



Bu bir MMO yayınıdır

TEK ETKİLİ EYLEYİCİLER İÇİN ENERJİ VERİMLİ YÜK KALDIRMA SİSTEMİ

Hakan ÇALIŞKAN¹
H. Ulaş AKOVA¹
Tuna BALKAN¹
Bülent Emre PLATİN¹

TEK ETKİLİ EYLEYİCİLER İÇİN ENERJİ VERİMLİ YÜK KALDIRMA SİSTEMİ

Hakan ÇALIŞKAN¹, H. Ulaş AKOVA², Tuna BALKAN³, Bülent Emre PLATİN⁴

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 çalışmada yük kaldırma uygulamalarında kullanılmak üzere servo motor tahrikli pompa denetimli bir hidrolik sistem önerilmiştir. Hidrolik akümülatör bir çalışma çevrimi içerisinde yükten elde edilen potansiyel enerjiyi depolamak ve gerektiğinde sisteme sağlayarak servo motorun yük taşıma kapasitesini arttırmak için kullanılmıştır. Bu akümülatörün devreye girmesi bir yük tahmin algoritması tarafından belirlenmektedir. Çalışma kapsamında hidrolik akümülatörün boyutlandırılması için bir yöntem sunulmuş ve servo motorun yük kapasitesinin 2.5 katına kadar artırılabilceği gösterilmiştir. Böylelikle, servo motor gereksinimleri ve boyutları azaltılarak ekonomik bir kazanım elde edilmiştir. Sistemin MATLAB®/Simulink® modeli oluşturulmuş, hareket denetleyicisi tasarlanmış ve gerçek sistem üzerinde doğrulanmıştır. Sistemin verimliliği model üzerinde gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Pompa denetimi, Enerji verimliliği, Yük Kaldırma.

ABSTRACT

This article illustrates a variable speed pump controlled hydraulic circuit for single acting actuators used in lifting applications. A hydraulic accumulator is utilized to store energy and boost the pump when necessary. A load prediction algorithm determines whether the accumulator should boost the pump or not in order to eliminate the dependency on load. An accumulator sizing procedure is proposed so that the system can lift 2.5 times heavier loads than a conventional system without any accumulator boost. This brings an economical superiority by reducing both size and demand of the servomotor. A MATLAB®/Simulink® model of the whole system is developed and verified by the response of the real system. The effectiveness of the proposed system is also confirmed on the model.

Keywords: Pump control, Energy efficiency, Lift system.

1. GİRİŞ

Son yıllarda hidrolik sistemler üzerine yapılan çalışmalar enerji verimliliği üzerine yoğunlaşmaktadır. Bunun nedeni geleneksel valf denetimli sistemlerde oluşan yüksek enerji kayıplarıdır. Esasen, enerji kayıpları valf denetimli sistemlerin doğal gereğidir. Çünkü bu sistemlerde, hidrolik silindir tarafından sürülen bir yüke aktarılan güç, yüksek basınçlı hidrolik enerjinin valf üzerinde harcanması ile denetlenmektedir. Kaybedilen hidrolik enerjinin bir diğer etkisi ise hidrolik akışkan sıcaklığının artması, bu nedenle hidrolik tank boyutlarının büyümesi ve ek soğutucu ünitelere gerek duyulmasıdır. Hidrolik sistemlerde enerji verimliliğini arttırmanın en temel yolu ise hidrolik eyleyiciye aktarılacak gücün pompa devri veya deplasmanı değiştirilerek doğrudan ayarlanmasıdır.

Hidrolik eyleyiciye giden debinin pompa devri ile ayarlanması elektrik kaynağının kolayca bulunabileceği sabit yer uygulamalarında yaygınlaşmaya başlamıştır [2], [3]. Bu uygulamalar yüksek dinamik başarımlı gerektirmeyen 2-3 Hz'lik bant genişliklerinin yeterli olduğu uygulamalardır. Değişken devirli pompa denetimli sistem tasarımı esas sorun pompanın maksimum hızı ile torku arasında seçim yapmaktır. Çünkü bu iki değişken pompayı tahrik eden elektrik motorunun boyutlarını belirlemektedir. Yük kaldırma sistemlerinde pompanın emiş hattının hidrolik tanka bağlanması bütün yükün elektrik motoru tarafından karşılanacağı anlamına gelir. Bu nedenle görece olarak büyük yüklerin kaldırılması için tasarlanacak sistemlerde motor boyutları ve maliyetler artmaktadır [5]. Bu duruma çözüm pompanın emiş portunda enerji depolayan hidrolik akümülatörün kullanılmasıdır [6]. Ancak hidrolik akümülatör kullanımının ise yüke bağımlılık gibi bir sorunu vardır. Örneğin 10 tonluk bir yükü kaldıracak şekilde şarj edilmiş bir akümülatör ile 1 tonluk yük kaldırmak istenirse, hidrolik pompa akümülatöre karşı iş yapmak durumunda kalacaktır.

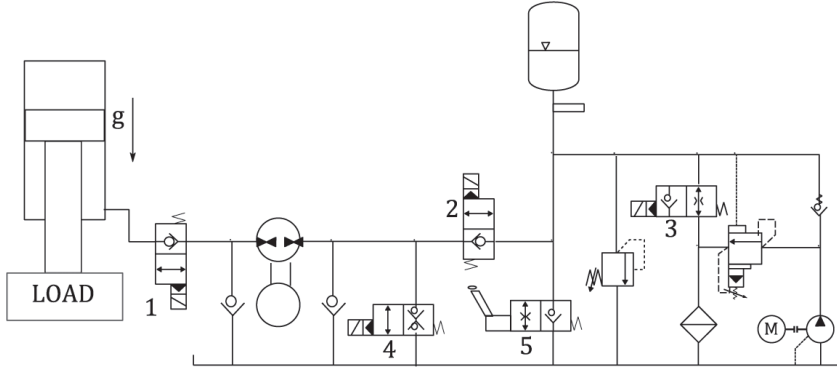
Bu çalışma kapsamında yük kaldırma uygulamalarında kullanılmak üzere yeni ve özgün bir devre tasarlanmıştır. Hidrolik eyleyiciye giden debi pompa devri ile denetlenerek enerji kayıpları giderilmiştir. Bir hidrolik akümülatör kullanılarak servo motorun tork gereksinimi dolayısı ile büyüklüğü ve maliyeti düşürülmüştür. Yüke bağıllığı ortadan kaldırmak için hidrolik akümülatörün sisteme bağlanması denetlenmektedir. Tasarlanan denetleyici öncelikle yükü tahmin ederek hidrolik akümülatörün elektrik motorunu desteklemesi gerektiğine karar vermektedir. Buna göre yön denetim valfleri kullanılarak akümülatör sisteme bağlanmaktadır. Bu yöntem ile elektrik motorunun normal kapasitesinin üzerinde yükler kaldırılabilir. Bunun dışında akümülatör içinde hidrolik enerji depolanarak yükten gelen potansiyel enerjinin elektriksel direnç üzerinde harcanması engellenmektedir.

2. GELİŞTİRİLEN HİDROLİK DEVRE ÇÖZÜMÜ

Çalışma kapsamında önerilen hidrolik devre çözümü

Şekil 1'de gösterilmiştir. Tek etkili bir hidrolik eyleyici yer çekimine karşı çalışarak yükü kaldırmaktadır. 1 numaralı yön denetim valfi güvenlik gerekçesi ile kullanılmıştır. Hidrolik pompayı süren servo motorun devri denetlenerek eyleyiciye giden debi ayarlanmaktadır. Olası bir kaviteasyonu engellemek için pompanın her iki portuna çek valf konulmuştur. Hidrolik akümülatör yük indirme durumunda elde edilecek potansiyel enerjiyi depolamaktadır. Daha sonrasında bu enerji yük kaldırma durumunda elektrik motorunu desteklemek için kullanılmaktadır. 2 ve 4 numaralı yön denetim valfleri ise pom-

panın emiş portunun hidrolik akümülatöre mi yoksa tanka mı bağlanacağını belirlemektedir. 3 ve 5 numaralı yön denetim valfleri, boşaltma valfi, basınç ayar ve şarj motoru ise sistemin yardımcı unsurlarıdır. Bu elemanlar güvenlik ve akü şarjı için gerekmektedir.



Şekil 1. Önerilen Hidrolik Devre Çözümü

3. HİDROLİK AKÜMÜLATÖR BOYUTLANDIRMA YÖNTEMİ

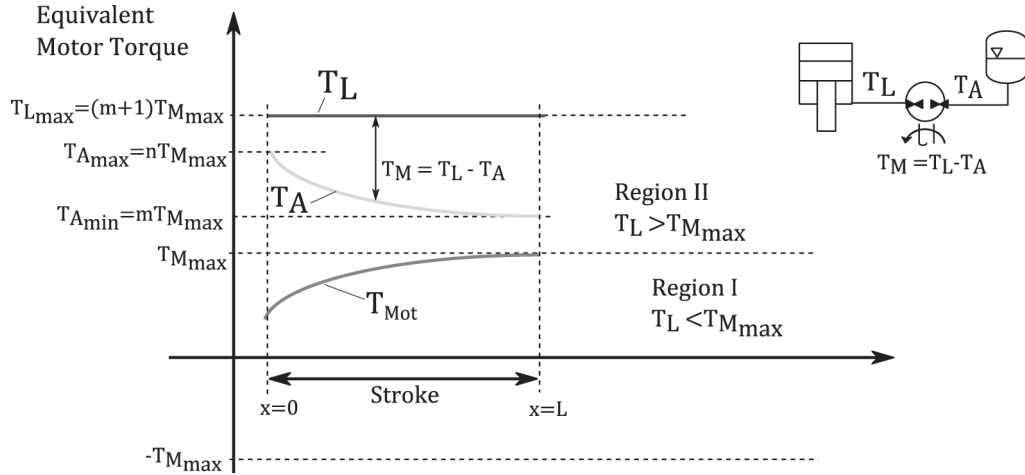
Bu bölümde hidrolik akümülatörün boyutlandırılması ve motor çalışma toklarını nominal alanda bırakacak maksimum kaldırılabilir yük belirlenecektir. Motor üzerinde statik tork denge durumu aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$T_M = T_L - T_A \quad (1)$$

Burada T_M motor saftı üzerindeki torku, T_L ve T_A ise yük ve akümülatör basınçlarının eşdeğer tork karşılığını ifade etmektedir. Bu denklemde bütün dinamik etkiler ihmal edilmiştir.

Akümlatör boyutlandırma problemi ve denklem 1, Şekil 2'de grafiksel olarak ifade edilmiştir. Yük yukarı yönde kaldırıldıkça akümülatör eşdeğer torku T_M , üstel fonksiyon eğrisiyle $[0, nT_{M_{max}}]$ den $[L, T_{M_{max}}]$ 'a düşmektedir. Bu durumda yük torku T_L ise sabit kalmaktadır. Akümülatör boyutlandırmasında amaç uygun m ve n değerlerinin bulunarak motor torku, T_M eğrisinin, maksimum motor torku çizgisinin, $T_{M_{max}}$, altında bırakmaktır.

Şekil 2, iki ana kısma bölünebilir. Alt taraftaki birinci bölge, yük torkunun her zaman motor torkundan küçük olduğunu ifade eder, $T_L < T_{M_{max}}$. Dolayısıyla motor bu bölgede akü desteği olmaksızın yükü kaldırabilir. Yukarı taraftaki ikinci bölge ise yük torkunun motor maksimum torkundan büyük olduğunu ifade eder. Bu bölgede akümülatör desteğine ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 2. Eyleyici konumuna göre Akümülatör, Motor ve Yük Torku Değişimi

Şekil 2’de görülüşü gibi, T_L ve T_A arasındaki en büyük fark, yükün tam aşağıda ($x = 0$) veya tam yukarıda olması durumunda ($x = L$) gerçekleşir.

En yukarı konum, maksimum kaldırılabilir yük sınırını ifade etmektedir.

$$T_M = T_L - mT_{M_{max}} \rightarrow T_L < (m + 1)T_{M_{max}} \quad (2)$$

Yük torkunun motor maksimum torkuna yakın olduğu durumda $T_L \approx T_{M_{max}}$ ise, en alt konum ($x=0$), maksimum akümülatör tork sınırını ifade etmektedir.

$$T_M = T_L - nT_{M_{max}} > T_{M_{max}} \rightarrow n < 2 \quad (3)$$

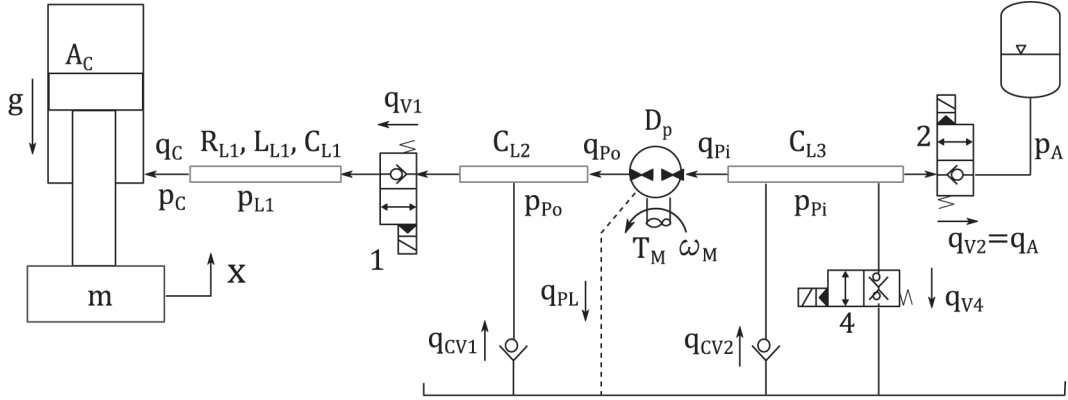
Çalışma kapsamında önerilen boyutlandırma yönteminde akümülatör minimum basıncı $mT_{M_{max}}$ üzerinde bir sınırlama getirilmemiştir. Hidrolik akümülatör basıncı her zaman pozitif olmalıdır. Bu nedenle akümülatör minimum basıncını belirleyen m değeri $0 < m < n = 2$ aralığında seçilebilir. Bu çalışmada $m = 1.5$ olarak seçilmiştir. Böylelikle hidrolik akümülatör tarafından desteklenen elektrik motorunun, tek başına kaldırabileceği bir yükün 2.5 katına kadar yük kaldırmasına imkan sağlanmıştır.

4. MATEMATİKSEL MODEL

Bütün sistemin doğrusal olmayan bir matematiksel modeli elde edilmiştir. Oluşturulan matematiksel model, hidrolik eyleyici, iletim hatları, akümülatör, pompa ve motor dinamiğini içermektedir. Kullanılan değişkenler ve ilgili parametreler Şekil 3’te gösterilmiştir.

Tek etkili hidrolik eyleyici için akış süreklilik ve hareket denklemleri aşağıda ifade edilmiştir.

$$q_c = A_c \dot{x} + \frac{V_c(x)}{E} \dot{p}_c \quad (4)$$



Şekil 3. Sistem Değişkenleri ve Parametreleri

$$p_C A_C = m\ddot{x} + f_f + mg \quad (5)$$

Burada f_f sürtünme kuvvetini belirtmektedir ve aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$f_f = b\dot{x} + \text{sgn}(\dot{x})(F_C + F_H e^{-c_H|\dot{x}|}) \quad (6)$$

Hidrolik akümülatördeki değişimler, termal kayıplar ihmal edilerek, politropik süreç olarak modellenmiştir.

$$p_A V_A^n = \text{Sabit} \quad (7)$$

Test düzeneği üzerinde kullanılan diyafram tipli akümülatör ile yapılan çalışmalarda, politropik gaz sabiti değerinin $n \approx 1.8$ alınması durumu için, akümülatör debi-basınç karakteristiğinin yeterli derecede yansıtıldığı belirlenmiştir. Akümülatörün şarj basıncı, minimum akışkan miktarının, hidrolik eyleyici boyunun yarısına denk gelecekte aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$p_{A_{in}} = (m + 1) \frac{T_{M_{max}}}{D_p} \left(\frac{V_{A_{in}}^{-0.5 A_C x}}{V_{A_{in}}} \right)^n \quad (8)$$

Pompa giriş ve çıkışlarındaki hidrolik iletim hatları tek kapasitans olarak modellenmiştir. Ancak, hidrolik eyleyici ile 1 numaralı valf arasındaki hattın uzun olması nedeniyle, bu hattın modelinde hidrolik akışkan ataleti ve direnç kayıpları düşünülmüştür.

$$C_{L3} \dot{p}_{Pi} = q_{CV2} - q_{Pi} - q_{V2} - q_{V4} \quad (9)$$

$$C_{L2} \dot{p}_{P0} = q_{CV1} + q_{P0} - q_{V1} \quad (10)$$

$$C_{L1} \dot{p}_{L1} = q_{V1} - q_C \quad (11)$$

$$p_{L1} - p_C = R_{L1} q_C + L_{L1} \dot{q}_{L1} \quad (12)$$

Sistemde solenoid kumandalı kartuş tipi iki konumlu yön valfleri kullanılmaktadır. Bu valflerin akış karakteristikleri denklem 13'deki gibi ifade edilebilir. Valf debi kazancı K_v denklem 14'de verilen koşullara göre ayarlanmıştır. Böylelikle valfin teknik dokümanında verilen Δp - q karakteristiği ifade edilebilir.

$$q_v = K_v(\Delta p, u_s)x_v \sqrt{\Delta p} \quad (13)$$

$$K_v = \begin{cases} K_1 & \text{if } \Delta p > p_{Cr}, & \text{Enerjili} \\ 0 & \text{if } \Delta p < p_{Cr}, & \text{Enerjisiz} \\ K_2 & \text{if } \Delta p > 0, & \text{Enerjili} \\ K_3 & \text{if } \Delta p < 0, & \text{Enerjisiz} \end{cases} \quad (14)$$

Yön valflerinin solenoid eyleyicileri, birinci mertebeye aktarım fonksiyonu olarak modellenmiştir. Denklem 15 de verilen ifadede T_v valf zaman sabitini, K_s ise valf kazancını belirtmektedir.

$$T_v \dot{x}_v + x_v = K_s u_s \quad (15)$$

Sistemde iki yöne dönebilen ve basınç potlarının yer değiştirilebildiği 4 kadranlı pompa kullanılmıştır. Pompanın sürtünme ve ataleti elektrik motoru modelinde toplanmıştır. Böylelikle açısal hız girdi olarak kabul edilmiştir. Pompanın her iki portu için yazılan akış süreklilik denklemleri denklem 16 ve 17'de verilmiştir. Bu denklemlerde sızıntı dirençleri R_i , R_e basınç farklarına göre simülasyon modelinde sürekli olarak yenilenmektedir.

$$q_{Po} = D_p \omega_M - \frac{p_{Po} - p_{Pi}}{R_i(\Delta p)} - \frac{p_{Po}}{R_e(\Delta p)} \quad (16)$$

$$q_{Pi} = D_p \omega_M - \frac{p_{Po} - p_{Pi}}{R_i(\Delta p)} + \frac{p_{Pi}}{R_e(\Delta p)} \quad (17)$$

Hidrolik pompa devri bir elektrik motoru tarafından ayarlanmaktadır. Bu amaçla test düzeneğinde 2 fazlı sürekli mıknatıslı AC asenkron servo motor kullanılmıştır. Rotor referans düzleminde (d - q eksenini), servo motor denklemleri aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$L_d \frac{di_d}{dt} = u_d - R_S i_d + L_q n_p \omega_M i_q \quad (18)$$

$$\frac{u_q}{dt} = u_q - R_S i_q - L_d n_p \omega_M i_d - \lambda n_p \omega_M \quad (19)$$

Servo motor yuvarlık tip rotora sahip olduğundan L_d ve L_q indüktif terimleri eşit kabul edilmiştir. Böylelikle elektro manyetik tork denklemi ve hareket denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$T_M = 1.5 n_p \lambda i_q \quad (20)$$

$$T_M = J_{M,P} \dot{\omega}_M + b \omega_M + D_p (p_{Po} - p_{Pi}) \quad (21)$$

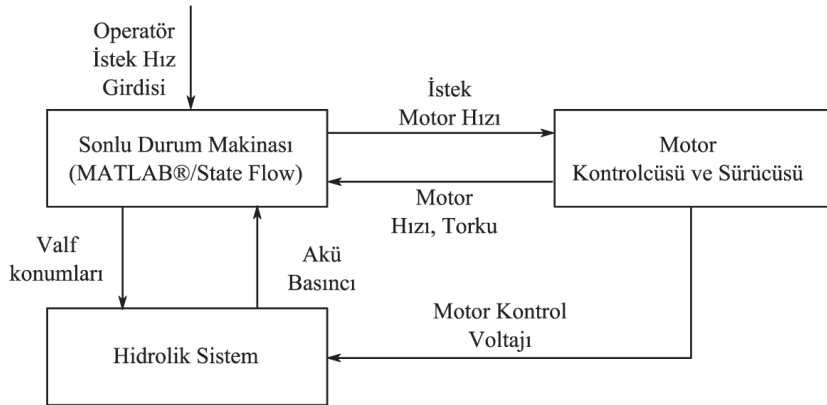
Bu denklemler kullanılarak bir MATLAB®/Simulink® modeli oluşturulmuştur. Bu modelde eyleyici kurs boyu sınırları, motor akım ve hız sınırları, kontrolcü kazanç adaptasyonları gibi doğrusal olmayan ifadelerde düşünülmüştür.

5. DENETİM SİSTEMİ

Denetim sistemi Şekil 4'de gösterildiği gibi iki ana kısımdan oluşmaktadır. İlk olarak sistemin çalışma modu kullanıcı girdisi ve yük tahmin edilerek belirlenir. Daha sonra valf konfigürasyonları ayarlanır. İkinci kısım ise hareket denetleyicisidir. Bu kısım bir endüstriyel denetleyici üzerinde yapılmaktadır. Olası yük kombinasyonlarının ve hareket yönlerinin incelendiği sistem bir sonlu durum makinası olarak düşünülmüştür. Kaldırılacak yük sistemin hangi durumda çalışması gerektiğini belirlemektedir. Tasarlanan sonlu durum makinası endüstriyel denetleyici üzerinde gerçekleştirmeden önce bir MATLAB®/StateFlow modeli geliştirilmiştir. Bu sonlu durum makinası öncesinde geliştirilen sistem modeli ile birlikte çalıştırılarak başarımı değerlendirilmiştir.

Sonlu durum makinasında bir duruma giriş, o durumun koşullarının sağlanması halinde mümkün olmaktadır. Akış mantığının anlaşılması için kullanıcının akü desteğinin gerekli olduğu bir yükü kaldırması düşünülsün. Hareket Yönü > 0 ve TahminiYük > KritikYük koşulları sağlanmış olacaktır. Bu sayede AküDestekli-YukarıHareket durumu aktif hale gelecektir. Bir durum aktif olduğunda durumun gerektirdiği eylemler yapılacaktır; 1 numaralı valfin rölesi kapatılarak 2 numaralı valfin rölesi açılacaktır.

Gerçek sistem üzerinde kullanılan sonlu durum makinası daha kapsamlı olarak tasarlanmıştır, ve akümülatörün şarj edilmesi, boşaltılması gibi istenmeyen veya güvenlik unsuru gerektiren durumları da içermektedir.



Şekil 4. Denetim Sisteminin Şematik Gösterimi

Akümülatör basıncının ve motor torkunun ölçülmesi ile basit ve yeter hassasiyette yük tahmini yapmak mümkündür. Çalışma devrinin başında hidrolik eyleyici odasının kontrollü bir şekilde basınçlandırılmaktadır. Aynı zamanda ölçülen sistem değişkenleri, akümülatör basıncı ve motor torku, Denklem 1 de ifade edilen şekilde kullanılarak yük tahmin edilmektedir. Yükün değişimi önceden tanımlı bir referans değer ile aşağıda gösterildiği gibi karşılaştırılmaktadır.

$$\frac{dT_M(t)}{dt} \leq \left(\frac{dT_M(t)}{dt} \right)^* \quad (22)$$

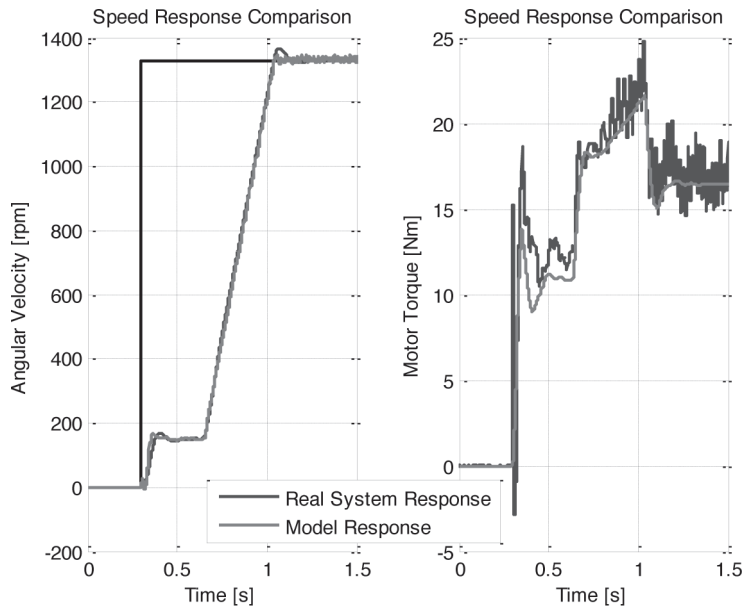
İlk çalışma durumunda hidrolik akümülatör, pompa ve eyleyicinin oluşturduğu hidrolik siteme bağlı değildir. Denklem 22'nin sağlandığı durumda o anda tahmin edilen yük değerinin gerçek yük değeri olduğu kabul edilir. Denklem 22'nin sağlanmadığı ve motorun maksimum torkuna ulaşılması durumunda ise akümülatör devreye alınır.

Durum denetleyicisi sistemin çalışma durumunu belirledikten sonra, operatör yükü aşağı veya yukarı yönde istek hız girdisi vererek hareket ettirebilir. Tasarlanan sistemde yükün hız ve konum denetimi operatör tarafından yapılmaktadır.

Operatörün kumanda kolu ile belirlediği kumanda kolu voltaj çıktısı endüstriyel hareket denetleyicisinin hız referansıdır. Proje kapsamında kullanılan endüstriyel denetleyici kaskat hız ve akım katlarından oluşmaktadır. Her iki katta da PI denetim stratejisi uygulanmaktadır. MATLAB® Linear Analysis Tool yazılımı kullanılarak denetleyici katsayıları ayarlanmıştır.

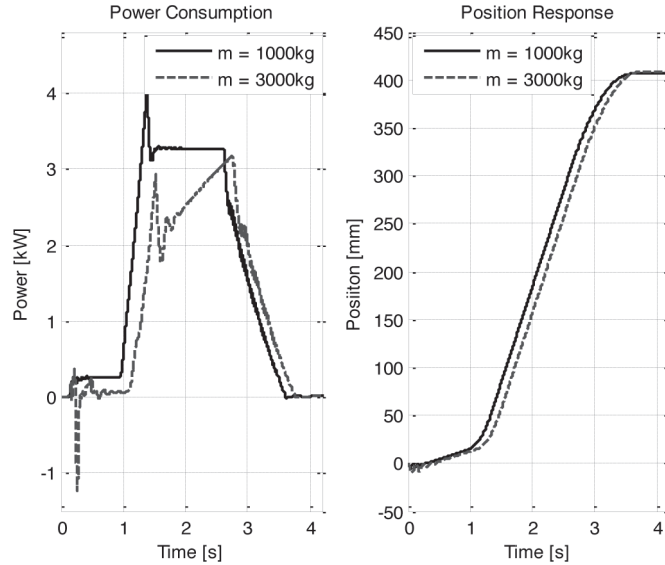
6. MODEL DOĞRULAMA VE SİSTEM BAŞARIMI

Model ve gerçek sisteme basmak hız isteği uygulanarak bir karşılaştırma yapılmıştır. 700 kg ağırlığında bir yük için model ve gerçek sistemin hız ve tork yanıtları Şekil 5'de karşılaştırılmıştır. Yük ilk 0.4 saniye süre içerisinde tahmin edilmekte ve ilgili durum belirlenmektedir. Yük tahmini için gerekli olan bu ölü süre operatör için bir sorun oluşturmamaktadır. Bunun nedeni yükün küçük hızlarla da olsa hareket ediyor olmasıdır. Ayrıca ileriki çalışmalarda yapılacak daha gelişkin yük tahmin algoritmaları ile bu süre azaltılabilir.



Şekil 5. Model Doğrulama, Tork ve Hız Yanıtları

Şekil 5'de sistemin matematiksel modelinin gerçek sistem karakteristiğini yeterli doğrulukta yansıttığı görülmektedir. Bu nedenle değişik yüklerde güç gereksinimi matematiksel model üzerinden incelenecektir.



Şekil 6. Güç Kullanımı ve Konum Yanıtı

Şekil 6'da 1000 kg ve 3000 kg yükler için servo motorun güç kullanımı verilmiştir. Servo motor tek başına 3000 kg ağırlığında bir yükü kaldırabilecek kapasitede değildir. Ancak tasarlanan hidrolik sistem ve akümülatör desteği sayesinde, 3000 kg ağırlığındaki yük, 1000 kg ağırlığındaki yüke eşdeğer güç kullanılarak kaldırılmıştır. Şekil 6'da görüldüğü gibi, ağır olan yüklerde yük tahmin süresi artmaktadır. Bu durum hız yanıtında bir gecikmeye neden olmasına rağmen konum yanıtında önemli bir etkisi görülmemektedir. Şekil 6'da artan konuma karşılık güç kullanımının arttığı görülmektedir. Bunun nedeninin konum arttıkça akümülatör basıncı düşmesi ve akümülatör desteğinin azalmasıdır.

SONUÇ

Bu çalışma kapsamında yük kaldırma uygulamalarında kullanılabilecek değişken devirli pompa denetimli bir hidrolik sistem önerilmiştir. Eyleyiciye giden debi pompa devri ile ayarlandığı için sistemde valf kayıpları bulunmamaktadır ve enerji verimliliği yüksektir. Bunun dışında hidrolik bir akümülatör kullanılarak elektrik motorunun yük taşıma kapasitesi artırılmıştır. Akümülatör kullanımının belirli aralıklardaki yükler için tork gereksinimi azaltacağı beklenen bir sonuçtur. Bu çalışmada bir akümülatör boyutlandırma yöntemi önerilerek sıfırdan maksimuma kadar olan bütün yüklerin motor çalışma torku aralığında kalması sağlanmıştır.

Sistemin hangi çalışma modunda olduğunu belirlemek için MATLAB® StateFlow yazılımı ile bir sonlu durum makinası geliştirilmiştir. Yük tahmin algoritması, yük durumuna karar vermekte, buna göre ilgili yön valfleri açılıp kapatılmaktadır. Bütün sistemin doğrusal olmayan modeli MATLAB® Simulink yazılımında gerçekleştirilmiştir. Gerçek sistemden elde edilen motor tork ve hız yanıtları ile model çıktıları karşılaştırılarak model doğrulanmıştır.

Önerilen sistemin başarımı, doğrulanmış model üzerinden yapılmıştır. Yük tahmin algoritmasının başarımı, valf ayarlamaları ve farklı yükler altına güç kullanımı gösterilmiştir. Yüksek ağılıktaki yükler akümülatör desteği ile düşük güç kullanılarak kaldırılmıştır. Yüksek yüklerde yük tahmin süresinin arttığı gözlemlenmiştir, ancak konum yanıtı başarımını etkilememiştir.

TEŞEKKÜR

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

KAYNAKLAR

- [1] Rahmfeld R., Development and Control of Energy Saving Hydraulic Servo Drives for Mobile Systems, Dissertation, Technischen Universität Hamburg Harburg, Germany, 2002.
- [2] Achten, P. A. J., Dedicated design of the Hydraulic Transformer, Proc. IFK.3, IFAS, Aachen, Vol. 2, pp. 233-248, 2002.
- [3] Hoerbiger, ePraX Drive, Patent Registered: DE 10 2009 052 531., October 2012
- [4] Cho, S. H., Racklebe S., Helduser S., Position tracking control of a clamp-cylinder for energy-saving injection moulding machines with electric-hydrostatic drives, Proc. IMechE Part I: J. Systems and Control Engineering, Vol. 223, 2009
- [5] Orion Alpha UD 600, 300-P-9010323-E-00/10.08, Bucher Hydraulics Product Manual.
- [6] Moser, D., von Holzen, R., Hydraulic Lift Comprising a Pressure Accumulator and Method for Controlling and Regulating One Such Lift, US 2004/0074702 A1, Apr. 22, 2004.

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 tanımlanması alanlarında yoğunlaşmıştır. Özel olarak 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. 1998-2008 yılları arasında yılında beri ODTÜ Bilgisayar Destekli Tasarım İmalat ve Robotik Merkezi Başkan Yardımcılığı, 2004-2008 yılları arasında da ODTÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı görevlerini yürüttü. Çalışmaları sistem dinamiği, denetim sistemleri, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanılaması, akışkan gücü denetimi, robotik ve uygulamaları ve gerçek zamanlı denetim alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda çeşitli uygulamalı endüstriyel çalışmalarda yer almıştır. 2001 yılından beri HPKON Yürütme Kurulu üyesi olup 2008 yılındaki 5. kongrede Yürütme Kurulu başkanlığı görevini yapmıştır.

Bülent Emre PLATİN

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