



HIDROLİK SİSTEMLERDE HAREKET DENETİM YÖNTEMLERİ

Umut BATU
M. Burak GÜRCAN
Tuna BALKAN

ÖZET

Bu çalışmada, ASELSAN A.S. bünyesinde yürütülmekte olan bir proje kapsamında yapılan çalışmalar süresince hidrolik sistemlerin hareket denetiminde kullanılan yöntemlere yer verilmiştir. Hiz ve konum izleme, bozucu etki dslama ve sınırlarda sönümlleme amaçlarına yönelik kullanılan denetim yöntemleri anlatılmış, bu yöntemlerin uygulaması parametrik bir denetleç üzerinde gösterilmiş, etkileri örnek bir kuramsal sistem üzerinde anlatılmıştır.

1. GIRIS

Bu çalışmada, ASELSAN A.S.'de yürütülen bir proje kapsamında yere göre hareketli bir platformun üzerinde yere göre hareketsiz, stabilize bir uzuv elde edilmesi amaçlanmış, bunu sağlayacak kontrol sisteminin tasarımı ve uygulaması yapılmıştır.

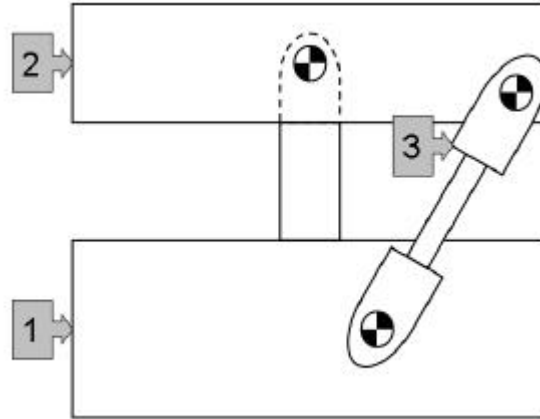
Çalışmada öncelikle kontrol edilecek sistemin temsili bir fiziksel modeline ve kısaca tanıtımına yer verilmiş, ardından denetimin hedefleri belirlenmiş, denetim içinde kullanılacak almaç ve eyleyiciler de tanıtıldıktan sonra denetlecin tasarım süreci adım adım anlatılmıştır. Uygulanan denetim teknikleri yeri geldikçe detaylandırılmış, sisteme katkıları ve dikkat edilmesi gereken noktalar açıklanmıştır.

2. ÖRNEK SİSTEM

2.1. Sistem Tanımı

Sekil 2.1.1'de sistemin basitleştirilmiş fiziksel modeli verilmiştir. 1 numaralı uzuv sistemin çalışması esnasında yere göre hareketlidir ve yere göre açısız hız veya konum profili bilinmemektedir. 2 numaralı uzuv 1 numaralı uzva dönel mafsız ile bağlıdır. 3 numaralı uzuv ise doğrusal hidrolik eyleyicidir ve çift etkili hidrolik silindir ve servo valften oluşmaktadır. Diğer iki uzva dönel mafsızlarla bağlıdır.

Hidrolik eyleyicinin serbest kaldığı durumda 1 numaralı uzvun açısız hareketi 2 numaralı uzva yalnızca aradaki dönel mafsızdaki sürtünme yoluyla iletilir. Hidrolik eyleyiciye basınç uygulandığında ise sabit uzunlukta bir uzuv gibi davranır ve 1 numaralı uzvun hareketi 2 numaralı uzva aynen iletilir.



Sekil 2.1.1. Örnek sistemin fiziksel modeli

2.2. Denetim Hedefleri

Denetim algoritmasından beklenen, 2 numaralı uzvun yere göre istenen açısıl konum profilini izlemesi için gereken piston-silindir açıklığını bulmak ve bu açıklığı sağlamak için servo valfe uygulanması gereken denetim sinyali üretmektir. Gerek 2 numaralı uzvun izleyeceği konum profili, gerekse 1 numaralı uzvun izleyeceği hız profili önceden bilinmemekte ve sistemin normal çalışma senaryosu içinde sürekli değişebilmektedir. Dolayısıyla, 2 numaralı uzvun istenen rasgele konum profilini 1 numaralı uzvun rasgele açısıl hareketlerine rağmen takip edebilmesi için servo valfin açıklığının hassas ve hızlı bir algoritmayla denetlenmesi gereklidir.

2.3. Almaç Ve Eyleyiciler

Söz konusu denetim senaryosu, sistem üzerinden çok sayıda geri besleme sinyali toplanmasını gerektirmektedir. Bu çalışmada elde alınan örnek sistemde, 1 numaralı uzvun üzerine monte edilmiş bir jiroskop aracılığıyla yere göre hizi, bir eğim algılayıcı aracılığıyla da yere göre açısıl konumu ölçülmektedir. 2 numaralı uzvun da üzerinde bulunan bir jiroskop aracılığıyla yere göre hizi ölçülmektedir. 1 ve 2 numaralı uzvular arasındaki dönel mafsalda 2 numaralı uzvun 1 numaralı uzva göre bağıl açısıl konumunu ölçen bir açı algılayıcı mevcuttur. Bunların dışında, hidrolik servo valfin yer aldığı servo blok üzerinde yük basıncını ölçen bir basınç algılayıcı ve servo valf sürgüsünün konumunu ölçen bir doğrusal deplasman ölçer (LVDT, Linear Variable Displacement Transducer) bulunmaktadır.

Sistemdeki tek eyleyici olan hidrolik silindir hidrolik servo blok tarafından denetlenir. Servo blok, üzerindeki servo valfe uygulanan ve servo valf sürgüsünün hizini belirleyen bir sinyalle sürülmektedir.

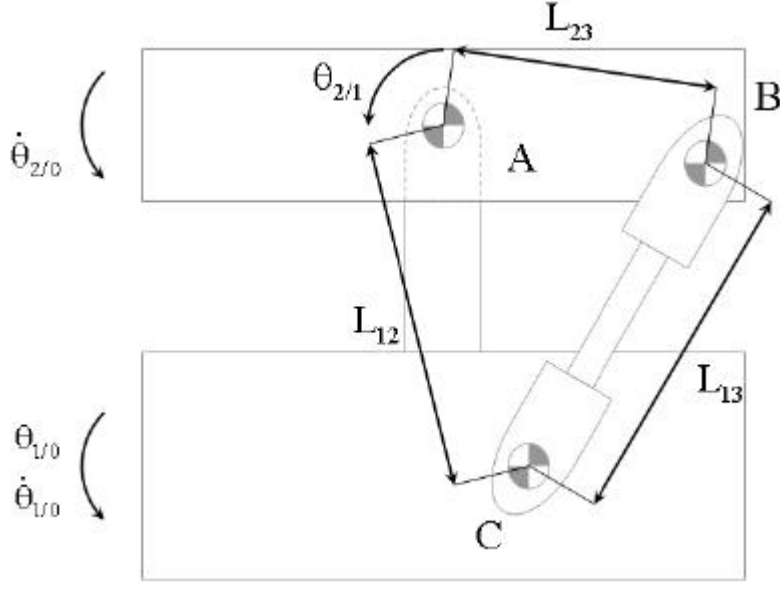
2.4. Sistem Degiskenleri

Sistem üzerindeki fiziksel büyüklükleri göstermek için kullanılan sembollerin listesi aşağıda verilmiş ve Sekil 2.4.1 de gösterilmiştir. Takip eden bölümlerde kullanılan aşağıdaki listede gösterilmemiş semboller kullanıldıkları yerlerde tanımlanmıştır.

- L_{12} : A ve C mafsalları arasındaki yatay uzaklık
- L_{13} : B ve C mafsalları arasındaki yatay uzaklık
- L_{23} : A ve B mafsalları arasındaki yatay uzaklık
- $\theta_{1/0}$: 1 numaralı uzvun yere göre açısıl konumu (ölçülmektedir)
- $\theta_{2/1}$: 2 numaralı uzvun 1 numaralı uzva göre açısıl konumu (ölçülmektedir)
- $\theta_{2/0}$: 2 numaralı uzvun yere göre açısıl konumu ($= \theta_{2/1} - \theta_{1/0}$)



- $\dot{\theta}_{1/0}$: 1 numaralı uzvun yere göre açısal hızı (ölçülmektedir)
- $\dot{\theta}_{2/0}$: 2 numaralı uzvun yere göre açısal hızı (ölçülmektedir)
- $\dot{\theta}_{2/1}$: 2 numaralı uzvun 1 numaralı uzva göre açısal hızı ($= \dot{\theta}_{2/0} - \dot{\theta}_{1/0}$)
- U : 2 numaralı uzvun yere göre konum istegi
- P : Servovalf yük basıncı
- X : Valf sürgüsü konumu
- Y : Valf sürgüsüne giden hız istegi

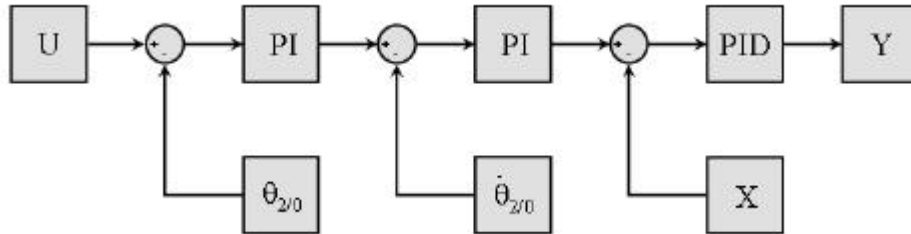


Sekil 2.4.1. Sistem degiskenleri

3. DENETLEÇ TASARIMI

3.1. Denetlecin Temel Yapisi

Denetim, birbiri ardina kurulmus üç denetleç yoluyla saglanmistir. Bunlar sirasiyla konum denetleci, hız denetleci ve valf denetleci olarak adlandırilmistir. (Sekil 3.1.1)



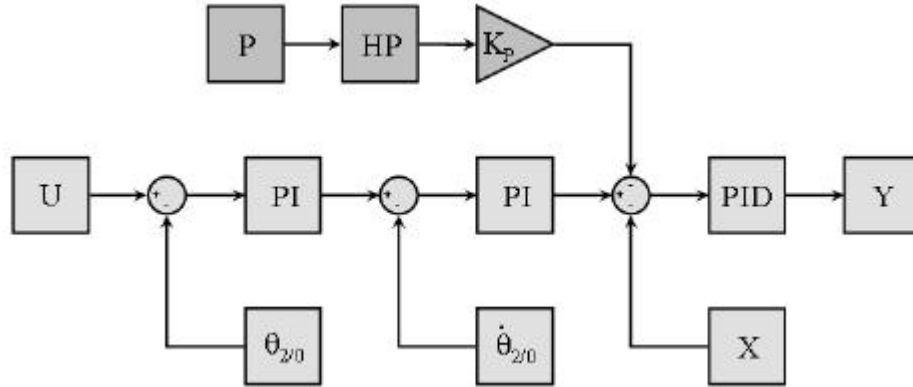
Sekil 3.1.1. Denetlecin temel yapisi

Konum denetlecinde, 2 numaralı uzvun yere göre konum istegi (U) ve konum geri beslemesinin ($\theta_{2/0}$) farkından konum hatası elde edilmekte, bu hata bir PI (oransal+integral) denetleçten geçirilerek konum isteginin izlenmesi için gereken hız profilini gösteren bir sinyal oluşturulmaktadır. Bu sinyal, hız istegi olarak hız denetlecine beslenmekte, hız geri beslemesi ($\dot{\theta}_{2/0}$) ile farkı alınarak hız hatası oluşturulmaktadır. Bu hata, yine bir PI denetleçten geçirilerek hız isteginin izlenmesi için gereken valf sürgü açıklığını gösteren bir sinyal oluşturulmaktadır. Bu sinyal, valf sürgü konum istegi olarak valf denetlecine beslenmekte, valf sürgü konum geri beslemesi (X) ile farkı alınarak valf sürgü konum hatası oluşturulmaktadır. Bu hata, bir PID (oransal+integral+türevsel) denetleçten geçirilerek valf sürgüsüne uygulanacak kuvveti belirleyen elektriksel sinyal (Y) oluşturulmaktadır.

Geri besleme sinyalleri, alanlardan okunan ve elektriksel olarak denetleç donanımına taşınan sinyaller oldukları için tümünün üzerinde gürültü vardır. Bu gürültü, sistem kazançlarının ayarlanmasında önemli bir kısıt oluşturmakta, yüksek kazançlar kullanıldığında sistemde titreşimlere sebep olabilmektedir. Bu titreşimler, özellikle hız ve konum denetleçlerinde türevsel kazanç kullanılmak istendiğinde denetim hassasiyetini bozacak seviyeye çıkabilmektedir. Bu yüzden hız ve konum denetiminde PI denetleçleri kullanılmış, valf denetiminde kullanılan PID denetlecin de türevsel kazancı düşük tutulmuştur. Aynı etki yüksek oransal kazançlar kullanıldığında da görüldüğünden oransal kazancın yeterince artırılmadığı durumlarda yüksek integral kazançlar kullanılmıstir.

3.2. Dinamik Yük Basıncı Geri Beslemesi

Bölüm 3.1 de belirtildiği üzere hız ve konum denetiminde türevsel kazanç kullanılmaması sonucunda yeterli sönümlenme sağlanamadığından, diğer kazançlar da kısıtlanmakta, bu da sistemin hız ve konum izleme performansını olumsuz etkilemektedir. Oransal kazançları artırabilmek ve sistemin izleme performansını yükseltebilmek için sisteme sönümlenme katan dinamik yük basıncı geri beslemesi kullanılmıstir. (Sekil 3.2.1)



Sekil 3.2.1. Dinamik yük basıncı geri beslemesi eklenmiş denetim döngüsü

Sisteme hareket istegi geldiginde valf sürgüsü açılmakta ve debiyi artırarak piston-silindir eyleyicinin bir tarafında basınç artışı sağlamaktadır. Bu basınç sisteme kuvvet uygulayarak sistemin ivmelenmesini sağlamaktadır. Yük basıncı valf üzerinde bulunan basınç algılayıcı tarafından ölçülmektedir. Ölçülen basınç değeri (P) valf sürgü konum istegine eklenmekte, basınç arttığında sürgünün kapanma yönünde istek uygulanarak valf sürgü açıklığının değişmesine bir miktar engel olunmakta, bu yolla sisteme uygulanan kuvvette ve sistemin ivmesindeki hızlı değişimler sönümlenmektedir.

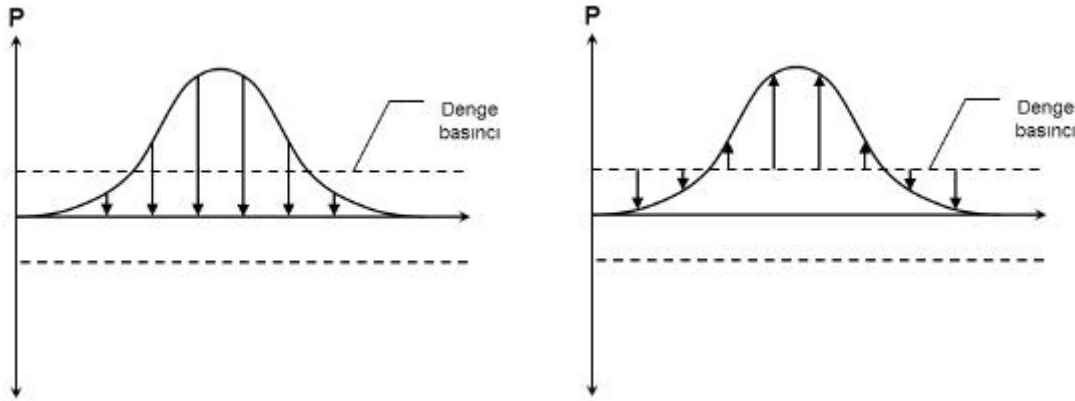
Ancak sistem sabit olduğu durumda da servo eyleyici üzerinde bir miktar basınç farkı olmaktadır. Dinamik yük basıncı geri beslemesi, bu basınç değerinin değil, yalnızca basınçtaki dinamik değişimlerin valf sürgü istegine eklenmesini gerektirmektedir. Bunun için de basınç algılayıcıdan ölçülen sinyaldeki nihai hatanın (ofset) giderilmesi gereklidir. Bu amaçla basınç algılayıcıdan gelen sinyal valf sürgü istegine eklenmeden önce bir yüksek geçiren (High-Pass) filtreden (HP) geçirilmekte ve bir kazançla (K_P) çarpılmaktadır. Filtre için $\frac{\tau s}{\tau s + 1}$ biçiminde bir transfer fonksiyonu kullanılmaktadır.

Filtre transfer fonksiyonundaki zaman sabiti (τ) değiştirilerek filtrenin sabit ofseti ne kadar zamanda gidereceği ve ne kadar yavaş basınç değişimlerine sönümlene uygulayacağı belirlenmekte, geri besleme kazancı (K_P) değiştirilerek ise elde edilecek sönümlene miktarı ayarlanabilmektedir.

3.3. Sürtünme Etkisinin Giderilmesi

Denetim döngüsünün hız ve konum takip performansını olumsuz etkileyen faktörlerden biri de sistemde mevcut olan sürtünmelerdir. Visköz sürtünme, hıza bağlı ve sürekli olduğu için denetleç tarafından düzeltilmekte, ancak kuru sürtünme sıfır hız etrafında süresiz olduğu ve sisteme uygulanan kuvvette harekete ters yönde basamak bir değişim şeklinde kendini gösterdiği için hareket yönü değişirken sistemin ivmesini korumasına engel olmaktadır.

Ayrıca, sönümlene amaçlı dinamik yük basıncı geri beslemesi denetim döngüsüne eklendiğinde sürtünmenin ikinci bir etkisi daha ortaya çıkmaktadır. Dinamik yük basıncı geri beslemesi, yük basıncını sıfırda tutarak sistemi sabit hızda ivmesiz harekete itmekte, bu yolla sisteme sönümlene sağlamaktadır. Ancak sisteme, eyleyici tarafından uygulanan kuvvetin yani sıra 1 ve 2 numaralı uzuvlar arasındaki mafsaldan bir sürtünme torku da etki etmektedir.



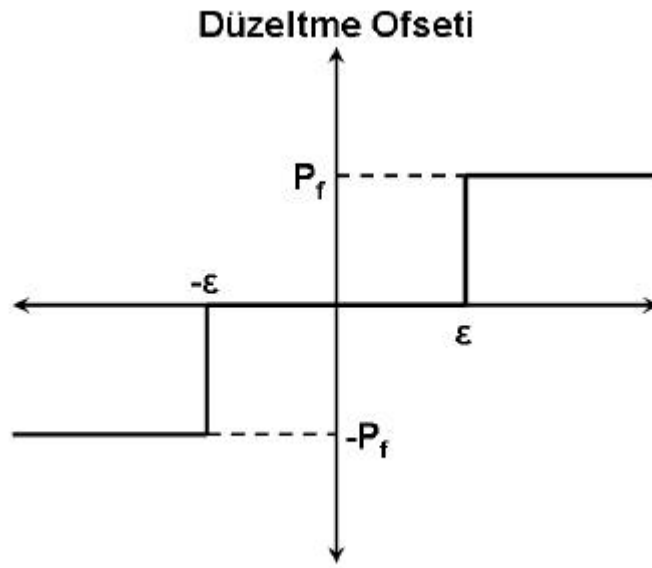
Sekil 3.3.1. Dinamik yük basıncı geri beslemesinde sürtünmenin etkisi

Sürtünmenin olmadığı ideal durumda piston-silindir ikilisinin sabit hızla hareket etmesi için yük basıncını sıfırda tutmak yeterlidir. Ancak sürtünme hesaba katıldığında sabit hızla hareket ancak sürtünmeye karşı koyacak yük basıncının sağlanması ve korunması ile mümkündür. Dolayısıyla yük basıncını sıfıra çekmek, sistemin hareket yönünün tersine bir net kuvvet altında yavaşlayarak hareket etmesine sebep olmaktadır. Bu etki özellikle sürtünmenin en etkili olduğu ve ivmeli hareketin gerektiği durustan harekete geçme senaryosunda kendini belirgin bir şekilde göstermekte, duran sistemin hareket istegine tepki verme süresini uzatmakta ve açık döngü hız takip performansını düşürmektedir.

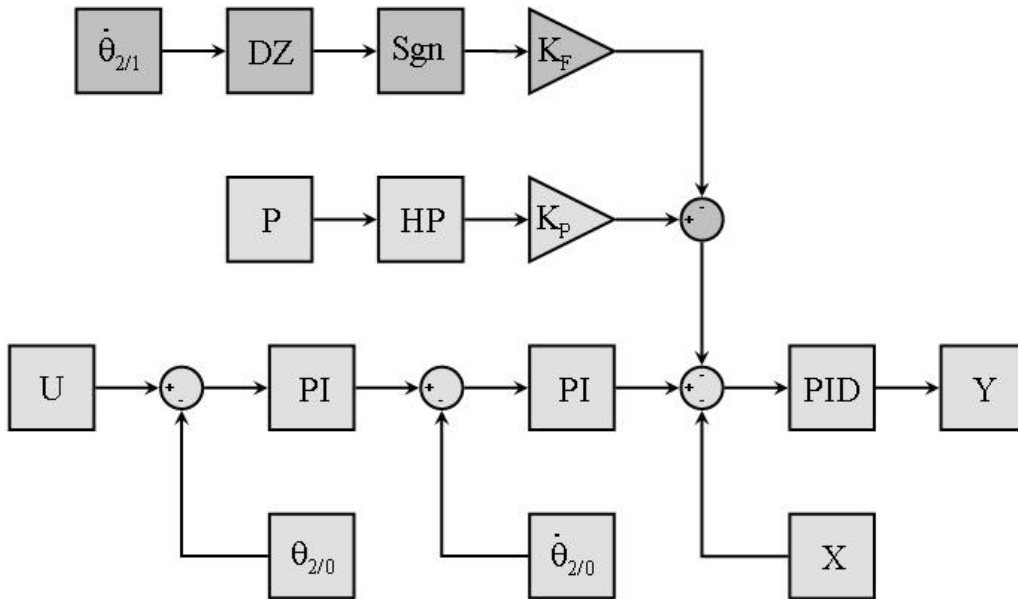
Çözüm olarak, sistemin sıfır yük basıncına değil, sürtünmeye karşılık gelecek basınç değerine çekilmesinin sağlanması gereklidir. Bunun için basınç algılayıcıdan elde edilen ve ofseti giderilip gerekli kazançla çarpılan basınç değerinden sürtünme kuvvetini karşılayacak basınç değerini çıkarmak yeterlidir (Sekil 3.3.1). Ancak sürtünme kuvveti hızın yönüne bağlı olduğundan bu değer de işaretinin hızın yönüne göre değişmesinin sağlanması gereklidir.

Ancak yere göre sıfır hız istenen stabilize platform senaryosunda hız sıfır civarında olup sinyaldeki gürültülerden dolayı her örneklemede değişen küçük negatif ve pozitif değerler alabilmektedir. Sürtünme kuvvetinin dinamik yük basıncı geri beslemesi üzerindeki olumsuz etkisini gidermek için uygulanacak ek ofsetin hız sinyali ile birlikte işaret değiştirilmesi, söz konusu senaryoda valf sürgüsüne uygulanan konum isteginde yüksek frekansta sıçramalara sebep olmaktadır. Bu da sistemde istenmeyen titreşimler şeklinde kendini göstermektedir. Bunu önlemek için, uygulanacak düzeltme ofsetinin işareti belirlenirken hız sinyalinin değeri olduğu gibi kullanılmamış, sıfır merkezli ölü bir bölge yaratılıp (DZ) sinyalin mutlak değeri gürültü seviyesine kadar düştüğünde basınç geri beslemesine uygulanan düzeltme ofsetinin sıfırlanması sağlanmıştır.

Düzeltilme ofsetinin 2 numaralı uzvun 1 numaralı uzva göre hızına göre değişimi Şekil 3.3.2'deki grafikte gösterilmiştir. ϵ ölü bölgenin sınırlarını, P_f de sürtünmeye karşılık gelen basıncı göstermektedir.



Sekil 3.3.2. Yük basıncına uygulanan düzeltme ofseti

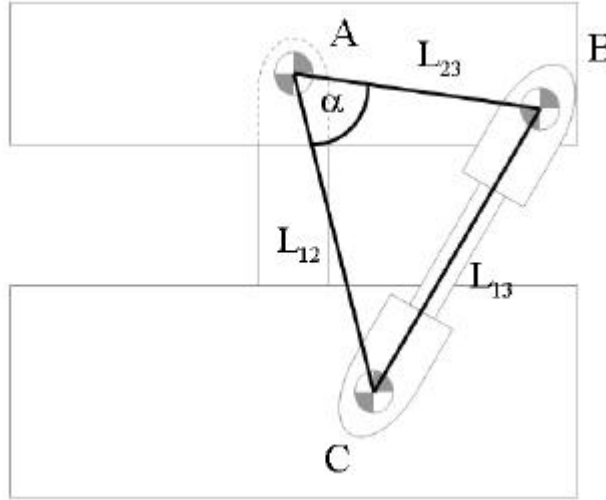


Sekil 3.3.3. Sürtünme etkisi giderilmiş denetim döngüsü

3.4. Doğrusallaştırma

Sistemde 1 numaralı uzuv ile 2 numaralı uzuv arasındaki mafsalsal dönme bir mafsaldır ve iki uzuv arasında yalnızca açısal bağıl harekete izin vermektedir. Böyle bir sistem tork ile sürüldüğünde uygulanan tork ile sistemin ivme, hız ve konumu arasındaki transfer fonksiyonları doğrusal olacaktır. Ancak Şekil 3.4.1'de görüldüğü gibi ele alınan dönme sistem doğrusal bir eyleyici ile sürülmektedir. Bu bağlantı biçimi karma (hibrid) mafsalsal olarak adlandırılmaktadır ve eyleyici tarafından uygulanan kuvvet ile sistemin ivme, hız ve konum cevabı arasında doğrusal olmayan bir bağıntı bulunmaktadır.

Sistemin bu özelliği, denetim açısından bazı zorluklara yol açmaktadır. Sistemin, denetime cevabı, açısal konumuna göre değişebilmektedir. Örneğin, 2 numaralı uzvun sabit hızla hareket etmesi için pistonun silindire göre değişken bir hız profili izlemesi gereklidir. Bu tür bir bağıntı doğrusal PI veya PID döngülerinde hesaba katılmamakta, dolayısıyla ancak doğrusal olmayan bu davranıştan dolayı sistemde hız hatası oluştuğunda bu hatayı düzeltmeye yönelik tepki verilmektedir. Oysa 2 numaralı uzvun 1 numaralı uzva göre konumu bilinmekte ve denetim döngüsünün her çevriminde 2 numaralı uzvun 1 numaralı uzva göre açısal ivmesi ile pistonun silindire göre açısal ivmesinin oranı kuramsal olarak hesaplanabilmektedir. Hız döngüsü çıkış sinyali, valf döngüsüne sürgü konum isteği olarak beslenmeden önce kazanç olarak bu oranla çarpıldığı takdirde doğrusal olmayan sistem davranışı denetim döngüsünde hesaba katılmış olmakta ve sistemden doğrusala çok yakın tepki alınması mümkün hale gelmektedir.



Şekil 3.4.1. 1 ve 2 numaralı uzuvlar arasındaki karma mafsalsal

Doğrusallaştırma kazancının hesaplanması aşağıdaki denklemlerle gösterilmiştir.

Öncelikle L_{13} , kosinüs teoremi kullanılarak L_{12} , L_{23} ve α cinsinden ifade edilir.

$$L_{13}^2 = L_{12}^2 + L_{23}^2 - 2 L_{12} L_{23} \cos(\alpha) \quad (1)$$

Bu denklemin türevi alındığında

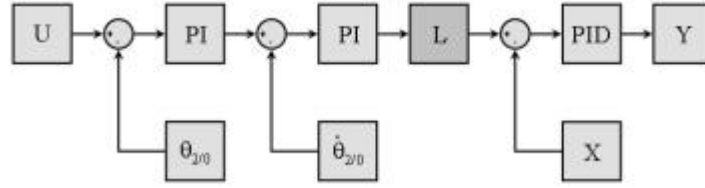
$$2 L_{13} dL_{13} = 2 L_{12} L_{23} \sin(\alpha) d\alpha \quad (2)$$

elde edilir. 1 numaralı denklemden L_{13} değeri elde edilip 2 numaralı denklemden yerine konduğunda

$\frac{dL_{13}}{d\alpha}$ oranı aşağıdaki şekilde bulunmuş olur.

$$\frac{dL_{13}}{d\alpha} = \frac{2 L_{12} L_{23} \sin(\alpha)}{\sqrt{L_{12}^2 + L_{23}^2 - 2 L_{12} L_{23} \cos(\alpha)}} \quad (3)$$

Hız döngüsü tarafından üretilen valf sürgü açıklığı isteği bulunan bu oranla çarpılarak doğrusal olmayan sistem davranışının doğrusal denetim döngülerinin performansını düşürmesi engellenmektedir. (Şekil 3.4.2)

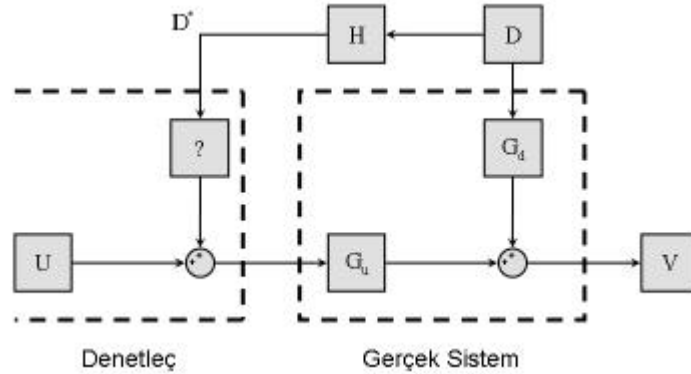


Sekil 3.4.2. Doğrusallaştırma eklenmiş denetim döngüsü

3.5. Bozucu Hiz İleri Beslemesi

Sistemin çalışması esnasında 1 numaralı uzvda bir hareket olduğunda, bu hareket mafsaldaki sürtünme ve eyleyici tarafından uygulanan kuvvet yoluyla 2 numaralı uzva da etki etmektedir. Bu etki sonucu oluşan hareket, denetim döngüsü tarafından hata olarak algılanmakta ve gerekli düzeltme yapılmaktadır. Ancak 1 numaralı uzvun sürekli bilinmeyen bir profilde hareket ettiği düşünülüğünde, oluşan etki, ancak 2 numaralı uzvda konum ve hız hataları oluştuktan sonra denetim döngüsüne yansımaktadır. Bu da 2 numaralı uzvun yere göre belirlenen konum profilini isabetli olarak izlemesini güçleştirmektedir.

Çözüm olarak, bozucu hiz (1 numaralı uzvun hizi), 2 numaralı uzvda hiz hatası oluşmasını beklemeksizin hiz PI denetlecinin çıkışına ters işaretli toplanmaktadır. Bu düzeltmeyle 2 numaralı uzvun, hata oluşmasını beklemeden, 1 numaralı uzvun hareketinin tersini yaparak yere göre konum ve hızını koruması amaçlanmaktadır. Bu şekilde yapılan bozucu hiz ileri beslemesi, birim kazanç kullanıldığında dahi sistemin bozucu etki dışlama performansını önemli ölçüde artırmaktadır. Ancak, sistem uzuvlarının birbirine rijit bağlanamaması yüzünden, 1 numaralı uzvda oluşan bozucu açısal hiz 2 numaralı uzva aynen yansımamaktadır. 1 numaralı uzva, hiz döngüsü çıkışından verilen hiz isteği farklı bir transfer fonksiyonu, bozucu hiz ise farklı bir transfer fonksiyonu üzerinden etki etmektedir. Denetleçte hiz ileri beslemesi uygulanarak bozucu hizin 2 numaralı uzva etkisinin giderilmesi için, bu iki transfer fonksiyonu bulunmalı ve ileri beslemede kullanılmalıdır.



Sekil 3.5.1. Bozucu hiz ve ileri beslemenin sisteme etkileri

Sekil 3.5.1'de kullanılan sembollerin açıklaması aşağıda verilmiştir.

- D : Bozucu hiz
- D' : Bozucu hizin ölçülen değeri
- R : Bozucu hiz ileri beslemesi
- H : Jiroskop transfer fonksiyonu
- G_u : Hiz isteği ile sistemin hizi arasındaki transfer fonksiyonu
- G_d : Bozucu hiz ile sistemin hizi arasındaki transfer fonksiyonu
- V_u : Hiz ileri beslemesinden dolayı sistemde oluşan hiz
- V_d : Bozucu hizdan dolayı sistemde oluşan hiz
- V : Sistemde oluşan net hiz

Sekilde görüldüğü gibi bozucu hızın (D) sisteme etkisi G_d transfer fonksiyonu üzerinden, hız isteginin (R) sisteme etkisi ise G_u transfer fonksiyonu üzerinden olmaktadır. Amaç, sistemde bozucu hızdan dolayı oluşacak hızın (V_d) tam tersi hızı oluşturarak sistemde oluşan net hızı (V) sıfırlayacak ileri besleme sinyalinin üretilmesidir. İlgili hesaplamalar aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} V_u &= G_u R \\ V_d &= G_d D \\ V &= V_u + V_d \end{aligned} \quad (4)$$

Bu noktada ölçülen bozucu hızın gerçek bozucu hıza eşit olduğu varsayımı yapılmış, jiroskop dinamiği ihmal edilmiştir ($H = 1$).

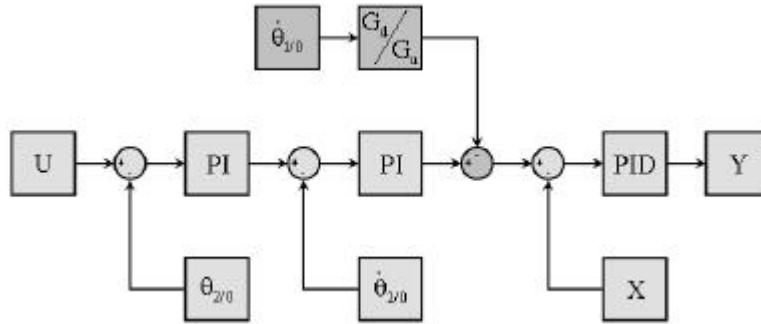
$$\begin{aligned} D^* &= D \\ V_d &= G_d D = G_d D^* \end{aligned} \quad (5)$$

İdeal durum, ileri beslemenin sistemde oluşturduğu hızın (V_u) bozucu hızın sistemde oluşturduğu hıza (V_d) eşit büyüklükte ve ters yönde olduğu durumdur ($V = 0$). Buradan yola çıkılarak, ölçülen bozucu hız değeri için sisteme uygulanması gereken düzeltici hız ileri beslemesi

$$\begin{aligned} V &= 0 \\ V_u &= -V_d \\ G_u R &= -(G_d D^*) \\ R &= -\frac{G_d}{G_u} D^* \end{aligned} \quad (6)$$

olarak bulunur. G_u ve G_d transfer fonksiyonları sistem dinamiği denklemlerinden çıkarılabileceği gibi deneysel yollardan da bulunabilir. Bu çalışmada transfer fonksiyonlarının bulunması amacıyla sistem üzerinde bir dizi test yapılmış, birinci testte sisteme yalnızca kontrollü bir bozucu hız profili uygulanmış, ikinci testte ise sisteme belirli bir ileri besleme sinyali uygulanmış, her iki testte sistemin tepkileri kaydedilmiştir. MATLAB®/System Identification Toolbox® yazılımı kullanılarak bu etki ve tepkilere ikinci dereceden birer transfer fonksiyonu uydurulmuş, G_d ve G_u yerine bu transfer fonksiyonları koyularak ileri besleme için bozucu hız sinyaline uygulanması gereken transfer fonksiyonu bulunmuştur.

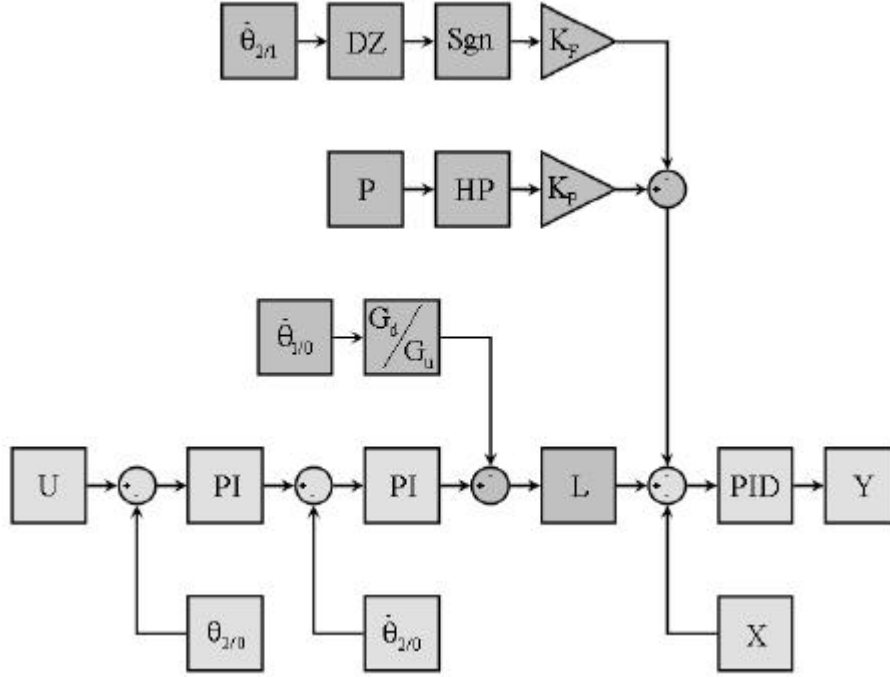
Bozucu hız ileri beslemesi bu yolla bulunan transfer fonksiyonuyla yapıldığında çok daha üstün bir bozucu etki dışlama performansı elde edildiği görülmektedir.



Sekil 3.5.2. Bozucu hız ileri beslemesi eklenmiş denetim döngüsü

3.6. Denetim Döngüsü

Denetim döngüsünün iyileştirilmesi için "dinamik yük basıncı geri beslemesi", "sürtünme etkisinin giderilmesi", "doğrusallaştırma" ve "bozucu hız ileri beslemesi" yöntemleri uygulanmıştır. Açıklanan tüm iyileştirici yöntemlerin uygulandığı denetim döngüsünün blok seması Sekil 3.6.1'de verilmiştir.



Sekil 3.6.1. Tüm iyilestirici yöntemlerin kullanildiği denetim döngüsü

SONUÇ

Bu çalışmada, endüstriyel uygulamalarda sıkça görülen hidrolik sistem denetim uygulamalarından farklı olarak yüksek hız ve hassasiyet gereksinimlerini karşılayan bir denetim algoritmasında kullanılan iyileştirme yöntemleri açıklanmıştır. Denetim çözümlerinde yaygın olarak kullanılan geleneksel PI ve PID denetleçlerden yola çıkılarak yük basıncı geri beslemesi, sürtünme etkisinin giderilmesi, doğrusallaştırma ve bozucu hız ileri beslemesi gibi iyileştirici yöntemler yardımıyla yüksek performanslı ve bozucu etki dışlama kabiliyetine sahip bir denetim algoritması tasarlanmış ve kullanılan yöntemlerle ilgili bilgi verilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Thayer W. J., "Transfer Functions for MOOG Servovalves", MOOG Inc., Ocak 1965.
- [2] Purdy David J., "Main Battle Tank Stabilisation Ratio Enhancement Using Hull Rate Feedforward", Journal of Battlefield Technology, Cilt 1, Sayı 2, Temmuz 1998.
- [3] Ercan Y., "Akiskan Gücü Kontrolü Teorisi", Gazi Üniversitesi, Ankara, 1995.



ÖZGEÇMİSLER

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 görevini yürütmekte ve ASELSAN A.S. ile ortak çalışmaktadır. Çalışmaları sistem dinamiği, kontrol, sistem modellemesi, simülasyonu ve tanınması, akışkan gücü kontrolü, robotik ve uygulamaları alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda çeşitli uygulamalı endüstriyel çalışmalarda yer almıştır.

Umut BATU

1980 yılında Ankara'da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2002 yılında "Lisans" derecesini aldı. Ekim 2002 tarihinde ASELSAN MST Grubu Mekanik Tasarım Müdürlüğü'nde Mühendis olarak göreve başladı ve servo kontrol ve stabilizasyon konusunda çalışmalar yaptı. VOLKAN Atis Kontrol Sistemi Projesi'nde kontrol sistemi tasarımında görev aldı. Halen MST Grubu Mekanik Tasarım Müdürlüğü, Silah Sistemleri Tasarım Ekibi'nde Mühendis olarak görev yapmakta ve ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisans çalışmalarını sürdürmektedir.

M. Burak GÜRCAN

1971 yılında Isparta'da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1993 yılında "Lisans", 1997 yılında da "Yüksek Lisans" derecelerini aldı. Nisan 1999 tarihinde ASELSAN. MST Grubu Mekanik Tasarım Müdürlüğü'nde çalışmaya başladı ve Kaideye Monteli Stinger ve VOLKAN Atis Kontrol Sistemi Projeleri'nde görev aldı. VOLKAN Atis Kontrol Sistemi Projesi'nde Araç İs Paketi PKD Yöneticisi'dir. Halen MST Grubu Mekanik Tasarım Müdürlüğü, Silah Sistemleri Tasarım Ekibi'nde Baş Mühendis olarak görev yapmaktadır.