

**YILDIZ TEKNİK UNIVERSITESI
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KONTEYNER GEMİ SİNƏT ELEKTROHDROLİK
DÜMEN SİSTEMİNİN KONUM KONTROLÜ**

Gemi İnşaatı ve Gemi Mak. Muh. FEVZİ SENLİ TURK

**FBE Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Anabilim Dalı Gemi İnşaatı Mühendisliği Programında
Hazırlanan**

YUKSEK LISANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yard. Doç. Dr. Fuat ALAR N

ISTANBUL, 2008

ICINDEKILER

| | Sayfa |
|---|-------------|
| SIMGE LISTESİ | iv |
| KISALTMA LISTESİ..... | v |
| SEKIL LISTESİ | vi |
| CIZELGE LISTESİ | vii |
| ONSOZ | viii |
| OZET | ix |
| ABSTRACT | x |
| 1. GIRIS..... | 1 |
| 1.1 Elektrohidrolik Sistemler ve Ozellikleri..... | 1 |
| 1.2 Calismanın Amacı | 2 |
| 1.3 Konu ile Ilgili Yapılan Calismalar | 2 |
| 2. DUMEN SISTEMLERİ | 7 |
| 2.1 Tek Silindirli Hidrolik Dumen Makineleri..... | 7 |
| 2.2 Iki Silindirli Hidrolik Dumen Makineleri..... | 9 |
| 2.3 Elektrohidrolik Dumen Makineleri | 10 |
| 3. ELEKTROHIDROLIK SERVO SISTEMLER | 12 |
| 3.1 Servo Kontrol | 13 |
| 3.2 Elektrohidrolik Servovalfler | 14 |
| 3.3 Valf Modeli | 17 |
| 3.3.1 Sifir Bosluklu Surgulu Valf..... | 17 |
| 3.3.2 Negatif Bosluklu Valfin Debileri | 19 |
| 4. HIDROLIK SISTEMİN MATEMATİK MODELİ..... | 21 |
| 4.1 Genellestirilmis Akış Denklemi | 21 |
| 4.2 Genellestirilmis Momentum Denklemi | 23 |
| 4.3 Silindir Modelinin Elde Edilmesi | 23 |
| 4.4 Valf Silindir Sistemi | 25 |
| 4.5 Elektrohidrolik Sistemin Matematik Modeli | 29 |
| 4.6 Negatif Bosluklu Servovalfle Kapali Cevrim Konum Kontrolu Icin Dogrusal Katsayiların Belirlenmesi | 31 |
| 4.7 Negatif Bosluklu Servovalf Icin Dogrusal Katsayı Sabitleri..... | 32 |
| 5. DUMEN SISTEMI DIZAYNI VE HESAPLAMALARI..... | 33 |
| 5.1 Dumen Sisteminin Calisma Sartları | 33 |
| 5.2 Ana Dumen Sistemi Elemanlarına Ait Hesaplamalar | 33 |
| 5.3 Ana Dumen Silindiri Boyut Hesabı..... | 33 |
| 5.4 Calisma Basincını Saglamak Uzere Secilen Silindir Capı ve Silindir Mili Olculeri | 34 |
| 5.5 Silindir Et /Cidar Kalinligi Hesabı | 34 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 5.6 | Ana Dumen Silindiri Strok Hesabi..... | 35 |
| 5.7 | Ana Dumen Silindiri Icin Hidrolik Pompa Secimi..... | 35 |
| 5.8 | Elektrohidrolik Guc Unitesi Yag Tankinin Secilmesi..... | 36 |
| 6. | NEGATIF BOSLUKLU SERVOVALFIN DOGRUSAL KATSAYI SABITLERININ HESAPLANMASI..... | 37 |
| 6.1 | Negatif Bosluklu Servovalf Icin Dogrusal Katsayi Sabitlerinin Degerleri | 37 |
| 7. | ELEKTRO HIDROLIK SISTEMIN TANILANMASI..... | 39 |
| 7.1 | Gemilerde Kullanicilan Kontrol Uygulamaları | 39 |
| 7.2 | Simulasyon Calismaları..... | 41 |
| | SONUCLAR..... | 44 |
| | KAYNAKLAR..... | 45 |
| | OZGECMIS | 47 |

SIMGE LISTESİ

| | |
|---------------|---|
| A_1 | Pistonun on tarafındaki kesit alanı |
| A_2 | Pistonun arka tarafındaki kesit alanı |
| a | Kısıtlama alanı |
| C_1 | Silindirin on tarafındaki kapasitans terimi |
| C_2 | Silindirin on tarafındaki kapasitans terimi |
| C_q | Valf boşalma katsayısı |
| d_a | Silindir dış capı |
| d_i | Silindir iç capı |
| d_R | Silindir mili capı |
| i_u | Negatif boşluk değeri için kumanda esdegeri |
| $k_{1,2,3,4}$ | Negatif boşluklu servovalf doğrusal katsayıları |
| k_f | Servoalf kazancı katsayısı |
| $K_{p,i,d}$ | PID kontrol kazançları |
| L_M | Yükleme induktansı |
| M | Yük kutlesi |
| P_1 | Hidrolik motorun 1. tarafındaki basıncı |
| P_2 | Hidrolik motorun 2. tarafındaki basıncı |
| P_a | Silindirin 1. tarafındaki basıncı |
| P_b | Silindirin 2. tarafındaki basıncı |
| P_C | Çalışma basıncı |
| P_e | Tank çıkış basıncı |
| P_s | Besleme basıncı |
| Q | Hacimsel debi |
| R_u | Negatif boşluklu akım esdegerine bağlı direnç |
| u | Akım yolu ile valf pistonu arasındaki boşluk |
| v | Akışkan hızı |
| w | Alan gradyeni |
| x | Valf hareket miktarı |
| x_v | Kanatçık hareket miktarı |
| β_e | Hacimsel esneklik modulu |
| δ | Dumen sapması |
| ρ | Akışkanın yoğunluğu |
| ψ | Boyutsuz negatif açıklık |
| ψ_e | Savrulma açısından sapma |

KISALTMA LISTESİ

| | |
|--------|--|
| CPLD | Complex Programmable Logic Device |
| DC | Direct Current |
| DCDT | DC-LVDT (Direct Current - Linear Variable Difference Transformer) |
| DIVSC | Digital Integral Varable Structure Control |
| IVSC | Integral Varable Structure Control |
| MATLAB | Matrix Laboratory |
| PD | Proportional-Derivative |
| PI | Proportional-Integral |
| PID | Proportional-Integrative-Derivative |

SEKIL LISTESİ

| | Sayfa |
|--|-------|
| Sekil 2.1 Tek dumen mekanizmasının çalışma ve montajına iliskin gosterim | 8 |
| Sekil 2.2 Cift dumen mekanizmasının çalışma ve montaj resmi..... | 9 |
| Sekil 2.3 Iki silindirli hidrolik dumen sisteminde dumenin sancaga basılması..... | 10 |
| Sekil 2.4 Elektrohidrolik dumen mekanizmasının sematik gosterimi..... | 11 |
| Sekil 2.5 Elektrohidrolik dumen sisteminin diyagramatik seması | 12 |
| Sekil 3.1 Elektrohidrolik kontrolun blok diyagramı..... | 14 |
| Sekil 3.2 Servovalfin çalışma prensibi | 14 |
| Sekil 3.3 Kanatçık/nozul kademesinde kuvvet geri beslemeli servovalf tasarımı | 16 |
| Sekil 3.4 Surgu kademesindeki yay ile doğrudan geri donus beslemeli servovalf tasarımı.... | 16 |
| Sekil 3.5 Sıfır bosluklu surgulu valf..... | 18 |
| Sekil 4.1 Genelleştirilmiş surekli akış denklemi | 21 |
| Sekil 4.2 Hidrolik silindirin fiziksel modeli | 23 |
| Sekil 4.3 Valf - silindir fiziksel modeli | 26 |
| Sekil 4.4 Elektrohidrolik servo sistemin sematik resmi | 29 |
| Sekil 7.1 Savrulma ve yalpa dengeleme sistemi blok diyagramı | 39 |
| Sekil 7.2 Savrulma hareketi PID kontrol blok diyagramı | 41 |
| Sekil 7.3 Dumen açısı degisimi | 42 |
| Sekil 7.4 Dumen hızının degisimi | 42 |
| Sekil 7.5 Hidrolik silindirin birinci yüzeyindeki basinc degisimi..... | 43 |
| Sekil 7.6 Hidrolik silindirin ikinci yüzeyindeki basınc degisimi | 43 |

CIZELGE LISTESİ

| | Sayfa |
|---|-------|
| Cizelge 7.1 PID kazanclarının performans degisimine etkileri..... | 40 |

ONSOZ

Calismada servovalf ve hidrolik sistemden olusan elektrohidrolik bir dumen sisteminin konum kontrolu gerceklestirilmeye calisilmistir.

Konu üzerinde calismamı oneren ve calismamın her asamasında beni destekleyen danisman hocam Yard. Doc. Dr. Fuat ALARCI'N'e tesekkuru borc bilirim.

OZET

Son yıllarda teknolojide ve kontrolcülerde ortaya çıkan yeni gelişmeler, elektrohidrolik sistemlerin kontrolunu çalışmaların odagi haline getirmistir. Hidrolik sistemlerin yapısal ozellikleri bu sistemleri, farklı tipte gelişmiş kontrol algoritmalarının uygulandığı ideal bir konu haline getirmistir. Günümüzde otomasyon, hassas kontrol ve seri üretim ihtiyaçlarından dolayı hidrolik sistemler, elektrik ve elektronik kumanda, kontrol ve sensor uygulaması ile birlikte kullanılmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda, hidrolik sistemler otomasyona uygundur. Özellikle elektrohidrolik sistemlerde, yüksek hız ve hassasiyetin gerektirdiği havacılıkta, deniz ustu ve deniz altı araçlarının uygulamalarında servovalflerin kullanımı oldukça yaygındır. Servo valflerin en önemli özelliği, elektriksel giriş işaretinin hidrolik akışkan debisi çıkış işaretinin arasında tam bir doğrusal bağlantı sağlayarak elektrohidrolik sistemin hareketinin kontrolunu sağlamalarıdır.

Bu çalışmada dört yolu üç konumlu bir servo valfi kullanılarak bir gemiye ait elektrohidrolik duman sisteminin dinamik özelliklerinin simulasyonu gerçekleştirilmistir.

Oncelikle elektrohidrolik sistemlerin modellenmesi ve kontrolune ait önceki yapılmış çalışmalar incelenmiş ve sistemi oluşturan temel elemanların yapıları ve özellikleri anlatılmıştır.

Sonra hidrolik sistem elemanlarının nonlineer akış denklemleri kullanılarak modellemeleri yapılmıştır. Sonuç olarak hidrolik sistemi temsil eden dorduncu dereceden diferansiyel denklemler elde edilmiştir. Matematiksel modeli oluşturulan elektrohidrolik sistemin simulasyonunun gerçekleştirilmesinde MATLAB programının SIMULINK modulu kullanılmıştır.

Çalışmanın sonunda, elektrohidrolik sistemin simulasyonu, SMULINK modulu ile PID (Oransal-Integral-Turev) kontrolcu uygulanarak sistemin kapalı çevrim konum kontrolü gerçekleştirilmiş ve sonuçlar yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Elektrohidrolik sistemler, elektrohidrolik duman sistemleri, hidrolik silindir, servovalf, PID kontrol.

ABSTRACT

The control of the electrohydraulic systems have become the main focus of the researches with the new advancements occurred recently in the technology and controllers. The structural characteristics of the electrohydraulic systems makes them ideal subjects for the application of different types of the sophisticated control algorithms. Today the automation is applied together with the hydraulic systems, electric and electronic control, and sensor because of the need of sensitive control and mass-production. In the industrial applications, fluid power systems are suitable for automation. Especially in electrohydraulic systems, the servo valves are commonly used in the aviation which needs high speed and precise and fine control, and in the marine and submarine vehicles. The most important role of the servo valves is that they provide with the control of the motion of electrohydraulic systems creating a proportional correlation between the hydraulic fluid flow rate and the electrical input current.

In this thesis, simulation of electrohydraulic rudder system have been carried out using four-way three position proportional valve. In order to compare the performance of hydraulic rudder system in consideration of the vessel's dynamic model, the control of ship's piston position non-adaptive methods of Proportional-Integrative-Derivative (PID). In conclusion of the studies that were conducted up to this point, classical control is recommended due to superior performance that it has demonstrated in uncontrolled system.

Firstly, literature available on the hydraulic system modelling and control done previously is reviewed and the structures of basic components forming the system are described.

Secondly, non-linear flow equations, which are available in the literature, are used to model proportional control valve. As a result, fourth order non-linear differential are derived for the hydraulic systems. SIMULINK module of the MATLAB programme is benefited to perform the simulation of the hydraulic system mathematical model of which is derived.

In conclusion, closed loop position control is achieved applying the simulation of the electrohydraulic system SIMULIK with the PID (Proportional – Integral-Derivative) controllers, and the results have been commented on.

Keywords: Electrohydraulic systems, electrohydraulic rudder system, hydraulic cylinder, PID control, servovalves.

1. GIRIS

1.1 Elektrohidrolik Sistemler ve Ozellikleri

Hidrolik sistemler yüksek performans gerektiren, küçük hacimlerde yüksek tork, kuvvet ve hassas konum kontrolü ihtiyacı duyulan birçok endüstriyel uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Takım tezgahları, savunma sanayi, robot teknolojisi gibi birçok uygulamada yer alan hidrolik silindir sistemlerinde konum kontrolü, hidrolykvalf/motor sistemlerinde ise genelde hız kontrolu onem kazanmaktadır.

Genelde hidrolik sistemlerin manuel kullanımı bazı uygulamalar için yeterli olmaktadır. Ancak günümüzde otomasyon, hassas kontrol ve seri üretim ihtiyaçlarından otur hidrolik sistemler, elektrik ve elektronik kumanda, kontrol ve sensor uygulaması ile birlikte kullanılmaktadır. Hidrolik ve elektronigin bu birlikteligi sonucunda beyin ve kas sisteme sahip olan hibrit sistemler gelistirilmistir.

Hibrit sistemlerin uygulama alanlarından biri de gemilerin dumen sistemleridir. Bu sistemler geminin belirlenen rotasında gitmesini ve manevra esnasında istenen hareketleri yapmasını temin etmek için sancak veya iskeleye donmesini saglarlar. Teknolojinin ilerlemesi ve çeşitli ustuluklerinden dolayı elektrohidrolik dumen makinelerinin gemilerde kullanımı yaygınlaşarak artmaktadır.

Elektro hidrolik dumen makineleri ;

- Az bir guele tahrik edilebilmeleri,
- Dumen dolabının hareketine çok az bir gecikme ile daha hassas cevap vermesi,
- Daha az bir yer isgal etmesi,
- Daha hafif olusu,
- Hidrolik silindirlerin, hidrolik pompaların ve kontrol mekanizmasının kolayca montajının ve sokumunun yapılabilmesi ,

bakımından diger dumen sistemlerine göre daha avantajlıdır.

Hidrolik uygulama içeren bu tasarımda, uygulamayı gerçeklestirmeden önce tasarım aşamasında sistem hakkında onceden bilgi sahibi olunması ve dinamik davranışının gözlenmesi için bilgisayar ortamında benzetim çalışması yapmak hem ısı kolaylaştırırmakta hem de zaman ve maliyet açısından büyük faydalı sağlamaktadır. Ancak model oluşturma çalışması da bilgi birikimini ve tecrübeyi gerektirmektedir. Benzetim yoluyla elde edilen sonuçlar değerlendirilip tasarım sürecine geri donulerek gerekli düzeltmeler yapılır. Böylece

daha az zaman ve daha az kaynak harcanarak sistemin istenilen performans düzeyine getirilmesi mümkün olmaktadır.

1.2 Çalışmanın Amacı

Benzetim modeli yöntemi kullanılarak hidrolik sistemlerin incelenmesi, bilgisayar teknolojisinin gelişimi ile paralellik göstermektedir. Daha önce yapılan bu çalışmalar, bilgisayarla hidrolik konum kontrolu uygulamasının endüstriye getirdiği zaman ve hassasiyet kazanımı açısından büyük önem taşımaktadır.

Bir hidrolik sistemin tasarımındaki aşamalar; matematik modelleme, dinamik model elde edilmesi ve benzetimdir. Bu şekilde, bilgisayar ortamında sistemin basamak ve frekans tepkisi vb. davranışlarının benzetimi yapılmaktadır. Böylece benzetim üzerinde yapılan çalışmalarla tasarımın iyileştirilmesi, kontrolcu turunun seçimi ve parametrelerin iyileştirilmesinin bilgisayar ortamında kolaylıkla gerçekleştirilebilmesi mümkün olmaktadır.

Özellikle son yıllarda mikroişlemciler ve mikrodenetçiler alanında ortaya çıkan gelişmeler elektrohidrolik sistemlerin doğrudan sayısal denetiminin olanaklı hale getirmiştir. Elektrohidrolik sistemlerde, elektronik denetim ile hidrolik sistem arasındaki temel arayüz elemanı elektrohidrolik bir valfdir.

Hidrolik sistemlerin dinamik özelliklerini iyice anlayabilmek için sistemi oluşturan elemanların detaylı modellerinin elde edilmesi gereklidir. Hidrolik elemanların birbirleriyle etkilesimi göz önüne alınarak oluşturulan sistem modeli genelde doğrusal olmayan terimler içerir ve bu sistemin çözümü açısından bazı güçlükler çıkarır. Fakat doğrusal olmayan bu ifadeler gerçek sistem karakteristigini yansıtğından sistem çözümünde doğrusal modellere göre daha sağlam çözümler verir.

1.3 Konu ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Elektrohidrolik kontrol sistemleri, büyük güç uygulayabilme, hızlı cevap ve yüksek hassasiyet gibi dinamik üstünlükleri nedeniyle bir çok endüstriyel alanda kullanılmaktadırlar. Yapılan çalışmalar sayesinde hidrolik denetim sistemlerinde, performans iyileştirmesi bakımından üç noktalara ulaşılmıştır. Bu sistemlerin içindeki en önemli eleman olan, kullanıcıya giden akışkan debi ve basıncını kontrol eden elektrohidrolik valflerdeki gelişim, bu sistemleri daha hızlı ve daha hassas duruma getirmiştir. Son yıllarda bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ve maliyetinin düşmesi, dijital denetim olanaklarının yaygınlaşması elektrohidrolik kontrollü sistemlerin uygulama alanını arttırmıştır.

Tepki suresinin onemli oldugu hızlı sistemlerde yuk, bir elektrohidrolik servovalfin surdugu hidrolik silindir ile kontrol edilmektedir. Bu sistemlerin modellenmesi ve kontrolu, mevcut sistemlerin performansının yukseltilmesi ve servoalfler üzerindeki iyilestirmeler ile ilgili son yıllarda yapılan calismaların bir kismı tarih sırasına gore asagıda verilmistir.

Tikkanen (1995), bir dizel makine, degisken deplasmanlı bir hidrolik silindir ve degisken deplasmanlı bir hidrolik motordan olusan hidrostatik iletim sisteminin hız kontrolunu bulanık mantıklı kontrolcu ile saglamış ve PI kontrolcu ile karsılastırmıştır.

Becan vd. (1998), temel hidrolik konum kontrol sisteminin durum-uzay modelini elde etmisler ve bu model üzerinden esneklik modulunun, silindirin her iki tarafındaki hacim degisimlerine bağlı varyasyonları dikkate alarak kontrol katsayıları belirlemisler ve esneklik modulu sabit olan modelle karsılastırma yapmışlardır. Bu modelde PD kontrolcu kullanılmış olup, sistem davranışının sonuclarına bağlı daha gerçekçi bir model icin incelenmiş ve yorumlanmıştır.

Zuping vd. (1998), 1970 yılında Almanya'da insa edilen Yu Cai gemisinin dumen sistemine ait hidrolik servo sistemin dinamik modelini kurup, bond graph modelini olusturmustur. Sistem yag tankı ve ona ait kontrol valfi ile silindirden olusmaktadır. Zuping vd. kurdukları bu modelin simulasyonunda, farklı parçaların degisik durumlardaki karsılastırmasını yapmıştır. Pompa ve kontrol valfi gibi ana parçaların daha iyi secilmesi gerektigini ortaya koymus olup, calismadaki modelin ve metodun, hidrolik servo sisteme sahip dumen sisteminin dinamik analizinde ve sistem dizaynında kullanılabilceğini ifade etmistiir.

Ozcan (1999), sistem tasarıminda ve valf seciminde, oncelikle sistemin kontrolunde açık çevrim veya kapalı çevrim olarak yapılması kararının verilmesi gerektigini belirtmis, on-off valfler , oransal valfler, bobin konum kontrollü (kapalı çevrim) oransal valfler ve servo valfleri kıyaslamıştır. Kapalı çevrim kontrol edilen sistemlerde yüksek hız ve hassasiyet gerektiginde ise servoalflerin bazı tiplerinin uygulamalarda tercih nedeni oldugunu ifade etmistiir.

Park vd. (1999), calismalarında elektrohidrolik fin servo sisteminin konum kontrolünde genetik algoritmayı kullanan bulanık mantıklı bir kontrolor (fuzzy logic controller) tasarlamışlardır. Bulanık mantıklı kontrolor tasarımını kolaylastırmak icin karakteristik parametreler bir kromozoma kodlanmıştır. Tasarlanan kontrolorun etkinligini, PID kontrolcu ile karsılastırarak doğrulamışlardır. Yüksek mertebeden nonlineer sistemler icin bulanık mantıklı kontrolorun hızlı ve kesin cevaplar verdigini ortaya koymuslardır.

Deticek (2000), nonlineer hidrolik sistemin konum kontrolunu gerçekleştirmek için bulanık PD ve kendi kendine öğrenen bulanık mantıklı kontrolör (self-learning fuzzy controller) tasarlamıştır. Klasik adaptif kontrolörlerle göre akıllı bulanık kontrolörün daha üstün olduğunu ortaya koymustur.

Balkan ve Arıkan (2001), hidrolik sistemlerin tasarımında basta MATLAB®/SIMULINK® yazılımı olmak üzere ticari paket programları ve hidrolik modüllerin kullanılarak benzetim yapılmasının kolaylık ve zaman kazandıracagını göstermişlerdir.

Yuksel ve Sengirgin (2001), çalışmalarında elektrohidrolik denetim sistemlerinde kullanılan servovalfler, solenoid valfler ve diğer alternatif valflerin tarihsel gelişimi ve karakteristiklerini inceleyerek, valfleri çeşitli açılardan birbirleri ile karşılaştırmışlardır. Maliyet ve kirleticilere karşı aşırı hassasiyet gibi dezavantajlara karşın, servovalflerin sağladığı yüksek dinamik başarılı, güvenirlilik ve hassasiyette bir geribeslemeli denetim sağlayacak valf turunun olmadığı, ancak elektronik devrelerin yardımcı ile hızlı oransal valflerin başarımlarının servovalflere çok yaklaştığını ifade etmişlerdir.

Akkaya vd. (2001), viskoz sonumleme etkilerini ve akışkanın sıkıştırılabilirliğini içeren bir hidrolik güç silindir sisteminin matematiksel modelini oluşturarak, MATLAB programlama dilinde sistemin benzetimini yapmışlardır. Sistemin benzetiminde konumu, ac-kapa ve PD algoritmali kapalı çevrim olarak iki ayrı şekilde kontrol ederek karşılaştırmışlardır.

Mihajlov vd. (2002), elektrohidrolik servo sistemlerinde konum kontrolunu gerçekleştirmek için kayıcı kipli kontrolcu ile bulanık PI kontrolcüyü birleştirerek uygulamışlardır. Hidrolik silindirlerin yapısından dolayı oluşan srtunmeyi de kapsayan nonlineer özellikler için matematiksel model oluşturmuşlardır. Kayıcı kipli kontrolcünün performansını artırmak için kapalı çevrimde ileri beslemeli bulanık kontrolcu eklemislerdir. Simülasyon sonuçlarıyla birleştirilmiş kontrolcünün performansının kayıcı kipli kontrolcuden daha üstün olduğunu ortaya koymuslardır.

Yu vd. (2003), fuzzy (bulanık mantıklı) kontrol ile tekrarlanan öğrenme kontrolunu (iterative learning control) birleştirmışlardır. Sistem, fuzzy kontrolün güçlü robust özelliğinin yanı sıra uygun öğrenme aritmetiği kullanarak fuzzy kontrolün eksikliklerini gidermiştir. Uygun bir öğrenen fuzzy kontrolcu tasarlayarak, elektrohidrolik servo güç sistemine uygulamışlardır. Simülasyon sonuçlarına dayanarak kontrolcünün kendi kendine öğrendigini ve etkin olarak kendi fuzzy kurallarını ürettiğini ifade etmişlerdir. Böylece diğer PID kontrol sistemlerine karşı üstünüğünü ortaya koymuslardır.

Zeb (2003), analitik metot kullanarak elektrohidrolik konum kontrollu servo sistemin matematiksel modelini olusturmustur. Yukselticinin ve servovalfin dinamik etkileri ihmali edildiginde, elektrohidrolik konum kontrollu servo sisteminin transfer fonksiyonun ucuncu mertebe bir fonksiyon oldugunu belirtmis ve sistem hassasiyetinin acik dongu kazancina bagli oldugunu, daha buyuk acik dongu kazanclarinda daha kucuk hatalarin elde edilecegini soylemistir.

Istif ve Kutlu (2004), simulink modeli gelistirilen oransal valf kontrollu hidrolik silindir sisteminin bond graph modelini olusturmuslardir. Dorduncu dereceden verilen nonlinear sistemin, hidrolik sistem dinamigini etkileyen parametreleri degistirerek yapay sinir agi (YSA) modeline dayanan temel ongorulu kontrol uygulamislar ve konum kontrolunu basari ile gerceklestirmislerdir. Bunu da YSA modelinin ogrenme yetenegi ile aciklayarak, parametre degisimleri karsisinda YSA model katsayilarini guncelleme mekanizmasi sayesinde farkli calisma kosullarina da uyum sagladigini gostermislerdir.

Chuang ve Shiu (2004) elektrohidrolik servo kontrol sistemlerine basariyla uygulanan analog integral degiskenli yapı kontrolu (IVSC-Analog Integral Variable Structure Control) yerine dijital integral degiskenli yapı kontrolu (DIVSC) uygulamislardir. Ancak analog kontrol kurallarının dijital sistemlere uygulanması ongorelemeyen kararsız durumlar yaratacagindan, kayan kipli modun ayrik mevcut kosullarını, IVSC sistemine uyarlamislardir. Onerilen kontrol sisteminde CPLD cipler kullanip, sistemin protipini yaparak elektrohidrolik servo sistemlerin dijital integral degiskenli yapı kontrolunun (DIVSC) uygunabilecegini gostermislerdir.

Hong vd. (2004), elektro-hidrolik servovalf ve hidrolik silindirden olusan elektro-hidrolik servo sistemin, robust nonlinear kontrolcu kullanarak geri adim yaklasimiyla nonlinear kontrolunu gerceklestirmistir.

Keles ve Ercan (2004), yaptıkları deneysel calismada bir elektrohidrolik servovalf, hidrolik guc kaynagi basinc kompansatorlu, degisken deplasmanlı tipte pistonlu bir hidrolik yan pompası,bunu suren 22 kW'lik bir elektrik motoru, cift etkili ve cift kollu pistona sahip silindir, DCDT tipi bir konum transduseri, oransal kontrol yapabilen ve oransal kazancı ayarlanabilen DC servo yukseltici, 80486-DX2-66 MHz'lik islemciye sahip, 8 MB RAM'i olan bir PC tipinde bilgisayar ve laboratuarda gelistirdikleri puls genisligi modulatoru ile elektrohidrolik bir servo sisteminin acik ve kapali cevrim davranislarını deneysel olarak incelenmis ve puls genisligi modulasyonu tekniginin bilgisayar kontrollu hidrolik sistemlere basarılı bir sekilde uygulanabilecegini gostermislerdir.

Kokturk vd. (2005), calismalarinda, bir servoalf ve surucusu kullanarak cift etkili hidrolik bir silindirin kapali cevrim konum ve hız denetimini gerceklestirmek icin MATLAB®' yazılıminin Ident® arayuzu kullanarak duzenegin sistem tanilamasını yapmislardır. Sonra oransal denetleyici kullanarak sistemin konum, PI denetleyici kullanarak da hız denetimini gerceklestirmislerdir. Gercek sistem tepkileri ile matematiksel modelden elde edilen benzetim sonucları karsilastirilmistir. Kalman algoritması kullanarak, sistem tepkisinin daha once kullanilan yontemlere gore iyilestigini saptamislardır.

Akkaya (2006), Matlab programının Simulink modulunde hidrostatik iletim sistemlerindeki acisal hızlarda, Oransal-Integral-Turev kontrolcunun (Proportional- Integrative-Derivative, PID) ve bulanık kontrolcunun performansını incelemistir. Sistemin kontrolunde esneklik modulunun (bulk modulus) etkisini de hesaba katmistir. PID kontrolcunun degisen esneklik modulleri karsısında yetersiz kaldığını, buna karsın bulanık kontrolcunun acisal hız kontrolunde daha ustun oldugunu ortaya koymustur.

Son yillarda gemi elektrohidrolik dumen sistemlerinin kontrolu icin gecmiste uygulanmis ve guvenirligi ispatlanmis metotlar bulunmasına ragmen gelisen teknolojiye paralel olarak, farklı bulanık mantıklı kontrol yontemlerinin uygulanmasıyla hidrolik sistemlerdeki hata analizi, arızaların ongorulmesi ve konum ve hız kontrolu konularında daha iyi sonuclar verdiği, enerji ve zaman tasarrufu sagladığı gozlemlenmistir.

Literaturde genellikle kontrol edilecek sistemlerin tasarımda, bulanık kontrolcüler ya tek baslarına bir kontrolcu ya da yapay sinir agları, kayan kipli kontrol, klasik PID ve adaptif kontrol algoritmalarının bircogu ile birlikte incelenmistir.

2. DUMEN SİSTEMLERİ

Elektrohidrolik dumen sistemlerinin çalışmasını anlayabilmek için aşağıda hidrolik dumen sistemlerinin yapısı ve işleyisi hakkında kısa bilgi verilmektedir.

2.1 Tek Silindirli Hidrolik Dumen Makineleri

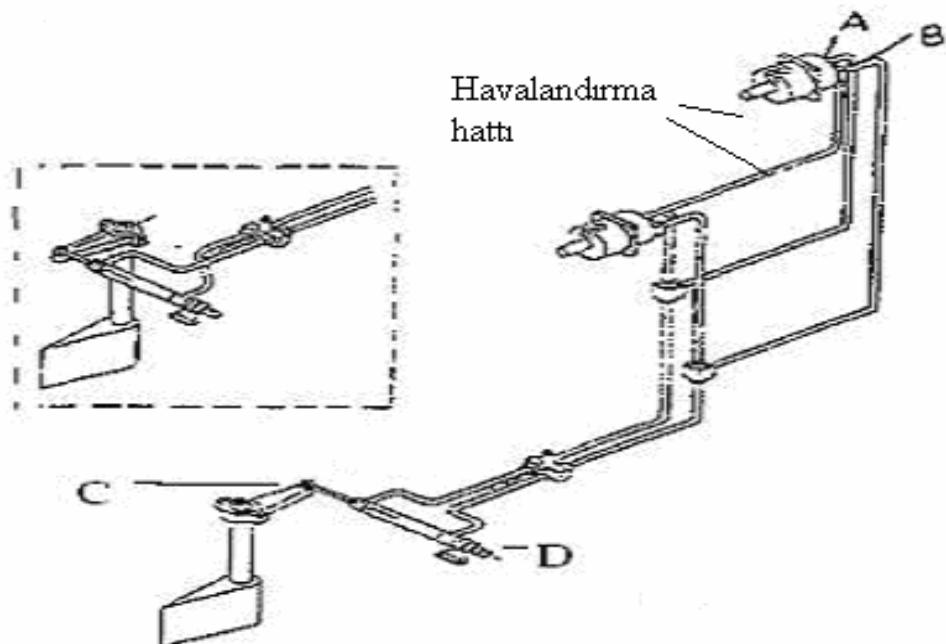
Hidrolik dumen sistemleri dumen dolabı, yonlendirme silindiri, kontrol kolu, dumen yekesi kolu ve gerekli boru devrelerinden oluşur.

Dumen dolabı yağ tankından aldığı yağı bir pompa vasıtasyyla dumen yonlendirme silindirine gönderir. Bu sırada üzerinde bulunan ayarlama vidası yardımıyla bastığı akışkan miktarını ayarlayabilmektedir. Dumen dolabından basılan yağ dumenin hareket yönüne bağlı olarak iki ayrı borudan yonlendirme silindirine gönderilebilmektedir.

Hidrolik akışkanın dumene zarar vermemesi için basılan yağ, dumen silindirlerine gelmeden önce emniyet valfinden geçer. Hangi yöne manevra yapılmak isteniyorsa hidrolik akışkan, yonlendirme silindirinin o tarafına dolmaya başlar. Silindirin diğer tarafından boşalan hidrolik akışkan boru devresiyle dumen dolabında bulunan depolama tankına geri doner. Diğer taraftan piston hidrolik akışkanın doldugu tarafın zıt yönüne doğru hareket ederken, bir ucu pistona bir ucu dumen dolabı yekesine bağlı kontrol kolu aracılığıyla, dumen yekesi kolu da hidrolik akışkanın basıldığı yöne hareket eder. Böylece dumen yekesi kolu ile dumen sabit bir şekilde bağlanmış olan dumende aynı yöne hareket eder (Kasaplı, 2007).

Sekil (2.1)'de tek dumene sahip hidrolik bir dumen makinesi yardımıyla geminin nasıl yonlendirildiği gösterilmistir.

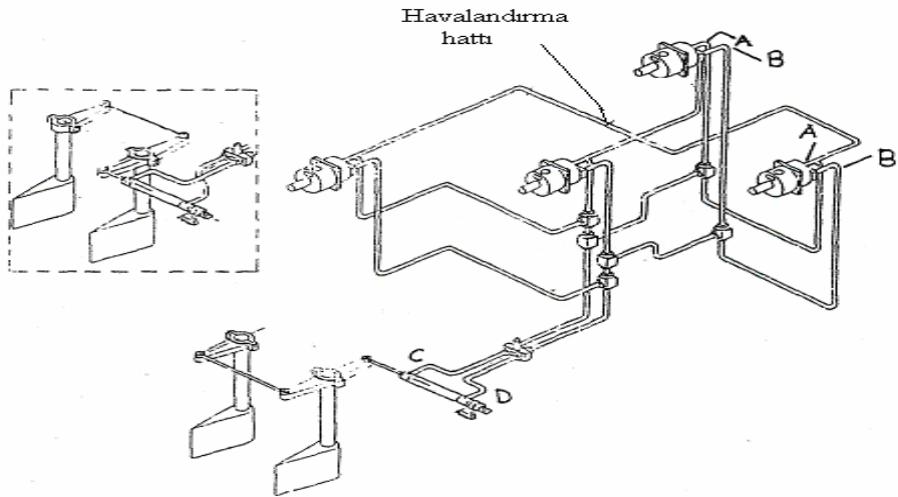
Sekilde A ve B, dumen dolabından çıkan iki ayrı boru devresini, C ve D ise yonlendirme silindirine giriş veya çıkış yapan boru devrelerini göstermektedir.



Sekil 2.1 Tek dumen mekanizmasının çalışması ve montajına iliskin gösterim (Kasaplı, 2007)

Yukarıda anlatılan sistem tek dumene sahip gemiye ait olmasına rağmen çift dumene sahip gemi ile arasında çok fazla fark bulunmamaktadır. Sadece burada bulunan kontrol kolu, çift yonlu dumen yekesi koluna bağlıdır. Çift yonlu dumen yekesi kolu, ilk dumenin hareketini sağlar. Kontrol kolunun diğer ucunda bulunan ikinci dumeninde, ilk dumenin yönünde hareketi sağlanmış olur.

Sekil (2.2)'de cift dumen mekanizmasının çalışma ve montaj resmi gösterilmistir (Kasaplı, 2007).



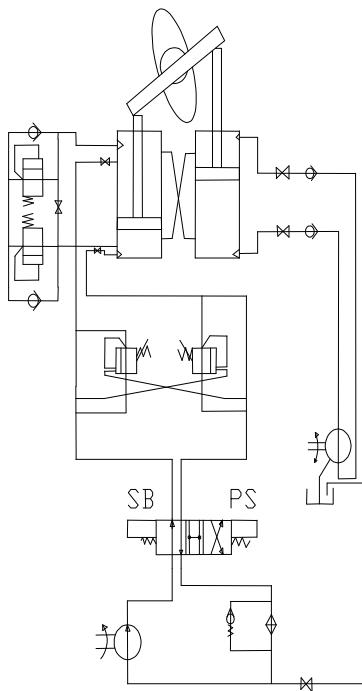
Sekil 2.2 Cift dumen mekanizmasının çalışma ve montaj resmi

2.2 İki Silindirli Hidrolik Dumen Makineleri

Genelde küçük gemilerde kullanılan iki silindirli dumen sistemleri, hidrolik akışkanın bulunduğu besleme tankı, bir pompa, emniyet ve geri dondurmez valf (cek valf), selenoid kumandalı dört yollu valf, iki adet hidrolik silindir ve dumenden oluşmaktadır.

Sekil (2.3)'te verilmiş olan iki silindirli hidrolik dumen sisteminde görüldüğü gibi dumen sancak yonunde konumlanmaktadır. Koprustunden dumen sancaga basıldığında, sol taraftaki selenoid valf uyarılarak, besleme tankından pompa vasıtasyyla basılan yağ sol taraftaki hattı izleyerek cek valften ve basınc valfinden gerek sol tarafta bulunan hidrolik silindirin üst ve sağ taraftaki silindirin alt tarafına basılır. Böylece piston rodla dumene bağlı olan yekenin hareket ederek sancaga donmesi sağlanır (Er ve Demirel, 2006).

Geminin iskeleye donmesini sağlamak içinde dört yollu valfin sağ tarafı elektriklenerek valfin konumunun değiştirilip hidrolik akışkanın sağ taraftaki hattı izlemesi sağlanır.



Sekil 2.3 İki silindirli hidrolik dumen sisteminde dumenin sancaga basılması

2.3 Elektro-Hidrolik Dumen Makineleri

Elektrohidrolik dumen sistemlerinin, hidrolik dumen sistemlerinden farkı, yönlendirme silindirine gönderilen akışkanın dumen dolabı aracılığıyla değil de joystick kolu aracılığıyla kontrol edilen bir otopilot vasıtasıyla gönderilmesidir.

Bu tur sistemler esas olarak bir elektrik motorunun çalışıldığı, sabit devirli bir hidrolik pompa (eksnel pompa, degisken stroklu pompa) ile bu pompanın bastığı yağın silindirler içinde hareket ettirdiği ve yekeye bağlı bulunan pistonlardan oluşmaktadır.

Normal kullanım konumunda dumen dairesi veya açık kopru üstünde bulunan elektrikli çift mandallı joysticklerle yekede bulunan selenoid kontrollü elektrohidrolik valflerle gönderilen ikazlarla dumen kontrolü gerçekleştirilmektedir.

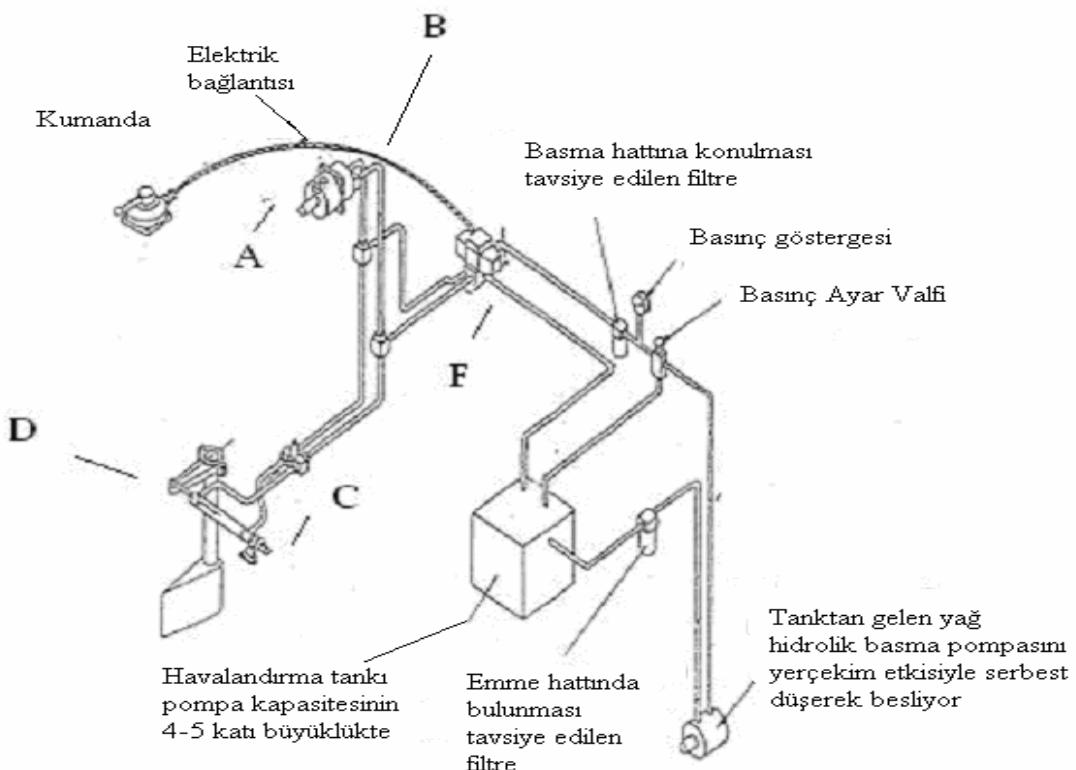
Dumen istenen acıya gelinceye kadar joystick bir tarafa bastırırmakla hareket sağlanmakta, istenen acıda joystick alfa konuma getirilerek ikaz kesilmekte, dumen hareketi durdurulmaktadır.

Ana dumen sisteminde kullanılan basınçlı yağ yeke dairesine monte edilmiş elektro hidrolik güç unidadesinde bulunan elektrik motorları ve hidrolik pompalarla sağlanmaktadır.

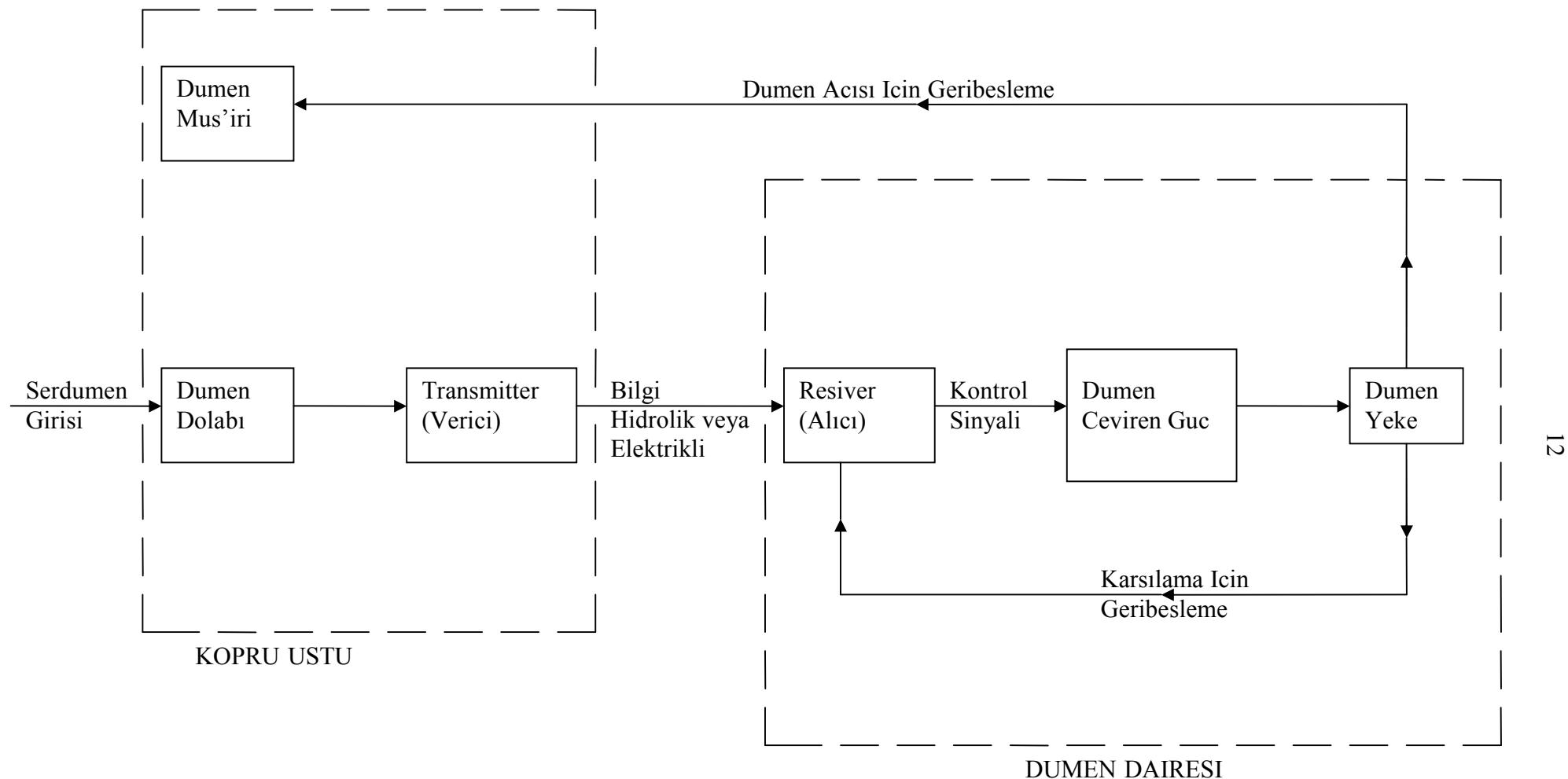
Hidrolik sistemle çalışan dumen makinelerinde yağ devresinin pompası dumen dolabına yerleştirilir. Buna transmitter (verici) unitesi de denmektedir. Dumen dolabı serdumen

tarafından dondurulduğu zaman piston silindir içindeki yağı sıkıştırır, ve onun bir aktarma (transfer) salterini çalıştırmasına neden olur. Transfer salteri, dumen dairesinde bulunan iki elektrik motorundan birisinin çalışmasını sağlar. Bu motorun saftına bağlı hidrolik bir pompanın sağladığı basınçlı yağ, altı yollu bir valften gerek telemotor silindirlerine gelir. Böylelikle istenilen dumen hareketi telemotor tarafından sağlanır. Akışkan miktarı ve yonu dumenin kontrolunu sağlar. Dumen istenilen açıyı alınca, elektrik motoru salteri tarafından durdurulur.

Ticaret gemilerindeki dumen sistemlerinde en çok kullanılan yöntem, yön değiştirme valfinin konumunun değiştirilerek manevra yapılmasıdır. Bu sistemde genellikle biri yedek olmak üzere iki adet pompa, iki adet yön değiştirme valfi ve bir adet silindir grubu seçme valfi ile dört adet silindir bulunmaktadır. Seyir durumunda tek pompa ile manevra yapılmasına karşın liman giriş ve çıkışlarında genellikle iki pompa aynı anda kullanılmaktadır.



Sekil 2.4 Elektrohidrolik dumen mekanizmasının sematik gösterimi (Kasaplı, 2007)



Sekil 2.5 Elektrohidrolik dumen sisteminin diyagramatik şeması

3. ELEKTROHIDROLIK SERVO SISTEMLER

Elektrohidrolik servo sistemler, kucuk boyutlarda sagladıkları guc oranları , yüksek guc ve torklara uygunluklarından dolayı endustriyel alanda bircok yerde kullanılırlar. Havacılık endustrisinde, otostabilizor ve otopilot sistemlerinde, guc ve hız kontrolunun gerektigi yerlerde bu tur sistemler kullanılmaktadır.

Ancak elektrohidrolik servo sistemler yag kacakları, akım-basinc ilişkileri vb. durumlardan dolayı bircok belirsizlik ve nonlinear ozelliklere sahiptirler. Sistem, valf açılma yönünün degismesinden, srtunmelerden ve valf boslugundan kaynaklanan sureksiz ve dogrusal olmayan (nonlinear) dinamik etkilerin tesiri altındadır.

Elektrohidrolik servo sistemler kapali dongulu sistemler olup dumen veya pervane kanadının surucusunu hareketlendiren sistemlere de uygulanırlar. Pozisyon, hız ve guc gibi degiskenlerin kontrolu yapılır. Bu sistemlerin avantajları sunlardır :

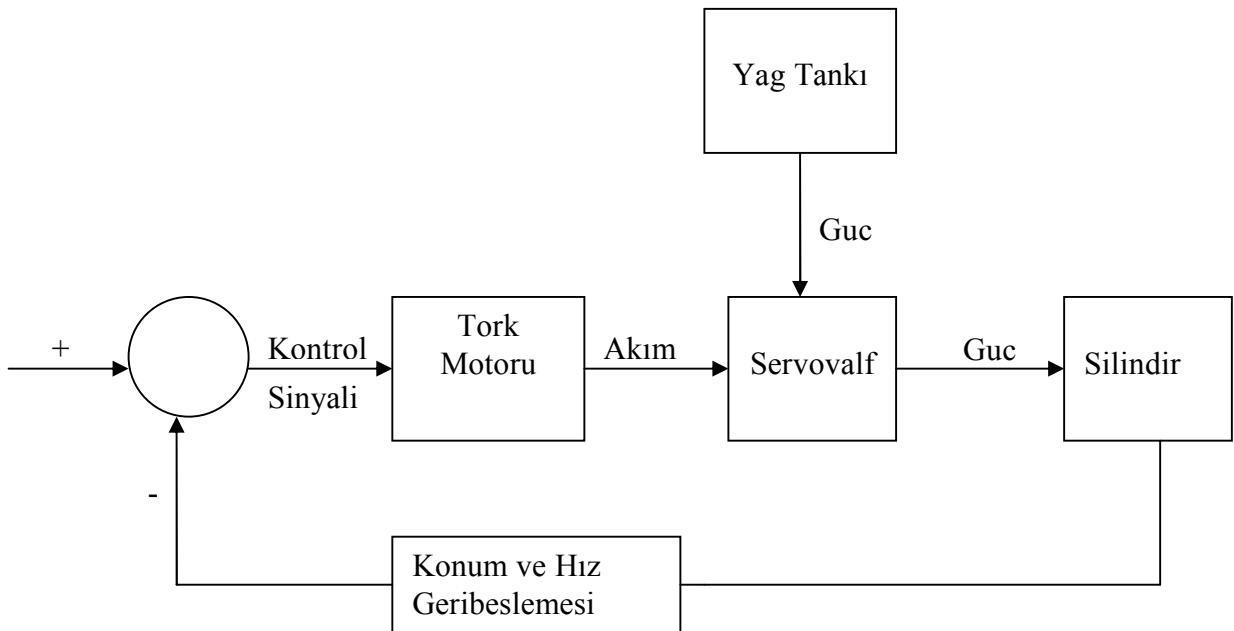
- Kesin ve hassas kontrol saglarlar.
- Kirlilige karsi duyarlı sistemlerdir.
- Dinamik performansları yüksektir.
- Hız oranları ayarlanabilir.
- Agırlık oranına gore yüksek guc üretirler.
- Az yer kaplarlar.
- Yukteki degismelere karsi cevap zamanları kısalıdır.

Bu avantajların yanında dezavantajları da bulunmaktadır. Oncelikle maliyetleri çok yüksek olup, imalat islemleri çok karmaşık olduğu icin çok sıkı bir işlem toleransı gerektirirler.

3.1 Servo Kontrol

Modern kontrol sistemlerinde artan talepler, kontrol elemanları arasında daha fazla esneklik gerektirir. Bu da akışkan gucunu hareketlendiricilerle elektrik sinyallerinin birleştirilmesi ile sonuclanmıştır.

Servo kavramı genellikle kucuk bir giriş sinyali ile büyük bir çıkış sinyali elde etme işlemi icin kullanılır. Servo kontrol sisteminde, çıkış sinyali giriş sinyalinin bir guc kaynağı ile genleştirilmesi ile elde edilir. Çıkış sinalinden hareketle bir geri besleme sağlanır (Ozturk, 2007).



Şekil 3.1 Elektrohidrolik kontrolun blok diyagramı

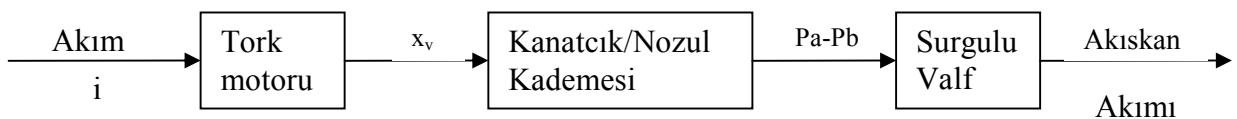
Elektriksel bir değişimin döngü içerisinde hidrolik kontrole donusebilmesi için elektrik tork motoru hidrolik servo valfi uyarır. Elektrik tork motoru, elektronik yükseltiliciden gelen girdileri (input) alır (Ozturk, 2007).

3.2 Elektrohidrolik Servovalfler

Konum ve hız kontrolünün gerektiği hidrolik devrelerde servovalfler kullanılır. Elektrohidrolik servovalfler geri beslemeli kontrol sistemlerinde önemli bir rol oynarlar. Servovalfle kurulan bir sistem genellikle kapalı çevrim çalışan bir sistemdir ve burada valfde kendi içinde kapalı çevrim kontrol edilir. Kapalı döngülü sistemlerde valf, girdi ve çıktı değişkenleri cevaplamak zorundadır. Bu da geri beslemenin prensibidir.

Servovalflerin en önemli özelliği elektriksel giriş işaretinin akışkan debisi çıkış işaretinin arasında tam bir doğrusal bağıntısı olması ve çok küçük giriş sinyaline karşılık çok büyük bir çıkış işaretini vermesidir (Ozturk, 2007).

Servovalfin çalışma prensibi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir (J.Watton, 1989).



Şekil 3.2 Servo valfin çalışma prensibi

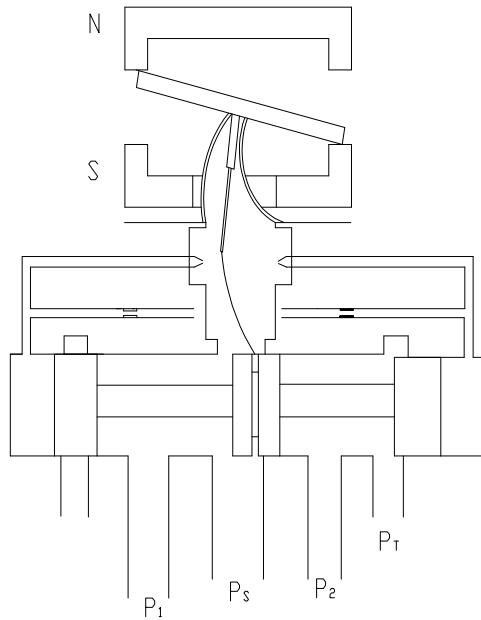
Ideal durumda tork motoruna uygulanan elektrik akımıyla çıkış debisi arasındaki ilişki doğru orantılıdır.

Servovalfler elektrohidrolik sistemlerde, elektronik denetim ile hidrolik sistem arasındaki temel arayüz elemanı olduklarından akış karakteristiklerinin incelenmesi gereklidir.

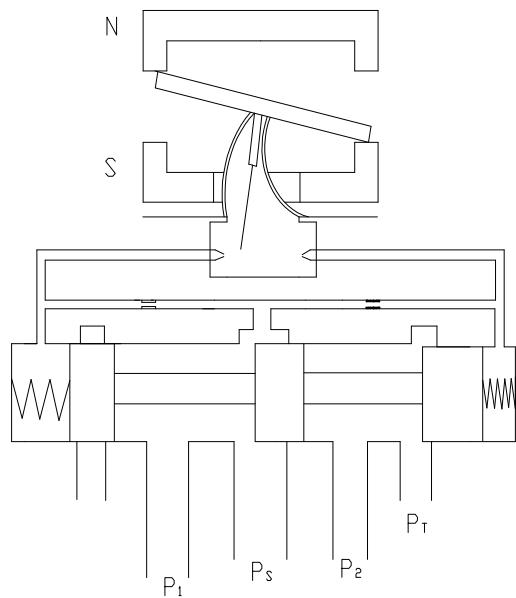
1940'lardan bu yana geliştirilen ve günümüzde en mükemmel gelişme aşamasında bulunan servovalfler oldukça karmaşık sistemler olup, çok hassas denetim gerektiren sistemlerde kullanılmaktadır. Bu valflerdeki gelişmeler 1950'li yıllarda sonra hızlanmış olup 70'li yılların sonları ile 80'li yılların başına kadar yüksek hızlı sistemleri kontrol eden bu valfler, gelişen mikroisemciler ve mikrodenetciler sayesinde de elektro hidrolik sistemlerin kontrolü daha kolay bir hale gelmiştir.

Servovalfler üzerine yapılan ilk çalışmalar daha çok valfin birinci kademesi olan plaka/lule düzenlemesinin akışkan karakteristikleri üstine olmus, sonraki çalışmalarında da plaka/lule düzenlemesinin matematik modeli kurulup, dinamik davranışının incelenmiştir. Günümüzde yapılan çalışmalar ise daha çok servovalf kullanan elektrohidrolik sistemlerin modellenmesi ve bu sistemler için gerekli algoritmalarının geliştirilmesi üzerine yoğunlaştırılmıştır.

Kanatçık nozul kademesini kullanan valf tasarımları mevcut olup, incelenen valflerin her ikisinde de kanatçık nozul kademesinde olusan basınc farkı, bir geri besleme unitesi vasıtıyla bes yolu valf surgusunu hareket ettirir. Tork motoru kanatçık hareketini kontrol etmekte ve küçük bir giriş sinyali ile çok yüksek güçteki akışkanın akış kontrolü yapılır. Esnek bir tuple desteklenen motor kanatçığı manyetik akı devresindeki boşluga doğru uzatılmıştır. Bu kanatçık aynı zamanda elektromanyetik ve hidrolik kısımlar arasında sızdırmazsızlığı sağlar. Tork motoruna akım uygulandığında elektromanyetik kuvvet olusur ve olusan bu kuvvet kanatçığı dondurerek basınc farkı yaratır. Surgu üzerindeki basınc farkından dolayı kuvvet dengesi değişir ve surgu harekete gecer. Şekil (3.3)'te kanatçık ve surgu arasındaki esnek bir geri besleme yayı ile mekanik geri dönüş sağlayan servovalf tasarımı görülmektedir. Şekil (3.4)'deki servovalf ise ana surgu üzerindeki yay ile doğrudan geri dönüş sağlayan tasarıma bir örnektir (Watton, 1989).



Sekil 3.3 Kanatçık/nozul kademesinde kuvvet geri beslemeli servovalf tasarımı



Sekil 3.4 Surgu kademesindeki yay ile doğrudan geri donus beslemeli servovalf tasarımı

Yuksel vd. tarafindan bildirildigine gore servovalflerin cok buyuk bir kismi cift kademeli olup birinci kademeleri cogunlukla cift luleli plaka valf yada jet boru seklindedir. Ikinci kademeleri ise cogunlukla surgulu valf bicimindedir. Birinci kademe valflerinin hareketi bir tork motoru ile saglanmaktadır.

Tork motoru bir kalıcı mıknatıs ve bir de elektromıknatıstan meydana gelmiş elektromekaniksel bir cevircidir. Sargı uclarına uygulanan akım sinyali sonucu meydana gelen mıknatıs akısının mıknatıs kuvvetine donusmesi ve bu kuvvetinde mekaniksel harekete donusmesi sağlanır (Yuksel ve Sengirgin, 2001).

Tork motoru çıkışından elde edilen mekaniksel hareket ya doğrudan bir valfin hareketli elemanını (genellikle surgu elemanı) hareket ettirmek, ya armatur ucunun uzantısı veya ona dikey olarak yerleştirilmiş bir plakayı yada yine elektromıknatısa dikey olarak yerleştirilmiş bir jet borusunu hareket ettirmek için kullanılır.

Sistemin daha kararlı çalışmasını sağlamak için valfin birinci kademesi ile ikinci kademesi arasına bir geribesleme mekanizması yerlestirmek gerekmektedir. Geribesleme mekanizması ya surgu konumunun izlenmesi şeklinde yada servovalfin denetlediği yük basıncını veya yük akısındaki değişimleri düzenleyecek şekilde olabilmektedir.

Konumun doğrudan geribeslenmesi halinde luleler valf surgusu üzerinde yer alır. Bu durumda tork motoru uzantısı olan plaka surgu konumunu bire bir izler ve bu nedenle bu tur geribeslemeye bazen ‘hidrolik izleyici’ de denmektedir (Yuksel ve Sengirgin, 2001).

Gunumuzde plaka ile surgu arasında mekaniksel bir bağlantı olan yaprak yay şeklinde bir geribesleme mekanizması kullanılmaktadır.

3.3 Valf Modeli

Modellemelerde debi denklemlerinden yola çıkararak, eşitlik anı kesit daralmasına bağlı olarak Bernoulli formunda yazılırsa genel valf debi denklemi aşağıdaki gibi elde edilir (Watton, 1989).

$$Q = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3.1)$$

Q : Hacimsel debi

a : Kısıtlama alanı

ΔP : Basıncı farkı

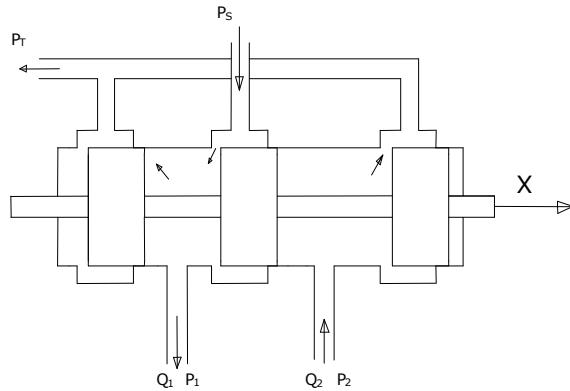
ρ : Akışkanın yoğunluğu

C_q : Bosalma katsayısı

C_q akış kayıplarını ifade eden bir sabit olup kısıt tipine ve akış koşullarına bağlıdır ve deneylerden elde edilir.

3.3.1 Sıfır Bosluklu Surgulu Valf

Asagidakı sekilde hidrolik sistemlerde akışkan yon ve debi kontrolunde kullanılan dört yollu uc konumlu valfin kesiti verilmistir (Istif, 2002).



Sekil 3.5 Sıfır bosluklu surgulu valf

Sıfır bosluklu valflerde valf pistonu ve akış yolu (port) genişliği, valf pistonu merkez konumda iken akışkan akımına izin vermeyecek şekilde aynı ölçülerde imal edilmişlerdir. Ancak imalat toleransları nedeniyle çok küçük boşluklar mevcuttur. Bu da sızıntı debilerine neden olmaktadır. Bu tip valf için sızıntı debilerinin ihmali edildigini varsayıarak sürekli akım denklemlerini aşağıdaki şekilde düzenleyebiliriz (Istif, 2002).

$$Q_1 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_s - P_1)}{\rho}} \quad (3.2)$$

$$Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_e)}{\rho}} \quad (3.3)$$

$Q_1 = Q_2$ ve tank dönüs basıncı $P_t = 0$ olması durumunda :

$$P_1 + P_2 = P_s$$

$$P_1 - P_2 = P_l$$

Olarak tanımlandığında :

$$P_1 = \frac{P_s + P_l}{2} \quad (3.4)$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_l}{2} \quad (3.5)$$

elde edilir.

Boylece genellestirilmis debi denklemi asagidaki gibi bulunur :

$$Q = Q_1 = Q_2 = C_q \cdot a \cdot \sqrt{\frac{(P_s - P_l)}{\rho}} \quad (3.6)$$

Yukaridaki esitlikte akis yolu geometrisi tanimlanmamistir. Valf pistonu hareketiyle olusan akim kesiti degisimi lineer olursa;

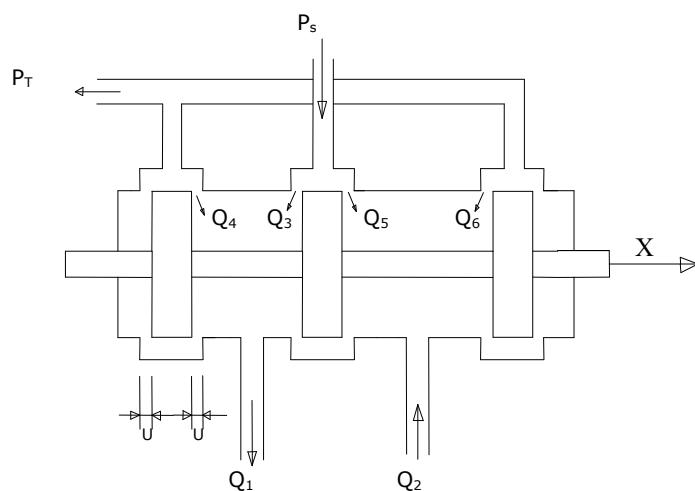
$$a = w \cdot x \quad (3.7)$$

x = Valf hareket miktarı

w = Alan gradyeni

3.3.2 Negatif Bosluklu Valfin Debileri

Sekil (3.6)'da gosterilen negatif bosluklu bir valf orneginde akim yolu ile piston arasında u boslugu bulunmaktadır. Bu bosluk nedeniyle valf pistonunun merkez konumunda da surekli sızıntı debileri vardır. Bu sızıntılar yuk kaybına neden oldugu icin sistemin basinc hassasiyetini dusurur. Ancak ani basinc degisimlerine karsi sonumleme etkisi yapmasından dolayı da bir avantaj saglar.



Sekil 3.6 Negatif bosluklu surgulu valf

Valf pistonunun sola doğru hareketi için u bosluk degerinden küçük olması durumunda debi denklemleri aşağıdaki gibi olur (Watton,1989).

$$Q_I = Q_3 - Q_4 \quad (3.8)$$

$$Q_2 = Q_6 - Q_5 \quad (3.9)$$

$$Q_1 = C_q w(u+x) \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} - C_q w(u-x) \sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} \quad (3.10)$$

$$Q_2 = C_q w(u+x) \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} - C_q w(u-x) \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho}} \quad (3.11)$$

C_q : Valf Bosalma Katsayısı

w : Alan Gradyeni

u : Akım yolu ile valf pistonu arasındaki boşluk (m)

P_s : Besleme basıncı (N/m^2)

P_1 : Hidrolik motorun 1. tarafındaki basınc (N/m^2)

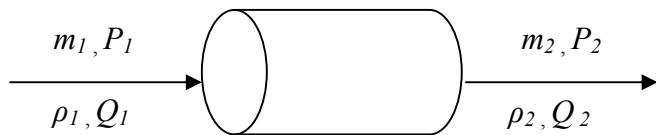
P_2 : Hidrolik motorun 2. tarafındaki basınc (N/m^2)

ρ : Akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)

4. HIDROLIK SISTEMİN MATEMATİK MODELI

4.1 Genelleştirilmiş Akış Denklemi

Asagıda gösterilen şekilde akışkanın giristeki kutlesel debisi (m_1), çıkıştaki kutlesel debisi (m_2) olan akış için sürekli denklemi yazılırsa denklem (4.1) elde edilir.



Sekil 4.1 Genelleştirilmiş sürekli akış denklemi

$$\rho_1 Q_1 - \rho_2 Q_2 = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (4.1)$$

Yogunluğun (ρ) akış boyunca sabit kaldığı varsayılsa, eşitlik aşağıdaki şekilde düzenlenenebilir:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (4.2)$$

$$Q_1 - Q_2 = \frac{1}{\rho} \cdot V \frac{d\rho}{dt} + \frac{1}{\rho} \cdot \rho \frac{dV}{dt} \quad (4.3)$$

Hacimsel Elastisite (Bulk Modulus):

N.F Harpur tarafından gerçekleştirilen ilk yaklaşım olarak silindir içerisindeki debi aşağıdaki gibi olur (McCloy ve Martin, 1980).

$$Q_1 = f(x_v, P_s - P_1) \quad (4.4)$$

Silindirin içerisindeki debi, valf hareketinin ve portlarda ki basınc değişiminin bir fonksiyonudur. Silindirin diğer tarafındaki debi:

$$Q_2 = f(x_v, P_2 - P_T) \quad (4.5)$$

P_T : Atmosferik basınc (Normalde 0 kabul edilebilir)

Akışkan için hacimsel esneklik modulu tanımlanırsa ;

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dV}{V} = \frac{dP}{\beta_e} \quad (4.6)$$

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (4.7)$$

Elde edilen denklem, sistem analizinde kullanılacak olan surekli akım denklemleridir.

Denklemlerde ifade edilen giriş ve çıkış debileri arasındaki fark surekli rejim teorisinden elde edilmistir ve asagidaki iki bilesenden olusmaktadır.

- Piston hareketiyle olusan geometrik hacim degisimi : $\frac{dV}{dt}$
- Akışkanın sıkıştırılabilirliği sonucu hacim degisimi : $\frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dP}{dt}$

Genellestirilmis akış denkleminde sınır deformasyon terimi, piston veya silindir hareketi ile gereklesen hacim degisimini ifade etmektedir (Akaya, 2001).

Toplam Akış :[Sıkıştırılabilirlikten olusan akış]+[Piston hareketinden meydana gelen akış]

Ortalama debi:

$$Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{V_1}{\beta_1} \cdot \frac{dP_1}{dt} + A \cdot \frac{dy}{dt} - \frac{V_2}{\beta_2} \cdot \frac{dP_2}{dt} + A \cdot \frac{dy}{dt} \right) \quad (4.8)$$

Merkez konumda silindirin supurulmus toplam hacmi :

$$V_1 = V_2 = \frac{V}{2}$$

$$Q = \frac{1}{2} \left(\frac{V}{2} \cdot \frac{1}{\beta_1} \cdot \frac{dP_1}{dt} - \frac{V}{2} \cdot \frac{1}{\beta_2} \cdot \frac{dP_2}{dt} + 2 \cdot A \cdot \frac{dy}{dt} \right) \quad (4.9)$$

$$Q = \frac{V}{4\beta} \cdot \frac{d}{dt} (P_1 - P_2) + A \cdot \frac{dy}{dt} \quad (4.10)$$

4.2 Genelleştirilmiş Momentum Denklemi

Newton'un 2. hareket kanunu akışkan hacmine uygulandığında aşağıdaki denklem elde edilir (Istif, 2002).

$$[\text{Uygulanan kuvvet}] - [\text{Toplam direnc kuvvetleri}] = [\text{Kutle}][\text{İvme}]$$

$$(P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2) - \sum F_i = M \cdot \frac{dv}{dt} \quad (4.1)$$

A_1 : Giristeki akıma dik kesit alanı

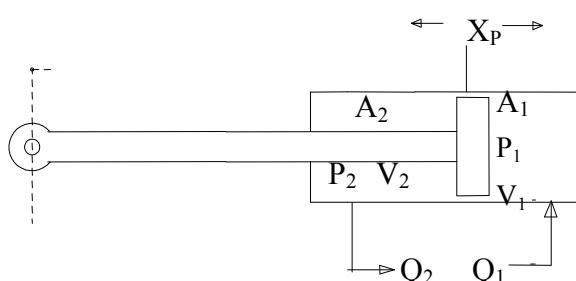
A_2 : Çıkıştaki akıma dik kesit alanı

M : Referans hacmin kutlesi

v : Akışkan hızı

4.3 Silindir Modelinin Elde Edilmesi

Bu çalışmada çift etkili asimetrik hidrolik silindir kullanılmıştır. Asimetrik yapısından dolayı aynı debi değeri için açılma ve kapanma hızları farklı olmaktadır. Aynı sebepten dolayı her iki yonde aynı besleme basıncı için farklı itme kuvvetleri oluşmaktadır. Ayrıca bu tur silindirlerde doğal frekans, pistonun konumuna bağlı olarak strok boyunca asimetrik olarak değişir. Bu da modellemede ve kontrol açısından zorluk yaratır (Istif ve Kutlu, 2004).



Sekil 4.2 Hidrolik silindirin fiziksel modeli

Asimetrik silindire genelleştirilmiş sürekli akım denklemi uygulandığında, sistemin esdeger elastiklik modulu de göz önünde bulundurularak, silindirin giriş ve çıkışındaki debiler silindirin her iki tarafa hareketi için aşağıdaki denklemler yazılabilir (Istif, 2002).

Silindirin açılması sırasında :

$$Q_1 - 0 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.1\mathfrak{Y})$$

$$0 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.1\mathfrak{Z})$$

Silindirin kapanması sırasında :

$$Q_2 - 0 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.1\mathfrak{A})$$

$$0 - Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.1\mathfrak{B})$$

Denklemeleri düzenledigimizde :

Silindirin açılması sırasında :

$$Q_1 = A_1 \cdot v + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.1\mathfrak{C})$$

$$Q_2 = A_2 \cdot v - \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.1\mathfrak{D})$$

Silindirin kapanması sırasında :

$$Q_2 = A_2 \cdot v + \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.1\mathfrak{E})$$

$$Q_1 = A_1 \cdot v - \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.1\mathfrak{F})$$

Her iki durum içinde giriş ve çıkış debileri akım yonu işaretine bağlı olarak aşağıdaki şekilde kullanılabilir :

$$Q_1 = A_1 \cdot v + \frac{V_1}{\beta_e} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.2\mathfrak{G})$$

$$Q_2 = A_2 \cdot v - \frac{V_2}{\beta_e} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.2\mathfrak{H})$$

Dinamik acidan V_1 ve V_2 hacimleri piston hareketi ile degismektedir. Pistonun hareketi sırasında olusan hacim degisimi baslangic hacmine gorede cok kucuk bir degere sahip oldugundan ihmal edilebilir (Watton,1989). ($A_1 \cdot y \ll V_1$ veya $A_2 \cdot y \ll V_2$)

Boylece V_1 ve V_2 hacimlerinin sabit alınmasıyla, silindirin her iki tarafı icin iki adet kapasitans terimi yazılabilir.

$$C_1 = \frac{V_1}{\beta_e} \quad (4.2\mathfrak{Y})$$

$$C_2 = \frac{V_2}{\beta_e} \quad (4.2\mathfrak{J})$$

Genellestirilmis momentum denklemi goz onunde bulundurularak asimetrik silindir icin:

$$P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 = F_L + M \cdot \frac{dV}{dt} \quad (4.2\mathfrak{A})$$

Denklem duzenlendiginde :

$$P_1 \cdot y - P_2 = P_L + \frac{M}{A_1 \cdot A_2} \cdot \frac{d(vA_2)}{dt} \quad (4.2\mathfrak{S})$$

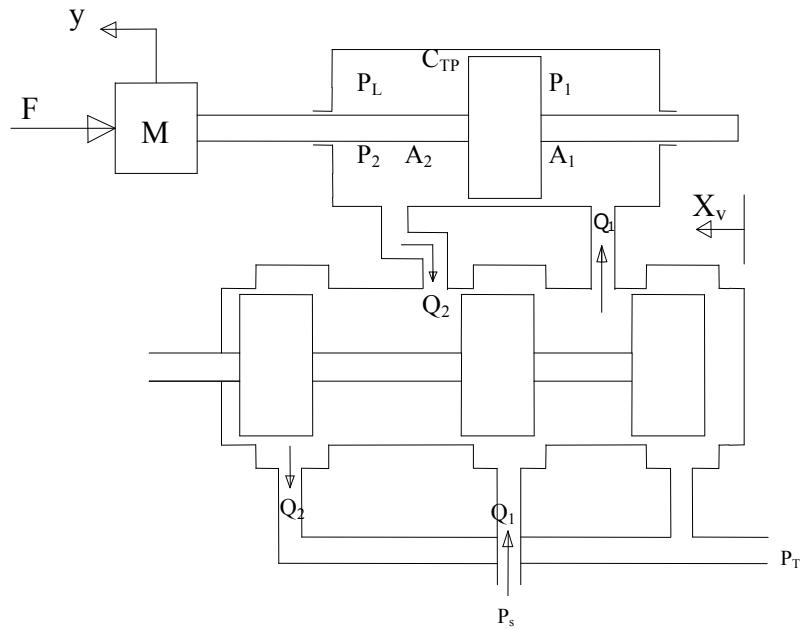
$$y = \frac{A_1}{A_2}, \quad P_L = \frac{F_L}{A_2}, \quad L_m = \frac{M}{A_1 \cdot A_2}$$

L_m : Yukleme induktansi

F_L : Direnc kuvvetleri

4.4 Valf Silindir Sistemi

Hidrolik devre tasarımda gerekli olan filtre, basinc, emniyet valfi ve akumulator gibi bazı elemanlar modellemede dikkate alınmamıştır. Boylece modellenenek sistemin devre seması ve blok diyagramı basit olarak cift etkili asimetrik hidrolik silindir ile servo valfin baglantısı seklinde verilmistir.



Şkil 4.3 Valf - silindir fiziksel modeli

Valf silindir bağlantısında valfden çıkan akışkan silindirin bağlı bulunduğu tarafına dolmakta, silindirin sıkışan tarafındaki akışkan ise valfin donus yolu üzerinden tahliye olmaktadır. Boylece valf debileri silindir giriş ve çıkış debilerine eşitlendiginde:

M kutlesini suren hidrolik servo sistemin dinamik davranış denklemi aşağıdaki gibi ifade edilmistir (Istif ve Kutlu, 2004).

$$M \cdot \ddot{y} + \beta \cdot \dot{y} + F = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 \quad (4.2\phi)$$

$$Q_1 = k_f (i_u + u) \cdot \sqrt{P_s - P_1} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_1} = A_1 \cdot v + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} \quad (4.27)$$

$$Q_2 = k_f (i_u + u) \cdot \sqrt{P_2} - k_f \cdot (i_u - u) \cdot \sqrt{P_s - P_2} = A_1 \cdot v + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dP_2}{dt} \quad (4.28)$$

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = v \quad (4.2\psi)$$

$$\ddot{y} = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2y}{dt^2} \quad (4.3\phi)$$

Her iki tarafını M kutlesine boldugumuzde :

$$\ddot{y} + \frac{\beta}{M} \cdot \dot{y} + \frac{F}{M} = \frac{A_1}{M_1} \cdot P_1 - \frac{A_2}{M} \cdot P_2 \quad (4.31)$$

$$\ddot{y} = -\frac{\beta}{M} \cdot v + \frac{A_1}{M_1} \cdot P_1 - \frac{A_2}{M} \cdot P_2 - \frac{F}{M} \quad (4.32)$$

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{\beta}{M} \cdot v + \frac{A_1}{M_1} \cdot P_1 - \frac{A_2}{M} \cdot P_2 - \frac{F}{M} \quad (4.33)$$

Akışkanın sıkıştırılabilirliği dikkate alındığında hacimsel esneklik modulu (bulk modulus):

$$\frac{1}{\beta} \cdot dP = -\frac{dV}{V} \quad (4.34)$$

Buradan hareketle hacimsel değişimler için :

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{V}{\beta} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (4.35)$$

Silindirin 1. tarafındaki akış için süreklilik denkleminden:

$$\frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dP_1}{dt} = Q_1 - A_1 \cdot \dot{y} \quad (4.36)$$

$$\dot{P}_1 = \frac{\beta}{V_1} (Q_1 - A_1 \cdot v) \quad (4.37)$$

Silindirin 1. tarafındaki kapasitans terimi eklendiğinde :

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{1}{C_1} (Q_1 - A_1 \cdot v) \quad (4.38)$$

$$C_1 = \frac{V_1}{\beta} \quad (1. \text{ tarafın kapasitansı}) \quad (4.39)$$

Istif ve Kutlu (2004) tarafından yapılan modellemede ;

Silindirin 1. tarafındaki ilk hacim : V_{10}

Silindirin 1. tararındaki ilk konum : Y_{10}

ve $Y = Y_0 + y$ (Toplam yer değiştirmeye) ifadeye ekledigimizde :

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{A_1 \cdot Y} (Q_1 - A_1 \cdot \dot{y}) \quad (4.4\vartheta)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{A_1 \cdot Y} (Q_1 - A_1 \cdot v) \quad (4.41)$$

v : Piston hızı

Y : Toplam yer degistirme

Silindirin 2. tarafindaki akış icin sureklilik denkleminden :

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{\beta}{V_2} (Q_2 - A_2 \cdot \dot{y}) \quad (4.4\vartheta)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{1}{C_2} (Q_2 - A_2 \cdot v) \quad (4.4\vartheta)$$

Silindirin 2. tarafindaki ilk hacim : V_{20}

Silindirin 2. tarafindaki konum : Y_{20}

$$V_2 = V_{20} - A_2 \cdot y = A_2 \cdot \left(\frac{V_{20}}{A_2} - y \right) \quad (4.44)$$

Silindirin toplam stroku L ile gosterilirse :

$$L - Y = Y_{20} - y \quad (4.4\vartheta)$$

$$V_2 = A_2 \cdot (Y_{20} - y) \quad (4.4\vartheta)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{dP_2}{dt} = -\frac{\beta}{A_2(L-Y)} \cdot (Q_2 - A_2 \cdot \dot{y}) \quad (4.4\vartheta)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{A_2(L-Y)} \cdot (A_2 \cdot \dot{y} - Q_2) \quad (4.4\vartheta)$$

Burada :

y : Piston konumu

v : Piston hızı

P_1 : Silindirin 1. tarafindaki basınc

P_2 : Silindirin 2. tarafindaki basinc

Durum degiskenleri :

$$X_1 = y \quad X_2 = \frac{dy}{dt} = v \quad X_3 = P_1 \quad X_4 = P_2$$

Sistemin genel durum denklemleri asagidaki sekilde yazılabilir ;

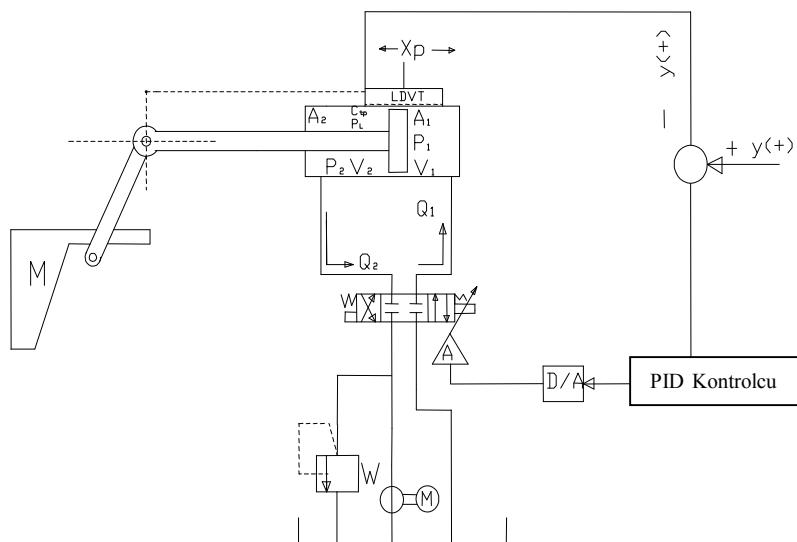
$$\dot{X}_1 = X_2$$

$$\dot{X}_2 = (X_3 \cdot A_1 - X_4 \cdot A_2 - \beta_v \cdot X_2 - F) / M$$

$$\begin{aligned} \dot{X}_3 &= \frac{\beta}{A_1 \cdot X_1} (Q_1 - A_1 \cdot X_2) = \frac{1}{C_1} [Q_1(X_3, u) - A_1 \cdot X_2] \\ \dot{X}_4 &= -\frac{\beta}{A_2(L - X_1)} (Q_2 - A_2 \cdot X_2) = -\frac{1}{C_2} [Q_2(X_4, u) - A_2 \cdot X_2] \end{aligned} \quad (4.49)$$

4.5 Elektrohidrolik Sistemin Matematik Modeli

Valf silindir sisteminin modellenmesinde kullanılan debi denklemleri doğrusal olmayan terimler içerdiginden, elektrohidrolik sistemi ifade eden diferansiyel denklemler doğrusal degildir. Bu diferansiyel denklemlerin sayısal cozumu için dorduncu dereceden Runge Kutta sayısal integrasyon yontemi kullanılabilir (Istif, 2002).



Sekil 4.4 Elektrohidrolik servo sistemin sematik resmi

Sıfır bosluklu valfin orta konumunda ($\varepsilon = 0$) olarak (M) yukunun hareketi incelendiginde, (valf kapandıktan sonra) sistem salınımlı davranışmaktadır. Ayrıca, baslangıç durumu belirsizdir (Kutlu, 1998).

Negatif bosluklu valflerde, orta konumda gec silindiri ile besleme portu ve tank arasında sızıntı debileri vardır. Bu sızıntı debileri, (ψ) boyutsuz negatif açılığına, (P_1), (P_2), (P_s), (P_t), basınclarına ve valf debi katsayılarına bağlıdır. Burada (Q_1) ve (Q_2) debi denklemleri negatif bosluklu valf içinde elde edilmelidir. Bu çalışmada (ψ) değeri 0.01, yani maksimum açılığın %1' i olarak hesaplara katılmıştır (Akkaya, 2001).

Bu modelde debi denklemleri (ε)'nun işaretine bağlı olarak yazılmıştır. Valf debi katsayıları sıfır bosluklu valf modellinde olduğu gibi alınmıştır (Akkaya, 2001).

a) $\varepsilon \geq \psi$ için debi denklemleri (P_s silindirin 1. tarafında, P_t silindirin 2. tarafına bağlı):

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_t) \sqrt{(P_s - P_t) \cdot \text{sign}(P_s - P_t)} \quad (4.5\varnothing)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} \quad (4.5\varnothing)$$

b) $-\psi < \varepsilon < \psi$ için debi denklemleri (Silindirin her iki tarafı kapalı, sadece sızıntı debileri var):

$$Q_1 = k_1(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_1) \sqrt{(P_s - P_1) \cdot \text{sign}(P_s - P_1)} + k_4(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.5\varnothing)$$

$$Q_2 = k_2(\varepsilon + \psi) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t) \sqrt{(P_2 - P_t) \cdot \text{sign}(P_2 - P_t)} + k_3(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.5\varnothing)$$

c) $\varepsilon \leq -\psi$ için debi denklemleri (P_t sindirin 1. tarafında, P_s 2. tarafında bağlı):

$$Q_1 = k_4(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t) \sqrt{(P_1 - P_t) \cdot \text{sign}(P_1 - P_t)} \quad (4.5\varnothing)$$

$$Q_2 = k_3(\varepsilon - \psi) \cdot \text{sign}(P_s - P_2) \sqrt{(P_s - P_2) \cdot \text{sign}(P_s - P_2)} \quad (4.5\varnothing)$$

yukarıdaki denklemlerde ($\psi = 0$) koyulduğunda sıfır bosluklu valf modelindeki debi denklemleri elde edilir. Bu bakımından yukarıdaki denklemler daha genel olup sıfır bosluklu valf içinde kullanılabilir.

4.6 Negatif Bosluklu Servovalfle Kapali Cevrim Konum Kontrolu Icin Dogrusal Katsayilarin Belirlenmesi

Açık dongulu sistemlerdeki katsayılar, akış denklemleri farklı olduğu için kapalı dongulu negatif bosluklu servovalf ile konum kontrolünde kullanılamaz (Watton,1989).

Denklem (3.56)'da negatif bosluklu valf için yazılan ve valf pistonu hareketinin fonksiyonu olan debi denklemleri, bu defa valfe giriş akımı hesaba katılarak simetrik negatif bosluklu servo valfin girişinin fonksiyonu olarak genelleştirilirse, aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$Q_1 = k_f (i_u + i) \sqrt{P_s - P_1} - k_f (i_u - i) \sqrt{P_1} \quad (4.56)$$

$$Q_2 = k_f (i_u + i) \sqrt{P_2} - k_f (i_u - i) \sqrt{P_s - P_2} \quad (4.57)$$

Burada ' i_u ' negatif valf boşlugunu ifade eden gerilim esdegerini ve ' i ' valf pistonu hareket miktarı yerine servovalfe uygulanan giriş sinyalini yani kumanda sinyalini göstermektedir.

(4.56) ve (4.57)'de verilen bağıntılar açık dongulu sistemdekine benzer şekilde doğrusal olarak düzenlenirse ;

$$\delta Q_1 = k_1 K_i \delta_i - \frac{\delta P_1}{k_3 R_u} \quad (4.58)$$

$$\delta Q_2 = k_2 K_i \delta_i + \frac{\delta P_2}{k_4 R_u} \quad (4.59)$$

bağıntıları elde edilir. Bu durumda k_1, k_2, k_3, k_4 negatif bosluklu servovalfin doğrusallaştırılmış katsayı sabitleridir. K_i akış kazancını ve R_u negatif bosluklu akım esdegerine bağlı direnci gösterir (Watton,1989).

$$K_i = k_f \sqrt{P_s} \quad (4.60)$$

$$R_u = \frac{2\sqrt{P_s}}{k_f \cdot i_u} \quad (4.61)$$

(3.56) ve (3.57)'de verilen eşitlikler için $Q_1 = Q_2 = 0$ olması durumunda ;

$$P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 = F \quad (4.62)$$

olmak üzere, F silindire uygulanan esdeger yükü göstermektedir.

(4.56), (4.57) ve (4.62) çözümlemeinde ortaya boyutsuz terimler çıkar.

$$\bar{P}_1 = \frac{P_1}{P_s} = \frac{1 + \bar{F}}{(1 + \gamma)} \quad (4.63)$$

$$\bar{P}_2 = \frac{P_2}{P_s} = \frac{\gamma - \bar{F}}{(1 + \gamma)} \quad (4.64)$$

Burada γ alanlarının birbirine oranını ifade eder.

$$\gamma = \frac{A_1}{A_2} \quad (4.65)$$

$$\bar{F} = \frac{F}{P_s \cdot A_2} \quad (4.66)$$

sonuc olarak akım ve pozisyondaki düzenli durum hatası aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\bar{i} = \frac{i}{i_u} = \frac{\sqrt{1 + \bar{F}} - \sqrt{\gamma - \bar{F}}}{\sqrt{1 + \bar{F}} + \sqrt{\gamma - \bar{F}}} \quad (4.67)$$

$$\bar{F} = \frac{\gamma - 1}{2} \quad (4.68)$$

4.7 Negatif Bosluklu Servovalf Icin Dogrusal Katsayı Sabitleri

Valfin hem açılıp hem kapanması sırasındaki doğrusallaştırılmış katsayı sabitleri aşağıdaki gibi yazılabilir (Watton, 1989).

$$k_1 = \frac{\sqrt{1 + \bar{F}} + \sqrt{\gamma - \bar{F}}}{\sqrt{1 + \gamma}} \quad (4.69)$$

$$k_3 = \left[\frac{\sqrt{1 + \bar{F}} + \sqrt{\gamma - \bar{F}}}{2} \right] \sqrt{\frac{(\gamma - \bar{F})(1 + \bar{F})}{(1 + \gamma)^3}} \quad (4.70)$$

$$k_2 = k_1 \quad (4.71)$$

$$k_4 = k_3 \quad (4.72)$$

Kapalı çevrimli sistemlerde dinamik performans göz önüne alındığında, doğrusallaştırılmış katsayı sabitlerinin önemi buyuktur.

5. DUMEN SISTEMI DIZAYNI VE HESAPLAMALARI

Her gemi yeterli derecede manevrayı saglayacak dumen donanımına sahip olmalıdır. Dumen donanımı, dumen yelpazesи ve makinesinden itibaren dumen konsoluna kadar olan ve geminin manevrası için gereken tüm elemanları içerir. Dumen makinesi Türk Loydu Makine Kuralları Bölüm 14'e uygun olmalıdır.

5.1 Dumen Sisteminin Çalışma Şartları

- a. Deniz seviyesi atmosfer basıncında ;
 - Hava sıcaklığı : 0 / +45°C
 - Nisbi nem oranı : % 85
 - Deniz suyu sıcaklığı : 0 / +35°C
- b. Teknik Özellikleri ;
 - Ana dumen sistemi dizaynına esas dumen momenti :

$$2 \times 5.500 \text{ kgm} = 11.000 \text{ kgm} \text{ (Toplam)}$$

5.2 Ana Dumen Sistemi Elemanlarına Ait Hesaplamalar

- Ana dumen silindiri çalışma basıncı : 185 kg/cm²
- Ana dumen silindirinin yekeye baglandığı noktadan dumen rodu eksenine olan mesafe (Ana dumen silindiri moment kolu) : $r_{AD} = 40cm$
- Toplam Dumen Momenti : $2 \times 5.500 \text{ kgm} = 11.000 \text{ kgm} \text{ (Toplam)}$

5.3 Ana Dumen Silindiri Boyut Hesabı

Maksimum dumen momenti $M_{Mak} = F_s \cdot r_{AD}$ (Nm)

F_s = Silindir Kuvveti

$$F_s = \frac{M_{Max}}{r_{AD}} = \frac{11000 \text{ daNm}}{0.40m} = 27500 \text{ daN} = 275000 \text{ N}$$

$$F_s = \frac{M_{Max}}{r_{AD}} = \frac{11000 \text{ daNm}}{0.40m} = 27500 \text{ daN} = 275000 \text{ N}$$

P_C = Çalışma Basıncı = 18,5 N/mm² olarak seçilmiştir.

5.4 Çalışma Basıncını Sağlamak Uzere Secilen Silindir Capı ve Silindir Mili Olculeri

d_i = Silindir ic capı = 160 mm

d_R = Silindir mili capı = 80 mm

$$\begin{aligned} P_C &= \frac{275000N}{\frac{\Pi}{4} \cdot (d_i^2 - d_R^2)} \\ &= \frac{275000}{\frac{\Pi}{4} \cdot (160^2 - 80^2)} = \frac{275000}{\frac{\Pi}{4} \cdot (25600 - 6400)} \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$P_C = \frac{275000N}{15079.64mm^2} = 18.24N/mm^2 < 18.5N/mm^2$$

olarak secilen olculer uygundur.

5.5 Silindir Et /Cidar Kalınlığı Hesabı

$$\frac{d_a}{d_i} = 1.7 \text{ durumunda (DIN 2413' e gore)}$$

$$(4.3) \frac{\sigma_{AK}}{S} = \frac{(r_a^2 + r_i^2) \cdot P_C}{(r_a^2 - r_i^2) \cdot 100} = \frac{daN}{mm^2} \quad (5.3)$$

d_a = Boru / Silindir dis capı (mm)

d_i = Boru / Silindir ic capı (mm)

$P_C = P_{em}$ = Emniyetli olarak 185 daN/cm^2 yerine 200 daN/cm^2 kabul edilmistir.

Kuvvet nakline onemli sekilde katkısı bulunan dumen donanımına ait yapısal elemanlar, Turk Loydu kural kitabının kısım 2' deki malzeme kuralları'na uygun olarak, celikten veya dokme celikten uretilmelidir.

St 52 icin $\sigma_{AK} = 35daN/mm^2$ olarak belirlenmistir.

S (Emniyet katsayısı) 1.7 - 2 aralığında olmak uzere, problemde S=2 olarak secilmistir.

$$\frac{35}{2} = \frac{(r_a^2 + r_i^2) \cdot 200}{(r_a^2 - r_i^2) \cdot 100}$$

$$1750r_a^2 - 1750r_i^2 = 200r_a^2 + 200r_i^2$$

$$r_a^2 = \frac{1950}{1550} \cdot r_i^2$$

$$r_a = 89.73 \text{ mm} = 90 \text{ mm} \text{ (Kabul)}$$

$$d_a = 180 \text{ mm}, d_i = 160 \text{ mm}$$

5.6 Ana Dumen Silindiri Strok Hesabı

$$S_a = \frac{\Pi \cdot 400 \cdot 70}{180} = 488.9 \text{ mm} \quad (5.4)$$

$S_a = 500$ mm olarak secilmistir.

5.7 Ana Dumen silindiri Icin Hidrolik Pompa Secimi

r_p = Dumen silindiri piston yaricapı (cm)

$r_p = 7$ cm olarak kabul edilmistir.

A= Ana dumen silindiri piston faydalı alanı : $\Pi \cdot r_p^2 (\text{cm}^2) = 3,14 \cdot 7^2 = 153,86 \text{ cm}^2$

S= Alabandadan alabandaya strok : 50 cm

Geminin ana dumen makinesi, sakin suya tam olarak dalmış vaziyetteki dumeni, Türk Loydu, Tekne Yapım Kuralları, Bölüm 14' e uygun olarak dizayn edilen gemi hızında, 35° iskeleden 35° sancaga veya tersine dondurebilecek şekilde yapılmış olmalıdır. Böylece, dumenin 35° iskeleden 30° sancaga veya tersine dondurulmesinde gecen süre, 28 saniyeyi asmamalıdır.

V = 50 cm strok icin silindir hacmi : $153,86 \cdot 50 = 7693 \text{ cm}^3$

Q = Dumen tahriki icin pompa debisi = 24 lt / dak secilmistir.

60 sn' de 24000 cm^3

t 7693 cm^3

$$t = \frac{60 \cdot 7693}{24000} = 19.24 \text{ sn}$$

Secilen pompa debisinin yeterli oldugu saptanmistir.

Hidrolik pompayı tahrik eden elektrik motoru ise ; 7,5 kW/ 380 V 50 Hz, 1500 d/ dak ozellikte secilmistir.

5.8 Elektrohidrolik Guc Unitesi Yag Tankının Secilmesi

Hidrolik sistemlerde ;

$$\text{Yag Tankı Hami} = 5 \cdot \text{Hidrolik Pompa Debisi} \quad (\text{lt / dak}) \quad (5.5)$$

$$\text{Pompa Debisi} = 24 \cdot 5 = 120 \text{ lt}$$

V_{Tank} = 130 lt olarak secilmistir.

6. NEGATIF BOSLUKLU SERVOVALFIN DOGRUSAL KATSAYI SABITLERININ HESAPLANMASI

Secmis oldugumuz hidrolik silindir-piston sistemi degerlerini (4.65), (4.66), (4.679), (4.69), (4.70), ve (4.71) bagintilarinda kullanarak negatif bosluklu servovalfin dogrusallastirilmis katsayi sabitlerini bulabiliriz.

$$y = \frac{A_1}{A_2} = \frac{\frac{\Pi \cdot d_1^2}{4}}{\frac{\Pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

$$y = \frac{160^2}{80^2} = 4$$

olarak hesaplanır.

$$\bar{F} = \frac{F}{P_s \cdot A_2}$$

F : Silindir kuvveti = 275000 N

P_s = P_c : Calisma basinci N/ mm²

P_c = 18,24 N/ mm² olarak secilmistir.

$$A_2 = \frac{\Pi \cdot d_2^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 80^2}{4} = 5024 \text{ mm}^2$$

$$\bar{F} = \frac{275000N}{18,24 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \cdot 5024(mm^2)} \approx 3$$

6.1 Negatif Bosluklu Servovalf Icin Dogrusal Katsayı Sabitlerinin Degerleri

$$k_1 = \frac{\sqrt{1 + \bar{F}} + \sqrt{\gamma - \bar{F}}}{\sqrt{1 + \gamma}}$$

$$k_1 = \frac{\sqrt{1+3} + \sqrt{4-3}}{\sqrt{1+4}} = \frac{2+1}{2,2360} = 1,3416$$

$$k_2 = k_1$$

$$k_2 = 1,3416$$

$$k_3 = \left[\frac{\sqrt{1+\bar{F}} + \sqrt{\gamma-\bar{F}}}{2} \right] \sqrt{\frac{(\gamma-\bar{F})(1+\bar{F})}{(1+\gamma)^3}}$$

$$k_3 = \left[\frac{\sqrt{1+3} + \sqrt{4-3}}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{(4-3)(1+3)}{(1+4)^3}} = \frac{3}{2} \cdot \sqrt{\frac{4}{125}} = 0,2683$$

$$k_4 = k_3$$

$$k_4 = 0,2683$$

7. ELEKTRO HIDROLIK SISTEMIN TANILANMASI

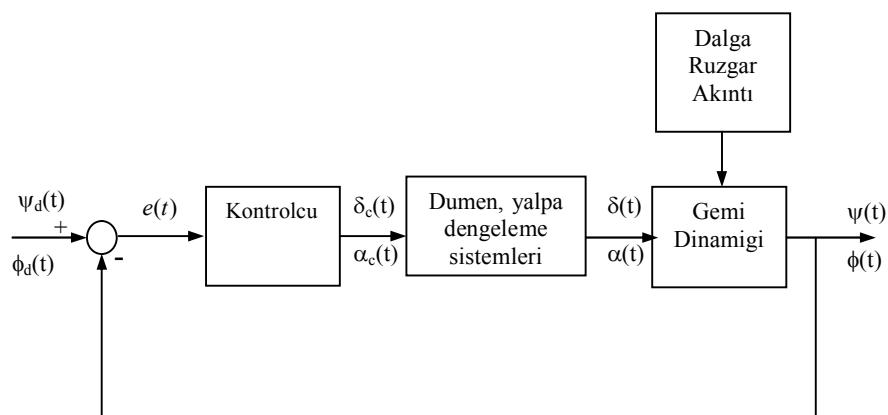
7.1 Gemilerde Kullanılan Kontrol Uygulamaları

Seyir karakteristiginin iyileştirilmesi için birçok kontrol metodu önerilmesine karşın gemi hareket kontrolünde yaygın olarak Oransal-Integral-Turev (PID) etkili kontrolcüler kullanılmaktadır. PID kontrol metodu, kontrol teorisinin ortaya çıkışından bu yana en çok kullanılan kontrol uygulamalarının başında gelmiştir. Gemi kontrol uygulamalarında klasik PID tipi kontrol parametreleri aşağıdaki gibidir (Alarcin, 2005).

$$\delta = K_p \psi_e + K_d \dot{\psi}_e + K_i \int \psi_e dt \quad (7.1)$$

Bu formdaki kontrol sistemleri klasik PID kontrol sistemi olarak adlandırılır. Burada, δ dumen sapması, ψ_e savrulma açısından hata, K_p , K_d ve K_i PID kontrol kazanclarıdır. Bu ifadedeki integral terimi dumen cevabını yavaşlatabildigini ve bu durumun ortadan kaldırılması için ivmeleme teriminin kontrol eşitliklerine ilave edilebileceği gösterilmistir. Bununla birlikte, lineer gemi hareket analizinde istenilen kararlı davranışının elde edilmesi için gemi dinamigine (boyut, hız) ve dış şartlara (deniz, rüzgar ve akıntılar) bağlı olarak uygun kontrol kazancı değerlerinin seçilmesi gerekmektedir. Kontrol parametrelerinin ayarlanması ile iliskin birçok değişik yöntem önerilmistir (Alarcin, 2005).

Gemi hareket kontrol otopilotu, en basit halde Şekil (7.1)'deki blok diyagramı ile gösterilir. Gemilerde kullanılan kontrol sistemlerinin kullanım amacı, savrulma ve yalpa açılarının, dumen ve yalpa dengeleme sistemleri ile istenilen şekilde davranışmasını sağlamaktır (Alarcin, 2005).



Şekil 7.1 Savrulma ve yalpa dengeleme sistemi blok diyagramı

Bircok arastirmada çok sayıda degisik cozum yolları önerilmesine karsın, cogu uygulamalarda kontrol sistemi PID kontrol esasına dayanmaktadır. Bu yaygın kullanımın bazı sebepleri su sekilde sıralanabilir.

- 1) PID kontrol sistemi dayanıklı ve tasarımlı basittir.
- 2) PID ile sistem cevabına ait parametreler arasında belirgin bir iliski mevcuttur.
- 3) Son yıllarda parametrelerin ayarlanması iliskin bircok degisik yontem önerilmistir.

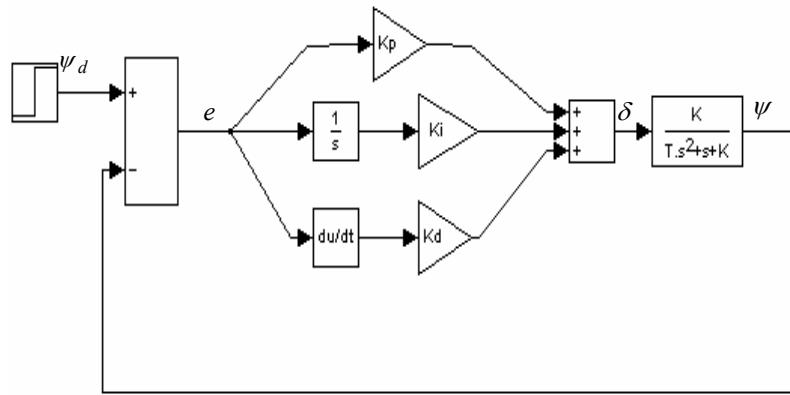
PID kontrolcu tasarımının temel hedefi K_p , K_d ve K_i kontrol katsayılarının hesaplanması ve verilen kapali dongu sisteminin performans kosullarını saglayacak sekilde ayarlanmasıdır. PID kontrol edici tasarımında izlenecek temel basamaklar:

1. Sistemin transfer fonksiyonu elde edilmesi.
2. Sisteme yükselme zamanını iyileştirmek için oransal kontrolcu eklenmesi.
3. Sistemde ani tepkinin iyileştirilmesi için turevsel kontrolcünün sisteme eklenmesi.
4. Kararlı durum hatasını yok etmek için integral kontrolcünün sisteme eklenmesi.
5. Butun K_p , K_d ve K_i katsayılarının istenilen genel tepkiyi verene kadar ayarlanması.

Cizelge 7.1 PID kazanlarının performans degisimine etkileri (Alarcin, 2005).

| Kontrolcu | Yukselme | Sistem ani tepkisi | Oturma zamanı | Durum hatası |
|-----------|------------|--------------------|---------------|--------------|
| K_p | Azalır | Artar | Az degisir | Azalır |
| K_i | Azalır | Artar | Artar | Yok eder |
| K_d | Az degisir | Azalır | Azalır | Az degisir |

Bu kısımda çok fazla ayrıntıya girmeksizin konteyner gemisi savrulma hareketinin klasik PID turu kontrolcu ile kontrolu, Sekil (7.2)'deki blok diyagramı esas alınarak yapılmıştır (Alarcin, 2005).



Sekil 7.2 Savrulma hareketi PID kontrol blok diyagramı

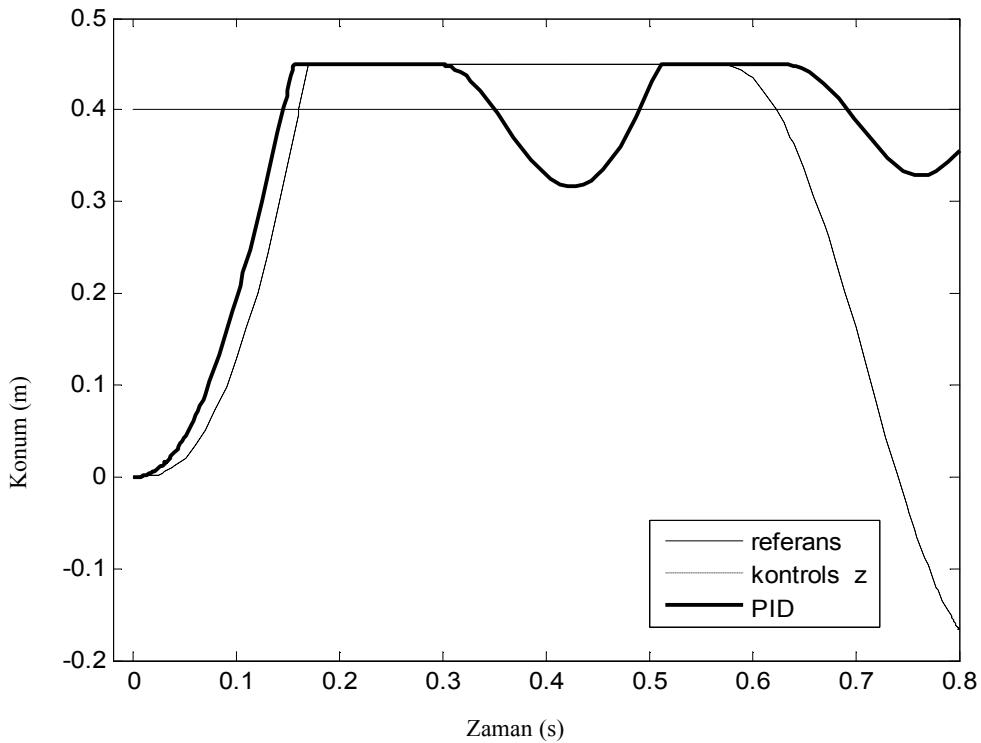
PID kontrollü dumen dinamigi,

$$\delta = K_p e + K_d \dot{e} + K_i \int_0^t e dt \quad (7.2)$$

seklinde ifade edilir. Bu standart PID gösteriminde, ' $\delta(t)$ ' dumen kontrol sinyali, ' $e = (\psi_d - \psi)$ ' hata miktarı, ' K_p ' oranti katsayısi, ' K_d ' turev katsayısi, ' K_i ' integral katsayısidır. $K_p > 0$, $K_d > 0$ ve $K_i > 0$ kontrolcu katsayısi pozitif olmalıdır (Alarcin,2005).

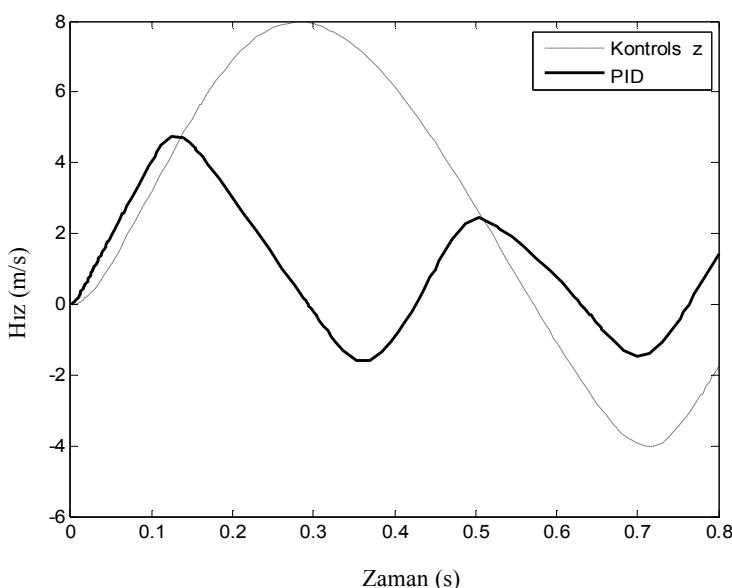
7.2 Simulasyon calismaları

Simulasyon calismalarında numerik yontemler ile elektrohidrolik dumen sisteminin konum degisimi klasik kontrol metodu kullanilarak gerçekleştirilmistir. Dumenin davranışının incelenmesi sırasında zaman düzlemi dikkate alınmıştır. Simulasyon sonucları Sekil (6.3) ve Sekil (6.4)'de verilmistir.



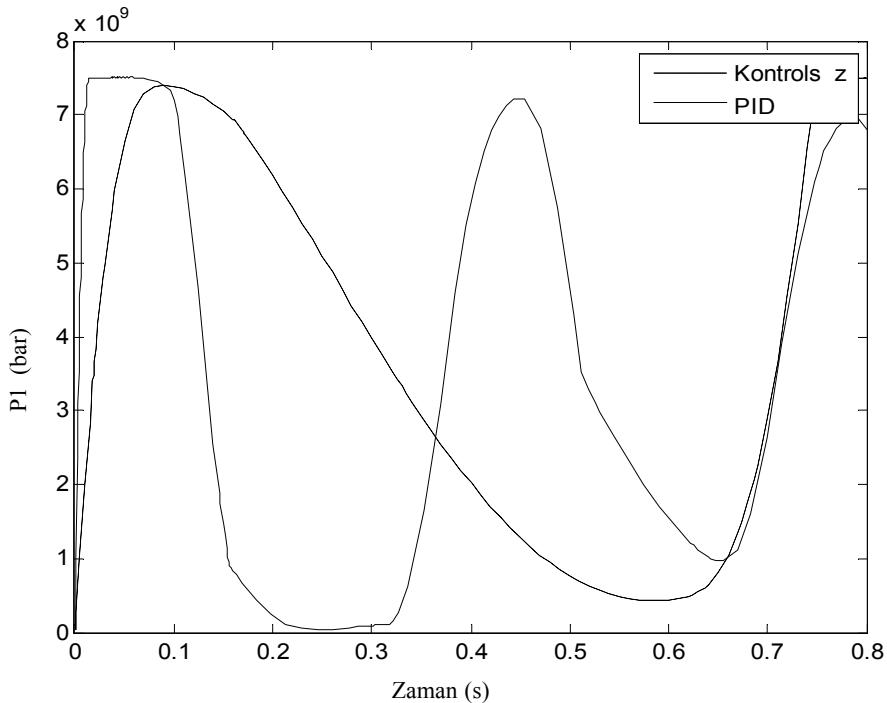
Sekil 7.3 Dumen acısı degisimi

Sekil (6.3)'te gosterilmis olan hidrolik sistemde referans degerde konumlanması istenen dumen hidrolik silindirinin piston hareketi degeri olculerek hata degeri düzeltmesi yapılmıştır. Hidrolik dumen modeli üzerinde yapılan simulasyonlar sonucunda konum zaman degisiminde yerlesme suresi PID kontrolcu ile daha kararlı hale getirilmistir. Konteyner gemisi hidrolik dumen silindirinin pistonu PID kontrolle yapılan simulasyon sonuclarından da goruldugu gibi 0.6 saniyede referansa yerlesmektedir.

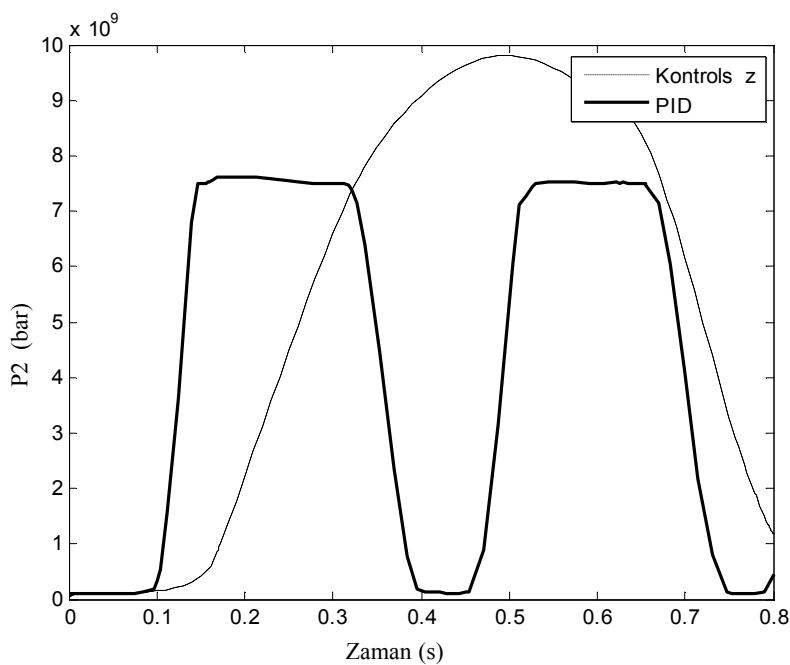


Sekil 7.4 Dumen hızının degisimi

Dumen acısı hız degisimi Sekil (6.4)'de gorulmektedir. Dumen yekesi 4 m/s hızla 0.5 derecelik hata ile dengelenmistir.



Sekil 7.5 Hidrolik silindirin birinci yuzeyindeki basıncı degisimi



Sekil 7.6 Hidrolik silindirin ikinci yuzeyindeki basıncı degisimi

Sekil (7.5) ve Sekil (7.6)'da hidrolik silindirin dumen hareketi sırasında iki farklı yüzeyindeki basıncı degisimi gösterilmektedir.

SONUCLAR

Bu çalışmada dört yollu üç konumlu oransal valf ve hidrolik silindirden oluşan elektrohidrolik bir dumet sisteminin MATLAB Simulink modulu kullanılarak dinamik davranışını incelenmiştir. Elektrohidrolik dumet silindir pistonunun hata değerini azaltmak için PID kontrolcü kazanc değerleri sürekli titresim metodu ile bulunmuştur. Uygulamalar sonucunda PID kontrolcünün etkisi yerlesme zamanı ve hata değişimini azaltarak bakımından kontrollsuz durumdan daha iyi sonuc verdiği görülmektedir.

Referans değere göre piston konumlandırılmıştır % 1 hata ile yaklaşık olarak 0.8 saniyede sabitlendiği görülmüştür.

KAYNAKLAR

- Akkaya, A. V., (2006), “Effect of Bulk Modulus On Performance of a Hydrostatic Transmission Control System”, *Sadhana* Vol. 31, Part 5, October 2006, India, 543–556.
- Akkaya, A. V., Bogucu, M. ve Ozturk, R., (2002), “Bir Hidrolik Sistemin Dinamik Davranışlarının Benzetimi”, *Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Besiktas, İstanbul*.
- Akkaya, A.V., (2001), Bir Hidrolik Sistemin Dinamik Özelliklerinin Simülasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, YTU Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Alarcin, F., (2005), Gemi Hareketlerinin Dinamik Analizi ve Adaptif Yaklaşımalarla Kontrolü, *Doktora Tezi*, YTU Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Becan, M. R., Kuzucu, A. ve Kutlu, K., (1998), “Hidrolik Konum Kontrol Sistemlerinin Gerçege Yakın Benzetimi”, *Tr. J. of Engineering and Environmental Sciences*, 125-130, Istanbul, Turkiye.
- Chuang, C.W. and Shiu, L.C, (2004), “CPLD based DIVSC of Hydraulic Position Control Systems”, *Computers and Electrical Engineering*, 521-541.
- Cleg, A.C, (2000), “Self-tuning Position and Force Control of a Hydraulic Manipulator”, *PhD Thesis*, Heriot-Watt University, Department of Computing and Electrical Engineering.
- Deticek, E., (2000), “A Fuzzy Self-Learning Position Control of Hydraulic Drive”, *Cybernetics and Systems*, 31:8, 821 – 836.
- Er, I.D. ve Demirel, K., (2006), “Gemi Mühendisleri için Hidrolik-Pnomatik Uygulamaları”, *Akademi Denizcilik, İstanbul*.
- Hong, Y., Zheng-jin, F. and Xu-yong, W., (2004), “Nonlinear Control for a Class of a Hydraulic Servo System, *Journal of Zhejiang University Science*, 5(11): 1413-1417.
- Istif, I. ve Kutlu, K., (2004), “Oransal Valf Kontrollü Hidrolik Silindir Sisteminin Konum Kontrolü”, *ITU Dergisi / d Mühendislik*, Cilt:3, Sayı:2-3-4-5, 77-86.
- Istif, I., (2002), Oransal Valf ve Hidrolik Silindirden Oluşan Bir Sistemin Tanılanması ve Konum Kontrolü, *Doktora Tezi*, YTU Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Jedrzykiewicz, Z., Pluta, J. ve Stojek, J., (1998), “Application of the MATLAB- Simulink Package in the Simulation tests on Hydrostatic Systems”, January ,13, 1998, Department of Process Control, University of Mining and Metallurgy, Cracow, PL.
- Kasaplı, F., (2007), Gemi Duman Kontrol Sistemlerinin İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Keles, O. ve Ercan, Y., (2004), “Puls Genişliği Modulasyonlu Elektrohidrolik Bir Servo Sisteminin Deneysel İncelenmesi”, *Gazi Univ. Muh. Mim. Fak. Der.*, Cilt 19, No 1, 107-117.

Kokturk, O., Sari, I. ve Balkan, T., (2005), "Hidrolik Bir Servovalf-Silindir Sisteminin Gercek Zamanlı Denetimi", IV. Ulusal Hidrolik Pnomatik Kongresi, 1- 4 Aralik 2005, Izmir.

McCloy, D. And Martin, H.R., (1980), "Control of Fluid Power:Analysis and Design", Ellis Horwood, England, Second Edition.

Mihajlov, M., Nikolic, V. and Antic, D., (2002), "Position control of an Elektro-hydraulic Servo System Using Sliding Mode Control Enhanced by Fuzzy PI Controller", Facta Universitatis, Mechanical Engineering , 1217-1230.

Ozcan, F., (1999), "Valf Secim Kriterleri", I. Ulusal Hidrolik Pnomatik Kongresi, Kasım 1999, Izmir.

Ozturk, R., (2007) "Hidrolik- Pnomatik", YTU, Istanbul, MK. MKM-07.001

Park, Y.J., Lee, S.Y. and Cho, H.S., (1999), "A Genetic Algorithm-Baesd fuzzy Control of an Elektro-Hydraulic Fin Position Servo System", IEEE International Fuzzy systems Conference Proceedings, August 22-25, 1999, Seoul, Korea.

Tikkanen, S., Huhtala, K. and Vilenius, M., (1995), "Fuzzy Controllers in Hydrostatic Transmission", IEE Savov Place, London.

Turk Loydu., (2007), "Turk Loydu Kural Kitabı, Bolum 14", Istanbul.

Watton, J., (1989), "Fluid Power Systems. Modeling, Simmulation, Analog and Microcomputer Control", Prentince Hall Internation (UK) Ltd.

Yu, S.J., Duan, S.L. and Wu, J.H., (2003), "Study of Fuzzy Learning Control for Electry-Hydraulic Servo Control Systems", Proceeding of the second International Conference on Machine Learning and Cybernetics, 2-5 November, 2003.

Yuksel, I. ve Sengirgin, M., "Elektrohidrolik Valflerin Gelisimi ve Karakteristiklerinin Incelenmesi", II. Ulusal Hidrolik Pnomatik Kongresi, 8-11 Kasım 2001, Izmir.

Zeb, J., (2003), "Mathematical Modeling of a Position Control Elektrohydraulic Servo-System", 2nd International Bhurban Conference on Applied Sciences and Technology", June 16-21 2003, Bhurban, Pakistan.

Zhang, R., (2002), Multivariable Robust Control for Nonlinear Systems with an Application to an Electro Hydraulic Powertrian, PhD Thesis,Mechanical Engineering, University of Illionis,Urbana.

Zuping, G., Kun, D., Hongbiao, L. and Peilin, C., (1998), "Dynamic Simulation of the Hydraulic Servo System For Aeg Steering Gear", Proceedings of the 3rd Nationwide Chinese Youth Symposium on Mechanical Engineering, 11:135-138.

OZGECMIS

Dogum tarihi 06.02.1982

Dogum yeri Manisa

Lise 1996-1999 Salihli Super Lisesi

Lisans 2000-2001 Yıldız Universitesi Makine Fak.
Gemi Insaati ve Mak. Muhendisligi Bolumu

Yuksek Lisans 2006-2008 Yıldız Teknik Universitesi Fen Bilimleri Enstitusu
Gemi Insaati ve Mak. Muh. Anabilim Dalı

Calistigi kurumlar

2005-2006 Tuzla Shipyard

2006-Devam ediyor ZKU, Alaplı MYO Gemi Insaati ve Gemi Mak.
Programı, Ogr. Gor.