

**DAİRESEL BİR SİLİNDİR ARDINDAKİ PASİF AKIŞ
KONTROLÜNÜN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİYLE İNCELENMESİ**

UĞUR BİÇER

HAZİRAN 2023

DİYARBAKIR

DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DAİRESEL BİR SİLİNDİR ARDINDAKİ PASİF AKIŞ
KONTROLÜNÜN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR
DİNAMİĞİYLE İNCELENMESİ**

UĞUR BİÇER

DİCLE ÜNİVERSİTESİ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM-ÖĞRETİM VE SINAV
YÖNETMELİĞİNİN BİR PARÇASI OLARAK
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALINDA
YÜKSEK LİSANS TEZİ
OLARAK HAZIRLANMIŞTIR

HAZİRAN 2023

DİYARBAKIR

**DAİRESEL BİR SİLİNDİR ARDINDAKİ PASİF AKIŞ KONTROLÜNÜN
HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİYLE İNCELENMESİ**

Uğur BİÇER tarafından Dicle Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin bir parçası olarak hazırlanan bu çalışma, aşağıda bilgileri yazılı jüri üyeleri tarafından değerlendirilerek **Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı**'nda **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Neslihan DALKILIÇ

Müdür, Fen Bilimleri Enstitüsü

Prof. Dr. Vedat ORUÇ

Ana Bilim Dalı Başkanı, Makine Mühendisliği

Sınav Jürisi:

Dr Öğr. Üyesi Erhan FIRAT(*)

Makine Mühendisliği Bölümü, Munzur Üniversitesi

Prof. Dr. Vedat ORUÇ (**)

Makine Mühendisliği Bölümü, Dicle Üniversitesi

Doç. Dr. Ömer Faruk CAN

Makine Mühendisliği Bölümü, Dicle Üniversitesi

ONAY

Savunma Tarihi: 05 / 06 / 2023

(*) Sınav Jürisi kısmının birinci satırına Jüri Başkanının bilgilerini yazınız.

(**) Sınav Jürisi kısmının ikinci satırına Tez Danışmanının bilgilerini yazınız.

Dicle Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırlanan bu tez çalışmasında yer alan tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu beyan ederim. Ayrıca, bahse konu bu kural ve ilkelerin gerektirdiği üzere, bu çalışmada özgün olmayan tüm bilimsel içerikleri kurallara uygun biçimde alıntılıyıp kaynak gösterdiğimi beyan ederim. Beyanımınla çelişen herhangi bir delil bulunduğu takdirde tüm sorumluluğu üstleneceğimi kabul ederim.

Ad, Soyad: Uğur BİÇER

İmza:

TEŞEKKÜR

Öncelikle danışmanım Prof. Dr. Vedat ORUÇ'a çalışmanın daha fikir aşamasından, örnekleme, deney setlerini oluşturma, analizlerin yorumlanması ve tez taslağındaki düzeltmeler gibi teknik konuların yanında benimle kurduğı öğretici-öğrenci bağının ötesindeki desteklerinden ve bana olan inancını gösterdikleri ve kritik anlarda bana gösterdiği sabırdan ve yönlendirmelerden dolayı teşekkür ederim.

Tez çalışmamda değerli zaman, fikir ve görüşleri ile yolumu açan Munzur Üniversitesi Makine Mühendisliğı Bölümü Dr Öğr. Üyesi Erhan FIRAT hocama çok teşekkür ederim.

Değerli jüri üyesi hocam Dicle Üniversitesi Makine Mühendisliğı Bölümü öğretim üyesi Doç. Dr. Ömer Faruk CAN'a değerli görüşleri ve yardımları için teşekkür ederim.

Beni araştırma ve bilim hevesiyle yetiştirdikleri ve inancımın zayıf olduğu anlarda bile bana desteklerini esirgemeyen Annem'e, ablam, abim ve kardeşim'e teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ.....	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1.GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR	13
3. MATERYAL VE METOT	18
3.1. Test Modelleri	18
3.2. Test Parametreleri.....	18
3.3. Hesaplama Bölgesi ve Sınır Şartları	19
3.4. Çözücü Ayarları	20
3.5. Kullanılan Boyutsuz Sayılar	21
3.6. Ağdan ve Zamandan Bağımsızlık	22
3.7. Geçerleme	23
4 BULGULAR VE TARTIŞMA.....	26
4.1 Aerodinamik Kuvvet Katsayıları.....	26
4.2 Konturlar ve Akım Çizgileri	30
5. SONUÇ	37
KAYNAKLAR.....	39
ÖZGEÇMİŞ.....	44

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1 Reynolds Şeması	4
Şekil 1.2 ANSYS Şeması	6
Şekil 2.1 J. Wun Çalışması	9
Şekil 2.2 Bao, Qin Çalışması	9
Şekil 2.3 Zhang Çalışması	9
Şekil 3.1 Geometri Şematığı.....	26
Şekil 3.2 Hesaplama Bölgesi.....	28
Şekil 3.3 M1 Modeli Mesh ve Bloklar.....	32
Şekil 3.4 M1 ve M2 Modeli Mesh ve Bloklar.....	33
Şekil 4.1 M1 ve M2 Zaman Ortalamalı Direnç Katsayısı.....	34
Şekil 4.2 Normalize Edilmiş Zaman Ortalamalı Silindir ve Kanat Direnç Katsayıları.....	35
Şekil 4.3 Zaman Ortalamalı Silindir ve Kanat Profilleri Direnç Katsayıları....	36
Şekil 4.4 Standart Sapma Direnç ve Kaldırma Katsayıları.....	37
Şekil 4.5 Modeller Etrafında Çeviri Konturları.....	40
Şekil 4.6 Zaman Ortalamalı Akım Çizgileri ve u Hız Bileşenleri.....	41
Şekil 4.7 M1 ve M2 Zaman Ortalamalı Akım Çizgileri ve u Hız Bileşenleri...	43
Şekil 4.8 M0 M1 ve M2 Art İzindeki Boyutsuz Hız Profilleri.....	44

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 3.1 Kullanılan Parametreler.....	27
Tablo 3.2 Ağdan Bağımsızlık Testi.....	31
Tablo 3.3 Zamandan Bağımsızlık Testi.....	31
Tablo 3.4 Literatür Kıyası.....	32



SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

Simge

Açıklama

A	Alan (m^2)
CD	Sürüklenme katsayısı
CL	Kaldırma katsayısı
F	Kuvvet (N)
Re	Reynolds sayısı
U	Akış hızı
P	Yoğunluk (ρ)

Kısaltma

Açıklama

AFD	Ayrık Fourier Dönüşümü
CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Doğrudan Sayısal Simülasyon (Direct Numerical Simulation)
LES	Büyük Girdap Simülasyonu (Large Eddy Simulation)
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
RANS	Reynolds-Ortalama Navier-Stokes (Reynolds-Averaged NavierStokes)
RSM	Reynolds Gerilmeleri Modellemesi (Reynolds Stress Modeling)

ÖZET

DAİRESEL BİR SİLİNDİR ARDINDAKİ PASİF AKIŞ KONTROLÜNÜN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİYLE İNCELENMESİ

Biçer, Uğur

Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği

Danışman: Prof. Dr. Vedat Oruç

Haziran 2023, 56 sayfa

Küt bir cisme etki eden dış akışlar, akış alanı içerisinde cismin arkasında girdaplara yol açarak düzensiz ve zamana göre değişen akış davranışları gösterirler. Dairesel silindir gibi küt cisimler arkasında oluşan akış düzensizlikleri laminar ve türbülanslı akış durumlarının her ikisinde de oluşmaktadır. Bu akış düzensizliklerinin kontrol altına alıp etkilerini azaltmak için bir kontrol yöntemi geliştirmek gerekmektedir. Geliştirilen ve kullanılan akış kontrolünün esas amacı, akışın temas ettiği yüzeylerde neden olduğu sürüklenme, kaldırma, basınç ve zamana göre değişen tüm kuvvetlerin etkisini azaltmak ve cisim üzerindeki olumsuz durumları sınırlandırmaktır. Bu çalışmada iki-boyutlu zamana bağlı olarak gelişen akışın etkilerini daireSEL silindir çevresine simetrik olarak yerleştirilen kanat profilleri ile kontrol altına alınması ve kuvvet etkilerinin sınırlandırılması incelenmektedir. Yapılan analizlerde k-epsilon akış koşulları kullanılarak çözümlenmeler yapılmıştır. HAD analizlerinde laminar akışta zamana bağlı Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri (URANS) çözümlenmiş ve türbülans modeli olarak k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır. HAD analizleri sonucunda, zaman ortalamalı sürüklenme katsayısı, kaldırma katsayısı, değişimleri elde edilmiştir. Oluşturulan 2 modelin analizlerinde Reynolds sayısı 100 olarak alınmış ve çalışma boyunca sabit tutulmuştur. Elde edilen veriler neticesinde pasif akış kontrol yönteminin etkileri gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda yalın silindir için elde edilen 1,328 değerine sahip çalkantılı sürüklenme kuvveti çalışmamızda simetrik kanatların eklenmesiyle 2,07 değerine kadar çıkmış olsa da çalkantılı kaldırma kuvveti değeri 0,227 değerinden ciddi bir düşüş elde edilmiştir. Bu incelemelerden sonra elde edilen vorticity ve hız çizgileri figürleri incelendiğinde silindir arkasında meydana gelen girdapların simetrik kanatların eklendiği sistemlerde silindirden daha uzak olduğu saptanmıştır.

Anahtar kelimeler: HAD, Dairesel Silindir Arkasındaki Akış, von Karman girdap caddesi, Pasif Akış Kontrol Yöntemi

ABSTRACT

INVESTIGATION OF PASSIVE FLOW CONTROL BEHIND A CIRCULAR CYLINDER WITH COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS

Biçer, Uğur

Master of Science in Mechanical Engineer

Supervisor: Prof. Dr. Vedat Oruç

January 2023, 56 pages

External flows acting on a blunt object cause eddies behind the object in the flow area, displaying irregular and time-varying flow behavior. Flow irregularities behind blunt objects such as circular cylinders occur in both laminar and turbulent flow situations. It is necessary to develop a control method to control and reduce the effects of these flow irregularities.

The main purpose of the developed and used flow control is to reduce the effects of drag, lift, pressure and time-varying forces caused by the flow on the surfaces it comes into contact with, and to limit the negative conditions on the object. In this study, controlling the effects of two-dimensional time-dependent flow with airfoils placed symmetrically around the circular cylinder and limiting the force effects are examined. Analyzes were made using k-epsilon flow conditions. In CFD analysis, time dependent Reynolds mean Navier-Stokes equations (URANS) in laminar flow were solved and k-epsilon turbulence model was used as turbulence model. As a result of CFD analysis, time-averaged drag coefficient, lift coefficient and variations were obtained. In the analysis of the 2 models created, the Reynolds number was taken as 100 and kept constant throughout the study. As a result of the data obtained, the effects of the passive flow control method were observed. As a result of the study, the turbulent drag force obtained for the lean cylinder, which was 1,328, increased up to the value of 2,07 with the addition of the symmetrical wings in our study, but a significant decrease was obtained from the value of the turbulent lift force from 0,227. When the vorticity and velocity lines figures obtained after these examinations were examined, it was determined that the vortices occurring behind the cylinder were farther from the cylinder in systems where symmetrical blades were added.

Keywords: CFD, Flow Behind Circular Cylinder, von Karman eddy street, Passive Flow Control Metho

1.GİRİŞ

Çevremizde var olan birçok mühendislik uygulaması düzenli ve düzensiz bir akışa maruz kalmaktadır. Cisimlerin üzerine etki eden akış, zamana göre değişir ve genelde düzenli olmayan bir yapıdadır. Akış aynı zamanda cisimlerin üzerinde aerodinamik kuvvetler oluşturur. Ortaya çıkan aerodinamik kuvvetler küt cisimler açısından bir problem teşkil eder. Bu problem akışkanlar mekaniğinde yer edinmiştir. Birçok araştırmacı cisimlere etki eden aerodinamik kuvvetlerin belirlenmesi üzerine çalışmalar ve hesaplamalar yapmıştır. Çalışmalar karşımıza deneysel ve/veya sayısal olarak çıkmaktadır.

Yüksek hıza sahip akışlar, harekete karşı verdiği bir tepki ile akım çizgileri oluşturma eğilimine sahiptirler. Bu durum genel olarak akış ayrılması olarak bilinir. Akış ayrılması yüzeylerin tamamının akış içinde olduğu durumlarda bile oluşma eğilimindedir. Bu akış eğilimi cismin arkasında karmaşık ve geriye doğru bir akış alanı oluşturur. Akış tepkisinden oluşan ayrılmış bölge ne kadar büyükse akışın gösterdiği direnç de o kadar büyüktür. Cismin arkasında ters akış yönünde büyüyen ve cismin üzerindeki akışın etkilerinin gözlemlendiği bölgeye art izi denilmektedir (Çengel ve Cimbala 2008).

Dairesel silindir aerodinamik açıdan en basit modeli temsil etmektedir. Dairesel silindir şeklindeki cisimleri incelediğimizde (örneğin; köprü ayakları, elektrik kabloları, petrol boruları, rüzgar türbini kuleleri) girdap oluşumları daha net görülmektedir. Bu alanlarda oluşan düzensiz akışlar ve girdaplar cisimler üzerinde tamiri mümkün olmayan yıkıcı hasarlar bırakabilmektedir. 1940 yılında Tacoma köprüsünün yıkılmasından sonra girdap kaynaklı titreşimlerin etkileri araştırmacılar tarafından yeni bir araştırma konusu olmuştur. Araştırmacılar tarafından bu konuda hem sayısal hem de deneysel birçok çalışma yapılmıştır. Girdap kopma frekansı cisimlerde oluşan doğan frekans ile çakıştığı anda cisimde yapıya zarar verecek titreşimler ve yorulmalar meydana getirmekte oluşan yıkıcı hasarlar cismin dayanımını azaltıp cisimden girdap kopmalara sebep olmaktadır. Girdapların kopma frekansları boyutsuz olan Strouhal sayısı (St) ile ifade edilmektedir. Strouhal sayısı serbest akım hıza, silindir çapına ve girdap kopma frekansına bağlı olarak ifade edilir (Roshko, 1955).

Köprü taşıyıcıları, akış alanında duran küt cisimler olup düzensiz akışla birlikte aerodinamik kuvvetlere maruz kalmaktadırlar. Silindirik cismin yüzeyi sonrasında akışın sebep olduğu girdapların cisimde yol açtığı titreşimin frekansı ile cismin yapısında bulunan frekansın ters akış frekansı ile denk gelerek çakışması sonucunda yıkıcı etkiler meydana gelebilir (Blevins, 2001).

Mühendislik çalışmalarında yapının tasarımı yapı ömrüne direkt olarak bağlıdır. Yapı tasarımı, yapıda oluşacak titreşim frekanslarının önüne geçmek, yapı ömrü ve sağlığı için gereklidir. Yapılan tasarımlarla, oluşan frekanslar cisimden uzaklaştırılabilir veya tamamen bertaraf edilebilir. Cismin yapısını korumak için yapılan tasarımlarda daimi olmayan düzensiz akışların engellemesi amaçlanır. Bu sorunun önüne tasarım esnasında kullanılan malzemeyle geçilebiliyor olsa da daha düşük maliyetli yöntemlere başvurulabilir. Bunlar mühendislik yaklaşımlarıyla sorunları ortadan kaldırmak için kullanılan akış kontrol yöntemleridir (Öztürk vd., 2021).

Akış kontrol yöntemleri, enerji kullanımına bağlı olarak pasif ve aktif yöntemler olarak sınıflandırılmaktadır. Akış kontrolünün sınıflandırılmasını bir akış alanında iyileştirilmesi gereken noktanın, yalın tasarımının veya yapısının uygun şekilde değiştirilmesi için kullanılan yöntemler olarak tanımlanmıştır (Gad-el-Hak, 2000). Günümüzde akış kontrolünde genel olarak aktif ve pasif akış kontrol yöntemleri kullanılmaktadır. Aktif akış kontrolünde sistemde bir enerji sarf edilirken pasif akış kontrolünde ise sistemde enerji kullanımı olmaksızın cisim veya cisme ilave edilecek tasarımlarla akışı kontrol etmek mümkündür.

Akım ayrışması ve kontrol teknikleri ile ilgili kapsamlı inceleme Gad-el-Hak ve Bushnell (1991) tarafından sunulmuştur. Akım ayrılmasının ortadan kaldırılması veya geciktirilmesi için kullanılan en etkili yöntemlerden biri pasif kontrol yöntemi olduğunu savunmuşlardır. Bu tasarımlar; geometri üzerine eklenen çubuklar (Lee vd., 2004), gövde üzerine açtıkları çukurlar (Choi vd. 2006), akış yönlendirme için cisim üzerinde pürüzsüzlük unsurunun kullanılması (Shih vd. 1993) ve cisim üzerine sarılacak sarmal teller (Lee ve Kim, 1997) kullanılarak sürüklenme kuvvetini azaltmak amacıyla bu tasarımlar yapılmıştır. Örnek verilen tasarımlara ek olarak iyi akış kontrol özelliğinden dolayı çok tercih edilen ayrıcalık plakalar da tasarlanmıştır (Anderson ve Szewczyk 1997; Hwang vd. 2003; Kwon ve Choi 1996; Ozono 1999).

Silindir üzerinde oluşan titreşim frekansını kontrol etmek için silindiri yandan titretme, silindiri frekansa uygun döndürme, akustik uyarma, akış kopma anlarında emme ve üfleme gibi teknikler kullanılmıştır (Subaşı, 2017).

Reynolds sayısı akışın rejimini tanımlar ve boyutsuz aerodinamik özellikler ile doğrudan ilişkilidir. Reynolds sayısı (Re) incelendiğinde; akışkanın atalet kuvvetini viskoz kuvvetlerle oranlanmasıyla ortaya çıkar ve boyutsuz bir şekilde ifade edilir. Re, akışkanın yoğunluğuna (ρ), hızına (U), viskozitesine (μ) ve akışkanın temas ettiği cismin karakteristik uzunluğa bağlıdır. Reynolds sayısının silindir üzerinde tanımlanması yapılırken silindir üzerinde meydana gelen çapraz akış için cismin karakteristik uzunluğu olarak silindirin çapı alınır. Silindir üzerindeki akışın Reynolds sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır (Çengel ve Cimbala, 2007).

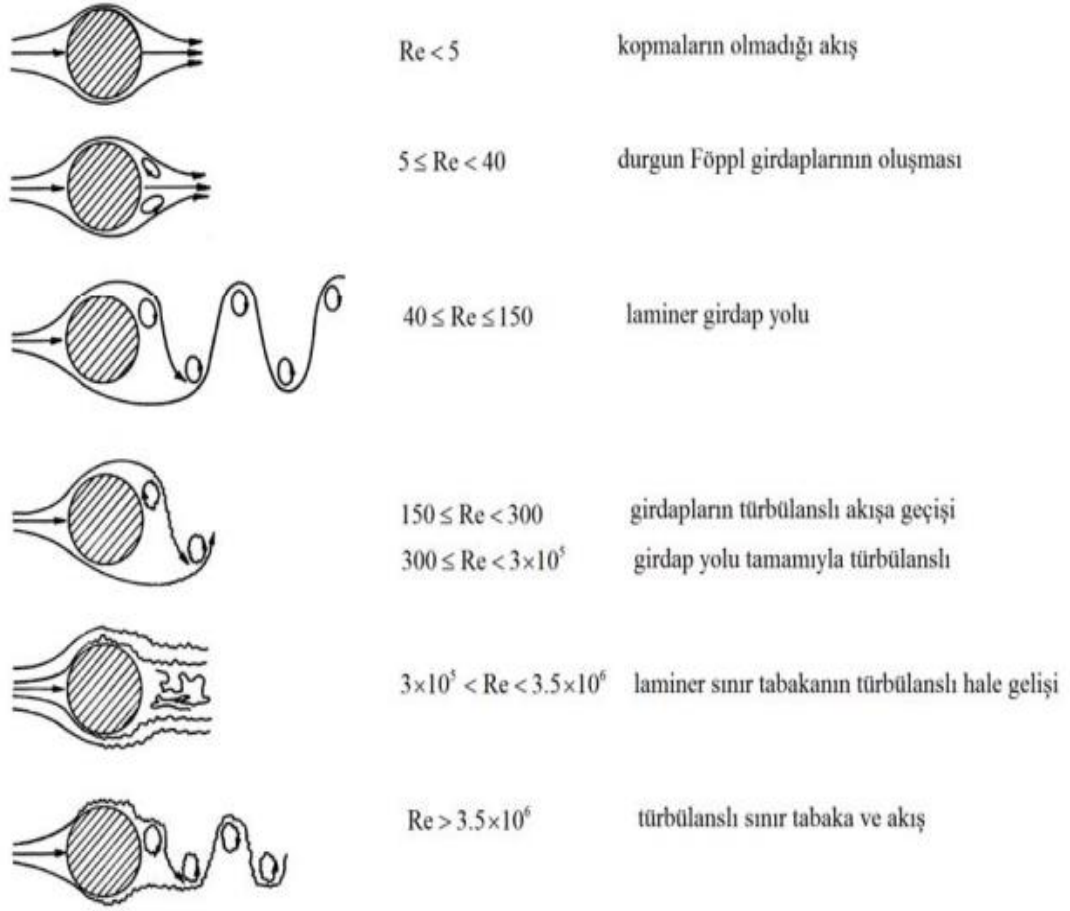
$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{\text{atalet kuvvetleri}}{\text{viskozite kuvvetleri}} \quad (1.1)$$

burada V : akış hızı (m/s) D : silindir çapı (m), ρ : yoğunluk (kg/m^3), μ : dinamik viskozite (kg/m.s) ν : kinematik viskozite (m^2/s).

Aşağıda verilen Şekil 1.1 incelendiğinde; Re değerlerine bağlı olarak meydana gelen akış rejimleri görülmektedir. Günümüze kadar araştırmacılar yaptıkları çalışmalarda Re ile ilgili değerlerini görseldeki bilgilerden faydalanarak ilerlemişlerdir.

Roshko (1954) tarafından yapılan çalışmada farklı Re sayılarında spektrumları ve akış frekansları hız dalgalanması olarak tanımlanmıştır. Dairesel silindir üzerindeki akış sahip olduğu akış türünden türbülanslı akışa dönüşünceye kadar çeşitli akış rejimlerine dönüşür.

Lienhard vd. (1966) tarafından yapılan çalışmada Reynolds sayısının çeşitli değerlerinde akışkan davranışı ve sınıflandırılmasını ele almışlardır.



Şekil 1.1 Lienhard, J.H vd. tarafından yapılan Re sayısı çalışması (Lienhard, 1966)

Şekil 1.1 incelendiğinde Re sayısına bağlı olarak akış davranışı bazı araştırmacılar tarafından çalışılmıştır. Batchelor (2000) tarafından yapılan araştırmada akışın iki boyutlu olduğu ve Re sayısının $Re < 5$ olduğu durumda akış için iki ayrılma noktası olduğu görülmüştür. Re değeri arttığında yani $5 < Re < 40$ değerine ulaştığında akış rejiminin hala iki boyutlu ve değişmez olduğu ancak akış rejimi incelendiğinde dairesel silindir etrafında girdap bulunduğu ve bu girdaplarında Re ile orantılı olarak artacağı görülmektedir.

Re sayısının yükseldiği ve $40 < Re < 150$ değerlerine ulaştığı durumlarda Re değeri artık kritik seviyelerde olup artık girdap oluşumları sayısı artar ve dairesel silindirin arkasında girdap grupları meydana gelir. Re sayısının bu değere kadar kararlı halde olduğu akışın artık kararsız olduğu gözlenmektedir. Ancak akış halen iki boyutludur. $200 < Re < 300$ değerleri incelendiğinde akış alanında türbülanslı bölgenin silindirden uzaklaştığı görülmüştür (Bloor, 1964). Bloor (1964) yaptığı bir çalışmada

incelemeleri sonucunda Re değerinin 400 olduğu durumlarda girdapların artık türbülanslı olduğunu gözlemlemiştir.

Williamson (1988) tarafından yapılan incelemelerde $40 < Re < 200$ olduğu durumlarda akış rejiminin 3 boyutlu bir hale geçtiğini gözlemlemiştir. Daha sonra Re değerinin $300 < Re < 3 \times 10^5$ olduğu değerleri incelemiş ve artık türbülanslı akışın sınır tabakadan önce başlağını belirtmiş ve bu durumu kritik altı aralık olarak isimlendirmiştir.

Sumer ve Fredsoe (2006) tarafından yapılan çalışmada Re sayısının $3 \times 10^5 < Re < 3.5 \times 10^5$ olduğu durumlarda türbülanslı akış artık sınır tabaka ayrılma noktasında başladığı ve bu durumun akış boyunca sadece 1 evrede meydana geldiğini belirtmişlerdir.

Bu çalışmadaki amaç dairesel bir silindir üzerindeki laminer viskoz ve daimi olmayan akışın etkilerinden dolayı silindir sonrası akışın meydana getirdiği girdapları, laminer akış durumu için HAD aracılığı ile modellemesini yaparak, ortaya çıkacak etkileri pasif akış kontrolü ile kontrol altına alıp sonuçlarda iyileşmeler elde etmektir. Ayrıca titreşim frekansı kaynaklı yapıda meydana gelebilecek olumsuzları ortadan kaldırma veya etkisini azaltma amaçlanmıştır.

Silindir üzerinde oluşan bu düzensizlikleri engellemek amaçıyla akış alanında bir kontrol stratejisi geliştirmek gerekmektedir. Bu akış kontrol stratejisi bizim belirlediğimiz çalışma konusu neticesinde pasif kontrol silindir etrafına simetrik olarak yerleştirilmiş kanat profilleri ile kontrol altına alınmaya çalışılmıştır. Yapılan çalışmada laminer akış koşulları 2-boyutlu olarak ele alınmıştır. Bununla birlikte yapılan çalışma sonucunda yapılara eklenecek tasarımlar ve ilave akış yönlendiriciler ile ileride yapılacak çalışmalar da pasif akış kontrol yönteminin kullanılması teşvik edilmeye amaçlanmıştır.

Bu çalışmada karşımıza çıkan problem aslında birçok mühendislik araştırmasına konu olmuş ve üzerine çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bu problem gerek deney düzenekleri gerekse bir sayısal model zleme yöntemi olan Ansys Fluent ile zlmeye çalışılmıştır. Ansys Fluent programı ilk olarak 1920’li yıllarda ortaya çıkmıştır. Daha sonra Ansys yazılımına eklenen sayısal modellemeler ile 1970’lerin başlarında gelişmeler hız kazanmıştır. Ansys Fluent programı yapılan birçok çalışmada araştırmacılara maddi ve zaman gibi kazançlar sağlamasının yanında Ansys Fluent sayesinde yapılması gerekli olan analizlerin gerçek boyutlu veya ölçekli boyutlarda

bulunan cisimlerin herhangi bir cisim olmaksızın analizlerinin yapılmasına olanak sağlaması gibi avantajları vardır.

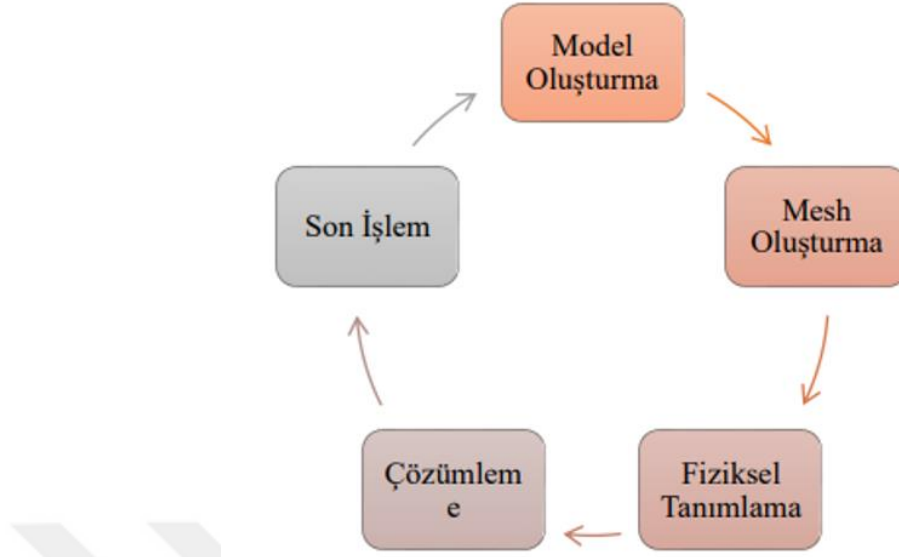
Bilgisayar ve yazılım sektörünün gelişimi, Hesaplama Akışkanlar Mekaniğinin ortaya çıkması ve gelişmesine yol açmıştır. CFD (Computational Fluid Dynamics) adıyla ortaya çıkan bu imkan bilgisayarlar sayesinde akış analizleri detaylarını kolaylıkla ulaşılabilir bir noktaya getirmiştir. CFD'nin mühendislik ve imalat alanına kattığı en önemli faktör tasarım öncesi planlanan geometrinin negatif ve pozitif yönlerinin ortaya çıkması ve pozitif değişimlerin daha imkanlar dahilinde olmasıdır.

Çalışma sürecinde hem yapısal ayrıntılar hem de analiz ayrıntıları kolaylıkla değişimler sağlanabilir. Ortaya koyulan bu avantajlar sayesinde çalışmada CFD simülasyonları ile hedeflenen sonuçlara maddi ve zaman kaybı olmadan ulaşılması amaçlanmıştır.

CFD neredeyse tüm mühendislik dallarını ve konularını kapsayacak kadar detaylı ve donanımlı bir yazılımdır. Bu konuları sıralamak gerekirse;

- Taşıtların Aerodinamiği
- Hidrodinamik konular
- Türbinler
- Mekanik parçalanmalar kırılmalar ve dayanımlar
- Çevreye salınan endüstriyel gazların dağılımı
- Akarsularda meydana gelen akış etkileri ve akış rejimi
- Deneysel olarak büyük ölçekli maddi analizler
- Tehlikeli sınıfa giren patlayıcı ve çarpışma deneyleri
- Limitleri belirsiz çalışma koşulları
- Isı ve sıcaklık transferi konuları olarak örneklenen çalışmalar CFD sayesinde 2D/3D olarak analiz edilebilirler.

Bir CFD analizi 5 aşamada meydana gelmektedir. 1) Model oluşturma, 2) mesh oluşturma, 3) fiziksel tanımlama, 4) çözümlenme ve 5) son işlem alınmasıdır (Şekil 2.1). Analiz aşamasına geçilmeden doğru değerlerin ve doğru adımların akış yapısına uygun olarak seçilmesi ANSYS yazılımının doğru sonuçları elde etmesiyle doğrudan ilişkilidir.



Şekil 1.2 Ansys Aşamaları

ANSYS programında analizler yapılırken oluşturulan geometri ANSYS ile oluşturulabilse de dış kaynaktan oluşturulan geometrilerin de analizlerini yapabilme imkanı vermektedir. Model oluşturma işlemi tamamlandıktan sonra gerekli ise akış alanı ve isimlendirme işlemi daha sonra mesh, fiziksel tanımlama ve çözümleme işlemi yapılır.

Uygulamalı akışkanlar dinamiği çalışmalarında genel olarak hayatta karşımıza çıkan mühendislik çalışmalarıyla ilgilenir. Bu gibi durumlarda cismin akışa karşı olan direnci oldukça önemlidir. Mühendislik uygulamalarında çalışmalarda akışkanın sahip olduğu sürtünme etkisi önemsenir. Akışlarda viskoz yapının meydana getirdiği akım çizgileri paralel ve düzgün bir forma sahiptir. Viskoz olan alanda akışkan, sınır tabakaları boyunca düzgün ilerler ve diğer sınır tabaka ile yumuşak şekilde sıcaklık ve hız geçişleri oluşur. Boru içerisindeki bir akışkan düşünülürse, boru içindeki akışın girdaplar oluşturmadan akması ve tüm akış çizgilerinin paralel olması laminar akış olarak isimlendirilir. Viskoz akışlara en basit örnek laminar akışlardır.

Fiziksel Tanımlama;

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizinde mesh yapısı oluşturulduktan sonraki aşama fiziksel tanımlama yapmaktır. Fiziksel tanımlama analiz süreci boyunca kullanılan akışın türbülanslı bir akış mı? laminar bir akış mı? kararlı mı? kararsız bir

akış mı? olduğunu belirleme aşaması olup mesh yapısının oluşturulması gibi analiz için çok önemli bir parametredir. Fiziksel tanımlama aşamasında analiz süresi boyunca akışkanın göstereceği davranış programa tanımlanmaktadır.

Akış yapısı seçimi yapılırken boyutsuz sayıların değerlerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu aşamada Reynolds sayısı akışkanlar dinamiğinde bulunan en önemli boyutsuz sayıdır ve HAD analizlerinde mutlaka hesaplaması gereken bir parametredir. Şekil 1.1' de görüldüğü üzere akışın sergilediği davranış şekli Reynolds sayısı ile değişmekte olup türbülans model seçimini doğrudan etkilemektedir.

Akış yapısı RE sayısına bağlı olarak gelişir. Sınır şartları belirlenirken en basit sınır şartı duvar bölgesine uygulanan sınır şartlarıdır. Analizlerde genellikle giriş ve çıkış sınır şartları üzerinden girdiler yapılırken duvar sınır şartlarında akışkan çeper boyunca ilerleyip çeperi aşamadığından dolayı hızın bileşeni sıfır olarak belirlenir. Öte yandan kaymazlık şartı gereği durgun haldeki teğetsel hız sıfır olarak kabul edilir. Analiz gereği enerji denklemi çözümlenen analiz aşamalarında, duvar yüzey sıcaklıkları ısı geçişlerinden dolayı belirtilmelidir.

Kullanılan türbülans modeline göre transport denklemleri çözümlenir ve çeperin pürüzlülüğü belirtilmek zorundadır. Akışkan analizinin hesaplama öncesi sınır şartlarında giriş ve çıkış bölgesinde birkaç seçenek söz konusudur. Akış ve çıkış bölgelerinde yapılan analize göre hız ve basınç gibi belirlenmiş şartlar sınır koşulları olarak belirtilir.

Hareket denklemi çözümlerinde giriş sınır koşullarından basınç değerinin belirtilmesine ihtiyaç yoktur çünkü basınç ve hız birbirine bağlı değerlerdir. Basınç değerinin giriş sınır koşullarında belirtilmesi analiz sürecine aşırı bir çözüm yükü getirecektir. Buna benzer şekilde çıkış sınır koşullarında hızın belirtilmesi aynı sonucu verecektir.

Matematiksel Modelleme;

Matematiksel modelleme ANSYS programı içerisinde yapılan akışın türüne ve istenilen sonuçlara göre program tarafından akışkanlar dinamiğinde bulunan formüllerin çözümlenmesi ile ortaya çıkan sonuçların elde edildiği aşamadır.

Bazı çalışmalarda, akış alanındaki cisimler üzerinde oluşan aerodinamik enerjilerin etkisi ile meydana gelen fiziki biçimleri anlamlandırabilmek için farklı analiz ve veri toplama yöntemleri kullanılmıştır.

HAD analizi ile yapılan güncel çalışmalarda; verilere, temel korunum denklemlerinin çözümlenmesi sonucu ulaşılabilmektedir. Bu analiz aşamalarında kullanılan temel korunum denklemleri aşağıda verilmiştir.

- Kütle korunumu
- Momentum Korunumu (Navier-Stokes eşitlikleri)
- Enerjinin korunumu

Süper PC (bilgisayar)'lerin gelişmesiyle daha karmaşık geometrileri tasarlamaya ve daha güvenilir sayısal çözümlere ulaşma imkanı vermişlerdir. Gelişen bilgisayarlarla birlikte yapılan sayısal çözümlerde kullanılan hesaplama yöntemleri aşağıda verilmiştir.

- Sonlu farklar
- Sonlu hacimler
- Sonlu elemanlar metotları

Bilgisayar üzerinde yapılan çözümlerde genelde kısmi integrallerden oluşan korunum denklemleri kullanılmaktadır.

HAD analiz çözümlerinde birçok üstünlüğe sahip olmasına karşın bazı analiz içi sınırlandırmaları barındırır. Analiz aşamalarından olan türbülans modellemede HAD akışın türbülanslı mı? yoksa laminar mı? olduğunu ayırt edememesinden dolayı kullanıcılar tarafından analiz hazırlık sürecinde bu bilgi programa komut olarak girilmelidir.

Sınır Koşulları;

HAD simülasyonları yapılırken çözümün yapılabilmesi için ve akış yönlerinin programa tanımlanması için sınır koşulları belirlenmelidir. Çalışmamızda sisteme herhangi bir ısı girişi çıkışı olmayacaktır. Tercih edilen hız sabit kalacaktır. Akış türü olarak türbülanslı akış kullanılacaktır. Mesh yapısının oluşturduğu aşamada sınır koşulları hız girişi inlet olarak, hız çıkışı outlet olarak belirtilmiş duvar koşulları da

sağlanmıştır. Hız girişi olarak tanımlanan sınır koşulunda geometriye uygulanacak akış hızının yönü ve büyüklüğü belirtilmektedir. Dikkat edilmesi gereken bir diğer husus ise türbülanslı akış yapısına sahip akışlarda hız parametresine ek olarak giriş kısmındaki akış yoğunluğu ve seçilen kanalın uzunluğunu da belirtmek gerekmektedir.

Oluşturduğumuz geometriyle temas eden akış bozulmaya uğrayacak ve yapısı önce bozulup daha sonra kendi formunu bulacaktır. Çıkış sınır koşulunda akışkan hesaplama bölgesinden dışarı akar ve statik basınç çıkış yüzeyi boyunca belirtilir çoğu durumda bu basınç atmosfer basıncıdır. Çıkış yüzeyinde oluşan statik basınç çözümlenir. Eğer bir enerji veya türbülans modelleri çözümlenerek analiz yapılacaksa bu koşulda giren akışın sıcaklığı ve türbülans özelliklerinin de belirtilmesi gerekmektedir. Akışta oluşan von Karman girdapları geometri ardından çıkış sınır koşuluna kadar gözlemleyebiliriz. Geometrinin akış alanına yerleştiriliş şeklinde duvar sınır koşulları simetrik olarak tercih edilmiştir. Simetri sınır koşulunda akış değeri ve tüm değişkenlerin akışı sıfır kabul edilir.

Hareket denklemleri çözümlenmelerinde hız ve basınç büyüklükleri birbirine bağlı çözümlenmelerdir. Bu durumdan dolayı hız girişinde basınç belirtilmemelidir. Hız girişinde basınç belirtilmesi durumunda programda analiz sürecinde aşırı bir matematiksel bir çözüm gerektirir. Hız girişindeki basınç yapısı gereği kendini akış alanının gerisine uyacak şekilde ayarlar.

HAD analizlerinde en basit sınır şartı duvara ait olan sınır şartlarıdır. Akışkan oluşturulan çeperi aşamayacağı için üzerinde duvar sınır şartının verildiği bir yüzey boyunca hızın normal bileşeni sıfır olarak kabul edilir. Bunlara ek olarak kaymazlık durum şartından dolayı, durgun bir yüzey üzerindeki teğetsel hız bileşenide genellikle sıfır olarak alınır. Eğer enerji denklemi çözümlüyorsa çeper sıcaklığı veya çeper ısı da belirlenmelidir. Eğer bir türbülans modeli kullanıyorsa, ANSYS türbülans transport denklemlerini çözer ve türbülanslı sınır tabaka pürüzlülüğünden büyük oranda etkilediği için çeper pürüzlülüğü belirtilmelidir.

Bu yaklaşımlar çözümlenirken doğrudan sayısal bir yaklaşım var ise extra bir modellemeye gerek olmaksızın denklemler çözülür. Bu yaklaşımların çözümünde dikkat edilmesi gereken konu küçük zaman adımlarının gereksinimidir.

Çözümlerinin yoğunluğu Re sayısı ile tanımlanır ve Re sayısına denk bir çözüm ağı olması gerekmektedir (Robert ve Moser 1984).

Sayısal Modelleme;

Çözümleme yaparken cismin geometrisine ve istenilen verilere göre ileri yazılım programı olan ANSYS kullanıcıları için çözümleme aşamasını çok daha kolay bir hale getirerek verileri sunar. Program kullanılırken talep edilen verilerin elde edilmesinde kritik öneme sahip formüllerin çözümünü bizlere sunmaktadır.

Navier-Stokes Denklemleri;

Viskoz bir akış Newton yasalarınca Navier-Stokes denklemleriyle diferansiyel olarak belirtilir. Navier-Stokes denklemleri, akışkanın kontrol hacimdeki momentumunun korunumunun diferansiyel olarak ifade edilmiş halidir.

Kartezyen koordinatlarda Navier-Stokes denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir (Munson vd., 2006).

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin x-bileşeni:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (1.2)$$

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin y-bileşeni:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (1.3)$$

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin z-bileşeni:

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (1.4)$$

Burada u , v , w sırasıyla x , y ve z yönlerindeki hız bileşenlerini, ρ yoğunluğu, P statik basıncı ve g de yerçekimi ivmesini tanımlamaktadır.

Kontrol hacimdeki kütle korunumu prensibinden yola çıkılarak diferansiyel olarak kartezyen koordinatlarda türetilen süreklilik denkleminin sıkıştırılamaz formu aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1.5)$$

Sıkıştırılmaz akışta yoğunluğun değişmez bir büyüklük olarak kabul edilmesiyle denklemlerdeki bilinmeyen terimler x , y ve z yönündeki hız bileşenlerinin büyüklüğü ve basınç gibi değerlerdir. Süreklilik denklemi ve üç tane momentum denklemi, akışın hareketi ile birlikte dört adet denklem olarak tanımlanır. Belirtilen bu denklemler çözülmesi sonucunda yukarıda belirtilen dört farklı bilinmeyen değere ulaşılır. Öte yandan, Navier-Stokes denklemleri bir sadeleştirme yapmaksızın analitik olarak çözümlenmesi çok zor denklemlerdir. Bu sebepten dolayı da Navier-Stokes ve süreklilik denklemleri olarak belirtilen denklemler sadeleştirilip sayısal olarak çözümlenir. Akış problemi sınır ve ilk değer koşulları ile sayısal çözümün içerisinde tanımlanır ve sadeleştirilmenin uygulandığı her bir noktada sonuçlar elde edilir.

Laminer akış analizlerinde türbülanslı yapıların modellenmesine gerek olmadığından, doğru bir çözüm için çok fazla hücre içeren bir ağ yapısına gerek yoktur. Fakat bu durum karşısında hücre sayısının doğru sonuçlar ile doğrudan bağlantılı olduğu unutulmamalıdır. Öte yandan, türbülanslı akışlarda en küçük türbülanslı yapıların çözümünde yüksek sayıda ağa ihtiyaç duyulur. Küçük türbülansa sahip parçaları çözümlenmeden bu parçaları modelleyen denklemler kullanarak daha az fakat kabul edilebilir bir ağ örgüsü ile de çözümlenmek mümkündür. Navier-Stokes denklemlerinin türbülansı ifade eden denklemler ile birlikte kullanılabilmesi için bu modellerin Navier-Stokes denklemlerine uygun hale getirilmesi gerekmektedir.

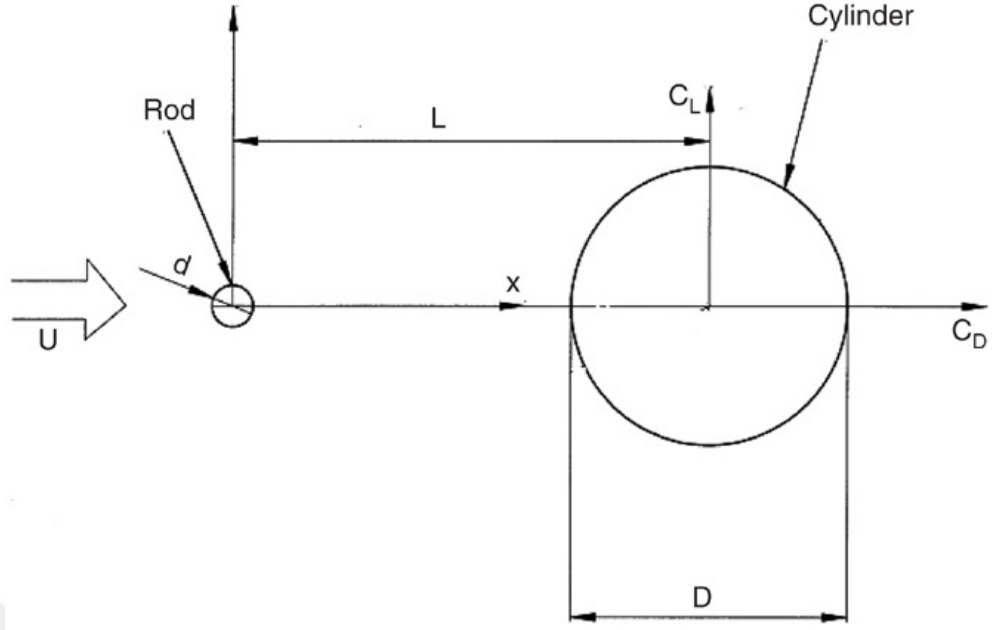
Ayrıklaştırılan Navier-Stokes denklemlerinin çözümü, hesaplama alanındaki nokta sayısı ile bağlantılı olarak, ancak bir bilgisayar programı yardımıyla mümkündür. Hesaplama için akış alanı program yardımıyla hücelere bölünür. Hesaplamalar hücre merkezleri veya hücre köşelerindeki noktalar temel alınarak yine program yardımıyla yapılır. Hesaplamalar sırasında faydalanılan program kullanıcı tarafından kodlanabilir. Diğer yandan, piyasada bu amaç için geliştirilmiş ve test edilmiş ticari yazılımlar mevcuttur. Bu yazılımlar, karmaşık geometrilerdeki akış analizlerine olanak tanımakta ve çözüm için farklı seçenekler sunmaktadır.

2. LİTERATÜR

Silindir üzerinden geçen akışın etkisiyle ortaya çıkan ve silindirin arkasına doğru ilerleyen girdaplar, küçük Reynolds sayılarında bile hem silindir üzerinde hem de silindirin arkasında kalan alanda zamana göre farklılık gösteren düzensiz kuvvetler meydana getirir. Hem laminer hem de türbülanslı akış rejiminde karşımıza çıkan bu kuvvetlerin zamanla değişen karmaşık yapısı ve yapı üzerindeki etkileri bilim insanları tarafından dikkat çekici bir araştırma konusu olmuştur. Bu sebeple silindir etrafından meydana gelen akış ve yarattığı etkilerle ilgili hem deneysel hem de sayısal birçok araştırma yapılmıştır. Bu çalışmalar incelendiğinde çalışmalarda yapının akıma karşı gösterdiği davranışlar ele alınmıştır. Ortaya çıkan davranışlarda Re değeri, akım hızı değeri, açılma değişimleri, kullanılan materyaller, blokaj oranları gibi sonuçlara doğrudan etki eden parametreler bulunmaktadır.

Reynolds sayısının 100 ve 200 olarak belirlendiği durum için Meneghini vd., (2001), iki silindiri art arda ve üst üste olacak şekilde farklı konumlandırmalarda silindirin etrafında meydana gelen akışın davranışını ve akımın meydana getirdiği vorteksleri nümerik olarak araştırmışlardır. Art arda konumlandırılan silindirler için direnç ve kaldırma katsayıları hesaplanmıştır. Bu durumda elde edilen sonuçlarda direnç katsayısının negatiften pozitive geçtiğini saptamışlardır.

Zhang vd. (2006) tarafından yapılan çalışmada bir akım ile silindir arkasında meydana gelen girdapları, sürüklenme katsayılarını, kaldırma katsayısı ve Strouhal sayılarını laminer akış koşullarında incelemişlerdir. Ana silindirin L kadar mesafesine küçük çaplı bir silindir yerleştirilerek çalışmalar gerçekleştirilmiştir. L/D'nin 1.2, 1.8, 2.5, 4.0 ve 8.0 olduğu durumlarda girdap davranışları gözlemlenmiştir. Sürüklenme katsayısının L/D değerinin minimum olduğu değerde azalma gösterdiği ortaya konulmuştur.



Şekil 2.1 Zhang Çalışma Şeması (Zhang, 2006)

Dairesel kontrol çubuğunun dairesel silindir üzerindeki akış hareketlerini Zhang vd. (2006) tarafından araştırılmıştır. Deney düşük Reynolds sayısı ($Re=200$) belirlenerek yapılmıştır. Farklı çubuk çapları ve cisimler arası boyutsuz mesafeler için iki boyutlu viskoz sıkıştırılmaz akışkanın laminer akış üzerine etkileri üzerine çalışılmış ve denklemler Fluent aracılığı ile çözümlenmiştir. Meydana gelen iki farklı akış yapısının kontrol çubuğu çapına ve cisimler arası mesafeye bağlı olarak meydana geldiğini belirtmişlerdir. Kontrol çubuğu çapının dairesel silindir çapının yarısı olduğu ve cisimler arası mesafenin kritik mesafeye ulaşmadığı en yakın değeri olması durumunda sistemin direnç katsayısında %35'lik ve kaldırma katsayısının rms değerinde %73'lük bir düşüş sağlandığı belirtilmiştir.

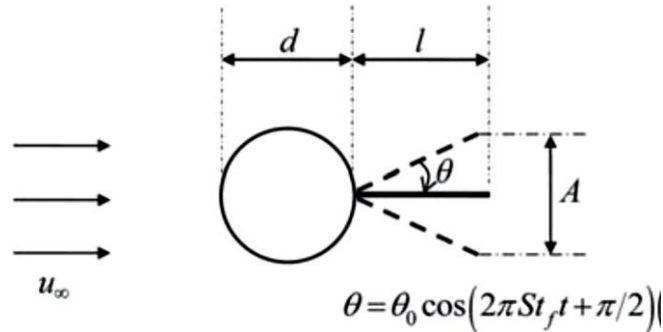
Rajani vd. (2009) tarafından yapılan çalışmada silindir arkasında meydana gelen akış sayısal olarak ele alınmıştır. Yapılan çalışmada Re sayısı 48 olarak belirlenmiş ve akış anında girdapların oluştuğu görülmüştür. İki ve üç boyutlu yapılan bu çalışmada Strouhal sayısı (St) ve direnç katsayısı (C_d) değerlerinde değişimler gözlemlenmiştir.

Reynolds sayısının 80 olarak belirlendiği çalışmada Kuo ve Chen (2009), kullanılan silindirin çapının $1/4$ ' ü kadar olan iki silindiri büyük silindirin arkasına ve yatay eksenine simetrik olarak yerleştirmişlerdir. Küçük silindirler, büyük silindir ile arasında D kadar mesafe olacak şekilde yerleştirilmiştir. Akış kaynakları ise büyük silindir çapının 0,8 ve 4,5 kadar olacak şekilde yerleştirilerek deneylerini

gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlara bakılarak küçük silindirlerin direnç katsayısını %5 oranında azalttıkları ve kaldırma katsayısında %70-80 oranında azaltabilecekleri görülmüştür.

Lam ve Lin (2009), tarafından yapılan çalışmalarında akış alanı boyunca silindir üzerinde laminer akışı, üç-boyutlu olarak sayısal yönden incelemişlerdir. Silindirlerini dalgalı silindir olarak belirtip çalışmalarını Re sayısını 100 olarak belirleyip başlamışlardır. Boyutsuz dalga genliği 0,25 ve boyunun 4,5 olduğu durumda dalgalı silindirde çevri dökülmesinin meydana gelmediğini saptamışlardır. Bu durumda direnç katsayısı (C_d) değerinde %17'lik düşüş ve kaldırma katsayısının 0'a yaklaştığı görülmektedir.

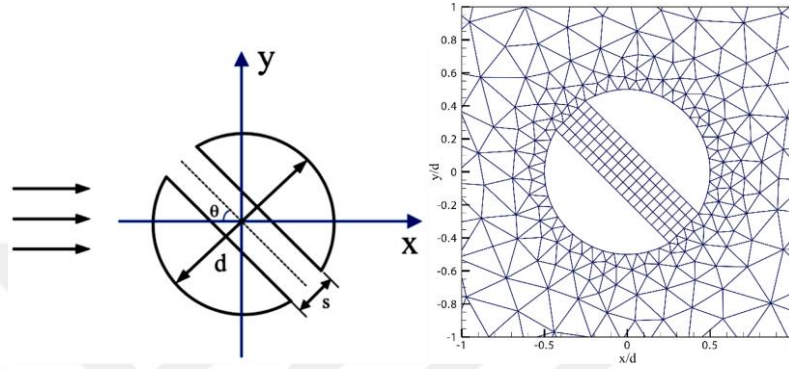
Wu vd. (2011) yaptıkları çalışmada düşük Re sayısında laminer akış sınır koşulunda analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında silindirin arkasına yerleştirdikleri akış ayırıcı plaka ile basit bir akış kontrolü uygulayarak sonuçları incelemiş ve elde edilen veriler ortaya konulmuştur. Çalışmalarında farklı uzunluğa sahip akış ayırıcı plakaların sonuçlarında sürüklenme katsayısında 0.9 ile 1.3 arasında değişen değerler elde etmişlerdir.



Şekil 2.2 Wu Çalışması (Wu, 2011)

Bao ve Qin (2019) çalışmalarında $50D \times 40D$ boyutlarında akış alanı oluşturarak Reynolds sayısının 100 ile 400 arasında değiştiği koşullarda laminer akış koşullarında çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Laminer sınır koşullarına sahip çalışmalarında pasif akış kontrolünü silindir üzerinde yarıklı bir yöntem kullanarak uygulamışlardır. Kullanılan yarıklı silindir üzerine farklı açılarda akış verilerek sonuçlar ve akış davranışları gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda 30 derece olarak belirlenen akış yönünde sürüklenme katsayısı değerinde %28.6'lık bir azalma elde ettiklerini

belirtmişlerdir. Akış açısının 45 ile 60 derece olduğu durumda ise 30 derecelik akış açısına göre sürüklenme katsayısında daha az bir düşüş olduğu ortaya konulmuştur. Çalışma sonucunda sürüklenme katsayısı değerleri incelendiğinde 1.2 ile 1.4 değiştiği görülmektedir. Bir diğer parametre olan Strouhal sayısında akış açısının artması ile bir artışın olduğu saptanmıştır.



Şekil 2.3 Bao ve Qin Çalışma Şeması (Bao, 2019)

Ranjith vd. (2016) tarafından yapılan araştırmada sarmal kaplamalar ile çevrelenmiş dairesel bir silindir üzerindeki akış yapısını hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak incelenmişlerdir. $Re=100$ ve $Re=200$ farklı iki değerde dairesel silindiri kaplayan vorteksle titreşimi incelenmişlerdir. Bu araştırmada, akış alanı $10D$ boyutunda ayarlanmış ve $0.15D$ yüksekliğe sahip üç farklı başlangıç noktalı sarmal ile kaplanmış $d = 40\text{mm}$ çaplı dairesel silindir deney düzeneği olarak ayarlanmıştır. Çalışma sonucunda hız, basınç bilgilerinin yanında C_d ve C_l değerleri de elde edilmiştir. Çalışmanın sonucunda girdap tesirli titreşimlerin %99'a kadar azaltılabileceği görülmüştür.

Clapperton ve Bearman (2018) tarafından yapılan çalışmada bir tünel içerisine kurulan düzenek ile yatay yerleştirilmiş silindir üzerinde meydana gelen akışın sonuçları araştırılmıştır. Silindir ön yüzüne dik alan esas alınarak 65 derece açıyla delikler açarak çalışma düzeneğini hazırlamışlardır. Çalışmada Reynolds sayısı 1.5×10^5 olarak belirlenmiştir. Yapılan deney sonucunda C_d değerlerinde net düşüşler elde edilmiştir.

Misman vd. (2019) yaptıkları çalışmada silindirin akışa maruz kaldığı andaki kuvvetlerin değişimini incelemiş ve daha sonra silindiri çevreleyen %47 ve %66 oranında gözeneklere sahip 2 deney elemanı hazırlamışlardır. Yapılan çalışmada CFD

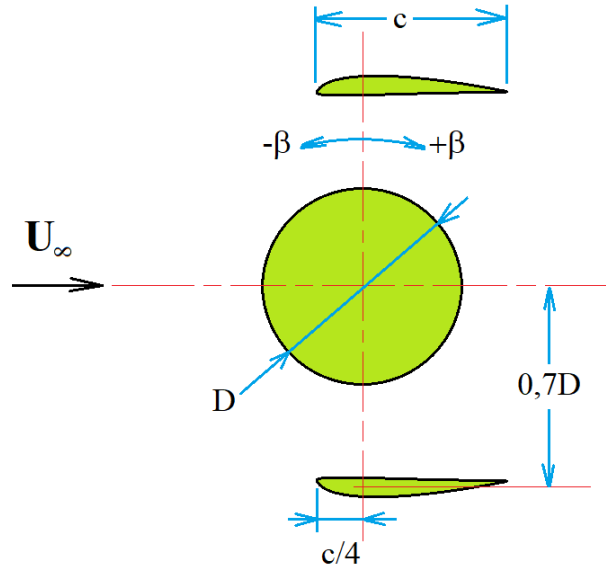
simülasyonlarından faydalanmışlardır. Reynolds sayısı 300 olarak belirlenmiş ve çalışma boyunca 3 ayrı deneyde aynı Reynolds sayısı ile çalışmalarını gerçekleştirmişlerdir. Yalın silindir C_d değerinde önce azalma daha sonra artma olduğunu, 2. ve 3. Deney düzeneğinde ise C_d değerlerinde azalma olduğunu belirtmişlerdir.

Ramli vd. (2021) yaptıkları çalışmada küt cisimlerde meydana gelen girdap dökülmelerinin önüne geçmeye çalışmışlardır. Çalışmada akıma maruz kalan bölgede Re sayısı 200 olarak belirlenmiştir. Silindir etrafı %67'lik gözenekliliğe sahip dairesel silindirle ile çevrilmiş ve dıştaki gözenekli silindirin içteki silindirin çapına oranları 1.2, 1.5, 2 ve 2.2 olarak 4 farklı durum için incelenmiştir. Ansys programında viskoz laminar türbülans modeli seçilmiştir. Yaptıkları çalışmada C_t , C_d , C_p gibi büyüklükler ve girdapların uzaklaştırma performanslarını araştırmışlardır. Çalışma sonucunda girdapların silindir arka yüzeyinden çevresine örülü düzenek sayesinde uzaklaştığını gözlemlemişlerdir. 1.2 oranın diğer oranlara göre girdap yoğunluğunu arttırdığını ve bu orandan kaçınılması gerektiği sonucuna varmışlardır.

3. MATERYAL VE METOT

3.1. Test Modelleri

Sayısal çalışmada, bir silindir ve her iki yanına simetrik ve hucüm açısız ($\alpha=0^\circ$) olarak belirli bir döndürme açısında (β) yerleştirilen iki adet kanat profilinden oluşan sistem etrafındaki laminer viskoz izotermal akışkan akışının iki-boyutlu (2B) ve daimi olmayan şartlar altında benzetimi gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.1). Çalışmada kullanılan kanat profili SD7003'tür. Bu kanat profili iki farklı veter uzunluğu için ($c=0,025\text{m}$ ve $0,050\text{m}$) test edilmiştir. Test edilen modellerde ad kargaşası yaşamamak adına; herhangi bir kanat profili içermeyen dairesel silindir (yalnız silindir) M0 olarak, $c=0,050\text{m}$ vetere sahip iki simetrik kanat profili ve bir adet silindir içeren sistem M1 olarak ve $c=0,025\text{m}$ vetere sahip iki simetrik kanat profili ve bir adet silindir içeren sistem M2 olarak kodlanmıştır. Kanat profillerinin merkezleri veter çizgisi üzerinde ve hücüm kenarından $c/4$ mesafe geridedir. Kanat profillerinin merkezi ile çapı $D=0,050\text{ m}$ olan dairesel silindir arasındaki mesafe, mevcut çalışmada sabit tutulmuştur ve $0,035\text{m}$ 'lik değere sahiptir.



Şekil 3.1 Üzerinde akış benzetimi yapılan geometri şematığı ve bazı geometrik parametreler

3.2. Test Parametreleri

Çalışmada test edilebilecek çeşitli parametreler olmasına rağmen eldeki imkanlar doğrultusunda yalnızca dönme açısı (β) ve kanat veteri (c) göz önünde

bulundurulmuştur. Bir silindir etrafındaki dış akışta Reynolds sayısı aşağıdaki gibi verilir.

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{\infty} \cdot D}{\mu} \quad (3.1)$$

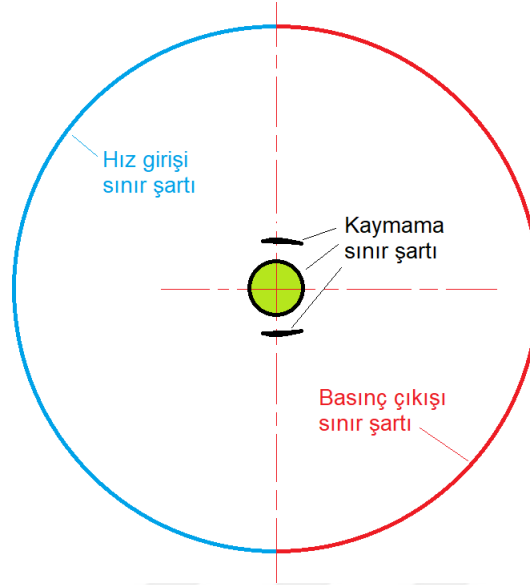
Burada ρ kg/m³ cinsinden havanın yoğunluğunu, D m cinsinden silindir çapını, U_{∞} m/s cinsinden serbest akım hızını ve μ kg/m-s cinsinden havanın dinamik viskozitesini temsil etmektedir. Sayısal çalışmada $Re=100$ değerinde sabit tutulmuştur. Williamson (1996), Reynolds sayısının 49 ila 194 aralığında, bir dairesel silindir etrafındaki akışın daimi olmayan fakat tamamen laminer yapıda olduğunu göstermiştir. Bundan dolayı da çalışma laminer akış şartlarında gerçekleştirilmiştir. Sayısal çalışmada kullanılan diğer parametreler Tablo 1 içerisinde sunulmuştur.

Tablo 3.1 Sayısal çalışmada kullanılan parametreler

Parametreler adı ve sembolü	Değeri/Değerleri
Reynolds sayısı (Re)	100 olarak 1 adet
Silindir çapı (D)	0,05m olarak 1 adet
Kanat veteri (c)	0,050m ve 0,025m olarak 2 adet
Kanat-silindir merkezleri arası mesafe	0,035 olarak 1 adet
Hücum açısı (α)	0° olarak 1 adet
Döndürme açısı (β)	-5, 0, 5, 10, 15 ve 20° olarak 6 adet

3.3. Hesaplama Bölgesi ve Sınır Şartları

Sayısal çalışmanın hesaplama bölgesi daireseldir ve çapı $80D$ 'dir (Şekil 3.2). Bu değer literatürle uyum içerisinde (Ramsay vd., 2020; Bao vd., 2018). Dairesel hesaplama bölgesinin sol yarısının çevresine hız girişi sınır şartı ($u=U_{\infty}=0,02921$ m/s ve $v=0$ m/s), sağ yarısının çevresine ise etkin basınç 0 Pa değerine denk gelen basınç çıkışı sınır şartı atanmıştır. Dairesel silindir ve kanat profillerinin çevrelerine ise duvar sınır şartı ($u=v=0$ m/s) atanmıştır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 Hesaplama bölgesinin şematiği ve sınır şartları

3.4. Çözücü Ayarları

Mevcut sistem etrafındaki akışın benzetimi ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı olan ve sonlu hacimler metoduna dayalı denklemleri ayrıklaştıran Ansys Fluent 2023 R1 ile gerçekleştirilmiştir. Newton-tipi, sıkıştırılamaz bir akışkanın laminer rejimdeki, daimi olmayan, iki-boyutlu, izotermal akışını yöneten kütle korunumu, x-momentum ve y-momentum denklemlerinin analitik formu aşağıda, sırasıyla, verilmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.2)$$

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

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.4)$$

Burada u , v ve w , sırasıyla, m/s cinsinden hızın x-eksenine, y-eksenine ve z-eksenine denk düşen hız bileşenlerini, t saniye cinsinden zamanı, x , y ve z kartezyen koordinatları ve P ise pascal cinsinden statik basıncı ifade etmektedir.

Dairesel silindir etrafındaki akışın Re değeri çok düşük ve böylelikle de akış laminer olduğundan basınç-tabanlı çözücü seçilmiştir. Hücre merkezlerindeki çözüm değişkenlerinin gradyanları için hücre tabanlı en küçük kareler yaklaşımı seçilmiştir.

Basınç-hız bağlaşımı için SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent) algoritması tercih edilmiştir. Zamana bağı parametreler, ikinci derece doğrulukta kapalı olarak seçilmiştir. Hücre merkezindeki skaler verileri kullanarak konveksiyon terimleri için gerekli hücre yüzeyindeki verilerin hesaplanmasında basınç için ikinci derece, momentum için ise QUICK (Quadratic Upwind Interpolation) interpolasyon şeması seçilmiştir. Difüzyon terimleri için ise ikinci-derece doğruluğa sahip merkezi farklar şeması otomatik olarak seçilmiştir.

Her bir zaman adımı için gerçekleştirilen iterasyonların durma kriteri olarak süreklilik denkleminin artık değeri baz alınmıştır. Bu değerin 10^{-4} 'ün altına düştüğü durumda bir sonraki zaman adımına geçilmiştir. Bu da her bir zaman adımı için yaklaşık 11 iterasyon gerektirmiştir.

3.5. Kullanılan Boyutsuz Sayılar

Önceki altbölümlerde Reynolds sayısından (Re) zaten bahsetmiştik. Modellere serbest akım yönünde etkiyen kuvvete direnç (sürükleme, F_D), dirence dik yöndeki kuvvete ise kaldırma (taşıma, F_L) denir. Bunların boyutsuz hallerinin zaman-ortalamalı (zaman ortalaması parametre üzeri üst çubukla gösterilmektedir) ve standart sapmalı (standart sapma "ss" alt indisi ile gösterilmektedir) formülleri aşağıdaki gibidir.

$$\overline{C_D} = \frac{\overline{F_D}}{0.5 \cdot \rho \cdot U_\infty^2 \cdot A_P} \quad (3.5)$$

$$\overline{C_L} = \frac{\overline{F_L}}{0.5 \cdot \rho \cdot U_\infty^2 \cdot A_P} \quad (3.6)$$

$$C_{D-SS} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (C_D(i) - \overline{C_D})^2} \quad (3.7)$$

$$C_{L-SS} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (C_L(i) - \overline{C_L})^2} \quad (3.8)$$

Burada $\overline{C_D}$ ve $\overline{C_L}$, sırasıyla, zaman-ortalamalı direnç ve kaldırma katsayılarını; C_{D-SS} ve C_{L-SS} ise, sırasıyla, standart sapmalı direnç ve kaldırma katsayılarını temsil etmektedir. Formüllerde yer alan $C_D(i)$ ve $C_L(i)$ anlık direnç ve kaldırma katsayı değerlerini, A_P m² cinsinden $\beta=0^\circ$ 'deki üst görünüş alanını (0,05 m) ve n ise hesaba

katılan veri sayısını temsil etmektedir. M1 ve M2 gibi kanatlı silindir sistemine ait $\overline{C_D}$ ve $\overline{C_L}$ değerlerinin hesabı ise aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\overline{C_{D-sis}} = \frac{\overline{F_{D-sil}} + \overline{F_{D-kan}}}{0.5 \cdot \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot A_P} = \frac{\overline{F_{D-top}}}{0.5 \cdot \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot A_P} \quad (3.9)$$

$$\overline{C_{L-sis}} = \frac{\overline{F_{L-sil}} + \overline{F_{L-kan}}}{0.5 \cdot \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot A_P} = \frac{\overline{F_{L-top}}}{0.5 \cdot \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot A_P} \quad (3.10)$$

$$C_{D-SS-sis} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (C_{D-sis}(i) - \overline{C_{D-sis}})^2} \quad (3.11)$$

$$C_{L-SS-sis} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (C_{L-sis}(i) - \overline{C_{L-sis}})^2} \quad (3.12)$$

Buradaki alt indislerden “sis”, kanatlı silindir sistemini, “top”, silindir ile kanat profillerinin ilgili değer için toplamlarını temsil etmektedir. Art izi bölgesinde, silindir gövdesinden ayrılarak silindirin arkasında oluşan çevrilerin dökülme frekansının (f) boyutsuz hali Strouhal sayısı (St) ile ifade edilir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$St = \frac{f \cdot D}{U_{\infty}} \quad (3.13)$$

Burada f Hz cinsinden çevri dökülme frekansını temsil etmektedir.

3.6. Ağdan ve Zamandan Bağımsızlık

Belirlenen modeller etrafındaki akışın benzetimini mevcut çözücü ayarlarını kullanarak sağlıklı bir biçimde elde etmek için kullanılan ağ sayısı yalnız silindir durumu (M0) için test edilmiştir. Bu testlerde, M0 için 3 farklı ağ sayısına sahip hesaplama bölgeleri oluşturulmuştur. Üç farklı ağ sayısında da silindir yüzeyindeki 300 ağ bulunmaktadır ve silindir yüzeyindeki ilk ağ yüksekliği 0,0001 m’dir. Silindir yüzeyinden hesaplama bölgesine olan eksende ise sırasıyla 200, 400 ve 600 ağ kullanılmıştır. Böylece, toplam ağ sayısı 60000, 120000 ve 180000 olan hesaplama bölgeleri oluşturulmuş ve ağdan bağımsızlık için test edilmiştir (Tablo 3.2). Hata değerinin her bir büyüklük için %3’ün altında kaldığı 120000 toplam ağ sayısına sahip hesaplama bölgesi baz alınmıştır.

Tablo 3.2. Tek silindir için $Re=100$ 'de gerçekleştirilen ağdan bağımsızlık testi sonuçları

Durum	Ağ sayısı	Δt (s)	$\overline{C_D}$	C_{D-SS}	C_{L-SS}	St
1	60000	0,02	1,328	0,00686	0,236	0,164
2	120000	0,02	1,328	0,00637	0,227	0,164
3	180000	0,02	1,327	0,00619	0,224	0,164

Daimi olmayan akış şartlarında test edilecek diğer bir parametre ise zaman adımı büyüklüğüdür (Δt). Ağdan bağımsızlık testleri sonucunda 120000 ağın yeterli doğrulukta değerler üretebildiği tespit edilmişti. Şimdi ise bu ağ sayısında hangi zaman adım büyüklüğü için sağlıklı sonuçlar verebildiği test edilecektir. Bu sebeple üç farklı zaman adım büyüklüğü (0,04, 0,02 ve 0,01s) test edilmiş ve elde edilen değerler Tablo 3.3 içerisinde sunulmuştur.

Tablo 3.3. Tek silindir için $Re=100$ 'de gerçekleştirilen zamandan bağımsızlık testi sonuçları

Durum	Ağ sayısı	Δt (s)	$\overline{C_D}$	C_{D-SS}	C_{L-SS}	St
1	120000	0,04	1,326	0,00618	0,222	0,164
2	120000	0,02	1,328	0,00637	0,227	0,164
3	120000	0,01	1,328	0,00635	0,227	0,164

Zamandan bağımsızlık sonuçlarına bakıldığında Δt değerinin 0,04s seçilmesi %3'ün altında bir hata oluştursa da 0,02s değeri baz alınmıştır. Çünkü $\Delta t=0,02s$ ile 0,01s değerleri için elde edilen katsayı değerleri arasında neredeyse hiçbir fark görülmediğinden $\Delta t=0,02s$ zaman adım büyüklüğünün seçilmesinin yerinde olacağına kanaat getirilmiştir.

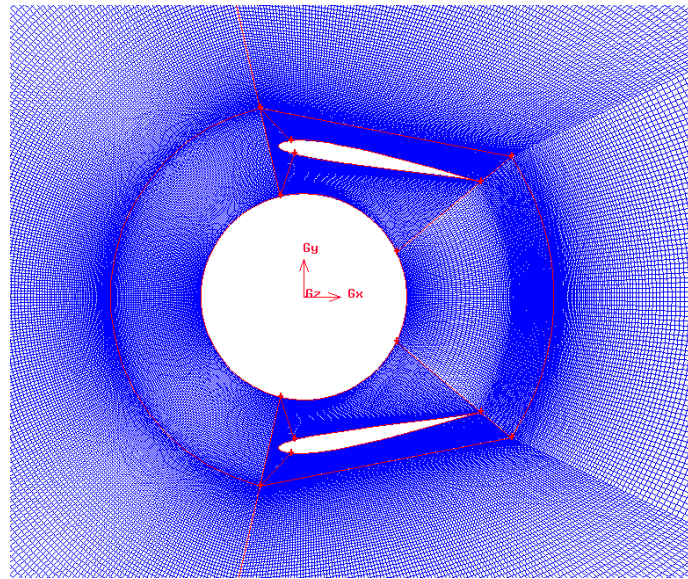
3.7. Geçerleme

Ağdan ve zamandan bağımsızlık testleri sonucunda, tek silindir için, 120000 toplam ağ sayısı ve $\Delta t=0,02s$ 'lik bir zaman adım büyüklüğünün uygun bir seçim olduğu belirlenmişti. Şimdi ise bu referans hesaplama bölgesi baz alınarak elde edilen bazı akış karakteristikleri literatürle kıyaslanacaktır.

Tablo 3.4. Tek silindir için $Re=100$ 'de elde edilen değerlerin literatürle kıyası

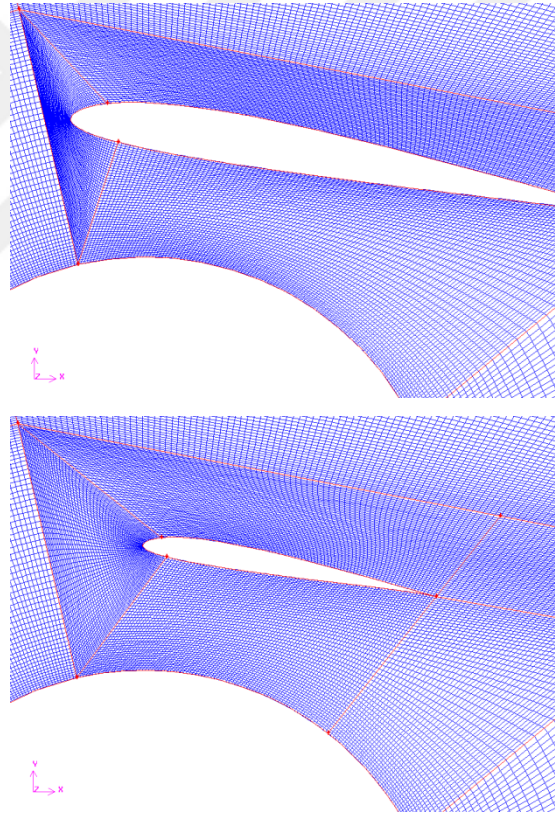
Referans	Yöntem	Hesaplama bölgesi	$\overline{C_D}$	C_{D-SS}	C_{L-SS}	St
Ren vd. (2012)	Sayısal	2-B	1,335	0,0078	0,252	0,164
Assi vd. (2018)	Sayısal	2-B	1,401	-	0,227	0,175
Mishra ve De (2021)	Sayısal	2-B	1,330	-	0,230	0,165
Oh vd. (2022)	Sayısal	2-B	1,350	0,0064	0,234	0,164
Mevcut çalışma	Sayısal	2-B	1,328	0,0064	0,227	0,164
Tritton (1959)	Deneysel	-	1,25	-	-	0,157-0,164
Williamson (1989)	Deneysel	-	-	-	-	0,160-0,164

Tablo 3.4 içerisindeki değerlere bakıldığında Oh vd. (2022) tarafından elde edilen değerlerle neredeyse bire bir uyuma olduğu gözlemlenmiştir. Mevcut sayısal çalışmayla elde edilen St değerinin deneysel aralığa düştüğü ve $\overline{C_D}$ değerinin de deneysel olarak elde edilen değere en yakın değer olduğu da gözlemlenmiştir. Buna dayanarak, baz alınan hesaplama bölgesi ve zaman adım büyüklüğünün $Re=100$ değerindeki akış fiziğini sağlıklı bir şekilde yansıttığı söylenebilir.



Şekil 3.3 M1 modeli etrafındaki yapılandırılmış ağ ve bloklar

Buna ek olarak, aynı ağ oluşturma ve sayısal yöntemler kullanılarak her iki tarafında kanat profili bulunan silindirik sistem etrafındaki akış fiziği de sağlıklı bir şekilde ortaya çıkarabileceği düşünülmüştür. Bu sebeple, yalnız silindir için kullanılan ağ oluşturma teknikleri kanatlı silindir için de aynen kullanılmıştır. Yalnız silindir yapılandırılmış ağa sahip olduğu için kanatlı silindirde de yapılandırılmış ağ oluşturmak adına hesaplama bölgesi bloklara bölünmüştür (Şekil 3.3). M1 modeline ait her bir durum için her bir kanat yüzeyinde 318 ağ, M2 modeline ait her bir durum için ise her bir kanat yüzeyinde 230 ağ oluşturulmuştur (Şekil 3.4 ve 3.5). Her bir kanatlı silindir modeli için toplam ağ sayısının 176000 civarında olduğu söylenebilir. Oluşturulan ağların kalitesine bakıldığında ise ortogonal kalitenin 0,6'nın altına düşmediği saptanmıştır.



Şekil 3.4 Dönme açısı $\beta=+10^\circ$ durumunda M1 ve M2 modellerinin ağ yapılarının görünümü

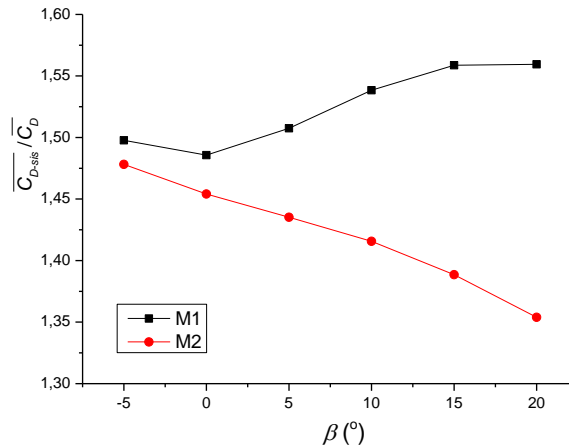
4 BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde etrafında kanat profilleri bulunan ve bulunmayan durumlar için elde edilen bazı veriler kıyaslamalı olarak sunulacaktır.

4.1 Aerodinamik Kuvvet Katsayıları

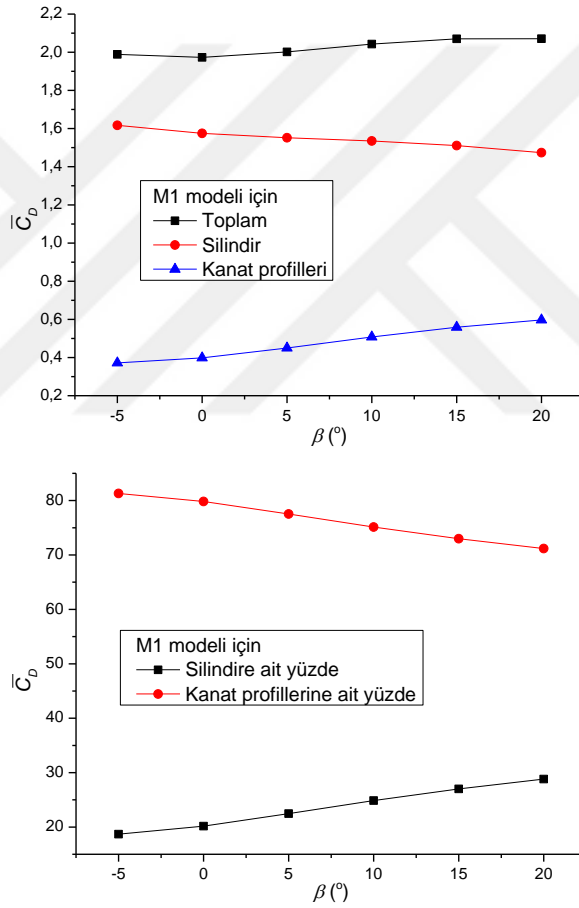
Yapılan sayısal çalışmada, ele alınan yalnız silindirin (M0) zaman-ortalama direnç katsayısı ($\overline{C_D}$) 1,328 olarak elde edilmiştir. $Re=100$ değerinde, etrafına silindir çapıyla aynı veterere eşit SD7003 kanat profilleri yerleştirilmesi durumunda elde edilen sistemin (M0) $\overline{C_D}$ değerinde tüm test edilen dönme açıları için artış olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.1). Veter değerinin yarıya düşürüldüğü sistemde (M2) ise bu artış M1'e kıyasla daha düşük değerlerde kalmıştır. M1 için maksimum $\overline{C_{D-s1s}}$ değeri en büyük dönme açısında ($\beta=20^\circ$) elde edilmiştir ve değeri M0'inkinin yaklaşık 1,56 katıdır (Şekil 4.1). M2 için ise maksimum $\overline{C_{D-s1s}}$ değeri en düşük dönme açısında ($\beta=-5^\circ$) elde edilmiştir ve değeri M0'inkinin yaklaşık 1,35 katıdır.

M2 için dönme açısının artması ile birlikte $\overline{C_{D-s1s}}$ değerinde neredeyse doğrusal bir azalış olduğu görülmüştür. M1 durumunda ise $\beta=0^\circ$ değerinde hafif bir azalış gösteren $\overline{C_{D-s1s}}$, daha sonra β değerinin artmasıyla sürekli artış göstermiştir. Sonuç olarak, silindirin etrafına eklenen kanat profillerinin, dönme açısına bakılmaksızın, yalnız silindire etkiyen zaman-ortalama direnç katsayısını düşürmede başarısız olduğu görülmüştür.



Şekil 4.1 M1 ve M2 sistemlerine ait normalize edilmiş zaman-ortalama direnç katsayılarının dönme açısıyla değişimleri

Bilindiği üzere, sisteme etkiyen toplam kuvvet, sistem bileşenlerine etkiyenlerin toplamı şeklinde verilebilir. Şekil 4.2 içerisinde M1 modeline etkiyen $\overline{C_{D-s1s}}$ değerine silindir ve kanat profillerinin katkıları gösterilmiştir. Dönme açısının artması ile silindirin $\overline{C_D}$ değerinde düşüş, kanat profillerine (her ikisine) ait $\overline{C_D}$ değeri ise artış gözlemlenmiştir. Dönme açısının artması ile meydana gelen silindir bileşenindeki azalış kanat profilleri bileşenindeki artışın, $\beta=0^\circ$ değerinden sonra, altında kaldığı için M1 modeline etkiyen $\overline{C_{D-s1s}}$ değerine $\beta=0^\circ$ değerinden sonra artış meydana gelmiştir. En düşük dönme açısında M1 sistemine ait direncin %80'inden fazlası silindire aitken bu oran en yüksek dönme açısında %70 civarına gerilemiştir.

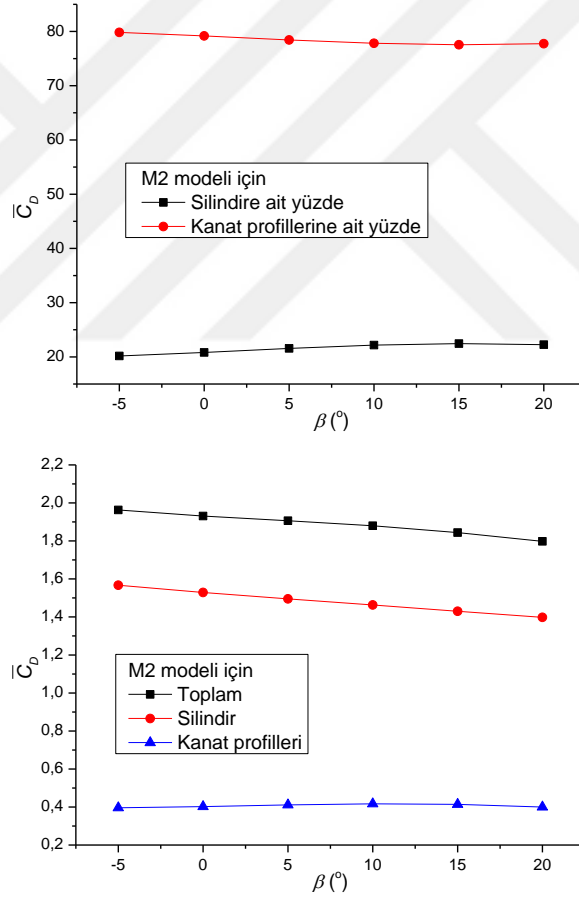


Şekil 4.2 M1'e ait zaman-ortalamalı direnç katsayılarına silindir ve kanat profillerinin katkılarının farklı dönme açıları için değersel ve yüzde gösterimleri

Şekil 4.3 içerisinde ise M2 modeline etkiyen $\overline{C_{D-s1s}}$ değerine silindir ve kanat profillerinin katkıları gösterilmiştir. Dönme açısının artması ile silindirin $\overline{C_D}$ değerinde düşüş kanat profillerine ait $\overline{C_D}$ değeri ise hafif artış-azalış gözlemlenmiştir. Dönme açısının artması ile meydana gelen silindir bileşenindeki azalış kanat profilleri

bileşenindeki artışın hep üstünde kaldığı için M2 modeline etkiyen $\overline{C_{D-s15}}$ değerinde, β değerine bakılmaksızın, artış meydana gelmiştir. En düşük dönme açısında M2 sistemine ait direncin %80'i silindire aitken bu oran en yüksek dönme açısında %77 civarına gerilemiştir yani pek değişmemiştir.

Hem yalnız silindir (M0) hem de etrafında kanat profilleri bulunan silindri (M1 ve M2) durumları göz önüne alındığında, zaman-ortalama kaldırma katsayısının değeri sıfır çıkmaktadır. Bu beklenmedik bir durum değildir çünkü M0, M1 ve M2 modellerinin silindir merkezinden geçen yatay eksene göre üstte kalan ve altta kalan kısımları birbirlerinin simetriğidir. Bu eksene göre simetrik cisimler kaldırma oluşturmazlar. Bundan dolayı $\overline{C_L}-\beta$ grafiği verilmemiştir.

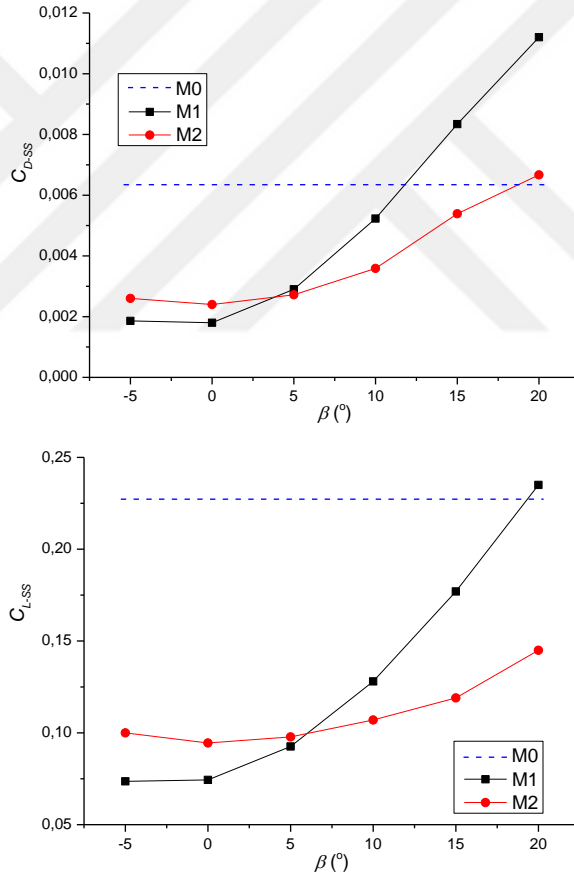


Şekil 4.3 M2'ye ait zaman-ortalama direnç katsayılarına silindir ve kanat profillerinin katkılarının farklı dönme açıları için dğersel ve yüzde gösterimleri

Diğr yandan, M0, M1 ve M2 modellerine akış yönünde ve akışa dik yönde etkiyen basınç ve sürtünme bileşenlerinin etkisi cisim üzerinde bir anlık direnç ve kaldırma kuvvetleri oluşturmaktadırlar. Bu anlık direnç ve kaldırma kuvvetlerinin zamanla

değişimi periyodik bir dağılım sergilemektedir. Bu periyodik dağılım verilerinin standart sapmaları (C_{D-SS} ve C_{L-SS}) ise aerodinamik açıdan önem arz etmektedir çünkü bunların standart sapmasının yüksek bir değere sahip olması demek cisme akış tarafından akış yönünde ve akışa dik yönde uygulanan anlık kuvvetlerin şiddetli olması demektir. Bu da cismin malzemesinin daha erken yorulmasına ya da daha şiddetli bir şekilde titreşmesine yol açmaktadır.

Yalnız silindir (M0) için $C_{D-SS}=0,0064$ ve $C_{L-SS}=0,227$ 'dir. M0'a ait C_{L-SS} değeri, C_{D-SS} değerinin yaklaşık 35 katıdır. C_{L-SS} değerinin C_{D-SS} değerinden bu denli yüksek olmasının sebebi çevri dökülmesi ile ilgilidir. Bu sebeple, kanat profilli modellerle C_{L-SS} değerinde yaratılacak düşüşler daha önem arz etmektedirler.



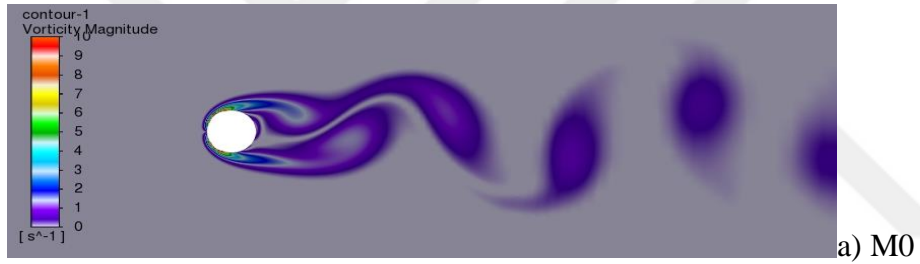
Şekil 4.4 Modellerle etkiyen anlık direnç ve kaldırma katsayılarının standart sapma değerlerinin dönme açısıyla değişimi

Farklı dönme açıları için M0, M1 ve M2 modellerine ait C_{D-SS} ve C_{L-SS} değerlerinin dağılımları Şekil 4.4 içerisinde sunulmuştur. Burada ilk göze çarpan durum, M1 ve M2 modellerine ait değerlerin en düşük iki dönme açısında (-5° ve 0°) minimum olduğu

ve artan dönme açılarıyla birlikte genellikle bir artış sergiledikleridir. M2 modelinin $C_{L-SS-sis}$ değeri, dönme açısına bakılmaksızın M0'ın C_{D-SS} ve C_{L-SS} değerlerinden düşüktür, $C_{D-SS-sis}$ değeri ise, $\beta=20^\circ$ değeri dışında kalan dönme açılarının tümünde M0'inkinden düşüktür. M1 modelinin $\beta=-5^\circ$ ile 5° aralığındaki C_{D-SS} ve C_{L-SS} değerlerini düşürmedeki performansı ise M2'den daha iyidir. $\beta \leq 10^\circ$ için M1'in $C_{D-SS-sis}$ ve $C_{L-SS-sis}$ değerleri M0'ın C_{D-SS} ve C_{L-SS} değerlerinin altında kalmaktadır.

Silindir etrafına eklenen kanat profilleri zaman-ortalamalı direnç katsayısını düşürmede başarılı olamaları da çoğu sapma açısı için her iki model çalkantı kuvvet katsayılarını ciddi oranlarda düşürebilmişlerdir.

4.2 Konturlar ve Akım Çizgileri





d) M2, $\beta=5^\circ$



e) M2, $\beta=10^\circ$



f) M2, $\beta=15^\circ$



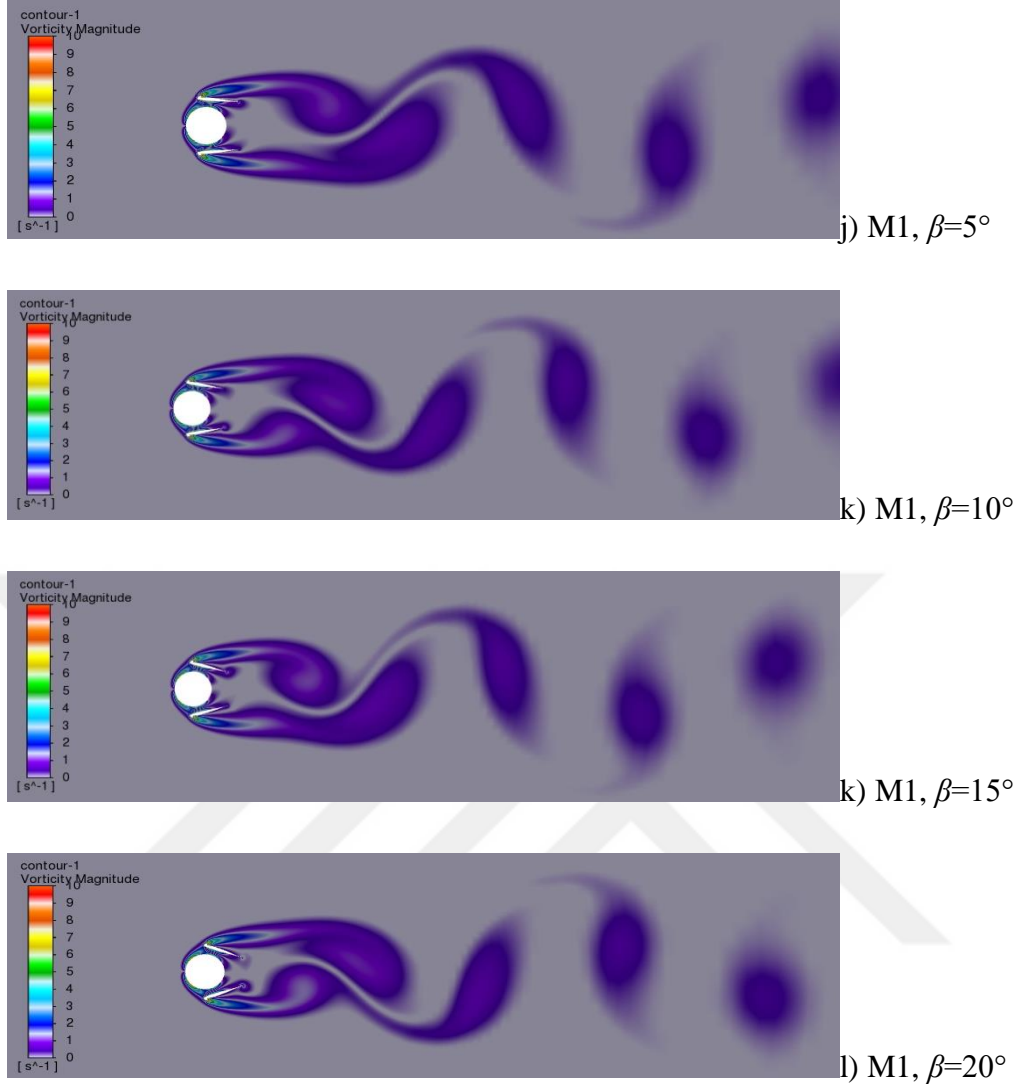
g) M2, $\beta=20^\circ$



h) M1, $\beta=-5^\circ$



i) M1, $\beta=0^\circ$

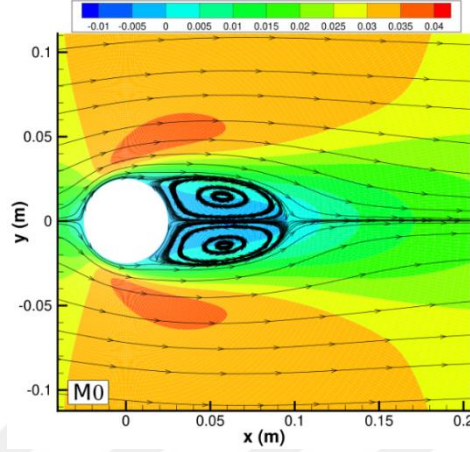


Şekil 4.5 Modeller etrafındaki çevrinti konturları

Modeller etrafındaki çevrinti konturları Şekil 4.5 içerisinde sunulmuştur. Bu şekle bakıldığında ilk göze çarpan durum tüm modeller art izinde büyük-ölçekli çevrilerin bulunduğudır. Yani modellerin hepsinden çevri dökülmesi gerçekleşmektedir. Kanat profilleri ile silindir arası boşluğun dar olması M1 ve M2 modellerinin art kısmında yalnızca tek bir Karman çevri caddesi oluşumuna sebep olmuştur. Yani kanat profillerinin ve aradaki silindirin art izinde ayrı Karman çevri caddeleri oluşmamıştır. Kısacası, M1 ve M2 modelleri yalnız silindir gibi tek parçadan meydana gelen bir cisimmiş gibi davranış sergilemişlerdir.

M0 modeline bakıldığında, çevrilerin silindir yüzeyinden ayrılan kayma tabakalarından meydana geldiği görülmektedir. Etrafında kanat profilleri bulunan M1 ve M2 modellerinde ise durum daha farklıdır. Bu modellerde ise dökülen çevriler kanat

profillerinin hücum kenarından ayrılan kayma tabakaları tarafından meydana gelmektedir. Bu modellerde, silindir yüzeyinden ayrılan kayma tabakalarının genellikle kanat profilleri ile silindir arasındaki boşluğa yöneldiği görülmektedir.



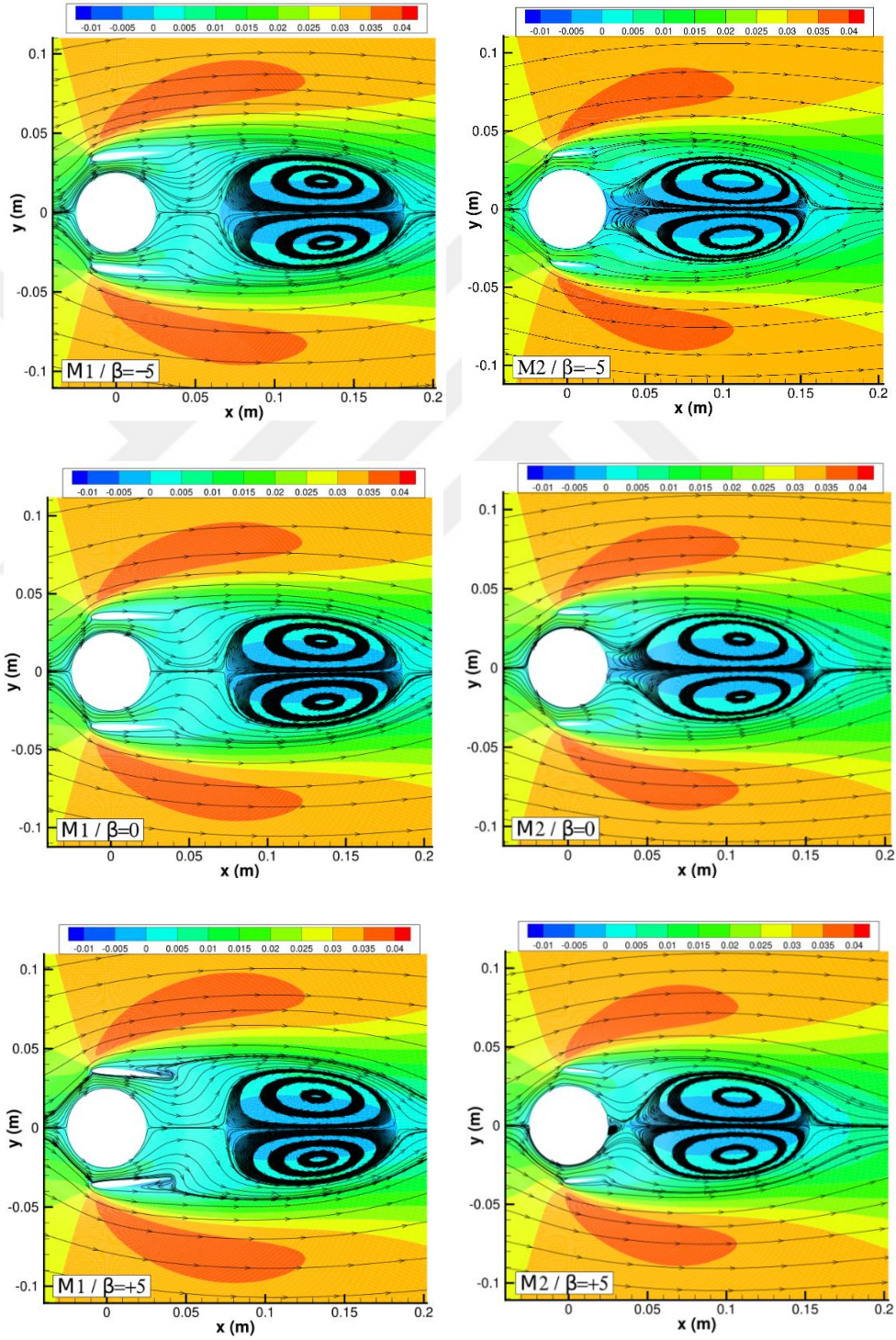
Şekil 4.6 M0'a ait zaman-ortalamalı akım çizgileri ve zaman ortalamalı u hız bileşeni konturu

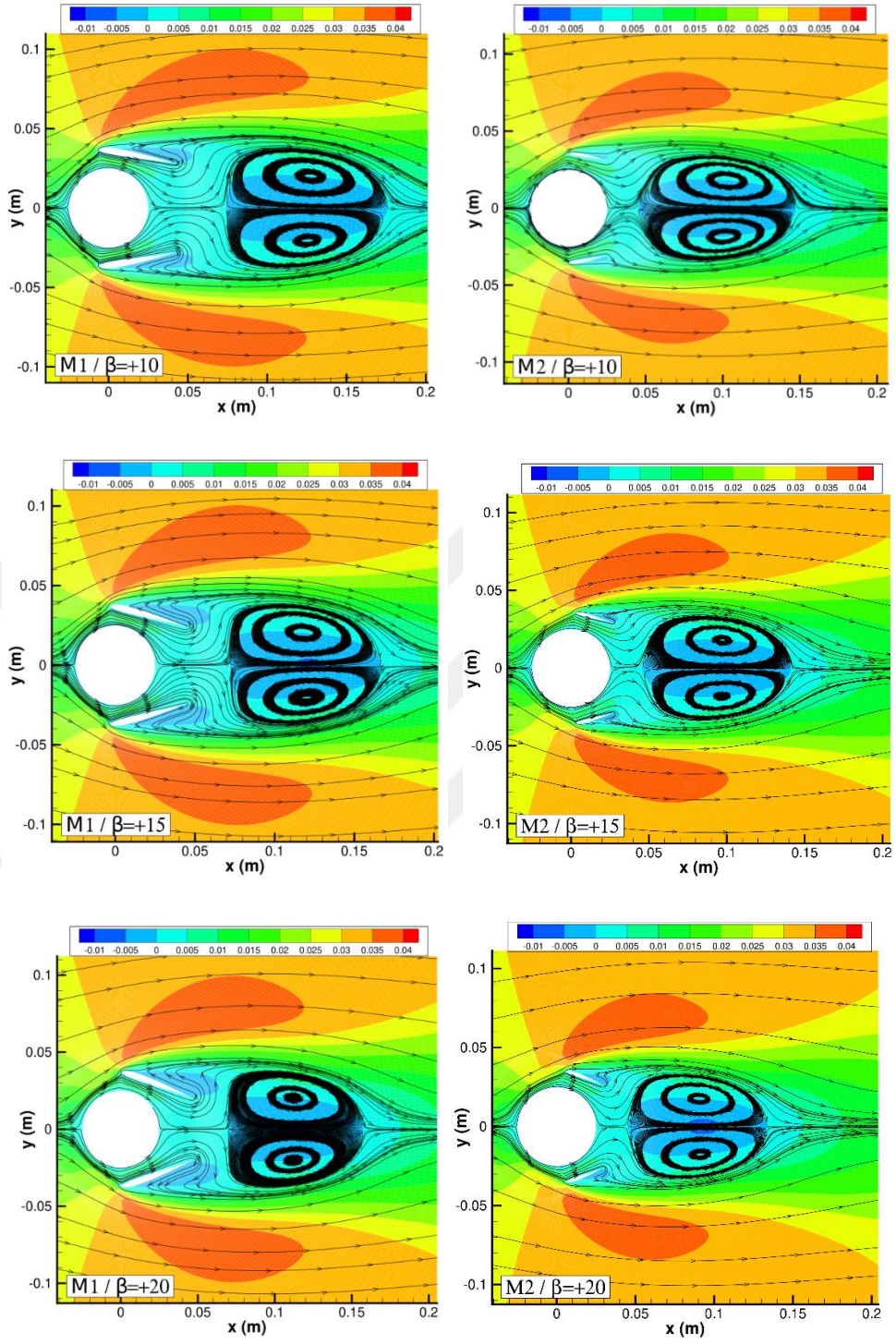
M0 modeli etrafındaki zaman-ortalamalı akım çizgisi deseni ve hızın x-ekseni doğrultusundaki bileşeni olan u 'nun zaman ortalamalı (\bar{u}) konturu iç içe verilmiştir. Model art izinde iki adet simetrik çevri hücresi görülmüştür. Benzeri çevriler diğer bazı sayısal çalışmalarda da görülmüştür (Mishra ve De, 2021). Bu çevri hücreleri silindirin üst ve alt yüzeyinden olmak üzere iki çevrinin döküldüğünü ifade etmektedirler. Zaman-ortalamalı u hızı konturları ise art izinde negatif işaretli (serbest akımla zıt yönlü) hız konturlarına rastlanmıştır. Bu da silindir art izindeki düşük basınçlı bölgeden kaynaklanmaktadır.

M1 ve M2 modelleri etrafındaki zaman-ortalamalı akım çizgisi desenleri ve u hızı konturları ise kıyaslamalı olarak Şekil 4.7 içerisinde sunulmuştur. M1 modelindeki kanat profilleri daha büyük oldukları için kanatlar ile silindir arasındaki boşluğa giriş yapan akışkanı model iz bölgesine yönlendirerek, tüm dönme açılarında, simetrik çevri hücrelerini modelden ayırmayı başarmışlardır. Bu da M1 modelinin çevri şekillenme bölgesinin M0'a göre daha akım yönünde kaydığını yani modelden uzaklaştığını göstermektedir. Dönme açısındaki artışın çevri şekillenme bölgesini hafifçe M1 modeline yaklaştırdığı görülmüştür. Şekil 4.8 içerisindeki M1'e ait profillerin negatif

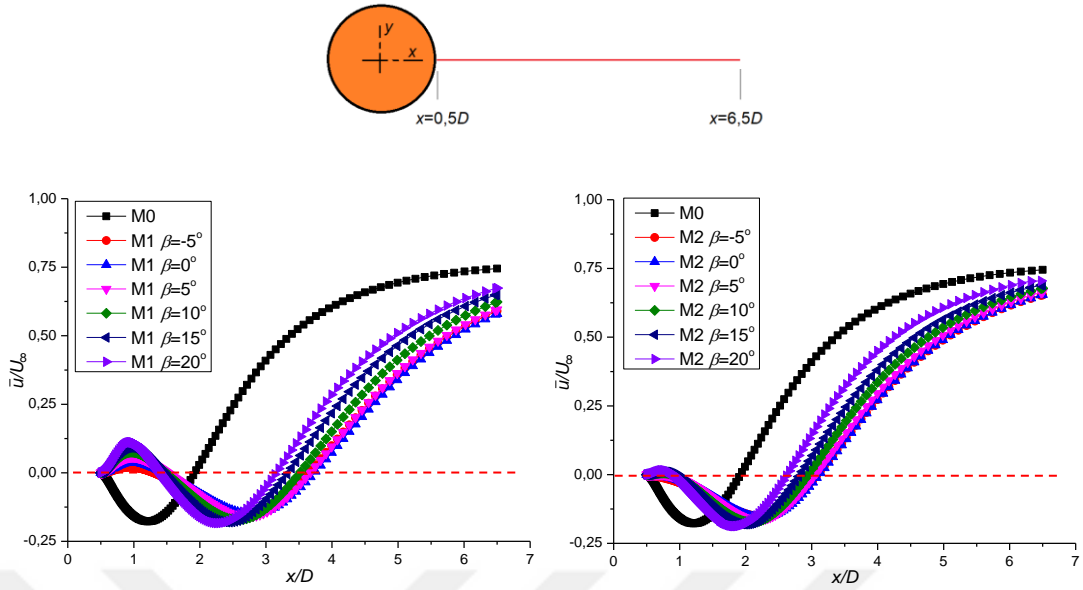
değerden pozitif değere geçerlerken sıfır noktasını kestikleri mesafelerin azalmasından da bu durum açıkça görülebilmektedir.

Artan dönme açısı ile modelin kanat profilleri art izinde negatif işaretli hız gölgesi oluşmaya ve hatta genişlemeye başlamıştır. Bu da kanatlara etkiyen zaman-ortalamalı direncin artmasının bu düşük basınçlı bölgeden kaynaklandığını göstermektedir.





Şekil 4.7 Farklı dönme açılarında M1 ve M2 modellerine ait zaman-ortalamalı akım çizgileri ve zaman-ortalamalı u hız bileşeni konturları



Şekil 4.8 M0, M1 ve M2 modellerinin art izindeki $6D$ mesafelik yatay eksen boyunca alınan boyutsuz \bar{u} (\bar{u}/U_∞) profilleri

M2 modelinde ise simetrik çevri hücrelerinin silindir bileşeninden ayrılması $\beta > 5^\circ$ durumunda gerçekleşmiştir. Bu dönme açısına kadar boşluktan geçiş yapan akışın momentumu simetrik çevri hücrelerini silindir yüzeyinden ayıramamıştır. Buna rağmen onları serbest akım yönünde uzatmış ve böylelikle, M0'a kıyasla, çevri şekillenme bölgesini akım yönünde daha ileriye kaydırmıştır. $\beta > 5^\circ$ durumunda artan dönme açısı ile birlikte çevri şekillenme bölgesi hafifçe M2 modeline yaklaşılmaya başlamıştır. Bu durum Şekil 4.8'den de açıkça görülebilmektedir.

5. SONUÇ

Laminer rejimin egemen olduğu dış akışların cisimlerin aerodinamik karakteristikleri üzerindeki etkileri ile ilgili bilgi elde etmenin en etkili yollarından biri de hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımlarından faydalanmaktır. Türbülans etkileri söz konusu olmadığı için türbülanslı modellemeye ya da direkt çözmeye gerek duyulmaz. Dahası, elde edilen sonuçlar fiziksel açıdan mantıklı ve deneysel verilerle genellikle iyi bir şekilde uyum içerisinde olurlar.

Bu çalışmada da bir silindir çevresine yerleştirilmiş 2 farklı büyüklüğe sahip ve yatay silindir eksenine göre simetrik olarak yerleştirilen kanat profilleri kullanılarak yalnız silindir etrafındaki akış pasif olarak kontrol edilmeye çalışılmıştır. Sayısal çalışma, elde edilen hesaplamaya kaynakları doğrultusunda iki-boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Dönme açısı (β) ve kanat veteri temel parametreler olarak belirlenmiştir. Akışı laminar rejimde tutabilmek için silindir çapına dayalı Reynolds sayısı (Re) 100 olarak belirlenmiş ve sabit tutulmuştur. Bu sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar ise aşağıda sunulmuştur.

Silindir çevresine eklenen simetrik kanatlar eklenmemiş olana (yalnız silindir, M0) göre zaman-ortalama direnç katsayısının ($\overline{C_D}$) artmasına yol açmıştır. M1 ve M2 modellerine etkileyen zaman-ortalama direnç katsayıları ($\overline{C_{D-SIS}}$) dönme açısına bakılmaksızın M0 modeline ait $\overline{C_D}$ değerinin 1,35 katının altına düşürülemediği. Bunu sağlamak için kanat hücum açısı gibi daha farklı parametrelerin de incelenmesi gerektiği kanaatine varılmıştır.

Artan dönme açısıyla M2 modelinin silindir kısmına etkileyen zaman-ortalama dirençteki düşüşün kanatlı kısımlara etkileyen zaman-ortalama dirençteki artıştan daha fazla olduğu saptanmıştır. Bundan dolayı, M2 modeline etkileyen zaman-ortalama direnç katsayısı ($\overline{C_{D-SIS}}$) artan dönme açısıyla ters orantılı olarak düşüş sergilemiştir.

M0 modeline etkileyen $\overline{C_D}$ değerini düşürmede yetersiz olan M1 ve M2 modelleri anlık direnç ve kaldırma kuvvetlerinin standart sapma değerlerini oldukça iyi bir oranda düşürebilmişlerdir. $\beta=0^\circ$ durumunda M1 modelinin C_{D-SS} ve C_{L-SS} değerleri, M0 modelinin değerlerinin, sırasıyla, %27'si ve %33'ü kadardır.

M1 ve M2 modellerinin C_{D-SS} ve C_{L-SS} değerleri artan dönme açısı ile birlikte genellikle artma eğilimindedirler. Yine de çoğu dönme açısı için bu modellerin ilgili değerleri M0'inkilerinden daha düşüktür.

Artan dönme açıları M1 ve M2 modellerinin çevri şekillenme mesafelerini modele doğru yaklaştırmaktadır. Dahası, bu modellerin art izinde tek bir Karman evri caddesi meydana gelmektedir. Yani, silindir kısmından ayrı, kanat profillerinden ayrı çevri dökülmesi meydana gelmediği için M1 ve M2 modelleri, dönme açısı fark etmeksizin, tek bir cisimmiş gibi davranış sergilemektedir.



KAYNAKLAR

- Anderson, E. and Szewczyk, A. (1997). Effects of a splitter plate on the near wake of a circular cylinder in 2 and 3-dimensional flow configurations. *Exp Fluids* 23,161–174
- ANSYS FLUENT v12.0, User's Guide, <http://www.pmt.usp.br/academic/martoran/notasmodelosgrad/ANSYS%20Fluent%20Users%20Guide.pdf> (alıntı tarihi: Ocak 2023).
- Assi, G. R. D. S., Orselli, R. M., & Silva-Ortega, M. (2019). Control of vortex shedding from a circular cylinder surrounded by eight rotating wake-control cylinders at $Re=100$. *Journal of Fluids and Structures*, 89, 13-24.
- Bao, Z., Qin, G., He, W., & Wang, Y. (2018). Numerical investigation of flow around a slotted circular cylinder at low Reynolds number. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 183, 273-282.
- Batchelor, C. K. (2000). An introduction to fluid dynamics. *Cambridge university press*.UK
- Bearman, P., and Harvey, J. (1993). Control of circular cylinder flow by the use of dimples. *AIAA J.* 31,1753–1756
- Blevins, R., (2001), Flow-induced vibration. Krieger Publishing Co., Malabar, Florida Company, Malabar, Florida, 2nd ed., 2001
- Bloor, M. S. (1964). The transition to turbulence in the wake of a circular cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, 290-304.
- Chen, W. L., Gao, D. L., Yuan, W. Y., Li, H., and Hu, H. (2015). Passive jet control of flow around a circular cylinder. *Experiments in Fluids*, 56(11), 1-15.
- Choi, J., Jeon, W.P., and Choi, H. (2006) Mechanism of drag reduction by dimples on a sphere. *Phys Fluids* 18, 041702
- Clapperton, B. L., and Bearman, P. W. (2018). Control of circular cylinder flow using distributed passive jets. *Journal of Fluid Mechanics*, 848, 1157-1178.

- Çengel, Y.A. ve Cimbala, J.M. (2007). Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları, Güven kitabevi, İzmir, Türkiye.
- Çengel, Y. A., ve Cimbala, J. M. (2008). Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları. İzmir: Güven Bilimsel.
- Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, 2nd Edition Yunus A. Cengel, John M. Cimbala McGraw-Hill, 2010
- Gad-el-Hak, M. (2000). Flow control. *Journal Of Aircraft* 38(3,) 442.
- Gad-el-Hak, M., and Bushnell, D. M., (1991) Separation Control: *Review, Journal of Fluids Engineering*, 113., pp. 5–30
- Gao, D. L., Chen, G. B., Huang, Y. W., Chen, W. L., and Li, H. (2020). Flow characteristics of a fixed circular cylinder with an upstream splitter plate: On the plate-length sensitivity. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 117, 110135.
- Hwang, J. Y., Yang, K. S., & Sun, S. H. (2003). Reduction of flow-induced forces on a circular cylinder using a detached splitter plate. *Physics of Fluids*, 15(8), 2433-2436.
- Kulga, İ.B., (2010). Gözenekli ortam ve komşu akışkan tabakadan oluşan bileşik sistemde akışın analitik olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, İstanbul.
- Kuo, C. H., & Chen, C. C. (2009). Passive control of wake flow by two small control cylinders at Reynolds number 80. *Journal of fluids and structures*, 25(6), 1021-1028.
- Küçük, M., ve Akar, M. A. (2013). Silindir arkasındaki akış yapısının delikli silindirle pasif kontrolü. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 10(1), 35-42.
- Kwon, K., and Choi, H. (1996). Control of laminar vortex shedding behind a circular cylinder using splitter plates. *Phys Fluids* 8,479–486
- Lam, K., & Lin, Y. F. (2009). Effects of wavelength and amplitude of a wavy cylinder in cross-flow at low Reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 620, 195-220.

- Lee, S. J., Lee, S. I., and Park, C. W. (2004). Reducing the drag on a circular cylinder by upstream installation of a small control rod. *Fluid dynamics research*, 34(4), 233.
- Lee, S. J., and Kim, H. B. (1997). The effect of surface protrusions on the near wake of a circular cylinder. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 69, 351-361.
- Lienhard, J. H. (1966). Synopsis of lift, drag, and vortex frequency data for rigid circular cylinders (Vol. 300). Pullman, WA: Technical Extension Service, Washington State University.
- Menter, F., (1993). Zonal two equation k- ω turbulence models for aerodynamic flows, 24th Fluid Dynamics Conference, Orlando.
- Menter, F., (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, 32 (8), 1598-1605.
- Mishra, A., & De, A. (2021). Suppression of vortex shedding using a slit through the circular cylinder at low Reynolds number. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 89, 349-366.
- Misman, M. R. A., Azmi, A. M., Kamarulbaharin, Z. A., and Hamid, A. H. A. The Effect of slat opening on vortex shedding behind a circular cylinder. *International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE)*, 8, 6879-6885.
- Meneghini, J. R., Saltara, F., Siqueira, C. L. R., Ferrari, J. A., Jr. 2001. Numerical Simulation of Flow Interference Between Two Circular Cylinders in Tandem and Sideby- Side Arrangements, *J. Fluids Struct.*, 15, 327-350.
- Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T.H., (2006). *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 5th Edition, John Wiley & Sons Inc., U.S.A.
- Oh, G., Park, H., & Choi, J. I. (2022). Drag, lift, and torque coefficients for various geometrical configurations of elliptic cylinder under Stokes to laminar flow regimes. *AIP Advances*, 12(6), 065228.

- Ozono, S. (1999). Flow control of vortex shedding by a short splitter plate asymmetrically arranged downstream of a cylinder.
- Öztürk E. (2020). Dairesel ve dikdörtgen oluklarla pürüzlendirilmiş bir silindir üzerindeki akışın analizi tez çalışması. Yüksek Lisans Tezi Gemi İnşaatı Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı. İstanbul
- Öztürk, A., Arıkan, V., & Öztürk, M. 2021. Süreç İyileştirme Yöntemleri Ve Yöneylem Araştırması. Atatürk Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Dergisi, 25. 41(1), 133-140
- Rajani, B.N., Kandasamy, A., and Majumdar, S., (2009). numerical simulation of laminar flow past a circular cylinder, applied mathematical modeling, 33, 1228-1247,
- Ramli, N. A., Azmi, A. M., Hamid, A. H. A., Baharin, Z. A. K., and Zhou, T. (2021). Effect of cylinder gap ratio on the wake of a circular cylinder enclosed by various perforated shrouds. *CFD Letters*, 13(4), 51-68.
- Ramsay, James; SELLIER, Mathieu; HO, Wei Hua. Non-uniform suction control of flow around a circular cylinder. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2020, 82: 108559.
- Ranjith, E. R., Sunil, A. S. and Pauly, L. (2016) Analysis of flow over a circular 123 cylinder fitted with Helical Strakes, *Procedia Technol.*, 24, 452–460,
- Ren, W. W., Wu, J., Shu, C., & Yang, W. M. (2012). A stream function–vorticity formulation-based immersed boundary method and its applications. *International journal for numerical methods in fluids*, 70(5), 627-645.
- Robert D., and Moser, P. M. (1984). Direct numerical simulation of curved turbulent channel flow. california: *National Aeronautics and Space Administration*
- Roshko, A., (1954) On the drag and shedding frequency of two dimensional bluff bodies, NACA TN 3169,

- Roshko, A. (1955). On the wake and drag of bluff bodies. *Journal of the aeronautical sciences*, 22(2), 124-132.
- Shih, W., Wang, C., Coles, D., Roshko, A., (1993). Experiments on flow past rough circular cylinders at large Reynolds numbers. *Phys Fluids* 11,2928–2934
- Subaşı A., (2017). Sınır tabaka geçişinin aktif ve pasif akış kontrol yöntemleriyle sayısal ve deneysel incelenmesi. Doktora Tezi. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Makina Mühendisliği Programı İstanbul.
- Sumer, B. M., and Fredsøe, J. (2006). Hydrodynamics around cylindrical structures *Singapore: World Scientific*. 26. Denmark.
- Williamson, C. H. (1989). Oblique and parallel modes of vortex shedding in the wake of a circular cylinder at low Reynolds number, *J. Fluid Mech* 206,579-627.
- Williamson, C. H. K. (1988). The existence of two stages in the transition to three-dimensionality of a cylinder wake. *The Physics of fluids*, 31(11), 3165-3168.
- Williamson, C.H.K. (1996) Vortex dynamics in the cylinder wake. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 28, 477-539.
- Wu, J., & Shu, C. (2011). Numerical study of flow characteristics behind a stationary circular cylinder with a flapping plate. *Physics of Fluids*, 23(7).
- Zhang, P. F., Wang, J. J. and Huang, L. X. (2006). Numerical simulation of flow around cylinder with an upstream rod in tandem at low reynolds numbers, *Appl. Ocean Res.*, 28, 183-192.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyad, Ad

Biçer, Uğur

Web sayfası

(Research Gate, Academia, vs.)

Eğitim Bilgileri

Derece	Kurum	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	Dicle Üniversitesi	
Lisans	Munzur Üniversitesi	2019
Lise		

İş Deneyimi

Dönem (Yıl)	Şirket, Kurum	Görev
2020-....	Şanlıurfa Büyükşehir Belediye	Makine Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayımlar

- 1.
- 2.
- 3.
- 4.

Özel İlgiler

DİCLE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
TEZ BENZERLİK BİLDİRİMİ FORMU

Öğrencinin Adı, Soyadı	Uğur Biçer		
Öğrenci No	20818010		
Ana Bilim Dalı	MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ		
Program Türü	Proje <input type="checkbox"/>	Yüksek Lisans <input checked="" type="checkbox"/>	Doktora <input type="checkbox"/>
Tez Danışmanı (Ünvanı, Adı, Soyadı)	Prof. Dr. Vedat Oruç		
(Varsa) II. Tez Danışmanı (Ünvanı, Adı, Soyadı)			
Tez Başlığı	Dairesel Bir Silindir Ardındaki Pasif Akış Kontrolünün Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğiyle İncelenmesi		
RAPOR BİLGİLERİ			
Raporlama Aşaması	Tez Savunma Sınavı Sonrası		
Sayfa Sayısı	56		
Raporlama Tarihi	03.07.2023		
Benzerlik Oranı (%)	11		

Yukarıda bilgileri verilen tez çalışmamın toplam 56 sayfalık kısmına ilişkin, 03/07/2023 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından turnitin isimli intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan intihal raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 11 olarak tespit edilmiştir.

Uygulanan filtrelemeler:

- Başlangıç Bölümleri (Kabul ve Onay sayfası, Teşekkür sayfası, Özet/Abstract) hariç
 Kaynaklar hariç
 Alıntılar hariç/dâhil
 Diğer (Açıklayınız)

Tezimin benzerlik oranı, Dicle Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü İntihal Raporu Uygulama Esaslarında belirtilen üst sınır benzerlik oranını aşmamaktadır. Benzerlik oranım üst sınır benzerlik oranının altında olsa dahi aksinin tespit edilmesi durumunda her türlü yasal sorumluluğu kabul ettiğimi ve hukuki sonuçlarına razı olduğumu bildirir, gereğini arz ederim.

Öğrencinin Adı, soyadı: Uğur, Biçer

Tarih:

İmza:

Danışman Adı, Soyadı: Prof. Dr. Vedat Oruç

Tarih: 03.07.2023

İmza:

Ana Bilim Dalı Başkanı Adı, Soyadı: Prof. Dr. Vedat Oruç

Tarih: 03.07.2023

İmza: