



Böylece tesisat maksimal debi altında çalışmaya başlar. Hem ısıtma rejimi yavaşlatıldığı halde pompanın enerji tüketiminin olabildiğine artması gibi çelişkili bir durumla karşılaşılır, hem de tesisatın gürültü seviyesi can sıkacak ölçüde yükselir. Oysa tesisatla değişken hızlı bir pompa kullanılırsa geceleyin ısıtma rejiminin yavaşlatılması sırasında manometrik basma yüksekliğinin azaltılması olanağı sağlanır. Böylece hem tesisattaki gürültü seviyesi düşer, hem de pompanın enerji tüketimi azalır.

\* Bu yazı Chaud-Froid -Plomberie dergisinin Ekim 1993 tarihli 551. sayısından alınmıştır.

### **3. ZAYIF YÜKLE ÇALIŞMA SIRASINDA MANOMETRİK BASMA YÜKSELİĞİNİN AZALTILMASI**

Gidiş suyu sıcaklığı sabit olan değişken debili ısıtma tesislerinde zayıf yükte çalışma sırasında iki yollu otomatik vanaların çoğunluğu kapanır. Bu gibi durumlarda pompa manometrik basma yüksekliğinin azaltılması en mantıklı çözüm yoludur. Böyle yapılırsa pompanın enerji tüketimi hissedilir şekilde azalır. Çünkü pompanın enerji tüketimi manometrik basma yüksekliği ile debinin çarpımına bağlıdır.  $H \times Q$  çarpımında gerek H manometrik yüksekliği gerekse Q debisi azaldığı için pompanın enerji tüketimi de düşer. Oysa sabit hızlı bir pompadan yararlanılması durumunda debi azaldığı halde manometrik basma yüksekliğinde artış gözlenir. Ancak iki yollu otomatik vanaların ÇOĞUNLUĞU'nun kapandığını söylemiştik. Problemin düğüm noktası budur. Vanaların %50'si kapansa öteki %50'si tam yükte çalışmaya devam etse yük ortalama olarak %50 oranında azalır. Pompa manometrik yüksekliğinin bu koşullarda azaltılması tam yüke gereksinme duyan vanalarda tam yük altında çalışmayı olanaksız hale getirir.

Şekil 1'de görülen A noktası pompa karakteristik eğrisi ile şebeke karakteristik eğrisinin kesim noktasıdır. Maksimal yük koşulları altında çalışma rejimini nitelendiren bu noktada bütün otomatik vanalar tam olarak açıktır.

Sabit hızlı bir pompadan yararlanılması halinde bazı vanaların kapanması çalışma rejimini değiştirir; yeni çalışma noktası örneğin B konumunu alır. Değişken hızlı bir pompa kullanılmış olsa aynı debinin elde edilmesi için manometrik basma yüksekliğinin D'ye indirilmesi sağlanabilirdi. Ancak bütün otomatik vanalar tam açık konumda kalmayacağı için bu durum gerçekleştirilemez. Bu durumun sonucu olarak, manometrik basma yüksekliği bir C noktasına kadar azalabilir. C noktası tesisatın orta kesimindeki diferansiyel basıncın pompanın enerji gereksinimi EC/EB oranında azalmış olur. Ancak pompa verimiyle elektrik motoru ve değişken frekanslı jeneratör gurubunun verimi azalacağı için bu oran geçeceği tam olarak yansıtılmaz.

Bir ısıtma tesisatında pompanın manometrik basma yüksekliği azaltılırken gidiş suyu sıcaklığının artırılması yoluyla bu kaybın telâfi edilmesi uygun görünmektedir. Zayıf yükte çalışma sırasında bu yol benimsenmelidir. Gidiş suyunun sıcaklığı dış ortam koşullarına göre ayarlanırken bu özellik de dikkate alınmalıdır. Tesisatın otomatik bir regülatörle yönetilmesi durumunda pompa manometrik basma yüksekliğinin değişimi de ayarlama bileşenleri arasına alınmalıdır. Bu yapılmazsa regülatör uygun bir ısıtma eğrisini ne kadar arasa da asla yakalayamaz. Örneğin tesisatın ilk kez çalıştırılması sırasında olduğu gibi ağır yükte çalışma konumunda manometrik basma yüksekliği maksimal düzeyine erişebilir, diğer hallerde ise minimal seviyelere kadar inebilir. Sadece kısa bir süre uygulanacağı için bu gibi durumlarda pompa hızının daha fazla artırılması olanaklıdır.

Ayarlama vanaları yararlı diferansiyel basınç en düşük değerinde olduğu zaman maksimal hesap debisine yol verecek biçimde tasarlanmış olursa manometrik basma yüksekliğinin debiye bağlı olarak düşürülmesi farklı şekilde gerçekleştirilebilir. Bu değişkenlik VANA YÜK KAYIP KARAKTERİSTİĞİ ile ilgilidir. Ayarlama vanalarında bu karakteristiğin nasıl bir anlam taşıdığı aşağıda açıklanmıştır.

### **AYARLAMA VANALARINA İLİŞKİN YÜK KAYIP KARAKTERİSTİĞİ**

Bir ayarlama vanasında açık konumdaki yük kaybının kapalı konumda iken vanaya uygulanan maksimal basınca oranı YÜK KAYIP KARAKTERİSTİĞİ deyimiyile tanımlanır.

$$\beta = \frac{\Delta p V_n}{\Delta p_1}$$

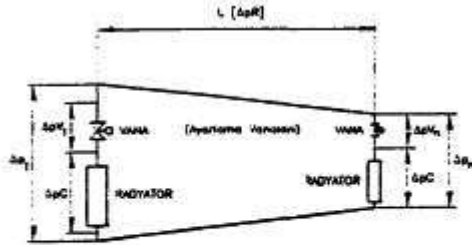
Oranı aracılığı ile tanımlanan bu kavramda:

$\Delta p V_n$ : Tam açık konumda iken hesaplanan miktarda debinin geçişine izin veren bir vanada oluşan yük kaybını;

$\Delta p_1$ : Kapalı konumda iken vanaya uygulanan maksimal basıncı;

$\beta$ : YÜK KAYIP KARAKTERİSTİĞİ'ni göstermektedir.

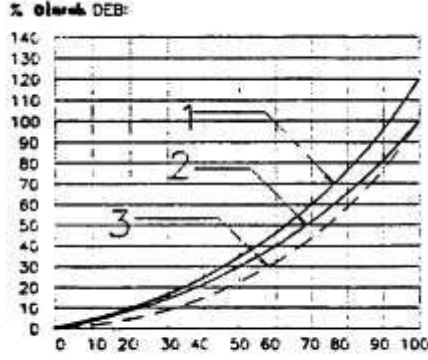
Pompa manometrik yüksekliğinin öyle seçilmesi gerekir ki, en uygunsuz çalışma koşullarında bile her ayarlama vanasında yeterli düzeyde bir  $\beta$  katsayısı sağlanabilmelidir. Şekil 2'de tanımlanan genel prensip şemasında birinci ve sonuncu çevrimlerdeki yararlı basıncın hesap koşullarında  $\Delta p_1$  ve  $\Delta p_n$  olduğu varsayımında bulunalım. Örneğin  $\Delta p$ , basıncı sabit tutulursa bütün otomatik vanaların tümü birden kapandığı zaman  $\Delta p_n$  ve  $\Delta p V_n$ , basınçları  $\Delta p_1$  değerini alır. En uygunsuz çalışma koşulu budur. Bu gibi durumlara ender olarak rastlandığı için 0.25 düzeyindeki bir YÜK KAYIP KARAKTERİSTİĞİ'nin genellikle yeterli olduğu düşünülür. Vananın yük kayıp karakteristiği bu değerden daha küçük olursa regülatör oransal ayarlama bandının bir hayli genişletilmesi zorunlu doğar, bu durumun sonucunda ayarlama işleminin duyarlılığı azalır. Kapalı çevrim durumunda PI veya PID tipinde bir regülatörün tümsel bileşeni oransal bileşen tarafından yaratılan farkın %50 oranındaki bölümünü tümleme zamanının üç katı düzeyinde olan bir süre sonra telâfi edebilir.



Şekil 2. n sayıda çevrimi bulunan bir ısıtma tesisatı şebekesine ilişkin prensip şeması

Ortam sıcaklığının ayarlanması sırasında gereken tümleme süresi 20 dakika seviyesindedir. Bundan dolayı kalan farkların büyük olması durumunda bu farkların uzun süre devam etmesi önlenemez. Regülatörlerin oransal ayarlama bandının azaltılması bu nedenle zorunludur. Bu da otomatik vanaların uygun özelliklere sahip olması ve YÜK KAYIP KARAKTERİSTİĞİ'nin yeterince büyük olmasıyla ancak mümkündür.

Çoğu zaman da boyutları hesap yoluyla belirlenen otomatik vanalar piyasada bulunmamakta ve böyle durumlarda tesisata daha büyük boyutlu vanalar monte edilmektedir. Tesisatın ilk kez çalıştırılması sırasında ayarlama vanalarının büyük çoğunluğu açık olduğu zaman, daha rahat koşullarda çalışan radyatörlerin debisi artarken olumsuz koşullarda çalışan radyatör debilerinde azalış gözlenmekte, toplam dağıtım debisi üretim debisiyle bağdaşmamaktadır. Bundan dolayı, bir dengeleme vanasından yararlanılması yoluyla ayarlama vanası debisinin kısılması zorunludur. Bu kısıtlama işleminin ayarlama vanasının karakteristiği üzerinde nasıl etkili olduğu Şekil 3'te açıklanmıştır.



Şekil 3. Maksimal debinin sınırlandırılması yoluyla ayarlama vanası karakteristiğinin değiştirilmesi olanaklıdır.

Dengeleme vanası olmadığı zaman otomatik vananın tamamen açılması halinde debinin %22 oranında arttığı görülmekte  $\beta=0,34$  düzeyindeki bir YÜK KAYIP KARAKTERİSTİĞİ vana karakteristiğinde oluşan gerçek deformasyonu belirtmektedir. Tesisatta bir ayarlama vanası bulunsa da  $\beta$  katsayısı değişmez.  $\beta$  YÜK KAYIP KARAKTERİSTİĞİ esas olarak ayarlama vanasının seçimine bağlıdır. Dengeleme vanasının yeri belirlendikten ve gerekli ayarlar yapıldıktan sonra uygun debi değerlerinin elde edilmesi olanağı sağlanır. Otomatik vananın karakteristiği zayıf yük değerlerinde değişmez. Çünkü böyle durumlarda dengeleme vanasında oluşan yük kaybı önemsenmeyecek ölçüde küçüktür. Buna karşılık debi değerleri arttığı zaman otomatik vananın karakteristiği ideal teorik hale yaklaşır. Dengeleme vanası ayarlama karakteristiğini düzeltmeye başlar. 1 sembolü VANASIZ karakteristik eğrisini; 2 sembolü YANALI karakteristik eğrisini, 3 sembolü ise TEORİK karakteristik eğrisini göstermektedir.

Aşağıda vereceğimiz örnekler gidiş suyu sıcaklığı sabit olan tesislerle ilgilidir. Borulardaki yük kaybı,

$\Delta p_R=65$  kilo pascal (kPa) olarak hesaplanmıştır. Vana yük kayıp karakteristiğinin minimal değeri  $\beta=0,25$  düzeyindedir. Tamamen açık konumdaki dengeleme vanası dahil sonuncu ünitelere ilişkin hesapsal yük kaybı 10 (kPa) a eşittir. **SABİT HIZLI POMPALARDAN YARARLANILMASI HALİ**

Şekil 4 bu durumla ilgilidir. Yük değerleri zayıf olduğu zaman pompanın manometrik basma yüksekliği 20 (kPa) artar. Hesap koşullarında 107 (kPa) değerine eşit olan  $\Delta p_1$  basıncı bu nedenle 127(kPa) düzeyine yükselir.  $\Delta p_1$  Basıncının hesap değeri;

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_C + \Delta p_R + 20 \cdot B}{1 - B}$$

formülü aracılığı ile belirlidir. Sayısal verilerle,

$$\Delta p_1 = \frac{10 + 65 + 20 \cdot 0.25}{1 - 0.25} = 106,66 \cong 107 [\text{kPa}]$$

sonucu elde edilir. İlk çevrimde ayarlama vanasının,

$$\Delta p = 107 - 10 = 97 [\text{kPa}]$$

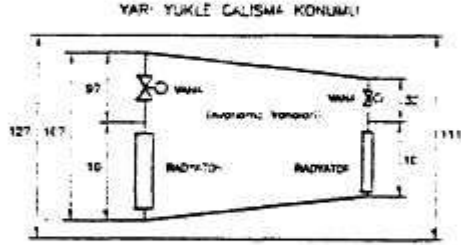
düzeyinde bir yük kaybı oluşturması gerekir. Bu vana devamlı olarak 1'e yakın bir yük kayıp karakteristiği ile çalışır. En düşük yük kayıp karakteristiği sonuncu çevrime ait olup,

$$B = \frac{32}{127} = 0.25$$

değerindedir. Pompanın bağıl enerji tüketiminin belirlenme amacıyla,

$$P = \frac{K \cdot \Delta p_1 \cdot Q}{\eta_p \cdot \eta_m}$$

formülünden yararlanacağız.



Şekil 4. Sabit hızlı bir pompadan yararlanması durumunda zayıf yükte çalışırken pompanın  $\Delta p$  basıncı bütün çevrimlerde artar.

- P : Pompanın bağıl enerji tüketimini;
- K : 0.00673 değerine eşit olan bir referans katsayısını;
- $\Delta p_1$  : Pompanın manometrik basma yüksekliğini
- Q : Çalışma rejimini belirleyen oransal debi yüzdesini;
- $\eta_p$  : Pompa verimini;
- $\eta_m$  : Devrim motoru verimini göstermektedir.

Tam yükte çalışması halinde debinin tümü kullanıldığı için oransal debi yüzdesi  $Q = 100$ 'e eşittir. Tam yükte çalışma halinde pompanın

$\Delta p_1 = 107$  [kPa] düzeyinde bir manometrik basma yüksekliği ürettiğini biliyoruz. tam yüke ilişkin verim katsayıları

$\eta_p = 0.80$  ve  $\eta_m = 0.90$   
ise, pompanın bağıl enerji tüketimi;

$$P = \frac{0.00673 \times 107 \times 100}{0.80 \times 0.90} = 100$$

olur .

Yarı yükte çalışma halinde debi yarıyarıya azalacağı için oransal debi yüzdesi  $Q = 50$ 'dir. Yarı yükte çalışırken pompanın manometrik basma yüksekliği 20 [kPa] artarak  $\Delta p_1 = 127$  [kPa] değerine yükselmektedir. Yarı yüke ilişkin verim katsayıları,

$$\eta_p = 0.65 \text{ ve } \eta_m = 0.86$$

---

ise pompanın bağıl enerji tüketimi,

$$0.00673 \times 127 \times 50$$

$$P = \frac{\quad}{0.65 \times 0.86} = 76.45$$

$$0.65 \times 0.86$$

değerine iner. Pompanın bağıl enerji tüketiminde,  
 $100 - 76.45 = 23.55$

puanlık bir azalma olmaktadır. Tam yükte çalışma rejiminden yarı yükte çalışma rejimine geçildiği zaman enerji tüketiminde gerçekleşen ekonomi bu kadardır.

Yarı yük halindeki pompa veriminin  $\eta_p = 0.65$  değerine elektrik motoru-frekans konvertisörü veriminin  $\eta_m = 0.75$  değerine eşil olduğu varsayılmıştır. Görüldüğü gibi pompa manometrik basma yüksekliğinin daha düşük olmasına rağmen bağıl enerji tüketiminde yüksek düzeyli bir azalış sağlanabilmiş değildir. Tam yükte çalışma rejiminden yarı yükte çalışma rejimine geçilmesi durumunda pompanın bağıl enerji tüketiminde,  $100.15 - 69 = 31.15$

puanlık bir azalma olmaktadır. Üstelik bu tüketimler sabit hızlı bir pompa ile gerçekleştirilen tüketimlerle hemen hemen aynıdır.

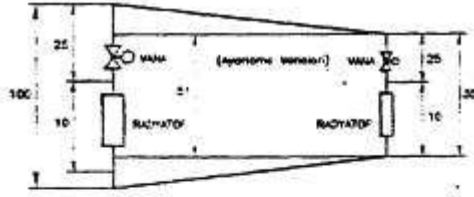
Şekil 6'da pompanın  $\Delta p_1$  manometrik basıncının son çevrimde sabit kaldığı varsayımı yürütülmüştür. Manometrik basma yüksekliği formülü tıpkı bundan önceki halde olduğu gibidir.

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_C + \Delta p_R}{1-\beta}$$

formülü yine aynı,

$$\Delta p_1 = \frac{10+65}{1-0.25} = 100 \text{ [kPa]}$$

değerini verir. Ancak bütün ayarlama vanalarının hesabında aynı diferansiyel basınç değerinin dikkate alınması gereği vardır. Zira, zayıf yükte çalışma halinde yararlı  $\Delta p$  basıncı bütün çevrimlerde aynı maksimal düzeyine erişir. Örneğin sabahları tesisatın ilk kez



Şekil 6.

çalıştırılması sırasında 1 çevrimi 35 [kPa] lık bir basınç için hesaplanmış olduğu halde 100 [kPa] lık maksimal basıncın etkisi altında kalır. Bu yüzden debi değeri aşırı ölçüde artar. Debi diferansiyel basıncın kare köküyle orantılı olduğu için, debi artım oranı,

$$100 \times \sqrt{\frac{100}{35}} - 100 = \%69$$

değeriyle belirlidir. Bu debi fazlası boru donanımında ek yük kayıpları oluşturur. Bunun sonucu olarak, değişken hızlı pompa maksimal hızlı dönme devinimi yaptığı halde sonuncu çevrimlerde yeterli basınç sağlayamaz. Bu gibi durumlarda debilerin hesap değerlerinden büyük olması kesinlikle önlenmelidir. Bu amaçla otomatik vanaya uygulanan diferansiyel basıncın sabit düzeyde tutulmasını sağlayan bir diferansiyel basınç regülatöründen yararlanılabilir. Böylece hem otomatik vananın yük kayıp karakteristiği yükselir hem de debi artımı basıncın  $\Delta p_1$  in seçimi aşamasında dikkate alınması zorunluğu vardır. Şekil 7'de tesisatın ilk ve son çevrimlerinde aynı  $\beta$  yük kayıp karakteristiğinin gerçekleştiği varsayımı yürütülmüştür. Teorik halde, pompalar tarafından minimal düzeyde bir enerji tüketimi yapılması için birinci ve sonuncu çevrimlere ilişkin en büyük kayıp karakteristilerinin birbirlerine eşit olması gerekir. Diferansiyel basınç dengeleme armatürü ile sonuncu çevrim arasında bırakılması en uygun olan açıklık,



$$x = \frac{B}{1+B} = \frac{0.25}{1+0.25} = 0.2$$

olmak koşuluyla x.L çarpımıyla belirlidir. L sembolü boru donanımının uzunluğunu göstermektedir.

Bu durumda,

$$\Delta p_M = \frac{\Delta p_C + \Delta p_R}{1-B} = \frac{10+0.2 \times 65}{1-0.25} = 30.66 \text{ [kPa]}$$

olmak koşuluyla, pompanın manometrik basma yük-sekliği>

$\Delta p_1 = \Delta p_M + (1-x) \cdot \Delta p_R = 30.66 + (1-0.2) \cdot 65 = 82.66 \text{ [kPa]}$  değerine eşit olur. Bununla birlikte, tesisatın ilk kez çalıştırılması sırasında debilerin aşırı artmasının önüne geçilemez. Şekil 6'da görüldüğü gibi dinamik bir dengeleme yapılması gerekir. Debi artım oranı,

$$100 \times \sqrt{\frac{82.66}{30.66}} - 100 = \%64.19$$

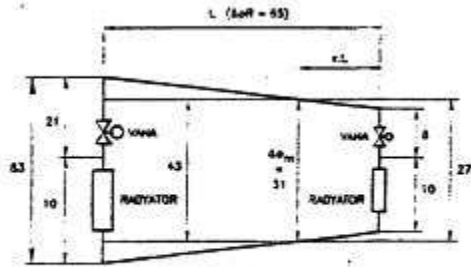
düzeyindedir.

Şekil 8'de  $\Delta p_1$  manometrik basıncının tesisatın orta kesiminde sabit tutulduğu varsayımı yürütülmüştür.

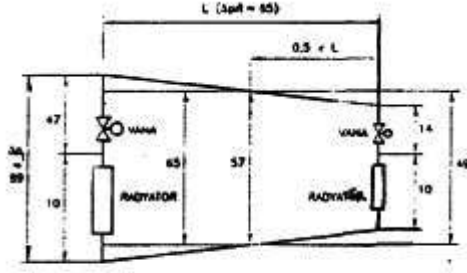
Pompanın  $\Delta p_1$  basıncı

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_C + \Delta p_R \cdot (1-0.5 \cdot B)}{1-B} = \frac{10+65 \cdot (1-0.5 \times 0.25)}{1-0.25} = 89.16 \text{ [kPa]}$$

değeriyle belirlidir. Şekil 7'de tanımlanan prensip şemasına oranla pompaların bağıl tüketimi artmakta ise de tesisatın ilk kez çalıştırılması sırasındaki debi değerlerinin aşırı şekilde artması büyük oranda önlenmektedir.



Şekil 7



Şekil 8

Debi artım oranı,

$$100 \times \frac{\sqrt{89.16}}{57} - 100 = \%25$$

düzeyine indirgenmiş durumdadır. Böyle geçici bir debi artımına izin verilebilir. Tesisatın normal dengeleme vanaları aracılığı ile hesap koşullarında çalışabilecek şekilde dengelenmesi mümkündür.

Tesisatın ilk ve son çevrimlerinde aynı B yük kayıp karakteristiğinin sağlanması halinde tam yük durumundaki bağıl enerji tüketimi,

$$p = \frac{0.00673 \times 82.66 \times 100}{0.80 \times 0.84} = 82.78$$

değeriyle, yarı yük durumundaki bağıl enerji tüketimi,

$$p = \frac{0.00673 \times 43.50}{2 \times 0.60 \times 0.60} = 40.19$$

değeriyle belirlidir. Enerji tüketiminde büyük oranda azalma sağlanmaktadır. Şekil 7 bu durumla ilgilidir.

Pompa basıncının son çevrimde sabit tutulması durumunda [Bakınız Şekil 6] tam yük halindeki bağıl enerji tüketimi,

değeriyle belirlidir. Enerji tüketiminde büyük oranda azalma sağlanmaktadır. Şekil 7 bu durumla ilgilidir.

Pompa basıncının son çevrimde sabit tutulması durumunda (Bakınız Şekil 6) tam yük halindeki bağıl enerji tüketimi,

$$p = \frac{0.00673 \times 100 \times 100}{0.80 \times 0.84} = 100.15$$

değeriyle, yarı yük halindeki bağıl enerji tüketimi,

$$p = \frac{0.00673 \times 51 \times 50}{0.60 \times 0.65} = 44$$

değeriyle bellidir.

Şekil 8'de tanıtıldığı pompa basıncının tesisatın orta kesiminde sabit tutulması durumunda, tam yük haline ilişkin bağıl enerji tüketimi,

$$p = \frac{0.00673 \times 89.16 \times 100}{0.80 \times 0.84} = 89.29$$

değerine, yarı yük haline ilişkin bağıl enerji tüketimi ise

$$p = \frac{0.00673 \times 65 \times 50}{0.60 \times 0.67} = 54.40$$

değerine eşittir.

## İRDELEME

Değişken hızlı pompaların yaygın olarak bilinen en önemli özelliği sabit düzeyde bir manometrik basma yüksekliği sağlanmasına olanak vermesidir. Değişken hızlı pompalar genellikle tesisatın orta kesimindeki diferansiyel basıncın sabit tutulması amacıyla kullanılır. Böyle bir uygulama zayıf yükte çalışma halinde gürültülerin azalmasını sağladığı gibi bir yandan da pompanın enerji tüketimini düşürür. Ancak, pompalar tarafından tüketilen enerjinin bir ısıtma tesisatında toplam ısıtma dönemi boyunca ancak %2 oranına eşit olduğu gözden uzak tutulmamalıdır. Üstelik pompalar tarafından tüketilen enerji kayıp enerji değildir. Bu enerji suyun ışımasına yardımcı olur. Gidiş suyu sıcaklığı sabit olan tesislerde pompalar tarafından tüketilen enerjinin toplam enerji tüketimi içindeki payı %2'den en az %15'e yükselir.

Bir önemli olgu da şudur. Bir ısıtma tesisatında değişken hızlı pompalar kullanılması hidrolik denge sorunlarını çözmeye yetmez. Su debileri düzgün dağılımlı değilse pompanın hızı değişse de dağılımın düzelmesi mümkün olmaz. Uygun koşullarda çalışan çevrimlerde debi değerleri artar, buna karşılık uygunsuz koşullarda çalışan çevrimlerde debi değerleri azalır. Üretim debisi ile dağıtım debisi birbirleriyle uyummadığı için özellikle tam yükte çalışma sırasında beklenen su sıcaklıkları elde edilemez.

Özetle, değişken hızlı pompalar kullanılsa da kullanılması da ısıtma tesislerinde uygun bir su dağılım dengesinin sağlanması her zaman zorunludur.