

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİYOLOJİK SİSTEMLERDEN ESİNLENİLMİŞ, ATIMLI JET İTME
SİSTEMİNE SAHİP BİR SU ALTI ARACININ KAVRAMSAL DİZAYNI VE
İTME VERİMİNİN SAYISAL DEĞERLENDİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mustafa Kemâl ÖZÂLP

Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Programı

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİYOLOJİK SİSTEMLERDEN ESİNLENİLMİŞ, ATIMLI JET İTME
SİSTEMİNE SAHİP BİR SU ALTI ARACININ KAVRAMSAL DİZAYNI VE
İTME VERİMİNİN SAYISAL DEĞERLENDİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Mustafa Kemâl ÖZÂLP
(508111118)**

Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Abdi KÜKNER

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508111118 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Mustafa Kemâl ÖZÂLP**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BİYOLOJİK SİSTEMLERDEN ESİNLENİLMİŞ, ATIMLI JET İTME SİSTEMİNE SAHİP BİR SU ALTI ARACININ KAVRAMSAL DİZAYNI VE İTME VERİMİNİN SAYISAL DEĞERLENDİRMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Abdi KÜKNER**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Abdi KÜKNER**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet Dursun ALKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Kadir SARIÖZ

İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **5 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi: **28 Mayıs 2014**

Esin kaynağım olan kalamarlara ve tım deniz canlılarına,

ÖNSÖZ

Desteklerin ve destekleyenlerin kendi aralarında bir önem sırası olmadığını düşünüyorum. Terazinin kefelerini dengeye getirmek için nasıl her gram ağırlık eşit öneme sahipse öyle. Bu yüzden benden yardımını esirgemeyenlere teşekkürlerimi sunarken kafamda kronolojik bir sıra yaptım, bir önem sırası değil...

İstediğim konuyu çalışma lüksünü bana sunan danışmanım Prof. Dr. Abdi Kükner'e; sayısal analizler üzerine sorularım için benden bir sürü 5 dakikasını esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Oral Ünal'a; sorularımı cevaplamak için bana her zaman vakit ayıran ve yardım etmekten mutluluk duyan Zekai Şen'e; Fluent ile ilgili sorularımı bıkmadan cevaplayan "O şimdi asker" Alaz Talay'a; teori ve sonuçları yorumlarken bana yol gösteren, sabırla tüm sorularımı cevaplayan ve sanki problem kendi problemiymiş gibi sahiplenen Doç. Dr. Mehmet Şahin'e teşekkürlerimi sunuyorum.

Mayıs 2014

Mustafa Kemâl Özâlp
(Araştırma Görevlisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
SEMBOLLER	xi
KISALTMALAR	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Konu İle İlgili Temel Araştırmalar.....	2
1.1.1 Kalamarlar nasıl yüzerler?	2
1.1.2 Girdap halkaları ve girdap halkası oluşumu	4
1.1.3 Girdap halkasının kapanması	7
1.1.4 Girdap halkalarının itmedeki önemi ve sağladığı faydalar	9
1.1.5 Harekete ters yönde akışın girdap halkalarına etkileri	12
1.1.6 Atımlı Jetler.....	14
1.1.7 Atımlı jet itme sistemiyle sevk eden araçlar	15
1.2 Tezin Amacı	19
2. ARAÇ ŞEKLİNİN BELİRLENMESİ VE DİRENCİNİN HESABI	21
2.1 Matematiksel Model.....	21
2.2 Navier-Stokes Denklemleri	23
2.3 Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) Denklemleri.....	25
2.4 Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ Türbülans Modeli	28
2.5 Kontrol Hacmi ve Ağ Örgüsü	32
2.6 Ana Aracın Direnç Hesabı ve Teyidi	35
2.7 Yeni Modellerin Türetilmesi	43
2.8 Türetilen Modellerin Direnç Hesabı	47
2.8.1 Ağ örgüsü	47
2.8.2 Zamana bağlı çözüm için adım aralığının belirlenmesi	48
2.8.3 Direnç değerlerinin değerlendirilmesi	49
2.9 Atımlı Jet Sisteminin Seçime Etkisi	51
2.10 Seçilen Model.....	52
3. ATIMLI JET SİSTEMİYLE SEVK	53
3.1 Atımlı Jet Sisteminin Yerleştirilmesi	53
3.2 Atımlı Jet Sisteminin Performans Değişkenleri	57
3.2.1 Jet oranı, L/D	57
3.2.2 Çalışma oranı, St_L	60
3.3 Hidrodinamik İtmenin Hesaplanması.....	61
3.4 Girdap halkalarının itmeye katkısının hesaplanması	63
4. SENARYO -1.....	65
4.1 Piston Hareketinin Modellenmesi	66

4.2 Ağ Örgüsü	68
4.3 Harekete Ters Yönde Akış Olmadan Elde Edilen Ortalama İtme Kuvveti.....	72
4.3.1 Direnç kuvveti-hız eğrisinden araç hızının belirlenmesi.....	72
4.4 Harekete Ters Yönde Akışın Hesaplamalara Dâhil Edilmesi	73
4.5 Aynı Ortalama İtme Kuvvetini Üreten Sürekli Jetin Tanımlanması	74
4.6 Verimlerin Hesaplanması	75
4.6.1 Atımlı jet sistemi için verimin hesaplanması	76
4.6.2 Sürekli jet için verimin hesaplanması	79
4.7 Araç Hızının Jet Hızına Oranı UA/UJ ve StL Arasındaki İlişki	80
5. SENARYO -2.....	85
5.1 Atımlı Jet Modunda Hareket	85
5.1.1 HTYA yok iken itme kuvveti ve araç hızının hesaplanması.....	85
5.1.2 HTYA mevcutken itme kuvveti ve araç hızının hesaplanması	86
5.2 Sürekli Jet Modunda Hareket	87
5.3 Verimlerin Hesaplanması	87
5.3.1 Atımlı jet modunda itme verimi	87
5.3.2 Sürekli jet modunda itme verimi	88
6. SONUÇ VE YORUM.....	89
6.1 Atımlı Jet Verimi ve Sürekli Jet Veriminin Karşılaştırması	89
6.1.1 Girdap halkalarının itme verimine etkisi.....	91
6.1.2 Piston dinlenme nozulun açık olmasının verime etkisi.....	92
6.2 Girdap Halkalarının İtmeye Katkısı	94
6.3 Yorum.....	96
6.4 Öneriler.....	101
7. KAYNAKLAR.....	103
8. EKLER.....	107
ÖZGEÇMİŞ.....	111

SEMBOLLER

a_c	: Yok etme katsayısı
C_D	: Direnç katsayısı
dS	: Birim alan (m)
dt	: Birim zaman (s)
De	: Jet çıkış yarıçapı (m)
Dp	: Piston yarıçapı (m)
d	: Model parametrik denkleminde aracın azami çapı (m)
δ	: Sınır tabaka kalınlığı (m)
Δt	: Adım aralığı (s)
E_A	: Aracın hareketi için verilen enerji (j)
E_v	: Pistona verilen enerji (j)
η	: İtme verimi
η_A	: Atımlı jet modunda itme verimi
η_S	: Sürekli jet modunda itme verimi
\bar{F}	: Ortalama itme kuvveti (N)
$F(t)$: Anlık kuvvet (N)
\bar{F}_{net}	: Araç üzerinde indüklenen ortalama net kuvvet (N)
F_D	: Direnç kuvveti (N)
\bar{F}_D	: Ortalama direnç kuvveti (N)
F_{exp}	: Araç üzerinde deneyle ölçülen direnç kuvveti (N)
F_{GH}	: Ortalama girdap halkası kuvveti (N)
\bar{F}_P	: Pistona etkiyen ortalama kuvvet (N)
$F_P(t)$: Pistona etkiyen anlık kuvvet (N)
F_{max}	: Deneyler sonucu olabilecek azami direnç kuvveti (N)
F_{min}	: Deneyler sonucu olabilecek en az direnç kuvveti (N)
$F_{totalerr}$: Direnç hesabında yapılan toplam hata
F_x	: x yönündeki kuvvetler (N)
F_r	: r yönündeki kuvvetler (N)
f	: Atım frekansı (hz)
F	: Oluşum sayısı
g	: Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
g_i	: Yer çekimi ivmesinin tansör formunda gösterimi (m/s^2)
\tilde{G}_k	: Üretilen türbülans kinetik enerjisi
\tilde{G}_ω	: Üretilen türbülans özel dağılım oranı
Γ_k	: Türbülans kinetik enerjisi efektif dağılım terimi
Γ_ω	: Türbülans özel dağılım oranı efektif dağılım terimi
h_{min}	: Hareketli sınıra komşu tabakanın minimum yüksekliği (m)
h_{ideal}	: İdeal tabaka yüksekliği (m)
I	: İtme (Ns)
I_u	: Momentum itmesi (Ns)
I_p	: Nozul çıkış eksenine yüksek basıncından kaynaklanan itmesi (Ns)
l	: Araç boyu (m)

L/D	: Jet boyunun jet çapına oranı
m_p	: Püskürtülen akışkan kütlesi (kg)
m_h	: Hapsedilen akışkan kütlesi (kg)
m_a	: Girdap halkasının ek su kütlesi (kg)
μ	: Dinamik viskozite (kg/ms)
μ_t	: Türbülans dinamik viskozite (kg/ms)
∇	: Nabla operatörü
Q_{ref}	: Üst akım dinamik basıncı (Upstream dynamic pressure) (Pa)
$r(x)$: Yatay eksenindeki konuma bağlı olarak aracın yarıçapı (m)
\vec{r}	: Radyal eksenindeki birim vektörü
Re	: Reynolds sayısı
R_v	: \bar{U}_A/U_J , Araç hızının jet hızına oranı
ρ	: Özkütle (kg/m ³)
σ_k	: Türbülans kinetik enerjisi için Prandtl sayısı
σ_ω	: Türbülans özel dağılma oranı için Prandtl sayısı
St_L	: t_p/T , çalışma oranı
t	: Zaman (s)
T	: Çalışma periyodu (s)
T	: Sıcaklık (°C)
τ_{ij}	: Tansör gösteriminde gerilme tansörü
t_o	: Oluşum zamanı
t_p	: Püskürtme süresi (s)
t_r	: Dinlenme süresi (s)
U	: Akım hızı (m/s)
u	: x eksenindeki birim hız
$u_{i,j}$: Tansör gösteriminde x eksenini hız bileşeni
U_e	: Nozul çıkışındaki jet hızı (m/s)
\bar{U}_A	: Ortalama araç hızı (m/s)
V	: Hız değeri (genel kullanımda için gösterim)
w	: Radyal eksenindeki birim hız
\vec{x}	: x eksenini birim vektörü
$x(t)/D$: Pistonun boyutsuz yer değiştirmesi
$x_{i,j}$: Tansör gösteriminde x ekseninde konum
Y_k	: Türbülans sebebiyle dağılan kinetik enerji
Y_ω	: Türbülansa sebebiyle dağılan özel dağılma oranı

KISALTMALAR

2B	: İki boyutlu
Ç.H.	: Çabuk hızlanan
DREA	: Atlantik Savunma Araştırma kuruluşu (Defence Research Establishment Atlantic)
GRS	: Gharib, Rambod ve Shariff (1998)
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HTYA	: Harekete ters yönde akış
RANS	: Reynolds ortalamalı (Averaged) Navier Stokes denklemleri
RNG	: Tekrar normalleştirme grubu (Re-normalization group)
SIMPLE	: Basınçla ilişkili yarı örtük yöntem (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations)
SST	: Shear Stress Transport denklemi
Y.H.	: Yavaş hızlanan

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : 4157 modeli için çeşitli hız değerlerinde hesaplanan direnç değerleri. 29	
Çizelge 2.2 : 4157 modeli için hesaplanan dirençlerdeki hata oranları..... 29	
Çizelge 2.3 : 4154 modeli için çeşitli hız değerlerinde hesaplanan direnç değerleri. 29	
Çizelge 2.4 : En-boy oranına göre direncin değişimi. 39	
Çizelge 2.5 : 4154 modeli için çeşitli hız değerlerinde hesaplanan direnç değerleri. 42	
Çizelge 2.6 : Çap oranlarına göre yarıçap uzunlukları. 44	
Çizelge 2.7 : En-boy oranına göre direncin değişimi, $v=3.422$ m/s. 47	
Çizelge 2.8 : En-boy oranına göre direncin değişimi 49	
Çizelge 2.9 : En-boy oranına göre direncin değişimi 50	

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Genel olarak kalamarın yapısı.....	3
Şekil 1.2 : Dumanla oluşturulmuş girdap halkası.....	5
Şekil 1.3 : Krueger ve diğ. (2003) yaptığı çalışmadan uyarlanan girdap halkası üreten bir piston-silindir mekanizması (Dabiri ve Gharib, 2004).....	5
Şekil 1.4 : Farklı jet oranı oranlarındaki (L/D) jetler (GRS, 1998). (a) $L/D = 2.0$; (b) $L/D = 3.8$; (c) $L/D = 8$	8
Şekil 1.5 : Normalleştirilmiş, püskürtme başına ortalama itme ölçümleri (Krueger ve Gharib, 2003).	10
Şekil 1.6 : Girdap halkasının hızlandırdığı iki çeşit dış ortam akışkanı (Krueger ve Gharib, 2003).	10
Şekil 1.7 : $\Delta t = 0$ 'da oluşum sayısının piston-harekete ters yönde akış hızına oranına göre değişimi (Krueger ve Gharib, 2005).	13
Şekil 1.8 : 'Robosquid' adlı atımlı jet itme sistemine sahip araç, $D = 1.91$ cm (Moslemi ve Krueger, 2010).	16
Şekil 1.9 : Atımlı jet itme sisteminin çalışma prensibi (Ruiz ve diğerleri, 2011).	17
Şekil 1.10 : Atımlı jet itme sistemiyle donatılmış su altı aracı (Whittlesey ve diğerleri, 2013).	18
Şekil 1.11 : Farklı doldurma süreleri için bükülebilir tüpün aldığı şekiller (Whittlesey ve diğerleri, 2013).....	19
Şekil 2.4 : DREA denizaltı modelinin boyutları. x eksenine göre ekstenel simetrik görüntü.	21
Şekil 2.5 : 4154 formu için oluşturulan ağ örgüsü.....	28
Şekil 2.6 : 4157 formu için oluşturulan ağ örgüsü.....	28
Şekil 2.4 : 4154 formu için farklı türbülans modelleri kullanılarak hesaplanan direnç katsayıları.	30
Şekil 2.7 : Kontrol hacmi ve sınır koşulları.....	33
Şekil 2.8 : Sınır tabaka ve sınır tabakaya komşu ağ elemanları arasındaki geçiş.	34
Şekil 2.9 : $v=3.422$ m/s hızda DREA model denizaltı için ölçülen y^+	38
Şekil 2.10 : $v=3.422$ m/s hızda burun kısmı üzerinde oluşan azami y^+	38
Şekil 2.11 : Kontrol hacmi boyutları deney ile aynı olduğunda ve sınır şartı duv olduğunda akıştaki türbülans kinetik enerjisi.....	39
Şekil 2.12 : Kontrol hacmi deney koşullarındaki gibiyken akıştaki hız büyüklükleri	40
Şekil 2.13 : $v=3.422$ m/s de araç çevresinde oluşan akımın fonksiyonu.....	41
Şekil 2.14 : DREA denizaltı kış formunun polinom olarak ifadesi.....	43
Şekil 2.15 : Türetilen araçların parametrik kış formları.....	46
Şekil 2.16 : $D_e=0.4D_p$ modeli için oluşturulan ağ örgüsü.....	48
Şekil 2.17 : $D_e=1.0D_p$ modeli için oluşturulan ağ örgüsü.....	48
Şekil 2.18 : Tüm modellerin direnç katsayısı-hız eğrileri. Açıklık kısmı hariç.	49
Şekil 2.19 : Tüm modellerin direnç katsayısı-hız eğrileri. Açıklık dahil.	50

Şekil 3.1 : $D_e=0.4D_p$ aracının atımlı jet mekanizması eklenmiş hali	54
Şekil 3.2 : $U_p=0.25$ m/s hızda $t=0.05$ s'deki girdaplılık konturları. Dış akış yoktur. 55	55
Şekil 3.3 : $U_p=0.5$ m/s hızda $t=0.05$ s'deki girdaplılık konturları. Dış akış yoktur. ..56	56
Şekil 3.4 : $U_p=0.5$ m/s hızda nozul çıkış düzlemindeki hız profilleri. (a) $t=0.05$ s'deki hız profili; (b) $t=0.1$ s'deki hız profili; (c) $t=0.15$ s'deki hız profile	56
Şekil 3.5 : Araç üzerine etki eden direnç kuvveti (F_d) ve yönü	61
Şekil 3.6 : Piston üzerine etkiyen itme kuvveti (F_i) ve yönü, silindir ve bağlantı elemanı üzerine etkiyen direnç kuvvetleri (F_d) ve yönü	62
Şekil 3.7 : Girdap halkasının bileşenleri	64
Şekil 4.1 : Hareketli ağ örgüsünün sınır şartları ve hareket yönü	66
Şekil 4.2 : Kontrol hacmi ve sınır şartları	68
Şekil 4.3 : Model üzerindeki sınır şartları	68
Şekil 4.4 : Modelin burun kısmı üzerindeki sınır tabaka ağ örgüsü.	69
Şekil 4.5 : Silindir ve bağlantı bölgelerinin ağ örgüsü. Cidara yaklaştıkça ağ sıklaşıyor	69
Şekil 4.6 : Silindir ve bağlantı bölgelerinin ağ örgüsü. Cidara yaklaştıkça ağ sıklaşıyor	70
Şekil 4.7 : Kıç kısmı ağ örgüsü	71
Şekil 4.8 : Ağ örgüsünün genel görünümü.	71
Şekil 4.9 : Atımlı jet sistemi çalışmıyorken $De = 0.4D_p$ modeli için, çeşitli hız değerlerinde ölçülmüş direnç kuvvetleri	72
Şekil 4.10 : Piston üzerine gelen anlık kuvvetler	76
Şekil 4.11 : Piston üzerine gelen anlık kuvvetler	77
Şekil 4.12 : Sürekli jet itmesi süresince piston üzerine gelen anlık kuvvetler	79
Şekil 4.13 : 4.6553 m/s hız ile hareket eden araç etrafındaki akışın girdaplılık verisine bağlı olarak görselleştirilmiş resmi, $t=0.15$ s	80
Şekil 4.14 : 4.6553 m/s hız ile hareket eden aracın nozulunun içinde oluşan ters yönlü girdap halkası, $t=0.25$ s.	81
Şekil 4.15 : 4.6553 m/s hız ile hareket eden araç etrafındaki akış ve arka akımdaki girdap halkaları, $t=0.50$ s.	81
Şekil 4.16 : Araç hızının jet hızına oranına (Rv) bağlı olarak oluşum sayısının (F) değişimi (Krueger ve diğ., 2006).	82
Şekil 6.1 : Senaryo -2'de, $t=0.25$ s'de aracın arka akımında bulunan girdap halkası 91	91
Şekil 6.2 : $t=0.5$ s ve $UP = 0.5$ m/s için araç üzerinde oluşturduğu kuvvet	92
Şekil 6.3 : $t=0.5$ s ve $UP = 0.5$ m/s için piston üzerine etkiyen anlık kuvvet	93
Şekil 6.4 : $t=0.5$ s boyunca nozul eksenindeki anlık ortalama statik basınç	95
Şekil 6.5 : $t=0.25$ s boyunca piston üzerine etkiyen anlık kuvvet	96
Şekil 6.6 : $t=0.25$ s'de nozul çıkış ucunda oluşan ters girdap	99

BİYOLOJİK SİSTEMLERDEN ESİNLENİLMİŞ, ATIMLI JET İTME SİSTEMİNE SAHİP BİR SU ALTI ARACININ KAVRAMSAL DİZAYNI VE İTME VERİMİNİN SAYISAL DEĞERLENDİRMESİ

ÖZET

Bu çalışmada kalamarın ve deniz anası gibi atımlı jetlerle hareket eden deniz canlılarının itme sistemlerinden esinlenerek, kavramsal bir araç tasarlanmıştır. Atımlı jetleri oluşturmak için piston-silindir mekanizması kullanılmıştır.

Birinci bölümde kalamarın yüzmesi ve girdap halkaları üzerine olan geçmiş çalışmalar incelenmiş; atımlı jet sistemiyle hareket eden sualtı araçları incelenmiştir.

İkinci bölüme, direnç hesaplamaları sırasında kullanılan akış denklemleri ve türbülans modeli açıklanarak başlanmıştır. Aracın tasarımı için başlangıç formu olarak, direnç deneyi verileri bilinen DREA parametrik denizaltı modeli seçilmiştir. DREA modelinden yeni modeller türetmeden önce sayısal olarak aracın direnci tekrar hesaplanmış ve teyit edilmiştir. Bu çalışmadaki tüm sayısal hesaplamalarda araç iki boyutlu eksenel simetrik olarak incelenmiştir. Ardından, ana modelden yola çıkarak, kış kısmında belirli oranlarda açıklık bulunan yeni formlar türetilmiştir. Amaç, aracın kış kısmında atımlı jetlerin tahliye edilebileceği bir çıkış açmaktır. Ana modelin kış eğrisinin karakteristiği en az değiştirilerek belirli piston-çıkış çap oranlarına sahip 5 adet model türetilmiştir. Bu modeller arasından, direnç değeri ve yerleştirilecek itme sisteminin performans değişkenleri göz önüne alınarak, $D_e=0.4D_p$ modeli seçilmiştir.

Üçüncü bölümde, atımlı jet sisteminin performans parametreleri açıklanmış ve bunların hangi aralıklarda olacağı belirlenmiştir. Ardından, atımlı jetler tarafından oluşturulacak itmenin nasıl hesaplanacağı açıklanmıştır. Atımlı jetlerin oluşturduğu itme sayısal olarak hesaplanmıştır. Direnç hesaplamalarında olduğu gibi burada da ANSYS ICEM CFD ve ANSYS Fluent yazılımları kullanılmıştır. Analizlere geçmeden önce, piston hareketinin nasıl modellendiği açıklanmış ve oluşturulan ağ örgüsünün özelliklerinden bahsedilmiştir.

Dördüncü bölümde “senaryo -1” adında bir senaryo oluşturulmuş ve bu senaryo için belirlenen performans parametreleri için hesaplamalar yapılmıştır. Bu senaryoda piston 0.5 m/s’lik hız ile, 0.15 s’lik püskürtmeler yaparak ve püskürtmeler arasında 0.1 s dinlenerek toplamda 1 s boyunca çalışmaktadır. Bu durumda, sistemin araca verdiği ortalama itme kuvveti hesaplanmıştır. Daha önceden oluşturulmuş olan hız-direnç kuvveti tablolarından yararlanarak, aracın bu itme kuvveti ile hangi hızda sürekli olarak sevk edebileceği saptanmıştır. Saptanan araç hızı, kontrol hacminin “giriş” sınırında akış hızı olarak tanımlanmış ve böylece, gerçek bir hareket sırasında aracın üzerine gelecek ters yönde akışın etkisi modellenmiştir. Ters yönde akışın etkisiyle yeni itme değeri ve o ortalama itme kuvvetine karşılık gelen hız güncellenerek analizler tekrarlanmıştır. Ta ki, ardışık analizlerden elde edilen ortalama itme kuvvetleri arasındaki fark, belli bir hata yüzdesinin altına inene kadar. Ardından, yine iteratif olarak, aracı aynı sürekli hızda sevk edecek bir sürekli jet için

piston hızı belirlenmiştir. Her iki jet modunda da piston hızı ve ortalama itme değerleri belirlendikten sonra, atımlı ve sürekli jet modu için itme verimleri hesaplanmıştır. Bu koşullar altında sürekli jet itme verimi atımlı jet itme veriminden % 6.6 daha yüksektir. Ancak senaryo -1 sonunda sistemin girdap halkası üretmediği görülmüştür. Bunun sebebi araç hızı değerinin jet hızından daha yüksek olmasıdır. Girdap halkası üretiminin olması ve halkalardan azami miktarda yararlanabilmek için, araç hızı-jet hızı oranı 0.5'ten küçük olacak şekilde, araç hızı ve çalışma oranı (St_L) arasında bir matematiksel ilişki kurulmuştur. Bu matematiksel bağıntı sonucu $St_L \leq 0.08$ olması gerektiği hesaplanmıştır.

Senaryo -1'den edilen bilgilerle "senaryo -2" adında yeni bir senaryo oluşturulmuştur. Bu senaryoda piston 0.5 m/s'lik hız ile, 0.08 s'lik tek bir püskürtme yapmıştır. $St_L = 0.08$ değeriyle oluşturulan bu senaryo için araç hızı-jet hızı oranı 0.373 olarak hesaplanmıştır ve belirli bir hassasiyetle, olması gereken araç hızı-jet hızı oranı hesaplanabilmiştir. Senaryo -2 sonunda sürekli jet itme veriminin atımlı jet itme veriminden %22.7 daha verimli olduğu görülmüştür.

Beşinci bölümde, beklenenin aksine, atımlı jet itme veriminin sürekli jet veriminden daha düşük olmasının sebepleri araştırılmış ve açıklanmıştır. Atımlı jet modunda verimi düşüren en büyük etken, piston dinlenme süresinde iken nozul eksenin iki yönlü akışın olmasıdır. Yatay doğrultuda salınımlar yapan silindir içindeki akışkan kütlesi, piston üzerine önce vakum etkisi oluşturarak direnci artırır. Ardından nozulun iç kısmında ters yönlü girdap halkası oluşur ve silindir içerisine dış ortamdan akışkan dolmaya başlar. Bu sebeple araç çevresindeki akış da bozulur.

Altıncı bölümde, atımlı jet itme verimini düşüren etkiler yorumlanmış ve bu etkilerin tasarımsal sebeplerden olduğuna karar verilmiştir. Aracı atımlı modda daha verimli hale getirebilmek için piston dinlenme safhasında iken, nozul eksenin iki yönlü akışı kesecek bir mekanizma olması önerilmiştir. Buna ek olarak, istenen araç hızı- jet hızı oranında seyrederken yüksek St_L değerinde çalışabilmesi için, fazlaca büyük olan silindir hacmi ve piston çapının küçültülmesi önerilmiştir.

Özetlenecek olursa, yapılan kavramsal tasarım bu haliyle atımlı jet modunda istenen verimi elde edememiştir. Bunun için atımlı jet sistemi tasarımı üzerinde çeşitli düzenlemeler yapılması gerekmektedir. Piston-silindir mekanizması yerine daha verimli ve daha kompakt bir itme sistemi kullanılması da araştırılmalıdır.

CONCEPTUAL DESIGN OF A BIOLOGICALLY INSPIRED PULSED-JET UNDERWATER VEHICLE AND NUMERICAL EVALUATION OF PROPULSIVE EFFICIENCY

SUMMARY

In this study, a biologically inspired pulsed-jet underwater vehicle is designed conceptually and its propulsive efficiency against a steady jet system is numerically evaluated.

In the first chapter, a background about biological pulsed-jet systems and vortex rings is given. Vortex rings and pulsed-jets are coupled concepts. At the initiation of each pulse, a vortex ring is formed due to the thin shear layer roll-up. Some elemental concepts are explained along with the vortex rings; such as formation number, effect of co-flow and nozzle-exit over pressure. Then, information about lately studied pulsed-jet vehicles is given. It is stated that pulsed-jet efficiency is up to 50% higher than steady jet efficiency.

Second chapter is about choosing the model which is going to be equipped with pulsed jet system. DREA model submarine is chosen as a main model. The main reason of choosing DREA model is that experimental results of drag test are available. The form of pulsed jet vehicle is reproduced from DREA model. In this study, a numerical approach is adopted. Thus, before reproduction of new models, experimental drag results are needed to be validated numerically.

ANSYS ICEM CFD software is used for mesh generation throughout the study. ANSYS Fluent software is used to solve the Navier-Stokes and turbulence equations. Throughout the study, flow is 2d, steady, axisymmetric, incompressible, turbulent and Newtonian. Since the geometry is axially symmetric and 3d effects are negligible, swirl is ignored during calculations. Thus, only the upper half of the vehicle is modeled. A hybrid mesh technique is used to mesh the computational domain. Quad cells are used to mesh the boundary region and triangular cells are used to mesh the outer region of the domain. For the half of the model, computational domain is 30 m long and the radial extent is 6m.

Pressure-based, steady, axisymmetric solver is used. SST $k-\omega$ turbulence model is chosen in order to model the turbulence in the flow. SST $k-\omega$ is widely used for drag calculations. It is based on $k-\epsilon$ and $k-\omega$ turbulence models and acts as $k-\omega$ model near wall regions and $k-\epsilon$ model in the free stream. Fluid is 25°C water and fluid properties are defined same as the experimental conditions. The flow speed is 3.422 m/s in the $+x$ direction. Throughout the solutions, SIMPLE scheme is used for pressure-velocity coupling. Momentum, turbulent kinetic energy and specific dissipation rate is calculated using second order upwind scheme.

Results show that there is a significant difference between experimental and numerical drag results. Some flow and mesh parameters are checked; such as y^+ , aspect ratio, quality, etc... The same problem is detected in other studies on DREA submarine model. Therefore, experiment conditions and results are evaluated again.

For a 6m long model, the experiments were conducted in a wind tunnel with $3 \times 3 \times 30$ m dimensions; width, height and length respectively. The main suspicion is the height and the width of the wind tunnel. For a 6 m long model, 1.5 m height and width at each side are thought to be insufficient, especially at 54 m/s inlet velocity.

In order to check the effects of experimental domain on the drag, the computational domain is revised and set as the wind tunnel with wall boundary conditions. In the ex-domain for computations, the farfield boundary was defined as symmetry in order to avoid flow reflections from the wall. With the revised domain, analysis are repeated and the results show that there is a significant raise in the drag. This result suggests that the tunnel dimensions are insufficient for a 6 m long model. These findings lead us to compare numerical results with the analytical results of the flat plate drag. It is calculated that the difference between model viscous drag and the flat plate drag is 3%.

After the validation process, the parametric tail form is reproduced in order to create an opening at the tail end. While reproducing new forms, a special attention is paid to preserve the characteristic of the tail curve. The tail of DREA model is defined with a second order polynomial. The degree of the polynomial of reproduced forms are also in the second order. Five tail forms are reproduced with different piston-opening diameter ratios. Except the tail forms, the nose and the body curves are preserved.

The drags of new models are calculated with the same approach as the DREA model. The drag values of $D_e = 0.8D_p$ and $D_e = 1.0D_p$ models are found suspicious. Thus, they are ignored during the selection of vehicle form. Considering the requirements of the pulsed-jet system and the drag values of models, $D_e = 0.4D_p$ model is chosen as the model which is going to be equipped with pulsed-jet system.

In the third chapter, the pulsed-jet propulsion system is designed and placed in $D_e = 0.4D_p$ model. The pulsed-jet propulsion system consists of a piston-cylinder mechanism. Piston-cylinder mechanism is placed to the body of the model in order to have a maximum cylinder volume. No cylinder inlet is modeled in order to keep the numerical calculations simple. While connecting cylinder to the nozzle, a smooth transition is needed in order to create minimum turbulence in the flow. Thus, a concave curve is used to connect cylinder and nozzle. It is seen that the flow at the exit plane is enough to be assumed as uniform. Latter, the performance parameters of a pulsed-jet system is explained. To manipulate the generated impulse, piston stroke ratio and duty cycle are used. During calculations, L/D is set to 4 and St_L is changed between 0.375-0.75. Lastly, the calculation of hydrodynamic jet impulse is explained in chapter three.

In chapter 4, an imaginary testcase is created and named as “testcase -1”. In testcase -1, the piston speed is 0.5 m/s , pulse duration is 0.15 s, piston rest duration is 0.10 s and analysis duration is 1 s. During analysis, vehicle is stationary and there is no co-flow. The impulse generated by pulses on the vehicle are recorded at each time step. At the end of analysis, forces acted on vehicle was averaged for the duration of analysis. Using drag force-thrust equality, the velocity corresponds to the thrust is estimated. For this purpose, the drag force-velocity graph is used. Then, in order to account the co-flow, a co-flow velocity is defined at the inlet boundary condition same as the vehicle velocity. The analysis is repeated with co-flow and thrust generated is updated. The net force in the presence of co-flow is calculated and the

velocity corresponded to the new average thrust is updated at the inlet. Analyses are repeated with the updated co-flow velocity until the net force generated on the vehicle in the presence of co-flow is smaller than the 5% of the averaged thrust.

In order to compare the pulsed-jet propulsive efficiency to steady jet propulsive efficiency, a steady jet with the same averaged thrust is needed to be generated. For this purpose, slug model is used to predict the steady jet piston velocity. Steady jet piston velocity is predicted as 0.391 m/s . With the predicted piston velocity, net average force generated on the vehicle is calculated by an analysis of 6 s in the presence of co-flow. The net average force is subtracted from the average thrust force and new piston velocity is estimated as 0.358 m/s . Analysis repeated with the updated piston velocity and the new net force calculated is in the acceptable error margin. After estimating average thrust and piston velocity values for both pulse modes, the pulsed jet and steady jet propulsive efficiencies are calculated. Considering energy given to the piston in order to propel vehicle at the same constant speed in both pulse modes, steady jet propulsive efficiency is % 6.6 higher than the pulsed jet propulsive efficiency. On the other hand, system efficiency for pulsed jet propulsion, considering the work done by the vehicle with respect to the work done by the piston, is more efficient than the steady jet system efficiency, %22.39 and %19.87 respectively.

In testcase -1, it is seen that there is no vortex rings generated by pulses. It is due to the higher vehicle speed with respect to the jet speed. Thus, a mathematical relation between piston speed and St_L is created. This mathematical relation is set to ensure the desired maximum vehicle speed to jet speed ratio which is 0.5. Using this mathematical relation which is created for $D_e = 0.4D_p$ form, it is seen that the St_L value should not exceed 0.08.

In chapter 5, a new testcase is created in order to observe vortex rings and their effect to the pulsed jet efficiency. The new testcase is named as “testcase -2”. In testcase -2, the piston speed is 0.5 m/s , pulse duration is 0.08 s , $St_L = 0.08$ and only one pulse is generated. Analysis duration is 1 s . It is calculated, considering energy given to the piston in order to propel vehicle at the same constant speed in both pulse modes, the propulsive efficiency of steady jet mode is %22.7 higher than the pulsed jet mode. In addition, the system efficiency of steady jet mode is higher than the pulsed jet mode, %21.4858 and %19.78 respectively.

In chapter 6, the reason for the lower pulsed jet propulsive efficiency is explained and some suggestions are made for the future work in order to raise the pulsed jet propulsive efficiency. There are two reasons of the lower pulsed jet propulsive efficiency for the vehicle designed. First and the most significant one is the lack of a flow penetrating mechanism which penetrates the flow at the nozzle exit plane bidirectionally. In this design, the fluid mass inside the cylinder oscillates back and forth while the piston is at rest. This oscillation causes a vacuum effect on the piston and increasing the drag of the vehicle. In addition, oscillation results in a generation of an opposite sign vortex ring inside the nozzle. This deforms the flow around the vehicle. It is not proved numerically in this study; but it is known to increase the drag of the vehicle.

One other effect of the lack of flow penetrating mechanism is the lower vortex ring contribution to the thrust. To achieve highest propulsive pulsed-jet efficiency, the pulse mode should be the fully-pulsed. This means that there should be a period of no flow between consecutive pulses. Here, there is a significant amount of backflow

during piston rest period and this reduces the effect of nozzle exit over-pressure on starting jets. Nozzle exit over-pressure has a significant contribution thrust, especially at small L/D ; such as in this study.

Second reason of the lower pulsed jet propulsive efficiency is very low St_L . It is suggested to set the St_L above 0.5. Here, because of the design constraints, it is not possible to set St_L higher than 0.08. The reason for low St_L is the very high cylinder volume and piston dimension.

As a conclusion, the vehicle designed has lower pulsed-jet propulsive efficiency than the steady jet efficiency. Two main reasons are the lack of flow penetrating mechanism at the rest stage of the piston and very low St_L . For the future work, it is very important to develop a flow penetrating mechanism between pulses in order to increase the pulsed jet propulsive efficiency. The pulsing mechanism should also be revised in order to achieve higher St_L or an entirely new pulsing mechanism should be developed; such as IPMC (Ionic polymer-metal composite) based contracting mechanism.

1. GİRİŞ

Jet itme sistemi, havacılıktaki kadar yaygın olmasa da su ortamında da kullanılan bir sevk sistemidir. Esasen jet itmesi su ortamında yaşayan canlılar tarafından oluşturulmuştur. Bugün yaygın olarak kullanılan sürekli jet sistemlerinden farklı olarak bu canlılar, atımlı jetlerle (jet atımı ile) yüzerler. Buna en güzel örnek, kalamar, deniz anası, ahtapot gibi deniz canlıları verilebilir ve bunlar atımlı jet itme yöntemi ile hareketlerini sağlamaktadırlar. Peki jet itmesi, suda yaşayan deniz canlıları tarafından benimsenmişken neden deniz taşıtları bu yöntemden yeteri kadar nasibini almamıştır? Deniz canlılarını inceleyerek insan yapımı jet itmesi sistemlerini daha üst bir seviyeye taşımak mümkün olamaz mı? James Lighthill (1969) yaptığı bir çalışmada, cevabın neden doğada saklı olduğunu şöyle açıklamaktadır:

“Deniz canlılarının, yaklaşık 1 milyar yıldır, hayatta kalmak ve doğurgan bir nesil üretmek için değişerek ve gelişerek, bugün sahip oldukları “az enerji harcayarak yüksek hızlarda hareket edebilme kabiliyetleri”ni geliştirmişlerdir. Bu konu gerçekten araştırmaya değer bir konudur. Böyle bir gelişimin başlıca sebebi, besin zincirinin her basamağında ya da av-avcı ilişkisinin olduğu her alanda, hızlı hareket etmenin veya yiyecek bulabilmek için mesafeler kat etmenin hayatta kalmak için elzem olmasından kaynaklanmaktadır.”

Bu düşünce ile yola çıkan araştırmacılar, zaman içinde deniz canlılarının hareketleri ve onları saran akışkanı nasıl kontrol ettiklerini anlamak konusunda önemli yol kat etmişlerdir. Jet itmesi ile yüzen canlıların izlerini incelendiğinde, hakim akışkan yapısının girdap halkaları (vortex rings) olduğu görülmüştür. Püskürtmeler atımlı olduğunda, her püskürtmenin -yani jetin- bir girdap halkası oluşturduğu anlaşılmıştır. Laboratuvar ortamında girdap halkaları üzerine deneyler yapan araştırmacılar, bu yapıların itmeye ve dolayısıyla verime olumlu katkılar sağladığını görmüşlerdir. Yapılan çok disiplinli çalışmalar sonucu araştırmacılar deniz canlıları, kuşlar ve hatta insan kalbinin bile girdap halkalarının faydalarını azami ölçüde kullanmak üzerine programlandığını görmüşlerdir. Bu bilgiden hareket ile özellikle son yıllarda

biyolojik sistemleri taklit ederek girdap halkalarından fayda sağlayan atımlı jet sistemleri geliştirilmiş ve uygulamaları yapılmaya başlanmıştır.

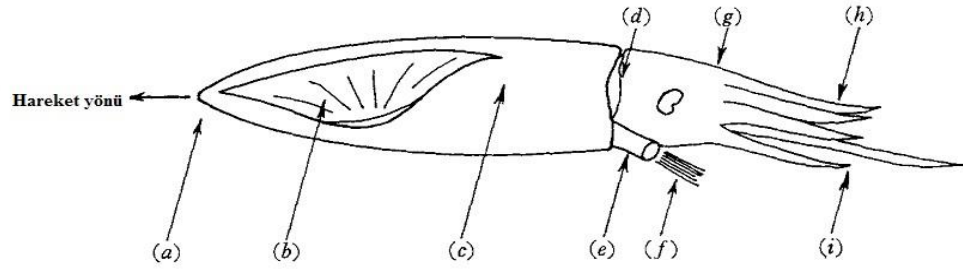
1.1 Konu İle İlgili Temel Araştırmalar

Kalamar ve deniz anası gibi, püskürtmeler vasıtasıyla hareket eden bir su altı taşıtı inşa etmek için çok disiplinli bir araştırma ve çalışma yürütmek gerekmektedir. Öncelikle incelenen canlının anatomisi bilinmelidir. Böylelikle canlının yüzerken hangi organını ne şekilde kullandığı anlaşılır ve incelenen canlının yüzme biçimi belirlenir. Buraya kadar yapılan çalışmalar büyük oranda biyolojinin veya zoolojinin kapsamındadır. Daha sonra, yüzme biçiminin hidrodinamik olarak hangi akış yapılarını ve prensiplerini içerdiğini ve yüzme sırasında canlıyı çevreleyen akışkan ile canlı arasındaki etkileşimi incelemek gerekmektedir. Son olarak, biyolojik mekanizmayı mekanik olarak taklit eden, ki bu bilim dalı “Biyolojik Taklit”tir, bir sistem geliştirilmeli ve kavramsal olarak ortaya konan bu tasarım belirli açılardan değerlendirilmelidir.

Bu bölüm altında, aracı sevk edecek atımlı jet itme sisteminin çalışma prensiplerini anlamak için incelenen konular hakkında kısa bilgiler verilmiş ve bu alanlarda yapılan önemli çalışmalar incelenmiştir. Terimler anlamlarını kaybetmeden türkçeleştirilmiş ve bazı önemli noktalar detaylıca açıklanmıştır.

1.1.1 Kalamarlar nasıl yüzerler?

Atımlı jetler ile yüzen, bilinen en hızlı deniz canlısı olması sebebiyle, bizim ilgimiz daha çok kalamarlar üzerine olmuştur. Bunun başlıca sebebi sahip oldukları farklı kas yapısıdır (Gosline ve DeMont, 1985). Öncelikle basitçe, kalamarların anatomisini ve yüzerken kullandıkları başlıca organları açıklamak gerekir. Şekil 1.1, yetişkin bir kalamarın anatomisini göstermektedir. Bu şekilde (a) hareket yönüne göre baş; fakat anatomik olarak arka kısım; (b) yüzgeç; (c) gövde ya da ‘manto’, kasılarak suyu bacaya yollayan kısım; (d) su girişi (çift); (e) baca; (f) püskürtme (jet); (g) baş; (h) dokunaçlar; (i) Yüzme yönüne göre arka; fakat anatomik olarak ön kısım. (Siekman, 1963).



Şekil 1.1 : Genel olarak kalamarın yapısı.

Kalamarlar yüzerken mantonun üzerinde bulunan yüzgeçlerini kullanmakta veya manto kısmını suyla doldurup bu suyu bacadan dışarıya püskürterek yüzmektedirler. Bugüne kadar daha çok kalamarın atımlı püskürtmeler (jetler) ile yüzmesi incelenmiştir. Bu çalışmada da atımlı püskürtmeler üzerinde durulmuştur; fakat Bartol ve diğ. (2008, 2009 (a), 2009 (b))' nin yaptığı çalışmalar göstermiştir ki, yüzgecin de kalamarın yüzmesinde büyük payı vardır ve bu canlının yüzme mekanizmasını tam olarak anlamak isteyen birisi, mutlaka yüzgeç ve atımlı jet itmesini birlikte incelemelidir.

Atımlı püskürtmeler ile yüzme, emme ve püskürtme işinin yapıldığı iki ayrı evrenin art arda tekrarı ile olmaktadır. Emme safhası ile başlayacak olursak; manto ile kafa arasında bulunan açıklıktan su emilerek manto doldurulur. Bu sırada baca ya da hortum diye tabir edilen kısım bir kapakçık ile kapatılmış haldedir. Emme işlemi bitince su girişi kapakçıklar tarafından kapatılır ve manto kasları kasılarak manto içindeki suya basınç uygulamaya başlar. Bu sırada baca kısmını kapatmış olan kapakçık açılır ve su bu kısımdan dışarıya püskürtülür. Böylece yüzme gerçekleşir.

Bir kalamar, hayatının farklı evrelerinde farklı şekillerde yüzmektedir. Örneğin; *Doryteuthis Pealeii* türü bebek kalamarlar, suda dikey yönlerde yüzerler ve yüzerken çoğunlukla atımlı jet sistemini kullanırlar. Bu evrede yuvarlak, keseye benzer bir formları vardır ve ilkel yüzgeçlere sahiplerdir. Dolayısıyla bebeklikte yüzgeçler itmede etkin rol oynamaz ve oldukça az kullanılırlar. Öte yandan bu evre, püskürtme frekanslarının en yüksek olduğu evredir ve atımlı jet yüzme verimi % $87,4 \pm 6,5$ civarındadır (Bartol ve diğ, 2008). Baca çapı, ileriki evrelere oranla gövdeye göre daha büyüktür.

Kalamar geliştikçe yüzgeçlerin yüzmedeki rolü artar ve atımlı jet itmesinin verimi, bebekliğe oranla düşer. Her ne kadar çalışmada başrol oyuncusu atımlı jet sistemi

olsa da, yüzgeçler hakkında varolan bilgilere de yer vermek gerekmektedir. Çünkü bu başlık altında incelenen konu kalamaların nasıl yüzdüğüdür. Bir sistemi iyice tahlil etmeden; yarar ve zarar yanlarını belirlemeden ya da bazı yanlarını gözardı ederek mutlak doğruya ulaşmak mümkün değildir. Örneğin; D.Pealeii ile aynı boyut ve yapıya sahip bir tür olan ‘Lolliguncula Brevis’ türü yetişkin kalamalarlar, düşük hızlarda yüzerken yüzgeçlerini kullanırlar (Stewart ve diğ, 2010). Belirli bir hızdan sonra yüzgeçlerini mantonun üzerine sarıp atımlı püskürtmeler vasıtasıyla yüzerler. Okuyucuyu daha iyi bilgilendirmek adına bu geçişin sebebine kısaca değinilmelidir.

Kalamaların yüzgeç yapıları balıklardan, böceklerden ya da kuşlardan farklı olarak sert bir destek yapısı içermez. Yüzgeç, şeklini kasların hidrostatik basıncı ile korumaktadır. Araştırmacılar, bu yapısal özellikten dolayı, belirli bir hızdan sonra yüzgeçlerin etkin kullanılmadığını düşünmektedirler (Gosline ve DeMont, 1985).

Bir sonraki bölümde bahsedileceği üzere kalamar ve benzer şekilde yüzen kafadan bacaklılar, atımlı püskürtmeler sonucu oluşan girdap halkalarının (vortex rings) faydalarından azami ölçüde faydalanırlar. Yetişkin kalamarlarda yüzgeçlerin etkin kullanımıyla bu faydalanma hali daha az görülse de (Anderson ve Grosenbaugh, 2005; Bartol ve diğ, 2008), bebek kalamaların atımlı jet verimlerinin yetişkinlere oranla daha yüksek olmasının sebebi girdap halkalarından daha fazla yararlandıkları içindir.

1.1.2 Girdap halkaları ve girdap halkası oluşumu

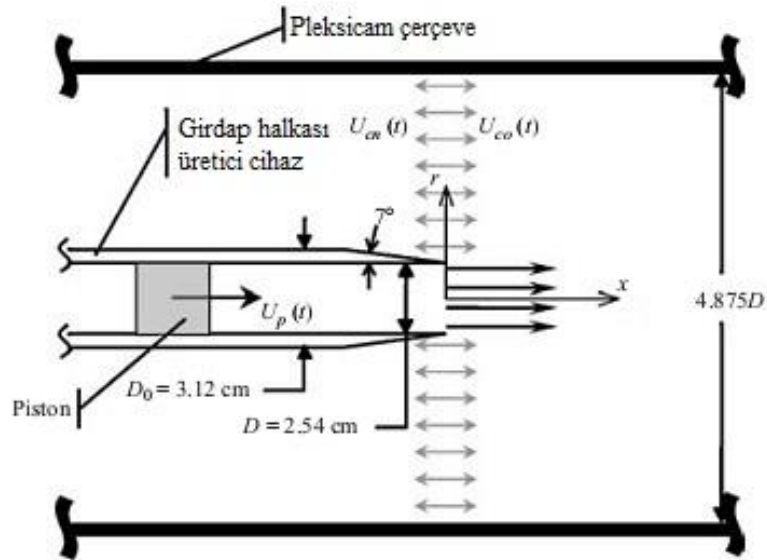
Girdap halkaları doğada sıkça karşılaşılan bir akış olayıdır. Dudakları “o” şeklinde aralayıp tütün dumanının ağızdan hızla üflenmesi sonucu oluşan yapı ya da bir damla süt suya düşünce ortaya çıkan dönel yapı, yunusların suda oluşturdukları içi hava dolu çember hep birer girdap halkasıdır.



Şekil 1.2 : Dumanla oluşturulmuş girdap halkası

Girdaplar ve girdap halkaları konusundaki ilk matematiksel çalışmalar Alman fizikçi Helmholtz (1858) ve Thompson (1869); diğer adıyla Lord Kelvin; tarafından yapılmıştır. Bizi ilgilendiren daha çok, bir girdap halkasının neden ve hangi koşullar altında oluştuğudur.

Girdap halkalarının nasıl oluştuğunu anlamak için öncelikle onu oluşturacak örnek bir mekanizma seçilmelidir. Örnek olarak, bugün sıkça kullanılan ve bu çalışmada da temel alınan piston-silindir mekanizması seçilmiştir.



Şekil 1.3 : Krueger ve diğ. (2003) yaptığı çalışmadan uyarlanan girdap halkası üreten bir piston-silindir mekanizması (Dabiri ve Gharib, 2004).

Pistonun hareketi ile silindir içinde hareket etmeye başlayan akışkan kütlesi ile silindirin iç duvarı arasında, viskozite sebebiyle sınır tabaka oluşmaya başlar. Sınır

tabaka yüksek girdaplılığa sahip bir bölgedir. Silindirin ucundaki nozuldan dışarıya çıkmaya başlayan akışkan, durağan haldeki bir akışkan ortamıyla buluştuğunda, halihazırda girdaplı olan sınır tabaka silindir iç duvarının engelinden kurtulur ve akış yönünün tersine dönmeye başlar. Bu dönme olayı, yani akım ayrışması, hemen nozulun sivriltilmiş uç kısmında olmaya başlar. Zaten geometri ne kadar sivri ise akım ayrışması o kadar çabuk olmaktadır. Dönme olayı o kadar kuvvetlidir ki, girdaplılığı yüksek bu tabaka kendi üzerine tekrar tekrar katlanır ve bir halka şeklini alır. İşte girdap halkası bu şekilde oluşur. İlerde bahsedilecek olsa da, belki bazı okuyucuların aklına şu soru gelebilir: Dönme olayı kuvvetli olmazsa ne olur ya da hangi durumlarda kuvvetini kaybeder? Püskürtmenin yönüne ters bir akış varsa, örneğin; akıntı veya bir akışkan ortamında hareket eden bir araca hareketin ters yönünde etkiyen akışkan, ters akışa örnek olarak verilebilir. İşte bu durumlarda dönme olayı zayıflamaktadır ve bu ters akış çok güçlü olursa girdap halkası oluşmayabilmektedir.

Girdap halkalarının oluşumunu anlamak için analitik ve deneysel birçok çalışma yapılmıştır. Saffman (1975) halkanın oluşumunu, kendi üzerine dönen bir girdap tabakası olarak düşünerek analitik bir model oluşturmuştur. Maxworthy (1977), bir piston-silindir mekanizması kullanarak halkaların oluşumunu deneysel olarak incelemiştir; halkaların Reynolds sayısı, boyutları, sirkülasyonu, dengesizliği ve halkanın çekirdeği üzerine birçok ölçümde bulunmuş ve sonuçlara ulaşmıştır. Onun ardından Saffman (1978), düzlemsel benzerlik teorisini kullanarak girdap halkalarının kendi üzerine dönme başlangıç anını iki boyutlu olarak modellemiştir. Halkanın boyutları, sirkülasyonu üzerine elde ettiği sonuçları Maxworthy (1977)'nininkilerle ve başka çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırmıştır ve yakın sonuçlar elde etmiştir. Pullin (1979) aynı yolu izlemiştir; fakat eksenel simetriyi kullanarak benzer bir çalışma yapmış ve yakın sonuçlar bulmuştur. Öte yandan, Didden (1979) halkaların oluşumu ve sirkülasyonu üzerine bir çalışma yapmış ve düzlemsel benzerlik teorisine elde edilen sonuçların halkaların oluşumunu pek de iyi modellemediğini göstermiştir.

Girdap halkalarının oluşumu üzerine yapılan çoğu çalışmada, kendi üzerine dönme gözardı edilmiş ve daha çok sirkülasyon, itme ve enerji gibi halkanın hareketli niceliklerini hesaplamaya odaklanılmıştır. Hemen hemen tüm çalışmalarda piston-silindir mekanizmasının ürettiği hareketli nicelikler, kitle modeli kullanılarak

hesaplanmıştır. Bu modelde, sakin akışkan ortamına püskürtülen akışkanın hızının düşey eksen boyunca her noktada düzgün olduğu ve piston hızına eşit olduğu kabul edilir. Ayrıca bir kitle olarak kabul edilen toplam püskürtülen akışkan külesinin basıncının, sakin akışkan ortamının basıncına eşit olduğu kabul edilir. Genelde girdap halkasının sirkülasyonunu hesaplamak için kullanılan bu model, Glezer (1981, 1988) tarafından itmeyi hesaplamak için de kullanılmıştır. Kitle modelini kullanırken yapılan tüm basitleştirmelere ve yöntemin sirkülasyonu tam olarak hesaplamak için yetersiz olduğunun bilinmesine rağmen (Didden, 1979), basitliğinden dolayı bu model hala kullanılmaktadır. Buraya kadar bahsedilen girdap halkası oluşumu üzerine çalışmalar, halkanın oluşumunu belirli bir noktaya kadar incelemişlerdir. Şöyle ki, çoğunlukla piston-silindir mekanizmasının kullanıldığı bu çalışmalarda halkayı oluşturmak için kullanılan parametrelerin başında jet boyunun jet çapına oranı; jet oranı (L/D), gelmektedir. Bahsi geçen çalışmalarda bu oran $L/D=3$ 'e kadar denenmiştir ve o zamanki genel kaniya göre püskürtülen tüm akışkan girdap halkasının içine dolmaktadır. Peki gerçekten de öyle midir?

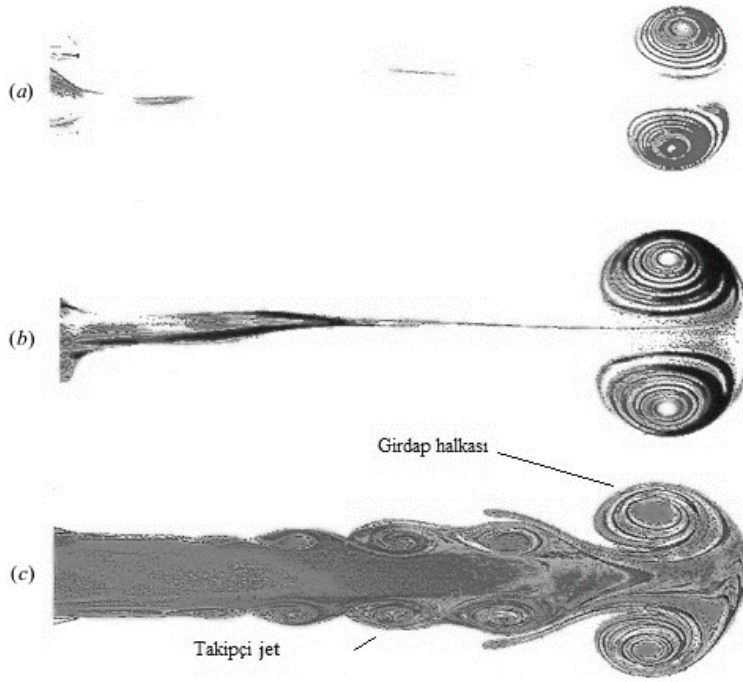
1.1.3 Girdap halkasının kapanması

Bir girdap halkası sonsuza kadar büyüyebilir mi? Gharib, Rambod ve Shariff (1998, yazarlar bu noktadan sonra GRS olarak ifade edilecek) yaptıkları çalışmayla bu sorunun cevabını aramışlardır. Büyük jet oranlarında ($L/D > 4.0$) girdap halkası oluşumu ve gelişiminin incelenmesi sonucu GRS, belli bir boyutsuz piston yer değiştirmesinden sonra, $x(t)/D$, halkanın büyümesinin durduğunu gözlemişlerdir. Bu noktadan sonra halkaya bir enerji ya da sirkülasyon takviyesi olmamakta, yani halka bir nevi kapanmakta, ve püskürtülen akışkan artık halkanın ardında onu takip eden bir "takipçi jet"e dönüşmektedir.

Burada bir not olarak şunu belirtmek gerekir ki, İngilizce "vortex ring pinch-off" olarak adlandırılan bu akış olayı, birebir çeviri ile "girdap halkası kopması" şeklinde olacaktır. Ancak şekil 1.4'te de görüleceği gibi 'kopmak' kelimesi verilmek istenen anlamı karşılamamaktadır. İngilizce literatürde "pinch-off" teriminin seçilmesinin sebebi şudur: Takipçi jet ve girdap halkası yapıları bir arada, girdaplılık göz önüne alınarak incelendiğinde, sirkülasyon aktarımı bittikten sonra halka ile takipçi jet arasında bariz bir ayrılmanın görülebilmesidir. Fakat renkli boya ve göz ile yapılan gözlemlerde halka, akışkan bloğuna bağlı ama büyümesi durmuş olarak görülecektir.

Bu sebeple, ana dilimizde bu akış olayını en iyi karşılayacağını düşündüğümüz ‘kapanma’ kelimesi seçilmiştir.

Şekil 1.4’te görüldüğü üzere ilk iki oluşum $L/D=2.0$ ve $L/D=3.8$ anlarında alınmıştır ve bu anlarda püskürtülen akışkanın tamamı halkaya katılmıştır. Fakat son oluşumda ($L/D=8.0$) görülmektedir ki, halka neredeyse $L/D=3.8$ anındaki boyutlarına sahip olmasına rağmen arkasında kalın bir takipçi jetle ilerlemektedir.



Şekil 1.4 : Farklı jet oranlarındaki (L/D) jetler (GRS, 1998).
(a) $L/D = 2.0$; (b) $L/D = 3.8$; (c) $L/D = 8.0$.

GRS, girdap halkası kapanmasının olduğu ana denk gelen boyutsuz piston yer değiştirmesini $x(t)/D$, “oluşum sayısı, F ” olarak tanımlamıştır. Farklı piston hız profiline ve nozul geometrilerinde tekrarlanan deneyler sonucunda, “ F ” 3.6 ile 4.5 arasında bulunmuştur. Oluşum sayısının bu dar aralıkta yer alması sonucu, araştırmacılar bu durumun girdap halkaları için genel bir durum olduğuna kanaat getirmişlerdir.

Hemen ardından Rosenfeld ve diğerlerinin (1998) sayısal olarak yaptığı çalışmada, püskürtülen akışkanın hız profili değiştiğinde oluşum sayısının da değiştiğini göstermiştir. Hız profiline parabolik olduğunda, oluşum sayısı (F) 1 civarında olmaktadır. Aynı çalışmada, piston hız profiline doğrusal artan bir hız ile çalıştırılarak oluşum sayısı incelenmiş ve 5.22 olarak hesaplanmıştır. Son olarak Mohseni ve

diğerleri (2001), girdap halkası oluşumu sırasında çıkış çapını artırmanın oluşum sayısını artırdığını göstermişlerdir.

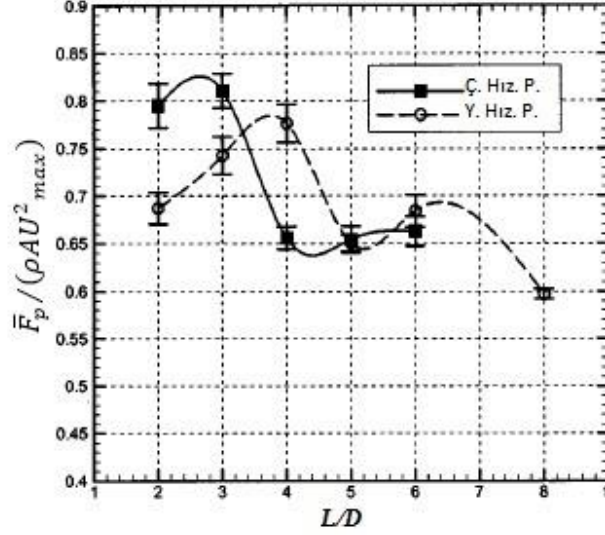
Kapanma hadisesinin halkanın sirkülasyonunu ve ürettiği itmeyi sınırlaması sebebiyle, girdap halkasından azami fayda sağlamada oluşum sayısının önemli bir role sahip olduğunu fark etmişlerdir. Bu sebeple araştırmacılar kapanma olayının fiziksel bir modelini, oluşum sayısını tahmin edebilmek için oluşturmaya çalışmışlardır. İlk model GRS tarafından, Kelvin-Benjamin değişimsel prensibi kullanılarak oluşturulmuştur. Model, halkanın kapanma olayını şöyle tarif etmektedir: Durmaksızın ilerleyen bir girdap halkası düşünelim. Bu girdap halkası büyüdükçe sirkülasyonu ve dolayısıyla enerjisi artar. Bir süre sonra halka öyle bir kritik enerji seviyesine ulaşır ki, püskürtme halkayı besleyemez hale gelir ve halka büyümeyi durdurur; yani kapanır. Bu model ile kapanma hadisesi belirli bir hassasiyette tahmin edilebilmiştir; fakat halkanın oluşumu ve kapanmayı bütünüyle kavramak için yetersizdir. Bu sebeple Shusser ve Gharib (1999), harekete ait bilgileri de işin içine katarak halkanın oluşumu ve kapanması üzerine yeni bir model ortaya koymuşlardır. Bu modelin temelinde şu düşünce yatmaktadır: Halkanın hızı, onun ardında bulunan takipçi jetin hızına eşit olduğu anda, takipçi jet halkayı besleyemez ve halka kapanır. Shusser (2000) bu modeli daha da geliştirerek değişken piston hızında da çalışabilecek duruma getirmiş ve artan piston hızının oluşum sayısını artırdığını bir kez daha göstermiştir.

1.1.4 Girdap halkalarının itmedeki önemi ve sağladığı faydalar

Krueger ve Gharib (2003), piston-silindir mekanizması kullanarak bir girdap halkasının yarattığı itmeyi, çeşitli jet oranlarında incelemişlerdir. Çabuk hızlanan (Ç. H.)¹ ve yavaş hızlanan (Y. H.)² olmak üzere iki farklı piston hız profilinin kullanıldığı bu çalışma sonucunda araştırmacılar, püskürtme sonucu oluşan girdap halkasının itmeye takipçi jetten fark edilir oranda daha fazla katkı sağladığını göstermişlerdir.

¹ Ç. H: Çabuk hızlanan piston hız profili.

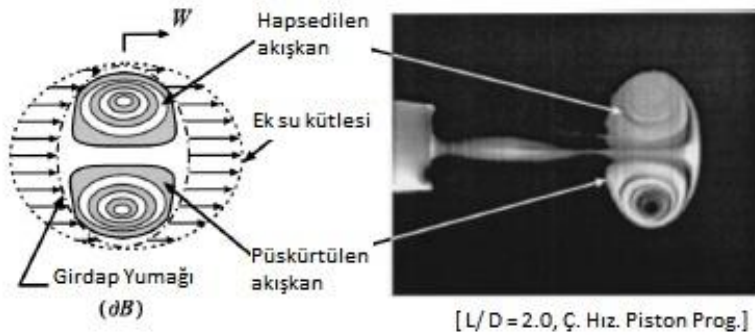
² Y. H: Yavaş hızlanan piston hız profili. Bu profilin hızlanma kısmının eğimi, Ç. H.'nin hızlanma kısmının eğimine göre daha azdır.



Şekil 1.5 : Normalleştirilmiş, püskürtme başına ortalama itme ölçümleri (Krueger ve Gharib, 2003).

Şekil 1.5'te açıkça görüldüğü gibi, çabuk hızlanan piston hız profilinde $L/D=3$ civarında ve yavaş hızlanan piston hız profilinde $L/D=4$ civarında itme kuvveti azami değerindedir. Bu noktalardan sonra girdap halkası kapanmakta ve itmeye verilen katkı düşmektedir. Açıkça görülmektedir ki, girdap halkası salt püskürtmelerin itmesini artırmaktadır.

Acaba itme artışına sebep olan nedir? Bunu anlamak için halkanın oluşum anından takipçi jet ile birlikte nozuldan uzaklaşana kadarki sürede, çevresiyle nasıl bir etkileşime girdiğini çok iyi incelemek gerekmektedir. Krueger (2001) yaptığı tez çalışmasında, girdap halkasının itmeye verdiği katkının kaynağının, girdap halkası oluşumunun nozul çıkış düzleminde meydana getirdiği yüksek basınç olduğunu göstermiştir.



Şekil 1.6 : Girdap halkasının hızlandırdığı iki çeşit dış ortam akışkanı (Krueger ve Gharib, 2003).

Nozuldan dışarıya püskürtülen ve kendi üzerine dönerek girdap halkası oluşturmaya başlayan bir akışkan kütlelerini ele alalım. Nozulun çok yakınında meydana gelen bu olay sırasında, kendi üzerine dönme hareketinden dolayı silindir dışında bulunan dış ortam akışkanından bir miktar, girdap halkası tarafından hapsedilecektir. O zaman püskürtülen akışkan kütlelerine ek olarak hapsedilen akışkan kütlelerini de hesaba katmak gerekmektedir. Ayrıca meydana gelen ve hapsediği akışkan kadar büyüyen girdap halkası ilerlerken, kapalı bir cisim gibi davranarak önündeki belli bir miktar dış ortam akışkanını itecektir. Tüm bu olaylar kütlelerin korunumuna uymak zorunda olduğundan, itip ortamdan uzaklaştırdığı akışkan kadarını da beraberinde sürükleyecektir. O halde püskürtülen ve hapsedilen akışkan kütlelerine ek olarak girdap halkasının ek su kütlelerini de hesaba katmak gerekmektedir. Ek su kütlesi sebebiyle bir yandan önündeki dış ortam akışkanını iten halka, diğer yandan da ittiği kadarını peşinden sürükleyecektir. Sürüklenen sıvı kadar boşalan hacim dolayısıyla bir basınç farkı oluşacak ve boşalan hacme sıvı dolmak isteyecektir. İşte nozul çıkış düzleminde yüksek basınç meydana getiren hadisenin sebebinin bu olduğu düşünülmektedir. Unutulmamalıdır ki, kapanana kadar dış ortam akışkanı hapsedmeye devam edecek olan girdap halkasının bu sebeple de boyutları büyüyecek ve ek su kütlesi de haliyle artacaktır. O yüzden nozul çıkış düzlemindeki yüksek basıncı sebebi olarak hem girdap halkasının ek su kütlesi hem de hapsedilen dış ortam akışkanı gösterilebilir. Eğer basit bir ifade ile bir püskürtmenin üreteceği itmeyi hesaplanmak istenirse, bunun için aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$I = I_U + I_P = (m_p + m_h + m_a)V \quad (1.1)$$

Bu denklemde I_U sadece püskürtülen akışkanın yaratacağı itmeyi, I_P nozul çıkış düzlemindeki yüksek basınç ile dış ortamın basıncı arasındaki farktan doğacak itmeyi; m_p püskürtülen akışkan kütlelerini, m_h hapsedilen dış ortam akışkanını, m_a girdap halkasının ek su kütlelerini ve W ise girdap halkasının hızını temsil etmektedir. Denklemden de görüleceği üzere, çıkış düzlemindeki yüksek basıncı etkisi basınçtan kaynaklanan itme (I_P) terimi tarafından ifade edilmektedir. Girdap halkası kapandıktan sonra dış ortam akışkanının hapsedilmesi olayı duracağından ve püskürtülmeye devam edilen akışkan takipçi jet olarak meydana geleceğinden, çıkış düzlemindeki yüksek basınç ortadan kalkacak (takipçi jetin yaratacağı yüksek basınç yok denecek kadar azdır) ve girdap halkasının itmeye verdiği katkı sona erecektir.

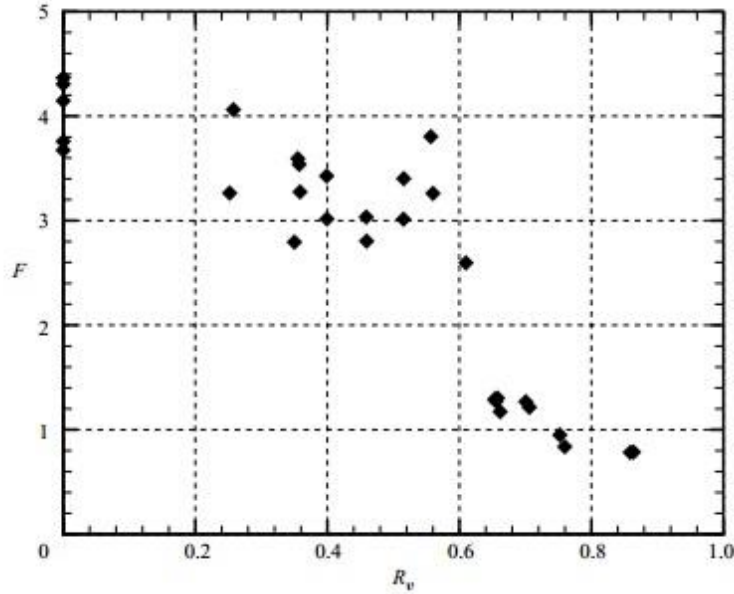
Dabiri ve Gharib (2004), piston-silindir mekanizması kullanarak yaptığı bir çalışma, $L/D=2.0$ ve $L/D=4.0$ jet oranları için, hapsedilen dış ortam akışkanı miktarını %30 - %40 aralığında bulmuşlardır. Ayrıca püskürtmenin yönüne ters akışın hapsedilen akışkan miktarını önemli ölçüde (%65) artırdığını göstermişlerdir.

1.1.5 Harekete ters yönde akışın girdap halkalarına etkileri

Bu aşamaya kadar bahsedilen neredeyse tüm girdap halkası çalışmalarında, püskürtmelerin yapıldığı ortam durağandır. Öte yandan, girdap halkalarından faydalanan bir itme sistemi düşünülecek olursa, bu sistem itme kuvveti ürettikçe araç hareket edecektir. Gözlemi araçtan yapan bir gözlemci için sanki dış ortamdaki akışkan, aracın hareket yönüne ters akıyor gibi gözlemlenecektir. Hareket eden bir sistemde doğal olarak meydana gelecek bu durum, Krueger ve diğerleri (2003) tarafından piston-silindir mekanizması kullanılarak; ancak dış ortam akışkanı piston ile eş zamanlı ve ters yönde harekete geçirilerek incelenmiştir (Şekil 1.3). Çalışmada dış ortamın hız değeri doğrudan verilmemiş; onun yerine dış ortam hızının püskürtmenin hızına oranı şeklinde bir değişken (R_v) tanımlanmıştır. R_v , 0–0.5 aralığında değişirken, orandaki artışla ters orantılı olarak F' 'nin azaldığı görülmüştür. Bu durumun sebebi, hareket yönüne ters fakat püskürtme yönünde akan dış ortamın, girdap halkasını besleyen yüksek kayma gerilmesine (shear layer) sahip tabakanın etkisini azaltması ve ters yönlü akışın girdap halkasına sağladığı ek hız sonucu, halkayı besleyen püskürtmeye nazaran halkanın hızını artırmasıdır. $R_v > 0.5$ durumunda ise F' 'nin keskin bir şekilde düştüğü görülmüş ve yaklaşık 1 olarak hesaplanmıştır.

Yine Krueger ve diğerlerinin (2006) bir öncekini tamamlar nitelikteki çalışmasında, harekete ters yönde akışın hızı arttıkça F' 'nin düştüğü gözlenmiştir. Bu çalışmada harekete ters yönlü akışın hızı ile püskürtme hızının oranı için kritik bir değer belirlenmiştir. Bu değer $R_v \approx 0.60 \pm 0.05$ 'tir. Kritik oran öncesinde F ve sirkülasyonda yavaş ve doğrusal denebilecek bir azalma gözlenirken, $R_v \approx 0.60 \pm 0.05$ 'ten sonra F çok sert bir düşüş göstererek 1 civarında olmakta ve o şekilde seyretmektedir. Araştırmacılar, bu sert geçişi anlamak için bir model oluşturmuşlar ve oluşturulan modelle kapanma hadisesi incelendiğinde durumu daha iyi açıklayabilmişlerdir. Temel olarak, kritik R_v 'den sonra harekete ters yönde akış, halkanın hızını fazlaca

artırmakta ve halkayı besleyen püskürtme halkaya nazaran yavaş kaldığı için halka kapanmaktadır.



Şekil 1.7 : $\Delta t^3=0$ 'da oluşum sayısının piston-harekete ters yönde akış hızına oranına göre değişimi (Krueger ve Gharib, 2005).

Jiang ve Grosenbaugh (2006), harekete ters yönde akışın etkilerini daha farklı bir şekilde incelemiştir. Sayısal olarak yaptıkları çalışmada yine piston-silindir mekanizmasını kullanmışlar; fakat harekete ters yönde akışı piston hareketinden önce başlatarak araç dışındaki akışın olgunlaşmasını beklemişlerdir. Bu durum atımlı püskürtmeler ile hareket eden bir kalamarın emme evresi boyunca yaşadığı durum olarak düşünülebilir. Püskürtmeyi tamamlayan kalamarın zamanla değişen bir hızı olacak ve bir sonraki püskürtmeyi, hareketine ters yöndeki akışın altında başlatacaktır. Düşük ters yönde akış hızı ($R_v = 0.2$) ve küçük jet oranında ($L/D=6.0$) F 'nin (≈ 4.1) bir miktar arttığı görülmüştür. $R_v = 0.5$ 'te $F = 2.3$ olarak hesaplanmış ve $R_v = 0.75$ için kapanma hadisesi gözlenemediğinden F hesaplanamamıştır. Diğer çalışmalara paralel olarak, bu çalışmada da harekete ters yönlü akışın ($R_v = 0.2$ durumu için bir istisna yaşansa da) F 'yi azalttığı görülmüştür. F 'nin girdap halkasının sirkülasyonu ve dolayısıyla yarattığı itme ile alâkası bilindiğinden, harekete ters yönde akışın girdap halkalarından faydalanacak sistemler üzerine olan etkisi göz ardı edilmemelidir.

³ Pistonun hareketi ile harekete ters yönde akışın başlangıcı arasındaki boyutsuz zaman farkı. $\Delta t = (\Delta t \bar{U}_p)/D$

1.1.6 Atımlı Jetler

Atımlı jetler, zorlamalı jetler ve tam atımlı jetler olarak iki tiptir. Aralarındaki fark ise, püskürtmeler arasında akışın hiç olmadığı bir süre zarfı olup olmamasıdır. Tam atımlı jetlerde iki püskürtme arasında akışın olmadığı bir süre mevcuttur.

Girdap halkaları üzerine yapılan çalışmalarda, incelemeler genel olarak tek bir püskürtme üzerine yoğunlaşır. Oysa ki esin kaynağımız olan kalamar ve deniz anası gibi biyolojik sistemlerde püskürtmeler ardı ardına gerçekleşir. Ardı ardına yapılan püskürtmeler, izde etkileşimlere sebep olacaktır.

Siekmann (1963), kalamarların izini ele almış ve bu sistemi x eksenine göre simetrik ve belli aralıklarla dizilmiş girdaplar dizisi olarak iki boyutlu (2B) incelemiştir. Emme ve püskürtme evrelerini ayrı ayrı ele almış ve girdapların birbirleri üzerine etkilerini işin içine katmıştır. Yalnız bu çalışma iki boyutlu olduğundan, izde girdap halkalarının varlığı yerine girdapların var olduğunu kabul etmektedir. Yine de Siekmann bu çalışmasıyla atımlı jet itmesini anlamaya yönelik isteği ortaya koymuştur.

Ardından Weihs (1977), tam atımlı püskürtmeler ile hareket eden bir kalamarın izini, belirli aralıklarla dizilmiş, sonsuz bir girdap halkası dizisi olarak kabul etmiş ve eksenel simetrik olarak analitik incelemesini yapmıştır. Bu çalışmada yalnızca girdap halkalarının birbirleri üzerine olan etkilerini hesaplamalara katarak, girdap halkalarının ek su kütlesi ve hapsedilen dış ortam akışkanı gibi faydaları göz ardı etmiştir. Yine de oluşan girdap halkaları birbirlerine yeteri kadar yakın olurlarsa atımlı püskürtmelerin, aynı ortalama debiye sahip bir sürekli püskürtmeye nazaran %50 oranında verim artışı sağlanabileceğini ortaya koymuştur. Fakat bu çalışma da, girdap halkalarının ek su kütlesi ve hapsedilen dış ortam akışkanının sağladığı faydaları göz önüne almamıştır.

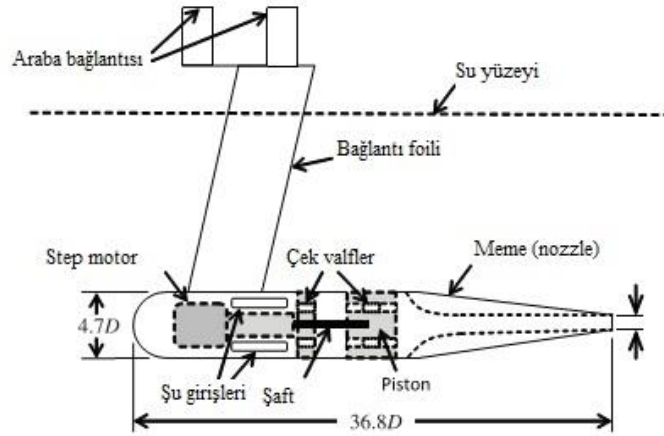
Krueger ve Gharib (2003) tek bir püskürtme için yaptıkları çalışmada, girdap halkasının ek su kütlesi ve dış ortam akışkanı hapsedme özelliklerini de işin içine katmışlar ve girdap halkası oluşturan atımlı jetlerin sürekli jete oranla daha fazla itme üretebileceğini hesaplamışlardır. Yine Krueger ve Gharib (2005), 2003 yılında yaptıkları çalışmadan hareketle tam atımlı jetler oluşturan bir sisteme, girdap halkalarının yapacağı katkıyı araştırmışlardır. Bu çalışmada jet uzunluğunun çıkış çapına oranı, $2.0 < L/D < 6.0$ aralığında ele alınmış olup püskürtmeler boyutsuz frekans

olan $0.1 < St_L < 0.98$ aralığında değiştirilerek yapılmıştır ($St_L = t_p/T$; t_p : Püskürtme süresi, T : İki atım arasında geçen süre). Çalışma sonucunda, boyutsuz frekans arttıkça ve L/D azaldıkça tam atımlı jetlerin itmeye katkısının aynı toplam debiye sahip sürekli jete oranla %90 oranında arttığı görülmüştür. Ayrıca çalışma sonucunda, St_L ne kadar artırılırsa artırılınsın, girdap halkaları arasındaki mesafe Weihs (1977)'in çalışmasında öne sürdüğü yakınlıkta olmamıştır. Yani teorik olarak Kabul edilen durumla pratikte karşılaşılmamıştır. Kaldı ki, St_L arttıkça, yani girdap halkaları birbirlerine yaklaştıkça, büyük oranda bir itme artışı sağlanmamıştır.

Atımlı jetlerin itmeye olan katkıları ortaya konduktan sonra araştırmacılar ve mühendisler bu sistemleri kullanan araçlar üretmeye başlamışlardır. Bir sonraki kısımda bu konu ele alınacaktır.

1.1.7 Atımlı jet itme sistemiyle sevk eden araçlar

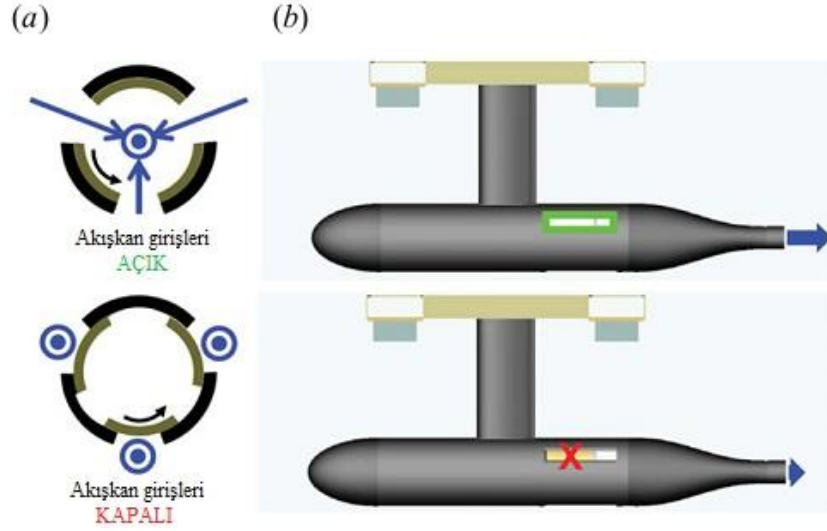
Bu bölüm altında atımlı jetler ile sevkini sağlayan üç adet su altı aracından bahsedilmiştir. Bunlardan ilki Moslemi ve Krueger (2010)'ın inşa etmiş oldukları 'Robosquid' adlı araçtır (Şekil 1.7). Aracın formu için damla formu seçilmiş olup denizaltıların genel olarak şekillendirildikleri forma benzemektedir. Atımlı jetler, aracın içerisine yerleştirilmiş bir piston-silindir mekanizması ile sağlanmaktadır. Piston bir step motor tarafından tahrik edilmektedir. Püskürtmelerin başlangıcında pistonun üzerinde bulunan çek valfler kapalı ve gövdenin üzerindeki su girişlerini kontrol eden çek valfler açıktır. Piston ilerledikçe silindirin arka kısmına su dolmaktadır. Bu şekilde silindir içinde basınç dengesi sağlanmış olur. Püskürtme hareketi tamamlandığında, su girişlerini kontrol eden çek valfler kapanır ve piston üzerindeki çek valfler açılmaktadır. Böylece pistonun arkasındaki su, pistonun ön tarafına aktarılmaktadır.



Şekil 1.8 : ‘Robosquid’ adlı atımlı jet itme sistemine sahip araç, $D = 1.91$ cm (Moslemi ve Krueger, 2010).

Püskürtmeler, L/D ve St_L değişkenleri ile kontrol edilmektedir. Çalışma boyunca L/D 2-6 aralığında, St_L ise 0.2-0.6 aralığında değişmektedir. Piston hareketi için ise ikizkenar yamuk şeklinde piston hız profili ve üçgen şekilli piston hız profili kullanılmıştır. Sonuç olarak, ikizkenar yamuk şeklindeki piston hız profilinin üçgen şekilli piston hız profilinden %20’ye kadar daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır. Çalışmada sistemin çalışma verimi, iç kayıplar gibi verimi etkileyen noktalar göz önüne alınmamıştır. Dolayısıyla aracın verimi sürekli jet ve atımlı jetler üzerinden yapılmıştır. Buna göre, L/D (özellikle $L/D < 4$) azaldıkça ve St_L arttıkça atımlı jet verimi ile sürekli püskürtmelerin arasındaki fark %20’lere kadar çıkmaktadır. Bu sonuç, piston-silindir mekanizması ile laboratuvar ortamında yapılan deneylerin neticelerini destekler niteliktedir.

Ardından Ruiz ve diğerleri (2011), atımlı püskürtmeler ile hareket eden yeni bir araç üzerine çalışmalar yapmışlardır. Piston-silindir mekanizmasından farklı olarak bu araç atımlı jetleri, su girişini belli aralıklarla açıp kapatarak oluşturmaktadır (Şekil 1.8). Suyu püskürtmek için pervane kullanılmıştır. Saniyedeki püskürtme sayısı (püskürtme frekansı) 0–13 arasındadır ve $L/D = 2.5 - 3.4$ arasında değişmektedir. Deneyler süresince, aracın hızı püskürtmelerin hızının yarısından fazla olmamıştır ($R_V = 0.5$). Bu da demektir ki, harekete ters yönde akışın hızı jet hızının yarısını geçmemiştir. Dolayısıyla girdap halkalarının şeklinde büyük bir bozulma meydana geleceği öngörülmemiştir.

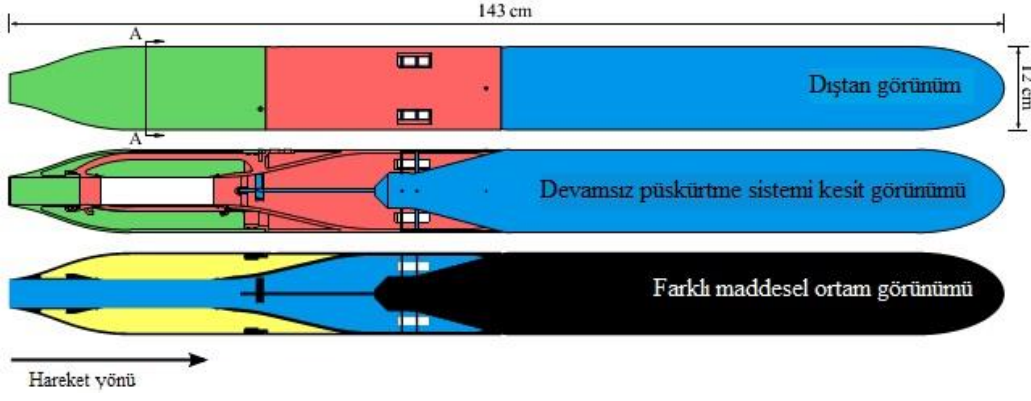


Şekil 1.9 : Atımlı jet itme sisteminin çalışma prensibi (Ruiz ve diğerleri, 2011).

Burada (a) su girişinin kıştan görünüşüdür. Dıştaki siyah kısım gövdeyi, içteki hâki renkli kısım ise dönen silindirik kabuğu temsil etmektedir. Siyah ok silindirin dönme yönünü ve mavi oklar akışın yönünü göstermektedir. İçi noktalı daireler, sayfadan gözlemciye doğru olan vektörlerdir. (b) aracın yandan görünüşüdür. Yeşil dikdörtgen girişin açık olduğunu ve kırmızı çarpı, girişin kapanmış olduğunu göstermektedir. Çıkışın hemen önündeki mavi oklar dışa olan akışın büyüklüğünü temsil etmektedir.

Sistemin genel davranışı, L/D azaldıkça verimin belli bir miktar düştüğü yönündedir. Bunun sebebi olarak araştırmacılar, girdap halkalarının boyutlarındaki küçülmeyi göstermişlerdir. ‘Robosquid’ çalışmasından farklı olarak bu çalışmada, genel bir verim hesabı yapılmıştır. Elektrikle beslenen itme sisteminin tükettiği enerji hesaba katılarak daha gerçekçi bir verim hesabı yapılmıştır. Froude verimliliği ve hidrodinamik verimliliğe (direnç temelli) göre hesap yapan araştırmacılar, aynı araç hızı için atımlı jet verimi ile sürekli jet verimini karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak Froude verimliliğine göre, atımlı jet veriminin sürekli jet veriminden azami olarak %50; hidrodinamik verimliliğe göre azami olarak %70 daha fazla olduğu hesaplanmıştır. En yüksek verime püskürtme frekansının 8.5 hz ve 12.6 hz olduğu aralıkta ulaşılmıştır.

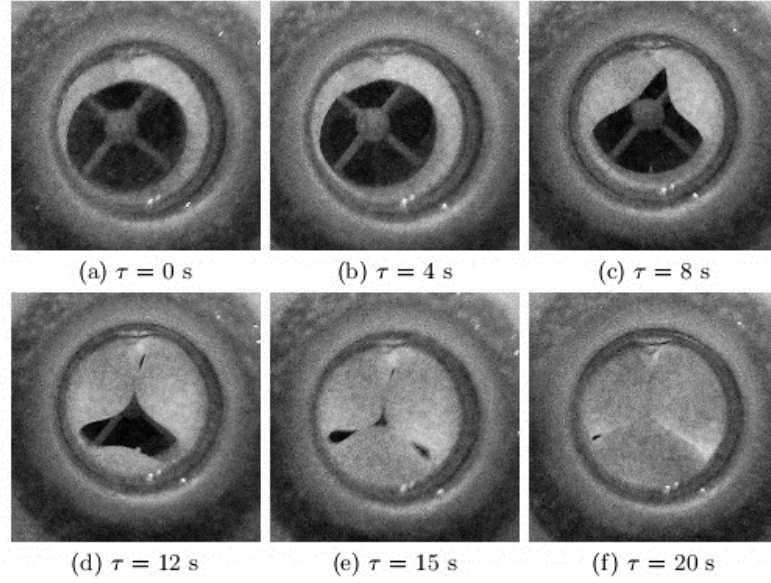
Yapılan en güncel çalışmalardan birisi Whittlesey ve diğerlerinin (2013) atımlı püskürtmeler ile kendini sevk eden bir su altı aracı geliştirmeye yönelik yaptıkları çalışmadır. Geliştirmiş oldukları araç, atımlı jetleri bükülebilir bir elastik tüp ile oluşturmaktadır.



Şekil 1.10 : Atımlı jet itme sistemiyle donatılmış su altı aracı (Whittlesey ve diğerleri, 2013).

Burada üstteki çizim tüm sistemi dıştan göstermektedir. Ortadaki çizim, aracın tam ortasından boyuna alınmış, atımlı püskürtmeler için kurulmuş sistemi gösteren bir kesittir. Bu çizimde mavi renk aracı, kırmızı renk atımlı jet itme sistemini, yeşil renk atımlı jet itme sisteminin kabuğunu ve beyaz renk ise bükülebilir elastik tüpü temsil etmektedir. Altteki çizimde ise farklı maddesel ortamlar gösterilmektedir. Siyah katı, mavi su ve yeşil ise hava ortamıdır. Atımlı jetler tam olarak şu şekilde üretilir: Şekil 1.10'un ikinci çizimde görüldüğü üzere araçtan çıkan şaftın ucunda pervane vardır. Şafttan araca doğru bakıldığında 2 adet beyaz açıklık görülmektedir. Bu kısımlar su girişinin olduğu kısımlardır. Su, buradan sisteme alınmaktadır. Pervane sayesinde bükülebilir tüpe yollanmaktadır. Bükülebilir tüp, bir basınç odası içinde bulunmaktadır. Bu odanın basıncı, dolaylı olarak, odanın hava ile farklı süreler boyunca doldurulmasıyla kontrol edilmektedir. Bu şekilde tüpe dışarıdan uygulanan basınç değiştirilebilmektedir (Şekil 1.10). Bir diğer şekilde, pervanenin devri değiştirilerek bükülebilir tüpe yollanan suyun basıncı da değiştirilebilmektedir. Bu değişken iç ve dış basınç farkı vesilesiyle atımlı jetler üretilmektedir.

Bu çalışmada asıl araştırılan, girdap halkalarının oluşumunun verime verdiği katkının L/D 'ye bağlı olarak nasıl değiştiğidir. Deneyler sonucunda görülmüştür ki, verimin en yüksek olduğu nokta, L/D 'nin F 'ye eşit olduğu noktadır.



Şekil 1.11 : Farklı doldurma süreleri için bükülebilir tüpün aldığı şekiller (Whittlesey ve diğerleri, 2013)

Araştırmalar sonucunda sürekli püskürtmeye nazaran yüksek bir verim artışı görülmesine de atımlı jet veriminin daha yüksek olduğu ölçülmüştür.

Ruiz ve diğerlerinin (2011) ve Whittlesey ve diğerlerinin (2013) oluşturdukları sistemler tam atımlı jet itme sistemleri değildir. Dolayısıyla girdap halkası oluşumu sırasında itmeye katkı veren çıkış düzlemi yüksek basıncından tam olarak yararlanılamamıştır. Buna rağmen, özellikle Ruiz ve diğerlerinin (2011) yaptığı çalışmada, itme veriminde kayda değer artışlar söz konusudur.

1.2 Tezin Amacı

Girdap halkaları üzerine yapılan laboratuvar çalışmaları ve özellikle son yıllarda dizayn edilmiş olan su altı araçları, atımlı jetler ile sevkten sürekli jet ile sevkten daha verimli olabileceğini işaret etmektedir. Araç tasarımlarında atımlı jetleri üretmek için farklı sistemlerin kullanılmış olması, atımlı jet üretimi için henüz en uygun mekanizmanın bulunmadığını göstermektedir. Bu tez çalışmasının amacı, kalamar gibi atımlı jetler üreterek kendini sevk eden bir aracın kavramsal tasarımını yapmak ve atımlı jet itme sisteminin verimini sürekli jetin itme verimi ile karşılaştırmaktır.

Araç çevresindeki ve boru içindeki her türlü akış, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi ile incelenmiştir. Çalışmada ilk sırada incelenen özellik, her iki atım modunda aracın verimidir. Verim değerleri ışığında, itme sistemi performans

parametrelerinin itmeye ve verime etkisi; araç tasarımının verime etkisi, itme sistemi tasarımının verime etkisi incelenmiştir.

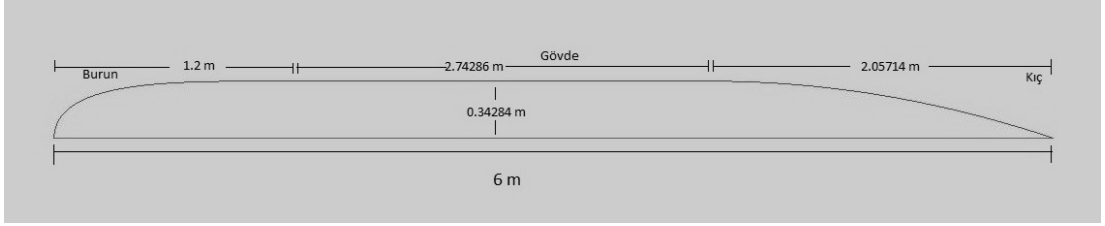
Çalışma kapsamında DREA denizaltı modeli temel form olarak alınmıştır. İki boyutlu (2B) ekstenel simetrik olarak modelin direnci ölçülmüş ve teyit edilmiştir.. Ardından modelin formu kış kısmında bir açıklık yaratacak şekilde değiştirilmiştir. Bu değişiklik ile amaçlanan, atımlı jet itme sisteminin püskürtmeleri yapacağı bir açıklık yaratmaktır. Belirli çıkış çapı–piston çapı oranları için formlar üretilmiş ve ardından direnç deneyleri yapılmıştır. Sonrasında direnç değerleri ve atımlı jet sisteminin gereksinimleri göz önüne alınarak bir form belirlenmiştir.

Atımlı jet itme sistemi için sıkça kullanılan piston-silindir mekanizması seçilmiştir. Seçilen mekanizma aracın içerisine yerleştirildikten sonra, sistem için çeşitli performans parametreleri belirlenerek iki farklı senaryo üretilmiş ve bu senaryolar için analizler çalıştırılmıştır. Her senaryo için aracım atımlı ve sürekli modda verimi hesaplanmıştır.

Altıncı bölümde verimler karşılaştırılmış ve sebepleriyle birlikte sonuçlar yorumlanmıştır.

2. ARAÇ ŞEKLİNİN BELİRLENMESİ VE DİRENCİNİN HESABI

Çalışmanın bu bölümünde, modelin şeklinin belirlenmesi üzerinde durulmuştur. Öncelikle direnç deneyi sonuçları olan ve şekil olarak sıradan bir denizaltıya benzeyen bir modelin seçilmesi uygun olacaktır. Araştırmalar sonucunda, başlangıçta DREA denizaltı modelinin (Baker, 2004) kullanılmasına karar verilmiştir. İtme sistemi ile donatılacak araç ise DREA modelinden türetilmiştir. DREA denizaltı, parametrik bir şekle sahip olmakla birlikte, deneylerde kullanılan model 6 m boyunda olduğundan, bu çalışmada kullanılan aracın boyutlarının da deneyde kullanılan model boyutlarıyla aynı olmasına karar verilmiştir (Baker, 2004).



Şekil 2.4 : DREA denizaltı modelinin boyutları. x eksenine göre eksenal simetrik görüntü.

İtme sisteminin özellikleri sayısal olarak inceleneceğinden ilk adım olarak, seçilen aracın direnci sayısal olarak hesaplanmış ve deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Araç etrafındaki akışı çözmek için, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS Fluent ve ağ örgüsü oluşturmak için ANSYS ICEM CFD yazılımları kullanılmıştır. ANSYS Fluent yazılımında kullanılan kabullere ve detaylara girmeden önce, problemin çözümünde kullanılan matematiksel modeli ve onu oluşturan akış denklemlerini inceleyelim.

2.1 Matematiksel Model

Bu bölümde, “su altında hareket eden bir araca etkiyen direnç kuvveti” olarak adlandırabileceğimiz fiziksel olayın matematiksel modelini kurulmuştur. Matematiksel model, matematikten uzak bir şekilde sözel olarak anlatılmış ve detaylar takip eden bölümlere bırakılmıştır.

Modellemeye aracın hareket ettiği derinlik düşünülerek başlanmıştır. Derinlik ve direnç arasında bir ilişki vardır. Su altında hareket eden bir araç öyle bir derinlikte gidebilir ki, aracın hareketi dolayısıyla yüzeyde dalgalar oluşur. Böyle bir durumda, aracın serbest su yüzeyi ile olan ilişkisi de dikkate alınmalıdır. DREA denizaltı için yapılan deneyler incelendiğinde bu etkinin ihmâl edildiği görülmüştür. Dolayısıyla kurulan matematik modelde de serbest su yüzeyi ile olan ilişki gözardı edilmiştir. Yani aracın su yüzeyinde dalga oluşturamayacak kadar derinde hareket ettiği vasayılmaktadır. Bu kabul sonucunda, dalga direncinin toplam direnç üzerine bir katkısı olmadığı belirlenmiştir. Böylece, araç üzerine etkiyen kuvvetler, sürtünmeden ve basınçtan kaynaklanan kuvvetler olacaktır. Peki, araç üzerine etkiyen kuvvetler ne tür bir ilişki ile mantık çerçevesine oturtulup hesaplanabilir?

Hesaplanmak istenen kuvvettir. O halde bir cisme uygulanan kuvvetin, o cismin kütlesi ve ivmesi ile doğru orantılı olduğunu hatırlamak işe yarayabilir. Kısaca, Newton'ın ikinci kanunu da denilebilir. Yine Newton'ın kanunlarından üçüncüsünü akla getirecek olursa, kuvvet uygulanan bir cisim karşı tarafa aynı büyüklükte kuvvet uygulayacaktır.

O halde araç üzerine etkiyen toplam kuvvet, suyun akmazlığından dolayı araç yüzeyinde meydana gelecek sürtünme kuvveti ve aracın şeklinden dolayı maruz kalacağı basınç kuvvetidir. Yatay doğrultuda hareket eden bir araca etkiyen direnç kuvveti, hareket yönüne terstir. Dolayısıyla araca etkiyen direnç kuvveti, sürtünme ve basınç kuvvetlerinin yatay bileşenlerinin toplamı kadar olacaktır. Bu problem için, aracın cidarının yapıldığı malzemenin sürtünme üzerine etkisi ihmâl edilmiştir. Bölüm 2.2'de akışkan ve araç arasındaki bu ilişki Navier-Stokes denklemleriyle ele alınmıştır. Eksenel simetrik form sebebiyle araç etrafındaki akışın da simetrik olacağı kabul edilmiş ve akıştaki üç boyutlu etkiler ihmâl edilmiştir. Bu yüzden iki boyutlu, eksenel simetrik Navier-Stokes denklemleri kullanılmıştır. Ancak bu denklemler akışın laminar olduğu durumlar için uygulanabilir.

Aracın boyu ve deneyin gerçekleştirildiği hız gözönüne alındığında akışın türbülanslı olduğu görülmektedir. Peki, türbülansın etkisi çözüme nasıl dâhil edilebilir? Türbülanslı bir akışta, düzensizlikten dolayı akış alanında hız değişimleri meydana gelecektir. Yani hız, akış alanının farklı noktaları için farklı değerler alacaktır. O halde türbülansı hesaplara dâhil etmek için hız değişimlerini hesaba katmak gerekmektedir. Bu sebeple, bölüm 2.3'te detaylıca açıklanmış olan Reynolds

Ortalamalı Navier Stokes (RANS) denklemleri kullanılmıştır. Bu denklemler sayesinde akış alanının bir noktasındaki hız, tüm akış için belirlenen ortalama hız ve anlık hız değişimlerinin toplamı olarak tanımlanmaktadır. Bu noktada geriye anlık hız değişimlerinin belirlenmesi kalmaktadır.

Öncelikle anlık hız değişimlerinin sebebini bilmek gerekmektedir. Anlık hız değişimleri, türbülans kaynaklıdır ve türbülans sebebiyle oluşan türbülans akmazlık değişkeninden kaynaklanmaktadır. Türbülansın etkisini modele dahil etmek için, bölüm 2.4'te açıklanan SST k- ω türbülans modeli kullanılmıştır.

Sonuç olarak, “yeteri kadar derinde hareket eden bir su altı aracının direncini hesaplamak” için, araç çevresindeki akış iki boyutlu aksel simetrik, sıkıştırılmaz, Newtonien ve türbülanslı bir akış olarak modellenmiş ve kurulan matematiksel model RANS ve SST k- ω türbülans modeli denklemleri kullanılarak çözülmüştür.

2.2 Navier-Stokes Denklemleri

Kütlenin korunumu ve hareket denklemlerinden oluşan, akışkanlar mekaniğinin temel denklemleridir. Eğer Newton'un ikinci kanununu, Newtonien bir akışkanın bulunduğu sonsuz küçük bir kontrol hacmine uygulanırsa Navier-Stokes denklemleri elde edilir ve aşağıdaki gibidir (Kocaman, 2007).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho \frac{dV}{dt} = -\nabla p + \nabla \tau + \rho g \quad (2.2)$$

Burada ρ yoğunluğu, t zamanı, ∇ del operatörünü, $V = (u, v, w)$ hız vektörünü, p basıncı, τ gerilme tansörünü ve g ise yerçekimini temsil etmektedir. İlk denklem kütlenin korunumu, ikinci denklem ise momentumun korunumunu ifade etmektedir. Bu çalışma boyunca, akışkanın sıkıştırılmaz olduğu kabul edildiğinden Navier-Stokes denklemleri şu hale gelir:

$$\frac{D\rho}{Dt} = 0 \quad (2.3)$$

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (2.4)$$

$$\rho \frac{dV}{dt} = \rho \left(\frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla)V \right) = -\nabla p + \nabla \tau + \rho g \quad (2.5)$$

Bu denklemlerin tansör formunda gösterimi ise

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.6)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (2.7)$$

şeklinde olacaktır. Sayısal hesaplar aksel simetrik olarak yapılacağından $i, j = 1, 2$ değerlerini almakta ve silindirik koordinat ekseninde sırasıyla akımın yatay doğrultudaki bileşeni x ve düşey doğrultudaki bileşeni r 'yi ifade etmektedir. Çalışmada kullanılacak akışkan için yukarıda yapılan kabuller doğrultusunda, ANSYS Fluent için tanımlanmış gerilme tansörünün genel gösterimi

$$\tau = \mu \left[(\nabla V + \nabla V^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot V I \right] \quad (2.8)$$

şeklinde olmaktadır. Burada I birim tansörü göstermektedir.

Denklemin ifade ettiği şey, Newtonien ve sıkıştırılmaz bir akış için gerilme tansörünün şekil değiştirme hızları ve dinamik viskozite ile orantılı olduğudur. Aksel simetrik durumda del operatörü aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \vec{x} + \frac{\partial}{\partial r} \vec{r} \quad (2.9)$$

Son şekliyle, hesaplamalarda kullanılan denklemlerin açık ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{w}{r} = 0 \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (ru^2)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rwu)}{\partial r} \right) \\ & = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V) \right) \right] \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r\mu \left(\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + F_x \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned}
& \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(ruw)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rw^2)}{\partial z} \right) \\
& = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V) \right) \right] \\
& + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r\mu \left(\frac{\partial w}{\partial r} + \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] - 2\mu \frac{w}{r^2} \\
& + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (\nabla \cdot V) + F_r
\end{aligned} \tag{2.12}$$

Hesaplamaları yöneten denklemler temelde bu şekildedir; fakat türbülansı ihtiva edecek halde yeniden düzenlenmeleri gerekmektedir. Bu çalışmada türbülanslı akışı modellemek için Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri kullanılmıştır.

2.3 Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) Denklemleri

Direnç hesabının yapılacağı aracın boyu ve direncin ölçüleceği hız değeri göz önüne alındığında, aracın çok büyük bir kısmında akış türbülanslı olacaktır. Bu sebeple araç üzerindeki akış tamamen türbülanslı kabul edilmiştir. Türbülanslı akım alanındaki değişimleri göstermek için anlık hız ve basınçtaki değerleri, bu değerlerin ortalaması ve bu değerlerdeki anlık sapmaların toplamı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$u = \bar{u} + u', \quad w = \bar{w} + w', \quad p = \bar{p} + p' \tag{2.13}$$

Denklemlerdeki üzerinde düz çizgi bulunan ifadeler ortalama hız ve basınç değerlerini; kesme işareti bulunan değerler ise bu değerlerdeki anlık değişimleri ifade etmektedir.

Yeniden tanımlanan hız bileşenleri, x bileşeni için momentum denkleminde yerine koyulursa

$$\begin{aligned}
& \rho \left(\frac{\partial(\bar{u} + u')}{\partial t} + \frac{(\bar{u} + u')}{r} \frac{\partial r(\bar{u} + u')}{\partial x} + \frac{(\bar{w} + w')}{r} \frac{\partial r(\bar{u} + u')}{\partial r} \right) \\
&= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r\mu \left(2 \frac{\partial(\bar{u} + u')}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V) \right) \right] \\
&+ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r\mu \left(\frac{\partial(\bar{u} + u')}{\partial r} + \frac{\partial(\bar{w} + w')}{\partial x} \right) \right] + F_x
\end{aligned} \tag{2.14a}$$

$$\begin{aligned}
& \rho \left(\frac{\partial(\bar{w} + w')}{\partial t} + \frac{(\bar{u} + u')}{r} \frac{\partial r(\bar{w} + w')}{\partial x} + \frac{(\bar{w} + w')}{r} \frac{\partial r(\bar{w} + w')}{\partial r} \right) \\
&= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r\mu \left(2 \frac{\partial \bar{w} + w'}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V) \right) \right] \\
&+ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r\mu \left(\frac{\partial \bar{w} + w'}{\partial r} + \frac{\partial \bar{u} + u'}{\partial x} \right) \right] - 2\mu \frac{\bar{w} + w'}{r^2} \\
&+ \frac{2\mu}{3r} (\nabla \cdot V) + F_r
\end{aligned} \tag{2.14b}$$

şeklini alır. Anlık değişimlerin zamana göre ortalaması sıfır olacağından ($u' = 0$), tüm terimlerin tek tek zamana göre ortalamaları alınırsa denklem 2.14a ve 2.14b aşağıdaki forma dönüşecektir.

$$\begin{aligned}
& \rho \left(\frac{\partial(\bar{u})}{\partial t} + \frac{(\bar{u})}{r} \frac{\partial r(\bar{u})}{\partial x} + \frac{(\bar{w})}{r} \frac{\partial r(\bar{u})}{\partial r} \right) \\
&= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r\mu \left(2 \frac{\partial(\bar{u})}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V) \right) \right] \\
&+ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r\mu \left(\frac{\partial(\bar{u})}{\partial r} + \frac{\partial(\bar{w})}{\partial x} \right) \right] + \frac{\rho}{r} \left[\frac{\partial r \bar{u}' u'}{\partial x} + \frac{\partial r \bar{u}' w'}{\partial r} \right] \\
&+ F_x
\end{aligned} \tag{2.15a}$$

$$\begin{aligned}
& \rho \left(\frac{\partial(\bar{w})}{\partial t} + \frac{(\bar{u})}{r} \frac{\partial r(\bar{w})}{\partial x} + \frac{(\bar{w})}{r} \frac{\partial r(\bar{w})}{\partial r} \right) \\
&= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot V) \right) \right] \\
&+ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial r} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) \right] - 2 \mu \frac{\bar{w}}{r^2} + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (\nabla \cdot V) \\
&+ \frac{\rho}{r} \left[\frac{\partial r \overline{w' u'}}{\partial x} + \frac{\partial r \overline{w' w'}}{\partial r} \right] + F_r
\end{aligned} \tag{2.15b}$$

Aynı şekilde kütle korunumu için denklemler yeniden düzenlenir ve terimlerin ortalamaları alınır

$$\frac{\partial}{\partial x} (\bar{u} + u') + \frac{\partial}{\partial r} (\bar{w} + w') + \frac{\bar{w} + w'}{r} = 0 \tag{2.16}$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\bar{w}}{r} = 0 \tag{2.17}$$

şeklini alır. Kütle korunumu ve momentum denklemlerini, gösterimde kolaylık olması açısından, Kartezyen koordinat sisteminde ve tensör formunda ifade edersek aşağıdaki denklemler elde edilecektir.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2.18}$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \frac{\partial \overline{u_i' u_j'}}{\partial x_j} + \rho g_i \tag{2.20}$$

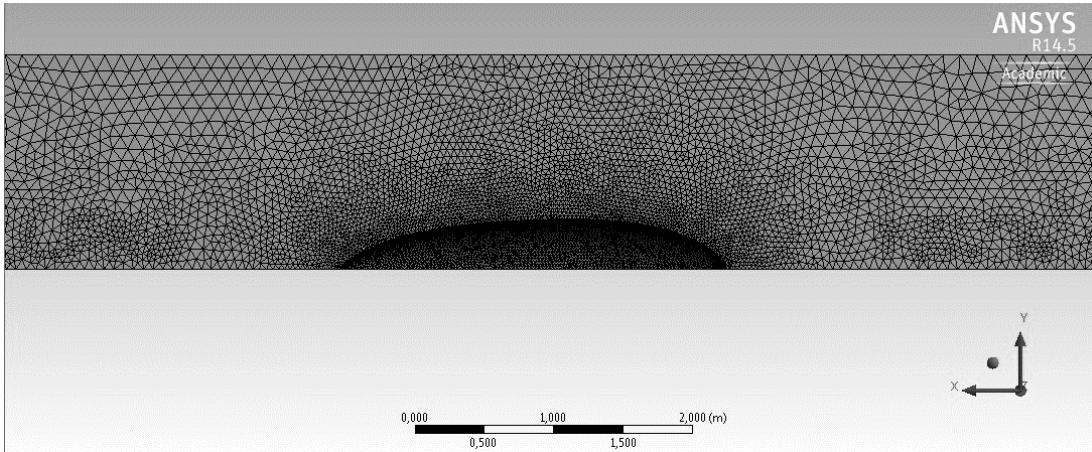
Bu denklemlerde, bir önceki kısımda yazdığımız Navier-Stokes denklemlerinden farklı olarak $\partial(\overline{\rho u_i' u_j'})/\partial x_j$ ifadesi bulunmaktadır. Bu ifade türbülans dolaylı oluşan gerilmeleri ifade etmektedir. Literatürde bu ifade Reynolds gerilmeleri olarak da adlandırılmaktadır. Yukarıdaki gibi, akıma ait hız ve basınç değerlerini ortalama değerlerle ifade eden bu denklemler, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemleri olarak bilinmektedir.

İki boyutlu akış için yazılan RANS denklemleri u' ve w' gibi ilâve türbülans terimleri içerdiğinden bilinmeyen sayısı artmaktadır. Denklemleri çözmek için ek denklemler

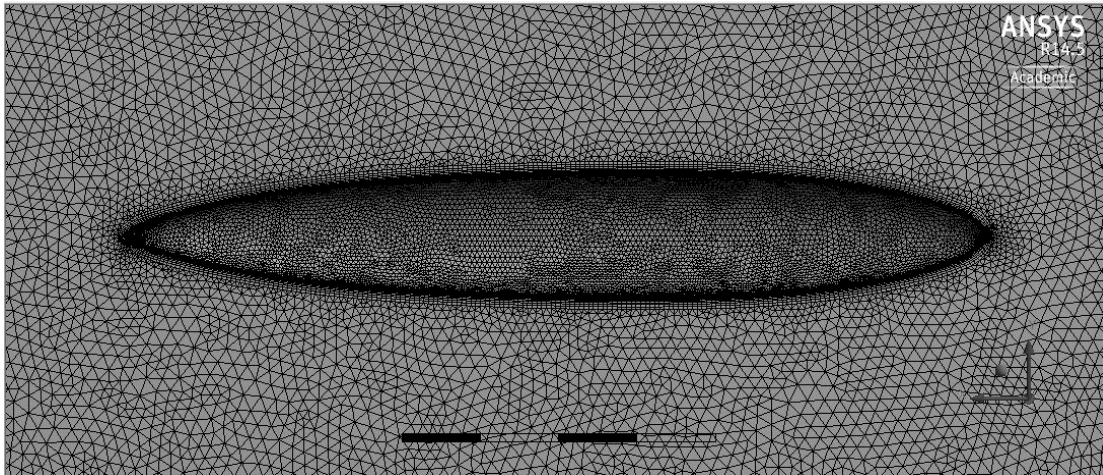
gerekmektedir. Ek denklemler türbülans modelleri ile elde edilmektedir. Türbülans modellerini oluştururken akışın özelliğine göre, denklem sayısını bilinmeyen sayısına eşitlemek için yeni denklemler yazılmaktadır. Bu işleme “kapatma (closure)” adı verilmektedir.

2.4 Shear Stress Transport (SST) k- ω Türbülans Modeli

Gertler (1950) tarafından deneyleri yapılmış sistematik denizaltı serileri arasından alınan iki adet form üzerinde, hesaplamalı olarak k- ϵ ve k- ω türbülans modelleri çeşitleriyle birlikte test edilmiştir. Çeşitli formlar arasından seçilen 4157 ve 4154 formları için yapılan hesaplamalarda ağ elemanı sayısı sırasıyla 1286863 ve 833381’dir. y^+ değerleri ise sırasıyla 75 ve 198 olmuştur. Araçların ağ örgüleriyle ilgili şekiller aşağıda paylaşılmıştır.



Şekil 2.5 : 4154 formu için oluşturulan ağ örgüsü



Şekil 2.6 : 4157 formu için oluşturulan ağ örgüsü

Deneylerde belirtilen hız değerlerinde yapılan hesaplamalar sonucu 4157 formu için aşağıdaki tablolar elde edilmiştir.

Çizelge 2.1 : 4157 modeli için çeşitli hız değerlerinde hesaplanan direnç değerleri.

Hız (m/s)	Toplam Direnç Katsayısı (10^{-3})					Deney sonuçları
	k- ϵ türbülans modeli			k- ω türbülans modeli		
	Standard	RNG	Realizable	Standard	SST	
1.2322	4.7894	4.6613	4.2597	3.9894	3.905	3.83
2.4645	3.8403	3.7207	3.6367	3.5323	3.45	3.33
3.3726	3.558	3.4381	3.2717	3.3705	3.2998	3.24
3.9779	3.4266	3.3052	3.2731	3.2922	3.2276	3.11
4.6265	3.3148	3.1921	3.1732	3.2333	3.1641	3.03
5.5777	3.1867	3.0615	3.06	3.1408	3.0882	2.88
7.3505	3.0156	2.8866	2.9085	3.0244	2.9806	2.83
9.1665	2.892	2.7609	2.7974	2.9351	2.8978	2.705

Hesaplanan dirençler deney neticeleri ile karşılaştırılmış ve hata oranları ondalıklı olarak aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 2.2 : 4157 modeli için hesaplanan dirençlerdeki hata oranları.

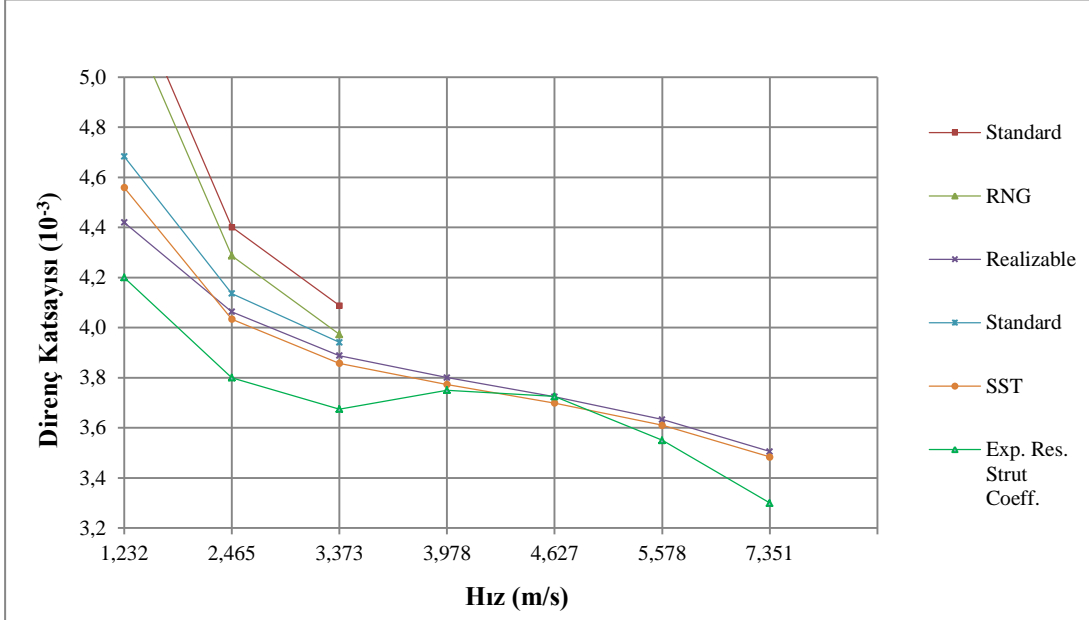
Hata Oranı				
k- ϵ türbülans modeli			k- ω türbülans modeli	
Standard	RNG	Realizable	Standard	SST
-0.250	-0.217	-0.042	0.112	0.020
-0.153	-0.117	-0.061	0.092	0.036
-0.098	-0.061	-0.040	0.010	0.018
-0.102	-0.063	-0.059	0.052	0.038
-0.094	-0.053	-0.067	0.047	0.044
-0.106	-0.063	-0.091	0.063	0.072
-0.066	-0.020	-0.069	0.028	0.053
-0.069	-0.021	-0.085	0.034	0.071

Tablolardan görüldüğü gibi, k- ω modelleri ve realizable k- ϵ modeli kabul edilir sonuçlar vermektedir. Aynı şekilde 4154 formu için de tablolar aşağıda verilmiştir.

Çizelge 2.3 : 4154 modeli için çeşitli hız değerlerinde hesaplanan direnç değerleri.

Hız (m/s)	Toplam Direnç Katsayısı (10^{-3})					Deney sonuçları
	k- ϵ türbülans modeli			k- ω türbülans modeli		
	Standard	RNG	Realizable	Standard	SST	
1.2322	5.3965	5.274	4.4195	4.683	4.5592	4.2
2.4645	4.401	4.2869	4.063	4.136	4.0335	3.8
3.3726	4.088	3.973	3.888	3.9412	3.8575	3.675
3.9779			3.8005		3.773	3.75
4.6265			3.724		3.699	3.725
5.5777			3.633		3.61	3.55
7.3505			3.5055		3.484	3.3

Aşağıda verilen grafikte de açıkça görülmektedir ki, deneye en yakın sonuçları SST k- ω ve realizable k- ϵ modelleri vermektedir.



Şekil 2.4 : 4154 formu için farklı türbülans modelleri kullanılarak hesaplanan direnç katsayıları.

Baker (2004) çalışmasında k- ϵ türbülans modelini kullanmış ve daha hassas bir hesaplama için ‘Öneriler’ kısmında, ileride yapılacak çalışmalarda SST (Shear Stress Transport) türbülans modeli kullanılmasını önermiştir. Karim ve diğ. (2009) DREA denizaltı üzerine yaptıkları çalışmada SST k- ω türbülans modeli kullanılmış ve Baker’ın (2004) elde ettiği sonuçlardan daha hassas sonuçlar elde edilmiştir. Geçmiş deneyimlerden ve daha önce yapılan çalışmalar dikkate alınarak, çalışma kapsamında yapılan tüm hesaplamalarda SST k- ω türbülans modeli kullanılmıştır.

SST modeli, ters basınç gradyanları ve akım ayrılmalarını tahmin etmek ihtiyacı sebebiyle, havacılık alanında kullanılmak üzere geliştirilmiştir (Menter ve diğ, 2003). SST k- ω türbülans modeli, iki denklemlilik bir türbülans modeli olarak adlandırılmaktadır. İki denklemlilik ifadesiyle kastedilen, akışın türbülansa bağlı özelliklerini ifade etmek için hareket denklemlerine iki adet hareket denkleminin daha ilâve edilmiş olmasıdır. İlâve edilen bu iki denklemlilik, türbülans kinetik enerjisinin yayılmama (convection) ve dağılımı (diffusion) hesaplanabilmektedir. Modele adını veren ve denklemlerinde de yer alan “k” ve “ ω ” terimleri, sırasıyla türbülans kinetik enerjisi (turbulent kinetic energy) ve özel yayılma (specific

dissipation) terimleridir. ω , türbülansın boyutlarını –yani etkili olacağı alanı– yönetirken k , türbülansın sahip olduğu enerjiyi yönetmektedir. Hesaplamalar ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak yapıldığından model denklemleri yazılımın teori ile ilgili açıklamaların verildiği kısımda (ANSYS 14.0 Yardım) aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.22)$$

Bu denklemlerde \tilde{G}_k üretilen türbülans kinetik enerjisini, G_ω üretilen ω 'yı; Γ_k ve Γ_ω , k ve ω 'nın efektif dağılımını (effective diffusivity); Y_k ve Y_ω , k ve ω 'nın türbülansa göre dağılımını; D_ω , çapraz dağılıma terimini ve S_ω ise kullanıcı tarafından belirlenen kaynak değerleri temsil etmektedir.

Burada tüm terimlerin detaylarına girmeden sadece temel olanlardan bahsedilmiştir. Bunlardan biri de, efektif dağılıma terimleri olan Γ_k ve Γ_ω 'dır ve denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.23)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.24)$$

Bu denklemde μ dinamik viskozite, μ_t türbülans viskozitesi, σ_k ve σ_ω ise k ve ω için türbülans Prandtl sayılarıdır. Yukarıda denklemi verilen dağılıma terimlerine, efektif sıfatını getiren nokta ise, dağılmayı kontrol eden dinamik viskozite terimine ek olarak türbülans dolayısıyla oluşan μ_t türbülans viskozitesidir. μ_t 'nin moleküler kaynaklı bir viskozite olmadığı gösterilmesi gerekmektedir. Türbülans viskozitesi aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (2.25)$$

Bu denklemde S gerilme oranı büyüklüğü (strain rate magnitude), a^* ise türbülans viskozitesini sönmüleyerek düşük Re sayısı düzeltmeleri yapan bir katsayıdır. Türbülans viskozitesi denkleminde yer alan F_2 ve türbülans Prandtl sayısı denklemlerinde

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1/\sigma_{k,1} + (1 - F_1)/\sigma_{k,2}} \quad (2.26)$$

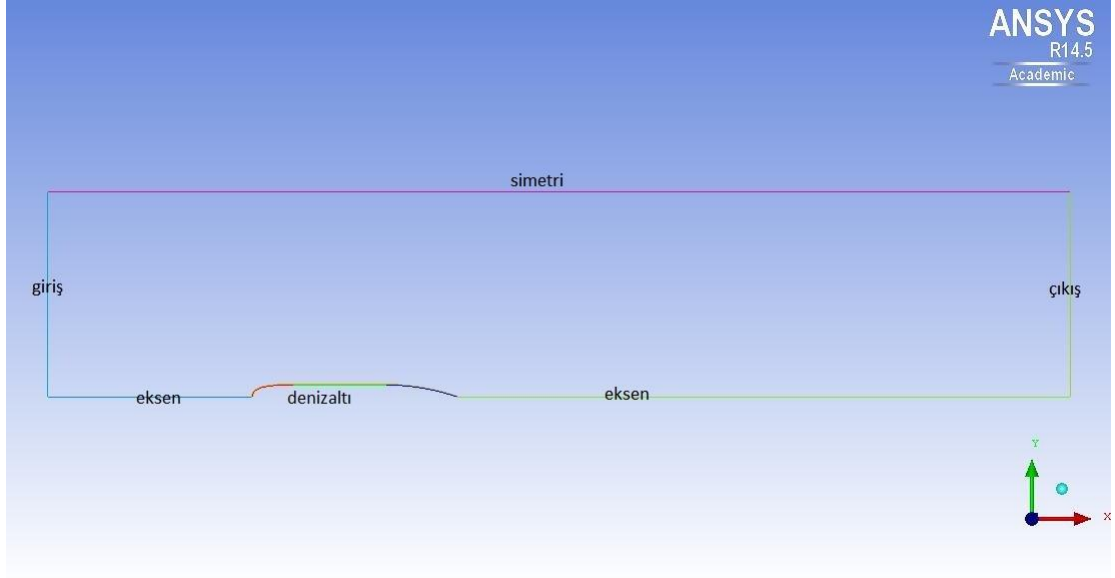
$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1} + (1 - F_1)/\sigma_{\omega,2}} \quad (2.27)$$

yer alan F_1 ise SST $k-\omega$ türbülans modelinin kalbinde yer alan kontrol fonksiyonlarıdır (blending functions). Esasen SST modeli, $k-\omega$ modeli ile $k-\varepsilon$ modelinin faydalı yanlarının bileşimidir. Duvara yakın kısımlarda $k-\omega$ modeli gibi davranırken, viskozitenin etkin rol oynamadığı kısımlarda $k-\varepsilon$ modeli gibi davranmaktadır. Bunu ise $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ modellerini harmanlayarak yapmaktadır. Öncelikle $k-\varepsilon$ modeli, $k-\omega$ formülasyonuna uygun şekilde düzenlenmiştir. Ardından $k-\omega$ ve değiştirilmiş $k-\varepsilon$ modelleri birer kontrol fonksiyonuyla (blending function) çarpılarak harmanlanmıştır. Akışın duvara yakın veya uzak olması durumuna göre kontrol fonksiyonları “1” ve “0” değerlerini alarak, modelin $k-\varepsilon$ veya $k-\omega$ modeli gibi davranmasını sağlarlar.

2.5 Kontrol Hacmi ve Ağ Örgüsü

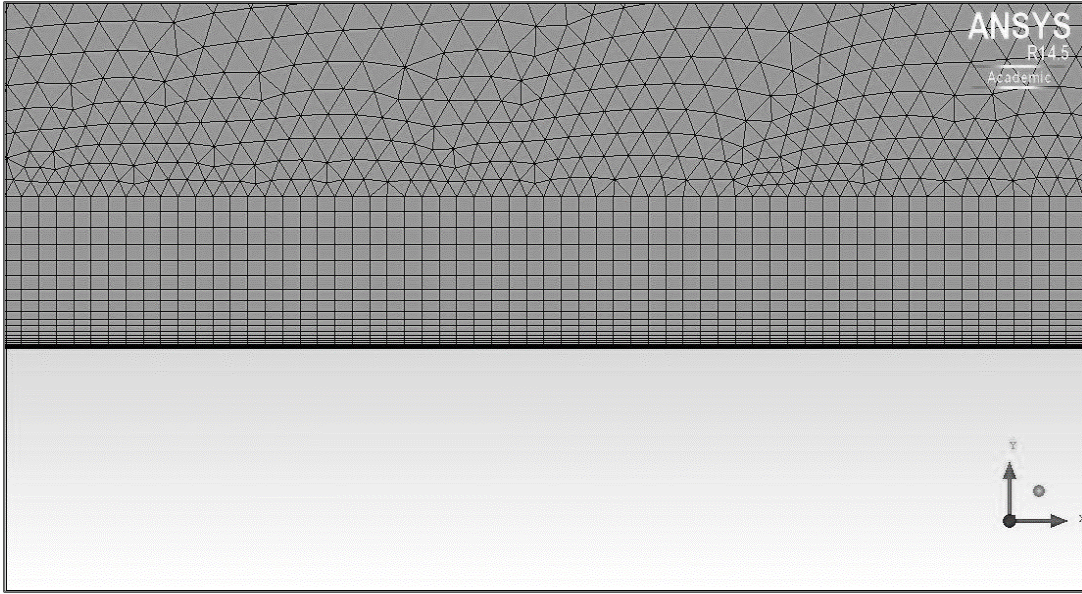
DREA denizaltı üzerine yapılan bazı çalışmalar incelenmiş (Baker, 2004; Karim ve diğ., 2009) ve aracın direnç hesabının iki boyutlu, aksenal simetrik bir şekilde hesaplanabileceği görülmüştür. İki boyutlu bir sayısal incelemede kullanılacak ağ elemanı sayısı, üç boyutlu bir sayısal incelemeye göre daha az olacağından, daha hızlı sonuç alınabilecektir. Ayrıca itme sisteminin sayısal değerlendirmesi de iki boyutlu yapılacağından, hesaplamalarda kullanılacak değerlerin tutarlı olması açısından direnç hesabının iki boyutlu, aksenal simetrik olarak yapılmasına karar verilmiştir. Modelin direnç deneyleri bir rüzgâr tüneline yapılmış olup tünelin boyutları en-boy-yükselik sırasıyla 3 m x 30 m x 3 m'dir. Oluşturulan kontrol hacminin –aracın yarısı için- yüksekliği 6 m; boyu ise modelin önünde 6 m, arkasında 18 m olacak şekilde toplam 30 m'dir. Dolayısıyla hesaplamalar, deney koşullarından çok daha büyük bir hacimde yapılmıştır. Bu da duvardan yansıyan

akışlardan olabildiğince uzak olunduğu anlamına gelmektedir. Kaldı ki, simetri sınır şartı atanan eğrinin karşısında, akış alanı değişkenlerinin ayna görüntülerinin oluşması sağlanmaktadır (Berktaş, 2012). Böylece simetri sınırından yansımalar olmamaktadır.



Şekil 2.7 : Kontrol hacmi ve sınır koşulları

Kontrol hacmini yukarıda belirttiğimiz gibi oluşturduktan sonra ağ örgüsü ile akışkan alanını parçalara ayırma işlemine geçilmiştir. Araç ile akışkan arasındaki etkileşiminin yüksek olacağı düşünülen bölgeler daha küçük parçalara ayrılırken, etkileşimin az olacağı düşünülen bölgeler daha büyük parçalara ayrılmıştır. Ağ örgüsü oluşturulurken iki farklı ağ elemanı tipi kullanılmıştır. Viskoz etkilerin çok yoğun hissedildiği ve direncin belli hassasiyette hesaplanabilmesi için iyi çözülmesi gereken sınır tabaka içerisinde, dörtgen elemanlar katmanlar oluşturacak şekilde inşa edilmiştir. Sınır tabaka dışında ise üçgen elemanlar kullanılmıştır. Sınır tabakanın dışındaki araca yakın bölgelerin de iyi kavranması gerekmektedir. Bu sebeple sınır tabaka bitimindeki ağ elemanları ve hemen dışındaki komşu elemanların aynı kenar uzunluklarına sahip olmasına dikkat edilmiştir. Araçtan uzaklaştıkça ise ağ elemanları büyümektedir.



Şekil 2.8 : Sınır tabaka ve sınır tabakaya komşu ağ elemanları arasındaki geçiş.

Sınır tabaka ağı örülürken göz önüne alınması gereken üç ayrı değişken bulunmaktadır. Bunlar araca komşu olan ilk katmanın yüksekliği, sınır tabakada yer alacak katman sayısı ve ağ elemanlarının en-boy (aspect ratio) oranı şeklindedir. İlk katmanın araçtan yükseliği, seçilen türbülans modeline göre değişmektedir.

Türbülans modellerinde, ilk katman yükseliğinin yeterli olup olmadığı boyutsuz bir katsayı olan y^+ sayısına bakılarak değerlendirilir. y^+ , ağ elemanının en yakın duvara olan boyutsuz uzaklığını gösteren bir sayıdır. Menter ve diğ. (2003), SST türbülans modeli kullanımında y^+ değerinin, -bir üst sınır olmakla birlikte- diğer türbülans modelleri gibi kesin bir aralıkta olmasının sonuçları pek etkilemediğini göstermiştir. Duvar üzerindeki bir Couette akışı için, 0.2-100 aralığında farklı y^+ değerleriyle yaptıkları analizler sonucunda sonuçların sadece %2 oranında değiştiğini görmüşlerdir. Direnç hesabı ve akım ayrılmalarını gözlemek için, SST $k-\omega$ türbülans modelinde önerilen y^+ değeri 1-10 aralığıdır. (Bu bilgiye akışkanlar mekaniği ile ilgili forumların (cfd-online.com gibi) okumaları sonucu ulaşılmıştır). y^+ değeri aşağıdaki denklem (White, 2004, s 415) ile tanımlanmaktadır.

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \quad (2.28)$$

Bu denklemde y en yakın duvara uzaklık, u^* sürtünme hızı ve ν ise kinematik viskoziteyi temsil etmektedir.

Hesaplamalarda ilk katmanın yüksekliği, 2×10^{-5} m olarak tanımlanmıştır. Bu şekilde deneyin gerçekleştirildiği şartlarda azami y^+ değeri 2 civarında olmaktadır. Araç üzerinde oluşması beklenen azami sınır tabaka kalınlığı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır (White, 2004, s 533).

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0.16}{Re_x^{1/7}} \quad (2.29)$$

$$\frac{\delta}{6} = \frac{0.16}{\left(\frac{997 \times 3.42 \times 6}{0.0008899}\right)^{1/7}} \quad (2.30)$$

$$\delta = \frac{0.16 \times 6}{\left(\frac{997 \times 3.42 \times 6}{0.0008899}\right)^{1/7}} = 0.085229 \text{ m} \quad (2.31)$$

Fakat bu büyüklükte bir alan içinde, dörtgen ağ elemanlarının en-boy oranını kontrol etmek çok zor olduğundan sınır tabaka ağ örgüsünün kalınlığı azaltılmıştır. 25 katmandan oluşan tabakanın yükseliği 0.0213 m'dir ve sınır tabaka dışındaki ağ örgüsü yeterince hassas olduğundan hesaplamalarda hassasiyet sorunu yaşanmamıştır. Bu sayede 150'nin altında olması istenen azami en-boy oranı da 128'e kadar düşürülmüştür. Oluşturulan ağ örgüsünde, 59376 dörtgen hücre (quad cell) ve 77962 üçgen hücre (tri cell) olmak üzere, toplamda 137338 hücre bulunmaktadır.

2.6 Ana Aracın Direnç Hesabı ve Teyidi

Modelin direnç deneyleri bir rüzgâr tüneline yapılmış olup deney ile ilgili tüm bilgiler Baker (2003)'ün çalışmasında belirtildiği kadarıyla sınırlıdır. Yapılan hesaplamaların teyidi aynı çalışmada belirtilen deney neticeleri ve yaptığı sayısal hesaplamalar ile yapılacağından, hesaplamalardaki tüm değişkenler aynı şekilde tanımlanmıştır. Deneyde akışkan havadır ve hızı 54 m/s'dir. 6 m uzunluğundaki model için Re yaklaşık olarak 23×10^6 'dır. Deney sonucu modelin direnç katsayısı $0,00123 \pm 0,000315$ olarak hesaplanmıştır.

$$C_D = \frac{F_D}{Q_{ref} \times l^2} \quad (2.32)$$

$$Q_{ref} = \frac{1}{2} \rho U_{ref}^2 \quad (2.33)$$

$$U_{ref}: 54 \text{ m/s}, T_{akışkan} = 10^\circ\text{C}, \rho = 1.245 \text{ kgm}^{-3}, \mu = 1.755 \times 10^{-5} \text{ Nsm}^{-2}$$

$$Q_{ref} = \frac{1}{2} \times 1.245 \text{ kgm}^{-3} \times 54 \text{ ms}^{-1} = 1815.21 \text{ Pa}$$

$$F_D = C_D Q_{ref} l^2 = 0.00123 \times 1815.21 \text{ Pa} \times 6^2 \text{ m}^2 = 80.38 \text{ N} \quad (2.34)$$

Denklemlerde yer alan Q_{ref} , rüzgâr tüneli testlerinde kullanılan üst akım dinamik basıncıdır (Upstream dynamic pressure). Ayrıca deneyler sırasında ölçüm cihazlarından okunan toplam basınçtır. l aracın boyu, F_D aracın üzerine etkiyen toplam direnç kuvveti, U_{ref} tünel girişindeki rüzgâr hızı, ρ havanı özkütlesi ve C_D direnç katsayısıdır.. Direnç katsayısı hesaplanırken yapılmış olabilecek hata miktarlarının mutlak değer toplamı 6.3×10^{-4} olarak verilmiş ve hata ortalananmıştır.

$$\begin{aligned} F_{totalerr} &= C_{Derr} Q_{ref} l^2 = 6.3 \times 10^{-4} \times 1815.21 \text{ Pa} \times 6^2 \text{ m}^2 \\ &= 41.17 \text{ N} \end{aligned} \quad (2.35)$$

$$F_{totalerr} = \pm 20.58 \text{ N}$$

Baker (2004) çalışmasında, akışkanı su olarak tanımlamış ve deney parametrelerini Re sayısını sabit tutacak şekilde değiştirmiştir. Suyun sıcaklığı 25°C ve suyun hızını 3.422 m/s olarak tanımlamıştır. Bu çalışmada da aynı değerler temel alınmıştır. Akışkan özelliklerini için ITTC (2011)'nin tablolarından yararlanılmıştır.

Hesaplamalarda SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır. Basınç ve hız arasındaki ilişki SIMPLE algoritması (ANSYS 14.0 Yardım) kullanarak kurulmuştur. Momentum; türbülans kinetik enerjisi ve türbülans dağılıma oranı terimleri ikinci dereceden denklemler (second order upwind scheme) kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucu, toplam direnç kuvveti, F_D , 179.317 N ve direnç katsayısı 0.000853 olarak bulunmuştur.

$$F_D = 179.317 \text{ N}; \rho = 997.0476 \text{ kg/m}^3; \mu = 8.99 \times 10^{-4} \text{ kg/ms}; T = 25^\circ\text{C}$$

$$Q_{ref} = \frac{1}{2} \times 997.0476 \text{ kgm}^{-3} \times 3.422 \text{ ms}^{-1} = 5837.755 \text{ Pa}$$

$$C_D = \frac{F}{Q_{ref} \times l^2} = \frac{179.317}{5837.755 \times 6^2} = 8.53 \times 10^{-4}$$

Deney neticesi ile bir karşılaştırma yapabilmek için, öncelikle hava akışkanıyla yapılan deney neticelerini akışkan su olacak şekilde ve Re sayısını aynı alarak değiştirmek gerekmektedir.

$$Q_{ref} = 5837.755 \text{ Pa}$$

$$F_{exp} = 0.00123 \times 5837.755 \times 6^2 = 258.495 \text{ N} \quad (2.36)$$

$$F_{totalerr} = C_{Derr} Q_{ref} l^2 = 6.3 \times 10^{-4} \times 5837.755 \times 6^2 = 133.4 \text{ N}$$

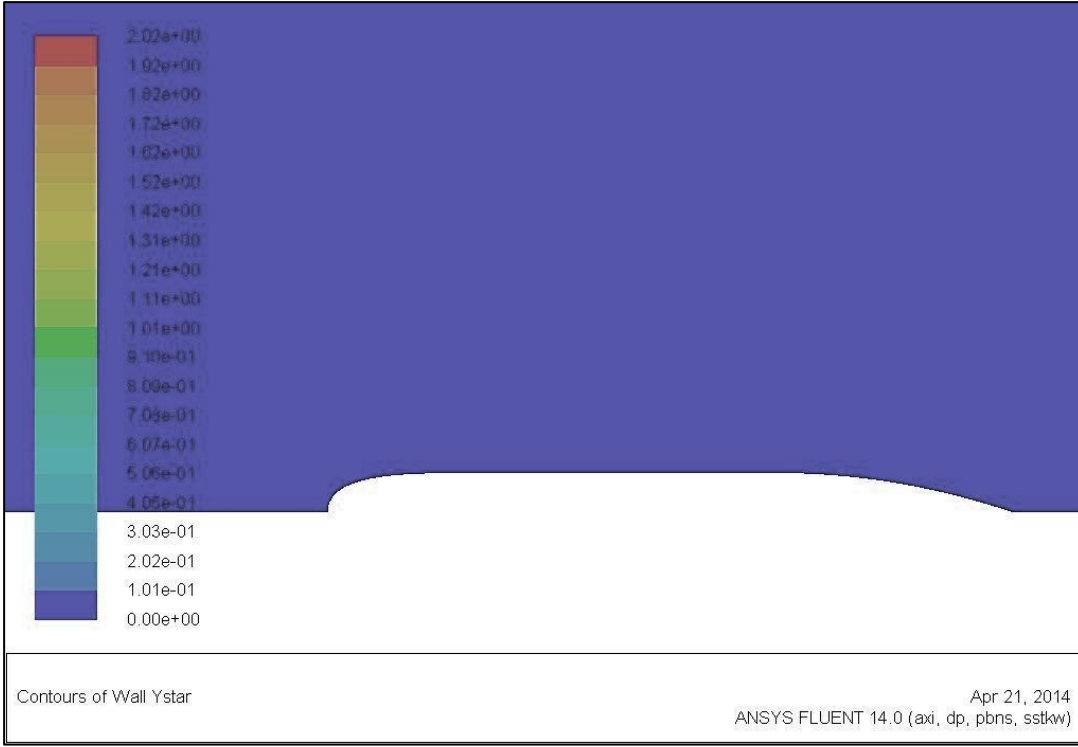
$$F_{totalerr} = \pm 66.2 \text{ N}$$

$$F_{max} = 324.695 \text{ N}, \quad F_{min} = 191.295 \text{ N} \quad (2.37)$$

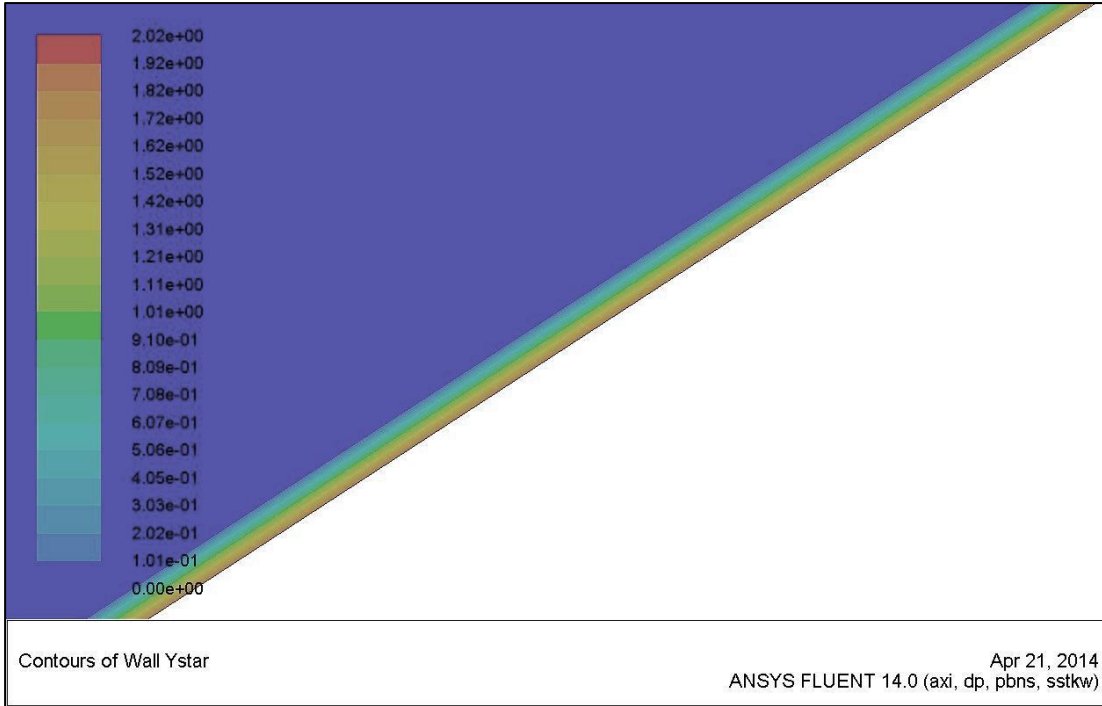
Burada F_{exp} deneyle ölçülen direnç kuvvetini, $F_{totalerr}$ direnç kuvveti ölçümündeki toplam hatayı, F_{max} deneyle ölçülmüş olabilecek azami direnç kuvvetini ve F_{min} deneyle ölçülmüş olabilecek en az direnç kuvvetini ifade etmektedir. Yapılan karşılaştırma sonucu %30.6'lık bir hata oranı yapıldığı hesaplanmıştır. Dahası bulunan sonuç, en az ve en fazla olabilecek direnç kuvveti aralığının da dışındadır.

$$E_{perc_err} = (|258.495 - 179.317|/258.495) \times 100; \quad E_{perc_err} = \%30.6 \quad (2.38)$$

Burada E_{perc_err} , direnç kuvveti hesabında yapılan hatanın yüzde olarak miktarını ifade etmektedir. Aşağıdaki şekillerde de görüleceği gibi, y^+ değeri azami 2 civarında ve burun kısmında ölçülmüştür. Bu değer SST k- ω türbülans modeli için gayet iyi bir değer sayılmaktadır ve y^+ üzerinde bir iyileştirme yapılmasına gerek görülmemiştir. Hatayı azaltmak için sınır tabakanın viskoz kısmı içinde kalan hücrelerin en-boy oranlarında iyileştirme yapılabileceğine karar verilmiştir. Bu iyileştirmenin, hücreler arası hata aktarımını azaltarak hata oranını düşürebileceği düşünülmüştür; fakat sonuç değişmemiştir.



Şekil 2.9 : $v=3.422$ m/s hızda DREA model denizaltı için ölçülen y^+

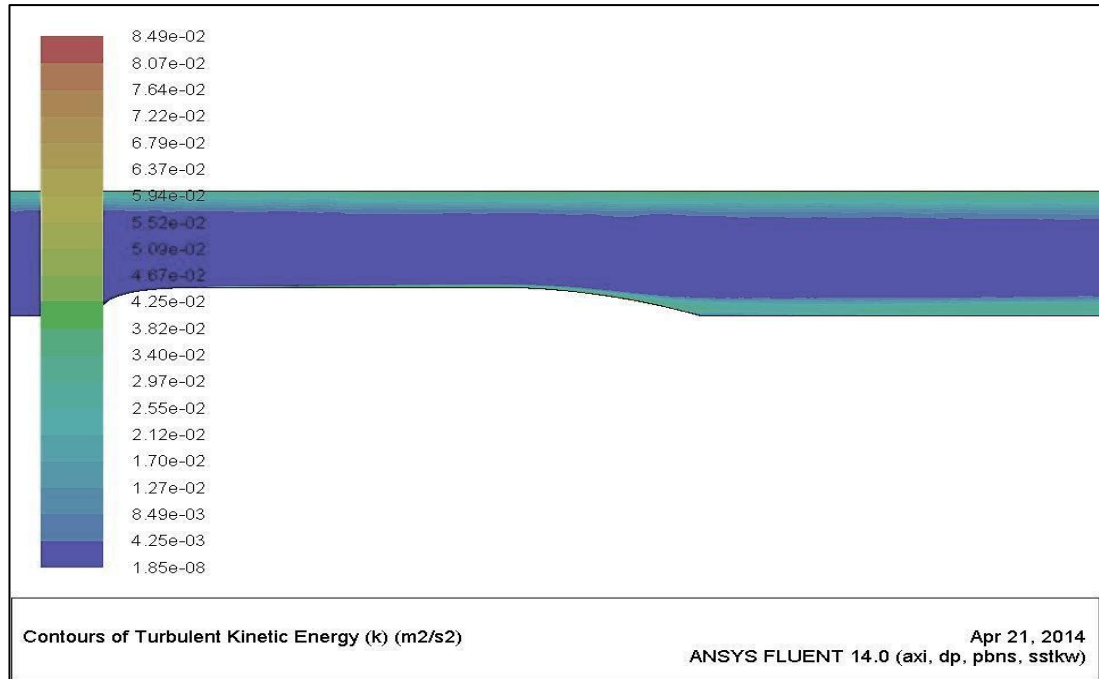


Şekil 2.10 : $v=3.422$ m/s hızda burun kısmı üzerinde oluşan azami y^+

Çizelge 2.4 : En-boy oranına göre direncin değişimi

Hücre Sayısı	Azami En- Boy Oranı	y+	Direnç Kuvveti
137338	128	2×10^{-5}	179.316
164627	100	2×10^{-5}	178.515

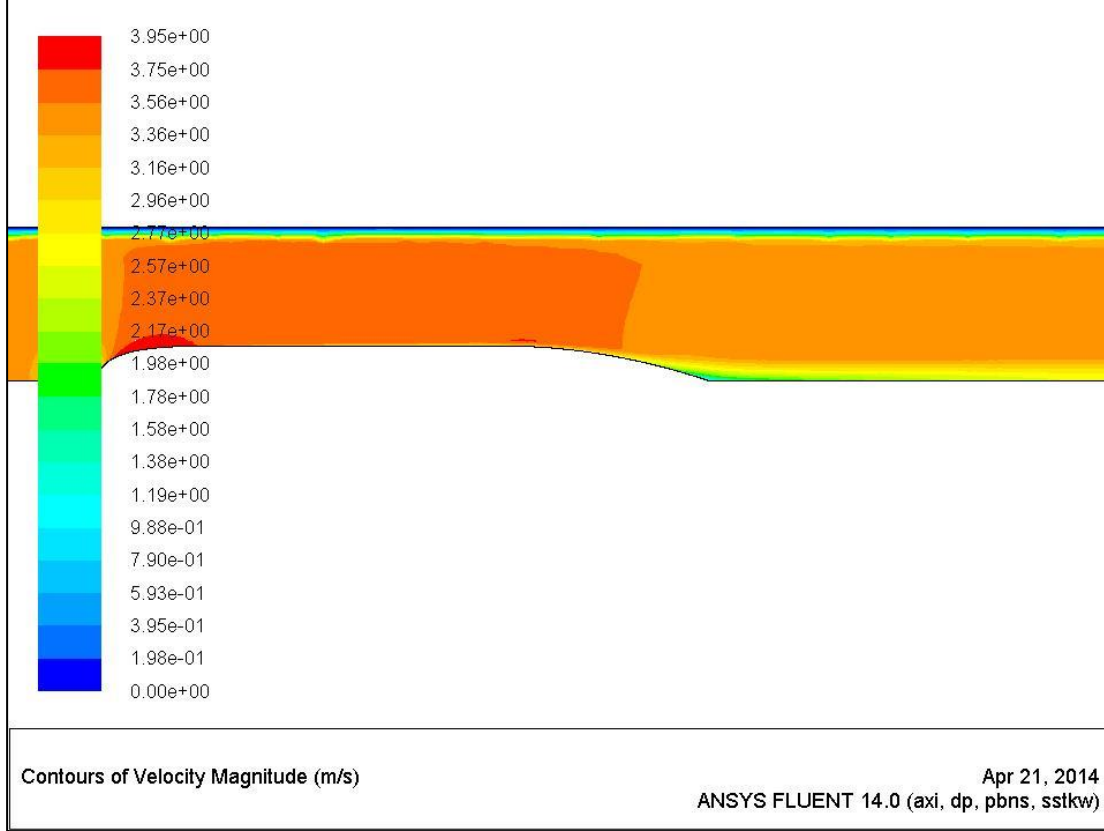
Ulaşılabildiği kadarıyla deney koşulları tekrar incelenmiştir. Rüzgâr tünelinin boyutlarının, 6 m'lik bir modelin direnç ölçümleri için uygun olmayabileceği ihtimali üzerinde durulmuştur. Tünelin duvarlarından yansıyan akışkanın, modelin direnci üzerine etkisi olabileceği ve direnç değerlerini değiştirebileceği ihtimali incelenmiştir. Bu sebeple, oluşturmuş olduğumuz kontrol hacminde “simetri” sınır koşulu atanmış olan eğrinin (Şekil 2.7) sınır koşulu “duvar” olarak değiştirilmiş ve aynı ağ örgüsü ile hesaplama tekrarlanmıştır. Sonuç olarak, direncin arttığı görülmüştür. Akış alanı dikkatlice incelendiğinde, duvar üzerinde türbülans kinetik enerjisinin yüksek olduğu görülmüştür. Bu bölgede oluşan türbülans, akışkanı daha dar bir geometride akmaya zorlayacak ve araç üzerindeki basıncı ve dolayısıyla direnci artıracaktır.



Şekil 2.11 : Kontrol hacmi boyutları deney ile aynı olduğunda ve sınır şartı duvar olduğunda akıştaki türbülans kinetik enerjisi

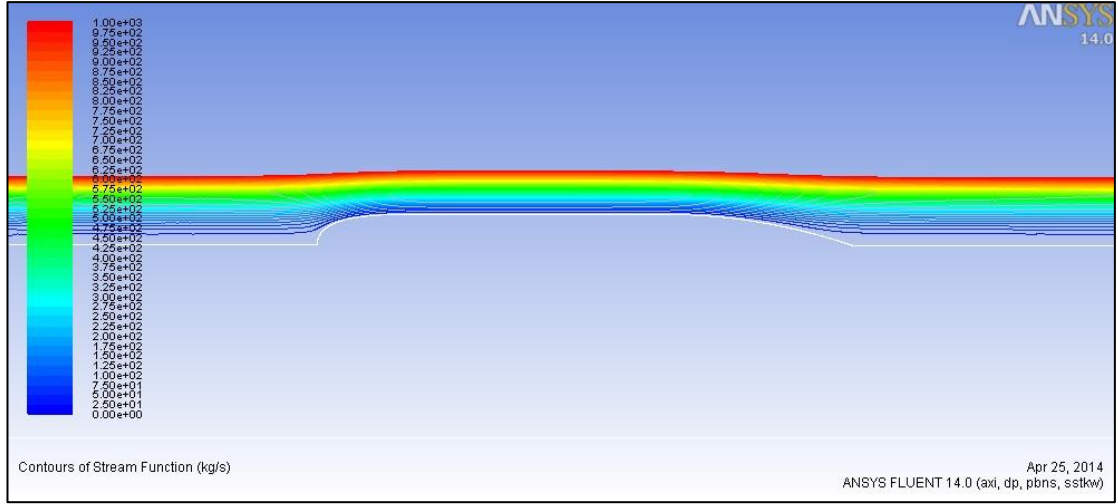
Biraz daha ileri giderek, kontrol hacminin yüksekliği 1.5 m'ye, yani aracın yarısı için rüzgâr tüneli boyutlarına, düşürülmüş ve kontrol hacminin üst sınırını oluşturan eğriye “duvar” sınır koşulu tanımlanmıştır. Sınır tabaka ağının değiştirilmediği ve

124639 hücre ile yapılan hesaplamalar sonucu, direnç kuvvetinin 240.1092 N'a direnç katsayısının ise 0.001143'e yükseldiği görülmüştür. Açıkça ifade edilebilir ki, deney vasıtasıyla ile ölçülen değerlerde bir hata mevcuttur.



Şekil 2.12 : Kontrol hacmi deney koşullarındaki gibiyken akıştaki hız büyüklükleri

Bu sebeple, hesaplanan direnç verilerini karşılaştıracak başka bir değere daha ihtiyaç duyulmuştur. Bunun için düz levhanın sürtünme direncinden yararlanılabileceğine karar verilmiştir. Model formunun yumuşak geçişlere sahip olması ve analizler sonucunda görüldüğü üzere, önemli bir akım ayrılması olmaması sebebiyle; modelin direncinin, modelin ıslak alanına sahip bir düz levhanın direncine yakın olacağı düşünülmüştür. Aşağıdaki şekilde, aracın çevresinde oluşan akımın fonksiyonu görülmektedir.



Şekil 2.13 : $v=3.422$ m/s de araç çevresinde oluşan akımın fonksiyonu

White (2004)'ın kitabında tanımlandığı gibi, tam türbülanslı pürüzsüz bir levha için 23×10^6 Re'da direnç katsayısı 0.00267 alınmıştır. Modelin ıslak alanı, 11.219402 m² olarak belirlenmiş ve bu ıslak alana sahip bir düz levha için direnç değerleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho U^2 S$$

$$F_D = \frac{1}{2} \times 0.00267 \times 997.0476 \times (3.422)^2 \times 11.219402 = 174.874658 \text{ N}$$

$$\text{Araçın sürtünme direnci, } F_v = 168.366 \text{ N}$$

$$E_{perc_err} = \frac{174.874658 - 168.366}{174.874658} = 0.037$$

Düz levha direnci ile modelin sürtünme direnci arasında bulunan bu fark kabul edilebilir bir hata miktarıdır. Ancak deney sonuçları hatalı olduğundan aracın şeklinden dolayı oluşan basınç direnç kuvveti (F_p)'yi karşılaştıracak bir değer bulunamamıştır. Öte yandan tezin amacı olan süresiz jet itmesi ile sürekli jet itmesi arasındaki verim karşılaştırmasının yapılabilmesi için bu sonuçlar yeterlidir. Çünkü form iki itme sisteminde de aynı olduğundan, direnç kuvvetindeki hata verim karşılaştırmasına etki etmeyecektir.

Analizlerin ağdan bağımsız olduğunu göstermek için de aracın sürtünme direnci kıstas olarak alınmıştır. Ağ örgüsünün en-boy oranı, eleman tipi, eleman sayısı, ilk katman yüksekliği gibi özelliklerini değiştirerek, bu değişikliklerin süre ve hassasiyet

olarak analizlere nasıl yansıdığına bakılmıştır. Aşağıdaki çizelge yapılan değişikliklerin sonuçlarını göstermektedir.

Çizelge 2.5 : 4154 modeli için çeşitli hız değerlerinde hesaplanan direnç değerleri.

	Hücre sayısı	İlk katman yük. (m)	Katman sayısı	Azami en-boy oranı	Azami y+	Basınç D. (N)	Sürtünme D. (N)	Süre (s)	
Dörtgen	Ağ Örgüsü 1	111232	2×10^{-5}	24	128	2	10.951	167.315	20
+ üçgen eleman	Ağ Örgüsü 2	137338	2×10^{-5}	24	128	2	10.95	168.366	22
	Ağ Örgüsü 3	135652	2×10^{-4}	24	12.8	20	10.889	164.627	22
Dörtgen eleman	Ağ Örgüsü 4	164627	2×10^{-5}	24	102	2	10.941	167.62	25
	Ağ Örgüsü 5	93854	2×10^{-4}	34	17.5	20	10.94	163.09	17
	Ağ Örgüsü 6	647616	7×10^{-5}	60	20	7	10.95	172.989	70

Yapılan değişikliklerin basınç direnci üzerinde çok az bir etkisinin olduğu görülmektedir. Sürtünme direnci üzerinde ise daha hissedilir etkileri olmuştur. Hassasiyet üzerinde en büyük etkiyi ilk katman yüksekliği yaratmıştır. İlk katman yüksekliği doğrudan y+ değerini etkilediği için sürtünme direncinin hesaplanmasında etkili olmuştur. Tamamıyla dörtgen hücrelerin kullanıldığı 647616 ağ elemanı ile yapılan analizlerde katman sayısı 2 kattan fazla artırılmış; en-boy oranı ise 6 kat azaltılmıştır. İlk katman yüksekliğinde ise 2 kata yakın bir artım yapılmıştır. En-boy oranı ve katman sayısında yapılan iyileştirmelere rağmen hassasiyette pek değişiklik olmamıştır. Öte yandan analiz sürelerine bakıldığında, “Ağ Örgüsü 6” hariç diğer ağ örgüleriyle analizlerin 20 dakika civarında sürdüğü görülmüştür. “Ağ Örgüsü 6”nın kullanıldığı analizlerde ise süre 70 dakika civarında ölçülmüştür. Süre önemli bir kısıttır, çünkü 5 adet form ve 6 adet hız değerinde toplam 30 adet analiz yapmak gerekmektedir. Analiz süresi az olabilir; fakat sayı fazla olduğundan süre yine sınırlayıcı bir değişken olmaktadır. Tüm bu sebepler sebebiyle, 137338 hücreye sahip “Ağ Örgüsü 2” ile analizlerin gerçekleştirilmesine karar verilmiştir.

Sonuç olarak; oluşturulan kontrol hacminin, sınır şartlarının ve hesaplamalarda kullanılan yöntemlerin doğru olduğuna karar verilmiş ve süresiz jet itme sisteminin ilâve edileceği formun direnç hesabını yaparken izlenecek yöntemler bu kısımda teyit edilmiştir.

2.7 Yeni Modellerin Türetilmesi

Çalışmanın bu kısmında ise, yine DREA denizaltı modelinden esinlenilerek 6m boyunda; fakat çeşitli çıkış çaplarında yeni modeller türetilmiştir. Türetme safhasında, baş şekli ve modelin gövdesi üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Tüm değişiklik, belirli kısıtlamalar altında, kış şekli üzerinde yapılmıştır. Amaç, piston çapıyla (D_p) kıyaslandığında 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 ve 1.0 oranlarına sahip, denizaltının kış kısmında yer alacak ve piston-silindir mekanizmasının püskürttüğü suyun tahliye edileceği bir çıkış (D_e) oluşturmaktır. Düzenlemeden sonra, bu denklem ikinci dereceden bir polinoma dönüşmüştür.

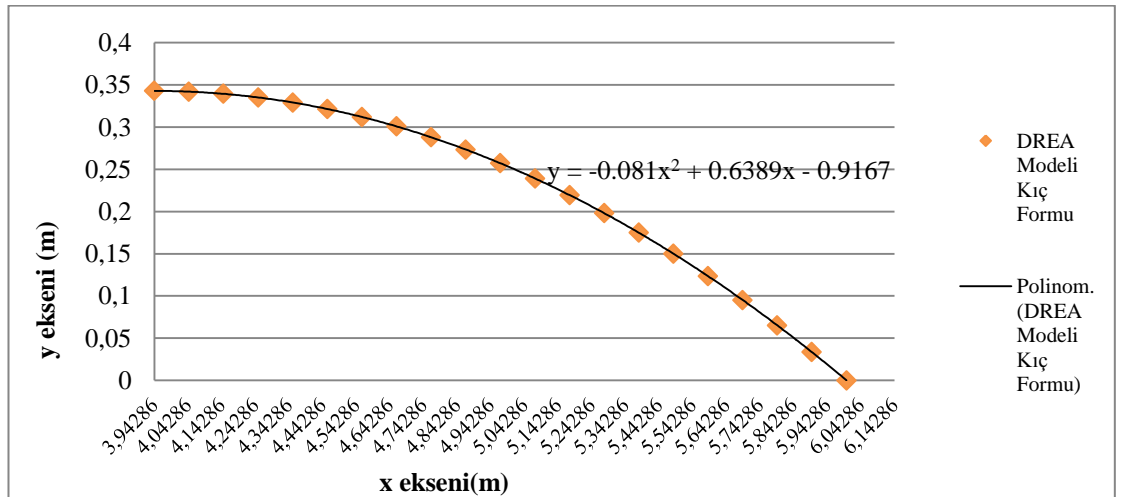
$$\frac{r(x)}{l} = \frac{d}{2l} - \frac{l}{18d} \left[\frac{x}{l} - \left(1 - \frac{3d}{l} \right) \right]^2 \quad (2.39)$$

$$1 - \frac{3d}{l} \leq \frac{x}{l} \leq 1$$

$r(x) = y$ ve $3.94286 \leq x \leq 6$ olsun. Boy (l) 6 m ve çap (d) 0.68572 m olduğuna göre:

$$\frac{y}{6} = \frac{0.68572}{12} - \frac{6}{12.34296} \left[\frac{x}{6} - (1 - 0.34286) \right]^2$$

$$y = -0.081x^2 + 0.6389x - 0.9167 \quad (2.40)$$



Şekil 2.14 : DREA denizaltı kış formunun polinom olarak ifadesi

Kıç şeklini değiştirirken, eğrinin karakteristiği korunmak istenmiştir. Eğrinin karakteristiğini belirleyen en önemli unsur ise onun derecesidir. O halde, türetilen yeni formların da ax^2+bx+c gibi ikinci dereceden denklemlerle ifade ediliyor olması gerekmektedir. Böylelikle araç şeklindeki değişim, direnci en az etkileyecek biçimde yapılabilecektir.

Aşağıdaki tablo, çeşitli piston çapı-çıkış çapı oranları için, olması gereken çıkış yarıçap uzunluklarını göstermektedir. Direnç hesapları yarı araç için yapıldığından çıkış çapı ölçüleri de aynı şekilde verilmiştir.

Çizelge 2.6 : Çap oranlarına göre yarı çap uzunlukları.

De/Dp	1	0.8	0.6	0.4	0.2
De/2 (m)	0.34286	0.27429	0.20572	0.13714	0.06857

Bu bilgilerle, $De=0.2Dp$ piston çapı-çıkış çapı oranına sahip, 6 m uzunluğundaki modelin kıç formu denklemi için, kıç formunun başlangıç ve bitiş noktalarından yararlanarak şu denklemler yazılabilmektedir:

$$(a) \quad a(3.94286)^2 + b(3.94286) + c \quad (2.41)$$

$$(b) \quad a(6)^2 + b(6) + c \quad (2.42)$$

Üç bilinmeyenli bu denklem sistemini çözebilmek için bir denklem daha, yani bir koşul daha belirlemek gerekmektedir. Bu noktada, kıç formunun başlangıç noktası olan (3.94286, 0.34286) noktasının ait olduğu bir diğer eğrinin de denizaltı gövdesi eğrisi olduğunu hatırlamak işe yarar bir bilgidir. Denizaltı gövdesi, bir paralel gövdedir ve eğimi sıfırdır. Bu bilgiden hareketle, denizaltı gövdesini temsil eden eğrinin bitiş noktası ve aynı zamanda kıç formunun başlangıç noktası olan (3.94286, 0.34286) noktasının eğimi “sıfırdır” koşulu ile yukarıdaki denklemlere şu denklemi eklenmiştir:

$$(c) \quad dy = 2ax + b \quad (2.43)$$

$$(c) \quad dy = 2a(3.94286) + b \quad (2.44)$$

Bu denklem takımı çözülmüş ve $De=0.2Dp$ çıkış çapına sahip, 6 m’lik modelin kıç formu eğrisinin denklemi $y=-0.0648x^2 +0.5111x-0.6648$ olarak bulunmuştur.

İzlenen bu yol, türetilmek istenen diğer formlar için tekrarlandığında eğrileri temsil eden denklemler elde edilmiştir. $3.94286 \leq x \leq 6$ olmak kaydıyla, kış formu eğrilerinin denklemleri aşağıdaki gibidir.

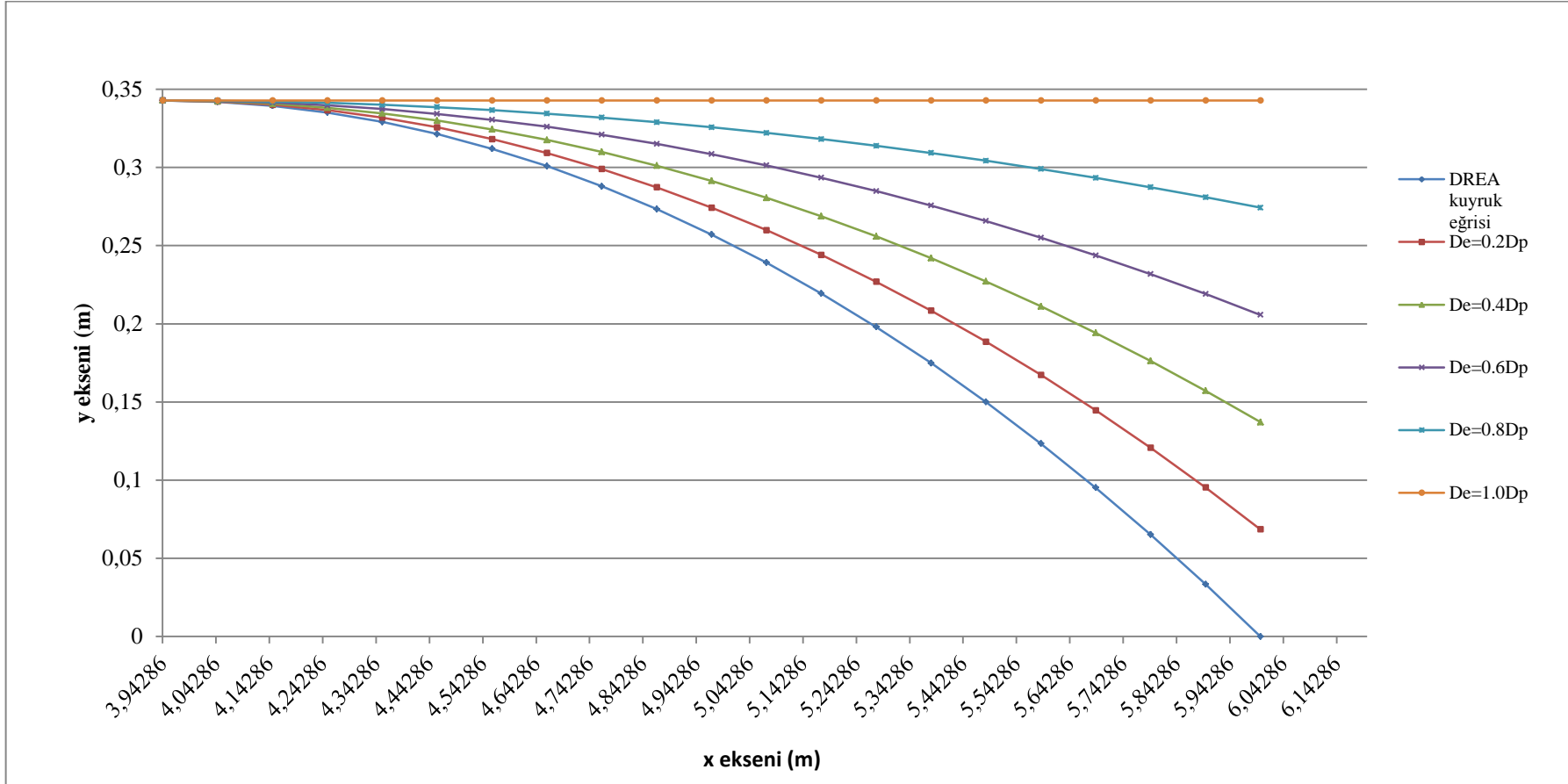
$$De = 0.2 Dp \text{ için, } y = -0.0648x^2 + 0.5111x - 0.6648 \quad (2.45)$$

$$De = 0.4 Dp \text{ için, } y = -0.0486x^2 + 0.3833x - 0.4129 \quad (2.46)$$

$$De = 0.6 Dp \text{ için, } y = -0.0324x^2 + 0.2556x - 0.161 \quad (2.47)$$

$$De = 0.8 Dp \text{ için, } y = -0.0162x^2 + 0.1278x + 0.091 \quad (2.48)$$

$$De = 1.0 Dp \text{ için, } y = 0.34286 \quad (2.49)$$



Şekil 2.15 : Türetilen araçların parametrik kış formları

2.8 Türetilen Modellerin Direnç Hesabı

Türetilen modellerin direnç hesabında kullanılan yöntem, ana modelin direnç hesabında kullanılan yöntem ile aynıdır. Akış iki boyutlu, aksenal simetrik ve türbülanslı RANS denklemleri ile modellenmiştir. SST $k-\omega$ türbülans modeli kullanılmıştır. K1ç formundaki açılmadan dolayı akışta türbülans ve girdaplar artacağından çözümlerin yakınsaması için hesaplamalar zamana bağlı olarak yapılmıştır.

2.8.1 Ağ örgüsü

Türetilen modeller için kurulan ağ örgüsü, akış ve akışkan özellikleri gibi tüm değerler ana araçta kullanıldığı gibi seçilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan ağ örgüsü özellikleri tablodaki gibidir.

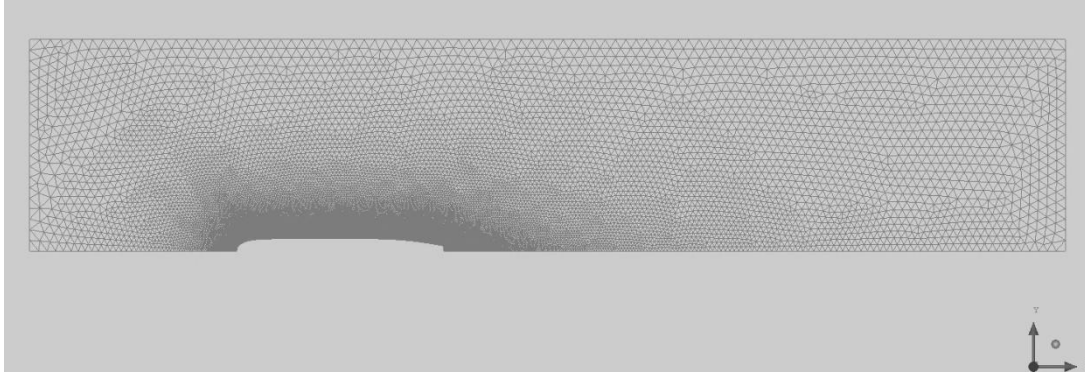
Çizelge 2.7 : En-boy oranına göre direncin değişimi, $v=3.422$ m/s.

Çıkış çapı	Hücre sayısı	Azami en-boy oranı	İlk katman yük. (m)
$De=0.2Dp$	138645	128	2×10^{-5}
$De=0.4Dp$	134259	128	2×10^{-5}
$De=0.6Dp$	132367	128	2×10^{-5}
$De=0.8Dp$	132297	128	2×10^{-5}
$De=1.0Dp$	127533	128	2×10^{-5}

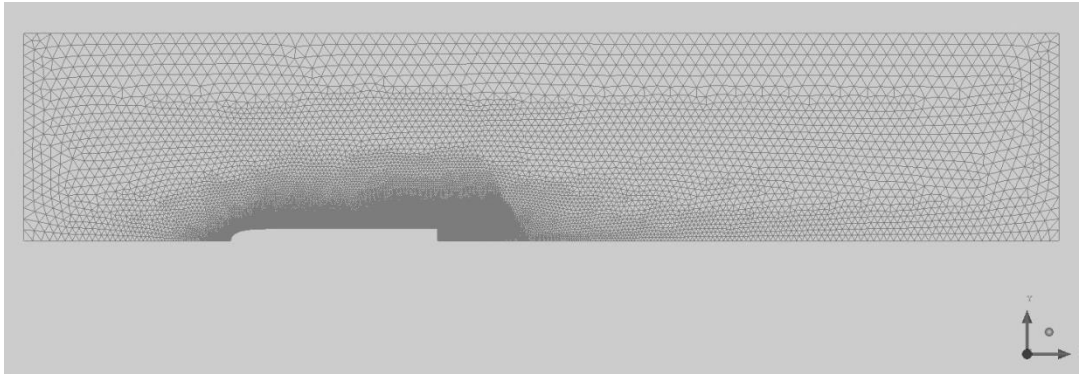
Bu kısımda, türetilen modeller için ağ örgüsünden bağımsızlaştırma işlemi yapılmamıştır. Çünkü direnç değerlerini karşılaştıracak bir veri mevcut değildir. Tüm araçlar için, sınır tabaka ağ örgüsü aynı sayısal değerlerle oluşturulmuştur. Dolayısıyla sınır tabaka içindeki değerlerin de tüm araçlar için aynı olduğu görülmektedir. Araçların k1ç şeklindeki eğriselliği yakalayabilmek ve arka akımdaki akışı çözebilecek hassasiyeti yakalayabilmek amacıyla hücre sayısı $De=0.2Dp$ ve $De=0.4Dp$ araçlarında fazladır. Diğer araçlar daha düz bir k1ç şekline sahip olduklarından, bu araçların ağ örgülerindeki hücre sayısı biraz daha azdır.

Ana araçtan farklı olarak, türetilen araçlarda k1ç kısmında jetlerin çıkışı için bir açıklık bulunmaktadır. Bu aşamada henüz itme sistemi modellenmediğinden, normal şartlarda akışkan sınır şartı ile tanımlanan bu kısım, duvar olarak tanımlanmıştır. Haliyle bu farklılık direnç hesabını etkileyecektir. Bu sebeple, modellerin dirençleri hesaplanırken bu kısmın direnci ayrıca hesaplanmış ve modellerin direncine dahil edilmemiştir. Aslında bu da pek doğru bir yaklaşım değildir; fakat eldeki imkânlar ile

araçların dirençleri hakkında bir fikir sahibi olabilmek için en uygun yaklaşımın bu olduğuna karar verilmiştir. Aşağıdaki şekillerde bazı modeller için oluşturulan ağ örgüleri görülmektedir.



Şekil 2.16 : $De=0.4D_p$ modeli için oluşturulan ağ örgüsü



Şekil 2.17 : $De=1.0D_p$ modeli için oluşturulan ağ örgüsü

Yukarıdaki şekillerde de görüldüğü gibi, araçların kık kısmındaki kütlükten dolayı, bu kısımda ağ daha sıktır. Oluşacak akım ayrılmaları ve girdapları çözebilmek için ağ bu şekilde örülmüştür. Yukarıda belirtildiği gibi, açıklık eğrisine atanan “duvar” sınır şartı dışında tüm sınır şartları ana model için oluşturulan ağ örgüsü ile aynıdır.

2.8.2 Zamana bağlı çözüm için adım aralığının belirlenmesi

Kık şekillerindeki kütlükten dolayı, türbülans arttığından sürekli bir hesaplama ile yeterli yakınsama sağlanamamıştır. Dolayısıyla araçlar etrafındaki akış zamana bağlı çözdürülmüştür. Zamana bağlı çözüm için bir adım aralığı (Δt) 0.02 s olarak seçilmiş ve her adım aralığında 20 iterasyon yaptırılmıştır. Akışın araçlar üzerinde dengeli hale gelmesi ve direnç değerinin sürekli bir duruma gelmesi için hesaplama süresi toplam 4 s olacak şekilde toplam 200 adımda hesap tamamlanmıştır. Hesaplamaların adım aralığından bağımsız olduğunu göstermek sebebiyle $De=0.2D_p$ kık formuna

sahip araç için, çeşitli adım aralıklarında çözümler tekrarlanmış ve hata oranı hesaplanmıştır. Hata hesaplanırken basınç direnci üzerinden işlem yapılmıştır. Çünkü sürtünme direncindeki değişimler çok küçüktür.

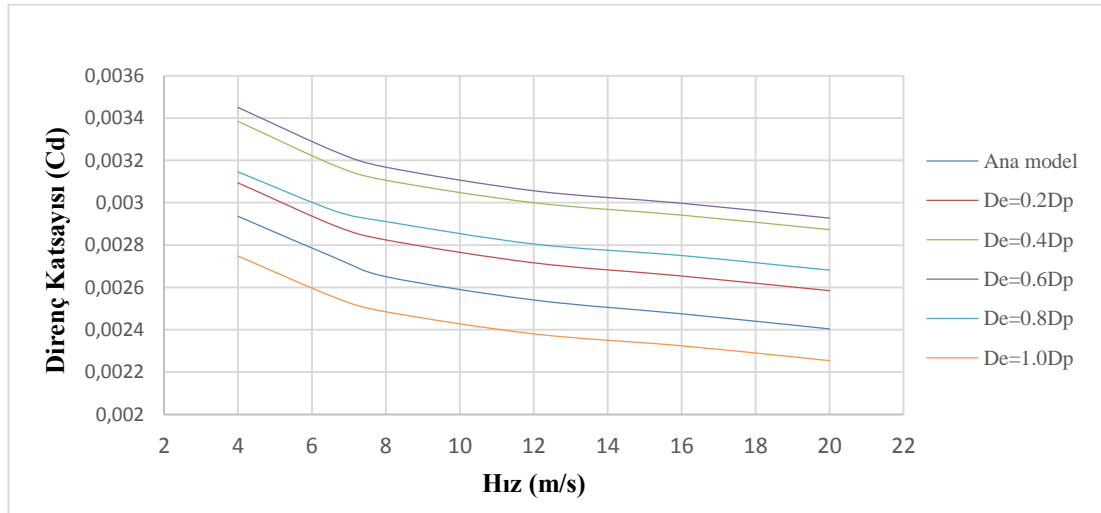
Çizelge 2.8 : En-boy oranına göre direncin değişimi.

Δt (s)	Basınç direnci (N)	Sürtünme direnci (N)	Hata
0.01	219.579	1336.876	–
0.02	219.515	1336.865	2.92×10^{-4}
0.04	224.464	1336.717	2.22×10^{-2}

Karşılaştırmalar $\Delta t = 0.01$ s değerine göre yapılmıştır. $\Delta t = 0.02$ s adım aralığındaki hata oranı çok düşük olduğundan ve hesaplamalar için yeterli süre olduğundan dolayı bu adım aralığı seçilmiştir. Türetilen her model için ayrı ayrı adım aralığından bağımsızlaştırma işlemi yapılmamıştır. Zaman, bu konuda sınırlayıcı bir etkiye sahip olmuştur.

2.8.3 Direnç değerlerinin değerlendirilmesi

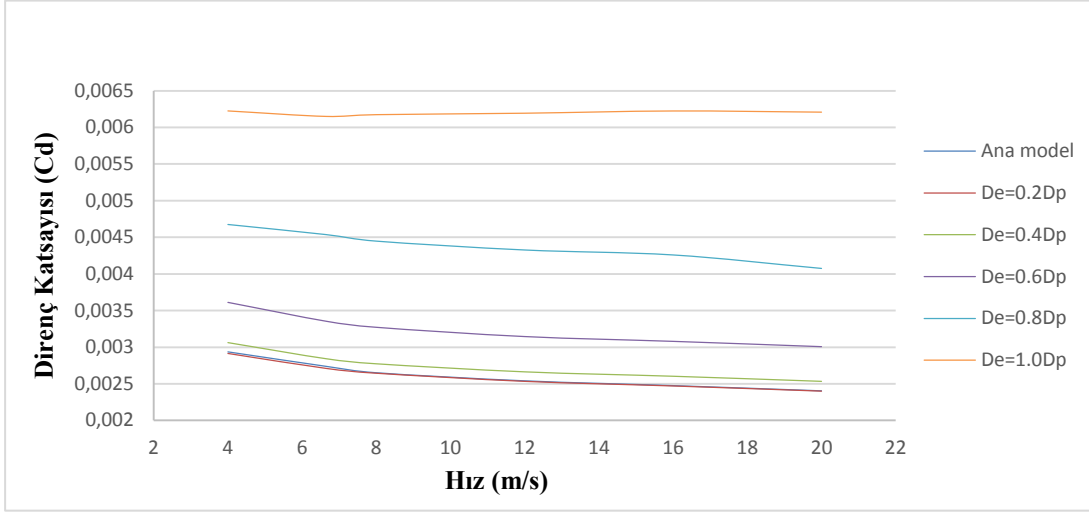
4-20 kt hız aralığında 6 farklı hız değeri için hesaplar yapılmıştır. Tüm modellerin ve direnç katsayısı-hız eğrileri aşağıda yer alan grafikte verildiği gibidir.



Şekil 2.18 : Tüm modellerin direnç katsayısı-hız eğrileri. Açıklık kısmı hariç.

Şekilde görüldüğü gibi, kıçtaki açıklığın çapı arttıkça direnç katsayısı da artmaktadır, ta ki $D_e=0.8D_p$ modeline kadar. Bu formdan sonra direnç katsayısı sert bir düşüş göstermiş ve $D_e=1.0D_p$ modelinin direnç katsayısı ana modelden de daha düşük bir değere ulaşmıştır. Genel olarak, kıç şekli kabalaştıkça direnç artar. Ancak burada bir noktadan sonra direnç katsayısı vasıtasıyla direncin azaldığı

gözlenmektedir. Kıçtaki açıklığın dirence etkisine farklı bir açıdan bakmak adına aşağıdaki şekli inceleyelim.



Şekil 2.19 : Tüm modellerin direnç katsayısı-hız eğrileri. Açıklık dahil.

Yukarıdaki şekil, ana model hariç tüm modellerin açıklık ile birlikte hesaplanmış direnç katsayılarını göstermektedir. Tam olarak seçilemese de, $D_e=0.2D_p$ modelinin direnç katsayısı ana modelden daha düşük hesaplanmıştır. Burada dikkat çekici olan ise, bir önceki durumun aksine, $D_e=0.8D_p$ ve $D_e=1.0D_p$ modellerinin direnç katsayılarının tüm modeller arasında en yüksek ilk iki değere sahip olmasıdır. Aşağıdaki çizelgede, türetilen modellerin açıklıkları üzerinde hesaplanan direnç katsayıları verilmiştir.

Çizelge 2.9 : En-boy oranına göre direncin değişimi.

Hız (kt)	$D_e=0.2D_p$	$D_e=0.4D_p$	$D_e=0.6D_p$	$D_e=0.8D_p$	$D_e=1.0D_p$
4	-0.00018	-0.00032	0.00016	0.00153	0.00348
6.65	-0.00018	-0.00033	0.00011	0.00158	0.00360
8	-0.00018	-0.00033	0.00010	0.00154	0.00369
12	-0.00018	-0.00034	0.00009	0.00152	0.00381
16	-0.00018	-0.00034	0.00008	0.00151	0.00390
20	-0.00018	-0.00034	0.00008	0.00139	0.00395

Çizelge 2.9'da da görüldüğü gibi, $D_e=0.2D_p$ ve $D_e=0.4D_p$ modellerinin açıklıkları üzerinde direnç eksi değerlidir. Bu da açıklıklar üzerinde oluşan kuvvetin, aracın hareketiyle aynı yönde olduğunu ve itmeye katkı sağladığını göstermektedir. Diğer modellerde ise beklendiği gibi direnç katsayıları artı değerlidir. Açıklıklar üzerinde meydana gelen direnç tamamen basınç direnci kaynaklıdır. Özellikle $D_e=0.8D_p$ ve $D_e=1.0D_p$ modellerinin açıklıkları üzerinde meydana gelen dirençler son derece

büyüktür. O kadar büyüktür ki, çizelge 2.8'e bakıldığında, bazı hız değerlerinde araç üzerinde oluşan dirençten daha büyük değerlere çıkmaktadır.

Özetle, $D_e=0.8D_p$ ve $D_e=1.0D_p$ modellerinde hesaplanan dirençler, açıklık sebebiyle büyük farklılık göstermektedir. Ayrıca, açıklık üzerinde meydana gelen direnç, basınç direnci cinsinden olduğundan, açıklık olmasa bile bu direnç silindir içindeki akışkan aracılığı ile piston ve dolayısıyla araca iletilecektir. Bu sebeple, araç seçiminde durumu şüpheli olan $D_e=0.8D_p$ ve $D_e=1.0D_p$ modelleri gözardı edilmiştir.

2.9 Atımlı Jet Sisteminin Seçime Etkisi

Atımlı jet sisteminin performansı birkaç değişkene bağlıdır. Bu değişkenler üçüncü bölümde açıklanmıştır. Seçilecek aracın şekli bakımından ilgilenilen değişken ise çıkış çapıdır. Çünkü jetin boyutları değerlendirilirken jetin çapı çıkış çapına eşit kabul edilir.

Atımlı püskürtmeler ile oluşturulan girdap halkalarının büyüklüğü, girdap halkası oluşumunda genel bir parametre olan "oluşum sayısı (F)" ile sınırlandırılmıştır. GRS (1998), yaptıkları deneyler sonunda $F \approx 4$ olarak hesaplamışlardır. Bu sayı esasen, jetin uzunluğunun jetin çapına oranının 4 olduğu andır. Jet uzunluğunun jet çapına oranı ise oluşum zamanı olarak (t_o) adlandırılır ve boyutsuz bir değişkendir. Rosenfeld ve diğ. (2009), bir nozul geometrisi için oluşum sayısını şu şekilde hesaplamışlardır:

$$t_e^* = \frac{U_e t}{D_e} \quad (2.48)$$

Bu denklemde t_e^* çıkış geometrisine göre oluşum sayısını, U_e nozul çıkış eksenindeki ortalama hızı, t püskürtme süresini ve D_e ise çıkış çapını temsil etmektedir. Hesaplamalar boyunca oluşum sayısı, piston yer değiştirmesi vasıtasıyla kontrol edileceğinden piston hızı ile jet hızını birbirine bağlamak gerekir. Bunun için Rosenfeld ve diğ. (2009) aşağıdaki denklemi önermişlerdir.

$$U_e \equiv U_p (D_p / D_e)^2 \quad (2.49)$$

Aynı çalışma sonucunda araştırmacılar, piston çapının çıkış çapına oranının artmasıyla sirkülasyon üretiminin arttığını görmüşlerdir. Öte yandan çaptan bağımsız

olarak F değişmemektedir. Bir diğer sonuç ise aynı oluşum zamanına sahip püskürtmeler için en yüksek sirkülasyona, çıkış çapı en büyük olan şeklin ulaşmış olmasıdır. ap azaldıkça jet hızı artacağından ve oluşum zamanı jet hızıyla doğru orantılı olduğundan, dar olan çıkış geometrisi için debi ve dolayısıyla sirkülasyon daha az olacaktır.

Tüm bunlara ek olarak, girdap halkalarından en verimli şekilde yararlanmak için $t_e^* = F \approx 4$ civarında olması gerekmektedir. Püskürtmeler $t_e^* = F \approx 4$ hesabına göre yapılacağından, çok dar bir nozul geometrisinin üreteceği sirkülasyon az olacaktır. Sirkülasyonun az olması itmenin az olması anlamına gelmektedir. Bu da ancak aracın düşük hızlarda seyrini mümkün kılar. Hâlbuki istenen, aracın geniş bir hız aralığında hareket edebilmesidir. Bu doğrultuda, en dar çıkış çapına sahip $D_e=0.2D_p$ aracı belirtilen sebep yüzünden elenmiştir.

2.10 Seçilen Model

Elemeler sonucu geriye iki adet seçenek kalmıştır. Bunlar $D_e=0.4D_p$ ve $D_e=0.6D_p$ modelleridir. Direnç açısından bir değerlendirme yapılacak olursa, açıklığın hesaba katıldığı ve katılmadığı tüm direnç hesaplarında, $D_e=0.4D_p$ modeli daha düşük direnç değerine sahiptir. Ayrıca $D_e=0.6D_p$ modelinin açıklığının daha geniş olması, silindir hacminin ve dolayısıyla atım sayısının sınırlı olduğu düşünülürse, performans değişkenlerinin çeşitliliğini sınırlayabilir. Bu sebepler yüzünden seçilen model $D_e=0.4D_p$ modeli olmuştur.

3. ATIMLI JET SİSTEMİYLE SEVK

Bu bölümde öncelikle, atımlı jet sistemi belirli şartları sağlayacak şekilde tasarımlanmış ve araca yerleştirilmiştir. Ardından itme sisteminin performans değişkenleri tanıtılmış ve itmeye etkilerinden bahsedilmiştir. Son olarak, bu çalışma için hidrodinamik itmenin ve girdap halkalarının itmeye olan katkısının nasıl hesaplandığı açıklanmıştır.

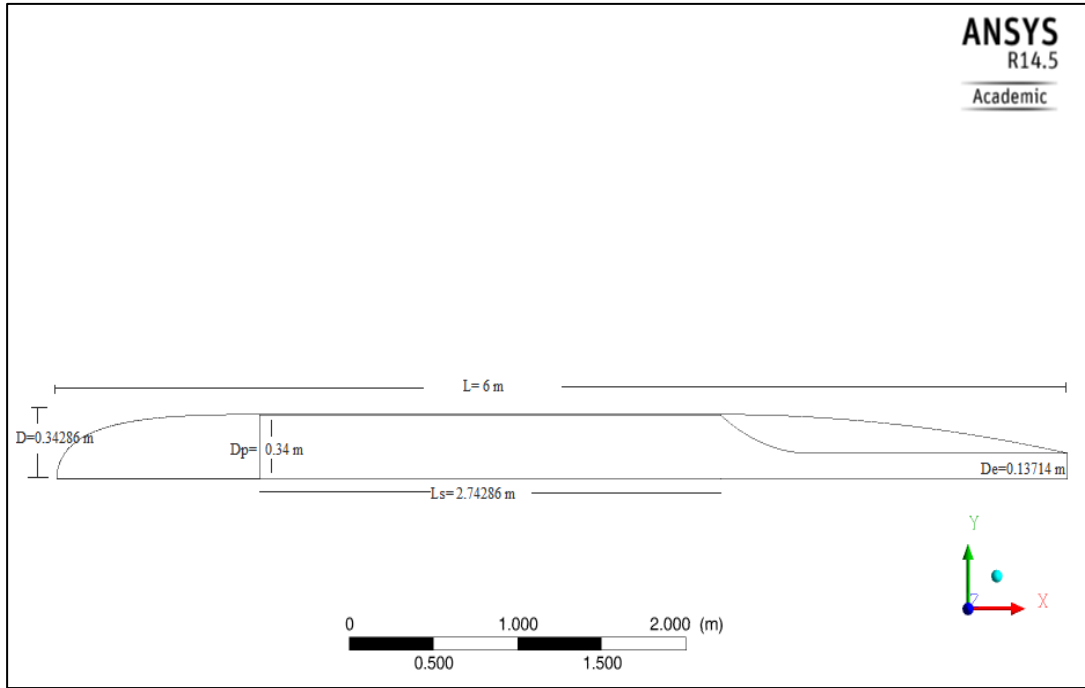
3.1 Atımlı Jet Sisteminin Yerleştirilmesi

Piston-silindir mekanizmasının kullanıldığı atımlı jet itmesiyle hareket eden su altı araçlarında (Moslemi ve Krueger, 2010; Nichols ve Krueger, 2011) sistemin hareketli kısımlarının aracın paralel gövdesine yüklendiği görülmüştür. Bunun başlıca sebebi, paralel gövdede genişliğin, yani çapın sabit olmasıdır. Dolayısıyla bu kısım boyutları sabit olan piston ve silindiri yerleştirmeye uygundur. Piston-silindir mekanizmasının aracın paralel gövdesine yerleştirilmesinin bu çalışmada ayrıca bir önemi bulunmaktadır.

Moslemi ve Krueger (2010)'ın yaptığı çalışmada, silindire su alımını sağlayan girişler bulunmaktadır. Bu girişler şekil 1.8'de gösterilmiştir. Piston başlangıç konumunda, yani silindirin başında iken, ön kısmı su ile doludur ve arkası silindir duvarına komşu haldedir. Bu durumda silindire su alan girişler kapalıdır. Piston hareketi başladıktan sonra girişler açılır. Pistonun hareketiyle, pistonun arka kısmında oluşan boşluğa su dolmaya başlar. Hareket sonlandıktan sonra piston geri dönüşe geçer. Bu anda girişler kapanır ve piston üzerinde yer alan çek valfler açılarak arka kısımda biriken suyu ön kısma nakledeleler. Böylelikle püskürtmeler arasında vakum etkisi oluşmaz ve dış ortamdaki su silindire dolmaya çalışmaz. Atımlı püskürtmelerle hareket eden başka araçlar da incelendiğinde (Ruiz ve diğ, 2011; Whittlesey ve diğ, 2013), aynı durumun farklı mekanizmalarla sağlandığı görülmüştür.

Burada asıl istenen, atımlı jet sistemiyle sürekli jet sisteminin itme verimini kıyaslamak olduğundan, bu aşamada daha basit bir sistem modellenmiştir. Kalamarı

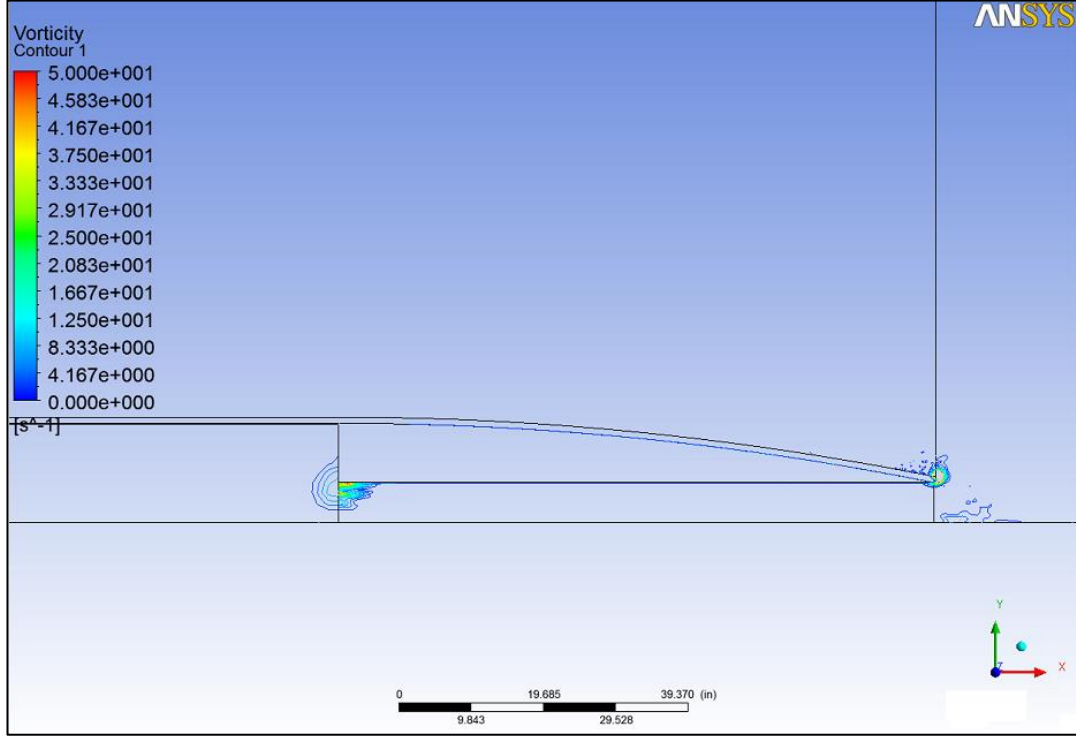
düşünecek olursak, emme mekanizması ve püskürtmeler arası akışın durduran mekanizmalar göz ardı edilmiş ve sadece püskürtme mekanizması üzerinde durulmuştur. Bu sayede model basitleşmiş ve hesaplama süreleri kısalmıştır. Silindire su girişini olmadığından, art arda en fazla püskürtmeyi yapabilmek için piston-silindir mekanizmasının paralel gövde içerisine yerleştirilmesi çok önemlidir. Bu sayede sabit piston ve silindir çapı için en fazla hacme sahip olunabilecektir. Aracın paralel gövdesine yerleştirilen piston-silindir mekanizmasının boyutları aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 3.1 : $D_e=0.4D_p$ aracının atımlı jet mekanizması eklenmiş hali.

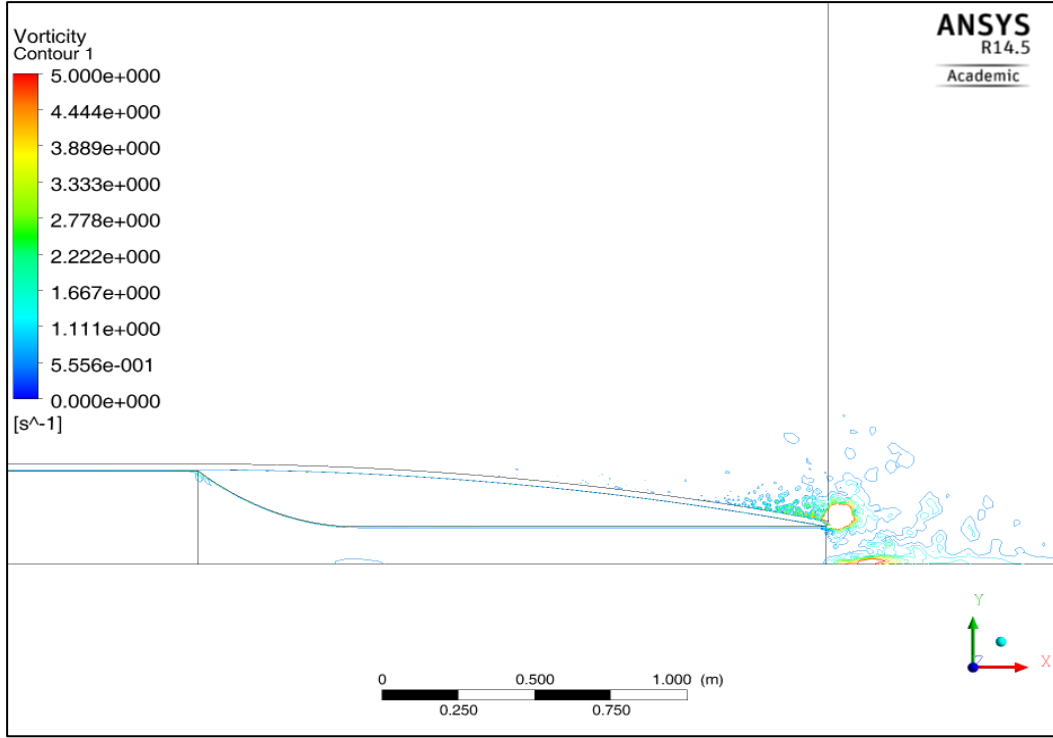
Yukarıdaki şekilde araç x eksenine göre aksel simetrik halde verilmiştir. Burada D aracın yarıçapını, L aracın boyunu, D_p piston ve silindirin yarıçapını, L_D silindir boyunu ve D_e çıkış çapını ifade etmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, silindirin ve pistonun yarıçapı 0.34 cm olarak verilmiştir. Paralel gövde ile silindir arasında çok az da olsa bir mesafe bırakılmıştır. Bu işlemle amaçlanan, hareketli ağ örgüsü ile aracın gövdesini ayırmaktır. Aksi takdirde, piston ilerledikçe hareketli ağ örgüsü sebebiyle aracın boyu değişmektedir. Piston çapı ile çıkış çapı arasındaki farktan dolayı, silindirden sonra geometri daralarak çıkış çapına eşitlenmektedir. Silindirden sonraki bu geçişin olabildiğince yumuşak yapılması gerekmektedir. Geçiş sert ve ani olduğu takdirde iç akışta ve özellikle geçiş geometrisinin çepere yakın kısımlarında

türbülans meydana gelmektedir. Aşağıdaki şekilde, sert geçişte oluşan türbülans görülmektedir.



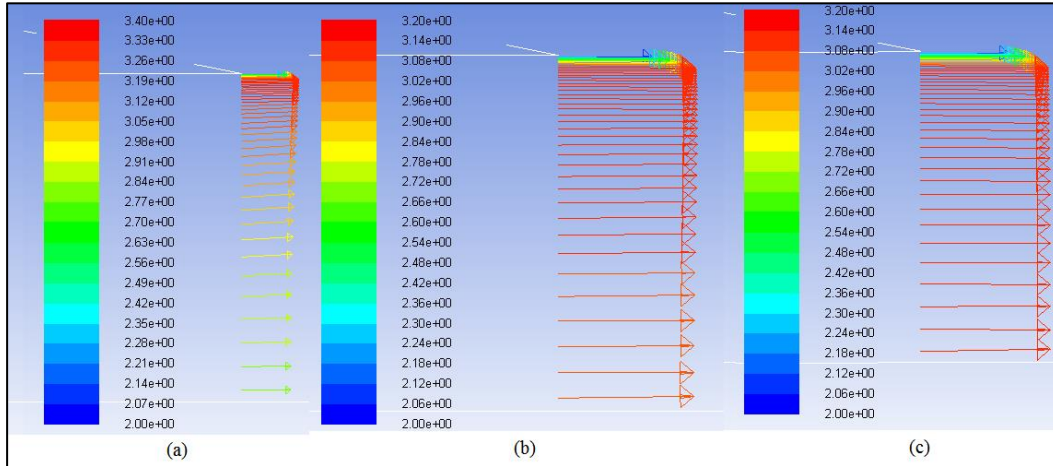
Şekil 3.2 : $U_p=0.25$ m/s hızda $t=0.05$ s'deki girdaplılık konturları. Dış akış yoktur.

Nichols ve Krueger (2012), aynı durumla karşılaşmış ve iç bükey bir eğrisellikle bu geçişi sağlamışlardır. Bu çalışmada da bağlantıda köşeli geometri kullanmaktan kaçınılmıştır. Öte yandan, bağlantıdaki daralma sağlandıktan sonra nozul içinde hareketine devam eden akış çıkış varmadan tam olarak gelişmiş olmalıdır. Çünkü akışın nozul çıkış ekseninde olabildiğince düzgün olması istenmektedir. Dolayısıyla, bağlantı çok da uzun olmamalıdır. Esasen, silindirden boruya geçişin ayrıca incelenmesi ve en uygun şeklin belirlenebilmesi için ek çalışmalar yapmak gerekmektedir; fakat vaktin kısıtlı olması sebebiyle bu geometri göz kararı belirlenmiştir. Yine de yukarıda belirtilen kıstaslar sağlanmıştır. Aşağıdaki şekilde geçiş bağlantısı civarında türbülans görülmektedir.



Şekil 3.3 : $U_p=0.5$ m/s hızda $t=0.05$ s'deki girdaplılık konturları. Dış akış yoktur.

Nozulun uzunluğu, akışın olgunlaşır çıkışta düzgün kabul edilebilecek bir hız profili oluşturması için yeterlidir. Aşağıdaki şekilde, belirli anlarda nozul çıkış düzlemindeki hız büyüklükleri verilmiştir.



Şekil 3.4 : $U_p=0.5$ m/s hızda nozul çıkış düzlemindeki hız profilleri. (a) $t=0.05$ s'deki hız profili; (b) $t=0.1$ s'deki hız profili; (c) $t=0.15$ s'deki hız profile

3.2 Atımlı Jet Sisteminin Performans Değişkenleri

Burada kullanılan atımlı jet sistemi, basitçe bir piston-silindir mekanizmasıdır. Sisteme hareketi veren parça piston olduğundan piston hızının ve sonucunda pistonun aldığı yolun sisteme doğrudan etkisi bulunmaktadır. Pistonun aldığı yolun etkisi, boyutsuz bir değişken olan jet oranı ($X(t)/D$) ile gözlenmektedir. Çıkış çapı ile piston çapının farklı olduğu sistemlerde ise adım oranı (L/D) kullanılmaktadır. Jet sistemleri ile itme momentumum taşınımı prensibine dayandığından, çalışma oranı (St_L) performansla etki eden bir diğer önemli parametredir. Piston çapı ve çıkış çapı püskürtme boyunca sabit olduğundan performansla etkileri bulunmamaktadır.

3.2.1 Jet oranı, L/D

Giriş kısmında da belirtildiği gibi, bir atımlı jet itme sisteminin performansını belirleyen en önemli değişken adım oranıdır (L/D). Çıkış çapının piston çapına eşit olduğu sistemlerde (GRS, 1998), buna jet oranı da denmektedir.

$$\frac{L}{D} = \frac{U_p t}{D_p} \quad (3.1)$$

Yukarıdaki denklemde L pistonun aldığı yolu, D çıkış çapını, U_p piston hızını, t püskürtme süresini ve D_p ise piston çapını temsil etmektedir. Esas olarak bu oran, oluşturulan jetin boyunun çapına oranıdır. Bu çalışmada da adım oranı ile kastedilen jetin boyunun çapına oranıdır.

$$\frac{L}{D} = \frac{U_j t}{D_e} \quad (3.2)$$

En basit şekilde adım oranı, püskürtülen akışkanın debisi ile ilgili bir bilgi vermektedir. Girdap halkalarının etkilerini göz ardı ederek püskürtmeyi bir kitle olarak düşünelim. Sabit püskürtme frekansında artan L/D , debide artış anlamına gelmektedir. Bu da sirkülasyonu ve dolayısıyla itmeyi artırmak demektir. GRS (1998), çıkış çapının piston çapına eşit olduğu laboratuvar deneyleri neticesinde, farklı çıkış geometrisi ve hız programları için L/D 3.6 ile 4.5 arasında özel bir durumları olduğunu keşfetmişler ve buna oluşum sayısı (F) adını vermişlerdir. Oluşum sayısı farklı çıkış geometrisi ve hız programları için belirli bir aralıkta değişse de $F \approx 4$ kabul edilmektedir. Keşfedilen bu özel duruma göre, girdap halkası

$L/D \approx 4$ adım oranından sonra büyümeyi durdurmakta; yani kapanmaktadır. Girdap halkasının kapanması ile halka azami boyutuna ve sirkülasyon değerine ulaşmaktadır. Bu noktadan sonra devam eden püskürtme, girdap halkasının hemen ardında takipçi jete dönüşür. F 'nin halka üzerindeki sınırlayıcı etkisi, girdap halkalarının itmeye verdiği katkıyı da sınırlamaktadır.

Değişken çıkış geometrisi (Mohseni ve diğ, 2001), piston hız profili ve çıkıştaki hız profili üzerine yapılan çeşitli çalışmalar (Rosenfeld ve diğ, 1998), bu değişkenlerin F 'yi etkilediğini göstermiştir. Yapılan bu çalışmada çıkış geometrisi püskürtmeler boyunca sabittir. Ayrıca çalışmada seçilen piston hız profili ani hız profilidir. Çıkış geometrisi hız profili ise tamamı ile boru içindeki akışa bağlıdır. Püskürtmeler boyunca nozul çıkış düzlemindeki hız profilleri gözlenmiş ve şekil 3.4'te de görüldüğü üzere düzgün dağılımlı hız profili kabul edilebileceğine karar verilmiştir.

Bütün bu özellikler GRS'nin (1998) yaptığı çalışmada belirtilen $F \approx 4$ koşullarını sağladığından, analizlerden önce L/D belirlenirken $F \approx 4$ olarak kabul edilmiştir. Sistemin adım oranının F civarında seçilmesinin sebebi, girdap halkalarının itme katkılarından azami ölçüde yararlanmak istenmesidir. Whittlesey ve diğ. (2013), inşa ettikleri aracın atımlı jet itme veriminin en yüksek olduğu seviyenin $L/D = F$ civarında olduğunu gözlemişlerdir. Aynı çalışmada, başka bir çalışmanın (Ruiz ve diğ, 2011) sonuçları da yeniden düzenlenerek benzer bir duruma rastlanmıştır. Moslemi ve Krueger (2010) ise, piston-silindir mekanizması ile atımlı jet üreten aracın (Robosquid), genel olarak $L/D < 4$ olduğu durumlarda itme veriminin daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Hatta araç en yüksek verime $L/D = 2$ 'de ulaşmıştır. Düşük adım oranlarındaki yüksek verimin sebebi olarak ise, girdap halkasına bağlı olarak çıkış düzleminde oluşan yüksek basıncın, düşük L/D 'de üretilen itmenin daha büyük bir kısmını oluşturması gösterilmiştir. Bu bilgi, Krueger ve Gharib (2003)'in yaptıkları çalışmanın sonuçları ile tutarlıdır. Öte yandan çalışmalarında azami piston hızı için çalışma oranı $(St_L) \leq 0.6$ olduğundan, daha yüksek St_L 'de L/D 'ye bağlı verimlilik incelenememiştir.

Farklı atımlı jet üreten mekanizmalar kullanan iki araç (Ruiz ve diğ, 2011; Whittlesey ve diğ, 2013) ve Robosquid'in (Moslemi ve Krueger, 2010) itme verimlerinin gösterdiği davranışlar arasında bir fark olduğu açıktır. Whittlesey ve diğ (2013), bu durumun sebebi olarak jet üretme mekanizmalarının ve atımlı jetlerin farklılığını göstermişlerdir. Robosquid piston-silindir mekanizması ile jet üretirken;

diğer araçlar suyu pervane ile hareketlendirip, akışın süreksizliğini su girişi açıp kapatarak (Ruiz ve diğ, 2011) ve nozül içinde basınç farkı oluşturarak (Whittlesey ve diğ, 2013) üretmektedirler. Daha önemlisi ise, Robosquid tam atımlı jetler üretirken diğer araçlar atımlı püskürtmeler üretmektedir. Bu iki atımlı jet tipi arasındaki fark bölüm 1.1.6'da açıklanmıştır. Tam atımlı jetlerde püskürtmeler arasında akış olmadığından çıkış düzlemi basıncı püskürtme başına daha yüksek değerlere ulaşmaktadır. Atımlı jetlerde ise püskürtmeler arasında bir miktar akış olduğundan yüksek basıncın katkısı azalmaktadır. Yapılan bu çalışmada kurulan sayısal model de atımlı jetler ürettiğinden, Whittlesey ve diğ. (2013) ve Ruiz ve diğ.'nin (2011) gözlemlediği itme verimi davranışları bizim için daha gerçekçidir.

Bahsedilen çalışmalar (Moslemi ve Krueger, 2010; Ruiz ve diğ, 2011; Whittlesey ve diğ, 2013) deneysel çalışmalar olup adım oranları hesaplanırken harekete ters akışın etkileri doğal olarak mevcuttur. Bu sebeple oluşum sayısını hesaplamak için yukarıda belirtilen denklemler geçerli olmamaktadır. Krueger ve diğ. (2003), piston hareketi ile eş zamanlı olarak başlatılan harekete ters yönde akış altındaki durumlarda adım oranının hesaplanması için aşağıdaki denklemi kullanmışlardır.

$$\hat{t} \equiv \frac{t(\bar{U}_p + \bar{V}_c)}{D} \quad (3.3)$$

Bu denklemde \hat{t} harekete ters yönde akışı etkisini ihtiva eden oluşum zamanını, t püskürtme süresini, \bar{U}_p ortalama piston hızını, \bar{V}_c harekete ters akışın ortalama hızını ve D ise piston çapını göstermektedir. Bu denklemde piston çapı çıkış çapına eşittir. Yapılan bu çalışmada ise piston çapı ile çıkış çapı farklı olduğundan denklem aşağıdaki hale dönüştürülmüştür.

$$\hat{t} \equiv \frac{t(\bar{U}_j + \bar{V}_c)}{D_e} \quad (3.4)$$

Yukarıdaki denklemden farklı olarak bu denklemde \bar{U}_j ortalama jet hızını ve D_e ise çıkış çapını göstermektedir. Sayısal model eksenel simetrik olduğundan, tüm sistemin yarısı modellenmiştir. Dolayısıyla itme verileri hesaplanırken D_e olarak alınan değer oluşturulan modelden dolayı aracın yarıçapı kadardır.

3.2.2 Çalışma oranı, St_L

St_L , Krueger ve Gharib'in (2005) püskürtme süresinin dinlenme süresi ve püskürtme periyodu ile olan ilişkisini incelemek için ortaya koydukları bir boyutsuz değişkendir. Sözel olarak tanımlamak gerekirse St_L , püskürtme süresinin püskürtme periyoduna oranıdır. Matematiksel gösterimi aşağıdaki gibidir.

$$St_L = f \frac{L}{\bar{U}_j} = f t_p = \frac{t_p}{T} = 1 - \frac{t_r}{T} \quad (3.5)$$

Bu denklemlerde f püskürtme frekansını, L jet boyunu, \bar{U}_j ortalama jet hızını, t_p püskürtme süresini ve t_r pistonun dinlenme süresini temsil etmektedir. Püskürtme frekansının püskürtme süresi ile boyutsuzlaştırılması gibi düşünülürse St_L püskürtmelerin boyutsuz frekansı anlamına gelmektedir.

Moslemi ve Krueger (2010), St_L 'nin Robosquid aracının itmesine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Püskürtme süresini (t_p) ve ortalama jet hızını sabit tutarak pistonun dinlenme süresini değiştirmişlerdir. Bu şekilde 0.2-0.6 aralığında bir St_L elde etmişlerdir. Sonuçta, aynı püskürtme süresi ve L/D için St_L arttırıldığında itme veriminin arttığını gözlemişlerdir. Yaptıkları çalışmada piston hızı daha fazla arttırılmadığından azami $St_L=0.6$ ile sınırlıdır. Atımlı jet – sürekli jet verimleri karşılaştırıldığında ise $St_L<0.5$ durumunda, atımlı jet itme veriminin sürekli jet itme veriminden daha düşük olduğu saptanmıştır.

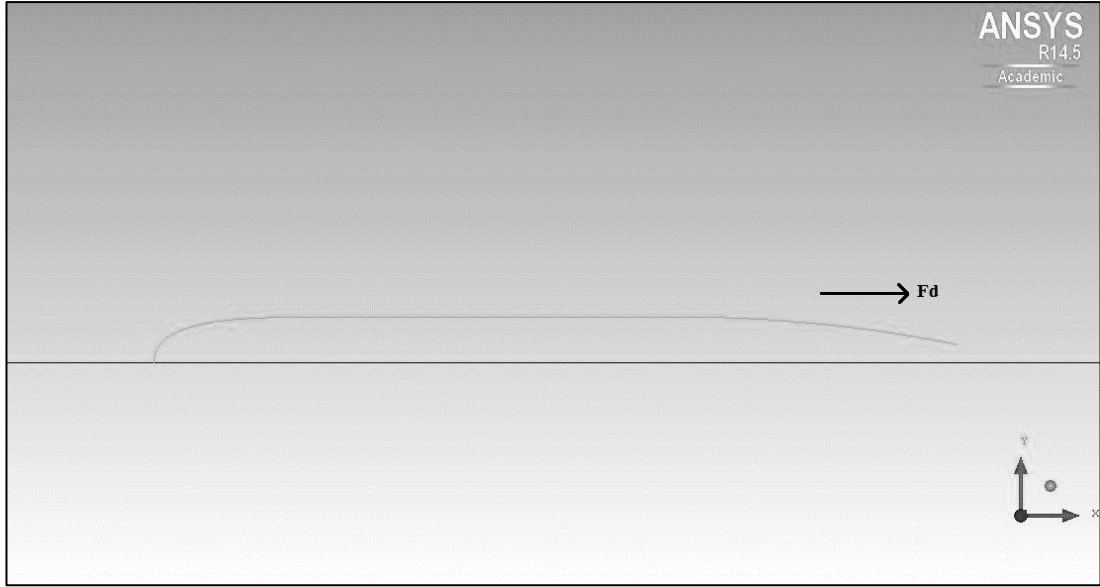
Ruiz ve diğ. (2011) farklı bir atımlı jet sistemi kullandıklarından St_L yerine püskürtme frekansını gözleyebilmiştir. Yaptıkları çalışmada püskürtme frekansı 0-13 Hz aralığındadır. Kurdukları sistemde suyu püskürtmek için pervane kullanmışlardır. Jetlerin süreksizliğini ise pervaneye gelen suyollarını periyodik olarak tıkayarak sağlamışlardır. Bu tıkamalar, pervane şaftına bağlanmış bir silindirik kabuk ile yapılmaktadır. Silindirik kabuğun devri, pervane devrinin beşte birine denk gelecek şekilde düzenlenmiştir. Püskürtme frekansı, şaft devrini değiştirmek suretiyle dolaylı olarak kontrol edilmektedir. Sonuç olarak, verimin en yüksek olduğu 2450-2850 d/d aralığında, artan püskürtme frekansı ile verimin de arttığı gözlenmiştir. 3200 d/d'dan sonra ise -bu değer 7.2 Hz'e denk gelmektedir- frekans artsa da verim sabit bir davranış göstermektedir.

Bunlara ek olarak, Krueger (kişisel haberleşme ile), $St_L = 0,5'in$ iyi bir başlangıç değeri olacağını söylemiş; fakat geniş bir aralıkta incelenmesi gerektiğini belirtmiştir.

3.3 Hidrodinamik İtmenin Hesaplanması

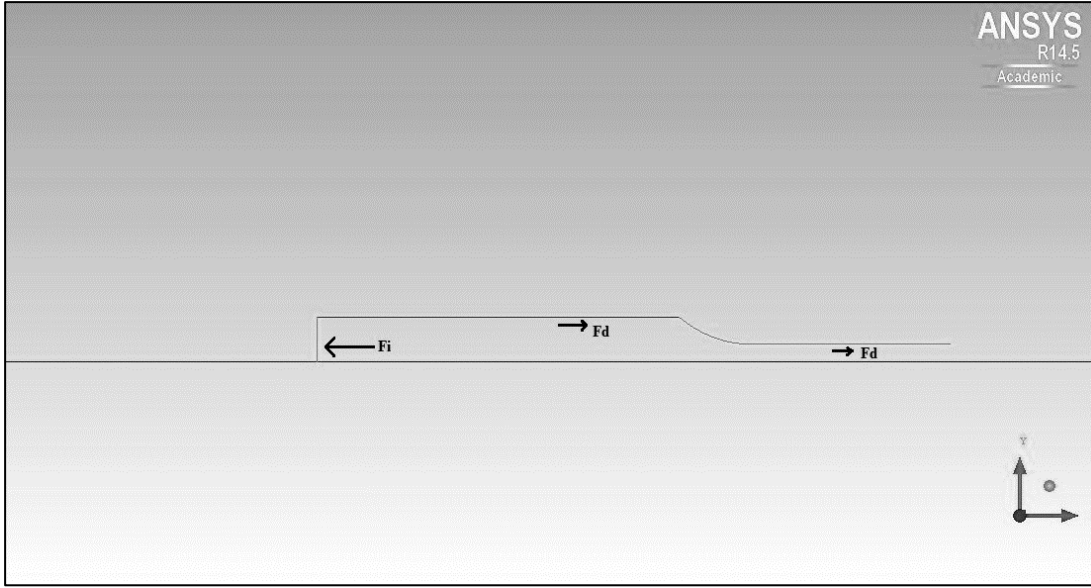
İtme sisteminin araca verdiği itmeyi hesaplamak için basit bir düşünce kullanılmıştır: Etkiye tepki. Newton'un üçüncü kanunu olarak da bilinen bu düşünceye göre, itme sistemi, suya uyguladığı kuvvet kadar kuvvete maruz kalacaktır. Etkinin pistonun hareketinden kaynaklandığı ve tepkinin sudan geldiği düşünüldüğünde, itmeyi hesaplamak için suyun araca ve itme sistemine verdiği tepkiden yararlanılmaktadır.

Araca uygulanan kuvvet diyince, kastedilen sadece aracın kabuğu değil; aynı zamanda itme sisteminin bileşenleri üzerine uygulanan kuvvet de akla getirilmelidir. Şekil 3.5 ve 3.6'da bir püskürtme sırasında, aracın kabuğu ve atımlı jet sistemi üzerine etkiyen kuvvetler ve yönleri gösterilmektedir.



Şekil 3.5 : Araç üzerine etki eden direnç kuvveti (F_d) ve yönü

Burada F_d aracın kabuğu üzerine etkiyen direnç kuvvetini göstermektedir. Direnç kuvveti akıştan ya da girdap halkasının araç üzerinde indüklediği harekete ters yönde kuvvetten kaynaklı olabilir. Bölüm 2.1'de bahsedildiği gibi araç üzerine etkiyen direnç kuvveti sürtünme ve basınç kuvvetinin bileşimi olacaktır.



Şekil 3.6 : Piston üzerine etkiyen itme kuvveti (F_i) ve yönü, silindir ve bağlantı elemanı üzerine etkiyen direnç kuvvetleri (F_d) ve yönü

Burada F_i piston üzerine etkiyen itme kuvvetini, F_d ise silindir ve bağlantı üzerine etkiyen direnç kuvvetini göstermektedir. Aracın x eksenini boyunca hareket ettiği düşünülürse, araç yüzeyi ve itme sistemi bileşenleri üzerinde hesaplanan kuvvetlerin toplamının yatay doğrultudaki bileşeni itme kuvvetine eşit olacaktır.

Malzeme kaynaklı sürtünmeler hesaba katılmadığından, piston üzerine etki eden kuvvetin tamamı basınç kaynaklıdır ve +x yönündedir. Bağlantı kısmındaki daralmadan dolayı silindir içinde ve bağlantı kısmında, akma kaynaklı sürtünme kuvvetinin yanı sıra basınç kaynaklı kuvvetler de mevcut olacaktır.

Etki ve tepki; yani araç ve su arasındaki ilişki yine Newton'ın kanunlarından, ikincisinden yararlanarak kurulmuştur. Momentumun korunumu prensibinden yararlanılmıştır. Araç ve itme sistemi tasarımı aksel simetrik olduğundan, gerek dış gerekse iç akış sırasında meydana gelen üç boyutlu etkiler ihmal edilmiştir. Bu sayede tüm sistem iki boyutlu aksel simetrik olarak modellenmiştir. Aracın boyu ve hızı; pistonun boyutları ve hızı göz önüne alındığında akışın türbülanslı olacağı öngörülmüştür. Akışkan sıkıştırılmaz kabul edilmiştir ve Newtonien özelliktedir. Bu şekilde idealize edilen fiziksel problemin çözümünde bölüm 2'de anlatılan RANS ve SST k- ω türbülans modeli denklemleri kullanılmıştır.

3.4 Girdap halkalarının itmeye katkısının hesaplanması

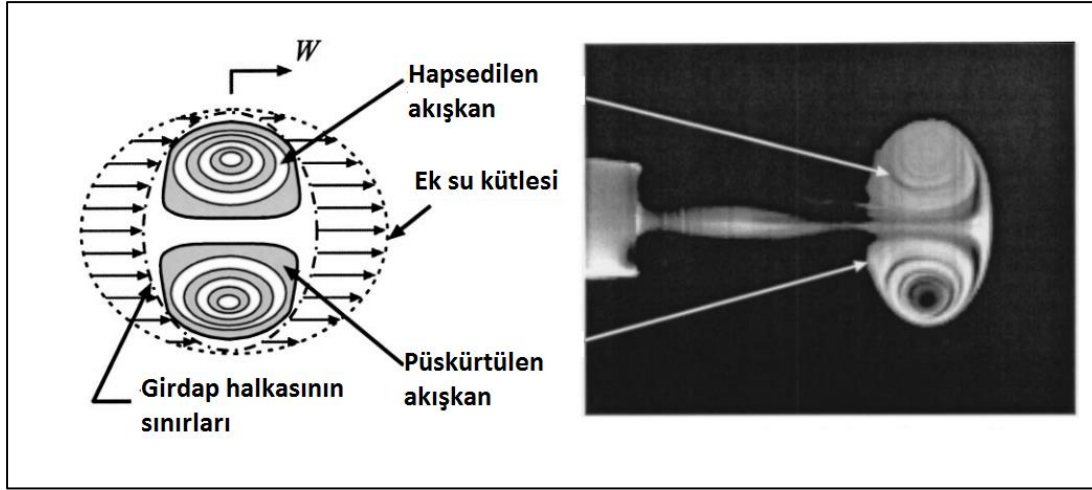
Hidrodinamik itmenin hesabı için kurulan matematiksel model, nihai bir modeldir. Yani aracın itmesine katkı veren tüm bileşenlerin toplam etkisini göz önüne almaktadır. Bu sebeple, girdap halkalarının itmeye verdiği katkıyı gözleyebilmek için ek bir işlem yapmak gerekmektedir. Daha önceki çalışmalar incelendiğinde (Lim ve Nickels, 1995; Krueger, 2001) bir girdap halkasının ürettiği itmeyi hesaplamak için iki yöntem olduğu görülmüştür. Bu çalışmada, girdap halkasının nozul çıkış düzleminde meydana getirdiği yüksek basınç incelenerek halkanın itmeye verdiği katkı hesaplanmıştır. Bu etkiyi daha detaylı açıklamakta fayda var.

Bernoulli denkleminin ifade ettiği gibi, viskoz etkiler göz ardı edilerek denebilir ki, bir akışkanın hızı ve basıncı arasında ters bir orantı vardır. Aksi bir durum enerjinin korunumu yasasına aykırıdır. Nozuldan çıkan ve kendi üzerine dönerek girdap halkası oluşturan bir akış düşünüldüğünde, Bernoulli denklemini ve temel düşüncesini halkaya da uygulayabiliriz. Her ne kadar halkanın oluşumunda viskoz etkilerin büyük bir önemi olsa da, viskozitenin etkili olduğu alan çok ince bir tabakadır. Dolayısıyla Bernoulli denklemi uygulanabilir.

Akışa göre çok daha yüksek hızlarda dönel bir yapıya sahip olan girdap halkasının içerisinde ve etki gösterdiği alanda düşük basınç hâkim olacaktır. Halka oluşumu sırasında bahsi geçen bu sebeplerden dolayı, nozul çıkış düzlemindeki statik basınç düşecektir. Krueger (2001) bu etkiyi “nozul yüksek basıncı” olarak adlandırmıştır. Halkanın sağladığı yarar bununla sınırlı kalmamaktadır.

Kendi ait bir sınırı olan ve belirli bir süre için şeklini koruyan girdap halkası, katı bir cisim gibi davranarak ek su kütlesi oluşturur. Şekil 3.7’de görüleceği üzere, halkanın ek su kütlesi halkanın sınırlarına dâhildir.

Eğer halkayı bir kontrol hacminin içinde düşünürsek, bu hacim içinde hareket ettiği süre boyunca bir miktar akışkanı da itecektir. Bu itme sonucu hacimden ittiği kadar akışkan çıkacak ve kütlenin korunumu yasası uyarınca, çıkan miktar kadar akışkan girmek zorunda olacaktır. İşte bu etki sebebiyle, nozul ağzında bir vakum etkisi oluşur. Girdap halkalarının varlığı ile gelen tüm bu katkılar, halka nozuldan uzaklaşmaya başladıkça azalır ve belirli bir mesafeden sonra kaybolur.



Şekil 3.7 : Girdap halkasının bileşenleri

Bir püskürtme sonucu elde edilen toplam itme denklem 1.1'deki gibi ifade edilmektedir. Sözel olarak; püskürtme sonucu üretilen itme püskürtülen akışkanın kütlesi, hapsedilen akışkanın kütlesi ve ek akışkan kütlelerinin toplamına verilen hız kadardır. Krueger (2001), girdap halkasından kaynaklanan ek kütle ve hapsedilen akışkan etkilerinin toplamının nozul yüksek basıncı etkisine eşit olduğunu göstermiştir.

Bu bilgidен hareketle, püskürtmeler sonucu oluşan girdap halkalarının itmeye katkısını hesaplamak için, nozul çıkış eksenindeki statik basınç değerleri anlık olarak ölçülmüştür. Ölçülen basınç değerleri, nozul eksenini boyunca integre edilmiş ve anlık kuvvet değeri hesaplanmıştır. Elde edilen kuvvet püskürtme süresi ile çarpıldıktan sonra analiz süresine bölünmüş ve girdap halkalarından gelen ortalama itme kuvveti katkısı böylelikle hesaplanmıştır.

$$F_{GH}(t) = \pi \int_{-r}^r p(r)rdr \quad (3.6)$$

$$\bar{F}_{GH} = \frac{1}{t} \int_0^t F_{GH}(t)dt \quad (3.7)$$

Burada $F_{GH}(t)$ anlık girdap halkası kuvvet katkısını, p nozul ekseninin bir noktasındaki statik basıncı, r yarıçap değerini; \bar{F}_{GH} ortalama girdap halkası kuvvet katkısını, t toplam süreyi göstermektedir.

4. SENARYO -1

Bu bölümde, “senaryo-1” adı ile adlandırılan durum incelenmiştir. Senaryo-1’de piston hızı 0.5 m/s , püskürtme süresi 0.15 s , piston dinlenme süresi 0.1 s ve analiz süresi 1 s olarak belirlenmiştir. Belirlenen bu parametreler için $St_L = 0.6$ ’dır. Harekete ters yönde akışın olmadığı durumda $L/D \approx 1.7$ ve harekete ters yönde akışın olduğu durumda $L/D \approx 4.252$ ’tir.

Akış zamana bağlı, iki boyutlu, aksenal simetrik, sıkıştırılamaz, Newtonien ve türbülanslı akıştır. Analizlerde kullanılan basınç-hız çiftinin çözümü için SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Basınç, momentum, türbülans kinetik enerjisi ve özel dağılıma oranı değişkenleri ikinci dereceden hesaplanmıştır. Adım aralığı 0.01 s olarak tanımlanmıştır. Harekete ters yönde akışın mevcut olmadığı durumlarda, “giriş” sınır şartında $1 \times 10^{-6} \text{ m/s}$ değerinde bir hız tanımlanmıştır. Hız tanımlanmadığı takdirde ANSYS Fluent yazılımı türbülans viskozite oranı ile ilgili bir hata vermektedir. Bu hata, “giriş” sınır şartında merteye olarak çok küçük bu hız değeri tanımlanarak çözülmüştür.

İncelemeler sırasında bir önceki bölümde üretilen kontrol hacmi ve ağ örgüsü özellikleri büyük ölçüde korunmuştur. Piston hareketi ve ağ örgüsü, sırasıyla bölüm 4.1 ve 4.2’de ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

İlk etapta, atımlı jet sistemi harekete ters yönde akış olmadan çalıştırılmıştır. Oluşan girdap halkalarının birbirleri ile etkileşimine bakılmış ve bazı durumlarda halkalar arası etkileşimin yüksek olduğu görülmüştür. Dolayısıyla itmenin hesaplanmasında nozul yüksek basıncının kullanılmasına karar verilmiştir. Püskürtme başına üretilen itme (I) hesaplanmış ve piston hareketinin periyoduna bölünerek itme kuvveti (F_T) elde edilmiştir. Sabit bir hızda seyreden araca etkiyen toplam direnç kuvveti, aracın ürettiği itmeye eşit olacaktır. Bu bağlantıdan hareketle seçilen araç şekli için daha önceden direnç kuvveti-hız grafikleri oluşturulmuştur. Bu grafiklerden aracın ürettiği

itmeye karşılık gelen direnç kuvveti ile ona ait hız değeri eşleştirilmiş ve aracın harekete ters yönde akış olmadan ulaşacağı hız hesaplanmıştır.

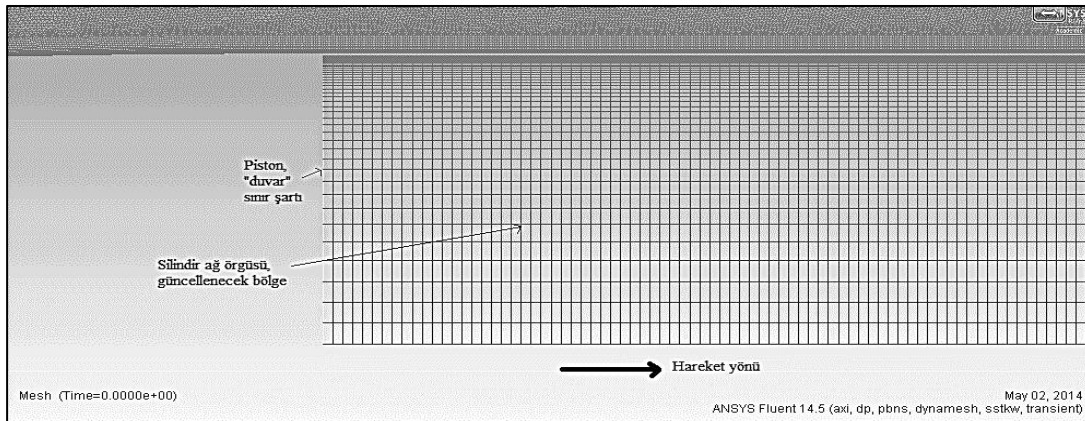
Sonraki adımda, elde edilen bu hız değeri, kontrol hacminin “giriş” sınırında tanımlanmıştır. Bu şekilde harekete ters yönde akışın etkisi, analize dâhil edilmiştir. Atımlı jet sistemi, aynı performans değişkenleri ile tekrar çalıştırılmış ve ters yönde akış etkisi altında sistemin itme kuvveti tekrar hesaplanmıştır. Hesaplanan itme kuvvetine denk gelen ve giriş sınır şartına atanmış olan hız değeri güncellenmiştir. İki analiz arasında hata oranı belirli bir değer altına inene kadar analizler, hızlar güncellenerek tekrar koşturulmuş ve belirlenen değişkenler ile atımlı jet itme sisteminin ürettiği itme kuvveti hesaplanmıştır.

Son olarak, aracı aynı hızda sevk edecek sürekli jet için itme hesaplanmıştır. Sürekli jetin vermesi gereken itme, başta kitle modeli kullanılarak tahmin edilmiş ve analiz sonuçlarına göre gereken itmeyi üretecek piston hızı güncellenmiştir.

4.1 Piston Hareketinin Modellenmesi

Pistonun zamana bağlı hareketini modellemek için hareketli ağ örgüsü kullanılmıştır. Ağ örüldükten ve piston “duvar” sınır şartı ile tanımlandıktan sonra ANSYS Fluent yazılımının içinde yer alan hareketli ağ seçeneği etkinleştirilmiştir. Bu kısım altındaki hareketli ağ yöntemlerinden *Layering*, yani tabakalama yöntemi seçilmiştir.

Tabakalama yöntemi, atandığı sınırın hareket yönüne göre, sınırim komşu olduğu alanların ağ örgülerine hücre ekleyerek ya da hücreleri silerek ağ örgüsünü günceller. Burada belirlenen hareketli sınır pistondur ve hareket yönü artı x doğrultusundadır. Aşağıdaki şekilde ağ örgüsü, sınır şartı ve hareket yönü verilmiştir.



Şekil 4.1 : Hareketli ağ örgüsünün sınır şartları ve hareket yönü

Burada pistonun eksi x yönünde hareketi söz konusu olmadığından tabakalama yöntemi ile yeni hücrelerin oluşması söz konusu değildir. Aksine, piston hareket ettikçe belirlenen tabakalama değişkenlerine göre pistonu komşu tabakadaki hücreler yok olacaktır. Bu yok oluşun matematiksel ifadesi aşağıdaki denklemle gösterilmiştir.

$$h_{min} < a_c h_{ideal} \quad (4.1)$$

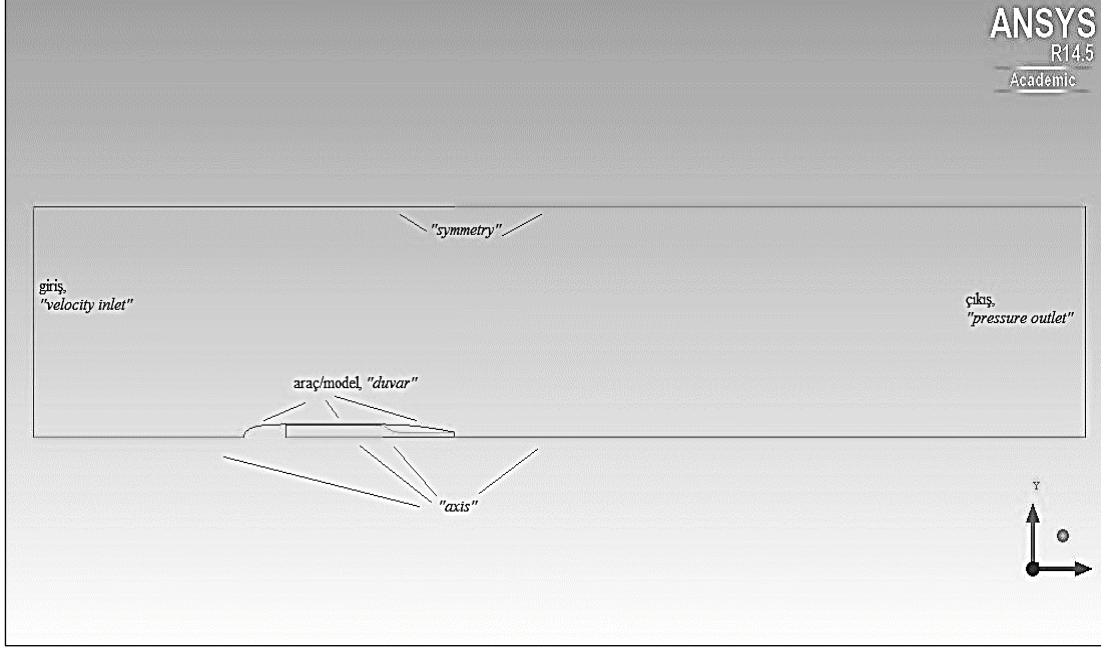
Bu denklemde h_{min} hareketli sınıra komşu olan tabakanın sahip olabileceği en az yüksekliği, a_c yok etme katsayısını ve h_{ideal} ise kullanıcı tarafından belirlenen ideal tabaka yüksekliğini ifade etmektedir. Önerilen ideal tabaka yüksekliği, hareketli sınırın komşu olduğu tabakanın yüksekliği kadardır (ANSYS Fluent 14.5 Yardım). Burada kullanılan silindir ağ örgüsünün tabaka yüksekliği, artı x yönünde her bir hücrenin uzunluğu (Δx) kadardır ve yaklaşık olarak 0.01 m'dir. $a_c = 0.2$ 'dir. $U_p = 0.5$ m/s ve 0.01 s adım aralığı için hareketli ağ örgüsü şöyle çalışmaktadır: Her bir adım aralığında piston, 0.5×0.01 m yol alacak ve pistonu komşu tabakanın yüksekliği alınan yol kadar azalacaktır. Azalan tabaka yüksekliği

$h_{min} < 0.2 \times 0.01$ m denklemini sağlamıyorsa tabaka yüksekliği azalma miktarı kadar düşürülecek ve hesaplamalar bir sonraki adıma geçecektir. Pistonu komşu tabakanın yüksekliği $h_{min} < 0.2 \times 0.01$ m koşulunu sağladığı anda, o tabaka kendinden sonra gelen tabakaya eklenecek ve iki tabakanın birleşmesiyle ağ örgüsündeki tabaka sayısı bir azalacaktır. Hesaplamalar bu şekilde, belirlenen adım sayısı bitene kadar devam edecektir.

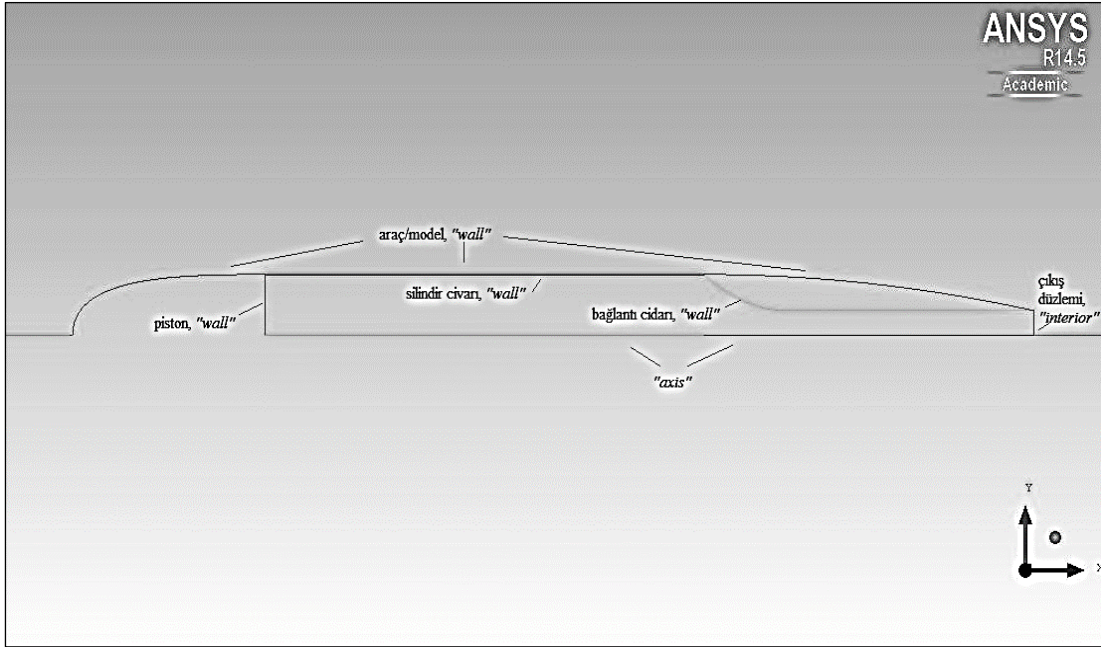
Hareketli ağ örgüsünde, hareketli sınırların hızları anlık konumların tanımlanması ile hesaplanmaktadır. Pistonun hızını yazılıma tanımlamak için çeşitli zaman ve konum verilerinin yer aldığı bir .txt dosyası hazırlanmış ve yazılıma tanıtılmıştır. Zaman ve konum verileri her 0.05 saniye için tanımlanmış ve daha küçük zaman aralıkları için verileri ANSYS Fluent'in oluşturması istenmiştir. Bunun için profil ayarlarından *constant*, yani sabit interpolasyon yöntemi seçilmiştir. Bu yöntemle yazılım, belirlenen istasyonlar arasında kalan noktaları sıfırıncı dereceden bir interpolasyon yaparak belirler. Belirlenecek noktalar ise, analiz için belirlenen adım aralığına bağlıdır.

4.2 Ağ Örgüsü

Ağ örgüsünden bahsetmeden önce, oluşturulan kontrol hacmi ve atanan sınır şartlarının yer aldığı aşağıdaki şekillere bir göz atalım.



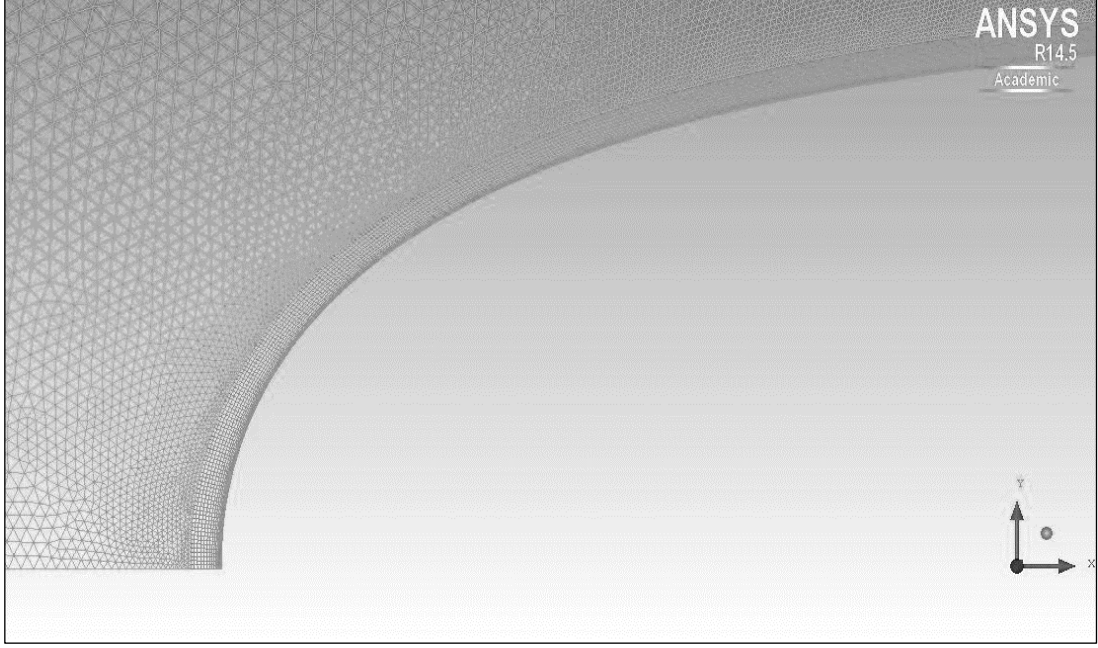
Şekil 4.2 : Kontrol hacmi ve sınır şartları.



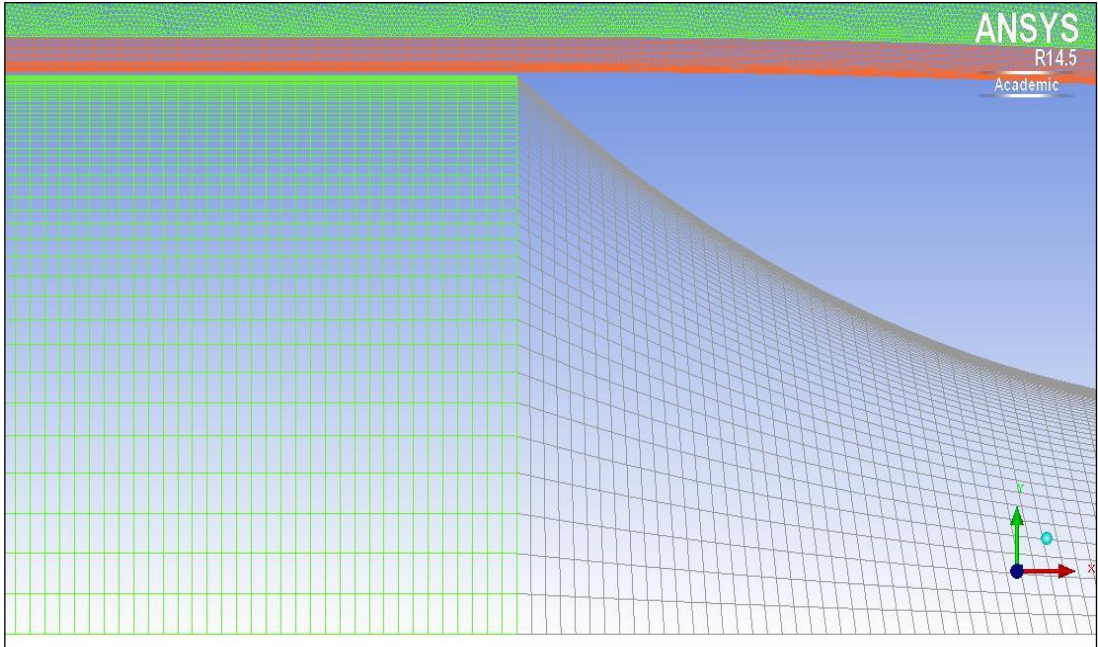
Şekil 4.3 : Model üzerindeki sınır şartları

Atımlı jet sistemi tarafından araca verilen itmenin hesaplanmasında kayma gerilmelerinden yararlanılacağından, bu değerlerin doğru ölçülmesi gerekmektedir.

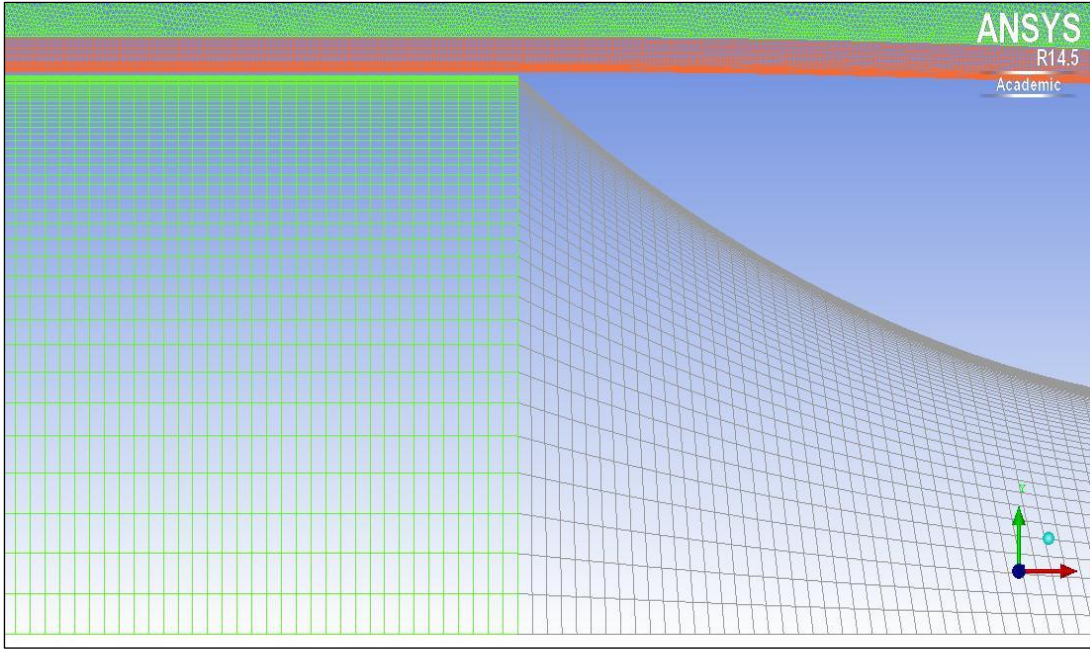
Bu sebeple, piston hariç, modelin ve sisteminin tüm bölgelerinde ağ örgüsü, duvar şartı olan bölgeye yaklaştıkça sıklaşmaktadır. Ayrıca girdap halkalarının oluşacağı ve gözleneceği kıç kısmında da ağ elemanları yoğunlaştırılmıştır. Aşağıdaki şekiller, aracın ve itme sisteminin çeşitli kısımlarından alınmıştır ve ağ örgüsü hakkında fikir vermektedir.



Şekil 4.4 : Modelin burun kısmı üzerindeki sınır tabaka ağ örgüsü.

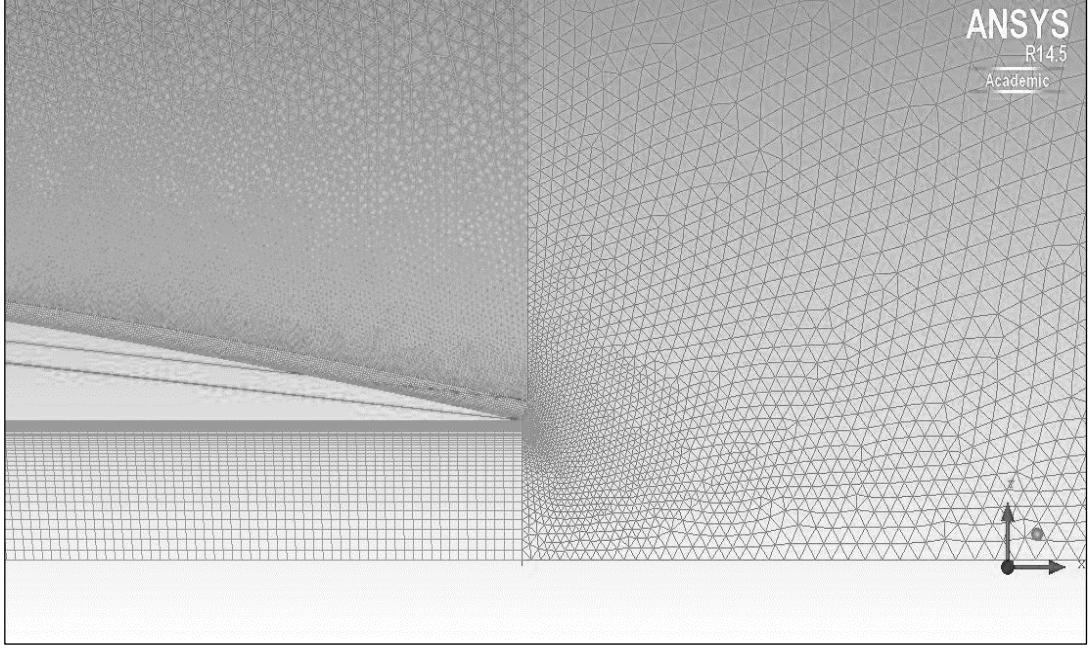


Şekil 4.5 : Silindir ve bağlantı bölgelerinin ağ örgüsü. Cidara yaklaştıkça ağ sıklaşıyor.



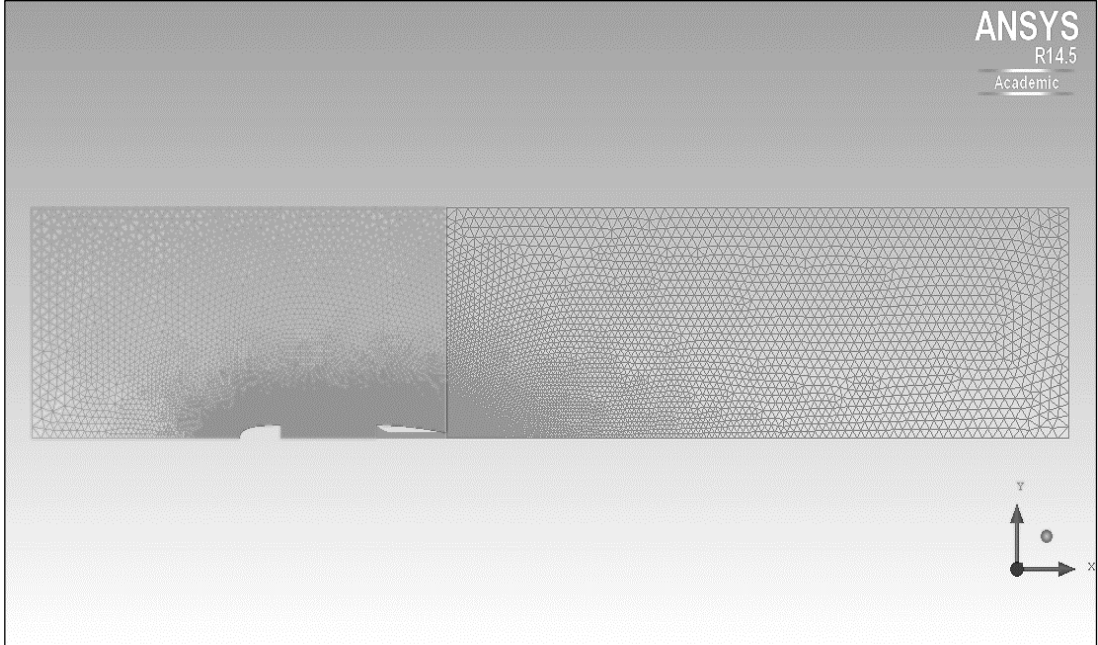
Şekil 4.6 : Silindir ve bağlantı bölgelerinin ağ örgüsü. Cidara yaklaştıkça ağ sıklaşıyor.

Modelin sınır tabakası ve artımlı jet sistemini oluşturan bölümlerde dörtgen ağ elemanları kullanılmıştır. Modelin sınır tabakası oluşturulurken ilk tabaka yüksekliği 2×10^{-5} m olarak belirlenmiştir. 25 katman kullanılmış ve katmanların yükseklikleri 1.1 oranında arttırılmıştır. Silindir kısmı için oluşturulan ağ örgüsünde, ilk katman yüksekliği 5×10^{-4} m ve artış oranı 1.1 olarak belirlenmiştir. Bağlantı kısmı için oluşturulan ağ örgüsünün ilk katman yüksekliği ise değişkendir. Çünkü bağlantının giriş ve çıkış kenarlarının yükseklikleri farklıdır. Uzun kenarın bulunduğu tarafa doğru gidildikçe ilk katman yüksekliği artmakta ve 5×10^{-4} m olmaktadır. Kısa kenarın bulunduğu tarafa doğru gidildiğinde ise ilk katman yüksekliği azalmakta ve 2×10^{-4} m olmaktadır. Ağ örgüsünün kalan kısımlarında üçgen ağ elemanları kullanılmıştır. Aşağıdaki resimde, aracın kış kısmında örülen ağ görülmektedir.



Şekil 4.7 : K1ç kısmı ağ örgüsü.

Şekilde görüldüğü gibi, özellikle k1ç kısmının sivrilerek çıkış ile birleştiği kısımda ağ çok sıktır. Çünkü bu kısım, jetin kendi üstüne dönerek girdap halkasına dönüşeceği kısımdır. Ayrıca girdap halkalarının arka akımdaki durumları da incelenmek istendiğinden, bu kısım da ağın diğer kısımlarına nazaran daha sık örülmüştür. Aşağıdaki şekilde ağ örgüsünün genel görünümü verilmiştir.



Şekil 4.8 : Ağ örgüsünün genel görünümü.

4.3 Harekete Ters Yönde Akış Olmadan Elde Edilen Ortalama İtme Kuvveti

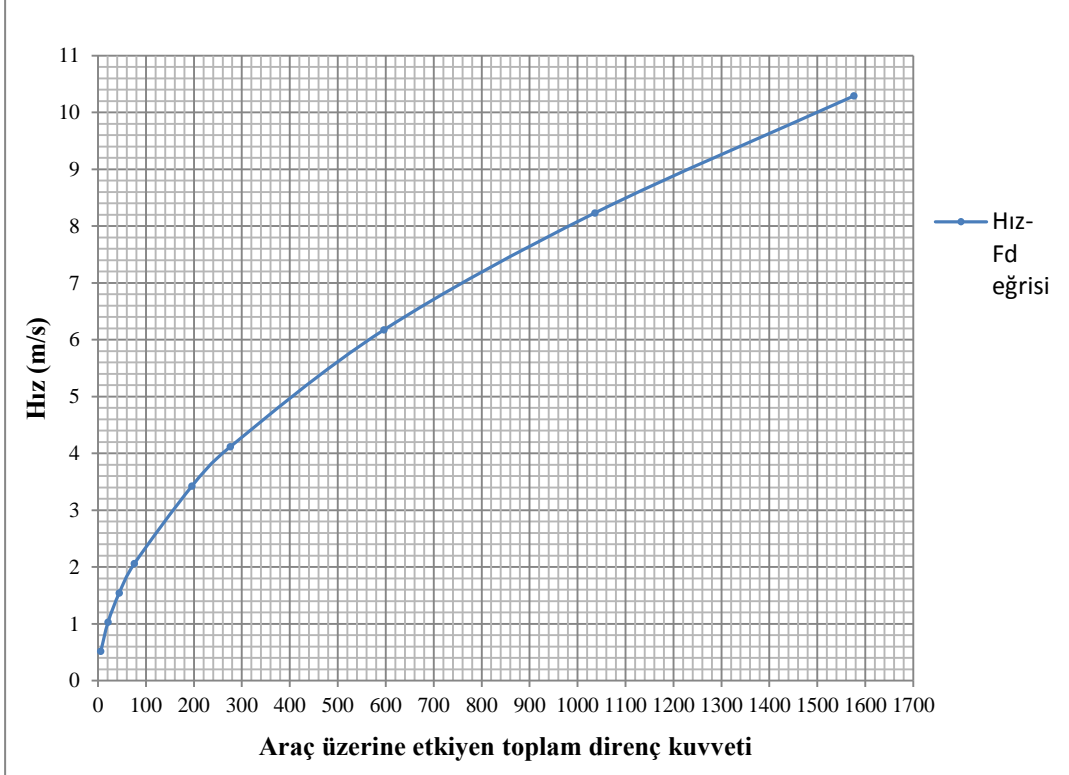
Aracın üzerine etkiyen kuvvetler her adım için kaydedilmiştir. Bu kuvvetler toplanıp toplam analiz süresine bölünerek ortalama itme elde edilmiştir.

$$\bar{F} = \frac{1}{t} \int_0^t F(t) dt \quad (4.2)$$

Yukarıdaki denklemde \bar{F} ortalama itme kuvvetini, t toplam analiz süresini, $F(t)$ aracın üzerinde oluşan anlık kuvveti ve dt çok küçük bir zaman aralığını ifade etmektedir. Bu şekilde, aracın üzerine etkiyen ortalama itme kuvveti 326.3825 N olarak hesaplanmıştır.

4.3.1 Direnç kuvveti-hız eğrisinden araç hızının belirlenmesi

Atımlı jet itme sistemi araca eklendikten sonra, aracın direnci üzerine bir etkisi olacaktır. Bu etkiyi hesaba katmak için, itme sistemi çalışmıyor iken aracın üzerine etkiyen direnç tekrar ölçülmüştür. $0.5144 - 10.288 \text{ m/s}$ hız aralığında yapılan ölçümler sonucu aşağıdaki grafik elde edilmiştir.



Şekil 4.9 : Atımlı jet sistemi çalışmıyorken $D_e = 0.4D_p$ modeli için, çeşitli hız değerlerinde ölçülmüş direnç kuvvetleri.

Direnç kuvveti-hız çiftinin kesiştiği noktalar üzerinde bir regresyon analizi yapılmış ve bu noktalardan geçen bir kuvvet fonksiyonu tanımlanmıştır. Bu fonksiyonun denklemi aşağıdaki gibidir.

$$U_A = 0.2022F_D^{0.5348} \quad (4.3)$$

Sabit bir hızda seyreden araç üzerine etkiyen direnç kuvveti, üretilen itmeye eşit olacağından, atımlı jet itme sisteminin ürettiği itmenin aracın üzerine gelen etkiyen direnç kuvvetine eşit olduğu kabul edilebilir. Bu eşitlikten yararlanarak $\bar{F}_D = 326.3825 \text{ N}$ 'luk direnç kuvvetine karşılık gelen hız değeri denklem 4.3 yardımıyla hesaplanabilir ve nitekim, aracın ortalama hızı 4.4681 m/s olarak hesaplanmıştır.

4.4 Harekete Ters Yönde Akışın Hesaplamalara Dâhil Edilmesi

Hesaplanan araç hızı, kontrol hacminin “giriş” sınırında harekete ters yönde akışın hızı olarak tanımlanmıştır. Bu sayede, araç sabit olmasına rağmen, $+x$ yönünde tanımlanan hız, araç hareket ediyormuşçasına bir etki yaratacaktır.

Her adımda, araç üzerine etkiyen net kuvvet kaydedilmiş ve analiz sonunda denklem 4.2'yi kullanarak araç üzerine etkiyen ortalama net kuvvet $\bar{F}_{net} = 26.04 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır.

İtme kuvvetinin direnç kuvvetine eşit olduğu bir durumda, araç üzerinde oluşması gereken net kuvvet sıfır olmalıdır. Bu sebeple hesaplanan ortalama net kuvvet belli bir değerden büyükse, girişteki hız güncellenerek analiz tekrarlanmalıdır. Hesaplanan ortalama net kuvvetin, araca 4.4681 m/s sabit hızda giderken etkiyen direnç kuvvetine oranı

$$\frac{\bar{F}_{net}}{\bar{F}_D} \approx 0.078 \quad (4.4)$$

olarak hesaplanmıştır. Burada \bar{F}_{net} ortalama net kuvvet ve \bar{F}_D ortalama direnç kuvvetidir. Analizlerde istenen hassasiyet doğrultusunda, %5'nin altında olan hata oranlarının kabul edilmesine karar verilmiştir. Bu sebeple, 4.4681 m/s 'deki hıza denk gelen direnç kuvvetinin üzerine ortalama net kuvvet eklenerek yeni bir ortalama direnç kuvveti ve hız değeri tespit edilmiştir. $\bar{F}_D = 352.423 \text{ N}$ 'luk direnç kuvvetine denk gelen hız değeri 4.6553 m/s 'dir.

“Giriş” sınırında daha önceden belirlenmiş olan hız değeri yenisiyle güncellenerek analiz tekrarlanmıştır. Tekrarlanan analiz sonucunda elde edilen ortalama net kuvvet ise $\overline{F_{net}} = 4.33 N$ olarak hesaplanmıştır. Bu durumda oluşan hata, denklem 4.4 kullanılarak 0.012 olarak hesaplanmıştır. Hata %5'nin altında olduğundan analizler bu noktada sonlandırılmıştır.

4.5 Aynı Ortalama İtme Kuvvetini Üreten Sürekli Jetin Tanımlanması

Atımlı püskürtmeler sonucu $4.6553 m/s$ sürekli sevk için üretilmesi gereken ortalama itme kuvveti $352.423 N$ olarak hesaplanmıştır. Sürekli jet ile sevk eden bir sistemde, girdap halkalarının itmeye olan katkısından bahsedilemez. Krueger (2001), genelleştirilmiş kitle modeli ile püskürtülen jetin ve girdap halkalarının itmedeki paylarını aşağıdaki denklemle göstermektedir.

$$I(t) = I_U(t) + I_P(t) \quad (4.5)$$

$$I_U(t) \equiv \rho \int_0^t \int_A U_j^2(r, t) dS dt \quad (4.6)$$

$$I_P(t) \equiv \rho \int_0^t \int_A [p(r, t) - p_\infty] dS dt \quad (4.7)$$

Bu denklemlerde $I(t)$ toplam itmeyi, $I_U(t)$ püskürtülen akışkanın yarattığı itmeyi, $I_P(t)$ girdap halkasından dolayı nozul düzleminde meydana gelen basınç artışından kaynaklanan itmeyi, $U_j(r, t)$ nozul çıkış düzlemindeki zamana ve konuma bağlı jet hızını, A nozul çıkışının toplam alanını, $p(r, t)$ nozul çıkış düzlemi üzerindeki zamana ve konuma bağlı basıncı ve p_∞ nozul simetri eksenindeki $x(0, \infty)$ boyunca etkiyen ortam basıncını ifade etmektedir.

Sürekli jet ile itme sırasında ise, girdap halkalarının ürettiği basınç etkileri olmayacağından denklem 4.5

$$I(t) = I_U(t) \quad (4.8)$$

halini alacaktır. Dolayısıyla denklem 4.6'yı kullanarak $352.423 N$ 'luk bir ortalama itme kuvveti üretmek için gereken jet hızı hesaplanabilir. Bu hesabı basitleştirmek

adına, nozul çıkış düzleminde hızların düzgün dağıldı varsayılmıştır. Nitekim, bölüm 3.1’de, hızların düzgün dağılımı kabulünün yapılabileceği açıklanmıştır.

Denklem 4.6 ile hesaplanan hız, çıkış düzlemindeki ortalama jet hızı olacaktır. Çıkış çapının piston çapına oranı 0.4 olduğundan denklem 2.49 kullanılarak, denklem 4.6 ile hesaplanan jet hızını üretecek piston hızı elde edilebilir.

Belirtilen ortalama itme kuvvetini üretmek için gereken piston hızı, kitle modeli yardımıyla 0.391 m/s olarak hesaplanmıştır. Piston hareketinin başlangıcıyla oluşacak girdap halkasının itmeye etkisinin en az olması istendiğinden, 6 s’lik bir analiz uygun görülmüştür. Analizin 4. saniyesinden sonra, araç üzerinde indüklenen net kuvvet sabit bir değere ulaştığından bu sonuca varılmıştır. Sürekli jet ile yapılan analiz sonucunda, araç üzerinde $\overline{F_{net}} = 57.513 \text{ N}$ ’luk ortalama net kuvvet oluştuğu gözlenmiştir. Denklem 4.4’e göre hata, yaklaşık %16.3 olarak hesaplanmıştır. Ortalama net kuvvetin artı değerli olması, aracın üzerinde meydana gelen dirençten daha fazla itme kuvveti ürettiğini göstermektedir. Araç hızı sabit tutulmak istendiğinden, itme kuvvetini yaratan püskürtmenin şiddetinin azaltılması gerekmektedir. Bu yüzden “giriş” sınırında $+x$ yönünde tanımlanan hız sabit tutularak piston hızı güncellenmiştir. Güncelleme işlemi için aracın üzerinde oluşan 57.513 N ’luk ortalama net kuvvet, başta tanımlanmış olan 352.423 N ’luk ortalama itme kuvvetinden çıkarılmıştır. 294.91 N ’luk ortalama itme kuvveti için denklem 4.6 ve denklem 2.9 kullanılarak piston hızı tekrar hesaplanmıştır. Piston hızı 0.358 m/s olarak güncellenmiştir.

Güncel piston hızı ile tekrarlanan analiz sonucunda, araç üzerinde oluşan ortalama net kuvvet 6.95 N olarak hesaplanmıştır. Denklem 4.4 ile hata yaklaşık %5 olarak hesaplanmıştır.

4.6 Verimlerin Hesaplanması

Genel verim tanımına göre verim, sisteme verilen enerji karşılığında sistemin yaptığı net iştir. Bu çalışmada sistem olarak tanımlanan araçtır. Dolayısıyla sistemin verimi, aracın üzerine etkiyen kuvvet altında aldığı yol kadardır.

$$\eta = \frac{\overline{F} \overline{U}_A t}{\overline{F}_P \overline{U}_{mP} t_P} \quad (4.9)$$

Burada η itme verimini, \bar{U}_A ortalama araç hızını, \bar{F}_P piston üzerine etkiyen ortalama kuvveti, \bar{U}_P ortalama piston hızını, t toplam süreyi ve t_p toplam püskürtme süresini göstermektedir.

4.6.1 Atımlı jet sistemi için verimin hesaplanması

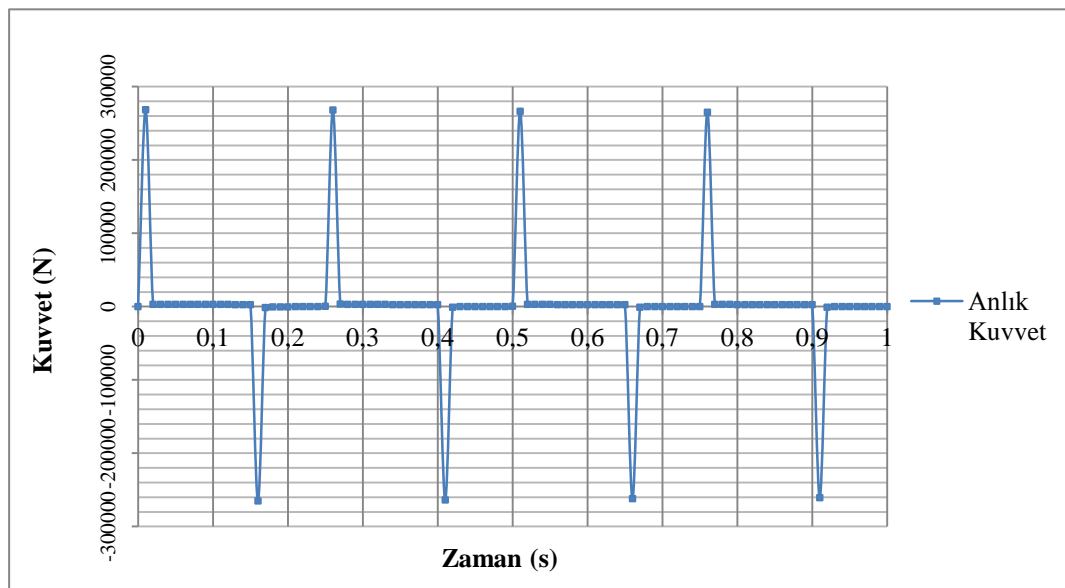
Bölüm 4.4'te, giriş sınır şartında tanımlanan akış hızı, aynı zamanda aracın hızıdır ve araç hızı 4.6553 m/s 'dir. Aynı bölümde verilen hız-direnç kuvveti tablosunu kullanarak bu hız değerine karşılık gelen direnç kuvveti; yani araca verilmesi gereken ortalama itme kuvveti 352.423 N 'dur. Bu bilgiler ışığında atımlı jet sistemi çalışırken aracın yaptığı iş denklem 4.10 ile hesaplanmıştır.

$$E_A = \bar{F}\bar{U}_A t \quad (4.10)$$

Burada \bar{F} ortalama itme kuvvetini, \bar{U}_A ortalama araç hızını ve t kuvvetin uygulanma süresini temsil etmektedir. Bu şekilde atımlı jet sistemi ile sevk sırasında aracın yaptığı iş 1640.63 j olarak hesaplanmıştır.

Bu problem için sisteme verilen enerji ise, araca hareketi veren pistondur. Sisteme; yani araca verilen enerjiyi hesaplamak için pistonun üzerine gelen kuvvetin bilinmesi gerekmektedir. Denklem 4.10'a benzer şekilde pistonu verilen enerji, pistonun üzerine gelen kuvvet altında aldığı yol kadardır ve denklem 4.11 ifade edilmektedir.

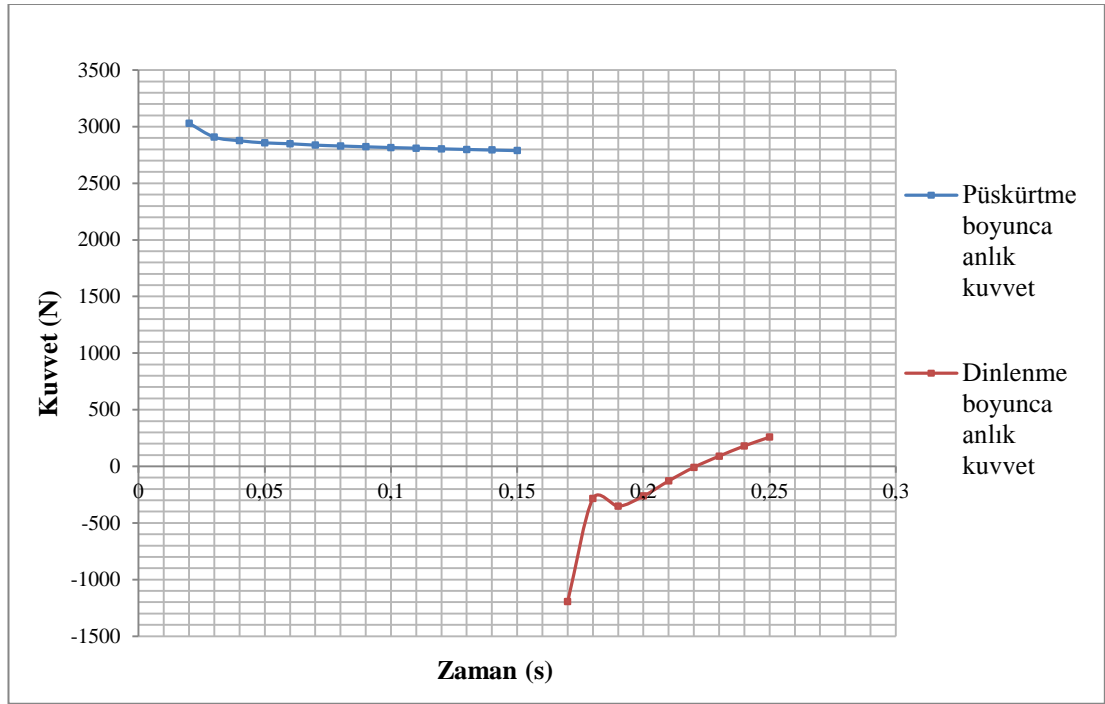
$$E_V = \bar{F}_P \bar{U}_P t_p \quad (4.11)$$



Şekil 4.10 : Piston üzerine gelen anlık kuvvetler

Burada E_V pistonu verilmesi gereken enerjiyi, \bar{F}_p pistonun üzerine gelen ortalama kuvveti, \bar{U}_p pistonun ortalama hızını ve t_p pistonun toplam çalışma süresini temsil etmektedir. Şekil 4.10, senaryo-1'de belirtilen parametrelerle çalışan bir pistonun üzerine gelen anlık kuvvetleri göstermektedir. $t = 0$ s anında piston durmaktadır. Grafikte görülen büyük sıçramalar ve düşüşler, pistonun çalışmaya başladığı ve durduğu anlarda meydana gelmektedir. Simetrik olan bu davranışlar sebebiyle, sıçrama ve düşüşlerin ortalama itme kuvveti üzerinde bir etkisi olmamıştır.

Şekil 4.11'de bir bir püskürtme periyodu için detaylı bir anlık kuvvet grafiği sunulmuştur.



Şekil 4.11 : Piston üzerine gelen anlık kuvvetler

Bu grafikte, piston üzerine etkiyen ortalama kuvvetin daha net bir şekilde görülebilmesi için sıçrama ve düşüşlerin olduğu $t = 0,01$ s ve $t = 0,16$ s anları çıkartılmıştır. 1 saniyelik bir analiz için püskürtme periyodunun genel karakteristiği yukarıdaki gibidir. Denklem 4.12'de belirtildiği şekilde, anlık itme kuvvetleri toplanıp analiz süresine bölerek ortalama itme kuvveti hesaplanmıştır.

$$\frac{1}{t} \int_0^t F_p(t) dt = \bar{F}_p \quad (4.12)$$

Bu şekilde piston üzerine gelen ortalama kuvvet $\bar{F}_p = 1691.232 N$ olarak hesaplanmıştır.

Piston hızı belirlendikten sonra, \bar{F}_p de kullanılarak pistona verilen enerji hesaplanabilir. Ancak piston hızını belirlerken hataya düşmemek gerekir. Şöyle ki, bu noktaya kadar piston senaryo-1 için belirlenmiş olan atımlı jet sisteminin piston hızı $U_p = 0.5 m/s$ olarak ifade edilmiştir. Eğer verim hesabı bu hız değerini temel alarak yapılırsa yanıltıcı olur ve alınan işin verilen işten daha büyük olduğu gibi mantık dışı bir sonuç ortaya çıkar. Bu noktada problemi gerçek haliyle hayal etmek yol gösterici olacaktır.

Düşünün ki, yaklaşık $4.6 m/s$ ile hareket etmekte olan bir aracın içinde belirli bir periyoda göre $0.5 m/s$ hız ile çalışmakta olan bir piston bulunmakta. Aracın hareket yönü ve pistonun hareket yönünün birbirine zıt olduğunu belirtmekte de fayda var. Aracın şeffaf bir kabuğa sahip olduğunu ve pistonun çalışırken dışarıdan görüldüğünü düşünelim. Yere göre hızı sıfır olan bir gözlemci, aracı $4.6 m/s$ hareket ediyor görürken, pistonun da daha yavaş bir hızla onu takip ettiğini görecektir. Piston ters yönde bir hareket gerçekleştiriyor olsa bile, pistonun bağlı olduğu aracın hızı piston hızından çok daha büyük olduğundan, piston da aslında araçla aynı yönde ve hız büyüklüklerinin farkı kadar büyüklükte bir hızla hareket ediyor olacaktır. Bu düşünce ile piston hızı denklem 4.13'deki gibi belirlenmiştir.

$$\bar{U}_{mp} = \bar{U}_A - \bar{U}_p \quad (4.13)$$

Burada \bar{U}_{mp} ortalama mutlak hızı, v araç hızını ve \bar{U}_p pistonun araca göre ortalama bağıl hızını, yani yukarıda ortalama piston hızı diye tanımladığımız değeri ifade etmektedir. Böylece mutlak piston hızı $\bar{U}_{mp} = 4.3553 m/s$ olarak hesaplanmıştır. Burada bir açıklama yapmak gerekmektedir. Senaryo-1 için hesaplanan $St_L = 0.6$ 'dır ve bu 1 saniyelik bir analiz için pistonun toplamda 0.6 saniye boyunca çalıştığı anlamına gelmektedir. O halde ortalama piston hızı denklem 4.14 ile

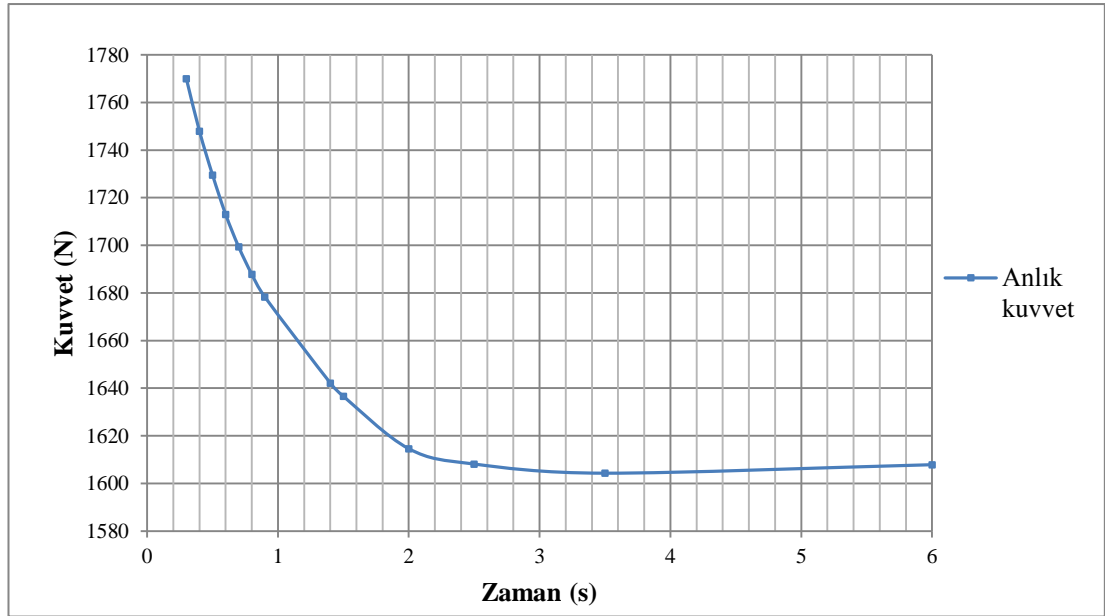
$$\bar{U}_p = St_L U_p \quad (4.14)$$

hesaplanmıştır. Bu denklemde yer alan parametreler daha önce açıklandığında tekrar edilmemiştir.

Sonuç olarak pistonu verilen enerji denklem 4.11 kullanılarak $7365.822 j$ olarak hesaplanmıştır. Denklem 4.9 kullanılarak atımlı jet sisteminin verimi $\eta_A = \%22.39$ olarak hesaplanmıştır.

4.6.2 Sürekli jet için verimin hesaplanması

Verim hesabı, piston hızının belirlenmesi gibi temel düşünce ve yöntemleri bölüm 4.6.1’de açıkladıktan sonra, sürekli jet verimini hesaplamak için detaylı bir anlatıma gerek duyulmamıştır. Senaryo-1 için son analizlerde elde edilen, sürekli jet itmesi sırasında piston üzerine etkiyen kuvvetleri gösteren grafik aşağıda verilmiştir.



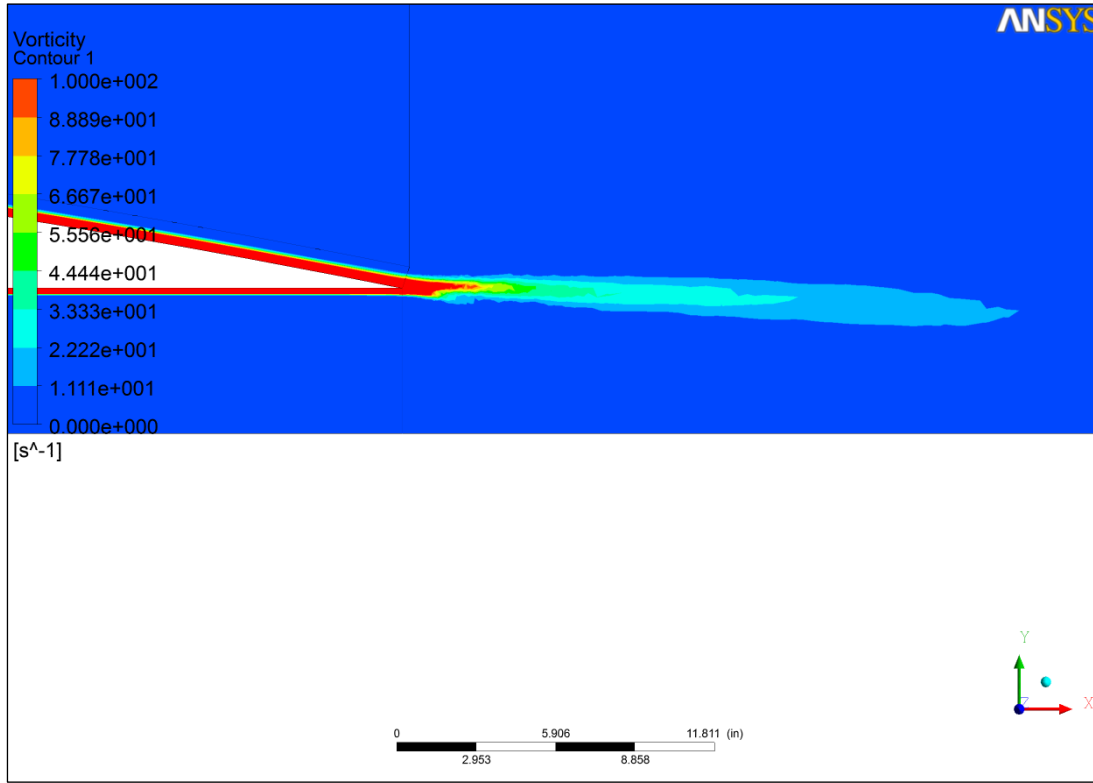
Şekil 4.12 : Sürekli jet itmesi süresince piston üzerine gelen anlık kuvvetler

Şekil 4.12’de de görüldüğü gibi, akışın düzensizliği ve girdap halkasının etkisinden dolayı piston üzerine etkiyen anlık kuvvetler başlangıçta daha yüksektir. 3. saniyeden sonra pistonu etkiyen anlık kuvvetler daha düzenli bir hale gelmiştir ve 6. saniyede $F_p = 1607.868 N$ olarak hesaplanmıştır.

Sürekli jet itmesinde de araç hızı aynıdır; fakat araca etkiyen direnç kuvvetinin değiştiği görülmektedir. Sürekli jet modunda, aracı aynı hızda sevk etmek için araca verilmesi gereken itme bölüm 4.5’te $294.91 N$ olarak hesaplanmıştır. Bu durumda $E_A = 1372.894 j$ olarak hesaplanmıştır. Sürekli jet sistemi için mutlak piston hızı denklem 4.13 kullanılarak $\bar{U}_{mp} = 4.2973 m/s$ olarak hesaplanmıştır ve bu bilgi kullanılarak $E_A = 6909.491 j$ ’dür. Bu bilgiler kullanılarak sürekli jet modunda verim $\eta_S = \%19.87$ olarak hesaplanmıştır.

4.7 Araç Hızının Jet Hızına Oranı (U_A/U_J) ve St_L Arasındaki İlişki

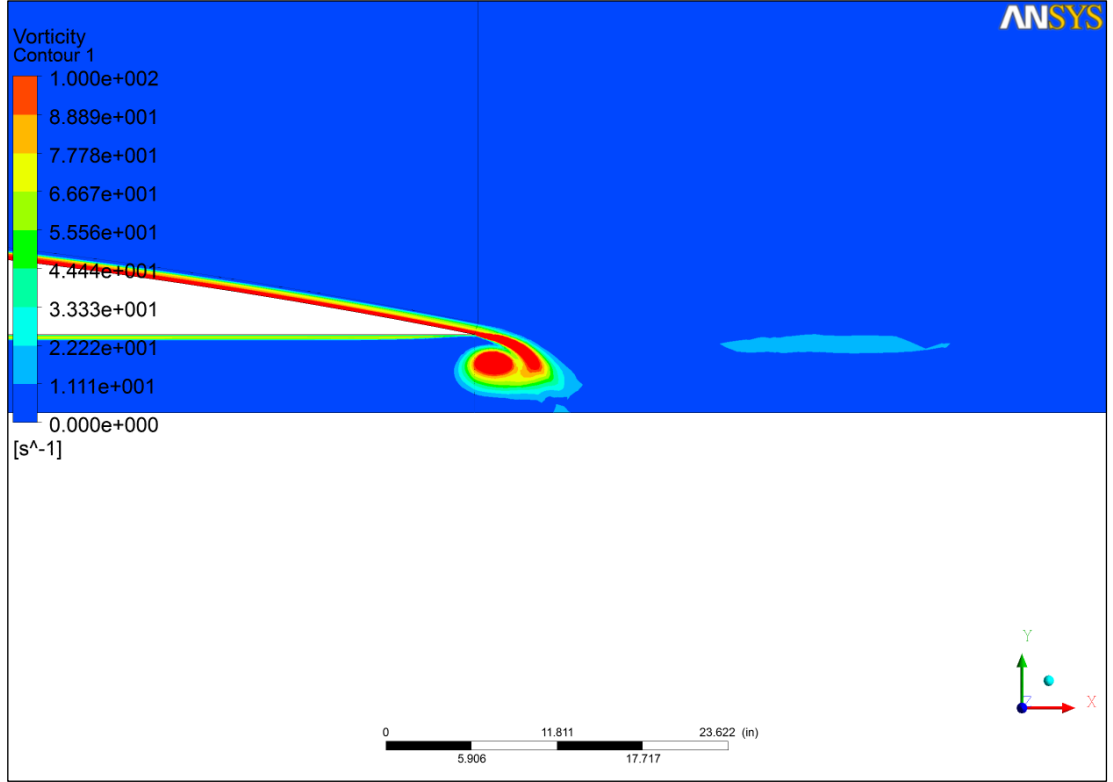
Senaryo -1 için belirlenen performans parametreleri ile yapılan analizler sonucunda, püskürtmelerin girdap halkası oluşturmadığı görülmüştür. Böyle bir durumda girdap halkalarının yararlarından bahsetmek mümkün değildir. Şekil 4.13'te aracın etrafındaki akış, girdaplılık verisine göre görselleştirilmiştir.



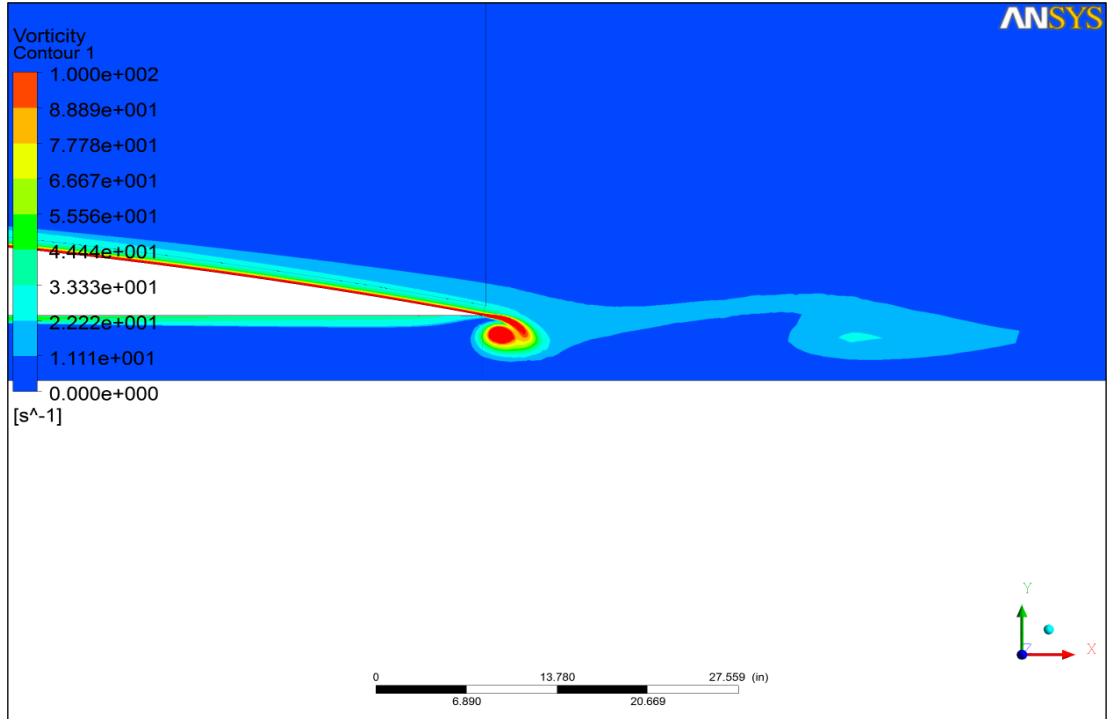
Şekil 4.13 : 4.6553 m/s hız ile hareket eden araç etrafındaki akışın girdaplılık verisine bağlı olarak görselleştirilmiş resmi, $t=0.15$ s.

Buradan görüldüğü gibi, püskürtme boyunca girdap halkası oluşmaktadır. Sebebi ise, jet hızının aracın hareket hızından ve dolayısıyla harekete ters yönde akış hızından düşük olmasıdır. Şekil 4.13'te de görülmektedir ki, harekete ters yönde akışın yaptığı etki püskürtülen akışkanın girdap halkası oluşturacak şekilde kendi üzerine dönmesine/katlanmasına izin vermemektedir. Aksine, jeti simetri eksenine doğru sıkıştırmaktadır. Pistonun dinlenmeye geçtiği zaman aralığında açıklığı kapatacak bir mekanizma olmadığından, silindirin içine doğru bir ters akış olmaktadır. Bu ters akışla birlikte, nozul içinde bir girdap halkası oluşumu da olmuştur. Dinlenmenin ardından çalışmaya başlayan piston, nozul içindeki girdap halkasını püskürterek uzaklaştırmaktadır. Dolayısıyla aracın izine bakıldığında girdap halkalarının varlığı görülebilir; fakat bu halkalar istenen girdap halkaları değildir. Zira istenen faydayı da

sağladıkları görülmüştür. Şekil 4.14 ve 4.15'te araç etrafındaki akış ve arka akımdaki girdap halkaları görülmektedir.



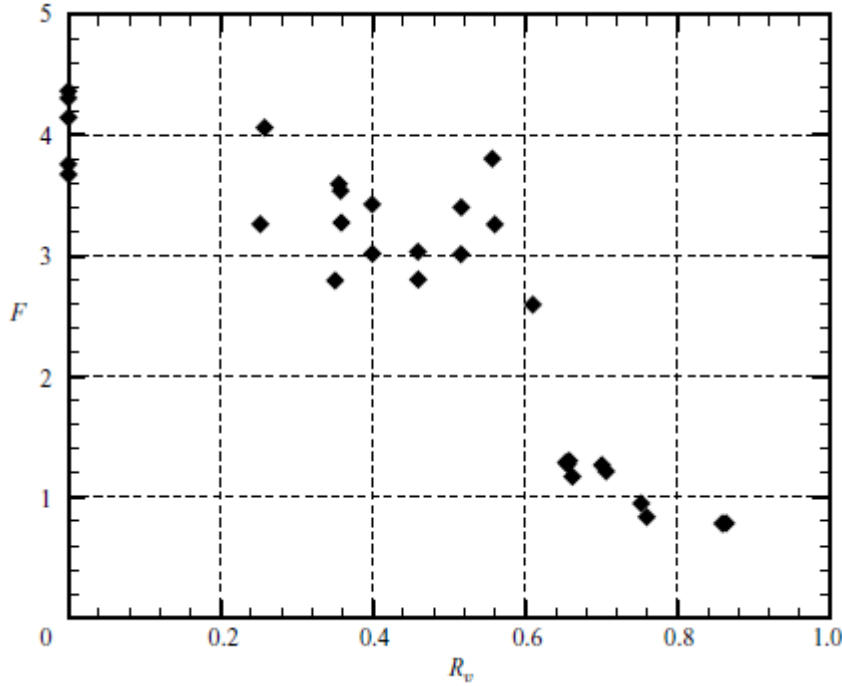
Şekil 4.14 : 4.6553 m/s hız ile hareket eden aracın nozulunun içinde oluşan ters yönlü girdap halkası, t=0.25 s.



Şekil 4.15 : 4.6553 m/s hız ile hareket eden araç etrafındaki akış ve arka akımdaki girdap halkaları, t=0.50 s.

Dinlenme süresi boyunca silindir içine doğru olacak ters akışı kesecek bir mekanizma tasarlanmadığından, bu durumun itmeye eksi yönde etki edeceği önceden tahmin edilebilmiştir. Buna bağlı olarak ters yönlü girdap halkasının oluşması ise şaşırtıcı değildir. Tasarımdan önce tahmin edilemeyen durum ise, ortalama araç hızının jet hızına oranı \bar{U}_A/U_J olmuştur. Piston hızı (U_A), piston çapı (D_P), çıkış çapı (D_e), püskürtme süresi (t_p) ve aracın direci (F_D) gibi birçok parametreye bağlı olan bu oranı en başından tahmin etmek için bir bu parametrelerin hepsini kapsayan bir bağıntıya ihtiyaç vardır. Öyle ki, bu da yeterli değildir. Aracın istenen girdap halkalarından istenen ölçüde yararlanabilmesi için aynı gemi dizaynında olduğu gibi, bir dizayn spirali; yani iteratif bir süreç izlenmelidir. Bu süreçte, aracın performansına göre itme sistemi bileşenlerinin ölçüleri, aracın formu, çıkış çapı gibi birçok etken güncellenerek son haline ulaşacaktır. Öte yandan zamanın kısıtlı olması, böylesine kapsamlı bir süreci mümkün kılmamaktadır. O sebeple başta belirlenmiş olan piston çapı, piston hızı, araç formu ve çıkış çapı değerleri korunarak bir bağıntı kurulmuştur.

Krueger ve diğerlerinin (2006) yaptığı çalışma göstermiştir ki, \bar{U}_A/U_J oranı 0.60 ± 0.05 sınırını geçince girdap halkalarının faydası büyük oranda ve aniden azalmaktadır. Şekil 4.16'da yapılan bu çalışmadan elde edilen bir grafik verilmiştir.



Şekil 4.16 : Araç hızının jet hızına oranına (R_v) bağlı olarak oluşum sayısının (F) değişimi (Krueger ve diğ., 2006)...

Burada F oluşum sayısını ve R_v araç hızının jet hızına oranını (\bar{U}_A/U_J) temsil etmektedir.

Anderson ve Groesenbaugh (2005), harekete ters yönde akış altında bir borudan yapılan püskürtmelerin $L/D=4$ 'te girdap halkası oluşturabilmesi için, jet hızının harekete ters yönde akış hızının (araç hızının) en az 2 katı olması gerektiğini görmüşlerdir. Whittlesey ve diğerlerinin (2013) yaptıkları çalışmada, \bar{U}_A/U_J oranı yaklaşık 0.5 civarında olmuştur. Bu sonuçlar ve örneklerin ışığında, Senaryo -1 için belirlenen araç ve performans parametreleri ve \bar{U}_A/U_J arasında $\bar{U}_A/U_J \leq 0.5$ ilişkisi kurulmuştur.

$$\bar{U}_A/U_J \leq 0.5 \quad (4.15)$$

Performans parametreleri arasında araç ve jet hızının bağlı olduğu ve ikisini de belirleyen değişken piston hızı ve püskürtme süresidir. Peki aracın hızı ile piston hızı arasında nasıl bir bağlantı kurulabilir? Şekil 4.9'da verilen grafik ve denklem 4.3'te araç hızı ve itme kuvveti arasında bir doğru orantılı bir bağlantı olduğu görülmektedir. Girdap halkalarının etkilerini yok sayarak, üretilen itmeyi kitle modeli kullanılarak hesaplamak için denklem 4.6 kullanılabilir. $D_e/D_p = 0.4$ formu için, piston hızı ile jet hızı arasında denklem 4.16'te verildiği gibi bir bağıntı vardır.

$$U_J = 6.25U_p \quad (4.16)$$

Bu bağıntı kullanılarak denklem 4.6 tekrar yazıldığında, denklem 4.17 elde edilir.

$$I_U(t) \equiv 6.25\rho \int_0^t \int_A U^2_p(r, t) dS dt \quad (4.17)$$

Elde edilen itme zamana bölünerek itme kuvveti ya da sabit bir hızda seyrederken üzerine araca etkiyen direnç kuvvetine ulaşılmaktadır. Dolayısıyla denklem 4.17 toplam püskürtme zamanına bölünerek ortalama itme kuvveti aşağıdaki ifade ile elde edilmiştir.

$$\bar{F} = \bar{F}_D \equiv \frac{I_U}{t} \quad (4.18)$$

Kısaca, denklem 4.3'te yer alan \bar{F}_D ifadesi denklem 4.18 ile hesaplanarak araç hızı ve piston hızı arasında bir bağıntı kurulmuştur. Girdap halkalarının etkisi gözardı edildiğinden, teorik olarak hesaplanan \bar{F}_D ile araç hızı belirli bir hata ile hesaplanacaktır.

Denklem 4.18 ve denklem 4.3 kullanılarak hesaplanan araç hızı sürekli jet modu için geçerlidir. Atımlı jet modunda piston aralıklı çalıştığından, ortalama itme kuvveti hesaplanırken püskürtme süresi göz önüne alınmalıdır. Piston hızı $U_p = 0.5 \text{ m/s}$ olarak kabul edildiği için araç ve jet hızını belirleyecek değişken püskürtme süresi olacaktır. Bilindiği üzere, St_L , püskürtme süresinin püskürtme periyoduna oranıdır. $n \in \mathbb{Z}^+$ olsun. n püskürtmenin yapıldığı t süresi için toplam püskürtme süresinin toplam zamana oranı ile St_L birbirine eşit olacaktır. Bu bilgiden yararlanarak, araç ve jet hızının belirlenmesinde püskürtme süresi yerine boyutsuz St_L kullanılmıştır. Dolayısıyla denklem 4.18 yeniden düzenlenerek, atımlı jet modunda ortalama itme kuvveti denklem 4.19'deki gibi hesaplanır.

$$\bar{F} = \bar{F}_D \equiv \frac{I_U St_L}{t} \quad (4.19)$$

Bu bilgiden yararlanarak, atımlı jet modunda araç hızı ve piston hızı arasındaki bağıntı, denklem 4.20'deki gibi olmaktadır.

$$\bar{U}_A = 1.26375 \left(6.25 \rho St_L \int_0^t \int_A U_p^2(r, t) dS dt \right)^{0.5348} \quad (4.20)$$

Denklem 4.20 ve denklem 4.16 kullanılarak denklem 4.15 tekrar düzenlendiğinde, denklem 4.21 elde edilmiştir ve bu sayede $\bar{U}_A/U_J \leq 0.5$ 'in sağlanması için, U_p ile St_L arasında bir ilişki kurulmuştur.

$$\frac{U_A}{U_J} = \frac{0.2483}{(U_p)^{0.0696}} \leq (St_L)^{0.5348} \quad (4.21)$$

$U_p = 0.5 \text{ m/s}$ için $\bar{U}_A/U_J \leq 0.5$ oranını sağlayan $St_L \leq 0.08$ olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu St_L , incelenmek istenen $St_L \geq 0.5$ değerinin çok altındır. Yine de girdap oluşumunu gözlemek ve girdap halkalarının etkilerinden yararlanabilmek için, mevcut araç formu ve itme sistemiyle $St_L \leq 0.08$ değerinde çalışılmalıdır.

5. SENARYO -2

Bu bölümde, bölüm 4'te varılan sonuçlar ışığında, bazı performans parametreleri güncellenerek yeni bir senaryo oluşturulmuş ve bu senaryo için analizler yapılmıştır. Yeni senaryonun adı “senaryo -2” ve bu senaryoda tek değişken St_L olmuştur. Senaryo -2 için $St_L = 0.08$ olarak belirlenmiştir. Senaryo -1'de oluşturulan ağ örgüsü korunmuştur.

5.1 Atımlı Jet Modunda Hareket

Belirlenen parametrelerle atımlı jet modunda aracın hızı ve itmesi, öncelikle harekete ters yönde akış olmadan hesaplanmıştır. Ardından, hesaplanan ortalama itme kuvvetine denk gelen araç hızı, kontrol hacminin giriş sınırında harekete ters yönde akış hızı olarak tanımlanmıştır. Bu durumda araç üzerinde oluşan net kuvvet 0 (sıfır) olmalıdır. Bu şart belirli bir hassasiyette sağlanana kadar araç üzerine etkileyen ortalama itme kuvvetine (direnç kuvvetine) denk gelen hız değeri güncellenmiştir.

5.1.1 HTYA yok iken itme kuvveti ve araç hızının hesaplanması

Beşinci bölümün başında da bahsedildiği gibi, bu bölümde değişen tek değişken pistonun püskürtme süresidir. Atımlı jet modunda $St_L = 0.08$ olarak belirlenmiştir. Senaryo -1'de atım frekansı 4 Hz olmuştur. Senaryo -2'de St_L değeri değişmiş olsa da atım frekansının araç performansına ve itme verimine etkisini gözlemek için bu sefer atım frekansı 1 Hz olarak belirlenmiştir. Moslemi ve Krueger (2010), St_L 'deki artışın verimi artırdığını belirlemiştir. Bunun sebebi olarak, artan atım sayısının araç hızını ve dolayısıyla verimi artırdığını düşünmektedirler. Bu bilgidен yararlanarak St_L arttıkça atım frekansının da aracağını ve dolayısıyla verimin de artacağını söyleyebiliriz. Senaryo -2'de St_L 'in azalması ve atım frekansının da daha düşük seçilmesi sebebiyle itme veriminin de düşeceği beklenmektedir.

$U_p = 0.5 \text{ m/s}$, $t_p = 0.08 \text{ s}$ ve $t_r = 0.92 \text{ s}$ değerleri ile yapılan analiz sonucunda, atımlı modda üretilen ortalama itme kuvveti, denklem 4.2 kullanılarak $\bar{F} = 38.05 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Araç hızı ise denklem 4.3 kullanılarak 1.41 m/s olarak hesaplanmıştır. Bu hız değeri kontrol hacminin giriş sınırında akış hızı değeri olarak tanımlanarak, aracın hareketi canlandırılmıştır.

5.1.2 HTYA mevcutken itme kuvveti ve araç hızının hesaplanması

Harekete ters yönde akış hızı giriş sınırında 1.41 m/s olarak tanımlandıktan sonra analiz tekrarlanmıştır. HTYA mevcudiyetinde yapılan ilk analiz sonucunda araç üzerinde oluşan ortalama net kuvvet $\bar{F}_{net} = -14.5203 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Bu sonuca göre, aracın ürettiği itme kuvveti aracı 1.41 m/s hızda sevk etmeye yeterli değildir. Dolayısıyla bölüm 5.1.1’de hesaplanmış olan ortalama itme kuvveti $\bar{F} = 23.53 \text{ N}$ olarak güncellenmiştir. Bu ortalama itme kuvvetine karşılık gelen araç hızı denklem 4.3 kullanılarak yeniden hesaplanmış ve 1.0947 m/s olarak güncellenmiştir.

1.0947 m/s ’lik harekete ters yönde akış hızı altında yapılan analiz sonucunda araç üzerindeki ortalama net kuvvet $\bar{F}_{net} = 2.9293 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Bu analizde hesaplanmış olan ortalama kuvvet bir öncekinden çok daha az olsa da –sıfıra çok daha yakın olsa da- bu hassasiyetin yeterli olup olmadığına bakmak gerekmektedir. Araç üzerinde oluşan ortalama kuvvetin ihmâl edilebilir olup olmadığı denklem 5.1 ile ölçülmüştür. Bu ifade basit bir hata oranı hesabıdır.

$$\text{Err} = \frac{\bar{F}_{net}}{\bar{F}_A} \quad (5.1)$$

Bu hesaba göre, hata % 12 olarak bulunmuştur. Hatanın %5’in altına olması istendiğinden HTYA hızı tekrar güncellenmiş ve 1.1656 m/s olarak belirlenmiştir. 1.1656 m/s ’lik hız değeri için c olmalıdır. Bu değerler ile yapılan üçüncü analiz sonucunda, araç üzerinde oluşan net kuvvet $\bar{F}_{net} = -0.68318 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Bu sefer hata % 2.58’dir ve % 5’in altında olduğundan güncellenen hız değerinin yeterli hassasiyette olduğuna karar verilmiştir. Geline nokta özetlenecek olursa, araç atımlı jet modunda $U_p = 0.5 \text{ m/s}$, $t_p = 0.08 \text{ s}$ ve $t_r = 0.92 \text{ s}$ değerlerinde 1.1656 m/s sabit hıza ulaşmıştır.

5.2 Sürekli Jet Modunda Hareket

Bu bölümde, sürekli jet modunda, aracı 1.1656 m/s sabit hızda sevk edecek piston hızı hesaplanmıştır. Ulaşılmak istenen hız değeri için gereken piston hızı kitle modeli kullanılarak tahmin edilmiştir. Denklem 4.6 kullanılarak $U_p = 0.10814 \text{ m/s}$ hesaplanmıştır. Bölüm 4.6.2'de olduğu gibi analizler piston hareketinin başlangıcından sonraki 6 saniyeyi kapsayacak şekilde yapılmıştır. Ancak bu süre sonunda piston üzerine gelen ortalama kuvvet düzenli bir hal almıştır.

İlk analiz sonucunda araç üzerine etkiyen net kuvvet $\bar{F}_{net} = 3.0581 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Bu şartlar altında, analiz öncesinde belirlenmiş olan $\bar{F} = 26.4584 \text{ N}$ kuvveti güncellenmiş ve $\bar{F} = 23.4 \text{ N}$ olmuştur. Buna karşılık gelen piston hızı değeri ise $U_p = 0.101684 \text{ m/s}$ olarak güncellenmiştir. Bu piston hızı değeri ile yapılan ikinci analiz sonucunda araç üzerinde oluşan net kuvvet $\bar{F}_{net} = 0.3565 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Denklem 5.1 kullanılarak ölçülen hata % 1.52'dir ve seçilen piston değerinin yeterli hassasiyette olduğuna karar verilmiştir. Özetle, sürekli jet modunda aracı 1.1656 m/s hızda sevk edebilmek için piston hızı $U_p = 0.101684 \text{ m/s}$ olmalıdır.

5.3 Verimlerin Hesaplanması

Her iki jet modunda da denklem 4.9'da olduğu gibi itme verimi, pistonu verilen enerji ve aracın kuvvet altında aldığı yol gözönüne alınarak hesaplanmıştır.

5.3.1 Atımlı jet modunda itme verimi

Atımlı jet modunda aracı $\bar{U}_A = 1.1656 \text{ m/s}$ sabit hızda sevk edebilmek için araca verilmesi gereken ortalama itme kuvveti $\bar{F} = 26.4584 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Denklem 4.10 kullanılarak aracın bu hız ve kuvvet altında yaptığı iş $E_A = 30.84 \text{ j}$ olarak hesaplanmıştır.

Atımlı jet modunda piston üzerine etkiyen ortalama kuvvet $\bar{F}_p = 138.4572 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplama yapılırken, piston üzerine etkiyen yatay doğrultudaki toplam kuvvetler her adım aralığı için belirlenmiş ve kuvvetlerin toplamı, toplam analiz süresine bölünerek ortalaması alınmıştır. Bölüm 4.6.1'de olduğu gibi pistonun mutlak hızı hesaplanmalıdır. Bunun için denklem 4.13 kullanılmıştır ve

$\bar{U}_{mp} = 1.1256 \text{ m/s}$ olarak hesaplanmıştır. Bu bilgiler kullanılarak pistonu verilen enerji veya pistonun yaptığı iş $E_V = 155.854 \text{ j}$ olarak hesaplanmıştır.

Aracın yaptığı iş ve pistonun yaptığı iş değerleri denklem 4.9'da yerine koyulduğunda, atımlı jet modunda verim $\eta_A = \%19.78$ olarak bulunmuştur.

5.3.2 Sürekli jet modunda itme verimi

Atımlı ve sürekli jet modlarında araç hızı aynıdır ve $\bar{U}_A = 1.1656 \text{ m/s}$ 'dir. Sürekli jet modunda aracı 1.1656 m/s sabit hızda sevk edebilmek için araca verilmesi gereken ortalama itme kuvveti $\bar{F} = 23.4 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla aracın yaptığı iş denklem 4.10 kullanılarak $E_A = 27.275 \text{ j}$ olduğu görülmüştür.

Sürekli jet modunda piston üzerine etkiyen ortalama kuvvet $\bar{F}_p = 119.319 \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır. Denklem 4.13 kullanılarak ortalama mutlak piston hızı $\bar{U}_{mp} = 1.064 \text{ m/s}$ olarak belirlenmiştir. Bu bilgiler kullanılarak pistonun yaptığı iş $E_V = 126.951 \text{ j}$ olarak elde edilmiştir. Aracın yaptığı iş ve pistonun yaptığı iş değerleri denklem 4.9'da yerine koyulduğunda, sürekli jet modunda itme verimi $\eta_S = \%21.4858$ olarak bulunmuştur.

6. SONUÇ VE YORUM

Bu bölümde, bölüm 4 ve 5'te elde edilen bilgiler değerlendirilmiş ve atımlı jet sistemi ile sürekli jet sisteminin sevk verimleri karşılaştırılmıştır. Çalışma boyunca yapılanlar ve sonuçlar yorumlandıktan sonra gelecek çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

6.1 Atımlı Jet Verimi ve Sürekli Jet Veriminin Karşılaştırması

Senaryo -1'de 4.6553 m/s hızda aracı sevk etmek için atımlı jet modunda ve sürekli jet modunda pistonla verilmesi gereken 1 saniyelik enerji hesaplanmıştır. Bu haliyle hesaplanan aynı zamanda güçtür. Yapılan hesaba göre atımlı jet modunda pistonla verilmesi gereken güç 7365.822 j/s olarak hesaplanmıştır. Sürekli jet modunda ise pistonla verilmesi gereken güç 6910.825 j/s olarak bulunmuştur. Bu haliyle aracı aynı hızda sevk edebilmek için atımlı modda sisteme verilmesi gereken enerji, sürekli moda göre %6.6 daha fazladır. Yani sürekli moddaki enerji değeri baz alınarak, aracın sürekli modda atımlı moda göre %6.6 daha verimli olduğu söylenebilir.

Öte yandan her iki sistemin verimleri, alınan ve verilen iş bakımından karşılaştırıldığında, atımlı modda itme veriminin $\eta_A = \%22.39$; sürekli modda itme veriminin ise $\eta_S = \%19.87$ olduğu görülmüştür. Yani atımlı modda itme verimi sürekli moda göre daha verimlidir. Peki farklı değerlerin karşılaştırılması sonucu ortaya çıkan bu çelişkili sonucun sebebi nedir ve hangi değer temel alınmalıdır?

Bu çalışmada verim açısından yapılan karşılaştırmada en temel değer, aracı aynı hızda sevk etmek için her itme modunda sisteme verilmesi gereken toplam enerjilerin oranıdır. Zira verim ifadesinin anlamlı olabilmesi için aynı işi yapmak üzere harcanan enerjilerin karşılaştırılıyor olması gerekmektedir. O halde senaryo -1 için atımlı ve sürekli jet modunda, aracı 4.6553 m/s sabit hızda sevk edebilmek için sisteme verilmesi gereken anlık enerjilerin karşılaştırılması anlamlı olacaktır. İlk

yapılan karşılaştırma tam da bunu hedeflemektedir ve bu karşılaştırma sonucu sürekli jet modunun atımlı jet moduna oranla %6.6 daha verimli olduğu görülmektedir.

Yapılan ikinci karşılandırmada ise denklem 4.9 kullanılmıştır. Burada kıyaslanan, her jet modunda aracın yaptığı işin pistonun yaptığı işe oranıdır. Dolayısıyla bu karşılandırmada verim hesabı yapılırken pistonun yaptığı iş aracın üzerine etkiyen kuvvet altında aldığı yola oranlanmıştır. $t = 1 s$ 'lik süre için düşünülecek olursa, araç her iki itme modunda da aracın aldığı yol aracın hızı kadar olacaktır. Dolayısıyla verim hesabında farka sebep olacak tek değer, araç üzerine etkiyen ortalama itme kuvveti; diğer bir deyişle ortalama direnç kuvvetidir.

Senaryo -1 için araç üzerine etkiyen ortalama itme kuvveti değerleri analizle sonucunda atımlı jet modunda $352.423 N$, sürekli jet modunda ise $294.91 N$ olarak bulunmuştur. Bu bilgiden yararlanarak şu kesin olarak söylenebilir: Aracın direnci her iki jet modunda farklıdır. Aracın formunda bir değişiklik olmadığına göre, dirençteki farklılık jet modundan kaynakmaktadır. Dirençteki farklılığın sebeplerine geçmeden önce senaryo -2 için verimlerin nasıl olduğuna bakılmıştır.

Senaryo -2'de araç her iki jet modunda da $\bar{U}_A = 1.1656 m/s$ sabit hız ile hareket etmektedir. $t = 1 s$ için atımlı jet modunda sisteme verilmesi gereken enerji $E_V = 155.854 j$, sürekli modda sisteme verilmesi gereken enerji ise $E_V = 126.951 j$ olarak hesaplanmıştır. Aynı hız için farklı jet modunda sisteme verilmesi gereken enerjiler karşılandırdığında, sürekli jet modunun atımlı jet moduna oranla %22.7 oranında az enerji gerektirdiği görülmektedir. Bu hesap, sürekli jet modu temel alınarak yapılmıştır.

Bir diğer karşılandırma da her jet modunda sistemin verimi üzerinden yapılmıştır. Yani aracın yaptığı işin pistonun yaptığı işe oranına bakılmıştır. Denklem 4.9 kullanılarak yapılan hesap ve kıyas sonucu, atımlı jet modunda itme verimi % 19.788, sürekli jet modunda itme verimi ise %21.4858 olarak hesaplanmıştır.

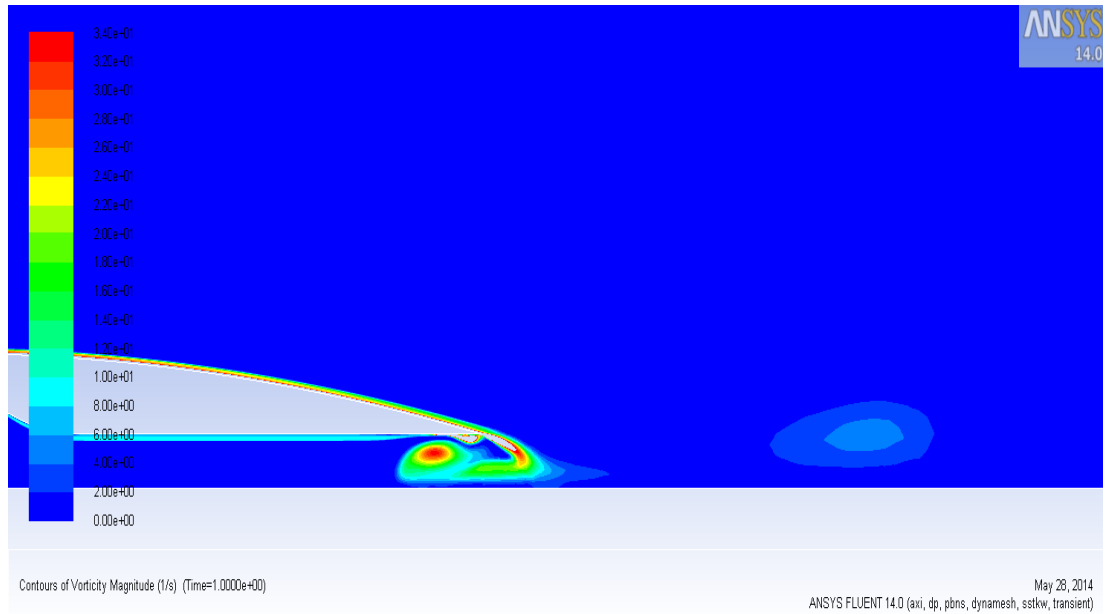
Senaryo -2'de, senaryo -1'deki gibi farklı verim karşılandırmaları için zıt sonuçlar ortaya çıkmamıştır; fakat senaryo -2'de de aynı hızda seyreden aracın farklı jet modlarında yaptığı işler farklı değerler almıştır. $\bar{U}_A = 1.1656 m/s$ hız ile hareket eden bir araca etkiyen ortalama direnç kuvveti $\bar{F}_D = 26.4584 N$ iken, sürekli jet modunda araca etkiyen ortalama direnç kuvveti $\bar{F}_D = 23.4 N$ olmuştur. Bir sonraki

alt başlıklarda, farklı jet modlarında farklı direnç kuvvetlerinin oluşmasının sebeplerine değinilmiştir.

6.1.1 Girdap halkalarının itme verimine etkisi

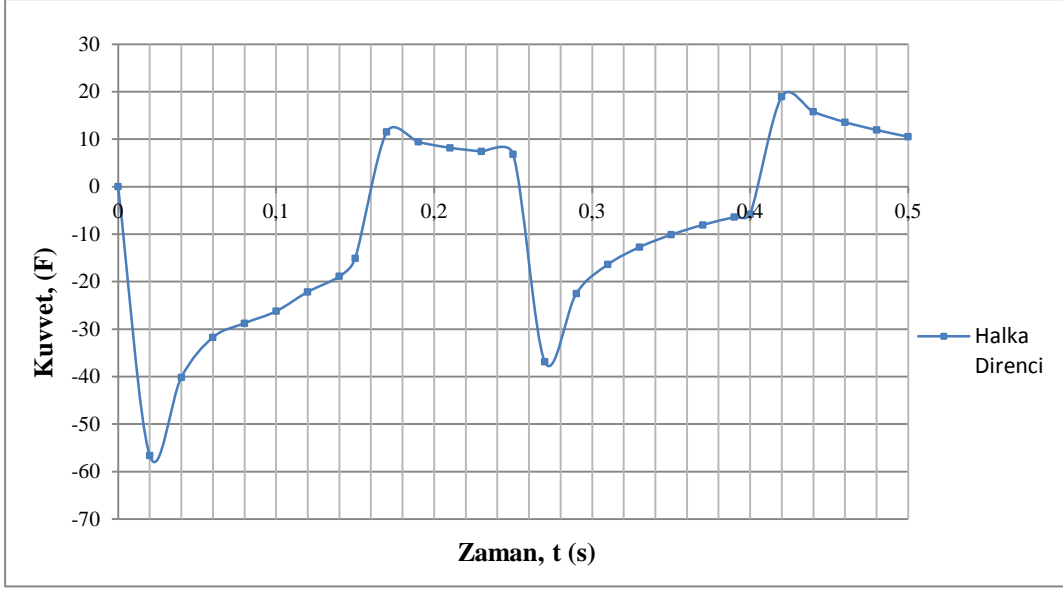
Sürekli jet modu ile atımlı jet modu arasındaki en belirgin fark girdap halkalarının varlığıdır. Nozulun hemen önünde (+x kısmında) oluşmaya başlayan ve zamanla araçtan uzaklaşan girdap halkasının, direnci artırdığı analizler sonucunda belirlenmiştir.

Senaryo -1’de girdap halkası oluşu gözlenmediği için bu etkiden bahsetmek mümkün değildir. Ancak senaryo -2’de araç hızının jet hızına oranı $\bar{U}_A/U_J = 0.373$ olduğundan; yani 0.5’ten küçük olduğundan girdap halkası oluştuğu gözlenmiştir. Şekil 6.1’de, aracın arka izinde oluşmuş olan halka görülmektedir.



Şekil 6.1 : Senaryo -2’de, t=0.25 s’de aracın arka akımında bulunan girdap halkası

Şekilde nozul içinde oluştuğu görülen girdap halkası, pistonun dinlenme süresi boyunca oluşan halkadır ve burada bahsi geçen etkinin sebebi değildir. Bahsedilen girdap halkası, araçtan +x yönünde uzaklaşmakta olan halkadır. Nozulun hemen önünde oluşmaya başlayan ve saat yönünün tersine dönen girdap halkası, sağ el kuralına göre aracın kabuğu üzerinde +x yönünde kuvvet indükler. Yani aracın hareket yönünün tersine. Şekil 6.2’de HTYA mevcut değil iken yapılan püskürtmeler sonucu, araç üzerinde oluşan anlık kuvvetler gösterilmektedir.



Şekil 6.2 : $t=0.5$ s ve $U_p = 0.5$ m/s için halkanın araç üzerinde oluşturduğu kuvvet

Burada açıkça görülmektedir ki, piston çalıştığı süre boyunca aracın kabuğu üzerinde +x yönünde kuvvet indüklenmektedir. Bu da araç üzerinde bir direnç kuvveti oluşturmaktadır.

Piston dinlenmeye geçtiğinde, aracın hareketine katkı yapacak bir kuvvet indüklendiği görülmektedir; fakat bu kuvvet püskürtmeden dolayı oluşan girdap halkasının indüklediği kuvvet değil, dinlenme süresinde nozulun içinde oluşan ters yönlü girdap halkasının indüklediği kuvvettir. Bu etkiye takip eden bölümde değilnilmiştir.

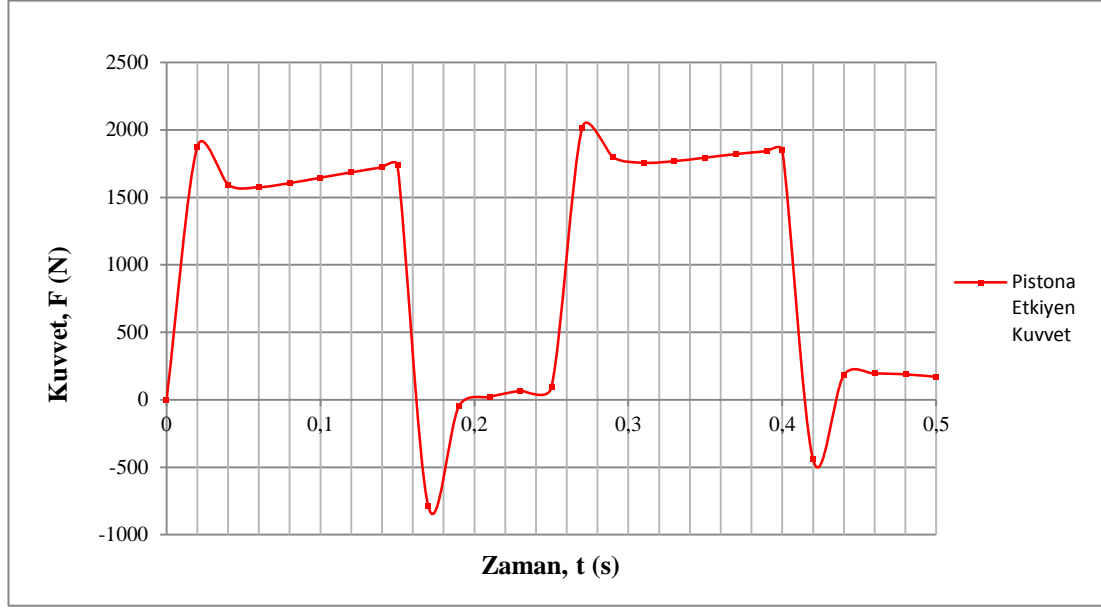
6.1.2 Piston dinlenme nozulun açık olmasının verime etkisi

Hem senaryo -1'de hem de senaryo -2'de, atımlı modda silindir içerisine doğru ters yönde akış mevcuttur. Bu olay şöyle gerçekleşir:

Piston durduğunda, nozulden dış ortama akışı kesen bir mekanizma olmadığından, pistonun +x yönünde hareketlendirdiği akışkan kütlesi eylemsizlik sebebiyle önce +x yönünde hareketine devam eder. Bu sırada hareket eden akışkanın boşalttığı hacim doldurulmadığından piston üzerinde bir vakum oluşturur. Bu da piston üzerinde +x yönünde; yani harekete ters yönde bir kuvvet indükler.

Daha sonra akışkan kütlesi durur ve $-x$ yönünde harekete geçer. Bu sırada silindir içinde oluşan hacmi doldurmak üzere nozulden içeriye $-x$ yönünde akışkan girişi olur. Bu ters yönlü akış nozul içinde bir girdap halkası oluşuma sebep olmaktadır.

Şekil 6.3'te senaryo -1 için yapılan analizler sırasında piston üzerine etkiyen anlık kuvvet grafiği verilmiştir.



Şekil 6.3 : $t=0.5$ s ve $U_p = 0.5$ m/s için piston üzerine etkiyen anlık kuvvet

Bu grafikte kuvvetin pozitif olması harekete katkısı, negatif olması ise dirence katkısı ifade etmektedir. Senaryo -1'de HTYA mevcut değil iken yapılan bir analizden alınan bu grafik, HTYA mevcut iken ve senaryo -2'de de benzer şekilde olacaktır.

Şekil 6.3'te de görüldüğü üzere piston üzerinde oluşan vakumun ani olarak bir direnç kuvveti indüklediği görülmektedir. Sonrasında ters akıştan dolayı nozul içinde oluşan girdap halkası piston üzerinde pozitif bir kuvvet oluşturuyor gibi görünse de aracın tamamına etkisi bilinmemektedir. Bunun için tüm yüzeyler üzerinde oluşan anlık kuvvetler incelenmeli ve ondan sonra bir yorum yapılmalıdır.

Bu alt başlıkta değinilmesi gereken bir diğer hadise de, dinlenme süresi boyunca nozulden dışarıya olan akışın girdap halkalarının itmeye verdiği katkıyı azaltmasıdır. Bahsedilen etki bu çalışmada gözlenmemiştir; fakat çeşitli çalışmalarda (Moslemi ve Krueger, 2010; Ruiz ve diğ, 2011; Whittlesey ve diğ, 2013) bu etkiden bahsedilmiş ve verime olan etkisi gözlenmiştir. Dolayısıyla dinlenme süresi boyunca nozul ekseninde her iki yönde de akışın mevcut olması sebebiyle, oluşan girdap halkalarının faydalarından tam olarak yararlanılamayacağı düşünülebilir.

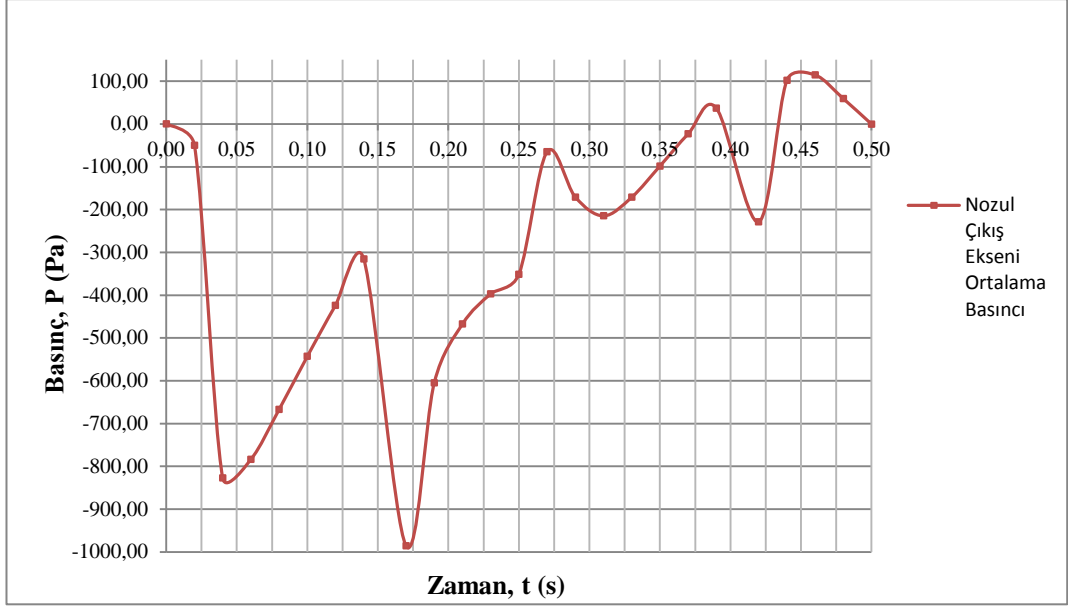
6.2 Girdap Halkalarının İtmeye Katkısı

Krueger (2001) yaptığı çalışmada, girdap halkalarının itmeye olan katkısını hesaplamak için nozul çıkış ekseninde oluşan yüksek basınçtan yararlanarak, izole bir halkanın ne kadar itme ürettiğinin hesaplanabileceğini göstermiştir. Bir girdap halkasının nozul çıkış ekseninde neden yüksek basınç oluşturduğu şöyle açıklanabilir:

$t = 0$ s anında nozulun hemen önünde bulunan dış ortam akışkanı hareketsizdir. Püskürtme başladığında, piston silindir içinde bulunan akışkanı iterken, aynı zamanda hareketiyle aynı doğrultudaki dış ortam akışkanına da hareket verir ve bu şekilde araca itme sağlar. Püskürtmenin başlangıcında hareketsiz olan dış ortam akışkanı, bir nevi katı yüzey gibi hayal edilebilir. Newton'ın üçüncü yasası gereği, katı yüzey üzerine uygulanan kuvvet kadar kuvvet araca da uygulanacaktır. Krueger (2001) yaptığı çalışmada piston-silindir mekanizması kullandığından, bu etkiyi nozul çıkış ekseninde ölçmek zorunda kalmıştır. Bu sebeple, gözlenen bu hadise nozul yüksek basıncı adını almıştır.

Sürekli jet modunda dış ortam akışkanı bir süre sonra nozul içindeki akışkan ile aynı hıza sahip olacağından, dış ortam akışkanın eylemsizliği ortadan kalkacaktır. Ancak atımlı modda, özellikle de tam atımlı jet modunda püskürtmeler arasında akışın olmadığı bir süre olduğunda, dış ortamdaki sıvının hızı azalır ve bir sonraki püskürtmede oluşacak girdap halkasının katkısını artırır.

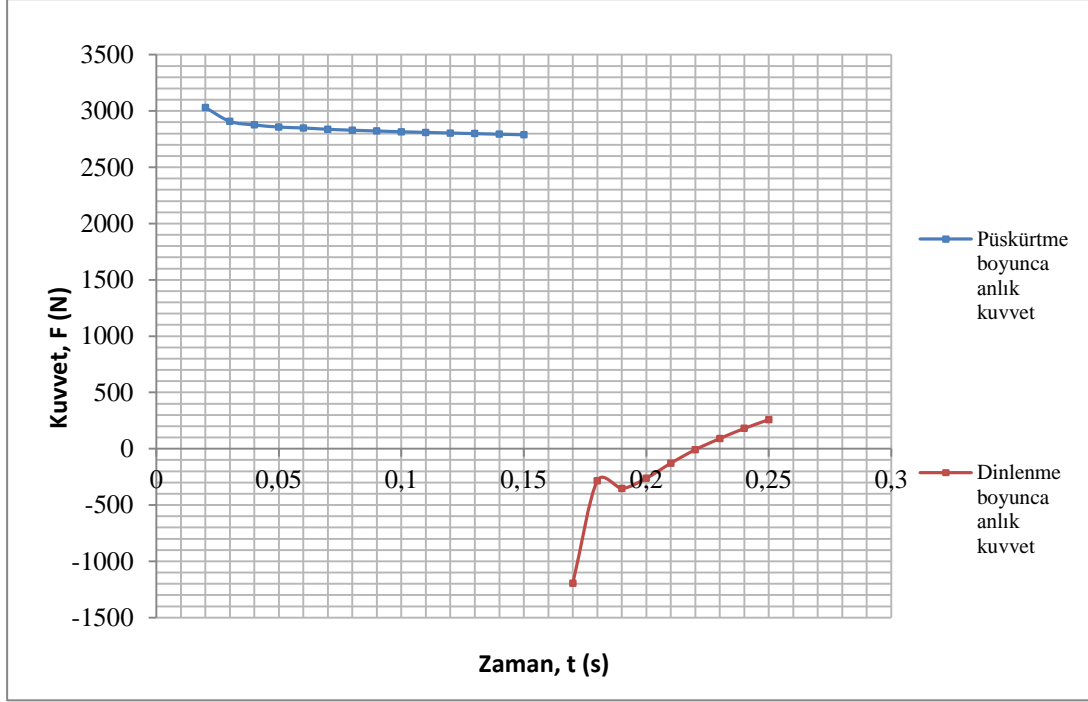
Bu çalışmada nozul eksenindeki statik basınç gözlenmek suretiyle girdap halkalarının katkısı hesaplanmaya çalışılmış; fakat başarılı olunamamıştır. Şekil 6.4'te $t = 0.5$ s nozul çıkış eksenindeki anlık ortalama statik basınç değerini gösteren grafik verilmiştir. Basınç değeri yüzey üzerinde her hücrenin merkezinde ölçülüp ortalaması alınmıştır.



Şekil 6.4 : $t=0.5$ s boyunca nozul eksenindeki anlık ortalama statik basınç

Dış ortam basıncı ANSYS Fluent yazılımına 0 Pa olarak girilmiştir ve yer çekimi ivmesi yok sayılmıştır. Bu sebeplerle veyahut başka sebeplerle analiz süresince statik basınç değeri, çoğunlukla negatif değerler almıştır. Dolayısıyla bu değerlerle bir hesap yapmak sağlıklı değildir. Şu an için bunun sebebi bilinmemektedir; fakat Krueger'in da (2001) bahsettiği dış ortam akışkana hareket verilmesi ve etkiye tepki hadisesi yine de gözlenebilmiştir.

Şekil 6.5'te, püskürtme ve dinlenme süresince piston üzerine etkiyen anlık kuvvetin grafiği verilmiştir. Piston, ani hızlanan bir hız profiline sahip olduğundan dolayı başlangıç değerleri merteye olarak çok yüksek olmaktadır. Bu sebeple pistonun harekete başladığı ve dinlenmeye geçtiği anlardaki hız değerleri grafikte gösterilmemiştir. Aksi takdirde, anlık kuvvetteki değişimler net olarak gözlenememektedir.



Şekil 6.5 : $t=0.25$ s boyunca piston üzerine etkiyen anlık kuvvet

Görüldüğü üzere başlangıçta piston üzerine etkiyen kuvvet daha yüksektir ve piston hareketine devam ettikçe kuvvet azalmaktadır. İşte bu etkinin sebebi dış ortam akışkanının başlangıçta hareketsiz olmasıdır. Şekil 6.5'teki grafik dikkatli incelendiğinde, bölüm 6.1.2'de bahsedilen iki yönlü akışın mevcut olduğu görülebilir. Dinlenme süresinin başlangıcında vakum sebebiyle oluşan direnç, yerini pozitif kuvvete bırakmaz. Piston üzerinde pozitif bir kuvvetin olması pistonun akışkanı ittiğini ve bu yüzden nozulden dışarıya akışın olduğunu göstermektedir. Yani, dinlenme süresince mevcut olan çift yönlü akışın girdap halkalarının katkısını azaltacağı tahmini kuvvetli bir tahmindir.

6.3 Yorum

Bu çalışmada, kalamar gibi atımlı jet itmesi ile hareket eden bir su altı aracının kavramsal dizaynı yapılmıştır. Kalamarın jet itmesi, bir piston-silindir mekanizması ile basit olarak taklit edilmiştir. Aracın formunu oluşturmak için başlangıç formu olarak DREA denizaltı parametrik modeli seçilmiştir. ANSYS Fluent ve ANSYS ICEM CFD yazılımları kullanılarak, hesaplamalı olarak 6 m boyundaki bir DREA denizaltı modelinin 3.422 m/s hızdaki direnci hesaplanmıştır. Araç aksel simetrik olduğundan ve akışın 3-boyutlu etkileri göz ardı edilebilir olduğundan, çalışmadaki tüm hesaplamalar boyunca iki boyutlu aksel simetrik olarak aracın yarısı

incelenmiştir. Analizler sonucu elde edilen veriler, direnç deneyi sonuçları ve aynı ıslak alana sahip türbülanslı düz levhanın direnciyle karşılaştırılmış ve teyit edilmiştir.

Püskürtülen akışkan kütesinin araç içinden dışarıya atılması için aracın kıkında bir açıklığa ihtiyaç vardır. Bu sebeple aracın kık formunda bir değişiklik yaparak açıklık oluşturulmuştur. İkinci dereceden bir polinom ile ifade edilen DREA denizaltı kık formunun derecesi korunarak yeni formlar oluşturulmuştur. Bu sayede kık ve araç formunun karakteri en az oranda değiştirilmiştir. Toplamda 5 adet kık formu türetilmiştir. Kık formları türetilirken belirli çıkış çapı-piston çapı oranları tercih edilmiştir. Piston çapı sabit olup aracın paralel gövdesinde yer almaktadır ve yarıçapı 0.34 m 'dir. Türetilen formların direnç analizleri yapılmış ve $D_e = 0.8D_p$ ve $D_e = 1.0D_p$ formlarının direnç değerleri şüpheli bulunduğundan form seçiminde bunlar göz önüne alınmamıştır.

Form seçiminde aracın direnç değerine ve çıkış çapının yeterli büyüklükte olmasına dikkat edilmiştir. Bu kriterler sonucu araç formunun $D_e = 0.4D_p$ olmasına karar verilmiştir.

Dışarıya atılan akışkanın silindir içinde boşalttığı hacim doldurulmadığından; yani silindir içine kontrollü bir akışkan girişi olmadığından, silindir hacmi olabildiğince büyük seçilmiştir ve bu sebeple aracın en geniş kısmı olan paralel gövde içine yerleştirilmiştir.

Atımlı ve sürekli jet modunda aracın performansını ölçebilmek için çeşitli performans değerleri belirlenerek senaryo -1 ve senaryo -2 oluşturulmuştur. Senaryo -1 için yapılan analizler sonucunda, araç hızı jet hızından yüksek olduğundan girdap halkası oluşmadığı görülmüştür. Yine de atımlı ve sürekli jet modunda aracın verimleri karşılaştırılmış ve aracın sürekli jet modunda %6.6 daha verimli olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuca, farklı jet modlarında aynı hızlarda sevk etmek için pistonu verilen enerji değerleri oranlanarak ulaşılmıştır. Öte yandan, her iki jet modunda sistem verimleri karşılaştırıldığında atımlı jet modunda itme verimi $\eta_A = \%22.39$ iken, sürekli jet modunda itme verimi $\eta_S = \%19.87$ olmuştur. İki verim hesabındaki bu farklılığın sebebi, sistem verimi hesaplanırken aracın ortalama itme kuvveti; yani direnç kuvveti değerinin de işin içine katılmasıdır. Çünkü aracın

direncinin farklı jet modlarında değiştiği gözlenmiştir. Atımlı jet modunda aracın direnci, sürekli jet moduna göre %19.5 daha fazladır.

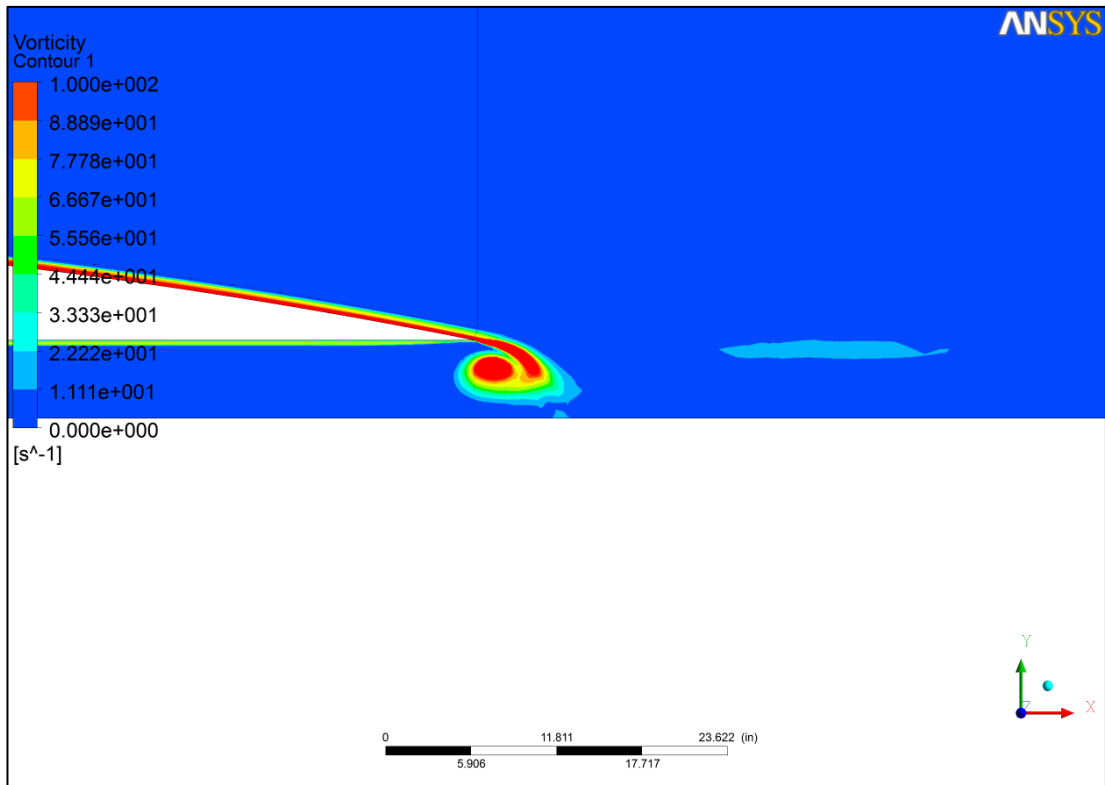
Senaryo -1 sonucunda girdap halkası oluşumunun gözlenmemesinin ardından performans parametrelerini düzenleyerek yeni bir senaryo oluşturulmuş ve bu sefer girdap halkası oluşumu gözlenebilmiştir. Ancak yeni senaryo; yani senaryo -2 oluşturulmadan önce bir dizi hesap yapılmış ve girdap halkasının oluşumunu denetleyen parametreler kullanılarak bir bağıntı oluşturulmuştur. Bu bağıntı oluşturulurken araç hızının jet hızına oranı temel alınmıştır. Çeşitli çalışmalar (Krueger ve diğ., 2003, 2006; Jiang ve Grosenbaugh, 2006) sonucunda, belli bir araç hızı-jet hızı oranından sonra girdap halkalarının yapılarının bozulduğu ve hatta girdap halkalarının çok hızlı bir şekilde yok olduğu belirlenmiştir. Bağıntı oluşturulurken $\bar{U}_A/U_J \leq 0.5$ (Jiang ve Grosenbaugh, 2006) olması istenmiştir. Bu bağıntıyı kullanarak, piston hızı ve piston hız profili, çıkış çapı ve araç formu değiştirilmeden $St_L \leq 0.08$ değerinde çalışılabileceği görülmüştür.

Senaryo -2 için performans parametreleri belirlenirken, piston hızı senaryo -1'deki ile aynı alınmış; fakat püskürtme süresi $t_p = 0.08 s$ ve $St_L = 0.08$ olarak değiştirilmiştir. Analizler sonucunda verim yine iki şekilde hesaplanmıştır. Her iki jet modunda da, aracı aynı hızda sevk edebilmek için pistonu verilen enerjilerin oranına bakıldığında, aracın sürekli jet modunda %22.7 daha az enerji gerektirdiği; yani daha verimli olduğu görülmüştür. Her iki jet modunda sistem verilmelerine bakıldığında, sürekli jet modunda itme veriminin %21.4858, atımlı jet modunda itme veriminin %19.788 olduğu görülmüştür.

Moslemi ve Krueger (2010), Ruiz ve diğ. (2011) ve Whittlesey ve diğ. (2013) aksine, bu çalışmada tasarlanan kavramsal araç için, atımlı jet sisteminin bir yarar sağladığı kanısına varılamamıştır. Oysaki girdap halkalarının atımlı jetlere sağladığı katkı birçok çalışma ile ortaya konmuştur (GRS, 1998; Krueger, 2001; Krueger ve Gharib, 2003)

Öncelikle senaryo -1 için verim üzerinden yorum yapmanın doğru olmayacağını belirtilmesi gerekmektedir. Çünkü bu senaryoda girdap halkası oluşumu gözlenmemiştir. Yine de atımlı modda, her iki senaryoda da aracın performansını düşüren bazı etmenlerden bahsedilebilir. Bunlardan ilki ve en önemlisi, pistonun dinlenme safhasında iken, nozul ekseninde akışı her iki yönlü kesecek bir

mekanizmanın olmamasıdır. Nozulden dış ortama akışkan çıkışı serbest olduğundan, silindir içindeki akışkan yatay doğrultuda ve her iki yönde salınmaktadır. Bu durumun yarattığı ilk ve en önemli etki, piston üzerinde vakum yaratarak aracı hareket yönünün tersine hareket etmeye zorlamasıdır. Bir diğer deyişle direnci artırmasıdır. İkinci olarak ortaya çıkan etki ise, silindir içinde oluşan boşluğa dış ortamdaki akışkanın hücum etmesidir. Bu sebeple nozulun iç kısmında ters yönlü bir girdap halkası oluşumu meydana gelmektedir. Şekil 6.6'da, piston dinlenme safhasında iken nozul içinde oluşan bir ters yönlü girdap halkası görülmektedir.



Şekil 6.6 : $t=0.25$ s'de nozul çıkış ucunda oluşan ters girdap

Oluşan bu ters yönlü halkanın direnç üzerine olan etkisi sayısal olarak ölçülmemiştir; fakat araç etrafındaki akışı bozduğundan direnç üzerine etkisi olduğu söylenebilir.

Ruiz ve diğ. (2011) ve Whittlesey ve diğ. (2013) de yaptıkları çalışmada, püskürtmeler arası akışın varlığının başka bir etkisine değinmişlerdir. Yapılan bu iki çalışmada bir ters akış mevcut değildir. Tam tersine dış akış ile aynı yönde bir akış mevcuttur; fakat bu akış daha çok bir kaçak akış gibi değerlendirilmektedir. Püskürtmeler arasında herhangi bir yönde akışın olması, atımlı püskürtmeler sırasında oluşan nozul yüksek basıncını olumsuz yönde etkilemektedir. Bu da atımlı jet verimini düşürecek bir etki yapmaktadır. Yapılan bu çalışmada, bahsedilen bu etki

sayısal olarak ölçülememiş olsa da, diğer çalışmalara dayanarak itme üzerine olası bir olumsuz etkiden bahsedilebilir. Özetle, dinlenme safhasında nozul eksenindeki iki yönlü akışı kesecek bir mekanizmanın olmaması, itme verimini önemli ölçüde düşürmektedir.

Tabii, atımlı jet modunda istenen verime ulaşamamasının tek sebebi bu değildir. Çeşitli çalışmalar (Moslemi ve Krueger, 2010) ve Paul S. Krueger'in tavsiyeleri (kişisel iletişim) doğrultusunda, atım jet modunda verimin yüksek olması için $St_L \geq 0.5$ olması gerektiği kanısına varılmıştır. Girdap halkalarının oluştuğu senaryo -2 için konuşacak olursak, atımlı modda verimin düşük olmasının bir diğer sebebi ise, St_L değerinin çok düşük olmasıdır. Senaryo -2 için $St_L = 0.08$ 'dir. St_L değerinin bu denli düşük olmasının sebebi ise çeşitli değerlere bağlıdır. Çalışmanın geneli için konuşacak olursak, silindir ve piston boyutlarının çok büyük olması St_L 'in düşük bir değer almak zorunda olmasının başlıca sebebidir. Bu durum şöyle açıklanabilir:

Araç hızı ve itme kuvveti arasında denklem 4.3'te olduğu gibi bir ilişki vardır. İtme kuvveti hesaplanırken ise, girdap halkalarının etkisini gözardı ederek kitle modeli; yani denklem 4.6 kullanılabilir. Bölüm 4.7'de girdap halkalarının etkisi ihmâl edilerek kitle modeli kullanılmış ve belirli bir hassasiyette sonuca ulaşılmıştır. Kitle modeline göre aracın itmesi pistonun çapına, hızına ve akışkanın özkütlesine bağlıdır. Akışkanın özkütlesini değiştirmek mümkün olmadığından sonuç üzerinde etkisi yoktur. Bu noktada, girdap halkasının yararından azami ölçüde yararlanabilmek için $\bar{U}_A/U_J \leq 0.5$ olması gerektiğini hatırlatmak gerekir. Seçilen $D_e = 0.4D_p$ modeli için piston hızı ile jet hızı arasında $U_J = 6.25U_p$ ilişkisi vardır. Dağınık olarak verilen bilgileri toparlayacak olursak, $St_L \geq 0.5$ olmalıdır; fakat aynı zamanda $\bar{U}_A/U_J \leq 0.5$ olmalıdır. Araç hızı piston hızı ve piston çapına, jet hızı ise piston hızına bağlıdır. O halde araç hızı ile jet hızı arasında doğru orantı olduğu söylenebilir. Ancak araç hızının aynı zamanda piston çapına bağlı olması ve piston çapının sabit olması durumu değiştirmektedir. Tasarım aşamasında piston çapı o kadar büyük seçilmiştir ki, $\bar{U}_A/U_J \leq 0.5$ oranını tutturmak için piston çok kısa bir süre boyunca çalışmalıdır. Bu da St_L değerinin düşük olması gerektiği anlamına gelmektedir.

Sonuç olarak, nozul eksenin akışı kesen mekanizmayı da tasarım başlığının altına alırsa, atımlı modda verimin düşük olmasının sebepleri tasarımsaldır.

6.4 Öneriler

İleride bu konu üzerine yapılacak araştırmalar için yapılan bu çalışmadan oldukça önemli sonuçlar çıkarılmıştır. Bunlardan birisi, harekete ters yönde akış altında girdap halkasının oluşabilmesi için gerekli olan jet hızının tahminidir. Senaryo -2'de $D_e = 0.4D_p$ formu için piston hızı ve St_L arasında bir matematiksel ilişki kurulmuş ve başarılı olmuştur. Yeni yapılacak sistem tasarımlarında, tasarım aşamasında böyle bağıntılara ihtiyaç vardır. nceki alışmalardan (Krueger, 2003; Krueger ve diğ, 2006) da gözlemlendiği gibi, bu ilişkinin araç hızı-jet hızı oranının 0.5'ten büyük olmayacak şekilde kurulması gerekmektedir.

Bir diğer öneri ise, piston dinlenme süresinde iken nozul eksenindeki iki yönlü akışı kesecek bir mekanizma geliştirmek olmalıdır. Bu sayede ardışık püskürtmelerin verimleri daha da artacaktır. Ancak akışı kesmek için eklenen sistemin itmeye etkisi ayrıca incelenmelidir. Basit; fakat i verimi düşük piston-silindir mekanizması yerine, daha verimli olan mekanizmalar araştırılmalıdır. IPMC (ion-polymer metal composites) malzemelerden üretilmiş ve elektrik akımı ile harekete geçen malzemeler ile kalamarın mantosu ile yaptığı emme-püskürtme hareketi, gerçeğe çok yakın bir şekilde modellenebilir.

7. KAYNAKLAR

- Anderson, E. J. ve Grosenbaugh, A. M.** (2005). Jet flow in a steadily swimming adult squid, *J. Exp. Bio.*, **208**, 1125-1146.
- Bartol, I. K., Krueger, S. P., Thompson, J. T., Stewart, W.** (2008). Swimming dynamics and propulsive efficiency of squids throughout ontogeny, *Int. Comp. Bio.*, **48**, 720–733.
- Bartol, I. K., Krueger, S. P., Stewart, W., Thompson, J. T.** (2009). Hydrodynamics of pulsed jetting in juvenile and adult brief squid *Lolliguncula brevis*: evidence of multiple jet ‘modes’ and their implications for propulsive efficiency, *J. Exp. Bio.*, **212**, 1889-1903.
- Bartol, I. K., Krueger, S. P., Stewart, W., Thompson, J. T.** (2009). Pulsed jet dynamics of squid hatchlings at intermediate Reynolds numbers, *J. Exp. Bio.*, **212**, 1506-1518.
- Berktaş, Y.** (2012) Bir sesaltı rüzgâr tüneli içerisine yerleştirilmiş naca0012 kanadının sayısal analizi (Lisans Tezi), T.C. Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir
- Baker, C.** (2004) *Estimating drag forces on submarine hulls* (Rapor), University of New Brunswick, Fredericton, NB
- Dabiri, J. O. ve Gharib, M.** (2009). Pulsed jet dynamics of squid hatchlings at intermediate Reynolds numbers, *J. Fluid Mech.*, **511**, 311-331.
- Diden, N.** (1979). On the formation of vortex rings: rolling-up and production of circulation, *Z. Angew. Math. Phys.*, **30**, 101.
- Gertler, Morton** (1950) *Resistance experiments on a systematic series of streamlined bodies of revolution – For application to the design of high speed submarines- and appendix 1-7*, Navy Department, David Taylor Model Basin, Wash., D.C
- Glezer, A.** (1981). *An experimental study of a turbulent vortex ring*, (doktora tezi), California Institute of Technology, Pasadena, CA
- Glezer, A.** (1988). The formation of vortex rings, *Phys. of Fluids* **31**, 12, 3532-3542.
- Gharib, M., Rambod, E., Shariff, K.** (1998). A universal time scale of a vortex ring formation, *J. Fluid Mech.*, **360**, 121-140.
- Gosline, J. M. ve DeMont, M. E.** (1985). Jet-propelled swimming in squids, *Sci. Amer.*, **256**, 96-103.
- Helmholtz H. Von** (1858) Über Integrale der hydrodynamischen Gleichungen, welche der Wirbelbewegung entsprechen, *J. für die reine und angewandte Mathematik*, **55**, 25-55.
- Jiang, H. ve Grosenbaugh, M. A.** (2006). Numerical simulation of vortex ring formation in the presence of background flow with implications for squid propulsion, *Theor. Comput. Fluid Dyn.*, **20(2)**, 103–123.
- Karim M.M., Rahman, M. M., Alim, M. A.** (2009) Computation of Turbulent Viscous Flow around Submarine Hull Using Unstructured Grid, *J. Ship Tech.*, 5-1

- Kocaman, S.** (2007) *Baraj yıkılması probleminin deneysel ve teorik olarak incelenmesi* (Doktora Tezi), Çukurova Üniversitesi, Adana
- Krueger, P. S.** (2001). *The significance of vortex ring formation and nozzle exit over-pressure to pulsatile jet propulsion*, (doktora tezi), California Institute of Technology, Pasadena, CA
- Krueger, P. S. ve Gharib, M.** (2003). The significance of vortex ring formation to the impulse and thrust of a starting jet, *Phys. of Fluids*, **15**, 5, 1271-1281.
- Krueger, P. S., Dabiri, J. O., Gharib, M.** (2003). Vortex ring pinchoff in the presence of simultaneously initiated uniform background co-flow, *Phys. of Fluids*, **15**, 7, L49-L52.
- Krueger, P. S. ve Gharib, M.** (2005). Thrust augmentation and vortex ring evolution in a fully pulsed jet, *AIAA Journal*, **43**, 4, 792-801.
- Krueger, P. S., Dabiri, J. O., Gharib, M.** (2006). The formation number of vortex rings formed in uniform background co-flow, *J. Fluid Mech.*, **556**, 147-166.
- Lighthill, J.** (1969). Hydromechanics of aquatic animal propulsion, *Ann. Rev. Fluid Mech.*, **1**, 413-446.
- Lim, T. T., Nickels, T. B.** (1995). Vortex rings, *Fluid Vortices*, 95-153.
- Maxworthy, T.** (1977). Some experimental studies of vortex rings, *J. Fluid Mech.*, **81**, 3, 465-495.
- Menter, F. R., Kuntz, M., Langtry, R.** (2003) Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, **4**
- Mohseni, K., Ran, H., Colonius, T.** (2001). Numerical experiments on vortex ring formation, *J. Fluid Mech.*, **430**, 267-282.
- Moslemi, A. Krueger, P. S.** (2010) Propulsive efficiency of a biomorphic pulsed-jet underwater vehicle, *Bioinspiration & Biomimetics*, **5**, 1-14
- Nichols, J. T., Krueger, P. S.** (2012) Effect of vehicle configuration on the performance of a submersible pulsed-jet vehicle at intermediate Reynolds number, *Bioinspiration & Biomimetics*, **7**, 1-17
- Pullin, D. I.** (1977). Vortex ring formation at tube and orifice openings, *Phys. of Fluids*, **22**, 3, 401-403.
- Rosenfeld, M., Rambod, E., Gharib, M.** (1988). Circulation and formation number of laminar vortex rings, *J. Fluid Mech.*, **376**, 297-318.
- Rosenfeld, M., Katija, K., Dabiri, J.** (2009) Circulation generation and vortex ring formation by conic nozzle, *Journal of Fluids Engineering*, 131 (9)
- Ruiz, L. A., Whittlesey, R. W. & Dabiri, J. O.** (2011) Vortex-enhanced propulsion. *J. Fluid Mech.*, 668, 5-32
- Saffman, P. G.** (1975). On the formation of vortex rings, *Stud. Appl. Maths*, **54**, 261-268.

- Saffman, P. G.** (1978). The number of waves on unstable vortex rings, *J. Fluid Mech.*, **84**, 625-639.
- Shusser, M. ve Gharib, M.** (1999). A new model for inviscid vortex ring formation, *30th AIAA Fluid Dynamics Conference*, Norfolk.
- Shusser, M. ve Gharib, M.** (2000). Energy and velocity of a forming vortex ring, *Phys. of Fluids*, **12**, 3, 618-621.
- Siekman, J.** (1963). On a pulsating jet from the end of a tube, with application to the propulsion of certain aquatic animals, *J. Fluid Mech.*, **15**, 399-418.
- Stewart, J. W., Bartol, I. K., Krueger, P. S.** (2010). Hydrodynamic fin function of brief squid, *Lolliguncula brevis*, *J. Exp. Bio.*, **213**, 2009-2024.
- Tait, P. G.** (1867). On the integrals of the hydrodynamic Equations that correspond to vortex motions (Hermann von Helmholtz (1858) çevirisi), *Phi. Mag. [4]*, **34**, 1867
- Thompson, W. (Lord Kelvin)** (1869). On vortex motion, *Trans. Roy. Soc. Edinburgh.*, **25**, 217-260.
- Weih, D.** (1977). Periodic jet propulsion of aquatic creatures, *Fortschr. Zool.*, **24**, 171-175.
- White, F. M.** (2004) Akışkanlar Mekaniği, s 415, New York, McGraw-Hill
- White, F. M.** (2004) Akışkanlar Mekaniği, s 533, New York, McGraw-Hill
- Whittlesey, R. & Dabiri, J.** (2013) Optimal vortex formation in a self propelled vehicle, *Journal of Fluid Mechanics*, **737**, 78-104.

8. EKLER

EK A: Tercüme terimler sözlüğü

EK A: Tercüme terimler sözlüğü

Arka Akım: Downstream

Atımlı Jetler: Pulsed jets

Biyolojik taklit: Biomimetic

Bükülebilir tüp: Collapsible tube

Dış ortam akışkanı: Ambient fluid

Düzgün: Uniform

Düzlemsel benzerlik teorisi: Planar similarity theory

Eksenel Simetri: Axisymmetry

Girdap: Vortex

Girdap halkası: Vortex ring

Girdap halkası oluşumu: Vortex ring formation

Girdap halkasının kapanması: Vortex ring pinch-off

Girdap tabakası: Vortex sheet

Girdaplılık: Vorticity

Harekete ters yönde akış: Co-flow

Hareketli: Dynamic

İkizkenar yamuk şeklinde piston hız profili: Trapezoidal piston velocity program

Kendi üzerine dönme: Roll-up

Kendi üzerine dönme başlangıç anı: Initial roll-up

Kelvin-Benjamin değişimsel prensibi: Kelvin-Benjamin variational principle

Kitle: Slug

Kitle Modeli: Slug model

Nozul: Nozzle

Nozul yüksek basıncı: Nozzle exit over-pressure

Oluşum zamanı: Formation time

Oluşum sayısı: Formation number

Piston hız profili: Piston velocity program

Takipçi jet: Trailing jet

Tam atımlı jetler: Fully pulsed jets

Tabakalama: Layering

Su girişi: Inlet

Üçgen şekilli piston hız programı: Triangular velocity program

Zorlamalı jetler: Forced pulsed jets

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Mustafa Kemâl Özâlp
Doğum Yeri ve Tarihi: 7 Ekim 1988
Adres: İTÜ Ayazağa Kampüsü, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Oda No: 410
E-Posta: kozalp@itu.edu.tr
Lisans: Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği (YTÜ)