

HİDROLİK SERVO SİSTEMLER, KONTROL VE MODELLENMESİ

GÜRCAN SAMTAŞ¹, SALİH KORUCU²

ÖZET

Gelişen endüstriyle beraber hidrolik akışkan gücünün birçok sektörde etkili bir şekilde kullanıldığını görülmektedir. Ayrıca önceleri teknik açıdan çözümleri mümkün olmayan mekanik problemlere, günümüzde artık rahatlıkla çözüm üretilmektedir. Özellikle akışkan gücünün kullanıldığı birçok alanda, küçük kuvvetler ile büyük güçlerin üretilmesinde servo valf mekanizmaları kullanılmaktadır. Hidrolik servo sistemler, genellikle sabit bir basınç desteğine ihtiyaç duyarlar ve hidrolik aktüatörler ya da hidrolik motorları kontrol etmek için de kullanılabilirler. Bu çalışmada, hidrolik servo valfler anlatılarak, kontrollerine ve matematiksel olarak modellenmelerine değinilmiştir. Çalışmanın sonunda, hidrolik servo valflerin genel kullanımları ve kullanımlarında ortaya çıkan avantaj ve dezavantajlar maddeler halinde ifade edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Servo valfler, oransal valfler, servo kontrol.

HYDRAULIC SERVO SYSTEMS, THEIR CONTROL AND MODELLING

ABSTRACT

Developing conjunction with the industry, hydraulic fluid power is used effectively in many industries. Furthermore, from technical aspects previously are not possible mechanical problems, which are easily generated a solution nowadays. Especially using fluid power in many areas, servo valve mechanism are used in production the great powers with small forces. Hydraulic servo systems need generally a constant pressure support and they also use to control actuators and hydraulic servo valves. In this study, explaining hydraulic servo valves, and their controls and mathematical modeling are mentioned. End of the study, general use of hydraulic servo valves and the resulting advantages and disadvantages of their use in, are given item by item.

Keywords: Servo valves, proportional valves, servo control.

1 Yard. Doç. Dr. Gürcan Samtaş, Düzce Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, gurcansamtas@duzce.edu.tr

2 Yard. Doç. Dr. Salih Korucu, Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, skorucu@gazi.edu.tr

GİRİŞ

Sıvı ya da akışkan gücünün kullanımı tarihsel olarak çok eski yıllara dayandığını, temel ihtiyaç olan suya olan bağlılığımızdan anlayabiliyoruz. Bunun en iyi örneği Pelton tekeridir. Pelton tekeri, sulama ya da sıcak su iletimi için basit bir makine olarak geliştirilerek ilk olarak güç iletiminde kullanılmıştır. 1648 yılında ise Fransız fizikçi Blaise Pascal, sıvılarda oluşan basıncın bir kabın her tarafına eşit olarak iletilmesi tezi ile aslında bunu ispatlamıştır. Bu prensip daha sonra sıvı gücünü oluşturmak için endüstride Bramah presleri için kullanılmıştır. Ancak 1850'li yıllarda elektriğin keşfi ile bu durum su gücü (su hidroliği) olarak ilerleme kaydetmiş, ancak ikinci dünya savaşı sonuna kadar bir düşüş sergilemiştir. 1920'li yıllarda yağ hidroliği çeşitli makine takımlarının kontrolü için Avrupa, Amerika, Kanada gibi birçok ülkede kullanılmaya başlanmış, daha sonraları mühendislerin farklı uygulamalarıyla, pompalar, valfle ve silindirler gibi yardımcı ekipmanlarla mükemmel bir uygulama haline dönüşmüştür (Majumdar, 2001). 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 başarımları ölçütleri olmuşlardır. Geleneksel valf denetim sistemlerinde tahrik silindirine giden akışkanın debisi bir servo/oransal valf ile denetlenmektedir. Bu sistemlerin dinamik olarak başarımları çok yüksek olmasına rağmen enerji verimlilikleri oldukça düşüktür. Çünkü bu sistemlerde pompa sabit debi değerlerinde çalışırken sistemin gerek duyduğu debi valf ile ayarlanmaktadır (Çalışkan v.d.,2008). Hidrolik servo sistemler, arzulanan bir hidrolik tranferi sağlamak için birbirine bağlı bireysel unsurların düzenlenmesi olarak tanımlanabilir (Jelali ve Kroll, 2003). Hidrolik servo valf ise, yardımcı bir kuvveti konumlandırmak için kullanılan devreli bir servo sistemdir ve bu sistemlerin kullanıldığı servo valfler, hidrolik akışı valfe doğru dinamik bir şekilde düzene sokarlar. Servo valfler elektrik sinyaliyle de kontrol edildiğinde elektro-hidrolik servo valf adını alır ve bu valf çeşitleri en yaygın kullanılanlardandır. Servo valfler, uçuş ekipmanlarının bazı parçalarının kontrolünde olduğu gibi, etkili bir pozisyonlama kontrolü gerektiğinde çok kullanılır. Bu valflerde pozisyon kontrolü; komut ve geri bildirim sensörü, sayısal ya da analog kontroller, servo valflere bağlı kapalı bir döngü sistemi vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Servo valflerin denetimlerinde kullanılan kapalı döngü sistemlerinde sistemin verdiği gecikme tepkisi, hız ve hata durumları için yapılan kontrollerde hassas davranılması sistemin kararlılığı için önemlidir. Servo ile donatılmış hidrolik sistemlerin performansının artırılmasında, mekanik sistemin dinamik davranışı, hidrolik yağın sıkıştırılabilirliği, servo valfin zaman sabiti ve kazancı gibi etkenlerde göz önüne alındığında, bu sistemlerin tasarım aşamasında model oluşturularak benzetim yapılması, uygulama aşamasında karşılaşılan birçok problemi de önceden önleme avantajını sunmaktadır. Hidrolik güç sistemlerinin benzetiminde çeşitli programlar geliştirilmiş olup, en yaygın kullanılanları arasında MATLAB-Simulink modülü çıkmaktadır (Batu v.d., 2003). Servo valflerin en önemli özelliği elektriksel giriş işareti ile akışkan debisi çıkış işareti arasında tam bir doğrusal bağıntı sağlaması ve çok küçük bir giriş sinyaline karşılık çok büyük çıkış sinyali vermesidir. Valflerle elektro-hidrolik denetim yaparken yaklaşık 0.08 W gibi çok düşük güçlü elektrik sinyalleriyle 100 kW'dan daha fazla hidrolik güçler çok hassas bir şekilde denetlenebilmektedir. Diğer taraftan oransal valfler de selenoid kontrolle çalışmasından ötürü, servo valflere alternatif olarak karşımıza çıktığını görmekteyiz [1 Yüksel]. Günümüzde oransal valfler farklı hidrolik akışkanlarla da kullanılabilir. Majdic ve diğerlerinin yaptıkları çalışmada, su bazlı hidrolik sistemlerde kullanılan 4/3 oransal yön kontrol valfinden hidrolik akışkan olarak damıtılmış saf su kullanılmıştır (Majdic, 2011). Amirante ve diğerleri de tek fazlı bir hidrolik oransal valfi açık çevrim sistemleriyle kontrolünü sağlayarak, kapalı çevrim sistemleriyle karşılaştırmışlardır (Amirante, 2008). Dolayısıyla oransal valfler farklı hidrolik akışkanların yanı sıra hem açık hem de kapalı çevrimlerle de kontrol edilebilmektedir (Özcan, 1999). Açık çevrim sistemlerinin kapalı çevrimlerden tek farkı, geri besleme sinyalinin bu sistemlerde olmamasıdır (Kocabas, 1999). Gerek kontrollerinin önemi, gerekse ihtiyaçlara uygun valf çeşitlerinin belirlenmesi açısından endüstride özellikle hidrolik sistem verimliliğinin

sağlanmasının en temel yolu, sisteme gerek duyduğu kadar debinin ulaştırılmasıdır (Çalışkan, 2008). Yüksek hassasiyet gerektiren yerlerde uygun olan, uygun şartlara göre seçilmiş olan servo valftir. Servo valf ağır yükleri hızlı ama darbesiz, yüksek hassasiyette ve iyi zamanlamayla rahatlıkla hareket ettirebilmesinde tek başına yeterli olmaz. Servo valf ile beraber; kontrol elemanları, kapalı çevrim kontrolleri, ölçme teknolojisi ve yardımcı fonksiyon elemanları da bu sistemlerde önemlidir (Yiğit v.d. 2008; Yazıcı, 2003).

Bu çalışmada, hidrolik servo valfler hakkında bilgi verilmiş, bu valflerin kontrolleri ve matematiksel olarak modellenmeleri açıklanarak şekillerle desteklenmiştir. Çalışmanın sonunda da servo valflerin genel kullanımlarında ortaya çıkan avantaj ve dezavantajlar maddeler halinde ifade edilmiştir.

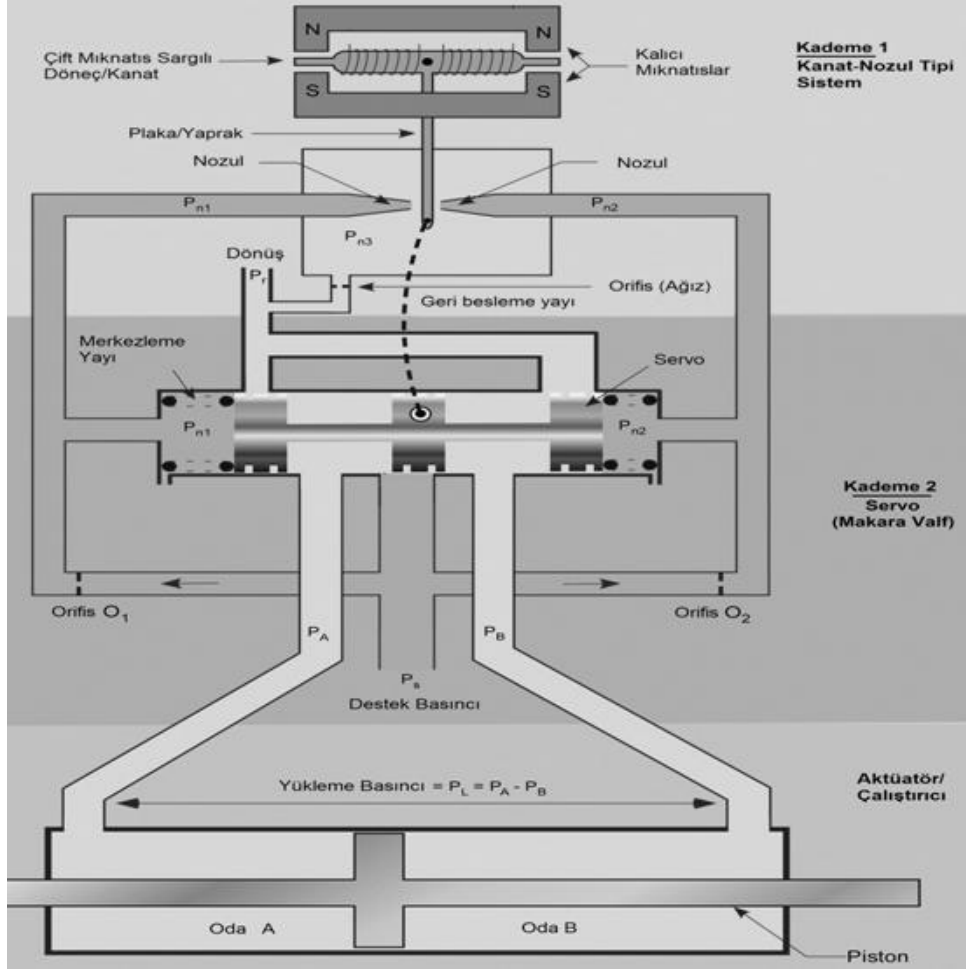
HİDROLİK SERVO VALFLER

Temelde servo valf, sınırsız çeşitte pozisyonlama kabiliyetine sahip bir yön kontrol valfidir. Bu sayede, servo valf sadece akışkanın yönünü değil aynı zamanda miktarını da kontrol eder. Servo valfte kontrol edilen çıkış parametresi, güç çevirici ve geri bildirim komutla yapılan bir karıştırıcıyla ölçülür (Doddannavar v.d., 2005). Servo diğer bir ifadeyle kapalı döngü kontrol sistemleri; hassas devrelerin geri bildirimleri ile çalışarak, çok etkili bir pozisyon, akış ve aktüatör ivmelenme kontrolü sağlarlar. Servo sistemler, genellikle sabit bir basınç desteğine ihtiyaç duyarlar. Servo valfler hidrolik aktüatörler ya da hidrolik motorları kontrol etmek için de kullanılabilir. Servo valfin en önemli avantajlarından bir tanesi, düşük bir elektrik sinyali ile etkili bir şekilde aktüatör ve motoru pozisyonlayabilmesidir. Dezavantajı ise; çok hassas toleranslarda üretilen, çok detaylı parçalara sahip olmasıdır. Dolayısıyla maliyetli ve karmaşık bir yapıya sahiptir. Genel anlamda hidrolik servo valfler, etkili bir pozisyonlama ya da oranlama gerektiğinde kullanılan hidrolik ekipmanlar olup, endüstri kullanımı için yapısına göre plaka-nozul (Flapper-Nozzle, Yaprak-Nozul), jet-nozul (Jet-Nozzle) ve direkt tahrikli (Direct Drive) servo valfler tasarlanmıştır (Yazıcı, 2003).

PLAKA-NOZUL TIPLİ SERVO VALFLER

Plaka-nozul (flapper-nozzle) tipi servo valflerde en yaygın kullanılanı çift nozul konfigürasyondur. Bu tip valf serilerinde sistemin her bir kenarı, sabit ve değişken orifis tipte olup, değişken orifis çoklu plaka ve ona çok yakın bir plaka ile oluşmaktadır. Plakalar rijit bir şekilde tork motorun rotoruna (döneç) etki eder. Çift plakalı nozul yerleşimlerinde nozul çapı 500 µm ve sabit orifis çapı yaklaşık 200 µm dan daha küçük bir çapa sahiptir. Fakat genelde nozul ve plaka arasındaki açıklık sadece 25 ila 50 µm arasındadır. Bu açıklık limiti, çift nozul sistemlerinde kirli partiküllerin de sistemde taşınmasını sağlamaktadır (Hunt ve Vaughan, 1996; Gupta ve Arora, 2007).

Tek plaka-nozul tipli valfler (Şekil 1), operasyonel olarak aynı prensipte çalışmaktadır. Bu tip servo valflerde plaka hareketleri tam olarak zorlanmamaktadır, dolayısıyla kirliliğe karşı daha toleranslıdır. Bu valflerde farklı basınç yüklemeleri, sıcaklık ya da diğer operasyonel durum değişimleri yüzünden boş rotasyonlara ve dengesizliklere karşı duyarlılık oluşur. Çift nozul ayarlı sistemler sıcaklık ve basınç değişimlerinde doğası gereği boş rotasyona maruz kalmazlar. Her iki tip nozullu valfler tek kademeli olarak maksimum 10 litre/dakika akışlarında kullanılabilir (Hunt ve Vaughan, 1996).



Şekil 1: Plaka-nozul tipli servo-çalıştırıcı şematik gösterim (DesignAerospace LLC)

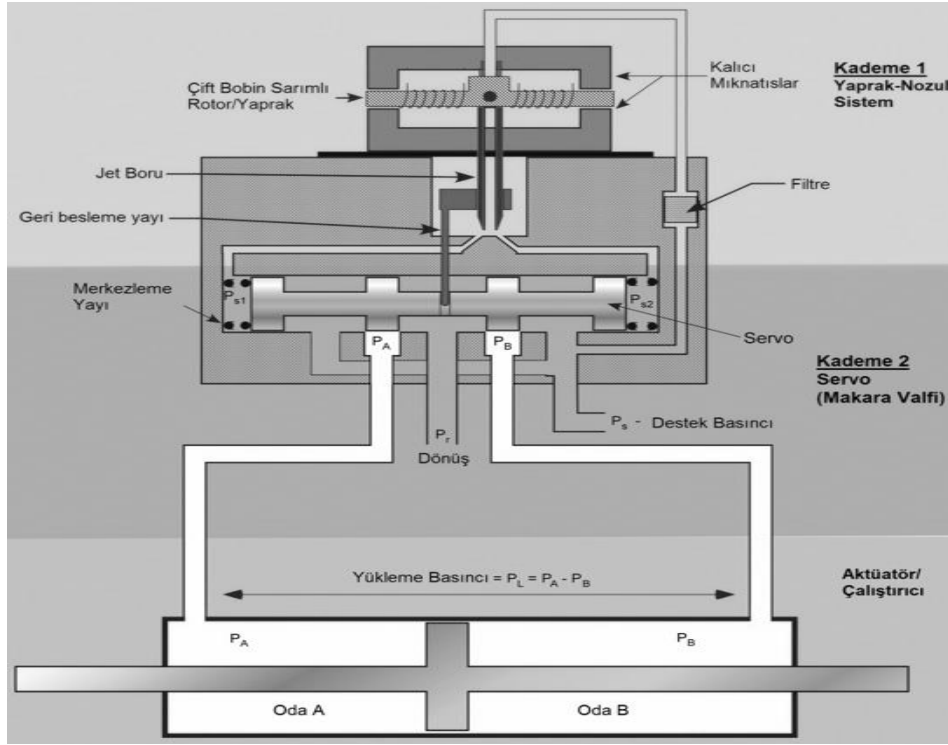
Şekil 1'deki iki kademeli servo valfin aktüatör, servo valf ve aktüatör unsurlarının beraber nasıl çalıştığı görülmektedir. Servo valfin birinci unsuru tork motor, plaka-nozul ya da jet boru ve bir ya da birden fazla pistonlardır. Plaka-nozul ve makara valflerinde kademeler dikkate alınmalıdır. Bir kademe hidrolik güç yükseltimi sağlamaktadır. Dolayısıyla, plaka-nozul ya da jet boru düşük güçteki elektrik sinyalini alarak aktüatör üzerindeki piston ve yükseltici makara/trip valfe (üzerine dişler açılmış makara biçimli valf) ileterek hareketi oluşturur. Servo odası, A ve B içindeki basıncı da plaka pozisyonu ile kontrol eder. Hemen hemen bütün servo valfler 2 kademeli olup bazı durumlarda 3 kademeli de tasarlanabilmektedirler. 3 kademeli servo sistemlerde birinci makara valfi ve aktüatör arasında ek olarak ekstra bir makaralı valf daha yer almaktadır. Birinci makaralı valf, birinci makaradaki basınç değişimini ikinci makara valfine sağlar.

Bir servo valf tork motoru için elektriksel sinyal girişi ile hidrolik basınç ağzına sahiptir. A ve B oda içlerindeki basınç yaprağın pozisyonu ile kontrol edilir. Bu nedenle, bir akım (+ ya da -) plaka hareketini pozisyonlanmaktadır. Tork motor tarafından üretilen tork uygulanan akıma oransal olup, bu akımlar genellikle küçük, mili amper kadardır. Bir tork motor, manyetik olarak rotoru tetikleyen bobin sarımı ile iki adet kalıcı mıknatıstan oluşur. Rotor, yaprağın bir parçasını oluşturur ve akım bobinlere uygulandığında, manyetik kuvvet rotorun uçları üzerinde aktif bir rol oynar. Manyetik kuvvetin yönü akımın yönüne bağlıdır ve plaka montajı üzerinde bir tork oluşturur. Plaka nozul sistemi; plaka iki giriş orifis (O_1 , O_2), iki çıkış nozulu (n_1 , n_2), geri basınç nozulu (n_3) ve genellikle geri dönüş yayını kapsamaktadır. Birçok servo sistemlerde geri besleme yayı, pilot makara ve plaka arasında yer

almaktadır. Günümüzde plaka-nozul tipli servo valfler; çeşitli konfigürasyonlarla sistem içerisinde bir fonksiyon, geri besleme mekanizması ya da elektro-manyetik devre olarak nitelendirilmektedir. Bu tip servo valflerde eğer ihtiyaç yüksek bir performansa, elektriksel bir geri besleme döngüsü kurulmaktadır (Jelali ve Kroll, 2003).

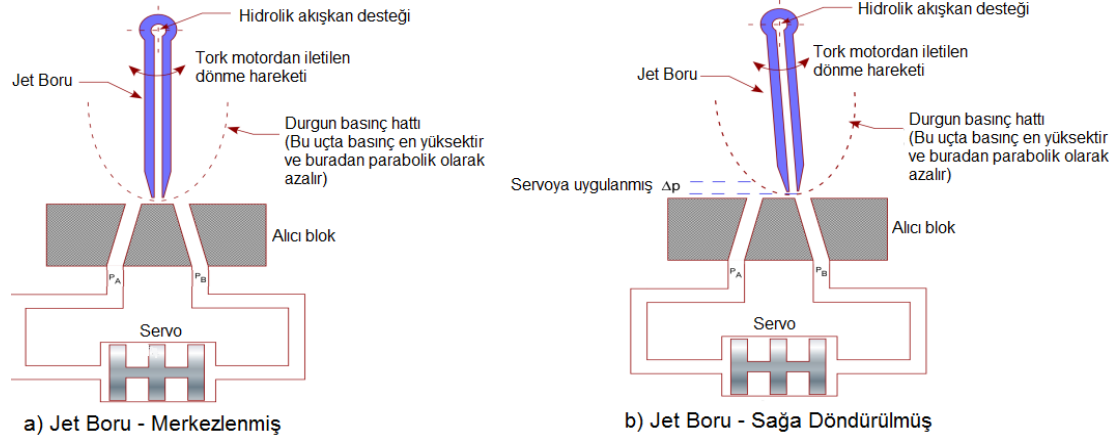
JET-NOZUL TİPLİ SERVO VALFLER

Pilot makaranın diğer kontrol yöntemlerinden bir tanesi de jet boru konfigürasyonudur. Jet boru plaka nozul sisteme bir alternatiftir ancak benzer bir tork motor jet borunun pozisyonunu kontrol etmek için kullanılır. Jet borulu servo valfin ilk kademesini tork motor oluşturur. Jet boru rijit bir şekilde rotor ve rotorun dönüşünde etkilidir. Sistemde yüksek basınçlı akışkanın küçük akışı esnek bir tüpten jet boru ile beslenir Jet boru tasarımı boş pozisyonda bir çalışma akışına ihtiyaç duysa da, bu durum benzer olan bir plaka-nozul servodan genellikle daha azdır (Hunt ve Vaughan, 1996; Gupta ve Arora, 2007). Şematik olarak bir jet borulu servo-aktüatör Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2: Jet borulu servo-aktüatör şematik gösterimi (DesignAerospace LLC)

Jet boru, hareketli akışkanın kinetik enerjisini statik basınca dönüştürür ve alıcı blok içindeki 2 delik arasında merkezde olduğu zaman servo üzerindeki basınç eşittir. Ancak, jet boru alıcı üzerindeki deliklerden birisine doğru döndüğünde bu alıcı delikteki basınç diğer alıcı delikten daha fazla olur, bu durumda servo üzerinde dengesizlik oluşur (Şekil 3).

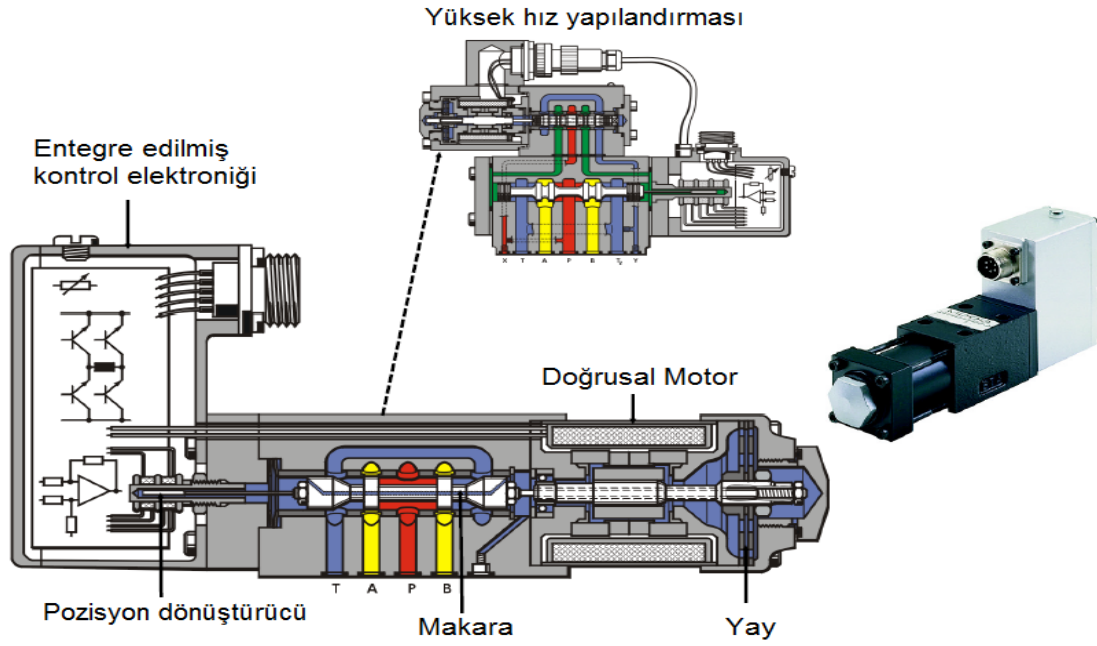


Şekil 3: Jet borunun hareket şekilleri (DesignAerospace LLC)

Şekil 3a'da servo valfin her iki tarafındaki basınç eşittir ($\Delta p=0$). Şekil 3b'de ise jet boru sağa doğru dönmüştür. Bu durum, servonun sağ tarafındaki basıncı yükseltmiş, sol tarafında ise düşürmüştür. Jet borulu servo valfte, rotor ve ona bağlı plaka jet-borunun hareketini giriş işareti ile oransal olarak değiştirmekte ise de plaka üzerine etki eden akışkan kuvvetleri ve diğer kuvvetlerden dolayı bu oransallık çok dar sınırlar içerisindedir. Bu nedenle oransallık sınırını arttırmak daha kararlı çalışmasını sağlamak üzere valfin birinci kademesi ile ikinci kademesi arasına bir geri besleme yayı yerleştirme gerekliliği vardır (Yüksel ve Şengirgin, 2001). Bu tip valflerde nozul performansı deneysel olarak belirlendiğinden, nozul çapı ve alıcı delik çapı arasında ilişki bulunmaktadır. Ayrıca, nozul çıkışından alıcıya kadarki mesafe önemli olup alıcı delikleri arası mesafe kadardır. Jet borulu servo valflerin en büyük avantajları plaka-nozul tipli valflere nazaran kirliliğe karşı daha az hassastırlar. Çünkü jet borunun orifisi, plaka tipli valfin orifisinden daha büyük olduğundan daha fazla sızma söz konusudur. Kirlilikten ötürü kapanan plaka nozul tipli servonun orifisi, sistemi tek yönlü olarak tıkayarak servo valfin devre dışı bırakacaktır. Her ne kadar birbirinden farklı özelliklere sahip olsalar da, her iki servo valf günümüzde hala kullanılmakta, etkili ve güvenilir bir şekilde hizmet vermektedir.

DİREKT TAHRİKLİ SERVO VALF

Çok eski yıllardan beri endüstride kullanım alanı bulunan direkt tahrikli servo valfler, özellikle robot sistemlerinde büyük kol eksenlerinin kontrolünde dişliler ve tepkilerini ortadan kaldırarak oldukça avantajlı bir yere sahip olmuştur (Engelberger J.F,1989). Genel olarak baktığımızda direkt tahrikli servo valflerde (Şekil 4), hidrolik akışı ve makara kontrol hareketini doğrudan kontrol edilen bir elektrik motorunun bulunduğu görülmektedir (Vloebergh, 2008). Ayrıca bu valf, elektrik komut sinyali ile hidrolik yükseltimi olmayan bir devredir ve yüksek dalga aralığını tercih eder. Bundan dolayı geleneksel servo valflere göre birçok avantaja sahiptir. Tipik hidrolik servo valflerde hidrolik komut sinyalinde DC ofseti saklamak için nozul köprü yükselticinin dikkatli bir şekilde dengelenmesine ihtiyaç vardır. Ancak, bu valflerde elektrik yükselteçli makaranın direkt tahrikinde, makaranın daha basit bir şekilde elektriksiz olarak dengelenmesi yeterlidir (Lindler v.d., 2002).



Şekil 4: Direkt tahrikli servo valf (Valdo M. F., 2012)

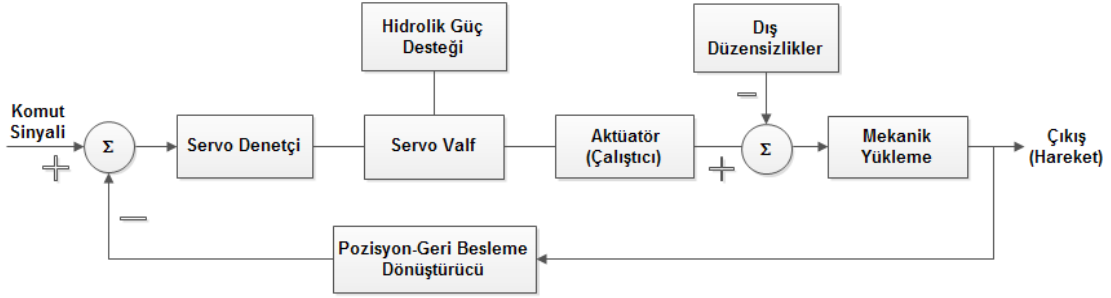
Direkt tahrikli servo valfler yapı olarak oransal servo valflere benzemelerine rağmen, selonoid bobini ve sürgü yapısı ile farklılıklar göstermektedirler. Bu valflerde kuvvet motoru olarak adlandırılan selonoid, neodimiyum dan yapılmış mıknatis stator ve çok ince sarımlı statordan oluşmaktadır. Ayrıca bu valflerde, selonoid kısmında valf nüvesinin pozisyonunu ölçmek için LVDT (Linear Variable Differential Transformer) mevcuttur. Bu valflerde servo yükseltici, giriş sinyaline göre statora giriş akımı uygular ve daha sonra stator, giriş akımına orantılı olarak valf nüvesini hareket ettirir. Valf sürgüsü hareketi, LVDT tarafından ölçülür ve servo yükseltici tarafından bu değer, giriş sinyali ile karşılaştırılır. Bu karşılaştırmaya göre servo valf giriş akımı sıfır oluncaya kadar azalır. Valfe verilen bu giriş sinyalinin derecesi, valf sürgü pozisyonuna eşit olduğunda, valf giriş akımı sıfırlanır ve valf sürgüsü durur. Özellikleri yönünden diğer servo valf çeşitlerine alternatif olarak geliştirilen direkt tahrikli servo valfin boyutları büyüdükçe, sağlayacağı debi de artmaktadır (Yazıcı, 2003; Uchino v.d., 2003).

HİDROLİK SERVO VALFLERDE KONTROL VE MODELLEME

Günümüzde özellikle dinamik sistemlerin bilgisayar ortamında benzetim modellerinin hazırlanması, üretim aşamasında olası hataların önceden tespit edilmesini sağlamaktadır. Bu aynı zamanda, hatalardan ortaya çıkan ve ön görülemeyen maliyetleri de ortadan kaldırabilmektedir. Benzetim modelleri, aynı zamanda dinamik sistemlerin kontrolüne de imkân tanımaktadır. Bilgisayar uygulamalarıyla beraber sayısal servo kontrol unsurları ve sürücü mekanizmaları hidrolik servo sistemlerin kontrolünde oldukça popülerdir (Zhou v.d. 2011). Hidrolik servo valflerin kontrol ve iletişimde; MATLAB® yazılımının Simulink ürün ailesi içinde yer alan Simulink, System Identification Toolbox ve SimHydraulic modülleri, PID (oransal-integral-türevsel denetleyici) kontrol türleri, PLC ve PC bilgisayarlar günümüzde çok yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. (Batu v.d., 2003; Kutlu ve Büyüksavcı, 1999; Yüksel ve Şengirgin, 2001; Demetgül ve Yazıcıoğlu, 2007; Mathworks, 2013). Bunlardan en yaygın kullanılan Simulink; dinamik sistemlerin analiz, simülasyon ve modellenmeleri için bir yazılımdır. Doğrusal ve doğrusal olmayan, sürekli bir zaman aralığında modellenmiş, örnekleme zamanı olan ya da her ikisinin kullanıldığı hibrid sistemleri desteklemektedir (Tenali, 2007).

HİDROLİK SERVO VALFLERDE KONTROL

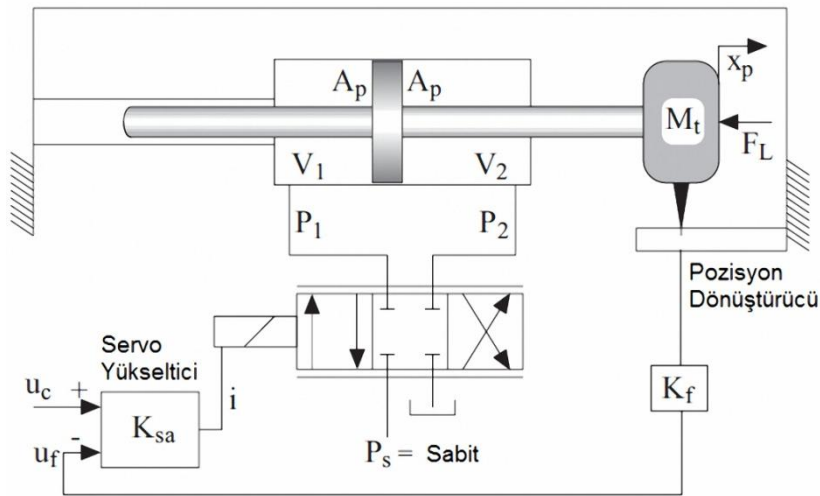
Elektronik olarak kontrol edilebilen valfler, kullanılan güç desteğinin niteliğine göre elektro hidrolik ve elektro pnömatik ifadesini alırlar. Hidrolik bir servo devrenin kontrolünü sağlamak için elektrik devreler vasıtasıyla servo sisteme sinyaller iletilmektedir. Genel olarak elektro hidrolik servo sistemli bir pozisyon kontrolünün blok diyagramı Şekil 5’de ifade edildiği gibidir.



Şekil 5: Elektro hidrolik servo sistemin pozisyon kontrolü

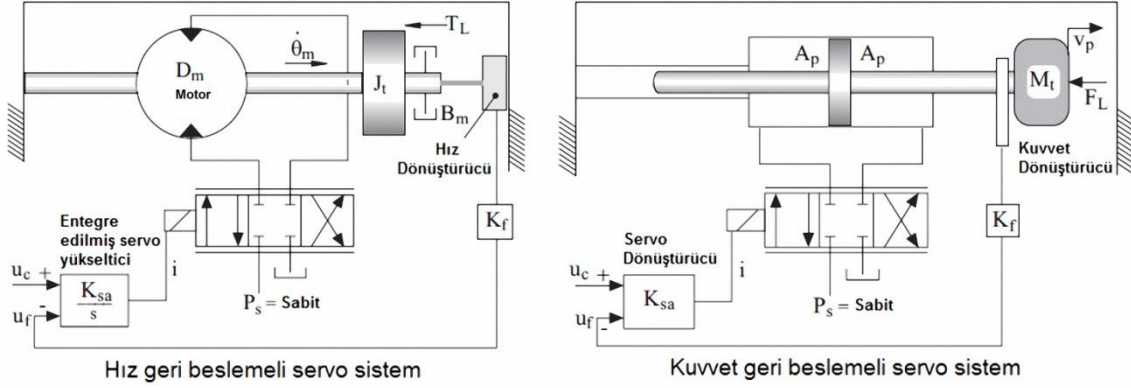
Servo valfdaki çıkış, onu bir elektrik sinyaline dönüştüren dönüştürücü devre ile ölçülmektedir. Bu geri besleme sinyali, komut sinyali ile karşılaştırılmaktadır. Hata sinyalinin sonuçları servo denetçi (regülatör ve elektrik güç yükseltici) ile güçlendirilmekte ve daha sonra servo valfte bu sinyaller giriş kontrol sinyali olarak kullanılmaktadır. Aktüatör kuvvet etkisi ile harekete geçtiği andan itibaren komut sinyalindeki değişim hata sinyalini oluşturur. Sistemdeki sonraki hareket ise, bu hata sinyalini sıfır yapacak eylemi oluşturmak olacaktır. Servo valflerde pozisyon servo (doğrusal ya da açısıl), hız servo (doğrusal ya da açısıl) ve kuvvet servo olmak üzere genel olarak üç farklı servo kontrolden bahsetmek mümkündür (Rydberg, 2008; Younkin, 2002).

Pozisyon servo valfde, valfin kontrolü için pozisyon dönüştürücü (LVDT-Linear Variable Differential Transformer) söz konusudur ve bu dönüştürücü çıkış olarak voltaj içinde bir elektrik sinyali verir (u_f). Servo yükseltici; komut sinyali (u_c) ile geri besleme sinyalini (u_f) karşılaştırır. Daha sonra sonuç olarak ortaya çıkan hata sinyalleri faktör K_{sa} ile elde edilmektedir (Şekil 6). Yükselticiden çıkan çıkış akım sinyali (i), servo valfi kontrol edecektir (Rydberg, 2008; Doddannavar ve Barnard, 2005).



Şekil 6: Pozisyon servonun sembol olarak devresi (Rydberg, 2008)

Şekil 6'da A_p piston alanı, V_1 ve V_2 pistonun birinci ve ikinci bölümündeki hacim, P_1 ve P_2 pistonu etki eden basınç, M_t kütle, F_L kuvvet, x_p yer değiştirme, P_s sabit yüklemdeki basınç ve K_f dönüştürücü faktördür. Diğer kapalı döngü kontrol sistemlerinden bir tanesi de hız ve kuvvet kontrolüdür. Her iki sistem için tanımlanan özellikler Şekil 7'de gösterilmiştir.

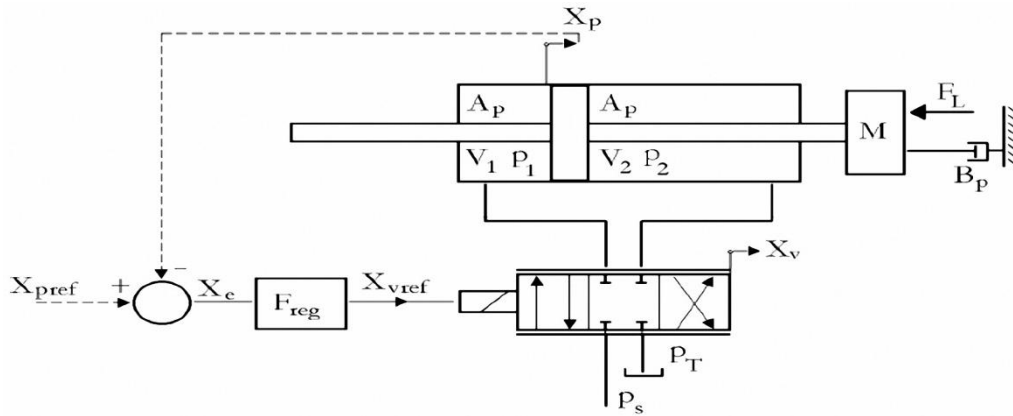


Şekil 7: Hız ve kuvvet servo kontrolünün sembol olarak devresi (Rydberg, 2008)

Şekil 7'de s Laplace operatörü (rad/sn), D_m motor yer değiştirme oranı (m^3/rad), θ_m motor açısız pozisyonu (rad), J_t toplam iç moment (kgm^2), B_m viskoz sürtünme katsayısı ($Nmsn/rad$) ve v_p de yer değiştirmedir. Pozisyon servo ve hız servo karşılaştırıldığında, servo valf yer değişimi ve çıkış hızı arasında bir entegrasyon bulunmamaktadır. Bu nedenle, hız servosunda entegrasyon, genellikle yükselticide elektronik vasıtasıyla sağlanmaktadır (Rydberg, 2008). Günümüzde endüstriyel eksenli servo sürücüler, pozisyonlanmış servo sistemin içerisine bir hız servo kullanmaktadırlar. Bu sayede pozisyon döngüsünün çıkış pozisyonu için, hız servosunun çıkış hızının entegrasyonuna gereksinim duyulmaktadır. Bu entegrasyon unsuru motorda meydana gelir ve pozisyon dönüştürücü tarafından da ölçülebilir (Younkin 2003).

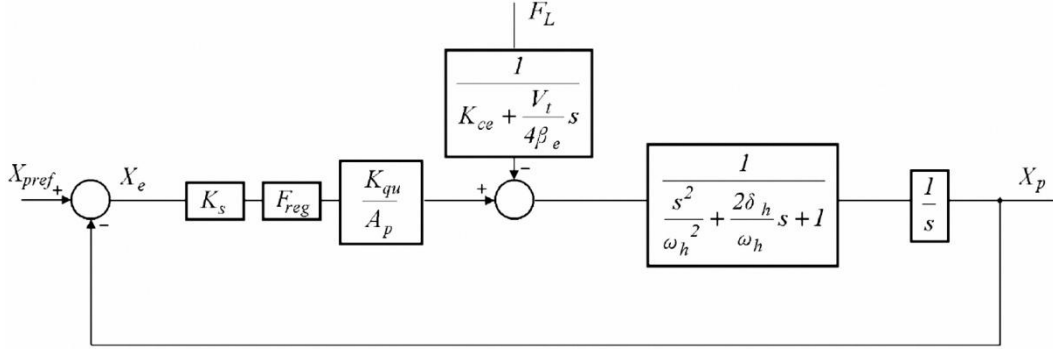
HİDROLİK SERVO VALFLERDE MODELLEME

Endüstride kapalı döngü pozisyon kontrolü, ivme ya da hız kontrolü gibi uygulamalarda görülmektedir. Daha az hassasiyet istendiği durumlarda, açık döngü sistemleri kullanılmakta ve bu kullanım ile tahrik edilen yüklerin istenilen profillere uygun hareket kontrolleri yapılabilmektedir (Kocabaş, 1999). Basit bir açık kontrol sistemli hidrolik servo valflerde pozisyon kontrolünün en sade gösterimi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 8: Sabit basınç altında silindirin servo valf ile kontrolü (Linköping University, 2008)

Şekil 8'de hidrolik bir servo valf ile bir silindirin pozisyon kontrolü verilmiştir. X_p silindir pozisyonu, X_{pref} referans sinyaline göre hareket etmektedir. Hata sinyali X_e denetçiye doğru (F_{reg}) gider ve X_{vref} den servo valfe bir denetleme sinyali verir. Denetim sinyali örnek olarak bir voltaj da (V) olabilir ve valf pozisyonu olan X_p hareket ettirir. Şekildeki sistem, sabit P_s basıncı (MPa) ile desteklenmekte ve yağın tanka dönüş hattı da P_T ile ifade edilmektedir. Silindir, bir dış dağınık kuvvet F_L ve viskoz sürtünme B_p tarafından etkilenmektedir. Viskoz sürtünme birçok durumda nispeten küçüktür ve basit teoriksel analizleri kolaylaştırmak için bazı durumlarda göz ardı edilebilmektedir (Linköping University, 2008; Bartelt, 2011). Bu durumda Şekil 8'de yer alan servo valf, matematiksel olarak Şekil 9'daki blok diyagramda ifade edilmiştir.



Şekil : Bir silindirin doğrusal kontrolü için blok diyagramı (Linköping University, 2008)

Şekil 8'de ω_h hidrolik rezonans frekansı, δ_h hidrolik sönümlenme katsayısı, s Laplace operatörü ($1/s$), K_{qu} kontrol voltajından yük akışına akış kazanımı (m^3 / Vs), K_{ce} efektif akış basınç katsayısı, β_e bulk modülü (Pa) olarak ifade edilmiştir. Bu durumda sistemin hidrolik rezonans frekansı ve hidrolik sönümlenme oranı aşağıda yer aldığı şekilde ifade edilmektedir (Linköping University, 2008; Jelali ve Kroll, 2003);

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4B_e A_p^2}{V_t M}} \quad (1)$$

Buradan hareketle hidrolik sönümlenme için;

$$\omega_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{B_e M}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{B_e M}} \quad (2)$$

Denklemleri kullanılmakta ve bu durum için transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi ifade edilecektir.

$$A_u(s) = \frac{K_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (3)$$

Eğer sistemde oransal bir denetçi kullanılırsa, $F_{reg} = K_p$ olur;

$$K_v = K_p \frac{K_{qu}}{A_p} K_s \quad (4)$$

Bu durum, sabit durumlu döngü kazanımı olarak adlandırılır. Burada K_s ölçekleme faktörüdür ve $K_s = 100$ (V/m) olarak alınır. Sistemin sertliği, dış yük düzensizliğine (F_L) bağlı olarak değişir. Yüklenen kuvvet silindir pozisyonuna göre yayılım göstermektedir. Hidrolik sürücülerde sistemin yüksek derecede sertliği bulunduğundan, etkili bir pozisyonlama ve sabit bir yükleme olanağı verir (Nof, 1999; Linköping University, 2008). Hidrolik sürücülerdeki sistemin sertliği ($S_{(s)}$ - Nm) için aşağıdaki denklem kullanılabilir;

$$S = -\frac{F_L}{x_p} = K_v \frac{A_p^2}{K_{ce}} \frac{\left(\frac{s^3}{K_v \omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{K_v \omega_h} s^2 + \frac{s}{K_v} + 1 \right)}{1 + \frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s} \quad (5)$$

Durağan sertlik birimi (Nm), bir yayın sertliği ile karşılaştırılabilir. Dış düzensizliklere (F_L) karşı sistemi nispeten hassas yapmak için sertlik yüksek olmalı (Linköping University, 2008). Modellenen sistemlerin kontrolü için en yaygın kullanılan yöntem PID (Proportional Integral Derivative-Oransal integral türev) kontrolüdür. Bu yapının en büyük avantajı, uygulaması ve kontrol parametrelerini ayarlaması kontrol edilecek sistem hakkında derin bir teorik bilgi olmadan yapılabilir (Feng v.d., 2011). Eğer $u(t)$ kontrol sinyali ve $e(t)$ de hata sinyali olarak ifade edersek, PID-kontrolü için aşağıda yer alan zaman tanım kümesini kullanabiliriz (Linköping University, 2008) ;

$$u(t) = K \left(e(t) + \frac{1}{T_I} \int_{t_0}^t e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (6)$$

Burada; T_I tümleşik (integral) zaman, T_D de türev zamanı ve K ise kazançtır. Sistem t_0 zamanından başlayarak, t zamanına kadarki kontrol sinyalinin fonksiyonunu verir.

Servo valflerde frekansa bağlı özellikler sinüzoidal giriş sinyalleriyle belirlenir. Bu giriş sinyallerinin belirli zamanlarla genlikleri ve frekans değerleri değiştirilerek valfin cevap verme özellikleri incelenir. Doğadaki hareketler sinüs fonksiyonu gibi sonsuz dereceden polinom oluşturdukları düşünülürse, valflerde çıkışın girişe uyabilmesi için sonsuz sayıda düzeneğin oluşturulması gibi bir durum ortaya çıkmaktadır. Bu da teknik olarak mümkün olmadığından servo valflerin PID kontrollerinde, sınırlı sayıda seri bağlanmış düzeneğin yardımı ile istenilen hassasiyette kumanda düzeneği oluşturulabilir (Kocabaş, 1999; Yiğit ve Küçükateş, 2008; Janocha, 2004).

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bir elektro hidrolik servo valf sistemde hareketi oluşturmak için, hidrolik sistemin elektronik ve hidro-mekanik aksamı ile iletişime geçer. Bu iletişim, bir sinyal görevi gören elektrik akımı ile yapılmaktadır. Elektrik sinyalinin bulunduğu hareket mekanizmalarında hassas bir kontrol ön plana çıkmaktadır. Dolayısıyla, bir servo valf bilgisayar, yazılım, elektronik ve mekanik teknolojileri üzerinde barındıran, çok işlevli bir sürücü ekipmanıdır. Üzerinde barındırdığı farklı alan uygulamaları sayesinde birçok konuda avantajlara sahiptirler. Servo valflerin genel olarak avantajlarını şu şekilde sıralamak mümkündür;

- Bir konum algılayıcı (LVDT) ile birlikte kullanıldığında çok hassas bir denetim sağlamak mümkündür.

- Küçük bir elektrik sinyali ile büyük bir akışkan gücü elde edilebilmektedir.
- Yüksek dinamik gereklilik isteyen test makinelerinde etkili bir şekilde kullanılmaktadır.
- Yüksek frekanslarda cevap hızlarına sahiptir.
- Bu valflerde; elektriksel giriş sinyali ile akışkan debisi çıkış sinyali arasında tam bir doğrusal bağıntı vardır.
- Endüstrinin birçok alanında rahatlıkla kullanılabilir.
- Ağır yükleri; darbesiz ve hızlı, iyi zamanlama ile yüksek hassasiyette ve rahat bir şekilde hareket ettirebilmektedirler.
- Özellikle direkt tahrikli servo valfler, yüksek oranda yağ kirliliğe karşı özelliklerini kaybetmemektedirler.

Hidrolik servo sistemlerin dezavantajlarını da şu şekilde sıralamak mümkündür;

- Özellikle plaka-nozul tipli servo valfte, yüksek kirlilik riski bulunduğu için nozul ve orifisler tıkanabilmektedir. Hassas ölçülerinden dolayı hidrolik yağda olası kirlilikler çalışmasını engelleyebilir. Bu nedenle birden fazla filtre kullanımı uygundur.
- Hidrolik servo sistemlerde sürekli bir akış söz konusu olduğundan, hidrolik yağda ısınma olmaktadır. Dolayısıyla iyi bir soğutma sistemine ihtiyaç vardır.
- Hassas bir şekilde kontrol edildiklerinden, düzenli bir bakımdan geçirilmeleri gerekmektedir.
- Oransal valflere oranla fiyatları oldukça pahalıdır.

Günümüzde servo valfler; mobil araçlar, askeri amaçlı hassas denetim elemanları, gemi endüstrisi, rüzgar tribünleri, demir-çelik endüstrisi ve eklemli kol devreleri, kargo taşımada kullanılan vinçler, kaldırma araçları, ağaç kesme ekipmanları ve tarım makineleri gibi zeminde hareket eden araçların endüstriyel kontrol uygulamalarında etkili bir şekilde kullanılmaktadır. Endüstride minimum maliyette hızlı ve verimli üretim, artan talep doğrultusunda gün geçtikçe daha da kritik bir ihtiyaç haline gelmiştir. Gerek günümüz teknolojik imkanları, gerekse nitelikli eleman sayısındaki artış, karmaşık bir çalışma yapısına sahip servo valflerin kullanımını daha da arttırmaktadır. Endüstride bu valflere olan talebin artması da, hidrolik servo valflerin teknolojik olarak daha da geliştirilmesini sağlayacaktır.

KAYNAKÇA

- Amirante R., Innone A., Catalano L.A. (2008). Boosted PWM open loop control of hydraulic proportional valves. *Energy Conversion and Management* 49(8), 2225-2236.
- Bartelt T. (2011). *Industrial automated systems instrumentation and motion control*, USA: Delmar Cengage Learning.
- Batu U. ve Gürçan M.B. (2003). Balkan T., Hidrolik servo valflerin dinamik modelleri ve performans testleri, 3. *Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi* (pp. 15-26).
- Çalışkan H., Balkan T., Platin B. E., Demirer S. (2008). Değişken devirli pompa ile servo hidrolik konum kontrolü, 5. *Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, (pp. 359-375).
- Demetgül M. ve Yazıcıoğlu O. (2007). Çift etkili silindirin servo valfle konum kontrolünün modellenmesi, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 43-48.
- DesignAerospace LLC (2013). *Servo valve, Hydraulic-Descriptio*. <http://www.daerospace.com/HydraulicSystems/ServoValveDesc.php> adresinden 4 Ocak 2013 tarihinde alınmıştır.
- Doddannavar R., Barnard A., Ganesh J. (2005). *Practical Hydraulic Systems: Operation and Troubleshooting for Engineers and Technicians*, Netherland: Newnes.
- Doddannavar R. ve Barnard A. (2005). *Hydraulic systems: operation and troubleshooting for engineers & technicians*, Netherlands: Elsevier.

- Engelberger J.F. (1989). *Robotics in Service*. London: MIT Press.
- Feng S., Su B., Xu M., Yang S., Lu G., Yao Q., Lan W., Mao N. (2011). Research neural network controller for the system of online synchro record and simulation of motion. Editör Shen G. ve Huang X., *Advanced Research on Computer Science and Information Engineering: International Conference, CSIE (pp.340-346)*. Berlin: Springer.
- Gupta A.K. ve Arora S.K. (2007). *Industrial automation and robotics*. New Delhi: Laxmi Publications.
- Hunt T. ve Vaughan N. (1996). *Hydraulic Handbook 9th Edition*, UK: Elsevier Science.
- Janocha H. (2004). *Actuators: Basic and Applications*, Berlin: Springer.
- Jelali M. ve Kroll A. (2003). *Hydraulic Servo-Systems: Modelling, Identification and Control*, London: Springer.
- Kocabaş M. (1999). Hidrolik sistemlerde oransal ve servo valfler, 1. *Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresinde sunulmuş bildiri (pp. 319-325)*.
- Kutlu K. ve Büyüksavcı M. (1999). Hidrolik bir servo sistemin kayan rejimli konum kontrolü, 1. *Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresinde sunulmuş bildiri (pp. 335-340)*.
- Lindler J.E. ve Anderson E. H. (2002). Piezoelectric Direct Drive Servovalve, *SPIE Paper 4698-53, Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies*, San Diego.
- Linköping University Course Materials (2008). *Formula Book for Hydraulics and Pneumatics*. Fluid and Mechanical Engineering Systems Department of Management and Engineering <http://www.iei.liu.se/flumes/tmhp51/filearchive/coursematerial/> adresinden 3 Şubat 2013 tarihinde alınmıştır.
- Majdic F., Pezdirnik M., Kalin M. (2011). Experimental validation of the lifetime performance of a proportional 4/3 hydraulic valve operating in water, *Tribology International*, 44, 2013-2021.
- Majumdar S. R. (2001). *Oil hydraulic systems: principles and maintenance*, New York: McGraw-Hill.
- MATLAB®, (2013). *Simulink® Product Family*. <http://www.mathworks.com/products/> adresinden 3 Mart 2013 tarihinde alınmıştır.
- Nof S.Y. (1999). *Handbook of Industrial Robotics 1th edition*, New York: John Wiley & Sons Inc.
- Özcan F. (1999). Valf seçim kriterleri, 1. *Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresinde sunulmuş bildiri (pp. 29-35)*.
- Rydberg K.E. (2008). Hydraulic servo systems, *Linköpings universitet, Fluid and Mechanical Engineering Systems*, (pp. 1-45).
- Tenali V. S. (2007). Simulation of electro-hydraulic servo actuator, National Institute of Technology of Rourkela, *Yüksek Lisans Tezi*.
- Uchino K., Tan K.H., Giniwicz J.R. (2003). *Micromethatronics*, Switzerland: Marcel Dekker AG.
- Valdo M. F. (2012). *Servo hydraulic technology in flight contro*. Workshop on Innovative Engineering for Fluid Power and Vehicular System. <http://www.cisb.org.br/wp-content/uploads/2012/06/MarioValdo.pdf> adresinden 3 Mart 2013 tarihinde alınmıştır.
- Vloebergh C., Labrique F., Alexandre P. (2008). Control of a direct-drive servo-valve actuated by a linear amplified piezoelectric actuator for aeronautic applications, *18th International Conference on Electrical Machines (ICEMS)*, (pp.1-6).
- Yazıcı S. (2003). Servo valfler-özellikleri ve bakımı, 3. *Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, (pp. 15-26).
- Yiğit K.S. ve Küçükateş S. (2008). Servo hidrolik kumanda devrelerinde PID mantığının irdelenmesi, 5. *Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, (pp. 321-326).
- Younkin G. W. (2003). *Industrial servo control systems: Fundamentals and applications*, New York : Marcel Dekker.
- Yüksel İ. ve Şengirgin M. (2001). Elektro-hidrolik valflerin gelişimi ve karakteristiklerinin incelenmesi, 2. *Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresinde sunulmuş bildiri (pp. 265-280)*.

Zhou S., Xiao M., Song J. (2011). Modeling and control of elektro-hydraulic-controlled stepping cylinder for mold oscillation. Editor Wan X., Electric power systems and computers: *International Conferenceon electric and electronics, EEIC* (pp. 183-189). Berlin: Springer.