

Hidrolik Servo Silindir Tasarım ve Kontrolü

Seçkin Çelebi¹, Mehmet Akar², Huzeyfe Esen³

¹Hidropar Hareket Kontrol Teknolojileri Merkezi A.Ş, Arge mühendisi, Kocaeli.

²Boğaziçi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, İstanbul.

³Boğaziçi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Elektrik-Elektronik Mühendisliği Bölümü, İstanbul.

¹seckin.celebi@hktm.com.tr, ²mehmet.akar@boun.edu.tr, ³huzeyfe.esen@boun.edu.tr

Yüksek kuvvet, hassas ve hızlı hareketin ihtiyaç duyulduğu test sistemleri ve demir-çelik sektörü için tümleşik yerli servo silindir geliştirilmiştir. Sistemin tümleşik olması mekanik süreçlerden sonra kontrol algoritmalarının oluşturulması, kontrol algoritmalarının sürüldüğü yerli elektronik kart imalatı (sürücü) ve arayüz oluşturulmasını ihtiva etmektedir. Geliştirilen servo sistemin türevleri rüzgar türbinlerinde, tersanelerde, kaldırma platformlarında, havacılıkta kullanılabilir ve buralar için özellikleri geliştirilebilir niteliktedir. Fiziksel sistemin, dinamik analizinden sonra oluşturulacak kontrol algoritmaları ile istenen cevap sürelerinin elde edilebilmesi için kontrol algoritmaları ile uyumlu olması gerekmektedir bunun için bir dizi mekanik hesaplama ve tayin edici seçim neticesinde, sistemin dinamik analizi ile kontrol algoritmaları oluşturulmuştur. Çalışma kapsamındaki hidrolik-servo sistemin matematiksel modellerine ve sistem pozisyon kontrolünde kullanılacak algoritmalara yer verilmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda, PID kontrolörün, sistem için uygun olacağı değerlendirilmiştir. Farklı frekanslarda ($f=1-40\text{Hz}$) yapılan testler ile elde edilen sistemin basamak sinyal tepkisi grafikleri ile tümleşik pozisyon kontrolünün, ilgili frekans bandında çalıştığı gözlenmiştir. Özellikle, 8Hz'e kadar uygulanan sinüs referans sinyalleri için genlik kaybı olmadığı teyit edilmiştir. 8Hz'den daha yüksek frekanslar için, frekans arttıkça, genlik kaybının arttığı, ancak sistemin çalışmaya devam ettiği doğrulanmıştır. Çalışmada PID tabanlı bir kontrol algoritması kullanılmakla birlikte, kontrol yazılımı farklı kontrol yöntemlerini uygulamaya olanak vermektedir.

Anahtar Kelimeler: Servo silindir, servo kontrol, hidrolik sistem dinamiği

Hydraulic Servo Cylinder Design and Control

ABSTRACT

High-power, precise and fast-moving test systems and integrated domestic servo cylinders for the iron and steel industry have been developed. The integration of the system involves the creation of control algorithms after the mechanical processes, the production of the domestic electronic card (drive) and interface creation of the control algorithms. Derivatives of the servo system developed can be used in wind turbines, shipyards, lifting platforms, aviation, and their properties are improved. As a result of the decisive selection, control algorithms were created by dynamic analysis of the system. The mathematical models of the hydraulic-servo system within the scope of the project and the algorithms to be used in system position control are included. As a result of the studies, it was evaluated that the PID controller would be suitable for the system. It was observed that the position control of the system obtained by the tests performed at different frequencies ($f = 1-40\text{Hz}$) with the step signal response graphics was working in the corresponding frequency band. In particular, it has been confirmed that there is no loss of amplitude for the sine reference signals applied up to 8Hz. For frequencies greater than 8Hz, as the frequency increased, the amplitude loss increased, but the system continued to operate. Although a PID-based control algorithm is used in this study, the control software allows different control methods to be implemented.

Keywords: Servo Cylinder, Servo Control, Hydraulic System Dynamics

1. GİRİŞ

Uluslararası endüstriyel çözüm uygulamalarında makinelerin birbiri ile ve insan ile haberleşme ağı ve sistemin gerçek zamanlı kontrol ve performans analizlerinde hergeçen gün sağlanan ve talep edilen çözümler birçok endüstriyel sektörde çalışmaların geliştirilip derinleştirilmesini gerektirmiştir. Bu ilişkileri ve talepleri kuvvetlendirmek için yeni teknolojilerin kapısı aralanmakta, buradaki gelişmeler ile yapılan işin eş zamanlı kontrolü ve izlenebilirliği sağlanmaktadır. Buna uyumlu olarak Endüstri (4,0) denen sistemlerle; makinelerin ve ürünlerin gerçek zamanlı bilgi alış veriş, otonom kontrol ve optimizasyonu, temel bir felsefe olarak ortaya konmuştur.

Elektro-hidrolik servo sistemlerinin, imalat sistemleri, malzeme test makineleri, aktif süspansiyon sistemleri, maden makineleri, yorulma test makineleri, uçuş simülasyonu, kağıt makineleri, enjeksiyon makineleri, robotik ve uçak hareket sistemleri gibi çok çeşitli uygulamaları mevcuttur. Bahsi geçen bu uygulamaların çoğunda, elektrik motorları yer alsa da, çok yüksek güç gerektiren söz konusu hareket kontrol sistemleri için elektro-hidrolik çözümler daha verimlidir. Genel olarak, servo-hidrolik teknikler yaklaşık 20 Hz'den büyük bant genişliği veya yaklaşık 15 kW'dan daha fazla kontrol gücü talep eden olan uygulamalar için uygundur [1-3].

Servo-hidrolik sistemler, yüksek hızlarda daha yüksek kuvvetler verme özelliğinde olmakla birlikte, sistem kontrolünü zorlaştıran doğrusal olmayan etkiler sergilemektedir. Servo-hidrolik sistem kontrolünün arzu edilen düzeyde yapılabilmesi için, öncelikli olarak sistemin uygun şekilde modellenmesi, dinamik analizinin yapılması, uygun kontrol algoritmalarının belirlenmesi, belirlenen kontrol algoritmalarının simülasyon ortamında denenmesi ve optimize edilmesi gereklidir. Simülasyon ortamında iyi sonuçlar veren algoritmalar daha sonra, uygun kontrol donatısı üzerinde yazılımsal olarak gerçekleştirilecek ve sistem entegrasyonu gerçekleştirilecektir.

Demir-çelik sektöründe sürekli döküm hatlarında katı kabuğun kalıba yapışması ve kabuğun homojen olmayan ısı transferi

nedeniyle homojen olmayan katılaşma davranışı osilasyon mekanizmalarının oluşuma neden olmuştur. Kalıp osilasyonu katılaşmakta olan çeliğin kalıba yapışmasını önlemek, dağıtılmış bir ısı transferi ile yağlama sağlamak amacıyla kullanılmaktadır. Hidrolik osilasyon vasıtasıyla sinüzoidal olmayan dalgalar oluşturularak çeliğin üretim kalitesi gözle görülür ve mikro boyutta önemli derece artmaktadır. Klasik motor-redüktör mekanizmalarla oluşturulan sinüzoidal dalgalarla elde edilen çeliğin kalitesi sinüzoidal olmayan dalgalarla elde edile çeliğin kalitesine göre oldukça düşüktür. Dolayısıyla osilasyon frekansı, dalga biçimi araştırmacılar için önemli bir araştırma konusu oluşturmaktadır. Ayrıca demir-çelik sektöründe dünyada önemli bir konuma sahip ülkemiz ekonomisi için bu alandaki geliştirme ve iyileştirmeler hem teknolojik hemde ekonomik açıdan önemli katkı sunacaktır[4].

Sinüzoidal olmayan dalgaların frekansının ayarlanabilecek olması, osilasyon dalga şeklinin ve genliğinin ayarlanabilmesi sürekli döküm hattından çıkan çeliğin kalitesini önemli oranda arttıracaktır[4]. Projenin ilerleyen aşamalarında özellikle sistemin dinamik analizi neticesinde oluşturulacak kontrol algoritmalarıyla cevap sürelerinden ve fiziksel donatıdan kaynaklı engellerin aşılması ile değişen strok ile yüksek frekans elde edilmeside analiz edilecektir

Bu çalışma ile 0-8 Hz arasında genlik kaybı olmaması ve 40 Hz'e kadar çalışabilme koşulunu sağlayabilmek için uygun silindir geometrisi, hidrolik devresi, güç ünitesi, kontrol kart ve algoritmaların tümleşik oluşturulması bir dizi bilimsel ve birbirine bağımlı çalışmayı gerektirmektedir. Bu yönde yapılabilecek bir ürün, özellikle demir-çelik sektöründeki osilasyon kalıplarında önemli iyileştirmelere ve kalite artışına sebep olabilecektir.

2. Hidrolik Sistem Mekanik Genel Tanıtımı

Sistemde güç biriminde 37 kw elektrik motoru ve 71 cm³ kapasiteli değişken deplasmanlı pompa kullanılmıştır. Tasarlanan hidrolik devrede sistemde oluşabilecek yük kayıpları için akü kullanılmıştır. Yay etkisi gerektiren

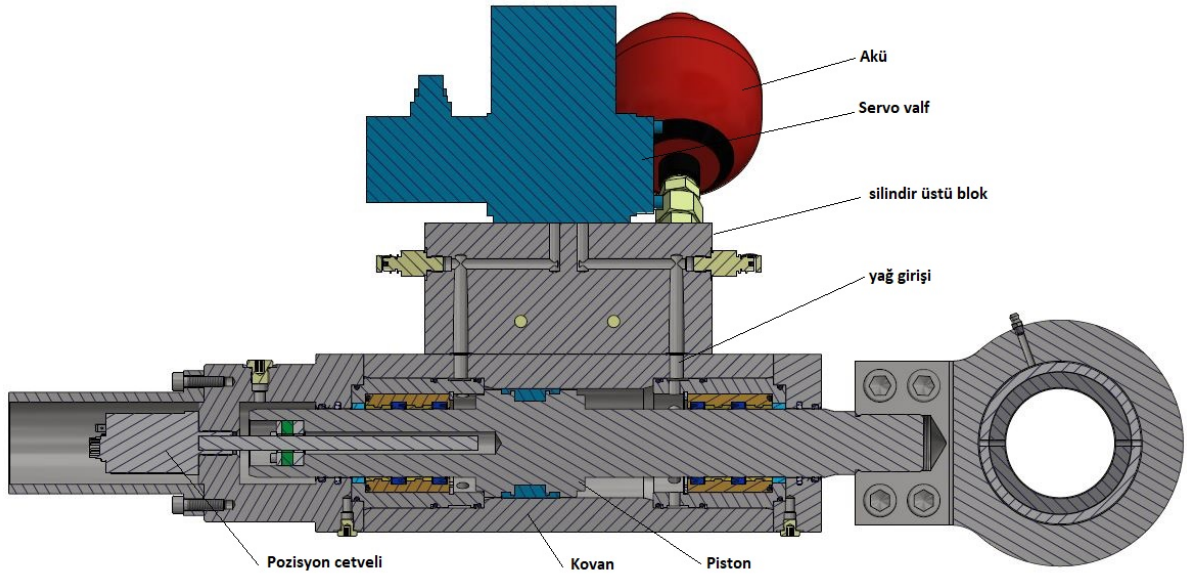
silindir üstünde kararlılığı sağlamak ise küçük debili diyaframalı akü kullanılmıştır.

Tablo-2.1: Hidrolik sistem verileri

Hidrolik silindir	
Piston çapı (mm)	80
Mil çapı (mm)	50
Strok (mm)	56
Hidrolik pompa	
Kapasitesi (cm ³ /dev)	71,00
Debisi (lt/dk)	106,5
Motor	
Güç	37 KW

Servo silindir tasarımının oluşturulacak algoritmalarla istenilen cevap sürelerini sağlayacak hızda olması gerekmektedir. Fiziksel sistemin yetersizliğinde en gürbüz algoritmalar ile bile sonuç alınmaz, dolayısıyla kontrol yapılırken sistemin gürbüz olduğu kabul edilir. Tasarımda öncelikle hızın ve akışın yeterli düzeyde sağlanabilmesi için uygun delik çapları ve bloğun silindirin üzerine çektilmesi sağlandı. Keçe seçiminde silindir yüksek hertzde çalıştığı zaman oluşabilecek pik basınçlara uygun ve sürtünme katsayısı düşük malzemeler seçilmiştir çünkü servo silindirlerde oluşan pik basınçlar bazen çalışma basıncın 1,5-2 katına kadar çıkabilmektedir, saniyelerden daha küçük bir zaman içinde gerçekleşebilen bu duruma uygun bir dizayn oluşturulması gerekmektedir.

2.1 Servo silindir



Şekil 2.1 Servo silindir

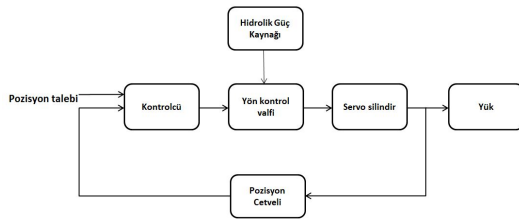
Aşağıdaki tabloda da gözüktüğü gibi muhtemel stroklarda silindirin belirtilmiş olan değerlerde çalışabilmesi için kontrolde özellikle bu teorik mekaniksel değerlere göre yapılmış olacak fakat bu hesaplama fiziksel donatıdaki kayıplar (Δp , sürtünme, ısınma) gözardı edilerek yapılmıştır. Oluşturulacak sistem dinamiği analizi ile elde edilecek algoritmalarla bu kayıplara rağmen stabil bir çalışma elde edilecektir.

Tablo 2.2 Mekanik değerlere göre frekans miktarı

Strok (mm)	Kovan çapı (mm)	Mil çapı (mm)	Halka alanı (cm ²)	Pompa kapasite (cm ³ /s)	Frekans
5	80	50	30,63	1775	57,94
10	80	50	30,63	1775	28,97
15	80	50	30,63	1775	19,31
20	80	50	30,63	1775	14,48
25	80	50	30,63	1775	11,58

3. Sistem Dinamiği Yönünden Sistem Elemanlarının Tanımlanması

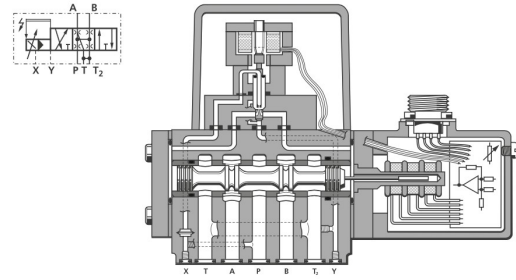
Hidrolik sistem, bir güç kaynağı, akış kontrol valfi, doğrusal aktüatör, pozisyon cetveli ve elektronik servo kontrolörden oluşur. Servo kontrolör, pozisyon cetvelinden gelen sinyali, pozisyon hatasını belirlemek için bir referans sinyali ile karşılaştırır ve akış kontrol vanasını çalıştırmak için bir komut sinyali üretir. Kontrol valfi, hata sinyali sıfıra düşünceye kadar aktüatörün hareket ettirilmesi için basınçlı yağın akışını ayarlar. Kuvvet kontrolü yapan bir hidrolik sistem benzer şekilde çalışır, ancak yağ akışı, uygun bir sensör ile ölçülen bir çıkış kuvveti elde edecek şekilde ayarlanır.



Şekil 3.1 Konum kontrollü hidrolik sistem temel komponentleri

3.1 Servo Valf

Sistemde kullanılacak olan servovalf, tork motoru, jet borusu ve alıcıdan oluşmaktadır. Bobin içinden geçen akım, jet borusunu nötr konumundan hareket ettirmektedir. Bu hareketten dolayı, özel tasarlanmış odaklı sıvı püskürtücüsü, alıcılardan birine, diğerine göre daha fazla sıvı yönlendirir. Bu sıvı akışı, kontrol portları arasında bir basınç farkı üretmekte ve sürgünün (spool) hareket etmesini sağlamaktadır.



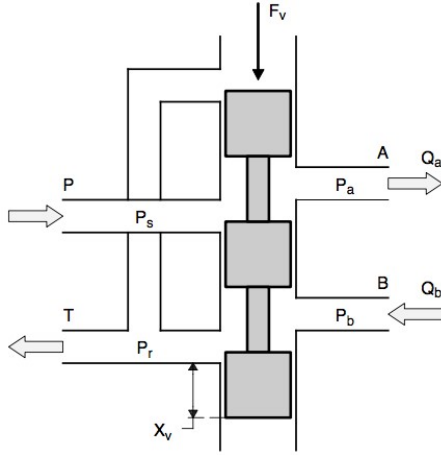
Şekil 3.2 Valf modeli [5]

Valf sürgüsü (spool), kendi içinde işleyen kapalı çevrim bir kontrol döngüsü içermektedir.

SMD (Yüzey montaj dizgisi) teknolojisiyle geliştirilmiş ve 24 VDC besleme gerilimi gerektiren valfin entegre elektronığının genel çalışması şu şekildedir. Entegre kontrol amplifikatörün girişine verilen referans sinyali (akım), sürgünün tahrik alanları boyunca bir basınç farkı üretir ve hareketini etkiler. Bir osilatör aracılığıyla, sürgünün pozisyonu (gerçek değer, konum voltajı) ölçülmekte ve bu değer bir demodülatör tarafından düzeltilerek komut değeriyle farkı kontrol amplifikatörüne geri beslenmektedir. Kontrol amplifikatörü, komut ve geri besleme gerilimleri eşit olana kadar tork motorunu çalıştırır. Bu nedenle sürgünün konumu, uygulanan elektriksel komut sinyaliyle doğru orantılıdır.

Şekil 3.3'de 4/3 bir kontrol valfinin örnek diyagramını sergilemektedir. P (basınç), T (rezervuar), A/B yük portlarını göstermektedir. F_v kuvveti uygulanınca, sürgü (spool) x_v kadar hareket etmektedir; şekildeki okların yönü sıvı akış yönünü ifade etmektedir. Kuvvet sıfır olduğunda ($F_v=0$),

sürgü orta konumda olduğunda eğer valf kapalı merkez ise tüm portlar kapalıdır ve akış olmaz.



Şekil 3.3 Örnek Valf diyagramı

3.2. Tork Motoru Modeli

Servo-valf tork motorunun etkisi, yük tarafından üretilen zıt EMK etkisi göz ardı edilerek, elektriksel L-R devresi olarak modellenenbilir. Söz konusu L-R devresinin transfer fonksiyonu

$$\frac{I(s)}{V(s)} = \frac{1}{sL_c + R_c}$$

olarak ifade edilebilir: Burada, L_c , motor bobininin endüktansı; R_c , motor bobininin eşdeğer direncini göstermektedir. Motorun seri ve paralel sargı konfigürasyonları için endüktans ve direnç değerleri, üreticinin bilgi formundan alınabilir.

Subap sürgüsündeki yanal kuvvet, tork motoru akımı ile doğru orantılı olmakla birlikte, kontrol portlarındaki yağ akışı, yük üzerindeki basınç farkına da bağlıdır.

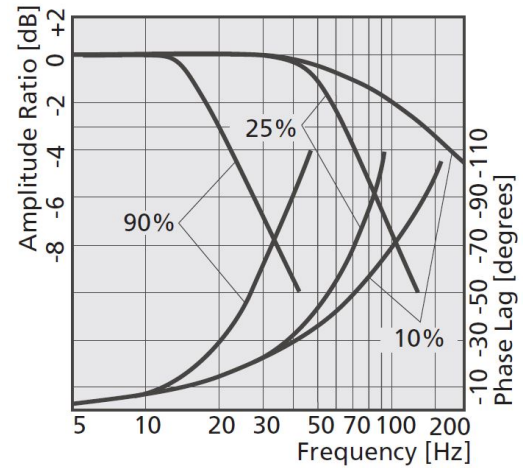
3.3 Valf Sürgüsünün Dinamik Modeli

Yüksek dereceli doğrusal olmayan tepki sergileyen bir servo valfin, doğru bir matematiksel modelini oluşturmak için çok sayıda iç valf parametresinin bilinmesi gerekir. Ancak, valf tepkisini optimize etmek için üretici tarafından ayarlanmakta olan, püskürtücü boyutları, yay oranları, sürgü

geometrisi ve benzeri birçok parametre, son kullanıcıyla paylaşılmamaktadır. Pratikte, tüm fiziksel sistemler doğrusal olmayan davranışlar sergilemektedir; örneğin hareketin fiziksel bir sınırı olabilir veya sürtünme, histerez, mekanik aşınma ya da geri tepmenin etkileri doğrusal olmayan etkilerdir. Kompleks servo valfleri modellerken, doğrusal olmayan söz konusu etkileri göz ardı ederek, fiziksel sistemi iyi yaklaşıkla tanımlayan doğrusal bir model elde etmek mümkündür. Bu tür modeller, klasik birinci veya ikinci mertebeden diferansiyel denklemlere dayanmaktadır; denklem katsayıları ise, valf bilgi formundaki frekans grafiklerine, valfin tepkisi uyacak şekilde seçilmektedir [1, 6-8].

Pozisyon kontrolü için, genellikle nispeten düşük bir frekans aralığında valf tepkisini doğru bir şekilde modellemek yeterlidir. Servo-valf dinamikleri ciddi bir doğruluk kaybı olmaksızın aşağıdaki ikinci derece transfer fonksiyonuyla modellenmektedir:

$$G_v(s) = \frac{w_v^2}{s^2 + 2\xi_v w_v s + w_v^2}$$



Şekil 3.4 Servo valf frekans tepkisi [5]

Burada, ξ_v , sönümlenme oranını; w_v , valfin doğal frekansını ifade göstermektedir. Her iki parametrenin değerleri, Şekil 3.4'de verilen frekans grafiklerinden elde edilebilir.

Valfin doğal frekansı (w_v) -3dB noktasından elde edilebilir. %25 için bu değer 80Hz civarında iken, %90 için 28Hz'dir. Literatürde

%40 eğrileri kabul gördüğünden, tahmini olarak 68 Hz valfin doğal frekansı olarak hesaplanmıştır. Sönümlenme oranı ise, eksik sönümlü bir sistem için, aşma oranıyla sönümlenme oranı arasındaki aşağıdaki ilişkiden hesaplanabilir:

$$M_v = \frac{1}{2\xi_v \sqrt{1 - \xi_v^2}}$$

Ancak, Şekil 3.4'deki frekans tepkisinden sistemin eksik sönümlü olmadığı değerlendirildiğinden, sönümlenme oranının $\xi_v = 1$ olarak alınması uygundur.

3.4 Valf Akış - Basınç Modeli

Servo valf, sabit yük için, sürgü pozisyon değişimine orantılı sabit bir akış sağlar. Değişken yüklerde akış, valfteki basınç düşüşünün kare köküyle de orantılıdır. Akış, giriş akımı ve valf basınç değişimi arasındaki ilişki, aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

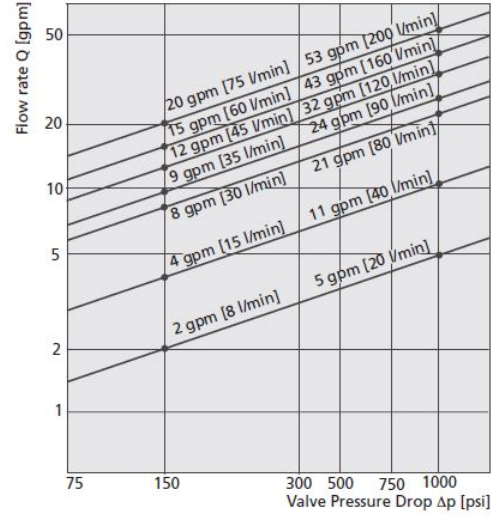
$$Q_L = Q_R i_v^* \sqrt{\frac{\Delta P_v}{\Delta P_R}}$$

İlgili değişkenler aşağıda tanımlanmıştır:

- Q_L : yüke aktarılan hidrolik akış
- Q_R : ΔP_R basınç düşüşündeki normalize akış
- i_v^* : normalize giriş akımı
- $\Delta P_v = P_s - P_T - P_L$: valfteki akış değişimi
- P_s : sistem basıncı
- P_T : rezervuar basıncı
- P_L : yük basıncı

$P_L = \frac{2}{3}P_s$ için yüke maksimum güç aktarıldığından ve en yaygın olarak kullanılan besleme basıncı 210 bar olduğundan, nominal valf akışını $\Delta P_R = 70$ bar olarak belirlemek yaygın bir uygulamadır.

Basınç değişimi ile akış arasındaki Şekil 3.5'de verilmiştir. Çalışmada kullanılacak valf için, nominal valf akışı $Q_R = 120$ litre/dakikadır.



Şekil 3.5 Servo valf basınç değişimi-akış ilişkisi [5]

3.5 Silindir Basıncı

Yağın sıkışabilirliği, piston kütlesi ile etkileşen silindir bölmelerinde bir yay etkisi yarattığından, düşük frekanslı bir rezonans ortaya çıkmaktadır. Bundan dolayı, valf kontrol akışı ve tahrik odası basıncı arasındaki ilişki önemlidir. Tüm hidrolik sistemlerde ortaya çıkan bu durum, kullanılabilir bant genişliğini sınırlamaktadır. Bu etki, akışkanlar mekaniğinden aşağıdaki akış sürekliliği denklemi kullanılarak modellenilebilir:

$$\sum Q_{in} - \sum Q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt}$$

Denklemin sol tarafı, servo valf tarafından haznelere verilen net akıştır. Sağ taraftaki ilk terim, pistonun hareketi nedeniyle değişen hacimden ortaya çıkan akışı; ikinci terim ise, sistem uyumluluğunu (compliance) ifade etmektedir.

Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği ve mekanik yapının mükemmel derecede katı olduğu varsayımı altında, yağın bulk modülüsü $\beta = 1.4 \times 10^9$ N/m² alınmıştır. Yukarıdaki denklem, A odasındaki anlık basıncı bulmak için aşağıdaki gibi düzenlenebilir:

$$P_A = \frac{\beta}{V} \int \left(Q_A - \frac{dV_A}{dt} \right) dt$$

3.6 Piston Dinamik Modeli

İki haznedeki basınçlar bilindiğinde, piston üzerine etki eden net kuvvet (F_p), piston alanının (A_p) basınç farkıyla çarpımı şeklinde hesaplanabilir:

$$F_p = (P_A - P_B)A_p$$

Newton'un ikinci kanunu kullanılarak, piston hareketinin dinamiği aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$F_p = M_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + K_L x_p + F_f$$

İlgili değişkenler aşağıda tanımlanmıştır:

- x_p : piston pozisyonu
- M_p : piston kütlesi
- K_L : yay katılığı
- $F_f = \frac{dx_p}{dt} F_{v0} + \text{sign}\left(\frac{dx_p}{dt}\right) F_{c0}$: sürtünme kuvveti
- F_{v0} : viskoz sürtünme katsayısı
- F_{c0} : Coulomb sürtünme katsayısı

Muhtemel sızıntıları da dikkate alarak (K_{La} , K_{Le} , iç ve dış sızıntı parametreleri olmak üzere), A haznesinin akış süreklilik denklemi aşağıdaki şekilde edilebilir:

$$Q_A - K_{La}(P_A - P_B) - K_{Le}P_A = \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{\beta} \frac{dP_A}{dt}$$

B haznesi için de benzer bir denklem geçerlidir.

3.7 Hidrolik Güç Kaynağı Modeli

Yukarıdaki bölümde kısaca değinilen hidrolik güç kaynağı, silindir hazne hacim değişimlerine benzer şekilde akış sürekliliği denklemi kullanarak modellenebilir. Bu durumda, giriş akışı pompanın sabit hızından dolayı sabitlenmekte, dolayısıyla hacim değişimi olmamaktadır:

$$P_s = \frac{\beta}{V_1} \int (Q_p - Q_L) dt$$

İlgili değişkenler aşağıda tanımlanmıştır:

- Q_L : yük için güç kaynağından servo-valf tarafından çekilen akış
- Q_p : pompa akış hızı

- P_s : Sistem basıncı

3.7 Sensörler

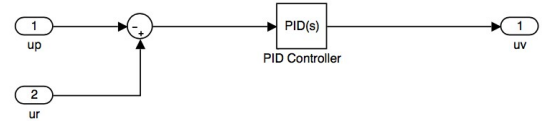
Pozisyon sensörü olarak 0.005mm hassasiyetle 25 bit pozisyon sinyali üreten, 90 mm stroka sahip cetvel kullanılmıştır. Sensörün diğer bir özelliği SSI (Synchronous Serial Interface) standardına uyumlu olmasıdır [9].

Sistemde kullanılması düşünülen basınç sensörü, nominal 24VDC besleme gerilimiyle çalışmakta, 0-25MPa arası için 4-20mA standart akım çıkışı vermektedir.

4. Kontrol Algoritma Tasarımı

4.1 Servo kontrolör ve gömülü yazılım

Çalışmada sistemin kontrolü için, endüstride yaygın olarak kullanılmakta olan PID (proportional-integral-derivative) kontrolörü uygulanmıştır. PID tabanlı servo-kontrolörün yapısı Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Servo-kontrolör yapısı

Öncelikli olarak, referans sinyali (u_r) ve gerçek piston (u_p) pozisyonu arasındaki fark alınarak, takip hata sinyali (u_e) hesaplanır:

$$u_e(t) = u_r(t) - u_p(t)$$

Bu hata sinyali PID servo-kontrolör tarafından işlenerek, valfe uygulanacak olan giriş sinyali (u_v) aşağıdaki şekilde oluşturulur:

$$u_v(t) = k_p u_e(t) + k_i \int u_e(\tau) d\tau + k_d \frac{du_e(t)}{dt}$$

Burada, k_p , k_i , k_d , sırasıyla oransal, integral ve türevsel terimlerin katsayılarıdır. PID kontrolörün transfer fonksiyonu aşağıdaki gibidir:

$$G_c(s) = \frac{U_v(s)}{U_e(s)} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s$$

Yukarıda ifadesi ve transfer fonksiyonu verilen, PID servo-kontrolörün, gömülü yazılımda gerçekleştirilmesi için sayısal kontrol algoritmasına dönüştürülmesi gereklidir. Bunun için, ileri, geri ve Tustin yaklaşımları uygulanabilir. T örnekleme zamanı olmak üzere (çalışmada T=1 milisaniye olarak gerçekleştirilmiştir), söz konusu ayrık zaman transfer fonksiyonları aşağıdaki şekilde elde edilebilir.

İleri fark yaklaşımla ayrık zaman transfer fonksiyonu:

$$G_{d,i}(z) = G_c(s) \Big|_{s=\frac{z-1}{T}}$$

Geri fark yaklaşımla ayrık zaman transfer fonksiyonu:

$$G_{d,g}(z) = G_c(s) \Big|_{s=\frac{z-1}{Tz}}$$

Tustin yaklaşımla ayrık zaman transfer fonksiyonu:

$$G_{d,TA}(z) = G_c(s) \Big|_{s=\frac{2}{T} \frac{z-1}{z+1}}$$

$G_{d,i}(z)$ ve $G_{d,g}(z)$ ile elde edilecek ayrık fark denklemi daha basit bir algoritma sunarken, $G_{d,TA}(z)$ ile elde edilecek algoritma biraz daha karmaşıktır. Öte yandan, Tustin yaklaşımı sürekli ve ayrık zaman arasındaki kararlılık bölgelerini koruduğundan, daha doğru bir gerçekleştirme sunmaktadır.

Gömülü yazılımda, k. adımdaki valf kontrol sinyali aşağıdaki şekilde oluşturulabilir:

$$u_v(k) = k_p u_e(k) + k_i \sum_{m=1}^k u_e(m) + k_d (u_e(k) - u_e(k-1))$$

Kontrol sinyalinin alternatif gerçekleştirilmesi aşağıda verilmiştir:

$$u_v(k) = u_v(k-1) + k_p (u_e(k) - u_e(k-1))$$

$$+ k_i u_e(k) + k_d (u_e(k) - 2u_e(k-1) + u_e(k-2))$$

Yukarıdaki şekilde hesaplanan kontrol sinyali, valf kısıtları da dikkate alınarak, valfe uygulanırken, +10mA arasında sınırlandırılmaktadır:

$$u_v(k) = \begin{cases} u_{max}, & u_v(k) \geq u_{max} \\ u_v(k), & u_{min} < u_v(k) < u_{max} \\ u_{min}, & u_v(k) \leq u_{min} \end{cases}$$

4.2. Doğrusal Model: Pozisyon-Valf Girişi Transfer Fonksiyonu

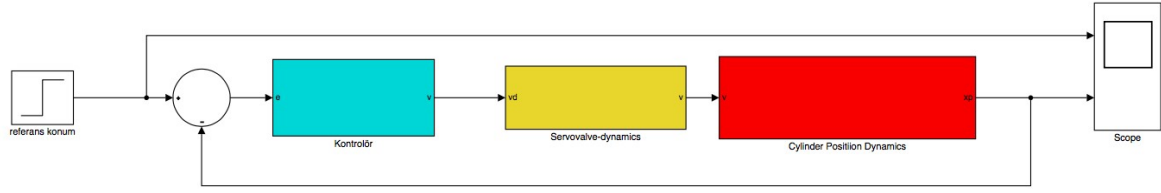
Hidrolik sistemde yer alan alt-sistemlerle ilgili matematiksel modeller, yukarıda açıklanmıştır. Her ne kadar servo-valf için 2. derece doğrusal bir model literatürde kabul görmüş olsa da akış denklemlerinden kaynaklı doğrusal olmayan etkiler hala mevcuttur.

Proje kapsamındaki pozisyon kontrolü problemine ilişkin literatür incelendiğinde, kontrolör tasarımı için, doğrusallaştırılmış modellerin öne çıktığı dikkat çekmektedir [1].

İkinci derece doğrusal valf modeli, yine ikinci derece doğrusal hidrolik sistem modeliyle birleştirildiğinde, pozisyon kontrolü için aşağıdaki sistem transfer fonksiyonu elde edilir [1]:

$$G_x(s) = \frac{X_v(s)}{U_v(s)} = \frac{K_v K_Q^* w_v^2}{s^2 + 2\xi_v w_v s + w_v^2} \frac{\frac{A_p}{M_p} w_h^2}{s^2 + 2\xi_h w_h s + w_h^2} \frac{1}{s}$$

Yukarıdaki transfer fonksiyonundaki birinci terim, valfin modelini ifade ederken; ikinci terim hidrolik sistemin pistonla beraber ikinci derece modeline karşılık gelmektedir.



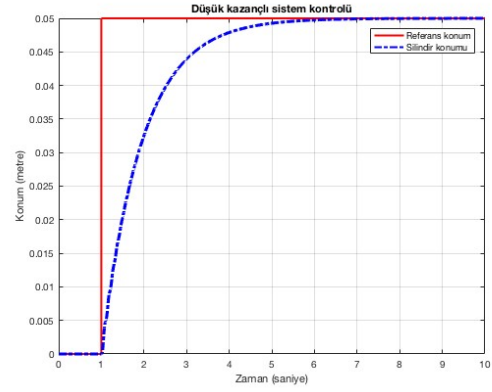
Şekil 4.2. Hidrolik Servo Sistem MATLAB SIMULINK gerçeeklemesi

4.2.1 Doğrusal Model Pozisyon Kontrolü Benzetim Çalışmaları

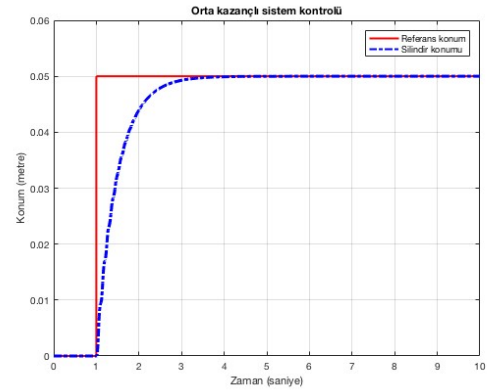
Transfer fonksiyonu yukarıda verilen sistem MATLAB SIMULINK’de Şekil 4.2’de gösterildiği gibi gerçeeklenmiş ve farklı senaryolar için kontrolör performansı değeriendirilmiştir:

- Düşük kazançlı oransal kontrol (Sistem çıktı sonucu Şekil 4.3’de verilmiştir)
- Orta kazançlı oransal kontrol (Sistem çıktı sonucu Şekil 4.4’de verilmiştir)
- Yüksek kazançlı oransal kontrol (Sistem çıktı sonucu Şekil 4.5’de verilmiştir)
- Çok yüksek (kararsız sistem) kazançlı oransal kontrol (Sistem çıktı sonucu Şekil 4.6’de verilmiştir)
- Optimize PID kontrol (Sistem çıktı sonucu Şekil 4.7’de verilmiştir)

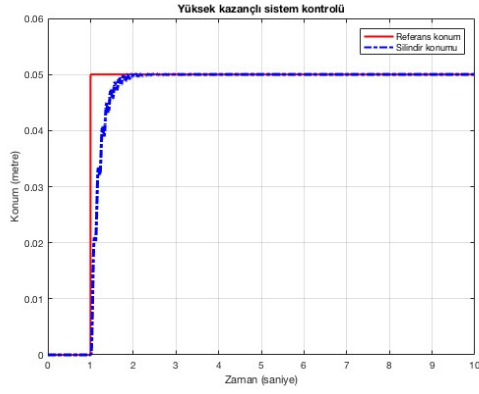
Sistem yapısından dolayı, düşük kazançlı oransal kontrolde bile sıfır hata elde edilmekle birlikte, oransal kazanç arttıkça kapalı çevrim sistem hızlanmaktadır. Ancak, çok yüksek kazançlar kullanıldığı takdirde, beklenildiği gibi sistem kararsız hale gelmektedir. Dolayısıyla, sadece oransal kazanç yerine, parametreleri iyileştirilmiş PID kontrolörün daha iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir.



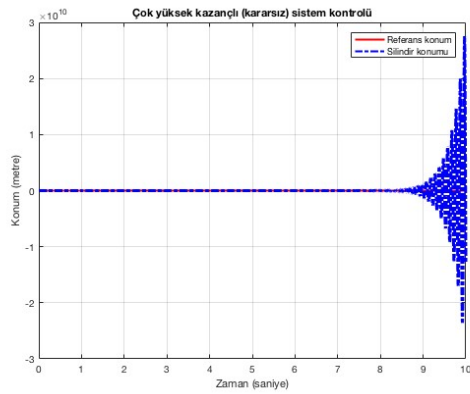
Şekil 4.3 Düşük kazançlı oransal kontrol



Şekil 4.4 Orta kazançlı oransal kontrol

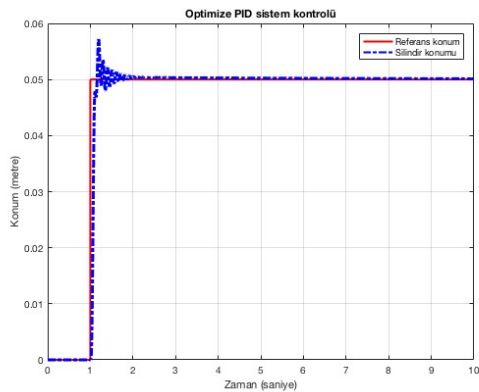


Şekil 4.5 Yüksek kazançlı oransal kontrol



Şekil 4.6 Çok yüksek kazançlı oransal kontrol.

Kazancın belli bir eşik değeri geçmesi durumunda sistem kararsız hale gelmektedir.

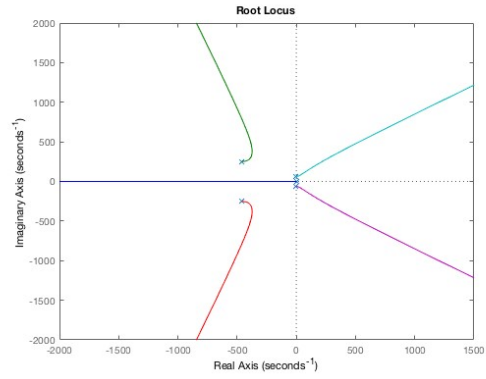


Şekil 4.7 PID parametreleri optimize PID kontrol

4.2.2 Kök Yer Eğrisi

Kök-yer eğrisi, sistem kazancının değişimin, kapalı çevrim sistemin kutuplarının kompleks

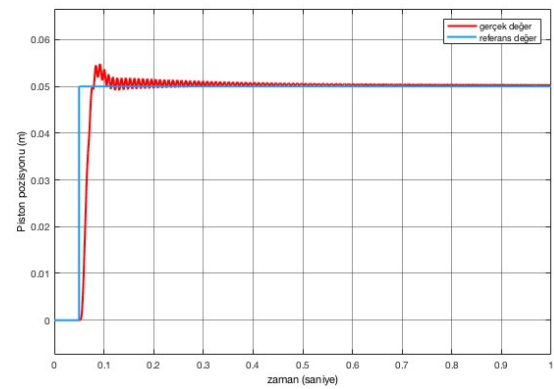
düzlemdeki yerlerindeki değişimi göstermektedir. Yukarıdaki transfer fonksiyonu ile ifade edilen sistem için, kök yer eğrisi Şekil 4.8’de verilmiştir. Şekil 4.8’den görüleceği üzere, kazanç belli kritik bir değeri aştığında, sistem kutupları sağ düzleme geçmekte ve sistem kararsız hale gelmektedir.



Şekil 4.8 Sistem Kök-yer eğrisi

4.3 Benzetim çalışmaları

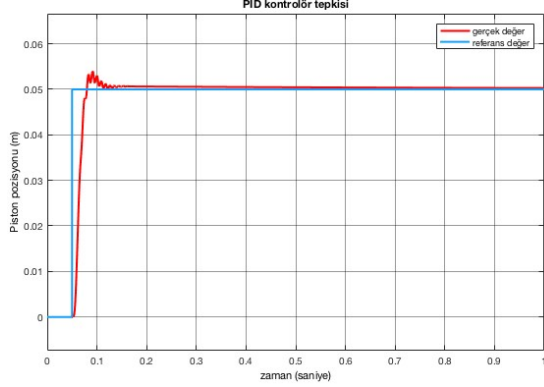
Matlab simulink’de gerçekleştirilmiş doğrusal olmayan sistem modeli, farklı PID kontrolör parametreleriyle test edilmiştir. Şekil 4.9’da sonuçları verilen simülasyonda türev terimi kullanılmamış, sadece PI kontrolör uygulanmıştır. Şekilden görüldüğü üzere, sıfır hatayla takip mümkün olmaktadır.



Şekil 4.9 PI kontrolör ile sistem tepkisi ($k_p=100$, $k_i=100$)

Şekil 4.9’da verilen simülasyonun geçici (transient) bölgedeki sistem performansını arttırmak için, daha sonra türev terimi de eklenmiştir. Türev teriminin, özellikle

gürültüden etkilenmesinden dolayı, PID algoritması içinde kullanımına dikkat edilmelidir. Şekil 4.10'da görüldüğü üzere, türev terimi de eklenmiş, PID kontrolörün başarımı geçici bölgede de artmıştır.



Şekil 4.10. PID kontrolör ile sistem tepkisi ($k_p=100$, $k_i=100$, $k_d=0.05$)

5. Sonuçlar

5.1 Test ve Analiz

Yukarıda detayları verilen kontrol algoritması, gömülü yazılımda gerçekleştirilerek servo-valfin pozisyon kontrolü gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada sistemin başarımını test edebilmek için aşağıdaki parametrik sinüs referans konum bilgisi uygulanmıştır:

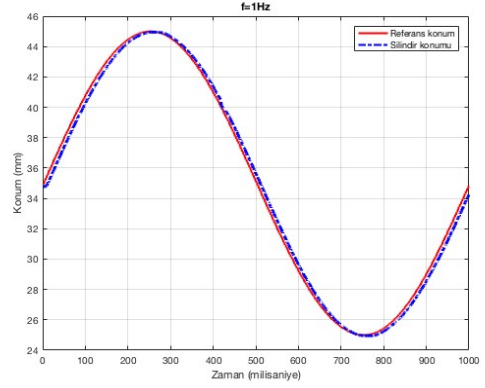
$$u_r(k) = B + A \sin(2\pi f k T)$$

Referans konum parametreleri şunlardır:

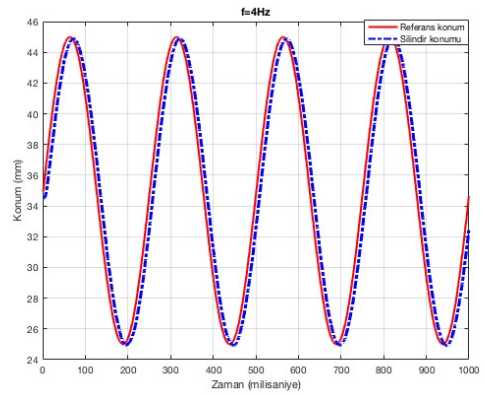
- T=1milisaniye: örnekleme zamanı
- f: frekans (Hz)
- A: sinüs genliği (mm)
- B: sapma (mm)

5.1.1 Test Sonuçları

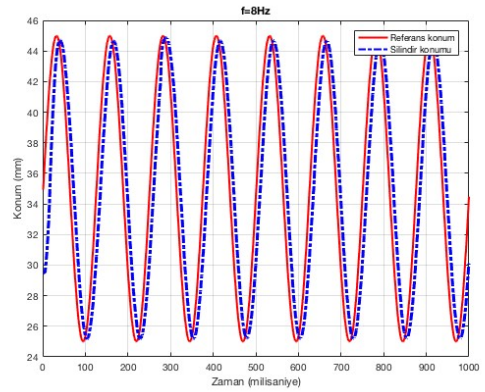
Farklı frekanslarda ($f=1-40\text{Hz}$) yapılan test sonuçları Şekil 5.1-5.6'da, sistemin basamak sinyal tepkisi Şekil 5.7'de sunulmuştur.



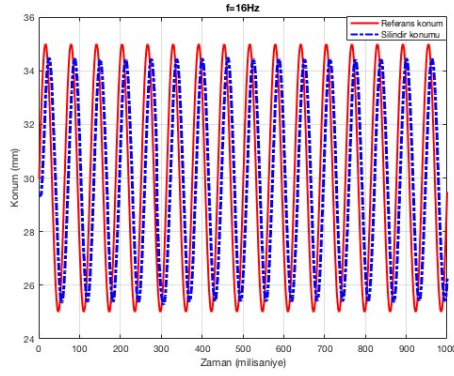
Şekil 5.1 1 Hz test sonucu



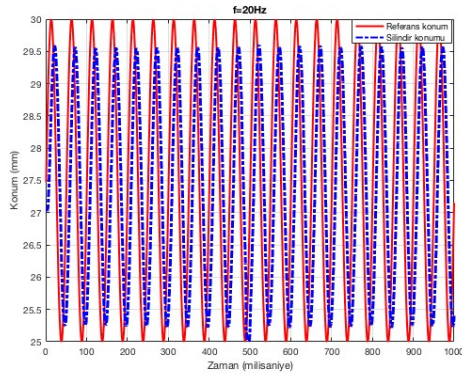
Şekil 5.2 4 Hz test sonucu



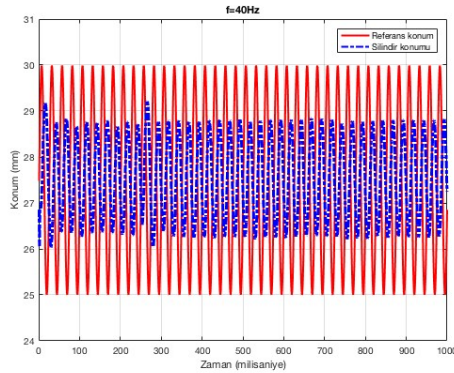
Şekil 5.3 8 Hz test sonucu



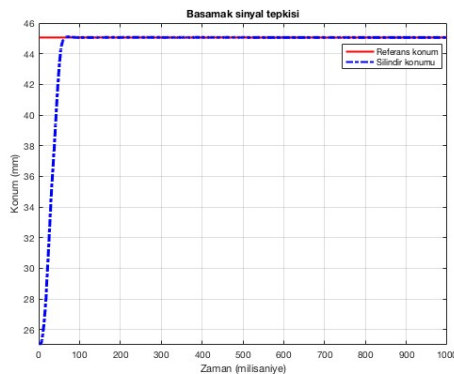
Şekil 5.4 16 Hz test sonucu



Şekil 5.5 20 Hz test sonucu



Şekil 5.6 40 Hz test sonucu



Şekil 5.7 Basamak referans test sonucu

5.2 Test Sonuçlarını Değerlendirme

Farklı frekanslarda ($f=1-40\text{Hz}$) yapılan ve sonuçları Şekil 5.1 - 5.6'da sunulan test sonuçlarında tümleşik pozisyon kontrolünün, ilgili frekans bandında çalıştığı gözlenmiştir. Özellikle, 8Hz'e kadar uygulanan sinüs referans sinyalleri için genlik kaybı olmadığı teyit edilmiştir. 8Hz'den daha yüksek frekanslar için, frekans arttıkça, genlik kaybının arttığı, ancak sistemin çalışmaya devam ettiği doğrulanmıştır. Projede PID tabanlı bir kontrol algoritması kullanılmakla birlikte, kontrol yazılımı farklı kontrol yöntemlerini uygulamaya olanak vermektedir.

Kaynakça

- [1] Jelali, M., Kroll, A., Hydraulic Servo Systems - Modelling, Identification & Control, Springer, 2003.
- [2] Merritt, H., Hydraulic Control Systems, John Wiley, 1.baskı, ABD,1967.
- [3] Poley, R., "DSP Control of Electro-Hydraulic Servo Actuators (SPRAA76)", Texas Instrument Application Note, 2005.
- [4] Bilgiç, M., "Sürekli Döküm Makinalarında Sinüzoidal Olmayan Osilasyon Uygulamaları ve Ramon Elektrik Aktüatörlü Çözümü" www.ecosid.com.tr, erişim tarihi:2015
- [5] Moog 661 SeriesServovalves product data sheet,https://www.moog.com/literature/ICD/Moog-ServoValves-D661_G_A-Catalog-en.pdf, Moog Industrial Control Division , erişim tarihi; 06.01.2015
- [6] Maskrey, R. H., and Thayer, W. J., A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms, Moog Technical Bulletin 141, Haziran 1978
- [7] Neal, T. P., Performance Estimation for Electrohydraulic Control Systems, Moog Technical Bulletin 126, Kasım 1974.
- [8] Thayer, W. J., Transfer Functions for Moog Servovalves, Moog Technical Bulletin 103, January 1965.
- [9] Temposonics, R-Series Position Sensors, http://www.mtsensors.com/fileadmin/media/pdfs/Products/Industrial/R_Series_RP_RH_SSI.pdf, Mts Sensör, erişim tarihi:2019.