



# DEĞİŞKEN DEVİRLİ POMPA İLE SERVO HİDROLİK KONUM KONTROLÜ

**Hakan ÇALIŞKAN**  
**Tuna BALKAN**  
**Bülent Emre PLATİN**  
**Suat DEMİRER**

## ÖZET

Bu çalışmada geleneksel valf denetim sistemlerindeki enerji kayıpları incelenmiş ve alternatif olarak valfsiz bir servo hidrolik konum kontrol sistemi geliştirilmiştir. Bu sistemde servomotor ile sürülen iki adet pompa çift etkili bir silindire sistemin gerek duyduğu kadar debi göndermekte böylelikle valf kayıpları giderilmektedir. Sistemin matematiksel modeli MATLAB Simulink ortamında oluşturulmuş ve aktarım fonksiyonu bulunmuştur. Kurulan bir deney düzeneği aracılığıyla MATLAB RTWT modülü kullanılarak gerçek sistemin açık ve kapalı döngü frekans yanıtıyla basamak girdisine yanıtı bulunmuş, deneysel sonuçlar benzetim sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

## ABSTRACT

In this study, the conventional hydraulic control systems are investigated and alternatively a valveless hydraulic position system is developed. In this system, two variable speed pumps driven by servomotors are regulating the flow rate through the differential cylinder according to the system needs thus eliminating the valve losses. The mathematical model of the system is constructed in MATLAB Simulink environment and its transfer function is obtained. In the test set up developed, the open loop and closed loop frequency response and step response tests are conducted by using MATLAB RTWT module, then the results are compared with the model outputs.

## 1. GİRİŞ

Geleneksel valf denetim sistemlerinde tahrik silindirine giden akışkanın debisi bir servo/oransal valf ile denetlenmektedir. Bu sistemlerin dinamik başarımları çok yüksek olmasına rağmen enerji verimlilikleri düşüktür. Çünkü bu sistemlerde pompa sabit debi değerlerinde çalışırken sistemin gerek duyduğu debi valf ile ayarlanmaktadır. Akışkan valf üzerinden geçerken basınç düşmesi olmakta, dolayısıyla pompanın ürettiği hidrolik enerjinin azımsanmayacak bir bölümü valf üzerinde ısıya dönüşerek boşa harcanmaktadır.

Hidrolik sistemlerde enerji verimliliğini sağlamanın en temel yolu, sisteme gerek duyduğu kadar debi pompalanarak, valf kullanımından kaynaklı hidrolik enerji kayıplarını azaltmaktır. Bu nedenle, enerji verimli hidrolik denetleme sistemleri pompa debi denetim yöntemleri üzerine yoğunlaşmıştır. Pompa debisinin denetiminde iki temel yöntem kullanılmaktadır. Birinci yöntemde pompa deplasmanı



değiştirilmekte, ikincisinde ise pompanın dönüş hızı değiştirilerek sistemin gerek duyduğu debi sağlanmaktadır.

Günümüz dünyasının sınırlı ve pahalı enerji kaynakları ve gelişen çevre duyarlılığı, mühendislik sistemlerini enerji verimli olmaları yönünde zorlamaktadır. Bu nedenle, enerji sarfiyatı, gürültü ve toplam yağ kullanımı, ayrıca kullanılan yağın değiştirilmesi gibi etkenler hidrolik sistemlerinin en önemli başarımlar ölçütleri olmuştur. Bu çalışmada hidrolik sistemlerde enerji verimliliğini arttıran değişken devirli pompa kontrol sistemleri incelenmiş ve uygulaması yapılmıştır. Bu sistemde yükün gerek duyduğu debi pompa devrinin ayarlanması ile sağlanmaktadır. Böylelikle valflerdeki kısma nedeniyle oluşan enerji kayıplarının sistem başarımlarından ödün vermeden tümüyle giderilmesi ve yağ tankının boyutunun küçültülerek %90'lara varan bir oranda azaltılması amaçlanmıştır.

## 2. GELENEKSEL VALF DENETİMLİ SİSTEMLERDE KAYIPLARIN İNCELENMESİ

Genelikle valf kontrollü hidrolik sistemlerdeki kayıpların belirlenmesi için bu sistemlerin incelenmesinde fayda vardır. Bu sistemlerde hidrolik pompa sabit devirli bir motor tarafından sürülür. Pompa deplasmanı sabit olduğundan devreye verilen debi miktarı da sabittir. Pompa çalıştığında tanktan yağ emer ve bunu hidrolik silindire yönlendirir. Devrede hidrolik silindir ile piston arasındaki kuru sürtünme bir direnç etkisi oluşturur. Pompanın sağladığı akış silindire gelince yağın basıncı bu direncin üstesinden gelerek silindir içindeki piston oynayınca kadar yükselmeye devam eder.

Hidrolik silindirde gerekli basınç oluştuğunda yük hareket ettirebilir. Buradaki yükten kasıt, pistonun bağlandığı ve genellikle sürtünme direnci, direngenlik ve ataletten oluşan bir mekanik sistemin pistonu indirgenmiş toplam etkisidir. Silindir hareketinin yönü ve hızı, valf ile kontrol edilir. Hidrolik silindirdeki pistonun hızı valfin kesit alanı ile denetlenir. Eğer pistonun hızı azaltılmak istenirse akış kontrol valfinin alanı küçültülür, böylelikle birim zamanda daha az akış silindire ulaşır. Ancak akış alanının azaltılması pompa çıkış basıncının yükselmesine neden olur.

Hidrolik sistemlerde pompanın çıkış basıncı basınç ayar valfi ile sınırlandırılmaktadır. Eğer pompaya yansıyan yük basıncı basınç ayar valfinin ayar değerine erişirse, valf açılır ve akış fazlalığı basınç ayar valfi üzerinden tanka tahliye edilir.

Hidrolik kontrol sistemleri sabit debili ve sabit basınçlı olarak ikiye ayrılmaktadır. Sabit debili güç kaynakları sabit basınçlı kaynaklara göre daha az yatırım gerektirdiğinden bazı uygulamalarda tercih edilebilir. Ancak sabit debili sistemlerin verimi sabit basınçlı sistemlere göre düşüktür, ayrıca sabit basınçlı sistemlerin valf karakteristik eğrileri sabit debili sistemlere göre çok daha doğrusaldır.<sup>[1]</sup> Bu nedenle denetim uygulamalarında genellikle sabit basınçlı sistemler kullanılmaktadır. Bu çalışmada yapılan güç kayıpları analizinde de sabit basınçlı sistemler göz önünde bulundurulmuştur.

Sabit basınçlı hidrolik kontrol sistemlerinde valfin besleme basıncı sürekli sabittir ve basınç ayar valfinin ayar değerine eşittir. Böylelikle valfin kesit alanının değiştirilmesi ile pompa basıncı değişmez ancak hidrolik silindire giden akış ve silindir basıncı değişir.

Aşağıdaki incelemede basitlik açısından dört yollu tam çakışmalı (zero lapped) bir valfin basınç debi denklemi ve karakteristik eğrisi incelenecektir. Seri devre olarak modellenebilen bu sistemi tanımlayan boyutsuz valf karakteristik denklemi aşağıdaki gibidir.<sup>[2]</sup>

$$\bar{p}_L = 1 - \frac{\bar{q}_L^2}{\alpha^2} \quad (1)$$



Burada

$\bar{p}_L = p_s - p_t$ , boyutsuz yük basıncı

$\bar{q}_L = \frac{q_L}{q_{max}}$ , boyutsuz yük debisi

$\alpha = \frac{x}{x_{max}}$ , valf açıklık oranı

$q_{max}$ , maksimum debi

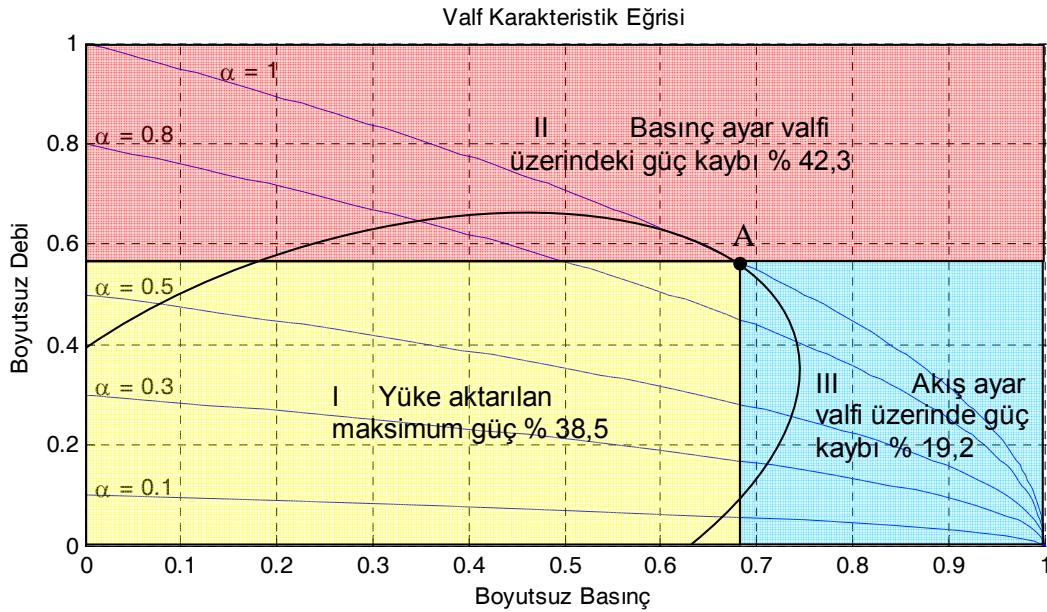
$x_{max}$ , maksimum valf açıklığıdır.

Şekil-1'de denklem (1)'den yararlanılarak, çeşitli valf açıklık oranları için çizilmiş valf karakteristik eğrileri gösterilmektedir. Bu grafikte boyutsuz basınç ve boyutsuz debi eksenlerinin oluşturduğu 1x1'lik toplam alan sabit devir ile dönen pompa tarafından, sabit basınçlı hidrolik sisteme verilen boyutsuz gücü belirtmektedir. Valf karakteristik eğrisi üzerinde alınan bir A noktasından eksenlerle dikme çizilerek oluşturulan dikdörtgenin alanı ise valf tarafından sisteme iletilen boyutsuz gücü, belirtmektedir.

$$\bar{P} = \bar{q}_L \cdot \bar{p}_L = \bar{q}_L \cdot (1 - \bar{q}_L^2) \quad (2)$$

Buna göre valfin sisteme iletebileceği en büyük gücü belirten bir A noktası, valfin en fazla açıklığı,  $\alpha=1$ , için çizilen valf karakteristik eğrisi üzerinde olmalıdır.

Yükün yer eğrisinin valf karakteristik eğrisine teğet olduğu nokta en büyük yük için gerekli basınç ve debi değerlerini belirtir. Şekil-1'de ideal bir yükün yer eğrisinin valf karakteristik eğrisine A noktasında teğet olduğu varsayılın. Burada A noktası valfin sisteme sağlayabileceği maksimum güç için gerekli boyutsuz basınç ve boyutsuz debi değerlerini belirtmektedir. Bir başka deyişle yükün gerek duyduğu en büyük güç ile valfin sisteme sağlayabileceği en büyük güç birbirine eşit olsun. A noktasının koordinatları yani valfin sisteme iletebileceği en büyük güç için gerekli boyutsuz basınç ve boyutsuz debi değerleri denklem (2)'nin boyutsuz debiye göre türevi alınarak bulunabilir.



Şekil 1. Sabit Basınçlı, Valfli Sistemde Kullanılabilen En Büyük Güç ve Güç Kayıpları



Buna göre valfin sisteme verebileceği en büyük gücü sağlayan boyutsuz debi  $\bar{q}_L = \sqrt{1/3}$  olarak, boyutsuz basınç  $\bar{p}_L = 2/3$  olarak bulunur. Bu durumda valfin sisteme iletebileceği en büyük boyutsuz güç miktarı ise aşağıdaki gibi bulunur.

$$P_{\max} = \bar{q}_L \cdot \bar{p}_L = \sqrt{\frac{1}{3}} \cdot \frac{2}{3} = 0,385 \quad (3)$$

Özetlemek gerekirse, yükün sabit devirli ve sabit basınçlı sistemden alabileceği en büyük güç, pompa tarafından sisteme gönderilen toplam gücün yalnızca % 38,5'idir. (Şekil-1, I numaralı alan). Geriye kalan, II ve III numaralı alanlar ise valf kayıplarını temsil etmektedir. Hidrolik silindire gönderilen debi valf üzerinden geçerken basınç düşmesinden kaynaklı enerji kaybı olur. Buna göre, II numaralı alan, yükün gerek duyduğu en büyük güç anında, basınç ayar valfi üzerindeki boyutsuz güç kaybını, III numaralı alan ise akış ayar valfi üzerindeki boyutsuz güç kaybını temsil etmektedir.

Bu analizi yaparken, yükün yer eğrisinin en büyük güç noktasının valf karakteristik eğrisinin en büyük güç noktasıyla kesiştiği varsayılmıştır. Ayrıca işlemleri basitleştirmek için valf tam çalışmalı seçilmiştir. Oysa genel uygulamalarda sönümlenme katsayısını arttırmak için genellikle negatif açıklıklı valfler kullanılmaktadır, bu valflerde sönümlenme katsayısını arttıran sızıntı miktarının aslında ek bir güç kaybına neden olduğu da unutulmamalıdır. Dolayısıyla yukarıda bulunan % 38,5 değeri, en ideal koşullarda sabit basınçta çalışan valfin yüke aktarabileceği en büyük güç yüzdesidir.

Görüldüğü üzere, pompanın sağladığı hidrolik gücün büyük bir bölümü, basınç ayar ve debi ayar valfleri üzerinden ısıya dönüşerek boşa harcanmaktadır. Ayrıca ısınan yağın soğutulması için de ek bir güç gerektirdiği de unutulmamalıdır.

### 3. DEĞİŞKEN DEVİRLİ POMPA DENETİM SİSTEMİ

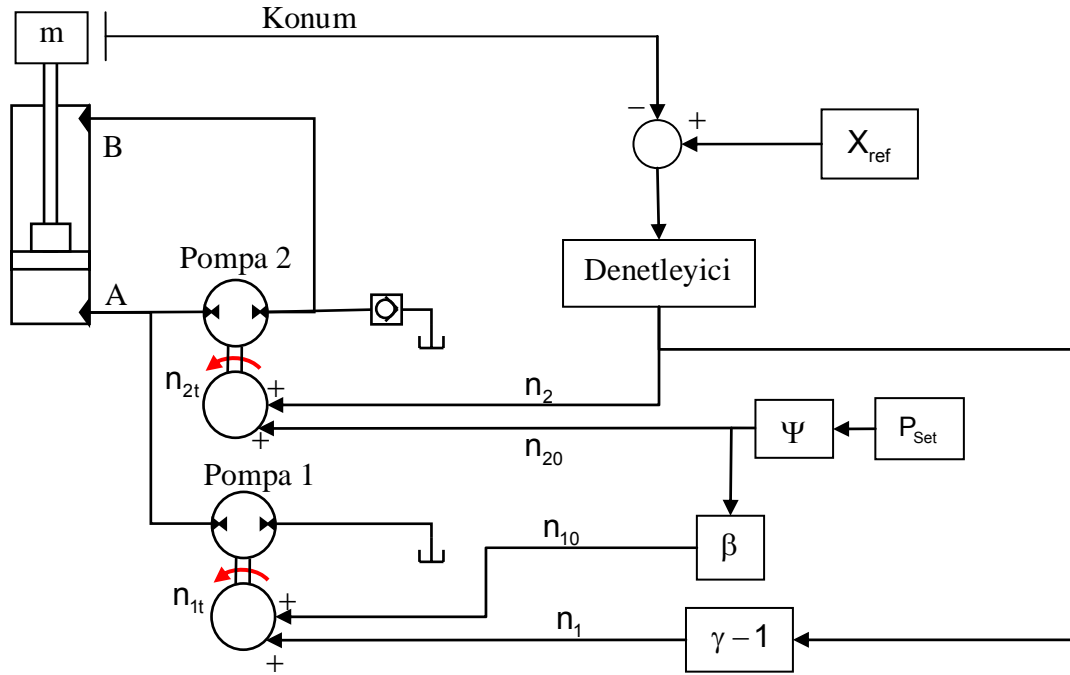
Bu çalışmaya konu olan valfsiz enerji verimli hidrolik sistemler 3 ana kısımdan oluşmaktadır.

1. Hidrolik eyleyici (silindir, motor vb.),
2. Sabit deplasmanlı pompa,
3. Pompa tahrik elemanı (elektrik motoru).

Bu çalışmada yüksek başarımlı önemli bir ölçüt olduğu için pompa tahrik elemanı olarak servomotor kullanılmıştır, hidrolik eyleyici olarak ise bir çok endüstriyel uygulamalarda kullanılan çift etkili bir silindir seçilmiştir. Çalışmada kullanılan değişken devirli pompa kontrol sisteminin devre şeması Şekil-2'de verilmiştir.

Değişken devirli pompa aracılığıyla denetlenen bir hidrolik sistemin temel gereksinimleri aşağıdaki gibidir.<sup>[3][4]</sup>

1. Alan farkından kaynaklanan asimetrik akışın sağlanması.
2. Pistonun iki tarafına da ön yükleme yapılarak, pistonun silindir içinde sabit konumda tutulması ve sızıntıların karşılanması.
3. Valf kayıplarını gidermek için, debi ve basıncın sistemin gereksinimine göre ayarlanması.



Şekil 2. Değişken Devirli Pompa Sisteminin Devre Şeması

Şekil-2'de görülen devrede iki adet değişken devirli pompa bulunmaktadır. 1 numaralı pompa alan farkından kaynaklı debi eksikliğini tamamlarken, 2 numaralı pompa sistemin yönünü ve hızını belirlemektedir. Birinci pompa alan farkından kaynaklı asimetrik akışı karşılamak için her zaman

$$Q_{Pompa1} = (\gamma - 1)Q_{Pompa2} \quad (4)$$

ile verilen oran ile dönmek zorundadır. Burada,  $\gamma = A_A/A_B > 1$ , hidrolik silindir pistonunun A ve B odalarına bakan alanlarının oranını belirtmektedir. Çalışmada kullanılan pompaların deplasmanları eşit olduğu için denklem (4), aşağıdaki şekilde de yazılabilir.

$$n_1 = (\gamma - 1)n_2 \quad (5)$$

Valfsiz değişken devirli pompa denetim sisteminde, sistem durağan konumda iken, pompa ve silindirin sızıntılarını karşılamak için pompalar belirli devirde sürülmelidir, ayrıca silindirin her iki odasının basıncı, büyük piston alanı tarafındaki A odasının basıncı en büyük yük basıncından daha büyük olacak şekilde basınçlandırılmalıdır (B odasının basıncı zaten A'nın  $\frac{1}{\gamma}$  katı kadar olacaktır). Aksi durumda yük uygulandığında ya da piston ivmelendirildiğinde, yük basıncını dengelemek için A tarafındaki basınç negatife düşmek zorunda kalır ve hidrolik yağda kavitasyon oluşur. Bunu önlemek amacıyla, birinci pompa pozitif yönde ikinci pompa ise negatif yönde döndürülerek ön basınçlandırma işlemi yapılır. Sistem durağan konumda iken birinci pompa A odasına debi gönderirken, gönderilen debinin bir miktarı ikinci pompanın B odasına göndereceği debiyi karşılar bir miktarı ise pompanın iç ve dış sızıntılarını karşılar ve A odasının basıncını yükseltir. İkinci pompa ise A odasından sağladığı debi ile ikinci pompanın iç ve dış sızıntı kayıplarını karşılar ve B odasını basınçlandırır.

Ancak birinci ve ikinci pompanın devirleri arasında pompaların ve silindirin sızıntı katsayılarına bağlı bir oran vardır. Silindir odacıkları basınçlandırılırken pompalar bu oranda çevrilmelidir. Eğer farklı bir oranda çevrilirse, her iki silindir odacığı da basınçlanacak ancak piston aşağıya veya yukarıya doğru kayacaktır. Birinci ve ikinci pompanın devir sayıları arasındaki oran aşağıdaki gibi ifade edilebilir.



$$n_{10} = \beta n_{20} \quad (6)$$

Burada  $\beta$  sızıntılara bağlı bir faktördür ve formülasyonu sistemin statik davranışı kısmında verilecektir.

Sistemde debi ve basınç servomotorların devri denetlenerek ayarlanmaktadır. Servomotorlara iki ayrı devir sinyali gönderilmektedir. Birinci devir sinyali,  $(n_{10}, n_{20})$ ,

$$P_{set} = P_A + P_B \quad (7)$$

ile tanımlanan silindir odalarının basınç toplamını istenilen bir değere,  $P_{set}$ , getirmek içindir.

Toplam basıncı  $P_{set}$  değerine getirmek için gerekli devir sayısı

$$n_{20} = \Psi \cdot P_{set} \quad (8)$$

denklemleri bulunur. Burada  $\Psi$ , pompa ve silindir sızıntılarına bağlı bir sabittir ve bulunması ilerleyen bölümde anlatılacaktır. İkinci pompanın devir sayısı bulunduktan sonra birinci pompanın devir sayısı da denklem (6) ile bulunur.

Servomotorların devirlerini, ayarlayan ikinci sinyal,  $(n_1, n_2)$ , denetleyiciden gelen sinyaldir. Sistemde hidrolik silindirin konumu bir konum ölçerle sürekli ölçülmekte ve bu bilgi denetleyiciye gönderilmektedir. Referans konum bilgisi ile ölçülen konum bilgisi arasındaki hataya göre sistemin gerek duyduğu debi bulunmakta ve buna göre servomotorlara devir sinyali gönderilmektedir. Asimetrik akışı gidermek için denklem (5)'de tanımlandığı gibi, birinci pompayı tahrik eden servomotor ikinci pompayı tahrik eden servomotorun  $\gamma-1$  katı kadar çevrilmektedir. Sistemin konum denetimi ve buna göre silindire giden akış denetimi bu sinyal ile kontrol edilmektedir.

Bu iki devir sinyali birbirine eklenerek servomotorların toplam devir sayıları bulunur.

$$n_{1t} = n_1 + n_{10} = (\gamma - 1)n_2 + \beta n_{20} \quad (9)$$

$$n_{2t} = n_2 + n_{20} \quad (10)$$

#### 4. SİSTEMİN MODELLENMESİ

Bu bölümde sistemin matematiksel modeli çıkarılarak sistemi tanımlayan aktarım fonksiyonu bulunacaktır. Ayrıca sistemin MATLAB Simulink ortamındaki modeli verilecektir.

Valfsiz hidrolik sistem pompa, silindir ve servomotordan oluşmaktadır. Kendi içinde bir hız denetleyicisi olduğu için servomotor ideal bir devir kaynağı gibi düşünülmüş ve modellenmemiştir. Ayrıca sistemi oluşturan pompa ve silindir arasındaki aktarma hatları yani borular da modellenmemiştir. Boruların bir direnç oluşturmadığı dolayısıyla bir basınç kaybına yol açmadığı varsayılmıştır, boru hacimlerinin oluşturduğu kapasitans ise hidrolik silindir hacmine dahil edilmiştir. Sistemin diğer iki ana unsuru olan pompa ve hidrolik silindir modeli aşağıda verilmiştir.

##### Pompa modeli:

Çalışma kapsamında sabit deplasmanlı içten dişli pompa kullanılmıştır. Bu pompanın kullanılmasının temel nedeni simetrik yapısı nedeniyle pompanın her iki akış yönüne karşı dirençlerinin aynı olması ve



4-kadranda da (quadrant) sürülebilmesidir. Test edilecek olan yükün yer eğrisi 4-kadranda olduğundan pompanın ve motorun da 4-kadranda da sürülebiliyor olması gerekmektedir.

4 kadranda da sürülebiliyor olması pompanın hem pompa hem de motor modunda çalışabiliyor olması anlamına gelir, bir başka deyişle hem pompa üzerindeki basınç portlarının yeri, hem de pompanın akış yönü değişebilir.

Hidrolik pompa ve motorlardaki debi kayıplarını basınç, sıcaklık, hız ve benzeri birçok etken belirler. Bu nedenle hidrolik pompa ve motorlar için genel bir sızıntı formülü çıkartılamamıştır. Ancak literatürde sızıntı modellenmesinde kullanılan basit doğrusal terimler vardır. Sızıntı hatlarından geçen akışın hızı çok düşük olduğundan katmanlı (laminer) akış kabul edilebilir, böylelikle sızıntı debisinin basınç farkı ile doğru orantılı olduğu kabul edilebilir.

Bu çalışmada pompaların saat yönünün tersine dönüşü pozitif kabul edilmiş (Şekil-2'de gösterildiği gibi), bu nedenle birinci pompa da silindirin A tarafına bağlı olan port çıkış portu, tanka bağlı olan port ise giriş portu olarak nitelendirilmiştir. İkinci pompada ise silindirin B odası tarafındaki port giriş portu, silindirin A odası tarafındaki port is çıkış portu olarak nitelendirilmiştir.

Buna göre pompaların giriş ve çıkışlarındaki akış denklemleri aşağıdaki gibidir<sup>[5]</sup>. Birinci pompa için akış denklemleri, tank basıncı ihmal edilirse.

$$Q_{p1A} = D_p n_p - C_i (P_A - P_t) - C_{ea} P_A = D_p n_p - C_i P_A \quad (11)$$

İkinci pompa için akış denklemleri,

$$Q_{p2A} = D_p n_p - C_i (P_A - P_B) - C_{ea} P_A \quad (12)$$

$$Q_{p2B} = D_p n_p - C_i (P_A - P_B) + C_{eb} P_B \quad (13)$$

Burada

- $P_A$  ve  $P_B$ , hidrolik silindirin A ve B odalarındaki basıncı,
- $n_p$  pompa devir sayısını
- $D_p$  pompa deplasmanını
- $C_i$  pompanın iç veya portlar arası sızıntı katsayısını
- $C_{ea}$ ,  $C_{eb}$  pompanın giriş ve çıkış portlarındaki dış sızıntı katsayılarını

belirtmektedir. Simetrik pompalar için  $C_{ea}$  ve  $C_{eb}$  değerleri birbirine eşittir.

Bu çalışmada ölçüm yapmak için gerekli duyarlılıkta debi ölçerlerin temin edilememesi ve kısıtlı zaman nedeniyle sızıntı katsayıları deneysel olarak bulunmamıştır. Bu nedenle bu katsayılar pompanın üretici firmasından temin edilmiş ve yapılan testlerde bu katsayılarla güvenilmiştir.

### Hidrolik silindir modeli:

Modelde silindirin A odası giriş kabul edilmiştir, bu nedenle pozitif  $Q_A$  silindire giren debiyi temsil eder. Silindirin B odası ise çıkış kabul edilmiştir ve pozitif  $Q_B$  silindirden çıkan debiyi temsil eder. Hidrolik silindir pistonunun yukarı hareket yönü pozitif kabul edilmiştir.

Bu durumda silindirin A ve B odası için süreklilik denklemleri aşağıdaki gibidir.



$$Q_A = A_A \dot{x} + \frac{V_A}{\beta} \cdot \frac{dP_A}{dt} + C_{cy} (P_A - P_B) \quad (14)$$

$$Q_B = A_B \dot{x} - \frac{V_B}{\beta} \cdot \frac{dP_B}{dt} + C_{cy} (P_A - P_B) \quad (15)$$

Hidrolik silindir modelinde yük basıncı  $P_L$  aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

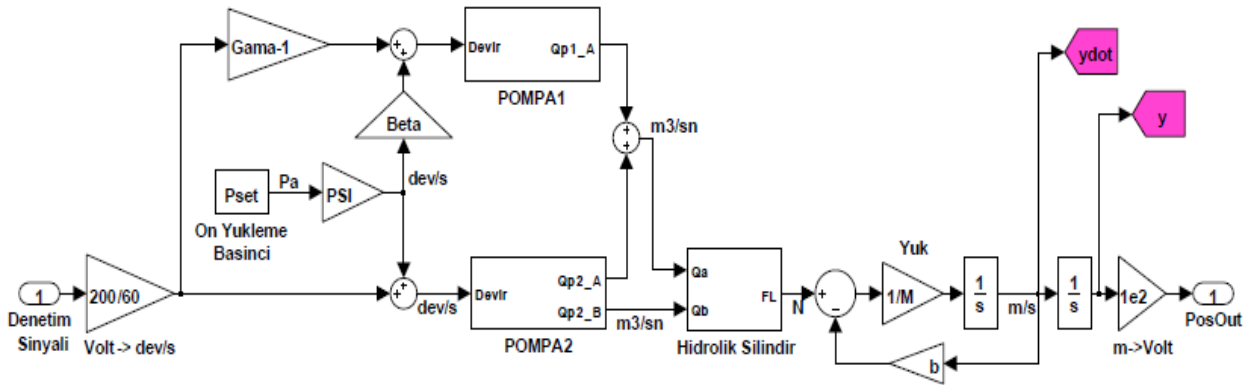
$$P_A A_A - P_B A_B = A_B (\gamma P_A - P_B) \rightarrow P_L = \gamma P_A - P_B \quad (16)$$

Yüke uygulanan kuvvet ise

$$F_L = P_L \cdot A_b \quad (17)$$

şeklinde yazılabilir.

Bütün sistemin MATLAB Simulink modeli ve yukarıda anlatılan devre elemanlarının birbirleriyle olan bağlantıları Şekil 3'de verilmiştir.



Şekil 3. Bütün Sistemin MATLAB Simulink Modeli

### Sistemin Statik davranışının Bulunması:

Bu kısımda önceki bölümde söz edilen, sistem statik halde iken ön yükleme yapılması için pompaların dönmesi gereken devir sayısı ile basınç arasındaki ilişki,  $\Psi$ , bulunacak, aynı zaman da her iki pompanın devir oranı,  $\beta$ , sızıntı katsayılarına bağlı olarak belirlenecektir.

Sistem hareketsiz durumda iken silindirin B odası için süreklilik denklemi;

$$Q_B = Q_{p2B} = C_{cy} (P_A - P_B)$$
$$D_p n_{20} - C_{2i} (P_A - P_B) + C_{2e} P_B = C_{cy} (P_A - P_B) \quad (18)$$

silindirin A odası için süreklilik denklemi

$$Q_A = Q_{p1A} + Q_{p2A} = C_{cy} (P_A - P_B)$$





$$(D_P n_{10} - C_1 P_A) + (D_P n_{20} - C_{2i}(P_A - P_B) - C_{2e} P_A) = C_{cy}(P_A - P_B) \quad (19)$$

olarak yazılabilir.

Burada A ve B odasındaki basınçlar, toplam basınç,  $P_S = P_A + P_B$ , ve yük basıncı,  $P_L$ , cinsinden yazılırsa: A ve B odalarındaki basınçlar

$$P_A = \frac{P_S + P_L}{\gamma + 1} \quad (20)$$

$$P_B = \frac{\gamma P_S - P_L}{\gamma + 1} \quad (21)$$

olarak bulunur.

Bu eşitlikler denklem (18)'de yerlerine konursa, B odası için süreklilik denklemi

$$D_P n_{20} = -\frac{(\gamma - 1)(C_{2i} + C_{cy}) + \gamma C_{2e}}{\gamma + 1} P_S + \frac{2(C_{2i} + C_{cy}) + C_{2e}}{\gamma + 1} P_L \quad (22)$$

şeklinde yazılır.

Denklem (19)'dan A odası için süreklilik denklemi aşağıdaki gibi bulunur.

$$D_P n_{10} = \frac{(\gamma + 1)C_{2e} + C_1}{\gamma + 1} P_S + \frac{C_1}{\gamma + 1} P_L \quad (23)$$

Bu iki denklem (22) ve (23) kullanılarak yüksüz durum,  $P_L = 0$ , için pompa devirleri arasındaki oran

$$\beta = \frac{n_{10}}{n_{20}} = -\frac{(\gamma + 1)C_{2e} + C_1}{(\gamma - 1)(C_{2i} + C_{cy}) + \gamma C_{2e}} \quad (24)$$

bulunur.

Pompa devirleri denklem (24) ile tanımlanan oranda olursa, ön yükleme sırasında hidrolik silindirin konumunda bir değişme olmayacak ve pompalardan gelen debi sadece sızıntıları karşılayıp basıncı yükseltecektir.

Yukarıda sistemden istenilen bir özellik olarak silindirin iki odasında ön yükleme yapılması gerektiğinden bahsedilmişti. Verilen bir toplam basınç değerine göre pompaların hangi devirle dönmesi gerektiği yine (22) ve (24) numaralı denklemlerden bulunabilir. Durağan halde istenilen toplam basınç değeri  $P_S = P_{set}$  ile ifade edilirse. Bu basınç değerine ulaşmak için gerekli ikinci pompa devri

$$n_{20} = -\frac{(\gamma - 1)(C_{2i} + C_{cy}) + \gamma C_{2e}}{\gamma + 1} \frac{P_{set}}{D_P} = \Psi \cdot P_{set} \quad (25)$$

olarak, birinci pompa devri ise aşağıdaki gibi bulunur.



$$n_{10} = \beta n_{20} = \frac{(\gamma + 1)C_{2e} + C_1}{\gamma + 1} \frac{P_{set}}{D_p} = \beta \cdot \Psi \cdot P_{set} \quad (26)$$

Böylece, yüksüz durumda hidrolik silindir odalarındaki toplam basıncı belirli bir değere ( $P_{set}$ ) getirecek ve aynı zamanda oluşacak sızıntıları karşılayacak pompa devir sayıları bulunmuştur.

### Sistemin Dinamik Davranışının Bulunması:

Bu bölümün ana amacı motor devri ile silindir konumu arasındaki dinamik bağıntıyı belirten bir aktarım fonksiyonunun çıkartılmasıdır. Denklem (10), (13) ve (15) kullanılarak silindirin B odası için süreklilik denklemi,

$$Q_B = Q_{p2B} \quad (27)$$

$$Q_B = D_p [n_2 + n_{20}] - C_{2i}(P_A - P_B) + C_{2e}P_B = C_{cy}(P_A - P_B) + A_B \dot{x} - \frac{V_B}{E} \frac{dP_B}{dt} \quad (28)$$

olarak; denklem (9), (11), (12) ve (14) kullanılarak hidrolik silindirin A odası için süreklilik denklemi

$$Q_A = Q_{p1A} + Q_{p2A} \quad (29)$$

$$Q_A = D_p ((\gamma - 1)n_2 + \beta n_{20}) - C_1 P_A + D_p (n_2 - n_{20}) - C_{2i}(P_A - P_B) - C_{2e}P_A = C_{cy}(P_A - P_B) + A_A \dot{x} + \frac{V_A}{E} \frac{dP_A}{dt} \quad (30)$$

olarak yazılır. Bu iki denklemdeki  $n_{10}$  ve  $n_{20}$  terimleri silindirin iki tarafına ön yüklemeye yapmak için gerekli devir sayısını belirtmektedir ve sabittir. O halde bu iki denklemin Laplace dönüşümü yapırsa bu terimler sıfıra eşitlenerek düşecektir. Denklem (28) ve (30) yeniden düzenlenirse;

$$D_p N_2(s) - A_B s X(s) = (C_{2i} + C_{cy}) P_A(s) - \left( C_{2i} + C_{cy} + C_{2e} + \frac{V_B}{E} s \right) P_B(s) \quad (31)$$

$$\gamma [D_p N_2(s) - A_B s X(s)] = \left( C_1 + C_{2e} + C_{2i} + C_{cy} + \frac{V_A}{E} s \right) P_A(s) - (C_{2i} + C_{cy}) P_B(s) \quad (32)$$

elde edilir. Görüldüğü gibi denklem (31) ve (32)'in sol tarafları piston alan oranı  $\square$  ile doğru orantılıdır. Denklem (31)  $\gamma$  ile çarpılıp denklem (32) den çıkarılırsa ve tekrar düzenlenirse aşağıdaki gibi bir ilişki bulunur.

$$P_A(s) = - \frac{(\gamma - 1)(C_{2i} + C_{cy}) + \gamma C_{2e} + \gamma \frac{V_B}{E} s}{C_1 + C_{2e} + (C_{2i} + C_{cy})(1 - \gamma) + \frac{V_A}{E} s} P_B(s) \quad (33)$$

Burada ilginç bir durum ortaya çıkmaktadır. Eğer silindirin odalarının hacimleri ve pompanın sızıntı katsayıları arasında aşağıdaki gibi bir ilişki varsa;

$$\left. \begin{aligned} V_A &= \gamma V_B \\ C_1 &= (\gamma - 1)(2(C_{2i} + C_{cy}) + C_{2e}) \end{aligned} \right\} P_A(s) = -P_B(s) \quad (34)$$



Hidrolik silindirin iki odasındaki dinamik basınç değişimi aynı büyüklükte ancak ters yönde olacaktır. Yani herhangi bir yükleme durumunda A tarafındaki basınç ne kadar artarsa B tarafındaki basınç da o kadar azalacaktır. Eğer silindir odası hacimleri arasında yukarıda belirtilen bir ilişki yoksa, odalardaki basınç değişimi dinamik olarak birbirleriyle zıt yönde ve aynı büyüklükte değişmeyecektir. Fakat durağan hale gelindiğinde her hangi bir yük altında A ve B deki basınç değişimi bir biriyle zıt yönde ve aynı büyüklükte olacaktır.

Bu durumda A ve B odalarındaki basınçlar birbirleriyle doğrusal bağımlı olduğu için sistemin mertebesi de dörtten üçe düşmüştür. Türevsel denklemin mertebesini azalttığı için sistemi anlamak amacıyla aktarım fonksiyonunu bu özel durum  $P_A(s) = -P_B(s)$  için çıkartılmalıdır.

Yükün dinamik denklemi

$$F_L = m\ddot{x} + b\dot{x} \quad (35)$$

olarak tanımlanırsa, denklem(16), (17), (31) ve denklem (35)'den pompa devri ile silindir konumu arasındaki dinamik bağıntı aşağıdaki aktarım fonksiyon ile ifade edilir.

$$\frac{X(s)}{N_2(s)} = \frac{A_B D_P (\gamma + 1)}{m \frac{V_B}{E} s^3 + \left( m(2(C_{2i} + C_{cy}) + C_{2e}) + b \frac{V_B}{E} \right) s^2 + \left( b(2(C_{2i} + C_{cy}) + C_{2e}) + A_B^2 (\gamma + 1) \right) s} \quad (36)$$

Görüldüğü gibi sistemde bir yay olmadığı için aktarım fonksiyonunun alt tarafında boşta bir 's' terimi kalmıştır.

Sistemin genel aktarım fonksiyonu bulunurken, sisteme iki ayrı kapasitans dahil olacaktır. Bunlardan birisi silindirin A odası  $P_A$  değişimi, diğeri ise silindirin B odası  $P_B$  değişimidir. Silindirin iki tarafındaki basınçlar birbirinden bağımsız olduğu için sistemi tanımlayan türevsel denklemin mertebesi de bir artacaktır.

Buna göre yukarıda Laplace dönüşümü alınmış debi süreklilik denklemlerinden devam edilerek, denklem (16), (17), (31), (32) ve (35),  $N_2(s)$  ve  $X(s)$  için çözümlerse sistemi tanımlayan genel aktarım fonksiyonu bulunmuş olur.

$$\frac{X(s)}{N_2(s)} = \frac{\left( \frac{V_A + \gamma^2 V_B}{E} s + F \right) D_P A_B}{\left( m \frac{V_A V_B}{E^2} \right) s^4 + \left( H \cdot m + b \frac{V_A V_B}{E^2} \right) s^3 + \left( m \cdot G + b \cdot H + k \cdot \frac{V_A V_B}{E^2} + A_B^2 \frac{V_A + \gamma^2 V_B}{E} \right) s^2 + (b \cdot G + k \cdot H + A_B^2 \cdot F) s} \quad (37)$$

$$F = C_1 + (\gamma^2 + 1) C_{2e} + (\gamma - 1)^2 (C_{2i} + C_{cy})$$

$$G = C_1 (C_{2i} + C_{cy} + C_{2e}) + 2C_{2e} (C_{2i} + C_{cy}) + C_{2e}^2$$

$$H = (C_{2i} + C_{cy} + C_{2e}) \frac{V_A}{E} + (C_1 + C_{2e} + C_{2i} + C_{cy}) \frac{V_B}{E}$$

Bu aktarım fonksiyonun MATLAB ortamında sayısal olarak çözümlenip köklerine bakıldığında, pay kısmında gelen sıfır ile payda kısmından gelen kutuplardan birinin çok yakın değerlerde olduğu görülmektedir. Paydaki sıfır ile paydadaki kutup birbirini götürceğinden sistem denklem (36)'de tanımlanan üçüncü mertebeden aktarım fonksiyonla aynı özellikleri göstermektedir.

Bu durum basitleştirilmiş aktarım fonksiyonda modele dahil edilmeyen ancak genel aktarım fonksiyonda modele dahil edilen denklem (33) ile tanımlanan hidrolik silindir odalarındaki basınçlar arasındaki ilişkiye bakıldığında anlaşılabilir. Basınçlar arasındaki aktarım fonksiyonda da sıfır ve kutup değerleri birbirine çok yakın olduğundan odalardaki basınç değişimi aynı büyüklükte ve zıt yönde



kabul edilebilir ve böylelikle sistem mertebesi bir düşürülerek daha basit ve anlaşılır olan denklem (36) ile ifade edilebilir.

## 5. TEST DÜZENEĞİ

Bu çalışmada kullanılan donanım ve yazılım aşağıdaki gibidir.

**Hidrolik Pompa:** Bucher Hydraulics firmasına ait QXM 32-16 kodlu içten dişli sabit deplasmanlı pompa kullanılmıştır. Pompa deplasmanı  $15.6 \text{ cm}^3/\text{dev}$ 'dir. Pompanın en yüksek devri pompa modunda 3.900 d/d, motor modunda ise 5.500 d/d dır. Pompanın en yüksek basıncı ise 210 bar en yüksek torku 80 Nm'dir.

**Servomotor:** TECO firmasına ait 9300 JSDA 30 AC servomotor kullanılmıştır. Servomotorun gücü 2 kW, en yüksek devri 2000 d/d ve en yüksek torku ise 14.5 Nm'dir. Servomotorun bant genişliği 40 Hz olarak verilmektedir. Servomotor tek fazda ve 220 Volt ile sürülmektedir.

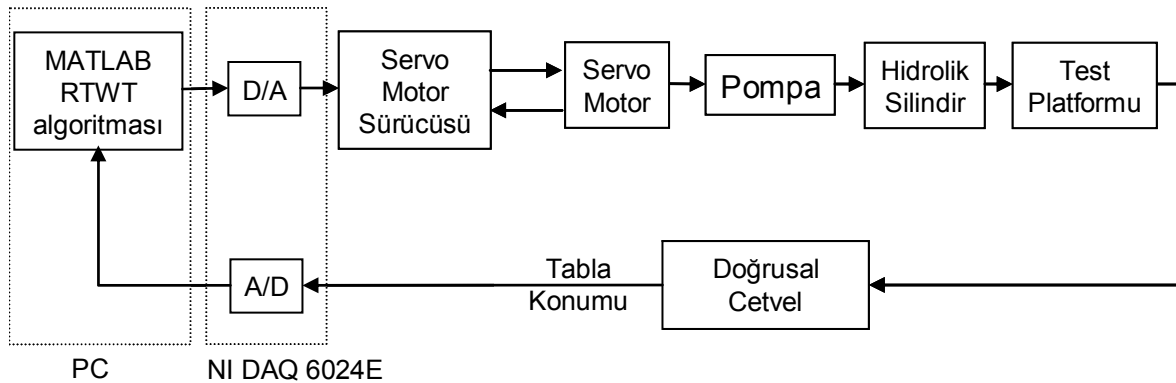
**Hidrolik silindir:** Çift etkili silindir kullanılmıştır. Silindir piston çapı 50 mm, piston mil çapı ise 35 mm'dir. Silindir kursu boyu 100 mm'dir.

**Veri Toplama Kartı:** National Instruments firmasına ait analog ve sayısal giriş çıkışları bulunan NI 6042 E (PCMCIA) modeli veri toplama kartı kullanılmıştır.

**Konum ölçer:** Ballauf firmasına ait BTL6 serisi sürtünmesiz doğrusal cetvel kullanılmıştır. Cetvel iki kısımdan oluşmaktadır, mıknatıs kısmı pistonun bağlı bulunduğu plakaya monte edilmiştir, diğer kısım ise mıknatısa 5 mm mesafe ile sabitlenmiştir. Cetvelin ölçüm aralığı 0–100 mm ve çıkışı 0–10 Volt'dur. **Yük:** Sistemde yük olarak 11,6 kg çelik bir plaka kullanılmıştır. Plaka silindire orta noktasından sabitlenmiş ve doğrusal hareket etmesi için iki adet mil ile yataklanmıştır.

**Yazılım:** Matematiksel model ve algoritma MATLAB Simulink ortamında hazırlanmıştır. Sistem MATLAB RTWT modülü kullanılarak gerçek zamanlı olarak çalıştırılmaktadır.

Bu çalışmada kullanılan test düzeneği ve test düzeneğinin blok şeması aşağıdaki Şekil-4 ve Şekil-5 de gösterilmiştir.



Şekil 4. Test Sisteminin Blok Şeması



**Şekil 5. Test Düzeneği Genel Görünümü**

## 6. FREKANS TEPKİSİNİN VE BASAMAK GİRDİ YANITININ BELİRLENMESİ

Bu bölümde sistemin açık ve kapalı döngü frekans tepkisi deneysel olarak bulunmuş ve matematiksel modelin frekans tepkisi ile karşılaştırılmıştır. Sistemin denetiminde MATLAB Simulink yazılımı yoğun olarak kullanılmıştır. Bu amaçla hazırlanan model Şekil-6'da görülmektedir.

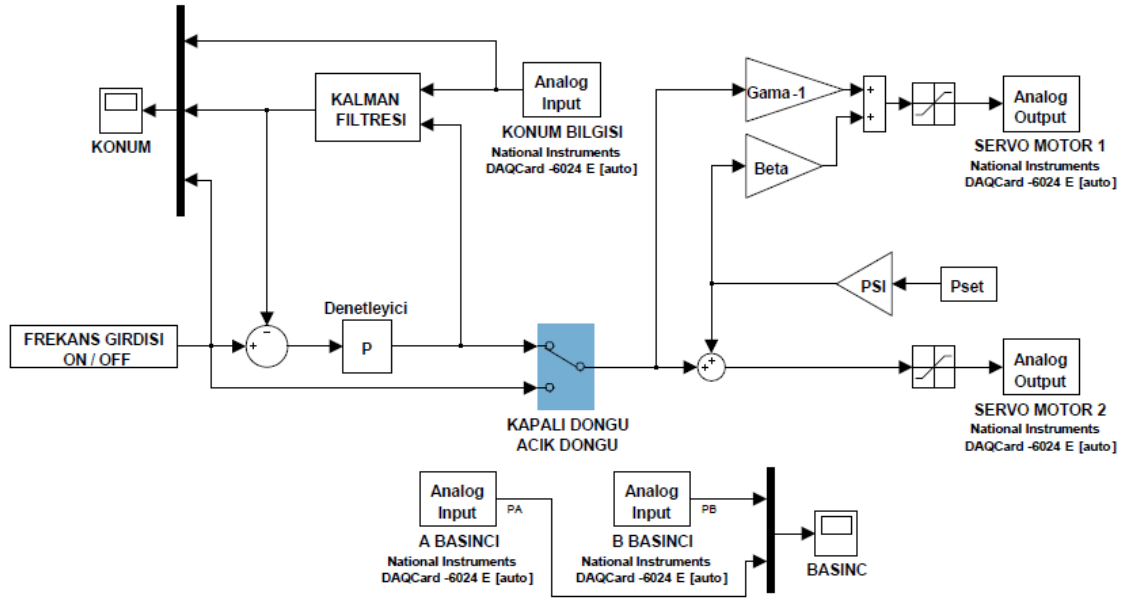
Test düzeneğinde kullanılan servomotorların bant genişliği 40 Hz olarak verildiğinden ve servomotorlar ideal devir kaynağı kabul edilerek ayrıntılı modellenmediğinden test sinyalinin en yüksek frekansı 30 ve 20 Hz ile sınırlı tutulmuştur. Hidrolik silindirin kursu 100 mm ile sınırlı olduğu için, açık döngü çalışmada, düşük frekanslarda silindir pistonu alt ve üst sınırlara dayanacaktır. Bu nedenle açık döngü frekans tepkisi testinde düşük frekanslarda küçük genlikli sinyal, yüksek frekanslarda da büyük genlikli sinyal uygulanmıştır. Kapalı döngü frekans testinde ise konum denetimi yapıldığı için sisteme sabit genlikli bir sinyal verilmiştir.

Açık döngü frekans tepkisi testinde kullanılan test sinyalinin genliği 1 Volt'dan başlayarak üstel biçimde azalmaktadır. Sinyalin frekansı ise 30 Hz'den 0,1 Hz'e sürekli biçimde azalmaktadır. Bu test sinyali Şekil-7'de gösterilmektedir.

Sistemin frekans tepkisinin bulunabilmesi için, test sinyalinin ve sistem çıktısının Fourier dönüşümü alınarak bu sinyallerin harmoniklerinin büyüklükleri ve fazları bulunmuştur. Fourier dönüşümü MATLAB 'fft' komutu ile alınmıştır. Yapılan testlerin güvenilirliğini arttırmak için toplam 8 adet frekans testi yapılmış ve bunların hızlı Fourier dönüşümlerinin ortalamaları kullanılarak Bode diyagramı çizdirilmiştir.

Açık döngü sistemde matematiksel modelin frekans tepkisi ile deneysel bulunan frekans tepkisini karşılaştıran grafik Şekil-7'de verilmiştir.

Deneysel ve kuramsal açık döngü frekans tepkisi daha önceki bölümde denklem (37) ile bulunan açık döngü sistemi tanımlayan aktarım fonksiyonunun tipi "1" olduğundan sistem integratör gibi davranmaktadır. Bu nedenle Bode diyagramı -20 dB/dec eğimle ilerlemektedir.



Şekil 6. Konum Denetiminde Kullanılan MATLAB Simulink Modeli

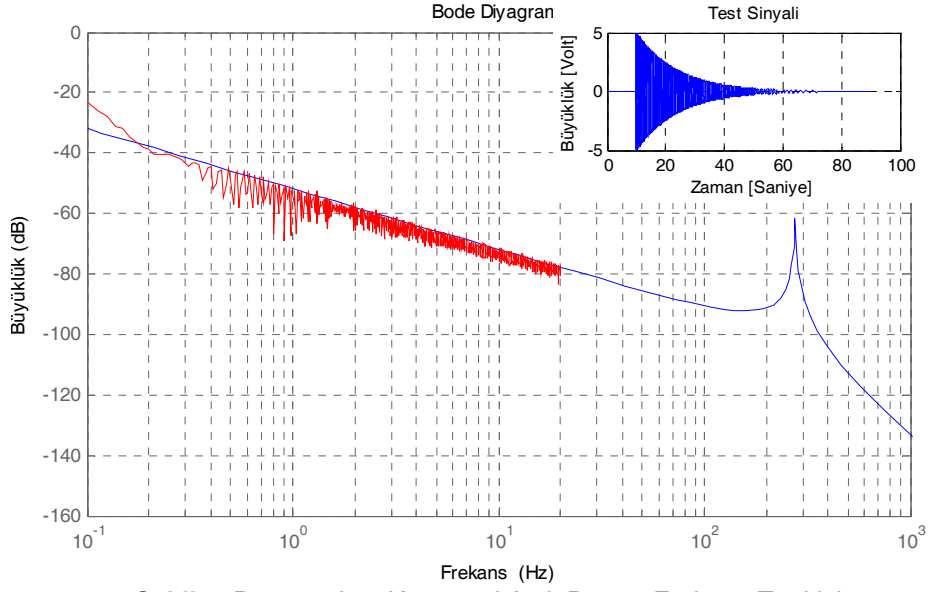
Şekil 7'deki grafiğe bakıldığında, yaklaşık 180 Hz'lik frekansa kadar sistemin sönümlü olduğu söylenebilir. Bu frekans aralığında sistem az sönümlü olmadığından test yapılırken sistemin sürekli rejime geçmesi için beklenmesine gerek yoktur. Böylelikle 0-30 Hz arası sürekli değişen test sinyali de doğrulanmaktadır. 180 Hz'den sonra sistemin doğal frekansına yaklaşılmakta ve sistem az sönümlü bir davranış göstermektedir. Eğer bu noktada frekans tepkisi testi yapılmak istenirse, sistemin sürekli rejime geçmesi için beklenmesi gerekmektedir.

160 Hz'e kadar -20 dB/dec ile ilerleyen açık döngü sistemin Bode diyagramı konum geri beslemesi ve oransal kazançla düzleştirilebilir. Oransal kazanç ne kadar büyük olursa kapalı döngü sistemin bant genişliği de o kadar büyük olacaktır. Kuramsal olarak oransal kazanç sistem kararsız duruma gelmeyecek şekilde artırılabilir, ancak pratikte servomotorların bant genişliği buna engel olmaktadır. Şekil-8'de konum bilgisinin geri beslediği oransal denetimli kapalı döngü sistemin Bode diyagramı verilmiştir. Test sinyali olarak 0 dan 20 Hz'e 120 saniye içinde sürekli olarak değişen 0,5 Volt genliğinde bir sinüzoidal sinyal kullanılmıştır. Sistemde oransal kazanç 16 alınmıştır.

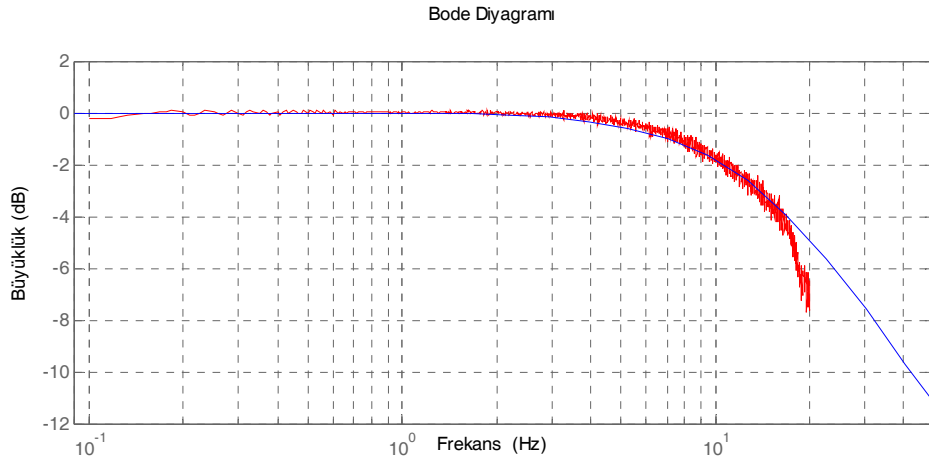
Şekil-8'den de görüldüğü gibi sadece oransal denetimin yapıldığı kapalı döngü sistemin bant genişliği 14 Hz'dir. Eğer oransal kazanç artırılırsa sistemin bant genişliği de artacaktır. Ancak şekilden görüldüğü gibi 16,5 Hz den sonra sistemin yanıtıyla modelin yanıtı arasında sapma olmaktadır. Bunun nedeni ise tasarlanan Kalman filtresinin gerçek konum bilgisinden farklı yanıt vermesidir. Bu frekans değerinde servomotordan 1.600 d/d dönmesi istenmektedir, ancak ideal olarak kabul edilen ve modellenmeyen servomotor bu frekansa yanıt verememekte ve gecikmektedir. Bu nedenle konum kestiriminde modeli kullanan Kalman filtresi yanılmakta ve gerçek sinyale göre faz farkı oluşturmaktadır.

Sonuç olarak sistemin tepkisi, konum bilgisinin geri beslediği ve sadece oransal kazanç kullanılan bir denetim sistemiyle, servomotorun ve elektriksel gürültü düzeyinin izin verdiği ölçüde düzeltilebilir.

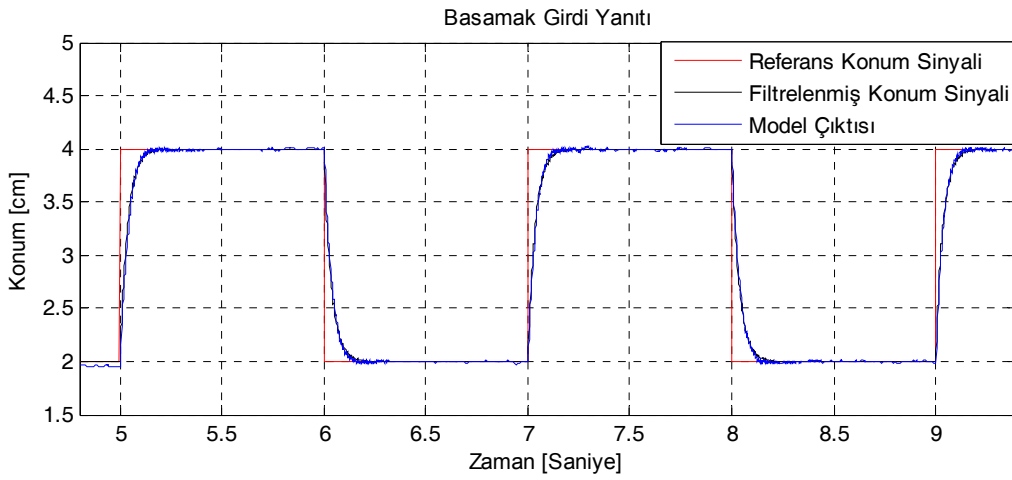
Şekil-9'da daha önce yapılan matematiksel modelin ve gerçek sistemin basamak girdi yanıtları karşılaştırılmıştır. Sistemde yalnızca oransal denetim yapılarak kazanç değeri 6 alınmıştır. Bu kazanç değeri için pompaların maksimum devri 1.800 d/d dir. Elbette daha gelişmiş bir denetim yöntemi kullanılarak konum çıktısı daha da hızlandırılabilirdi, ancak bu çalışma kapsamında amaç valfsiz sistemle de konum denetiminin yapılabildiğini göstermekle sınırlandırıldığı için bu sonuç yeterli görülmüştür.



Şekil 7. Deneysel ve Kuramsal Açık Döngü Frekans Tepkisi



Şekil 8. Deneysel ve Kuramsal Kapalı Döngü Frekans Tepkisi



Şekil 9. Deneysel ve Kuramsal Basamak Girdi Yanıtı



## SONUÇ

Bu çalışmada hidrolik sistemlerde enerji verimliliği temel alınmıştır. Buradan hareketle önce geleneksel valfli hidrolik denetim sistemlerindeki enerji kayıpları incelenmiştir. Bu analizin sonunda valfin en iyi durumda dahi pompadan gelen gücün %38,5'ini yüke ilettiği görülmüştür. Bu nedenle daha enerji verimli olan valfsiz bir hidrolik kontrol sistemi incelenmiş ve matematiksel modeli hem analitik olarak hem MATLAB Simulink ortamında yapılmıştır. Daha sonra bu valfsiz sistemin performansını görmek açısından basit bir oransal denetim yöntemiyle frekans tepkisi testleri yapılmış ve basamak girdi yanıtı bulunmuştur.

Bu çalışma neticesinde hiç valf kullanılmayan değişken devirli konum denetim yöntemiyle, valfli sistemlerle kıyaslanacak kadar yüksek performans elde edilebildiği görülmüştür. Öyle ki, yalnızca oransal denetim yöntemiyle sistemin bant genişliği 14 Hz'e kadar getirilmiştir. Tabii ki bulunan bu bant genişliği yalnızca pompanın değil bütün bir sistemindir, elbette farklı yük ve silindir çeşitlerine ve kullanılan denetim sistemine göre bu bant genişliği değeri artacak ya da azalacaktır.

Bu sistemin en önemli avantajı sistemde hiç valf bulunmaması ve bu nedenle valf kayıplarının olmayışıdır. Valf kullanılan sistemlerde, valfler üzerindeki basınç düşmesi nedeniyle oluşan enerji kayıpları ısıya dönüşmektedir ve hidrolik yağı ısıtmaktadır. Yağın akma hızını belirli bir aralıkta tutmak için yağın bir de soğutulması gerekmektedir. Oysa bu sistemde hidrolik yağ valf kısılmasına uğramadığı için hiçbir şekilde ısınmamakta ve dolayısıyla bir soğutma maliyeti oluşmamaktadır.

Değişken devirli bu sistemin diğer bir önemli üstünlüğü ise içten dişli ünitenin 4 kadranda da çalışabiliyor olmasıdır. 4 kadranda çalışma içten dişli ünitenin motor modunda da çalışarak sistemden enerji alabileceği anlamına gelir. Bu enerji bir akümülatör kullanılarak depolanabilir ve daha sonra 1. ve 3. kadranda kullanılabilir. Oysa bu çalışmada sadece valf kayıplarından kurtulmak amaç edinildiği için pompaların bu özelliği değerlendirilmemiş ve yük sisteme enerji verirken yani 2 ve 4 üncü kadranda, yükün sisteme verdiği enerji servomotor sürücüsüne gömülerek ısı olarak kaybedilmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] ERCAN Y., Akışkan Gücü Kontrol Teorisi, Gazi Üniversitesi Yayınları, 1995.
- [2] BLACKBURN J. F., Reethof G., Shearer, J. L. Fluid Power Control, The MIT Press , 1960.
- [3] LONG Q., NEUBERT T., HELDUSER S., Principle to closed loop control differential cylinder with double speed variable pump, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 17, No. 1, s. 85-88, 2004.
- [4] NEUBERT T., Untersuchungen von drehzahlverandebaren Pumpen, Dresden,2001.
- [5] WATTON J., Fluid Power Systems,Prentice Hall, 1989.

## ÖZGEÇMİŞLER

### Hakan ÇALIŞKAN

1983 yılında Samsun'da doğdu. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2006 yılında "lisans" derecesini aldı. Eylül 2006 dan 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 tanınması, akışkan gücü denetimi, robotik ve uygulamaları ve gerçek zamanlı denetim alanlarında yoğunlaşmış olup, bu konularda çeşitli uygulamalı endüstriyel uygulamalarda yer almıştır. 2001 yılından beri HPKON yürütme kurulu üyesi, 2005 yılından beri de yürütme kurulu başkanı olarak görev yapmaktadır.

**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 modellemesi, benzetimi ve tanınması alanlarında yoğunlaşmıştır.

**Suat DEMİRER**

1960 yılında Ankara’da doğmuştur. 1993–2005 yılları arasında Demirer San. ve Tic. Ltd. Şti’nde Genel Müdür olarak görev yapmıştır. 2005 yılından bu yana kendi kuruluşu olan Demirer Teknolojik Sistemler San. ve Tic. Ltd. Şti’nde Genel Müdür olarak çalışma hayatını sürdürmektedir. 1999 yılındaki kuruluşundan bu yana 5 dönemdir HPKON Yürütme Kurulu üyesidir.