



Bu bir MMO yayınıdır

ELEKTRO-HİDROLİK YÜK SİMÜLATÖRÜ TASARIMI ve KONTROLÜ

H. Ulaş AKOVA¹
Hakan ÇALIŞKAN¹
Tuna BALKAN¹
Bülent E. PLATİN¹

ELEKTRO-HİDROLİK YÜK SİMÜLATÖRÜ TASARIMI ve KONTROLÜ

H. Ulaş AKOVA¹, Hakan ÇALIŞKAN², Tuna BALKAN³, Bülent E. PLATİN⁴

ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü Dumlupınar Bulvarı No: 1 Oda: F-211 Çankaya, 06800 ANKARA

¹ ulashakova@gmail.com, ² chakan@metu.edu.tr, ³ balkan@metu.edu.tr, ⁴ platin@metu.edu.tr

ÖZET

Günümüzde endüstriyel, savunma ve havacılık uygulamalarında kullanılmak üzere birçok hidrolik sürücü sistemi geliştirilmektedir. Bu sistemlerin başarımlarının, güvenilirliklerinin ve kararlılıklarının gerçek sistemler üzerinde uygulanmadan önce test edilmesi ve kanıtlanması oldukça önemlidir. Çalışma koşullarını yansıtacak dinamik kuvvetlerin geliştirilen hidrolik sürücü sistemine laboratuvar ortamında kontrollü bir şekilde uygulanabilmesi için yük simülatörleri kullanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında 14 kN kapasitesinde bir elektro-hidrolik yük simülatörünün geliştirilmesi ve kontrol sisteminin tasarımı açıklanmıştır. Elektro-hidrolik yük simülatörünü oluşturan donanım ile birlikte sistemin çalışma ilkesi açıklanmış, yük simülatörünün ve test edilen hidrolik sürücü sisteminin eyleyicilerinin uygun bir şekilde birbirlerine bağlanabilmesi için üretilen test düzeneği verilmiştir. Elektro-hidrolik yük simülatörünün matematiksel modeli MATLAB®/Simulink® ortamında oluşturularak sistem üzerinden alınan deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Bu model doğrusallaştırılarak bir geri besleme-artı-ileri besleme kuvvet kontrolcüsü ve test edilecek sistemin bozucu etkisini giderici bir ileri besleme hız kontrolcüsü tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemin başarımlı değişik yükleme koşulları altında test edilmiş ve değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Elektro-hidrolik yük simülatörü, Akışkan gücü kontrol sistemleri, Modeleme ve doğrulama, Kuvvet kontrolü, Birleşik ileri ve geri besleme kontrol.

ABSTRACT

Today hydraulic drive systems are continuously being developed to be utilized in many industrial, defense, and aerospace applications. It is highly important to test and prove their performance, safety, and stability before implementing them on the actual systems. Hence, load simulators are used to test those systems by emulating and applying the operational dynamic loads in controlled laboratory conditions. In this study, the development and control system design of an electro-hydraulic load

simulator with a dynamic loading capacity of 14 kN is explained. The operation of the load simulator with its hardware is explained. The test bench constructed to accommodate the actuators of the electro-hydraulic load simulator and the hydraulic drive system under test is given. The mathematical model of the electro-hydraulic load simulator is obtained in MATLAB®/Simulink® and it is validated by the experimental data gathered from the system. In order to reject the disturbance motion of the system under test a combined feedforward-feedback force controller and a velocity feedforward controller are designed by using the linearized model of the system. The performance of the load simulator is tested and evaluated under various loading conditions.

Key Words: Electro-hydraulic load simulator, Fluid power control systems, Modelling and validation, Force control, Combined feedback and feedforward control.

1. GİRİŞ

Servo-hidrolik sürücü ve kontrol sistemleri günümüzde birçok endüstriyel, askeri ve havacılık uygulamasında kullanılmaktadır. Bu sistemlerin başarımlarının, güvenilirliklerinin ve kararlılıklarının gerçek sistemler üzerinde uygulanmadan önce test edilmesi ve kanıtlanması için elektro-hidrolik yük simülatörleri yaygın olarak kullanılmaktadır [1, 2, 3]. Kapalı çevrim kuvvet ya da tork kontrollü yük simülatörleri kullanılarak geliştirilecek ya da test edilecek hidrolik sistemin eyleyicisine çalışma koşullarını yansıtan dinamik yükler laboratuvar koşulları altında uygulanmaktadır. Uygulamaya bağlı olarak dönel ya da doğrusal eyleyicilere sahip yük simülatörleri geliştirilmektedir. Ayrıca yük simülatörlerinin kullanım alanları bu çalışmada olduğu gibi sadece sürücü sistemlerinin testleri ile kısıtlı değildir. Literatürde mekanik sistemlerin yapısal dinamik testleri için kuvvet simülatörlerinin kullanımı ile ilgili birçok örnek bulunmaktadır [4, 5].

Bir yük simülatörü test düzeneği genel olarak iki ayrı sürücü sisteminden oluşmaktadır. Bunlar test edilmek istenen konum kontrollü servo-sürücü sistemi ile test yüklerini taklit eden kapalı çevrim kuvvet kontrollü yük simülatörüdür. Kapalı çevrim konum kontrollü sisteme konum geri beslemesi bir konum ölçer tarafından yapılırken, kapalı çevrim kuvvet kontrollü yük simülatörü için gerekli kuvvet geri beslemesi bir kuvvet ölçer tarafından sağlanmaktadır. Burada iki sistemin eyleyicileri birbirlerine kuvvet ölçer üzerinden bağlanmaktadır. Ayrıca mekanik bir test düzeneği iki sistemin eyleyicilerinin birbirlerine uygun bir biçimde bağlanabilmesi için gereklidir.

Sistem dinamiğinde istenilen yükleri uygulama noktasının hızından bağımsız olarak uygulayabilen aktif bir eleman T-tipi bir kaynak olarak tanımlanmaktadır. Benzer şekilde bir yük simülatörünün de referans girdi olarak belirlenen yükleri test edilmekte olan sistemin hareketinden bağımsız olarak bu sisteme uygulayabilmesi beklenmektedir. Ancak burada test edilmekte olan sistemin hareketi referans yükleri uygulayan yük simülatörü için güçlü bir bozucu etki yaratmaktadır. Bu etkiyi azaltmak için literatürde oldukça yaygın olarak kullanılan iki yöntem bulunmaktadır. Bunlardan ilki kuvvet simülatörü ve test edilen sistemin eyleyicileri arasında esnekliği fazla olan yay, damper gibi elemanlar yerleştirilerek kuvvet kontrolü yapmakta olan sistemin bozucu etki girdisine olan empedansını azaltmaktır [1, 4, 5, 8]. Bu yöntem aynı zamanda kuvvet kontrolü gerektiren robotik uygulamalarında da kullanılmaktadır [6, 7]. Burada iki sistem arasındaki eşdeğer yay sabitinin azalması açık çevrim

aktarım fonksiyonunun kazancının düşmesine sebep olsa da bu durum kontrolcü kazançları artırılarak giderilebilir [6]. Ayrıca açık çevrim aktarım fonksiyonunun kazancının bu şekilde paylaşılması sürtünme gibi etkilerin kuvvet çıktısına olan etkisini de azaltmaktadır [6]. Bu uygulamanın en önemli olumsuz etkisi sistemin istenilen yükü yaratabilmesi için gerekli olan debi gereksiniminin artmasıdır. Bu nedenle, hız ve kuvvet gereksinimleri belirlenerek sürücü sisteminin tasarlanması ve kullanılacak malzemenin esneklik katsayısının belirlenmesi önemli bir mühendislik kararıdır. Test edilmekte olan sistemin hareketinden kaynaklı bozucu etkiyi gidermek için kullanılan bir diğer yöntem ise bu sistemin hareketinden kaynaklı bozucu etkiyi bir hız ileri besleme kontrolcüsü ile azaltmaktır [8, 9]. Burada amaç iki sistemin hareketlerini bu kontrolcü aracılığıyla birbirleri ile uyumlu tutarak kapalı çevrim kuvvet kontrolcüsünün etkilenmemesini sağlamaktır. Daha sonra geri besleme kuvvet kontrolcü istenilen kapalı çevrim başarımı için tasarlanabilmektedir.

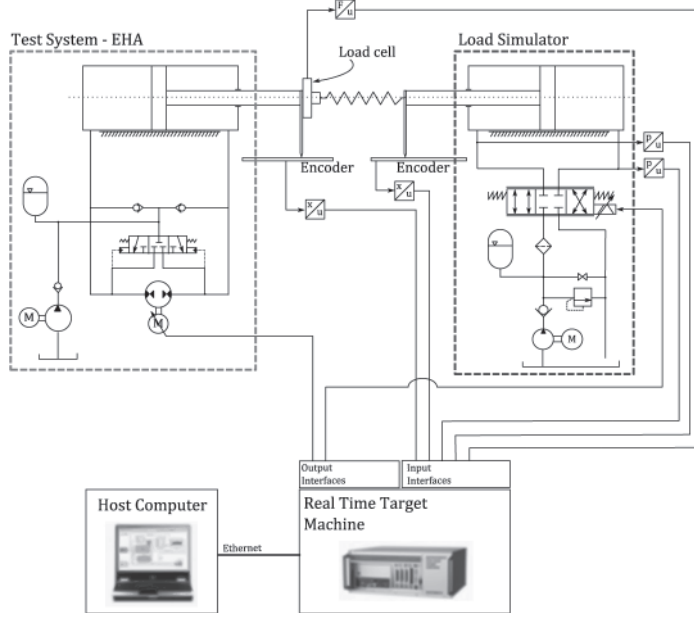
Bu çalışmada yeni geliştirilmekte olan hidrolik sistemlerin laboratuvar ortamında test edilebileceği bir elektro-hidrolik yük simülatörünün tasarımı ve kontrolü açıklanmıştır. Öncelikle elektro-hidrolik yük simülatörü ve test düzeneğinin tasarımı ve kurulumu kısaca açıklanmıştır. Daha sonra sistemin dinamik davranışını tanımlayan denklemler yazılarak MATLAB®/Simulink® modeli oluşturulmuştur. Bu model deneysel sonuçlar ile doğrulandıktan sonra kritik bir çalışma noktası etrafında doğrulanmıştır ve kontrol sistemi tasarımında kullanılmak üzere aktarım fonksiyonları bulunmuştur. Birleşik ileri ve geri besleme kontrol yapısının tasarımı açıklanmıştır. Son olarak yük simülatörünün başarımı değişik yüklenme koşullarında yapılan testler ile değerlendirilmiştir.

2. ELEKTRO-HİDROLİK YÜK SİMÜLATÖRÜ VE TEST DÜZENEGİ

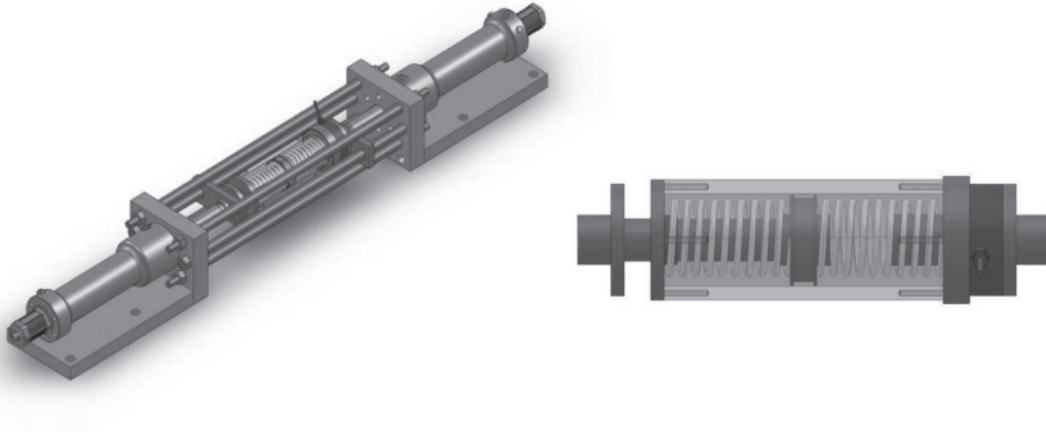
Çalışma kapsamında tasarlanan elektro-hidrolik yük simülatörü test düzeneği şematik olarak Şekil 1'de verilmiştir. Burada test edilecek hidrolik sürücü sisteminin ve elektro-hidrolik yük simülatörünün eyleyicileri mekanik olarak bir yapıya sabitlenirken, birbirlerine yük sistemi olarak adlandırılan esnek bir yapı ile bağlanmaktadır. Yük sisteminin esneklik katsayısı bozucu girdi impedansını azaltmak için olabildiğince düşük tutulmaya çalışılmıştır. Ancak bu değer üzerindeki alt limit hidrolik sistemin kapasitesi ile belirlenmiştir. Ayrıca şekilde valf denetimli kuvvet simülatörünün ve test edilmekte olan değişken devirli pompa denetimli sürücü sisteminin hidrolik devre şemaları görülebilmektedir. Kapalı çevrim kuvvet kontrollü elektro-hidrolik yük simülatörü için kuvvet geri besleme sinyali bir kuvvet ölçer tarafından sağlamaktadır ve şekilde de görüldüğü gibi yük sistemine seri olarak bağlanmıştır.

Şekil 1'de elektro-hidrolik yük simülatörünün hidrolik devre şeması verilmiştir. Yük simülatörünün çift etkili asimetric hidrolik silindiri yüksek başarımli bir oransal kontrol valfi tarafından kontrol edilmektedir. Sabit deplasmanlı bir pompa, AC motor ve basınç ayar valfinden oluşan bir hidrolik güç ünitesi sistem için gerekli olan sabit basınçtaki gücü yaratmaktadır.

Şekil 2'de çalışma kapsamında tasarlanan ve üretilen test düzeneği ve yük sisteminin SolidWorks 2010 programı kullanılarak oluşturulmuş katı modelleri verilmiştir. Görüldüğü gibi sistem içerisinde yaratılan yüklerin test düzeneği dışına iletilmemesi için kapalı bir yapı tercih edilmiştir. Böylelikle, test düzeneği herhangi bir platforma sabitlenebilmektedir. Ayrıca test düzeneği kompakt ve kolay taşınabilir bir yapıya sahiptir. Yük sistemi ise görüldüğü gibi iki kalıp yayının birbirine paralel olarak bağ-



Şekil 1. Elektro-hidrolik yük simülâtörü ve test düzeneği şematik gösterimi

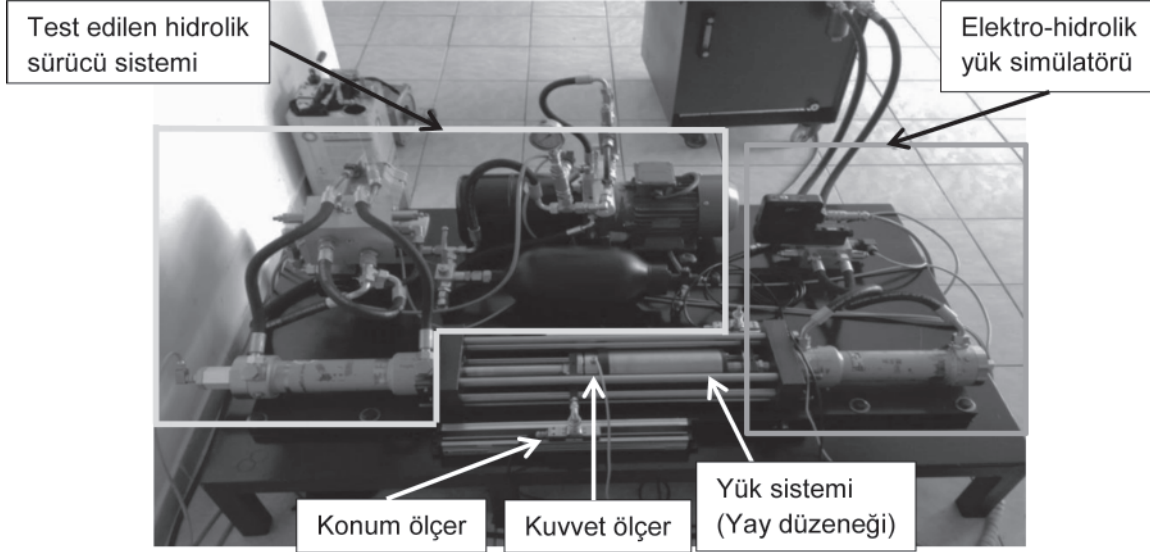


Şekil 2. Test düzeneği ve yük sistemi katı modelleri

lanmasıyla oluşturulmuştur ve böylece iki hidrolik sistem arasında istenilen esneklik elde edilmiştir. Şekil 2’de ayrıca bir kuvvet ölçer de görülmektedir. Hidrolik eyleyicilerin milleri yük sistemine şekilde görüldüğü gibi uyarlayıcı parçalar ile bağlanmaktadır.

Elektro-hidrolik yük simülâtörü ve test düzeneği kuvvet ölçere ek olarak basınç ve konum ölçer ile de donatılmıştır. Özellikle test edilecek sistemin hareketinin bozucu etkisini gidermek için tasarlanacak olan ileri besleme kontrolcü için konum ölçerin sisteme eklenmesi oldukça önemlidir. Ayrıca ölçerlerden sağlanan verilerin toplanması, gerçek zamanlı kontrol işlemlerinin yapılması ve kontrol valfinin sürücüsüne kontrol sinyalinin iletilmesi için gerçek zamanlı bir kontrol bilgisayarı kullanılmıştır.

Şekil 3'te test düzeneğinin genel görünümü verilmiştir. Yük simülatörüne ait hidrolik eyleyici ve kontrol valfi sağda görülmektedir. Diğer tarafta ise test edilmek istenilen değişken devirli pompa kontrollü hidrolik sürücü sistemi görülmektedir. İki sistemi birbirine bağlayan yük sistemi, kuvvet ve konum ölçerlerde şekil üzerinde gösterilmiştir.

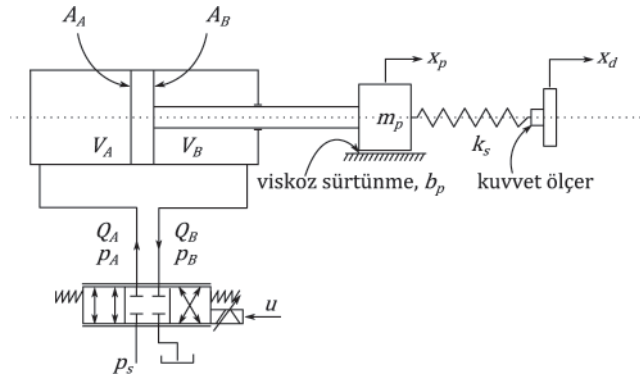


Şekil 3. Test düzeneği genel görünümü

3. SİSTEMİN MODELLENMESİ

Bu bölümde yük simülatörünün matematiksel denklemleri yazılıp MATLAB®/Simulink® ortamında bir simülasyon modeli oluşturulmuştur. Bu model daha sonra sistem üzerinden alınan ölçümler ile doğrulanmıştır. Oluşturulan model bir sonraki bölümde kontrol sistemi tasarımında ve değerlendirilmesinde kullanılmıştır.

Elektro-hidrolik yük simülatörünün fiziksel modeli Şekil 4'te verilmiştir.



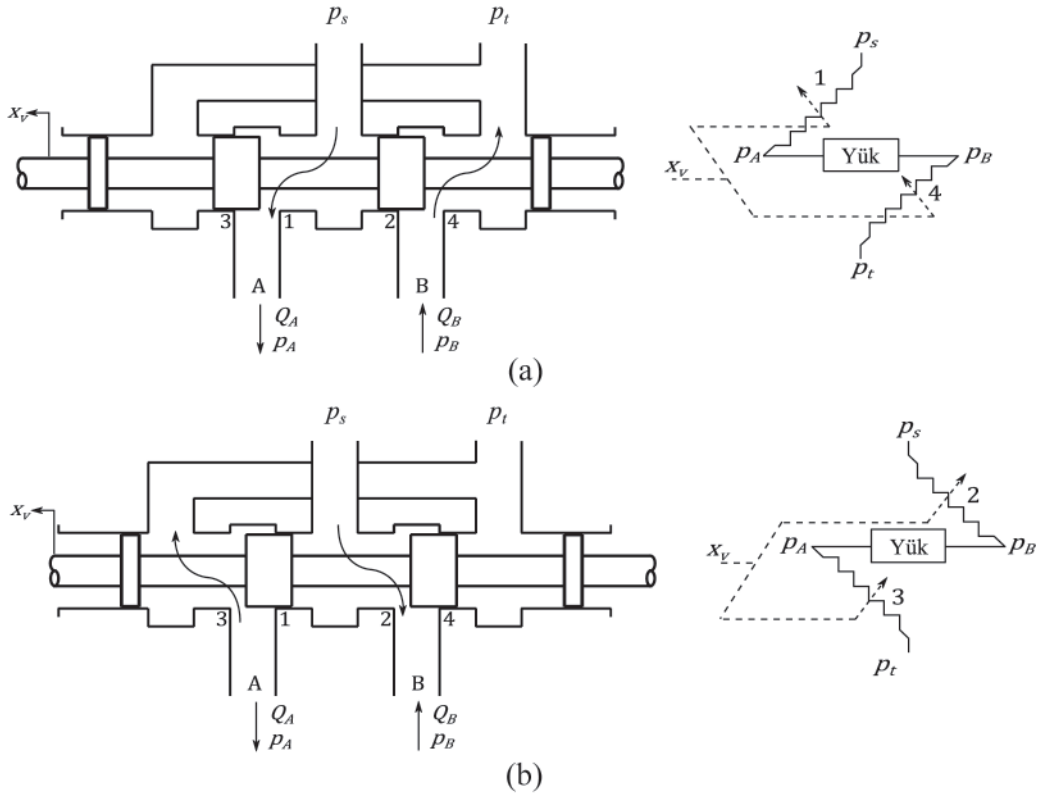
Şekil 4. Elektro-hidrolik yük simülatörünün fiziksel modeli

Model oransal bir akış kontrol valfi, asimetrik bir hidrolik eyleyici ve yük modelinden oluşmaktadır. Sistemin sabit bir basınç kaynağı, p_s , altında çalıştığı ve tank basıncının ihmal edilecek kadar küçük olduğu kabul edilmiştir. Yük simülatörü ve test edilmekte olan sürücü sisteminin pistonları için pozitif hareket yönleri ise sırası ile x_p ve x_d ile gösterilmiştir. Burada oransal kontrol valfine uygulanan kontrol sinyali u ile simülatörün pozitif piston yönü x_p birbiri ile uyumludur. Ayrıca iki eyleyiciyi birbirine bağlayan yük sisteminin eşdeğer yay sabiti k_s olarak verilmiştir.

Çalışmanın devam eden alt bölümlerinde sırası ile oransal kontrol valfini, hidrolik eyleyiciyi ve yükü tanımlayan matematiksel ifadeler yapılan kabuller ile birlikte verilmiştir.

3.1. Oransal Kontrol Valfi Modeli

Çalışma kapsamında 4-yollu, sıfır merkez açıklıklı ve makaralı bir oransal kontrol valfi elektro-hidrolik yük simülatörünü kontrol etmek için kullanılmıştır. Burada makara konumuna, x_v , bağlı olarak valf üzerinde bulunan dört orifisten sadece ikisi açık olacaktır [10]. Pozitif ve negatif makara açıklıkları için valfin şematik görünümü ve akış devresi Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 5. Pozitif (a) ve negatif (b) makara konumu için valf şematiği ve akış devresi

Şekil 5.a kullanılarak, pozitif makara konumu, $x_v \geq 0$, için akış denklemleri aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$Q_A = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_A)} \quad (1)$$

$$Q_B = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_B} \quad (2)$$

Diğer yandan, negatif makara konumu için, $x_v < 0$, akış denklemleri Şekil 5.b kullanılarak aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$Q_A = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_A} \quad (3)$$

$$Q_B = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_B)} \quad (4)$$

Burada,

C_d = Boşaltma katsayısı,

w = Orifisin çevresi boyunca genişliği,

ρ = Hidrolik sıvının yoğunluğudur.

Ayrıca, valf sürücüsüne uygulanan kontrol girdisi, u , ile makara konumu, x_v , arasındaki ilişki üretici firma tarafından sağlanan frekans yanıtı eğrileri kullanılarak birinci merteye bir aktarım fonksiyonu ile modellenmiştir.

$$G_a(s) = \frac{X_v(s)}{U(s)} = \frac{K_a}{T_a s + 1} \quad (5)$$

Burada,

K_a = Valf sürücüsünün statik kazancı,

T_a = Valf sürücüsünün zaman sabitidir.

Denklemler (1) – (5)'te kullanılan valf parametrelerinin ayrı ayrı bulunması oldukça zordur. Ancak üretici firma kataloğundan valf sürücüsüne uygulanan voltaj girdi, u , ile sabit bir basınç değeri altında elde edilen akış miktarı arasındaki ilişki elde edilebilmektedir ve bu parametre valfin akış kazancı, K_v , olarak adlandırılmaktadır.

$$K_v = K_a C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (6)$$

3.2. Hidrolik Eyleyici Modeli

Şekil 4'te görüldüğü gibi hidrolik eyleyicinin A odasına giren debi Q_A ile gösterilirken eyleyicinin B odasından çıkan debi Q_B ile gösterilmiştir. Burada hidrolik sıvının sıkıştırılabilirliği modele eklenirken, eyleyicinin yapısal esnekliği ve piston sızıntısı ihmal edilmiştir. Bu kabuller altında süreklilik denklemleri aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$Q_A = A_A \dot{x}_p + \frac{V_A}{\beta} \frac{dp_A}{dt} \quad (7)$$

$$Q_B = A_B \dot{x}_p - \frac{V_B}{\beta} \frac{dp_B}{dt} \quad (8)$$

Burada,

A_A, A_B = Eyleyicinin piston ve mil tarafı alanları,

V_A, V_B = Eyleyicinin piston ve mil tarafı hacimleri,

β = Hidrolik sıvının hacim modülüdür.

Ayrıca, modelde eyleyicinin oda hacimlerinin piston konumu ile değişimi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$V_A = V_{A_0} + A_A x_p \quad (9)$$

$$V_B = V_{B_0} - A_B x_p \quad (10)$$

Burada,

V_{A_0}, V_{B_0} = Hidrolik eyleyicinin orta konumdaki oda hacimleridir.

Hidrolik eyleyicinin sağladığı kuvvet çıktısı aşağıdaki verilmiştir.

$$F_L = A_A p_A - A_B p_B = A_A p_L \quad (11)$$

Burada,

p_L = Yük basıncı olarak tanımlanmıştır.

3.3. Yük Modeli

Yük simülatörünün test edilen hidrolik sürücü sistemine esneklik katsayısı k_s olan yay aracılığı ile bağlantısı Şekil 4'te gösterilmiştir. Hidrolik eyleyicinin pistonu m_p ile gösterilmiştir ve silindir ile piston arasında viskoz sürtünme, b_p , bulunduğu kabul edilmiştir. Newton'un ikinci hareket yasası kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilmiştir.

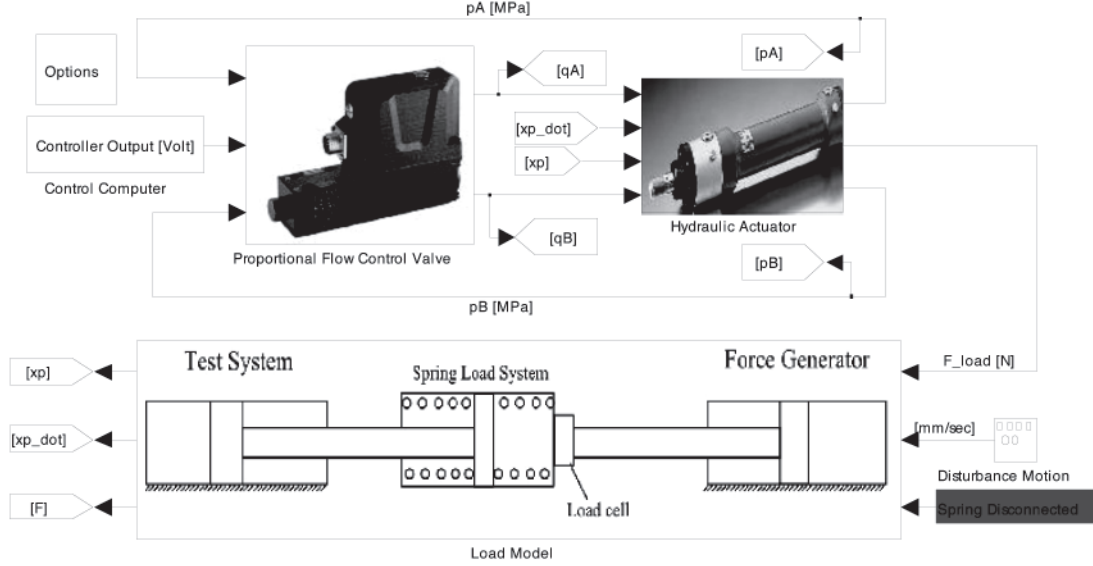
$$m_p \ddot{x}_p + b_p \dot{x}_p + k_s x_p = A_A p_L + k_s x_d \quad (12)$$

Bu çalışmada kontrol değişkeni olan test sistemine uygulanan kuvvet aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$F = k_s (x_p - x_d) \quad (13)$$

3.4. Modelin Doğrulanması

Elektro-hidrolik yük simülörünün MATLAB®/Simulink® modeli denklemler (1) – (13) kullanılarak Şekil 6'deki gibi oluşturulmuştur. Model parametreleri genel olarak kullanılan ekipmanların kataloglarından ve teknik resimlerinden elde edilmiştir. Hidrolik silindirin sürtünme katsayısı deneysel olarak belirlenmiştir ve hidrolik sıvının hacim modülü literatürden elde edilmiştir [11].

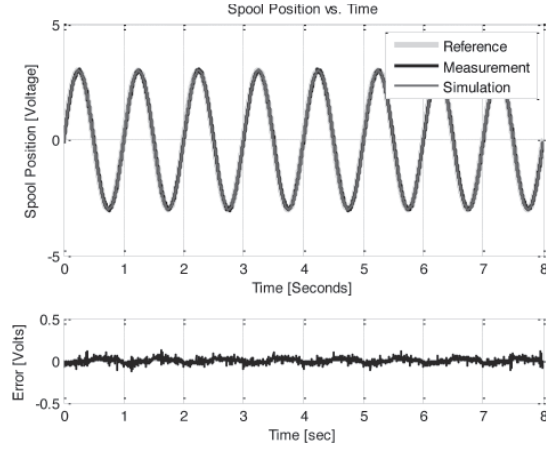


Şekil 6. Hidrolik yük simülörünün MATLAB®/Simulink® modeli

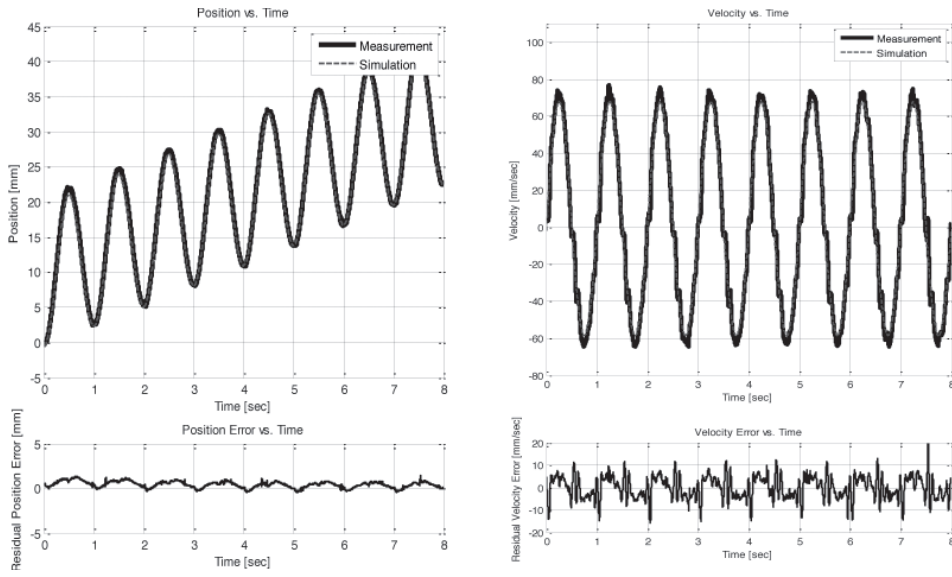
Oluşturulan modeli doğrulamak için açık çevrim testler gerçekleştirilmiştir ve simülasyon sonuçları deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu amaçla, valf sürücüsüne 3 Volt büyüklüğünde 1 Hz frekansında bir sinüs sinyali uygulanmıştır. Makara konumu valf üzerinde bulunan bir LVDT aracılığıyla ölçülmüştür. Referans girdi, simülasyon çıktısı ve ölçülen makara konumu iki sinyal arasındaki hata ile birlikte Şekil 7'de verilmiştir. Şekil 8'de piston konum ve hız çıktıları karşılaştırılmıştır. Görüldüğü gibi asimetrik pistonun ileri ve geri hareketlerindeki hız farklılığından dolayı piston konumu her çevrimde bağıl olarak ileri doğru hareket etmektedir. Simülasyon ve deneysel sonuçlar arasındaki farklar şekillerde görüldüğü gibi oldukça başarılı bir seviyededir. Benzer şekilde yük basıncı için simülasyon ve deneysel sonuçlar Şekil 9'da verilmiştir.

4. KONTROL SİSTEMİ

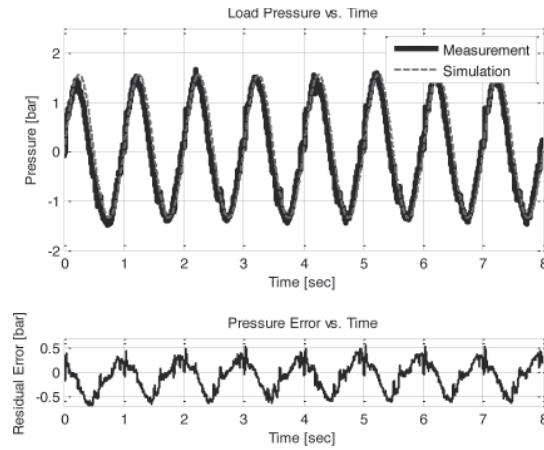
Bu bölümde öncelikle bir önceki bölümde elde edilen matematiksel model doğrusallaştırılarak sistemin aktarım fonksiyonları bulunmuştur. Daha sonra bu fonksiyonlar kullanılarak ileri ve geri besleme kontrolcülerin tasarımları gerçekleştirilmiştir.



Şekil 7. Valf konumu referans girdisi ve yanıtı (simülasyon ve deneysel sonuçları)



Şekil 8. Piston konum ve hız yanıtı (simülasyon ve deney sonuçları)



Şekil 9. Yük basıncı yanıtı (simülasyon ve deney sonuçları)

4.1. Sistem Modelinin Doğrusallaştırılması

Bir önceki bölümde elde edilen akış denklemleri (1) – (4) Taylor serisi kullanılarak bir çalışma noktası etrafında $P_0 = (x_{v0}, p_{A0}, p_{B0})$ doğrusallaştırılarak aşağıdaki ifadeler elde edilmiştir.

$$Q_A = K_{qA} x_v - K_{cA} p_A \quad (14)$$

$$Q_B = K_{qB} x_v - K_{cB} p_B \quad (15)$$

Burada akış kazançları,

$$K_{qA} = \left. \frac{\partial Q_A}{\partial u} \right|_{P_0} = \begin{cases} K_v \sqrt{p_s - p_{A0}} & x_v \geq 0 \\ K_v \sqrt{p_{A0}} & x_v < 0 \end{cases} \quad (16)$$

$$K_{qB} = \left. \frac{\partial Q_B}{\partial u} \right|_{P_0} = \begin{cases} K_v \sqrt{p_{B0}} & x_v \geq 0 \\ K_v \sqrt{p_s - p_{B0}} & x_v < 0 \end{cases} \quad (17)$$

ve akış-basınç katsayıları,

$$K_{cA} = - \left. \frac{\partial Q_A}{\partial p_A} \right|_{P_0} = \begin{cases} \frac{K_v u_0}{2\sqrt{p_s - p_{A0}}} & x_v \geq 0 \\ - \frac{K_v u_0}{2\sqrt{p_{A0}}} & x_v < 0 \end{cases} \quad (18)$$

$$K_{cB} = - \left. \frac{\partial Q_B}{\partial p_B} \right|_{P_0} = \begin{cases} - \frac{K_v u_0}{2\sqrt{p_{B0}}} & x_v \geq 0 \\ \frac{K_v u_0}{2\sqrt{p_s - p_{B0}}} & x_v < 0 \end{cases} \quad (19)$$

şeklinde elde edilmiştir.

Sistemin durağan durumunda eyleyici oda basınçlarını belirleyen denklemler doğrusallaştırılarak [11] aşağıdaki ifadeler elde edilmiştir. Bu ifadeler pistonun ileri ve geri hareketleri için geçerlidir.

$$p_A = \frac{1}{1+\alpha^3} p_L \quad (20)$$

$$p_B = - \frac{\alpha^2}{1+\alpha^3} p_L \quad (21)$$

Burada, $\alpha = A_B/A_A$ 'dır.

(14) – (21) ve (7) – (8) numaralı denklemler kullanılarak aşağıdaki ifade elde edilmiştir.

$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L = C \dot{p}_L + A \dot{x}_p \quad (22)$$

Buradaki büyüklükler aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$K_q = K_{qA} + \alpha K_{qB} \quad (23)$$

$$K_c = -\frac{1}{1+\alpha^3} K_{cA} + \frac{\alpha^3}{1+\alpha^3} K_{cB} \quad (24)$$

$$C = \frac{V}{\beta} \quad (25)$$

$$A = (1 + \alpha^2)A_p, \quad (A_p = A_A) \quad (26)$$

(5), (22), (12) ve (13) numaralı denklemlerin Laplace dönüşümleri alınarak aşağıdaki aktarım fonsiyonları elde edilmiştir.

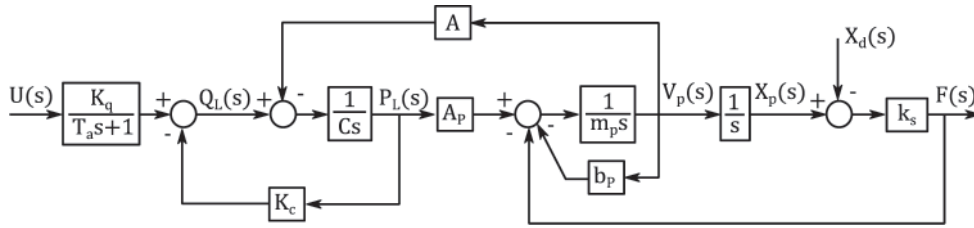
$$F(s) = G_{FU}(s)U(s) - G_{FX_d}(s)X_d(s) \quad (27)$$

Burada,

$$G_{FU}(s) = \frac{K_q k_s A_p}{(T_a s + 1)(C m_p s^3 + (C b_p + K_c m_p) s^2 + (K_c b_p + A A_p + C k_s) s + K_c k_s)} \quad (28)$$

$$G_{FX_d}(s) = -k_s \frac{C m_p s^3 + (C b_p + K_c m_p) s^2 + (K_c b_p + A A_p) s}{C m_p s^3 + (C b_p + K_c m_p) s^2 + (K_c b_p + A A_p + C k_s) s + K_c k_s} \quad (29)$$

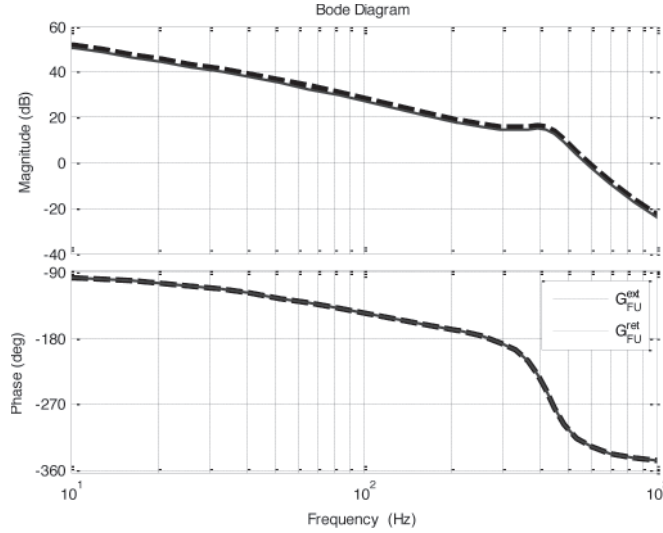
Sistemin blok diyagram gösterimi (27) – (29) numaralı denklemler kullanılarak Şekil 10'daki gibi elde edilmiştir. Görüldüğü gibi sistem iki girdisi vardır. Bunlar kontrol girdisi olarak kullanılan valf sürücüsüne uygulanan makara konumu sinyali, $U(s)$ ve bozucu etkiye sahip test altındaki hidrolik sürücü sisteminin eyleyicisinin hareketidir, $X_d(s)$.



Şekil 10. Sistemin blok diyagram gösterimi

(16)–(19) numaralı denklemlerde verilen akış kazançları ve akış-basınç katsayıları $P_0 = (x_{v0}, p_{L0}) = (0, 0)$ çalışma noktası etrafında hesaplanmıştır. Burada sistemin açık çevrim kazancını belirleyen akış kazançları sahip oldukları en yüksek değeri alırlarken, sistemin sönümlenme katsayısına etkisi olan akış-basınç katsayıları sıfır olmaktadır. Bu sebeple bu çalışma noktası sistemin kararlılığı için en kritik bölgedir [12]. Elde edilen aktarım fonksiyonları kullanılarak sistemin ileri ve geri hareketleri için açık çevrim Bode diyagramları Şekil 11'de verilmiştir.

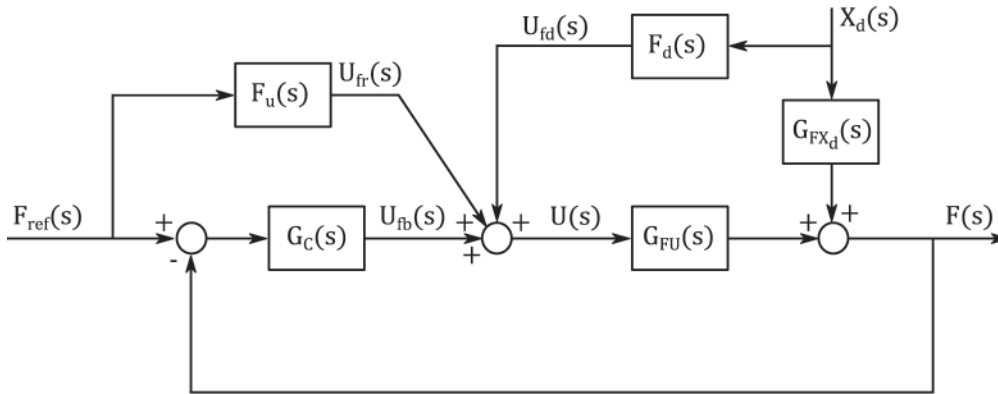
Bode diyagramlarının düşük frekanslardaki eğimleri -20 dB/dec iken akışkanın sıkıştırılabilirliği ve kütle etkisi ile gözlenen rezonans yaklaşık olarak 400 Hz çevresindedir. Ayrıca kullanılan akış kontrol valfinin bant genişliği 90% valf açıklığı için 80 Hz civarındadır.



Şekil 11. Sistemin açık çevrim Bode diyagramları

4.2. Kontrol Sistemi Tasarımı

Çalışma kapsamında bir geri besleme-artı-ileri besleme kuvvet kontrolcüsü ve test edilecek sistemin bozucu etkisini giderici bir ileri besleme hız kontrolcüsü tasarlanmıştır. Birleşik ileri ve geri besleme kontrol sisteminin yapısı Şekil 12’de verilmiştir. Burada geri besleme kuvvet kontrolcüsü $G_c(s)$, ileri besleme kuvvet kontrolcüsü $F_u(s)$ ve bozucu etki giderici ileri besleme kontrolcüsü $F_d(s)$ ile gösterilmiştir. Birden çok serbestlik dereceli kontrol sistemlerinde bozucu etki giderici kontrolcü, referans izleme kontrolcüsünden bağımsız olarak tasarlanabilmektedir [13]. Bu nedenle, öncelikle bozucu etkileri giderici ileri besleme kontrolcü tasarlanmıştır. Daha sonra, kuvvet kontrolcülerinin tasarımı bozucu etki ihmal edilerek gerçekleştirilmiştir.



Şekil 12. Birleşik ileri ve geri besleme kontrol sisteminin yapısı

Öncelikle test edilmekte olan sistemin bozucu etkilerini azaltmak amacı ile ileri besleme kontrolcüsü, $F_d(s)$, tasarlanmıştır. Şekil 11’de $F_{ref} = 0$ kabul edilerek, bozucu etki $X_d(s)$ ile kontrol edilen çıktı $F(s)$ arasındaki aktarım fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$G_{FX_d}(s) = \frac{F_d(s)G_{FU}(s)+G_{FX_d}(s)}{1+G_c(s)G_{FU}(s)} \quad (30)$$

Bozucu etkinin tamamen giderilebilmesi için ileri besleme kontrolcüsü aşağıdaki gibi olmalıdır.

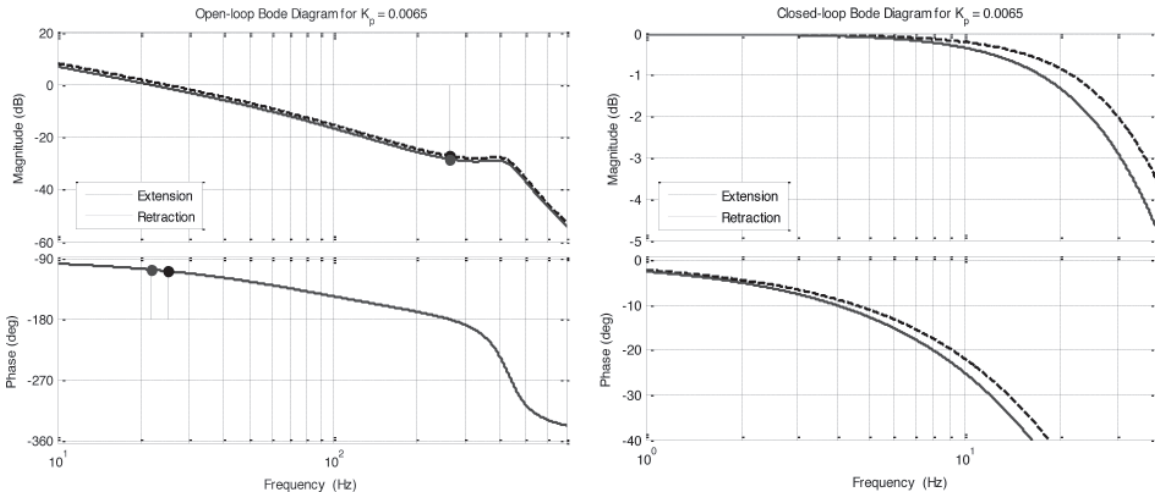
$$F_d(s) = -\frac{G_{FX_d}(s)}{G_{FU}(s)} \quad (31)$$

Denklemler (28) ve (29) kullanılarak, (31)'de verilen ileri besleme kontrolcü aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$F_d(s) = \frac{T_a C_{m_p}}{K_q A_p} s^4 + \frac{T_a C_{b_p} + C_{m_p}}{K_q A_p} s^3 + \frac{T_a A A_p + C_{b_p}}{K_q A_p} s^2 + \frac{A}{K_q} s \quad (32)$$

Denklem (32)'deki son terim test edilen sistemin hızının bozucu etkisini gidermek için gerekli olan düzeltmeyi temsil etmektedir. Denklemdeki diğer terimler ise sistemin hareketinin yüksek türevlerinden kaynaklı bozucu etkilerinin giderilmesi için gereklidir. Ancak çalışma kapsamında test edilmekte olan eyleyicinin yalnızca konumu doğrusal bir enkoder ile ölçülmektedir. Bu nedenle, eyleyicinin hızının ve diğer yüksek türevlerinin kestirilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, 3. mertebeden kinematik bir modele sahip bir Kalman filtresi tasarlanmıştır. Eyleyicinin hızı bu filtre aracılığıyla kestirilmektedir. Eyleyici hareketinin daha yüksek dereceli türevleri sağlıklı bir biçimde bulunamadığı ve bu terimlerin etkilerinin hıza karşılık gelen terime göre oldukça düşük olması nedeniyle denklem (32)'de verilen ileri besleme kontrolcüsünün sadece son terimi kullanılmıştır.

Test edilmekte olan hidrolik eyleyicinin hareketinden kaynaklı bozucu etkinin tasarlanan ileri besleme kontrolcü ile giderildiği varsayılarak bir kapalı çevrim ve referans ileri besleme kuvvet kontrolcüsü tasarlanmıştır. Öncelikle kapalı çevrim bir oransal kontrolcü kullanılmıştır ve Şekil 13'de görüldüğü gibi sistemin bant genişliği ileri ve geri hareketleri için sırası ile 35 Hz ve 30 Hz iken sistemin faz payları sırası ile 71.6 derece ve 73.8 derece'dir.



Şekil 13. Sistemin oransal bir kontrolcü ile açık ve kapalı çevrim Bode diyagramları

Sistemin izleme başarımını arttırmak için Şekil 12'deki blok diyagramında $F_u(s)$ ile gösterilen ileri besleme kuvvet kontrolcüsü tasarlanmıştır. Şekil 12'de $X_d(s)=0$ kabul edilerek, referans kuvvet girdisi $F_{ref}(s)$ ile kontrol edilen çıktı $F(s)$ arasındaki aktarım fonksiyonu aşağıdaki elde edilmiştir.

$$G_{FF_{ref}}(s) = \frac{G_c(s)G_{FU}(s)}{1+G_c(s)G_{FU}(s)} \left(1 + \frac{F_u(s)}{G_c(s)}\right) \quad (33)$$

Burada ideal bir ileri besleme kontrolcü sistem modelinin tersi olarak elde edilir.

$$F_u(s) = \frac{1}{G_{FU}(s)} \quad (34)$$

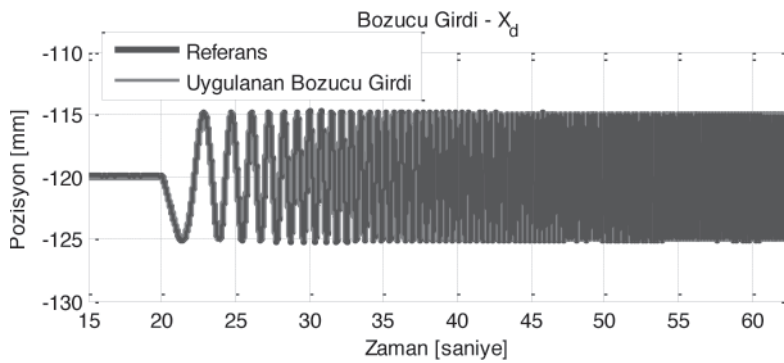
Sistem modelinin Şekil 11'de verilen açık çevrim Bode diyagramı incelendiğinde valf dinamiğinin ve hidrolik sistemin rezonansının oldukça yüksek frekanslarda olduğu görülmektedir. Bu nedenle, ileri besleme kontrolcü hidrolik sistem modelinin yalnızca entegratör niteliği düşünülerek tasarlanmıştır.

$$F_u(s) = K^* \frac{AA_p + Ck_s}{K_q k_s A_p} \frac{s}{Ts+1} \quad (35)$$

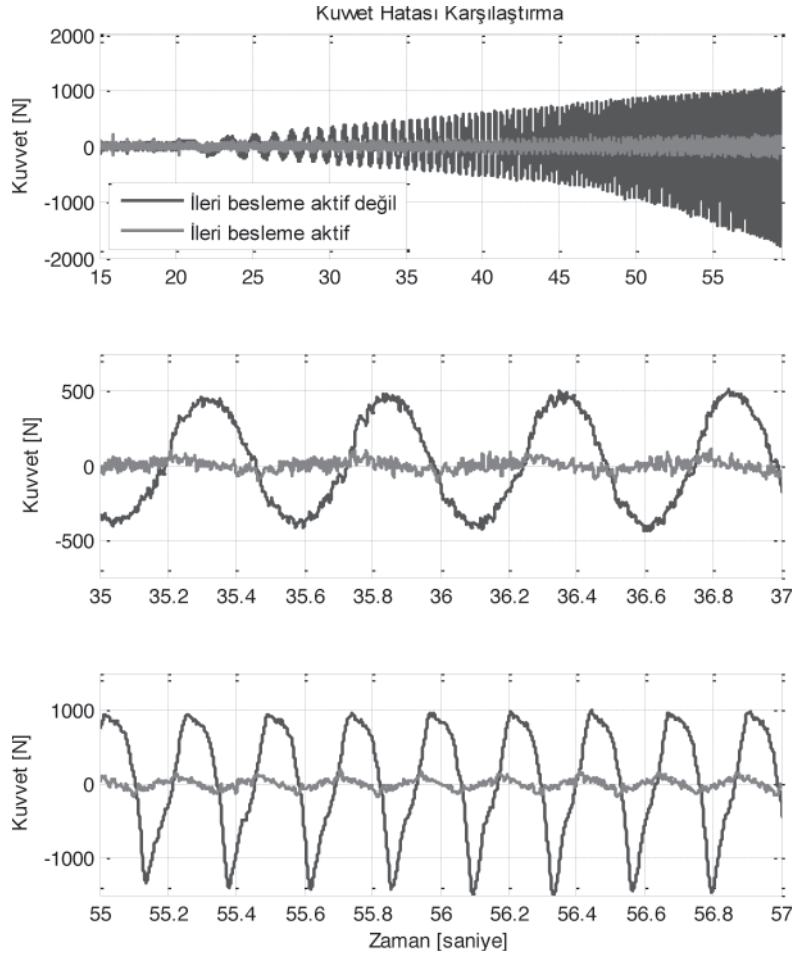
Burada, T kontrolcüyü gerçekleştirme için kullanılan alçak geçiren filtrenin zaman sabitidir.

5. DENEYSEL SONUÇLAR

Bu bölümde sistemin başarımı yapılan testler ile değerlendirilmiş ve model sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Öncelikle test edilmekte olan eyleyicinin bozucu etkilerini gidermesi için tasarlanan ileri besleme kontrolcü değerlendirilmiştir. Bunun için test edilmekte olan sistem tarafından 5 mm büyüklüğünde ve 0.1 Hz'den 7 Hz'e kadar uzanan bir sinüsoidal girdi (chirp) uygulanması istenmiştir. Testler sırasında yük simülatörüne ise sıfır kuvvet istek olarak girilmiştir. Şekil 15'te sistemin başarımı bozucu etkileri giderici ileri besleme kontrolcüsünün etkin olmadığı ve olduğu durumlar için verilmiştir. Görüldüğü gibi ileri besleme kontrolcüsünün aktif olmadığı durumda, bozucu etkinin artan frekansı ile hata 1500 N düzeyine çıkmıştır. Diğer yandan ileri besleme kontrolcüsünün devreye girmesiyle hata 150 N düzeyine düşmektedir.

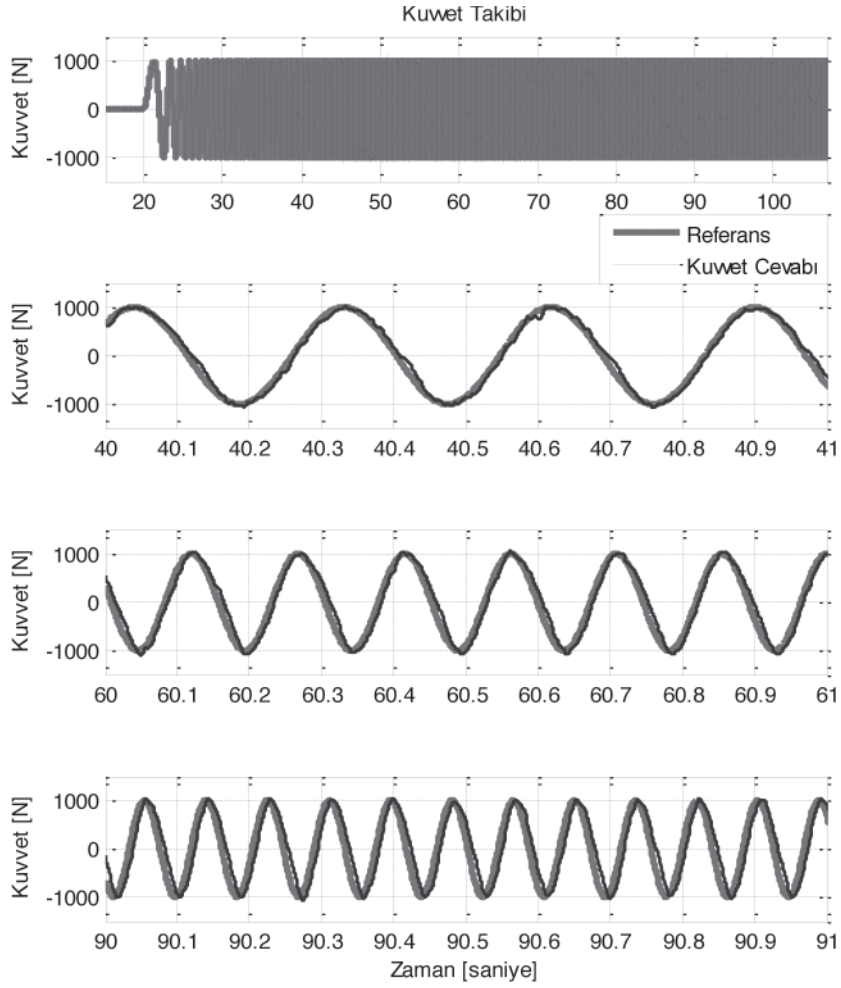


Şekil 14. Uygulanan bozucu girdi.

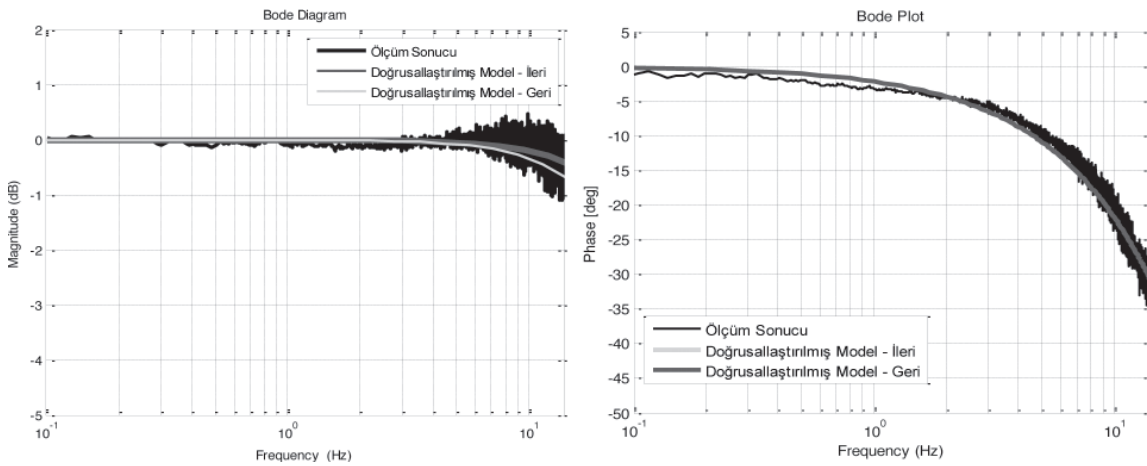


Şekil 15. Bozucu girdinin, x_d , kuvvet çıkışına etkisi, F

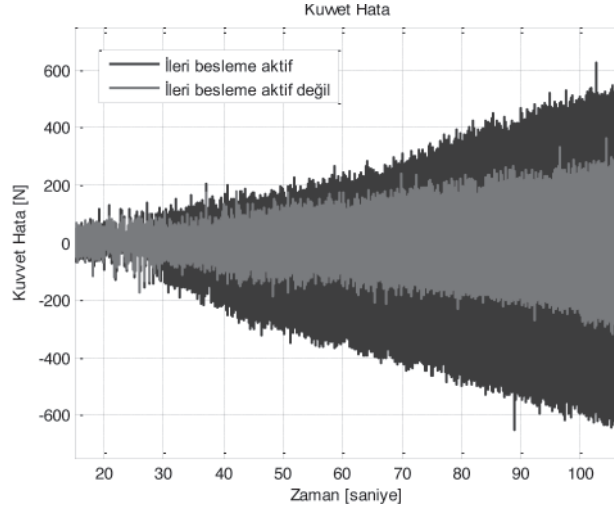
Sistemin referans kuvvet girdisini, F_{ref} , takip başarımını incelemek için Şekil 16’te görüldüğü gibi büyüklüğü 1000 N olan ve 0.1 Hz’den 15 Hz’e kadar uzanan sinüsoidal bir referans girdi sisteme uygulanmıştır. Burada kapalı çevrim kuvvet kontrolcüsü ile bozucu etkileri giderici ileri besleme kontrolcüsü kullanılmamıştır. Sistemin kuvvet yanıtı yine Şekil 16’te görülmektedir. Ayrıca sistemin kapalı çevrim Bode diyagramları Şekil 17’de doğrusallaştırılmış modeller ile birlikte verilmiştir. Görüldüğü gibi sistem 10 Hz’lik bir çalışma aralığında uygulanan referans girdilerin büyüklüklerini 1 dB içerisinde yakalayabilmektedir. Ancak Bode faz diyagramında görülen faz gecikmesinden ötürü anlık hata artan frekans ile birlikte artmaktadır. Aynı test sistemin takip başarımını arttırmak için kullanılan kuvvet referansı ileri besleme kontrolcüsü aktif hale getirilerek tekrarlanmıştır. İleri besleme kontrolcü sayesinde kuvvette oluşan anlık hatadaki azalma Şekil 18’de görülmektedir.



Şekil 16. Sistemin kapalı çevrim kuvvet izleme başarımı



Şekil 17. Kapalı çevrim sistemin frekans yanıtı



Şekil 18. Referans ileri besleme kontrolcünün etkisi

SONUÇ

Bu çalışmada yeni geliştirilmekte olan hidrolik tahrik sistemlerinin laboratuvar ortamında test edilmesi için geliştirilen bir elektro-hidrolik yük simülatörünün tasarımı ve kontrolü açıklanmıştır. Yük simülatörünün çalışma prensibi ve tasarımı kısaca açıklanmıştır. Test edilecek hidrolik sürücü sisteminin bozucu etkisini azaltmak için esnek yaylar kullanılarak tasarlanan yük sistemi ve eyleyicilerin birbirlerine bağlanması için gerekli test düzeneği tanıtılmıştır. Sistemin dinamik davranışını tanımlayan denklemler yapılan kabuller ile birlikte verilmiştir ve MATLAB®/Simulink® modeli oluşturulmuştur. Model yapılan açık çevrim testler ile doğrulanmıştır. Bu modelin doğrusallaştırılması ile elde edilen aktarım fonksiyonları kullanılarak bir birleşik ileri ve geri besleme kontrol sistemi tasarlanmıştır.

Kontrol sistemi bir geri besleme-artı-ileri besleme kuvvet kontrolcüsü ve test edilecek sistemin bozucu etkisini giderici bir ileri besleme hız kontrolcüsünden oluşmaktadır. Yapılan testler ile kontrol sisteminin başarımı değerlendirilmiştir. Beklendiği gibi test edilmekte olan sistemin hareketinden kaynaklanan bozucu etkilerin ileri besleme hız kontrolcüsü ile önemli ölçüde azaltıldığı görülmüştür. İleri besleme hız kontrolcüsünün başarımı gösterildikten sonra kuvvet kontrolcülerinin başarımı değerlendirilmiştir. Geri besleme kontrolcüsünün frekans yanıtı verilerek uygulanan referans girdilerin büyüklüklerini 10 Hz'e kadar 1 dB içersinde takip ettiği, ancak oluşan faz gecikmesinden ötürü anlık hatanın artan istek frekansı ile arttığı görülmüştür. Bu nedenle, aynı test kuvvet referansı ileri besleme kontrolcüsü etkinleştirilerek tekrarlanmış, anlık hatadaki azalma gösterilmiştir.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleşmesine olan katkılarından dolayı Demirer Teknolojik Sistemler Yönetim Kurulu Başkanı Suat Demirer'e teşekkür ederiz.



KAYNAKLAR

- [1] KARPENKO, M., SEPEHRI, N., “Electrohydraulic force control design of a hardware-in-the-loop load emulator using a nonlinear QFT technique”, *Control Engineering Practice*, Vol. 20, s. 598-609, 2012.
- [2] MARE, J. C., “Dynamic loading systems for ground testing of high speed aerospace actuators”, *Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal*, Vol. 78, No. 4, s. 275-282, 2006.
- [3] LI, J., SHAO, J., HAN, G., WANG, Z., WU, B., “Study of the Electro-hydraulic Load Simulator Based on Flow-Press Servo Valve and Flow Servo Valve Parallel Control”, *International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics*, s. 70-74, IEEE, 2009.
- [4] PLUMMER, A. R., “Robust electrohydraulic force control”, *Journal of Systems and Control Engineering*, Vol. 221, No. 1, s. 717-731, 2007.
- [5] SIVASELVAN, M. V., REINHORN, A., M., SHAO, X., WEINREBER, S., “Dynamic Force Control with Hydraulic Actuators Using Added Compliance and Displacement Compensation”, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 37, No. 15, s. 1785-1800, 2008.
- [6] ROBINSON, D., W., “Design and Analysis of Series Elasticity in Closed-loop Actuator Force Control”, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 2000.
- [7] PRATT, J., KRUPP, B., MORSE, C., “Series elastic actuators for high fidelity force control”, *Industrial Robot: An International Journal*, Vol. 29, No. 3, s. 234-241, 2002.
- [8] WANG, X., FENG, D., “A Study on Dynamics of Electric Load Simulator Using Spring Beam and Feedforward Control Technique”, *Chinese Control and Decision Conference*, s. 301-306, 2009.
- [9] JIAO, Z., GAO, J., HUA, Q., WANG, S., “The Velocity Synchronizing Control on the Electro-Hydraulic Load Simulator”, *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 17, No. 1, 2004.
- [10] ERCAN, Y., “Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi”, Gazi Üniversitesi Yayınları, Ankara, 1995.
- [11] JELALI, M., KROLL, A., “Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control”, Springer, 2003.
- [12] MERRITT, H. E., *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, Inc., 1967.
- [13] ASTROM, K. J., MURRAY, R. M., *Feedback Systems An Introduction for Scientists and Engineers*, Princeton University Press, 2009.

ÖZGEÇMİŞ

H. Ulaş AKOVA

1988 yılında Ankara’da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden 2011 yılında “lisans” derecesini aldı. Eylül 2011’den bu yana ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır. Halen aynı bölümde yüksek lisans çalışmalarını yürütmektedir.

Hakan ÇALIŞKAN

1983 yılında Samsun’da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden 2006 yılında “Lisans”, 2009 yılında “Yüksek Lisans” derecelerini aldı. 2006’dan bu yana ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır ve Doktora çalışmalarını yürütmektedir. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellemesi, benzetimi ve tanılanması alanlarında yoğunlaşmıştır. Özel olarak pompa denetimli akışkan gücü denetim sistemleri üzerine çalışmaktadır.

Tuna BALKAN

1957 yılında Manisa’da doğdu. Halen çalışmakta olduğu Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden 1979 yılında “Lisans”, 1983 yılında “Yüksek Lisans”, 1988 yılında da “Doktora” derecelerini aldı. 1985 yılında “Öğretim Görevlisi”, 1988 yılında “Yardımcı Doçent”, 1990 yılında “Doçent” ve 2000 yılında da “Profesör” unvanını aldı. 1998-2008 yılları arasında yılında beri ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat ve Robotik Merkezi Başkan Yardımcılığı, 2004-2008 yılları arasında da ODTÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı görevlerini yürüttü. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanılanması, akışkan gücü denetimi, robotik ve uygulamaları ve gerçek zamanlı denetim alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda çeşitli uygulamalı endüstriyel çalışmalarda yer almıştır. 2001 yılından beri HPKON Yürütme Kurulu üyesi olup 2008 yılındaki 5. kongrede Yürütme Kurulu başkanlığı görevini yapmıştır.

Bülent Emre PLATİN

1947 yılında İstanbul’da doğdu. İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi’nden 1969 yılında “Yüksek Mühendis” derecesi aldı. 1969-1970 yılları arasında TÜBİTAK Tatbiki Matematik Ünitesi’nde “Araştırmacı” olarak çalıştı. A.B.D.’de Massachusetts Institute of Technology’nin Makina Mühendisliği Bölümü’nden 1972 yılında “Yüksek Lisans”, 1978 yılında “Doktora” derecelerini aldı. 2014 yılında emekli olduğu Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’ne 1978 yılında “Öğretim Görevlisi” olarak katıldı, 1979 yılında “Yardımcı Profesör”, 1984 yılında “Doçent”, 1991 yılında “Profesör” unvanını aldı. A.B.D.’de University of Connecticut Makina Mühendisliği Bölümü’nde 1988-1989 yıllarında “Misafir Fulbright araştırmacısı”, 1989-1990 yıllarında “Misafir Profesör” olarak görev yaptı. 1978-1979 yıllarında Kara Harp Okulu’nda, 1989 yılında A.B.D.’de Rensselaer Polytechnic Institute Hartford Graduate Center Elektrik Mühendisliği Bölümü’nde ek görevli olarak ders verdi. 1990-1992 yıllarında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı, 1992-1997 ODTÜ Mühendislik Fakültesi Dekan Yardımcılığı, 1997-2003 yıllarında ODTÜ Senatosu üyeliği görevlerini yürüttü. Mühendislik eğitim programlarının akreditasyonunu yürüten MÜDEK’te 2003-2004 yıllarında “Kurucu Başkan”, 2008 yılına kadar Akreditasyon Kurulu üyesi, 2007-2013 yılları arasında Yönetim Kurulu üyesi olarak görev yaptı. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellemesi, benzetimi ve tanılanması alanlarında yoğunlaşmıştır.