



HİDROLİK BİR SERVOVALF-SİLİNDİR SİSTEMİNİN GERÇEK ZAMANLI DENETİMİ

Ömer KÖKTÜRK
İbrahim SARI
Tuna BALKAN

ÖZET

Bu çalışmada, bir servovalf ve sürücüsü kullanılarak çift etkili hidrolik bir silindirin kapalı çevrim konum ve hız denetimi gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında, silindir, servovalf ve sürücüsü ile ilgili fiziksel parametreler Matlab® System Identification Toolbox® kullanılarak elde edilmiş, daha sonra bu bilgiler kullanılarak sistemin Matlab® Simulink® ortamında matematiksel modeli oluşturulmuştur. Bir ultrasonik algılayıcı kullanılarak pistonun konum bilgisine ve Matlab® Simulink® ortamında modellenen birinci mertebeden bir filtre, bir durum izleyicisi ve Kalman filtresi olmak üzere üç farklı yöntem ile de pistonun hız bilgisine ulaşılmıştır. Çalışmanın son aşamasında Matlab® RTWT® modülü aracılığıyla sistemin uygun denetim parametreleri kullanılarak gerçek zamanlı konum ve hız denetimi sağlanarak elde edilen sonuçlar benzetim sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

ABSTRACT

In this study, closed-loop position and velocity control of a double-acting hydraulic cylinder are accomplished by using a servo valve and its driver. In the first part of the study, physical parameters related to cylinder, servo valve and its driver are acquired by using Matlab® System Identification Toolbox® and then mathematical model of the system is constructed in Matlab® Simulink® environment. By utilizing an ultrasonic sensor in the system, information regarding piston position is collected and then velocity information is acquired by using three different methods modeled in Matlab® Simulink®. These are a first order filter, a velocity observer and a Kalman Filter. In the last step of the study, by using appropriate control parameters real time position and velocity control are accomplished and the results are compared with the simulation results.

1.1. GİRİŞ

Hidrolik sistemler yüksek güç gerektiren denetim sistemlerinde önemli bir yer tutmaktadır. Tepki süresinin önemli olduğu hızlı sistemlerde, yük, bir hidrolik servovalfin sürdüğü hidrolik silindir ile kontrol edilmektedir. Bu çalışmada, bir yük silindirinin konum ve hız denetiminin incelenmesi amacıyla ODTÜ Makina Mühendisliği Kontrol Laboratuvarında bulunan hidrolik düzenek kullanılmıştır.

İlk olarak, sistemi gerçek zamanlı olarak sürmek amacıyla bir MATLAB® Simulink® modeli hazırlanmıştır. Daha sonra MATLAB®'in Ident® arayüzü kullanılarak sistem tanılama çalışması yapılmış, servovalf sürücüsü ve toplam sistem dinamiği için transfer fonksiyonları çıkarılmıştır. Sisteme bir ultrasonik algılayıcı dahil edilmiş ve modelde uygun denetim yöntemleri kullanılarak yük silindirinin konum ve hız denetimi sağlanmıştır. Ultrasonik algılayıcıdan elde edilen sinyalin frekans spektrumu çıkarılarak sinyaldeki gürültü içeriği belirlenmiştir. Hız bilgisine ulaşabilmek ve hız denetiminde daha sağlıklı sonuçlar elde edebilmek için algılayıcı çıkış sinyallerini ve sistemin dinamik modelini kullanan



uygun bir Kalman filtresi tasarlanmıştır. Son olarak sistemin benzetim sonuçları ile fiziksel modelin verdiği sonuçlar karşılaştırılmıştır.

1.2. Hidrolik Düzenek Elemanları

Bu çalışmada kullanılan donanım ve yazılım aşağıda kısaca verilmektedir.

Hidrolik Güç Kaynağı: Sistem, hidrolik yağ deposu, giriş ve çıkış filtreleri, elektrik motoru, pompa, emniyet valfi, basınç göstergeleri ve yönlendirme valflerinden oluşmaktadır.

Valf Sürücüsü: Valf, PL6 tipi bir sürücüyle çalıştırılmaktadır. Valf sürgüsünün konumu, dolayısıyla debi, sürücüden uygulanan +10 V/ -10 V arası gerilim ile doğru orantılıdır.

Valf: Sistemde üzerinde sürgü konumu ölçümü için LVDT bulunan, 5 yollu ve nominal debisi 24 l/dak olan bir servovalf kullanılmaktadır.

Silindir: Sistemde çift etkili bir hidrolik silindir kullanılmaktadır.

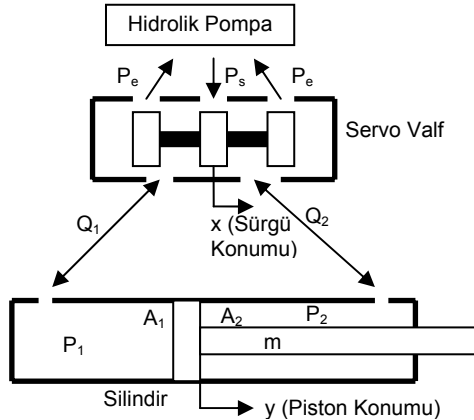
Veri Toplama Kartı: National Instruments firmasının analog ve sayısal giriş çıkışları bulunan NI-6025E modeli bir veri toplama kartı bulunmaktadır.

Ultrasonik Algılayıcı: Pistonun ucuna monte edilmiş metal bir plaka ile kullanılmaktadır. Algılayıcı plakanın konumuyla doğru orantılı olarak $\pm 10V$ çıkış verebilmektedir.

Yazılım: Matematiksel model ve algoritma Matlab® Simulink® ortamında hazırlanmıştır. Sistem, Matlab® RTWT® modülü kullanılarak gerçek zamanlı olarak çalıştırılmaktadır. Matlab® System Identification Toolbox® modülü ise sistem tanılama için kullanılmaktadır.

1.3. Hidrolik Sistemin Fiziksel Modeli

Şekil 1.1.'de bu çalışmada kullanılan hidrolik sistemin şematik gösterimi verilmektedir. Sistemde bulunan hidrolik pompa yük için gerekli kaynak basıncını üretmektedir. Servovalf ise piston-silindir düzeneğine yağ debisini ayarlamaktadır. Piston ucuna monte edilmiş yük bu düzenekle sürülmektedir.

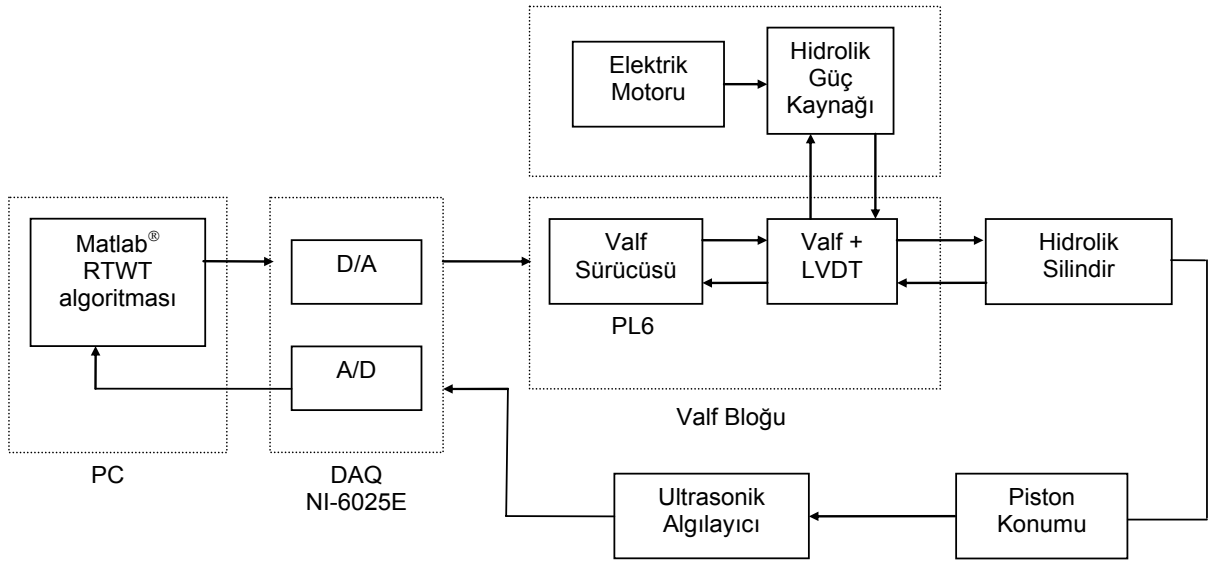


Şekil 1.1. Hidrolik Sistemin Şematik Gösterimi

Şekil 1.1 de P_s kaynak basıncı, P_e tank basıncı, P_1 , P_2 silindir basınçları, A_1 , A_2 piston kesit alanları, Q_1 , Q_2 akış debileri, m piston kütlesi olarak tanımlanmıştır.

1.4. Fiziksel Sistemin Blok Şeması

Şekil 1.2 sistemin blok şemasını göstermektedir. Yükün sürülmesi için gerekli olan denetim sinyallerini üretmek, sinyalleri izlemek, benzetim ve denetim amaçları için MATLAB® yazılımının RTWT® modülü kullanılmıştır. Bilgisayar ortamında üretilen sinyaller, donanımla yazılım arasında bir köprü görevi gören veri toplama kartı kullanılarak servo yükselteciye aktarılır. Servo yükselteci, valf sürgüsünün konumunu dolayısıyla valften geçen akış debisini ayarlamak suretiyle valfi sürmektedir. Sonuç olarak, pistonun iki yüzeyi arasında yaratılan basınç farkı sayesinde piston ucundaki yükün sürülmesi sağlanmaktadır. Yükün konumu, sisteme bağlı bulunan bir ultrasonik algılayıcı tarafından sürekli olarak izlenmektedir ve bu bilgi veri toplama kartı yardımıyla bilgisayardaki Simulink® algoritmasına aktarılmaktadır. Konum bilgisi, yükün istenen konumuyla karşılaştırma yapılarak valfe komut sinyali göndermek ve yükün hız bilgisini elde etmek için kullanılmaktadır.



Şekil 1.2. Sistemin Blok Şeması

2. SİSTEMİN MATEMATİKSEL MODELİNİN ELDE EDİLMESİ VE TANILAMA

Sistemin matematiksel modeli, valf dinamiği ve yük dinamiği olmak üzere iki ana bölümden oluşmaktadır. Valf modeli, valf sürücüsünün elektromekanik dinamiğini ve valf sürgüsü konumu ile istek sinyali arasındaki bağıntıyı içermektedir. Valf sürgüsü konumu ile akış debisi arasında doğrusal bir ilişki olduğu varsayılmıştır. Böylelikle, eğer giriş gerilimiyle valf sürgüsü konumu arasındaki bağıntı belirlenirse akış debisinin de buradan elde edilmesi mümkün olacaktır. Sistemin yük dinamiği ise temel olarak yük, piston ve silindir arasındaki viskoz sürtünme, ve sürgü konumu ile yük konumu arasındaki dinamik bağıntıyı içermektedir.

2.1. Valf Dinamiği

Yukarıdaki bölümde de belirtildiği gibi, valf modeli, valf sürücüsüne giden istek sinyali ile sürgü konumu arasındaki dinamik bağıntıyı içermektedir. Bu iki değişken arasındaki matematiksel ilişkiyi elde edebilmek için ikinci dereceden eksik sönümlü bir model varsayılmış ve MATLAB® System Identification Toolbox® yazılımı kullanılmıştır. Bu amaçla, istek sinyali olarak genliği 10 V, frekansı 30 Hz olan bir sinüs sinyali kullanılmış ve buna bağlı sürgü konumu valfin LVDT çıkışından elde edilmiştir. Uygulamada, LVDT sinyali valf sürücüsünün iç geri beslemesi için kullanılmaktadır.



İstek sinyali ve sürgü konumu bilgileri tanılama için MATLAB® yazılımının Ident® modülüne yüklenmiş ve böylece bu giriş istek sinyali V (Volt) ile çıkış sürgü konumu X (Volt) arasında 2.1 numaralı denklemde verilen bir transfer fonksiyonu elde edilmiştir.

$$\frac{X(s)}{V(s)} = \frac{0.934}{2.5 \times 10^{-6} s^2 + 0.003s + 1} \quad (2.1)$$

Elde edilen transfer fonksiyonundan anlaşılacağı gibi servovalf yaklaşık 1 kazanç değeri ile yüksek bir tepki hızına sahiptir.

Valfin bant genişliği oldukça yüksek bir değer olan 200 rad/s'dir (32 Hz). Ayrıca faz gecikmesi 50 rad/s'ye kadar hemen hemen sıfırdır. Sonuç olarak, servovalfin istek sinyalini yüksek frekanslara kadar takip edebildiği görülmüştür.

2.2. Yük Dinamiği

Yük dinamiği elde edilirken, hidrolik akışkanın sıkıştırılabilir olmadığı, valf ve silindir içinde sızıntı olmadığı ve silindirde yapısal esnekliğin bulunmadığı varsayılmıştır. Ayrıca, denklemlerde doğrusallaştırılmış valf karakteristiği kullanılmıştır. 2.2 ve 2.3 numaralı denklemler valf denklemlerini, 2.4 numaralı denklem ise mekanik yük dinamiğini göstermektedir.

$$Q = K_1 x - K_2 \Delta P \quad (2.2)$$

$$Q = A \dot{y} \quad (2.3)$$

$$m \ddot{y} + b \dot{y} = A \Delta P \quad (2.4)$$

Bu denklemlerde, K_1 valf kazancını, K_2 valfin yük hassasiyetini, A silindir üzerindeki akış kesit alanını, ΔP yük basıncını, y yük konumunu, m pistonun kütlesini, b silindirle piston arasındaki viskoz sürtünme katsayısını temsil etmektedir. Denklemlerden Q ve ΔP terimlerinin elenmesi ve denklemlerin yeniden düzenlenmesi sonucu sürgü konumu ile yük konumu arasındaki aşağıdaki bağıntı elde edilmiştir.

$$m \ddot{y} + \left(b + \frac{A^2}{K_2} \right) \dot{y} = \frac{AK_1}{K_2} x \quad (2.5)$$

Denklem 2.5'in başlangıç koşulları sıfır kabul edilmek şartıyla Laplace dönüşümü yapıldığında, valf sürgüsü konumu ile yük konumu arasında aşağıdaki transfer fonksiyonu elde edilebilir.

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{(AK_1/K_2)}{s \left[ms + \left(b + A^2/K_2 \right) \right]} \quad (2.6)$$

Denklem 2.6 sistemin genel dinamiğini temsil etmektedir. Sistemin tip numarası 1 olduğu için basamak konum isteğine karşılık sürekli durum hatası sıfır olacaktır. Bu durum mekanik sistemde bir yay etkisi olmamasından da anlaşılabilir. Sistemin parametrik matematiksel modelinin elde edilmesine karşın, parametrelerin gerçek değerleri bilinmemektedir ve piston yüzey alanı, sıkıştırılabilirlik ve yük hassasiyeti gibi parametrelerin ölçülmesi zorluk teşkil etmektedir. Bu yüzden daha önceki bölümde olduğu gibi MATLAB® System Identification Toolbox® kullanılarak sistem tanılaması yoluna gidilmiştir. Bunun için istek sinyali olarak, genliği 5 V, frekansı 0.25 Hz olan bir sinüs sinyali kullanılmıştır. Sistemde tepki hızı düşük olduğundan frekans nispeten düşük tutulmuştur. Ayrıca, pistonun iki yüzeyinin alanlarının farklı olduğu bilindiğinden her iki yön için ayrı matematiksel model elde edilmiştir. İleri yönde, sistem öndeğerli bir sinüs sinyali ile tahrik edilerek hiçbir zaman negatif bir değer almaması sağlanmıştır, diğer yön içinse bunun tersi geçerlidir.

MATLAB®'in Ident® arayüzü kullanılarak, 2.7 ve 2.8 numaralı denklemlerde görüldüğü gibi her iki yön için istek sinyali ile yük konumu arasındaki transfer fonksiyonları elde edilmiştir. Daha önce de gösterildiği gibi sistem bir serbest kutba sahip ikinci dereceden bir transfer fonksiyonuyla modellenmiştir. Elektromekanik valf dinamiği, yük dinamiğine göre çok hızlı olduğundan bu safhada gözönüne alınmamıştır.

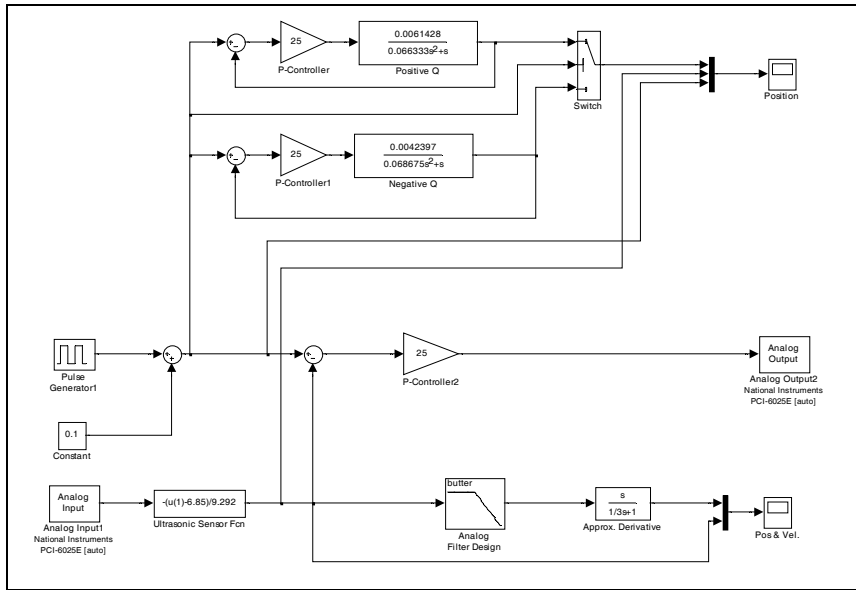
$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{0.093}{s(s+15.1)} \quad Q>0 \text{ için} \quad (2.7)$$

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{0.062}{s(s+14.56)} \quad Q<0 \text{ için} \quad (2.8)$$

Sistemin bir serbest kutbu olduğundan bant genişliğinden söz etmek mümkün değildir. Ancak, bu kutup hariç tutulduğunda sistemin bant genişliği yaklaşık 10 rad/s'dir (1.6 Hz) ve bu valf dinamiği ile karşılaştırıldığında oldukça düşüktür. Yine serbest kutba bağlı olarak, sistem 90°'den başlayıp 180°'ye ulaşan bir faz gecikmesi vardır.

3. YÜK SİLİNDİRİNİN KONUM DENETİMİ

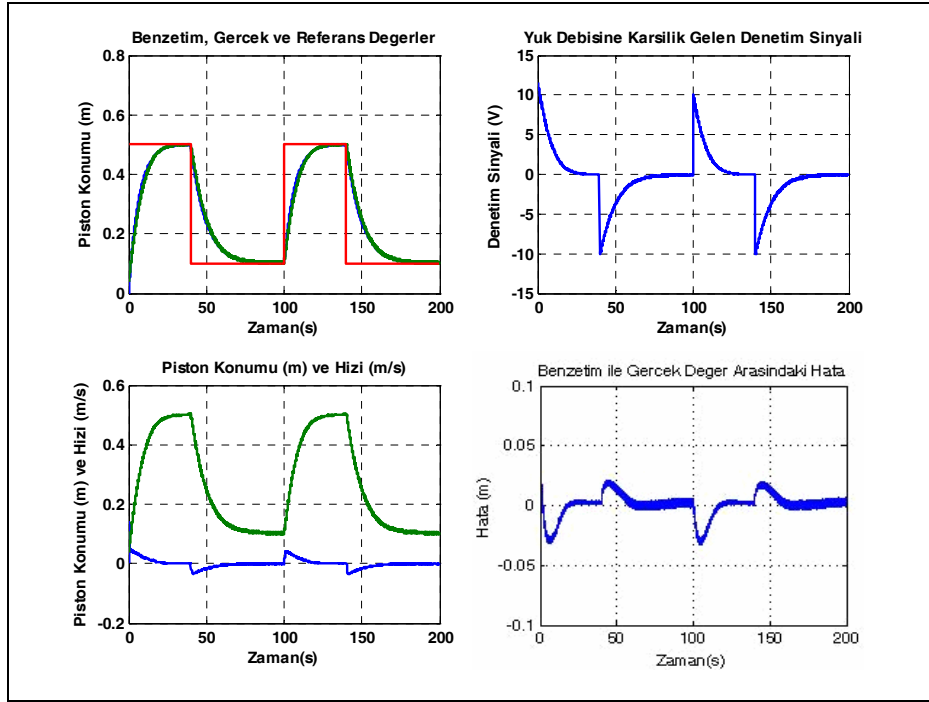
Bu bölümde, ikinci bölümde elde edilen matematiksel modeller kullanılarak sistemin konum denetimi ile ilgili çalışma sunulmuştur. Ayrıca, elde edilecek benzetim sonuçlarıyla sistemin gerçek tepkisi aynı grafik üzerinde çizilerek gösterilmiştir. Sistemin tip numarası 1 olduğu ve dolayısıyla bir integral denetim etkisine ihtiyaç duyulmadığı göz önüne alındığında sistemin konum denetimi için bir oransal denetleyici uygun görülmüştür. Burada oransal denetim kazancı deneysel olarak ayarlanmış, bu ayarlama sırasında giriş voltajının mutlak değerinin hep 10 V'un altında kalmasına dikkate edilmiştir. Öte yandan, ileriki çalışmalarda denetim başka tip denetleyicilerle de sağlanabilir. Bu bölümün amacı, sistemin kullanılan ultrasonik algılayıcı ile kapalı çevrim denetiminin sağlanabileceğini göstermektir. Sistemin denetim ve benzetiminde MATLAB® Simulink® yazılımı yoğun olarak kullanılmıştır. Bu amaçla hazırlanan model Şekil 3.1'de görülmektedir.



Şekil 3.1. Konum Denetimde Kullanılan MATLAB® Simulink® Modeli

Şekil 3.1 de gösterilen MATLAB® Simulink® modelinin üst tarafındaki iki paralel blok sistemin artı ve eksi yönlerdeki dinamiğini, ortadaki blok sistemin fiziksel denetimini ve en alt blok ise hız bilgisinin üretildiği algoritmayı göstermektedir.

Referans girişi olarak sisteme 100 saniyelik periyotta, 0.4 çalışma doluluğu oranında 0.1 m ve 0.5 m genliğinde bir kare dalgı verilmiştir. Şekil 3.2'de ilk grafik sistemin gerçık tepkisiyle birlikte benzetim sonuçları ve referans giriş değerlerini göstermektedir. İkinci grafikte valfin akış debisine karşılık gelen tahrik sinyali de gösterilmiştir.



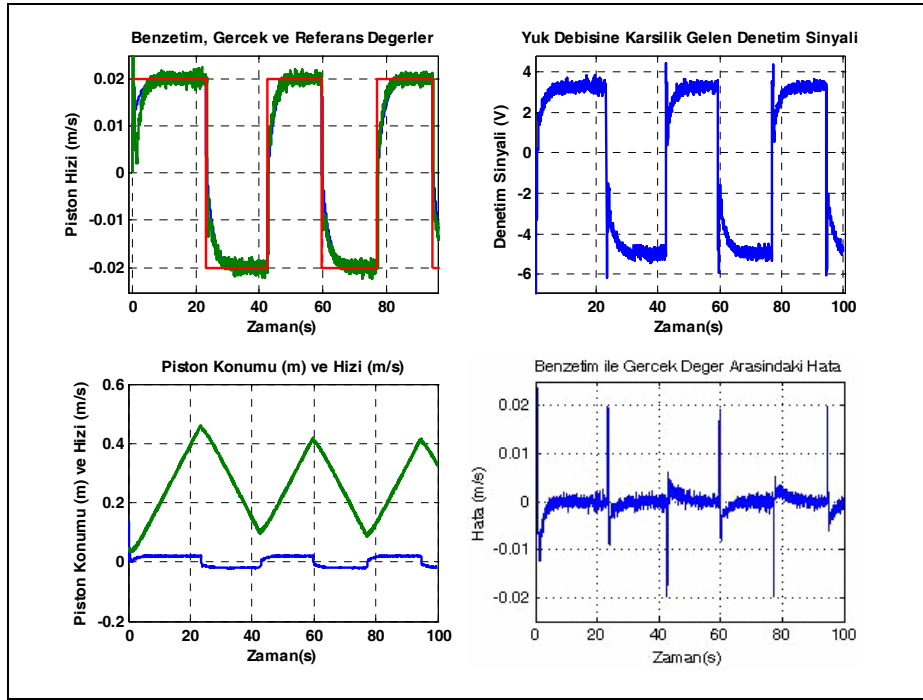
Şekil 3.2. Sistemin Konum Denetimi Sonuçları

Yukarıdaki şekilde ilk iki grafikten de görüldüğü gibi, sistem herhangi bir sürekli rejim hatası olmadan giriş basamak değerlerini izleyebilmektedir. Ayrıca, gerçık sistem tepkisiyle benzetim sonuçları çok küçük farklarla üst üste binmektedir. Denetim sinyali 10 V sınırını hiç geçmemekte, dolayısıyla doyma olmamaktadır. Son grafik yük pistonunun konumunu ve hesaplanmış hızını göstermektedir. Konum sinyali ilk olarak kesim frekansı 15 Hz olan 16. mertebeden bir filtreden geçirilmiştir. Bu değer algılayıcının frekans spektrum grafiğinden elde edilmiştir. Daha sonraki aşamada, filtelenmiş bu sinyal yaklaşık türev bloğundan geçirilerek hız bilgisine ulaşılmıştır. Bu aşamada hız bilgisi, konum denetimi için kullanılmamakta olup devamlılığın sağlanması amacıyla burada gösterilmiştir.

4. YÜK KONUMUNUN FİLTRE KULLANILARAK HIZ DENETİMİ

Bu bölümde sistemin hız denetimi incelenecektir. Hız bilgisi bir önceki bölümde açıklandığı gibi bir filtre kullanılarak elde edilmiştir. Sistemin hız denetiminin sürekli rejim hatası olmadan yapılabilmesi için oransal ve integral denetim yöntemleri birlikte uygulanmalıdır. Bunun nedeni hız bilgisini içeren modelin tip numarasının sıfır olmasıdır.

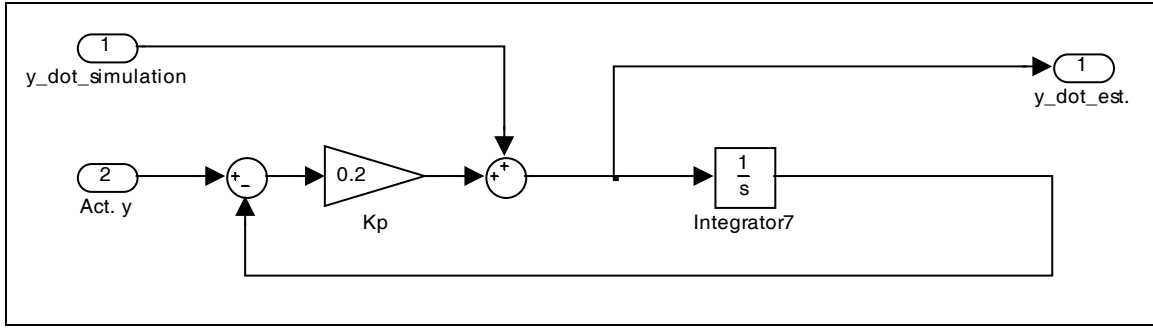
Sistem 0.02 m/s pozitif ve negatif referans hızlarıyla tahrik edilmektedir. Valf sürgüsünün maksimum açıklığında piston hızının 0.04 m/s olmasından dolayı referans hızı için bu değer seçilmiştir. Şekil 4.1'deki ilk grafikte sistemin gerçek tepkisi ve benzetim sonuçları birlikte sunulmuştur. İkinci grafikte tahrik sinyali, son grafikte ise sistemin hız tepkisi ve buna bağlı değişen konum bilgisi gösterilmiştir. Şekil 4.1 de ilk iki grafikten de görüldüğü gibi, sistemin hız denetiminin sağlanmasına ve sistem tepkisinin matematiksel modelle uyuşmasına rağmen, gürültü, hız bilgisinin ulaşıldığı çıkış sinyalini ve tahrik sinyalini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu durumda, filtrenin kesim frekansını düşürmek mümkündür, fakat bu istenmeyen büyüklükte gecikmeye yol açacaktır. Bu nedenle bir sonraki aşamada hız bilgisinin daha sağlıklı elde edilebilmesi için daha iyi bir filtre tasarlanacaktır. Gecikme bakımından konum ve hız bilgisini karşılaştırmak için Şekil 4.1 son grafikte hız ve konum bilgileri aynı grafik üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Sistemin Hız Denetimi Sonuçları

5. BİR DURUM İZLEYİCİSİ KULLANARAK HIZ DENETİMİNİN SAĞLANMASI

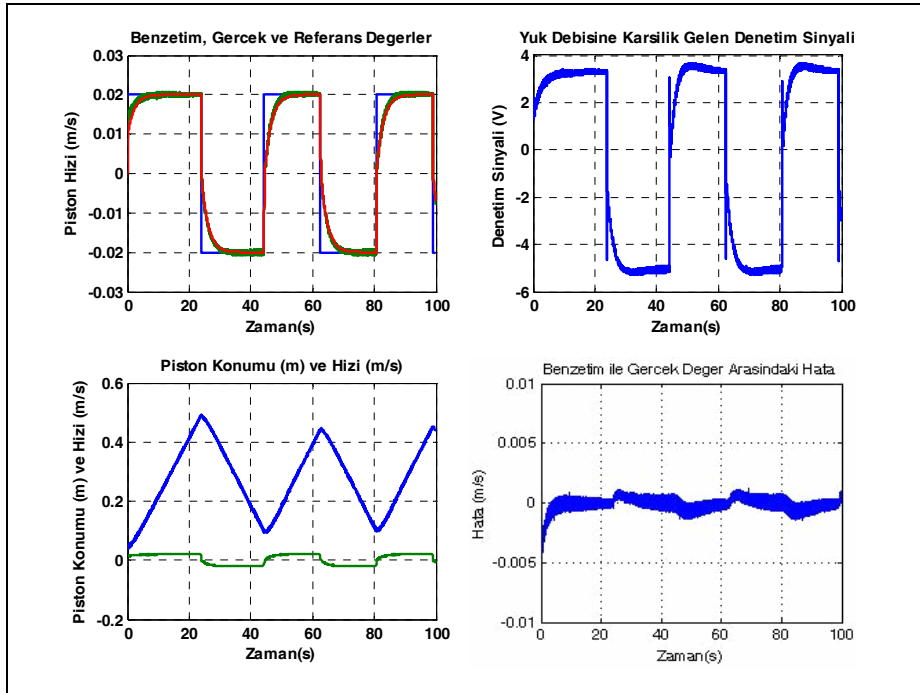
Bu bölümde bir durum izleyicisi kullanarak ilk önce pistonun hızı kestirilecek daha sonra bu bilgi hız denetimi ana döngüsünde kullanılacaktır. Önerilen hız durum izleyicisinin MATLAB® Simulink® modeli Şekil 5.1'de gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Durum İzleyicisinin MATLAB® Simulink® Modeli

Şekil 5.1'de gösterilen hız izleyicisi pistonun konum bilgisini ve benzetim sonuçlarından elde edilen hız bilgisini girdi olarak kabul etmekte ve sonuç olarak bir hız kestirimi yapmaktadır. Aslında yukarıda önerilen modelde ileri besleme hattı kesildiğinde model birinci dereceden düşük geçiren bir filtredir. Burada kullanılan ileri besleme hattı sayesinde filtredeki gecikme ve gürültü nispeten ortadan kaldırılmaktadır. İleri besleme hattında kullanılan hız bilgisi sistemin matematiksel modeline anlık denetim sinyallerinin girilmesiyle elde edilmektedir. Daha önce sistemin matematiksel modelinin gerçek sistemin tepkisine yakın davrandığı gösterildiğinden, kestirilen hızın pistonun gerçek hızına yakın olması beklenmektedir. Bunun sebebi ileri besleme hattı sayesinde kestirilen hız, matematiksel model kullanılarak elde edilen hızı belli bir oranda takip etmeye zorlanmaktadır.

Şekil 5.1'de önerilen model kullanılarak elde edilen hız denetimi sonuçları Şekil 5.2'de gösterilmiştir. Bu şekilde ilk grafik sistemin gerçek hız tepkisi ve benzetim tepkisi ile referans girdi sinyalini göstermektedir. İkinci grafik yük debisine karşılık gelen denetim sinyalidir. Son grafik ise hız ve konum bilgilerinin karşılaştırıldığı grafiklerdir.



Şekil 5.2. Sistemin Hız Denetimi Sonuçları

Bu bölüm ve önceki bölümdeki hız denetimi sonuçları karşılaştırıldığında durum izleyicisinin sadece filtre kullanmaya oranla çok daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Kestirilen hızdaki gecikme ve gürültü büyük oranda azalmıştır.



6. KALMAN FİLTRESİ KULLANILARAK YÜK PİSTONUNUN KONUM VE HIZ DENETİMİNİN SAĞLANMASI

Çalışmanın son aşamasında yük pistonunun hız denetimi bir Kalman filtresi kullanılarak yapılmıştır. Bu aşamada Kalman filtresi piston hızının kestirilmesi ve konum bilgisinin iyileştirilmesi amacıyla kullanılmaktadır. Sistemin durum denklemleri daha önce Denklem (2.5)'de verilen sistemin matematiksel modeli yardımıyla Denklem (6.1)'de gösterilen biçimde elde edilebilir.

$$\begin{aligned}\frac{dq}{dt} &= Aq + Bu \\ p &= Cq\end{aligned}\quad (6.1)$$

Denklem (6.1)'de verilen A, B, C ve x matrisleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{b}{m} + \frac{A^2}{K_2 m} & 0 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} \frac{AK_1}{mK_2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C = [0 \quad 1], \quad q = \begin{bmatrix} \dot{y} \\ y \end{bmatrix}, \quad u = x \quad (6.2)$$

Durum denklemlerinden de görüleceği gibi sistem durumları piston hızı ve konumu olarak seçilmiştir. Sistem çıktısı ise piston konumudur. Denklem (6.1) Kalman denklemlerinde ayrık formda kullanılacağından ilk olarak 'ZOH' yöntemi kullanılarak ayrık zamanda ifade edilmiştir. Denklem (6.3) durum denklemlerinin ayrık zamandaki formunu göstermektedir. Bu denklemde A_k , B_k ve C_k matrisleri Denklem (6.2)'de verilen matrislerin ayrık zamandaki formları olup Denklem (6.4)'de verilmektedirler.

$$\begin{aligned}q_{k+1} &= A_k q_k + B_k u_k \\ p_k &= C_k q_k\end{aligned}\quad (6.3)$$

$$A_k = \begin{bmatrix} e^{-\frac{T}{m}\left(b + \frac{A^2}{K_2}\right)} & 0 \\ T & 1 \end{bmatrix}, \quad B_k = \begin{bmatrix} \frac{AK_1}{bK_2 + A^2} \left(1 - e^{-\frac{T}{m}\left(b + \frac{A^2}{K_2}\right)}\right) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C_k = [0 \quad 1], \quad q_k = \begin{bmatrix} \dot{y}_k \\ y_k \end{bmatrix}, \quad u_k = x_k \quad (6.4)$$

Denklem (6.4) ile verilen matrislerde T, sistem denklemlerinin çözümünde kullanılan örnekleme zamanını temsil etmektedir.

Denklem (6.3) ile tanımlanan sistem için kullanılan Kalman kestirim algoritması aşağıda ifade edilmiştir. Denklem (6.5) ve (6.6) Kalman algoritmasının durum tazeleme denklemlerini gösterirken,

Denklemler (6.7-6.9) ölçüm tazeleme denklemlerini göstermektedir.

$$\hat{q}_k^- = A \hat{q}_{k-1} + B u_{k-1} \quad (6.5)$$

$$P_k^- = A P_{k-1}^- A^T + Q \quad (6.6)$$

$$K_k = P_k^- H^T (H P_k^- H^T + R)^{-1} \quad (6.7)$$

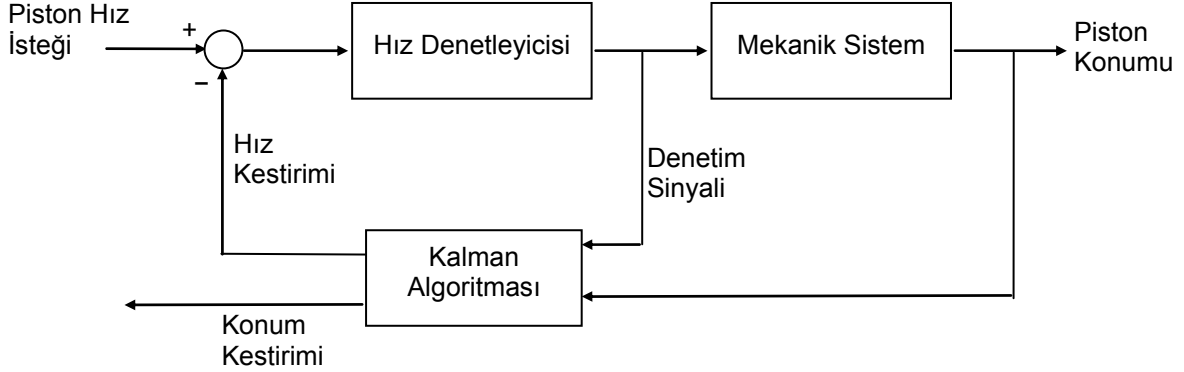
$$\hat{q}_k = \hat{q}_k^- + K_k (z_k - H \hat{q}_k^-) \quad (6.8)$$

$$P_k = (1 - K_k H) P_k^- \quad (6.9)$$

Yukarıda verilen denklemlerde,

- z_k : konum ölçümünü,
- R : ölçüm gürültüsünün kovaryansını,
- Q : modellemedeki hata kovaryansını,
- K : Kalman sabitini,
- P : hesaplamadaki hata kovaryansını temsil etmektedir.

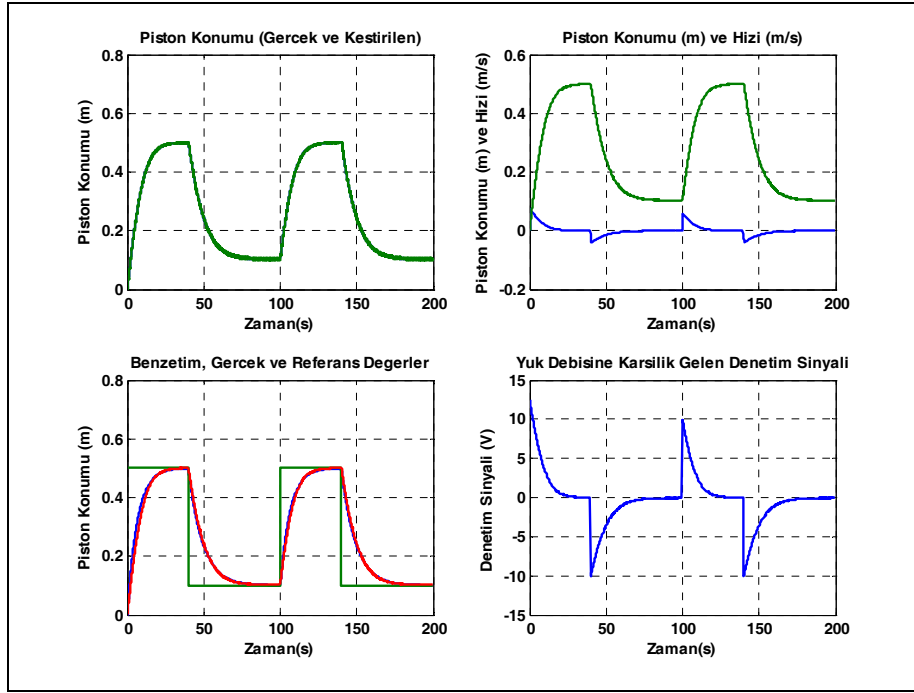
Şekil 6.1 sistemin hız denetim blok şemasını göstermektedir.



Şekil 6.1. Sistemin Blok Şeması

Yukarıdaki şekilden görülebileceği gibi Kalman algoritması mekanik sistemi sürmek için kullanılan denetim sinyalini ve piston konum bilgisini girdi olarak kabul etmekte ve sonuç olarak bir konum ve hız bilgisi vermektedir. Algoritma kullanılırken ölçüm gürültüsünün ve modellemedeki hata kovaryanslarının hesaplanması önemlidir. Ölçüm gürültüsü, R , 1×1 büyüklüğünde olup örnek bir konum verisi alınarak kolaylıkla hesaplanabilir. Diğer taraftan model hata kovaryansı, Q , 2×2 boyutunda bir matristir. Bu matrisin diyagonal olmayan elemanları sıfır kabul edilebilir, diyagonal elemanları ise örnek değerler kullanılarak bulunabilir. Q matrisi sistemin ne kadar iyi modellendiğini belirtmektedir. R ve Q matrislerinin küçük olması sırasıyla ölçüm gürültüsünün ve modelleme hatalarının az olduğunu göstermektedir.

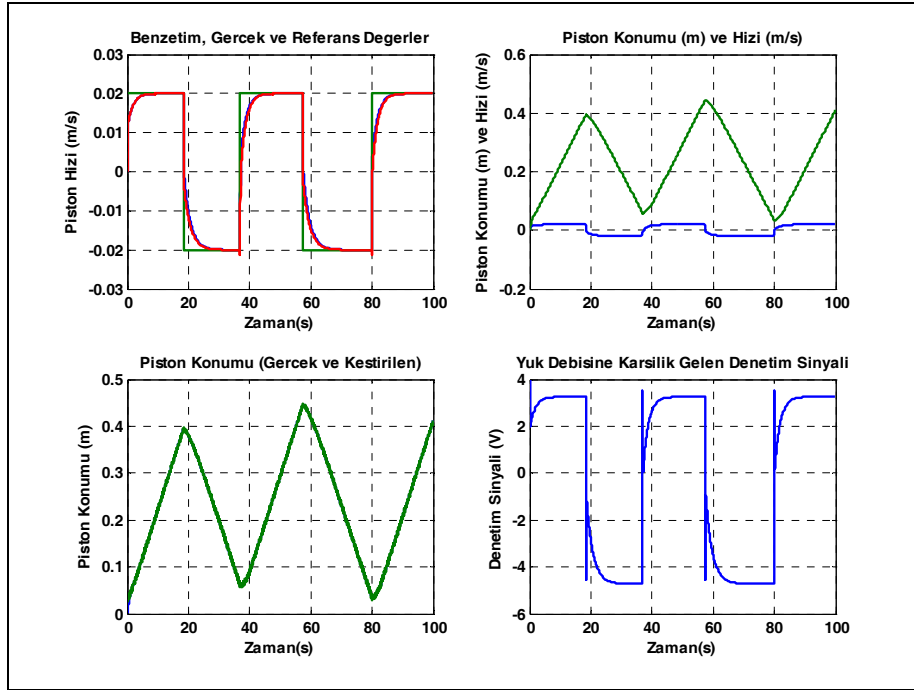
Geri besleme denetleyicisi daha önce olduğu gibi bir PI denetleyicisidir ve sistem Matlab® Simulink® ortamında modellenerek denetimi sağlanmıştır. Kullanılan Simulink® modeli içerisinde Kalman algoritması gömülerek sistem denetimine dahil edilmiştir. Algoritmanın doğru çalıştığını göstermek amacıyla ilk önce pistonun konum denetimi yapılmıştır. Piston konum sinyali Kalman filtresi kullanılarak elde edilen konum bilgisi ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra hız kestirimini göstermek amacıyla da ölçülen konum sinyali hız kestirimi ile karşılaştırılmıştır. Son olarak matematiksel modelden elde edilen konum bilgisi, pistonun konum bilgisi ve konum isteği elde edilerek karşılaştırılmıştır. Sonuçlar Şekil 6.2'de gösterilmiştir.



Şekil 6.2. Sistemin Konum Denetimi Sonuçları

Şekil 6.2'deki ilk grafik, kestirilen konum bilgisini ve gerçek konum sinyalini göstermektedir. Her iki sinyal de üst üste bindiğinden kestirilen konum bilgisinin doğru olduğu sonucuna varılabilir. Ayrıca şekil yakından incelendiğinde kestirilen konum bilgisindeki gürültünün gerçek konum bilgisindeki gürültüye oranla çok daha az olduğu görülebilir. İkinci grafik incelendiğinde ise kestirilen konum ve hız bilgilerinin tutarlı olduğu görülebilir. Üçüncü grafikte ise sistemin konum denetimi sonuçları görülmektedir. Bu grafikte önemli olan benzetim çalışmaları sonucunda elde edilen konum bilgisi ile gerçek konum değerlerinin birbirine yakın olmasıdır. Son olarak dördüncü grafikte yük debisine karşılık gelen denetim sinyali görülmektedir.

Çalışmanın son bölümünde yukarıda verilen bilgiler ışığında sistemin hız denetimi yapılmıştır. Hız denetimi ile ilgili sonuçlar Şekil 6.3'de gösterilmiştir.



Şekil 6.3. Sistemin Hız Denetimi Sonuçları

Yukarıda verilen şekilde ilk grafik hız denetimi ve benzetim çalışması sonucunda elde edilen hız bilgisini ve hız isteğini göstermektedir. Bu grafikten görülebileceği gibi pistonun hız denetimi sağlanabilmektedir. Ayrıca benzetim sonuçları ve gerçek değerler de birbirine oldukça yakın çıkmaktadır. Buradaki en önemli noktalardan birisi hız bilgisinin neredeyse tamamen gürültüsüz olarak elde edilebilir olmasıdır. Daha önceki bölümlerde hız bilgisi birinci mertebeden bir filtre ve durum izleyicisi kullanılarak elde edilmiş fakat hız sinyali oldukça gürültülü çıkmıştır. Son olarak yukarıdaki şekildeki son üç grafik sırasıyla piston konumu ve hızını, kestirilen ve gerçek piston konumunu ve yük debisine karşılık gelen denetim sinyalini göstermektedir.

7. SONUÇ

Bu çalışmada, bir hidrolik düzeneğin kapalı çevrim konum ve hız denetimi incelenmiştir. İlk aşamada MATLAB[®], yazılımının Ident[®] arayüzü kullanılarak düzeneğin sistem tanılması yapılmıştır. Valf sürücüsü ve toplam sistem dinamiği transfer fonksiyonları olarak ayrı ayrı elde edilmiştir. İkinci aşamada, bir oransal denetleyici kullanılarak sistemin konum denetimi sağlanmış ve gerçek sistem tepkileri ve matematiksel modelden elde edilen benzetim sonuçları karşılaştırılmıştır. Daha sonra, bir PI denetleyicisi kullanılarak sistemin hız denetimi sağlanmıştır. Bu aşamadaki temel güçlük düzeneğe pistonun hızını ölçebilecek bir algılayıcının bulunmamasıydı. Bunun üstesinden gelebilmek amacıyla kullanılan ultrasonik algılayıcıdan elde edilen konum sinyalleri filtrelenmiş ve yaklaşık türev fonksiyonu kullanılarak hız bilgisine ulaşılmıştır. Burada meydana gelen gecikmeyi azaltmak amacıyla bir sonraki adımda bir durum gözlemleyicisi kullanılmıştır. Son olarak da bir Kalman algoritması kullanılarak sistem tepkisi daha önce kullanılan yöntemlere oranla iyileştirilmiştir.



KAYNAKLAR

- [1] Batu U., Gürçan B. M., Balkan T. “Hidrolik Servo Valflerin Dinamik Modelleri ve Performans Testleri”, III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, s.15-26, İzmir, 4-7 Aralık 2003.
- [2] Akkaya A.V., Çetin Ş., “Doğrusal Bir Hidrolik Hareketlendirici Sistemin Bulanık Mantık Yaklaşımıyla Konum Kontrolü”, III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, s.81-87, İzmir, 4-7 Aralık 2003.
- [3] “MATLAB® User’s Guide”, Version 6, The Mathworks Inc., 2002.
- [4] “MATLAB®/Simulink® Model-Based and System-Based Design, User’s Guide”, Version 5, The Mathworks Inc., 2003.
- [5] Ercan Y., “Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi”, Gazi Üniversitesi, Ankara, 1995.
- [6] Kim H. W., Sul S.K., “A New Motor Speed Estimator Using Kalman Filter in Low-Speed Range”, *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, cilt. 43, no. 4, Ağustos 1996.
- [7] Welch G., Bishop G., “An Introduction to the Kalman Filter”, TR 95-041, Department of Computer Science, University of North Carolina at Chapel Hill, 2001.

ÖZGEÇMİŞLER

Ömer KÖKTÜRK

1980 yılında Ankara’da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden 2003 yılında “Lisans” derecesini aldı. Eylül 2003 tarihinde ODTÜ-BİLTİR Merkezi’nde mühendis olarak çalışmaya başladı. ODTÜ-BİLTİR Merkezi, FORD Otosan ve Gate Elektronik ortaklığında gerçekleştirilen Araç Kapı Ömür Testleri Otomasyon projesinde görev aldı. Halen ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü’nde yüksek lisans çalışmalarını sürdürmektedir.

İbrahim SARI

18 Temmuz 1976 yılında Mersin’de doğdu. Lise eğitimini Tarsus Amerikan Kolejinde bitirdi. Lisans ve yüksek lisans eğitimlerini sırasıyla 1999 ve 2002 yıllarında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümünde tamamladıktan sonra, Eylül 2002’de aynı bölümde doktora çalışmasına başladı. Şu anda doktora çalışmasına devam etmektedir ve Kasım 1999’dan bu yana aynı bölümde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır. İlgili duyduğu ve çalıştığı alanlar arasında denetim sistemleri teorisi ve uygulaması, makina teorisi ve dinamiği, gerçek zamanlı denetim, veri toplama ve algılayıcı sistemleri, MEMS ve mikro enerji jeneratörleri bulunmaktadır. Kendisine isari@metu.edu.tr e-posta adresinden ulaşılabilir.

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 yılından beri ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat ve Robotik Merkezi Başkan Yardımcılığı, 2004 yılından beri de ODTÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı görevlerini yürütmekte ve ASELSAN A.Ş. ile ortak çalışmalar yapmaktadır. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellemesi, benzetimi ve tanınması, akışkan gücü denetimi, robotik ve uygulamaları, ve gerçek zamanlı denetim alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda çeşitli uygulamalı endüstriyel çalışmalarda yer almıştır.