

Makale

Hüseyin BULGURCU
Nadir İLTEN
Okan KON

Abstract:

As it known, circulation pump estimation methods at the TS 2164 Heating System Design Guidelines are based on the standards set in Germany in the 1940s. These calculations are based on experimental (empirical) equations is done with only one operating point (a flow and a pressure value) refers to. Yet today's heating systems have become very dynamic due to the changes in the system pressure by means of the flow adjustment valves, thermostatic valves and different fluid temperatures. Therefore, flow problems have to be solved by scientific methods at the new heating systems. Similarly, the use of variable speed pumps instead of fixed speed pumps is useful in terms of energy efficiency.

In this study, circulating pump operating point was to investigate whether efficiency at the building heating system made in accordance with TS 2164. Again, this study compared different calculation methods of the pressure loss.

Key Words:

TS 2164, System Pressure Curves, Pump Selection, Energy Efficiency.

Merkezi Isıtma Yapılan Bir Binadaki Su Dolaşım Pompasının Sistem Eğrileri Yardımıyla Optimum Seçimi ve Hesaplama Yöntemlerinin İncelenmesi

ÖZET

Bilindiği gibi TS 2164 Kalorifer Tesisatı Proje Hazırlama Esasları Standardı'ndaki pompa seçimleri 1940'lı yıllarda Almanya'da oluşturulan standarda dayanmaktadır. Bu hesaplamalar deneye dayalı (ampirik) bağıntılar ile yapıldığından yalnızca bir çalışma noktasını (bir debi ve bir basınç değeri) ifade etmektedir. Hâlbuki günümüz ısıtma sistemlerinde kullanılan debi ayar vanaları, termostatik vanalar ve farklı akışkan sıcaklıklarında çalışma durumları nedeniyle sistemdeki basınç değişimleri oldukça dinamik hale gelmiştir. Dolayısıyla ısıtma sistemlerindeki akış problemlerinin daha yeni ve bilimsel yöntemlerle çözülmesi gerekmektedir. Yine seçilen pompaların enerji verimliliği yönünden sabit devirli yerine değişken devirli olmasında yarar bulunmaktadır.

Bu çalışma, ısıtma tesisatı TS 2164'e göre yapılan bir binadaki dolaşım pompasının sistem eğrisi yardımıyla bulunan çalışma noktasına göre uygun verimde olup olmadığını araştırmak amacıyla yapılmıştır. Yine bu çalışmada farklı basınç kaybı hesaplama yöntemleri karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: TS 2164, Sistem Basınç Eğrileri, Pompa Seçimi, Enerji Verimliliği.

1. GİRİŞ

Ekonomik ve sosyal kalkınmanın önemli girdilerden biri enerjidir [1]. Bu girdiyi azaltmak için, pompa sistemleri, yüksek enerji tasarrufu potansiyel alanlarından biridir. Amerikan Hidrolik Enstitüsü'nde yapılan bir çalışmada, gelişmiş ülkelerde tüketilen enerjinin, %20'sinin pompalar tarafından tüketildiği belirtilmektedir. Bu enerjinin %30'u sistemin iyi tasarımı ve uygun pompa seçilmesi ile tasarruf edilebilir. Bir pompa sisteminin maksimum verimde çalışması, yalnız iyi bir pompa tasarımına dayanmaz. Aynı zamanda tüm sistemin iyi tasarımı ve çalışma şartlarına dayanır [2].

Kalorifer tesisatında hem iyi ısınma ve hem de elektrik enerjisi tüketimi yönünden pompaların ayarları önemlidir. Uygulamada, mühendisler tarafından pompaları, ısıtma emniyeti düşüncesiyle gereğinden çok daha büyük kapasiteli seçilir.

Pompa verimi genel olarak; pompanın suya verdiği hidrolik gücün pompanın miline verilen mekanik güce oranıdır [3]. Teorik olarak santrifüj pompaların verimleri aşağıdaki gibi sınıflandırılır:

- Küçük güçte pompalarda $\eta_p = 0,40 - 0,60$
 - Orta güçte pompalarda $\eta_p = 0,60 - 0,75$
 - Büyük güçte pompalarda $\eta_p = 0,75 - 0,85$
- arasında değişir [4].

Motor-pompa setinin verimi son derece önemlidir. Yüksek verim değerleri ve pompalanan akışkanın hacmi başına olabildiğince en düşük enerji tüketimi amacı için, motorun ve pompanın seçimi önemlidir [5].

Pompalarda enerji tüketimini azaltmak için; pompa debisi ve basınç farkları olabildiğince düşük olmalıdır, pompaların verim oranları olabildiğince yüksek olmalıdır. Enerji tüketimini azalmak için aynı zamanda tasarımda olabildiğince düşük basınç farklılıkları muhafaza etmek önemlidir [6]. Pompalar, genellikle giriş-çıkış basıncı ve akış oranı temelinde kontrol edilir [7].

Pompa verimi iyi olsa bile enerji israfına yol açan bazı uygulamalar vardır. Tek pompa ile verimli olarak çalışan bir pompaya debiyi arttırmak amacı ile paralel ikinci bir pompa bağlandığında; tesisattaki boru kayıplarının aşırı derecede artması sonucu ikinci pompanın faydası minimum düzeyde olacaktır [8]. Pompalar tesisat sisteminin kalbidir. Seçimleri bütün maliyet bileşenlerini doğrudan etkilerler [9]. Verimli pompa sistemleri tasarlanması, ömür boyu maliyetin, uzun zaman dilimi içerisinde düşmesini sağlayacak yapıyı oluşturur [10]. Ömür Boyu Maliyet (ÖBM) kavramı artan enerji tüketiminin analiz edilmesi ve sistemlerin enerji verimliliğinin artırılması amacıyla geliştirilmiş bir kavramdır. ÖBM kavramı içeriğindeki bileşenler yardımı ile enerji verimliliği ve tasarrufu yönünde önemli iyileştirmeler sağlanmaktadır. ÖBM kavramı geleceğe dönük bir değerlendirmeye olanak vermektedir [9].

Şimdi bir pompa üreticisi, sirkülasyon pompalarının enerji etkinliğini göstermek için bir enerji sınıflandır-

ması geliştirdi. Ölçümü yapılan pompanın yıl başına harcadığı KW saat, ölçekte A'dan G'ye kadar bir değerle belirlenir. A, düşük enerji tüketimini ve G, yüksek tüketimini gösterir. Beklentimiz, sektörde zaman içerisinde düşük verimli pompaların yerini daha az enerji harcayan pompalara bırakmasıdır [11].

Ülkemizde ısıtma sistemleri projelendirilirken şu nedenlerden dolayı sistem seçimi %20 ila %30 civarında ihtiyacın üzerinde seçilmektedir:

- 90 °C/70 °C su rejimine göre $T_{ort} = 80$ °C için yapılan seçimler uygulamada bu değerlere çıkmadığı ve maksimum sıcaklık dereceleri 60°C/40°C aralığında kalmaktadır.
- Sıcaklık farkları projelerde $\Delta T = 20$ °C alınmakta, uygulamada büyük pompa seçiminden dolayı $\Delta T = 10$ °C civarında kalmaktadır.
- Şehirlerin dış sıcaklıkları 1950'lerden önceki meteorolojik değerlere dayanmaktadır. Gerçi Temmuz 2011'de TS 2164'te yapılan değişikliğe göre "Projelendirme dış hava sıcaklığı, her bölge için 10 senelik meteorolojik dış sıcaklıklarının aritmetik ortalamasıdır. Bölge için düzeltilmiş sıcaklık değerleri Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü ilgili birimlerinden temin edilerek kullanılmalıdır" şeklinde düzeltme yapılmakla birlikte birçok proje bürosunda eski alışkanlıklar devam etmektedir [12].
- Dış hava sıcaklıklarını sabit almak yerine yük hesaplamaları "derece-gün" değerlerine göre yapılmalıdır. Örnek olarak Balıkesir il merkezinde sıcaklığın -6 °C/-3 °C aralığında tekrarlanma sıklığı 68 saat/yıl'dır. En yüksek değer 6 °C/9 °C aralığında olup 1013 saat/yıl'dır [13].

Isıtma sisteminin büyük seçilmesi sadece ilk yatırım masraflarını arttırmakla kalmaz, kalorifer kazanlarının düşük yükte/sıcaklıkta çalıştırılması verimlerini düşürmektedir. Ayrıca sirkülasyon pompası, besleme hava/brülör fanlarının işletme masrafları da artmaktadır. Örnek olarak tesisattaki su debisinin %20 büyük seçilmesi basınç kayıplarını %44 arttırmaktadır. Çünkü basınç kayıpları hızın karesiyle doğru orantılı olarak artmaktadır.

Makale

Yine son yıllarda radyatör gruplarına yaygın olarak takılan termostatik radyatör vanaları ısıtma tesisat basınç kayıplarını oldukça etkilemektedir. Konstrüksiyona bağlı olmakla birlikte 6 °C'den 40°C'ye kadar oda sıcaklığını kontrol ederler. Oda ayarlanan sıcaklığa ulaştığında su akışı kestiği için sistemde diğer radyatörlere giden su miktarı artar, sistem basınç kayıpları eğrisi her radyatör kapandığında değişir. Debi azalırken basınç kayıpları yükselir (Şekil 1).

2. SICAK SULU SİSTEMLERDE BORU ÇAPI HESABI

Pompaların hacimsel debisi sistemin toplam ısı yükü tarafından belirlenir. Debinin birimi [litre/s] olarak ele alınır,sa,

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho C \Delta T 3600} \quad (1)$$

ifadesi ile bulunur. Burada:

- \dot{Q} = Sistemin toplam ısı yükü [kcal/h]
- C = Suyun özgül ısı [kcal/kg°C]
- ρ = Suyun yoğunluğu [kg/lt]
- ΔT = Isıtıcılara su giriş ve çıkış sıcaklıklarının farkı [°C]

Pompa ısıtma sistemlerinde toplam basınç için aşağıdaki ifade bulunur:

Pompanın basıncı;

$$H_p = \Sigma(LR) + \Sigma Z \text{ (mmSS)} \quad (2)$$

olacak şekilde seçilmelidir. Emniyette çalışma için bu basınca %10 ilave yapılır. Kazan dairesi kayıpları dikkate alınmadıysa, hesaplanan basınç 300-800 mmSS kadar artırılır. Bu basınç artırımını, kapasitenin büyüklüğü de dikkate alınarak yapılır.

$$H_p = (\Sigma(LR) + \Sigma Z) 1,1 \text{ (mmSS)} \quad (3)$$

$$H_p = \Sigma(LR) + \Sigma Z + (300 \sim 800) \text{ (mmSS)} \quad (4)$$

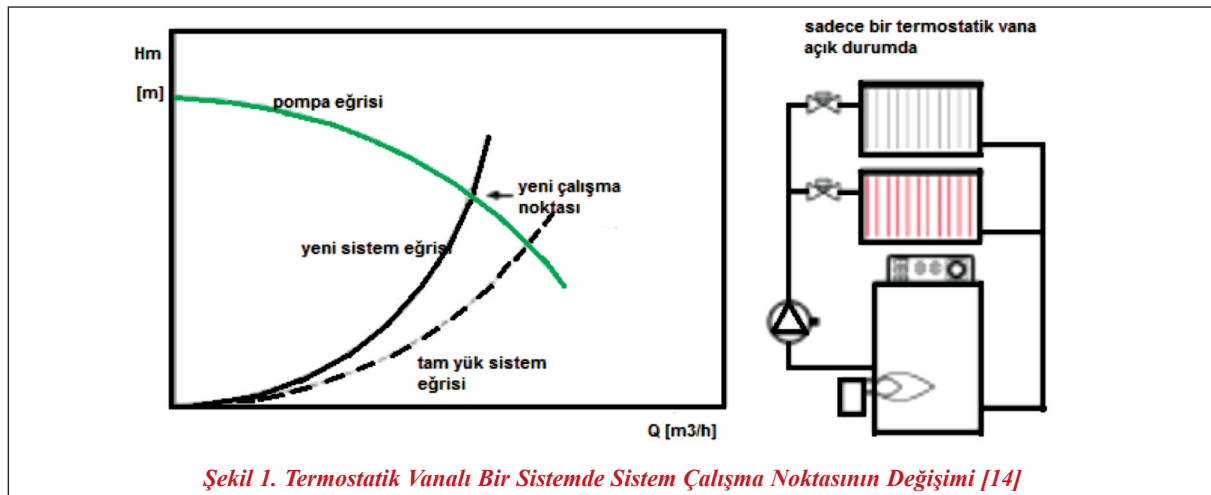
Uygulamada özellikle büyük tesislerde pompa basıncına %50'ye varan eklemeler yapılmaktadır [15].

3. BORULARDA BASINÇ KAYIPLARI VE POMPA SEÇİMİ

Borularda akış kayıplarını hesaplamak için en kullanışlı formüllerden biri Darcy-Weisbach denklemidir (Darcy eşitliği olarak da bilinir).

$$H_L = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (5)$$

Pratikte buna rağmen sürtünme faktöründeki artış bilinmez ve akış hızları değiştiğinden dolayı sabit kabul edilemez. Sürtünme kaybının bulunması ile ilgili birçok kartlar ve diyagramlar bulunmaktadır. Fakat Moody Diyagramı bu alanda çok geniş kullanıma sahiptir. Reynolds sayısı 2.000'in altında ise akış katmanlıdır (laminar). Katmanlı akışta sürtünme faktörü, pürüzlülükten bağımsız olarak sadece Reynolds sayısına bağlıdır. Bu, diyagramın sol tarafında aşağıya doğru düz bir çizgi olarak gösterilmiştir. Sadece katmanlı akış için;



Şekil 1. Termostatik Vanalı Bir Sistemde Sistem Çalışma Noktasının Değişimi [14]

$$f = 64/Re \quad (6)$$

Bu değer Reynolds sayısı 2.000 ile 4.000 arasında olduğundan akış kararsız bir bölgededir ve diyagram kullanılamaz.

Reynolds sayısı arttığında akış tedirgin (türbülanslı) olmaya başlar. Diyagramda sağa yatay olarak tamamen tedirgin bölgeye gelindiğinde, sürtünme faktörü Reynolds sayısından bağımsız hale gelir. Bu bölge, diyagramda kesikli çizgiler halinde ayrılmıştır. Sadece bu bölge için sürtünme faktörü, hızın değişmesi ile değişmez ve basınç kayıpları eğrisi doğru bir parabol olacaktır.

Tedirgin tam gelişmiş pürüzsüz bir boru akımında sürtünme faktörü ile Reynolds sayısı arasındaki deneysel olarak bulunan bağıntı Blasius Formülü olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibidir:

$$f = \frac{0,316}{Re^{1/4}} \quad (7)$$

Pürüzlü borular için deneysel olarak bulunan sürtünme faktörü, Reynolds sayısı ve bağıl pürüzlülük arasındaki bağıntı da aşağıda verilmiştir ve Colebrook Bağıntısı olarak adlandırılır.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (8)$$

Boru akımları için sürtünme faktörü, Reynolds sayısı ve bağıl pürüzlülük arasındaki ilişki, pürüzlü ve pürüzsüz borular, katmanlı ve tedirgin akışlar için deneysel veriler kullanılarak elde edilen Moody Diyagramı ile verilir.

Yerel kayıpları boyutlandırılan, kayıp katsayısı diye adlandırılan boyutsuz bir katsayı (K), tanımlanır. Bu katsayı ile dinamik basınç yükünün çarpımı yerel basınç yük kaybını verir.

$$H_L = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (9)$$

Pratikte yerel kayıplar, kayıp katsayısına denk gelen ek boru uzunluğu olarak da dikkate alınır. Kayıp katsayısı ile denk geldiği ek uzunluk arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir.

$$K \frac{V^2}{2g} = 4f \frac{L_e}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (10)$$

$$L_e = K \frac{D}{4f} \quad (11)$$

Bir bağlantı elemanın eşdeğer uzunluğu, aynı basma kaybını veren düz boru uzunluğu olarak tanımlanır ve sıkça kullanılır [16].

$$H_k = H_{k,sürekli} + H_{k,yerel} = 4f \frac{(L + L_e)}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (12)$$

Kalorifer tesisatında DIN 2440 normuna uygun dikişli siyah demir borular (kalorifer boruları) kullanılır. Konutlarda PPRC borular da yaygın olarak kullanılmaktadır. Villa tipi konutlarda dekoratif görünmesi nedeniyle bakır borular da kullanılabilir. Siyah demir borular ve bakır borular için sürtünme diyagramları bulunmakla birlikte PPRC boruların hesaplanması için yeterli hesaplama verileri mevcut değildir. Özellikle aynı anma çapına göre iç çapları siyah demir borulardan küçük olduğu için basınç kayıpları üç kat yüksek olmaktadır [17].

3.1. Sistem Basıncı

“Sistem basıncı” verilen herhangi bir debide sistemin toplam basıncıdır. Sistem basıncı, statik basınç ve dinamik basınçtan oluşur.

Statik Basınç: Statik basınç, sistem basıncının bir parçası olup akış debisine bağlı değildir. Şunları kapsar:

1. Sıvı seviyesinde yükselti olarak ortaya çıkan potansiyel yükseklik.
2. Sıvı basıncında artış olarak ortaya çıkan basınç yüksekliği.

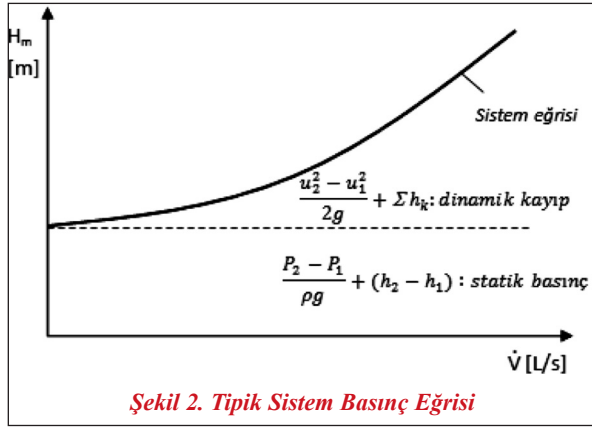
Dinamik Basınç: Dinamik basınç, sistem basıncının bir parçası olup akış debisine bağlı olarak değişir. Şunları kapsar:

1. Sıvı hızının değişmesini sağlayan hız yüksekliği: Birçok sistemde hız yüksekliği ihmal edilebilir.
2. Sistem bağlantı elemanlarında ve borularda türbülans ve sürtünme kayıplarıyla oluşan basınç kayıpları.

Makale

Dinamik basıncın akış debisine bağlı olarak artmasının nedeni, sistemdeki toplam basıncın akış debisine bağlı olarak artmasıdır. Genellikle tedirgin akışta, dinamik basınç yaklaşık olarak hızın karesiyle doğru orantılı olarak (parabolik) artmaktadır.

Sistem basıncı, genellikle y eksenindeki basınca karşılık x ekseninde hacimsel debi ile çizilir. Tipik bir sistem basınç eğrisi Şekil 2’de gösterilmiştir.



Pompa Verimi: Bir pompanın verimi oluşturulan akışkan gücü ile pompa giriş gücünün oranıdır. Bu aşağıdaki formülle tanımlanır.

$$\eta = \frac{P_h}{P_e} = \frac{\dot{m}gH}{EIC\cos\phi} \quad (13)$$

Burada;

- \dot{m} : akışkanın kütleli debisi [kg/s]
- g : yer çekim ivmesi [9,81 m/s²]
- H : pompa manometrik yüksekliği [m]
- E : gerilim [volt]
- I : pompa akımı [amper]
- $\cos\Phi$: güç katsayısı

3.2. Sistem İçin Pompa Seçimi

Gerekli debi bilindiğinde sistem basıncı belirlenebilir, fakat pompa performansı pompa seçilinceye dek bilinmez. Böylece uygulamada en büyük problem, sistem için en iyi pompanın seçimidir. “En iyi” kelimesi yalnızca pompa seçiminde en iyi hidrolik verimli pompanın seçilmesini ima etmez. Ayrıca pompa en ekonomik verimi sağlamalıdır.

Ekonomik pompalama sorunu oldukça karmaşık bir

dizi işlem gerektirir. Bununla birlikte pompa seçiminde genel bir kural olarak çalışma noktasının en yüksek verimi sağlayan debide olması istenir.

Sistem eğrisi, çalışma şartlarının veya kesitin zamanla değişmesiyle değişir. Genellikle boru ve bağlantı elemanlarında kireçtaşı oluşur ve iç yüzey daha pürüzlü olmaya başlar, buna bağlı olarak sürtünme katsayısı artar. Ayrıca boru ve bağlantı elemanlarında (özellikle pislik tutucularda) zamanla çökelti oluşur. Bu durum valf kapanması etkisine benzer, bağlantı elemanlarındaki basınç kayıpları ve toplam basınç artar. Böylece iyi bir pompa seçiminde çalışma noktası, en yüksek verim noktasının biraz sağ tarafında yer alır. Bundan dolayı sistem basıncı herhangi bir nedenle arttığında verim azalmaksızın çalışma noktası sola kayar.

Üretici katalogları genellikle, çeşitli çark boyutlarında ve hızlarda tatmin edici hizmet veren çeşitli pompaların seçimine imkân veren seçim kartları sunarlar. Son seçim yalnızca sistem eğrisi, pompa performans eğrisi üzerine çizilerek ve mümkün olan her ihtimal denenmek suretiyle yapılabilir.

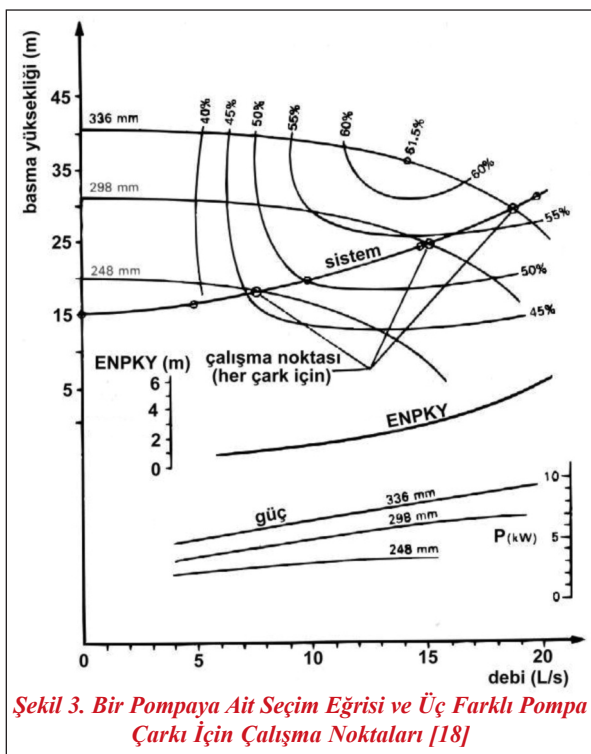
Bir pompa sürekli çalışmadığından en yüksek noktası (pik) ile ortalama hizmet noktası arasında bir fark olmak zorundadır. Şayet sistemin akış debisi düzensiz değişiyorsa bunu en yüksek debide karşılayacak şekilde pompa seçimi gerekmektedir. Buna rağmen, birçok durumda pompa için yalnızca ortalama akış seviyesi gerekmektedir ve benzeri durumlarda pompanın çalışma noktası genellikle çok ekonomik olan ortalama debiye tamamen uyar. Şekil 3’de bir pompanın seçim eğrisi ve üç farklı pompa çarkı için çalışma noktaları gösterilmiştir [18].

4. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada örnek bir binaya ait ısıtma sistemi incelenmiş olup, pompa-tesisat elemanları enerji kayıpları yönünden irdelenmiştir. Sisteme ait karakteristik özellikler aşağıda listelenmiştir: Binanın ısı yükü; 25.132 Kcal/h olup kolon şeması EK-1’de verilmiştir.

4.1. Isıtma Boru Çapı Hesabı

$$\sum LR + \sum Z = 323,9 \text{ mmSS} \quad (14)$$



Şekil 3. Bir Pompaya Ait Seçim Eğrisi ve Üç Farklı Pompa Çarkı İçin Çalışma Noktaları [18]

$$Pompa\ basıncı\ H_p = \sum LR + \sum Z + (300-500) \text{ (mmSS)} \quad (15)$$

$$H_p = 165,2 + 158,7 + 500 = 824 \text{ mmSS bulunur.} \quad (16)$$

Pompa debisi formülünden;

$$V_p = 25.132 / 20.000 = 1,25 \text{ m}^3/\text{h bulunur.} \quad (17)$$

4.2. Basınç Kaybı Hesabı

Isıtma sistemindeki boru basınç kayıpları hesabı alternatif olarak akışkanlar mekaniği prensiplerine göre yapılmıştır. Bu amaçla Şekil 4'te ara yüzü görülen Pressure Drop yazılımı kullanılmıştır. Su sıcaklığı projeye uygun olarak 80 °C alınmıştır. Dikişli siyah demir borular için iç pürüzlülük değeri 0,045 mm alınmıştır. Hesaplamalarda 80 °C'deki suyun yoğunluğu 971,8 kg/m³, özgül ısısı 1,0028 Kcal/kg alınmıştır.

Pompa debisi;

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \Delta T} = \frac{25132}{971,8 \times 1,0028 \times 20} = 1,29 \text{ m}^3/\text{h} \quad (18)$$

Tablo 1. Örnek Proje İçin Boru Çapı Hesabı Cetveli [19]

a	b	c	d	Takibi boru çapına göre						Değiştirilmiş boru çapına göre						Fark				
				e		f		g		h		i		k		l		m		n
boru parçaları	ısı miktarı	sıcaklık farkı ... C olduğuna göre ısı miktarı	Boru parçası uzunluğu	d	W	R	LR	Z	d	W	R	LR	Z	d	W	R	LR	Z	LR	Z
No	Kcal/h	Kcal/h	m	m/s	mmSS/m	mmSS	mmSS	mmSS	m/s	mmSS/m	mmSS	mmSS	mmSS	m/s	mmSS/m	mmSS	mmSS	mmSS	mmSS	mmSS
1	2678	--	8	1/2"	0.2	4.5	36	20.5	32.8											
2	5150	--	6	3/4"	0.22	3.3	19.8	2.5	5											
3	7828	--	12	1"	0.2	2.2	26.4	11.1	22											
4	18746	--	10	1 1/4"	0.28	2.8	28	8.3	32.5											
5	25132	--	11	1 1/4"	0.38	5	55	9.2	66.4											
				Toplam				165,2	Toplam	158,7										
								Hp=TOPLAM (LXR) + TOPLAM (Z) + 500 mmSS												
								Hp=165,2+158,7+500												
								Hp=824 mmSS												

Makale

Tablo 2. Örnek Proje İçin ξ Değerleri Hesaplama Çizelgesi [19]

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
Parça no	Boru çapı	Kazan veya radyatör	Kollektör giriş veya çıkışı	Pantolon parçası	S parçası	Çift dirsek (geniş)	Çift dirsek (dar)	T birleşme	T ayırma	Tkarşıt akım	T geçiş(ayırma)	T giriş (ayırma)	Boru çapının	Deve boynunu doksan	Dirsek	Şiber vana	Kolon vanası(düz)	Kolon vanası(eğik)	Radyatör ventilli(düz)	Radyatör ventilli köşe		
	3	0,5	1,5	0,5	1	2	1	1,5	3	0,5	1	1/2" 3/4" 1" 11/4" 2"	1,5 1,1 0,9 0,5 0,4	2 1,7 1,3 1,1 0,8	1,1 0,6 0,5 0,4 0,3	17 13 12 10 8	3 3 3 2,5 2,5	6,5 6 6 5	5 3 2		TOPLAM	
1	1/2"	3							1,5						6						10	20,5
2	3/4"							1	1,5													2,5
3	1"							1	1,5						2,6			6				11,1
4	11/4"	2						1	1,5						2,2	1,6						8,3
5	11/4"	3	1												4,4	0,8						9,2

Pressure Drop

Home
Online-Calculator PC
Online-Calculator Mobile
Literature
Links

SF Pressure Drop for Windows

Information
Screenshots
New in 7.0
Order
Download
FAQ
News & Bugs
Contact

Element of pipe

Group: Straight pipes | Subgroup: circular

Diameter of pipe D: 15,75 mm
Length of pipe L: 8 m

Pipe roughness: 0,045 mm

Flow medium

Flow medium: Water 80 °C
Condition: liquid (selected) / gaseous

Volume flow: 0,03894581 m³/h
Weight density: 998,206 kg/m³
Dynamic Viscosity: 1001,61 10-6 kg/ms

Additional data for
Pressure (inlet, ...)
Temperature (in ...)
Temperature (ou ...)

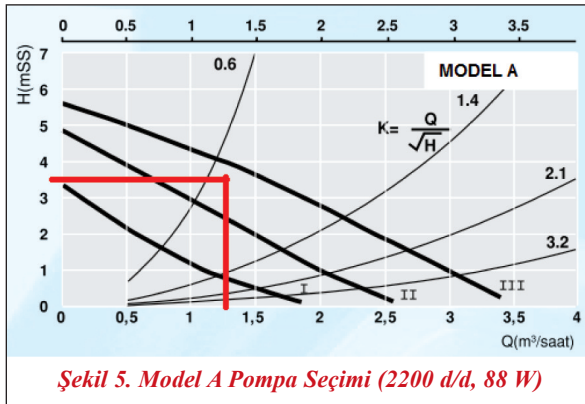
Şekil 4. Basınç Kaybı Yazılımı Pressure Drop Yazılımının Ara Yüzü [20]

Tablo 3. Basınç Kaybı Hesaplama Tablosu

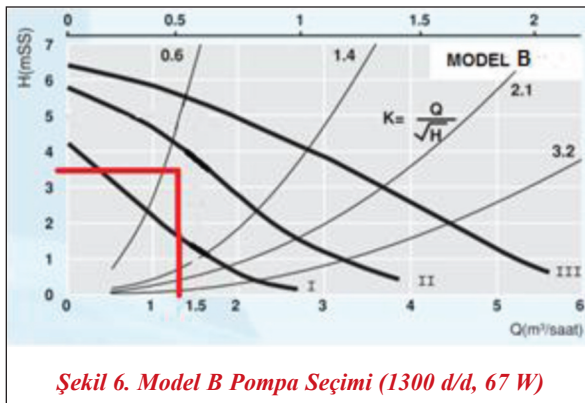
No	Isıl kapasite [kcal/h]	Debi [m³/h]	İç Çap [mm]	Hız [m/s]	Uzunluk L [m]	Basınç kaybı [mmSS]	Dinamik Kayıp [mmSS]	Toplam kayıp [mmSS]
1	2678	0,1374	15,75	0,20	8	436	18+75+23+23	575
2	5150	0,2642	21,25	0,21	6	243	9	252
3	7828	0,4016	27	0,19	12	320	8+149+20	497
4	18746	0,9618	35,75	0,27	10	321	2+241+31+26+16+482+26	1145
5	25132	1,2894	35,75	0,36	11	595	28+241+104+62	1030
							TOPLAM	3499

4.3. Pompa Seçimi

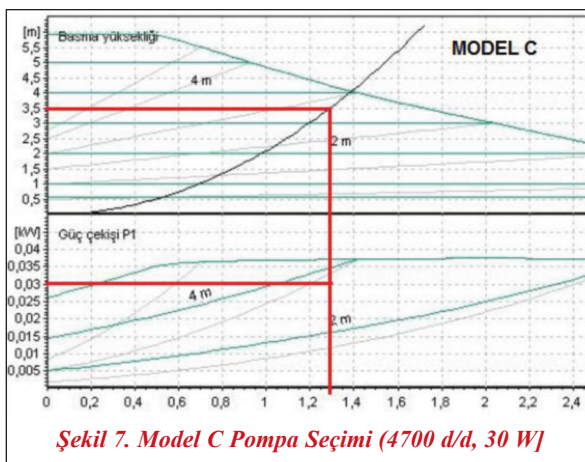
1,29 m³/h debi ve 3,5 mSS için pompa seçiminde alternatifler aşağıdaki şekillerde sunulmuştur:



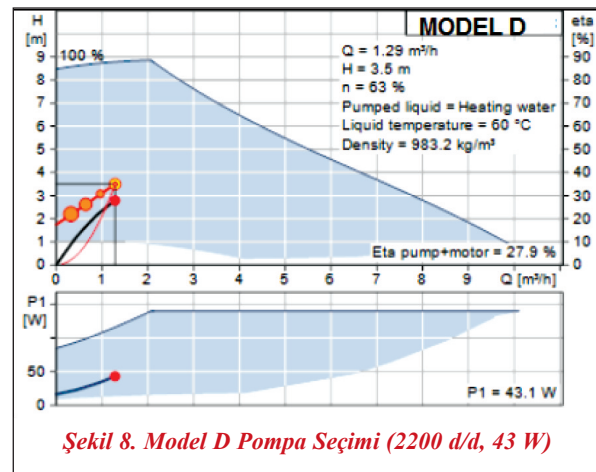
Şekil 5. Model A Pompa Seçimi (2200 d/d, 88 W)



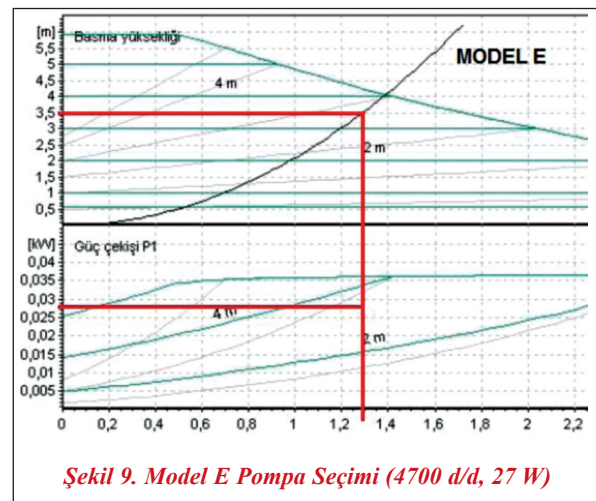
Şekil 6. Model B Pompa Seçimi (1300 d/d, 67 W)



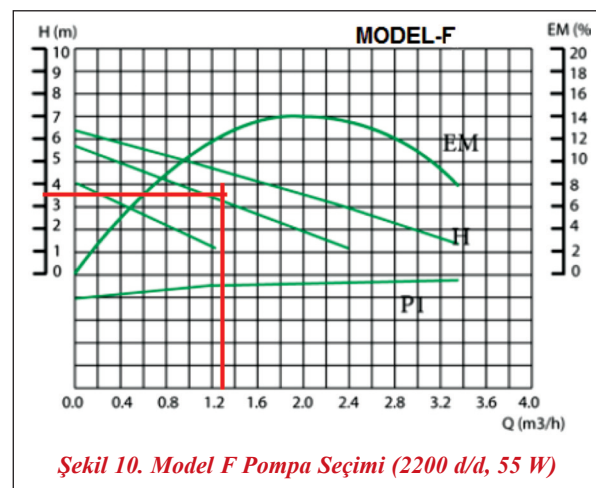
Şekil 7. Model C Pompa Seçimi (4700 d/d, 30 W)



Şekil 8. Model D Pompa Seçimi (2200 d/d, 43 W)



Şekil 9. Model E Pompa Seçimi (4700 d/d, 27 W)



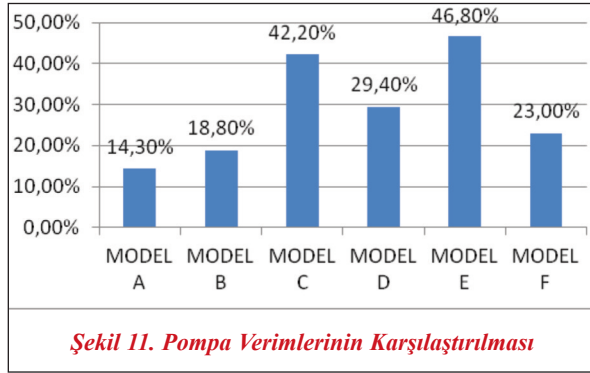
Şekil 10. Model F Pompa Seçimi (2200 d/d, 55 W)

Makale

Seçilen pompalar ve karakteristikleri;

- MODEL A: 88 W, 2200 d/d, η_p : %14,3
- MODEL B: 67 W, 1300 d/d, η_p : %18,8
- MODEL C: 30 W, 4700 d/d, η_p : %42,2
- MODEL D: 43 W, 2200 d/d, η_p : %29,4
- MODEL E: 27 W, 4700 d/d, η_p : %46,8
- MODEL F: 55 W, 2200 d/d, η_p : %23,0

En iyi verimli pompa ile en kötü verimli pompa arasında 120 günlük bir ısıtma sezonu için 214,56 kWh'lık bir enerji tüketim farkı doğmaktadır. Bunun parasal karşılığı 64,36 TL olup pompa maliyetinin yarısı kadardır. Bu pompalara ait toplam verim değerlerinin karşılaştırılması Şekil 11'de gösterilmiştir.



SONUÇ

Bu çalışmada bir referans binanın ısıtma projesi üzerinde yapılan iki farklı basınç kaybı hesaplamalarındaki farklar ortaya konmuştur. TS 2164'e dayalı hesaplama yönteminde akışkanlar mekaniğine göre debi %4 düşük, basınç ise %76 düşük hesaplanmıştır. Bu standardın hesaplama yöntemi oldukça eskimiş olup çoğunlukla deneysel ifadelerle dayanmaktadır. Minimal dış sıcaklık kavramı yerine derece-gün sayıları kullanılmalıdır. Yine boru çapı hesaplamalarında akışkanlar mekaniği temelli yeni hesaplama yöntemleri ve yazılımları kullanmak daha doğru sonuçlara ulaşmamıza olanak verecektir.

Çok fazla çeşitliliğe sahip olan tesisat elemanlarındaki yerel kayıp katsayılarının (K) bilinmesine ihtiyaç vardır. Termostatik vanalar, 2, 3 ve 4 yollu debi

kontrol vanalarının sıkça kullanıldığı ısıtma/soğutma tesisatlarında tek bir pompa-sistem çalışma noktasından söz edilemez. Bu durumda değişken devirli pompalara ihtiyaç bulunmaktadır.

Pompa seçimlerinde en ucuzu veya en yaygın kullanılanı değil en verimli pompayı seçmek hedeflenmelidir. Basit bir daire kapasitesine yakın bir projede yıllık 214,56 kWh'lık bir fark ortaya çıktığına göre büyük binalarda ve endüstriyel tesislerde 24 saat çalışan pompaların acil olarak mercek altına alınması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Yumurtacı Z., Sarıgül A.; "Santrifüj Pompalarda Enerji Verimliliği ve Uygulamaları", Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı: 122, 49-58, Mart-Nisan 2011.
- [2] Kaya D., Yağmur E. A., Yiğit K. S., Kılıç F. C., Eren A. S., Çelik C.; "Energy Efficiency in Pumps", Energy Conversion and Management, 49, 6, 1662-1673, 2008.
- [3] Sungur C., Bal G.; "Yüksek Güvenirlikli ve Hassasiyetli Bir Santrifüj Pompa Deney Standının Bilgisayar Kontrollü Olarak Geliştirilmesi", 3. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu, Ankara, 403-414, 18-20 Ağustos 2003.
- [4] Dağsöz A. K.; "Sıcak Sulu Kalorifer Tesisatı", Demirdöküm Teknik Yayınlar, No: 6, 1. Baskı, 249-267, 1988.
- [5] Larralde E., Ocampo R.; "Pump Selection Centrifugal Pump Selection Process", World Pumps, 24-28, February 2010.
- [6] Voegesang H.; "An Introduction to Energy Consumption in Pumps", World Pumps, 29-31, January 2008.
- [7] Ahonen T., Tamminen J., Ahola J., Viholainen J., Aranto N., Kestila J., "Estimation of Pump Operational State With Model-Based Methods", Energy Conversion and Management, 51, 6 1319-1325, 2010.
- [8] Ertöz, Ö. A., "Pompalarda Enerji Verimliliği", TESKON VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 8-11 Ekim 2003, İZMİR.
- [9] Konuralp O., Albayrak K.; "Pompalı Sistem

- Uygulamalarında Ömür Boyu Maliyet Yaklaşımı, IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi”, İzmir, 1327-1344, 06-09 Mayıs 2009.
- [10] Türkmen B., “Pompa Tesisatlarında Enerji Verimliliği ve Sistem Seçimi”; Pompa, Boru ve Tesisat Yaklaşımı, Tesisat Mühendisliği, Sayı:121, 5-8, Ocak-Şubat 2011.
- [11] <http://www.grundfos.com.tr/web/hometr.nsf/Webopslag/Enerji+Etiketini+Okumak+Kazan+dırır> (19.01.2013 tarihinde erişildi).
- [12] TSE 2164: 1983 “Kalorifer Tesisatı Projelendirme Kuralları”, T3: Temmuz 2011.
- [13] İsa, K., Onat, A., “İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği, Friterm Yayını, Eylül 2012.
- [14] Anonim, Pompa Teknolojisinin Temel Prensipleri-Santrifüj Pompalar, Wilo Pompa Sistemleri A.Ş., 2005.
- [15] Karakoç, Hikmet, “KTH Kalorifer Tesisatı Hesabı”, Demirdöküm Teknik Yayınları, 2006.
- [16] <http://mf.omu.edu.tr/makina/files/2011/12/BORULARDA-S%C3%9CRT%C3%9CNME%20DENEY%C4%B0.pdf> (18.01.2013 tarihinde erişildi).
- [17] Bulgurcu, H., Özmen, G.; Yaygın Olarak Kullanılan Bazı Tesisat Elemanlarındaki Basınç Kayıplarının Kuramsal ve Deneysel Olarak Hesaplanması, TESKON 2011, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, sayfa: 1973-1992, 13-16 Nisan 2011, İZMİR.
- [18] Kinski, Roger, “Uygulamalı Akışkanlar Mekaniği”, Mc Graw Hill, 1992, Avustralya.
- [19] Şimşek, E. “Isıtma Sistemleri Ders Notu”, Ç. Ü., Adana, MYO Yayınları.
- [20] <http://www.pressure-drop.com/> (17.01.2013 tarihinde erişildi).

Makale

