

İKİ KADEMELİ MEKANİK VE MASURA KONUMU GERİ BESLEMELİ ELEKTRO-HİDROLİK BİR SERVOVALFİN DİNAMİĞİ

Sa ettin KAPUCU ve Sedat BAYSEÇ

Gaziantep Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, GAZİANTEP

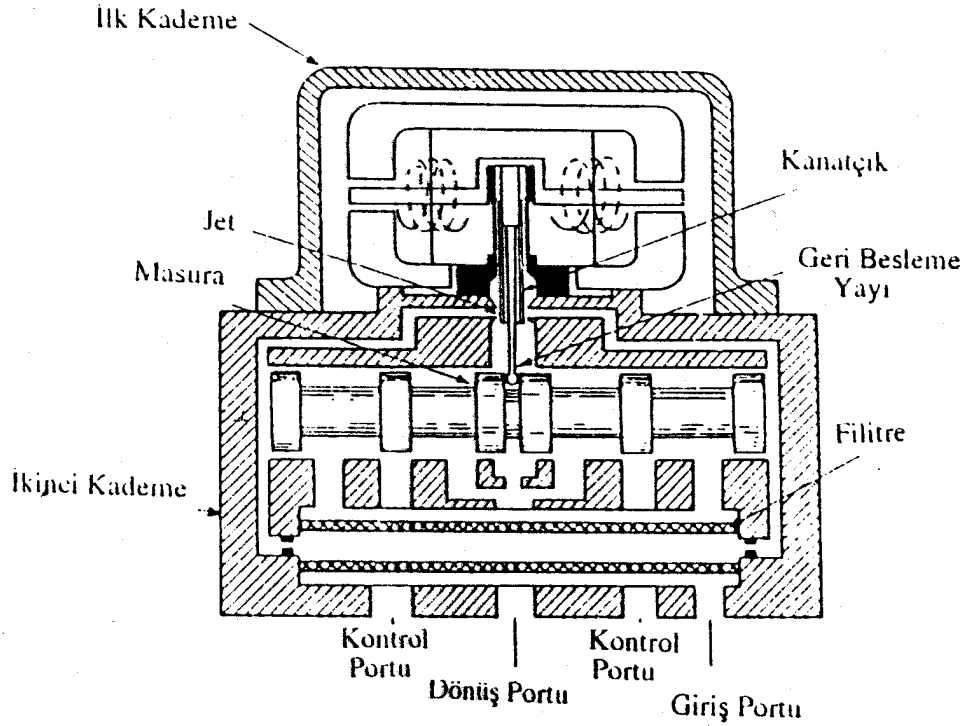
ÖZET

Bu çalışmada daimi mıknatışlı bir elektrik tork motorunun kumanda ettiği iki jetli bir kanatçıklı valf ve bu valfin kumanda ettiği ikincil bir masuralı valften oluşan çok bilinen, klasik yapıda bir servo valfin yapısı, dinamiği ve dinamik özelliklerinin deneysel olarak tesbiti anlatılmaktadır.

1. GİRİş

Bu valfler genellikle yüksek sıratte çalışan servo sistemlerde kullanıldığında başarılı bir uygulama için çalışma limitlerine yaklaşan zor çalışma şartlarında nasıl davranıldığını bilmesi gerekir. Bunun için sistemin önce yapısının, dinamik hareket denklemlerinin ve sistem parametrelerinin harekete etkisinin bilinmesi gerekir. Ayrıca akan yağın basınç ve debisi ile valf mekanizmasının dinamik karakteristiğinin deneysel olarak belirlenmesi gerekir. Bu çalışmada bu iki konu irdelenmekte ve örnek test sonuçları sunulmaktadır.

Çok bilinen klasik yapıdaki iki kademeli elektro-hidrolik servo valf şekil 1 de gösterilmiştir. Servo valfin tork motoru daimi mıknatıs ve kutup uçları, elektromığnet bobinleri, ve kanatçığa bağlı armat rden oluşmuştur. Bobinlere elektrik sinyali gönderildiğinde tork motor armat r n üzerinde bir tork oluşturur. Böylece kanatçık yer değiştirir ve jetlerin akış alanları da değişmiş olur. Bu değişiklik jetlerin arkasındaki basınçların değişmesini sağlar. Değişim elektrik akımıyla kontrol edilir. Kanatçık valf ile kontrol edilen basınçlar masuralı valfin her iki ucundaki odacıklara beslenir. Basınçların farkından dolayı masura harekete geçer. Birinci kademe ile ikinci kademe arasındaki geri besleme bir ankastra yayla sağlanır. Bu yayın bir ucu kanatçığa bağlıdır. Diğer ucu ise masuranın üzerindeki kanala girmiştir. Masuranın nötr



Sekil 1: İki kademeli Elektrohıdrolık Servo-Valfın Şematik Gösterimi.

konumundan hareketi bu yay aracılığı ile armatür üzerinde ters tork yaratır. Bu tork manyetik torka eşit olunca denge konumu sağlanır ve tork motor orijinal konumuna geri gelir. Yağ jetlerinin arkasındaki basınçlar dengelenir ve masuranın hareketi durur. Mekanik olarak valf iki ayrı hareketli kütleden oluşmaktadır. Bunlar dönme hareketi yapan kanatçık-armatür ve öteleme hareketi yapan masuradır. Dinamik hareket denklemleri ise bunların üzerine düşen toplam kuvvet fonksiyonlarının atalet kuvvetlerine eşitlenmesi ile ortaya çıkmaktadır.

2.MASURANIN ÜZERİNDEKİ KUVVETLER:

2.1. Hidrolik Kontrol Kuvvetleri:

Masuraya etki eden hidrolik kontrol kuvvetlerini kapalı formdaki denklemleri S.Bayseç ve J. Rees Jones [4] tarafından

$$P_1^2[(Z_1^2+Z_2^2K^2)]+P_1\{2[X^2(Z_1^2-Z_2^2K^2)-(Z_1^2+Z_2^2K^2)(Z_1^2P_s+Z_2^2K^2P_3)]\} \\ +[(X^2-Z_1^2P_s)^2+Z_2^2K^2P_3(Z_2^2K^2P_3+2X^2+2Z_1^2P_s)]=0 \quad (1)$$

$$P_2^2[(Z_1^2+Z_2^2L^2)]+P_2\{2[X^2(Z_1^2-Z_2^2L^2)-(Z_1^2+Z_2^2L^2)(Z_1^2P_s+Z_2^2L^2P_3)]\} \\ +[(X^2-Z_1^2P_s)^2+Z_2^2L^2P_3(Z_2^2L^2P_3+2X^2+2Z_1^2P_s)]=0 \quad (2)$$

olarak verilmiştir. Burada

$$Z_1 = C_{d0} \cdot (A_0/A_s) \cdot \sqrt{(2/\rho)}$$

$$Z_2 = C_{d1} \cdot \pi \cdot (D_N/A_s) \cdot \sqrt{(2/\rho)}$$

K birinci jet ile kanatçık arasındaki mesafe

L ikinci jet ile kanatçık arasındaki mesafe

C_{d0} sabit delik akış katsayısı

C_{d1} jet akış katsayısı

A_0 delik alanı

D_N jet çapı

A_s masura kesit alanı

X masuranın nötr konumuna göre pozisyonu

P_5 besleme basıncı

P_3 jet çıkış basıncı

ρ yağın özgül ağırlığı.

Denklem (1) ve (2) masuraya hareket veren basınçları, kanatçığın nötr konumundan olan uzaklığa ve masura hızına bağlı olarak tanımlanmaktadır.

2.2 Bernoulli Kuvvetleri:

Hidrolik güç kaynağından motora ve motordan tanka giden hidrolik yağı, masuranın oluşturduğu boşluklardan geçerken masuranın eksenel yönde karşılıklı çeperlerinde oluşturduğu basınç farkından meydana gelen dinamik kuvvetlere Bernoulli kuvvetleri adı verilir. Bu kuvvetin masuranın eksenel boyunda olan bileşeni:

$$F_b = \rho \cdot Q \cdot V \cdot \cos\theta \quad (3)$$

olarak tanımlanmaktadır [1],[2]. Burada

θ yağ jetinin masura eksenel ile yaptığı açı olup bunun çalışma şartlarının geniş bir bölümünde teorik ve deneysel olarak 69° olduğu gösterilmiştir.

V ise yağın akış hızıdır.

2.3 Geri Besleme ve Sürtünme Kuvvetleri:

Masura üzerinde, kanatçık-armatür ile arasındaki yayın gerildiğinde uyguladığı bir geri besleme kuvveti ile yağlı yüzeylerin hareket etmesi ile oluşan akışkan sürtünme kuvvetleri etki eder. Masuranın üzerine etki eden geri besleme ve sürtünme kuvvetleri:

$$F_s = -k_f \cdot X \quad (4)$$

$$F_d = -c \cdot \dot{X} \quad (5)$$

dir. Burada,

k_f yay sabiti,

c akışkan sürtünme katsayısıdır.

Masuranın bu kuvvetler altında, hareket denklemi

$$\ddot{X} = [(P_2 - P_1) \cdot A_s + F_b + F_s + F_d] / M_s \quad (6)$$

dir. Burada, M_s masuranın kütlesidir.

3.KANATÇIK ÜZERİNDEKİ TORKLAR

3.1 Manyetik Tork:

Valf tasarımında armatürün tabii mıknatıs kutupları arasındaki hareketi sınırlı tutularak verilen elektrik akımıyla üretilen torkun doğru orantılı olması sağlanır. Manyetik tork:

$$T_m = k_t \cdot i \quad (7)$$

ile ifade edilir. Burada,

k_t tork motoru sabiti,

i kontrol akımıdır.

3.2 Akışkanın Kanatçığa Çarpmasından Dolayı Oluşan Torklar:

İki jet tarafından kanatçığa uygulanan tork [1],[2]

$$T_h = [(P_1 - P_2) \cdot A_N + 4 \cdot \pi \cdot C_{df}^2 \cdot (K^2 \cdot (P_1 - P_3)^2 - L^2 \cdot (P_2 - P_3)^2)] \cdot R_f \quad (8)$$

dir. Burada,

A_N jet kesit alanı,

R_f jet eksenine ile kanatçık arasındaki uzaklıktır.

3.3 Esnek Bağlantı Elemanından Dolayı Oluşan Karşıt Yay ve Sürtünme Torkları:

Kanatçık valfin ıslak ve kuru kısımlarını birbirinden ayıran elastik bir membran içinden geçer. Kanatçığın hareketi ile gerilen elastik membran kanatçık üzerine ters yönde bir elastik tork uygular. Elastik bağlantı elemanından dolayı oluşan tork:

$$T_s = -k_s \cdot \theta \quad (9)$$

dir. Burada, k_s torsiyonel yay sabitidir.

Kanatçığın sıvı bir ortamda çalışmasından dolayı üzerinde sürekli olarak bir akışkan sürtünme torku vardır:

$$T_d = -c_d \cdot \dot{\theta} \quad (10)$$

Burada, c_d akışkan sürtünme sabitidir.

Tüm bu torkların etkisi altında kanatçık valfinin hareket denklemi:

$$\ddot{\theta} = (T_m + T_h + T_s + T_d) / I_f \quad (11)$$

dir. I_f kanatçığın kütleli atalet momentidir.

4. BİR SERVOVALFİN DİNAMİK KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ

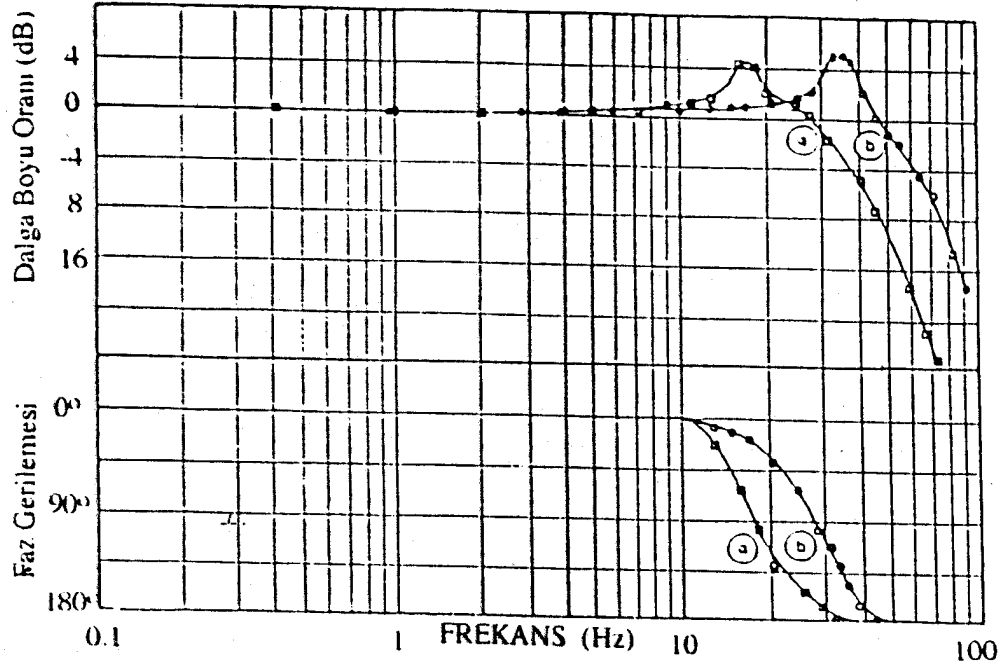
Valflerin dinamik özellikleri ve davranışı kumanda ettikleri mekanik sistemlerin dinamiğine etki ettiğinden çok önemlidir. Bir hidrolik servovalfin dinamik özellikleri:

- a) Sıfır kontrol yükünde frekans tepkisi ve faz gerilemesi,
 - b) Sonsuz kontrol yükünde basınç-elektrik kontrol akımı fonksiyonu,
 - c) Basınç-elektrik kontrol akımı-yag debisi fonksiyonu,
- ile belirlenir. Bu çalışmada Gaziantep Üniversitesi Laboratuvarlarında imal edilmiş olan bir servovalfin dinamik özellikleri deneysel olarak saptanarak sunulmaktadır.

4.a) Frekans Tepkisi ve Faz Gerilemesi:

Frekans tepkisi valfin değişik süratlerde uygulanan kontrol sinyallerine ne derecede uyabildiğini gösterir. Genellikle kontrol sinyali olarak sentis dalgası kabul edilir. Servovalfin frekans tepkisi içinde bu deneyde bir fonksiyon üreticisinden elde edilen sabit genlikte bir sinüs dalgası kullanılmıştır. Elde edilen voltaj çıkışı güç yükselticisinde akıma çevrilerek tork motoruna verilmiştir. Masuranın her iki ucuna yerleştirilen indüktif tip temassız konum duyargaları ile masuranın konumu dinamik olarak gözlenmiştir. Fonksiyon üreticisinin ve konum duyargalarının çıktıları çift huzmeli osilaskoptan aynı anda kaydedilerek, bunlardan dalgaların genliği ve faz farkı direkt olarak ölçülmüştür. Test değişik frekanslarda tekrarlanarak Şekil 2'de görülen sonuçlar elde edilmiştir.

Deneyi yapılan servo valfin çalışma aralığı tam akım uygulandığında 18 Hertz olmaktadır. Doğal olarak akım azaldığında valfin çalışma aralığıda artmaktadır (Şekil 2). Piyasada satılan valflerle karşılaştırıldığında, imali sınırlı olanaklarla yapılan bu valfin çalışma aralığının iyi olduğu görülmektedir. Deney 80 Herz'e kadar yapılmış ve bu aralığa kadar sadece bir rezonans görülmüştür. Bu masuralı valfin rezonansıdır. Kanatçık valfin ve tork motorunun rezonans değerleri daha yüksektir ve bu aralıkta gözlenememiştir. Rezonanstaki dalga boyu oranı 4 dB'e ulaşmaktadır. Genellikle sistemlerin kritik sönümlenmiş kataloglardaki verilen frekans tepkisi eğrileriyle elde edilen eğri karşılaştırıldığında her ikisinin de frekans karakteristiğinin benzediği görülmektedir. Deneyler kontrol uçları yüksüz bir hidrolik silindire bağlı iken yapılmıştır.



Şekil 2: Servovalfin frekans tepkisi ve faz gerilemesi

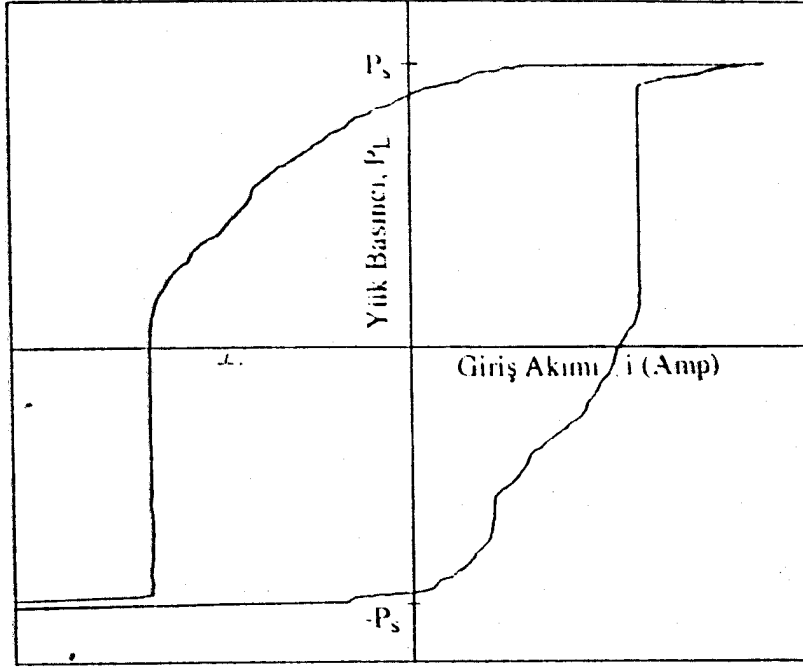
a) Kontrol sinyali maximum

b) Kontrol sinyali $0.5 \times \text{maximum}$.

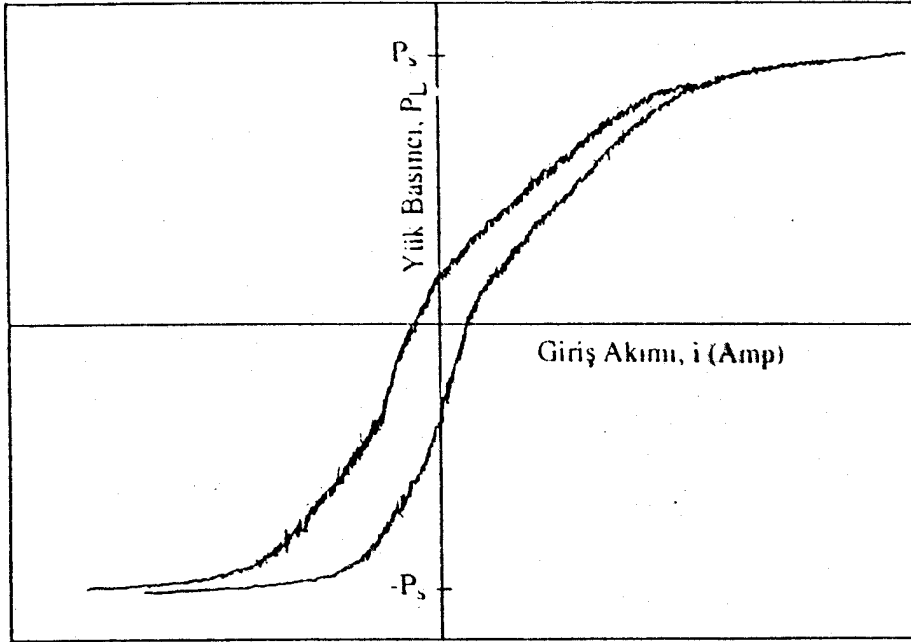
4.b) Basınç-Elektrik Kontrol Akımı Fonksiyonu:

Masuranın gömlek içindeki hareketi basınç debi ilişkisini belirler. Masuranın konumunun bilinmesi basınç-debi ilişkisinin tam olarak belirlenmesini sağlar. Masuranın öncü iki dinamik sistemle kontrol edilmesinden dolayı, üzerinde direkt kontrol imkanı yoktur. Masuranın verilen akımla doğru orantılı hareket etmesi istenilir. Yağ akışının yön değiştirmesi Bernoulli kuvvetlerinin değişmesine sebep olacağı için masuranın konumu istenilen konumdan daha değişik bir konuma geçer. Dolayısı ile tüm öncü dinamik sistemlerin etkilerini de içine alacak şekilde yük basıncına karşılık elektrik kontrol akımı değerlerinin elde edilmesi servo valfin dinamik davranışı bakımından daha gerçekçi bir yaklaşımdır. Şekil 3'de kontrol portlarının kapalı konumdaki yük basıncına karşılık elektrik akımını göstermektedir. Masuranın üzerindeki basınç farklılıklarından dolayı sürtünme artmakta masuranın gömlek cidarına yapıştığı görülmektedir. Şekil 3'de görülen değişik noktalardaki düşey çizgiler bu yapışmadan kaynaklanmaktadır. Kontrol portlarının kapalı olmasından dolayı debi akışı olmamaktadır. Ancak valfin içindeki kaçaklardan dolayı Bernoulli kuvvetleri oluşmaktadır. Yön değişimi sırasında bu kuvvetlerin çok etkili olması sonucu şekil 3'de görüldüğü gibi masura kontrol dışına çıkmaktadır. Masuranın gömleğe yapışmasını engellemek için, genellikle çok küçük dalga boylarında bir sinüs dalgası, kontrol dalgasının üzerine eklenir ve bu sinyal sistemin davranışını düzenler. Şekil 4 ve 5'da kontrol sinyali üzerine dalga boyları çok küçük,

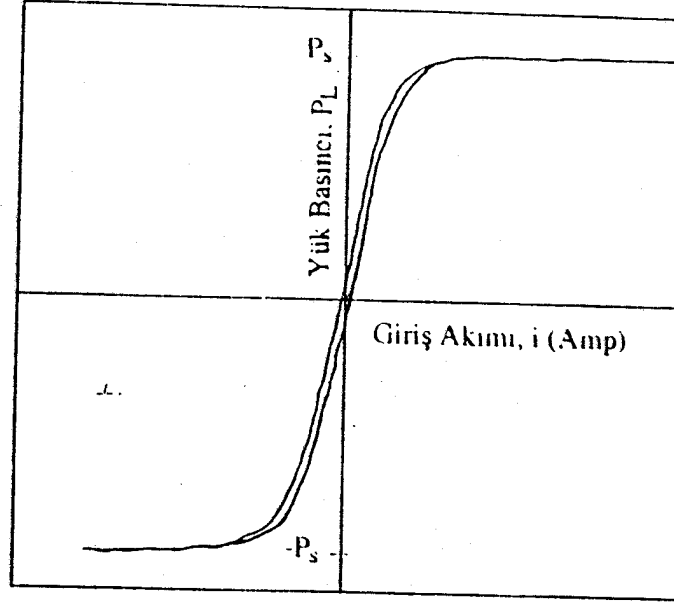
frekansları 50 ile 32 Hertz olan sinyaller verilerek elde edilen kapalı port karakteristiklerinin iyileştiği görülmektedir.



Şekil 3: Basınç-Kontrol Akımı Fonksiyonu. Bu deneyde masuranın gömleğe yapıştığı ve hareketinin kontrol edilemediği görülmektedir.



Şekil 4: Basınç- kontrol akımı fonksiyonu. Bu deneyde masuranın yapışmasını önlemek için kontrol akımı üzerine 50 Hertz gürültü sinyali eklenmiştir.

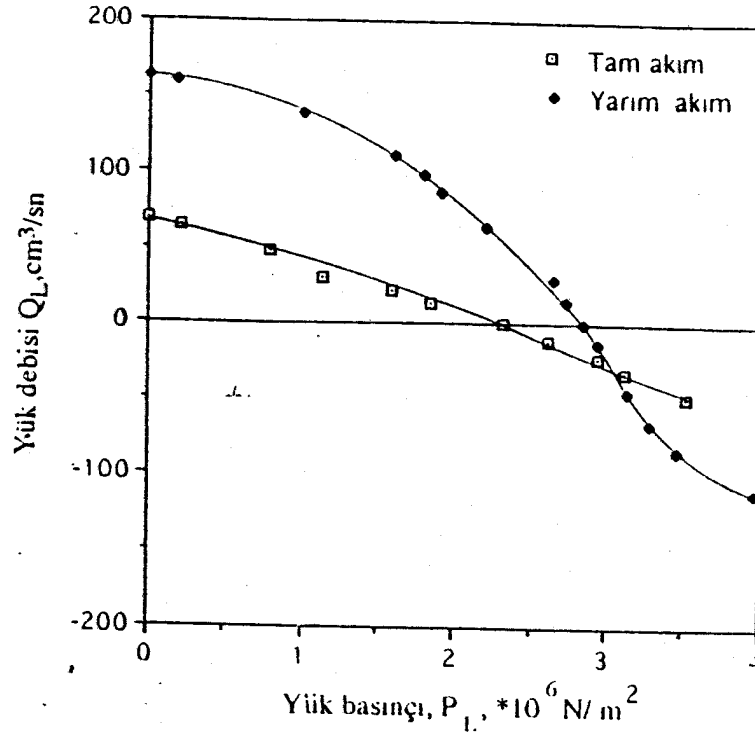


Şekil 5: Basınç-kontrol akımı fonksiyonu. Bu deneyde masuranın yapışmasını önlemek için kontrol akımı üzerine 32 Hertz gürültü sinyali eklenmiştir. Yapışmanın tamamen ortadan kalktığı görülmektedir.

4.c) Basınç-Elektrik Kontrol Akımı-Yağ Debişi Fonksiyonu

Servovalfin statik davranışı değişik kontrol sinyaline karşılık gelen basınç-debi eğrileri ile de incelenir. Şekil 6'da tam ve yarım kontrol akımının girişine karşılık basınç-debi değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi basınç debi davranışı paraboliktir.

1. Şekilde görüldüğü üzere, sıfır yük basıncında debi ve elektrik kontrol akımı birbiri ile doğru orantılı olup orantı katsayısına akım kazancı denir. Akım kazancının sabit çıkması üç ayrı dinamik sistemlerden oluşan valften masura kanumu üzerinde başarılı bir konum kontrolü olduğunu göstermektedir.
2. Sıfır kontrol debisinde yani kontrol yükünün sonsuz olup kontrol portları arasında hiç akım olmaması durumunda kontrol basıncının besleme basıncına eşit olması gerekir. Ancak valf içindeki yağ kaçaklarından dolayı sıfır kontrol debisinde besleme basıncından daha küçük bir basınçta ulaşılır. Tüm parabolik eğrilerin birbiri ile kesiştiği yük basıncının besleme basıncına eşit olduğu noktada ise bir miktar negatif yağ akımı vardır. Bu negatif yağ akımı valf içindeki kaçaklardır. Bu kaçak yağ akımı akım laminar ise yük basıncı ile doğru orantılı türbülent ise yük basıncının karakökü ile doğru orantılıdır.



Şekil 6: Servovalfin Basıncı-Kontrol Akım-Debi Karakteristiği.

SONUÇ:

Hidrolik valfler imalatları yüksek teknoloji gerektiren, yüksek hızlı kontrol sistemlerinin en önemli parçalarıdır. Servo valflerin içerisinde meydana gelen olaylar fiziksel ve matematiksel olarak karmaşık gibi görülmese de deneysel verilerle oluşan ampirik bağlantılar kullanılarak mühendislik amaçlarına uygun çalışmalar için yeterli duyarlılıkta sonuçlar alınabilmekte ve tasarımlar yapılabilir. Deneysel veriler servovalfin tasarımı ve geliştirilmesinde önemli bir adımı oluşturmaktadır. Bu çalışmada temel tasarım kriterlerine göre imal edilen valfin dinamik karakteristikleri deneysel olarak elde edilip sunulmuştur.

KAYNAKLAR

1- Hydraulic Control Systems,

Herbert E. Merrit, John Wiley and Sons Inc. ISBN 0 4721 59617 5, 1967.

2- Fluid Power Control,

Blackburn, J.F., G. Reethof, and J.L. Shearer, Technology Press of M.I.T and Wiley, 1960.

- 3- Simulation of the Dynamics of Hydraulically Actuated Planar Manipulators,
S. Bayseç, Ph.D. Thesis, Liverpool Polytechnic.-1983.
- 4- An Improved Model of an Electrohydraulic Servovalve,
S. Bayseç, and J.Rees Jones, 7'th International IFTOMM Congress, Sevilla,.-1987
- 5- The Dynamic Characteristics of an Electrohydraulic Servovalve,
D.J. Martin, G.R.Burrows,ASME, Journal of Dynamics Systems,Measurements and
Control, December 1976., pp 395-406.