

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

85080

PLASTİK ENJEKSİYON MAKİNALARINDA
KİLİTLEME SİSTEMLERİ ve UYGULAMA
ÖRNEKLERİ

Makina Mühendisi M. Fatih SAĞIRLI

F.B.E Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

85080

Tez Danışmanı :Yard. Doç. Dr. Muharrem Emre BOĞOÇLU

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Doç.Dr. Mesut ÖZGÜRER

İSTANBUL, 1999

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	i
ŞEKİL LİSTESİ.....	iii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	v
ÖNSÖZ.....	vi
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	viii
1. PLASTİK ENJEKSİYONLA KALIPLAMA YÖNTEMİNE GİRİŞ.....	4
2. KONTROL EDİLECEK SİSTEM VE ELEMANLAR.....	7
2.1 Mengene Sistemi:	7
2.2 Grup Sistemi	8
2.3 Enjeksiyon Sistemi	9
2.3.1 Helezon vida	10
2.3.2 Geri-dönüşsüz valfler (Çek valfler).....	13
2.3.3 Meme	14
2.4 İtici Silindiri.....	16
3. PLASTİK ENJEKSİYON MAKİNALARININ GRUPLANDIRILMASI.....	17
3.1 Enjeksiyon Ünitesinin Çeşidine Göre Gruplandırma	17
3.1.1 Tek kademeli pistonlu makine.....	17
3.1.2 İki kademeli pistonlu makine	18
3.1.3 Vidalı makine	19
3.1.4 İki kademeli vida – piston makine.....	20
3.1.5 Helezon vida ile plastikleştirilmenin avantajları	21
3.2 Kilitleme Sistemi Çeşidine Göre Gruplandırma.....	22
3.2.1 Kalıbın kapanması için gerekli şartlar	22
3.2.2 Hidrolik kapama sistemleri.....	23
3.2.3 Mekanik kapama sistemleri	26
3.2.4 Hidromekanik kapama sistemleri	30
3.3 Kilitleme Sistemlerinin Karşılaştırılması	33
3.4 Gerekli Kilitleme Kuvvetinin Pratik Olarak Hesaplanması	33

4	SAYISAL UYGULAMALAR.....	36
4.1	Mekanik Sistemlerde Kollara Gelen Kuvvetlerin İncelenmesi	36
4.1.1	Serbest cisim diyagramları ile kuvvetlerin bulunması:	38
4.1.1.1	BD ve B'D' cisimlerinin incelenmesi.....	38
4.1.1.2	ABC ve A'B'C' cisimleri:.....	39
4.1.1.3	CE ve C'E' cisimlerinin dengesinin incelenmesi	40
4.1.1.4	FEE' cisminin dengesinin incelenmesi	40
4.2	Hidrolik Bir Plastik Enjeksiyon Makinasına Ait Hesaplamalar.....	41
4.2.1	Kapama silindiri	43
4.2.1.1	Maksimum hız:	43
4.2.1.2	Piston çapı hesabı	43
4.2.1.3	Piston kolu burkulma hesabı	44
4.2.1.4	Maksimum Debinin hesabı:.....	45
4.2.1.5	Boru çapının hesabı	45
4.2.1.5.1	Basınç hattı için:	46
4.2.1.5.2	Dönüş hattı için.....	46
4.2.2	Kilitleme silindiri.....	46
4.2.2.1	Maksimum hız:	47
4.2.2.2	Piston çapı hesabı	47
4.2.2.3	Piston kolu burkulma hesabı	48
4.2.2.4	Maksimum debinin hesabı.....	49
4.2.2.5	Boru çapının hesabı	49
4.2.2.5.1	Dönüş hattı için.....	50
4.2.3	Enjeksiyon silindirleri:	50
4.2.3.1	Maksimum hız	51
4.2.3.2	Piston Çapı hesabı	51
4.2.3.3	Piston kolu burkulma hesabı	52
4.2.3.4	Maksimum debinin hesabı.....	52
4.2.5.5	Boru çapının hesabı	53
4.2.5.5.1	Basınç hattı için:	53
4.2.5.5.2	Dönüş Hattı İçin.....	54
4.2.4	Grup (enjeksiyon ünitesi) silindirleri:.....	54
4.2.4.1	Piston Çapı hesabı:	55
4.2.4.2	Piston Kolu Burkulma Hesabı:	55
4.2.4.3	Maksimum Debinin hesabı:.....	56
4.2.4.4	Boru Çapının Hesabı:	57
4.2.4.4.1	Basınç hattı için:	57
4.2.4.4.2	Dönüş Hattı İçin:	58
4.2.5.	İtici silindiri	58
4.2.5.1	Piston çapı hesabı:	59
4.2.5.2.	Piston Kolu Burkulma Hesabı:	60
4.2.5.3	Maksimum Debinin hesabı:.....	60
4.2.5.4	Boru Çapının Hesabı:	61
4.2.5.4.1	Basınç hattı için:	61
4.2.5.4.2	Dönüş hattı için:.....	61
4.2.6	Pompa ve hidromotor seçimi:.....	62

5	KALIP KİLİTLEMESİNİN ELEKTROHİDROLİKLE SAĞLANMASI.....	64
5.1	Servovalf Kullanılarak Geri Beslemeli Kalıp Kontrolü	65
6.	ELEKTROHİDROLİK ÇEVİRİMİN HESAPLANMASI.....	68
6.1	Hidrolik Sürücünün Doğal Frekansı.....	68
6.2	Temel Formüller	68
6.2.1	Diferansiyel silindirde doğal frekansın bulunması.....	69
6.2.2.	Toplam sistem kazancı (overall gain).....	71
6.2.2.1	Hız kazancı ve zaman sabiti	72
6.2.2.2	Sistemin Kararlılığı.....	73
6.3	Tüm Sistem Kazancının Formülasyonla Eldesi	74
6.3.1	Hidrolik kazanç (K_{HY}).....	75
6.3.2	Ölçme aleti kazancı (K_{ME}).....	76
6.3.3	Elektriksel kazanç (K_{EL}).....	76
6.4	Uygulama.....	77
6.4.1	Doğal frekansın bulunması.....	78
6.4.2	K_V ' nin hesaplanması.	79
6.4.3	Transfer tepkisinin hesaplanması	79
6.4.4	Sistemi oluşturan elemanların kazançlarının hesaplanması	80
6.4.4.1	Ölçme kazancı	80
6.4.4.2	Hidrolik kazanç.....	80
6.4.4.3	Elektriksel kazanç.....	80
6.4.4.4	Valf histerisizi	81
	1.	
7.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	82
	KAYNAKLAR.....	83
	ÖZGEÇMİŞ.....	84

SİMGE LİSTESİ

A	ivme [m/s^2]	
A	Piston alanı [cm^2]	
A_g	Dönüş hattı piston alanı [cm^2]	
A_K	Piston alanı [m^2]	
A_R	Piston kol tarafı alanı [m^2]	
$A_{SİL}$	Etkili piston alanı [m^2]	
A_x	X yönündeki mesnet tepki kuvvetleri [ton]	
A_x'	X yönündeki mesnet tepki kuvvetleri [ton]	
A_y	Y yönündeki mesnet tepki kuvvetleri [ton]	
A_y'	Y yönündeki mesnet tepki kuvvetleri [ton]	
B_x	X yönündeki mesnet tepki kuvvetleri [ton]	
B_x'	X yönündeki mesnet tepki kuvvetleri [ton]	
B_y	Y yönündeki mesnet tepki kuvvetleri [ton]	
B_y'	Y yönündeki mesnet tepki kuvvetleri [ton]	
c	Yay sabiti [N / m]	
d	Piston kol çapı [cm]	
D	Piston çapı [cm]	
D_g	Dönüş hattı boru çapı [mm]	
D_P	Basınç hattı boru çapı [mm]	
E	Elastiklik modülü [kg/cm^2]	
E	Bulk modülü [N / m]	
f_o	Frekans	
F	Kuvvet [kg]	
F_S	Silindir kuvveti [ton]	
F_k	Enjeksiyon kuvvetine karşı toplam kilitleme kuvveti [ton]	
H	Strok [m]	
J	Pistonun ikinci momenti [cm^4]	
K	Kritik burkulma kuvveti [kg]	
K_{EL}	Elektronik amplifikatörün elektriksel kazancı	$\left[\frac{V}{V} \right]$
K_{HY}	Kontrol valfinin hidrolik kazancı	$\left[\frac{m^3}{sV} \right]$
K_{ME}	Ölçme aletinin kazancı	$\left[\frac{V}{m} \right]$
K_v	Sistem kazancı	
l	Piston kol boyu [cm]	
l	Ölçülen strok boyu [cm]	
l'	Esas strok boyu [cm]	
L	Silindir bağlantı şekline göre strok boyu [cm]	
L	Bel verme uzunluğu [cm]	
L	Ölçme değeri [m]	
VL	Ölçümde oluşan hata:	
m	Kütle [kg]	

N	Pompa toplam gücü [kw]
P	Sistem basıncı [bar]
Q	Maksimum debi [l/dk]
Q _g	Dönüş hattı debisi [l/dk]
s	Emniyet katsayısı
s	İvmelenme mesafesi [m]
t	Artan yada azalan ivmelenme zamanı [s]
T	Zaman sabiti
T	Tepki kuvveti [ton]
ω ₀	Doğal frekans [s ⁻¹]
U _A	Çıkış sinyali [V]
U _E	Elektriksel giriş sinyali [V]
U _{ME}	Geri besleme sinyali [V]
∇U	Kontrol amplifikatöründen önceki hata [V]
∇U _{VE}	Histerisizden dolayı oluşan hata gerilimi [V]
V	Yağ hacmi [m ³]
V	Hız
V	Maksimum piston hızı [m/s]
η _t	Toplam verim
α	Alanlar oranı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Enjeksiyonla kalıplama yöntemi ile üretilen bazı parça örnekleri.....4
Şekil 1.2	Bir enjeksiyon prosesi.....5
Şekil 2.1	Ana elemanları ile bir plastik enjeksiyon makinası.....7
Şekil 2.1.1	Bir enjeksiyon makinasının mengene sistemi.....7
Şekil 2.2.1	Çeşitli grup sistemi uygulamaları.....8
Şekil 2.3.1	Bir makinanın enjeksiyon ünitesi.....9
Şekil 2.3.1.1	Üç bölge genel tip helezonların yapısı.....11
Şekil 2.3.1.2	Havalı bir ocak ve helezonu.....12
Şekil 2.3.2.1	Kayan halkalı (yüzlü) bir geri-dönüşsüz valf.....14
Şekil 2.3.3.1	Açık meme.....14
Şekil 2.3.3.2	İçten iğneli akış kesme memesi.....14
Şekil 2.3.3.3	İçten iğneli akış kesme memesi (hidrolik olarak kapama yapan.....15
Şekil 2.3.3.4	Hareketli veya kayan parçalı akış kesme memesi (kendi kendine kapanabilen yay sistemli).....15
Şekil 2.3.3.5	Kayan civatalı akış kesme memesi.....16
Şekil 3.1.1	Tek kademeli pistonlu tip makine.....18
Şekil 3.1.2	İki kademeli pistonlu tip makina.....19
Şekil 3.1.3	Yatay hareketli vidalı enjeksiyon makinası.....20
Şekil 3.1.4	İki kademeli vida – piston tipi enjeksiyon makinası.....21
Şekil 3.2.2.1	Hidrolik kapama sistemi.....25
Şekil 3.2.3.1	Kapama pozisyonuna göre makaslı sistemdeki hız ve kuvvet oranları şematik olarak gösterilmesi.....26
Şekil 3.2.3.2	Mengene sistemi ile kilitleme sağlayan bir enjeksiyon makinası.....27
Şekil 3.2.3.4	Çeşitli mengene sistemleri.....30
Şekil 3.2.4.1	Hidromekanik kilitleme sistemli bir enjeksiyon makinası.....31
Şekil 3.2.4.2	Somun yaraları kullanılarak kilitleme sağlayan sistem.....32
Şekil 4.1.1	Mekanik 280 tonluk makinanın mengenesine ait kuvvet ve boyutları.....36
Şekil 4.1.1.1	Mengene uzun kolu.....38
Şekil 4.1.1.2	Mengene çatal kolu.....39
Şekil 4.1.1.3	Mengene kısa kolu.....40
Şekil 4.1.1.4	Mengene istavroz kolu.....41
Şekil 4.2.1.2.1	Kilitleme silindiri.....47
Şekil 4.2.2.2.1	Ana kilitleme silindiri.....51
Şekil 4.2.3.2.1	Enjeksiyon silindiri.....54
Şekil 4.2.4.1.1	Grup silindiri.....55
Şekil 4.2.5.1.1	İtici silindiri.....59
Şekil 5.1	Kalıbın açılmasında en önemli sebepler.....65
Şekil 5.1.1	Bir servovalfin çalışma karakteristiği.....66
Şekil 5.1.2	Bir servovalf destekli elektrohidrolik devre ve elemanları.....66
Şekil 6.2.1	Kütle yay ve kütle hidrolik sistemleri.....68
Şekil 6.2.1.1	Diferansiyel silindir.....70
Şekil 6.2.2.1	Kapalı bir çevrimi oluşturan elemanlar.....71
Şekil 6.2.2.1.1	a- Hız/konum grafiği b-konum/zaman grafiği.....72
Şekil 6.3.1	Pozisyon kontrollü kapalı bir çevrimde çeşitli elemanların kazançları.....75
Şekil 6.3.2.1	Ölçme aleti kazancının şematik şekli.....76
Şekil 6.3.3.1	Elektriksel kazancın şematik şekli.....76

Şekil 6.4.1	Pozisyon kontrollü kapalı çevrim bir sistemin şematik elemanları.....	77
Şekil 6.4.2	Hidrolik sürücünün genel görünüşü.....	78



ÇİZELGE LİSTESİ

		Sayfa
Çizelge 3.3.1	Kilitleme sistemlerinin avantajlarının ve dezavantajları	29
Çizelge 3.4.	Plastik malzemeler için tavsiye edilen yüzey alnı basınçları	34



ÖNSÖZ

Tez konumu belirlememde ve tez çalışmamı sürdürmemde çok büyük yardımları olan değerli hocam sayın Yardımcı Doçent Doktor Muharrem Emre BOĞOÇLU' ya, tezimde karşılaştığım problemlerin çözümünde yardımlarını esirgemeyen GSD Sistem Dizaynı firmasında çalışan arkadaşım Elektrik Mühendisi H. İbrahim TAKÇI' ya, Hür-Mak Plastik Enjeksiyon Fabrikasında çalışan İşletmeci Makina Mühendisi arkadaşım Ö. Faruk AKYÜZ' e, Elektrik Teknisyenleri Erdal BAYRAM ve Ali KESER' e, Teknik Ressam Ahmet AYAZ' a, Araştırma Görevlisi Murat Çalı' ya Mannesman Rextroth Hıpaş' da çalışan Cengiz MERİÇ' e, UTS şirketinden M. Rifat KUZU' ya, maddi ve manevi desteklerini sürekli yanımda hissettiğim ve gördüğüm değerli anneme ve değerli babama sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mak. Müh. M. Fatih SAĞIRLI
İstanbul-1999



ÖZET

Hazırlamış olduğumuz bu tezde özellikle enjeksiyon makinalarında kullanılan kilitleme sistemlerinin çeşitleri, birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları incelenmiştir. Son kısımda mekanik bir makinada kollara gelen kuvvetler sayısal olarak incelenmiştir. Diğer bir uygulama örneğinde de komple hidrolik bir enjeksiyon makinasında servo valflerin uygulanması ve sayısal olarak sistemin oluşturulması ele alınmıştır.

Günümüzde, plastik malzemeler sağladığı kullanım ve işleme kolaylıkları nedeni ile endüstride çok yaygın olarak kullanılan hammadde özelliği taşımaktadır. Bu nedenle bu malzemeler birçok işleme şekli ile toplumun isteklerini karşılamaktadır. Plastik malzemenin işlenmesinde en çok ve yaygın olarak kullanılan proseslerden birisi de plastik enjeksiyon teknolojisidir. Akla gelen her türlü alanda plastik malzemelere ve enjeksiyon ürünlerine rastlamak mümkündür. Bu kadar geniş bir alanda önemli bir yer e sahip olan plastik enjeksiyon teknolojisi ve makinaları son derece ciddi biçimde ele alınmalı ve optimum verim elde edilmeye çalışılmalıdır. Optimum sonuca ulaşmak ise iyi dizayn edilmiş, en az enerji harcayarak en fazla enerji tasarrufu sağlayan, sessiz, insana ve çevreye zararsız makina sistemlerinin kurulması ile mümkündür.

Bir plastik enjeksiyon makinasının en önemli kısımlarından biri kilitlemeyi sağlayan sistemdir. Çünkü kaliteli ürünün ortaya çıkabilmesi için enjeksiyon süresince kalıpların açılmaması gerekir. Bu açılma mikronlar ölçüsünde olsa bile ürün çapaklı çıkacağı için kalite sağlanamamış olur ve bu çapağın alınması mümkün olmaz yada ek bir işçilik gerektirir. Bunu engellemek için makina gerekli kilitleme kuvvetini sağlayabilmelidir. Fakat kilitleme kuvveti gereğinden fazla olmamalıdır. Çünkü seçilen fazla kuvvet gereksiz zorlanmalara ve hantal konstrüksiyonlara malolacaktır. Bu güne kadar bir çok sistemler ve dizaynlar yapılmıştır. Genellikle bu sistemlerin ana yapısını hidrolik teknolojisi oluşturmaktadır. Bu nedenle dizaynlarda hidrolik elemanlar, yağ basıncı ve debisi iyi seçilmelidir.

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

ABSTRACT

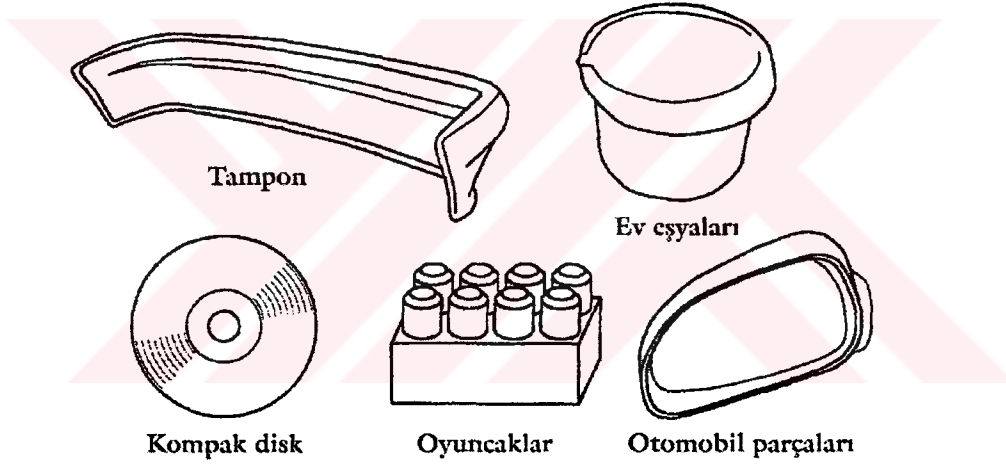
This article is reported on verifying clamping systems of plastic injection machines and investigating differences between these systems' advantages and disadvantages according to each other. At the end of the project, forces on the toggle system (mechanical clamping system) elements are searched as an example. On the other example, a fully hydraulic system is investigated with its servo valves and created that system.

Nowadays, plastic materials are commonly and widely used as a raw material in industry because they serve people easy usage and processing. Plastic injection technology is the one of the most important processing technology in plastic manufacturing. In all fields, plastic materials and plastic injection method is used. Plastic injection technology and its machines should be projected seriously and engineers have to try to reach optimum sufficiency. Optimum productivity can just be reached with machine systems which are well designed, energy saving, harmless to the people and environment.

The one of the most important parts of an injection moulding machine is clamping system. Because, in order to have produce product with high quality, the clamping system has to hold moulds closed during the injection time. In contrast, product is not in good condition we want. Also, it may be needed additional process to reach high quality. In order to prevent this undesired event, clamping system has to supply necessary force. Besides this, this force should not be higher than needed. Because, it causes unnecessary tensile and huge designs. Recently, a lot of construction has been designed for clamping systems. Generally, hydraulic technology creates their main parts. So, in designs, hydraulic elements, fluid pressure and rate must be chosen sensibly.

1. PLASTİK ENJEKSİYONLA KALIPLAMA YÖNTEMİNE GİRİŞ

Plastik malzemelerin işlenmesinde ve plastik ürünlerin üretilmesinde plastik enjeksiyonla kalıplama yöntemi çok önemli bir yer tutmaktadır. Plastik hammadde tek bir işlemle kalıpların içerisine gönderilebildiği için bu yöntem seri üretim için çok uygundur. Ayrıca bu yöntemle üretilen ürünler çok az son işleme ihtiyaç duyar yada hiç gerektirmez. Plastik enjeksiyonla kalıplamanın avantajlarından birisi de çok karmaşık şekilli parçaların tek bir işleme yöntemi ile üretilmesidir. Bu yöntemle elde edilebilen oyuncaklara, otomobil parçalarına, ev aletlerine, elektronik ürünlerine ve daha bir çok alanda kullanılan plastik parçalara günlük hayatımızda kolayca rastlamak mümkündür. Şekil 1.1' de bu ürünlerin bazılarını görebiliriz.



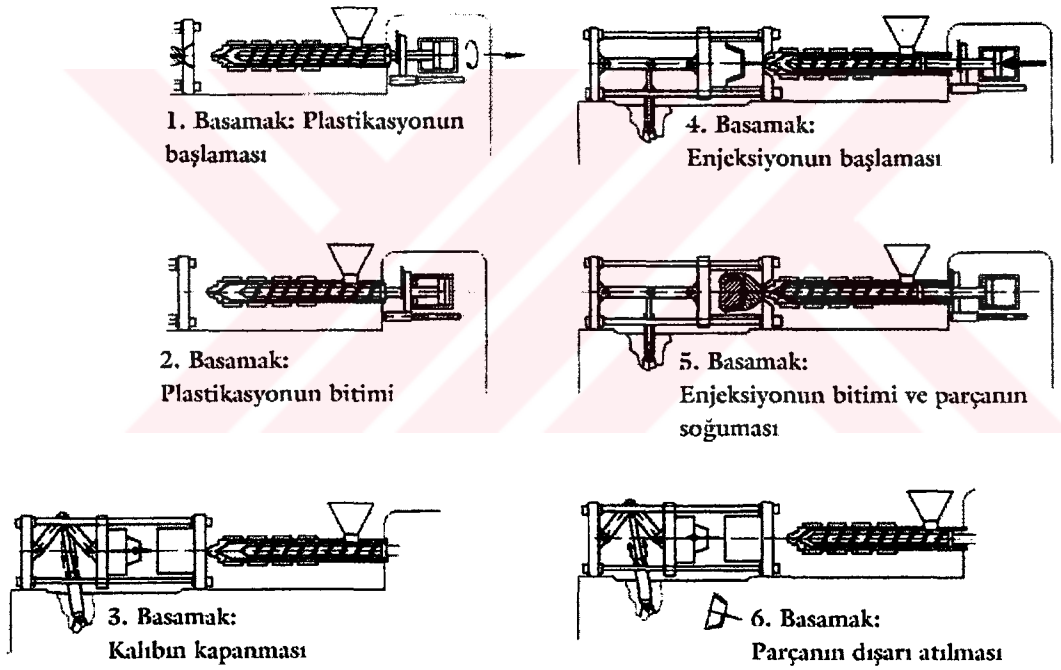
Şekil 1.1 Enjeksiyonla kalıplama yöntemi ile üretilen bazı parça örnekleri.

Enjeksiyonla kalıplama yönteminin temeli, plastik bir malzemenin ısıtıldığı zaman yumuşaması, istenen şeklin verilebilmesi ve soğutulup sertleştiği zaman verilen şeklini koruması özelliğine dayanır. Makinaların çoğunda gravür halindeki hammadde malzeme besleme hunisi olarak bilinen bir alet yardım ile ocak diye nitelendirilen ısıtma silindirinin arka ucuna verilir. Buradan erimiş olan plastik malzeme ısıtılarak, çeşitli yöntemlerle silindirin uç kısmına, yani meme adı verilen kısma gönderilir. Daha sonra bu malzeme enjeksiyon ünitesi tarafından yüksek basınç altında sürekli soğutulan kalıp içerisine gönderilir. Kalıp içerisinde erimiş malzeme soğuyarak istenilen şekli alır. Daha sonra kalıp

açılır ve kalıplanmış parça kalıp içerisinden düşürülür.

Enjeksiyon işlemi tam olarak aşağıdaki basamaklardan oluşur:

1. Plastikasyonun başlaması: Helezon dönerken malzeme hunisinden ocağın içine plastik hammaddeyi alırken bir yandan da erimeye başlayan malzemeyi ocağa aldığı malzeme sayesinde ileri, meme boşluğuna doğru iter. Helezon bu işlemleri yaparken aksenal olarak geriye doğru hareket eder.
2. Plastikasyonun bitmesi: Helezonun dönmesi durur. Memede artık enjeksiyon yapmaya yetecek kadar malzeme vardır.
3. Kalıbın kapanması: Mengene, kalıp parçaları tam olarak üst üste gelecek şekilde sıkıca kapanır.



Şekil 1.2 Bir enjeksiyon prosesi

4. Enjeksiyonun başlaması: Helezon dönmeden, aksenal olarak ileri hareketiyle eriyik malzemeyi kalıp boşluğuna doğru iter yani enjekte eder.
5. Enjeksiyonun bitmesi ve kalıbın içindeki malzemenin soğuması: Artık sıcak malzeme kalıp boşluklarını tam olarak doldurmuş ve hemen soğumaya başlamıştır. Kalıba enjekte edilen sıcak mal daha düşük sıcaklıktaki kalıpla temas eder etmez

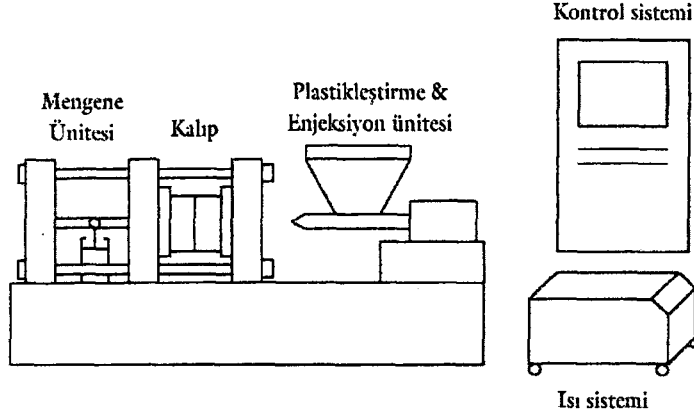
soğumaya başlar ve çekme yapar yani büzüşür. İşte malzemenin bu büzüşmesini engellemek için biraz daha malzeme kalıba nakledilir (ütüleme veya tutma basınçları safhası)

6. Ürünün kalıptan dışarı atılması: Kalıplanan malzeme yeterince soğuduktan sonra kalıp açılır ve ürün, itici denen sistem yardımıyla kalıptan dışarı atılır. Bu arada 2. basamak (plastikasyon) sona ermiş ve kalıp bir sonraki enjeksiyon için hazır hale gelmiştir (3. basamak).



2. KONTROL EDİLECEK SİSTEM ve ELEMANLAR

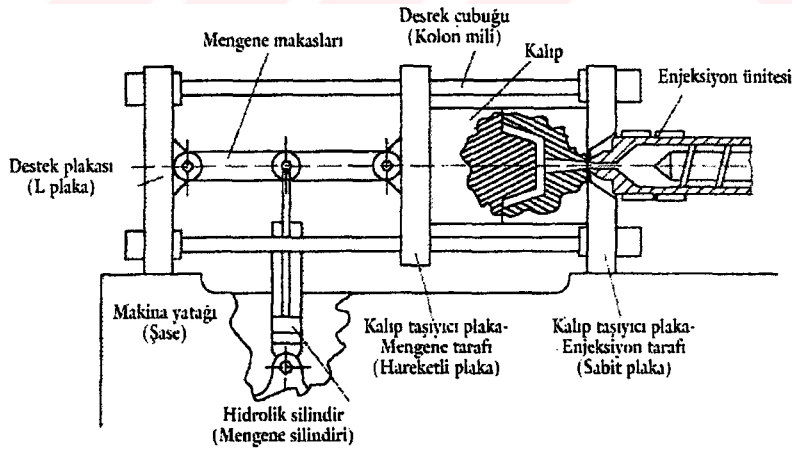
Şekil 2.1' de bir plastik enjeksiyon makinası ve kontrol edilmesi gereken ana elemanlar görülmektedir.



Şekil 2.1 Ana elemanları ile bir plastik enjeksiyon makinası

Ana hidrolik elemanların makinayı nasıl kontrol ettiği aşağıda sıra ile incelenmiştir.

2.1 Mengene Sistemi:

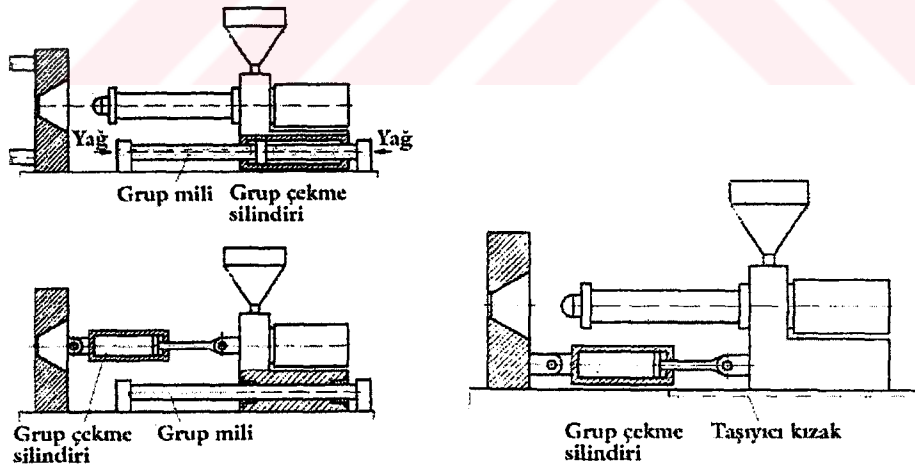


Şekil 2.1.1 Bir enjeksiyon makinasının mengene sistemi

Mengene silindirinin görevi, iki parçadan oluşan plastik enjeksiyon kalıbının hareketli olan tarafının bağlı olduğu hareketli plakayı, sabit kalıp yarısının bağlı olduğu sabit plakaya

doğru m¼mk¼n olduğunca çabuk, fakat makina ve kalıplara zarar vermeyecek hızlanma ve yavaşlama hareketlerini yaparak ilerletmek, kalıbı kapatmak, enjeksiyon sırasında gerekli kilitleme kuvvetini sağlamak, enjeksiyon işlemini bittikten sonra aynı işlemlerin tersini yaparak kilitleme sistemini ve kalıbı açmaktır. Burada hareket ettirilecek kütle makinanın tipine göre kilitleme mekanizmasını oluşturan kollardan, hareketli plaka ve hareketli kalıptan oluştuğu için oldukça büyüktür. Büyük kütleler hızlı hareket ettirildikleri zaman meydana gelen atalet kuvvetleri ve çarpmalardan dolayı g¼r¼lt¼ çıkarırlar. Bu g¼r¼lt¼ye bir de hidrolik şoklar, hidrolik sistemin neden olduğu g¼r¼lt¼ler eklenirse, ortaya çıkan problem sadece makina kullanıcılarını rahatsız etmekle kalmaz ayrıca makinanın aşınmasına ve kullanım süresinin düşmesine de sebep olur. Bunu önlemenin tek yolu, mengene silindrine önce az hidrolik yağ göndererek harekete başlamak, sonra daha fazla yağ göndererek hızlanmak, kalıp yarılı kapanmadan önce yine yavaşlamak, kapanma işleminden sonra kilitlemeyi yapmak için yüksek basınç göndermekle olur. Gör¼ld¼đ¼ gibi bir mengene hareketinde birden fazla debi ve yağ basıncına ihtiyaç vardır. Gereken bu sürekli hidrolik değişkenlikler günümüzde oransal valflerle sağlanmaktadır.

2.2 Grup Sistemi

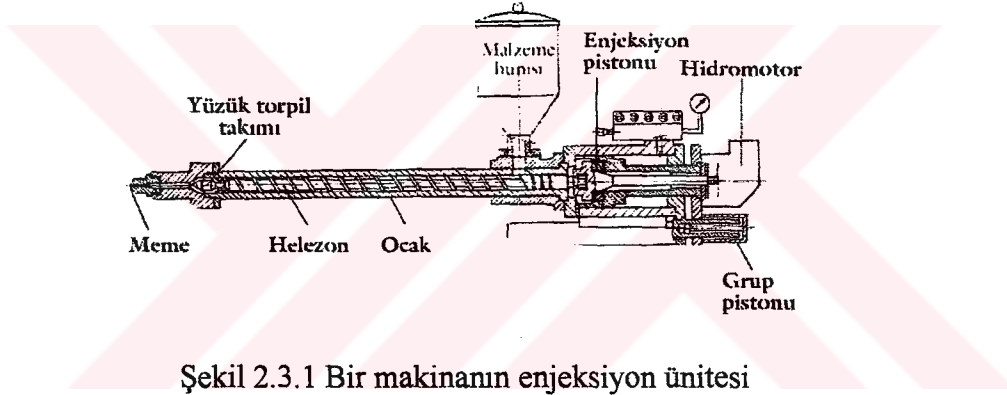


Şekil 2.2.1 Çeşitli grup sistemi uygulamaları

Enjeksiyon ünitesi olarak ta nitelendirilen grup kısmı, helezon vida, enjeksiyon silindiri veya silindirleri, ocak diye adlandırılan ısıtma silindiri, hidromotor ve besleme hunisinden

oluşur. Grup ileri yada geri hareket ettirildiği zaman meme kısmı da ileri veya geri hareket etmiş olur. Enjeksiyon esnasında meme ve sabit plaka birbirine değmeli ve burada bir baskı kuvveti oluşmalıdır. Bunun nedeni, enjeksiyon anında meme kısmından mal sızmasını engellemektir. Ayrıca meme kısmının temizlenebilmesi için de grubun geri çekilebilmesi şarttır. Bazı ürünlerin üretilebilmesinde, yolluk kısmının ayrıca kesme işlemi olmadan ayrılabilmesi için, sıcak yollu denilen bir yöntem uygulanır. Bu yöntemde grup kısmı, her baskıdan sonra geri hareket ettirilmelidir. Bütün bunlar grup silindiri ya da silindirlerinin görevidir. Grup silindirinin diğer bir görevi de enjeksiyon anında oluşan geri basıncının (tepki basıncı) oluşturduğu, grubu geriye doğru zorlayan kuvvete karşı koymaktır.

2.3 Enjeksiyon Sistemi



Şekil 2.3.1 Bir makinanın enjeksiyon ünitesi

Enjeksiyon makinasının dizaynına göre enjeksiyon silindiri bir veya daha fazla olabilir. Enjeksiyon silindiri direk olarak helezon vidaya bağlıdır. Bu silindirlerin görevi, ısıtılarak enjeksiyona hazır durumdaki meme ucunda bulunan plastik malzemeyi istenen kuvveti sağlayacak bir şekilde helezon vidaya baskı yaparak kalıp içerisine göndermektir. Ayrıca enjeksiyon sonunda helezon vidanın mal alabilmesi için gereken dönme ve geri ilerleme hareketinde geri hareketin kaynağıdır. Plastik malzemenin özelliklerine göre enjeksiyon için ileri ve mal alma için geri hareketler farklı basınç ve hız kademelerinde yapılmalıdır. Bunun için enjeksiyon silindirine bu farklı değerleri kazandıracak oransal kontrol yöntemi kullanılır.

Bir enjeksiyon ünitesinin önemli elemanları malzeme akış yönüne göre;

- Huni,

- Helezon (vida veya burgu da denir),
- Helezon üzerinde malzemenin homojenizasyonunu sağlayan parçalar (bazı durumlarda kullanılırlar),
- Helezon ucundaki geri dönüşsüz valf (çek valf) (bazı durumlarda kullanılırlar),
- Meme ve
- Isıtıcı bantlar yani rezistanslardır.

2.3.1 Helezon vida

Plastik malzemeyi eriten ve kalıba basan helezon veya helezon sistemleri enjeksiyon makinalarının da en önemli parçalarındandır.

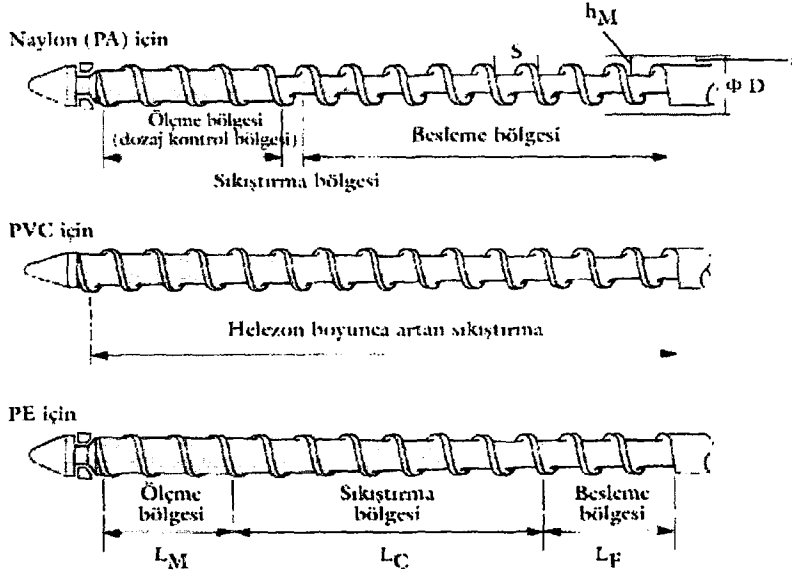
Bir helezon sisteminde bulunması gereken özellikleri;

- İyi plastikleştirme (eritme) performansı,
- Verimli (kısa zamanlı) malzeme transferi (taşıması),
- Etkili eritme ve karıştırma (sıcaklığın ve katkı malzemelerinin homojenliğini sağlayabilme) ve
- İyi kendini temizleme kabiliyeti olarak sıralayabiliriz.

Şu anda yukarıdaki ihtiyaçları en iyi şekilde karşılayan ve en geniş kullanım alanına sahip olan sistem, bir silindirin içinde hem dönme hareketi hem de aksenal hareket yapma kabiliyetine sahip helezon sistemidir. Plastik malzemenin huniden meme boşluğuna kadar erimiş olarak ve homojen bir şekilde gelmesi, hem ocak ısıtıcılarından sağlanan ısı enerjisi, hem de helezonun dönme hareketinin neden olduğu mekanik enerji tarafından sağlanır. Bundan sonra enjeksiyon ve tutma basınçları safhalarında geri dönüşsüz bir valfle kapanan ve eriyik malzemenin geriye doğru akışını önleyen helezon başı sayesinde, helezon bir piston gibi hareket eder ve meme boşluğundaki malzemeyi oldukça yüksek basınçlarda kalıba enjekte eder.

Bir helezon sisteminin yani helezonlu bir enjeksiyon grubunun en büyük avantajlarından biri olarak hem malzemeyi eriyik hale getirene kadar ki taşıma, eritme ve homojenize etme işlemlerini hem de enjeksiyon ve tutma basınçlarının uygulanması işlemlerini en ekonomik yani ucuz şekilde sağlamasını gösterebiliriz.

Helezonlar genelde üç farklı bölgeden meydana gelirler Şekil 2.3.1.1' de bunlar görülebilir.



Şekil 2.3.1.1 Üç bölgeci genel tip helezonların yapısı

1. Bölge: Besleme bölgesinde tanecikli, parçacıklı veya toz haldeki katı malzeme taşınır ve sıkıştırma bölgesine iletilir. Bu bölgede helezonun akış derinliği (flight depth), malzeme düşük yoğunlukta olsa bile yeterli miktarda akış sağlanabilmesi için oldukça geniş tutulmuştur.

2. Bölge: Sıkıştırma bölgesinde (geçiş bölgesi de deniyor) besleme bölgesinden alınan malzeme sıkıştırılır. Bu bölgelerdeki taşıma işleminin stabilitesi genelde malzemenin tam olarak erimesi ve sıkıştırma bölgesinin sonuna ulaşması için geçen zamana bağlıdır.

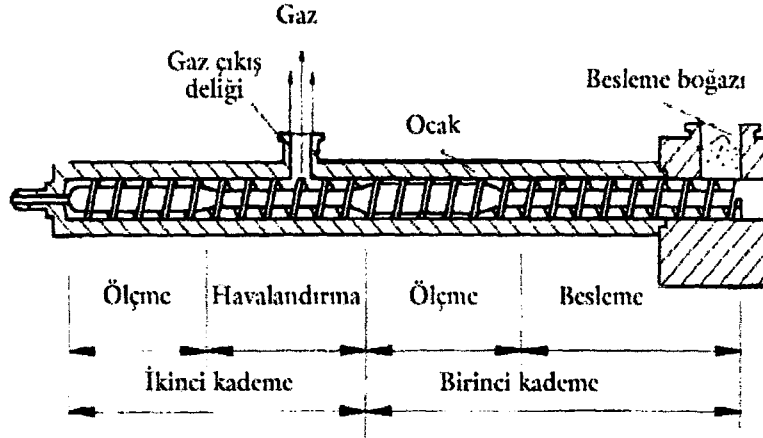
3. Bölge: Ölçme bölgesinde ise homojen hale gelmiş olan malzemenin sıcaklığı enjeksiyon yapılacak sıcaklığa yükseltilir ve malzeme kalıplanmaya hazır hale gelir.

Yukarıda bahsettiğimiz üç bölgeci universal helezon, plastik enjeksiyon işleminde en çok kullanılan tiptir. Bu helezon tipi, hem teknik hem de ekonomik açıdan hemen hemen tüm termoplastiklerin işlenebilmesi için uygundur. Bu helezonlar en çok uzunluklarının (L) çaplarına (D) oranlarıyla tanımlanır ve sınıflandırılır. Günümüzde bu L/D oranı normal olarak 18 ile 24 arasındadır.

Maksimum enjeksiyon hacmini belirleyen maksimum enjeksiyon stroku değeri yani helezonun gidebileceği en geri konum l, belirli bir değerin üzerine çıkmamalıdır ($l < 3D$).

Çünkü bu taktirde, plastikasyon için kısalmış olan etkin helezon uzunluğu eriyik malzemelerde ciddi sıcaklık farkları doğmasına neden olabilir.

Özel bir helezon çeşidi de havalı ocaklarda kullanılan çift kademeli olan tiptir. Bunlar üniversal tip helezonlardan oldukça farklıdır Şekil 2.3.1.1' de bu helezon görülebilir.



Şekil 2.3.1.2 Havalı bir ocak ve helezonu

Bu helezonlar plastikasyon işlemi boyunca eritilen malzemedeki suyun veya eriyik malzemenin arta kalan monomerlerin dışarı atılmasını sağlarlar. Bunlarda ilk kademede malzeme içeri alınır ve eritmeye başlanır. İkinci kademede eriyik malzeme havalandırılır ve vakum uygulamaya gerek kalmadan, yüksek sıcaklık sebebiyle su veya monomerler dışarı atılır. Bu arada, ikinci kademede eriyik malzeme memeye de taşınır. Her ne kadar besleme bölgesinin doğru tasarımı, uygun helezon geometrileri ve işleme sıcaklıklarının doğru seçimiyle çözümlenmeye çalışılsa da, ocak havalandırma deliğinden meydana gelen malzeme kaybı havalı sistemler için sık sık problemlere neden olur. Havalı ocaklarda kullanılacak helezonun ikinci kademesinin malzeme taşıma oranının, huniye daha yakın olan birinci kademeden daha fazla olacak şekilde tasarlanması da daha iyi olur.

Havalı sistemlerin çalışma şekilleri bazı yönlerden klasik sistemlerden farklılıklar gösterir. En büyük farklılık da havalı sistemde kullanılan helezonun plastikasyon performansının üniversal helezonun plastikasyon performansının sadece %50'si ile %80'i arasında olmasıdır.

Plastik malzemenin havalı ocaklarda daha yüksek sıcaklıklarda işlenmesi, ocakta kalma süresinin artması neticesinde yağlayıcı, yumuşatıcı gibi katkı maddelerinin ve diğer bileşenlerinin havalandırma işlemi süresince kaçıp gitmesi malzemenin degregasyon olma ihtimalini de oldukça yükseltmektedir. Bir de havalı ocak sistemlerinde kullanılan

malzemelerin cinsini veya rengini değiştirmek diğer sistemlere oranla daha zor, daha fazla zaman alıcıdır.

2.3.2 Geri-dönüşsüz valfler (Çek valfler)

Enjeksiyon helezonlarına bazen, helezonların enjeksiyon ve tutma basınçları safhalarında bir piston gibi hareket etmesini sağlayan ve bu sırada malzemenin geri akışına engel olan parçalar takılır. Bunlar, helezonun uç bölgesine takılan “geri-dönüşsüz valf veya çek valf” denen parçalardır. Bu parça grubunun hepsine birden “yüzük-torpil veya yüksük-torpil takımı” da denilmektedir.

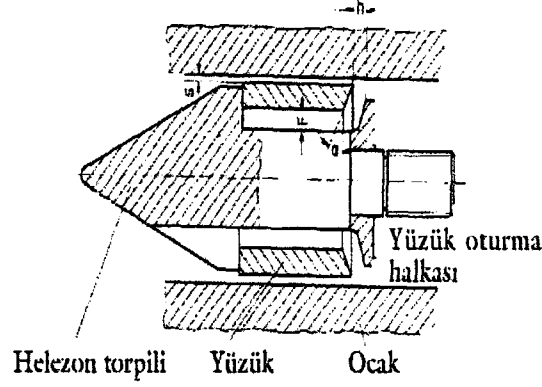
Bir geri-dönüşsüz valfde aranan özellikler:

- Yüksek verim,
- Kısa kapanma süresi,
- Yüksek mekanik mukavemet ve
- İyi kendini temizleme yeteneğidir.

Geri-dönüşsüz valflerin verimliliği, enjekte edilen malzeme hacminin plastikleştirilen malzeme hacmine oranıdır. Verimlilik oranı %95 ile 97 arasında değişir ki, bu da valf kapanırken helezon kanallarından geri akan malzemenin %3 ile %5 arasında olduğunu gösterir.

Bu valflerde bulunması gereken önemli özelliklerden biri de kısa kapanma süreleridir. Geri-dönüşsüz bir valfin kapanma zamanı, helezonun enjeksiyon yapmak üzere aksel harekete başladığı andan başlayıp valfin geriye doğru hiç malzeme akışına izin vermeyeceği duruma geldiği ana kadar geçen zamandır.

şekil 2.3.2.1’ de sıkça kullanılan bir geri-dönüşsüz valf gösterilmiştir.

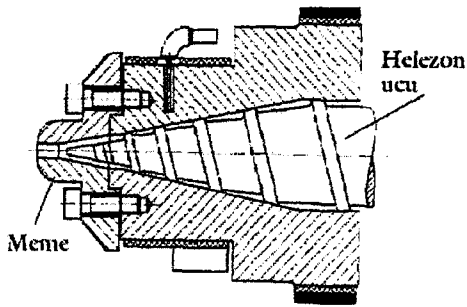


Şekil 2.3.2.1 Kayan halkalı (yüzüklü) bir geri-dönüşsüz valf

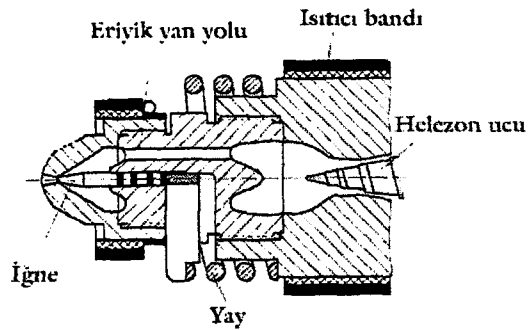
Bu geri-dönüşsüz valf sisteminin esas önemli parçası, plastikasyon esnasında ileri pozisyonda kalarak eriyik malzemenin meme boşluğuna dolmasını sağlayan kayan halka yani yüzüktür. Mal alma işlemi sırasında ileri pozisyonda olan yüzük, enjeksiyon safhasında ise geri konumda kalarak arkasındaki oturma halkasına sıkıca dayanır ve yüksek basınç altındaki malzemenin geriye akışına engel olur.

2.3.3 Meme

Meme, ocağın uç kısmına monte edilen, ocağın ucunun enjeksiyon yapabilmek için kalıbın yolluk burcuna tam olarak denk gelmesini sağlayan ve yapısına göre plastikasyon ve soğuma esnasında ocağın ağzını kapayarak dışarı mal akışını önleyen parçadır.



Şekil 2.3.3.1 Açık meme

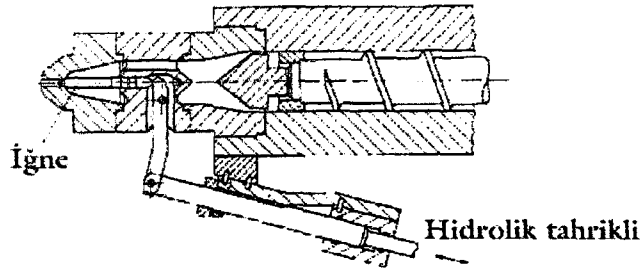


Şekil 2.3.3.2 İçten iğneli akış kesme memesi

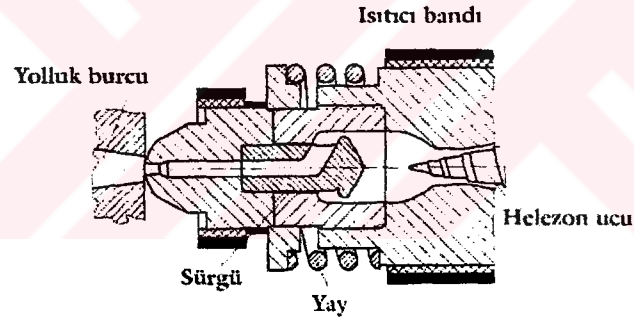
Şekil 2.3.3.2' de içten iğneli akış kesme memesi (kendi kendine kapanabilen yay sistemli) görülebilir.

Memeler açık veya kapalı (kapatılabilir) şekildedir. Akış kesme memeleri de denen kapalı memeler kendi kendine kontrollü (oto-kontrollü) veya dışarıdan kontrollü olabilir. Aşağıdaki şekillerde çeşitli meme örnekleri gösterilmiştir.

Açık memeler genelde akış yönünde konikleşen (sivrileşen) basit bir kanala sahiptirler. Pratikte en kullanışlı olan meme, en az basınç düşmesine neden olan bu açık meme tipidir



Şekil 2.3.3.3 İçten iğneli akış kesme memesi (hidrolik olarak kapama yapan)

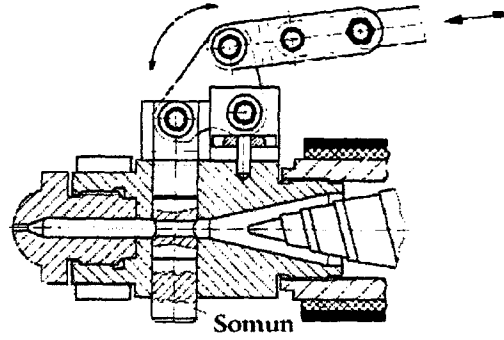


Şekil 2.3.3.4 Hareketli veya kayan parçalı akış kesme memesi (kendi kendine kapanabilen yay sistemli)

İçten iğneli yay sistemli meme, meme ucunu, kuvveti bir destekle iğneye aktarabilen bir yay sayesinde kapatır. Meme, iğne ucuna etkiyen enjeksiyon basıncı sayesinde açılır. Bu nedenle, yay kuvvetini yenmek için muhakkak basınç gereklidir. Oysa hidrolik tahrikli iğneli memelerde böyle bir durum söz konusu değildir. Bunlarda iğnenin kapama hareketi (bazı durumlarda açma hareketi) hidrolik bir piston ile sağlanır. Yalnız bu tip memelerin boyu, hidrolik pistonun açma kapama hareketlerinin rahatlıkla sağlanabilmesi için daha uzun olmaktadır.

Hareketli veya kayan parçalı akış kesme memesi. Enjeksiyon grubunu kalıba bastırarak kuvvet sayesinde açılır. Meme, basınç düşüp grup geriye doğru giderken kapanır. Akış sırasında meydana gelen malzeme dağılımı yani akışın bozulması bu meme tipinde iğneli tiplere göre daha azdır.

Dönen ve kayan civatalı memelerden de iyi sonuçlar alınabilir. Fakat bu tip memeler büyük oldukları gibi daha da pahalıya al olurlar.



Şekil 2.3.3.5 Kayan civatalı akış kesme memesi

Tüm akış kesme valflerinin önemli bir dezavantajı, komplike dizaynları ve helezon ucundaki fazladan akış kanalları sebebiyle açık memelere oranla daha fazla malzeme dağılımına sebep olmalarıdır.

Bunlar haricinde çeşitli özel tasarımlı meme tipleri de mevcuttur.

2.4 İtici Silindiri

Bir plastik enjeksiyon ürünü, kalıba enjekte edildikten ve kalıp açıldıktan sonra mengenenin hareketli kısmında kalır. Ancak parça kalıp içerisinde yapışık bir durumdadır. Dışarı çıkması için mutlaka arka tarafından itilmesi gerekir. Bu itme hareketi ise itici piston miline bağlanmış birçok itici pimi tarafından gerçekleştirir. İtici silindirin görevi gerekli itme kuvvetini sağlamaktır. İtici pimleri kalıp imalatçıları tarafından kalıp içerisine yerleştirilir. Özellikle büyük plastik parçaların imalatı esnasında pimlerin itici tarafından yüksek hız ve basınçla itilmesi kalıba ve parçaya zarar vermektedir. Bunu önlemek için iticiyi tahrik ederek kuvvet sağlayan hidrolik yağ debisi ve basıncı malzeme ve kalıp özelliklerine göre değiştirilebilmelidir.

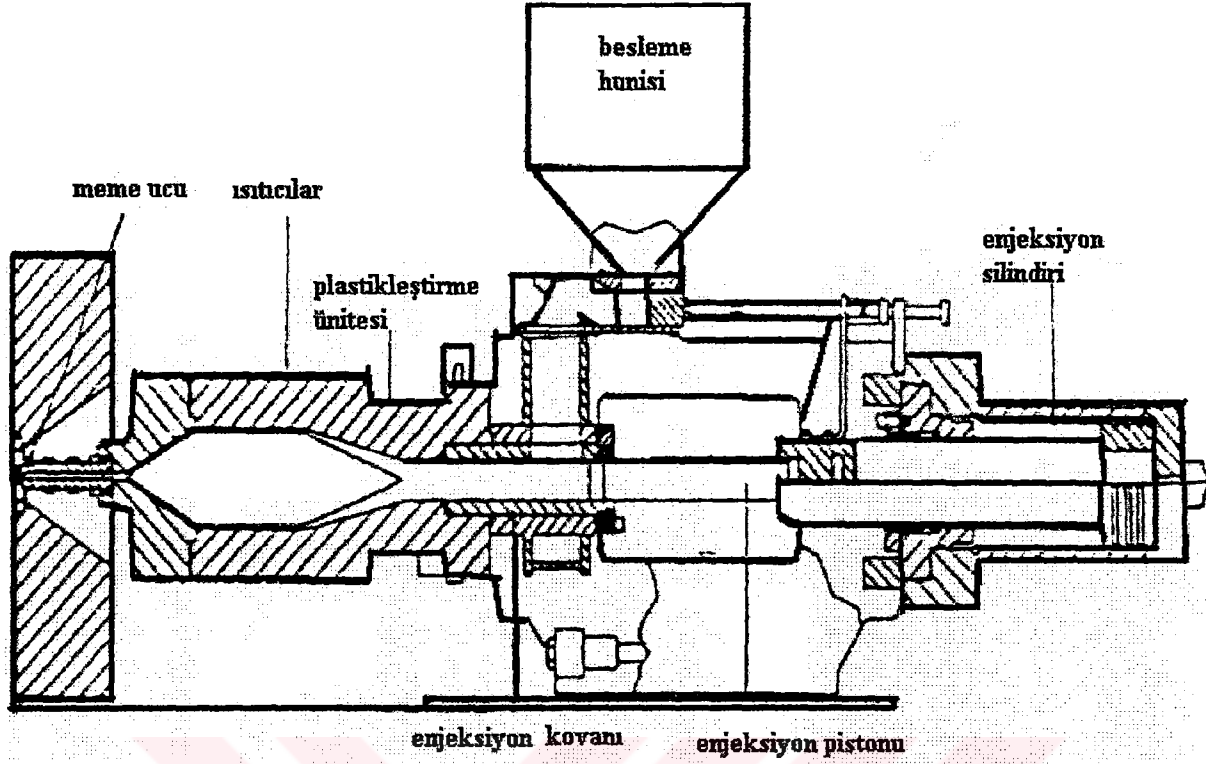
3. PLASTİK ENJEKSİYON MAKİNALARININ GRUPLANDIRILMASI

Plastik enjeksiyon makinaları, kullanılan enjeksiyon ünitesi yada kilitleme sisteminin çeşidine göre gruplandırılır.

3.1 Enjeksiyon Ünitesinin Çeşidine Göre Gruplandırma

3.1.1 Tek kademeli pistonlu makine

Şekil 3.1.1' de görülen bu tip makinalar, ileri ve geriye doğru gidip gelme hareketi yapabilen helezon vidanın kullanılmasına kadar enjeksiyonla kalıplama yönteminde kullanılmaktaydı. Fakat günümüzde fazla kullanılmamaktadır. Bu tip makinaların çalışması şöyledir. Kullanılacak hammadde miktarını belirleyen özel aletlerin yardımı ile hammadde enjeksiyon silindiri içerisine gönderilir. Bir sonraki adımda gravür halindeki malzeme, silindir boyunca ilerleyerek bir yayıcı etrafında toplanmak üzere enjeksiyon pistonu tarafından ileriye doğru zorlanır. Enjeksiyon silindirinin yayıcı etrafındaki bölümü elektrik dirençleri tarafından ısıtılır. Malzeme yayıcı ve silindir arasındaki boşluktan geçecek şekilde eriyerek yayıldıktan sonra kalıp içerisindeki boşluğa gönderilir. Silindir, erimiş malzemenin memeden çıktığı noktaya kadar ısıtılır. Kilitleme sistemi tarafından kalıplar kapatılarak açılmayacak şekilde tutulur. Erimiş malzeme, kalıbın şeklini alacak şekilde enjeksiyon ünitesi tarafından kalıptaki boşlukların hepsi dolana kadar zorlanır. Daha sonra klasik olarak kalıp açılır ve parça alınır.



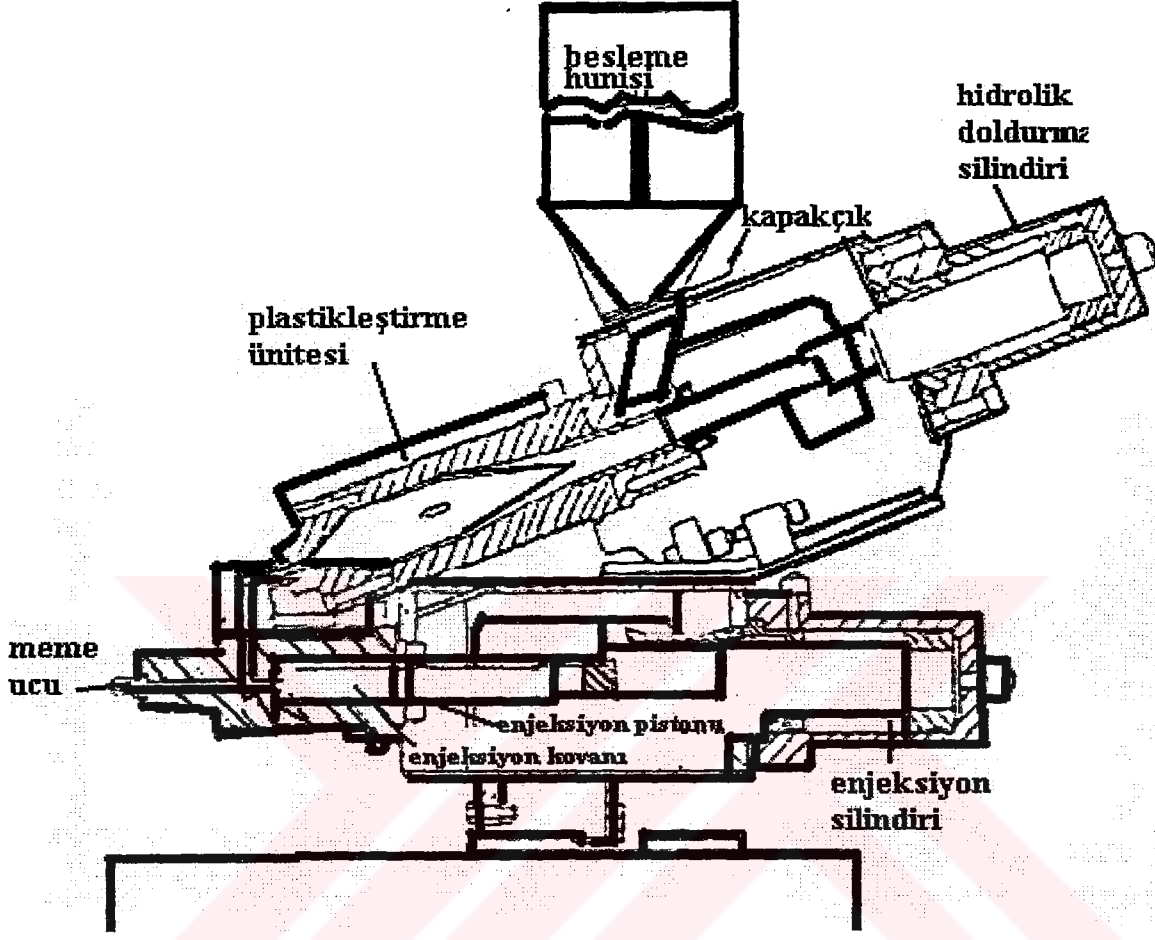
Şekil 3.1.1 Tek kademeli pistonlu tip makine

Bu tip makinalarda malzeme, ısıtma silindiri çeperindeki rezistanslar yardımı ile ısıtılır. Dolayısı ile dış çepere yakın olan malzeme merkezdeki malzemeye göre daha sıcak olur. Bu durum, kalıplanan parçaları etkileyen düşük homojenli ürünlerin ortaya çıkmasına neden olur. Basınç, enjeksiyon pistonundan soğuk gravürlere ve oradan da kalıp içerisindeki erimiş malzemeye iletilir. Bu durum genelde %40' lara varan hatta %80 gibi bir maksimum değere ulaşabilen basınç kayıplarına neden olur. Silindir ve torpido arasındaki açıklık ne kadar az olursa akışa karşı oluşan direnç artar ve basınç kaybı yükselir. Bu mesafenin artırılması azaltacaktır, fakat plastik malzemenin düşük ısı iletkenliği nedeni ile erime şartlarının bozulmasına yol açacaktır. Bu nedenle iki dizayn birbirini sınırladığı için makine kapasitesi sınırlıdır.

3.1.2 İki kademeli pistonlu makine

Plastik enjeksiyon teknolojisinin geliştirdiği diğer bir makine bu tip makinadır. İki adet pistonu sahip olan bu tip makinede pistonlardan biri diğerinin üzerine yerleştirilmiştir. Pistonlardan biri plastik hammaddenin erimesini sağlayarak öbür silindiri beslerken diğer

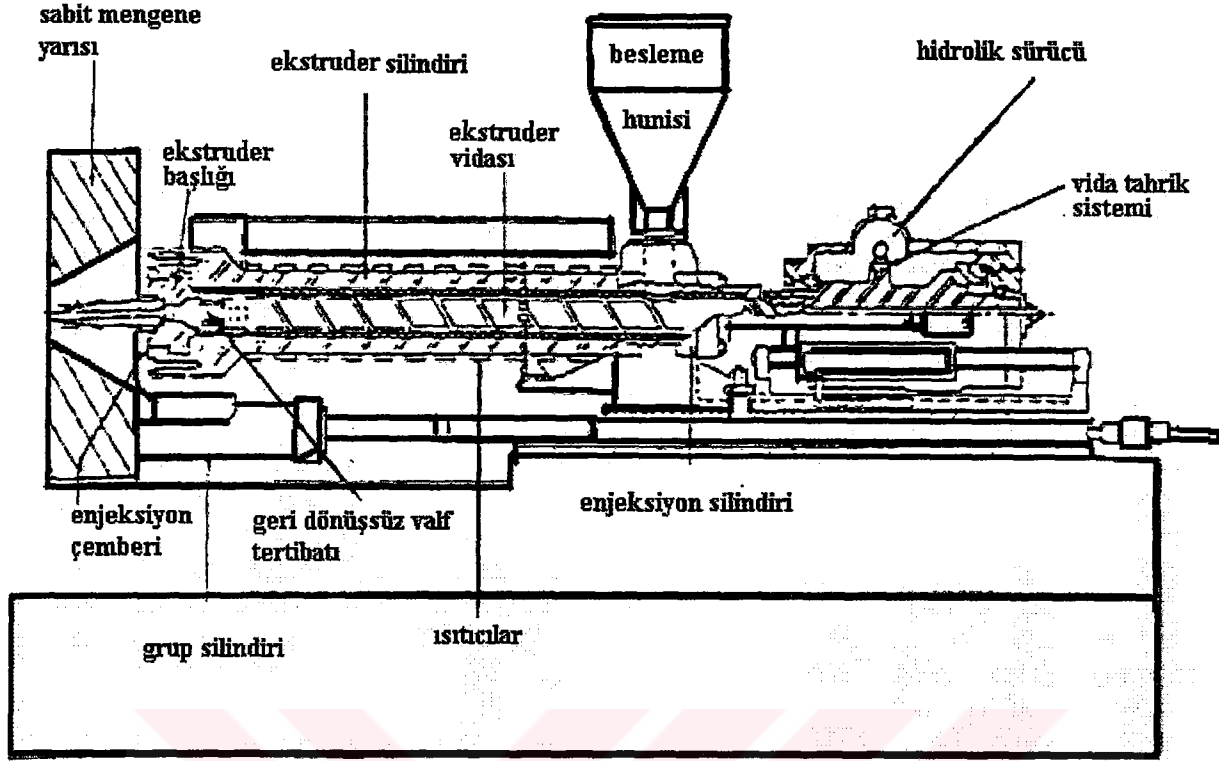
silindir erimiş haldeki malzemeyi kalıp içerisine göndermekte kullanılır. Bu tip bir makine Şekil 3.1.2' gösterilmiştir.



Şekil 3.1.2 İki kademeli pistonlu tip makine

3.1.3 Vidalı makine

Şekil 3.1.3' de yatay hareketli bir vidaya sahip vidalı tip bir enjeksiyon makinesi görülmektedir. Ekstruder adı verilen helezon vida, ocak diye nitelendirilen bir silindir içerisine yerleştirilmiştir. Bu makinalarda helezon vida, hidromotor ya da elektrikli bir tahrik sistemi ile döndürülmektedir. Vida döndüğü zaman malzeme huni vasıtası ile ocak içerisine alınır. Helezon vida, malzemeyi karıştırarak aldığı için malzemede bir homojenlik oluşur. Bu vidanın sağladığı en büyük avantajlardan birisi de, malzemeyi kendisi ve ocak arasında sıkıştırdığı için, malzeme çepere ve birbirine sürtünür, daha kolay ısınma sağlar ve gereken ısı ihtiyacını aza indirir.



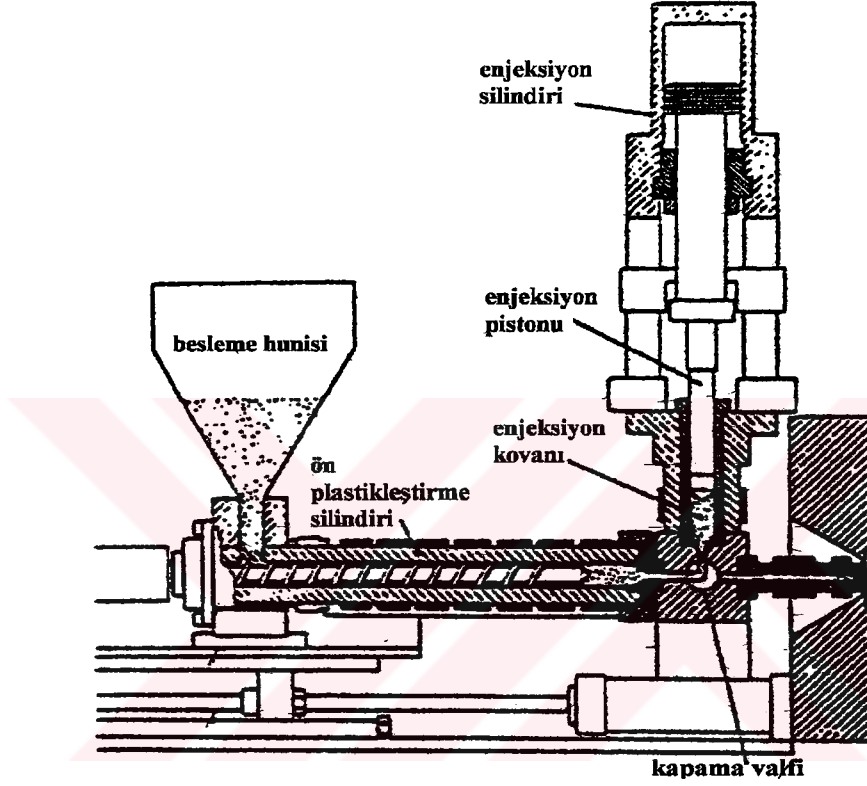
Şekil 3.1.3 Yatay hareketli vidalı enjeksiyon makinası

Malzeme vidanın önüne gönderilirken bu olay vidayı, hidromotoru, enjeksiyonu sağlayan piston ve kolunu geriye doğru zorlar. Bu direncin artması, helezon vidanın daha yüksek basınçlarda itilmesini gerektirir. Artan bu zorlama geri basınç olarak isimlendirilir. Vida, önceden belirlenen bir yere gelene kadar grubu geriye doğru zorlayarak dönmeye devam eder. Vida belirlenen noktaya geldiği zaman dönme durur ve çevrim içindeki uygun bir zamanda vida önünde bulunan hazır malzemeyi ileriye doğru hareket ettirerek kalıp içerisine enjekte eder. Helezon vidanın ileriye hareketi enjeksiyon silindiri veya silindirleri tarafından yapılır.

3.1.4 İki kademeli vida – piston makine

Şekil 3.1.4' de gösterilen iki kademeli bir vida – piston makinası kullanılarak diğer makine tiplerinin sebep olduğu dezavantajların üstesinden gelinebilir. Burada malzeme vidanın tamamını geçerek bir valf vasıtası ile enjeksiyon odasına girer. Enjeksiyon pistonu, belirli bir noktaya kadar (bu noktada enjeksiyon pistonu durur.) geri zorlanır. Daha önce kapalı

olan kapama valfi enjeksiyon anında açılarak erimiş haldeki malzeme kalıp içerisine enjekte edilir.



Şekil 3.1.4 İki kademeli vida – piston tipi enjeksiyon makinası

3.1.5 Helezon vida ile plastikleştirmenin avantajları

Erime işlemine vidanın kesme etkisi sebep olmaktadır. Malzemenin molekülleri birbirleri üzerinden kaydığı zaman vida tahrikinin mekanik enerjisi ısı enerjisine dönüşür. Bu ısı direk olarak malzemeye iletilir. Bu durum vidanın karıştırma etkisine ilave olarak ısı etkisini ortaya çıkarır. Avantajları şöyle sıralayabilir:

- Yüksek kesme oranı. Bu viskoziteyi düşürür ve böylece malzemenin akışı kolaylaşır.
- Homojen bir eriyik için iyi bir karışım sağlar.

- c) Malzemenin enjeksiyon silindiri içerisinde yaklaşık olarak üç atım kadardır. Pistonlu makinalarda ise bu süre 8 – 10 atım süresini bulabilmektedir.
- d) Isının çoğu malzemeden sağlanır.
- e) Isıtma çemberinden daha az ısı alındığı için ısı tasarrufu sağlar.
- f) Vidalı tip bir makinanın boşaltılması ve temizlenmesi pistonlu tipe göre çok daha kolaydır.

3.2 Kilitleme Sistemi Çeşidine Göre Gruplandırma

Kalıpların açılıp kapanmasını ve enjeksiyon sırasında kalıp yarılarının kapalı tutulmasında yeterli kuvvetin üretilmesi için uygulanan çeşitli sistemler vardır. Bunlar:

- a) Hidrolik kapama sistemi.
- b) Mekanik kapama sistemi
- c) Hidromekanik kapama sistemi.

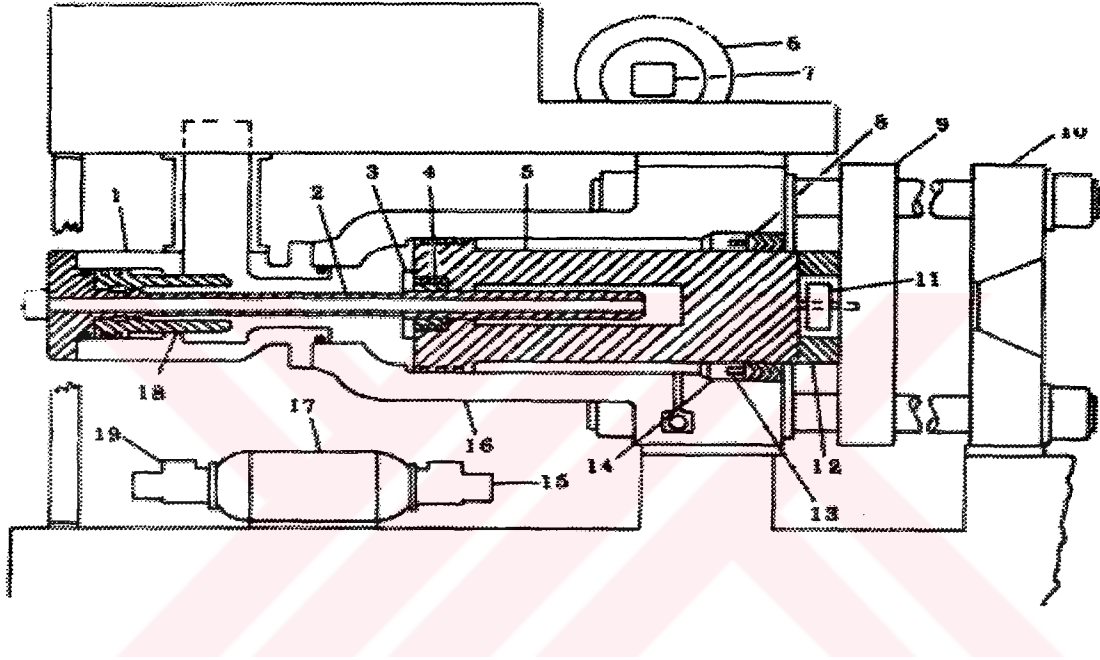
3.2.1 Kalıbın kapanması için gerekli şartlar

Bir kalıbın emniyetli ve zarar verilmeden kapatılabilmesi için bazı şartlar sağlanmalıdır. Bu şartları şöyle sıralayabiliriz:

- a) Kalıpların iyi yerleşmesi için yavaş kapama.
- b) Zaman tasarrufu sağlamak için hızlı kapama.
- c) Bir ön mesafe için kapama kuvvetinin tam olarak sınırlaması ile kalıp korumanın sağlanması.
- d) Hareketin başlangıcında ve sonunda şoksuz hızlanma ve yavaşlama.
- e) Takımların kilitlenmesi.
- f) Şoksuz basınç tahliyesi.
- g) Yavaş sıçramalı açılma.
- h) Açma işleminde hızlı açma ve şoksuz durma.
- i) Enerji tasarrufu ve az gürültülü çalışma.

3.2.2 Hidrolik kapama sistemleri

Kapama kuvveti hidrolik basıncın ürünüdür. Hidrolik basıncı değiştirerek gerekli kapama kuvveti tam olarak elde edilebilir. Böylece aşırı yüklenmeler önlenmiş olur. Hareketli plakanın kapanmasını sağlayan kuvvet, kilitleme kuvvetine göre çok daha küçüktür. Hidrolik kapama sistemleri, mekanik kapama sistemlerinin yaptıklarını tam olarak yapabilir.



Şekil 3.2.2.1. Hidrolik kapama sistemi

1. Öndolum pistonu yataklayıcısı, 2. Hızlandırıcı piston, 3. Piston destek burcu, 4. Piston burcu, 5. Ana piston, 6. Elektrik motoru, 7. Hidrolik pompa, 8. Ana piston yataklayıcısı, 9. Hareketli plaka, 10. Sabit plaka, 11. İtici, 12. İtici silindiri, 13. Yaylar, 14. Saplama, 15. Hidrolik pompa, 16. Ana piston silindiri, 17. Elektrik motoru, 18. Yardımcı piston, 19. Hidrolik pompa

Şekil 3.2.2.1' de hidrolik kapama ünitesinin şematik bir şekli görülmektedir. Ana silindiri taşıyan plaka ile sabit plaka arasında olan ve hareketli plakayı taşıyan dört adet kolon mili diye adlandırılan bağlantı milleri vardır. İncelendiği zaman kalıbın açılmaması için gereken kuvvetin en son olarak bu miller tarafından karşılandığı görülür. Her bağlantı çubuğunun ucu diş açılarak somunlar vasıtasıyla sabit plaka ve ana plakaya bağlanır.

Kalıbın sabit yarısı sabit plaka kısmına ve hareketli yarısı da hareketli plakaya bağlanır.

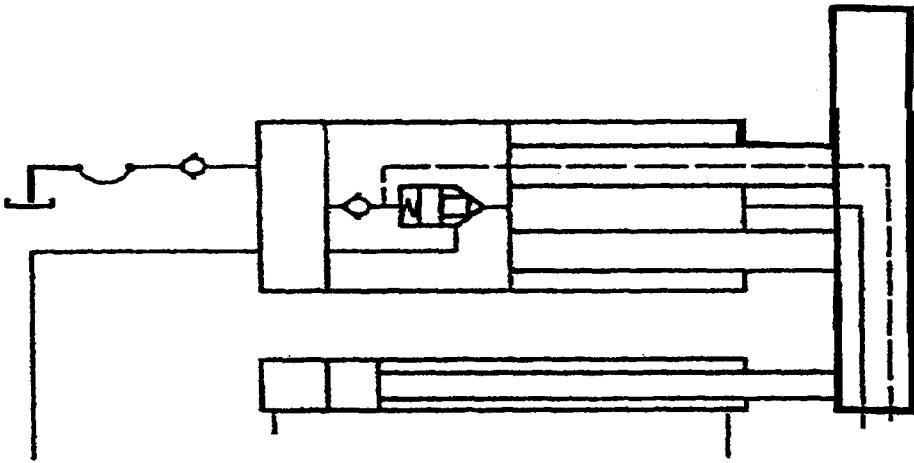
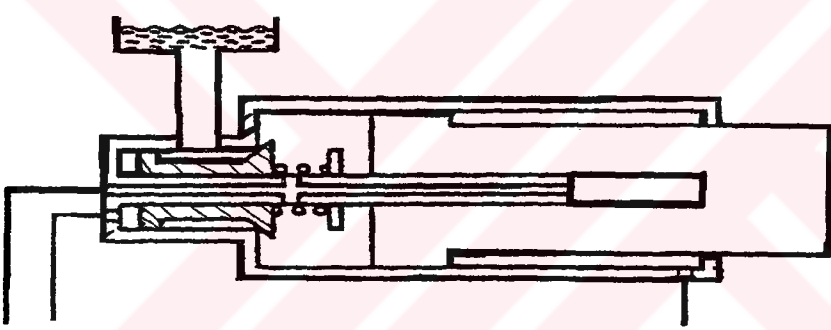
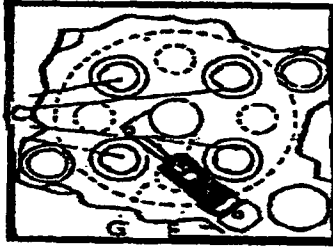
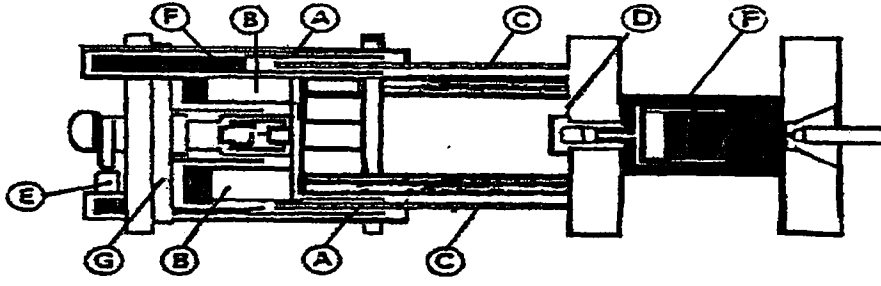
Yukarıdaki anlatımdan da anlaşılacağı gibi hidrolik silindire ilerleme yönünde akışkan gönderilirse kapama pistonu, kalıp yarıları birbirine temas edene kadar hareketli mengene kısmını hareket ettirecektir. Basınç oluştuğu zaman, kapama pistonunun sağladığı kuvvet, hareketli mengeneye, buradan sabit plaka ve ana plakaya iletilir. En son olarak bu kuvvet, kolon milleri tarafından karşılanır ve bu miller çekiye zorlanır. Hidrolik kapama sisteminin bir avantajı da kalıp yükseklik ayarı için ayrı bir redüktör sistemine ihtiyaç duyulmamasıdır. Çünkü ana kapama pistonunun stroku değiştirilerek bu ayar kolaylıkla sağlanabilir. Hidrolik kapama sistemlerinde ana silindirin hacmi çok büyük olduğu için sistem çok fazla akışkan gerektirir. Ayrıca debi ihtiyacının karşılanarak sistemin hızlı açılıp kapanmasını sağlayabilmek için özel sistemler yapılmıştır. Örneğin sadece açma ve kapama işlemini yapan farklı bir silindir yada ana silindirin içerisine yerleştirilmiş bir piston istenen hıza erişilmesini sağlayacaktır. Şekil 3.2.2.2' de çeşitli hidrolik kapama sistemleri gösterilmiştir.

Hidrolik kapama sistemlerinin avantajları şunlardır:

- a) Gerektiğinde yağ basıncı düşürülerek daha düşük ve sadece istenilen kapama kuvveti sağlanabilir. Bu da daha az enerji harcanması demektir.
- b) Kalıbın takılması ve ısınması ile kalıp ayarı ve düzeltmesi gerekmez.
- c) Kuvvetler aksenal olduğu için ve sürtünme parçaları az olduğundan aşınma azdır ve daha az maliyet ve bakım giderleri daha azdır.
- d) Mengene kapama kuvveti ekseni, enjeksiyon kuvveti ekseni ile çalıştığından enjeksiyon sırasında kalıplar açılmaz ve esnemez.

Hidrolik kapama sisteminin dezavantajlarını şöyle sıralamak mümkündür:

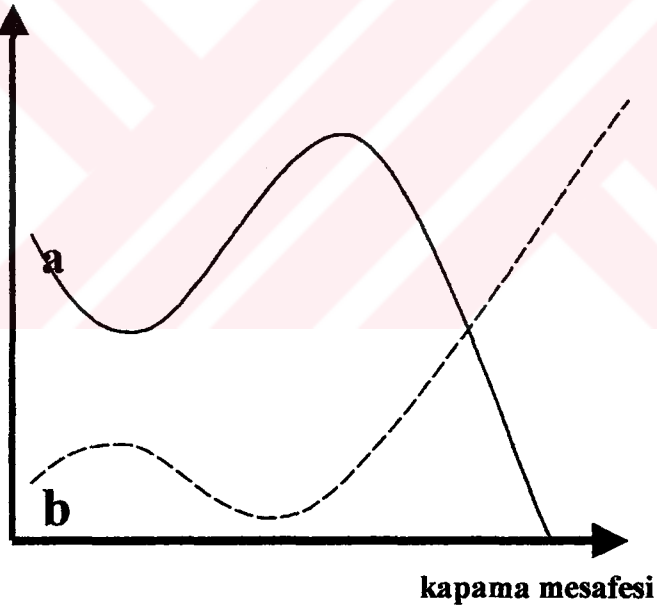
- a) Ana piston büyük olduğu için, piston hareketinde fazla miktarda yağ kullanılır. Böylece daha büyük bir yağ ihtiyacı ve hidrolik elemanlara ihtiyaç duyulur.
- b) Hareket daha yavaştır.



Şekil 3.2.2 Çeşitli hidrolik kapama sistemleri

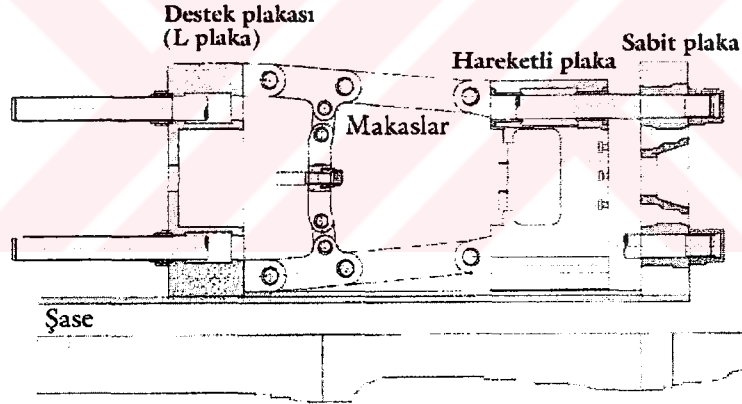
3.2.3 Mekanik kapama sistemleri

Bütün enjeksiyon makinalarının yaklaşık olarak $\frac{3}{4}$ 'ünde makaslı sistem olarak da isimlendirilen mekanik kapama sistemi uygulanır. Bu tür sistemlerde hareketli plaka ile piston hızı birbirine göre sürekli değişir. Şekil 3.2.3.1' de kapama pozisyonuna göre makaslı sistemdeki hız ve kuvvet oranları şematik olarak gösterilmektedir. Kinematik ilişki nedeni ile ortaya çıkan bu eğri ideal hız eğrisidir. Şekilde a hız eğrisini ve b' de kuvvet eğrisini göstermektedir. Değişik hız ve kuvvet eğrilerinin sebebi ise kinematiğin esasını oluşturan moment, moment kolu, kuvvet, çevre ve açısal hız gibi kavramlardan kaynaklanmaktadır. En basit bir örnek verirsek dönme eksenine olan moment kolu uzaklığı arttıkça hem çevre kuvveti hem de çevre hızı artar. Mengene sisteminin oluşturan kolların hareketleri de değişik anlarda farklılık gösterdiği için bu çeşitlilik kol sayısı arttıkça artmaktadır.



Şekil 3.2.3.1' de kapama pozisyonuna göre makaslı sistemdeki (a) hız ve (b) kuvvetlerin değişimi

Şekil 3.2.3.2 de mengene sistemi kullanılan enjeksiyon makinası görülmektedir. Mekanik kapama sistemlerinde, fiziğin mekanik avantaj temelinden faydalanılır. Sistem mekanik olarak avantaj sağlayan kollardan ve bağlantılardan oluşmuştur. Bu sistemlerde farklı sayıda ve yapıda kol bağlantısı kullanılarak değişik miktarlarda kilitleme kuvveti elde edilebilir. Elde edilen avantaj sistemin türüne göre piston kuvvetinin 25 ile 50 kat arasında değişebilir. Bu çeşitliliğin sebebi, kol sayıları ile beraber kolların geometrik ölçüleri de son derece etkili olmasıdır. Hareketli mengene kollarına hareketi veren ana kilitleme pistonudur. Piston geri çekildiği zaman mengene açılır ve kalıp yarıları birbirlerinden ayrılmış olur. Pistonun ileri hareketinde ise mengene kolları kapanır ve kalıp yarıları birleşmiş olur. Hareketli plakanın istenilen değişik hızlarda ilerlemesini sağlayabilmek için ana kilitleme silindrine bu hızların uygulanması ile sağlanabilir. Hareketli mengene, pistonun tüm stroku bitmeden durdurmak çok zordur. Bunun sebebi sistemin atalet kuvvetleridir. Böyle bir gereksinim olduğunda plakalara lastik yada kauçuk takozlar konulabilir.



Şekil 3.2.3.2 Mengene sistemi ile kilitleme sağlayan bir enjeksiyon makinası

Mekanik kapama sistemlerinin avantajlarını şöyle sıralamak mümkündür.

- Mengene hareketleri hızlıdır.
- Kilitleme pistonu daha az hidrolik yağ gerektirir.
- Makina boyutları daha küçüktür.
- Kontrol sistemleri daha basittir.

e) Gerekli debi daha az olduğu için kullanılan hidrolik elemanlar daha küçük ve dolayısı ile daha ekonomiktir.

Mekanik kapama sistemlerinin dezavantajlarını da şöyle sıralamak mümkündür:

a) Parçalar daha çok mekanik ortamda çalıştığı için aşınması daha kolaydır ve bakım ihtiyaçları daha fazladır.

b) Uzun strok daha fazla maliyet gerektirir.

c) Çalışma süresince ısınan kalıplar genişler. Bu genişlemenin neden olduğu kalıp yüksekliği farkını ortadan kaldırmak için kalıplar tekrar ayarlanmalıdır.

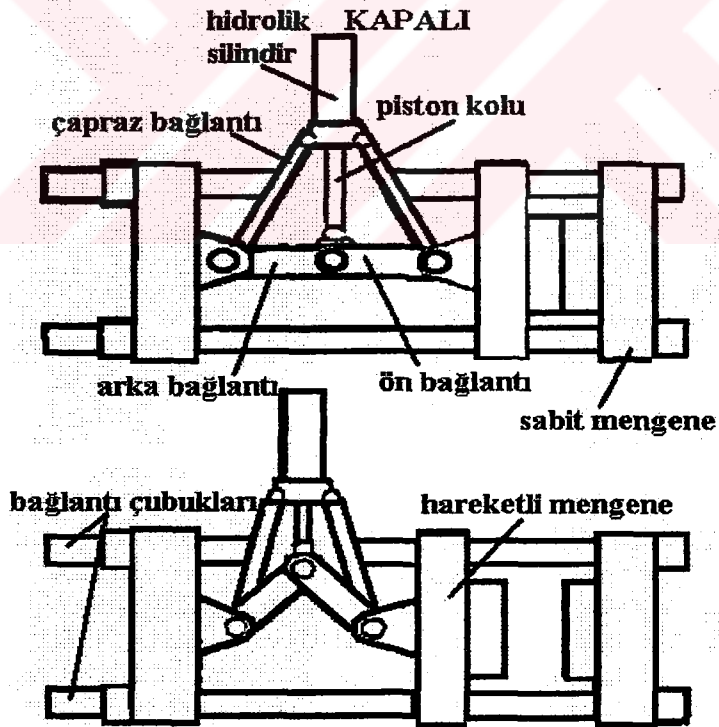
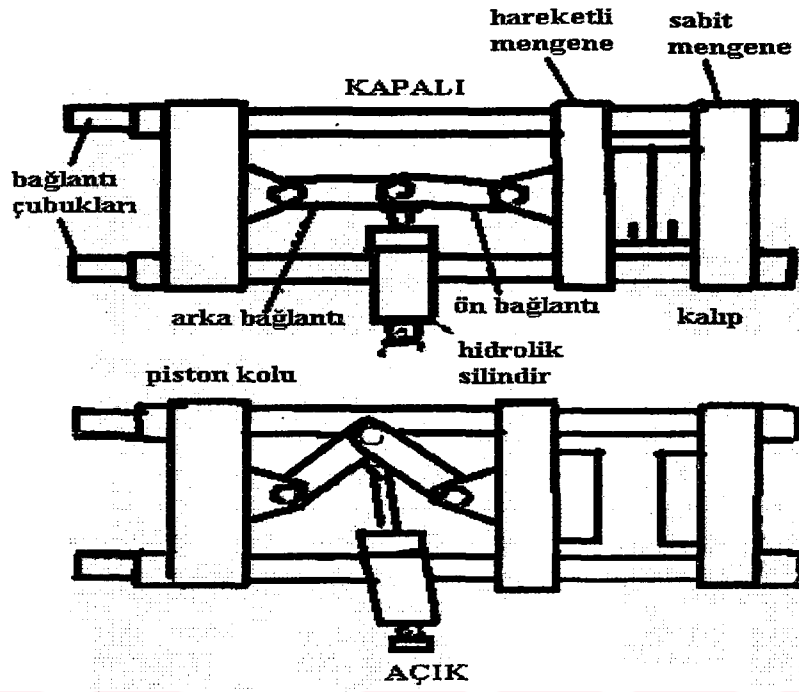
d) Kalıp yüksekliği ayarının yapılabilmesi için mengene strokunun hassas bir şekilde ayarlanması gereklidir. Bu da sık kalıp değişimleri gereken işlemler için fazlası ile zaman kaybına neden olur.

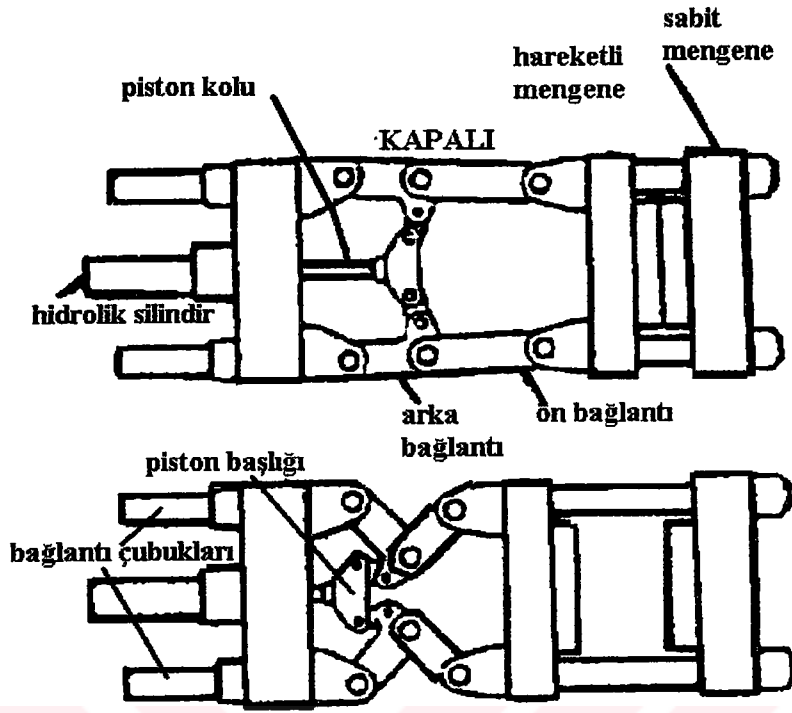
e) Kalıp yüksekliğinin ayrı için komple olarak mengene sisteminin ileri ve geri hareket edebilmesi şarttır. Bu ise ancak özel redüktör sistemlerinin ilavesi olur. Maliyet artmış olur.

f) Sistemi oluşturan kol ve eleman sayısı fazla olduğu için sistem eksenlerinin birbirine göre gerekli şekilde dik yada paralel olmasını sağlamak oldukça zordur. Aksi takdirde gereksiz kuvvetler, gerilmeler, ve momentler oluşur. Bu olay makina ömrünü azaltır.

g) Mekanik aşınmayı önlemek için tüm sistemin ihtiyacını karşılayabilecek yağlama sistemi kurulmalıdır.

Çeşitli mengene sistemleri tasarımları mevcuttur. Bunların birbirine göre avantaj ve dezavantajları vardır. Şekil 3.2.3.4 de bu sistemlerin bazıları görülebilir.

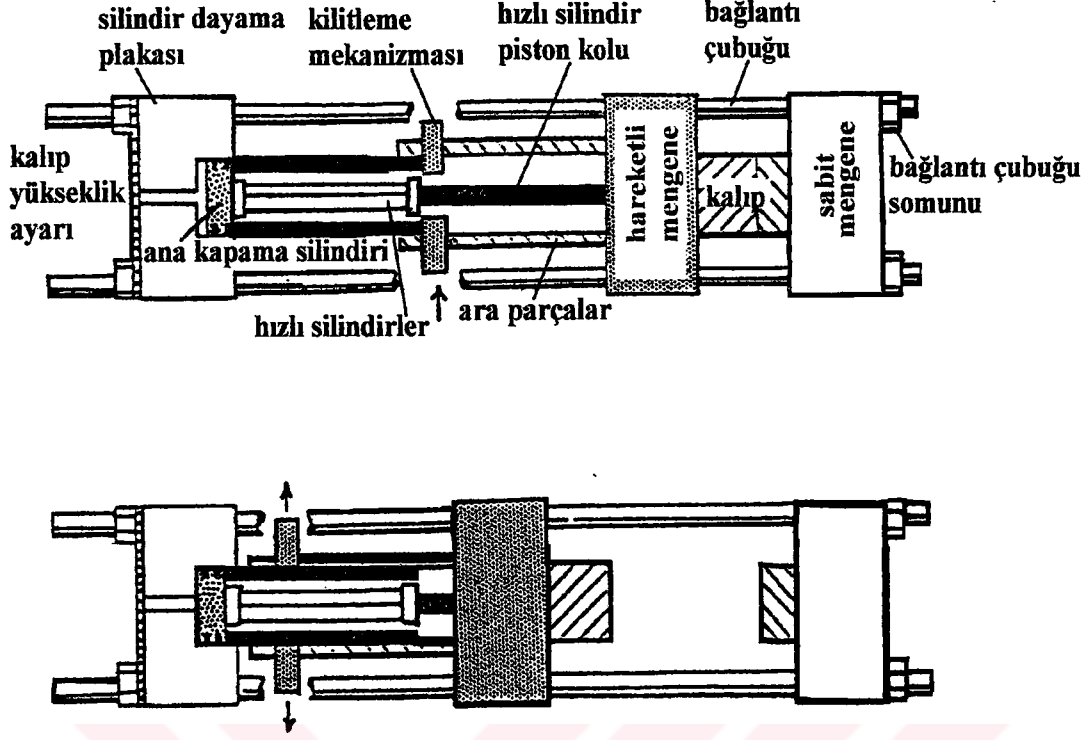




Şekil 3.2.3.4 Çeşitli mengene sistemleri.

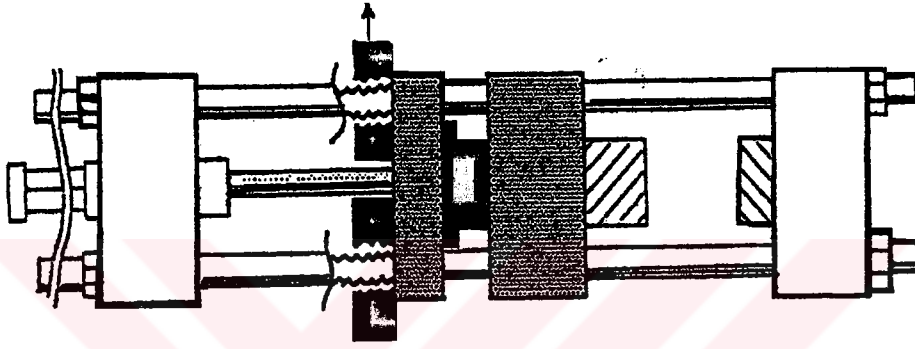
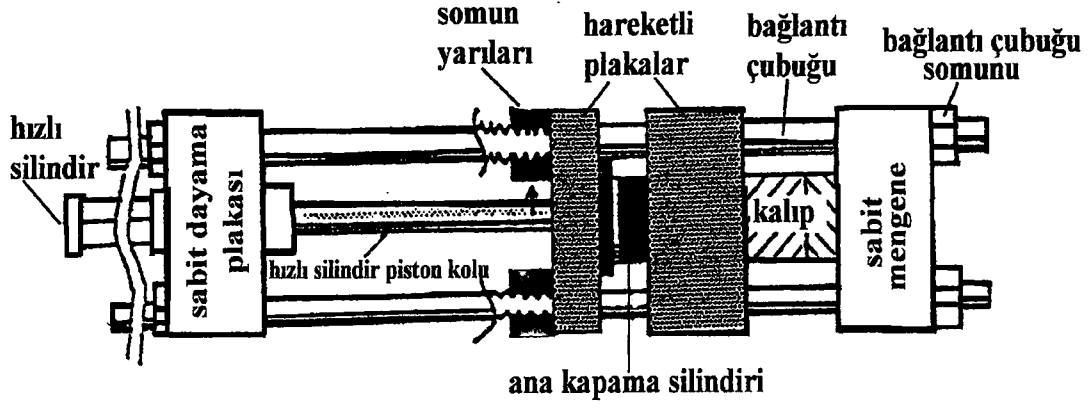
3.2.4 Hidromekanik kapama sistemleri

Makinalar büyüdükçe daha büyük kapama kuvvetleri ve daha uzun stroklar gerekmektedir. Bu ihtiyaçların hidrolik yada mekanik olarak karşılanması kaba ve pahalı çözümler sebep olur. Bu önemli ihtiyaçların karşılanması için çeşitli dizaynlar yapılmıştır. Bu sistemlerden biri olan ve " kapama ve blokaj "olarak adlandırılan sistem Şekil 3.2.4.1' de gösterilmiştir.



Şekil 3.2.4.1 Hidromekanik kilitleme sistemli bir enjeksiyon makinası.

Hareketli mengeneyi kapamak için ufak çaplı yüksek hızlı bir silindir kullanılır. Boş borular olan ara parçalar ana kapama silindiri ve hareketli mengeneye bağlıdır. Silindirin stroku hidrolik olarak kontrol edilebilen bir sistemle kilitleme mekanizması ara parçalar arasına girer. Kapama kuvvetini sağlamak üzere büyük çaplı, küçük stroklu kilitleme silindiri ileri doğru hareket eder. Bu tip sistemlerde de kalıp ayarlama için ek dizaynlar gereklidir. Daha küçük çaplı bir hidrolik silindir kullanıldığı için enerji tasarrufu sağlar. Sistemin dezavantajlarından biri, kilitleme anında gerilmiş olan ana kolon bağlantı millerinin çok uzun olması ve strokunun ayarlanamamasıdır. Bu sorun Şekil 3.2.4.2 ile çözülmüştür.



Şekil 3.2.4.2 Somun yarıları kullanılarak kilitleme sağlayan sistem.

Bu sistemde hızlı hareket silindiri hareketli plakayı sabit plakaya kadar ittirir ve kalıp yarılarını kapatır. Sonra mekanik kilitlemeyi sağlayan somun yarıları bağlantı çubukları üzerindeki dişlere kapanarak kilitletir. En son olarak ana kilitleme silindiri yüksek basınçla kilitlemeyi gerçekleştirir. Kalıbı açmak için ise kapama silindiri geri çekilir, somun dişli yarıları açılır ve hızlı hareket silindiri hareketli silindiri geri çeker. Ana bağlantı milleri sadece somun yarılarının kilitletiği ve sabit plaka arasında kalan kısımda zorlanır. Sistemin avantajlarını şöyle sıralayabiliriz.

- Büyük kapama kuvveti sağlar.
- Uzun mengene stroku mümkündür.
- Komple hidrolik sisteme göre daha az hidrolik akışkan gerektirir.
- Bağlantı çubuklarına stroka göre belli noktalarda kuvvet gelir. Bu da minimum gerilme, artan sağlamlık ve uzun ömür sağlar.

Sistemin dezavantajlarını ise şöyle sıralayabiliriz.

- a) Birkaç aşamalı hareket çalışma hızını azaltır.
b) Hidrolik ve mekanik eleman sayısı çok olduğu için maliyeti ve bakımı artırır.

3.3 Kilitleme Sistemlerinin Karşılaştırılması

Yukarıda bahsettiğimiz bu üç mengene sisteminin farklı avantajları ve dezavantajları vardır. Tablo 3.3.1.'de her bir sistemin özellikleri karşılaştırılmıştır. Ama görüldüğü gibi hiçbir sistem net olarak diğerine üstünlük sağlayamamaktadır.

Çizelge 3.3.1 Kilitleme sistemlerinin avantajlarının ve dezavantajlarının karşılaştırılması

Nitelik	Mekanik	Hidrolik	Hidromekanik
Enerji ihtiyacı	+	-	+
Emniyet	+	+	+
Mengene plakalarının stabilitesi	-	+	+
Mengene plakaları paralelliği	-	+	+
Mengene kilitleme kuvveti	+	+	+
Hareketlerin tekrarlanabilirliği	+	-	+
Kuvvetlerin tekrarlanabilirliği	-	+	+
Hız ayarlaması	-	+	+
Kapama zamanı	+	-	+
Az parça sayısı	-	+	+
Doğru kilitleme kuvveti ayarı	-	+	+
Hassas kalıp koruma	-	+	+
Ekonomik uzun strok	-	+/-	+
Az hidrolik ihtiyacı	+	-	+
Aşınma	-	+	+

+ avantaj; - dezavantaj; +/- hiçbiri

3.4 Gerekli Kilitleme Kuvvetinin Pratik Olarak Hesaplanması

Bir plastik enjeksiyon işleminde parçanın üretilmesi için gereken kilitleme kuvveti öncelikle:

-Kalıp ayırma yüzeyindeki parçanın izdüşüm alanına

- Üretimi yapılan parçanın hammaddesine ve bunun kalıbı doldurduğunda oluşturacağı kalıp içindeki maksimumu basınca
- Kalıbın kararlılığına bağlıdır.

Uygulanması tavsiye edilen gerekli kilitleme basınçları Çizelge 3.4.1' de verilmiştir. Bu değerler deneysel olarak elde edilmiştir ve kalıp bloklarının paralelliği yüksek toleransa sahip makinalarda laboratuvar şartlarında uygulamalar yapılmıştır.

Kilitleme kuvveti bulunurken aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir:

- Kullanılan malzemeye göre verilen tablo değerlerinin ortalaması tercih edilmelidir.
- Kalıp ayırma yüzeyine dik olan parça izdüşüm alanı hesaplanmalıdır.
- Kilitleme kuvveti=Parça için gerekli yüzey basıncı X İz düşüm alanı formülünden gerekli kuvvet bulunmalıdır.
- İnce cidarlı ve büyük yüzey alanlı parçalar daha büyük kuvvetlere ihtiyaç duyar.

Çizelge 3.4.1 Plastik malzemeler için tavsiye edilen yüzey alını basınçları

KULLANILAN MALZEME	TAVSİYE EDİLEN KİLİTLEME BASINÇLARI	
	kN/cm ²	Bar
Amorf termoplastikler		
PS	1.5...3.5	150...350
SB	2...4	200...400
SAN	2.5...4.5	250...450
ABS	3...5.5	300...550
PVC rijid	2.5...5	250...500
PMMA	3.5...5.5	350...550
PPE mod	3.5...6	350...600
PC	3.5...6.5	350...650
PAR		
PSU/PES	4...6	400...600
PEI	3.5...6.5	350...750
PAI	4.5...7.5	450...750
Kristal termoplastikler		
PE yumuşak	2...6	200...600
PE rijid		
PP	3...6.5	300...650
PA 4.6	4.5...7.5	450...750
PA 6	3.5...6.5	350...550

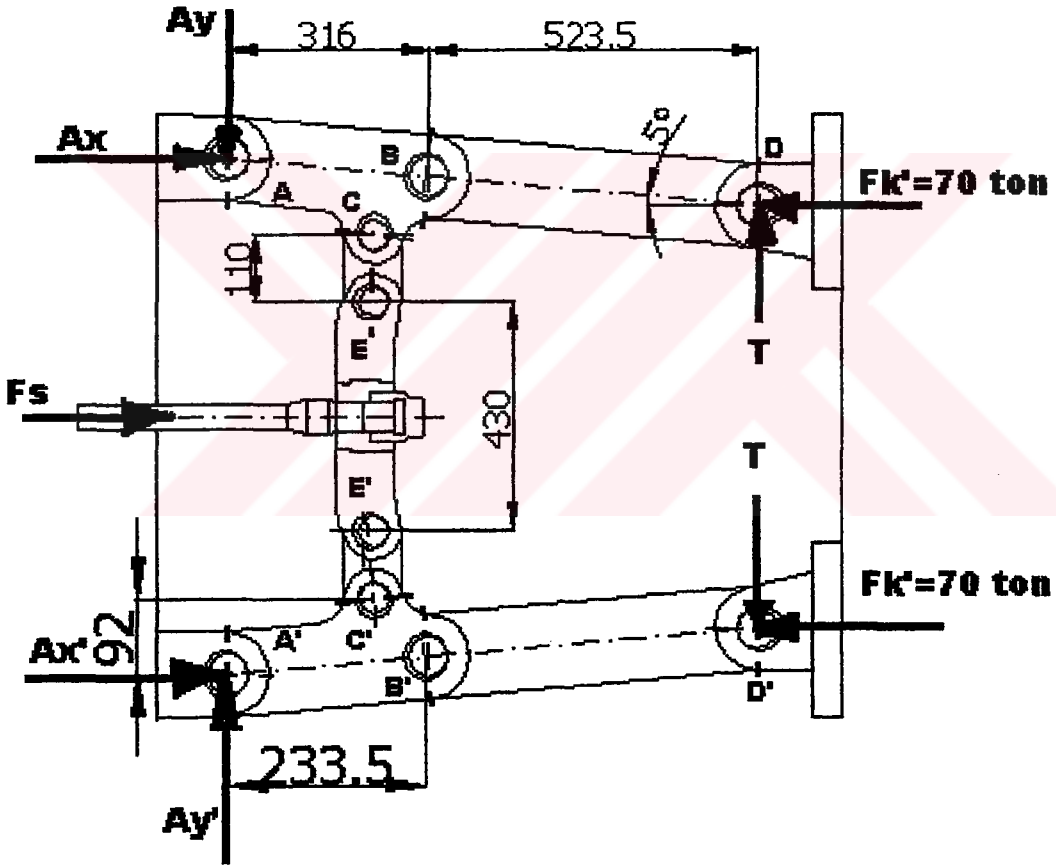
PA 6.6	4.5...7.5	450..750
PA 6.10	3...5	300...500
PA 11, PA 12	3.5...5.5	350...550
PA amorf	3.5...5.5	350...450
POM	5.5...10.5	550...1050
PET (PETP)	4.5...7.5	450...750
PBT (PBTB)	4...7	400...700
PPS	3.5...6.5	350...650
FEB	3...6	300...600
ETFE		
PAA	3...7	300...700
PPA		
PAEK		
LCP	3...8	300...800
Termoset / elastomerik		
Termoset	2...6	200...600
TPE-U	2...4.5	200...450
LSR	0.8...2.5	80...250



4 SAYISAL UYGULAMALAR

4.1 Mekanik Sistemlerde Kollara Gelen Kuvvetlerin İncelenmesi

Aşağıda ele alınan örnek makina 700 gr ürün basabilen ve bunun için gerekli olan 280 tonluk kilitleme kuvvetini sağlayabilen bir plastik enjeksiyon makinasıdır. Seçilen kilitleme kuvveti baskısı yapılacak malzemeye, kalıp özelliklerine ve enjeksiyon şartlarına bağlıdır. Seçim yapılırken bunlara dikkat etmek gereklidir. Örneğimiz üretilmekte olan bir makinanın kilitleme kuvvetini incelemektedir.



Şekil 4.1.1 Mekanik 280 tonluk makinanın mengenesine ait kuvvet ve boyutları.

Makinanın çalışma sistemi şöyledir. Kilitleme silindirine basınçlı yağ gönderilerek mengenenin kapanması sağlanır. Kapama sırasında sisteme ve makina üzerine bağlı bulunan kalıba zarar vermemek için kapama işlemi çeşitli hız ve basınç kademelerinde

yapılır. Bu değişken işlemler de servo yada oransal sistem kontrolü prosesleri ile gerçekleştirilir. Mengene kapanıp son konumunu aldıktan sonra kilitli pozisyonunu koruması için kapama silindirene yüksek basınçta hidrolik yağ gönderilir. İncelenen makinada piston koluna bağlı olan ana kol, kısa ve uzun kollar arasındaki açı 90^0 olur. Bu açıya göre ve Şekil 4.1.1'de görülen son pozisyondaki açılara göre kollara gelen kuvvetler aşağıda incelenmiştir. Kollara gelen kuvvetler sistemi oluşturan açılara göre değişmektedir. Bizim incelemiş olduğumuz sistemde piston kolu ile uzun ve kısa kollar arasındaki açı 90^0 ve hareketli plaka ile uzun kollar arasındaki açı 5^0 dir ve normal şartlar altında piston koluna kuvvet binmemektedir. Sistem kilitlendikten sonra daha önce enjeksiyon ünitesi tarafından mal alma hunisinden alınan, ocak diye nitelendirilen ve rezistanslar tarafından ısıtılan silindirin içerisinde istenen sıcaklığa ulaştırılmış helezon vida önündeki malzeme kalıp içerisine yüksek basınçta enjekte edilir. Bu sırada kalıp içerisindeki basınç yaklaşık olarak 2000-3000 bar seviyelerine ulaşır. İşte, kalıbı açmaya zorlayan da bu yüksek basıncın neden olduğu büyük kuvvettir. Mengene sistemi bu kuvvetten büyük olmalı ve enjeksiyon işlemi bitinceye kadar sistemi yani kalıpların kapalı konumunu korumalıdır. Kuvvet ve denge durumları aşağıda incelenmiştir.

F_k : Enjeksiyon kuvvetine karşı toplam kilitleme kuvveti [ton]

T: Tepki kuvveti [ton]

$A_x=A_x'$: X yönündeki mesnet tepki kuvvetleri [ton]

$A_y=A_y'$: Y yönündeki mesnet tepki kuvvetleri [ton]

F_s : Silindir kuvveti [ton]

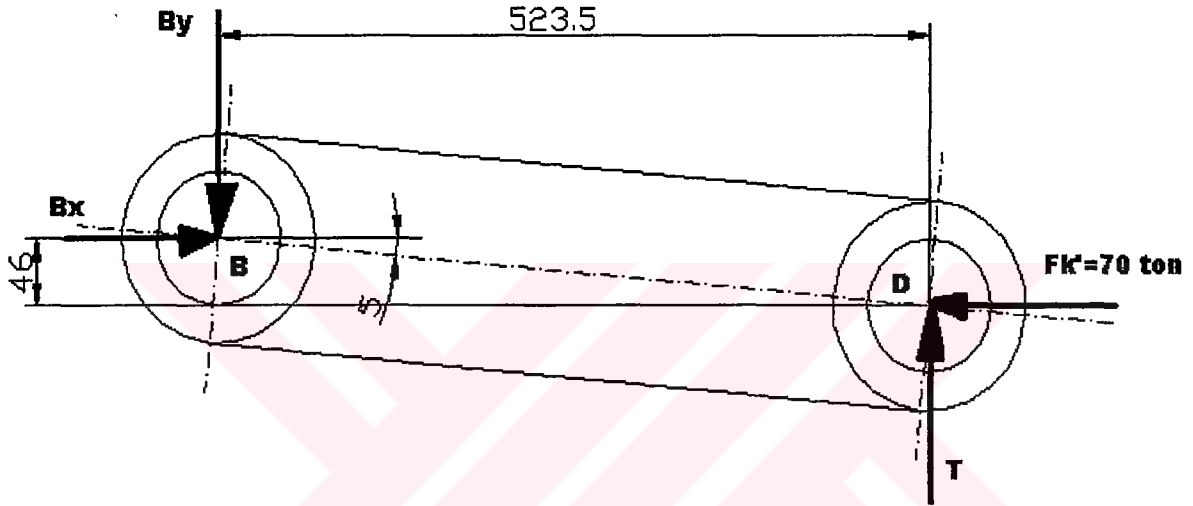
Makinada 4 adet kolon mili ve 4 adet bağlantı noktası olduğu için D ve D' noktalarına gelen F_K' kuvveti:

$$F_K' = \frac{F_K}{4} = \frac{280}{4} \quad \Rightarrow \quad F_K = 70 \text{ ton olur.}$$

4.1.1 Serbest cisim diyagramları ile kuvvetlerin bulunması:

4.1.1.1 BD ve B'D' cisimlerinin incelenmesi

Aşağıdaki şekilde uzun kol olarak adlandırılan BD ve buna simetri olan B'D' cisimleri görülmektedir.



Şekil 4.1.1.1 Mengene uzun kolu

Denge şartı için:

$$\sum F_x = 0 \text{ olmalıdır.} \quad B_x - 70 = 0 \quad \Rightarrow \quad B_x = 70 \text{ ton.}$$

$$\sum F_y = 0 \text{ olmalıdır.} \quad T - B_y = 0 \quad \Rightarrow \quad B_y = T$$

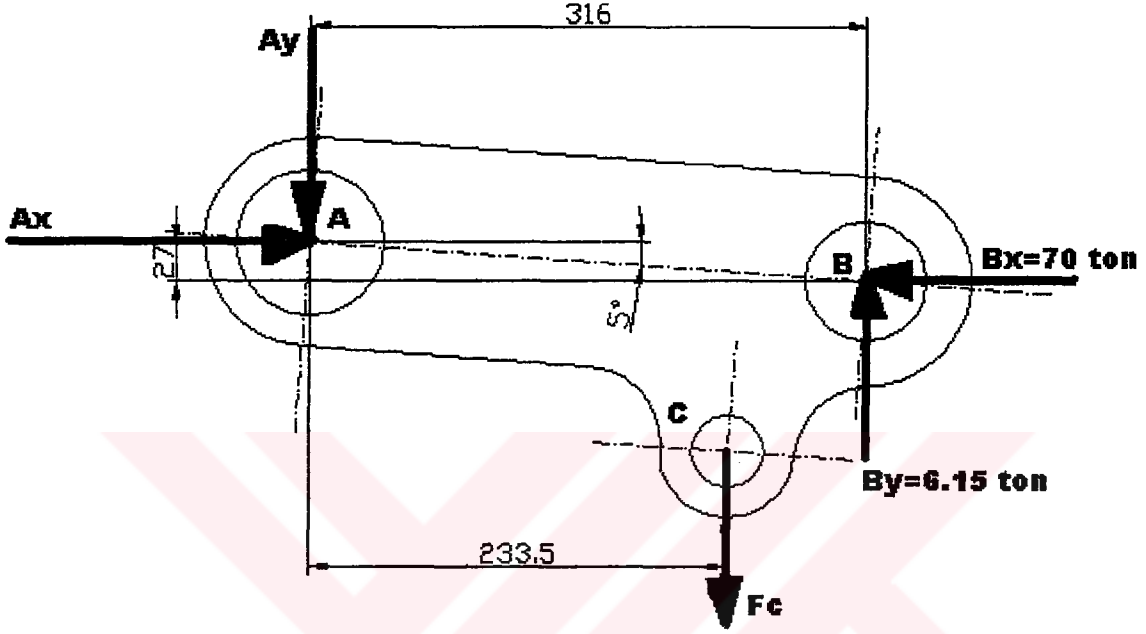
$$\sum M_B = 0 \text{ olmalıdır.} \quad F_{K'} \times 46 = T \times 523,5 \quad 70 \times 46 = T \times 523,5 \quad \Rightarrow \quad T = \frac{70 \times 46}{523,5}$$

$$\Rightarrow \quad T = 6,15 \text{ ton}$$

$$B_y = T \quad \Rightarrow \quad B_y = 6,15 \text{ ton.}$$

4.1.1.2 ABC ve A'B'C' cisimleri:

Şekil 4.1.1.2' de çatal kol olarak isimlendirilen ABC ve bunun simetrik eşi olan A'B'C' kolları görülmektedir.



Şekil 4.1.1.2 Mengene çatal kolu

Denge şartı için:

$$\sum F_x = 0 \quad A_x - B_x = 0 \quad \Rightarrow \quad A_x = B_x = 70 \text{ ton.}$$

$$\sum F_y = 0 \quad A_y + F_c - B_y = 0 \quad \Rightarrow \quad A_y + F_c = B_y = 6,15 \text{ ton}$$

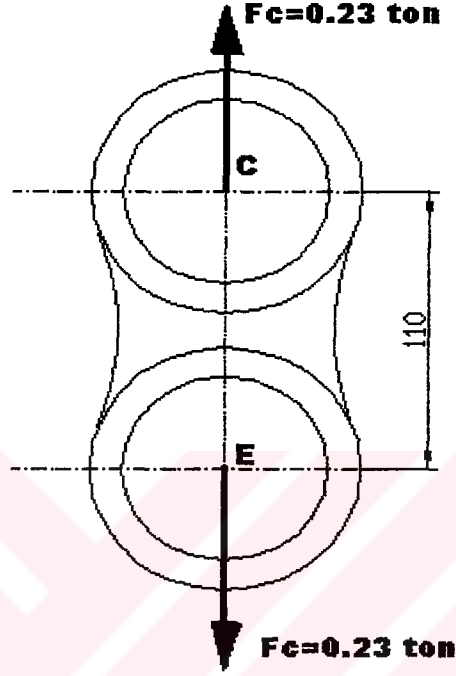
$$\sum M_A = 0 \quad B_x \times 27 + F_c \times 233,5 - B_y \times 316 = 0 \quad \Rightarrow \quad 70 \times 27 + F_c \times 233,5 - 6,15 \times 316 = 0$$

$$F_c = \frac{53,4}{233,5} \quad \Rightarrow \quad F_c = 0,23 \text{ ton}$$

$$A_y + F_c = B_y = 6,15 \text{ ton} \quad A_y = 6,15 - F_c \quad A_y = 6,15 - 0,23 \quad \Rightarrow \quad A_y = 5,93 \text{ ton}$$

4.1.1.3 CE ve C'E' cisimlerinin dengesinin incelenmesi

Şekil 4.1.1.3' de kısa kol olarak adlandırılan CE ve buna simetri olan C'E' cisimleri görülmektedir.

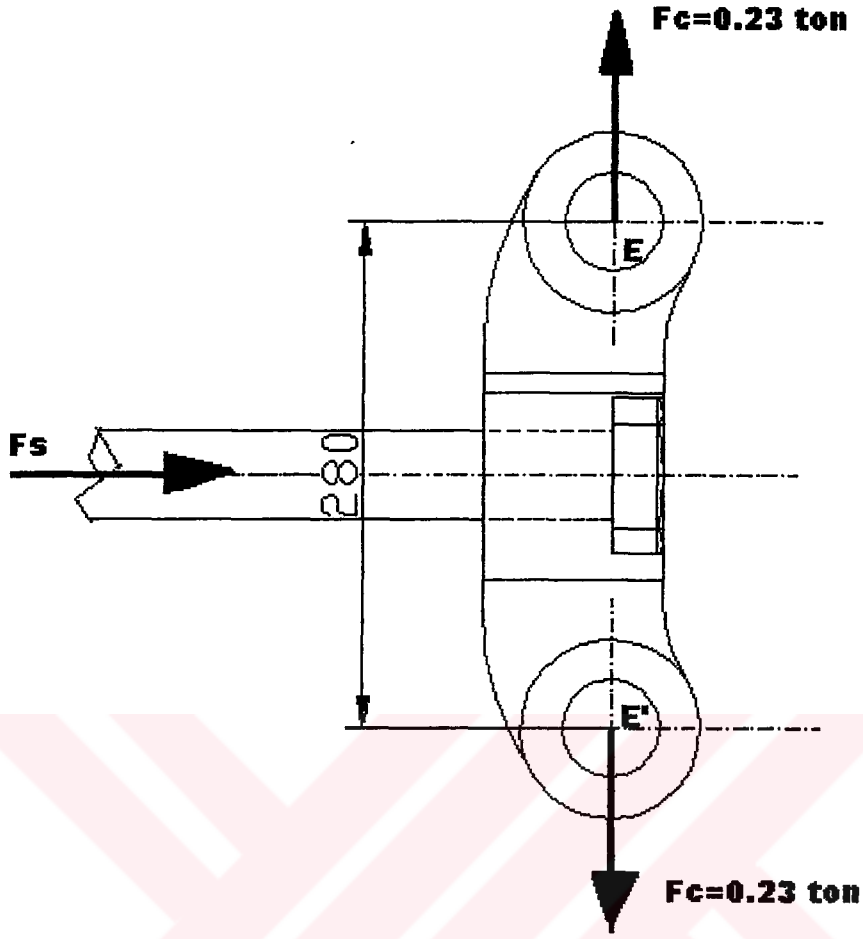


Şekil 4.1.1.3 Mengene kısa kolu

Şekilde görüldüğü gibi cisim çekiye zorlanmaktadır.

4.1.1.4 FEE' cisminin dengesinin incelenmesi

Şekil 4.1.1.4' de istavroz kolu olarak bilinen ana piston kolu FEE' cismi görülmektedir.



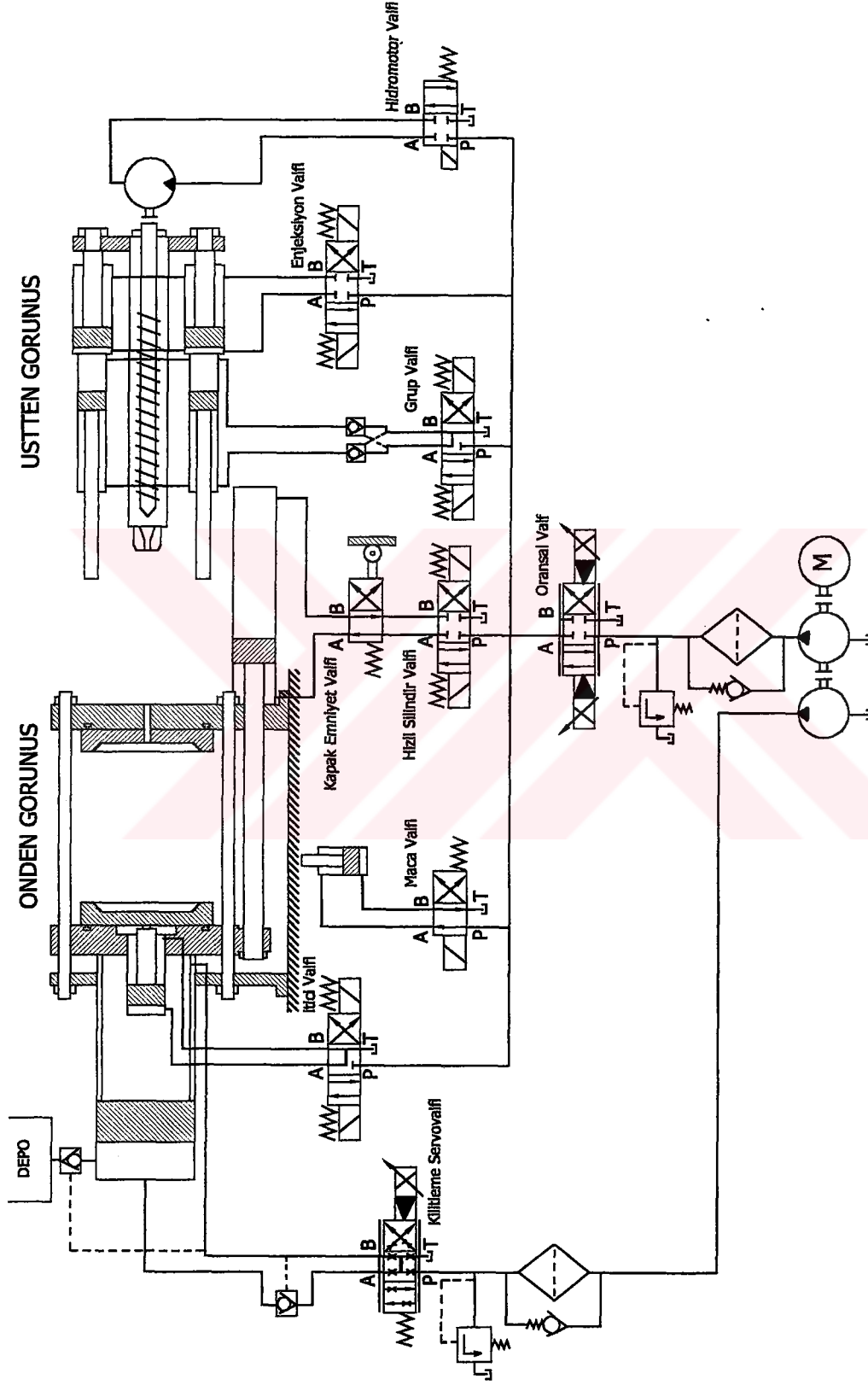
Şekil 4.1.1.4 Mengene istavroz kolu

Şekil de görüldüğü gibi bu cisim mengene sisteminin açılıp kapanmasını ve sistemin son konumda sürekliliğinin korunmasını sağlar. Piston stroku sistemi otomatik olarak bu konumda sınırlandırır.

4.2 Hidrolik Bir Plastik Enjeksiyon Makinasına Ait Hesaplamalar

Uygulama örneğimiz Şekil 4.2.1deki hidrolik şemada görüldüğü gibi:

- 1 adet açma kapama silindiri,
- 1 adet ana kilitleme silindiri,
- 2 adet enjeksiyon silindiri,
- 2 adet grup (enjeksiyon) hareket silindiri,
- 1 adet itici silindiri şeklinde kurulmuştur.



Sekil 4.2.1 Komple hidrolik bir plastik enjeksiyon makinasinin hidrolik devre semasi

Ele alınan örnek 300gr mal basma kapasiteli 200ton kilitleme kuvveti sağlayan bir makineyi incelemektedir.

4.2.1 Kapama silindiri

Görevi: Ana kapama silindirinin hızlı açılıp kapanmasını sağlamak

Ana silindirin hacminin büyük olması nedeni ile yağ dolum ve boşaltım süresi uzun olacağı için vakuma neden olarak bu süreyi kısaltmak.

Strok: 0.75m.

1 dk ' da max. 20 adet açma kapama isteniyor

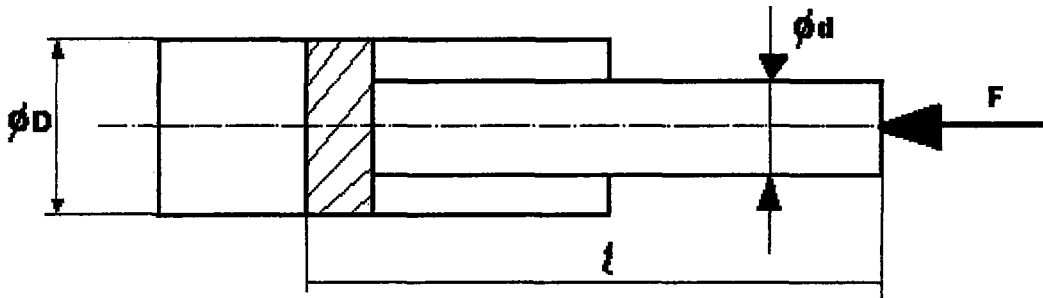
20 aç kapa	60sn 'de ise
1 aç kapa	t sn.' de olur

$$t = \frac{60}{20} \Rightarrow t = 3s.$$

4.2.1.1 Maksimum hız:

$$V_{\max} = \frac{\text{strok}}{\text{zaman}} = \frac{0.75}{3} \Rightarrow V_{\max} = 0.25 \text{ m/s}$$

4.2.1.2 Piston çapı hesabı



Şekil 4.2 1.2.1 Kapama silindiri

F: Kuvvet [kg]

P: Sistem basıncı [bar]

A: Piston alanı [cm²]

D: Piston çapı [cm]

d: Piston kol çapı [cm]

l : Piston kol boyu [cm]

P=175bar ve F=1500kg seçildi

$$F=P \times A \quad A = \frac{F}{P} = \frac{1500}{175} \Rightarrow A = 8.57 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 8.57}{\pi}} \Rightarrow D = 3.3 \text{ cm} \Rightarrow D = 33 \text{ mm.}$$

Seçim :D=40mm. ve d=28mm. olan piston seçildi.

4.2.1.3 Piston kolu burkulma hesabı

l: Ölçülen strok boyu [cm]

l': Esas strok boyu [cm]

L: Silindir bağlantı şekline göre strok boyu [cm]

$$l' \approx 2 \times l \quad l' = 2 \times 75 \Rightarrow l' = 150 \text{ cm.}$$

$$L = \frac{l'}{\sqrt{2}} = \frac{150}{\sqrt{2}} \Rightarrow L = 110 \text{ cm.}$$

F: Kol kuvveti [kg]

K: Kritik burkulma kuvveti [kg]

E: Elastiklik modülü [kg/cm²]

J: Pistonun ikinci momenti [cm⁴]

L: Bel verme uzunluğu [cm]

d: Piston kol çapı [cm]

s: Emniyet katsayısı

Euler formülünden:

$$K = \frac{\pi^2 EJ}{L^2} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^6 \times \frac{\pi \times 2.8^4}{64}}{110^2} \Rightarrow K = 5168 \text{ kg}$$

$$F_{kr.} = \frac{K}{s} = \frac{5168}{3} \Rightarrow F_{kr.} = 1725 \text{ kg}$$

$F_{kr.} = 1725 \text{ kg} > F = 1500 \text{ kg}$ olduğu için uygundur.

4.2.1.4 Maksimum Debinin hesabı:

D: Piston çapı [cm]

V: Maksimum piston hızı [m/s]

Q: Maksimum debi [l/dk]

A: Piston alanı [cm²]

$$D = 0.4 \text{ dm.} \quad V = 0.25 \text{ m/s} = 150 \text{ dm/dk}$$

$$Q = V \times A \quad Q = 150 \times \frac{\pi \times 0.4^2}{4} \Rightarrow Q = 20 \text{ l/dk}$$

Valf olarak NG-6/E ve NG-WMR/6 seçilmiştir (Rextroth).

4.2.1.5 Boru çapının hesabı

Sistemde türbilanslı akımı önlemek için:

Emme ve dönüş hatlarındaki akışkan hızı $V_e = 1.2 \text{ m/s}$

Basınç hatlarındaki akışkan hızı $V_b = 4.5 \text{ m/s}$ seçilmiştir.

(Güç Hidroliği syf: 262)

D_p : Basınç hattı boru çapı [mm]

D_g : Dönüş hattı boru çapı [mm]

Q_g : Dönüş hattı debisi [l/dk]

A_g : Dönüş hattı piston alanı [cm²]

4.2.1.5.1 Basınç hattı için:

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{V}} = 4.6 \sqrt{\frac{20}{4.5}} \Rightarrow D_p = 9.69 \text{ mm.}$$

Standart olarak 10×1.5 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

4.2.1.5.2 Dönüş hattı için

$$Q_g = V_g \times A_g \Rightarrow A_g = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

$$Q_g = 150 \times \frac{\pi(0.4^2 - 0.2^2)}{4} \Rightarrow Q_g = 14 \text{ l/dk}$$

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} = 4.6 \sqrt{\frac{14}{1.2}} \Rightarrow D_p = 15.7 \text{ mm.}$$

Standart olarak 16×3 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

4.2.2 Kilitleme silindiri

Görevi: Enjeksiyon basıncından doğan kuvvet dolayısı ile kalıpların açılmasını engellemek ve bunu enjeksiyon bitene kadar sağlamak.

Strok: 0.75 m.

1 dk ' da max. 20 adet açma kapama isteniyor

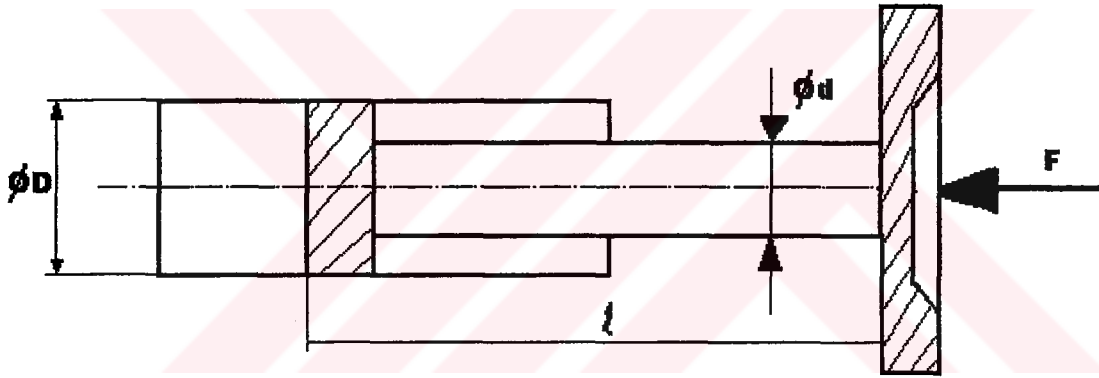
20 aç kapa	60sn 'de ise
1 aç kapa	t sn.' de olur

$$t = \frac{60}{20} \Rightarrow t = 3 \text{ sn.}$$

4.2.2.1 Maksimum hız:

$$V_{\max} = \frac{\text{strok}}{\text{zaman}} = \frac{0.75}{3} \Rightarrow V_{\max} = 0.25 \text{ m/s}$$

4.2.2.2 Piston çapı hesabı



Şekil 4.2.2.2.1 Ana kilitleme silindiri

F: Kuvvet [kg]

P: Sistem basıncı [bar]

A: Piston alanı [cm²]

D: Piston çapı [cm]

d: Piston kol çapı [cm]

l: Piston kol boyu [cm]

P=175bar ve F=200,000' kg seçildi

$$F=P \times A \quad A = \frac{F}{P} = \frac{200,000}{175} \Rightarrow A = 1145 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1145}{\pi}} \Rightarrow D = 38.2 \text{ cm.} \quad D \approx 385 \text{ mm.}$$

4.2.2.3 Piston kolu burkulma hesabı

l: Ölçülen strok boyu [cm]

l': Esas strok boyu [cm]

L: Silindir bağlantı şekline göre strok boyu [cm]

$$l' \approx 2 \times l \quad l' = 2 \times 75 \Rightarrow l' = 150 \text{ cm.}$$

$$L = \frac{l'}{\sqrt{2}} = \frac{150}{\sqrt{2}} \Rightarrow L = 110 \text{ cm.}$$

F: Kol kuvveti [kg]

K: Kritik burkulma kuvveti [kg]

E: Elastiklik modülü [kg/cm²]

J: Pistonun ikinci momenti [cm⁴]

L: Bel verme uzunluğu [cm]

d: Piston kol çapı [cm]

s: Emniyet katsayısı

Euler formülünden:

$$K = \frac{\pi^2 E J}{L^2} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^6 \times \frac{\pi \times 30^4}{64}}{110^2} \Rightarrow K = 68,106,500 \text{ kg}$$

$$F_{kr.} = \frac{K}{s} = \frac{68,106,500}{3.5} \Rightarrow F_{kr.} = 19,459,000 \text{ kg}$$

$F_{kr.}=19,459,000 \text{ kg} > F=200,000 \text{ kg}$ olduğu için uygundur.

4.2.2.4 Maksimum debinin hesabı

D: Piston çapı [cm]

V: Maksimum piston hızı [m/s]

Q: Maksimum debi [lt/dk]

A: Piston alanı [cm²]

D=3.85 dm. V=0.25 m/s = 150 dm/dk

$$Q=V \times A \quad Q=150 \times \frac{\pi \times 3.85^2}{4} \Rightarrow Q=1746 \text{ l/dk}$$

Bu debi vakum yolu ile ön doldurma çekvalfi tarafından sağlanacaktır.

Basınç hattında valf olarak NG-22/E valfi seçilmiştir (Rextroth).

4.2.2.5 Boru çapının hesabı

Sistemde türbilanslı akımı önlemek için:

Emme ve dönüş hatlarındaki akışkan hızı $V_e=1.2 \text{ m/s}$

Basınç hatlarındaki akışkan hızı $V_b=4.5 \text{ m/s}$ seçilmiştir.

(Güç Hidroliği syf: 262)

D_p : Basınç hattı boru çapı [mm]

D_g : Dönüş hattı boru çapı [mm]

Q_g : Dönüş hattı debisi [l/dk]

A_g : Dönüş hattı piston alanı [cm²]

Basınç hattı için:

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{V}} = 4.6 \sqrt{\frac{1746}{4.5}} \Rightarrow D_p = 90.6 \text{ mm.}$$

4.2.2.5.1 Dönüş hattı için

$$Q_g = V_g \times A_g \Rightarrow A_g = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

$$Q_g = 150 \times \frac{\pi(3.85^2 - 3^2)}{4} \Rightarrow Q_g = 218 \text{ l/dk}$$

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} = 4.6 \sqrt{\frac{218}{1.2}} \Rightarrow D_g = 62 \text{ mm.}$$

4.2.3 Enjeksiyon silindirleri:

Görevi:

Helezon vidanın önünde erimiş bir halde bulunan malzemeyi istenen yüksek basınçta kalıp içerisine göndermektir.

Uygulama örneğimizde iki adet enjeksiyon silindirimiz vardır.

Her bir silindirden 10,000kg 'lık kuvvet istenmektedir.

Enjeksiyon kuvvetinin hesabında malzeme ve kalıp özellikleri çok önemlidir. Bu değerler dikkate alınarak hesaplar yapılmalıdır

Strok: 25cm.

1 dk ' da max. 20 adet açma kapama isteniyor

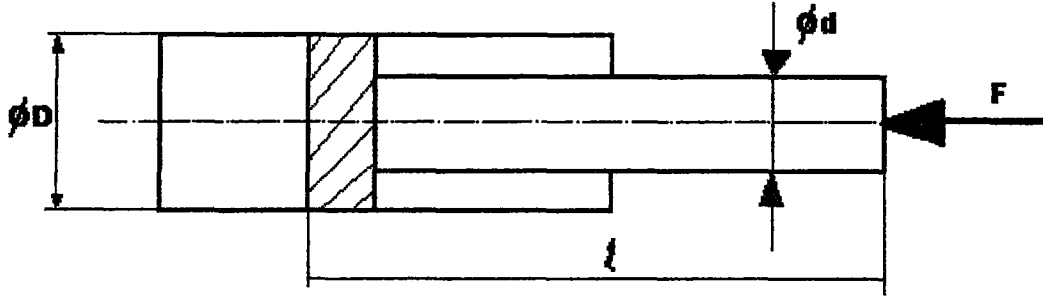
20 aç kapa	60sn 'de ise
1 aç kapa	t sn.' de olur

$$t = \frac{60}{20} \Rightarrow t = 3s.$$

4.2.3.1 Maksimum hız

$$V_{\max} = \frac{\text{strok}}{\text{zaman}} = \frac{0.25}{3} \Rightarrow V_{\max} = 0.10 \text{ m/s}$$

4.2.3.2 Piston Çapı hesabı



Şekil 4.2.3.2.1 Enjeksiyon silindiri

F: Kuvvet [kg]

P: Sistem basıncı [bar]

A: Piston alanı [cm²]

D: Piston çapı [cm]

d: Piston kol çapı [cm]

l: Piston kol boyu [cm]

P=175 bar ve F=10,000 kg seçildi

$$F = P \times A \quad A = \frac{F}{P} = \frac{10,000}{175} \Rightarrow A = 57.2 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 57.2}{\pi}} \Rightarrow D = 8.5 \text{ cm.} \quad D = 85 \text{ mm.}$$

Seçim :D=85mm. ve d=30mm. olan piston seçildi.

4.2.3.3 Piston kolu burkulma hesabı

l: Ölçülen strok boyu [cm]

l': Esas strok boyu [cm]

L: Silindir bağlantı şekline göre strok boyu [cm]

$$l' \approx 2 \times l \quad l' = 2 \times 25 \quad \Rightarrow \quad l' = 50 \text{ cm.}$$

$$L = \frac{l'}{\sqrt{2}} = \frac{50}{\sqrt{2}} \quad \Rightarrow \quad L = 35.5 \text{ cm.}$$

F: Kol kuvveti [kg]

K: Kritik burkulma kuvveti [kg]

E: Elastiklik modülü [kg/cm²]

J: Pistonun ikinci momenti [cm⁴]

L: Bel verme uzunluğu [cm]

d: Piston kol çapı [cm]

s: Emniyet katsayısı

Euler formülünden:

$$K = \frac{\pi^2 EJ}{L^2} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^6 \times \frac{\pi \times 3^4}{64}}{35.5^2} \quad \Rightarrow \quad K = 65,390 \text{ kg}$$

$$F_{kr.} = \frac{K}{s} = \frac{65,390}{3.5} \quad \Rightarrow \quad F_{kr.} = 18,683 \text{ kg}$$

$F_{kr.} = 18,683 \text{ kg} > F = 10,000 \text{ kg}$ olduğu için uygundur.

4.2.3.4 Maksimum debinin hesabı

D: Piston çapı [dm]

V: Maksimum piston hızı [m/s]

Q: Maksimum debi [lt/dk]

A: Piston alanı [cm²]

$$D=0.85\text{dm.} \quad V=0.1 \text{ m/s} = 60 \text{ dm/dk}$$

$$Q=V \times A \quad Q=60 \times \frac{\pi \times 0.85^2}{4} \Rightarrow Q \approx 35 \text{ l/dk}$$

İki adet silindir olduğu için ana borudaki debi $Q \approx 70 \text{ l/dk}$ olur.

Valf olarak NG-10/E. valfi seçilmiştir (Rextroth).

4.2.5.5 Boru çapının hesabı

Sistemde türbilanslı akımı önlemek için:

Emme ve dönüş hatlarındaki akışkan hızı $V_e=1.2 \text{ m/s}$

Basınç hatlarındaki akışkan hızı $V_b=4.5 \text{ m/s}$ seçilmiştir.

(Güç Hidroliği syf: 262)

D_p : Basınç hattı boru çapı [mm]

D_g : Dönüş hattı boru çapı [mm]

Q_g : Dönüş hattı debisi [l/dk]

A_g : Dönüş hattı piston alanı [cm²]

4.2.5.5.1 Basınç hattı için:

İki adet silindir olduğu için ana hat ve tek silindir ayrı ayrı incelenmelidir.

Ana boru için:

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{V}} = 4.6 \sqrt{\frac{70}{4.5}} \Rightarrow D_p = 18.1 \text{ mm.}$$

Standart olarak 20×3 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

Tek silindir için:

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{V}} = 4.6 \sqrt{\frac{35}{4.5}} \quad D_p = 12.8 \text{ mm.}$$

Standart olarak 14×2.5 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

4.2.5.5.2 Dönüş Hattı İçin

İki adet silindir olduğu için ana hat ve tek silindir ayrı ayrı incelenmelidir.

Ana boru için:

$$Q_g = V_g \times A_g \quad \Rightarrow \quad A_g = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

$$Q_g = 60 \times \frac{\pi(0.85^2 - 0.3^2)}{4} \quad \Rightarrow \quad Q_g = 30 \text{ l/dk}$$

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} = 4.6 \sqrt{\frac{30}{1.2}} \quad \Rightarrow \quad D_g = 23 \text{ mm.}$$

Standart olarak 25×4 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

Tek silindir için:

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} = 4.6 \sqrt{\frac{15}{1.2}} \quad D_g = 17 \text{ mm.}$$

Standart olarak 20×2.5 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

4.2.4 Grup (enjeksiyon ünitesi) silindirleri:

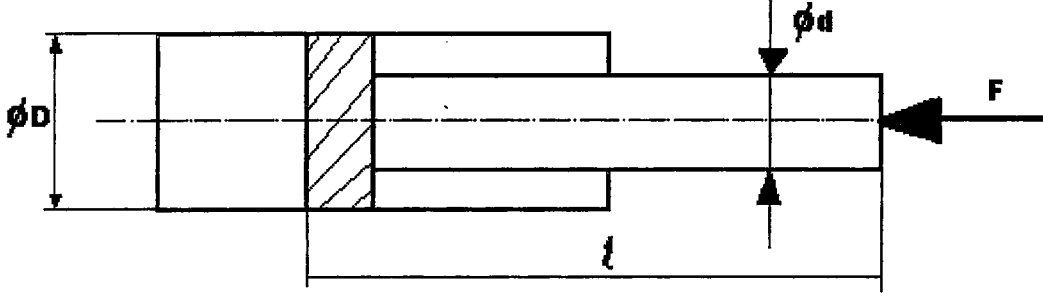
Görevi:

Enjeksiyon ünitesinin gerektiğinde ileri geri hareketini sağlamaktır.

Strok: 42cm.

$V_{max.}=0.10$ m/s

4.2.4.1 Piston Çapı hesabı:



Şekil 4.2.4.1.1 Grup silindiri

F: Kuvvet [kg]

P: Sistem basıncı [bar]

A: Piston alanı [cm²]

D: Piston çapı [cm]

d: Piston kol çapı [cm]

l: Piston kol boyu [cm]

P=175 bar ve F=1200kg seçildi

$$F=P \times A \quad A = \frac{F}{P} = \frac{1200}{175} \quad \Rightarrow \quad A = 8.57 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 8.57}{\pi}} \quad \Rightarrow \quad D = 3.5 \text{ cm}$$

Seçim :D=40mm. ve d=28mm. olan piston seçildi.

4.2.4.2 Piston Kolu Burkulma Hesabı:

l: Ölçülen strok boyu [cm]

l': Esas strok boyu [cm]

L: Silindir bağlantı şekline göre strok boyu [cm]

$$l' \approx 2 \times l \quad l' = 2 \times 42 \quad \Rightarrow \quad l' \approx 85 \text{ cm.}$$

$$L = \frac{l'}{\sqrt{2}} = \frac{85}{\sqrt{2}} \quad \Rightarrow \quad L = 60 \text{ cm.}$$

F: Kol kuvveti [kg]

K: Kritik burkulma kuvveti [kg]

E: Elastiklik modülü [kg/cm²]

J: Pistonun ikinci momenti [cm⁴]

L: Bel verme uzunluğu [cm]

d: Piston kol çapı [cm]

s: Emniyet katsayısı

Euler formülünden:

$$K = \frac{\pi^2 EJ}{L^2} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^6 \times \frac{\pi \times 2.8^4}{64}}{60^2} \quad \Rightarrow \quad K = 17,370 \text{ kg}$$

$$F_{kr.} = \frac{K}{s} = \frac{17,370}{3.5} \quad \Rightarrow \quad F_{kr.} = 4963 \text{ kg}$$

$F_{kr.} = 4963 \text{ kg} > F = 1200 \text{ kg}$ olduğu için uygundur.

4.2.4.3 Maksimum Debinin hesabı:

D: Piston çapı [dm]

V: Maksimum piston hızı [m/s]

Q: Maksimum debi [lt/dk]

A: Piston alanı [cm²]

$$D = 0.4 \text{ dm.} \quad V = 24 \text{ dm/dk}$$

$$Q=V \times A \quad Q=24 \times \frac{\pi \times 0.4^2}{4} \quad \Rightarrow \quad Q \approx 3 \text{ l/dk}$$

İki adet silindir olduğu için ana borudaki debi $Q \approx 6 \text{ l/dk}$ olur.

Valf olarak NG-5/J valfi seçilmiştir (Rextroth).

4.2.4.4 Boru Çapının Hesabı:

Sistemde türbilanslı akımı önlemek için:

Emme ve dönüş hatlarındaki akışkan hızı $V_e = 1.2 \text{ m/s}$

Basınç hatlarındaki akışkan hızı $V_b = 4.5 \text{ m/s}$ seçilmiştir.

(Güç Hidroliği syf: 262)

D_p : Basınç hattı boru çapı [mm]

D_g : Dönüş hattı boru çapı [mm]

Q_g : Dönüş hattı debisi [l/dk]

A_g : Dönüş hattı piston alanı [cm^2]

4.2.4.4.1 Basınç hattı için:

İki adet silindir olduğu için ana hat ve tek silindir ayrı ayrı incelenmelidir.

Ana boru için:

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{V}} = 4.6 \sqrt{\frac{6}{4.5}} \quad \Rightarrow \quad D_p = 5.65 \text{ mm.}$$

Standart olarak 6×1.5 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

Tek silindir için:

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{V}} = 4.6 \sqrt{\frac{3}{4.5}} \Rightarrow D_p = 4 \text{ mm.}$$

Standart olarak 6×1.5 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

4.2.4.4.2 Dönüş Hattı İçin:

İki adet silindir olduğu için ana hat ve tek silindir ayrı ayrı incelenmelidir.

Ana boru için:

$$Q_g = V_g \times A_g \Rightarrow A_g = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

$$Q_g = 60 \times \frac{\pi(0.4^2 - 0.28^2)}{4} \Rightarrow Q_g = 1.54 \text{ l/dk}$$

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} = 4.6 \sqrt{\frac{2.58}{1.2}} \Rightarrow D_g = 7.35 \text{ mm.}$$

Standart olarak 8×2 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

Tek silindir için:

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} = 4.6 \sqrt{\frac{1.54}{1.2}} \Rightarrow D_g = 5.2 \text{ mm.}$$

Standart olarak 6×1.5 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

4.2.5. İtici silindiri

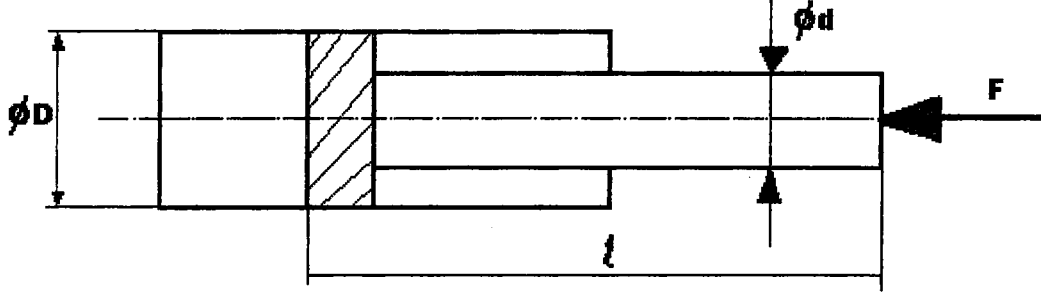
Görevi:

Kalıp içerisine enjekte edilen parçanın işlem sonunda kalıptan kolaylıkla çıkmasını sağlamak için mapa ve itici sistemini harekete geçiren piston silindir sistemidir.

Strok: 15cm.

$V_{max.}=20$ cm/s

4.2.5.1 Piston çapı hesabı:



Şekil 4.2.5.1.1 İtici silindiri

F: Kuvvet [kg]

P: Sistem basıncı [bar]

A: Piston alanı [cm²]

D: Piston çapı [cm]

d: Piston kol çapı [cm]

l: Piston kol boyu [cm]

P=175bar ve F=2800kg seçildi

$$F=P \times A \quad A = \frac{F}{P} = \frac{2800}{175} \Rightarrow A=16\text{cm}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 16}{\pi}} \Rightarrow D=4.51\text{cm}$$

Seçim :D=50mm. ve d=25mm. olan piston seçildi.

4.2.5.2. Piston Kolu Burkulma Hesabı:

l: Ölçülen strok boyu [cm]

l': Esas strok boyu [cm]

L: Silindir bağlantı şekline göre strok boyu [cm]

$$l' \approx 2 \times l \quad l' = 2 \times 15 \quad \Rightarrow \quad l' = 30 \text{ cm.}$$

$$L = \frac{l'}{\sqrt{2}} = \frac{30}{\sqrt{2}} \quad \Rightarrow \quad L = 21.21 \text{ cm.}$$

F: Kol kuvveti [kg]

K: Kritik burkulma kuvveti [kg]

E: Elastiklik modülü [kg/cm²]

J: Pistonun ikinci momenti [cm⁴]

L: Bel verme uzunluğu [cm]

d: Piston kol çapı [cm]

s: Emniyet katsayısı

Euler formülünden:

$$K = \frac{\pi^2 E J}{L^2} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^6 \times \frac{\pi \times 2.5^4}{64}}{21.21^2} \quad \Rightarrow \quad K = 88,342 \text{ kg}$$

$$F_{kr.} = \frac{K}{s} = \frac{88,342}{3} \quad \Rightarrow \quad F_{kr.} = 29,447 \text{ kg}$$

$F_{kr.} = 29,447 \text{ kg} > F = 2800 \text{ kg}$ olduğu için uygundur.

4.2.5.3 Maksimum Debinin hesabı:

D: Piston çapı [dm]

V: Maksimum piston hızı [m/s]

Q: Maksimum debi [lt/dk]

A: Piston alanı [cm²]

D=0.5dm. V= 120 dm/dk

$$Q=V \times A \quad Q=120 \times \frac{\pi \times 0.5^2}{4} \Rightarrow Q \approx 23.5 \text{ l/dk}$$

Valf olarak NG-6/J valfi seçilmiştir (Rextroth).

4.2.5.4 Boru Çapının Hesabı:

Sistemde türbilanslı akımı önlemek için:

Emme ve dönüş hatlarındaki akışkan hızı $V_e=1.2 \text{ m/s}$

Basınç hatlarındaki akışkan hızı $V_b=4.5 \text{ m/s}$ seçilmiştir.

(Güç Hidroliği syf: 262)

D_p : Basınç hattı boru çapı [mm]

D_g : Dönüş hattı boru çapı [mm]

Q_g : Dönüş hattı debisi [l/dk]

A_g : Dönüş hattı piston alanı [cm²]

4.2.5.4.1 Basınç hattı için:

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q}{V}} = 4.6 \sqrt{\frac{23.5}{4.5}} \Rightarrow D_p = 10.51 \text{ mm.}$$

Standart olarak 12x2.5 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

4.2.5.4.2 Dönüş hattı için:

İki adet silindir olduğu için ana hat ve tek silindir ayrı ayrı incelenmelidir.

$$Q_g = V_g \times A_g \quad \Rightarrow \quad A_g = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

$$Q_g = 120 \times \frac{\pi(0.5^2 - 0.25^2)}{4} \quad \Rightarrow \quad Q_g = 17.67 \text{ l/dk}$$

$$D_p = 4.6 \sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} = 4.6 \sqrt{\frac{17.67}{1.2}} \quad \Rightarrow \quad D_g = 17.65 \text{ mm.}$$

Standart olarak 20×3 özellikli boru seçildi. (Güç Hidroliği syf.262)

4.2.6 Pompa ve hidromotor seçimi:

Pompa olarak iki adet:

PFE-51090 paletli pompa seçilmiştir.

$P_{\max.} = 210 \text{ bar.}$ (pompa basıncı)

$Q_{\max.} = 198 \text{ l/dk}$ (pompa debisi)

$\eta_t = 0.80$ (toplam verim)

N: Pompa toplam gücü [kw]

$$N = \frac{Q \times P}{600 \times \eta_t} = \frac{198 \times 210}{600 \times 0.80} \quad \Rightarrow \quad N = 86.6 \text{ kw}$$

Hidromotor Seçimi:

HMB045 radyal pistonlu hidromotor seçildi.

$M = 80 \text{ dan.m}$ (hidromotor momenti)

$n = 200 \text{ d/dk}$ (hidromotor devri)

$V_g = 737 \text{ cm}^3/\text{dev}$ (hidromotor süpürme hacmi)

$$Q_{\text{gerekli}} = V_g \times n \quad Q_{\text{gerekli}} = 737 \times 200 \quad \Rightarrow \quad Q_{\text{gerekli}} = 147.4 \text{ lt/dk}$$

$$\Delta P = 175 \text{ bar}$$

$$N = \frac{Q \times \Delta P}{600 \times \eta_t} = \frac{175 \times 147.4}{600 \times 0.90} \Rightarrow N = 47.4 \text{ kw}$$

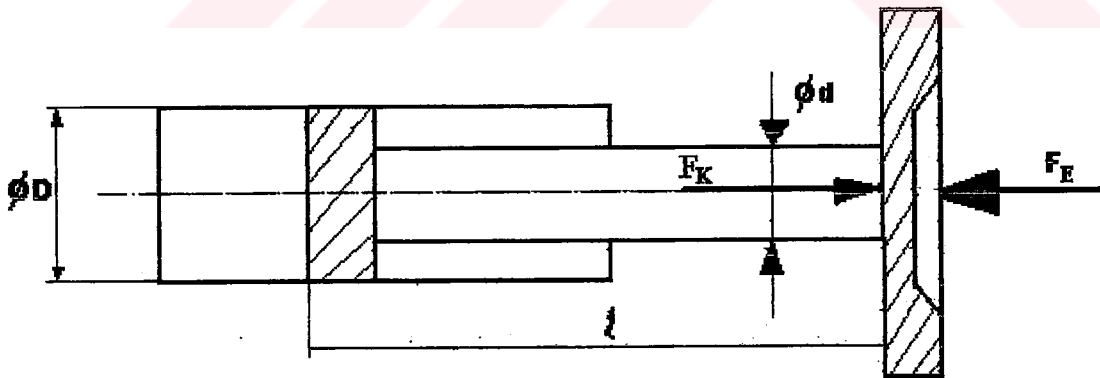


5 KALIP KİLİTLEMESİNİN ELEKTROHİDROLİKLE SAĞLANMASI

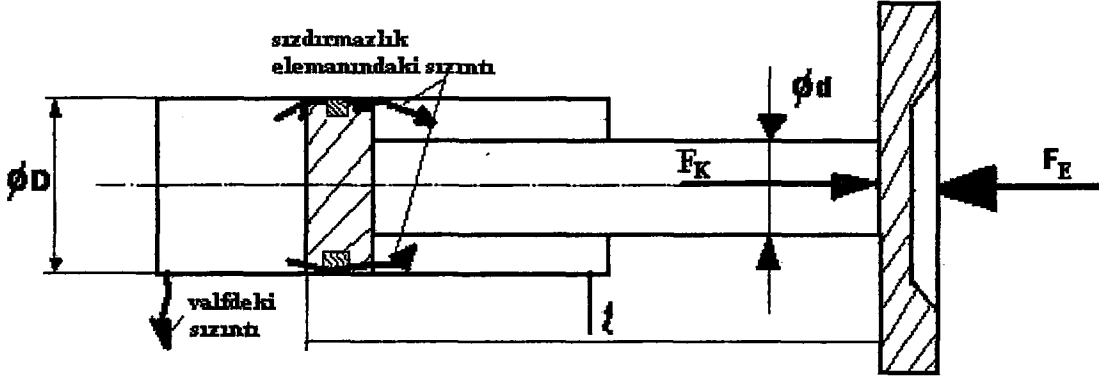
Plastik enjeksiyon teknolojisinde prosesler, kuvvetler kullanılarak gerçekleştirilir. Kalıp kilitleme sisteminin sağladığı kuvvetle kapatılır ve enjeksiyon boyunca bu kuvvet sabit tutulur. Kilitleme kuvveti ile enjeksiyon kuvvetleri sürekli olarak birbirilerine karşı çalışırlar. Bu kuvvetler birbirini yenmeye zorlar. Fakat proses boyunca kilitleme kuvveti her zaman enjeksiyon kuvvetinden büyük olmalıdır. Aksi takdirde kalıplar açılır. Kilitleme kuvveti ve enjeksiyon kuvveti iyi analiz edilmeli ve buna göre gereken işlemler yapılmalıdır. Plastik enjeksiyon makinalarında kuvvetler genel olarak hidrolik işlemlerle elde edilir. Hidrolik sistemlerdeki sızıntı ve kaçaklar istenmeyen kuvvet kayıplarına neden olur. Bu gibi kayıplara özellikle kilitleme sisteminin piston ve silindirinde rastlanır. Çünkü bu bölgelerde hidrolik hacim ve basınç çok büyüktür.

Bir plastik enjeksiyon prosesinde mikron derecesinde olan kalıp açılmaları bile üretimin kalitesini düşürür. Kalıbın açılmasında iki büyük etmen vardır.

- 1- Enjeksiyon kuvvetinin kilitleme kuvvetinden büyük olması.
- 2- Kilitleme pistonu çevresinde ve arka tarafında sızıntılar.



$F_E > F_K$ olursa kalıp açılır.



Sızdırmazlık elemanı ve valfdeki kaçaklar kalıbın açılmasına neden olur.

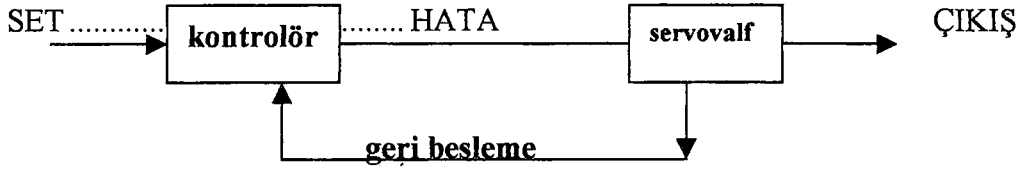
Şekil 5.1 Kalıbın açılmasında en önemli sebepler.

Kilitleme kuvveti her zaman enjeksiyon kuvvetinden büyük olmalıdır. Gereken kilitleme kuvveti malzeme ve kalıbın şekline göre yaklaşık olarak hesaplanabilir. Bu konu Bölüm 3.4' de incelenmiştir. Bu hesaplama yöntemi deneysel olarak bulunmuştur ve pratik olarak uygulanabilir.

Öte yandan sızıntılar dolayısı ile oluşan kalıp açılmalarını önlemek için çeşitli yöntemler kullanılabilir. Hidrolik akümülatör kullanılması, ikinci bir pompa ile sürekli besleme yapılması yada mekanik önlemlerin alınması şeklinde sıralanabilir. Bu tezde elektrohidrolik kapalı çevrimle geri besleme yapılarak kalıbın kilitli tutulması yöntemi incelenmiştir.

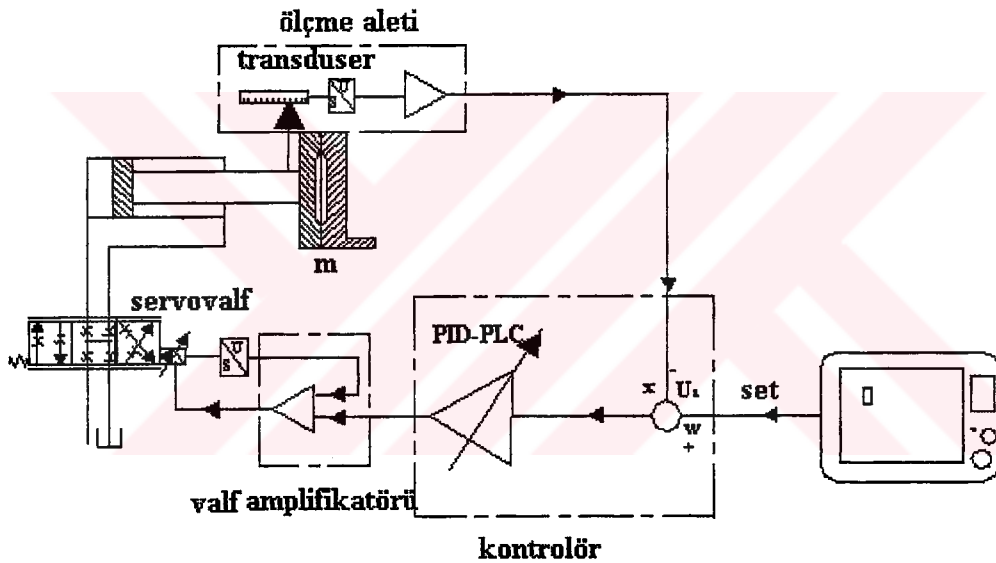
5.1 Servovalf Kullanılarak Geri Beslemeli Kalıp Kontrolü

Servovalfler hidrolikte yaygın olarak kullanılan en gelişmiş valf türlerinden birisidir. Arzu edilen basınç, hız, debi gibi değerlerin sürekli istenen değerde tutulmasını sağlarlar. Bunun için de çeşitli elektronik devreler ve aletler kullanılır. İstenilen değer ile çeşitli yöntemlerle ölçülen gerçek değer, sürekli olarak karşılaştırılır. Oluşan hata değerine göre geri besleme sinyali gönderilerek hata telafi edilir.



Şekil 5.1.1 Bir servovalfin çalışma karakteristiği

Yukarıdaki grafik şekil, servovalfin işlevini basitçe anlatmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi set değeri kontrolöre gönderilir. Burada çıkışta ölçülen gerçek değer ile set değeri sürekli olarak karşılaştırılır. Hataya göre geri besleme sinyalinin elde edilen değer sistemin düzeltilmesini sağlar.



Şekil 5.1.2 Bir servovalf destekli elektrohidrolik devre ve elemanları.

Şekil 5.1.2' de bir elektrohidrolik devre ve elemanları görülmektedir. Sistemin kontrolü çeşitli değişkenlerin ayarı ile yapılabilir. Yukarıdaki devre deplasman miktarının ölçülmesi ile kontrol edilmektedir. Bunun için aktif kalıp konumunu ölçen bir potansiyometre (elektriksel konum cetveli) kullanılmaktadır. Kalıbın açılma miktarını ölçmek için yük sensörleri, basınç sensörleri de kullanılabilir. Yük sensöründe, istenen bir yük değeri ayarlanır ve sistem bu değer altına indiği anda geri besleme sinyali alınabilir. Aynı durum basınç sensörleri için de geçerlidir. Yük sensörü kalıpla plaka arsına yada kalıpla

piston kolu arasına yerleştirilebilir. Ama her türlü durumda sensörlerin sıcaklık izolasyonu yapılmalıdır. Sistem elemanlarının görevleri genel olarak aşağıdaki gibidir.:

Ölçme aleti :

Kalıbın açılması ile oluşacak deplasman miktarını ölçen elektriksel alettir. İstenilen hassasiyet derecesine göre seçilmelidir.

Transduser :

Ölçme aleti deplasman miktarını ölçer. Bu ölçülen değer elektriksel olarak kontrol edilebilmesi için sinyalin elektriksel değere çevrilmesi gereklidir. Transduserde konum değerini elektriksel değer olan akım yada gerilime çevirir.

Set girişi :

İstenilen değer olan set değeri, set giriş kısmından girilir. Bu bir bilgisayar çeşididir.

Kontrolör :

İstenilen set değeri ile ölçülen gerçek değer karşılaştırıldığı ve sistem hatasının değerlendirildiği elektronik kontrol kısmıdır. Hata durumuna göre sistemi yönlendirir. Kontrolörün yapısında ayrıca sistemin düzeltilmesi için gerekli amplikasyonu yapabilecek PLC, PID yada bunların görevlerini üstlenen diğer elektronik işlemciler bulunur.

Valf amplifikatörü:

Küçük sistem hatalarının düzeltilebilmesi için bu hata sinyallerinin büyütülmesi gereklidir. Amplifikatörün görev de budur. Kontrolörden ve servovalften gelen geri besleme sinyalini büyüterek düzeltilebilecek genliğe ulaştırır.

Valf transduseri:

Servovalfin kontrolü için, valfin konum değerini elektriksel değere sinyale çeviren alettir

6. ELEKTROHİDROLİK ÇEVİRİMİN HESAPLANMASI

6.1 Hidrolik Sürücünün Doğal Frekansı

Hidrolik sistemler kütle – yay özelliği taşırlar. Dıştan bir uyarı aldıkları zaman titreşim oluşur. Hidrolik sürücünün (piston – silindir) doğal frekansı sistemin dinamik kararlılığı ve kontrol çevrimi için çok önemli bir kriterdir. Sistemin kararlılığı ve stabilitesi göz önüne alındığında yüksek doğal frekansa sahip sistemler daha az problem içerirler. Aşağıda ele alınan sistem ve formüller Bosch Elektrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves Theory and Application kitabında alınmıştır.

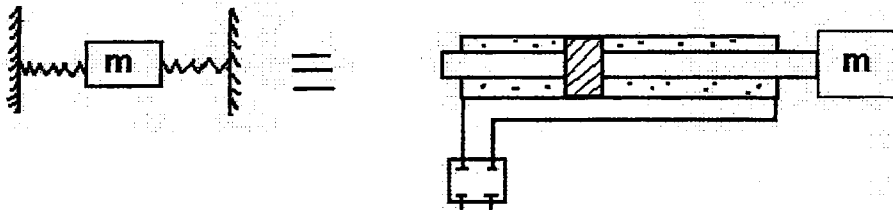
Doğal frekans:

$$\omega_0 = 2\pi f_0 \quad (6.1.1)$$

formülü ile hesaplanır. Doğal frekans aralığını üç ana bölümde incelemek mümkündür.:

- 1- Düşük doğal frekans: $f_0 = 3 \dots 10 \text{ Hz}$ aralığında olanlar (ağır iş makinaları, robotlar, tutma makinaları, plastik enjeksiyon makinaları ..)
- 2- Orta seviyeli doğal frekans: $f_0 = 50 \dots 80 \text{ Hz}$ aralığında olanlar (pozisyon sürücüler, makina aletleri ..)
- 3- Yüksek seviyeli doğal frekans: $f_0 > 100 \text{ Hz}$ olanlar (test makinaları, presler, enjeksiyon makinaları ..)

6.2 Temel Formüller



Şekil 6.2.1 Kütle yay ve kütle hidrolik sistemleri

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (6.2.1)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad c = E \frac{A^2}{V} \quad (6.2.2)$$

ω_0 : Doğal frekans [s⁻¹]

m: Kütle [kg]

c: Yay sabiti [N / m]

E: Bulk modülü (hidrolik yağ için E= 1... 1,4.10⁹ N / m)

A: Piston alanı [m²]

V: Yağ hacmi [m³]

Formülden görüldüğü gibi hidrolik sürücülerin doğal frekansı, sürücülerin boyutlarına ve kütleyle bağlıdır. Kapalı çevrimde her eleman kendi doğal frekansına sahiptir. Bu elemanlardan en küçüğünün doğal frekansı tüm sistemin doğal frekansı olarak alınabilir. Kapalı çevrim valflerde doğal frekans 50...150Hz arasındadır. Valfin frekans limiti mutlaka göz önüne alınmalıdır.

6.2.1 Diferansiyel silindirde doğal frekansın bulunması

Diferansiyel silindirler genellikle hidrolikte en çok karşılaşılan silindir çeşididir. Minimum ve dolayısı ile en kritik olan doğal frekans aşağıdaki formülle bulunur.

$$\omega_{0min} = \sqrt{\frac{4 \times E \times A_k}{h \times m}} \times \left(\frac{1 + \sqrt{\alpha}}{2} \right) \quad (6.2.1.1)$$

ω_{0min} : Doğal frekans [s⁻¹]

m: Kütleye [kg]

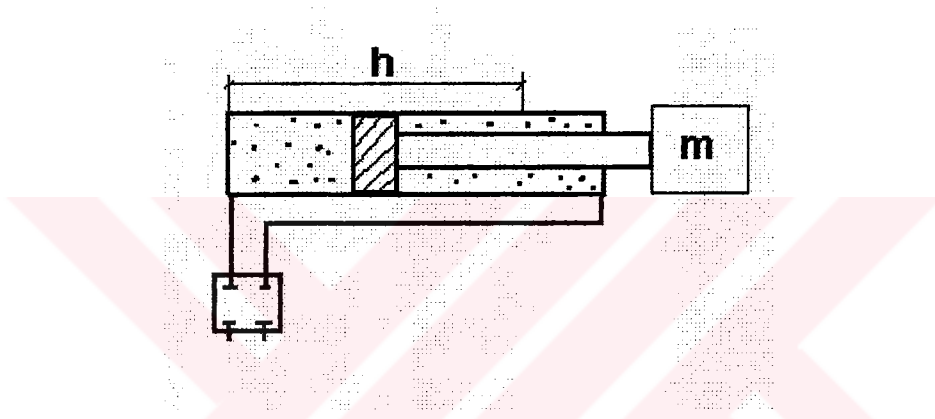
h: Strok [m]

E: Bulk modülü (hidrolik yağ için $E= 1... 1,4.10^9$ N / m

A_K : Piston alanı [m²]

A_R : Piston kol tarafı alanı [m²]

α : Alanlar oranı



Şekil 6.2.1.1 Diferansiyel silindir

Bir sürücünün istenilen yere istenilen doğrulukta ulaşabilmesi için ivmelenme zamanı ve mesafesi belli değerlerin altına inmemelidir. Limitler aşağıdaki formüller yardımıyla bulunabilir:

1- ω_0 : Doğal frekans (6.2.1.2)

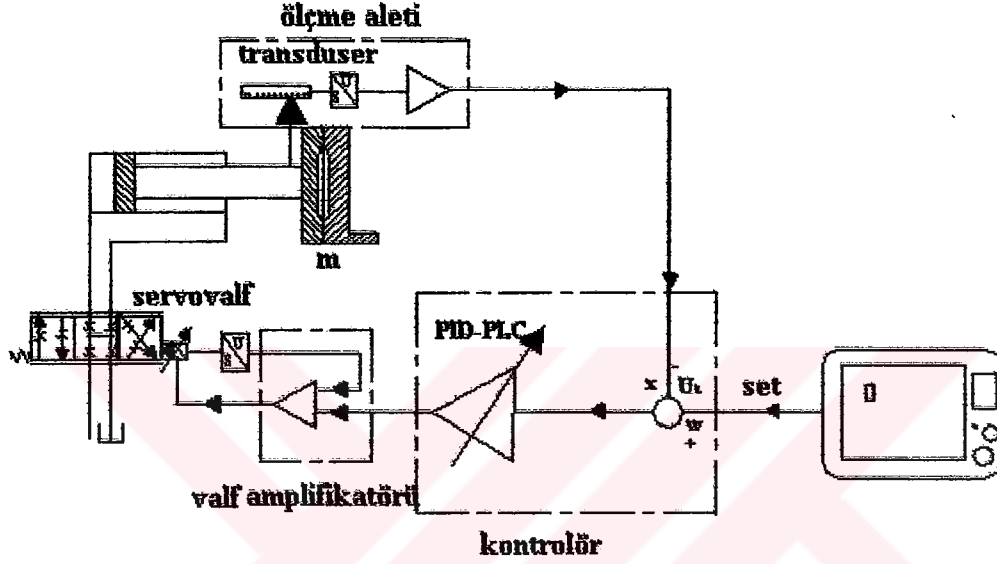
2- $T = \frac{1}{\omega_0}$ (zaman sabiti) (6.2.1.3)

3- $t=3...5T$ (artan yada azalan ivmelenme zamanı) (6.2.1.4)

4- $a = \frac{V}{t}$ (ivme) (6.2.1.5)

$$5- s = \frac{1}{2} V_0 t \text{ yada } s = \frac{V^2}{2a} \text{ (ivmelenme mesafesi)} \quad (6.2.1.6)$$

6.2.2. Toplam sistem kazancı (overall gain)



Şekil 6.2.2.1 Kapalı bir çevrimi oluşturan elemanlar

Kapalı çevrim pozisyon kontrol sisteminde istenilen değer ω (set point), sürekli olarak ölçülen x değeri ile karşılaştırılır. İstenilen değerle ölçülen değer karşılaştırılmasında elde edilen hata değeri kontrolörde değerlendirilerek düzeltilir ve kontrol edilen elemana iletilir. Sistemin bu işleme şekli hataların sürekli olarak kontrol edilmesine olanak sağlar.

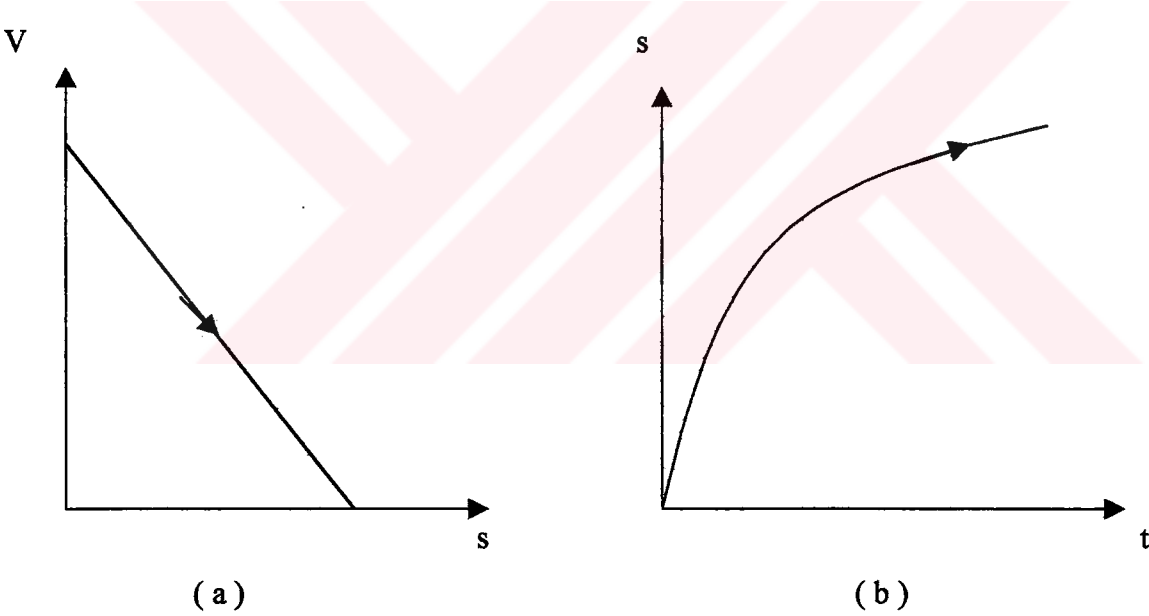
Ne kadar çok hata işlenir ve düzeltilirse sistem o kadar verimli olur. Ölçülen değerle istenilen değer ne kadar küçük olursa olsun büyütülmüş amplitüdlere sayesinde kolayca düzeltilir.

Fakat diğer taraftan aşırı büyük genlikler kullanılırsa sistemde titreşim meydana gelir. Bunun için kontrol mühendislerinin temel görevi optimum problem çözümü sağlayan en uygun genlik değerini seçmektir.

Tüm sistemin verimi olarak da ifade edilebilen sistem kazancı (overall gain) aşağıdaki yöntemlerle bulunabilir. Bu yöntemler pratikte kullanılan ve sadeleştirilmiş olan yöntemlerdir. Sistem kazancı, giriş sinyalinin çıkış sinyaline olan oranıdır.

6.2.2.1 Hız kazancı ve zaman sabiti

Pozisyon kontrol çevriminde toplam sistem kazancının anlaşılabilmesi için hız kazancı olarak bilinen değer bulunacaktır. Bunun yanında optimum ölçülendirme için bir kriter oluşturulabilir. Örneğin bir pozisyon kontrollü sistemde cisim istenen noktaya doğru yaklaştıkça hızı oransal olarak düşer. İstenilen nokta ile gidilen nokta arasındaki fark (hata) ne kadar küçük olursa düzeltilen değer o kadar az olur. Bu hareket hız/konum yada konum/zaman grafikleriyle gösterilebilir.



Şekil 6.2.2.1.1

a- Hız/konum grafiği

b-konum/zaman grafiği

Hız yada toplam sistem kazancının bulunması:

$$K_v = \frac{V}{s} \quad [sn^{-1}] \quad (6.2.2.1.1)$$

olarak tanımlanır.

V: Hız

s: Konum

K_v : Sistem kazancı

Konum/zaman grafiğinden de görülebileceği gibi eğri bir eksponansiyel değeri izlemektedir. Bunun zaman sabiti T çok önemli bir terimdir ve

$$T = \frac{1}{K_v} \quad [s] \quad (6.2.2.1.2)$$

olarak tanımlanır.

Tüm sistem kazancı ne kadar büyük olursa sistem hataları da o kadar küçük olur.

6.2.2.2 Sistemin Kararlılığı

K_v bir sistemin kontrol düzeyi ve kararlılığının ölçülebilmesi için çok önemli bir kriterdir. Bunun gibi bir sürücünün doğal frekansı da sistemin kararlılığı açısından çok etkilidir. Bağlı frekans büyüdükçe kararlılık artar, kritik titreşim ve rezonans bölgesinden uzaklaşılır. Tüm sistemin kazancı ile doğal frekans arasında

$$K_v < 2\omega_0 D \quad (6.2.2.2.1)$$

bağıntısı vardır. D, sistemdeki kaçaklara ve sürtünmeye bağlı bir katsayıdır. D = 0.05...0.2 değerleri kullanılabilir.

Deneyler göstermiştir ki;

$$K_v = 0.1 \dots 0.3 \omega_0 \quad (6.2.2.2.2)$$

değeri kullanılabilir.

$$\omega = 2\pi f \quad (6.2.2.2.3)$$

formülü kullanılırsa

$$K_v \approx f_0 \quad (6.2.2.2.4)$$

değeri elde edilebilir. Bunun yanında transfer cevabı

$$t = 3 \dots 5T \quad (6.2.2.2.5)$$

zaman sonra gerçekleşir.

6.3 Tüm Sistem Kazancının Formülasyonla Eldesi

Aşağıda incelenen ve elde edilen formüllerde kaynak olarak, Bosch Electrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves Theory and Application kitabından faydalanmıştır.

K_v bir önceki konuda olduğu gibi elde edilebilir. Yada sistemin elemanları tek tek incelenerek bu değere ulaşmak mümkündür. Bu durumda

$$K_v = K_{EL} \times K_{HY} \times \frac{1}{A_{SH}} \times K_{ME} \quad [s^{-1}] \quad (6.3.1)$$

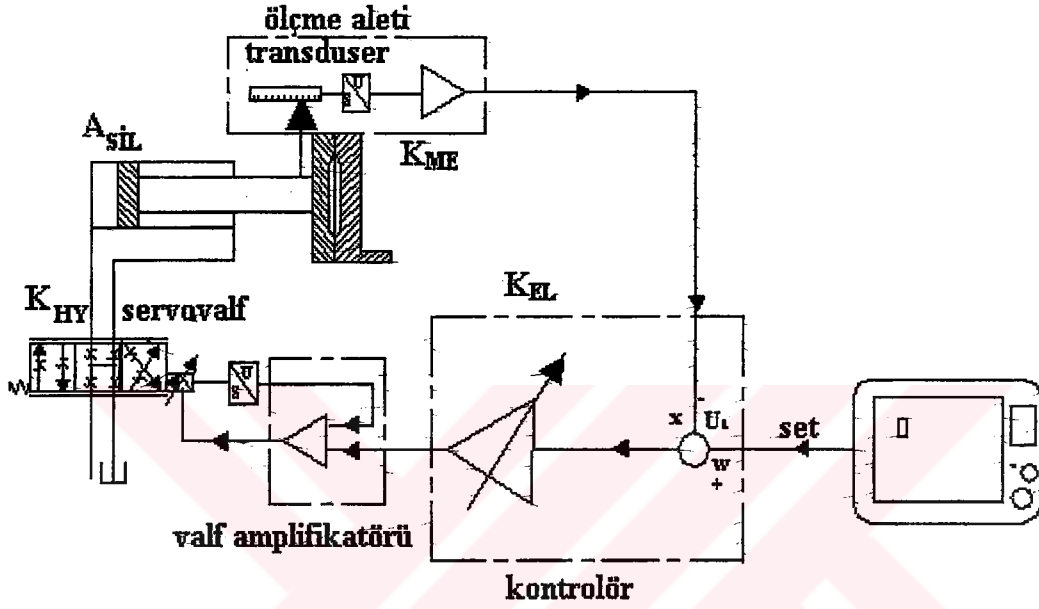
formülü kullanılır.

K_{EL} : Elektronik amplifikatörün elektriksel kazancı $\left[\frac{V}{V} \right]$

K_{HY} : Kontrol valfinin hidrolik kazancı $\left[\frac{m^3}{sV} \right]$

$A_{sİL}$: Etkili piston alanı $[m^2]$

K_{ME} : Ölçme aletinin kazancı $\left[\frac{V}{m}\right]$



Şekil 6.3.1 Pozisyon kontrollü kapalı bir çevrimde çeşitli elemanların kazançları

6.3.1 Hidrolik kazanç (K_{HY})

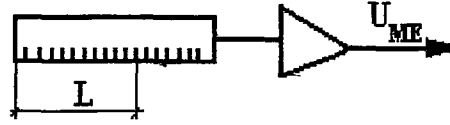
Bu değer kontrol valfinde giriş sinyalinin çıkış sinyaline oranını gösterir.

$$K_{HY} = \frac{Q}{U_E} \quad \left[\frac{m^3}{sV}\right] \quad (6.3.1.1)$$

U_E : Elektriksel giriş sinyali ($U_E=0...±10V$)

Q : Debi

6.3.2 Ölçme aleti kazancı (K_{ME})



Şekil 6.3.2.1 Ölçme aleti kazancının şematik şekli

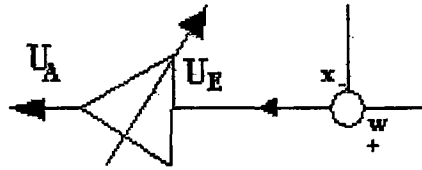
Şekilde ölçülen değer ve çıkış sinyali görülmektedir. K_{ME} değeri konum ölçüldüğünde ölçülen konum değerinin geri besleme sinyaline olan oranını gösterir.

$$K_{ME} = \frac{U_{ME}}{L} \left[\frac{V}{m} \right] \quad (6.3.2.1)$$

L: Ölçme değeri [m]

U_{ME} : Geri besleme sinyali [V]

6.3.3 Elektriksel kazanç (K_{EL})



Şekil 6.3.3.1 Elektriksel kazancın şematik şekli

Şekil 6.3.3.1, elektronik kontrolör amplifikatörü için önemli bir karakteristiktir. Burada çıkış sinyalinin giriş sinyaline oranı açıklanır. Optimum çözüm için ayarlanabilme özelliği vardır.

$$K_{KEL} = \frac{U_A}{U_E} \quad [-] \quad (6.3.3.1)$$

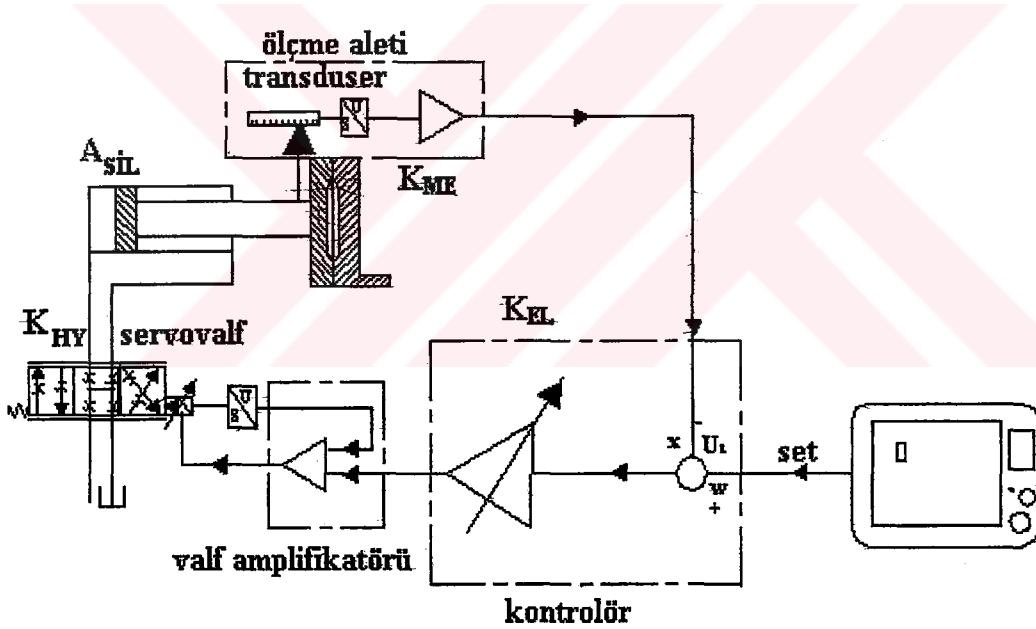
U_A : Çıkış sinyali [V]

U_E : Giriş sinyali [V]

Bu değer boyutsuzdur. K_{EL} değerini hesaplamak için tüm sistemin kazancı olan K_V ve elemanların kazançları K_{HY} , K_{ME} önceden hesaplanmalıdır.

$$K_V = K_{EL} \times K_{HY} \times \frac{1}{A_{SİL}} \times K_{ME} \Rightarrow K_{EL} = \frac{K_V \times A_{SİL}}{K_{HY} \times K_{ME}} \quad [-] \quad (6.3.3.2)$$

6.4 Uygulama



Şekil 6.4.1 Pozisyon kontrollü kapalı çevrim bir sistemin şematik elemanları

İnceldiğimiz sistemde, kullanılan servovalf yardımı ile konum kontrolü yapılarak plastik enjeksiyon makinasında kalıbın enjeksiyon bitimine kadar kapalı tutulması sağlanmaktadır. Kalıbın 0.015mm' ye kadar açılmasında bir problem yoktur. Kalıbın konumu sürekli ölçülmektedir. 0.015 mm değeri aşıldığı zaman sistem tarafından servovalfe gereken geri

besleme sinyali gönderilmekte ve sistem kalıbın kapanması için pompadan yağ takviyesi yapılmaktadır.

Verilenler:

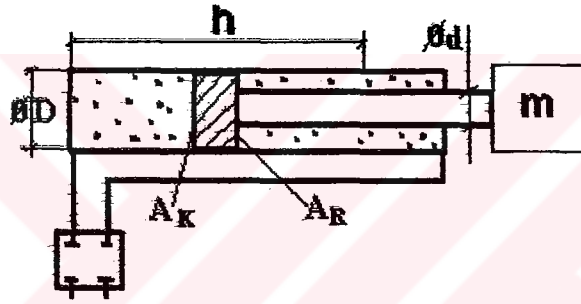
$$\text{Ø}D=385 \text{ mm}$$

$$\text{Ø}d=300 \text{ mm}$$

$$m=1000 \text{ kg}$$

$$h=750 \text{ mm}$$

$$E=1.4 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$



Şekil 6.4.2 Hidrolik sürücünün genel görünüşü

6.4.1 Doğal frekansın bulunması

$$A_K = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi 0.385^2}{4} \Rightarrow A_K = 0.116 \text{ m}^2$$

$$A_R = \frac{\pi(D-d)^2}{4} = \frac{\pi(0.385-0.300)^2}{4} \Rightarrow A_R = 0.045 \text{ m}^2$$

$$\alpha = \frac{A_R}{A_K} = \frac{0.116}{0.045} \Rightarrow \alpha = 2.5$$

$$\omega_{0\min} = \sqrt{\frac{4 \times E \times A_k}{h \times m}} \times \left(\frac{1 + \sqrt{\alpha}}{2} \right) \Rightarrow \omega_{0\min} = \sqrt{\frac{4 \times 1.4 \cdot 10^9 \times 0.116}{0.75 \times 1000}} \times \left(\frac{1 + 2.5}{2} \right) \omega_0 = 1200 \text{ 1/s}$$

$$\omega_0 = 2\pi f_0 \quad \Rightarrow \quad f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1200}{2\pi} \quad \Rightarrow \quad f_0 = 191 \text{ Hz}$$

6.4.2 K_v ' nin hesaplanması.

$$K_v < 2\omega_0 D$$

$$K_v < 2 \times 1200 \times 0.1 \quad \Rightarrow \quad K_v < 240 \text{ 1/s}$$

$$K_v \approx f_0 \quad \Rightarrow \quad K_v = 200 \text{ 1/s} \quad \text{seçildi.}$$

6.4.3 Transfer tepkisinin hesaplanması

$$T = \frac{1}{K_v} \Rightarrow T = \frac{1}{200} \quad \Rightarrow \quad T = 5 \cdot 10^{-3} \text{ [s]}$$

$$t = 1 \dots 5T \quad \Rightarrow \quad t = 4T \quad \Rightarrow \quad t = 4 \times 5 \cdot 10^{-3} \quad \Rightarrow \quad t = 0.02 \text{ [s]}$$

Bu gecikme süresinde pompanın yapacağı yağ takviyesi ile sağlanan pistonun konum değişimi, eğer istenen kalıp açılma toleransının üstünde ise problem ortaya çıkmaz. Bunu anlayabilmemiz için öncelikle pompanın sağlayacağı konum takviyesini bulmalıyız. Seçilen pompanın debisi, piston kesit alanı ve gecikme zamanı belli olduğuna göre:

$$s = \frac{1}{2} a t^2 \quad a = \frac{V}{t} \quad V = \frac{Q}{A}$$

formüllerinden transfer gecikmesinden dolayı oluşan deplasman miktarına ulaşılabilir.

Pompanın sağladığı debi $Q = 150 \text{ l/dk} \approx Q = 0.0025 \text{ m}^3/\text{s}$

$$V = \frac{0.0025}{0.116} \Rightarrow V = 0.02 \text{ m/s} \quad a = \frac{V}{t} = \frac{0.02}{0.02} \Rightarrow a = 1 \text{ m/s}^2$$

$$s = \frac{1}{2} at^2 \Rightarrow s = \frac{1}{2} \times 1 \times 0.02^2 \Rightarrow s = 0.2 \text{ mm}$$

Sistemimizde kalıp aralığının 0.015mm' den fazla açıldığı zaman sistemin geri besleme ile uyarı olarak tekrar kalıbın kapatılması yani pompa tarafından tekrar yağ takviyesi yapılması istenmektedir. 0.02 s transfer gecikmesine rağmen pompanın 0.02 s' de 0.2 mm' lik bir deplasman sağladığı görülür. 0.2mm > 0.015 mm olduğu için sistem toleranslar çerçevesinde kalıbın kapalı olarak muhafazasını sağlayabilmektedir.

6.4.4 Sistemi oluşturan elemanların kazançlarının hesaplanması

6.4.4.1 Ölçme kazancı

$$K_{ME} = \frac{U_{ME}}{L} \left[\frac{V}{m} \right] \quad K_{ME} = \frac{10}{0.05} \Rightarrow K_{ME} = 200 \left[\frac{V}{m} \right]$$

Elektriksel kazanç bu şekilde formülasyon ile bulunabilir. Fakat asıl kazanç elektriksel elemanların üzerinde yapılan deneylerle ortaya çıkacaktır. Ayrıca bulunan bu değere göre elektriksel parçalar seçilmelidir.

6.4.4.2 Hidrolik kazanç

$$K_{HY} = \frac{Q}{U_E} \left[\frac{m^3}{sV} \right] \quad K_{HY} = \frac{150 \times 10^{-3}}{10 \times 60} \Rightarrow K_{HY} = 25 \times 10^{-5} \left[\frac{m^3}{sV} \right]$$

6.4.4.3 Elektriksel kazanç

$$K_{EL} = \frac{K_V \times A_{sil}}{K_{HY} \times K_{ME}} \quad [-] \Rightarrow K_{EL} = \frac{200 \times 0.116}{25 \times 10^{-5} \times 200} \quad K_{EL} = 464 \quad [-]$$

Bulunan bu değer teorik olarak elde edilmiştir. Sistemin gerçek olan elektriksel kazancını bulabilmek için kullanılan elektriksel aletler deneye tabi tutulmalıdır.

6.4.4.4 Valf histerisizi

Valf histerisizi olarak seçilen servovalfde tavsiye edilen %0.3 değeri alındı. Histerisizden dolayı oluşan hata:

$$\nabla U_{VE} = 10V \times \%0.3 \Rightarrow \nabla U_{VE} = 0.03V$$

Kontrol amplifikatöründen önceki hata:

$$\nabla U = \frac{\nabla U_{VE}}{K_{EL}} = \frac{0.03}{464} \Rightarrow \nabla U = 6.5 \times 10^{-5} V$$

Ölçümde oluşan hata:

$$\nabla L = \frac{\nabla U}{K_{ME}} = \frac{6.5 \times 10^{-5}}{200} \Rightarrow \nabla L = 3.2 \times 10^{-7} m \Rightarrow \nabla L = 0.32 \mu m$$

Histerisizden oluşan hata çok küçük olduğu için ihmal edilebilir.

7.SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Plastik enjeksiyon makinaları ihtiyaç duyulan kilitleme kuvvetine göre seçilmelidir. Optimum karlılığa ulaşmak için gereksiz kuvvetlerden dolayısı ile güç kayıplarından kaçınılmalıdır.

Küçük çaplı imalatlar için komple hidrolik makinalar kullanılmalıdır. Komple hidrolik makinalar,kilitleme kuvvetinin tam doğrulukla ayarlanmasına olanak sağladığı için gereksiz kuvvetleri ve gerilimleri ortadan kaldırmaktadır. Ayrıca yapısında aşınacak fazla parça bulunmadığından kullanım ömrünü artırmaktadır. Fakat hidrolik ihtiyacı arttığı için enerji kayıpları ve ilk yatırım masrafları artmaktadır.

Orta çaplı imalatlar için mekanik makinalar kullanılmalıdır. Üretim hızını artırması yanında hidrolik ihtiyacının çok az olması bu makinaların tercih edilmesi için en önemli sebeplerdendir. Fazla miktarda mekanik parça olması ve aşınma olayının yüksek olmasına rağmen doğru kuvvetler için kullanılırsa yüksek verim alınabilir.

Büyük çaplı imalatlar için mutlaka hidromekanik makinalar kullanılmalıdır. Çünkü aynı anda hem komple hidrolik hem de mekanik makinaların avantajlarını yapısında barındırmaktadır. Özellikle büyük ölçülere sahip parçalarda ve kalıp yüksekliklerinde tercih edilmelidir.

Plastik enjeksiyon makinalarında verimliliği artıracak en önemli kriterlerden birisi de hidrolik elamanların iyi seçilmesidir. Çünkü gerekli olan kuvvetlerin çoğu hidrolik prensipler ve elemanlar vasıtası ile sağlanmaktadır.

KAYNAKLAR

- Aykan, H., (1981), Rexroth Hidropar Endüstriyel Hidrolik Eğitimi, Hidropar, İstanbul.
- Akyüz, Ö.F., (1999), Plastik Enjeksiyon Teknolojisi, Pagev, İstanbul.
- Keskinel, F. ve Özbek, T., (1994), Mühendisler İçin Mekanik Sitatik, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Pinches, M.J. ve Ashby, J.G., (1994), Güç Hidroliği, Evren Ofset, Ankara.
- Pötsch, G. ve Michaeli, W., (1995), Injection Molding, Hanser / Gardner, Ohio.
- Rexroth, (1990), Hydraulic Systems for Plastic Processing Machinery, New York.
- Rosato, D. ve Rosato, D., (1995), Injection Molding Handbook, Chapman & Hall, New York.
- Werner, G., (1989), Bosch Electrohydraulic Proportional Valves and Closed Loop Control Valves Theory and Applications, Uwe Lackman, Stuttgart.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	15.09.1974	
Doğum yeri	Erzincan	
Lise	1989-1992	Haydarpaşa Lisesi
Lisans	1992-1996	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon Anabilim Dalı.
Yüksek Lisans	1996-1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programı
Çalıştığı kurum(lar)		
	1997-1999	Hür-Mak Plastik Enjeksiyon Makina Fabrikası
	1999-Devam ediyor	Meksan Makine San. ve Tic.