



**İKİ KADEMELİ ELEKTRO HİDROLİK SERVO VALF İÇİN KAYAN
KİPLİ DENETÇİ TASARIMI**

Alper ESATOĞLU

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

NİSAN 2020

Alper ESATOĞLU tarafından hazırlanan “İKİ KADEMELİ ELEKTRO HİDROLİK SERVO VALF İÇİN KAYAN KİPLİ DENETÇİ TASARIMI” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Metin U. SALAMCI

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Prof. Dr. Mehmet Arif ADLI

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Doç. Dr. Arif ANKARALI

Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 30/04/2020

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Alper ESATOĞLU

30/04/2020

İKİ KADEMELİ ELEKTRO HİDROLİK SERVO VALF İÇİN KAYAN KIPLİ DENETÇİ TASARIMI

(Yüksek Lisans Tezi)

Alper ESATOĞLU

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Nisan 2020

ÖZET

Hidrolik sistemler, hava araçlarının kontrol yüzeylerinde, iş makinalarında ve yüksek hassas konumlama ekipmanlarında kullanılmaktadır. Özellikle, füze sistemlerinin aerodinamik kontrol yüzeylerinin ve itki vektör kontrol tahrik sistemlerinin hassas ve hızlı şekilde yönlendirilmesinde elektro hidrolik eyleyici sistemleri önemli rol oynamaktadır. Elektro hidrolik eyleyici sistemlerinde eyleyici kontrolcüsü olarak elektro hidrolik servo valfler yer almaktadır. Elektro hidrolik servo valf, hidrolik sıvının eyleyiciye olan akışını kontrol etmeye yarayan ve elektrik ile çalışan bir valf çeşididir. Bu tez çalışması kapsamında iki kademeli elektro hidrolik servo valfin yedinci ve üçüncü dereceden matematiksel modelleri elde edilmiştir. Elde edilen matematiksel modeller üzerinden PID ve Kayan Kipli Denetçi yöntemleri ile denetim çalışmaları yapılmıştır. Kayan kipli denetçi tasarımı içerisinde denetçi girişinin türevlerini içermesi için sistem belirsiz etkiler ile tanımlanmıştır. Yedinci ve üçüncü dereceden sistemler için tasarlanan denetçilerin performansları test edilmiştir ve sonuç bölümünde iki denetçi performansları kıyaslanmıştır. Tezdeki benzetim çalışmaları MATLAB yazılımı kullanılarak yapılmıştır.

Bilim Kodu : 91418

Anahtar Kelimeler : Kayan Kipli Denetçi, Servo Valf, Hidrolik Kontrol Sistemleri

Sayfa Adedi : 77

Danışman : Prof. Dr. Metin U. SALAMCI

SLIDING MODE CONTROL DESIGN FOR A TWO STAGE ELECTRO HYDRAULIC SERVO VALVE

(M. Sc. Thesis)

Alper ESATOĞLU

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

April 2020

ABSTRACT

Hydraulic systems are used on control surfaces of aircraft, construction equipment and a high precision positioning equipment. In particular, electro hydraulic actuator systems play an important role in the precise and rapid guidance of the aerodynamic control surfaces of the missile systems and the thrust vector control propulsion systems. Electro hydraulic actuator systems include electro hydraulic servo valves as actuator controllers. Electro hydraulic servo valve is a type of electric operated valve that is used to control the flow of hydraulic fluid into the actuator. In this thesis study, seventh and third order mathematical models of two stage electro hydraulic servo valve have been obtained. Control studies were carried out with PID and Sliding Mode Control methods on the obtained mathematical models. In order to incorporate the derivatives of the control input into the SMC design, the system is described with disturbance/uncertainty effects. The performances of the controllers designed for seventh and third order systems were tested and in the conclusion part, the performances of the two controllers were compared. Simulation studies in the thesis were made using MATLAB software.

Science Code : 91418

Key Words : Sliding Mode Control, Servo Valve, Hydraulic Control Systems

Page Number : 77

Supervisor : Prof. Dr. Metin U. SALAMCI

TEŞEKKÜR

Öncelikle lisans hayatımdan bu yana bende büyük emeği bulunan, mesleğimdeki ilgi alanımı bulmam konusunda önemli katkısı olan ve yüksek lisansımda da her ihtiyaç duyduğumda bana zaman ayırmak için elinden gelen her şeyi yapan danışman hocam sayın Prof. Dr. Metin U. SALAMCI'ya sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Lisans eğitimimin başlangıcından bu yana yanımda olan ve yüksek lisans eğitimimde de benden desteklerini esirgemeyen okul arkadaşlarıma ve yüksek lisans tezim sırasında yardımlarına başvurduğum, benden desteklerini ve yardımlarını esirgemeyen tüm iş arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak beni büyütüp bu yaşa getiren, eğitimim konusunda bana tüm imkanları sunan ve bana tüm güçleri ile maddi manevi her türlü desteklerini veren aileme; anneme, babama, abime ve eşine sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Bu tezi, 26.05.2018 tarihinde ailemize katılan minik kuşumuz, sevgili yeğenim Anka ESATOĞLU'na ve aileme ithaf ediyorum.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. İKİ KADEMELİ ELEKTRO HİDROLİK SERVO VALF	9
2.1. İki Kademeli Kanatçık Nozul Tip Elektro Hidrolik Servo Valf	18
2.2. İki Kademeli Jet – Boru Tip Elektro Hidrolik Servo Valf.....	23
3. İKİ KADEMELİ KUVVET GERİ BESLEMELİ KANATÇIK NOZUL TİP ELEKTRO HİDROLİK SERVO VALF	27
3.1. İki Kademeli Kuvvet Geri Beslemeli Kanatçık Nozul Tip Elektro Hidrolik Servo Valfin Matematiksel Modelinin Elde Edilişi	38
4. KAYAN KİPLİ DENETÇİ VE PID DENETÇİ	47
5. ELEKTRO HİDROLİK SERVO VALF İÇİN KAYAN KİPLİ DENETÇİ VE PID DENETÇİ TASARIMI.....	51
5.1. 3. Dereceden Matematiksel Modelin Kayan Kipli Denetçi Tasarımı	54
5.2. 7. Dereceden Matematiksel Modelin Kayan Kipli Denetçi Tasarımı	60
5.3. 3. ve 7. Dereceden Matematiksel Modelin PID Denetçi Tasarımı	67
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	71
KAYNAKLAR	73
ÖZGEÇMİŞ	77

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Elektro hidrolik servo valfin sınıflandırılması	10
Çizelge 3.1. 12 litre/dakika servo valf bileşen çizelgesi	27
Çizelge 4.1. PID parametrelerinin artışının sistem davranışına etkisi	50
Çizelge 5.1. PID kazanç katsayıları	67

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Servo akış karakteristiği – akış – basınç.....	11
Şekil 2.2. Sürgü geçişleri	13
Şekil 2.3. Kontrol akışı – giriş akımı eğrisi	14
Şekil 2.4. Histerezisli akış eğrisi.....	15
Şekil 2.5. Histerezis ve boş polarlamalı akış eğrisi	16
Şekil 2.6. Doğrudan geri beslemeli kanatçık nozul tip servo valf	19
Şekil 2.7. İki kademeli doğrudan geri beslemeli kanatçık nozul tip servo valf blok diyagramı	20
Şekil 2.8. Kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip iki kademeli servo valf-1	21
Şekil 2.9. Kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip iki kademeli servo valf-2	22
Şekil 2.10. Kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip iki kademeli servo valf blok diyagramı	23
Şekil 2.11. İki kademeli jet-boru tip servo valf	24
Şekil 2.12. İki kademeli jet-boru tip servo valf şematik gösterim	25
Şekil 2.13. Jet boru merkezde	25
Şekil 2.14. Jet boru sağda	25
Şekil 3.1. Elektro hidrolik servo valf izometrik gösterimi.....	27
Şekil 3.2. Elektro hidrolik servo valf montaj resmi	28
Şekil 3.3. Elektro hidrolik servo valf ürün ağacı	29
Şekil 3.4. MOOG tork motoru izometrik görünüm	29
Şekil 3.5. Tork motoru şematik gösterimi	30
Şekil 3.6. Kanatçık-nozul çalışma prensibi – 1.....	31
Şekil 3.7. Kanatçık-nozul çalışma prensibi – 2.....	32
Şekil 3.8. Kanatçık-nozul çalışma prensibi şematik gösterimi – 3.....	33

Şekil	Sayfa
Şekil 3.9. Armatür kompleksi	33
Şekil 3.10. Kanat.....	34
Şekil 3.11. Armatür.....	34
Şekil 3.12. Esnek tüp	34
Şekil 3.13. Geri besleme yayı	35
Şekil 3.14. Tork motoru kompleksi	35
Şekil 3.15. Mıknatıs	36
Şekil 3.16. Alt kutup parçası.....	36
Şekil 3.17. Üst kutup parçası	36
Şekil 3.18. Sürgü.....	37
Şekil 3.19. Gövde.....	37
Şekil 3.20. Nozul.....	38
Şekil 3.21. Yan kapak	38
Şekil 3.22. Elektro hidrolik servo valfin şematik diyagramı	39
Şekil 3.23. Armatür kanatçık şematik diyagramı.....	39
Şekil 3.24. Tek nozul kanatçık şematik diyagramı	41
Şekil 3.25. 7. dereceden matematiksel modelin basamak giriş cevabı	45
Şekil 3.26. 3. dereceden matematiksel modelin basamak giriş cevabı	46
Şekil 4.1. 2. dereceden bir sistem için kayan kipli denetim yapısı	47
Şekil 4.2. 2. dereceden bir sistem için kayan kipli denetim davranışı	49
Şekil 5.1. Kayan kipli denetçi 3. dereceden sürgü konumu grafiği	58
Şekil 5.2. Kayan kipli denetçi 3. dereceden kontrolcü girişi grafiği.....	59
Şekil 5.3. Kayan kipli denetçi 3. dereceden hata grafiği	59
Şekil 5.4. Kayan kipli denetçi 7. dereceden sürgü konumu grafiği	65

Şekil	Sayfa
Şekil 5.5. Kayan kipli denetçi 7. dereceden kontrolcü girişi grafiği.....	66
Şekil 5.6. Kayan kipli denetçi 7. dereceden hata grafiği	66
Şekil 5.7. PID kontrolcü modeli	67
Şekil 5.8. PID denetçi 3. dereceden sürgü konumu grafiği	68
Şekil 5.9. PID denetçi 7. dereceden sürgü konumu grafiği	69

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler

Açıklamalar

mA

Miliamper

mm

Milimetre

Kısaltmalar

Açıklamalar

PID

Proportional Integral Derivative

QFT

Quantitative Feedback Theory

SMC

Sliding Mode Control

1. GİRİŞ

Hidrolik kontrol sistemleri sağlamlığı, güvenilirliği, esnekliği ve hızlı tepki verebilmeleri sayesinde endüstride yaygın olarak tercih edilmektedir. Günümüzde hidrolik sistemler genellikle yüksek güç ve hassas konumlama gerektiren uçuş kontrol yüzeyleri, füzelerin kontrol tahrik sistemleri ve itki vektör kontrol tahrik sistemleri, uçuş simülatörü ve ekskavatör gibi alanlarda yaygınca yer almaktadır. Genellikle bu sistemler, elektrikli ve hidrolik cihazların beraber kullanılması sırasında köprü görevi gören elektro hidrolik servo valf tarafından sürülen bir elektro hidrolik servo eyleyiciye sahiptir. Tipik bir elektro hidrolik servo valfte hem elektro hidrolik dönüştürücü hem de güç amplifikatör elemanları bulunmaktadır. Düşük elektrik sinyalinin akış ve basınç formunda hidrolik enerjisine dönüştürür. Elektro hidrolik servo sistemler, sistemin elektrik ve hidrolik kısımlarının bağlantısında ara yüz konumundadır.

Elektrik sinyali aracılığı ile kontrol edildiğinden genellikle literatürde elektro hidrolik servo valf ifadesi yer almaktadır. Servo valfler özellikle hidrolik eyleyicilerin ya da hidrolik motorların kontrol işlemleri için tercih edilmektedir. Servo valfin ana avantajı bir eyleyiciyi ya da motoru doğru şekilde konumlandırabilmek için düşük elektrik sinyaline ihtiyaç duymasıdır. Elektro hidrolik servo valfler yüksek kontrol doğruluğu, daha iyi dinamik performans, hızlı tepki, yüksek çözünürlük, düşük gecikme çevrimi ve doğrusallık gibi avantajlara da sahiptirler. Dezavantajı ise çok sıkı toleranslı çok detay parçaların üretimlerinden gelen maliyeti ve karmaşık yapıya sahip oluşudur. Bundan dolayı, elektro hidrolik servo valfler yalnızca hassas konum, hız ve kuvvet kontrolünün gerektiği yerlerde kullanılması gerekmektedir.

Elektro hidrolik servo valflerin gelişmesi ile servo valflerin çok fazla yapısal tipleri ortaya çıkmıştır. Elektro hidrolik servo valfleri yapısal tiplerine göre, hidrolik kontrol valfinin kademelerine göre, ilk kademeden yapısal tiplerine göre, geri besleme tipine göre ve tork motorunun yağa daldırılmış olup olmamasına göre sınıflandırılmaktadır.

Günümüze kadar hidrolik kontrol sistemleri üzerinde yapılan çalışmaların gelişmeleri sayesinde hidrolik sistemlerin kullanım alanlarının çeşitliliği de gelişmiştir. Bu gelişmeler sayesinde hidrolik sistemlerin performans iyileştirilmesi bakımından uç noktaya ulaşmıştır.

Hidrolik sistemlerin teknolojisindeki geliştirme gereksinimi azalmış gibi görünse de, gelişen dijital teknoloji ile birlikte, özellikle valf teknolojisindeki gelişmeler daha hızlı ve hassas sistemlerin gelişimine olanak tanımıştır. Hidrolik sistemlerin modellenmesi ve kontrolü konularında son yıllarda yapılan çalışmaların bir kısmı aşağıda verilmiştir.

Elektro hidrolik servo valf dinamik sisteminin matematik modelleri ile ilgili literatürde çalışmalar yapılmış ve çeşitli tanımlamalar elde edilmiştir [1-7]. Örneğin, elektro hidrolik servo valf dinamik sisteminin ikinci dereceden diferansiyel denklem ile ifade edilen modeline [5-7], üçüncü dereceden modeline [1], beşinci dereceden modeline [2,3] ve yedinci dereceden modeline [4] çalışılmıştır.

Merritt, hidrolik kontrol sistemleri üzerinde çalışmıştır. Çalışmasının içerisinde elektro hidrolik servo valf özelinde ise servo valfin tiplerine, yapılarına, çalışma prensiplerine, matematiksel modellerine ve kontrol yöntemlerine yer verilmiştir. İki kademeli elektro hidrolik servo valf için üçüncü dereceden diferansiyel denklem esasına dayalı matematiksel modeline ve bu model üzerinden kontrol yöntemine çalışmıştır. Oluşturulan üçüncü dereceden matematiksel modelde armatür kompleksinin serbestlik derecesi 1 olarak kabul edilmiş ve sürgü rezonansı, kanatçık üzerindeki basınç etkisi ve sürgü üzerindeki akış kuvvetleri ihmal edilmiştir [1].

Dean H. Kim ve Tsu-Ching Tsao, iki kademeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valfler için doğrusal olmayan durum denklemlerinden valf dinamik hassasiyet analizi ve kontrol sistem tasarımı için doğrusallaştırılmış elektro hidrolik servo valf modeline çalışmışlardır. Bu çalışmalarda doğrusallaştırılmış matematiksel model giriş akımı ve elektro hidrolik servo valfin sürgü konumu arasında beşinci dereceden bir transfer fonksiyon elde edilmiştir [2,3].

Liu Changhai ve Jiang Hongzhou, elektro hidrolik servo valfin dinamik tepkisi için yedinci dereceden diferansiyel denklem elde edilen matematiksel model üzerinde çalışmışlardır. Bu matematiksel modeli oluştururken armatür kompleksinin serbestlik derecesini, ötelenme ve dönme serbestliğe sahip olacak şekilde 2 olarak kabul edilmiş ve ayrıca sürgü rezonansı, kanatçık üzerindeki basınç etkisi ve sürgü üzerindeki akış kuvvetlerini de modele dahil etmişlerdir [4].

Thayer, Moog marka servo valfler için transfer fonksiyonun elde edilmesine çalışmıştır. Akış kontrolü servo valfler, basınç kontrolü servo valfler, basınç-akış kontrolü servo valfler, dinamik basınç geri besleme servo valfleri, statik yük hata boşaltma servo valfleri ve ivme değiştirme servo valfleri üzerinde çalışarak transfer fonksiyonları elde etmiştir [5].

Dinamik model üzerine yapılan araştırma ve çalışmaların yanı sıra, elektro hidrolik valf sisteminin kontrol tasarımı için araştırmacılar daha gürbüz bir yapı sağlamak üzere farklı kontrol yöntemleri üzerine çalışmışlardır. Modelleme belirsizliğini de dikkate alan model referans ve/veya adaptif kontrol tasarım yaklaşımları literatürde dikkate alınan kontrol tasarım yaklaşımlarından birisidir. Diğer bir gürbüz kontrolcü ise deneysel çalışmalarda karmaşık olabilecek QFT (Quantitative Feedback Theory) olarak bilinen kontrol yöntemidir. Bu tez çalışmasında da ele alınan, Kayan Kipli Denetçi ise gürbüz kontrol yöntemi olarak bilinen bir diğer kontrol yöntemidir. Kayan kipli denetçinin elektro hidrolik servo valf sistemleri için uygulandığı [8-14]'te yer almaktadır. Kayan Kipli Denetçinin çeşitli doğrusal olmayan dinamik sistemler için uygulandığı ise [15-20]'teki çalışmalarda ele alınmaktadır.

R. Ghazali, Y. M. Sam, M. F. Rahmat, A. W. I. M. Hashim ve Zulfatman, çalışmalarında kayan kipli denetçi kullanarak bir elektro hidrolik servo sistemin konum takip performansını incelemişlerdir. Simülasyon sonuçları ile önerilen kontrolcünün oldukça gürbüz ve konum takibi kontrolü sırasında meydana gelen belirsizlikler ve bozucular ile başa çıkabildiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca önerilen kontrolcünün geleneksel PID kontrolcü ile kıyaslandığında daha iyi takip performansına eriştiğini gözlemlemişlerdir [8].

Juntuan Zhang, Defu Cheng, Yunfeng Liu ve Guangliang Zhu, bir füzenin elektro hidrolik servo mekanizmasının konum takibi kontrolü üzerinde çalışmışlardır. Sistemin dinamiğinden dolayı doğrusal olmayan ve belirsizliklere sahip olan sistem için adaptif bulanık kayan kipli denetçi tasarımı çalışması yapmışlardır. Simülasyon sonuçları ile kontrol yaklaşımının takip hatasını düşürebildiğini, sistemin gürbüzlüğüne arttırabildiğini ve kontrol sinyalindeki yük frekanslı çatırtıları azaltabildiğini gözlemlemişlerdir [9].

Baoquan Jin, Yankun Wang ve Yali Ma, elektro hidrolik servo valfin performansı üzerinde olumsuz etki yaratan belirsizlikleri ve dış bozucuları içeren modele kontrolcü tasarımı üzerinde çalışmışlardır. Kontrolcü tasarımını PID ve Kayan kipli denetçi ile yapmışlardır.

Yaptıkları çalışmalar sonucunda ideal model üzerinde her iki kontrol yöntemi de benzer kontrol etkilerine sahiptir ancak model üzerinde dış bozucular düşünüldüğünde kayan kipli denetçinin daha iyi tepki hızına ve kararlılığa sahip olduğunu gözlemlemişlerdir [10].

Rui Tang ve Qi Zhang, elektro hidrolik servo sistemin konum kontrolü için dinamik kayan kipli denetçi tasarımı üzerinde çalışmışlardır. Dinamik kayan kipli denetçiyi ikinci dereceden bir matematiksel model üzerinde tasarlamışlardır. Deneysel sonuçlar sonucunda denetçinin hızlı tepki, iyi şekilde bozucu engelleme kabiliyeti ve iyi şekilde konum takibi kabiliyeti gibi bazı avantajlarının olduğunu ortaya koymuşlardır [11].

Wu Wang ve Zheng Yin Zhao, elektro hidrolik servo sistemin geleneksel kontrol yöntemleri ile kontrol edilmesinin zor olduğunu düşünmüşlerdir ve radyal bazlı fonksiyon sinir ağları - kayan kipli denetçi (ing. Radial Basis Function neural networks – Sliding Mode Control) tasarımı çalışması yapmışlardır. Kayan kipli denetçinin denetimi doğrusallaştırılmış geri besleme tekniklerine ve radyal bazlı fonksiyon sinir ağları ile parametre tahminine dayanmaktadır. Simülasyon sonuçları radyal bazlı fonksiyon sinir ağlarının belirsizliği ve bozucuları öğrenebildiğini ve radyal bazlı fonksiyon – kayan kipli denetçinin çatırtıları azaltma ve parametre tahmininde iyi denetim performansına sahip olduğunu ortaya koymuşlardır [12].

Yang Lin, Yang Shi ve Richard Burton, yüksek hassasiyetli elektro hidrolik eyleyici için gürbüz zamanda ayrık kayan kipli denetçi tasarımına çalışmışlardır. Hidrolik eyleyicide bulunan doğrusal olmayan sürtünme hidrolik eyleyicinin doğruluğunu ve performansını büyük ölçüde etkileyebildiğinden ve doğrusal olmayan sürtünme karakteristiğini doğru şekilde modelleyebilmek zor olduğundan, sürtünmeyi sistemin belirsizlik matrisi olarak karakterize etmeyi denemişlerdir. Simülasyon çalışmaları ve elektro hidrolik eyleyici sistemi üzerindeki deneysel çalışmaları önerdikleri metodun etkinliğini ve uygulanabilirliğini göstermiştir [13].

Shalaja Kurode, Prasad G. Desai ve Ashpana Shiralkar, hidrolik eyleyicinin detaylı matematiksel modelini oluşturmuşlardır ve bu model için kontrolcü çalışmalarını hem PID hem de kayan kipli denetçi için tasarım çalışması yapmışlardır ve her iki kontrolcünün performanslarını gözlemlemişlerdir. Benzer parametrik değişkenler ve bozucular karşısında kayan kipli denetçinin PID'den daha gürbüz olduğunu gözlemlemişlerdir.

Kayan kipli denetçi giriş kanalında oluşan belirsizliklerin ve bozucuların üstesinden gelebilmiştir. Kayan kipli denetçi konum takibi için daha iyi ve güvenilir sonuçlar verdiğini elde etmişlerdir [14].

Metin U. Salamcı ve Nurdan Bilgin, doğrusal olmayan sistemlerde yaklaşma fazını ortadan kaldırmak için Durum Bağımlı Riccati Denklemi ve Ardışık Riccati Denklemi Yaklaşımı olmak üzere iki yeni kayan kipli denetçi tasarım metotları üzerinde çalışmışlardır. Bu iki metot belirsizlik ve bozucular üzerinde kayan kipli denetçinin etkisizliğini arttıran kayma fazını elimine edebilmiştir. Kayan kipli denetçide bu iki metot arasında aşık bir farklılık gözlemlememişlerdir [15].

Mehmet Uğur Özakalın, Metin U. Salamcı ve Bülent Özkan, kontrol tahrik sistemlerinin performans testlerinin uygulanabildiği kanat yükleme test düzeneği için kayan kipli denetçi metodunu uygulamıştır. Hidrolik eyleyiciye sahip kanat yükleme sisteminin matematiksel modelini oluşturmuşlardır ve bu model üzerinden hem sabit hem de değişken kayma yüzeyleri için kayan kipli denetçi tasarımına çalışılmıştır. Simülasyon ve deneysel sonuçlara göre, performansları incelendiğinde değişken yüzeyli kayan kipli denetçi diğer kontrol metotlarından daha iyi performans sergilemektedir [16].

Metin U. Salamcı ve Beyza Gökbilen, kayan kipli denetçi kullanılarak bir füze için ivmelenme oto pilot tasarımı üzerinde çalışmışlardır. Doğrusal olmayan füze modeli verilen ivmelenme komutunu takip edebilmesi için zamanla değişen kayma yüzeyi tasarımı çalışmasını yapmışlardır. Kayma yüzeyi tasarımını Durum Bağımlı Riccati denklemlerine dayandırmaktadırlar. Bu metotta, kayma yüzeyi hareket ettikçe, kayan kipli denetçi doğrusal olmayan sistemi hareketli kayma yüzeyinde tutabilmesi için tasarlanmıştır [17].

Metin U. Salamcı, M. Kemal Özgören ve Stephen P. Banks, çalışmalarında doğrusal olmayan bir sistem olan füze otopilot tasarımı için en uygun biçimde seçilmiş kayma yüzeyi ile kayan kipli denetçi tasarlamak için yeni bir metot sunmuşlardır [18].

Miroslav Mihajlov, Vlastimir Nikolic ve Dragan Antic, bulanık PI kontrolcü ile geliştirilmiş kayan kipli denetçi kullanılarak iç sürtünmeleri içeren ikinci dereceden matematiksel modele sahip tipik bir elektro hidrolik servo sistemin konum kontrolü çalışması yürütmüşlerdir. Simülasyon sonuçları ile konum hassasiyeti ve bozucuları

engelleme hususunda birleştirilmiş kontrolcünün kayan kipli denetçiden daha iyi sonuçlar ortaya koyduğunu öne sürmektedirler [21].

Mustafa Haydim, bulanık mantık yaklaşımıyla elektro hidrolik servo sistemin konum kontrolünü sağlamaya çalışmıştır. Çalışmasında, bulanık mantık kontrolünün yanı sıra PD kontrolü de uygulamış ve simülasyon sonuçları ile her iki yöntemi karşılaştırmıştır [22].

Elektro hidrolik valf dinamik modellerinin farklı biçimde ele alındığı ve farklı kontrol tasarımlarının yapıldığı dikkate alındığında, elektro hidrolik servo valf sistemlerinin hem matematik modelleme hem de kontrol tasarımının etkilerinin belirgin hale getirilmesi elzem görülmektedir. Bu çalışmanın amacı, iki kademeli kuvvet geri beslemeli kanatçık-nozul tip elektro hidrolik servo valfin oluşturulmuş olan 3. ve 7. dereceden matematiksel model üzerinde yapılan kontrolcü tasarımının yapılmasıdır. Bahsi geçen 3. ve 7. dereceden diferansiyel denklemlerle oluşturulan matematiksel modeller üzerinde PID denetçi ve kayan kipli denetçi (ing. Sliding Mode Controller) kullanarak elektro hidrolik eyleyiciye gidecek akış miktarını ve yönünü belirleyen servo valfin sürgü konumunun kontrolünü gerçekleştirmektedir.

3. ve 7. dereceden modeller üzerinde yapılan kontrolcü tasarımı çalışmalarında geleneksel yöntem olan PID denetçi tasarımı ile kayan kipli denetçi tasarımı çalışmalarının kıyaslanması yapılmıştır ve bu denetim yöntemlerinin benzetim sonuçları yorumlanmıştır.

PID denetçi tasarımı, elde edilmiş olan 3. ve 7. dereceden transfer fonksiyonları ve klasik PID Ziegler-Nichols yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Yapılan kontrolcü tasarım çalışmalarının sonucu olan sürgü konumunun grafikleri benzetim çalışmaları ile ortaya konulmuştur. Aynı şekilde elde edilmiş olan 3. ve 7. dereceden transfer fonksiyonları kullanılarak kayan kipli denetçi tasarımı çalışması yapılmıştır.

3. dereceden matematiksel model üzerinde yapılan denetçi tasarımında, literatürde yaygın olarak kullanılan kayan kipli denetçi yöntemi yaklaşımı ile kontrolcü tasarımı çalışması yapılmıştır. Yapılan kontrolcü tasarımı çalışmasının sonuçları olan sürgü konumu grafiği, kontrol girişi grafiği ve hata grafiği benzetim çalışmaları ile ortaya koyulmuştur.

7. dereceden transfer fonksiyonu üzerinde yapılan kayan kipli denetçi çalışması kapsamında ise, literatürde yaygın olarak kullanılan kayan kipli kontrolcü tasarım yöntemden farklı bir yöntem izlenilmiştir. 7. dereceden matematiksel model kullanıldığında, kontrolcü parametresinin türevleri ortaya çıkmaktadır. Kontrolcü parametresinin türevlerinden dolayı literatürde yaygın olarak kullanılan kayan kipi tasarım yaklaşımı yeniden ele alınmış ve yeni bir kayan kipli denetçi tasarımı çalışması yapılmıştır.

7. dereceden model üzerinde kayan kipli denetçi tasarımı çalışması yapabilmek için bu kontrolcü parametresinin türevleri sisteme bozucu etki olarak ayrıca tanımlanmıştır. Tasarlanan yeni yöntem ile klasik kayan kipli denetçi yönteminden farklı bir yaklaşım sunulmuştur. Yapılan kontrolcü tasarımı çalışmasının sonuçları olan sürgü konumu grafiği, kontrol girişi grafiği ve hata grafiği benzetim çalışmaları ile ortaya koyulmuştur.

2. İKİ KADEMELİ ELEKTRO HİDROLİK SERVO VALF

Hidrolik kontrol sistemlerinde daha büyük güç yükseltimi ve gelişmiş bir tepki sağlamak için iki kademeli elektro hidrolik servo valfler kullanılmaktadır. İki kademeli valflerin ilk kademesi doğrudan bağlanan tork motorundan oluşmaktadır. Tork motoru ikinci kademe için ana akışkan akışını kontrol eder ve böylece ikinci kademeyi konumlandırır. Daha sonra bu iki kademeli valf akışkan akışının eyleyiciye yönlendirilmesini kontrol eder.

İki kademeli elektro hidrolik servo valfler, akış kuvvetini, aşınma kuvvetini ve ivmelenme ve titreşimden kaynaklanan kuvvetlerin önemli ölçüde üstesinden gelebilmek için tork motorunun çıkış kuvvetini büyük ölçüde çarpan hidrolik ön yükseltece sahiptir. İki kademeli servo valfler tek kademeli servo valflerin dezavantajlarının üstesinden gelir ve bu iki kademeli servo valflerin ortaya çıkmasının ana sebebidir. İlk kademede kanatçık-nozul, jet boru ya da sürgü valfi kullanılabilirken, ikinci kademede geleneksel sürgü tipi bulunmaktadır [1].

Jet boru nispeten düşük tepkili bir valftir ve genellikle endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Jet borunun kanatçık-nozul'dan farkı, kanatçık-nozul bir sonraki kademeye basınç kaynağının belirli bir yüzdesini oranlamak için köprü devresinde bir empedans olarak davranırken, jet boru hız yükü formundaki kademeye tüm kontrol basıncını sağlamaktadır. Jet boru kanatçık-nozula kıyasla daha büyük atalete sahip olmasından ve hız yükünün toparlanmasında gecikme olduğundan dolayı jet boru, kanatçık-nozul'dan daha yavaş tepkiye sahiptir. Kanatçık-nozul ve sürgü formları yaygın kullanılmaktadır. Kanatçık-nozul daha yüksek tepki, ölü bölgenin olmaması ve sürgü formuna kıyasla daha az sürtünme gibi avantajlara sahiptir.

Servo valflerin sınıflandırılması

Elektro hidrolik servo valflerin gelişmesi ile servo valflerin çok fazla yapısal tipleri ortaya çıkmıştır ve farklı tiplere göre sınıflandırılması Çizelge 2.1'de verilmiştir. Elektro hidrolik servo valfleri yapısal tiplerine göre sınıflandıracak olursak dört ana kategoride sınıflandırılmaktadır. Bunların ilki hidrolik kontrol valfinin kademelerine göre tek kademeli, iki kademeli ve üç kademeli olacak şekilde sınıflandırılmasıdır. İkincisi hidrolik

kontrol valfinin ilk kademesinin yapısal tiplerine göre sürgülü valf, tek nozul kanatçık valf, çift nozul kanatçık valf, jet boru valf ve saptırma levha tipi şeklinde sınıflandırılmasıdır. Üçüncü sınıflandırma tipi olarak geri besleme tipine göre sınıflandırılmasıdır. Geri besleme tipine göre sınıflandırmada sürgülü valf konum geri beslemesi, basınç yükü geri beslemesi ve akış yükü geri beslemesi olmak üzere üçe ayrılmaktadır. Sürgülü valf konum geri besleme yöntemi de mekanik konum geri beslemesi, mekanik kuvvet konum geri beslemesi, elektriksel geri besleme, doğrudan geri besleme ve pozisyon oranlama yöntemi olmak üzere beşe ayrılmaktadır. Basınç yükü geri beslemesi ise statik basınç geri beslemesi ve dinamik basınç geri beslemesi olmak üzere ikiye ayrılır. Elektro hidrolik servo valflerin yapısal sınıflandırılmasının sonuncusu ise tork motorunun yağa daldırılmış olup olmamasına göre kuru ve yağ tip olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

Çizelge 2.1. Elektro hidrolik servo valfin sınıflandırılması

Hidrolik Kontrol Valfinin Kademeleri	Tek Kademeli İki Kademeli Üç Kademeli
Hidrolik Kontrol Valfinin İlk Kademesinin Yapısal Tipleri	Sürgülü Valf Tek Nozul Kanatçık Valf Çift Nozul Kanatçık Valf Jet Boru Valf Saptırma Levha Tipi
Geri Besleme Tipleri	Sürgülü Valf Konum Geri Beslemesi • Mekanik Konum Geri Besleme • Mekanik Kuvvet Konumu Geri Besleme • Elektriksel Geri Besleme • Doğrudan Geri Besleme • Pozisyon Oranlama Basınç Yükü Geri Beslemesi • Statik Basınç Geri Besleme • Dinamik Basınç Geri Besleme Akış Yükü Geri Beslemesi
Tork Motorunun Yağ İçinde Olup Olmaması	Kuru Tip Yağ Tip

Servo valfin akış karakteristikleri

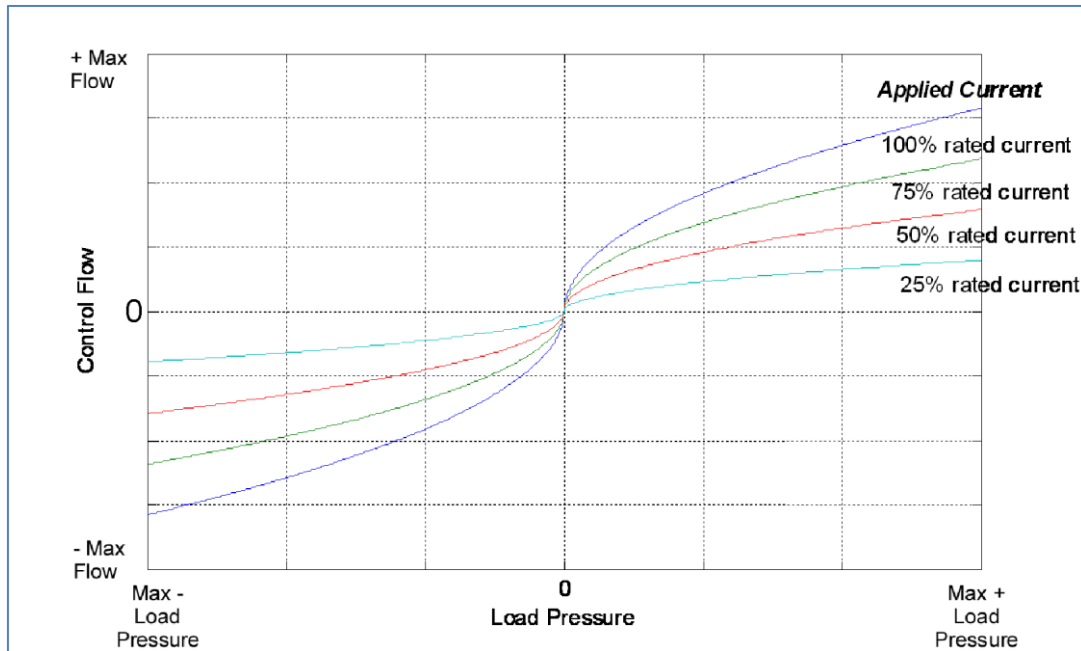
Bir servo eyleyicinin tipik akış karakteristiklerinin grafikleri aşağıda verilmiştir. Orifis akış denklemi akış karakteristiğini tanımlar. Bu grafikler servo valflerin davranışlarını ortaya çıkarmaktadır. Bu grafikler havacılık uygulamalarında en yaygın olarak kullanılan sıfır

geçişli bir servo valfi yansıtmaktadır. Pozitif ya da negatif geçişli sürgülü servo valfler sıfır etrafında farklı akış karakteristiklerine sahiptirler. Şekil 2.1’de verilen grafik kontrol akışı ile yük basıncı arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Eğriler orifis akış denklemi tarafından belirlenir [29].

$$Q = Q(x_v, \Delta p) = \alpha_d \frac{i}{i_{max}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_1 - p_2} \quad (2.1)$$

Burada;

$\frac{i}{i_{max}}$ uygulanan akımın maksimum akıma oranıdır, ρ yoğunluktur, Δp servo valf kanallarındaki basınç düşümüdür ve Q servo valften geçen debi değeridir. Servo valf sıfır etrafında sürgü hareketinin son konumunda olduğundan daha yüksek kazanç elde etmektedir.



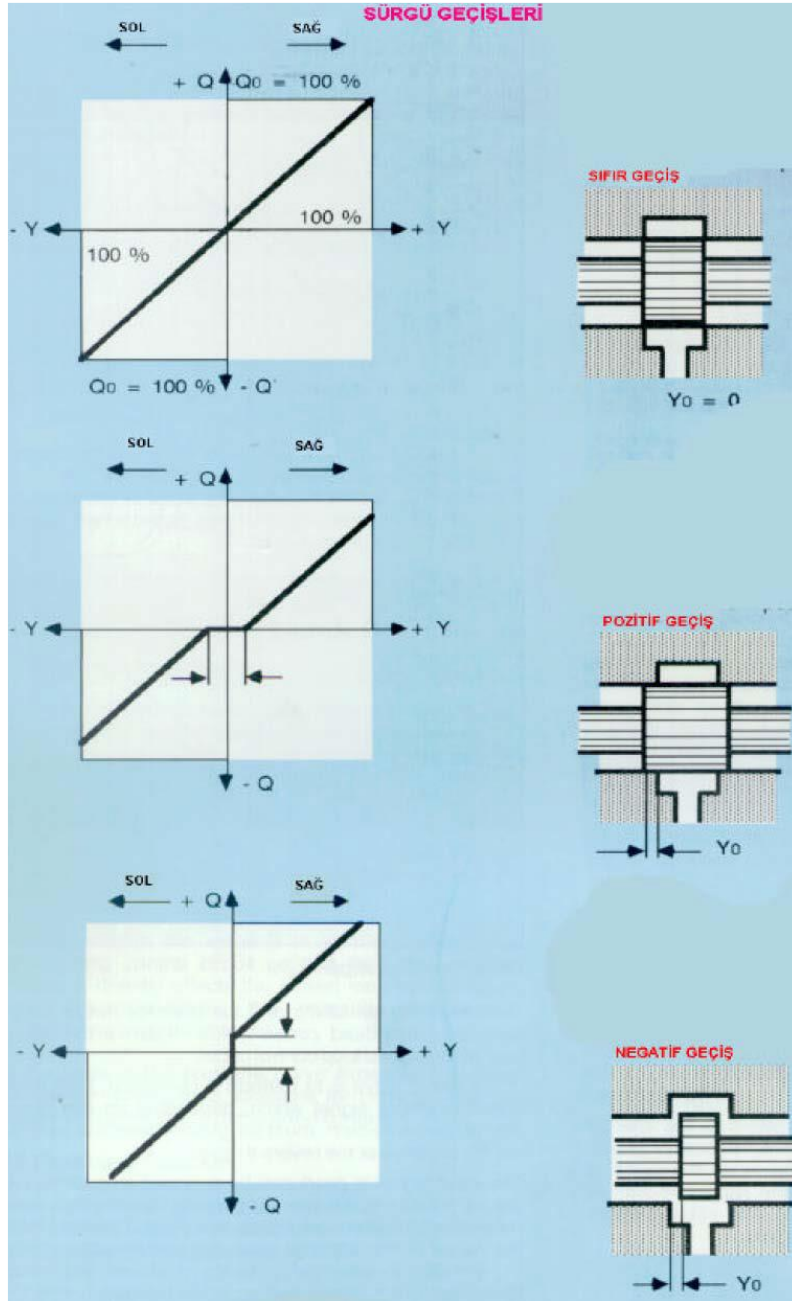
Şekil 2.1. Servo akış karakteristiği - akış - basınç [29]

Valf sürgü geçişi, sıfır, pozitif ve negatif olmak üzere üç durumda da olabilir, bu durumlar incelendiğinde avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Şekil 2.2’de sürgü geçiş görselleri verilmiştir.

Sürgü geçişi sıfır ($\%+0\ldots\%0,5$): Pratik olarak sıfır geçiş mümkün değildir, o yüzden sürgü ve hareket miktarının $\%0,5$ 'ine kadar geçiş sıfır olarak adlandırılır. Genel olarak, hız, pozisyon ve basınç kontrolleri için kullanılabilir. Teorik olarak sıfır pozisyonunda, akım-debi eğrisi doğrusaldır. Sıfır pozisyonunda iç kaçak, pozitif sürgü geçişine göre fazladır.

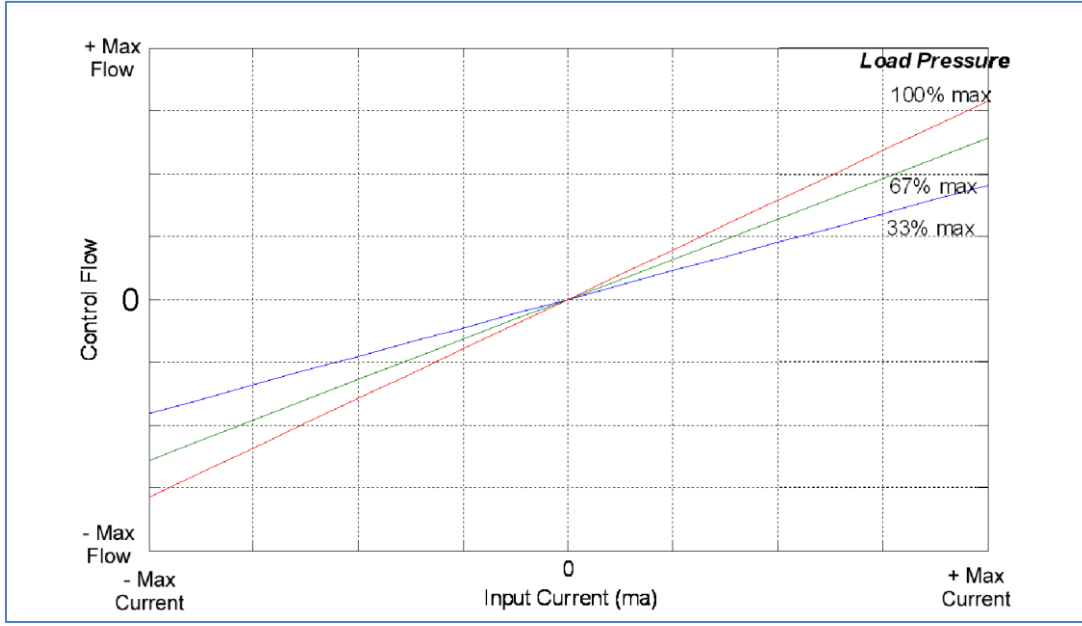
Sürgü geçişi pozitif ($\%0,5\ldots\%5$): Pozitif sürgü geçişinde sıfır noktasında, bir ölü bölge oluşur, akıma karşılık debi kazancı çok düşüktür. $\%3$ 'ten sonraki geçişler, açık çevrim kontrollerde kullanılır. Genelde hız kontrollerinde kullanmak daha yaygındır. Sıfır pozisyonunda iç kaçak diğer geçişlere göre daha azdır.

Sürgü geçişi negatif ($\%-0,5\ldots\%-1,5$): Negatif sürgü geçişinde, sıfır noktası civarında, akıma karşılık debi kazancı fazladır, bu yüzden negatif geçişli valfleri pozisyon ve basınç kontrollerinde kullanmak daha mantıklıdır. Doğal olarak sıfır noktasındaki iç kaçak diğer geçişlere göre daha fazladır.



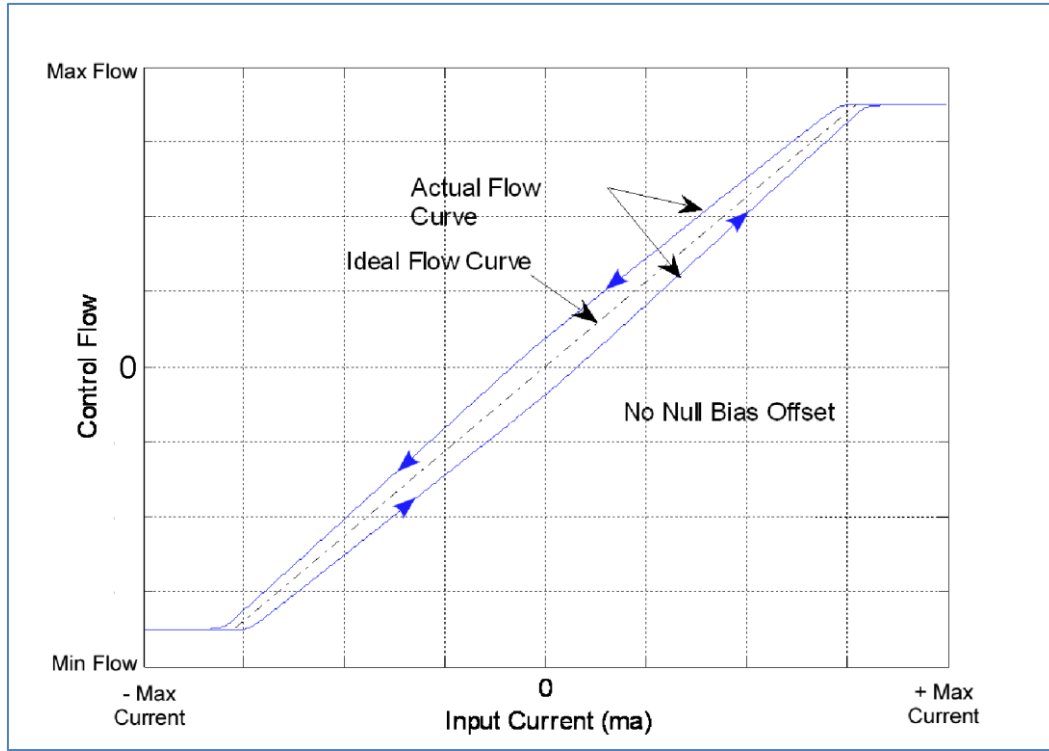
Şekil 2.2. Sürgü geçişleri [22]

Şekil 2.3 akış kontrolünün akım girişi ile nasıl değiştiğini göstermektedir. Eş. 2.1'den de görüleceği gibi servo boyunca sabit Δp basınç düşümü için bu ilişki doğrusaldır. Şekil 2.3'te de görüldüğü gibi daha yüksek Δp basınç düşümü için akış artmaktadır. Ayrıca Şekil 2.3'te servodaki basınç düşümünün etkisini de göstermektedir ve bu şekil histerezis ya da sürtünme etkisi olmayan bir ideal servo valfi yansıtmaktadır.



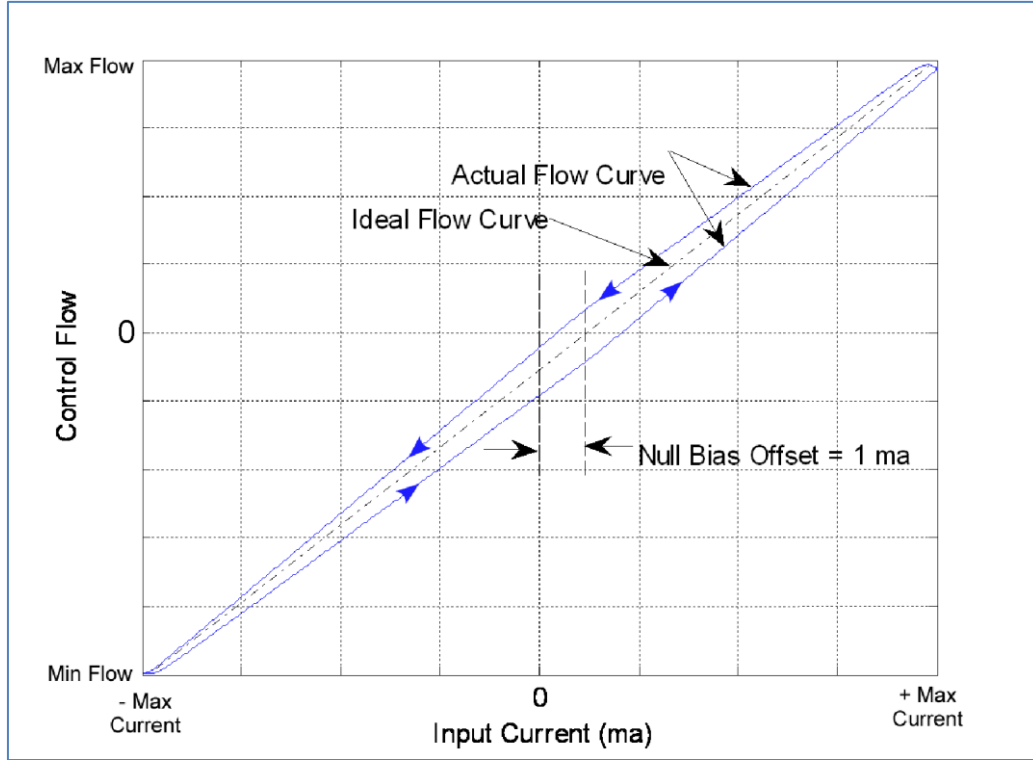
Şekil 2.3. Kontrol akışı – giriş akımı eğrisi [29]

Şekil 2.4 ideal akış eğrisi üzerinde histerezisin etkisini göstermektedir. Akım değeri sıfırdan pozitif maksimum değere gitmektedir sonra negatif maksimum değere gidip sonra tekrar sıfır değerine gelerek çevrimini tamamlamaktadır ve bu çevrim içinde akış değeri mavi çizgiyi takip etmektedir. Histerezis valfteki sürtünme ile birlikte tork motorundaki elektromanyetik etkilerden oluşmaktadır. Giriş sinyali ile histerezis döngüsünün kalınlığının değişmesinden dolayı elektromanyetik etkiler doğrusal olmayan karakteristiğe sahiptir. Sürtünme, hareket aralığı üzerinde daha sabit olma eğilimi gösteren doğrusal olmayan boşluk gibi davranır. Servo valf histerezis değeri, valf dinamik (ataleti) etkileri ihmal edilen yavaş hızlarda ölçülmektedir.



Şekil 2.4. Histerezisli akış eğrisi [29]

Şekil 2.5, Şekil 2.4'te verilen grafiğe boş polarlama ötelemesinin eklenmiş halidir. Boş polarlama servodaki yayın dengesizliği ile oluşmaktadır. Yay servoyu tek yönde ötelenmeye zorlamaktadır. Tork motoru akımının belirli bir miktarı, akış eğri kaymasının etkisine sahip yay kuvvetini ötelemek için gerekmektedir. Örneğin Şekil 2.5'te valfi akış olmadan tutabilmek için belirli bir akım girişi gerekmektedir. Boş polarlama ötelemesinin ana sebebi eyleyicinin istenilen yöne yönlendirilmek istenildiğinde oluşan akım kaybıdır.



Şekil 2.5. Histerezis ve boş polarlamalı akış eğrisi [29]

Servo valf terminolojisi

Havacılık endüstrisinde SAE Aerospace Recommend Practice (ARP) 490 dokümanı servo valf tasarımı konusunda yönlendirmektedir. Önemli tanımlamalar aşağıda verilmiştir.

Kontrol Akışı (ing. Control Flow): Valf kanallarından eyleyicilere giden akıştır. Kontrol akışı sıfır yük basınç düşümü olduğunda ki yüksüz akış olarak anılmaktadır.

Akış Kazancı (ing. Flow Gain): Herhangi bir belirli çalışma bölgesindeki kontrol akışı ile giriş akımı arasındaki eğrinin eğimidir. Tipik olarak bu sıfır bölgesinin dışındaki ve hareketin sonuna yakın saturasyondan önceki normal akış bölgesi olarak anılmaktadır.

Histerezis (ing. Hysteresis): Valf giriş akımının tek çevrimi sırasında aynı valf çıkışını üretebilmek için gerekli valf giriş akımlarındaki farktır. Histerezis nominal akımının yüzdesi olarak ifade edilir ve histerezis için nominal değer nominal akımın $\pm 3\%$ 'tür.

Doğrusallık (ing. Linearity): Diğer çalıştırma değerlerinin sabit tutulması ile normal akış eğrisinin normal akış kazancı eğrisine uyma derecesidir.

Yük Basınç Düşümü (ing. Load Pressure Drop): Eyleyicilere giden kanallar olan kontrol kanalları arasındaki basınç farkıdır.

Sıfır (ing. Null): Sıfır yük basıncı düşümündeki valfin sıfır kontrol akışını sağladığı durumdur.

Boş Polarlama (ing. Null Bias): Valf histerezisin etkileri haricinde, valfi sıfıra getirmek için gerekli giriş akımıdır.

Sıfır Bölgesi (ing. Null Region): Çıkış kademesi üstünlüğünde ki geçişin etkilerinin görüldüğü sıfır etrafındaki bölgedir.

Sıfır Geçişi (ing. Null Shift): Basınç kaynağı, sıcaklık ve diğer çalışma koşullarındaki değişimlerden kaynaklı boş polarlamadaki değişimdir.

Polarite (ing. Polarity): Kontrol akışının yönü ile giriş akımının yönü arasındaki ilişkidir.

Basınç Kazancı (ing. Pressure Gain): Sıfır kontrol akışındaki giriş akımı ile yük basıncının değişim oranıdır.

Nominal Akım (ing. Rated Current): Nominal akış üretmek için her iki polaritenin belirlenmiş giriş akımıdır.

Nominal Akış (ing. Rated Flow): Nominal akım ve belirli yük basıncı düşümüne karşılık gelen belirlenmiş kontrol akışıdır.

Kademe (ing. Stage): Bir servo valfte hidrolik yükseltinin meydana geldiği her hangi bir kısımdır. En yaygın üç kademe kanatçık valf, jet boru ve sürgü valfidir. Servo valfler tek kademeli ya da iki kademeli olabilirler, nadiren 3 kademeye sahip olabilirler.

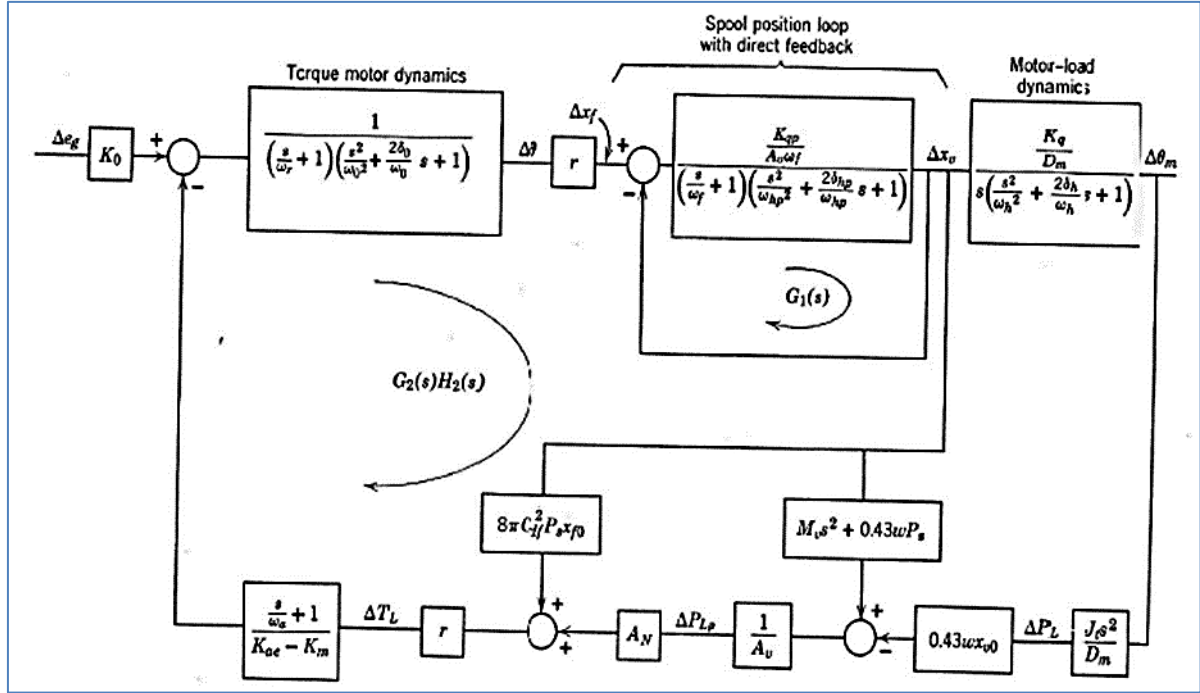
Eşik Değeri (ing. Threshold): valf çıkışındaki değişimi oluşturmak için gerekli giriş akımının artımıdır, nominal akımının yüzdesi olarak ifade edilir. Eşik değerinin normal değeri nominal akımının $\pm\%1$ 'idir.

2.1. İki Kademeli Kanatçık Nozul Tip Elektro Hidrolik Servo Valf

İki kademeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valfler geri besleme tiplerine göre doğrudan geri besleme ve kuvvet geri besleme olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar. İki kademeli doğrudan geri beslemeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valfe ait şematik gösterim Şekil 2.6'da verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi ilk kademede mıknatıslar, kutup parçaları, bobinler, tork yayı ve armatür parçasından oluşan tork motoru yer almaktadır.

İkinci kademe ise gövde, sürgü ve nozullardan oluşmaktadır. Tork motorunda bulunan armatürü tahrik etmek için bobinlere I_1 ve I_2 akımı verilmektedir. Verilen akımın yönüne ve şiddetine bağlı olarak tork motorunda oluşan tork, tork yayına bağlı olan armatürü tahrik ederek θ (teta) açısı kadar hareket ettirmektedir. Armatüre doğrudan bağlı olan kanatçık aynı açıda hareket etmektedir. Kanatçık, armatürün yapmış olduğu açının yönüne ve miktarına bağlı olarak hareket ettiği taraftaki nozula yaklaşıp akışı engelleyerek sürgünün iki ucunda bir basınç farkı oluşturmaktadır.

Oluşan bu basınç farkı sayesinde eyleyiciye bağlanan kanallarının açılması yönünde sürgü hareket eder. Sürgünün bu hareketi oluşan basınç farkını ortadan kalkana kadar devam eder ve sürgünün iki ucunda oluşan basınç eşitlendiğinde sürgü dengeye gelir ve durur. Sürgünün bu hareketi sonrasında şekilde görüldüğü gibi hidrolik kaynağından gelen akışkan bir motora ya da eyleyiciye yönlendirilecek olan Q_L akışını sağlayacak köşegen kanalları açmaktadır. Tork motorunda oluşan tork ortadan kalktığında yani tork motorunda verilen akım kesildiğinde tekrar bir basınç farkı oluşmaktadır ve bu sefer bu basınç farkı sürgüyü merkeze getirecek bir kuvvet oluşturur ve sürgü merkeze geldiğinde basınç farkı ortadan kalkar.



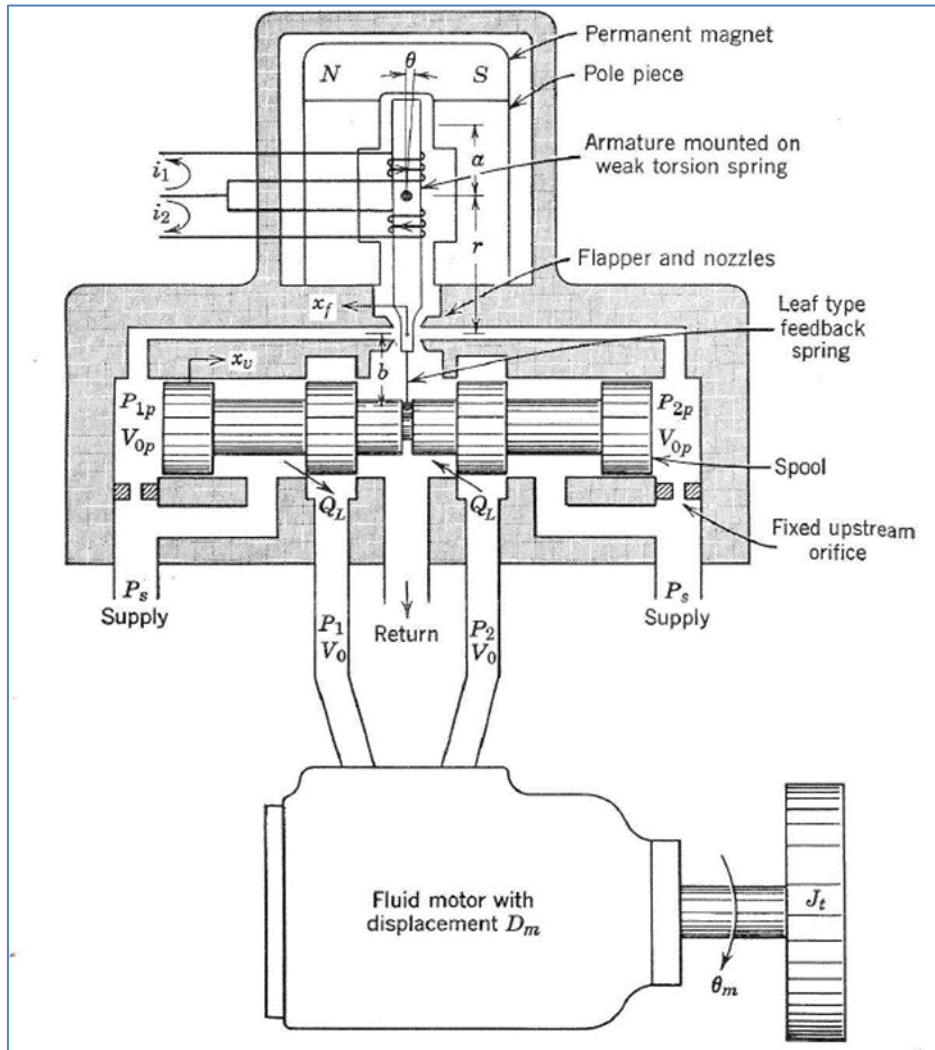
Şekil 2.7. İki kademeli doğrudan geri beslemeli kanatçık nozul tip servo valf blok diyagramı [1]

İki kademeli kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valfe ait şematik gösterim Şekil 2.8 ve Şekil 2.9’da verilmiştir. Şekillerde de görüldüğü gibi ve doğrudan geri besleme tipinde de olduğu gibi ilk kademede mıknatıslar, kutup parçaları, bobinler, tork yayı, armatür, kanatçık ve doğrudan geri besleme tipinden farklı olarak ayrıca geri besleme yayına sahip tork motoru yer almaktadır.

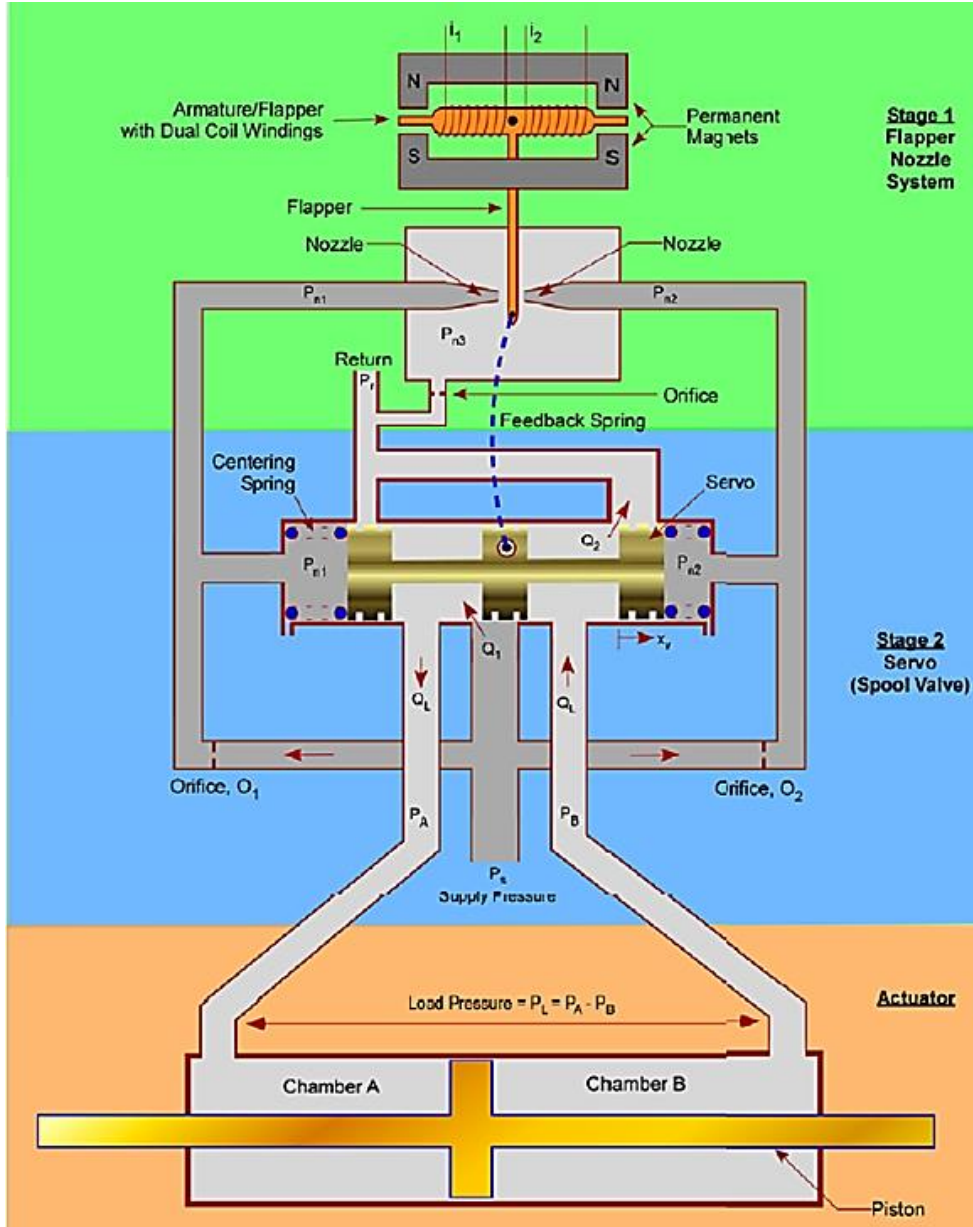
İkinci kademe ise gövde, sürgü ve nozullardan oluşmaktadır. Tork motorunda bulunan armatürü tahrik etmek için bobinlere I_1 ve I_2 akımı verilmektedir. Verilen akımın yönüne ve şiddetine bağlı olarak tork motorunda oluşan tork, tork yayına bağlı olan armatürü tahrik ederek θ (teta) açısı kadar hareket ettirmektedir. Armatüre doğrudan bağlı olan kanatçık aynı açıda hareket etmektedir. Kanatçık, armatürün yapmış olduğu açının yönüne ve miktarına bağlı olarak hareket ettiği taraftaki nozulun önünü kapatarak sürgünün iki ucunda bir basınç farkı oluşturmaktadır.

Oluşan bu basınç farkı sayesinde eyleyiciye bağlanan kanallarının açılması yönünde sürgü hareket etmektedir. Sürgünün bu hareketi merkezinde bulunan geri besleme yayını kanatçığın yapmış olduğu hareket yönünün tersi yönünde harekete zorlanmaktadır ve bu hareket geri besleme yayı üzerinde bir kuvvet oluşturmaktadır. Geri besleme yayı üzerinde

oluşan kuvvet, tork motorunda oluşan kuvvete eşit olduğunda sürgü denge konumuna gelir ve durur. Sürgünün bu hareketi sonrasında şekilde görüldüğü gibi hidrolik kaynağından gelen akışkanı bir motora ya da eyleyiciye yönlendirilecek olan Q_L akışını sağlayacak köşegen kanalları açılmaktadır. Tork motorunda oluşan tork ortadan kalkınca yani verilen akım kesilince sürgü merkezinde bulunan geri besleme yayının üzerinde birikmiş kuvvet sürgüyü sıfır konumuna getirmektedir. Çalışma prensibi 3. Bölüm’de detaylı şekilde anlatılmaktadır.

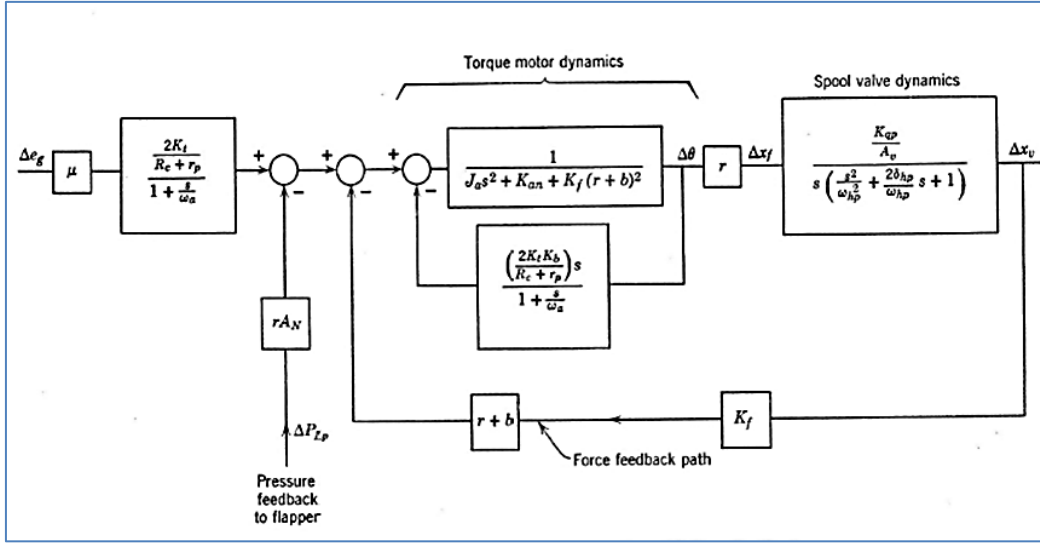


Şekil 2.8. Kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip iki kademeli servo valf-1 [1]



Şekil 2.9. Kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip iki kademeli servo valf-2 [29]

Şekil 2.10'de kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip iki kademeli elektro hidrolik servo valfe ait blok diyagramı verilmiştir. Blok diyagramı tork motoruna verilen akım girdisi ile sürgü konumu oluşturulmuştur.



Şekil 2.10. Kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip iki kademeli servo valf blok diyagramı[1]

2.2. İki Kademeli Jet-Boru Tip Elektro Hidrolik Servo Valf

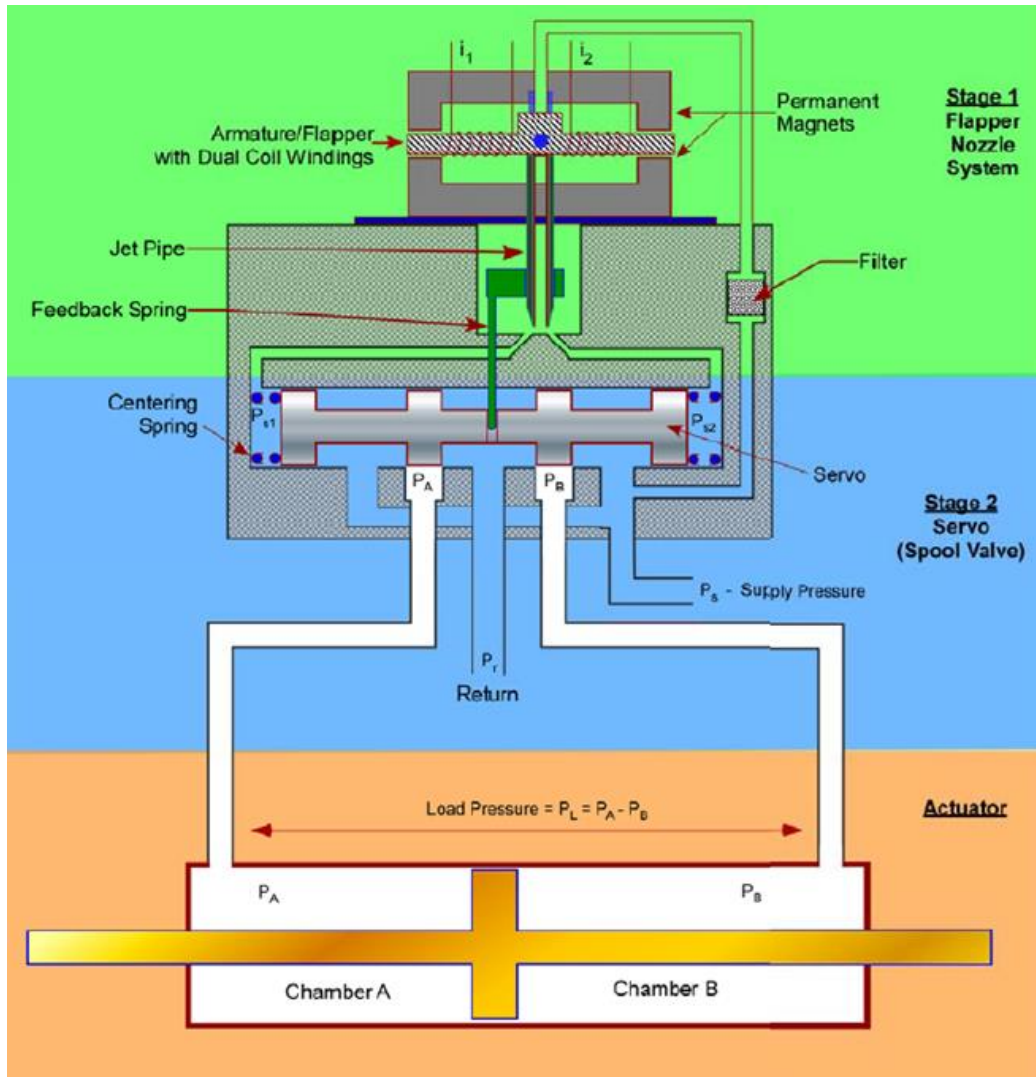
İki kademeli Jet-Boru Tip Elektro Hidrolik Servo Valfe ait şematik görsel Şekil 2.11’de ve Şekil 2.12’de verilmiştir. İlk kademesinde tork motorunun bulunduğu jet boru sistemi, ikinci kademesinde sürgü yapısı bulunmaktadır. Basınç kaynağından gelen hidrolik sıvısı ikinci kademede bulunan sürgünün A ve B odalarını ve filtreden geçerek ilk kademedeki armatür kompleksinde bulunan jet-boru’nun içinden geçerek sürgünün iki ucunda bulunan odaları doldurmaktadır. Tork motoruna akım verilmediğinde sürgü üzerinde her hangi bir basınç farkı olmadığından sürgü dengede kalmaktadır. Akım verilmediği zamanda jet-boru Şekil 2.13’de görüldüğü gibi dengede kalmaktadır.

Tork motoruna + veya – akım verildiğinde tork motoru manyetize olarak armatür kompleksinde bulunan kanat üzerinde bir tork kuvveti meydana getirir. Verilen akımın şiddetine göre değişen bu tork kuvveti armatür kompleksinin belli bir açığa gelmesine sebep olur. Armatür kompleksine bağlı olan jet-boru da aynı açıda hareket etmektedir. Şekil 2.14’te tork motoruna akım verilmiş bir açılı halde jet-boru görülmektedir.

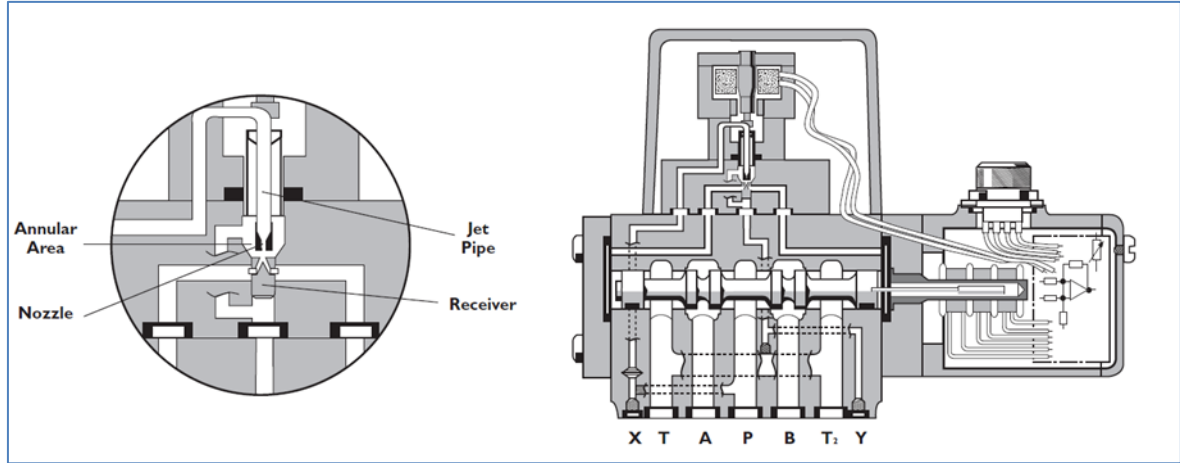
Jet-borunun yapmış olduğu bu açı tarafında bulunan kanala hidrolik akışkanı yönlendirir. Yönlendirilen basınçlı akışkan sürgünün bir kenarını basınçlandırarak basınç dengesi bozulur ve sürgü basınç farkının etkisiyle basıncın düşük olduğu kenara doğru hareket

eder. Sürgünün orta merkezinde bulunan ve jet-boruya bağlı olan geri besleme yayı sürgünün ilerlemesi ile gerilmekte ve üzerinde bir kuvvet oluşmaktadır. Bu kuvvet, tork motorunun armatür kompleksinde meydana getirdiği kuvvete eşit olana kadar sürgü hareket eder.

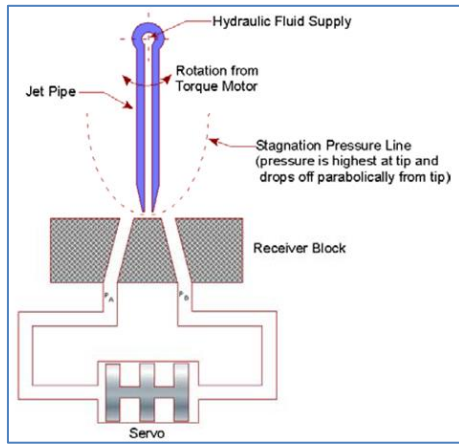
Yay kuvveti ile tork motoru kuvveti birbirine eşit olduğunda jet boru merkez konuma geri gelir ve sürgünün iki kenarında tekrar basınç dengesi oluşur. Tork motoruna verilen akım kesilmediği sürece valften sabit debi ve basınçta geçen akışkan A veya B odasına gitmektedir. Tork motoruna verilen akım kesildiğinde geri besleme yayında oluşan kuvvet sürgüyü tekrar aynı konumuna geri getirmektedir.



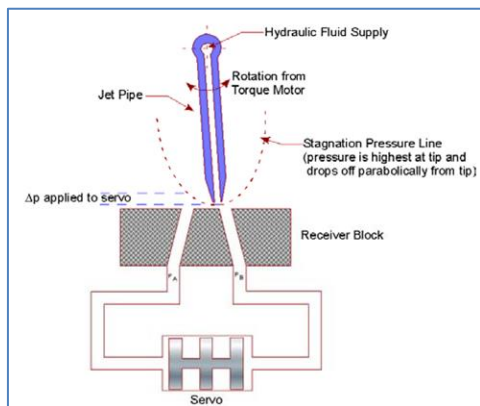
Şekil 2.11. İki kademeli jet-boru tip servo valf [29]



Şekil 2.12. İki kademeli jet-boru tip servo valf şematik gösterim [28]



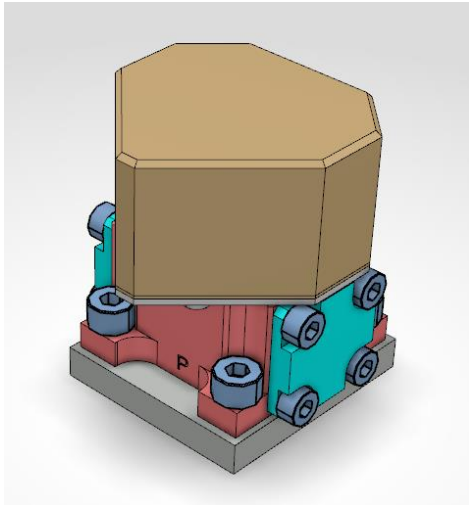
Şekil 2.13. Jet boru merkezde [29]



Şekil 2.14. Jet boru sağda [29]

3. İKİ KADEMELİ KUVVET GERİ BESLEMELİ KANATÇIK NOZUL TİP ELEKTRO HİDROLİK SERVO VALF

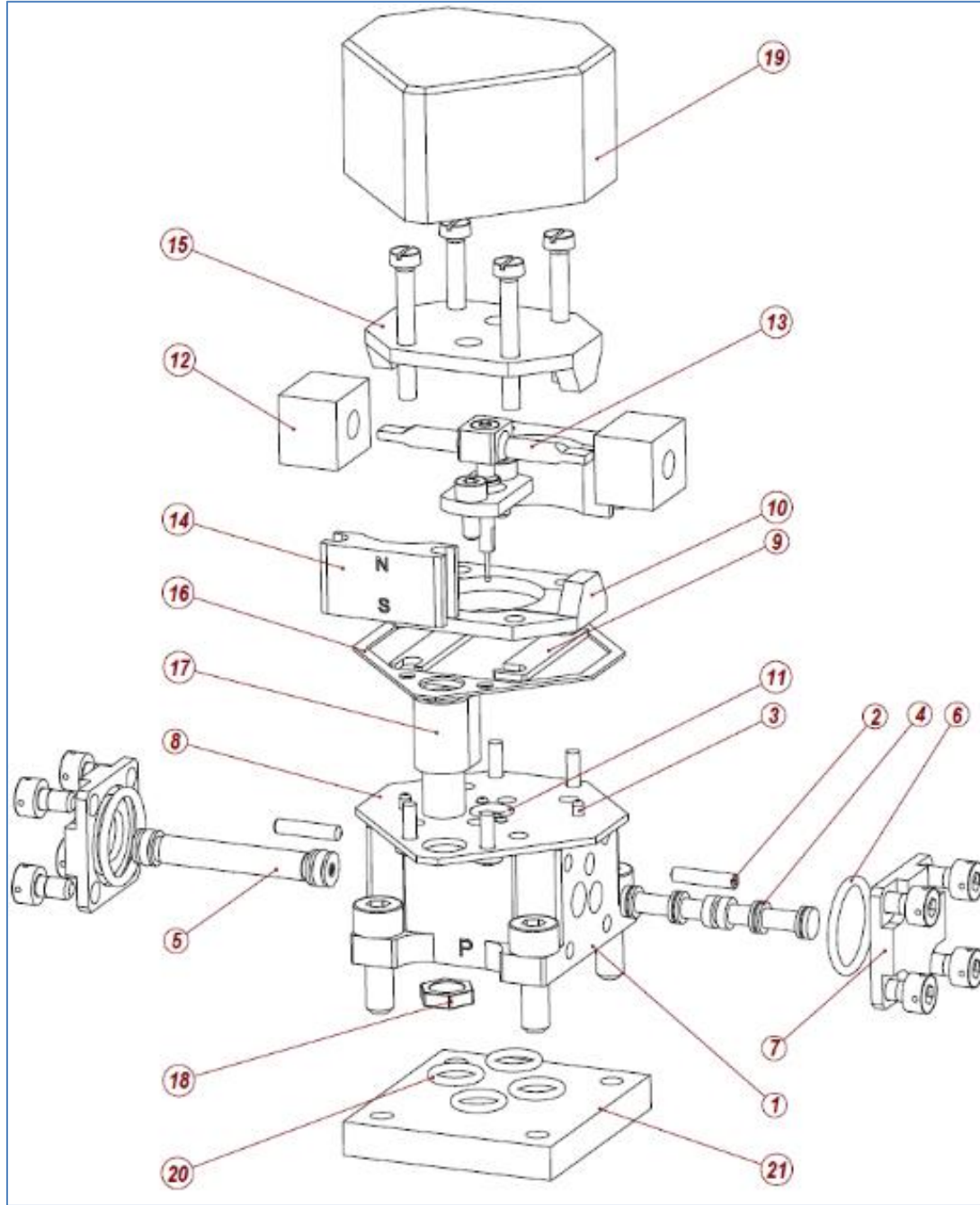
İki kademeli elektro hidrolik servo valfe ait izometrik gösterim Şekil 3.1’de verilmiştir. İki kademeli elektro hidrolik servo valf Bölüm 2’de de anlatıldığı gibi 1. kademesi tork motorundan ve 2. kademesi gövde, sürgü ve nozul yapısından oluşmaktadır. İki kademeli elektro hidrolik servo valfe ait montaj resmi, bileşen çizelgesi ve ürün ağacı Şekil 3.2’de Çizelge 3.1’de ve Şekil 3.3’te verilmiştir.



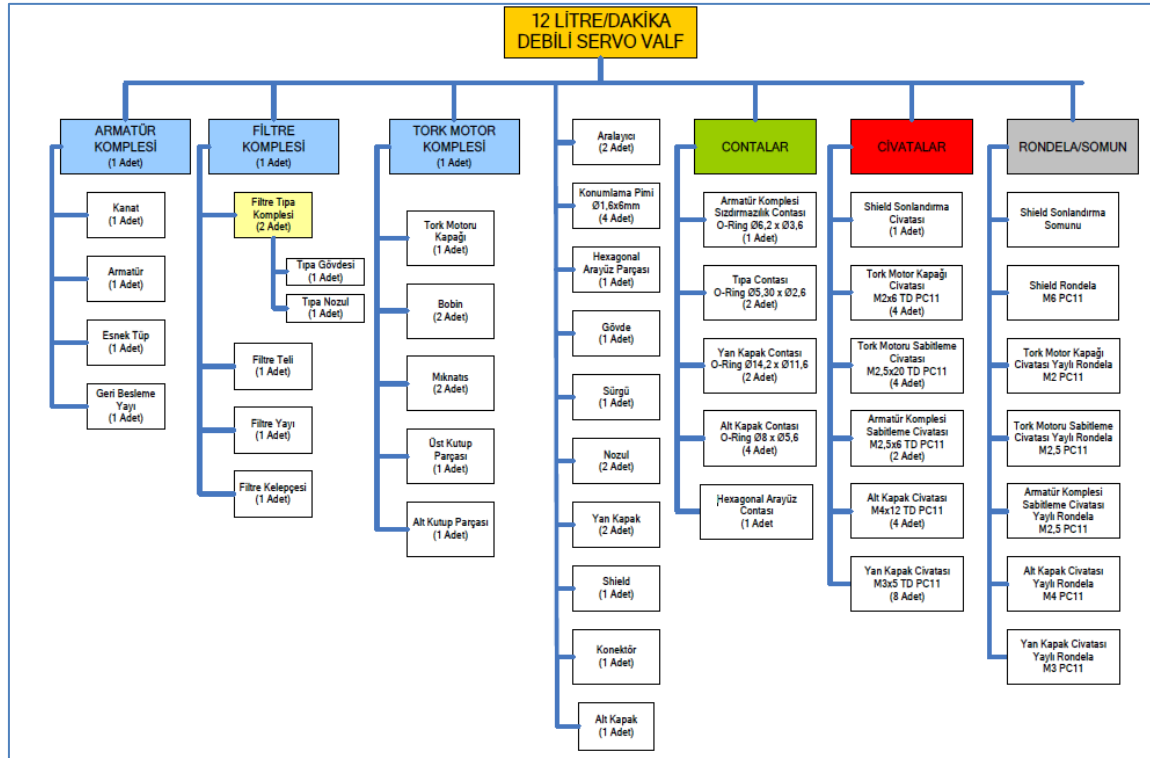
Şekil 3.1. Elektro hidrolik servo valf izometrik gösterimi

Çizelge 3.1. 12 litre/dakika servo valf bileşen çizelgesi

U/D	12 lt/dak. SERVO VALF CİVATA VE RONDELA TABLOSU	-	22
1	Alt Kapak	-	21
4	Alt Kapak Contası	-	20
1	Tork Motor Kapağı	-	19
1	Shield Sonlandırma Somunu	-	18
1	Shield Sonlandırma Cıvatası	-	17
1	Hexagonal Arayüz Contası	-	16
1	Üst Kutup Parçası	-	15
2	Mıknatıs	-	14
1	Armatür Komitesi	-	13
2	Bobin	-	12
1	Armatür Komitesi Sızdırmazlık Contası	-	11
1	Alt Kutup Parçası	-	10
2	Aralayıcı	-	9
1	Hexagonal Arayüz Parçası	-	8
2	Yan Kapak	-	7
2	Yan Kapak Contası	-	6
1	Filtre Komitesi	-	5
1	Sürgü	-	4
4	Konumlama Pimi	-	3
2	Nozul	-	2
1	Gövde	-	1
MİKTAR	PARÇA ADI	MLZ. & NOTLAR	NO



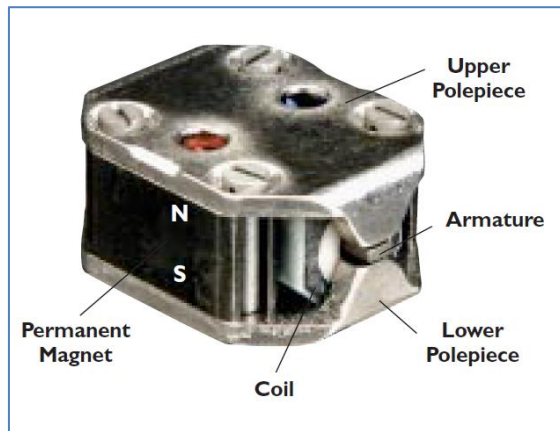
Şekil 3.2. Elektro hidrolik servo valf montaj resmi



Şekil 3.3. Elektro hidrolik servo valf ürün ağacı

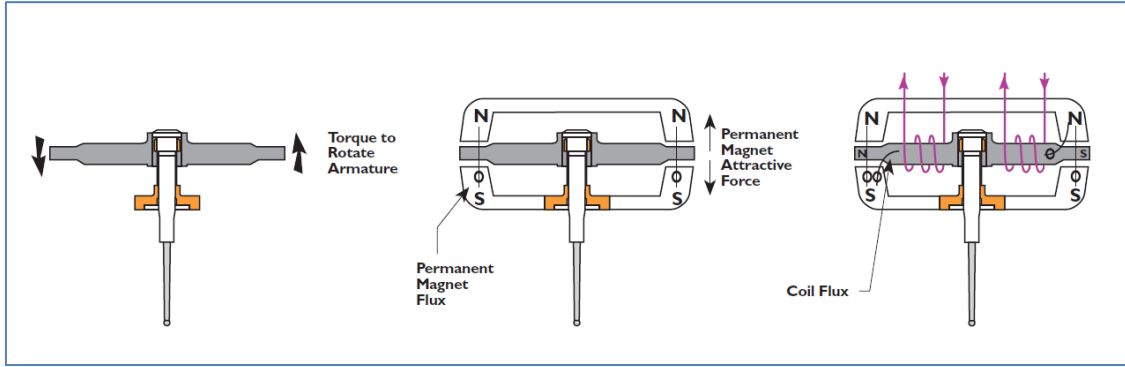
Tork motoru

Tork motoruna ait izometrik görünüm Şekil 3.4’te verilmiştir. Tork motoru üst kutup parçası (ing. Upper Polepiece), alt kutup parçası (ing. Lower Polepiece), armatür kompleksi (ing. Armature), mıknatıslar (ing. Permanent Magnet) ve bobinlerden (ing. Coil) oluşmaktadır.



Şekil 3.4. MOOG tork motoru izometrik görünüm [28]

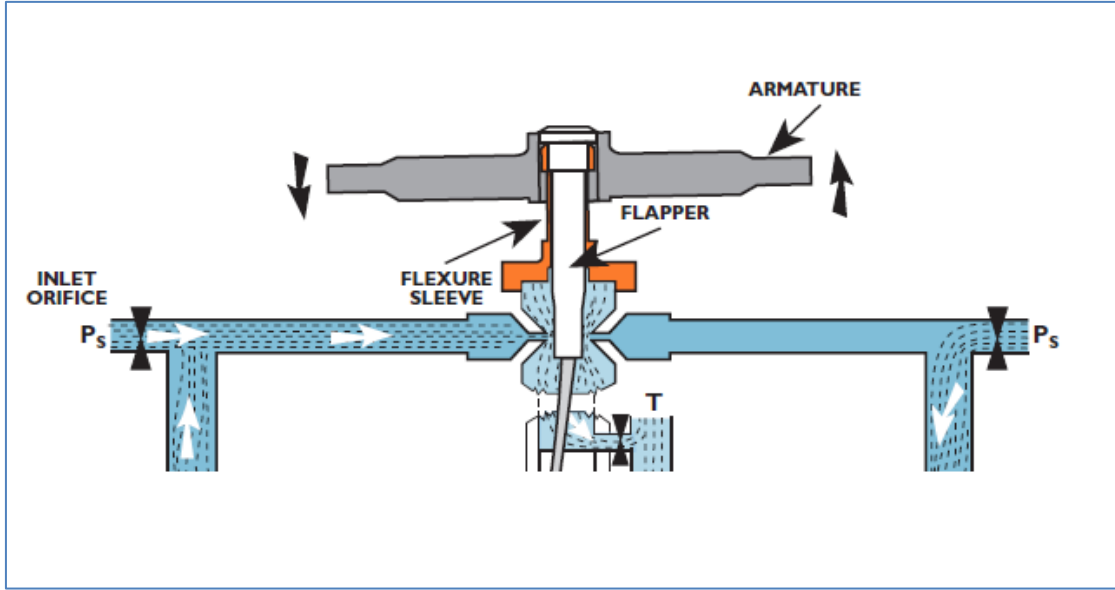
Tork motorunda bulunan mıknatıslar üst ve alt kutup parçalarını sırasıyla kuzey ve güney olacak şekilde yüklemektedir. Manyetize olabilen armatür parçası iki kutup ile arasında eşit miktarda hava boşluğu bulunmaktadır. Eşit miktarda boşluk olması bobinlere akım verilmediğinde armatürü sıfır konumunda tutabilmektedir. Bobinlere + veya - akım verildiğinde bobin üzerinde bir manyetik akı oluşmaktadır. Bu manyetik akı verilen akımın yönüne göre armatür parçasının bir ucunu kuzey diğer ucunu güney olacak şekilde manyetize etmektedir. Armatürün manyetize olmasından sonra kutup parçalarının armatürün uç kısımlarına itme ve çekme kuvveti oluşturmaktadır. Oluşan bu kuvvet ile armatür kompleksi esnek tüp sayesinde dönme işlemini gerçekleştirmektedir. Bu süreci anlatan tork motoruna ait şematik gösterim Şekil 3.5’te verilmiştir.



Şekil 3.5. Tork motoru şematik gösterimi [28]

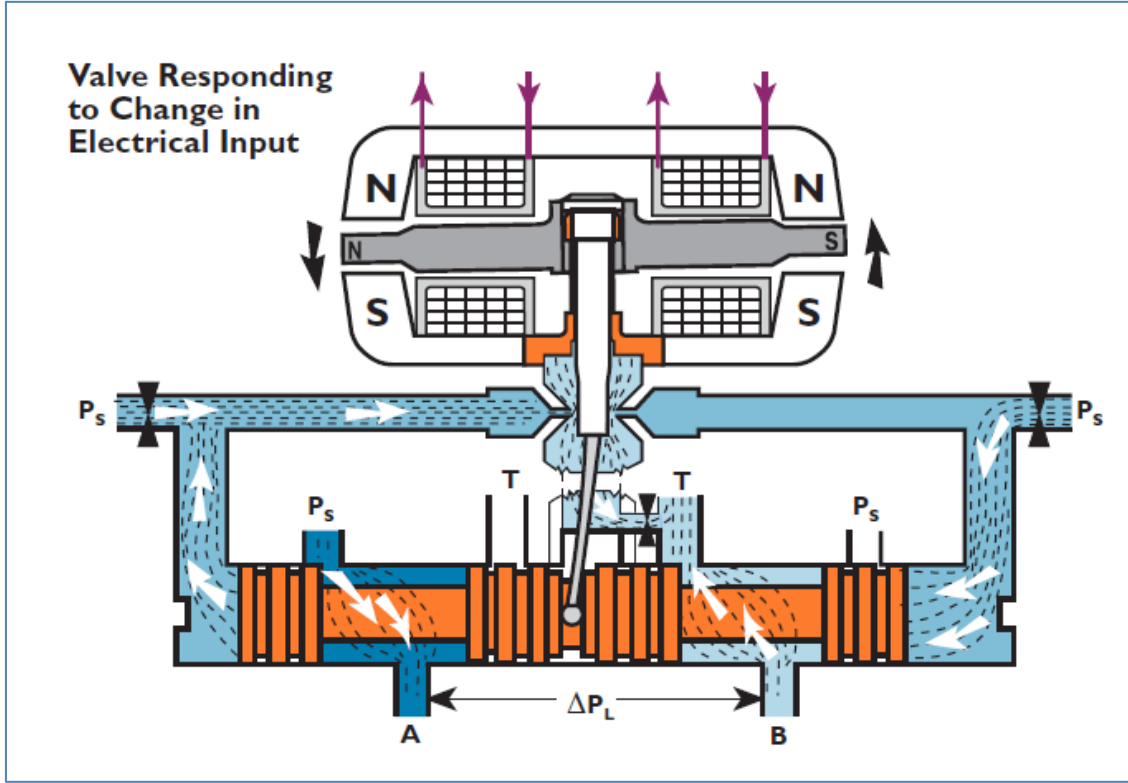
Armatür kompleksi, armatür, kanatçık, esnek tüp ve geri besleme yayından oluşmaktadır. Armatür kompleksinin gövde ile bağlantısı esnek tüp ile sağlanmaktadır. Tork motorunda tork oluştuğunda esnek tüpün gövde ile sabit bağlantısı ve esneklik özelliği sayesinde armatür kompleksi açısal hareket yapabilmektedir.

Armatürün açısal hareketi sonucunda dönme yönünde bulunan nozulun ucunu kapatarak o taraftaki akışkanın basıncını arttırmaktadır. Diğer nozuldan geçen akışkan rahat şekilde akabildiği için basınç oluşmamaktadır. Basıncın artmasından dolayı basınç kaynağından gelen akışkan sürgüyü hareket ettirmeye doğru yönelmektedir. Bu süreci anlatan şematik gösterim Şekil 3.6’da verilmiştir.



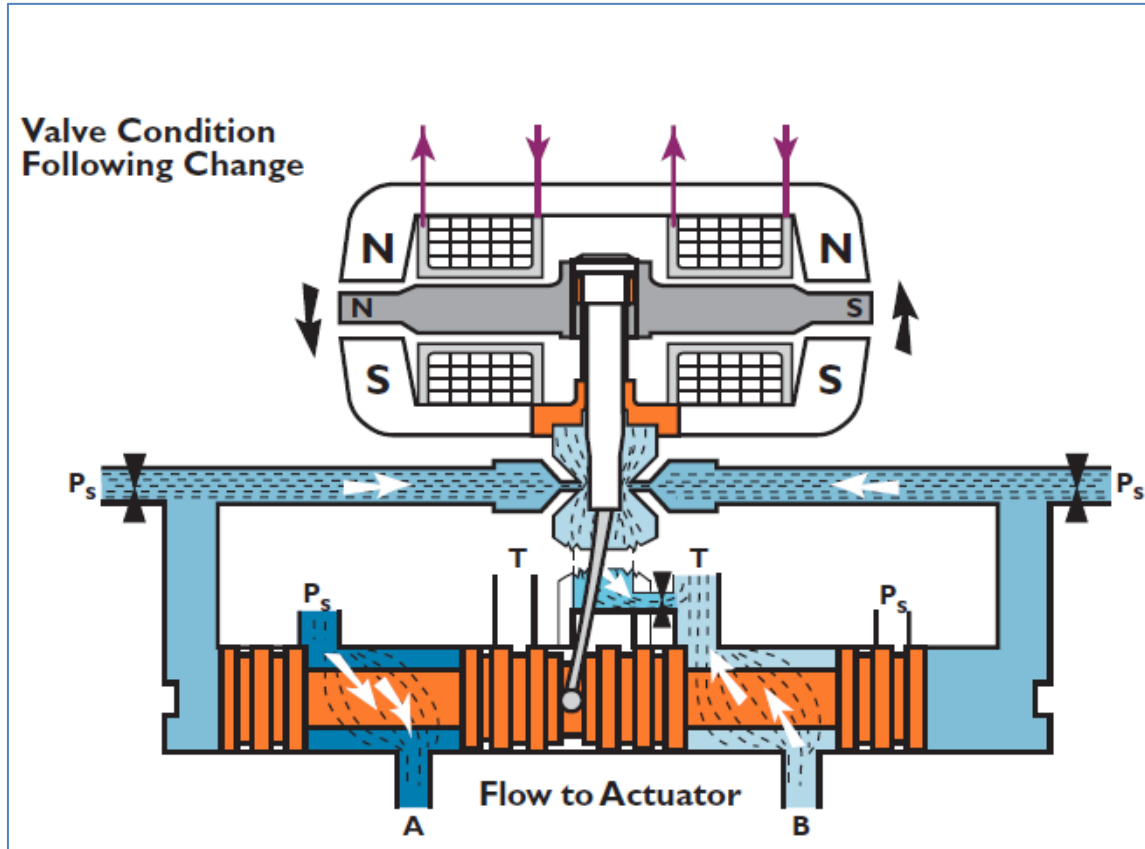
Şekil 3.6. Kanatçık-nozul çalışma prensibi şematik gösterimi – 1 [28]

Kanatçık ile bir nozulun ucunun kapatılması sonucu basıncın artması sürgünün iki ucu arasında basınç farkı yaratmaktadır. Oluşan bu basınç farkı sürgüyü basıncın düşük olduğu tarafa doğru hareket ettirmektedir. Sürgünün bu hareketi eyleyiciye giden ve eyleyiciden gelen akışkanların geçtiği A ve B kanallarını açmaktadır. Şekil 3.7’de verilen şematik gösterim bu süreci anlatmaktadır. Aynı zamanda sürgünün merkezinde bulunan geri besleme yayı sürgünün bu hareketi ile armatür kompleksi üzerinde ters bir tork oluşturmaktadır.



Şekil 3.7. Kanatçık-nozul çalışma prensibi şematik gösterimi – 2 [28]

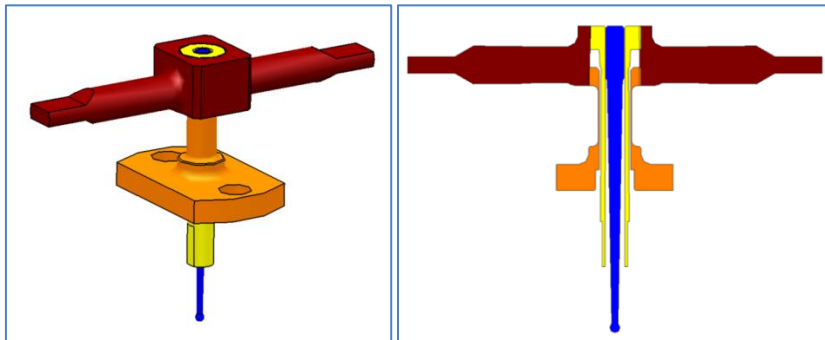
Şekil 3.8’de verilen şematik gösterimde görüldüğü gibi, sürgünün hareketi ile geri besleme yayının armatür kompleksi üzerinde oluşturduğu tork, manyetik kuvvetlerden oluşan torka eşit olana kadar sürgü hareketi devam eder ve bu tork değerleri eşit olduğunda armatür kompleksi eski pozisyonuna geri dönmektedir. Armatür kompleksi eski pozisyonuna geri döndüğünde ucunu kapattığı nozulu açarak sürgünün iki uçları arasındaki basınç farkını ortadan kaldırmaktadır. Armatür kompleksi üzerinde bulunan manyetik tork ortadan kalktığında yani verilen akım kesildiğinde geri besleme yayında biriken kuvvet sürgüyü merkez konumuna geri getirmektedir.



Şekil 3.8. Kanatçık-nozul çalışma prensibi şematik gösterimi – 3 [28]

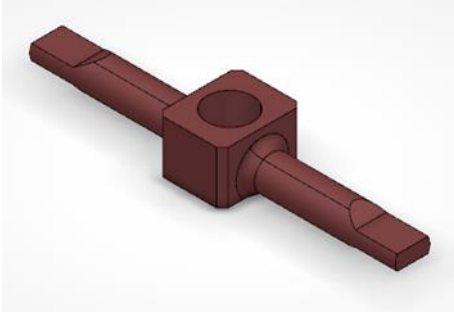
İki kademeli elektro hidrolik servo valfe ait bazı bileşenlerin tanımları ve görselleri

Armatür Komitesi, tork motoru içerisinde yer alan manyetik devrenin bir alt birimi olup, aynı zamanda armatür vasıtası ile nozul çıkış orifislerinin açma-kapama işlevini yerine getiren ve geri besleme yayı ile de sürgünün sıfır pozisyona gelmesini sağlayan bir alt komitedir.



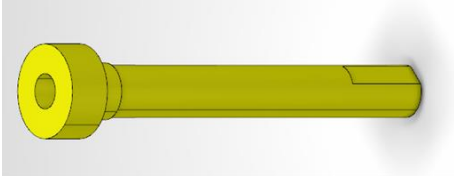
Şekil 3.9. Armatür komitesi

Kanat, tork motoru içerisinde yer alan bobinlere akım verilmesi sonucu oluşan manyetik alan ile armatür kompleksi ile rijit yapıda bulunan armatürün nozul çıkış orifis ekseninde sağa ve sola hareketini sağlayan sistem elemanıdır.



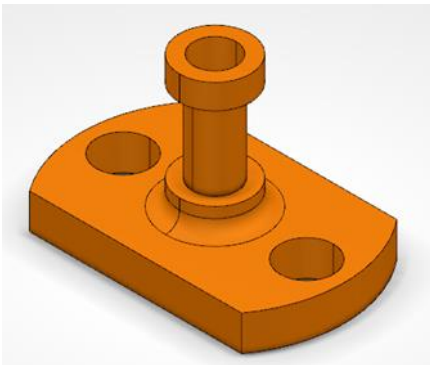
Şekil 3.10. Kanat

Armatür, tork motoru içerisinde meydana gelen manyetik alan sonucunda kanat parçasının açısal hareketi ile nozul çıkış orifislerinin açma-kapama işlevini yerine getiren sistem elemanıdır.



Şekil 3.11. Armatür

Esnek tüp, armatür kompleksinin servo valf gövdesine rijit olarak bağlantısını sağlayan; esneklik sağlayan malzeme yapısı itibari ile esnek bir sistem elemanıdır.



Şekil 3.12. Esnek tüp

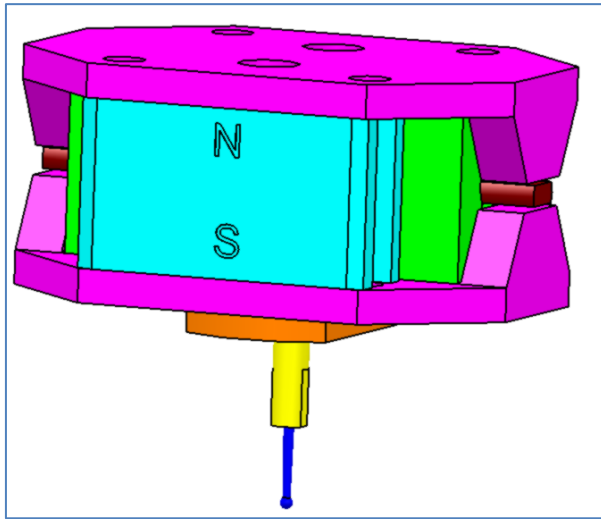
Geri Besleme Yayı, sisteme akım verildikten sonra gövde içerisinde lineer olarak hareket eden sürgünün sıfır pozisyonuna gelmesini sağlayan bir sistem elemanıdır.



Şekil 3.13. Geri besleme yayı

Filtre Kompleksi, servo valfe Pinlet'den giren hidrolik yağın filtrelenerek sisteme verilmesini sağlayan bir alt komplemdir.

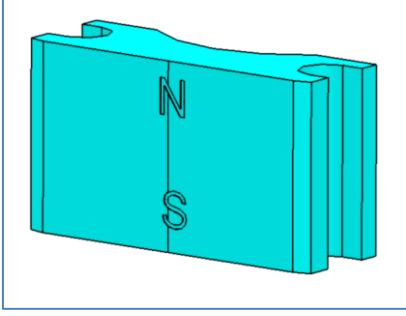
Tork Motor Kompleksi, servo valfe verilen akım sonucu manyetik alan oluşmasını sağlayan, akım girdisini açısal harekete dönüştürerek armatür kompleksinin nozul çıkış orifislerinin açma-kapama işlevini yerine getirmesini sağlayan manyetik özellikli bir alt komplemdir.



Şekil 3.14. Tork motoru kompleksi

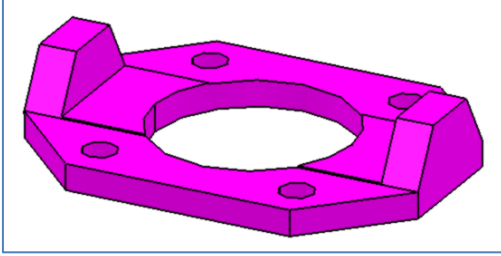
Bobin, servo valfe verilen elektriksel akımı; mıknatıslar ve kutup parçaları vasıtası ile manyetik alana dönüştüren elektriksel bir devre elemanıdır.

Mıknatıs, bobin tarafından yaratılan elektriksel alanı; kutup parçaları vasıtası ile manyetik alana dönüştüren manyetik bir devre elemanıdır.



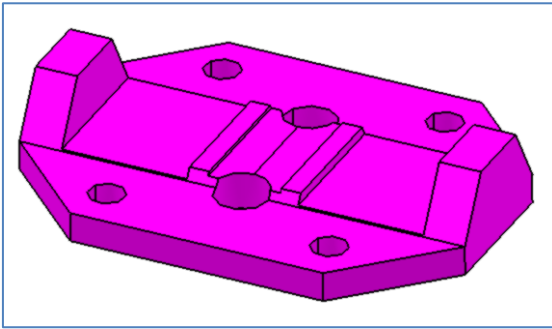
Şekil 3.15. Mıknatıs

Alt Kutup Parçası, bobin tarafından yaratılan elektriksel alanı; mıknatıslar ve üst kutup parçası vasıtası ile manyetik alana dönüştüren manyetik bir devre elemanıdır.



Şekil 3.16. Alt kutup parçası

Üst Kutup Parçası, bobin tarafından yaratılan elektriksel alanı; mıknatıslar ve alt kutup parçası vasıtası ile manyetik alana dönüştüren manyetik bir devre elemanıdır.

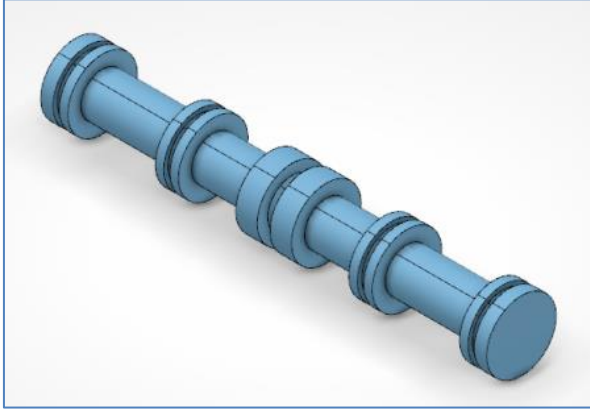


Şekil 3.17. Üst kutup parçası

Aralıyıcı, gövde ve sürgüyü tork motoru içerisinde oluşan manyetik alandan izole ederek, gövde ve sürgünün manyetik alandan etkilenmemesini sağlayan non-manyetik bir sistem elemanıdır.

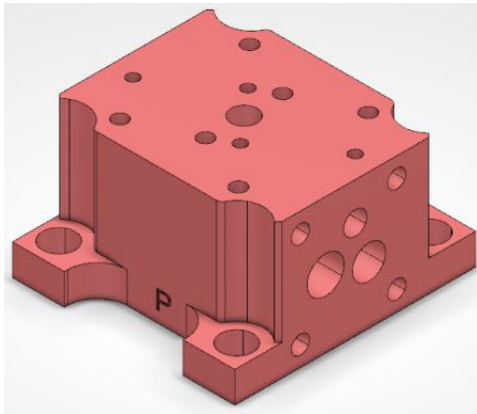
Hexagonal Arayüz Parçası, tork motor kompleksinin manyetik sızdırmazlığını sağlayan aynı zamanda gövde ile tork motoru arasında hidrolik sızdırmazlığın sağlanmasına yardımcı olan bir sistem elemanıdır.

Sürgü, servo valf Pa ve Pb çıkış menfezlerinin açma-kapama kontrolünü gövde içerisinde çift yönlü doğrusal hareket yaparak sağlayan bir sistem elemanıdır.



Şekil 3.18. Sürgü

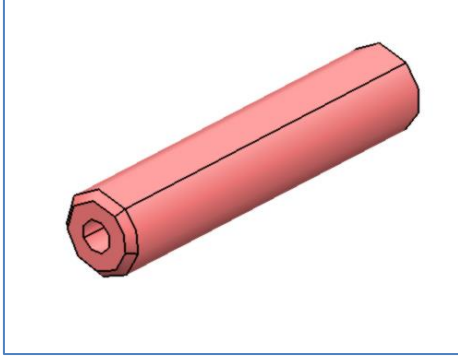
Servo valf içerisindeki hidrolik akışın gerçekleştiği yapıdır. Gövde içerisinde; sürgü, filtre ve nozullar yer almaktadır. Armatür kompleksi ve tork motorunun mekanik bağlantısının yapılabileceği ara yüze sahip bir sistem elemanıdır.



Şekil 3.19. Gövde

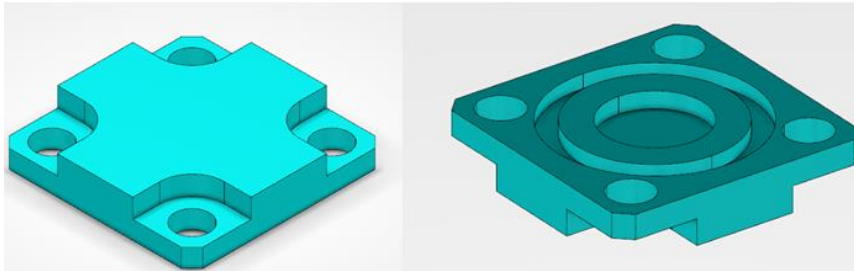
Nozul, armatür tarafından orifisleri açma-kapama yapılarak gövde içerisinde hidrolik basıncın tek taraflı olarak artmasını veya azalmasını sağlayan ve dolaylı olarak sürgünün

bu basınç değişimi sonucu gövde içerisinde çift yönlü lineer hareket ederek akış çıkış menfezlerini açma-kapamasını sağlayan bir sistem elemanıdır.



şekil 3.20. Nozul

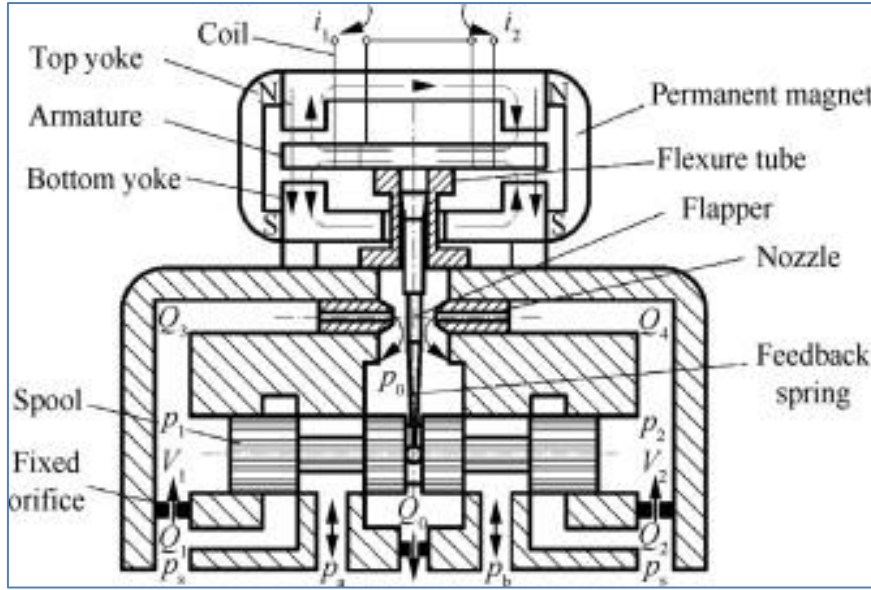
Yan Kapak, servo valf içerisine Pinlet ‘den giren ve filtre edilen hidroliğin gövde içerisinde nozullara iletilmesini ve servo valfin hidrolik sızdırmazlığını sağlayan bir sistem elemanıdır.



şekil 3.21. Yan kapak

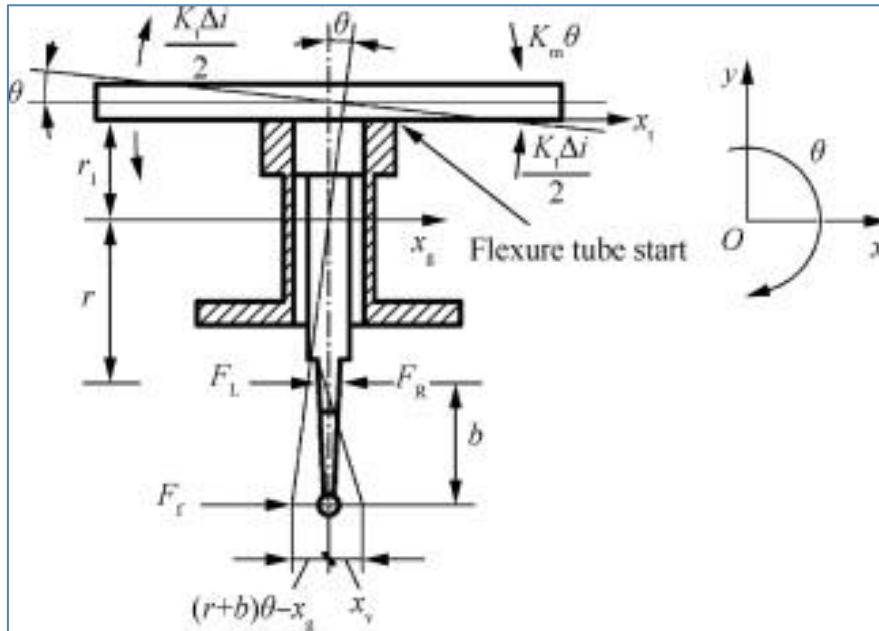
3.1. İki Kademeli Kuvvet Geri Beslemeli Kanatçık Nozul Tip Elektro Hidrolik Servo Valfin Matematiksel Modelin Elde Edilişi

Bu bölümde iki kademeli kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valfin matematiksel modelinin elde edilişinden bahsedilmiştir. Matematiksel modelin çoğu şekil 3.22’de verilen elektro hidrolik servo valf sisteminin şematiği üzerinden L. Changhai ve J. Hongzhou’nun sonuçlarına dayanmaktadır. Servo valf sistemi iki kademeye sahiptir, tork motoru olan birinci kademesi servo valfin st kısmında yer almaktadır ve gövde ve srgden oluşan ikinci kademesi servo valfin alt kısmında yer almaktadır. Servo valfin st ve alt kısımları şekil 3.23’de şematik gösterimi verilen armatür kanatçık olarak bilinen yapı ile bağlantısı yapılmaktadır.



Şekil 3.22. Elektro hidrolik servo valfin şematik diyagramı [4]

Armatür kanatçık bütünü, ağırlık merkezinin dönel ve öteleme yer değiştirmesi olan iki serbestlik derecesine sahiptir. Ayrıca matematiksel modelde sürgü valf rezonansı, kanatçık üzerindeki basınç geri beslemesi ve sürgü üzerindeki akış kuvvetleri de düşünülmüştür.



Şekil 3.23. Armatür kanatçık şematik diyagramı [4]

Giriş elektrik sinyali farkı armatür kanatçık bütünü üzerinde Eş. 3.1’de belirtildiği gibi tork oluşturmaktadır.

$$T_d = K_t \Delta i + K_m \theta \quad (3.1)$$

Burada, T_d tork motoru tarafından üretilen tork, K_t tork motorun elektro manyetik tork sabiti, Δi bobinlere uygulanan elektrik sinyali farkı, K_m tork motorunun manyetik yay sertliği, θ armatürün açısal yer değiştirmesidir. Diğer yandan, esnek tüpün başlangıcının yer değiştirilmesi x_t Eş. 3.2’de tanımlanmıştır.

$$x_t = x_g + r_1 \theta \quad (3.2)$$

Burada, x_g armatür kanatçık bütünün ağırlık merkezini yer değiştirmesi ve r_1 esnek tüpün başlangıcı ile armatür kanatçık bütününün ağırlık merkezi arasındaki mesafedir. Sürgünün hayali yer değiştirmesi x_{vf} ve kanatçık yer değiştirmesi x_f Eş. 3.3 ve Eş. 3.4’te tanımlanmıştır.

$$x_{vf} = x_g - (r + b) \theta \quad (3.3)$$

$$x_f = x_g - r \theta \quad (3.4)$$

Burada, r nozulların ekseni ile armatür kanatçık bütünün ağırlık merkezi arasındaki mesafedir, b nozulların ekseni ile sürgü ekseni arasındaki mesafedir.

Esnek tüpün yay sertliği aşağıda verilen eşitlikler gibi tanımlanabilir;

$$k_{11} = EI/(L^3/12) \quad (3.5)$$

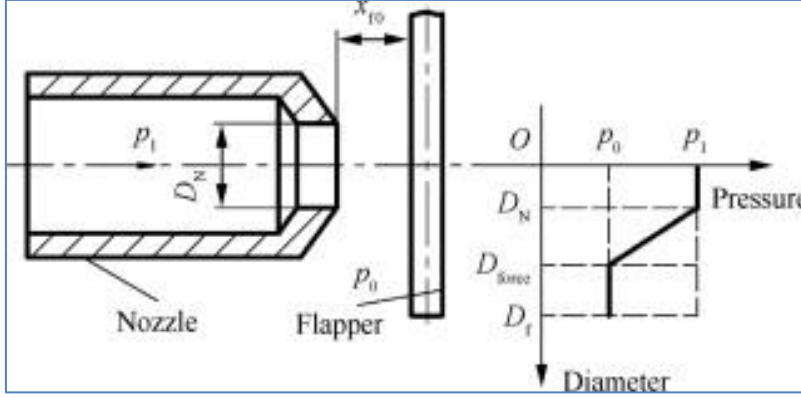
$$k_{12} = k_{21} = EI/(-L^2/6) \quad (3.6)$$

$$k_{22} = EI/(L/4) \quad (3.7)$$

Burada, k_{11} , k_{12} , k_{21} ve k_{22} esnek tüpün esneklik katsayılarıdır, E esnek tüpün Young’s modülüdür, I esnek tüpün atalet momentidir, L esnek tüpün uzunluğudur. Esnek tüp tarafından üretilen kuvvet olan F_{tube} ve esnek tüp tarafından üretilen tork olan T_{tube} aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\begin{bmatrix} F_{tube} \\ T_{tube} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_t \\ \theta \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Diğer yandan, tek nozul kanatçık tip valfin şematik diyagramı Şekil 3.24'te verilmiştir.



Şekil 3.24. Tek nozul kanatçık şematik diyagramı [4]

Şematik diyagrama dayanarak, sol nozulun içinden geçen akışın kanatçık üzerinde oluşturduğu akış kuvveti aşağıdaki gibi tanımlanabilir;

$$F_L = p_1 \frac{\pi}{4} D_N^2 + \frac{\pi}{12} (D_f - D_N) [D_f (2p_0 + p_1) + D_N (2p_1 + p_0)] \quad (3.9)$$

Burada, F_L sol nozul içinden geçen akışkanın kanatçık üzerinde oluşturduğu kuvvettir, p_1 sürgünün sol tarafında oluşan basınçtır, D_N nozulun iç çapıdır, p_0 boşaltma basıncıdır ve D_f kanatçığın çapıdır.

Sağ nozulun içinden geçen akışkanın oluşturduğu kuvvet benzer yol ile ifade edilebilir ve kanatçık üzerinde oluşan net kuvvet aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$F_{nozzle} = F_L - F_R \quad (3.10)$$

Geri besleme yayının gerçek yer değiştirmesi $x_g - (r + b)\theta - x_v$ 'dir ve geri besleme yayı tarafından oluşturulan kuvvet aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$F_f = K_f [(r + b)\theta - x_g + x_v] \quad (3.11)$$

Burada, F_f geri besleme yayı tarafından oluşturulan kuvvettir, K_f geri besleme yayının sertliğidir. Armatür kanatçık bütünü üzerindeki tork ve kuvvet eşitlikleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$T_d = J \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_r \frac{d\theta}{dt} + T_{tube} + F_r(r + b) + T_{nozzle} \quad (3.12)$$

$$F_{nozzle} + F_f = m \frac{d^2x_g}{dt^2} + B_t \frac{dx_g}{dt} + F_{tube} \quad (3.13)$$

Burada, J armatür kanatçık bütünüünün atalet momentidir, B_r armatür kanatçık bütünüünün dönel sönümleme katsayısıdır, T_{nozzle} net akış kuvveti tarafından oluşturulan tork değeridir, m armatür kanatçık bütünüünün kütlesidir ve B_t armatür kanatçık bütünüünün öteleme sönümleme katsayısıdır. Eş. 3.12 ve Eş. 3.13 kullanılarak tork motorunun dinamiği durum uzay formunda aşağıda verilen Eş. 3.14'teki gibi yazılabilir;

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\omega} \\ \dot{x}_g \\ \dot{v}_g \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-(K_f(r+b)^2 + k_{21}r_1 + k_{22} - K_m)}{J} & \frac{-B_r}{J} & \frac{-(k_{21} - K_f(r+b))}{J} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_f(r+b) - k_{12} - k_{11}r_1}{m} & 0 & \frac{-(K_f + k_{11})}{m} & \frac{-B_t}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \omega \\ x_g \\ v_g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_t}{J} & \frac{-K_f(r+b)}{J} & \frac{-\pi D_N^2 r}{4J} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_f}{m} & \frac{\pi D_N^2}{4m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta i \\ x_v \\ P_{Lp} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Eş. 3.14 ile verilen eşitlik dördüncü dereceden bir sistem modelini ifade etmektedir. Tork motorunun matematiksel modeli akış dinamiklerinin eklenmesi ile geliştirilebilir. Nozul kanatçık dinamik denklemleri aşağıda verilen eşitlikler gibi yazılabilir;

$$\dot{p}_1 = \frac{\beta_e}{V_1} [Q_1 - Q_3 - A_v v_v - K_L(p_1 - p_2)] \quad (3.15)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{\beta_e}{V_2} [Q_2 - Q_4 + A_v v_v + K_L(p_1 - p_2)] \quad (3.16)$$

Burada, β_e hidrolik yağın sıkıştırılabilirliğidir, V_1 ve V_2 sürgünün her iki tarafındaki kapalı hacimdir, A_v sürgünün alanıdır, v_v sürgünün hızıdır ve K_L kaçak akış katsayısıdır. Diğer yandan debiler aşağıda verilen eşitlikler gibi ifade edilebilir;

$$Q_1 = C_{d1} A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} \quad (3.17)$$

$$Q_2 = C_{d1}A_1\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_2)} \quad (3.18)$$

$$Q_0 = C_{d0}A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}p_0} \quad (3.19)$$

Burada, Q_1 ve Q_2 her iki kenardaki akışlardır, Q_0 ikinci orifisten geçen akıştır, C_{d1} birinci sabit orifisin akış verim katsayısıdır, C_{d0} ikinci sabit orifisinin akış verim katsayısıdır, A_1 birinci sabit orifisin alanıdır, A_0 ikinci sabit orifisin alanıdır ve p_s besleme basıncıdır. Kanatçığın $x_g - r\theta$ kadar yer değiştirmesi durumunda her iki tarafta nozullardan geçen akış aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$Q_3 = C_{df}\pi D_N[x_{f0} - (r\theta - x_g)]\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_0)} \quad (3.20)$$

$$Q_4 = C_{df}\pi D_N[x_{f0} + (r\theta - x_g)]\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_2 - p_0)} \quad (3.21)$$

Burada, Q_3 ve Q_4 sol ve sağ değişken kısma orifislerindeki akışlardır, C_{df} değişken orifisin akış verim katsayısıdır, x_{f0} kanatçık orta konudayken nozul eksenini ile kanatçık arasındaki mesafedir ve ρ hidrolik yağın yoğunluğudur.

Eş. 3.15 ve Eş. 3.16 da verilen basınç denklemleri sıfır konumda doğrusallaştırıldığında aşağıda verilen eşitlikler gibi yazılabilir;

$$p_1 = \frac{\beta_e}{v_0}[K_cp_1 - K_xx_g + K_\theta\theta - A_vv_v - K_L(p_1 - p_2)] \quad (3.22)$$

$$p_2 = \frac{\beta_e}{v_0}[K_cp_2 + K_xx_g - K_\theta\theta + A_vv_v + K_L(p_1 - p_2)] \quad (3.23)$$

$P_{Lp} = p_1 - p_2$ olduğundan $\dot{P}_{Lp}$ aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\dot{P}_{Lp} = \frac{\beta_e}{v_0}[(K_c - 2K_L)P_{Lp} - 2K_xx_g + 2K_\theta\theta - 2A_vv_v] \quad (3.24)$$

Eş. 3.24, Eş. 3.14'ün içinde kullanıldığında, beşinci dereceden dinamik model elde edilmiş olur. Model sürgü dinamiğinin katılması ile daha da geliştirilebilir. Sürgü dinamiği Newton'un ikinci yasasına dayanmaktadır ve sürgü dinamiği aşağıda verilen eşitlik ile ifade edilebilir;

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_v \\ \dot{v}_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -K_t & -B_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_v \\ v_v \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ A_v & \frac{-K_f(r+b)}{m_v} & \frac{-K_f}{m_v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{LP} \\ \theta \\ x_g \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

Burada, m_v sürgünün kütlesidir ve B_v sürgünün sönümlleme katsayısıdır.

İki kademeli elektro hidrolik servo valfin matematiksel modeli Eş. 3.14, Eş. 3.24 ve Eş. 3.25'in birleştirilmesi ile durum uzay denklemi şeklinde aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\dot{x} = Ax + B\Delta i \quad (3.26)$$

Burada, $x = [\theta \quad \omega \quad x_g \quad v_g \quad P_{LP} \quad x_v \quad v_v]^T$, $B = \begin{bmatrix} 0 & \frac{K_t}{J} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$ ve

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-(K_f(r+b)^2 + k_{21}r_1 + k_{22} - K_m)}{J} & \frac{-B_r}{J} & \frac{-(k_{21} - K_f(r+b))}{J} & 0 & \frac{-\pi D_N^2 r}{4J} & \frac{-K_f(r+b)}{J} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_f(r+b) - k_{12} - k_{11}r_1}{m} & 0 & \frac{-(K_f + k_{11})}{m} & \frac{-B_t}{m} & \frac{\pi D_N^2}{4m} & \frac{K_f}{m} & 0 \\ \frac{2K_\theta \beta_e}{V_0} & 0 & \frac{-2K_x \beta_e}{V_0} & 0 & \frac{(K_p - 2K_L)\beta_e}{V_0} & 0 & \frac{-2A_v \beta_e}{V_0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-K_f(r+b)}{m_v} & 0 & \frac{K_f}{m_v} & 0 & \frac{A_v}{m_v} & \frac{-K_f}{m_v} & \frac{-B_v}{m_v} \end{bmatrix}$$

İki kademeli elektro hidrolik servo valf modelinin parametreleri kullanılarak çalışılmıştır [4] ve aşağıdaki kontrol girişi Δi ve çıkışı x_v arasındaki transfer fonksiyon elde edilmiştir.

$$\frac{x_v(s)}{\Delta i(s)} = \frac{a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4}{s^7 + b_1 s^6 + b_2 s^5 + b_3 s^4 + b_4 s^3 + b_5 s^2 + b_6 s + b_7} \quad (3.27)$$

Burada,

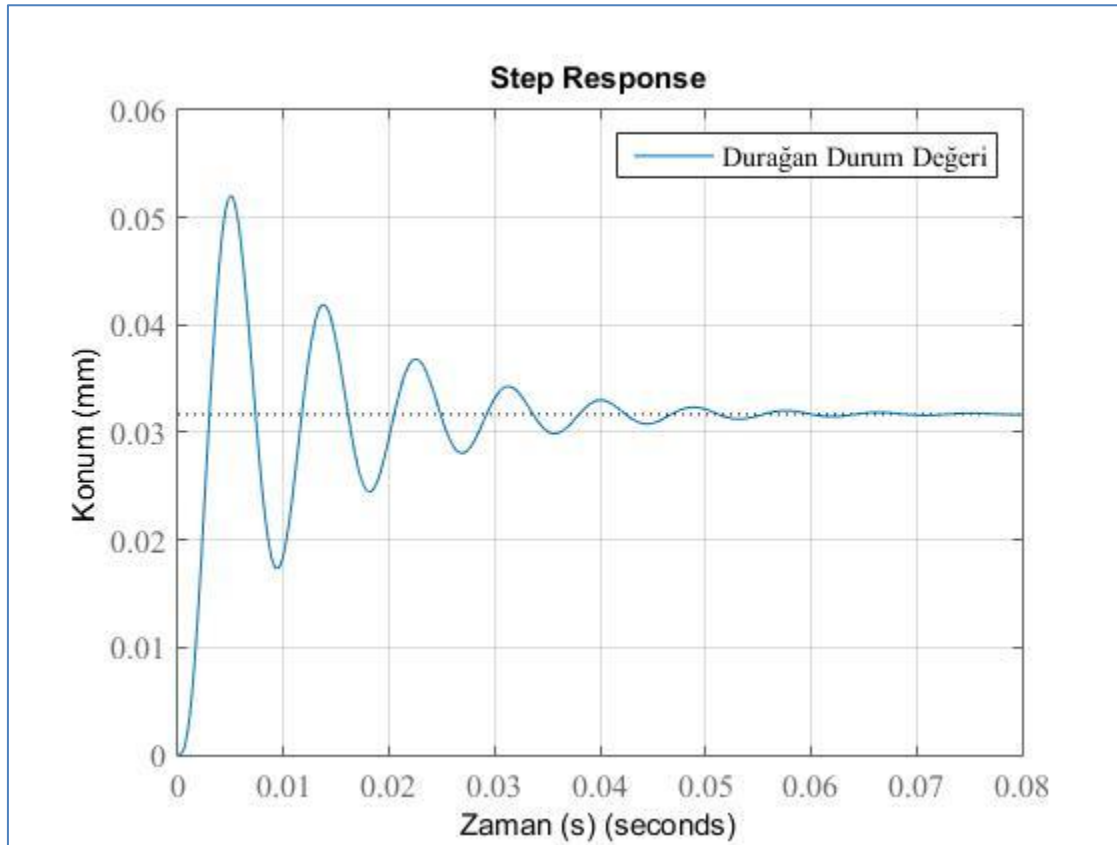
$$a_1 = -2.8153 \times 10^{10}, a_2 = 4.5725 \times 10^{16}, a_3 = 6.4423 \times 10^{19},$$

$$a_4 = 3.1833 \times 10^{25}, b_1 = 1.0243 \times 10^4, b_2 = 2.5856 \times 10^9$$

$$b_3 = 1.2234 \times 10^{13}, b_4 = 1.2466 \times 10^{18}, b_5 = 2.1316 \times 10^{21}$$

$$b_6 = 9.5024 \times 10^{23}, b_7 = 9.7211 \times 10^{26}$$

İki kademeli elektro hidrolik servo valfin 7. dereceden transfer fonksiyonuna sahip matematiksel modelinden elde edilmiş basamak giriş cevabı (kontrolcü girişi olmaksızın) grafiği Şekil 3.25'te verilmiştir.

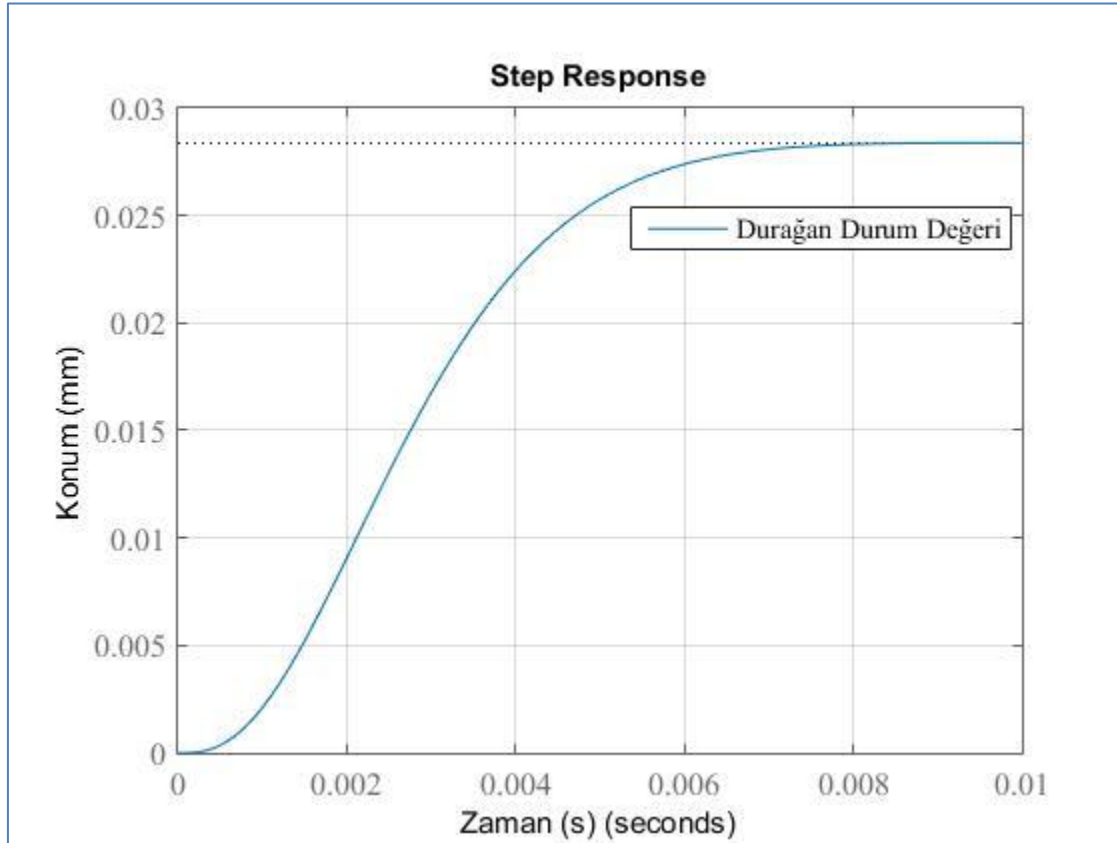


Şekil 3.25. 7. dereceden matematiksel modelin basamak giriş cevabı

İndirgenmiş mertebe matematiksel model kullanılmasının istenmesi halinde, modelin basitleştirilmesi ile kontrol girişi Δi ve çıkışı x_v arasındaki üçüncü dereceden transfer fonksiyon aşağıdaki gibi elde edilebilir;

$$\frac{x_v(s)}{\Delta i(s)} = \frac{2.3957 \times 10^7}{s^3 + 2549.9s^2 + 2.4178 \times 10^6 s + 8.209 \times 10^8} \quad (3.28)$$

İki kademeli elektro hidrolik servo valfin 3. dereceden matematiksel modelinden elde edilmiş basamak giriş cevabı (kontrolcü girişi olmaksızın) grafiği Şekil 3.26’da verilmiştir.



Şekil 3.26. 3. dereceden matematiksel modelin basamak giriş cevabı

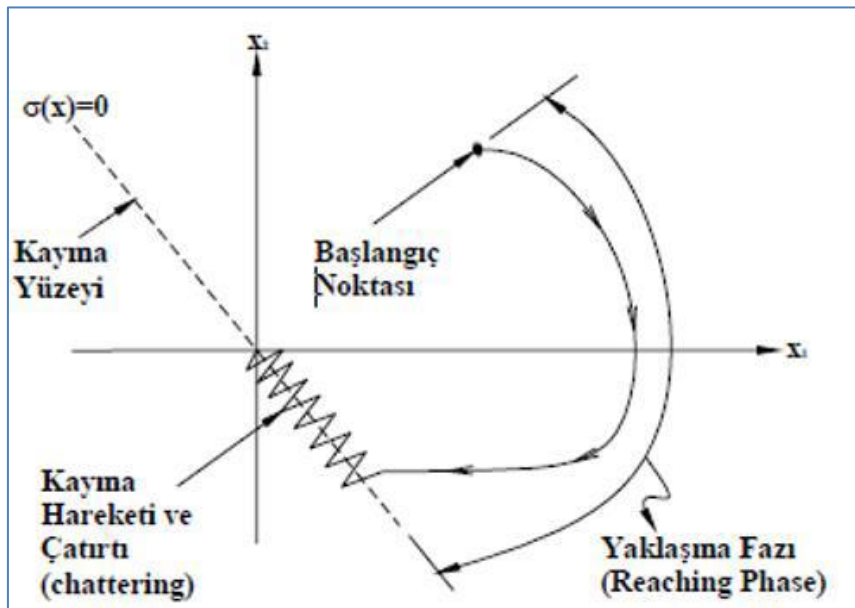
Elektro hidrolik servo valf için elde edilen ve kontrolcü tasarımı için kullanılan iki farklı matematiksel model irdelendiğinde, sistem davranışları bakımından farklılıkların olduğu açıkça görülmektedir. Şekil 3.26’da verilen 3. Derece Transfer Fonksiyonu ile tanımlanmış modelin geçici sistem cevabında her hangi bir salınım hareketi gözlenmez iken, daha ayrıntılı modeli tanımlayan 7. Derece Transfer Fonksiyonuna sahip modelde ise geçici cevabın salınım içerdiği görülmektedir. Sistemin matematiksel modellemesindeki farklılıklar, kontrolcü tasarımında da farklı yaklaşımları gerekli kılmaktadır.

4. KAYAN KIPLİ DENETÇİ VE PID DENETÇİ

Kayan kipli denetim (Sliding Mode Control), değişken yapılı bir denetim sistemidir. Kayan kipli denetimde denetçinin amacı ele alınan sistemin durum değişkenlerini öncelikle kayma yüzeyi olarak adlandırılan yüzeye götürmeye çalışmaktır. Ardından durum değişkenlerini bu kayma yüzeyi üzerinde veya kayma yüzeyine çok yakın bir yerde tutmaya çalışmaktır. Sistemin durum değişkenleri tasarlanan kayma yüzeyine ulaştığında, denetçi sistemin durumlarını bu yüzeyde tutarak sistem için verilen referans değerlerinin yakalanması sağlamaktadır.

Yukarıda da bahsedildiği gibi kayan kipli denetimde iki aşama mevcuttur. İlk aşama durum değişkenlerinin kayma yüzeyine taşındığı “Yaklaşma Fazı”, ikinci aşama ise durumların kayma yüzeyinde tutulduğu “Kayma Fazı”dır [23].

Kayan kipli denetimin en büyük avantajı, sistemi bazı bozuculara karşı tamamen duyarsız hale getirebilmesidir. Kayan kipli denetim kendi doğasından ötürü sürekli olmayan bir yapıya, yani değişken bir yapıya sahiptir. Bu denetim uygulandığında sistemin durum değişkenleri çok kısa zamanda çok fazla ve hızlı (yüksek frekanslı) yön değiştirmektedir. Bu değişken yapı uygulama sırasında “Çatırtı” (ing. Chattering) adı verilen probleme neden olmaktadır. Çatırtı kayan kipli denetimin en önemli dezavantajıdır [24].



Şekil 4.1. 2. dereceden bir sistem için kayan kipli denetim yapısı [23]

Kayan kipli denetçinin doğası gereği oluşan, çatırdama problemi, mekanik sistemlerde titreşimlere neden olabilir. Kayan kipli denetçinin durum değişkenlerini kayma yüzeyinde tutmak için uygulayacağı girişlere bağlı olarak bahsi geçen titreşimler yüksek genlikli ve yüksek frekanslı olabilir. Böylesine titreşimler mekanik sistemlerde yorulmalara ve zaman içerisinde kırılmalara neden olabilir. Bu nedenle Kayan Kipli Denetim mekanik sistemlere uygulanacağı zaman dikkatli olunması gerekir. Kayan kipli denetçinin bu titreşimleri alçak geçiren bir filtre vasıtasıyla filtrelenebilirken, böyle bir filtre, denetçinin gürbüzlüğünün de kaybolmasına neden olabilecektir [25].

Kayma yüzeyi

Aşağıdaki gibi tek girişli dinamik bir sistem ele alınsın:

$$q(n) = f(q) + b(q)u \quad (4.1)$$

Burada q , sistemin durum değişkeni (örneğin valf için sürgü konumu, hızı vb.), u denetim girişi, n sistemin derecesi, $b(q)$ denetim katsayısı ve $f(q)$ sistemin tam olarak bilinmeyen dinamik davranışdır. Denetimin amacı, q 'nun istenen referans değeri, q_d 'yi izlemesidir.

Hata değeri kayan kipli denetçi için aşağıdaki gibi tanımlansın [26]:

$$\tilde{q} = q - q_d \quad (4.2)$$

Zamanla değişen kayma yüzeyi n . dereceden bir sistemi için aşağıdaki biçimde tanımlanır [26]:

$$\sigma(q, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \tilde{q} \quad (4.3)$$

Burada λ , $n \times n$ pozitif köşegen bir matristir. Eğer sistem 2. dereceden bir sistem ise kayma yüzeyi aşağıdaki gibi olur:

$$\sigma = \ddot{\tilde{q}} + \lambda \dot{\tilde{q}} \quad (4.4)$$

Eğer sistem 3. dereceden bir sistem ise kayma yüzeyi aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\sigma = \ddot{q} + 2\lambda\dot{q} + \lambda^2\tilde{q} \quad (4.5)$$

Denetim kuralı ise aşağıdaki gibi tanımlanan “erişilebilirlik” eşitsizliğini sağlayacak şekilde belirlenir:

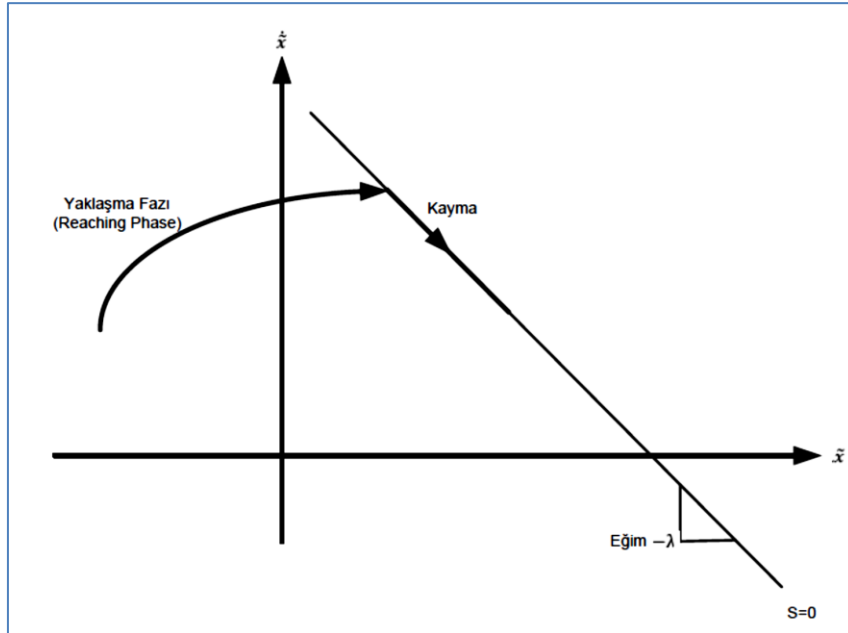
$$\dot{\sigma} < 0 \begin{cases} \dot{\sigma} > 0 \rightarrow \sigma < 0 \\ \dot{\sigma} < 0 \rightarrow \sigma > 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

Böylece denetim kuralı, kayma yüzeyi eşitliğinin sıfırdan büyük olma durumunda kayma yüzeyinin değişimini sıfırdan küçük bir değere, kayma yüzeyi sıfırdan küçükse kayma yüzeyinin değişimini sıfırdan büyük bir değere anahtarlayarak kayma yüzeyinin sıfıra eşit olmasını sağlar. Kayma yüzeyi sıfıra eşit olduğunda sistem istenen referansa doğru kayar [25].

Bu anlatılanlar Eş. 4.4’de verilen 2. dereceden sistem için aşağıdaki gibi uygulanır:

$$\sigma = \ddot{q} + \lambda\dot{q} = 0 \quad (4.7)$$

$$\ddot{q} = -\lambda\dot{q} \quad (4.8)$$



Şekil 4.2. 2. dereceden bir sistem için kayan kipli denetim davranışı [27]

PID; oransal + integral + türevsel (proportional + integral + derivative) ifadelerinin kısaltılmasından gelmektedir. PID denetim en sık kullanılan denetim yöntemlerinden bir

tanıdır. Özellikle endüstriyel denetim sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir PID denetçi, hesaplanan hata fonksiyonu için denetim girişini ayarlayarak hatayı en aza indirmeye çalışır. Oransal terim, hatanın şu anki durumuyla ilgilenir. İntegral terimi hatanın geçmişteki durumuyla ilgilenirken türevsel terim ise hatanın gelecekteki durumuyla ilgilenir. Terimlerin denetim sistemindeki matematiksel karşılıkları aşağıdaki gibidir [25].

$P_{out} = K_p e(t)$:oransal terim; burada K_p oransal kazanç katsayısı;

$I_{out} = K_i \int_0^t e(t)dt$:integral terimi; burada K_i integral kazanç katsayısı;

$D_{out} = K_d \frac{d}{dt} e(t)$:türevsel terim; burada K_d türevsel kazanç katsayısıdır.

Bir PID denetçinin denetim girişi oransal, integral ve türevsel terimlerin toplamı şeklinde olur:

$$u = K_p e(t) + K_d \frac{d}{dt} e(t) + K_i \int_0^t e(t)dt \quad (4.9)$$

Yukarıdaki PID denetim eşitliği yerine integral zamanı ve türev zamanı ifadelerinden oluşan aşağıdaki eşitlik de kullanılabilir [25];

$$u = K_p \left(e(t) + T_d \frac{d}{dt} e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t)dt \right) \quad (4.10)$$

Burada T_i , integral zamanı ; T_d ise türev zamanıdır. PID parametrelerinin sistem davranışına olan etkileri Çizelge 4.1’de verilmiştir [25].

Çizelge 4.1. PID parametrelerinin artışının sistem davranışına etkisi

Parametre	Yükselme Zamanı	Aşma	Yerleşme Zamanı	Durağan Durum Hatası
K_p	Azalır	Artar	Az Değişir	Azalır
K_i	Azalır	Artar	Artar	Sıfırlanır
K_d	Az Değişir	Azalır	Azalır	Değişmez

5. ELEKTRO HİDROLİK SERVO VALF İÇİN KAYAN KIPLİ DENETÇİ VE PID DENETÇİ TASARIMI

Kayan kipli denetçi tasarımı metodolojisi, doğrusal zamanla değişmeyen sistemler için literatürde ayrıntılı olarak tanımlanmıştır [30,31,32]. Literatürde yer alan genel tasarım yaklaşımında, kayan kipli denetçi tasarımı iki adımdan oluşmaktadır; bunlar kayma yüzeyi tasarımı ve değişken yapıli denetçi tasarımıdır. Kayan kipli denetçinin avantajlarından bir tanesi, sistemin bazı tip dış bozuculara ya da modelleme belirsizliğine karşı sağlam kalması olarak belirtilmektedir. Doğrusal zamanla değişmeyen sistemler için kayan kipli denetçi tasarımı aşağıda ifade edilebilir.

Eş. 5.1'deki gibi doğrusal zamanla değişmeyen sistem ele alınmış olsun,

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (5.1)$$

Burada, $x \in R^n$ sistemin durum değişkeni vektörü, $u \in R^m$ kontrol girişi ve (A, B) uygun boyutlarda sistem matrisleridir. Kayan kipli denetçi tasarım yöntemi literatürde [30,31,32] ayrıntılı olarak verilmiş olsa da, bu tez çalışmasında, kayan kipli denetçi tasarım yaklaşımının elektro hidrolik servo valf özelinde uygulanışı ele alınmaktadır. Bu maksatla, verilen bir emir sinyalinin takip edilmesi amacına yönelik olarak kayan kipli denetçi tasarımında uyarlamalar yapılmaktadır.

Kayan kipli denetçi tasarımı için arzu edilen referans değerinin x_d takip edilmesi istenmektedir. Böylece kayan kipli denetçi için, yeni bir durum değişkeni oluşturmak üzere hata denklemi aşağıdaki gibi tanımlanabilir;

$$e = \int (x - x_d) dt \quad (5.2)$$

$$\dot{e} = x - x_d \quad (5.3)$$

Böylece, hata denklemi Eş. 5.3, Eş. 5.1'in içine yeni bir (yükseltilmiş; augmented) durum değişkeni olarak eklenebilir ve sistemin yeni durum uzay formu aşağıdaki verilen Eş. 5.4'teki gibi ifade edilebilir;

$$\dot{x}' = A'x' + B'u - B_dx_d \quad (5.4)$$

Eş. 5.4'te verilen durum uzay formu [30] numaralı kaynakta ifade edildiği üzere düzenli forma (Regular Form) dönüştürülebilir ve aşağıdaki gibi iki alt sistem olarak yazılabilir;

$$\dot{\hat{x}}_1 = \hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2 - \hat{B}_dx_d \quad (5.5)$$

$$\dot{\hat{x}}_2 = \hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + bu \quad (5.6)$$

Düzenli form; sistemin kontrol girişlerinin olmadığı (burada $\hat{x}_1$ ile tanımlı durum değişkenleri vektörünü içine alan alt sistem) ve kontrol girişlerinin olduğu (burada $\hat{x}_2$ ile tanımlı durum değişkenleri vektörünü içine alan alt sistem) iki alt sistemin oluşturulması esasına dayanmaktadır. Bu maksatla, genel olarak bir koordinat dönüşüm matrisinden yararlanılır [30]. Koordinat dönüşüm matrisinin kullanılması ile birlikte, sistem yeni koordinat sisteminde tanımlanmış olur ve özellikle kayma yüzeyi tasarımı sistematik bir şekilde tamamlanabilir.

Koordinat dönüşümü uygulanmış yeni sistemde, A' matrisi aşağıdaki gibi tanımlanabilir;

$$A' = \begin{bmatrix} \hat{A}_{11} & \hat{A}_{12} \\ \hat{A}_{21} & \hat{A}_{22} \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

Alt sistemlerin oluşturulmasına bağlı olarak kayma yüzeyi (σ) tasarımı için Eş. 5.8'deki gibi doğrusal bir yüzey tanımlanabilir;

$$\sigma = \hat{x}_2 + C\hat{x}_1 \quad (5.8)$$

Sistemin kayma yüzeyine erişmesi durumunda (kayma yüzeyi üzerinde) $\sigma = 0$ olacaktır. Böylece, kayma yüzeyi üzerinde iki durum vektörü birbirine bağımlı hale gelecek ve aşağıdaki Eş. 5.9 ifade edilen denklem elde edilecektir,

$$\hat{x}_2 = -C\hat{x}_1 \quad (5.9)$$

Eş. 5.9 ile ifade edilen denklem, Eş. 5.5 ifade edilen alt sistem için bir nevi kontrol girişi gibi değerlendirilebilir. Diğer bir ifade ile, kayma yüzeyine erişildiğinde, alt sistemlerin birincisi, diğer alt sistem ile kontrol edilebilir hale gelmektedir. Bu nedenle, Eş. 5.9'deki ifade sanki bir kontrol girişi imiş gibi Eş.5.5'in içinde kullanılırsa, Eş. 5.10 elde edilir,

$$\dot{\hat{x}}_1 = \hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}(-C\hat{x}_1) = (\hat{A}_{11} - \hat{A}_{12}C)\hat{x}_1 = \hat{A}_{1CL}\hat{x}_1 \quad (5.10)$$

Burada, C kayma yüzeyinin eğimidir ve $\hat{A}_{1CL}$ 'nin öz değerlerinin gerçek kısımları negatif olacak şekilde seçilir. Bu şekilde, Kayan Kipli Denetçi tasarımının ilk aşaması olan “Kayma Yüzeyi Tasarımı” tamamlanmış olur.

Kayan kipli denetçi tasarlamak için, kayma yüzeyi denkleminin türevini alarak Eş. 5.11 elde edilebilir;

$$\dot{\sigma} = \hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + bu + C[\hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2] \quad (5.11)$$

Kontrol girişi (u) aşağıda verilen Eş. 5.12'deki gibi tanımlanabilir;

$$u = u_{eq} + u_{non} \quad (5.12)$$

Kayma yüzeyi denkleminin türevi sıfıra eşit olduğunda, u_{eq} aşağıda verilen Eş. 5.13'teki gibi ifade edilebilir;

$$u_{eq} = -b^{-1}\{\hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + C[\hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2]\} \quad (5.13)$$

Kontrol etkisinin doğrusal olamayan kısmı u_{non} aşağıda verilen Eş. 5.14'teki gibi ifade edilebilir;

$$u_{non} = -b^{-1}Ksgn(\sigma) \quad (5.14)$$

Burada, K tasarım parametresidir. Eğer K değeri artarsa, yaklaşma faz zamanı düşecektir ve eğer K değeri düşerse, yaklaşma faz zamanı artacaktır. Eş. 5.13 ve Eş. 5.14'de tanımlanan kontrolcüler ile aşağıda verilen Eş. 5.15'teki eşitsizlik sağlanmaktadır.

$$\dot{\sigma} < 0 \begin{cases} \dot{\sigma} > 0 \rightarrow \sigma < 0 \\ \dot{\sigma} < 0 \rightarrow \sigma > 0 \end{cases} \quad (5.15)$$

Eş. 5.15 ile ifade edilen eşitsizlik, “erişilebilirlik” ifadesi olarak tanımlanır ve tüm sistem yörüngelerinin kayma yüzeyine erişmesini sağlamak üzere kullanılır.

5.1. 3. Dereceden Matematiksel Modelin Kayan Kipli Denetçi Tasarımı

Elektro hidrolik servo valf sistemlerine kayan kipli denetçi tasarımının kurallarını uygulamak için Bölüm 3’de tanımlanmış transfer fonksiyonu durum uzay formunda tanımlanacaktır. 3. Dereceden matematiksel modelin transfer fonksiyonu Eş. 5.16’da verildiği gibi ifade edilebilir.

$$\frac{x_v(s)}{\Delta i(s)} = \frac{a}{s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0} \quad (5.16)$$

Burada,

$$a = 2.3957 \times 10^7,$$

$$b_0 = 8.209 \times 10^8,$$

$$b_1 = 2.4178 \times 10^6,$$

$$b_2 = 2549.9$$

Giriş çıkış ilişkisi aşağıdaki diferansiyel denklemi aşağıda verilen Eş. 5.17 formunda yazılabilir.

$$a\Delta i = \frac{d^3 x_v}{dt^3} + b_2 \frac{d^2 x_v}{dt^2} + b_1 \frac{dx_v}{dt} + b_0 x_v \quad (5.17)$$

Sistemin durum denklemlerini $x_v = x_1$, $\dot{x}_v = x_2$, $\ddot{x}_v = x_3$, ve $\Delta i = u$ alırsak, sistem durum uzay formunda tanımlanabilir. Şimdi, durum denklemleri aşağıda verilen eşitlikler gibi yazılabilir;

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (5.18)$$

$$\dot{x}_2 = x_3 \quad (5.19)$$

$$\dot{x}_3 = -b_2x_3 - b_1x_2 - b_0x_1 + au \quad (5.20)$$

Elektro hidrolik servo valfin üçüncü dereceden matematiksel modeli durum uzay forumunda aşağıda verilen Eş. 5.21'deki gibi tanımlanabilir;

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (5.21)$$

Burada,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -b_0 & -b_1 & -b_2 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ a \end{bmatrix}, \quad u = \Delta i, \quad x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix},$$

Hata fonksiyonu aşağıdaki gibi yükseltilmiş durum olarak tanımlanabilir;

$$e = \int (x_v - x_{vd}) dt \quad (5.22)$$

$$\dot{e} = x_v - x_{vd} \quad (5.23)$$

Burada, e hata fonksiyonu, x_v sürgü konumu ve x_{vd} arzu edilen sürgü konumudur. Eğer yükseltilmiş durum durum uzay formuna eklenirse, yeni durum uzay formu aşağıda verilen Eş. 5.24'deki gibi yazılabilir;

$$\dot{x}' = A'x' + B'u - B_d x_{vd} \quad (5.24)$$

Burada,

$$A' = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -b_0 & -b_1 & -b_2 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B' = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ a \\ 0 \end{bmatrix}, \quad u = \Delta i, \quad x' = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ e \end{bmatrix}, \quad B_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix},$$

Şimdi, yükseltilmiş durum eklenmiş durum uzay formu tekrar düzenli forma çevrilerek ve iki alt sistem olarak durum uzay formunda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{\hat{x}} = \hat{A}\hat{x} + \hat{B}u - \hat{B}_d x_{vd} \quad (5.25)$$

$$\hat{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ -b_0 & -b_1 & 0 & -b_2 \end{bmatrix}, \quad \hat{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ a \end{bmatrix}, \quad u = \Delta i, \quad \hat{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ e \\ x_3 \end{bmatrix}, \quad \hat{B}_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix},$$

Düzenli form;

$$\dot{\hat{x}}_1 = \hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2 - \hat{B}_d x_{vd} \quad (5.26)$$

$$\dot{\hat{x}}_2 = \hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + bu \quad (5.27)$$

Burada;

$$\hat{x}_1 = [x_1 \quad x_2 \quad e]^T;$$

$$\hat{x}_2 = x_3;$$

$$b = a;$$

$$\hat{A}_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad \hat{A}_{21} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix};$$

$$\hat{A}_{12} = [-b_0 \quad -b_1 \quad 0]; \quad \hat{A}_{22} = -b_2$$

Eğer denetçi nominal sistem için tasarlanırsa, durum denklemleri aşağıda verilen eşitlikler gibi olacaktır;

$$\dot{\hat{x}} = \hat{A}\hat{x} + \hat{B}u \quad (5.28)$$

Koordinat dönüşümü yapılmak suretiyle, Eş. 5.28 ile ifade edilen sistem aşağıdaki gibi iki alt sistem şeklinde tanımlanabilir;

$$\dot{\hat{x}}_1 = \hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2 \quad (5.29)$$

$$\dot{\hat{x}}_2 = \hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + bu \quad (5.30)$$

Kayma yüzeyi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\sigma = \hat{x}_2 + C\hat{x}_1 \quad (5.31)$$

Kayan Kipli Denetçiyi aşağıdaki gibi ele alınarak,

$$u = u_{eq} + u_{non} \quad (5.32)$$

Eşdeğer denetçi u_{eq} aşağıdaki gibi tanımlanır,

$$u_{eq} = -b^{-1}\{\hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + C[\hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2]\} \quad (5.33)$$

u_{non} , aşağıdaki gibi yazılabilir,

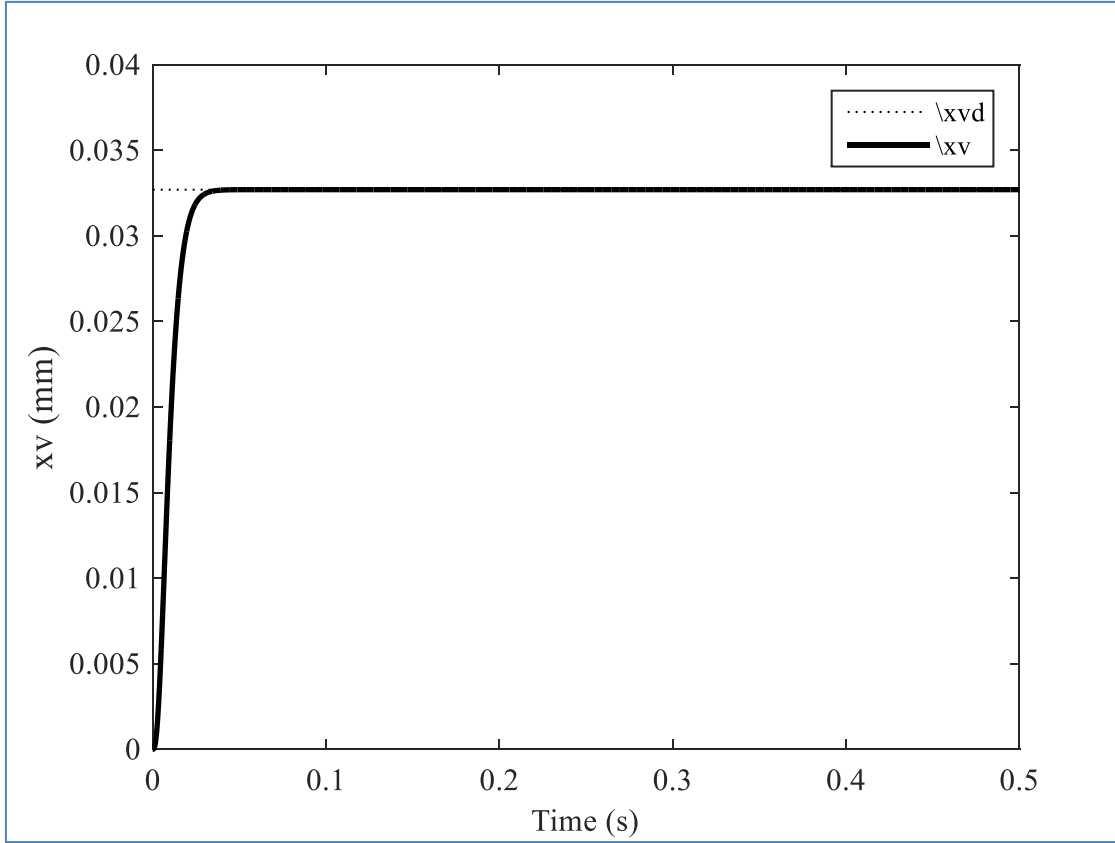
$$u_{non} = -b^{-1}Ksgn(\sigma) \quad (5.34)$$

Böylece, toplam kayan kipli denetçi ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$u = -b^{-1}\{\hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + C[\hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2] + Ksgn(\sigma)\} \quad (5.35)$$

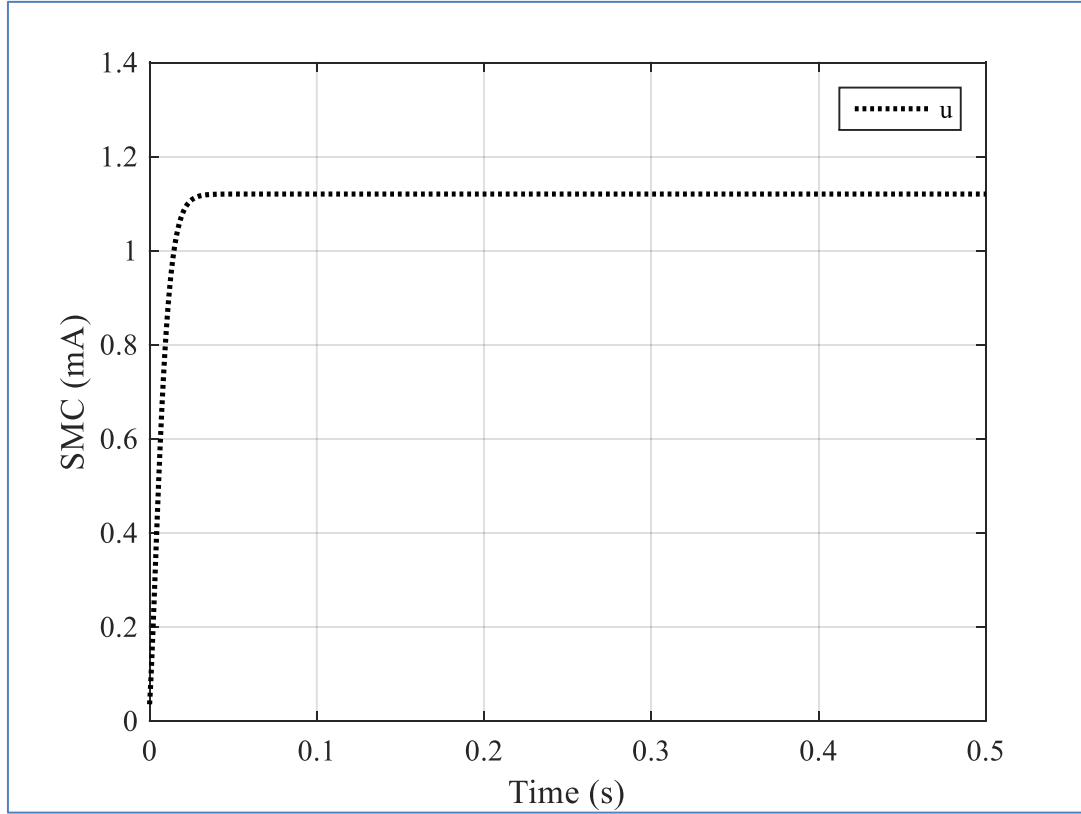
Burada, K , u_{non} için tasarım parametresidir. K değeri sıfırdan büyük olmalıdır.

Bölüm 3'te elde edilen Eş. 3.28'de verilen iki kademeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valfe ait giriş akımı ile sürgü konumu arasındaki 3. dereceden transfer fonksiyonunun durağan durum değeri 0,0327 mm'dir. 3. Dereceden matematiksel model için yapılan kayan kipli denetçi tasarımında sürgünün istenilen değeri 0,0327 mm olarak seçilmiştir. Şekil 5.1'de iki kademeli elektro hidrolik servo valfin 3. dereceden matematiksel modele ait sürgü konumunun grafiği elde edilmiştir. Şekil 5.1'de de görüldüğü gibi sürgü konumu istenilen değer olan 0,0327 mm'ye ulaşmıştır. Kayan kipli denetçinin gürbüz yapısı sayesinde durağan durum değerine hızlı bir şekilde varılmıştır.

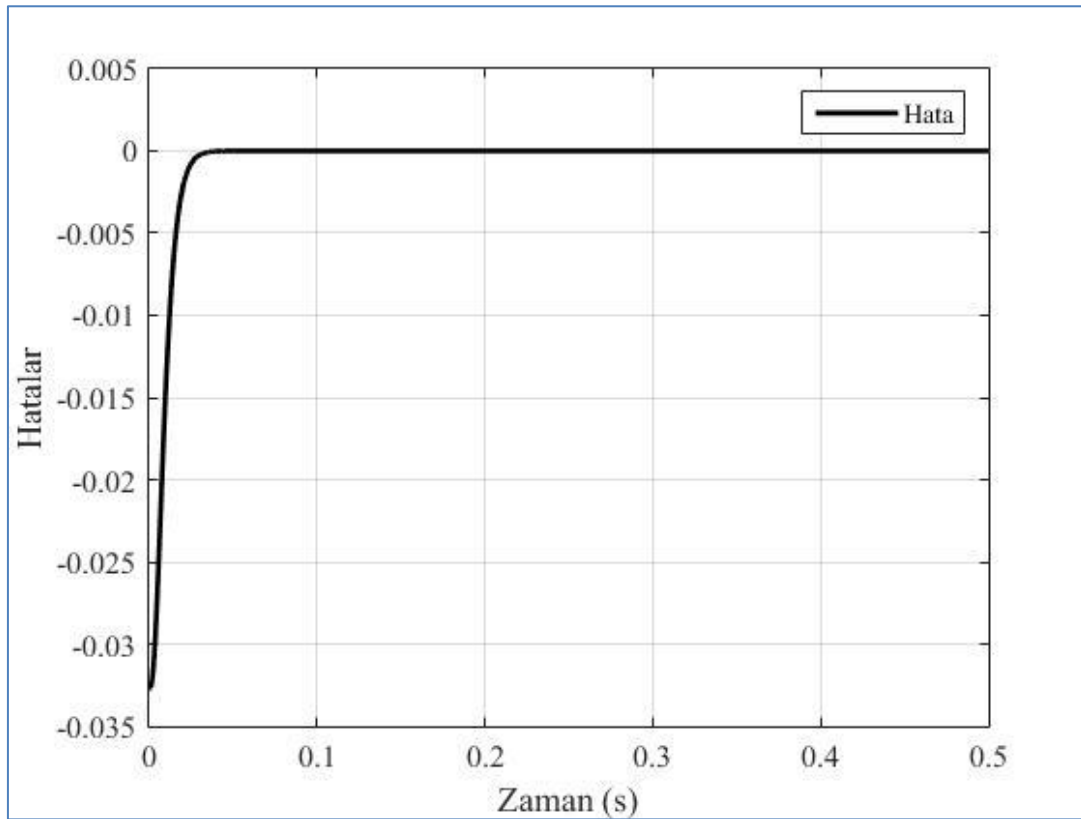


Şekil 5.1. Kayan kipli denetçi 3. dereceden sürgü konumu grafiği

3. dereceden sistem modelinin sürgü konumu olan 0,0327 mm'ye gidebilmesi için gerekli kontrolcü girişine ait grafik Şekil 5.2'de verilmiştir. Şekil 5.2'de de görüldüğü gibi sürgü konumu durağan durum değerine gidebilmesi için gerekli akım değeri olan 1.12 mA'e gitmektedir. Sürgü konumunda da olduğu gibi kontrolcü grafiği kayan kipli denetçinin gürbüz yapısı sayesinde hızlı bir şekilde gerekli akım değerine ulaşmıştır. Sürgü konumunun hatasının sıfıra gittiğini gösteren hata grafiği Şekil 5.3'te verilmiştir. Şekil 5.3'te de görüldüğü gibi sürgü konumunun hatasının sıfıra gittiği görülmektedir.



Şekil 5.2. Kayan kipli denetçi 3. dereceden kontrolcü girişi grafiği



Şekil 5.3. Kayan kipli denetçi 3. dereceden hata grafiği

5.2. 7. Dereceden Matematiksel Modelin Kayan Kipli Denetçi Tasarımı

Elektro hidrolik servo valf sistemlerine kayan kipli denetçi tasarımının kurallarını uygulamak için Bölüm 3’de tanımlanmış transfer fonksiyonu durum uzay formunda yeniden tanımlanmaktadır. Eş. 3.27’de verilen transfer fonksiyonu ele alındığında, giriş çıkış ilişkisi aşağıdaki diferansiyel denklemi aşağıda verilen Eş. 5.36 formunda yazılabilir.

$$b_1 \frac{d^3 \Delta i}{dt^3} + b_2 \frac{d^2 \Delta i}{dt^2} + b_3 \frac{d \Delta i}{dt} + b_0 \Delta i = \frac{d^7 x_v}{dt^7} + a_1 \frac{d^6 x_v}{dt^6} + a_2 \frac{d^5 x_v}{dt^5} + a_3 \frac{d^4 x_v}{dt^4} + a_4 \frac{d^3 x_v}{dt^3} + a_5 \frac{d^2 x_v}{dt^2} + a_6 \frac{d x_v}{dt} + a_7 x_v \quad (5.36)$$

Sistemin durum denklemlerini $x_v = x_1$, $\dot{x}_v = x_2$, $\ddot{x}_v = x_3$, $\dddot{x}_v = x_4$, $\frac{d^4 x_v}{dt^4} = x_5$, $\frac{d^5 x_v}{dt^5} = x_6$ ve $\frac{d^6 x_v}{dt^6} = x_7$ alırsak, sistem durum uzay formunda tanımlanabilir.

3. dereceden transfer fonksiyonu kullanılarak tasarlanan kayan kipli denetçinin aksine matematik modelin 7. Dereceden transfer fonksiyonu olarak ele alınması durumunda, Eş 5.36’da da görüldüğü üzere, kontrol girişinin türevleri de ortaya çıkmaktadır. Bahsi geçen kontrol girişinin türevleri $\frac{d \Delta i}{dt}$, $\frac{d^2 \Delta i}{dt^2}$ ve $\frac{d^3 \Delta i}{dt^3}$ yeni bir terim olarak ele alınıp, aşağıdaki gibi d_{scalar} şeklinde tanımlanabilir.

$$d_{scalar} = b_1 \frac{d^3 \Delta i}{dt^3} + b_2 \frac{d^2 \Delta i}{dt^2} + b_3 \frac{d \Delta i}{dt} \quad (5.37)$$

Bu durumda, transfer fonksiyonu aşağıda verilen Eş. 5.38’deki gibi ele alınabilir;

$$d_{scalar} + b_0 \Delta i = \frac{d^7 x_v}{dt^7} + a_1 \frac{d^6 x_v}{dt^6} + a_2 \frac{d^5 x_v}{dt^5} + a_3 \frac{d^4 x_v}{dt^4} + a_4 \frac{d^3 x_v}{dt^3} + a_5 \frac{d^2 x_v}{dt^2} + a_6 \frac{d x_v}{dt} + a_7 x_v \quad (5.38)$$

Böylece, durum denklemleri aşağıda verilen eşitlikler gibi yazılabilir;

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (5.39)$$

$$\dot{x}_2 = x_3 \quad (5.40)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (5.41)$$

$$\dot{x}_4 = x_5 \quad (5.42)$$

$$\dot{x}_5 = x_6 \quad (5.43)$$

$$\dot{x}_6 = x_7 \quad (5.44)$$

$$\dot{x}_7 = -a_7x_1 - a_6x_2 - a_5x_3 - a_4x_4 - a_3x_5 - a_2x_6 - a_1x_7 + b_0u_1 + d_{scalar} \quad (5.45)$$

Elektro hidrolik servo valfin yedinci dereceden matematiksel modeli durum uzay forumunda aşağıda verilen Eş. 5.46'daki gibi tanımlanabilir;

$$\dot{x} = Ax + Bu + d \quad (5.46)$$

Burada,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -a_7 & -a_6 & -a_5 & -a_4 & -a_3 & -a_2 & -a_1 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_0 \end{bmatrix} u = \Delta i, x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \end{bmatrix}, d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ d_{scalar} \end{bmatrix}$$

Hata fonksiyonu aşağıdaki gibi sisteme yeni bir durum değişkeni olarak (yükseltilmiş durum değişkeni) tanımlanabilir;

$$e = \int (x_v - x_{vd}) dt \quad (5.47)$$

$$\dot{e} = x_v - x_{vd} \quad (5.48)$$

Burada, e hata fonksiyonu, x_v sürgü konumu ve x_{vd} arzu edilen sürgü konumudur. Eğer yükseltilmiş durum değişkeni durum uzay formuna eklenirse, yeni durum uzay formu aşağıda verilen Eş. 5.49'daki gibi yazılabilir;

$$\dot{x}' = A'x' + B'u - B_d x_{vd} + d' \quad (5.49)$$

Burada,

$$A' = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -a_7 & -a_6 & -a_5 & -a_4 & -a_3 & -a_2 & -a_1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, B' = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_0 \\ 0 \end{bmatrix}, B_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}, d' = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ d_{scalar} \\ 0 \end{bmatrix}$$

Böylece, yükseltilmiş durum değişkeni eklenmiş durum uzay formu tekrar düzenli forma çevrilerek ve iki alt sistem olarak durum uzay formunda aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{\hat{x}} = \hat{A}\hat{x} + \hat{B}u - \hat{B}_d x_{vd} + \hat{d} \quad (5.50)$$

Burada,

$$\hat{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -a_7 & -a_6 & -a_5 & -a_4 & -a_3 & -a_2 & 0 & -a_1 \end{bmatrix}, \hat{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_0 \\ 0 \end{bmatrix}, \hat{B}_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \hat{d} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ d_{scalar} \\ 0 \end{bmatrix}$$

Düzenli form;

$$\dot{\hat{x}}_1 = \hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2 - \hat{B}_d x_{vd} \quad (5.51)$$

$$\dot{\hat{x}}_2 = \hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + bu + \hat{d} \quad (5.52)$$

Burada;

$$\hat{x}_1 = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ e]^T; \quad \hat{x}_2 = x_7; \quad b = b_0;$$

$$\hat{A}_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad \hat{A}_{21} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\hat{A}_{12} = [-a_7 \quad -a_6 \quad -a_5 \quad -a_4 \quad -a_3 \quad -a_2 \quad 0]; \quad \hat{A}_{22} = -a_1$$

Kayan Kipli Denetçi nominal sistem için tasarlanırsa, durum denklemleri aşağıda verilen eşitlikler gibi olacaktır;

$$\dot{\hat{x}} = \hat{A}\hat{x} + \hat{B}u \quad (5.53)$$

$$\dot{\hat{x}}_1 = \hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2 \quad (5.54)$$

$$\dot{\hat{x}}_2 = \hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + bu + d_{scalar} \quad (5.55)$$

Kayma yüzeyi aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\sigma = \hat{x}_2 + C\hat{x}_1 \quad (5.56)$$

Denetçiyi aşağıdaki gibi düşünürsek,

$$u = u_{eq} + u_{non} \quad (5.57)$$

Eş değer denetçi u_{eq} aşağıdaki gibi tanımlanır,

$$u_{eq} = -b^{-1}\{\hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + C[\hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2]\} \quad (5.58)$$

u_{non} , aşağıdaki gibi yazılabilir,

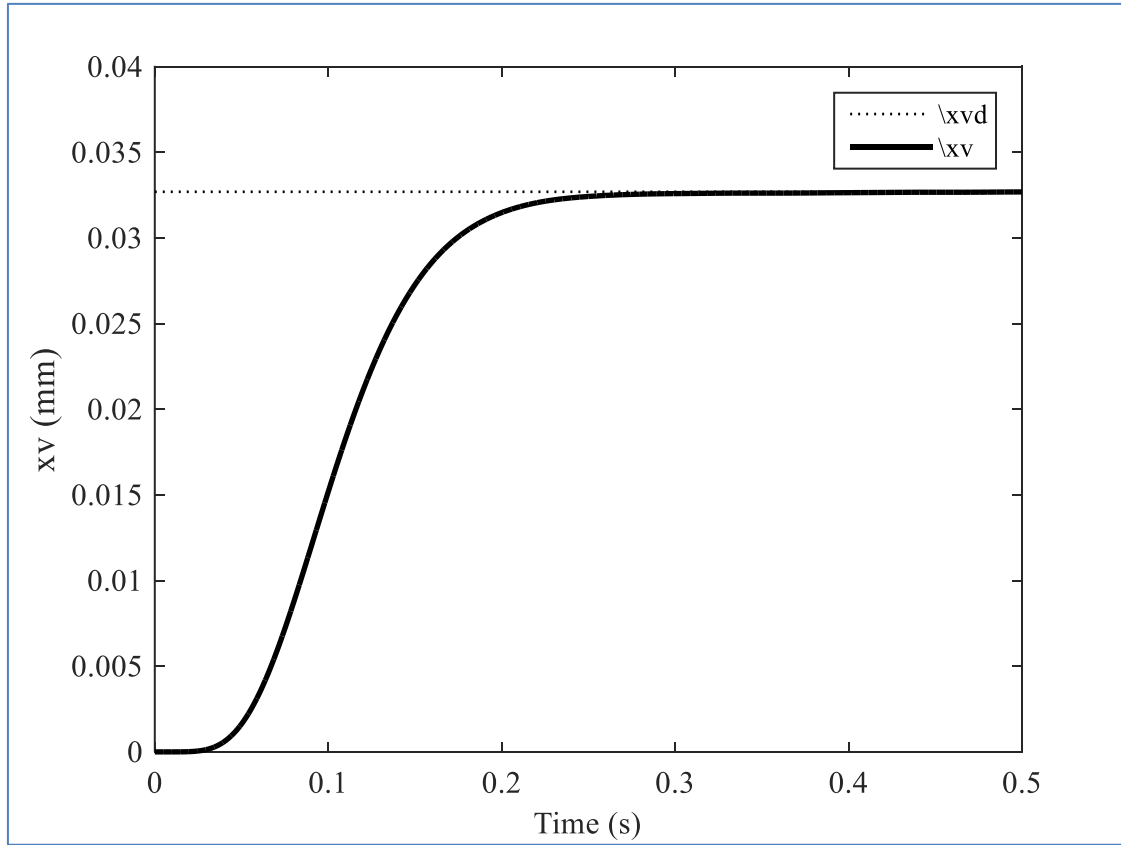
$$u_{non} = -b^{-1}Ksgn(\sigma) \quad (5.59)$$

Böylece, toplam kayan kipli denetçi aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$u = -b^{-1}\{\hat{A}_{21}\hat{x}_1 + \hat{A}_{22}\hat{x}_2 + C[\hat{A}_{11}\hat{x}_1 + \hat{A}_{12}\hat{x}_2] + Ksgn(\sigma)\} \quad (5.60)$$

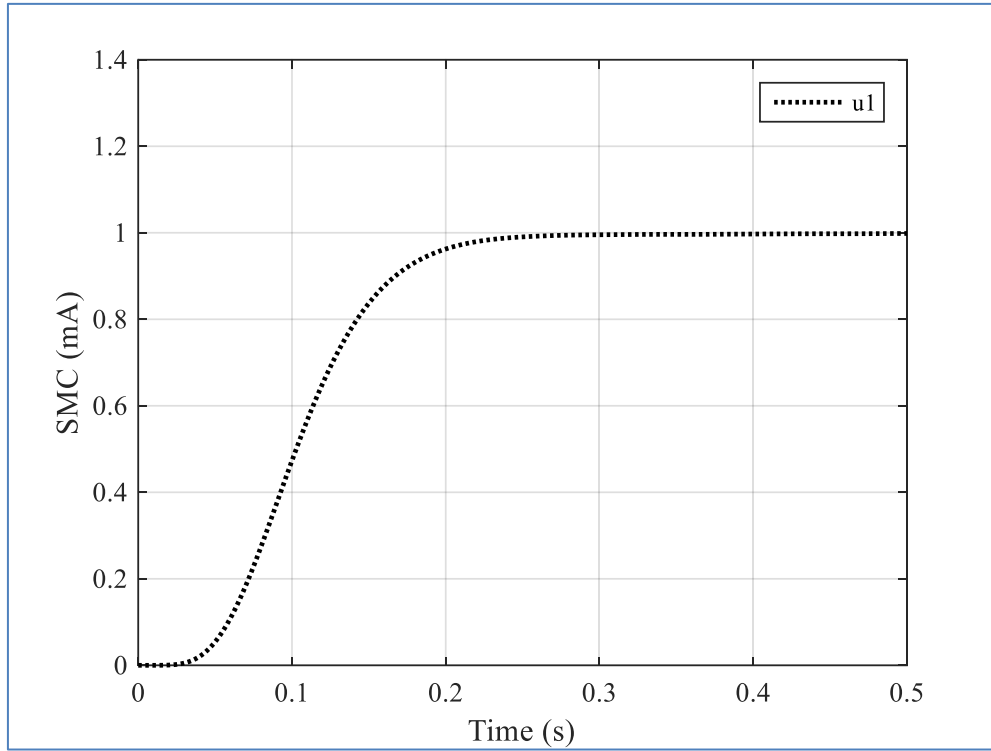
Burada, K , u_{non} için tasarım parametresidir. K değeri sıfırdan büyük olmalıdır. d_{scalar} değeri d_{min} ve d_{max} arasında bir aralığa sahip kontrol girişi sinyalinin türevlerinden oluşan skalar bir değerdir. Kontrol sinyalinin türevlerini hesaplamanın pratik olarak hesap yüküne etkisi dikkate alındığında, türevlerden oluşan ifadenin bir belirsizlik terimi olarak dikkate alınması Kayan Kipi Denetçi tasarımını mümkün kılmaktadır. Bu durumda K değeri $d_{max} + \delta$ olacak şekilde seçilmektedir.

Bölüm 3'te elde edilen Eş. 3.27'de verilen iki kademeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valfe ait giriş akımı ile sürgü konumu arasındaki 7. dereceden transfer fonksiyonunun 1 mA giriş sinyali için durağan durum değeri 0,0327 mm'dir. Yapılan kayan kipli denetçi tasarımında sürgünün istenilen değeri 0,0327 mm olarak seçilmiştir. Şekil 5.4'te iki kademeli elektro hidrolik servo valfin 7. dereceden matematiksel modele ait sürgü konumunun grafiği elde edilmiştir. Şekil 5.4'te de görüldüğü gibi sürgü konumu istenilen değer olan 0,0327 mm'ye ulaşmıştır. 7. dereceden sistemin durağan durum grafiğine bakıldığında çok fazla salınım görünmektedir. Kayan kipli denetçinin gürbüz yapısı sayesinde oluşan bu salınım giderilerek istenilen konuma hızlı bir şekilde varılmıştır.



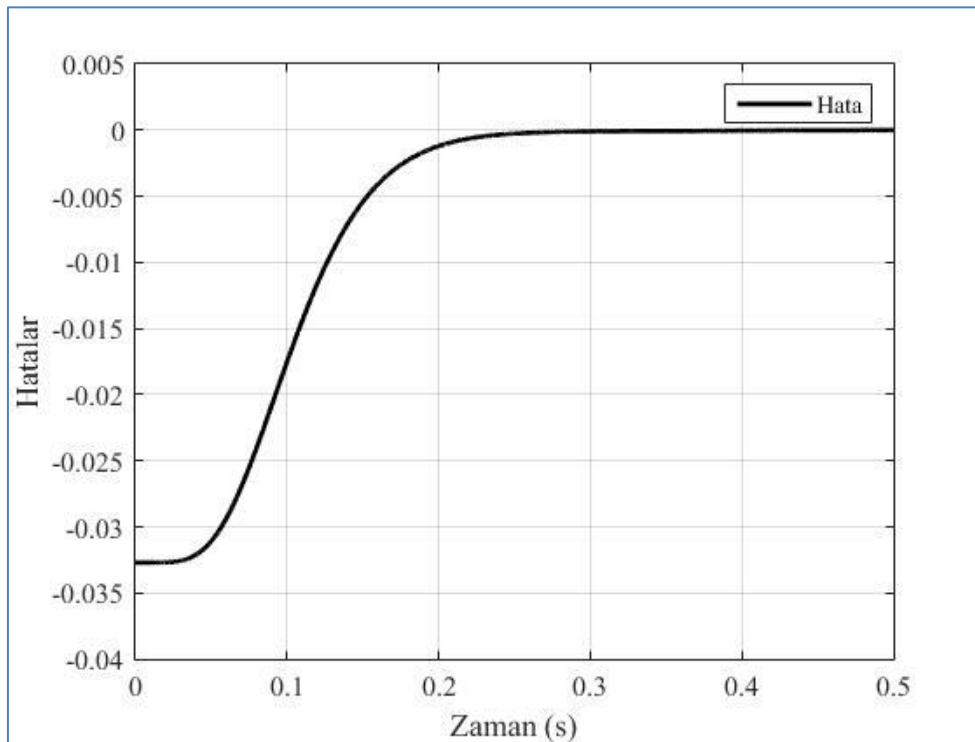
Şekil 5.4. Kayan kipli denetçi 7. dereceden sürgü konumu grafiği

7. dereceden sistem modelinin sürgü konumu olan 0,0327 mm'ye gidebilmesi için gerekli kontrolcü girişine ait grafik Şekil 5.5'te verilmiştir. Şekil 5.5'te de görüldüğü gibi sürgü konumu durağan durum değerine gidebilmesi için gerekli akım değeri olan 1 mA'e gitmektedir. Sürgü konumunda da olduğu gibi kontrolcü grafiği kayan kipli denetçinin gürbüz yapısı sayesinde salınım yapmadan değerine ulaşmıştır.



Şekil 5.5. Kayan kipli denetçi 7. dereceden kontrolcü girişi grafiği

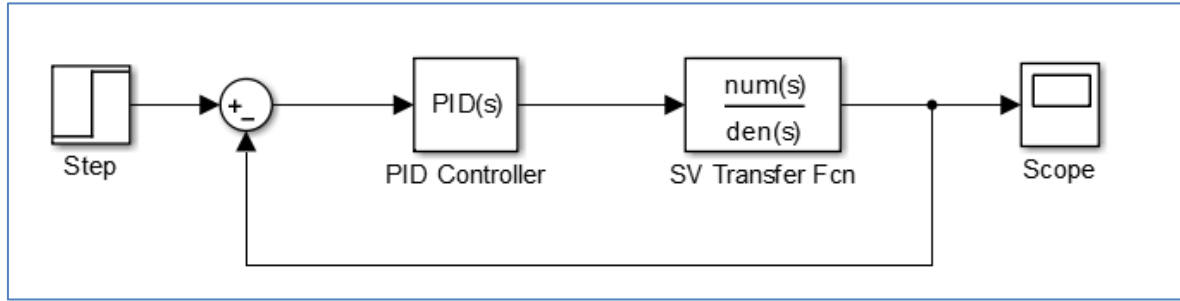
7. dereceden sistem modelinin sürgü konumunun hata grafiği Şekil 5.6'da verilmiştir. Şekil 5.6'da da görüldüğü gibi sürgü konumunun hatasının sıfıra gittiği görülmektedir.



Şekil 5.6. Kayan kipli denetçi 7. dereceden hata grafiği

5.3. 3. ve 7. Dereceden Matematiksel Modelin PID Denetçi Tasarımı

İki kademeli elektro hidrolik servo valfin 7. ve 3. derecen matematiksel modelleri için tasarlanan PID kontrolcü modeli Şekil 5.7’de verilmiştir. Benzetimde kullanılan PID kazanç katsayıları, klasik PID Ziegler-Nichols yöntemiyle belirlenmiştir. Buna göre öncelikle türevsel ve integral katsayıları sıfır alınarak sistem sabit genlikli salınıma girene kadar oransal kazanç katsayısı arttırılmıştır. Türevsel ve integral terimleri de belirlenen bu oransal kazanç ile salınım periyodu göz önüne alınarak belirlenmiştir. Belirlenen kazanç katsayıları Çizelge 5.1’de verilmiştir.

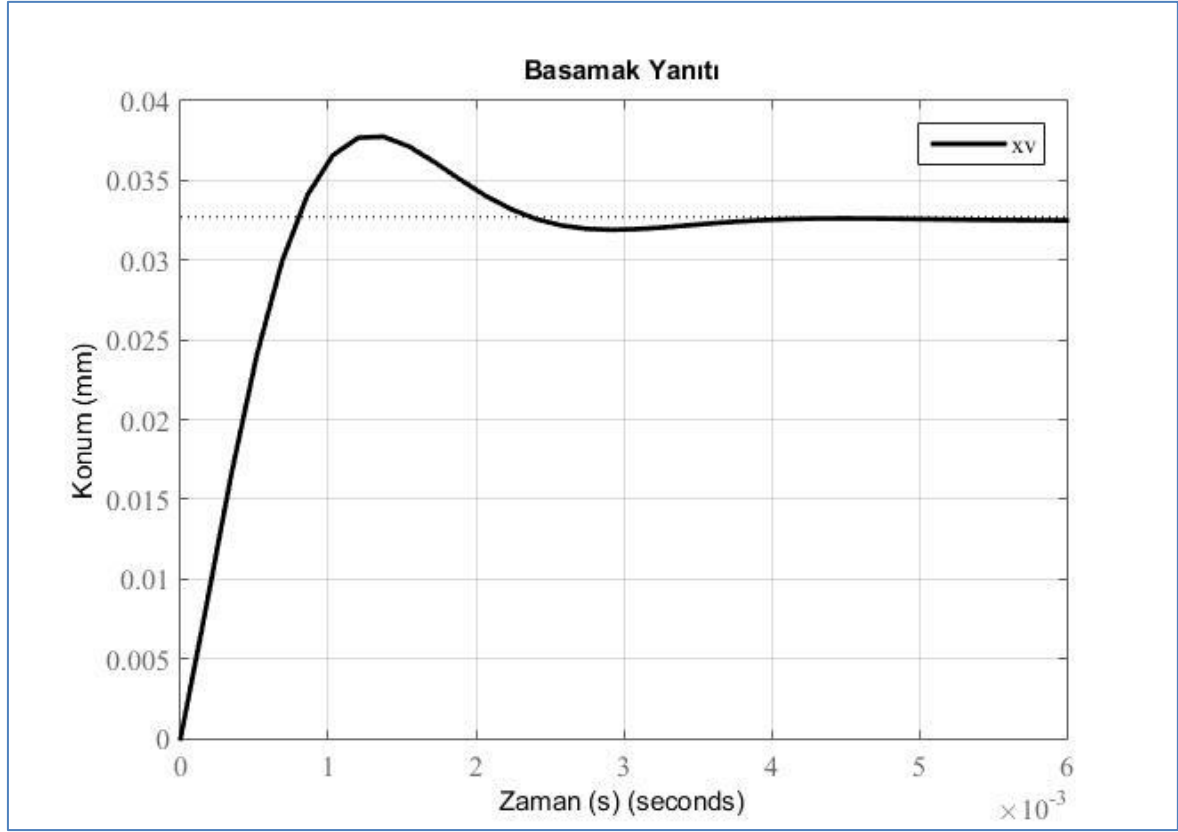


Şekil 5.7. PID kontrolcü modeli

Çizelge 5.1. PID kazanç katsayıları

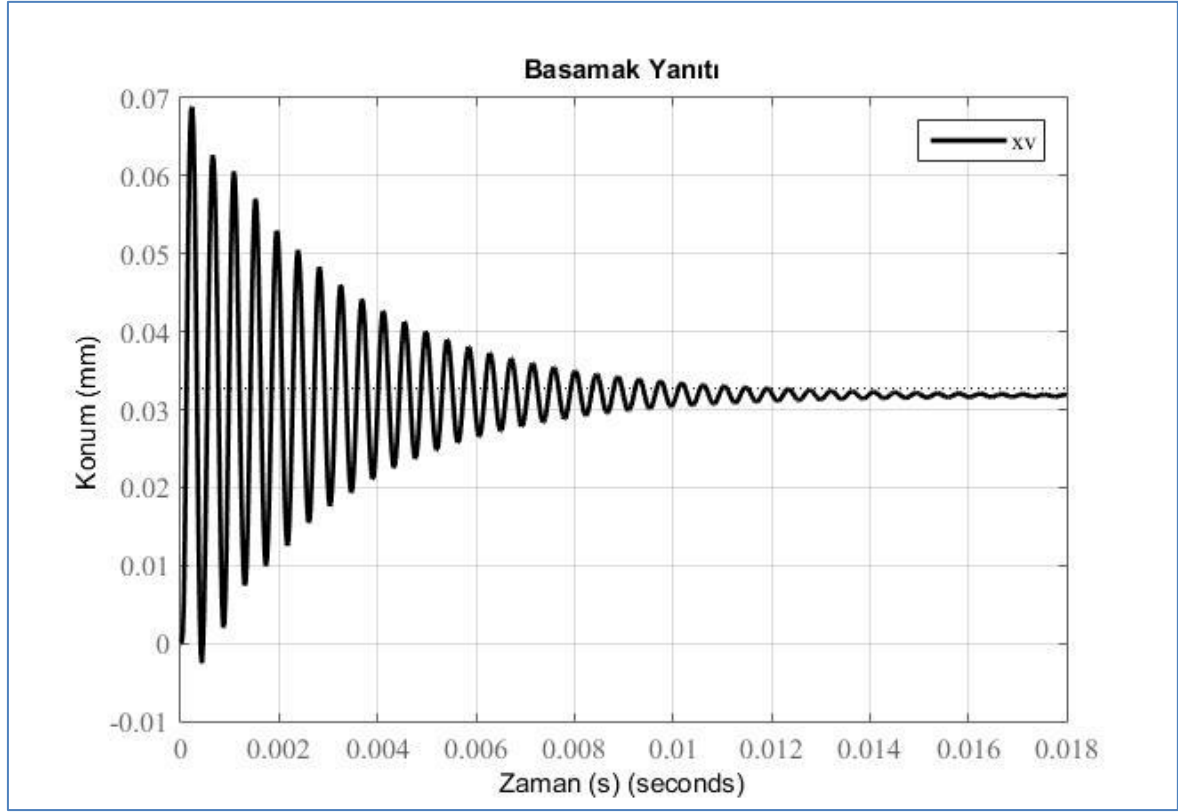
	Oransal Kazanç	İntegral Kazanç	Türevsel Kazanç
3.Dereceden Model	100	500	50
7.Dereceden Model	1000	20	7

3. dereceden sistem modeli için yapılan PID denetçi tasarımında sürgü konumunun istenilen değeri kayan kipli denetçi tasarımında olduğu gibi 0,0327 mm olarak seçilmiştir. Şekil 5.8’de iki kademeli elektro hidrolik servo valfin 3. dereceden matematiksel modelinin PID denetçi ile basamak girişe karşı verdiği cevaba ait sürgü konumunun grafiği verilmiştir. Şekil 5.8’de de görüldüğü gibi sürgü konumu durağan durum değeri olan 0,0327 mm’ye tam olarak ulaşamamaktadır ve aynı zamanda salınımlı bir sonuç elde edilmiştir.



Şekil 5.8. PID denetçi 3. dereceden sürgü konumu grafiği

3. dereceden sistem modelinde olduğu gibi 7. dereceden sistem modeli için de yapılan PID denetçi tasarımı da sürgü konumunun istenilen değeri 0,0327 mm olarak seçilmiştir. Şekil 5.9’de iki kademli elektro hidrolik servo valfin 7. dereceden matematiksel modelinin PID denetçi ile basamak girişine karşı verdiği cevaba ait sürgü konumunun grafiği verilmiştir. 3. dereceden sistem modeline nazaran 7. dereceden sistem modeli çok daha karmaşık yapıya sahip olduğundan yapılan PID denetçi tasarımı ile sistemin durağan durum grafiğinde de olduğu gibi salınımlı yapısı ortadan kaldırılamamıştır. Şekil 5.9’da da görüldüğü gibi sürgü konumu durağan durum değeri olan 0,0327 mm’ye tam olarak ulaşamamaktadır.



Şekil 5.9. PID denetçi 7. dereceden sürgü konumu grafiği

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, iki kademeli kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valfin 7. ve 3. dereceden diferansiyel denklemlere sahip matematiksel modellemesi yapılmıştır. Elde edilen matematiksel modellerden sürgü konumu ile akım girişi arasında transfer fonksiyonları elde edilmiştir. Daha sonra bu transfer fonksiyonlar üzerinden kayan kipli denetçi ve PID denetçi tasarımları çalışmaları yapılmış ve denetçi yöntemleri benzetim çalışmalarıyla sonuçlandırılmıştır.

İlk olarak elde edilen 7. ve 3. dereceden matematiksel model üzerinden kayan kipli denetçi tasarımı çalışması yapılmıştır. Bu çalışmada 3. dereceden matematiksel modelden elde edilen diferansiyel denklem üzerinden standart kayan kipli denetçi tasarımı çalışması yapılmış ev iki kademeli kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valf sürgü konumu benzetim çalışmasıyla kontrol edilmiştir. Benzetim çalışmasının sonuçları olarak sürgü konum grafiği, kontrolcü girişi grafiği ve sürgü konumu hata grafiği elde edilip yorumlanmıştır.

3. dereceden matematiksel modelin aksine 7. derecede matematiksel modelden elde edilen diferansiyel denklemde bulunan denetçi girişinin türevlerinden dolayı standart kayan kipli denetçi tasarımında farklı bir yaklaşım sunulmuştur. 7. dereceden matematiksel model için tasarlanan kayan kipli denetçinin tasarım yaklaşımını kullanabilmek için, denetçi girişinin türevleri bozucu vektör olarak sistem modeline eklenmiştir. İki kademeli kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valf sürgü konumu önerilen kayan kipli denetçi tekniği ile benzetim çalışmasıyla kontrol edilmiştir. Benzetim çalışmasının sonuçları olarak sürgü konum grafiği, kontrolcü girişi grafiği ve sürgü konumu hata grafiği elde edilip yorumlanmıştır.

İkinci yöntem olarak elde edilen 7. ve 3. dereceden transfer fonksiyonları üzerinden PID denetçi tasarımı çalışması yapılmıştır. PID denetçi yöntemi ile iki kademeli kuvvet geri beslemeli kanatçık nozul tip elektro hidrolik servo valf sürgü konumu benzetim çalışmasıyla kontrol edilmiştir. Benzetim çalışması sonucu olarak sürgü konumunun basamak cevabı grafikleri elde edilip yorumlanmıştır.

Bu tezde yapılan çalışmalar göstermiştir ki, kayan kipli denetçi, parametre belirsizlikleri içeren elektro hidrolik servo valf sisteminde belirsizliklere karşı gösterdiği gürbüz yapısı sayesinde PID denetçiye üstünlük kurmuştur.

Yapılan benzetimlerde, önerilen kayan kipli denetçi yöntemi, hiçbir belirsiz durumdan ve sistemin karmaşıklığından etkilenmezken, PID denetçi belirsizliklerden sistemin karmaşıklığından etkilenmiştir. Bu durum, önerilen kayan kipli denetçinin bir elektro hidrolik servo valf denetçisinin gürbüz olması gerektiği durum söz konusu olduğunda PID'ye karşılık tercih edilmesi gerektiğini ortaya koymuştur.

KAYNAKLAR

1. Merritt, H. E. (1967). *Hydraulic Control Systems*, New York: John Wiley and Sons, Incorporation, 174-217.
2. Kim, D. H. and Tsao, T. C. (1999). *An improved linearized model for electro-hydraulic servo valves and its usage for robust performance control system design*, Proceedings of the American control conference, Albuquerque, New Mexico, 3807-3818.
3. Kim, D. H. and Tsao, T. C. (2000). A linearized electro-hydraulic servo valve model for valve dynamics sensitivity analysis and control design, *ASME Journal of Dynamic System Measurement and Control*, 122(1),179-187.
4. Changhai, L. and Hongzhou, J. (2014). A seventh-order model for dynamic response of an electro – hydraulic servo valve, *Chinese Journal of Aeronautics*, 27(6), 1605-1611.
5. Thayer, W. J. (1958). Transfer functions for moog servo valves, *Moog Technical Bulletin* 103, East Aurora, Moog Incorporation, Control Division, New York.
6. Akers, A. and Lin, S. J. (1988). Optimal control theory applied to a pump with single-stage electro-hydraulic servo valve, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 110, 121.
7. Shichang, Z., Xingmin, C., and Yuwan, C. (1991). Optimal control of speed conversion of a valve controlled cylinder system, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 113, 693.
8. Ghazali, R., Sam, Y. M., Rahmat, M. F., Hashim, A. W. I. M. and Has, Z. (2010). *Position tracking control of an electro-hydraulic servo system using sliding mode control*, Proceedings of 2010 IEEE Student Conference on Research and Development (SCORED 2010): Putrajaya, Malaysia.
9. Zhang, J., Cheng, D., Liu, Y. and Zhu, G. (2008). *Adaptive fuzzy sliding mode control for missile electro-hydraulic servo mechanism*, Proceedings of the 7th World Congress on Intelligent Control and Automation, Chongqing, China.
10. Jin, B., Wang, Y., and Ma, Y. (2011). Electro-hydraulic servo system controller by index reaching law sliding mode, *International Journal of Advanced Materials Research* Vols. 317-319 1490 – 1494.
11. Tanga, R. and Zhangba, Q. (2011). *Dynamic sliding mode control scheme for electro-hydraulic position servo system*, 2011 International Conference on Advances in Engineering (ICAE 2011).
12. Wu, W. and Yin, Z. Z. (2012). Application of adaptive rbf-smc for electro-hydraulic position servo system, *International Journal of Advanced Materials Research* Vols. 463-464 1440-1444.

13. Lin, Y., Shi, Y., and Burton, R. (2013). Modeling and robust discrete time sliding mode control design for a fluid power electro-hydraulic actuator (EHA) system, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 18 (1).
14. Kurode, S., Desai P. G. and Shiralkar, A. (2013). *Modeling of Electro-Hydraulic Servo Valve and Robust Position Control using Sliding Mode Technique*, Proceedings of the 1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms (iNaCoMM2013), IIT Roorkee, India.
15. Bilgin, N. and Salamcı, M. U. (2014). *Sliding mode control design for nonlinear systems without reaching phase and its applications to a flexible spacecraft*, Proceedings of the ASME 2014 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA 2014, Copenhagen, Denmark.
16. Özakalın, M. U., Salamcı, M. U. and Özkan, B. (2014). *Implementation of the sliding mode control with constant and varying sliding surfaces to a hydraulically – actuated fin loading system*, Proceedings of the 19th World Congress The International Federation of Automatic Control, Cape Town, South Africa.
17. Salamcı, M. U., and Gökbiçen, B., (2007). SDRE missile autopilot design using sliding mode control with moving sliding surfaces. *International Federation of Automatic Control Proceedings Volumes*, 40(7), 768-773.
18. Salamcı, M. U., Özgören, M. K. and Banks, S.P. (2000). Sliding mode control with optimal sliding surfaces for missile autopilot design. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 23(4), 719-727.
19. Durmaz, B., Özgören, M. K., and Salamcı, M. U. (2012). Sliding mode control for non-linear systems with adaptive sliding surfaces. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, 34(1), 56-90.
20. Banks, S. P., , Salamcı, M. U., and McCaffrey, D. (2000). Non-local stabilization of nonlinear systems using switching manifolds. *International Journal of Systems Science*, 31(2), 243-254.
21. Mihajlov, M., Nikolic, V., and Antic, D. (2002). Position control of an electro-hydraulic servo system using sliding mode control enhanced by fuzzy pi controller, *Facta Universitatis Series: Mechanical Engineering* 1(9), 1217 – 1230
22. Haydim, M. (2006). *Elektro hidrolik servo sistemlerde bulanık mantık yaklaşımıyla konum kontrolü*, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya, 1 – 82.
23. Gökbiçen, B. (2006). *Doğrusal olmayan sistemlerin zamanla değişen doğrusal olmayan yüzey kullanılarak kayan kipli kontrolü ve uygulamaları*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 6-7.
24. Bingöl, Z. ve Küçük, S. (2008), *Robot Dinamiği ve Kontrolü*, İstanbul: Birsan Yayınevi, 3 – 9, 55 – 62, 375 – 374.

25. Dokumacı, K. (2014). *Bir roket lançerinin matematiksel modellenmesi, pid ve kayan kipli denetim yöntemleri ile denetimi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1 – 121.
26. Hashemipour, S. H., Ghoreishi, A., Mahdavinab, S.M. and Moghaddasi, M. N. (2013). PID controller for robotic manipulator nonlinear model and compare with sliding mode controller. *Research Journal of Recent Sciences*, 2(11), 50 – 54.
27. Durmaz, B. (2009). *Sliding mode control of linearly actuated nonlinear systems*, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 13.
28. Moog Inc. *Type 30 nozzle-flapper flow control servovalves*. East Aurora, New York: Moog Incorporation, 6 – 7.
29. Stout, W. (2014). *Aerospace Hydraulic Systems*, DesignAerospace LLC, 250 – 323.
30. Edwards, C., and Spurgeon, S. (1998). *Sliding mode control: theory and applications*. Crc Press, 31 – 92.
31. Utkin, V. I. (1992). Scope of the theory of sliding modes. *In Sliding modes in control and optimization*, Springer, Berlin, Heidelberg, , 1 – 11.
32. Young, K. K. D. (1993). *Variable structure control for robotics and aerospace applications*. Elsevier Science Incorporation, 1-316.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ESATOĞLU, Alper
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 13.06.1992, Ankara
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (537) 706 11 14
 Faks : -
 e-mail : alperesat06@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2015
Lise	Hacı İsmail DEREKÖY Anadolu Lisesi	2010

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2016-Halen	ROKETSAN A.Ş.	Mühendis

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

1. Esatoğlu, A. and Salamcı, M., U. (2019). *Sliding mode control design for a two stage of electro hydraulic valve*, Proceedings of the 3rd order International Conference on Vision, Image and Signal Processing (ICVISIP 2019), August 2019, Vancouver, BC, Canada.

Hobiler

Yüzme, Gitar, Kamp, Doğa Yürüyüşü



GAZİ GELECEKTİR..