



İKİ KADEMELİ ELEKTRO HİDROLİK VALFİN KANATÇIK VALF MODELİ VE KANATÇIK NOZUL BOŞLUĞU BASINCININ İNCELENMESİ

Ali KILIÇ
Sadettin KAPUCU
Sedat BAYSEÇ
John Rees JONES

ÖZET

Bu çalışmada, iki kademeli bir elektro hidrolik servo valfın, ilk kademesi olan çift jetli kanatçık valfın modellenmesi ve ikinci kademe olan masuranın hareketlendirilmesini sağlayan masura uçlarına etki eden basınçların kapalı denklem çözümlerinin elde edilmesinden bahsedilmiştir. Ayrıca, elde edilen denklemler ile kanatçık nozul boşluğu basıncının etkileri incelenmiş ve sonuçlar sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Elektro Hidrolik Servo Valfler, Servo Valf Modelleme

ABSTRACT

In this study, modeling of a double jet flapper valve, which is the first stage of the double stage of a servo valve and closed form solutions of boost pressure of the spool valve, which is the second stage of the servo valve, are presented. Additionally, using the derived equations, jet chamber pressure effect is examined and results are presented.

Key Words: Electrohydraulic Servo Valves, Modelling of Servo Valves

1. GİRİŞ

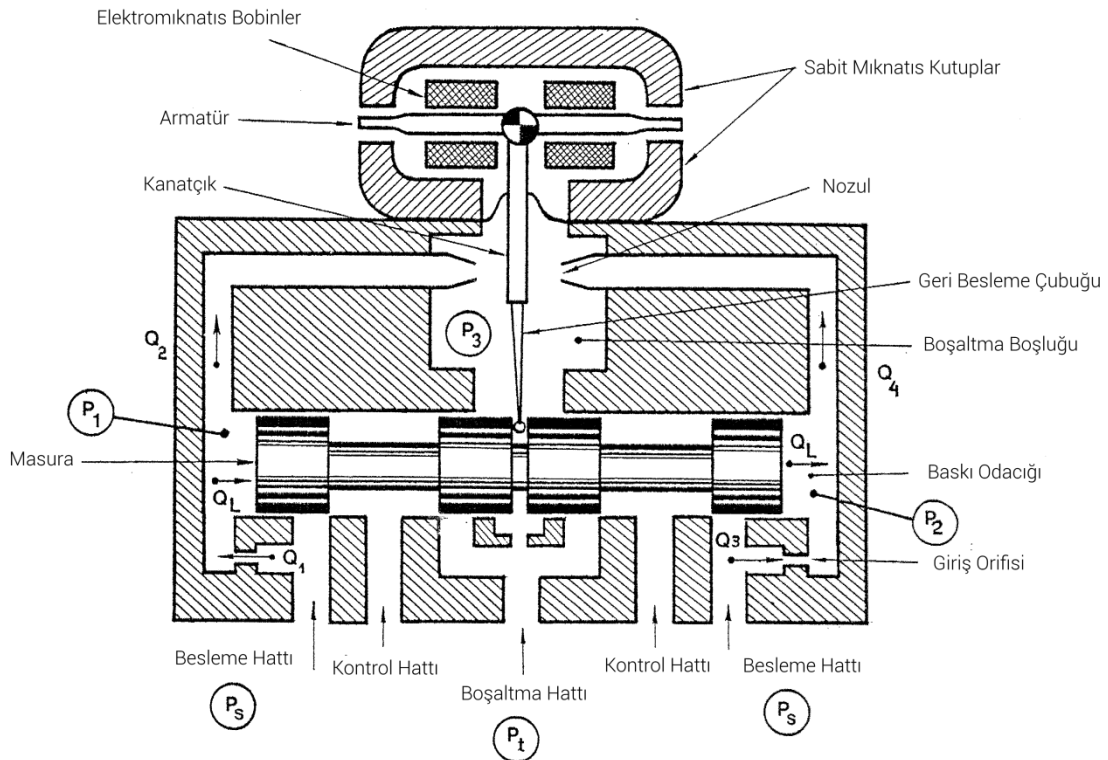
Hidrolik servo sürücülü sistemler, yüksek güç gerektiren endüstriyel robotlarda ve yeni nesil iş makinelerinde yük-ağırlık oranının çok düşük olması sebebiyle tercih edilmektedirler. Daha da ötesinde, sürdükleri sistemlerde, yüksek hızlı kontrol elemanları hızlı başlama, ani durma ve hız değişimlerini kolayca yerine getirebilmektedirler. Hidrolik güç ünitesi ile eyleyici arasındaki akışın denetimi genellikle bir 3 yollu yada 4 yollu bir valf ile yapılır. Masuranın pozisyonu ve eyleyicinin yükü masura bölümünden geçen akışın miktarını belirler. Masura, yüksek tepkili, genellikle, küçük elektrik kuvvet ya da tork motoru kullanılarak konumlandırılır. Dolayısıyla da, servo valfler yüksek güç gerektiren akışkan gücü kontrol sistemlerin en önemli bileşenleri olarak yer almaktadır[9].

Birçok uygulama alanı bulunan akışkan gücü kontrol sistemlerinde iki kademeli elektro hidrolik servo valfler kullanılmaktadır. Çok bilinen klasik yapıdaki bu valfler genellikle bir tork motoru ve bu tork motorunun kontrol ettiği iki jetli kanatçık valf ve bu valfında kontrol ettiği bir masuralı valften oluşmaktadır. Bu tip valflerde masuranın konum geri beslemesi kanatçık ucundaki ankastre yay ile sağlanmaktadır. Yüksek performans gerektiren bu valfler yüksek basınç ve debileri kontrol edebilmelidir. Masuralı valfi harekete geçirebilmek için kolay ve hassas kontrol edilebilir kuvvetler gereklidir. Servo valfler de daha yüksek çalışma hızlarına çıkabildiği genellikle güç yükseltilmesi kanatçık valfler ile sağlanmaktadır[4,5,6].

İki jet, bir kanatçık ve bir gövdeden oluşan bu valflerde kanatçığın jetler arasında hareket etmesiyle basınç farkları yaratılır. Bu basınç farkları masuralı valfin konumunu değiştirmek için kullanılır. Kanatçık valf tam nötr konumunda iken jetlerden devamlı olarak bir yağ akışı söz konusudur. Bu yağ akışının bir rezistansla karşılaşması durumunda, basınç-debi-kanatçık yer değiştirmesi fonksiyonunu nasıl etkileyeceği bu çalışmada incelenmiştir. Bunun içinde öncelikli olarak kanatçık valfin modellenmesi gerekmektedir. Literatürdeki mevcut modellemelerden farklı olarak masuranın hareketlendirilmesini sağlayan masura uçlarına etki eden basınçların ikinci derecen polinom olarak kapalı denklem çözümlerinin türetilmesinden bahsedilecektir. Elde edilen denklemler ile kanatçık valfin jetlerinden devamlı olarak gelen yağ akışının karşılaştığı basınca karşılık basınç-debi-kanatçık yer değiştirmesi fonksiyonunun nasıl değişime uğradığı incelenecektir.

2. İKİ KADEMELİ ELEKTRO HİDROLİK VALFİN KANATÇIK VALF MODELİ

İki kademeli mekanik kuvvet geri beslemeli elektro hidrolik servo valf Şekil 1'de verilmiştir. Bu yapıya sahip olan servo valfler oldukça iyi bilinmektedir ve iyi dökülmüşlerdir. Meritt [1] benzer bir yapıdaki bir valfin her bir bileşenin modellemesini oldukça iyi bilinen kitabında açıklamaktadır. Yine aynı biçimde McCloy ve Martin [2] benzer bir analizi kitabında sunmaktadır. Guillion [3] farklı valf konfigürasyonlarını aynı kabuller altında ve teknik ile kitabında bahsetmektedir. Her ne kadar valflerin içerisinde meydana gelen olaylar fiziksel ve matematiksel olarak karmaşık gibi görünse de, deneysel verilerden oluşan ampirik bağlantılar sağlanarak, mühendislik amaçlarına uygun çalışmalar için yeterli duyarlılıkta sonuç alınabilmektedir [8].



Şekil 1. İki kademeli elektrohidrolik servo valfin yapısı.

Hidrolik devre analizi için aşağıdaki kabullenmeler yapılacaktır:

- 1) Giriş basıncı sabittir.
- 2) Hidrolik sıvısı sıkıştırılmazdır.
- 3) Akış türbülanslıdır.



Şekil 1 deki akışlar ve basınçlar için verilen sembolleri kullanarak,

$$Q_1 = C_{do} A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \quad (1)$$

$$Q_3 = C_{do} A_o \sqrt{\frac{2(P_s - P_2)}{\rho}} \quad (2)$$

$$Q_2 = C_{df} \pi D_N (x_{fo} - x_f) \sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} \quad (3)$$

$$Q_4 = C_{df} \pi D_N (x_{fo} - x_f) \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} \quad (4)$$

yazılabilir. Yüksek basınçlı alanlardan düşük basınçlı alanlara kaçak akışlarının olmadığı kabulüyle, akış kanunu kullanarak

$$Q_L = Q_1 - Q_2 = Q_4 - Q_3 = A_s \dot{x} \quad (5)$$

yazabiliriz. Burada

C_{do} giriş sabit orifisler için boşaltım katsayısı (birimsiz)

C_{df} nozul çıkışlarındaki değişken orifisler için boşaltım katsayısı (birimsiz)

P_s güç ünitesi basıncı (N / mm^2)

P_1, P_2 kanatçık valfi jet basınçları (N / mm^2)

A_o giriş sabit orifislerinin alanı (mm^2)

ρ yağın öz kütlesi $\cong 8.3 \times 10^{-10} (N - sec^2) / mm^4$

x_f kanatçığın nozulların orta noktasından anlık yer değiştirmesi (mm)

x_{fo} kanatçığın nozulların orta noktasında iken nozul ile kanatçık arasındaki mesafe (mm)

x masuranın nötr konumundan yer değiştirmesi (mm)

Q debi (mm^3 / sec)

D_N nozul çapı (mm)

A_s masura alanı (mm^2)

Denklem 1,2,3,4 ve 5 de kanatçığın nötr konumundan olan yer değiştirmesi bağımsız parametre iken masura itki basınçları bağımlı değişkenlerdir. Kapalı formdaki P_1 ve P_2 basınçları Denklem 1,2,3,4 ve 5 birbirlerinin içerisine yerleştirilmesiyle aşağıdaki gibi ikinci dereceden polinomlar olarak ifade edilebilir [7].

$$P_1^2 \left[(Z_1^2 + Z_2^2 K^2)^2 \right] + P_1 \left[2 \{ \dot{x}^2 (Z_1^2 - Z_2^2 K^2) - Z_1^2 P_s (Z_1^2 + Z_2^2 K^2) \} \right] + \left[(\dot{x}^2 - Z_1^2 P_s)^2 \right] = 0 \quad (6)$$

$$P_2^2 \left[(Z_1^2 + Z_2^2 L^2)^2 \right] + P_2 \left[2 \{ \dot{x}^2 (Z_1^2 - Z_2^2 L^2) - Z_1^2 P_s (Z_1^2 + Z_2^2 L^2) \} \right] + \left[(\dot{x}^2 - Z_1^2 P_s)^2 \right] = 0 \quad (7)$$



$$\text{Burada } Z_1 = C_{do} \frac{A_0}{A_s} \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \left(mm^4 / (N - sec^2) \right)^{1/2}$$

$$Z_2 = C_{df} \pi \frac{D_N}{A_s} \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \left(mm^4 / (N - sec^2) \right)^{1/2}$$

K kanatçık ile nozul 1 arasındaki anlık yer değiştirme (mm^2)

L kanatçık ile nozul 2 arasındaki anlık yer değiştirme (mm^2)

Denklem 6 P_1 için çözülürse,

$$P_1 = \frac{-B_1 + \text{sign}(\dot{x}) \sqrt{B_1^2 - 4A_1C_1}}{2A_1} \quad (8)$$

elde edilir. Burada

$$\begin{aligned} A_1 &= (Z_1^2 + Z_2^2 K^2)^2 \\ B_1 &= 2\{\dot{x}^2 (Z_1^2 - Z_2^2 K^2) - Z_1^2 P_s (Z_1^2 + Z_2^2 K^2)\} \\ C_1 &= (\dot{x}^2 - Z_1^2 P_s)^2 \end{aligned}$$

Aynı şekilde denklem 7 P_2 için çözülürse,

$$P_2 = \frac{-B_2 + \text{sign}(\dot{x}) \sqrt{B_2^2 - 4A_2C_2}}{2A_2} \quad (9)$$

elde edilecektir. Burada

$$\begin{aligned} A_2 &= (Z_1^2 + Z_2^2 L^2)^2 \\ B_2 &= 2\{\dot{x}^2 (Z_1^2 - Z_2^2 L^2) - Z_1^2 P_s (Z_1^2 + Z_2^2 L^2)\} \\ C_2 &= (\dot{x}^2 - Z_1^2 P_s)^2 \end{aligned}$$

Denklem 8 ve 9, kanatçık yer değiştirmesi ve masuranın hızı tanımlandığında, masuranın itki odacıklarındaki basınçları verecektir. Bu denklemlerde nozul boşluğu basıncı, P_3 sıfır olarak kabul edilmiştir. Masurayı hareket ettirmek için gerekli yük basıncı ($P_1 - P_2$) ve değişik kanatçık yer değiştirmesindeki yük debisi grafiği Şekil 2 (a) da verilmiştir.

Benzeri birçok valf tasarımında, nozul çıkış boşluğu odacığı doğrudan normalde sıfır basıncında olan sızıntı hattına bağlıdır. Böyle bir durum için denklem 8 ve 9 masura itki basınçlarını doğru bir biçimde verecektir. Ancak bir kısıtlayıcı olması, nozul çıkış boşluğu basıncının sıfırdan büyük bir değere erişmesini sağlayacaktır.

Sızıntı hattı ile nozul boşluğu arasına bir basınç sınırlama valfi koyarak nozul boşluğu çıkış basıncını artırılabilir. Bu durumda, sabit bir P_3 basıncı sağlanabilir. Denklem 3 ve 4' e P_3 eklenmesiyle bu denklemler:

$$Q_2 = C_{df} \pi D_N (x_{fo} - x_f) \sqrt{\frac{2(P_1 - P_3)}{\rho}} \quad (10)$$

$$Q_4 = C_{df} \pi D_N (x_{fo} - x_f) \sqrt{\frac{2(P_2 - P_3)}{\rho}} \quad (11)$$

olarak ifade edilirler. Oluşan bu denklemler göz önüne alınarak yeniden çözüldüğünde denklem 6 ve 7

$$P_1^2 \left[(Z_1^2 + Z_2^2 K^2)^2 \right] + P_1 \left[2\{\dot{x}^2 (Z_1^2 - Z_2^2 K^2) - (Z_1^2 + Z_2^2 K^2) (Z_1^2 P_s + Z_2^2 K^2 P_3)\} \right] + \left[(\dot{x}^2 - Z_1^2 P_s)^2 + Z_2^2 K^2 P_3 (Z_2^2 K^2 P_3 + 2\dot{x}^2 + 2Z_1^2 P_s) \right] = 0 \quad (12)$$

$$P_2^2 \left[(Z_1^2 + Z_2^2 L^2)^2 \right] + P_2 \left[2\{\dot{x}^2 (Z_1^2 - Z_2^2 L^2) - (Z_1^2 + Z_2^2 L^2) (Z_1^2 P_s + Z_2^2 L^2 P_3)\} \right] + \left[(\dot{x}^2 - Z_1^2 P_s)^2 + Z_2^2 L^2 P_3 (Z_2^2 L^2 P_3 + 2\dot{x}^2 + 2Z_1^2 P_s) \right] = 0 \quad (13)$$

Sabit yüksek bir P_3 basıncı elde etmek için basınç sınırlama valfi uygun olmasına rağmen, üretim maliyeti, yük yayının yorulması ve özelliğini kaybetmesi ve hareketli parçalar ile tıkanması gibi dezavantajları vardır. Genellikle, kullanılan teknik, nozul çıkış boşluğu ile sızıntı hattı arasında bir sabit orifis eklemektir. Bu uygulama ile, P_3 basıncı sabit olmadığı için denklemlerin oluşturulmasına zorluklar katar. Bu durumda akış sürekliliği nedeniyle denklem 12 ve 13 ek olarak:

$$Q_5 = Q_2 + Q_4 \quad (14)$$

ve

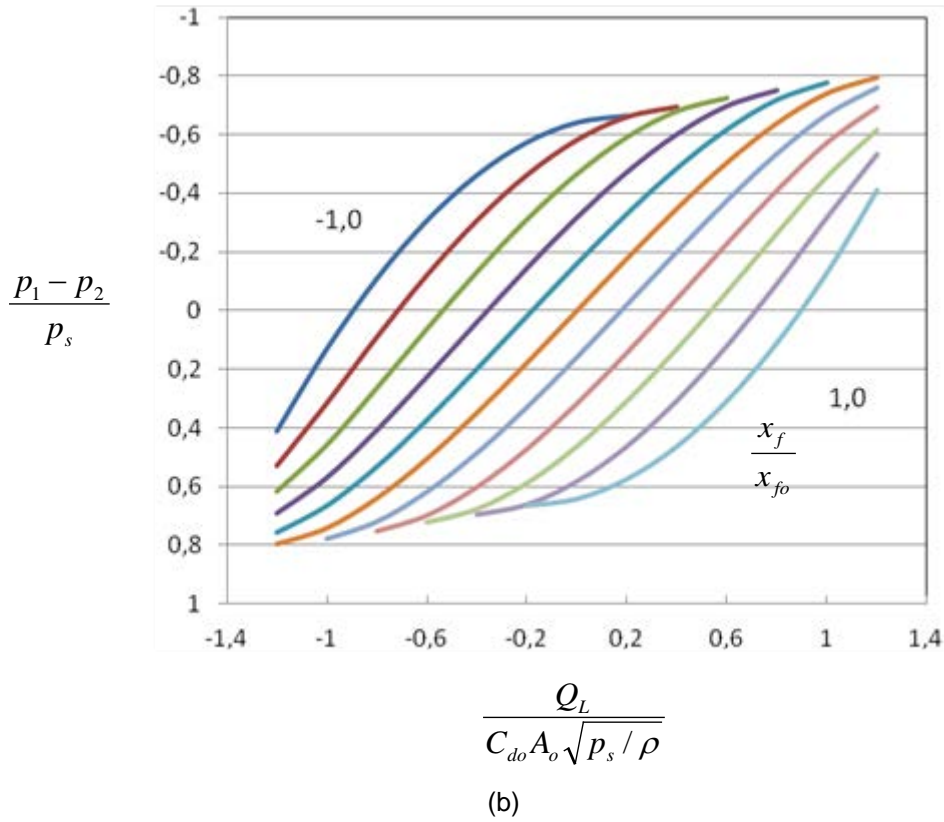
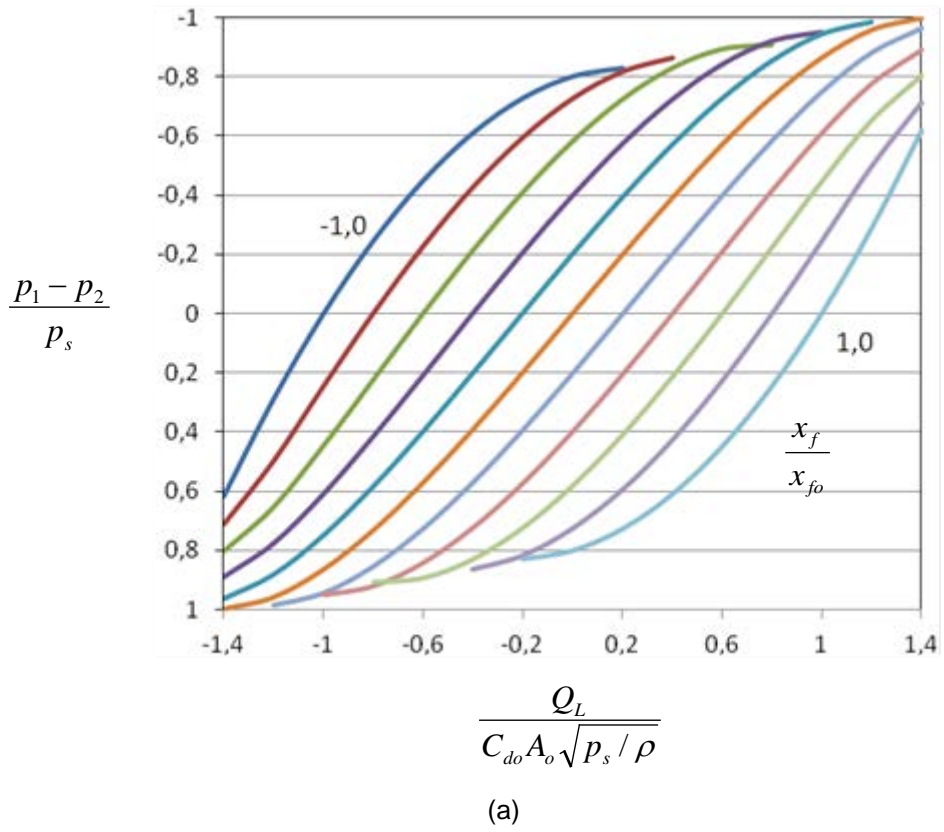
$$Q_5 = C_{do} A_{dr.o} \sqrt{\frac{2P_3}{\rho}} \quad (15)$$

bu denklemlerde kullanılacaktır. Burada,

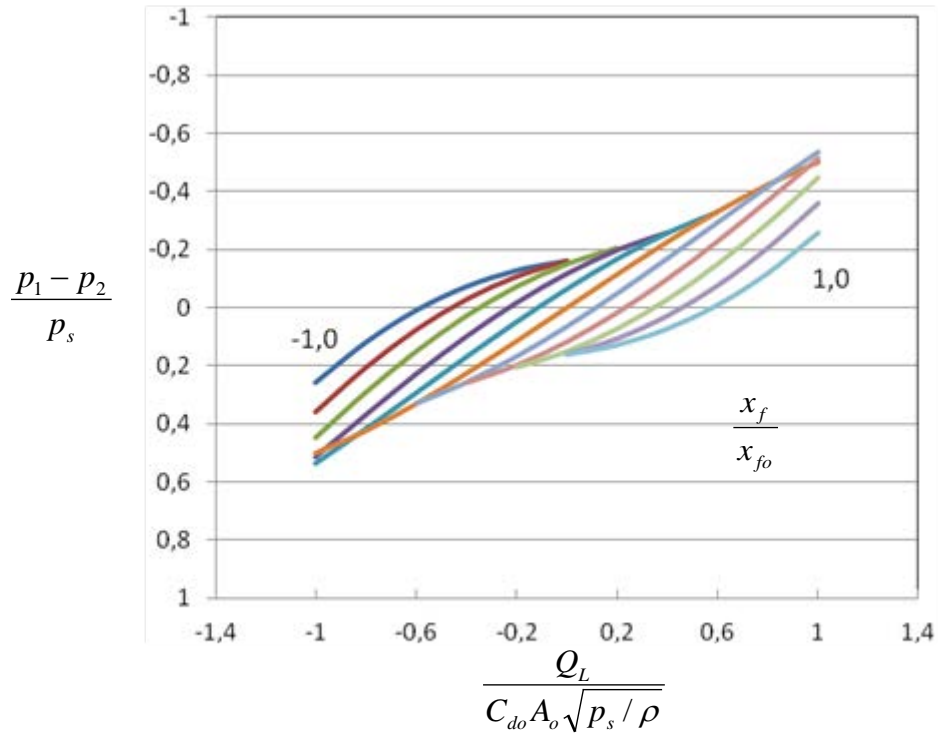
C_{do} giriş sabit orifisler için boşaltım katsayısı

$A_{dr.o}$ sızıntı hattı orifis alanı

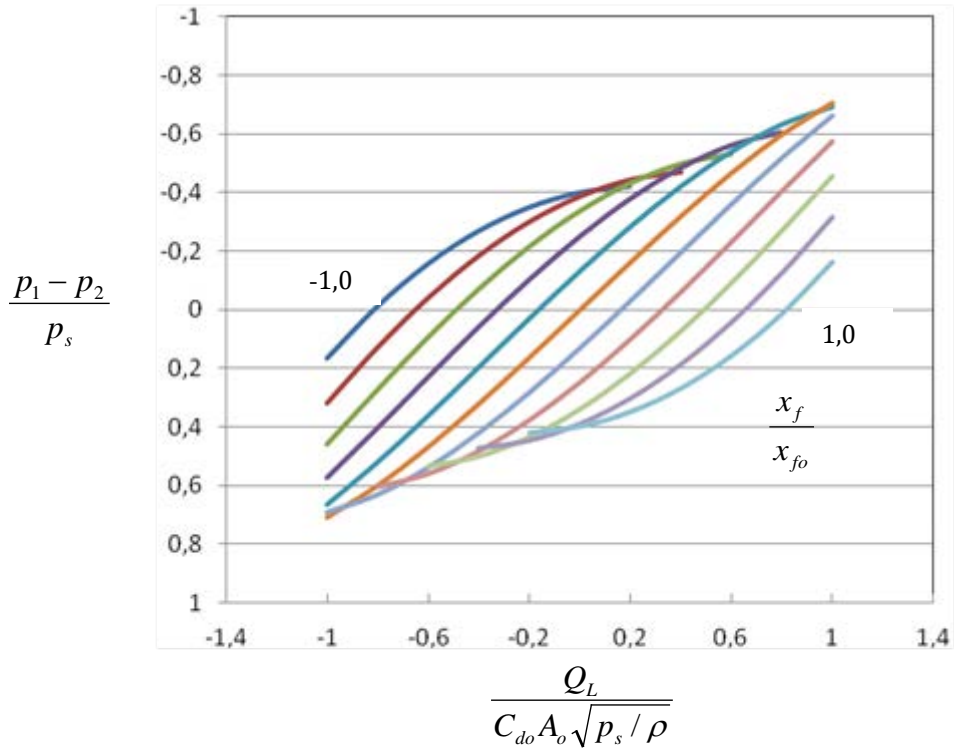
Yük debisi Q_L , yük basıncı P_L ve kanatçık yer değiştirmesi x_f arasındaki ilişkiyi karşılaştırma yapabilmek için boyutsuzlaştırılmış olarak şekil 2 (b) de nozul çıkış boşluğu basıncı sabit bir $P_3 = 0.2 * p_s$ olacak şekilde rastgele seçilerek karşılaştırma amacıyla verilmiştir. Bu şekillerden de görüleceği üzere sabit bir P_3 değeri girdi basıncını bu sabit basınç değeri kadar düşürmektedir. Şekil 3' de ise nozul çıkış boşluğu ile sızıntı hattı arasındaki orifis alanının giriş orifis alanına eşit olduğu durum ve nozul çıkış boşluğu ile sızıntı hattı arasındaki orifis alanının giriş orifis alanının iki katı olduğu durumu gösterir grafikler verilmiştir.



Şekil 2: Kanatçık valfin basınç-debi-kanatçık yer değiştirmesi grafikleri. a) Sıfır nozul boşluğu çıkış basıncı, b) $0.2 P_s$ nozu çıkış boşluğu basıncı, c) nozul çıkış boşluğu ile sızıntı hattı arasındaki orifis benzer bir orifis olması durumu.



(a)



(b)

Şekil 3: Kanatçık valfin basınç-debi-kanatçık yer değiştirmesi grafikleri. a) nozul çıkış boşluğu ile sızıntı hattı arasındaki orifis alanın giriş orifis alanına eşit olduğu durum b) nozul çıkış boşluğu ile sızıntı hattı arasındaki orifis alanın giriş orifis alanının iki katı olduğu.



3. SONUÇ

Bu çalışmada iki kademeli bir elektro hidrolik servo valfin, ilk kademesi olan çift jetli kanatçık valfin modellenmesi ve ikinci kademe olan masuranın hareketlendirilmesini sağlayan masura uçlarına etki eden basınların elde edilmesine yönelik ikinci derecen polinomlarla ifade edilen kapalı denklemleri verilmiştir. Bu denklemler kullanarak kanatçık nozul boşluğu basıncının etkileri üç farklı senaryo için irdelenmiştir. Sızıntı orifisinin etkisi, kanatçık valf tam nötr konumda iken kanatçık valfin üzerinden geçen toplam debinin maksimum olduğu anda daha çok etkili olduğu görülmektedir. Kanatçık nötr konumundan ötelendiğinde, valfin üzerinden geçen akış azalmaktadır. Bundan dolayı kanatçık nötr durumda iken boşluk çıkış basıncı en yüksek değerindedir ve kanatçık nötr durumundan yer değiştirdiğinde ise basınç düşmektedir.

Yüksek bir P_3 basıncı aşağıdakilere sebep olmaktadır.

a) *Masura itki basınçlarının yükselmesi.* Masura gömleğindeki ana besleme bağlantısı itki odalarına yakın olduğundan daha yüksek basınçlar oluşur ve böylece bu yüksek basınçlar masura itki odacıklarından yağ kaçaklarını önler ve daha iyi bir kontrol edilebilirlik sağlamaktadır.

b) *Nozul bölümündeki fark (diferansiyel) basıncında bir düşüş.* Bu durum kanatçık üzerinde nozulların negatif yay etkisini azaltır ve böylece kanatçığın daha kararlı olmasına yardımcı olmaktadır.

c) *Kanatçık valfin üzerinden geçen toplam sıvı akışında azalma.* Bunun sonucu olarak ta hidrolik güç ünitesinden kanatçıklı valfin kontrolü için daha az yüzdelikli debi gerekmektedir.

Nozul çıkış boşluğu basıncının masuranın dinamik davranışına olan etkisi üzerine çalışmalar devam etmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] MERRITT H. E., *Hydraulic Control Systems*. New York: Wiley, 1967
- [2] McCLOY D. ve MARTIN H. R., *The Control of Fluid Power-Analysis and Design*, Ellis Horwood Limited, 1980.
- [3] GUILLON M., *Hydraulic Servo Systems- Analysis and Design*. Butterworth Co. Ltd., 1969.
- [4] BAYSEÇ, S., ve JONES, J. R., "An improved model of an electrohydraulic servo-valve," in *Proceedings of the Seventh IFToMM Congress*, Sevilla, Spain, 1987, pp. 1489-1494.
- [5] THAYER W. J., "Specification Standards for Electrohydraulic Flow Control Servovalves", MOOG technical Bulletin 117, MOOG Inc. Controls Division, East Aurora, N.Y. 1962
- [6] THAYER W. J., "Transfer Functions for Moog Servovalves" MOOG technical Bulletin 103, MOOG Inc. Controls Division, East Aurora, N.Y. 1965.
- [7] BAYSEÇ S., *Simulation of the Dynamics of Hydraulically Actuated Planar Manipulators*, PhD. Thesis, Liverpool Polytechnic, Eylül 1987.
- [8] KAPUCU S., *Design and Construction of Two Stage Electrohydraulic ServoValvewith Force Feedback*, MSc. Thesis, ODTU, Ocak1990.
- [9] ERCAN Y., *Akışkan Gücü KontrolüTeorisi*, Gazi Üniversitesi,Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Yayını, 1995.



ÖZGEÇMİŞLER

Ali KILIÇ

Gaziantep'in Oğuzeli ilçe'sinde 1982 yılında doğdu. İlk, orta ve lise tahsilini Gaziantep Oğuzeli'de tamamladı. 2005 yılında Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2005-2007 yılları arasında Gaziantep'te yerleşik iki farklı firmada ürün geliştirme ve üretim departmanlarında çalıştı. 2007 yılında aynı üniversite ve bölümde yüksek lisans eğitime ve Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. 2016 yılında Makine Mühendisliği Bölümü Makine Teorisi ve Dinamiği Ana Bilim Dalı'nda doktora çalışmalarını tamamladı. Halen Gaziantep Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde öğretim üyesi olarak çalışmaktadır. Çalışma konuları, Hidrolik güç kontrolü, Eklmeli imalat sistemleri, Mobil robotik sistemler ve Yapay görmedir.

Sadettin KAPUCU

1963 yılında Eskişehir'in Sivrihisar ilçesinde doğmuştur. 1981 yılında Sivrihisar Endüstri Meslek Lisesi, Tesviye Bölümünden mezun oldu. 1987 yılında lisans, 1990 yılında yüksek lisansını Orta Doğu Teknik Üniversitesi Gaziantep Yerleşkesinde Makina Mühendisliği bölümünde tamamladı. Doktora çalışmasını 1994 yılında Gaziantep Üniversitesinde yaptı. 1987-1990 yılları arasında Gaziantep Üniversitesinde Araştırma görevlisi olarak çalıştı. 1991 den 1995 yılına kadar Öğretim görevlisi olarak ve 1995 yılından beri de aynı üniversitede Öğretim üyesi olarak çalışmaktadır. 1992-1996 yılları arasında Makine Mühendisleri Odası Gaziantep Şubesinde yönetim kurullarında görev almıştır. Araştırma konuları hidrolik güç kontrolü, robotik, robot görüntü analizi, mekanik sistemlerin tanımlanması, mekanik titreşim kontrolü ve yaratıcı yenilikçi problem çözmedir.

Sedat BAYSEÇ

1954 Bolu doğumludur. 1978 yılında ODTÜ Gaziantep kampusu Makina Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. Liverpool Polytechnic'te 1980 yılında yüksek lisansını, 1983 de doktora çalışmasını tamamlamıştır. Halen Gaziantep Üniversitesinde Profesör olarak çalışmaktadır.

John Rees JONES

John Rees Jones 'un akademik kariyeri, Makine Teorisi, Makine Dinamiği, Otomatik Kontrol ve Endüstriyel Hidrolik alanlarında çalışmalar yaptığı Liverpool Polytechnic'de (şimdi Liverpool John Moores Üniversitesi'nde) başladı. Mekanizmalar ve Makineler Grubu'nu orada kurdu. Grubun görevi akademik personel, öğrenciler ve araştırmacılar için uygulamalı araştırma ortamı sağlamaktı. Makine Tasarımı Yüksek Lisans programında yeni dersler geliştirdi. 20'den fazla doktora ve onlarca yüksek lisans tezi danışmanlığı yapmıştır. Kurmuş olduğu grup ayrıca makine imalatçılarına ve kullanıcılarına genellikle dinamik performans ve güvenilirliği geliştirme amacıyla danışmanlık hizmeti vermiştir. John Rees Jones 1989 yılında Liverpool Polytechnic'te Profesör unvanını almıştır.