

GELENEKSEL KONTROL VALFİ BOYUTLANDIRMASI UYGULANMASINA DEĞİŞİK BİR BAKIŞ*

Yazan: Z. John Zhang Çeviren: Müjgan Altındağ

ÖZET:

Değişken hızlı pompalı ve DDC kontrollü sulu sistemler düşük basınç kaybı olan kontrol valilerini başarıyla kullanabilir.

1. GİRİŞ:

Karmaşık sulu sistemlerde (özellikle soğutulmuş su sistemi) boru ölçülendirilmesi önemli olan tek konu değildir. Kontrol vanalarını uygun bir şekilde ölçülendirmek de önemlidir.

HVAC endüstrisinde, kontrol valfi boyutlandırılması için senelerden beri pratiğe dayalı kurallar uygulanmıştır. Geçmişte bu kurallar, geleneksel sistem tasarımlarında uygun olduklarını ispat etmişlerdir. Ancak bu kurallar bugünün tasarım ilkeleri çerçevesinde uygulanmaya devam edilirse, sorulara açık kalırlar. Bu kurallara ender olarak aykırı iş yapılmasına rağmen, bu makalede konu tartışmaya açılacaktır

2. VALF ÖLÇÜLENDİRME KURALLARI

Bir kontrol valfi ölçülendirmede en basit kural, valf çapını, boru çapından bir ölçü küçük almaktır. Örneğin boru büyüklüğü 2 in. (50mm) ise kontrol valfi büyüklüğü 1-1/2 in. (40mm) olmalıdır. Bu kuralın ön şartı boruların uygun bir şekilde ölçülendirilmiş olmasıdır. Bununla birlikte, valf seçiminde diğer doğru bir yol da valf akış katsayısı Cv yi saptamaktır.

$$C_v = Q \sqrt{\frac{SG}{DP}}$$

Q; gpm olarak akış oranı, SG: özgül ağırlık (su için 1 değerinde) DP: hesap debisi. Q'deki valf üzerine meydana gelen psi cinsinden diferansiyel basınç. Cv bir kez hesaplandıktan sonra, doğru Cv katsayılı valf seçilebilir. Ancak, Cv 'yi hesaplamak için önce verilen bir akış oranı Q için DP seçilmelidir.

Bu yüzden valf seçimi, valf üzerindeki uygun basınç düşüşünü saptamaya dönüşür. Bir kontrol valfini boyutlandırmada pratiğe dayalı kurala göre, valf toplam sistem basınç düşüşünün en az %25'ini alır. Örneğin, toplam sistemin basınç düşüşü (ya da tüm pompa basma yüksekliği 40psi) (276 kPa) ise, valfin hesap debisinde başlangıçta (tam açık durum için) basınç düşümü 10 psi (69 kPa) olmalıdır. Eğer hesap debisi 100 gpm (6L/s) ise Cv katsayısı 32' ye eşit (ya da yakın bir değer) bir valf seçilebilir. Bazı kontrol valfi üreticileri hatta daha yüksek basınç düşüşleri tavsiye etmektedirler. Onlara göre tavsiye şudur; oransal iki yollu valfler, "elverişli basıncın" en az %50' sine eşil basınç düşüşünü alacak şekilde seçilmelidir. Elverişli basıncı hesaplamak zor olduğundan, diğer pratiğe dayalı bir kural da, serpantinde veya diğer kontrol edilecek bir yükte meydana gelecek basınç düşümüne eşit basınç düşümü olan bir valf seçmektir.

3. TEORİKSEL GEÇMİŞ

Bir kontrol valfi, neden bu kadar yüksek basınç düşümü olacak şekilde seçilmelidir? Herhangi bir sulu sistem için, borular ve fittingler üzerindeki basınç düşüşünü azaltmak, pompalama gücünü minimize etmek açısından her zaman arzu edilir. Neden bu, valf seçiminde doğru değildir? Sebep aşağıdadır.

Boru ölçülendirilmesinde ana kriter ekonomidir. (Boru içindeki akış hızı 3÷10 fps veya 0,3 ÷ 3m/s olduğu sürece) Küçük boruların, sürtünme kayıpları nedeniyle daha yüksek olan işletme masraflarına karşılık, büyük boruların yatırım maliyetleri daha yüksektir. Boru çapı için toplam maliyeti en düşük yapan optimum değer seçilir. Ancak valf boyutlarındaki ana düşünce kontrol edilebilirliği sağlamaktır. Eğer bir kontrol valfi, arzu edilen kontrol karakteristiklerini temin etmiyorsa, iyi bir seçim olmayacaktır. Yüksek basınç düşüşlü valf seçimindeki amaç gerçekten iyi bir kontrol edilebilirliği temin etmektir Bu teori, teknik literatürde iyi bir şekilde

açıklanmıştır. Aşağıda bir kaynaktan alıntılar vardır.

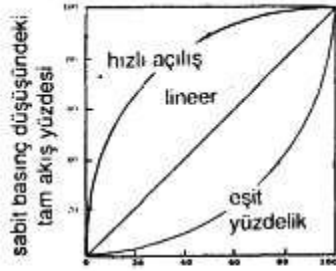
Kontrol valilerinin farklı performans karakteristiği olan üç ana tipi vardır:

* *Hızlı açılış tiplerde vana milinin toplam kalkış mesafesinin küçük bir yüzdesinde göreceli olarak büyük bir serbest geçiş alanı yaratılır.*

* *Bu yazı ASHRAE Journal, Şubat 1993 sayısından alınmıştır.*

* *Linear karakterli vanalarda vana milinin kalkışı ile doğrudan orantılı olarak serbest geçiş alanı oluşur.*

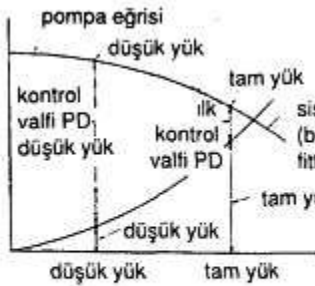
* *Eşit yüzdeki karakterli vanalarda mil strokunun her eşit kalkışı için serbest geçiş alanında eşit yüzdelikli bir artış üretilir.*



Şekil 1. Valf Konfigürasyonunun Üç Tipi

Üç vana karakteri arasındaki ilişki Şekil 1' de gösterilmiştir. Hatırlanması gereken önemli şey, özetlenen vana karakteristikleri, test sonucu elde edilmiş olup belirli bir valfi ve sabit bir diferansiyel basınç için geçerlidir.

Ancak gerçek sistemlerde diferansiyel basınç, sistem faaliyetinin tüm evrelerinde nadir olarak sabit kalır. Bu olay Şekil 2'de gösterilmiştir. Valf üzerine uygulanan diferansiyel basınç arttığında, valften daha fazla akışkan akmaya zorlanacaktır. Valf, akışı azaltmak için kendi kontrol strokunu kullanırken, diferansiyel basınç ta artar ve akış başlangıçta düşünüldeği kadar azaltılamaz. Bu nedenle terminal ünite kontrol valfleri nispeten yüksek ilk basınç düşüm değerlerinde seçilmelidir. Bu, meydana gelebilecek diferansiyel basınç artış oranını sınırlı tutacaktır.



Şekil 2. Tipik pompa eğrisi ve sistem eğrisi

Örnek olarak tipik bir soğutulmuş su kontrol valfi ele alınsın. Lineer uygulama istendiği için normalde lineer karaktere sahip vana seçimi ilk akla gelecektir. Lineer karakterli vana sabit diferansiyel basınç test koşulları altında lineer bir performans eğrisi oluşturacaktır.

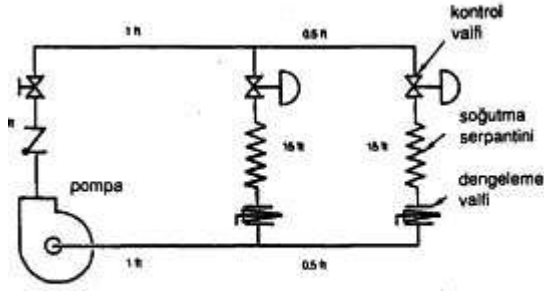
Gerçek uygulamalarda, valf, akışı azaltmaya yöneldiğinde diferansiyel basınç artar (pompa eğrisi boyunca Şekil 2.'de gösterildiği gibi), bunun sonucu olarak valf eğrisinde kısmi kayma olur. Bunun sonucu, lineer eğriyle

gösterilenden daha yüksek miktarda gerçek bir akış meydana gelir.

Valfin kendi basınç düşümü ne kadar küçük olursa o kadar büyük non-lineer etki olur. Buna göre pratikte küçük basınç düşümlü bir lineer kontrol valfi, hızlı açılış performans eğrisi almaya eğilimlidir. Bu durum daha çok ısı transferindeki oransal azalmada akışın azalmaması ile ilgili bir durumdur. Uygulamaların çoğunda eşit yüzdelli performans eğrileri tercih edilir. Bu yüzden en azından bir lineer performans temin etmek için deneyimli bir tasarımcı, parmak kaidesi uygulayarak yüksek ilk basınç düşümlü bir valf seçer.

4. KONTROLÜN ZORLUKLARI

İyi bir kontrol edilebilirlik kolay sağlanmaz. Bu yolla seçilmiş olan bir valf, normalde toplam sistem basınç düşüşünü %30 veya daha fazla artırır. Şekil 3' teki örneği göz önüne alalım. Basitleştirilmiş olan bu soğutulmuş su sistemi, 300 gpm (19L/s) debi ve her devrede 15 ft (45 KPa) bir basınç düşüşüne sahiptir.



Şekil 3. Basitleştirilmiş bir soğutulmuş su sistemi

Borular ve fittingler üzerindeki basınç düşüşü 5 ft (15 KPa), geri kalanlar üzerinde 4 ft (12 KPa) iki bobin arasındaki boru ve fittinglerde 1 ft (3KPa) değerindedir.

Eğer her bir kontrol valfi 5 ft (15 KPa) 'lık bir basınç düşümünde seçilirse, toplam sistem basıncı sadece 25 ft (75 KPa) olurdu.

Ancak geleneksel tasarı pratiğini takip ederek valf. toplam basınç düşüşünün %50'si ya da 20 ft (60 KPa) basınç düşümü yaratacak şekilde seçilmelidir. Bu durumda toplam sistem basınç düşümü ... 40 ft (120 KPa)... olur. Bu sebeple 10 hp (7,5 kW)'hk motor, 7,5. HP (6 kW)'hk motora tercih edilmelidir.

Eğer sistem sürekli çalışıyorsa (Yaklaşık olarak 8.000 saat / yıl) artan güç tüketimi, işletme masrafına ek olarak senede \$ 2.200 ile sonuçlanır. Çünkü iyi bir kontrol edilebilirlik arzu edilmektedir. Şüphesiz sistem her zaman pik kapasiteyle çalışmayacaktır. Yukarıda sözü edilen sürenin yarısını bile düşünelim 10 hp (7,5 KW)lık bir sistem için senelik \$ 1.100 ilave maliyet iyi bir kontrol için hatırı sayılır bir ödemedir.

5. YENİ SİSTEM VE KONTROL DİZAYNI

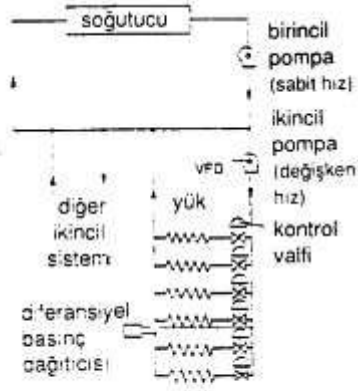
Bu seçim pratiğine genellikle uyulur. Birçok tasarımcı, arkasındaki nedenleri aramaksızın deney sonuçlarına dayalı olan bu kuralları izler. Daha önce açıklanmamış olan teori doğru olmasına rağmen günümüzde tipik bir sulu sistem 10-15 yıl önceki sistemlerden tamamen farklıdır.

Geçmişte makul olan uygulama bu gün aynı olmayabilir, sulu sistem kontrol teknolojisi büyük ilerlemeler göstermiştir. Özellikle, özenli bir tasarımı gerektiren iki ayırt edici alan vardır.

Öncelikle, değişken hızlı pompalama sulu sistem dizaynlarında çok popüler hale gelmiştir. İkinci olarak endüstride artık yaygın olarak kullanılan direkt dijital kontrollü (DDCs) sistem kontrolleri son derece karmaşıktır. Oransal integral (PI) ya da oransal -integral -derivatif (PID) kontrol devreleri DDC sistemlerinde hemen hemen standartlaşmıştır.

Değişken hızlı pompalama:

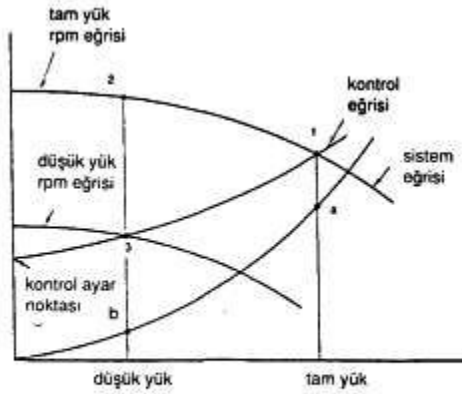
Basitleştirilmiş bir değişken hızlı pompalama sistemi Şekil 4'te gösterilmiştir. Değişken frekanslı tahrik sistemi (motoru) olan pompa, pompadan devre uzunluğunun 2/3 ü uzaklığa yerleştirilen bir diferansiyel basınçlı transmitteri tarafından kontrol edilir.



Şekil 4. Basitleştirilmiş bir birincil-ikincil değişken hızlı pompalama sistemi

Bir veya daha fazla sayıda kontrol vanası akışı azaltmaya yöneldiğinde, sistem basıncı, belirli bir pompa eğrisiyle belirlenmiş olan değere ani olarak yükselecektir. Diferansiyel basınçtaki artış, ön -set basıncı tutulabilir diye pompayı yavaşlatmak üzere tetikleyecektir. Değişken hızlı bir pompalama sistemi, sabit hızlı değişken basınçlı çalışma yerine set diferansiyel basıncı sabit tutmak üzere değişken hızda çalışır.

Şekil 5 bu uygulamayı göstermektedir, 1 noktası tam yükte çalışma noktasıdır. Kısmi yükte, eğer sistemde sabit hızlı pompa kullanılıyorsa çalışma noktası pik rpm pompa eğrisi üzerinde 2 noktasında hareket eder.



Şekil 5. Değişken hızlı pompalama sisteminin çalışma karakteristikleri

Açıka görülüyor ki, kontrol vanaları üzerindeki başlangıç basınç düşüşü (1 ve a noktaları arasındaki uzaklık) ve kısmi yük basınç düşüşü (3 ve b noktaları arasındaki uzaklık) arasındaki fark değişken hızlı pompalama sistemiyle çok küçülmüştür. Sabit hızlı pompalamanın bir özelliği olan valf basınç düşüşünde kısmi yüklerdeki büyük artış (2 ve b noktaları arasındaki mesafe) değişken debili pompalı sistemlerde ihmal edilebilir mertebededir. Kontrol vanası üzerindeki yüksek ilk basınç düşüşüne olan gereklilik değişken hızlı pompalama sistemlerinde bu gerekliliğin koşulu (daha düşük akışta daha yüksek basınç) var olmadığından ortadan kalkmaktadır.

Oransal-integral kontrolleri:

Değişken debili pompa kullanılsa bile DDC ile kontrol edilen iki yönlü bir vana için vana üzerinde yüksek ilk basınç düşüşüne ihtiyaç olmayabilir.

Daha önce bahsedildiği gibi, soğutulmuş su kontrolleri için lineer bir performans eğrisi (bir hızlı-açılış eğrisi değil) amaçlanır. Bunun nedeni lineer performans eğrisinin en az kararlı durum hatası veya kayma gösterilmesidir.

Kayma, kontrol sistemi ayarlanırken ayar noktası ile kontrol edilen noktanın gerçek durumu arasındaki farktır.

Örneğin, termostat 75°F (24°C)'a ayarlı iken oda sıcaklığı 77°F (25°C) civarında ise kayma 2°F (1°C)'dir.

Diğer ilgili bir örnek de, ayar noktası 54°F (12.2°C) iken soğutucu serpantinden akan havanın 51°F (24°C) olmasıdır. Bu durumda 3°C (1.7°C)'lik bir kayma söz konusudur.

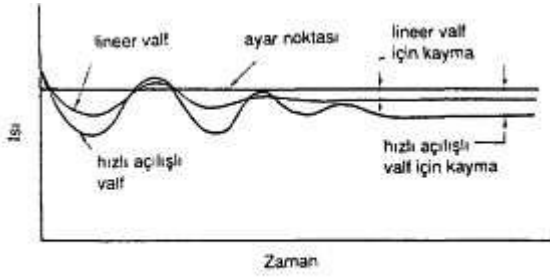
Kayma, oransal kontrollerin kaçınılmaz bir sonucudur. Örneğin, soğutma serpantini valfi soğuk hava çıkışma yerleştirilen bir duyar eleman veya bir termostat la kontrol edilir. Ayar noktası 54°F (12.2 °C) ve oransal şerit 4°F (2°C) dir. Eğiklik %50 dir. Normal yük altında olduğumuz varsayılırsa ayar noktası sağlanır ve valf %50 açık pozisyonundadır. Yük arttıkça gerçek hava sıcaklığı 55°F (13°C)'a doğru kayar.

Bu valf açıklığında artışla sonuçlanır ve neticede hava çıkış sıcaklığını 54.2T (12.3°C) ye azaltır. Daha sonra valfin açılışı hafifçe azalır, hatta az miktarda sıcaklık artışına neden olur

Bu çevrim kararlı hale ulaşmaya kadar bir kaç kez ileri geri tekrarlanır. Artırılmış yük altındaki kararlı durumun 54°F (12.2°C) deki ayar noktasında kalmayacağı açıktır. Hafifçe yüksek bir yerlerde örneğin 54.7°F (12.6°C) de olabilir.

Sürekli durum hatası ya da kayma bu özel koşul altında 0.7°F (0.4°C) dir. Yük artmaya devam ederken kaymanın da artacağı aşikardır. Kısacası yükün normal yükten uzaklaşması durumunda kayma da artar.

Lineer eğrili bir valfin çabuk açmalı valfe göre üstünlüğü aynı koşullarda kaymanın daha küçük olmasıdır. İkisinin de yük değişimine tipik tepkileri Şekil 6'da gösterilmiştir.



Şekil 6. Lineer ve hızlı açılışlı sistemler için tipik termal sistem ısısının karşılığı

Bu lineer bir valfin kontrol edilebilirliğinin çabuk açmalı valften neden daha iyi olduğunu açıklar. Yüksek ilk basınç düşümlü valfin eğrisi lineer olana daha yakinken, küçük ilk basınç düşümlü valfin eğrisi hızlı açılışlı valfe daha yakındır. Bu nedendir ki daha yüksek ilk basınç düşümlü iyi bir kontrol edilebilirlik için tavsiye edilmektedir. Ancak bu basit bir oransal kontrol için geçerlidir. HVAC sistemlerinde uygulanmaya başlanan DDC için koşullar değişmiştir.

PI veya hatta PID kontrolleri, DDC sistemlerinde hemen hemen standard kontrol modu olmuşlardır. P1 kontrolüyle, lineer ya da hızlı açılışlı valf kullanıldığına bakılmaksızın, kayma hemen hemen ortadan kalkar. Aralarındaki tek fark başlangıçtaki dalgalanmanın çabuk açmalı valf için daha uzun olmasıdır. Ancak HVAC sistemlerinin birçoğunda sürekli ve yavaş (ani olmayan adım değişiklikleri) meydana gelir. Bu yüzden başlangıçtaki dalgalanmalardaki bu küçük farklar önemli değildir.

Giderek daha fazla kullanılmaya başlanan değişken hızlı pompalama ve DDC kontrollerini haiz soğuk su sistemlerinde yüksek ilk basınç düşümlü kontrol valfi kullanma ihtiyacı ortadan kalkmıştır. Ekonomik sebepler dışında, valf seçiminde kullanılan pratiğe dayalı parmak kaideleri yeniden gözden geçirilmelidir.

6.SONUÇ

Yukarıda tartışıldığı gibi geleneksel iyi bir valf boyutlandırma pratiği, sulu sistemi, kontrol valfi üzerindeki artan basınç düşümünü karşılayabilmesi için daha çok pompalama enerjisi tüketmeye yönelir. Bu da işletme masrafını artırır. Tüm bunlar iyi bir kontrol edilebilirliği sağlamak ve kaymayı minimuma indirmek için yapılır.

Değişken hızlı pompalama veya PI/PID kontrollerinde bu pratik yeniden gözden geçirilmelidir. Bu iki koşul altında orta veya küçük basınç düşümlü bir valfi (örneğin, toplam branş basınç düşümünün % 10 'u) seçilebilir ve hala iyi bir kontrol edilebilirliği temin eder. Buna göre hareket edildiğinde önemli bir pompalama gücü tasarruf edilebilir.

Daha büyük valiler için artan ilk yatırım maliyeti daha küçük valfler için yüksek basınç düşümü nedeniyle artan işletme masraflarından çok daha az olabilir.

Eğer bir valf boru çapı ile aynı olacak şekilde ölçülen-dirilirse, artan maliyet, redüksiyon kullanılmaması

nedeniyle kısmen karşılanır. Kısacası bu tüm ilgili HVAC mühendisleri için araştırmaya değer bir alandır.

REFERANSLAR:

1. Landis & Gyr Powers Inc. 199}. Powers Controls Catalogue. Technical Communications 144-001, revised 6/91. Buffalo Grove, Illinois. Sayfa G-6.
2. Barber-Colman Co. 1987. Controline Catalogue. 5th ed. Loves Park, Illinois. Sayfa 331.
3. ITT Bell & Gosset. 1965. Basic System Control and Valve Sizing Procedure. Bulletin TEH-1165. Morton Grove, Illinois.