

20774

T.C.
MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Robot Teknolojisinde Kullanılan
Hidrolik Servomekanizmaların
İncelenmesi

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hazırlayan
Recep YENİTEPE

Tez Danışmanı

Doç. Dr. A. Yüksel ÇAVUŞOĞLU

İSTANBUL - 1992

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

ÖNSÖZ

Teknolojinin baş döndürücü bir hızla gelişmesi, insanoglunu başka arayışlara sevk etmektedir. Daha kaliteli ve aynı zamanda daha ucuz mamül üretimi için "Emek Yoğun" dan ziyade "Teknoloji Yoğun" üretim felsefesi daha fazla kabul görmektedir.

İnsanlar, çok uzun zaman periyodunda, yıpranarak, sıkılarak yapabildikleri işleri makinalar veya daha yaygın deyimle ROBOTLAR'la çok kısa zamanda ve çok sayıda yapabilmektedirler. Böyle bir üretimin, pazar payının kapılmasında doğrudan rol oynadığıda açıktır. Günümüzde işletmeler ne kadar "Teknoloji Yoğun"u kullanırlarsa, o kadar rekabet güçleri artacaktır.

Robotlar, zannedildiği gibi insan gücünün yerini alarak, onların işsiz kalmasına neden olmazlar. Aksine insanların işlerini kolaylaştırarak, endüstride pis, kirli, tehlikeli yerlerde kullanılmaktadırlar. I. Sanayi İnkılabında insanoglu bu endişeyi yaşamıştır. Buhar makinasının keşfiyle insan omuzundaki yükün makinalar tarafından taşınması, makinalar tarafından yapılması onları ürkütmüş, hatta ayaklanmasına sebep olmuştur.

II. Sanayi İnkılabı olarak adlandırabileceğimiz Otomasyon ve Bilgisayarlaşma ise insanoglunun beynine gelen yükü yüklenmektedir. Bunun mantıklı olarak kullanılması durumunda insanların refah ve mutlulukuna yardımcı olacağı kanaati taşınmaktadır.

Robotların hareketini sağlayan ve robot dizaynında öncelikle göz önüne alınması gereken temel faktörlerden olan Robot Tahrik Sistemleri ve bunlar içerisinde Hidrolik Tahrik Sistemi ve Hidrolik Servomekanizmalar, genel olarak incelenmeye çalışıldı.

Çalışmanın, bundan sonrakilere yardımcı olmasını dilerken, endüstriyel robotların, hidrolikle ilgili bölümündeki çalışma eksikliğini görerek, böyle bir konuyu seçmemde ve çalışmalarım esnasında benden yardımını esirgemeyen değerli hocam Doç. Dr. A.Yüksel ÇAVUŞOĞLU'na ve ayrıca çalışmalarım esnasında sürekli bana destek veren eşime teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Recep YENİTEPE

İSTANBUL - 1992

İÇİNDEKİLER

	SAYFA NO
ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
ÖZET.....	iv
SUMMARY.....	v
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2. OTOMASYON VE ENDÜSTRİYEL ROBOTLAR.....	2
2.1. OTOMASYON ÇEŞİTLERİ.....	2
2.2. ENDÜSTRİYEL ROBOTLAR	
2.2.1. Robotların Tarihçesi ve Tanımı.....	5
2.2.2. Robot Sistemi.....	6
2.2.3. Robotların Sınıflandırılması.....	7
2.2.3.1. Kontrol Metodlarına göre.....	7
2.2.3.2. Geometrilere Göre.....	12
2.2.3.3. Tahrik Sistemlerine Göre.....	16
2.2.4. Robotların Yapısı.....	17
2.2.5. Robotlar İçin Tahrik Sistemleri.....	20
2.2.5.1. Performans Özellikleri.....	20
2.2.5.2. Sistemlerin Karşılaştırılması.....	21
2.2.5.3. Tahrik Sistemi Seçim Kriterleri.....	26
2.2.5.4. Geçerli Pratik.....	31
2.2.6. Endüstriyel Robotların Kullanım Alanları.....	34
BÖLÜM 3. HİDROLİK KONTROL SİSTEMİ.....	36
3.1. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI.....	36
3.1.1. Hidrolik Akışkan Karakteristikleri.....	36
3.1.2. Pompalar.....	38
3.1.3. Valfler.....	42
3.1.4. Motorlar ve Silindirler.....	48
3.1.5. Yardımcı Elemanlar.....	50
3.2. KONTROL SİSTEMİ.....	50
3.2.1. Kontrol.....	51
3.2.2. Sistem Örnekleri.....	55
BÖLÜM 4. SERVOMEKANİZMALAR.....	59
4.1. SERVO VALFLER VE SERVO KONTROL KAVRAMI.....	59
4.1.1. Servo Valfler.....	59
4.1.1.1. Servo Valflerin Çalışma Prensipleri.....	60
4.1.1.2. Servo Valflerin Sınıflandırılması.....	61
4.1.1.3. Servo Valf Karakteristikleri.....	70
4.1.1.4. Servo Motorun Lineer Analizi.....	75
4.1.2. Servo Kontrol Kavramı.....	78
4.1.3. Servomekanizmaların Matematik Modeli.....	82

4.2. SERVOMEKANİZMALARIN KULLANIM ALANLARI.....	99
4.2.1. Kullanım Alanları.....	99
4.2.2. Uygulanmaları.....	102
4.2.3. Avantaj ve Dezavantajları.....	106
BÖLÜM 5 SONUÇ VE ÖNERİLER.....	108
REFERANSLAR.....	112
ÖZGEÇMİŞ.....	114



ÖZET

Bu tezin amacı, Endüstriyel Robotlarda, hidrolik tahrik sistemi içerisinde sıkça kullanılan Hidrolik Servomekanizmaları genel olarak incelemektir.

Araştırmada, günümüz endüstrisinde otomasyonun veri ve önemi vurgulandıktan sonra, otomasyon tipleri içerisinde Endüstriyel Robotların önemi üzerinde durulmuştur. Daha sonra bir çok robot tanımı içerisinde bazılarına yer verilmiş ve robotların çeşitli yönlerden sınıflandırılmaları yapılmıştır. Burada dikkati çeken bir sınıflandırma, Endüstriyel robotların servo ve servosuz olmak üzere sınıflandırılmış olmasıdır. Ayrıca robotların yöre kontrolü ve robot geometrilerine göre de sınıflandırılmaları yapılmıştır.

Daha sonra ise Endüstriyel Robotlarda kullanılan tahrik sistemlerine geçilmiştir. Öncelikle Endüstriyel Robotlarda tahrik sistemi için tork, hız, ömür, servo performansı, tekrar edilebilirlik gibi performans özellikleri belirtilmiştir. Bunların ışığı altında Endüstriyel Robotlarda en fazla kullanılan üç tahrik sistemi, hidrolik, pnömatik ve elektrik olmak üzere incelenmiş, bağl olarak avantaj ve dezavantajları ortaya çıkarılmaya çalışılmıştır. Devamında ise Endüstriyel Robotlar için tahrik sistemi seçiminde kriterler sıralanmıştır. Aynı zamanda, tahrik sistemi seçiminin pratikte nasıl yapıldığı konusunda da bilgiler verilmiştir.

Hidrolik Kontrol sistemini inceleyen, üçüncü bölümde ise, sistemi meydana getiren elemanlar, hidrolik akışkan, pompalar, valfler, silindirler, motorlar ve yardımcı elemanlar üzerinde durulduktan sonra hidrolik kontrol sistemlerinde kullanılmalarıyla ilgili bir çok örnekler verilmiştir.

Dördüncü bölümde, servo valfler ve servo kontrol kavramları üzerinde ayrıntılarıyla durulmuştur. Servovalf karakteristiklerinin incelenmesine debi ifadelerinin elde edilmesiyle başlanmış ve lineer analizde denge konumundan küçük sapmalara ait denklemlere yer verilmektedir. Valf kazancı, basınç katsayısı ve basınç duyarlılığı ifadeleri incelenerek sistem üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Daha sonra da, servomekanizmaların matematik modeli incelenmiştir.

Hidrolik servomekanizmaların çok fazla olan kullanım alanlarından ve uygulamalarından örnekler verilmiştir. Devamında da hidrolik servomekanizmaların avantaj ve dezavantajları araştırılarak ortaya çıkarılmaya çalışılmıştır.

Sonuç bölümünde ise yapılan çalışmalar özetlenmiş ve bazı öneriler sıralanmıştır.

SUMMARY

The aim of this study is to general analyst of the hydraulics servomechanism which are frequently used in the Industrial Robotics Technology.

In the study, first of all, the place of the automation in industry and than industrial robot's place and importance in the automation types are discussed. After that some of the industrial robot definitions and the classifications are given. One of the classification type is interesting that industrial robots can be classified as servo and non-servo robots. They are also classified according to the trajectory control and robot geometry.

After that, industrial robots drive systems, hydraulics, pneumatics and electric, are analyzed. Performance requirements such as torque, speed, positional repeatability, backlash etc. are defined for the drive systems. Knowing that hydraulics, pneumatics and electric drive methods are looked closely and relative merits and demerits are cleared. Continuing this, selection criteria for the industrial robots drive systems are given. In addition to this, current practice for the selection of the drive systems are added.

In the third part of the thesis, hydraulics drive system's elements such as hydraulics fluid, pumps, valves, cylinders, motors and also auxiliary elements e.g. filters, tanks, heath exchangers are analyzed. Some of the hydraulics systems examples are given.

In the fourth part of the thesis, servo valves and servo control concepts are analyzed thoroughly. Servo valves are classified as being either four way and three way. They also further classified as open center and closed center. Servo valves can be single stage, two stage or three stage. Two and three stage valves are constructed from single stage valves. Servo valves characteristics are begins with the definition of the fluid quantity. Valve gain, pressure coefficient, and pressure sensitivity expressions are analyzed and the effects upon the systems are evaluated. After that, a mathematical model of the servomechanism is also given.

Some of the hydraulics servomechanism application areas are given from the very large numbers. Hydraulic components in servo systems have wide application particularly in systems where a high static stiffness or a large power output is required. Hydraulic servos are extensively used in robotics technology, machine tools, gun fire control, in large power applications, in steering boosters. After that a comparison of the hydraulics servos advantages and disadvantages are listed.

In the last part of the thesis, study is summarized and some proposals are suggested.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Geçmiş yıllarda otomasyonun ve robotların, gelecek yıllarda artan bir şekilde önemli roller oynayacakları yazılmış ve söylenmiştir. Bilim adamları ve ekonomistler, yabancı ülke mallarıyla reket edebilmek için, ülkenin kendi otomasyon seviyesini yükseltmesinin çok önemli olduğunu savunmuşlardır.

Flexible üretim elemanları geliştirilebilir ve fiyatları düşürülebilirse, otomasyon seviyesinin artacağı kesindir. Flexible otomasyonu geliştirmek ve gerekli elemanların fiyatlarını düşürmek amacına yönelik olarak, bir çok üniversitede araştırma çalışmaları başlatılmış ve halen devam etmektedir. Bu çalışmalarda, üniversite dışından bir çok firma, finansman problemlerine yardımcı olmaktadır.

Bu konuda yapılan en ciddi çalışmalardan birisi, İngiltere, Loughborough Teknoloji Üniversitesi ile Martonair UK Ltd.'nin 1981 yılından buyana ortaklaşa sürdürdükleri çalışmadır. O tarihten bugüne, Martonair'in de içinde bulunduğu bir çok firma, robot tahrik sistemleri üzerinde yoğunlaşmış ve ortaklaşa yapılan çalışmalardan bir çoğu pratik hayata geçirilmiştir.[6]

Endüstriyel robotların tahrik sistemlerini geliştirmek için çalışmalar yapan diğer önemli bir firmada, Lamberton Robotics Limited, Catbridge, Lanarkshire/İngiltere, dir.[2]

1983 yılında, İngiltere Makina Mühendisleri Kurumunun düzenlediği, Endüstriyel Robotlar için Elektrik mi yoksa Hidrolik Tahrik Sistemi mi? konulu seminer, bu konuda iyi bir çalışma örneğidir. [5]

Sevinçdirici bir olay, son yıllarda ülkemizde, robotları inceleyen bir çok çalışmanın başlatılmış ve halen sürdürülmesidir. Bunun en güzel örneği şüphesiz, İTÜ-TÜBİTAK'ın ortaklaşa yaptıkları çalışmalardır. İTÜ'de endüstriyel robotlarla ilgili çok önemli çalışmalar devam etmektedir. Bunun yanında, robotlarla ilgili çalışmaların yürütüldüğü diğer üniversitelerimiz ise ODTÜ, Boğaziçi ve Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesidir. Buralarda da doktora çalışmalarına temel teşkil edecek bu ve buna benzer çalışmalar devam etmektedir.[26]

BÖLÜM 2.

OTOMASYON VE ENDÜSTRİYEL ROBOTLAR

2.1 OTOMASYON ÇEŞİTLERİ

Ulusların kendi üretim teknolojileri için geliştirdikleri otomasyon, sonuçta uluslararası otomasyonun gelişmesini sağlamıştır. Bu bölümde, otomasyon çeşitlerinin hedeflerine giden yollar incelenmiş ve bunların bağlı avantajlarının karşılaştırılmaları yapılmıştır.

Bir çok yazarın, pek çok guruba ayırmalarına rağmen, basitlik ve kısalık için, sadece Rijit Otomasyon ve Flexible Otomasyon olarak isimlendirilen otomasyonun iki kategorisi üzerinde durulacaktır. Otomasyonun diğer tipleri bu iki kategorinin aşağı yukarı birisi veya diğerinin içinde bulunur.

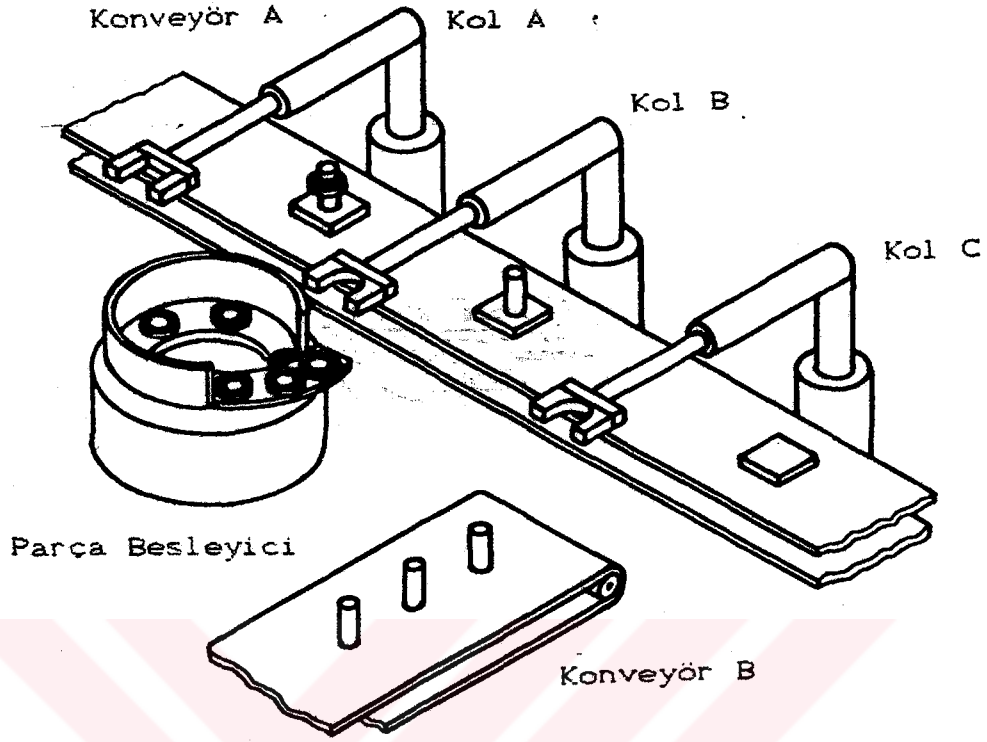
RİJİT OTOMASYON

Büyük sayılarda tam olarak benzer ürünlerin üretimi için, yüksek seviyede kapital yatırıma ihtiyaç vardır. Bu durumda, sadece bu ürünlerin üretimine ayrılmış otomatik üretim elemanlarının kullanılması çok uygundur. Özellikle bir ürünü üretmek üzere dizayn edilen ve kolaylıkla diğer ürünleri üretmek için değiştirilemeyen bu aletlere Rijit Otomasyon olarak isimlendirilirler. Bunların tamamen bir ürünü üretmek üzere dizayn edilmelerinden dolayı, cycle zamanının optimizasyonu yapılabilir ve dolayısıyla yüksek çıkış oranları sağlanmasına imkan verir.[8]

Bu tipin otomasyonu II.Dünya Savaşının öncesinden beri, sürekli olarak artan miktarlarda kullanılmaktadır. Bu periyot boyunca, rijit otomasyon tipinin kullanımı durmadan artmış, böylece genelde ilgili prensipler çok iyi araştırılmıştır. Bu tip aletlerin modern bir örneğini, yüzlerce dolara mal olan ve her makina sadece belirli bir arabanın gövde şeklinin kaynağı için ayrılmış olan, araba gövdesi çoklu kaynak yapıcısıdır. Makina özellikle belirli bir şeklin üretimini optimize etmek için dizayn edilmiş olmasından dolayı değişik bir bölümün kaynağı mümkün değildir.

Özet olarak, çok geniş veya sonsuz sayıda kütle üretimi için rijit otomasyon, ekonomik ve hızlı olma avantajına sahiptir. Bunun dezavantajlarını, sürekli olarak değişen ürünler için, çok yüksek ilk maliyet ve küçük değişikliklere mücadele etmeyen yapısıdır.

Rijit Otomasyonla, Flexible Otomasyon arasındaki farkı daha iyi kavrayabilmek için (2.1) ve (2.2)'ye dikkat edilirse : Şekil 2.1'de, A konveyörü boyunca sıralanmış üç sabit kolu gösterir. Kol A, B konveyöründen gelen parçayı alır ve kare parçayla birleştirir. Kol B, dairesel parçaların bulunduğu parça besleyiciden bir parça alarak, Kol A'nın birleştirdiği parçaların üzerine monte eder. Kol C ise, tamamlanan parçaları, geçici bir süre depolamak üzere bir yere yerleştirir.



Şekil 2.1 Endüstriyel Robotun hard otomasyonda kullanılması: konveyör boyunca sıralanmış üç sabit mekanik kol.

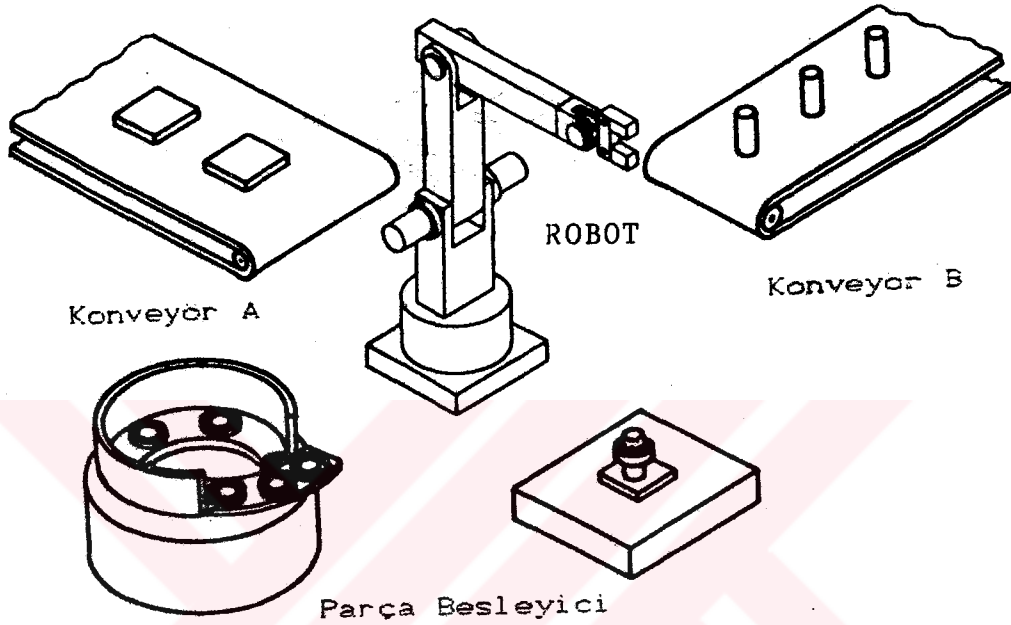
FLEXIBLE OTOMASYON

Yukarıda ifade edilen sebeplerden dolayı, Rijit Otomasyon sistemleri genellikle, küçük kütle ürünlerinin otomatik sistemi için uygun değildir. Gerekli aletlerin maliyeti genellikle düşürülemez.[8]

Geçen yıllara kadar elle üretim tek çözümdü fakat şimdi önemli bir sınıfını Endüstriyel Robotların oluşturduğu Tekrar Programlanabilir aletlerin icadıyla ikinci bir çözüm mümkün olmuştur.

Flexible Üretimin esası, mekanik kapasitesi, birçok değişik ürünler üretmeye imkan veren bir üretim ortamı dizayn etmektir. Bunu başarabilmek için üretim aletleri, mekanik manüplasyon ve operasyon sırası olarak değişime flexible olmalıdır. Mekanik flexibilitiyi sağlamak zor ve pahalıdır. Örneğin bir araba motoru montajı için gerekli takım ve kalıplarla istenilen hareketler, bir televizyon seti motajı için gerekenden çok farklıdır. Bu yüzden manüplasyonların ve takımların gerekli dizisi, genellikle üretilen ürünlere çok yakın ürünlerin sadece küçük farklılıkları, örneğin küçük ölçülü gibi sınırlanmıştır.

Flexible otomasyonun karakteristiği, değişik bir çok ürünün üretimi veya ürünler üzerinde çok hızlı değişiklik yapılmış parçaların üretilebilmesi olarak özetlenebilir. Flexible otomasyon böylece, küçük kütle ürünlerinin üretimi, devam etmekte olan iş üzerinde küçük değişikliklerin yapılmasına imkan vererek, ürün kalitesinin yükseltilmesi işlevini yerine getirir. Bu üreticiye, alıcının isteklerine çok çabuk cevap verebilmesini sağlar. Aynı zamanda ürün maliyetini azaltır, daha iyi kalitede, iyi ve uzun garantili malların üretilmesini sağlar.



Sekil 2.2 Endüstriyel Robotların, flexible otomasyonda kullanılması: Üç kolun yaptığı işi tek başına yapabilen bir robot.

Sekil 2.2'de ise, üç mekanik kolun yerine, aynı operasyonları yapabilen tek bir endüstriyel robotu gösterir. Burada aynı zamanda, konveyörlerin ve parça besleyicilerinin de yerleri değişmiştir. Eğer konveyörlerin ve parça besleyicilerinin yerleri değiştirilmezse, raylar üzerinde hareket edebilen bir robotla problem çözülebilir.

DİĞER OTOMASYON ÇEŞİLERİ

Gerçek flexible otomasyonun gerçekleşmesini sağlayan mikroprocessörlerin icadından önce, modüler otomasyon olarak bilinen üretim aletlerinin standart modüllerini bulma imkanı vardı. Bu standart elemanları, örneğin konveyörler, parça besleyicileri, dairesel indexleme tabloları gibi bir çok ölçü ve kapasitede stok maddesi olarak bulunabilirdi. Üretim hattı tamamen rijit olarak kalmasına rağmen, modüler yaklaşım ile elde edilebilecek birçok avantajlar elde edilmiştir. Fabrika dizaynı ve kapital maliyetleri düşürülmüş, geliştirme zamanları kısaltılmış, bakım basitleştirilmiş, ürünler ve üretim hatları değiştirildiğinde modüller tekrar kullanılabilmiştir.

Bu son noktada, eğer ürün değişiklikleri küçükse, modular otomasyona bir serbestlik derecesi vermektedir. Bazı modüllerin varlığıyla, yeni ürünün üretimine basitçe aynı üretim hattının kullanılmasıyla başlanarak fabrika dizayn edilebilmiştir.

Aslında, birçok değişik tip otomasyonun ve elle operasyonun birlikte kullanılmaması için hiç bir sebep yoktur. Elle, rijit, flexible ve modular aletler tek bir ürün veya bir ürün ailesinin üretimi için kullanılırsa hybrid otomasyon olarak tanımlanmıştır.

OTOMASYON ÇEŞİTLERİ İÇERİSİNDE ENDÜSTRİYEL

ROBOTLARIN KULLANILMASI

Endüstriyel robotlar rijit ve flexible otomasyonun her ikisinde de kullanılmaktadır. Endüstriyel robotlar, mevcut olan kapasitelerinin tüm avantajlarını kullanamamalarına rağmen, rijit otomasyonun elemanı olarak çok sık uygulama alanı bulmuşlardır. Özel olarak dizayn edilmiş manipulatörlere göre oldukça düşük maliyetli olmalarından dolayı, fabrika dizayncıları, robotların iyi manipülasyon özelliklerinden faydalanmışlardır. Endüstriyel robotlar, otomotiv endüstrisinde kullanıldıklarında, belirli bir araba modeli için ayrılmış üretim hattı üzerinde, araba gövdelerinin spot kaynağını çok sayıda parça üzerine uygularlar.

Endüstriyel robotların kullanılmasıyla ilgili temel iki problem vardır. Bunların her ikisinde robota dayalı üretim aletlerinin pahalılığı yüzünden ayarlanması çok zordur. Genel amaçlı makina olarak endüstriyel robotlar, tek belirli bir işi yapmak için optimize edilmemişlerdir. Bu yüzden tek bir endüstriyel robot, istenilen bir cycle zamanını gerçekleştiremez. Buna ek olarak, gerekli işleri yapabilmek için çok fazla manipule kabiliyetine sahip olarak dizayn edilmiş olduklarından, çoğunlukla basit işler için çok kompleks olurlar.

2.2. ENDÜSTRİYEL ROBOTLAR

2.2.1 ROBOTLARIN TARİHÇESİ VE TANIMI

Robot kelimesi, ilk defa 20. yy başlarında Çek yazarı Karel Čapek tarafından kullanılmıştır(1929). Čapek Ressum'un Evrensel Robotları adlı eserinde insana benzeyen ve bir çok işi kendi başına yapabilen makinalara "ROBOT" adını vermiştir. Čapek, robot adını Çek'cede, güçlendirilmiş işçi (forced labour) anlamına gelen "robota" kelimesinden türetmiştir.

Robotların gelişimi, genel olarak iki farklı şekilde karşımıza çıkar. Birincisi, İlk Otomatlar olarak ifade edebileceğimiz makinalar, genel olarak oyuncaklardır. İkinci grupta ise, ilk otomatların belirli bir takım amaçlara uygun olarak ıslah edilmeleri sonucu Endüstriyel Robotlar doğmuştur.[20]

Bir çok robot tanımı olmasına rağmen bir kaç imalatçı veya kullanıcı bunlardan birini uygun bulabilir. Gerçekten hiç birisi standart olarak kabul edilemez.

Bir endüstri robotu ISO (International Organization for Standardization) şu şekilde tanımlanmaktadır:

"Çeşitli görevleri yerine getirmede değişken programlanabilir hareketleri kullanan, malzeme, parça, takım veya özel cihazları hareket ettirmek için tasarlanan ve yeniden programlanabilen çok fonksiyonlu manipulatördür." Büyük kabul gören bu tanım aynı zamanda Amerikan Robotik Enstitüsü (RIA) tarafından da kabul görmektedir.[20]

İngiliz Robot Birliği (BRA), Endüstriyel Robotu şu şekilde tanımlamaktadır: "En az dört serbestlik dereceli, parça, takım veya özel imalat işlerinin manipule etmek ve taşımak için tasarlanan, özel imalat görevlerinin yerine getirilmesinde değişken programlanabilir hareketlerle çalışan ve yeniden programlanabilen makinalardır."

Japon Endüstri Robotları Birliği (JIRA) ve Japon Sanayi Standartları Komitesinin, Endüstriyel Robotlar için değişik seviyelerde tanımlar yapmışlardır. Buna göre manipulator: "Cisimlerin uzayda bir yerden başka bir yere taşıyan ve fonksiyonları, insan üst uzuvlarına benzeyen bir makinedir."

2.2.2 ROBOT SİSTEMİ

Robot sistemi 3 alt sistemden oluşur: hareket sistemi, hareket eden parçaların sistemi, sensörük alt sistem.

Hareket eden parçaların yani, mekanik yapının sistemi robot tarafından hareket ettirilen kol, takımı hareket ettiren parçanın son kısmı bilek (wrist), parçaların tutulması işini yapan el (gripper) ve yakalama özelliğine sahip kalıptan oluşan elin parçalarından meydana gelmiştir.[20]

Kontrol sistemi, belirli stopların ve limit switchlerinin kullanılmasına dayalı basit bir elektro-mekanik sistemden karmaşık on-line bir bilgisayar kontrolüne değişir. Kontrol sisteminin karmaşıklığına göre robotları guruplara ayırmak mümkündür: servo ve servosuz kontrol edilen robotlar, belirli sıralama robotlar, point-to-point kontrollü robotlar, sürekli yol kontrollü robotlar, sensör duyulu zeki robotlar.

Elle kumanda edilen (pick and place) robot manipulatorleri bir kenara koyulacak olursa, robotlar aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir: belirli sıralama bir robot, daha önceden belirlenen ve değişmeyen bir sıra içerisinde görevini yapar. Değişken sıralı bir robot ise, operasyon anında sıralamada değişiklik kabul edebilir. Bir point-to-point playback robotu daha önce elle yaptırılan hareketi öğrendikten sonra işlem sırası, konumları da dahil olmak üzere hafızasına aldığı bilgileri okuyup bir işlemi gerçekleştiren robot tipidir.

Önceden off-line olarak programlanmış veya on-line programlamalı sürekli yol kontrollü bir robotta operatör, kolu istenilen yörünge üzerinde istenilen hız v.s. hareket ettirilerek öğretilir. Çalışma alanındaki değişiklikleri belirlemek ve onlara göre kendisine programlanmış karar verme kapasitesini kullanarak davranan zeki robotlar sensör algılamalarını kullanırlar.

Kontrol sisteminin önemine rağmen, robotun fiziki kapasitesi hala öncelikle önemlidir. Bu da: kol geometrisi, tahrik sistemi, dinamik performans ve doğruluk, güvenilirlik ve emniyeti içerir.

2.2.3. ROBOTLARIN SINIFLANDIRILMASI

2.2.3.1. KONTROL METODLARINA GÖRE

SERVO VE SERVOSUZ KONTROL EDİLEN ROBOTLAR

Endüstri Robotlarını, kontrol metodlarına göre tanımlanmış olan servo kontrollü veya servosuz kontrollü olmak üzere iki kategoriye ayırmak mümkündür. Her iki tip farklı karakteristiklere sahiptir ve hareket elemanlarına; silindirler, motorlar veya valfler v.b. göndermek için değişik sinyallere ihtiyaç vardır.[16]

Servo kontrollü robotlar, point-to-point (noktada noktaya) ve continuous path (sürekli yörünge) kontrol olmak üzere iki alt gruba ayrılabilir. Bunların her biri değişik şekillerde davranır ve değişik tipteki operasyonlar için kullanılırlar.

SERVOSUZ KONTROL

Servosuz kontrol edilen robotlar, endüstride kullanılmalarıyla ilgili istatistiklere sürekli dahil edilmelerine rağmen, bir zamanlar gerçek robot olmadıkları eleştirileri yapılmaktaydı. (Limited sequence) sınırlı sıralamalı robotu, (pick-and-place) alıp yerleştirme robotu ve end-stop robotu gibi isimler hep servosuz kontrolü hatırlatırlar.

Servosuz kontrol edilen bir robotun en önemli özelliği, bir eksen üzerinde, end stop veya hardware stop adı verilen sabit sınırlamalar arasında hareket edebilmesidir. Genellikle her bir ekseninde iki hardware stop olmasına rağmen, bu tip bazı robotlarda belirli sayıda ortada stoplar olabilir. Her bir eksen, kontrolör tarafından sırasıyla hareket ettirilir, böylece eklemin hardware stoplar arasında hareket etmesini sağlanmış olur.

Bütün servosuz kontrol edilen robotlar, hidrolik veya pnömatik olarak tahrik edilirler ve bağlantı hardware stopa yaklaşırken bir valf veya basit bir şok absorber ile yavaşlatılır. Bundan dolayı, kontrolör silindire ya tam güç sağlar veya hiç sağlamadığı farkedilir. Servosuz robotlar bu yüzden bir kapalı çevrim on/off kontrol sistemiyle işletilirler. Kontrol mekanizmalarının yapısından dolayı, bu çeşit robotlar hafif yükler için kullanılır.

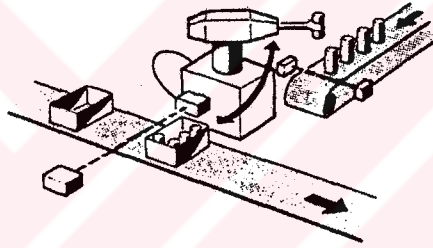
Büyük bir kütlenin hareket ettirilmesi ve aynı zamanda durdurulması zor olabilir.[16] Servosuz kontrol edilen bir robotun programlanması, hardware ve software operasyonlarını içeren bir prosedüre göre yapılır:

1. İstenilen sıraya göre operasyonları yapmak için her bir eksen kontrolöre programlanır.

2. Hardware stoplar her bir eksen için fiziksel olarak ayarlanır.

Programa farklı sıralamalar arasında dallara ayırmaya sebep olan, robotun etrafında ve üzerinde sensörler kullanmak suretiyle esneklik kazandırılır. Servosuz kontrol edilen bir robotun nasıl çalıştığını kavramak için aşağıdaki şekle bir göz atalım (Şekil 2.3).

Şekil, servosuz kontrol edilen, ve bir taraftan kaldırdığı maddeleri, diğer tarafa yerleştiren bir hidrolik robotu göstermektedir.



Şekil 2.3 Bir pick-and-place (yakalama ve yerleştirme) robotu.

İstenilen operasyonun üretilmesi için, kontrolör ve sensörlerden gönderilen sinyaller aşağıdaki gibi olmalıdır;

1. Robotun alt kısmının (base) dönmesini sağlayan bir sinyal, kontrolörden valfe gönderilir.

2. Valf tam olarak açılır ve eksen hardware stopa ulaşana kadar döner.

3. Bir limit switchi hareketlenir ve kontrolöre, hardware stopa ulaşıldığını bildiren bir sinyal gönderir.

4. Kontrolör, valfin kapanmasını sağlayan bir sinyal gönderir.

5. Operasyon sırasında, hareket ettirilmesi istenilen her bir eksen için 1. ve 4. basamaklar tekrar edilir.

Eğer şekle tekrar bakılacak olursa, birisi parçaların ulaştığını, diğeri ise boş kutunun olduğunu haber veren iki adet fotoelektrik sensörü farkedilebilir.

Sınırlı bir miktar karar verme imkanı sağlayan sensörlerden gelen bu sinyaller, eğer gerekiyorsa sıralamayı yarıda kesebilir. Bu gibi robotların kontrolünde istenilen sıralamada, basitçe bir seri switchi açıp kapatabilen bir alete gerek vardır.

Otomatik çamaşır makinalarında olduğu gibi, bu robotların ilk versiyonları, elektro-mekanik aletlerle kontrol edilmiştir. Switchlerin açılıp kapanması, yavaş dönen bir elektrik motoru şaftının üzerine yerleştirilen bir kam seti veya bir manivela seti ile yapılabilmektedir. Şu anda kullanılan servosuz kontrol edilen robotlar, PLC (Programable Logic Control) adı verilen aletlerle kontrol edilmektedir. PLC'ler bir hafıza ve bir mikroprocessor ile birlikte çalışırlar.

SERVOSUZ KONTROL EDİLEN ROBOTLARIN AVANTAJLARI

1. Yüksek tekrar edilebilirlik: Hardware stopların kullanılmasından dolayı, her bir eksen, istenilen pozisyonun bir milimetresinin bölüntüleri arasında hareket ettirilebilir.

2. Yüksek işlem hızı: Her bir eksene tam yük uygulandığı için hızlanma ve yavaşlama zamanları daima mekanik olarak mümkün olan maksimumdur.

3. Ucuza maliyet: Bu sadece elemanların ilk giriş maliyeti değil, aynı zamanda programlama maliyeti (softwareler genelde pahalıdır) ve bakım maliyetlerini içinde geçerlidir.

SERVO KONTROL

Endüstride herkesin gerçek robot olarak kabul ettiği robotlar "SERVO KONTROLLÜ ROBOTLAR"dır. Servosuz kontrol edilen bir robotun zıttına, bu tip robotların her ekseninin hız ve ivme kontrolü sarsıntısız ve devamlı bir şekilde yapılması bu çeşit robotların hareket karakteristiğini meydana getirirler. Robotun kütlesi ve hareket eden yükün kütlesi, uygulanacak gücün miktarı için gerekli faktörlerdir. Ağır yüklerle hareket eden, büyük kütleli robotlar bu yüzden komple kontrol altında hareket edebilirler.[16]

Her eksenin durma noktaları, hardware stoplar yerine software stoplarla tesbit edilmiştir. Bir software stop, kontrol programı içerisine yazılmış ve robotun çalışma hacmi içerisinde herhangi bir nokta olabilir.

Bir servosuz kontrolle karşılaştırıldığında, software stopların kullanılması ile servo kontrolün çok önemli bir avantajı ortaya çıkar. Bu, servo kontrollü bir robot hafızasında bir çok program saklayabilir ve istenildiği anda çalıştırılabilir olmasına karşın servosuz bir robot, sadece bir program saklayabilir, çünkü robotun hareketleri daima hardware stoplar tarafından sınırlandırılmıştır.

Negatif tarafta ise, software stopların kullanılmasının dezavantajı olarak, tekrar edilebilirliğin sağlanmasının zorlaşması problemi karşımıza çıkar. Tipik olarak servo kontrollü bir robotun tekrar edilebilirliği bir ila iki milimetre arasındadır. Bu sayıları yükseltmek, yüksek kaliteli dahili sensörler, karmaşık kontroller ve dikkatle dizayn edilen motorlarla ve akışkan tahrikliiler için ise valflerle ilgilidir. Servosuz kontrol edilen robotlarla karşılaştırıldığında, bütün bu faktörler büyük ihtiyaçlara eklenir ve sonuçta düşük güvenilirlik net sonucunu karşımıza çıkarırlar.

POINT-TO-POINT (NOKTADAN NOKTAYA) SERVO KONTROL

Point-to-point servo kontrolün özelliği, robot elinin yolu üzerindeki belirli sayıda noktalar bilgisayar hafızasına girilmiş olmasıdır. Mesela, robot elinin A noktasından B noktasına hareket etmesi istenildiğinde, kontrolörün bir teach-box'ın üzerinde hareketiyle robot A noktasına hareket ettirilir. Bu noktadaki her eksenin pozisyonları, dahili sensörler tarafından okunur ve bilgi olarak kontrolörün hafızasına kaydedilir. Aynı işlem B noktası ve öğrenilmesi gereken diğer noktalar için tekrar edilir. Endüstride bu metodla öğrenmeye lead-through (direkt yönetme) denir.

Robot programı çalıştırıldığında, robot eli kendisine öğretilen her noktaya sırasıyla hareket eder. Bunu mümkün yapmak için kontrolör normalde silindirlilerin herbirini öyle bir hızda tahrik ederki, her bir eksen kendi son pozisyonuna aynı anda ulaşır. Bunun anlamı şudur ki, robotun (base) alt tarafı maksimum hızıyla dönerken, (wrist) bilek çok yavaş dönecektir. Kontrolörden, silindirlere gönderilen gerçek komut sinyalleri, özel bir program tarafından hesaplanır, bu yüzden öğretim modu süresince tahrik edilen eksenlerin hız ve yol ile ilgisi yoktur. Böylelikle, robot eli tarafından noktalar arasında alınan kesin yol önceden tahmin edilemez.

Point-to-point kontrolün görülen dezavantajlarına rağmen, endüstri robotlarında çok kullanılır. Karar verme ve sıralamada değişik dallara ayrılma, bir point-to-point kontrolle kolaylıkla gerçekleştirilebilir. Ek bir avantajı, bilgi olarak sadece belirli sayıda noktaların saklanması gerektiği için, istenilen hafıza miktarı oldukça düşüktür.[16]

CONTINUOUS PATH CONTROL (SÜREKLİ YOL KONTROLÜ)

Robot elinin aldığı kesin yolun çok önemli olduğu bir çok durum düşünülebilir. Belirgin bir örnek olarak, sürekli bir çizgi üzerinde kaynak dikişi göz önüne alınacak olursa, robot elinin sürekli olarak aldığı yol kontrol edilmekten başka, hızı da kontrol edilmelidir.

Bir sürekli yol kontrol (continuous path) robotunun programlanması walk-through adı verilen yöntemle gerçekleştirilir. Burada, usta bir kişi robotun, robot elini tutar ve robottan öğrenmesini istediği operasyonun aynısını gerçekleştirir.

Robotun öğrenme işi sürerken, kontrolör sürekli olarak robotun dahili sensörlerinin çıkışlarını örnekler ve bilgi olarak saklar. Örnekleme tipik olarak saniyede 50 veya 100 defa yapılır (50 ila 100 Hertz). Tabii ki bu da büyük bir miktar bilginin kontrolör tarafından saklanması, bir floppy disk veya magnetik tapın kullanılmasını gerektirir.[16]

Robot çalışırken kontrolör, öğretilen hareketlerin tam olarak tekrar edilmesine sebep olur. Sonuçlanan sürekli yön hareketi gerçekten birbirine yakın mesafede çok fazla sayıda noktalardan meydana gelmiş olmasına rağmen, onu basitçe çok fazla sayıda noktanın point-to-point kontrolü olarak düşünmek yanlış olur. Önemli fark şudur ki; sürekli yol kontrolünde, robot ataletinden dolayı noktalar arasında sarsıntısız hareket eder. Her nokta arasında eksenlerin hareketi için kontrolör tarafından karar verilmez ve karar vermek gerekli de değildir. Bunun zıddına point-to-point kontrolde her bir nokta arasındaki eksenlerde nasıl hareket edeceğine karar verir.

Servosuz bir robotta, kontrolörden, robota sinyallerin nasıl gönderildiğinden bahsedilmişti. Aynı şekilde şimdide servo kontrollü bir robota, kontrolör tarafından sinyaller basitleştirilmiş olarak aşağıdaki gibi gönderilir;

1. Her bir eksenin pozisyonu (dahili sensörler tarafından hissedilen) kontrolör tarafından okunur.

2. Eksenlerin istenilen pozisyonları (ilk adım için) kontrolör tarafından hafızadan okunur.

3. 1. ve 2. basamaktaki bilgiler karşılaştırılır ve hata sinyalleri üretilir.

4. Hata sinyalleri büyütülür ve sonuçlanan komut sinyalleri silindirlere gönderilir.

5. Silindirler, eksenlerin hareket etmesini sağlar ve dahili sensörler geribesleme sinyallerini kontrolöre gönderirler.

6. Geribesleme sinyalleri eksenlerin istenilen pozisyonları ile karşılaştırılır ve hata sinyalleri sıfıra inene kadar yeni komut sinyalleri üretilir.

7. Program sırasındaki bir sonraki basamak kontrolör tarafından okunur ve işlem tekrar edilir.

Servo kontrollü robotların çok önemli özelliklerini sıralayacak olursak;

1. Robot eli, robot çalışma hacmi içerisinde herhangi bir noktada bulunabilir.

2. Her bir eksenin hız ve ivmesi hareket içerisinde her noktada kontrol edilebilir.

3. Bir çok program saklanabilir ve herhangi bir mekanik ayarlama yapmaksızın çalıştırılabilir.

4. Her bir ekseninde, hızlı hareket isteyen sıralar düzgün olarak gerçekleştirilebilir.

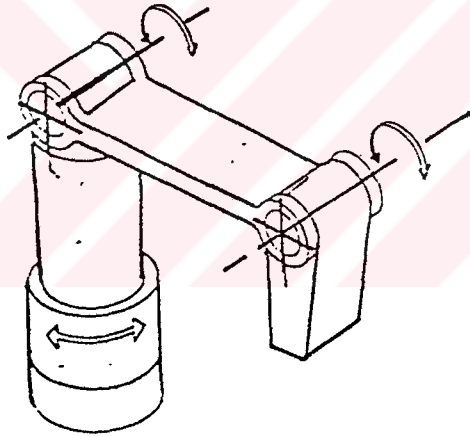
2.2.3.2. GEOMETRİLERİNE GÖRE

Kol geometrisi ile ilgili olarak, robot kolu, bilek ve ucunun hareketlerini tanımlayan şekiller mevcuttur. Bunlar:

- 1- Döner Robot,
- 2- Polar Robot,
- 3- Silindirik Robot,
- 4- Kayar Tip Kartezyen Robot,
- 5- Kafesli Tip Kartezyen Robot,
- 6- Scara Tip Robot.

DÖNER ROBOT:

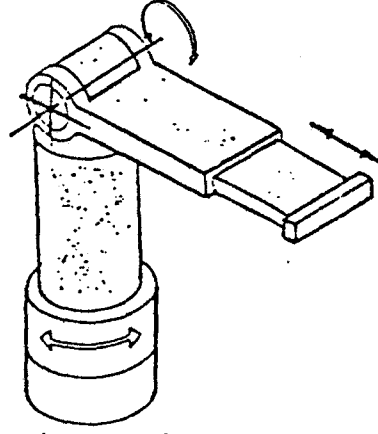
Bu robot, insan koluna en fazla benzeyen robottur. Düz mafsallı robot, antropomorfik olarakta isimlendirilir. Bu robot üç ana dönen mafsaldan ibarettir. Bunlar bel, bele monte edilmiş omuz ve omuz uzvunun uç kısmına monte edilmiş dirsektir. Bu tip robot altı serbestlik derecesine sahiptir.



Sekil 2.3 Döner Robot: Gövde, dikey bir yönde boylamasına eksen etrafında döner. Omuz ve dirseğin çapraz eksenleri vardır ve hareketleri dikey bir düzlemedir.

POLAR ROBOT:

Bu robot, bel eksenini etrafında döner. İkinci dönme, kolun düşey düzlemde dönmesine izin verir. Bu iki eksenin kullanılmasıyla bel kısmı bir küreyi tarayabilmektedir. Bu matematikteki polar koordinat sistemine karşılık gelir. Üçüncü serbestlik derecesi kolu içeri veya dışarı hareket ettirmeyi sağlar. Aynı zamanda prizmatik bir mafsallı bulunmakta ve kolun içine yerleştirilen bu mafsallı ileri-geri harekete imkan vermektedir. Prizmatik mafsalla ayarlanan yarı çapa göre kol kısmı küreleri taramaktadır. Bu tip robot altı serbestlik derecesine sahiptir.[16]

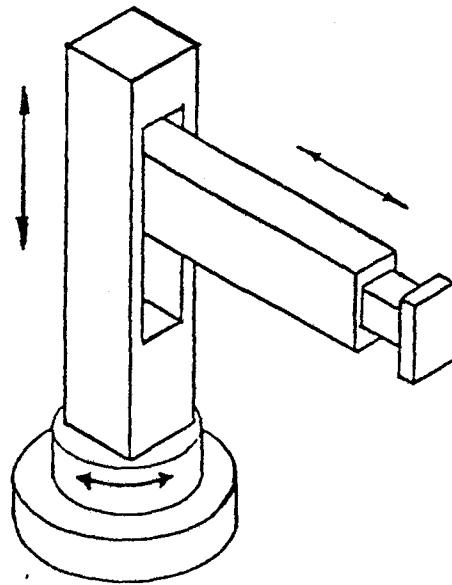


Sekil 2.4 Polar Robot: Gövde dikey bir yönde boylamasına eksen etrafında döner, omuz çapraz eksen etrafında döner ve dikey kutup hareket oluşturur. Kol uzuv aksenal yönde uzanır.

SİLİNDİRİK ROBOT:

Bu robot bir temel, bir yatay ve bir prizmatik mafsaldan oluşur. Temel bir bütün olarak yukarı ve aşağı hareket edebilir.

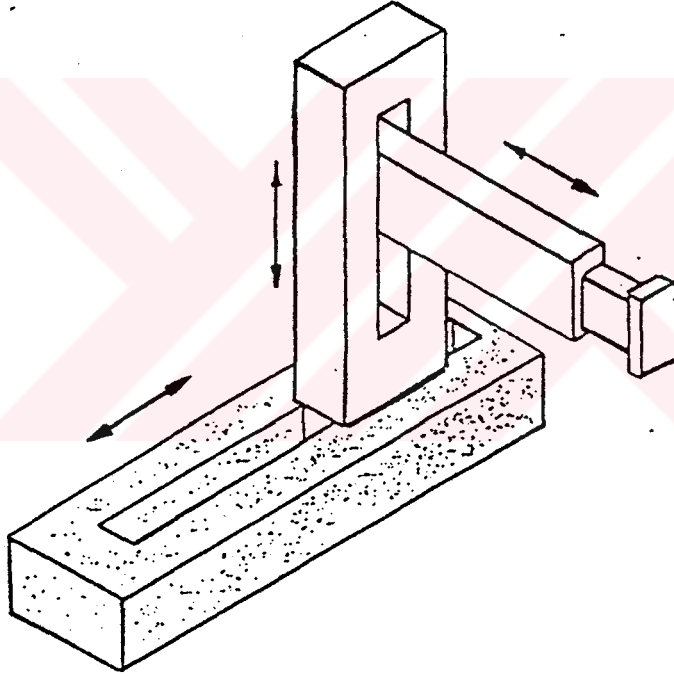
Yatay kol düşey sütun etrafında uzayda kısmi bir silindirik tarif edecek şekilde hareket edebilir. Bu matematik olarak silindirik robot sınıfına girer. Yatay kola yerleştirilen prizmatik mafsalları, içeri ve dışarı doğru kayabilir ve her zaman temele paralel kalır. Bu tip robotların üç serbestlik derecesi vardır.[19]



Sekil 2.5 Silindirik Robot: Bu robot iki prizmatik harekete ve eksen etrafında bir dönme hareketine sahiptir.

KAYAR TIP KARTEZYEN ROBOT:

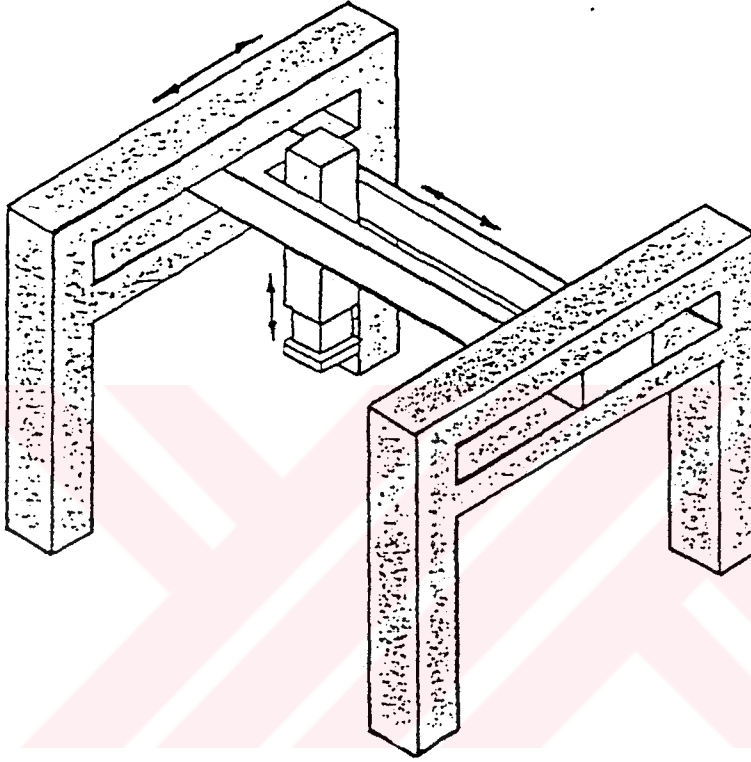
Birbirine dik üçgeni vardır. Yukarı, aşağı, sağa, sola ve ileri-geri hareket prizmatik mafsallarla gerçekleştirilir. Matematik olarak Kartezyen koordinat sistemine karşılık gelir. Bu robotun yüksek hassasiyetine rağmen birçok uygulama için tavsiye edilmemektedir. Çünkü insan çalıştırılan iş istasyonlarına uyumu zordur.



Şekil 2.6 Kayar Tip Kartezyen Robot: Bu robot yatay ve dikey düzlemde olmak üzere iki dikey eksen hareketine sahiptir.

KAFESLİ TİP KARTEZYEN ROBOT:

Bu robot, kayar tip kartezyen robot ile aynı yapıya sahiptir. Tek farkı robotu kayma işlemi sırasında tutan bir kafese sahip olmasıdır.

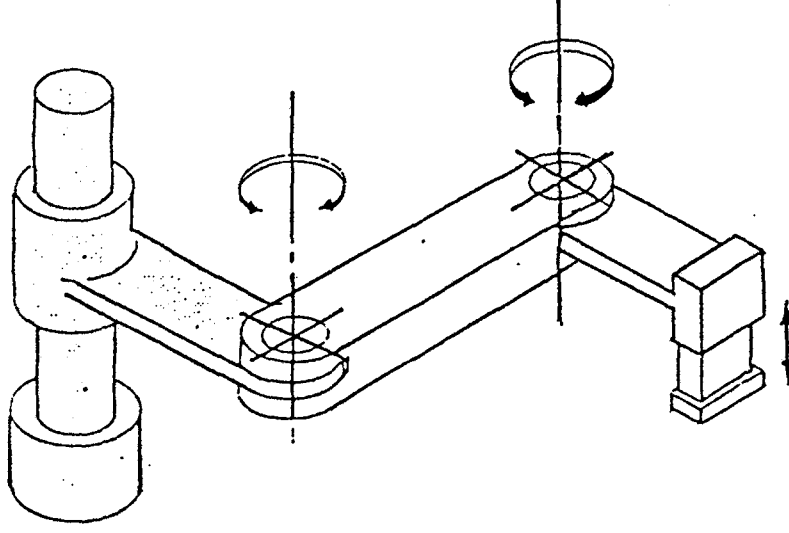


Şekil 2.7 Kafesli Kartezyen Robot: x,y,z doğrultusunda üç öteleme hareketi vardır.

SCARA TİP ROBOT:

Yukarıda kısaca verilen temel robot özelliklerini birleştiren, yeni robot kinematiği düzenlemeleri yapılabilir. Örneğin, düz mafsallı robot ve silindirik robot kinematiği birleştirilirse SCARA tipi yeni bir robot ortaya çıkar. Bunun dönen mafsalları düşey eksenlere sahiptir, yatay düzlemde harekete izin verir, hem dönme ve hem de silindirik koordinatlara karşılık gelirler.

Scara robotunda, düşey ana eksen dönerken yerçekimi kuvveti ve merkezkaç kuvvetler yapıya etki etmez. Halbuki yatay eksen olsaydı tesir edecekti. Yüksek hızlarda ve yüksek hassasiyet için bu çok önemli bir üstünlük sağlar.[6]



Sekil 2.8 Scara Tipi Robot: Omuz ve dirsek mafsalları dikey eksenler boyunca yatay bir düzlemde döner. Robotun sonunda kaldırma için dikey bir eksen vardır.

2.2.3.3 TAHRIK SİSTEMLERİNE GÖRE

Robotun hareket edebilen parçaları aşağıdaki şekillerde tahrik edilirler:

- Pnömatik Tahrik Sistemi,
- Hidrolik Tahrik Sistemi,
- Elektrik Tahrik Sistemi.

Bunların daha ayrıntılı bir incelemesi ve karşılaştırılmaları, (2.2.5 Endüstriyel Robotlar için Tahrik Sistemleri) bölümünde yapılacağından, burada kısa olarak özetlenmişlerdir.

Pnömatik Tahrik Sistemi:

Robotun mekanik kolunun hareket ettirilmesinde basınçlı hava kullanılır. Bunlar hafif, hızlı ve diğerlerine göre ucuzdurlar. Fakat çok fazla direnç sağlayamazlar.

Hidrolik Tahrik Sistemi:

Robot kolunun hareketi için basınçlı akışkanın (yağın) kullanıldığı sistemlerdir. Hidrolik olarak tahrik edilen robotlar, pnömatik olanlara göre daha pahalı olmalarına rağmen daha güçlüdürler. Tek problem, bazı robot üreticilerinin söylediği gibi kirletici sızıntıya muhatap olmalarıdır.

Elektrik Tahrik Sistemi:

En güçlüleri ve en az enerji tüketen robot tahrik yöntemi olmasına rağmen, hem ilk alımda, hemde bakımda en pahalı olanıdır.

Tahrik robot kolunu hareket ettirirken aynı zamanda bunu durduracak bir yol olmalıdır. Bu, iki yoldan birisi ile yapılabilir: robot kolu istenilen pozisyona geldiğinde basit olarak tahriğin kesilmesi ve frenleme yapılması veya alternatif olarak daha pahalı bir servo kontrol yöntemi kullanılarak, istenilen stop noktasına yaklaşılrken kolun hızının azalmaya başlaması, daha sonrada tahrik gücü kullanılarak park pozisyonuna geçirilmesidir.

En fazla kullanılan tahrik sistemi, gücü, tamlığı ve küçük hacim kaplamasından dolayı HİDROLİK TAHRİK SİSTEMİDİR. (yaklaşık % 50). Günümüz endüstri robotlarının yaklaşık %30'u ucuz işletme ve bakım maliyeti, basınçlı hava hatlarının bulunmasından dolayı PnöMATİK TAHRİK SİSTEMİ kullanılmaktadır. Kalan % 20'si ise ELEKTRO-MEKANİK TAHRİK (servomotorlar, step motorları) kullanırlar.

Tecrübeler göstermiştir ki, dinamik performansı yüksek robotlar daha az tamlığa sahiptir. Bu gayet mantıklıdır, söyle ki; ağır bir yük (atalet momentiyle), yüksek bir operasyon hızı veya geniş operasyon alanı ile, istenilen tamlığı sağlamak hem çok karmaşık hem de çok pahalı olur.[20]

Güvenilirlik, bir endüstriyel robotun verilen işte belirlenen işletme şartlarında çalışma kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. En önemli emniyet isteği, koruma ve bütün çalışma alanlarına izinsiz girişlerin önlenmesidir. Ayrıca alana girebilecek izanlı personelin (çalışma, kontrol, bakım) eğitimide önemlidir.[20]

Günümüz robotlarının kapasiteleri hakkında bir fikir verebilecek 18 sık kullanılan endüstriyel robotun araştırma sonuçları açıklanmıştır. Buna göre : yük kapasitesi göz önüne alınarak, robotlar kabaca üç gruba ayrılabilir; bunlar 5 kg'dan 20 kg'a kadar, 100 kg'a kadar olanlar, ve maksimum kapasitesi 1000 kg olan robotlar. Yatay ve dikey ulaşabilme kapasiteleri 1 kaç cm den 3m'ye kadar değişir. Serbestlik derecesi 2 den 6'ya değişir (belirtilen robotların % 50 den fazlası 6 serbestlik derecesine sahiptir). Robotların % 80'i 4KBytes hafıza kapasiteli ve teach mode programlamalı bilgisayar kontrollü, %50'si ise mikroprocessörlerle yapılır. Robotların yaklaşık % 60'ı hidrolik tahrik, yaklaşık % 30 DC servo tahrik (hidrolik ile pnömatikğin birlikte kullanıldığı) kullanılır.[20]

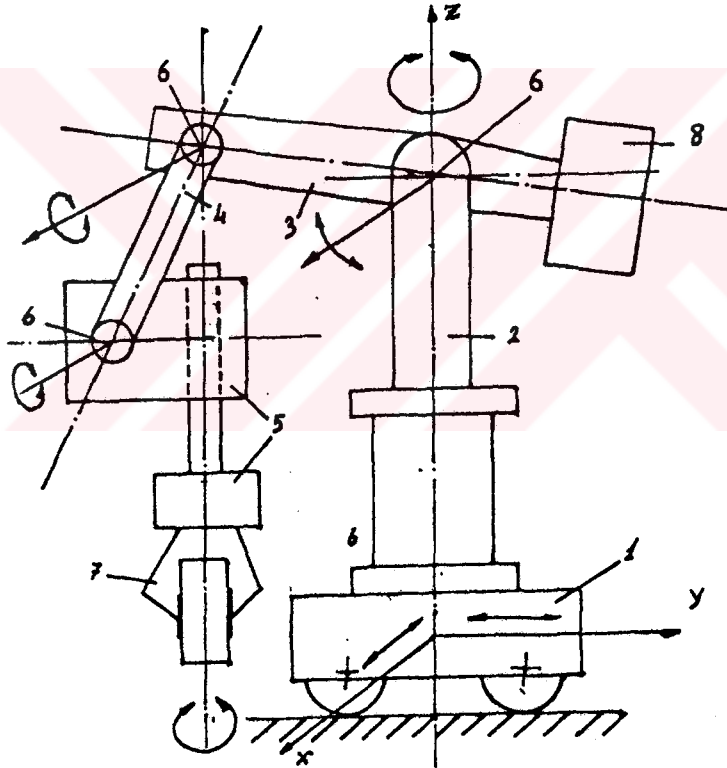
2.2.4. ENDÜSTRİYEL ROBOTLARIN YAPISI

Bir Endüstriyel Robot genel olarak 5 bölümden teşekkül etmektedir: 1 Mekanik Yapı, 2 Kontrol Sistemi, 3 Hassas Üniteler, 4 Interface, 5 Motor ve iletim sistemleri.

MEKANİK YAPI

Robot dizaynında ele alınan ilk madde, şüphesiz Mekanik Yapıdır. Her yapıda olduğu gibi bunda da temel ilke rijitliktir. Yapacağı işin hassasiyetine göre rijitliği kabul edilebilir. Yapıdaki parçaların hafif olması ve ağırlığı taşıdığı yükü dengelemelidir. Sürtünmeler minimum seviyede sınırlandırılmalı, böylece motor ve diğer aksamın verimi iyileştirilmeli, gereken ivmelenendirme sağlanmalıdır. Dinamik zorlamalar irdelenmeli ve mümkün olduğu kadar azaltılmalıdır.[19]

Aşağıdaki şekil 2.9'da bir endüstri robotunun mekanik bölümleri görülmektedir. Bunlar sırasıyla: 1. Taşıyıcı, 2. Ana Kol, 3. Taşıyıcı Kol, 4. Uç Kolu, 5. Tutucu, 6. Mafsallar, 7. Tutucu Çeneleri, 8. Karşı ağırlık,



Şekil 2.9 Bir endüstri robotunun mekanik bölümleri.

KONTROL SİSTEMLERİ

Bir kontrol ünitesi temel olarak bes bölümden oluşur:

1. Kontrol edilecek ortam ve işlem, başlangıç,
2. Öğrenme, algılama, 3. Değiştirme, edit, 4. Uygulama, replay, 5. Tanıtıcı, bildirici bölüm, çıkış,

Dizayn edilen robotun kontrol ünitesi kullanıcının ihtiyaçlarına göre seçilmelidir. Robot ile kullanıcı arasında yer alan robot programlama dili, robotun kullanılabilirliğini birinci derecede etkiler. Unutulmamalıdır ki robot kullanımı için herkesin bilgisayar uzmanı olması gerekmez. Basit bir ön eğitimle robotun kullanımı amaçlanmalıdır. Bu amaçla kompleks programlar, gerekli ünitelere önceden yerleştirilmelidir.

HASSAS ÜNİTELER:

Konum hassasiyeti çok gerek duyulan bir bölümdür. Bazı sistemlerde hız kontrolü için takometreli feed-back sistemleri, ivmeyi kontrol etmek için hassas basınç sistemleri kullanılmaktadır. Bu tür hassasiyet denetimleri genellikle robotun dinamik performansından alınan bilgilerin (sinyallerin) kontrol çevriminin mukayese elemanına gönderilmesi esasına göre çalışırlar.

Robotların tutucu üniteleri (gripper) genellikle bu tür lokal hassasiyet ünitelerine gerek duyulan bir bölümdür. Robotlar üzerine yatırımların % 60'ı bu konu üzerine yapılmaktadır. Özellikle montaj robotlarında, kuvvet ve yörünge hassasiyeti bu robotların kalitesini belirleyen birinci faktördür. Kullanılan diğer bir hassasiyet ünitesi, solid-state kameralardan oluşan görmedir.

INTERFACE:

Bilgisayar denetleme elemanları ile robot arasında bulunan bir bölümdür. Bilgisayardan gelen lineer formdaki DC pulslarını, robota tekrar düzenleyerek gönderir. Pulslar hem kuvvetlendirilir, hem de robotun anlayacağı analog hale çevrilir. Yani ya valflere ya da motorlara gelen sinyaller doğrultusunda akım gönderilir.

MOTOR VE İLETİM SİSTEMLERİ:

Robotlarda özellikle hidrolik sistemde en çok kullanılan araçlardır. Endüstriyel robotlarda genellikle servo, step motor, hidrolik motor veya DC elektrik motorları kullanılır. Basit bir robot dizaynında, yüksek güç sağlayan motorlar seçilmelidir. Çünkü robotun mekanik aksamında yer çekimi, ağırlık ekseninin durumu, atalardan doğan etkiler motor seçimini direkt olarak etkiler. Elektrik motorlarının kullanımı temizlik, kolay kontrol edilebilirlik, ucuz ve verimlerinin yüksek olması sebebiyle popüler olmalarına rağmen güç/ağırlık oranının düşük olması ve devreye girmesi için dişli çark mekanizmalarına ihtiyaç duymaları sebebiyle son yıllarda elektrik motorları yerlerini hidrolik motorlara bırakmışlardır.

2.2.5 ROBOTLAR İÇİN TAHRİK SİSTEMLERİ

Endüstriyel Robotlar, üretim endüstrisindeki önemlerinden ve yapılarından dolayı dikkatleri çekmektedirler. Hidrolik ve elektrik tahrik metodları, endüstride kullanılan robotlarda hemen hemen eşit olarak rekabet ederler. Metodların birbirlerine göre bağıl değerleri zaman zaman yanlış anlaşılmaktadır. Bu bölümde endüstriyel robotlar için tahrik seçimini etkileyen istekler ve eğilimler incelenecektir.[1]

Herşey için, hatta en basit işlerin tahrik sistemlerinin seçimi problemi, Dizayn Mühendisine sunulduğunda, yalnız temel transmisyon ortamı (sıvı, yağ, hava, elektrik) seçimiyle kalmaz, ayrıca birçok alet seçimiyle karşı karşıya kalmaktadır. Bir çok uygulamada doğal bir çözüm ortaya çıkmış ve sistem isteklerinin bir çoğunu yerine getirmektedir. Örneğin kazıcı aletler için hidrolik tahrikten daha iyisi bulunamamıştır. Komponentlerdeki son gelişmeler, bir çok üretim alanındaki tahrik sisteminin, daha iyisini yapmanın mümkün olup olmadığı konusunda çalışmalara yöneltmiştir.

Bunda özellikle ; düşük maliyetli hidrolik oransal valflerin gelişimi, yüksek performanslı fırçasız motorların gelişimi, güçlü-düşük maliyetli kontrol bilgisayarlarının gelişmesi, novel, compact dişli kutularının gelişimi önemli rol oynamıştır.

Bunların tamamı, tahrik sistemlerinin yeni baştan gözden geçirilmelerini zorunlu kılmıştır. Makina takımlarının özel bir seti olarak robotlarda, tahrik sisteminin itinalı olarak seçilmesi ve birleştirilmesi, bütün kontrol sistemi üzerinde büyük bir önem taşıdığı ortaya çıkmıştır.[1]

2.2.5.1. PERFORMANS ÖZELLİKLERİ

Endüstriyel bir robot, üç ila altı arasında, özel olarak kontrol edilen hareket ekseninden oluşmaktadır. Robot yapısı içerisinde, bu lineer veya dairesel eksenler, robot eli veya takımı, bilinen bir pozisyona yerleştirilebilmesi ve robot çalışma hacmi içerisinde yer değiştirebilmesine imkan sağlayacak şekilde düzenlenmiş olması gerekir. Hidrolik Tahrikin özellikle uygun olduğu lineer hareket bazı makinalarda hala kullanılmaktadır.

Diğer taraftan, robotlarda bütün eksenlerde hareket dairesel veya yarı dairesel kullanılarak, tam bir eklemlili dizayn eğilimi mevcuttur. Bunlar genelde çok kompaktırlar ve lineer eksenler boyunca servis çizgisinin rotasıyla ilgili problemlere önem verilmezler. Bu yüzden aşağıda, sadece dairesel eksenler için performans özellikleri sıralanmıştır, çünkü lineer hareket özellikleri kolaylıkla anlaşılabilir.

Temel Özellikler Şunlardır:

TORK; Tahrik, yükün ve kolun belirsizliğinin ölü ağırlık torkuna ulaşabilme kabiliyetine, aynı zamanda en kötü şartlar altında ölü ağırlık torkunun bir-iki katı ek ani hızlanma torku sağlayabilme kabiliyetine sahip olmalıdır.

HIZ; Robot kol ucunun hızı, 10 m/dak dan 2 m/sn'ye değişen hızlarda düzgün olarak hareket etmesi istenilebilir.

POZİSYON TEKRAR EDİLEBİLİRLİĞİ; Altı eksenli bir robot üzerinde, ± 0.2 mm 'lik kol ucu tekraredilebilirliğini elde edebilmek için her bir eksen tipik olarak $\pm 3.10^{-5}$ radyan olarak pozisyonlanmalıdır.

BOŞLUK; İki yönlü yükler ve servo stabilite istekleri göz önüne alındığında, silindir çıkışında boşluğun düşük olmasını gerektirir.

AĞIRLIK; Kol boyunca silindir ağırlığının toplam etkisi, her bir tahrikin mümkün olduğu kadar hafif ve kompakt olmasını gerektirir.

SERVO PERFORMANSI; Yüksek pozisyon kazançları kullanmak ve ani hızlanma sağlamak için, silindir minimum atalet ve yüksek mekanik katılığa sahip olmalıdır.

ÖMÜR; Silindirler minimum bakımla asgari olarak 10 yıl çift vardiya çalışabilmelidirler.

Görülebilirdi; performans zorlukları çoktur ve maliyet üzerindeki dar sınırlamalarda elde edilmelidir. Hidrolik ile elektrik metodları arasındaki seçimde, her bir spesifik uygulama için benzer şekilde komplekstir ve özel faktörlerde göze alınmak suretiyle seçim yapmak gerekir.[1]

2.2.5.2. TAHRİK SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMALARI

Her üç alternatif, Elektrik, Hidrolik ve Pnömatik tahrik sistemi için bağıl avantaj ve dezavantajlar aşağıda özetlenmiştir.

ELEKTRİK TAHRİK SİSTEMİ

Elektrik, tahrik sistemi olarak kullanıldığında son safha enerji transferini, elektrik enerjisinin mekanik enerjiye dönüştüğünü düşünmekteyiz. Endüstriyel robotlar için elektrikli tahrik sistemini genellikle, seçilen performans karakteristikleri üreten, armatür ve kömür düzenlemeleriyle değişik uyarı teknikleri kullanılan DC tip elektrik motorları oluştururlar. Step motorları ise artan miktarlarda, özellikle açık devre (open-loop) kontrolün kullanıldığı yerlerde uygulama alanı bulmaktadırlar.

Servo uygulamalarında, AC motorlarla karşılaştırıldıklarında tipik DC motorlar, süper tork karakteristikleri üretebilirler.

DC motorların diğer bir çeşidi ise, aynı ölçüdeki standart motorlarla karşılaştırıldığında, % 30 daha büyük tork üretirler. Bu önemli bir avantajdır, çünkü elektrik motorları genelde yüksek hızlı ve düşük torklu aletlerdir. Elektrik motorları bu yüzden kendi mekanik noksanlıklarına rağmen, transmisyon için dişlilere ihtiyaçları vardır. Torkta elde edilen her gelişme, motorun mekanik transmisyona bağlılığını azaltır.

Elektrik Tahrik Sisteminin Avantajları

1. Düşük maliyetle yüksek performans kontrolünün elde edilebilmesi,
2. Geniş motor tipi ve ölçüsü bulunabilirliği,
3. Düşük maliyetli, yüksek performanslı motorların bulunabilirliği,
4. Düşük resolution pozisyon encoder (dişli kutusu) bulunabilirliği,
5. Sıcaklık stabilitesi,
6. Yüksek katılıkta motor/transmisyon sistemlerinin yapımının mümkün olması,
7. Sistem elemanlarının lineeritesi ve
8. İyi güvenilirlik.

Elektrik Tahrik Sisteminin Dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Tahrik elemanlarının kütlesi, (Akışkan tahrik sistemleriyle karşılaştırıldıklarında),
2. Düşük boşluklu redüksiyon dişlileri ihtiyacı,
3. Sınırlı dişlikutusu seçimi (örneğin harmonik tahrik),
4. Dişli kutusu/transmisyon maliyeti,
5. Motor/Dişli kutusu ataleti,
6. Toplam kol ataletini minimize etmek için tahrikin eklemden uzağa yerleştirilmesi ihtiyacı,
7. Uzaktan mekanik bağlantının kol kompleksliği ve maliyete etkisi,
8. Geriye tahrik edilemezlik,
9. Motorun fazla ısınmaması için çalışma esnasında yüklenecek maksimum yükün iyi tespit edilmesi ihtiyacı,
10. Güç ihtiyacı arttıkça, tahrik amplifierlarının maliyet artışı,

Endüstriyel robotlar için elektrik tahrik sisteminin seçiminde problem oldukça komplekstir, toplam tahrik ataleti ve hacminin optimum olması için motor sıcaklığı, transit yük görev cycle ve uygun bir dişli kutusu/transmisyon oranı seçilmelidir. Redüksiyon dişlileri, direkt tahrik haricinde büyük maliyet ve ağırlık artışlarına rağmen kullanılırlar.[1]

1960'ın son yıllarından önce, çok az DC servolar endüstriyel uygulamalarda kullanılmıştır. Bununla beraber, NC makina takımlarının ortaya çıkışıyla kabul edilebilir bir maliyet, güvenilirlik ve performansla çok genel hale gelmişlerdir. Özellikle, robot uygulamaları için DC servoların motor dizaynındaki önemli gelişmelerin sonucu, ağırlık oranları ve performans özelliklerine göre daha gelişmiş güç üretebilen bir duruma gelmişlerdir.

HİDROLİK TAHRİK SİSTEMİ

Hidrolik aktuatörler, silindir (lineer veya dairesel hareket üreten) ve bir çok dizayn farklılıklarına sahip olan motor (örneğin; dişli motorlar, pistonlu motorlar, paletli motorlar) olmak üzere iki temel şekilde bulunabilirler. Hidrolik aktuatörler, servo kontrol kullanan ilk ticari endüstriyel robotların kullanılmaya başlamasından beri kullanılmaktadırlar. Yüksek güç uygulamalarında "end-stop", "point-to-point" kontrol için bunlar en iyi çözüm olarak karşımıza çıkmaktadırlar. Bazı uygulamalarda yüksek çalışma basınçları (100 bar veya fazlası) küçük aktuatörlerin kullanılmasına mücade ettiği için hidrolik aktuatörlerin kullanılması en uygundur.[2]

Hidrolik aktuatörler, ağırlık oranlarına göre yüksek güç isteyen robot uygulamaları için çok popülerdir. Bunlar aynı zamanda, boya bileşiklerinin çabuk yanabilir yapılarının ortaya çıkardığı tehlikeli çevreden dolayı, tamamen özel olarak spray boyama robotlarında kullanılmaktadırlar.

Hidrolik tahrik sistemi normalde 35 kg'dan fazla yükler için kullanılır, bu noktanın altında, diğer şekillerdeki tahrik sistemlerinin kullanılması uygundur. Bunun sebepleri performans kriterilerine kadar uzar, fakat en önemlisi maliyet ve elemanların bulunabilirliğidir. Hidrolik sistemlerde servo valfler, toplam tahrik maliyetinin büyük bir oranını oluştururlar.[1]

Genelde bu akış kapasitesine bağlı değildir, dolayısıyla hidrolik sistemlerde yükün artırılması istendiğinde maliyetin yükle artış oranı daha düşüktür. Hidrolik aktuatörler genelde direkt tahrik modunda kullanılırlar (özellikle lineer hareketin istenildiği yerlerde). Bir dişli transmisyonu kullanılmaksızın yüksek kuvvetler veya torklar aktarılabilir. Küçük hidrolik sistemlerin üretimi için elemanlar genelde hazır olarak bulunmayabilirler, bundan dolayı bu gibi materyallerin maliyeti sınırlayıcı olmaktadır.

Hidrolik Tahrik Sisteminin Avantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Yüksek tork/hacim oranı eklemlerde direkt tahrike imkan verir,
2. Belirsiz durma kapasitesine sahiptir,
3. Düşük silindir/motor ataleti,
4. Dayanıklılık,
5. Basit tahrik dizaynı,
6. Bütün kol tahrikini kolaylaştırır,
7. Düşük aktuatör maliyeti,
8. Geriye tahrik edebilirliği,
9. Ateşe karşı dayanıklılığı.

Hidrolik Tahrik Sisteminin Dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Servovalflerin ve oransal valflerin yüksek maliyeti,
2. Yüksek resolution pozisyon transduserlerine olan ihtiyaç,
3. Yağ sıcaklığının performansı değiştirme üzerindeki etkisi,
4. Çok küçük silindirlerin bulunmasındaki zorluklar,
5. Sızıntılar,
6. Sistemin kire karşı hassasiyeti,
7. Akışkan gücü için lokal bir kaynak ihtiyacı (bu önemli bir maliyeti işin içine sokar), ve
8. Sistem elemanlarında ortaya çıkan non-lineerite (örneğin valf kilitlenmeleri, asimetri, sızıntılar).

Endüstriyel robotlar için tahrik sistemi seçimi normalde maliyet ile operasyon ve performans karakteristikleri arasında gerekli bir uzlaşmadan ibarettir. Bir çok uygulamada en önemli kritik faktör, minimum maliyet olarak kalmıştır. Düşük maliyetli bilgisayar kontrolün avantajları, bir çok tahrik teknolojisinin uygun dijital kontrol stratejileri ile maliyet/performans oranının gelişmesine mücadele etmiştir. Hidrolik aktuatörler, elektrik tahrike göre, gücün ağırlığa oranında ve gücün maliyete oranına daha yavaş bir düşüş gösterirler. Yüksek yük uygulamaları için hidrolik tahrik, servo ve end-stop modeller için hala en uygun seçimdir.[2]

PNÖMATİK TAHRİK SİSTEMİ

Pnömatik sistemlerde, önce mekanik enerji bir akışkanı (hava) basınçlandırmak için kullanılır, daha sonrada aktuatörler, silindir veya motor tarafından mekanik kuvvet veya torka çevrilir. Pnömatik sistemler genellikle hidrolik sistemlere göre daha hafif yükler için kullanılırlar, çünkü operasyon basınçları daha azdır (tipik olarak 10 bar'dan az). Bununla beraber yüksek basınç gaz servomekanizmaları ve "end-stop" kontrol ile hızlı cycle istenilen yerlerde idealdirler. Pnömatik tahrik sisteminin kullanıldığı bir çok uygulama alanı sadece dizayn yapan kişinin hayaliyle sınırlanabilir.

Pnömatik aktuatörler, önceden ayarlamalı mekanik stoplarla, sınırlı fonksiyonlu robot sistemleri için "end-stop" hareketi sağlamak üzere tahrik elemanları olarak yaygın olarak kullanım alanı bulmuşlardır. Su anda robot marketinin en büyük sektörü, oldukça yüksek hız yapabilen (tipik olarak 1 m/sn'den fazla), bir çok tehlikeli ortamda güvenli olarak çalışan ve düşük maliyetli bu gibi pnömatik olarak tahrik edilen robotlar üretmektedir.[2]

Pnömatik aktuatörler iki temel şekilde bulunurlar; silindirler, lineer veya salınım hareketi için, ve motorlar, kantlı hava motorları, dişli motorlar, yatay pistonlu motorlar, türbin motorları, V-tip ve diyafram motorları.

Pnömatik Tahrik Sisteminin Bazı Avantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Hacımlerine göre oldukça yüksek tork/kuvvette direkt tahrik sağlarlar,
2. Belirsiz durma kapasitesine sahiptirler,
3. Aktuatör ataletleri oldukça düşüktür,
4. Sağlamlık, dayanıklılık,
5. Basit tahrik dizaynı (özellikle lineer hareketin istenildiği yerlerde),
6. Basitleştirilmiş ayrıntılı kol dizaynı,
7. Çok düşük aktuatör maliyeti,
8. Geriye tahrik edilebilirliği,
9. Üretim alanlarında basınçlı hava kaynağının yaygın olarak bulunabilir ve kabul edilebilirliği,
10. Birleştirilen pnömatik elemanların düşük maliyeti,
11. Tehlikeli çevrelerde kabul edilebilirliği (yanmaz ve zehirsiz olması),

12. Çevrim oranının çok düşük olması (eksozdan atmosfere gittiği için),

13. Operasyon sıcaklığının düşük olması,

14. Sızıntılardan dolayı kirlenme problemi söz konusu değildir,

15. Gerçek yastıklama özelliği gösterir (özellikle end-stop hareketi sağlamak için seçildiğinde kullanışlıdır.

Pnömatik Tahrik Sisteminin Dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Havanın yağlanması normalde istenir,

2. Servo kontrollü hareket için sıkıştırılabilirlikten (ve doğal zaman gecikmelerinden) dolayı tepkinin "süngerlik" özelliği,

3. Tahrik katılığı (rijitliğinin) azlığı,

4. Yüksek resolution pozisyon transduserlere olan ihtiyaç (servo uygulamalarında bir direkt tahrik ile kullanıldığında),

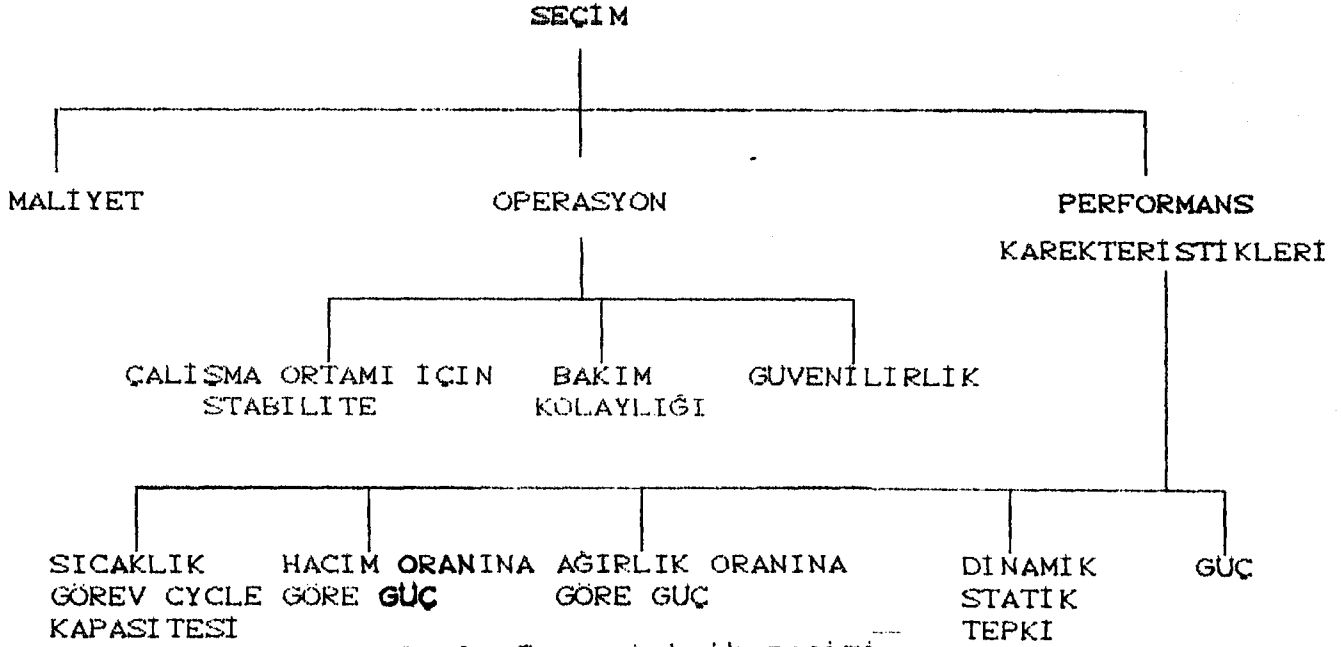
5. Servo valflerin sınırlı bulunabilirliği,

6. Yüksek non-linear sistem elemanlarının servo kontrolü kompleks yapmaları,

Lineer sistem elemanlarının bulunabilirliği ve düşük maliyetli güçlü yöntemlerin varlığı, dijital tekniklerinin kullanılmasına imkan vermiştir. Sonuç olarak iyi maliyet/performans başarılabilir ve bu pnömatik tahriğin, çekici bir öneri olarak karşımıza çıkarır. İyi performansın elde edilmesini engelleyen teknik zorluklar, servo kontrollü pnömatik tahrik sistemlerinin şimdiye kadar tanıtılmasını geciktirmiştir.

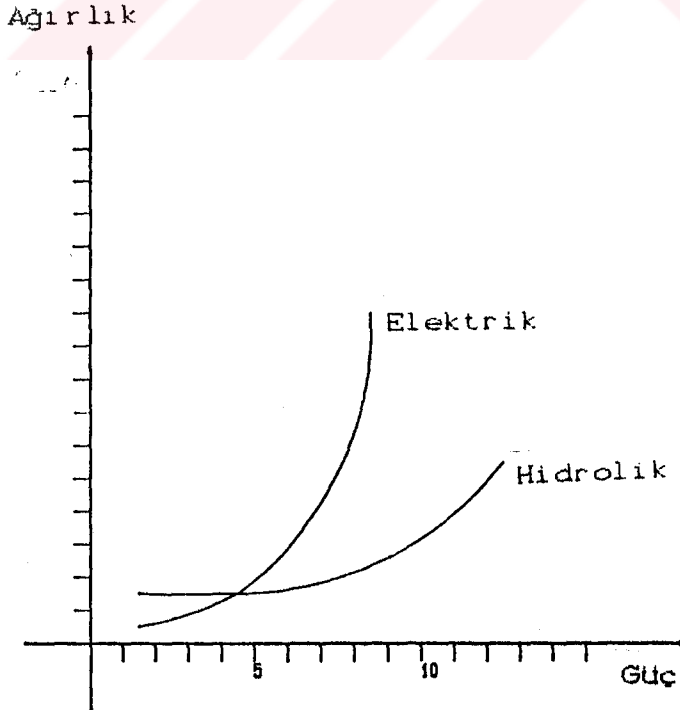
2.2.5.3. TAHRIK SİSTEMİ SEÇİM KRİTERLERİ

Bir çok robot için tahrik sistemi seçiminde ilk düşünce, dizayn yapan kişinin, istenilen performans ne olursa olsun kabul ettikten sonra, maliyetin minimum olmasını sağlayacak şekilde çalışması gerekir. 10-100 Kg kategorisindeki robotlar için bu kriteriya servo kontrollü hidrolik silindirler veya dairesel aktuatörler kullanılarak, kolaylıkla elde edilebilir.



Şekil 2.10 Servo tahrik seçimi.

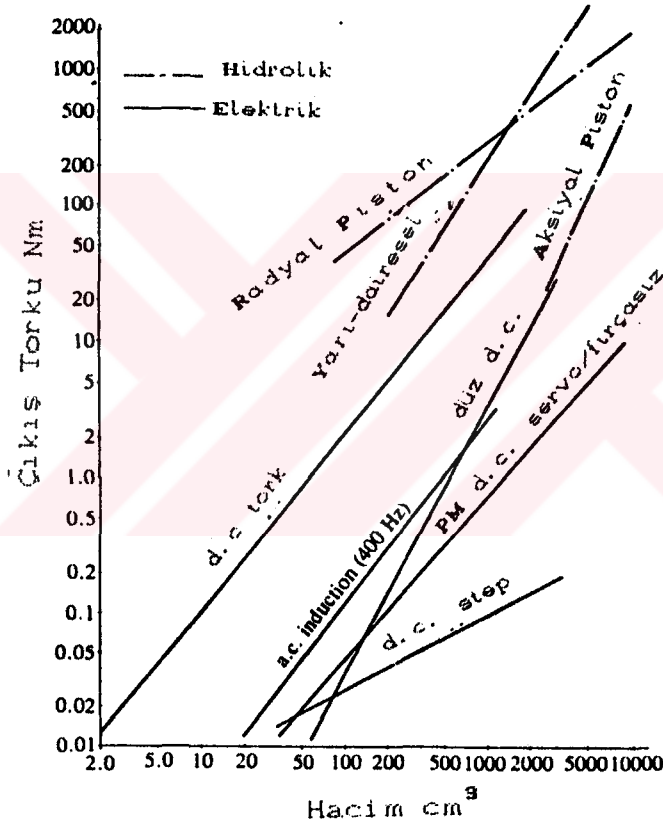
360 dereceye kadar büyük dairesel hareketler, bir silindir veya pedal tipi dairesel aktuatörlerle direkt olarak üretilebilir. Aynı işi, bir yüksek hız elektrik motoru ile yapabilmek için, dişli kutusu, karmeyer, dişliler v.b. pahalı hardware ihtiyaç vardır. Bununla birlikte, bunun gibi tahrik sisteminde çok fazla performansı sınırlayıcı noktalar mevcuttur. Bu hayalinizdeki endüstri robotunun tam zıddıdır ve robot gittikçe büyürken, problemler de anı olarak fazlalaşır.[2]



Şekil 2.11 Elektrik ve hidrolik tahrik sistemlerinde, ağırlığa karşı gücü gösteren grafik.

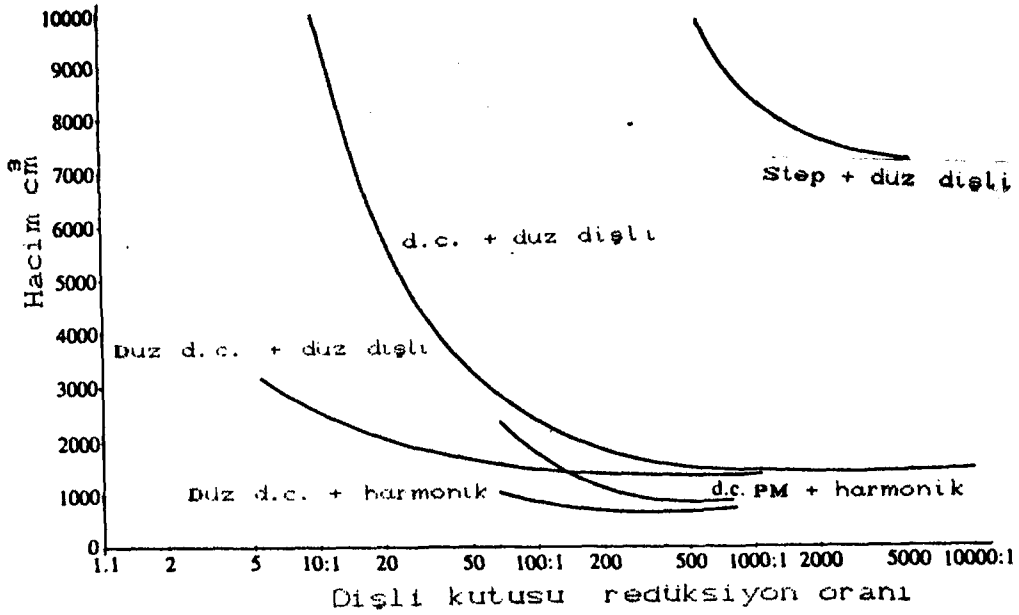
Bir endüstriyel robot, bir çok noktadan birbirlerine bağlı, servo kontrollü uzun bir koldan ibarettir. Böyle bir konfigürasyon, geniş bir çalışma hacmi üzerinde, bir çok makina arasında çalışması için gereklidir. Fakat bu durumda ise, sistemin kötüleştiği ve performansının düştüğü kesindir. Bu yüzden, kolay ve iyi bir performansı başarabilmek için uzun ve zayıftan ziyade, kısa ve katı bir konfigürasyon seçilmelidir.

Bir robot eklemi için prensip performans torktur. Hidrolik tahrik durumunda, kompakt bir üniteden lineer hız ihtiyacı için ani olarak üretilebilir. Elektrik tahrik için ise, işlem motor sıcaklığı, uygun bir dişli kutusu oranı, toplam tahrik ataleti ve hacmi (kütlenin dahil edilmesiyle) optimizasyon için seçilmesi gerektiğinden, seçim problemi daha kompleks hale gelir.



Sekil 2.12 Aktüatör (motor, silindır) çeşitlerinin, toplam motor hacimlerine göre oranlanmış çıkış torkları.

Silindır/Aktüatör tipleri arasında bir karşılaştırma yapabilmek için Şekil 2.12 hazırlanmıştır. Bu aktüatör çeşitlerinin, toplam motor hacmine göre oranlanmış torklarını gösterir. Oranlanmış tork, ölçü çıkış gücünden ziyade tork tarafından etkilendiği için elektrik motorlarınca seçilir. Eğriler, örnek olarak 113 motorun bazı özelliklerinden derlenmiştir ve düzgün çizgi dağınık bilgileri temsil eder. Kabul edilebilir bir motor ağırlığının hesabı ortalama bir motor yoğunluğunun 3-4 gms/cc kabul ederek bulunabilir.



Sekil 2.13 100 Nm'lik bir sabit, statik tork istegi için, motor hacmini ve dişli kutusu oranını gösterir grafik.

Grafik, hidrolik ile kazanılan özel tork avantajını ve aynı zamanda değişik motor tiplerinin bağıl avantajlarını açıkça gösterir. Açıktır ki, direkt tahrik elektrik motorları kullanılırsa ölçü yoluyla kabul edilemez bir ceza verir (ve aynı zamanda ağırlık, maliyet), redüksiyon dişlilerine ihtiyaç duyulur.

Dişliler kullanıldığında, verilen her yük için minimum toplam hacmin elde edilebildiği, mevcut olan optimal bir redüksiyon oranı göstermek mümkündür. Sekil 2.13 dişli oranının bir fonksiyonu olarak 100 Nm'lik bir sabit, statik tork istegi için motor ve dişli kutusu hacmi gösterir (direkt olarak üreticilerin yayınlanmış bilgilerine göre çizilmiştir). Motor hacmi hemen hemen hiperbolik olarak büyük bir oranda azalırken, dişli kutusu hacmi artar ve sonuçta kabaca sabit kalır. Düzeltilmiş karakteristiğin sebebi, dişli kutusu hacmi, redüksiyon oranı yerine çıkış dişli ölçüsü tarafından belirlenmesinin bir sonucudur.[1]

Birleştirilmiş hacim çizildiğinde görülür ki; bir yüzeysel minimum vardır. Eger toplam verim hesaba katılırsa, yaklaşık 100:1'den 300:1'e bir redüksiyon oranı uygun bulunabilir.[1]

Sekil 2.13 deki eğri, elde edilen bütün torkun kol ve yükün statik olarak desteklenmesi için kullanıldığını farz etmektedir. Pratikte, kabul edilebilir bir zaman periyodunda, bir noktadan diğer bir noktaya hareketi ile ilgili dinamik torkta istenilir.

Genellikle ek bir tork elde etmek için, maksimum izin verilebilir dönme sıcaklığı aşılmamak şartıyla, bir elektrik motoru aşırı yüklemeye tabi tutulabilir. İstenilen hızlandırma tork miktarı, motor ataletine, kol ve dişli kutusundan geriye akseden yük ataletine bağlıdır. Verilen bir kol ve yük ataleti JL ve atalet JM için dişli oranı;

$$N_C = \sqrt{\frac{J_L}{J_M}} \quad (2.1)$$

seçildiğinde armatür sıcaklığını düşürmenin kolaylıkla elde edilebildiğini gösterir. Bir karışık destek ve hızlandırma yükünün mevcut olduğu yerlerde bu oran:

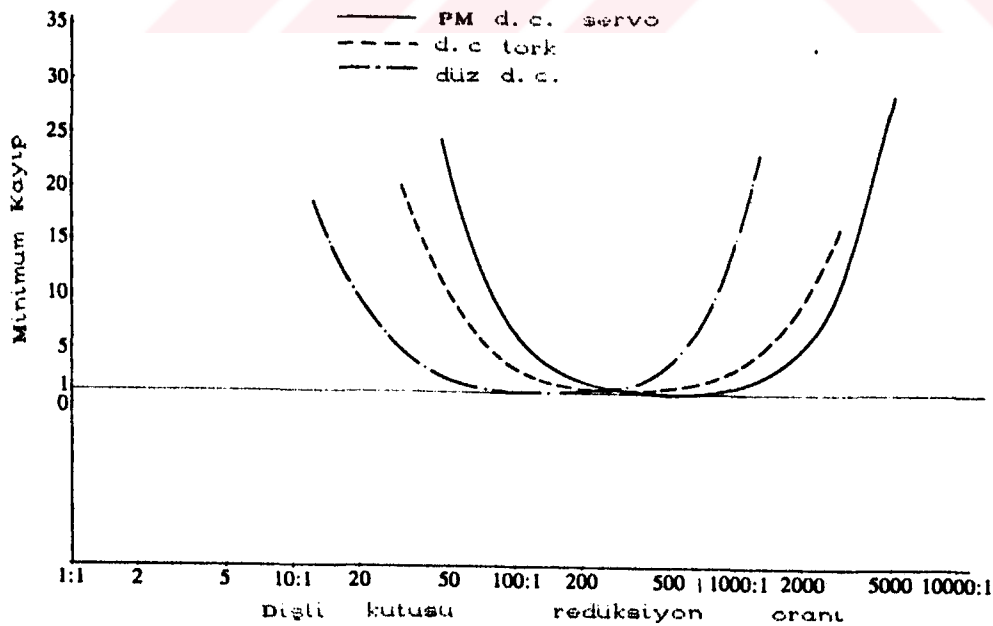
$$N = \sqrt{\frac{J_L}{J_M} + \frac{TL}{\alpha \cdot J_M}} \quad (2.2)$$

ye dönüşür.

Burada TL destek torku ve α kol hızıdır. Optimal olmayan dişli oranının motor sıcaklığı üzerine etkisini göstermek için Şekil 2.14 hazırlanmıştır. Bu, verilen her dişli redüksiyonu için kayıpların, bir dizi dinamik olarak optimal dişli oranının kayıplarına oranını gösterir.

Diğer bir deyişle:

$$\eta_{CND} = \frac{\text{Dişli oranı } N \text{ ile kayıplar}}{\text{Optimal oran } N_C \text{ ile kayıplar}} \quad (2.3)$$



Şekil 2.14 Optimal olmayan dişli oranının, motor sıcaklığı üzerine etkisi.

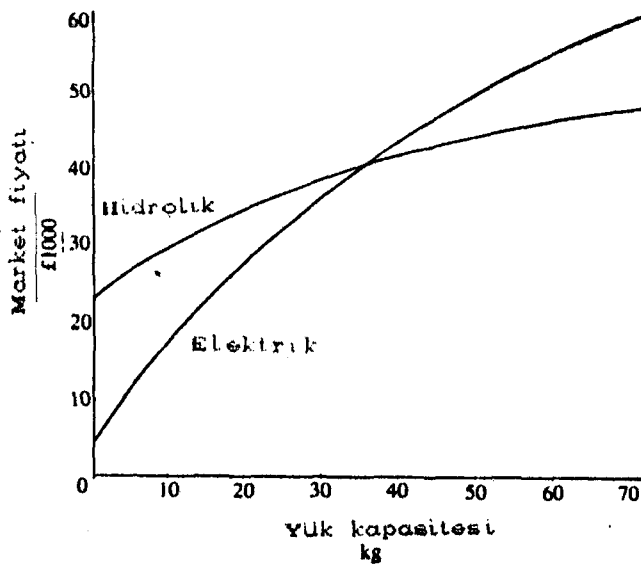
Bir kere daha motorlar ve dişli kutuları üzerine basılmış bilgiler, ek kabullerle kullanılmıştır. Egriler, yük hızlandırma kapasitesi 2g ve 2.5 kg m2 'lik bir yük ve kol ataletli bir servo robotu farzederler. Değişik motor ataletlerinin etkisini göstermek için üç değişik motor tipi seçilmiştir.

Egriler enteresandır, çünkü bunlar kaçınılabilecek optimal olmayan dişli oranları seçimiyle 80 den 300'e dişli oranlarında ek kayıpların ortaya çıktığını gösterir. Bu dizi şanslı olarak, toplam motor/dişlikutusu hacmini minimize eden dizi ile tesadüf eder. Bütün bu egriler, şartların spesifik olarak durumuna bağlıdır, fakat bununla beraber egriler küçük ile orta proses robotlarına uygundur.

2.2.5.4. TAHRIK SİSTEMİ SEÇİMİNDE GEÇERLİ OLAN PRATİK

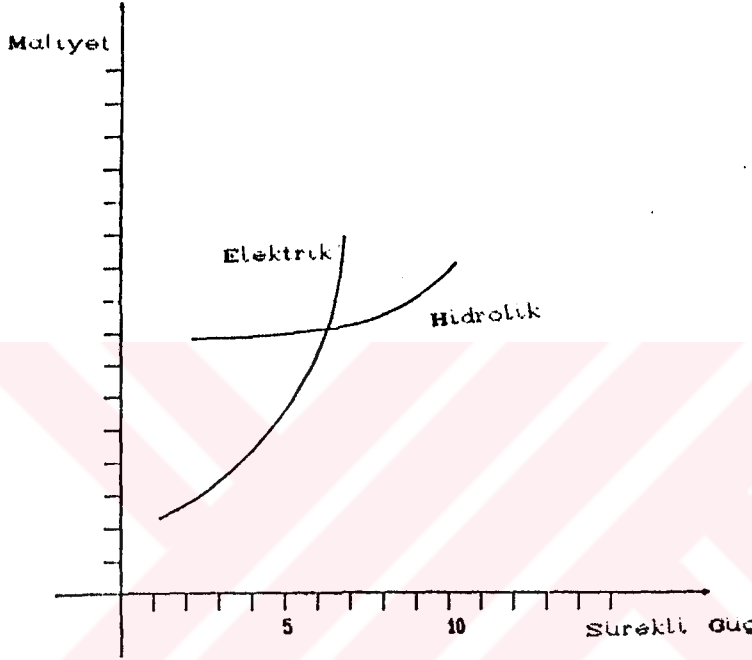
Yukarıdan anlaşılabilceği gibi, burada üç tahrik metodundan birini seçmek için kuvvetli genel teknik sebepler yoktur, buna rağmen geçerli markette yaklaşık eşit paya sahiptirler. Elde olan robotların analizleri, hidrolik tahrik sisteminin 35 kg'ın üzerindeki yük kapasitelerinde kullanılırken, elektrik ile pnömatik tahrik sistemleri genellikle bu noktanın altında kullanılırlar.

Bunun sebebi, kuvvetli olarak performans kriterisiyle ilgili değildir, fakat asıl olarak maliyet ve komponentlerin bulunabilirliği ile alakalıdır. (Bir istisna ile; spray boyama robotlarında, oldukça hafif yükler olmasına rağmen geriye tahrik ve yangına karşı dayanıklılığı sebebiyle hidrolik tahrik tercih edilir.)[1]



Sekil 2.15 Hidrolik ile elektrik tahrik sistemleri için, yük artışının, market fiyatlarına etkisini gösterir. (1988 yılı)

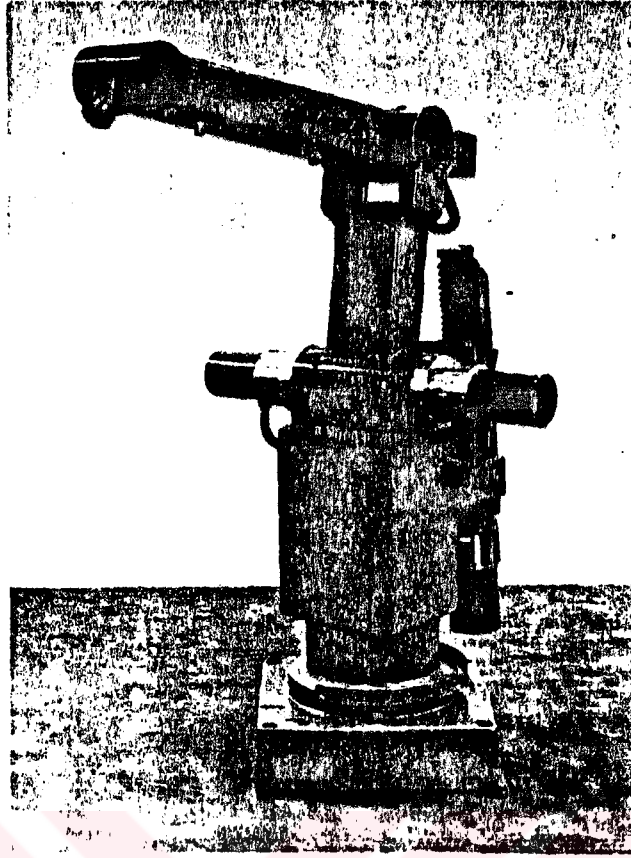
Sekil 2.15, şu anda kullanımda olan makinalarda alınmıştır ve amprik olarak hidrolik ile elektrik tahrik metodları için artan yükün market fiyatlarına etkisini gösterir. Elektrik tahrik durumunda maliyet, orijin yakınından (egitim/araştırma makinaları), bu metod için yaklaşık 90 kg olan yük sınırına kadar gittikçe artan bir şekilde yükselir. Karakteristik, maliyet ile bütün ana servo tahrik komponentleri ölçüleri arasındaki lineer ilişkileri ve bunların bulunabilirliklerini aksettirir.



Sekil 2.16 Elektrik ve hidrolik tahrik sistemlerinde, maliyete karşı güç durumunu gösterir grafik.

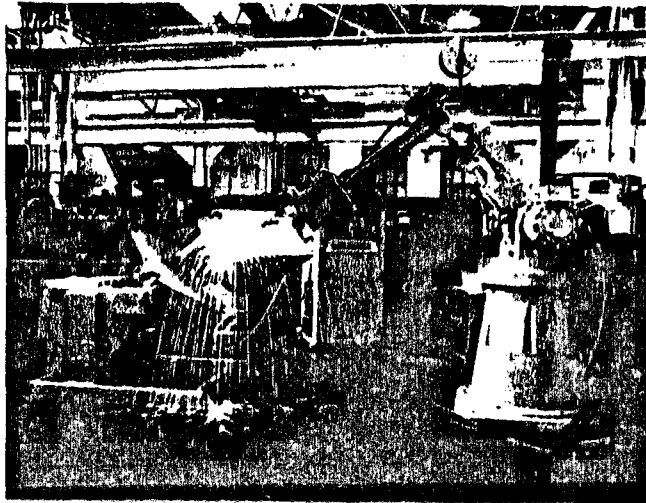
Diğer taraftan, hidrolik tahrik için karakteristik iki ana faktörden dolayı daha "düzgündür". Birinci olarak servovalfler toplam tahrik sisteminin büyük bir oranını oluştururlar ve bunların fiyatları özellikle akış kapasitelerine bağlı değildir. İkinci olarak, yük kapasiteleri 20 kg'dan az robotlar için uygun hidrolik aktuatörler/silindirler standart parçalar halinde bulunmazlar ve bunların "özel" fiyatları, küçük hidrolik makinaların maliyetini değiştirir. Hidrolik robotların fiyatları, yüksek kapasiteler için çok çekici olan, yükün artmasıyla benzer şekilde artmazlar. Fakat bunun yanında, maliyet yönünden bakılacak olursa, küçük makinalarda hidrolik tahrik sisteminin kullanılması uygun değildir.

Sekil 2.17 ve 2.18 kendi tipinin örneklerini gösterirler. Sekil 2.17 ASEA tarafından üretilen ve yaklaşık #30.000'e satılan maksimum 10 kg kapasiteli bir makinadır. Elektrik motorları, her biri bir harmonik tahrik dişli-kutulu düz DC servolardır.



Şekil 2.17 ASEA tarafından üretilen, maksimum 10 kg kapasiteli, elektrik tahrikli bir endüstri robotu.

Bütün aktuatörler/silindirler, bel kısmı hariç olmak üzere, eklemlerden uzağa monte edilirler ve hareketi transmisyon için bağlantılar veya vidalar ve seviye kollarını kullanırlar. Şekil 2.18 yaklaşık #45.000'e satılan ve 45 kg kapasiteli bir Cincinnati-Milacron T3-5 seri modeli gösterir. Hidrolik tahrik direkt olarak her eklemden paletli tip yarı-dairesel ve lineer değerli aktuatör/silindirler kullanılır. Servovalfler, katılığı artırmak ve boru işlerini azaltmak için direkt olarak aktuatörlerin/silindirlerin üzerine monte edilirler.



Şekil 2.18 Cincinnati-Milacron tarafından üretilen, maksimum 45 kg kapasiteli, hidrolik tahrikli bir endüstri robotu.

GELECEK EGİLİMLER

Endüstriyel robotların kullanımlarının artması için, gelecekte çalışan insanların azalmasıyla maliyetlerinin düşmesi beklentisidir. Bu artan endüstriyel robot miktarların bir sonucu olarak gerçekleşir, fakat burada aktuatörlerin, silindirlerin maliyetini düşürmek ve maliyeti düşen kontrol elektronigine uygun olması için bazı ihtiyaçlar mevcuttur. Bunun başarılabilceği alanlar, hidrolik ve elektrik tahrik sistemleri için değişiktir.

Hidrolik robotlar için servo valf maliyeti en büyük problem olarak kalır. Düşük performanslı robotlarda, düşük maliyetli oransal valfler kullanılabilir. Dijital kontrol softwarelerindeki gelişmelere rağmen, günümüzdeki teknik gelişmelerin hiç biri bu komponentlerin yerini alamaz. Küçük hidrolik aktuatörlerin, silindirlerin bulunabilirligi, gelecekte küçük hidrolik robotların maliyetlerinin düşürmesi sebebiyle uygulanabilir olmalarını sağlayacaktır.

Elektrik robotlar için, harmonik tahrik dişli-kutusu asıl maliyet komponentidir. Gelecek yıllarda bu komponent için önemli maliyet değişikliklerini sonuç verecek, patentlerin sona ermesiyle muhtemelen bir çok rekabete dayanan ürünler yerini alacaktır. Motorların kendileri için çok gelişmiş dijital kontrol teknolojisinin kullanımı, motorlara düşük özellikli tork dalgalanmalarında kullanılabilmelerine imkan vereceklerdir.[1]

Gelecek beş yıl için tahminler göstermektedir ki; hidrolik ve elektrik robotlar arasındaki ayrım kabaca eşit kalacak ve genişleyen marketi paylaşmak için iki teknoloji kuvvetli şekilde rekabete devam edeceklerdir.

2.2.6. ENDÜSTRİYEL ROBOTLARIN KULLANIM ALANLARI

Endüstriyel robotların yapılmasının genel amacı, insan sağlığına zararlı, monoton yada çok hassas işlerde kullanılmalarıdır. Böylece işçilerin hem fiziksel, hem de psikolojik sağlıkları korunmuş ve işçiler daha sağlıklı şartlarda çalışma imkanına kavuşmuş olacaklardır.

Endüstriyel Robotlar ilk olarak enjeksiyonla kalıplama işinde, yüksek sıcaklıklı sanayi fırınlarının karşısında çalışmışlardır. Fırının içerisinde 2000 - 4000 °C'deki kor halinde parçaları sırasıyla alıp, ilgili şahmerdanların altına koymakta ve dövme işleminden sonra konveyörün üzerine taşıymaktaydılar. Bu anda dahi parçaların sıcaklıkları 600 °C civarındadır. Bazı firmaların bu alana hizmet veren robot üretimleri hala devam etmektedir.

Robotlar, genellikle makinalara yükleme-boşaltma işlerinde, araba kaportalarının sürekli kaynağında, sprey boyamada, deney tüplerinin bir çok bölümden oluşan raflara dizilmesinde, metal parçaların daldırma usulüyle kaplanmasında, oldukça hacimli parçaların enjeksiyon kalıplarından çıkartılmasında ve daha pek çok işlemde kullanılmaktadırlar.

Endüstriyel robotların en fazla kullanım alanı otomotiv endüstrisidir. Fiat fabrikasında tüm kaynak, montaj ve boya işleri robotlar tarafından yapılmaktadır. Volvo firmasında ise 44 robot günde 16 saat durmaksızın çalışmaktadır. Bu robotların arızalanma ihtimali % 3'tür. Avrupa'da son yıllarda, robotların otomotiv endüstrisine uygunluğu sebebiyle otomotiv endüstrisinde robot kullanımına karşı büyük bir eğilim vardır.

Bazı TV tüpü fabrikalarında da robotlar kullanılmaktadır. Böyle bir robot yüksek sıcaklıkta TV tüplerinin bir tarafına delik açacak ve sonra üretim bandının üzerine yerleştirecektir. Önceleri işçileri sıcaklıktan korumak için özel eldiven kullanırılmasına rağmen bir çok yanma olayı meydana gelmiş ve işçiler birkaç saatten fazla çalışmamışlar ve bir çok TV tüpü kırılmıştır.

Tezgahlara parça yüklenmesi, robotların tek başlarına yapabilecekleri işlerdir. Numerik tezgahlar bu sayede kendi başlarına çalışabilirler. Tezgahlar görevlerini kendilerine ait panellerlerden öğrenirler. İşçilerin tek görevi, bu tezgahlara parça koymak ve işlenmiş parçaların alınmasıdır. Şimdi ise tek bir endüstri robotu bu monoton işi aynı anda üç tezgah karşısında başarıyla sürdürmektedir.

Parçaların istiflenmesi oldukça monoton bir iştir. Bu işte kullanılacak robotlar görme sistemiyle parçaları tanımak, yerlerini belirlemek, parçaların doğrultularını saptamak ve sonuç olarak tutucunun gereken hareketleri yaparken yerini kontrol etmesine gerek duyulmuştur. Endüstri robotu, magnetik tutucuyla kasadan bir veya birkaç parça alır ve bunları kameranın altındaki masaya koyar. Böylece her parçanın şeklinin ve konumunun belirlenmesi mümkün olur.

Daha sonra bunları dizmekle görevli tutucu devreye girerek parçaları depolama kasasına istifler. Robotlar bir tezgah gibi de kullanılabilirler. Hem parçaları alıp dönen masanın üzerine koyan, hem gerekli delikleri delen, hem de döküm parçayı temizleyen bir robot vardır. Önceleri temizleme işlemi esnasında tehlikeli kazalar olmakta ve aşırı gürültü, işçiler üzerinde stress yaratmaktaydı. Şimdi ise sese karşı yalıtılmış bir odada çalışan endüstri robotu, tüm bu işleri tek başına yapabilmektedir.[20]

Son yıllarda açılan endüstri sergilerinin ağırlık merkezini endüstriyel robotlar oluşturmaktadır. Uzaktan kumanda edilen su altı araçları da robotlarla yakından ilgilidir. 1000 m derinliğe kadar inebilen bu araçlarda mürettebat bulunmadığından, yüksek basınçlı gövdelere gerek yoktur. Robotlar uzay çalışmalarında da kullanılmaktadır. NASA bu türden, her biri birer robot sayılabilecek peykler, uzay araçları kullanmaktadır.

Robotların kullanıldığı diğer bir alan ise, tarımda kullanılan ve Hasat robotları adı verilen robotlardır. Bunlar elle hasat yapıldığında verimin düşük olduğu alanlarda özellikle tercih sebebidirler. Dünyada hasat robotları özellikle domates, mercimek, mısır, kiraz, dut v.b. hasatında kullanılmaktadırlar.

BÖLÜM 3

HİDROLİK KONTROL SİSTEMİ

3.1. HİDROLİK SİSTEM ELEMANLARI

Hidrolik transmisyon sistemlerinde, basit konstrüksiyon ve tam kontrol sağlayabilmek için hidrolik elemanların çoğu standartlaştırılmıştır. Dairesel veya lineer harekette büyük kuvvet ve yüksek katılık özellikleri hidroliğin çekici özellikleridir. Yüksek gücün ağırlığa oranı özellikle uçak, uzay gemisi ve askeri uygulamalarda çok önemlidir. Hidrolik kontrol sistemleri üzerine yapılmış çok sayıda araştırma vardır, bu yüzden burada sadece hidrolik kontrol sisteminin elemanları özetlenecektir.

Hidrolik sistemler, güç kaynağı, kontrol valfleri, silindirler ve yardımcı elemanlardan oluşan çok sayıda elmanı içerirler. Hidrolik güç kaynağı, bir elektrik motoru, hidrolik pompa, tank, emniyet valfi, ısı değiştiricileri, filitreleme ünitelerinden oluşurlar. Hidrolik güç ünitesi tarafından üretilen hidrolik güç, değişik hidrolik kontrol valfleri ile dağıtım ve kontrolü sağlanır.

Hidrolik motorlar, dairesele hareketleri üretmek için, lineer hareketler için silindirler ve salınım veya açılı hareket sağlamak için ise salınım motorları kullanılarak akışkan gücü mekanik güce dönüştürülür. Yardımcı elemanlar ise, filitreler kirlilik kontrolü, ısı değiştiriciler sıcaklık kontrolünü, akümülatörler ise hidrolik güç depolamak için kullanılırlar.[9]

3.1.1. HİDROLİK AKIŞKAN KAREKTERİSTİKLERİ

Bu bölümde ele alınan hidrolik akışkanla, petrol kökenli yağ söz konusu edilecektir. Bunun ana bileşenleri:

Yogunluk

Bir akışkanın yoğunluğu, birim hacmin kütleyle oranına denir.

$$\rho = \frac{M}{V} \quad \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right) \quad (3.1)$$

Genel hidrolik yağların yoğunluğu 850-950 kg/m³ arasındadır. Yoğunluk, basınç veya sıcaklıkla önemli miktarda değişiklik göstermez.

Viskozite

Viskozite, akışkanın akışa karşı direncinin ölçüsüdür. Düşük viskoziteli akışkanlar, yüksek akışkan kaybına maruz kalırlar. Yüksek viskoziteli akışkanlar daha yapışkandır ve güç kaybına sebep olurlar. Bir akışkanın dinamik viskozitesinin ifadesi;

$$\mu = \rho \cdot \nu \quad (\mu\text{Ns/m}^2) \quad (3.2)$$

Burada;

ν = Kinematik viskozite (m^2/s) dir.

Genel hidrolik yağlar için 38°C , $\nu = 4.10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

Viskozitenin sıcaklığa göre değişimini, vizkosite indexi ifade eder. Sıcaklıkta büyük değişikliklerin olduğu hidrolik sistemler için yüksek indexli bir yağın seçilmesi iyi sonuç verir.[22]

Reynolds Sayısı

Hidrolik sistemlerde akışın türü Reynolds sayısı ile ifade edilir. Buda ;

$$Re = \frac{v \cdot \rho \cdot d}{\mu} = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (3.3)$$

Burada; V - Ana akış hızı
 d - Boru iç çapı

Reynold sayısı 1200-2500 arasında büyüdükçe, akış laminer akıştan türbülanslı akışa yer değiştirir.

Sıkıştırılabilirlik

Normalde, hidrolik yağ sıkıştırılamaz olarak düşünülür. Buna rağmen, hidrolik sistemlerin geçiş davranışı yüzünden, hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği önemli bir faktördür. Sıkıştırılabilirliğin derecesi, stress ile strainin birbirlerine oranı olarak tanımlanan, hidrolik yağın elastikliğinin Bulk modülü ile tesbit edilir.

Bu yüzden ;

$$\beta = \frac{\Delta P}{-\Delta V/V} \quad (3.4)$$

Burada ;

V - Giriş hacmi
 β - Bulk modülleri
 ΔV - Hacim değişimi
 ΔP - Basıncı artışı

Bir yağın Bulk modülünün gerçek değeri, sistemde kabarcıklar geklinde var olan havanın miktarına bağlıdır. Pratik bir dizaynda Bulk modülleri yaklaşık 17500 bar (250000 psi) olarak kabul edilebilir, yağın sıkıştırılabilirliği, Bulk modülünün gelip-gitmesidir.

Kavitasyon

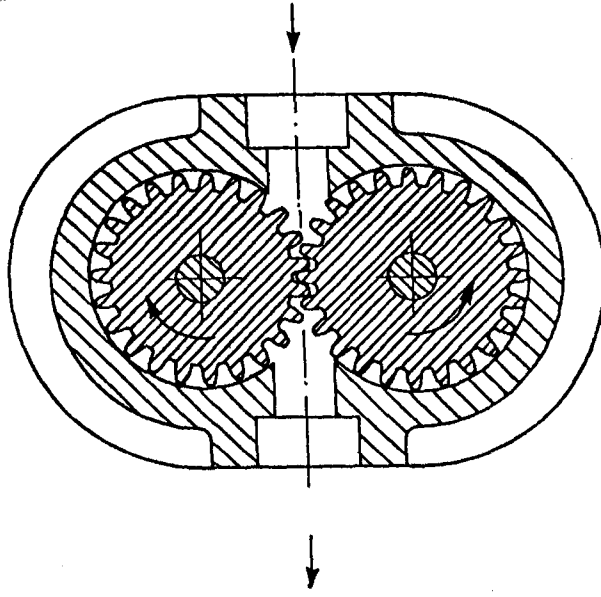
Kavitasyon, hidrolik transmisyonunda istenilmeyen bir olaydır. Lokalize edilebilecek bir sistemde bu olursa, düşük basınç, kabarcık meydana gelmesine sebep olur. Bu durumda, Bulk modülleri tamamen kaybolur ve sıfıra kadar düşer, bu yüzden, bütün dizayn parametreleri bu durumu ortadan kaldırmak için dizayn edilmelidir.

3.1.2. Pompalar

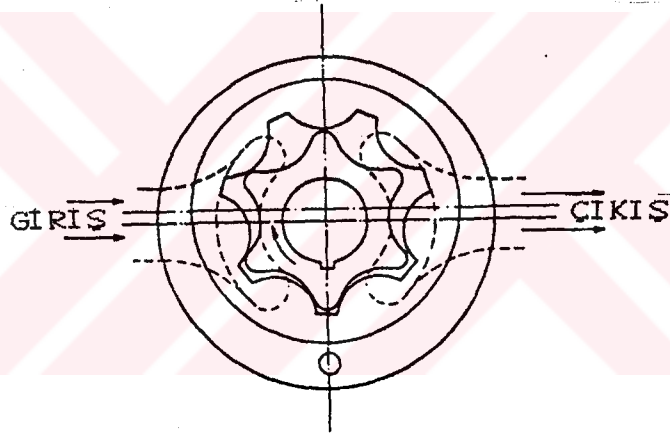
Hidrolik pompalar, mekanik enerjiyi, akışkan enerjisine çevirmede çok verimlidirler (%90'ın üzerinde). Hidrolik sistemlerde kullanılan pompaların çoğu, sürekli dairesel hareketle, dişli, palet veya piston tipleri kullanılır. Debilerine göre pompalar, sabit debili ve değişken debili olmak üzere sınıflandırılabilir. Paletli ve pistonlu pompalar hem sabit hem de değişken debili olabilmelerine rağmen dişli pompalar sabit debili pompalardır.[21]

Dişli Pompalar

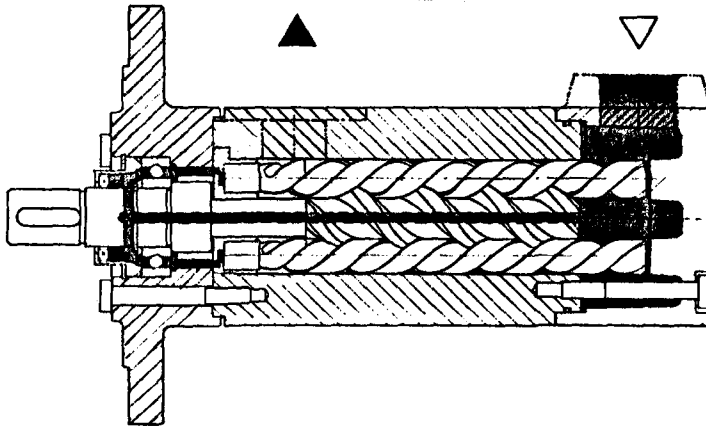
Dişli pompalar, dıştan dişli, içten dişli ve vidalı olmak üzere 3 kategoriye ayrılabilirler. Dişli pompalar, 3.8'den 380 l/dak' ya kadar çıkış verebilen bir diziye ve 70'den 210 bar'a kadar basınçta çalışabilirler. Dişli pompalar, ucuz maliyet, basitlik, basit konstrüksiyon ve kirlenme toleransı dolayısıyla çok fazla kullanılırlar. Fakat verimi, dişlinin temas noktalarının aşınması sebebiyle çok çabuk olarak azalır. Şekil 3.1, şekil 3.2, şekil 3.3.



Şekil 3.1 Dıştan dişli pompa.



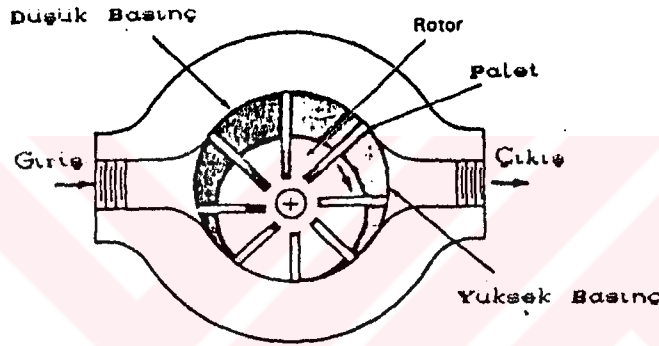
Şekil 3.2 İçten dişli pompa.



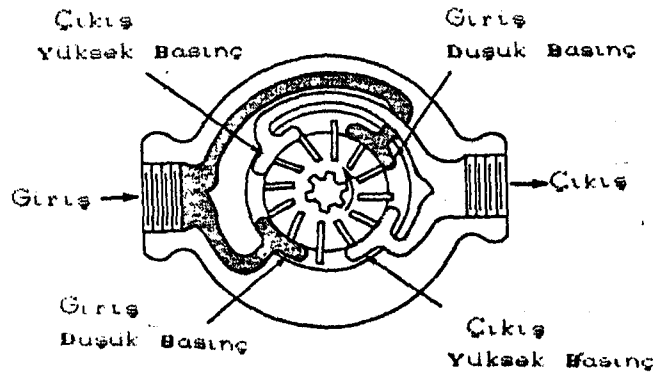
Şekil 3.3 Vidalı pompa.

Kanatlı Pompalar

Kanatlı pompalar, 35'den 140 bar'a çalışma basıncı ve 19'dan 152 l/dak'lık akış ile orta basınçlı pompalar olarak sınıflandırılırlar. Sekil 3.4 kanatlı pompaların balanslı ve balanssız olmak üzere iki şeklini göstermektedir. Balanslı bir kanatlı pompa, iki giriş ve iki çıkış portuna sahipken, balanssız olanı ise bir giriş ve bir çıkışa sahiptir. Balanslı paletli pompada, pompanın ömrünü uzatan ve yüksek basınçlarda çalışmasına izin veren giriş-çıkış portları birbirlerine zıt konumlarda yerleştirilmişlerdir. Sekil 3.5



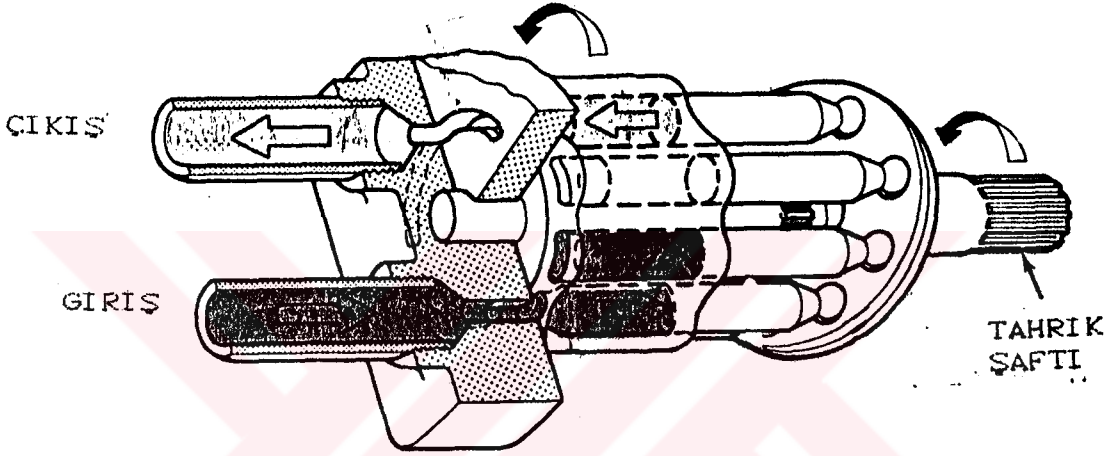
Sekil 3.4 Balanssız tip kanatlı pompa.



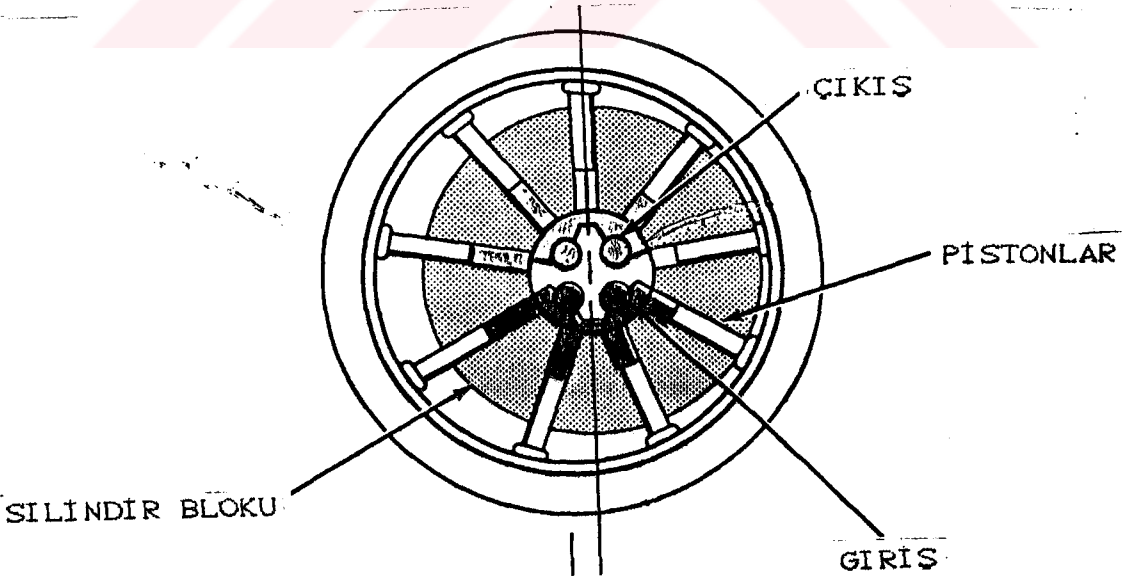
Sekil 3.5 Balanslı tip kanatlı pompa.

Pistonlu Pompalar

Pistonlu pompalar, pistonların yerleştirilmelerine göre eksenel pistonlu ve radyal pistonlu olmak üzere iki sınıfa ayrılırlar. Şekil (3.6.) (3.7). Pistonlu pompalar, 210 bar'dan 350 bar'a kadar çalışma basıncı ve 6000 dev/dak hızına kadar tahrik edilebilme kapasitesine sahiptirler. Dişli ve kanatlı pompalarla karşılaştırıldığında pistonlu pompalar en verimli olanlarıdır. Bunların volimetrik verimi % 90-95 ve mekanik verimleri ise % 90'ın üzerindedir. Bu tip pompalar bir çok uygulamada kullanılabilirler, fakat diğerleriyle karşılaştırılırlarsa en pahalı olan tiptirler.[21]



Şekil 3.6 Eksenel pistonlu pompa.



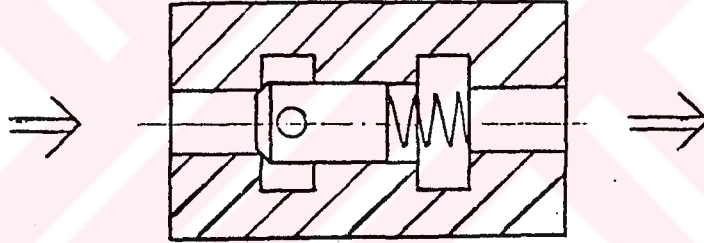
Şekil 3.7 Radyal pistonlu pompa.

3.1.3. Valfler

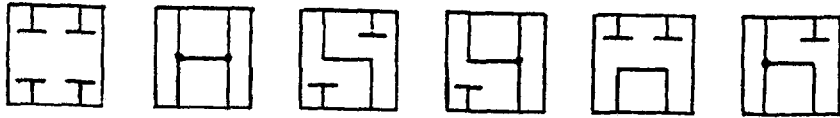
Hidrolik valfler, belirli çalışma basıncının altında akışın kontrolü, sistemi zararlara karşı korumak ve akış hareketine motor veya silindirlere yön vermek üzere değişik formları mevcuttur. Bunlar , yön, akış ve basınç kontrolü olmak üzere üç ana katagoriye ayrılabilirler. Kontrol valfleri sistemdeki fonksiyona göre isim alırlar.

Yön Valfleri

Yön valfleri , bir sistemde silindir veya motorun hareketinin yönünü kontrol ederler. Alternatif akış sayısına bağlı olarak bu valfler iki pozisyonlu iki yollu, iki pozisyonlu dört yollu v.b olabilirler. Akışın sadece bir yöne olmasını sağlayan çek valf şekil 3.8 de görülmektedir. Yön valflerinin merkezinde, akış durumuna göre bir çok endüstriyel ürün çeşidi mevcuttur. Bu merkez şekilleri şekil 3.9 da gösterilmiştir. Bir valfin sürgüsünün bir konumdan diğerine hareket ettiren elle, mekanik, elektrik ve akışkan olmak üzere bir çok metodu vardır.



Şekil 3.8 Tek yönde akış sağlayan bir çek valf.

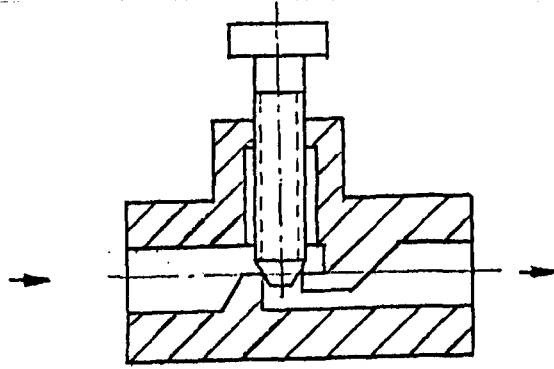


Şekil 3.9 Valf merkez çeşitleri.

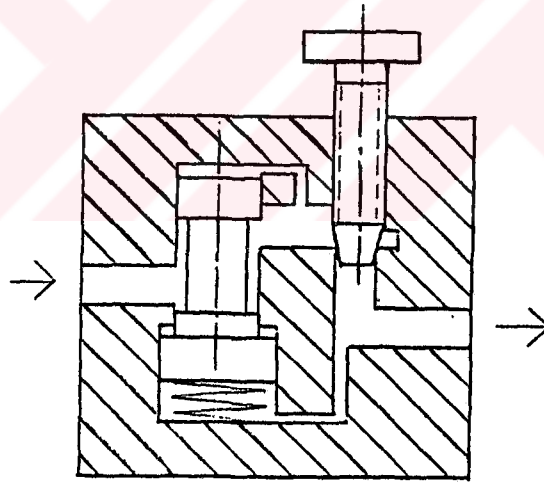
Akış Valfleri

Akış valfleri, devrenin bir parçasından diğer parçasına geçerken akış oranını kontrol eder ve sonuç olarak bir silindir ya da motorun hızını ayarlama da kullanılırlar.

Bu tip valflerin, basit modeli şekil 3.10 da görülmektedir. Böyle bir orifis boyunca akış oranı, orifis ölçüsü ve basınç düşüşüne bağlıdır. Basınç ayarlamalı akış kontrol valfleri, orifis boyunca yükteki değişimlere bağlı olmaksızın akış ve basınç düşüşünü korur. Basınç ayarlamalı bir akış valfi şekil 3.11 de görülmektedir.[23]



Şekil 3.10 Kısma valfi.



Şekil 3.11 Basınç ayarlı kısma valfi.

Valf kumandalı sistemlerde hidrolik akışkan, valfin değişebilen ağızlarından geçerken, basınç enerjisi kinetik enerjiye dönüşür, böylelikle kontrol olayı uygulanmış olur. Pompanın sağlamış olduğu debi değişmedikçe, pompa sabit basınç kaynağı görevini yerine getirir. Bu noktada kontrol edilen akım önemlidir.

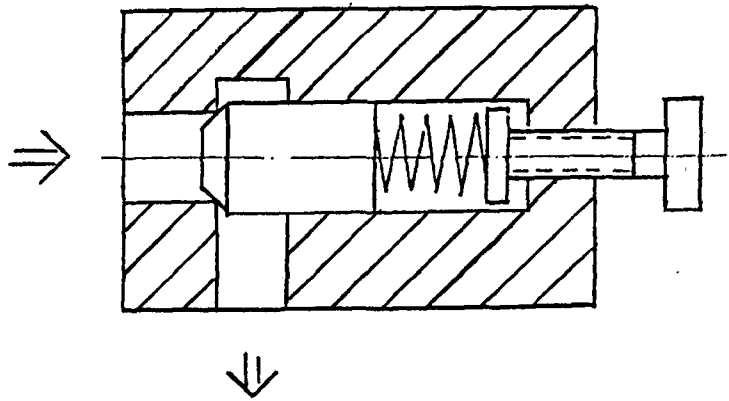
Eğer kontrol edilen türbülanslıysa, bu durumda akım şartları, basınç farkına, akışkan yoğunluğuna, valf akış katsayısına, valf ağız alanına bağlıdır, fakat sıcaklığa bağlı değildir. Akım laminar bir akım ise, viskoziteye ve sıcaklık değişmelerine bağlıdır.[23]

Basınç Valfleri

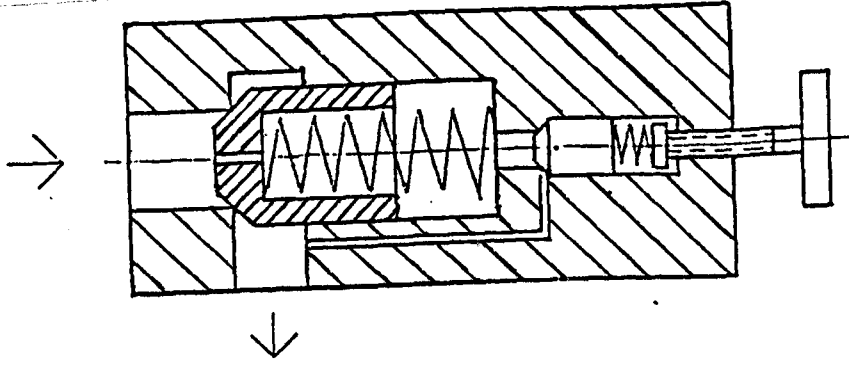
Hidrolik kontrol sistemlerinde, basınç ve akışta değişik ihtiyaçları karşılamak için, çok değişik tiplerde basınç valfleri geliştirilmiştir. En fazla kullanılan basınç valfleri olarak, emniyet valfleri, boşaltma valfleri, sıralama valfleri, basınç düşürme valfleri, basınç hassasiyet aletleri v.b.'ni içerirler.

Emniyet valfleri

Emniyet valfleri, maksimum sistem basıncını sınırlar ve sistem elemanlarını korur, bu yüzden sınırlama hidrolik sistemin maksimum çıkış kuvvetidir. Direkt etkili veya tek basamaklı emniyet valfi (Şekil 3.12) de görüldüğü gibi basıncın artmasına sebep olur. İki basamaklı veya pilot operasyonlu emniyet valfi (Şekil 3.13) de görüldüğü gibi artma olmaz ve pratik sistemlerde çok uygulama alanı vardır.



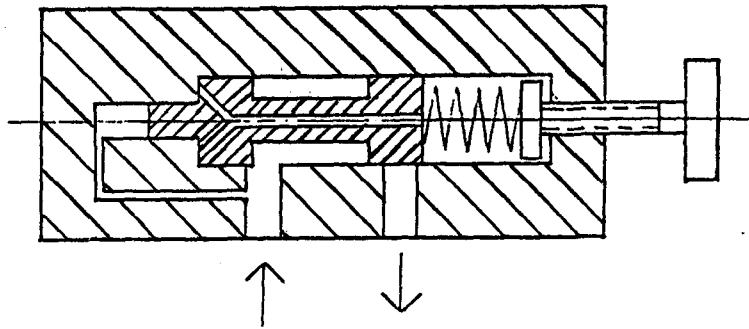
Şekil 3.12 Tek etkili basınç emniyet valfi.



Sekil 3.13 Çift basamaklı (pilot operasyonlu) emniyet valfi.

Sıralama valfleri

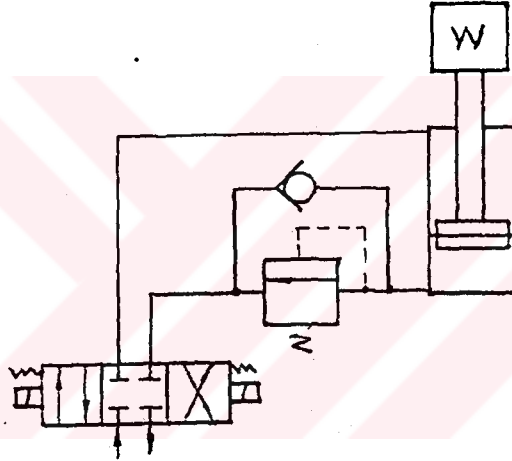
Sıralama valfleri, bir operasyon başlamadan, daha önceki bir operasyonun tamamlanmış olduğundan emin olmak için kullanılabilirler. Piston, ayarlanabilir bir yay vasıtasıyla normalde kapalı halde bırakılır. Basınç istenilen ayarlama değerine ulaştığında, ikinci port akış kontrolüne açılır. Bir sıralama valfinin yapısı Sekil 3.14'te görülmektedir.



Sekil 3.14 Sıralama valfinin yapısı.

Balans veya tutma valfleri

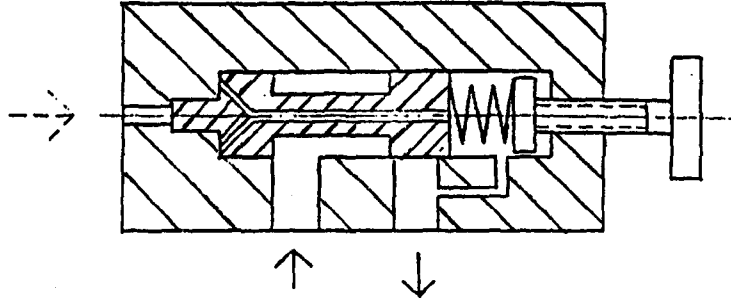
Balans veya tutma valfleri, bir yükü tutan ve hareketlerini kontrol eden basınç valfleri gurubundandır. Basınç valflerinin, düşen bir yük durumunda tipik bir uygulanması Şekil 3.15'te görülmektedir. Yön valfi, sağ pozisyonda olduğunda, basınçlı akışkan bir çek valf üzerinden pistonu yukarı hareket edecek şekilde geçer. Yön valfi sol pozisyonda olduğunda ise, dönüş akışı basınç ayarı, yükün düşmesini önleyecek gerekli basınçtan daha yüksek olarak ayarlanmış bir tutma valfi üzerinden olmalıdır.



Şekil 3.15 Balans veya tutma valfinin uygulanması.

Boşaltma valfleri

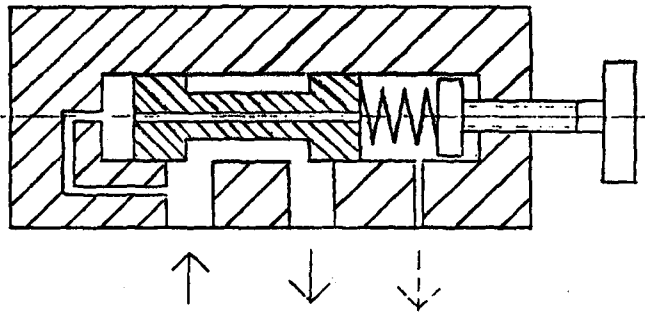
Boşaltma valfleri, basıncı hissetmeleriyle çalışırlar. Belirli bir basınç seviyesi kazanıldığında, boşaltma valfleri, yağı tanka gönderirler. Bir boşaltma valfi Şekil 3.16'da görülmektedir.



Sekil 3.16 Boşaltma valfinin yapısı.

Basınc kısıma valfleri

Basınc kısıma valfleri, hidrolik devrenin, belirli bir bölümünün basıncını, emniyet valfinin belirlediği basınçtan daha düşük olarak ayarlayan valflerdir. Sekil 3.17 böyle bir valfi gösterir.



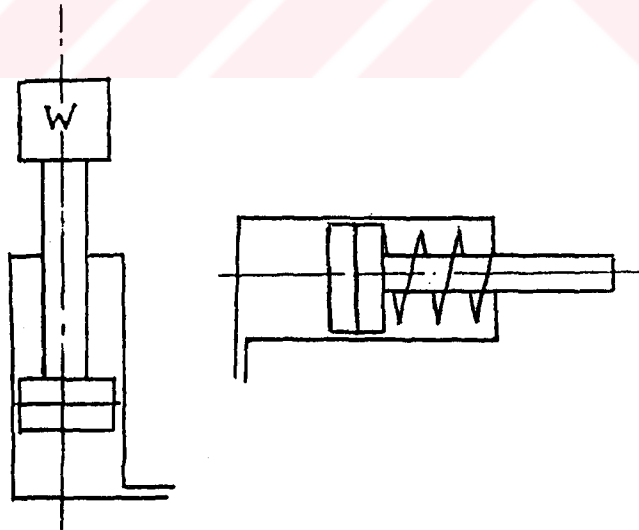
Sekil 3.17 Bir basınc kısıma valfinin yapısı.

3.1.4. MOTORLAR VE SİLİNDİRLER

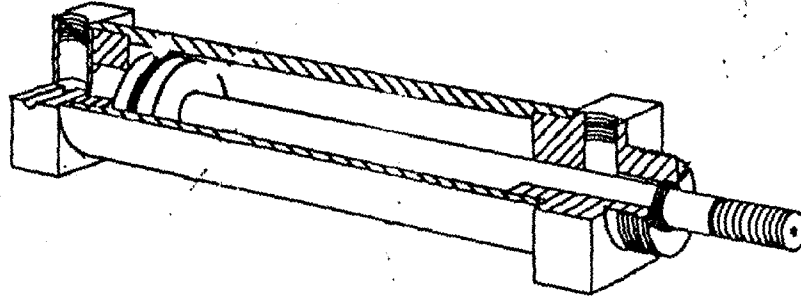
Motorlar ve silindirler, akışkan enerjisini, mekanik enerjiye çevirmek suretiyle pompanın ters fonksiyonunu uygularlar. Motorlar, sürekli dairesel hareketin üretilmesinde ve silindirler ise, sınırlı lineer hareketin üretilmesinde kullanılırlar. Genellikle bir çok hidrolik pompa, hidrolik motor olarak kullanılabilir.[9]

Hidrolik pompalar gibi, motorlarında büyük kısmı dişli, paletli veya pistonlu olabilirler. Debilerinin durumuna göre ise, dişli tipleri sabit debili iken, paletli ve pistonlu tipleri hem sabit hem de değişken debili olabilirler.

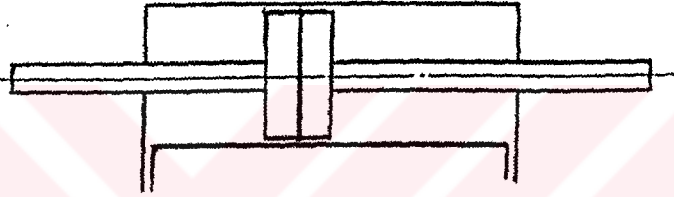
Kullanıcılar, genellikle fonksiyonlarına göre iki çeşit olabilirler. Lineer kullanıcılar genellikle tek etkili veya çift etkili silindirler olabilirler. Tek etkili silindirler Şekil 3.18'de görüldüğü gibi geri dönüşleri ağırlık kuvvetiyle veya yay dönüşlü olabilirler. Diğer taraftan, tek piston kollu bir silindirin, dışarı çıkma ve içeri girmede değişik kuvvetler ve hızlar verirler. Şekil 3.19'da ise, tek piston kollu, çift etkili silindir görülmektedir. Şekil 3.20'de görüldüğü gibi çift piston kollu bir silindirde ise bu gibi farklılıklar yoktur ve servo sistemlerde kullanılmaya uygundur. Sabit dönüşlü bir çıkış hareketi için Şekil 3.21'de görüldüğü gibi motor kullanılabilir.



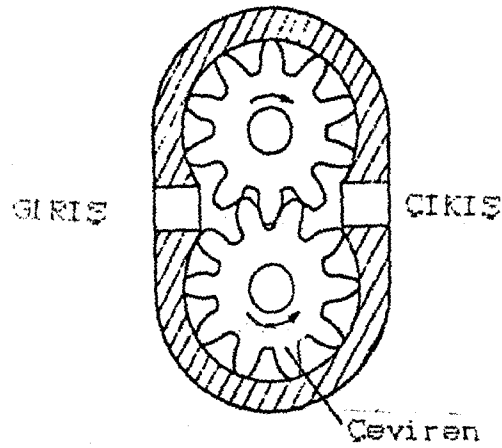
Şekil 3.18 Tek etkili silindir.



Sekil 3.19 Tek piston kollu, çift etkili silindir.



Sekil 3.20 Çift kollu, çift etkili silindir.



Sekil 3.21 Sabit dairesel hareketin elde edilmesi.

3.1.5. YARDIMCI ELEMANLAR

Tam bir hidrolik sistemde, pompalar, valfler ve motorların yanında filitreler, ısı değiştiricileri, tanklar, akümülatörler gibi diğer yardımcı elemanlar da gereklidir. Bunlardan bazıları kısaca görülecektir.

Filtreleme:

Bütün hidrolik sistemler, bir filtreleme ünitesine sahip olmalıdır. Hassas bir filtreleme ile, akışkan güç sisteminin arızaları azalacak ve sistem elemanlarının ömrü artacaktır. Filtreleme elemanı, sünger yapılı ortamla, çözünmeyen kirleri hidrolik sıvıdan tutar, ayırır. Bir servo sistemi için, özellikle yüksek bir filtreleme tamlığı gereklidir. Genellikle filtreleme tamlığı 15 µm den daha iyi olmalıdır.

Isı değiştiricileri

Sıcaklık, yağın viskozitesinin değişimini etkiler. Bu özellikle çok hassas toleranslarla uzun periyotlarda çalışan hidrolik kontrollü makinalarda çok daha önemlidir. Sonuç olarak, hidrolik sistemlerde, optimum sıcaklığı muhafaza etmek için ısıtıcılar ve soğutucular kullanılır.

Tank

Rezervuar veya tankın fonksiyonu, sistem sirkülasyonu için gerekli yağı sağlamak, sistem içerisinde meydana gelen sıcaklığı yaymak ve sirkülasyona başlamadan kirleri atmak olarak ifade edilebilir.

Akümülatörler

Akümülatörler, asıl amaçları, bazı özel durumlarda sisteme basınçlı akışkan sağlamak ve sistemde basınç dalgalanmalarını azaltmak için kullanılan elemanlardır. Akümülatörlerin bir çok çeşidi olmasına rağmen, en fazla kullanılan tipi gazlı tip olanlardır.

3.2. KONTROL SİSTEMİ

Tam bir hidrolik sistem, istenilen hareketleri yapmak üzere pompalar, kontrol valfleri, birleştiriciler ve motorlardan meydana gelir. İyi bir hidrolik sistem, operasyonda güvenli, kontrolde tam ve komutları yerine getirmede verimli olmalıdır.[9]

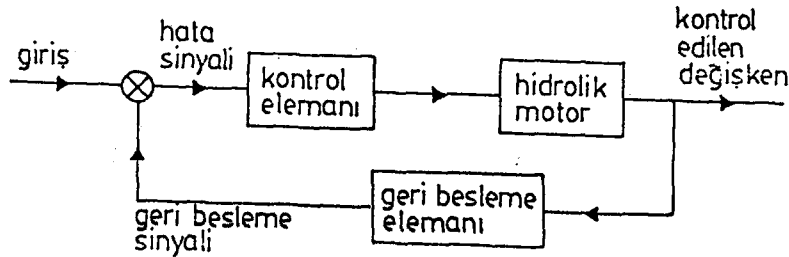
3.2.1. KONTROL

Genellikle kontrol ve düzenleme kelimeleri rastgele kullanılmaktadır. Kontrol kelimesinin düzenleme tekniği (Regulating Technology) açısından anlamı, belirli bir sistemden verilen nominal değere karşılık gerçek bir değer elde edilmesidir. Kontrol (Control) kelimesi hidrolik sistemlerde kumanda etme, sevk, idare veya elemanların görevlerini yerine getirmesi için bir sinyal göndermesi şeklinde açıklanabilir.[21]

Düzenleme (Regulation) kelimesinin anlamı ise; verilen bir teorik değer karşılığında gerçek bir değer elde edilmesi ve sonucun sürekli kontrol edilmesidir. sonuçta elde edilen değer sürekli ölçülür ve teorik değerle karşılaştırılır. Eğer gerçekleşen değerle, teorik değer arasında bir fark meydana gelirse, bu fark kadar bir sinyal üretilir. Bu sinyal, sistemi etkileyerek, gerçek değer, teorik değere eşit olmasını sağlar.

Dizayn istekleri, yön kontrol, basınç kontrol ve akış kontrol üzerinde toplanır. Genellikle bir sistem, hatta en basit bir sistem, bu kontrol fonksiyonlarından ikisi veya daha fazlasını kullanırlar.

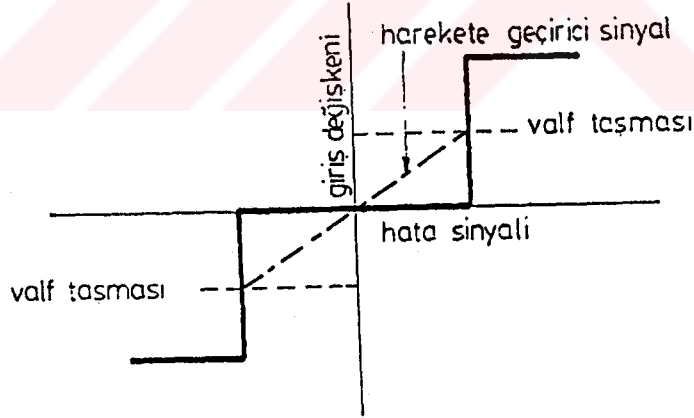
Kapalı devre bir kontrol sisteminde, hata sinyali adı verilen, giriş ile geri besleme sinyali arasındaki fark, otomatik olarak çıkışı düzelten bir kontrol sinyaline dönüşür. Bir servo sistem, eşitliği sağlamak için komut sinyalleriyle, çıkış sinyallerini transduser vasıtasıyla karşılaştıran kapalı devre bir kontrol sistemidir.



Sekil 3.22 Kapalı çevrimli kontrol sistemi.

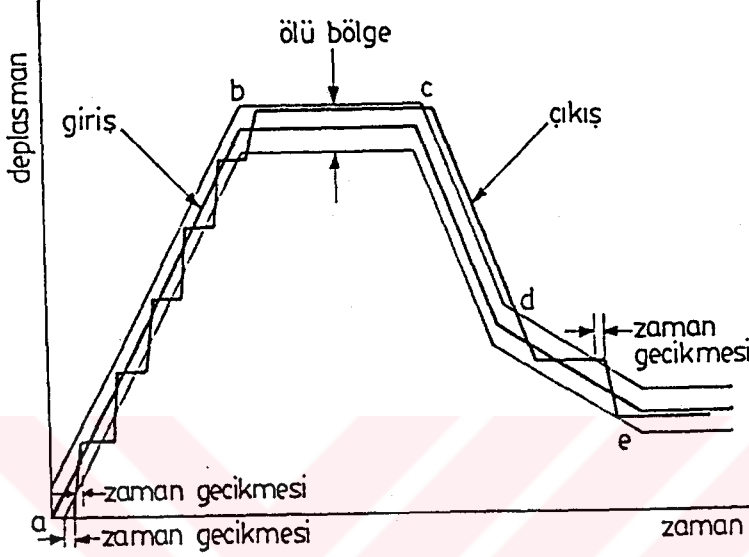
Açık çevrimli kontrol sisteminde, giriş ile çıkış arasında sürekli bir karşılaştırma yapılmazken, yukarıdaki şekilde olduğu gibi kapalı bir kontrol sisteminde ise çıkış ölçülerek sürekli olarak girişle karşılaştırılır. Giriş sinyali ile geri beslenen çıkış sinyali arasındaki fark hata olarak adlandırılır. Geri beslemeli kontrol sistemlerinde hata sinyali, sisteme verilen enerjiyi çıkışta hata sıfırlanacak şekilde ayarlar. Geri beslemeli kontrol sistemlerinin en önemlilerini servomekanizmalar oluşturur.

Açık çevrimli sistemler, sadece hassas konum kontrolü gerektirmeyen yerlerde kullanılması uygundur. Akım yönünü değişken olarak seçildiği kapalı çevrim kontrol sistemleri, aşağıdaki şekilde (Şekil 3.23) görüldüğü gibi süresiz veya "Aç-kapa" karakteristiklerine sahip kontrol elemanları kullanılır. Başlatıcı sinyalin kontrol elemanına ulaşması ile valf harekete geçer ve valf pistonu seçilmiş olan yönde sabit hızla yol alır. Bu yer değiştirme hata sinyali valf aralığının altına düşene kadar hareket eder.



Şekil 3.23 "Aç-kapa" kontrol elemanının idealize edilmiş karakteristikleri.

Kontrol elemanının etkisiz olduğu bölge, ölü bölge olarak tanımlanır ve aşağıdaki (Şekil 3.24) şekil, değişken bir giriş sinyali için çıkış yerdeğiştirmelerini gösterir.



Şekil 3.24 "Aç-kapa" kontrol elemanı kullanan kapalı çevrimli bir kontrol sisteminin idealize edilmiş grafiği.

Yukarıdaki a ve b noktaları arasında referans giriş sabit hızda hareket etmektedir. Hata değeri, kontrol elemanının aralığını aştığında valfi açan sinyal hareket komutu verir ve bir gecikmeden sonra valf sabit hızda harekete geçerek, referans girişle çıkış arasındaki hatayı azaltacak şekilde davranır. Hata ölü bölge içerisine bir değere kadar indiğinde valfi kapatma sinyali devreye girer, fakat valf durana kadar bir zaman gecikmesi meydana gelir. Anlatılan durum, giriş değerinin değişmediği b-c zaman aralığına kadar tekrar edilir ve valf ölü bölge içerisinde yer alır. c-d noktaları arasında referans giriş değeri valf hızına eşit bir hız değeriyle hareket eder ve aralarında sabit bir hata kalır. d noktasında giriş değerinin hızı azalır ve kontrol elemanı "aç-kapa" görevine yeniden başlar.

Hidrolik kontrol sistemlerinde en fazla kullanılan kontrol tipi, debi kontrolü olup hem hızı, hem de yönü kontrol edebilir. Hız kontrolünde tek değişken debi kontrolüdür. Debi kontrolü iki şekilde gerçekleştirilebilir;

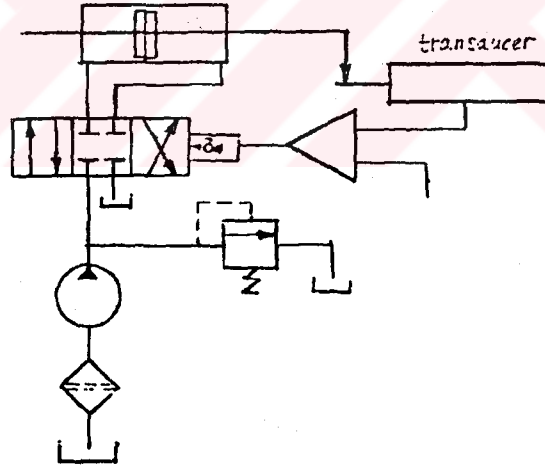
1. Değişken debili bir pompanın, debisini kontrol altına alarak,

2. Akışkanı, debisi ayarlanabilir bir kontrol valfinden geçirmek suretiyle.[21]

Bir hidrolik sistemde, kontrol sadece değişik valf kontrol düzenlemeleriyle değil, aynı zamanda değişken debili motor ve pompa düzenlemeleriyle de yapılabilir.

Kontrol olayının gelişme sürecine bir göz atılacak olursak, geri beslemeli kontrol sistemlerinin servomekanizmalar, regülatörler ve işlem kontrol sistemleri olmak üzere üç ana kola ayrıldığını fark edilebilir.

Tipik bir servo sistemi, şekil 3.25 de görülmektedir. Bir çok endüstriyel hidrolik sistem, geri beslemenin önemsenmediği açık devre sistemlerdir. Açık devre sistemlerin karakteristikleri, kullanılan hidrolik elemanların herbirinin karakteristiklerine ve sistemdeki karşılıklı etkileşimlerine bağlıdır.

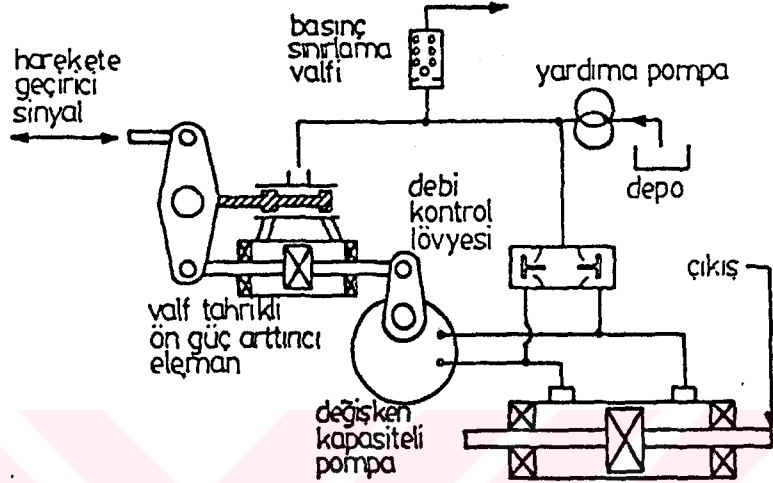


Şekil 3.25 Tipik bir servo sistem uygulaması.

Pompa kumandalı ve valf kumandalı servo sistemler arasındaki farkları aşağıdaki gibi sıralayabiliriz;

1. Pompa kumandalı sistemlerde, çalışma basıncı değişkendir ve dış yüke bağımlıdır. Valf kontrollü sistemlerde ise çalışma basıncı sabittir, dolayısı ile dış yükten etkilenmez.

2. Pompa kumandalı sistemlerde pompa da servo sistemin bir parçası olmasına karşın, valf kumandalı sistemlerde güç kaynağı çevrim dışında kalır.



Sekil 3.26 Değişken debili pompa servo.

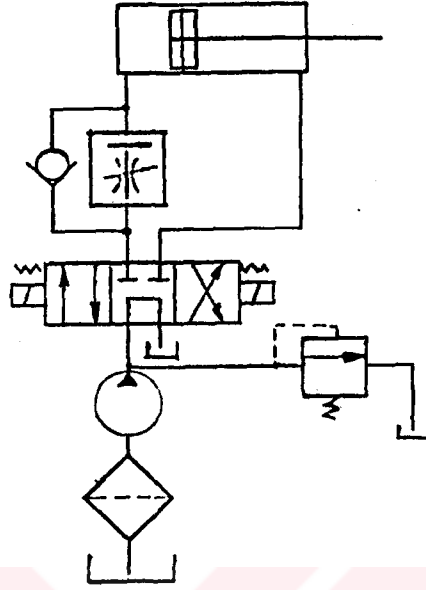
Pompa kumandalı bir sistem şeması yukarıda görülmektedir. Burada başlatıcı sinyal, kendisinde kapalı çevrimli valf kumandalı bir servo olan güç artırıcı hidrolik elemanın pompa kumanda lövyesini harekete geçirmesiyle başlar. Pompa valfe giren ve çıkan debileri kontrol ederken aynı zamanda yardımcı bir pompa ise hem güç artırıcı servo valfi çalıştırır, hem de kayıpları dengeleyerek basıncın çok düşmesini engeller. Kapalı çevrimli bir sistemde güç artırıcı valfin kontrol lövyesi çevrim hata sinyaline göre hareket eder.

3.2.2. SİSTEM ÖRNEKLERİ

Kompleks bir hidrolik kontrol sistemi, bir çok basit kontrol şemalarının birleşimi olarak düşünülebilir, böylece basit hidrolik kontrolün anlaşılması, karışık şemaların anlaşılmasında bir temel oluşturur.

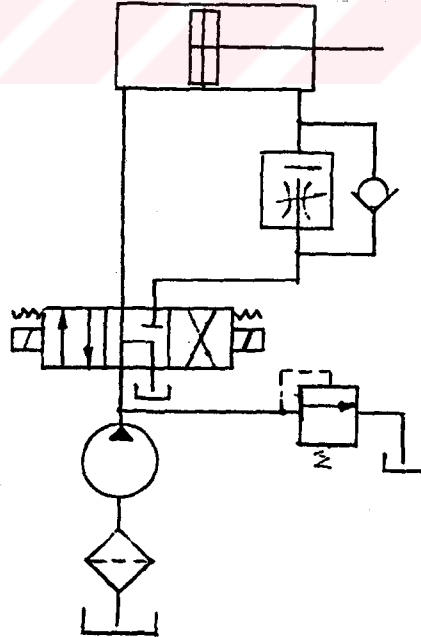
Temel akış kontrolü şemasının üç şekli mevcuttur ve bunlar sıklıkla kullanılırlar. Sistemde akış valfinin bulunduğu yere göre değişik fonksiyonları yerine getirirler. Bunlar kısaca "meter-in", "meter-out" ve "bleed-off" olarak adlandırılırlar.[21]

Sekil 3.27'de görüldüğü gibi 'meter-in' sistem, çoğunlukla aktuatörlerin hareketine zıt yönde hareket eden dirençli yüklerin operasyonunda kullanılır.



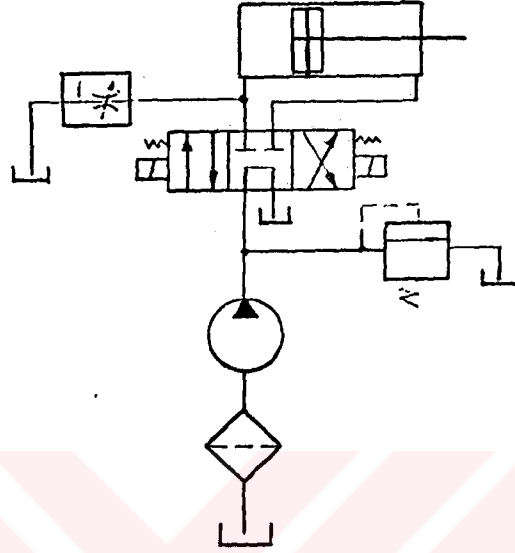
Sekil 3.27 "Meter-in" olarak tanımlanan kontrol metodu.

Sekil 3.28'de görüldüğü gibi "meter-out" sistem, aktuatörün hareketiyle aynı yönde hareket eden ağır yüklerin operasyonunda kullanılır.



Sekil 3.28 "Meter-out" olarak tanımlanan kontrol metodu.

Sekil 3.29'daki "bleed-off" sistemi, pompa debisinin bir bölümünü by-pass yaptırır.



Sekil 3.29 "Bleed-off" kontrol metodu.

Sekil 3.30'da bir hidrolik servo şeması görülmektedir. İyi çalışan bir filitreleme sistemi, sistemin ömrünü uzatır ve performansını artırır. Görünen filitreleme düzenlemesi, emiş hattı, basınç ve tahliye hattında tam akış filitreleridir. Bir servo motor için maksimum yük basıncı, hızlanma veya yavaşlamada maksimum motor basıncını geçebilecek bir değere ulaşabilir. Bu durumdan kaçınmak için emniyet valfleri ve sistemin dinamik performansını artırmak için hidrolik kısma sağlayacak zıt portlu akış valfi, ayarlanabilir orifis olarak kullanılır.[9]

BÖLÜM 4

SERVOMEKANİZMALAR

4.1. SERVO VALFLER VE SERVO KONTROL KAVRAMI

4.1.1. SERVO VALFLER

Servo kavramı genel olarak, "Küçük bir giriş sinyalinin, büyük bir çıkış sinyaline dönüştürülmesi" olarak tanımlanır. Servo sistemlerin kullanım alanları çok geniştir. En fazla bilinen kullanım alanı otomobillerdir. Direksiyon üzerine etki eden çok küçük bir kuvvet, servo mekanizmalar kullanılarak tekerlerin üzerine büyük bir moment olarak intikal ettirilir. Hidrolik sistemlerde kullanılan servo valflerde de aynı prensipler geçerlidir. 0.08 Watt gibi küçük bir kumanda sinyali, servo sistemlerde hidrolik elemanlara 100 Kw'lık bir güç kadar etki eder.[21]

Servo ve oransal valflerin her ikisinde elektro-hidrolik düzenlemeler için kullanılırlar. Hidrolik sistemlerde kullanılan servo valfler, genellikle yük altında belirli bir pozisyonu sürekli olarak muhafaza etmek veya belirli bir hızı düzenli olarak sabit tutmak amacıyla kullanılırlar.

Servomekanizma terimi, güç yükseltici bir alet ya da aletler topluluğunu tanımlamakta olup hata tarafından kumanda edilmektedir. Diğer bir tanımlama ise, bağımlı değişkenin konumu, geri beslemeli bir kontrol sistemidir.

Servo valflerde küçük bir elektrik giriş sinyali, analog devrelerden geçerek, basınç, akış miktarı (debi) v.b. bir sinyale dönüştürülür. Sisteme düzenleme amacıyla daha yüksek basınçta ve daha çok akışkan gönderilerek, sonuçta istenilen değer elde edilir.

Servo valflerdeki, valf ileri-geri hareketinin sonucu olan sürtünmeden dolayı, pompa kumandalı sistemlere göre verimi düşer. Güç kaybının önemli olduğu, yüksek güç çıkışlı servolarda pompa kumandalı sistemler tercih sebebidir. Düşük güç çıkışlı sistemlerde valf kumandalı servolar, aşağıda sıralanan belir avantajları vardır;

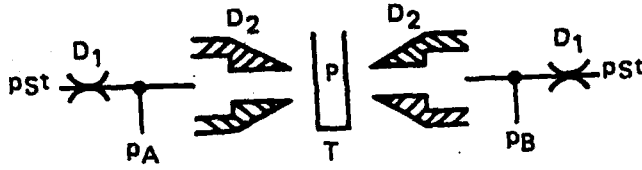
1. Elemanlar daha basit bir yapıya sahiptir. Sabit debili pompalar kullanır, buna karşın, pompa kontrollü sistemlerde ise karmaşık değişken debili pompalar kullanılır.

2. Yardımcı pompa ve karmaşık bağlantılara gerek duyulmadığından, daha az eleman kullanılır, dolayısıyla maliyeti ve ağırlığı önemli şekilde azalır.

3. Dinamik performans olarak, valf kumandalı servolar, diğerlerine göre daha iyidirler.

4. Bir güç kaynağı ile birden fazla sistem çalıştırılabildiği ve güç kaynağından uzak olabildiği için uyum özelliği gayet iyidir.

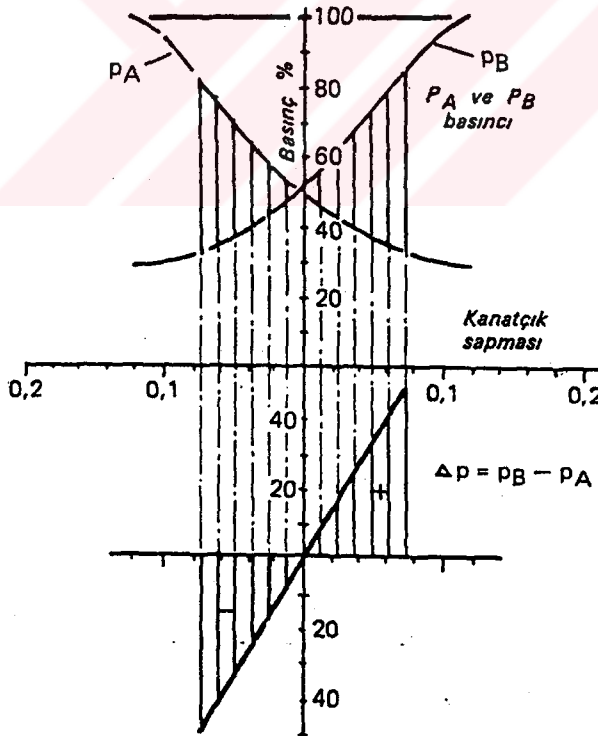
4.1.1.1. SERVO VALFLERİN ÇALIŞMA PRENSİBİ



Şekil 4.1 Servo valfin çalışma prensibi.

Yukarıdaki şekilde de görüldüğü gibi, sistem iki sabit kısıtlayıcı D1 ve iki ayar kısıtlayıcısından meydana gelir. Her iki yandaki denetim basıncı (Pst), D1 ve D2 kısıtlayıcıları tarafından düşürülür. Eğer kısıtlayıcı kesitleri aynı büyüklükte ise basınç düşümleri de eşit olacaktır. (Örneğin Pst=100 Bar, Pa=50 Bar, T=0) [22]

Kanatçığın saptırılmasıyla, kanat ile ayar kısıtlayıcıları arasındaki mesafe değişir. Örneğin, kanatçığın sola doğru saptırılmasıyla kanatçık ile soldaki kısıtlayıcı arasındaki açıklık azalırken, sağdaki kanatçık artar. PA ve PB basınçları bu durumun tersi yönde değişerek, PA artarken PB basıncı ise azalacaktır. PA-PB basınç farkı da sinyal olarak kullanılabilir. Aşağıdaki şekil 4.2, giriş akımına bağlı olarak basıncıdaki değişimleri göstermektedir.



Şekil 4.2 Giriş akımına bağlı olarak basıncıdaki değişimler.

Kısıntılar öyle eşlenip ayarlanmıştır ki akıma bağlı olarak basınç farkı doğrusal bir yörünge çizer. Bu anlatılan sistem, iki kademeli servo yön kontrol valfi şeklinin ikinci kademesinde gösterilmiştir. P deliginden sağlanan uyarı yağı, bir koruma filitresinden (7) ve sabit kismadan (8) geçerek denetleme lülesine ulaşır. PA ve PB basınçları Ast ve Bst bağlantılarından alınabilir. Elde edilen basınç farkı ile ikinci kademedeki sürgü denetlenir.

4.1.1.2. SERVO VALFLERİN SINIFLANDIRILMASI

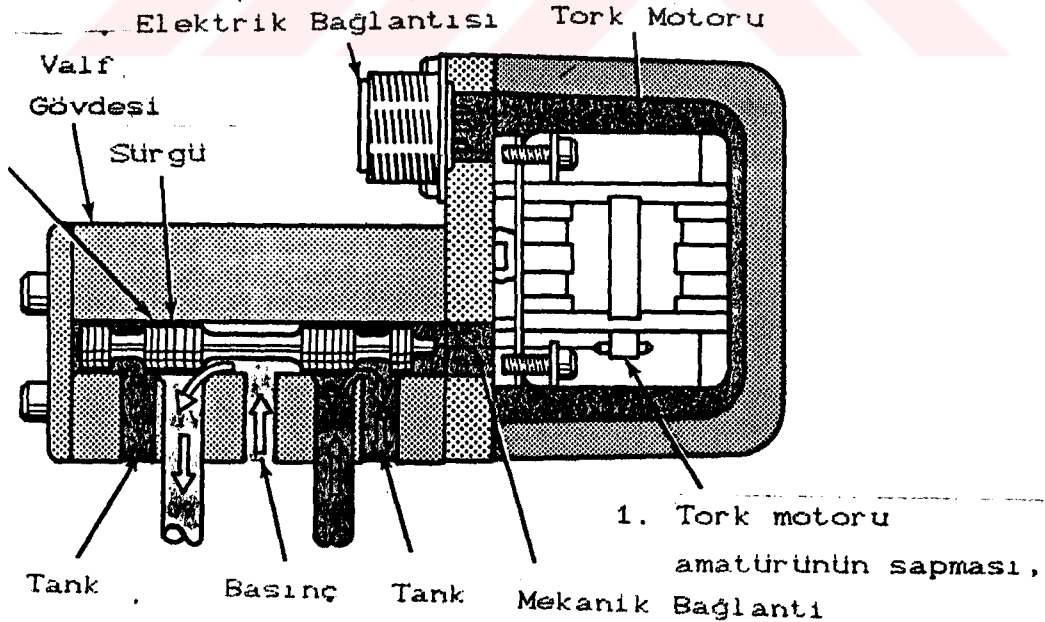
Yapısal olarak

Servo valfler yapısal olarak üçe ayrılırlar: tek kademeli servo valfler, iki kademeli servo valfler, üç kademeli servo valfler.

İki ve üç kademeli servo valfler, tek kademeli valflerin çeşitli kombinasyonlarda biraraya gelmesinden oluşmuştur. Tek kademeli bir valfte çıkış debisi direkt olarak hidrolik motora verilir. İki kademeli valflerde, birinci kademe ikinci kademeyi çalıştırmakta kullanılır. İkinci kademeyi terkeden akışkan motora girer.

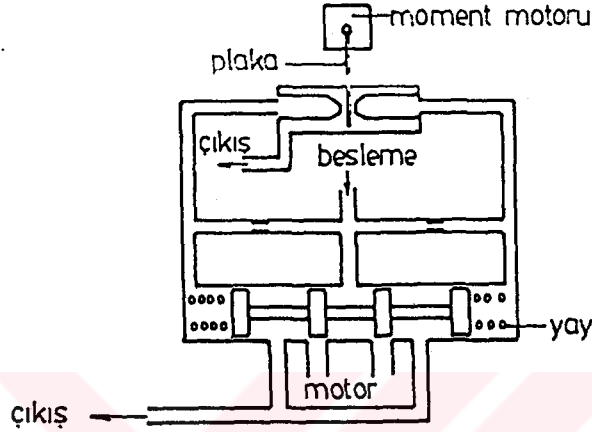
Birinci kademe bir hidrolik güç aktarıcı olarak kullanılır ve ikinci kademedeki akış kontrol elemanını, istenilen konuma getirmek için bir hidrolik moment motorundan daha fazla güç verebilir. Güç artırımının gerekliliği, valften geçen debinin artmasıyla önem kazanan tepki kuvvetlerine dayanır.

2. Sürgünün, elektrik sinyaliyle orantılı olarak hareket etmesine sebep olur.



Şekil 4.3 Tek kademeli, sürgülü tip servo valf.

Yukarıdaki (Şekil 4.3) tek kademeli, sürgülü tip bir servo valfin konstrüksiyon ve operasyonunu gösterir. Kayan sürgü, direkt olarak tork motorundan hareket ettirilir ve elektrik sinyalinin oranına göre valf yollarını açar. Böyle bir valfin akış kapasitesi, düşük kuvvetler ve tork motoru armatürünün kısa olan hareket sahasından dolayı genellikle küçüktür.[24]



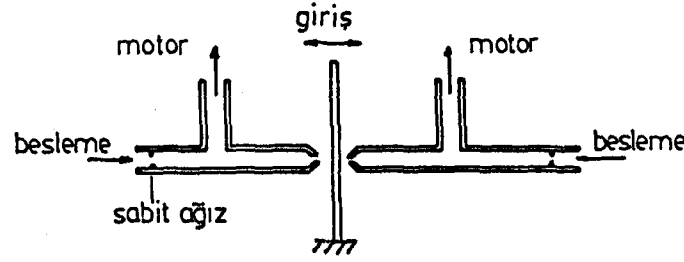
Şekil 4.4 Tipik iki kademeli servo valf.

İki kademeli bir valf, tek kademeli valflerin birleştirilmesiyle elde edilebilir. Şekil 4.4'de görüleceği üzere, birinci kademe bir bir plaka-meme valf olup, plaka bir moment motoruna bağlıdır. Plakanın konum değişikliği valfin ikinci kademesini oluşturan pistonun iki tarafında bir basınç farkı meydana gelmesine sebep olur ve pistonun hareketiyle akış başlar.[23]

İki ve üç kademeli valfler yüksek debi değerlerinin düşük güçlü bir moment motoruyla kontrolünü sağlamaya imkan verirler. Aynı motor kullanılarak tek kademeli bir valfle bu kontrolün yapılması mümkün değildir. Bir örnek verecek olursak, 9KW'lık bir servomotoru kontrol eden elektrikli moment motoru sadece 7W gücündedir.

Merkez Yapılarına göre

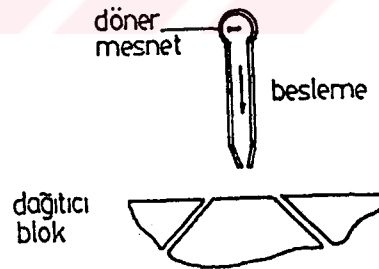
Valflerin diğer bir ayrımında, açık merkezli ve kapalı merkezli olmalarıdır. Açık merkezli valflerde besleme ağzından çıkış ağzına sürekli bir akış varken, kapalı merkezli valflerde ise böyle bir akım meydana gelmez. Açık merkezli olarak sınıflandırılan valflerde iki türü, plaka-meme valfi ve jet üflemleri valflerdir.



Sekil 4.5 Plaka-meme valfi.

Plaka-meme valfi, motora olan akışı plakanın memelere olan uzaklığını değiştirerek kontrol eder. Plakanın konumu değiştikçe, dört valf ağzında ikisinin debisi değişir, birisi artış gösterirken diğeri düşüş gösterir. Sonuçta, silindirde/motorda bir basınç farkı meydana gelirken, diğer iki ağzın durumunda bir değişiklik olmaz. Valf karakteristikleri, meme geometrisinin bir fonksiyonudur ve memenin sivri ya da düz uçlu olmasına göre değişirler. (Sekil 4.5).

Jet üflemleri tip valf basınç enerjisini, jet halinde üflediği akışkanla kinetik enerjiye çevirir. Valf bu jeti tam karşısında bulunan, dağıtıcı veya karşılayıcı olarak tanımlanan blok üzerindeki iki deliğe doğru üfler. (Sekil 4.6) Memenin orta noktadan sağa veya sola kayması bu deliklerin bağlanmış oldukları motorda bir basınç farkı oluştururlar. [24]



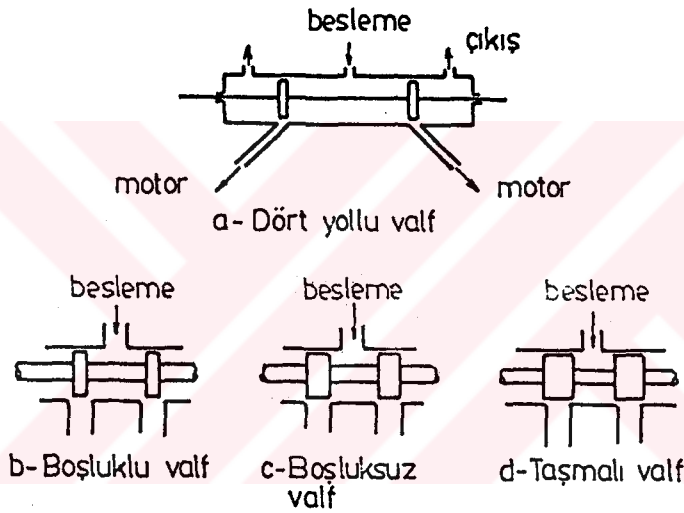
Sekil 4.6 Jet üflemleri valfi.

Açık merkezli valflerin en belirgin dezavantajlarını, yüksek yük duyarlılıkları ve sızıntıların neden olduğu güç kayıpları oluşturur. Diğer taraftan en büyük avantajları ise basit yapıları ve kapalı merkezli valfler kadar pislige duyarlı olmamalarıdır. Kapalı merkezli valfler, kaymalı piston valfler, kaymalı plakalı valflerden ve dönel plakalı valflerden oluşurlar. Son iki tip özellikle gaz servomekanizmalarında kullanılmak üzere geliştirilmiştir.

Yol Sayılarına göre

Servo valfleri ayrıca, üç yollu ve dört yollu olmak üzere iki guruba ayırmak mümkündür. Dört yollu bir valfin, dört kontrol ağzı vardır ve aynı anda dönel veya doğrusal tip çift etkili bir silindire/motora hem giden hem de gelen akımı denetleyebilme kapasitesine sahiptir. Motorun diğer kısmı ise sistemden doğrudan beslenir. Böylece, ileri geri hareket ancak bir diferansiyel motor ile sağlanabilir.

Dönel tipte diferansiyel motorların yapımı pek kolay değildir, dolayısıyla dönel hareketin kontrolü dört yollu valfler kadar kolay değildir. Diğer taraftan üç yollu valfler, kritik ölçülerinin sayısı, dört yollu valflere göre daha az olduğundan, imalatları daha kolaydır.



Sekil 4.7 Valflerin yol sayıları ve sürgü çeşitleri.

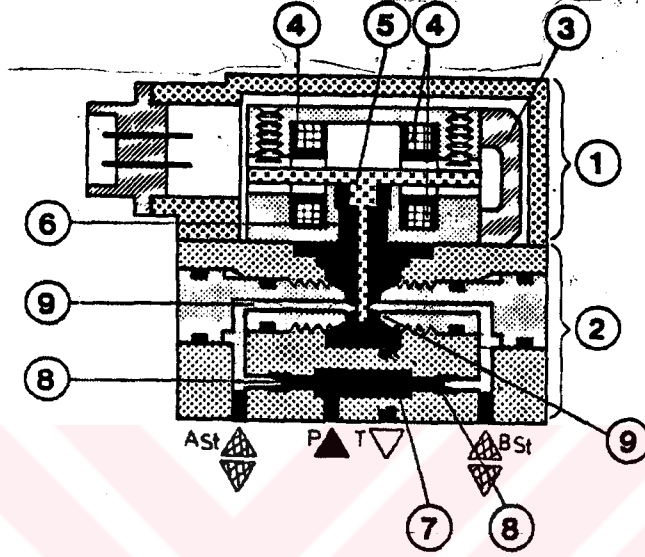
Sekil 4.7-a'da dört yollu tipik bir valf görülmektedir. Kaymalı piston valfler kapalı merkezli olarak sınıflandırılrsa dahi, valf ağızları boşluklu yapılarak açık merkezli hale getirilebilir (Sekil 4.7-b). Bu durumda piston üzerindeki diskler, valf ağız uzunluklarından biraz daha kısa yapılırlar. Böylece piston tam orta konumdayken sürekli akım hali sağlanmış olur.

Sekil 4.7-c'de görüldüğü gibi piston üzerinde yer alan ve valf ağızlarını kapatan diskler boşuksuz olarak, ağıza tam uyacak şekilde de yapmak mümkündür. Bu belirsiz bir durumdur ve sızıntılar söz konusu olabilir. Sekil 4.7-d'deki gibi piston diskleri ağız uzunluklarından daha uzun tutularak taşmalı tip meydana gelir. Bu durumda sızıntılar önlenirken sistemde ölü zaman problemi ortaya çıkar.

Görevlerine Göre

SERVO YÖN KONTROL VALFİ

Değişik anma ölçülü iki kademeli servo valflerdir.



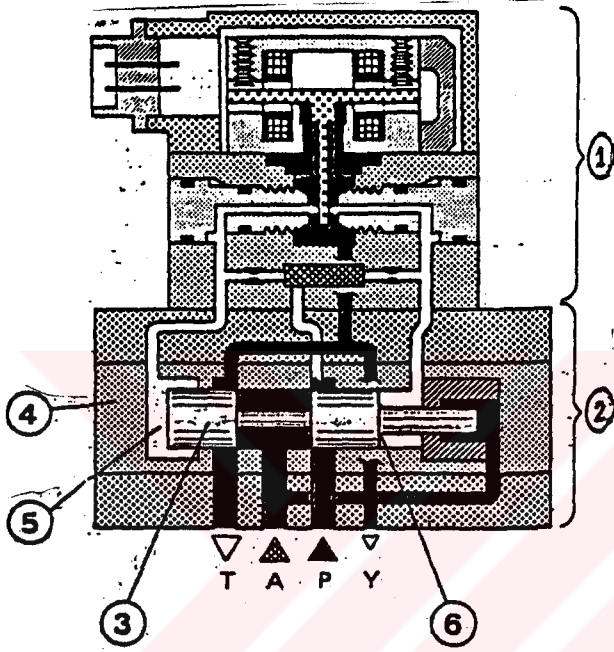
Şekil 4.8 İki kademeli servo yön kontrol valfi.

İki kademeli servo yön kontrol valfi iki ana bölümden oluşur. 1 numarayla gösterilen elektrik denetim motoru ve 2 numara ile gösterilen hidrolik kuvvetlendiriciden meydana gelmiştir. Öncelikle birinci kademedeki kontrol motorunu inceleyecek olursak, 3 numarayla gösterilen değişken gerilimli bobin, 4 numarayla gösterilen kumanda sargıları, 5 numarayla gösterilen kanatçıklı armatürden oluşan birinci kademe küçük bir akım sinyali elektrik plakalarının yardımıyla oransal olarak bir harekete dönüştürülür.[23]

Tek parçadan oluşan armatür ve kanatçık, şok darbelerini önlemek amacıyla 6 numara ile gösterilen ince duvarlı elastik bir boruya monte edilmiştir. Aynı zamanda, kuru ortamda çalışan kumanda motoru ile hidrolik sistem arasındaki sızdırmazlık bu boru ile sağlanır. Sargılar sinyal akımı ile enerjilendirildiğinde, çekirdek borunun yaylanma kuvvetini yenerek eğik bir durum alır. Sapma yönü giriş akımının kutbu ile belirlenir. Borudaki moment ve kanatçıktaki eğim giriş akımıyla orantılıdır.

Giriş akımı kesildiğinde, boru merkezleme görevi yaptığı için çekirdek ve kanatçık geriye, merkez konuma döner. Bu cins bir denetim motoru ile moment iletiminin avantajları vardır; sürtünme yoktur, histerisiz düşüktür. Akışkan ile denetim motoru sızdırmazlığı sağlandığından, akışkanda manyetik alan oluşmaz. 2 numara ile gösterilen hidrolik kuvvetlendirici, kanatçık hareketini hidrolik büyüklüğe dönüştürür.

SERVO BASINÇ VALFİ



Sekil 4.9 Servo basınç valfi.

- 1) Birinci kademe,
- 2) Basınç denetim sürgülü ikinci kademe

Yukarıdaki şekilde görülen 3 yollu servo basınç valfi elektrik giriş sinyali ile orantılı olarak pompa çıkışındaki basıncı kullanıcı için gerekli olan basınç değerine düşürmek için kullanılır. Burada servo yön valfinde incelenen birinci kademe, kumanda elemanı olarak kullanılır. 3 numara ile gösterilen denetim sürgüsü, 4 numara ile gösterilen kovan içerisine yerleştirilmiştir. Sıfır giriş sinyalinde sürgünün sol yüzeyi (5) ve sağ halkasal yüzeyi (6)'ya uyarı basıncının yarı değerindeki bir basınç etki eder.[22]

Hidrolik geri besleme olarak valfin denetlenebilmesi için sağ taraftaki sürgü yüzeyinin yarısı A kanalı ile bağlantılıdır. Kullanıcı ile bağlantılı olan A kanalındaki basınç, sistemin yarı basınç değerine ulaşana kadar denetim sürgüsünü sağ tarafa doğru itilir.

Kumanda motorundaki kanatçıgın saptırılmasıyla sürgüye etki eden basınç kuvvetleri dengeleninceye kadar kullanıcıdaki basınç sapma ile orantılı olarak düşürölüp artırılır. A kanalındaki denetleme basıncının değeri, aşağıdaki sınırlar arasındadır.

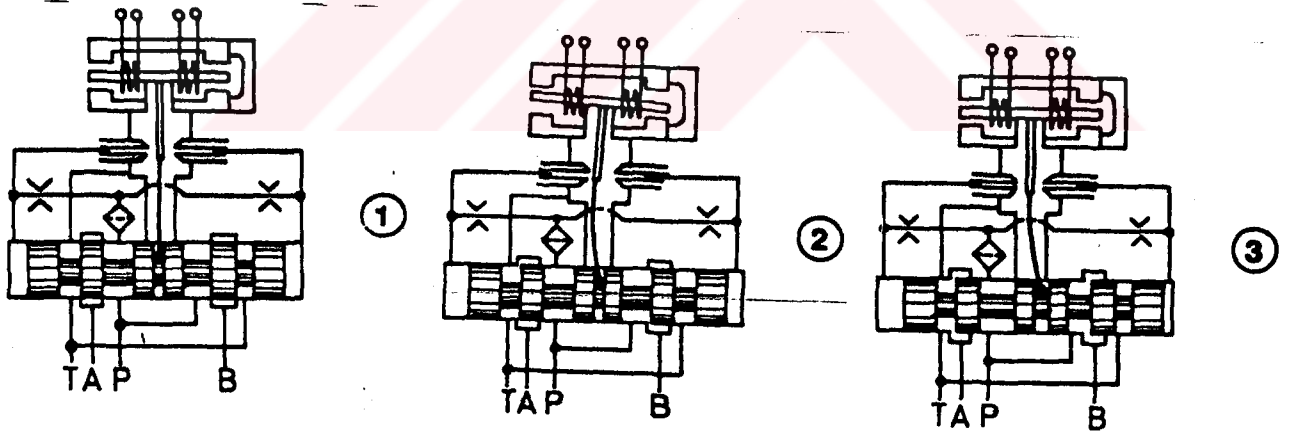
$$P_T \leq P_A \leq P_{st}$$

Giriş akımı ile uyarı basıncı arasındaki ilişki, örneğin $i=0$ giriş sinyalinde, $A=0$ basınç değeri ayarlanabildiği için tüm servo basınç valflerine dışarıdan kumanda edilebilir.

Geri Besleme Şekillilerine göre

Mekanik Geri Besleme

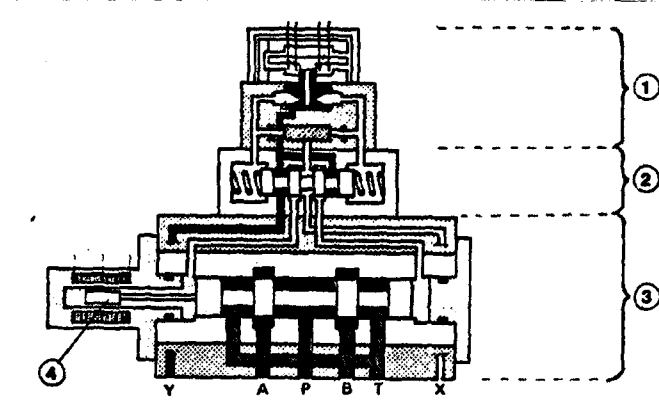
Mekanik geri besleme işleminde valf sürgüsü, bir geri besleme yayı ile birinci kademenin kumanda motoruna bağlantılıdır. Yay kumanda motorunun momentine karşı bir moment oluşturur. Sürgü istenilen çalışma konumuna ulaştığında, kumanda motorunun momenti ile geri besleme yayının burkulması sonucu oluşan moment aynı değerde kalır.



Sekil 4.10 Mekanik geri besleme.

- 1) Valf orta konumda.
- 2) Düşey plaka saptırılıyor.
- 3) Sürgü çalışma konumunda.

Elektrik Geri Besleme



Sekil 4.11 Elektrik geri besleme.

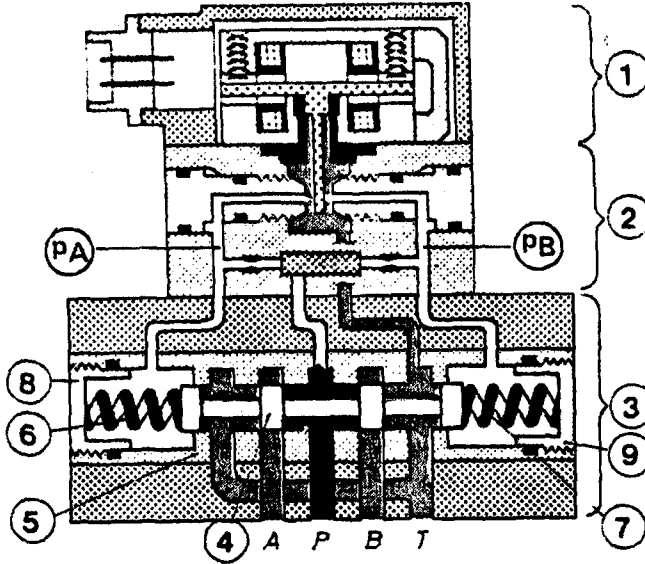
1. Birinci kademe,
2. İkinci kademe,
3. Üçüncü kademe,

Sürgünün hareketi bir ölçme sistemi (4) ile belirlenip kuvvetlendiriciden alınan sinyal ile karşılaştırılır. Doğrusal bir hareketi, elektriksel bir sinyale dönüştüren bu indüktif bobinler sürgü konumlarının belirlenmesinde kullanılmaktadır.[22]

Ölçme elemanı valfe elastik olarak monte edilir. Sürgünün hareketiyle dalgalı akım bobinde oluşturulan gerilim düşümü elektronik cihazlardan geçirilerek gerekli ayarlamayı yapmak için servo valfe iletilir.

Yukarıda görülen üç kademeli servo yön kontrol valfinden üçüncü kademedeki ana sürgünün kumandası ikinci kademe valfi ile gerçekleştirilir. 3 kademeli valfler büyük debili sistemlerde kullanılır.

Barometrik Geri Besleme



Şekil 4.12 İki kademeli yay merkezli servo valf. (Barometrik geribeslemeli)

Kumanda motoru (1) = I elektrik akımını S yoluna,
Hidrolik kuvvetlendirici (2) = S yolunu P basınç düşümüne,
İkinci kademe (3) = P basınç düşümü Q akışına çevirir.

İkinci kademe sürgüsü basit modellerde gövde, diğer modellerde ise aşınmaya dayanıklı kovan (5) içerisinde hareket eden bir valftir. Sürgü basınç yayları (6) ve (7) ile dengelenir. Denetim sürgüsü ve kovanın uygun yerleşimi ile nötr geçiş konumu elde edilir. Uygulamalarda sistemin durumuna göre, yumuşak pozitif veya yumuşak negatif geçiş konumları da kullanılabilir.

Birinci kademe giriş sinyali sıfır değerinde ise; kanatçık ortada olup, sabit ve uyarı kısıtlayıcılarındaki basınç eşittir ($P_A = P_B$). Bu da denetim sürgüsünün her iki yüzeyine aynı basınç etkilediğinden, sürgü orta konumdadır. Orta konumda tüm yollar kapalıdır. Bu uyarı sinyalleri ile kanatçık sola doğru saptırılırsa, yay hücresi (6)'da basınç artmaya, aynı anda yay hücresi (7)'de ise basınç düşmeye başlar. Oluşturulan basınç düşümü ile denetim sürgüsü (4), (7) numaralı yayla karşı sürgünün her iki yüzeyine etkiyen kuvvetler dengeleninceye kadar sağa doğru itilir.

Sistemdeki basınç düşümünün bir elektrik sinyali ile arttırılmasıyla sürgü iki yönde hareket ettirilebilir. Sürgü strokundaki bir artış ile, P'den A'ya veya B'ye geçiş kesiti genişletilir, debi yükseltilerek kullanıcının hızı artırılır. Ayrıca sürgünün konumunu ayar civataları (8) ve (9) ile valf dışından kontrol edilebilir.[15]

4.1.1.3. SERVO VALF KAREKTERİSTİKLERİ

Valf, ağız ya da akış yolu üzerinde bulunan alanı sınırlandırılmış ve iki tarafı arasında büyük bir basınç farkı oluşabilecek elemandır.[10]

Enerjinin korunumu dikkate alınarak, valften geçen debi aşağıdaki ifadesiyle elde edilebilir.

$$Q = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot A_v \cdot \sqrt{\Delta P} \quad (4.1)$$

Burada;

akışkanın yoğunluğu ρ ,

valf ağız alanı A_v ve

valfteki basınç farkı ise P ile gösterilmiştir.

Gerçekte bir delikten veya bir ağızdan akan debi teoriktekinden daha azdır. Bunun iki sebebi vardır;

1. Delikten geçmekte olan akışkan, sürtünme sebebiyle debi, 0 ile 1 arasında bir değere sahip olan C_v hız katsayısı ile çarpılarak küçülür.



Sekil 4.13 Delikten geçen akımda kesit küçülmesi.

2. Yukarıdaki şekilde gösterildiği gibi (Sekil 4.13) akımın delikten geçerken akışkan parçacıklarının izledikleri yolun bir eğri şeklinde olmasından dolayı akımın kesit alanı küçülür. Akımın etkin kesit alanı, delik alanından küçüktür. C_A ile gösterilen ve büzülme katsayısı olarak ifade edilen katsayı, etkin kesit alanının delik alanına oranına denilir. Böylece bir delikten geçen akımın debisinin denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$Q = C_v \cdot C_A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot A_v \cdot \sqrt{\Delta P} \quad (4.2)$$

Burada C_v ile C_A nın çarpımı C_d ile gösterilebilir.

$$C_v \cdot C_A = C_d \quad (4.3)$$

Debi denkleminin son hali ise:

$$Q = C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot A_v \cdot \sqrt{\Delta P} \quad (4.4)$$

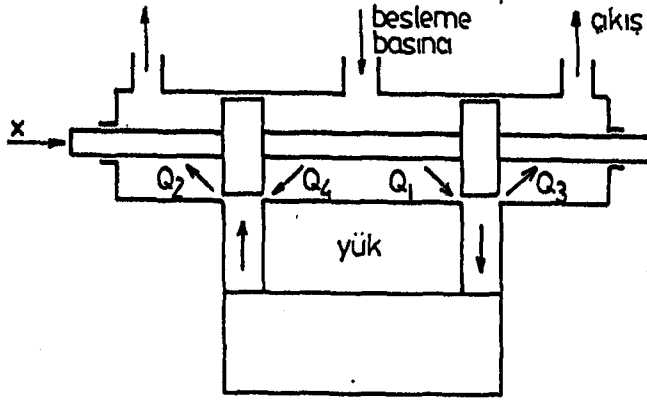
Şeklinde gösterilir ve C_d 'ye valf akış katsayısı denilir. C_d 'nin değeri, deliğin yani valf ağzının şekline, alanına ve çalışma basıncına bağlıdır. Normal çalışma şartlarında C_d valf akış katsayısının değeri genelde 0.6 ila 0.8 civarındadır. Yuvarlatılmış köşeli delikler, ayrılmayı ve akıstaki türbülansı azalttığı için ist değere ulaşılabilir. Akım ayrılması, dik açılı keskin köşelerde olmakta ve akımda ölü bölgelerin ortaya çıkmasına sebep olmakta, bu ise sistemde çok yüksek basınç düşümlerine ve enerji kayıplarına neden olmaktadır.



Şekil 4.14 Akım bozucu bölgelere örnekler.

Cözüm yolu, köşeleri yuvarlatmak olan akım bozucu bölgelere, yukarıda gösterilen şekilde örnekler verilmiştir. Köşelerin yuvarlatılması ile kontrol valflerinin komut netliği, kesinliği bir miktar ortadan kalkmaktadır.

Dört yollu valfler, içerisinde yer alan pistonun ileri-geri hareketiyle, ikisinin alanı küçülen ve ikisinin ise alanı büyüyen 4 adet ağızdan meydana gelmiştir. Yukarıda, valf ağızlarından geçen akımın debi denklemi elde edildiğine göre, valf karakteristikleri incelenebilir.[10].



Şekil 4.15 Dört yollu bir servo valf.

Yukarıdaki (Şekil 4.15) dört yollu servo valf incelenirken aşağıdaki kabuller yapılmıştır: valf her yönüyle ideal bir valftir, sıkışma etkisi göz önüne alınmamaktadır, sürekli hal söz konusudur, ani değişimler dikkate alınmamaktadır, dıştan diskleri boşluksuz olup, valf ağızlarını tam kapamaktadır,

Şimdi, (4.4) denkleminde basınç farkı P yerine $(P_s - P_1)$ yani besleme basıncı ile 1 numaralı silindir odası arasındaki fark olarak gösterip yeniden yazacak olursak:

$$Q_1 = C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot A_v \cdot \sqrt{(P_s - P_1)} \quad (4.5)$$

A_v , valf ağız alanı, W valf ağızının eni ve x valf deplasmanının çarpımı ile elde edilebilir. Burada Q_1 , 1 numaralı silindir odasına akan akışkan debisini göstermektedir. P_2 , silindirin 2. tarafının basıncı, Q_2 ise bu silindir odasından dışarı akan debiyi gösterir ve egzoz basıncının sıfır olduğu kabul edilirse ikinci denklem :

$$Q_2 = C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot A_v \cdot \sqrt{P_2} \quad (4.6)$$

şeklini alır.

Pistonun orta noktadan sağa kaydığı ve x 'in bu deplasmanı göstermek üzere debi denklemi yeniden yazılırsa:

$$Q_1 = C_d \cdot W \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot A_v \cdot \sqrt{P_s - P_1} \quad (4.7)$$

$$Q_2 = C_d \cdot W \cdot x \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot A_v \cdot \sqrt{P_2} \quad (4.8)$$

şeklinde karşımıza çıkarlar. Q3 ve Q4 debileri sıfır, Q1 ve Q2 debileri birbirine eşit ve Q değeri olarak kullanılırlar.

1 ve 2 numaralı silindir odacıkları arasındaki basınç farkını P_F ile gösterecek olursak:

$$P_F = P_1 - P_2 \quad (a) \quad (P_2)^{1/2} = (P_s - P_1)^{1/2} \quad (b) \quad (4.9)$$

(4.5), (4.6) ve (4.7) denklemleri ile $Q_1 = Q_2 = Q$ eşitliği kullanılarak (4.6) ifadesi elde edilir.

$$P_F = P_s - 2 \left[\frac{Q^2}{C_d \cdot W \cdot x \cdot \sqrt{2/\rho}} \right] \quad (4.10)$$

(4.10) ifadesi Q'ya göre çözüldüğünde:

$$Q = C_d \cdot W \cdot x \cdot \left[\frac{P_s - P_F}{2} \right]^{1/2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.11)$$

$$Q = C_d \cdot W \cdot x \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}} \left[1 - \frac{P_F}{P_s} \right]^{1/2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.12)$$

Ters yönde etkileyecek bir deplasman, benzer debi denklemleri verir:

$$Q_4 = -Q = C_d \cdot W \cdot x \cdot \sqrt{P_s - P_2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.13)$$

$$Q_3 = -Q = C_d \cdot W \cdot x \cdot \sqrt{P_1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.14)$$

Aynı yöntem kullanılarak:

$$P_F = -P_s + 2 \left[\frac{Q^2}{C_d \cdot W \cdot x \cdot \sqrt{2/\rho}} \right] \quad (4.15)$$

$$Q = C_d \cdot W \cdot x \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}} \left[1 + \frac{P_F}{P_s} \right]^{1/2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.16)$$

ifadeleri elde edilir.

x_{maks} , maksimum piston deplasmanını ve Q_R , referans debiyi göstermektedir.

$$Q_R = C_d \cdot x_{maks} \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.17)$$

$$Q = Q_R \cdot \left[1 + \frac{P_F}{P_s} \right] \cdot \frac{x}{x_{maks}} \quad (4.18)$$

Burada (4.18), (4.12) ve (4.16) debi ifadelerinin (4.17)'de kullanılmasıyla elde edilmiştir.

$$\frac{Q}{Q_R} = \frac{x}{x_{maks}} \cdot \left[1 + \frac{P_F}{P} \right]^{1/2} \quad (4.19)$$

$$\frac{Q}{Q_R} = X \cdot \left[1 + \frac{P_F}{P} \right]^{1/2} \quad (4.20)$$

Burada x , herhangi bir piston deplasmanının, maksimum piston deplasmanının oranını ifade etmektedir. Denklemi boyutsuz hale getirmek için :

$$Q_{maks} = C_d \cdot W \cdot x_{maks} \cdot \sqrt{P_s} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.21)$$

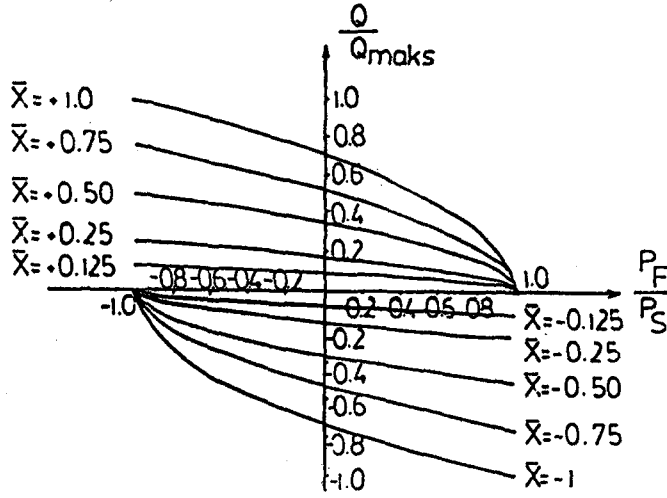
denklemleri kullanılarak:

$$Q_{maks} = Q_R \cdot \sqrt{2} \quad (4.22)$$

(4.20) ve (4.22) denklemlerinin birleştirilmesiyle (4.23) elde edilir.

$$\frac{Q}{Q_{maks}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot X \cdot \left[1 + \frac{P_F}{P} \right]^{1/2} \quad (4.23)$$

Yukarıdaki denklem herhangi bir debi değerinin, maksimum debiye oranını besleme basıncı ve iki silindir odacığı arasındaki basınç farkı cinsinden ve boyutsuz deplasmana bağlı olarak vermektedir. (4.23) denklemi aynı zamanda, dört yöllü boşluksuz bir valfin karakteristiklerini vermektedir (Şekil 4.16).



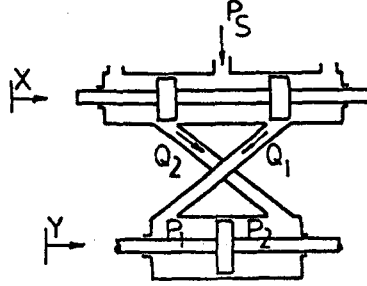
Sekil 4.16 Dört yollu, boşluksuz bir valfin sürekli hal karakteristikleri.

Yukarıdaki sekildeki egrilerden görülmektedir ki, deplasman arttıkça belirli bir basınç oranında debi artmaktadır. Bu artış gayet tabiidir, fakat lineer değildir. Dört yollu bu tip bir valfin akım-basınç karakteristikleri non-lineer olduğundan, bu valfin kontrolündeki servomekanizmalar da non-lineer olurlar.

Valflerin akım karakteristiklerinin non-lineerlikleri, piston disklerinin boşluklu yapılmasıyla azaltılabilir, aynı zamanda sistem sönümü sağlanabilir. Piston disklerinin taşmalı yapılması sızıntıları azaltır, diğer taraftan ölü zaman ve ölü bölgeler sistemde karşımıza problem olarak çıkar. Valf ölü bölgesi, geri beslemeli sistemlerde limit çevrimlerinin küçük genlikli titreşimlerini azaltır fakat sürekli konum hatasına sebep olur.

4.1.1.4 Servomotorun Lineer Analizi

Valf kontrollü servomotorun lineer analizinde, valf karakteristikleri göstermektedir ki, bir valften geçen akım basınç ve piston deplasmanının bir fonksiyonudur. Aşağıda (Sekil 4.17)'de görüldüğü gibi Q1 ve Q2 debileri şekilde belirtilen yönlerde pozitif olarak kabul edildiğinde, yukarıda bahsedilen parametrelerin sisteme olan etkileri açıkça ortaya çıkmaktadır.[12]



Şekil 4.17 Hidrolik servomotor.

x 'in pozitif yönde bir deplasman olduğu kabul edilecek ve x kadar bir artış verilecek olursa, debi terimleri:

$Q_1 + Q_1$ aynı zamanda $Q_2 + Q_2$ şekline gelirler. Q_1 ve Q_2 'nin tam diferansiyelleri alınarak debideki değişimleri tesbit edebilir. (4.7) ve (4.8)'de yönleride dikkate alarak debi denklemleri yazılığında:

$$Q_1 = C_d \cdot W \cdot x \cdot \sqrt{P_s - P_1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.24)$$

$$Q_2 = - C_d \cdot W \cdot x \cdot \sqrt{P_2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (4.25)$$

P_s sabit kalmak şartıyla (4.24) denkleminin diferansiyeli alınır:

$$\Delta Q_1 = \frac{\partial Q_1}{\partial x} \bigg|_{P_1 \text{ sabit}} \cdot \Delta x + \frac{\partial Q_1}{\partial P_1} \bigg|_{x \text{ sabit}} \cdot \Delta P_1 \quad (4.26)$$

$$\Delta Q_1 = C_d \cdot W \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left[\sqrt{P_s - P_1} \bigg|_{bs} \Delta x - \frac{x}{2\sqrt{P_s - P_1}} \bigg|_{bs} \Delta P_1 \right] \quad (4.27)$$

Indis bs , başlangıç şartlarını ifade eder. Aynı şekilde (4.25) ifadesinin diferansiyeli alınacak olursa:

$$\Delta Q_2 = C_d \cdot W \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \left[- \sqrt{P_2} \bigg|_{bs} \Delta x - \frac{x}{2\sqrt{P_2}} \bigg|_{bs} \Delta P_2 \right] \quad (4.28)$$

Basitleştirmek için ($P_s - P_1$) ve P_2 basınç ifadeleri yerine $P_s/2$ koyulur, aynı zamanda her terimin başlangıç şartlarından yaptığı sapmalar küçük harflerle ifade edilirse. Bu şartlar altında (4.27) ve (4.28) ifadelerinde x_b başlangıç deplasmanı olmak üzere aşağıdaki hali alır:

$$q_1 = C_d \cdot W \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{P_s}{2}} x - \frac{C_d \cdot W \cdot x_b}{2 \cdot \sqrt{P_s/2}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot P_1 \quad (4.29)$$

$$q_2 = - C_d \cdot W \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{P_s}{2}} x - \frac{C_d \cdot W \cdot x_b}{2 \cdot \sqrt{P_s/2}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot P_2 \quad (4.30)$$

Bu denklemleri kısaltmak için x 'in katsayısı C_1 , P_1 ve P_2 'nin katsayıları C_2 ile gösterilir. Bu durumda:

$$C_1 = \left. \frac{\partial Q}{\partial x} \right|_{P \text{ bs}} = C_d \cdot W \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{P_s}{2}} \quad (4.31)$$

$$C_2 = - \left. \frac{\partial Q}{\partial x} \right|_{x \text{ bs}} = C_d \cdot W \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{x_b}{\sqrt{2P_s}} \quad (4.32)$$

Sonuçta denklemler:

$$q_1 = C_1 \cdot x - C_2 \cdot P_1 \quad (4.33)$$

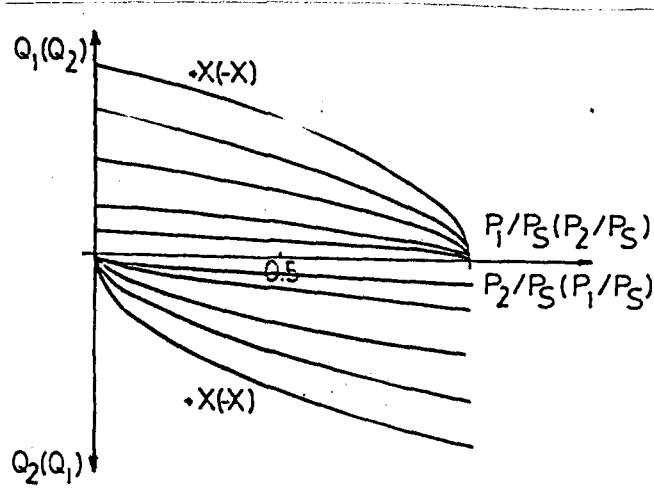
$$q_2 = - C_2 \cdot x - C_2 \cdot P_2 \quad (4.34)$$

şeklini alırlar.

Yukarıdaki denklemlerde C_1 akım kazancını veya valf kazancın, C_2 ise akım basınç katsayısını ifade eder. Basınç duyarlılığı adı verilen başka bir valf sabiti aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$- \left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{bs} = \frac{C_1}{C_2} \quad (4.35)$$

Yukarıda görülen ifadede (-) işareti C_2 'yi daima pozitif yapmak içindir. Basınç katsayısı (C_2) yüksek valfler, motor tarafından istenilen kütle debisine bağlı olmaksızın yaklaşık olarak sabit bir yük basıncı sağlarlar. Sabit maksimum değerini, kütle debisi karakteristiklerinin düz, düşey çizgiler olduğunda alabilirler. Aşağıdaki şekilde (Şekil 4.18)'de görüldüğü gibi pratikte bunun elde edilmesi imkansızdır.[10]



Sekil 4.18 Valf karakteristiklerinin x 'e bağılı olarak Q_1 , Q_2 , P_1 ve P_2 cinsinden ifade edilmesi.

Yükün değişken dış kuvvetlere maruz kalması durumunda, C_2 'nin yüksek olmasının faydası yoktur. Şekilden anlaşılacağı gibi, ideal kapalı merkezli boşluksuz bir valf için deplasmanın sıfır olması durumunda C_2 değeri de sıfırdır. Buna karşılık C_1 ise sonlu olduğundan, basınç duyarlılığı sonsuza gider. Gerçekte kapalı merkezli bir valfin C_2 değeri, açık merkezlisine göre oldukça küçüktür. Yüksek basınç duyarlılığına sahip bir valf, küçük bir deplasman ile yüksek bir motor kuvveti sağlayabilir. Bu servomekanizmalar için çok önemli bir avantajdır.

Sabit yük basıncı sağlayan valfler, basınç kontrol valfleri ve yük basıncındaki değişimlere rağmen sabit bir debi sağlayabilen valflere ise debi kontrol valfleri olarak tanımlanırlar. Yinede valfler, hem debiyi, hem de basıncı kontrol ederler.

4.1.2. SERVO KONTROL KAVRAMI

Bütün geri beslemeli servo sistemlerinde uygulanan temel iki prensip şunlardır:

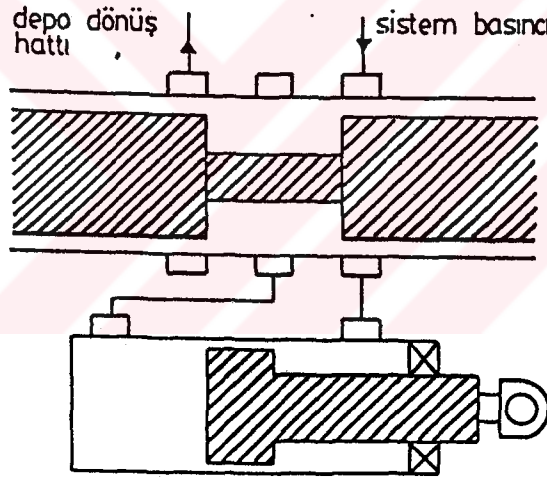
1. Kontrol elemanları, çalışmalarını geri besleme yapılan hataya göre düzenlerler.
2. Çıkışın tahriki, giriş değeri yerine başka bir dış kuvvet kaynağından sağlanır.

Hidrolik kontrol sistemlerinde, çıkış değeri basınç olarak veya debi olarak kontrol edilebilir.

Hız kontrolü, debinin değiştirilmesiyle elde edilir. Konum kontrolü hem debi hem de basınç değiştirilmesiyle ayarlanabilir.

Basıncın değişken olarak kabul edildiği bir konum kontrol sisteminde, hidrolik büyüklük bir yay vasıtasıyla piston çubuğuna veya çıkış miline ulaştırılır. Dış kuvvetler küçük olmak şartıyla, çıkış elemanının deplasmanı basınçla doğru orantılıdır. Dış kuvvetlerin büyük olduğu sistemlerde basınç kontrolünün kullanılması uygun değildir, ancak ön güç artırıcı kademelerde kullanılabilir.

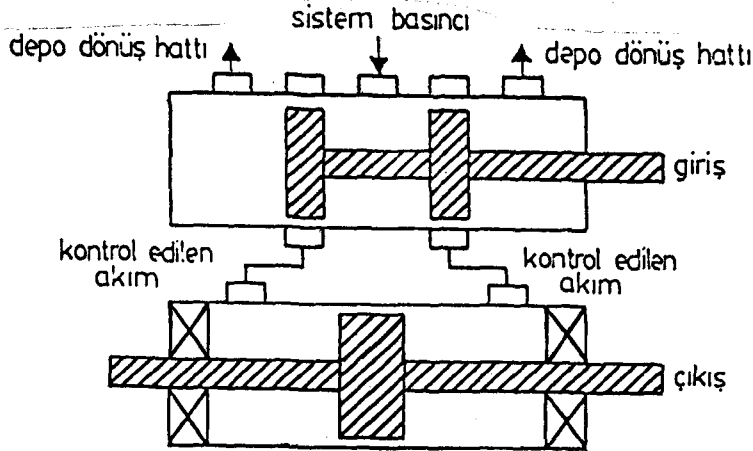
Örneğin, plaka-meme elektro-hidrolik valfin ilk kademesinde yay vasıtasıyla etkiyen basınç, moment motorunun uyguladığı momentle doğru orantılıdır. Yön kontrol valfleri üç yollu veya dört yollu olabilirler. Üç yollu valfler çift etkili silindirlerle, dört yollu valfler ise çift kollu silindirlerle kullanılabilirler.



Sekil 4.19 Çift etkili silindire kumanda eden 3 yollu valf.

Yukarıdaki şekilde, çift etkili bir silindire kumanda eden üç yollu bir valf görülmektedir. Piston kolunun olduğu taraftaki kısma çalışma basıncı etkilemekte, piston kısmı ise tahliye hattına bağlanmış durumdadır. Valfin orta konumu, silindirin hidrolik olarak kilitlenmesine sebep olur. Valfin sağa hareketi, pistonun sağa hareketine, valfin sola hareketi pistonun sola hareketine sebep olur. Silindir karakteristikleri eşit olmamasına rağmen, valf karakteristikleri simetriktir.

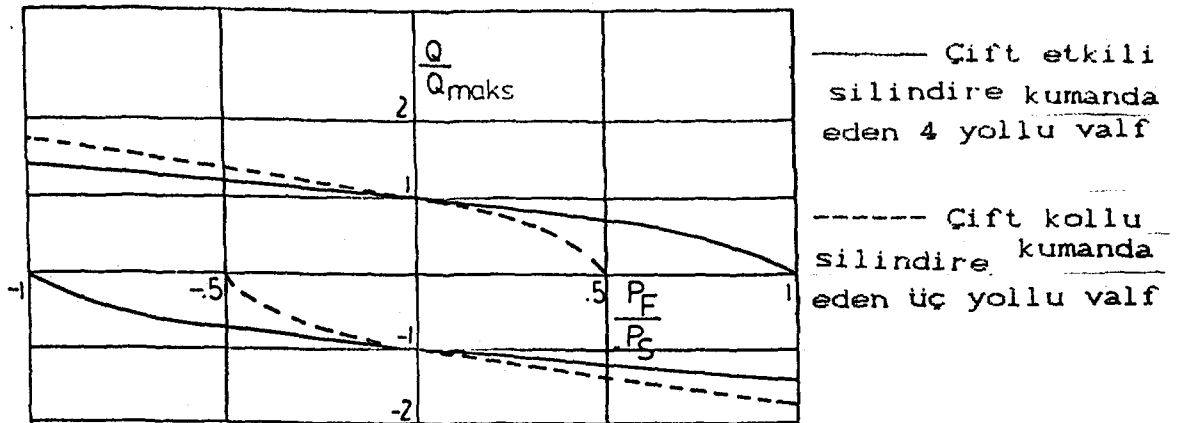
Çalışma basıncı ile etkin piston alanının çarpımı elde edilebilecek itme kuvvetini, debinin etkin piston alanına bölünmesi ile piston hızı hesaplanabilir. Etkin piston alanı, tüm piston alanının yarısı ile ifade edilir.



Şekil 4.20 Çift kollu silindire kumanda eden dört yollu valf.

Yukarıdaki şekilde çift kollu bir silindir, dört yollu bir valf ile kontrol edilmektedir. Valfin orta konumunda silindir hidrolik olarak kilitlenmiştir. Valfin her hangi bir yöndeki hareketi, çift etkili silindirin zıdda, ters yönde bir piston hareketi meydana getirir.

Aşağıda (Şekil 4.21) basınç akım karakteristikleri, valf kapasiteleri ve etkin piston alanları eşit bir çift etkili silindir ile çift kollu bir silindirin, maksimum valf açıklığı için karşılaştırılmıştır. Basınç düşümü ve akım değerlerini boyutsuz olarak ifade ettiğinden, şekildeki eğriler gerçek valf kapasitesine ve silindir büyüklüğüne bağlı olmadan her sistemi temsil edebilirler.



Şekil 4.21 Maksimum valf açıklığında, aynı valf kapasitesine ve etkin piston alanına sahip bir çift etkili silindir ile bir çift kollu silindirin basınç akım karakteristiklerinin karşılaştırılması.

Cift kollu silindirin durumuna bakarsak, yükün sıfır ve valf açıklığının maksimum olduğu durumda, debi değeri maksimumdur. Bunu aşağıdaki denklem ifade edebilir.

$$Q_{maks} = C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot W \cdot x_{maks} \cdot \sqrt{P_s} \quad (4.36)$$

Denklemdaki x_{maks} , maksimum valf deplasmanını ifade eder ve x valf ağız uzunluğuna eşittir. Valfin sağladığı yararlı güç çıkışı;

$$H = P_F \cdot Q \quad (4.37)$$

(4.5), (4.9) ve (4.37) ifadelerinin birleştirilmesiyle güç ifadesi;

$$H = \frac{C_d}{\sqrt{\rho}} \cdot A_v \cdot P_F \cdot \sqrt{P_s - P_F} \quad (4.38)$$

şeklinde daha ayrıntılı hale gelir ve maksimum değeri $P_F/P=2/3$ değeri için alır, buna karşılık $P_F=0$ ve $P_F=P_s$ için yararlı iş sıfır değerini alır.

Cift etkili bir valfin piston alanı, piston kolu alanının iki katı ise güç ifadesi;

$$H = \frac{C_d}{\sqrt{\rho}} \cdot A_v \cdot P_F \cdot \sqrt{\frac{P_s}{2} - P_F} \quad (4.39)$$

Bu denklemin maksimum değerini $P_F/P_s=1/3$ verir. $P=P_F/P_s$ olmak şartıyla güç denklemi boyutsuz hale getirilirse H boyutsuz güç olur, bu durumda H_{maks} ;

$$H_{maks} = \frac{C_d}{\sqrt{\rho}} \cdot A_v \cdot \frac{2}{3\sqrt{3}} \cdot P_s^{3/2} \quad (4.40)$$

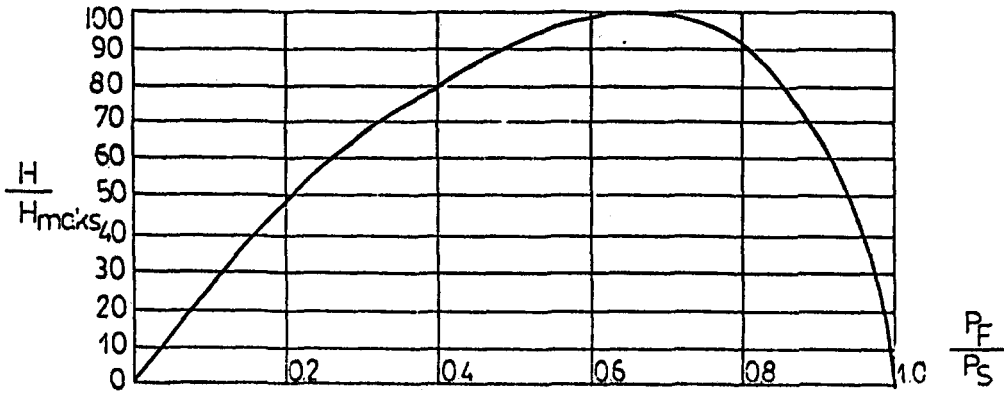
maksimum gücü gösterir.

$$\bar{H} = \frac{H}{H_{maks}} \quad (4.41)$$

$$\bar{H} = \frac{3\sqrt{3}}{2} \cdot \bar{P} \cdot \sqrt{1 - \bar{P}} \quad (4.42)$$

şeklinde boyutsuz güç ifadesi elde edilmiş olur.

Aşağıdaki (Şekil 4.22) şekilde, boyutsuz güç denklemi, dört yollu bir valfin güç-yük eğrisi olarak gösterilmektedir.



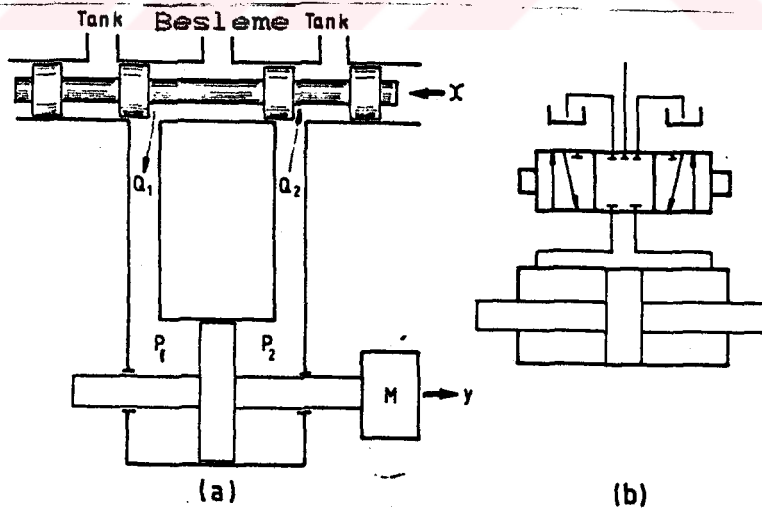
Şekil 3-20: Dört yollu bir valfin güç-yük eğrisi.

Şekil 4.22 Dört yollu bir valfin güç-yük eğrisi.

4.1.3. HİDROLİK SERVOMEKANİZMALARIN MATEMATİK MODELİ

MODEL TANITIMI

Aşağıda görülen (Şekil 4.23) şekilde, dört yollu taşmalı bir valf ile çift kollu bir silindirden oluşan bir servomekanizma görülmektedir.[18],[10].



Şekil 4.23 a) Çift kollu bir silindir ile dört yollu taşmalı bir valften oluşan servomekanizma. b) Devre diyagramı

KABULLER

Model incelenmeye başlamadan önce, dikkate alınması gereken kabuller aşağıda sıralanmıştır:

1. Çift kollu silindir ve valf haricinde diğer servomekanizma elemanlarının dinamikleri ihmal edilecektir, çünkü diğerleri kuvvet meydana getirebilecek kütleye sahip degillerdir,
2. Yağ sızıntıları göz önüne alınmayacaktır,
3. Yağ deposu basıncı sıfır kabul edilecektir,
4. Yük, kütle ve viskoz sürtünmelerden ibarettir,
5. Valf ağızlarının dikdörtgen olduğu ve imalat hatasının olmadığı kabul edilecektir,
6. Hidrolik sıvısının yoğunluğunun basınçla değiştiği kabul edilecektir,
7. Kavitasyon olayı, ve doğal frekans üzerine etkisi ayrıca incelenecektir.

DEBİ DENKLEMLERİNİN ELDE EDİLMESİ

Debi denklemi, yukarıdaki şekilde görülen model için yazılır ve denklem üzerinde bazı küçük değişiklikler yapılırsa bu ifadede;

Av'nin valf ağız yüzeyi,
W deliğin eni,

x ise valf deplasmanını göstermektedir. Son ikisinin çarpımı, valf ağızının, x deplasmanındaki alanını verir. Bu alan, Av'den küçük ya da ona eşit bir değer alabilir.

Valfin tam orta konumda olduğu ve sol yön pozitif olmak üzere (Şekil 4.23) sola doğru x ile belirtilen bir deplasman uygulandığında, valf ancak XL valf taşmasını geçtikten sonra valf ağızları açılır. Bu durumda, 1 nolu silindir odasına akış olurken, 2 nolu silindir odasının ise hacmi azalacaktır. Valf ile çift kollu silindirin hareket yönleri terstir. Valfin sola hareketi, silindirin sağa hareket etmesine neden olur.

Debi denklemlerinin daha genel bir özellik kazanmalarına yardımcı olacak, iki değişken tanımlanacaktır. Bunlardan O1 ve O2 basınç işaret değişkeni, Xv1 ve Xv2 ise valf debi yön değişkeni olarak tanımlanır. Bahsedilen değişkenlerin ifadeleri şöyledir;

$$\theta_1 = \text{sgn} (P_s - P_1) \quad (a)$$

(4.43)

$$\theta_2 = \text{sgn} (P_s - P_2) \quad (b)$$

$$X_{v1} = \begin{cases} X - X_L & \longleftarrow X - X_L > 0 \\ 0 & \longleftarrow X - X_L \leq 0 \end{cases} \quad (4.44,a)$$

$$X_{v2} = \begin{cases} -X - X_L & \longleftarrow -X - X_L > 0 \\ 0 & \longleftarrow -X - X \leq 0 \end{cases} \quad (4.44,b)$$

Bunlarda dikkate alınarak, (4.5)'deki debi denklemi yazılacak olursa:

$$Q_1 = \frac{C_d \cdot W}{\sqrt{\rho/2}} \left[\theta_1 X_{v1} \sqrt{\theta_1 (P_s - P_1)} - X_{v2} \sqrt{P_1} \right] \quad (4.45)$$

$$Q_2 = \frac{C_d \cdot W}{\sqrt{\rho/2}} \left[\theta_2 X_{v2} \sqrt{\theta_2 (P_s - P_2)} - X_{v1} \sqrt{P_2} \right] \quad (4.46)$$

Dikkat edilmesi gereken bir nokta, valfin valf taşması kadar hareket ettirilmeden, valf ağızlarının açılmamasıdır. (4.44,a) ve (4.44,b) ifadeleri, bu şartı gösterirler. Aşağıdaki kısaltmalar da geçerlidir:

$$\left| X_{v1} \right| \leq X, \quad \left| X_{v2} \right| \leq X, \quad P_1 > 0, \quad P_2 > 0 \quad (4.47)$$

Debinin, valfe bağlı değişken cinsinden yazılabildiği gibi, akımın süreklilik özelliğinden yararlanılarak da yazılması mümkündür.

ρ , hidrolik sıvının yoğunluğu,

Q debi,

M ise silindir odacığındaki kütleyi gösterdiğine göre, 1 numaralı silindir hacmi için debi ifadesi;

$$\rho_1 \cdot Q_1 = \frac{d}{dt} M \quad (4.48)$$

$$M = \rho_1 \cdot V_1 \quad (4.49)$$

$$\frac{dM}{dt} = V_1 \frac{d\rho_1}{dt} + \rho_1 \frac{dV_1}{dt} \quad (4.50)$$

$$\rho_1 = \rho_1(t) \quad (4.51)$$

Bu noktada elastiklik modülü B'nin formülünü yazılırsa;

$$\beta = \frac{dP}{(dp/\rho)} \quad (4.52)$$

(4.52) ifadesi, (4.50)'de kullanılırsa, (4.53) şu şekilde elde edilir;

$$\frac{dM}{dt} = \frac{\rho_1 V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} + \rho_1 \frac{dV_1}{dt} \quad (4.53)$$

(4.53) denklemi (4.48)'de yerine koyulursa;

$$Q_1 = \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} + \frac{dV_1}{dt} \quad (4.54)$$

Silindir alanı A, deplasmanı ise y olarak alınacak olursa, 1 numaralı silindir odacığında meydana gelen hacim değişimi;

$$dV_1 = A \cdot dy \quad (4.55)$$

(4.55), (4.54)'denkleminde kullanılırsa, debi ifadesi şu şekle gelir;

$$Q_1 = \frac{V_1}{\beta} \frac{dP_1}{dt} + A \frac{dy}{dt} \quad (4.56)$$

Sıkışmadan dolayı meydana gelen hacim değişikliğini tam olarak yansıtabilmek için 1 numaralı hacim ifadesini, silindir dışındaki yağın sıkışmasını da dikkate alacak şekilde yazılacak olursa;

V_r toplam yağ hacminin deplase edilen maksimum yağ hacmine oranı,

L ise orta konumdan olan maksimum silindir strokunu ifade edecektir.

$$V_1 = A L V_r + A y \quad (4.57)$$

Bu durumda debi ifadesinin son şekli şu şekilde olur;

$$Q_1 = \frac{A L V_r + A y}{\beta} \frac{dP_1}{dt} + A \frac{dy}{dt} \quad (4.58)$$

Yukarıdaki ifadenin ilk terimi, akışkanın sıkıştırılabilirliğinden dolayı, hacimde meydana gelen değişimi göstermektedir. İkinci terim ise, silindirdeki zamana bağlı hacim değişimini göstermektedir.

Aynı metodu silindirin ikinci tarafı içinde uygulandığında;

$$Q_2 = \frac{1}{\rho_2} \frac{d}{dt} M \quad (4.59)$$

$$\frac{dM}{dt} = \frac{\rho_2 V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} + \rho_2 \frac{dV_2}{dt} \quad (4.60)$$

(4.60) denklemi, (4.59)'de yerine konursa ve dV_2/dt yerine $(-A dy/dt)$ yazılırsa;

$$Q_2 = \frac{V_2}{\beta} \frac{dP_2}{dt} - A \frac{dy}{dt} \quad (4.61)$$

elde edilebilir.

$$V_2 = A L V_r - A y \quad (4.62)$$

ifadesini (4.61) ile birleştirilirse:

$$Q_2 = \frac{A L V_r - A y}{\beta} \frac{dP_2}{dt} - A \frac{dy}{dt} \quad (4.63)$$

debi denklemi elde edilir. Burada ;

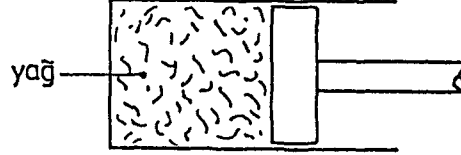
$$\left| y \right| \leq L \quad (4.64)$$

kısaltması söz konusudur.

KAVİTASYON OLAYI

Kavitasyon, akmakta olan bir sıvının içerisinde gaz boşlukları meydana gelmesine ve bunun tesirlerine verilen bir addır. Kavitasyonun sebebi, akışkanın hızı ve buna bağlı olarak, bölgesel basınç değişiklikleridir. Kavitasyon olayı süresince silindir basıncı sıfırdır. Kavitasyon, akışkan içerisindeki bir bölgede basıncın, sıvının o sıcaklıktaki buharlaşma basıncının altına inmesi sonucu meydana gelir. Basıncın yükselerek, buharlaşma basıncının üzerine çıkması durumunda, gaz boşlukları sıkışarak kaybolurlar.

Hidrolik servomekanizmalarda, kavitasyon olayının meydana gelişi, aşağıdaki şekildeki (Şekil 4.24) ideal sürtünmesiz ve sızdırmaz, silindir piston sisteminde görülmektedir.



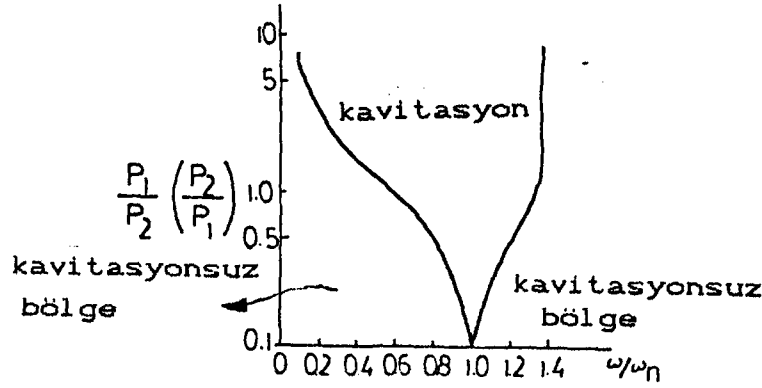
Sekil 4.24 Sürtünmesiz ve sızdırmaz, piston-silindir.

Yukarıdaki şekilde görülen pistonu, sola doğru uygulanacak her kuvvet, bu kuvvete ve yağın elastisite modülüne bağlı bir deplasman oluşturur. Bunun aksine, sağa doğru uygulanacak her kuvvet ise yağı gerilme durumuna sokar. Hidrolik yağın bu gerilimi taşıma sınırı aşıldığında ise, kavitasyon olayı oluşmaya başlar. Yağın etkin elastisite modülü sıfıra düşer.

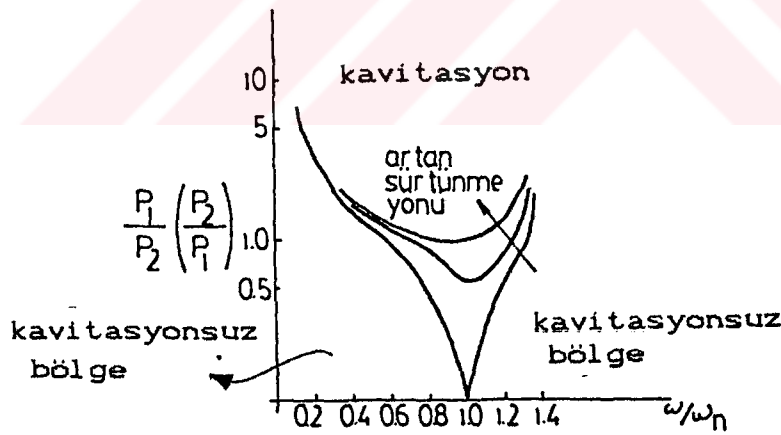
Kavitasyon olayının bir sebebidir, besleme girişinden motora yeteri miktarda yağ gelmemesidir. Kavitasyon, çalışma durumunda tahribata ve verim düşüklüğüne sebep olabileceğinden, başlamasına sebep olan faktörlerin ortadan kaldırılması gerekir. Özellikle, emiş hattında boru ve pompa bağlantılarında, sisteme hava girişinin olup olmadığının kontrolü önemli bir noktadır.

Yapılan araştırmalar sonucu, çıkış ağzının taşmalı yapılmasının, silindir basıncı üzerinde büyük etki yaptığı ve basıncın daha kavitasyon olayı başlamadan yükselmesine sebep olduğu ortaya çıkmıştır. Buna karşın, giriş ağızlarında ise aynı olay, kavitasyonun erken başlamasına sebep olmaktadır. Pistonun yavaşlama ivmesinin çok büyük olması ve dolayısıyla bir taraftaki basıncın sıfıra yaklaşması, yine kavitasyon olayına sebep olmaktadır.

Elde edilen bilgilerden, silindir basınçlar oranı (P_1/P_2 veya P_2/P_1) ile giriş frekansının, sistem doğal frekansına oranı (w/w_n) arasındaki bağıntının kavitasyon olayına tesiri grafik olarak aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Sekil 4.25 a. Kavitasyon egrilerine, basınç oranlarının etkisi.



Sekil 4.25 b. Kavitasyon egrilerine, viskoz sürtünmenin etkisi.

Yukarıda (Şekil 4.25 a.)'da sürtünmesiz, (Şekil 4.25 b.)'de ise sürtülmeli durumlar için çizilmiştir. Grafikten anlaşılacağı gibi kavitasyon, giriş frekansı sistemin doğal frekansına yaklaştıkça ve basınçlar oranının sifıra yakın değerlerinde gerçekleşmektedir. Diğer taraftan, viskoz sürtünmenin artmasıyla, kavitasyon olayının sınırları küçülmektedir.

Silindirlerde meydana gelebilecek sızıntılar, kavitasyon olayının başlamasını geciktirici yönde etki ederler. Bunun sebebi, silindirler arasındaki basınç farklarının azalmasıdır. Sızdırmazlık keçeleri de aynı viskoz sürtünme tipinde bir etki gösterirler. Basınç geribeslemesi, düşük frekanslar söz konusu olduğunda kavitasyon olayını geciktirmede, viskoz sürtünmeye göre daha etkili olmasına rağmen, yüksek frekanslarda ise etkinliği azalmaktadır.

ω_n sistem doğal frekansı,

C valf sönüm oranı,

m valfe yollanan kontrol sinyalini temsil etmek üzere, valfin dinamik davranışı, aşağıdaki ifade ile verilmektedir:

$$\frac{1}{\omega_n^2} \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{2C}{\omega_n} \frac{dx}{dt} + x = m \quad (4.65)$$

M yükün kütlesi,

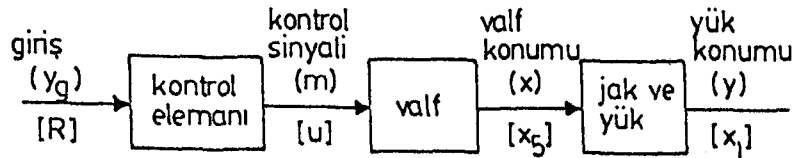
B viskoz sürtünme katsayısı,

A piston alanı olmak üzere, yükün hareket denklemi şu şekilde yazılır:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + B \frac{dy}{dt} = A (P_1 - P_2) \quad (4.66)$$

BOYUTSUZLAŞTIRMA

Elde edilen bu denklemler, basitleştirilmeleri amacıyla, model parametreler ve model değişkenler kullanılarak boyutsuzlaştırılırlar. Aşağıdaki şekilde (Şekil 4.26) bazı model değişkenler gösterilmiştir.



Şekil 4.26 Servomekanizma blok diyagramı.

Burada;

y_g giriş deplasman değerini,

m valfe gönderilen kontrol sinyalini,

R model giriş değerini,

u valfe gönderilen model kontrol sinyalini,

x_s valf deplasmanı model değişkenini,

x_1 silindir deplasman hatasını göstermektedir.

Model giriş ve model değişkenleri şu şekildedir;

Model giriş:

$$R = \frac{A^3 \rho}{M C_d^2 X^2 W^2} y_g \quad (4.67)$$

Model kontrol sinyali:

$$u = \frac{1}{X} m \quad (4.68)$$

Model zaman değişkeni:

$$T = \frac{A^2}{M C_d X W} \sqrt{\rho P_s} t \quad (4.69)$$

Silindir deplasman hatası:

$$x_1 = \frac{A^3 \rho}{M C_d^2 X^2 W^2} (y_g - y) \quad (4.70)$$

Silindir hızı:

$$x_2 = \frac{A}{C_d X W} \sqrt{\frac{\rho}{P_s}} \frac{d_y}{d_t} \quad (4.71)$$

1 numaralı silindir odacığındaki boyutsuz basınç:

$$X_3 = \frac{P_1}{P_s} \quad (4.72)$$

2 numaralı silindir odacığındaki boyutsuz basınç:

$$X_4 = \frac{P_2}{P_s} \quad (4.73)$$

Valf deplasmanı:

$$X_5 = \frac{x}{X} \quad (4.74)$$

Valf hızı:

$$X_6 = \frac{M C_d W}{A^2 \sqrt{\rho P_s}} \frac{dx}{dt} \quad (4.75)$$

Seçilmiş olan model parametreler şu şekildedir:

$$A_1 = \frac{C_d X W}{A^2 \sqrt{\rho P_s}} B \quad (4.76)$$

$$A_2 = \frac{M C_d^2 X^2 W^2}{A^3 \rho L V_r} \quad (4.77)$$

$$A_3 = \frac{M C_d X W}{A^2 \sqrt{\rho P_s}} (2C \omega_n) \quad (4.78)$$

$$A_4 = \frac{M^2 C_d^2 X^2 W^2}{A^4 \rho P_s} \omega_n^2 \quad (4.79)$$

$$\alpha = \frac{C_d X W}{A} \left[\frac{2 \beta M}{P_s A \rho L V_r} \right]^{1/2} \quad (4.80)$$

Boyutsuz valf taşması:

$$\bar{X} = \frac{X_L}{X} \quad (4.81)$$

Yukarıdaki model parametreler ve model değişkenlerden yararlanılarak (4.45), (4.46), (4.58) ve (4.63) debi ifadeleri (4.65) valf dinamiği denklemi ve (4.66) hareket denklemi boyutsuzlaştırılırsa:

Silindir deplasman ifadesinin türevi alınarak, silindir hız model değişkeni elde edilir:

$$\frac{dx_1}{dT} = \frac{\frac{A^3 \rho}{M C_d^2 X^2 W^2} (y_g - y)}{A^2 \frac{M C_d X W}{\sqrt{\rho P_s} t}} \quad (4.82)$$

$$\frac{dx_1}{dT} = - \frac{A}{C_d X W} \sqrt{\frac{\rho}{P_s}} \quad (4.83)$$

$$\frac{dx_1}{dT} = - x_2 \quad (4.84)$$

Silindirin ivme ifadesinin elde edilmesi için, hız model değişkeninin türevi alınır:

$$\frac{dx_2}{dT} = \frac{\frac{A}{C_d X W} \sqrt{\frac{\rho}{P_s}} \frac{d_y}{dt}}{A^2 \frac{M C_d X W}{\sqrt{\rho P_s} t}} \quad (4.85)$$

$$\frac{dx_2}{dT} = \frac{M}{A} \frac{1}{P_s} \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (4.86)$$

Buradaki $d^2 y/dt^2$ ifadesi, (4.66) hareket denkleminden çekilerek (4.87) ifadesi elde edilir.

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{1}{M} \left[A (P_1 - P_2) - B \frac{dy}{dt} \right] \quad (4.87)$$

(4.87) denklemini (4.86)'da yerine koyarsa, (4.88) ifadesi elde edilir.

$$\frac{dx_2}{dT} = \frac{M}{A} \frac{1}{P_s} \frac{1}{M} \left[A (P_1 - P_2) - B \frac{dy}{dt} \right] \quad (4.88)$$

$$\frac{dx_2}{dT} = - \frac{B}{A P_s} \frac{dy}{dt} + \frac{P_1}{P_s} - \frac{P_2}{P_s} \quad (4.89)$$

$$\frac{dx_2}{dT} = - A_1 x_2 + x_3 - x_4 \quad (4.90)$$

(4.58) ve (4.63) debi denklemlerini boyutsuz hale getirmek için aşağıdaki ifade ile çarpılır.

$$(\rho/P_s)^{1/2} / (C_d \times W)$$

Bu halde (4.58) denklemi aşağıdaki hali alır.

$$\bar{Q}_1 = \sqrt{\frac{\rho}{P_s}} \frac{1}{C_d \times W} \left[A \frac{dy}{dt} + \frac{A L V_r + A y}{\beta} \frac{dP_1}{dt} \right] \quad (4.91)$$

Q1 burada boyutsuz debiyi göstermektedir.

$$\frac{dx_g}{dT} = \frac{\frac{P_1}{P_s}}{A^2} \quad (4.92)$$

$$(4.93) \quad \frac{dx_g}{dT} = \frac{\frac{M C_d X W \sqrt{\rho P_s} t}{\beta}}{A (L V_r + y) \frac{1}{P_s} \left[\frac{A (L V_r + y)}{\beta} \frac{P_1}{t} \right]} \frac{1}{A^2} \quad (4.93)$$

$$(4.95) \quad \frac{dx_g}{dT} = \frac{\frac{M C_d X W \sqrt{\rho P_s}}{\beta}}{A (L V_r + y) \left[\frac{A (L V_r + y)}{\beta} \frac{P_1}{t} \right]} \frac{1}{A^2} \quad (4.94)$$

$$\frac{dx_g}{dT} = \frac{\beta}{A (L V_r + y)} \frac{M C_d X W \sqrt{\frac{\rho}{P_s}}}{A^2 P_s^2} \left[\frac{A (L V_r + y)}{\beta} \right] \quad (4.95)$$

$$\frac{dx_g}{dT} = \frac{\beta}{A (L V_r + y)} \frac{M}{A^2} \frac{1}{P_s^2} C_d X W \sqrt{\frac{\rho}{P_s}} \left[Q_1 - A \frac{dy}{dt} \right] \quad (4.96)$$

$$\frac{dx_g}{dT} = \frac{\beta}{A (L V_r + y)} \frac{M}{A^2} \frac{C_d^2 X^2 W^2}{P_s^2} \sqrt{\frac{P_s}{\rho}} \left[\bar{Q}_1 - \frac{A}{C_d X W} \sqrt{\frac{\rho}{P_s}} \frac{dy}{dt} \right] \quad (4.97)$$

$$\frac{dx_g}{dT} = \frac{\beta}{A (L V_r + y)} \frac{M}{A^2} \frac{C_d^2 X^2 W^2}{P_s \rho} \left[\bar{Q}_1 - x_2 \right] \quad (4.98)$$

$$\frac{dx_g}{dT} = \frac{\beta \frac{M}{A^2}}{\left[1 + \frac{y}{L V_r}\right] A L V_r} \frac{C_d^2 X^2 W^2}{P_s \rho} \left[\bar{Q}_1 - x_2 \right] \quad (4.99)$$

$$\frac{dx_g}{dT} = \frac{C_d^2 X^2 W^2}{A^2} \frac{2\beta M}{A L V_r \rho P_s^2} \frac{1}{2} \frac{1}{\left[1 + \frac{y}{L V_r}\right]} \left[\bar{Q}_1 - x_2 \right] \quad (4.100)$$

$$\frac{dx_g}{dT} = \frac{\alpha^2}{2} \frac{1}{\left[1 + \frac{y}{L V_r}\right]} \left[\bar{Q}_1 - x_2 \right] \quad (4.101)$$

$$\frac{dx_g}{dT} = \frac{\frac{\alpha^2}{2}}{\left[1 + \frac{y}{L V_r}\right]} \left[\bar{Q}_1 - x_2 \right] \quad (4.102)$$

$$\frac{dx_g}{dT} = \frac{\frac{\alpha^2}{2}}{1 + A_2 (R - x_1)} \left[\bar{Q}_1 - x_2 \right] \quad (4.103)$$

Aynı yol izlenerek, dx_4/dT denklemi elde edilir.

$$\frac{dx_4}{dT} = \frac{\frac{P_2}{P_s}}{\frac{A^2}{M C_d X W} \sqrt{\rho P_s t}} \quad (4.104)$$

$$\frac{dx_4}{dT} = \frac{\frac{\alpha^2}{2}}{1 - A_2(R-x_1)} \left[\bar{Q}_2^+ x_2 \right] \quad (4.105)$$

Valf model deplasmanının türevi alınarak, valf model hızı elde edilir.

$$\frac{dx_5}{dT} = \frac{\frac{x}{X}}{\frac{A^2}{M C_d X W} \sqrt{\rho P_s t}} \quad (4.106)$$

$$\frac{dx_5}{dT} = \frac{M C_d X W}{A^2} \frac{1}{\sqrt{\rho P_s}} \frac{dx}{dt} \quad (4.107)$$

$$\frac{dx_5}{dT} = x_6 \quad (4.108)$$

$$\frac{dx_6}{dT} = \frac{M C_d W}{A^2 \sqrt{\rho P_s}} \frac{dx}{dt} \frac{M C_d X W}{A^2} \frac{1}{\sqrt{\rho P_s} t} \quad (4.109)$$

$$\frac{dx_6}{dT} = \frac{M^2 C_d^2 W^2 X}{A^4 \rho P_s} \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (4.110)$$

$d^2 x/dt^2$ yerine (4.65)'ten elde edilen ifade konulursa.

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = m \omega_n^2 - \omega_n^2 x - 2 C \omega_n \frac{dx}{dt} \quad (4.111)$$

$$\frac{dx_6}{dT} = \frac{M^2 C_d^2 W^2 X}{A^4 \rho P_s} \left[-2 C \omega_n \frac{dx}{dt} - \omega_n^2 x + m \omega_n^2 \right] \quad (4.112)$$

$$\frac{dx_6}{dT} = -A_3 x_6 - A_4 X_5 + A_4 u \quad (4.113)$$

$$\frac{dx_9}{dT} = 0 \quad (4.114)$$

$$\frac{dx_9}{dT} = 0 \quad (4.115)$$

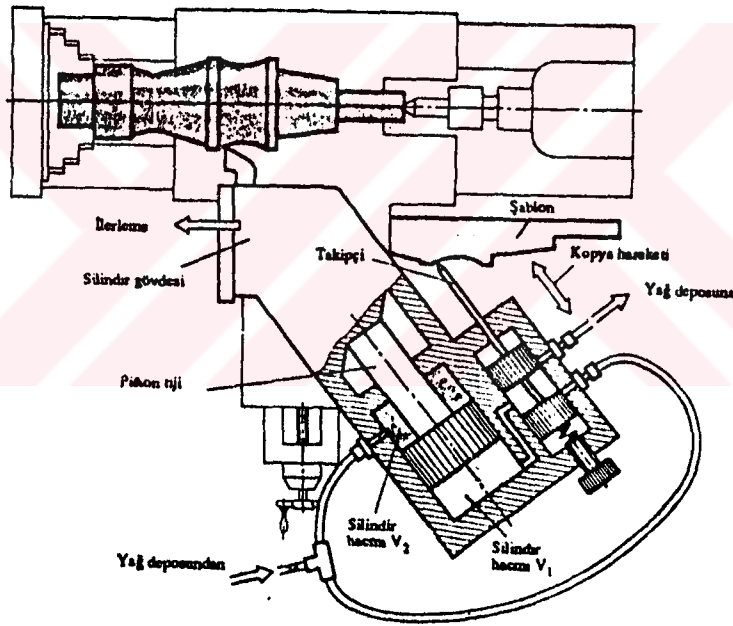
(4.84), (4.90), (4.103), (4.108), (4.114), (4.115) denklemleri, dört yollu, taşmalı bir valf ile, çift kollu çift etkili bir silindirden oluşan bir servomekanizmanın boyutsuz matematik modelini oluşturmaktadır. Böyle bir tahrikin doğal frekansı; piston alanı büyük, yük (M) düşük, akışkanın sıkıştırılabilirliği küçük olduğu durumlarda maksimum olmaktadır. Ayrıca, sönüm oranı üzerinde, valf katsayılarının önemi büyüktür.

4.2. HIDROLİK SERVOMEKANİZMALARIN KULLANIM ALANLARI

4.2.1. Kullanım Alanları

Hidrolik servomekanizmaların geniş bir kullanım alanı mevcut olup, özellikle yüksek katılık (rijitlik) veya büyük güç gerektiren yerlerde çok fazla kullanılırlar. Hidrolik servomekanizmalar, takım tezgahlarında, robotlarda, hızın kontrol edildiği sistemlerin çoğunda, taşıtlarda sevk ve idare sistemlerinde, topların ve güdümlü silahların atış yön ve açılarının ayarlanmasında, pilotlu ve pilotsuz uçak, güdümlü roketlerin kontrol yüzeylerinin tahrikinde yaygın şekilde kullanılırlar.[12]

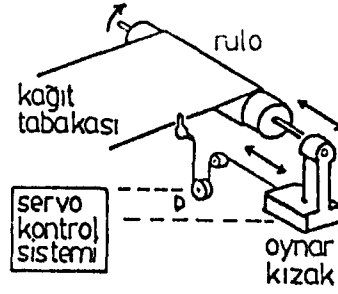
Aşağıdaki şekil (4.27), hidrolik kopya tertibatının devre şemasını gösterir.



Şekil 4.27 Hidrolik kopya tertibatı, devre şeması.

Kopya tertibatında, önceden istenilen profile uygun olarak bir şablon hazırlanır. Bu şablon takip ucunun üzerinde hareket edeceği tezgah üzerindeki yerine bağlanır. Kesici kalem, şablonun üzerindeki profili aynı şekilde iş üzerine aktarır. Takip ucu profilin üzerinde aşağı yukarı hareket ederken içerideki valfin sürgüsünü kontrol eder ve kalemi iten 7 nolu pistonu hareket ettirir.[21]

Kağıt ya da çok ince metal tabakaların rulo halinde sarılırken uygun düzgünlüğün sağlanmasında da servo mekanizmalar kullanılır.[12]

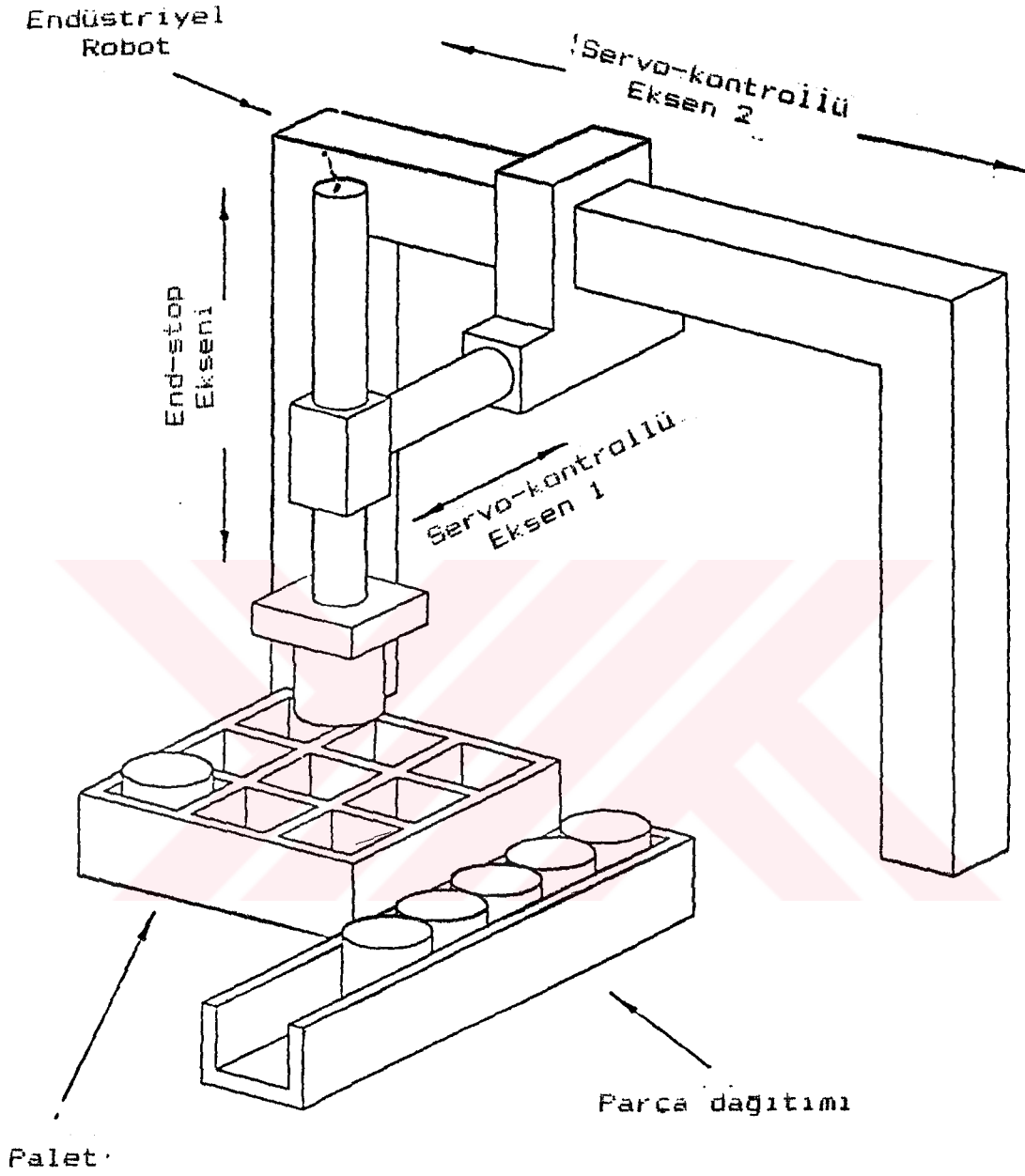


Sekil 4.28 Otomatik sarma kontrol sistemi.

Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi, bir metal tabakası ruloya sarılmaktadır. Hassas bir uç tabakanın kenarına hafif yerleştirilmiş olup, kenardaki kaymaları hissedince diferansiyel mekanizmasını harekete geçirmektedir. Belirtilen mekanizma servo kontrole bağlı olduğu için oyun ar kızak servodan verilen emirle uygun bir öteleme hareketi yaparak, sarım işleminin kayma ve bollaşma olmadan yapılmasını sağlar.

Servomekanizmaların askeri uygulamaları çok fazladır. Topların hızlı ve hassas bir şekilde ayarlanmaları, taretlerin, radar ve telsiz antenlerinin hareketi, gemilerin kumandası, otomatik pilotlar v.b. yerlerde çok fazla kullanım alanı bulmuşlardır.

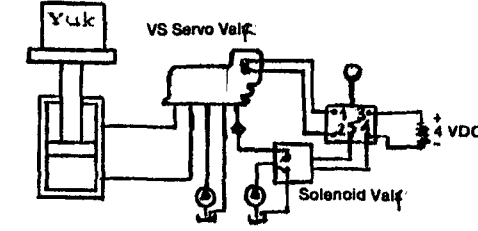
Hidrolik robot kontrol sistemleri ve endüstriyel bilgisayar kontrollü tahrik sistemleri, elektrik sinyalleri ile çalışan servo valfleri kullanırlar. Elektrik sinyalleri sürekli olarak değişir ve silindir veya diğer tahrik elemanlarına sağlanan hidrolik akışkanın akış ve basıncını sürekli olarak düzenlenmesine sebep olurlar. Bu yolla, servo valfler tahrik sistem elemanlarının yön ve hareket oranının kontrol edilmesinde kullanılırlar. Aşağıdaki şekilde (Şekil 4.29) parça yükleme işi yapan endüstriyel robotun, üç ekseninin hareketleri servo olarak kontrol edilmektedir.



Sekil 4.29 Servomekanizmaların endüstriyel robotlarda kullanılması.

4.2.2. Servo valflerin Uygulanmaları

Bütün servo valfler, elle kontrol ünitelerine bağlandıklarında uzaktan kumanda edilebilirler. Bu kontrol üniteleri elektronik içermez ve sadece 12/24 VDC güç kaynağı (batarya) ile çalışırlar.[25]



Sekil 4.30 Servo valfin uygulanmasına örnek.

Elle kontrol ünitesinin hareketi, yükü hareket ettirmek için akışın servo valfin içinden olmasına sebep olur. Kol daha fazla eğildikçe yükte okadar hızlı hareket eder.

Elle kontrol aleti merkezde kapalı bir switch kullanılarak düzenlenebilir. Bu switch, normalde kapalı, servo valfin dış pilot çizgisinin iç akışını kontrol eden üç yollu bir selenoid valftir. Kontrol kolu nötr durumdayken servo valfte hiç basınç olmadığından selenoid emin olur.

Servo valfin bozukluğu veya kapalı konumu personel veya makinalara zararlı olabilecek durumlardaki uygulamalarda bir selenoid valfin kullanılması gereklidir.

Kapalı Devre Uygulamaları

Servo valfler, aşağıdaki şekillerde basit olarak gösterilmiş olmalarına rağmen, kapalı devre kontrol sistemlerinin dizaynında kullanılmaları teknik olarak gayet kolaydır. Sistemdeki elemanların ağırlığı (ataleti), yay oranları, rezonans ve tepki zamanları sistem performansını etkiler. Sistemin stabil olmaması (sallanması) elemanların uygun olmayan ölçülendirilmesine ve elemanların giriş-çıkış kazançlarının dağıtımının bozuk olmasına yol açar.

Sistemler, basit bir kaç mühendislik rehberini takip edilerek ve gelişmelerin bir prototip üzerinde amprik olarak devam ettirilmesiyle ekonomik olarak geliştirilmişlerdir.

İyi bir kontrol sistemi dizaynı için mühendislik rehberleri şu şekilde sıralanabilir:

hareket eden elemanların kütlesini minimize ediniz,

boşluk ve akıntının silindir ile yük, silindir veya motor ve geribesleme elemanları arasında elemine ediniz,

valf ve silindir veya motor arasındaki hidrolik bağlantıların (boruların) mümkün olduğu kadar kısa ve katı olmasını sağlayınız,

silindirler de dahil olmak üzere, hareket eden elemanların sürtünmelerini minimize ediniz,

istenilen zamanda yükü hareket ettirebilecek en büyük silindir alanı ve en küçük akış oranını kullanınız, silindirleri, kol ucu alanı ve silindir alanını pratik olduğu sürece eşit olarak kullanınız,

pozisyon geri besleme transduseri olarak plastik film potansiyometresi kullanınız,

elektrik bağlantılarının emniyetli şekilde yapıldığından ve korozyondan korunduğundan emin olunuz,

pilot hattında, by-pass yapmayan 10 mikrometrelik metal element filitresi kullanınız,

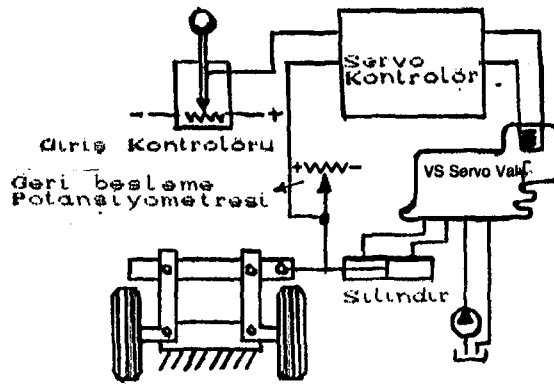
geri besleme kablolarını kaza veya kırılmadan koruyunuz.

Çok karışık servo kontrol sistemlerinin dizaynı, bilgisayar simulasyon teknikleriyle daha ekonomik olarak yapılabilir. Deneme-yanılma teknikleri çok pahalı ve zaman harcayıcı olabilir.

Aşağıdaki örnekler, servo valflerin servo kontrol sistemlerinde nasıl kullanıldığı hakkında bir fikir verebilirler.

Pozisyon Kumandası

Servo valfler, bir yükün pozisyonunda, bir silindir, servo kontrolör ve pozisyon geribesleme transduseri ile kullanılabilirler. Elle kontrol aletinin sol tarafa yarıyol hareketi ile hidrolik silindirin tekerleri yolun % 50 sol tarafa hareket etmesine sebep olur. Elle kontrol aleti tam olarak sola getirildiğinde tekerlerin % 100 yolun soluna gelmesine sebep olur. Elle kumanda aletinin merkeze getirilmesi ile tekerlerde merkeze gelirler. Aletin sağa hareketi ile tekerler sağa doğru hareket ederler. Tekerlerin pozisyonu direkt olarak elle kontrol aletinin pozisyonu ile orantılıdır.[25]

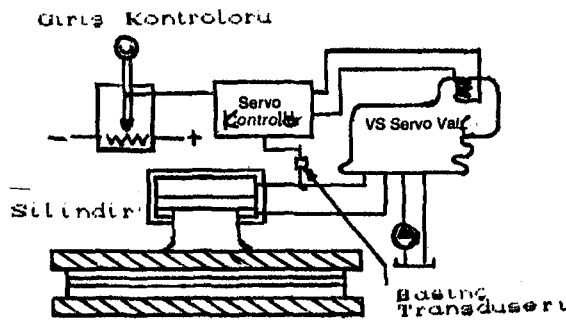


Sekil 4.31 Servo valflerin pozisyon kontrolünde kullanılması.

Kuvvet Kumandası (Kontrplak Presi)

Servo valfle, bir iş parçasına uygulanan kuvveti kontrol etmek için, bir silindir, bir servo kontrolör ve bir basınç veya kuvvet transduseri birlikte kullanılırlar.

Elle kontrol aletinin hareketi ile kontrplak tabakalarına karşı silindir aşağı doğru hareket eder. Kontrplakları pres yapan kuvvet direkt olarak elle kontrol aletinin yerdeğiştirmesiyle orantılıdır. Elle kontrol aletinin % 100 yerdeğiştirmesiyle tam kuvvet uygulanır.

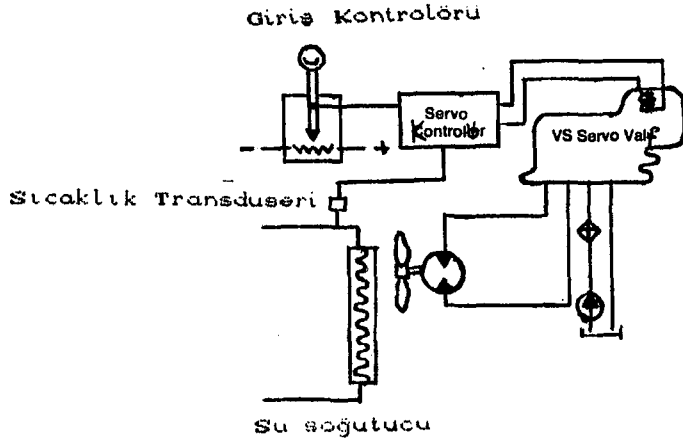


Sekil 4.32 Servo valflerin kuvvet kontrolünde kullanılması.

Yukarıda gösterilen devre, silindir basıncını kontrolöre geri besleme yapan bir basınç transduserini gösterir. Uygulama durumuna bağlı olarak, basınç transduserinin sökölüp yerine kuvvet transduserinin yerleştirilmesi avantajlı olabilir.

Sıcaklık Kontrolü (Soğutma Fanı)

Servo valfler, bir motor, bir servo kontrolör ve bir sıcaklık transduseri ile bir sıvının sıcaklığını kontrol etmek için kullanılabilirler.

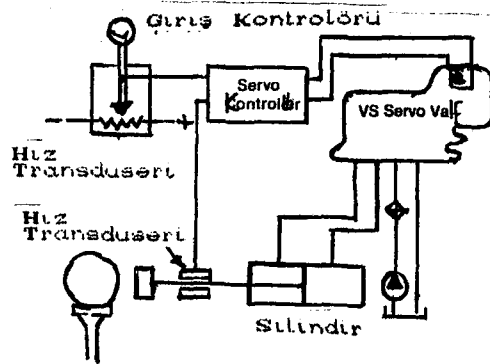


Şekil 4.33 Servo valfin sıcaklık kontrolünde kullanılması.

Soğuyan suyun sıcaklığı, elle kontrol aletinin pozisyonu ile orantılıdır. Sıcaklık kontrolü, sıcaklık değişimiyle ilgili uzun zaman sabitlerinden dolayı özel bir ilgi gerektirir.

Hız Kontrolü

Servo valfler, motor (veya silindir), bir servo kontrolör ve bir takometre (hız transduseri) ile dönme veya lineer hareketin kontrolü için kullanılabilirler.[25]



Şekil 4.34 Servo valfin hız kontrolünde kullanılması.

Yukarıdaki şekilde görülen vurucu kafanın hızı direkt olarak elle kontrol aletinin ayarlanan pozisyonu ile orantılıdır.

Proses Kontrol

Yukarıdaki örnekte giriş komutu elle kumanda edilen bir sistemdir. Giriş komutlarının aynı zamanda, bir proses kontrolörden kaynaklanabilir (mikroprocessor). Örneğin kontrplak presindeki ramın üzerindeki kuvvet bir proses kontrolörden programlanabilir, böylece sıra veya olayların bir çevrimi gerçekleştirilebilir.

Kontrplak katmanlarını belirli bir süre düşük basınçta tutan program sırasını bir operatör başlatabilir, daha sonra ısının uygulanmasıyla basınç artırılır. Belirli bir sıcaklık noktasına ulaştıktan sonra, program basıncı istenilen seviyede, istenilen orana yükseltilebilir, o seviyede belirli bir süre tutar ve sonuçta basıncı boşaltır. Giriş komutlarının elle veya mikroprosesörle kontrol edilmesi, komutlar arasındaki zamanlar, sistem tepkisine izin verdiği sürece kapalı devre sistemin operasyonunu etkilemez.

4.2.3. HIDROLİK SERVOMEKANİZMALARIN AVANTAJ VE DEZAVANTAJLARI

AVANTAJLARI

Hidrolik servomekanizmaların en belirgin özelliklerinin başında, yüksek güç taşıma kabiliyetleri gelir. Dolayısıyla aynı büyüklük ve ağırlıktaki elektrik motorlarıyla karşılaştırılacak olursa, kat kat fazla döndürme momenti üretebilirler. Bir örnek verecek olursak, hidrolik sistemlerin 168 W/N güç-ağırlık oranına karşılık, elektrik motorlarının güç-ağırlık oranı 16.8 W/N dolayındadır.

Belirtilen sebeple, servomekanizmalar çok büyük güç değerlerine kadar kullanılabilme imkanı söz konusudur. Sürekli çalışma gerektiren yerlerde birim güç başına ağırlık oranı düşüktür. Sürekli olmayan çalışmalarda ise küçük bir hacimden yüksek güç miktarları elde edilebilir.

Dinamik açıdan, zaman sabitlerinin oldukça küçük olması bir avantaj kabul edilir. Elektrik motorları ile karşılaştırılacak olurlarsa, onlara göre daha yüksek bir maksimum moment değerine ulaşırlar. Diğer taraftan verimlilik konusunda elektrik motorlarına yakındırlar. Maksimum moment ve hızda verim % 85 ila % 95 arasında olup elektrik servolarına göre daha iyidirler. Ortalama moment değerlerinde verim % 92 ila % 94 arasında olmasına rağmen, çeyrek yükte % 85 dolayındadır.

Servomekanizma ünitelerinin ortalama gücün % 45'i dolayındadır. Diğer bir deyişle bir servodan elde edilebilecek maksimum güç, onun ortalama güç değerinin 2 katından fazladır.

Hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliğinin az olması nedeniyle, hidrolik motorların çalışması düzgündür. Hidrolik sıvısının yağlama özelliğinden dolayı ayrıca bir yağlama işlemine gerek kalmaz. Yüksek frekanslı gürültü sinyallerini sönmölemek bakımından, yüksek viskoziteli yağların kullanılması uygundur.

DEZAVANTAJLARI

Hidrolik servomekanizmaların dezavantajları arasında en başta hantallığı, elektrik telleri yerine yağ borularıyla uğraşmak zorunda olunması gelir. Düşük güçler gerektiğinde, pratik uygulama ve bakım durumu göz önüne alınırsa, parçaların ve cihazların minimum boyutları nedeniyle, diğer sistemlere göre hidrolik sistem daha ağır olmaktadır. Mekanizmadan veya borulardan yağ sızıntısının meydana gelmesi ve yangın tehlikesi mevcuttur.

Yağın ataletinin ve viskozitesinin büyük olmasından dolayı, borularda meydana gelebilecek genişlemelerden dolayı bazen hataların ortaya çıkması önlenemez. Diğer taraftan yağın viskozitesinin sıcaklıkla değişimi de yine kontrol sinyallerinde istenmeyen değişimlere sebep olmaktadır. Pahalı filitreleme sistemleri kullanılamak suretiyle yağın temiz ve havadan arınmış olması başarılabilir.

Sonuç olarak, hidrolik servomekanizmalar yüksek güç gerektiren yerlerde elektrik servolarına göre daha avantajlı konumda bulunmaktadırlar. Hidrolik sıvısının yağlama özelliği, çalışma düzgünlükleri, yüksek frekanslı titreşimleri sönmöleme kabiliyetleri yanında elektrik ve mekanik sistemlere göre cevap hızlarının büyük olması, hidrolik sistemlerin belli başlı avantajlarıdır. Bunların yanında, tüm diğer sistemlerde olduğu gibi, hidrolik servoların da dezavantajları mevcuttur. Endüstriyel uygulamalarda olduğu gibi, uygun çareler kullanılmak suretiyle olumsuz yönleri azaltılmaya çalışılır.

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER

Gelişen dünyada otomasyon ve otomasyon tipleri içerisinde Endüstriyel Robotların yerleri ve önemleri vurgulanmıştır. Robotların en yaygın tanımları sıralandıktan sonra geometrilerine göre, kontrol sistemlerine göre ve servo ya da servosuz olmak üzere sınıflandırılmaları yapılmıştır. Robotların yapıları, mekanik yapı, kontrol sistemi, hassas üniteler, interface ve motor olmak üzere incelendikten sonra Endüstriyel Robotların kullanım alanlarından örnekler verilmiştir.

Endüstriyel Robotların, en fazla kullanılan üç tahrik sistemi, hidrolik, pnömatik ve elektrik tahrik sistemleri incelenmiştir. Öncelikle Endüstriyel Robotlar için performans istekleri tork, hız, pozisyon tekrar edilebilirliği, ağırlık, ömür ve servo performansı olarak sıralandıktan sonra hidrolik, pnömatik ve elektrik tahrik sistemlerinin bağıl avantaj ve dezavantajları ortaya çıkarılmıştır.

Endüstriyel Robotlar için tahrik sistemi seçiminde dikkate alınması gereken kriterler ortaya koyulmuştur. Elektrik Tahrik sisteminin seçilmesi durumunda, kullanılan motorların ve redüksiyon dişlilerinin ağırlıkları ile kapladıkları hacim olarak karşımıza büyük problemler çıkarmışlardır. Pnömatik Tahrik sisteminin, diğer sistemlerle kıyaslandığında daha ucuz ve hafif olmasına rağmen, havanın sıkıştırılabilir olması bazı zorlukları beraberinde getirir. Hidrolik sistem ise, diğer sistemlerle karşılaştırıldığında daha kompakt olması ve yüksek güçlere ulaşabilmeleri, bunun yanında yağın en kötü tarafının sızdırma yapması ve elemanlarının pahalı olması nedeniyle maliyet problemiyle karşımıza çıkar.

Geçerli olan pratik kısmında, Endüstriyel Robotlar için tahrik sistemi seçiminde pratikte kullanılan yöntemler ve pratik değerler verilmeye çalışılmıştır. Buna göre 35 Kg'ın üzerindeki yük kapasitelerinde hidrolik tahrik sistemi seçilmektedir. Bunun sebebi elemanların bulunabilmesi problemi ve tabii ki maliyet problemidir. Bunda tek istisna spray boyama robotlarıdır. Bunların oldukça hafif yüklerle karşılaşmalarına rağmen, geriye tahrik edilebilirlik ve yangına karşı dayanıklılığı sebebiyle hidrolik tahrik sistemi kullanılmaktadır. Gelecek eğilimler kısmında ise, tahrik sistemlerinin daha iyi özelliklere sahip ve maliyet olarak daha düşük olabilmeleri için idealler ortaya atılmaktadır.

Hidrolik kontrol sistemi incelenmiş, önce sistemi meydana getiren elemanlar, pompalar ve pompa çeşitleri, hidrolik akışkan ve akışkan karakteristیکleri, viskozite, valfler ve valf çeşitleri, hidrolik motorlar, silindırlar ve silindir

çeşitleri (tek etkili, çift etkili, çift kollu v.b.) incelmıştır. Bunun yanında yardımcı elemanlar olarak adlandırılan ve hidrolik sistem içerisinde özellikle servo sistemler için yeri ve önemi çok büyük olan filitre, ısı değiştiricileri tank ve akümülatörler incelenmiştir.

Pompalar, hidrolik enerjiyi üretirler ve dış yüke bağlı olmaksızın sabit basınç ve debide ya da dış yüke bağımlı olarak değişken basınç ve debide çalışabilirler. Pompa seçimi, sistem basıncına ve sistemin istenilen verimde çalışabilmesi için gerekli minimum debiyi sağlayacak şekilde yapılır. Servo sistemlerde basınçların yüksek olması sebebiyle pompa seçiminde dişli, paletli veya pistonlu pompalardan biri seçilir.

Değişken debili pompalar, debiye bağlı olmaksızın sabit basınçta çalışırlar. Değişken debili pompalar radyal, aksenal ya da paletli popa tiplerinden birisi olabilir. Hidrolik sistemin oluşturulmasında pompalardan başka basınç sınırlama valfi, biriktirici, yük boşaltıcı valf, tek yönlü valf gibi yardımcı sistem elemanlarına ihtiyaç vardır. Hangi elemanların kullanılacağı ve nasıl bir devre oluşturulacağı, yapılamı istenilen servo sisteminin özelliklerine bağlıdır. Kısa sürede büyük güç veya uzun sürede küçük debi gerektiren sistemlerin kurulması mümkündür. Uzun süre düşük güçte çalışma, kapasitesi büyük bir depo, buna karşın düşük debili bir pompa, diğer taraftan; sistem uzun süre maksimum güçte çalışıyorsa depo küçük fakat pompa debisi ise büyük olarak seçilmek zorundadır.

Hidrolik servomekanizmalarda alt ve üst basınç değerlerinin tesbitinde akışkanın sıkıştırılabilir olması ve akışkana karışmış olan havanın açığa çıkabileceğinin dikkate alınması gerekir. Sıvıda biriken enerji, çalışma basıncı ile doğru orantılıdır. Buradan da, çalışma basıncını artırarak, hacmin azaltılması ile yüksek enerji ve yüksek güç-ağırlık oranlarına ulaşılabilceği dikkati çekmektedir.

Kullanıcılar olarak adlandırılan hidrolik motorlar kısmında, dairesel hareket için hidrolik motorlar (burada aynı zamanda hidrolik pompalar kullanılabilir), süresiz dönme hareketi ya da salınım hareketi için salınım motorları ve lineer hareket için ise tek etkili ya da çift etkili silindirler kullanılabilir. Çift etkili silindirler, servomekanizma uygulamaları için maliyet ve sızdırmazlık problem teşkil etmezse, en uygun çözümlerdir.

Servomekanizmaların, kademe sayılarına göre üçe ayrıldıkları görüldü. Bunlardan tek kademeli valflerin yalnız olarak kullanılabilir olmalarına rağmen, birleştirilerek iki ya da üç kademeli valf imalinde kullanılabilecekleri görülmüştür. Servo valfleri çıkış ağızlarının sayısına göre üç yönlü veya dört yönlü, aynı zamanda merkez yapılarının

durumlarına göre açık ve kapalı merkezli olmak üzere ayrılabilirler. Dört yollu valflerin çalışma durumları üç yollu valflere göre daha iyidir.

Açık merkezli valflerde, beslem ağzından çıkış ağzına sürekli bir akış söz konusuyken, kapalı merkezli valflerde böyle bir durum yoktur. Açık merkezli valflerin basit imalat kolaylıkları yanında yüksek güç duyarlılığı, güç kaybı ve sonuç olarak hassasiyet azalması ortaya çıkar.

Kapalı merkezli valfler, valf ağızlarının durumuna göre boşluklu, taşmalı (pozitif boşluklu) olmak üzere üçe ayırmak mümkündür. Valfin boşluklu olması durumunda açık merkezli duruma gelir. Taşmalı valflerde ise ölü zaman olarak adlandırılan taşmanın yerdeğiştirme zamanı karşımıza problem olarak çıkar. Bu ise sürekli konum hatasına sebep olur. Boşluksuz valflerde ise komutlarda kararsızlığa ve sızıntılara sebep olur.

Debi denklemlerinin incelenmesi sonucu elde edilen valf karakteristikleri, basınç oranları sabit kalmak şartıyla, debinin, artan deplasmanla artış gösterdiği ortaya çıkmıştır. Servo valfin lineer analizi sonucunda elde edilen, ve valfi karakterize eden akım (valf) kazancı C_1 , akım basınç katsayısı C_2 , ve bu iki katsayının birbirine bölümüyle elde edilen basınç duyarlılığı ifadeleri elde edilmiştir. Basınç katsayısı yüksek olan valflerde basınç debiden bağımsız ve debide meydana gelen değişimlerden etkilenmez. Yüke bağlı olan yük basıncının sıklıkla değişmesi, yüksek basınç katsayısına sahip bir valfin yararını azalttığı gözlenmiştir.

Hidrolik sistemlerde hız kontrolü yapılıyorsa debi, konum kontrolü yapılıyorsa, hem debi hem de basınç kontrol altında olmalıdır. Debinin kontrolü iki şekilde yapılabilir. Birincisi, değişken debili bir pompa vasıtasıyla, ikincisi ise valf vasıtasıyladır. Sürtünmelerden dolayı basınç kayıplarının fazla olduğu sistemlerde pompa kontrollü sistemler tercih edilirken, küçük güçlerde, yapılarının basitliği, maliyet düşüklüğü ve fonksiyonelliği gibi sebeplerle valf kontrolü daha fazla kullanılır.

Belirli kabuller yapılarak incelenen, servomekanizmaların matematik modeli çerçevesinde boşluma olayı incelenmekte ve düzeltici çareler düşünülmektedir. Buna göre, basıncın çok düşmesi önlenerek, hava kabarcıklarının oluşmasının önüne geçilmelidir.

Hidrolik servomekanizmaların mevcut dezavantajlarına rağmen, Endüstriyel Robotlarda, uçaklarda ve uzay sanayiinde, takım tezgahlarında kullanılmasının sebebi, avantajlarının daha fazla olmasındandır. Boyut ve ağırlık olarak aynı elektrik motorlarına göre çok fazla güç üretebildikleri için, birim güç başına düşen ağırlık çok az olmaktadır.

Dinamik karakteristikler ve verim açısından elektrik motorlarına eşdeğer performansa sahiptirler. Yüklerin büyük olduğu yerlerde önemleri artarken, küçük güçlerde ise elektrik motorları daha iyidir. Hidrolik servomekanizmalar, yerlerine daha iyi sistemlerin bulunmasına kadar kullanılacaklardır.



REFERANSLAR

- [1] ARCHER, J.R., and BLENKINSOP, P.T., "Actuation for Industrial Robots ", Proceeding Inst. Mechanical Engineering, V200, 1986, London.
- [2] WALKER, D.G.W., " Electric and Hydraulic Drives for Heavy Industrial Robots ", Lamberton Robotics Limited, Coatbridge, Lanarkshire, England, Proceeding Inst. Mechanical Engineering, V200, 1986, London,
- [3] BARBER, N.T., " The Future of D.C. Servo Drives ". Proceeding Inst. Mechanical Engineering, V200, 1986, London.
- [4] FIROOZIAN, R., " A Comparison of Servo Feed-Drive Systems ".Proceeding Inst. Mechanical Engineering, V200, 1986, London.
- [5] IME, "Electric Versus Hydraulic Drives", I Mec. Eng. Conference Publications, 1983-13, 27 October 1983, London.
- [6] MOORE, P.R., " Pneumatic Motion Control Systems for Modular Robots ", Ph.D. Thesis, 1986. Loughborough University of Technology, UK.
- [7] MO, P.T.J., " Modelling of Servo-Controlled Pneumatic Drives, A Generalized Approach to Pneumatic Modelling and Application in Servo-Drive Design ", Ph.D. Thesis, 1989, Loughborough University of Technology, UK.
- [8] WALKER, R.A., "Expert Systems for The Design of Robot Controllers ", Ph.D. Thesis, 1989, Loughborough University, UK.
- [9] Qunhua, Z., " Computer Aided Design and Simulation Procedures of Electro-Hydraulic Servomechanism ", MPh. 1988. University of Bradford, UK.
- [10] GÜVEN, S., " Hidrolik Servomekanizmaların Genel Analizi ", Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, 1987, İstanbul.
- [11] ARMSTRONG, P.J., Mc CLOY, D., " Design of High Speed Hydraulic Position Servomechanism Using Optimization Techniques ", Proc. Instn. Mechanical Engers., 1973, Vol 187, 775-785, U.K.
- [12] STRINGER, J., " Hydraulic System Analysis, An Introduction ", Published by Macmillan Press Ltd. 1976, Surrey Printed by Unwin Brothers, UK.

- [13] FAWCETT, J.R., "Hydraulics Servomechanism and Their Applications", Trade and Technical Press Ltd. Morden, 1970, Surrey, UK.
- [14] PIPPENGER, J.J., " Hydraulic Valves and Control, Selection and Application ", Marcel Dekker Inc., 1984, New York.
- [15] PINCHES, M., and ASHBY, J.G., " Power Hydraulics", 1988, University Press, Cambridge, UK.
- [16] SHARON, D., HARSTEIN, J., " Robotics and Automated Manufacturing ", 1987, Pitman Publishing, UK.
- [17] MORRIS, N.M., " Control Engineering ", McGraw Hill, 1983, UK.
- [18] CLOY, D.Mc., and HARRIS, D.M.J., " Robotics: An Introduction ", Open University Press, Milton Keynes, 1986
- [19] SHOAM, M., " A Textbook of Robotics 2, Structure, Control and Operation ", Kogan Page, 1984, Essex in England.
- [20] "Production and Use of Industrial Robots ", United Nations Publication, New York, 1985.
- [21] KARACAN, İ., " Endüstriyel Hidrolik ", 1984, Ankara.
- [22] ÖZCAN, F., " Hidrolik Akışkan Gücü ", Mert Eğitim Yayınları, 1982, İstanbul.
- [23] AYKUN, H., " Endüstriyel Hidrolik Eğitimi ", Rexroth Hidropar, 1984, İstanbul.
- [24] "Industrial Hydraulics Manual ", Vickers Technical Training Center, March 1988, Printed in USA.
- [25] "Servo Valves", Commercial Shearing, Inc, Catalog H-86 5MY6/87, 1987, Printed in USA.
- [26] KUZUCU, A. ve DİNİBÜTÜN, T., " Robot Teknolojisi Toplantısı", 4 Aralık 1990, TÜBİTAK-İTÜ Yayını, 1990, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

1967 yılında, Kütahya'nın Emet ilçesinde doğdu. İlk öğrenimini, Altıntaş İlçesi, Pınarcık Köyünde tamamladı. Orta öğrenimini 1983-1984 eğitim-öğretim döneminde, Kütahya Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi Makina Bölümünde tamamladı. Aynı yıl girmiş olduğu Üniversite Sınavında, Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Bölümünü kazanarak kayıt yaptırdı.

1988 yılında lisans eğitimini tamamlayarak, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Eğitimi Bölümünde Yüksek Lisans Programına kaydoldu. Programa dahil olan bir yıllık İngilizce öğrenimini müteakip, Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina bölümüne, Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı.

YÖK-Dünya Bankası II. Endüstriyel Eğitim Çerçevesinde açılan yabancı dil sınavında başarılı olarak, Şubat-Aralık 1991 tarihleri arasında, burslu olarak 9 ay süreyle İngiltere'de bulundu. Bu süre içerisinde, CAD-CAM, Hidrolik, Pnömatik ve eğitimle ilgili programları başarıyla tamamladı.

Evli olan Recep Yenitepe, halen Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde, Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.