

HAVA TÜKETİMİNİN AZALTIKMASI İÇİN PNÖMATİK ELEMANLAR VE DEVRE TASARIMI

Alkım ERDÖNMEZ

ÖZET

Bu bildiride pnömatik bir sistemde hava tüketim miktarının belirlenmesi, hava tüketimini arttıran nedenler, sistemin projelendirmesinin tasarım ve boyutlandırma aşamalarında dikkat edilmesi gereken hususlar ve ek elemanlar ile hava tasarrufundan bahsedilmektedir.

GİRİŞ

Günümüzde enerji tasarrufu büyük bir önem taşımaktadır. Ülkemizde enerjinin ithal edildiği ve yüksek değerlerde döviz ile satın alındığı düşünülürse, enerjinin tasarrufunun ve bu doğrultuda gerçekleştirilen projelerin ne kadar önem kazandığı daha iyi anlaşılacaktır.

Pnömatiğin çalışma alanı neredeyse tüm sanayiye yayılmış ve pnömatik düşük maliyetli otomasyon alanında iddialı hale gelmiştir. Endüstride ihtiyaç duyulan yüksek miktardaki enerji her geçen gün büyük bir artış göstermekte ve varolan kullanıma sınırlamalar getirmek zorunda kalınmaktadır. Bu nedenle varolan hava kapasitesi en verimli biçimde değerlendirilmelidir. Pnömatik sistem genellikle mekanik bir işi gerçekleştirmede enerji olarak sıkıştırılmış hava kullanan bir güç transfer ünitesidir. Hava tasarrufunda göz önüne alınması gereken noktalar havanın sıkıştırılmasında, dağıtımında ve kullanımındaki verimlilik ve buna ek olarak hava tüketiminin en düşük seviyeye indirgenmesidir.

1. HAVA DEBİSİ VE TÜKETİMİ

Bir silindir veya pnömatik sistem için iki tür tüketim vardır.

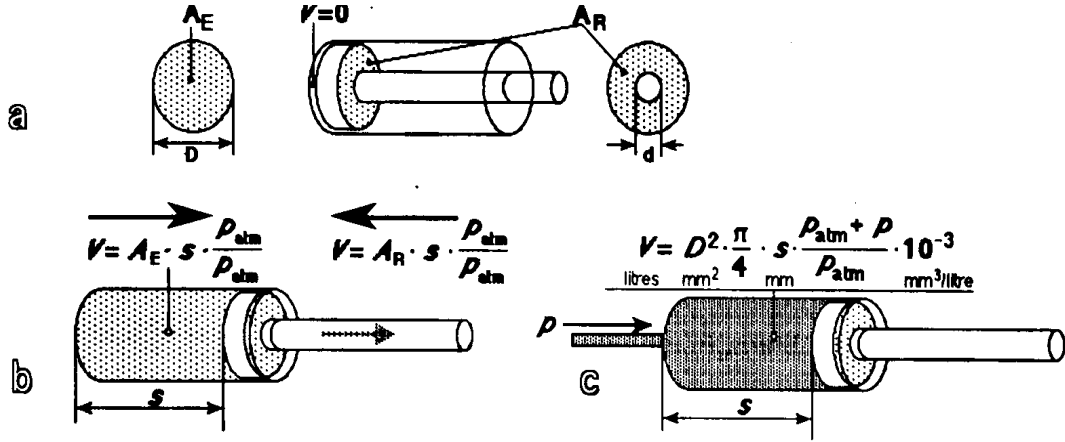
Birincisi saat başına ortalama tüketimdir. Bu rakam, enerji maliyetini bir ürünün toplam maliyet fiyatının bir parçası olarak hesaplamak, kompresör ve hava şebekesi için gerekli kapasiteyi tahmin etmek için kullanılmaktadır.

İkincisi, bir silindirin en yüksek tüketimidir. Bu tüketim, bir silindir için doğru boyuttaki valfi ve bağlantı elemanlarını veya tüm bir sistem için uygun büyüklükteki F.R.L. ve besleme borularını belirlemek için kullanılmaktadır.

1.1 Saat Başına Ortalama tüketim

Hava tüketimi şöyle tanımlanmaktadır:

Piston Alanı . Strok Uzunluğu . Dakika Başına Çevrim Sayısı . Mutlak Basınç



Şekil 1.1. Bir Silindirin Teorik Hava Tüketimi

Piston kapağa bileşik olduğu zaman (Şekil 1.1.a) ölü hacim sıfırdır. Piston kolunu, piston karşı uca gelene kadar çekersek, silindir 101325 Pa_{abs}'lık atmosfer basıncı ile dolacaktır (Şekil 1.1.b). Hava beslemeden girdiği zaman, 101325 Pa'lık atmosfer basıncına ek olarak, bar cinsinden gösterge basıncı kere taranan hacim eklenmektedir.

Böylece bir silindirin teorik hava tüketimi ileri strok için Şekil 1.1'deki gibidir, geri dönüş stroku için ise $A_R \cdot s \cdot (p + p_{atm})'$ dir. $A = D^2 \cdot \pi/4$ konursa, ileri strok için:

$$D \text{ (m)} \cdot D \text{ (m)} \cdot \pi/4 \cdot (p + 1.013) \cdot \text{Strok (m)} \cdot n \text{ (strok/dakika)} \cdot 10^3 \text{ (l/dak)}, \text{ veya}$$

$$D \text{ (mm)} \cdot D \text{ (mm)} \cdot \pi/4 \cdot (p + 1.013) \cdot \text{Strok (mm)} \cdot n \text{ (strok/dakika)} \cdot 10^{-6} \text{ (l/dak)} \text{ elde edilir.}$$

Geri dönüş stroku için, D^2 yerine $(D^2 - d^2)$ konur.

Valf ile silindirler arasındaki borular için tüketim aşağıdaki ifadeye eşittir:

$$\text{Boru iç çapı (mm)} \cdot \text{Boru iç çapı (mm)} \cdot \text{Boru uzunluğu (mm)} \cdot \pi/4 \cdot \text{Gösterge basıncı (bar)}$$

Tablo 1.1. 20-100mm çaplı çift etkili silindirler için, 100 mm strok başına litre olarak teorik hava tüketimi

Piston Çapı	bar olarak işletme basıncı				
	3	4	5	6	7
20	0.124	0.155	0.186	0.217	0.248
25	0.194	0.243	0.291	0.340	0.388
32	0.319	0.398	0.477	0.557	0.636
40	0.498	0.622	0.746	0.870	0.993
50	0.777	0.971	1.165	1.359	1.553
63	1.235	1.542	1.850	2.158	2.465
80	1.993	2.487	2.983	3.479	3.975
100	3.111	3.886	4.661	5.436	6.211

Tablo 1.1, çeşitli silindir çapları ve işletme basınçları için 100mm strok başına teorik hava tüketimini vermektedir.

Kapasite bakımından gerekli nominal debi değeri için bir enerji maliyeti hesabını bir örnek ile açıklayalım:

6 bar işletme basıncında çalışan, 80 mm çaplı ve dakikada 12 adet strok yapan çift etkili bir silindirin enerji maliyetini hesaplayalım;

80 mm çaplı bir silindirin 100 mm strok başına 3.5 litre (yaklaşık olarak) hava tükettiğini görüyoruz (Tablo 1.1). Bu değer 400 mm strok için 4 katına yani 14 litreye, toplam 24 adet ileri geri strok hareketi için ise toplam 336 litre/dakika hava tüketimine tekabül eder. Bu değer kompresörümüzün, silindirin bir dakikalık işleme sürecini karşılamak için kapasite olarak sahip olması gereken hava miktarını gösterir. 7 bar işletme basıncında 1 m³/dak için yaklaşık 8 kW'lık elektrik gücüne ihtiyacımız vardır. 0.336 m³ için 2.7 (yaklaşık olarak) kW'lık elektrik tüketimi bulunur. 1 kW saatlik elektrik fiyatının 100 lira olduğunu varsayarsak, saatte 270 liralık enerji maliyetimiz olduğunu hesaplarız.

1.2 En Yüksek Debiye Göre Tüketim

Tek bir silindirin valfini boyutlandırmak için başka bir rakama ihtiyacımız vardır: *en yüksek debi*. En yüksek debi ise silindirin en yüksek hızına bağlıdır. Aynı anda hareket eden tüm silindirlerin tepe debilerinin en yüksek toplamı, FRL biriminin boyutlandırılmasında esas alınacak olan debiyi tanımlar.

Şimdiye kadar ki hesaplamalarımızda çevre ile olan ısı alışverişinden doğan termik kayıpları göz önüne almamıştık, halbuki gerçekte çevre koşulları sistem sıcaklığından farklı sıcaklık değerlerine sahiptir. Bu nedenle termik kayıpları artık ihmal etmeyebiliriz. Bu durumda hava silindirde genişleyeceği için hacmi azalır. "p.V=sabit" şeklindeki Boyle yasası artık uygulanamaz, fakat "p.V^k=sabit" şekline dönüşür. "k" (kappa) üssü, hava için 1.4'tür. Tablo 1.2'de p_{abs}'nin farklı değerlerinde eş sıcaklıklı sıkıştırma, adyabatik sıkıştırma oranları verilmiştir.

Tablo 1.2.1. p.V^k=sabit durumunda sıkıştırma oranı tablosu

p _{abs}	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Cr eş sıcaklıklı	0.987	1.987	2.974	3.961	4.948	5.935	6.923	7.908	8.895	9.882
Cr adyabatik	0.991	1.633	2.178	2.673	3.133	3.576	3.983	4.38	4.749	5.136
Çarpan	1	1.216	1.365	1.482	1.579	1.66	1.738	1.80	1.873	1.924

Bu değişimle ilgili olaylarda bir dengeleme sağlamak için, konuyu çok karmaşık hale getirmeden, teorik hacim 1.4 çarpanı ile çarpılmalıdır. 1.4 çarpanı büyük sayıdaki pratik testler tarafından doğrulanan uygun bir ortalama değerdir. Bu rakam teoriden daha azdır fakat değişim genel olarak % 100 adyabatik değerdir.

Tablo 1.2.2. 100 mm strok başına, çift etkili silindirler için hava tüketimi, adyabatik değişim kayıpları için düzeltilmiş tablo.

Piston Çapı	bar olarak işletme basıncı				
	3	4	5	6	7
20	0.174	0.217	0.260	0.304	0.347
25	0.272	0.340	0.408	0.476	0.543
32	0.446	0.557	0.668	0.779	0.890
40	0.697	0.870	1.044	1.218	1.391
50	1.088	1.360	1.631	1.903	2.174
63	1.729	2.159	2.590	3.021	3.451
80	2.790	3.482	4.176	4.870	5.565
100	4.355	5.440	6.525	7.611	8.696

Debi değeri bularak gerçek tüketim miktarını hesaplamaya örnek göstermek gerekirse:

63 mm çaplı ve 500 mm stroklu bir silindir 6 barda dakikada 15 çevrim ile 1 stroğu bir saniyede tamamlayacak şekilde çalıştırılmak isteniyorsa gerekli tüketim debisi,

$Q = 1.4 \cdot (63 \text{ mm})^2 \cdot \pi/4 \cdot 500 \cdot (15 \cdot 2) \cdot (6 \text{ bar} + 1.013 \text{ bar}) / 1.013 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3/\text{litre} = 453,195 \text{ Nlt/ dak}$
olarak hesaplanmaktadır.

Buradaki gerekli hıza ulaşabilmek için gerekli en yüksek debi ise,

$Q = A \cdot V = (0,063 \text{ m})^2 \cdot \pi/4 \cdot 30 \text{ (m/dak)} \cdot (6 \text{ bar} + 1.013 \text{ bar}) / 1.013 \cdot 10^3 = 647,1 \text{ lt/ dak}$

işlemleriyle hesaplanır. Bulunan değerle valf seçimi yapılabilir.

2. HAVA TÜKETİM MİKTARINA BASINCIN ETKİSİ

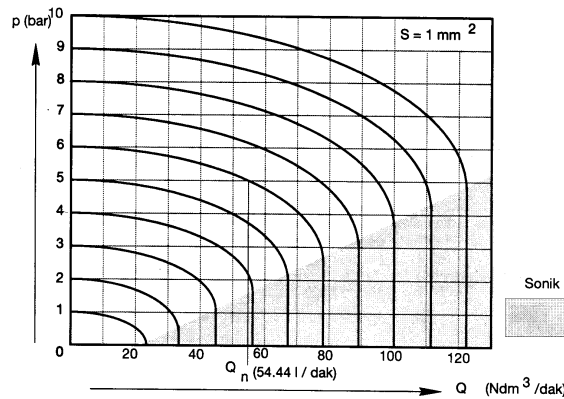
Hava tüketim miktarının belirlenmesinde en yüksek debiden faydalanılmaktadır, bu nedenle basıncın hava tüketimine etkisini görmek için debi ve basınç arasındaki ilişkiyi irdelememiz gerekmektedir.

Akış olmadığı zaman basınç bir sistemin bütün noktalarında aynıdır, ancak bir noktadan diğerine akış olduğunda, basınç sonraki noktada ilk noktaya nazaran daima daha düşük olacaktır. Bu farka basınç düşümü denir. Basınç düşümü üç faktöre bağlıdır.

- İlk basınç
- Hacimsel debi
- Bağlantının akışa olan direnci

Hava için akış direncinin birimi yoktur; elektrikte bunun karşılığı Ohm'dur. Pnömatikte, direncin tersi olan eşdeğer akış kesiti (S, kv veya Cv faktörü) kullanılmaktadır. Eşdeğer akış kesiti mm² ile ifade edilmekte ve tanımladığı eleman ile basınç-debi arasında aynı bağıntıyı yaratan ince bir plaka (diyafram) üzerindeki bir orifisin alanını temsil etmektedir.

Bu ilişki tanım olarak elektrikte olduğu gibidir: "Gerilim düşümü, akım ile direncin çarpımına eşittir." Bu ilişki pnömatik için "basınç düşümü, debi ile akış kesitinin fonksiyonudur" şekline dönüştürülebilir. Ancak, elektrik birimleri doğru orantılı olduğu halde, hava için olan ilişki çok karmaşıktır ve asla basit orantılı değildir. Elektrikte 1 A'lık (Amper) akım bir Ohm'luk direnç üzerinde daima 1 Volt'luk bir gerilim düşümü yaratır. Bu gerilim düşümü ister 100 V' tan 99 V' a, ister 4 V' tan 3 V' a olsun değişen bir şey yoktur. Aynı eleman üzerindeki basınç düşümü aynı standart hacimsel debide ilk basınç ve sıcaklık ile değişmektedir (havanın sıkışabilirliği nedeniyle).



Şekil 2.1. Eşdeğer akış kesiti 1 mm² olan bir orifis için basınç ile debi arasındaki ilişkiyi gösteren diyagram.

Giriş basıncı ve basınç düşümü değeri belirli olan bir akıştaki nominal debi değerini bulmak için Şekil 2.1' deki giriş basıncı eğrisiyle çıkış basıncından çizilen yataydaki doğrunun kesiştiği noktanın debi eksenini kestiği değeri okuruz. Bu okunan değer " Q_n " olarak gösterilir ve "Standart Hacimsel Debi" olarak anılan büyüklüğü tanımlar. Bu değer valflerin akış kapasitelerini karşılaştırmada oldukça faydalıdır.

Bu grafikte bulunan hacimsel debi değeri eşdeğer orifisi " $S=1 \text{ mm}^2$ " olan bir eleman (valf, bağlantı elemanı, boru vs.) için geçerlidir. Bir eleman 4.5 mm' lik bir "S" değerine sahipse, debi 4.5 kez daha büyüyecektir.

Basınç kaybının enerji maliyeti açısından önemi boyutlandırma bölümünde irdelenecektir.

3. PNÖMATİK ELEMANLARIN BOYUTLANDIRILMASI

Bir pnömatik devredeki hava tüketimi basınç değişimindeki artış oranıyla, basınç düşümü ise devre elemanlarının kayıp değerlerini etkileyen boyut ve akış kapasitesi değerleri ile artmaktadır. Bu nedenle hava tasarrufunda elemanların akış kapasitelerinin, dolayısıyla boyutlandırılmalarının büyük bir önemi vardır.

3.1. Akış Kapasitesi

3.1.1. Valflerin Akış Kapasitesi

Valflerin bağlantı ölçüleri valfin akış kapasitesini göstermez. Valf seçimi istenen akış miktarına (debiye) ve valfte müsaade edilen basınç düşümüne bağlıdır.

Üreticiler valflerin akış kapasitesi hakkında bilgi verirler. Akış kapasitesi genellikle "standart akış" Q_n ile gösterilir. Q_n 6 bar giriş ve 5 bar çıkış basıncında dakikada litre olarak serbest hava miktarıdır. Akış kapasitesi aynı zamanda bir akış faktörü, C_v veya k_v , veya Eşdeğer Akış Kesiti "S" ile gösterilebilir. Bu faktörler, değişik basınç şartları altında akışı belirlemek için formüller ve gerektirmektedirler.

C_v faktörü 1 olduğu zaman akış kapasitesi, 1 psi' lik basınç düşümü altında, dakikada bir Amerikan Galonu sudur.

k_v faktörü 1 olduğu zaman akış kapasitesi, 1 bar' lık basınç düşümü altında, dakikada bir litre sudur.

Bir valfin Eşdeğer Akış Kesiti "S", basınç ile debi arasında aynı bağıntıyı yaratan bir diyaframdaki orifisin mm^2 olarak akış kesitidir.

Bu birimler arasındaki bağlantı şöyledir:

Tablo 3.1.1. Akış faktörlerin birbirleri cinsinden değerleri

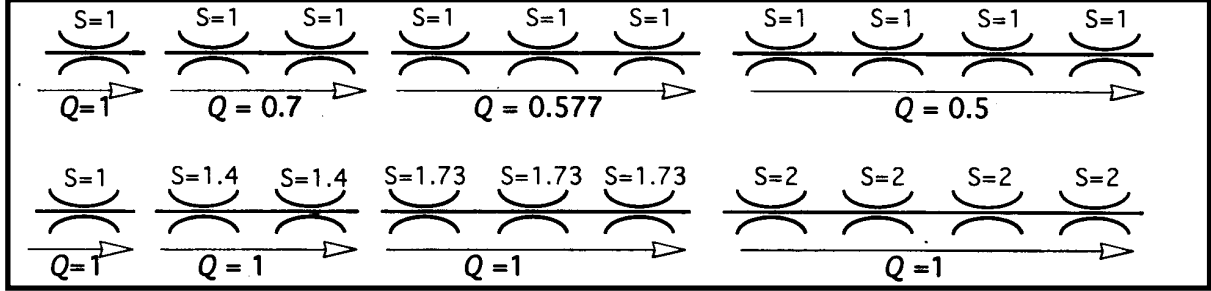
C_v	K_v	S
1	14.3	18
0.07	1	1.26
0.055	0.794	1

3.1.2. Boyutlandırmaya Eşdeğer Akış Kesitinin Etkisi

Valf ve boruların büyüklüklerini belirleyebilmek için önce ard arda seri bağlı belirli sayıdaki orifisler üzerinde basıncı nasıl düştüğüne bir göz atmalıyız. Pnömatik elemanların seri bağlanmaları durumunda devrenin toplam eşdeğer kesit değeri;

$S_{\text{toplam}} = [1/(1/S1^2 + 1/S2^2 + \dots + 1/Sn^2)]^{1/2}$ şeklinde ifade edilmektedir.

Bir devredeki toplam eşdeğer kesiti hesaplamada karışık bir formüle nazaran pratik bir yol olarak aşağıdaki yöntemi inceleyebiliriz.



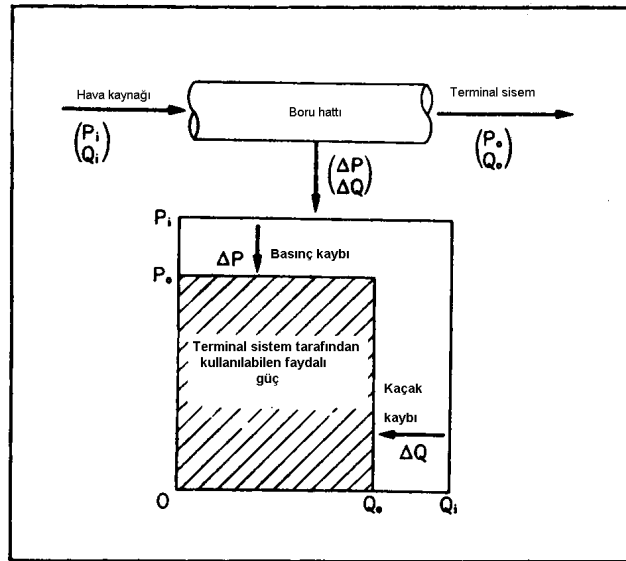
Şekil 3.1.2. Seri bağlı eşit orifisler ve sonuçta sağlanan akış

Bu tablo seri bağlı eleman sayısı arttıkça azalan toplam eşdeğer kesit değeri ile akışa direncin arttığını, hattan geçen debi değerinin ise düştüğünü göstermektedir.

3.1.3. Boruların Boyutlandırılması

Sıkıştırılan hava boru hatları aracılığıyla taşınmaktadır. Bu enerji taşınımı (iletimi) esnasında basınç ve debi düşümleri oluşmaktadır. Şekil 3.1.3.1'de görüldüğü üzere azalan basınç ($P_i - P_o$) ve debideki kayıp ($Q_i - Q_o$) taralı olmayan kısmın alanı kadar bir güç kaybına neden olmaktadır.

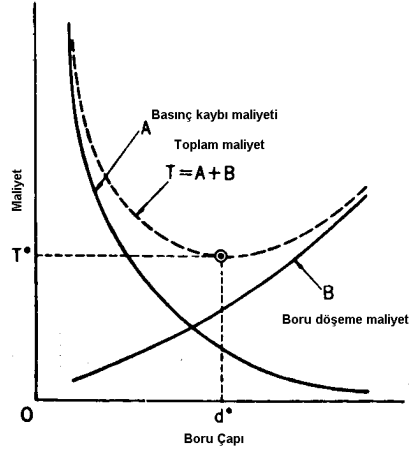
Akış esnasında boru çeperlerindeki sürtünme, borudaki kıvrım, genişleme ve daralmalardan dolayı enerji kaybı oluşmaktadır. Bu kayıp, boruların boyutlandırmasında en büyük öneme sahip olan basınç düşümü olarak kendini göstermektedir.



Şekil 3.1.3.1. Boru hattındaki güç kaybı

Artan boru çapıyla basınçtaki düşüm azaldığı halde borunun döşeme maliyeti artmaktadır. Bu durumda basınç düşümünden kaynaklanan enerji kaybının oluşturduğu maliyetle, boru döşemesi

maliyeti arasında bir optimizasyon yapılması gerekmektedir. Şekil 3.1.3.2'de basınç kaybı maliyeti (a) ve boru döşeme maliyetinin (b) boru çapına göre değişim grafikleri görülmektedir. Toplam maliyetin (a+b) minimum olduğu noktadaki boru çapı değeri optimum değerdir. Bu değer, ilk yatırım ve işletme maliyet değerlerinin toplamının minimum olmasını sağlayan boru çapı değeridir.



Şekil 3.1.3.2. Boru boyutlandırmasında optimizasyon

Şekil 3.1.3.4'te 100 metre uzunluğunda, 10 Nm³/dakika akış debisine sahip bir basınç hattındaki a, b maliyetleri ve toplam maliyet değerleri gösterilmektedir (1 Nm³ başına 3 sent maliyet olduğu kabul edilerek). Bu tabloda görüldüğü üzere maliyeti etkileyen iki parametreden herhangi biriyle değerlendirme yapmak yanıltıcı olmayacaktır. 1 yıllık işletme sürecindeki toplam maliyetimiz maliyet değerlendirmemizde belirleyici olmalıdır.

Boru Çapı	Güç (kW)	Basınç Kayıp Maliyeti (1000 sent / yıl)	Boru Döşeme Maliyeti (1000 sent / yıl)	Toplam Maliyet (1000 sent / yıl)
1 ½	16	460	150	610
2	4.8	140	200	340
2 ½	1.2	34	270	304
3	0.39	1.4	350	352

Şekil 3.1.3.3. Maliyet analiz tablosu

Şekil 3.1.3.4'te minimum maliyeti sağlayan "boru boyutları-debi" değerleri verilmiştir.

Boru boyutları	A	15	20	25	40	50	65	80	100	150	200
	B	½	¾	1	1 1/2	2	2 1/2	3	4	6	8
Debi (Nm ³ /dakika)		0.5	1.0	1.5	4.0	7.0	13	20	30	80	140

Şekil 3.1.3.4. Minimum maliyet değerleri

3.1.3.1 Hortumların Boyutlandırmasının Hava Tüketimine Etkisi

Makinalarda kullanılan hortumların hava tüketimini nasıl etkilediğini gerçek bir makinanın devresini inceleyerek örnekleyelim. Çift ayran dolmuş makinasında dolmuş işlemi yapmak için çap-strok değerleri sırasıyla 63-50, 32-100, 25-125 ve 25-50 olan 4 farklı silindir kullanılmaktadır. Silindirlere dakikada 40 adet işlem yaptıracak olan sistemin 4 mm, 6 mm ve 8 mm dış çap değerlerindeki borularla ayrı ayrı olarak bir yıllık hava tüketim miktarı hesabını yapmak için aşağıdaki yöntemden faydalanır: 2.5 mm iç çapa sahip 4 m boyunda boru kullanıldığı takdirde 63-50 silindir için ileri harekette harcanan hava miktarı;

$$V_{\text{toplam}} = V_{\text{silindir}} + V_{\text{boru}}$$

şeklinde ifade edilir.

$$V_{\text{silindir}} = (D_{\text{silindir}}^2 \cdot \pi / 4) \cdot \text{strok} \quad , \quad V_{\text{boru}} = (D_{\text{boru}}^2 \cdot \pi / 4) \cdot L \cdot 2 \quad (L: \text{boru uzunluğu})$$

olduğuna göre toplam hacim,

$$V_{\text{toplam}} = \pi / 4 \cdot (D_{\text{silindir}}^2 \cdot \text{strok} + D_{\text{boru}}^2 \cdot 2 \cdot L)$$

şeklini alır. Fakat bu formülle hesaplanan değer adyabatik sistem koşulları için geçerli olmaktadır. Halbuki gerçekte sistem adyabatik değildir, bu nedenle bulunan değer $n=1,4$ düzeltme faktörüyle çarpılır. Sonuç olarak toplam hava tüketim miktarı,

$$V_{\text{toplam}} = \pi / 4 \cdot [63^2 \cdot 50 + (2,5)^2 \cdot 2 \cdot 4000] \cdot 1,4 = 1,94 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 1.94 \text{ litre}$$

olarak hesaplanır. Geri harekette ise silindir hacim hesabı yapılırken milin hacmi çıkartılır. Bu şekilde tüm silindirler için toplam hava tüketim miktarı hesabı yapılır (Ek 1). 1 Nm^3 havanın hazırlanması için 1 kWh enerji gerekmektedir, 1 kWh enerjinin Türkiye şartlarındaki maliyeti ise 31.141 TL yani 6,77 senttir (14.09.1999). Bu bilgiler göz önüne alınarak yıllık enerji maliyeti,

$$\text{Maliyet} = (1 \text{ Yıllık Hava Tüketim Miktarı}) \cdot 6,77 / 100$$

formülüyle US doları olarak hesaplanır.

Üç farklı boyuttaki boru için yıllık enerji maliyetleri ve birbirlerine göre maliyet kıyasları Ek 1'de verilmiştir. Bu değerlere bakılırsa sadece hortum boyutlarında yapılan değişikliğin yıllık enerji maliyetinde 1000 dolarlar mertebesinde olduğu görülür.

4. Hava Tüketimini Azaltma Yöntemleri

Havanın tüketiminin nasıl hesaplandığı ve hava tüketimini etkileyen nedenlerden bahsettikten sonra tüketimde tasarrufun yöntemlerinden de bahsetmek gerekmektedir. Başlıca yöntemler olarak; silindirin ileri ve geri hareketinde farklı basınçlarla çalışmasını ve yüksek basınçla çalışan silindirler için basınç yükseltici kullanımını faydalarıyla örneklerdir bu bölümde inceleyeceğiz.

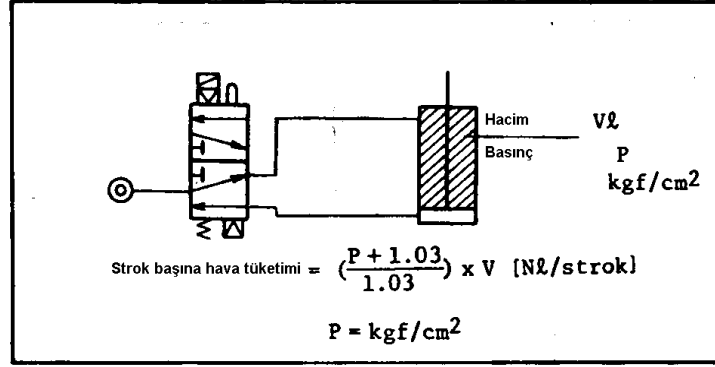
4.1. Ek Elemanlar Yardımıyla Farklı Basınçların Kullanımı

Uygulama alanı olarak çift etkili silindirlerin gidiş ve dönüş hareketlerinde farklı basınçların kullanılması önemli bir enerji tasarruf yöntemidir. Prensip olarak silindire sürekli en yüksek basıncı göndermek yerine gidiş ve dönüşte gerekli maksimum basıncı göndererek basınçlı havanın tasarrufunu hedeflemektedir.

Taşıma ve tutturma işlemlerinde, basınçlı havaya tek yöndeki strok için ihtiyaç duyulmaktadır. Eğer geri dönüş stroğu sadece sürtünmeye karşı kuvvet gerektirmekteyse, gidişteki yüksek basıncın

kullanılmasına ihtiyaç yoktur. Şekil 3.1'deki sistemde eğer silindirin bir stroğunda basınç 5 bar yerine 2 bar olarak düzenlenirse önceki duruma kıyasla bir strokta % 25 hava tasarrufu sağlanabilmektedir.

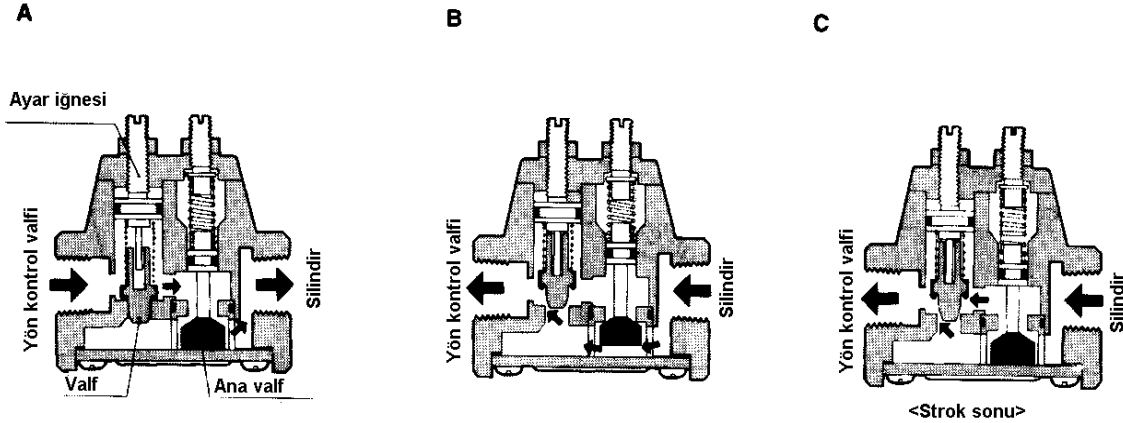
Bu basit fikir bir basınç akış kontrol valfi kullanılarak gerçekleştirilebilir. Basınç akış kontrol ve hızlı akış kontrol valflerinin çalışma prensiplerini inceleyerek enerji tasarrufunun boyutları hakkında daha somut fikirlere sahip olabiliriz.



Şekil 3.1. Silindirin hava tüketimi

4.1.1. Basınç Akış Kontrol Valfi

Akışı ayarlamayı sağlayan klasik bir hız kontrol valfine yeni olarak basınç kontrolünün eklenmesiyle elde edilen bir karma valftir (Şekil 4.1.1.1). Sistem, konvensiyonel hız kontrol valfinin yerine akış kontrol valfinin konulması ile elde edilmektedir (Şekil 4.1.1.2).

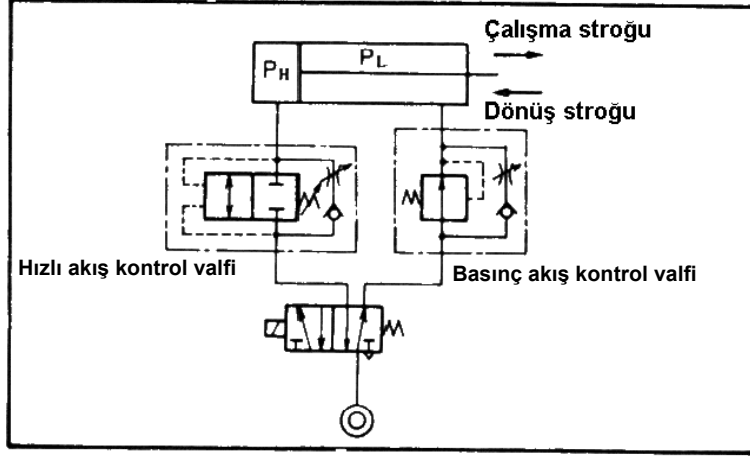


Şekil 4.1.1.1. Akış kontrol valfinin yapısı

Valften gelip silindire giden hava basınç akış kontrol valfinin üzerindeki basınç ayar valfinden geçmektedir. Bu valfin üzerindeki tornavida ile silindiri tahrik etmek için yeterli olan en düşük basınç ayarlanmaktadır.(Şekil 4.1.1.1.a).

Havanın silindirden valfe akışı sırasında, silindirdeki basınç sayesinde basınç kontrol bölümünün ana valfi kapatılır ve silindirdeki hava valften geçerek yön denetim valfinden dışarı bırakılmaktadır. Silindirin hızı, hız ayar valfinin iğnesinin açıklığı değiştirilerek ayarlanmaktadır. (Şekil 4.1.1.1.b). Piston hareket edip strok sonuna ulaştığında silindirin içindeki basınç azalmakta ve ana valfin ayarlı basınç değerinin yaklaşık olarak 1 bar daha aşağısında bir değere geldiğinde ana valf açılmakta ve

silindirin içindeki hava yön denetim valfi üzerinden hızlı bir şekilde tahliye edilmektedir (Şekil 4.1.1.1.c).



Şekil 4.1.1.2. Hava tüketimini azaltma sisteminin devre şeması

Şekil 4.1.1.2'de basınç akış kontrol valfinin gidiş hattındaki karşılığı olarak görülen hızlı akış kontrol valfi, silindir pistonunun geri dönüş hareketine başlama zamanının hız kontrol valfinin yaptığına nazaran azaltılmasına katkıda bulunmaktadır. Hızlı akış kontrol valfi sayesinde dönüşteki basıncın düşük olmasından kaynaklanan hız düşümü kompanse edilmiş olur.

Basınç akış kontrol valfinin enerji tasarrufunu örneklemek için 63 mm çapında ve 100 mm strokta bir silindirin 6 bar gidiş ve 2 bar dönüş hava basıncında dakikada 40 adet işlem yaptığı bir sistemi inceleyelim.

Silindirin ileri hareketindeki harcadığı hava miktarı,

$$V1 = [(P+1,013) / 1,013] \cdot (D_{\text{silindir}}^2 \cdot \pi / 4) \cdot \text{strok} = [(6+1,013) / 1,013] \cdot (6,3)^2 \cdot 3,14 / 4 \cdot 10$$

$$= 2157 \text{ Ncm}^3 / \text{ileri strok}$$

olarak hesaplanır. Geri hareket de ise,

$$V2 = [(P+1,013) / 1,013] \cdot (D_{\text{silindir}}^2 - D_{\text{mil}}^2) \cdot \pi / 4 \cdot \text{strok} = [(2+1,013) / 1,013] \cdot [(6,3)^2 - (2,2)^2] \cdot 3,14 / 4 \cdot 10$$

$$= 813,7 \text{ Ncm}^3 / \text{geri strok}$$

olarak hesaplanmaktadır. İki farklı basıncındaki hava tüketim miktarları arasındaki fark ise

$$V1 - V2 = 2,157 - 0,8137 = 1,343 \text{ N litre/ strok}$$

olarak hesaplanmaktadır. Dakikada 40 strok yaptığına göre bu değer bir dakika için 53,72 litre ve bir saat için 3223,2 litreye tekabül etmektedir. Sistemin günde 10 saat, ayda 22 gün ve yılda 12 ay çalıştığı düşünülürse bu değer bir yıl için yaklaşık olarak 8510 Nm³'e ulaşmaktadır. Bu da 8510 kWh elektrik enerjisini gerektirmektedir. Enerji maliyeti olarak ise yıllık 576 US dolara tekabül etmektedir.

Basınç akış kontrol valfi kullanılarak tek bir silindirde yıllık 560 \$'lık bir enerji tasarrufu sağlamamız mümkündür. Bu da aslında ilk yatırımda alınan küçük önlemlerin yıllık işletme maliyetlerinde ne kadar büyük öneme sahip olduklarını doğrulayan bir örnektir.

4.1.2. Basınç Yükseltici

Basınç yükselticiler, girişlerindeki hava basıncından daha yüksek çıkış basıncı veren regülatörlerdir. Bir pnömatik devrede diğer iş elemanlarına ve bu nedenle ana hat basıncına nazaran daha yüksek basınçlarda çalışan iş elemanlarına gerekli basıncı tedarik etmek için kullanılmaktadırlar. Bu sayede tek veya birkaç elemanın, ana hat basıncını etkilemesinin dolayısıyla yüksek maliyetli enerji kullanımının önüne geçilmiş olmaktadır.

Basınç yükselticinin enerji tasarrufu açısından faydasını görmek için aşağıdaki tanımlanan devrede basit bir uygulamasını yapalım;

Bir pnömatik devrede 50 mm çapında ve 200 mm stroğa sahip dört silindirden üç tanesinin 5 bar, diğer bir tanesinin ise 8 bar basınçta çalışması yeterlidir. Bu devre için ana hat basıncının

- a) 8 bar olduğu
- b) 5 bar olup, regülatörle tek silindirde 8 bara çıktığı

iki durum arasındaki yıllık hava tüketim miktarı ve enerji maliyet farklarını inceleyelim:

- a) 8 bar basınçta 4 silindirdeki toplam hava tüketim miktarı,

$$V1 = [(P+1,013) / 1,013] \cdot (D_{\text{silindir}}^2 \cdot \pi / 4) \cdot \text{strok} \cdot 4 = [(8+1,013) / 1,013] \cdot (5)^2 \cdot 3,14 \cdot 20 = 13,97 \text{ Nlt}$$

$$V2 = [(P+1,013) / 1,013] \cdot (D_{\text{silindir}}^2 - D_{\text{mil}}^2) \cdot \pi / 4 \cdot \text{strok} \cdot 4 = [(8+1,013) / 1,013] \cdot [(5)^2 - (2)^2] \cdot 3,14 \cdot 20 = 11,73 \text{ Nlt}$$

$$V_{\text{toplam}} = V1 + V2 = 13,97 + 11,73 = 25,7 \text{ Nlt / strok}$$

olarak hesaplanmaktadır.

- b) 5 bar ana hat basıncında ve tek silindirde regülatörle 8 bar basınçta ise toplam hava tüketim miktarı,

3 silindir için (5 bar) ;

$$V1 = [(P+1,013) / 1,013] \cdot (D_{\text{silindir}}^2 \cdot \pi / 4) \cdot \text{strok} \cdot 3 = [(5+1,013) / 1,013] \cdot (5)^2 \cdot 3,14 / 4 \cdot 3 \cdot 20 = 7 \text{ Nlt}$$

$$V2 = [(P+1,013) / 1,013] \cdot (D_{\text{silindir}}^2 - D_{\text{mil}}^2) \cdot \pi / 4 \cdot \text{strok} \cdot 3 = [(5+1,013) / 1,013] \cdot [(5)^2 - (2)^2] \cdot 3,14 / 4 \cdot 3 \cdot 20 = 5,9 \text{ Nlt}$$

$$V_{\text{toplam}} = V1 + V2 = 7 + 5,9 = 12,9 \text{ Nlt / strok}$$

8 bar'lık silindir için ise ;

$$V_{\text{toplam}} = 25,7 / 4 = 6,425 \text{ Nlt / strok}$$

Tüm sistemin;

$$V_{son} = 6,425 + 12,9 = 19,325 \text{ Nlt}$$

olarak hesaplanmaktadır.

İki sistem arasındaki fark,

$$V_a - V_b = 25,7 - 19,325 = 6.375 \text{ Nlt / strok}$$

Dakikada 40 strok, günde 10 saat, ayda 22 gün ve yılda 12 ay çalışma süresi için enerji maliyeti hesabı yapılırsa yıllık enerji maliyet farkı 2734 US doları olarak bulunmaktadır. Tek bir eleman eklenmesi ile değiştirilen sistemin yıllık maliyet kazancının ne kadar yüksek mertebelere ulaştığı bir kez daha hava tasarrufunun toplam maliyeti ne kadar büyük ölçüde etkilediğini kanıtlamaktadır.

SONUÇ

Pnömatikte maliyet, ilk yatırım ve işletme maliyeti olarak iki bölümden oluşmaktadır. Hava, dolayısıyla enerji tüketimi işletme maliyeti kısmına girmektedir. İlk yatırım maliyetlerine oranla işletme maliyeti çok daha yüksek olan pnömatikte, enerjinin tasarruflu kullanılması imalatçı ve ülke kaynaklarının tasarrufu açısından çok büyük önem taşımaktadır. İşletme maliyetinin toplam maliyete oranı on yıllık bir işletme sürecinde %90'lara ulaşmaktadır. Bir işletmedeki enerjiyi tasarruflu kullanmada; tasarım, eleman seçimi ve elemanların boyutlandırılması işletme şartlarında tahmin edilemeyecek kadar büyük boyutlarda önem taşımaktadır. Bu nedenle sistemin projelendirme aşamasında bu faktörler tek tek göz önüne alınmalı ve bir optimizasyona gidilmelidir.

EK: Çiftli Ayran Dolum Makinasında Boru Çaplarına Göre Hava Tüketimi ve Maliyeti

SİLİNDİR	Boru çaplarına göre hava tüketimi (litre)								
	TU0425			TU0604			TU0805		
	İTME	ÇEKME	toplam	İTME	ÇEKME	toplam	İTME	ÇEKME	toplam
C95SDB63-50x2	1,94	1,725	7,33	2,27	1,99	8,52	2,58	2,24	9,64
C95SDB32-100	1,11	0,93	2,04	1,46	1,19	2,65	1,78	1,42	3,2
C85N25-125x2	0,91	0,73	3,28	1,26	0,98	4,48	1,59	1,21	5,6
C85N25-50x3	0,5	0,39	2,67	0,85	0,64	4,47	1,18	0,87	6,15
toplam (litre/çevrim)			15,32			20,12			24,59
dakikadaki tüketim (litre)			612,8			804,8			983,6
günlük (litre)			367.680			482.880			590.160
aylık (litre)			8.088.960			10.623.360			12.983.520
maliyet (\$/yıl)			657,15			863,04			1.054,78

6'LİK HORTUM YERİNE 4'LÜK HORTUM KULLANILDIĞINDA YILLIK KAZANÇ (US DOLAR)	206
8'LİK HORTUM YERİNE 6'LİK HORTUM KULLANILDIĞINDA YILLIK KAZANÇ (US DOLAR)	192

İşlemler 4 m hortum boyunda, dakikada 40 işlem, günde 10 saat, ayda 22 gün çalışma zamanı ve 1Nm^3 hava tüketimi için 3 sent maliyet üzerinden yapılmıştır.

KAYNAKÇA

- [1] SMC; Pnömatik Teknolojisi
[2] SMC; Text For Pneumatic Technology (3.2, 3.5)

ÖZGEÇMİŞ

1977 yılında Ankara'da doğmuştur. İlköğretim ve lise tahsilini Samsun'da tamamladıktan sonra 1995 yılında İTÜ Makine Fakültesi'nde yüksek öğrenimine başlamış, 1999 yılında bu fakülteden makine mühendisi olarak mezun olmuştur. Halen SMC Entek Pnömatik Sanayi ve Ticaret Şirketi'nde satış mühendisi olarak çalışmaktadır.