

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

84905

TEKSTİL ENDÜSTRİSİNDE, ATIK SULARLA KAYIP
OLAN ENERJİNİN ISI POMPALARI YARDIMIYLA
GERİ KAZANIMI

Kimya Müh. Emrah AKBIYIK

F.B.E Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı, Kimya Mühendisliği Programında Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Tez Savunma Tarihi : 12 Kasım 1999
Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Nalan AKGÜN (YTÜ)
Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Esen BOLAT (YTÜ)
: Doç.Dr. Olcay KINCAI (YTÜ)

W. Nalan
E. Bolat
O. Kincaı

İSTANBUL, 1999

İÇİNDEKİLER

Sayfa no

SİMGE LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vi
ÖNSÖZ	vii
ÖZET.....	viii
ABSTRACT.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. ISI POMPASI	2
2.1 Isı Pompasının Çalışma Prensipleri.....	2
2.2 Isı Kaynakları	7
2.3 Isı Pompası Tipleri	9
2.4 Soğutucu Akışkanlar	11
2.4.1 Soğutucu Akışkan Çeşitleri	12
2.5 Performans Katsayısı	13
2.6 Isı Pompası Kullanım Alanları	15
2.6.1 Endüstride Kullanılan Isı Pompaları	16
2.6.2 Endüstride Isı Pompasının Kullanım Alanları	18
3. TEKSTİL FABRİKASINDA ISI POMPASIYLA SAĞLANAN ISI EKONOMİSİNİN İNCELENMESİ	19
3.1 Isı Pompasının Endüstri Uygulamaları	19
3.2 Hesaplamalar	20
3.2.1 COP Hesaplamaları	21
3.2.2 Isı Yükünün Hesaplanması	26
3.2.3 Yıllık Yakıt Sarfiyatının Hesaplanması	27
3.2.4 Kompresörün Yıllık Tahrik Gücü Maliyeti	29
3.2.5 Yatırım Maliyetlerinin Bir Yıla İndirgenmesi	31
3.2.6 Amortisman Süresinin Hesaplanması	32

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	35
KAYNAKLAR	36
ÖZGEÇMİŞ	37



SİMGE LİSTESİ

A	Alan (m^2)
COP	Performans katsayısı
f	Faiz faktörü
F	Yakıt birim fiyatı (TL/kg)
G_y	Yıllık yakıt sarfiyatı (kg)
H	Entalpi (j/kg)
H_u	Yakıt alt ısı değeri (kcal/kg)
K	Isı iletim katsayısı ($kcal/m^2h^0C$)
n	Tesisin ömrü (yıl)
N	Kompresör ısı gücü (kj / h)
P	Basınç (bar)
PT_y	Yıllık yakıt masrafı (TL/yıl)
Q	Isı yükü (kcal/h)
S	Entropi (kcal/kgK)
t	İşletme süresi (h)
T	Sıcaklık (0C)
T_1'	Buharlaştırıcıya giren havanın ısısı (0C)
T_1''	Buharlaştırıcıdan çıkan havanın ısısı (0C)
T_2'	Kondensere giren atık su ısısı (0C)
T_2''	Kondenserden çıkan atık su ısısı (0C)
EM	Enerji Maliyeti (TL)
YM	Yatırım Maliyeti (TL)
W	İş (kW)
KY	Faiz indisi
Y_{min}	Yıllık maliyet (TL)
μ	Kompresör verim katsayısı

Alt indisler :

B	Buharlaştırıcı
F	Fabrika
KA	Kazan
KO	Kompresör
KON	Kondenser
ort	Ortalama
0	Çevre



ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1 Isı pompası akış diyagramı	3
Şekil 2.2 Bir makineye ait çevrim	6
Şekil 2.3 Bir ısı pompasına ait CARNOT çevrimi	7
Şekil 2.4 Isı pompasının ideal ısıtma performans katsayısı değişimi	14
Şekil 2.5 Açık çevrimli mekanik sıkıştırılmalı sistem	16
Şekil 2.6 Isı değiştiricili mekanik buhar sıkıştırılmalı sistem	17
Şekil 2.7 Kapalı çevrim buhar sıkıştırılmalı sistem	17
Şekil 2.8 Kurutma prosesinde kapalı çevrimli Brayton ısı pompasının kullanımı	19
Şekil 3.1 Fabrikanın ısı pompası kullanım diyagramı	22
Şekil 3.2 log P-R ₂₂ değişim diyagramı	22
Şekil 3.3 Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklık farkları karşısında COP değişimi	26
Şekil 3.4 Isı pompası ve kazan maliyetinin optimum noktasının bulunması	33
Şekil 3.5 Kazanın ısıtma devresine girdiği aylar ve ısı yükü	34

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1 Aylık Q/Q_{MAX} ve T_B Çerkezköy ortalaması değerleri	21
Çizelge 3.2 Aylara göre değişen ısı yükü ortalamaları	27
Çizelge 3.3 Değişen sıcaklıklara göre yıllık yakıt sarfiyatı maliyeti	29



ÖNSÖZ

Tekstil endüstrisindeki enerji kayıplarının geri kazanılabileceğini göz önüne alarak hazırlamış olduğum yüksek lisans tezimin hazırlanması sırasında çalışmalarımı yönlendiren, her aşamada yardımcı olan Prof. Dr.Salih DİNÇER'e ve danışmanım Yrd.Doç.Dr.Nalan AKGÜN'e, ayrıca yetişmemi sağlayan diğer hocalarıma, aileme; desteğini esirgemeyen Ebru Uyanusta'ya, Seyfullah Keyf'e, Özlem Doğan'a teşekkür ederim.



ÖZET

Günümüzde, tüm dünya ülkelerinin karşılaştıkları enerji sorunu, ülkeleri, mevcut enerji kaynaklarını koruyarak, onları en verimli şekilde kullanmaya ve yeni enerji kaynakları aramaya yöneltmiştir. Bu konuda ısı pompası; yapılarında depoladıkları bu enerjiyi doğal kaynaklardan alıp, insanların çeşitli amaçlarla yararlanabilecekleri hale getiren bir makine olarak, hatırı sayılır bir yere sahiptir.

Teorisi uzun yıllardır bilinen ısı pompaları, bugün dünyada haklı bir ilgi görmektedir. Fakat uygulamada karşılaşılan bazı güçlükler, ilk yatırım masraflarının ve işletme masraflarının fazlalığı, piyasada fazla tanınmaması gibi olumsuz etkenler dolayısıyla, ülkemizde yeteri kadar ilgi görmemektedir.

Bu çalışmada, tekstil endüstrisindeki enerji kullanımı üzerinde durulmuş ve proses esnasında kayıp edilen enerjiyi tekrar kazanmak için bir çalışma yapılmıştır.

Konuyla ilgili olarak öncelikle ısı pompalarının termodinamik özelliklerinin tanıtımına yer verilmiştir. Çeşitli ısı pompası tipleri ve soğutucu akışkan örnekleri üzerinde durulduktan sonra bir tesiste ısı pompası yardımıyla enerji kazanımı hesaplamaları yapılmıştır.

ABSTRACT

Today, due to the energy problem confronted by the whole world, the countries have been directed towards using existing energy sources in the most productive way and seeking new energy sources. Heat pump holds a considerable part in this subject as a machine which turns built-in free energy taken from natural resources to use by people for various purposes.

Known theoretically for long years, heat pumps today get their due interest in the world after passing through hard times. But unfortunately, they don't get sufficient interest in our country because of the negative factors like the problems confronted in application, excessive investment and, running costs and being unknown enough on market.

In this work, energy usage in textile industry has been taken up and a study has been done to recover the energy lost during the process.

In relation to the subject, thermodynamic properties of the heat pumps have been first presented. Various heat pump types and cooling fluid examples have been studied and energy recovery calculations using a heat pump in the plant have been done.

1. GİRİŞ

Gelişmiş ülkelerde enerjinin en çok kullanıldığı yer, endüstridir. Endüstriyel tüketimin de en önemli kısmını, talebin %60-80'ine karşılık gelen proses ısısı oluşturmaktadır. Proses ısısı, hammaddenin fabrikaya girişinden çıkışına kadar üretimin her kademesinde doğrudan kullanılan ısı enerjisi olduğu için enerji tasarrufu konusunda önemli bir potansiyele sahiptir.

Ülkemizde de enerjinin en büyük tüketicisi %37'lik bir oran ile endüstridir. Proses ısısı ise toplam enerji tüketiminin %75'ine karşılık gelmektedir. Kullanım alanlarına bağlı olmak üzere genelde, iki sıcaklık tepe değeri görülmektedir: Yaklaşık 1200°C civarındaki yüksek sıcaklık değerlerine seramik, çimento, demir-çelik ; 150-200°C civarındaki daha düşük sıcaklık değerlerine ise gıda, tekstil ve kimya sanayilerinde ulaşılmaktadır.

Bu çalışmada, Türkiye'nin ihracat potansiyelinde önemli bir paya sahip olan tekstil endüstrisindeki atık ısının değerlendirilmesi ele alınmaktadır.

Tekstil endüstrisi; dokuma ve örgü kumaş üretimi, boya, baskı ve apre proseslerinden oluşur. Dokuma kumaş üretiminin esasını mekanik enerji kullanımı oluştururken, ısıtma ve kurutma proseslerinde 70-200°C aralığında değişen yelpazede sıcak su kullanılır. Boya-apre işlemlerinde günde yaklaşık olarak 100 ton sıcak su harcanmaktadır ve kullanılan su, bir sonraki işlem açısından zararlı kimyasal maddeler içerdiği için atılmaktadır. Bu rakamların büyüklüğü, enerji tasarrufunun ve seçilecek yöntemin önemini vurgulamaktadır.

İlk yatırım maliyeti diğer yöntemlere göre daha yüksek olmasına rağmen, atık suyun prosese uygunluğu ve uzun vadede sağlayacağı getiri, tekstil endüstrisinde enerjinin geri kazanılmasında ısı pompalarının tercih edilmesine neden olmaktadır.

Bu nedenle; yapılan çalışmada, tekstil endüstrisindeki enerji tasarrufu incelenirken, ısı pompasının kullanımı esas alınmıştır.

2. ISI POMPASI

Isı pompasının ilkesi, ilk defa 1824 yılında Nicholas Carnot tarafından ortaya atılmış, 1852 yılında Lord Kelvin' in "soğutma cihazları kullanarak ısıtma yapılması" düşüncesi ile de gelişmiştir.

Aynı yıllarda, Lord Kelvin "ısı yükselticisi" adını verdiği bir cihazdan bahsetmiştir. Bu cihazda hava, iş gören akışkan olarak kullanılmıştır. Dış ortam havası bir silindire çekilir ve burada genişletilerek, hem sıcaklığının hem de basıncının düşürülmesi sağlanmıştır. Daha sonra hava, dış ortama yerleştirilen bir ısı değiştiriciden geçirilmiş, böylece genişletilerek soğuyan havanın dış ortamdan ısı alması sağlanmıştır. Isınan hava, tekrar normal atmosfer basıncına sıkıştırılarak normal atmosfer sıcaklığından daha yüksek sıcaklıkta odaya verilmiştir. Böylece Lord Kelvin'in "ısı yükseltici"si doğrudan yanmaya göre verilen enerjinin %3'ü ile ısı üretebilmiştir. Birçok araştırmacı bu konu ile ilgilenmiş ancak ortam ısıtılması için pratik bir çözüm bulunana değin yaklaşık 80 yıl geçmiştir. 1927 yılında İskoçya'da çalışmalarına başlayan aynı zamanda "Isı Pompası"nın isim babası olan Haldane, bu konudaki ilk yayımını 1930 yılında yapmıştır.

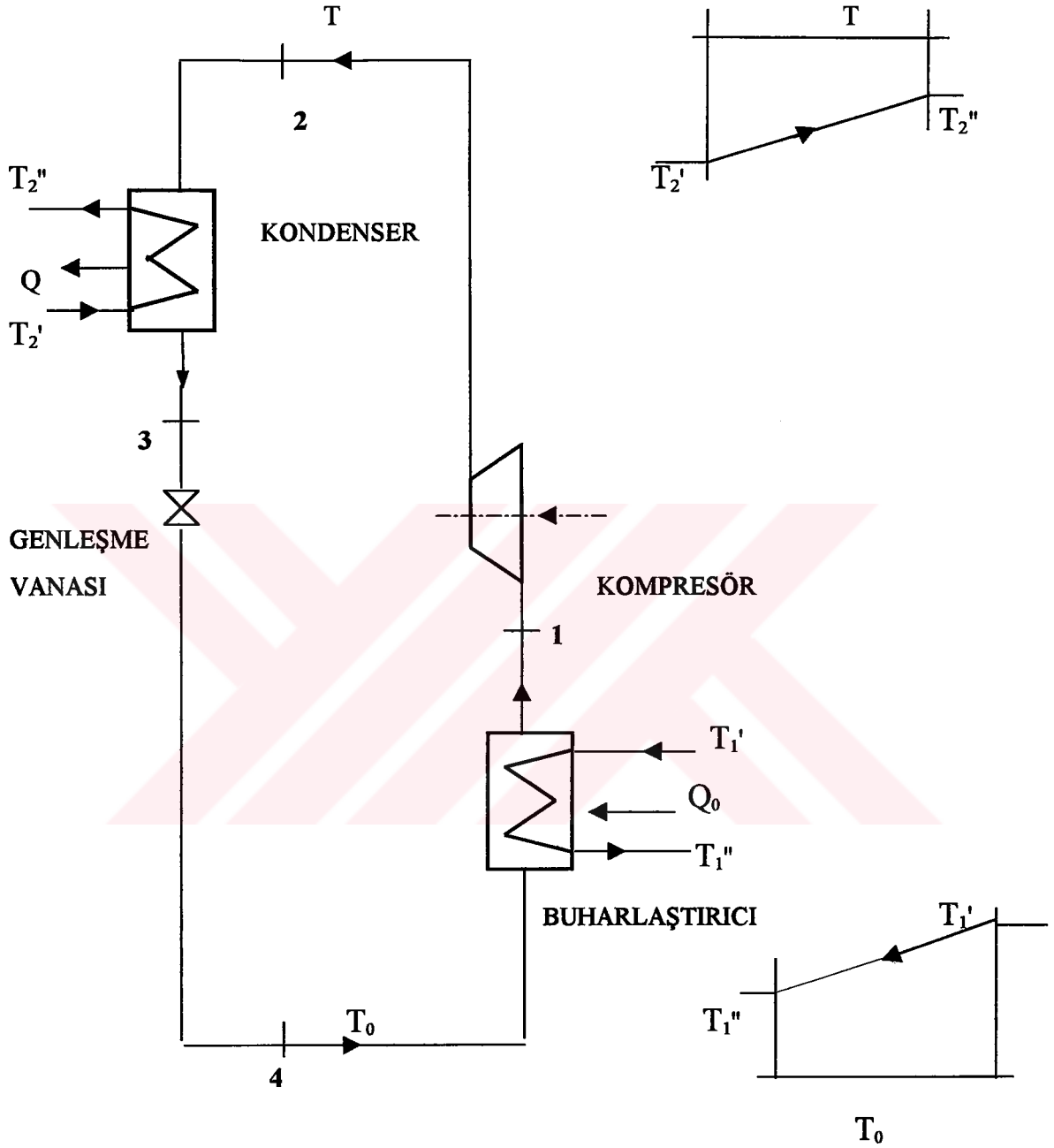
Avrupa'da ise ilk büyük ısı pompası, Zürih Belediye Sarayı' nı ısıtmak amacı ile 1938 yılında 175 kW gücünde yapılmıştır. Bundan sonraki yıllarda İsviçre'de, Amerika'da, Japonya'da çalışmalar yapılarak günümüze değin gelinmiştir (EİEL, 1987).

2.1. Isı Pompasının Çalışma Prensipleri

Isı pompası; düşük sıcaklıktaki bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki başka bir ortama ısı aktarımını sağlayan termodinamik bir sistemdir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre; ısı, düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama taşınmak istendiğinde, sisteme iş verilmesi gerekmektedir. Isı pompası bu esasa göre çalışan ve düşük sıcaklıktaki toprak, hava, su gibi herhangi bir ısı kaynağından alınan ısıdan, ek bir enerji yardımıyla daha yüksek ısı elde etmek için kullanılan bir sistemdir.

Şekil 2.1 ısı pompasının çalışmasına ait akış diyagramını göstermektedir. Burada, kompresör, akışkanı hemen hemen kuru buhar halinde emer ve yüksek basınç altında sıkıştırır. Sıkıştırılan buhar, ısı değiştiricisine gönderilerek yoğunlaştırılır. Burada, Q buharlaşma ısı ortama verilir.

Basınç altında bulunan sıvı haldeki akışkan, vanadan geçirilerek genişletilir ve ikinci bir ısı değiştiricisine gönderilir. Burada, çevreden Q_0 ısı alır ve yeniden başlangıçtaki gaz haline döner.



Şekil 2.1 Isı pompası akış diyagramı (Karun,1995)

Şekil 2.1'den de görüldüğü üzere ısı pompası tasarımları dört ana elemandan oluşmaktadır: kompresör, buharlaştırıcı, kondenser ve genişleme vanası. Bu ana elemanların oluşturduğu sistemler; çeşitli ilavelerle, ısı kaynağına ve uygulama yerindeki koşullara bağlı olarak zenginleştirilebilir.

BUHARLAŞTIRICI : Sistemde dolaşan akışkanın düşük sıcaklıktaki ortamdan ısı alarak buharlaştığı bölümdür. Genleşme vanasında basıncı düşürülen akışkan, yaş buhar halinde buharlaştırıcıya gelir ve burada ortamdan buharlaşma ısısı kadar ısı çekerek doymuş buhar haline dönüşür.

Buharlaştırıcılar, soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak çeşitli malzemelerden yapılırlar. Genellikle bakır veya çelik boru kullanılır. Korozyona mukavemeti arttırmak için, dış yüzeyler, borular bakır ise kalaylanır, çelik ise galvanize edilir.

KOMPRESÖR : Elektrik, dizel veya gaz ile çalıştırılan kompresör, buharlaştırıcıda bulunan alçak basınç ve buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta olan kondensere gönderir.

Kompresörler dört ana grupta toplanabilirler;

- 1- Pistonlu kompresörler: Birim soğutucu akışkanın soğutma kapasitesine isabet eden silindir gereksinimi az olan, ama emme-basma basınç farkı fazla olan soğutucu akışkanlar (NH_3 , R_{12} , R_{22} , R_{502} vb) için uygundur. Emme-basma basınç farkı 5'in üzerine çıktığı zaman kademeli olanlar kullanılır.
 - Yatay : çok yer işgal eder, montajı pahalı, yağlanması zordur.
 - Düşey : daha az yer kaplar, hafiftir.
- 2- Rotatif kompresörler: Sessiz çalışan ve az yer kaplayan fakat yağlama zorluğu olan bu tip kompresörler döner hareketten yararlanma şekline göre;
 - Dişli,
 - Tek paletli,
 - Çok paletlidir.
- 3- Santrifüj kompresörler: Sıkıştırma işlemi santrifüj kuvvetler ile sağlanır ve yoğuşma basıncı düşük soğutucu akışkanlar için uygundur.
- 4- Hermetik kompresörler: Freon serisi soğutucu akışkanların kullanıldığı bu tip kompresörlerde devir sayısı 3000 d/dk olup uzun ömürlüdürler.
 - Tam hermetik,
 - Yarı hermetiktirler.

GENLEŞME VANASI : Genleşme vanası, soğutucu akışkanın basıncını arzu edilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan kısımdır. Basınç ayarlayıcı olarak kapiler borulardan faydalanabildiği gibi buharlaştırıcı için gerekli soğutucu akışkan miktarını da ayarlayan el ayar

vanası, otomatik genişleme vanası, termik genişleme vanası ile alçak ve yüksek basınç şamandıralı tipleri mevcuttur.

KONDENSER : Isı pompasında kullanılan tipteki kondenserlerin ısı iletim katsayısı genellikle $K=600-700 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ arasında değişir. İmalatı, bakımı, onarımı kolaydır. Yatay olmaları sayesinde gaz soğutma suyunu dikey olarak yalarlar, bu da ısı geçişinin büyük olmasını sağlar.

Bir ısı pompası esas olarak soğutma makinesi ile aynı donanıma sahip olmasına rağmen kullanım amaçları farklıdır. Soğutma makinesi, bir ürünün ya da bir yerin soğutulması sırasında Q_0 ısını emerken, ısı pompası, ısıtıcı akışkana Q ısını verir. İhtiyaç duyulan Q_0 ısı, nehir suyu veya atmosfer havası gibi termik bir kaynaktan sağlanır ve kompresörün sıkıştırması sonucu işe yarar duruma girdikten sonra ısıtma işlerinde kullanılan akışkana iletilir. Burada olay, T ile T_0 sıcaklık sınırları arasında gerçekleşmektedir. Isı veren akışkanın (kaynak suyu) sıcaklığı olan T_1 değeri T_0 'dan, buharlaştırıcıdaki sıcaklık yükselmesine eşit bir değer kadar daha büyük ısı alan aracı akışkanın T_2 sıcaklığı ise T 'den, kondenserdeki sıcaklık düşümüne eşit bir değer kadar daha düşüktür. Bunun nasıl meydana geldiğini anlamının en iyi çaresi T-S diyagramına başvurmaktır (Şekil 2.2). 1'den 4'e kadar olan noktalar, kullanılan akışkanın, Şekil 2.1'deki tesisat şemasında aynı numarayı taşıyan bölgelerdeki durumunu göstermektedir.

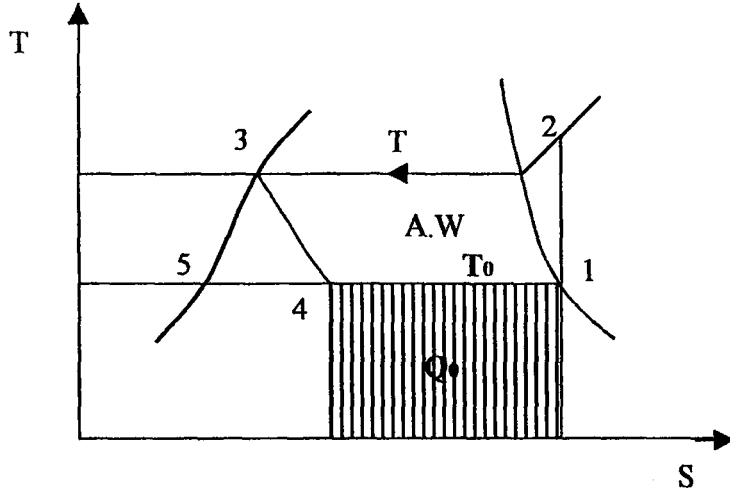
Bir başka deyişle (ters Rankine çevrimi),

1-2 arası adyabatik (tersinir değil) sıkıştırma halini,

2-3 arası sabit ve yüksek bir basınç değerinde oluşan yoğuşma olayını,

3-4 arası genişleme olayını,

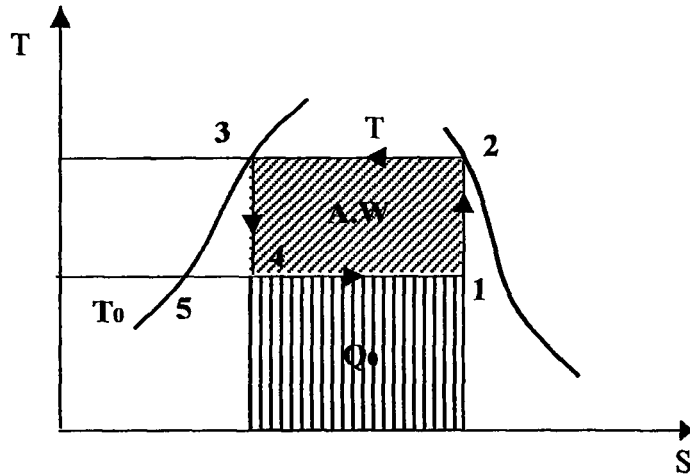
4-1 arası ise pek yüksek olmayan sabit bir basınç altında oluşan buharlaşma olayını temsil etmektedir.



Şekil 2.2 Bir makineye ait çevrim (Karun, 1995)

123541 alanı kompresörde sarf edilen W işinin ısı eşdeğerine, 41 doğru parçasının altında kalan dikey doğrultuda taranmış alan ise buharlaştırıcıda yutulan Q_0 ısı miktarına karşılık gelir.

Şekil 2.3'te ise karşılaştırmaya imkan vermesi bakımından T ve T_0 sıcaklıkları arasında çalışan bir CARNOT çevrimi gösterilmiştir. Bu çevrim, Şekil 2.2'de çizilmiş olan çevrimden şu noktalarda ayrılır; CARNOT çevriminde 345 işi, artık adyabatik hale gelmiş olan 34 genişleme periyodu süresince kullanılır. Buradaki yoğuşma olayı tamamen izotermiktir. Oysa izotermik bir olay; ıslak buhar söz konusu olduğunda, yani 2 noktası doyma eğrisi üzerinde bulunduğu mümkündür.



Şekil 2.3 Bir ısı pompasına ait CARNOT çevrimi

2.2 Isı Kaynakları

Sistemde buharlaştırıcının ısı çektiği ortamlara “ısı kaynağı” denir ve bu kaynakların ısı pompası ile uyumlu çalışabilmesi için:

- a) Kaynak sıcaklığı fazla değişmemeli,
- b) Kaynak bol bulunmalı ve coğrafi koşullardan olabildiğince az etkilenmeli,
- c) Kaynak kirli olmamalı,
- d) Korozyona neden olmamalıdır.

Isı pompasının performans katsayısı, sıcak ısı kaynağı ile soğuk ısı kaynağı arasındaki sıcaklık farkı ne kadar küçük olursa o kadar büyük olmaktadır. Bu nedenle ısı çekilecek kaynak olarak (soğuk ısı kaynağı) sıcaklığı en yüksek kaynağı seçmek gerekir.

En çok kullanılan ısı kaynakları çevre havası, su (yeraltı veya yerüstü suyu), toprak, atık ısıdır. Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden de yararlanılabilir.

a) Çevre havası : Hava, her yerde bulunması, normal büyüklükte elemanlara ihtiyaç göstermesi, montaj ve işletme masraflarının düşük olması yönlerinde çok uygun bir ısı kaynağıdır.

Havadan havaya ısı pompaları en yaygın olarak kullanılan tiptir. İlgili bölgede soğutulmuş veya ısıtılmış havayı elde etmek için; hava devreleri, motorla veya elle çalıştırılan damperlerle yer değiştirebilir (yani hem hava devreleri hem bu damperler kullanılabilir). Bu sistemde birinci eleman daima buharlaştırıcıdır, diğeri de daima kondenserdir. Denetlenen hava, soğutma çevrimi sırasında buharlaştırıcılardan geçerken dışarı atılan hava kondenserdan geçer. Damperlerin pozisyonu, soğutmadan ısıtmaya geçişi sağlar. Buharlaştırıcı giren hava ile borularda dolaşan soğutucu akışkan arasında 5-10°C sıcaklık farkı sağlanır.

Yüksek ısıtma tesir katsayısı, sıcaklığı ısıtılacak yerin sıcaklığına mümkün olduğu kadar yakın bir ısı kaynağı kullanmakla elde edilir. Isıtma döneminin büyük bir bölümünde dış hava sıcaklığı bu açıdan uygundur. Ancak bu sıcaklığın değişken olması, gerekli kapasitenin tayininde güçlük çıkarır. Eğer ısı pompası, kötü kış şartlarında ısıtmayı sağlayacak şekilde dizayn edilirse, dönemin büyük bir bölümünde kapasite fazlalığı meydana gelir. Bu da birkaç günlük çalışma için ilk yatırım maliyetinin artması demektir. Ayrıca fazla kapasitede olduğu için çok kısa süre çalışıp ihtiyaç karşılar yani sık sık çalışıp durmanın sürekli

çalışmaya nazaran tesir katsayısı değerini düşürdüğünü göstermiştir. Bu arada kompresörün ikide birde devreye girip çıkması da arıza yapma ihtimalini artırır. Çözüm olarak belli bir tasarım noktası sıcaklığı seçilir ve kapasite bu değere göre tayin edilir, tasarım noktasının altındaki sıcaklıklarda yardımcı ısıtıcı kullanılır.

Hava kaynaklı ısı pompasında kışın ısı ihtiyacı fazla olduğu zamanlarda ısı kaynağının sıcaklığı düşüktür. Bu da aynı yoğuşma sıcaklığı için ısı tesir katsayısının düşmesine sebep olur. Böylece ısıtılan yere verilen ısı daha az olmaktadır.

Isı kaynağı olarak hava kullanmanın dezavantajı içerisinde bol miktarda su buharı bulundurması ve düşük hava sıcaklıklarında bu buharın buharlaştırıcının üzerinde yoğuşması ve donmasıdır. Bu buz tabakası hava hareketini ve buharlaştırıcının ısı çekmesini önler. Buzun periyodik olarak defrost tertibatıyla eritilmesi gerekir.

b) Su : Isı kaynağı olarak su da geniş ölçüde kullanılmaktadır. Bu amaçla deniz suyu, göl, ırmak suyu ve kuyu suyu kullanılabilir. Kuyu suyunun sıcaklık değişimi en az olmakla birlikte (hemen hemen yıl boyunca sabit kalır), yüzey sularının sıcaklığı mevsime bağlı olarak değişir, ancak değişimleri havaya göre daha azdır. Kuyu suyu pompayla çekilip buharlaştırıcıdan geçirilir ya da buharlaştırıcı, kuyunun içine yerleştirilir.

Su kullanılması halinde defrost problemi yoktur. Ayrıca suda soğutucu akışkana ısı transferi havaya göre daha yüksektir. Böylece buharlaştırıcı daha küçük seçilebilir. Ancak su, korozyon problemine neden olur ve ilk yatırım masrafları hava kaynaklı ısı pompasına nazaran yüksektir.

c) Toprak : Buharlaştırıcı toprağın altına gömülerek ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Isı toprakta soğutucu akışkana akar. Bu şekilde toprağın ısı azalır, soğur. Toprak ısını güneşten alır. Tasarım, toprağın ısını tamamen tüketmeyecek şekilde yapılmalıdır. Bu da ısı çekilmesinin yavaş yapılmasıyla mümkündür ve soğuk iklimlerde çok geniş toprak alanına ihtiyaç gösterir. Soğutucu akışkan, topraktaki buharlaştırıcıdan geçerken ısı çeker ve buharlaşır. Kompresörde basıncı ve sıcaklığı yükselir. Kondenserde, yoğuşma sırasında ısıtılacak ortama ısı verir, çevrim bu şekilde tekrarlanır. Geniş bir toprak alanına ihtiyaç göstermesi ve yeraltına montajı dolayısıyla pahalı bir sistemdir.

d) Güneş : Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden yararlanma konusunda çalışmalar devam

etmektedir. Mevcut olduğu zamanlar güneş enerjisi diğer ısı kaynaklarından daha yüksek sıcaklıklarda ısı sağlar. Bu bakımdan ısı tesir katsayısı daha büyük olur. Ancak güneş enerjisi sürekli enerjiyi verebilen bir kaynak değildir; kışın ve geceleri ısı verememektedir. Buna rağmen güneş enerjisi ile birlikte yardımcı ısı kaynağı beraber ya da bina içerisine bir ısı deposu koymak suretiyle elverişli bir sistem kurulabilir.

2.3 Isı Pompası Tipleri

Isı pompaları;

1. Isı kaynağı ve alıcısına,
2. Termodinamik çevrime,
3. Yapısına,
4. Boyutlarına,
5. Kaynak ve alıcı sınırlarına göre sınıflandırılabilir (Mullan, 1981).

Isı kaynaklarına göre sınıflandırma :

Isı pompaları ısı kaynağına bağılı olarak; hava-hava, hava-su, su-hava, su-su olarak sınıflandırılabilir. Birinci eleman daima buharlaştırıcı, ikinci eleman ise kondenser bölgesine aittir. Bu sınıflandırmaya ek olarak ısı pompaları direkt veya dolaylı sisteme sahip olabilirler. Dolaylı sistemde, ısı dış havadan, sudan alınarak bir aracı akışkana aktarılır ve sonra buharlaştırıcıya gönderilir. Direkt sistemde ısı, direkt olarak ısı kaynağından soğutucu akışkana aktarılır ve soğutucu akışkandan da iklimlendirilecek ortama aktarılır (Look vb., 1982).

a) Hava - Hava

Hava-hava ısı pompası, dış havayı ısı kaynağı veya egzost yapılan yer olarak kullanırken kondenserden ısının atılması için de dış hava kullanılır. Bu tip bir ünitenin kapalı bir çevrim oluşturması, basitleştirici bir avantajdır. Ayrıca, kullanılmış suyu atma sorunu, su temini, sulu sistemlerde oluşan tortulanmalar gibi sorunlar da yoktur. Dış hava sıcaklığı, iklimlendirilecek ortam sıcaklığından biraz değişince bile yine yüksek bir tesir katsayısında çalışılması mümkün olur. Fakat hava içinde çalışan ısı değiştiricileri, su içinde çalışanlara oranla, havanın ısı transfer katsayısının düşük olması nedeniyle, daha büyük olacaktır. Bu nedenle bu tip bir sistem oldukça büyük yer kaplayacaktır.

Ayrıca, bu tip üniteler ılıman iklimlere göredir. Çünkü düşük dış ortam hava sıcaklığı performans katsayısını düşürür. Böylece en gerekli zamanda alınabilecek ısı miktarı azalır. Hava sıcaklığı 0°C'nin altına düştüğü zaman, dış hava serpantilerinde buzlanma sorunu karşımıza çıkar.

b) Su – Hava

Su – hava ısı pompası, suyu ısı kaynağı, havayı iklimlendirilecek ortama ısıyı iletmek için kullanır. Isı kaynağı olarak su, genelde sabit sıcaklığa sahip bir kuyu, göl, doğa veya diğer kaynaklardan elde edilebilir.

Bu tipteki sistemler dış hava sıcaklığına bağlı olmadan sabit performans katsayısı ile çalışırlar. Bu yüzden bu sistemler fazla sıcaklık değişimleri olan iklimlerde kullanılırlar. Bu da dış havayı ısı kaynağı olarak kullanan sistemlerden daha avantajlı olmasını sağlar. Bu sistem sadece bir adet hava ısı değiştiricisi gerektirdiğinden küçük boyuttadır. Dezavantajı ise, yeterli besleme suyu elde etmek ve atık su sorunudur.

c) Hava - Su

Hava – su sistemlerinde dış hava, ısı kaynağı olduğu için (hava – hava tipinde olduğu gibi) düşük hava sıcaklıklarında oldukça düşük performans katsayısı değerine ulaşılması gibi bir dezavantaj söz konusudur. Bu sistem, sıcak veya soğuk su eldesinde veya sıcak sulu ısıtma sistemlerinde kullanılabilir. Buharlaştırıcı ve kondenser su içinde çalışmaktadır. İlave olarak dış havadan ısı çekebilecek bir ısı değiştirici ve onu transfer ortamına verebilecek bir sistem, binanın çatısına konabilir. Sıvı, buharlaştırıcı veya kondenser arasında, dış ortam havasından ısının çekilmesi veya verilmesi şeklinde sirküle ettirilir. Havadan suya ısı pompaları, bölge kontrolünün gerekli olduğu büyük binalarda yaygın olarak kullanılır.

d) Su – Su

Su ısı kaynağı olduğundan, su – hava sistemindeki avantajlara sahiptir. Bu, su temininin yeterli ve uygun olduğu yerlerde sıcak ve soğuk suyun bir arada, endüstriyel bir işlemde gerektiği hallerde ve sıcak sulu ısıtmanın istendiği durumlarda kullanılır. Bu sistem radyatörlü ısıtma sistemlerine de uygulanır.

e) Diğer Sistemler

Büyük kuruluşlarda, su temininin sınırlı olduğu yerlerde, hava ve suyun bir arada ısı kaynağı

olarak kullanılması bazı hallerde avantajlıdır. Bu sistem, dış hava sıcaklığı su sıcaklığından daha yüksek olduğu hallerde daha büyük bir performans katsayısı değeri verebilir. Aynı zamanda, dış hava sıcaklığı düşükken hava - hava tipine göre daha yüksek bir verim elde edilebilir.

2.4. Soğutucu Akışkanlar

Isının bir ortamda alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak kullanılan soğutucu akışkanlar, ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline (buharlaştırıcı devresinde buharlaşma ısısını çekerek) ve buhar halden sıvı haline (kondenser devresinde yoğuşma ısısını vererek) dönüşerek sağlarlar. Soğutucu akışkanlar kimyasal bileşikler olup, tesisin özelliklerine göre çeşitli şartlarını sağlamaları istenir. Pratikte NH_3 (amonyak), SO_2 (kükürt dioksit), Freon serileri, CO_2 (karbondioksit), CH_3Cl (metil klorür), $\text{C}_2\text{H}_5\text{Cl}$ (etil klorür), C_2H_6 (etan), $(\text{CH}_3)_3\text{CH}$ (izobütan) soğutucu akışkan olarak kullanılır.

Isı pompalarında kullanılan soğutucu akışkanlarda aşağıdaki özellikler aranır :

1. Yüksek buharlaşma gizli ısı: Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısı yükseldikçe sistemde dolaşması gereken soğutucu akışkan kütlesi azalır, sistem elemanları küçülür, malzeme ve yatırım masrafları düşer.
2. Buharlaşma basıncının uygun olması: Çalışma esnasında atmosferik havanın cihaz içine nüfuz etmemesi için pozitif basınçlar düşünülse de atmosfer basıncından yüksek basınçlarda sızdırmazlık ünitelerinin et kalınlıkları, malzeme ve dolayısıyla maliyet artar.
3. Yüksek kritik sıcaklık: Soğutucu akışkan kritik sıcaklığı normal çalışma sıcaklıklarının mümkün olduğu kadar üstünde olmalıdır. Bu şekilde aynı madde içinde daha az güç harcanması temin edilmiş olur.
4. Düşük donma sıcaklığı: Soğutucu akışkan, çalışılan basınç ve sıcaklık değerlerinde katılaşmamalıdır.
5. Ucuz olması: İstenilen zamanda, istenilen miktarda bulunabilmelidir. Akışkanın ucuz olması tesisin maliyeti bakımından önemlidir. Sistem büyüdükçe bu parametre önem kazanır.
6. Kararlı olması ve korozyon olmaması: Soğutucu akışkan sistemde kullanılan malzemelerle reaksiyonlara girmemeli, kimyasal yapısını ve özelliklerini değiştirmemelidir.
7. Yağda eriyebilirlik özelliği: Böylece meydana gelen solüsyon homojen olur ve tüm çevrim boyunca akışkanla beraber taşınır. R_{11} , R_{12} , R_{21} , R_{113} bu cinstir. Bazı soğutucu akışkanlar ise çözünmez. Eğer akışkan buharı tarafından yağ taşınırsa heterojen bir karışım oluşur. Bu yağ

sistemin herhangi bir bölgesinde soğutucu akışkandan ayrılarak birikebilir. NH_3 , CO_2 , SO_2 , R_{13} , R_{14} vb. maddelerde kompresör çıkışına yağ ayırıcılar konulmalıdır.

8. Zehirli olmaması
9. Yakıcı patlayıcı ya da yanıcı olmaması
10. Kaçak tespitinin kolay olması
11. Viskozitesinin küçük olması : böylece çevrim boyunca borulardaki basınç kayıpları küçülür
12. Isı transfer özelliğinin yüksek olması : böylece elemanların boyutları küçülür.

2.4.1 Soğutucu Akışkan Çeşitleri

NH_3

Hacimsel özgül soğutma yükü en fazla olan soğutucu akışkan olup özellikle büyük tesislerde çok kullanılır. Küçük tesislerde sistemde dolaşması gereken soğutucu akışkan miktarının az olması dolayısıyla sistem ayar ve kontrol imkanı azaldığı için pek kullanılmaz. Bakır, çinko, galvaniz kaplı malzeme üzerine korozyon etkisi vardır. Amonyaklı tesislerde sadece çelik ve dökme demir kullanılır. Bir atmosferde veya atmosferik basınçta -33°C 'de buharlaşır, genellikle bundan düşük buharlarda kullanılmaz. Amonyakın su ile birleşme kabiliyeti, çok yüksektir. Yüksek sıcaklıklarda hava ile beraberken yanabilir. Hava içerisinde %16-25 oranında zehirli olur. Solunum organlarına ve cilde yanık etkisi yapabilir. Kompresör çıkış sıcaklıkları yüksektir. Bu yüzden kompresördeki yağlama yağını karbonize edebilir. Özellikle cidarlara ve sübaplara tesir edebilir. Amonyaklı sistemlerde kompresör soğutulmalıdır.

CO_2

Hacimsel özgül soğutma yükü en büyük olan bu yüzden de büyük tesislerde kullanılan bir akışkandır. Soğutma tesislerinde kullanılan malzemeler üzerine bir etkisi yoktur. Sistemde çalışma basınçları oldukça yüksek olduğu için sistem elemanlarının et kalınlıkları fazladır, ancak özgül soğutma yükü büyüklüğünden dolayı sistem elemanları ufaktır.

SO_2

Çalışma özellikleri küçük tesislerde kullanımı için çok uygundur. Hava ile karışımı çok küçük oranlarda dahi zehirleyicidir. Sisteme az miktarda hava ve su buharı girdiğinde korozif etkisi ortaya çıktığı için mutlaka kurutucu kullanılmalıdır. Eskiden buzdolaplarında kullanılan SO_2 zehirli etkisinden dolayı bugün tamamen unutulmuş durumdadır.

FREON Cinsi Soğutucu Akışkanlar (Halokarbon)

Doğal olarak elde edilen (NH_3 , SO_2 gibi) soğutucu akışkanların istenilen tüm özellikleri temin edememesi sentetik bir soğutucu akışkan grubunun doğmasına yol açmamıştır. Bunlar, emniyet ve güvenilirlik yönünden iyi olan, ayrıca iyi bir ısı özelliğe sahip olan florakarbon (floraştırılmış hidrokarbonlardır), halokarbon (haloje edilmiş hidrakerbonlar) ailesindedir. Metan (CH_4) veya etan (C_2H_6) içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor, flor veya brom(halojen atomları yerleştirmek suretiyle elde edilmektedir. Genel formülleri $\text{C}_m\text{H}_n\text{F}_p\text{Cl}_q$ dir. Genellikle tesiste kullanılan malzemeler üzerine etkileri yoktur. Yalnız kurşun magnezyum ve alaşımları üzerinde etkileri vardır. Zehirli ve yanıcı değildir.

Bunlar;

- **R₁₂(CCl₂F₂):** Küçük ve orta güçteki soğutma tesislerinde çok yaygın olarak kullanılır. Bir atmosferdeki buharlaşma sıcaklığı -30°C civarındadır. Bundan düşük sıcaklıklar için kullanılmaz. Suda güç erir. Eğer sisteme hava girerse hava içindeki su buharı kısılma valfi çıkışında tıkanmalara yol açar. R₁₂ içinde 10 mg/kg'dan fazla su oranına müsaade edilmez. Sistemde mutlaka kurutucu kullanılır. Yağ ile de kolayca karışabilir, dolayısıyla sistemde yağ ayırıcı zorunluluğu yoktur. Kaçaklar halojen lamba ile tespit edilebilir.
- **R₁₃:** Özellikleri düşük sıcaklıklarda kullanım için elverişlidir. Bir atmosferdeki buharlaşma sıcaklığı -82°C civarındadır. Ancak sıcaklığın artması ile basınç çok yükselir. Bu yüzden de genellikle kaskat sistemlerde düşük basınç kısmında kullanılır. Yağ ile karışmaz. Kaçaklar halojen lamba ile tespit edilebilir.
- **R₂₂:** Cam berraklığında, renksiz ve etere benzer bir kokusu vardır. Diğer freon serisi akışkanlarda olduğu gibi emniyetle kullanılacak zehirsiz, yanmayan ve patlamayan bir akışkandır. Saf halde yağ ile karışık olduğu zaman malzemeye tesir eder. 1 kg R₂₂ içinde 25 mg'dan fazla su bulunmamalıdır. -60°C civarındaki düşük sıcaklıkların elde edilmesinde, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiştir. Hacimsel özgül soğutma yükü büyüklük olarak amonyağın arkasında gelir. Bu yüzden de orta ve büyük tesislerde düşük sıcaklık seviyeleri için kullanılır. Isı pompası tesislerinde bilhassa daha kompakt kompresör gerektirmesi ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Yağda erimez, yağ ayırıcı kullanılmak zorunludur.

2.5. Performans Katsayısı

Isı pompası çevriminin performansını belirleyen en önemli faktör, COP, performans katsayısıdır. COP, ısı pompası ile kondenserden alınan ısının (Q_{KON}), Q_{KON} ısısının alınabilmesi

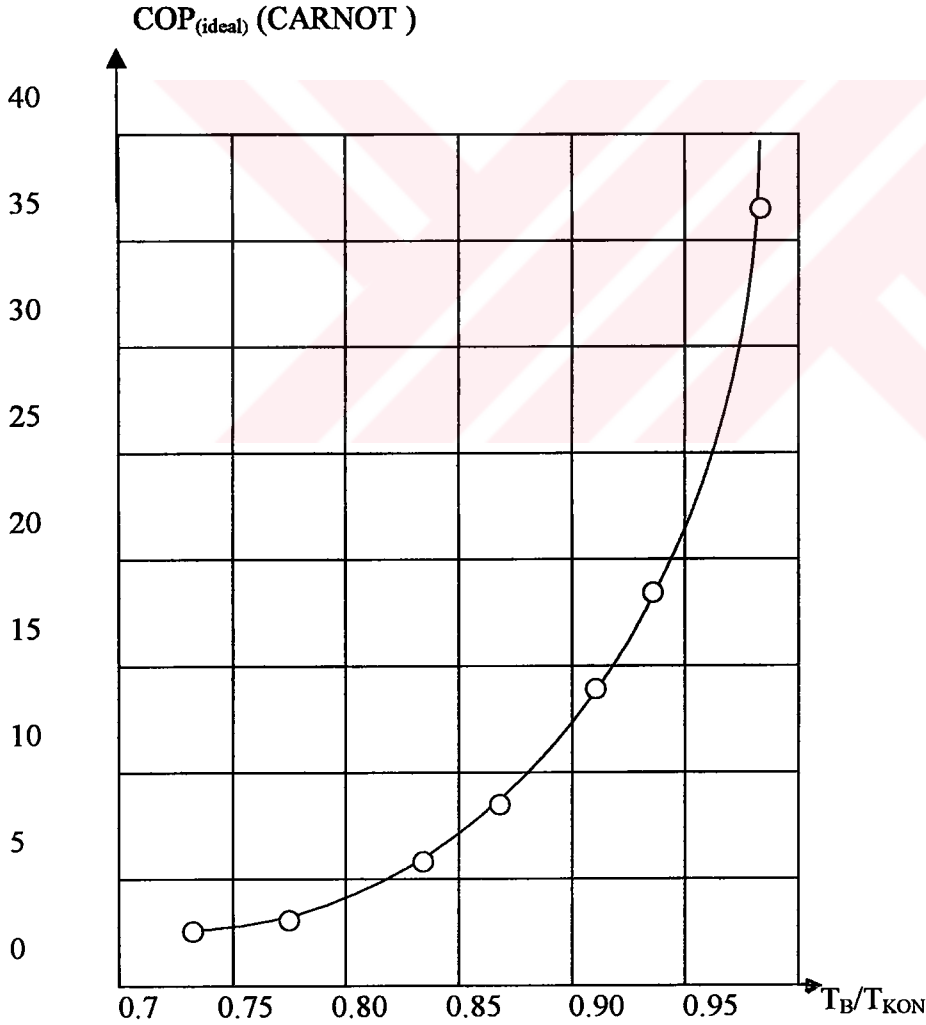
için ısı pompasının çektiği W enerjisine oranıdır. Genelde COP değeri,

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{KON}}}{W} = \frac{Q_{\text{KON}}}{Q_{\text{KON}} - Q_{\text{B}}} \quad (2.1)$$

olarak gösterilebilir. Tersinir, ısı pompasında ise durum: (Carnot çevrimi)

$$\text{COP (ideal)} = \frac{T_{\text{KON}}}{T_{\text{KON}} - T_{\text{B}}} = \frac{1}{1 - \left[\frac{T_{\text{B}}}{T_{\text{KON}}} \right]} \quad (2.2)$$

şeklindedir. Bu son oranda T_{B} , T_{KON} 'a yaklaştıkça sonsuza gider. Şekil 2.4 $T_{\text{B}}/T_{\text{KON}}$ oranına bağlı olarak ideal performans katsayısı $\text{COP}_{(\text{ideal})}$ 'nın değişimini göstermektedir.



Şekil 2.4 Isı pompasının ideal ısıtma performans katsayısı değişimi (Ashrae, 1987)

Carnot çevriminin COP değeri, COP'a etki eden faktörleri göstermekte bir referans olarak yararlıdır; fakat hiçbir zaman pratikte bu sağlanamaz. Bunun sebebi sıkıştırmanın ve genişlemenin pratikte izotermal olmayışı, soğutucu akışkan ile çevre arasındaki ortalama sıcaklık farkının düşük olması sebebiyle donanım boyutlarının kısıtlanması ve düşük mekanik verimle çalışılmasıdır. Bu nedenle Rankine çevriminin COP değeri, gerçek bir ısı pompası için daha uygundur.

Gerçek bir ısı pompasının COP değerinin Carnot ve Rankine çevrimlerinden daha düşük olmasının sebepleri :

1. Isı kaynağı ve kondenserden elde edilen ısının depolanması ile soğutucu arasındaki ısı transferi için sıcaklık farkı gereklidir.
- 1- Toplam enerji girdisinin %10'u kadar tutan fan gücü prosesi destekleyebilmek amacı ile havanın, ısı transfer yüzeyinden hareket ettirilmesi için gereklidir.
- 2- Kompresör-motor bütünü verimi %85-90 kadardır.

Genellikle, ısı pompasının performansını etkileyen faktörler :

- iklim : yıllık ısıtma ve soğutma ihtiyacı
- ısı kaynağının sıcaklığı
- yardımcı enerji tüketimi
- ısı pompasının teknik özellikleri
- büyüklüğü
- özellikleri
- kontrol sistemi, olarak sayılabilir.

2.6 Isı Pompası Kullanım Alanları

Isı pompasının kullanımı üç alanda ağırlık kazanmıştır.

- Konutlarda : ısıtma, sıcak su üretimi ve konfor şartlarının sağlanmasında kullanılır. Bu tip uygulamalarda ısıtıcı akışkanın sıcaklığı daha düşüktür ve dolayısıyla ısıtma tesir katsayısı daha yüksek olacaktır.
- Ticari ve resmi binalarda : binaların soğuk hava depolarında, yüzme havuzlarında, buz pateni sahalarında, bilgi işlem ve hassas cihazların odalarının soğutulmasında kullanılır.
- Endüstriyel uygulamalarda : bu alandaki uygulamalar yeterince yaygın olmamakla birlikte kurutma, buharlaştırma, damıtma işlemlerinde, sütün sterilizasyonunda kullanılır.

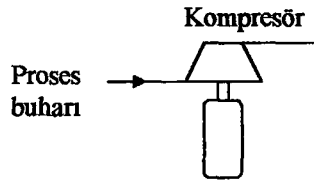
2.6.1 Endüstride Kullanılan Isı Pompaları

Endüstride kullanılmakta olan ısı pompalarının tasarımı, çevreyi korumaya yönelik zorlayıcı nedenlerden dolayı emisyonun azaltılması, verimin iyileştirilmesi, soğutma için gerekli su limitinin azaltılması vb. konularda bazı düzenlemelere tabidir. Endüstriyel uygulamalarda; enerjinin kullanımının yönlendirilmesi, ısı pompasının büyüklüğü, çalışma şartları ve ısı kaynakları geniş bir aralığa dağılmasına rağmen bu düzenlemeleri gerçekleştiren ısı pompası tipleri başlıca şu ana başlıklar altında toplanabilir :

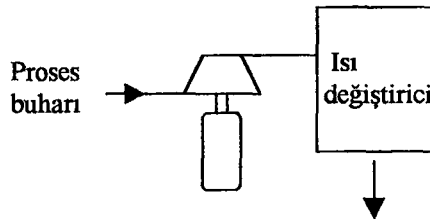
1- Mekanik buhar sıkıştırmalı sistemler : Endüstriyel proseten gelen buhar, ısı pompası sisteminin temel elemanları arasında açık (Şekil 2.5) veya ısı değiştirici kullanılarak yarı-açık (Şekil 2.6) çevrimle sirküle ettirilir. Bu tip sistemler daha çok petro-kimya tesislerinde kullanılır

Bu tip sistemlerin endüstride kullanımları ise bazı sınırlamalara tabidir :

- Buhar, sıkıştırma sırasında yağ ile temas ettiği için gıda ve eczacılık sanayinde kullanılamaz, yağsız kompresörler ise hem pahalı, hem de yetersizdir,
- Özellikle kimyasal ağırlıklı işletmelerde kompresöre ek bir koruma getirilmesi gereklidir,
- Buhar, inert gaz içermemelidir yoksa yoğuşma sırasında ısı düşüşüne neden olur,
- Buhar temiz olmalıdır aksi taktirde, yoğuşma sırasında ısı değiştiricisinde ve kondenserde problemlere neden olur.



Şekil 2.5 Açık çevrimli mekanik buhar sıkıştırmalı sistem



Şekil 2.6 Isı değiştiricili mekanik buhar sıkıştırmalı sistem

4- Absorpsiyonlu ısı pompaları : Sirkülasyonu gerçekleştiren ısıl zorlamadır ve bu zorlama, yüksek basınçlı buhar veya atık ısı ile sağlanır. Sirkülasyon sırasında soğutucu akışkan bir absorplayıcı madde ile birlikte kullanılır. COP değeri 1.2-1.4 arasında değişir ve endüstride kullanımları yaygın değildir.

2.6.2 Endüstride Isı Pompasının Kullanım Alanları

Endüstri tipi ısı pompaları genellikle ;

- Ortamın ısıtılmasında,
- Proses akımlarını ısıtma/soğutmada,
- Yıkama/temizleme sularının ısıtılmasında,
- Buhar üretiminde,
- Kurutma/nem gidermede,
- Buharlaştırma,
- Destilasyonda,
- Konsantre etme işlemlerinde, kullanılır.

Isı pompaları kurutma, buharlaştırma ve destilasyon gibi işlemlerde kullanıldığı zaman ısı, proses içinde sirküle ettirilir. Kurutma işleminde maksimum sıcaklık 100 °C olup ana uygulama alanları gıda ürünlerinin ve hamur-kağıdının kurutulmasıdır. Bu türdeki işlemlerde kullanılan ısı pompalarının COP değeri genellikle 5-7 arasında değişir.

Ortamın ısıtılmasında ve proses akımlarını ısıtma/soğutmada kullanılan ısı pompalarında ısı kaynağı genellikle 20-100°C sıcaklıklardaki atık ısıdır.

3. TEKSTİL FABRİKASINDA ISI POMPASIYLA SAĞLANAN ISI EKONOMİSİNİN İNCELENMESİ

3.1 Isı Pompasının Endüstri Uygulaması

Endüstriyel uygulamaların en büyük problemi, israf edilen ısıyı tekrar kullanabilmektir. Çoğu endüstriyel uygulamalarda atık ısı kaybı %40-50 arasındadır. Bu değer, enerjinin geri kazanımının önemini gösterir. Isı pompalarının ekonomik olarak uygulanabilmesi için bazı temel şartlar vardır ve bunlar sağlanmalıdır:

- Atık ısı, gerekenden çok fazla olmayan sıcaklıklarda kullanılabilir; çünkü, sıcaklık alanı azaldıkça ısı pompasının performansı artar,
- Eğer ısı kaybı yüksek ise, alışılagelmiş ısı çeviricilerini kullanmak ucuz olacaktır,
- İstenilen ısı mümkün olduğu kadar düşük derecede olmalıdır,
- Ekonomi bakımından, ısı pompaları yüksek kullanım oranına sahip olmalıdırlar.

Isı pompası, mevcut sistemlerde mekanların ve suyun ısıtılmasında kullanılabilir. Merkezi su ısıtma ile birlikte, merkezi su dağıtım sistemine sahip bulunan yapılarda bazı noktalara dikkat edilerek, daha fazla kullanım imkanı elde edilebilir (I.B.T.,1985). Örneğin,

- Isı pompaları uygulamadaki üst sıcaklık limitinden dolayı, belirli bir çalışma esnekliği ister ki, bu sıcaklık 55°C civarındadır. Fakat buhar kazanları ile paralel kullanıldığı zaman daha yüksek su sıcaklıklarına ulaşmak mümkün olur.
- Bir ısı pompası sistemi sadece, tekstil fabrikasında ısıtma işlemine tahsis edildiğinde, daha uzun zaman ve ekonomik olarak kullanılabilir. Bununla birlikte, ısı pompasının by-pass kullanım ile sistemin su dağıtımına yönlendirilmesi mümkündür. Bu tür kullanım yaz aylarında daha yaygın olduğu için bu aylarda daha ekonomik bir durum elde edilmiş olur.
- Borulardaki paslanma, çürüme veya tortu kalmasını önlemek amacıyla, genellikle normlar, kullanım suyu sıcaklığı için 50-55 °C'den daha az bir sıcaklık önerirler. Bu sıcaklık Hava - Su tipi ısı pompaları için idealdir ve bunlar kullanılan en yaygın tiptir.
- Paralel kullanım, günlük kullanımda buhar kazanlarının on/off tipte kullanımını gerektirir. Fuel-oil ve doğal gaz ısıtmalı buhar kazanlarında bu işlemin bir otomatik kontrol sistemiyle halledilmesi oldukça kolay olmasına rağmen, kömürle ısıtılan kazanlarda bu işlem mümkün olmamaktadır.
- Prosesin ihtiyacı için gerekli olan suyun sıcaklığı 55 °C'nin altında olduğunda, ısı pompası ünitesi paralel veya tek başına kazan ile birlikte çalışacaktır. Bir başka deyişle, ısı pompası

sadece kullanım suyu sistemi için çalışacaktır. Her iki durumda da, gündüz ısı pompasının kullanılmasıyla kazanın yükü azaltılacaktır. Gece kullanımlarında; ısı yükü minimumda tutulur. Bu dışarıdaki sıcaklığın çok düşük veya kazan ile paralel olmadığı zamanlarda, ısı pompasının gece kullanımı için sağlanır. Dış sıcaklığın çok soğuk olduğu akşamlarda ısı pompası doğrudan kullanılmaz. Sabahın erken saatlerinde ısı yükü aniden arttığında kazan, ısıtmayı devralır. Isı pompası, kullanım suyu ihtiyacına tahsis edilir ve sabah 9-10 saatleri arasında ısı pompasının kapasite kullanımı en üst seviyeye yükselir. Bu durum ve birlikte kullanım aşağıdaki avantajlara sahiptir.

- Isı pompasının kapasitesi minimum olacak şekilde seçilebilir böylece, yatırım maliyetleri azalır,
 - Kazan yakıt tüketimi azalır,
 - Kurulan yakıt pompası kış mevsiminde de düzenli çalışır.
- Isı pompasının kapasitesi yaklaşık olarak, bir yılın en soğuk 3 ayının gece ısı ihtiyacı esas alınarak hesaplanmalıdır. Bu yaklaşık olarak, bu aylar için ısı yükünün %40'ı ile orantılıdır. Bu oran, bütün ısıtma mevsimi içinde toplam ısı yükünün %55-60'ına karşılık gelir. Isı pompasının yıllık çalışmasında, tipik bir havadan suya ısı pompasının yıllık yükü zaman zaman da kullanım suyu için tahsis edilmesini de kapsayarak %80'i bulmaktadır. Isı pompasının kullanımındaki ekonomiklik, çok soğuk bölgeler haricinde, ısı pompasının %100 kullanımı için de sağlanabilir.

Bu tip bazı kullanım özellikleri dikkate alındığında endüstride kullanılan ısı pompalarında %13'e kadar enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür.

3.2 Hesaplamalar

Fabrikalarda ısı pompasını tek başına değil, kazanla seri halde kullanma durumu inceleme konumuzdur. Burada önemli olan, ısı pompasından ısıtma amacı için ayrılan ısıtıcı akışkan sıcaklığını mümkün olabilecek en düşük seviyede tutmaktır. İnceleme konumuza yönelik olarak Çerkezköy'deki bir tekstil fabrikasında ısı pompasının kullanımı ele alınmıştır.

Tekstil fabrikamızda Şekil 3.1'de görüldüğü üzere, Çizelge 3.1'deki hava şartlarında buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan ısıtılmakta ve kompresöre gönderilmektedir. Kompresörde iş verilerek soğutucu akışkan sıkıştırılmakta ve sıcaklığı 90°C'ye çıkarılmaktadır. Kondenserde kompresör yardımıyla artan basınçtaki soğutucu akışkan 90°C'den, sabit basınçta soğutulmaktadır. Soğutucu akışkanların ısısı fabrikamızdaki yaklaşık 40°C civarındaki atık

suyun ısını arttırmakta kullanılır. Isıtılan atık su yani ön ısıtma yapılan atık su kazana gönderilerek tekrar kullanılmaktadır. Isı pompası yardımıyla fabrikada ön ısıtma yapılarak enerji tasarrufu hedeflenmiştir.

Soğutucu akışkan, yoğunlaşmış olarak genleşme valfine gelerek aniden genleşmesi sağlanmış ve soğutucu akışkanın sıcaklığı azaltılmıştır.

Soğuyan akışkan buharlaştırıcıda dış hava şartlarıyla ısıtılmıştır. Kondenserde ısıtılan atık suyun bir kısmı ısıtma amacıyla kullanılabilir. Atık su miktarına bağlı olarak, bir kısmı yeniden kazana gönderilerek prosesin ısı ihtiyacı için kullanılmaktadır.

➤ Öncelikle bu yörede aylara göre sıcaklık değişimi belirlenmiştir (Çizelge 3.1).

Çizelge 3.1 Aylık Q / Q_{max} ve $T_{0,ort}$ Çerkezköy ortalaması değerleri

Aylar	Ekim	Kasım	Aralık	Ocak	Şubat	Mart	Nisan
$T_{0,ORT}$	16	11.9	8	5.1	5.5	6.7	10.9

Bu çizelge, aylık ihtiyaç tabanı esas alınarak hazırlanmıştır. Bundan şu sonuç çıkarılabilir : Isı pompası, Kasım, Aralık başlarında ve Mart'ta tek başına çalışır. Diğer aylarda ise, dış sıcaklık $+1^{\circ}C$ 'nin altına düşmedikçe, önemli oranda tasarruf sağlar. Ortalama ise, $+7^{\circ}C$ 'nin üzerindedir. Aylık ortalama tabanında bu durum, ısıtma mevsimi içinde, her ay için sağlanır. Bununla birlikte, Ocak ve Şubat aylarının çok soğuk günleri bunun kapsamında değildir. Sıcak su sistemi için dış sıcaklık $+1^{\circ}C$ 'dan küçük olmadıkça ısı pompası her zaman çalışabilir. Bu durum yaklaşık olarak Çerkezköy'de 11 ay için geçerli bir kullanım imkanı sağlamaktadır.

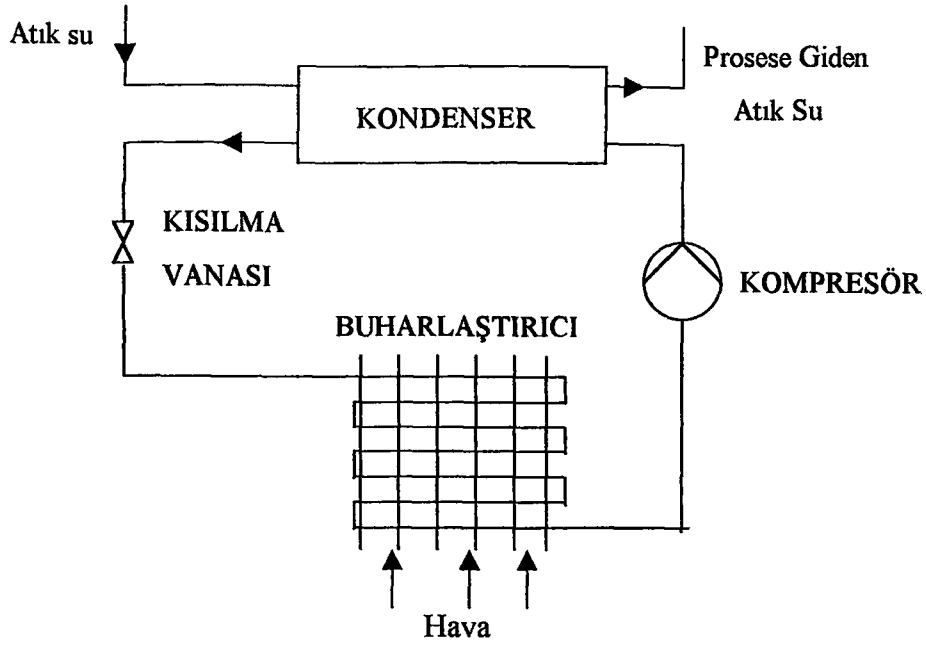
3.2.1 COP hesaplamaları

Günümüzde ısı pompaları, varolan ısıtıcı sistemlerine ısı tasarrufu sağlayabilmek için ısıtma sistemine paralel olarak bağlanmaktadır. Isı pompaları; idari binalar ile fabrikadaki kalorifer sistemindeki suyun yanısıra kullanım suyunu da ısıtmak için kullanılacaktır. Doğal olarak çalışma sırasında, COP'nin 3'ten küçük olmaması gerekecektir.

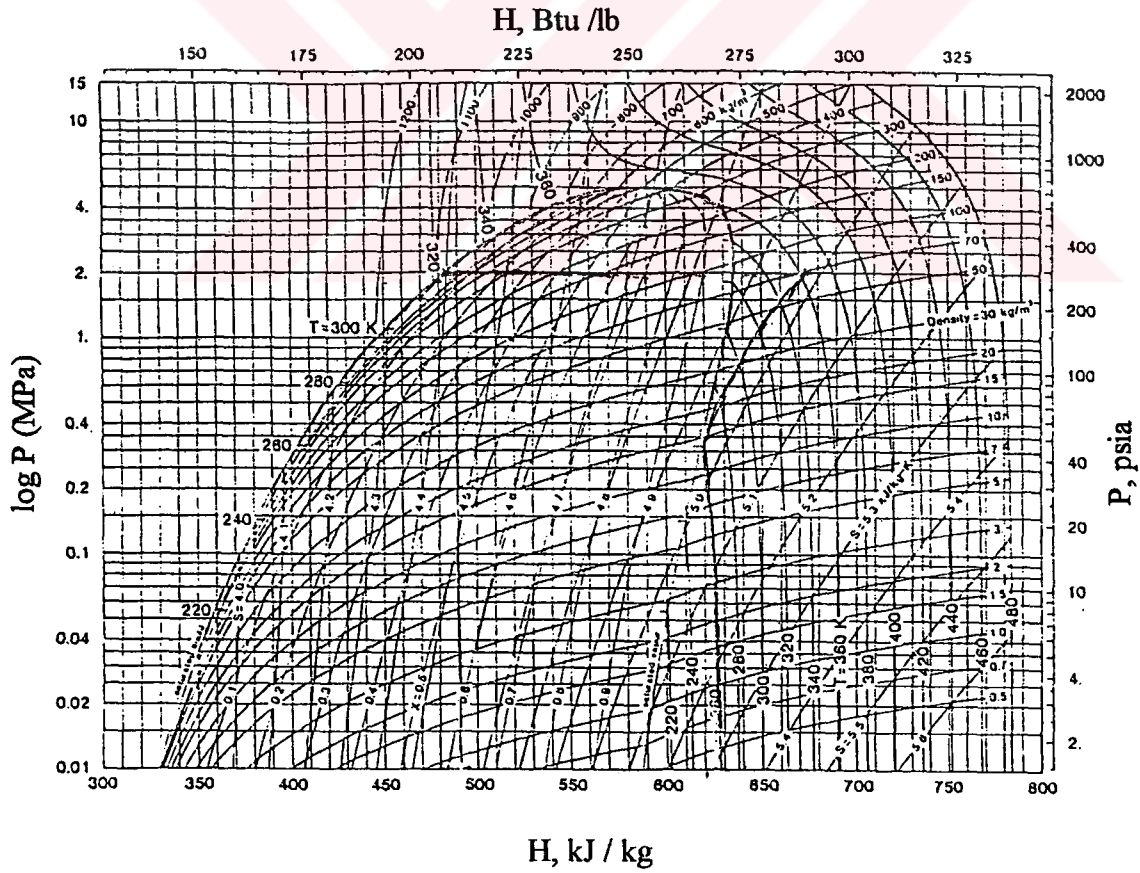
YER = Çerkezköy

$Q_F = 2.000.000 \text{ kcal/h.}$

Soğutucu Akışkan = R₂₂



Şekil 3.1 Fabrikanın ısı pompası kullanım diyagramı



Şekil 3.2 Log P-R₂₂ değişim diyagramı (Perry's Chemical Engineers' Handbook, 1987)

$$Q_F = 2.000.000 \text{ kcal / h}$$

$$2.000.000 = M_{SU} \cdot C_{PSU} \cdot (50 - 40) \quad C_{PSU} = 1 \text{ kcal / kg}^\circ\text{C}$$

$$M_{SU} = 200.000 \text{ kg/h.}$$

Kazanda alınan ısı ile kondenserde alınan ısı toplamı 2000000 kcal/h'dir. Isı pompasında, kondenserde +5°C ısıtıldığı ve kazanda da +5°C ısıtılarak 50°C su sıcaklığına erişildiği kabul edilerek hesaplar yapılmıştır.

$$1) \quad T_{KON,ort} = 55^\circ\text{C}, \quad T_{B,ort} = -12^\circ\text{C} \text{ için;}$$

$$T_{KON, \text{ Atık su giriş}} = 40^\circ\text{C}, \quad T_{KON, \text{ Atık su çıkış}} = 45^\circ\text{C}$$

Kondenserdeki ısı kayıpsız olarak fabrikaya geldiğinden;

$$Q_{KON} = Q_F$$

$$Q_{KON} = 2.000.000 \text{ kcal/h.}$$

$$2000000 = M_{R22} \times (159 - 118)$$

$$M_{R22} = 48780 \text{ kg/h}$$

$$Q_B = M_{R22} \times (H_1 - H_4)$$

$$= 48780 \times (148 - 118)$$

$$= 1463400 \text{ kcal/h}$$

$$W_{KO} = M_{R22} \times (H_2 - H_1)$$

$$= 48780 \times (159 - 148)$$

$$= 536580 \text{ kcal/h}$$

$$COP = \frac{Q}{W_{KO}} = \frac{2000000}{536580} = 3.73$$

$$2) \quad T_{KON,ort} = 50^\circ\text{C}, \quad T_{B,ort} = -12^\circ\text{C} \text{ için;}$$

$$T_{KON, \text{ Atık su giriş}} = 40^\circ\text{C}, \quad T_{KON, \text{ Atık su çıkış}} = 45^\circ\text{C}$$

$$T_{KA, \text{ çıkış}} = 50^\circ\text{C}$$

$$Q_F = M_{SU} \times C_P \times \Delta T$$

$$2000000 = M_{SU} \times 1 \times (50 - 40)$$

$$M_{SU} = 200000 \text{ kg/h}$$

$$Q_{KA} = 200000 \times 1 \times (50 - 45)$$

$$= 1000000 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{KON} = Q_F - Q_{KA}$$

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

$$= 2000000 - 1000000$$

$$= 1000000 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{KON} = M_{R22} \times (H_2 - H_3)$$

$$1000000 = M_{R22} \times (158 - 116)$$

$$M_{R22} = 23809 \text{ kg/h.}$$

$$Q_B = M_{R22} \times (H_1 - H_4)$$

$$= 23809 \times (148 - 116)$$

$$= 761904 \text{ kcal/h}$$

$$W_{KO} = M_{R22} \times (H_2 - H_1)$$

$$= 23809 \times (158 - 148)$$

$$= 238090 \text{ kcal/h}$$

$$COP = \frac{Q}{W_{KO}} = \frac{1000000}{238090} = 4.2$$

3) $T_{KON,ort} = 45^\circ\text{C}$, $T_{B,ort} = -12^\circ\text{C}$ için;

$$T_{KON, Atık su giriş} = 35^\circ\text{C} , T_{KON, Atık su çıkış} = 40^\circ\text{C}$$

$$T_{KA, çıkış} = 50^\circ\text{C}$$

$$Q_F = M_{SU} \times C_P \times \Delta T$$

$$2000000 = M_{SU} \times 1 \times (50 - 40)$$

$$M_{SU} = 133333 \text{ kg/h}$$

$$Q_{KA} = M_{SU} \times C_{PSU} \times \Delta T$$

$$Q_{KA} = 133333 \times 1 \times (50 - 40)$$

$$= 1333333 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{KON} = Q_F - Q_{KA}$$

$$= 2000000 - 1333333$$

$$= 666667 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{KON} = M_{R22} \times (H_2 - H_3)$$

$$666667 = M_{R22} \times (157 - 115)$$

$$M_{R22} = 15873 \text{ kg/h}$$

$$Q_B = M_{R22} \times (H_1 - H_4)$$

$$= 15873 \times (148 - 115)$$

$$= 523809 \text{ kcal/h}$$

$$W_{KO} = M_{R22} \times (H_2 - H_1)$$

$$= 15873 \times (157 - 148)$$

$$= 142857 \text{ kcal/h}$$

$$\text{COP} = \frac{Q}{W_{\text{KO}}} = \frac{666667}{142857} = 4.66$$

4) $T_{\text{KON,ort}} = 40^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{B,ort}} = -12^{\circ}\text{C}$ için;

$$T_{\text{KON, Atık su giriş}} = 30^{\circ}\text{C} , T_{\text{KON, Atık su çıkış}} = 35^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{KA, çıkış}} = 50^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{F}} = M_{\text{SU}} \times C_{\text{PSU}} \times \Delta T$$

$$2000000 = M_{\text{SU}} \times 1 \times (50 - 35)$$

$$M_{\text{SU}} = 100000 \text{ kg/h.}$$

$$Q_{\text{KA}} = M_{\text{SU}} \times C_{\text{PSU}} \times \Delta T$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{KA}} &= 100000 \times 1 \times (50 - 35) \\ &= 1500000 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{KON}} = Q_{\text{F}} - Q_{\text{KA}}$$

$$= 2000000 - 1500000$$

$$= 500000 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{KON}} = M_{\text{R22}} \times (H_2 - H_3)$$

$$500000 = M_{\text{R22}} \times (156 - 113)$$

$$M_{\text{R22}} = 11627 \text{ kg/h.}$$

$$Q_{\text{B}} = M_{\text{R22}} \times (H_1 - H_4)$$

$$= 11627 \times (148 - 113)$$

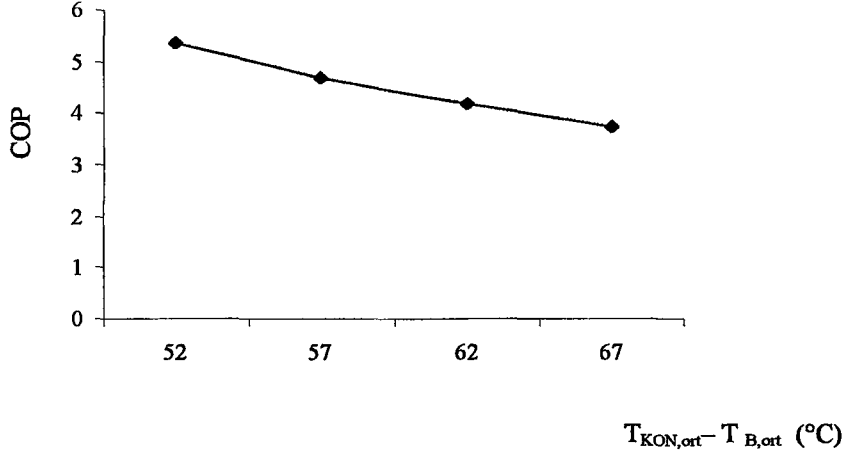
$$= 406945 \text{ kcal/h}$$

$$W_{\text{KO}} = M_{\text{R22}} \times (H_2 - H_1)$$

$$= 11627 \times (156 - 148)$$

$$= 93016 \text{ kcal/h}$$

$$\text{COP} = \frac{Q}{W_{\text{KO}}} = \frac{500000}{93016} = 5.37$$



Şekil 3.3 Kondenser ve buharlaştırıcı sıcaklık farkları karşısında COP değişimi

Kondenser ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının farkının azalması, performans katsayısını artırıcı yönde etkilemektedir. Dolayısıyla sistemde kazanın seri olarak kullanılması, tek başına ısı pompası kullanılmasına göre olan performans katsayısından daha büyük olacaktır.

3.2.2 Isı yükünün hesaplanması

Aylara göre fabrikanın değişen ısı yükünün hesaplanması Çizelge 3.1'den yararlanılarak yapılmıştır.

$$\begin{aligned}
 Q_{MAX} &= K \times A \times (T_1 - T_2) \\
 &= K \times A \times (20 - (-3)) \\
 &= K \times A \times 23
 \end{aligned}$$

T_1 = Kazanla ısıtılması gereken hava sıcaklığı

T_2 = Minimum dış sıcaklık

Örnek Hesaplama (EKİM İÇİN)

$$\begin{aligned}
 Q_E &= K \times A \times (20 - 16) \\
 &= K \times A \times 4
 \end{aligned}$$

$$\frac{Q_E}{Q_{MAX}} = \frac{K \times A \times 4}{K \times A \times 23} = 0.17$$

$$Q_E = Q_{MAX} \times 0.17$$

$$Q_E = 2000000 \times 0.17$$

$$Q_E = 340000 \text{ kcal/h}$$

Diğer aylar için de benzer şekilde hesaplamalar yapılarak, aylara göre değişen ısı yükü değerleri elde edilir (Çizelge 3.2).

Çizelge 3.2 Aylara göre değişen ısı yükü ortalamaları

AYLAR	EKİM	KASIM	ARALIK	OCAK	ŞUBAT	MART	NİSAN
Q / Q _{MAX}	0.17	0.35	0.52	0.65	0.63	0.57	0.4
Q (kcal/h)	340000	700000	1040000	1300000	1260000	1160000	800000

Bulunan bu değerler, Ocak ayındaki ortalama sıcaklığa göre hesaplanmıştır. Oysa Ocak ayında max ısı ihtiyacı, dış sıcaklığın -3°C 'de olacağı düşünülerek, değerleri max ısı ihtiyacının Ocak ayında 2000000 Kcal/h olduğunu göz önüne alınarak değiştirilmelidir. Aylara göre, fabrika ısı yükleri;

$$Q_{\text{EKİM}} = 523080 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{KASIM}} = 1076930 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{ARALIK}} = 1600000 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{OCAK}} = 2000000 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{ŞUBAT}} = 1938475 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{MART}} = 1784628 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{NİSAN}} = 1230778 \text{ kcal/h}$$

3.2.3 Yıllık yakıt sarfiyatının hesaplanması

- Isıtmanın kazanla ve kondenser ile yapıldığı durumda ;

Kazan için yıllık yakıt sarfiyatı aşağıdaki ifade ile belirlenecektir.

$$\text{Yakıt sarfiyatı} = \frac{Q \cdot t}{H_u \cdot \eta}$$

Q_{KA} = Kazanın ısı yükü (kcal/h).

t = İşletme süresi (saat)

H_u = Yakıtın alt ısı değeri (kcal/kg)

η = Brülör verimi %75

1) $T_{KON} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ için

$$Q_{KA} = Q_{KAZAN}$$

$$Q_{KA} = 0$$

2) $T_{KON} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ için

$$Q_{KA} = 1000000 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{EKİM} = 170000 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_{KASIM} = 350000 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_{ARALIK} = 520000 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_{OCAK} = 650000 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_{ŞUBAT} = 630000 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_{MART} = 570000 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_{NİSAN} = 400000 \text{ kcal/h.}$$

$$\text{Ekim ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{170000 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 11331 \text{ Kg}$$

$$\text{Kasım ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{350000 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 23330 \text{ Kg}$$

$$\text{Aralık ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{520000 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 34666 \text{ Kg}$$

$$\text{Ocak ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{650000 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 43332 \text{ Kg}$$

$$\text{Şubat ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{630000 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 42017 \text{ Kg}$$

$$\text{Mart ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{570000 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 38030 \text{ Kg}$$

$$\text{Nisan ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{400000 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 8846 \text{ Kg}$$

$$\text{Yıllık yakıt sarfiyatı} = 201552 \text{ Kg}$$

$$PT_y = G_y \times F$$

$$PT_y = \text{Yıllık yakıt masrafları (TL/yıl)}$$

$$G_y = \text{Yıllık yakıt sarfiyatı (kg/yıl)}$$

$$F = \text{Yakıt birim fiyatı (Fuel-oil) (TL/kg)}$$

$$PT_y = 201552 \times 104286$$

$$= 20.98 \times 10^9 \text{ TL/yıl}$$

Benzer şekilde hesaplamalarla diğer aylar için bulunan değerler Çizelge 3.3'de verilmektedir.

Çizelge 3.3 Değişen sıcaklıklara göre yıllık yakıt sarfiyatı maliyeti

T_{KON} (°C)	55	50	45	40
PT_Y (milyar TL/yıl)	-	20.98	27.97	31.47

- Isıtmanın yalnız kazanla yapıldığı durumda;

$$Q_{KA} = 2000000 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Ekim ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{523080 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 34872 \text{ Kg}$$

$$\text{Kasım ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{1076930 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 71723 \text{ Kg}$$

$$\text{Aralık ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{1600000 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 106560 \text{ Kg}$$

$$\text{Ocak ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{2000000 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 133200 \text{ Kg}$$

$$\text{Şubat ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{1938475 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 129102 \text{ Kg}$$

$$\text{Mart ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{1784628 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 118856 \text{ Kg}$$

$$\text{Nisan ayı yakıt sarfiyatı} = \frac{1230778 \times 16 \times 30}{9600 \times 0.75} = 81969 \text{ Kg}$$

$$\text{Toplam} = 676456 \text{ Kg}$$

$$PT_{Ymax} = 676456 \times 104286$$

$$= 70.5 \times 10^9 \text{ TL/yıl}$$

3.2.4 Kompresörün yıllık tahrik gücü maliyeti

Yılda 7 ay, günde 18 saat çalışan tesis için enerji maliyeti;

$$E.M. = \frac{N}{\mu} \times t_{YIL} \times F$$

Welta katalogundaki kapasiteye göre kompresör ısı gücü,
48780 kg/h'e karşılık, yaklaşık olarak 684 kJ/h'dir.

t_{YIL} = Günlük çalışma saati x ay x gün

μ = Kompresör verimi, 0.9

N = Kompresör ısı gücü [kJ / h]

t_{YIL} = Yıllık işletme süresi [h / yıl]

F = Yakıt birim fiyatı [TL / j]

1) $T_{KON,ort} = 55$ °C için

$$E.M = \frac{684}{0.9} \times 18 \times 30 \times 7 \times 17324$$

$$E.M. = 49.3 \times 10^9 \text{ TL/yıl}$$

2) $T_{KON,ort} = 50$ °C için

$$E.M = \frac{301.6}{0.9} \times 18 \times 30 \times 7 \times 17324$$

$$E.M. = 21.4 \times 10^9 \text{ TL/yıl}$$

3) $T_{KON,ort} = 45$ °C için

$$E.M = \frac{179.8}{0.9} \times 18 \times 30 \times 7 \times 17324$$

$$E.M. = 12.7 \times 10^9 \text{ TL/yıl}$$

4) $T_{KON,ort} = 40$ °C için

$$E.M = \frac{116}{0.9} \times 18 \times 30 \times 7 \times 17324$$

$$E.M. = 8.1 \times 10^9 \text{ TL/yıl}$$

3.2.5 Yatırım Maliyetlerinin bir yıla indirgenmesi

$$Y_{\min} = \frac{f(1+f)^n}{(1+f)^n - 1} \text{YM} \text{ olmak üzere ;}$$

f = Faiz faktörü (% 25)

n = Tesisin ömrü (20 yıl)

1) Isı pompasının –kazan hariç- ekipman kapasitelerine göre fiyatları;

$T_{\text{KON,ort}} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ için

- Isı Pompası :

İstanbul piyasasından (Tek-Pa ve Form A.Ş.) alınan fiyatlara göre; 1000000 kcal kapasiteli kondenser ve buharlaştırıcı, 50000 kg/h kapasiteli kompresör fiyatları aşağıda belirtilmiştir :

Kondenser = 13.5×10^9 TL

Buharlaştırıcı = 38.2×10^9 TL

Kompresör = 24.2×10^9 TL

Toplam = 75.9×10^9 TL

$$Y_{\min} = \frac{0.25 (1+0.25)^{20}}{(1+0.25)^{20} - 1} \times 75.9 \times 10^9$$

$$Y_{\min} = 19.13 \times 10^9 \text{ TL / yıl}$$

2) Kazan Maliyeti;

($T_{\text{KON,ort}} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ için)

Buradaki kapasiteye göre ;

Kazan = 13.3×10^9 TL

$$Y_{\min} = \frac{0.25 (1+0.25)^{20}}{(1+0.25)^{20} - 1} \times 13.3 \times 10^9$$

$$Y_{\min} = 3.3 \times 10^9 \text{ TL / yıl}$$

3.2.6 Amortisman süresinin hesaplanması

$$\text{Toplam Yatırım Maliyeti} \times KY^n = PT \times \frac{KY^n - 1}{KY - 1}$$

$$KY = 1 + f$$

$$n = \text{Amortisman süresi}$$

$$f = \text{Faiz faktörü}$$

$$PT = \text{Fuel-oil kazancı/yıl}$$

$$T_{\text{KON,ort}} = 50^\circ\text{C için;}$$

$$\begin{aligned} PT &= Pt_{\text{max}} - (EM + PT_y) \\ &= 70.5 \times 10^9 - (21.4 + 20.98) \times 10^9 \\ &= 28.12 \times 10^9 \text{ TL/yıl} \end{aligned}$$

$$\text{Isı pompası için;}$$

$$YM = 75.9 \times 10^9 \text{ TL}$$

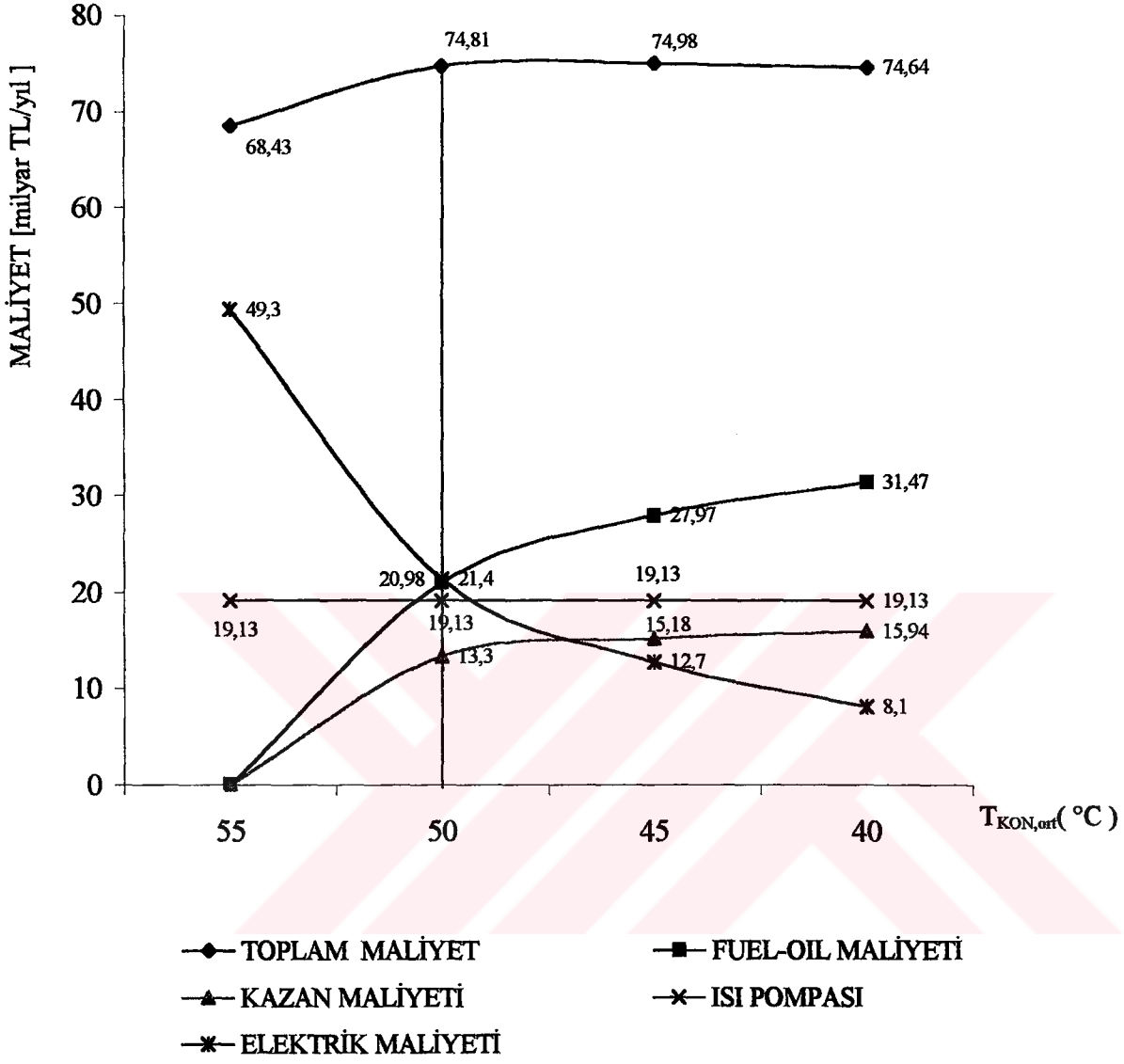
$$PT \times \frac{KY^n - 1}{KY - 1} = YM \cdot KY^n$$

$$28.12 \times 10^9 \times \frac{1,25^n - 1}{0,25} = 75.9 \times 10^9 \times 1,25^n$$

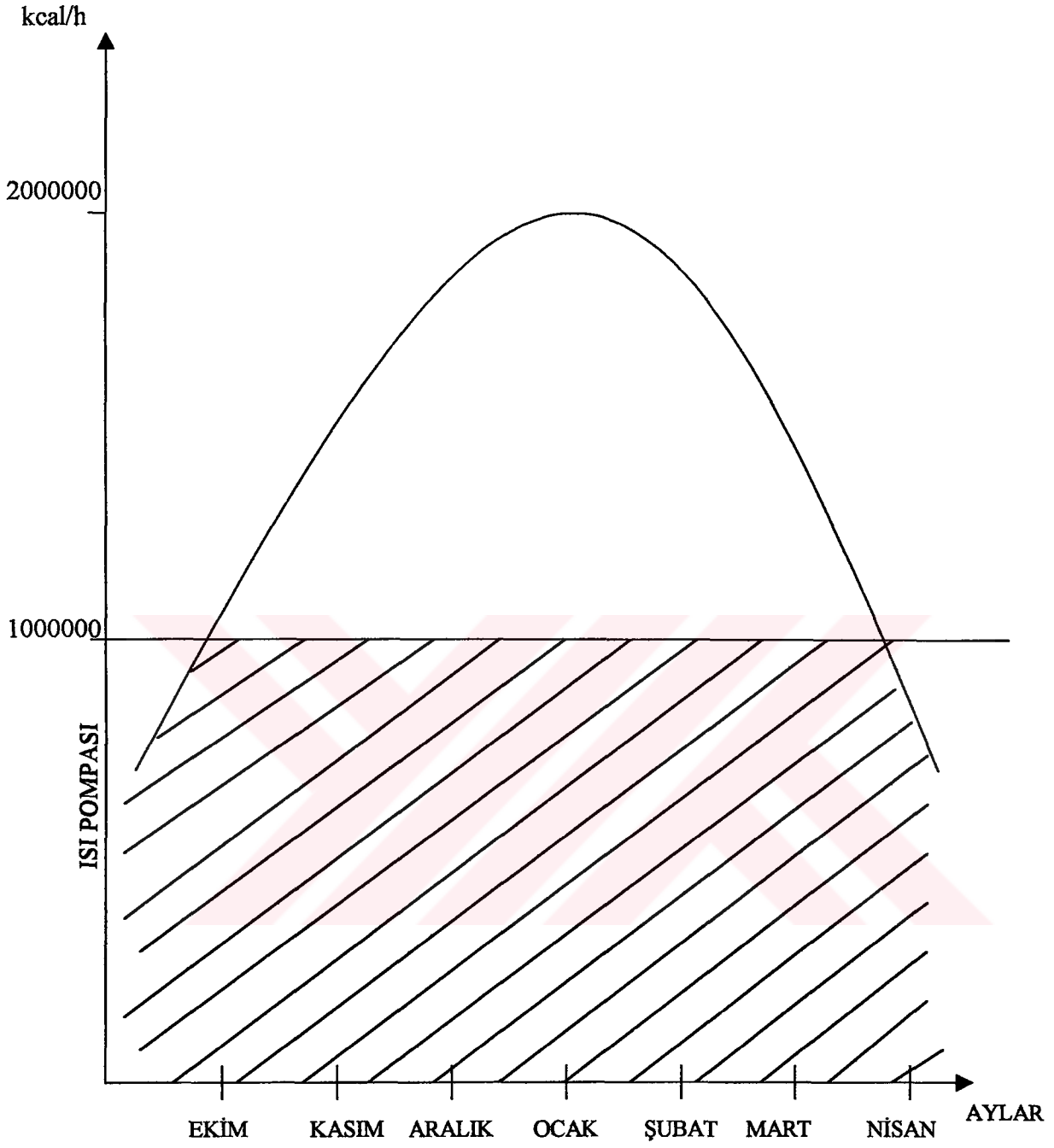
$$1,25^n = 3.074$$

$$n = 5 \text{ yıl}$$

Elde edilen sonuçlar kullanılarak, optimum noktanın bulunması Şekil 3.4'te gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Isı pompası ve kazan maliyetinin optimum noktasının bulunması
(Isı pompasının $T_{KON,out}=55^\circ\text{C}$ ' deki maliyeti, diğer ısılar için de aynı kabul edilmiştir.)



Şekil 3.5 Kazanın ısıtma devresine girdiği aylar ve ısı yükü

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Isı pompaları yardımıyla atık suda bulunan bu enerjinin sıcaklık potansiyelini yükselterek termodinamiksel olarak % 80 'inin tekrar kullanılması mümkündür. Ancak büyük ısı transfer yüzeyleri gerektirdiği için (kondenserler) pratikte bu oran % 60 civarındadır. Ülkemizde turizm sektöründe dış havadan ısıyı alarak ısıtma sistemindeki ısı pompaları yaygınlaşmıştır. Çerkezköy Sanayi Bölgesi'nde yapılan araştırma, endüstriyel tesislerde atık sudan enerjinin ısı pompaları yardımıyla alınarak tekrar kullanımı için proje düzeyinde çalışmaların olduğunu göstermiştir.

Bu çalışmada Çerkezköy'deki bir tekstil fabrikasının atık suyu esas alınarak hava-su tipindeki ısı pompası kullanılması durumu incelenmiştir. Hesaplamalarda toplam maliyet üzerinde kondenser sıcaklığının ne gibi bir etkisinin olacağı 40-55 °C sıcaklık aralığında yapılan tarama ile saptanmıştır. Kazanla ısı pompasının seri olarak kullanılması halinde $T_{KON,ort} = 50^{\circ}C$ için toplam maliyetin uygun olduğu görülmüştür. Bu maliyet 45 ve 40 °C için bulunan maliyetlere çok yakın olmasına rağmen, diğerlerine göre daha yüksek sıcaklık elde edildiğinden tercih edilmiştir. Kazansız olan 55 °C için en düşük maliyet elde edilmiş ancak bu çalışmada, sistemin kazanla birlikte seri halde çalışması hedeflendiğinden tercih edilmemiştir. Kazanda fuel-oil kullanımı esas alınarak yapılan toplam maliyet hesaplamaları, amortisman süresinin 5 yıl olduğunu göstermiştir. Bu amortisman süresi üzerinde ısı pompasının cinsi, elektrik, fuel-oil ve ekipman fiyatlarının etkili olduğu bilinmesine rağmen bu çalışma ısı pompasının kazanla birlikte kullanımı halinin ümit verici olduğunu göstermektedir. Ayrıca ısı pompası kullanımının çevre dostu bir uygulama olduğu düşünülecek olursa, bu sistemin kullanımı çevre ve ekolojik denge açısından önem taşımaktadır.

KAYNAKLAR

ASHRAE (1987), Handbook, Atlanta ASHRAE

EİEİ, (1987), "Isı Pompası", Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü, Ankara

I.B.T., "Isı Bilimi ve Tekniği 5. Ulusal Kongresi Bildiri Kitabı, 18-22 Eylül 1985"

Karun, T.(1995), "Soğutucu Gazlar", Termodinamik, 30: 22-24, İstanbul

Look, D.C., Saver, H.J.(1982), "Thermodynamics", California John Willey & Sons

Mc Mullan, J.J., Morgan.R. (1981), "Heat Pumps", Adam Hilger Ltd., Bristol

Özkul, N. (1986), "Uygulamalı Soğutma Tekniği", Çağlayan Kitabevi

Perry's Chemical Engineers' Handbook (1987), Mc Graw-Hill Book Co. Singapore

Wylen, V., Sonntag, R.E. (1985), "Fundamentals of Classical Thermodynamics", John Wiley & Sons

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 30.03.1973

Doğum yeri İstanbul

Lise 1988-1991 Kadıköy Anadolu Lisesi

Lisans 1992-1996 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Kimya Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1996-1999 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Kimya Müh. Ana Bilim Dalı, Kimya Müh. Programı

Çalıştığı Kurum(lar)

1996-.... Ulusoy Tekstil A.Ş.

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**