



Bu bir MMO yayınıdır

GEMİLERDE HİDROLİK TAHRİKLİ YALPA SÖNÜMLEYİCİ SİSTEMİN MODELLENMESİ, BENZETİMİ VE DENETLEYİCİ TASARIMI

Alper ZİHNİOĞLU¹

Melek ERTOGAN²

Şeniz ERTUĞRUL³

^{1,3} İ.T.Ü. Makina Fakültesi

² İ.T.Ü. Denizcilik Fakültesi

GEMİLERDE HİDROLİK TAHRİKLİ YALPA SÖNÜMLEYİCİ SİSTEMİN MODELLENMESİ, BENZETİMİ VE DENETLEYİCİ TASARIMI

Alper ZİHNİOĞLU¹, Melek ERTOGAN² ve Şeniz ERTUĞRUL³

¹ İ.T.Ü. Makina Fakültesi Gümüşsuyu Beyoğlu İstanbul, azihnioğlu@gmail.com

² İ.T.Ü. Denizcilik Fakültesi Tuzla İstanbul, ertogan@itu.edu.tr

³ İ.T.Ü. Makina Fakültesi Gümüşsuyu Beyoğlu İstanbul, seniz@itu.edu.tr

ÖZET

Marin hidrolik sistemlerinin en önemlileri dümen ve fin hidrolik kontrol sistemleridir. Gemi inşa sektöründe bu sistemler halen Türkiye’de ithal edilmektedir. Hidrolik fin sistemleri gemilerin dinamik stabilitesini artırmak için kullanılan donanımlardır. Dinamik stabilite geminin operasyonel performansı ve personel/yolcular üzerinde önemli etkilere sahiptir. Fırtınalı havalarda geminin maruz kalacağı dalıp-çıkma, baş-kıç atma ve yalpa hareketleri gemi üzerindeki kuvvetleri artırarak materyal ömrünü azaltacak, geminin kullanım amacına bağlı olarak; yolcuların konforunu, yükün emniyetini ve icra edilmesi muhtemel operasyonların başarısını etkileyecek ve hatta engelleyebilecektir. İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi ve Denizcilik Fakültesi bünyesinde yürütülen proje kapsamında, yalpa kontrolü için tasarlanan hidrolik sistemin matematiksel modeli çıkarılarak, gemi yalpa dinamiği, deniz dalga denklemleri ve kontrol algoritması ile birlikte bilgisayar ortamında benzetimleri yapılmıştır. Benzetim sonuçları tasarlanan hidrolik fin sisteminin tekneye montajından sonra denizde yapılacak testlerle doğrulanacaktır. Gemi yalpa dinamiğini ve hidrolik sistemi temsil eden doğrusal-olmayan denklemler MATLAB-Simulink ortamında çözülmüştür. Ayrıca benzetim programının parametrik olarak hazırlanması; tasarımda kullanılan tekne veya donanımların değişmesi halinde veya inşa/modernizasyon aşamasında gemiye yerleştirilebilecek fin sistemlerinin mekanik ve hidrolik kısımlarının boyutlandırılmasında kullanılabilmesini sağlayacaktır.

Anahtar Kelimeler: Yalpa Kanadı, Hidrolik, Modelleme, Kontrol, Gemi

ABSTRACT

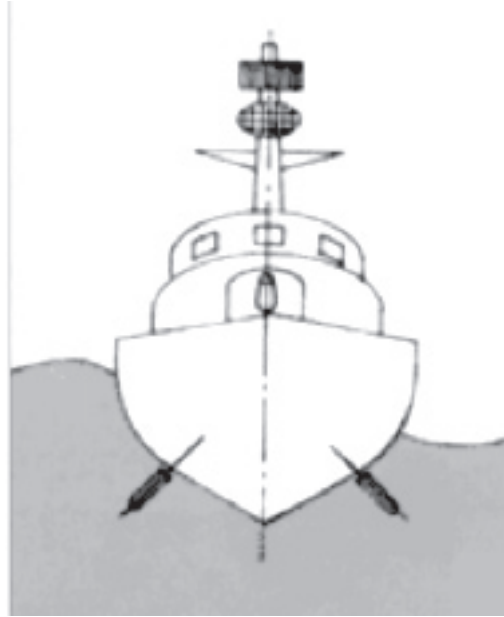
The most important marine hydraulic systems are steering gear and fin stabilizer systems. Turkey’s naval construction sector still imports these systems from foreign countries. Hydraulic fin systems are used for improving ship’s dynamic stability. Dynamic stability has a major effect on both ship

operation, passenger comfort and crew performance. Large roll, pitch and heave motions in heavy weathers increase the load experienced by equipment, resulting shorter service life. These motions also decrease passenger comfort, load safety and success of operations. In this work, prepared for a project in Istanbul Technical University, involving Mechanical Engineering and Maritime Engineering Departments, mathematical model of hydraulic fin system is simulated together with control algorithm, ship and wave equations. Then simulation results will be compared with sea trials. Non-linear equations representing ship's roll dynamics and hydraulic system are solved via MATLAB Simulink environment. Besides, by parametric modeling, easy adaptation to changes in hydraulic hardware or ship type and accurate sizing of hydraulic components in modernization or building phase are assumed to be provided.

Key Words: Fin Stabilizer, Hydraulic, Modeling, Control, Ship

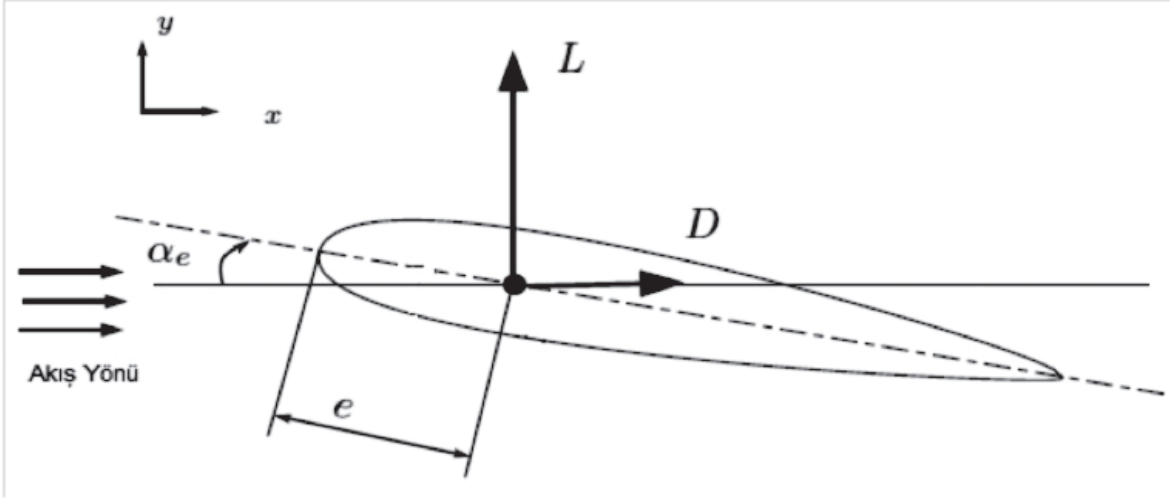
1. GİRİŞ

Gemiler içinde buldukları ortamın zorlu koşulları ile baş edebilmek için özellikle sanayi devriminden sonra birçok donanımla teçhiz edilmiş olup aktif yalpa kanatları bunlardan biridir. Aktif yalpa kanatları, su içerisinde bulunan geminin dalga, rüzgâr, manevra vb. etkilerle yapmış olduğu yalpa hareketini sönmölemek amacıyla kullanılan elektro hidrolik sistemlerdir.



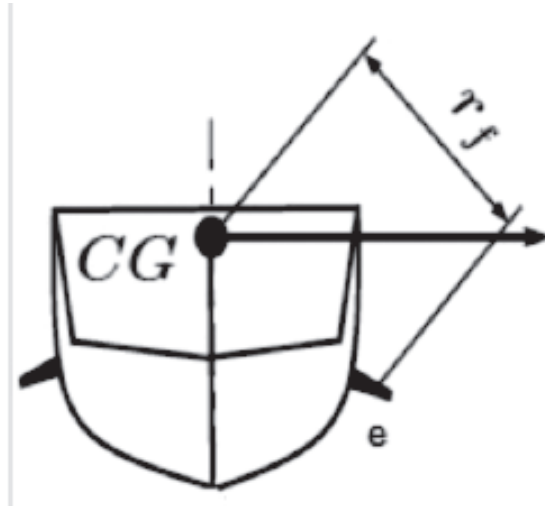
Şekil 1. Aktif Yalpa Kanadı

Su içerisinde, başlangıçta suyun akış yönüne (x ekseni) paralel olarak hareket eden bir yüzeye paralellliğini bozacak şekilde açı verildiğinde (α_e), yüzey üzerinde, yüzeye dik bir kuvvet oluşacaktır. Bu kuvvetin bileşenleri ise akış yönüne paralel olan çekme (D -drag) ve akış yönüne dik olan kaldırma (L -lift) kuvvetleridir. Bu kuvvetler yüzeyin alan merkezinden (e) uygulanmaktadır.



Şekil 2. Su içerisinde Hareket Eden Bir Yüzey Üzerindeki Kuvvetler [4]

Yukarıda açıklanmaya çalışılan, yalpa kanatlarının çalışma prensibinin bir özetidir. Yalpa kanadı alan merkezi (e) ile gemi ağırlık merkezi (CG- center of gravity) arasında kalan mesafe (r_f) bir moment kolu oluşturmaktadır, kanat üzerindeki kaldırma kuvveti ise bu moment kolu sayesinde bir doğrultucu momente dönüşmektedir. Geminin her iki yanındaki kanatların zıt yönlü simetrik/asimetrik hareketleriyle deniz, rüzgâr, manevra gibi etkenler tarafından gemiye uygulanan momentler sıfırlanmaya/azaltılmaya çalışılmaktadır.



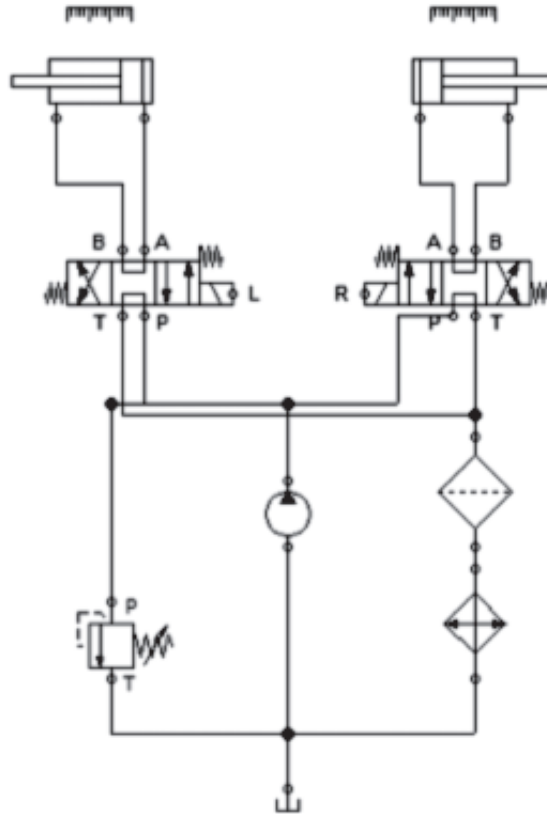
Şekil 3. Doğrultucu Moment Kolu [4]

Bu yalpa kanatlarını hareket ettirmek için gemilerdeki hacim kısıdıyla uyumlu olan ve bu küçük hacimlerde yüksek güçlere çıkabilen elektrik tahrikli hidrolik güç üniteleri kullanılmaktadır. Hidrolik güç ünitelerinin kapasiteleri ve içerdiği donanımların (pompa, valf vb.) özellikleri gemi tipi (yolcu, yük, savaş gemisi vb.), maliyet ve yalpa kanadı sisteminden beklentilere göre (hareket halinde yalpayı sönmülemesi, sıfır hızda yalpayı sönmülemesi) belirlenebilmektedir. Aktif yalpa kanadı sisteminin en baştan tasarlanması için takip edilmesi gereken başlıca adımlar aşağıda özetlenmiştir;

- Yalpa kanadı sisteminden istenen özelliklerin belirlenmesi (sıfır süratte yalpayı azaltması, seyir halinde yalpayı azaltması vb.),
- Sistemin takılacağı geminin, gemi hareket denklemlerinin ve yalpa karakteristiğinin (doğal frekansının) çıkarılması,
- Bu yalpa karakteristiğini azaltmak/sınırlamak için kullanılacak hidrolik sistemin ve yalpa kanadı profilinin boyutlandırılması,
- Yalpa kanadı profilinin yapılacak deneylerle kaldırma katsayılarının (Lift Coefficient (CL)) belirlenmesi,
- Hidrolik sistem modelinin oluşturulması,
- Hidrolik sistem, kanat profili ve gemi modelinin bir benzetim ortamında beraber çalışacak hale getirilmesi,
- Ortaya çıkan sistem için benzetimler yapılarak kontrolcü tasarımının yapılmasıdır.

İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Sistem Dinamiği ve Kontrol Programında Yüksek Lisans tezi olarak hazırlanan ve bir kısmından bu bildiri-
de bahsedilen çalışmada, İstanbul Teknik Üniversitesi'ne ait Martı isimli tekneye kurulan hidrolik fin
sistemi ile yapılan deneysel çalışmalarda elde edilen veriler ile oluşturulan sistem modelinin karşı-
laştırılması yapılmıştır.

2. HİDROLİK SİSTEM



Şekil 4. Hidrolik Sistem

Martı gemisine takılan hidrolik fin sistemi şu ana elemanlardan oluşturulmuştur; 2 adet 0,232 m² yalpa kanadı, 2 adet hidrolik silindir, 2 adet 5 kΩ potansiyometre, 2 adet oransal valf, 12/24 VDC güç kaynağı, 1 adet sabit deplasmanlı kanatlı tip pompa ve manifold, 1 adet basınç emniyet valfi, 1 adet 10 mikron filtre, 1 adet 5 galonluk yağ tankı, 2 adet oransal valf sürücü kartı.

2.1. DOĞRUSAL OLMAYAN MODEL

2.1.1. POMPA MODELİ

Pompa modeli üretici firmanın katalog verileri dikkate alınarak hazırlanmıştır. Bu kataloglarda verilen debi-basınç eğrileri pompa kayıpları ile mekanik ve hacimsel verimleri içermektedir. Katalog verileri belirli pompa devirleri için hazırlandığından; gerçek sisteme ait pompa devri bu katalog eğrilerinin uyarlanmasıyla sağlanmıştır. Pompa sabit bir basınç kaynağı olarak kabul edilmemiştir. Pompa tarafından sağlanan debinin yetersiz kalması halinde devre basıncının düşmesi gibi doğal sonuçlar doğrusal olmayan modele eklenmiştir.

$$Q_p = V_p * \omega_p \quad (2.1)$$

$$\dot{P}_s = \frac{\beta_e}{V_0} [Q_p - Q_{Emn} - Q_{Valf}] \quad (2.2)$$

P_s : Pompa basıncı [Pa]

β_e : Eşdeğer elastisite modülü [Pa]

Q_p : Pompa akışı [m³/s]

Q_{Emn} : Basınç emniyet valfinden tanka dönen akış [m³/s]

Q_{valf} : Oransal valf üzerinden silindire giden akış [m³/s]

V_p : Pompa hacmi [m³]

ω_p : Pompa devri [dev/s]

2.1.2. BASINÇ EMNİYET VALFİ MODELİ

Basınç emniyet valfinin modellenebilmesi için valf makara kütlelerinin, valf içerisinde makara hareketi sebebiyle oluşan sürtünmenin, valf yay sabitinin, makara yanal yüzey alanının, valf alanının değişiminin bilinmesine ihtiyaç duyulmaktadır [1].

$$P_s * A_{Emn} = m_{Emn} * \ddot{x}_{Emn} + F_S(\dot{x}_{Emn}) + k_{Emn} * x_{Emn} + F_{Emn} \quad (2.3)$$

$$Q_{Emn} = C_d * A_{Emn} * \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_t|} \quad (2.4)$$

A_{Emn} : Basınç emniyet valfi makara yüzey alanı [m²]

$F_S(\dot{x})$: Doğrusal olmayan sürtünme terimi [N]

F_{Emn} : Basınç emniyet valfi ayar kuvveti [N]

k_{Emn} : Basınç emniyet valfi yay sabiti [kg/s²]

- m_{Emn} : Basınç emniyet valfi makara kütesine indirgenmiş kütle [kg]
 Q_{Emn} : Basınç emniyet valfinden tanka olan akış [m^3/s]
 x_{Emn} : Basınç emniyet valfi makara konumu [m]
 C_d : Akış katsayısı [Boyutsuz]
 A_{Emn} : Valf açıklığı [m^2]

Üretici katalogunda bu verilerin bir kısmı bulunmadığından emniyet valfini doğru olarak modelleyebilmek için katalogta verilen debi-basınç eğrileri; valfin ayar basıncına uyarlanarak kullanılmıştır.

2.1.3. VALF MODELİ

Hidrolik sistemde kullanılan valf 4X3 oransal yön kontrol valfidir. Valf akış denklemleri valfin açık merkezli ve kapalı merkezli olma ihtimalini içerecek şekilde aşağıda sunulmuştur.

$$Q_A = C_d A_v \sqrt{\frac{2}{\rho}} * \frac{x_{v,max}}{u_{max}} u [sg(Lap + u) * sign(P_s - P_A) \sqrt{|P_s - P_A|} - sg(Lap - u) * sign(P_A - P_t) \sqrt{|P_A - P_t|}] \quad (2.5)$$

$$Q_B = \alpha_d \omega_v \sqrt{\frac{2}{\rho}} * \frac{x_{v,max}}{u_{max}} u [sg(Lap - u) * sign(P_s - P_B) \sqrt{|P_s - P_B|} - sg(Lap + u) * sign(P_B - P_t) \sqrt{|P_B - P_t|}] \quad (2.6)$$

- C_d : Akış katsayısı [Boyutsuz]
 Lap : Yön kontrol valfi merkez katsayısı ((+) açık merkezli, (-) kapalı merkezli) [m]
 ρ : Hidrolik yağ özgül ağırlığı [kg/m^3]

$$sg(x) \begin{cases} x, x > 0 \\ 0, x < 0 \end{cases}$$

- u_{max} : Azami pozitif yön kontrol valfi kumanda sinyali [V]
 u : Yön kontrol valfi kumanda sinyali [V]
 $x_{v,max}$: Bir yönde azami valf hareketi [m]
 ω_v : Oransal Valf alan değişimi [m]

Doğrusal olmayan valf modeli hazırlanırken üretici kataloglarında verilmiş olan akış-basınç eğrileri laminar ve türbülanslı akış koşullarını içerdikleri için model hesaplama şartlarına uyacak şekilde uyarlanarak kullanılmıştır.

2.1.4. SİLİNDİR MODELİ

Silindir modelini çıkarabilmek için ise 2.1.2'de yapılan açıklamanın benzeri olarak piston sürtünme kuvvetine, piston kütesine ve basınçlara ihtiyaç duyulmaktadır.

$$m_t * \ddot{x}_p + F_S(\dot{x}_p) + \gamma * P_B * A_p + F_H = P_A * A_p \quad (2.7)$$

$$m_t = m_p + m_A + m_B \quad (2.8)$$

$$m_A = \rho * [V_A + x_p * A_p] \quad (2.9)$$

$$m_B = \rho * [V_B + (S - x_p) * A_p] \quad (2.10)$$

$$\dot{P}_A = \frac{\beta_e}{V_A + x_p * A_p} * [Q_A - \dot{x}_p * A_p] \quad (2.11)$$

$$\dot{P}_B = \frac{\beta_e}{V_B + (S - x_p) * A_p} * [Q_B + \alpha * \dot{x}_p * A_p] \quad (2.12)$$

- γ : Piston alan oranı [Boyutsuz]
 F_H : Pistona etkiyen harici kuvvet [N]
 F_S : Sürtünme kuvveti [N]
 m_p : Silindir piston kütlesi [kg]
 m_A : A tarafındaki yağ hacminin kütlesi [kg]
 m_B : B tarafındaki yağ hacminin kütlesi [kg]
 m_t : Silindire etkiyen toplam kütle [kg]
 P_A : Cap side silindir basıncı [Pa]
 P_B : Rod side silindir basıncı [Pa]
 S : Silindir strok boyu [m]
 V_A : Cap side sabit hacmi [m³]
 V_B : Rod side sabit hacmi [m³]
 x_p : Silindir piston konumu [m]

m_A ve m_B olarak belirtilen her iki taraftaki yağa ait kütleler m_p ile belirtilen silindir piston kütlesine nazaran ihmal edilebilir düzeydedir. Ayrıca pistona bağlı diğer kütleler m_p kütlesine indirgenmiştir.

2.1.5. SÜRTÜNME MODELİ

Sürtünme modeli [1]'de belirtildiği şekilde deneysel olarak katsayıların belirlenmesi sağlanarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$F_S = \sigma * \dot{x} + sign(x) * \left[F_{coulomb} + F_{static} * e^{\left(\frac{-|\dot{x}|}{c_s} \right)} \right] \quad (2.13)$$

- F_S : Doğrusal olmayan sürtünme terimi
 σ : Viskoz sürtünme terimi [kg/s]

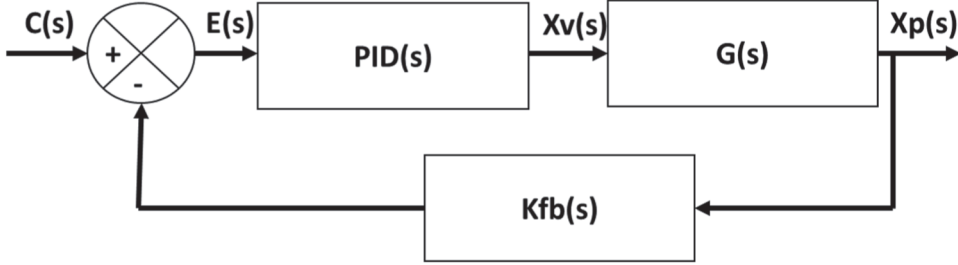
Bu modeldeki katsayılar [1]'de benzer bir silindir için sağlanan veriler kullanılarak oluşturulmuştur.

2.2. DOĞRUSAL DENKLEMLER

Doğrusal denklemler iki ayrı şekilde çıkarılmıştır. Birinci durumda oransal valf doğrusallaştırılmış

ve silindir olduğu gibi bırakılmıştır. Bu yüzden pistonun (+) ve (-) yönlü hareketleri için ayrı transfer fonksiyonları bulunmuştur. İkinci durumda ise silindir de doğrusallaştırılarak tek transfer fonksiyonu elde edilmiştir.

Şekil 4'te verilen hidrolik sistem için doğrusal model blok diyagramı ve denklemler [5] aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 5. Doğrusal Hidrolik Sistem Blok Diyagramı

Şekil 5'te verilen blok diyagramında PID(s), oransal valf sürücü kartını; G(s), hidrolik sistemi; Kfb(s) ise piston konum geri beslemesini göstermektedir. Valf dinamikleri hidrolik sistemden daha hızlı olduğu için ihmal edilerek PID voltaj çıkışının oransal valf makara konumuna birebir dönüştüğü kabul edilmiştir.

PID transfer fonksiyonu (PID(s)):

$$PID(s) = \frac{K_D s^2 + K_P s + K_I}{s} \quad (2.14)$$

Olarak ifade edilebilecek olan PID transfer fonksiyonu içerisinde KD: türev kazancını, KP: oransal kazancı, KI: integral kazancını ifade etmektedir.

Sadece valf doğrusallaştırıldığında elde edilen hidrolik sistem transfer fonksiyonu $G_v(s)$ ile verilmiştir. Denklem 2.15 ve devamında (+) yönlü hareket için olan transfer fonksiyonu verilmiştir.

$$\frac{X_p}{X_v} = G_v(s) = \frac{n_1 s + n_2}{d_1 s^4 + d_2 s^3 + d_3 s^2 + d_4 s} \quad (2.15)$$

$$n_1 = \frac{V_B A_B K_{qB+}}{\beta} (\gamma^2 + \alpha)$$

$$n_2 = \frac{K_v^2 x_{v,0} (A_A \gamma^2 + 1)}{2\gamma}$$

$$d_1 = \frac{\alpha V_B^2 m}{\beta^2}$$

$$d_2 = \frac{(\alpha \gamma + 1) V_B K_{cA+} m}{\beta} + \frac{\alpha V_B^2 b}{\beta^2}$$

$$d_3 = \gamma K_{cA+}^2 m + \frac{K_{cA+}}{\beta} (V_A \gamma + V_B) b + \frac{A_A^2 V_B + A_B^2 V_A}{\beta}$$

$$d_4 = K_{cA+}^2 \gamma b + A_A^2 \gamma K_{cA+} + A_B^2 K_{cA+}$$

- A_A : Piston A tarafı yüzey alanı
 A_B : Piston B tarafı yüzey alanı
 β : Hidrolik yağ elastisite modülü
 b : Piston sürtünme katsayısı
 γ : Piston alan oranı
 V_A : Silindir A tarafı hacmi
 V_B : Silindir B tarafı hacmi
 α : Hacim oranları
 K : Oransal valf akış ve basınç katsayıları

Piston hareket yönü değişimiyle beraber K katsayıları da değişecektir.

Tüm sistem doğrusallaştırıldığında elde edilen hidrolik sistem transfer fonksiyonu $G(s)$ ile verilmiştir.

$$\frac{X_p}{X_v} = G(s) = \frac{n_1 s + n_2}{d_1 s^4 + d_2 s^3 + d_3 s^2 + d_4 s} \quad (2.16)$$

$$n_1 = \frac{2VA K_{qB+}}{\beta}$$

$$n_2 = \frac{K_v^2 x_{v,0} (A + 1)}{2}$$

$$d_1 = \frac{V^2 m}{\beta^2}$$

$$d_2 = \frac{2VK_{cA+} m}{\beta} + \frac{V^2 b}{\beta^2}$$

$$d_3 = K_{cA+}^2 m + \frac{2VbK_{cA+}}{\beta} + \frac{2VA^2}{\beta}$$

$$d_4 = K_{cA+}^2 b + 2A^2 K_{cA+}$$

A : $(A_A + A_B)/2$

V : $(A \cdot \text{Strok Boyu})/2$

Piston konum geri beslemesi $K_{fb}(s)$ ise aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$Kfb(s) = K_{fb} \quad (2.17)$$

Tüm sistemin transfer fonksiyonu da 2.18'de görüldüğü gibi elde edilebilir.

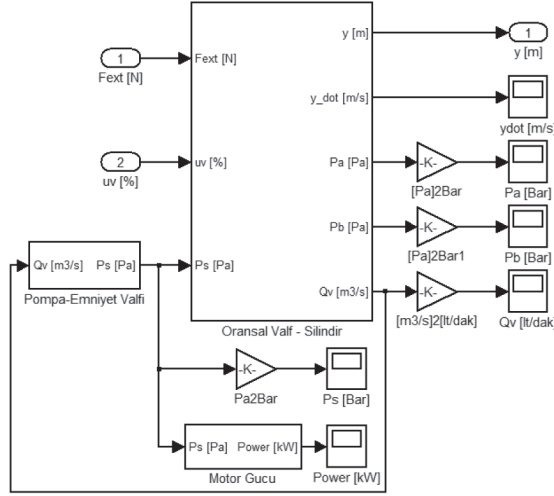
$$\frac{C(s)}{Xp(s)} = \frac{n_1 K_D s^3 + (n_1 K_P + n_2 K_D) s^2 + (n_1 K_I + n_2 K_P) s + n_2 K_I}{d_1 s^5 + d_2 s^4 + (d_3 + n_1 K_D K_{fb}) s^3 + (d_4 + n_1 K_P K_{fb} + n_2 K_D K_{fb}) s^2 + (n_1 K_I + n_2 K_P) s + n_2 K_I} \quad (2.18)$$

Bu transfer fonksiyonunun mertebesi, oransal valfin doğrusallaştırma noktasına ve makara çeşidine göre daha düşük mertebede de olabilir. Örneğin kritik merkezli bir valfi makara konumu merkezde

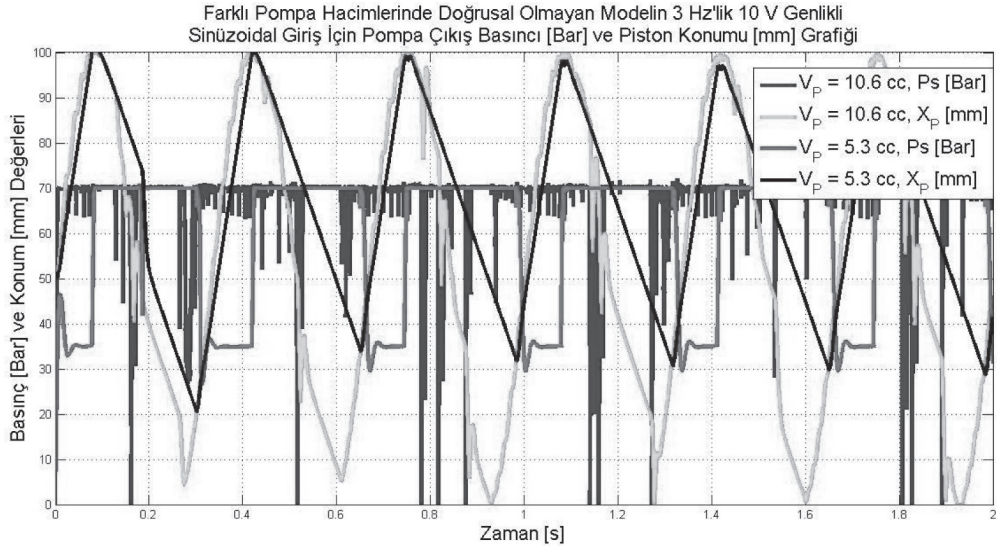
iken doğrusallaştırılırsa K_c basınç katsayısı sıfır olacağından n_2 ve d_4 terimleri düşecek ve transfer fonksiyonu sadeleşerek mertebesi azalacaktır.

2.3. DOĞRUSAL OLMAYAN DENKLEMLERLE YAPILAN BENZETİM SONUÇLARI

Doğrusal olmayan modelin Simulink ortamında hazırlanan blok diyagramları Şekil 6'da, bir örnek olarak piston konumuna göre farklı pompa hacimlerinde pompa çıkış basıncı değişimi Şekil 7'de sunulmuştur.



Şekil 6. Doğrusal Olmayan Modelin Simulink Blok Diyagramı

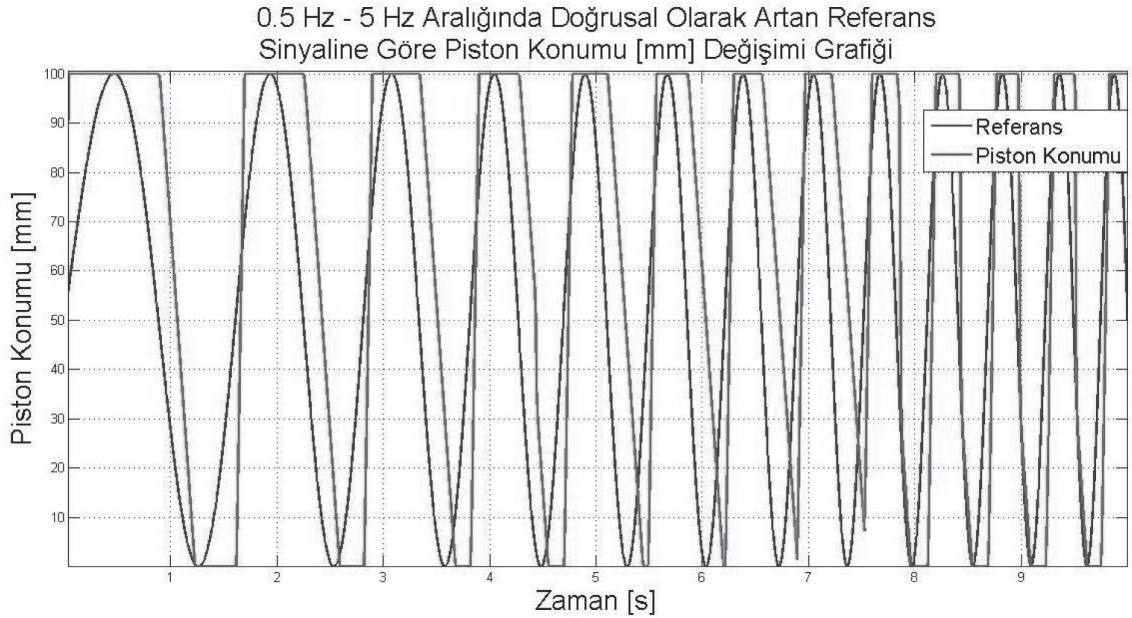


Şekil 7. Farklı Pompa Hacimlerinde Doğrusal Olmayan Modelin 3 Hz'lik 10 V Genlikli Sinüzoidal Giriş için Pompa Çıkış Basıncı [Bar] ve Piston Konumu [mm] Grafiği

Şekil 7’de görüldüğü gibi daha düşük olan pompa hacminde pompa sistem basıncını korumak için yetersiz kalmakta ve pistonun (+) yönlü hareketi için basınç emniyet valfi ayar değerinin altına düşmektedir. Bu sebeple de hidrolik sistem verilen referansı takip edememektedir. Ayrıca kullanılan 3 Hz, 10 V genlikli referansın normal şartlarda da sistemin takip edebileceğinden daha hızlı olduğu lacivert ve yeşil renkli eğrilerden anlaşılmaktadır. Bu durumda bu modeli kullanan bir tasarımcı, daha büyük bir hacme sahip pompa seçerek sistemin referansı nasıl takip ettiğini inceleyebilecektir.

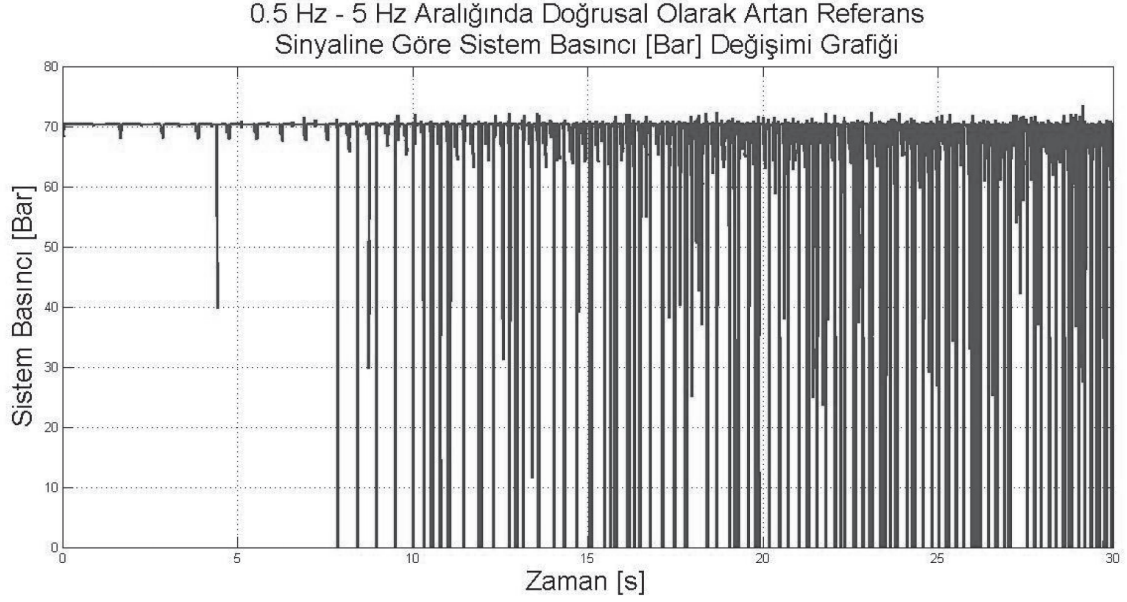
Şekil 7’de bir örnek olarak pompa basıncı – piston konumu grafikleri verilmiştir. Doğrusal olmayan model içerisinde Şekil 6’da bir kısmı verilen bloklardan anlaşılacağı üzere birçok noktanın anlık değeri incelenebilmektedir.

Aynı model, kontrolör kısmı iptal edilip doğrudan oransal valfe 10 V (100 mm) referans sinyalinin 0.5 Hz’den başlayarak 30 saniye içerisinde 5 Hz’e yükseldiği senaryosuna göre elde edilen referans sinyali – piston konumu grafiği Şekil 8’de verilmiştir. Aynı senaryo dâhilinde hesaplanan referans sinyali – debi grafiği ise Şekil 9’dadır.



Şekil 8. 0.5 Hz - 5 Hz Aralığında Doğrusal Olarak Artan Referans Sinyaline Göre Piston Konumu [mm] Değişimi Grafiği

Şekil 9’daki grafiğin incelenmesinde, 8. saniyeden itibaren, pompa debisinin sistemin referansı takip edebilmesi için yetersiz kalmaya başladığı ve bu sebeple çıkış basıncının düştüğü görülmektedir. Buna benzer analizler ve testler sistemin diğer önemli noktaları için de yapılabilmekle beraber grafiklerine bu bildiriye yer verilmemiştir.



Şekil 9. 0.5 Hz - 5 Hz Aralığında Doğrusal Olarak Artan Referans Sinyaline Göre Sisteme Sağlanan Debi [lt/dak] Değişimi Grafiği

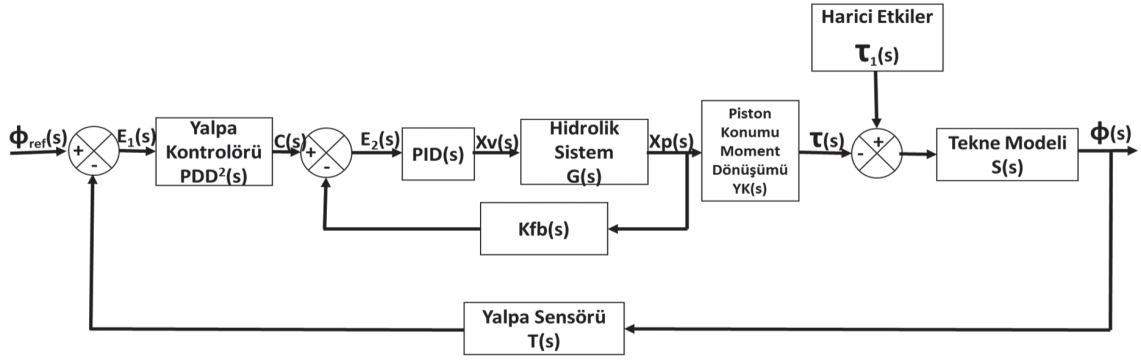
3. DENEYSEL VERİLER İLE MODELLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

İTÜ Martı gemisi için kapsamlı bir matematik modelleme ve kontrol çalışması deneysel olarak yapılmıştır [2]. Bu çalışmada yapılan deneylerde toplanan veriler kullanarak modellerin hassasiyeti kıyaslanacaktır.

3.1. MARTI GEMİSİNDE KULLANILAN SİSTEMİN BLOK DİYAGRAMI

Şekil 4'te çizimi yapılan hidrolik sistem üzerinde bulunan çeşitli algılayıcılardan geri besleme alınarak bu geri besleme valf sürücü kartına beslenmiş ve gönderilen referans sinyal için yalpa kanatlarının uygun açı değerlerini almaları sağlanmıştır. +/- 10 VDC referans voltaj aralığı için kanat açıları +/- 300'ye karşılık gelmektedir. Bu değişim doğrusaldır. Sistemin blok diyagram modeli Şekil 10'da gösterilmiştir.

Sisteme uygulanan referans voltajı ($C(s)$), kanat açısı potansiyometresinden gelen konum bilgisiyle karşılaştırılarak hata sürücü kartına beslenmektedir (PID(s)). Sürücü kartı ise bu hata bilgisini valf üzerinde makara konumunu ölçen LVDT sinyali ile (PID Bloğu içerisinde olduğu kabul edilmiştir) kıyaslayarak valf kumanda sinyalini-akım beslemesi- ($X_v(s)$) üretmektedir. Bu akım beslemesine karşılık olarak valf makarası istenen konuma gelerek pompa ve emniyet valfinden geçen ve sabit basınç/ ideal debi kaynağı olarak kabul edilen akışı silindire yönlendirmektedir. Valf açıklığına ve yük basıncına göre değişen debi ise pistonun hız profilini etkilemektedir. Piston hareketi ($X_p(s)$) daha sonra teknede kullanılan mekanik sistem sayesinde açığa ve doğrultucu momente dönüştürülmektedir (YK(s)).



Şekil 10. Hidrolik Yalpa Kontrol Sistemi Blok Diyagramı

Bu açı ile aktif yalpa kanatları tarafından Şekil 2 ve Şekil 3 ile kısaca açıklanmaya çalışılan moment oluşumu sağlanmaktadır. Devamında yalpa algılayıcısı ($T(s)$) ile ölçülen gemi yalpası referans olan 00 yalpa ($\Phi_{ref}(s)$) ile kıyaslanarak hatası, bu bildiride değinilmeyen dış çevrimin PDD^2 denetleyicisi tarafından referans sinyali ($C(s)$) olarak oluşturulmaktadır.

3.2. DENEYSEL VERİLER

Martı gemisinde yapılan deneylerde sürücü kartına +/- 10 V aralığında birer volt adımlarla artan basamak ve sabit frekanslı fakat farklı genliklerde birden fazla sinüzoidal sinyal uygulanmıştır. Sancak/İskele taraf olarak cevap sinyalleri birbirlerinden çok az miktarda farklıdır ve bir miktar ofset içermektedir. Model cevapları sinüzoidal sinyal kullanılarak yapılan deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

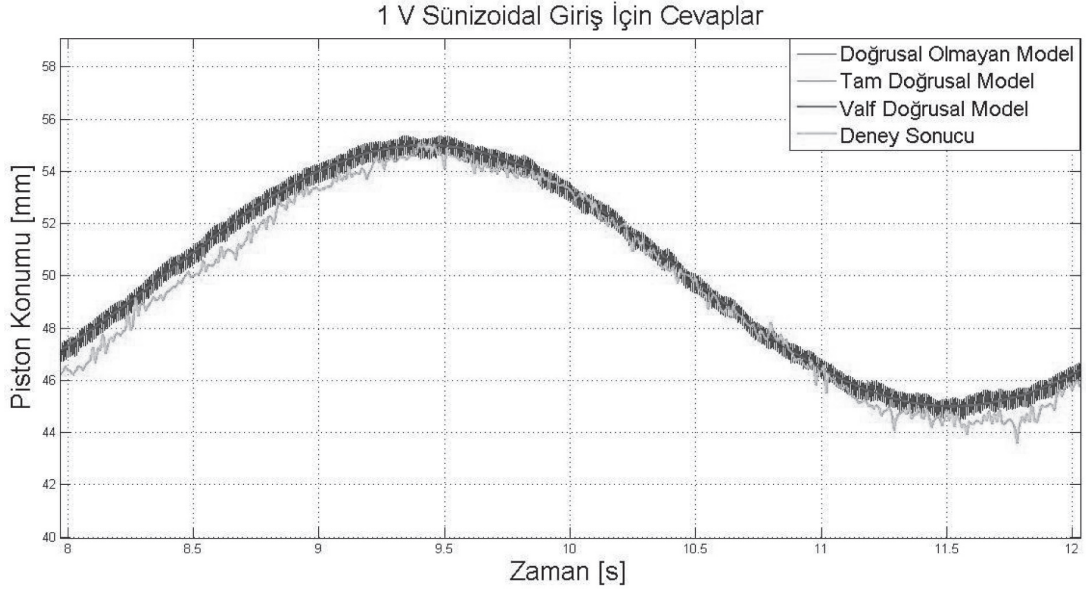
3.3. MODELLERİN DENEY SONUÇLARIYLA KARŞILAŞTIRILMASI

1 ve 9 voltluk sinüzoidal giriş ile +/- 9V basamak giriş için yapılan deney sonuçları ile model sonuçlarının uyumlu olduğu Şekil 11-14'te görülmektedir. Hataların, modele ait PID kontrolör katsayılarının daha iyi ayarlanmasıyla mikron mertebesine ineceği değerlendirilmektedir.

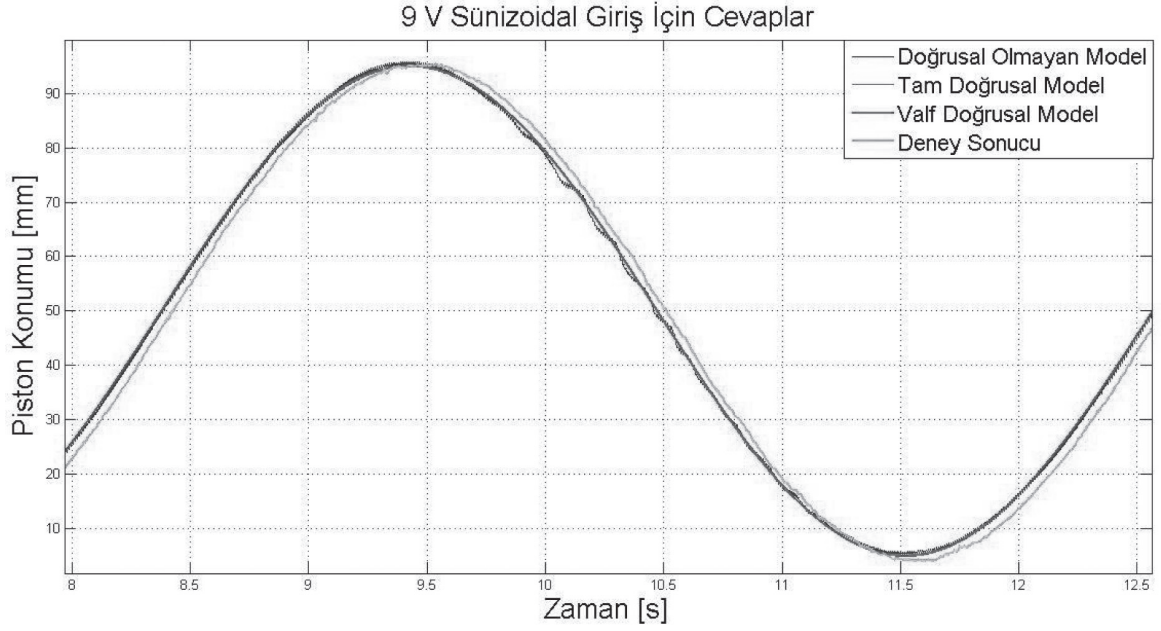
4. SONUÇ

Bu çalışmada hidrolik bir sistemin doğrusal ve doğrusal olmayan modellerinin çıkarılarak yapılan gerçek ölçekli deney sonuçları ile kıyaslanması yapılmıştır. Doğrusal olmayan ve doğrusal modeller ile deney sonuçları kalıcı rejim cevapları uyumludur.

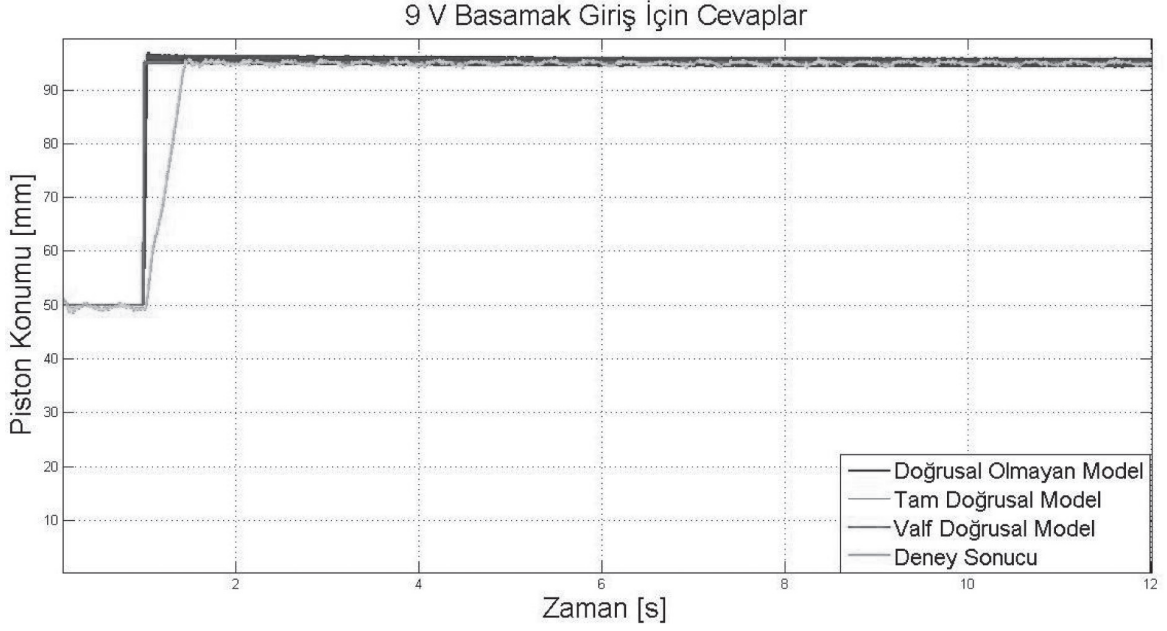
Doğrusal model benzetim ortamında kolay ve hızlı hesaplamalara olanak sağlamaktadır. Ancak sistemin uç noktalarda çalışması durumunda (pistonun limitlerine dayanması vb) doğru sonuçlar veremeyecektir. Bu duruma ek olarak hidrolik sistemin bütün parametreleri (pompa basıncı, emniyet valfi üzerindeki kayıplar vb) gözlenememektedir.



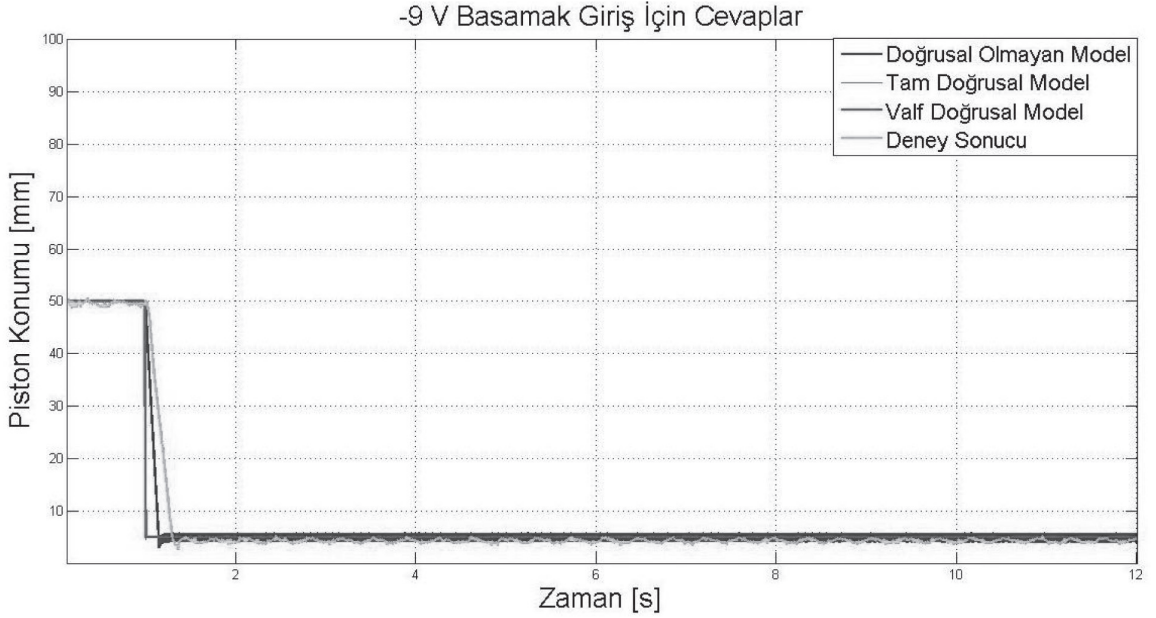
Şekil 11. 1V Sinüzoidal Giriş (5 mm piston hareketine (45-55 mm) karşılık gelen +/-30 kanat açısı) İçin Elde Edilen Cevaplar



Şekil 12. 9V Sinüzoidal Giriş (45 mm piston hareketine (5-95 mm) karşılık gelen +/-270 kanat açısı) İçin Elde Edilen Cevaplar



Şekil 13. +9V Basamak Giriş (45 mm piston hareketine (95 mm karşılık gelen +270 kanat açısı) İçin Elde Edilen Cevaplar



Şekil 14. -9V Basamak Giriş (45 mm piston hareketine (5 mm karşılık gelen -270 kanat açısı) İçin Elde Edilen Cevaplar

Doğrusal olmayan model ise sistemin bütün karakteristik özelliklerini üretici kataloglarında yansıtıldığı kadarıyla taşıyabilmektedir. Silindir sürtünme kuvveti gerçekçi yaklaşık değerlerle hesaplanmaktadır. Hidrolik yağ içerisindeki havanın dinamik basınç değişimleriyle elastisite modülünü değiştirmesi de sistem içerisinde hesaplanmaktadır. Bu sayede hidrolik sistemin uç noktalarda çalışması halinde neler olabileceği oldukça detaylı olarak görülebilmektedir. Ayrıca tasarım açısından kritik öneme sahip değerler ayrı ayrı incelenebilmektedir. Burada kullanılan doğrusal olmayan model için; pompa basıncı, emniyet valfi üzerindeki kayıplar, elektrik motoru güç hesabı, valf makarası konumu, piston konum ve hızı, silindirin her iki tarafı için basınçlar hesaplanarak zamana göre değişimleri çizdirilebilmektedir. Dolayısıyla belirli bir görevi gerçekleştirmek için tasarlanan hidrolik sistemin dinamik koşullardaki cevabı görülerek, olası hatalar giderilebilmekte ve iyileştirmeler yapılabilmektedir.

Çalışmanın devamında hidrolik sistem modeli ile gemi dinamiği ve dalga modeli birleştirilerek hidrolik tahrikli gemi yalpa sisteminin tamamı modellenmiş olacaktır. Deniz testleri sırasında toplanacak verilerle model doğrulanacaktır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma İ.T.Ü. F.B.E. Yüksek Lisans Tez Destekleme projesi olarak desteklenmiştir. Verilen destek için İTÜ BAP Birimine teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

- [1] JELALI M., KROLLA., “Hydraulic Servo-Systems: Modelling, Identification And Control”, Springer-Verlag, 2003
- [2] ERTOGAN M. Gemilerin Yalpa Hareketinin Parçacık Sürüsü Optimizasyonu Uyarlamalı PDD2 Aktif Finlerle Kontrolü, Doktora Tezi, Temmuz 2012
- [3] AKERS A, GASSMAN M., SMITH R., “Hydraulic Power System Analysis”, Taylor&Francis, 2006
- [4] PEREZ T., “Ship Motion Control, Course Keeping and Roll Stabilization Using Rudder and Fins”, Springer-Verlag London, 2005
- [5] LEWIS E., STERN H., “Design of Hydraulic Control Systems”, McGraw-Hill, 1962
- [6] “Formula Book for Hydraulics and Pneumatics”, Linköping Üniversitesi, 2008
- [7] MERRITT H.E., “Hydraulic Control Systems”, John Wiley&Sons, 1967

ÖZGEÇMİŞ

Alper ZİHNİOĞLU

2012 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nde yüksek lisans eğitimine başlamıştır. Hâlihazırda eğitimine devam etmektedir.

Melek ERTOGAN

1998 ve 2004 yıllarında İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi



İnşaatı ve Makinaları Mühendisliği Bölümü'nde sırasıyla lisans ve yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır. 2012 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Fakültesi'nde doktora eğitimini tamamlamıştır. 2006'dan beri İstanbul Teknik Üniversitesi Denizcilik Fakültesi, Gemi Makinaları İşletme Mühendisliği Bölümü'nde Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.

Şeniz ERTUĞRUL

1988 ve 1992 yıllarında İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Fakültesi'nde sırasıyla lisans ve yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır. 1996 yılında Wichita State Üniversitesi, Kansas, ABD'de doktora eğitimini tamamlayarak aynı üniversitede öğretim üyesi ve Michigan Üniversitesi'nde misafir öğretim üyesi olarak çalışmıştır. Hâlihazırda İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesinde Profesör olarak görev yapmaktadır. Sistem dinamiği ve kontrol, mekatronik ve akıllı sistemler alanlarına ilgisi bulunmaktadır.