'den 4'e %3,6 artmaktadır. Aşağı akış silindirinin ortalama Nusselt sayısı $S/D=1$ 'den 2'ye %12,6 azalırken, $S/D=2$ 'den 4'e %19,1

artmıştır. Diğer durumlarda da benzer bir durum söz konusudur. Örneğin: Durum-3'te, öndeki silindir ortalama Nusselt sayısı $S/D=1$ 'den 2'ye azaldığı ve $S/D=2$ 'den 4'e arttığı gözlenmektedir. Bu durum, Çizelge 5.1'de gösterilen S/D 'deki türbülanslı akış karakterinin 1'den 2'ye ve 2'den 4'e değişmesinden kaynaklanmaktadır.

Akış alanında, aşağı akış silindirinin öndeki silindir üzerindeki etkisi sınırlıdır. Durum-3 ve Durum-4'teki aşağı akış silindirinin ortalama Nusselt sayıları karşılaştırıldığında, aşağı akış silindirinin termal sınır tipinin (izotermal veya adyabatik, bkz. Çizelge 4.2) öndeki silindir ortalama Nusselt sayısını etkilemediği görülmektedir. $S/D=1$, 2 ve 4 için; Durum-3'teki ortalama Nusselt sayıları Durum-4'teki ortalama Nusselt sayılarından sırasıyla %0,4, %1,3 ve %0,7 oranında farklılık göstermektedir.

Öndeki silindire uygulanan sınır koşulu, aşağı akış silindirinin ortalama Nusselt sayısını etkilemektedir. Her S/D için, Durum-2'deki zaman ortalamalı ortalama Nusselt sayıları Durum-4'tekilerden daha büyüktür. Öndeki silindir adyabatik olduğunda, ortalama Nusselt sayısı daha yüksektir çünkü aşağı akış silindiri soğuk akışkanla karşılaşır. Durum-2 ve Durum-4'teki aşağı akış silindirindeki zaman ortalamalı Nusselt sayıları sırasıyla $S/D=1$, 2 ve 4 için %3,6, %4,9 ve %0,6 daha yüksektir.

Akış yapısı silindirlere kararsız bir yapı gösterdiğinden, bölgesel yorumlamalar zaman ortalamalı yerel Nusselt sayıları incelenerek yapılmıştır. Yerel Nusselt değerlendirmesi için silindir geometrik tanımı Şekil 5.10 ile gösterilmiştir.

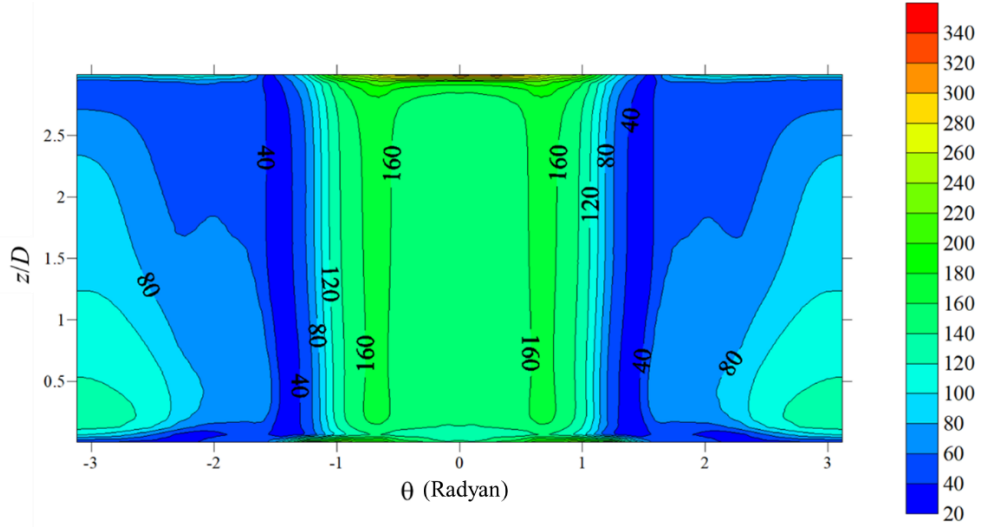


Şekil 5.10. Yerel Nusselt değerlendirmesi için silindir geometrik tanımı (a) 3B görünüm, (b) üst (xy) görünüm.

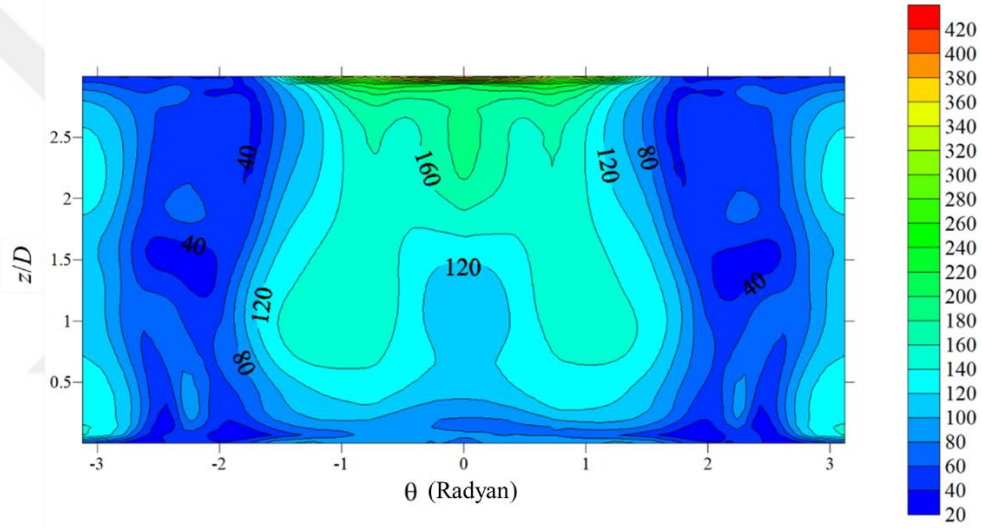
Şekil 5.11 ile, Durum-4 ve $S/D=4$ için yukarı ve aşağı akış silindirlerinin yanal ve serbest uç yüzeylerinde ortaya çıkan zaman ortalamalı yerel Nusselt sayılarının kontur çizimleri gösterilmektedir. Şekil 5.11a'da akış yukarı silindiri etrafındaki ısı transferi incelendiğinde, akışın çarptığı öndeki silindirin ön yüzey bölgesi genellikle daha yüksek bir Nusselt sayısı dağılımı göstermektedir ($\theta=\pm 1$ ve $z/D=0$ ila 3). Maksimum Nusselt değerlerine sahip bölge, akış ayrılmasının, uç girdaplarının ve sınır tabakası oluşumunun meydana geldiği serbest ucun çevresel hücum kenarında ($\theta=\pm 1$ ve $z/D=3$) gözlenmektedir. Yerel Nusselt sayısının, iki silindir arasındaki resirkülasyon bölgesinden kaynaklanan silindirin alt arka yüzeyinde de yüksek olduğu gözlenmiştir ($\theta=-1,5$ ila 3,14 ve $z/D=0$ ila 1,25).

Şekil 5.11b'de, dönen akış arkadaki silindirin ön yüzeyine çarpar. Bu durumda, yerel Nusselt sayısı konturlarının zaman ortalamalı akış nedeniyle simetrik olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.11a'da gösterilen resirkülasyon bölgesi nedeniyle, arkadaki silindir akış tarafından süpürülür ve neredeyse tüm ön yüzeyde yüksek bir ısı transferi bölgesi oluşur ($\theta=\pm 2$ ve $z/D=0$ ila 3). Bu süpürme akış bölgesi, öndeki silindirden gelen at nalı girdap yapısıyla birleşerek arkadaki silindirin ön yüzeyini etkiler. Alt kısımlara doğru daha geniş yüksek ısı transfer bölgeleri yaratır ($\theta=-0,5$ ila -1,5 ve 0,5 ila 1,5 ve $z/D=0,5$ ila 1,5). Öndeki silindir benzer şekilde, maksimum Nusselt sayısı serbest uç yüzeyin hücum kenarında gözlenir ($\theta=\pm 1$ ve $z/D=3$). Yüksek yerel Nusselt konturları, silindirin yakın iz bölgesindeki resirkülasyon bölgesinin varlığı nedeniyle arkadaki silindirin merkez çizgisi boyunca arka yüzeyinde de gözlenir ($\theta=-2,5$ ila -3,14 ve 2,5 ila 3,14 ve $z/D=0$ ila 3).

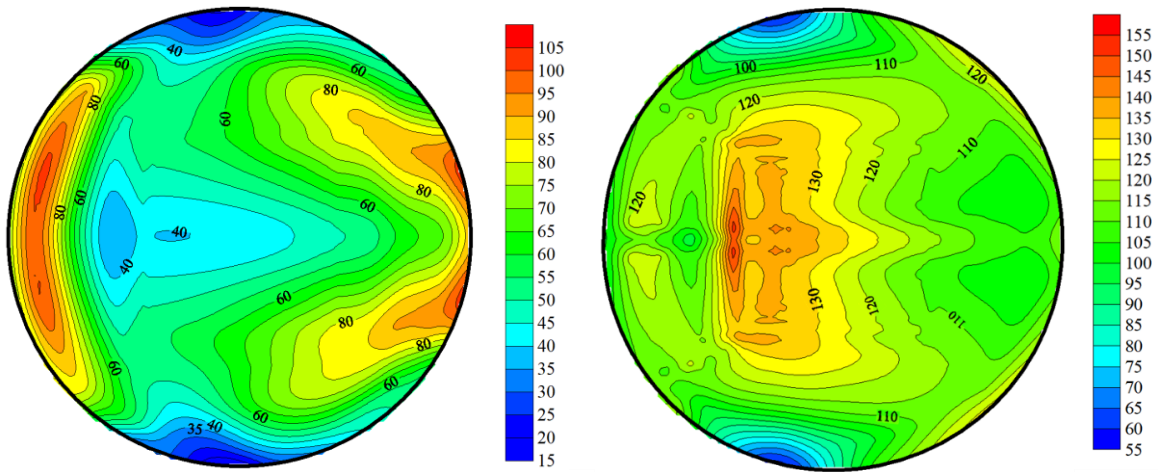
Öndeki silindirden çıkan akış bir arka girdap oluşturur ve bu girdap iki parçaya ayrılır. Bir kısmı resirkülasyon bölgesine katılırken, diğeri arkadaki silindirin serbest uç yüzeyine çarpar. Şekil 5.11c'de, ön kenarda bir sınır tabakasının oluşması nedeniyle, yüksek ısı transfer bölgesi, öndeki silindirin serbest uç yüzeyinin hücum kenarında görülmektedir. Ayrıca, akışın aşağı yönelme etkisiyle resirkülasyon bölgesine doğru yönlendirildiği firar kenar bölgesinde yerel bir yüksek ısı transfer bölgesi bulunmaktadır. Arkadaki silindirde, öndeki silindir iz girdabının çarpması ve onu süpürmesi nedeniyle, serbest uç yüzeyinin merkezine yakın bölgede yüksek ısı transfer bölgesi gözlenmektedir.



(a)



(b)



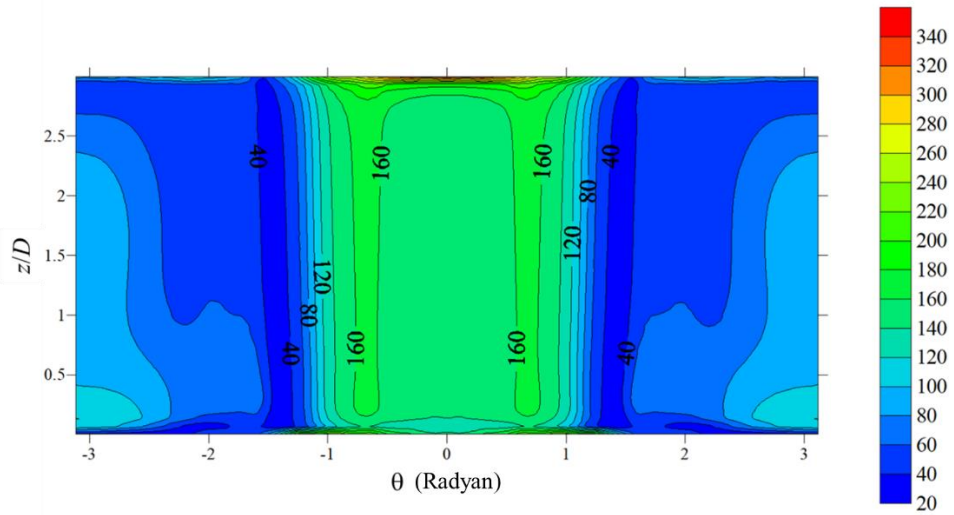
(c)

Şekil 5.11. Durum-4 ve $S/D=4$ için zaman ortalamalı yerel Nusselt dağılımı (a) öndeki ve (b) arkadaki silindirin yanal yüzeyi, (c) öndeki (soldaki) ve arkadaki (sağdaki) silindirlerin serbest uç yüzeyleri.

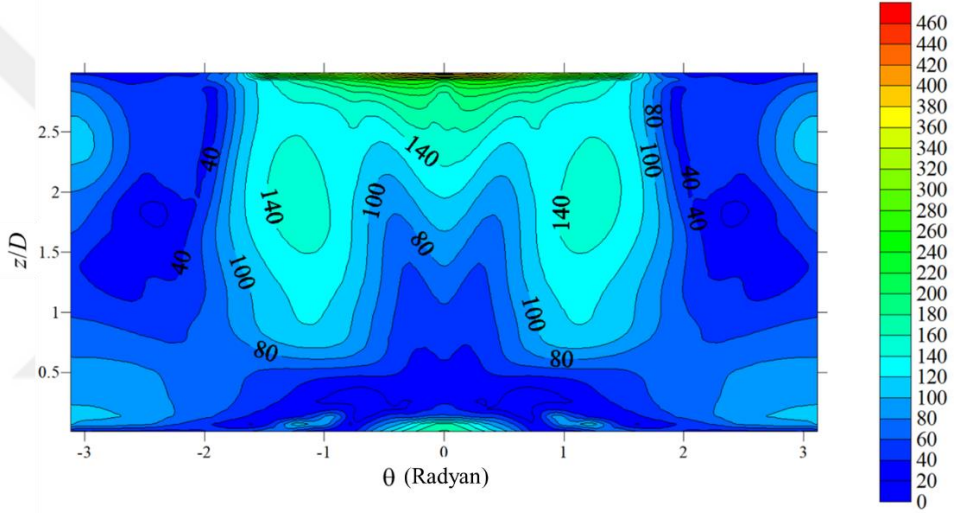
Öndeki ve arkadaki silindirlerin yanal ve serbest uç yüzeylerinin yerel Nusselt sayısı konturları, Şekil 5.12'de Durum-4 ve $S/D=2$ için gösterilmiştir. Öndeki silindirin ön yüzeyinin yüksek bir ısı transfer bölgesine sahip olduğu görülmektedir ($\theta=\pm 1$ ve $z/D=0$ ila 3), (Şekil 5.12a). Genel olarak, yerel Nusselt sayısı dağılımı $S/D=4$ 'ün öndeki silindire benzerdir (Şekil 5.11a). Maksimum Nusselt değerlerine sahip bölge, akış ayrımının uç girdaplarının ve sınır tabakası oluşumunun meydana geldiği serbest ucun hücum kenarında gözlenmektedir ($\theta=\pm 1$ ve $z/D=3$). İki silindir arasındaki mesafe azaldıkça, resirkülasyon bölgesi daralır ve merkezi yükselir (Şekil 5.8b). Bu nedenle, öndeki silindirin arka yüzeyinde $S/D=4$ 'ten biraz daha düşük yerel ısı transferi bölgesi oluşur ($\theta=2,5$ ila 3,14 ve $z/D=0$ ila 2,25).

Arkadaki silindirde, silindirler arasındaki mesafenin azalması sonucu iki silindir arasındaki resirkülasyon bölgesinin daralmasıyla ön yüzeydeki yüksek yerel Nusselt sayılarının bulunduğu bölgenin daraldığı anlaşılmaktadır. Şekil 5.12b'de açıkça görüldüğü gibi, yüksek Nusselt bölgesi ön yüzeyin orta bölgesinin üstünde yer almaktadır ($\theta=\pm 2$ ve $z/D=1$ ila 3). Öndeki silindire benzer şekilde, maksimum Nusselt sayısı serbest uç yüzeyin hücum kenarında gözlenmektedir ($\theta=\pm 1$ ve $z/D=3$). Arkadaki silindirin, arka yüzeyi yakın iz bölgesindeki resirkülasyon dolaşımından hafifçe etkilenmiştir ($\theta=2,5$ ila 3,14).

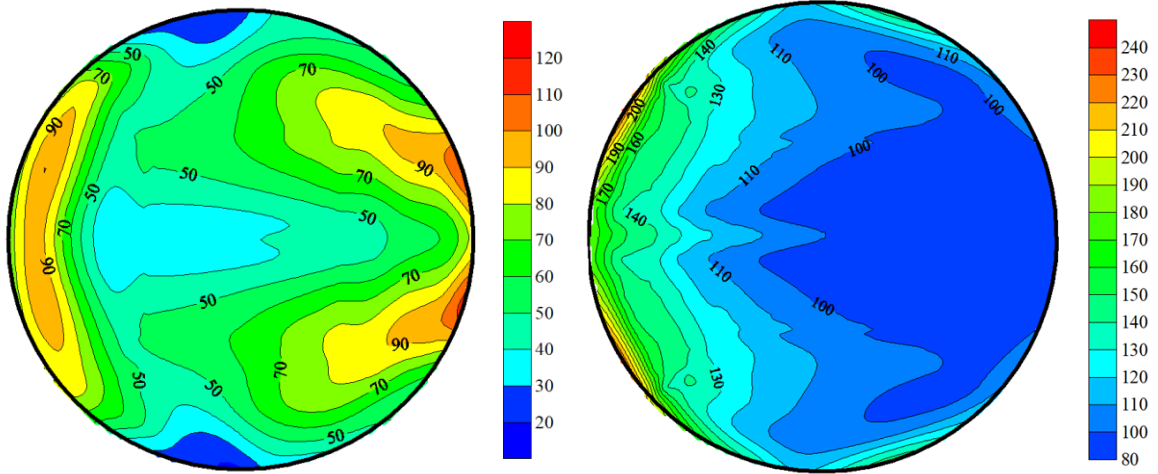
Şekil 5.12c'de öndeki ve arkadaki silindirlerin serbest uç yüzeylerinin zaman ortalamalı yerel Nusselt dağılımı gösterilmiştir. Nusselt dağılım karakterinin öndeki silindirin $S/D=4$ ve Durum-4 yapısına benzer olduğu görülmektedir (Şekil 5.11c). Öndeki silindirde, en yüksek ısı transferi oluşumu serbest uç yüzeyin hücum kenarında gözlemlenir. Bu durum öndeki silindirden gelen girdapların çarpmasından kaynaklanır. Genellikle, zaman aralığı boyunca simetrik ve düzgün dağılmış yerel Nusselt sayısı konturları ortaya çıkmaktadır.



(a)



(b)



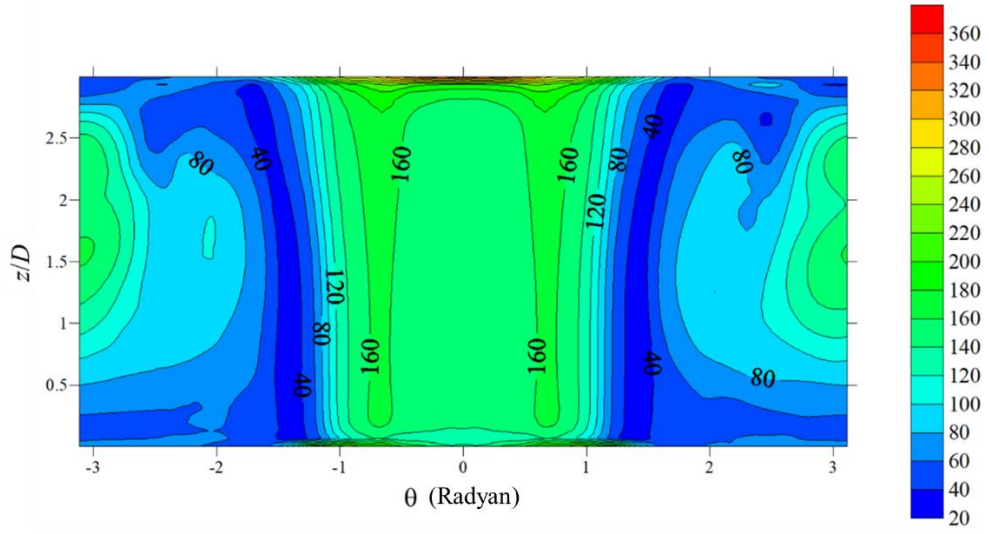
(c)

Şekil 5.12. Durum-4 ve $S/D=2$ için zaman ortalamalı yerel Nusselt dağılımı (a) öndeki ve (b) arkadaki silindirin yanal yüzeyi, (c) öndeki (soldaki) ve arkadaki (sağdaki) silindirlere serbest uç yüzeyleri.

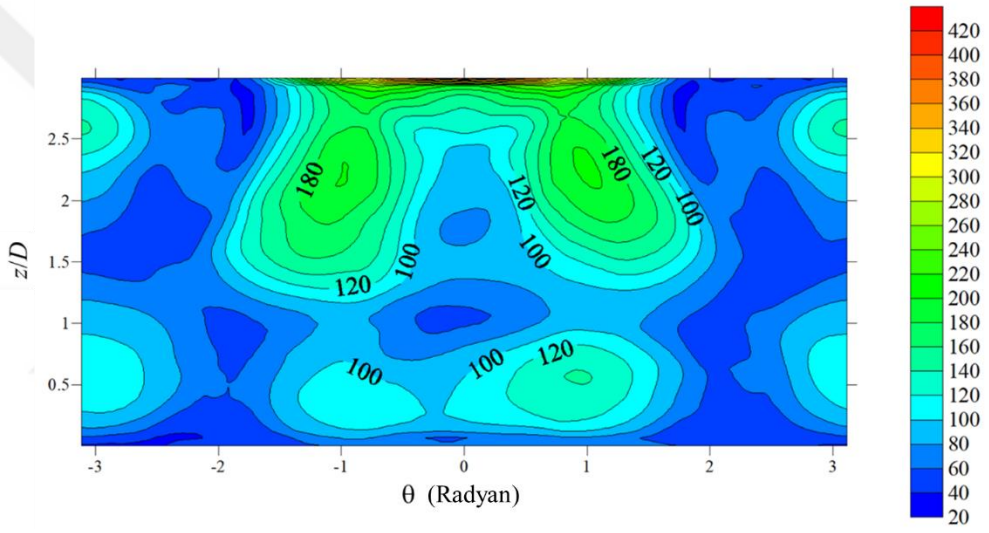
Şekil 5.13 ile Durum-4 ve $S/D=1$ için öndeki ve arkadaki silindirlerin yanal ve serbest uç yüzeylerinin yerel Nusselt sayısı konturları gösterilmiştir. Öndeki silindirin ön yüzeyinin yerel Nusselt sayısı konturu, akış yapısı benzerliği nedeniyle $S/D=2$ ve 4'e benzerdir. Öndeki silindirin ön yüzeyinin üzerinde yüksek bir ısı transfer bölgesine sahip olduğu görülebilir ($\theta=\pm 1$ ve $z/D=0-3$) (Şekil 5.13a). Ayrıca, maksimum Nusselt değerlerine sahip bölge serbest ucun hücum kenarında gözlenmektedir ($\theta=\pm 1$ ve $z/D=3$). Diğer yerleşimlerin aksine, iki silindir arasında kaotik bir akış alanı oluşur (Şekil 5.8c) ve öndeki silindirin arka yüzeyinde yüksek bir Nusselt bölgesi oluşturur. Öndeki silindirin arka yüzeyinde $S/D=2$ ve 4'ten daha yüksek Nusselt sayıları gözlemlenir ($\theta=-2$ ila $-3,14$ ve 2 ila $3,14$ ve $z/D=0,5$ ila $2,75$).

Silindirler arasındaki mesafe azaldıkça net bir resirkülasyon bölgesinin oluşmadığı anlaşılmaktadır (Şekil 5.8c ve Şekil 5.7a). Aradaki akış daha karmaşık hale gelir ve Şekil 5.13b'de gösterilen yüksek ısı transferi bölgelerinin dağılımını değiştirir. Arkadaki silindirin yanal yüzeylerindeki Nusselt dağılımları incelendiğinde ayrı Nusselt adalarının oluştuğu görülmektedir. Üst kısımdaki, öndeki silindirin iz girdabı tarafından oluşturulan yüksek ısı transfer bölgesi, diğer düzenlemelere kıyasla daha yüksek bir konumda yer almaktadır ($\theta= -0,5$ ila -2 ve $0,5$ ila 2 ve $z/D=1,25$ ila 3). Silindirin alt kısımlarında, öndeki silindirden ayrılan at nalı girdap, iki silindir arasındaki akışla etkileşime girer ve silindirin alt kısmında ayrılmış yerel yüksek ısı transfer adaları oluşturur ($\theta=\pm 1,5$ ve $z/D=0$ ila 1). Arkadaki silindirin yanal yüzeyi için, maksimum Nusselt sayısı, öndeki silindire benzer şekilde, serbest uç yüzeyin hücum kenarında gözlenmektedir ($\theta=\pm 1$ ve $z/D=3$).

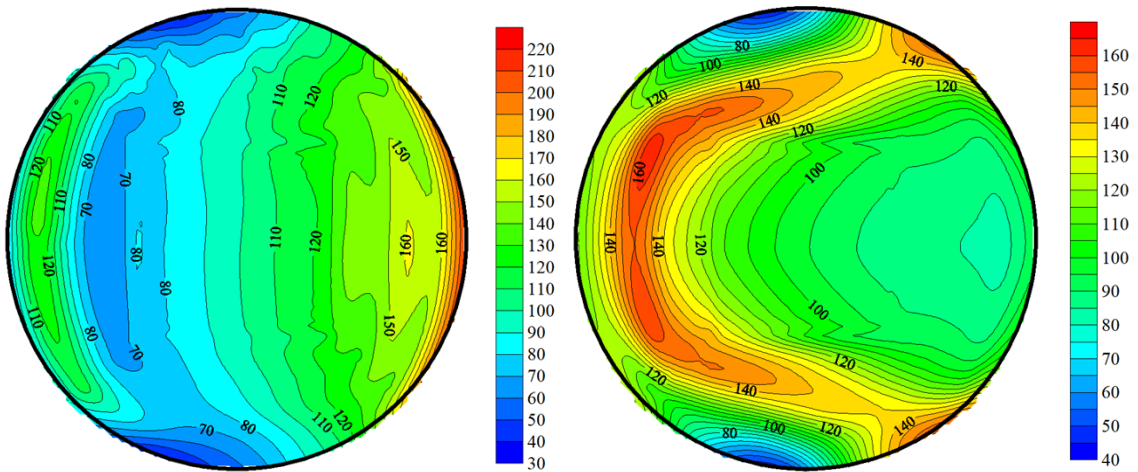
Öndeki ve arkadaki silindirlerin serbest uç yüzeylerinin zaman ortalamalı yerel Nusselt sayısı konturları Şekil 5.13c ile gösterilmiştir. Diğer düzenlerin aksine, öndeki silindirden çıkan akış hemen silindirlerin arasına dalar (Şekil 5.8c). Bu nedenle, maksimum Nusselt sayısı öndeki silindirin firar kenarında ve arkadaki silindirin hücum kenarında gözlenir. Arkadaki silindirde, öndeki silindirden kaynaklanan iz girdabının yarattığı yay şeklinde bir ısı transfer izi görülür.



(a)



(b)



(c)

Şekil 5.13. Durum-4 ve $S/D=1$ için zaman ortalamalı yerel Nusselt dağılımı (a) öndeki ve (b) arkadaki silindirin yanal yüzeyi, (c) öndeki (soldaki) ve arkadaki (sağdaki) silindirlerin serbest uç yüzeyleri.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Hava akışına tabi tutulan sonlu yükseklikteki ($H/D=3$) iki art arda dizili silindirin zamana bağlı akışı ve ısı transferi sayısal olarak araştırılmıştır. Akış ve enerji korunum denklemleri $Re=20000$ ve $S/D=1, 2$ ve 4 dizilimleri için çözülmüştür. Ek olarak, her silindir düzenlemesi için dört farklı termal sınır koşulu durumu dikkate alınmıştır. Akış ve ısı aktarımı olaylarını anlamak ve yorumlamak için silindir yüzeyleri için akış yapıları ve zaman ortalamalı yerel ve ortalama Nusselt sayısı dağılımları elde edilmiştir.

Akış Karakteristiği Sonuçları:

- $S/D=1$ için, C_D' nin maksimum değeri öndeki silindirde gözlenmiştir. Bu durum akıştaki ivmelenme ve iki silindir arasındaki kaotik akış bölgesinden kaynaklanmaktadır.
- Kármán caddesi, gözlemlenen düzensiz girdap ayrışmaları nedeniyle $S/D=1$ durumunda gelişmemektedir. $S/D=2$ durumunda, Kármán girdap dökülmesi arkadaki silindirinde sönümlenmekte ve aşağı akış bölgesinde düzgün bir akış ortaya çıkmaktadır. $S/D=4$ için ise kararlı bir Kármán caddesi elde edilmiştir.
- Genel olarak tüm durumlarda öndeki silindirinde simetrik akışlar gözlenmiştir. Silindirler birbirine yaklaştıkça, öndeki silindirin arkasındaki resirkülasyon bölgesi karmaşık hale gelmiş ve 3B akış yapısı gözlenmiştir.
- Tüm durumlarda, öndeki silindirin serbest ucunda, aşağı yönelme etkisi nedeniyle arka kenarına doğru bastırılan düzenli bir sınır tabakası oluşumu gözlenmektedir.
- Tüm durumlarda aşağı yönelme etkisi gözlenmiştir. Bu etki, iki silindir arasında resirkülasyon bölgeleri oluşturmuştur. Öndeki silindirden ayrılan takip girdabı arkadaki silindirlerinin serbest uç yüzeylerinde bir sınır tabakasının oluşmasına izin vermemiştir.
- $S/D=1$ ve 4 için arkadaki silindirlerin iz bölgesinde girdap dökülmesi gözlemlenmektedir. $S/D=2$ için ise türbülanslı ancak girdap dökülmesi olmayan simetrik bir akış yapısı gözlemlenmektedir.

Isı Transferi Sonuçları:

- Genellikle öndeki silindirin ön yüzeyinde ve serbest uç yüzeylerin hücum kenarlarında yüksek ısı transfer bölgesi gözlenmiştir.
- İki silindir arasındaki yüksek ısı transfer bölgeleri $S/D=1$ 'den 4'e kadar büyür. Bunun nedeni oradaki resirkülasyon bölgesinin giderek genişlemesidir.
- Genellikle, öndeki silindirin iz bölgesinde oluşan resirkülasyon ve iz girdaplarından dolayı arkadaki silindirin ön yüzeyinde yüksek yerel Nusselt adaları gözlenmektedir.
- Silindirlerin serbest uç yüzeyleri incelendiğinde, hücum kenarlarda yüksek yerel Nusselt bölgeleri gözlenmiştir. Ek olarak hem iz girdabı hem de resirkülasyon bölgesini başlatan aşağı yönelme etkisi nedeniyle öndeki silindirin serbest ucun firar kenarında yüksek Nusselt sayıları oluşmuştur.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Anonim-1, 2022, Bina-1, <https://www.archiexpo.com/prod/josef-gartner/product-58213-995897.html>, erişim tarihi:18.10.2022
- Anonim-2, 2022, Bina-2, <https://www.theguardian.com/artanddesign/architecture-design-blog/2014/may/05/londons-top-10-towers>, erişim tarihi:18.10.2022
- Anonim-3, 2022, Bina-3, <https://www.flickr.com/photos/moreska/6885533684>, erişim tarihi:18.10.2022
- Anonim-4, 2022, Endüstriyel Tank, <https://www.cectank.com/industrial-water-tanks/>, erişim tarihi:18.10.2022
- Anonim-5, 2022, Elektronik Eleman-1, <https://myheatsinks.com/products/>, erişim tarihi:18.10.2022
- Anonim-6, 2022, Elektronik Eleman-2, <https://www.ourpcb.com/pcb-components.html>, erişim tarihi:18.10.2022
- Anonim-7, <https://www.idealsimulations.com/resources/turbulence-models-in-cfd/>, erişim tarihi:23.02.2023
- Almeida, O., Mansur, S. S., Silveira-Neto, A., 2008, On the flow past rectangular cylinders: physical aspects and numerical simulation, Thermal Engineering, Vol. 7, 55-64. <http://dx.doi.org/10.5380/reterm.v7i1.61743>.
- Altaç, Z., Sert, Z., Mahir, N., Timuralp, Ç., 2019, Mixed convection heat transfer from a triangular cylinder subjected to upward cross flow, International Journal of Thermal Sciences, vol. 137, 75-85. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.010>.
- Amalia, E., Moelyadi, M., A., Ihsan, M., 2018, Effects of turbulence model and numerical time steps on von Kármán flow behavior and drag accuracy of circular cylinder, 5th International Seminar of Aerospace Science and Technology, Vol. 1005. <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1005/1/012012>.
- Aydın, N., Ozalp, A., Karagöz, I., 2021, Numerical investigation of heat and flow characteristics in a laminar flow past two tandem cylinders, Numerical Investigation of Heat and Flow Characteristics in Thermal Science, Vol. 25, 2807-2818. <https://doi.org/10.2298/TSCI201119175A>.
- Bharti, R., Chhabra, R., Eswaran, V., 2007, A numerical study of the steady forced convection heat transfer from an unconfined circular cylinder, Heat Mass Transfer, Vol.43, 639-648. <https://doi.org/10.1007/s00231-006-0155-1>.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Batten, P., Craft, T., J., Leschziner, M., A., Iyay, H., 1999, Reynolds-Stress-Transport modeling for compressible aerodynamics applications, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Vol. 37, 785-801. <https://doi.org/10.2514/2.801>.
- Bangga, G., Ashfahani, A., Sugianto, E., Sa'adiyah, D., Putri, T., Jost, E., Lutz, T., 2017, Three-dimensional flow in the vicinity of a circular cylinder mounted to a flat plate at high Reynolds number, AIP Conference Proceedings, 1788, <https://doi.org/10.1063/1.4968265>.
- Ben, A., Dou, H., 2015, Simulation and stability study of the flow around a cylinder in infinite domain, 7th International Conference on Fluid Mechanics, Procedia Engineering, Vol. 126, 68-72. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.11.180>.
- Blevins, R., D., 2001, Flow induced vibrations, Krieger Publishing Company, 2nd. Edition.
- Buyruk, E., 2002, Numerical Study of heat transfer characteristics on tandem cylinders, inline and staggered tube banks in cross-flow of air, International Communications Heat Transfer, Vol. 29, 355-366. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(02\)00325-1](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(02)00325-1).
- Cantwell, B., Coles, D., 1983, An experimental study of entrainment and transport in the turbulent near wake of a circular cylinder, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 136, 321-374. <https://doi.org/10.1017/S0022112083002189>.
- Chatterjee, D., Mondal, B., Halder, P., 2013, Unsteady forced convection heat transfer over a semicircular cylinder at low Reynolds numbers, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol 63, 411-429. <http://dx.doi.org/10.1080/10407782.2013.742733>.
- Chen, L., Dong, Y., 2021, Numerical investigation on fluid forces of piggyback circular cylinders in tandem arrangement at low Reynolds numbers, Acta Mechanica Sinica, Vol. 25, 599-612. <http://dx.doi.org/10.1007/s10409-020-01037-z>.
- Clement, C., 2015, Computational fluid dynamics (CFD) investigation of hydrodynamic loading on subsea gratings, Yüksek Lisans Tezi, university of Aberdeen, <http://dx.doi.org/10.13140/RG.2.1.4367.6407>.
- Çelik, Z., Altaç, Z., 2023, Numerical investigation of two-dimensional unsteady flow and heat transfer from rounded equilateral isothermal triangular cylinders in cross flow, Ocean Engineering, vol. 269, 113468, <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.113468>.
- Derakhshandeh, J. F., Gharib, N., 2021, Numerical studies of laminar flow over two tandem elliptical cylinders using Ramanujan approximation, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, vol. 43:169, 1-17, <https://doi.org/10.1007/s40430-021-02890-0>.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Dou, H., Ben, A., 2015, Simulation and instability investigation of the flow around a cylinder between two parallel walls, *Journal of Thermal Science*, Vol.24, 140-148. <http://dx.doi.org/10.48550/arXiv.1902.02460>.
- Farhadi, M., Sedighi, K., Fattahi, E., 2010, Effect of a splitter plate on flow over a semi-circular cylinder, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, Vol 224,1286-1292. <https://doi.org/10.3923/jas.2008.1286.1292>.
- Fallah, D. A., Rezazadeh, S., Jalili, H., Raad, M., 2022, Numerical investigation of triangular bluff bodies size effect on heat and mass transfer phenomena: internal flow, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 44:219, 1-18, <https://doi.org/10.1007/s40430-022-03526-7>.
- Frederich, O., Wassen, E., Thiele, F., 2008, Prediction of the flow around a short wall-mounted finite cylinder using LES and DES, *Journal of Numerical Analysis, Industrial and Applied Mathematics*, Vol.3, 231-247.
- Frei, W., 2015, <https://www.comsol.fr/blogs/improving-your-meshing-with-partitioning/>, erişim tarihi:26.02.2023
- Freidooni, F., Sohankar, A., Rastan, M., R., Shirani, E., 2021, Flow field around two tandem non-identical-height square buildings via LES, *Building and Environment*, vol. 201, 107985. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.107985>.
- Ferziger, J. H., Perić, M., Street, R. L., 2020, Turbulent Flows. In: *Computational Methods for Fluid Dynamics*. https://doi.org/10.1007/978-3-319-99693-6_10.
- Fröhlich, J., Rodi, W., Kessler, Ph., Parpais, S., Beroglio, J. P., Laurence, D., 2001, Large eddy simulation of flow around circular cylinders on structured and unstructured grids, *Numerical Flow Simulation I, Notes on Numerical Fluid Mechanics*, Vol. 66, 319-338. https://doi.org/10.1007/978-3-540-44437-4_16.
- Gouidmi, H., Benderradji, R., Beghidja, A., 2019, Numerical study a flow around a heated finite cylinder and mounted vertically on a flat plate, *WSEAS Transactions on Heat And Mass Transfer*, Vol. 14, 66-76.
- Haque, N., Katsuchi, h., Yamada, H., Nishio, M., 2014, Investigation of flow fields around rectangular cylinder under turbulent flow by Les, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol 8, 396-406. <https://doi.org/10.1080/19942060.2014.11015524>.
- He, J., Zhao, W., Wan, D., O, A., 2017, CFD Simulations of flows around finite stubby circular cylinder with free end, *Proceedings of the Twenty-seventh International Ocean and Polar Engineering Conference*.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Homsı, R., Islam, D., Fatt, Y., Janajreh, I., 2021, Flow dynamics over a heated cylinder subjected to high temperature ratios, *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 27, 101357. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101357>.
- Hossain, Md M., Nayeem, M. H. K., Ali, Md A. T., 2021, Numerical study of flow characteristics around rectangular cylinders in tandem, *Journal Of Mechanical Engineering, Automation And Control Systems*, vol. 2 (1), 36-43, <https://doi.org/10.21595/jmeacs.2021.21899>.
- Incropera, F., P., Dewitt, D., P., 2010, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th edition.
- Juncu, G., 2007, A numerical study of momentum and forced convection heat transfer around two tandem circular cylinders at low Reynolds numbers. Part I: Momentum transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.50, 3788-3798. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.02.020>.
- Juncu, G., 2007, A numerical study of momentum and forced convection heat transfer around two tandem circular cylinders at low Reynolds numbers. Part II: Forced convection heat transfer, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.50, 3799-3808. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.02.021>.
- Kakuda, K., Miura, S., Tosaka, N., 2006, Finite element simulation of 3D flow around a circular cylinder, *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, Vol.20, 193-209. <http://dx.doi.org/10.1080/10618560600791871>.
- Kanaris, N., Grigoriadis, D., Kassinos, S., 2011, Three dimensional flow around a circular cylinder confined in a plane channel, *Physics Of Fluids*, Vol. 23, 064106. <https://doi.org/10.1063/1.3599703>.
- Kawamura, T., Hiwada, M., Hibino, T., Mabuchi, I., Kumada, M., 1984, Flow around a Finite Circular Cylinder on a Flat Plate : Cylinder height greater than turbulent boundary layer thickness, *Bulletin of JSME*, Vol. 27, 232-10. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.27.2142>.
- Khan, H., H., Islam, D., Fatt, Y.Y., Alam, M., 2022, Flow-induced vibration on two tandem cylinders of different diameters and spacing ratios, *Ocean Engineering*, Vol. 258, 111747. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.111747>.
- Kim, T., Christensen, K., T., 2017, Low interactions between streamwise-aligned tandem cylinders in turbulent channel flow, *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, <http://dx.doi.org/10.2514/1.J056186>.
- Kondo, N., Matsukuma, D., 2005, Numerical simulation for flow around two circular cylinders in tandem, *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, vol. 19, 277-288. <https://doi.org/10.1080/10618560500234345>.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Krajnovic, S., 2011, Flow around a tall finite cylinder explored by large eddy simulation, *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 676, 294-317. <https://doi.org/10.1017/S0022112011000450>.
- Laroussi, M., Djebbi, M., 2015, Vortex shedding for flow past circular cylinder: effects of initial conditions, *Universal Journal of Fluid Mechanics*, vol. 3, 19-32.
- Liakos, A., Malamataris, N., A., 2016, Three-Dimensional, Laminar Flow Past a Short, Surface-Mounted Cylinder, *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, <https://doi.org/10.2514/1.J054684>.
- Li, H., Sumner, D., 2009, Vortex shedding from two finite circular cylinders in a staggered configuration, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 25, 479-505. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2008.11.001>.
- Luo, S., C., Gan, T., L., Chew, Y., T., 1996, Uniform flow past one (or two in tandem) finite length circular cylinder(s), *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 59, 69-93. [https://doi.org/10.1016/0167-6105\(95\)00036-4](https://doi.org/10.1016/0167-6105(95)00036-4).
- Lübke, H., Schmidt, St., Rung, T., Thiele, F., 2001, Comparison of LES and RANS in bluff-body flows, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vo. 89, 1471-1485. [https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(01\)00134-9](https://doi.org/10.1016/S0167-6105(01)00134-9).
- Mahir, N., Altaç, Z., 2008, Numerical investigation of convective heat transfer in unsteady flow past two cylinders in tandem arrangements, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29., 1309-1318, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2008.05.001>.
- Mahir, N., Altaç, Z. (2017). Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer Characteristics of Two Tandem Circular Cylinders of Different Diameters. *Heat Transfer Engineering*, 38(16), 1367–1381, <https://doi.org/10.1080/01457632.2016.1255027>.
- Menter, F.R., Kuntz, M., Langtry, R., 2003, Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, *Heat Mass Transf.* 4 (2003) 625–632.
- Mushyam, A., Bergada, J., M., 2016, A numerical investigation of wake and mixing layer interactions of flow past a square cylinder, *Meccanica*, Vol. 52, 107-123. <https://doi.org/10.1007/s11012-016-0400-8>.
- Naik, H., Tiwari, S., 2015, Heat transfer and fluid flow characteristics from finite height circular cylinder mounted on horizontal plane, *International Conference on Computational Heat and Mass Transfer*, *Procedia Engineering*, Vol. 127, 71-78. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.11.428>.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Nishino, T., Roberts, G., T., Zhang, X., 2008, Unsteady RANS and detached-eddy simulations of flow around a circular cylinder in ground effect, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 24, 18-33. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2007.06.002>.
- Palau-Salvador, G., Stoesser, T., Rodi, W., 2008, LES of the flow around two cylinders in tandem, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 24, 1304-1312. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2008.07.002>.
- Patel, Y., 2010, Numerical investigation of flow past a circular cylinder and in a staggered tube bundle using various turbulence models, Yüksek Lisans Tezi, Lappeenranta University Of Technology.
- Pierson, J., Franck, A., Hammouti, A., Auguste, F., Wachs, A., 2019, Inertial flow past a finite-length axisymmetric cylinder of aspect ratio 3: effect of the yaw angle, *Physical Review Fluids*, Vol.4, 044802. <https://doi.org/10.1103/PhysRevFluids.4.044802>.
- Rodi, W., 1997, Comparison of LES and RANS calculations of the flow around bluff bodies, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 69-71, [https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(97\)00147-5](https://doi.org/10.1016/S0167-6105(97)00147-5).
- Saha, A., K., Biswas, G., Muralidhar, K., 2003, Three-dimensional study of flow past a square cylinder at low Reynolds numbers, *International Journal of Heat and Fluid*, vol. 24, 54-66. [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(02\)00208-4](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(02)00208-4).
- Sharma, A., Mittal, H., Gairola, A., 2019, Detached-eddy simulation of interference between buildings in tandem arrangement, *Journal of Building Engineering*, vol. 21, 129-140, <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2018.10.004>.
- Sert, Z., 2024, Combined forced and natural convection from a single triangular cylinder, *Journal of Thermal Science and Technology*, vol. 44 (1), 71-88, <https://doi.org/10.47480/isibted.1494043>.
- Sert, Z., Mahir, N., Altaç, Z., 2024, Numerical investigation of mixed convection from rectangular cylinders subjected to upper cross flow, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* 85 (4), 570-591, <https://doi.org/10.1080/10407782.2023.2189188>.
- 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*, Vol. 132, 011101. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4000649>.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Sochinskii, A., Colombet, D., Medrano Munoz, M., Ayela, F., Luchier, N., 2019, Flow and heat transfer around a diamond-shaped cylinder at moderate Reynolds number, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 142, 118435. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118435>.
- Son, J. S., Hanratty, T. J., 1969, Velocity gradients at the wall for flow around a cylinder at Reynolds numbers from 5×10^3 to 10^5 , *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 35, 353-368. <https://doi.org/10.1017/S0022112069001157>.
- Sumner, D., 2010, Two circular cylinders in cross-flow: A review, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 26, 849-899. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2010.07.001>.
- Sumner, D., 2013, Flow above the free end of a surface-mounted finite-height circular cylinder: A review, *Journal of Fluids and Structures*, vol. 43, 41-63, <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2013.08.007>.
- Sumner, D., Li, H., 2014, Wake interference effects for two surface-mounted finite cylinders in a tandem configuration, *Proceedings of the ASME 2014 Pressure Vessels & Piping Conference*, <http://dx.doi.org/10.1115/PVP2014-28056>.
- Sumner, D., Rostamy, N., Bergstrom, D., J., Bugg, J., D., 2015, Influence of aspect ratio on the flow above the free end of a surface-mounted finite cylinder, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 56, 290-304, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.08.005>.
- Tiwari, A., K., Chhabra, R., P., 2016, Momentum and heat transfer characteristics for the flow of power-law fluids over a semicircular cylinder, *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol 66, 1365-1388. <https://doi.org/10.1080/10407782.2014.916104>.
- Travin, A., Shur, M., Strelets, M., Spalart, P., 1999, Detached-Eddy simulations past a circular cylinder, *Flow, Turbulence and Combustion*, Vol. 63, 293-313. <http://dx.doi.org/10.1023/A:1009901401183>.
- Ul Islam, S., Zhou, C., Y., Shah, A., Xie, P., 2012, Numerical simulation of flow past rectangular cylinders with different aspect ratios using the incompressible lattice Boltzmann method, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 26, 1027-1041. <http://dx.doi.org/10.1007/s12206-012-0328-4>.
- Vidya, M., Beishuizen, N., Van Der Meer, T., 2016, Direct numerical simulations of flow and heat transfer over a circular cylinder at $Re=2000$, 7th European Thermal-Sciences Conference, *Journal of Physics: Conference Series, Industrial and Applied Mathematics*, Vol.745, <http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/745/3/032018>.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Xu, C., Chen, L., Lu, X., 2007, Large-Eddy and Detached-Eddy simulations of the separated flow around a circular cylinder, *Journal of Hydrodynamics*, Vol 19, 559–563. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(07\)60153-X](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(07)60153-X).
- Yağmur, S., Dogan, S., Aksoy, M., H., Goktepli, I., 2020, Turbulence modeling approaches on unsteady flow structures around a semi-circular cylinder, *Ocean Engineering*, vol. 200, 107051. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.107051>.
- Zafar, F., Alam, M., 2019, Flow structure around and heat transfer from cylinders modified from square to circular, *Physics of Fluids*, Vol. 31, <https://doi.org/10.1063/1.5109693>.
- Zhang, H., Liu, T., Tse, K. T., Gao, H., Zhou, L., 2022, Numerical investigation of the flow past two transversely forced oscillating cylinders in a tandem arrangement, *Ocean Engineering*, Vol. 251, 110757, <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.110757>.
- Zhang, D., Cheng, L., An, H., Draper, S., 2021, Flow around a surface-mounted finite circular cylinder completely submerged within the bottom boundary layer, *European Journal of Mechanics / B Fluids* 86, 169-197, <https://doi.org/10.1016/j.euromechflu.2020.11.011>.
- Zhang, D., 2017, Comparison of various turbulence models for unsteady flow around a finite circular cylinder at $re=20000$, *Journal of Physics: Conference Series*, 910 012027, <https://doi.org/10.1088/1742-6596/910/1/012027>.
- Zhou, Y., Yiu, M., W., 2006, Flow structure, momentum and heat transport in a two-tandem-cylinder wake, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 548, 17-48. <https://doi.org/10.1017/S002211200500738X>.
- Zobeyer, H., Baki, A. B. M., Nowrin, S., N., 2021, Interactions between tandem cylinders in an open channel: impact on mean and turbulent flow characteristics, *Water*, Vol. 13, 1718. <https://doi.org/10.3390/w13131718>.