

**T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÖZGÜN BİR SU JETİ ANA TAHRİK SİSTEMİ
TASARIM VE ANALİZİ**

Halil EVLİOĞLU

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
Yrd. Doç. Dr. M. Emin ERDİN**

**KASIM 2016
ÇORUM**

Halil EVLİOĞLU tarafından hazırlanan “Özgün Bir Su Jeti Ana Tahrik Sistemi Tasarım ve Analizi” adlı tez çalışması 03/11/2016 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr. Muhammed Emin ERDİN

Yrd. Doç. Dr. Ali ÖZGEDİK

Yrd. Doç. Dr. Mert Şafak TUNALIOĞLU



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun 07/11/2016 tarih ve 2016/217 sayılı kararı ile Halil EVLİOĞLU’ın Makine Mühendisliği Anabilim Dalı ’nda Yüksek Lisans / Doktora derecesi alması onanmıştır.



Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdür V.

TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.



Halil EVLİOĞLU

ÖZGÜN BİR SU JETİ ANA TAHRİK SİSTEMİ TASARIM VE ANALİZİ

Halil EVLİOĞLU

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Kasım 2016

ÖZET

Su jeti ana tahrik sistemi, deniz araçlarının su üzerinde hareket etmesini sağlayan tahrik sistemlerinden biridir. Geleneksel pervaneli sistemlerle su jeti karşılaştırıldığında yüksek verimi, yüksek sürat sağlaması ve düşük ses seviyesinde çalışması sayesinde su jeti ana tahrik sistemi gemi inşa sanayinde ve özellikle süratli gemi ve botlarda tercih edilmektedir. Her geçen gün su jeti ana tahrik sistemine, geleneksel pervaneli tahrik sistemlerine nazaran daha fazla fayda ve verim sağladığı için, ilgi büyümektedir. Bu çalışmada, öncelikle deniz araçlarının su üzerinde hareketini sağlayan tahrik sistemleri tanıtılmış, daha sonra su jeti tahrik sisteminin kullanıldığı platformlar ve neden bu sisteme ihtiyaç duyulduğu açıklanmıştır. Sonrasında sektörde kullanılan su jeti tahrik sistemlerinden farklı olarak özgün bir su jeti tahrik sistemi tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan özgün su jeti tahrik sisteminin kullanılacağı deniz aracının seçiminin yapılmasının ardından sistemin alt elemanlarının boyutlandırması ile su jetinin hızı, itme kuvveti, oluşturacağı basınç ve tahrik gücü hesaplanmış ve son olarak elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Analizler sonucunda sistemin avantaj ve dezavantajları belirlenerek önerilerde bulunulmuştur. Bu tez çalışmasında önerilen su jeti ana tahrik sisteminin milli gemi projelerinde ve/veya modernizasyon faaliyetlerinde kullanılmasıyla birlikte ülkemizin bu konudaki dışa bağımlılığının azalacağı düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler: su jeti ana tahrik sistemi, pervane, milli deniz aracı, özgün tasarım

DESIGN AND ANALYSIS OF AN AUTHENTIC WATER JET MAIN PROPULSION SYSTEM

Halil EVLIOĞLU

HITIT UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

November 2016

ABSTRACT

Water jet main propulsion system is one of the propulsion systems which allows the movement of marine vessels on the water. Water jet main propulsion systems provide high efficiency, high-speed and operate at low-noise condition compared with conventional propeller propulsion systems, therefore; water jet main propulsion system is used in the ship building industry and especially in fast ships and boats. Nowadays there is a growing interest on water jet main propulsion systems because of having more benefits and efficiency than conventional propeller systems. In this study, first of all propulsion systems that allow the movement of vessels on the water are introduced, then the platforms in which water jet main propulsion systems are used and the need for this system are explained. Afterwards, an authentic water jet main propulsion system was designed which is different from the water jet main propulsion systems used in industry. After the selection of the vessel in which designed authentic water jet main propulsion system runs; water jet speed, thrust force, generated pressure and driving power are calculated by sizing the systems sub-elements and finally the results obtained were evaluated. Suggestions were made via determining the systems advantages and disadvantages according to the analyses results.

It is thought that foreign-source dependency of our country will be reduced with the utilization of the water jet propulsion system proposed in this thesis study in national marine vessel projects and/or modernization operations.

Keywords: Water jet propulsion system, propeller, national marine vessel, authentic design

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca bana yol gösteren, bilgi ve deneyimlerini benden esirgemeyen, teővik ve destekleri ile her zaman bana yardımcı olan danışman hocam Yrd. Doç. Dr. M. Emin ERDİN'e, tasarım konusunda bilgi ve tecrübelerini paylaőtıđı için Mak. Yük. Müh. Ersan KIRAR'a en içten teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca maddi manevi desteklerini her zaman yanımda hissettiğim ailem ve değerli eőim Betül KUTLU EVLİOĞLU'na teőekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
RESİMLER DİZİNİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. TAHRİK SİSTEMLERİ.....	7
2.1. Sabit Kanatlı Pervane Sistemi.....	8
2.2. Hatve Kontrollü Pervane Sistemi.....	9
2.3. Nozullu Pervane Sistemi.....	11
2.4. Tandem (Ardıl) Pervane Sistemi.....	12
2.5. Zıt Dönüslü Pervane Sistemi.....	13
2.6. Üst Üste Bindirilmiş Pervane Sistemi.....	13
2.7. Pervane-stator Sistemi.....	14
2.8. Yüzey Yarıcı Pervane Sistemi.....	15
2.9. Göbek Finli Pervane Sistemi.....	15
2.10. Düşey Eksenli Pervane Sistemi.....	17
2.11. Manevra Pervane Sistemi.....	18
2.12. Manyeto-Hidrokinamik (Pervanesiz) Sistem.....	19
2.13. Su Jeti Sistemi.....	19
3. SU JETİ ANA TAHRİK SİSTEMİ.....	20
3.1. Su Jetinin Temel Elemanları ve Tipleri.....	27
3.1.1. Giriş ve giriş kanalı.....	28
3.1.2. Şaft.....	28
3.1.3. Pompa.....	29
3.1.4. Nozul.....	30

3.1.5. Dümen donanımı	31
3.2. Su Jeti Ana Tahrik Sistemlerinin Çalışma Prensibi	32
3.2.1. Su jeti ana tahrik sisteminin hız karakteristiği	33
3.2.2. Genel pompa karakteristiği	35
3.2.3. Pompada kavitasyon.....	38
3.2.4. İtme kuvveti	38
3.2.5. Su jeti sistemi verimi.....	40
3.3 Su Jetinde IVR Etkileri	41
4. SU JETİ ANA TAHRİK SİSTEMİNİN TASARIMI VE HESABI.....	42
4.1. Su Jeti Ana Tahrik Sisteminin Tasarımı	42
4.2. Su Jeti Ana Tahrik Sisteminin Hesaplamaları.....	43
4.2.1. Dizel motordan tahrik	50
4.2.2. Elektrik motorundan tahrik	52
4.3. Kavitasyon İncelemesi	53
4.4. Su Jeti Ana Tahrik Sisteminin Verim Hesabı	54
5. TASARIM ÇIKTILARI.....	55
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	64
KAYNAKLAR	66
EKLER.....	70
EK-1. Seçilen pompanın NPSH ve güç eğrileri	70
EK-2. Seçilen pompanın performans eğrileri.....	70
EK-3. Seçilen pompanın karakteristik özellikleri	71
EK-4. Seçilen dizel motorun teknik özellikleri.....	72
EK-5. Seçilen kaplinin teknik özellikleri	73
EK-6. Seçilen yön değiştirici redüktörün teknik özellikleri.....	73
EK-7. Seçilen asenkron elektrik motorunun teknik özellikleri.....	74
EK-8. Seçilen yardımcı makinanın teknik özellikleri	74
ÖZGEÇMİŞ	75

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
4.1. Hesaplamalarda kullanılan temel parametreler	44
4.2. Pompa seçiminde kullanılan parametreler	48
4.3. Şaft çapı hesabında kullanılan parametreler	50
4.4. Kaplin düzeltme katsayıları	51
5.1. Gemi hızındaki artışın su jeti itme kuvvetine ve gücüne etkisi	57
5.2. Gemi hızındaki artışın hıza ve hacimsel debiye etkisi.....	60

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
2.1. Pervane ve şaft sistemi.....	7
2.2. Pervane kanadı hatvesi	8
2.3. Hatve kontrollü pervane sistemi	9
2.4. Hızlandırıcı nozul (a) ve yavaşlatıcı nozul (b)	12
2.5. Üst üste bindirilmiş pervane sistemi	14
3.1. Su jeti ana tahrik sistemi	27
3.2. Su jeti ana tahrik sistemi hız karakteristiği	33
3.3. Genel pompa karakteristiği	36
3.4. Pompa teorisindeki terimlerin şekil üzerindeki gösterimi	37
3.5. Su jetinin giriş ve çıkış düzlemleri	37
4.1. Tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminin katı modeli	42
4.2. Tasarımda kullanılan temsili geminin katı modeli	43
4.3. Modellenen temsili geminin suyun altında kalan kısmı	48
4.4. Temsili geminin makina ve aktarma organları katı modeli	51
5.1. Gücünü ana makinadan alan sistemin katı modeli	55
5.2. Gücünü elektrik motorundan alan sistemin katı modeli	56
5.3. Gemi hızına bağlı olarak itme kuvvetinin ve gemi direncinin değişimi	58
5.4. Gemi hızına bağlı olarak gemi gücü, efektif güç ve pompa gücünün değişimi.....	59
5.5. Gemi hızına bağlı olarak akışkanın hacimsel debisinin değişimi	61
5.6. Gemi hızına bağlı olarak basma yüksekliğinin değişimi	62
5.7. Kamewa FF-310 marka/model su jetinin boyutları	63
5.8. Tasarlanan sistemin boyutları	63

RESİMLER DİZİNİ

Resim	Sayfa
2.1. Sabit kanatlı pervane sistemi	9
2.2. Hatve kontrollü pervane	10
2.3. Hatve kontrollü pervaneli SG gemisi	11
2.4. Nozullu pervane sistemi	11
2.5. Tandem pervane sistemine sahip bir gemi	12
2.6. Zıt dönüşlü pervane sistemi	13
2.7. Pervane-stator sistemi	14
2.8. SG botunda kullanılan yüzey yarıcı pervane	15
2.9. Göbek finli pervane sistemi	16
2.10. Konvansiyonel pervane (a) ve göbek finli pervane (b)	16
2.11. Voith-Schneider pervane sistemi	17
2.12. Manevra pervane sistemi	18
2.13. MJP serisi su jeti ana tahrik sistemi	19
3.1. Türk SG gemisi	21
3.2. RMK tersanesi tasarımı hücumbot	22
3.3. Hızlı feribot	23
3.4. A.B.D. ve Rolls Royce firması tarafından üretilen savaş gemisi	24
3.5. A.B.D. savaş gemisi (Independence)	24
3.6. Adnan Menderes feribotu	25
3.7. Osmangazi feribotu	25
3.8. Orhangazi feribotu	26
3.9. MJP-750 serisi su jeti ana tahrik sistemi şaftı (a) ve dişli kaplini (b)	28
3.10. Pompa içyapısı	30
3.11. Paralel boğazlı nozul	30
3.12. Pelton tip nozul	31
3.13. Dümen donanımının görünümü	32

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A	Alan
a	Giriş kanalı eni
b	Giriş kanalı boyu
C	Katsayı
D	Çap
d	Mil çapı
F	Kuvvet
g	Yer çekimi ivmesi
H	Pompa yüksekliği
J	Kutupsal atalet momenti
K	Servis faktörü
k	Türbülans katsayısı
L	Gemi boyu
M	Moment
M	Momentum
\dot{m}	Kütlesel debi
N	Newton
n	Devir sayısı
P	Güç
p	Basınç
R	Direnç kuvveti
r	Yarıçap
S	Düzeltilme katsayısı

Simgeler s T t V v \dot{V} W w z α η ρ τ Δ **Kısaltmalar**

A.B.D.

GT

HP

IVR

İDO

İSA

JVR

kts

MJP

NPSH

RMK

rpm

SAR

SG

Açıklama

Emniyet katsayısı

Burulma momenti (Tork)

İtme kesinti faktörü

Hacim

Hız

Hacimsel debi

Güç birimi (watt)

İz katsayısı

Referans düzlemden yükseklik

Kinetik enerji düzeltme faktörü

Verim

Yoğunluk

Kayma gerilmesi

Deplasman tonajı

Açıklama

Amerika Birleşik Devletleri

Gros ton

Beygir gücü

Giriş hız oranı

İstanbul Deniz Otobüsleri

İnsansız sualtı aracı

Jet hızı oranı

Sürat birimi [deniz mili/saat]

Marine jet power

Net pozitif emiş yüksekliği

Rahmi Mustafa Koç

Dakikadaki devir sayısı

Sertel Abeking Rasmussen

Sahil Güvenlik

1. GİRİŞ

Deniz üzerinde seyahat, yük ve yolcu taşımak neredeyse insanlık tarihi kadar eskidir. İlk çağlardan itibaren denize dayanıklı gemiler inşa edip onları yüzdürmek insanoğlunun hedefi olmuştur. Sanayi devrimine kadar yelken ve kürekle seyreden gemiler, hızla artan makinalaşmayla önce çarklı sonrasında uskurlu (konvansiyonel pervaneli) tahrik sistemleri ile seyir yapar hale gelmişlerdir.

Deniz araçları tahrik sistemleri bakımından kendi tahrik sistemi ile hareket edenler ve edemeyenler olarak iki gruba ayrılır. Kendi tahrik sistemine sahip deniz araçları yelken, kürek, elektrik makinası veya ısı makinası yardımı ile tahrik kuvvetini sağlayan gemi, tekne ve yatlardır. Kendi tahrik sistemine sahip olmayanlar ise mavna, yüzer havuz ve yatak gemileri gibi yardımcı unsurlar olup bir römork veya çekici gemi ile manevra yapan araçlardır.

Deniz araçlarının belirli bir hızda hareket etmesi için suyun direncini yenmeleri gerekir. Bu direnci yenmek tahrik sisteminin üreteceği itme kuvvetiyle mümkün olur. Deniz aracını suda hareket ettirecek bu itme kuvveti 19. yüzyılın başlarından beri mekanik tahrik sistemleri ile sağlanmaktadır.

Geçen yüzyıl içerisinde, denizcilik bilim ve teknolojisinin ilerlemesine paralel olarak, pervane sistemleri de gelişmiştir. Bu gelişmelere bağlı olarak su üzerinde hızlı hareket etme, yüksek manevra kabiliyeti, daha yüksek itme ve çekme gücü elde etme, verimli çalışma vb. sebeplerden pervaneli tahrik sistemleri çeşitlendirilmiştir. Pervaneli tahrik sistemleri içerisinde, yüksek hız ve manevra kabiliyeti ile su jeti tahrik sistemleri öne çıkmaktadır.

Siamo (2013) tarafından yapılan çalışmada, biyolojik canlılardan esinlenerek yeni bir tahrik sistemi geliştirilmiştir. Bu çalışmada kendi mekanizmalarını kullanarak suda hareket eden bir grup organizma seçilerek analiz edilmiştir. Su jeti hareketine benzer olan midyenin hareketinden yola çıkılarak tahrik sistemi tasarımında eşdeğer iki itme kuvveti sağlayan iki oynar kapaklı (flap) silindir mekanizması kullanılmış ve basınç

oluşturmak için silindir çıkışlarına daraltıcı ağız konulmuştur. Bahse konu su jeti tahrik sisteminin analiz sonuçları yaratıcı ve yenilikçi tahrik sistemini desteklemiştir.

Carreno ve ark. (2013) tarafından yaygın kullanımını olmayan pompa-jet tipi istikamet açılı tahrik sistemine sahip bir karakol gemisinin manevralarını simüle etmek için matematiksel bir model geliştirilmiş ve tahrik sistemi davranışları incelenmiştir. Yapılan çalışmalarda teorik ve deneysel sonuçların uyum gösterdiği gözlemlenmiştir.

Korde (2004) tarafından jet tahrikli ve konvansiyonel pervane sistemli insansız sualtı araçları (ISA) simülasyon yöntemi ile karşılaştırılmıştır. ISA okyanusların, denizlerin ve gllerin keşfi için kullanılan, kendi içerisinde güç sağlayan, uzaktan kumandalı sualtı aracıdır. ISA'da genellikle tahrik sistemi olarak konvansiyonel pervane tercih edilir ve içerisi navigasyon, sonar ve gözlem sistemleri ile donatılır. ISA'da jet tahrik sistemi olarak, Dowingtown-Huber tipi, eksantrik rotorlu 4 adet pompa kullanılmıştır. Su araca baş taraftan girip esnek tüplerden geçtikten sonra pompalar vasıtasıyla hızlandırılıp dışarı atılmakta ve araç böylece hareket almaktadır. Yapılan gözlem ve deneyler sonucu konvansiyonel pervaneli tahrik sistemi, jet tahrik sistemine göre daha iyi sonuçlar vermiştir.

Sönmez (2011) süratli bir geminin su jeti tahrik sistemine ait flanş-şaft elemanında ortaya çıkan hasarı incelemiştir. Flanş-şaft, su jeti pompası içerisinde ana şafttan gelen tahrik gücünü rotora aktaran, döküm ve devamında talaşlı imalat yöntemleri ile üretilmiş bir bağlantı elemanıdır. Düzensiz akış, yüksek yük, titreşim gibi nedenlerle bu şaft üzerinde oluşan hasar mekanizması açıklanmıştır.

Xin ve ark. (2013) tarafından vektörel su jeti tahrik ünitesi ile donatılan bir ISA dizayn edilmiştir. Bir paralel manipölator ile kontrol edilen ISA ile düşük kavitasyon ve düşük ses şartlarında yüksek hareketlilik gözlemlenmiştir. Bu sayede ISA'dan küçük itme kayıpları ile yüksek manevra kabiliyeti, dümenleme ve hatve kontrolü sağlanmıştır.

Gao ve ark. (2008) tarafından su jeti pompasının rotor-stator bağlantısındaki akış alanı 3 boyutlu olarak araştırılmıştır. Kullanılan pompa 4 kanatlı rotora, 5 kanatlı statora sahip aksenal akışlı pompa olup rotor-stator aralığı değiştirilebilir özelliktedir. Pompa performans testlerinden biri sadece rotor ile diğer üçü ise rotor-stator aralığı sırasıyla 112, 134 ve 156 mm olacak şekilde yapılmıştır. Pompanın girişine ve çıkışına yerleştirilen birer adet transdüser (güç çevirici eleman) ile basınç ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Testlerin sonucunda, rotor-stator aralığı 112 mm iken enerji kaybının minimum, verimin ise maksimum olduğu gözlemlenmiştir.

Lavis ve ark. (2006) tarafından yüksek süratli gemi dizaynı için ihtiyaç duyulan su jeti tahrik sistemi ve elemanları incelenmiştir. Su jeti pompası olarak kompakt yapısı ile öne çıkan aksenal akışlı pompa seçilmiştir. Çeşitli ticari gemiler için farklı yükleme şartları, sürat ve menzil ihtiyaçları için analizler yapılmıştır. Su jeti tahrik sistemi pompasının teorik ve hesaplanan verim değeri birbirine çok yakın olup % 90 olarak belirlenmiştir. Su jeti tahrik sistemi olarak giriş geometrisi düşük sürtünme katsayısına sahip olduğundan ankastre tip ve nozul olarak kayıpların düşük olması nedeniyle Pelton tip seçilmiştir. Performans ve kavitasyon testleri tamamlandığında, geliştirilmiş aksenal akışlı pompaların hidrodinamik ve kavitasyon karakteristiği açısından çok iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir.

Giles ve ark. (2010) tarafından Rolls Royce firmasının geliştirmiş olduğu su jeti tahrik sistemi, A.B.D. Deniz Kuvvetleri'ne ait 40,55 m boyundaki savaş gemisinde test edilmiştir. Testler konvansiyonel pervaneli sistem ile karşılaştırmalı olarak yapılmış, tahrik ünitesi olarak Rolls Royce üretimi B32 40V16P model elektrik tahrikli motor seçilmiştir. Su jeti tahrik sistemi için 3 adet, konvansiyonel pervaneli sistem için ise 4 adet elektrik tahrikli motor kullanılmıştır. Bu şekilde 30 kts maksimum sürate ulaşılmıştır. Yapılan testler sonucunda su jeti tahrik sistemine sahip geminin daha yüksek verimle çalıştığı tespit edilmiştir.

Kandasamy ve ark. (2011) tarafından su jeti tahrik sistemine sahip katamaran (çift gövdeli) tipi gemi modelinin sayısal hesaplamaları ve deneysel ölçümleri yapılmıştır.

Deneysel ve bilgisayar destekli akış analizleriyle yapılan incelemeler sonucunda akış ve basınç dağılımlarının yüksek oranda uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Bulten (2006) tarafından yapılan çalışmada su jeti tahrik sistemi bileşenleri tanımlanarak su jeti sistemindeki akış, her aşamasında türbülans modelleri ve denklemleri kullanılarak analiz edilmiştir. Bilgisayar destekli akış dinamiği analizleriyle deneysel hesaplamaların sonuçları tablo ve grafiklere aktararak karşılaştırılmış, küçük farklar ile uyumlu oldukları görülmüştür.

Young ve ark. (2011) tarafından yüzeyde seyreden düşük derinlikli gemilerde su jeti tahrik sistemlerinin içerisindeki akış hareketleri ve düzensiz akışın pompa performansına etkileri bilgisayar destekli akış analizleri ile incelenmiştir. Bu gemiler, geliştirilmiş teknolojiye sahip, kendi ağırlığının yaklaşık % 80'i kadar ağırlığı bünyesinde taşıyabilen, katamaran benzeri hava yastıklı yüzer platformlardır. Yapılan testler sonucunda akışın her aşamada düzensiz olduğu gözlemlenmiştir.

Jessup ve ark. (2008) tarafından dört adet su jeti ana tahrik sistemine sahip, yüzeyde seyreden düşük derinlikli gemi için performans analizi yapılmıştır.

Schroeder ve ark. (2009) tarafından geliştirilmiş su jeti ana tahrik sistemindeki akış ve akışın oluşturduğu itme kuvveti ile tork, bilgisayar destekli akış dinamiği analizleri ve deneyler ile analiz edilmiştir. Bu sayede kavitasyon etkisi altında su jetinin performansı hakkında çıkarımda bulunulmuştur.

Chesnakas ve ark. (2009) aksenal akışlı su jeti ana tahrik sisteminin pompa gücü ve kavitasyon performansını test etmişler, testleri hem deneysel hem de bilgisayar destekli akış dinamiği kullanarak yapmışlardır. Testler sonucunda pompa verimi 0,89 olarak bulunmuş, kayıpların düşük olduğu gözlemlenmiştir.

Verbeek (1992) tarafından su jeti ana tahrik sisteminin çalışma prensibi tanımlanmış; su jeti ile gemi hızı, pompa tasarımı ve kavitasyon ilişkisi üzerine denklemler

oluşturulmuştur. Daha sonra pompa rotorunun geometrisi ve hızı grafiklerle açıklanmıştır.

Kuşoğlu (1997) tarafından sabit pervaneli olanlar dışındaki gemi tahrik sistemlerinin önemli bir kısmı araştırılmıştır. Su jeti ana tahrik sisteminin genel tanımı yapılmış; bu sistemin yatlar, askeri gemiler ve kayaklı gemilerde olan uygulamaları açıklanmıştır. Su jetinden başka değişken adımlı ve dönebilen itişli gibi diğer alternatif tahrik sistemleri incelenmiş, gemi ana tahrik sistemi seçimine yardımcı olacak bilgiler verilmiştir.

Van Terwisga (1996) tarafından su jeti tahrik sisteminin temel prensipleri ve bileşenleri incelenmiş, diğer pervaneli tahrik sistemleri ile karşılaştırması yapılmıştır. Su jeti ana tahrik sisteminin gemi gövdesi ile etkileşimlerinin matematiksel modellenmesi, deneysel ve bilgisayar destekli akış dinamiği analizleri yapılarak sonuçlar karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Roberts ve Walker (1998) tarafından çıkıntısız girişi olan su jetlerinde emiş kanalı girişindeki suyun hızı ile geminin hızı arasındaki bağıntı ve giriş suyu sınır tabakası incelenmiştir.

Bulten ve Verbeek (2003) tarafından su jeti çalışma şartlarına göre en uygun giriş kanalı geometrisinin tasarımını yapabilmek için ihtiyaç duyulan parametreler belirlenmiş ve tasarıma temel olacak hesaplamalar yapılmıştır.

Delaney ve ark. (2009) tarafından dört adet yan yana konulmuş su jeti ana tahrik sistemine sahip tek gövdeli ve yüksek süratli bir su üstü gemisinin tahrik sisteminin performansı sayısal metotlar ile hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar lazer doppler testleri ile karşılaştırılmıştır. Akışın, su jetindeki her aşamasında momentum, itme kuvveti ve verim hesaplamaları ile bilgisayar destekli akış dinamiği analizlerinin sonuçları incelenmiştir. Ölçümlerde pompalardan alınan gücün bilgisayar destekli akış dinamiği modelleri ile % 1~2 farkla uyumlu olduğu görülmüştür.

Borrett ve Rae (2008) tarafından çoklu su jeti ana tahrik sistemine sahip bazı deniz araçlarının yüksek sürat, manevra kabiliyeti ve tahrik gücü ile değişken hız kademelerindeki tasarım karakteristikleri üzerine incelemeler yapılmıştır.

Carlton (2012) tarafından denizcilikte kullanılan pervane ve tahrik sistemlerinin tanımı yapılarak pervaneler ve tahrik sistemlerinin temel prensipleri, matematiksel modelleri ve kullanım alanları üzerine bilgi verilmiştir. Bir tahrik sistemi olarak su jeti sistemi de ele alınmış, temel yapısı ve prensipleri açıklanmıştır.

Su jeti ana tahrik sistemleri ile ilgili olarak yapılan çalışmalar kısıtlı olup bu çalışmalarda çoğunlukla akış davranışı ve performansı incelenmiştir. Su jeti tahrik sistemlerindeki akış hızı, basınç dağılımı, girdap ve türbülans oluşumu ile kavitasyon davranışı hem deneysel hem de bilgisayar destekli akış dinamiği analizleriyle incelenmiştir.

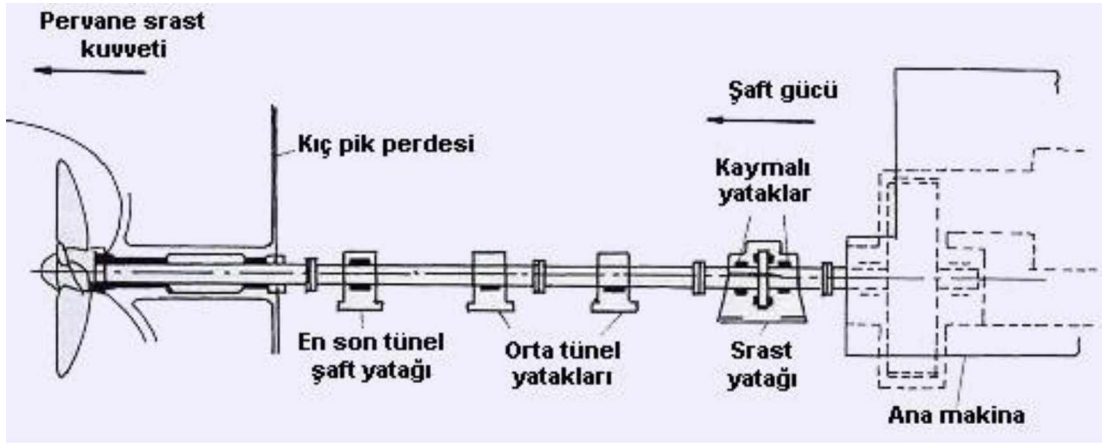
Bu tez çalışmasında gemi tahrik sistemleri tanıtılmış, su jeti ana tahrik sistemi incelenmiş ve matematiksel modellemesi yapılmıştır. Su jeti ana tahrik sisteminin avantaj ve dezavantajları açıklanmış, özgün bir su jeti ana tahrik sisteminin tasarım ve hesabı yapılmıştır. Yapılan inceleme ve hesaplamalar neticesinde literatürdeki su jeti tahrik sistemlerinden farklı giriş kanalı geometrisine ve pompaya sahip bir su jeti tahrik sistemi tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemin farklı sürat kademelerinde ürettiği itme kuvveti, pompa yüksekliği ve gücü, giriş ve çıkış kanalı hızları ile hacimsel debisinin analizleri gerçekleştirilmiş; sonuçlar değerlendirilerek önerilerde bulunulmuştur.

Askeri alanda olduğu kadar uluslararası deniz ticareti ve yolcu taşımacılığı sektöründe de ülkemizin hak ettiği yeri alması ve milli gemi projelerine katkı sağlaması amacıyla önerilen bu tez çalışmasının ana hedefi ulusal bir su jeti ana tahrik sistemi geliştirilmesine katkı sağlamaktır.

2. TAHRİK SİSTEMLERİ

Deniz araçlarında gücün ana makinalardan pervaneye kadar aktarılmasını sağlayan sistemlere tahrik (sevk) sistemleri denir. Ana makinanın çalışması ile elde edilen dairesel hareket kaplin ve dişliler (şanzıman) aracılığı ile pervane şaftına iletilir. Pervanenin dönmesi ile deniz aracı bir vidanın hareketine benzer şekilde ileri veya tornistan (geri) yönlü hareket alır.

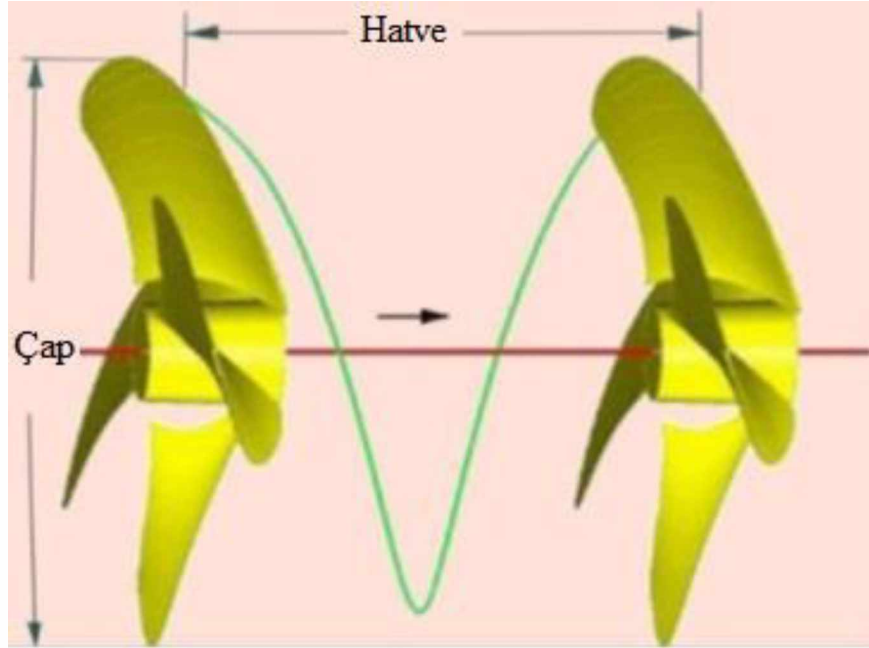
Bu sistem gemilerin büyüklüğüne göre değişiklik gösterse de genel olarak Şekil 2.1'de olduğu gibi sırasıyla şaft yatağı, ara şaft/şaftlar, pervane şaftı, kovan ve pervaneden oluşur.



Şekil 2.1. Pervane ve şaft sistemi

Döner bir milin üzerine yerleştirilmiş, uygun bir hidrodinamik biçim verilmiş palalardan oluşan ve itme/çekme gücü sağlayan teçhizata pervane denir. Pervane 1803'te Charles Dallery adlı bir Fransız tarafından icat edilmiştir. Pervanelerin yapımında kullanılan malzemelerin oranları genel olarak; % 80,2 Bakır (Cu), % 9,3 Alüminyum (Al), % 5 Demir (Fe), % 4,3 Nikel (Ni), % 1,2 Magnezyum (Mg)'dur. Modern denizcilik çağını başlatan pervanenin icadı, denizlerin çok daha etkin kullanımına yardımcı olmuştur (Anonim, 2013).

Pervanenin suyun içinde bir tur dönmesi ile kanat uçlarının yatay ekseninde kat ettiği mesafeye hatve denir (Anonim, 2015a). Pervane geometrisini tanımlarken kullanılan önemli parametrelerden birisi de pervane hatvesidir (Şekil 2.2).



Şekil 2.2. Pervane kanadı hatvesi

Pervaneler; deniz araçlarının boyutları, hacimleri, deplasmanları, batma derinliği, görevleri ve istenilen sürat kademelerine göre tasarlanır. Gemilerin manevra kabiliyetlerini ve pervanelerinin verimini artırmak, kavitasyonu azaltmak için değişik pervane uygulamaları geliştirilmiştir.

2.1. Sabit Kanatlı Pervane Sistemi

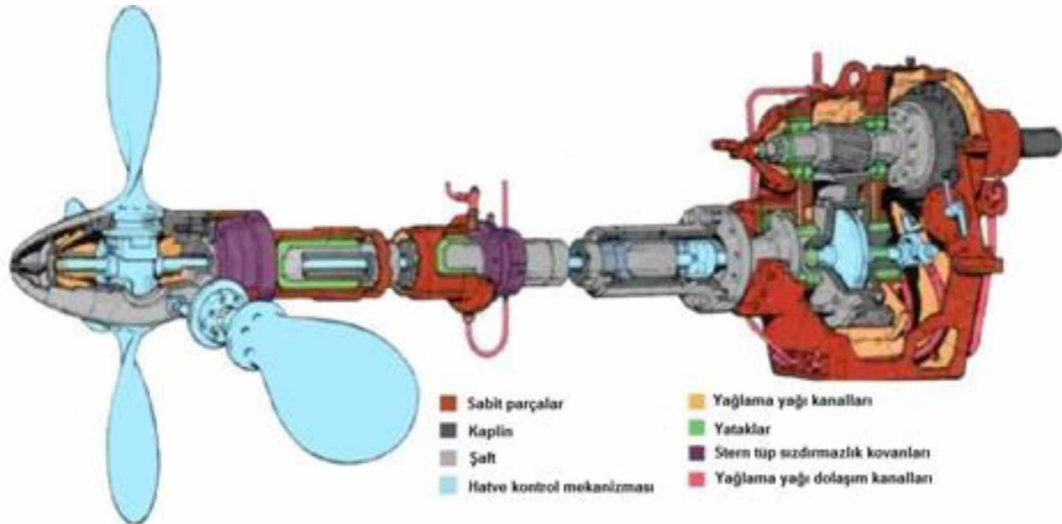
Sabit kanatlı pervaneler, kanatları pervane ile birlikte yekpare dökülen veya pervane kanatları saplamalarla göbeğe tutturulan pervane çeşitleridir (Resim 2.1) (Anonim, 2013). Pervane sistemlerinin temelini oluşturan geleneksel formu ile yıllardır kullanılmaktadır. Genel olarak en az 2, en çok 7 kanattan oluşur ama bazı denizcilik uygulamalarında pervane gürültüsünü azaltmak için kanat sayısı daha da artırılabilir (Carlton, 2012).



Resim 2.1. Sabit kanatlı pervane sistemi

2.2. Hatve Kontrollü Pervane Sistemi

Hatve kontrollü pervane sisteminde, şaft içerisinde ve pervane göbeğinde hidrolik mekanizmalar bulunur.

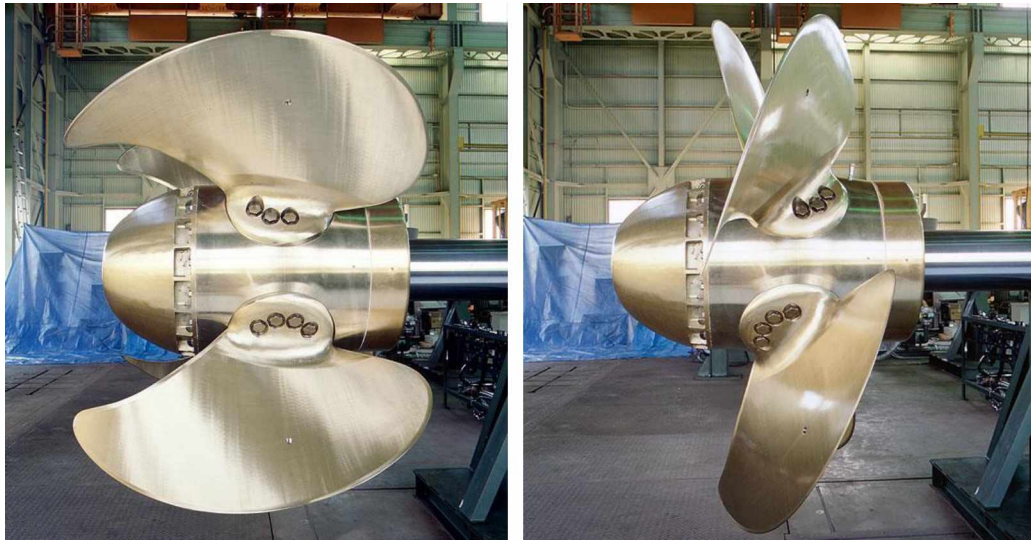


Şekil 2.3. Hatve kontrollü pervane sistemi

Şekil 2.3'te görüldüğü gibi şaft içerisinde, şanzımandan pervane göbeğine kadar uzanan bir mil bulunur. Pervane kanatlarının merkezi üzerinde oturduğu bu mil, krank mekanizmasının içerisinde geçer. Milin ileri-geri hareketi, pervane

kanatlarının açılarını değiştirir ve böylelikle şaft devir hızını değiştirmeden gemi hızı belirli sürat kademelerinde değiştirilebilir. şaftın dönüş hızına göre yk ayarlaması yapılabilir ve şaftın dönüş yönünü değiştirmeden tornistan yol yapılabilir.

Resim 2.2’de hatve kontrollü bir pervanenin kanat aıların nasıl değiştirilebildiği görülmektedir.



Resim 2.2. Hatve kontrollü pervane

Sabit pervanelere göre karmaşık yapıları nedeniyle kurulum ve bakım maliyetlerinin yüksek olmasına rağmen rmrkrler, buz kıran gemileri, tankerler, savaş gemileri ile ters yöne dönüş yapma imknı olmayan gaz türbinli sisteme sahip deniz araçlarında yaygın olarak kullanılmaktadır.

Resim 2.3’te hatve kontrollü 3 adet pervaneye sahip bir sahil güvenlik (SG) botu görülmektedir. Bu gemi 1984 yılında SAR-33 modeline uygun olarak Taşkızak Tersanesi’nde imal edilmiş, döneminin süratli gemileri arasında bulunan bir tasarımdır. KaMeWa firması tarafından üretilen hatve kontrol sistemi dengeli yük dağılımı sağlamakta ve 180 ton deplasmana sahip gemiyi 30 kts sürate ulaştırmaktadır. Dönemlerinin süratli gemileri sınıfında bulunan bu gibi gemilerde sıklıkla hatve kontrollü sistemler kullanılmıştır.



Resim 2.3. Hatve kontrollü pervaneli SG gemisi

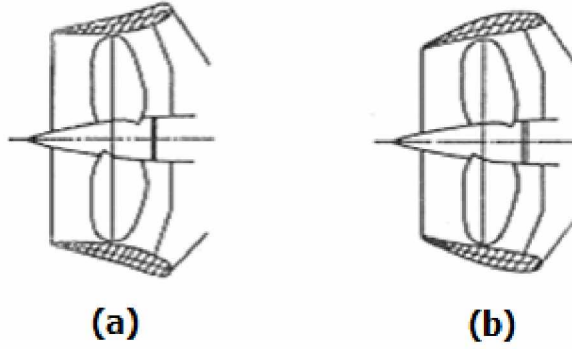
2.3. Nozullu Pervane Sistemi

Pervanelerin etrafına bir nozul (lüle) konulması ile oluşan sisteme nozullu pervane denilmektedir.



Resim 2.4. Nozullu pervane sistemi

Nozullu pervaneler “hızlandırıcı nozul” ve “yavaşlatıcı nozul” olarak ikiye ayrılır. İlk defa Ludwig Kort tarafından geliştirilmiş ve Kort Propulsion şirketi tarafından “Kort-nozul” ismi ile patenti alınmıştır. Düşük hız ile yüksek itme gücü istenilen çekici ve römorkörlerde uzun yıllardır kullanılmaktadır (Carlton, 2012).



Şekil 2.4. Hızlandırıcı nozul (a) ve yavaşlatıcı nozul (b)

2.4. Tandem (Ardıl) Pervane Sistemi

Pervanelerin, aynı yönde dönecek şekilde bir şaft üzerine art arda monte edilmesi (Resim 2.5) ile yapılan tasarımlara tandem pervane sistemi adı verilir (Anonim, 2015b). Tandem pervane sistemleri, aynı kanat yüzeyi alanına sahip zıt dönüşlü pervane sistemlerine göre daha az “çürük su” yaptığından daha iyi performans ile çalışır. Pervane tarafından yer değişimine uğrayan su kütlelerinin birbirine çarpması sonucunda oluşan itme kaybına çürük su adı verilir.



Resim 2.5. Tandem pervane sistemine sahip bir gemi

2.5. Zıt Dönüflü Pervane Sistemi

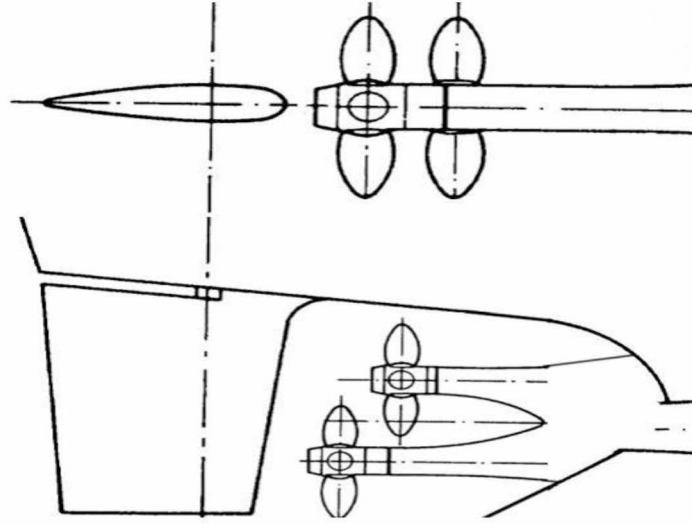
Zıt dönüflü pervane sistemi prensibinde farklı yönlerde dönen iki adet pervane, aynı eksen üzerinde bulunmaktadır (Resim 2.6). Zıt dönüflü pervaneler, geleneksel pervanelerde suya bırakılan ve kaybolan dönme enerjisinden hidrodinamik fayda sağlar. İlk pervanenin izinde çalışacak diğer pervanenin çapı, izin içinde bulunması gerektiğinden, daha küçük olmaktadır (Carlton, 2012). Torpido mermilerinde de bu pervaneler kullanılır.



Resim 2.6. Zıt dönüflü pervane sistemi

2.6. Üst Üste Bindirilmiş Pervane Sistemi

İki shaft ve bunlara bağılı bulunan üst üste bindirilmiş iki pervaneden oluşan tahrik sistemidir. İlk olarak 1880'li yıllarda torpido botlarında uygulanan bu tahrik sistemi aşırı titreşim ve pervanelerde kavitasyon oluşumları nedeniyle yaygın olarak kullanım alanı bulamamıştır (Anonim, 2015b).



Şekil 2.5. Üst üste bindirilmiş pervane sistemi

2.7. Pervane-stator Sistemi

Bu sistem, aynı işi yapan zıt dönüşlü pervanelere göre mekanik olarak daha basit ve düşük maliyetli olduğu için tercih edilmektedir. Stator pervanesinin önüne yerleştirilirse “ön stator”, arkasına yerleştirilirse “arka stator” ismini almaktadır (Resim 2.7). Her iki tip stator da pervane arkasında meydana gelen ortalama indüklenmiş teğetsel hızları yok edecek şekilde tasarlanmaktadır (Anonim, 2015b).



Resim 2.7. Pervane-stator sistemi

2.8. Yüzey Yarıcı Pervane Sistemi

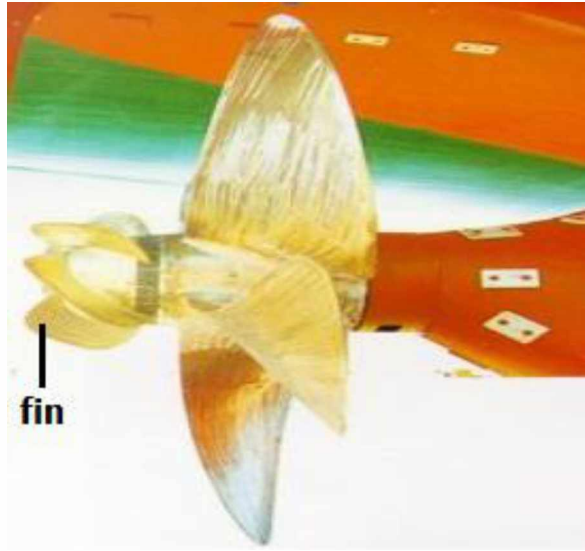
Genellikle sığ sular, limanlar, körfezler gibi açık deniz şartlarına daha az maruz kalınan bölgelerde çalışan yüksek süratli tekne ve botlar için tasarlanmış bir tahrik sistemidir. Bu pervane sistemi ülkemizde Yonca-Onuk Adi Ortaklığı üretimi olan Kaan-15 ve Kaan-19 sınıfı süratli botlarda da kullanılmaktadır. Resim 2.8’de görülen yüzey yarıcı pervane sistemi, Arneson firması tarafından üretilmiştir. Her iki pervane birbirine hidrolik-mekanik kontrol sistemi ile bağlıdır. Bu sayede senkronize hareket edip küçük dümen açılarıyla keskin dönüşler ve 50 kts üzeri yüksek hızlarda seyir yapabilme kabiliyetine sahiptir.



Resim 2.8. SG botunda kullanılan yüzey yarıcı pervane

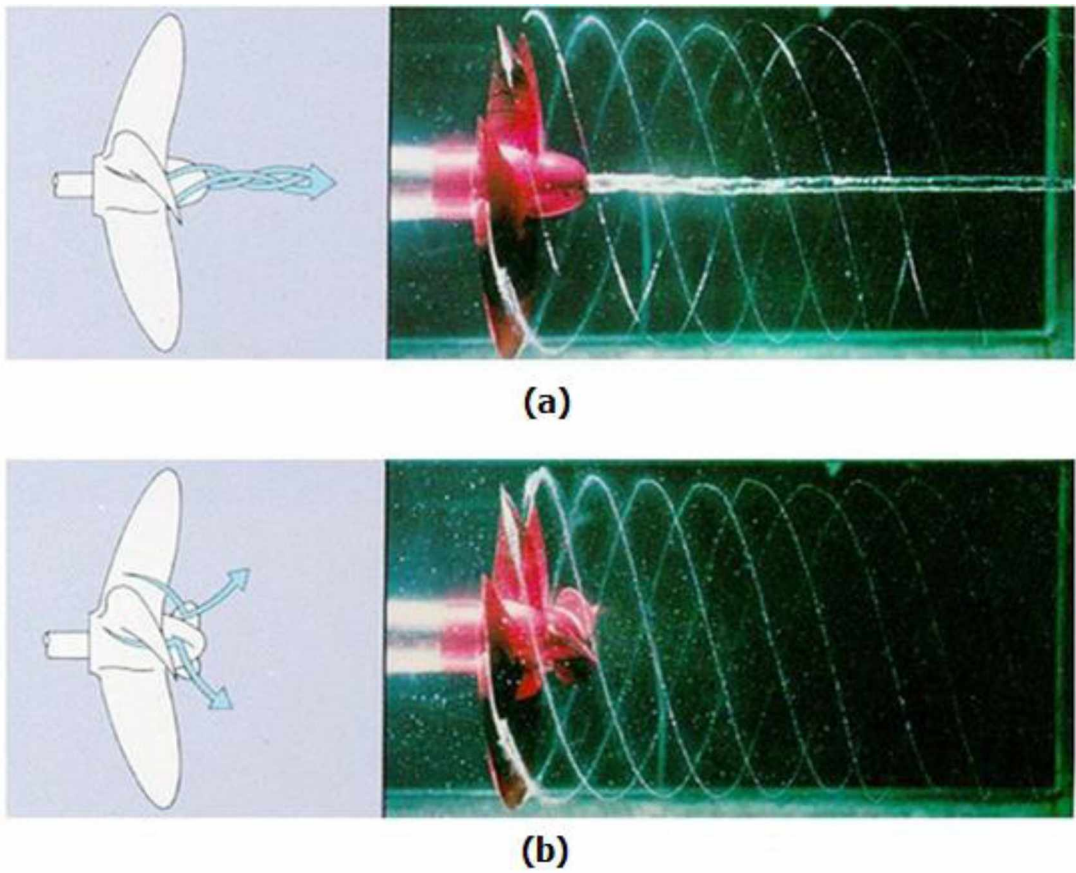
2.9. Göbek Finli Pervane Sistemi

Bu sistemde pervane göbeğinin üzerine ve kanat gerisine ufak düz levhalar şeklinde finler yerleştirilir. Bu finlerin sayısı pervane kanat sayısına eşit olup, belli bir hatve açısına sahiptirler. Bunların yerleştirilme amacı göbek etrafındaki girdabı ve kinetik enerji kayıplarını azaltarak pervane verimini artırmaktır (Anonim, 2013).



Resim 2.9. Göbek finli pervane sistemi

Resim 2.10’da konvansiyonel bir pervane ile göbek finli bir pervanede su akımı ve girdap oluşumu görülmektedir.



Resim 2.10. Konvansiyonel pervane (a) ve göbek finli pervane (b)

2.10. Düşey Eksenli Pervane Sistemi

Yatay veya yataya yakın ekseninde dönen bir diskin üzerine dikey olarak monte edilen 6 veya 8 adet kanattan oluşan pervanelerdir (Resim 2.11). 1920'lerde Kirsten-Boeing tarafından geliştirilmeye başlanmış olup daha sonra Avusturyalı mühendis Ernest Schneider tarafından tasarımı tamamlanmış olduğundan "Voith-Schneider pervanesi" olarak da anılmaktadır (Carlton, 2012).

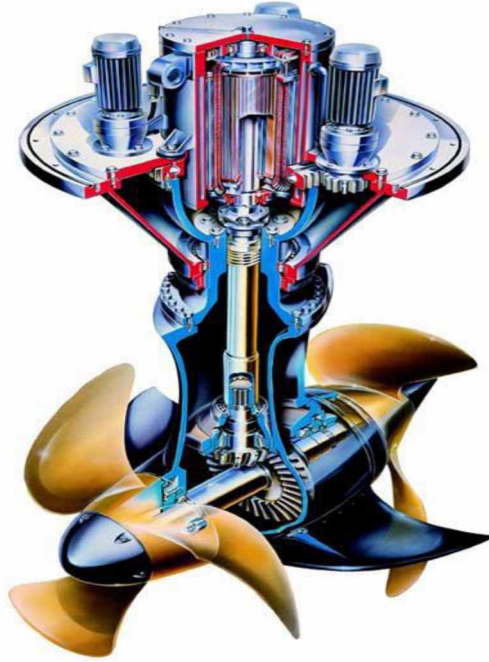


Resim 2.11. Voith-Schneider pervane sistemi

Düşey ekseninde hareket eden kanatları sayesinde itme yönü ve büyüklüğü aynı anda ve hızlıca ayarlanır. Resim 2.11'de örneği görülen bu pervane sisteminin verimi klasik pervane sistemlerinden düşüktür. Manevra kabiliyeti çok yüksek olduğundan ve dümen ile sağ/sol dönüşlü şanzımana ihtiyaç duymadığından kalabalık trafiği olan veya dar sularda çalışan römorkör, çekici, mayın gemisi gibi deniz araçlarında yaygın olmamakla birlikte kullanım alanı bulmuştur.

2.11. Manevra Pervane Sistemi

Elektrikli ya da hidrolik motorlardan gücünü alan baş ve kıç manevra pervaneleri, deniz aracının baş veya kıç tarafını yanlara doğru hareket ettirmeyi sağlayan sistemlerdir (Resim 2.12).



Resim 2.12. Manevra pervane sistemi

Özellikle rüzgâr ve akıntının kuvvetli olduğu ortamlarda büyük tonajlı gemiler, güvertesi yüksek lüks yatlar gibi deniz araçlarının manevra yeteneği azalır. Böyle durumlarda bir baş veya kıç manevra pervanesi ana tahrik sistemine yardımcı olarak manevrayı kolaylaştırır.

Manevra pervaneleri gemilerin ihtiyacına göre nozullu, nozulsuz, tek pervaneli veya çok pervaneli olabilir. Gücünü aldığı elektrik motoru, pervane şaftına dönen rulman veya dişli ile bağlanır. Motor kumanda sistemleri ile itme veya çekme yaptırılabilir. Günümüzde kruvazör gemilerinde 23 MW kapasiteli elektrik motorlarıyla güçlendirilmiş nozullu manevra pervaneleri kullanılmaktadır. Manevra pervaneleri, kayda değer manevra avantajı sağlamakla birlikte çok fazla suyu hızlı bir şekilde tahrik ettikleri için kavitasyonlu çalışmaktadırlar (Carlton, 2012).

2.12. Manyeto-Hidrokinamik (Pervanesiz) Sistem

Manyeto hidrokinamik tahrik sistemi pervane yardımı olmadan manyetik alan içinden suyun geçmesi esnasında hızlandırılması ile geminin hareket etmesini sağlar. İhtiyaç duyulan manyetik alan elektromanyetik pompalar ile sağlanır. Bu pompalar ile ilgili çalışmalar 1961 yılında A.B.D.'de tamamlanmış ve patenti Rice tarafından alınmıştır. 1970'den sonra sisteme süper iletken kömür eklenerek tasarım üzerinde iyileştirmeler sağlanmıştır (Carlton, 2012).

2.13. Su Jeti Sistemi

Su jeti sistemi basit olarak, deniz aracı içerisinde bulunan bir pompa yardımıyla aracın karinasının (geminin suyun altında kalan dış kısmı) en alt bölgesinden emilen suyun kış aynalıkta deniz suyu hattında veya altında bulunan bir nozuldan su içine veya dışına basınçlı olarak püskürtülmesiyle hareket sağlayan bir tahrik sistemidir (Resim 2.13).



Resim 2.13. MJP serisi su jeti ana tahrik sistemi

Gemi pervanesi su jeti tahrik sistemi içerisine tıpkı bir pompa pervanesi gibi bağlanarak çok akılcı bir sistem tasarlanmıştır (Van Terwisga, 1996). Yüksek sürat ihtiyaçlarına uygun yapısı ve verimli bir sistem olması sayesinde günümüzde birçok deniz aracında kullanılmaktadır.

3. SU JETİ ANA TAHRİK SİSTEMİ

Günümüzde kullanımda olan su jetlerinin ilk prensiplerini Riva CALZONI 1932'de ortaya çıkarmıştır. Bundan yaklaşık 3 yüzyıl önce 1630'da İngiltere'de David RAMSEYE ilk su jetini icat etmiştir. Daha sonra 1661'de Thomas TOOGOOD ve James HAYES gemilerin su gücüyle daha kolay seyir ve manevra yapabileceklerini açıklayıp kendi konseptlerini üretmişlerdir. Fakat 1980'e kadar su jeti ana tahrik üniteleri ticari ve askeri deniz araçlarında kullanım yeri bulamamıştır (Bulten, 2006).

1980'den sonra ticari gemilerde kullanımı artmaya başlayan su jeti sistemleri, 21. yüzyılın başlarında 3 metre çapı, kurulu 25 MW gücü ve yüksek süratli lüks yatlarda 65 kts (yaklaşık 120 km/saat) sürati bulan bir ana tahrik sistemi olarak gemi inşa sanayinde yerini almıştır (Bulten, 2003).

Deniz üstünde olduğu gibi denizaltı araçlarında da bazı su jeti uygulamaları denenmiş ve olumlu sonuçlar alınmıştır. İnsansız denizaltı uygulamalarında dış merkezli rotora sahip ünitelerin manevra kabiliyeti oldukça yüksektir (Korde, 2004). Vektörel su jetli denizaltı araçlarında düşük kavitasyon değeri ile yüksek hareket kabiliyeti sağlanmıştır (Xin, 2013).

Denizcilikte su jetine olan ilginin artmasıyla deniz kabuklularından esinlenilerek oynar kapaklı silindirik pompalı sistemler denenmiş, başarılı sonuçlar alınmıştır (Sioma, 2013). Ayrıca sığ sularda iyi manevra yapabilen dikey çalışan pompalı jetler ile yapılan deneylerde olumlu sonuçlar alınmıştır (Carreno, 2013).

Havacılıkta yüksek sürat gerekli olmaya başladığında pervanenin yerini nasıl jet motorları aldıysa, denizcilikte de su jetleri geleneksel pervanenin yerine geçmeye başlamış durumdadır.

Su jeti sadece deniz araçlarında kullanılan bir sistem değildir. Metal kesme, yüzey temizleme ve yangın söndürme gibi basınçlı suya ihtiyaç duyulan pek çok alanda kullanılmaktadır. Endüstride yaygın kullanım alanına sahip su jeti sistemleriyle ilgili

çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalar daha çok su jeti pompaları ve su jetiyle kesme uygulamaları konularında yoğunlaşmış olup su jeti tahrik sistemleri konusunda fazla çalışma olmadığı, olanların da kısıtlı bir içeriğe sahip olduğu gözlemlenmektedir.

Deniz ulaştırmasında önemli bir yer tutan su jeti ana tahrik ünitesinin ülkemizde üretilmesi hem sivil hem de askeri kullanım açısından önem arz etmektedir. Zira 3 tarafı denizlerle çevrili ülkemizde yaklaşık 8 880 km sahil şeridi boyunca Kabotaj Kanunu gereği deniz taşımacılığı ile ticareti yoğun bir şekilde devam etmektedir. Akdeniz, Ege Denizi ve Karadeniz'e kıyısı olan, Marmara Denizi ve Boğazlara sahip olan ülkemiz gelişmekte olan limanları ile dünya denizcilik sektöründe ve deniz ticaretinde hak ettiği yeri almaya çalışmaktadır.

Denizcilik sektöründeki gelişmelere paralel olarak ülkemizde de su jeti tahrik sistemini ana tahrik ünitesi olarak kullanan SG, Gümrük Muhafaza ve Deniz Kuvvetleri'ne ait liman savunma/karakol botları bulunmaktadır. Su jeti sistemleri liman savunma/karakol botları gibi çok hızlı süratlenmesi ve yüksek manevra kabiliyetine sahip olması gereken gemi/botlar için en etkin tahrik sistemidir (Borrett, 2008). Ülkemizde Yonca-Onuk Adi Ortaklığı tarafından tasarımı ve üretimi yapılan yüksek sürate sahip bu botlar KAAN sınıfı çok amaçlı taktik platformlar olarak adlandırılmaktadır.



Resim 3.1. Türk SG gemisi

Resim 3.1’de Yonca-Onuk Adi Ortaklığı tarafından inşa edilen bir Türk SG gemisi görülmektedir. Bu gemi 2 adet MJP-753 su jeti ana tahrik sistemine sahip olup her bir su jetinin ihtiyacı olan güç MTU 16V 4000 M90 marka/model bir ana makina tarafından sağlanmaktadır. Bu makinalardan her birinin maksimum devri 2100 rpm olup bu devirde ürettiği maksimum güç 2720 kW (3648 HP)’tır. 98 ton deplasman ağırlığı olan bu gemiler maksimum makina devrinde 45 kts sürata ulaşabilmekte ve yüksek manevra kabiliyeti ile hız gerektiren her türlü görevi icra edebilmektedirler.

Ülkemizde ticari gemi imalatı yapan RMK tersanesi 4 gemilik SG arama kurtarma gemisi projesinin tamamlanması sonrası harp gemisi imalatına yönelik çalışmalarına devam etmekte olup halihazırda 2 hareketli ve 1 sabit su jeti ana tahrik sistemine sahip bir tasarım üzerinde çalışmalarına devam etmektedir. Yeni nesil hücumbot olarak tasarlanan ve Resim 3.2’de örneği bulunan bu gemi ile ilgili henüz net bir açıklama yapılmamıştır.



Resim 3.2. RMK tersanesi tasarımı hücumbot

Harp ve karakol gemilerinin yanında ticari deniz araçları arasında da önemli bir yer tutan hızlı feribotlar ve yolcu gemileri de su jeti tahrik sistemine sahiptir.



Resim 3.3. Hızlı feribot

Dünyada su jetini, ana tahrik sistemi olarak kullanan gemilerin tamamında yüksek süratte seyir yapma ve manevra kabiliyetinin geleneksel pervaneli gemilere göre üst seviyede olduğu ve büyük bir çoğunluğunun ticari gemi olduğu görülmektedir. Gemilerin, büyüklükleri ve işlevlerine uygun olarak su jeti tahrik sistemlerini tasarlayıp üretebilen ülke ve kuruluşlar şunlardır;

- İngiltere: Rolls-Royce, HamiltonJet
- A.B.D.: Nam jet, Intellijet Marine, Castoldi Waterjet, Thrustmaster
- İsveç: MJP, KaMeWa (Rolls-Royce firması ile ortak olarak), Wärtsilä

100 kW'tan 10 MW ve üzeri güçlere kadar üretilen su jeti tahrik sistemine sahip gemilere ait bilgiler aşağıda özetlenmiştir.

Resim 3.4'teki ilk örnek savaş gemisi, test ve denemeleri tamamlandıktan sonra 2009 yılında A.B.D. Deniz Kuvvetleri envanterine girmiştir (Giles, 2010). Gemide kullanılan su jeti ana tahrik sistemlerinin deneysel ölçümleri ile bilgisayar destekli akış dinamiği analizleri karşılaştırılarak pompa modellenmiştir (Jessup, 2008).



Resim 3.4. A.B.D. ve Rolls Royce firması tarafından üretilen savaş gemisi

Su jeti ana tahrik sistemine sahip bir savaş gemisi Resim 3.5'te görülmektedir. Avustralya'nın Austal Tersanesi'nde tasarımı ve üretimi yapılan bu sınıf gemiler düşük deplasman ağırlığı, yüksek hızı ve denize dayanıklılığı ile ön plana çıkan, geniş bir iniş platformuna sahip kıyı muharebe gemileridir. Austal Tersanesi'nin resmi internet sitesindeki bilgilerde A.B.D. Donanması'na 2015 yılında katılan bu gemilerden toplam 10 adet imal edildiği belirtilmektedir.



Resim 3.5. A.B.D. savaş gemisi (Independence)

Ülkemizde deniz taşımacılığında önemli yeri olan İstanbul Deniz Otobüsleri (İDO) tarafından Austal Tersanesi'ne inşa ettirilen hızlı feribotlar katamaran tekne yapısına sahip olup 4 adet KaMeWa su jeti ana tahrik sistemi ile donatılmıştır. İstanbul-Yalova-Bursa-Bandırma güzergâhlarında sefer yapan bu gemiler 200~225 araç ve 800~1200 yolcu kapasitesine sahiptir. Yenikapı-Bandırma arasında sefer yapan Adnan Menderes ve Turgut Özal feribotları 37 kts sürat ile bu mesafeyi 130 dakikada kat etmektedirler.



Resim 3.6. Adnan Menderes feribotu

2007 yapımı Osmangazi (Resim 3.7) ve Orhangazi (Resim 3.8) feribotları ise daha fazla taşıma kapasitesi ile Yenikapı-Bursa arasını 95 dakikada kat edebilmektedir.



Resim 3.7. Osmangazi feribotu

İDO'nun resmi internet sitesinden alınan bu bilgiler ülkemizdeki yüksek tonajlı (5992 GT) gemilerde de su jeti ana tahrik sisteminin ne kadar çok kullanıldığı göstermektedir.



Resim 3.8. Orhangazi feribotu

Günümüzde su jeti ana tahrik sistemine ilgi, geleneksel pervaneli tahrik sistemlerine nazaran pek çok fayda ve avantajları olduğu için, artarak devam etmektedir. Su jetlerinin avantajları; sığ sularda kullanım, düşük makina yükleri, düşük titreşim, suya daha az gürültü verme (suya iz bırakmama), fazladan sürtünme olmaması, yüksek süratlerde verimli olması ve yüksek manevra kabiliyeti sağlaması olarak sıralanır. Bu avantajlar, başta deniz kuvvetleri gemileri olmak üzere çeşitli deniz araçlarında su jeti kullanma isteğini artırmaktadır (Kandasamy, 2011).

Su jeti ana tahrik sistemlerinin klasik pervaneli sistemlere göre bir diğer avantajı da gelişmiş kavitasyon performansıdır. Kapalı akış sayesinde içeride oluşan basınç, su jetinin özel pompası ile kontrol edilmektedir. Basıncın bu şekilde kontrol edilmesi sayesinde kavitasyon başlangıcı gecikir ve kavitasyon azaltılır (Schroeder, 2009).

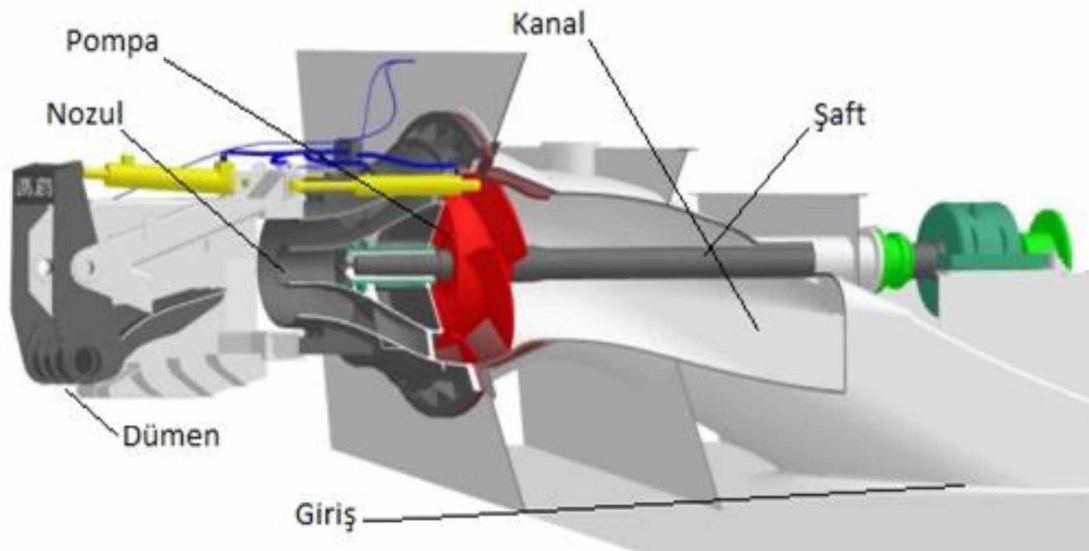
Yüksek süratli gemiler imal edebilmek için ince yapılı bir gövde formuna ve etkili bir tahrik sistemine sahip tasarımlara ihtiyaç duyulur. Bu sayede geminin dalga

sürtünmesi düşer ve istenen güç sağlanır. Geleneksel pervaneli sistemlerde şaft, şaft braketi, dümen yelpazeleri ve destek elemanları kayda değer ilave sürtünmeler yaratır. Süratlenmenin önünde büyük engel oluşturan bu tahrik sistemi elemanları nedeniyle 25-30 kts üzeri sürata sahip gemilerde su jeti tahrik sistemlerinin kullanılması en uygun seçimdir (Lavis, 2006).

Birçok avantajına karşın, su jeti ana tahrik sistemlerinin düşük süratlerde yakıt tüketimi artmakta ve yalpaya düştüğü ağır deniz şartlarında sistemin içine hava karışması tahrik veriminde düşmelere sebep olmaktadır. Bu nedenle düşük süratle seyreden ya da yapıları gereği süratli seyir yapması imkânsız olan yüksek tonajlı gemilerde tercih edilen bir tahrik sistemi değildir.

3.1. Su Jetinin Temel Elemanları ve Tipleri

Su jeti ana tahrik sistemi, deniz araçlarının arka kısmına monte edilen ve genel olarak 4 ana kısımdan oluşan bir tahrik sistemidir. Giriş ve giriş kanalı; şaft, rotor ve stator grubundan oluşan pompa; nozul ve sonrasında çıkan suya yön veren dümenleme donanımı bu 4 ana kısmı oluşturur (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Su jeti ana tahrik sistemi

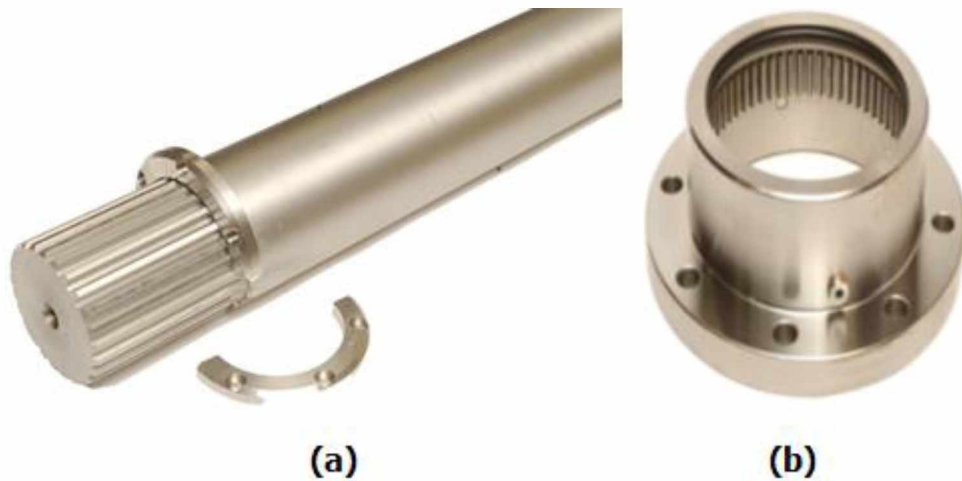
3.1.1. Giriş ve giriş kanalı

Su jeti ana tahrik sistemi tipik olarak çıkıntısız monte edilmiş girişe ve üç boyutlu akış şartlarında çalışan S şeklinde kanal yapısına sahiptir (Young, 2011).

Su jeti ana tahrik sistemi girişinin tasarımında akış miktarı, gemi hızı, gövde eğiklik açısı, nozul yüksekliği ve giriş açısı gibi değişkenlerin etkisi vardır (Lavis, 2006). Suyun girişinden itibaren basıncının ve hızının artacağı pompa girişine kadar olan bölüme giriş kanalı adı verilir. Bu kanal vasıtasıyla pompaya ulaşacak olan suyun, düşük kayıplarla hedefine ulaşması için giriş kanalının tasarımı önemli bir husustur. Su jeti ana tahrik sisteminde yüksek direnç oluşmaması için giriş kanalı, keskin hatlar içermeyen bir geometriye sahip olmalıdır.

3.1.2. Şaft

Ana makinadan şanzıman vasıtasıyla gelen gücü, pompa rotoruna aktaran elemana şaft adı verilir. Genel su jeti tasarımlarında şaft, bir ucundan geminin makina dairesindeki ana makina şanzımanına dişli kaplin ile diğer ucundan ise geminin kıçına yakın bir yerinden gemi dışındaki pompa rotoruna bağlanır (Resim 3.9).



Resim 3.9. MJP-750 serisi su jeti ana tahrik sistemi şaftı (a) ve dişli kaplini (b)

Su jeti ana tahrik sistemi şaftları çoğunlukla yüksek kopma mukavemetine sahip, korozyona ve deniz suyunun etkilerine dayanıklı krom-nikel alaşımlı dubleks çelik malzemeden imal edilirler (Sönmez, 2011).

3.1.3. Pompa

Su jeti ana tahrik sistemi içerisinde en önemli bileşen pompadır (Gao, 2008). Su jeti ana tahrik sistemlerinde genel olarak karışık veya eksenel akışlı pompalar kullanılır. Güçleri 10000 HP üzeri olan büyük ticari gemilerin su jeti tahrik sistemlerinde karışık akışlı pompalar tercih edilir. Karışık akışlı pompaların flanş çapları su jeti ana tahrik sistemi giriş çapından %70~85 oranında fazladır. Dolayısıyla kapladıkları hacim ve ağırlıkları fazladır. Daha ince forma sahip hafif tonajlı gemiler için eksenel akışlı pompalar tercih edilir. Eksenel akışlı pompaların flanş çapı su jeti ana tahrik sistemi giriş çapından % 15~20 oranında fazladır. Yapılan deneysel çalışmalar neticesinde geliştirilen eksenel akışlı su jeti pompaları hidrodinamik, verim ve kavitasyon karakteristiği olarak daha iyi sonuçlar vermiştir (Lavis, 2006).

Su jeti ana tahrik sistemi pompası, bir rotor ve bir statordan oluşan özel bir pompadır (Resim 3.10). Rotor bir şaft ile ana makinanın şanzımanına bağlanır. Genellikle 6 kanattan oluşan rotor ana makinadan aldığı dönme hareketi ile giriş kanalından gelen suyu ivmelendirir. Stator ise rotorun hemen arkasına monte edilir ve rotorun neden olduğu akışın türbülansını ortadan kaldırarak düzgün olmasını sağlar (Kuşoğlu, 1997).

Yüksek süratli savaş gemisi çalışmalarında çapı 3 metreyi bulan, kurulu gücü 36 MW olan özel pompaların performans ve kavitasyon testlerinde başarılı sonuçlara ulaşılmıştır (Chesnakas, 2009).



Resim 3.10. Pompa içyapısı

3.1.4. Nozul

Nozul tasarımları iki tip olup bunlar paralel boğazlı nozul (Resim 3.11) ve Pelton tip nozul (Resim 3.12) olarak adlandırılır. Paralel boğazlı nozul uzun, ağır ve dörtgen; pelton tip nozul ise kısa, hafif ve yuvarlak kesitli bir yapıya sahiptir. Nozulun iç kısmında sıvı akışının minimum, hızının maksimum olduğu alana “vena contracta” adı verilir (Lavis, 2006).



Resim 3.11. Paralel boğazlı nozul

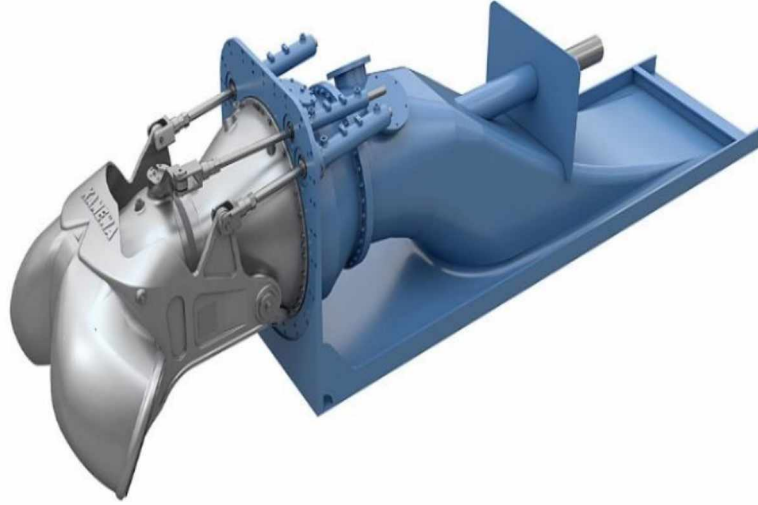
Pelton tip nozulda, şayet nozulun bir kısmı suyun içinde bir kısmı suyun dışında konumluysa, “vena contracta”da oluşan itmede nozuldan çıkış esnasında bir miktar kayıp oluşur (Lavis, 2006).



Resim 3.12. Pelton tip nozul

3.1.5. Dümen donanımı

Su jeti ana tahrik sisteminde nozuldan çıkan su kütlesini yönlendirmek için, geleneksel pervaneli sistemlerde kullanılan dümen yelpazesinin yerine, nozul çıkışına konulan iki ucu açık bir boru-kepçe mekanizması bulunmaktadır. Bu mekanizma sayesinde dümenleme sağlanır (Resim 3.13).



Resim 3.13. Dümen donanımının görünümü

Dümen mekanizması gemi tipine ve üretici firmaya göre değişiklikler gösterse de genel olarak mekanik veya elektrohidrolik kumanda sistemine sahiptir ve su jeti ana tahrik sistemi ile bütünleşmiş durumdadır. Geminin manevraları, nozuldan çıkan yüksek hızlı su kütlelerini sağa/sola ve yukarıya/aşağıya hareket ettiren bu donanım sayesinde kontrol edilir.

3.2. Su Jeti Ana Tahrik Sistemlerinin Çalışma Prensibi

Su jeti ana tahrik sisteminin temel prensibi uçaklardaki jet motorlarıyla benzer olup burada kullanılan madde hava yerine sudur. Deniz aracının kıç tarafından emilen su, özel bir pompa ile basıncı ve momentumu artırılarak bir nozula yönlendirilir. Nozul çıkışında son hızına ulaşan su kütlesi sayesinde itme sağlanır.

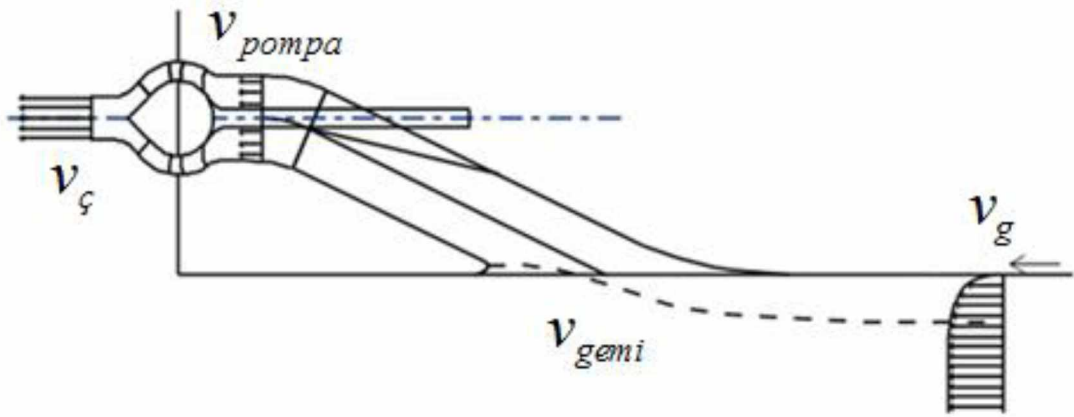
Pompa içerisinde basıncı ve hızı yükseltile su nozula geçmeden önce stator kanatlarına yönlendirilir. Stator kanatları tıpkı türbin motorlarında olduğu gibi suyun akışını düzeltir, akış hızını ve pompa verimini artırır.

Su jeti ana tahrik sisteminin performans değerlendirmesi akış enerjisi ve momentum ilkelerine dayanmaktadır (Delaney, 2009). Su jeti ana tahrik sistemi teorisinin itme

kuvveti denklemleri ise klasik pervane teorisinden türetilmektedir. Su jeti ana tahrik sistemlerinde en önemli parametreler itme kuvveti, kavitasyon, sistemin kurulu gücü ve hacmidir. Su jeti ana tahrik sisteminin boyut ve ağırlığı ne kadar düşürülürse pompanın şaft hızı o kadar yüksek olur. Su jeti ana tahrik sisteminin oluşturduğu itme kuvvetinin kaynağı pompa, pompanın gücünü ve şaft hızını belirleyen ise dizel motor veya gaz türbinidir (Bulten, 2006).

3.2.1. Su jeti ana tahrik sisteminin hız karakteristiği

Su jeti ana tahrik sistemleri dört ana hız parametresi üzerinden incelenir. Bunlar; gemi hızı (v_{gemi}), su jeti kanalına giren suyun hızı (v_g), pompa girişindeki aksel akış hızı (v_{pompa}) ve suyun çıkış hızı ($v_ç$)'dir.



Şekil 3.2. Su jeti ana tahrik sistemi hız karakteristiği

Bu dört hız; iz katsayısı (dümen suyu kesri), giriş hızı oranı (IVR) ve jet hızı oranı (JVR) ile bağlantılıdır (Bulten, 2006).

Su jeti kanalına giren suyun girişteki ve nozul çıkışındaki miktarı birbirine eşittir. Buna göre; suyun hacimsel ve kütleli debisi sırasıyla Eş. 3.1 ve 3.2 ile hesaplanır (Carlton, 2012).

$$\dot{V} = A_g * v_g = A_ç * v_ç \quad (3.1)$$

$$\dot{m} = \rho * A_g * v_g \quad (3.2)$$

Burada; ρ , deniz suyu yoğunluğu, A_g ve A_g ise sırasıyla giriş ve çıkış kesit alanlarıdır. Su jeti deneyleri, akış kanalı enine kesitinin yarı eliptik yapıya sahip olması gerektiğini ortaya çıkarmıştır (Roberts, 1998).

İz katsayısı (w) geminin yapısıyla ilgili önemli bir parametre olup jet kanalına giren suyun hızı ile geminin hızı arasındaki ilişkiyi ifade eder. Suyun, jetin giriş kanalına emilmeye başladığı yere sınır tabaka denir. Jetin içine giren suyun ortalama kütle hızı gemi hızından düşük olup bunun sebebi sınır tabakasıdır. İz katsayısı Eş. 3.3 ile hesaplanır.

$$w = 1 - \frac{v_g}{v_{gemi}} \quad (3.3)$$

Hızlı feribotlar için iz katsayısı 0,10 ile 0,14 arasında hesaplanmaktadır (Bulten, 2006). Hızlı fırkateynler için ise normal hızda 0,05 maksimum hızda ise -0,05 olarak hesaplanır (Anonim, 2016b).

Giriş hızı oranı (IVR), girişteki akış olayını açıklamada önemli bir parametre olup gemi hızının pompa girişine gelen suyun hızına bölünmesi ile elde edilir (Eş. 3.4).

$$IVR = \frac{v_{gemi}}{v_{pompa}} \quad (3.4)$$

Pompa girişine gelen suyun hızı, gemi hızını belirleyen bir parametre olup Eş. 3.5 ile hesaplanır (Bulten, 2006).

$$v_{pompa} = \frac{4\dot{V}}{\pi D_g^2} \quad (3.5)$$

Burada; D_g , pompanın giriş çapıdır.

Normal operasyon şartlarında IVR 1,3 ile 1,8 arasında değerler alır. IVR değerinin daha büyük olduğu durumlar, 60 kts üzerinde seyir yapabilen gemi ve motor yatlar için geçerlidir. IVR , su jeti emiş kanalındaki akış şartlarının anlaşılmasına yardımcı olur. Mesela, geminin limandaki manevraları esnasında $IVR < 1$ olur. Bu, akışın emiş kanalı girişinde arttığını gösterir. Düşük IVR 'deki akış, emiş kanalı girişinde kavitasyona ve kanal içerisinde suyun ayrılmasına neden olur (Bulten, 2006).

Jet hızı oranı (JVR), su jeti ana tahrik sistemine giren suyun hızının çıkan suyun hızına oranıdır (Eş. 3.6).

$$JVR = \frac{v_g}{v_\varphi} \quad (3.6)$$

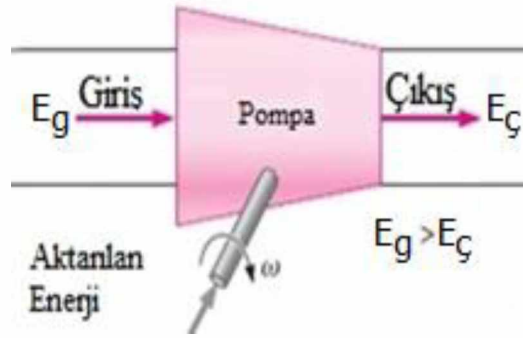
Çıkan suyun hızı ise, Eş. 3.7 ile hesaplanır (Bulten, 2006).

$$v_\varphi = \frac{4\dot{V}}{\pi D_\varphi^2} \quad (3.7)$$

Burada, D_φ , nozul çıkışının çapıdır.

3.2.2. Genel pompa karakteristiği

Pompalar suya enerji katan akış makinalarıdır. Pompalar aldıkları enerjiyi dönen bir shaft aracılığıyla suya aktarırlar (Çengel, 2006).



Şekil 3.3. Genel pompa karakteristiği

Genel pompa teorisi Bernoulli denklemine dayanır. Akışkanın pompadan geçen kütleli debisi pompa performans parametrelerinin başında gelmektedir. Sıkıştırılmaz akışkanlar için hacimsel debi kütleli debiden daha çok kullanılır. Turbo makinalar endüstrisinde hacimsel debi (\dot{V}), kapasite olarak isimlendirilir ve kütleli debinin yoğunluğa bölünmesiyle bulunur (Eş. 3.8) (Çengel, 2006).

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.8)$$

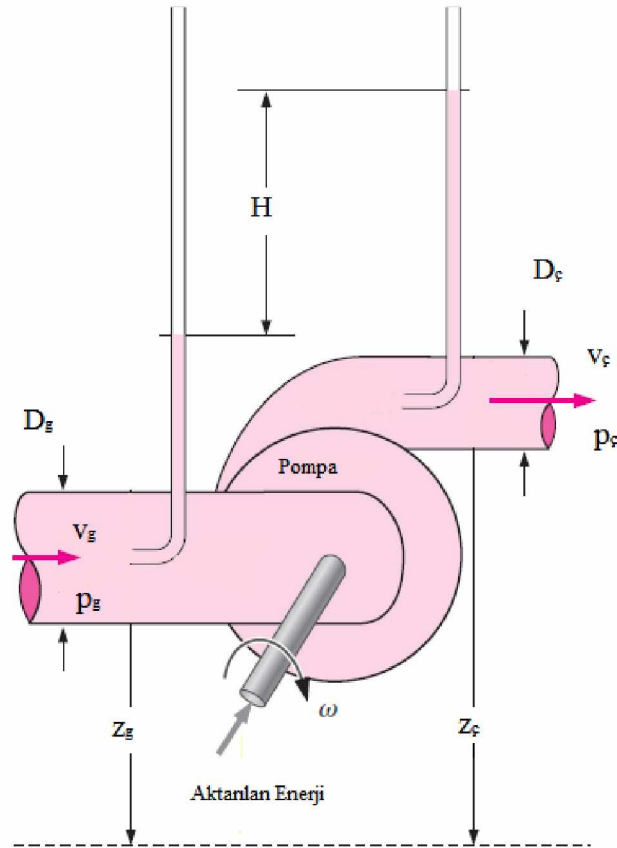
Pompa performansını ifade eden bir diğer önemli parametre de net yüksekliktir (H). Pompa girişindeki suyun basınç ölçüm tüpündeki seviyesinin yüksekliği ile pompa çıkışındaki suyun seviyesinin yüksekliği arasındaki farka net yükseklik denir. Pompanın akışkana aktardığı gücü su kütleli yüksekliği cinsinden tanımlamak için kullanılan bir ifadedir. Su jeti ana tahrik sistemi için gerekli olan net yüksekliği hesaplamada tüm sistemi bir pompa gibi değerlendirmek gerekmektedir.

Gerekli net yükseklik, su jeti ana tahrik sisteminin giriş ve çıkışlarına Bernoulli denkleminin uygulanması ile (Eş. 3.9 veya 3.10) hesaplanır (Çengel, 2006).

$$H = \left(\frac{p}{\rho * g} + \frac{\alpha * v^2}{2 * g} + z \right)_{\phi} - \left(\frac{p}{\rho * g} + \frac{\alpha * v^2}{2 * g} + z \right)_{g} + h_{L, toplam} \quad (3.9)$$

$$H_{gerekli} = H_{pompa} = \left(\frac{p_{\varphi} - p_g}{\rho * g} \right) + \left(\frac{\alpha_{\varphi} * v_{\varphi}^2 - \alpha_g * v_g^2}{2 * g} \right) + (z_{\varphi} - z_g) + h_{L,toplam} \quad (3.10)$$

Burada; p , basınç; g , yer çekimi ivmesi; z , yükseklik; α , kinetik enerji doğrulama faktörü ve $h_{L,toplam}$ ise toplam kayıptır.



Şekil 3.4. Pompa teorisindeki terimlerin şekil üzerindeki gösterimi

Pompanın birim zamanda sağladığı enerjiden pompa gücü (Eş. 3.11) ve pompa gücünün pompaya birim zamanda aktarılan enerjiye bölünmesinden pompa verimi (Eş. 3.12) hesaplanır (Çengel, 2006).

$$P_{pompa} = \dot{m} * g * H = \rho * g * \dot{V} * H \quad (3.11)$$

$$\eta_{pompa} = \frac{P_{pompa}}{P_{motor}} \quad (3.12)$$

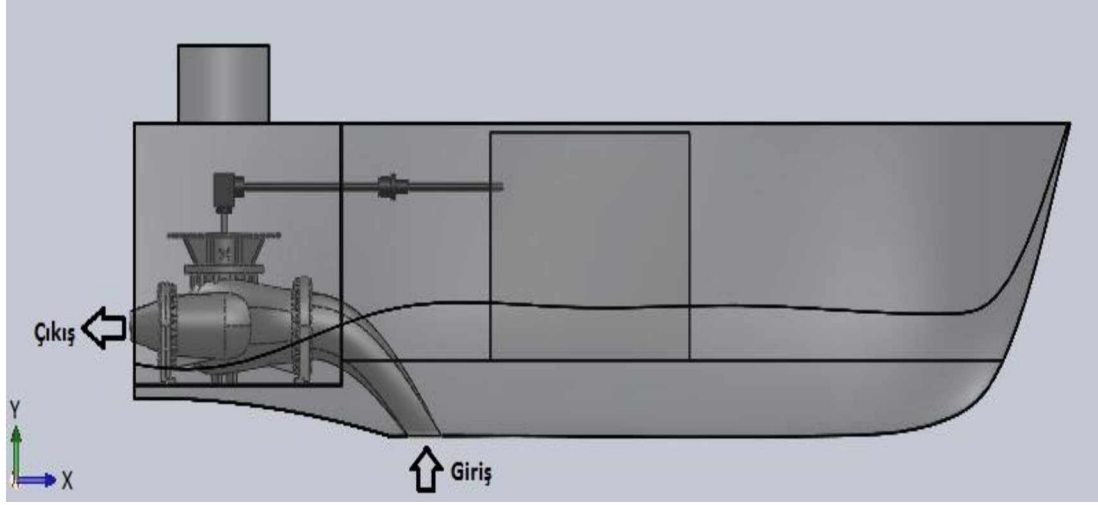
3.2.3. Pompada kavitasyon

Pompada akışkan basınçlandırıldığında akışkanın pompa içindeki basıncının akışkanın buharlaşma basıncının (p_v) altına düşme ihtimali vardır. Bu durumda, pompa içinde buhar dolu kavitasyon kabarcıkları görülür. Diğer bir deyişle bölgesel olarak akışkanda kaynama olur. Bu kaynama özellikle basıncın düşük olduğu dönen pompa kanatlarının emme tarafında görülür. Kavitasyon kabarcıkları oluştuktan sonra pompa aracılığıyla basıncın yüksek olduğu yerlere taşınırlar. Bu da kabarcıkların aniden patlamasına sebep olur. Bu kabarcıkların patlaması istenmeyen bir durumdur. Çünkü kabarcıkların patlaması gürültüye, titreşime, verim düşmesine ve daha önemlisi pompa kanatlarında hasara neden olur. Kanatların yakınlarında tekrarlayan kabarcık patlamaları kanatta aşınmaya ve küçük çukurcuklara (pitting) ve sonunda da yıkıcı bir kanat hasarına neden olur. Kavitasyondan kaçınmak için pompa içinde her yerde kısmi basıncın buharlaşma basıncının üstünde olduğundan emin olunmalıdır. Pompa girişindeki basınç çok kolay ölçülebildiği için kavitasyon değerlendirmelerinde giriş basıncı temel alınır. Kavitasyon değerlendirmelerinde net pozitif emiş yüksekliği ($NPSH$) hesaplanır (Çengel, 2006).

$$NPSH = \left(\frac{P}{\rho * g} + \frac{v^2}{2 * g} \right)_{pompa,g} - \left(\frac{P_v}{\rho * g} \right) \quad (3.13)$$

3.2.4. İtme kuvveti

Su jeti ana tahrik sistemine sahip bir geminin gövdesi kartezyen koordinat sisteminde x eksenine paralel olarak konumlandırılırsa, su jetinin giriş düzleminin gemi gövdesine dik, çıkış düzleminin ise paralel olması istenir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Su jetinin giriş ve çıkış düzlemleri

Su jeti ana tahrik sistemindeki toplam itme kuvveti (F_{sj}), su jeti kanalı içerisinde oluşan itme kuvveti (F_{kanal}) ve gemi gövdesinde oluşan aynı yönlü itme kuvvetinin ($F_{gövde}$) toplamından gövde üzerinde oluşan ters yönlü sürtünme kuvvetinin (F_s) çıkarılması ile elde edilir (Eş. 3.14) (Bulten, 2006).

$$F_{sj} = F_{kanal} + F_{gövde} - F_s \quad (3.14)$$

Su jeti ana tahrik sistemindeki akışın x ekseninde oluşturduğu kuvvetin momentumu, jetin giriş/çıkış alanları ve hızları cinsinden Eş. 3.15'te, akış miktarı cinsinden ise Eş. 3.16'da olduğu gibi hesaplanır.

$$M_x = \rho * (v_\varphi^2 * A_\varphi - v_g^2 * A_g) \quad (3.15)$$

$$M_x = \rho * \dot{V} * (v_\varphi - v_g) \quad (3.16)$$

Kanal girişi ve çıkışındaki basınç seviyesi ortam basıncıyla eşit olduğunda, hacimsel kuvvetler ile viskoziteye bağlı kuvvetler ihmal edilebilir. Akış kanalının üç boyutlu karmaşık geometrisi ve basınç dağılımlarının sayısal metotlar ile tanımlanamaması nedeniyle su jeti kanalının basıncı analitik olarak ifade edilememektedir (Bulten, 2006).

Literatürde su jeti ana tahrik sisteminin kanal içi basıncının tanımlanamaması, kanal içerisindeki itme kuvveti ve jetin yapısal direnci ile oluşan itme kuvvetinin oluşan momentum ile kıyaslandığında küçük olması nedeniyle hesaba katılmaması sonucu toplam itme kuvveti Eş. 3.17'deki halini alır (Verbeek, 1992).

$$F_{sj} = \rho * \dot{V} * (v_{\varphi} - v_g) = \frac{\rho * \dot{V}^2}{A_{\varphi}} * (1 - JVR) \quad (3.17)$$

Gerekli gemi gücü Eş. 3.18 kullanılarak hesaplanır.

$$P_{gemi} = F_{sj} * v_{gemi} \quad (3.18)$$

3.2.5. Su jeti sistemi verimi

Su jetinin gemiyi belirli bir hızda hareket ettirmesini sağlayan efektif gücün (P_e) su jetine iletilen makina gücüne (P_{shaft}) oranı su jetinin verimini ifade eder (Eş. 3.19).

$$\eta_{sj} = \frac{P_e}{P_{shaft}} \quad (3.19)$$

Su jetinden sağlanan bu efektif güç gemi direnci ile hızının çarpımı şeklinde de ifade edilebilir (Eş. 3.20). Gemi direnci geminin hareket yönünün tersine oluşan ve gemiyi durdurmaya çalışan direnç kuvvetidir (Anonim, 2016a).

$$P_e = R_{gemi} * v_{gemi} \quad (3.20)$$

Bir gemiyi belirli bir hızda hareket ettirmek için gereken itme kuvveti, geminin aynı hızdaki toplam direncinden daha fazladır. Gemi direnci Eş. 3.21 ile hesaplanır.

$$R_{gemi} = (1 - t) * F_{sj} \quad (3.21)$$

Belirli bir hızda hareket eden geminin direnci ile tahrik sistemi tarafından sağlanan itme kuvveti arasındaki fark literatürde itme kesinti faktörü veya emme katsayısı (t) şeklinde tanımlanmaktadır. İtme kesinti faktörü, iz katsayısının bir oranı olarak ifade edilir (Eş. 3.22).

$$t = k * w \quad (3.22)$$

Burada; k , deneysel olarak belirlenmiş bir katsayı olup su jetli gemilerin de dâhil olduğu hidrofoil (suya temas eden dümen yüzeyi az olan) dümenli gemiler kategorisi için 0,60 ile 0,70; dümen yelpazeli gemiler kategorisi içinse 0,70 ile 1,05 arasında bir değer alır (Anonim, 2016b).

3.3. Su Jetinde IVR Etkileri

Su jeti girişindeki ve pompa çıkışındaki akış hesaplamaları, akış karakteristiğinin IVR 'ye bağlı olduğunu ortaya çıkarmıştır. Suyun giriş yaptığı bölüm olan giriş kanalının yapısı yaklaşık olarak yarı eliptiktir ve kanal genel olarak karmaşık bir geometriye sahiptir. Kanal boyunca akış gelişimi difüzör akış şeklinde olup akış karakteristiği IVR 'ye bağlıdır (Bulten, 2006).

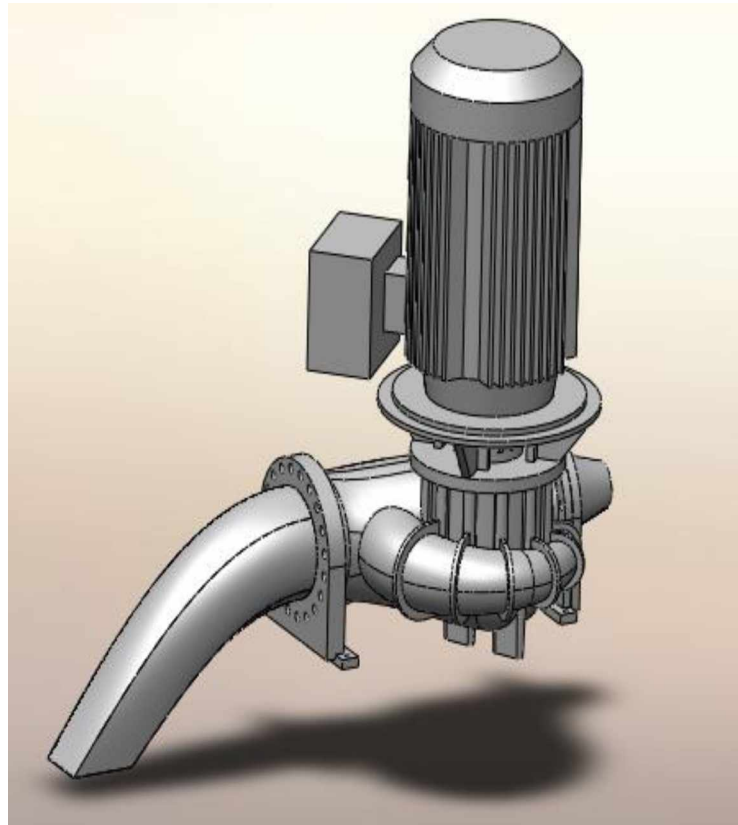
Su jetleri genel olarak $1,3 \leq IVR \leq 1,8$ şartlarında çalışırlar. Buna göre, pompa önündeki suyun hızı geminin hızından düşüktür (Van Terwisga, 1996).

4. SU JETİ ANA TAHRİK SİSTEMİNİN TASARIMI VE HESABI

Bu bölümde özgün tasarıma sahip bir su jeti ana tahrik sisteminin hesaplamaları ve katalog seçimleri yapılmıştır. Tüm bu hesaplamalar ve katalog seçimleri sonucunda su jetinin nihai tasarımı tamamlanmıştır.

4.1. Su Jeti Ana Tahrik Sisteminin Tasarımı

Su jeti ana tahrik sisteminde kullanılan aksenal akışlı pompanın katı modeli Grundfos firmasının resmi ürün sayfasından alınmıştır. Pompanın katı modelinin üzerine giriş ve çıkış kanalları tasarlanarak eklenmiştir (Şekil 4.1).



Şekil 4.1. Tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminin katı modeli

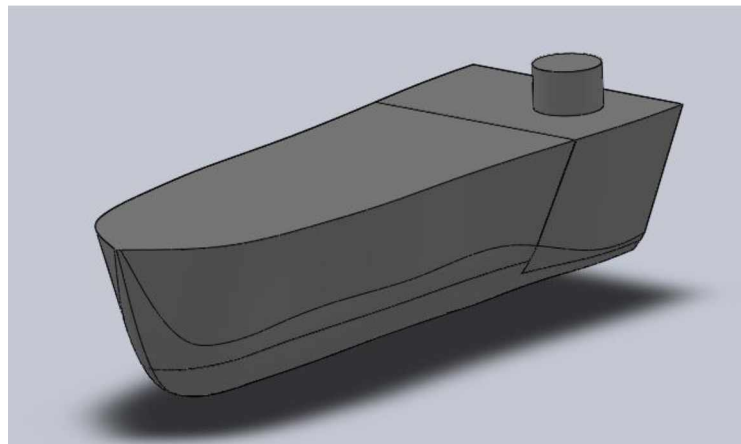
Tasarımda standart bir aksenal akışlı pompa kullanıldığı için hacimsel debi sınırlaması vardır. Bu nedenle kesit alanı azaltılarak hacimsel debi azaltılmış ve böylece gemi hızının mümkün olduğunca artırılması hedeflenmiştir.

Gemi inşa sanayinde deniz suyu girişleri (kinistin) dikdörtgen veya elips kesitli imal edilir. Tasarımda giriş kanalının dikdörtgen kesitli seçilmesinin nedeni geminin karina formuna uygun olması ve imalat kolaylığıdır. Pompa ile basıncı artırılan suyun hızının çıkışta yüksek olması ve dümen donanımı ile monte edilecek nozulun sisteme entegrasyonunun kolay olması için çıkış kanalı dairesel kesitli olarak tasarlanmıştır. Giriş ve çıkış kanalının ölçüleri gemiye ve su jetinin hacimsel debisine uygun olacak şekilde belirlenmiştir.

Giriş kanalından sonra pompa girişine kadar 0,845 m kot farkı bırakılmıştır. Pompanın giriş ve çıkışı su jetinin giriş ve çıkışından daha büyük olduğu için redüksiyon kullanılmıştır. Tasarlanan su jeti ana tahrik sistemi tornistan ve yön değiştirme işlemlerine uygun olmakla birlikte tez çalışmasında bu konular incelenmemiştir. Bu çalışma kapsamında hesaplamalar sadece ileri yönde hareket için yapılmıştır. Tasarımda özellikle girdap oluşumunu önleyici çalışmalar yapılmıştır.

4.2. Su Jeti Ana Tahrik Sisteminin Hesaplamaları

Su jeti ana tahrik sistemi on metre uzunluğunda tek gövdeli, ince yapılı bir gemi için tasarlanmış ve hesaplamalar bu doğrultuda yapılmıştır. Şekil 4.2'de tasarım için referans alınan geminin temsili katı modeli görülmektedir.



Şekil 4.2. Tasarımda kullanılan temsili geminin katı modeli

Tonaj hesaplaması geminin maksimum hızda ilerleme durumu göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir. Çizelge 4.1’de su jeti ana tahrik sistemi hesabında kullanılan temel parametreler için seçilen değerler görülmektedir.

Çizelge 4.1. Hesaplamalarda kullanılan temel parametreler

Parametre	Birim	Değer
İz katsayısı (w)	[-]	0,05
Deniz suyu yoğunluğu (ρ)	[kg/m ³]	1 025
Gemi hızı (v_{gemi})	[m/s]	12,86 (25 kts)
Giriş kesiti boyu (a)	[mm]	330
Giriş kesiti eni (b)	[mm]	262,5
Çıkış yarıçapı (r)	[mm]	102,8

Çizelge 4.1’de verilen iz katsayısı literatürde hızlı firkateynler için normal seyir şartlarında deneysel olarak hesaplanmış olan değerdir (Anonim, 2016b). Deniz suyu yoğunluğu ise ortama göre değişiklik gösterdiğinden ortalama yoğunluğu ifade etmektedir. Giriş kanalı dikdörtgen kesitli seçilmiş olup ölçüleri ($a*b$) karina yapısı ile su jeti ana tahrik sisteminin kapasitesine uygun olacak şekilde belirlenmiştir. Literatürde su jeti tahrik sistemlerine ait giriş kanalları karmaşık geometriye sahip olup modellemesi zor ve imalat maliyetleri yüksektir. Bu sistem için tasarlanan giriş kanalı modelinde ise maliyetleri düşürmek ve tasarım kolaylığı sağlamak için karmaşık geometri yerine dikdörtgen kesitli bir kanal yapısı tercih edilmiştir. Giriş kanalının ölçüleri ve kanalın sonundaki dairesel kesitli çıkışın yarıçapı tahrik sistemi için belirlenen pompanın hacimsel debisine ve geminin hızına göre belirlenmiştir. Geminin hızı ise pompanın hacimsel debisine ve gemi boyutlarına uygun olarak tespit edilmiştir.

Su jeti ana tahrik sisteminin giriş ve çıkış kesit alanları, su jetinin giriş ve çıkışındaki hızların hesaplanmasında kullanılmıştır. Giriş ve çıkış kesit alanları;

$$A_g = a * b = 0,33 * 0,2625 = 0,08663 \text{ m}^2$$

$$A_\varphi = \pi * r^2 = \pi * 0,1028^2 = 0,0332 \text{ m}^2$$

şeklinde elde edilir.

Çizelge 4.1'de belirtilen maksimum gemi hızı (25 kts) için Eş. 3.3'ten suyun giriş hızı;

$$v_g = v_{gemi} * (1 - w) = 12,86 * (1 - 0,05) = 12,217 \text{ m/s}$$

şeklinde elde edilir. Buna göre Eş. 3.1'den suyun hacimsel debisi;

$$\dot{V} = A_g * v_g = 0,086625 * 12,217 = 1,05836 \text{ m}^3/\text{s} = 3810 \text{ m}^3/\text{h}$$

şeklinde hesaplanır. Giriş ve çıkış bölgelerindeki hacimsel debinin eşitliğinden (Eş. 3.1) suyun çıkış hızı;

$$v_\varphi = \frac{\dot{V}}{A_\varphi} = \frac{1,058}{0,0332} = 31,867 \text{ m/s}$$

şeklinde elde edilir. Geminin belirlenen hızda ilerlemesi için gerekli toplam itme kuvveti Eş. 3.17 yardımıyla;

$$F_{sj} = \rho * \dot{V} * (v_\varphi - v_g) = 1025 * 1,058 * (31,867 - 12,217) = 21309,44 \text{ N}$$

şeklinde elde edilir. Buna göre Eş. 3.18'den gerekli gemi gücü;

$$P_{gemi} = F_{sj} * v_{gemi} = 21309,44 * 12,86 = 274039,4 \text{ W} = 274,04 \text{ kW}$$

şeklinde elde edilir. Bununla birlikte, gemideki itme sisteminin yarattığı türbülans itme gücü kaybına neden olmaktadır. Etkin gücü hesaplayabilmek için geminin tahrik sistemi ile kazandığı itme kuvvetiyle oluşan gemi direncini hesaplamak gerekmektedir.

Gemi direncini hesaplamak için gerekli olan itme kesinti faktörü Eş. 3.22 ile bulunur. Burada, k katsayısı olarak bu kategorideki gemiler için deneysel yöntemler ile hesaplanmış en büyük değer olan 0,7 kullanılmıştır (Anonim, 2016b).

$$t = k * w = 0,7 * 0,05 = 0,035$$

Bu durumda gemi direnci Eş. 3.21 kullanılarak;

$$R_{gemi} = (1 - t) * F_{sj} = (1 - 0,035) * 21309,44N = 20563,61 N$$

şeklinde elde edilir. Bu durumda, Eş. 3.19 yardımıyla etkin güç;

$$P_e = R_{gemi} * v_{gemi} = 20563,61 * 12,86 = 264448,02 W = 264,45 kW$$

şeklinde elde edilir.

Gemilerin toplam ağırlıklarına göre taşıdıkları (yer değiştiren) su kütlesine deplasman tonajı (Δ), kapalı hacimlerinin toplamının oluşturduğu büyüklüğe ise gros tonajı (GT) denir. Gemilerin ağırlıklarını hesaplamada kullanılan ve deneysel yöntemler ile belirlenen deplasman tonajı için tasarlanan gemiye uygun olan eşitlikler (Eş. 4.1 ve 4.2) aşağıda belirtilmiştir. Belirlenen etkin güç kullanılarak geminin deplasman tonajı Eş. 4.2 yardımıyla Eş. 4.1 kullanılarak hesaplanır (Anonim, 2016c).

$$\Delta = \left(\frac{P_e * C}{v_{gemi}^3} \right)^{1,5} \quad (4.1)$$

Burada; C, geminin hızı ile uzunluğuna bağlı bir katsayıdır.

$$C = 3,7 * \left(\sqrt{L} + \frac{75}{v_{gemi}} \right) \quad (4.2)$$

Buna göre deplasman tonajı;

$$\Delta = \left(\frac{264,45 * (3,7 * (\sqrt{10} + \frac{75}{12,86}))}{(12,86)^3} \right)^{1,5} = 8,42 \text{ ton}$$

şeklinde elde edilir.

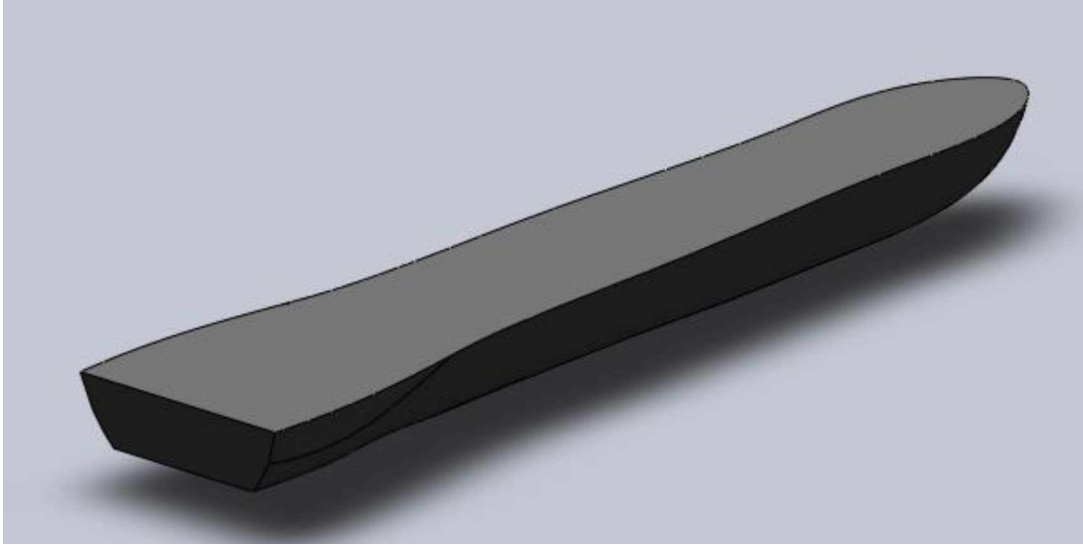
Geminin maksimum hızda götürebileceği tonaj belirlendikten sonra deniz suyu içinde kalan hacmi ve bu hacme denk gelen batma yüksekliği hesaplanır. Batma yüksekliği hesaplanırken önce Eş. 4.3 ile batan hacim, daha sonra batan hacmin temsili geminin hangi yüksekliğine denk geldiği belirlenerek batma yüksekliği elde edilir.

$$V_{batan} = \frac{\Delta}{\rho} \quad (4.3)$$

Buna göre;

$$V_{batan} = \frac{8420}{1025} = 8,2 \text{ m}^3$$

şeklinde elde edilir. Geminin temsili katı modeli bu hacme eşit olacak şekilde kesilerek batan hacmin gemide denk geldiği yükseklik 0,845 m olarak belirlenmiştir (Şekil 4.3). Bu değer tasarımda giriş kanalından itibaren pompa girişine kadar olan kot farkını belirlemede kullanılmıştır.



Şekil 4.3. Modellenen temsili geminin suyun altında kalan kısmı

Piyasada mevcut olan su jeti sistemlerinde merkez ünite adı verilen özel pompalar kullanılmaktadır. Bu çalışmada tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminde ise mevcut sistemlerden farklı olarak, aksenal akışlı endüstriyel bir pompa kullanılmıştır. Kullanılan pompanın piyasada bulunabilen standart bir ürün olması sayesinde maliyette ciddi tasarruf sağlanması planlanmıştır. Pompa seçiminde kullanılan parametreler Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Pompa seçiminde kullanılan parametreler

Parametre	Birim	Değer
Çıkış basıncı (p_c)	[kPa]	$p_{atm} = 0,101325$
Giriş basıncı (p)	[kPa]	$p_{atm} + (\rho * g * h)$
Kinetik enerji doğrulama faktörü ($\alpha_g = \alpha_c$)	[-]	1,06
Çıkış yüksekliği (z_c)	[m]	0
Giriş yüksekliği (z_g)	[m]	-0,845
Buharlaşma basıncı (p_v)	[kPa]	2,298

Su jetinin çıkışı atmosfere açık olduğundan atmosfer basıncına sahiptir. Su jetinin girişi su altında olduğu için atmosfer ve su basıncına sahiptir. Kinetik enerji

doğrulama faktörünün değeri giriş ve çıkışta eşit olup bu değer 1,06 alınmıştır (Çengel, 2006). Su jetinin çıkışı deniz yüzeyi olup sıfır hattı bu seviye olarak alınmıştır. Buharlaşma basıncı ise deniz suyunun 20 °C'deki buharlaşma basıncı olup ülkemiz denizlerinin özelliklerine göre seçilmiştir (Anonim, 2016ç).

Eş. 3.10'da verilen Bernoulli denklemi yardımıyla pompa için gerekli yükseklik;

$$H_{gerekli} = H_{pompa} = \left\{ \left(\frac{P_{atm} - ((1025 * 9,81 * 0,845) + P_{atm})}{1025 * 9,81} \right) + \left(\frac{1,06 * 31,878^2 - 1,06 * 12,217^2}{2 * 9,81} \right) + (0 - (-0,845)) + 0 \right\}$$

$$H_{gerekli} = H_{pompa} = 46,8 \text{ m}$$

şeklinde hesaplanır. Daha önceki çalışmalarda kayıpların tespitinin zor olduğu için ihmal edildiği görülmüş ve bu doğrultuda bu çalışmada da sistemdeki kayıplar ihmal edilmiştir (Bulten, 2006).

Buna göre pompanın basınçlandırılması için gerekli güç Eş. 3.11 kullanılarak;

$$P_{pompa} = \frac{\rho * g * \dot{V} * H_{gerekli}}{1000} = \frac{1025 * 9,81 * 1,058 * 46,8}{1000} = 497,88 \text{ kW}$$

şeklinde hesaplanır.

Hesaplanan hacimsel debi ve pompa yüksekliği dikkate alınarak Grundfos TP 400-760 aksenal akışlı pompa seçilmiştir. Seçilen pompanın teknik özellikleri Ek 1-3'te görülmektedir. Seçilen pompa için güç temin etmede iki yöntem kullanılmıştır. Birincisinde ana makina olarak bir dizel motordan, ikincisinde ise yardımcı makinanın ürettiği elektrikle çalışan asenkron bir elektrik motorundan tahrik olarak çalışması sağlanmaktadır.

4.2.1. Dizel motordan tahrik

Pompa için gerekli güç yaklaşık olarak 498 kW hesaplanmıştır. Makina seçimi yapılırken su jeti ana tahrik sistemi pompasının devir sayısı ve gücü dikkate alınarak emniyetli olması için Cummins firmasının “QSK19 for Marine Heavy Duty” adlı 560 kW güce sahip dizel motoru tercih edilmiştir. Motorun teknik özellikleri Ek 4’te verilmiştir.

Ana makinanın ürettiği gücü pompaya aktarmak için 316 kalite paslanmaz çelikten imal edilen bir şaft kullanılmıştır. Şaft seçiminde yerli üretim olan ve piyasada 2 mm’den 300 mm çapa kadar 3,4 ve 6 m uzunluklarda temin edilebilen bir şaft seçilmiştir. Şaftın çapı Çizelge 4.3’teki parametreler kullanılarak Eş. 4.4 ile hesaplanır.

Çizelge 4.3. Şaft çapı hesabında kullanılan parametreler

Parametre	Birim	Değer
Milin devri (n)	[rpm]	1492
Motor gücü (P_{motor})	[kW]	560
316 kalite paslanmaz çelik kayma akma dayanımı (τ_{ak})	[MPa]	360,5
Emniyet katsayısı (s)	[-]	2

Bu eşitlik burulmadan kaynaklanan kayma gerilmeleri açısından şaftın emniyetli olabilmesi için gerekli minimum çapın hesaplanmasını sağlar.

$$\tau_b = \frac{T}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \leq \tau_{em} = \frac{\tau_{ak}}{s} \quad (4.4)$$

Burada; τ_b , burulmadan kaynaklanan kayma gerilmesi; τ_{em} , kayma emniyet dayanımı ve τ_{ak} , kayma akma dayanımı olup burulma momenti (tork) Eş. 4.5 kullanılarak hesaplanır.

$$T = 9550 \frac{P_{motor}}{n} = 9550 \frac{560}{1492} = 3584,45 \text{ Nm} \quad (4.5)$$

Bu durumda; gerekli minimum şaft çapı 46,6 mm hesaplanarak piyasadaki mevcut en yakın emniyetli değer olan 50 mm seçilmiştir.

Uzunluğundan dolayı 2 parça olarak tasarlanan şaftı birleştirmek için kaplin kullanılmıştır. Kaplin seçiminde ihtiyaç duyulan emniyetli torkun (T_{em}) hesaplanması için Çizelge 4.4'te verilen düzeltme katsayıları kullanılmıştır (Anonim, 2016d).

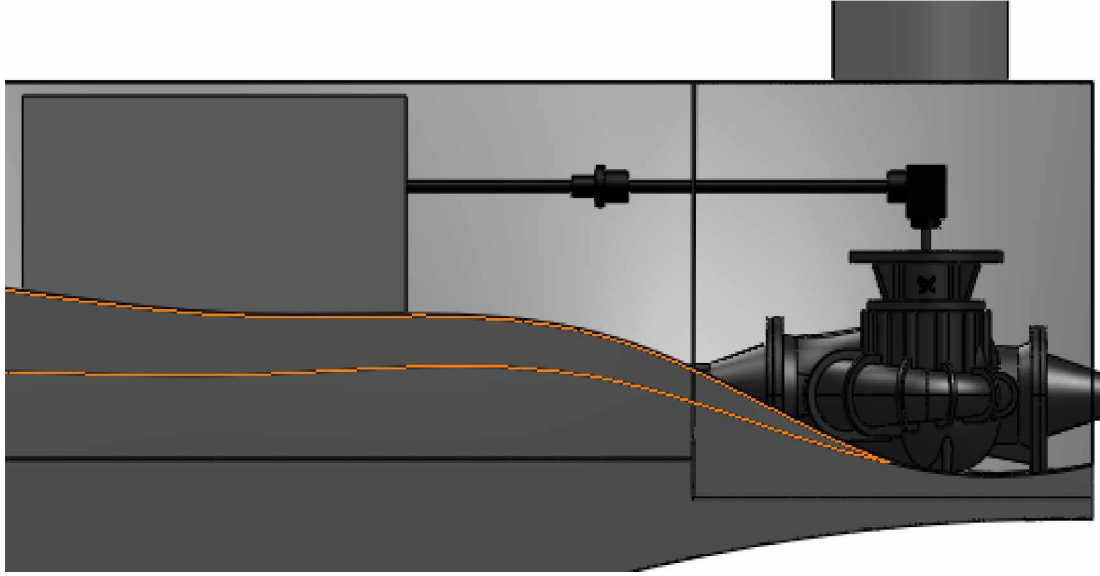
Çizelge 4.4. Kaplin düzeltme katsayıları

Parametre	Değer
Servis faktörü (K)	1,8
Çalışma faktörü (S_d)	1,25
Frekans faktörü (S_z)	1,5

Emniyetli burulma momenti Eş. 4.6 kullanılarak hesaplanır.

$$T_{em} = M * S_d * S_z * K = 3584,45 * 1,25 * 1,5 * 1,8 = 12097 \text{ Nm} \quad (4.6)$$

Buna göre “BIRN LB 114” kaplin seçilmiştir. Bu kapline ait teknik özellikler Ek 5'te verilmiştir. Şekil 4.4'te temsili geminin makina ve aktarma organları görülmektedir.



Şekil 4.4. Temsili geminin makina ve aktarma organları katı modeli

Şaftın çalışma eksenini 90° derece çevirerek pompaya hareket aktarmak için konik dişli çarklı redüktör kullanılmıştır. Redüktöre ait teknik özellikler Ek 6'da verilmiştir.

4.2.2. Elektrik motorundan tahrik

İkinci yöntemde pompa, yardımcı makinanın ürettiği elektrikle çalışan bir asenkron motordan tahrik almaktadır.

Bu yöntemde kullanılacak olan asenkron motor Gamak elektrik motorları firmasının kataloğundan seçilmiştir. Seçim yapılırken pompanın devir sayısına ve gücüne dikkat edilmiştir. Pompa için gerekli güç yaklaşık 498 kW olduğundan elektrik motorunun net gücü 500 kW olacak şekilde seçim yapılmıştır. Bu kriterlere uygun olarak GM-400-L4b kodlu elektrik motoru seçilmiş olup teknik özellikleri Ek 7'de verilmiştir.

Bu yöntemde seçilen asenkron elektrik motorunun gücünü sağlamak için yardımcı makina kullanılmıştır. Pompa için gerekli güç 498 kW olmakla birlikte emniyet açısından Cummins firmasının 526 kW gücündeki QSK19-DM modeli dizel jeneratörü tercih edilmiştir. Seçilen yardımcı makinanın teknik özellikleri Ek 8'de verilmiştir.

4.3. Kaviteasyon İncelemesi

Pompanın kaviteasyon hesaplamaları yapılarak pompada kaviteasyon olma durumu kontrol edilmiştir. Pompa kaviteasyon incelemesinde pompa girişi dikkate alınmıştır (Çengel,2006). Seçilen pompanın giriş yarıçapı 0,25 m (Ek 3) olup pompa hızı;

$$v_{pompa} = \frac{\dot{V}}{A_{pompa}} = \frac{\dot{V}}{\pi r^2} = \frac{1,058}{\pi(0,25)^2} = 5,4 \text{ m/s}$$

şeklinde elde edilir.

Eş. 3.9'da verilen Bernoulli denkleminde faydalanılarak elde edilen Eş. 4.7 düzenlenerek pompanın giriş basıncı hesaplanabilir (Çengel, 2006).

$$\frac{P_1}{\rho * g} + \frac{\alpha_1 * v_1^2}{2 * g} + z_1 = \frac{P_{pompa}}{\rho * g} + \frac{\alpha_{pompa} * v_{pompa}^2}{2 * g} + z_2 \quad (4.7)$$

$$\frac{P_{pompa}}{\rho * g} = \left(\frac{P_1}{\rho * g} \right) + \left(\frac{\alpha_1 * v_1^2 - \alpha_{pompa} * v_{pompa}^2}{2 * g} \right) + (z_1 - z_2)$$

$$\frac{P_{pompa}}{\rho * g} = \left(\frac{P_{atm} + \rho * g * h}{\rho * g} \right) + \left(\frac{\alpha_1 * v_1^2 - \alpha_{pompa} * v_{pompa}^2}{2 * g} \right) - h$$

$$\frac{P_{pompa}}{\rho * g} = \left(\frac{P_{atm}}{\rho * g} \right) + \left(\frac{\alpha_1 * v_1^2 - \alpha_{pompa} * v_{pompa}^2}{2 * g} \right)$$

Elde edilen denklem Eş. 3.13'te yerine koyulursa net pozitif emiş yüksekliği;

$$NPSH = \left(\frac{P_{atm} - P_v}{\rho * g} + \frac{\alpha_1 * v_1^2 + (1 - \alpha_1) * v_{pompa}^2}{2 * g} \right) \quad (4.8)$$

$$NPSH = \left(\frac{101300 - 2298}{1025 * 9,81} + \frac{1,06 * 12,217^2 + (1 - 1,06) * 5,4^2}{2 * 9,81} \right) = 17,82 \text{ m}$$

şeklinde hesaplanır. Pompada kavitasyon olmaması için hesaplanan NPSH değerinin seçilen pompanın NPSH değerinden büyük olması gerekir (Çengel, 2006). Hesaplanan 17,82 değeri, pompanın NPSH değerinden (17,21) büyük olduğundan seçilen pompada kavitasyon olmayacağı tespit edilmiştir.

4.4. Su Jeti Ana Tahrik Sisteminin Verim Hesabı

Su jeti ana tahrik sisteminin tasarımında iki farklı güç kaynağı kullanılmıştır. Her iki yöntemde de tasarlanan su jeti ana tahrik sistemi aynı güce ihtiyaç duyacağından sistemin verimi değişmemektedir. Su jeti ana tahrik sisteminin verimi Eş. 3.18 yardımıyla;

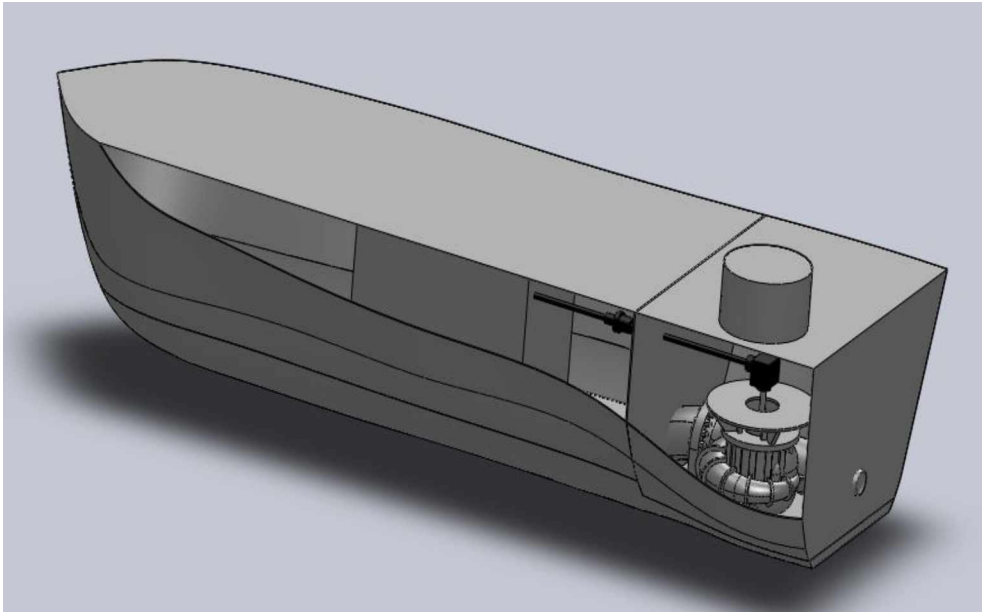
$$\eta = \frac{P_e}{P_{pompa}} = \frac{264,45}{497,88} = 0,531 = \% 53,1$$

şeklinde elde edilir.

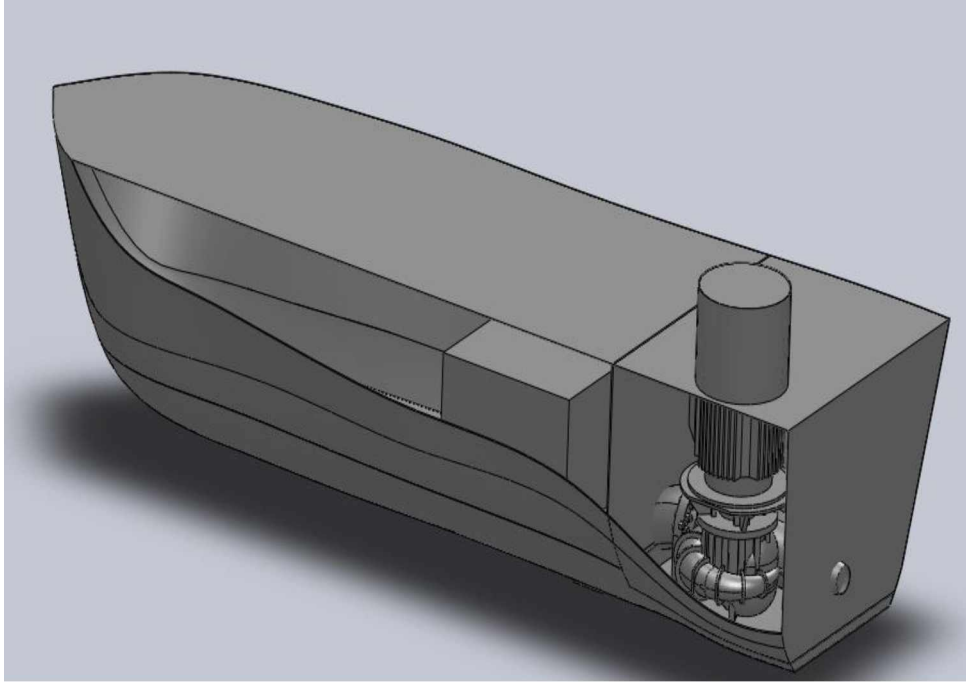
5. TASARIM ÇIKTILARI

Bu tez çalışmasında on metrelik ince yapılı bir gemi için su jeti ana tahrik sistemi tasarlanmıştır. Bu tasarımda normal su jeti ana tahrik sistemlerinde olan merkez ünite isimli özel pompa kullanılmamıştır. Bunun yerine piyasadan bulunabilen standart bir aksenal akışlı pompa kullanılmıştır. Kullanılan pompanın giriş ve çıkışlarına uygun olacak şekilde önceki bölümde hesaplanan giriş ve çıkış kanalları tasarlanmıştır. Tasarımda türbülans olmaması için dik ve keskin dönüşlerden kaçınılmıştır. Bu su jeti ana tahrik sisteminde sadece ileri yön için tasarım yapılmıştır. Yön verme ve geri hareketleri için çalışma yapılmamış olmakla birlikte mevcut tasarım bu donanımlara uygundur. Hesaplamalar ve piyasada mevcut imkânlar doğrultusunda özgün bir su jeti ana tahrik sistemi tasarlanmış, tasarlanan su jeti ana tahrik sistemi temsili bir gemiye monte edilerek katı modeli oluşturulmuştur.

Su jeti ana tahrik sistemi iki farklı kaynaktan gücünü alacak şekilde alternatif tasarımlar oluşturulmuştur. İlkinde, pompa gücünü ana makinadan (Şekil 5.1) ikincisinde ise yardımcı makinadan beslenen bir asenkron elektrik motorundan (Şekil 5.2) almaktadır.



Şekil 5.1. Gücünü ana makinadan alan sistemin katı modeli



Şekil 5.2. Gücünü elektrik motorundan alan sistemin katı modeli

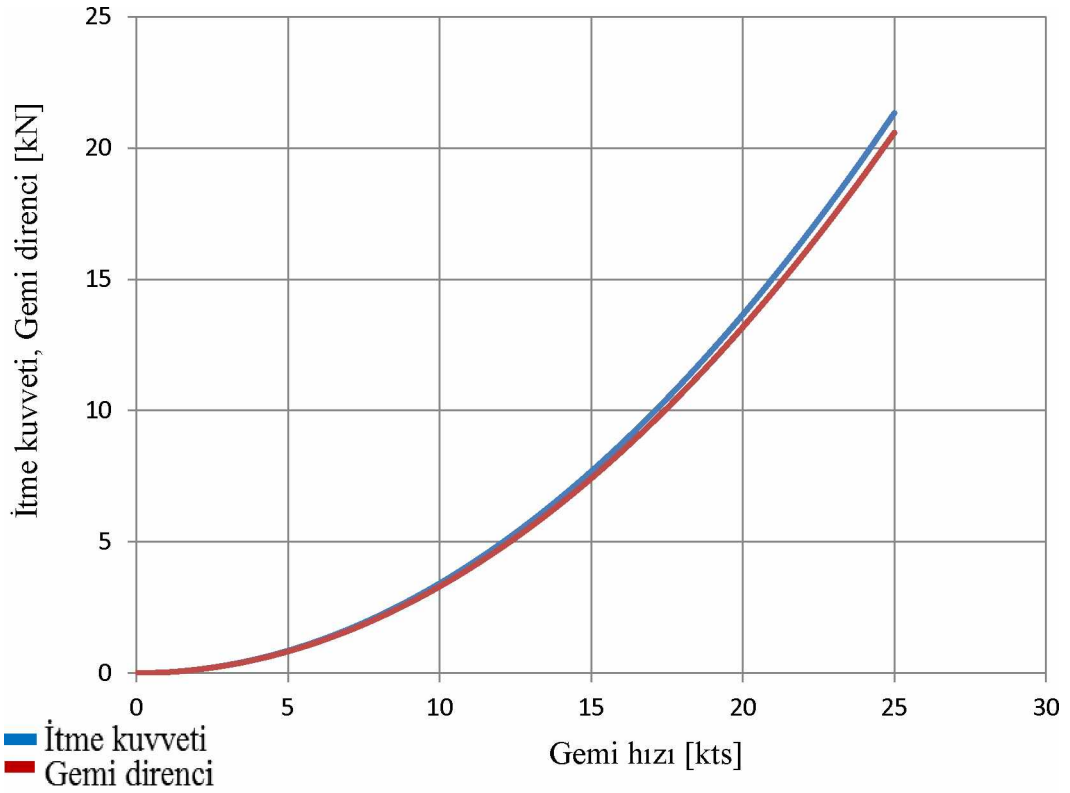
On metre boyunda ince yapılı bir gemi için tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminin analizinde geminin boyu ve tonajı sabit tutulup gemi hızı artırılmıştır. Gemi hızındaki değişimin gemi itme kuvvetine, gemi direncine, gemi gücüne, pompa gücüne, pompa yüksekliğine, akışkanın su jeti kanalına giriş/çıkış hızlarına ve hacimsel debisine etkisi incelenmiştir.

İlk aşamada geminin gemi hızı kademeli olarak artırılarak, bu artışın su jeti itme kuvvetine, gemi direncine, pompa gücüne, gemi gücüne ve efektif güce etkisi incelenmiştir (Çizelge 5.1).

Çizelge 5.1’de tasarlanan sistemin gemiye sağladığı en düşük hız kademesinden en yüksek hız kademesine kadar olan kuvvetlerin ve güçlerin sayısal değerleri yer almaktadır. Hesaplamalar sonucunda gemi hızındaki değişime göre oluşturulan grafikler Şekil 5.3 ve Şekil 5.4’te verilmiştir.

Çizelge 5.1. Gemi hızındaki artışın su jeti itme kuvvetine ve gücüne etkisi

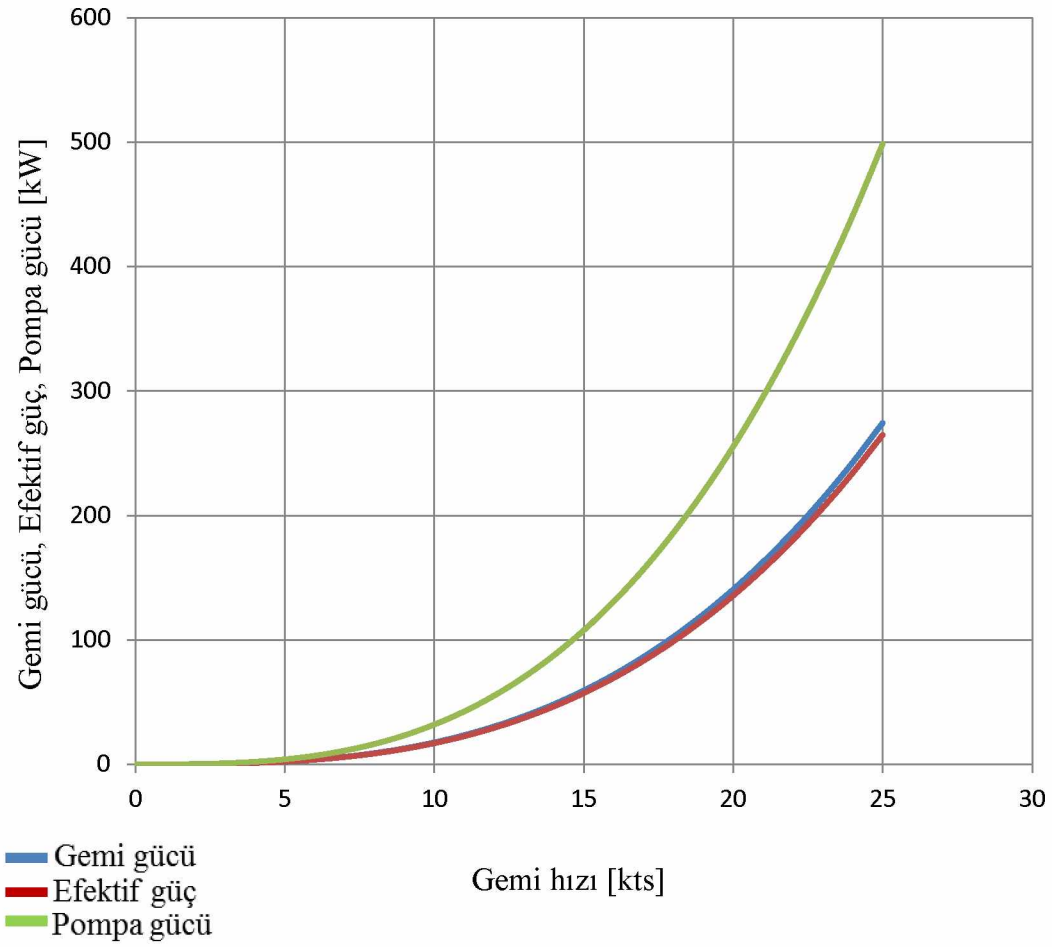
v_{gemi} [kts]	v_{gemi} [m/s]	F_{sj} [kN]	R_{gemi} [kN]	P_{pompa} [kW]	P_{gemi} [kW]	P_e [kW]
0	0	0	0	0	0	0
1	0,5	0,034	0,033	0,03	0,018	0,017
2	1,0	0,136	0,132	0,26	0,140	0,136
3	1,5	0,307	0,296	0,86	0,474	0,457
4	2,1	0,546	0,527	2,04	1,123	1,084
5	2,6	0,853	0,823	3,99	2,194	2,117
6	3,1	1,228	1,185	6,89	3,791	3,658
7	3,6	1,672	1,613	10,94	6,019	5,809
8	4,1	2,183	2,107	16,33	8,985	8,671
9	4,6	2,763	2,667	23,25	12,793	12,345
10	5,1	3,411	3,292	31,89	17,549	16,935
11	5,7	4,128	3,983	42,44	23,357	22,540
12	6,2	4,913	4,741	55,10	30,324	29,263
13	6,7	5,765	5,564	70,06	38,555	37,205
14	7,2	6,687	6,453	87,50	48,154	46,468
15	7,7	7,676	7,407	107,62	59,227	57,154
16	8,2	8,733	8,428	130,61	71,880	69,364
17	8,7	9,859	9,514	156,66	86,217	83,199
18	9,3	11,053	10,666	185,96	102,344	98,762
19	9,8	12,315	11,885	218,71	120,367	116,154
20	10,3	13,646	13,168	255,09	140,390	135,476
21	10,8	15,045	14,518	295,30	162,519	156,831
22	11,3	16,512	15,934	339,53	186,859	180,319
23	11,8	18,047	17,415	387,97	213,515	206,042
24	12,3	19,650	18,962	440,80	242,594	234,103
25	12,9	21,322	20,576	498,23	274,199	264,602



Şekil 5.3. Gemi hızına bağlı olarak itme kuvvetinin ve gemi direncinin değişimi

Tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminin gemi hızına bağlı olarak itme kuvvetindeki ve geminin suda ilerleyişine bağlı olarak gövde üzerinde oluşan gemi direncindeki değişimi Şekil 5.3’de görülmektedir. Geminin her sürat kademesinde, gemi direnci tahrik sisteminin sağladığı itme kuvvetinin % 95-96’sı kadardır. Tahrik sisteminin sağladığı itme kuvvetinin toplam gemi direncinden büyük olması sayesinde gemi mesafe kat eder.

Toplam gemi direncinin hesaplanmasında geminin hızı, deplasmanı ve gövde formu önemli parametrelerdir. Gemilerin ana tahrik sisteminin belirlenmesinde ihtiyaç duyulan iz katsayısı ve itme kesinti faktörünün hesaplanmasında bu parametreler kullanılır.



Şekil 5.4. Gemi hızına bağlı olarak gemi gücü, efektif güç ve pompa gücünün değişimi

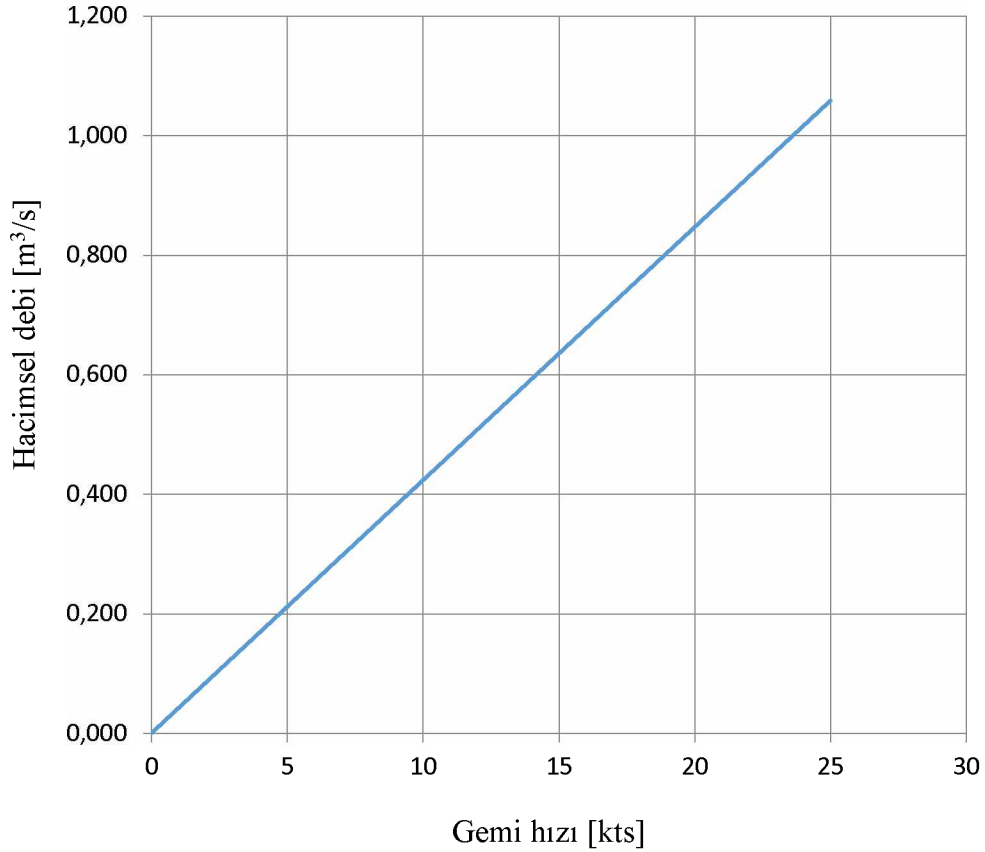
Tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminin gemi hızına bağlı olarak gemi gücündeki, efektif güçteki ve pompa gücündeki değişimi Şekil 5.4'te görülmektedir. Gemi hızı 5 kts'ye ulaşana kadar pompa gücü, gemi gücü ve efektif güç değerleri birbirine çok yakın değer almaktadır. Geminin hızı 15 kts'ye ulaştığında pompa gücü ile gemi gücü arasındaki fark logaritmik olarak artmaya başlamakta ve geminin hızı 25 kts olduğunda pompa 498,23 kW maksimum güce, gemi gücü ise 274,2 kW değerine ulaşmaktadır. Gemi gücü pompa gücünün % 55'ine, efektif güç ise % 53'üne eşittir. Su jeti ana tahrik sisteminin gücü olan pompa gücü geminin gücünü ve hızını belirlemektedir. Su jeti ana tahrik sistemini konvansiyonel pervaneli sistemlerden ayıran en önemli özellik olan ani hızlanma ve yavaşlama pompa ile sağlanır.

İkinci aşamada geminin gemi hızı kademeli olarak artırılarak, bu artışın akışkanın su jetine giriş/çıkış hızlarına ve hacimsel debisine etkisi incelenmiştir (Çizelge 5.2).

Çizelge 5.2. Gemi hızındaki artışın suyun giriş/çıkış hızına, hacimsel debiye ve pompa yüksekliğine etkisi

v_{gemi} [kts]	v_{gemi} [m/s]	v_g [m/s]	$v_ç$ [m/s]	\dot{V} [m ³ /s]	$H_{gerekli}$ [m]
0	0	0	0	0,000	0
1	0,5	0,5	1,3	0,042	0,07
2	1,0	1,0	2,5	0,085	0,30
3	1,5	1,5	3,8	0,127	0,67
4	2,1	2,0	5,1	0,169	1,20
5	2,6	2,4	6,4	0,212	1,87
6	3,1	2,9	7,6	0,254	2,70
7	3,6	3,4	8,9	0,296	3,67
8	4,1	3,9	10,2	0,339	4,79
9	4,6	4,4	11,5	0,381	6,07
10	5,1	4,9	12,7	0,423	7,49
11	5,7	5,4	14,0	0,466	9,06
12	6,2	5,9	15,3	0,508	10,79
13	6,7	6,4	16,6	0,550	12,66
14	7,2	6,8	17,8	0,593	14,68
15	7,7	7,3	19,1	0,635	16,86
16	8,2	7,8	20,4	0,677	19,18
17	8,7	8,3	21,7	0,720	21,65
18	9,3	8,8	22,9	0,762	24,27
19	9,8	9,3	24,2	0,804	27,04
20	10,3	9,8	25,5	0,847	29,96
21	10,8	10,3	26,8	0,889	33,04
22	11,3	10,8	28,0	0,931	36,26
23	11,8	11,2	29,3	0,974	39,63
24	12,3	11,7	30,6	1,016	43,15
25	12,9	12,2	31,9	1,058	46,82

Gemi hızının artışına bağlı olarak suyun giriş hızı lineer olarak artmakta gemi maksimum hıza ulaştığında suyun giriş hızı 12,2 m/s olmaktadır. Suyun çıkış hızı da giriş hızı gibi gemi hızına göre lineer olarak artmakta ve maksimum gemi hızında 31,9 m/s olmaktadır. Hacimsel debinin ve basma yüksekliğinin değişimini gösteren grafikler Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da görülmektedir.

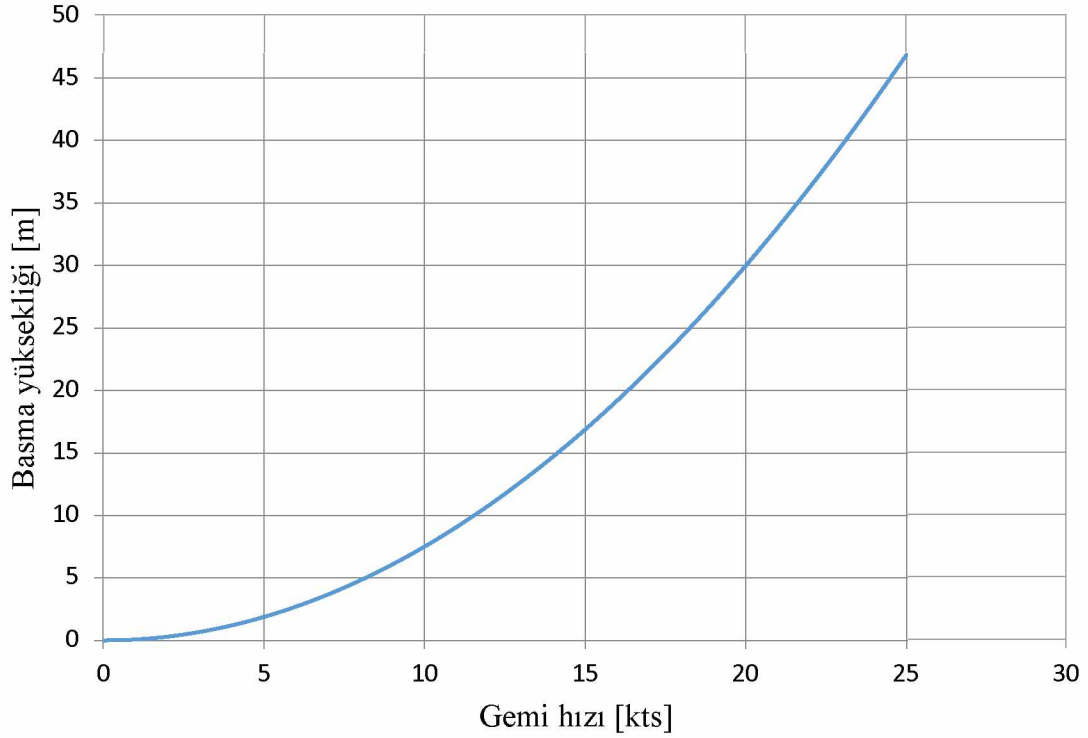


Şekil 5.5. Gemi hızına bağlı olarak akışkanın hacimsel debisinin değişimi

Tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminin gemi hızına bağlı olarak hacimsel debisinin değişimi Şekil 5.5'te görülmektedir. Hacimsel debi artışı gemi hızının artışına göre % 1 oranında daha yavaştır. Geminin hızını belirleyen en önemli parametre tahrik sisteminde kullanılan pompanın hacimsel debisidir.

Şekil 5.5 incelendiğinde su jeti ana tahrik sisteminin hacimsel debisi gemi hızına göre lineer olarak artmaktadır. Bu durum geminin düşük sürat kademelerinde yalpaya düşmeyeceği ve dümenleme sorunu olmayacağını göstermektedir.

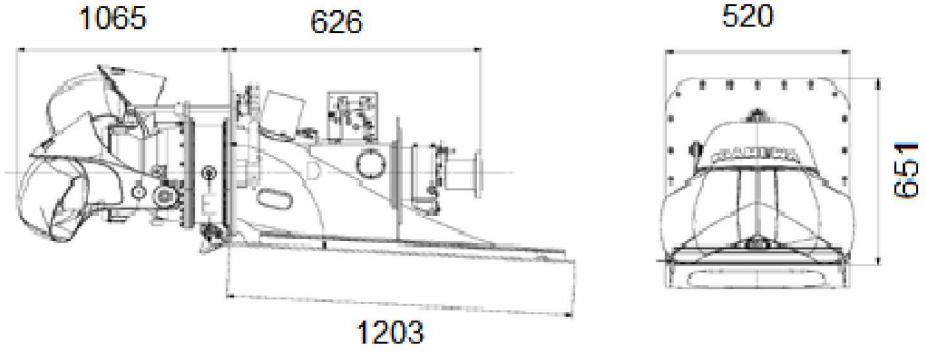
Çizelge 5.2’de görüldüğü üzere geminin sürati 5 kts olduğunda hacimsel debi 0,212 m³/s olmaktadır. Tasarlanan geminin bu debi ile rahatlıkla dümen dinleyeceği ve yalpaya düşmeyeceği değerlendirilmektedir.



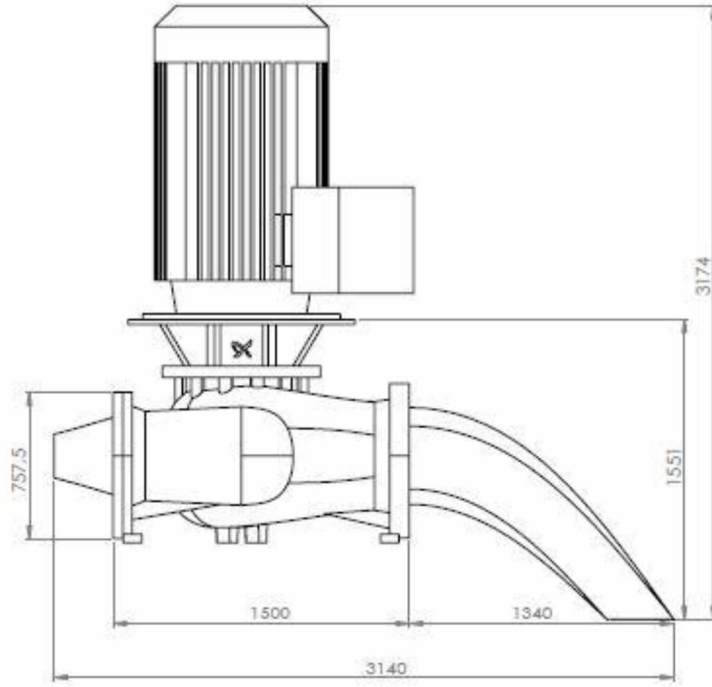
Şekil 5.6. Gemi hızına bağlı olarak basma yüksekliğinin değişimi

Tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminin gemi hızına bağlı olarak basma yüksekliğinin değişimi Şekil 5.6’da görülmektedir. Basma yüksekliği tahrik sisteminin çektiği suyu ne kadar uzağa gönderebileceğini tanımlayan bir parametre olup su jetinin gücünün hesaplanmasında gereklidir. Gemi hızı 10 kts iken 7,49 m olan pompa basma yüksekliği geminin hızı 25 kts olduğunda 46,82 m’ye ulaşmaktadır. Gemi hızına göre pompa yüksekliği oransal olarak % 250-400 arasında değişen değerlerde artmaktadır.

Tasarlanan ve önerilen su jeti ana tahrik sisteminin gücüne sahip piyasada bulunan Kamewa FF-310 marka/model klasik bir su jeti ana tahrik sistemi (Anonim, 2016e) ile boyut olarak karşılaştırsak tasarlanan sistemin piyasada mevcut sistemden % 50 oranında daha büyük olduğu görülmektedir.



Şekil 5.7. Kamewa FF-310 marka/model su jetinin boyutları



Şekil 5.8. Tasarlanan sistemin boyutları

Bu durum ilk bakışta bir dezavantaj olarak görülse de önerilen sistemin klasik sisteme göre karmaşık olmayan yapısı ve kanal içerisinde geçen bir şaft bulunmaması nedeniyle kurulum kolaylığı, düşük maliyet sağlamaktadır. Ayrıca kanal içerisinde şafttan kaynaklanacak fazladan sürtünmenin önüne geçilecektir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, on metre boyunda ince yapılı bir gemiyi maksimum 25 kts hıza ulaştırabilen bir su jeti ana tahrik sistemi tasarlanmıştır. Tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminde, pompa hesaplamalarına uygun olacak şekilde, aksenel akışlı bir pompa seçilmiştir. Daha sonra bu pompaya uygun giriş ve çıkış kanalları tasarlanmıştır. Seçilen pompa ile giriş ve çıkış kanallarının birleştirilmesinin ardından meydana gelen özgün su jeti ana tahrik sisteminin ihtiyacı olan güç hesaplanmıştır. Bu gücü sağlayacak ana makina ve elektrik motoru piyasada mevcut olan ürünlerden seçilmiştir. Sonrasında tüm hesaplamalar ve ürün seçimlerine göre su jeti ana tahrik sisteminin tasarımı tamamlanmıştır. Tahrik sisteminin geminin her sürat kademesinde ürettiği itme kuvveti, gücü, pompa yüksekliği ve gücü, giriş ve çıkış kanalı hızı ile hacimsel debisinin analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre;

- Tasarımda kullanılan aksenel akışlı pompa su jeti ana tahrik sisteminin özgünlük değerini artırmaktadır. Gemi inşa sanayinde kullanılan su jeti ana tahrik sistemlerinin pompaları özel olarak tasarlanıp imal edilmektedir. Bu özel pompadan dolayı sistem maliyeti artmaktadır. Tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminin kolay monte edilme ve bakım özelliğinin yanında standart bir pompa ile tahrik edilebilmesi toplam maliyeti düşürmektedir.
- Tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminin ana elemanlarının geminin içerisinde olması sayesinde oluşabilecek herhangi bir pompa arızasında geminin havuza alınmasına veya karaya alınmasına gerek kalmadan oluşan arızaya müdahale edilebilecektir.
- Tasarlanan su jeti ana tahrik sistemi iki farklı kaynaktan gücünü almaktadır. Birincisinde güç dizel bir ana makinadan, ikincisinde ise asenkron bir elektrik motorundan sağlanmaktadır. Her iki güç kaynağı ile çalışabilmesi sayesinde sistemin kullanılabilmesi deniz aracı çeşidi de artacaktır.
- On metrelik ince yapılı bir gemiye uygun olarak tasarlanan su jeti ana tahrik sistemi için geminin boyu ve tonajı sabit tutulup gemi hızı artırılmıştır. Gemi hızındaki değişimin gemi itme kuvvetine, gücüne, pompa için gerekli yüksekliğe, suyun kanala giriş ve kanaldan çıkış hızı ile hacimsel debisine etkisi incelenmiştir.

Gemi hızının artışıyla birlikte diğer parametrelerde görülen artışın uyumlu olduğu tespit edilmiştir.

- Su jeti ana tahrik sistemini konvansiyonel pervaneli sistemlerden ayıran ani hızlanma ve yavaşlama tasarımı kullanılan pompa ile rahatlıkla sağlanabilir.
- Tasarlanan su jeti ana tahrik sisteminin, piyasadaki klasik sistemlere nazaran verimi % 20 - % 30 oranında düşüktür. Pompada üretilen gücün ancak % 53'ü gemiye aktarılmakta ve suyun sisteme giriş/çıkış hızları lineer olarak artmaktadır. Bunun sebebi sistemde standart bir aksenal akışlı pompa kullanılması nedeniyle hacimsel debinin sınırlı olmasıdır. Su jeti ana tahrik sisteminde standart bir aksenal akışlı pompa kullanılmasının en büyük dezavantajı hacimsel debi artırıldığında pompa boyutlarının gemi içindeki mevcut kapalı alana göre logaritmik olarak artmasıdır. Şayet aynı boyutlarda olup daha yüksek debiye sahip bir pompa üretilebilirse geminin maksimum hızı artacak, böylece tasarımı yapılan sistemin piyasada mevcut su jeti tahrik sistemlerine göre olan dezavantajı da ortadan kalmış olacaktır.
- İlerleyen çalışmalarda su jetinin geri manevrası ve gemiye yön verme tertibatının da su jetine katılması yönünde çalışmalar ve değişik gemi boyutları için tasarımlar yapılabilir.
- Tasarlanan sistemin pompası ile giriş ve çıkış kanalları değiştirilerek farklı boyutlardaki gemiler için su jeti ana tahrik sistemi tasarlanabilir.

Su jeti ana tahrik sistemleri, geleneksel pervaneli tahrik sistemlerine göre kullanılan malzeme, çalışma şartları, aktarma elemanları ve dümen donanımları ile daha karmaşık mekanizmalar içermektedir. Bu nedenle, öncelikle sistemin kullanılacağı gemi tipi, geminin icra edeceği görevler ve intikal süreleri belirlenmeli, sonrasında uygun bir tahrik sistemi seçimi yapılmalıdır. Su jeti ana tahrik sisteminin karmaşık yapısı ve maliyeti düşünüldüğünde özgün tasarımdaki dezavantajlar göz ardı edilebilecek seviyededir.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2013. Milli Eğitim Bakanlığı Modülü. Pervane şaft ve dümen sistemleri, http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Pervane%20%C5%9Eaft%20Ve%20D%C3%BCmen%20Sistemleri.pdf (15.12.2015).
- Anonim, 2015a. Gemi sevkine giriş sevk şekilleri pervane geometrisi pervane çizimi, <http://www.yildiz.edu.tr/~fcelik/dersler/gemidirenci/PDF/7.%20Gemi%20Sevkine%20Giris.pdf> (24.06.2015).
- Anonim, 2015b. Özel sevk sistemleri, <http://www.yildiz.edu.tr/~fcelik/dersler/gemidirenci/PDF/13.%20Ozel%20Sevk%20Sistemleri.pdf> (24.06.2015).
- Anonim, 2016a. Gemi direnci ve sevki, <http://www.yildiz.edu.tr/~fcelik/dersler/gemidirenci/PDF/1.%20Gemi%20Direncine%20Giris.pdf> (12.03.2016).
- Anonim, 2016b. Gemi ile pervane arasındaki karşılıklı etkiler, Gemiler için kullanılan güçler ve verimler, <http://www.yildiz.edu.tr/~fcelik/dersler/gemidirenci/PDF/8.%20Gemi%20Pervane%20Etkilesimi%20Gucler.pdf> (12.03.2016).
- Anonim, 2016c. Deplasman gemileri için güç hesaplama yöntemleri, <http://www.yildiz.edu.tr/~fcelik/dersler/gemidirenci/PDF/6.%20Guc%20Hesaplama%20Yontemleri.pdf> (14.03.2016).
- Anonim, 2016ç. Deniz suyu özellikleri tablosu, http://www.learningace.com/doc/974919/6913b82d0b76acd417f28841eb777a4f/seawater_property_tables (02.04.2016).
- Anonim, 2016d. Birn kaplin kataloğu, <http://www.merkezmotor.com.tr/wp-content/uploads/kataloglar/birn-kalip-katalogu.pdf> (03.04.2016).
- Anonim, 2016e. Rolls-Royce su jeti broşürü, <http://www.rolls-royce.com/~media/Files/R/Rolls-Royce/documents/customers/marine/waterjets.pdf> (20.11.2016).

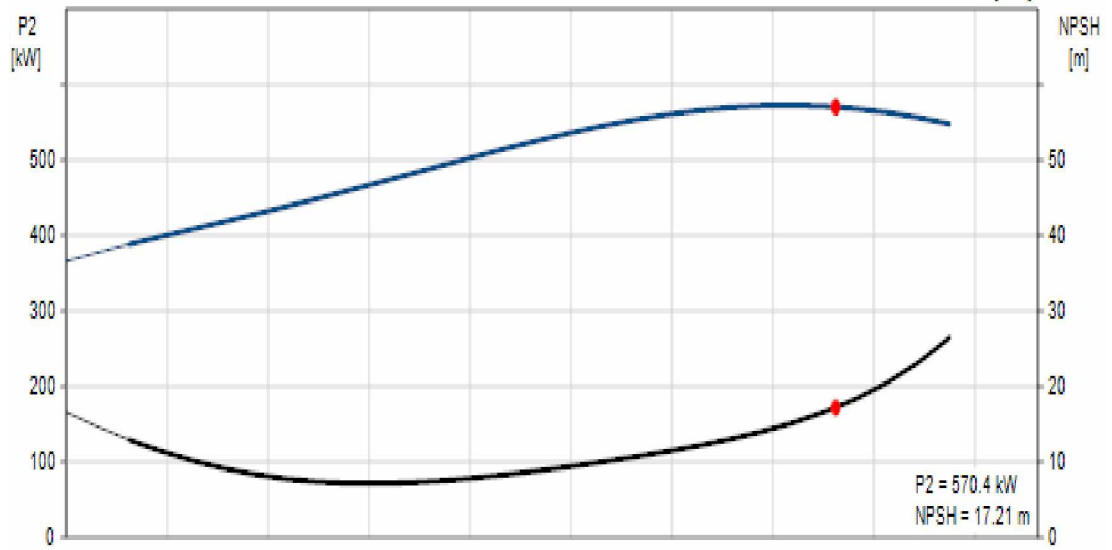
- Borrett, D., Rae, P., 2008. Waterjet applications in vessels that operate in multiple modes. *Waterjet Propulsion 5*, London, UK, 2-10.
- Bulten, N.W.H., Verbeek, R., 2003. Design of optimal inlet duct geometry based on operational profile. *Proceedings of the 1st Fast Sea Transportation Conference*, Ischia, Italy, 35-40.
- Bulten, N.W.H., 2006. *Numerical Analysis of a Waterjet Propulsion System*. Doktora Tezi, Technical University Eindhoven, Netherlands.
- Carlton, J., 2012. *Marine Propellers and Propulsion*. 3rd Edition, Oxford, UK, 11-28, 364-371.
- Carreno, J.E., Mora, J.D., Perez, F.L., 2013. Mathematical model for maneuverability of a riverine support patrol vessel with a pump-jet propulsion system. *Ocean Engineering*, 63(2013), 96-104.
- Chesnakas, C.J., Donnelly, M.J., Pfitsch, D.W., Becnel, A.J., Schroeder, S.D., 2009. *Hydromechanics Department Reports*. Performans evaluation of the ONR axial waterjet-2 (AxWJ-2). Naval Surface Warfare Centre, Maryland, USA.
- Çengel, Y., Cimbala, J.M., 2006. *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. Editors: S. Jeans, D.D. Matteson, K. Scheinman. New York, USA, 736-746.
- Delaney, K., Donnelly, M., Fry, D., 2009. Use of RANS for waterjet analysis of a high speed sealift concept vessel. *First International Symposium on Marine Propulsors*, June, Trondheim, Norway, 1p.
- Gao, H., Lin, W., Du, Z., 2008. Numerical flow and performance analysis of a waterjet axial flow pump. *Ocean Engineering*, 35(2008), 1604-1614.
- Giles, W., Peren, T.D., Amaratunga, S., Vrijdag, A., Partridge, R., 2010. The advanced waterjet propulsor performance and effect on ship design. *Imarest's 10th International Naval Engineering Conference and Exhibition*, May 11-13, Portsmouth, UK, 1-13.

- Jessup, S., Donnelly, M., Fry, D., Cusanelli, D., Wilson, M., 2008. Performance analysis of a four waterjet propulsion system for a large sealift ship. 27th Symposium on Naval Hydrodynamics, Seoul, Korea, 17-42.
- Kandasamy, M., Georgiev, S., Milanov, E., Stern, F., 2011. Numerical and experimental evaluation of waterjet propelled delft catamarans. 11th International Conference on Fast Sea Transportation, September, Honolulu, Hawaii, USA, 217-224.
- Korde, U.A., 2004. Study of a jet-propulsion method for an underwater vehicle. *Ocean Engineering*, 31(2004), 1205-1218.
- Kuşoğlu, A., 1997. Gemilerde Pervaneli Sistem Yerine Su Jetinin ve Diğer Sistemlerin Kullanılması. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi Deniz Bilimleri ve İşletmeciliği Enstitüsü, İstanbul, Türkiye.
- Lavis, D.R., Forstell, B.G., Purnell, J.G., 2006. Advanced compact waterjet propulsion for high-speed ships. 9th International Marine Design Conference, May 16-19, Ann Arbor, MI, USA, 1-22.
- Roberts, J.L., Walker, G.J., 1998. Boundary layer ingestion in flush waterjet intakes. Proceedings of the 2nd RINA Waterjet Propulsion Conference, Amsterdam, Netherlands.
- Schroeder, S., Kim, S.E., Jasak, H., 2009. Toward predicting performance of an axial flow waterjet including the effects of cavitation and thrust breakdown. 1st International Symposium on Marine Propulsors, June, Trondheim, Norway, 1-8.
- Sioma, A., 2013. Biologically-inspired water propulsion system. *Journal of Bionic Engineering*, 10 (3), 274-281.
- Sönmez, U., 2011. Süratli bir geminin su jeti tahrik makina sisteminde flanş-şaft elemanında ortaya çıkan hasarın incelenmesi. *Mühendis ve Makina* 52(623), 74-83.

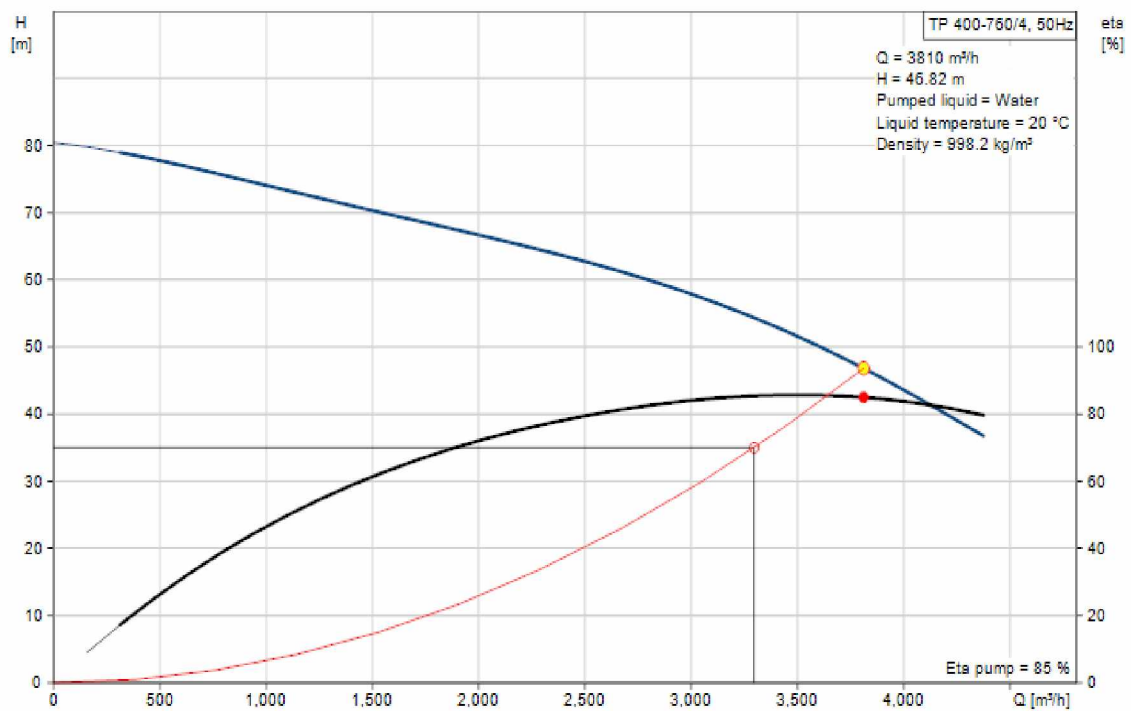
- Van Terwisga, T.J.C., 1996. Waterjet Hull Interaction. Doktora Tezi, Delft Technical University, Delft, Netherlands.
- Verbeek, R., 1992. Application of waterjets in high speed craft. Elsevier Science Publication Workshop, 11-14 May, Wageningen, Netherlands, 133-138.
- Xin, B., Xiaohui, L., Zhaocun, S., Yuquan, Z., 2013. A vectored waterjet propulsion method for autonomous underwater vehicles. *Ocean Engineering*, 74 (2013), 133-140.
- Young, Y.L., Savander, B.R., Kramer, M.R., 2011. Numerical investigation of the impact of ses-waterjet interactions and flow non-uniformity on pump performance. 11th International Conference on Fast Sea Transportation, September, Honolulu, Hawaii, USA, 430-437.

EKLER

EK-1. Seçilen pompanın NPSH ve güç eğrileri



EK-2. Seçilen pompanın performans eğrileri



EK-3. Seçilen pompanın karakteristik özellikleri

Specifications			
Product name	TP 400-760/4 A-F-B-DBUE	Installation	
Product No	98162392	Maximum ambient temperature	40 °C
EAN number	5700397225783	Maximum operating pressure	25 bar
Price	On request	Flange standard	DIN
		Connect code	F
Technical		Pipe connection	DN 500 / DN 400
Speed for pump data	1492 rpm	Pump inlet	DN 500
Actual calculated flow	3810 m ³ /h	Pump outlet	DN 400
Resulting head of the pump	46.82 m	Pressure stage	PN 40
Head max	760 dm	Port-to-port length	1400 mm
Actual impeller diameter	480 mm	Flange size for motor	FF940
Primary shaft seal	DBUE		
Curve tolerance	ISO8806:2012 3B	Liquid	
Pump version	A	Pumped liquid	Water
Model	A	Liquid temperature range	0 .. 150 °C
		Liquid temp	20 °C
		Density	998.2 kg/m ³
Materials			
Pump housing	Cast iron	Electrical data	
Pump housing	EN-JS 1020	Motor type	SIEMENS
Pump housing	ASTM A 395	IE Efficiency class	IE2
Impeller	Bronze(CuSn10)	Rated power - P2	630 kW
Impeller	DIN W-Nr. 2.1098.01	Power (P2) required by pump	630 kW
Impeller	ASTM B584-C83600	Mains frequency	50 Hz
Material code	B	Rated voltage	3 x 380-420D/660-725Y V
		Rated current	1080-1080/610-620 A
		Starting current	680-680 %
		Cos phi - power factor	0,88
		Rated speed	1490 rpm
		Number of poles	4
		Enclosure class (IEC 34-5)	55 (Protect. water jets/dust)
		Insulation class (IEC 85)	F
		Motor protec	PTC
		Motor No	98509256
		Others	
		Minimum efficiency index, MEI ≥	0.7
		Net weight	5200 kg
		Gross weight	5640 kg
		Shipping volume	10.8 m ³

EK-4. Seçilen dizel motorun teknik özellikleri

Commercial and Recreational Marine Propulsion Engines (Variable Speed Ratings)						
Engine Model	kW	MHP	BHP	Engine Speed (RPM)	Rating Definition	Emissions
QSK19-M	373	507	500	1800	Continuous	IMO 2 EU 3a
QSK19-M	447	608	600	1800	Continuous	IMO 2 EU 3a
QSK19-M	492	669	660	1800	Continuous	IMO 2 EPA 3 EU 3a
QSK19-M	560	760	750	1800	Heavy Duty	IMO 2 EU 3a
QSK19-M	560	760	750	1800	Continuous	IMO 2 EPA 3
QSK19-M	567	771	760	2100	Heavy Duty	IMO 2 EU 3a
QSK19-M	597	811	800	1800	Heavy Duty	IMO 2 EPA 3 EU 3a
QSK19-M	597	811	800	2100	Heavy Duty	IMO 2 EPA 3
QSK19-M	597	811	800	2100	Medium Continuous	IMO 2 EU Stg 3a



EK-5. Seçilen kaplinin teknik özellikleri

TEKNİK ÖZELLİKLER

Kaplin Tipi LB	Mil dönme hızına göre motor gücü P/n	Moment TKN	Max hız		Atalet momenti ½ Kaplin J	Ağırlık 1/1 Kaplin Kg
			GG malzeme n	GGG malzeme n		
Ref.	KW/rev.	Nm	r.p.m.	r.p.m.	Kgm ²	Kg
102	0,0046	44	5000	6000	0,00131	2,5
103	0,0102	98	4500	6000	0,00264	3,6
103½	0,0133	128	4500	6000	0,00245	3,9
104	0,0236	225	4000	6000	0,00500	5,7
105	0,0513	490	3600	5600	0,01349	10,0
106	0,0880	844	3000	5000	0,03335	17,3
107	0,1470	1403	2650	4500	0,07030	28,7
108	0,2210	2108	2250	4000	0,17365	46,8
109	0,3290	3140	2000	3600	0,28859	68,4
110	0,6160	5885	1800	3300	0,53246	98,2
111	0,7350	7024	1650	3000	0,90979	138,2
112	1,1030	10545	1500	2800	1,96171	216,4
114	1,6170	15450	1250	2500	3,19578	297,0
116	2,5050	23935	1120	2250	5,47170	411,0
118	3,6760	35120	1000	2000	10,18873	561,6

EK-6. Seçilen yön değiştirici redüktörün teknik özellikleri

<p>Güç (PN2) : 0,16 kW – 500 kW Nominal Moment (MN2) : 600 daNm Tahvil Oranı (iN) : 1 ... 6,25 Katalog : L 99</p> <ul style="list-style-type: none"> • Çıkış milli, paralel ve seri uygulamalar için çıkış kovanlı, her yönden kolay montaj imkanı • Pik döküm gövde • Yağ banyosu ile yağlama (125 gövdeye kadar gres ile yağlanmış vaziyette

EK-7. Seçilen asenkron elektrik motorunun teknik özellikleri

DÖKME DEMİR (PIK) GÖVDE

5,5	GM2E 132 S 4	1465	11,2	35,9	0,81	87,9	88,0	87,2	7,0	2,3	2,8	0,9	3,5	0,026	58
7,5	GM2E 132 M 4	1465	15,4	48,9	0,79	89,0	89,1	88,1	7,1	2,3	2,7	0,9	3,4	0,032	69
11	GM2E 160 M 4	1470	21,0	71,5	0,84	90,0	90,1	89,3	6,9	2,2	2,8	0,9	3,1	0,072	130
15	GM2E 160 L 4	1470	29,3	97,4	0,82	90,6	90,7	89,7	7,5	2,4	2,6	0,8	3,5	0,092	141
18,5	GM2E 180 M 4	1475	34,5	120	0,85	91,3	91,4	90,4	7,7	2,5	3,2	1,0	3,4	0,15	180
22	GM2E 180 L 4	1475	42,5	142	0,82	91,7	91,7	90,6	8,3	2,7	3,7	1,2	3,8	0,17	190
30	GM2E 200 L 4	1475	55	194	0,85	92,5	92,6	92,1	8,0	2,6	3,1	1,0	3,6	0,23	227
37	GM2E 225 S 4	1475	67	240	0,86	92,7	92,7	92,2	7,2	2,3	3,0	1,0	3,0	0,35	314
45	GM2E 225 M 4	1475	80	291	0,87	93,3	93,3	92,4	7,3	2,4	3,0	1,0	3,0	0,44	360
55	GM2E 250 M 4	1480	96	355	0,88	93,7	93,8	93,2	7,6	2,5	3,1	1,0	2,9	0,78	445
75	GM2E 280 S 4	1485	133	482	0,87	94,0	94,1	93,4	7,9	2,5	2,6	0,8	2,8	1,11	605
90	GM2E 280 M 4	1485	158	579	0,87	94,3	94,5	93,8	7,4	2,4	2,9	0,9	3,0	1,32	665
110	GM2E 315 S 4	1485	195	707	0,86	94,5	94,5	93,8	7,0	2,3	2,3	0,7	2,6	2,1	784
132	GM2E 315 M 4	1485	235	849	0,86	94,7	94,5	93,8	7,0	2,3	2,3	0,7	2,6	2,5	861
160	GMM2E 315 L 4a	1485	280	1029	0,87	95,0	94,9	94,0	7,0	2,3	2,3	0,7	2,6	2,6	882
185	GMM2E 315 L 4b	1485	323	1190	0,87	95,2	95,1	94,2	7,0	2,3	2,3	0,7	2,6	2,7	900
200	GMM2E 315 L 4c	1485	350	1286	0,87	95,1	95,1	94,2	7,0	2,3	2,3	0,7	2,6	3,0	1015
250	GMM2E 355 M 4a	1485	430	1608	0,88	95,1	95,1	94,2	7,0	2,3	2,0	0,6	2,8	6,0	1378
315	GMM2E 355 M 4b	1487	540	2023	0,89	95,1	95,1	94,2	7,0	2,3	2,0	0,6	2,8	6,2	1400
355	GMM2E 355 M 4c	1488	610	2278	0,88	95,2	95,2	94,3	7,0	2,3	2,0	0,6	2,8	6,5	1438
400	GMM2E 355 L 4a	1488	690	2567	0,88	95,4	95,4	94,3	7,0	2,3	2,0	0,6	2,8	7,2	1639
450	GMM 355 L 4b	1488	773	2888	0,89	95,1	95,1	94,5	7,0	2,3	2,5	0,8	2,6	8,2	1740
500	GMM 355 L 4c	1488	846	3209	0,90	95,1	95,1	94,5	7,0	2,3	2,4	0,8	2,6	9,1	1850
450	GMM 400 L 4a	1491	770	2882	0,88	95,6	95,6	94,8	7,0	2,3	1,9	0,6	2,6	14,7	2335
500	GMM 400 L 4b	1492	846	3200	0,89	95,6	95,6	94,8	7,0	2,3	1,9	0,6	2,6	16,9	2474
560	GMM 400 L 4c	1492	935	3584	0,90	95,9	95,9	95,1	8,0	2,6	2,0	0,6	2,8	20	2745
630	GMM 400 L 4d	1492	1064	4033	0,89	95,9	95,9	95,1	8,0	2,6	2,0	0,6	2,8	21,3	2814
710	GMM 400 L 4e	1492	694*	4545	0,89	96,0	96,0	95,2	8,0	2,6	2,0	0,6	2,8	23,8	3055

EK-8. Seçilen yardımcı makinanın teknik özellikleri

Engine Model	KW	MHP	BHP	Engine Speed (RPM)	Rating Definition	Emissions
QSK19-DM	433	588	580	1500 (50 Hz)	Prime Power	IMO 2
QSK19-DM	526	715	705	1500 (50 Hz)	Prime Power	IMO 2
QSK19-DM	563	765	755	1800 (60 Hz)	Prime Power	IMO 2 EPA 3 EU 3a
QSK19-M	597	811	800	1800 (60 Hz)	Prime Power	IMO 2 EPA 3

ÖZGEÇMİŞ**Kişisel Bilgiler**

Soyadı, Adı : EVLİOĞLU, Halil
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 08.07.1979 – Akhisar
Medeni hali : Evli
Telefon : 0 (506) 480 99 11
e-mail : hevlioglu@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Deniz Harp Okulu/Makine Mühendisliği Bölümü	2003
Lise	Deniz Lisesi	1999

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2003-2005	SG-63/Çeşme	2. Çarkçı (2. Mühendis)
2005-2006	SG-122/Rize	Başçarkçı (1. Mühendis)
2007-2010	SG-101/Bodrum	Başçarkçı (1. Mühendis)
2010-2012	SG-133/Tekirdağ	Başçarkçı (1. Mühendis)
2012-2016	SG Onarım Komutanlığı/Samsun	Gemi Onarım Subayı
2016-	SG Komutanlığı/Ankara	Onarım Tesisleri Ş. Md.

Yabancı Dil

İngilizce