

**MERKEZİ ISITMA SİSTEMLERİNDE SICAK SU
HAZIRLAMA SİSTEMİNİN PERFORMANS
ANALİZİ**

**2016
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Hikmet KOÇ

**MERKEZİ ISITMA SİSTEMLERİNDE SICAK SU HAZIRLAMA
SİSTEMİNİN PERFORMANS ANALİZİ**

Hikmet KOÇ

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

Yüksek Lisans Tezi

Olarak Hazırlanmıştır

KARABÜK

Haziran 2016

Hikmet KOÇ tarafından hazırlanan “MERKEZİ ISITMA SİSTEMLERİNDE SICAK SU HAZIRLAMA SİSTEMİNİN PERFORMANS ANALİZİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Hüseyin KURT

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 15/06/2015

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)



Üye : Prof. Dr. Hüseyin KURT (KBÜ)



Üye : Doç. Dr. Yusuf ÇAY (KBÜ)



...../...../ 2016

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü





“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Hikmet KOÇ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MERKEZİ ISITMA SİSTEMLERİNDE SICAKSU HAZIRLAMA SİSTEMİNİN PERFORMANS ANALİZİ

Hikmet KOÇ

Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Hüseyin KURT

Haziran 2015, 44 sayfa

Bu çalışmada, merkezi ısıtma sistemlerinde, merkezi boyler, şofben, gibi sıcak su hazırlama sistemlerine göre birçok avantaja sahip olan kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama sisteminin farklı şebeke suyu debilerinde ve farklı merkezi ısıtma suyu sıcaklıklarında performansı deneysel olarak incelenerek, diğer sistemlere göre maliyet analizi yapılmıştır. Deneyler, 300, 400, 500 ve 550 lt/h soğuk su debilerinde ve 45, 50, 55 ve 60 °C kazan suyu sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde ters akışlı levhalı ısı eşanjöründe ölçülen soğuk ve sıcak su giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre ısı transfer hızı, ortalama logaritmik sıcaklık farkı, eşanjörün UA ve eşanjörün etkenlik değerleri hesaplanarak, sistemin ısı performansı değerlendirilmiştir. Hesaplamalardan elde edilen değerlere göre; ısı transfer hızı ve ortalama logaritmik sıcaklık farkı kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisi arttıkça artarken, ısı eşanjörünün etkenliği azalmıştır. Isı eşanjörünün UA değeri ise soğuk su debisi arttıkça artış eğiliminde olurken, kazan suyu sıcaklığının artmasıyla birlikte

azalış eğilimi göstermiştir. Kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama sisteminin birçok avantajının yanında maliyet avantajına da sahip olduğu ortaya konulmuştur.

Anahtar Sözcükler : Merkezi ısıtma sistemi, sıcak su hazırlama, boyler, kapı önü eşanjörlü su hazırlama ünitesi.

Bilim Kodu : 914.1.065



ABSTRACT

M. Sc. Thesis

PERFORMANCE ANALYSIS OF HOT WATER TREATMENT SYSTEM IN CENTRAL HEATING SYSTEMS

Hikmet KOÇ

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Hüseyin KURT

June 2015, 44 pages

In this study, among the central heating systems, performance of outdoor hot water preparation systems with heat exchanger which has many advantages over domestic hot water treatment systems like central boilers or instantaneous water heaters are investigated by experimental means for different flow rates of municipal water and different temperatures of central heating water, cost analysis are performed based on experimental results and compared with other systems. Experiments are performed for cold-water flow rates at 300 l/h, 400 l/h, 500 l/h and 550 l/h and boiler water temperatures at 45 °C, 50 °C, 55 °C and 60 °C. In experiments, a plate heat exchanger with counter current flow arrangement is used and measurements of cold and hot water inlet and outlet temperatures are used to calculate heat transfer rate, mean logarithmic temperature difference, UA values and effectiveness of exchanger and thermal performance of the system analyzed by using these values. According to calculated values, while heat transfer rate and logarithmic mean temperature

difference increase by increase of boiler water temperature and cold water flow rate, exchanger effectiveness decreases. While exchangers UA value increases with increase of cold-water flow rate, increases of boiler water temperature lead to decrease of this value. In addition to its many other advantages, in this study cost advantage of outdoor hot water treatment systems with heat exchanger are proved.

Key Words : Central heating systems, hot water treatment, boiler, outdoor hot water treatment unit.

Science Code : 914.1.065



TEŞEKKÜR

Bu tez alıŐması sűresince, yaptıđım araŐtırma ve deneylerin gerekleŐtirilmesi aŐamalarında ilgi ve desteđini esirgemeyen, yűnlendirme ve bilgilendirmeleriyle alıŐmamı bilimsel temeller ıŐıđında űkillendiren sayın hocam Prof. Dr. Hűseyin KURT'a sonsuz teŐekkűrlerimi sunarım.

Deney tesisatının kurulması ve deneylerin yapılması aŐamasında yardım aldığım Prof. Dr. Mehmet ŐZKAYMAK'a, Őđr. Gűr. Bahri AKSU'ya, Muhammed ADAR'a ve Munip Alperen ALPASLAN'a sonsuz teŐekkűrlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
1.1. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ.....	2
1.2. ÇALIŞMANIN AMACI.....	2
BÖLÜM 2	4
GENEL BİLGİLER	4
2.1. MERKEZİ ISITMA SİSTEMİ.....	4
2.2. MERKEZİ SICAK SU HAZIRLAMA SİSTEMLERİ	6
BÖLÜM 3	8
KAPI ÖNÜ SICAKSU HAZIRLAMA ÜNİTESİ.....	8
3.1. SİSTEMİN YAPISI.....	8
3.2. KAPI ÖNÜ EŞANJÖRLÜ SICAK SU HAZIRLAMA SİSTEMİ ELEMENLARI.....	10
3.2.1. Ön İzolasyonlu Ana Isı Taşıyıcı Borular	10
3.2.2. Lehimli Plakalı Isı Eşanjörü	11
3.2.3. Üç Yollu Vana Pirinç Gövde.....	13
3.2.4. Üç Yollu Vana Motoru	14
3.2.5. Akış Şalteri	15

	<u>Sayfa</u>
3.2.6. Diğer Ekipmanlar.....	16
3.2.7. Rotametre.....	19
BÖLÜM 4	21
DENEYLER VE DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	21
4.1. DENEYLER	21
4.1.1. Hesaplamalar	21
4.1.2. Deneylerin Yapılışı	24
BÖLÜM 5	32
MALİYET ANALİZİ.....	32
5.1. MERKEZİ BOYLERLİ SICAK SU SİSTEMİ.....	32
5.2. DOĞALGAZ ŞOFBENLİ SICAK SU SİSTEMİ	33
BÖLÜM 6	37
SONUÇ VE ÖNERİLER	37
KAYNAKLAR	39
EK AÇIKLAMALAR A. ÖN İZOLASYONLU PAKET BORU SERİLERİ	40
ÖZGEÇMİŞ	44

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Merkezi ısıtma sistemi.....	5
Şekil 3.1. Kapı önü sıcak su ünitesi.....	9
Şekil 3.2. Merkezi ana ısı dağıtım boruları.....	11
Şekil 3.3. Lehimli plakalı ısı eşanjörü.....	12
Şekil 3.4. Üç yollu vana pirinç gövde.....	13
Şekil 3.5. Üç yollu vana ve motoru.....	14
Şekil 3.6. Akış şalteri.....	15
Şekil 3.7. Silindirik su ısıtıcısı.....	16
Şekil 3.8. Elektrik panosu.....	17
Şekil 3.9. Kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama sisteminin sıcak su hazırlama elamanları.....	17
Şekil 3.10. Dijital prob uçlu termometre.....	18
Şekil 3.11. Kapı önü sıcak su hazırlama sistemi.....	18
Şekil 3.12. Rotametre.....	20
Şekil 3.13. Deney düzeneğinin şematik devre şeması ve elemanları.....	20
Şekil 4.1. $T_{hg}=45$ °C değerinde eşanjöre sıcak ve soğuk su giriş çıkış sıcaklıklarının soğuk su debisiyle değişimi.....	26
Şekil 4.2. $T_{hg}=50$ °C değerinde eşanjöre sıcak ve soğuk su giriş çıkış sıcaklıklarının soğuk su debisiyle değişimi.....	26
Şekil 4.3. $T_{hg}=55$ °C değerinde eşanjöre sıcak ve soğuk su giriş çıkış sıcaklıklarının soğuk su debisiyle değişimi.....	27
Şekil 4.4. $T_{hg}=60$ °C değerinde eşanjöre sıcak ve soğuk su giriş çıkış sıcaklıklarının soğuk su debisiyle değişimi.....	27
Şekil 4.5. Ters akışlı ısı eşanjörü için kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan ortalama logaritmik sıcaklık farkının soğuk su debisi ile değişimi.....	28
Şekil 4.6. Ters akışlı ısı eşanjörü için kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan UA değerinin soğuk su debisi ile değişimi.....	29
Şekil 4.7. Kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak ısı transfer hızının soğuk su debisi ile değişimi.....	30
Şekil 4.8. Kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak ısı eşanjörü etkenliğinin soğuk su debisi ile değişimi.....	31

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. Deneyleerde ölçülen ısı eşanjörüne giren ve çıkan sıcak ve soğuk su sıcaklık değerleri.	25
Çizelge 4.2. Kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağılı olarak hesaplanan ortalama logaritmik sıcaklık farkı.	28
Çizelge 4.3. Kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağılı olarak hesaplanan UA değeri.	29
Çizelge 4.4. Kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağılı olarak hesaplanan ısı transfer hızı değerleri.	30
Çizelge 4.5. Kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağılı olarak hesaplanan ısı eşanjörü etkenlik değerleri.	30
Çizelge 5.1. Merkezi boylerli sıcak su sistemi maliyeti.	33
Çizelge 5.2. Doğalgaz şofbenli sıcak su sistemi maliyeti.	34
Çizelge 5.3. Kapı önü eşanjörlü sıcak su sistemi maliyeti.	36
Çizelge Ek A.1. Ön izolasyonlu paket boru seri-1.	41
Çizelge Ek A.2. Ön izolasyonlu paket boru seri-2.	42
Çizelge Ek A.3. Ön izolasyonlu paket boru seri-3.	43

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

A	: Alan (m^2)
C	: Isıl kapasite oranı
C_c	: Soğuk su ısı kapasite debisi ($W/^\circ C$)
C_h	: Sıcak su ısı kapasite debisi ($W/^\circ C$)
\dot{m}_h	: Kütleli debi (kg/s)
\dot{Q}	: Isı transfer hızı (W)
ΔT	: Sıcaklık farkı ($^\circ C$)
U	: Toplam ısı transfer katsayısı ($W/m^2\cdot^\circ C$)
$(\Delta T_m)_{ln}$: Ortalama logaritmik sıcaklık farkı ($^\circ C$)
C_p	: Sabit basınçta özgül ısı ($kJ/kg\cdot^\circ C$)
ε	: Isı eşanjörü etkinliği
T_{hg}	: Kalorifer suyu giriş sıcaklığı ($^\circ C$)
T_{hc}	: Kalorifer suyu dönüş sıcaklığı ($^\circ C$)
T_{cg}	: Kullanım suyu giriş sıcaklığı ($^\circ C$)
T_{cc}	: Kullanım suyu çıkış sıcaklığı ($^\circ C$)

KISALTMALAR

LMTD: Log Mean Temperature Difference (Ortalama Logaritmik Sıcaklık Farkı)

NTU : Number of Transferred Units (Birim Geçiş Sayısı)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

İlk çağlardan beri insanlar çeşitli yöntemler ile dış şartlardan, özellikle soğuktan korunma çarelerini aramışlardır. Kapalı hacimlerdeki ilk ısıtma şekli, bulunan hacmin ortasında yakılan bir açık ateş ve bu hacmin tepesinde bir delik bırakılma şeklinde görülmektedir. Bu yöntem ülkemizde halen kırsal kesimde görülen ve tandır adı verilen biçimde rastlamak mümkündür.

Tarihsel belgelerden nispeten küçük hacimlerin ısıtılmasında sobaların ilk defa Çin’de ve Rusya’da kullanıldığı bilinmektedir (Genceli ve Parmaksızoğlu, 2008). Günümüzde lüks olmayan birçok binanın ısıtılmasında katı, sıvı ve gaz yakacakların kullanıldığı sobalar yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir ısı santralinde hazırlanan sıcak akışkanın istenilen ortama taşınması ile bu ortamların ısıtmasını yapmak, eski Romalılardan beri bilinen ve günümüzde merkezi ısıtma adı verilen bir tekniktir. Blok halinde yapılmış bir binadaki en uygun ısınma ihtiyacı, merkezi sistem ile karşılanır. Binadaki bir kazan dairesinde hazırlanan sıcak su, binadaki her daire veya birime ayrı ayrı gönderilir. Tesisatta dolaşan ısı taşıyıcılar en yaygın uygulama sıcak sulu sistem olmasına rağmen, özel nedenlerden dolayı, kızgın su, buhar, sıcak hava, kızgın yağ gibi akışkanlar da kullanılabilir. Merkezi ısıtma sistemleri yanında aynı kaynaktan merkezi sıcak kullanım suyu hazırlama ihtiyacı uygulanan en yaygın sistemlerdendir. Merkezi ısı kaynağından faydalanmak suretiyle ısı değiştiriciler kullanılarak hazırlanan sıcak su hesaplanan miktar ve şartlarda depolanır ve uygun çap ve standartta borular vasıtasıyla ilgili birimlere ulaştırılır. Sistemde tüketimin olmadığı durumlarda suyun kullanıma hazır olması için belli aralıklarda belli bir miktarda sıcak su sirküle ettirilir. Bu sistemin avantajları yanında oluşan dezavantajlarını ortadan kaldırmak için kullanılan birçok yöntemden biri de kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama ünitesi sistemidir.

1.1. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ

Günümüzde ısınmanın yanında sıcak kullanım suyu gereksinimi olmayan bir insan düşünülemez. Yıllardır gerek temizlik amaçlı, gerek prosesler için, konutlarda, otellerde, fabrikalarda kısaca insanoğlunun bulunduğu her yerde sıcak su hazırlanmakta ve tüketilmektedir. Lejyonella hastalığının büyük risk oluşturması, inşaat maliyetlerinin artması sonucu, mekanik odalara ayrılan hacimler küçülmüştür. Büyük şehirlerde yüksek yapıların artması, doğal su kaynaklarının azalması ve benzeri nedenler sıcak su hazırlama tekniğinde arayışları arttırmış ve dolayısıyla da teknolojik yeniliklerin ortaya çıkmasını sağlamıştır. Kullanım suyu Lejyonella hastalığından ölüm oranı %15 civarındadır. Uygun olmayan tesisat ve kullanım şartlarında sistemdeki sıcak suyun 60 °C ve üzerinde tutulmaması, kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama ünitesinin en etkili sıcak su hazırlama sistemi olduğunu göstermektedir.

1.2. ÇALIŞMANIN AMACI

Bu çalışmada, merkezi ısıtma sistemlerinde, merkezi boyler, şofben, gibi sıcak su hazırlama sistemlerine göre birçok avantaja sahip olan kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama ünitesinin farklı şebeke suyu debilerinde ve farklı merkezi ısıtma suyu sıcaklıklarında performansı deneysel olarak incelenerek, diğer sistemlere göre maliyet analizi yapılmıştır. Bu amaç için laboratuvar şartlarında bir deney düzeneği kurulmuştur. Bilindiği üzere merkezi sistemlerde sıcak su ihtiyacı ya merkezi bir boyler yardımıyla ya da her daire için şofben konulması ile karşılanmaktadır. Bu iki sistemden farklı olarak her dairenin önüne kurulacak kapı önü sıcak su hazırlama ünitesiyle birçok avantaj ve konfor elde edilmesi mümkün olabilmektedir. Kurulan deney düzeneğinde merkezi sistem kazanı yerine kullanılmak üzere elektrikli kazan imal edilmiştir. Bütün emniyet ekipmanları kazan üzerine yerleştirildikten sonra kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama sistemine kalorifer suyu bu sistemden sağlanmıştır. Kalorifer ve kullanım suyu boru hattında oksijen bariyerli polietilen plastik boru ($k=0,028 \text{ W/mK}$) kullanılmıştır. Kapı önü sıcak su hazırlama ünitesinde sıcak su kullanımını algılayan bir adet akış şalteri, bir adet üç yollu motorlu vana, bir adet plakalı eşanjör kullanılmıştır. Sistemde noktasal sıcaklıkların anlık ölçümü, dijital

sıcaklık ölçerler ile gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu çalışma ile daha düşük maliyet ile her dairede eşit sıcaklıklarda ve konforlu sıcak su elde edilebileceği ortaya konulmuştur.



BÖLÜM 2

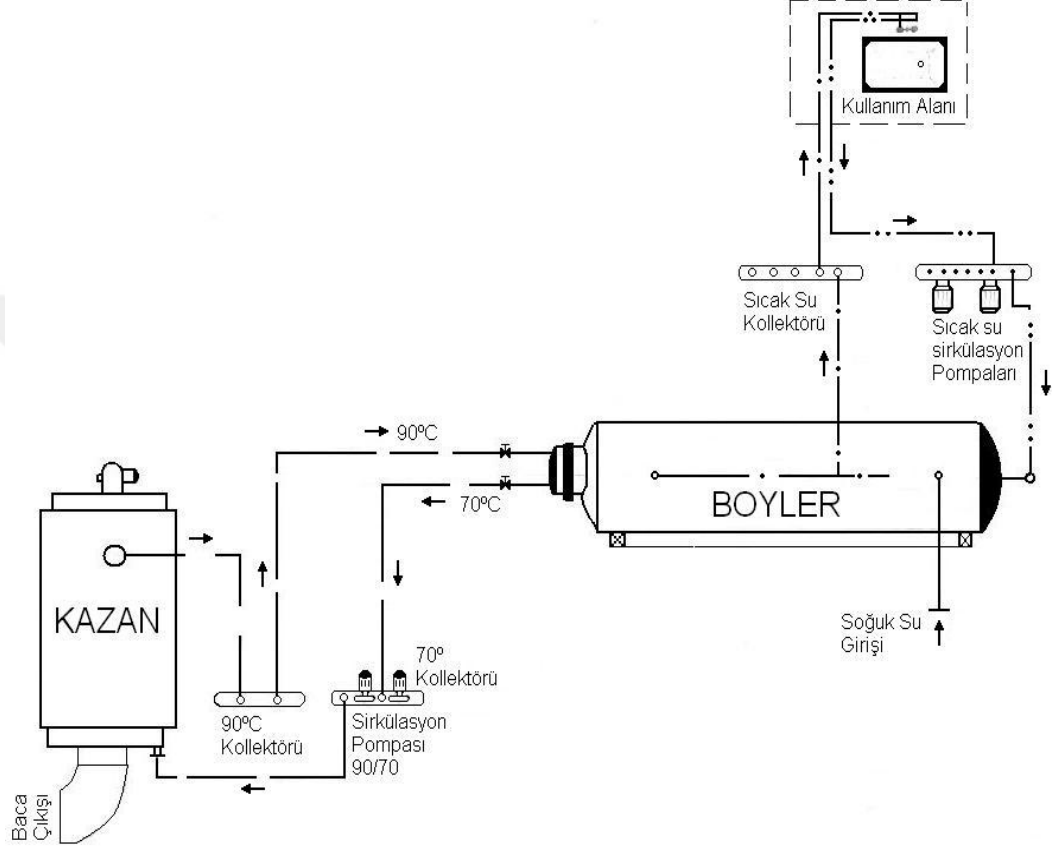
GENEL BİLGİLER

2.1. MERKEZİ ISITMA SİSTEMİ

Bir ısı santralinde hazırlanan sıcak akışkanın istenilen ortama taşınması ile bu ortamların ısıtılması yöntemine merkezi ısıtma denilmektedir. Merkezi ısıtma sisteminin bulunması, antik Roma dönemine kadar uzanır. Antik Roma'da villalarda ve hamamlarda zemin ve duvarlarda döşenmiş hava kanalları mevcuttur. Kanallar, yakılan bir ateş vasıtası ile ısıtılan havayı taşımaktadırlar. Günümüzde merkezi sistem kalorifer ocağında yakılan yakıtın ısısu suya geçerek suyu ısıtır. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi ısınan su hafifleyerek sıcak su gidiş kolektöründen ve gidiş pompasından geçerek binanın üst katlarına doğru çıkar.

Merkezi ısıtma sistemleri, genel olarak, soğuk iklimlerdeki apartman veya kamu binalarında kullanılır. Sistem, kullanılacak akışkanı (su, hava veya buharı) ısıtmak için merkezi kazan veya ısıtıcı, ısıtılmış akışkanın dağıtımını için boru tesisatı ve ısıyı ortam havasına transfer etmek için radyatörler içerir. Radyatör, ısıyı ortama konveksiyon (taşınım) yolu ile ileten bir tür ısı eşanjörüdür. Genelde binalarda radyatörler duvarlara monte edilir, fakat radyatör kullanılmadan özel boruların zemin altına gömme yapılması ile zeminden ısıtma yapılan merkezi ısıtma tesisatları da mevcuttur. Tüm sistemler, bütün radyatörlere ısının ulaşmasını sağlamak için sistemde suyu sirkülasyon ettiren bir pompaya sahiptir. Sıcak su, genellikle bir su deposu içinde saklanan sıcak kullanım suyu sağlamak için başka bir ısı eşanjörünü beslemek içinde kullanılır. Hava kullanılan ısıtma sistemlerinde, hava, kanal sistemleri boyunca dolaştırılır. Kanal sistemleri, soğutma ve klima (kombi) için de kullanılabilir ve havayı filtrelerden geçirerek temizleyebilir. Isıtma elemanları (radyatör veya kanallar), odanın en soğuk bölgesine (daha doğru bir ifade ile ısı kaybının en fazla olduğu bölüme) yerleştirilmelidir. Bu bölümlerde genel olarak

pencere altlarıdır. Buradan da anlaşılacağı gibi, ısıtma sistemlerinin asıl amacı ortamı/binayı istenen sıcaklıkta tutmak, yani dış ortama olan ısı kaybını karşılamaktır. Yani ısıtma sistemlerinin verimli olabilmesi için kayıpları önlemek yani iyi bir yalıtım yapmak da şarttır.



Şekil 2.1. Merkezi ısıtma sistemi.

Tüm dünyada, özellikle gelişmekte olan ülkelerde, nüfusla orantılı olarak enerji tüketimi gün geçtikçe artmaktadır. Nihai enerji tüketimleri içinde bina sektörünün payı sürekli artış eğilimindedir. Binalarda enerji verimliliği tanımından, konfor koşullarından ödün vermeden enerji tasarrufu sağlanması ve enerji tüketim maliyetlerinin azaltılması anlaşılmaktadır. Kalorifer sistemleri en genel olarak kazan, brülör, pompa, tesisat boruları ve radyatörlerden oluşur. Dolayısıyla hangi yakıt kullanılırsa kullanılsın amaç, sistemdeki suyu kazanda ısıtarak radyatörlere dağıtmak ve radyatörlerin bulunduğu hacimleri ısıtmaktır.

2.2. MERKEZİ SICAK SU HAZIRLAMA SİSTEMLERİ

Büyük yapılarda, çok dağınık ve çeşitli yerlerde kullanılacak sıcak suyun hazırlanması merkezi sistemle sağlanır. Kullanım sıcak suyu hazırlamada kullanılan cihaza boyler denir. Kazandan gelen ısıtılmış akışkan (Sıcak su, buhar, kaynar su) boylere ısı taşır. Kazan ile boyler arasındaki boru devresi tabii dolaşımli olabileceği gibi pompayla basınçlandırılarak da yapılabilir. Merkezi sistemlerde enerji; katı yakıt, sıvı yakıt, gaz, elektrik, güneş, atık ısı veya herhangi bir ısı geri kazanım cihazından sağlanabilir. Merkezi olarak ısıtılan sıcak su, borular vasıtasıyla kullanım yerlerine ulaştırılmaktadır. Daha çok sıcak kullanım suyunun çok büyük miktarda gereksinim duyulduğu veya çok farklı noktalara dağıtım yapılmasını gerektiren durumlarda, bu sistem planlanır. Suyun kullanılacağı nokta ile hazırlandığı nokta arasındaki kot farkı, suyun miktarı ve sıcaklığı, sistem seçiminde önemli faktörlerdir.

Soğuk su belirli bir basınçta, boylerlere veya diğer SKS hazırlayıcılarına girmektedir. Yani soğuk suya tatbik edilen basınç, sıcak suyun ısıtıcılardan çıkıp kullanım yerlerine belirli bir basınçta ulaşması sağlanmaktadır. Sıcak su hazırlayıcılar ve diğer otomasyon vanaları etkisiyle sıcak su hatlarında basınç kaybı, soğuk suya göre daha fazla olacaktır.

Kullanıcıya istenilen sıcaklıkta su iletebilmek için, suyun soğumasını engellemek gerekir. Bunun için boru demetini izole etmek yeterli olmayacaktır. Suyun ısıtıldığı veya depolandığı nokta ile kullanıldığı son nokta arasında sirkülasyon ettirilmesi gerekmektedir. Bu işlem, yoğunluk farkıyla veya pompa ile gerçekleştirilir. Pompa kullanılan sistemlerde, genelde pompa, binada insan bulunduğu sürece çalışır. Enerji maliyeti ve sirkülasyon süresince kaybedilen enerji sistemin verimini belirler (Doğan, V., 2008).

Merkezi boyler sıcak su sisteminden sonra en yaygın kullanılan doğalgazlı şofben ile sıcak su elde edilmesi gelir. Gaz dağıtım firması tarafından yetkilendirilmiş firmalarca sistem kurulur. Gaz binaya ait gaz servis kutusundan her dairenin önüne gaz hattının çekilmesi ile birlikte doğalgaz borularıyla şofben ve diğer yakıcılara ulaşır. Uygun yer ve standartta montajı yapılan şofben, kullanım anında devreye girer

ve sıcak su üretimi sağlar. Kurulum maliyeti yüksektir. Abonelik ve sözleşme bağlantı bedelleri yanında, doğalgaz tesisat maliyeti ve cihaz, maliyeti arttırmaktadır. Sistem daire içerisinde hacim işgal eder ve görüntü kirliliğine yol açar. Emniyet tedbirleri alınsa da güvenlik açısından risk taşır.

Merkezi ısıtma sistemlerinde bir başka sıcak su hazırlama sistemi de kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama ünitesiyle yapılabilir. Bu sistemin yapısı ve kullanımı hakkında ileriki bölümlerde daha ayrıntılı bilgi verilmiştir. Kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama sistemi, merkezi boyler ve doğalgazlı şofbenli sıcak su hazırlama sistemlerine göre ilk kurulum maliyeti daha düşük olmakla birlikte sağlıklı ve konforlu bir sıcak su hazırlama sistemidir.

BÖLÜM 3

KAPI ÖNÜ SICAKSU HAZIRLAMA ÜNİTESİ

3.1. SİSTEMİN YAPISI

Ülkemizde enerji tüketimi, ağırlıklı olarak; sanayide, binalarda ve ulaşımda olmak üzere üç ana sektörde gerçekleşmektedir. Bu sektörlerde tüketilen enerjinin dağılımı; %35'i konutlarda, %36'sı sanayide, %21'i ulaşım ve %8'i de diğer kollar olarak görülmektedir. Konutlardaki enerji tüketiminin %80'i ısıtmada, %10'u mutfak ve banyoda ve geriye kalan %10'luk bölümü de elektrikli el aletlerinde (ütü, çamaşır makinesi, bulaşık makinesi vs) kullanılmaktadır. Yapılan çalışmalar, binalarda tüketilen enerjiden en az %30 tasarruf sağlanabileceğini göstermektedir (Özsoy, A., 2009). Bu tasarruflar; binaların yapım aşamasında standartlara uygun olarak ısı yalıtımının yapılması, konut içerisinde kullanılan ısıtma/soğutma ve aydınlatma cihazlarının enerji etkin olması gibi önlemler alınabilir. Ancak tüm bu önlemlerin alınmasının yanında vatandaşların bilinçlendirilmesi hem enerjinin daha verimli kullanılması ile dışa olan bağımlılığın azaltılması, hem de enerji kullanımı ile çevreye olan etkinin azaltılması yönünden büyük önem arz etmektedir.

Konutlarda enerji tüketiminin önemli bir kısmını oluşturan sıcak su kullanımının verimlilik, tasarruf ve sağlık açısından tesisat yapım aşamasında dizayn edilmesi büyük önem arz etmektedir. Kullanılacak ısı kaynağı ve ekipmanlarının, konfordan enerji tasarrufuna ve sağlığa kadar birçok faktörü etkilediği görülmektedir. Ülkemizde son yıllarda çıkarılan kanunlarla enerji verimliliği ve doğru kullanımı açısından destek ve yaptırımlar uygulanmaktadır. Kullanım alanı 1000 m²'nin

üzerindeki oteller, hastaneler, yurtlar ve benzeri konaklama amaçlı konut harici binalar ile spor merkezlerinde merkezi sıhhi sıcak su sisteminin planlanması şarttır. Sistem tasarımı ortak kullanımlarda herhangi bir arıza durumunda diğer kullanıcıları

etkilemeyecek ve en az etkileyecek şekilde tasarlanmalıdır. Kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama ünitesi, merkezi boyler ve diğer sıcak su hazırlama sistemlerine göre birçok üstünlükleri bulunmaktadır. Kapı önü sıcak su hazırlama ünitesinde merkezi boyler ve kullanım suyu gidiş dönüş borularına gerek yoktur. Merkezi sistem ısıtma boruları yüksek izolasyon kabiliyetli borular kullanılarak gidiş ve dönüş hatları uygun çap ve standartta olabilmektedir. Oksijen bariyerli polietilen hazır sargılı $k=0,028$ W/mK gibi çok düşük ısı iletkenlik katsayısına sahip borular kullanılır. Bu borular içerisindeki kalorifer suyunun yaz ve kış aylarında her zaman sirkülasyonu sağlanır. Isı kaybının minimum olması nedeniyle kalorifer ve sıcak su ihtiyacı için gerekli enerjinin bu borulardan geçen akışkandan elde edilmesi, büyük miktarda ısı kaybını önleyecek ve boru kalabalığı ve maliyeti minimize edilecektir. Bu hatta her daire önüne konulacak kapı önü sıcak su hazırlama ünitesiyle eşit sıcaklıklarda ve oldukça sağlıklı kullanım suyu üretilabilecektir. Şekil 3.1’de bu çalışmada laboratuvar şartlarında kurulan bir kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama sistemi görülmektedir.



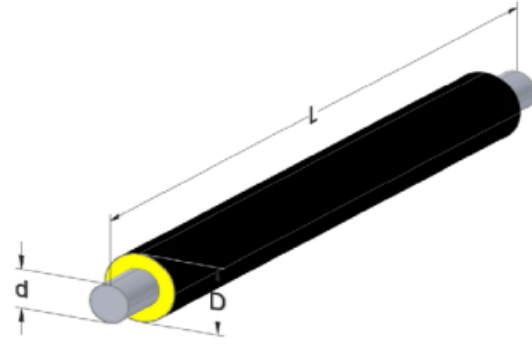
Şekil 3.1. Kapı önü sıcak su ünitesi.

3.2. KAPI ÖNÜ EŞANJÖRLÜ SICAK SU HAZIRLAMA SİSTEMİ ELEMANLARI

3.2.1. Ön İzolasyonlu Ana Isı Taşıyıcı Borular

Kapı önü sıcak su hazırlama ünitesi, merkezi ısıtma sisteminin ısı kaynağından gelen evin ısıtılmasında kullanılan sıcak suyun şebeke suyunu ısıtarak, ihtiyaç duyulan sıcak kullanım suyu elde edilebilecek bir sistemdir. Sistemde suyun yaz kış dolaşması nedeniyle enerji kaybının minimum olması gereklidir. Ana ısı taşıyıcı kalorifer kolon boruları hazır polietilen sargılı oksijen bariyerli ön izolasyonlu boru diye tabir edilen merkezi ana ısı dağıtım boruları kullanılmıştır. Şekil 3.2’de kullanılan boruların kesiti ve detaylı özellikleri verilmiştir.

Bu borular, standart tip ön izolasyonlu üç temel malzemenin birleşiminden oluşur. İçteki servis borusu akışkanın cinsine göre değişmek üzere genellikle çelik boru, izolasyon malzemesi poliüretan ve dıştaki muhafaza borusu yüksek yoğunluklu polietilendir. Sistemde dolaşan sıcak su, ortalama $k=0,028$ W/mK gibi çok düşük ısı iletkenlik katsayısına sahip bu borular sayesinde yüksek enerji tasarrufu sağlanarak kullanıma hazır hale getirilebilmektedir. Bu sistemle ile, boyler ve sıcak su boruları devreden çıkarılarak boru kalabalığı ortadan kaldırılacak, boru maliyeti düşecek yüksek konfor sağlanabilecektir. Bununla birlikte legionella gibi bakterilerin oluşmasının önüne geçilerek sağlıklı, mesafe gözetmeksizin her daire için hemen hemen eşit sıcaklık değerlerinde sıcak su üretimi sağlanabilmektedir. Klasik izolasyona göre %40 daha fazla ısı tasarrufu sağlaması en önemli özelliği olan bu borular, uzun kullanım ömrüne sahiptir.



Şekil 3.2. Merkezi ana ısı dağıtım boruları.

3.2.2. Lehimli Plakalı Isı Eşanjörü

Lehimli plakalı ısı eşanjörleri prensip olarak, ön gövde koruyucu plaka paketi ve arka gövde koruyucu plaka paketi arasında yer alan oluklu plakaların meydana getirdiği plaka paketinden oluşmaktadır. Ön koruyucu plaka paketi, başlangıç plakası, kör oringler ve ön koruyucu plakadan oluşmaktadır. Bağlantılar, uygulamaya veya özel isteklere göre dizayn edilebilmektedir. Vakum-ergitme prosesi sırasında, iki plaka

arasındaki her temas noktasında, kaynak noktası oluşturulur. Bu dizayn ile iki farklı çevrime sahip bir eşanjör oluşturulmaktadır.

Lehimli tip ısı eşanjörleri; sıvı-sıvı, sıvı-buhar ve sıvı-soğutucu gaz uygulamalarında ısı eşanjörleri teknolojisinin en etkin ve en verimli ısı transfer çözümlerinin başında yer almaktadır. Lehimli tip ısı eşanjörleri, ön ve arka framer arasındaki bir plaka demetinden oluşur. Bu tip eşanjörlerde sızdırmazlık, contalar yerine plakaların vakumlu fırınlarda birbirine nikel ya da bakır yardımı ile kaynaklanması sayesinde elde edilir. Lehimli ısı eşanjörleri; sökülebilir tip eşanjörlere göre %25, klasik borulu tip eşanjörlere göre 10 kat fazla verime sahiptirler. Boyut olarak borulu tip eşanjörlerin %5-10'u kadar bir hacmi kaplarlar ve daha da hafiftirler. Lehimli tip ısı eşanjörlerinin normal çalışma basınçları 31 bar olup, çalışma basıncının 1,5 katında test edilirler. Basınç kayıpları birçok durumda diğer eşanjör sistemlerine göre daha azdır ve daha az işletme maliyeti anlamına gelmektedir. Malzeme kombinasyonuna ve çalışma basıncına bağlı olarak, farklı tiplerde, lehimli eşanjör vardır. Şekil.3.3'de deney düzeneğinde kullanılan lehimli plakalı ısı eşanjörü görülmektedir.

Yüksek izolasyonlu ana hatta dolaşan sistem suyu, sıcak su kullanımını hissedecek akış şalteri vasıtası ile ve üçyollu vana vasıtası ile bu plakalı eşanjörden geçerek kullanım suyunu ısıtmaktadır.



Şekil 3.3. Lehimli plakalı ısı eşanjörü.

3.2.3. Üç Yollu Vana Pirinç Gövde

Otomatik aç/kapa yapılması istenen tüm ısıtma/soğutma yada su tesisat sistemlerinde kullanılabilen üç yollu vanalardır. Domestik ve küçük endüstriyel otomasyon sistemlerinde güvenle kullanılabilir. Radyatörlü ısıtma, yerden ısıtma, fan-coil ve konvektör sistemlerinde kullanılmaktadır. Vana gövdesinin otomatik olarak aç/kapa yapabilmesi için motor kısmı ilave edilmelidir. Bu motorlar VC4 tipi 220 V elektrik beslemeli olup, herhangi bir 220 V kontaklı termostat, akış şalteri yada zaman saati gibi bir kontrol aletine bağlanabilirler. Motor gövde kısmına tek hareketle kolayca bağlanıp sökülebilmektedir.



Şekil 3.4. Üç yollu vana pirinç gövde.

Merkezi sistem kalorifer suyu daireye ait hattan önce üç yollu vana pirinç gövdeden geçerek daire ısıtma hattına gider. Kalorifer suyu Şekil 3.4'te görülen gövdenin alt kısmına bağlantı yapılarak sıcak su kullanılmadığı durumda sağ uçtan çıkararak radyatörlere giden hatta yol verir. Sıcak su kullanılması durumunda akışı algılayan akış şalteri vasıtasıyla motor devreye girer. Motor gövdenin üst kısmındaki pimi aşağı iterek kalorifer suyu gidiş kısmını kapatır ve gövdenin sol kısmından plakalı eşanjöre giden hattı açar. Merkezi sistemden gelen suyun plakalı eşanjörden geçmesi ile şebeke suyu ısıtılarak kullanıma hazır hale getirilir. Sıcak su kullanımı bittiğinde akış şalteri motora giden elektrik hattını açarak gövdenin üzerindeki pimin eski

haline gelmesini sağlar ve ısınma işlemi devam eder. Yaz kullanımında kalorifer hattının kapatılması gerekeceğinden gövdenin sağ kısmından radyatörlere giden hatta vana konularak ısıtma sisteminin kapatılması gerçekleştirilir. Yaz kullanımında ise merkezi sistem suyu eşanjör dönüş hattından geçerek kalorifer dönüş hattına bağlanır ve çevrim tamamlanır.

3.2.4. Üç Yollu Vana Motoru

Üç yollu vana motoru 230V, 50-60 Hz güç kaynağından beslenir. Görevi sistemde sıcak su kullanımı sırasında üç yollu pirinç gövde üzerindeki pimi iterek merkezi sistemden gelen suyu plakalı eşanjöre giden hatta yönlendirmektir. Bununla birlikte sıcak su kullanımı bitince ısınmanın devam etmesi için merkezi sistem suyunu radyatörlere giden hatta yönlendirmek için gövdenin üzerindeki pimin tekrar eski konumunu almasını sağlamaktır. Çalışmanın devamı için akış şalteri ile bağlantılı elektrik devresinin motora bağlantısı önemlidir. Üç yollu pirinç gövde üzerine montajı kolaydır ve motor gövde kısmına tek hareketle kolayca bağlanıp sökülebilmektedir. Şekil 3.5’de deney düzeneğinde kullanılan üç yollu vana motoru görülmektedir.



Şekil 3.5. Üç yollu vana ve motoru.

3.2.5. Akış Şalteri

Akış şalteri ve sensörleri borulardaki akışın hissedilmesi için kullanılmaktadır. Boru içindeki sıvıların hareketini algılayarak akışın olup olmadığını güvenli bir şekilde kontrol etmek amacıyla kullanılır. Kullanıldığı sisteme dikey konumda monte edilmelidir. Şekil 3.6'da deney düzeneğinde kullanılan akış şalteri görülmektedir. Fabrika ayarı olarak, akış olduğu zaman kontak kapalı, akış kesildiğinde kontak açık şekildedir. Muhafaza içindeki rölenin konumu değiştirilerek bu durumun tam tersi, kullanıcı tarafından ayarlanabilir. Paslanmaz çelik akış şalterleri, plastik akış şalterleri, minyatür, elektronik, dilli, pistonlu, kalorimetrik, ayarlanabilir, su akış, sıvı akış şalterleri olarak da bilinirler. Şofben, kombi, ısıtıcı gibi cihazlarda, soğutma suyu veya yağlama yağı devrelerinde enerji harcamadan yüksek güvenilirlikte akış bilgisi verir.



Şekil 3.6. Akış şalteri.

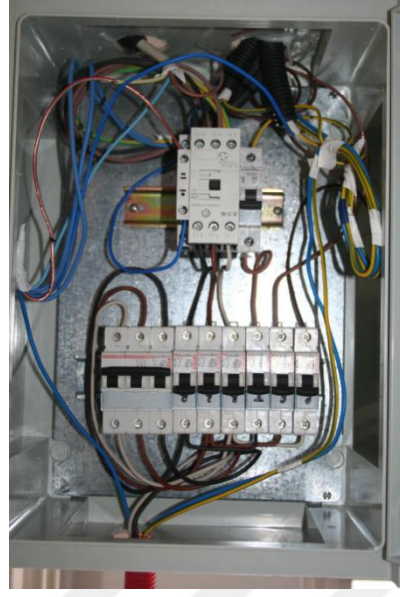
Sistemde sıcak su açıldığı anda alt bağlantı noktasından giren su hareketi ile hareket eden manyetik eleman devresi, elektrik devresini tamamlamak suretiyle motoru devreye sokacak ve üç yollu vana gerekli yönlendirmeyi sağlayacaktır. En önemli özellikleri yüksek hassasiyetli olmalarıdır. Akışkan ile röle devresi temassızdır. Kolay ayarlanabilir ve monte edilebilirler, basınç kayıpları çok düşük ve ekonomiktirler.

3.2.6. Diğer Ekipmanlar

Sistemin hazır anlık çalışır halde olması için merkezi sistem kazanından ısı ihtiyacına gerek vardır. Bu çalışmada merkezi sistem kazanı yerine bir adet elektrikli su ısıtıcısı kazan imal edilmiştir. Bunun için iki adet 7,5 kW kapasitesinde kazan rezistansı temin edilmiştir. Bu rezistansların 2 mm kalınlığında saçtan imal edilen 100 lt kapasitesindeki silindirik su ısıtıcı deposuna dişli olarak montajı gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.7’de deney düzeneğinde kullanılmak üzere imalatı gerçekleştirilen elektrikli kazan görülmektedir. Bu sistemin elektrik panosu ve elektrik tesisatı yapılmıştır (Şekil 3.8). Ayrıca kazan üzerine bir adet 7 lt, 1 bar önyüklemeli genleşme tankı, sistem emniyeti için ise 4 bar kapasitesinde emniyet ventili montaj edilmiştir. Sistem suyunun sirkülasyonu için bir adet Wilo marka RS 15/6-3 tip sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Sistemde dolaşan sıcak ve soğuk suyun debisini ölçmek için 2 adet rotametre kullanılmıştır. Rotametrelerin biri kalorifer kazanından çıkan sıcak suyun debisini ölçmek için kalorifer gidiş hattına, diğer rotametre ise kullanım suyunun debisini belirlemek üzere eşanjör soğuk su giriş hattına montaj edilmiştir. Sistem sıcaklığını istenen sıcaklıkta sabit değerde tutmak için kontaktlı 0-90 °C termostat montajı yapılmıştır. Sistemdeki suyun sıcaklığını gösteren 20-120 °C bimetal termometre ve su basıncını gösteren 0-10 bar basınç ölçer montaj edilmiştir. Sistemde oluşan havanın alınması için iki adet otomatik purjör ilave edilerek sistem tamamlanmıştır (Şekil 3.9).



Şekil 3.7. Silindirik su ısıtıcısı.



Şekil 3.8. Elektrik panosu.



Şekil 3.9. Kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama sisteminin sıcak su hazırlama elamanları.

Devredeki dolaşan kalorifer giriş-çıkış suyu ile kullanım giriş ve çıkış suyunun anlık noktasal sıcaklık ölçümlerini yapabilmek için problu dijital termometreler kullanılmıştır. Tesisata montajı için özel kılıf imal edilerek hassas ve anlık ölçüm alma sağlanmıştır (Şekil 3.10).



Şekil 3.10. Dijital prob uçlu termometre.

Sistemin kapalı devre çalışması için bütün elemanların montajı yapılmış, kalorifer hattı tarafına havlu radyatör, kullanım suyu için kısa musluk ilave edilmiştir. Elektrikli kazan dışına 2 mm kalınlığında sunta kasa yapılmıştır. Ayrıca ekipmanlar için de 2 mm kalınlığında, 120x100 cm ebatlarında sunta stant yapılmıştır. Gerekli emniyet ekipmanları, elektrik bağlantıları ve küresel vanaların montajı yapılarak sistem çalışır hale getirilmiştir (Şekil 3.11).



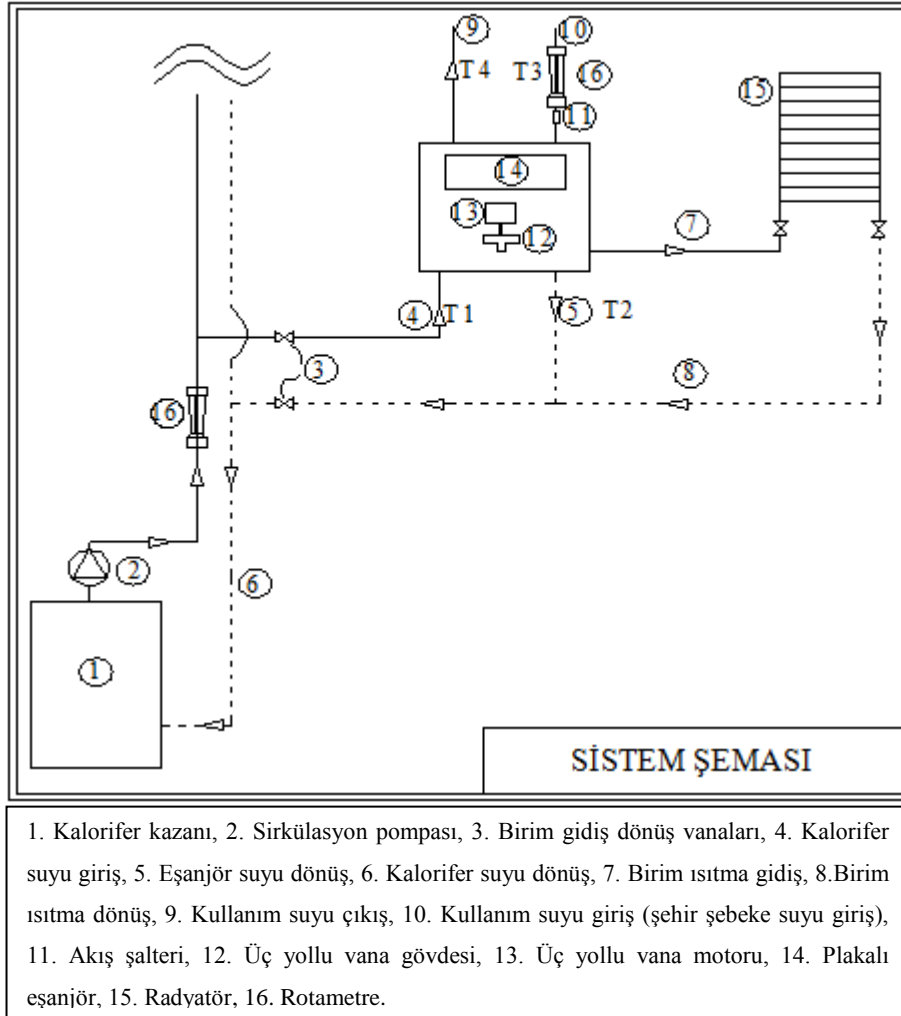
Şekil 3.11. Kapı önü sıcak su hazırlama sistemi.

3.2.7. Rotametre

Rotametre, konik bir ölçüm tüpü ile tüp içinde aşağı ve yukarı doğru serbest hareket edebilen bir şamandıradan oluşmaktadır. Şekil 3.12’de deney düzeneğinde kullanılan rotametre görülmektedir. Venturi ve orifislerden farklı olarak debi ölçümü, bir cisim üzerine etki eden dış akımdan kaynaklanan direnç kuvvetlerine dayanmaktadır. Dalmış cisim üzerine etki eden kaldırma kuvveti ve direnç kuvvetinin kendi ağırlığı ile dengelenmesi neticesinde cisim akım içinde belli bir yükseklikte sabit kalır. Bu yükseklik kalibrasyon sonucuna göre ölçülen debiyi verir. Debinin dalmış cismin tüp içindeki yüksekliğine göre ölçebilmesi için tüpün iç yüzeyi belli bir ölçüde koniktir. Kalibrasyonunda bu konikliğin yanı sıra, akışkan yoğunluğunun ve viskozitesinin, cismin direnç katsayısının, cisim ağırlığının rolü büyüktür. Ölçüm tüpü, dar ucu altta olacak şekilde dik olarak konulur. Ölçülecek akışkan tüpe alt noktadan girer, şamandıranın etrafından geçerek yukarı yükselir ve üstten dışarı çıkar. Rotametre içinde akış olmadığı zaman, şamandıra ölçüm tüpünün alt kısmında durur. Burası şamandıranın maksimum çapının hemen hemen tüpün çapıyla aynı duruma geldiği yerdir. Akış olmadığı zaman kaldırma kuvveti şamandırayı hafifletir, fakat yoğunluğu sıvınıninkinden daha fazla olduğundan şamandırayı yükseltmeye yetmez. Akışkan ölçüm tüpüne girdiğinde şamandıra ve tüp arasındaki halka kesitli dairesel bir açıklık giderek artar. Şamandırayı etkileyen kaldırma kuvveti ve akıştan kaynaklanan direnç kuvveti ağırlık kuvveti ile dengelenene kadar şamandıra yükselir. Şamandıranın bu denge konumundan sonra debide meydana gelebilecek herhangi bir artış şamandıranın daha yüksek bir pozisyona, azalış ise daha alçak bir pozisyona gelmesine sebep olur. Şamandıranın her pozisyonu bir akış debisine karşılık gelir. Hangi pozisyonun hangi debiye karşılık geldiği debisi bilinen ölçümlerle daha önceden tespit edilir ve bir skala ile rotametre üzerinde işaretlenir (kalibrasyon). Daha sonra ölçülmek istenen debiler tüp içerisindeki şamandıranın pozisyonunun gözlenmesiyle tespit edilebilir. Ölçüm şamandırası bu anda sıvı içerisinde “yüzme” durumundadır. Denge konumundaki şamandıraya etkileyen kuvvetlerin analizini yaparak bazı kabuller çerçevesinde şamandıranın askıda kalabileceği hızı ve böylece debiyi teorik olarak hesaplamak mümkündür. Deney düzeneğinin şematik devre şeması ve elemanları Şekil 3.13’de verilmiştir.



Şekil 3.12. Rotametre.



Şekil 3.13. Deney düzeneğinin şematik devre şeması ve elemanları.

BÖLÜM 4

DENEYLER VE DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

4.1. DENEYLER

Kapı önü eşanjör deney düzeneğinde, farklı kazan suyu ve farklı şehir şebeke suyu (kullanım suyu) giriş sıcaklıklarının sistemde üretilen kullanım suyunun sıcaklığına etkisini incelemek için deneysel çalışma yapılmıştır. Deneylede, farklı kazan suyu sıcaklıkları, elektrikli kazan termostatı 45, 50 ve 65 °C’de sabit tutularak elde edilmiştir. Kalorifer hattındaki sıcak suyun sıcaklığı 45, 50 ve 65 °C’de kararlı hale geldikten sonra sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Şehir şebeke suyu sıcaklıkları ise 19.2, 19.6, 20 °C olarak ölçülmüştür.

4.1.1. Hesaplamalar

Isı değiştiricisi ısı analizini yapabilmek için genel olarak; LMTD (ortalama logaritmik sıcaklık farkı) ve etkenlik-NTU (geçiş birim sayısı) olmak üzere iki yöntem kullanılır. Bir ısı değiştiricisinin tasarımı veya performansının belirlenebilmesi için, ısı değiştiricisi toplam ısı transfer katsayısı, ısı transfer yüzey alanı, akışkan debileri ile akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmesi gereklidir. Herhangi bir ısı değiştiricisi analizinde akışkanların sadece giriş sıcaklıkları ve debileri biliniyor ise etkenlik-NTU yöntemi ile çözüme ulaşmak daha kolay olabilmektedir. Sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının, ve debilerinin bilinmesi durumunda LMTD yönteminin kullanılması daha uygun olmaktadır. LMTD yöntemi ile ısı değiştiricisinin tasarımı veya boyutlandırılması yapılabilirken, etkenlik-NTU yöntemi ile ısı değiştiricisinin performans analizi yapılabilir. Bu çalışmada, deney düzeneğinde kullanılan plakalı ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları, ve akışkan debileri bilinmekte olup, ısı değiştiricisinin performansının belirlenmesi

amaçlanmıştır. Bundan dolayı, bu çalışmada LMTD ve etkenlik-NTU yöntemleri birlikte kullanılmıştır. Bir ısı değiştiricisinde gerçek ısı transfer hızı, sıcak ve soğuk akışkan üzerindeki enerji dengesinden aşağıdaki eşitlikten bulunur.

$$\dot{Q} = C_h(T_{hg} - T_{hç}) = C_c(T_{cç} - T_{cg}) \quad (4.1)$$

$$\dot{Q} = UA(\Delta T_m)_{ln} \quad (4.2)$$

Eşitliklerdeki C_h ve C_c sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite hızları, $(\Delta T_m)_{ln}$ ise ortalama logaritmik sıcaklık farkı olup aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad (4.3)$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc} \quad (4.4)$$

$$(\Delta T_m)_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.5)$$

Ters akışlı ısı değiştiricisinde, sıcaklık farkları;

$$\Delta T_1 = T_{hg} - T_{cç} \quad (4.6)$$

$$\Delta T_2 = T_{hç} - T_{cg} \quad (4.7)$$

eşitliklerinden bulunur.

Isı değiştiricisinde sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında gerçekleşen ısı transfer hızı, Eşitlik (4.1)'den bulunduktan sonra etkenlik-NTU yönteminden ısı değiştiricisinin etkenliği hesaplanabilir. Isı transfer etkenliği olarak adlandırılan bir boyutsuz parametreye dayanan bu yöntemde etkenlik, bir ısı değiştiricisinde gerçek ısı transfer hızının, olabilecek en yüksek ısı transfer hızına oranı olarak tanımlanır. Buna göre etkenlik aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{mak}} \quad (4.8)$$

Eşitlikteki \dot{Q}_{mak} ısı değiştiricisinde olabilecek maksimum ısı transferini göstermektedir. Bir ısı değiştiricisinde ısı transferi; soğuk akışkan sıcak akışkanın giriş sıcaklığına kadar ısıtıldığı zaman veya sıcak akışkan soğuk akışkanın giriş sıcaklığına kadar soğuduğu zaman maksimum değere ulaşır. Sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasite hızları aynı olmadıkça bu iki limit şartına aynı anda ulaşamaz. Isıl kapasite hızı daha küçük olan akışkan daha büyük bir sıcaklık değişimine ve dolayısıyla ısı transferinin durduğu noktadaki maksimum sıcaklığa ilk önce erişecektir. Maksimum ısı transfer hızının bulunabilmesi için sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıklarının ve ısı kapasite debilerinin bilinmesi yeterli olacaktır. Bundan dolayı bir ısı değiştiricisinde olabilecek maksimum ısı transfer hızı,

$$\dot{Q}_{mak} = C_{min}(T_{hg} - T_{cg}) \quad (4.9)$$

$$C_h > C_c \rightarrow C_{min} = C_c; C_{mak} = C_h \quad (4.10)$$

$$C_c > C_h \rightarrow C_{min} = C_h; C_{mak} = C_c \quad (4.11)$$

Eşitliğinden hesaplanır. Eşitlikte, C_{min} ısı kapasite debisi olup, C_h ve C_c değerlerinden hangisi küçükse o değere eşit olarak alınır. Böylece ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transfer hızı Eşitlik (4.1)'den, olabilecek maksimum ısı transfer hızı ise Eşitlik (4.9)'dan hesaplandıktan sonra ısı değiştiricisinin etkenliği bulunabilir. Veya ters akışlı bir ısı değiştiricisinin etkenliği, NTU ve ısı kapasite oranı olarak ifade edilen C boyutsuz parametrelerine bağlı olarak aşağıdaki eşitlikten de hesaplanabilir.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1 - C \exp[-NTU(1-C)]} \quad (4.12)$$

NTU ve C boyutsuz parametreleri;

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (4.13)$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{mak}} \quad (4.14)$$

eşitliklerinden hesaplanır (Incropera, F. P. ve DeWitt, D. P., 2006).

4.1.2. DeneYlerin Yapılışı

Bu çalışmada, kazan suyu debisi 1100 lt/h değerinde sabit tutularak 4 farklı soğuk su debi ve 4 farklı kazan suyu sıcaklığı değerlerinde 16 farklı deney yapılmıştır. DeneYlerde farklı sıcaklıklarda ve debilerde kullanım suyu (soğuk su) ihtiyacına göre kazan suyu sıcaklığı 45 °C, 50 °C, 55 °C ve 60 °C, kullanım suyu debisi 300 lt/h, 400 lt/h, 500 lt/h ve 550 lt/h olacak şekilde değiştirilerek gerçekleştirilmiştir. Kalorifer hattındaki suyun tamamının kazan suyu sıcaklığında sabit ve dengede olduğu gözlemlendikten sonra sistemde dolaşan kazan suyu debisi ve kullanım suyu debisi istenilen değerlerde sabitlenerek deney düzeneği üzerindeki dijital termometrelerden kullanım suyu giriş ve çıkış sıcaklığı, kazan suyu giriş ve çıkış sıcaklığı okunmuştur. DeneYler esnasında deney düzeneğine giren şehir şebeke suyu giriş sıcaklığının 20,2 °C değerinde sabit olduğu gözlemlenmiştir. Kazan suyu sıcaklığı ise kazan üzerindeki termostat yardımıyla istenilen sıcaklığa ayarlanmıştır. Çizelge 4.1'de deneYlerde her bir soğuk su debisinde ölçülen sıcaklık değerleri verilmiştir.

Çizelge 4.1. Deneyleerde ölçülen ısı eşanjörüne giren ve çıkan sıcak ve soğuk su sıcaklık değerleri.

Sıcak ve soğuk suyun eşanjöre giriş çıkış sıcaklıkları	Soğuk su debisi (lt/h)			
	300	400	500	550
T_{hg} (°C)	45	45	45	45
$T_{hç}$ (°C)	40,3	38,5	36,9	36,1
T_{cg} (°C)	20,2	20,2	20,2	20,2
$T_{cç}$ (°C)	42,7	41,2	39,7	39

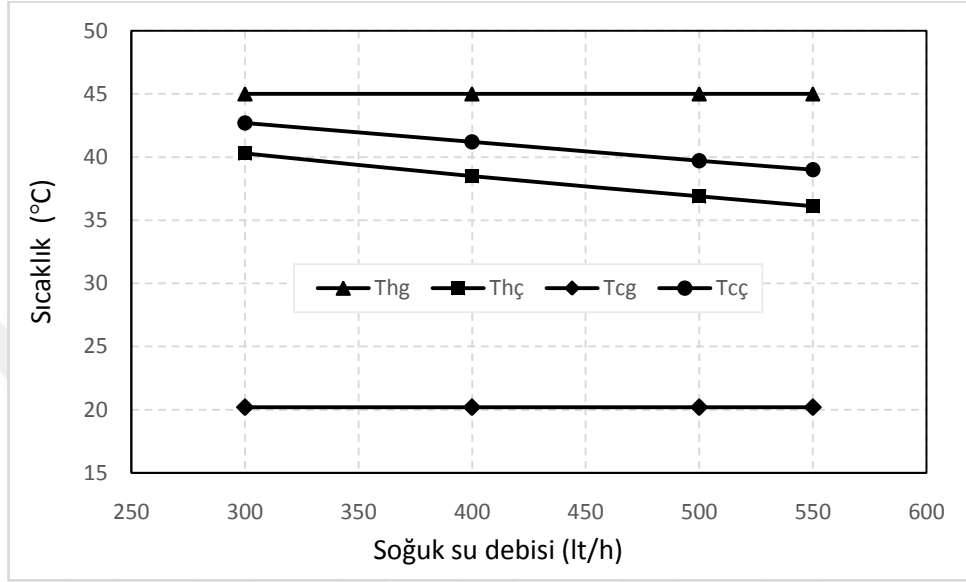
Sıcak ve soğuk suyun eşanjöre giriş çıkış sıcaklıkları	Soğuk su debisi (lt/h)			
	300	400	500	550
T_{hg} (°C)	50	50	50	50
$T_{hç}$ (°C)	43,6	42	40,5	39
T_{cg} (°C)	20,2	20,2	20,2	20,2
$T_{cç}$ (°C)	46,4	44,8	43,2	42,4

Sıcak ve soğuk suyun eşanjöre giriş çıkış sıcaklıkları	Soğuk su debisi (lt/h)			
	300	400	500	550
T_{hg} (°C)	55	55	55	55
$T_{hç}$ (°C)	47,3	46,1	44,9	43,8
T_{cg} (°C)	20,2	20,2	20,2	20,2
$T_{cç}$ (°C)	49,8	48,2	46,6	45,7

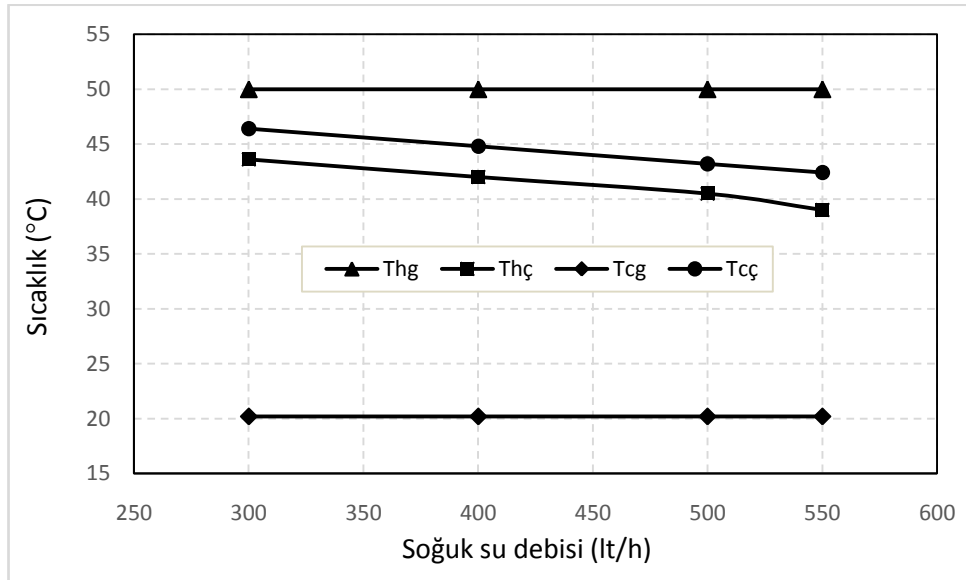
Sıcak ve soğuk suyun eşanjöre giriş çıkış sıcaklıkları	Soğuk su debisi (lt/h)			
	300	400	500	550
T_{hg} (°C)	60	60	60	60
$T_{hç}$ (°C)	47,3	46,1	44,9	43,8
T_{cg} (°C)	20,2	20,2	20,2	20,2
$T_{cç}$ (°C)	49,8	48,2	46,6	45,7

Şekil 4.1-4.4’de kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak deneyleerde ölçülen ısı eşanjörüne giren ve çıkan sıcak ve soğuk su sıcaklık değerlerinin soğuk su debisi ile değişimi görülmektedir. Şekillerden de görüldüğü gibi soğuk su debisi arttıkça soğuk suyun ısı eşanjörüne giriş ve çıkış sıcaklık farkı doğrusal olarak azalmaktadır. Şekil 4.2’de kazan suyu sıcaklığının $T_{hg}=45$ °C değerinde, soğuk su debisinin 300 lt/h olması durumunda soğuk su çıkış-giriş sıcaklık farkı 22,5 °C olurken, soğuk su debisinin 550 lt/h çıkarılmasıyla birlikte sıcaklık farkı 18,8 °C’ye düşmüştür. Şekil

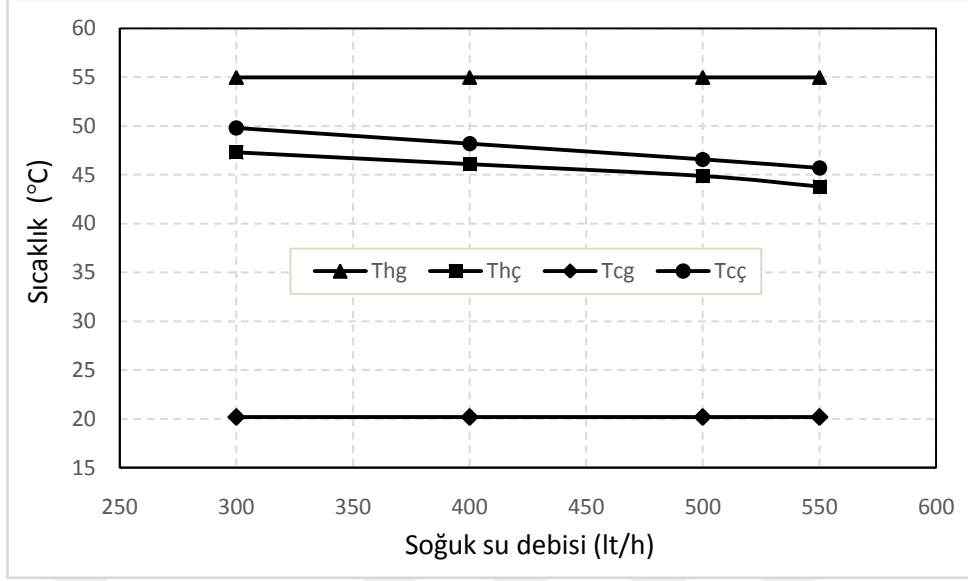
4.2-4.3’de görülebileceği gibi kazan suyu sıcaklığının $T_{hg}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerlerinde, 300 lt/h debi değerinde bu sıcaklık farkı sırasıyla $26,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $29,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $33\text{ }^{\circ}\text{C}$ olurken, soğuk su debisinin 550 lt/h çıkarılmasıyla birlikte bu sıcaklık farkları sırasıyla $22,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $25,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $28,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ye düşmüştür.



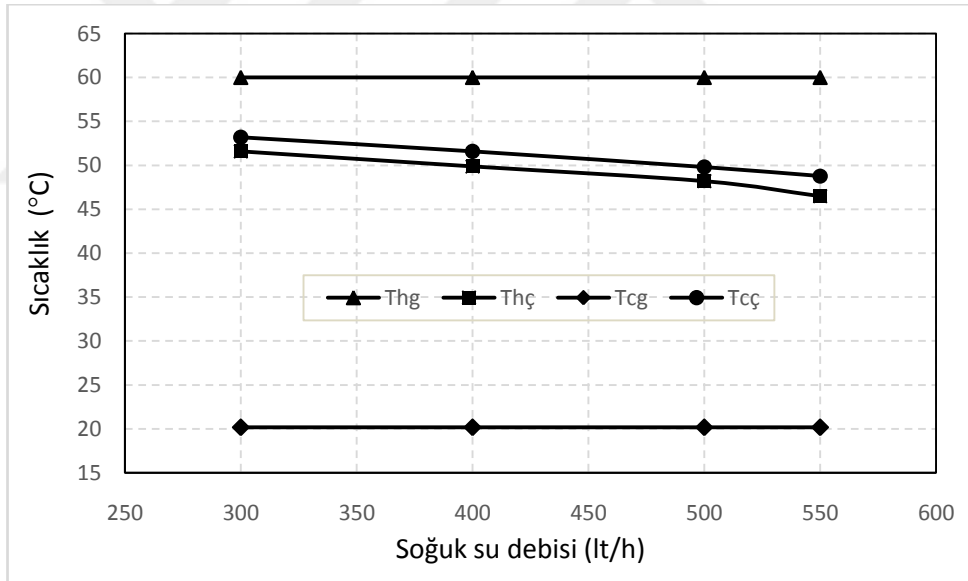
Şekil 4.1. $T_{hg}=45\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerinde eşanjöre sıcak ve soğuk su giriş çıkış sıcaklıklarının soğuk su debisiyle değişimi.



Şekil 4.2. $T_{hg}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerinde eşanjöre sıcak ve soğuk su giriş çıkış sıcaklıklarının soğuk su debisiyle değişimi.



Şekil 4.3. $T_{hg}=55$ °C değerinde eşanjöre sıcak ve soğuk su giriş çıkış sıcaklıklarının soğuk su debisiyle değişimi.



Şekil 4.4. $T_{hg}=60$ °C değerinde eşanjöre sıcak ve soğuk su giriş çıkış sıcaklıklarının soğuk su debisiyle değişimi.

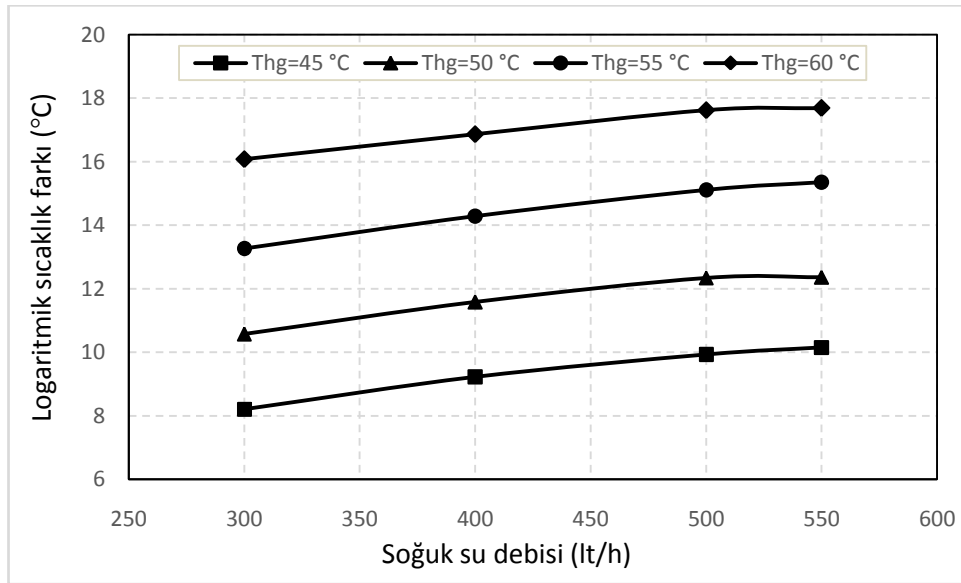
Çizelge 4.2'de deneylerde ölçülen soğuk ve sıcak su giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre ters akışlı ısı eşanjörü için Eşitlik (4.5) göre hesaplanan ortalama logaritmik sıcaklık farkı değerleri verilmiştir. Şekil 4.5'de ise kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan ortalama logaritmik sıcaklık farkının soğuk su debisi ile değişimi görölmektedir. Şekilden de görölebileceği gibi kazan suyu sıcaklığının ve soğuk su

debisinin artmasıyla birlikte ortalama logaritmik sıcaklık farkı doğrusal olarak artmaktadır.

Çizelge 4.3’de kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağlı olarak Eşitlik (4.2)’ye göre hesaplanan ters akışlı ısı eşanjörünün UA değeri verilmiştir. Şekil 4.6’da ise kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan UA değerinin soğuk su debisi ile değişimi görülmektedir. Kazan suyu sıcaklığı arttıkça UA değeri düşme eğiliminde olurken, soğuk su debisi arttıkça artış eğilimi göstermektedir. Bu durum, soğuk su debisi arttıkça su hızı da arttığından dolayı eşanjör içerisindeki soğuk su akışının türbülanslı hale gelmesi söz konusu olduğundan taşınım ile olan ısı transfer katsayısının artmasından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 4.2. Kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağlı olarak hesaplanan ortalama logaritmik sıcaklık farkı.

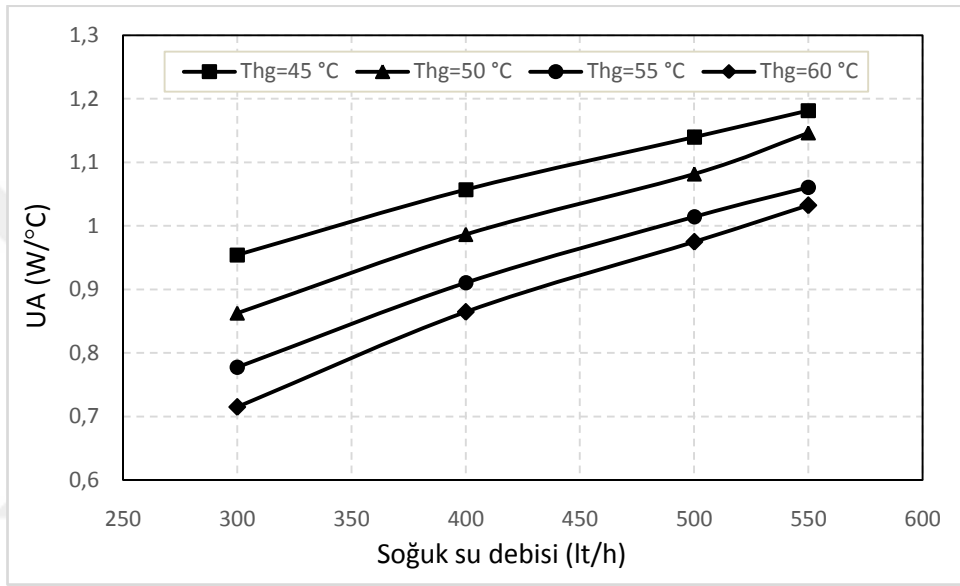
Kazan suyu sıcaklığı	Soğuk su debisi (lt/h)			
	300	400	500	550
$T_{hg}=45\text{ °C}$	8,211 °C	9,225 °C	9,933 °C	10,158 °C
$T_{hg}=50\text{ °C}$	10,578 °C	11,582 °C	12,343 °C	12,366 °C
$T_{hg}=55\text{ °C}$	13,266 °C	14,282 °C	15,113 °C	15,356 °C
$T_{hg}=60\text{ °C}$	16,080 °C	16,866 °C	17,627 °C	17,689 °C



Şekil 4.5. Ters akışlı ısı eşanjörü için kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan ortalama logaritmik sıcaklık farkının soğuk su debisi ile değişimi.

Çizelge 4.3. Kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağlı olarak hesaplanan UA değeri.

Kazan suyu sıcaklığı	Soğuk su debisi (lt/h)			
	300	400	500	550
$T_{hg}=45\text{ °C}$	0,955 W/°C	1,057 W/°C	1,140 W/°C	1,182 W/°C
$T_{hg}=50\text{ °C}$	0,863 W/°C	0,986 W/°C	1,082 W/°C	1,146 W/°C
$T_{hg}=55\text{ °C}$	0,777 W/°C	0,911 W/°C	1,014 W/°C	1,060 W/°C
$T_{hg}=60\text{ °C}$	0,715 W/°C	0,865 W/°C	0,975 W/°C	1,033 W/°C



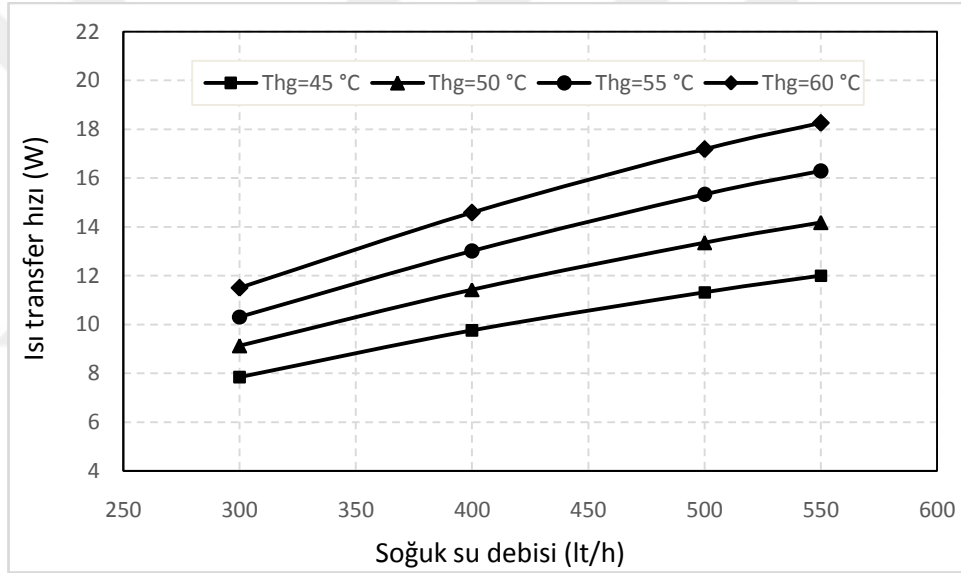
Şekil 4.6. Ters akışlı ısı eşanjörü için kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan UA değerinin soğuk su debisi ile değişimi.

Çizelge 4.4’de Eşitlik (4.1)’deki soğuk suyun aldığı ısı enerji dengesinden kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağlı olarak hesaplanan ısı transfer hızı değerleri verilmiştir. Hesaplamalarda soğuk suyun özgül ısısı 4180 J/kgK olarak alınmıştır. Şekil 4.7’de ise kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak ısı transfer hızının soğuk su debisi ile değişimi görülmektedir. Kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisi arttıkça sıcak sudan soğuk suya olan ısı transfer hızı artmaktadır. Hızı transfer hızındaki bu artış, genel olarak soğuk su debisi 300 lt/h’den 400 lt/h değerine çıkarıldığında % 25, soğuk su debisi 400 lt/h değerinden 500 lt/h değerine çıkarıldığında %17 civarında, soğuk su debisi 500 lt/h değerinden 550 lt/h değerine çıkarıldığında ise % 6 civarında gerçekleşmiştir. Kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak ısı transfer hızındaki artış ise, kazan suyu sıcaklığının 45 °C’den 50 °C’ye, 50 °C’den 55 °C’ye ve 55 °C’den 60

°C'ye çıkarılması durumunda genel olarak sırasıyla %17, %14 ve %12 civarında olmuştur.

Çizelge 4.4. Kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağlı olarak hesaplanan ısı transfer hızı değerleri.

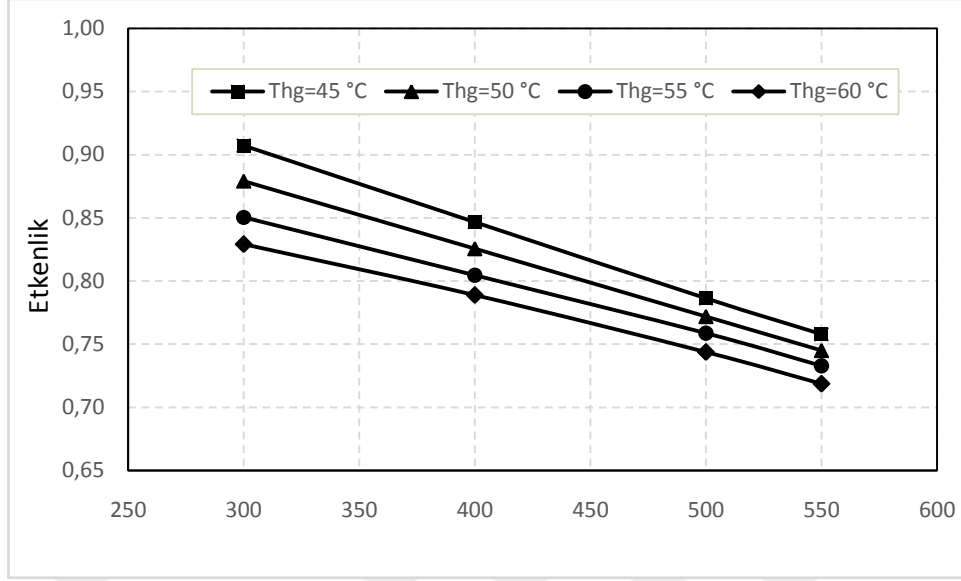
Kazan suyu sıcaklığı	Soğuk su debisi (lt/h)			
	300	400	500	550
$T_{hg}=45\text{ °C}$	7,84 W	9,75 W	11,32 W	12,01 W
$T_{hg}=50\text{ °C}$	9,13 W	11,43 W	13,35 W	14,18 W
$T_{hg}=55\text{ °C}$	10,31 W	13,00 W	15,33 W	16,28 W
$T_{hg}=60\text{ °C}$	11,50 W	14,58 W	17,18 W	18,26 W



Şekil 4.7. Kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak ısı transfer hızının soğuk su debisi ile değişimi.

Çizelge 4.5. Kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağlı olarak hesaplanan ısı eşanjörü etkenlik değerleri.

Kazan suyu sıcaklığı	Soğuk su debisi (lt/h)			
	300	400	500	550
$T_{hg}=45\text{ °C}$	0,9073	0,8468	0,7863	0,7581
$T_{hg}=50\text{ °C}$	0,8792	0,8255	0,7718	0,7450
$T_{hg}=55\text{ °C}$	0,8506	0,8046	0,7586	0,7328
$T_{hg}=60\text{ °C}$	0,8291	0,7889	0,7437	0,7186



Şekil 4.8. Kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak ısı eşanjörü etkenliğinin soğuk su debisi ile değişimi.

Çizelge 4.5’de Eşitlik (4.8)’e göre kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisine bağlı olarak hesaplanan ters akışlı ısı eşanjörü etkenlik değerleri verilmiştir. Şekil 4.7’de ise kazan suyu sıcaklığına bağlı olarak ısı transfer hızının soğuk su debisi ile değişimi görülmektedir. Şekilden de görülebileceği gibi kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisi arttıkça ters akışlı ısı eşanjörünün etkenliği azalmaktadır. Kazan suyu sıcaklığı $T_{hg}=45\text{ °C}$ ve soğuk su debisi 300 lt/h iken ısı eşanjörü etkenliği %90,73 olurken, soğuk su debisi 550 lt/h değerine çıkarıldığında etkenlik değeri %75,81’e düşmektedir. Kazan suyu sıcaklığı $T_{hg}=60\text{ °C}$ ve soğuk su debisi 300 lt/h iken ısı eşanjörü etkenliği % 82,91 olurken, soğuk su debisi 550 lt/h değerine çıkarıldığında etkenlik değeri % 71,86’ya düşmüştür. Sabit soğuk su debisinde kazan suyu sıcaklığındaki artışa bağlı olarak, soğuk su debisi arttıkça etkenlik değerleri birbirine daha yakın değerler almaktadır.

BÖLÜM 5

MALİYET ANALİZİ

Bu bölümde, kapı önü eşanjörlü ısıtma sisteminin maliyet bakımından avantajını ortaya koyabilmek için aynı amaç doğrultusunda kullanılabilir merkezi boylerli sıcak su sistemi ve doğalgaz şofbenli sıcak su sisteminin maliyetleri ile karşılaştırması yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda her bir sistemin maliyet analizini yapabilmek için 15 daireli orta büyüklükte bir bina ele alınmıştır.

5.1. MERKEZİ BOYLERLİ SICAK SU SİSTEMİ

Daire sayısı 15 olan orta büyüklükteki bir binada merkezi boyler sistemi kurulması durumunda oluşacak maliyet Çizelge 5.1'de verilmiştir. Bu sistemin 15 daireli orta büyüklükte bir binaya ortalama kurulum maliyeti toplamı 53.808 TL olmaktadır. Sistemin maliyet analizi, boylere sıcak su giriş sıcaklığı 70 °C, kullanım suyu sıcaklığı 50 °C olarak, merkezi boylerin 200 lt hacminde, dairede 2 lavabo 1 banyo olduğu kabul edilerek yapılmıştır. Kapı önü eşanjörlü sıcak su sistemine göre ilk yatırım maliyeti bir miktar fazla olması yanında bu sistemde lejyonella oluşma ihtimali yüksektir. Bu durum bu sistemin en büyük dezavantajlarından birisi olarak değerlendirilmektedir. Boru demeti sayısı fazla olduğundan işletme ısı kayıpları da aynı oranda artacaktır. Tesisat metrajlarının artması durumunda her dairenin eşit sıcak ve konforda sıcak su kullanımı değişkenlik gösterecektir. Kullanılacak sıcak su sayacı ile manuel debi okuma ve paylaşırma yapılması da ayrıca bir dezavantaj olarak görülebilmektedir.

Çizelge 5.1. Merkezi boylerli sıcak su sistemi maliyeti.

15 Daire İçin Boylerli Merkezi Sıcak Su Sistemi Maliyet Analizi				
Lavabo Sayısı	2			
Banyo Sayısı	1			
Primer Devre Su Sıcaklığı	70 °C			
İstenen Kullanım Suyu Sıcaklığı	50 °C			
Kullanılan Malzeme	Adet	Birim	Fiyatı	Toplam
Merkezi kalorifer kazanı 250.000 kcal/h	1	Grup	12.000 TL	12.000 TL
Merkezi boyler 200 lt	2	Adet	2.100 TL	4.200 TL
Boyerler sirkülasyon pompası	1	Adet	750 TL	750 TL
Sıcak su sayacı ve montajı	15	Grup	180 TL	2.700 TL
Merkezi sıcak su borulama maliyeti	15	Grup	650 TL	9.750 TL
Merkezi kalorifer borulama maliyeti	15	Grup	800 TL	12.000 TL
İzolasyon	15	Grup	280 TL	4.200 TL
			TOPLAM	45.600 TL
			KDV(%18)	8.208 TL
			G.TOPLAM	53.808 TL

5.2. DOĞALGAZ ŞOFBENLİ SICAK SU SİSTEMİ

Daire sayısı 15 olan orta büyüklükteki bir binada merkezi ısıtma ve her bir daire için doğalgaz şofbenli sıcak su sistemi kurulması durumunda ortaya çıkacak maliyet Çizelge 5.2’de verilmiştir. Sistemin maliyet analizi, kullanım suyu sıcaklığı 50 °C olarak, hermetik şofben olduğu, her bir dairede 2 lavabo 1 banyo olduğu kabul edilerek yapılmıştır. Bu sistemin 15 dairesi orta büyüklükte bir binaya ortalama kurulum maliyeti toplamı 80.151 TL olmaktadır. Her bir daire için şofben ihtiyacı bu sistemin maliyetini diğer sistemlere göre arttırmaktadır. Bu sistemin en büyük dezavantajlarından biri şofben yer işgali ve baca sorunudur. Daire içerisinde ve bina içerisindeki doğal gaz boruları, bina dışına çıkan bacaların oluşturduğu görüntü kirliliği sistemin diğer dezavantajları olarak ifade edilebilir. Ayrıca bu sistemin çalışabilmesi için her daire gaz dağıtım şirketine abone ve güvence bağlantı bedeli

ödemek zorundadır. Maliyet olarak da diğer sıcak su sistemlerine oranla pahalı bir sistem olarak gözükmektedir.

Çizelge 5.2. Doğalgaz şofbenli sıcak su sistemi maliyeti.

15 Daire İçin Şofbenli Sıcak Su Sistemi Maliyet Analizi				
Lavabo Sayısı	2			
Banyo Sayısı	1			
İstenen Kullanım Suyu Sıcaklığı	50 °C			
Kullanılan Malzeme	Adet	Birim	Fiyat	Toplam
Merkezi Kalorifer kazanı 250.000 kcal/h	1	Grup	11.000 TL	11.000 TL
Doğalgazlı hermetik şofben	15	Adet	720 TL	10.800 TL
Bina doğalgaz tesisatı	15	Adet	250 TL	3.750 TL
Daire içi doğalgaz tesisatı	15	Adet	950 TL	14.250 TL
Abonelik ve sözleşme bedelleri	15	Adet	875 TL	13.125 TL
Merkezi Kalorifer borulama maliyeti	15	Grup	800 TL	12.000 TL
İzolasyon	15	Grup	200 TL	3.000 TL
			TOPLAM	67.925 TL
			KDV(% 18)	12.226 TL
			G.TOPLAM	80.151 TL

5.3. KAPI ÖNÜ EŞANJÖRLÜ SICAK SU SİSTEMİ

Isıtma sistemi merkezi olan 15 daireli orta büyüklükteki bir binanın kapı önü eşanjörlü sıcak su ünitesi kurulum maliyeti Çizelge 5.3’de verilmiştir. Sistemin maliyet analizi, kullanım suyu sıcaklığı 50 °C olarak, her bir dairede 2 lavabo 1 banyo olduğu kabul edilerek yapılmıştır. Bu sistemin 15 daireli orta büyüklükte bir binaya ortalama kurulum maliyeti toplamı 51.330 TL olmaktadır. Kapı önü eşanjörlü sıcak su ünitesi maliyeti, diğer sistemlerin maliyeti ile karşılaştırıldığında daha düşük olduğu maliyet çizelgelerinden görülmektedir. Kurulum maliyetinin düşük olması yanında işletim maliyetleri de düşük, konfor yüksek, bakım masrafları da oldukça azdır. Kullanılan ısı taşıyıcı ana borularda yaz kış merkezi ısıtma suyu dolaşacağından kendinden izolasyonlu oldukça düşük ısı iletkenliğine sahip borular

kullanıldığından ısı kayıpları ihmal edebilecek düzeyde oldukça azdır. Tüketilen suyun debisi mevcut şehir şebeke suyu sayacıdır ve su dağıtım kurumu tarafından faturalandırılır. Merkezi ısıtma kazanından sağlanan sıcak su ısı kapasitesi kalorimetre cihazı ile hassas bir ölçüm yapılarak adil bir paylaşım sağlanmış olur. Sistem tesisat şaftı içerisine rahatlıkla kurulabildiğinden görüntü kirliliği ve yer işgali oluşturmaz. Bakım masrafları oldukça düşüktür. Arıza durumunda sistemdeki kolay sökülüp takılabilen üç yollu vana motoru sayesinde diğer kullanıcıların mağduriyeti önlenmiş olur, böylece sistemin sürekliliği sağlanır. Kapı önü eşanjörlü sıcak su ünitesinin belli başlı avantajlarını aşağıdaki gibi sıralarsak;

- Kazan dairesinde boyler kullanımına gerek yoktur.
- Sirkülasyon pompasına gerek yoktur.
- Sıcak su boruları ve sirkülasyon borularına gerek yoktur. Böylece ısı kayıpları minimumdur.
- Sıcak su sayacına gerek yoktur.
- Merkezi sıcak su sistemi işçilik maliyetleri ortadan kalkacaktır.
- İlk yatırım maliyeti düşüktür.
- Mutfak ve benzeri yerlerde şofben için alan tasarrufu sağlanmış olur.
- Gaz borularına gerek yoktur ve görüntü kirliliği önlenmiş olur.
- Güvenli bir sistemdir.
- Abonelik ve sözleşme bağlantı bedelleri yoktur.

Çizelge 5.3. Kapı önü eşanjörlü sıcak su sistemi maliyeti.

15 Daireli İçin Kapı Önü Eşanjör Sıcak Su Sistemi				
Lavabo sayısı	2			
Banyo sayısı	1			
İstenen kullanım suyu sıcaklığı	50 °C			
Kullanılan Malzeme	Adet	Birim	Fiyat	Toplam
Merkezi kalorifer kazanı 250.000 kcal/h	1	Grup	12.000 TL	12.000 TL
Kapı önü eşanjör sistemi	15	Grup	750 TL	11.250 TL
Kalorimetre pay ölçer	15	Adet	250 TL	3.750 TL
Merkezi Kalorifer borulama maliyeti kendinden izolasyonlu	15	Grup	950 TL	14.250 TL
Otomasyon	15	Grup	150 TL	2.250 TL
			TOPLAM	43.500 TL
			KDV(%18)	7.830 TL
			G.TOPLAM	51.330 TL

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, merkezi ısıtma sistemlerinde, merkezi boyler, şofben, gibi sıcak su hazırlama sistemlerine göre birçok avantaja sahip olan kapı önü eşanjörlü sıcak su hazırlama ünitesinin farklı şebeke suyu debilerinde ve farklı merkezi ısıtma suyu sıcaklıklarında performansı deneysel olarak incelenerek, diğer sistemlere göre maliyet analizi yapılmıştır. Deneysel olarak, 300 lt/h, 400 lt/h, 500 lt/h ve 550 lt/h soğuk su debilerinde ve 45 °C, 50 °C, 55 °C ve 60 °C kazan suyu sıcaklıklarında gerçekleştirilmiştir. Deneysel olarak ters akışlı levhalı ısı eşanjöründe ölçülen soğuk ve sıcak su giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre ısı transfer hızı, ortalama logaritmik sıcaklık farkı, eşanjörün UA ve eşanjörün etkenlik değerleri hesaplanarak, sistemin ısı performansı değerlendirilmiştir. Hesaplamalardan elde edilen değerlere göre; ısı transfer hızı ve ortalama logaritmik sıcaklık farkı kazan suyu sıcaklığı ve soğuk su debisi arttıkça artarken, ısı eşanjörünün etkenliği azalmıştır. Isı eşanjörünün UA değeri ise soğuk su debisi arttıkça artış eğiliminde olurken, kazan suyu sıcaklığının artmasıyla birlikte azalış eğilimi göstermiştir.

Kapı önü eşanjörlü sıcak su sisteminin ilk kurulum maliyeti bakımından avantajını ortaya koyabilmek için aynı amaç doğrultusunda kullanılacak merkezi boylerli sıcak su sistemi ve doğalgaz şofbenli sıcak su sisteminin ilk kurulum maliyetleri ile karşılaştırması yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda her bir sistemin maliyet analizini yapabilmek için 15 daireli orta büyüklükte bir bina ele alınmış, binada 2 loyabo 1 banyo olduğu, istenilen kullanım suyu sıcaklığının 50 °C olması durumundaki ortalama ilk kurulum maliyetleri belirlenmiştir. Kapı önü eşanjörlü ısıtma sisteminin ilk kurulum maliyeti 51.330 TL olurken, merkezi boylerli sıcak su sisteminin ilk kurulum maliyeti 53.808 TL, doğalgaz şofbenli sıcak su sisteminin ilk kurulum maliyeti ise 80.151 TL olmuştur. Maliyet değerlerinden de görülebileceği, kapı önü

eşanjörlü sıcak su sistemi birçok avantajının yanında maliyet avantajına da sahip olduğu ortaya konulmuştur.

Bu çalışmada, şehir şebeke suyunun (soğuk su) sıcaklığı değiştirilemediğinden dolayı, deneylerin yapıldığı esnada şehir şebeke suyu sıcaklığı olan 20,2 °C’de deneyler yapılabilmektedir. Dolayısıyla kapı önü eşanjörlü sıcak su sisteminin performansı sadece soğuk debisine ve sıcak su sıcaklığına bağlı olarak incelenebilmektedir. Şehir şebeke suyunun debisi yanında sıcaklığındaki değişimin (yaz-kış şartlarında) sistemin performansına etkisinin incelenmesi faydalı olacaktır.



KAYNAKLAR

Doğan, V., “Isıtma”, *DSYG Kitabevi*, İstanbul, Türkiye, 469, 470 (2008).

Genceli, F. ve Parmaksızoğlu, İ., “Kalorifer Tesisatı”, *TMMOB Makine Mühendisleri Odası*, MMO/352/5 Baskı, İstanbul, 1-9 (2008).

Incropera, F. P., and DeWitt, D. P., “Isı Ve Kütle Geçişinin Temelleri”, *Literatür Yayıncılık*, İstanbul, Türkiye (2006).

İnternet: T.C. Enerji Bakanlığı, “2009 Bütçe Konuşması”, http://www.enerji.gov.tr/duyurular/2009_bütçekonusmasi.pdf (2009).

İnternet: Özsoy, A., “Merkezi Isıtma Sistemlerinde Isınma Problemleri Ve Yakıt Paylaşımı”, <http://edergi.sdu.edu.tr/index.php/utbd/article/viewFile/60/1415>. (2009).

TMMOB Makine Mühendisleri Odası, “Kalorifer Tesisatı Proje Hazırlama Teknik Esasları”, 14. Baskı, *TMMOB Makine Mühendisleri Odası*, MMO Yayın No: 84, İstanbul (2000).

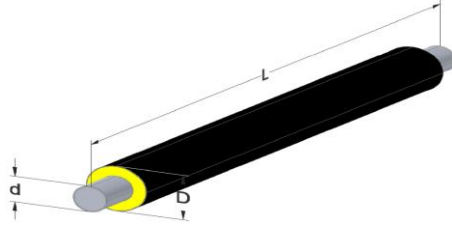
Cengel, Y. A., “Heat Transfer: A Practical Approach, 2nd Ed.”, *McGraw-Hill*, US (2003).



EK AÇIKLAMALAR A.

ÖN İZOLASYONLU PAKET BORU SERİLERİ

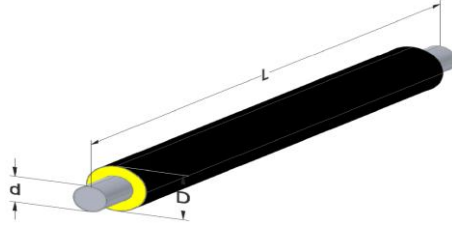
Çizelge Ek A.1. Ön izolasyonlu paket boru seri-1.



ÇELİK SERVİS BORUSU						HDPE KILIF BORU			İZOLASYON (PUR)	PAKET BORU AĞIRLIĞI	BORU BOYU (L)
Çelik Boru Anma Çapı		Dış Çap (d)	Et Kalınlığı	İç Çap	Birim Su Hacmi	Dış Çap (D)	Et Kalınlığı	İç Çap	Kalınlık		
DN	inch	mm	mm	mm	lt / m	mm	mm	mm	mm	kg / m	m
15	½"	21,3	2,0	17,3	0,3	75	2,2	71	24,7	1,8	6
20	¾"	26,9	2,0	22,9	0,5	90	2,2	85,6	29,4	2,3	6
25	1"	33,7	2,3	29,1	0,8	90	2,2	85,6	26,0	2,8	6
32	1 ¼"	42,4	2,6	37,2	1,2	110	2,5	105,0	31,3	4,0	6
40	1 ½"	48,3	2,6	43,1	1,6	110	2,5	105,0	28,4	4,4	6
50	2"	60,3	2,9	54,5	2,6	125	2,5	120,0	29,9	5,8	6
65	2 ½"	76,1	2,9	70,3	4,2	140	3,0	134,0	29,0	7,4	6 - 8
80	3"	88,9	3,2	82,5	5,8	160	3,0	154,0	32,6	9,3	6 - 8
100	4"	114,3	3,6	107,1	9,6	200	3,2	193,6	39,7	13,5	6 - 8 - 12
125	5"	139,7	3,6	132,5	14,5	225	3,5	218,0	39,2	16,4	6 - 8 - 12
150	6"	168,3	4,0	160,3	21,2	250	3,9	242,2	37,0	21,3	6 - 8 - 12
200	8"	219,1	4,5	210,1	36,2	315	4,9	305,2	43,1	31,7	6 - 8 - 12
250	10"	273,0	5,0	263,0	56,4	400	6,3	387,4	57,2	46,0	6 - 8 - 12
300	12"	323,9	5,6	312,7	79,6	450	7,0	436,0	56,1	59,5	6 - 8 - 12
350	14"	355,6	5,6	344,4	96,2	500	7,8	484,4	64,4	67,8	6 - 8 - 12
400	16"	406,4	6,3	393,8	125,7	560	8,8	542,4	68,0	86,3	6 - 8 - 12
450	18"	457,0	6,3	444,4	159,5	630	9,8	610,4	76,7	100,4	6 - 8 - 12
500	20"	508,0	6,3	495,4	197,7	710	11,1	687,8	89,9	117,1	6 - 8 - 12
600	24"	610,0	7,1	595,8	285,5	800	12,5	775,0	82,5	152,2	6 - 8 - 12
700	28"	711,0	8,0	695,0	388,2	900	12,9	874,2	81,6	192,4	6 - 8 - 12
800	32"	813,0	8,8	795,4	507,9	1000	13,3	973,4	80,2	235,4	6 - 8 - 12
900	36"	914,0	10,0	894,0	641,8	1100	13,8	1072,4	79,2	291,6	6 - 8 - 12
1000	40"	1016,0	11,0	994,0	793,3	1200	14,6	1170,8	77,4	350,2	6 - 8 - 12
1200	48"	1219,0	12,5	1194,0	1143,3	1400	15,0	1370,0	75,5	463,9	6 - 8 - 12

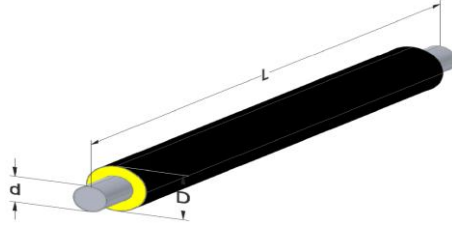
ÇELİK BORU ANMA ÇAPI		AKIŞKAN ÖZELLİKLERİ		BİRİM ISI KAYBI [W/m]			SICAKLIK DÜŞÜMÜ [°C]		
DN	inch	DEBİ [m3/h]	SICAKLIK [°C]	SERİ-1	SERİ-2	SERİ-3	SERİ-1	SERİ-2	SERİ-3
50	2"	5	40	9,4	8,2	7,1	7,8	6,8	5,9
80	3"	15	40	11,6	9,7	8,5	3,3	2,8	2,4
125	5"	55	40	14,1	11,7	9,9	1,1	0,9	0,8

Çizelge Ek A.2. Ön izolasyonlu paket boru seri-2.



ÇELİK SERVİS BORUSU					HDPE KILIF BORU			İZOLASYON (PUR)	PAKET BORU AĞIRLIĞI	BORU BOYU (L)	
Çelik Boru Anma Çapı		Dış Çap (d)	Et Kalınlığı	İç Çap	Birim Su Hacmi	Dış Çap (D)	Et Kalınlığı	İç Çap			Kalınlık
DN	inch	mm	mm	mm	lt / m	mm	mm	mm	mm	kg / m	m
15	½"	21,3	2,0	17,3	0,3	90	2,2	86	32,2	2,0	6
20	¾"	26,9	2,0	22,9	0,5	110	2,5	105,0	39,1	2,8	6
25	1"	33,7	2,3	29,1	0,8	110	2,5	105,0	35,7	3,3	6
32	1 ¼"	42,4	2,6	37,2	1,2	125	2,5	120,0	38,8	4,4	6
40	1 ½"	48,3	2,6	43,1	1,6	125	2,5	120,0	35,9	4,7	6
50	2"	60,3	2,9	54,5	2,6	140	3,0	134,0	36,9	6,4	6
65	2 ½"	76,1	2,9	70,3	4,2	160	3,0	154,0	39,0	7,9	6 - 8
80	3"	88,9	3,2	82,5	5,8	180	3,2	173,6	42,4	10,1	6 - 8
100	4"	114,3	3,6	107,1	9,6	225	3,5	218,0	51,9	14,6	6 - 8 - 12
125	5"	139,7	3,6	132,5	14,5	250	3,9	242,2	51,3	17,8	6 - 8 - 12
150	6"	168,3	4,0	160,3	21,2	280	4,4	271,2	51,5	23,1	6 - 8 - 12
200	8"	219,1	4,5	210,1	36,2	355	5,6	343,8	62,4	34,8	6 - 8 - 12
250	10"	273,0	5,0	263,0	56,4	450	7,0	436,0	81,5	50,7	6 - 8 - 12
300	12"	323,9	5,6	312,7	79,6	500	7,8	484,4	80,3	64,9	6 - 8 - 12
350	14"	355,6	5,6	344,4	96,2	560	8,8	542,4	93,4	75,1	6 - 8 - 12
400	16"	406,4	6,3	393,8	125,7	630	9,8	610,4	102,0	95,5	6 - 8 - 12

Çizelge Ek A.3. Ön izolasyonlu paket boru seri-3.



ÇELİK SERVİS BORUSU					HDPE KILIF BORU			İZOLASYON (PUR)	PAKET BORU AĞIRLIĞI	BORU BOYU (L)	
Çelik Boru Anma Çapı		Dış Çap (d)	Et Kalınlığı	İç Çap	Birim Su Hacmi	Dış Çap (D)	Et Kalınlığı	İç Çap			Kalınlık
DN	inch	mm	mm	mm	lt / m	mm	mm	mm	mm	kg / m	m
15	½"	21,3	2,0	17,3	0,3	110	2,5	105	41,9	2,5	6
20	¾"	26,9	2,0	22,9	0,5	125	2,5	120,0	46,6	3,1	6
25	1"	33,7	2,3	29,1	0,8	125	2,5	120,0	43,2	3,7	6
32	1 ¼"	42,4	2,6	37,2	1,2	140	3,0	134,0	45,8	5,0	6
40	1 ½"	48,3	2,6	43,1	1,6	140	3,0	134,0	42,9	5,3	6
50	2"	60,3	2,9	54,5	2,6	160	3,0	154,0	46,9	7,0	6
65	2 ½"	76,1	2,9	70,3	4,2	180	3,0	174,0	49,0	8,6	6 - 8
80	3"	88,9	3,2	82,5	5,8	200	3,2	193,6	52,4	10,8	6 - 8
100	4"	114,3	3,6	107,1	9,6	250	3,9	242,2	64,0	16,0	6 - 8 - 12
125	5"	139,7	3,6	132,5	14,5	280	4,4	271,2	65,8	19,6	6 - 8 - 12
150	6"	168,3	4,0	160,3	21,2	315	4,9	305,2	68,5	25,4	6 - 8 - 12
200	8"	219,1	4,5	210,1	36,2	400	6,3	387,4	84,2	38,6	6 - 8 - 12
250	10"	273,0	5,0	263,0	56,4	500	7,8	484,4	105,7	56,1	6 - 8 - 12
300	12"	323,9	5,6	312,7	79,6	560	8,8	542,4	109,3	72,2	6 - 8 - 12
350	14"	355,6	5,6	344,4	96,2	630	9,8	610,4	127,4	84,4	6 - 8 - 12
400	16"	406,4	6,3	393,8	125,7	710	11,1	687,8	140,7	107,7	6 - 8 - 12

ÖZGEÇMİŞ

Hikmet KOÇ 1974'ta Trabzon'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. Trabzon Lisesi, Matematik bölümünden mezun olduktan sonra 1993 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği alanında lisans eğitimine başladı ve 2009'da mezun oldu. Mezun olduktan sonra doğalgaz, ısıtma, havalandırma, sıhhi tesisat ve mekanik ve endüstriyel tesisat üzerine özel sektörlerde görev aldı. 2005 yılından itibaren aynı sektörde Koç Mühendislikte firma yetkilisi olarak hizmet vermektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Hürriyet Mahallesi,
Zonguldak Caddesi, Tüccarlar İş Merkezi
No: 28 KARABÜK

Tel : (370) 413 2161
Faks : (370) 413 2161
E-posta : koc_muhendislik@yahoo.com.tr