

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DENİZALTI TORPİDO TİPİ EN KESİTLERİ ETRAFINDA KURAMSAL
OLARAK OLUŞTURULAN GİRİNTİ-ÇIKINTILARIN AKIŞ DİRENCİNE
ETKİSİNİN İKİ BOYUTLU HAD ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Aleyna ULUCUTSOY

KASIM 2024

TRABZON



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDSİLİĞİ ANABİLİM DALI

**DENİZALTI TORPİDO TİPİ EN KESİTLERİ ETRAFINDA KURAMSAL
OLARAK OLUŞTURULAN GİRİNTİ-ÇIKINTILARIN AKIŞ DİRENCİNE
ETKİSİNİN İKİ BOYUTLU HAD ANALİZİ**

Aleyna ULUCUTSOY

**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünce
"GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ YÜKSEK MÜHENDİSİ"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 24 / 12 / 2024

Tezin Savunma Tarihi : 27 / 11 / 2024

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Betül SARAÇ

Trabzon 2024

ÖNSÖZ

“DENİZALTI TORPİDO TİPİ EN KESİTLERİ ETRAFINDA KURAMSAL OLARAK OLUŞTURULAN GİRİNTİ-ÇIKINTILARIN AKIŞ DİRENCİNE ETKİSİNİN İKİ BOYUTLU HAD ANALİZİ” isimli bu tez Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Yüksek Lisans programı kapsamında hazırlanmıştır.

Bir bilim insanı olma yolunda akademik hayatıma ilk adımları attığım bu çalışmayla değerli bilgileri ve tecrübesiyle elimden tutan, bana yol gösteren, varmak istediğim noktada, olmak istediğim kişi olarak her daim bana örnek olan değerli danışman hocam Prof. Dr. Betül SARAÇ’a emekleri ve yaşadığım tüm zorluklarda sabırla yön gösterdiği için teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca tezime büyük katkılar sağlayan, bilimi bir iş olarak değil bir büyük bir tutkuyla icra eden değerli bilim insanı, hocam Prof. Dr. Teoman AYHAN’ a çalışma süresince ve adım attığım bu akademik hayat süresince değerli bilgileri ve tecrübeleriyle her daim destek vererek, yaşadığım her bir yeni zorlukta yeni bir bilgi öğrenme fırsatı sunarak beni öğrenmeye teşvik ettiği için ve her daim bana destek olup yön gösterdiği için kendisine minnettarlığımı sunarım.

Son olarak kilometrelerce öteden dahi her fırsatta maddi ve manevi desteklerini ve sevgilerini yanımdan esirgeyemeyen, attığım her adımda ve aldığım her kararda yanımda olan değerli aileme teşekkürlerimi sunarım.

Aleyna ULUCUTSOY

Trabzon 2024

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “DENİZALTI TORPİDO TİPİ EN KESİTLERİ ETRAFINDA KURAMSAL OLARAK OLUŞTURULAN GİRİNTİ-ÇIKINTILARIN AKIŞ DİRENCİNE ETKİSİNİN İKİ BOYUTLU HAD ANALİZİ” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Betül Saraç’ın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı/yaptırdığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 27.11.2024

Aleyna ULUCUTSOY

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VIII
SUMMARY	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	X
TABLolar DİZİNİ.....	XIV
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ	XV
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Hava Yağlama Teknolojisi ile Direnç Azaltma Yöntemleri.....	1
1.1.1. Mikrobaloncuk Direnç Azaltma.....	2
1.1.2. Hava Tabakası Direnç Azaltma.....	3
1.1.3. Hava Boşluğu Direnç Azaltma.....	3
1.2. Biyomimikri Benzeşimi İle Direnç Azaltma Yöntemleri	4
1.4. Küt Cisimler Etrafında Akış	9
1.5. Hız Sınır Tabaka Teorisi.....	10
1.5.1. Düzlemsel Levha Üzerinde Akışta Hız Sınır Tabaka Oluşumu.....	11
1.5.2. Silindirik Yüzeyler Üzerinde Akışta Hız Sınır Tabaka Oluşumu	11
1.5.3. Hız Sınır Tabakasının Matematiksel Modellenme	14
1.6. Ansys Fluent Programının Uygulamasının Tanıtımı	18
1.6.1. Problemin Fiziksel Tanımı	20
1.6.2. Geometrik Modelin Oluşturulması.....	20
1.6.3. Ağ Yapısının Hazırlanması	21

1.6.4. Sınır Parametrelerinin Tanımlanması ve Atanması.....	23
1.6.5. Çözümleme İşlemi.....	26
1.6.6. Sonuç Grafiklerinin Değerlendirilmesi	28
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	31
2.1. Akış Gözleme Deneyleri.....	31
2.1.1. Deney Düzeneği ve Kullanılan Ekipmanlar	31
2.1.2. Deneyde Kullanılan Modeller	33
2.1.3. Modellerin İmalatı ve Yüzey İşlemleri	34
2.1.4. Deneyin Yapılışı ve Akış Çizgilerinin Görüntülenmesi.....	35
2.2. ANSYS Fluent Programının Kullanımının Doğrulanması	35
2.2.1. Pürüzsüz Küresel Bir Silindir Etrafındaki Akış	36
2.2.2. İki Boyutlu Küresel Silindir Etrafında $Re=10^2$ İçin ANSYS Fluent ile Direnç Katsayısı Hesaplamaları.....	37
2.2.3. İki Boyutlu Küresel Silindir Etrafında Hesaplanan Direnç Katsayılarının Literatür ile Karşılaştırılması.....	42
2.3. Denizaltı Torpidosu Formunda 6 Farklı Model Etrafındaki İki Boyutlu Akışın ANYS Fluent Programı İle Modellenmesi	43
2.3.1. Model-A etrafındaki Akışın Modellenmesi ve Deneysel Görsellerle Karşılaştırılması	43
2.4. Model-A Geometrisi Üzerinde Kuramsal Olarak Oluşturulan Farklı Girinti ve Çıkıntıların Laminer Akışta Hız Sınır Tabakasında Akış Direncine Etkisinin İki Boyutlu CFD Analizi.....	46
2.4.1. Girintili-Çıkıntılı Modellere Ait Ağ Yapısı ve Inflation Tabakası Özellikleri.....	50
3. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	52
3.1. Model-A Bulguları.....	52
3.2. Akış Gözleme Deneyleri ile CFD Sonuçlarının Karşılaştırılması	54
3.2.1. Modellerin Akım Çizgilerinin İrdelenmesi	55
3.3. Düz Modellere Ait Sürtünme Katsayıları, Viskoz ve Basınç Kuvvetlerinin Karşılaştırılması.....	60

3.4. Model-A Üzerinde Oluşturulan Kuramsal Boşluklu Yapılı Modeller Etrafındaki Akışın CFD Bulguları	65
3.5. Kuramsal Olarak Oluşturulan Girintili-Çıkıntılı Modellere Ait Viskoz, Basınç Kuvvetlerinin ve Katsayılarının Karşılaştırılması	75
4. SONUÇLAR.....	84
5. ÖNERİLER	86
6. KAYNAKLAR.....	87
7. EKLER	92
ÖZGEÇMİŞ	



Yüksek Lisans Tezi

ÖZET

DENİZALTI TORPİDO TİPİ EN KESİTLERİ ETRAFINDA KURAMSAL OLARAK
OLUŞTURULAN GİRİNTİ-ÇIKINTILARIN AKIŞ DİRENCİNE ETKİSİNİN İKİ
BOYUTLU HAD ANALİZİ
ANALİZİ

Aleyna ULUCUTSOY

Karadeniz Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Betül SARAÇ

2024, 91 Sayfa

I

Akış direnci deniz aracının yüzeyi ile akışkan ara yüzeyinde oluşan ve deniz aracının hareketini kısıtlayan ve hızını azaltan bir etkidir. Akış direncini azaltmak amacıyla denizaltı torpidosu en kesiti formuna benzer 6 farklı düzlemsel modellerin direnç katsayıları HAD ile hesaplanarak, elde edilen hız akım çizgileri akış gözleme deneyleri ile karşılaştırılmıştır. Model-A denizaltı torpidosunun en kesitine benzerliği ve modeller arasında en düşük direnç katsayısına sahip olması nedeniyle üzerine kuramsal olarak 6 farklı biyomimik yapıya benzer girinti ve çıkıntı yerleştirilerek, HAD analizi ile akış dirençleri katsayıları hesaplanmıştır. Bu çalışmada Re sayısının 10000' den düşük değerlerinde ve Re sayısının 180000' den yüksek değerlerinde biyomimik yapıların toplam direnç kuvvetini azaltmada yetersiz kaldığı bulunmuştur. Farklı Re sayılarında Model-A3 ve Model-A5'in direnç katsayısında %10 azalma sağlayarak, en uygun biyomimik tasarımlar olduğu bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Hız Sınır Tabakası, Akış Direnci, Girintili Çıkıntılı Yüzeyler, HAD Analizi, Biyomimikri

Master's Thesis

SUMMARY

TWO-DIMENSIONAL CFD ANALYSIS OF THE EFFECT OF THEORETICALLY CREATED INTRIGUMENTS-PROTRUSIONS AROUND SUBMARINE TORPIDO TYPE CROSS-SECTIONS ON FLOW RESISTANCE ANALYSIS

Aleyna ULUCUTSOY

Karadeniz Technical University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

Advisor: Prof. Dr. Betül SARAÇ

2024, 91 Sayfa

Flow resistance is a factor occurring at the interface between the marine vehicle's surface and the fluid, restricting the vehicle's movement and reducing its speed. To mitigate flow resistance, the drag coefficients of six different planar models, similar in cross-sectional form to a submarine torpedo, were calculated using CFD (Computational Fluid Dynamics), and the resulting velocity and flow streamlines were compared with flow visualization experiments. Due to its similarity to the submarine torpedo's cross-section and its lowest drag coefficient among the models, six different biomimetic indentations and protrusions were theoretically placed on Model-A, and their flow resistance coefficients were calculated via CFD analysis. This study found that for Reynolds numbers below 10,000 and above 180,000, biomimetic structures were insufficient in reducing the total drag force. However, at various Reynolds numbers, Models A3 and A5 achieved a 10% reduction in drag coefficient, identifying them as the most suitable biomimetic designs.

Keywords: Velocity Boundary Layer, Flow Resistance, Surfaces with Indentations and Protrusions, CFD Analysis, Biomimicry

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa No

Şekil 1.	Deneysel çalışmalarında yüzeyde oluşturulan boşluklu ve çıkıntılı riblet yapılar ve simülasyonda kullanılan model ait görseller Hamilton vd. (2023).....	4
Şekil 2.	Literatürde balık pulu yapısına benzer geometrik yapı Muthuramalingam vd. (2020).....	5
Şekil 3.	Arapaima gigas türü deri yapısı (Chen vd. 2012).....	6
Şekil 4.	Bir kambur balının yüzgeci E. Preston,Scoff. 2012.....	6
Şekil 5.	Çalışmada kullanılan kavite modellerinin ağ yapısı (Vuddagiri vd. 2016).....	7
Şekil 6.	Çalışmada kullanılan modeller, Beratlis vd. (2016).....	8
Şekil 7.	Kavite boyutları, Özmen vd. (2021).....	8
Şekil 8.	Düzlemsel bir levha üzerinde sınır tabaka bölgelerinin dağılımı, CENGEL Y.A. ve CİMBALA, J.M (2008)	11
Şekil 9.	Silindirik yüzey üzerinde akışkan akışının laminar ve türbülanslı akış sınır tabaka dağılımı Incropera vd. (2002).....	11
Şekil 10.	Pürüzsüz dairesel silindir ve küre için direnç katsayılarının Reynolds sayısına göre değişimi, CENGEL Y.A. ve CİMBALA, J.M (2008).....	12
Şekil 11.	Durgun haldeki bir cisme yüzeyleri doğrultusunda etkiyen P basıncı, Yunus A. ÇENGEL, John M. CİMBALA (2008)	16
Şekil 12.	Ansys Workbench’de Fluent komponenti	19
Şekil 13.	ANSYS Fluent’de bir problemin çözüm şeması	19
Şekil 14.	Problemin çözümünde kullanılan çözüm modellerin seçildiği komponent.....	23
Şekil 15.	Malzeme özelliklerinin tanımlandığı komponent.....	24
Şekil 16.	Malzeme özelliklerinin seçilmesini sağlayan ANSYS Fluent malzeme kütüphanesi	24
Şekil 17.	Sınır şartlarının verildiği komponent.....	25
Şekil 18.	Sınır şartları atandıktan sonra hız ve diğer şartların verildiği komponent.....	25
Şekil 19.	Problemin başlangıç koşullarının seçiminin yapıldığı komponent.....	25

Şekil 20.	Çözüm için gerekli kontrol ve kriterlerin ayarlandığı komponent	26
Şekil 21.	Bir modelin hız dağılımlarının kontörlerine ait görseli	28
Şekil 22.	Bir modelin hız vektörlerinin dağılımına ait görseli	29
Şekil 23.	Bir modelin hız akış çizgilerinin dağılımına ait görseli.....	29
Şekil 24.	Akış gözleme deney düzeneği	32
Şekil 25.	Akış gözleme deney düzeneğinin üstten görünüşü.....	32
Şekil 26.	Lazer tezgâhı kesim işlemleri	34
Şekil 27.	ANSYS Design Modeller’de hazırlanan geometri ve akış bölgesini modeli ...	37
Şekil 28.	Akış bölgesinde iki boyutlu pürüzsüz küresel silindire ait boyutlar	38
Şekil 29.	Akış bölgesi ve geometri etrafındaki ağ yapısı ve ağın büyütülmüş görüntüsü	39
Şekil 30.	Pürüzsüz Küresel Silindirin C_D katsayısının iterasyon sayısı değişimi.....	39
Şekil 31.	Pürüzsüz Küresel Silindirin etrafında θ açısına bağlı uzunluklardaki statik basınç	39
Şekil 32.	Pürüzsüz Küresel Silindirin Akış bölgesi ve etrafında oluşan hız kontürleri ...	40
Şekil 33.	Pürüzsüz Küresel Silindirin Akış bölgesi ve etrafında oluşan akış girdap çizgileri	40
Şekil 34.	Pürüzsüz küresel silindirin akış bölgesi ve etrafında oluşan hız akış çizgileri.	41
Şekil 35.	Pürüzsüz Küresel Silindirin Akış bölgesi ve etrafında oluşan hız akış çizgilerinin yakınlaştırılmış görseli	41
Şekil 36.	Pürüzsüz Küresel Silindirin Akış bölgesi ve etrafında oluşan hız vektörleri ...	41
Şekil 37.	Pürüzsüz Küresel Silindirin Akış bölgesi ve etrafında oluşan hız vektörlerinin yakınlaştırılmış görseli.....	42
Şekil 38.	Pürüzsüz küresel silindirin ANSYS Fluent’de hesaplanan C_D değerlerinin Literatürle karşılaştırılması.....	42
Şekil 39.	Model-A akış bölgesi geometrisi ölçüleri.....	44
Şekil 40.	Model-A akış bölgesi ve model etrafında ağ yapısı	44
Şekil 41.	Model-A etrafındaki ağ yapısı	45
Şekil 42.	Model-A etrafındaki inflation tabakası.....	45

Şekil 43.	Akışkan havanın pürüzsüz ve pürüzlü bir golf topu yüzeyinde oluş hareketlerin dirence etkisini açıklayan görsel (Anonim,2013).....	47
Şekil 44.	Model-A'nın akım çizgileri	53
Şekil 45.	Hız ve Re sayısının direnç katsayısı ile değişimi	53
Şekil 46.	Model-A etrafında oluşan statik basıncın konuma göre değişimi	54
Şekil 47.	Model-A'nın Akım Çizgilerinin İrdelenmesi	55
Şekil 48.	Model-B'nin Akış Çizgilerinin İrdelenmesi.....	56
Şekil 49.	Model-C'nin Akım Çizgilerinin İrdelenmesi	57
Şekil 50.	Model-D'nin Akım Çizgilerinin İrdelenmesi	58
Şekil 51.	Model-E'nin Akım Çizgilerinin İrdelenmesi.....	59
Şekil 52.	Model-F'nin Akım Çizgilerinin İrdelenmesi.....	60
Şekil 53.	Düz modellere ait F_{DP} basınç kuvvetinin Re ile değişimi	62
Şekil 54.	Düz modellere ait viskoz kuvvetinin Re ile değişimi	62
Şekil 55.	Düz modellere ait F_{Dtop} toplam kuvvetin Re ile değişimi	63
Şekil 56.	Düz modellere ait C_p basınç direnç katsayısının Re sayısı ile değişimi.....	63
Şekil 57.	Düz modellere ait C_D sürtünme direnç katsayısının Re sayısı ile değişimi.....	64
Şekil 58.	Model-A1'e Ait Hız Alanı Görselleri.....	66
Şekil 59.	Model-A1'e ait basınç alanının görselleri	66
Şekil 60.	Model-A1'ye Ait Hız Vektörlerinin ve Akım Çizgilerinin Görselleri	67
Şekil 61.	Model-A2'ye Ait Hız Alanı Görselleri.....	68
Şekil 62.	Model-A2'ye Ait Basınç Kontürlerinin Görselleri.....	68
Şekil 63.	Model-A2'ye ait hız vektörlerinin ve hız akım çizgilerinin görselleri	68
Şekil 64.	Model-A3'e ait hız alanı görselleri.....	69
Şekil 65.	Model-A3'e ait basınç alanı görselleri	69
Şekil 66.	Model-A3'e ait hız vektörleri ve hız akım çizgileri görselleri	70
Şekil 67.	Model-A4'e ait hız alanı görselleri.....	71
Şekil 68.	Model-A4'e ait basınç alanı görselleri	71

Şekil 69.	Model-A4'e ait hız akım çizgileri ve hız vektörleri görselleri	71
Şekil 70.	Model-A5'e ait hız alanı görselleri.....	72
Şekil 71.	Model-A5'e ait basınç alanı görselleri	72
Şekil 72.	Model-A5'e ait hız vektörlerinin ve hız akım çizgilerinin görselleri	73
Şekil 73.	Model-A6'ya Ait Hız Alanı Görselleri.....	73
Şekil 74.	Model-A6'ya ait basınç alanı görselleri	74
Şekil 75.	Model-A6'ya Ait Hız Akım Çizgileri Görselleri.....	75
Şekil 76.	Girintili-çıkıntılı modellerde viskoz direnç kuvvetinin F_{Dv} 'nin Re ile değişimi	77
Şekil 77.	Girintili-çıkıntılı modellerde F_{Dp} 'nin Re ile değişimi	77
Şekil 78.	Girintili-çıkıntılı modellerin Toplam basınç toplamının Re ile değişimi	78
Şekil 79.	Girintili-çıkıntılı modellerin C_D - Re grafiği	78
Şekil 80.	Girintili-çıkıntılı modellere ait modellere ait C_p - Re grafiği	79
Şekil 81.	Model.A.1 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği	80
Şekil 82.	Model.A.2 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği	80
Şekil 83.	Model-A.3 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği	81
Şekil 84.	Model-A.4 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği	81
Şekil 85.	Model-A.5 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği	81
Şekil 86.	Model-A.6 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği	82

TABLÖLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. Küt cisim etrafındaki akış üzerine yapılan bazı literatür çalışmaları.	10
Tablo 2. Küresel silindir etrafında Reynolds sayısına bağlı olarak değişen akış karakteristiğinin görsel ifadesi Schlichting H.,Gersten K.(1999).....	13
Tablo 3. Deneylerde kullanılan kamera teknik özellikleri.....	32
Tablo 4. Akış gözleme deneylerinde kullanılan modeller	33
Tablo 5. Modellerde kullanılan kauçuk levhaya ait ortalama teknik özellikler.....	34
Tablo 6. Modeller etrafındaki akım çizgilerinin akış gözleme deneylerinin görselleri	35
Tablo 7. Dairesel kesitli silindir etrafında oluşan akım çizgileri ve akış karakteristiği H.Schlichting (1999).	36
Tablo 8. Hesaplama da Kullanılan Temel Parametreler	37
Tablo 9. $Re=10^2$ 'de iki boyutlu küresel silindirin ağ yapısına ait temel değerler	38
Tablo 10. Model-A'nın ağ yapısına ait temel özellikler	45
Tablo 11. Model-A'nın inflation tabakasına ait özellikler.....	46
Tablo 12. Model-A üzerinde oluşturulan girintili-çıkıntılı geometrik yapıları ve konumları.....	48
Tablo 13. Model-A1, Model-A2, Model-A3, Model-A4, Model-A5 ve Model-A6' ya ait ölçüler	49
Tablo 14. Modellerde kullanılan ağ yapısına ait ölçüler ve özellikler	51
Tablo 15. Geometrilerdeki girintili-çıkıntılar etrafında oluşturulan ağ tabakası	50
Tablo 16. Kuramsal Boşluklu Modellerin Model-A'ya göre direnç katsayısı değişimine etkisi	83

SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Re	: Reynolds Sayısı
σ_{ij}	: Gerilme Tensörü
τ_{ij}	: Viskoz gerilme tensörü
P	: hidrostatik basınç
P_m	: Mekanik Basınç
ρ	: Yoğunluk
g	: Yerçekimi ivmesi
μ	: Dinamik Viskozite
C_D	: Direnç Katsayısı
CFD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HTSA	: Hava Tabakası Direnç Azaltma
HBSA	: Hava Boşluğu Direnç Azaltma
MBSA	: Mikrobaloncuk Direnç Azaltma

1. GENEL BİLGİLER

Deniz araçlarının performansını artırmak, denizcilik endüstrisi ve askeri deniz operasyonları için kritik bir hedeftir. Bu hedef doğrultusunda son yıllarda, hava yağlama sistemleri ve biyomimikri teknolojisi geliştirilmektedir. Biyomimikri yöntemine dayalı olarak deniz araçlarının hızlarını artırmak için gövde yüzeylerinde mikro boşluklarının oluşturması yeni bir yöntem olarak ortaya çıkmaktadır. Gövde yüzeyinde oluşturulan mikro boşluklarının geometrik yapıları ve hız sınır tabakası içerisindeki konumları, direnç kuvvetlerini azaltıcı yönde optimize edildiğinde deniz araçlarında yakıt verimliliğini artırılacağı literatürde belirtilmektedir.

Hava yağlama sistemleri, gövde yüzeyine mikro baloncuklar göndererek çalışır. Bu mikro baloncuklar, yüzey ile akışkan arasında ekstre bir hava tabakası oluşturarak direnci azaltır. Mikro baloncukların oluşturduğu bu hava tabakası, su ile temas eden yüzey alanını azaltarak direnci önemli ölçüde azaltır ve deniz aracının daha yüksek hızlara ulaşmasını sağlar.

Biyomimikri teknolojisi ise doğadan esinlenerek geliştirilmiş bir yöntem olup, balık pullarının yüzey yapısı taklit edilerek gövdenin katı yüzeyinde benzer boşluklar oluşturulur. Bu biyomimikri tabanlı yüzeyler, deniz araçlarının hidrodinamik performansını artırmak için etkili bir çözüm yöntemi olarak ortaya çıkmaktadır.

Bu çalışmada, denizaltı torpidosu formunda 6 farklı düzlemsel model etrafındaki iki boyutlu su akışı CFD analizi ile direnç dirençleri hesaplanmıştır. Ayrıca bu modeller arasında en az direnç direnci içeren model üzerine kuramsal olarak yerleştirilen mikro boşlukların geometrileri ve hız sınır tabakası içerisindeki pozisyonları CFD analizi ile direnç dirençleri hesaplanarak karşılaştırılmıştır.

1.1. Hava Yağlama Teknolojisi ile Direnç Azaltma Yöntemleri

Viskoz dirençlerin azaltılmasına yönelik yapılan yöntemlerden biri olan hava yağlama ile direnç azaltma, son zamanlarda geliştirilen ve direnç direncini azaltma potansiyeline sahip umut vadeden teknolojilerden biridir. Hava yağlama, gemi veya deniz aracının alt yüzeyi ile su arasındaki teması azaltmayı amaçlayarak hava kabarcıkları veya

hava tabakaları enjekte ederek gerçekleştirilir. Bu yöntem, gemi hareketi sırasında suya karşı direnci en aza indirerek enerji tasarrufu sağlayabilir ve böylece gemi direncini azaltabilir. Hava yağlama sistemi temel olarak hava enjeksiyonuna dayanmakta olup direnci azaltma yöntemidir. Cecilia vd. (2020), hava yağlama denizcilik endüstrisindeki potansiyelini vurgulayarak çevresel ve ekonomik avantajlarına dikkat çekmiştir. Murai (2014), çoklu fazlı akışın fiziksel mekanizmalarına derinlemesine inerek bu yöntemin temellerini atmıştır. Hao vd. (2019), Sayyaadi ve Nematollahi (2013) ve Park ve Lee (2018) ile birlikte hava yağlama direnci azaltma performansına dair deneysel çalışmalar sunmuşlardır. Literatürde, hava yağlama sistemi, deniz taşımacılığında direnci azaltma potansiyeline sahip önemli bir teknoloji olarak değerlendirilmektedir. Hava yağlama direnci azaltma teknolojisi, mikrobaloncuk direnci azaltma (Micro Bubble Drag Reduction, MBDR), hava tabakası direnci azaltma (Air Layer Drag Reduction, ALDR) ve hava boşluğu direnci azaltma (Air Cavity Drag Reduction, ACDR) Hai An(2022) olmak üzere üç kategoriye ayrılmaktadır.

1.1.1. Mikrobaloncuk Direnci Azaltma

Mikrobaloncuk Direnci Azaltma (MBSA) teknolojisinde, gövdenin altında bulunan baloncuklar, gemi gövdesi ile su arasında oluşan sınır tabakasını etkileyerek direnci azaltır. MBSA teknolojisinin literatürdeki ilk belgelenmiş resmi çalışması, McCormick, M.E.; Bhattacharya, (1973) tarafından gerçekleştirilen bir elektroliz deneyidir. McCormick, Bhattacharya, elektroliz sonucu oluşan hidrojen gazının etkisini incelemişlerdir. Deneylerini, bakır tellere sarılı elektrotlara elektrik akımı vererek suya batırılmış bir hidrofil kanadı etrafında gerçekleştirerek, kanadın etrafında elektroliz sonucu oluşan hidrojen gazının direnci üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Kumagai ve Ark. (2015), küçük balonları kullanarak gemi direncini azaltan enerji tasarrufu cihazlarını önerdi. Bu cihazların kullanımının, gemilerde enerji tüketiminde %5 ila %15 arasında bir net tasarrufa yol açabileceğini belirttiler. Bu konudaki laboratuvar ölçekli literatür çalışmalarına bakıldığında, Migirenko ve Evseev (1974) ile Bogdevich ve Malyuga (1976), tam gelişmiş dik kesitli boru akışında deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Bu deneylerde, mikrobalonlar poröz bir ortamdan üretildi ve sıfır basınç gradyanlı türbülanslı bir sınır tabakası gözlemlendi. Bogdevich ve Evseev (1976), enjeksiyon noktasından uzaklaştıkça sürüklenme azalmasının azaldığını ve zayıf hava tabaka devamlılığı olarak

bilinen orijinal sürüklenme seviyelerine yaklaştıkça azaldığını belirtti. Ayrıca, kaldırma kuvvetlerinin mikrobalon sınır tabaka değişikliğinde, özellikle düşük hızlarda, etkinliğinde önemli bir rol oynadığını bildirdiler. Madavan (1984), Deutsch ve Castano (1986) ile Pal ve ark. (1988), düz bir plaka üzerinde türbülanslı bir sınır tabakasındaki sürüklenme azalmasını ölçmek için deneyler gerçekleştirdi. Bu deneylerin bulguları, Madavan vd. (1985), Clark ve Deutsch (1991), Fontaine ve Deutsch (1992), Merkle ve Deutsch (1992) ile Deutsch vd (2003) tarafından yürütülen çalışmalar tarafından desteklendi.

1.1.2. Hava Tabakası Direnç Azaltma

Hava Tabakası Direnç Azaltma (HTSA) teknolojisi, gemi yüzeyi ile su yüzeyi arasında sürekli bir hava tabakası oluşturarak direnç direncini azaltmayı içerir. Düz bir akış alanının altına yeterli hava sağlandığında, katı yüzey ile sıvı arasında düşük viskoziteli ve stabil bir film tabakası oluşturulabilir. Elde edilen bu film tabakasına "Hava Tabakası Direnç Azaltma" (HTSA) denir ve direnç direncini azaltmak için kullanılan bir yöntemdir. Hava filmi," etkili bir şekilde oluşturulduğunda, Reed (1994), Murai ve Arkadaşları (2007) ve Fukuda vd. (2000) tarafından bildirildiğine göre, yüzey direnç direncinde önemli bir azalmaya neden olmuştur, bu azalma %80'e kadar çıkabilir.

1.1.3. Hava Boşluğu Direnç Azaltma

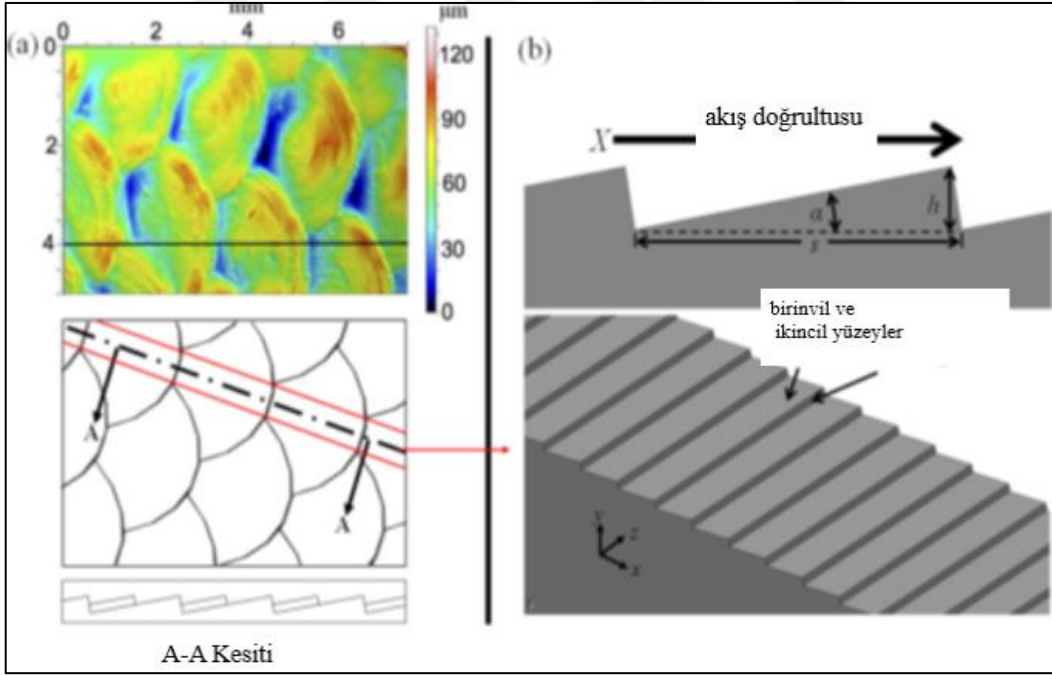
Diğer hava yağlama yöntemlerinden farklı olarak, Hava Boşluğu Direnç Azaltma (HBSA) yöntemi, çok katmanlı sınırın kontrolüne dayanmayan bir direnç azaltma sistemidir. HBSA sistemleri, gövde üzerine veya geometride bir gövde şekli oluşturarak bir hava boşluğu yaratır. Hava boşluğu konseptinin temel prensibi, gövdenin ıslak yüzeyini azaltmak ve direnç direncini azaltmak için hava sağlanarak boşluğun uzunluğunu artırmaktır.

HBSA yöntemi, gemi gövdesi içinde boşluklar oluşturmayı içerir, bu boşluklar gövdedeki oluklar aracılığıyla hava enjeksiyonu ile sıvıdan ayrılır. Hava akışı yeterince yüksekse ve fiziksel bir boşluk sınırı varsa, bir hava yastığı oluşturulur ve sıvı ile gemi gövdesi arasında bir boşluk yaratılır. Bu yöntemin diğer hava yağlama yöntemlerine kıyasla daha büyük bir uygulama potansiyeli vardır.

1.2. Biyomimikri Benzeşimi İle Direnç Azaltma Yöntemleri

Hava yağlama teknolojisi ile direnç azaltmada karşılaşılan zorluklar sistemin maliyetli olması nedeniyle biyomimikri yüzeylerin incelenmesine yol açmıştır. Günümüzde biyomimikri uygulamalarında, doğadaki balık pulu yüzey yapılarının geometrilere benzer yapıları örnek alınarak geliştirilecek model yüzeyler ile akış dirençlerinin azaltması incelenmektedir.

Hamilton vd. (2023), Biyomimikri benzeşiminde balık sırtı geometrilerinin hız sınır tabakada oluşturduğu direnç direncinin inceleyerek, biyomimetik yüzeylerin dirençyi azaltma ve deniz araçlarının önemli bir sorunu olan yüzeye canlı atıkların yapışmasıyla kirlenmeyi önleme potansiyelini araştırmışlardır. Balık pulu yapısından esinlenerek Şekil 1.' de gösterilen enine asimetrik üçgen ribletler tasarlayarak farklı Reynolds sayılarında akış karakteristiklerini incelemek için Büyük Girdap Simülasyonu (LES) kullanarak sayısal simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir.

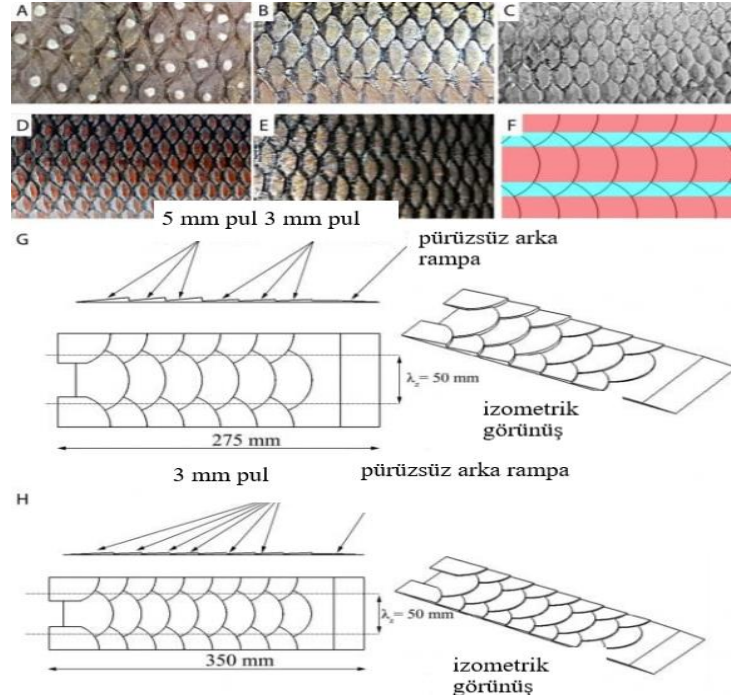


Şekil 1. Deneysel çalışmalarında yüzeyde oluşturulan boşluklu ve çıkıntılı riblet yapılar ve simülasyonda kullanılan model ait görseller Hamilton vd. (2023)

Özellikle, ribletlerin yüzeyinde gelişen vortekslerin geciktirilmiş türbülans geçişine yol açtığı ve bunun sonucunda akışın direnç direncinin azaldığı gözlemlenmiştir. Sayısal analizlerde %6.7'ye varan bir direnç azalması görülürken, deneysel çalışmalar %4.8

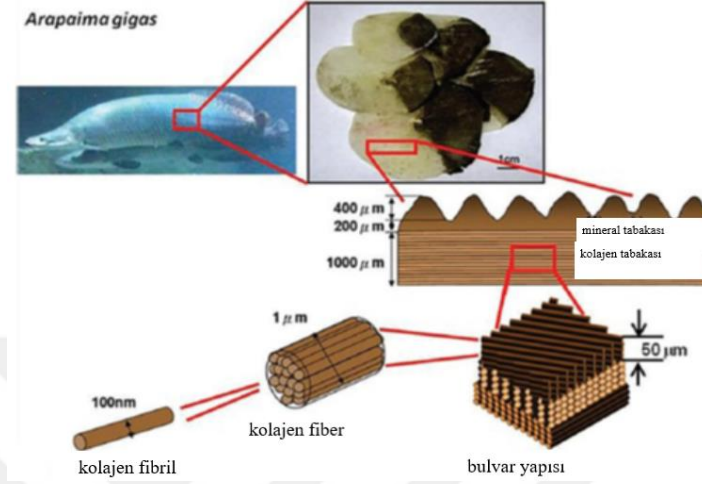
oranında bir direnç azalmasını doğrulamıştır. Bununla birlikte, bu yapıların yüksek Reynolds sayılarında direnç direnci azaltma etkisinin azaldığı ve bu yapıların etkinliğinin büyük ölçüde akış özelliklerine bağlı olduğu tespit edilmiştir

Muthuramalingam vd. (2020), laminar-türbülans geçişi akış şartlarında Şekil 2.' de gösterilen balık puluna benzer geometrileri kullanmışlardır. Biyomimikri uygulamalarının direnç azaltma ve enerji verimliliği araştırarak, deniz araçları üzerinde önemli faydalar sağladığını belirtmişlerdir. Çalışmalarında Balık pullarının, balıkların vücut yüzeyinde laminar akışı stabilize ederek erken geçişi önlediği ve bu sayede direnç direncini azalttığını bulmuşlardır. Deneylerinde balık pulları dizilerinin kullanıldığı yüzeylerde direnç direncinin %27'ye kadar azaldığını gözlemlenmiştir. Muthuramalingam vd. (2020), Şekil 2.'de gösterilen yapılarda Avrupa deniz levreği (*Dicentrarchus labrax*) pullarının yapısını taklit eden bir biyomimetik yüzey kullanılarak yapılan çalışmada, akış modülasyonunu sağlayarak laminar akışın süresini uzattığı göstermişlerdir. Sonuç olarak, balık pullarının biyomimetik diziler halinde kullanılması, laminar-türbülans geçişini geciktirerek direnç direncini azaltmakta etkili olabileceğini ve bu, çeşitli endüstriyel ve mühendislik uygulamalarında kullanılabileceğini bildirmişlerdir.



Şekil 2. Literatürde balık pulu yapısına benzer geometrik yapı Muthuramalingam vd. (2020)

Yaseen ve arkadaşları (2021), balık pullarının biyomimetik uygulamalarını ve bu pulların mekanik özelliklerini inceleyerek, değişik modeller üretmişlerdir ve modelleri üretirken örnek aldıkları balıkların pul yapılarına ait görüntüler Şekil 3.'de verilmiştir.



Şekil 3. Arapaima gigas türü deri yapısı (Chen vd. 2012).

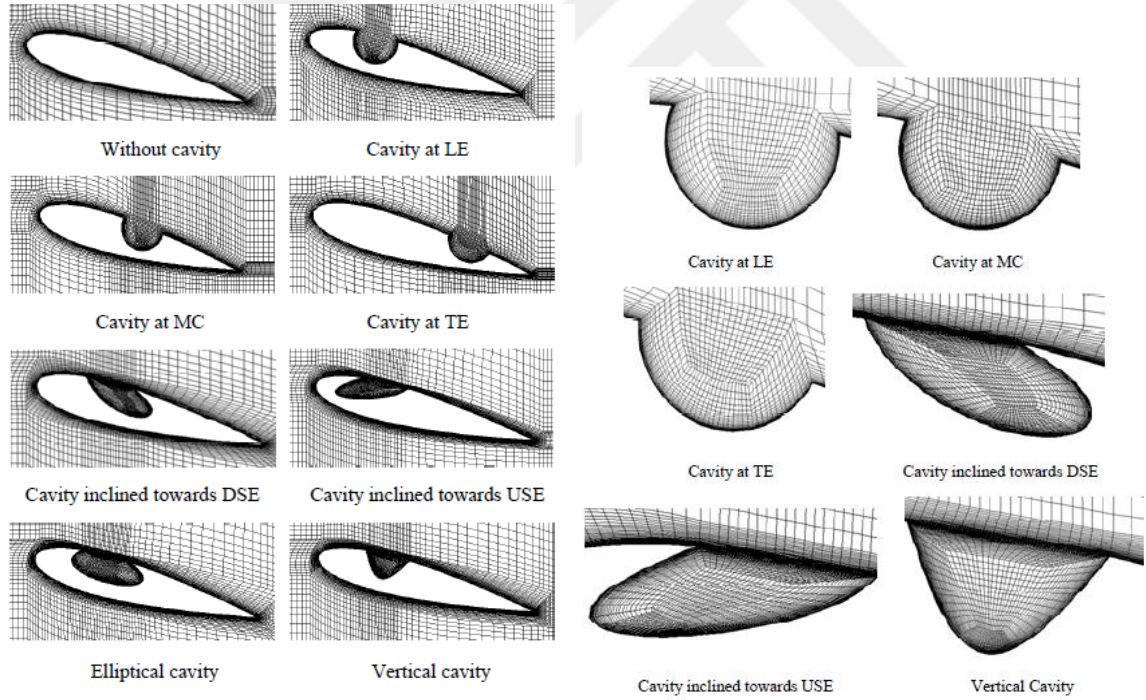
Ivanic ve vd. (2014), biyomimikrinin uygulama alanları ve doğadaki örneklerini araştırarak, Şekil 4' de resmi verilen balinaların yüzgeçlerinde bulunan tüberkül olarak adlandırılan girintili ve çıkıntılı yapıların balinaların yüzme kabiliyetlerini nasıl etkilediklerini sunmuşlardır.



Şekil 4. Bir kambur balinanın yüzgeci (URL-1)

Literatürdeki düz levhalar üzerinde oluşturulan girintili çıkıntılı yapıların direnç direncine olan etkisini gösteren çalışmalardan Vuddagiri vd. (2016), simetrik bir kanat profilinin emiş yüzeyinde farklı kaviteleler bulunan bir hava akışı analizini türbülanslı akış için RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes Equations) yaklaşımı uygulamıştır. ANSYS

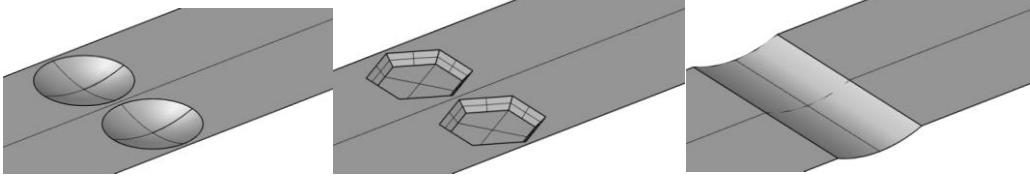
Fluent kullanılarak zaman ortalama 2D Navier-Stokes ve süreklilik denklemlerini çözmüşlerdir. Çeşitli kavitelele donatılmış kanat profillerinin kavitelele olmayanlara göre daha düşük kaldırma, daha yüksek sürüklenme ve daha düşük kaldırma-sürüklenme oranı ürettiğini gözlemlemişlerdir. Kavitelelele bağı olarak girdaplar ve ikincil girdaplar gözlemlenmiştir. Dairesel kavitelelele diğer şekillere göre daha düşük direnç direnci üretmiştir. Eliptik profil ise belirli açılarda daha iyi performans göstermiştir. Şekil 5'te önde, ortada ve arkada yerleştirilen kavitelelerin akışa etkilerini incelemişlerdir. Arka kenardaki kavite, diğer pozisyonlara kıyasla daha iyi performans gösterdiğini ve belirli hücum açılarında girdap kapanımı gözlemlenmiş ve bu durum, akışın yeniden bağlanmasına yardımcı olarak akış ayrılmasını geciktirdiğini bildirmişlerdir. Arka kenardaki kavite, akış ayrılmasının meydana geldiği yere yerleştirildiğinde, kaldırma ve sürüklenme katsayıları açısından iyileştirme sağlandığını Vuddagiri vd. (2016) belirtmişlerdir.



Şekil 5. Çalışmada kullanılan kavite modellerinin ağ yapısı (Vuddagiri vd. 2016)

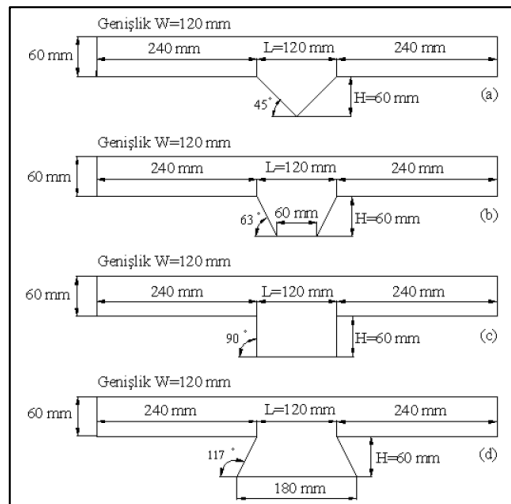
Beratlis vd. (2016), çalışmasında kullandığı modeller üzerinde Şekil 6'da gösterildiği gibi büyük ölçekli yüzey girintileri ile karşılaşan laminar sınır tabakası akışının geçiş sürecini ve momentum aktarımını doğrudan sayısal simülasyonlar yoluyla inceleyerek,

girinti geometrisinin, türbülanslı sınır tabakasının gelişiminde önemli bir rol oynadığını bulmuşlardır.



Şekil 6. Çalışmada kullanılan modeller, Beratlis vd. (2016)

Yüzey kavitesi ile alakalı Özmen vd. (2021) tarafından kavite geometrisindeki değişikliğin akış alanına etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Şekil 7’de verilen Üçgen, yamuk, dikdörtgen ve ters yamuk şeklinde dört farklı kavite geometrisinde, akış doğrultusunda kavite yüzeyleri boyunca basınç dağılımları ve kavite boşlukları boyunca ortalama hız ve türbülans kinetik enerjisi dağılımlarını incelemiştir. Kavite geometrisinin değişimi hem basınç dağılımlarını hem de hız profillerini önemli ölçüde etkilediğini, üçgen ve yamuk geometrilerdeki kaviteler, dikdörtgen ve ters yamuk geometrilerdeki kavitelerden farklı basınç ve hız dağılımları sergilediğini, türbülans kinetik enerjisinin, serbest akış ile kavite boşlukları arasındaki tampon bölgelerde artış gösterdiğini bulmuşlardır.



Şekil 7. Kavite boyutları, Özmen vd. (2021)

Kavite ile ilgili diğer bir çalışmada, Rao ve arkadaşları (2014) küresel ve damla şekilli girinti yüzeylerine sahip kanallarda türbülanslı akışın ısı transferini incelemiştir.

Hem deneysel hem de sayısal yöntemlerle gerçekleştirilen bu araştırma, gaz türbini soğutma sistemleri için bu tür girintilerin potansiyelini ortaya koymayı amaçlamıştır. Çalışmada, girintili kanalların ısı transferi ve akış yapısı özellikleri, Reynolds sayıları 8500 ile 60.000 arasında değişen koşullarda incelenmiştir. Küresel girintili kanallarda ısı transferi, pürüzsüz kanallara kıyasla 1,5-1,7 kat daha fazla artarken, direnç faktörü ise 1.2-2.0 kat arasında artmıştır. Damla şekilli girintilere sahip kanallar ise küresel girintilere göre %18 daha yüksek ısı transferi sağlamış ve Reynolds sayısı arttıkça %15-%35 civarında daha fazla basınç kaybı meydana getirmiştir. O. Alshroof ve Ark. (2009) çalışmada, sık bir dikdörtgen kanal içerisindeki küresel girinti ve çıkıntı kombinasyonlarının laminar akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Dört farklı senaryo değerlendirilmiştir: 1- izole bir girinti, 2- izole bir çıkıntı, 3- kanalda merkez hattında yer alan bir girintinin hemen aşağısında yer alan ve yan tarafa kaydırılmış bir çıkıntı ile kombinasyonu ve 4- bu konumların tersine çevrildiği bir kombinasyon senaryoları oluşturmuşlar. Çalışmalarında, izole bir girintinin ısı transferinde küçük bir artış ve basınç düşüşünde çok küçük bir azalma sağladığını göstermiştir. Buna karşın, izole bir çıkıntı, belirgin bir ısı transferi artışı sağlarken basınç düşüşünde marjinal bir artışa neden olmuştur. Girintinin ardından bir çıkıntı eklenmesi, basınç düşüşünde herhangi bir artış olmaksızın ısı transferinde %30'luk bir artışa yol açmıştır. Ancak, çıkıntı ve girintinin yer değiştirmesi durumunda basınç düşüşü veya ısı transferi üzerinde bir etkisi olmadığı ifade edilmiştir. Zhang ve Ark (2018) yaptığı girintili yüzeylerdeki akışın ısı transferine etkilerini araştırdığı bir çalışmada, yeni tasarlanmış bir slot girintili geliştirilmiş tüpün akış ve ısı transferi karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. Bu tüp, küresel ve eliptik girintilere sahip tüplerle karşılaştırılarak ısı transferi ve akış performansları açısından değerlendirilmiştir. Slot girintili tüplerin, daha yüksek türbülanslı akış oluşturduğu, daha iyi sıvı karışımı sağladığı ve akışın sınır tabakasını bozarak önemli ölçüde ısı transfer performansını artırdığı bulunmuştur. Sonuç olarak, slot girintili tüplerin, küresel ve eliptik girintilere sahip tüplere kıyasla üstün termal-hidrolik performans sunduğu ve özellikle türbülanslı akış koşullarında daha verimli bir ısı transferi sağladığı gösterilmiştir.

1.4. Küt Cisimler Etrafında Akış

Küt cisimler etrafındaki akış, aerodinamik ve hidrodinamik analizlerde özel bir önem taşır çünkü bu tür cisimler, yüksek basınçlı direnç kuvvetlerine maruz kalır. Akışın bu

cisimlerin yüzeyine çarpması ve ardından ayrılması, karmaşık bir türbülanslı akış yapısı oluşturur. Bu süreçte meydana gelen ayrılma ve sürüklenme kuvvetleri, küt cismin boyutuna, şekline, yüzey pürüzlülüğüne ve akış hızına bağlı olarak değişir. Küt cisimler etrafındaki akışın incelenmesi; otomotiv, havacılık ve denizcilik gibi pek çok endüstride sürtünmeyi azaltarak enerji verimliliğini artırmak ve performansı optimize etmek için önemli ipuçları sunar. Özellikle akışın ayrılma noktalarının kontrol edilmesi, türbülans yapısının yönetilmesi ve direnç kuvvetlerinin azaltılması, bu tür cisimlerin etrafındaki akış analizinde kritik rol oynar. Küt cisim etrafındaki akış, denizcilik alanında önemli bir araştırma konusudur. Deniz taşıtları, sualtı kabloları, şamandıralar, boru hatları ve bağlama sistemleri gibi yapılar, akışın oluşturduğu kuvvetlerden etkilenerek titreşimlere ve dalgalanmalara maruz kalır. Bu nedenle, küt cisim etrafındaki akış özelliklerinin anlaşılması ve kontrol edilmesi, denizcilik yapılarının dayanıklılığı ve uzun ömürlü olması için kritik öneme sahiptir. Literatürde küt cisim etrafında yapılan çalışmalardan bazıları Tablo 1.' de özetlenerek sunulmuştur.

Tablo 1. Küt cisim etrafındaki akış üzerine yapılan bazı literatür çalışmaları.

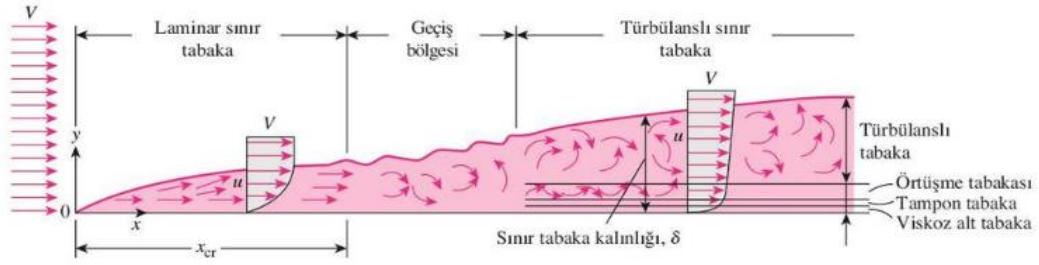
Araştırmacılar	Çalışılan geometri	Re Aralığı	Yöntem	Hesaplanan Büyüklükler
Griffin and Ramberg (1975)	Silindir	$Re \leq 80$	Deneyssel	C_D, St
Kim and Choi (2005)	Silindir	$Re \leq 40$	Teorik	C_D, C_F, C_L
Wang et al. (2019)	Silindir	$Re = 80$	Teorik	C_D, C_L, St
Zeitoun et al. (2011)	Üçgen	$Re \leq 200$	Teorik	C_D, St
De and Dalal 2006	Üçgen	$10 \leq Re \leq 250$	Teorik	C_D, C_F, C_L, St
Breuer et al. (2000)	Kare	$Re \leq 300$	Teorik	C_L, C_D, St
Saha et al. (2003)	Kare	$150 \leq Re \leq 500$	Teorik	C_L, C_D, St
Okajima (1982)	Dikdörtgen	$70 \leq Re \leq 2 \times 10^4$	Deneyssel	C_L, C_D, St
Davis and Moore (1982)	Dikdörtgen	$100 \leq Re \leq 2800$	Teorik	C_D, C_L, C_P, St

1.5. Hız Sınır Tabaka Teorisi

Akışkan viskozitesinden kaynaklanan katı yüzey ve akışkan arasındaki etkileşimin gerçekleştiği ince tabakaya sınır tabaka adı verilmektedir. Düzlemsel levha ve silindirik yüzey üzerinde oluşan hız sınır tabaka değişimi bu araştırma konusunun incelenmesinde temel yapı olduğundan sınır tabaka özet olarak aşağıda açıklanmaktadır.

1.5.1. Düzlemsel Levha Üzerinde Akışta Hız Sınır Tabaka Oluşumu

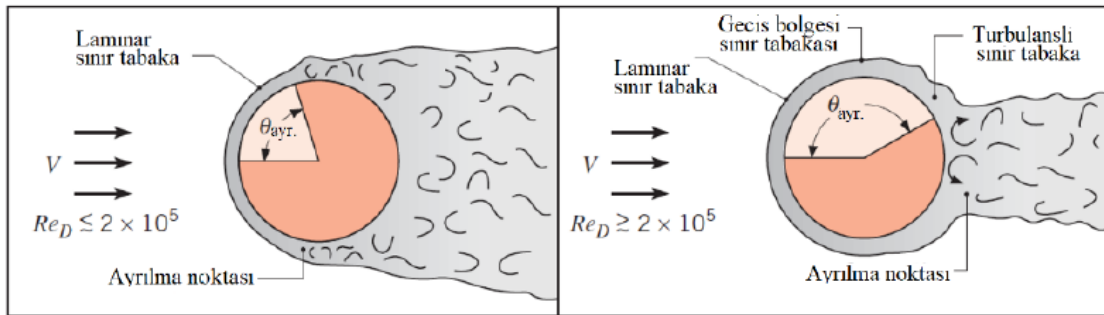
Düzlemsel levha üzerindeki akışkan akışında sınır tabaka oluşumu; laminar bölge, geçiş bölgesi ve türbülanslı akış bölgesi olarak Reynolds sayısına bağlı olarak görülmektedir. Kritik Reynolds sayısı üzerindeki akışta, Türbülanslı bölgede, türbülans sınır tabakası cidardan yukarıya doğru viskoz alt tabaka, tampon tabaka, örtüşme tabakası ve türbülanslı tabaka olmak üzere dört tabakadan oluşmaktadır. Bu tabakalar Şekil 8.'deki gibi ifade edilmiştir.



Şekil 8. Düzlemsel bir levha üzerinde sınır tabaka bölgelerinin dağılımı, CENGEL Y.A. ve CİMBALA, J.M (2008)

1.5.2. Silindirik Yüzeyler Üzerinde Akışta Hız Sınır Tabaka Oluşumu

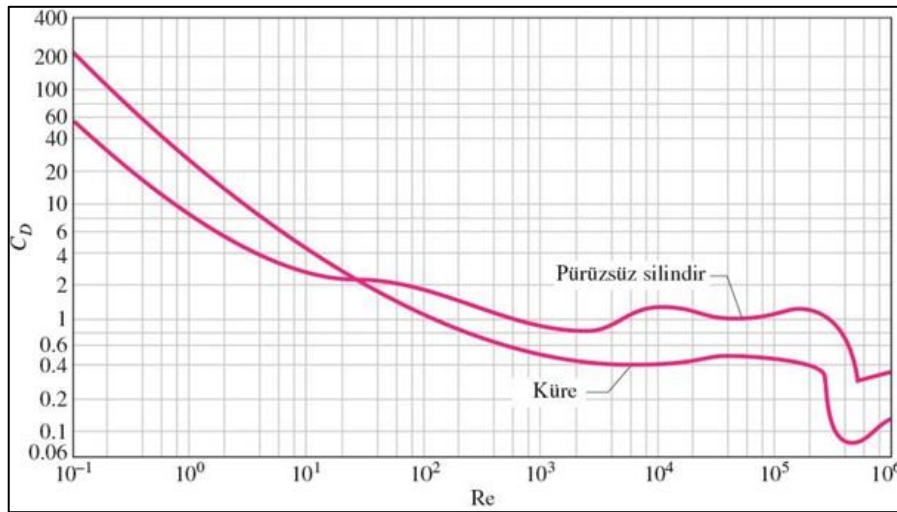
Silindirik yüzeyler üzerinde akışkan akışında sınır tabaka oluşumu Reynolds sayısına bağlı olup geometriye özgü basınç gradiyentinin değişimi cidardan partiküllerin ayrışmasına neden olup ve silindirik yüzey arkasında girdapların oluşmasına neden olmaktadır. Literatürden bir uygulama Şekil 9' da verilmiştir.



Şekil 9. Silindirik yüzey üzerinde akışkan akışının laminar ve türbülanslı akış sınır tabaka dağılımı Incropera vd. (2002)

Akışkanın dairesel bir silindir veya küre etrafındaki kritik Reynolds sayısı yaklaşık olarak $Re_{kr}=2 \times 10^5$ civarındadır. Reynolds sayısı $Re \leq 2 \times 10^5$ olduğunda sınır tabaka laminar kalırken, $Re \geq 2 \times 10^5$ olduğunda türbülanslı hale gelir. Düşük hızlarda ($Re \leq 1$), akışkan silindirin etrafında tamamen sarılır ve silindirin arkasında düzgün bir şekilde birleşir. Yüksek hızlarda ise, akışkan silindirin ön yüzeyine tutunur fakat arka yüzeyinde tutunamayarak ayrılma (iz) bölgesi oluşturur. Bu ayrılma bölgesinde basınç düşer ve periyodik girdaplar meydana gelir.

Silindir veya küre etrafındaki akış, akışın direnç direnç katsayısı C_D üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Akış yönünde silindir veya kürenin yüzeyi ile bulunduğu ve akan akışkan hızının $u=0$ olduğu durma noktasına yakın bölgelerdeki yüksek basınç ve arka taraftaki düşük basınç, akış yönünde cisim üzerinde net bir itme kuvvetine yani akışkan içerisinde cismin hareket etmesine sebep olur. Düşük Reynolds sayılarında $Re < 10$ direnç genellikle direnç direncinden kaynaklanırken, yüksek Reynolds sayılarında $Re > 5000$ basınç direnci daha baskın hale gelir. Bu iki değer aralığındaki Reynolds sayılarında ise her iki etki de önemli bir rol oynar. Pürüzsüz tek bir dairesel silindir ve küre üzerindeki çapraz akışın ortalama direnç direnç katsayısı C_D Şekil 10'da verilmiştir. Eğriler, farklı Reynolds sayılarında akış karakteristiği hakkında bilgi vermektedir.



Şekil 10. Pürüzsüz dairesel silindir ve küre için direnç katsayılarının Reynolds sayısına göre değişimi, CENGEL Y.A. ve ÇİMBALA, J.M (2008)

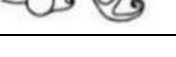
$Re \leq 1$ için sürünme akışı olarak adlandırılır, direnç katsayısı düşerken, $Re = 10$ civarında akış ayrılması ve $Re = 90$ civarında çevri dökülmesi başlar.

$Re = 10^3$ civarına kadar ayrılma bölgesi büyür ve direnç çoğunlukla basınç direncinden kaynaklanır.

$Re = 10^3 - 10^5$ aralığında direnç katsayısı sabit kalır. Bu davranış körlenmiş cisimlerin ortak yönüdür. Bu aralıkta sınır tabakadaki akış laminardır. Ancak silindiri veya küreyi geçen ayrılmış bölgedeki akış oldukça türbülanslı olup geniş bir türbülans art izine sahiptir.

$Re = 10^5 - 10^6$ aralığında ise sınır tabaka türbülanslı hale gelir ve direnç katsayısında ani düşüş yaşanır. Akış direnç katsayısı C_D 'deki bu büyük azalma sınır tabakadaki akışın türbülanslı hale geliyor olmasından kaynaklanır. Bu durumda ayrılma noktası cismin arkasında daha da ileriye hareket eder ve art izinin boyutu ve dolayısıyla basınç direncinin büyüklüğü azalır. Bu ise akım çizgili cisimlerin tersine bir durumdur. Akım çizgili cisimlerde sınır tabaka türbülanslı olduğu zaman direnç katsayısında (çoğunlukla direnç direncinden dolayı) artış olur. Literatürde küt cisimler etrafındaki akışta oluşan akım çizgileri silindirik boru ve küresel cisim için tablo halinde verilmekte olup bu Tablo.2' de verilmiştir. Buna göre iki boyutlu bir küresel silindir etrafındaki akışın Reynolds sayısına bağlı olarak akış karakteristiğinin nasıl değiştiği gözlemlenmektedir.

Tablo 2. Küresel silindir etrafında Reynolds sayısına bağlı olarak değişen akış karakteristiğinin görsel ifadesi Schlichting H.,Gersten K.(1999)

Reynolds sayısı	Akış rejimi	Akışın şekli	Akış karakteristikleri
$Re \rightarrow 0$	Sürünme akışı		Sabit, girdap yok
$3 - 4 < Re < 30 - 40$	Girdap çiti		Sabit, asimetric ayırma
$30 < Re < 80$ $40 < Re < 90$	Karman girdap başlangıcı		Laminer, dengesiz girdap
$80 < Re < 150$ $90 < Re < 300$	Zayıf Karman girdap		Karman girdap
$150 < Re < 10^5$ $300 < Re < 1.3 \cdot 10^5$	Ebatlı rejim		Laminer, girdap dengesizlikleri ile

Tablo 3'nin devamı

$10^5 < Re < 3.5.10^6$ $1.3.10^5 < Re < 3.5.10^6$	Kritik rejim		Laminer ayrılma, türbülanslı seperasyon, Türbülanslı uyanma
$3.5.10^6 < Re$	Süperkritik rejim		Türbülanslı ayrılma

Artan Reynolds sayılarına bağlı olarak küresel silindir etrafındaki akışın karakteristiğinin türbülansa yaklaştığı ve model etrafında girdaplar oluştuğu görülmektedir. Düşük Reynolds sayılarında akış laminar ve daha düzenliken yüksek Reynolds sayılarında akışın kritik değere yaklaşmasıyla akışın türbülanslı akışa yaklaştığını dolayısıyla girdapların da arttığı görülmektedir.

1.5.3. Hız Sınır Tabakasının Matematiksel Modellenme

Literatürde hız sınır tabakasının tanıtımı, gelişimi ve uygulamadaki yerleri geniş şekilde anlatılmaktadır. Burada konu ile ilgili olduğundan özet bilgi verilmiştir.

- Hız Sınır Tabakasının Düzlemsel Levha Üzerinde Akışına Ait Matematiksel Modelleme

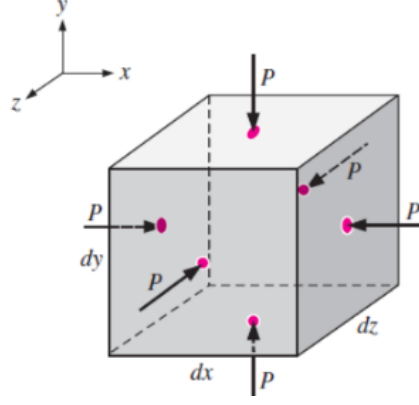
Sınır tabaka teorisinin matematiksel modellemesi, Navier-Stokes denklemlerinin sadeleştirilmiş bir formunu içerir. Bu denklemler, akışkanın hızını, basıncını ve yoğunluğunu tanımlayan diferansiyel denklemlerdir. Laminer sınır tabakaları genellikle doğrusal denklemlerle modellenebilirken, türbülanslı sınır tabakaları için daha karmaşık, doğrusal olmayan modeller gereklidir. Bu modellerin oluşturulmasında kullanılan Navier-Stokes denklemleri, akışkan dinamiği içinde viskoz, ısı iletkenliği olan ve sıkıştırılabilir akışkanların hareketini tanımlamak için kullanılan kısmi diferansiyel denklemlerdir. Bu denklemler, Newton'un ikinci hareket yasasını ($F = ma$) akışkanlara uygulayarak elde edilir. Temel olarak, akışkanın momentumunun zaman içindeki değişimini ve akışkanın hız, basınç, yoğunluk ve sıcaklık gibi parametrelerle ilişkisini ifade ederler. Navier-Stokes denklemleri üç ana bileşenden oluşur:

- Momentum Denklemi: Akışkanın hız alanının zamanla nasıl değiştiğini tanımlar. Bu denklem, akışkanın içsel viskozitesi ve dışarıdan uygulanan kuvvetler (gravitasyon gibi) dikkate alınarak formüle edilir.

- Kütle Korunumu Denklemi: Akışkanın yoğunluğunun nasıl değiştiğini ve akışkan hacminin korunumunu tanımlar. Sıkıştırılabilir akışkanlar için yoğunluk değişimlerini, sıkıştırılmaz akışkanlar için ise yoğunluğun sabit kaldığını varsayar.
- 3.Enerji Korunumu Denklemi: Akışkanlar mekaniği bağlamında enerji korunumu, iç enerji, kinetik enerji ve potansiyel enerji arasındaki etkileşimleri kapsar. Bu, genellikle enerji denklemleri olarak ifade edilir ve ısı transferi, iç enerji değişimleri ve mekanik işi içerir.

Akışkanlar mekaniğinde Navier-Stokes denklemleri belli durumlar için çözüm sağlasa da bu denklemleri tam olarak çözebilmek yüksek güçteki bilgisayarlara ve çeşitli nümerik analiz programlarına ihtiyaç duyulur. Bu noktada ANSYS Fluent yazılımı Navier-Stokes denklemlerinin çözümlenmesine yardımcı olan bir nümerik analiz ve simülasyon programıdır. Navier-Stokes denklemlerini tanımlarken ilk olarak akışkanın temel durumunu açıklamak gerekir. Akışkanın durgun ya da hareketli olmasına durumuna göre gerilme tensörü ifade edilir. Sonrasında bu duruma göre basınç gerilmeleri ve viskoz gerilmelerin ifade edilmesi gerekir. Akışkan durgun halde ise herhangi akışkan elemanın herhangi bir yüzeyine etki eden tek gerilme, daima yüzeyin normali doğrultusunda ve içeri doğru etkiyen yerel hidrostatik basınç P 'dir. Şekil 11'de gösterildiği gibi P aynı zamanda termodinamik basıncı da ifade ettiğinden, bu basınç aynı zamanda bir çeşit "hal denklemi" yardımıyla yoğunluk ve sıcaklık ile ilişkilendirilir. Bu noktada sıkıştırılabilir bir akışın analizinde denkleme bir bilinmeyen daha eklenerek " T " yani sıcaklık bilinmeyeninin de hesaplanması gerektiğinden bu noktada enerji korunumu denkleminin de Navier-Stokes denklemlerinin türetilmesine katkı sağlamış olur. Durgun haldeki akışkanlarda akışkan elemanı üzerindeki tek gerilme, daima her bir yüzeyin normali doğrultusunda ve içeri doğru etkiyen hidrostatik basınç olduğundan, koordinat eksenlerinin dönmesini dikkate almaksızın durgun haldeki bir akışkan için gerilme tensörü aşağıdaki şekilde ifade edilir. Durgun akışkanlar için gerilme tensörünün ifadesi denklem 1' de verilmiştir.

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} \quad (1)$$



Şekil 11. Durgun haldeki bir cisme yüzeyleri doğrultusunda etkiyen P basıncı, Yunus A. ÇENGEL, John M. CİMBALA (2008)

Durgun haldeki akışkanlarda akışkan elemanı üzerindeki tek gerilme, daima her bir yüzeyin normali doğrultusunda ve içeri doğru etkiyen hidrostatik basınçtır. Bir akışkan hareket ederken, basınç yine içe doğru yüzeyin normali doğrultusunda etki eder. Ancak bunun yanında cisme etki eden viskoz gerilmelerde bulunabilir. Hareket halindeki akışkanlar için gerilme tensörü σ_{ij} ve viskoz gerilme tensörü τ_{ij} denklem 2' deki gibi ifade edilir.

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (2)$$

Eğer akışkan sıkıştırılamaz bir akışkan ise hiçbir hal denkleminde sahip değildir. Hal denkleminin yerini $\rho = \text{sabit}$ denklemi alır ve bu durumda P termodinamik basınç olarak tanımlanmaz bunun yerine bu ifade mekanik basınç olarak tanımlanır.

$$P_m = -\frac{1}{3} (\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}) \quad (3)$$

Bu denkleme göre mekanik basınç bir akışkan elemanı üzerinde içe doğru etki eden ortalama normal gerilme olarak ifade edilebilir. Buna göre sıkıştırılamaz akışlarda çözüm yapılırken basınç değişkeni daima mekanik basınç ifadesi olarak alınır. Sıkıştırılamaz akış tanımına göre yoğunluğun; izotermal tanımına göre ise sıcaklığın değişimlerinin olmadığını ve bunu sonucu dinamik ve kinematik viskozitenin sabit olduğu anlamına gelir. Bu tür akışlardaki akışkanlar Newton tipi akışkanlar olarak adlandırılır ve gerilme tensörü şekil değiştirme hızı tensörü ile doğru orantılı olarak değişir. Sabit özelliklere sahip sıkıştırılamaz Newton tipi akışkan için viskoz gerilme tensörü:

$$\tau_{ij} = 2\mu\varepsilon_{ij} \quad (4)$$

Sıkıştırılamaz akışkanlar için Navier-Stokes denkleminin son hali aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5)$$

Sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin x,y ve z bileşenleri;

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (8)$$

- Düz Bir Levha Etrafında Direnç Katsayısı Hesaplamaları

Bir cismin bir akışkan içerisinde hareket etmeye zorlanması halinde bir miktar direnç ile karşılaşması bilinen bir durumdur. Bir akışkan bir cisim üzerine çeşitli yönlerde kuvvet ve moment uygular. Akan bir akışkanın cisme akış yönünde uyguladığı kuvvete direnç denilir. Direnç katsayısı; direnç kuvveti, akışkan içerisindeki cismin ön bakış alanı , hız ve

yoğunluk terimleriyle doğrudan bağlantılıdır. Burada $\frac{1}{2}\rho V^2$ terimi dinamik basıncı, F_D terimi direnç kuvvetini, V akışkan hızını, ρ akışkanın yoğunluğunu ve A ıslak alanı ifade etmektedir. Bu ifadede bulunan A literatürde ön bakış alanı, üst bakış alanı ve ıslak alan olmak üzere

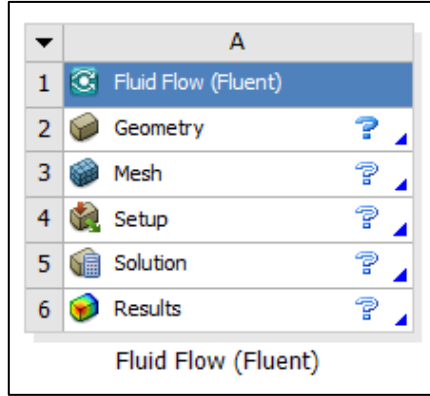
3 şekilde ifade edilmektedir. [White.F.M., 2011] .Gemi ve deniz araçları için ıslak alan olarak alınmaktadır. Bu nedenle bu çalışmada A alanı ıslak alan olarak ele alınarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Direnç kuvveti; sürtünme direnci ve basınç dirençlerinin toplamına eşittir. Direnç kuvveti ve direnç katsayısı denklem 10 ile ifade edilmektedir.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (9)$$

$$F_D = F_{D,Sürtünme} + F_{D,Basınç} \quad \text{ve} \quad C_D = C_{D,Sürtünme} + C_{D,Basınç} \quad (10)$$

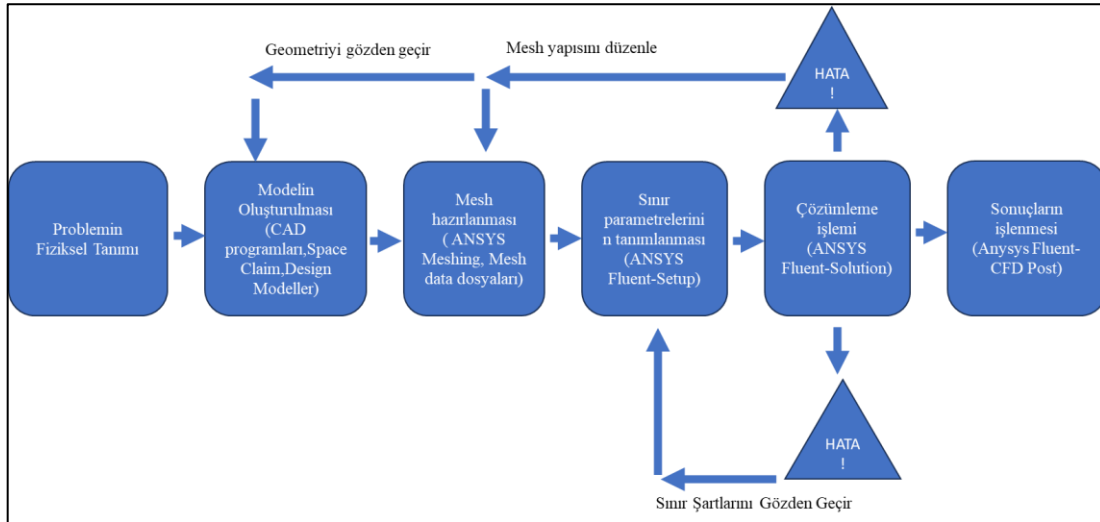
1.6. Ansys Fluent Programının Uygulamasının Tanıtımı

ANSYS Fluent, mühendislik ve fizik disiplinlerinde yaygın olarak tercih edilen bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) programıdır. Bu yazılım, akışkanlar mekaniğiyle ilgili kompleks mühendislik problemlerinin çözümünde kritik bir rol oynar, özellikle ısı transferi, türbülans ve kimyasal reaksiyonlar gibi alanlarda yüksek seviyede doğruluk sunar. Yazılımın temelini, Navier-Stokes denklemlerinin akışkan ve gaz hareketlerini modelleme yeteneği oluşturur. Bu özellik, mühendis ve araştırmacılara, fiziksel laboratuvar deneyleri gerçekleştirmeden önce sanal bir ortamda gerçek dünya koşullarını simüle etme imkânı verir. Örnek olarak, otomotiv sektöründe araçların aerodinamik performansının iyileştirilmesi, enerji sektöründe türbin verimliliğinin optimizasyonu veya HVAC (ısıtma, havalandırma ve klima) sistemlerinin tasarımının geliştirilmesi gibi uygulamalarda Fluent'in kullanıldığı görülmektedir. Bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) analizi, beş temel aşamadan oluşur: 1) Modelin oluşturulması, 2) Ağ yapısının hazırlanması, 3) Fiziksel (Sınır Şartlarının) parametrelerin tanımlanması, 4) Çözümleme işleminin gerçekleştirilmesi ve 5) Sonuçların işlenmesi. Bu adımların sıralaması ANSYS Fluent komponentindeki sıralamaya göre Şekil 12.'de gösterilmiştir.



Şekil 12. Ansys Workbench’de Fluent komponenti

Bu süreç, özellikle analiz aşamasına geçilmeden önce, akışkan dinamiği yapısına uygun doğru parametrelerin ve adımların seçilmesinin, ANSYS yazılımı tarafından elde edilecek sonuçların doğruluğu üzerinde kritik bir etkiye sahip olduğunu belirtir. Bu bağlamda, her aşamanın dikkatli bir şekilde uygulanması, yazılımın karmaşık akışkan mekaniği problemlerini çözerken yüksek doğruluk ve güvenilirlik sağlamasını mümkün kılar. Belirlenen bir problemin ANSYS’de çözümü yapılırken Şekil 13.’te çözüm şeması izlenmektedir.



Şekil 13. ANSYS Fluent’de bir problemin çözüm şeması

Ansys Fluent’de bir problemin analizi tanımlanıp, simüle edilirken çözüm aşamasında çeşitli sıkıntılarla karşılaşılabilir. Bunların en başında belirlenen problem için elde edilmek istenen çözümün “convergence” olmamasıdır. Bu durumun temel nedenini

ortaya koymak için onlarca farklı olasılık söz konusudur. Fakat temelde bu durum yukarıda belirtilen çözüm adımları ağacında özetlenebilir. Çözüm aşamasında karşılaşılan bir sorunu çözmek için ilk olarak sınır parametreleri kontrol edilmeli ve problemin tanımına uygun çözüm metodunun atandığından emin olunmalıdır. Bu adımdan sonra çözüm aşamasında sorun devam ediyorsa geometrinin ağ yapısı kontrol edilmeli ağ elemanlarının sayısına ve yapısına bakılmalıdır. Bu noktada tekrar çözüm adımına dönüp istenilen sonuçlar elde edilmesiyle ilk adı olan geometrinin hazırlanması kısmına gidilip buradaki modelin tasarımı gözden geçirilmelidir. Dış akışlar için oluşturulan akış bölgesinin boyutları ve yapısı kontrol edilmelidir.

1.6.1. Problemin Fiziksel Tanımı

ANSYS Fluent'te Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizinde ilk aşama seçilen probleme uygun fiziksel tanımlamaları doğru yapmaktır. Bu aşama problemin doğru çözümlenmesi açısından kritik öneme sahiptir. İlk olarak, çözülecek akışkan dinamikleri problemi net bir şekilde tanımlanır. Akışın türüne göre iç akış ve dış akış olmasına göre problem geometri bir akış bölgesi (domain) içerecek mi bu aşamada karar verilmesi gerekir. Bu, analiz edilecek fiziksel süreçlerin (örneğin, ısı transferi, türbülans, çok fazlı akış, reaktif akış) ve çalışma koşullarının (sıcaklık, basınç vb.) belirlenmesini içerir. Soruna uygun fiziksel modeller net olarak belirlenmelidir. ANSYS Fluent, laminar ve türbülanslı akışlar, ısı transferi modelleri, kimyasal reaksiyonlar, çok fazlı akışlar ve yüzey gerilimi gibi birçok fiziksel süreci modelleme yeteneğine sahiptir. Uygun modeller, problemin doğasına ve simülasyonun amacına göre seçilir.

1.6.2. Geometrik Modelin Oluşturulması

Tanımlanan problemin çözümünün üzerinde yapılacağı geometri oluşturulurken ANSYS programının içerisindeki komponentlerde yer alan Spaceclaim, Design Modeler ve Discovery olarak üç farklı modelleme programıyla program içerisinde iki ve üç boyutlu geometri kolaylıkla oluşturulmasına yardımcı olurken, analiz odaklı geliştirilmiş kolay ve yardımcı arayüzü sayesinde akış bölgesi ve geometrilerden analizde kullanılmayacak parçaların kolaylıkla atılması gibi ek komutlar içererek kullanıcıya zamandan büyük oranda tasarruf sağlayarak analiz sürecine en uygun geometrinin hazırlanmasını sağlar. Bu programlar harici diğer tasarım programlarıyla oluşturulan modeller de ANSYS Fluent'de

analiz için kullanılabilir. Bu aşamada dikkat edilecek en önemli husus analiz sırasında kullanılacak geometri üzerinde hesaplama yapılacak alanların iyi belirlenmesi ve analizde önem taşımayan alanların geometriden çıkarılmasıdır. Çünkü bu aşama oluşturulan geometrideki analize dahil olmayacak her bölüm bilgisayar için ek süre ve ek işlem gücü demektir. Ansys Fluent'te temel amaç problemi en doğru şekilde ve en verimli sürede tamamlamaya çalışmaktır.

1.6.3. Ağ Yapısının Hazırlanması

ANSYS Fluent'te model için ağ hazırlama süreci, simülasyonun doğruluğu ve verimliliği için hayati öneme sahiptir. Ağ, simülasyon yapılacak fiziksel alanın küçük hücrelere veya elementlere bölünmesi işlemidir ve bu sürecin doğru bir şekilde gerçekleştirilmesi, sonuçların güvenilirliği üzerinde doğrudan etkiye sahiptir.

- **Element Boyutu ve Tipi:** Ağın çözünürlüğü, hücrelerin boyutuyla doğrudan ilişkilidir. Daha küçük elementler, daha detaylı sonuçlar sağlar ancak hesaplama süresini ve bilgisayarın güç gereksinimlerini artırır. Hücre tipi fiziksel problemin doğasına ve geometrisine göre seçilmelidir. Bu, simülasyonun doğruluğunu ve verimliliğini optimize etmek için kritik öneme sahiptir.
- **Ağ Yoğunluğu:** Akışkanın yüksek gradyan gösterdiği, sınır tabakası, şok dalgaları, küt cisimler etrafındaki ayrılma bölgeleri gibi alanlarda ağ yoğunluğunu artırmak önemlidir. Problemin asıl çözümünün yapılacağı geometri alanında ağ yoğunluğu artırılırken, problem fiziğinde önem arz etmeyen bölgelerde daha düşük yoğunluklu ağ tercih edilerek çözüm için bilgisayar gücünden ve süreden tasarruf sağlanır. Bu, daha doğru sonuçlar elde etmek için gereklidir.
- **Adaptif Ağ İyileştirme:** Çözüm sırasında yüksek gradyanların veya ilgi alanlarının ortaya çıkması durumunda ağın otomatik olarak iyileştirilmesi için adaptif yöntemler kullanılabilir. Bu, simülasyonun belirli bölgelerinde ağ yoğunluğunu dinamik olarak artırarak daha doğru sonuçlar elde etmeyi sağlar.
- **Sınır Katman Ağ:** Akışkan dinamiğinde sınır katmanları önemli fiziksel fenomenler içerir, çünkü bir akış probleminde problemin fiziğinin asıl gerçekleştiği yer sınır tabakadadır. Bu nedenle, sınır katmanlarına yakın bölgelerde ağın daha ince olması, sınır katman dinamiklerinin doğru bir şekilde çözülmesini sağlar.

ANSYS Fluent'te, ağ sürecinde sınır tabaka dinamikleri daha net yakalayabilmek için "inflation" yöntemleri kullanılır. İnflation, sınır katmanı içindeki detayları yakalamak için ağın bu bölgede yoğunlaştırılması işlemidir.

- a. İlk Katman Kalınlığı: Bu yöntem, sınır katmanının ilk hücresinin kalınlığını belirler. Bu değer, genellikle yüzeyin yakınındaki türbülans modeline bağlı olarak seçilir ve yeterli çözünürlüğü sağlamak için önemlidir.
 - b. Büyüme Oranı: İlk katmanın kalınlığından sonra, sınır katmanı boyunca hücre boyutlarının nasıl artacağını belirler. Daha düşük bir büyüme oranı, daha yoğun bir ağ ve daha yüksek çözünürlük anlamına gelir.
 - c. Toplam Kalınlık: Bu, sınır katmanı ağın toplam kalınlığını belirler. Sınır katmanı dışına çıkıldığında, ağ yoğunluğu genellikle azalır.
 - d. Katman Sayısı: Sınır katmanında oluşturulacak toplam hücre katmanı sayısını belirler. Daha fazla katman, sınır katmanı içindeki gradyanları daha detaylı yakalamayı sağlar.
 - e. Düzgün Geçiş: Bu, ağın sınır katmanından ana alan ağına düzgün bir geçiş yapmasını sağlar. Hücre boyutları, sınır katmanından ana ağ alanına doğru kademeli olarak artar.
- Geometriye Uygunluk: Ağ, modelin geometrisini mümkün olduğunca doğru bir şekilde takip etmelidir. Karmaşık geometriler, özellikle detaylı ağ gerektirir ve bazen ağın el ile düzeltilmesi veya özel ağ tekniklerinin kullanılması gerekebilir.
 - Kalite Kontrolleri: Ağ kalitesi, çözümün doğruluğunu doğrudan etkiler. Yüksek derecede çarpık hücreler veya çok düşük açıya sahip elementler, çözümün doğruluğunu ve stabilitesini olumsuz etkileyebilir. Ağ kalitesi kontrolleri, bu tür sorunları tespit etmek ve düzeltmek için kullanılmalıdır. Elemanların kalitesini kontrol etmek için en sık tercih edilen yöntem Ansys Fluent Meshing Details de yer alan Skewness değerlerine bakmaktır. Ağ analizinde "skewness" değeri, bir ağ hücresinin düzenliliği ve ideal geometrik şekline ne kadar yakın olduğunun bir ölçüsüdür. Skewness, ağ hücrelerinin kalitesini değerlendirirken önemli bir faktördür ve genellikle 0 ile 1 arasında bir değer alır. Skewness değeri, bir ağ hücresinin ideal geometrik şeklinden sapmasını ölçer. Bu, hücrenin köşeleri arasındaki açılar ve kenar uzunluklarına dayanır. İdeal bir hücre (örneğin, düzgün bir altıgen veya küp), düşük bir skewness değerine sahip olur. Eğer bir hücre çok çarpık ise (yani ideal şeklinden büyük ölçüde sapıyorsa), skewness değeri yüksek

olur. Ağ kalitesinin iyileştirilmesinde daha düzenli elemanlar kullanarak skewness değerinin mümkün olduğunca sıfıra yakın tutmak doğru bir analiz sonucu elde edebilmek için istenilen bir durumdur.

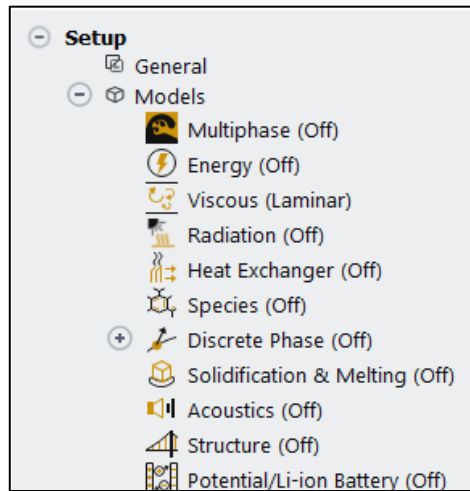
- **Çözüm Süresi ve Kaynak Kullanımı:** Ağın detay düzeyi, çözüm süresini ve gereken hesaplama kaynaklarını etkiler. Daha detaylı bir ağ, genellikle daha uzun çözüm süreleri ve daha fazla bellek kullanımı anlamına gelir. Bu nedenle, ağ detay seviyesi ve simülasyonun gereksinimleri arasında bir denge bulunmalıdır.

1.6.4. Sınır Parametrelerinin Tanımlanması ve Atanması

Bu kısımda problemin çözümüne ait temel parametreler programa tanıtılır.

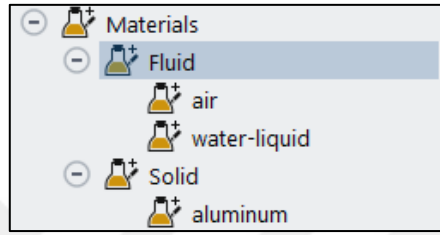
- **Problem Tanımı ve Fiziksel Model Seçimi**

İlk olarak, çözülecek akışkan dinamikleri problemi net bir şekilde tanımlanır. Bu, analiz edilecek fiziksel süreçlerin (örneğin, ısı transferi, türbülans, çok fazlı akış, reaktif akış) ve çalışma koşullarının (sıcaklık, basınç vb.) belirlenmesini içerir. Soruna uygun fiziksel modeller seçilir. ANSYS Fluent, laminar ve türbülanslı akışlar, ısı transferi modelleri, kimyasal reaksiyonlar, çok fazlı akışlar ve yüzey gerilimi gibi birçok fiziksel süreci modelleme yeteneğine sahiptir. Uygun modeller, problemin doğasına ve simülasyonun amacına göre seçilir. Problem türü tanımlanırken hangi çözüm modellerinin seçilebileceği Şekil 14'te gösterilmiştir.

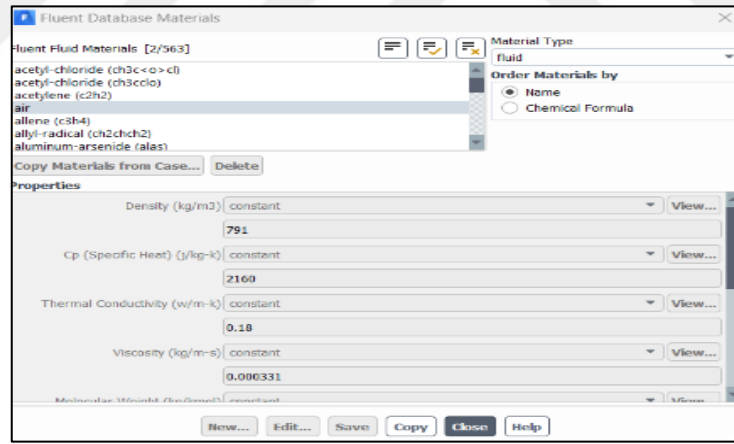


Şekil 14. Problemin çözümünde kullanılan çözüm modellerin seçildiği komponent

- a. **Malzeme Özelliklerinin Tanımlanması:** Simülasyon için kullanılacak akışkanın veya akışkanların termal ve mekanik özellikleri tanımlanır. Bu, yoğunluk, viskozite, ısı kapasitesi ve termal iletkenlik gibi özellikleri içerebilir. ANSYS Fluent in kendşi kaynak kütüphanesinde yer alan malzemeler hazır olarak eklenebileceği gibi kullanıcıya kendi belirlediği özelliklerde katı, sıvı veya gaz materyallerinde sisteme manuel olarak girilmesine olanak sağlar. Malzeme seçim sekmesi Şekil 15'te ve malzeme özelliklerinin manuel olarak da değiştirilebildiği malzeme kütüphanesi Şekil 16'da gösterilmiştir.

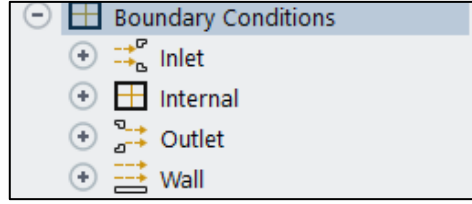


Şekil 15. Malzeme özelliklerinin tanımlandığı komponent

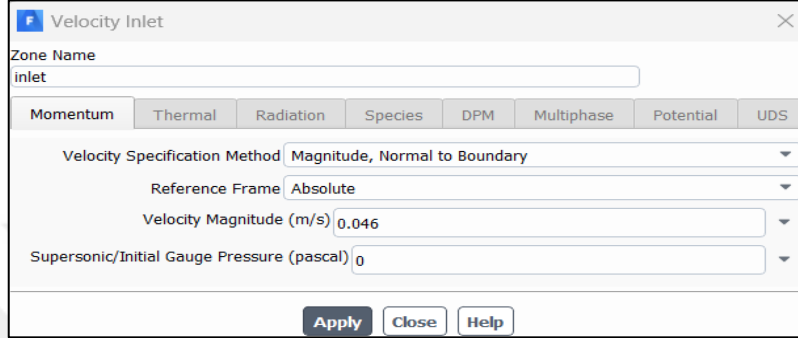


Şekil 16. Malzeme özelliklerinin seçilmesini sağlayan ANSYS Fluent malzeme kütüphanesi

- b. **Sınır Koşullarının Ayarlanması:** Problemin geometrisine uygun sınır koşulları belirlenmesi bu aşamada gerçekleştirilir. İnlet ve Outlet için hız ve basınç şartları burada tanımlanır. Bu, akış giriş hızı, basınç, sıcaklık, duvar koşulları, çıkış koşulları ve simetrik/periodik sınır koşulları gibi parametreleri içerir. Sınır şartlarına ait özelliklerin girildiği komponent Şekil 17 ve Şekil 18'de gösterilmiştir.

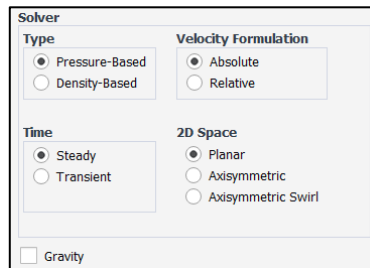


Şekil 17. Sınır şartlarının verildiği komponent



Şekil 18. Sınır şartları atandıktan sonra hız ve diğer şartların verildiği komponent

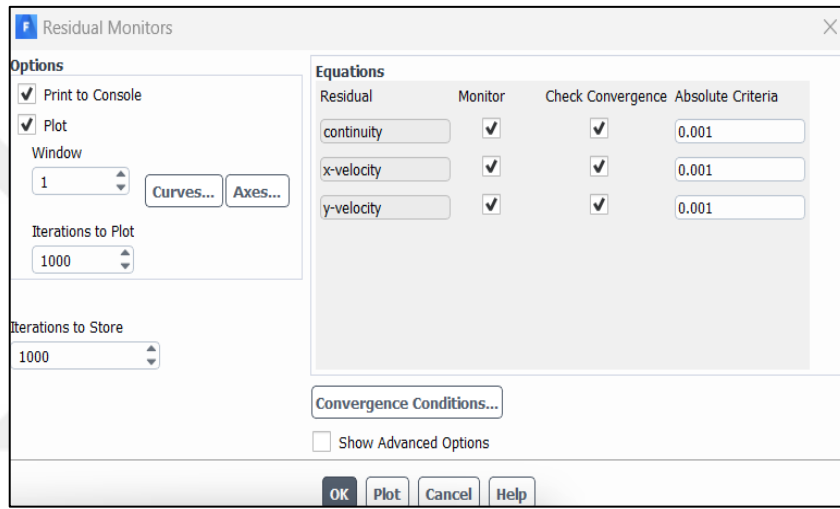
- c. Başlangıç Koşullarının Belirlenmesi: Simülasyonun başlangıcında, tüm hesaplama alanındaki fiziksel büyüklükler için başlangıç koşulları ayarlanır. Bu aşamada problemin zamana bağlı veya zamandan bağımsız olmasını içeren temel şartlar seçilir. Bu, özellikle zaman bağımlı problemler için önemlidir. Başlangıç koşullarının seçimini sağlayan komponent Şekil 19’da verilmiştir.



Şekil 19. Problemin başlangıç koşullarının seçiminin yapıldığı komponent

- d. Referans Değerlerinin Tanımlanması: Simülasyon sonuçlarının değerlendirilmesi ve karşılaştırılması için referans değerler belirlenir. Bu, referans basınç, direnç ve kaldırma kuvvetleri ve katsayıları sıcaklık ve uzunluk gibi büyüklükleri içerebilir.

- e. **Çözüm Kontrolleri ve Parametreleri:** Çözüm sürecini yönetmek için gerekli kontroller ve parametreler ayarlanır. Bu, yineleme sayısı, konverjans kriterleri ve zamansal çözüm adımları (time-step) gibi ayarları içerebilir. Çözüm için gerekli kontrol ve kriterlerin ayarlandığı komponent Şekil 20’de gösterilmiştir. Bu adımlar, ANSYS Fluent’te problem tanımının nasıl yapıldığını özetlemektedir. Fiziksel tanımın doğru yapılması, simülasyonun başarısı için kritik öneme sahiptir ve sonuçların doğruluğu, seçilen fiziksel modellerin ve ayarların uygunluğuna bağlıdır.



Şekil 20. Çözüm için gerekli kontrol ve kriterlerin ayarlandığı komponent

1.6.5. Çözümleme İşlemi

ANSYS Fluent’de problem çözümü yapılırken problem fiziğine uygun çözüm (solution) metodunu seçmek analizin doğruluğu açısından kritik öneme sahiptir. ANSYS Fluent’te çeşitli çözüm yöntemleri bulunur ve her birinin belirli türdeki akış ve ısı transferi problemleri için avantajları vardır. Bu yöntemler ve hangi problemleri çözmede kullanıldıkları aşağıdaki başlıklarla açıklanmıştır.

- **Ayrık Çözücü**

Bu yöntem, hız ve basınç denklemlerini ayrı ayrı çözer. Hız, türbülans, enerji gibi diğer denklemler sırasıyla çözülür ve ardından basınç düzeltme denklemi çözülür. Düşük Mach sayısına sahip ($Mach < 0.3$) sıkıştırılamaz akışlar için uygundur. Yoğunluk değişiminin önemli olmadığı problemler için idealdir. Daha az bellek kullanır ve hızlıdır.

Basit geometriler ve akışlar için tercih edilir. ANSYS Fluent'te özellikle ayırık çözücü kullanıldığında karşılaşılan SIMPLE ve PISO algoritmaları, basınç-hız hesaplarını çözmek için kullanılan iki yöntemdir. Bu yöntemler, basınç ve hız alanlarının birbirine bağlanmasını sağlar ve böylece doğru akış çözümleri elde edilir.

a. SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)

SIMPLE algoritması, basınç-hız hesaplamalarını yarı açık bir yöntemle çözer. Önce hız denklemleri çözülür, ardından basınç düzeltme denklemi çözülerek hız ve basınç alanları güncellenir. Genellikle sıkıştırılamaz akış problemleri için kullanılır. Sabit veya düşük hızdaki akışlar için uygundur. Basit ve genellikle hızlı bir algoritmadır. Çok sayıda iterasyon gerektirebilir, ancak her iterasyon nispeten hızlıdır. Yoğun ağlarda ve karmaşık geometrilerde daha yavaş konverjans gösterebilir. Sıkıştırılabilir akışlarda doğruluğu ve kararlılığı sınırlı olabilir.

b. PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators)

PISO algoritması, basınç ve hız denklemlerini çözmeye operatörlerin ayrıştırılması yoluyla daha hızlı ve doğru çözümler elde eder. PISO, birden fazla basınç düzeltme adımı içerir ve böylece her iterasyonda daha iyi bir yakınsama sağlar. Zamanla değişen (transient) akış problemleri için özellikle uygundur. Türbülanslı akışlar ve yüksek hızdaki akışlar için de kullanılabilir. Daha az iterasyonla doğru sonuçlar elde eder. Her iterasyon daha fazla hesaplama kaynağı gerektirir, bu nedenle daha büyük bellek ve işlemci gücü gerekebilir.

SIMPLE ve PISO algoritmalarının her ikisi de basınç-hız çiftleşmesini çözmek için kullanılır, ancak kullanım alanları ve avantajları farklıdır. SIMPLE, basit ve düşük hızlı akışlar için hızlı ve etkili bir yöntemken, PISO, zamanla değişen ve daha karmaşık akışlar için daha hızlı ve doğru çözümler sunar

• Bağlı Çözücü

Hız ve basınç denklemlerini aynı anda çözer. Hızlı konverjans sağlar ve sıkıştırılabilir akışlar için daha uygundur. Yüksek Mach sayısına sahip ($Mach > 0.3$) sıkıştırılabilir akışlar, karmaşık geometriler ve türbülanslı akışlar için idealdir. Daha hızlı konverjans sağlar, özellikle yoğunluk değişiminin önemli olduğu durumlar için uygundur.

a. Yoğunluk Tabanlı Çözücü

Enerji denklemi ile momentum ve yoğunluk denklemlerini çözer. Yoğunluğun bağımsız bir değişken olarak ele alındığı sıkıştırılabilir akışlar için kullanılır.

Yüksek hız ve yüksek sıcaklık akışları, şok dalgalarının olduğu durumlar, aerodinamik analizler ve yanma problemleri için uygundur. Yoğunluk değişimlerinin ve şokların önemli olduğu akışlarda daha doğru sonuçlar sağlar.

b. Basınç Tabanlı Çözücü

Basınç, hız ve diğer akış değişkenlerini basınç düzeltme algoritması kullanarak iteratif olarak çözer. Hem sıkıştırılabilir hem de sıkıştırılamaz akışlar için kullanılabilir. İç akış problemleri ve düşük hızlı aerodinamik analizler için uygundur. Geniş bir uygulama alanına sahiptir ve genellikle ayırık çözücülere göre daha kararlıdır.

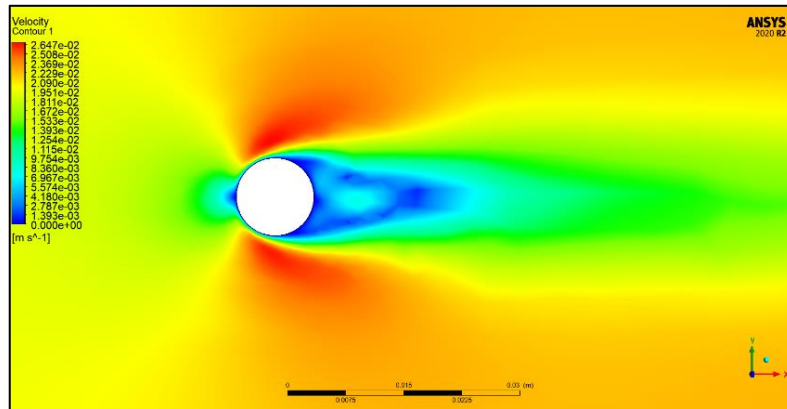
Bu yöntemler, belirli bir problemin fiziksel özelliklerine ve çözüm gereksinimlerine göre seçilir. Uygun çözüm yöntemini seçmek, doğru ve verimli sonuçlar elde etmek için kritik öneme sahiptir.

1.6.6. Sonuç Grafiklerinin Değerlendirilmesi

ANSYS Fluent, akış ve ısı transferi simülasyonlarının sonuçlarını analiz etmek ve görselleştirmek için güçlü araçlar sunar. Bu bölümde, sonuçların nasıl görselleştirileceği ve analiz edileceği kısaca açıklanmıştır.

- Kontör Grafikleri

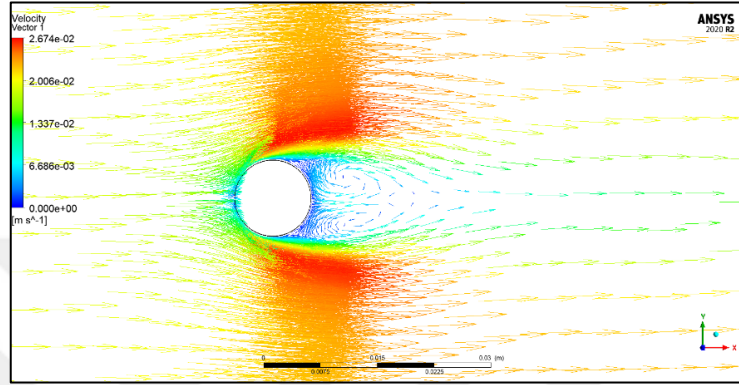
Kontör grafikleri belirli bir düzlem veya yüzey üzerindeki değişken dağılımlarını görselleştirmek için kullanılır. Basınç, hız, sıcaklık gibi değişkenlerin dağılımlarını incelemek için idealdir. Bir modelin hız dağılımlarının kontörler ve hız vektörlerine ait görseli Şekil 21 ve Şekil 22’de gösterilmiştir.



Şekil 21. Bir modelin hız dağılımlarının kontörlerine ait görseli

- Vektör Grafikleri

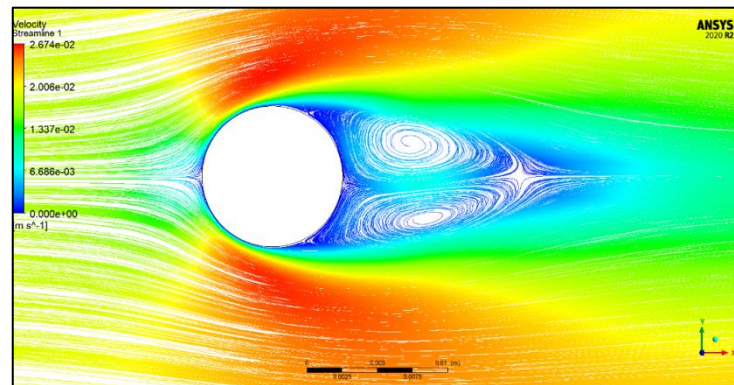
Vektör grafikleri, akış hızının büyüklüğünü ve yönünü görselleştirir. Akış alanındaki hareketin detaylı incelenmesini sağlar. Oklar, akışın yönünü ve hızını temsil eder. Özellikle türbülanslı ve girdaplı akışların analizinde kullanışlıdır. Bir modelin hız vektörlerinin dağılımına ait görseli Şekil 22’de verilmiştir.



Şekil 22. Bir modelin hız vektörlerinin dağılımına ait görseli

- Akış Çizgileri

Akış çizgileri, akışın yolunu izlemek için kullanılır. Akış çizgileri, akışın yönünü ve hareketini daha net bir şekilde görselleştirir. Akış çizgileri, akışın başlangıç noktasından itibaren izlediği yolu gösterir. Akışın genel yönü ve karışım özelliklerini analiz etmek için kullanılır. Bir modelin hız akış çizgilerinin dağılımına ait görseli Şekil 23’te gösterilmiştir.



Şekil 23. Bir modelin hız akış çizgilerinin dağılımına ait görseli

- Yüzey Raporları ve Grafikler

Yüzey raporları ve grafikler, belirli yüzeylerdeki değişkenlerin ortalama, maksimum ve minimum değerlerini analiz eder. Yüzeydeki değişkenlerin integrali, ortalaması ve diğer istatistiksel bilgileri sunar.

- Animasyonlar

Animasyonlar, zamana bağlı değişiklikleri görselleştirmek için kullanılır. Zamanla değişen akışlar ve ısı transferi problemlerinin dinamik analizinde önemlidir.



2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, denizaltı torpidosu formunda 6 farklı düzlemsel model etrafındaki iki boyutlu su akışının akış gözleme deneyleri ve bu modellerin CFD analizi ile direnç katsayıları hesaplanarak, hız alanları ve akım çizgileri elde edilmiştir. Ayrıca, modeller arasından model-A, gerçek bir denizaltı torpidosu en kesitine benzerliğinden dolayı seçilerek

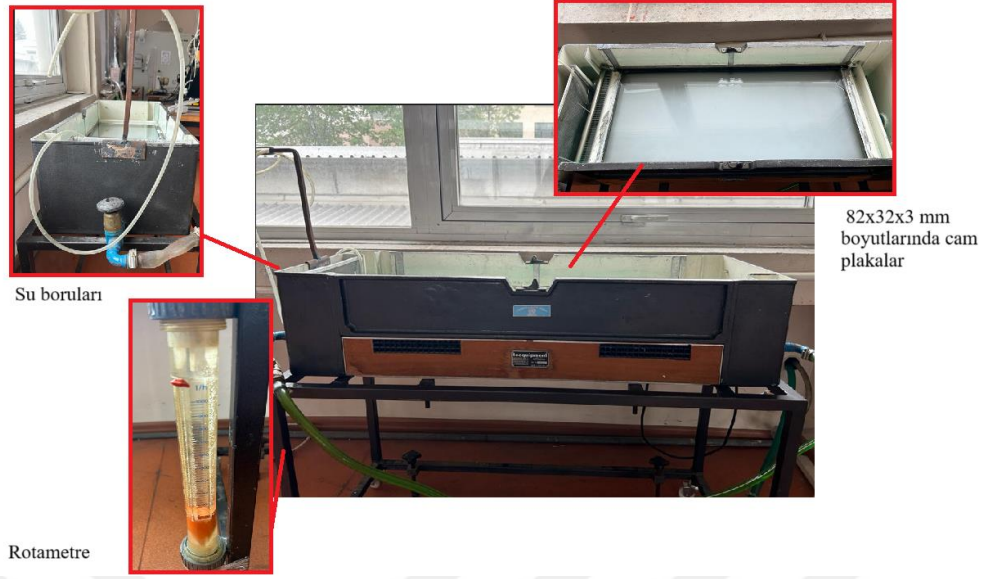
Model-A üzerine kuramsal olarak yerleştirilen 6 adet farklı mikro boşluklu geometriler ve hız sınır tabakası içerisindeki pozisyonları CFD analizi ile direnç katsayıları hesaplanarak karşılaştırılmıştır.

2.1. Akış Gözleme Deneyleri

Denizaltı torpidosu formunda 6 farklı düzlemsel model etrafındaki iki boyutlu su akışının akış gözleme deneyleri, Karadeniz Teknik Üniversitesinde Termodinamik laboratuvarındaki akış gözleme deney düzeneğinde yapılmıştır. Bu düzenek, en kalınlığı 3 mm kadar olan modellerin iki cam plaka arasında sabitlenerek, etrafındaki akışın ve akış çizgilerinin gözlemlenmesine imkân veren bir deney düzeneğidir. Bu deney düzeneğine ait görseller Şekil 24 ve Şekil 25'te gösterilmiştir.

2.1.1. Deney Düzeneği ve Kullanılan Ekipmanlar

Deney düzeneği 82 cm uzunluğunda ve 32 cm genişliğinde olan iki cam plakanın, 3 cm'lik bir aralıkla üst üste yerleştirilmesiyle oluşturulmuş bir yapıyı ifade etmektedir. Akım çizgilerinin gözlemlenebilmesi amacıyla sisteme renklendirilmiş sıvının iletilmesini sağlayan 6 mm çapında şeffaf bağlantı boruları entegre edilmiştir. Sisteme renklendirilmiş sıvı gönderilirken yerçekimi kuvvetinden faydalanılarak, sıvı şişesinin düzeneğe baş aşağı konumlandırılmasıyla renkli sıvı borulara akışı sağlanmaktadır. Renkli sıvının cam plakalar arasında akış çizgilerinin oluşmasını sağlamak için renkli sıvı ile beslenen 1 mm çapında 60 adet renkli sıvı kanalı yer almaktadır. Sistemde akışkan olarak kullanılan su, düzeneğe laboratuvarın su tesisatından sağlanmış olup düzenekteki borular ile sisteme verilmiştir ve akışın debisini ölçmek için rotametre kullanılmıştır.



Şekil 24. Akış gözleme deney düzeneği



Şekil 25. Akış gözleme deney düzeneğinin üstten görünüşü

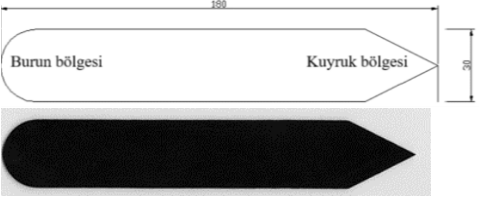
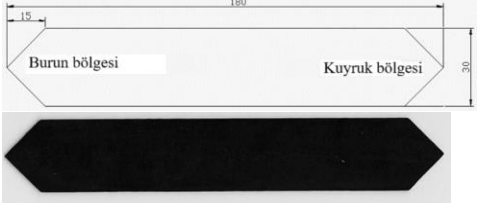
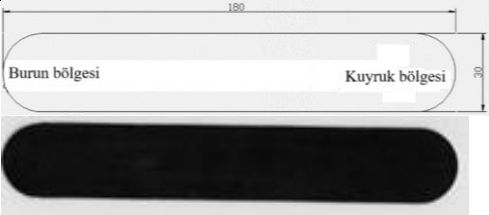
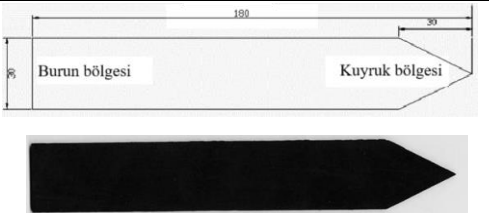
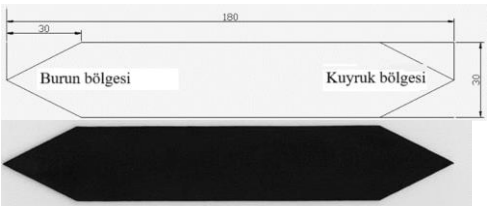
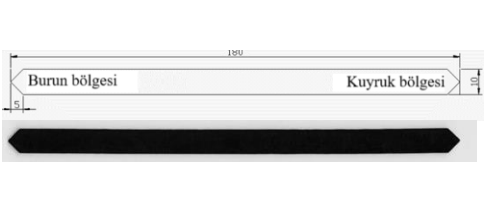
Tablo 4. Deneylerde kullanılan kamera teknik özellikleri

Efektif Piksel	16.15 Megapiksel	Lens Yapısı	11 Grup 15 Element
Toplam Piksel	16.44 Megapiksel [1/2.3" (CCD)]	Optik Zoom	40x
Odak Uzaklığı	4.3 mm (Geniş)-172 mm (Tele)	Odaklama Aralığı Normal	:(Geniş)50cm-∞,(Tele)200 cm - ∞ Makro:1,6cm-∞(Sadece Geniş)
35mm Film Karşılığı	24 mm (Geniş)-960 mm (Tele)	Titreşim Önleme	OIS (Optik Görüntü Sabitleme)
F Değeri	F3.0 (Geniş)-F6.8 (Tele)	Dijital Zoom	4x Dijital Zoom (Birleşik Zoom: 160x)

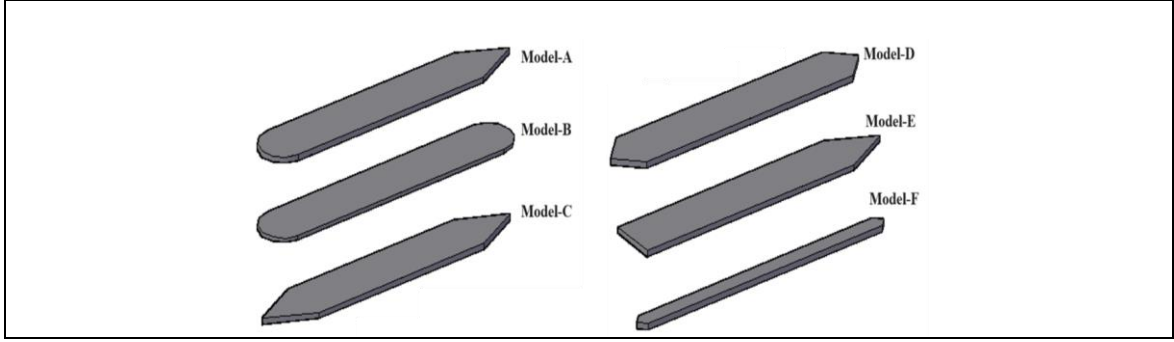
2.1.2. Deneyde Kullanılan Modeller

Akış gözleme deney düzeneği içerisine yerleştirilen modellerin geometrik boyutları, gerçek fotoğrafları ve üç boyutlu çizimleri Tablo 3’ te verilmiştir. Modeller 3 mm kalınlığındaki endüstriyel saf kauçuk levhadan üretilmiştir. Saf kauçuk malzeme seçilmesinin en önemli nedeni dayanıklı, esnek ve kolay şekil verilebilir bir malzeme olmasıdır. Bu levhalar, genellikle darbe emiciliği, izolasyon özellikleri ve zemin döşemesi için tercih edilir. Su ve kimyasal maddelere karşı dirençli olmaları, uzun ömürlü kullanım için uygundur. Kaymaz yüzeyleri sayesinde, güvenli bir kullanım sunarlar. Çeşitli endüstriyel alanlarda sıkça kullanılan bu levhalar, yüksek sıcaklıklara karşı da dayanıklıdır ve sıcaklık değişimlerine mükemmel bir direnç gösterir. Genel olarak, saf kauçuk levhaların dayanıklılığı ve esnekliği, birçok sektörde ideal bir malzeme olarak kullanılmasını sağlar. Özellikle sızdırmazlık özelliklerinin yüksek olması ve su emiciliğinin oldukça düşük olması özelliklerinden dolayı deney düzeneğinde kullanılacak modellerin ham maddesi olarak saf kauçuk seçilmiştir. Tablo.4’te modellerde kullanılan Kauçuk levhaya ait ortalama teknik özellikler verilmiştir.

Tablo 5. Akış gözleme deneylerinde kullanılan modeller

Model-A		Model-D	
Model-B		Model E	
Model-C		Model F	
Modellerin 3 Boyutlu Görselleri			

Tablo 6 'ün devamı

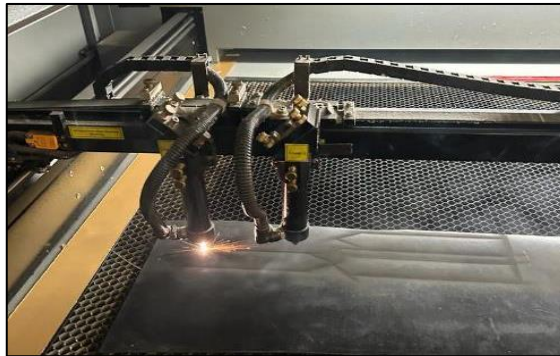


Tablo 7. Modellerde kullanılan kauçuk levhaya ait ortalama teknik özellikler

Yoğunluk:	0.92-0.94 g/cm ³ arasında değişebilir.
Çekme Dayanımı:	Yaklaşık 15-25 MPa arasındadır.
Kopma Uzunluğu:	%500-1000 arasında değişebilir.
Sertlik:	20-90 Shore A arasında olabilir
Sıcaklık Aralığı:	-40°C ile 120°C arasında olabilir
Su Geçiş Direnci:	Kauçuk malzeme su emme oranı düşük, genellikle %0,1'in altındadır.
Ozon Dayanımı:	İyi bir ozon dayanımına sahiptir.

2.1.3. Modellerin İmalatı ve Yüzey İşlemleri

Modeller, kauçuk levhadan lazer kesim tezgahında kesilerek elde edilmiştir. Bilgisayar ortamına aktarılan modellerin özelliklerine göre lazer kesim tezgahında teknik çizimlerinde yer alan ölçülere göre kesim işlemi yapılarak işlemin görüntüsü Şekil 26.' de verilmiştir. Kesim işlemi sonrası model etrafında oluşan çapakların giderilmesi amacıyla kesilen parçaların etrafı zımparalanmış ve oluşan tırtıklar temizlenmiştir. Bu işlemlerden sonra kauçuk levhalar su geçirmez cila ile cilalanmıştır.

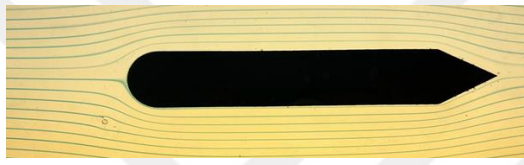


Şekil 26. Lazer tezgâhı kesim işlemleri

2.1.4. Deneyin Yapılışı ve Akış Çizgilerinin Görüntülenmesi

Gerekli ekipmanların hazırlıkları tamamlanarak akış gözleme düzeneğinde deneyler gerçekleştirilmiştir. İlk olarak düzenekte yer alan cam plakalar arasındaki sızdırmazlık test edilmiştir, sonrasında kesilen kauçuk modeller sırasıyla yerleştirilmiştir. Laminer akış şartlarında renkli sıvılı akışkan 0.046 m/s hızda eş zamanlı olarak sisteme gönderilmesi ile oluşan akım çizgileri kamera yardımıyla kaydedilmiştir. Tablo.5'te modeller etrafında akış gözleme deneylerinden elde edilen akım çizgilerinin görselleri verilmiştir.

Tablo 8. Modeller etrafındaki akım çizgilerinin akış gözleme deneylerinin görselleri

Model-A		Model-D	
Model-B		Model-E	
Model-C		Model-F	

2.2. ANSYS Fluent Programının Kullanımının Doğrulanması

ANSYS Fluent programının uygulamasının doğruluğunu kanıtlamak için; Pürüzsüz Dairesel kesitli silindir etrafındaki akışta direnç katsayısının değişik Reynolds sayılarında hesaplanarak literatür sonuçlarıyla karşılaştırılması yapılmıştır. Pürüzsüz dairesel kesitli silindir alanındaki akış incelenirken ortaya çıkan fiziksel zorluklar, yüzey üzerindeki basınç dağılımlarını, sınır tabaka oluşumlarını ve akışın ayrılma noktalarını anlamak için kritik öneme sahiptir. Bu özellikten dolayı bu çalışmadaki modeller üzerinde oluşan hız sınır tabakasındaki yapının aydınlatılmasında yararlı olacağından küresel bir silindir etrafında akışın karakteristiği bu çalışmaya ışık tutmuştur.

2.2.1. Pürüzsüz Küresel Bir Silindir Etrafındaki Akış

Pürüzsüz bir küresel silindir etrafındaki akışın temel karakteristiklerinden biri silindirin önünde ve arkasında oluşan basınç farkıdır. Bu basınç farkı, silindirin yüzeyine yakın bölgelerdeki akışkan hızının değişiminden kaynaklanır. Silindirin ön yüzünde, durma noktasına yakın bölgede akışkan hızı azalırken basınç artar; arka yüzde, akış ayrılması sonucu oluşan türbülanslar nedeniyle basınç ve hız azalır. Bu durum, akışın 'ayrılma' olarak bilinen bir olayı tetikler; yani, akışkan silindirin arkasında düzensiz ve karmaşık bir akış modeli oluşturur. Bu ayrılma noktası, Reynolds sayısına bağlı olarak değişir. Reynolds sayısı, akışkanın atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını gösterir ve bu sayı akışın laminar mı yoksa türbülanslı mı olacağını belirler. Silindir etrafında oluşan girdaplar, akışın bir diğer önemli özelliği olup, silindirin arka kısmında alternatif olarak sağa ve sola, ileri-geri hareketli davranış gösterir. Bu durum “Von Karman Girdap Olayı (Von Karman Vortex Streets)” olarak adlandırılır. Farklı Reynolds sayılarında, farklı akış rejimlerine bağlı olarak oluşan akım çizgileri ve akış karakteristiği Tablo 6’da aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

Tablo 9. Dairesel kesitli silindir etrafında oluşan akım çizgileri ve akış karakteristiği H.Schlichting (1999).

Reynolds sayısı	Akış rejimi	Akışın şekli	Akış karakteristikleri
$Re \rightarrow 0$	Sürünme akışı		Sabit, girdap yok
$3 - 4 < Re < 30 - 40$	Girdap çiti		Sabit, asimetrik ayırma
$30 < Re < 80$ $40 < Re < 90$	Karman girdap başlangıcı		Laminer, dengesiz girdap
$80 < Re < 150$ $90 < Re < 300$	Zayıf Karman girdap		Karman girdap
$150 < Re < 10^5$ $300 < Re < 1.3 \cdot 10^5$	Ebatlı rejim		Laminar, girdap dengesizlikleri ile
$10^5 < Re < 3.5 \cdot 10^6$ $1.3 \cdot 10^5 < Re < 3.5 \cdot 10^6$	Kritik rejim		Laminer ayrılma, türbülanslı seperasyon, Türbülanslı uyanma
$3.5 \cdot 10^6 < Re$	Süperkritik rejim		Türbülanslı ayrılma

Bu bölümde küresel bir silindir etrafındaki akış dinamikleri, sınır tabaka teorisi ve akış ayrılmasının temel prensipleri detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Ayrıca pürüzsüz bir küresel silindir etrafında akış ayrılmasının Reynolds sayısının değişimine bağlı olarak meydana gelen sınır tabakadaki akış ayrılmaları simüle edilerek elde edilen direnç

katsayıları literatürdeki değerlerle karşılaştırılarak ANSYS Fluent programında doğrulama yapılmıştır. Re sayıları sırasıyla 10^2 , 10^3 , 10^4 , 10^5 ve 10^6 olan 0.01 m çapa sahip iki boyutlu küresel bir silindir etrafında yapılan çalışmalardan 10^2 Re değerindeki çalışma örnek olarak verilmiş, diğer durumlar için yapılan analizler Ek-1 kısmına eklenmiştir. ANSYS Fluent programında silindir etrafında akışın hesaplamasında kullanılan gerekli parametreler Tablo 7’de sıralanmıştır.

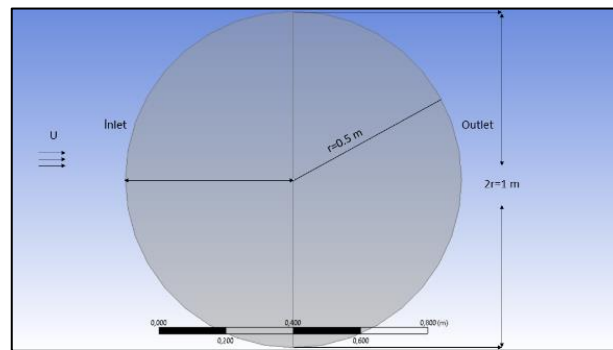
Tablo 10. Hesaplama Kullanılan Temel Parametreler

Geometrik Boyutlar	Değerler	Parametreleri	Değerler
Akış bölgesinin yüksekliği, L	:1 m	Kinematik viskozite	:0.001003
Akış bölgesinin genişliği, B	:1 m	Yoğunluk	:998,2 kg/m ³
Silindir merkezinin giriş ile olan mesafesi, d	:0,5 m	Türbülans İntensity	:%5
Silindir Çapı, D	:0,01 m	Suyun giriş inlet hızı	V ₁ =0,01 m/s V ₂ =0,1 m/s V ₃ = 1 m/s V ₄ = 10 m/s V ₅ = 100 m/s

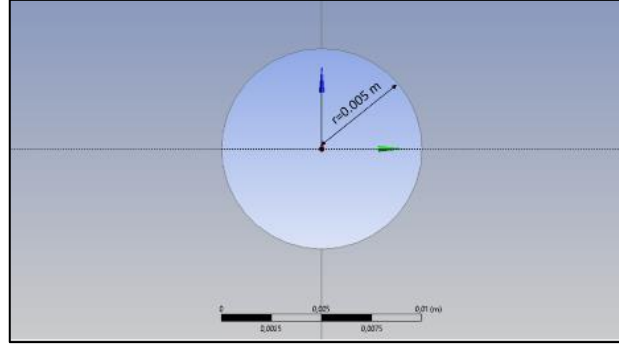
2.2.2. İki Boyutlu Küresel Silindir Etrafında $Re=10^2$ İçin ANSYS Fluent ile Direnç Katsayısı Hesaplamaları

- Geometri ve Akış Bölgesinin Modellenmesi

Çözümü yapılan probleme ait model ve akış bölgesine ait ölçüler Şekil 27 ve Şekil 28’de verilmiştir. Akış bölgesini oluşturulurken sınır duvar etkilerinin ve akış çizgilerinin daha belirgin gözlemlenebilmesi amacıyla akış bölgesi seçilen geometriyle uygun olacak şekilde dairesel formda seçilmiştir.



Şekil 27. ANSYS Design Modeller’de hazırlanan geometri ve akış bölgesini modeli



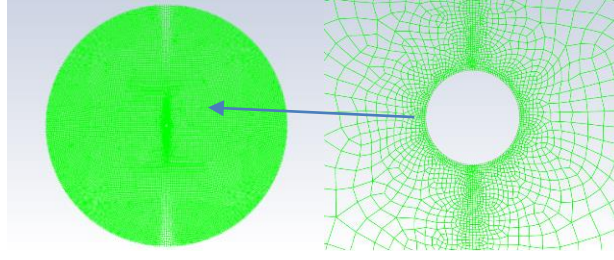
Şekil 28. Akış bölgesinde iki boyutlu pürüzsüz küresel silindire ait boyutlar

- Ağ Yapısının Oluşturulması

Ağ yapısı oluşturulurken ANSYS Fluent'in Ağ komponenti kullanılmıştır. Ağ oluşturulurken buradaki en önemli nokta çözümün doğruluğunu sağlamak için kullanılan ağın yapısıdır. Geometrilere Reynolds sayısının 4 farklı değeri içinde eş geometriler olsa da ağ yapıları birbirinden farklılık göstermektedir. Bunun sebebi özellikle küresel pürüzsüz silindir etrafındaki akış karakteristiğinin Reynolds sayılarına göre değişiminden kaynaklıdır. Değişen Reynoldslara bağlı değişen akış dağılımlarını en iyi şekilde yakalayabilmek için her model etrafında özelleştirilmiş ve bulunan farklı sonuçlar içerisinde literatüre en yakın sonucu almamızı sağlayan ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ yapısına ait özellikleri gösteren değerler Tablo 8'de verilmiştir. Modele ait ağ yapısı Şekil 29'daki gibidir.

Tablo 11. $Re=10^2$ de iki boyutlu küresel silindirin ağ yapısına ait temel değerler

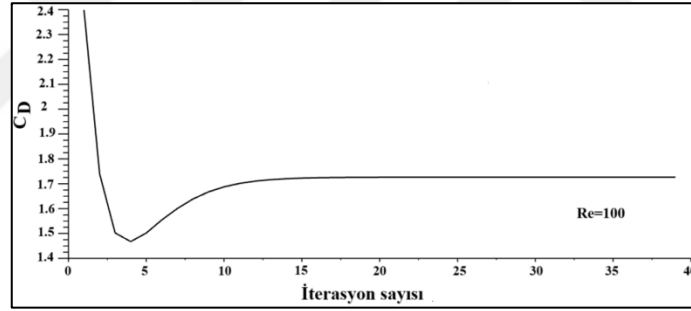
Ağ tipi	Lineer eleman
Ağ eleman boyutları	5 mm
Toplam hücre sayısı	35888
Toplam yüzey sayısı	71969
Toplam nod sayısı	36081



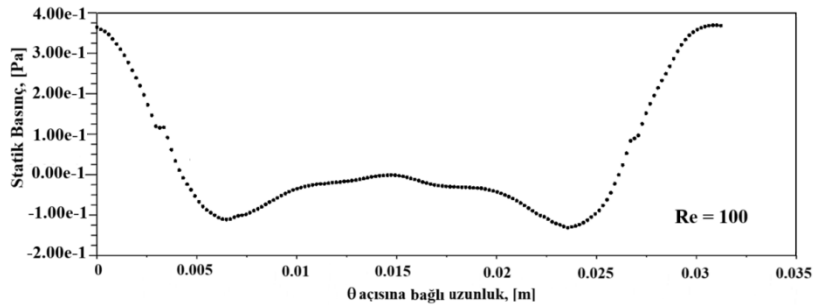
Şekil 29. Akış bölgesi ve geometri etrafındaki ağ yapısı ve ağın büyütülmüş görüntüsü

- Pürüzsüz Küresel Silindire Ait Sonuçların Grafikleri

Pürüzsüz küresel silindir için hesaplanan C_D değeri 1.7265815 olarak bulunmuştur. ANSYS Fluent modellemesinden elde edilen C_D direnç katsayısı değerlerinin iterasyon sayısına bağlı olarak değişimi ve çözümün kararlı hale gelişi Şekil 30’da verilmiştir. Model etrafında θ açısına bağlı olarak hesaplanan uzunluklar etrafında yerel statik basınçların dağılımı Şekil 31’de gösterilmiştir.



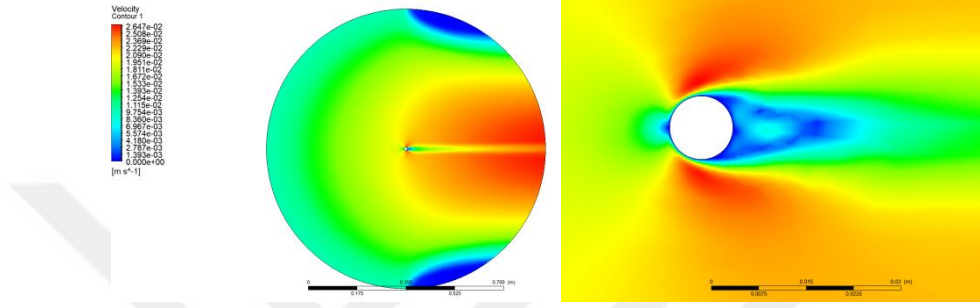
Şekil 30. Pürüzsüz Küresel Silindirin C_D katsayısının iterasyon sayısı değişimi



Şekil 31. Pürüzsüz Küresel Silindirin etrafında θ açısına bağlı uzunluklardaki statik basınç

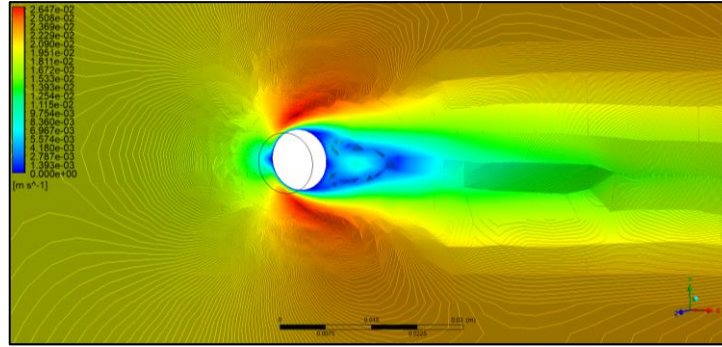
- Pürüzsüz Küresel Silindirin Etrafındaki Sonuçların Görselleştirilmesi

Dairesel kesitli silindir etrafındaki akış alanının ANSYS Fluent programındaki görsel sonuçları çalışılan Re sayıları içerisinde bir tanesi tipik örnek olarak sunulmuştur. Diğer Reynolds sayılarına ait bulgular ve sonuçları Ek-1 de verilmiştir. Şekil 32’de 8240 Re sayısında dairesel kesitli silindir etrafındaki akış alanının nümerik değerleri ve hız kontürleri verilmiştir.



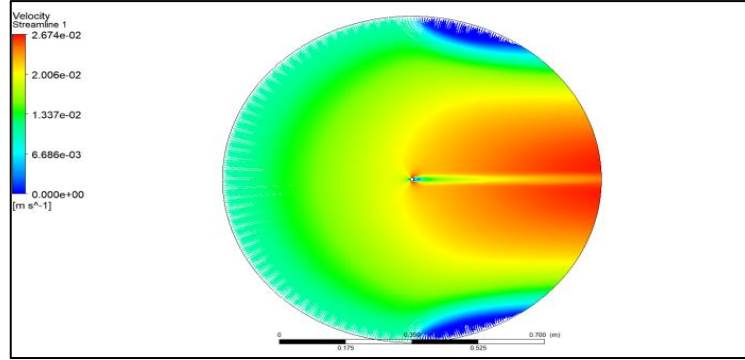
Şekil 32. Pürüzsüz Küresel Silindirin Akış bölgesi ve etrafında oluşan hız kontürleri

Oluşan hız vektörlerinin literatürlerde de belirtildiği gibi Pürüzsüz küresel silindirin sınır tabakasına yaklaştıkça sıfıra yaklaştığı, modelden akış bölgesine yaklaştıkça çalışmanın gerçekleştirildiği hız değerine yaklaştığı Şekil 33’te görülmektedir.

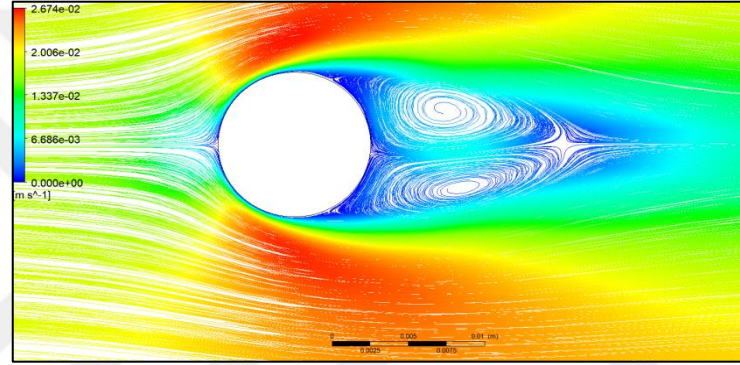


Şekil 33. Pürüzsüz Küresel Silindirin Akış bölgesi ve etrafında oluşan akış girdap çizgileri

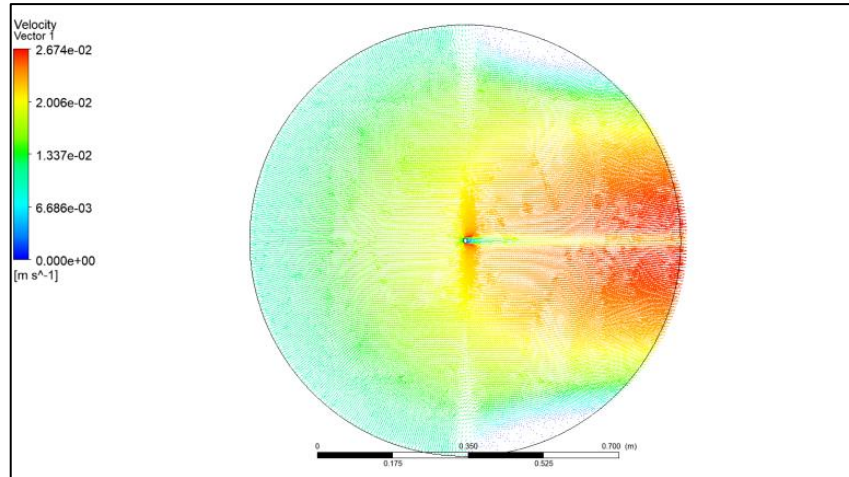
Pürüzsüz Küresel Silindirin etrafında ve akış bölgesinin içerisinde ayrılma bölgeleri ve sınır etkilerinden kaynaklı oluşan girdapların yarattığı akış çizgileri Şekil 34 ve Şekil 35’teki gibi gözlemlenmiştir. Pürüzsüz Küresel Silindirin etrafında ve akış bölgesinde oluşan hız akış çizgilerinin hız kontürlerine benzer olarak tutarlı dağıldığı gözlemlenmiştir.



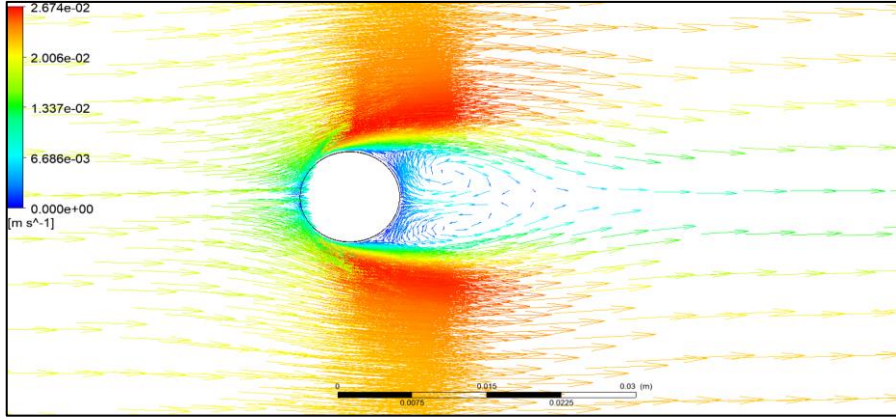
Şekil 34. Pürüzsüz küresel silindirin akış bölgesi ve etrafında oluşan hız akış çizgileri



Şekil 35. Pürüzsüz Küresel Silindirin Akış bölgesi ve etrafında oluşan hız akış çizgilerinin yakınlaştırılmış görseli



Şekil 36. Pürüzsüz Küresel Silindirin Akış bölgesi ve etrafında oluşan hız vektörleri

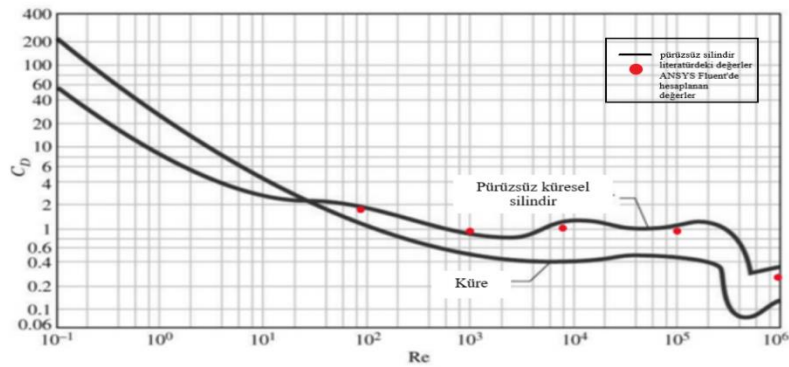


Şekil 37. Pürüzsüz Küresel Silindirin Akış bölgesi ve etrafında oluşan hız vektörlerinin yakınlaştırılmış görseli

Pürüzsüz Küresel Silindirin etrafında oluşan akış hareketlerinin yakınlaştırılmış görselinde iki boyutlu küresel silindirin yüzeyi ve akışkan arasındaki ayrılma noktalarında girdapların oluştuğu gözlemlenmiştir. Şekil 36 ve Şekil 37 incelendiğinde hız vektörlerinin tersine dönmesi ile ifade edilen bu durum orada oluşan girdapları dolayısıyla oluşan türbülansları göstermektedir.

2.2.3. İki Boyutlu Küresel Silindir Etrafında Hesaplanan Direnç Katsayılarının Literatür ile Karşılaştırılması

Çalışmada kullanılan Reynolds sayıları değerleri sırasıyla 10^2 , 10^3 , 10^4 , 10^5 ve 10^6 seçilmiştir. Bu değerlere ait CFD modellenmesinde hesaplanan direnç katsayısı değerleri ve literatürlerce kabul edilen H.Schlichting (1999)'in “Boundary Layer Theory” adlı eserinden alınmış sonuçlar ile karşılaştırılmaları Şekil 38’ de verilmiştir.¹



Şekil 38. Pürüzsüz küresel silindirin ANSYS Fluent’de hesaplanan C_D değerlerinin Literatürle karşılaştırılması

Bu çalışmada elde edilen dairesel kesitli silindirik yüzey üzerindeki laminar akıştaki direnç katsayısı C_D sonuçları literatürde sunulan pürüzsüz dairesel silindir ve küre için direnç katsayılarının Reynolds sayısına göre değişim grafiğine eklenerek Şekil 38’de verilmiştir. Şekil incelendiğinde sonuçların literatür ile laminar bölgede yaklaşık %1 uyum içinde olduğu gösterilmiştir.

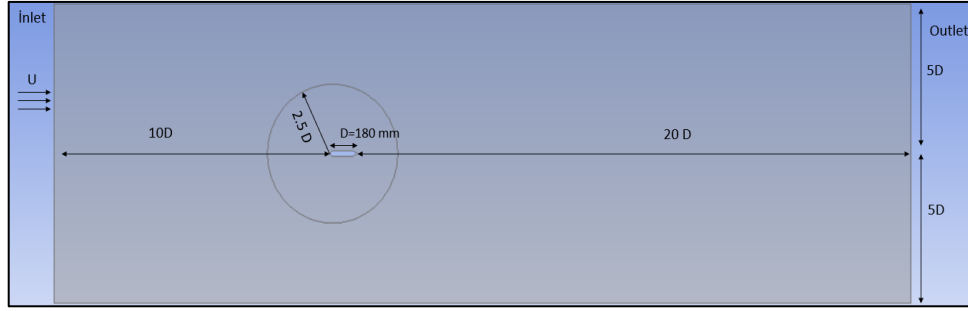
2.3. Denizaltı Torpidosu Formunda 6 Farklı Model Etrafındaki İki Boyutlu Akışın ANYS Fluent Programı İle Modellenmesi

Bu çalışmada ele alınan modellerin geometrik boyutları ve fotoğrafları Tablo 3’te verilmiştir. Denizaltı akışında kullanılan torpidolara benzer kuramsal iki boyutlu farklı geometrik kesitler ele alınarak modeller etrafındaki akış alanları ve direnç katsayıları hesaplanmıştır. Böylece gerçek torpido boyutlu modellemede ANSYS Fluent çözümleri için ön bilgiler türetilmiştir. Bu bölümde yapılan çalışmalar Model-A, Model-B, Model-C, Model-D, Model-E ve Model-F için akış gözleme deneyleri yapılırken hesaplanan hız değeri olarak 0.046 m/s ve $Re=8240$ ’a göre yapılmıştır, bu değerde bulunan akış çizgileri ANSYS Fluent’te de aynı değer için akış çizgileri hesaplanarak karşılaştırılmıştır. Ayrıca deney şartındaki hızdan bağımsız 12 farklı hız için parametrik bir hız senaryoları oluşturularak sonuçlar grafiklerde gösterilmiştir. Bu kısımda sadece model-A için hesaplanan değerler gösterilirken diğer modeller için elde edilen sonuçlar ayrıca EK-2 de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

2.3.1. Model-A Etrafındaki Akışın Modellenmesi ve Deneysel Görsellerle Karşılaştırılması

- Akış Bölgesi ve Geometri Ölçüleri

Akış bölgesinin duvar sınır etkilerinin net olarak gözlemlenebilmesi amacıyla model uzunluğu olan D ’nin 10 D mesafesi giriş uzunluğu ve 20 D mesafesi çıkış uzunluğu olacak şekilde hesaplanmıştır. Akış bölgesi geometrisi ölçülerine ait görsel Şekil 39’da gösterilmiştir.

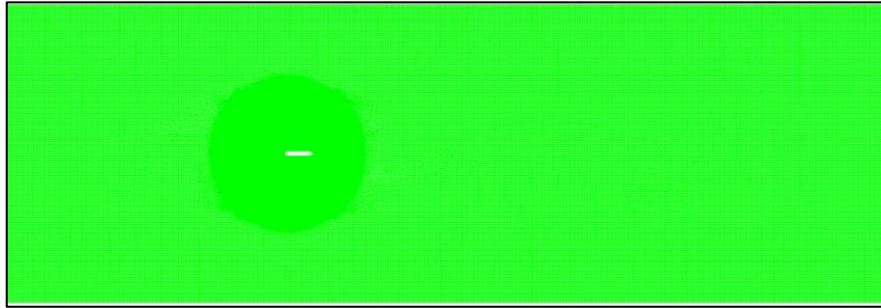


Şekil 39. Model-A akış bölgesi geometrisi ölçüleri

- Model-A için Ağ Yapısı

Model-A için ağ yapısı oluşturulurken, eleman boyutlarını ve ağ yoğunluğunun belirlenebilmesi için yapılan “Ağ Bağımsız Çözüm Metodu” için yapılan çalışmalar EK-3’te verilmiştir.

Akış bölgesi üzerinde ağ yapısı oluşturulurken model etrafındaki sınır tabaka etkilerinin daha net gözlemlenebilmesi amacıyla model etrafında dairesel bir alan içerisinde daha yoğun ağ yapısı tercih edilmiştir. Akış bölgesi ve Model-A etrafında ağ yapısına ait görünüş Şekil 40’ta verilmiştir. Oluşturulan ağ yapısına ait özellikler Tablo 9’da verilmiştir. Sınır tabakadaki etkileri daha net gözlemleyebilmek için model etrafında oluşturulan ağ yapısı daha yoğun ve daha ince bir ağ yapısı şeklindedir. Bu yapı Şekil 41 ve Şekil 42’de ayrıntılı olarak gösterilmiştir.



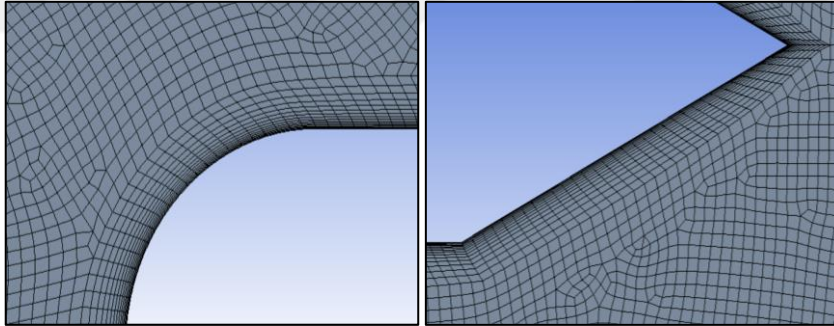
Şekil 40. Model-A akış bölgesi ve model etrafında ağ yapısı

Tablo 12. Model-A'nın ađ yapısına ait temel özellikler

Ađ Tipi	Linear Eleman
Ađ eleman boyutları, akış Bölgesi	15 mm
Ađ eleman boyutları	1 mm
Toplam hücre sayısı	774005
Toplam yüzey sayısı	1548388
Toplam nod sayısı	774383



Şekil 41. Model-A etrafındaki ađ yapısı



Şekil 42. Model-A etrafındaki inflation tabakası

Modelin akış doğrultusuna göre akış yönünde küt ve burun kısımlarında inflation tabakalarına ait görseller. Model etrafında 0,1 mm yüksekliğinde ilk tabaka yüksekliği verilerek, 1,2 büyütme oranıyla 15 tabakalık bir inflation tabakası yapılmıştır. Bu tabakaya ait özellikler Tablo 10'da verilmiştir.

Tablo 13. Model-A' nın inflation tabakasına ait özellikler

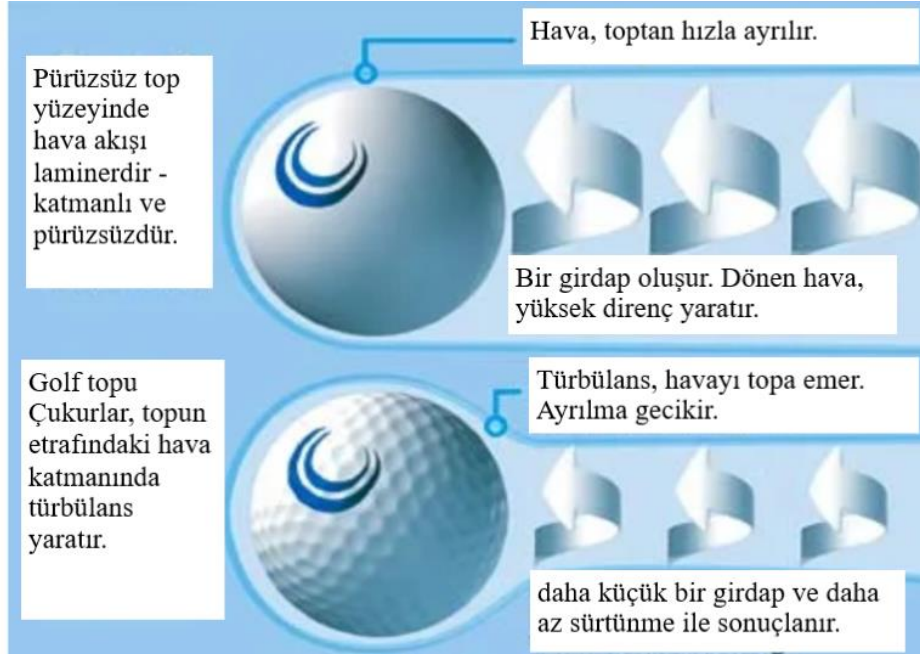
İlk tabaka yüksekliği	0,1mm
Maksimum tabaka sayısı	15 mm
Büyütme oranı	1,2 mm

2.4. Model-A Geometrisi Üzerinde Kuramsal Olarak Oluşturulan Farklı Girinti ve Çıkıntıların Laminer Akışta Hız Sınır Tabakasında Akış Direncine Etkisinin İki Boyutlu CFD Analizi

Bu kısma kadar çalışılan 6 model arasında gerçek bir denizaltı aracının iki boyutlu kesitine benzeyen en uygun profil Model-A olup ayrıca bu modeller arasında en düşük direnç katsayısına sahip modeldir. Biyomimik yapı, doğadaki formlardan, organizmalardan, canlılardan veya ekosistemlerden ilham alınarak tasarlanmış yapılardır. Bu yaklaşım, doğanın etkili, sürdürülebilir ve estetik çözümlerini mühendislik tasarımlarına uyarlamayı amaçlar. Biyomimikri yapılar, çevreyle uyumlu, enerji verimli ve dayanıklı olma özellikleriyle öne çıkmaktadır. Model-A üzerinde biyomimik yapılardan esinlenerek farklı geometrilerde ve farklı konumlara kuramsal girinti ve çıkıntılar yerleştirilerek elde edilen modellerin ANSYS Fluent’de CFD analizleri yapılmıştır. Model-A üzerinde ayrılmaların başlangıcına yakın bölgelere girintili-çıkıntılı boşluklar eşit mesafelerde yerleştirilmiştir. Mesafelerin etkilerinin araştırılması ileriki çalışmalara ertelenmiştir. Bu modellere eklenen girinti-çıkıntılar Model-A’da akışın tam ayrıldığı noktalara yerleştirilmiştir.

Bu girinti ve çıkıntılarının ayrılma noktalarına neden yerleştirildiği aşağıdaki şekilde özetlenebilir. Hız yeteri kadar arttığında ve sınır tabaka geliştiğinde akış cismin yüzeyinden yavaş yavaş ayrılır. Sıvı veya gaz akışkana tamamen daldırılmış cisimlerde de keza bu durum gözlemlenir ve buna akış ayrılması denir. Cisim ile akan akışkan arasında kalan bu ayrılmış bölge ne kadar büyükse basınç direnci o denli büyük olur. Direnci azaltmak için bu ayrılmış bölgeleri azaltmak dolayısıyla burada oluşan sınır tabakanın incelmesini veya iyileşmesini sağlamak gerekmektedir. Bunun günlük hayatta çeşitli örnekleri bulunmaktadır. Şekil 43’te verilen pürüzsüz bir golf topu, yüzeyindeki laminer tabakayı korur ve sınır tabaka bu şekilde rahatça yüzeyden ayrılarak yüksek aerodinamik dirence maruz kalır. Bu laminer tabaka kalınlığını azaltmak türbülansa daha erken geçişi sağlamak için golf toplarının üzerinde bir tür yüzey pürüzlülüğü yaratan girintili-çıkıntılı

yüzeyler oluşturulur ve akışkanın bu sayede golf topu yüzeyinden kolay ayrılmasını sağlar ancak bu defa ayrılma sınır tabakadaki aşağı akımın çok daha uzağında gerçekleşir ve bu aerodinamik direncin önemli ölçüde düşmesi sağlanmış olur.



Şekil 43. Akışkan havanın pürüzsüz ve pürüzlü bir golf topu yüzeyinde oluşturduğu hareketlerin dirence etkisini açıklayan görsel (URL-2,2013)

Bu çalışmada girintili-çıkıntılı modeller oluşturulurken tıpkı bu golf topu üzerinde olduğu gibi ve Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları kitabında da belirtildiği üzere ayrılma noktalarındaki ayrılmış bölgenin azaltılması, sınır tabakanın iyileştirilmesi dolayısıyla direncin azaltılması yönünde değişmesi hedeflenmiş ve etkiler CFD ile çözüm yapılarak incelenmiştir. Burada oluşturulan girintili-çıkıntılı geometrilerde girinti-çıkıntı çapının, girinti-çıkıntılarının akış yönü doğrultusunda yönlerinin ve girinti-çıkıntı derinliğinin direnç katsayısı üstüne etkilerini karşılaştırmalı gözlemleyebilmek için farklı çap, derinlik ve mesafede girinti-çıkıntı oluşturularak geometrik özellikler ve konumları Tablo 11. ve Tablo 12’de verilmiştir. Model-A üzerinde çalışılan ana model olduğundan üzerlerinde farklı çaplarda geometriler bulunan modeller sırasıyla Model-A1, Model-A2, Model-A3, Model-A4, Model-A5 ve Model-A6 olarak adlandırılmıştır.

Tablo 14. Model-A üzerinde oluşturulan girintili-çıkıntılı geometrik yapıları ve konumları

Model-A	
Model-A1	
Model-A2	
Model-A3	
Model-A4	
Model-A5	
Model-A6	

Tablo 16. Model-A1, Model-A2, Model-A3, Model-A4, Model-A5 ve Model-A6' ya ait ölçüler

Model-A1	
Model-A2	
Model-A3	
Model-A4	
Model-A5	
Model-A6	

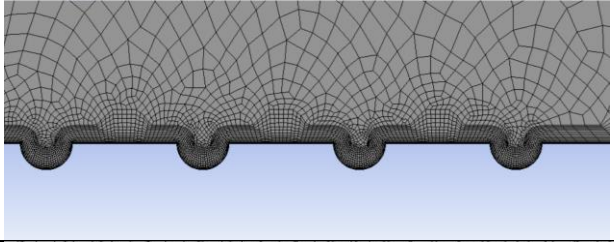
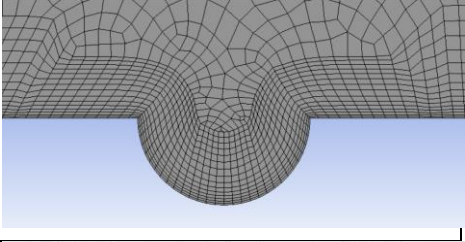
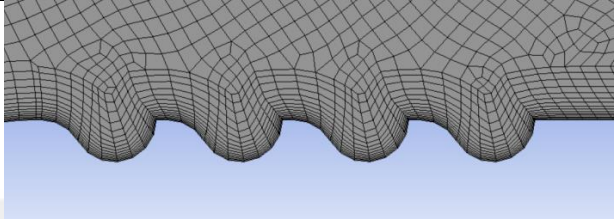
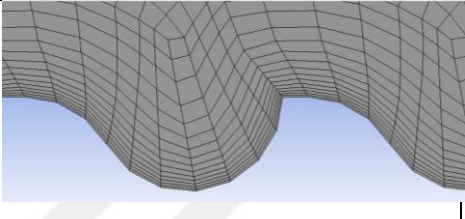
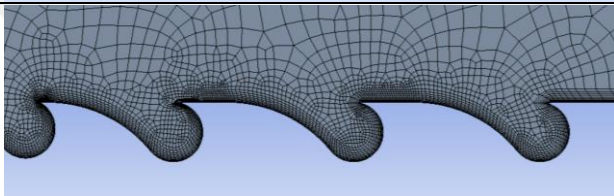
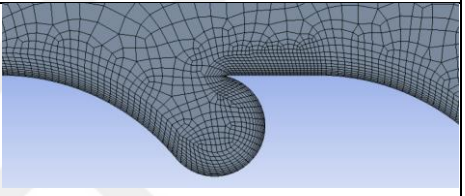
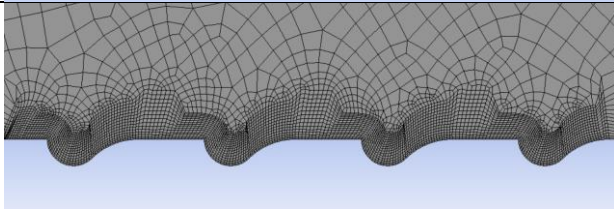
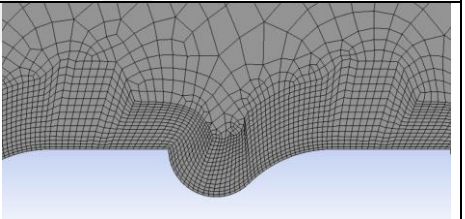
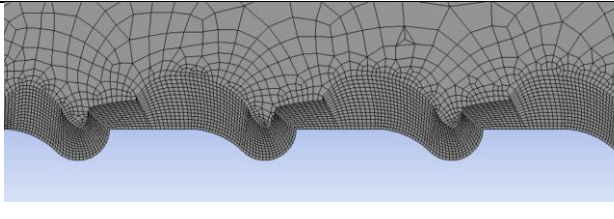
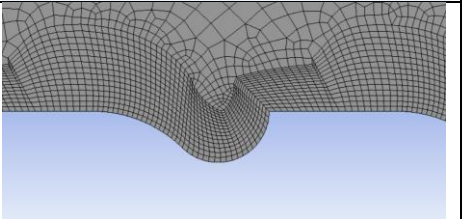
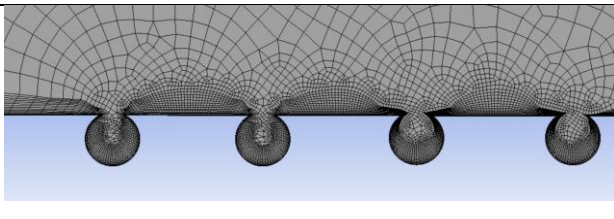
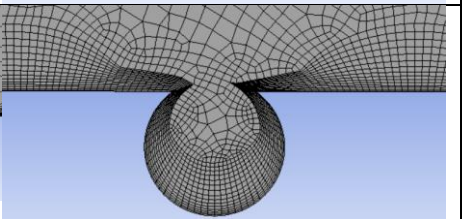
2.4.1. Girintili-Çıkıntılı Modellere Ait Ağ Yapısı ve Inflation Tabakası Özellikleri

Oluşturulan girintili-çıkıntılı modellere uygun ağ yapılırken modellerin her biri farklı geometrik ölçülerde olduğundan özellikle inflation tabakasında farklı sınır tabaka yükseklikleri verilmiştir. Bunun temel nedeni bir model için uygun olan değeri diğer modelde uyumlu olmamasıdır., Tablo 14 ağ yapısına ait elemanların ölçülerini, Tablo 15 modeller etrafındaki ağ yapısını göstermektedir.

Tablo 17. Modellerde kullanılan ağ yapısına ait ölçüler ve özellikler

Modeller	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Ağ özellikleri						
Ağ tipi	Linear eleman	Linear eleman	Linear eleman	Linear eleman	Linear eleman	Linear eleman
Akış Bölgesindeki ağ eleman boyutları, [mm]	10	10	10	10	10	10
Ana geometri etrafındaki Ağ eleman boyutları, [mm]	1	1	1	1	1	1
Toplam hücre sayısı	300757	285326	292430	300143	300117	298722
Toplam yüzey sayısı	602601	571433	585747	601268	601268	598451
Toplam nod sayısı	301884	286107	293317	301125	301135	299729
Inflation özellikleri						
İlk tabaka yüksekliği, [mm]	0,01	0,05	0,01	0,1	0,1	0,01
Maksimum tabaka sayısı	15	15	10	15	15	15
Büyütme oranı	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2

Tablo 15. Geometrilerdeki girintili-çıkıntılar etrafında oluşturulan ağ tabakası

	Model Etrafındaki Ağ Yapısı	İnflation Tabakası
Model-A1		
Model-A2		
Model-A3		
Model-A4		
Model-A5		
Model-A6		

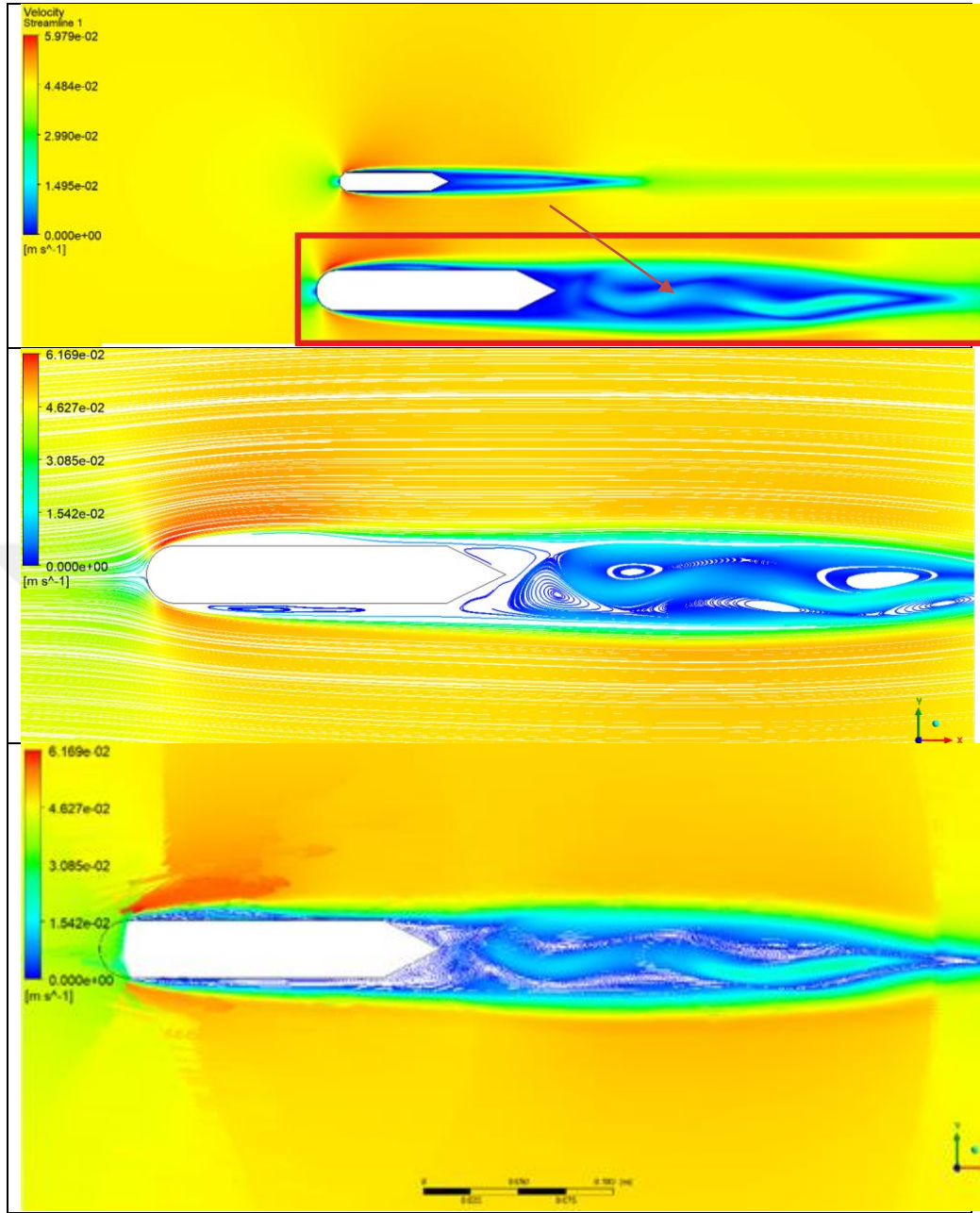
3. BULGULAR VE TARTIŞMA

İlk olarak bu bölümde Model-A'nın CFD'den elde edilen direnç katsayıları ve statik basınç bulguları verilmiş olup, diğer modellerin direnç katsayıları Reynolds sayısına göre ve statik basınç dağılımları konuma göre olan bulguları Ek-2' de verilmiştir. Daha sonra $Re=8240$ değerinde akış gözleme deneylerinde gerçek modeller etrafında elde edilen hız akış çizgileri ile aynı Reynolds aralıklarında ANSYS Fluent'de elde edilen hız alanına ait akım çizgilerinin görselleri karşılaştırılarak analizleri yapılmıştır. Daha sonra Model-A geometrisi üzerinde farklı kuramsal boşluklar oluşturularak elde edilen Model-A1, Model-A2, Model-A3, Model-A4, Model-A5 ve Model-A6 için hesaplanan direnç katsayıları değerleri, statik basınç değerleri, hız kontür, vektör ve akış çizgileri ve basınç kontürleri verilmiştir.

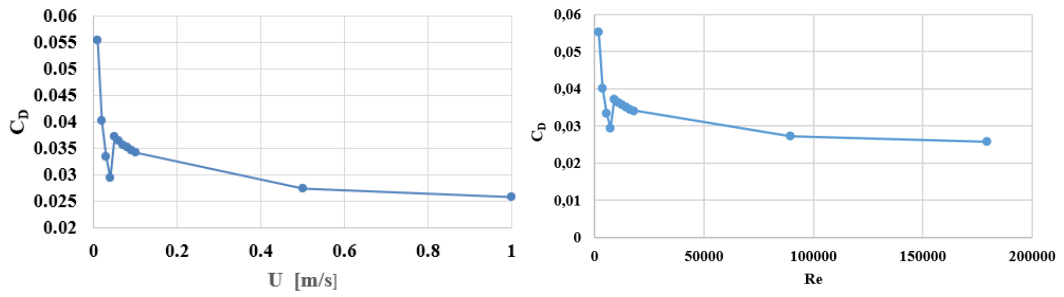
3.1. Model-A Bulguları

Reynolds sayısı 8240 değeri için Model-A da oluşan hız vektörleri ve hız akış çizgilerinin sonuçları Şekil 44' de verilmiştir.

Pürüzsüz küresel silindirik yüzey etrafındaki akışkan akışında CFD hesaplanmasında kazanılan programlama tecrübesi ile Model-A'da değişik hız senaryolarında akışa ait hız alanlarına ait direnç katsayıları ve basınç değişimleri elde edilmiştir. Model-A için, 12 farklı hız (0.01, 0.02, 0.03, 0.046, 0.05, 0.06, 0.07, 0.08, 0.09, 0.1, 0.5, ve 1 m/s) senaryosu oluşturularak elde edilen direnç katsayısının hıza göre değişimi Şekil 45'te gösterilmiştir.

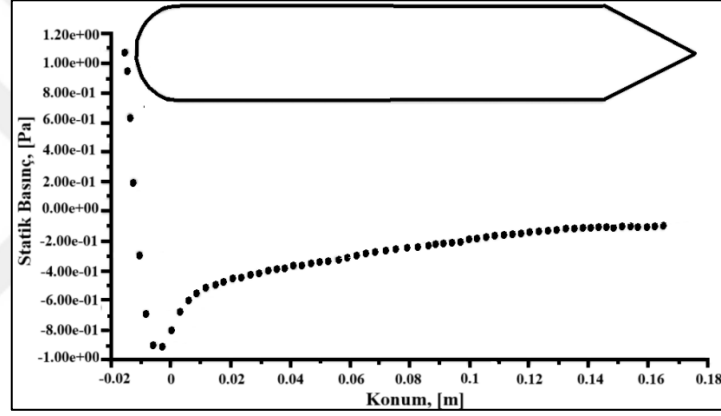


Şekil 44. Model-A'nın akım çizgileri



Şekil 45. Hız ve Re sayısının direnç katsayısı ile değişimi

Model-A'nın etrafında oluşan statik basınçların dağılımı, statik basıncın konuma bağlı değişimini gösteren grafik Şekil 46'da verilmiştir. Şekil 46 incelendiğinde, modelin yuvarlak ucunda akış, daha yavaş bir hızla levha etrafında dağılmaya başlar ve bu nedenle basınç yüksek olur. Grafikte görülen pozitif basınç değerleri bu alanı temsil eder. Akış girişten itibaren seçilen model üzerinde çıkışa yuvarlak uçtan sivri uca doğru ilerlerken, akışın hızlanması ve dolayısıyla basıncın düşmesi beklenir. Grafikte basıncın negatif değerlere düştüğü bölge, akışın levhanın yüzeyinden giderek ayrıldığı ve geçiş bölgesinin başladığını gösterir. Akış, çıkışa doğru sivri uçtan geçerken akış giderek kararlı hale gelir ve basınç eğrisi giderek stabil kalır. Grafikte basıncın yeniden pozitif değerlere dönmesi ve stabil hale gelmesi bu durumu gösterir.



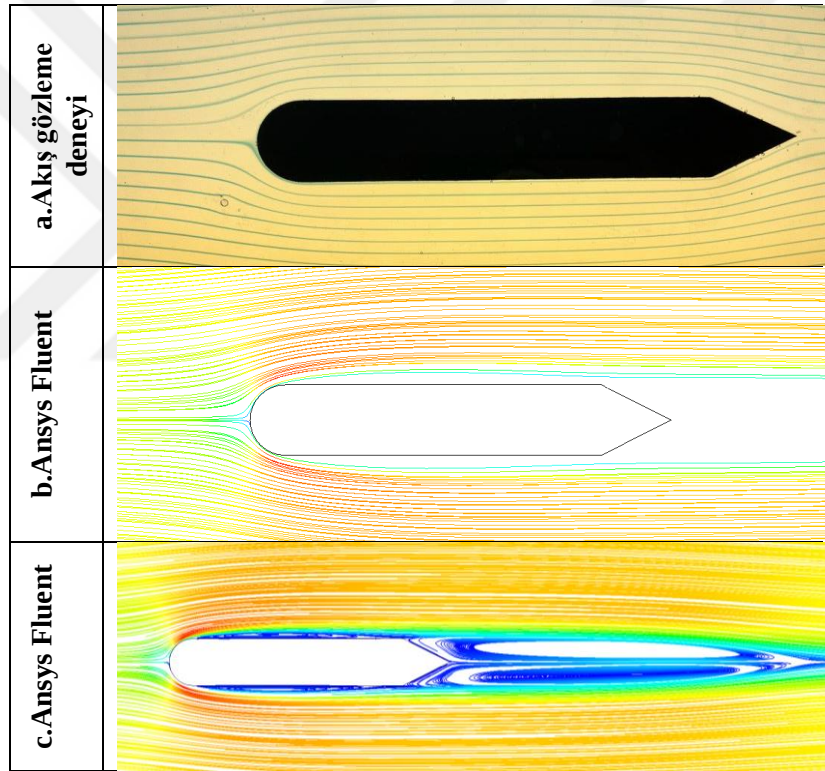
Şekil 46. Model-A etrafında oluşan statik basıncın konuma göre değişimi

3.2. Akış Gözleme Deneyleri ile CFD Sonuçlarının Karşılaştırılması

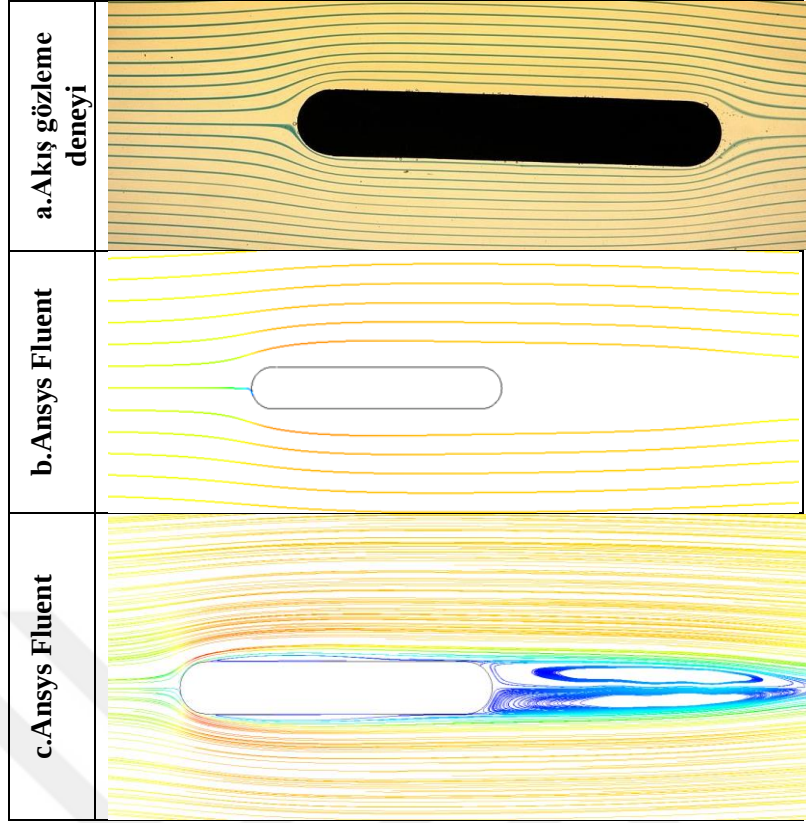
Tüm modeller için elde edilen hız akış çizgilerinin karşılaştırılması aşağıdaki şekillerde verilmiştir. Deney sonuçları ve ANSYS Fluent'den elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında akış gözleme deneylerinde durma noktasındaki akım çizgileri ANSYS Fluent çözümleriyle uyum göstermesine rağmen model çıkışında akım çizgilerinin gecikerek birleştiği bulunmuştur. Bunun nedeni akış gözleme deney düzeneğindeki boya enjeksiyonunun sınır tabakanın içerisine gönderilememesinden kaynaklanmaktadır. Bu modellerin detaylı hız kontür ve vektörlerine ait görselleri Ek-2'de ayrıca verilmiştir.

3.2.1. Modellerin Akım Çizgilerinin İrdelenmesi

8240 Reynolds sayısındaki, akış gözleme deneylerinin görsel sonuçları ile CFD çözümünden elde edilen sonuçların görsel grafikleri Şekil 47’de verilmiştir. Bu grafiklerde modellere ait akım çizgileri benzer akış trendi göstermektedir. Hız alanı ve hız vektörleri dağılımı incelendiğinde, akışın mikroskobik yapısı detay olarak ortaya çıkmaktadır. Bu detayların akış gözleme deneylerinden elde edilememesi, akışı görüntülü hale getiren boya enjektörlerinin çapı ve sayılarıdır. Toplam direnç kuvvetine etki eden veya sürtünme kuvveti olduğundan kuyruk profilinde ayrılmalara ve girdap akışının oluşumuna neden olmaktadır.

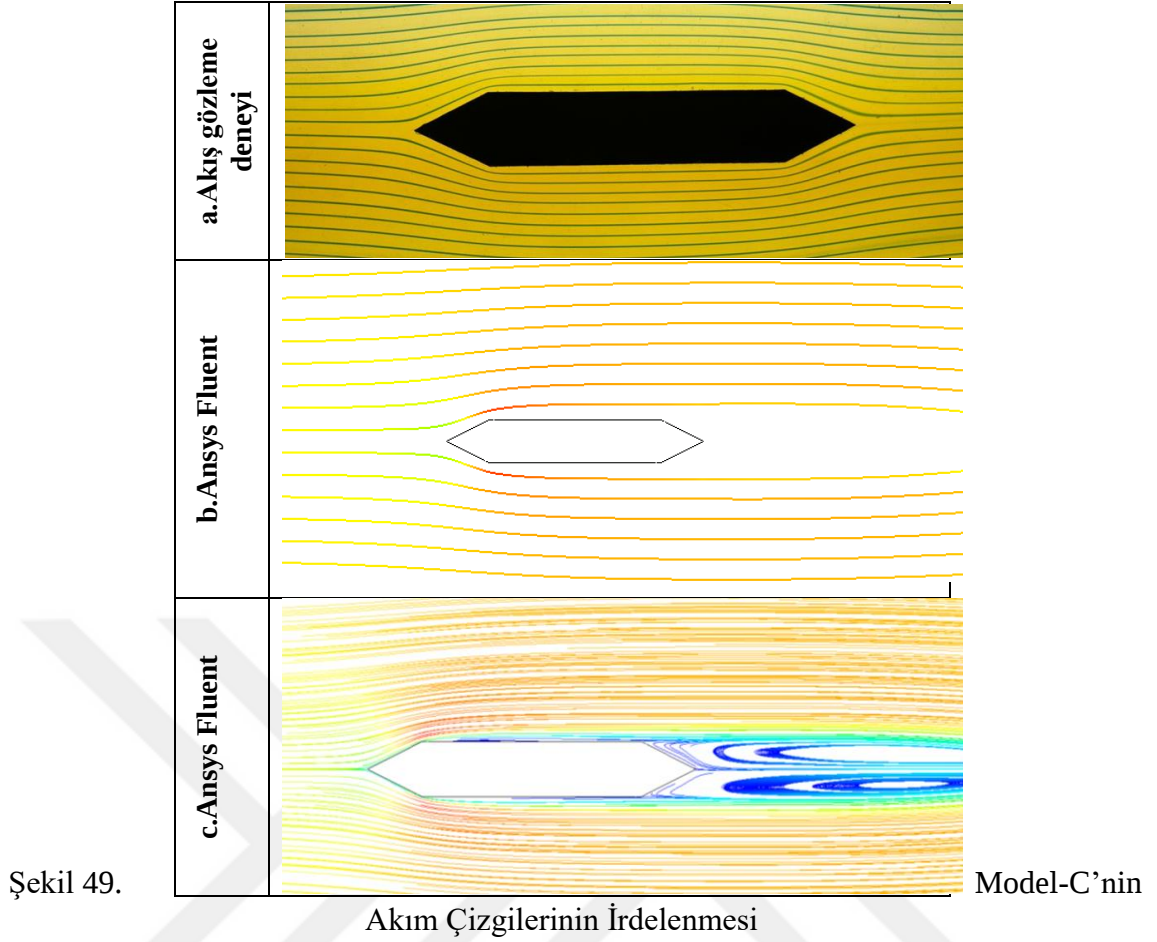


Şekil 47. Model-A’nın Akım Çizgilerinin İrdelenmesi

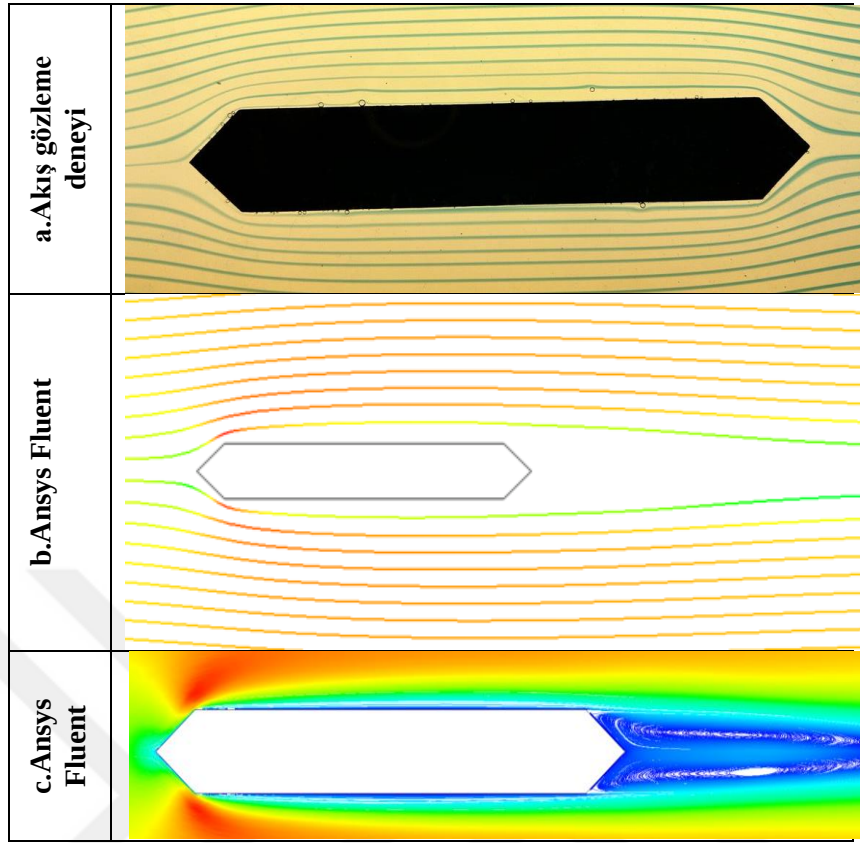


Şekil 48. Model-B'nin Akış Çizgilerinin İrdelenmesi

Şekil 48 incelendiğinde, Model-B'nin akış çizgilerinin irdelenmesinde Model-A da açıklanan etkilerinin yanında Model-B'nin kuyruk profilinin neden olduğu çalkantı bölgesinin Model-A ya daha kısa olduğundan kuyruk profilinin bu yapıya uygun olması uygulamada önemli olacaktır.

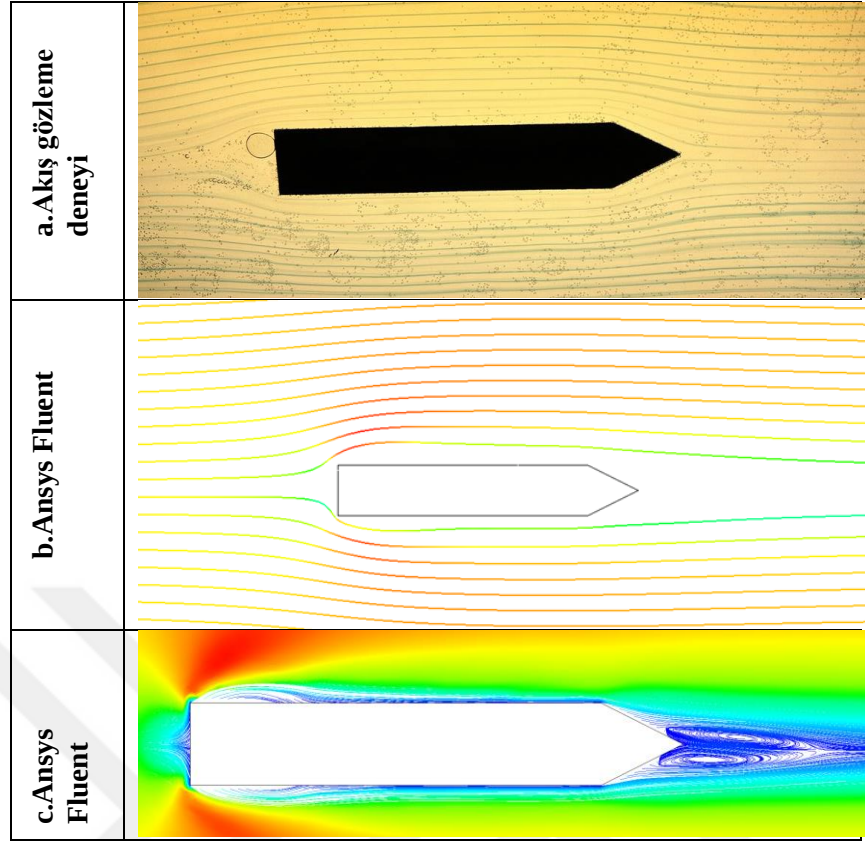


Şekil 49'da Model-C'nin akım çizgilerinin görselleri verilmiştir. Model-C'nin akış çizgileri incelendiğinde, Model-A da açıklanan etkilerinin yanında Model-C'nin kuyruk profilinin neden olduğu çalkantı bölgesinin Model-A'ya göre daha uzun olduğundan kuyruk profilinin bu yapıya uygun olması uygulamada önemli olmayacaktır.



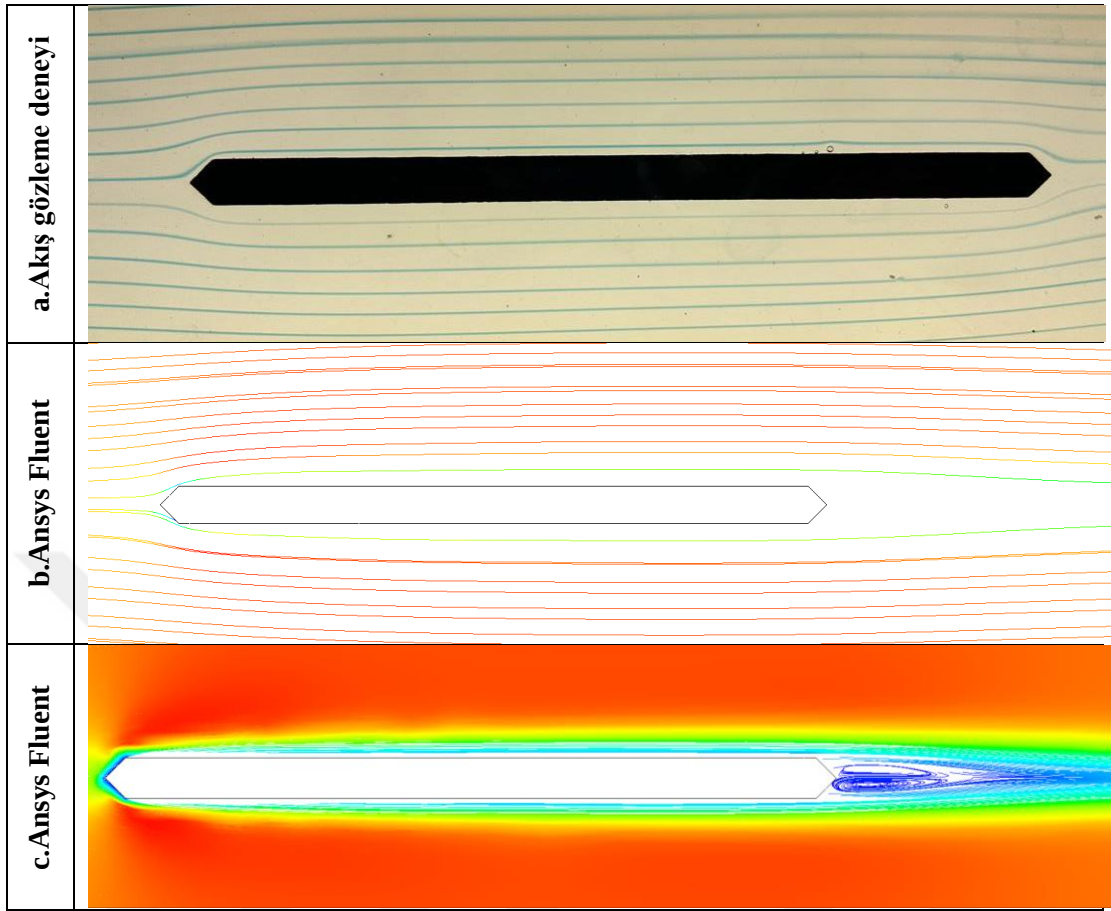
Şekil 50. Model-D'nin Akım Çizgilerinin İrdelenmesi

Şekil 50'de Model D'nin akım çizgilerinin görselleri verilmiştir. Model-D'nin Model-C ile aynı akış trendini göstermiştir. Fakat Model-D'nin kuyruk ve burun profillerindeki açılarının geniş olması ve dolayısıyla daha küt olmasından dolayı geniş bir çalkantı bölgesi oluşturduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 51. Model-E'nin Akım Çizgilerinin İrdelenmesi

Şekil 51 de Model-E'nin akım çizgilerinin görselleri verilmiştir. Model-E'nin burun geometrisi Model-A ya göre tamamen farklı olduğundan akış direnç katsayısının fazla olduğu, akışın modelin giriş burun kısmındaki küt yapıya çarpması sonucu diğer modellere kıyasla daha büyük çalkantı bölgeleri oluşturduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 52. Model-F'nin Akım Çizgilerinin İrdelenmesi

Şekil 52’de Model-F’nin akım çizgilerinin görselleri verilmiştir. Model-F’nin Model-A ya göre ince oluşu ve burun-kuyruk profillerinin farklı olması nedeniyle model etrafında oluşan akış alanındaki ayrılmaların diğer modellere göre küçük olacağı görsel olarak izlendiği gibi CFD çözümleriyle de doğrulanmıştır.

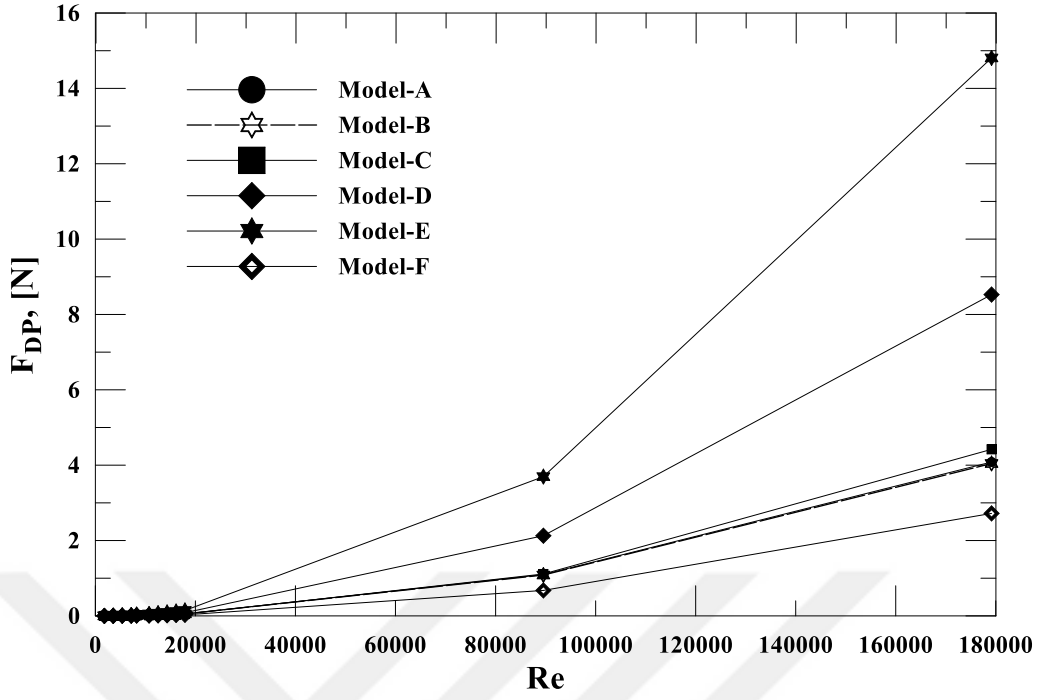
3.3. Düz Modellere Ait Sürtünme Katsayıları, Viskoz ve Basınç Kuvvetlerinin Karşılaştırılması

Düz modellere ait CFD ve akış gözleme sonuçlarındaki hız akım çizgileri görselleri incelendiğinde burun ve kuyruk bölgelerindeki hız dağılımlarının ve modeller etrafındaki ayrılmaların her modelde farklılık göstermesinin neden kaynaklandığının açıklanabilmesi için akışta oluşan viskoz (sürtünme) ($F_{D,sürtünme}$) ve basınç ($F_{D,basınç}$) kuvvetleri toplamının, basınç katsayısı ($C_{D,basınç}$) ve sürtünme katsayısının ($C_{D,sürtünme}$) Re sayısı ile değişim

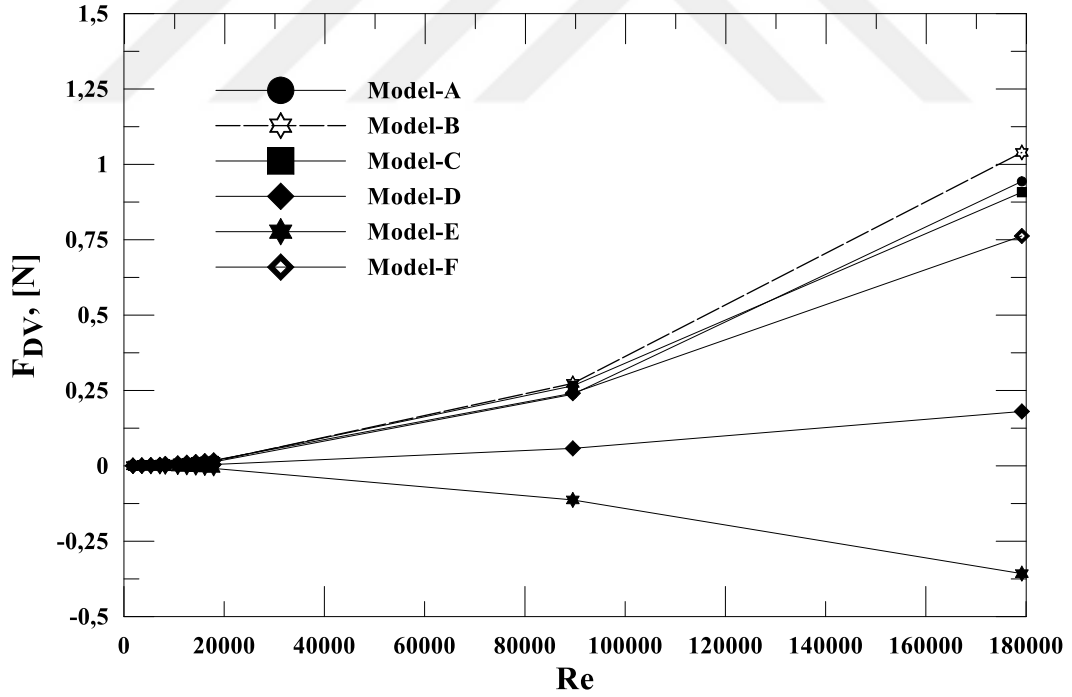
grafikleri Şekil.53, Şekil.54, Şekil.55, Şekil.56 ve Şekil.57 verilmiştir. Model-E’de oluşan büyük ayrılma bölgeleri Şekil.53 ve Şekil.54’te görüldüğü gibi modeller arasındaki en büyük basınç kuvveti ve en düşük viskoz kuvvetine sahip olduğu bulunmuştur. Bu da modelin küt burun yapısının oluşturduğu basınç farklarından dolayı diğer modeller ile kıyaslandığında en büyük sahiptir. Model-E bu küt burun formundan dolayı eksi yönde viskoz kuvvetleri oluşturarak diğer modellere göre en düşük viskoz kuvvet değerine sahip olduğu Şekil.54’te görülmüştür. Fakat toplam net kuvvetinin diğer modeller arasında en yüksek değere sahip olmasının sebebi Şekil 53.’teki gibi en yüksek basınç kuvveti değerlerden kaynaklanmaktadır. Bu durum küt cisimler etrafında basınç kuvvetlerinin etkisinin daha fazla olduğunun ispatıdır (Y.A.CENGEL, Cimbala, J.M., 2008)

Model-D de Model-E gibi küt bir burun formuna sahip benzer etkiler söz konusu olarak gözlemlenmiştir. Bu grafikler incelendiğinde Model-F’de en küçük ayrılma bölgeleri ve en düzenli hız akım çizgileri dağılımı gerçekleştiğinden bu modelin C_D katsayıları en düşük çıkmıştır. Model-A’nın aynı en kesitli tüm düz modeller içerisinde en düşük C_D katsayısına sahip olduğu aynı zamanda en düşük viskoz kuvvetine sahip modellerden biri olduğu gözlemlenmiştir. Model-A’ya ait basınç ve viskoz kuvvetlerinin toplamaları incelendiğinde, diğer modellerin toplam kuvvet değerlerine göre ortalama bir değere sahip olup, C_D değeri en düşük model olduğundan ve geometrisinin torpido en kesitine benzerliğinden dolayı üzerinde farklı geometrili girinti-çıkıntılar oluşturulması için bu model tercih edilmiştir.

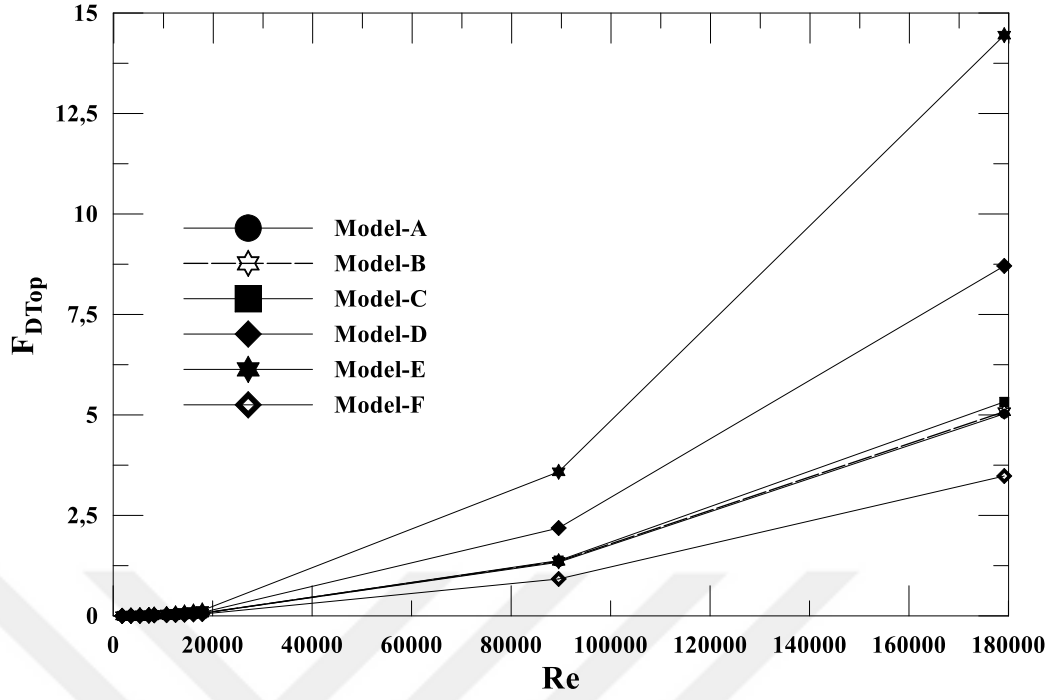
Tüm modeller incelendiğinde Re sayısı arttıkça toplam direnç kuvvetinin de arttığı Hanafizaheh P. Ve Ark. (2013) tarafından yapılan çalışma ile de belirtilmektedir.



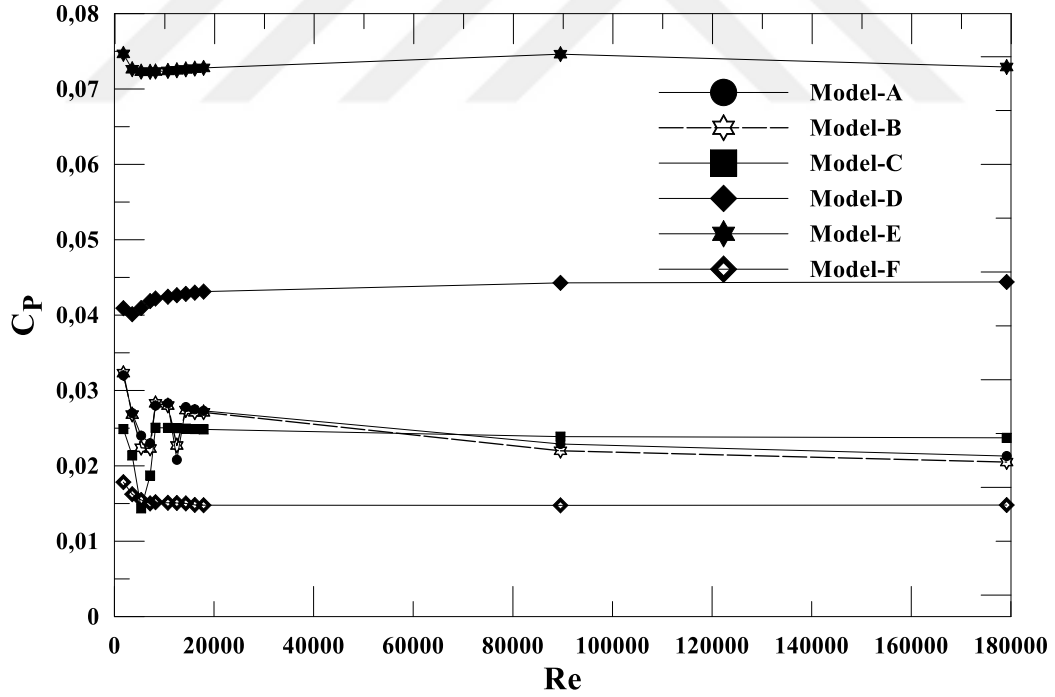
Şekil 53. Düz modellere ait F_{DP} basınç kuvvetinin Re ile değişimi



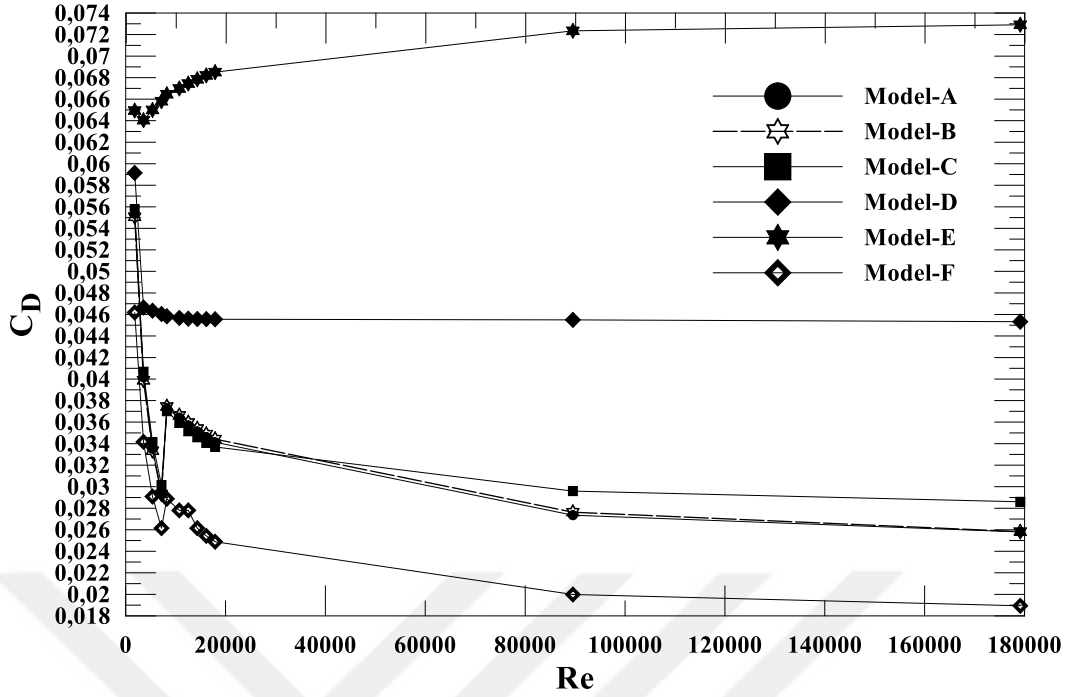
Şekil 54. Düz modellere ait viskoz kuvvetinin Re ile değişimi



Şekil 55. Düz modellere ait F_{DTop} toplam kuvvetin Re ile değişimi



Şekil 56. Düz modellere ait C_p basınç direnç katsayısının Re sayısı ile değişimi



Şekil 57. Düz modellere ait C_D sürtünme direnç katsayısının Re sayısı ile değişimi

Modellere ait direnç katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi ve statik basınç değerlerinin konuma bağlı değişimleri Ek 2 de verilmiş olup Model-A, Model-B, Model-C, Model-D, Model-E ve Model-F için 12 farklı hız senaryosunda elde edilen direnç katsayısı değerlerinin Reynolds sayısı ile değişiminin karşılaştırılması Şekil 57’de verilmiştir. Şekil 57 incelendiğinde, Model-F’nin direnç katsayısının en düşük, model-E’nin ise en yüksek değerde olduğu gözlemlenmiştir. Girintili-çıkıntılı yerleştirilmesi için seçilen model olan Model-A ise aynı en kesite sahip modeller arasında en düşük direnç katsayısına sahip model olduğundan, diğer modellerin C_D değerlerinin karşılaştırılması Model-A’nın C_D değerleri baz alınarak yapılmıştır. Buna göre; laminar bölgede $Re=5500$ civarında Model-A, Model-B ve Model-C birbirlerine oldukça yakın C_D değerlerine sahipken Model-D bu modellere göre yaklaşık %40’lık bir direnç katsayısı artışı ve Model-E ise %90’lık bir direnç katsayısı artışı göstermiştir. Bu artıştaki temel neden model-A, model-B, ve model-C benzer kuyruk ve burun formuna sahip olduğundan benzer hız ayrılma çizgileri oluşturmuş olup bu durum viskoz ve basınç kuvvet grafikleri ile de desteklenmiştir. Model-E’de diğer modellerin tersine Re sayısı arttıkça C_D değerlerinin de arttığı görülmüş ve bu durum Bayındırlı C. (2018) çalışmasında da elde edilen sonuçlarla desteklenmiştir.

Yüksek Re değeri olarak kabul edilen yaklaşık Re sayısının 10^4 değerlerine yaklaştıkça C_D değerlerinde önce bir artış sonrasında hız arttıkça azalma gözlemlenmiştir (Y.A. CENGEL, Cimbala, J.M., 2008). Buradaki artışın sebebi laminlerden türbülansa geçiş olarak kabul edilen geçiş bölgesi olarak adlandırılan bölgede akış karakteristiğinin ani değişimden kaynaklanmaktadır. Yüksek türbülanslı bölgelerde C_D değerlerinin değişimi laminar bölge ile benzer bir değişim eğilimi göstermektedir ve bu değerlerin değişim yüzdeleri yine benzerdir.

Model-F yine en düşük C_D değerine sahip olarak öne çıkarken, aynı en kesiti uzunluğuna sahip modellerden Model-A, Model-B ve Model-C'nin değerlerinin Re değerlerinin artmasıyla azaldığı ve yaklaşık 0,035-0,03 değerleri aralığında sabit kaldığı görülmüştür. Yüksek türbülanslı bölgelerde Model-E'nin küt burun yapısından dolayı C_D katsayısı değerlerinin geçiş bölgesinden sonra artarak sonrasında sabit kaldığı görülmüş bu durum basınç kuvvetlerini gösteren grafiklerle ve hız akım çizgilerinde meydana gelen ayrılma bölgelerinin model yapısından kaynaklı daha büyük ayrılmalar meydana gelmesiyle de doğrulanmıştır.

Re katsayısının en yüksek değerini aldığı yaklaşık Re sayısının 180000 civarında Model-A ve Model-B oldukça yakın C_D değerine sahipken Model-C bu modellere göre yaklaşık %8 değerinde, Model-D %75 daha fazla bir direnç katsayısına sahipken ve Model-E'nin Re sayısındaki C_D değeri Model-A'nın yaklaşık iki katıdır.

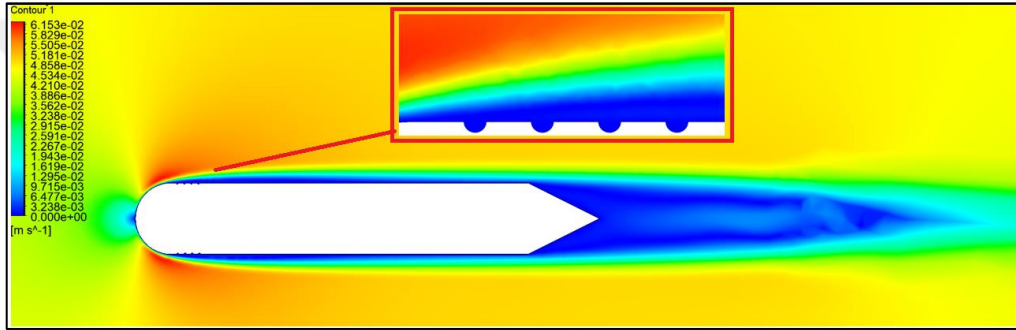
Tüm Reynolds sayılarında Model-A, Model-B ve Model-C'nin direnç katsayılarının Reynolds sayısı ile değişiminin benzer trendi gösterdiği saptanmıştır. Bu durum Model-A'nın Model-B ve Model C'nin aynı boyutta ve aynı en kesitinde olması ve modeller etrafında meydana gelen ayrılmaların benzer olmasından kaynaklanmaktadır. Model-E ve Model-D en kesitleri eşit olan diğer modeller arasında tüm Reynolds sayılarında en yüksek direnç katsayısına sahip modeller olduğu bulunmuştur. Model-D'nin burun açısı Model-C'den daha geniş açığa sahip olması ve Model-E'nin küt burnu nedeniyle, daha büyük ayrılma bölgeleri oluşturmakta ve bu durum direnç katsayısı artışını etkilemektedir.

3.4. Model-A Üzerinde Oluşturulan Kuramsal Boşluklu Yapılı Modeller Etrafındaki Akışın CFD Bulguları

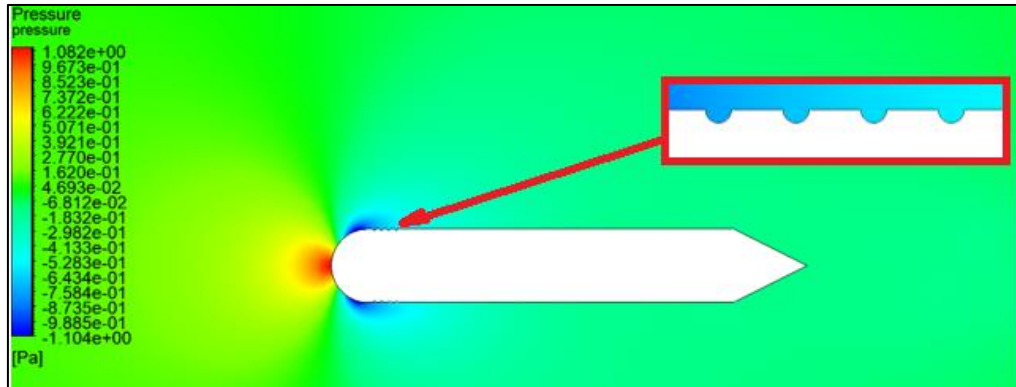
Model-A üzerinde 6 adet farklı geometrik kuramsal girinti-çıkıntılar üzerindeki akışta oluşan hız alanı, basınç kontürleri, hız vektörleri görsel olarak aşağıda verilmiştir.

- Model-A1'e Ait CFD Bulgularının İrdelenmesi

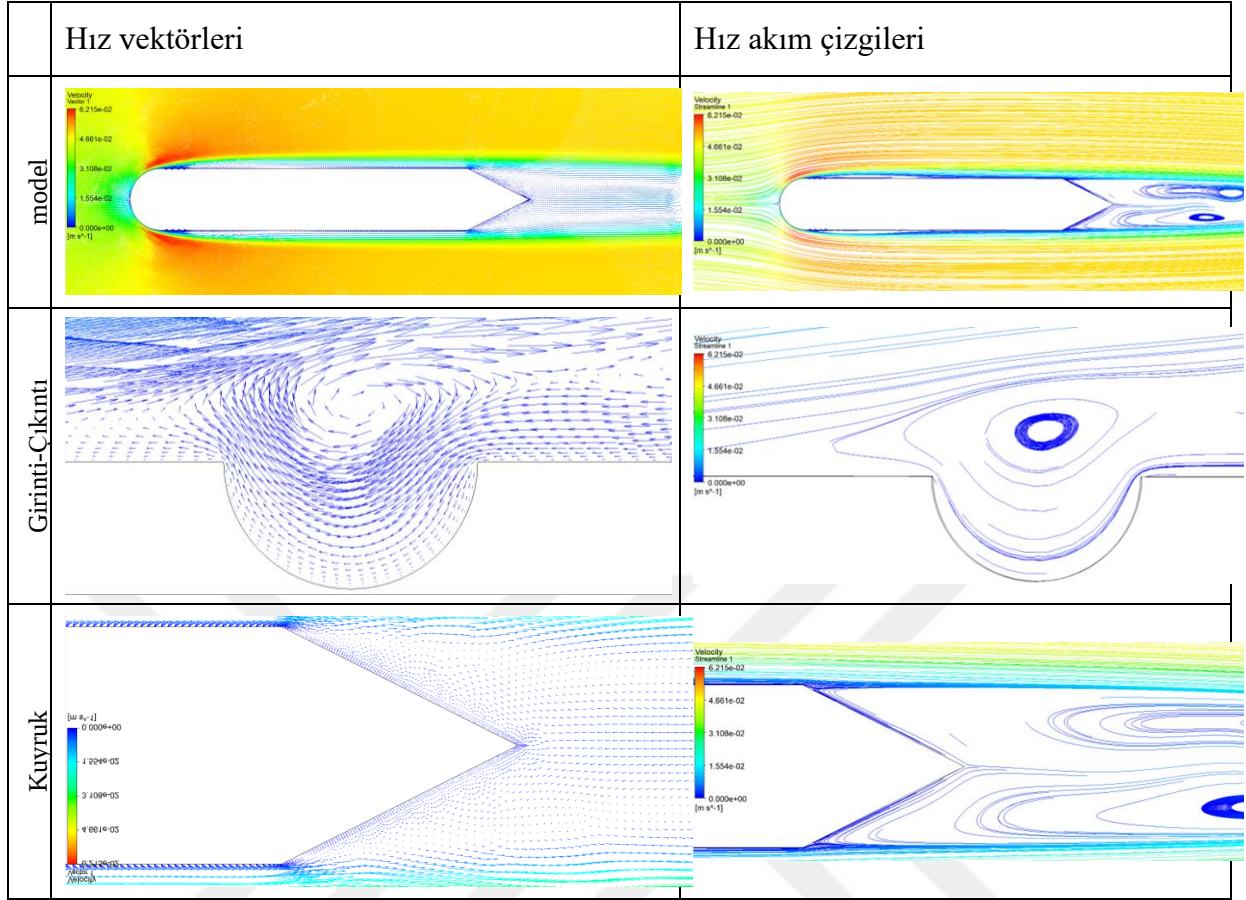
Model-A1'e ait hız alanı Şekil 59'da basınç alanları Şekil 60'te ve hız vektörlerinin görselleri ve hız akım çizgileri Şekil 61'de verilmiştir. Model-A1 in geometrik yapısı Model-A'nın yapısına sadık kalınarak oluşturulan girintili-çıkıntılılar modelin burun kısmından 1-1,5 cm uzaklıkta belirli aralıklarda aynı girinti-çıkıntı geometrisinde 4 adet yerleştirilmiştir. CFD çözümlerinden görüldüğü gibi Model-A etrafında aynı Reynolds sayısındaki akış alanı trendleri olduğu izlenmektedir. Girintili-çıkıntılıların model etrafındaki akış alanına etkisi direnç katsayısından görülmektedir. C_D değerinin azaltılmasında bu girinti-çıkıntı yapısı etkili olamamıştır.



Şekil 58. Model-A1'e Ait Hız Alanı Görselleri



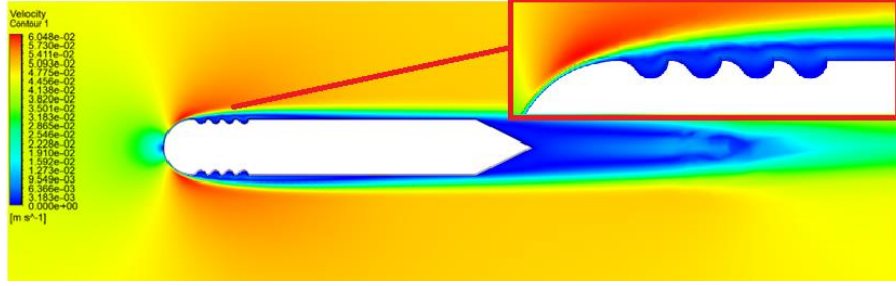
Şekil 59. Model-A1'e ait basınç alanının görselleri



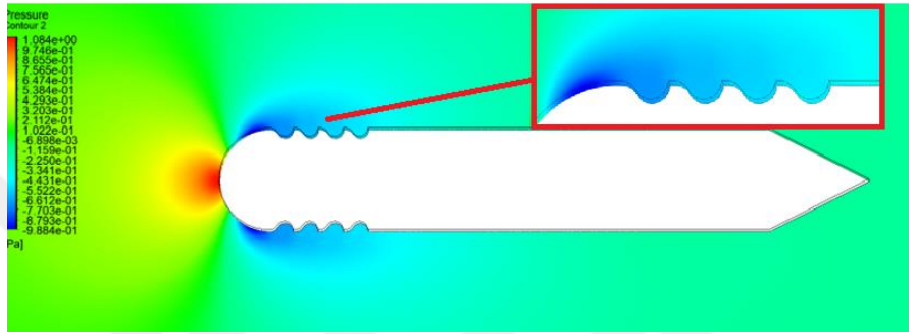
Şekil 60. Model-A1'ye Ait Hız Vektörlerinin ve Akım Çizgilerinin Görselleri

- Model-A2'ye Ait CFD Bulgularının İrdelenmesi

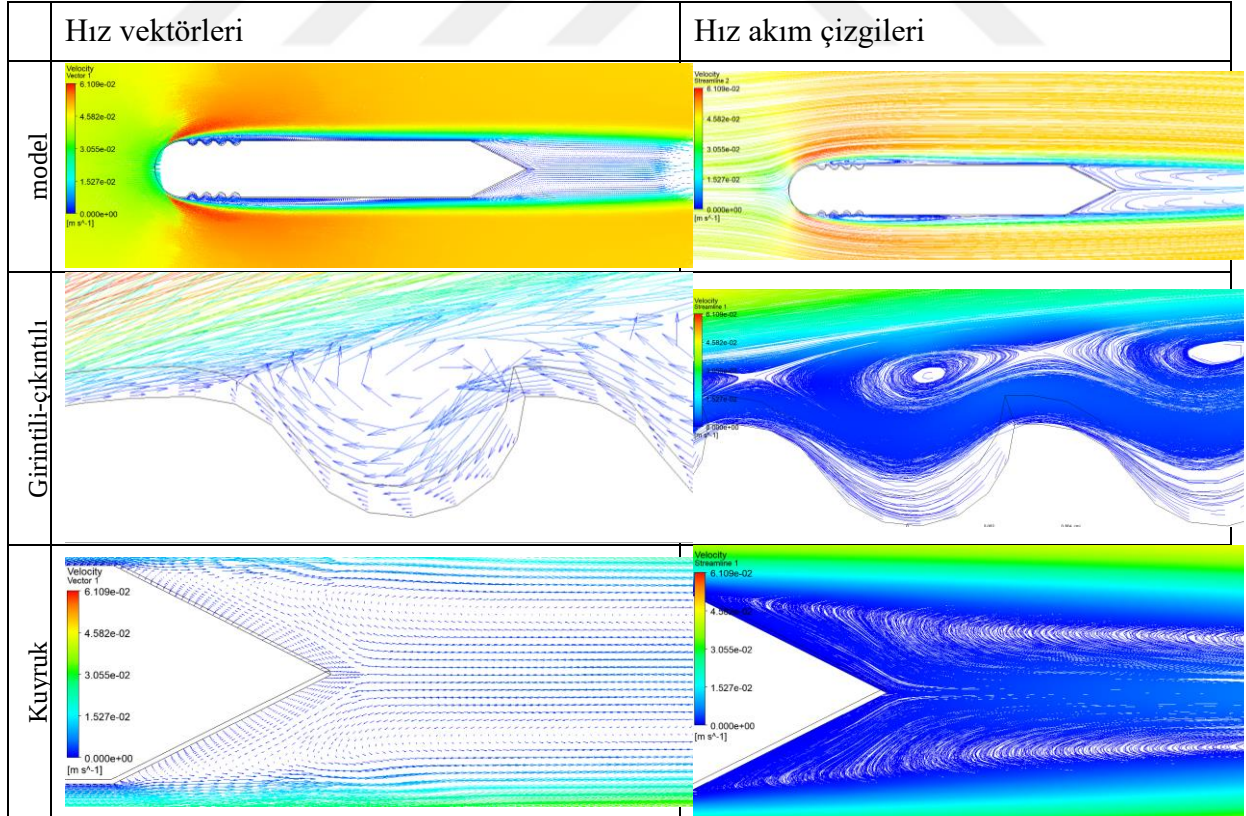
Model-A2'ye ait hız alanları Şekil-62'de gösterilmektedir. Model-A2'nin etrafındaki akış alanının Model-A'ya göre laminar bölgede %2 direnç katsayısını artırdığı görülmüştür. Şekil 83'te Model-A2'ye ait basınç alanları gösterilmektedir. Girinti-çıkıntıların etrafında basınç değerlerinin düştüğü görülmüştür. Şekil 64'te Model-A2'ye ait hız alanı, basınç kontörleri, hız vektörlerinin görselleri ve akım çizgileri verilmiştir. CFD çözümlerinden görüldüğü gibi Model-A etrafında aynı Reynolds sayısındaki akış alanı trendlerin bu modelde olduğu izlenmektedir.



Şekil 61. Model-A2'ye Ait Hız Alanı Görselleri



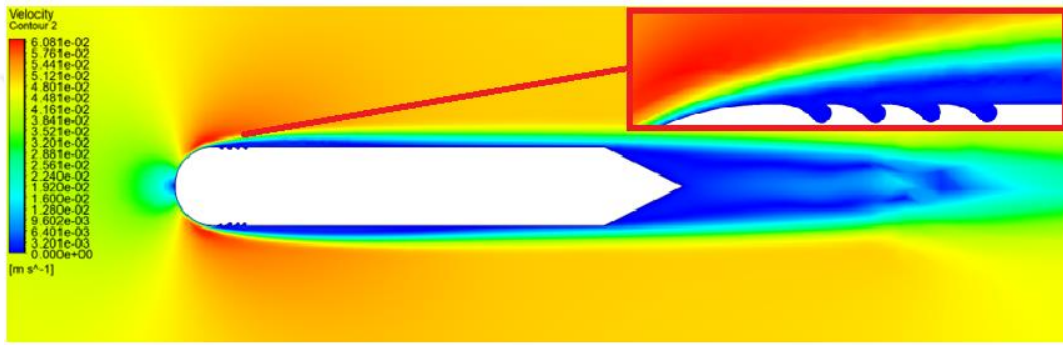
Şekil 62. Model-A2'ye Ait Basınç Kontürlerinin Görselleri



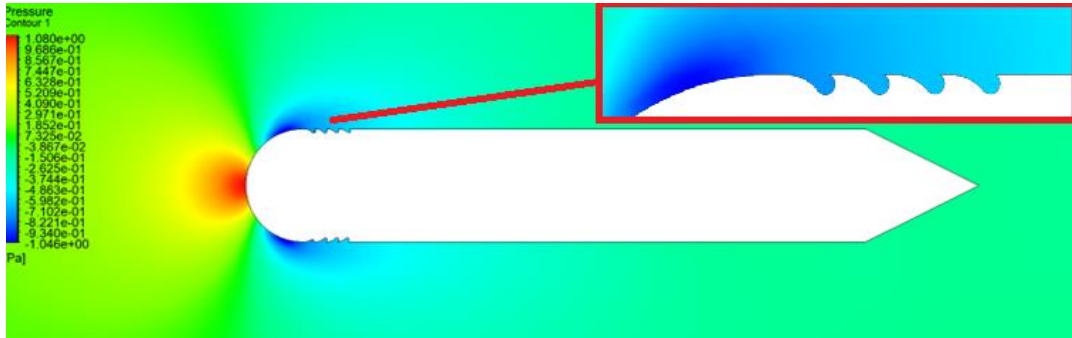
Şekil 63. Model-A2'ye ait hız vektörlerinin ve hız akım çizgilerinin görselleri

- Model-A3'e Ait CFD Bulgularının İrdelenmesi

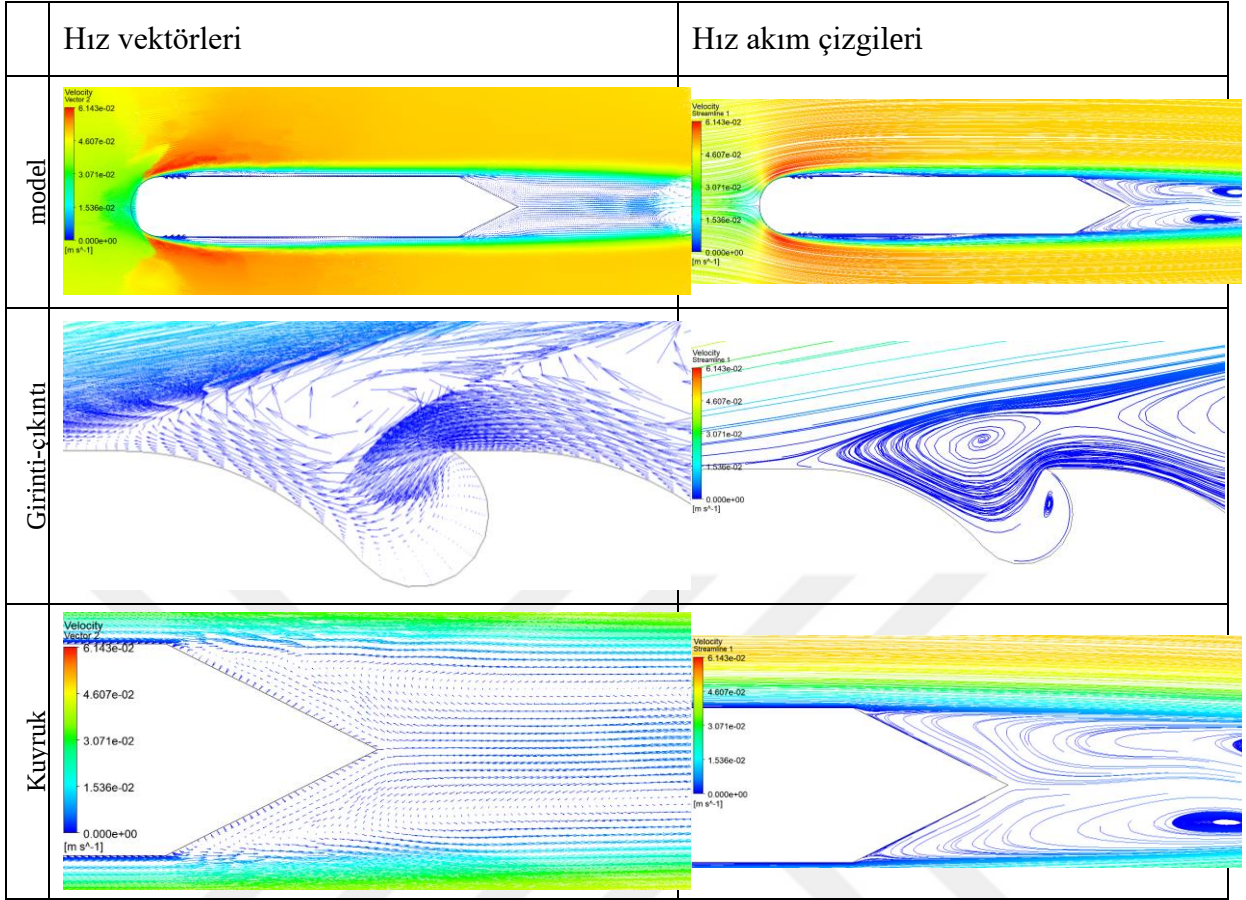
Model-A3'e ait hız alanı görselleri Şekil-65'te, Şekil 66'de basınç alanı görselleri ve Şekil 67'de hız vektörlerinin ve hız akım çizgilerinin görselleri verilmiştir. CFD çözümlerinden görüldüğü gibi Model-A etrafında aynı Reynolds sayısındaki akış alanı trendlerin bu modelde olduğu izlenmektedir. Laminer bölgedeki yaklaşık $Re=9000$ civarında, Model-A3'ün etrafındaki akış alanının Model-A ya yaklaşık %5 C_D değerini azalttığı görülmüştür. Model-A'ya göre $Re=140000$ kadar olan değerlerde C_D değerinin azalmasında etki gösterirken çok yüksek Re değerlerinde yetersiz kalmıştır.



Şekil 64. Model-A3'e ait hız alanı görselleri



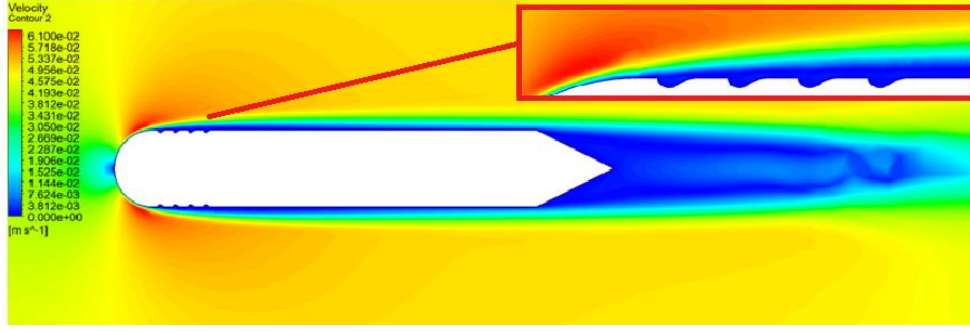
Şekil 65. Model-A3'e ait basınç alanı görselleri



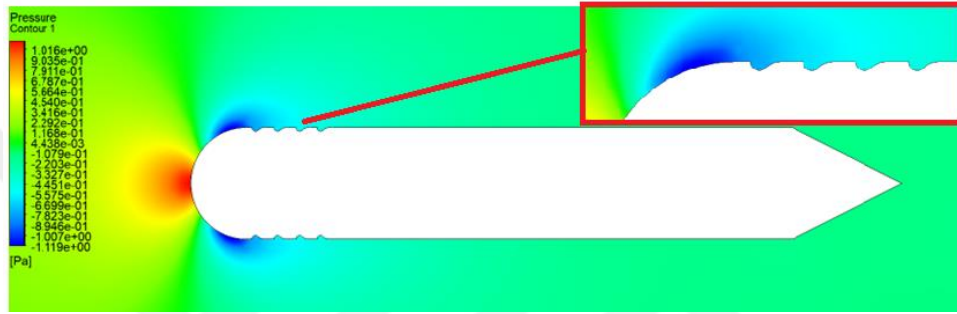
Şekil 66. Model-A3'e ait hız vektörleri ve hız akım çizgileri görselleri

- Model-A4'e Ait CFD Bulgularının İrdelenmesi

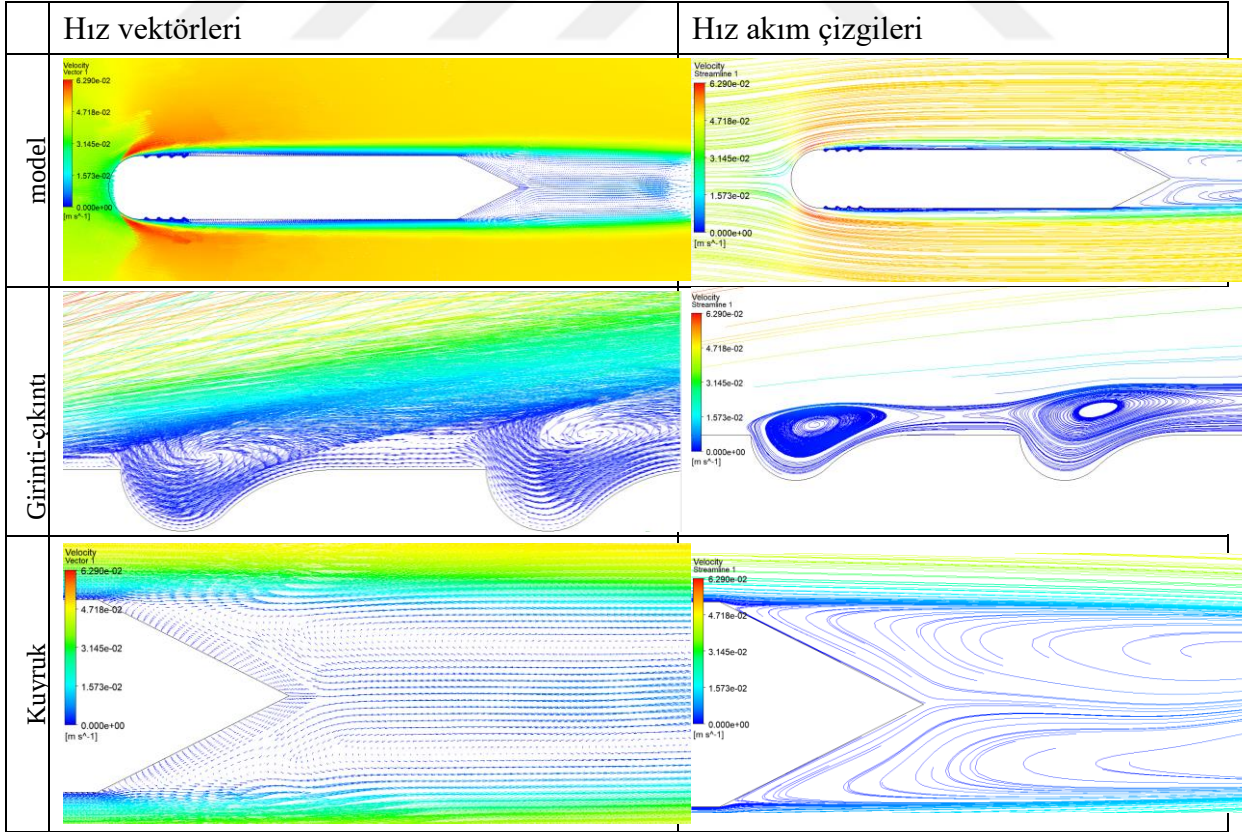
Model-A4'e ait hız alanları Şekil.68, Şekil.69 basınç alanları ve Şekil.70 hız vektörlerinin görselleri ve akım çizgilerinin görselleri verilmiştir. CFD çözümlerinden elde edilen bulgular ile Model-A4 ün etrafındaki akış alanının laminar bölgedeki Reynolds sayılarında C_D değerlerinin azaltmada etkili olmadığı bu aralıktaki değerlerin Model-A ile kıyaslandığında aynı değerlerde olduğunu göstermiştir. Yüksek Re değerlerinde Model-A'ya göre $Re=10000-17000$ aralığında yaklaşık yaklaşık %3'lük C_D değerinde azalma meydana getirirken daha yüksek Re değerlerinde etkili bir değişiklik yaratmamıştır. Girintili-çıkıntılı bölgelerde ise basınç değerlerinin düştüğü görülmektedir.



Şekil 67. Model-A4'e ait hız alanı görselleri



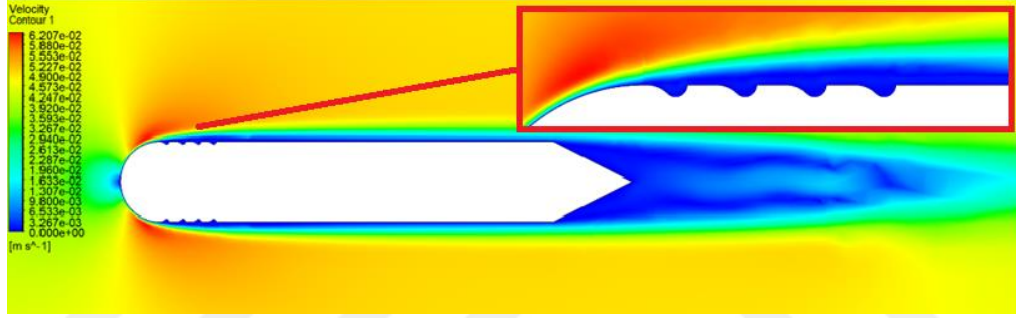
Şekil 68. Model-A4'e ait basınç alanı görselleri



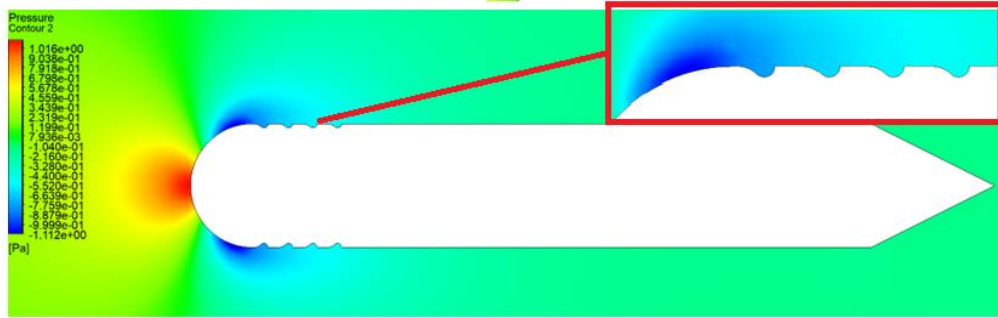
Şekil 69. Model-A4'e ait hız akım çizgileri ve hız vektörleri görselleri

- Model-A5'e Ait CFD Bulgularının İrdelenmesi

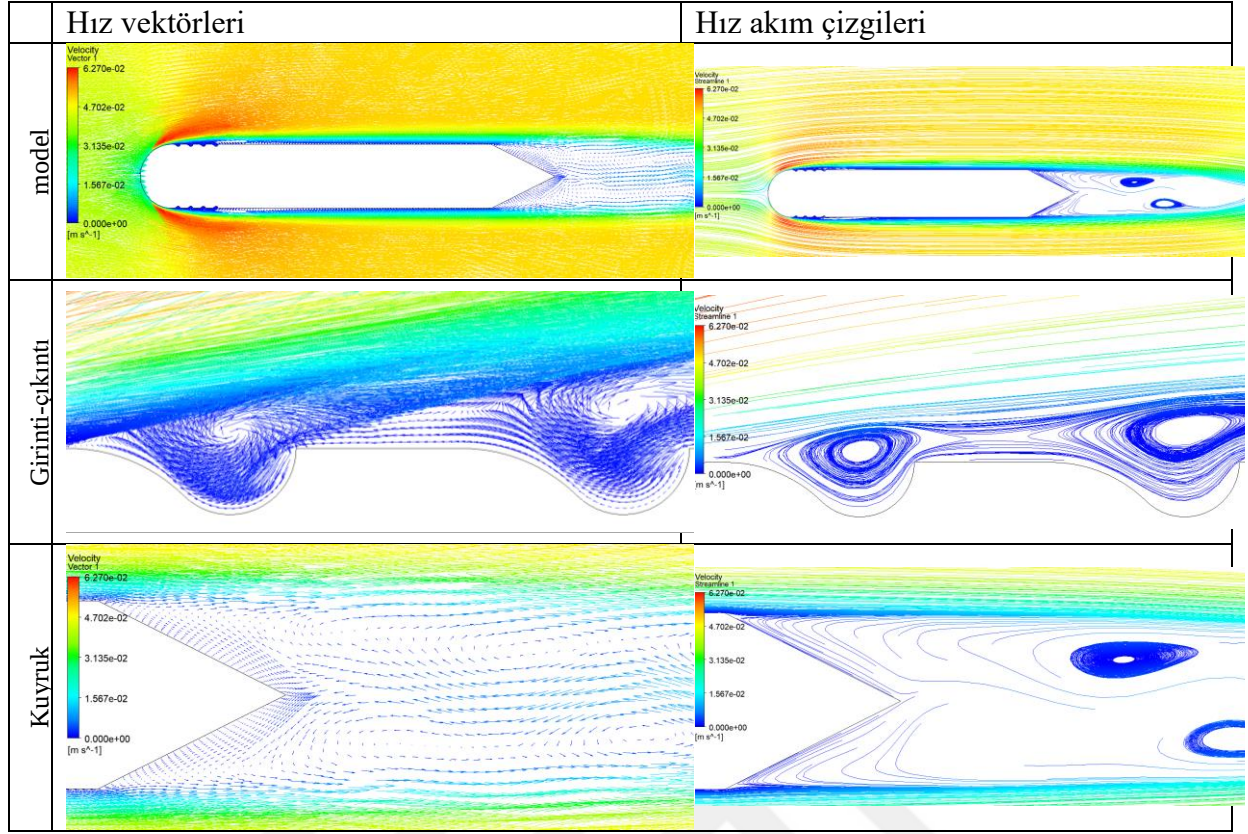
Model-A5'e ait hız alanları Şekil 71'de, Şekil 71'de basınç alanları ve Şekil 73'te, hız vektörlerinin görselleri ve akım çizgilerinin görselleri verilmiştir. Model-A5'in girintili-çıkıntılı geometri yapısından kaynaklanan toplam direnç katsayısı tüm Reynolds sayılarında Model-A'ya göre C_D değerinin azaltılmasında etkili olarak toplam direnç katsayısını azaltmada en etkili modellerden biri olmuştur. $Re=80000-120000$ aralığında en düşük C_D değerine sahip modeldir. Bu duruma etkili olan sebeplerden biri Model-A.5'in üzerindeki kuramsal boşlukların akışın girdiği ve çarptığı noktalarda yer alan kavisler sayesinde akışı daha düzenli yönlendirmesi ve boşluklara ait çapların yüzeye yakın olmasıdır.



Şekil 70. Model-A5'e ait hız alanı görselleri



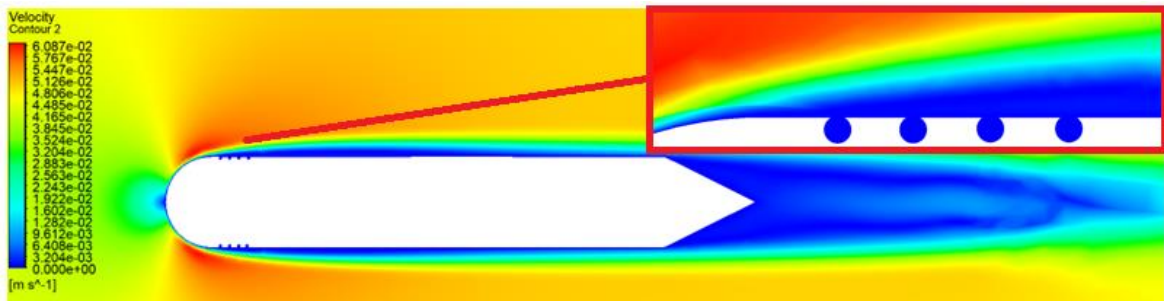
Şekil 71. Model-A5'e ait basınç alanı görselleri



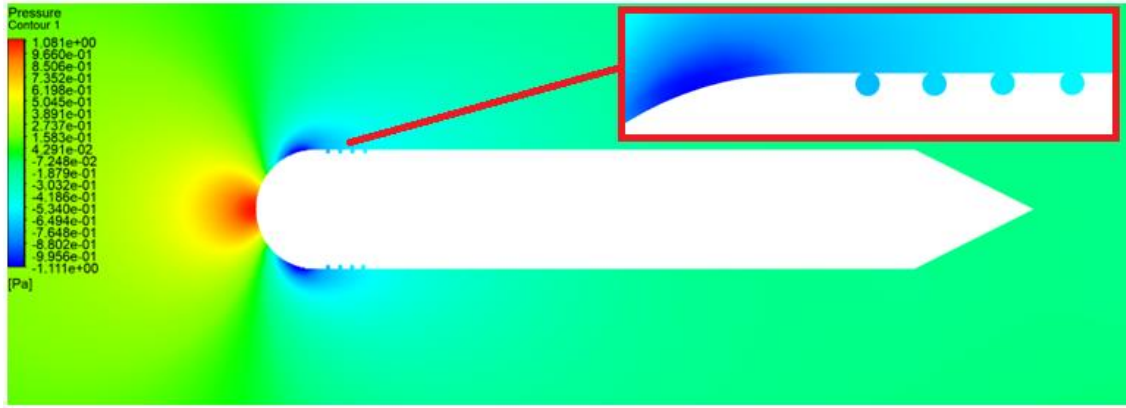
Şekil 72. Model-A5'e ait hız vektörlerinin ve hız akım çizgilerinin görselleri

- Model-A6'ya Ait CFD Bulgularının İrdelenmesi

Model-A6'a ait hız alanları Şekil.74'te, Şekil.75'te basınç alanları ve Şekil.76'da hız vektörlerinin görselleri ve akım çizgilerinin görselleri verilmiştir. Model-A.6 özellikle laminar bölgedeki düşük Re değerlerinde C_D değerinin azaltılmasında etkili olmazken, geçiş bölgesi değerlerini geçtikten sonra direnç katsayısını azaltmada Model-A.5'ten sonra en etkili modellerden biri olmuştur.

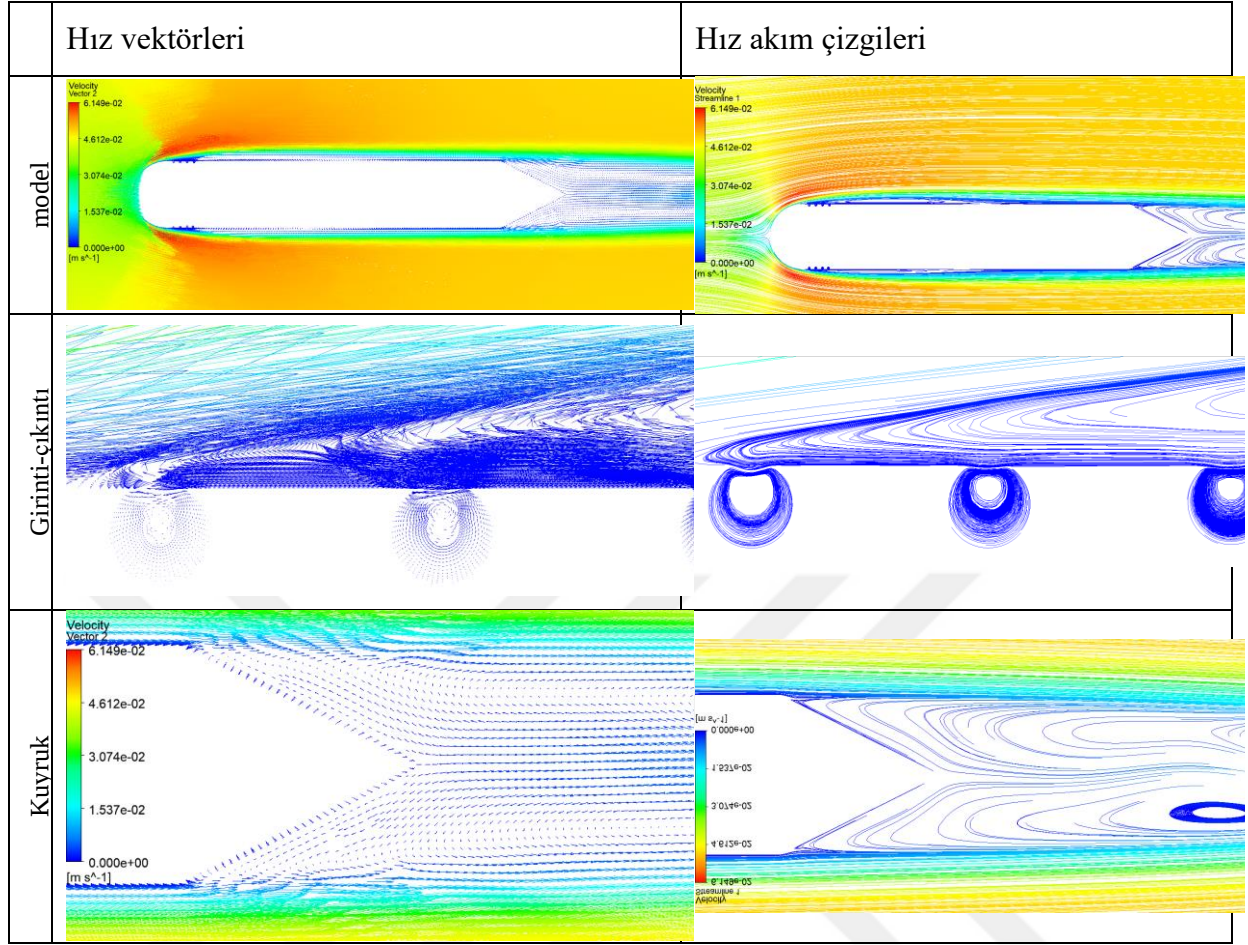


Şekil 73. Model-A6'ya Ait Hız Alanı Görselleri



Şekil 74. Model-A6'ya ait basınç alanı görselleri

Basınç kontürlerinin dağılımı incelendiğinde modelin burun kısmında basınç değerleri oldukça yüksektir. Bu, akışın şeklin ön kısmına çarpması sonucu oluşan bir basınç tepe noktasıdır. Girintili-çıkıntılı yapılar başlamadan önceki ayrılma bölgelerinde basıncın düşük olduğu gözlemlenmiştir. Konturların genel dağılımı, akışın şekil etrafında düzgün bir şekilde ilerlediğini ancak arka kısımda ise basınç düşüşü yaşandığını göstermektedir. Şeklin ön kısmında yine kırmızı ve sarı alanlar, yüksek basınç bölgelerini göstermektedir. Girintili-çıkıntılı yapıların varlığı, basınç dağılımında belirgin bir şekilde değişiklik sebep olmuştur. Girinti-çıkıntılar akışın daha düzgün ilerlemesini sağlayarak, ayrılma noktasını öteleyebilir ve çalkantı etkilerini azaltabilir.



Şekil 75. Model-A6'ya Ait Hız Akım Çizgileri Görselleri

3.5. Kuramsal Olarak Oluşturulan Girintili-Çıkıntılı Modellere Ait Viskoz, Basınç Kuvvetlerinin ve Katsayılarının Karşılaştırılması

Kuramsal olarak oluşturulan girintili-çıkıntılı modellere ait CFD analizinden elde edilen hız akım çizgileri incelendiğinde, modellerin burun ve kuyruk bölgelerindeki hız dağılımlarının ve modeller etrafındaki ayrılmaların her modelde farklılık göstermesinin nedeninin kaynaklandığının açıklandığı F_{DTop} toplam kuvvetler, F_{Dv} viskoziten dolayı oluşan direnç kuvveti, F_{Dp} basınçtan dolayı oluşan direnç kuvveti, C_p basınç katsayısı ve C_D sürüklenme katsayısının Re sayısı ile değişim grafikleri Şekil.76, Şekil.77, Şekil.78, Şekil.79 ve Şekil.80'de verilmiştir.

Şekil.76'da girintili çıkıntılı modellere ait viskoz kuvvetlerinin Re sayısı ile değişim grafiği incelendiğinde; Model-A'nın diğer en yüksek viskoz kuvvetine sahip olduğu görülmektedir.

Girintili çıkıntılı modellerdeki boşluklardan dolayı bu modellerde basınç kuvvetleri yükselirken viskoz kuvvetlerinin düştüğü belirlenmiştir. Bu nedenle Model-A üzerinde boşluklu yapılar olmadığından Model-A ya ait bu değerin yüksek olması beklenen bir durumdur.

Şekil.77’de incelendiğinde Model-A.2’nin en yüksek F_{Dp} değerine sahip modellerden biri olduğu gözlemlenmiştir. Bunun temel nedeni diğer modeller ile kıyaslandığında Model-A.2 en büyük girinti-çıkıntı çapına sahip modeldir. Bundan dolayı oluşan basınç farkları Şekil.83’te gösterilen statik basınç grafikleriyle ve Şekil.62’deki basınç alanları dağılımlarıyla uyum göstermektedir. Model-A.3 de yine Model-A.2’ye benzer olarak çap derinliği ve etrafında oluşan kavislerin akışta meydana getirdiği çalkantılar ve akış alanında oluşan büyük ayrılma bölgelerinden dolayı yüksek basınç kuvveti değerlerine sahip modeller olarak öne çıkmaktadır.

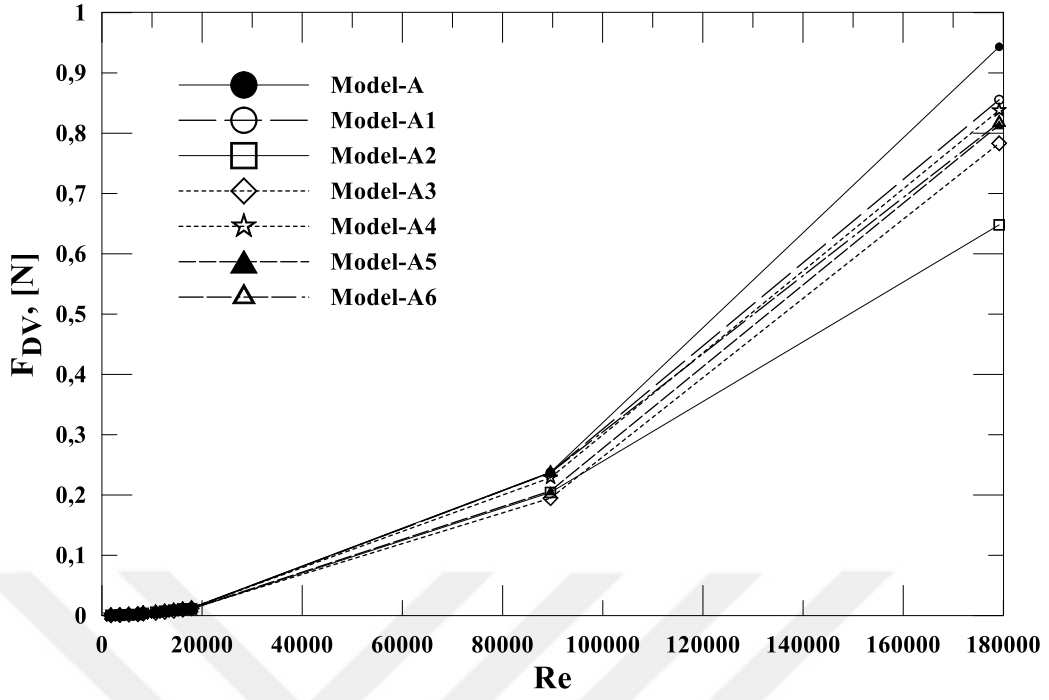
Şekil 79.’ da Kuramsal olarak oluşturulan girintili-çıkıntılı modellerin C_D katsayıları Model A’nı C_D değeri ile karşılaştırılmıştır. Yani Model-A referans olarak ele alınmıştır. Akış karakteristiğinin girintili-çıkıntılı modellerin C_D üzerine etkileri ele alınarak; Şekil 79. incelendiğinde laminer bölgelerde $Re=10000$ ’e kadar olan değerlerde, tüm modeller Model-A’ya göre yaklaşık %2-3’lük bir yüzde aralığında direnci azaltma ya da artırma yönünde etkili olmuştur. Model-A.1 laminer hızlarda C_D değerinin azaltılmasında büyük bir etki göstermemiştir. Model-A.1, $Re=60000-160000$ aralığında Model-A ile karşılaştırıldığında C_D değerini arttırdığı gözlemlenmiştir.

Akış hızı 0,05 m/s’yi ve $Re=10000$ değerini geçtiğinde Model-A.3, Model-A’ya göre %10’luk bir direnç azaltması sağlayarak bu aralıkta direnci en çok düşüren modellerden biri olmuştur.

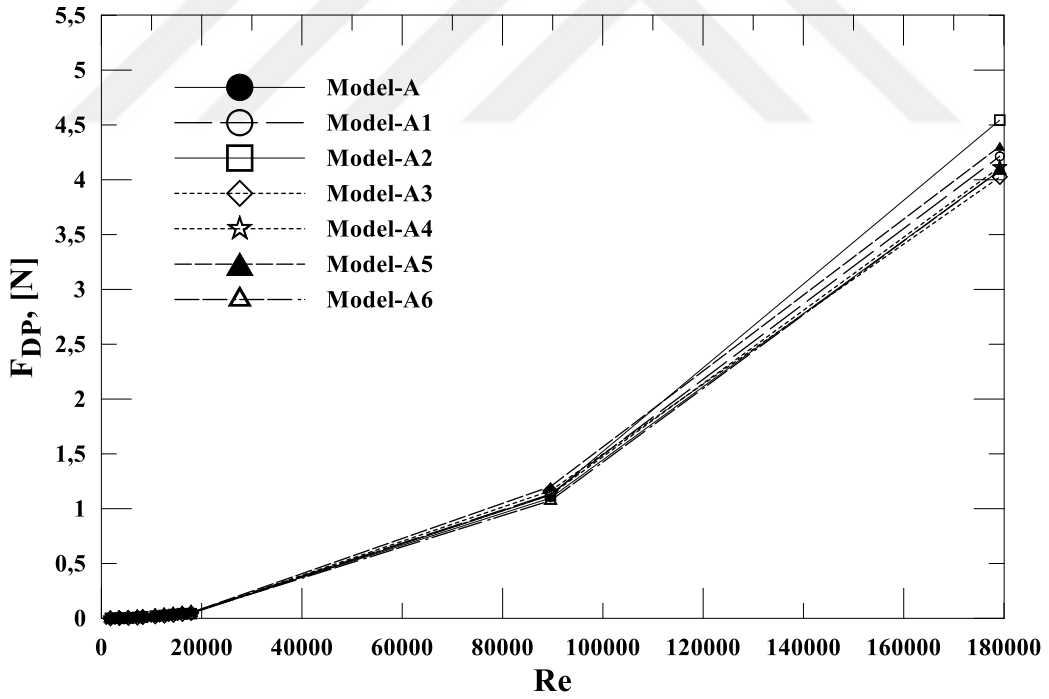
Kuramsal boşlukların etkileri özellikle yüksek Re değerlerinde daha net gözlenmektedir.

$Re=80000$ değerinden sonraki değerlerde Model-A.6 ve Model-A.5 C_D değerlerini azaltmada en etkili modeller olmuştur. $Re=90000$ civarında Model-A.5 yaklaşık %10’luk C_D azaltma sağlayarak bu değerde direnci en çok düşüren model olurken, aynı değerde Model-A.6 ise %6’lık bir C_D azaltma sağlamıştır.

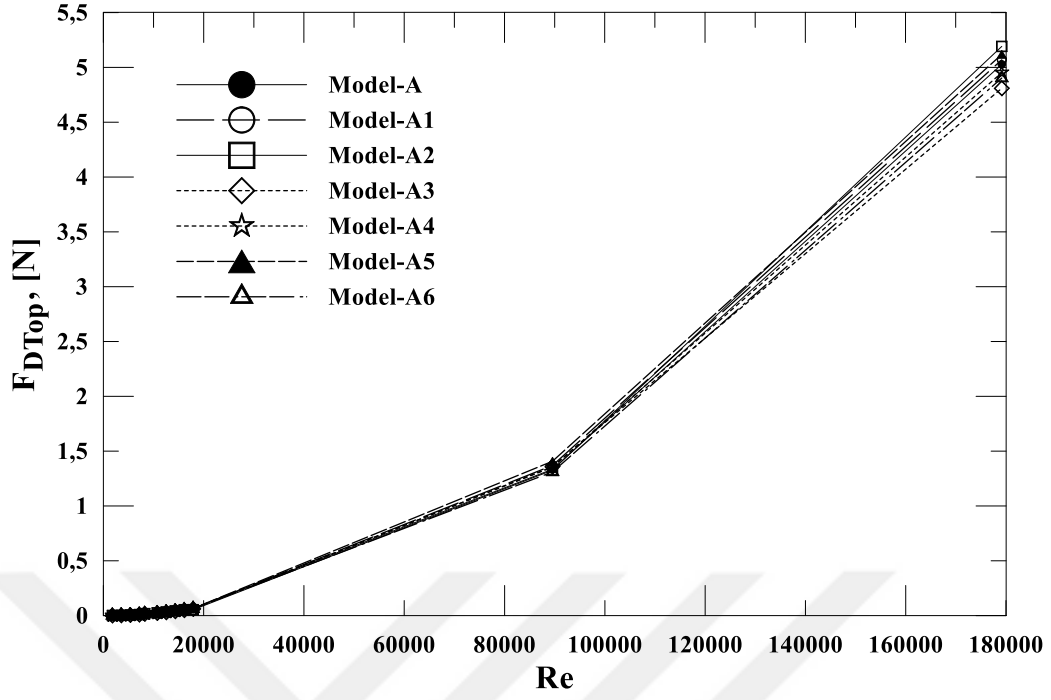
Çok yüksek Re değerlerinde $Re=160000$ civarında Model-A.5 bu değerlerden sonra direnç azaltmada etkili değildir. Model-A.5 $Re=60000-160000$ aralığında direnç azaltmada oldukça etkili bir model olarak öne çıkmaktadır.



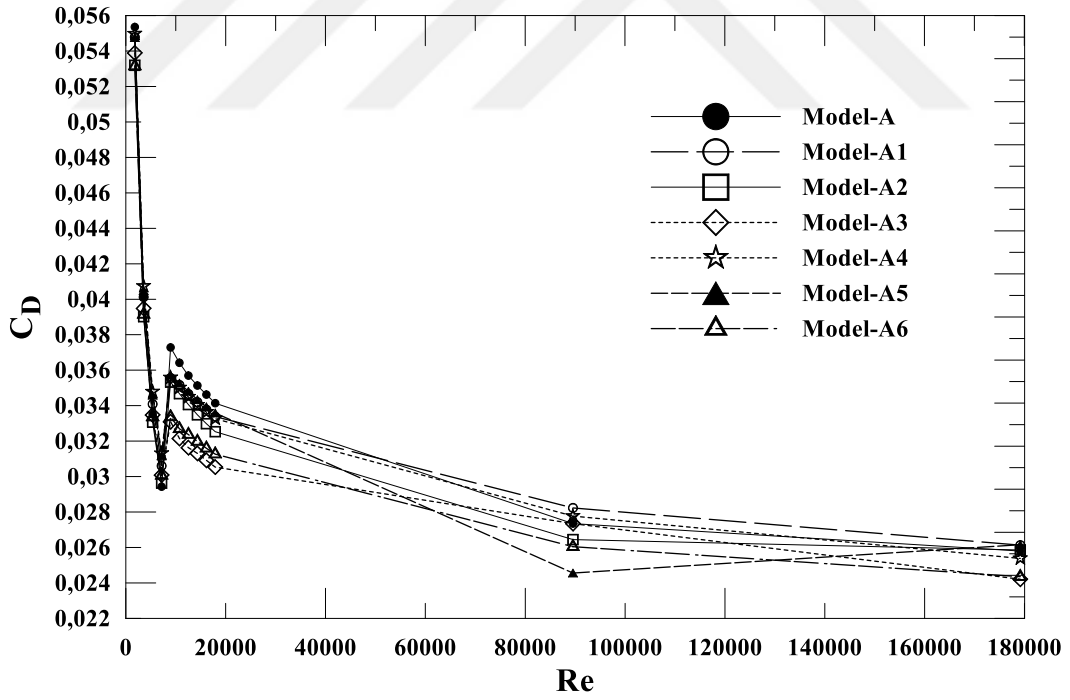
Şekil 76. Girintili-çıkıntılı modellerde viskoz direnç kuvvetinin F_{Dv} 'nin Re ile değişimi



Şekil 77. Girintili-çıkıntılı modellerde F_{Dp} 'nin Re ile değişimi

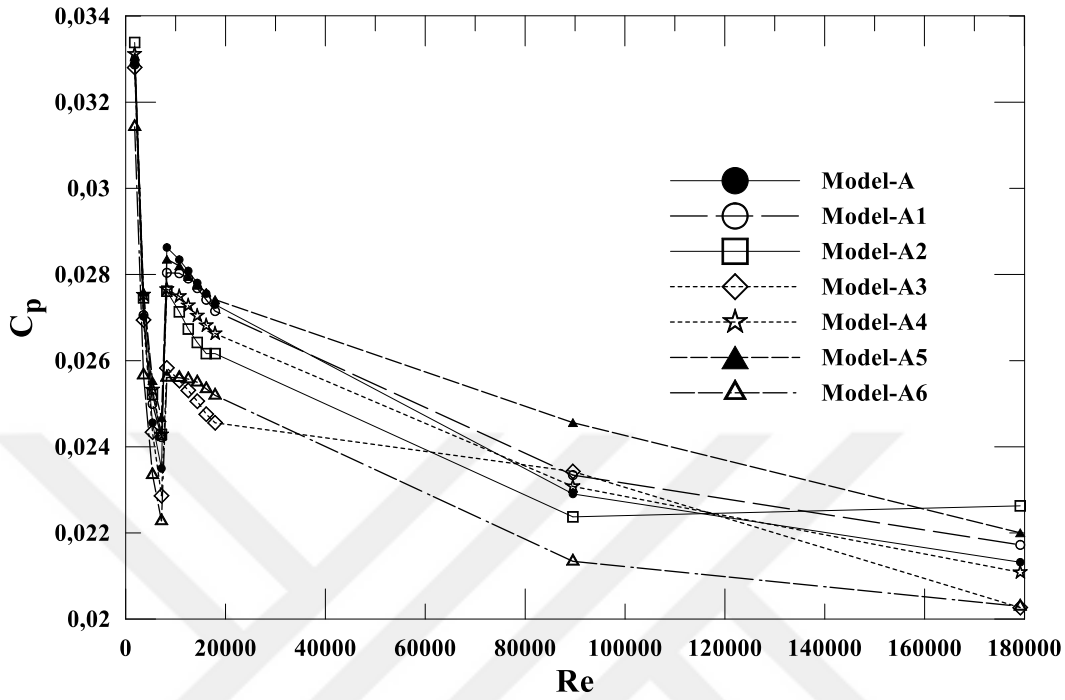


Şekil 78. Girintili-çıkıntılı modellerin Toplam basınç toplamının Re ile değişimi



Şekil 79. Girintili-çıkıntılı modellerin C_D - Re grafiği

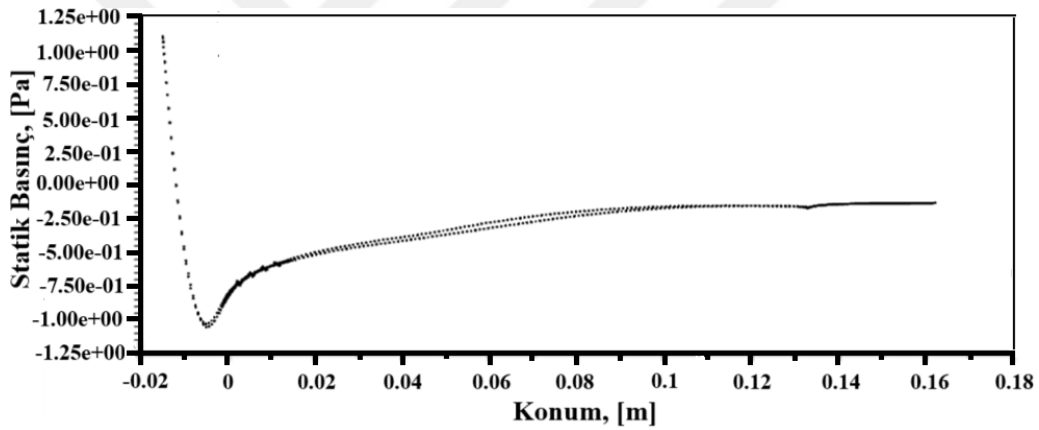
Şekil 80.' de girintili-çıkıntılı modellere ait modellere ait C_p -Re grafiği verilmiştir. Model-A6'nın en düşük C_p değerine sahip olduğu bulunmuştur.



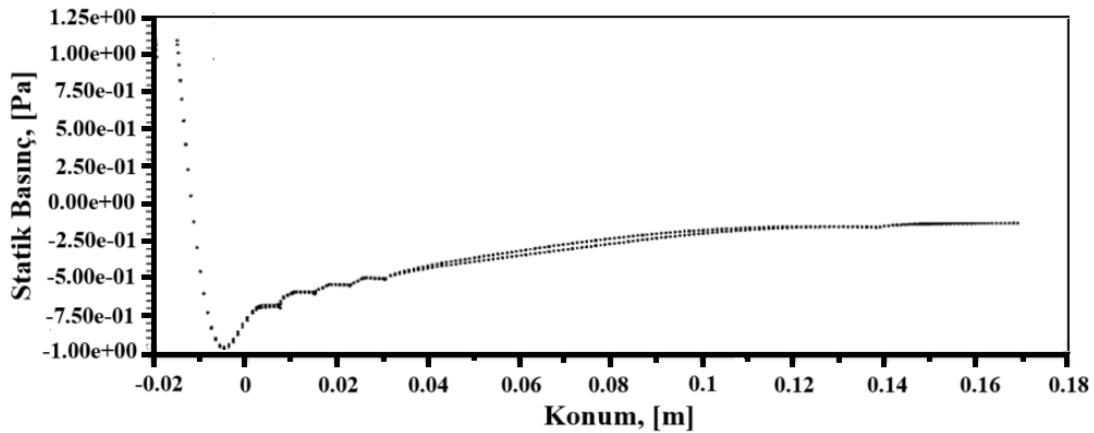
Şekil 81. Girintili-çıkıntılı modellere ait modellere ait C_p -Re grafiği

Basınç kontörleri, hız kontörleri, hız alanına dayalı bulguların statik basınç dağılımı grafiklerinde ortaya çıkardığı basınç artımlarının direnç katsayısına etkili olduğu Şekil.81-86. incelendiğinde görülmektedir. Şekil 62-68 aralığında verilen modellere ait basınç dağılımları da incelendiğinde, akışkanın akış doğrultusunda model ön yüzeyi ile karşılaştığında hız durma noktasında yaklaşık sıfır olurken yüzeye ilk temas ettiği anda basınç en yüksek değere ulaşır. Sonra akışkan yüzey üzerinde akışkan basıncının etkisiyle akmaya çalışırken hız ve basınç profilleri akışkanın yüzeyinden ayrılma noktasına bağlı olarak sınır tabaka eğrisi boyunca değişecektir. Bu değişimin ANSYS çözüm sonuçları basınç kontörlerinde gösterildiği gibi, keza bu değişim Şekil 82-87'deki grafiklerde her bir model için Statik basınç-konum (P_s -x) grafiklerinde de gösterilmiştir. Bu grafiklerden görüldüğü üzere -0.02-0.015m aralığında statik basınç düşmüş bu aralıktan sonra akışkan basıncı girintili çıkıntılı (pürüzlü diyebileceğimiz) yüzeylerde tekrar artış göstermiştir. yüzey boyunca devam eden akışta girinti ve çıkıntılardan sonraki düzgün yüzeyden (yaklaşık 0.8m) itibaren basınç dağılımının değişmediği kararlı hale geldiği görülmektedir.

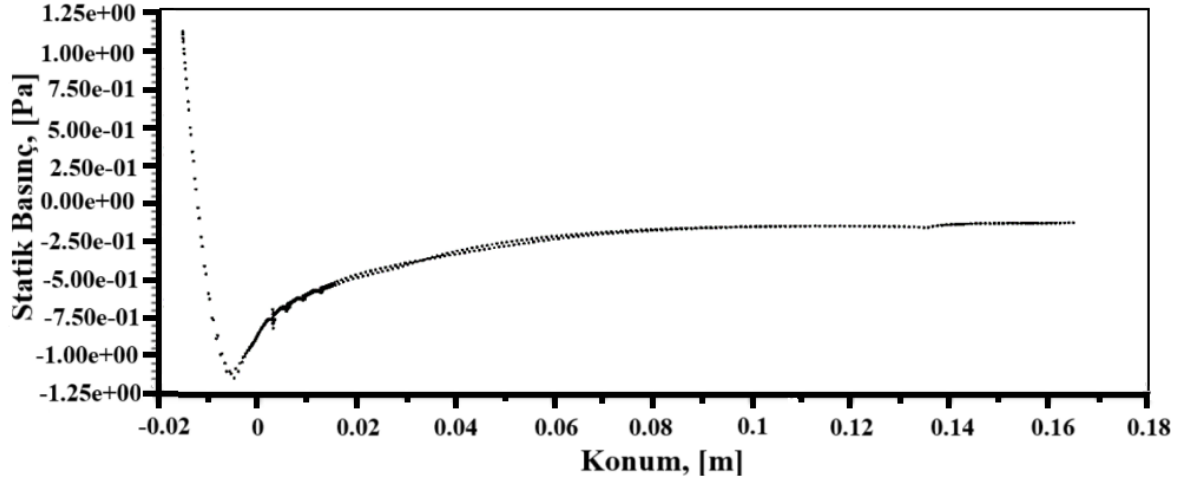
Şekiller incelendiğinde girinti-çıkıntılarının olduğu yerlerde ani bir basınç düşüşü akış girinti-çıkıntıdan geçtikten sonra ani bir basınç yükselmesi görülmektedir. Bu şekillerden elde edilen sonuçlar yukarıda görselleştirilen basınç kontörlerinin değişimiyle de uyum göstermektedir. Modellerde akışın modellere ilk çarptığı durma noktalarında basınç yüksek olup, modellerin geometrisine göre özellikle yuvarlak kısımdan itibaren basıncın düştüğü sonrasında ise akış boyunca sabit kaldığı, modelin kuyruk kısmına yaklaştıkça akış çalkantılarından dolayı basıncın düştüğü daha sonra model çıkışında basıncın arttığı gözlemlenmiştir. Bu tipik akış şekli küre veya silindir üzerindeki akış şeklindeki basınç dağılımı trendine benzerlik göstermektedir. Model-A1, Model-A2, Model-A3 ve Model-A6 direnç katsayıları değişim trendine statik basınç artımı dağılım sonuçları ile uyum göstermektedir.



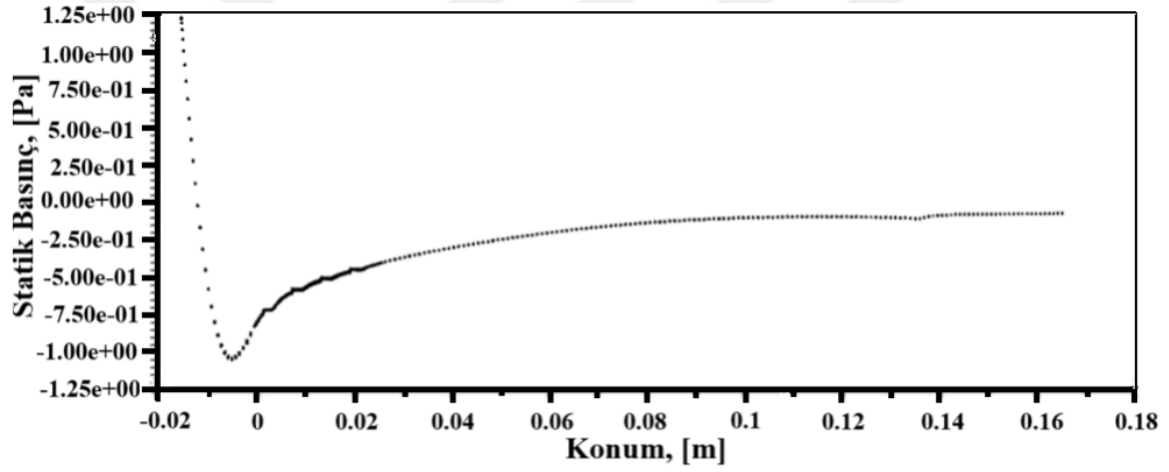
Şekil 82. Model.A.1 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği



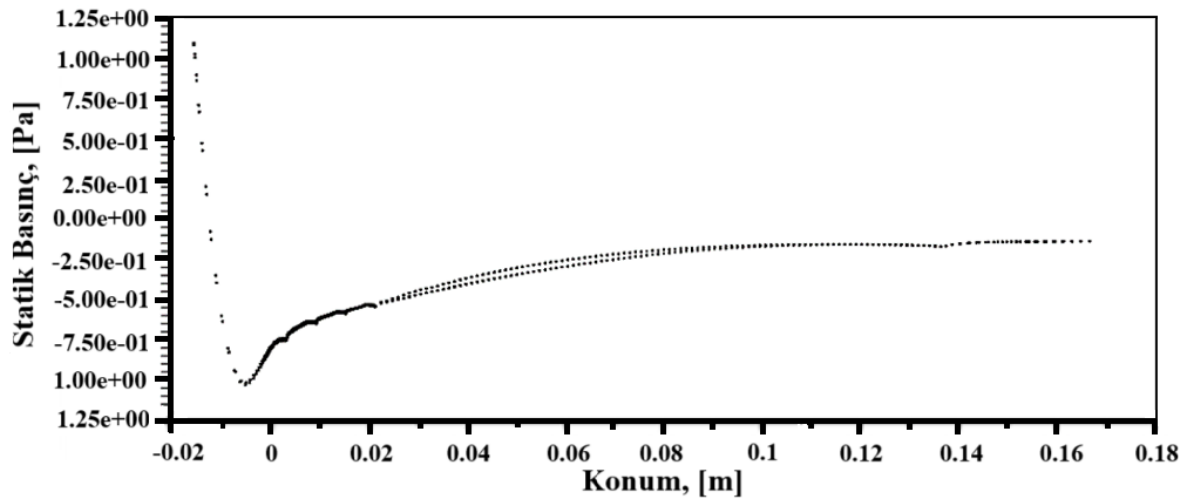
Şekil 83. Model.A.2 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği



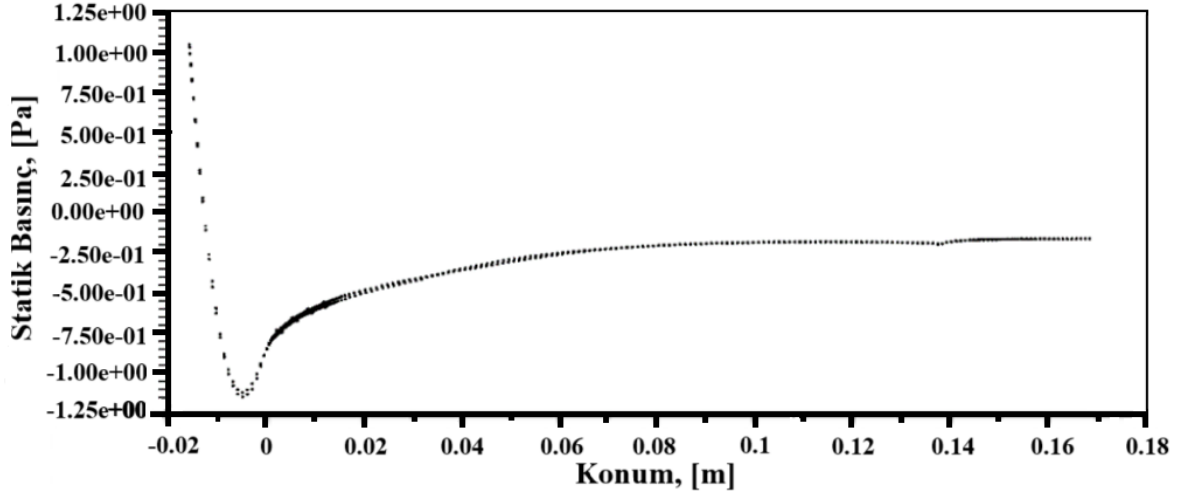
Şekil 84. Model-A.3 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği



Şekil 85. Model-A.4 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği



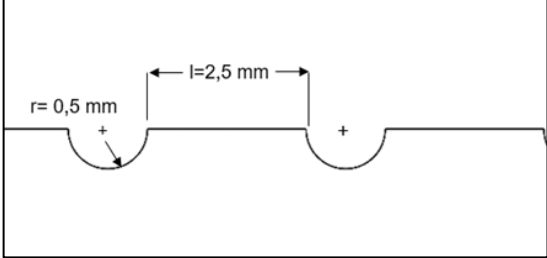
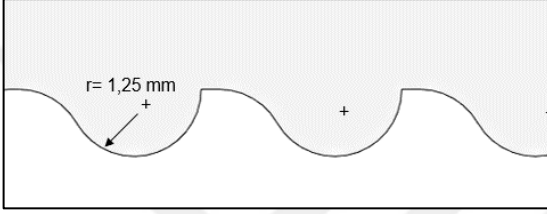
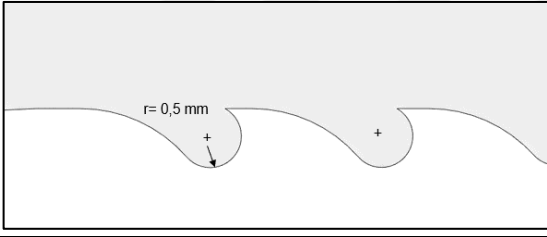
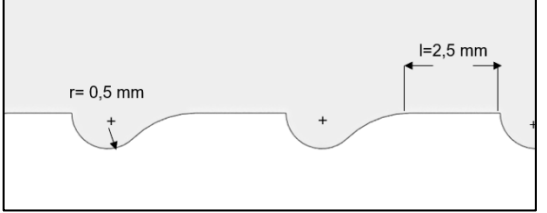
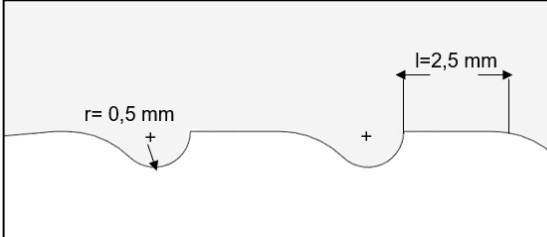
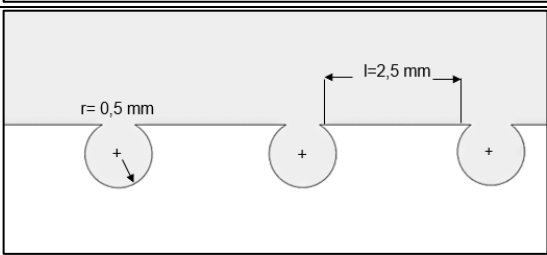
Şekil 86. Model-A.5 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği



Şekil 87. Model-A.6 Statik Basıncın Levha Etrafındaki Konuma Bağlı Değişim Grafiği

Tablo 16’da kuramsal boşluklu modellerin Model-A’ya göre direnç katsayısı değişimine etkisi incelenerek karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Model-A3, Re sayısının 10000-40000 değerleri arasında direnç katsayısında %10’luk azalma, Model-A5’in Re sayısının 60000 değerinden sonra direnç katsayısında %10 azalma oluşturduğu bulunmuştur. Re sayısının 60000-150000 aralığında Model-A üzerinde gerçekleştirilecek sunulan girintili-çıkıntılı geometrilerin direnç katsayısını azaltmada etkin olduğu bulunmuştur.

Tablo 18. Kuramsal Boşluklu Modellerin Model-A'ya göre direnç katsayısı değişimine etkisi

Kuramsal Boşluklu Modellerin Model-A'ya Göre Direnç Katsayısı Değişimine Etkisi				
	Modeller	Laminer Bölge $Re < 10^4$	Geçiş Bölgesi $Re \approx 10^4$	Türbülanslı Bölge $Re \geq 10^4$
Model-A1		%3 Direnç Katsayısında Artış	%2 Direnç Katsayısında azalma	%3 Direnç katsayısında artış
Model-A2		%2 Direnç Katsayısında Azalma	%5 Direnç Katsayısında Azalma	%5 Direnç Katsayısında azalma
Model-A3		%2 Direnç Katsayısında Azalma	%10 Direnç Katsayısında azalma	%8 Direnç Katsayısında azalma
Model-A4		%3 Direnç Katsayısında Artış	%5 Direnç Katsayısında Azalma	%3 Direnç Katsayısında Azalma
Model-A5		%2 Direnç Katsayısında Artış	%6 Direnç katsayısını azaltmıştır.	$60000 \leq Re \leq 140000$ Direnç katsayısında %10 azaltma sağlamıştır.
Model-A6		%2 Direnç Katsayısında Azalma	%10 Direnç Katsayısında azalma	%8 Direnç Katsayısında azalma

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada denizaltı torpidosu formuna benzer 6 farklı düzlemsel model etrafındaki iki boyutlu su akışının akış gözleme deneyleri ile akım çizgileri görsel olarak izlenmiştir. Ayrıca bu modellerin CFD analizi ile direnç katsayıları hesaplanarak, her bir model için hız alanları, hız vektörleri ve akım çizgileri elde edilmiştir.

Model-A'nın model geometrisinden dolayı burun ve kuyruk kısmındaki ayrılmaların dengeli olarak dağıldığından, tüm Reynolds sayısı değerlerinde en düşük direnç katsayısına sahip olduğu belirlenmiştir. Bu model, sualtı araçları ve diğer hidrodinamik uygulamalarda kullanılması için ideal bir çözüm olarak öne çıkmaktadır. Aynı kalınlıktaki modeller içerisinde Model-A'nın daha stabil ve düşük direnç katsayısına sahip olduğu bulunmuştur.

Model-A, Model-B ve Model-C'nin tüm Reynolds sayılarında, direnç katsayılarının Reynolds sayısı ile değişiminin benzer trendi gösterdiği saptanmıştır. Bu durum bu üç modelin aynı boyutta ve aynı en kesitinde olmasından ve modeller etrafında meydana gelen ayrılmaların benzer olmasından kaynaklanmakta olduğu bulunmuştur. Laminer bölgede $Re=5500$ civarında Model-A, Model-B ve Model-C modelleri birbirlerine yakın CD değerlerine sahipken, Model-D bu modellere göre yaklaşık %40'lık bir direnç katsayısı artışı ve Model-E'nin ise %90'lık bir direnç katsayısı artışı gösterdiği belirlenmiştir.

Model-E ve Model-D diğer modeller arasında tüm Reynolds sayılarında en yüksek direnç katsayısına sahip modeller olduğu bulunmuştur. Model-D'nin burun açısı Model-C'den daha geniş bir açıya sahip olması ve Model-E'nin küt burnu nedeniyle, daha büyük ayrılma bölgeleri oluşturmakta ve bu durum direnç katsayısı artışını etkilediği bulunmuştur.

Tüm modellerin aynı boyutta olmasına rağmen, geometrik farklılıkların akış dinamikleri üzerinde büyük etkiler yarattığı gözlemlenmiştir. Model-F'nin diğer modellere göre daha ince yapısı olmasından dolayı, düşük ve yüksek Reynolds sayılarında diğer modellerden daha küçük direnç katsayısına sahip olduğu bulunmuştur.

Model-A, gerçek bir denizaltı torpidosunun enine kesitine benzerliği ve en düşük direnç katsayısına sahip olması nedeniyle, üzerine 6 farklı kuramsal girinti-çıkıntı geometrisi yerleştirilerek birbirinden farklı 6 tip model oluşturulmuştur. Bu modellerden 12 farklı hız senaryosundan elde edilen hız vektörleri ve akım çizgileri elde edilmiş; direnç katsayıları hesaplanarak Model-A ile karşılaştırılmıştır.

Model-A üzerine girinti ve çıkıntılı geometrilerin oluşturulmasıyla oluşan yeni modellerden elde edilen sonuçlar şu şekildedir; Laminer bölgede yeni modellerde

modellere ait direnç katsayıları %1-2 oranında değişim göstermiştir. Türbülanslı bölgede Model-A1, yapısındaki girinti-çıkıntılar kenarlarındaki yapıların köşeli olması sonucu akışkanın bu noktalara çarpıp daha büyük ayrılma bölgesi meydana getirmesinden dolayı bu bölgede direnç azaltmada etkisiz kaldığı belirlenmiştir.

Model-A3, Re sayısının 10000-40000 arasında yaklaşık %10 direnç azaltması ile bu aralıkta en etkili model olduğu bulunmuştur. Bu Modelin yapısından kaynaklı kavisli yapı akışın ayrılmasında daha düzenli etkiler oluşturmaktadır. Bu durum laminar bölgede Model-A'ya göre daha düşük direnç katsayısı gösterirken, yüksek Re sayılarında bu kavisli yapısından dolayı daha fazla çalkantı oluşturarak direnç katsayısını arttırdığı bulunmuştur.

Model-A3, Re sayısının 10000-40000 aralığında yaklaşık %10 direnç azaltması sağlayarak en etkili model olduğu bulunmuştur. Modelin yapısındaki kavisli yapı, akışın ayrılmasını daha düzenli hale getirdiği için laminar bölgede olumlu sonuçlar vermiştir. Ancak yüksek hızlarda, bu kavisli yapı nedeniyle akışkan daha fazla çalkantı oluşturarak direnç katsayısını arttırdığı belirlenmiştir.

Model-A2 ve Model-A4 Re sayısının 20000'e kadar olan değerlerde Model-A5'e göre daha düşük direnç katsayısı oluşturmuştur. Model-A5 in Re sayısının 20000'den sonraki değerlerinde en düşük direnç katsayısına sahip model olduğu bulunmuştur.

Yüksek Re değerlerinde ($Re=80000$ 'den sonra) Model-A5 ve Model-A6 direnç azaltmada en etkili modellerdir; özellikle Model-A.5, $Re=90000$ 'de %10'luk bir düşüş sağlamıştır. Bu duruma etkili olan sebeplerden biri Model-A.5'in üzerindeki kuramsal boşlukların akışın girdiği ve çarptığı noktalarda yer alan kavisler sayesinde akışı daha düzenli yönlendirmesinden kaynaklanmaktan olduğu bulunmuştur. Ancak, Model-A.5'in etkisi $Re=160000$ 'de azalmaktadır. Bu durum yüksek akış hızlarında, modelin akışkanın ilk girdiği noktalarda yer alan kavislerin daha büyük ayrılma bölgeleri yaratabileceğinden kaynaklanmaktadır. Genel olarak girintili-çıkıntılı geometriler çok yüksek Re değerlerinde direnci azaltmada yetersiz kaldığı literatürde de ispatlanmıştır.

Model-A3, Re sayısının 10000-40000 değerleri arasında direnç katsayısında %10'luk azalma, Model-A5'in Re sayısının 60000 değerinden sonra direnç katsayısında %10 azalma oluşturduğu bulunmuştur. Re sayısının 60000-150000 aralığında Model-A üzerinde gerçekleştirilecek sunulan girintili-çıkıntılı geometrilerin direnç katsayısını azaltmada etkin olduğu bulunmuştur.

5. ÖNERİLER

Bu çalışmada ele alınan modeller etrafındaki türbülanslı akışta direnç katsayısının incelenmesi ve akış gözleme deneylerinin PIV (Particle Image Velocimetry) ölçüm tekniği gözlemlenerek hız ölçümleri yapılabilir.

Kullanılan girintili-çıkıntılı modellerin çaplarının ve aralarındaki mesafelerin değişmesi sonucu oluşan direnç değişimi incelenebilir. Farklı geometrilerde oluşturulan girintili-çıkıntılı yapıların model üzerindeki konumları değiştirilebilir. Ayrıca bu çalışmada tercih edilen girintili-çıkıntılı modeller konveks şekilde içeriye doğru açılırken, modeller yüzeyden dışarı konkav olacak şekilde de modellenebilir. Çalışmada akış içerisindeki hız vektörlerin görsel olarak PIV kameralarla izlenilerek direnç katsayılarının belirlenmesi ve elde edilen ölçümlerin teorik bulgularla karşılaştırılması yapılabilir.

Teorik bulguların deneysel bulgularla karşılaştırılabilmesi için çalışmanın deneysel olarak ele alınması önerilmektedir.

Burada kullanılan girintili-çıkıntılı yapıların geliştirilerek farklı modellerde ve farklı konumlarda üç boyutlu olarak bir denizaltı torpidosu yüzeyinde tasarlanmasıyla denizaltı torpidolarında hız iyileştirmesi sağlamak amacıyla etrafındaki viskoz kuvvetlerin azaltılması doktora çalışması olarak hedeflenmiştir.

6. KAYNAKLAR

- Saha A.K., G. Biswas , & Muralidhar K., (2003),.Three-Dimensional Study Of Flow Past A Square Cylinder At Low Reynolds Numbers, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 54-66
- Alshroof, O., Reizes, J., Timchenko, V., & Leonardi, E. Flow Structure And Heat Transfer Enhancement In Laminar Flow With Protrusion-Dimple Combinations In A Shallow Rectangular Channel. *Conference: ASME 2009 Heat Transfer Summer Conference collocated with the InterPACK09 and 3rd Energy Sustainability Conferences*, Ht2009-88251
- Bayındırlı, C., Çelik, M., (2018) The Experimentally And Numerically Determination Of The Drag Coefficient Of A Bus Model, *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 117-123
- Beratlis, N., Balaras, E., Squires, K., & Vizard, A. (2016). Simulations Of Laminar Boundary- Layer Flow Encountering Large-Scale Surface Indentions. *Physics of Fluids*, 28(3). <https://doi.org/10.1063/1.4943664>
- Breuer, M., Bernsdorf, J., Zeiser, T., & Durst, F. (2000). Accurate Computations Of The Laminar Flow Past A Square Cylinder Based On Two Different Methods: Lattice-Boltzmann And Finite-Volume. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21, 186–196.
- Bogdevich, V.G., Malyuga, A.G. (1976). The Distribution Skin Friction in a Turbulent Boundary Layer of Water Beyond the Location of Gas Injection, in *Investigations of Boundary Layer Control*, edited by SS Kutateladze and GS Migirenko, Thermophysics Institute, Novosibirsk, Siberia, (in Russian)
- Bogdevich, V.G., and Evseev, A.R. (1976). Effect of Gas Saturation on Wall Turbulence, in *Investigations of Boundary Layer Control*, edited by SS Kutateladze and GS Migirenko, Thermophysics Institute, Novosibirsk, Siberia, 1976 (in Russian)
- Cecilia, J.A., Plata, D.B., Saboya, R.M.A., de Luna, F.M.T., Cavalcante, C.L., Rodriguez-Castellon, E.,(2020). An Overview Of The Biolubricant Production Process: Challenges And Future Perspectives. *Processes* 8 (3), 257.
- Chen, P. Y., Lin, Y. S., Yang, W., Lopez, M. I., Li, J., Olevsky, E. A., et al. (2012).

- Predation Versus Protection: Fish Teeth And Scales Evaluated By Nanoindentation. *Journal of Materials Research*. 27, 100–112. doi: 10.1557/jmr.2011.332
- Clark, H., Deutsch, S. (1991). Microbubble Skin Friction Reduction On An Axisymmetric Body Under The Influence Of Applied Axial Pressure Gradients, *Physics Of Fluids A3*, 2948-2954
- Davis, R.W., Moore, E.F., (1982). A Numerical Study Of Vortex Shedding From Rectangles. *Journal Of Fluid Mechanics*, 116, 475–506.
- De, A.K., Dalal, A., (2006). Numerical Simulation Of Unconfined Flow Past A Triangle Cylinder. *Int. Journal Of Numerical Methods Fluids* 52, 801–821.
- Deutsch, S., Money, M., Fontaine, A., & Petrie, H. (2003). Microbubble Drag Reduction In Rough Walled Turbulent Boundary Layers, *Proceedings Of The ASME-Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 1-9.
- Deutsch, S., Castano, J. (1986). Microbubble Skin Friction Reduction on an Axisymmetric Body, *Physic Of Fluids* 29(11), 3590-3597
- Preston, E. (2012). *Your Sharkskin Speedo Makes Sharks Scoff*.
- Fukuda, K., Tokunaga, J., Nobunaga, Y., Nakatani, T., Iwasaki, T., & Kunitake, Y. (2000). Frictional Drag Reduction With Air Lubricant Over A Superwater-Repellent Surface. *Journal of Marine Science and Technology*, 5, 123–130.
- Griffin, M., Ramberg, S., E., 1975. On Vortex Strength And Drag In Bluff-Body Wakes. *Journal of Fluid Mechanics* 69, 721–728.
- An, H., Pan, H., & Yang, P. (2022) Research Progress of Air Lubrication Drag Reduction Technology for Ships- *Fluids*, 7(10), 331. <https://doi.org/10.3390/fluids7100331>
- Hamilton, B. W., Tutunea-Fatan, O. R., & Bordatchev, E. V. (2023). Drag Reduction by Fish-Scale Inspired Transverse Asymmetric Triangular Riblets: Modelling, Preliminary Experimental Analysis and Potential for Fouling Control. *Biomimetics*, 8(3). <https://doi.org/10.3390/biomimetics8030324>
- Hanafizadeh, P., Karbalaee, M. S., Sharbaf, E. B., & Ghanbarzadeh, S. (2013), Drag Coefficient And Strouhal Number Analysis Of Cylindrical Tube In Two Phase Flow, *Energy Equipment And Systems*, 003-EES-20130, 34-95

- Wu, H., Yongpeng, O., & Qing, Y. E. (2019), Experimental Study Of Air Layer Drag Reduction On A Flat Plate And Bottom Hull Of A Ship With Cavity. *Ocean Engineering*, 183(2), 236–248
- H.Schlichting , K. Gersten(1999) Boundary Layer Theory
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6th ed., p. 424). John Wiley & Sons.
- Kumagai, I., Takahashi, Y., & Murai, Y. (2015). Power-Saving Device For Air Bubble Generation Using A Hydrofoil To Reduce Ship Drag: Theory, Experiments, And Application To Ships. *Ocean Engineering*.
- Ivanić K. Z., Tadić Z., Mislav A. O. 2014, Biomimicry – An Overview, The Holistic Approach to Environment 5(2015)1, 19-36
- Kim, J., & Choi, H. (2005). Distributed Forcing Of Flow Over A Circular Cylinder. *Physics of Fluids*, 17(10), 103103.
- Madavan, N. K. (1984). The Effects of Microbubbles On Turbulent Boundary Layer Skin Friction, Doctoral Thesis, Pennsylvania State University
- Madavan, N. K., Deutsch, S., & Merkle, C. L. (1985a). Measurements Of Local Skin Friction In A Microbubble Modified Turbulent Boundary Layer, *Journal of Fluid Mechanics*, 156, 237-256.
- McCormick, M. E., & Bhattacharya, R. (1973). Drag Reduction Of A Submersible Hull By Electrolysis. *Naval Engineers Journal*,
- Merkle, C. L., Deutsch, S. (1992). Microbubble Drag Reduction in Liquid Turbulent Boundary Layers. *Applied Mechanics Reviews*, 45(3): 103-127.
- Murai, Y., (2014). Frictional Drag Reduction By Bubble Injection. *Experiments in Fluids*, 55(7), 1773.
- Murai, Y., Fukuda, H., Oishi, Y., Kodama, Y., and Yamamoto, F. (2007). Skin friction reduction by large air bubbles in a horizontal channel flow. *Int. J. Multiphase Flow*, 33:147–63.

- Muthuramalingam, M., Puckert D.K., Rist U. & Bruecker C., 2020, Transition Delay Using Biomimetic Fish Scale Arrays, *Scientific Reports, Nature research* , www.nature.com/scientificreports/
- Okajima, A., (1982). Strouhal Numbers Of Rectangular Cylinders. *Journal of Fluid Mechanical*. 123, 379–398.
- Özmen, Y., Aksu, E., & Özmen, N. G. (2021). Experimental And Numerical Investigation Of Effects Of Different Cavity Geometries On Flow In A Rectangular Channel. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 36(2), 627–640. <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.569773>
- Pal, S., Merkle, C.L., and Deutsch, S. (1988). Bubble Characteristics and Trajectories in a Microbubble Boundary Layer, *Phys Fluids*, 31(4), 744-751.
- Park, S.H., Lee, I., (2018). Optimization Of Drag Reduction Effect Of Air Lubrication For A Tanker Model *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* Ocean 10 (4), 427–438.
- Reed, J.C. (1994). Using Grooved Surfaces To Improve The Efficiency Of Air Injection Drag Reduction Methods In Hydrodynamic Flows. *J. Ship Res.*, 38(2):133–36.
- Rao, Y., Li, B., & Feng, Y. (2015). Heat Transfer Of Turbulent Flow Over Surfaces With Spherical Dimples And Teardrop Dimples. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 61(C), 201–209. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.10.030>
- Saha, A.K., Muralidhar, K., Biswas, G., (2003). Three-Dimensional Study Of Flow Past A Square Cylinder At Low Reynolds Numbers. *International Journal Heat and Fluid Flow* 24, 54–66.
- Sayyaadi, H.; Nematollahi, M. (2013) Determination of Optimum Injection Flow Rate to Achieve Maximum Micro Bubble Drag Reduction in Ships; an Experimental Approach. *Scientia Iranica.*, 20, 535–541
- Vuddagiri, A., Halder, P., Samad, A., & Chaudhuri, A. (2016). Flow Analysis Of Airfoil Having Different Cavities On Its Suction Surface. *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 16(2), 67–77. <https://doi.org/10.1504/PCFD.2016.075151>
- Cengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2008). *Fluid Mechanics: Fundamentals And Applications* (929 pages). McGraw-Hill Companies, Inc.

- Yaseen, A. A., Waqar, T., Khan, M. A. A., Asad, M., & Djavanroodi, F. (2021). Fish Scales And Their Biomimetic Applications. In *Frontiers in Materials* (Vol. 8). Frontiers Media S.A. <https://doi.org/10.3389/fmats.2021.649456>
- Zeitoun, O., Ali, M., Nuhait, A., (2011). Convective Heat Transfer Around A Triangle Cylinder In An Air Cross Flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 50, 1685–1697.
- Zhang, L., Xie, S., Liang, Z., Zhang, J., Wang, Y., Chen, W., & Kong, C. (2019). Numerical Investigation Of Flow And Heat Transfer In Enhanced Tube With Slot Dimples. *Heat And Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung*, 55(12), 3697–3709. <https://doi.org/10.1007/s00231-019-02685-z>
- Wang, H., Zhai, Q., Chen, K., 2019. Vortex-Induced Vibrations Of An Elliptic Cylinder With Both Transverse And Rotational Degrees Of Freedom. *Journal Of Fluid and Structures*. 84, 36–55.
- Werlé & Gallon 1972 <https://album-of-cfm.com/chapters/03-separation/fig47/>
- URL-1 The Flippers Of The Humpback Whale Channel Flow And Increase Aerodynamic Efficiency Due To Tubercles Or Bumps (2016) <https://asknature.org/strategy/flippers-provide-lift-reduce-drag/>
- URL-2 (2013), <https://www.livescience.com/32446-why-do-golf-balls-have-dimples.html>
- [1] H.Schlichting , K. Gersten (1999) Boundary Layer Theory
- [2] Y.A. CENGEL, Cimbala, J.M., 2008, 929p, Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, McGraw-Hill Companies Inc syf 569-570
- [3] Y.A. CENGEL, Cimbala, J.M., 2008, 929p, Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, McGraw-Hill Companies Inc. Syf 539

7. EKLER

İki boyutlu küresel silindir ve diğer modeller etrafında yapılan akış analizlerine ait ayrıntılar bu bölümde detaylı olarak anlatılmıştır.

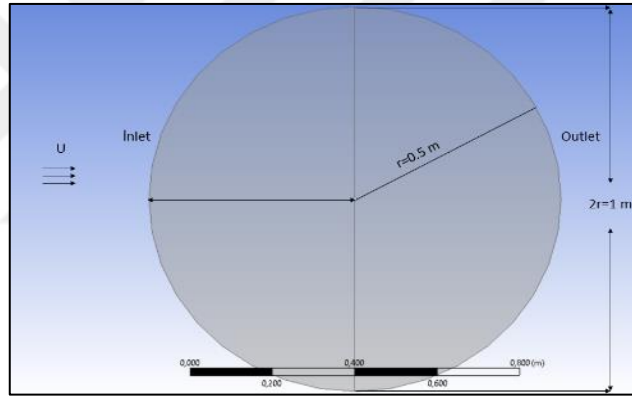


1.EK-1. İki Boyutlu Pürüzsüz Küresel Silindire Ait Farklı Reynolds Sayılarında Akış Analizi

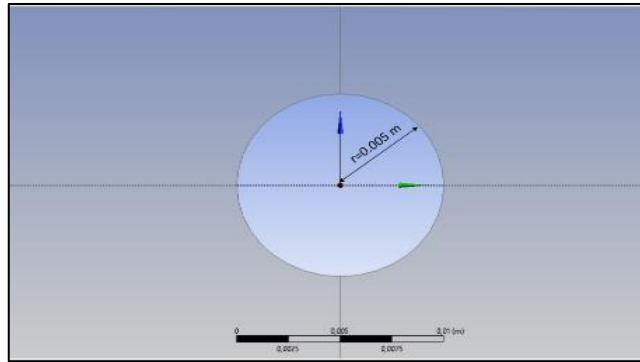
1.1. Pürüzsüz küresel silindire $Re=10^3$ için ANSYS Fluent İle Direnç katsayısı Hesaplamaları

Akış bölgesi oluşturulurken sınır duvar etkilerinin ve akış çizgilerinin daha belirgin gözlemlenebilmesi amacıyla akış bölgesi, seçilen geometriyle uygun olacak şekilde dairesel forma seçilmiştir. Geometri ve akış bölgesine ait ölçüler Şekil EK-1. 1 ve Şekil EK-1. 2.'de gösterilmiştir.

1.1.1. Pürüzsüz küresel silindir Geometrisi ve Akış Bölgesinin Modellenmesi



Şekil EK-1. 1 ANSYS Design Modeller'da hazırlanan pürüzsüz küresel silindir geometri ve akış bölgesinin modeli



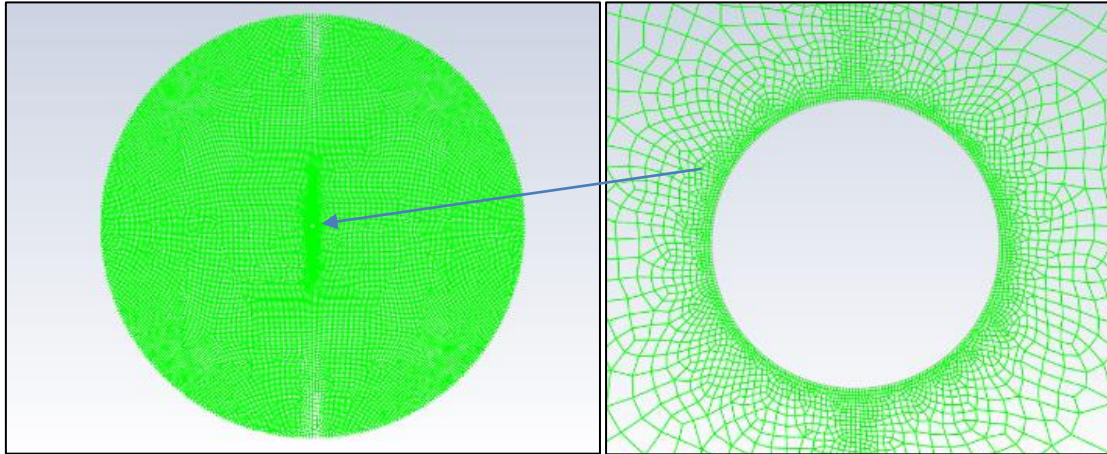
Şekil EK-1. 2. Akış bölgesinin içine yerleştirilmiş iki boyutlu pürüzsüz küresel silindir boyutları

1.1.2. Pürüzsüz Küresel Silindir Ağ Yapısının Oluşturulması

Ağ yapısı oluşturulurken ANSYS Fluent'in ağ komponenti kullanılmıştır. Ağ oluşturulurken buradaki en önemli nokta çözümün doğruluğunu sağlamak için kullanılan ağın yapısıdır. Geometriler Reynolds sayısının 4 farklı değeri içinde eş geometriler olsa da ağ yapıları birbirinden farklılık göstermektedir. Bunun sebebi özellikle küresel pürüzsüz silindir etrafındaki akış karakteristiğinin Reynolds sayılarına göre değişiminden kaynaklıdır. Değişen Reynoldslara bağlı değişen akış dağılımlarını en iyi şekilde yakalayabilmek için her model etrafında özelleştirilmiş ve bulunan farklı sonuçlar içerisinde literatüre en yakın sonucu almamızı sağlayan ağ yapısı oluşturulmuştur ve şekil EK-1. 3'te gösterilmiştir. Ağ yapısında kullanılan değerler Tablo EK-1. 1'de verilmiştir.

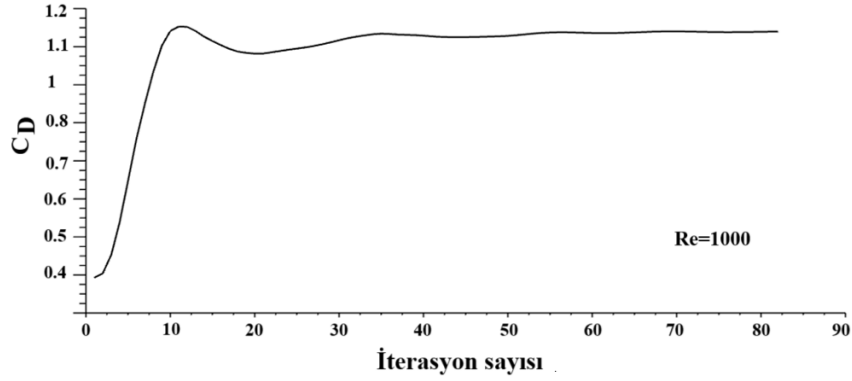
Tablo EK-1. 1. Pürüzsüz küresel silindir ağ yapısına ait temel özellikler

Ağ tipi	Lineer eleman
Ağ eleman boyutları	5 mm
Toplam hücre sayısı	37270
Toplam yüzey sayısı	74776
Toplam nod sayısı	37506



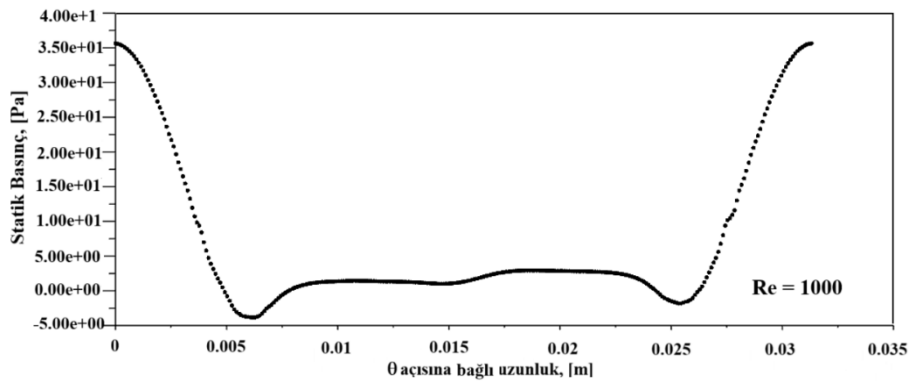
Şekil EK-1. 3. Akış bölgesi ve pürüzsüz küresel silindir etrafında oluşturulan ağ yapısı ve etrafındaki ağın büyütülmüş görüntüsü

1.1.3. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait C_D Sonuçlarının Hesaplanması



Şekil EK-1. 4. Pürüzsüz küresel silindirin iterasyon sayısına bağlı C_D grafiği

ANSYS Fluent modellemesinden pürüzsüz küresel silindirin elde edilen C_D değerlerinin iterasyon sayısına bağlı olarak değişimi ve çözümün kararlı hale gelişi Şekil-EK-1.4'te verilmiştir. Direncin önce arttığı sonrasında ise stabil kaldığı gözlenmektedir. $Re=1000$ değeri için pürüzsüz küresel silindirin C_D değeri 1.1395559 olarak bulunmuştur. Dairesel kesitli bir silindir etrafındaki iki boyutlu akışta, silindirin yüzeyi boyunca θ açısına bağlı olarak statik basıncın yerel değişimi Şekil EK-1.5 de verilmiştir.

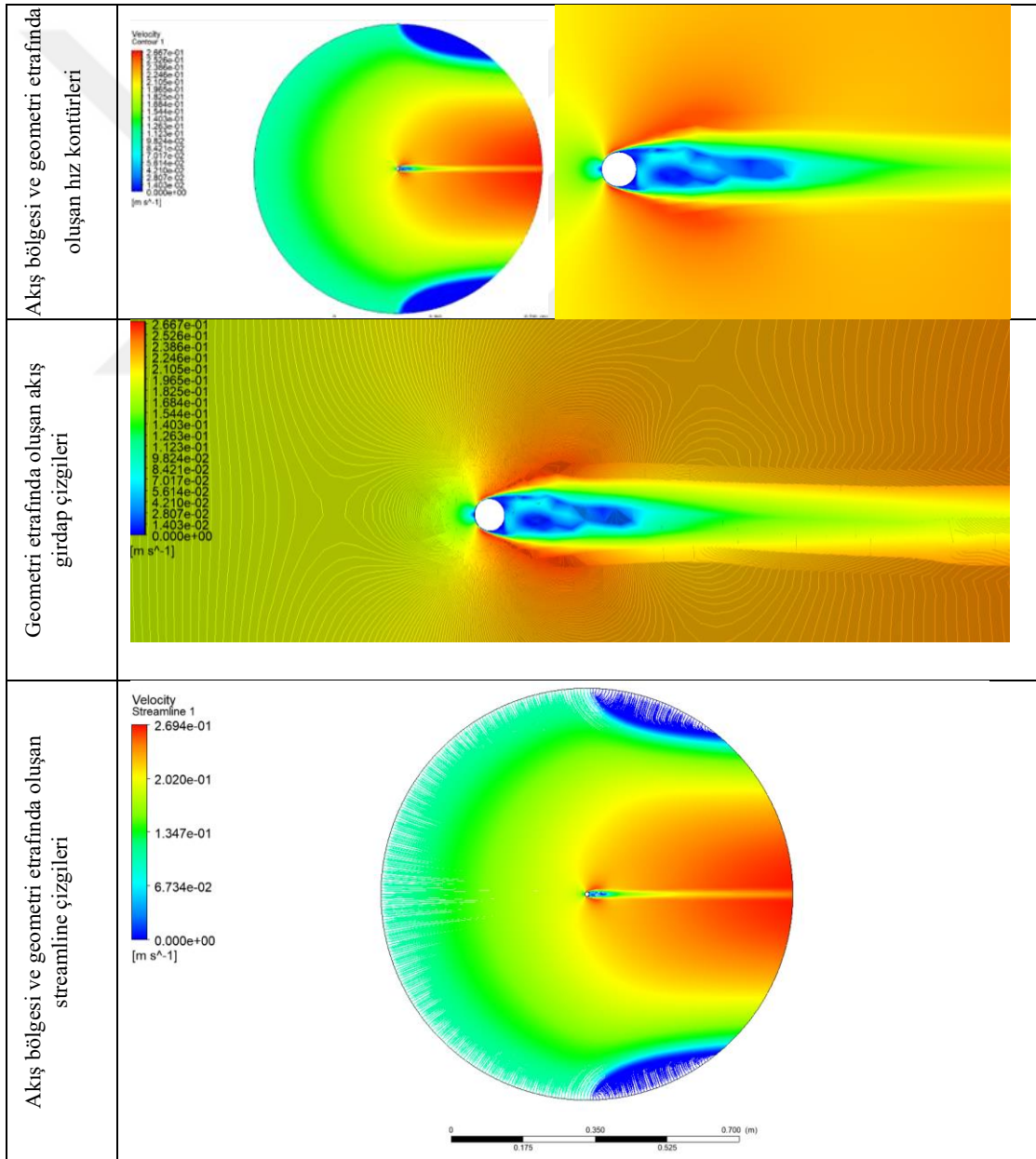


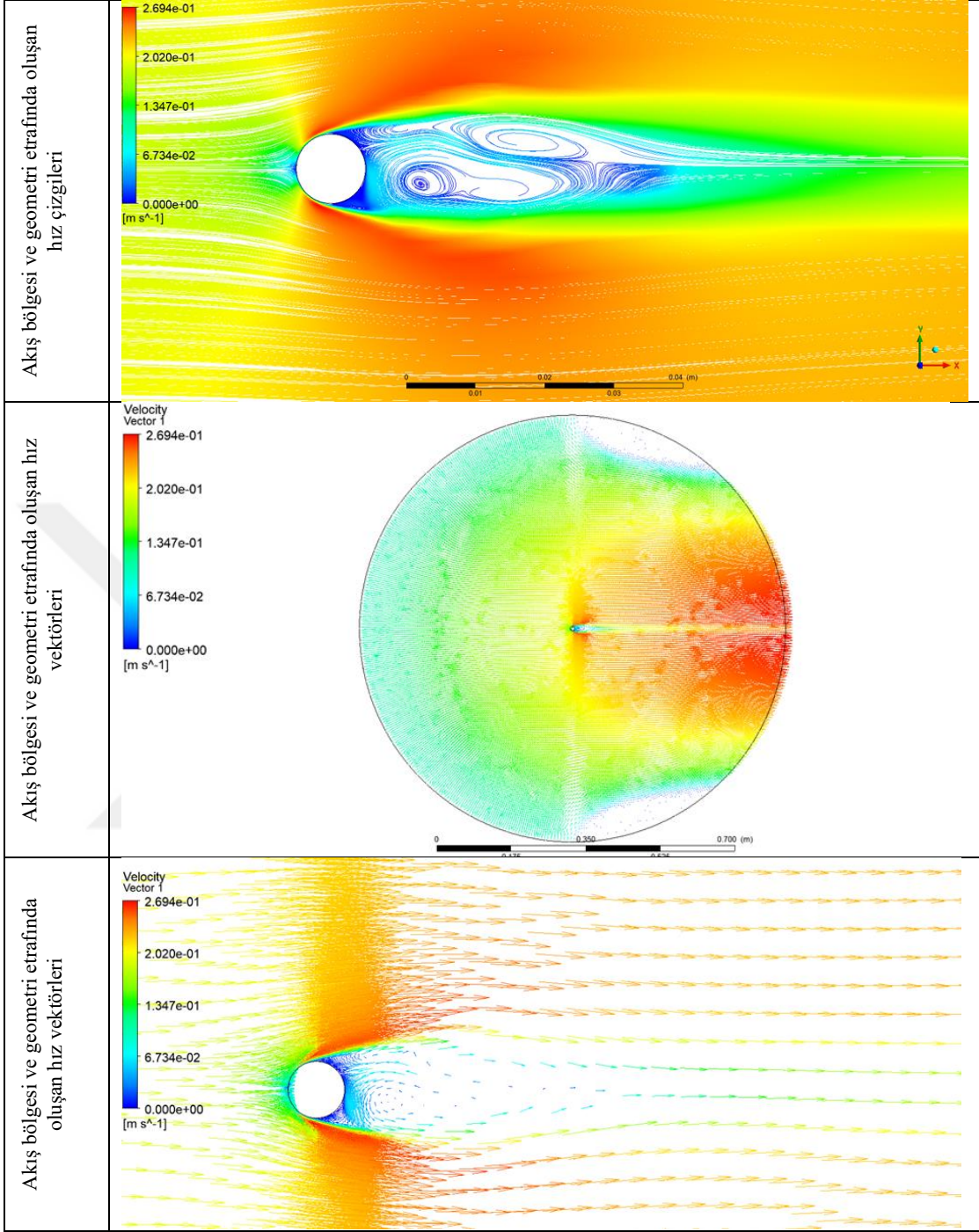
Şekil EK-1. 5. Pürüzsüz küresel silindire ait θ açısına bağlı uzunluklar etrafındaki yerel statik basınç dağılımı

1.1.4. Pürüzsüz Küresel Silindir Sonuçlarının Görselleştirilmesi

Dairesel kesitli silindir etrafındaki akış alanının ANSYS Fluent programındaki görsel sonuçlarına ait yandaki tabloda sıralanmıştır. Tablo EK-1.2’ de $Re=10^3$ sayısında dairesel kesitli silindir etrafındaki akış alanının nümerik değerleri, hız kontürleri, hız vektörleri ve hız akış çizgilerinin akış bölgesi içerisindeki dağılımları ve model etrafında yakınlştırılmış halleriyle verilmiştir.

Tablo EK-1.2. Pürüzsüz küresel silindirin 10^3 Re sayısında oluşan hız dağılımlarına ait görselleri





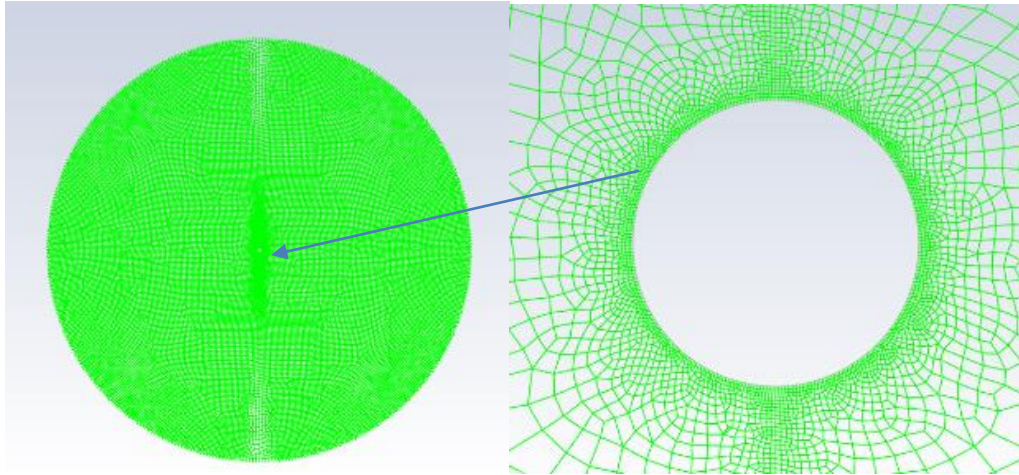
1.2. Pürüzsüz Küresel Silindirin $Re=10^4$ için ANSYS Fluent İle Direnç Katsayısı Hesaplamaları

1.2.1. Pürüzsüz Küresel Silindir Geometrisi ve Akış Bölgesinin Modellenmesi

Akış bölgesinin boyutları ve geometri boyutları tüm Reynolds değerleri için aynı olduğundan bu kısımda yer verilmemiştir.

1.2.2. Pürüzsüz Küresel Silindirin Ağ Yapısı

Ağ yapısı oluşturulurken ANSYS Fluent'in ağ komponenti kullanılmıştır. Ağ oluşturulurken buradaki en önemli nokta çözümün doğruluğunu sağlamak için kullanılan ağın yapısıdır. Geometriler Reynolds sayısının 4 farklı değeri içinde eş geometriler olsa da ağ yapıları birbirinden farklılık göstermektedir. Bunun sebebi özellikle küresel pürüzsüz silindir etrafındaki akış karakteristiğinin Reynolds sayılarına göre değişiminden kaynaklıdır. Değişen Reynoldslara bağlı değişen akış dağılımlarını en iyi şekilde yakalayabilmek için her model etrafında özelleştirilmiş ve bulunan farklı sonuçlar içerisinde literatüre en yakın sonucu almamızı sağlayan Şekil EK-1. 6'daki ağ yapısı oluşturulmuştur.



Şekil EK-1. 6. Akış bölgesi ve pürüzsüz küresel silindirin etrafındaki ağ yapısı ve ağın büyütülmüş görüntüsü

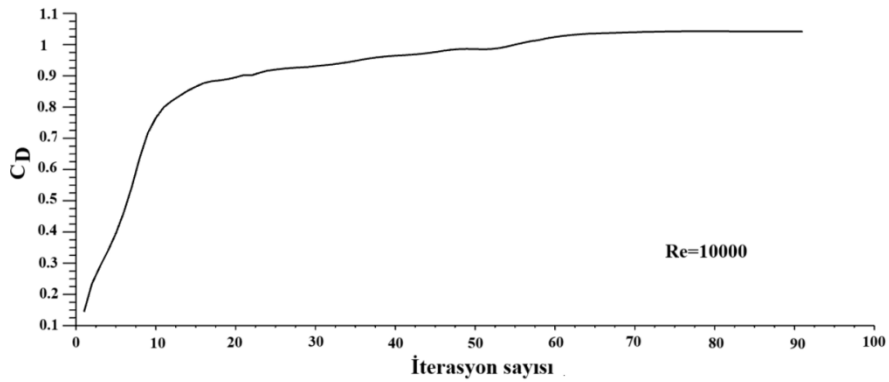
Tablo EK-1.3'te de görüldüğü üzere her geometrinin Reynolds sayısında akış karakteristiği değiştiğinden ağ yapısını oluşturan eleman boyutları da farklılık göstermektedir

Tablo EK-1.3. Pürüzsüz küresel silindirde kullanılan ağ yapısına ait temel özellikler

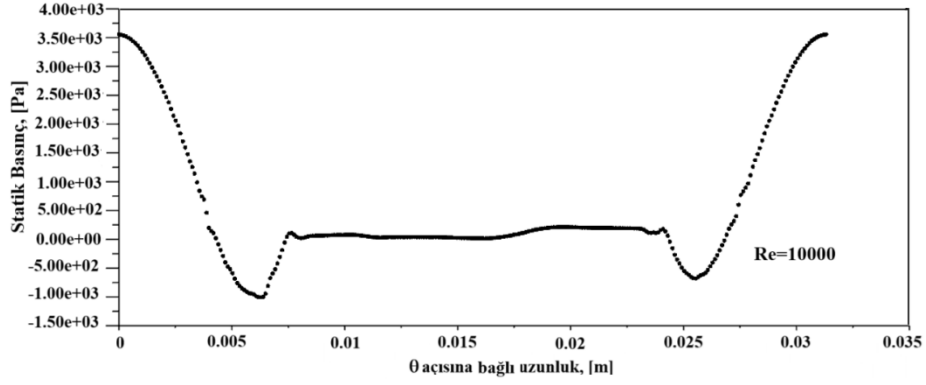
Ağ tipi	Lineer eleman
Ağ eleman boyutları	5 mm
Toplam hücre sayısı	37270
Toplam yüzey sayısı	74776
Toplam nod sayısı	37506

1.2.3. Pürüzsüz küresel silindirin C_D Sonuçlarının Hesaplanması

ANSYS Fluent modellemesinden elde edilen C_D değerlerinin iterasyon sayısına bağlı olarak değişimi ve çözümün kararlı hale gelişi Şekil EK-1. 7'de verilmiştir. Re sayısının 10000 olduğu akışta pürüzsüz küresel silindir için hesaplanan C_D değeri 1.042137 olarak bulunmuştur. Şekil EK-1.8 dairesel kesitli bir silindir etrafındaki iki boyutlu akışta, statik basınç silindirin yüzeyi boyunca θ açısına bağlı olarak yerel değişimi yerel direnç katsayısının değişimi hakkında bilgi vermektedir.



Şekil EK-1. 7. Pürüzsüz küresel silindirin iterasyon sayısına bağlı C_D grafiği

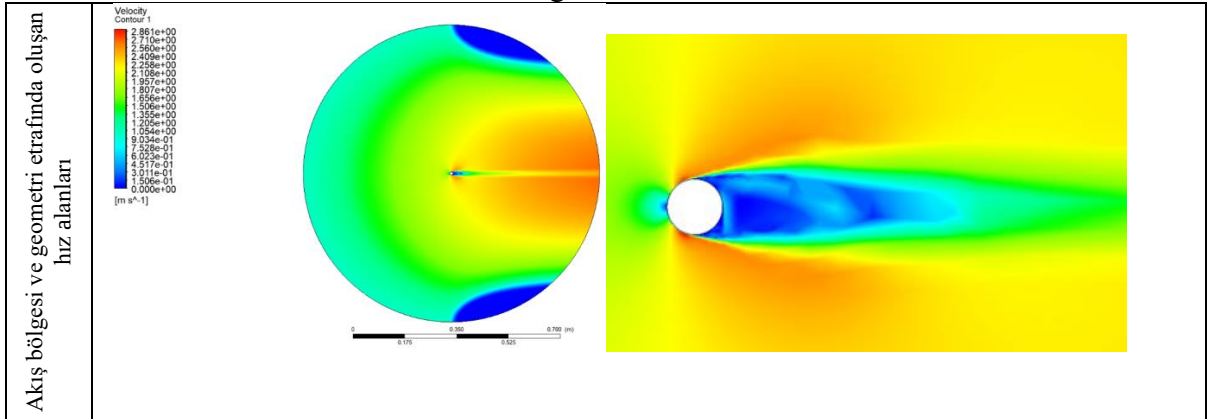


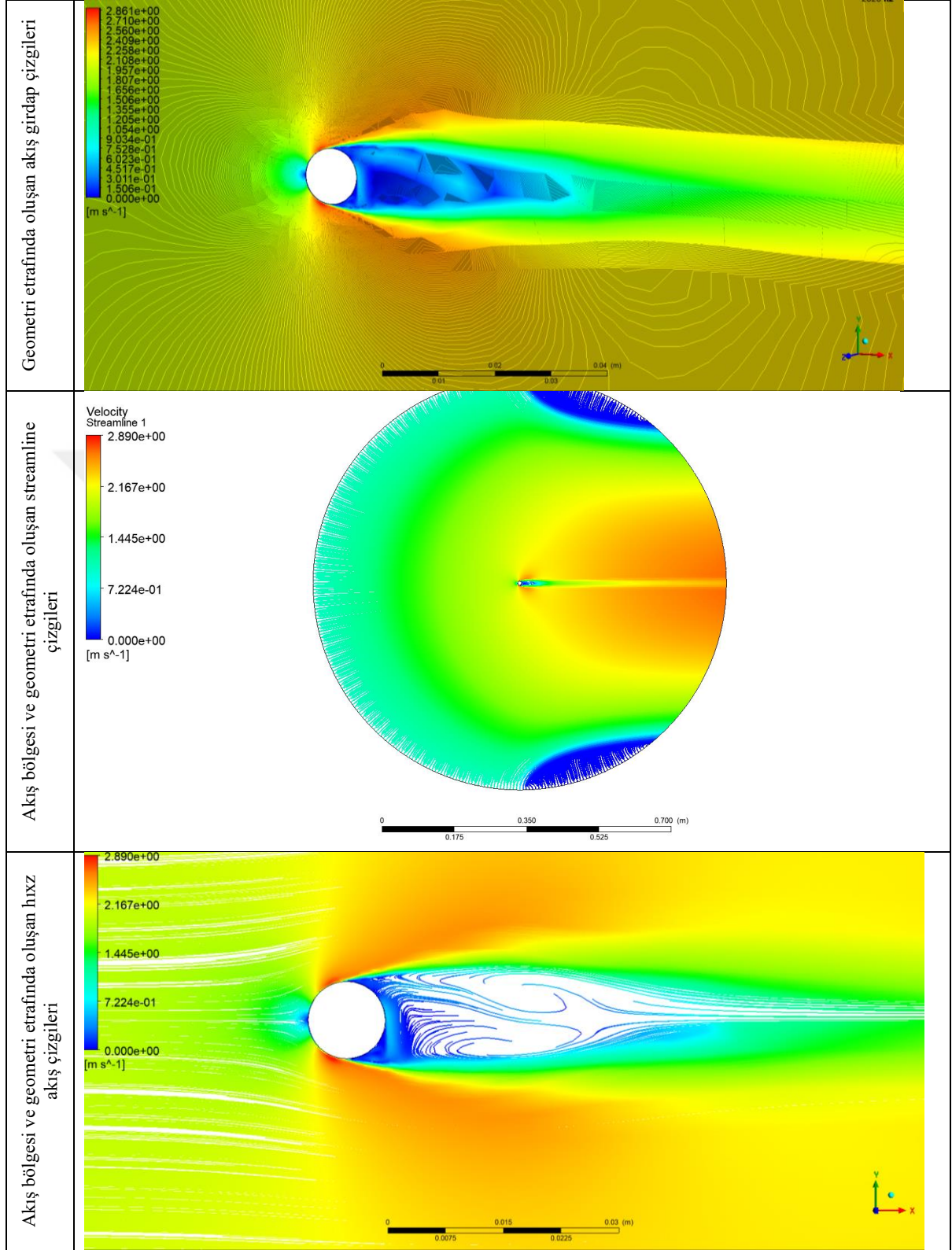
Şekil EK-1.8. Pürüzsüz küresel silindire ait θ açısına bağlı uzunluklar etrafındaki yerel statik basınç dağılımı

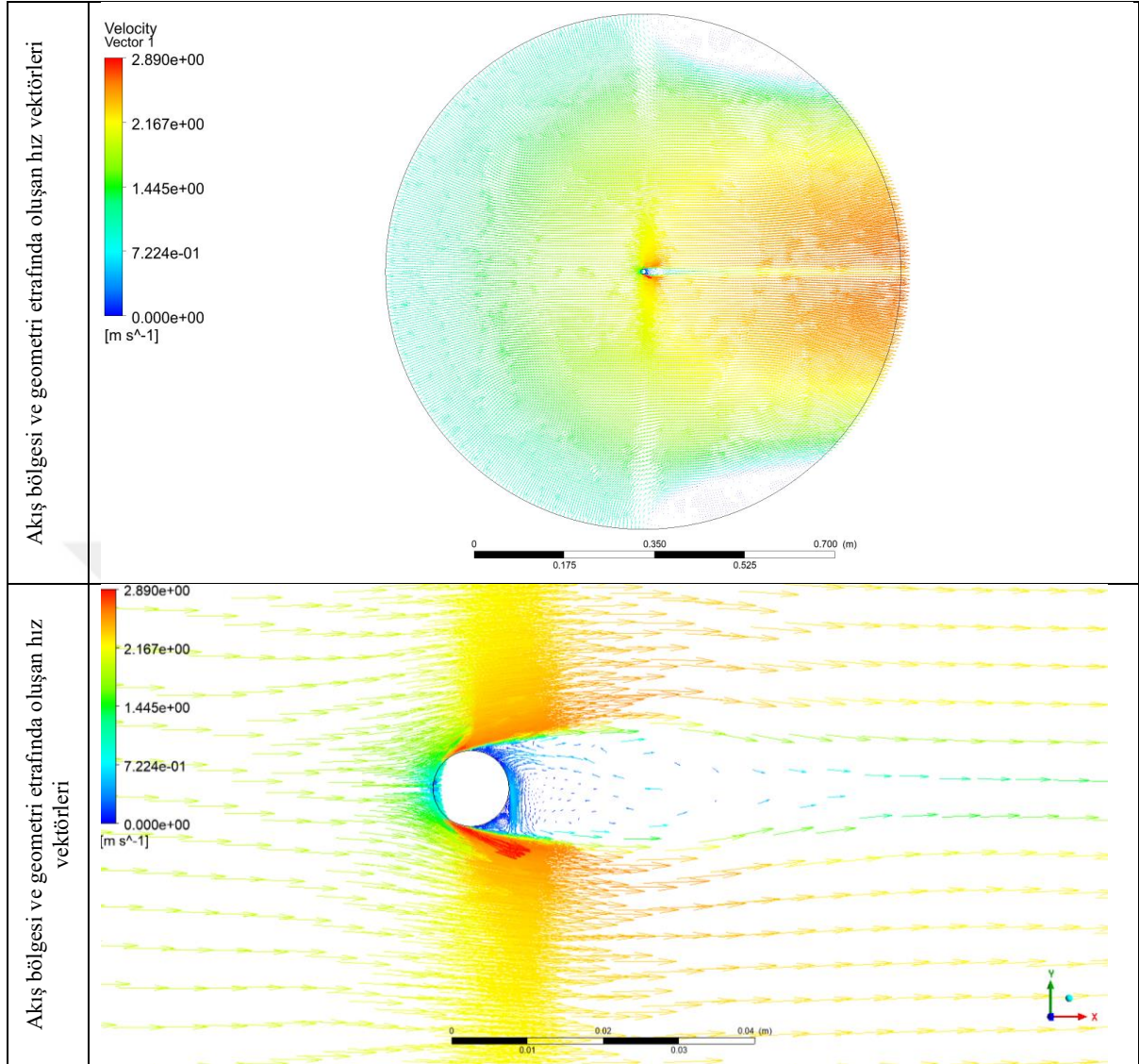
1.2.4. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait Sonuçların Görselleştirilmesi

Dairesel kesitli silindir etrafındaki akış alanının ANSYS Fluent programındaki görsel sonuçlarına ait yandaki tabloda sıralanmıştır. Tablo EK-1. 4'te $Re=10^4$ sayısında daireSEL kesitli silindir etrafındaki akış alanının nümerik değerleri, hız kontürleri, hız vektörleri ve hız akış çizgileri akış bölgesi içerisindeki dağılımları ve model etrafında yakınlştırılmış halleriyle verilmiştir.

Tablo EK-1. 4. Pürüzsüz küresel silindire ait 10^4 Re sayısında oluşan hız dağılımlarına ait görseller







1.3. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait $Re=10^5$ İçin ANSYS Fluent İle Direnç Katsayısı Hesaplamaları

1.3.1. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait Geometri ve Akış Bölgesinin Modellenmesi

Akış bölgesinin boyutları ve geometri boyutları tüm Reynolds değerleri için aynı olduğundan bu kısımda yer verilmemiştir.

1.3.2. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait Ağ Yapısı

$Re=10^5$ değeri küresel silindir için yapılan deneylerde ve literatüre geçen çalışmalar sonucunda kritik akış rejimine geçişte sınır kabul edilir. Bu yüzden bu Reynolds değerinde çalışılırken akışın karakteristiğini tam olarak anlamak ve geometrinin sınır tabakasında oluşan ayrılmaları ve girdapları tam olarak inceleyebilmek için diğer geometrilerden farklı bir ağ yapısı uygulanması gerekir. Bunun için çoğunlukla türbülanslı akışlarda ya da sınır tabakanın daha detaylı incelenmesi gereken durumlarda “inflation” metodu tercih edilir. Bu metotta geometri etrafında daha hassas ve yoğun bir ağ tabakası oluşturmak amacıyla bir sınır tabaka yüksekliği verilerek Tablo EK-1.5. ve Tablo-EK-1.6’ daki özelliklerde ağ modellenmesi yapılmıştır.

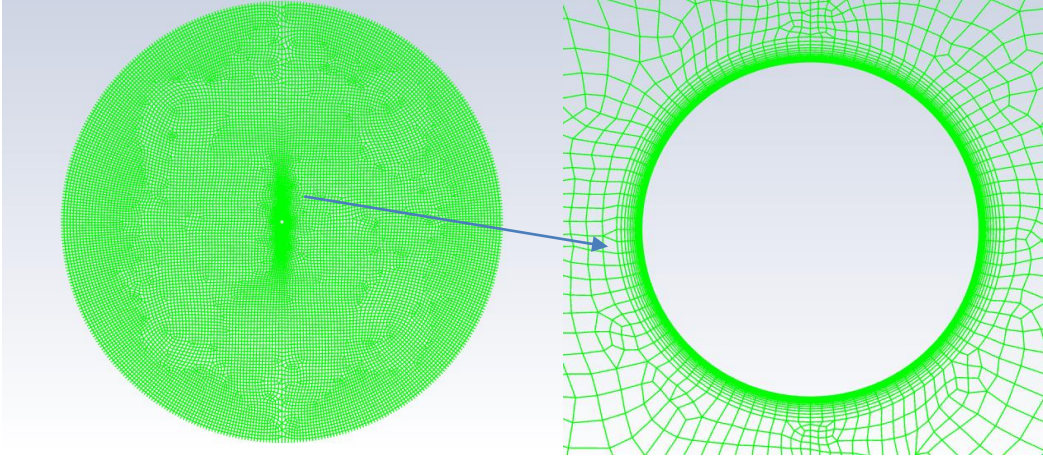
Tablo EK-1. 5. Pürüzsüz küresel silindirde inflation tabakasına ait temel özellikler

İlk tabaka yüksekliği	4×10^{-3} mm
Maksimum tabaka sayısı	20
Büyütme oranı	1,2

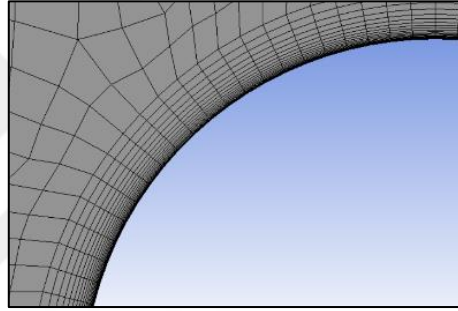
Tablo EK-1. 6 Pürüzsüz küresel silindirde kullanılan ağ yapısına ait temel özellikler

Ağ tipi	Lineer eleman
Ağ eleman boyutları	7 mm
Toplam hücre sayısı	22053
Toplam yüzey sayısı	44300
Toplam nod sayısı	22247

Pürüzsüz küresel silindir geometrisi etrafındaki inflation tabakasına ait görüntüler ve model ağ yapısı Şekil EK-1 9 ve Şekil EK-1. 10’da gösterilmiştir.



Şekil EK-1. 9. Pürüzsüz küresel silindire ait akış bölgesi ve geometri etrafında oluşturulan ağ yapısı ve modelin etrafındaki ağın büyütülmüş görüntüsü

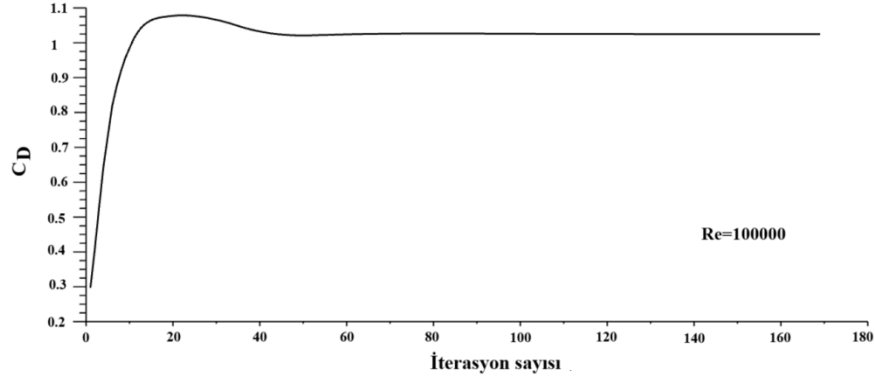


Şekil EK-1. 10. Pürüzsüz küresel silindire ait geometri etrafındaki inflation tabakasına ait ağ yapısı

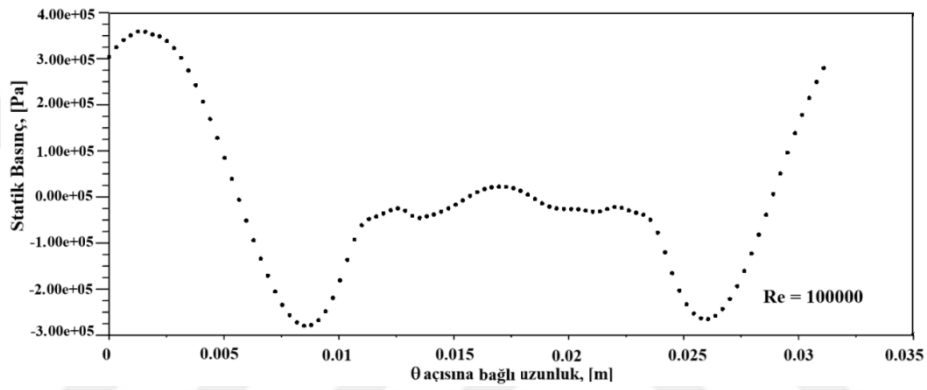
Tabloda verilen değerlerde de görüldüğü üzere her geometrinin Reynolds sayısında akış karakteristiği değiştiğinden ağ yapısını oluşturan eleman boyutları da farklılık göstermektedir.

1.3.3. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait C_D Sonuçlarının Hesaplanması

ANSYS Fluent modellemesinden dairesel kesitli bir silindir etrafındaki iki boyutlu akışta elde edilen C_D değerlerinin iterasyon sayısına bağlı olarak değişimi ve çözümün kararlı hale gelişi Şekil EK-1. 11’de verilmiştir. Hesaplanan C_D değeri 1.0247073 olarak bulunmuştur. Dairesel kesitli bir silindir etrafındaki iki boyutlu akışta, silindirin yüzeyi boyunca θ açısına bağlı olarak statik basıncın yerel değişimi Şekil EK-1.12 te verilmiştir.



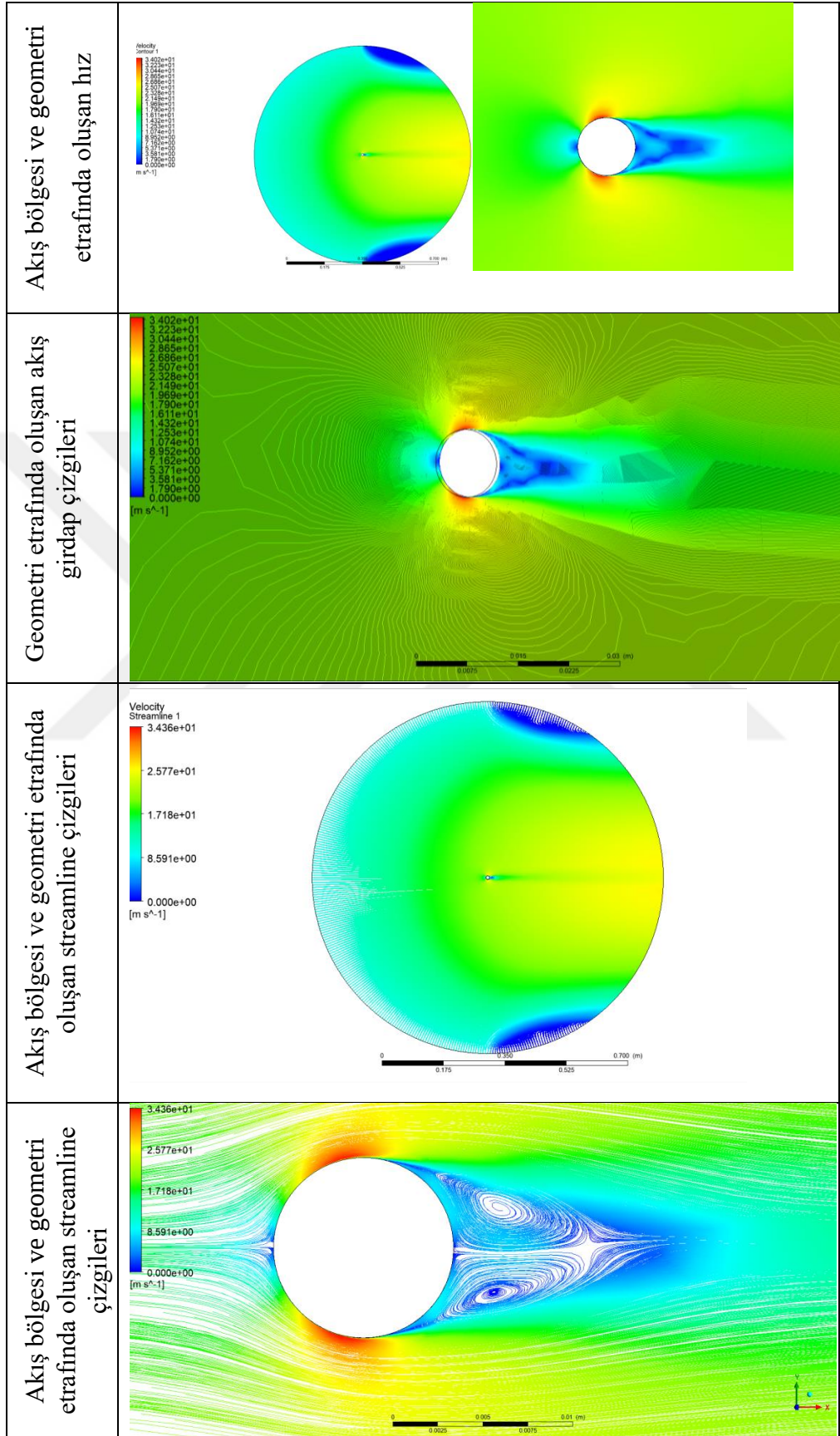
Şekil EK-1. 11. Pürüzsüz küresel silindirin iterasyon sayısına bağlı C_D grafiği

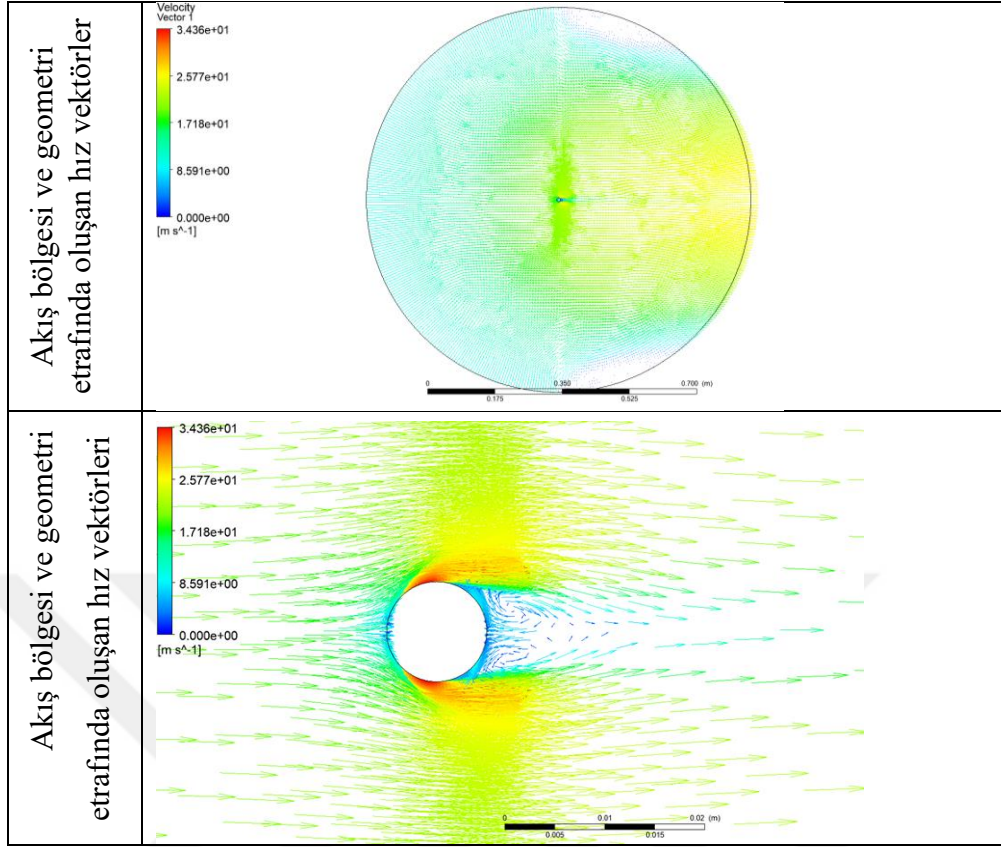


Şekil EK-1.11. Pürüzsüz küresel silindire ait θ açısına bağlı uzunluklar etrafındaki yerel statik basınç dağılımı

1.3.4. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait Sonuçların Görselleştirilmesi

Dairesel kesitli silindir etrafındaki akış alanının ANSYS Fluent programındaki görsel sonuçlarına ait yandaki tabloda sıralanmıştır. Tablo EK-1. 7’de $Re=10^5$ sayısında dairesele kesitli silindir etrafındaki akış alanının nümerik değerleri, hız kontürleri, hız vektörleri ve hız akış çizgileri akış bölgesinin içerisindeki dağılımları ve model etrafında yakınlaştırılmış halleriyle verilmiştir.

Tablo EK-1. 7. 10^5 Re Sayısında Oluşan Hız Dağılımlarına Ait Görseller



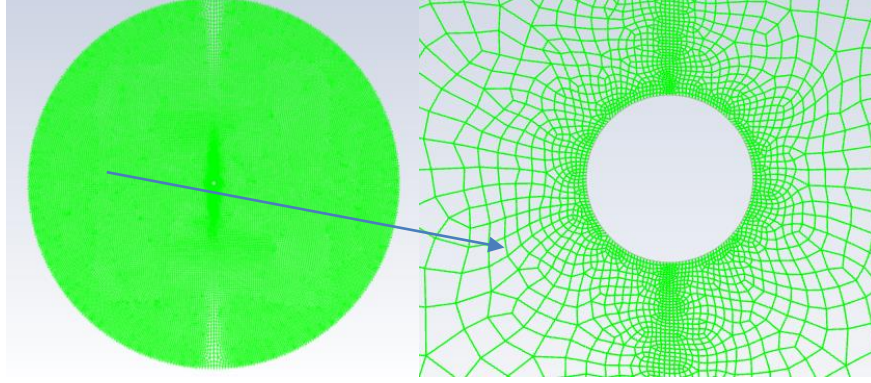
1.4. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait $Re=10^6$ İçin ANSYS Fluent İle Direnç Katsayısı Hesaplamaları

1.4.1. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait Geometri ve Akış Bölgesinin Modellenmesi

Akış bölgesinin boyutları ve geometri boyutları tüm Reynolds değerleri için aynı olduğundan bu kısımda yer verilmemiştir.

1.4.2. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait Ağ Yapısı

$Re=10^6$ pürüzsüz küresel silindir için türbülans bölgesi olarak kabul edilir. Bu yüzden çözüm yapılırken çözüm metodu olarak SST-k- ω türbülans modeli tercih edilmiştir. Ağ yapılırken akış bölgesi ve model etrafında oluşturulan ağ yapısı Şekil EK-1.13'te gösterilmiş, değerler Tablo EK-1.8'de verilmiştir.



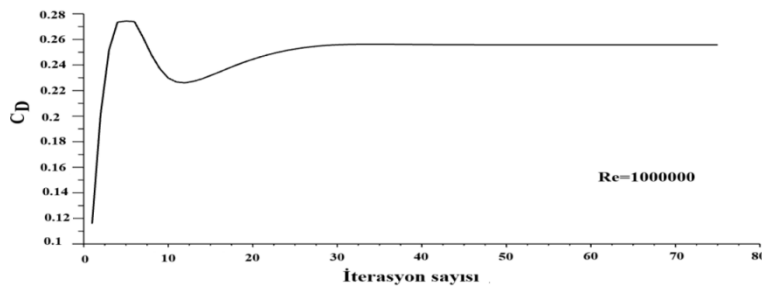
Şekil EK-1. 12. Pürüzsüz küresel silindire ait akış bölgesi ve geometri etrafında oluşturulan ağ yapısı ve modelin etrafındaki ağın büyütülmüş görüntüsü

Tablo EK-1. 8. Pürüzsüz küresel silindire ait kullanılan ağ yapısına ait temel özellikler

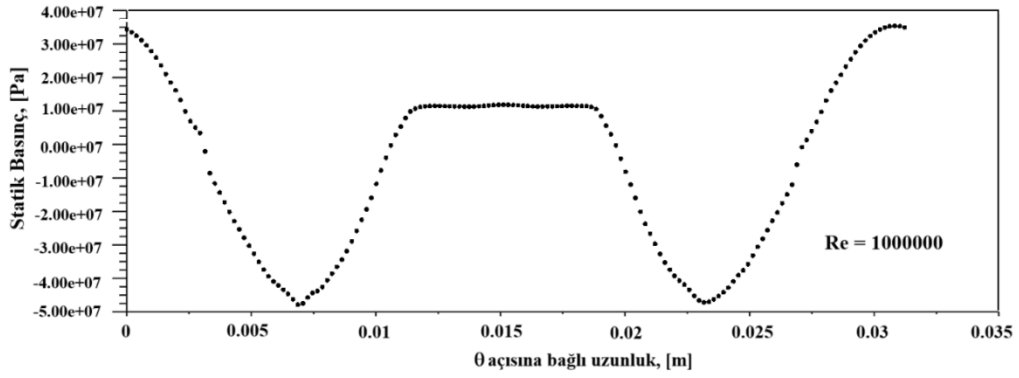
Ağ tipi	Lineer eleman
Ağ eleman boyutları	5 mm
Toplam hücre sayısı	35888
Toplam yüzey sayısı	71969
Toplam nod sayısı	36081

1.4.3. Pürüzsüz Küresel Silindire Ait C_D Sonuçlarının Hesaplanması

ANSYS Fluent modellemesinde pürüzsüz küresel silindirin Re 1000000 için elde edilen C_D değerlerinin iterasyon sayısına bağlı olarak değişimi ve çözümün kararlı hale gelişi Şekil EK-1. 14'te verilmiştir. Bu Re sayısında C_D değeri 0.25580331 olarak bulunmuştur. Direncin önce arttığı sonrasında ise sabit kalarak stabil hale geldiği görülmektedir. Dairesel kesitli bir silindir etrafındaki iki boyutlu akışta, silindirin yüzeyi boyunca θ açısına bağlı olarak statik basıncın yerel değişimi Şekil EK-1.15 te verilmiştir.



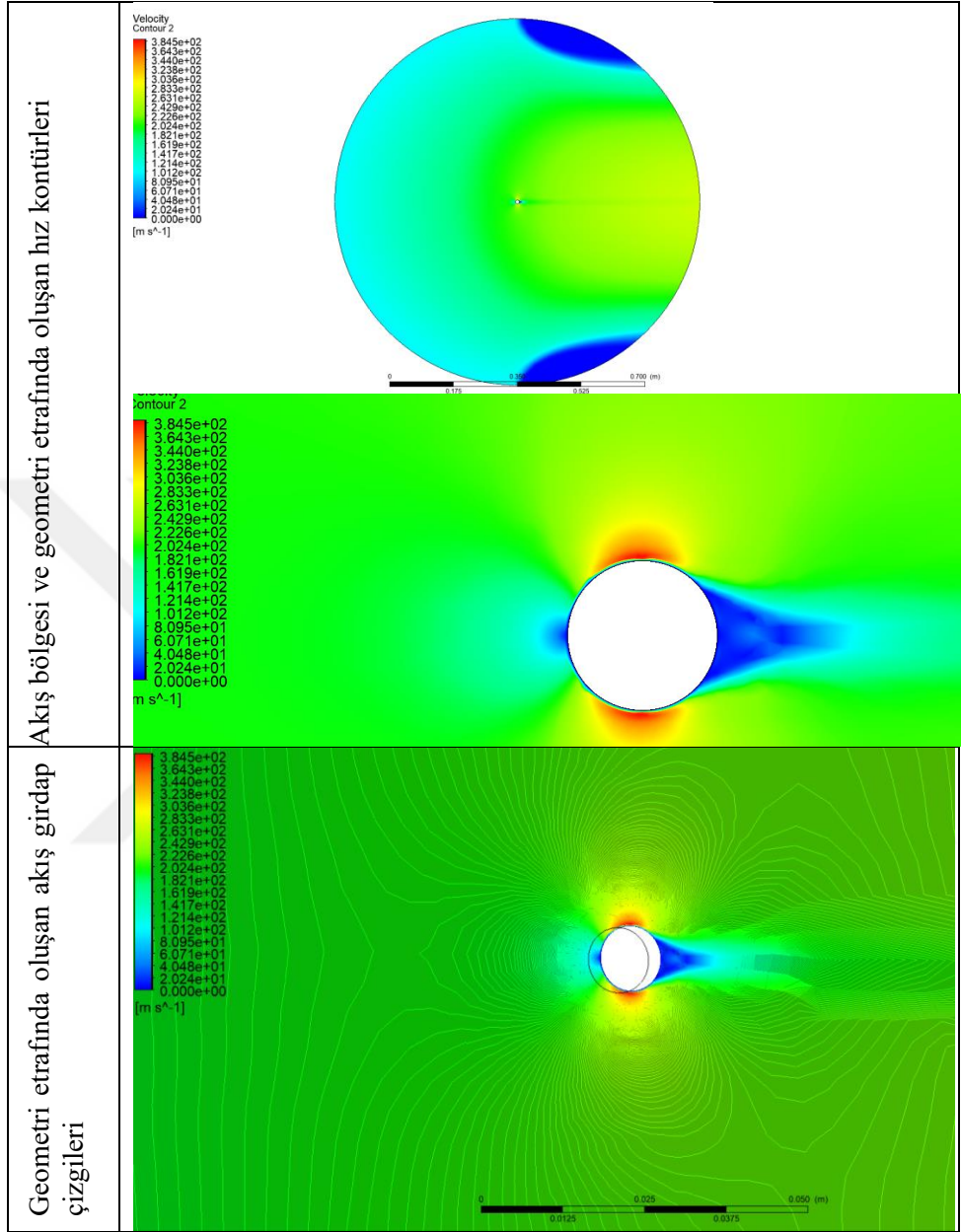
Şekil EK-1.13. Pürüzsüz küresel silindirin iterasyon sayısına bağlı C_D grafiği

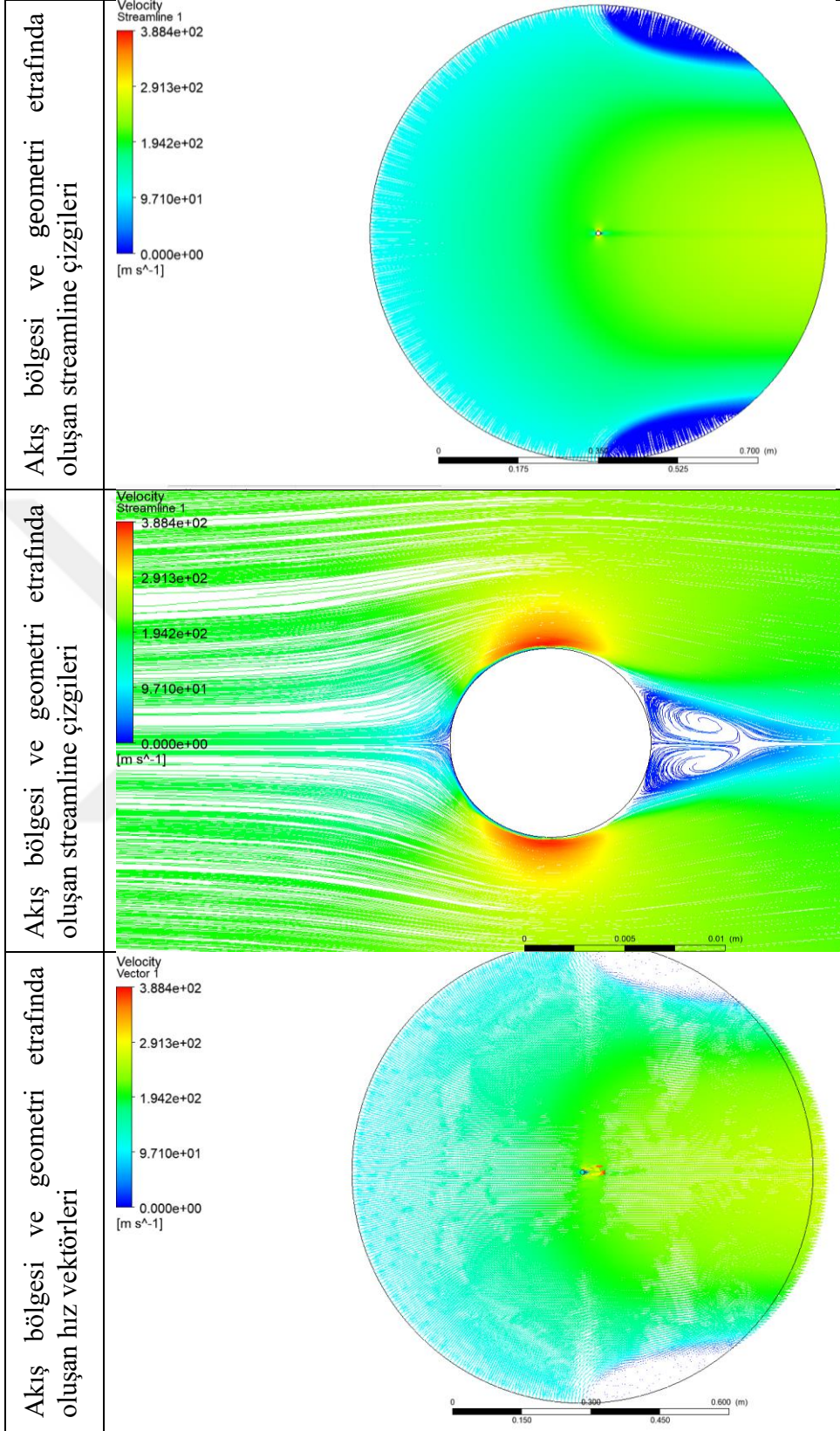


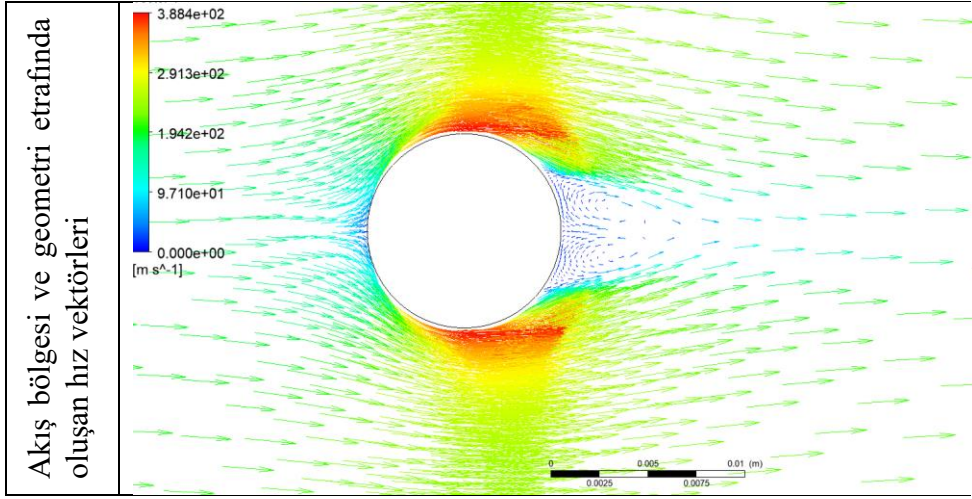
Şekil EK-1.15 Pürüzsüz Küresel Silindire Ait θ açısına bağlı uzunluklar etrafındaki yerel statik basınç dağılımı

1.4.4. Pürüzsüz Küresel Silindir Sonuçlarının Görselleştirilmesi

Dairesel kesitli silindir etrafındaki akış alanının ANSYS Fluent programındaki görsel sonuçlarına ait yandaki tabloda sıralanmıştır. Tablo EK-1. 9’da $Re=10^6$ sayısında dairesel kesitli silindir etrafındaki akış alanının nümerik değerleri, hız kontürleri, hız vektörleri ve hız akış çizgileri akış bölgesi içerisindeki dağılımları ve model etrafında yakınlaştırılmış halleriyle verilmiştir. Akış rejimi türbülansa geçtiğinden model etrafında oluşan vortekslerin artışı görülmektedir.

Tablo EK-1. $9 \cdot 10^6$ Re Sayısında Oluşan Hız Dağılımlarına Ait Görseller



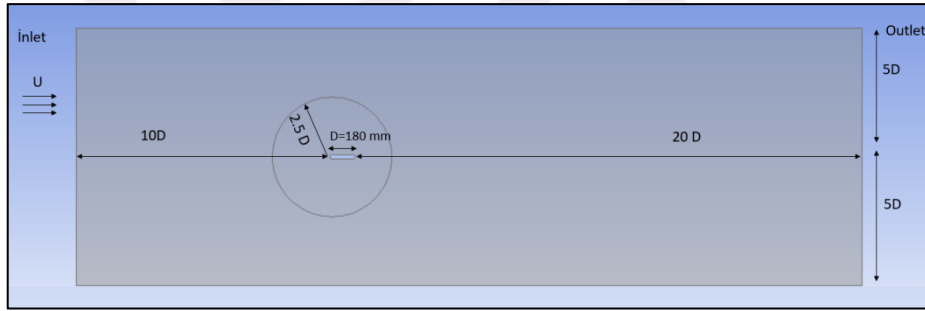


2. EK-2 Farklı Reynolds Sayılarında İki Boyutlu Model-B, Model-C, Model-D, Model-E ve Model-F İçin Akış Analizi

2.1. Model-B etrafındaki Akışın Modellenmesi ve Deneysel Görsellerle Karşılaştırılması

2.1.1. Model-B'nin Akış Bölgesi ve Geometri Ölçüleri

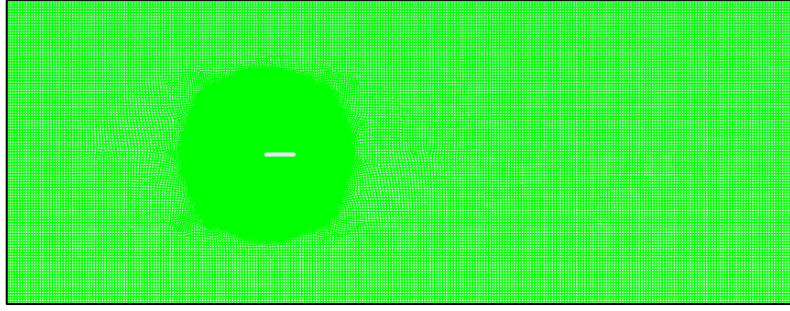
Model-B'ye ait akış bölgesi ve ölçüleri aşağıda gösterilmiştir. Akış bölgesinde oluşan etkilerin gözlemlenebilmesi için akış, model uzunluğu olan $D=180$ mm'lik uzunluğun 10 katı giriş uzunluğu ve 20 katı çıkış uzunluğu olarak belirlenmiştir ve Şekil EK-2. 1'de verilmiştir.



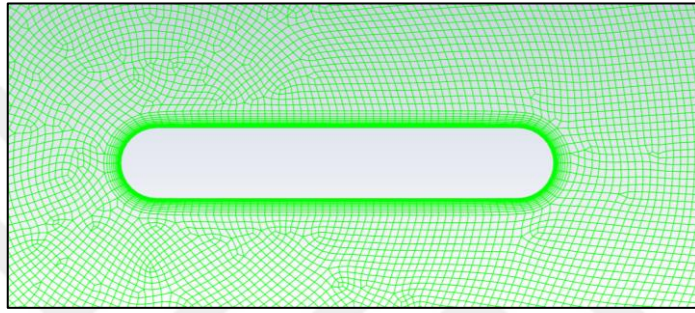
Şekil EK-2. 1. Model-B'nin Akış Bölgesi Geometrisi Ölçüleri

2.1.2. Model-B'nin Ağ Yapısı

Ağ yapısı oluşturulurken diğer tüm analiz ve modellerde de olduğu gibi her bir model için özelleşmiş bir ağ yapısı tercih edilmiştir. Çözümün doğruluğu için doğru bir ağ yapısı önemli olduğundan her modelin sivri ve küt noktaları dikkate alınarak buna uygun olarak eleman boyutu ve yoğunluğu belirlenmiştir. Akış bölgesinin ağ yapısına ait görsel Şekil EK-2. 2 ve modelin etrafında oluşturulan ağ yapısı Şekil EK-2.3 ve Şekil EK-2.4'te verilmiş olup ağ yapısına ait değerler Tablo EK-2.1 ve Tablo Ek-2.2'de verilmiştir.

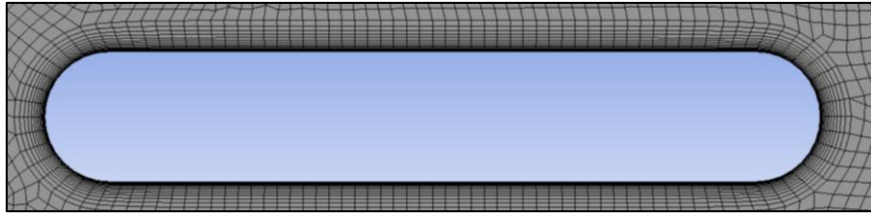


Şekil EK-2. 2. Model-B'nin Akış bölgesi ve model etrafında ağ yapısı



Şekil EK-2. 3. Model-B'nin etrafında oluşturulan ağ yapısı

Model etrafında oluşan sınır tabaka etkilerinin daha iyi gözlemlenebilmesi için model etrafında daha ince bir ağ yapısı tercih edilmiştir.



Şekil EK-2. 4. Model-B'nin Inflation tabakası

Tablo EK-2. 1. Model-B’de kullanılan ağ yapısına ait özellikleri

Ağ tipi	Lineer eleman
Ağ eleman boyutları, Akış Bölgesi	15 mm
Ağ eleman boyutları Ana geometri etrafındaki	3 mm
Toplam hücre sayısı	113800
Toplam yüzey sayısı	228038
Toplam nod sayısı	114238

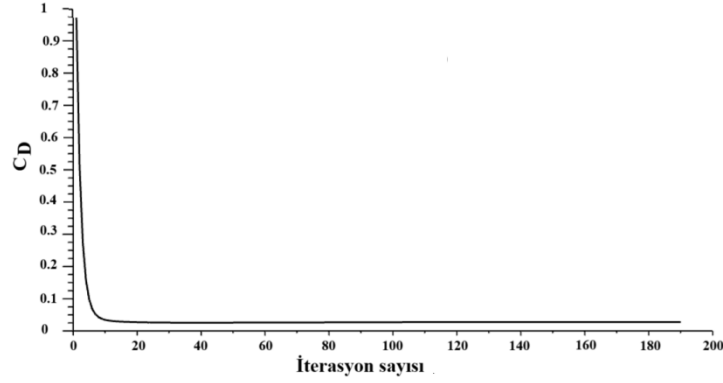
Model etrafında oluşan sınır tabaka etkilerinin daha iyi gözlemleyebilmek amacıyla “inflation” olarak adlandırılan bir ilk sınır tabaka yüksekliği verip, bu uzunluğun 1,2 büyütme oranıyla artırılarak ağ yapısı oluşturulmasıyla yukarıdaki şekilde bir ağ işlemi yapılmıştır.

Tablo EK-2. 2. Model-B’de kullanılan İnflation tabakasına ait özellikleri

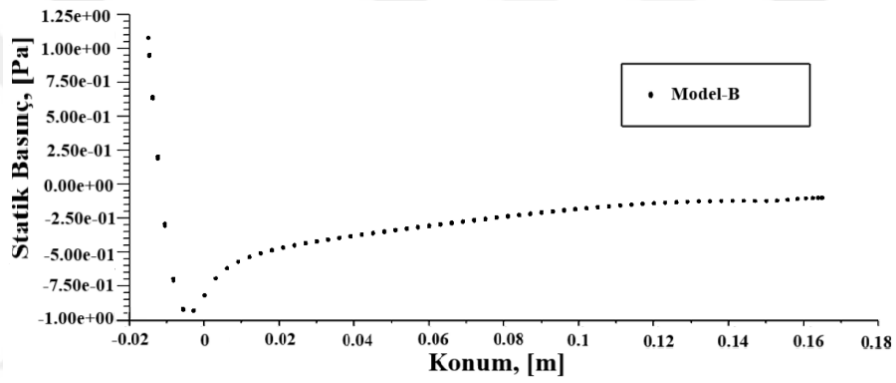
İlk tabaka yüksekliği	0,1 mm
Maksimum tabaka sayısı	15
Büyütme oranı	1,2

2.1.3. Model-B’ye Ait C_D Sonuçları

Model etrafında oluşan direnç katsayısı hesaplanırken bulunan değerlerin iterasyon sayısına bağlı değişim grafiği aşağıdaki gibidir. Direncin azalarak bir süre sonra stabil hale geldiği Şekil EK-2. 5’te gözlenmektedir. Model-B için hesaplanan C_D değeri 0.027420408 olarak bulunmuştur.



Şekil EK-2. 5. Model-B için C_D 'nin iterasyon sayısına bağlı olarak değişimi



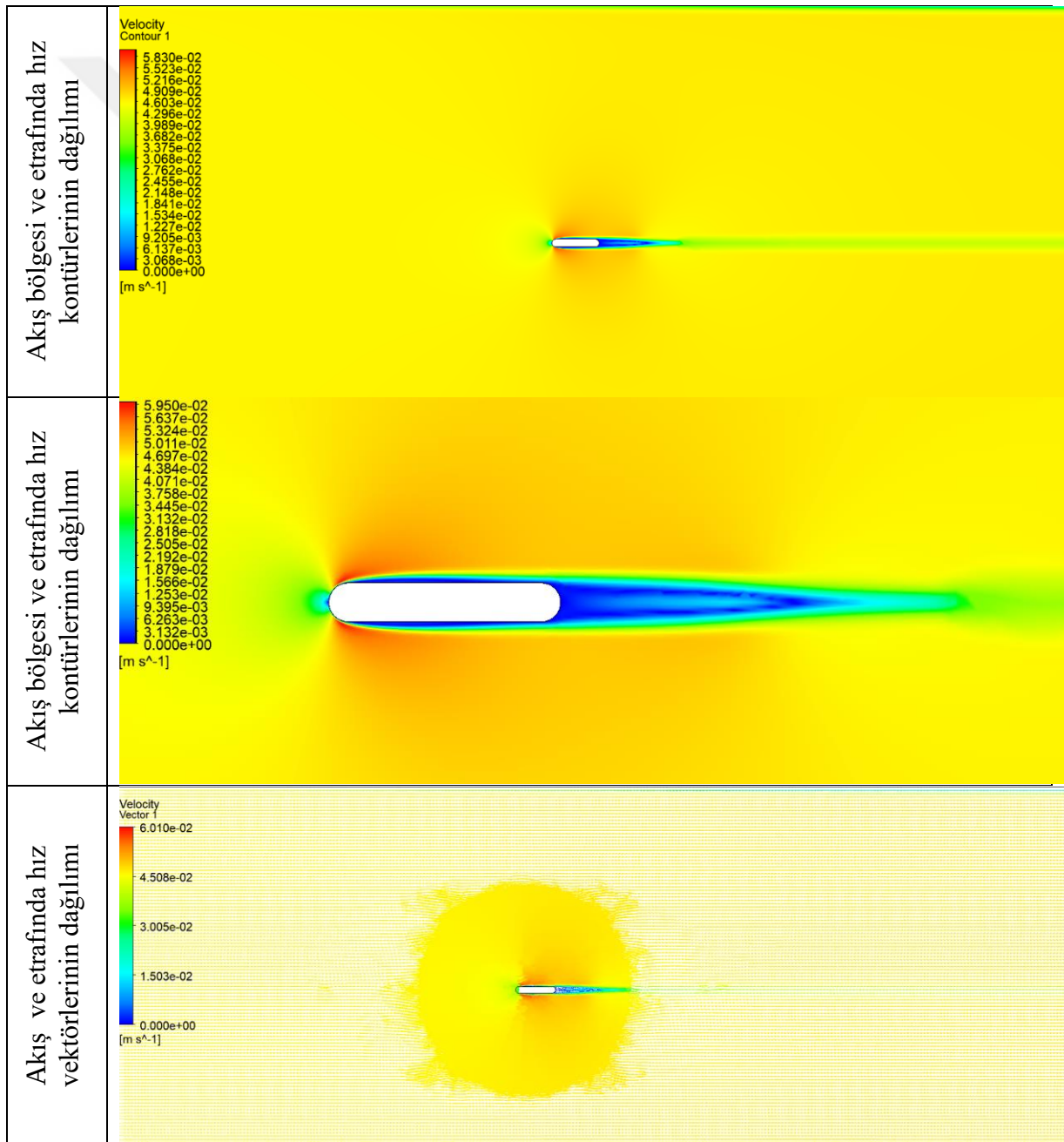
Şekil EK-2. 6. Model-B etrafında konuma bağlı yerel statik basınç grafiği

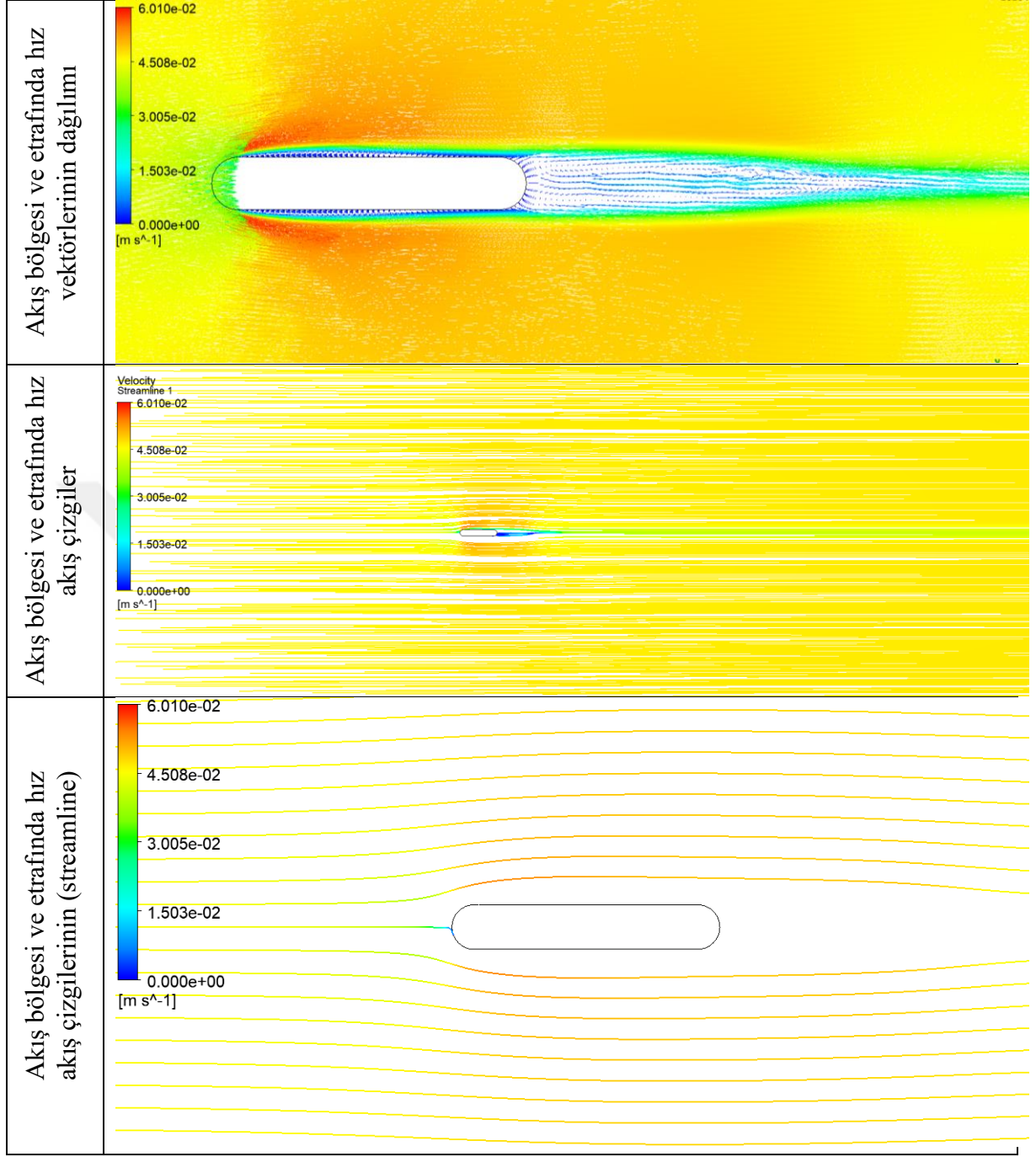
Şekil EK-2.6, Model etrafındaki akışta statik basınç model yüzeyi boyunca konuma bağlı olarak yerel değişimi yerel direnç katsayısının değişimi hakkında bilgi vermektedir. Grafik şekle göre yorumlandığında modelin yuvarlak ucunda akış, daha yavaş bir hızla levha etrafında dağılmaya başlar ve bu nedenle basınç yüksek olur. Grafikte görülen pozitif basınç değerleri bu alanı temsil eder. Grafikte basıncın negatif değerlere düştüğü bölge, akışın levhanın yüzeyinden ayrıldığı ve türbülanslı bir hale geldiği noktayı gösterir. Grafikte basıncın yeniden pozitif değerlere dönmesi ve stabil hale gelmesi bu durumu gösterir.

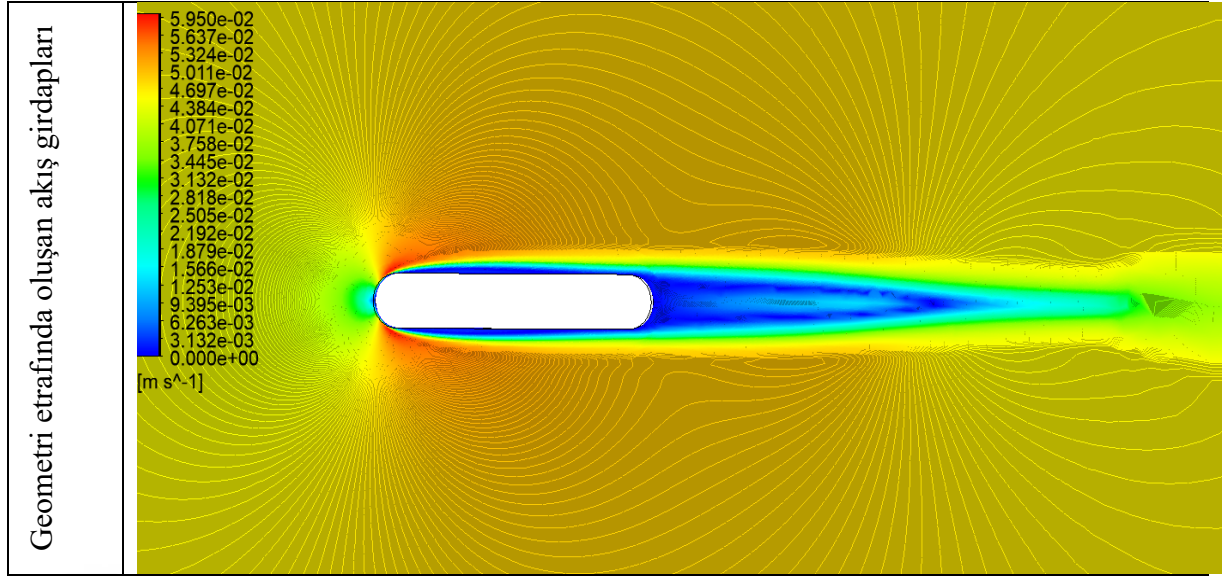
2.1.4. Model-B Sonuçlarının Görselleştirilmesi

Model-B için deney şartlarındaki hız olan 0,046 m/s hız ve $Re=8240$ olarak hesaplanan analize ait sonuçlar aşağıdaki şekilde görselleştirilmiştir. Modele ve akış bölgesine ait hız kontürleri, hız vektörleri, hız akış çizgileri ve girdap çizgileri aşağıdaki şekilde hem akış bölgesinde hem de model etrafında yakınlaştırılmış olarak gösterilmiştir.

Tablo EK-2. 3.Model B Etrafında Oluşan Hız Dağılımlarına Ait Görseller



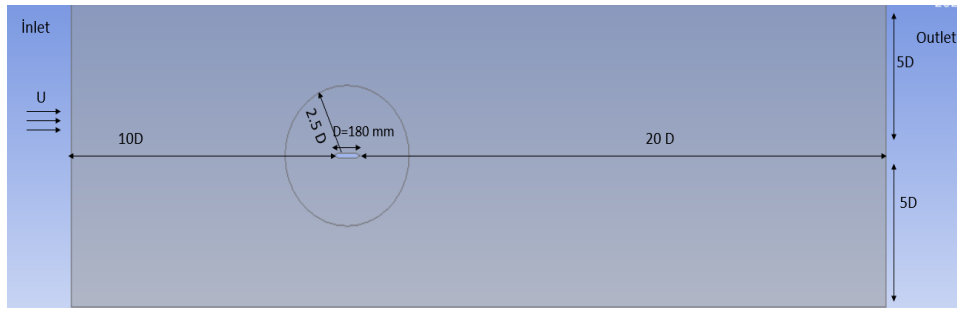




2.2. Model-C etrafındaki Akışın Modellenmesi ve Deneysel Görsellerle Karşılaştırılması

2.2.1. Model-C'nin Akış Bölgesi ve Geometri Ölçüleri

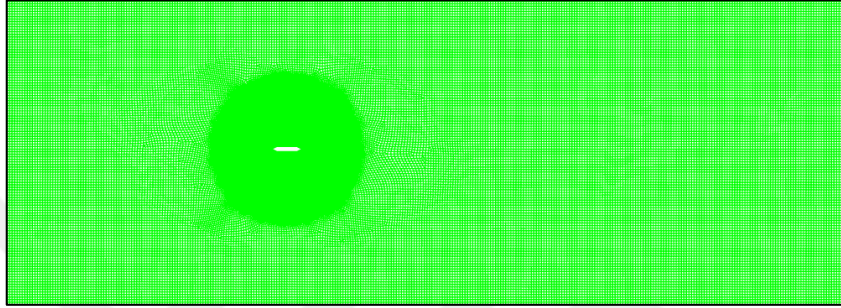
Model-C'ye ait akış bölgesi ve ölçüleri aşağıda gösterilmiştir. Akışın bölgesinde oluşan etkilerin gözlemlenebilmesi için akış bölgesi, model uzunluğu olan $D=180$ mm'lik uzunluğun 10 katı giriş uzunluğu ve 20 katı çıkış uzunluğu olarak belirlenen ölçüler Şekil EK-2.7'de verilmiştir.



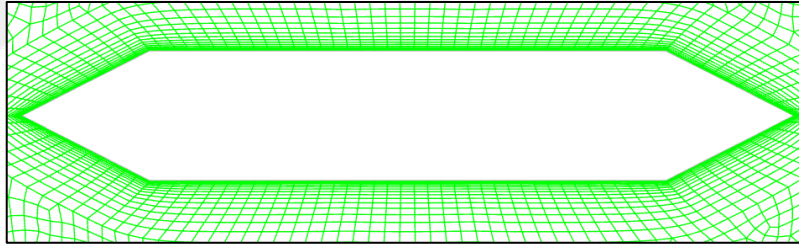
Şekil EK-2. 7 Model-C'nin akış bölgesi geometrisi ölçüleri

2.2.2. Model-C'nin Ağ Yapısı

Ağ yapısı oluşturulurken diğer tüm analiz ve modellerde de olduğu gibi her bir model için özelleşmiş bir ağ yapısı tercih edilmiştir. Çözümün doğruluğu için doğru bir ağ yapısı önemli olduğundan her modelin sivri ve küt noktaları dikkate alınarak buna uygun olarak eleman boyutu ve yoğunluğu belirlenmiştir. Ağ yapısına ait görseller Şekil EK-2. 8 ve Şekil EK-2. 9'da inflation tabakasına ait görsel Şekil EK-2.10'da verilmiştir.

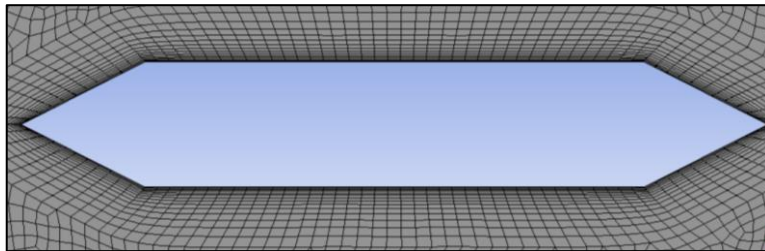


Şekil EK-2. 8. Model-C'nin akış bölgesi ve model etrafında ağ yapısı



Şekil EK-2. 9. Model-C etrafında oluşturulan ağ yapısı

Model etrafında oluşan sınır tabaka etkilerinin daha iyi gözlemlenebilmesi için model etrafında daha ince bir ağ yapısı tercih edilmiştir.



Şekil EK-2. 10. Model-C etrafında oluşturulan Inflation tabakası

Model etrafında oluşan sınır tabaka etkilerinin daha iyi gözlemleyebilmek amacıyla “inflation” olarak adlandırılan bir ilk sınır tabaka yüksekliği verip, bu uzunluğun 1,2 büyüme oranıyla arttırılarak ağ yapısı oluşturulmasıyla yukarıdaki şekilde bir ağ işlemi yapılmıştır. Ağ ve İnflation tabakasına ait eleman ölçüleri Tablo EK-2.5 ve Tablo EK-2.6’da verilmiştir

Tablo EK-2. 4. Kullanılan ağ yapısına ait özellikler

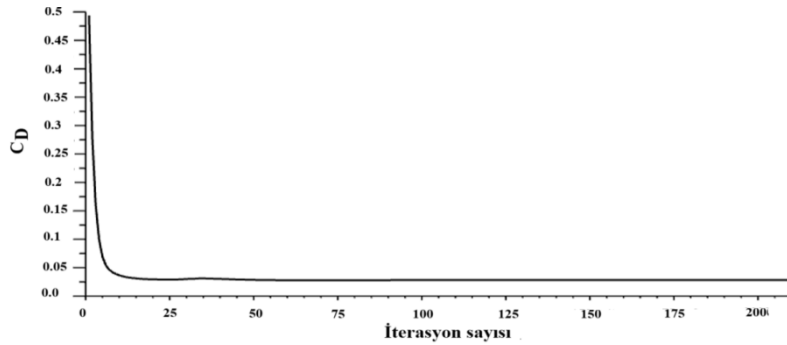
Ağ tipi	Lineer eleman
Ağ eleman boyutları, Akış Bölgesi	15 mm
Ağ eleman boyutları	3 mm
Toplam hücre sayısı	106253
Toplam yüzey sayısı	212982
Toplam nod sayısı	106729

Tablo EK-2.5. Kullanılan inflation tabakasına ait özellikler

İlk tabaka yüksekliği	0,2
Maksimum tabaka sayısı	15
Büyütme oranı	1,2

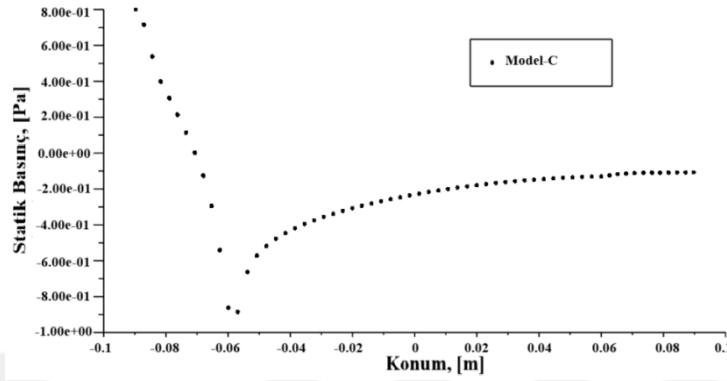
2.2.3. Model-C’nin C_D Sonuçlarının Hesaplanması

Model-C etrafında oluşan direnç katsayısı hesaplanırken buluna değerlerin iterasyon sayısına bağlı değişim grafiği aşağıdaki gibidir. Direncin azalarak bir süre sonra stabil hale geldiği Şekil EK-2.11’de gözlenmektedir. Model-C için hesaplanan C_D değeri 0.028299935 olarak bulunmuştur.



Şekil EK-2. 11. Model-C için C_D ’nin iterasyon sayısına bağlı olarak değişimi

Model-C için deney hızı şartlarında statik basıncın konuma göre değişiminin grafiği Şekil EK-2.12’de verilmiştir. Basınç değerlerinin yüksekte düşüğe değiştiği noktalar, yüzey boyunca akışın hızlandığı veya yavaşladığı bölgeleri gösterir.



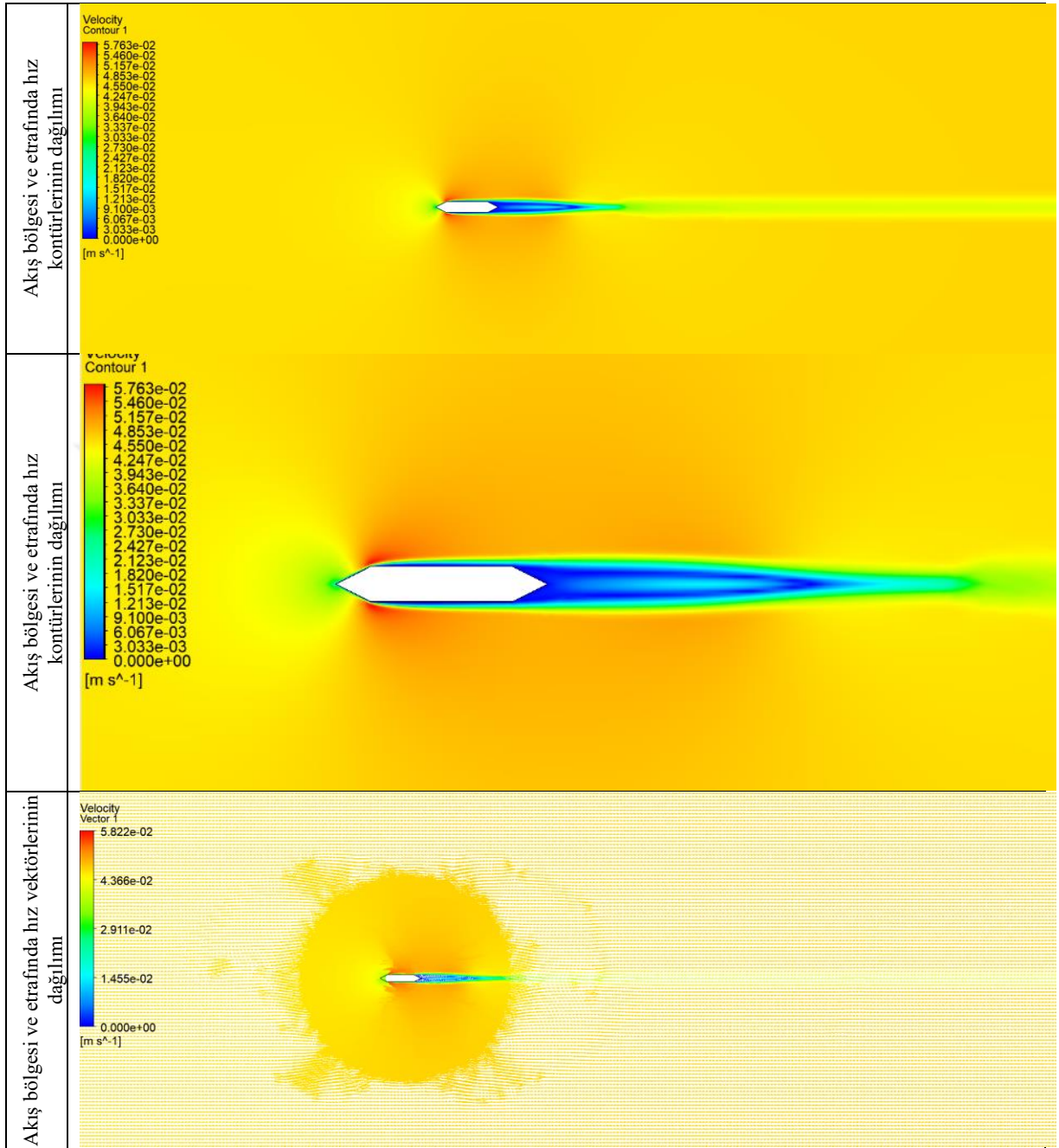
Şekil EK-2.12. Model-C etrafındaki konuma bağlı olarak hesaplanan yerel statik basınçların dağılımı.

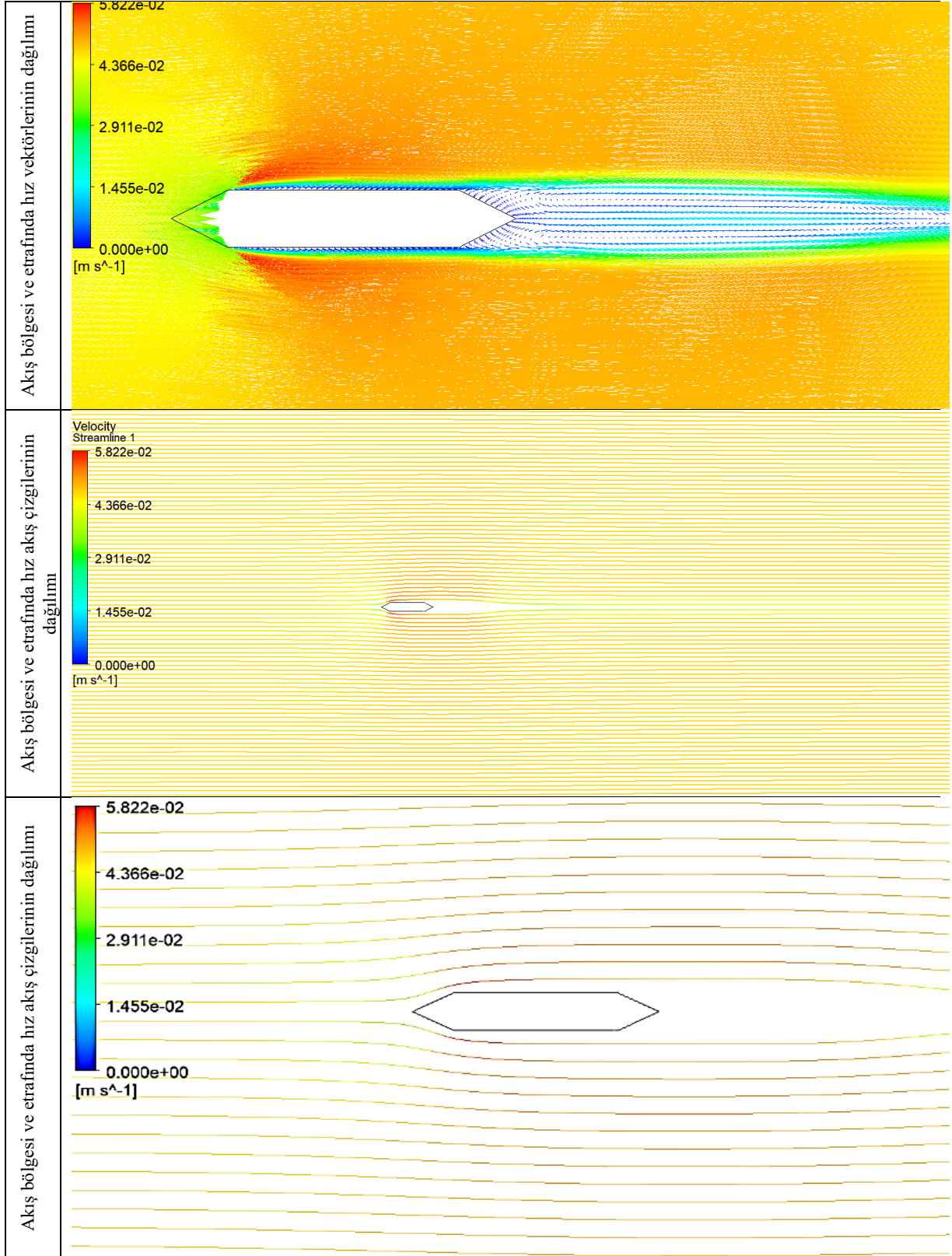
Grafiğin başlangıç kısmında yüksek bir basınç değeri görülmekte, bu nokta akışın modele çarptığı ve yavaşladığı noktayı göstermektedir. -0.06 m civarında basınç hızla düşmektedir. Bu, akışın modele çarptıktan sonra hızlandığı ve basıncın düştüğü bir bölgedir. 0 m civarında basınç en düşük seviyeye ulaşmaktadır. Bu nokta, akışın model yüzeyinden hızla geçtiği ve basıncın minimum olduğu bir noktadır. 0,08 m civarında basınç tekrar artmaktadır. Bu, akışın model yüzeyinden ayrıldığı veya yavaşladığı bölgeyi göstermektedir.

2.2.4. Model-C Sonuçlarının Görselleştirilmesi

Model-C için deney şartlarındaki hız olan 0,046 m/s hız ve $Re=8240$ olarak hesaplanan analize ait sonuçlar aşağıdaki şekilde görselleştirilmiştir. Modele ve akış bölgesine ait hız kontürleri, hız vektörleri, hız akış çizgileri ve girdap çizgileri aşağıdaki şekilde hem akış bölgesinde hem de model etrafında yakınlaştırılmış olarak gösterilmiştir.

Tablo EK-2. 6.Model-C Etrafında Oluşan Hız Dağılımlarına Ait Görseller

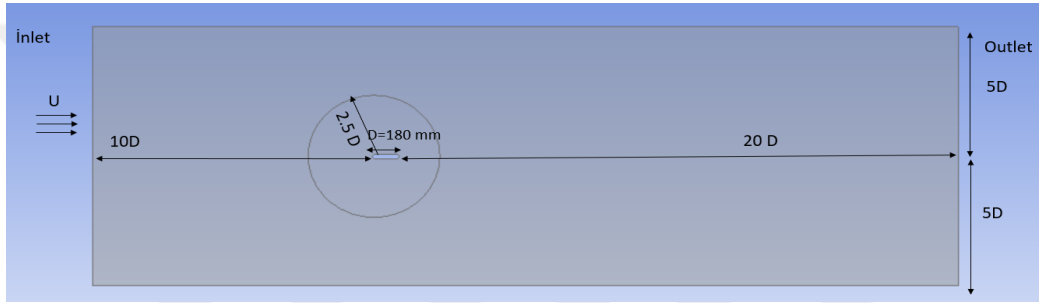




2.3. Model-D Etrafındaki Akışın Modellenmesi ve Deneysel Görsellerle Karşılaştırılması

2.3.1. Model-D Etrafındaki Akış Bölgesi ve Geometri Ölçüleri

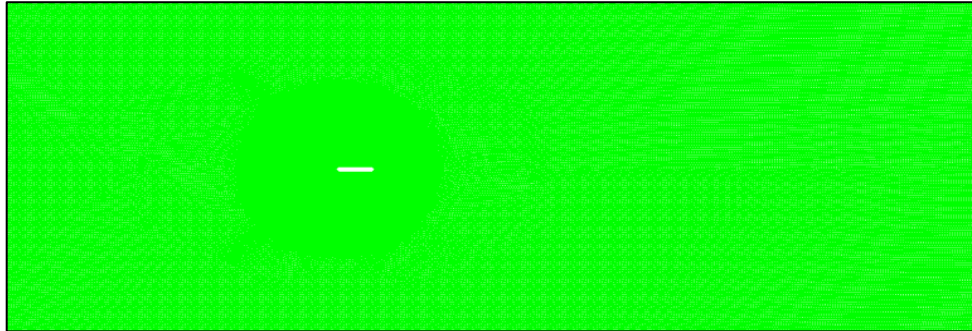
Model-D'ye ait akış bölgesi ve ölçüleri aşağıda gösterilmiştir. Akışın bölgesinde oluşan etkilerin gözlemlenebilmesi için akış bölgesi, model uzunluğu olan $D=180$ mm'lik uzunluğun 10 katı giriş uzunluğu ve 20 katı çıkış uzunluğu olarak belirlenmiş ve ölçüler Şekil EK-2.13'te verilmiştir.



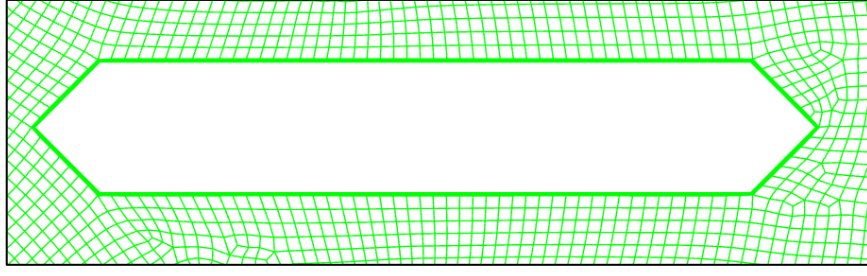
Şekil EK-2. 13. Model-D etrafındaki akış bölgesi ve geometrisi ölçüleri

2.3.2. Model-D'nin Ağ Yapısı

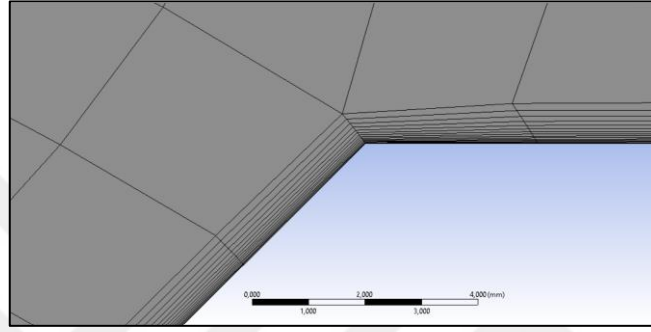
Ağ yapısı oluşturulurken diğer tüm analiz ve modellerde de olduğu gibi her bir model için özelleşmiş bir ağ yapısı tercih edilmiştir. Çözümün doğruluğu için doğru bir ağ yapısı önemli olduğundan her modelin sivri ve küt noktaları dikkate alınarak buna uygun olarak eleman boyutu ve yoğunluğu belirlenmiştir. Ağ yapısına ait görseller Şekil EK-2. 14 ve Şekil EK-2.15'te verilmiştir.



Şekil EK-2. 14. Model-D etrafındaki akış bölgesi ve model etrafındaki ağ yapısı



Şekil EK-2. 15. Model-D'nin etrafında oluşturulan ağ yapısı



Şekil EK-2. 16. Model-D etrafındaki inflation tabakası

Model-D etrafında oluşan sınır tabaka etkilerinin daha iyi gözlemleyebilmek amacıyla “inflation” olarak adlandırılan Şekil EK-2.16'daki gibi bir ilk sınır tabaka yüksekliği verip, bu uzunluğun 1,2 büyüme oranıyla arttırılarak ağ yapısı oluşturulmasıyla yukarıdaki şekilde bir ağ işlemi yapılmıştır. Bu ağ yapısına ait eleman ölçüleri Tablo EK-2.9. Ve Tablo EK-2.10'da verilmiştir.

Tablo EK-2. 7. Model-D'de kullanılan ağ yapısına ait özellikler

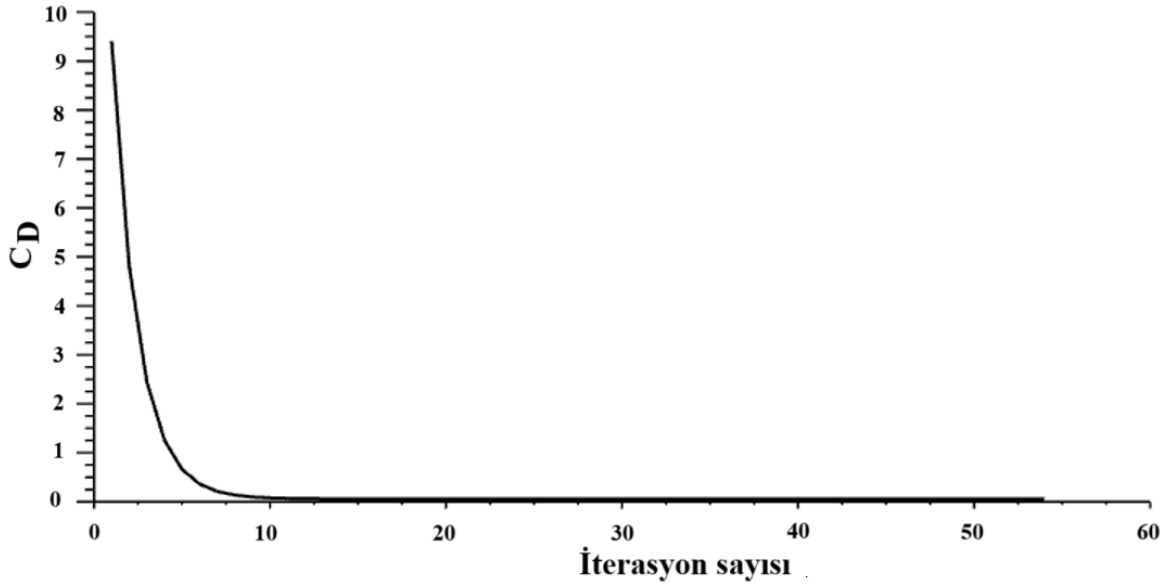
Ağ tipi	Lineer eleman
Ağ eleman boyutları, Akış Bölgesi	15 mm
Ağ eleman boyutları	3 mm
Toplam hücre sayısı	155890
Toplam yüzey sayısı	312460
Toplam nod sayısı	156570

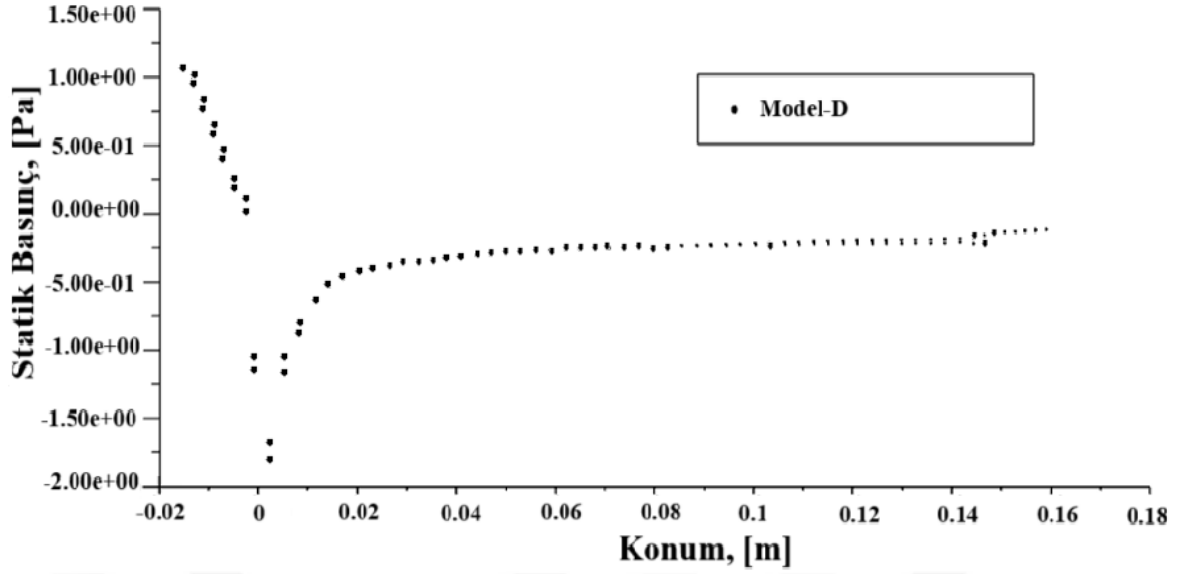
Tablo EK-2.8. Model-D’de kullanılan inflation tabakasına ait özellikler

İlk tabaka yüksekliği	0,01 mm
Maksimum tabaka sayısı	15
Büyütme oranı	1,2

2.3.3. Model-D’ye ait C_D Sonuçları

Model-D etrafında oluşan direnç katsayısı hesaplanırken buluna değerlerin iterasyon sayısına bağlı değişim grafiği aşağıdaki gibidir. Direncin azalarak bir süre sonra stabil hale geldiği Şekil EK-2.17’deki gibi gözlenmektedir. Model-D için hesaplanan C_D değeri 0.05647694 olarak bulunmuştur. Model-D için deney hızı şartlarında statik basıncın konuma göre değişiminin grafiği Şekil EK-2.18’de verilmiştir.

Şekil EK-2. 17. Model-D’ye ait C_D ’nin iterasyon sayısına bağlı değişimi



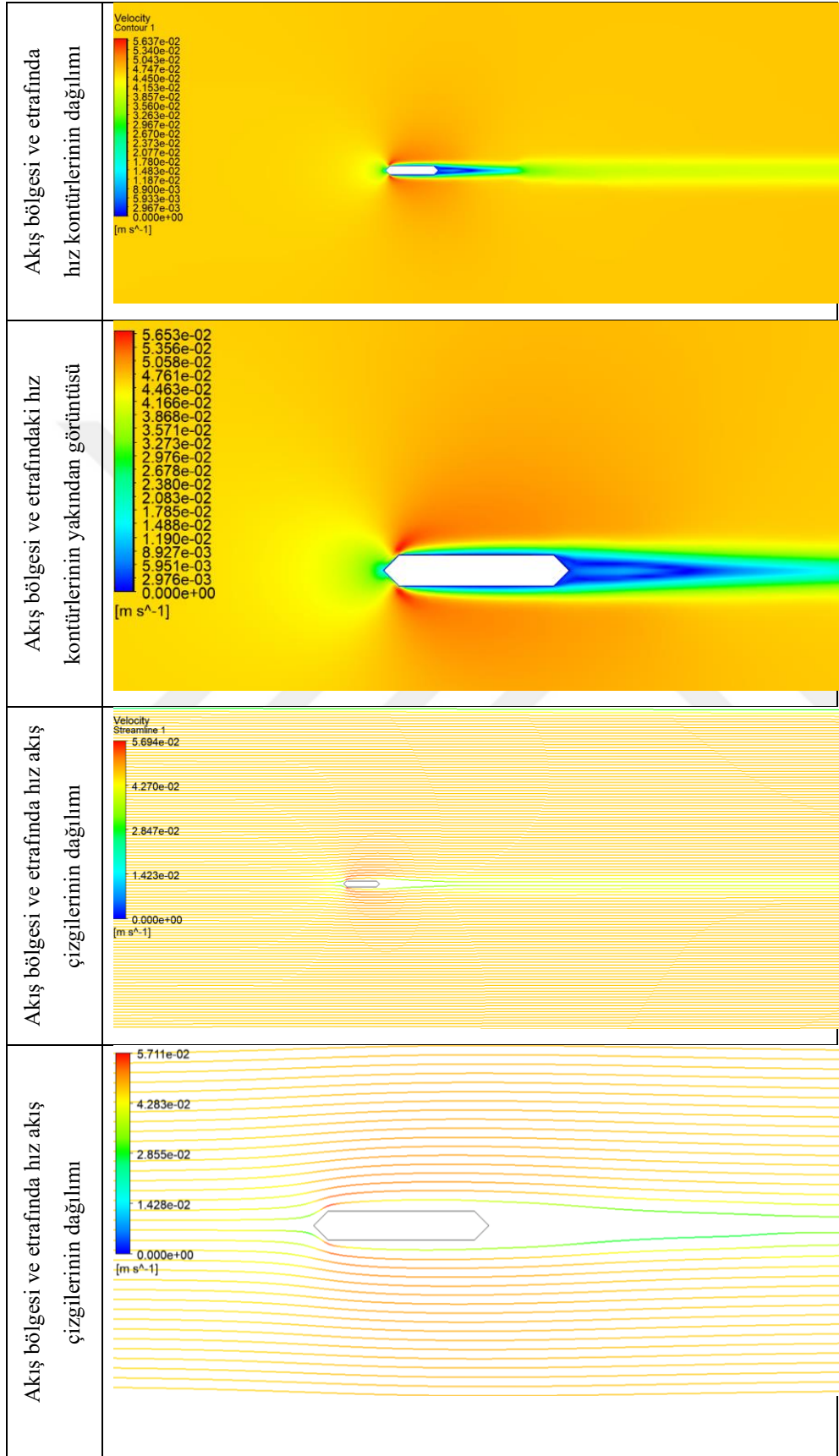
Şekil EK-2.18. Model-D etrafında konuma bağlı yerel statik basınç grafiği

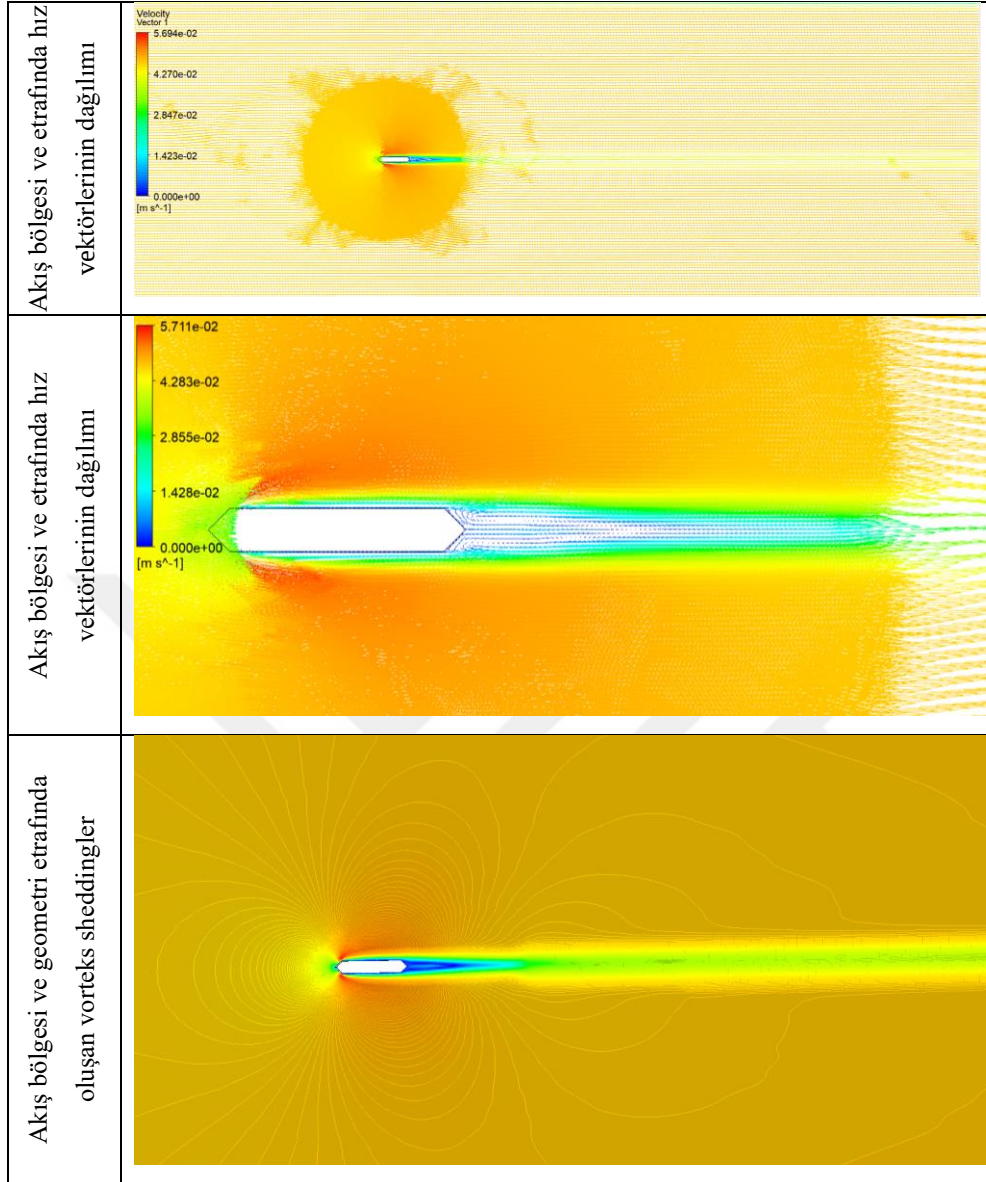
Model-D etrafında konuma bağlı olarak hesaplanan yerel statik basınçların dağılımı Şekil EK-2.20’de verilmiştir. -0.02 m civarında basıncın oldukça yüksek olduğu, bu nokta akışın modele çarptığı ve yavaşladığı noktayı göstermektedir. 0 m civarında basınç hızla düşmekte, bu akışın modelin yüzeyine çarptığı ve hızlandığı bölgedir. Pozisyon 0,04 m ile 0.06 m arasında, basınç negatif değerlere düşmektir ve bu bölgede akışın hızlandığını ve basıncın azaldığını göstermektedir. Pozisyon 0.06 m’den sonra, basınç değerleri tekrar artmakta ve 0.18 m’ye kadar pozitif değerlere yaklaşmaktadır. Bu, akışın model yüzeyinden ayrıldığı ve yavaşladığı bir bölgeyi göstermektedir.

2.3.4. Model-D Sonuçlarının Görselleştirilmesi

Model-D için deney şartlarındaki hız olan 0,046 m/s hız ve $Re=8240$ olarak hesaplanan analize ait sonuçlar Tablo EK-2.11’de şekilde görselleştirilmiştir. Modele ve akış alanına ait hız kontürleri, hız vektörleri, hız akış çizgileri ve girdap çizgileri aşağıdaki şekilde hem akış alanında hem de model etrafında yakınlaştırılmış olarak gösterilmiştir.

Tablo EK-2. 9.Model-D etrafında oluşan hız dağılımlarına ait görseller

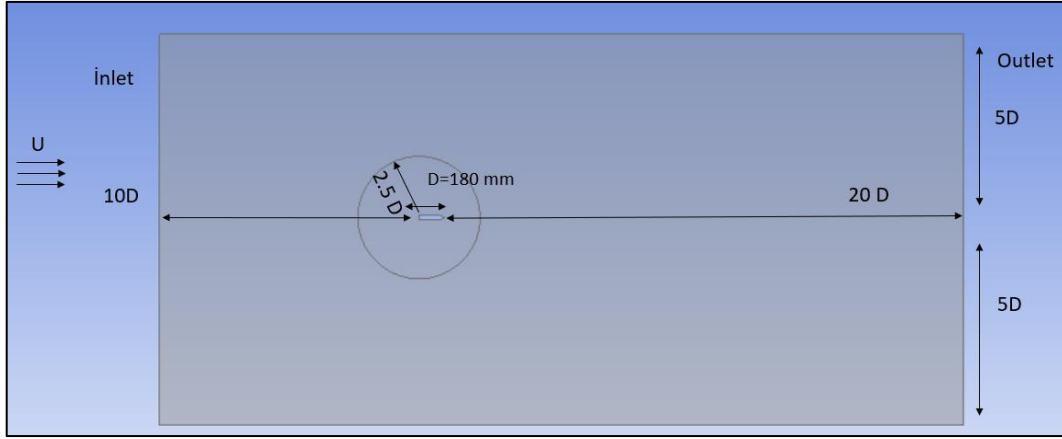




2.4. Model-E Etrafındaki Akışın Modellenmesi ve Deneysel Görsellerle Karşılaştırılması

2.4.1. Model-E Etrafındaki Akış Bölgesi ve Geometri Ölçüleri

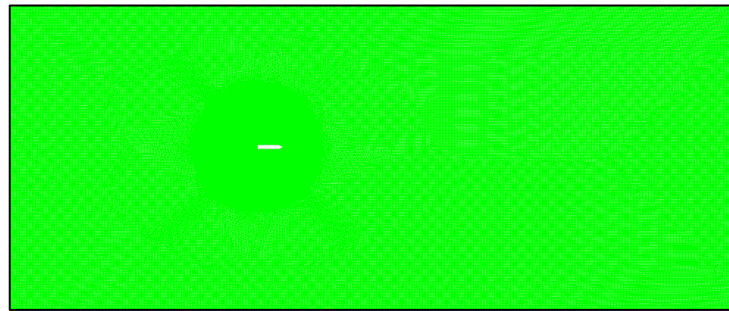
Model-E'nin akış bölgesinde oluşan etkilerin gözlemlenebilmesi için akış bölgesi, model uzunluğu olan $D=180$ mm'lik uzunluğun 10 katı giriş uzunluğu ve 20 katı çıkış uzunluğu olarak belirlenmiştir. Model-E'ye ait akış bölgesi ve ölçüleri Şekil EK-2. 19'da gösterilmiştir.



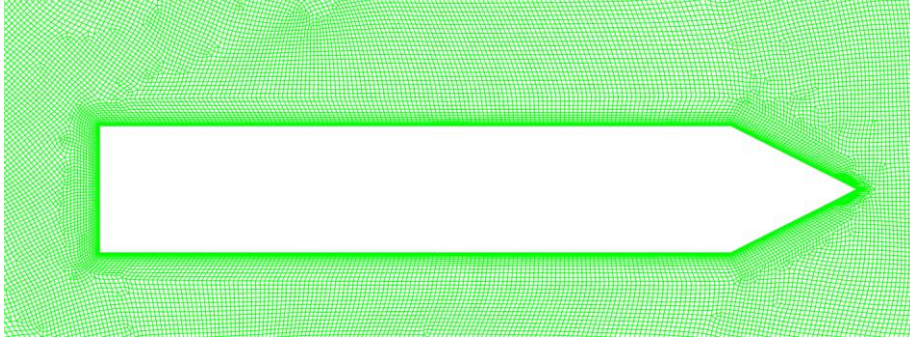
Şekil EK-2. 19. Model-E etrafındaki akış bölgesi geometrisi ölçüleri

2.4.2. Model-E Etrafındaki Ağ Yapısı

Ağ yapısı oluşturulurken diğer tüm analiz ve modellerde de olduğu gibi her bir model için özelleşmiş bir ağ yapısı tercih edilmiştir. Çözümün doğruluğu için doğru bir ağ yapısı önemli olduğundan her modelin sivri ve küt noktaları dikkate alınarak buna uygun olarak eleman boyutu ve yoğunluğu belirlenmiştir. Ağ yapısı Şekil EK-2.20’de ve Şekil EK-2.21’de gösterilmiştir. Bu model için bir inflation tabakası oluşturulmamıştır modelin sivri köşeleri düşük değerlerdeki ilk tabaka kalınlığının düzenli bir şekilde artmasına engel olmuş, model etrafındaki düzenli ağ yapısının bozulmasına ve sonuçların çözüme ulaşmamasına sebep olduğundan inflation metodu tercih edilmemiştir.



Şekil EK-2. 20 Model-E etrafındaki akış bölgesi ve model etrafında ağ yapısı



Şekil EK-2. 21 Model-E etrafındaki ağ yapısı

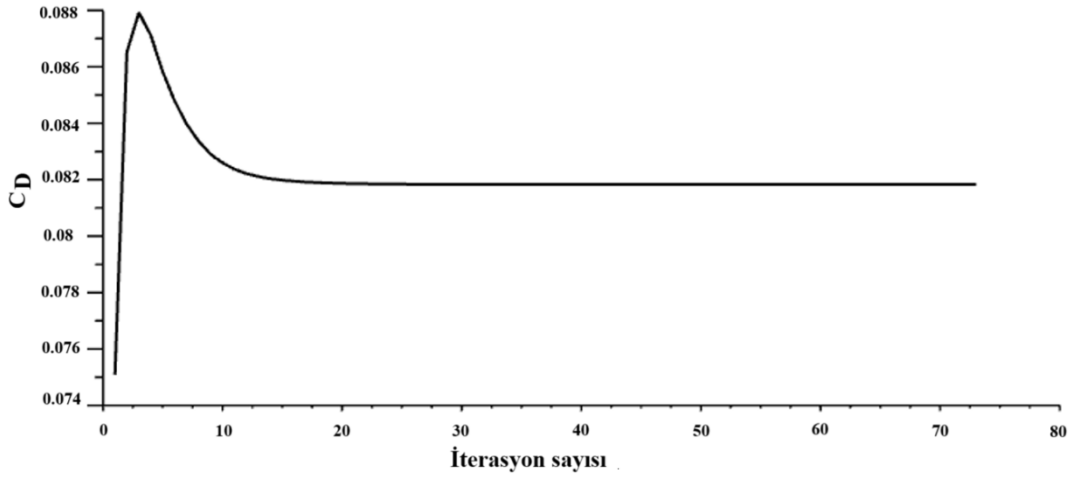
Model-E etrafında oluşan sınır tabaka etkilerinin daha iyi gözlemlenebilmesi için model etrafında daha ince bir ağ yapısı tercih edilmiştir. Ağ yapısına ait ölçüler Tablo EK-2. 13'te verilmiştir.

Tablo EK-2. 10. Model-E etrafındaki kullanılan ağ yapısına ait özellikler

Ağ tipi	Lineer eleman
Ağ eleman boyutları, Akış Bölgesi	10 mm
Ağ eleman boyutları	3 mm
Toplam hücre sayısı	213215
Toplam yüzey sayısı	427155
Toplam nod sayısı	213940

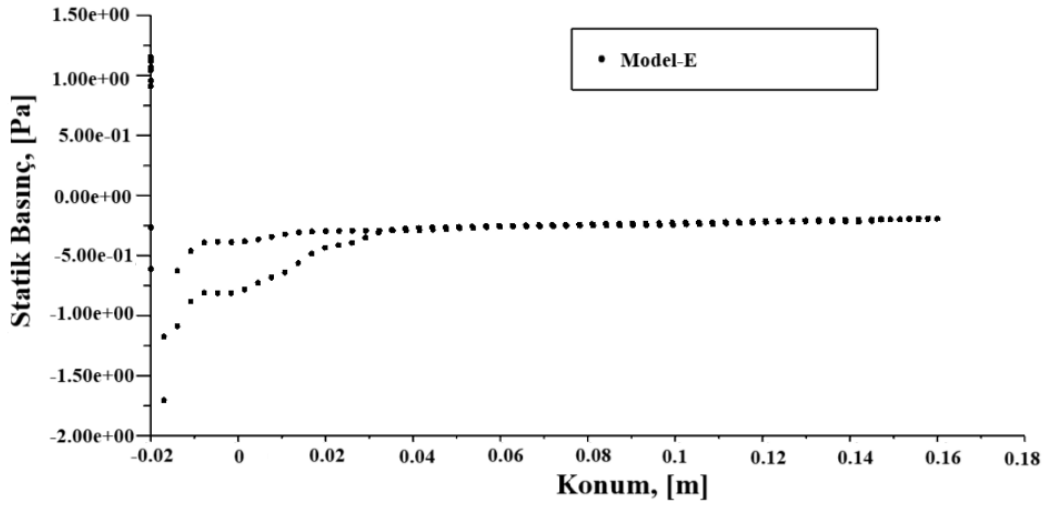
2.4.3. Model-E'ye Ait C_D Sonuçları

Model-E etrafında oluşan direnç katsayıları hesaplanırken bulunan değerlerin iterasyon sayısına bağlı değişim grafiği Şekil EK-2.22'deki gibidir. Direncin ilk olarak ani bir şekilde arttığı sonrasında azalarak stabil hale geldiği gözlenmektedir. Model-E için hesaplanan C_D değeri 0.081828377 olarak bulunmuştur.



Şekil EK-2.22. Model-E'ye ait C_D 'nin iterasyon sayısına bağlı değişimi

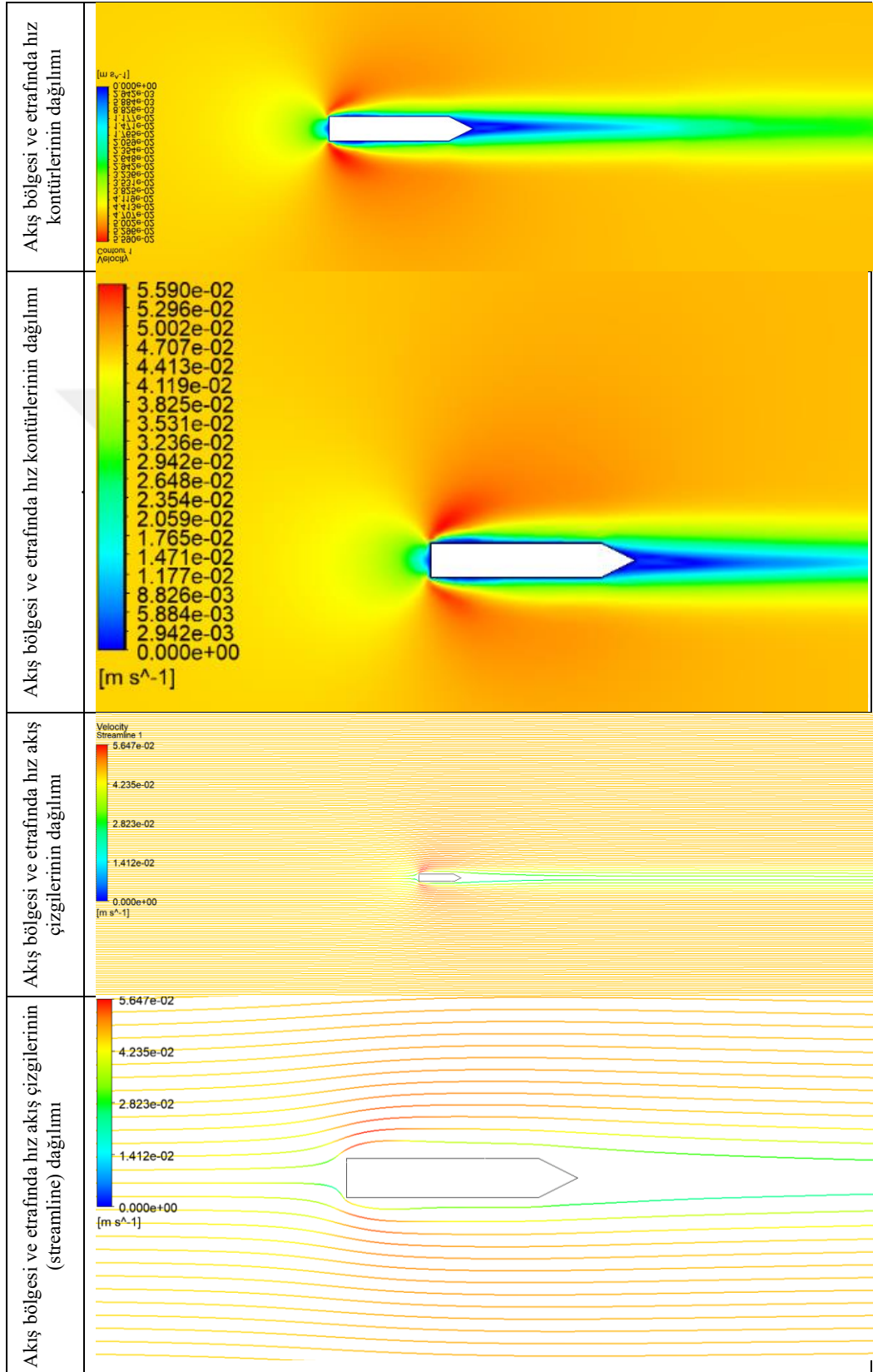
Model-E'nin deney hızı şartlarında statik basıncın konuma göre değişiminin grafiği Şekil EK-2.23'te verilmiştir.

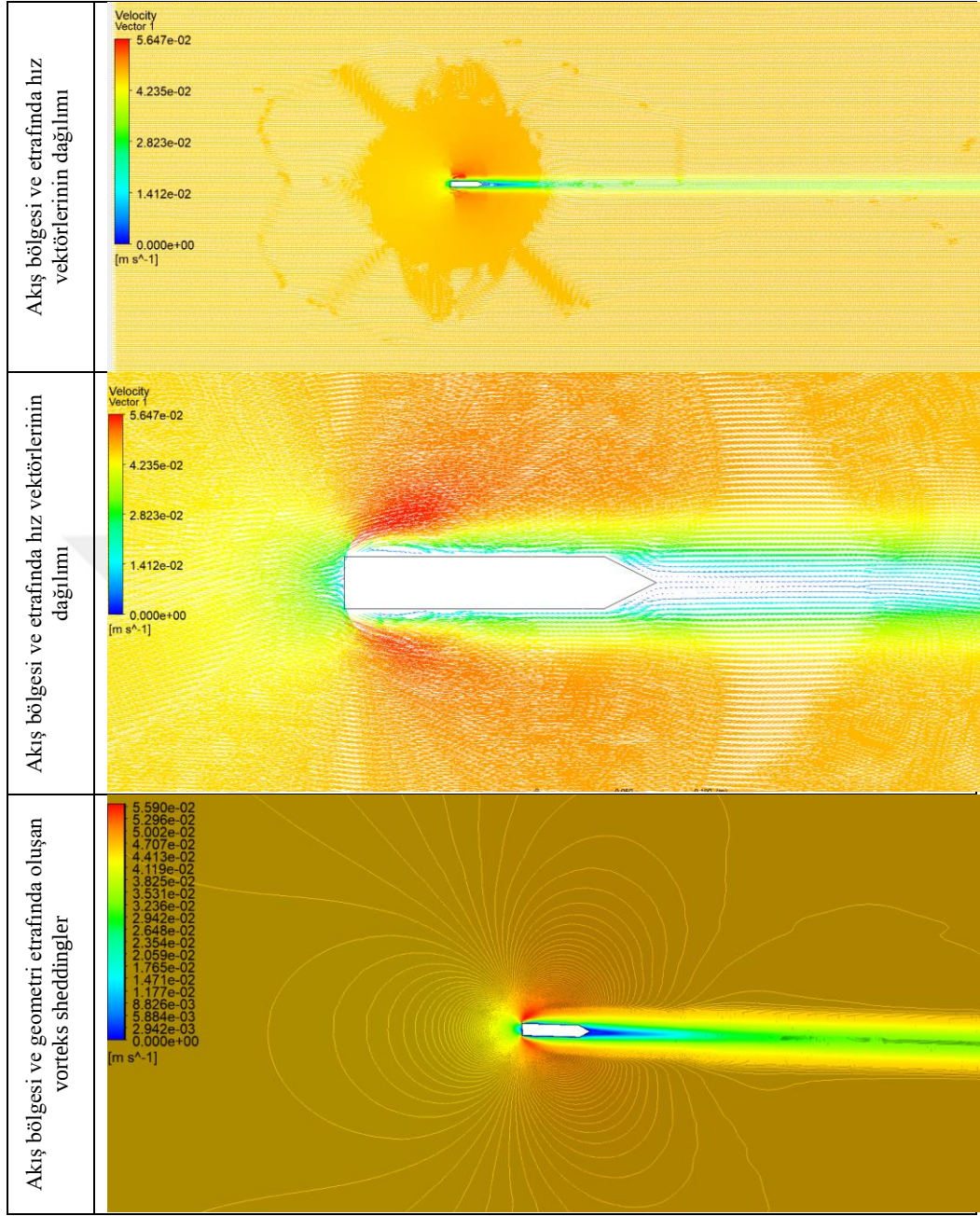


Şekil EK-2. 23. Model Etrafında Konuma Bağlı Yerel Statik Basıncı grafiği

0 m civarında basıncın oldukça yüksek olduğu görülmektedir, bu nokta akışın modele çarptığı ve yavaşladığı noktayı gösterir. 0,02 m civarında basınç hızla düşmektedir bu akışın modelin yüzeyine çarptıktan sonra hızlandığı ve basıncın düştüğü bir bölgedir. 0,04 m ile 0.06 m arasında basınç negatif değerlere düşmekte ve bu bölgede akışın hızlandığını ve basıncın azaldığını göstermektedir. 0.06 m'den sonra, basınç değerleri tekrar artmakta ve 0.18 m'ye kadar pozitif değerlere yaklaşıyor. Bu, akışın model yüzeyinden ayrıldığı ve yavaşladığı bölgeyi göstermektedir.

Tablo EK-2. 11. Model-E etrafında oluşan hız dağılımlarına ait görseller





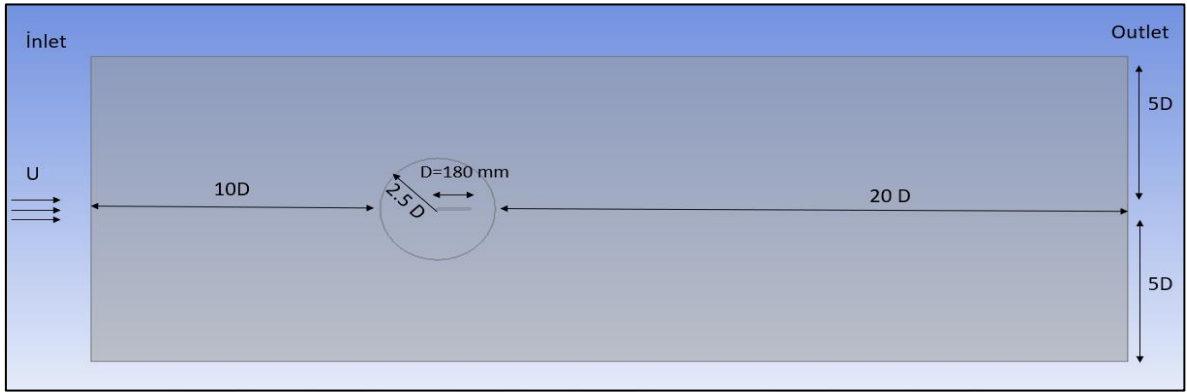
2.4.4. Model-E Sonuçlarının Görselleştirilmesi

Model-E için deney şartlarındaki hız olan 0,046 m/s hız ve $Re=8240$ olarak hesaplanan analize ait sonuçlar aşağıdaki şekilde görselleştirilmiştir. Model-E'nin akış bölgesine ait hız kontürleri, hız vektörleri, hız akış çizgileri ve girdap çizgileri Tablo EK-2 14'te hem akış bölgesinde hem de model etrafında yakınlaştırılmış olarak gösterilmiştir.

2.5. Model-F Etrafındaki Akışın Modellenmesi ve Deneysel Görsellerle Karşılaştırılması

2.5.1. Model-F Etrafındaki Akış Bölgesi ve Geometri Ölçüleri

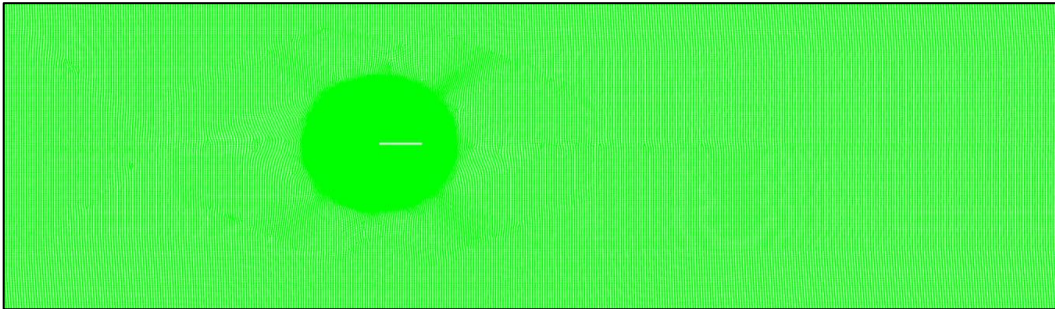
Model-F'ye ait akış bölgesi ve ölçüleri Şekil EK-2. 24'te gösterilmiştir. Akış bölgesinde oluşan etkilerin gözlemlenebilmesi için akış bölgesi, model uzunluğu olan $D=180$ mm'lik uzunluğun 10 katı giriş uzunluğu ve 20 katı çıkış uzunluğu olarak belirlenmiştir.



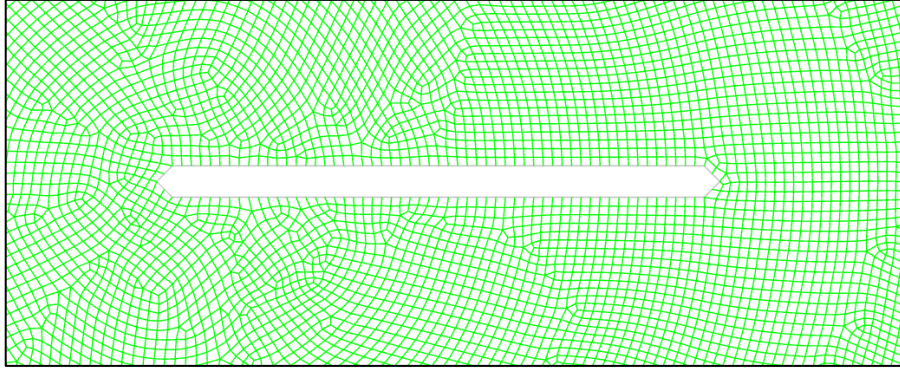
Şekil EK-2. 24. Model-F etrafındaki akış bölgesi geometrisi ölçüleri

2.5.2. Model-F Etrafındaki Ağ Yapısı

Ağ yapısı oluşturulurken diğer tüm analiz ve modellerde de olduğu gibi her bir model için özelleşmiş bir ağ yapısı tercih edilmiştir. Çözümün doğruluğu için doğru bir ağ yapısı önemli olduğundan her modelin sivri ve küt noktaları dikkate alınarak buna uygun olarak eleman boyutu ve yoğunluğu belirlenmiştir. Şekil EK-2.25 ve Şekil EK-2.26'da Model-F'ye ait ağ yapısı gösterilmektedir.



Şekil EK-2. 25. Model-F etrafındaki akış bölgesi ve model etrafında ağ yapısı



Şekil EK-2. 26. Model-F etrafındaki ağ yapısı

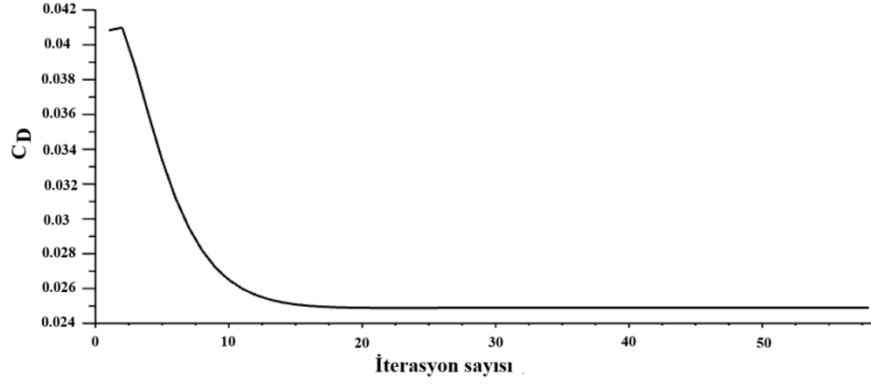
Model-F etrafında oluşan sınır tabaka etkilerinin daha iyi gözlemlenebilmesi için model etrafında daha ince bir ağ yapısı tercih edilmiştir. Ağ yapısına ait eleman ölçüleri tablo EK-2.16'da verilmiştir.

Tablo EK-2. 12. Model-F etrafında kullanılan ağ yapısına ait özellikler

Ağ tipi	Lineer eleman
Ağ eleman boyutları, akış bölgesi	10 mm
Ağ eleman boyutları	3 mm
Toplam hücre sayısı	127997
Toplam yüzey sayısı	256670
Toplam nod sayısı	128673

2.5.3. Model-F'ye Ait C_D Sonuçları

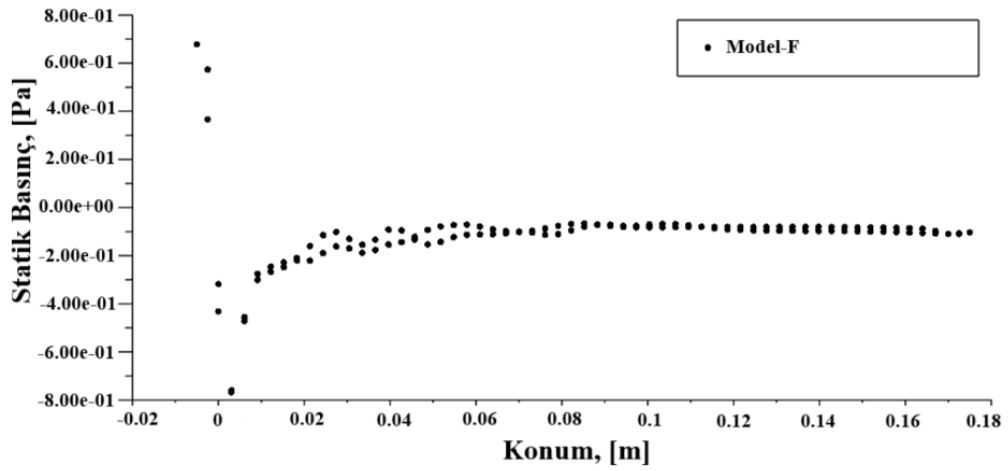
Model-F etrafında oluşan direnç katsayısı hesaplanırken bulunan değerlerin iterasyon sayısına bağlı değişim grafiği Şekil-EK-2 27.'deki gibidir. Direncin ilk olarak ani bir şekilde arttığı sonrasında azalarak stabil hale geldiği gözlenmektedir. Model-F için hesaplanan C_D değeri 0.024906128 olarak bulunmuştur.



Şekil EK-2. 27. Model-F'ye ait C_D 'nin iterasyon sayısına bağlı değişimi

Model-F'nin deney hızı şartlarında statik basıncın konuma göre değişiminin grafiği

Şekil EK-2.28'de verilmiştir



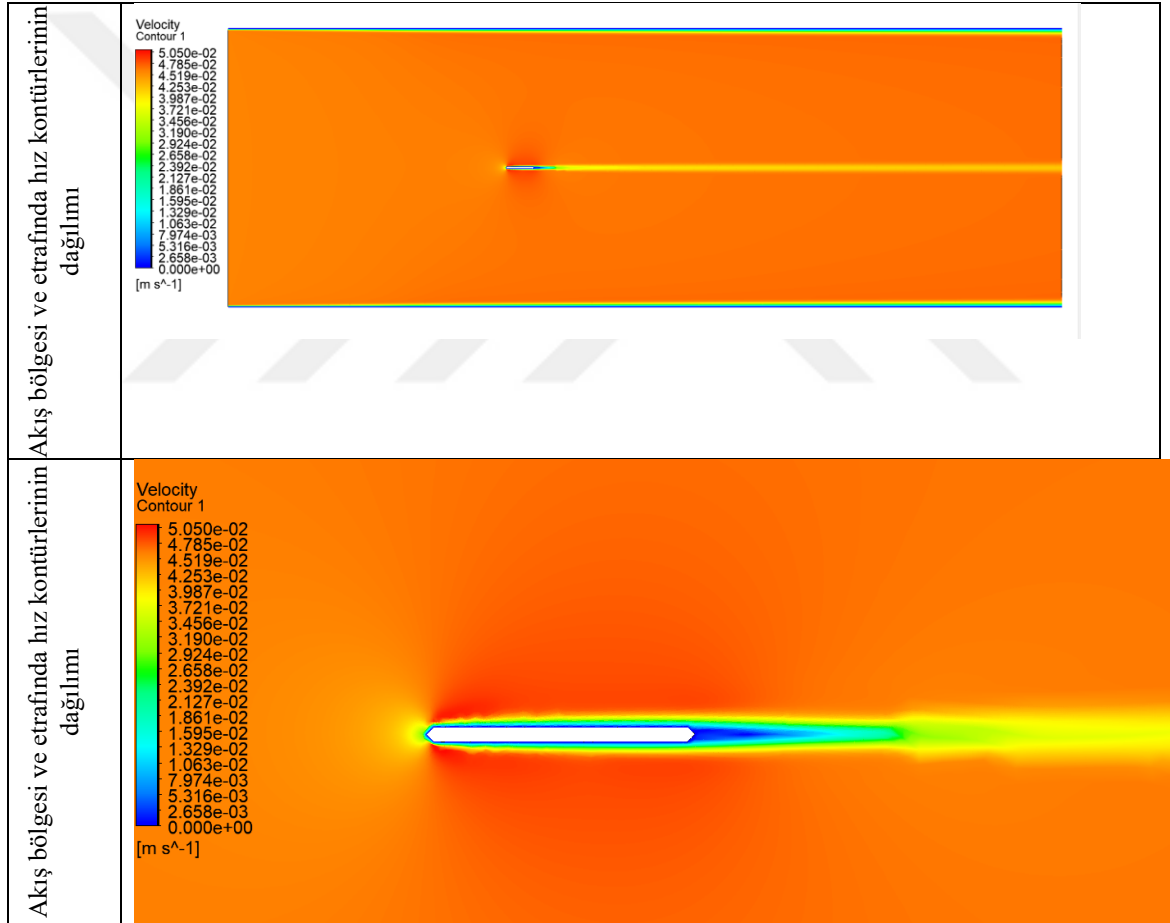
Şekil EK-2. 28. Model-F etrafında konuma bağlı yerel statik basınç grafiği

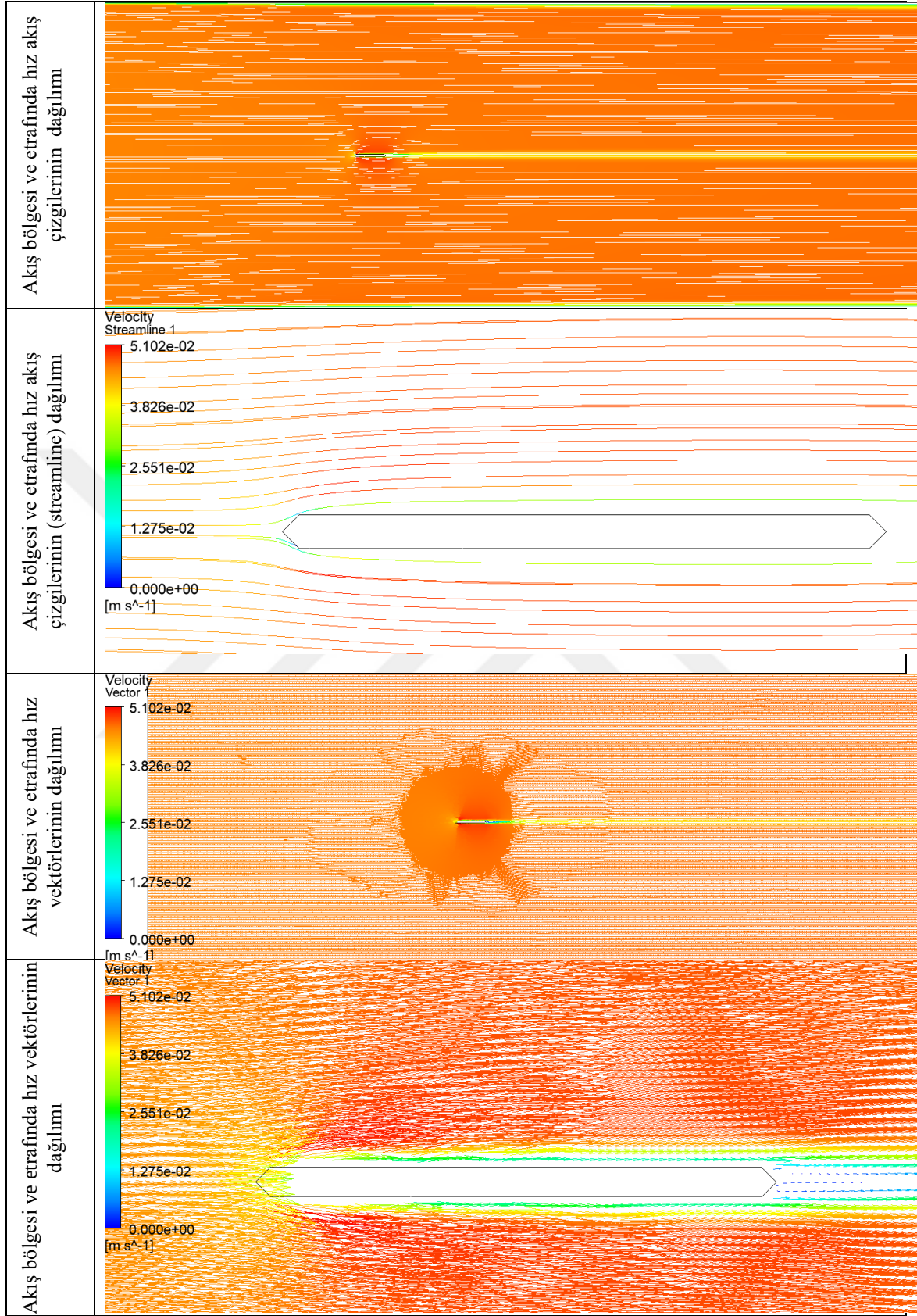
Şekil EK-2.28'e göre -0.02 m civarında basıncın yüksek olduğu, bu noktada akışın modele çarptığı ve yavaşladığı noktayı göstermektedir. 0 m civarında basınç hızla düşmekte, bu akışın modelin yüzeyine çarptıktan sonra hızlandığı ve basıncın düştüğü bölgedir. 0.04 m ile 0.06 m arasında basınç negatif değerlere düşüyor ve bu bölgede akışın hızlandığını ve basıncın azaldığını göstermektedir. 0.06 m'den sonra, basınç değerleri tekrar artmaya başlar ve 0.18 m'ye kadar pozitif değerlere yaklaşmaktadır. Bu, akışın model yüzeyinden ayrıldığı ve yavaşladığı bölgeyi göstermektedir.

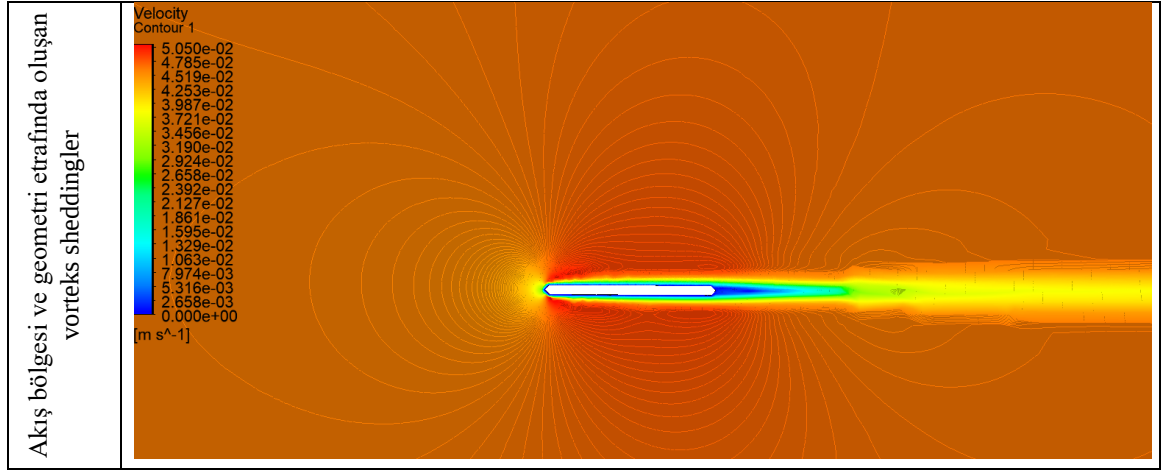
2.5.4. Model-F Sonuçlarının Görselleştirilmesi

Model-F için deney şartlarındaki hız olan 0,046 m/s hız ve $Re=8240$ olarak hesaplanan analize ait sonuçlar Tablo EK-2 17'deki şekilde görselleştirilmiştir. Modele ve akış bölgesine ait hız kontürleri, hız vektörleri, hız akış çizgileri ve girdap çizgileri aşağıdaki şekilde hem akış bölgesinde hem de model etrafında yakınlştırılmış olarak gösterilmiştir.

Tablo EK-2. 13 Model-F etrafında oluşan hız dağılımlarına ait görseller



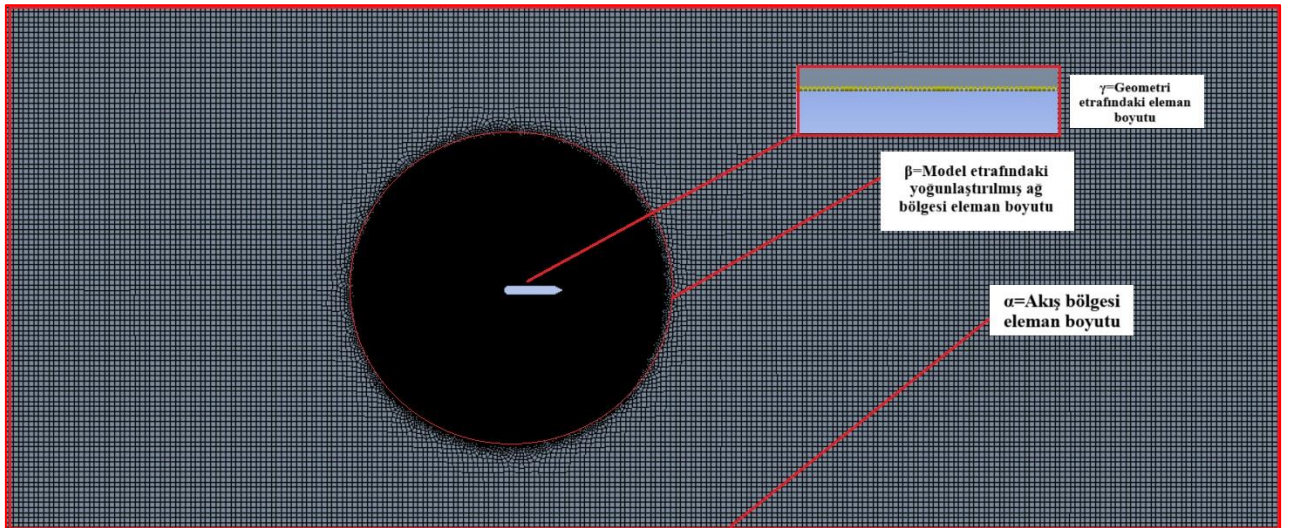




EK-3. Ağ Bağımsız Çözüm Metodunun Model-A Üzerinde Uygulanması

Ağ bağımsız çözüm metodu, sayısal analizlerde, özellikle hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde (CFD), çözüm ağının çözünürlüğünden bağımsız güvenilir sonuçlar elde etmeyi amaçlayan bir yöntemdir. Bu metod, farklı ağ yoğunluklarıyla yapılan analizlerin sonuçlarını karşılaştırarak, yeterli hassasiyete ulaşan bir çözüm arayışına dayanır. İlk olarak, düşük, orta ve yüksek çözünürlüklü ağlar kullanılarak farklı analizler gerçekleştirilir; ardından her bir ağ yoğunluğundaki sonuçlar karşılaştırılır. Eğer ağ çözünürlüğünün artması çözüme belirgin bir katkı sağlamıyorsa, çözüm ağdan bağımsız hale gelmiş demektir. Böylece, en düşük ağ çözünürlüğünde güvenilir bir sonuç elde edilerek hesaplama yükü azaltılır. Bu yöntem sayesinde analizlerin doğruluğu artırılırken hesaplama maliyeti de optimize edilir, böylece sayısal analizlerde daha güvenilir sonuçlara ulaşmak mümkün hale gelir.

Bu çalışmada kullanılan ağ yapısına ait eleman boyutları ve sayıları belirlenirken, seçilen eleman sayılarına göre elde edilen toplam nod değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Farklı toplam nod değerlerinde elde edilen C_D değerleri karşılaştırılarak en uygun ağ yapısına ait eleman sayılarına karar verilmiştir. Farklı eleman boyutları kullanılarak yapılan ağ bağımsızlık testi yönteminin uygulanabilirliği A.K. Saha ve Ark. (2002) tarafından yapılan çalışma ile de doğrulanmıştır.



Şekil-EK-3.1. Model-A etrafında α , β ve γ eleman boyutlarının görsel ifadesi

α =Akış bölgesi eleman boyutu

β =Model etrafındaki yoğunlaştırılmış ağ bölgesi eleman boyutu

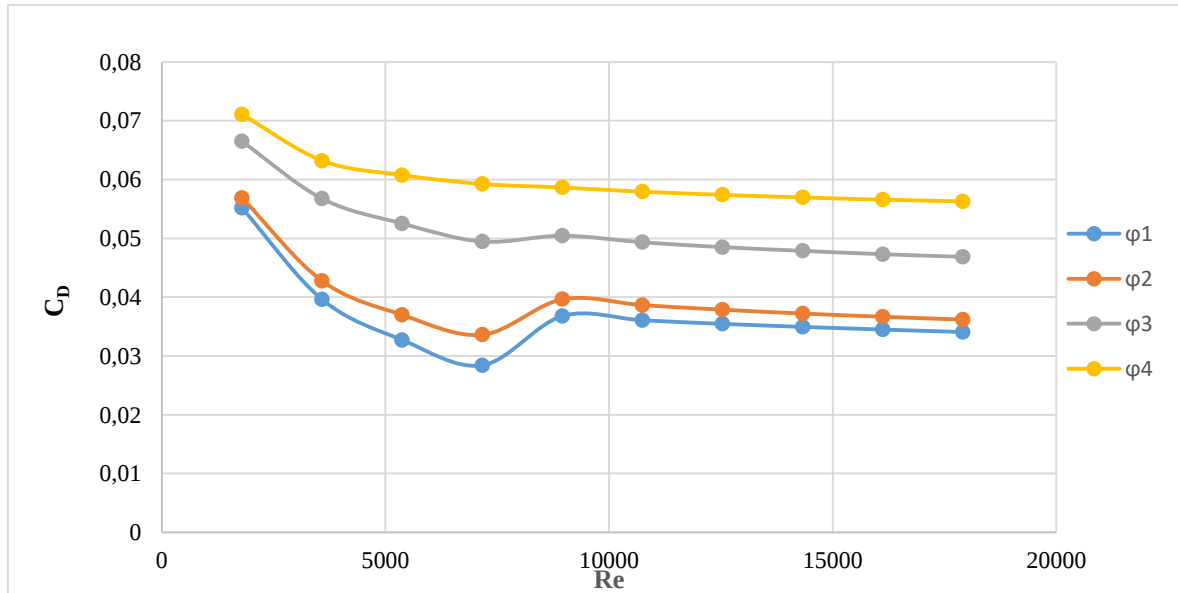
γ =Geometri etrafındaki eleman boyutu

ϕ =Toplam nod sayısı

Olmak üzere, bu değerler tablo Ek-3.1'deki değerler verilmiştir.

Nod Simgesi	α	β	γ	ϕ
$\phi 1$	15 mm	1 mm	1 mm	650318
$\phi 2$	15 mm	5 mm	1 mm	70376
$\phi 3$	15 mm	10 mm	5 mm	50428
$\phi 4$	15 mm	15 mm	10 mm	46321

Model-A etrafında, akış bölgesi etrafında ve akış bölgesi etrafındaki yoğunlaştırılmış alanda farklı eleman boyutlarında ağ yapıları oluşturularak ANSYS Fluent programında ϕ değerleri okunmuştur. Elde edilen bu değerler çok yoğun ağ yapısından az yoğun ağ yapısına göre sıralanmış olup, bu nod ve eleman boyutlarında elde edilen C_D değerlerinin Re sayısına göre değişimi Şekil EK-3.2'de verilmiştir.



Şekil EK-3.2. ϕ nod sayılarındaki C_D -Re değişim grafiği

Buna göre en az yoğun ağ yapısı olan $\phi 4$ 'ten çok yoğun ağ yapısı $\phi 1$ 'e ait grafikler incelendiğinde nod sayısı arttıkça çözüm hassasiyetinin de arttığı görülmektedir. Beklenildiği üzere Re değerlerinin küt cisimler etrafında yüksek Re değeri olarak kabul edildiği 10^4 değerlerine yaklaştıkça geçiş bölgesine yaklaştığından C_D değerlerinin önce düşmesi sonrasında ise artarak sabit bir değerde ilerlemesi gerekir.

$\phi 4$ incelendiğinde en az yoğun ağ sayısına ve dolayısıyla en büyük eleman boyutlarına sahip olduğundan bu ağ yapısındaki çözümler bu hassasiyeti yakalamada yetersiz kalmıştır.

$\Phi 3$ incelendiğinde $\phi 4$ 'e göre daha yoğun bir ağ yapısına sahip olduğundan elde edilen değerler belirlenen bölgelerde bir azalma göstermiş fakat yeterli hassasiyeti sağlayamamıştır.

$\Phi 2$ incelendiğinde ağ yapısı yoğun olduğundan çözümler istenilen hassasiyete ulaşarak belirli bir değerden sonra sabit kalarak istenilen şartları sağlamıştır. Fakat $\phi 2$ 'den elde edilen değerlerin de kontrolü amacıyla en yoğun ağ yapısına sahip $\phi 1$ için belirlenen eleman boyutlarında yeniden çözüm yapılmış ve elde edilen sonuçların değişiklik göstermediği bulunmuştur. Buna göre eleman boyutu ve sayısı değiştikçe elde edilen C_D değerlerinin sabit kaldığı ağ eleman boyutlarından bağımsız olarak hesaplandığı bulunmuştur. Bu yöntemler sonucu çözüm hassasiyetin en yüksek olduğu $\phi 1$ 'e ait eleman sayılarında ağ yapısı kabul edilerek tüm modeller için hesaplamalar yapılmıştır.

ÖZGEÇMİŞ

Aleyna ULUCUTSOY, ilköğrenimini ve lise eğitimini İstanbul'da tamamladı. 2017 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimine başladı. 2021 yılında bu bölümden mezun oldu ve aynı yıl Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans eğitimine başladı. 2022 yılından beri Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır. İyi derecede İngilizce ve Almanca bilmektedir.

Ulucutsoy A., Saraç B., Aksu E. (Ekim 2023), Ship Resistance Reduction Methods 4th International Naval Architecture and Maritime Symposium, İstanbul, Türkiye, 11 13cilt.1, ss.1083-1097

Ulucutsoy A., Saraç B., (Aralık 2022), Wastes Occurred On Ships And Methods Of Disposal Of Waste Under The Marpol 73/78 Convention, Marine Litter Symposium, Trabzon, Türkiye, 01, Ss.80

Ulucutsoy A., Saraç B. (Haziran 2022) Havadan Bağımsız Denizaltı Sevk Sistemleri Teknolojilerinin Değerlendirilmesi, 5. Ulusal Deniz Bilimleri Konferansı, Trabzon, Türkiye, ss.206.

Ulucutsoy A., Saraç B., Aksu E. (2023.) Denizaltı Tahrik Sistemlerinin Değerlendirilmesi. Mühendislik Alanında Uluslararası Teori, Araştırma ve Derlemeler Cilt 1, Özalp Coşkun, Bardak Selahattin, Editör, Serüven Yayınevi, Ankara, Ss.103-116,

Ulucutsoy A., Aksu E., Saraç B. (2022). Gemilerde Sevk Sistemlerinde Yenilenebilir Enerji Kullanımı, Doğa ve Mühendislik Bilimlerinde Güncel Tartışmalar 6, ÇOĞUN Y.Hikmet, ÜZMUŞ Hasan, Editör, Bilgin Kültür Sanat Yayınları, Ankara, ss.390-404,