

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEÜ HASTANESİ JEOTERMAL KAYNAKLI
SICAK SULU ISITMA SİSTEMİNİN HİDROLİK
DENGELENMESİ**

Burak KURŞUN

Kasım, 2008

İZMİR

**DEÜ HASTANESİ JEOTERMAL KAYNAKLI
SICAK SULU ISITMA SİSTEMİNİN HİDROLİK
DENGELENMESİ**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalı

Burak KURŞUN

Kasım, 2008

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZ SINAV SONUÇ FORMU

BURAK KURŞUN, tarafından **DOÇ.DR.SERHAN KÜÇÜKA** yönetiminde hazırlanan “**DEÜ HASTANESİ JEOTERMAL KAYNAKLI SICAKSULU ISITMA SİSTEMİNİN HİDROLİK DENGELENMESİ**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

.....

Yönetici

.....

Jüri Üyesi

.....

Jüri Üyesi

Prof.Dr. Cahit HELVACI

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŐEKKÖR

Bu tezin hazırlanmasında, her türlü yardım ve desteği sağlayan tez danıőmanım Doç.Dr.Serhan KÜÇÜKA' ya, eğitim ve öğretim hayatım boyunca her zaman yanımda olan aileme katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Burak KURŞUN

DEÜ HASTANESİ JEOTERMAL KAYNAKLI SICAK SULU ISITMA SİSTEMİNİN HİDROLİK DENGELENMESİ

ÖZ

Bu çalışmada Dokuz Eylül Üniversitesi Uygulama ve Araştırma Hastanesi klima santralleri sıcak su dolaşım pompalarının sabit ve değişken devirli işletilmesi durumları için pompa enerji tüketimleri araştırılmıştır. Üç yollu kontrol vanası ve sabit devirli pompa kullanılan mevcut işletme durumunda oluşan enerji tüketimi hesaplanarak, iki yollu kontrol vanası ve değişken devirli pompa kullanılması durumunda oluşan enerji tüketim değeri ile karşılaştırılmıştır. İki yollu kontrol vanası kullanılması durumunda, su dönüş sıcaklığının mevcut duruma göre değişimi ve buna göre jeotermal akışkan tüketimindeki azalma ayrıca hesaplanmıştır.

Sisteme sağlanan basınç sabit tutularak tüm sistemin değişken devirli merkezi pompa ile beslenmesi durumunda pompa güç ihtiyacındaki azalmanın %35, her bir ısıtma bölgesinin ayrı pompalarla beslenmesi durumunda ise %46 olduğu görülmüştür. Diğer bir seçenek olarak pompaların sağlanan basınç debi ile orantılı değişecek şekilde işletilmesi araştırılmıştır. Bu işletme koşulu ile ve tüm sistemin merkezi pompa ile beslenmesi durumunda pompa güç tüketimindeki azalma %83, her ısıtma bölgesinin ayrı pompa ile kontrol edilmesi durumundaki ise % 86 olarak hesaplanmıştır. Değişken devirli pompa ve iki yollu kontrol vanası kullanılması durumunda, yıllık ortalama su dönüş sıcaklığındaki düşüş 25°C' a ulaşmakta ve jeotermal akışkan tüketimi %33 oranında azalmaktadır.

Anahtar sözcükler: Değişken devirli pompa; Jeotermal ısıtma; Hidrolik dengeleme; Kontrol vanası

HYDRONIC BALANCE OF THE HEATING SYSTEM OF DEU HOSPITAL

ABSTRACT

In this thesis, hot water circulating pumps of energy consumptions are investigated for situations of constant and variable operation in Dokuz Eylül University Hospital. At the case of available with use three-way valve and constant speed pump, energy consumption is calculated and compared energy consumption with use two-way valve and variable speed pumps. Also, the return water temperature is calculated by using two-way valve and variation of geothermal fluid consumption is indicated.

At a constant pump head pressure, electric energy saving that % 35 is provided by using central variable speed pump for all of the heating system and electric energy saving that % 46 is provided with use of variable speed pumps instead of each pump of available. Also, the state of variation of pump head pressure with flow comparatively is investigated. In this application, electric energy saving that % 83 is provided by using central variable speed pump and electric energy saving that % 86 is provided with use of variable speed pumps instead of each pump of available. Using variable speed pump and two-way valve, annual average return water temperature decreases about 25°C and consumption of geothermal fluid is reduced percentage of %33.

Keywords: Variable speed pump; Geothermal heating; Hydronic balance; Control valve

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
TEZ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT.....	v
BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....	1
BÖLÜM İKİ - KONTROL VANASI SEÇİMİ VE SİSTEM ÜZERİNDEKİ ETKİSİ.....	4
2.1 Kontrol Vanaları.....	4
2.2 Kontrol Vanası Akış Karakteristikleri.....	5
2.1.1 Vana Duyarlılığı.....	6
2.1.1.1 Azalan Duyarlılık.....	6
2.1.1.2 Sabit Duyarlılık.....	6
2.1.1.3 Artan Duyarlılık.....	6
2.2.2 Akış Karakteristikleri.....	7
2.2.2.1 Ani Açılmalı Karakteristik.....	7
2.2.2.2 Doğrusal Karakteristik.....	8
2.2.2.3 Eşit Yüzdesel Karakteristik.....	8
2.2.3 Kontrol Oranı.....	9

2.2.4 Faydalılık Oranı.....	10
2.2.5 Kontrol Vanası Otoritesi.....	11
2.2.5.1 Üç Yollu Kontrol Vanalarında Vana Otoritesi.....	12
2.2.6 Kontrol Vanası Karakteristiğinin Balans Vanası İle Geliştirilmesi.....	16

BÖLÜM ÜÇ - ÖRNEK ISITMA SİSTEMİNDE HİDROLİK DENGELEMENİN YAPILMASI.....18

3.1 Kontrol Vanası Seçimi ve Hidrolik Dengelemenin Yapılması.....	19
---	----

BÖLÜM DÖRT - DOKUZ EYLÜL UYGULAMA VE ARAŞTIRMA HASTANESİ ISITMA SİSTEMİ.....28

4.1 Sistem Tanımı.....	28
4.2 Klima Santralleri.....	29
4.2.1 Soğutma Sistemi.....	29
4.2.2 Isıtma Sistemi.....	29
4.3 Pompalar.....	29

BÖLÜM BEŞ - DOKUZ EYLÜL UYGULAMA VE ARAŞTIRMA HASTANESİ ISITMA SİSTEMİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ.....31

5.1 Hastane Mevcut Isıtma Sistemindeki Pompa Enerjisi Ve Klima Santrallerinin Aylık Ortalama Su Debisi İhtiyacının Bulunması.....	34
5.2. Değişken Devirli Pompa Ve İki Yollu Kontrol Vanası Kullanımı.....	45
5.2.1 Basınç Farkının Sabit Tutulması Durumu.....	47

5.2.1.1 Sabit Basınç Düşümü İçin Değişken Devirli Tek Pompa Kullanımı.....	55
5.2.2 Basınç Farkının Debi İle Orantılı Olması Durumu.....	58
5.2.2.1 Basınç Farkının Debi İle Orantılı Değişmesi Durumunda Değişken Devirli Tek Pompa Kullanılması.....	71
5.3 Sıcak Su Dolaşım Debisi Ve Jeotermal Akışkan Tüketimi.....	74
5.4 Mevcut İşletmede Yapılacak Olan Değişikliklerin Maliyet Yönünden İncelenmesi.....	77
BÖLÜM ALTI – SONUÇLAR.....	79
KAYNAKLAR.....	81

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

İnsanlığın ve modern endüstrinin ihtiyaçlarına bağlı olarak, gelişen teknolojiyle birlikte dünyada her geçen yıl enerji gereksinimi daha da artmaktadır. Bunun sonucunda var olan enerji kaynakları tükenmekte ve bizleri alternatif enerji kaynakları bulmaya itmektedir.

Yaşanılan enerji sorunları göz önüne alındığında, her alanda enerjiyi en ekonomik şekilde kullanarak yüksek verim elde etmeye çalışmak bir zorunluluk haline gelmiştir. Bu durum, ısıtma ve soğutma sistemleri için ele alındığında, ısıtılan veya soğutulan hacmin, istenilen şartlarda tutulması ve de bu işlemler gerçekleştirilirken optimum enerji sarfiyatı istenmesi açısından, sistemin en iyi şekilde hidrolik dengelenmesinin yapılması gerekmektedir. Yakın geçmişte, Küçüka ve Musaoğlu (2007) tarafından yapılan bir çalışmada, sıcak sulu ısıtma sistemine bağlı bir dağıtım kolonu üzerinde, hidrolik dengesizliğin debi ve ısı yükü üzerindeki etkisi açıklanarak hidrolik dengeleme yapılmasının gerekliliği ortaya konmuştur. Çalışmada hidrolik dengelemenin yapılmadığı durumda, ısıtıcı üniteye yakın olan radyatörlerde ısı kapasitenin arttığı, uzak olan ünitelerde ise ısı kapasitenin sağlanamadığı ve buna bağlı olarak pompa gücünde artış olduğu görülmektedir. Diğer yandan ısıtıcı üniteye uzak olan radyatörlere gerekli debinin sağlanması için pompa çıkış basınç ve debisinin artırılmasının gerektiği gösterilmiştir. Kılıç (1998) ise, ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarlanması ve sistemin yapısına bağlı olarak hidrolik dengeleme yöntemlerinden bahsetmiştir. Yapılan çalışmada, işlemin veya uygulamanın tipine bağlı olarak kontrol vanası seçimi ve vana otoritesinin belirlenmesinin nasıl yapılacağı gösterilmekle beraber kontrol vanası seçiminin yanlış yapılmasının sistem üzerindeki etkisi vurgulanmaktadır. Diğer yandan sistemin debi ve basınç farkının sabit yada değişken olmasına bağlı olarak dengeleme (balans) vanası seçimi ve dengeleme (balanslama) yöntemleri anlatılmaktadır.

Isıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılan tüm elemanlar göz önüne alındığında, enerji tüketimi en fazla pompa ve fan uygulamalarında gerçekleşmektedir. Genellikle pompalar ihtiyaç duyulan en yüksek su debisine göre seçilerek, bu debinin gün

içerisindeki değişimi göz önüne alınmamakta ve pompalar sürekli olarak tam yükte çalışmaktadır. Oysa su debisinin gün içerisinde ihtiyaca göre ayarlanması, enerji tasarrufu açısından büyük önem taşımaktadır. Ertöz ve Duymuş (2001), ısıtma veya soğutma sisteminin yıl bazında değişken debi miktarının belirlenip buna bağlı olarak seçilen, frekans değiştirici yardımıyla devir sayısı ayarlanan değişken devirli pompa ile istenilen debi değişiminin sağlanması durumunda elde edilen enerji kazancını yaptıkları çalışmada göstermiştir. Diğer yandan çalışmada, statik basma yüksekliğinin değişimi sonucunda, belirlenen debi değeri için pompa verim ve devri de değiştiğinden sistemden elde edilen enerji kazancının farklı oranlarda olduğundan bahsedilmektedir. Ayrıca basınç kayıplarının tamamının sürtünme kayıplarından oluştuğu sistemlerde değişken devirli pompa kullanımının daha uygun olduğu ve gereğinden büyük pompa seçimi ile her zaman fazla enerji tüketimi oluştuğu vurgulanmıştır. Wang ve Burnett (2001) ise, dolaylı su soğutmalı çiller sistemlerinde kullanılan değişken devirli pompaların basınç ayar noktalarının yük ve işletme şartlarına bağlı olarak değiştirilmesine dayanan kontrol yöntemi ile optimum pompa devrinde çalışarak enerji kazancı sağlanabileceğinden bahsetmektedir. Yapılan uygulamada kondenserden geçen suyun soğutulması bir ısı değiştiricisi vasıtası ile deniz suyu tarafından gerçekleştirilmektedir. Kondensenden geçen su debisi artırılıp yoğunlaşma sıcaklığının düşürülmesi ile soğutma için gerekli güç azalmakta fakat bu işlem için gerekli pompa gücü artmaktadır. Soğutma ve pompa güç tüketimi arasında denge noktasının bulunması için, sistemin toplam güç tüketimi değişiminin, deniz suyunun ısı değiştiricisi giriş ve çıkışındaki basınç farkı değişimine göre türetilmesine dayanan bir bağıntı geliştirilmiştir. Bu bağıntıdan elde edilen tahmini değerler kullanılarak değişken devirli pompaların basınç ayar noktalarının değiştirilmesi ile optimum pompa devrinde çalışılmasının mümkün olduğu elde edilen deneysel sonuçlar ile irdelenmiş ve bu kontrol stratejisi ile elektrik enerjisi tüketimden % 10 kazanç sağlanmıştır.

Diğer yandan, jeotermal kaynaklı ısıtma sistemlerinde, jeotermal akışkan dönüş sıcaklığının mümkün olduğu kadar düşürülmesi ile, birim jeotermal akışkandan en yüksek miktarda yararlanılması önemlidir. Bu konuda Küçük'a'nın yapmış olduğu çalışmada (2006), jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinde, dış hava sıcaklığı ve farklı iç hacim sıcaklık kontrol yöntemlerine bağlı olarak oluşan ısıtma suyu dönüş

sıcaklıkları incelenerek optimum kontrol yöntemi ile jeotermal akışkan kullanımının %10 ve üzeri oranda azaltılabileceğinden bahsedilmektedir. Çalışmada iç hacim konfor şartlarının sağlanabilmesi için, su geliş sıcaklığının sabit tutularak radyatörden geçen debinin termostatik vana ile ayarlandığı durumda jeotermal akışkan tüketiminin, radyatörden geçen debinin sabit tutularak su geliş sıcaklığının dış hava sıcaklığına bağlı olarak değiştirildiği durumdaki jeotermal akışkan tüketimine göre daha az olduğu gösterilmektedir. Ayrıca jeotermal bölgesel ısıtma sistemlerinde, ikincil ısı değiştiricisinin bulunduğu üç çevrimli sistemlerdeki yıllık jeotermal akışkan tüketiminin iki çevrimli sistemlerdeki tüketime göre daha fazla olduğu hesaplanmıştır.

Bu tez çalışması ise, Dokuz Eylül Üniversitesi Uygulama ve Araştırma Hastanesi jeotermal kaynaklı ısıtma sisteminin belirli bir kesimindeki sıcak su dağıtım hattı pompalarının değişken devirli yapılarak yıllık enerji giderinin azaltılması amacı ile hazırlanmıştır. Mevcut durumda klima santralleri üfleme havasının sıcaklık kontrolü, klima serpantinleri sıcak su besleme hattı üzerinde kullanılan üç yollu kontrol vanaları ile sağlanmaktadır. Yıllık su dolaşım debisini azaltmak üzere, debi ayarının değişken devirli pompa ve iki yollu vana kullanımı ile gerçekleştirilmesi durumunda, yıllık toplam pompa enerji tüketiminin %35 ile %86 oranları arasında azaltılabileceği gösterilmiştir. Diğer yandan ısıtma sistemindeki mevcut üç yollu kontrol vanası kullanımı yerine iki yollu kontrol vanaları kullanılarak, dolaşım suyunun dönüş sıcaklığının düşürülmesi, jeotermal akışkanın da dönüş sıcaklığının düşürülmesini sağlayarak yıllık jeotermal akışkan tüketimi %33 oranında azaltılmaktadır.

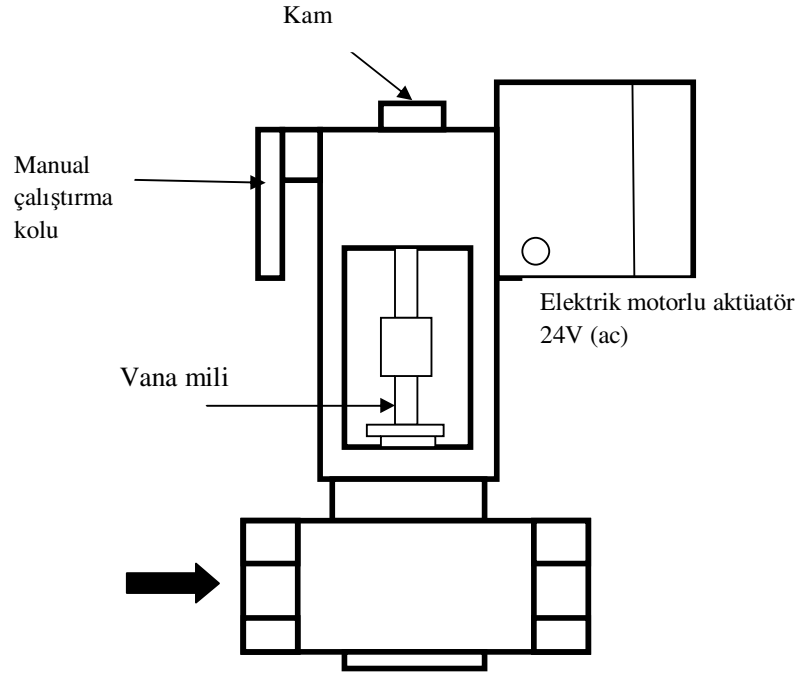
BÖLÜM İKİ

KONTROL VANASI SEÇİMİ VE SİSTEM ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

2.1 Kontrol Vanaları

Bir kontrol sistemi, istenilen şartları sağlamak için birbiriyle ilişkilendirilmiş yüzlerce hatta binlerce kontrol döngüsü içerebilir. Bu kontrol döngülerinin her biri ,basınç ,sıcaklık, akış gibi bazı önemli işlem değişkenlerini istenilen çalışma aralıklarında tutabilecek şekilde tasarlanır. Sistemin istenilen çalışma şartlarını olumsuz etkileyecek yük değişimi söz konusu olduğunda, sensörler ve transmitterler aracılığı ile işlem değişkenleri ve onların istenilen değerde olup olmadığı hakkında bilgi toplanır. Daha sonra kontrolör bu bilgileri işleme sokar ve işlem değişkenlerini bu yük değişiminden sonra istenilen değere nasıl getireceğine karar verir. Tüm bu ölçümler, karşılaştırmalar ve hesaplamalar yapıldıktan sonra bir çeşit son kontrol elemanı kontrolörün belirlediği stratejiyi uygular. Kontrol işlemi endüstrisinde kullanılan en yaygın son kontrol elemanı kontrol vanasıdır. Kontrol vanaları, bir boru sistemindeki akışkanı istenilen zamanda ve kontrol emniyet fonksiyonlarını yerine getirecek şekilde durduran, kısar veya akışkana yol vermeye yarayan kontrol elemanlarıdır. Örneğin, ısıtma ve havalandırma sistemlerinde bulunan ısıtıcı ve soğutucu ünitelerin ısı ihtiyaçları, bu ünitelerin hizmet ettiği mahallerin değişen ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarına bağlı olarak sürekli değişirler. Bu ise, ısıtıcı veya soğutucu ünitelerden geçen akışkanın debisinin veya sıcaklığının aynı şekilde sürekli değiştirilmesini gerektirir. Debi veya sıcaklık değiştirme işlemleri sistem üzerindeki kontrol vanaları sayesinde yapılır.

Genelde kontrol vanaları, vana gövdesi ve aktüatörden oluşur. Vana gövdesi ve aktüatör, aktüatörün değiştirilebilir olacağı şekilde veya vana gövdesinin bir parçası olacak şekilde tasarlanabilir. Vana aktüatörü, elektriksel ya da pnomatik sinyal gibi kontrolör çıktılarını vana milinin doğrusal yada dönel hareketine dönüştürür. Kontrol vanası uygulamalarında yaygın olarak selenoid, termostatik radyatör, pnömatik, elektrik motorlu, elektronik ve elektrohidrolik aktüatör tipleri kullanılır. Şekil 2.1' de çıkış şaftı ile kam bağlantılı vana miline bağlanmış elektrik motorlu aktüatör ile birlikte çalışan iki yönlü vana gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Elektrik motorlu aktüatör ile çalışan iki yönlü vana (ASHRAE)

Kontrol vanaları farklı akış karakteristiklerine sahiptir ve vana seçimi vananın kullanıldığı yerdeki işlemin veya uygulamanın tipine bağlıdır. Gereğinden büyük seçilmiş bir vana, fazladan maliyet getireceği gibi düşük debilerdeki akışın kontrolünde de zorluk çıkaracaktır. Gereğinden küçük seçilen bir vana ise tasarlanan maksimum akış kapasitesini taşıyamayacaktır.

Vana gövdesi geometrisi ve konstrüksiyon malzemesi vana karakteristiğini belirlemektedir.

2.2 Kontrol Vanası Akış Karakteristikleri

Genelde kontrol vanaları, bir tapaya tutturulmuş olan vana milini hareket ettiren aktüatörle birlikte çalışarak akışı kontrol ederler. Kontrol vanasının karakteristiği, sabit fark basınçta ($\Delta P = 6.9 \text{ kPa}$) geçen debinin vana açıklık oranı ile değişimidir. Tapanın geometrisine göre geliştirilen üç farklı akış karakteristiği vardır. Bunlar, ani açılmalı, doğrusal, eşit yüzdesel karakteristiklerdir. Şekil 2.2' de farklı vana karakteristikleri için kullanılan tapa geometrileri gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Tapa geometrisine göre vana karakteristikleri (Handbook For Control Valve Sizing)

Karakteristikler, vana duyarlılığı göz önüne alınarak sınıflandırılmıştır.

2.2.1 Vana Duyarlılığı

Vana duyarlılığı vanadan geçen debinin, vana oransal açıklığı ile değişimidir.

2.2.1.1 Azalan Duyarlılık

$$\left. \frac{dQ}{dL} \right|_{Q=0} > K_V > \left. \frac{dQ}{dL} \right|_{Q=\text{maksimum}} \quad \dots (2.1)$$

2.2.1.2 Sabit Duyarlılık

$$\frac{dQ}{dL} = K_V \quad \dots (2.2)$$

2.2.1.3 Artan Duyarlılık

$$\left. \frac{dQ}{dL} \right|_{Q=0} < K_V < \left. \frac{dQ}{dL} \right|_{Q=\text{maksimum}} \quad \dots (2.3)$$

Burada L vana açıklık oranı, Q ise debi oranıdır. K_V ise vana akış faktörüdür. K_V değeri denklem 2.4 ile hesaplanmaktadır.

$$Q = K_V \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho/\rho_o}} \quad \dots (2.4)$$

Burada,

Q : hacimsel debi (m^3/h)

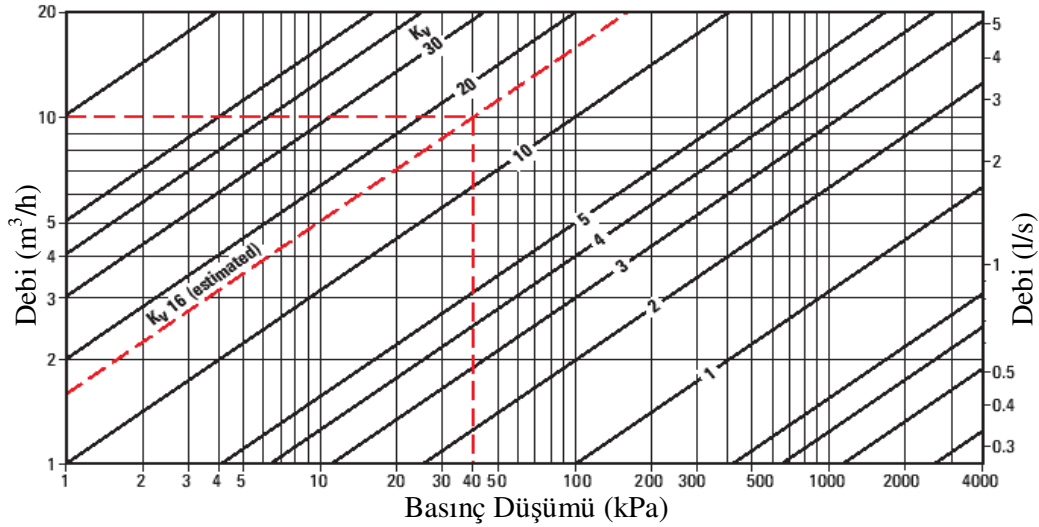
ΔP : vanadaki basınç düşümü (bar)

ρ : akışkan yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_0 : suyun yoğunluğu (kg/m^3)

K_v : vana akış faktörü (m^3/h)

K_v değerinin bulunması için diğer bir yol ise, K_v grafiğinden (Şekil 2.3) değerin okunarak bulunmasıdır.



Şekil 2.3 Su için K_v tablosu (Control Valve Sizing For Water System)

2.2.2 Akış Karakteristikleri

2.2.2.1 Ani Açılmalı Karakteristik

Vana milinin küçük miktardaki hareketine karşılık, maksimum debi değişimi sağlayan akış karakteristiğidir. Vanadan geçen debi miktarı, vana mili açık pozisyona doğru ilerlerken doğrusal olmayan bir karakteristikte artış gösterir. Bu karakteristikte vana azalan bir duyarlılığa sahiptir (Denklem 2.1). Vananın tam açık pozisyonuna doğru debideki değişim azalmaktadır. Bu karakteristik iki pozisyonlu veya açık/kapalı (on/off) şeklindeki uygulamalarda kullanılır. Bu sınıfa örnek olarak selenoid vanalar gösterilebilir. Debi ve vana açıklığı arasındaki ilişki denklem 2.5 ile ifade edilmektedir.

$$Q = \left(\frac{\ln(L \times R)}{\ln R} \right) \quad \dots (2.5)$$

Burada Q ve L sırası ile debi oranı ve vana açıklık oranıdır. R ise ileride bahsedilecek olan kontrol oranıdır.

2.2.2.2 Doğrusal Karakteristik

Doğrusal karakteristikli bir vana için, vana açıklığına göre geçen debi oransaldır. Vana duyarlılığı tüm akış boyunca sabittir (Denklem 2.2). Doğrusal karakteristikli vana genelde sıvı seviye kontrol uygulamalarında ve üç yollu vananın by-pass hattında kullanılır. Debi ve vana açıklığı arasındaki ilişki denklem 2.6 ile gösterilebilir.

$$Q = \left[\frac{1}{R} + \left(1 - \frac{1}{R} \right) \times L \right] \quad \dots (2.6)$$

2.2.2.3 Eşit Yüzdesel Karakteristik

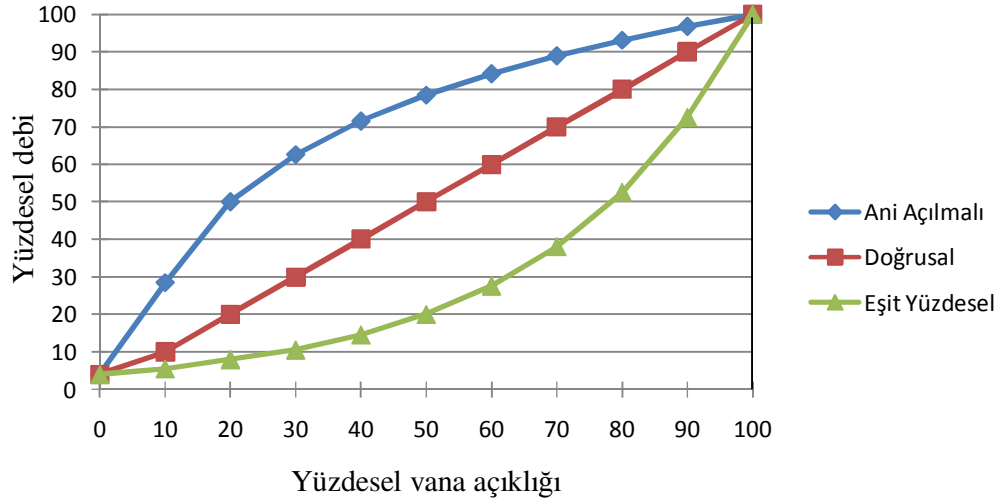
Bu tip vana karakteristiğinde, vana mili açık pozisyona doğru ilerlerken debi miktarı eksponansiyel olarak artar. Eşit yüzdesel karakteristiğin anlamı, şekil 2.4' de görüldüğü gibi herhangi iki vana pozisyonu arasındaki eşit artışa karşılık debideki yüzdesel artışın sabit olduğudur. Örneğin vana açıklık oranı % 30' dan % 50' ye geldiğinde debideki artış % 10 ' dan % 20' ye gelmiştir. Debi artışı % 100' dür. Vana açıklığının % 80' den %100' e geldiği durum incelendiğinde, debideki değişim % 50' den % 100 ' e olmuştur. Debi artışı yine %100' dür. Vana karakteristiğinin artan bir duyarlılığa sahip olduğu görülmektedir. (Denklem 2.3). Debi ve vana açıklığı arasındaki ilişki denklem 2.7 ile gösterilebilir.

$$Q = \left[\frac{1}{R} \times e^{(L \times \ln R)} \right] \quad \dots (2.7)$$

Eşit yüzdesel karakteristikli vana bilinen iyi bir standarttır. Fakat vana tam kapalı iken teorik olarak % 4' lük bir sızıntı değeri vermektedir. % 4 küçümsenemeyecek bir değer olduğundan üreticiler vana tam kapalı pozisyona yakın iken eşit yüzdesel karakteristiği bırakmakta ve vana kapandığında sızdırmamaktadır. Bundan dolayı

teorik minimum debinin altında akış kontrol edilemez durumdadır. Diğer bir karakteristik ise düzeltilmiş eşit yüzdesel karakteristikdir. Ayarlanabilir minimum debi, vananın teorik karakteristiğinden bağımsız duruma getirilmiştir. Ayarlanabilecek minimum debi, üretici firmanın vereceği toleranslar içindedir.

Karakteristik eğrileri şekil 2.4’de gösterilmiştir. Bu karakteristik eğrileri denklem 2.5, 2.6 ve 2.7 kullanılarak çizilmiştir (Kontrol oranı 25 kabul edilmiştir).



Şekil 2.4 Kontrol vanası karakteristikleri

Vana duyarlılığının yanında, kontrol oranı (rangeability) ve faydalılık oranı (turndown) gibi iki önemli kontrol vanası özelliği vardır.

2.2.3 Kontrol Oranı

Vana tam açıkken elde edilen maksimum debinin aynı fark basınçta kontrol edilebilen minimum debiye oranıdır (Denklem 2.8).

$$R = \frac{\text{Maksimum debi(vana tam açık iken)}}{\text{Minimum kontrol edilebilir debi}} \quad \dots (2.8)$$

R değeri tamamen vana karakteristiğine ve üretici firma toleranslarına bağlıdır. Vana kapalıya yakın pozisyonda iken, vana karakteristiği teorik eğriden sapmaktadır. Belli bir açıklığın altında geçen debi kontrol edilemez ve kontrol devresi açık/kapalı (on/off) çalışır. Eşit yüzdesel karakteristikli bir vana yaklaşık $R = 25$ değerine

sahiptir. Bu değerin pratik anlamı minimum kontrol edilebilecek debi maksimum debinin % 4' üdür.

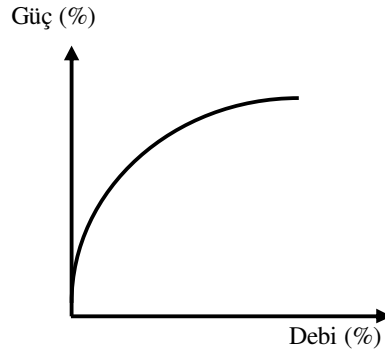
Isıtma ve soğutma sistemlerinde kullanılan yüksek güçlü ısıtıcı veya soğutucu ısı değiştiricileri genelde düşük yükte çalışmazlar ve dolayısıyla çalışma şartları fan-coil gibi küçük kapasitelerdekilere göre daha iyidir. 30 – 50 arasındaki R değerleri genelde kabul görür. Diğer taraftan ısı transferi açısından yük değişimi oldukça dalgalı üniteler yüksek R değerine ihtiyaç duyarlar.

2.2.4 Faydalılık Oranı

Maksimum tasarım debisinin, kontrol edilebilir minimum debiye oranıdır (Denklem 2.9). Genelde kontrol oranı değerinin 20 ile 50 arasında olduğu değerlerde yaklaşık 0.7R' ye eşittir.

$$T = \frac{\text{Maksimum tasarım debisi}}{\text{Minimum kontrol edilebilir debi}} \quad \dots (2.9)$$

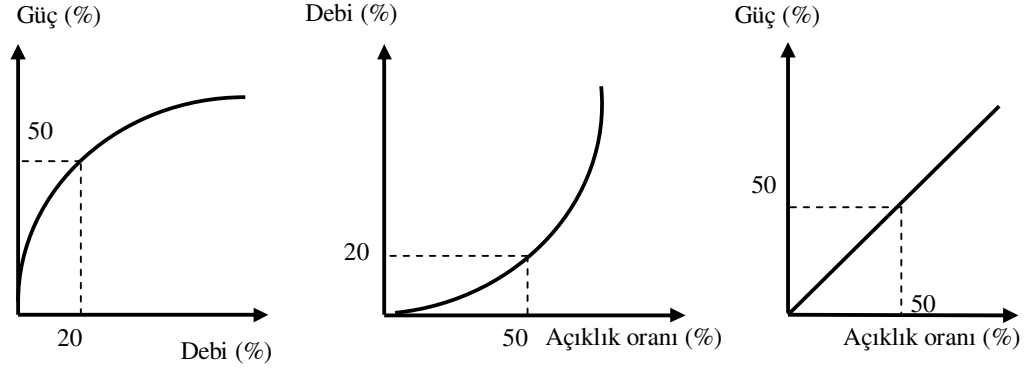
Vana karakteristiğinin doğru seçilmesi, sistemden elde edilecek gücün stabil olarak kontrol edilmesi açısından büyük önem taşımaktadır. Örneğin bir ısı değiştiricisinde, ısı değiştiricisinden geçen debi ile elde edilen güç arasındaki ilişki şekil 2.5' de görüldüğü gibi doğrusal değildir.



Şekil 2.5 Isı değiştiricisi karakteristiği

Bu durumda eğer doğrusal karakteristikli bir vana kullanılırsa vananın çok az açılması, ısı değiştiricisinin vermiş olduğu enerjyi büyük oranda artıracaktır. Dolayısıyla sistem stabil olarak kontrol edilemeyecektir. Bu tür bir problem, vana açıklığı ile ısı değiştiricisinden elde edilen güç arasında orantısal bir ilişki

sağlandığında çözülebilir. Bu da ısı değiştiricisinin doğrusal olmayan karakteristiğinin, doğrusal olmayan karakteristikteki bir vana ile kompanze edilmesiyle olur.



Şekil 2.6 Isı yükü ile vana açıklığı arasında oransal değişim elde edilmesi

Şekil 2.6' de görüldüğü gibi ısı değiştiricisi, tasarım debi değerinin % 20' si ile beslediğinde vermesi gereken ısı gücünün % 50' sini vermektedir. Seçilen kontrol vanasının karakteristiği vana % 50 açık iken maksimum debinin % 20' sini geçirmelidir. Böylece vana açıklığına göre elde edilen ısı gücü doğrusal olacaktır. Buda ısı yükü kontrolünün kolay yapılmasını sağlayacaktır. Burada kullanılacak en uygun vana karakteristiği eşit yüzdesel karakteristiktir.

Buraya kadar incelenen vana karakteristiklerinde fark basıncın (ΔP) sabit olduğu kabul edilmişti. Fakat gerçek koşullar incelendiğinde vanadaki basınç düşümünün kontrol işlemi sırasındaki maksimum basınç düşümü ile vana yaklaşık olarak tam açık pozisyona yakın durumdaki minimum basınç düşümü arasında değiştiği görülmektedir. Bu iki basınç düşümü arasındaki orana vana otoritesi denmektedir. Kontrol vanası otoritesi, vana akış karakteristiklerini doğrudan etkilemektedir.

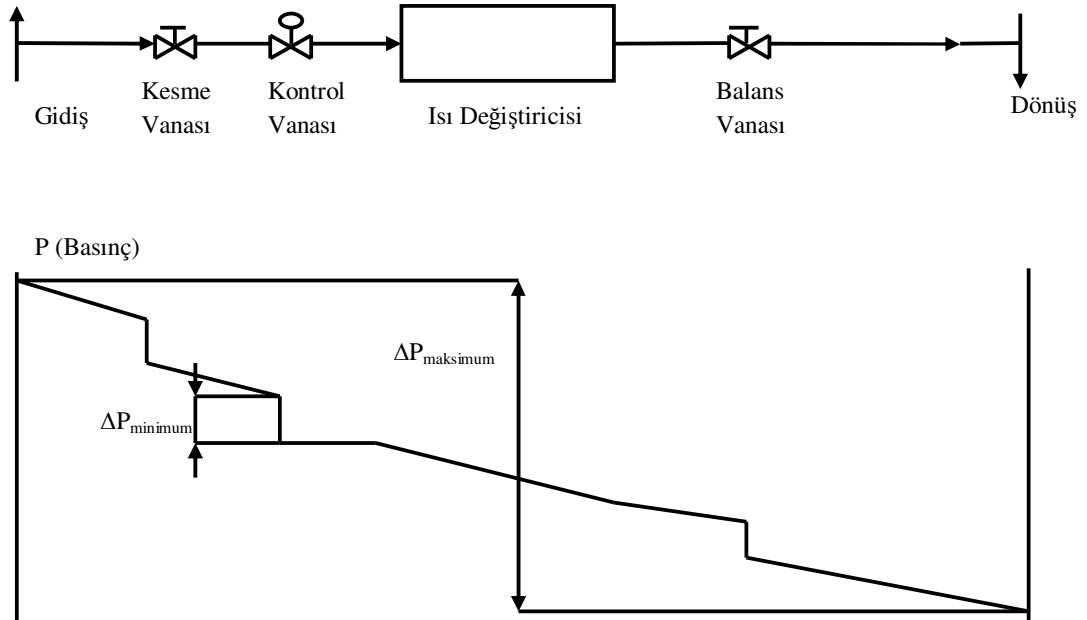
2.2.5 Kontrol Vanası Otoritesi

Kontrol vanasının statik karakteristiği sabit fark basınç için tanımlanmıştır. Patikte bu fark basınç sabit değildir. Şekil 2.7' de gösterilen sistemi ele aldığımızda vana tam açık pozisyona yakın iken vanadaki basınç düşümü minimumdur. $\Delta P_{\text{minimum}}$, gidiş dönüş kolon hatları arasındaki basınç farkından düz boru, fittings,

kesme vanası, balans vanası ve ısı deęiřtiricisindeki basınç dūřümünün çıkarılmasıyla bulunabilir. $\Delta P_{\text{maksimum}}$ ise gidiř dōnūř kolon hatları arasındaki basınç dūřümüdür. Bu iki basınç dūřümünün oranı kontrol vanası otoritesini (β) vermektedir (Denklem 2.10).

$$\beta = \frac{\Delta P_{\text{minimum}}}{\Delta P_{\text{maksimum}}} \quad \dots (2.10)$$

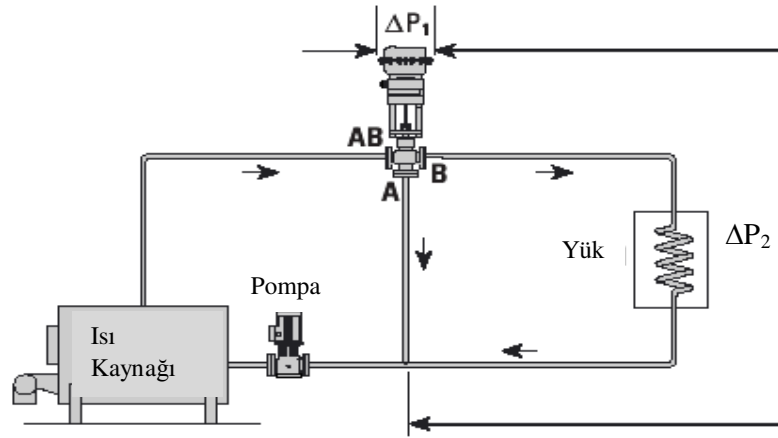
Eğer kontrol vanası gereğinden bŸyŸk seçilmiş ise, $\Delta P_{\text{minimum}}$ değeri kŸcŸltŸlmŸş olacak ancak $\Delta P_{\text{maksimum}}$ değeri sabit kalacağından kontrol vanası otoritesi dŸşecektir ve Ÿzellikle dŸřŸk yŸklerde kontrol stabil olmayacaktır. Eğer geçen debi miktarı artırılırsa $\Delta P_{\text{minimum}}$ ve $\Delta P_{\text{maksimum}}$ aynı oranda bŸyŸyeceęinden vana otoritesi değişmeyecektir.



şekil 2.7 Gidiř dōnūř kolon hattındaki basınç dağılımı

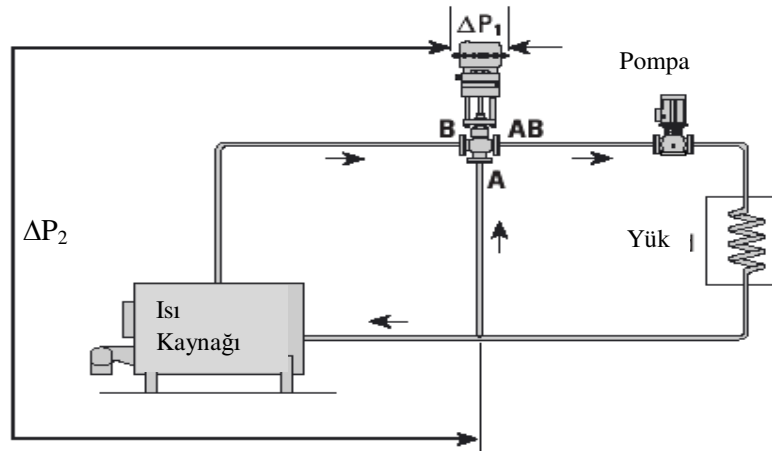
2.2.5.1 Ÿ Yollu Kontrol Vanalarında Vana Otoritesi

Ÿ yollu kontrol vanalarında vana otoritesi hesaplanırken, değişken debinin olduğu taraftaki ekipmanlar Ÿzerindeki toplam basınç kayıpları ile vana Ÿzerindeki basınç kaybı gōz ŸnŸne alınır.



Şekil 2.8 Ayırıcı olarak kullanılan üç yollu vana (Emerson Process Management)

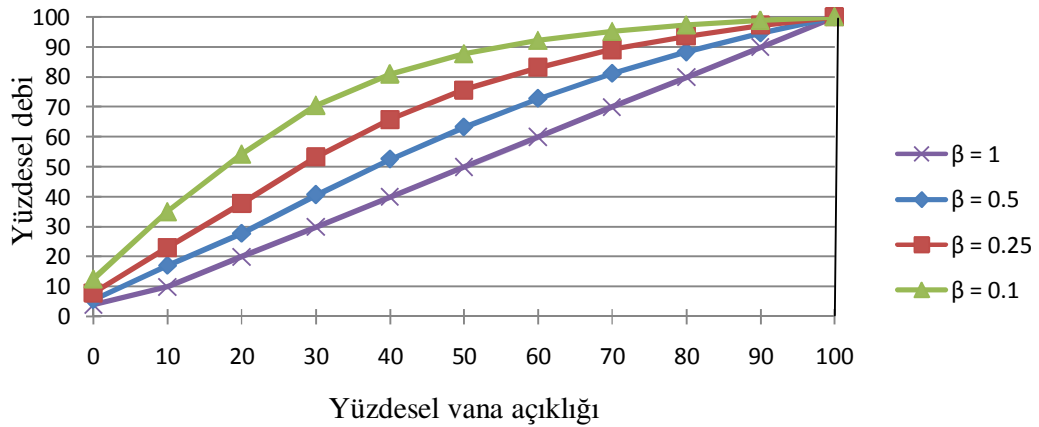
Şekil 2.8' deki uygulamada, yükün bulunduğu devredeki akışkanın sıcaklığı sabit olup, üç yollu kontrol vanasıyla ihtiyaca bağlı olarak yükten geçen debi değiştirilir. Isı kaynağı ve pompanın bulunduğu devredeki debi sabittir. Kontrol vanasındaki basınç düşümünün (ΔP_1) yükün bulunduğu değişken debili devredeki basınç düşümüne (ΔP_2) oranı vana otoritesini vermektedir.



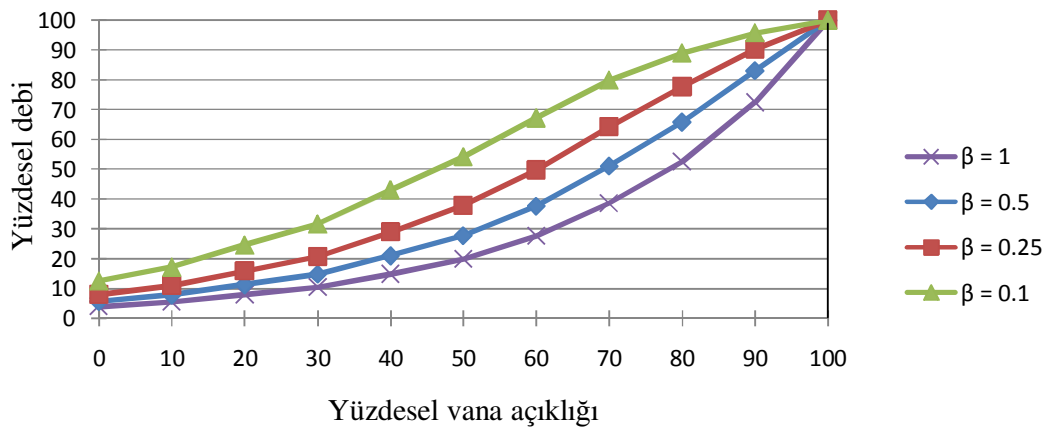
Şekil 2.9 Karıştırıcı olarak kullanılan üç yollu vana (Emerson Process Management)

Şekil 2.9'daki uygulamada ise, pompa ve yükün bulunduğu devredeki akışkan debisi sabittir. Üç yollu kontrol vanasının B yolundan gelen akışkan, ihtiyaca bağlı olarak A yolundan gelen akışkanla karıştırılarak istenilen akışkan sıcaklığı elde edilir. Isı kaynağının bulunduğu devredeki akışkan debisi ise karışım miktarına bağlı olarak değişkenlik gösterir. Dolayısıyla kontrol vanası otoritesi, kontrol vanasındaki basınç düşümünün (ΔP_1) değişken debili devredeki basınç düşümüne (ΔP_2) oranıdır.

Vana otoritesine bağlı olarak vana karakteristik eğrilerinde bozulmalar meydana gelmektedir. Şekil 2.10 ve 2.11 sırasıyla doğrusal ve eşit yüzdesel karakteristiklerde vana otoritesine bağlı olarak bozulmayı göstermektedir. Eğriler denklem 2.11 ve 2.12 kullanılarak oluşturulmuştur (Kontrol oranı 25 kabul edilmiştir).



Şekil 2.10 Vana otoritesine bağlı olarak doğrusal karakteristikteki bozulma



Şekil 2.11 Vana otoritesine bağlı olarak eşit yüzdesel karakteristikteki bozulma

Doğrusal karakteristikli vana için debi ve vana açıklığı arasındaki ilişki denklem 2.11 ile ifade edilebilir.

$$Q = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \beta + \left(\frac{\beta}{(Q_{\beta=1}/100)^2}\right)\right)}} \quad \dots (2.11)$$

Burada $Q_{(\beta = 1)}$ ifadesi denklem 2.6 kullanılarak hesaplanan debi oranıdır. Denklem 2.6' da vana açıklık oranlarına göre bulunan debi oranı değerleri denklem 2.11' de yerine konularak, belirlenen otorite değerine (β) göre oluşan yeni debi oranı değerleri bulunur.

$\beta = 0,1$ değeri için vana sadece % 10 açık iken tasarım değerinin % 35' ini geçirmektedir. Doğrusal karakteristikte büyük miktarda bozulma meydana gelmiştir. Bu durumda stabil bir kontrol sağlamak mümkün değildir. Eğer vana gereğinden büyük seçilmiş ise durum daha da kötüdür. Düşük yüklerde vana açıklığı ile elde edilen debinin orantısız olarak kontrol edilmesi güçleşmiştir. $\beta = 0,5$ değeri vana karakteristiğini aşırı derecede deforme etmediğinden pratik olarak kullanılabilir bir değerdir. Bunun daha açık anlamı, vana tam açıkken basınç kaybı vana için mümkün $\Delta P_{\text{maksimum}}$ değerinin yarısı kadar olmalıdır. Toplam basıncın diğer yarısı düz boru, fittings gibi diğer sistem elemanlarına uygulanmıştır.

Eşit yüzdesel karakteristikli vana için debi ve vana açıklığı arasındaki ilişki ise denklem 2.12 ile ifade edilebilir.

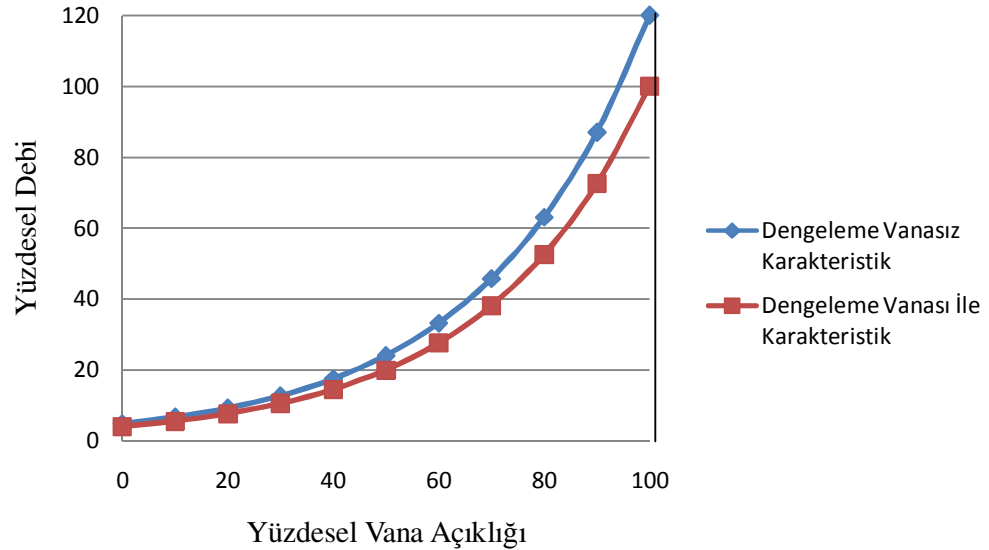
$$Q = \sqrt{\frac{(Q_{\beta=1})^2}{(Q_{\beta=1})^2 \times (1 - \beta) + \beta}} \quad \dots (2.12)$$

Buradaki $Q_{(\beta = 1)}$ ifadesi de denklem 2.7 kullanılarak hesaplanan debi oranıdır. Yine aynı şekilde denklem 2.7 ile bulunan debi oranı değerleri belirlenen otorite değerine göre denklem 2.12' de yerine konularak yeni debi oranı değerleri elde edilir.

Şekil 2.11’ de $\beta = 1$ değerindeki eğri sabit fark basınçtaki eşit yüzdesel karakteristik eğrisini temsil etmektedir. Diğer otorite değerlerinde özellikle düşük yüklerde vana akış kontrolünün hassasiyeti azalmaktadır. En azından seçilen kontrol vanasındaki basınç düşümü, tüm devredeki maksimum basınç düşümünün % 25’ i ile %50’ si arasında olması önerilir.

2.2.6 Kontrol Vanası Karakteristiğinin Dengeleme (Balans) Vanası ile Geliştirilmesi

Uygulamada, hesaplar sonucu bulunan K_v değeriyle çakışan vana bulunması çok zordur. Dolayısıyla en yakın veya bir büyük K_v değerine sahip vananın seçilmesi durumunda kalınmaktadır. Kontrol vanasının gereğinden büyük seçilmesi ile pompaya daha yakın üniteler, pompaya daha uzaktaki ünitelerde tasarım debisine ulaşamamasına sebep olacak ve yakın olan ünitelerde aşırı debi görülecektir. Dengeleme (balans) vanası kullanılarak istenilen tasarım debisine ulaşılır. Şekil 2.12’ de balans vanası kullanılması ve kullanılmaması durumundaki eşit yüzdesel debi karakteristiği gösterilmiştir.



Şekil 2.12 Maksimum debinin balans vanası ile kısıtlanmasıyla kontrol vanası karakteristiğindeki değişim

Kontrol devresinde balans vanası kullanılsın veya kullanılmınsın kontrol vanası otoritesi aynıdır ve sadece kontrol vanasının seçimine bağlıdır. Balans vanası kullanıldığında vanadan geçmesi gereken tasarım değeri yakalanabilir. Şekil 2.12’de dengeleme vanasının kullanılmadığı kontrol vanası karakteristiğinde yaklaşık % 20 aşırı debi görülmektedir. Dengeleme vanası kullanılarak debi istenilen değere getirilmiştir.

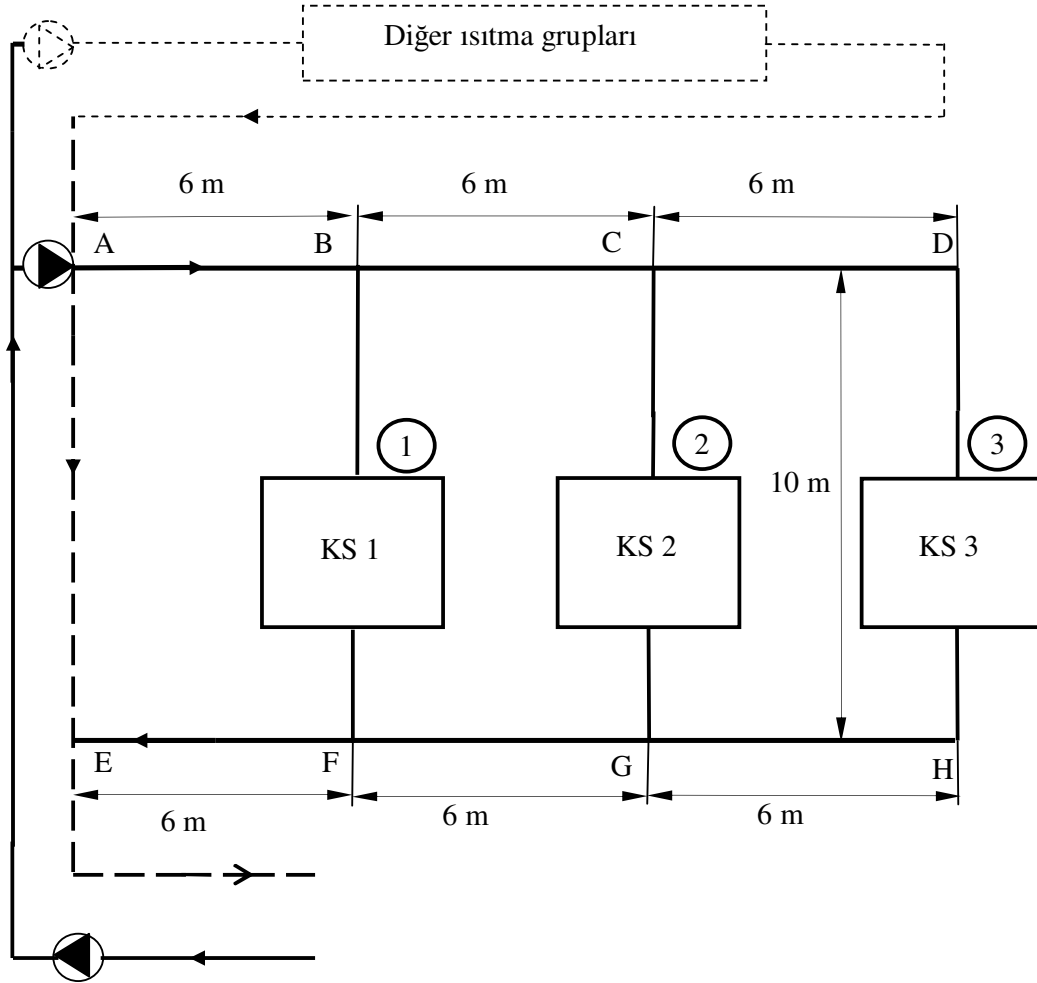
Sonuç olarak ısıtma veya soğutma sisteminde kullanılacak olan kontrol vanasından iyi sonuçlar alınabilmesi için vananın uygulamanın taleplerini karşılayabilmesi gerekmektedir. Bunun içinde uygulamanın ve vana karakteristiğinin gereksinimlerinin sorgulanması gerekir. Geliştirilen kontrol vanası karakteristik eğrileri belirli bir değerdeki sabit basınç düşümü ($\Delta P = 6,9$ kPa) içindir. Ancak gerçek koşullarda vanadaki basınç düşümü tüm akış boyunca değişkenlik gösterdiğinden vana otoritesi kavramı ortaya çıkmıştır. Vana otoritesi, karakteristik eğrileri üzerinde bozulmalara neden olmaktadır. Vana otoritesinin 0,5 ile 1 arasındaki değerleri karakteristik eğriyi fazla deforme etmediğinden pratik olarak kullanılabilir. Daha küçük otorite değerlerinde ise karakteristik eğrisindeki bozulmalar önemli ölçüde artmaktadır.

İdeal olarak bir kontrol sistemi, çalışma aralığı boyunca doğrusal olarak çalışmalıdır (Şekil 2.5). Eğer bir sıcaklık kontrol sisteminden bahsediyorsak, bu durumda tüm kontrol alanı boyunca sıcaklık değişimine olan duyarlılık sabit kalacaktır. Doğrusal olmayan bir sistemde ise tüm kontrol alanı boyunca sıcaklık değişimine olan duyarlılık değişkendir. Doğrusal bir kontrol sistemi elde edebilmek için, kontrol vanası, transfer elemanı ve yükten oluşan sistemin karakteristiğinin doğrusal olması gerekir. Sistem karakteristiği doğrusal ise vana da doğrusal olmalıdır. Eğer sistem karakteristiği doğrusal değilse eşit yüzdesel çalışan bir vana kullanılarak toplamda doğrusallık sağlanır.

BÖLÜM ÜÇ

ÖRNEK ISITMA SİSTEMİNDE HİDROLİK Dengelemenin Yapılması

Isıtma ve soğutma sistemlerinde hidrolik dengelemenin yapılması, enerjiyi en ekonomik şekilde kullanarak, sistemden en yüksek verimi ve istenilen konfor şartlarını elde etmemize olanak sağlar. Aksi durumda, ısıtıcı yada soğutucu ünitelerden geçmesi gereken debi miktarının sağlanamaması veya aşırı debi görülmesi, bunun sonucunda tasarımda öngörülen ısıtma/soğutma yükünde farklılıklar oluşması ve akışkanın hızına bağlı olarak gürültü oluşumu gibi muhtemel sorunlarla karşılaşılabilir. Hidrolik dengelemenin önemini daha somut bir şekilde açıklamak için şekil 3.1’deki değişken debili ısıtma sistemi ele alınabilir.



Şekil 3.1 Isıtma sistemi akım şeması

Şekildeki ısıtma gurubu değişken debili ve klima santrallerinin debi kontrolünün iki yollu kontrol vanaları ile yapılması düşünölmektedir. Klima santrallerinin şekildeki gösterimde soldan sağa sırası ile tasarım ısıtma yükleri, 200 kW, 150 kW ve 60 kW ve su tarafı basınç düşümleri 10 kPa' dır. Su geliş sıcaklığı 80 °C' dir. Tasarım şartlarında su geliş dönüş sıcaklık farkı 20 °C kabul edilmektedir. Aşağıdaki hesaplamalar bu değerler esas alınarak yapılmıştır.

3.1 Kontrol Vanası Seçimi ve Hidrolik Dengelemenin Yapılması

Klima santrallerinden geçmesi gereken debi değerleri denklem 3.1 kullanılarak bulunur.

$$q = \dot{m}c_p(T_{g,s} - T_{ç,s}) \quad \dots (3.1)$$

Burada,

\dot{m} : kütleli debi (kg/s)

c_p : suyun özgül ısısı (kJ/kg-K)

$T_{g,s}$: suyun serpantine giriş sıcaklığı (°C)

$T_{ç,s}$: suyun serpantinden çıkış sıcaklığı (°C)

' dır.

Suyun özgül ısısı 4.18 kJ/kg-K alınarak,

$$\dot{m}_{KS 1} = 2,4 \text{ kg/s}, \dot{m}_{KS 2} = 1,79 \text{ kg/s}, \dot{m}_{KS 3} = 0,72 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur. Tüm hattan geçmesi gereken toplam debi,

$$\dot{m}_{\text{toplam}} = 4,91 \text{ kg/s}$$

$$Q_{\text{toplam}} = 18,2 \text{ m}^3 / \text{h}$$

' dir.

Sistemde kullanılacak kontrol vanalarının seçiminin yapılabilmesi için şekil 3.1’ de harflerle belirtilen noktalar arası hatların basınç düşümlerinin hesaplanması gerekmektedir. Boru hatlarındaki basınç kayıpları, düz boru basınç kaybı ile, dirsek, redüksiyon gibi fittingslerden olan yerel basınç kayıplarının toplamına eşittir. Bu eşitlik denklem 3.2 ile gösterilmektedir.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \times \rho \frac{V^2}{2} + \rho \frac{V^2}{2} \sum K \quad \dots (3.2)$$

Burada f sürtünme katsayısını, L ve D sırası ile boru uzunluğu ve çapını, K ise yerel kayıp katsayısını ifade etmektedir. Sürtünme katsayısı, boru iç yüzey pürüzlülüğüne (e) ve Reynolds sayısına bağlı olarak denklem 3.3 ile verilebilir.

$$f = 0,25 \left[0,43 \ln \left(\frac{e/D}{3,7} \right) + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]^{-2} \quad \dots (3.3)$$

Hesaplamalarda kolaylık oluşturması açısından yerel basınç kayıpları düz boru basınç kayıplarının % 20’ sine eşit alınmaktadır. Ortalama 1 m/s su hızı ve boru iç yüzey pürüzlülüğü (e) 0.05 mm alınarak, yukarıdaki bağıntılar yardımı ile sistemde borularda oluşan basınç kayıpları, boru çapları ve su debileri belirlenir.

80 °C sıcaklıkta su için AB hattındaki debi denklem 3.1 kullanılarak,

$$\begin{aligned} \dot{m}_{AB} &= 4,91 \text{ kg/s} \\ &= 18,2 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

bulunur.

DN 80 boru çapı seçimi, 1 m/s su hızı için uygun olmaktadır. 80 °C’ de su için Reynolds sayısı ve sürtünme katsayısı bulunarak A ve B noktaları arasındaki boru hattından kaynaklanan basınç düşümü denklem 3.2 ile,

$$\Delta P_{AB} = 652,5 + 0,20 \times 652,5$$

$$\Delta P_{AB} = 783 \text{ Pa}$$

olarak hesaplanır.

BC hattı basınç düşümünü hesaplanacak olursa, bu hattan geçmesi gereken debi, toplam debiden 1 numaralı klima santralinden geçen debinin çıkarılmasıyla,

$$\dot{m}_{BC} = 4,91 - 2,4 = 2,51 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{BC} = 9,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

bulunur.

Bu durumda DN 60 boru çapı seçilir ve B-C hattındaki toplam basınç düşümü yine denklem 3.2 ile,

$$\Delta P_{BC} = 933 + 0,20 \times 933$$

$$\Delta P_{BC} = 1120 \text{ Pa}$$

olarak hesaplanır.

CD hattından geçen debi, tüm hattın toplam debisinden 1 ve 2 numaralı klima santrallerinden geçen toplam debinin çıkarılmasıyla bulunur. Daha sonrada aynı hesaplama yöntemi kullanılarak CD hattının toplam basınç düşümü elde edilir. Elde edilen değerler,

$$\dot{m}_{CD} = 0,72 \text{ kg/s}$$

$$= 2,67 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (DN 32)}$$

$$\Delta P_{CD} = 2400 \text{ Pa}$$

' dir.

Klima santrallerinin bulunduğu daire içine alınarak numaralandırılmış hatlardaki boru hattından kaynaklanan basınç düşümleri de aynı şekilde elde edilir.

$$(\Delta P_1)_{\text{boru}} = 1870 \text{ Pa (DN 60)},$$

$$(\Delta P_2)_{\text{boru}} = 2330 \text{ Pa (DN 50)},$$

$$(\Delta P_3)_{\text{boru}} = 4000 \text{ Pa (DN 32)},$$

Dönüş hattındaki EF, FG ve GH hatlarının basınç düşümleri ise yaklaşık olarak geliş hattında karşısında bulunan hattın basınç düşümlerine eşittir. Böylece,

$$\Delta P_{AB} = \Delta P_{EF}$$

$$\Delta P_{BC} = \Delta P_{FG}$$

$$\Delta P_{CD} = \Delta P_{GH}$$

olmaktadır.

Şekil 3.1' de en fazla basınç düşümü, suyun A noktasından başlayıp 3 numaralı hattın geçerek tekrar E noktasına döndüğü durumda oluşmaktadır. Dolayısı ile seçilecek olan pompanın bu basınç düşümünü karşılayacak şekilde olması gerekmektedir. Bu gidiş-dönüş sırasında boru hattından kaynaklanan basınç düşümü yukarıda bulunan değerler kullanılarak 12,6 kPa bulunur. 3 numaralı hattaki klima santralinde tasarım debisinde 10 kPa basınç düşümü oluşturduğu başlangıçta kabul edilmişti. Yine bu hattaki seçilecek olan kontrol vanasının optimum pompa gücü açısından 0,5 otorite değerine sahip olması gerektiği düşünülürse, vanadaki basınç düşümü 15 kPa olmaktadır. Böylece pompanın yaklaşık 37,6 kPa basınç düşümünü karşılaması gerekmektedir.

Buradan 1 numaralı hattın basınç düşümü,

$$(\Delta P)_1 = P_B - P_F = [P_A - \Delta P_{AB}] - [P_E + \Delta P_{EF}]$$

$$(\Delta P)_1 = 36,04 \text{ kPa}$$

2 numaralı hattın basınç düşümü,

$$(\Delta P)_2 = P_C - P_G = [P_A - (\Delta P_{AB} + \Delta P_{BC})] - [P_E + (\Delta P_{EF} + \Delta P_{FG})]$$

$$(\Delta P)_2 = 33,8 \text{ kPa}$$

ve 3 numaralı hattın basınç düşümü ise,

$$(\Delta P)_3 = P_D - P_H = [P_A - (\Delta P_{AB} + \Delta P_{BC} + \Delta P_{CD})] - [P_E + (\Delta P_{AB} + \Delta P_{BC} + \Delta P_{GH})]$$

$$(\Delta P)_3 = 29 \text{ kPa}$$

olarak hesaplanır.

Bu hatlardaki basınç düşümü, hat üzerindeki boru hattından kaynaklanan basınç düşümü, kontrol vanası basınç düşümü ve klima santrali basınç düşümü değerlerinin toplamına eşittir. Bu eşitlik denklem 3.4 ile ifade edilebilir.

$$\Delta P = \Delta P_{boru} + \Delta P_{KV} + \Delta P_{KS} \quad \dots (3.4)$$

Burada ΔP_{boru} , ΔP_{KV} ve ΔP_{KS} sırası ile boru hattı, kontrol vanası ve klima santralinden ileri gelen basınç kaybıdır. Tüm klima santralleri için su tarafı basınç kaybı ortalama 10 kPa kabul edilmiştir. Buradan 1 numaralı hattaki kontrol vanası için basınç farkı,

$$(\Delta P)_1 = (\Delta P_{boru})_1 + \Delta P_{KV 1} + \Delta P_{KS 1},$$

$$\Delta P_{KV 1} = 24,17 \text{ kPa}$$

olarak hesaplanır.

Bölüm 2' deki denklem 2.4 kullanılarak kontrol vanasının K_v değeri $18,5 \text{ m}^3 / \text{h}$ bulunur. Kontrol vanalarının K_v değerleri geometrik seri şeklinde artış gösterdiği için 16 veya $25 \text{ m}^3 / \text{h}$ lik mevcut K_v değerlerinden birini seçilmesi gerekmektedir. $16 \text{ m}^3 / \text{h}$ için, vananın tam açık pozisyonda tasarım basınç farkında geçirebileceği debi miktarı,

$$Q = 16 \times (0.2417)^{0.5}$$

$$Q = 7,87 \text{ m}^3 / \text{h}$$

' dir.

Oysa 1 numaralı hattın debi ihtiyacı $8,86 \text{ m}^3 / \text{h}$ ' dir. Bu durumda seçilen vana debi ihtiyacını karşılayamayacaktır. Bu yüzden K_v değeri $25 \text{ m}^3 / \text{h}$ olan büyük vananın seçilmesi gerekir. Bu durumda hat üzerinde %38 oranında fazla debi oluşmaktadır. Bir dengeleme (balans) vanası kullanılarak kontrol vanasından geçecek olan debi tasarım değerinde sınırlandırılır.

Hattın tasarım debi değeri için seçilen kontrol vanasında oluşacak basınç farkı,

$$\Delta P_{KV1} = (8.86 / 25)^2$$

$$= 13 \text{ kPa}$$

olarak hesaplanır.

Kontrol vanasında olması gerekenden 9,56 kPa daha az basınç düşümü oluşmuştur. Seçilen dengeleme vanası aynı zamanda bu ek basınç farkını oluşturarak hem hat üzerinden geçen debi miktarı tasarım değerinde sınırlanmış hem de hattın tasarım basınç değerini sağlamış olur. Bu durumda kontrol vanası otoritesi denklem 2.10 kullanılarak,

$$\beta_{KV1} = 0,38$$

bulunur.

2 numaralı hatta seçilecek olan kontrol vanasındaki basınç düşümü yine denklem 3.5 ile,

$$\Delta P_{KV2} = 21,47 \text{ kPa}$$

olarak hesaplanır.

Tasarım debisi için,

$$K_v = 14,3 \text{ m}^3 / \text{h}$$

bulunur ve bu değere en yakın olan 16 m³ / h K_v değerine sahip kontrol vanası seçilir. Bu durumda hat üzerinde % 12 fazla debi oluşmaktadır. Dengeleme vanası kullanılarak debi tasarım değerinde sınırlandırılır ve tasarım debi değeri için seçilen kontrol vanasında oluşan basınç farkı,

$$\Delta P_{KV1} = (6,63 / 16)^2$$

$$= 17,2 \text{ kPa}$$

olarak hesaplanır.

Geriye kalan 4.3 kPa basınç düşümü yine dengeleme vanası tarafından sağlanmaktadır. Kontrol vanasının otoritesi ise,

$$\beta_{KV 2} = 0,54$$

bulunur.

3 numaralı hatta seçilecek olan kontrol vanası için de aynı işlemler yapıldığında,

$$\Delta P_{KV 3} = 15 \text{ kPa}$$

$$K_v = 6,89 \text{ m}^3 / \text{h}$$

olarak hesaplanıp $6,3 \text{ m}^3 / \text{h}$ lik K_v değerine sahip mevcut kontrol vanası seçilir. Bu durumda kontrol vanası gereğinden küçük seçilmiş olacağından hat üzerinde % 9 debi düşümü meydana gelecektir. Bu oranda bir debi düşümünün tasarım ısıtma yüküne olan etkisi ihmal edilebileceğinden bu tür bir seçim yapılabilir. Kontrol vanasının küçük seçilmiş olması nedeni ile hat üzerinde 2.96 kPa fazladan basınç düşümü oluşmaktadır. Pompa seçimi yapılırken bu durumun göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Bu durumda oluşan kontrol vanası otoritesi,

$$\beta_{KV 3} = 0,62$$

olur.

Sonuçlardan da görüldü gibi seçilen kontrol vanalarının otorite değerleri, vanaların karakteristik eğrilerinde fazla bir bozulma meydana getirmediğinden sistemin kontrol edilebilirliği açısından oldukça iyidir. Başlangıçta yapılan geliş ve dönüş hatları arasındaki basınç farkı kabulü vana otoritelerini doğrudan etkilemektedir.

Son durumda oluşan toplam debi ve basınç düşümü değerleri sırası ile tablo 3.2 ve 3.3' de gösterilmiştir.

Tablolardan görüldüğü gibi tüm sistem için seçilecek olan pompanın debi ve basma yüksekliği değerlerinin,

$$Q = 18,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_m = 4,05 \text{ mSS}$$

olması gerekmektedir.

Tablo 3.2 Klima santralleri ısıtma yükleri

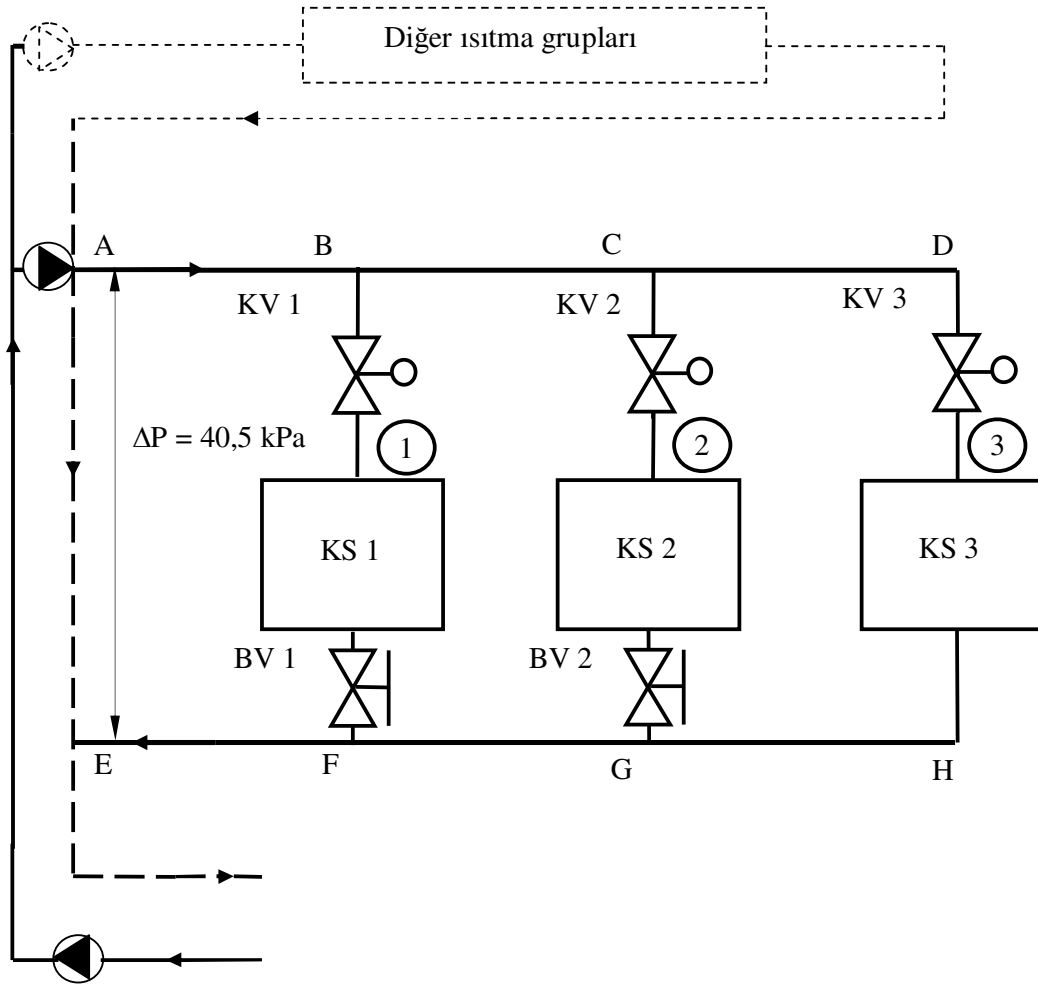
	Debi (m ³ /h)	Isıtma Yüğü (kW)
Klima Santrali 1	8,86	200
Klima Santrali 2	6,63	150
Klima Santrali 3	2,67	60
Toplam	18,2	

Tablo 3.3 Toplam basınç düşümleri

	1 Numaralı Hat (kPa)	2 Numaralı Hat (kPa)	3 Numaralı Hat (kPa)	Kritik Devre (kPa)
Boru Hattı	1,87	2,33	4	12,6
Klima Santrali	10	10	10	10
Kontrol Vanası	13	17,2	17,96	17,96
Dengeleme Vanası	9,56	4,3	-	-
Toplam	36,04	33,8	31,96	40,5

En düşük pompa gücünde çalışarak, ısıtılan veya soğutulan mahallerin istenilen konfor şartlarının sağlanması ancak sistemin hidrolik dengelemesinin yapılması ile mümkün olmaktadır.

Hidrolik dengelemenin yapıldığı durumda ısıtma sisteminin yeni hali şekil 3.2' de gösterilmektedir.



Şekil 3.2 Hidrolik dengelemenin yapılması durumu

BÖLÜM DÖRT

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ UYGULAMA VE ARAŞTIRMA HASTANESİ ISITMA SİSTEMİ

4.1 Sistem Tanımı

Dokuz Eylül Üniversitesi Uygulama ve Araştırma Hastanesi, bulunduğu yer itibariyle ısıtma ihtiyacının tümünü jeotermal enerjiden karşılamaktadır. Jeotermal akışkan doğrudan ısıtma sisteminde kullanılmayıp, hastane ısıtma devresi bir ısı değiştiricisi yardımı ile jeotermal akışkandan ayrılmıştır. Bu şekilde ısıtma sisteminde dolaşan suyu ısıtmak için jeotermal akışkandan faydalanılmaktadır. Jeotermal akışkan yaklaşık olarak 110°C sıcaklıkta gelip 60°C sıcaklıkta geri dönmektedir. Isıtma sistemi içerisinde dolaşan suyun ise ısı değiştiricisinden geliş sıcaklığı yaklaşık 80°C olup, dönüş sıcaklığı, ısıtma ihtiyacına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir.

Isıtma işlemi ısıtılan hacme bağlı olarak, klima santralleri, fan-coil veya radyatörlerle gerçekleştirilmektedir. Isı değiştiricisinde istenilen sıcaklığa getirilen su ana dağıtım hattı pompalarıyla, sistemdeki basınç düşümünü karşılamak için yerleştirilmiş olan ikincil zon pompalarına gönderilir. Bu pompalar yardımıyla da su ısıtıcı ünitelere ulaştırılmış olur.

Sistemde kullanılan pompalar sabit devirlidir. Bu yüzden ısıtma ihtiyacının değişkenliğine bağlı olarak ısıtıcı ünitelerden geçmesi gereken su debisi miktarı üç yollu kontrol vanalarıyla ayarlanmaktadır. Debi fazlası aşırma (by-pass) hattından geçirilip ısıtıcı ünitelerden çıkan düşük sıcaklıktaki su ile karıştırılarak tekrar ısıtılmak üzere ısı değiştiricisine gönderilir.

Hastanenin büyük bir kısmında hava ile ısıtma yapılmaktadır. Isıtma ihtiyacına bağlı olarak taze hava veya karışım havası, ısıtıcı serpantin içerisinde su vasıtasıyla, istenen üfleme sıcaklığını verecek şekilde ısıtılıp, konfor şartlarına göre koşullandırıldıktan sonra ısıtma yapılan bölgeye gönderilmektedir.

4.2 Klima Santralleri

Hastanede bulunan klima santrallerinin bir kısmı ile yalnızca soğutma, bir kısmı ile de hem soğutma hem de ısıtma yapılmaktadır. Münferit klimalar hariç, toplam 83 klima santralinden 55 tanesi dışarıdan alınan % 100 taze hava ile çalışırken, diğerlerinde dış ortam havası ile geri dönüş havası belirli oranlarda karıştırılmaktadır. Belirli bir kısmında, fan-coil desteği ve ısı geri kazanım üniteleri mevcuttur.

Dış hava sıcaklığına bağlı olarak, çalışma modları arasında geçiş yapılabilmektedir. Hava sıcaklığının, 24 °C' den büyük olduğu durumda yaz mevsimi modunda, 16 ile 24 °C arası olduğu durumda geçiş mevsimi modunda ve -3 ile 15°C arası olduğu durumda ise kış mevsimi modunda çalışılmaktadır.

4.2.1 Soğutma Sistemi

Soğutma sisteminde, 6 adet su soğutma kulesi bulunup herbiri 2114 kW kapasitelidir.

Sistemde, mevcut 9 adet 13,1 MW, 2 adet 2,8 MW ve 1 adet 0,93 MW soğutma kapasitesine sahip toplam 12 adet soğuk su üretim gurubu bulunmaktadır. Toplam soğutma kapasitesi 16,8 MW' dır.

4.2.2 Isıtma Sistemi

Isıtma sisteminde, suyun ısıtılması ısı değiştiricilerinde jeotermal akışkan vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Toplam ısıtma kapasitesi ise 16 MW' dır.

Hastanenin ısıtma ve soğutma sisteminin belirli kısımlarında zaman içinde değişiklikler yapılmış olup, yapılmaya da devam edilmektedir.

4.3 Pompalar

Hastane ısıtma ve soğutma sistemi içerisindeki su dolaşımı, sabit devirli sirkülasyon pompalarıyla sağlanmaktadır. Sistemin sürtünme kayıplarının statik basma yüksekliğine oranla daha yüksek olması sistemin verimini düşürmektedir.

Pompalar gerekli debi ihtiyacına bağlı olarak, biri çalışır diğeri yedek olacak şekilde 2' li gruplar halinde ya da, ikisi paralel çalışıp biri yedek olacak şekilde 3' lü gruplar halinde sisteme monte edilmiştir. Sistemdeki basınç düşümünün karşılanması için, ana dağıtım hattı pompaları ve ikincil zon pompalarıyla çalışılmaktadır.

BÖLÜM BEŞ

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ UYGULAMA VE ARAŞTIRMA HASTANESİ ISITMA SİSTEMİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ

Bu bölümde hastane ısıtma sisteminin belirli bir kesimi için pompa enerjisi optimizasyon çalışması yapılmıştır. Çalışılan bölge şekil 5.1' de verilen akım şemasında gösterilmektedir.

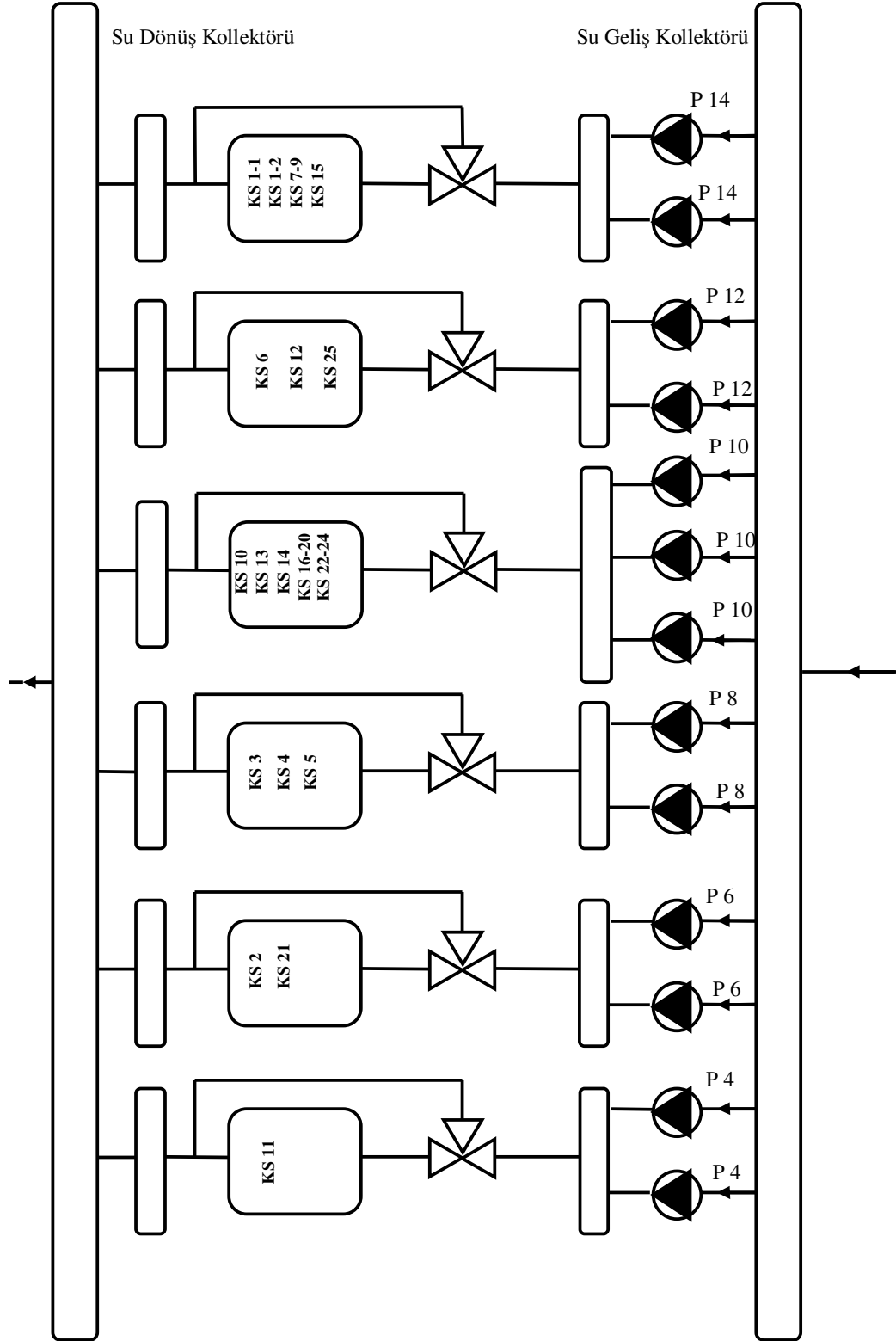
Çalışılan bölgede toplam 26 adet klima santrali ve 13 adet pompa kullanılmaktadır. Pompalardan 6 tanesi yedek olarak sistemde bulunmaktadır. Kullanılan pompa ve klima santrallerinin genel özellikleri sırası ile tablo 5.1 ve 5.2' de gösterilmektedir.

Tablo 5.1 Sistemde bulunan mevcut pompalar

Marka	Model	Pompa Numarası	Debi (m ³ /h)	Basma Yüksekliği (mSS)	Güç (Hp)
MAS	TLH-3170	4	8	6	0.5
MAS	TLH-3170	6	8	6	0.5
MAS	TLH-4115	8	23	11	2
MAS	TLH-6210	10	44	10	3
MAS	TLH-5195	12	20	8	1.5
MAS	TLH-8210	14	42	12	5.5

Tablo 5.2 Klima santrallerinin genel özellikleri

Adı	Isıtma Kapasitesi (kcal/h)	Hava Debisi (m ³ /h)	%100 Taze Havalı	Karışım Havalı	Debi Ayarı
KS 1-1	62400	9600	*		
KS 1-2	62400	9600	*		
KS 2	47450	7300	*		
KS 3	41100	9400	*		
KS 4	112125	17250	*		
KS 5	85200	4750		*	
KS 6	34125	5250	*		
KS 7	40600	2275	*		
KS 8	20747	2160	*		
KS 9	37750	5450	*		
KS 10	10760	1600	*		
KS 11	31200	4800		*	
KS 12	29150	1625		*	
KS 13	36400	5600	*		
KS 14	21970	1225		*	
KS 15	25990	2600		*	
KS 16	26230	1463		*	
KS 17	37220	2075		*	
KS 18	71150	4000		*	
KS 19	48560	2550	*		
KS 20	24250	3700	*		
KS 21	15900	3800	*		*
KS 22	113633	12750	*		
KS 23	112738	12650	*		
KS 24	33425	3750	*		*
KS 25	106946	12000	*		



Şekil 5.1 Isıtma sistemi akım şeması

5.1 Hastane Mevcut Isıtma Sistemindeki Pompa Enerjisi ve Klima Santrallerinin Aylık Ortalama Su Debişi İhtiyacının Bulunması

Hastane ısıtma sisteminde, klima santrallerinden ısıtma ihtiyacına bağlı olarak geçmesi gereken debi miktarı değişkendir. Debi kontrolü için üç yollu kontrol vanaları kullanılmakta olup, pompa hidrolik debi ve basınçları ısı yüküne göre değişmemektedir. Pompa debilerinin ısı yüküne göre değişmemesi sonucunda, tüm ısıtma mevsimi boyunca pompalar tam yükte çalışarak maksimum elektrik enerjisi tüketmektedir.

Pompaların harcadığı güç denklem 5.1 ile, elektrik hattından çekilen güç denklem 5.2 ile ve 5 aylık ısıtma periyodunda harcanan elektrik enerjisi ise denklem 5.3 ile ifade edilebilir.

$$P_{pompa} = \frac{Q_{pompa} \times \Delta P}{\eta_{pompa}} \quad \dots (5.1)$$

$$P_{elektrik} = \frac{Q_{pompa} \times \Delta P}{\eta_{pompa} \times \eta_{motor}} \quad \dots (5.2)$$

$$E_{elektrik} = P_{elektrik} \times 24\text{saat} \times 30\text{gün} \times 5\text{ay} \quad \dots (5.3)$$

Burada,

Q_{pompa} : pompa debisini (m^3/s)

ΔP : basınç farkını (kPa)

P_{pompa} : pompa gücünü (kW)

$P_{elektrik}$: elektrik hattından çekilen gücü (kW)

E : elektrik enerjisini (kWh)

η_{pompa} : pompa verimini, η_{motor} : elektrik motorunun verimini,

göstermektedir.

Optimizasyon çalışması yapılan bölgedeki her bir pompanın beş aylık ısıtma periyodu boyunca tam yükte çalışarak tükettiği elektrik enerjisi miktarı yukarıdaki bağıntılar yardımı ile hesaplanıp tablo5.3’de verilmiştir. Hesaplamalarda tablo 5.1’deki debi ve basma yüksekliği değerleri kullanılmış olup pompa ve elektrik motoru verimleri sırası ile % 70 ve % 87 kabul edilmiştir.

Tablo 5.3 Pompaların ısıtma mevsimi elektrik enerjisi tüketimi

	Elektrik Enerjisi (kWh)
Pompa 4	788,2
Pompa 6	788,2
Pompa 8	4154,4
Pompa 10	7225
Pompa 12	2627,3
Pompa 14	8276
Toplam	23859

Çalışılan bölgedeki tüm klima santrallerinin dış hava sıcaklığına bağlı olarak aylık ortalama ısıtma yükü ve debi ihtiyacının bulunmasında, tasarım koşulları için aşağıda yapılan kabuller esas alınmaktadır.

$$\Delta T_{su,tasarım} = 20 \text{ }^\circ\text{C} (60 \text{ }^\circ\text{C}/40^\circ\text{C}),$$

$$T_{ç,h} = 40 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$T_{g,h} = 0 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$T_{dış\ hava} = 0 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$T_{içortam} = 25 \text{ }^\circ\text{C},$$

Burada,

$\Delta T_{su,tasarım}$: sıcak su geliş-dönüş sıcaklık farkını ($^\circ\text{C}$)

$T_{ç,h}$: havanın serpantinden çıkış sıcaklığını ($^\circ\text{C}$)

$T_{g,h}$: havanın serpantine giriş sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{i\text{ç ortam}}$: ısıtılacak hacmin sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{dış hava}}$: tasarım dış hava sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$)

ifade etmektedir.

İzmir için aylık ortalama dış hava sıcaklık değerleri ise tablo 5.4' de gösterilmektedir.

Tablo 5.4 İzmir için aylara göre ortalama dış hava sıcaklık değerleri (TS 825)

Aylar	Aylık Ortalama Dış Hava Sıcaklıkları ($^{\circ}\text{C}$)
Ocak	8
Şubat	9,3
Mart	11,5
Kasım	13,3
Aralık	9,4

Klima santralleri -3°C ile 15°C arasında kış mevsimi şartlarında, 15°C ile 24°C arasında geçiş mevsimi şartlarında çalışmaktadırlar. Hesaplamalar kış çalışması için yapılmış olduğundan yalnızca tablo 5.4' de verilen aylar göz önünde bulundurulmaktadır.

Isıtıcı serpantinde hava tarafında gerçekleşen ısı transferi,

$$q = \rho c_P Q_{\text{hava}} (T_{\text{ç,h}} - T_{\text{g,h}}) \quad \dots (5.4)$$

bağıntısı ile ifade edilebilir.

Burada;

q : ısı transferi (kW)

ρ : havanın yoğunluğu (kg/m^3)

c_p : havanın özgül ısısı (kJ/kg.K)

Q_{hava} : hava debisi (m^3/s)

$T_{\text{ç, h}}$: havanın serpantinden çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{g, h}}$: havanın serpantine giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

'dır.

Hava ile su arasındaki ısı transferi, logaritmik sıcaklık farkına bağlı olarak,

$$q = UA(\Delta T_{lm}) \quad \dots (5.5)$$

şeklinde yazılabilir.

Burada;

U : toplam ısı transfer katsayısını ($\text{W/m}^2.\text{K}$)

A : ısı transferi yüzey alanını (m^2)

ΔT_{lm} : hava ve su arasındaki logaritmik sıcaklık farkını (K)

ifade etmektedir.

Su tarafında gerçekleşen ısı transferi ise denklem 5.6 ile gösterilir.

$$q = \dot{m}c_p(T_{g,s} - T_{\text{ç},s}) \quad \dots (5.6)$$

Burada;

\dot{m} : kütleli debi (kg/s)

c_p : suyun özgül ısısı (kJ/kg.K)

$T_{g,s}$: Suyun serpantine giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{ç},s}$: Suyun serpantinden çıkış sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

'dır.

Yukarıda verilen denklemler kullanılarak hesaplanan ısı transferi değerlerinin birbirine eşit olması gerekmektedir.

Klima santrali hava debisi sabit olup, üfleme sıcaklığı ısı ihtiyacı ile değişmektedir. Değişen ısı yüküne göre dolaşım suyunun bir kısmı atlatma (by-pass) hattından geçmektedir. Sonuç olarak dış hava koşulları ile, santrale hava giriş ve çıkış sıcaklığı, klima santralinden çıkan su debisi ve sıcaklığı değişmekte, santral su besleme sıcaklığı ise sabit kalmaktadır.

Tasarım koşullarında su geliş-dönüş sıcaklık farkı bilindiğinden her bir klima santrali için gerekli maksimum su debisi denklem 5.6 kullanılarak,

$$\dot{m}_{tasarım} = \frac{q_{tasarım}}{c_p \times 20}$$

şeklinde yazılır.

Hava ile su arasındaki logaritmik sıcaklık farkı ise denklem 5.7 ile hesaplanır.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{\zeta,s} - T_{g,h}) - (T_{g,s} - T_{\zeta,h})}{\ln \left(\frac{T_{\zeta,s} - T_{g,h}}{T_{g,s} - T_{\zeta,h}} \right)} \quad \dots (5.7)$$

Şekil 5.2' de hava ve suyun serpantine giriş ve çıkış sıcaklıkları gösterilmektedir.



Şekil 5.2 Tasarım şartlarındaki hava ve suyun serpantine giriş ve çıkış sıcaklıkları

Buradan tasarım şartlarında logaritmik sıcaklık farkı,

$$\Delta T_{lm,tasarım} = 28,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

bulunur.

Aylara göre aynı hesaplamalar, ısıtmanın yapıldığı her ay için tablo 5.4' deki aylık ortalama sıcaklık değerleri kullanılarak yapılacak olursa, hesap yapılan ay için ısıtma yükü,

$$q_{ay} = q_{tasarım} \times \frac{T_{iç\ ortam} - T_{dış\ hava,ay}}{T_{iç\ ortam} - T_{dış\ hava}} \quad \dots (5.8)$$

logaritmik sıcaklık farkı,

$$q_{ay} = q_{tasarım} \times \frac{\Delta T_{lm,ay}}{\Delta T_{lm,tasarım}} \quad \dots (5.9)$$

bağıntıları ile hesaplanır.

Ocak ayı için ısıtma yükü,

$$q_{ocak} = q_{tasarım} \frac{25 - 8}{25 - 0}$$

$$q_{ocak} = 0,68 q_{tasarım}$$

ve logaritmik sıcaklık farkı,

$$\Delta T_{lm,ocak} = 0,68 \Delta T_{lm,tasarım}$$

olmaktadır.

Ocak ayı için hava serpentine 8 °C' de girmektedir. Denklem 5.10 kullanılarak yeni hava çıkış sıcaklığı hesaplanır.

$$(T_{\zeta,h})_{ocak} = (T_{\zeta,h} - T_{iç\ ortam}) \frac{T_{iç\ ortam} - T_{dış\ hava,ocak}}{T_{iç\ ortam} - T_{dış\ hava}} + T_{iç\ ortam} \quad \dots (5.10)$$

Logaritmik sıcaklık farkı bilindiğinden suyun serpantinden çıkış sıcaklığı deneme yanılma yöntemi kullanılarak bulunur. Son olarak serpantinden geçmesi gereken debi miktarı hesaplanır.

Ocak ayı için, havanın serpantinden çıkış sıcaklığı,

$$T_{\zeta,h} = 35,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

suyun serpantinden çıkış sıcaklığı,

$$T_{\zeta,s} = 24^\circ\text{C}$$

olarak hesaplanır.

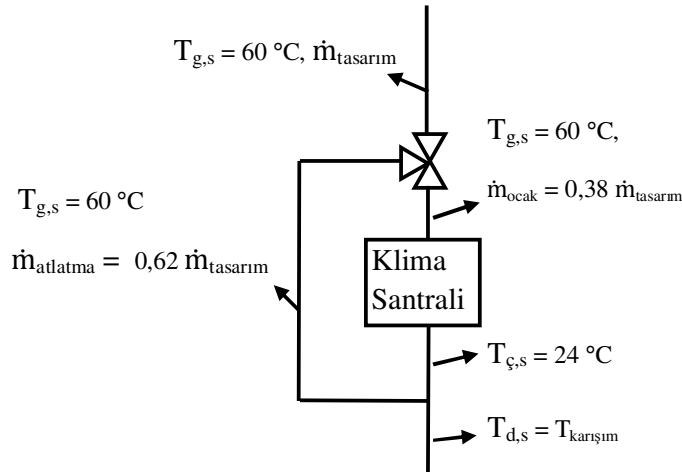
Klima santralinden geçen su debisi ise denklem 5.6 kullanılarak,

$$\dot{m}_{ocak} = \frac{0,68q_{tasarım}}{c_p \times (60 - 24)}$$

$$\dot{m}_{ocak} = 0,38\dot{m}_{tasarım}$$

bulunmaktadır.

Klima santralinden ve atlatma (by-pass) hattından geçen suyun karışımı ile oluşacak su dönüş sıcaklığı, şekil 5.3' deki verilerden faydalanarak denklem 5.11 ile hesaplanır.



Şekil 5.3 Su dönüşü sırasındaki debi ve sıcaklık değerler

$$T_{d,s} = \frac{\dot{m}_{ocak} \times T_{\zeta,s} + \dot{m}_{atlatma} \times T_{g,s}}{\dot{m}_{tasarım}} \quad \dots (5.11)$$

Burada,

$\dot{m}_{atlatma}$: atlatma (by-pass) hattındaki su debisini (kg/s)

ifade etmektedir.

Ocak ayı için su dönüş sıcaklığı,

$$T_{d,s} = 44,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

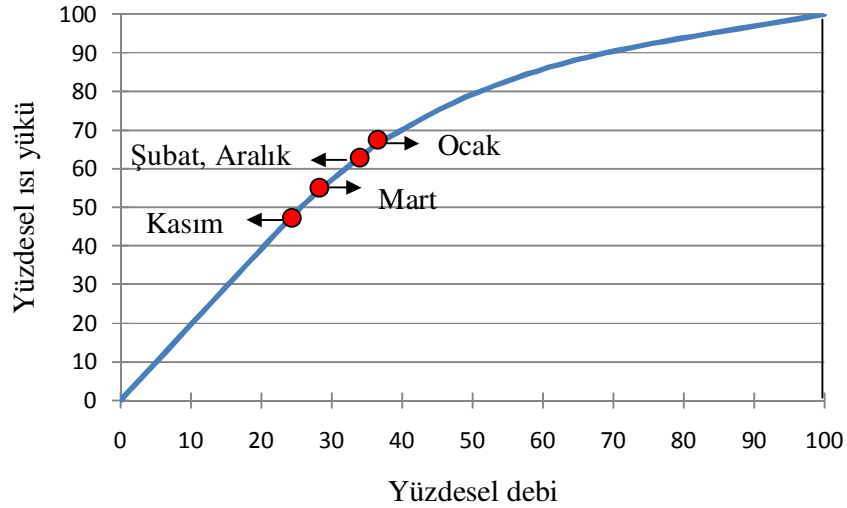
bulunur.

Aynı hesaplama yöntemi ile diğer aylar için, tablo 5.1' deki sıcaklık değerleri kullanılarak bulunan ısıtma yükü, debi ihtiyacı ve su dönüş sıcaklıkları tablo 5.5' de gösterilmektedir.

Tablo 5.5 Aylara göre debi, ısıtma yükü ve su dönüş sıcaklık değerleri

	Isıtma Yükü (%)	Serpantin Üzerinden Geçen Debi (%)	Su Dönüş Sıcaklığı (Serpantin Sonrası) (°C)	Su Dönüş Sıcaklığı (Karışım Sonrası) (°C)
Tasarım	100	100	40	40
Ocak	68	38	24	44,6
Şubat	63	34	22,3	47,4
Mart	54	28	20,6	49
Kasım	47	24	20	50
Aralık	63	34	22,3	47,4

Yapılan kabuller doğrultusunda aylara göre oluşan yüzdesel debi ve ısıtma yükü değerleri göz önüne alındığında ısıtıcı serpantinindeki debi ve ısı yükü değişimi şekil 5.4' de gösterildiği gibi olmaktadır.



Şekil 5.4 60 °C su giriş sıcaklığı için ısıtıcı serpantinindeki debi ve ısı yükü

Tablo 5.5' deki verilerden faydalanarak ele alınan bölgedeki tüm klima santralleri için gerekli ortalama debi ve ısıtma yükü değerleri sayısal olarak hesaplanabilir.

Şekil 5.5' de ayrıntılı olarak gösterilen 2 ve 21 numaralı klima santrali hattını 6 numaralı pompa beslemektedir. Tablo 5.1' de 6 numaralı pompanın tasarım durumundaki debi değeri $8 \text{ m}^3/\text{h}$ ' dir. Tasarım şartlarında 20°C su geliş-dönüş sıcaklık farkı için, santrallerdeki ısıtıcı serpantinlerin toplam ısıtma yükü denklem 5.6 kullanılarak,

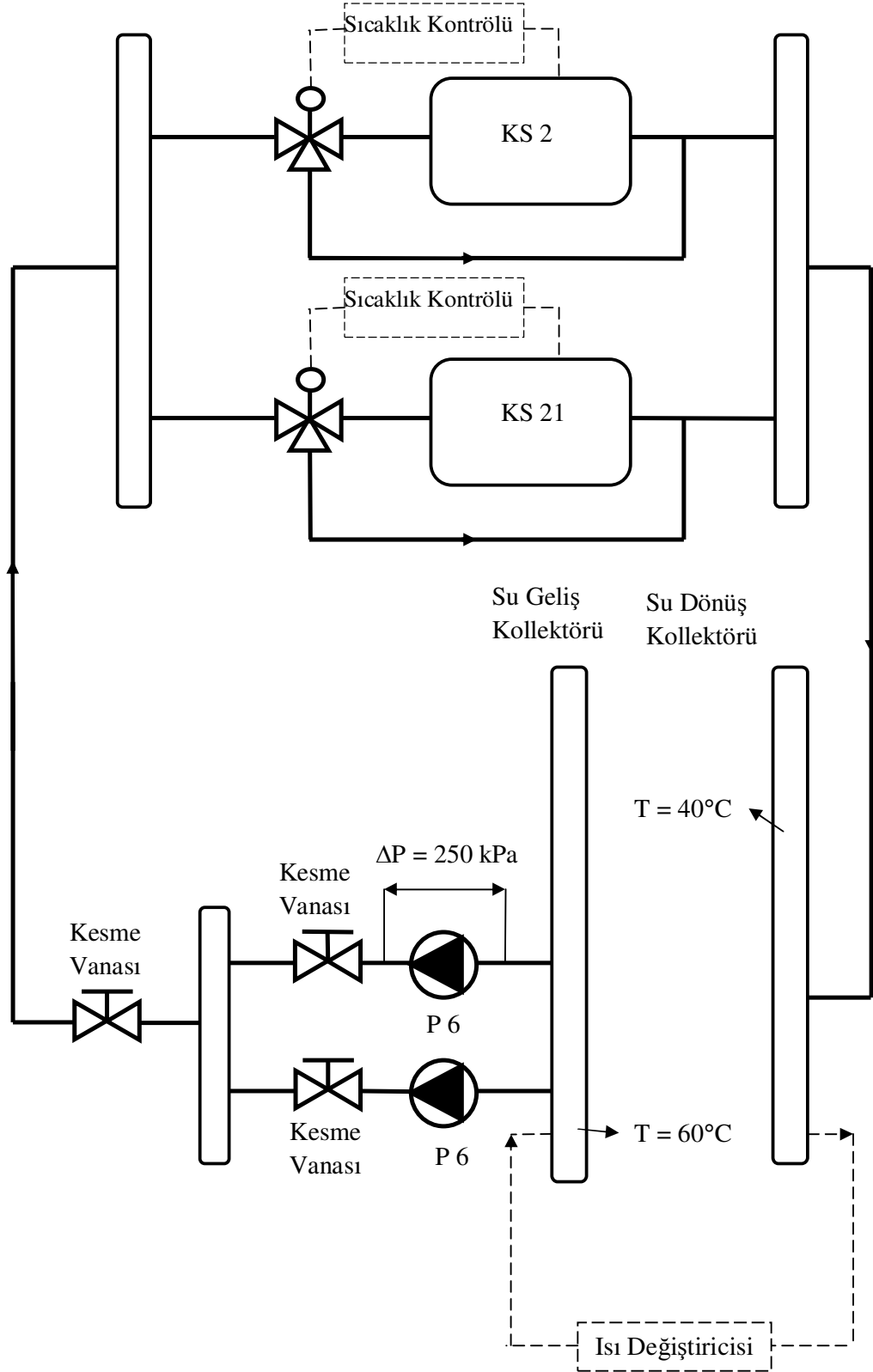
$$q_{\text{tasarım}} = 182,7 \text{ kW}$$

bulunur.

Tablo 5.5' de tasarım durumuna göre yüzdesel olarak bulunan aylık ısıtma yükü ve debi ihtiyacı değerleri kullanılarak,

Ocak ayı için ısıtma yükü,

$$q_{\text{ocak}} = 0,68 \times 182,7 = 14,2 \text{ kW}$$



Şekil 5.5 Mevcut ısıtma sistemindeki 2 ve 21 numaralı klima santrali hattı

su debisinin klima santrali üzerinden geçen kısmı,

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{ocak}} &= 0,38 \times 8 \\ &= 3,04 \text{ m}^3 / \text{h}\end{aligned}$$

olarak hesaplanır.

Diğer aylar için de aynı hesaplama yöntemi kullanılarak 2 ve 21 numaralı klima santrallerinin her ay için gerekli ortalama debi ve ısıtma yükü değerleri bulunmuş olur.

Tüm klima santralleri için benzer şekilde hesaplama yapılarak bulunan, aylara göre toplam ortalama ısıtma yükü değerleri tablo 5.6' da gösterilmektedir. Ayrıca mevcut durumdaki üç yollu kontrol vanası ve sabit devirli pompa kullanımı ile oluşan toplam su debisi, serpantin üzerinden geçen su debisi ve enerji tüketimi değerleri tabloya eklenmiştir.

Tablo 5.6 Sabit devirli pompa ve üç yollu kontrol vanası kullanımı

	Isıtma Yükü (kW)	Toplam Su Debisi (m ³ /h)	Serpantin Üzerinden Geçen Su Debisi (m ³ /h)	Pompa Enerji Tüketimi (kWh/ay)
Tasarım	3311	145	145	4772
Ocak	2251,5	145	55,1	4772
Şubat	2086	145	49,3	4772
Mart	1768	145	40,6	4772
Kasım	1556,2	145	34,8	4772
Aralık	2086	145	49,3	4772
Toplam				23859 kWh

5.2 Değişken Devirli Pompa ve İki Yollu Kontrol Vanası Kullanımı

Hastanenin mevcut ısıtma sisteminde kullanılan sabit devirli pompaların değişken devirli yapıp, üç yollu kontrol vanaları yerine iki yollu kontrol vanaları kullanmak sistemin elektrik enerjisi tüketiminde önemli ölçüde tasarruf sağlayacaktır.

Değişken devirli pompa uygulamasında, benzeşim kuralları gereğince pompa karakteristiği değiştirilip, sistem karakteristiği ile kesim noktası ayarlanarak istenilen debi değeri elde edilmektedir. Bir başka deyişle çalışma noktası sistem karakteristiği üzerinde kaydırılmaktadır. Basınç kayıplarının tamamının sürtünme kayıplarından meydana geldiği sistemlerde debi değişimi gerçekleştirilirken pompa verimi sabit kalmaktadır. Devir sayısı değişimiyle elde edilecek olan debi, basma yüksekliği ve pompa gücü arasındaki ilişki aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilir.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \dots (5.12)$$

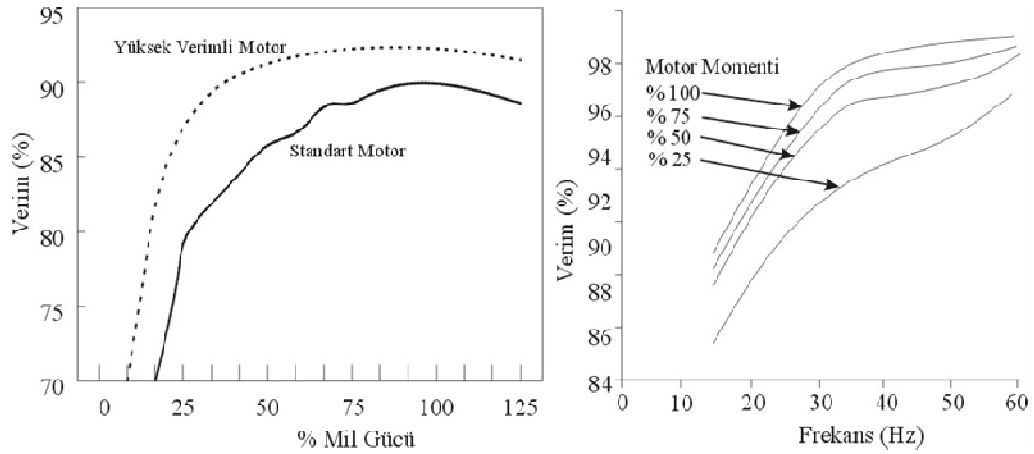
$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \dots (5.13)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad \dots (5.14)$$

Denklemlerde n devir sayısını, Q debiyi, H basma yüksekliği ve P pompa gücünü göstermektedir.

Denklem 5.14' de görüldüğü gibi devir sayısının düşürülmesi ile pompa gücü büyük ölçüde azaltılmış olacağından ilk bakışta iki yollu kontrol vanası kaldırılarak sistemin debi kontrolünün pompa devri ile yapılması daha uygun gibi görülebilir. Fakat bölüm 2' de anlatıldığı gibi ideal bir kontrol sistemi, çalışma aralığı boyunca doğrusal olarak çalışmalıdır. Isıtıcı ünitenin şekil 5.3' deki debi-ısı yükü ilişkisini göz önünde bulundurduğumuzda debi ile ısı yükü orantısal olarak değişmediğinden sistemin kontrolü zorlaştırmaktadır. Eşit yüzdesel karakteristikli bir kontrol vanası kullanılarak vana açıklığı ile elde edilen ısı yükü arasında orantısal bir kontrol elde etmek mümkündür. Bu yüzden ideal bir kontrol açısından tek başına değişken devirli pompa kullanmak yerine iki yollu kontrol vanası ile birlikte kullanmak daha uygun bir çözüm olmaktadır.

Değişken devirli pompalarda devir değişimi frekans değiştiriciler (inverter) tarafından gerçekleştirilmektedir. Frekans değiştiricilerin tam yükteki kayıpları % 2 ile %6 arasındadır. Devir sayısı azaldığında, yüklerde büyük ölçüde azalacağından hem elektrik motorunun hem de frekans değiştiricinin verimleri düşmektedir. Motor ve frekans değiştiricinin verimlerinin devir sayısına bağlı olarak değişim örnekleri şekil 5.6' da gösterilmiştir.



Mevcut sabit devirli pompaların değişken devirli yapılması durumunda, her bir pompanın aylık ortalama basması gereken debi miktarı tablo 5.7' de verilmektedir.

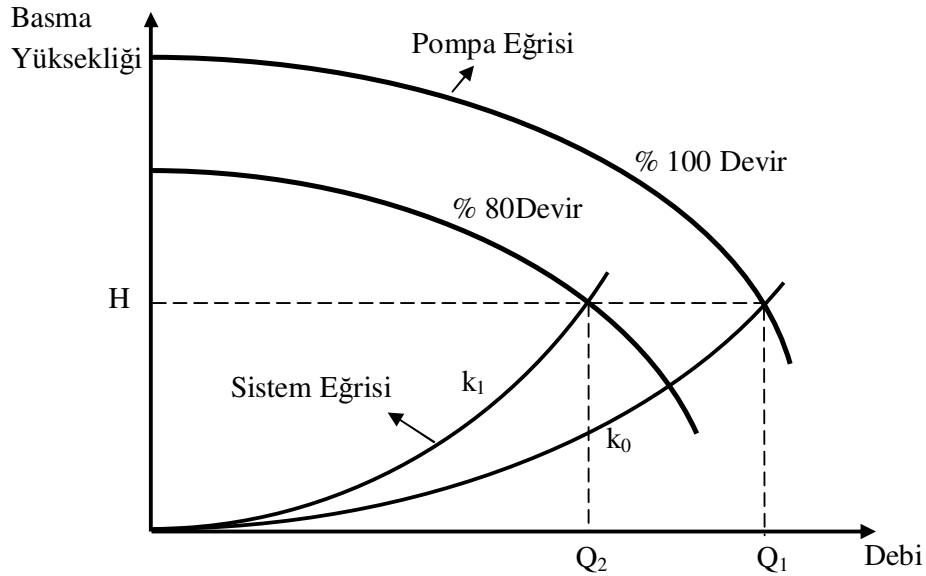
Tablo 5.7 Aylara göre ortalama pompa debileri

	Debi (m ³ / h)					
	Pompa 4	Pompa 6	Pompa 8	Pompa 10	Pompa 12	Pompa 14
Tasarım	8	8	23	44	20	42
Ocak	3,04	3,04	8,8	17	8	16
Şubat	2,72	2,72	7,82	15	7	14,3
Mart	2,24	2,24	6,44	12,3	5,6	11,8
Kasım	1,92	1,92	5,52	10,6	4,8	10,1
Aralık	2,72	2,72	7,82	15	7	14,3

Değişken devirli pompa kullanımında uygulanan yollardan biri, devir sayısının pompa basma yüksekliği sabit tutulacak şekilde ayarlanmasıdır. Diğer bir yöntem ise, pompa basma yüksekliğinin debi ile orantılı olarak değiştirilmesi olabilir.

5.2.1 Basınç Farkının Sabit Tutulması Durumu

Bu uygulamada kontrol vanası yardımı ile hattın basınç düşümü sabit tutularak klima santrallerinden geçmesi gereken debi miktarı ayarlanır. Pompa devri ise, sabit basınç farkında istenilen debi değeri elde edilecek şekilde değiştirilmektedir. Sistem ve pompa karakteristiğinin değişimi şekil 5.7’ de gösterilmiştir. Gerekli debi miktarını elde etmek için kontrol vanası ayarlanarak sistem karakteristiğinde belirli ölçüde değişim meydana gelmekte ve bunun sonucunda yeni bir çalışma noktası oluşmaktadır.



Şekil 5.7 Sistemin sabit basınç farkında tutularak değişken devirli pompa ile debi değişimi

Sistemdeki basınç farkı denklem 5.15’ de gösterildiği gibi debinin karesiyle orantılı olarak değişmektedir.

$$H = k \times Q^2 \quad \dots (5.15)$$

Burada k sistem sabitidir. Basınç farkının sabit tutularak debinin değiştirilmesi, sistem sabitinin farklı değerler alması ile mümkün olmaktadır. Denklem 5.1 kullanılarak farklı devir sayılarındaki pompa güçlerini birbirine oranlanırsa,

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\frac{Q_1 \times k_1 \times Q_1^2}{\eta_1}}{\frac{Q_2 \times k_2 \times Q_2^2}{\eta_2}}$$

basınç farkı sabit olduğundan,

$$k_1 Q_1^2 = k_2 Q_2^2$$

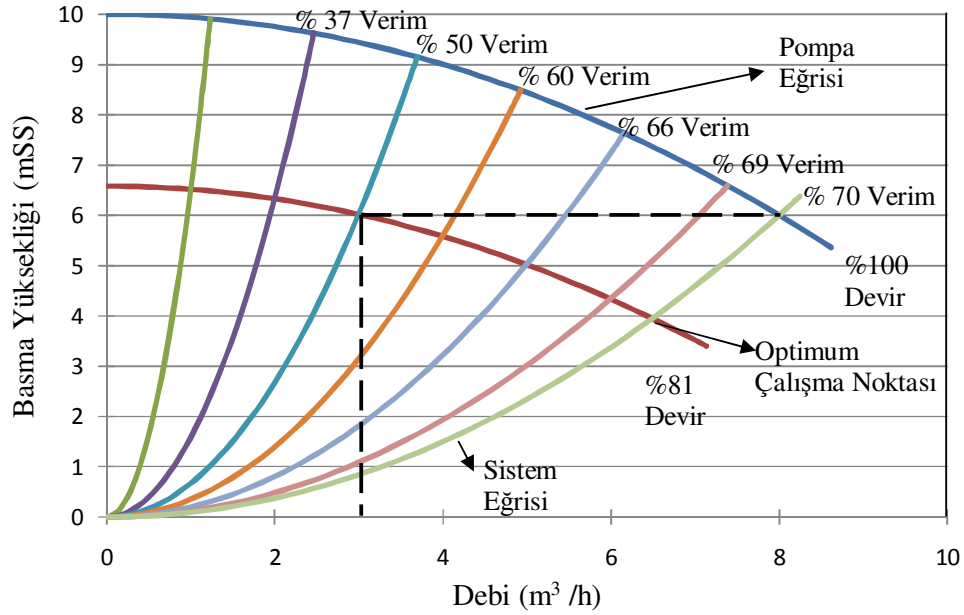
olur ve pompa gücündeki değişim,

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \frac{\eta_2}{\eta_1} \quad \dots (5.16)$$

olarak bulunur.

Basma yüksekliğini sabit tutarak debi değişimi sonucunda pompa verimi de değişir. Verimdeki değişimi bulmak için, pompa karakteristiği ve sistem karakteristiği eğrilerine ihtiyaç duyulmaktadır. Şekil 5.8' de, 6 numaralı pompa için tablo 5.1'deki debi ve basma yüksekliği değerleri kullanılarak yaklaşık olarak çıkartılan pompa eğrisi ve debi değerlerine göre denklem 5.15 ile elde edilen sistem karakteristiği eğrileri gösterilmiştir. Pompanın, $0 \text{ m}^3 / \text{h}$ debi için 10 mSS basma yüksekliğine sahip olduğu kabul edilmektedir.

Daha önce de bahsedildiği gibi pompaların, tasarım debi ve basma yüksekliği değerlerinde verimleri % 70 kabul edilmiştir. Karakteristik eğri üzerindeki diğer noktaların verim değerleri, verim eğrisi denklemi kullanılarak hesaplanmış ve aynı işlemler diğer çalışma devirleri için de tekrarlanmıştır. Pompa ve verim eğrilerinin çıkarılması kaynaklarda verilmiştir (Ertöz ve Duymuş, 2001).



Şekil 5.8 Pompa ve sistem karakteristik eğrileri

Tablo 5.7 'de gösterilen Ocak ayı debi miktarı için pompa, 6 mSS basma yüksekliği ve % 81 devirde çalışmaktadır. Bu çalışma noktasındaki pompa verimi ise,

$$\eta_{\text{pompa, ocak}} = 0,50$$

olmaktadır.

Değişken devirli pompalarda çalışılan devirdeki optimum debinin % 40' ının altına inilmemelidir. Bu debi değerine kritik debi (Q_{kritik}) denmektedir. Şekil 5.7' de % 81 devirde optimum çalışma noktasındaki debi değeri $6,5 \text{ m}^3/\text{h}$ ' dir. Bu devirdeki kritik debi ise,

$$Q_{\text{kritik}} = 2,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

olarak bulunur.

Çalışma noktasındaki debi değeri ise $3,04 \text{ m}^3/\text{h}$ ' dir. Bu durumda çalışılan debi değeri uygun olmaktadır.

Değişken devirli pompa için elektrik hattından çekilen güç denklem 5.17 ile ifade edilmektedir.

$$P_{elektrik} = \frac{Q_{pompa} \times \Delta P}{\eta_{pompa} \times \eta_{motor} \times \eta_{FD}} \quad \dots (5.17)$$

Burada η_{FD} frekans değiştiricinin verimidir. % 100 devirdeki kaybının %3 olduğu kabul edilmiştir. Ocak ayı için devir sayısındaki düşüme bağlı olarak elektrik motoru ve frekans değiştiricide oluşacak olan yeni verim değerleri şekil 5.6' da verilen grafikler yardımı ile bulunabilir. Ocak ayında Pompa mil gücünde gerçekteşen değişimi denklem 5.16 ile,

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{3,04}{8} \times \frac{0,70}{0,50}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = 0,532$$

olarak hesaplanır.

şekil 5.5' deki elektrik motoru verim değişimi grafiğinden motor verimi yaklaşık olarak,

$$\eta_{motor} = 0,85$$

bulunur.

Frekans değiştirici verimi ise yine şekil 5.5' de bulunan verim değişim grafiği kullanılarak % 81 devir sayısı için,

$$\eta_{FD} = 0,95$$

olarak okunur.

Böylece denklem 5.17 kullanılarak elektrik hattından çekilen güç,

$$P_{elektrik} = 0,125 \text{ kW}$$

bulunur.

Bir aylık sürede harcanan elektrik enerjisi ise,

$$E_{\text{elektrik}} = P_{\text{elektrik}} \times 24 \text{ saat} \times 30 \text{ gün}$$

$$= 90 \text{ kWh}$$

olarak hesaplanır.

Diğer aylar için benzer şekilde hesap yapılarak bulunan değerler tablo 5.8' de gösterilmektedir. Her bir ay için elde edilen pompa gücü ve devir sayısı değerlerinin birbirine çok yakın olmasından dolayı elektrik motoru ve frekans değiştirici verimlerinin, her ay için ortalama olarak Ocak ayında bulunan değerlerle aynı olduğu kabul edilmektedir.

Tablo 5.8 6 numaralı pompanın sabit basınç farkında aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 6					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	3,04	6	50	81,1	2,6	90
Şubat	2,72	6	47	80,4	2,57	85,7
Mart	2,24	6	45	80	2,54	84
Kasım	1,92	6	45	80	2,53	83,5
Aralık	2,72	6	47	80,4	2,57	85,7
					Toplam	429 kWh

Mart ve Kasım aylarında çalışılan debi değerleri kritik debi değerlerinin altında kaldığı için, bu aylarda minimum 2,54 ve 2,53 m³/ h debilerde çalışılması gerekmektedir. Hesaplanan verim ve enerji tüketimi değerlerinde bu koşul göz önünde bulundurulmuştur.

Tablodan, pompa devrinin nominal devrin % 80' i olduğu durumda ortalama sıcaklıklar göz önüne alınarak hesaplanan debi ihtiyacının, hemen hemen tüm aylar için karşılandığı görülür.

Çalışılan bölgedeki tüm pompaların tasarım debi değerlerindeki verimini % 70 kabul ederek, 6 numaralı pompada olduğu gibi yaklaşık karakteristik eğrileri çıkartılıp aylara göre enerji tüketimi değerleri hesaplanmıştır. Diğer pompalar için hesaplanan değerler aşağıdaki tablolarda gösterilmektedir.

Tablo 5.9 4 numaralı pompanın sabit basınç farkında aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 4					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	3,04	6	50	81,1	2,6	90
Şubat	2,72	6	47	80,4	2,57	85,7
Mart	2,24	6	45	80	2,54	84
Kasım	1,92	6	45	80	2,53	83,5
Aralık	2,72	6	47	80,4	2,57	85,7
					Toplam	429 kWh

Tablo 5.10 8 numaralı pompanın sabit basınç farkında aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 8					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	8,8	11	50	81,1	7,53	479,5
Şubat	7,82	11	47	80,4	7,39	453
Mart	6,44	11	45	80	7,3	442
Kasım	5,52	11	45	80	7,27	440,2
Aralık	7,82	11	47	80,4	7,39	453
					Toplam	2268 kWh

Tablo 5.11 10 numaralı pompanın sabit basınç farkında aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 10					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	16,7	10	50	81,1	14,54	827,2
Şubat	15	10	47	80,4	14,17	790,5
Mart	12,3	10	45	80	13,93	766,7
Kasım	10,6	10	45	80	13,9	765
Aralık	15	10	47	80,4	14,17	790,5
					Toplam	3940 kWh

Tablo 5.12 12 numaralı pompanın sabit basınç farkında aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 12					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	7,6	8	50	81,1	6,5	301
Şubat	6,8	8	47	80,4	6,43	286,7
Mart	5,6	8	45	80	6,34	279,2
Kasım	4,8	8	45	80	6,32	278,3
Aralık	6,8	8	47	80,4	6,43	286,7
					Toplam	1432 kWh

Tablo 5.13 14 numaralı pompanın sabit basınç farkında aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 14					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	16	12	50	81,1	13,69	951
Şubat	14,3	12	47	80,4	13,52	904,3
Mart	11,8	12	45	80	13,37	883,1
Kasım	10,1	12	45	80	13,3	878,4
Aralık	14,3	12	47	80,4	13,52	904,3
					Toplam	4521 kWh

Tüm sistem için 5 aylık ısıtma periyodunda, değişken devirli pompa ve iki yollu kontrol vanası kullanımı ile oluşan, aylara göre ortalama su dönüş sıcaklıkları, klima santrallerindeki ısıtıcı serpantinlerin debi ve ısıtma yükü değerleri ve pompaların toplam elektrik enerjisi tüketimi ise tablo 5.14' de gösterilmiştir.

Tablo 5.14 Değişken devirli pompa ve iki yollu kontrol vanası kullanımı

Aylar	Isıtma Yükü (kW)	Su Geliş Sıcaklığı (°C)	Su Dönüş Sıcaklığı (°C)	Debi (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	2251,5	60	24	55,1	2738,7
Şubat	2086	60	22,3	49,3	2606
Mart	1768	60	20,6	40,6	2539
Kasım	1556,2	60	20	34,8	2529
Aralık	2086	60	22,3	49,3	2606
Toplam					13019 kWh

Tablo 5.14' deki su dönüş sıcaklıkları kısım 5.1'de hesaplanan suyun serpantinden çıkış sıcaklığıdır. İki yollu kontrol vanası kullanımında atlatma hattı bulunmadığı için su dönüş sıcaklığı suyun serpantinden çıkış sıcaklığına eşittir.

Sabit devirli ve değişken devirli pompa kullanımı sonucu aylara göre oluşan enerji tüketiminin karşılaştırılması ve toplam enerji kazancı tablo 5.15’ de verilmektedir.

Tablo 5.15 Değişken devirli pompa kullanımı ile oluşan enerji kazancı

Aylar	Enerji Tüketimi (Sabit Devirli Pompa) (kWh)/ay	Enerji Tüketimi (Değişken Devirli Pompa) (kWh)/ay	Enerji Kazancı (%)
Ocak	4772	2738,7	
Şubat	4772	2606	
Mart	4772	2539	
Kasım	4772	2529	
Aralık	4772	2606	
Toplam	23859 kWh	13019 kWh	46

Tablodan da görüldüğü üzere değişken devirli pompa kullanımı sonucu % 46 enerji kazancı elde edilmiştir.

5.2.1.1 Sabit Basınç Düşümü İçin Değişken Devirli Merkezi Pompa Kullanılması

İlk yatırım maliyeti açısından, şekil 5.1’ de verilen akım şemasındaki klima santrali hatlarını besleyen her bir pompayı değişken devirli yapmak yerine tüm sistem için değişken devirli merkezi pompa kullanılması daha ekonomik olmaktadır. Bu durumda seçilecek olan pompanın tüm sistemin debi ihtiyacını ve basınç düşümünü karşılayabilecek şekilde olması gerekmektedir. Böylece pompanın basması gereken debi miktarı tablo 5.1’ deki debi değerleri toplanarak,

$$Q = 145 \text{ m}^3/\text{h}$$

bulunur.

Basma yüksekliği ise yine tablo 5.1' deki en yüksek olan değer baz alınarak,

$$H_m = 12 \text{ mSS}$$

seçilir.

Bu debi ve basma yüksekliği değerleri için pompa verimi % 70 kabul edilmektedir. Aylara göre debi ihtiyacı ise tablo 5.14'de verildiği gibidir.

Seçilecek olan pompanın $0 \text{ m}^3/\text{h}$ için 20 mSS basma yüksekliğine sahip olduğu kabul edilerek çizilen pompa ve sistem karakteristik eğrileri şekil 5.9' da gösterilmektedir. Ayrıca Ocak ayı debi miktarı için oluşan devir sayısı ve pompa verimi şekil üzerinde gösterilmiştir. Şekilden sabit basınç farkında Ocak ayı için pompa verimi,

$$\eta_{\text{ocak}} = 0,50$$

olmaktadır.

Elektrik motoru ve frekans değiştirici verimleri daha önce anlatıldığı gibi şekil 5.6' daki grafiklerden faydalanılarak,

$$\eta_{\text{motor}} = 0,85$$

$$\eta_{\text{FD}} = 0,95$$

bulunur.

Denklem 5.17 kullanılarak elektrik hattından çekilen güç,

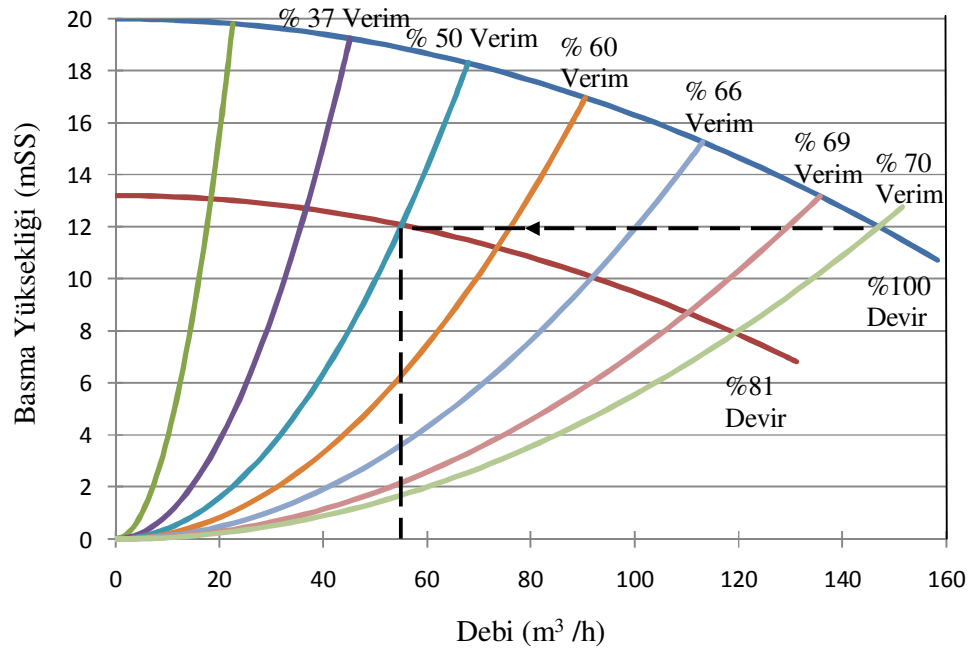
$$P_{\text{elektrik}} = 4,55 \text{ kW}$$

olmaktadır.

Bir aylık sürede harcanan elektrik enerjisi ise,

$$\begin{aligned} E_{\text{elektrik}} &= P_{\text{elektrik}} \times 24 \text{ saat} \times 30 \text{ gün} \\ &= 3276 \text{ kWh} \end{aligned}$$

olarak hesaplanır.



Şekil 5.9 Pompa ve sistem karakteristik eğrileri

Diğer aylar için bulunan değerler ve 5 aylık ısıtma sürecinde harcanan toplam elektrik enerjisi tablo 5.16' da gösterilmektedir.

Tablo 5.16 Değişken devirli tek pompa kullanımında enerji tüketimi

Aylar	Pompa					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	55,1	12	50	81,1	47,1	3276
Şubat	49,3	12	47	80,4	46,6	3117,6
Mart	40,6	12	45	80	46	3038,2
Kasım	34,8	12	45	80	45,8	3025
Aralık	49,3	12	47	80,4	46,6	3117,6
					Toplam	15575 kWh

Mevcut durumdaki enerji tüketimi ile karşılaştırıldığında % 35 oranında enerji kazancı elde edilmektedir.

Tüm sistem için değişken devirli merkezi pompa kullanılması ilk yatırım maliyetini düşürmesine karşılık, her bir pompanın değişken devirli yapılması durumuna göre enerji tüketimi % 21 oranında artmıştır.

5.2.2 Basınç Farkının Debi ile Orantılı Olması Durumu

Bu uygulamada ise yine kontrol vanası yardımı ile klima santrallerinden geçmesi gereken debi miktarı ayarlanır. Pompa devri ise, hat basıncı debi ile doğru orantılı olacak şekilde değiştirilmektedir.

Klima santrali hattında, debi değişimi sonucu serpantin ve boru hattındaki basınç düşümü hesaplanarak, tüm hattın basınç düşümünün debi ile orantılı olması için geriye kalan basınç farkı kontrol vanasının kısılması ile sağlanmaktadır.

Hat üzerindeki basınç farkı debi ile doğru orantılı değişeceği şekilde sabit bir katsayıya bağlı olarak,

$$\Delta P = CQ \quad \dots(5.18)$$

şeklinde yazılabilir.

Bu basınç farkı, hat üzerindeki kontrol vanası ile klima santrali ve boru hattı üzerindeki basınç farkının toplamına eşittir.

$$\Delta P = \Delta P_{KV} + \Delta P_D \quad \dots(5.19)$$

Burada,

ΔP_{KV} : Kontrol vanası üzerindeki basınç farkını,

ΔP_D : Klima santrali ve boru hattından kaynaklanan diğer basınç kayıplarını,

ifade etmektedir.

Tasarım durumu için kontrol vanasındaki basınç farkının, tüm hattın basınç farkının yarısını oluşturduğu düşünülürse bu durumda,

$$\Delta P_{KV,0} = \Delta P_{D,0}$$

olmaktadır.

Klima santrali ve boru hattında oluşacak basınç farkı debinin 2. kuvveti ile değişecektir,

$$\Delta P_D = \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2 \Delta P_{D,0} \quad \dots (5.20)$$

veya,

$$\Delta P_D = \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2 0,5\Delta P_0 \quad \dots (5.21)$$

bağıntıları ile gösterilebilir. Burada, ΔP_0 tasarım durumundaki toplam basınç farkını ifade etmektedir.

Toplam basınç farkı ise, debi ile doğru orantılı değiştiğinden,

$$\Delta P = \frac{Q}{Q_0} \Delta P_0 \quad \dots (5.22)$$

olur.

Böylece debi değişimi sonucu kontrol vanasının oluşturması gereken basınç farkı,

$$\Delta P_{KV} = \Delta P_0 \left[\frac{Q}{Q_0} - 0,5 \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2 \right] \quad \dots (5.23)$$

olarak bulunmuş olur.

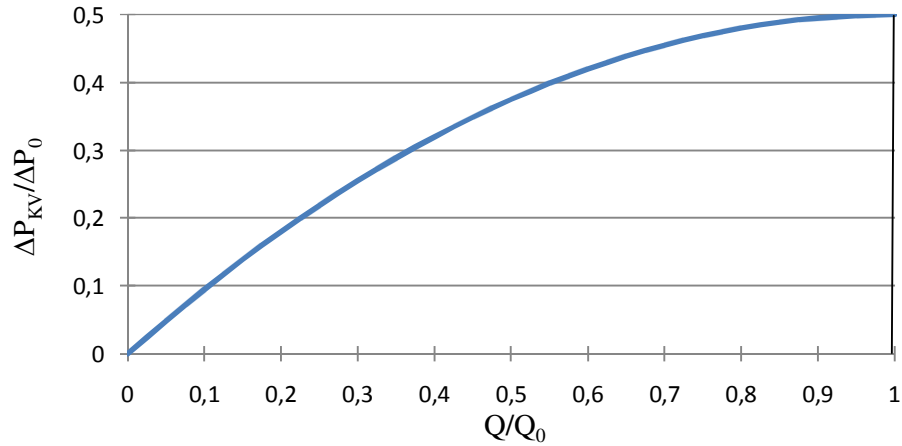
Hat üzerinde debinin yarıya düştüğü durum için kontrol vanasındaki basınç farkı,

$$\frac{Q}{Q_0} = 0,50,$$

$$\Delta P_{KV} = 0,375\Delta P_0$$

olmaktadır.

Farklı debi yüzdeleri için kontrol vanasında oluşan basınç farkları şekil 5.10' da verilmektedir.



Şekil 5.10 Kontrol vanasında debi değişimi ile oluşan basınç farkı

Görüldüğü gibi kontrol vanasındaki basınç farkı debi ile değiştiğinden, kontrol vanasının sabit basınç farkı için oluşturulmuş olan akış karakteristiği eğrisi de değişecektir.

Kontrol vanasındaki basınç farkı, bölüm 2' de anlatıldığı gibi,

$$\Delta P_{KV} = \left(\frac{Q}{K_v} \right)^2$$

olarak ifade edilmektedir. Burada K_v vana akış faktörüdür.

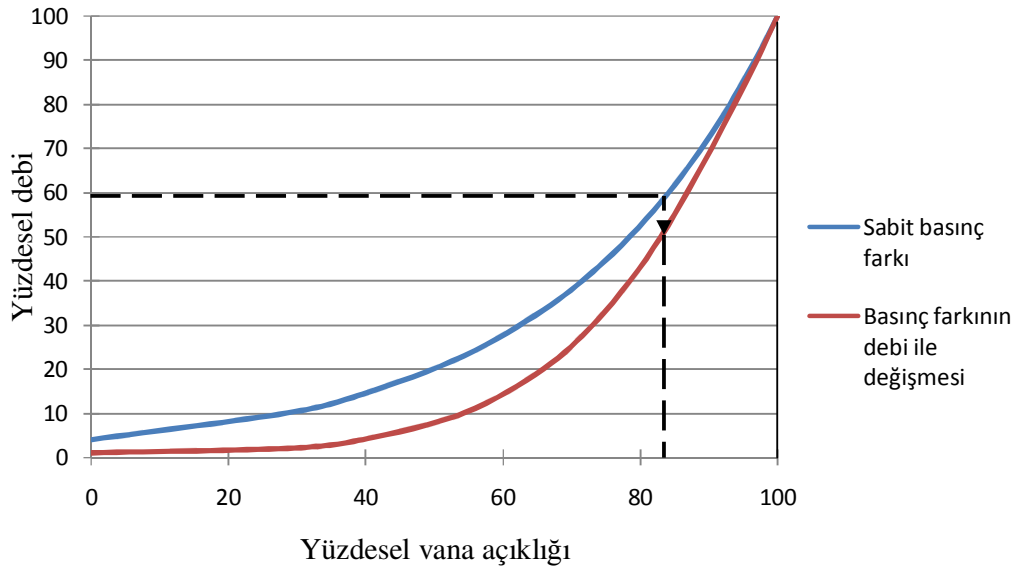
Tasarım durumunda kontrol vanasındaki basınç farkı ile, debinin yarıya düştüğü durumdaki basınç farklarını birbirlerine oranladığımızda vana akış faktöründeki değişim,

$$\frac{0,5\Delta P_0}{0,375\Delta P_0} = \frac{\left(\frac{Q_0}{K_{v,0}} \right)^2}{\left(\frac{0,5Q_0}{K_v} \right)^2}$$

$$\frac{K_v}{K_{v,0}} = 0,58$$

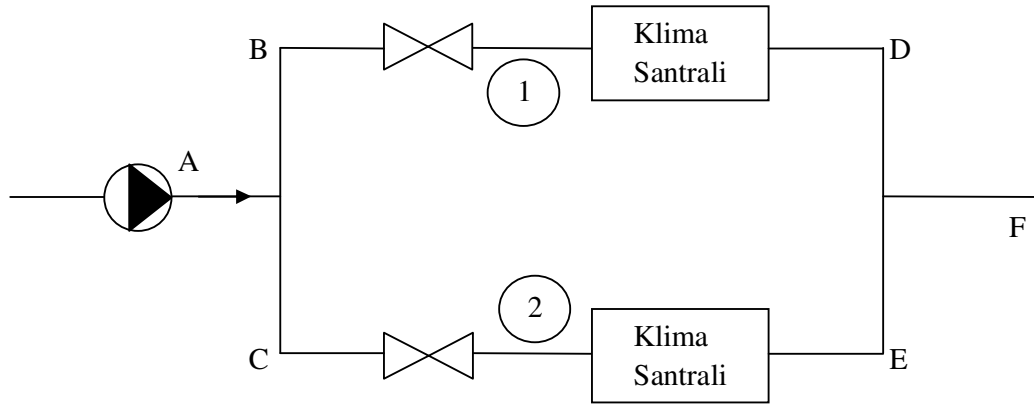
olarak hesaplanır.

Kontrol vanasında sabit basınç farkı için oluşturulmuş şekil 5.11' deki akış karakteristiği eğrisinde yüzdesel debi değişimi aynı zamanda yüzdesel vana akış faktörü değişimini ifade etmektedir. Bu durumda bulunan yüzdesel vana akış faktörü değeri bu eğri üzerinde % 58 debi değişimine karşılık gelmektedir. Diğer bir deyişle, % 50 debi oranı için gerekli vana açıklığı, sabit basınç düşümlü vanada % 58 debi oranı için gerekli açıklıkla aynı olmaktadır. Oysa sabit basınç düşümlü vanada % 50 debi için vana açıklığı % 74' dür. Değişken basınç durumu için elde edilen düzeltilmiş akış karakteristik eğrisi şekil 5.11' de gösterilmektedir.



Şekil 5.11 Kontrol vanasındaki basınç farkının sabit ve debi ile değişmesi durumundaki akış karakteristikleri

Basınç farkının debi ile doğru orantılı olarak değişmesi durumunda, şekil 5.1' de gösterilen ısıtma sisteminde olduğu gibi birden çok klima santrali için ortak pompa kullanılması durumunda, bir kısım klima santrallerinin işletilmemesi halinde, toplam debi ve basınç farkının azalmasına bağlı olarak diğer klima santralleri de etkilenmektedir. Bu durum şekil 5.12' deki örnek sistem ele alınarak incelenmiştir.



Şekil 5.12 Ortak Pompa Kullanımı

Tüm sistemde oluşan basınç farkı debi ile doğru orantılı değişecek şekilde sabit bir katsayıya bağlı olarak,

$$\Delta P = C(Q_1 + Q_2) \quad \dots (5.24)$$

bağıntısı ile ifade edilebilir. Burada,

Q_1 : 1 numaralı hattaki debiyi,

Q_2 : 2 numaralı hattaki debiyi,

göstermektedir.

1 ve 2 numaralı hatlardaki basınç farkları ise,

$$\Delta P_1 = C_1 Q_1^2 \quad \dots (5.25)$$

$$\Delta P_2 = C_2 Q_2^2 \quad \dots (5.26)$$

şeklinde yazılabilir.

1 ve 2 numaralı hatlardaki debi değerlerinin tasarım durumu için eşit olduğu kabul edilirse sistemdeki basınç farkı,

$$\Delta P_0 = C(Q_1 + Q_2)$$

$$= 2CQ_1$$

olarak bulunur.

Şekil 5.12' de A noktası ile B ve C noktası, F noktası ile D ve E noktası arasındaki basınç farklarının tüm sistemde oluşan basınç farkına oranla oldukça küçük olması nedeni ile ihmal edildiğinde her bir hattaki basınç farkı,

$$\Delta P_0 = \Delta P_1 = \Delta P_2$$

olmaktadır.

Sistem üzerindeki ve her bir hattaki basınç farkı değişiminin her durumda birbirine eşit olması gerekmektedir.

1 numaralı hattaki kontrol vanasının tam açık pozisyonda, 2 numaralı hattaki kontrol vanasının ise kapalı pozisyonda olduğu durum için, sistem üzerinde oluşan basınç farkı değişimi,

$$\frac{\Delta P'}{\Delta P_0} = \frac{C Q_1'}{2 C Q_1}$$

1 numaralı hattaki basınç farkı değişimi ise,

$$\frac{\Delta P_1'}{\Delta P_1} = \frac{C_1 Q_1'^2}{C_1 Q_1^2}$$

olarak bulunur.

Her iki basınç farkı oranı birbirine eşitlenerek sistemde olması gereken debi değişimi,

$$\frac{Q_1'}{2 Q_1} = \frac{Q_1'^2}{Q_1^2}$$

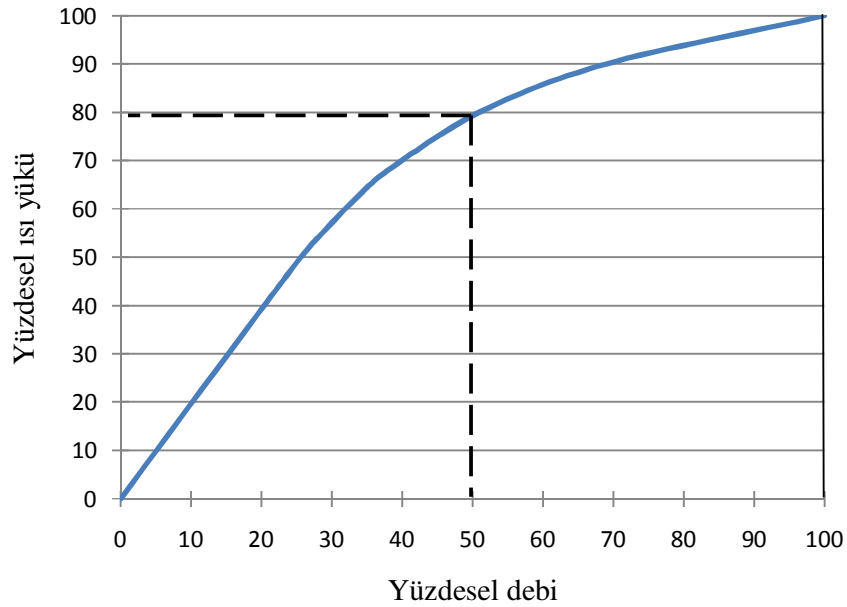
$$\frac{Q_1'}{Q_1} = 0,5$$

olmaktadır.

Bu durumda 1 numaralı hattan geçmesi gerekenden % 50 daha az debi geçtiği görülmektedir. Bu hattaki klima santralinin tam yükte çalışmasına rağmen % 50 debi

düşümü oluşması durumunda ısıtma yükünün, daha önceden sistemdeki klima santralleri için çıkarılmış olan debi-ısı yükü eğrisi göz önüne alındığında % 79' a düştüğü görülmektedir. Bu oranda bir debi düşümü için, ısıtılan hacmin istenilen konfor şartları sağlanamayacaktır.

Bu dengesizlik yalnızca yukarıda anlatılan özel durum için geçerli olduğundan ortak pompa kullanımının uygun olduğu kabul edilebilir.



Şekil 5.13 Debi düşümünün ısı yüküne etkisi

Değişken devirli pompa kullanılarak, basma yüksekliğinin debi ile doğru orantılı olarak değişmesi durumunda, mevcut sabit devirli pompa kullanılması durumuna göre büyük ölçüde enerji tasarrufu elde edilmektedir.

Denklem 5.1 kullanılarak farklı devir sayılarındaki pompa güçleri birbirine oranlanırsa,

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\frac{Q_1 \times k_1 \times Q_1^2}{\eta_1}}{\frac{Q_2 \times k_2 \times Q_2^2}{\eta_2}}$$

olur ve basınç farkı debi ile doğru orantılı değiştiğinden,

$$\frac{k_1 \times Q_1^2}{k_2 \times Q_2^2} = \frac{Q_1}{Q_2}$$

pompa gücündeki değişim,

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2} \frac{\eta_2}{\eta_1} \quad \dots (5.27)$$

olarak bulunur.

Şekil 5.14' de, 2 ve 21 numaralı klima santrali hattını besleyen 6 numaralı pompanın, daha önce çıkarılan pompa ve sistem karakteristiği eğrileri kullanılarak, hattın basınç farkının debi ile doğru orantılı değiştiiği durumda Ocak ayı için pompa devri ve verimi gösterilmektedir.

Ocak ayı için debi miktarı,

$$\begin{aligned} Q_{\text{ocak}} &= 0,38 \times 8 \\ &= 3,04 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

basma yüksekliği ise,

$$\begin{aligned} H_{\text{m,ocak}} &= 0,38 \times 6 \\ &= 2,3 \text{ mSS} \end{aligned}$$

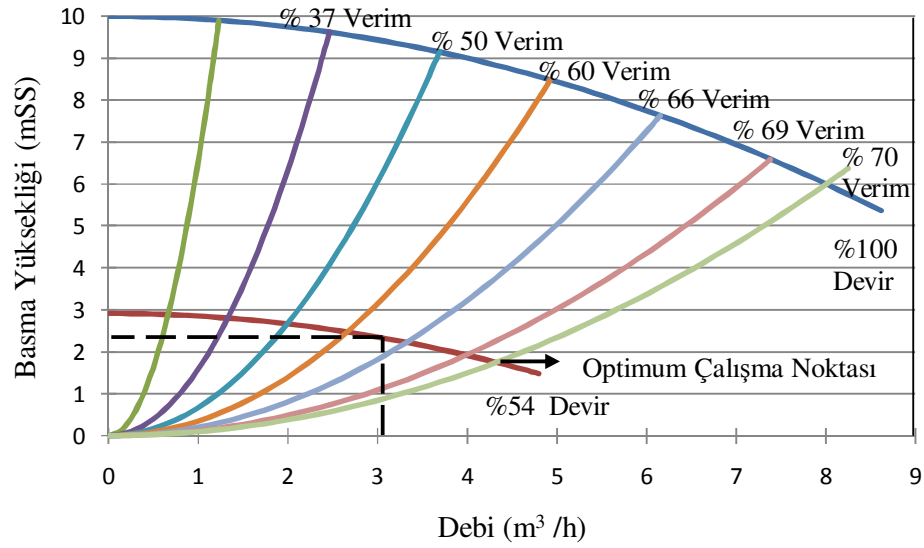
bulunur.

Ocak ayındaki debi ve basma yüksekliği değerleri için pompa %64 verim ve % 54 devirde çalışmaktadır. Bu devirdeki optimum debi değeri 4,3 m³/h' dir. Kritik debi ise,

$$\begin{aligned} Q_{\text{kritik}} &= 0,40 \times 4,3 \\ &= 1,72 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

olarak hesaplanır.

Bu durumda çalışma noktasındaki debi değeri uygun olmaktadır.



Şekil 5.14 Basma yüksekliğinin debi ile doğru orantılı değişmesi durumu

Çalışılan devirdeki elektrik motoru ve frekans değiştirici verimleri daha önce bahsedildiği gibi şekil 5.6' daki grafiklerden yaklaşık olarak,

$$\eta_{\text{motor}} = 0,84$$

$$\eta_{\text{FD}} = 0,92$$

olarak bulunur.

Diğer aylarda oluşan debi değerleri için bulunan pompa, motor ve frekans değiştirici verimleri tablo 5.17' de gösterilmektedir.

Tablo 5.17 Aylara göre pompa, motor ve frekans değiştirici verimleri

	Verim		
	Pompa 6 (%)	Elektrik Motoru (%)	Frekans Değiştirici (%)
Ocak	64	84	92
Şubat	63	84	92
Mart	60	82	90
Kasım	56	80	88
Aralık	63	84	92

Ocak ayı için verim değerleri kullanılarak elektrik hattından çekilen güç denklem 5.17 ile,

$$P_{\text{elektrik}} = 0,04 \text{ kW}$$

olarak hesaplanır.

Bir aylık süredeki enerji tüketimi ise,

$$\begin{aligned} E_{\text{elektrik}} &= P_{\text{elektrik}} \times 24 \text{ saat} \times 30 \text{ gün} \\ &= 29 \text{ kWh} \end{aligned}$$

bulunur.

Her ay için aynı şekilde yapılan hesaplamalar sonucu bulunan değerler tablo 5.18' de verilmiştir.

Tablo 5.18 6 numaralı pompa için basınç farkının debi ile doğru orantılı değiştiği durumdaki aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 6					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	3,04	2,3	64	54	1,72	29
Şubat	2,72	2,04	63	50	1,6	22,6
Mart	2,24	1,7	60	45	1,44	17,3
Kasım	1,92	1,5	56	42	1,34	15,2
Aralık	2,72	2,04	63	50	1,6	22,6
					Toplam	107 kWh

Çalışılan bölgedeki tüm pompalar için benzer hesaplamalar yapılmış olup bulunan değerler aşağıdaki tablolarda gösterilmiştir.

Tablo 5.19 4 numaralı pompa için basınç farkının debi ile doğru orantılı değiştiği durumdaki aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 4					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	3,04	2,3	64	54	1,72	29
Şubat	2,72	2,04	63	50	1,6	22,6
Mart	2,24	1,7	60	45	1,44	17,3
Kasım	1,92	1,5	56	42	1,33	15,2
Aralık	2,72	2,04	63	50	1,6	22,6
					Toplam	107 kWh

Tablo 5.20 8 numaralı pompa için basınç farkının debi ile doğru orantılı değiştiği durumdaki aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 8					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	8,8	4,18	64	54	4,98	148,7
Şubat	7,82	3,74	63	50	4,6	120,2
Mart	6,44	3,08	60	45	3,14	89,6
Kasım	5,52	2,64	56	42	3,82	73,9
Aralık	7,82	3,74	63	50	4,6	120,2
					Toplam	553 kWh

Tablo 5.21 10 numaralı pompa için basınç farkının debi ile doğru orantılı değiştiği durumdaki aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 10					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	16,7	3,8	64	54	9,46	256,6
Şubat	15	3,4	63	50	8,8	209,6
Mart	12,3	2,8	60	45	7,92	156
Kasım	10,6	2,4	56	42	7,37	129,2
Aralık	15	3,4	63	50	8,8	209,6
					Toplam	961,2 kWh

Tablo 5.22 12 numaralı pompa için basınç farkının debi ile doğru orantılı değiştiği durumdaki aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 12					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	7,6	3,04	64	54	4,3	93,4
Şubat	6,8	2,72	63	50	4	76
Mart	5,6	2,24	60	45	3,6	56,7
Kasım	4,8	1,92	56	42	3,3	46,8
Aralık	6,8	2,72	63	50	4	76
					Toplam	349 kWh

Tablo 5.23 14 numaralı pompa için basınç farkının debi ile doğru orantılı değiştiği durumdaki aylara göre enerji tüketimi değerleri

Aylar	Pompa 14					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _{kritik} (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	16	4,6	64	54	9,1	297,6
Şubat	14,3	4,08	63	50	8,4	239,7
Mart	11,8	3,36	60	45	7,62	179,1
Kasım	10,1	2,88	56	42	7,02	147,6
Aralık	14,3	4,08	63	50	8,4	239,7
					Toplam	1104 kWh

Sabit devirli ve değişken devirli pompa kullanımı sonucu aylara göre oluşan enerji tüketiminin karşılaştırılması ve toplam enerji kazancı tablo 5.24' de verilmiştir.

Tablo 5.24 Basma yüksekliğinin debi ile doğru orantılı olması durumunda oluşan enerji kazancı

Aylar	Enerji Tüketimi (Sabit Devirli Pompa) (kWh)/ay	Enerji Tüketimi (Değişken Devirli Pompa) (kWh)/ay	Enerji Kazancı (%)
Ocak	4772	854,3	
Şubat	4772	691	
Mart	4772	517	
Kasım	4772	428	
Aralık	4772	691	
Toplam	23859 kWh	3181,3 kWh	86

Tablodan da görüldüğü gibi basma yüksekliğinin debi ile orantılı olarak değişeceği şekilde değişken devirli pompa kullanımı ile sistemden % 86 oranında enerji kazancı elde edilmiştir.

5.2.2.1 Basınç Farkının Debi ile Orantılı Değişmesi Durumunda Değişken Devirli Merkezi Pompa Kullanılması

Isıtma sisteminde tüm klima santralleri için değişken devirli merkezi pompa kullanımında seçilecek olan pompanın, daha önce de bulunduğu gibi basması gereken debi miktarı,

$$Q = 145 \text{ m}^3/\text{h}$$

basma yüksekliği ise,

$$H_m = 12 \text{ mSS}$$

olmaktadır.

Bu debi ve basma yüksekliği değerleri için kısım 5.2.1.1' de çıkarılmış olan pompa ve sistem karakteristiği eğrileri kullanılarak aylara göre oluşan pompa devri ve verimleri bulunur.

Ocak ayı için debi miktarı,

$$\begin{aligned} Q_{\text{ocak}} &= 0,38 \times 145 \\ &= 55,1 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

basma yüksekliği ise,

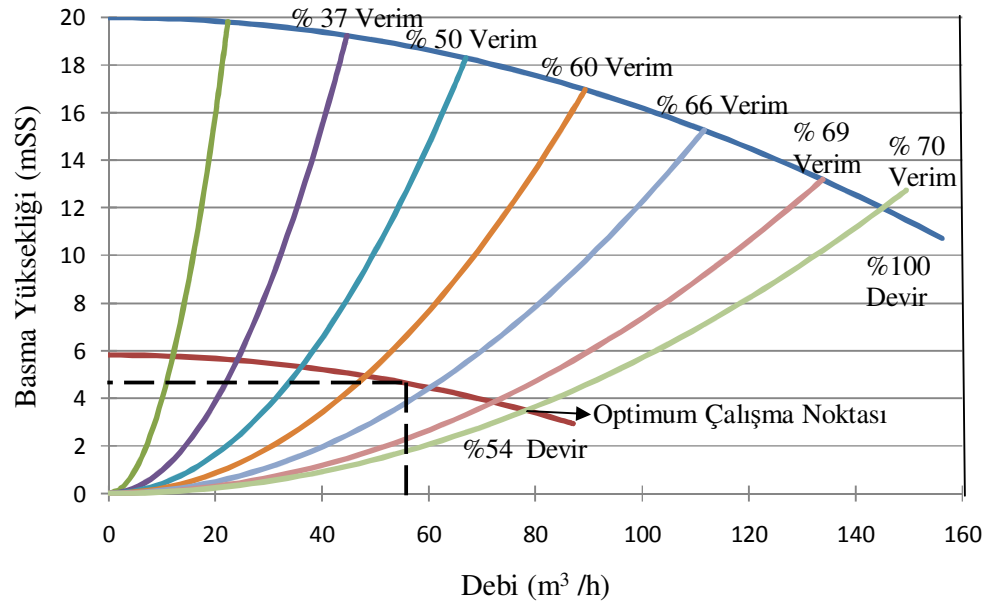
$$\begin{aligned} H_{m,\text{ocak}} &= 0,38 \times 12 \\ &= 4,6 \text{ mSS} \end{aligned}$$

olarak hesaplanır.

Pompa ortalama %64 verim ve % 54 devirde çalışmaktadır. Bu devirdeki optimum debi değeri $31,2 \text{ m}^3/\text{h}$ ' dir. Kritik debi ise,

$$\begin{aligned} Q_{\text{kritik}} &= 0,40 \times 31,2 \\ &= 12,48 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

bulunur.



Şekil 5.15 Basma yüksekliğinin debi ile doğru orantılı değişmesi durumu

Elektrik motoru ve frekans değiştirici verimleri daha önce anlatıldığı gibi şekil 5.6' daki grafiklerden faydalanılarak,

$$\eta_{\text{motor}} = 0,84$$

$$\eta_{\text{FD}} = 0,92$$

olmaktadır.

Elektrik hattından çekilen güç ise denklem 5.17 ile,

$$P_{\text{elektrik}} = 1,42 \text{ kW}$$

olarak hesaplanır.

Bir aylık süredeki enerji tüketimi ise,

$$\begin{aligned} E_{\text{elektrik}} &= P_{\text{elektrik}} \times 24 \text{ saat} \times 30 \text{ gün} \\ &= 1022,4 \text{ kWh} \end{aligned}$$

bulunur.

Benzer hesaplamalar diğer aylar için de yapılmış olup tablo 5.25' de gösterilmektedir.

Tablo 5.25 Değişken devirli tek pompa kullanımında aylara göre enerji tüketimi

Aylar	Pompa					
	Debi (m ³ /h)	H _m (mSS)	Verim (%)	Devir (%)	Q _k (m ³ /h)	E _{elektrik} (kWh)/ay
Ocak	55,1	4,6	64	54	31,2	1022,4
Şubat	49,3	4,08	63	50	29	826,3
Mart	40,6	3,36	60	45	26,1	616,2
Kasım	34,8	2,88	56	42	24,2	508,4
Aralık	49,3	4,08	63	50	29	826,3
					Toplam	3800 kWh

Tablodan görüldüğü gibi mevcut durumdaki enerji tüketimi ile karşılaştırıldığında % 83 oranında enerji kazancı elde edilmektedir.

Tüm sistem için değişken devirli merkezi pompa kullanılması ilk yatırım maliyetini düşürmesine karşın her bir pompanın değişken devirli yapılması durumuna göre enerji tüketimi %20 artmıştır.

İncelenen her durum için oluşan enerji tüketimi değerlerinin karşılaştırılması tablo 5.26' da verilmektedir.

Tablo 5.26 İncelenen tüm durumlar için toplam enerji tüketimi değerleri

Yöntem		Toplam Enerji Tüketimi (kWh)
Sabit Devirli Pompa Kullanımı (Mevcut Durum)		23859
Her Zon İçin Ayrı Değişken Devirli Pompa Kullanımı	Basınç Farkı Sabit	13019
	Basınç Farkı Debi İle Doğru Orantılı	3181,3
Tüm Sistem İçin Değişken Devirli Tek Pompa Kullanımı	Basınç Farkı Sabit	15575
	Basınç Farkı Debi İle Doğru Orantılı	3800

5.3 Sıcak Su Dolaşım Debisi Ve Jeotermal Akışkan Tüketimi

Mevcut durumda ısıtma yüküne bağlı olarak su debisi ihtiyacı üç yollu kontrol vanaları ile ayarlanıp, pompalar sürekli olarak tam yükte çalışmaktadırlar. Üç yollu kontrol vanaları yerine iki yollu kontrol vanaları kullanılması ile de su dönüş sıcaklıkları düşmekte ve birim dolaşım suyunun bıraktığı enerji artmaktadır. Isıtma sezonu boyunca her iki durum için oluşan su tüketimi ve su dönüş sıcaklıkları tablo 5.27 ve 5.28’ de gösterilmektedir.

Tablolardan da görüldüğü gibi ısıtma suyu dolaşımı iki yollu vana kullanılan kontrol sistemine geçilmesi ile % 68 azalmaktadır. Dönüş suyu ortalama sıcaklığı ise 25 °C düşürülmektedir. Dönüş suyu sıcaklığının düşürülmesi, ana ısı kaynağı olarak kullanılan jeotermal akışkanın tüketimini de azaltacaktır. Jeotermal akışkan kullanımının azalması, hastane ısıtma sistemindeki hesabı yapılmayan diğer bölgelerin de göz önüne alınması gerektiğinden tam olarak hesaplanamaz. Ancak hastane jeotermal akışkan geliş sıcaklığının 110 °C ve dönüş sıcaklığının 60 °C civarında olduğu bilinmektedir. Jeotermal akışkanın dönüş sıcaklığının dolaşım suyu ile aynı miktarda düşmesi halinde dönüş sıcaklığı 35 °C olacaktır.

Tablo 5.27 Mevcut durumdaki su tüketimi

Aylar	Isıtma Yüğü (kW)	Su Geliş Sıcaklığı (°C)	Su Dönüş Sıcaklığı (Karışım Sonrası) (°C)	Su Dolaşımı (m ³)/ay
Ocak	2251,5	60	44,6	104400
Şubat	2086	60	47,4	104400
Mart	1768	60	49	104400
Kasım	1556,2	60	50	104400
Aralık	2086	60	47,4	104400
Toplam		60	47,7(ortalama)	522000 m³

Tablo 5.28 Değişken devirli pompa ve iki yöllü kontrol vanası kullanımı ile oluşan su tüketimi

Aylar	Isıtma Yüğü (kW)	Su Geliş Sıcaklığı (°C)	Su Dönüş Sıcaklığı (°C)	Su Dolaşımı (m ³)/ay
Ocak	2251,5	60	24	39672
Şubat	2086	60	22,3	35496
Mart	1768	60	20,6	29232
Kasım	1556,2	60	20	25056
Aralık	2086	60	22,3	35496
Toplam		60	22,1(ortalama)	164952 m³

Göz önüne alınan bölge için toplam ısıtma yüğü denklem 5.28 ile hesaplanabilir.

$$q = \dot{m}_{jeo} c_p (T_{g,jeo} - T_{d,jeo}) \quad \dots (5.28)$$

Burada,

q : Isıtma yükünü (kW),

\dot{m}_{jeo} : Jeotermal akışkanın kütleli debisini (kg/s),

c_p : Jeotermal akışkanın özgül ısısını (kJ/kg-K),

$T_{g,jeo}$: Jeotermal akışkanın geliş sıcaklığını (°C),

$T_{d,jeo}$: Jeotermal akışkanın dönüş sıcaklığını (°C)

ifade etmektedir. Ortalama ısıtma yükü 1949,5 kW alınarak, mevcut durum için jeotermal akışkanın ortalama debisi,

$$\begin{aligned}\dot{m}_{jeo} &= \frac{1949,5}{4,18(110 - 60)} \\ &= 9,33 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

ve yıllık tüketim,

$$\dot{m}_{jeo} = 120917 \times 10^3 \text{ kg}$$

olarak hesaplanır.

İki yöllü kontrol vanası kullanımında ise ortalama debi,

$$\begin{aligned}\dot{m}_{jeo} &= \frac{1949,5}{4,18(110 - 35)} \\ &= 6,21 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

ve yıllık tüketim,

$$\dot{m}_{jeo} = 80482 \times 10^3 \text{ kg}$$

bulunur.

Görüldüğü gibi jeotermal akışkan kullanımını % 33 oranında azalmaktadır. Birim metreküp jeotermal akışkanın parasal karşılığı, aynı enerjinin kullanıldığı fuel-oil fiyatından hesaplanmaktadır. 1 kg fuel-oil' in ısı enerjisi 40000 kJ/kg ve fiyatı 1,6 YTL /kg alınabilir.

Standart şartlarda jeotermal akışkan için 50 °C sıcaklık düşümü kabul edilmektedir. Bu durumda 1 m³ (1000 kg) jeotermal akışkanın sağlayacağı ısı enerjisi denklem 5.28 ile,

$$q = 209000 \text{ kJ}$$

olarak hesaplanır. Dolayısı ile 1 m³ jeotermal akışkan kullanılması, 5,23 kg fuel-oil kullanılmasına eşdeğerdir. Standart şartlarda bu durumda oluşan fiyatın % 50'sinin alındığı bilinmektedir. Böylece 1 m³ jeotermal akışkan fiyatı 4,18 YTL olmaktadır.

Mevcut durumda bulunan yıllık jeotermal akışkan tüketim değeri için, ödenmesi gereken fiyat 505433 YTL olmaktadır. İki yollu kontrol vanası kullanımı halinde ise ödenmesi gereken fiyatın 336415 YTL olduğu görülmektedir.

Sonuç olarak üç yollu kontrol vanaları yerine iki yollu kontrol vanaları kullanılması durumunda, jeotermal akışkan maliyeti % 33 oranında azaltılmıştır.

5.4 Mevcut İşletmede Yapılacak Olan Değişikliklerin Maliyet Yönünden İncelenmesi

Isıtma sistemindeki üç yollu kontrol vanalarının atlatma (by-pass) hatları iptal edilerek iki yollu hale getirilmesi mümkündür. Vanaların kontrolü için gerekli kontrol sistemi mevcut olduğundan ek bir maliyet söz konusu değildir.

Mevcut işletmedeki sabit devirli pompaların değişken devirli hale getirilmesi ve tüm sistem için değişken devirli tek pompa kullanılması durumunda, pompaların frekans değiştiricili kontrol panoları ile birlikte oluşan maliyeti tablo 5.29 ve 5.30' da verilmektedir. Verilen fiyatlar, WILO Pompa' dan alınmış olup, biri asıl diğeri yedek olacak şekilde 2 adet değişken devirli pompa için geçerlidir.

Elektriğin fiyatı 15 YKr /kW alınarak, her bir pompanın değişken devirli pompalarla değiştirilmesi durumunda, sistemin basınç farkının sabit tutulması ile yıllık elektrik enerjisi tüketimindeki kazanç 1626 YTL olmaktadır. Değişken devirli tek pompa kullanımı halinde ise, beklenen yıllık elektrik enerjisi kazancı 1243 YTL' dir.

Tablo 5.29 Tüm pompaların değişken devirli yapılması durumundaki maliyet

Pompa Numarası	Debi (m³/h)	Basma Yüksekliği (mSS)	Güç (kW)	Fiyat (YTL)
4	8	6	0,4	2066
6	8	6	0,4	2066
8	23	11	1,5	5612
10	44	10	2,2	6109
12	20	8	1,1	4727
14	42	12	4	6316
Toplam				26896

Tablo 5.30 Değişken devirli tek pompa kullanılması durumundaki maliyet

Değişken Devirli Tek Pompa Kullanımı	Debi (m³/h)	Basma Yüksekliği (mSS)	Güç (kW)	Fiyat (YTL)
	145	12	7,5	13064

Sistem basınç farkının debi ile doğru orantılı değiştii diğer durum için jeotermal enerji kazancı ile birlikte, her bir pompanın değişken devirli pompa ile değiştirilmesi halinde beklenen yıllık elektrik enerjisi kazancı 3102 YTL ve değişken devirli tek pompa kullanımı halinde ise, 3009 YTL olmaktadır.

Diğer yandan, değişken devir pompa ve iki yöllü kontrol vanası kullanılan sisteme geçilmesi ile birlikte, jeotermal akışkan tüketimindeki azalmadan kaynaklanan yıllık kazanç yaklaşık 169000 YTL' dir. Elektrik enerjisi ve jeotermal enerji kazancı birlikte göz önüne alındığında, işletme sisteminin değişken devirli pompalı ve iki yöllü vanalı sisteme dönüştürülmesinin, seçilen işletme şekline bağlı olarak, 10 gün ile 1 ay arasında kendisini geri ödediği görülür.

BÖLÜM ALTI

SONUÇLAR

Çalışmada, Dokuz Eylül Üniversitesi Uygulama ve Araştırma Hastanesi klima santralleri sıcak su dolaşım pompalarının sabit ve değişken devirli işletilmesi durumları için, pompa enerji tüketimleri araştırılmıştır. Mevcut işletme durumunda, pompaların sabit devirli olarak işletilmesi ve klima santrali su debilerinin üç yollu kontrol vanaları kullanılarak ayarlanması sonucu fazladan enerji tüketimi olduğu görülmektedir.

İki yollu kontrol vanası ve değişken devirli pompa kullanılması durumunda, pompalar sadece ihtiyaç kadar debi sağlamak ve uygulama yöntemine bağlı olarak farklı oranlarda enerji kazançları elde edilmektedir.

Değişken devirli pompa kullanılan ısıtma sistemlerinde geleneksel yöntem hattın basınç farkının sabit tutulmasıdır. Bu yöntem ile mevcut durumdaki her bir pompanın değişken devirli pompalar ile değiştirilmesi durumunda, % 46 oranında enerji kazancı elde edilmiştir. Tüm sistem için, pompa çıkış basıncı yüksek tutularak değişken devirli merkezi pompa kullanımı ile ilk yatırım maliyetinin düşürülmesine karşılık, enerji kazancı % 35' e düşmüştür.

Isı yükü ve debi ihtiyacının azalması ile birlikte, klima santrali ve boru hatları üzerindeki basınç düşümü de azalmaktadır. Bu durum göz önüne alınarak sistemin basınç düşümünün debi ile orantılı değiştiği işletme durumu ayrıca araştırılmıştır. Değişken devirli pompaların basınç farkı, debi ile orantılı değişecek şekilde işletildiği durum için, yıllık enerji kazancı % 86 olmaktadır. Bu işletme durumu için değişken devirli merkezi pompa kullanılması halinde ise yıllık enerji kazancının %83 olduğu görülmektedir.

Değişken devirli pompa kullanılması, ilk yatırım maliyetini artırmakla birlikte, yıllık elektrik giderini önemli oranda düşürmektedir. Uygulanacak olan yöntem, enerji kazancı ve maliyet açısından incelenip sistem için en uygun olacak şekilde seçilmelidir.

Ayrıca iki yöllü kontrol vanaları kullanımı durumunda dolaşım suyunun dönüş sıcaklığının düşürülmesi ile jeotermal akışkanın da dönüş sıcaklığı düşürülerek, yıllık jeotermal akışkan tüketimi % 33 oranında azaltılmaktadır.

Elektrik enerjisi ve jeotermal enerji kazancı birlikte düşünüldüğünde, mevcut durumdaki sabit devirli pompaların her birinin değişken devirli pompa ile değiştirilmesi ya da tüm sistem için değişken devirli merkezi pompa kullanılması durumları için, işletme yöntemine bağlı olarak pompa ilk yatırım maliyetlerinin 10 gün ile 1 ay arasında karşılandığı görülmektedir. Isıtma sisteminde yapılacak olan değişiklikler ile enerjinin optimum şekilde kullanılabilmesinin yanında yatırım maliyetleri de çok kısa bir süre içerisinde karşılanabilmektedir.

Bu kazançların elde edilmesi ve sistemin kontrolünün en iyi şekilde sağlanması için, sistem karakteristiğine ve klima santrallerinin debi ihtiyacına bağlı olarak uygun kontrol vanaları seçilip, sistemin hidrolik dengelemesinin en iyi şekilde yapılması gerekmektedir. Bu sayede optimum pompa gücünde çalışarak istenilen konfor şartlarının sağlanması mümkün olmaktadır.

KAYNAKLAR

ASHRAE. (1997). *Fundamentals Handbook*. Atalanta: 1791 Tullie Circle, N.E/ GA 30329-2305

ASHRAE. (1999). *HVAC Applications Handbook* . Atalanta: 1791 Tullie Circle, N.E/ GA 30329-2305

ASHRAE. (2000). *Systems and Equipment Handbook* . Atalanta: 1791 Tullie Circle, N.E / GA 30329-2305

Chan, J. A. (2007). Control Valve Selection and Sizing Engineering Desing Guidelines. *Practical Engineering Guidelines For Processing Plant Solution* (6th ed.) içinde (1-60). Washington, DC: KLM Technology Group

Değirmenci, M. (1999). *Otomatik Kontrol Vanaları*. 01 Şubat 2008, http://www.3l.com.tr/images/ars1/otomatik_kontrol_vanalari.pdf

Emerson Prosess Management (2005). *Control Valve Handbook* (4th ed.). U.S.A: Fisher Controls International LLC

Ertöz, A. ve Duymuş, E. (2001). Değişken Devirli Pompa Seçimi. *MMO*, 40-49

Genceli, O. F. ve Parmaksızoğlu, İ. C. (2007). *Kalorifer Tesisat (4.Baskı)*. İstanbul: MMO Yayınları.

Kılıç, V. (1998). *Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Hidrolik Dengelenmesi*. İstanbul: Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Küçüka, S, ve Musaoğlu, E. (2007). Kalorifer Tesisatında Hidrolik Dengesizliğin Radyatör Debileri ve Isı Aktarımlarına Etkisi. *MMO* , 35-45

Küçüka, S. (2006). The Thermal Effects Of Some Control Logics Used In GDHS. *Applied Thermal Engineering*, 27 (2007), 1495-1500

Onur, E. (2003). *Dokuz Eylül Üniversitesi Uygulama ve Araştırma Hastanesi Soğutma Grubu Çalışma Şartlarının İncelenmesi*. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi

Wang, S. ve Burnett, J. (2000). Online Adaptive Control For Optimizing Variable Speed Pumps Of Indirect Water-Cooled Chilling Systems. *Applied Thermal Engineering*, 21 (2001), 1083-1103