



Bu bir MMO yayınıdır

TEK POMPA DENETİMLİ ASİMETRİK HİDROLİK EYLEYİCİ SİSTEMLERİN İNCELENMESİ

Hakan ÇALIŞKAN ¹
H. Ulaş AKOVA ¹
Tuna BALKAN ¹
Bülent Emre PLATİN¹

TEK POMPA DENETİMLİ ASİMETRİK HİDROLİK EYLEYİCİ SİSTEMLERİN İNCELENMESİ

Hakan ÇALIŞKAN ¹, H. Ulaş AKOVA ², Tuna BALKAN ³, Bülent Emre PLATİN ⁴

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

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

ÖZET

Bu çalışma tek milli çift etkili bir hidrolik silindirin hareket denetimi için geliştirilen değişken devirli tek pompa denetimli bir sistemin modellenmesini, analizini ve ileri besleme denetimini konu almaktadır. Kapalı hidrostatik devrede eyleyicinin alan farkı tarafından yaratılan debi farkı bir mekik valfi üzerinden hidrolik akümülatör ile karşılanmaktadır. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak bu çalışmada mekik valfi ideal bir anahtarlama elemanı olarak düşünülmemiş ve davranışı sistem analizine dahil edilmiştir. Sistemde geri gelme durumunda oluşan kararsızlık durumundan kaçınmak için açık merkezli bir valf kullanılması önerilmiştir. Böylelikle, yük basıncı-eyleyici hızı düzleminde kararlı bir bölgede edilebileceği gösterilmiştir ve sınırları valf açıklığına bağlı olarak belirlenmiştir. Teorik çıkarımlar numerik benzetimle desteklenmiştir. Sistemin takip başarımını arttırmak için motor ve pompa dinamiğinin düşünüldüğü motor hızı ve torku ileri besleme denetleyici yapısı önerilmiş ve kazançları sistem parametreleri cinsinden çıkarılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Pompa denetimi, Enerji verimliliği, EHA, İleri Besleme Denetleyici.

ABSTRACT

The subject of this article is the modeling, analysis and feed forward control of a variable speed single pump controlled hydraulic circuit for a double acting single rod actuator. The unequal flow rate due to the differential area of the hydraulic actuator is compensated by a hydraulic accumulator over a pilot operated shuttle valve. It is shown that a stable region in p_L-v plane can be obtained, by providing a shuttle valve underlap. The theoretical findings are supported with numerical simulations. In order to increase the tracking performance of the system, considering the pump and motor dynamics, a combined motor speed and torque feed forward controller is proposed, and the related gains are derived in terms of system parameters.

Keywords: Pump control, Energy efficiency, EHA, Feed Forward Control.

1. GİRİŞ

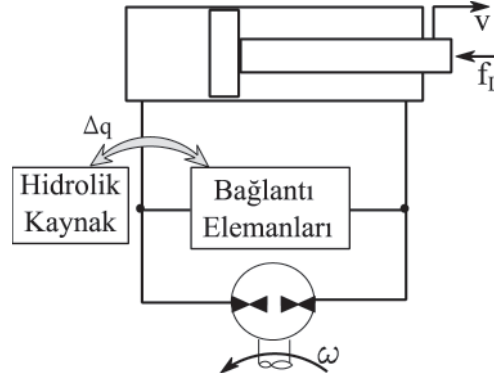
Artan enerji fiyatları ve çevresel duyarlılık gibi etmenler günümüz mühendislik sistemlerinin enerji verimliliğinin yüksek olmasını gerektirmektedir. Oysaki direnç denetleyerek bir başka ifade ile enerji harcayarak güç denetimi yapan geleneksel hidrolik sürücü sistemleri bu gereksinime tamamen aykırıdır. Bu nedenle günümüz hidrolik çalışmaları kısma kayıplarını giderildiği sistemler üzerine yoğunlaşmaktadır. Doğrudan pompa denetim yöntemi kısma kayıplarının tamamen giderilmesine olanak sağlamaktadır. Bu sistemlerde hidrolik pompa/motorun deplasmanı veya devri değiştirilerek eyleyiciye giden debi denetlenmektedir. Deplasman denetimi güç kaynağının içten yanmalı bir motor olduğu mobil uygulamalarda sıklıkla tercih edilmektedir. Devir denetimi ise, daha çok elektriksel güç kaynağının erişilebilir olduğu sabit yer uygulamalarında tercih edilmektedir. Devir denetimli sistemlerde deplasman değiştirmek için ayrı bir hidrolik sürücü sisteme ihtiyaç yoktur. Bu nedenle, fazladan bir enerji kaybı oluşmaz ve yükün ihtiyaç duyduğu güç servo motor tarafından doğrudan sisteme aktarılır [1]. Devir denetimli sistemler, enerji verimliliğini arttırmanın yanı sıra, merkezi hidrolik güç ünitelerini gidermek ve gücü kablo ile taşımak amacı ile de özellikle havacılık sektöründe tercih edilmektedir [2].

Doğrudan pompa denetimi yeni bir konu değildir, bu yöntem mobil uygulamaların geleneksel hidrostatik aktarım sistemlerinde sıklıkla kullanılır. Bu sistemlerde bir hidrolik motorun hareketi, değişken deplasmanlı bir pompa tarafından denetlenmektedir [3]. Kapalı çevrim hidrolik sistemde sızıntı kayıpları nedeni ile oluşan hidrolik yağ eksilmesi, sürekli olarak bir şarj pompası tarafından sisteme gönderilen fazlalık yağ ile giderilmektedir. Sızıntı kayıplarının giderilmesinden sonra devrede oluşan fazlalık yağ ise H-köprüsü yapısında çek valfler veya mekik valfi kullanılarak devreden çıkartılır.

Tek milli hidrolik eyleyicilerin denetiminde, geleneksel hidrostatik sistemde oluşan debi eksisine ek olarak, eyleyicinin hareketinden kaynaklı fark debisinin de giderilmesi gerekmektedir. Bu duruma getirilen ilk çözüm aktif denetim yapan ikincil bir pompa/motorun hidrolik devreye ilave edilmesidir [4]. Ayrıca literatürde hidrolik transformatör adında çözümler de sunulmaktadır [5], ancak bunlar esasen iki adet hidrolik pompa/motorun kompakt birleşimiyle elde edilen elemanlardır. Her iki çözümde sistemin ekonomik maliyetini arttırmaktadır.

Ekonomik maliyeti uygun bir çözüm, aktif denetimli tek bir hidrolik pompa/motorun kullanılmasıyla mümkün olmaktadır. Tek bir pompa/motorun kullanılacağı bu sistemin temel yapısal gereksinimi kavramsal olarak Şekil 1'de gösterilmiştir. Dış bir hidrolik kaynak eyleyici hareketi ile oluşacak debi farkını, bağlantı elemanları üzerinden kapalı çevrim hidrostatik sisteme sağlamalıdır. Bu kavramsal devre ile geleneksel hidrostatik devre arasındaki tek fark dış hidrolik kaynak ile kapalı hidrostatik devre arasındaki akışın iki yönlü olmasıdır. Hidrolik eyleyicinin ileri yönlü hareketinde kapalı çevrim sistemde oluşacak debi eksikliği dış kaynak tarafından sağlanmalı, eyleyicinin geri hareketinde oluşacak debi fazlalığı ise dış kaynağa geri gönderilmelidir.

Literatürde bu konu ile ilgili çeşitli çözümler bulunmaktadır [6-8]. Bu çözümlerin ortak yönü dış kaynak olarak basınçlandırılmış bir akümülatör hattının kullanılmasıdır. Ancak, bu dış kaynağın hidrostatik sisteme bağlantı çözümleri farklılıklar göstermektedir. En çok bilinen çözüm Rahmfeld ve Ivantsynova tarafından önerilen pilot kumandalı çek valfleri kullanılmasıdır [9]. Hewet tarafından önerilen bir diğer çözümde ise aktif olarak sürülen 2/3 mekik valfi kullanılmıştır [10]. Wang, Book ve Huggins daha sonra bu çözümü 3/3 kapalı merkez içten pilotlu mekik valfi kullanarak geliştirmişlerdir.



Şekil 1. Tek Pompa Denetimli Hidrostatik Devre

Bu çalışma kapsamında sunulan hidrolik devrede Hewet'in tasarımı geliştirilmiş ancak Wang'dan [6] farklı olarak 3/3 açık merkezli içten pilot kumandalı mekik valfi kullanılmıştır [11].

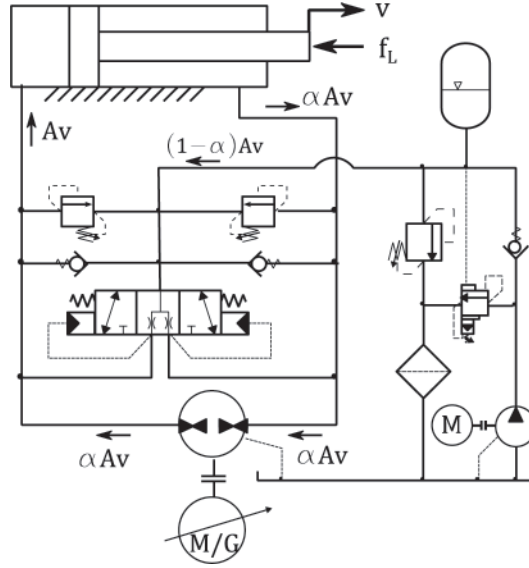
Literatürde önerilen bu sistemlerin ortak bir diğer yanı ise sistemin kararsızlık problemi. Hidrolik eyleyiciye etki eden yük belirli bir kuvvete geldiğinde hidrolik sistem pompa ve motor modları arasında anahtarlama yapmakta ve netice istenmeyen ve önlenemeyen basınç salınımları meydana gelmektedir [12, 13]. Bu basınç salınımlarını gidermek için pilot kumandalı çek valf kullanımlı devrelerde bir kestirici ile ileri besleme denetleyici kullanılması önerilmiştir. Ancak bu yöntem istek sinyalinde gecikmeye neden olmaktadır [12]. Mekik valfinin kullanıldığı devrelerde ise fiziksel bir çözüm sunulmuştur. Devreye ilave edilen 2 adet 2/2 yön valfi silindir oda basınçlarının belirli değerlerinde açılıp kapatılmakta böylelikle kararsızlık sorunu giderilmektedir [13]. Aynı çalışmada düşük bant genişlikli uygulamalar ile sınırlı sanal sönümlenme yöntemi sunulmuştur. Çalışma kapsamında önerilen sistemde ise kararsızlık durumundan kaçınmak için açık merkez mekik valfi kullanımı önerilmiştir. Böylelikle, kritik yük durumunda oluşacak debi farkı mekik valfinin merkez açıklığı üzerinden giderilmekte ve sistemde bir kararsızlık durumu oluşmamaktadır.

2. ELEKTRO HİDROSTATİK EYLEYİCİ (EHA)

Çalışmaya konu olan elektro hidrostatik sistemin hidrolik devresi Şekil 2'de gösterilmiştir. Hidrolik eyleyicinin iki kapısına (port) bağlı içten dişli bir hidrolik ünitenin devri denetlenerek eyleyici odalarına giden debi ayarlanmaktadır. İçten dişli hidrolik ünite simetrik bir yapıya sahip olup pompa ve motor olarak çalışabilmekte, aynı zamanda yönü değiştirilebilmektedir. Çalışmanın bundan sonraki aşamalarında içten dişli bu ünite pompa olarak isimlendirilecektir. Sistemde oluşan debi farkı bir şarj pompası ile sürekli olarak belirli basınçta tutulan akümülatör tarafından giderilmektedir. Eksik/fazlalık debi için pilot kumandalı mekik valfi üzerinden hidrostatik sisteme giriş/çıkış yapmaktadır. Mekik valfi pilot basınçları eyleyici oda basınçları tarafından belirlendiğinden, düşük basınçlı eyleyici odası her zaman akümülatör hattına bağlanmaktadır. Devrede görülen iki adet çek valfler ise ana unsur olmamak ile birlikte olası kavitasyon risklerini önlemek amacı ile konulmuştur.

Sistemin bütün iç ve dış sızıntıları ihmal edildiğinde ve durağan durum düşünüldüğünde; eyleyicinin v hızında hareketi için piston tarafı odasında A_v miktar, mil tarafı alanında ise αA_v miktar debi oluşmaktadır. Burada $\alpha \in (0, 1)$ hidrolik eyleyici pistonun alan oranıdır, $\alpha = A_B / A_A$. Kapalı çevrim sistemde

oluşan $(1-\alpha)Av$ miktar debi akümülatör tarafından karşılanmaktadır. Anlaşılacağı üzere, akümülatör hattı üzerindeki debinin yönü eyleyici hızı v tarafından belirlenmektedir ve $(1-\alpha)A$ mil kesit alını temsil etmektedir.

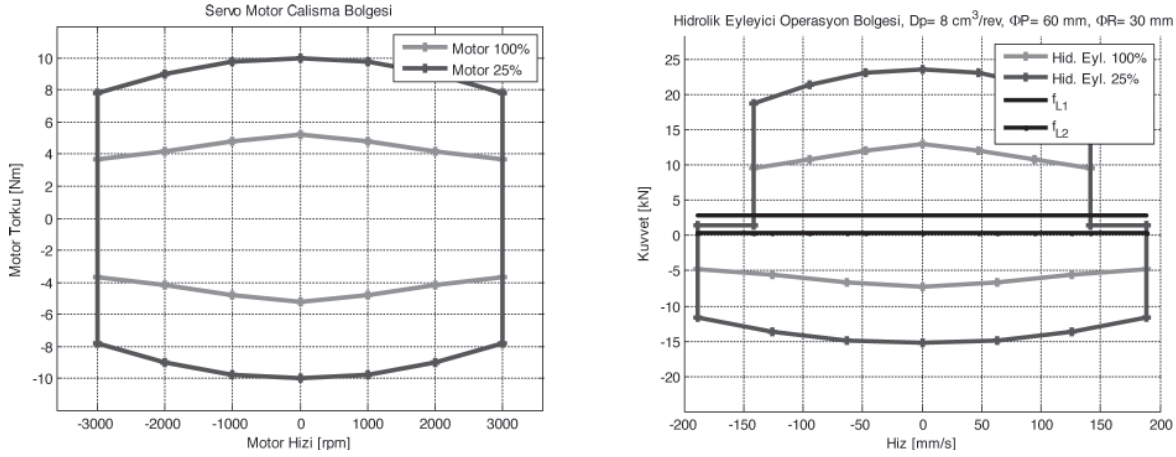


Şekil 2. Önerilen Hidrolik Devre Çözümü

Şekil 2' gösterilen hidrolik sistem mekik valfinin konumuna göre 3 farklı yapıda olabilir. Bu yapılar şu şekilde ifade edilebilir, (i) akümülatör hattının piston tarafında bağlı olma durumu, (ii) akümülatör hattının mil tarafına bağlı olma durumu, (iii) akümülatör hattının her iki silindir hattına veya tek bir eyleyici hattına kısmi bağlı olma durumu. Sistemin yapısını değiştiren mekik valfinin konumu eyleyici oda basınçları tarafından belirlenir. Bu nedenle, hidrolik sistem yapısı eyleyiciye etki eden dış kuvvet f_L tarafından belirlenmektedir. Eğer dış kuvvet mekik valfinin tam açacak şekilde belirli bir kritik yükün altında ise $f_L < f_{L1}$ eyleyici piston tarafı odası, üstünde ise $f_L > f_{L2}$ rod tarafı odası, akümülatör hattına bağlanacaktır. Eğer dış kuvvet bu iki kuvvetin arasında ise $f_L \in (f_{L1}, f_{L2})$ mekik valfi tam açık konumda değildir; her iki eyleyici odası veya tek bir eyleyici odası kısmi olarak akümülatör hattına bağlıdır. Pompa devrinin sabit olduğu düşünülürse, hidrolik sistem yapısındaki bu değişiklik ileri ve geri yönlü hareketler için farklı hızlar yaratmaktadır. Bu durum Şekil 3'de gösterilmiştir.

Şekil 3'ün sol tarafından pompa devrini ayarlayan örnek bir servo motorun $\omega-T$ düzleminde tanımlı çalışma bölgesi gösterilmektedir. Şekil 3'ün sağ tarafından ise hidrolik eyleyicinin çalışma bölgesi gösterilmiştir. Hidrolik eyleyicinin çalışma bölgesi servo motor tarafından belirlenir ve basitçe denklem (1)'de ifade edilen pompa ve eyleyici bütününün transformatör sabiti D_p/A , kullanılarak bulunabilir. Bu sabit kullanılarak yapılan dönüşüm sonrasında, akümülatör basıncının yaratacağı statik kuvvet $v-f_L$ bölgesine eklenmelidir. Pompanın çalışma bölgesinde çizili f_{L1} ve f_{L2} doğruları ise hidrolik sistem yapılarının değiştiği bölgeleri göstermektedir. Bu alanlara denk gelen hidrolik sistem yapıları Şekil 4'de gösterilmiştir.

$$v = \omega \frac{D_p}{A} \quad f_L = T \frac{A}{D_p} \quad (1)$$



Şekil 3. Servo Motor ve Hidrolik Eyleyici Çalışma Bölgeleri

3. MATEMATİKSEL MODEL

Sistemin basitleştirilmiş doğrusal modelini elde etmek için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Pompa ve motor dinamiği ihmal edilerek sistemin ideal bir hız kaynağı tarafından sürüldüğü varsayılmıştır.
- Akümülatör kayıpları ihmal edilerek saf akışkan kapasitansı olarak düşünülmüştür.
- Mekik valfinin tam açık olması durumunda akışkan direnç değeri ihmal edilmiştir.
- Pompa sızıntılarının laminar akış olduğu ve basınç farkı ile doğru orantılı olduğu kabul edilmiştir.
- Hidrolik silindirde sadece vizkoz tip sürtünme olduğu kabul edilmiştir.
- Hidrolik eyleyici odaları sabit saf akışkan kapasitansı olarak düşünülmüş, akışkanın bulk modülü ve oda hacimleri sabit kabul edilmiştir.
- Hidrolik eyleyici odaları arasında sızıntının olmadığı kabul edilmiştir.

Bütün bu kabuller ile elektro hidrostatik sistemin dinamiği bir hareket denklemi ve her iki eyleyici odası için yazılan iki akış süreklilik denklemi ile tanımlanabilir. Şekil 4'de verilen pozitif yön tanımlarına göre hareket denklemi aşağıdaki şekilde yazılır.

$$m\dot{v} + bv + f_L = A(p_A - \alpha p_B) \quad (2)$$

Burada m hidrolik eyleyicinin piston ve mil kütleleri toplamını, b vizkoz sürtünme kuvveti katsayısını, A hidrolik eyleyici piston alanını, α önceden tanımlandığı gibi eyleyici pistonu alan oranını, v eyleyici hızını ve f_L ise eyleyiciye etki eden dış kuvveti temsil etmektedir.

Hidrolik eyleyicinin piston ve mil tarafı odaları için akış süreklilik denklemleri aşağıdaki şekilde yazılır.

$$D_p\omega - Av - H_e p_A - H_i(p_A - p_B) = C_A(x_s)\dot{p}_A \quad (3)$$

$$-D_p \omega + \alpha A v - H_e p_B + H_i (p_A - p_B) = C_B (x_s) \dot{p}_B \quad (4)$$

Burada D_p pompa deplasmanını, H_e ve H_i parametreleri hidrolik pompanın dış ve için sızıntı katsayılarını ve ω pompa devrini belirtmektedir. Eyleyici odalarının akışkan kapasitans değerleri C_A ve C_B ise mekik valfinin konumuna göre aşağıdaki şekilde belirlenmektedir.

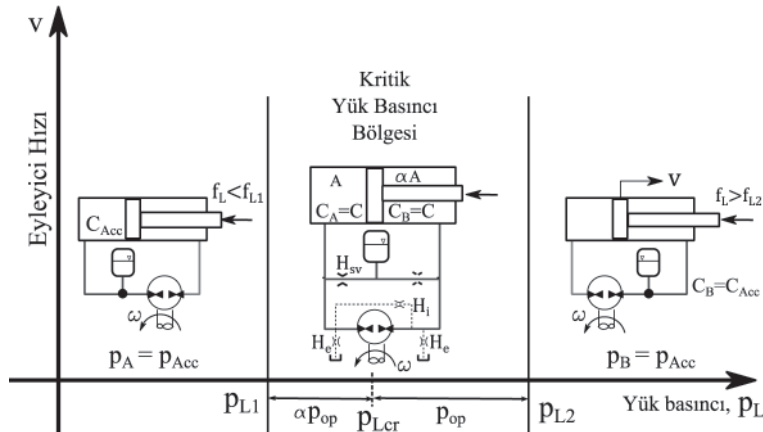
$$C_A = \begin{cases} C_{Acc} & x_s = x_{smax} \\ C & x_s = 0 \\ C & x_s = -x_{smax} \end{cases} \quad C_B = \begin{cases} C & x_s = x_{smax} \\ C & x_s = 0 \\ C_{Acc} & x_s = -x_{smax} \end{cases} \quad (5)$$

Burada, x_{smax} mekik valfinin maksimum konumunu, C_{Acc} hidrolik akümülatörün kapasitansını, C ise eyleyicinin orta konumu için hesaplanmış ortalama eyleyici oda kapasitansını belirtmektedir.

Mekik valfinin tamamen açık olduğu durum düşünülürse, düşük valf direnci ve yüksek akümülatör kapasitansı nedeniyle, akümülatör hattına bağlı olan eyleyici odasının basınç yanıtı yavaş olacaktır. Bir başka ifade ile sistemin basınç yanıtı akümülatör hattına kapalı olan eyleyici odası tarafından belirlenecektir. Bu nedenle, hidrolik sistemin valf konumuna göre değişen yapısı düşünülerek yük basıncı olarak isimlendirilen ortak bir durum değişkeni aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$p_L = p_A - \alpha p_B \quad (6)$$

Yük basıncı durum değişkeni kullanılarak, sistem dinamiğini tanımlayan ve her hidrolik devre yapısı için ortak değişkenlere sahip bir türevsel denklem yazılabilir. Sistemi tanımlayan karakteristik denklemin mertebesi ikiye düşeceğinden sistem analizi basitleştirilir ve davranışı p_L - v düzleminde incelenebilir.



Şekil 4. Hidrolik Sistem Yapıları

Şekil 4'de elektro hidrostatik sistemin yapısı p_L - v düzleminde üç bölgede gösterilmiştir. Şeklin sağında ve solunda gösterilen durumlarda $p_L < p_{L1}$ ve $p_L > p_{L2}$, mekik valfi tam açık konumdadır, sırasıyla piston ve mil tarafı eyleyici odası akümülatör hattına bağlıdır. Şekil 4'de gösterilen orta bölge, $p_{L1} < p_L < p_{L2}$, valfin tam açık olmadığı bir başka ifade ile merkez konumda veya kısmi açık olduğu durumlardır. Valfin tam açık olmadığı bölge kritik yük basıncı bölgesi olarak isimlendirilecektir.

Kritik yük basıncı bölgesinin yeri akümülatör basıncı $p_{AC}C$, tarafından belirlenmektedir. Şekil 4'de her iki oda basıncının biri birine ve akümülatör basıncına eşit olduğu $p_A = p_B = p_{AC}C$ dikey çizgi kritik yük basıncı p_{LC} r, olarak isimlendirilir ve kritik bölgenin yerini belirler.

$$p_{LCr} = (1 - \alpha)p_{Acc} \quad (7)$$

Kritik yük basıncı bölgesinin büyüklüğü ise valfin açılma basıncı p_{op} tarafından belirlenmektedir. Valfin açılma basıncı p_{op} , valf makarasını merkez konumda tutan yayın ön sıkıştırma kuvvetini yenmek için gerekli olan minimum basınç farkına $p_A - p_B$ denk gelmektedir. Eyleyici mil tarafı odasının akümülatör hattına bağlı olması için gerekli minimum basınç ilişkisi $p_A = p_B + p_{op}$ 'dir. Bu durumda mil tarafı odası ile akümülatör basıncı aynı olacağından, kritik yük basıncı bölgesinin üst sınırı, p_{L2} , aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$p_{L2} = p_A - \alpha p_B \approx (p_{Acc} + p_{op}) - \alpha p_{Acc} = p_{LCr} + p_{op} \quad (8)$$

Eyleyici piston tarafı odasının akümülatör hattına bağlı olması için gerekli minimum basınç ilişkisi ise $p_B = p_A + p_{op}$ 'dir. Bu durumda piston tarafı odası ile akümülatör basıncı aynı olacağından, kritik yük basıncı bölgesinin alt sınırı, p_{L1} , aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$p_{L1} = p_A - \alpha p_B \approx p_{Acc} - \alpha(p_{Acc} + p_{op}) = p_{LCr} - \alpha p_{op} \quad (9)$$

Elektro hidrostatik sistemin her üç yapısı için akış süreklilik denklemleri (3) ve (4), yük basıncı değişkeni p_L cinsinden tekrar yazılarak genel bir sistem modeli elde edilebilir.

Eyleyici mil tarafı odasının akümülatör hattına bağlı olma durumunda hidrolik sistemin basınç dinamiği piston tarafı odasınca belirlenmektedir. Bu nedenle p_L ve p_A değişkenleri, $\delta p_L = \delta p_A$ şeklinde ilişkilendirilebilir. Bu ilişki kullanılarak piston tarafı akış süreklilik denklemi (3) durum değişkenlerindeki değişimler cinsinden aşağıdaki şekilde yeniden yazılmıştır.

$$p_{L1} = p_A - \alpha p_B \approx p_{Acc} - \alpha(p_{Acc} + p_{op}) = p_{LCr} - \alpha p_{op} \quad (10)$$

Eyleyici piston tarafı odasının akümülatör hattına bağlı olma durumunda ise hidrolik sistemin basınç dinamiği mil tarafı odasınca belirlenmektedir. Bu nedenle p_L ve p_B değişkenleri, $\delta p_L = \alpha \delta p_B$ şeklinde ilişkilendirilebilir. Bu ilişki kullanılarak mil tarafı akış süreklilik denklemi (4) durum değişkenlerindeki değişimler cinsinden aşağıdaki şekilde yeniden yazılmıştır.

$$\alpha D_p \delta \omega - \alpha^2 A \delta v = C \delta p_L + (H_e + H_i) \delta p_L \quad (11)$$

Mekik valfi orta konumda olduğunda direnci ihmal edilemez, dolayısıyla hidrolik sistemin basınç dinamiği her iki eyleyici odası tarafında belirlenmektedir. Valfin bu konumunda her iki eyleyici odası, akümülatör hattına kısmen bağlı olduğundan, akış süreklilik denklemleri (3) ve (4)'e valf debisi eklenmelidir. Orta konumda bulunan mekik valfi sabit direnç olarak düşünülürse, valfin piston ve mil tarafı kapıları için sırasıyla $H_{sv}(p_A - p_{ACC})$ ve $H_{sv}(p_B - p_{ACC})$ debileri tanımlanabilir. Orta konum için yazılan valf debileri, akış süreklilik denklemleri (3) ve (4) eklendikten sonra, mil tarafı süreklilik denklemi (4) alan oranı α , ile çarpılıp piston tarafı süreklilik denkleminde (3) çıkarılırsa ve sonrasında pompanın iç sızıntısı H_i ihmal edilirse yeni akış süreklilik denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$(1 + \alpha)D_p\delta\omega - (1 + \alpha^2)A\delta v = (C_s + H_e + H_{SV})\delta p_L \quad (12)$$

Pompanın iç sızıntısının ihmal edilmesi makul bir kabuldür. Bunun nedeni, valfin orta konumda olması durumunun ancak eyleyici oda basınçları arasındaki farkın küçük olması ile gerçekleşmesidir (≈ 5 bar). Pompa giriş ve çıkış kapıları arasındaki düşük basınç farkı ise ihmal edilebilir düşük bir iç sızıntı yaratacaktır, (< 0.05 lpm).

Hareket denklemi (2) durum değişkenlerinin değişimi cinsinden yeniden yazıldıktan sonra ve akış süreklilik denklemleri (10)-(12) kullanılarak valf konumuna göre belirlenen her üç hidrolik sistem yapısı için aşağıda verilen durum uzayı gösterimi yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} \delta \dot{v} \\ \delta \dot{p}_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{b}{m} & \frac{A}{m} \\ -K_v \frac{A}{C} & -\frac{H}{C} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta v \\ \delta p_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{m} & 0 \\ 0 & \frac{K_\omega D_p}{C} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta f_L \\ \delta \omega \end{bmatrix} \quad (13)$$

Burada K_ω ve K_v kazançları aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$K_v = \begin{cases} 1 & \delta p_L < -\alpha p_{op} \\ 1 + \alpha^2 & -\alpha p_{op} < \delta p_L < p_{op} \\ \alpha^2 & p_{op} < \delta p_L \end{cases} \quad (14)$$

$$K_\omega = \begin{cases} 1 & \delta p_L < -\alpha p_{op} \\ 1 + \alpha & -\alpha p_{op} < \delta p_L < p_{op} \\ \alpha & p_{op} < \delta p_L \end{cases}$$

Ayrıca sızıntı katsayısı H aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$H = \begin{cases} H_e + H_i & \delta p_L \notin (-\alpha p_{op}, p_{op}) \\ H_e + H_{SV} & \delta p_L \in (-\alpha p_{op}, p_{op}) \end{cases} \quad (15)$$

4. KARARLIK ANALİZİ

Denklem (13)'de tanımlanan 2 x 2 sistem matrisinin bütün parametreleri pozitifdir. Dolayısıyla, durum matrisinin determinanı pozitif bir büyüklüktür, $\det(A) > bH + K_v A^2$ ve diyagonal elemanlarının toplamı sıfırdan küçüktür, $\text{tr}(A) = -(b+H) < 0$. Bu nedenlerle, elektro hidrostatik sistemin olası her üç yapısı asimptotik kararlı bir denge noktasına sahiptir.

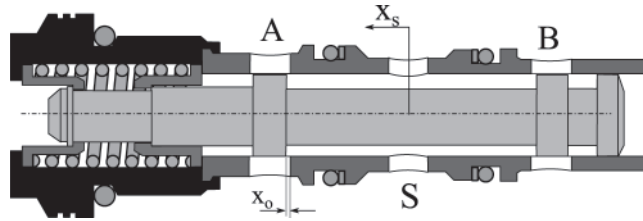
Ancak burada valfin tam açık olmadığı durumlarda, $p_L \in (p_{L1}, p_{L2})$, oluşacak sistem yapısına dikkat edilmelidir. Matematiksel model oluşturulurken, bu ara durumda, valfin merkez konumunda olacağı kabul edilmişti. Bu kabul belirli bir eyleyici hızına kadar geçerlidir. Eğer eyleyici, valfin merkez konumu için yaratılabilecek maksimum debi miktarından daha fazla fark debisi yaratırsa, valf bu farkı karşılayabilmek için kısmi olarak açılacaktır. Eyleyicinin ileri yönde hareket etmesi durumunda valfin kısmi açılması bir sorun yaratmamaktadır. Ancak geri yönlü bir harekette, valfin kısmi açılmasını gerektiren bir denge noktası kararsızdır. Bu durumda, valfin konum değiştirmesiyle, hidrolik sistem

yapıları arasında anahtarlamalar oluşmakta, istenmeyen ve önlenemeyen basınç dalgalanmaları oluşmaktadır. Sistemin kararsız yapısının matematikse gösterimi ve deneysel doğrulanması bir başka çalışmada gösterilmiştir [15].

Sistemin karalı bir yapıda olması için kritik yük bölgesinde valfin merkez konumda olması gerekmektedir. Bu nedenle valfin merkez açıklığı eyleyicinin maksimum hızına göre belirlenmelidir. Mekik valfinin genel yapısı Şekil 5’de gösterilmektedir. Mekik valfinin orta konumunda tek bir orifisi üzerinde geçen debi miktarı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$q_V = C_d w x_o \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p \text{ sign}(\Delta p)} \quad (16)$$

Burada C_d boşaltma katsayısını, w orifis çevresini, x_o valf merkez açıklığını ve Δp ise valfin ilgili iki kapısı arasındaki basınç farkını temsil etmektedir.



Şekil 5. Mekik Valfinin Genel Yapısı

Mekik valfinin merkez konumundayken oluşabilecek maksimum debi miktarının bulunması için hidrolük eyleyicinin oda basınçlarının bilinmesi gerekmektedir. Kritik yük basıncında $p_L = p_{Lcr} = p_A - \alpha p_B = (1 - \alpha) p_{Acc}$, mekik valfinin merkez konumda olması için gerekli eyleyici basınç farkı ilişkisi $p_B - p_A = p_{cr}$, kullanılarak hidrolük eyleyici oda basınçları aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$p_A = p_{Acc} + \frac{\alpha p_{cr}}{1 - \alpha} \quad (17)$$

$$p_B = p_{Acc} + \frac{p_{cr}}{1 - \alpha}$$

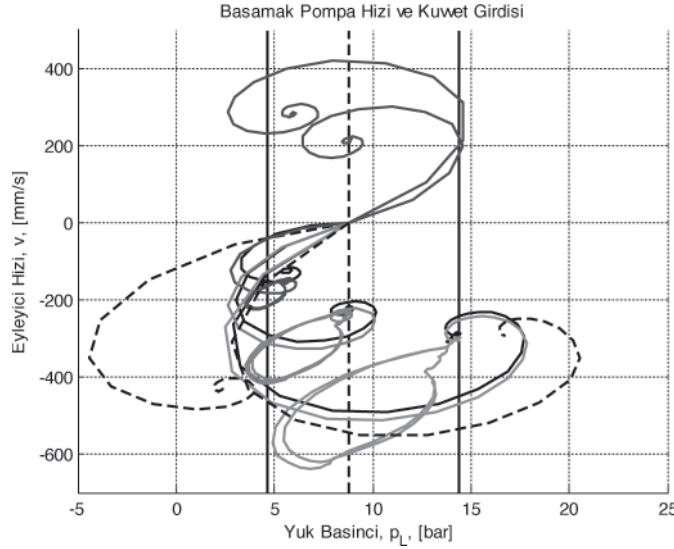
Denklem (17) ile belirtilen oda basınçları, valf akış denkleminde (16) yerine konursa, kritik durumda yaratılacak maksimum debi miktarı bulunabilir. Eyleyicinin geri yönlü maksimum hızı v_{max} için yaratılan fark debisinin tümünün $(1 - \alpha) A v_{max}$ mekik valfi üzerinden karşılanacağı düşünülerek, kararlılık için belirlenen minimum valf merkez açıklığı belirlenebilir. Pozitif tanımlı valf debileri q_{SA} ve q_{SB} kullanılarak fark debisinin süreklilik denklemi şu şekilde yazılır.

$$q_{AS} = C_d w x_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_A - p_{Acc})} = C_d w x_o \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{\alpha p_{cr}}{1 - \alpha}} \quad (18)$$

$$q_{BS} = C_d w x_o \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_B - p_{Acc})}$$

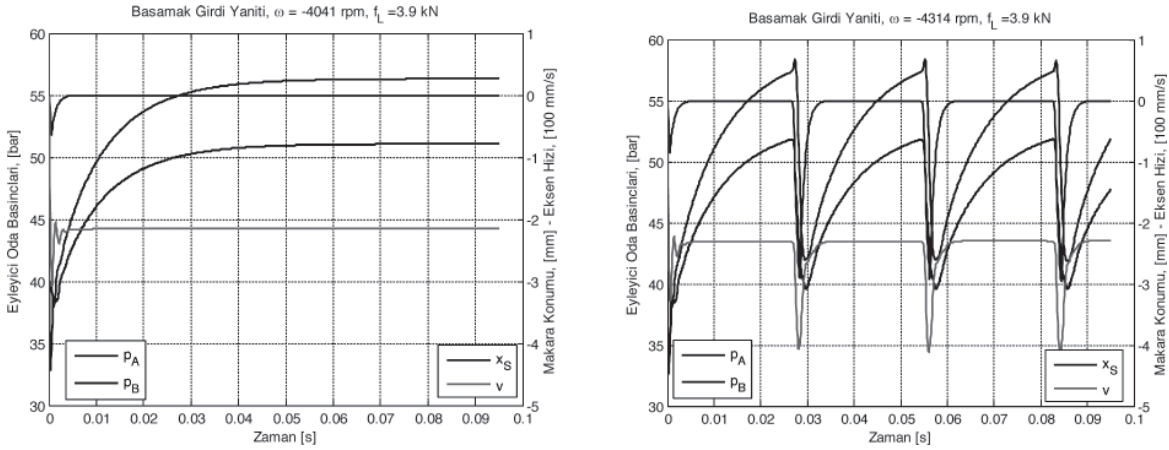
$$(1 - \alpha) A v_{max} = q_{AS} + q_{BS}$$

Hidrolik akümülatör basıncı 35 bardır, bu nedenle kritik yük basıncı 9 bar olmaktadır. Mekik valfinin açılma basıncı 5 bardır ve kritik yük basıncı bölgesi ise 5-14 bar arasındadır. Kritik yük bölgesinin yeri ve sınırları sırasıyla kesikli siyah ve düz siyah dikey doğrular ile Şekil 7 üzerinde gösterilmiştir. Sistemin basamak yük kuvveti ve pompa hızı girdilerine karşı oluşan eyleyici hızı ve yük basıncı durum yörüngeleri Şekil 7’de gösterilmiştir. Şekilde kesikli siyah yörüngeler kritik yük bölgesinin dışındaki denge noktalarının göstermektedir. Görüldüğü gibi bu denge noktaları kararlıdır. Kritik bölge içerisinde eyleyicinin geri gelme durumunda ($v < 0$), belirli hız sınırlarına kadar denge noktaları kararlıdır, siyah düz yörüngeler, ancak eksen hızı bu sınırları aştığında denge noktalarının kararsız olduğu görülmektedir, renkli düz yörüngeler. Eyleyicinin ileri gitme durumunda ise, kritik bölgede bir kararsızlık sorunu görünmemektedir, mavi düz yörüngeler.



Şekil 7. EHA Kararlı Bölge Gösterimi

Sistem davranışının daha iyi anlaşılması için, kritik yük basıncında bulunan kararlı ve kararsız, siyah ve kırmızı düz yörüngelerin, eyleyici oda basınçları, valf makarası konumu, eksen hızı yanıtları, sırasıyla Şekil 8 a-b’de verilmiştir. Kararlı olan denge noktasının hızı $v = -215$ mm/s’dir, bu hızda kapalı hidrolik sistemde oluşan fark debisi, valf merkez konumda iken $x_s = 0$ mm, akümülatör hattına gitmektedir. Eyleyici üzerine etki eden dış kuvvet sabit tutulurken $f_L = 3.9$ kN, pompa devri $\omega = -4040$ rpm’den $\omega = -4314$ rpm’ye çıkarıldığında oluşacak olan debi farkının valf üzerinden tahliye edilememektedir. Şekil 8-b’de tahliye edilemeyen debi farkının iki oda basıncını yükselttiği görülmektedir. Oda basınçları arasındaki fark valfin açılma basıncının aştığında ise valf kısmi olarak açılmakta, debi farkı tahliye etmekte ve sonrasında eyleyici oda basınçları düşüncü tekrar kapanmaktadır. Bu durum eyleyici hız yanıtında salınımlara neden olmaktadır, $v = -230$ mm/s hızında gitmekte olan eyleyici, anlık olarak $v = -400$ mm/s hızlara ulaşmaktadır.



Şekil 8. EHA Basınç, Hız ve Valf Konumu Basamak Yanıtları

Tablo 1. EHA Elamanları ve Parametreleri

Eyleyici piston ve mil çapları	Ø60, Ø30 mm
Pompa deplasmanı	8 cm ³ /dev
Mekik valfi, açma basıncı, maksimum ve merkez orifisi açıklığı	5 bar, 4 mm, 0.2 mm
Hidrolik akümülatör ilk durum basıncı ve gaz hacmi	35 bar, 5 litre

5. DENETİM SİSTEMİ

Çalışma kapsamında denklem (13)'de ifade edilen basitleştirilmiş hidrolik sistem modeli, denetimci tasarımında kullanılabilir. Sistem modeli elde edilirken yapılan en önemli kabul servo motor ve pompa dinamiğinin ihmal edilmesiydi. Servo motorun ideal hız kaynağı gibi düşünülmesi, sistem dinamiğinin daha iyi anlaşılması için gerekli bir kabuldür. Bunun yanında, birçok uygulamada servo motorun tork ve hız yanıtları tahrik edilecek sistemin dinamik yanıtından çok daha hızlı olduğundan kabul edilebilir bir varsayımdır. Ancak, sistemin takip başarısını arttırılmak isteniyorsa, servo motor ve pompa dinamiğinin denetleyici tasarımında düşünülmesi gerekmektedir. Çalışmanın bu kısmında bütün bir denetleticiyi sistemi tasarımından ziyade, pratik uygulamalarda ideal hız kaynağı kabulünü doğrulayacak bir ileri besleme denetimci yapısı önerilecek ve tasarlanacaktır.

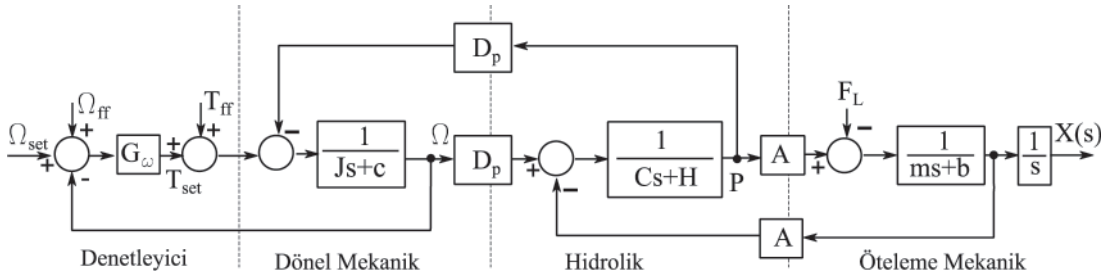
Elektro hidrostatik eyleyici sistemine verilen bir referans isteğine karşı oluşan motor tork yanıtı, hidrolik mil kütlesinden ziyade motor ve pompa rotorlarının eylemsizlik momentleri tarafından belirlenmektedir. Pompa ve eyleyici bütününün transformator sabiti D_p/A kullanılarak, eyleyici mil kütlesinin eşdeğer eylemsizlik momenti değeri J_{eq} , aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$J_{eq} = m \cdot \left(\frac{D_p}{A} \right)^2 \quad (20)$$

Denklem (20)'yi, sayısal olarak ifade etmek gerekirse, $8 \text{ cm}^3/\text{rev}$ pompa deplasmanı ve $\Phi 60 \text{ mm}$ piston çaplı bir eyleyicinin transformatör sabiti $D_p/A = 0.45$ dir, bu durumda 5 kg ağırlığında milin eşdeğer eylemsizlik momenti $J_{\text{eq}} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$ 'dir. Oysa, tek başına pompanın eylemsizlik momenti $J_p = 8 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$ 'dir. Servo motor ise, rotorda bulunan mıknatıslar nedeni ile daha büyük bir eylemsizlik momentine sahiptir, $J_m = 27 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$.

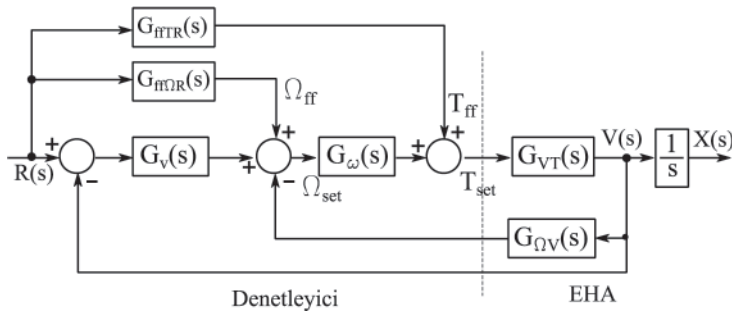
Abkant press gibi, büyük eyleyici çaplarının ve kütlelerinin olduğu uygulamalarda, servo motor ideal hız kaynağı gibi düşünülerek denetleyici tasarlanabilir. Ancak, küçük transformatör sabitine D_p/A , sahip uygulamalarda veya düşük kütleli yüklerde, özellikle yüksek takip başarımı isteniyorsa, denetleyici tasarımında motor ve pompa dinamiği düşünülmelidir.

Elektro hidrostatik eyleyici sistemin genel blok diyagram gösterimi Şekil 9'da verilmiştir. Şeklin sol tarafında, denetleyici olarak gösterilen bölge servo motor sürücüsünü/denetleyicisini belirtmektedir. Servo motor denetleyicileri genellikle kaskat hız ve akım çevrimlerinden oluşmaktadır. Akım çevrimi çok yüksek bant genişliğine ($\approx 1000 \text{ Hz}$) sahip olduğundan dinamiği ihmal edilebilir. Bu durumda motor hız denetleyicinin çıktısı olan tork isteği T_{set} , EHA sisteminin girdisi olarak kabul edilir. Servo motor ve pompa dinamiği dönel mekanik sistem bölgesinde temsil edilmiştir. Burada J parametresi motor, pompa rotorları ve bağlantı elemanın toplam eylemsizlik momentini, c parametresi ise pompa ve motorun toplam viskoz sürtünme katsayısını temsil etmektedir. Dönel mekanik sistemin çıktısı olan pompa devrinden sonraki sistem modeli, önceki bölümde verilen hidrolik sistem modelinin aynıdır.



Şekil 9. EHA Blok Diyagram Gösterimi

EHA için tasarlanacak denetim sisteminin takip performansını arttırmak için geleneksel hız ileri beslemesi yerine Şekil 10'da gösterildiği gibi hız ve tork ileri beslemesi önerilmektedir. Servo motor sürücülerinin/denetleyicilerinin birçoğunda hız ve tork ileri besleme girişleri mevcuttur.



Şekil 10. İstek Hız ve Tork İleri Besleme Yapısı

Şekil 10'da verilen blok diyagram kullanılarak, istek hız $R(s)$ ile eyleyici hızı $V(s)$ arasında aşağıdaki ilişki yazılabilir.

$$R(G_v G_\omega G_{VT} + G_{ff\Omega R} G_\omega G_{VT} + G_{ffTR} G_{VT}) = V(G_v G_\omega G_{VT} + G_{\Omega V} G_\omega G_{VT} + 1) \quad (21)$$

İstek hızın, eyleyici hızı ile aynı olması için, $R(s) = V(s)$, istek hız ileri besleme denetleyicileri, $G_{ff\Omega R}$ ve G_{ffTR} aşağıdaki gibi olmalıdır.

$$G_{ff\Omega R} = G_{\Omega V} \quad (22)$$

$$G_{ffTR} = \frac{1}{G_{VT}}$$

Şekil 10'da gösterilen aktarım fonksiyonları G_{VT} ve $G_{\Omega V}$ aşağıdaki gibidir.

$$G_{VT}(s) = \frac{AD_p}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (23)$$

$$G_{\Omega V}(s) = \frac{cms^2 + (bc + mH)s + bH + A^2}{AD_p}$$

Burada,

$$\begin{aligned} a_3 &= J C m \\ a_2 &= J(bC + mH) + c C m \\ a_1 &= J(Hb + A^2) + c(bC + mH) + m D_p^2 \\ a_0 &= c(Hb + A^2) + b D_p^2 \end{aligned} \quad (24)$$

Denklem (24)'de verilen katsayıların içindeki sürtünme katsayıları, b , c , sızıntı katsayısı H ve eyleyici oda kapasitesi C , ihmal edilerek, denklemler (23) ve (24)'de kullanılırsa, istek hız ileri besleme denetleyicileri aşağıdaki gibi bulunur.

$$\begin{aligned} \Omega_{ff} &= \frac{A}{D_p} R(s) \\ T_{ff} &= \left(m \frac{D_p}{A} + J \frac{A}{D_p} \right) s R(s) \end{aligned} \quad (25)$$

Görüldüğü gibi, istek hız-motor devri ileri beslemesi transformatör sabitinin tersine eşittir, istek hız-motor torku ileri beslemesi ise, eyleyici kütlesi, pompa ve motor eylemsizlik momenti ve transformatör sabiti tarafından belirlenir.

Şekil 11. Bozucu Kuvvet Blok Diyagram Gösterimi

EHA sistemine bozucu kuvvet F_L 'in etkisini incelemek için blok diyagram gösterimi Şekil 11'de gösterildiği gibi ifade edilmiştir. Şekil 11'de, bozucu kuvvetin sisteme etkisi iki ayrı aktarım fonksiyonu G_{TF} ve G_{VF} ile gösterilmiştir ve bunlar, sırasıyla motor torkuna ve eksen hızına etki etmektedirler. Kaskat denetim sisteminin en içinde bulunan motor hızı çevrimi, bozucu kuvvetin motor torkunu olan etkisini, $F_L(s)G_{TF}(s)$, giderebilir. Ancak, bozucu kuvvetin eksen hızı üzerinde yaptığı etkiyi, $F_L(s)G_{VF}(s)$, gideremez. Bu nedenle bozucu etki ileri besleme denetleyici tasarımında sadece $G_{VF}(s)$ 'nin etkisinin

giderileceği motor hız ileri beslemesi $G_{ff\Omega F}(s)$ tasarlanması yeterlidir.

Şekil 11'de gösterilen aktarım fonksiyonları aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$G_{VF}(s) = \frac{Cs+H}{Cms^2+(bC+mH)s+bH+A^2}$$

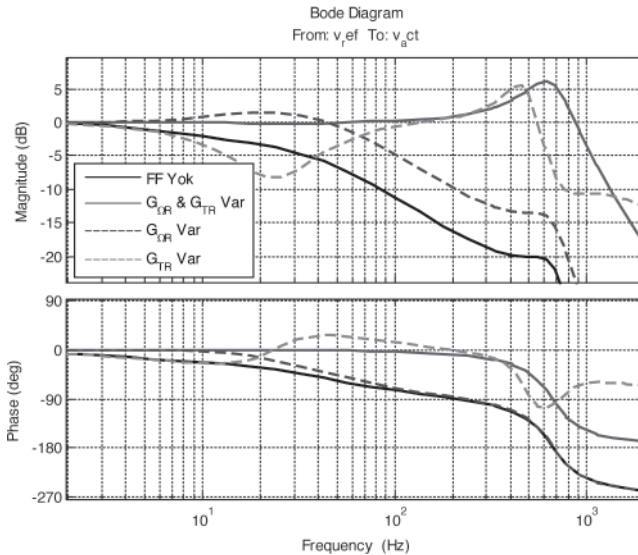
$$G_{TF}(s) = G_{V\Omega}(s) = \frac{AD_p}{Cms^2+(bC+mH)s+bH+A^2} \quad (26)$$

$$G_{\Omega T} = \frac{Cms^2+(bC+mH)s+bH+A^2}{a_3s^3+a_2s^2+a_1s+a_0}$$

Motor hız çevriminin bant genişliğinin, istek hız ileri beslemeleri ile, $G_{ff\Omega F}$ ve G_{ffTR} , yeteri derecede arttığı, dolayısıyla $\Omega_{set} = \Omega_{mat}$ olduğu kabul edilirse, bozucu etki F_L 'yi giderici ileri besleme denetleyici aşağıdaki gibi tasarlanır.

$$G_{ff\Omega F} = -\frac{G_{VF}}{G_{V\Omega}} = \frac{Cs+H}{AD_p} \quad (27)$$

Statik durum düşünülüğünde, denklem (27)'de gösterilen ileri besleme denetleyici, bozucu kuvvetin yarattığı eyleyici basıncı ($p = F_L / A$), nedeni ile oluşan sızıntı debisinin ($q_{leak} = pH$), giderilmesi için gerekli pompa devrini belirtmektedir ($\Omega_{ff} = q_{leak} / D_p$). Dinamik durum düşünülüğünde ise, ileri besleme denetleyicinin üreteceği motor devri, eyleyici oda kapasitesinde sıkışacak yağ miktarına denk gelmektedir. Pompa sızıntı kayıpları ve yağın sıkışması büyük debilere karşılık gelmemektedir. Bunun dışında, ileri besleme denetleyici $G_{ff\Omega F}$ 'in, eyleyici oda kapasitesi C ve sızıntı katsayısı H , parametreleri, ölçülebilir olmamasının yanında işlem süresince sürekli değişkendir. Kaskat denetimci yapısının en içinde bulunan servo motor hız çevrimi, bozucu kuvvet F_L 'in etkisini önemli ölçüde giderir. Bu nedenle geri kalan, bozucu kuvvetin, pompa sızıntısı ve yağ sıkışması nedenleriyle eyleyici hızına olan etkisi geri besleme denetleyici tasarımı ile giderilebilir.



Şekil 12 Kapalı Çevrim Sistemin Frekans Yanıtına İleri Besleme İstek Hız Denetleyicisinin Etkisi

İleri besleme denetleyicinin kapalı çevrim eyleyici hızı denetim sistemine etkisi Şekil 12’de gösterilmiştir. Geri besleme eyleyici hız denetleyicisi, G_v , olarak PI denetleyici kullanılmıştır. Hiçbir ileri besleme denetleyici kullanılmadığında kapalı çevrim sistemin bant genişliği 20 Hz’dir, mavi düz çizgi. İstek hız ileri besleme denetleyicileri G_{ffTR} ve $G_{ff\Omega R}$ ’nin etkileri kesikli çizgiler ile gösterilmiştir. Tek başına $G_{ff\Omega R}$ uygulandığında, kırmızı kesik çizgi, kesim frekansı etrafında aşım olmakta, tek başına G_{ffTR} uygulandığında, turkuaz kesik çizgi, ise bu frekans etrafında düşüm olmaktadır. İleri besleme istek hız denetleyicileri beraber uygulandığında ise, sistemin takip başarımı önemli ölçüde artmaktadır, yeşil düz çizgi. Sistem 50 Hz’lik frekansa kadar istek hızı birebir takip edebilmektedir.

SONUÇ

Bu çalışma kapsamında elektro hidrostatik asimetric bir eyleyici devresinin matematiksel modeli elde edilmiştir. Literatürde kapalı merkez valf kullanımı ile görülmekte olan bu devrenin kararlılık sorunlarını çözmek için açık merkez valf kullanımı önerilmiştir. Modelleme yapılırken mekik valfi parametreleri dikkate alınmış ve üç ayrı sistem yapısı için ortak bir model çıkartılmıştır. Sistemin basitleştirilmesi ve yük kuvveti ile doğrudan ilişki kurulabilmesi için iki ayrı eyleyici oda basıncı yerine tek bir yük basıncı durumu tanımlanmış ve sistemin durum uzayında gösterimi yapılmıştır. Önerilen sistemin, valfin tam açık ve orta konumlarda olduğu durumlarda kararlı bir denge noktasına sahip olduğu gösterilmiştir. Valfin tam açık konumda olmaması durumu kritik yük basıncı bölgesi ile tanımlanmıştır. Bu bölgede valfin orta konumda olması şartı; eyleyici tarafından yaratılan fark debisinin valfin orta konumu için elde edilecek debiden küçük olmasıdır. Bu koşul kullanılarak eyleyicinin maksimum hızında oluşacak debi farkını karşılayacak minimum gerekli valf açıklığı bulunmuştur. Sonrasında sistemin doğrusal olmayan MATLAB® SimHydraulics® benzetimi verilmiş ve teorik çıkarımlar numerik model kullanılarak doğrulanmıştır. Çalışmanın son kısmında servo motorun ideal hız kaynağı varsayımı tartışılmış. Bu varsayımın hangi uygulamalar için kabul edilebilir olduğu belirtilmiştir. EHA sisteminin kapalı çevrim takip başarımını arttırmak için tork ve hız ileri besleme denetleyicileri önerilmiş ve gerekli katsayıları ölçülebilen sistem parametreleri cinsinden bulunmuştur.

TEŞEKKÜR

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

KAYNAKLAR

- [1] Helduser, S., 1999, “Electric–hydrostatic Drive-an Innovative Energy Saving Power and Motion Control System” IMechE Proc. Instn. Mech. Engrs., 213(5), pp. 427-437, DOI: 10.1243/0959651991540250.
- [2] Navarro, R., 1997, “Performance of an Electro-Hydrostatic Actuator on the F-18 Systems Research Aircraft,” NASA/TM-97-206224, Dryden Flight Research Center, Edward, CA, USA.
- [3] Watton, J., 2009, Fundamentals of Fluid Power Control, Cambridge University Press, Cambridge, NY, USA, pp. 179-183. ISBN: 978-0-521-76250-2.
- [4] Çalışkan, H., Balkan, T., ve Platin, B. E., 2009, “Hydraulic Position Control System with Variable



- Speed Pump,” Proceedings of the ASME 2009 Dynamic Systems and Control Conference, Fluid Power Symposium, Volume 1, pp. 275-282, Hollywood, CA, USA, DOI:10.1115/DSCC2009-2693
- [5] Achten, P., Fu Z., ve Vael, G., 1997, “Transforming Future Hydraulics: A New Design of a Hydraulic Transformer,” The 5th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Finland.
- [6] Wang, L., Book, W. J., ve Huggins, J. D., 2012, “A Hydraulic Circuit for Single Rod Cylinders,” ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control, 134(1), 011019, DOI: 10.1115/1.4004777.
- [7] Rahmfeld, R., ve Ivantysynova, M., 2003, “Energy Saving Hydraulic Displacement Controlled Linear Actuators in Industry Applications and Mobile Machine Systems,” The Fourth International Symposium on Linear Drives for Industry Applications, Birmingham, UK.
- [8] Parker Compact Electro Hydraulic Actuator (EHA), 2011, Instruction Manual Bulletin HY22-3200A/US, Parker Hannifin Oildyne Division, New Hope, MN, USA.
- [9] Rahmfeld, R., 2002, “Development and Control of Energy Saving Hydraulic Servo Drives for Mobile Systems,” Ph.D. Thesis, Technischen Universität Hamburg-Harburg, Hamburg, Germany.
- [10] Hewett, A. J., 1994, “Hydraulic Circuit Flow Control,” U.S. Patent No.5,329,767.
- [11] Çalışkan, H., Balkan, T., ve Demirer, S., 2012, “Energy Efficient Hydrostatic Transmission Circuit for an Asymmetric Actuator Utilizing a Single Four Quadrant Pump,” Inertational Patent Application No: PCT/TR2012/000074.
- [12] Williamson, C. ve Ivantysynova, M., 2008, “Pump Mode Prediction for Four-quadrant Velocity Control of Valveless Hydraulic Actuators,” Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, Toyama, Japan, Vol. 2, pp. 323–328, ISBN 4-931070-07-X.
- [13] Wang, L. ve Book, W. J., 2013, “Using Leakage to Stabilize a Hydraulic Circuit for Pump Controlled Actuators,” ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control, 135(6), 061007, DOI: 10.1115/1.4024900.
- [14] Akova, H., U., Çalışkan, H., Balkan, T., ve Platin, B.E., 2014, “Elektro-Hidrolik Yük Simülatörü Tasarımı Ve Kontrolü,” VII Ulusal, Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, İstanbul, Türkiye.
- [15] Çalışkan, H., Balkan, T., ve Platin, B., E., “A Complete Analysis and A Novel Solution for Instability in Pump Controlled Asymmetric Actuators”, Gönderildi 09/2014.

ÖZGEÇMİŞ

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 değişken devirli pompa denetimli akışkan gücü denetim sistemleri üzerine çalışmaktadır.

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.

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 yılında beri ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat ve Robotik Merkezi Başkan Yardımcılığı, 2004 yılından beri de ODTÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı görevlerini yürütmektedir. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanılması, 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. Halen çalışmakta 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’ın 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” olarak görev yaptı, halen Yönetim Kurulu üyesi ve Akreditasyon Kurulu üyesi olarak görev yapmaktadır. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanılması alanlarında yoğunlaşmıştır.