

# JİROSKOPİK YALPA SÖNÜMLEYİCİ SİSTEMİ ADAPTİF KONTROLLÜ HİDROLİK FREN SİSTEMİ TASARIMI, KONTROLÜ VE SONUÇLARI

Berk KURT  
Tolga CANKURT  
Tuna FERİK

## ÖZET

Bu çalışma, gemilerin yalpa hareketlerini azaltmak amacıyla geliştirilen jiroskopik yalpa sönümlenme sistemini ele almaktadır. Sistem, yüksek hızda dönen bir volanın açısal momentumunun korunumu prensibine dayanarak sönümlenme momenti üretmektedir. Üç serbestlik derecesine sahip yapıda, özellikle hidrolik sistemle kontrol edilen ikinci eksen olan kafes eksenini incelenmiştir. Bu ekseninde, çift hidrolik sistem ters-krank biyel mekanizması ile entegre edilmiş, gelişmiş bir hidrolik devre ve yönlendirme mekanizmasıyla yağ akışı kontrol altına alınmıştır. Sönümlenme momentinin oluşturduğu potansiyel fark, sistemin hareketini sağlayarak deniz koşullarına uyarlanabilir bir kontrol stratejisiyle, oransal valf aracılığıyla hassas biçimde düzenlenmektedir. Çalışmada, sistemin tasarımı, hidrolik devre şeması ve uyarlanabilir kontrol yaklaşımı detaylandırılmaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** Jiroskopik yalpa sönümlenleyici, hidrolik eyleyici, dinamik sistem.

## ABSTRACT

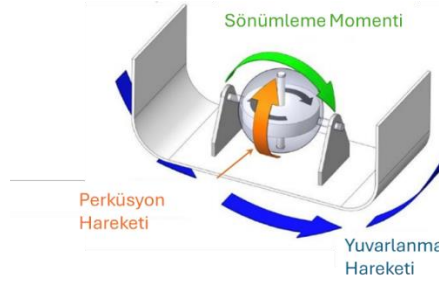
This study investigates a gyrostabilizer system developed to reduce the rolling motion of ships. The system generates a damping moment based on the conservation of angular momentum of a high-speed spinning flywheel. Among the three degrees of freedom, the focus is placed on the second axis, known as the gimbal axis, which is controlled by a hydraulic system. Two hydraulic units are integrated via a dual reverse-crank and connecting rod mechanism. An advanced hydraulic circuit and a flow-directing mechanism regulate the oil flow. The potential difference generated by the damping moment drives the system, and through an adaptive control strategy tailored to sea conditions, the damping effect is precisely adjusted using a proportional valve. The study details the system design, hydraulic circuit diagram, and the implementation of the adaptive control approach.

**Key Words:** Gyrostabilizer, hydraulic actuator, dynamic system.

## 1. Giriş

Denizlerde oluşan düzensiz dalgalar, deniz üzerindeki araçlara etkiyerek onların istenmeyen hareketler yapmasına sebep olmaktadır. Bu hareketler mürettebat ve yolcular da deniz tutmasına sebep olmakla beraber, kargoların devrilmesiyle birlikte can ve mal güvenliğini de riskli duruma getirmektedir [1]. Farklı gemi türleri için, kanatçık tipi, tank ya da jiroskop sönümlenleyiciler geliştirilmiştir [2]. Jiroskop sönümlenleyiciler aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi, 2 eksen serbestlik

derecesine sahip sistemdir. Bu sistemde, yüksek kütle atalet momentine sahip olan volan sistemi, başlangıç pozisyonu yeryüzüne dik olacak şekilde konumlandırılmıştır. Bu konumda hızlandırılan volan sistemi, kütle atalet momenti ve açısal hızı neticesinde bir açısal momentum kazanır. Açısal momentumun korunumu sayesinde operasyon boyunca sistem açısal momentum yönünü korumaya çalışır [3]. Ancak kısıtlı olan eksen sebebiyle bu yönü koruyabilmesi için sabitlendiği cismi de döndürmeye çalışır. Böylece aşağıdaki şekilde yeşil ile gösterilen kısımda karşı sönümlenme momenti üretmiş olur.



Şekil 1: Jiroskop Temelli Dengeleme Sistemi Basitleştirilmiş Gösterim [4]

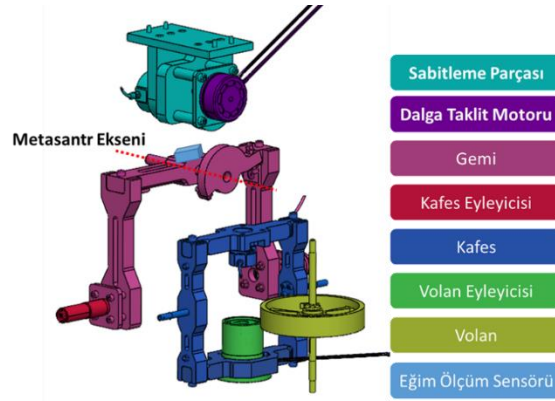
## 2. JİROSKOPİK YALPA SÖNÜMLEYİCİ SİSTEMİ DİNAMİK MODELİ

Jiroskopik yalpa sönümleyici sistemi, volan ve kafes olmak üzere iki ana parçadan oluşur. Volan, dönme eksenini etrafında nispeten yüksek miktarda kütle atalet momentine sahiptir. Volanın kütle atalet momenti ve dönme hızı, jiroskop yalpa sönümleyici sisteminin açısal momentum büyüklüğünü tanımlar. Kafes, volanın dönme eksenini değiştiren bileşendir. Kafesin  $\vec{u}_2^{(1)}$  dönme eksenini, hem volanın  $\vec{u}_3^{(2)}$  dönme eksenine hem de kafesin  $\vec{u}_1^{(0)}$  dönme eksenine diktir. Kafesin hareketine aynı zamanda devinim hareketi de denir. Sabit bir açısal momentum büyüklüğü için, devinim hareketinin açısal hızı, üretilen yalpa karşıtı momentin miktarını tanımlar. Volan ve kafese ek olarak, bu çalışmada geminin yalpalama hareketini taklit edecek şekilde, gemi adı verilen başka bir parça daha yer almaktadır. Gemi kısmı aslında bir sarkaçtır ve dönme noktası geminin meta merkezini temsil eder. Gemi ile jiroskop yalpa sönümleyici sisteminin hareket denklemi, Şekil 2'de sunulan çizime dayanarak türetilmiştir.

Sistem üç eyleyiciden oluşur: volanı belirli bir hızda döndüren, geminin yalpa hareketi ve volanın dönme ekseninin doğrultusunu kontrol eden. İlgili dönme eksenleri etrafındaki göreceli açısal konum, hız ve ivme sırasıyla  $\theta_i$ ,  $\dot{\theta}_i$  ve  $\ddot{\theta}_i$  olarak tanımlanır. Mutlak doğrusal ve açısal ivme vektörleri ve açısal hız vektörleri  $\vec{a}_i$ ,  $\vec{\alpha}_i$  ve  $\vec{\omega}_i$  olarak tanımlanır. Burada  $i = 1, 2, 3$  sırasıyla gemiyi, kafesi ve volanı temsil etmektedir. Kütle atalet momentini bilgisi  $J_{s_{jj}}$ ,  $J_{E_{jj}}$  ve  $J_{F_{jj}}$  olarak tanımlanır; burada 'S', 'E' ve 'F' gemiyi (ship), kafesi (enclosure) ve volan (flywheel) parçalarını temsil eder. Farklı eksenlere göre kütle atalet momentini, ilgili parçanın  $\vec{u}_1^{(i)}$ ,  $\vec{u}_2^{(i)}$  ve  $\vec{u}_3^{(i)}$  eksenlerini temsil eden  $j = 1, 2, 3$  ile gösterilir. Kütle merkezleri  $G_S$ ,  $G_E$  ve  $G_F$  ile gösterilir. Parçaların kütleleri gemi, kafes ve volan için sırasıyla  $m_S$ ,  $m_E$  ve  $m_F$  olarak tanımlanır. Eklemlere etki eden kuvvet ve moment vektörleri  $\vec{F}_{ij}^r$  ve  $\vec{M}_{ij}^r$  olarak tanımlanır; burada  $i, j = 1, 2, 3$  sırasıyla gemiyi, kafesi ve volanı temsil eder.



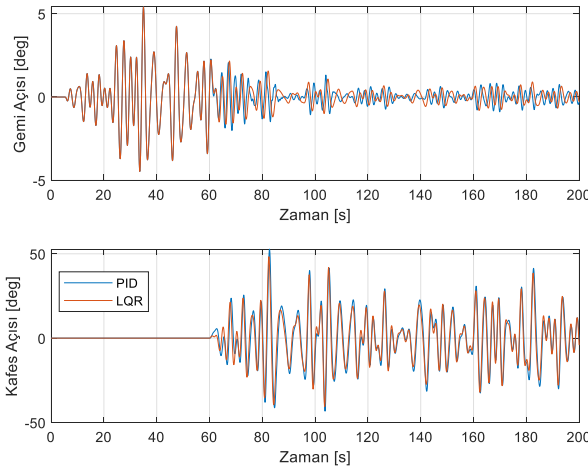




Şekil 5: Masaüstü prototipi

Jiroskopik yalpa sönümlenme projesinde aktif kontrol edilen iki temel husus vardır; (1) gemi açısı ve (2) kafes açısıdır. Farklı farklı bir takım aktif kontrol sistemleri denenmiştir. Bunların arasından en başarılı olanlar PD-PI ve LQR kontrolcülerdir. Aşağıda gemi açılarının sönümlenme karşılaştırmaları görülmektedir.

Aşağıda verilen kıyaslama grafiği incelendiğinde tam olarak net bir fark belirtmek mümkün değildir. Özellikle gemi açısının verildiği grafik içerisindeki parametreler bazı kısımlarda LQR bazı kısımlarda PD-PI daha iyi sonuç vermiştir. Ancak Kafes açısı grafiği incelendiğinde az bir farkla da olsa PD-PI kontrolcüsün hep daha fazla hareket ettiği görülmektedir. 60 ve 200 saniyeler arasındaki bu farkların RMS değerleri alındığında aşağıdaki tablo elde edilmektedir.

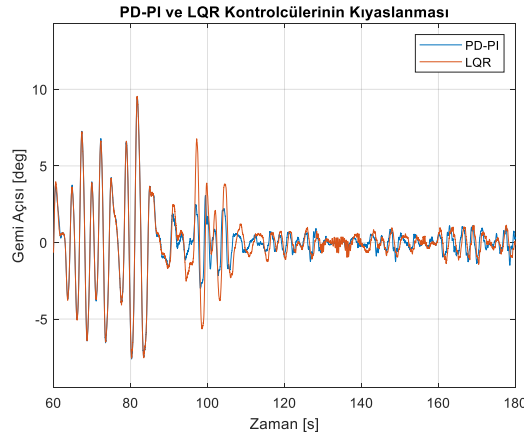


Şekil 6: PD-PI (PID) ve LQR kontrol sistemlerinin kıyaslamalı cevapları

Tablo 1. LQR ve PD-PI(PID) kontrol sistemlerinin RMS kıyaslaması

RMS Değerleri			
PID $\theta_1$	1.012	LQR $\theta_1$	1.011
PID $\theta_2$	12.96	LQR $\theta_2$	12.16

Tabloda görüleceği üzere gemi hareket değeri ( $\theta_1$ ) için çok bir fark oluşmamasına karşın, kafes hareket değeri olan ( $\theta_2$ ) için PD-PI sisteminin hareket değeri daha yüksek gelmektedir. Bu PD-PI sisteminin LQR sistemine (belirtilen parametreler için) daha verimsiz çalıştığını göstermektedir. Ek olarak LQR sistemindeki katsayıların tayin edilmesi ve kontrol sisteminin uygulanmasının daha avantajlı olduğu bir gerçektir. Tüm bu nedenlerle LQR kontrol sisteminin PD-PI kontrol sistemine kıyasla daha uygulanabilir olduğu bir gerçektir.



Şekil 7: Masaüstü prototipi üzerinde önerilen PD-PI ve LQR kontrolcülerinin cevapları

Yukarıdaki şekilde PD-PI ve LQR kontrolcülerinin masaüstü prototipi üzerinde yapılan testlerinden elde edilen sonuçlar verilmiştir. Kontrol sistemi tam devreye girdikten sonra (140. saniyeden sonra) iki kontrol sisteminin cevaplarının da birbirine yakınsadığı görülmektedir. Fakat testler esnasında “Body State Controller” olarak adlandırılan kontrol metotlarından en başarılı olanlar PD-PI ve LQR modelleri çok fazla kontrol parametresi içermesi ve rezonansa girme yaklaşımlarından dolayı gerçek sistemlerde tercih edilmesi kötü bir tercih olacağı öngörülmektedir. Bu nedenle diğer bir kontrol metodu olan “Precession State Controller” çalışılması gerekmektedir.

#### 4. ADAPTİF KONTROLLÜ HİDROLİK FREN SİSTEMİ

Aktif eyleyicili sistem problemleri, gemi parametrelerinin değişkenliği gibi belirsizlik unsurları göz önüne alındığında aktif eyleyicili sistemler büyük bir kararsızlık sunmaktadır. 10 metrelik hedef teknesinde kullanmayı hedeflediğimiz  $2 \text{ kNms}$  değere sahip jiroskop sistemimiz taşıdığı enerji yaklaşık olarak 1 sedan arabanın (1 ton kabulü ile)  $150 \text{ km/h}$  hızına eşit olacak şekilde bir enerji değerine sahiptir. Sistem içerisinde neden olabilecek en küçük hata büyük sonuçlar doğurabilir. Bu nedenle ilk etapta daha güvenli ikinci etapta daha verimli sistemler üretmek üzere Adaptif Kontrollü Hidrolik Fren Sistemi üzerine ARGE faaliyetleri gerçekleştirilmiştir. Hidrolik Fren Sistemi kafes sistemini eylemek yerine, frenleyerek çalışmaktadır. Literatürde “Precession State Control” olarak yer bulan bu kontrol sisteminde herhangi bir IMU sensörüne ihtiyaç duyulmaz. Bu nedenle sensör hataları ve gecikmeleri sistemin çalışma performansına etki etmez. Ek olarak sistem de aktif bir eyleyicinin bulunamamasında motorların neden olduğu gecikmeleri ortadan kaldırır. Doğrudan fizik kanunlarını kullanan “Adaptif Kontrollü Hidrolik Fren Sistemi” anında bozucu etkilere cevap vermektedir. Dinamik analizler sonucunda elde edilen matematiksel denklemleri tekrar inceleyerek bu fiziksel etkinin kanıtlanması aşağıdaki gibidir.

$$M_{122}^r = g[m_f \cos\theta_1 \sin\theta_2 (a_2 - d_3)] + \ddot{\theta}_2 [J_{F22} + J_{E22}] + \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_3 [\cos\theta_2 (J_{F11} - J_{F22} - J_{F33})] + \dot{\theta}_1^2 [m_f \sin\theta_2 (d_1 + a_1) (a_2 - d_3) + \cos\theta_2 \sin\theta_2 (J_{F11} - J_{F33} + J_{E11} - J_{E33})] \quad \#(3)$$

Yukarıdaki denklemde vurgulandığı üzere geminin metasentr etrafındaki hızı ( $\dot{\theta}_1$ ), kafes sisteminde bir eyleyici olmadığı durumda ( $M_{122}^r = 0$ ), kafes ve volan ağırlık merkezinin tam hizalandığı ( $a_2 = d_3$ ) ve simetrik volan sistemi tasarımı için ( $J_{F11} = J_{F22}$ ), yukarıdaki denklem aşağıdaki gibi sadeleşebilmektedir.

$$\ddot{\theta}_2 [J_{F_{22}} + J_{E_{22}}] = \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_3 \cos(\theta_2) J_{F_{33}} \quad \#(4)$$

Yukarıdaki denklem göstermektedir ki, kafes sisteminin hareketi ile gemi yalpa hareketi arasında bir bağıntı vardır. Diğer yandan gemi metasandır noktası etrafındaki hareket denklemini incelendiğinde aşağıdaki denklem seti gelmektedir.

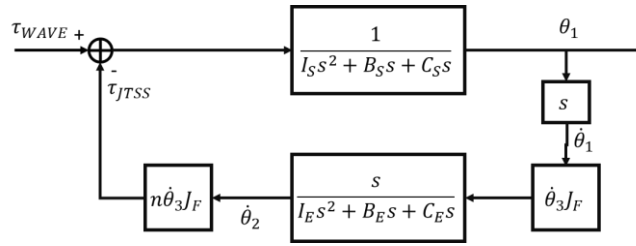
$$\begin{aligned} M_{011}^r = & g \left[ m_f (\sin\theta_1 \cos\theta_2 (a_2 - d_3) + \cos\theta_1 (d_2 - b_1) + \sin\theta_1 (a_1 + d_1)) \right. \\ & \left. + m_e (\cos\theta_1 (d_2 - b_1) + \sin\theta_1 (a_1 + d_1)) + m_t d_1 \sin\theta_1 \right] \\ + \ddot{\theta}_1 & \left[ m_f (d_1 + a_1) (-d_3 \cos\theta_2 + a_2 \cos\theta_2 + d_1 + a_1) + m_e (d_1 + a_1)^2 + m_t d_1^2 \right] \\ & \left[ + J_{F_{11}} (\cos\theta_2)^2 + J_{F_{33}} (\sin\theta_2)^2 + J_{E_{11}} (\cos\theta_2)^2 + J_{E_{33}} (\sin\theta_2)^2 + J_{S_{11}} \right] \\ & + \ddot{\theta}_3 J_{F_{33}} \sin\theta_2 + 2\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 [\sin\theta_2 \cos\theta_2 (-J_{F_{11}} + J_{F_{33}} + J_{E_{33}})] \\ & + \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 [\cos\theta_2 (J_{F_{11}} - J_{F_{22}} + J_{F_{33}})] + \dot{\theta}_1^2 [(m_e + m_f) (d_1 + a_1) (d_2 - b_1)] \quad \#(5) \end{aligned}$$

Yukarıdaki denklem seti incelendiğinde sarı ile vurgulanan kısım JTSS sistemi tarafından üretilen karşı sönümlenme momentidir. Deniz tarafından gemiye uygulanan bozucu etki ( $M_{011}^r$ ) ile gösterilmekle birlikte, Denklem (5) aşağıdaki gibi sadeleştirilebiliriz.

$$M_{011}^r - \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 \cos\theta_2 J_{F_{33}} = \ddot{\theta}_1 I_{tot} \quad \#(6)$$

Denklem (6) göstermektedir ki, dalgaların bozucu etkisi ile kafes sisteminin ürettiği karşı sönümlenme momentini birbirine karşıt olacak şekildedir. Bir örnek vermek gerekirse;  $t_0 = 0$  anında  $M_{011}^r > 0$ ,  $\dot{\theta}_2 = 0$  ve  $\dot{\theta}_1 = 0$  için  $\ddot{\theta}_1 > 0$  olacaktır. Kısa bir zaman dilimi sonunda  $\dot{\theta}_1 > 0$  ve Denklem (4)'de gösterildiği üzere  $\ddot{\theta}_2 > 0$  dolayısıyla  $\dot{\theta}_2 > 0$  olacaktır. Bu andan itibaren Denklem (4) tekrar incelendiğinde dalgaların bozucu etkisi ( $M_{011}^r$ ) ve karşı sönümlenme momentini ( $\dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 \cos\theta_2 J_{F_{33}}$ ) birbirine ters çalışmaya başlayacaktır. Tam tersi örnekte;  $t_0 = 0$  anında  $M_{011}^r < 0$ ,  $\dot{\theta}_2 = 0$  ve  $\dot{\theta}_1 = 0$  için  $\ddot{\theta}_1 < 0$  olacaktır. Kısa bir zaman dilimi sonunda  $\dot{\theta}_1 < 0$  ve Denklem (4)'de gösterildiği üzere  $\ddot{\theta}_2 < 0$  dolayısıyla  $\dot{\theta}_2 < 0$  olacaktır. Bir önceki örnekte verildiği üzere yine dalgaların bozucu etkisi ve karşı sönümlenme momentini birbirine zıt olacak şekilde çalışmaya başlayacaktır.

Burada gösterilen etki-tepki ilişkisi "Precession State Control" yani Presesyon Durum Kontrolcüsünün temelini oluşturmaktadır. Bu kontrol sisteminde olan kontrolcünün iki temel görevi daha mevcuttur. Denklem (3) ve Denklem (5)'ta da görüldüğü üzere hem kafes sisteminin hareketi, hem de karşı sönümlenme torkunun üretilebilmesi ( $\cos\theta_2$ ) terimine bağlı durumdadır.  $\theta_2 = \pm 90^\circ$  kafes konumu için ne kafes sistemi üzerine bir kuvvet etki etmekte olup, ne de JTSS bir karşı sönümlenme torku üretebilmektedir. Buna göre Presesyon Durum Kontrolcü sisteminin ana temel görevinden bir tanesi kafes sisteminin  $\pm 90^\circ$  ulaşmasını engellemektir. Birçok muadil firma incelendiğinde limit presesyon açısı değerlerinin  $\pm 70^\circ$  ile kısıtlandığı görülmektedir. Bu kısımda belirtilen açıların kısıtlanması ve bu açı değerleri içerisinde sistemin düzgün çalışması için damper sistemi kullanılmaktadır. Bu kısımda damper katsayısı kontrol edilerek kafes sisteminin kenarlara çarpması engellenmiş olmaktadır. Presesyon Durum Kontrolcüsünün diğer görevi ise kafes sisteminin genel olarak  $\theta_2 = 0^\circ$  etrafında çalışmasını sağlamaktır. Böylece JTSS herhangi bir tarafa yığılması engellenerek düzgün ve düzenli bir çalışma ortamı sağlanmaktadır. Presesyon Durum Kontrolcüsünün blok diyagramı aşağıda gösterildiği gibi olmaktadır.



Şekil 8: Presesyon Durum Kontrolcüsü Blok Diyagramı

Yukarıdaki şekilde görüldüğü üzere,  $I_i, B_i$  ve  $C_i$  sırasıyla kütle atalet momenti, damper katsayısı ve yay sabiti olarak kabul edilmektedir.  $i = E$  kafes sistemini ve  $i = S$  gemi sistemini göstermektedir.  $\dot{\theta}_3 J_F$  volanın sahip olduğu açısal momentum değerine karşılık gelmekte olup birden fazla JTSS aynı gemide kullanılması durumunda ise  $n$  toplam kullanılan JTSS sayısına karşılık gelmelidir.

Buna göre, kafes için sıralanan görevlerden; kafes açısını  $\theta_2$  etrafında tutma görevi  $C_E$  belirtilen yay kısmı ile sağlanmaktadır. Gerçek zamanlı uygulamada bu kısımda yay yerine kafes sisteminin kütle merkezi dönme ekseninden belirli bir mesafede aşağıya konularak yapılmaktadır. Bu değer bir tasarım değeri olup üretimden sonra değiştirilmesi zordur.

Belirtilen diğer görev olan kafes hareketinin kontrol edilmesi görevi  $B_E$  ile belirtilen damper katsayısı ile sağlanmaktadır. Bu kısımda 4 temel görev daha mevcuttur. (1) operasyon için genel bir kontrol rejimi sağlamak, (2) kafes sisteminin limit noktalara çarpmasını engellemek, (3) kafes sisteminin çok hızlanmasını engellemektir, (4) robust kontrol için minimum damper. Belirtilen aksiyonların alınabilmesi için aşağıdaki kontrol sistemlerinin tasarımları yapılmıştır.

#### 4.1. Genel Kontrol Rejiminin Ayarlanması

Bu görevi gerçekleştirecek olan kontrol sistemi temel olarak zamana bağlı olarak damper katsayısı ( $B_E$ ) artırmak ya da azaltmakla görevlidir. Kontrol sisteminin çalışabilmesi için izlenecek zamanın ( $t_w$ ) belirlenmesi gerekmektedir. Bu kısımda belirlenen süre boyunca kafes sisteminin hareketi izlenerek maksimum ( $\theta_{2,MAX}$ ) ulaştığı konum belirli bir hafızada tutulur. İzleme zamanı ( $t_w$ ) dolduktan sonra gerekli aksiyon alınarak, ( $t_w$ ) sayacı sıfırlanır. Alınan aksiyonlar ve aksiyon alma koşulları aşağıdaki gibidir. Bu kısımda verilen değerler örnek teşkil etmesi açısından verilmiştir. Sistem ve gemi büyüklüğüne göre bu değerlerin değişmesi gerekmektedir.

Tablo 2. Genel Kontrol Rejimleri

Eğer $\theta_{2,MAX} > 55^\circ$	$B_{E_1} = B_{E_1} + a$
Eğer $\theta_{2,MAX} < 20^\circ$	$B_{E_1} = B_{E_1} - a$
Eğer $\theta_{2,MAX} < 40^\circ$	$B_{E_1} = B_{E_1} - b$
Diğer tüm durumlarda	$B_{E_1} = B_{E_1}$

#### 4.2. Kafes Sisteminin Limit Pozisyonlara Çarpmasını Engellenmesi

Kafes sisteminin limit pozisyonlara çarpmasını engellemek için kullanılan kontrol algoritması, kafes pozisyonunu ( $\theta_2$ ) ve kafes hızını ( $\dot{\theta}_2$ ) kullanarak çalışmaktadır. Bu kısımda kontrol algoritmasının devreye alınması için bir limit ( $\theta_{2,CRIT}$ ) bilgisinin girilmesi gerekmektedir. Buna göre bu kontrol algoritması aşağıdaki şekilde çalışmaktadır. Bu kontrol sisteminde  $a$  pozitif bir sayıdır. Örnek olarak  $c = 5$  olarak seçilmiştir. Seçilen  $a$  değeri için  $\theta_2$  [deg] ve  $\dot{\theta}_2$  [rpm] olarak beslenmektedir.

Tablo 3. Kafes Sistemi Limit Durumları



kurgulanmaktadır. Firmamız bu kısımdaki dönüşümü elektrik enerjisine dönüştürüp gemi içerisinde depolamak üzere ARGE faaliyetlerine başlamıştır.

Yukarıda yapılan analizler aslında doğrusal sistem modeline uygun olarak yürütülmüştür. Ancak uygulamada B katsayısıyla gösterilen bir damper sisteminin yapılması doğrudan mümkün değildir. Temel uygulamalara bakıldığında sönümleyici olarak hidrolik sistemlerin kullanıldığı görülmektedir. Literatür ve katalog verileri incelendiğinde bu yaklaşımın kullanılmasının temel sebepleri ve matematiksel doğrulamaları aşağıdaki gibi gelmektedir.

Damper katsayısını düzenleyerek kafes sistemini kontrol etmek temel olarak basit bir yaklaşım olmakla beraber, damper etkisini yaratacak bir ekipmana ihtiyaç duyulmaktadır. Bu kısımda görevi üstlenmesi için hidrolik bir sistem önerilmiştir. Hidrolik sistemin önerilmesinin temel sebebi aşağıdaki gibidir; doğrusal sistem modeline göre damper ve uyguladığı kuvvet bilgisi aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$F = B\dot{x} \quad \#(7)$$

Buna göre piston alanı A ile ifade edilen bir silindir itilirken ya da çekilirken etkiyen kuvvet ve hız dönüşümleri aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$F = PA \quad \#(8)$$

$$Q = \dot{x}A \quad \#(9)$$

Bu durumda silindir içerisindeki basınç P ve hacim akış hızı Q ile gösterilmektedir. Bu bilgiye göre basınç-kuvvet ve akış hızı-sistem hızı arasında birer ilişki kurmak mümkündür. Bu bilgileri kullanarak, akışın bir delikten ( $A_2$ ) geçerken kaybettiği basınç aşağıdaki denklem ile gösterilmektedir. Denklem (10)'da (C) akış deşarj katsayısını, ( $\rho$ ) akışkan yoğunluğunu belirtmektedir.

$$\rho Q = CA_2\sqrt{2\rho\Delta P} \quad \#(10)$$

8 ve 9 denklemleri bu denkleme uygulayarak;

$$\rho\dot{x}A = CA_2\sqrt{\frac{2\rho F}{A}} \quad \#(11)$$

İki tarafında karesini alıp gerekli sadeleştirmeleri uygularsak

$$F = \frac{\rho A^3}{2C^2 A_2^2} \dot{x}^2 \quad \#(12)$$

Denklem (12) ve (7) incelendiğinde iki sistemde kuvvetin akışa belirli bir katsayı ile bağlı olduğu görülür. Eş sistem akış kontrol sisteminde ise doğrusal bir sistemden farklı olarak sistem hızının karesiyle orantılı olarak karşı kuvvet uyguladığı görülmektedir. Bu durum ilk etapta bir dezavantaj gibi görünse de doğru düzenlenmesi koşulunda bir avantaj olarak kullanılabilir. Çünkü hızın karesiyle orantılı olması yüksek hızlara çıkıldığında daha fazladan bir karşı kuvvet uygulanması anlamına gelecektir. Damper kontrol sisteminin görevlerinden bir tanesine sistemin fazla hızlanmasını önlemektir. Buna göre damper katsayısı (B) ve orifis genişliği ( $A_2$ ) arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir.

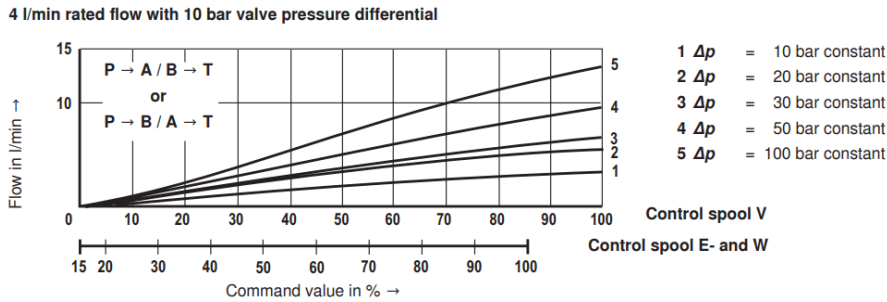
$$B = \frac{\rho A^3}{2C^2 A_2^2} \quad \#(13)$$

Bu yaklaşımın doğruluğunu test etmek amacıyla, çeşitli katalog ürünleri incelenmiştir. Hidrolik Temelli Kontrol Sisteminde damper özelliklerini sağlayabilmek adına ikinci bir yaklaşım doğrudan hidrolik valflerin bilgi sayfalarından gelmektedir. Doğrudan operasyonlu yön kontrol valfleri, (Direct Operated Proportional Flow Control Valves) tipindeki ürünlerde bulunan belirtilen özellikler

kullanılabilir. Bu aşamadaki çalışmada örnek bir ürün olan Rexroth 4WRE üzerinden ilenlenmiştir [5]. Ürünlerin tanıtım sayfasında belirtilen basınç farkında nominal akış değerleri verilmektedir.

Rated flow at valve pressure differential $\Delta p = 10$ bar	
	<b>Size 6</b>
04 =	4 l/min
08 =	8 l/min
16 =	16 l/min
32 =	32 l/min
	<b>Size 10</b>
25 =	25 l/min
50 =	50 l/min
75 =	75 l/min

Şekil 10: Rexroth 4WRE Katalog İncelemesi [5]



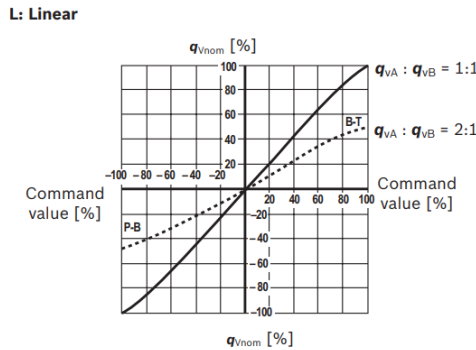
Şekil 11: Çeşitli Basınç Farklı Değerlerinde ve Valf Konumuna Göre Valfin Geçirdiği Akış Değeri [5]

Şekil 11'te gösterildiği üzere verilen komut değerlerinde sistem üzerindeki basınç değerine göre akış belirli özelliklerde değişmektedir. Şekil 11'teki grafikte en önemli detaylardan biri %15'lik komut değerinin altında valf tamamen kapanmaktadır. Bu grafik çeşitli denklemlere uygulanarak istenilen kontrol  $\Delta P = Q\gamma$  parametresi elde edilebilir.

Yine valf bilgi sayfaları incelenerek doğrudan parametrik bir yaklaşım elde etmek mümkündür. Rexroth Tip 4WRPEH Doğrudan Tahrikli Oransal Akış Kontrol Valfinin bilgi sayfası incelendiğinde aşağıdaki denklem görülmektedir.

$$q_x = q_{Vnom} \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_{Vnom}}} \quad \#(14)$$

Bu kısımda önceki valf sisteminin parametrelili ile kullanılacak olursa  $q_{Vnom} = 4 [l/min]$  ve  $\Delta p_{Vnom} = 10 [bar]$  olarak yazılabilir. Buna göre sistem üzerindeki basınç değerine göre  $\Delta p_x$  valf üzerinden geçen akış değeri  $[q_x]$  hesaplanabilir. Ancak bu denklem ilk incelendiğinde kontrol edilemediği izlenimi yaratmaktadır. Belirtilen veri sayfasının alt taraflarına doğru şu grafik bulunmaktadır.



Şekil 12: 4WRPEH verilen komut ve çıktı akış yüzdesi [5]

Şekil 12 incelendiğinde valf üzerine uygulan komut sinyaline göre yüzdelik olarak  $q_{Vnom}$  değişimi gösterilmektedir. Bu duruma göre denklem 14 şu şekilde güncellenebilir,

$$q_x = \gamma q_{Vnom} \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_{Vnom}}} \quad 0 < \gamma < 1 \quad \#(15)$$

İstenilen basınç-akış ilişkisinde basınç teriminin yalnız bırakılması gerekmektedir gerekli çalışmalar yapılarak,

$$\Delta p_x = \frac{\Delta p_{Vnom}}{\gamma^2 q_{Vnom}^2} q_x^2 \quad \#(16)$$

Elde edilen denklem incelendiğinde denklem 10 ile yakınsadığı görülmektedir ( $\Delta P = \Delta p_x$ ) ( $q_x = Q$ ).

$$\rho Q = CA_2 \sqrt{2\rho\Delta P} \quad \#(17)$$

$$\Delta P = \frac{\rho}{2C^2 A_2^2} Q^2 \quad \#(18)$$

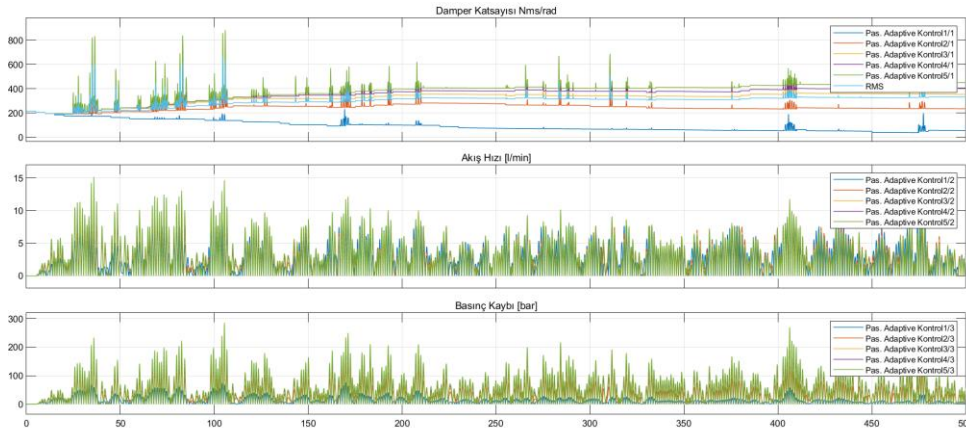
$$\frac{\Delta p_{Vnom}}{\gamma^2 q_{Vnom}^2} \sim \frac{\rho}{2C^2 A_2^2} \quad \#(19)$$

Yukarıdaki yapılan literatür ve katalog araştırmaları sonucunda sönmüleme görevini yerini getirmek üzere hidrolik sistem kullanılması kararlaştırılmıştır. Kullanacak olan eyleyici sisteminin tasarımı ilerleyen bölümlerde detaylı olarak bahsedilmiştir. Önerilen Adaptif Hidrolik Fren sistemindeki kontrol sisteminin çalışmasını test etmek ve eyleyicilerdeki yüklerin hesaplanması için aşağıdaki analiz hedef tekne olan 10 metrelik tekne için gerçekleştirilmiştir.

**Tablo 6.** Analizlerde kullanılan gemi parametreleri

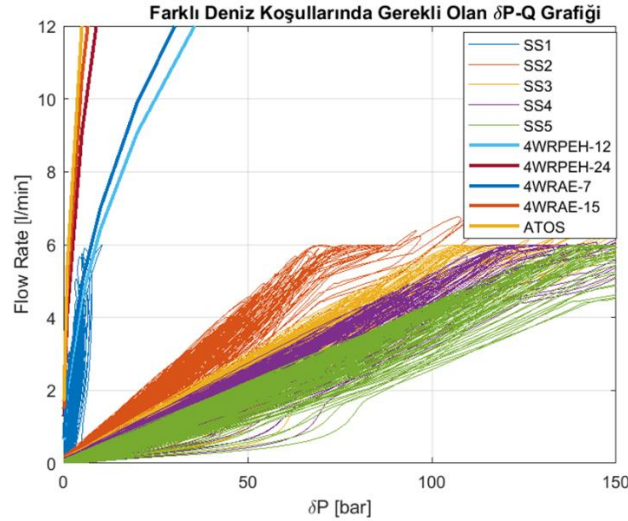
Gemi Kütlesi	6500	$M [kg]$
Gemi Metasantr Yüksekliği	1.9	$GM_T [m]$
Gemi Kütle Atalet Momenti	14154	$I_S [kgm^2]$
Gemi Sönümlleme Katsayısı	6147	$B_S [kgm^2 s^{-1}]$
Gemi Geri Çağırıcı Kuvvet K.	118670	$C_S [kgm^2 s^{-2}]$

Yukarıdaki tabloda verilen sistem analizleri ve iç çapı 18 [mm] piston çapı 32[mm] olan iki pistonlu sistem için aşağıdaki grafikler elde edilmektedir.



**Şekil 13:** Adaptif kontrollü aktif hidrolik fren sistemi deniz durumu 1,2,3,4 ve 5 için analiz sonuçları

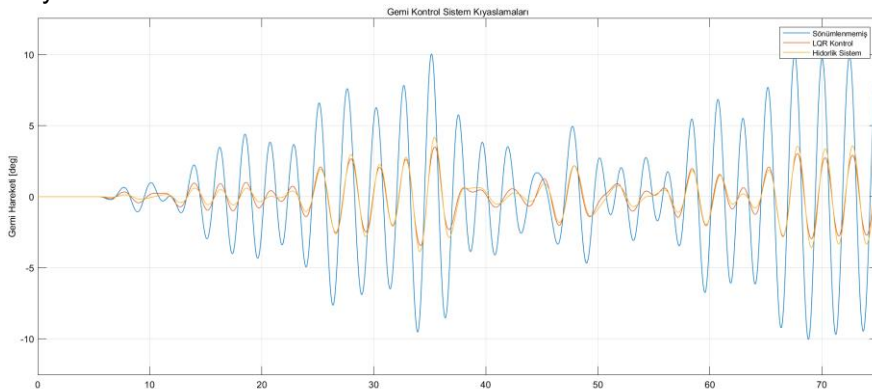
Yukarıdaki şekilde yapılan analiz sonuçlarına göre değişen damper katsayısı, akış hızı ve basınç kaybı gibi değerler farklı deniz koşulları için verilmektedir. Bütün deniz koşullarında damper katsayısı 200 olarak verilerek operasyona başlanmıştır. Analiz sonuçları incelendiğinde ilk 100 saniye üzerinde damper katsayısında büyük artmalar görülmüştür. Bunun temel nedeni kafes sisteminin limit değerlere ulaşmasından kaynaklanmaktadır. Ancak adaptif olan kontrolcü çalışmaz deniz durumu 1 hariç ilk değerinden yükselerek durumunu toparlamıştır. Deniz durumu 1 için ise damper katsayısını azaltarak nominal bir değere oturmuş ve çalışmayı tamamlamıştır. Son olarak buradaki elde edilen akış hızı – basınç kaybı verileri bir grafikte farklı oransal valf değerleri için toplanarak aşağıdaki grafik elde edilir.



Şekil 14: Analiz sonuçları ve farklı valflerin limit değerlerinin ortaya konması

Yukarıdaki şekilde farklı deniz koşulları için yapılan analiz sonuçlarının akış hızı ve basınç kaybı grafiklerinin konumlandırılması vardır. Beklendiği üzere en düşük basınç kaybı SS1 (Deniz durumu 1) için yapılan analizler sonucunda gelmektedir. Rexroth ürünlerinden olan 4WRPEH-12 ve 4WRAE-7 oransal valfleri tam olarak istenilen seviyede olmasa da daha yüksek deniz koşulları için uygun seçimler olarak gözükmemektedir [5].

Son olarak aktif eyleyici LQR kontrolcüsü ve adaptif aktif hidrolik fren sistemi sistem sonuçları aşağıdaki gibi kıyaslanmaktadır.

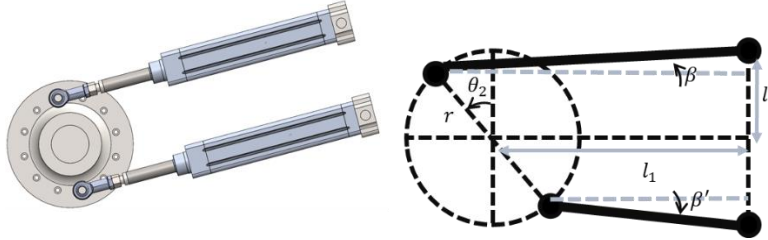


Şekil 15: SIMULINK benzetim ortamında sınanmış LQR ve Hidrolik Kontrol Sistemleri

Yukarıdaki şekilde SIMULINK ortamında tasarımları yapılmış LQR ve Aktif Hidrolik temelli kontrol sistemlerinin kıyaslaması gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere Hidrolik Kontrol ve LQR tip kontrol sistemleri yakın sonuçlar vermektedir.

## 5. EYLEYİCİ SİSTEM TASARIMI

Jiroskopik sönümlenme sisteminde 2 adet eyleyici bulunmaktadır. (1) Volanı belirlenen hıza çıkartması için volan motoru ve (2) kafes sisteminin hareketinin kontrol edilebilmesi için hidrolik frenlemeler tercih edilmiştir. Hidrolik frenleme kısmında hidrolik silindirin seçimi ve konumlandırılması en önemli husustur. Çünkü bu iki parametre fren sisteminin kaldırabileceği maksimum kuvveti belirler. Sistem iki adet çift etkili hidrolik silindir kullanılması hedeflenmiştir. Bu nedenle, iki silindirin birbirine paralel olarak yerleştirilmesi en iyi çözümü sunmaktadır [6].



**Şekil 16:** Hidrolik Kontrol Sistemleri Hidrolik fren sistemi için hidrolik silindirin konumlandırılması

Yukarıda serbest cisim diyagramı verilen sistem kafes frenleme sistemi için kinematik sentez çalışmaları yapılmıştır. Kinematik sentez çalışmaları için yukarıdaki şekilde de görüldüğü üzere l1, l2 ve r ölçülerinin bilinmesi sistem hidrolik silindirler üzerindeki basınç ve sıvı akış hızının belirlenmesi için önemli parametrelerdir. Verilen parametrelere ek olarak kafes açısı ile ifade edilen  $\theta_2$  değerinin bilinmesiyle birlikte, silindir bağlantı mafsalları arasındaki mesafeler ( $s_{1,2}$ ) aşağıdaki denklem setleriyle hesaplanabilir.

$$s_1 = \sqrt{\left(l_1 - r_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta_2\right)\right)^2 + \left(l_2 - r_1 \sin\left(\frac{\pi}{2} + \theta_2\right)\right)^2} \quad \#(20)$$

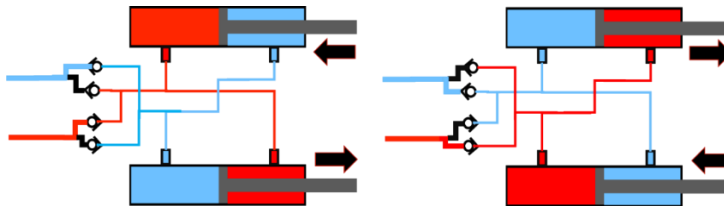
$$s_2 = \sqrt{\left(l_1 - r_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_2\right)\right)^2 + \left(l_2 - r_1 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta_2\right)\right)^2} \quad \#(21)$$

Yukarıdaki denklemlerin türevlerinin alınması halinde silindir hızları ve dolaylı yoldan akış hızları hesaplanabilir. Ancak bu kısımdaki çalışma kafesin hareket yönüne bağlı olarak değişmektedir. Akış hızına ek olarak, sistem çalışma basıncının belirlenebilmesi için  $\beta$  ve  $\beta'$  açılarının hesaplanması gerekmektedir. Aşağıdaki matematiksel ifadeler kullanılarak bu değerleri hesaplanmaktadır [7].

$$\beta = \text{atan2}\left(l_2 - r_1 \sin\left(\frac{\pi}{2} + \theta_2\right), l_1 - r_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} + \theta_2\right)\right) \quad \#(22)$$

$$\beta' = \text{atan2}\left(l_2 - r_1 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta_2\right), l_1 - r_1 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_2\right)\right) \quad \#(23)$$

Transmisyon açılarının bulunmasının ardından kafes sistemindeki moment değerine karşılık hidrolik sistemdeki basınçlar hesaplanabilir. Ancak daha önce bahsedildiği üzere bu kısımda kafes sisteminin hareket yönü çok önemlidir. Çünkü kafes hızı  $\dot{\theta}_2 > 0$  olduğu durumda silindirlerin farklı alanlarında basınç oluşurken,  $\dot{\theta}_2 < 0$  olduğu durumda silindirlerin tam tersi bölümlerinde basınçlar oluşmaktadır. Bu durum en iyi aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.



**Şekil 17:** Hidrolik fren eyleyicisinin kafes hızına bağlı olarak içerisindeki basınç alanları

Yukarıdaki şekilde kafes hızının pozitif ve negatif olduğu durumlarda hidrolik frenler için içerisindeki

alanlardaki basınçları göstermektedir. Sol taraftaki şekilde  $\dot{\theta}_2 > 0$  olduğu durum gözükmektedir. Bu durumda üst taraftaki silindir içeriye doğru zorlanırken, alt taraftaki silindir dış tarafa doğru zorlanır. Böylece şekil üzerinde kırmızı olarak gösterilmiş olan yüksek basınç alanları silindirler içerisinde oluşur. Bu alanlar kafes sistemini frenleme kuvvetini oluşturur. Frenleme esnasında oluşan hareket nedeniyle üst piston içeriye, alt piston uzama yönünde hareket eder. Kırmızı ile gösterilen yüksek basınç alanından hidrolik sıvı düşük basınç alanına hareket etmek zorundadır. Bu nedenle hidrolik silindirlerin sol tarafında gösterildiği gibi çek valf köprüsü kullanılmıştır. Bu valfler hidrolik sıvının belirlenen tarafa doğru aktarılmasını sağlar. Bu kısımda kırmızı ile belirtilen hat kısma valfinin üzerinden geçerken belirli bir miktar basıncını kaybederek mavi ile gösterilen düşük basınç hattına bağlanır.

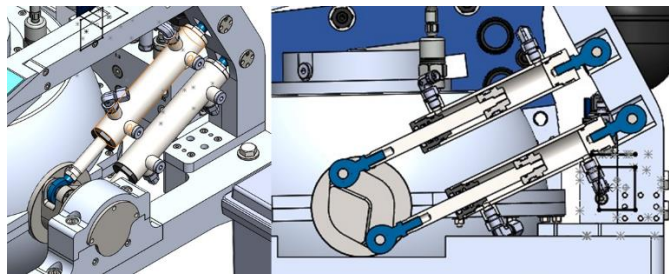
**Tablo 7.** Pozitif kafes hareketi için sistem basınç ve akış hızı analitik çözümleri

Durum	$\dot{\theta}_2 > 0$
Basınç – Moment İlişkisi	$\tau = Pr \left( \frac{\pi d^2}{4 \cos(\beta)} + \frac{\pi D^2}{4 \cos(\beta')} \right)$
Çıkış Akış Hızı	$\dot{Q}_{out} = \dot{s}_1 \frac{\pi d^2}{4} + \dot{s}_2 \frac{\pi D^2}{4}$
Giriş Akış Hızı	$\dot{Q}_{in} = \dot{s}_1 \frac{\pi D^2}{4} + \dot{s}_2 \frac{\pi d^2}{4}$

Hidrolik silindirler için sağdaki şekil incelendiğinde kafes hareketi  $\dot{\theta}_2 < 0$  için yüksek ve düşük basınç alanları görülmektedir. Bu kısımda beklendiği üzere her bir silindir için basınç alanlarının yer değiştirmesinden kaynaklanmaktadır. Buna göre yukarıdaki tabloda verilen denklemler bu durum için şu şekilde güncellenmektedir.

**Tablo 8.** Negatif kafes hareketi için sistem basınç ve akış hızı analitik çözümleri

Durum	$\dot{\theta}_2 < 0$
Basınç – Moment İlişkisi	$\tau = Pr \left( \frac{\pi D^2}{4 \cos(\beta)} + \frac{\pi d^2}{4 \cos(\beta')} \right)$
Çıkış Akış Hızı	$\dot{Q}_{out} = \dot{s}_1 \frac{\pi D^2}{4} + \dot{s}_2 \frac{\pi d^2}{4}$
Giriş Akış Hızı	$\dot{Q}_{in} = \dot{s}_1 \frac{\pi d^2}{4} + \dot{s}_2 \frac{\pi D^2}{4}$



**Şekil 18:** Hidrolik fren eyleyicileri izometrik ve kesit görünüşleri

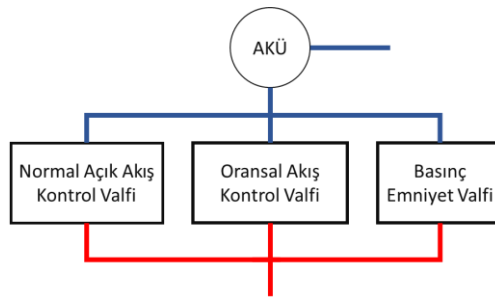
Yukarıdaki şekilde prototip 2 için tasarımı yapılan hidrolik sistemin izometrik ve kesit görünüşleri verilmiştir. Mekanik tasarım için kullanılan mekanik tasarım parametreleri aşağıdaki şekildedir.

**Tablo 8.** Hidrolik fren sistemi tasarım parametreleri

Parametre [Birim]	Değer
$l_{ekstra}$ [mm]	281

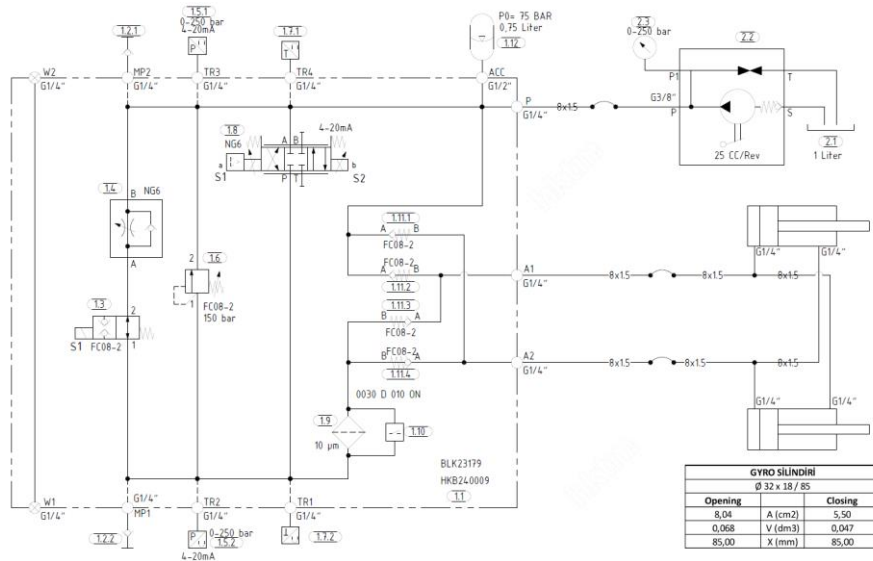
kulunç [mm]	85
$\theta_{ortakonum}$ [°]	28
$r$ [mm]	45
$d_{rod}$ [mm]	18
$D_{piston}$ [mm]	32
Silindir Maksimum Hızı [mm/s]	500
Silindir Maksimum Çalışma Basıncı [bar]	200

Hidrolik fren sisteminde giriş ve çıkış yağları belirtilen çek valf köprüsü tarafından düzenlendikten sonra tasarımı yapılan hidrolik bloğa girmektedir. Bu kısımdaki hidrolik blokta kullanılan oransal akış kontrol valfinden geçen akışkan basıncını akış hızına göre bir oranda kaybederek düşük basınç alanına geçer ve tekrardan sisteme kazandırılır. Kurgulanan çift etkili silindir sistemi sebebiyle giren ve çıkan yağlar arasında zaman zaman çok küçükte olsa farklar bulunmaktadır. Bu nedenle sistemde oluşan bu yağ farklarını tamamlaması için hidrolik akü kullanılması zorunludur.



Şekil 19: Hidrolik fren sistemi kontrol bloğu

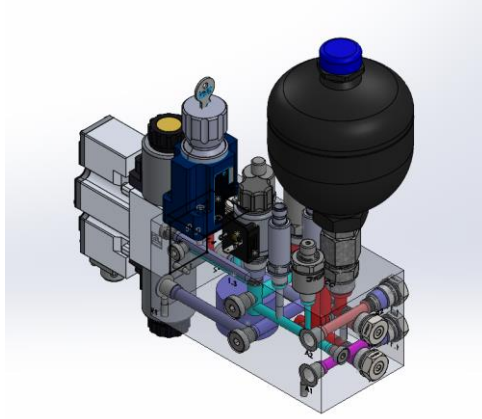
Hidrolik sistem bloğunda yukarıdaki şekilde görüldüğü üzere 4 temel unsur bulunmaktadır. Bunlardan ilk unsur "Normal Açık Akış Kontrol Valfi" olarak adlandırılan valftir. Bu valf operasyon boyunca elektrikleştirilerek kapalı konumda tutulur. Olası elektrik kesintisi durumunda açılarak sistemin aniden durmasını engelleyerek zamanla yavaşça durmasını sağlar. İkinci unsur kontrol sisteminin doğrudan kontrol ettiği "Oransal Akış Kontrol Valfi" olarak adlandırılan valftir. Bu valf operasyon boyunca kontrol edilerek istenilen frenleme değerlerini oluşturur. "Basınç Emniyet Valfi" ise silindir üzerine tasarım basıncından fazla yük binmesi durumunda silindirler üzerindeki yükleri boşaltan valf türüdür. Son olarak silindirlerin farklı değerlerde uzamalarından dolayı oluşan fazla hidrolik sıvısını taşır. Aşağıda sistemin hidrolik şeması görülmektedir. Bu şemada filtrenin ve diğer elemanların nasıl yerleştirildiği görülmektedir.



GYRO SİLİNDİRİ			
Ø 32 x 18 / 85			
Opening			Closing
8,04	A (cm2)	5,50	
0,068	V (dm3)	0,047	
85,00	X (mm)	85,00	

**Şekil 20:** Jiroskopik Yalpa Sönümleyici Hidrolik Devre Şeması

Aynı zamanda hedef tekne olan 10 metrelik tekne olan sistem için geliştirilen jiroskopik yalpa sönümleyici için geliştirilen hidrolik sistemin blok tasarımı aşağıda görülmektedir.



**Şekil 21:** Jiroskopik Yalpa Sönümleyici Hidrolik Blok

## SONUÇ

Bu yayında, HKTM firması tarafından geliştirilen jiroskopik yalpa sönümleyici ürününün Ar-Ge sürecinden başlayarak hidrolik sistem tasarımına evrimi ele alınmıştır. Çalışmalara, sistemin matematiksel modelinin oluşturulması ve "body state control" yönteminin uygulanmasıyla başlanmıştır. Bu aşamada, LQR ve PD-PI kontrolcülerini incelenmiş; ancak farklı deniz koşullarına uyum sağlamada yaşanan zorluklar ve rezonans riskleri nedeniyle "precession state control" yöntemine geçilmiştir. Bu yöntemde, hidrolik damper tabanlı bir kontrol sistemi geliştirilmiştir. Geliştirilen sistem, hedef olarak belirlenen 10 metrelik tekneye entegre edilerek prototip olarak üretilmiş ve test edilmiştir. Aşağıdaki görselde, üretilerek denemeleri gerçekleştirilen sistem görülmektedir.



**Şekil 22:** Montaj Sonrası Jiroskopik Yalpa Sönümleyici

## KAYNAKLAR

[1] N. Kornev, Ship Dynamics in Waves: Ship Theory 2, 2nd ed. Rostock, 2012. [Online]. Erişilebilir:

- <https://www.scribd.com/document/129610211/Ship-Dynamics-in-Waves>
- [2] T. Sinha, "Different Types of Roll Stabilization Systems Used For Ships," Marine Insight, Nisan. 16, 2022. <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/roll-stabilization-systems/>
- [3] Townsend, N. C., & Sheno, R. A. (2014). Control Strategies for marine gyrostabilizers. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 39(2), 243–255. <https://doi.org/10.1109/joe.2013.2254591>
- [4] Gyrostabilizer Technology. VEEM Marine. (2022b, Ekim 27). <https://veemmarine.com/gyro-stabilizer/gyro-stabilizers-technology/> Erişim Tarihi : 16.06.2023
- [5] Bosch Rexroth. (2012). *4WREE proportional directional valve: Valve with electrical position feedback, with integrated electronics (OBE)* [Data sheet]. Retrieved from <https://www.boschrexroth.com>
- [6] Ugural, A. C., & Fenster, S. K. (2011). Advanced mechanics of materials and applied elasticity. Pearson Education.
- [7] Hibbeler, R. C. (2017). Mechanics of materials in SI units. Chapter 13.

## ÖZGEÇMİŞ

### Berk KURT

1998 yılı İzmir doğumludur. 2022 yılında İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2022 yılında yüksek lisansına başlamıştır ve şuanda aynı üniversitede proje asistanı olarak görev almaktadır. 2020-2022 Yılları arasında Üstek Makinede proje mühendisi olarak görev yapmıştır. 2022 yılından beri HKTM firmasında Arge mühendisi olarak görev yapmaktadır. Sistem dinamiği ve kontrol, mekanizma tasarım ve modelleme ve mekanik tasarım konularında çalışmaktadır.

### Tolga CANKURT

Tolga CANKURT, 1982 yılında doğmuş olup Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2005 yılında lisans derecesiyle mezun olmuştur. Tolga CANKURT, 2007 yılından itibaren Hidropar Hareket Kontrol Teknolojileri Merkezi Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de farklı birimlerde yönetici olarak görev yapmıştır. Hareket kontrol teknolojilerinin hidromekanik, elektro-pnömatik, elektrikli tahrik, elektromekanik, otonom sistemler, mekatronik sistemler ve robotik gibi çeşitli alanlarında 20 yılı aşkın bir deneyime sahiptir. Halen aktif olarak, Hidropar Hareket Kontrol Teknolojileri Merkezi Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de Ar-Ge Merkezi'nin yöneticiliği ve Yönetim Kurulu Üyeliği görevlerini sürdürmektedir.

### Tuna FERİK

2001 yılı Bursa doğumludur. 2024 yılında İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Makina Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. Üniversite sürecinde IRL Robotik Laboratuvarında stajyer araştırmacı olarak çalışmıştır. Aynı üniversitede Makina Mühendisliği Yüksek Lisans eğitimine devam etmektedir. 2024 yılından beri HKTM firmasında Ar-Ge mühendisi olarak çalışmaktadır. Sistem modelleme, kontrol, sistem dinamiği ve mekanik tasarım üzerine çalışmalar yürütmektedir.