

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Sonlu Zam. Ter. Çer. ısı Pom. ve
Soğ. Mak. Per. Analizi

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ahmet Turan

1997

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
KÜTÜPHANE VE DOKÜMANTASYON
DAİRE BAŞKANLIĞI

Yer No (DDC) : R 372
11

Kayıt No : 334

Geldiği Yer : Fen.Bil.Ens.

.....
Tarih : 05.04.1999

Fiyat : 750.000.TL.

Fatura No :

Ayniyat No : 1-1

Ek :

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SONLU ZAMAN TERMODİNAMIĞI
ÇERÇEVESİNDE ISI POMPALARI
VE SOĞUTMA MAKİNALARININ
PERFORMANS ANALİZİ

Gemi İnş. ve Mak. Müh. Ahmet TURAN

F.B.E. Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalında
hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

Prof. Dr. Nihet TEKİN

Prof. Ertuğrul KÜÇÜKKARAYAKCI

İSTANBUL, 1997

İÇİNDEKİLER

SEMBOL LİSTESİ	II
KISALTMALAR	IV
TEŞEKKÜR	V
TÜRKÇE ÖZET	VI
YABANCI DİLDE ÖZET	VII
1.0. GİRİŞ	
1.1. PİYASA AMAÇLI KULLANIM VE TARİHİ GELİŞİM	1
2.0. ISI POMPALARI VE SOĞUTMA MAKİNALARININ TEMEL PRENSİPLERİ	11
2.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR VE ÖZELLİKLERİ	13
3.0. ISI POMPALARI	20
4.0. SOĞUTMA MAKİNALARI	30
5.0. SONLU ZAMAN TERMODİNAMİĞİ PRENSİBİ ✓	47
5.1. CARNOT VE CURZON-AHLBORN VERİMLERİ	49
5.2. CURZON-AHLBORN VERİM İFADESİNİN ELDE EDİLMESİ	52
6.0. SONLU ZAMAN TERMODİNAMİĞİNDE YAPILAN ARAŞTIRMALAR ✓	56
6.1. ISI POMPALARI İÇİN YAPILAN ARAŞTIRMALAR ✓	68
6.2. SOĞUTMA MAKİNALARI İÇİN YAPILAN ÇALIŞMALAR	77
7.0. SOĞUTMA MAKİNALARI VE ISI POMPALARININ TERMOEKONOMİK PERFORMANS ANALİZİ ✓	98
7.1. ENDOREVERSİBLE SOĞUTMA MAKİNASI İÇİN PERFORMANS ANALİZİ	100
7.2. ENDOREVERSİBLE ISI POMPASI İÇİN PERFORMANS ANALİZİ	103
SONUÇ	105
KAYNAKLAR	106
EKLER	112
ÖZGEÇMİŞ	

SEMBOLLER :

- A : Isı değiştirgeci alanı
COP : Performans Katsayısı
F : Kullanılan yakıtın birim maliyeti
H : Tesisin yıllık toplam kullanım saati
P : Basınç
Q : Isı enerjisi
T : Sıcaklık
W : Isı makinasının yaptığı iş
A_H : Sıcak ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştirgeci alanı
A_L : Soğuk ısı kaynağı tarafındaki ısı değiştirgeci alanı
A_T : Toplam ısı değiştirgeci alanı
COP_m : Maksimum performans katsayısı
COP* : Optimum performans katsayısı
I_C : Kondenser ve evaporatörün birim metre kare başına maliyeti
Q : Birim zamanda transfer edilen ısı enerjisi
Q_H : Sıcak kaynaktan transfer edilen ısı enerjisi
Q_L : Soğuk kaynaktan transfer edilen ısı enerjisi
Q_H : Sıcak kaynaktan birim zamanda transfer edilen ısı enerjisi
Q_L : Soğuk kaynaktan birim zamanda transfer edilen ısı enerjisi
T_C : Soğuk akışkan sıcaklığı
T_H : Sıcak ısı kaynağı sıcaklığı
T_L : Soğuk ısı kaynağı sıcaklığı
T_W : Sıcak akışkan sıcaklığı
T_C* : Optimum soğuk akışkan sıcaklığı
T_W* : Optimum sıcak akışkan sıcaklığı
U_H : T_H ve T_W sıcaklıkları arasındaki ısı değiştirgecinin toplam ısı transfer katsayısı
U_L : T_C ve T_L sıcaklıkları arasındaki ısı değiştirgecinin toplam ısı transfer katsayısı

W	: Isı makinasının gücü
a	: Yatırım maliyeti katsayısı
b	: İşletme maliyeti katsayısı
h	: Entalpi
s	: Entropi
t	: Zaman
b_e	: Tahrikte kullanılan ısı makinasının özgül yakıt harcamı
q_H	: Isı yükü
q_L	: Soğutma yükü
q_{opt}	: Optimum yük
η	: Isıl verim
η_C	: Carnot çevrim verimi
η_{C-A}	: Curzon - Ahlborn verimi
τ	: Sıcaklık oranı

Not : Alıntı yapılan makalelerin ilgili notasyonları çalışma içerisinde tanımlanmıştır.

KISALTMALAR :

CFC	: Chloro Floro Carbon	(Kloro Floro Karbon)
CFM	: Cubic Feet per Minute	(Hacimsel Debi)
CNCA	: Chambadal-Novikov-Curzon-Ahlborn	
COP	: Co-efficient Of Performance	(Performans Katsayısı)
CRF	: Capital Recovery Factor	(Yatırım Geri Dönüş Faktörü)
EM	: Enerji Maliyeti	
ERIP	: Endoreversible Isı Pompası	
ERSM	: Endoreversible Soğutma Makinası	
NTU	: Number Transfer of Units	(Birim Isı Transfer Sayısı)
OTİM	: Ozon Tabakasını İncelten Maddeler	
TM	: Toplam Maliyet	
YM	: Yatırım Maliyeti	

ÖZET

Günlük yaşamınıza çeşitli yönlerden etkileyen ve teknolojik açıdan gün geçtikçe gelişen, ısı pompaları ve soğutma makinelerinin "Sıfırlı Zaman Termodinamiği" çerçevesinde performans analizi, bu çalışmanın konusunu oluşturmaktadır.

Çalışmada, öncelikle ısı pompaları ve soğutma makinelerinin piyasa amaçlı kullanımına ve tarihi gelişimine yer verilmiş ve temel çalışma prensipleri anlatılmıştır. "Sıfırlı Zaman Termodinamiği" çerçevesinde ısı pompaları ve soğutma makineleri ile ilgili yapılar çalışmaların genel bir özet çıkarılarak yorumlanmıştır.

Son olarak, literatürdeki mevcut çalışmalardan farklı bir amaç fonksiyonu esas alınarak, ısı pompaları ve soğutma makineleri için optimum düzey şartları belirlenmeye çalışılmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu konuda bana çalışma olanağı sağlayan ve yardımlarını esirgemeyen hocam , Sayın Prof.Dr.Bahri ŞAHİN 'e ve kaynakları temin etmemde bana yardımcı olan bölümümüz Araştırma Görevlilerinden , Sayın Ahmet Sinan ÖKTEM 'e teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZET

Günlük yaşantımıza çeşitli yönlerden etkiyen ve teknolojik açıdan gün geçtikçe gelişen , ısı pompaları ve soğutma makinalarının "Sonlu Zaman Termodinamiğı" çerçevesinde performans analizi , bu çalışmanın konusunu oluşturmaktadır.

Çalışmada , öncelikle ısı pompaları ve soğutma makinalarının piyasa amaçlı kullanımına ve tarihi gelişimine yer verilmiş ve temel çalışma prensipleri anlatılmıştır. "Sonlu Zaman Termodinamiğı" çerçevesinde ısı pompaları ve soğutma makinaları ile ilgili yapılan çalışmaların genel bir özeti çıkartılarak yorumlanmıştır.

Son olarak , literatürdeki mevcut çalışmalardan farklı bir amaç fonksiyonu esas alınarak , ısı pompaları ve soğutma makinaları için optimum dizayn şartları belirlenmeye çalışılmıştır.

ABSTRACT

The main subject of this study is the performance analysis of heat pumps and refrigerators , that are day by day technologically developing and effecting our lives , in "Finite Time Thermodynamics".

In this study first of all , the use in markets , historical development and basic principles of the heat pumps and refrigerators have been indicated. A summary of the studies about analyzing heat pumps and refrigerators in "Finite Time Thermodynamics" and related to those , some commends have been made.

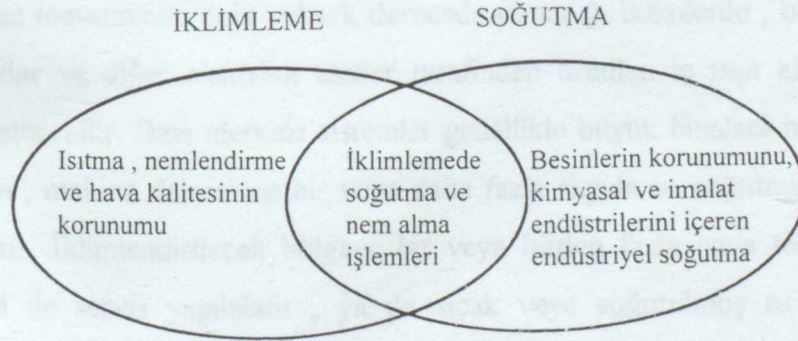
Finally , a different objective function from existing literature studies , has been optimized and optimal design parameters for heat pumps and refrigerators have been analyzed.

1.0. GİRİŞ

1.1. PİYASA AMAÇLI KULLANIM VE TARİHİ GELİŞİM

Genel olarak , soğutma ve iklimleme dallarının birbirleri ile içiçe olmalarının yanısıra , her ikisinin de kendine has çalışma sahaları vardır. Aralarında bağlantılı ve bağımsız oldukları yönler Şekil 1.1.1 'de şematize edilmiştir. Soğutmanın en yaygın uygulaması iklimlendirme prosesinde görülebilir. Buna ek olarak soğutma , besinleri işleme ve koruma maksatıyla kullanılan endüstriyel soğutmayı , petrol ve petrokimya tesislerinde maddelerden ısı çekme işlemlerini ve imalat ile yapı endüstrilerinde kullanılan sayısız özel uygulamayı bünyesinde barındırmaktadır.

Benzer şekilde , iklimlemenin de çok geniş uygulama alanları vardır. Konfor amacıyla yapılan iklimlemeyi , iklimleme yapılacak bölmede bulunan canlıların ihtiyaçları ölçüsünde sıcaklık , nem , temizlik ve ısı dağılımını aynı anda kontrol etme prosesi , olarak tanımlayabiliriz. Bu yüzden iklimleme parçacıkların hızını , ısı ışıınımı ve yabancı parçalar ile birlikte buharın iklimleme yapılan bölgeden uzaklaştırılmasını ayarladığı gibi , bütün ısıtma işlemlerini kapsar.



Şekil 1.1.1 Soğutma Makinaları ve İklimleme Cihazlarının Çalışma Alanları

Mühendislerin bir bölümü bu alanda çalışarak ürünlerin araştırılmasını ve geliştirilmesini gerçekleştirirken , diğer bir bölümü de bu ürünlerin kullanıldığı sistemlerin dizaynı için uğraş verirler. Bununla birlikte mühendislerin , Şekil 1.1.1 'de belirtilen değişik sahalar arasında çalışma yapmasına yönelik katı bir engel bulunmamaktadır.

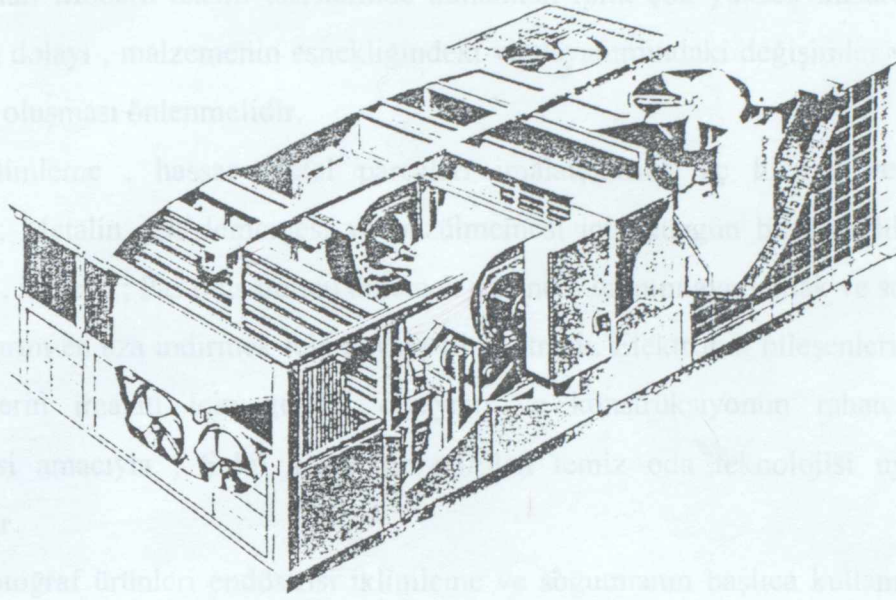
Ticari firmaların yoğun ilgi duyduğu ve bünyelerinde bulundurdıkları mühendislerin de önemle üzerinde durduğu alan iklimleme ve endüstriyel soğutmadır.

Endüstriyel soğutmada , ilgi alanına giren soğutma limiti -60°C sıcaklığa kadar varmaktadır. Bir başka çalışma dalı olan soğu bilim (cryogenics) ise daha düşük sıcaklıklarda endüstriyel gaz sanayi (havanın nitrojen ve oksijene ayrıştırılması) , sıvı doğal gaz ve mutlak sıfır sıcaklık araştırmalarının yapıldığı bir sahadır.

Bu bölümde , soğutma ve iklimleme uygulamalarının yayıldığı yelpazeyi ve pratikte kullanılan değişik tip cihazları ana hatlarıyla inceleyeceğiz. Tanımlanan iklimleme uygulamalarından bazıları endüstriyel alanlarda , yerleşim bölgelerinde , taşıtlarda , orta ve büyük boydaki binalarda kullanılmaktadırlar. Endüstriyel soğutma alanının ise , gıda ve ısı işlem endüstrisinde bir çok örneğine rastlayabiliriz. Soğutmanın , soğutma kapasitesine bağlı özel kullanımları , iklimleme ve besin soğutma işlemlerine oranla daha az olduğu için bu özel uygulamalardan bir çoğu büyük bir hızla gelişmekte ve endüstride yoğun olarak kullanılmaktadırlar.

Günümüzde , konfor amacıyla kullanılan iklimleme ünitelerinin büyük bir kısmı insanların günlük yaşantılarının daha rahat bir hal alması için hizmet vermektedirler. Yaz soğutma sistemleri , büyük binalar için vazgeçilmez bir standart halini almışlardır. Hava sıcaklığının yaz mevsiminde dahi yüksek derecede olmadığı iklimlerde , büyük binaların insanlar , ışıklar ve diğer elektrikli aletler tarafından üretilen iç ısıyı almak amacıyla soğutulması istenebilir. Bazı merkezi sistemler genellikle büyük binalara hizmet verirler. Bu sistemlerin , makina dairesinde bir veya daha fazla sayıda su soğutma ünitesi ve su ısıtıcısı bulunur. İklimlendirilecek bölgeye bir veya birden fazla hava tertibatı ve geri dönüş sistemi ile servis yapılabilir , ya da sıcak veya soğutulmuş su bölgedeki ısı değiştirgecine borular aracılığıyla iletilebilir.

Marketler ve fabrikalar gibi tek katlı ticari binalarda genellikle , Şekil 1.1.2 'de gösterilen çatı üstü üniteler kullanılır ve çatının üstüne monte edilen bu üniteler , iklimlendirilmiş havayı aşağıdaki bölmeye iletirler. Şekil 1.1.2 'de gösterilen ve iklimlendirilecek bölmeye ısıtılmış veya soğutulmuş havayı veren bu ünite bir ısı pompası çeşitidir.



Şekil 1.1.2 Çatı Üstü Ünitesi

Bir başka önemli iklimleme donanımı da hastahanelerde ve diğer tıbbi binalarda kullanılan tiptir. İş yerlerinde kullanılan bir çok iklimleme teçizatının hastahanelerde de kullanılmasının yanısıra bazı ilave durumlara da ihtiyaç vardır.

Endüstriyel iklimleme terimi , iklimlendirilecek herhangi bir yerde , çalışanların konforu ve bölgede bulunan bazı malzemelerin , nesnelerin işlevliğini korumak için hava koşullarının kontrol altına alınması olarak yorumlanabilir.

İklimleme koşulları bir çevre laboratuvarından diğerine değişmektedir. Birinde , motorları test etmek için -40°C gibi düşük bir sıcaklığa ihtiyaç duyulurken , bir diğerinde tropikal iklimlerde hayvanların davranışlarını incelemek için yüksek sıcaklıklara ve neme gerek duyulabilir.

Matbaaların iklimlendirilmesinde ise en önemli sebep rutubet kontrolüdür. Bazı basım işlemlerinde kağıt bir çok presten geçtiğinden dolayı düzgün bir basım için iklimleme gereklidir. Düzensiz bir rutubet dağılımı kağıdın statik elektriklenmesine , kıvrılmasına , bükülmesine veya mürekkebin kurumasında gecikmelere sebep olur.

Basım evlerindeki kağıt malzemeye benzer şekilde , tekstil mamülleri de nem oranındaki değişime ve sıcaklığın çok küçük miktarlardaki oynamalarına karşın

duyarlıdırlar. Modern tekstil tesislerinde kullanılan iplik çok yüksek hızlarda hareket ettiğinden dolayı , malzemenin esnekliğindeki ve dayanımındaki değişimler veya statik elektriğin oluşması önlenmelidir.

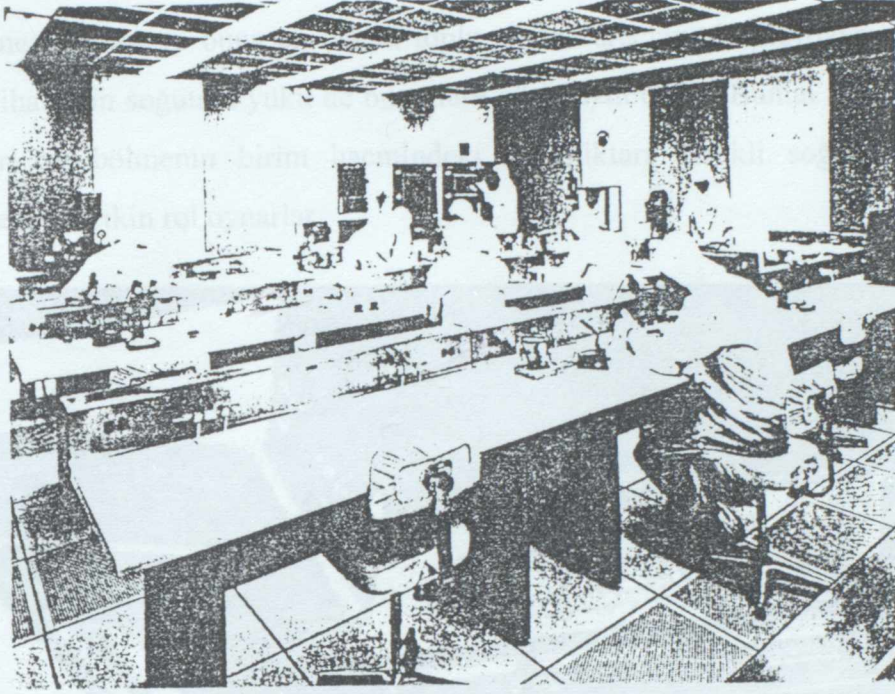
İklimleme , hassas metal parçaları imalatçılarına üç hizmet vermektedir. Birincisi ; Metalin genişlememesi ve büzülmemesi için düzgün bir sıcaklık dağılımı sağlamak , ikincisi ; Pas oluşumunu önlemek için nem oranını ayarlamak ve sonuncusu , Toz miktarını en aza indirmek için havayı filtre etmek. Elektronik bileşenlerin ve diğer malzemelerin imalatı için gerekli dizaynın ve konstrüksiyonun rahatça gerçekleştirilmesi amacıyla , Şekil 1.1.3 'de görülen temiz oda teknolojisi uygulamaya konmuştur.

Fotoğraf ürünleri endüstrisi iklimleme ve soğutmanın başlıca kullanıcılarından biridir. Ham fotoğraf malzemesi yüksek sıcaklık ve nemde hızla tahrip olurken , filmlerin kaplanması kullanılan tabakaların malzemeleri de iyi bir sıcaklık kontrolüne gereksinim duyarlar.

Bilgisayar odaları için kullanılan iklimleme sistemleri sıcaklığı , rutubeti ve havanın temizliğini kontrol ederler. Bazı elektronik parçalar çok ısındıkları zaman hatalara yol açarlar. Bu tip aksaklıkları gidermek için , oda sıcaklığı 20 °C ile 23 °C arasında tutulur. Elektronik parçalar bu sıcaklıkların altında da güvenli bir şekilde çalışabilirler fakat sıcaklığın alt limiti çalışanların rahat edebilecekleri bir seviyede olmalıdır.

Buharlı güç ünitelerinde gerekli çalışma koşulları genellikle çalışılan bölgeyi havalandırmak yoluyla sağlanabilir. Çalışma ortamındaki sıkışıklık ve ısı artışı karşısında hava kanalları giderek yetersizleşir. Bir çok modern güç tesisinin kapalı sahalarında soğutmayı sağlamak amacıyla , içinden soğutucu akışkan geçen iklimleme kanalları yerleştirilmiştir. Akışkanın aktığı borular sistem için yeterli olabilecek hava kanallarından çok daha küçüktürler.

Amerika Birleşik Devletlerinde her yıl , yerleşim yerlerinde kullanılmak üzere yaklaşık olarak beş milyon adet oda iklimleme cihazı satılmaktadır.



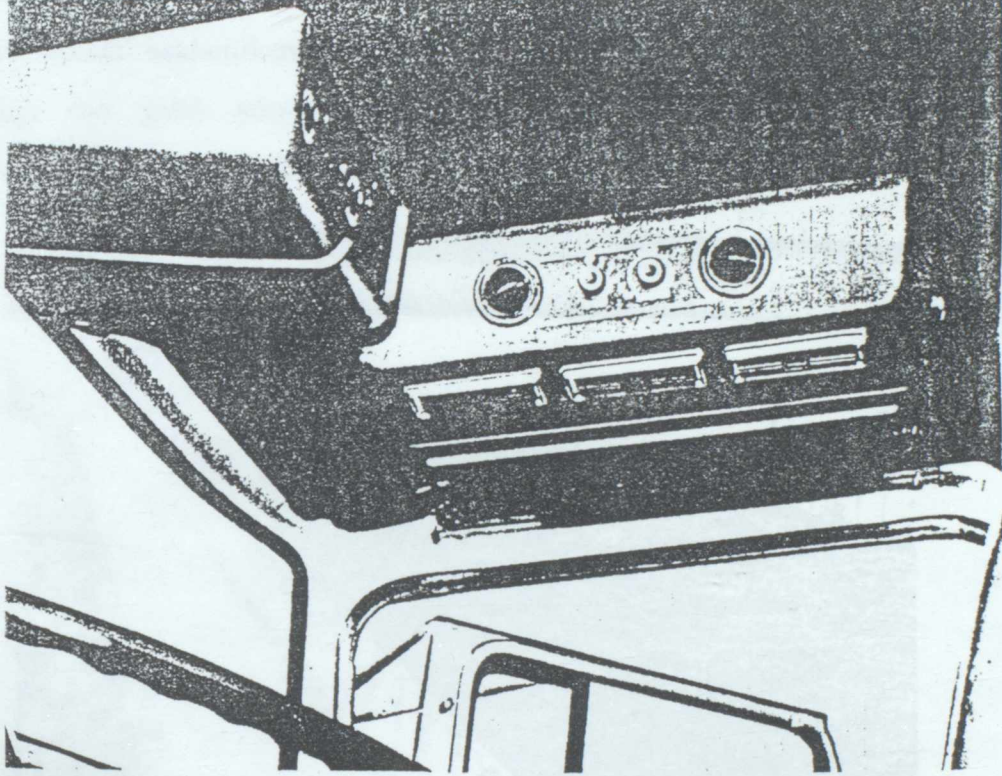
Şekil 1.1.3 Temiz Oda Uygulaması

Yerleşim yerlerinde kullanılan bir başka tip iklimleme cihazı ise birimsel veya merkezi sistemlerdir. Bu sistemlerde , iklimlendirilecek bölmenin dışına konan bir kompresör ve bir kondenserle birlikte , bölmedeki hava kanalının içinde de bir evaporatör kangalı bulunur. Bu tip cihazların yıllık satışı ise üç ile beş milyon adet arasındadır.

Konutlar için birleşik soğutma ve ısıtma açısından önemi gittikçe artan bir diğer sistem de ısı pompalarıdır. Isı pompalarının piyasaya çıkış tarihi 1950 'lerin ortasına rastlar. Nevar ki , piyasaya açılmadaki bu ilk teşebbüs , mekanik hatalardan ötürü başarısızlıkla sonuçlanmıştır. Geliştirilmiş dizaynı ve imalat kalitesi ısı pompalarını , 1980 yılında yıllık piyasa satışları sadece Amerika 'da 0.5 ile 1 milyon adet olacak şekilde , yeniden diriltmiştir.

İklimleme cihazının en fazla kullanıldığı araç , yıllık cihaz satışının beş ile on milyon adet arasında olduğu otomobillerdir. Bunun yanısıra ; Otobüsler , trenler , traktörler , kreyn kabinleri , uçaklar , gemiler ve Şekil 1.1.4 'den görülebileceği üzere tırlarda da iklimleme cihazı kullanılmaktadır. Bu tip taşıtlarda ısı oluşumunun en büyük

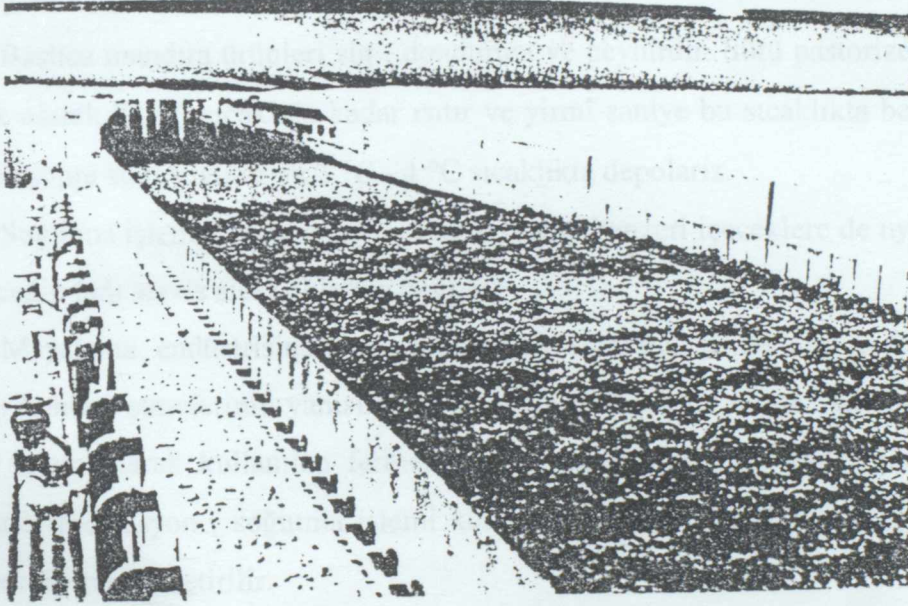
sebebi güneş ışınları ve buna ek olarak toplu taşıma araçlarında meydana gelen insan ısıdır. Cihazların soğutma yükü de bu ısılarla göre tayin edilir. Bunun dışında , ani ısı değişimleri ve bölmenin birim hacmindeki ısı miktarı gerekli soğutma yükünün belirlenmesinde etkin rol oynarlar.



Şekil 1.1.4 Tırlarda Kullanılan İklimleme Cihazı

Et , balık , meyve ve sebze çabuk bozulan besinlerdir. Bu yüzden depolama sürelerini uzatmak için soğutma işlemine gerek duyulmaktadır. Meyveler , bir çok sebze çeşiti ve sucuk , sosis gibi işlenmiş etler , ömürlerinin uzatılması için donma sıcaklıklarının biraz üstünde depolanırlar. Diğer et çeşitleri ile birlikte balık eti , sebzeler ve meyveler dondurularak müşteri tarafından çözülüp , yenir duruma getirilmek için aylarca çok düşük sıcaklıklarda saklanırlar. Donmuş besin zinciri tipik olarak ; Dondurma , soğuk ambarlarda depolama , marketlerdeki buzdolaplarında depolama ve son olarak evlerdeki buzluklarda depolama şeklinde oluşur. Önceleri , dondurma işlemi yerine malzeme buz parçaları içinde depolanırdı. Günümüzde ise , birden fazla soğutma

yöntemi kullanılmaktadır. Bunlar sırasıyla ; Forklift paletleri üzerine sabitlenen paketlere $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta yüksek hızlı havanın verildiği , tazyikli hava yöntemi ; besinin metal plakaların arasına sıkıştırılarak dondurulduğu , temasla dondurma yöntemi ; düşük sıcaklıktaki tuzlusuyun içine daldırılarak gerçekleştirilen , daldırma ile dondurma yöntemi ; Şekil 1.1.5 'de gösterilen , parçaların bantlı konveyör sistemi ile taşınarak askıda saklanırken aşağıdan yukarıya püskürtülen soğuk havaya maruz bırakıldığı sıvı yatak yöntemi ve nitrojen veya karbondioksit gibi soğubilim maddelerinin kullanıldığı soğutma yöntemidir.



Şekil 1.1.5 Sıvı Yatak Yöntemi Uygulaması

Yüksek kaliteyi korumak için , meyveler ve sebzeler hasattan hemen sonra , etler ise kesimden kısa bir süre sonra dondurulmalıdırlar. Kamyonlara ve trenlere yüklenen gıdalar daha sonra soğuk hava depolarında aylarca bozulmadan duracak şekilde $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarında istiflenirler. Aynı kaliteyi balık etinde yakalamak için daha düşük depo sıcaklığına gereksinim duyulur.

Stokların beslenmesi için , gerekli duyulduğu zamanlarda soğuk hava depolarındaki mallar marketlere dağıtılır. Marketlerdeki vitrinlerde günlük besinler , dondurulmamış meyve ve sebzeler $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında , donmuş besinler ve

dondurmalar ise -20°C civarındaki sıcaklıklarda alıcıya sunulurlar. ABD 'de her yıl yaklaşık yüzbin adet civarında soğuk vitrin dolabı satılmaktadır.

Müşteriler ise zincirin son halkası olarak , besinleri ev buzdolaplarında veya derin dondurucularında saklarlar. ABD 'de her yıl yaklaşık olarak beş milyon adet buzdolabı satılmaktadır. Buzdolaplarının imalatı ve dizaynında ise ilk yatırım maliyeti ile ergonomiklik ön sırada yer almaktadır. Enerjinin korunumu ihtiyacı bu tip cihazların dizaynında mühendislik araştırmalarını zorunlu kılmıştır.

Bazı besinler dondurma ve soğuk depolamanın yanısıra , yine soğutma işleminin kapsadığı ek uygulamalara gerek duyarlar.

Başlıca mandıra ürünleri süt , dondurma ve peynirdir. Sütü pastörize etmek için yaklaşık olarak 73°C sıcaklığa kadar ısıtır ve yirmi saniye bu sıcaklıkta bekletiriz. Bu işlemden sonra sütü soğutur ve $3^{\circ}\text{C} - 4^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta depolarız.

Soğutma işlemi , meyva suyu , bira ve şarap benzeri içeceklere de uygulanır. Bir çok içeceğin tadı servis sıcaklıklarına bağlıdır.

Mayalama endüstrisinde gerçekleştirilen soğutma yöntemleri , fermentasyon işlemini kontrol etmelerinin yanısıra ara ve nihai ürünleri de korur. Alkolün eldesinde anahtar işlem olarak kullanılan fermentasyon , egzotermik bir reaksiyondur. Bu tür imalatla fermentasyon , soğutma işlemi kullanılarak sıcaklığın $8^{\circ}\text{C} - 12^{\circ}\text{C}$ arasında tutulması ile gerçekleştirilir.

Fırın mamüllerine soğutma işleminin uygulanmasının en büyük sebebi arz ve talep ilişkisinde dengeyi sağlamak ve ürün kaybını engellemek isteğidir. Bir çok ekmek ve pasta çeşiti müşteriye satılmadan önce uzun bir raf ömrü olması için dondurulur.

Bazı biyolojik ürünler ve besinler süblimasyon yöntemi ile ilk önce dondurulup sonra kurutulurlar. İşlem , süblimleme için gerekli ısının dikkatlice ürüne verilmesi ile vakum ortamında gerçekleştirilir. Hazır kahve üreticilerinin bir bölümü soğuk kurutma yöntemini kullanmaktadırlar.

Kimya ve yiyecek endüstrisi kimyevi maddelerin üretimini , petrol rafinerilerini , petro-kimya tesislerini , kağıt ve meyve özü imalatını kapsamaktadır. Her bir soğutma tesisinin yapısı ve tesis fiyatları farklı olduğundan , bu tesislerde yetkin mühendislere gereklilik vardır. Mühendislerin gazların ayrıştırılması , gazların yoğunlaştırılması ,

karışım içindeki bir maddenin diğerlerinden ayrışması için katılaştırılması , depolanan sıvının basıncının kontrol altına alınması için düşük sıcaklık uygulaması ve tepkime ısının alınması konusunda bilgi sahibi olmaları gereklidir. Bazen petrokimyasal tesislerde , propan benzeri hidrokarbonlar soğutucu akışkan olarak kullanılırlar. Bunun sebebi propanın , diğer akışkanlarla kıyaslandığında daha düşük maliyete sahip olmasıdır. Şekil 1.1.6 'da gösterilen büyük paket tipi üniteler ise yalnızca yiyecek endüstrisinde kullanılırlar.

Yukarıdakilerin dışında , soğutma makinaları ve iklimleme cihazları boyut ve kapasite yönünden küçük araçlardan , büyük ölçekli sanayi tesislerinde kullanılan ünitelere kadar geniş bir yelpazeye dağılmışlardır.

Küçük soğutma üniteleri içme suyunu depolar ve soğuk halde servise sunarlar. Bunlara örnek olarak su buzdolaplarını verebiliriz.

Evlerde kullanılan nem alıcı cihazlar sayesinde , hava ilk önce soğutularak neminin alındığı evaporatör kangallarından geçer. Daha sonra , soğutulan hava kondensere girer ve odaya verilir.

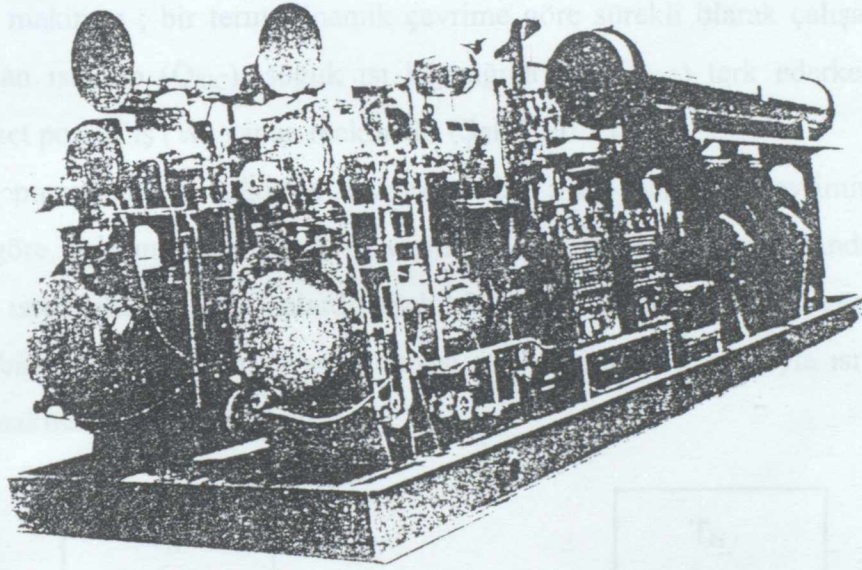
Evlerde , restaurantlarda ve motellerde kullanılan buzlukların yanısıra , buz yapıcılar kimyasal tesislerde ve yiyecek endüstrisinde geniş bir yer tutmaktadırlar.

Kayakçıların , buz patencilerinin ve hokey oyuncularının çalıştıkları sahalarda , buzun sürekliliği hava koşullarına göre değiştiğinden , soğuk akışkanın veya tuzlu suyun içinden geçtiği borular kum veya talaş zeminin içine gömülüp üzerinden su geçirilerek dondurulur.

Soğutma bazen , hafriyatı kolaylaştırmak için toprağı dondurmada kullanılır. Soğutma işlemi aynı zamanda büyük beton kütlelerinden ısı çekilmesinde de kullanılır. Bunun sebebi bünye içerisinde , sertleştirme işlemi sırasında kimyasal reaksiyondan meydana gelen ısının genleşmeye ve gerilmeye sebep olmaması için dışarı atılması gerekliliğidir.

Sonuç olarak ; Soğutma ve iklimleme endüstrisi düzgün bir büyüme grafiği çizmektedir. Bu yüzden bir çok yan sanayi ile de pekiştirilen bu endüstri kolu dengeli bir piyasa yayılımı göstermektedir.

2.0. ISI 1970 'li yılların enerji krizi bireysel mühendisliğin teknolojik olarak ilerlemesi için yeterli bir zemin oluşturmuştur. Bir zamanlar pratik uygulamalarının olamayacağı düşünülen verim değerleri yeni yaklaşımlarla büyük ilgi toplamakta ve ekonomik olarak tercih sebebi olmaktadır. Düşük sıcaklıktaki ısının bir ısı pompası aracılığıyla , sıcaklığının arttırılarak geri kazanımı buna güzel bir örnektir. Günümüzde , bu alanda yapılan çalışmalar sayesinde optimum ilk yatırım maliyeti ve işletme masraflarının saptanabilmesi eskisi gibi imkansız değildir.



Şekil 1.1.6 Büyük Paket Tipi Ayırık Soğutma Ünitesi

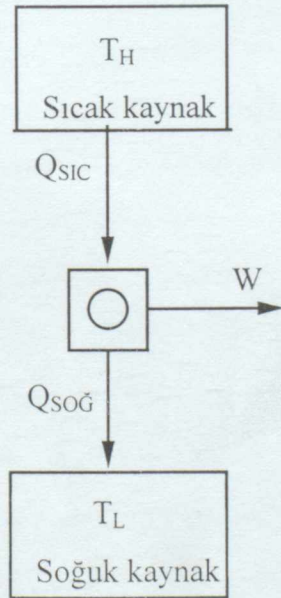
2.0. ISI POMPALARI VE SOĞUTMA MAKİNALARININ TEMEL PRENSİPLERİ :

Söz konusu literatürün incelenmesine geçmeden önce , adı geçen kavramlar hakkındaki temel bilgilerin aşağıdaki şekilde sıralanması uygun görülmüştür.

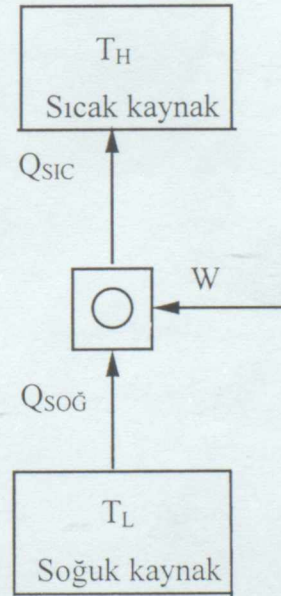
Isı kaynağı ; çevrede üniform sıcaklıkta bulunan , ısı çekebildiğimiz veya terkettiğimiz bir kısımdır. Genel olarak ısı alışverişi ile kaynağın sıcaklığı değişmez ancak , sonlu kapasiteli ısı kaynağında sıcaklık değişir. Birbirine göre daha sıcak olan kaynak sıcak ısı kaynağı , diğeri soğuk ısı kaynağı olarak adlandırılır.

Isı makinası ; bir termodinamik çevrime göre sürekli olarak çalışan , sıcak ısı kaynağından ısı alıp (Q_{SIC}), soğuk ısı kaynağına ısı ($Q_{SOĞ}$) terk ederken belirli bir miktarda net pozitif iş (W) yapan makinadır (Şekil 2.0.1 (a)).

Isı pompaları ve soğutma makinaları ise ; Isı makinası çevriminin tersi bir çevrime göre çalışan , dışarıdan iş verilmesi ile soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına ısıyı nakleden makinalardır (Şekil 2.0.1 (b)). Benzer çevrime göre çalışmakla beraber , bir yerin ısıtılması ve soğutulması söz konusu ise , sırasıyla ısı pompası ve soğutma makinası tabirleri kullanılır.



Şekil 2.0.1(a). Isı Makinası



Şekil 2.0.1(b). Isı Pompası / Soğutma Makinası

2.1. Soğutma Isı makinası , ısı pompası ve soğutma makinası çevrimlerinde kullanılan akışkana iş yapan akışkan denir. Çoğu zaman amonyak , freon gibi soğutma makinasında kullanılan akışkanlara soğutucu akışkan da denir.

Isı makinası , ısı pompası ve soğutma makinasının iyilik dereceleri sırasıyla ısı verim (η) , ısıtma tesir katsayısı ve soğutma tesir katsayısı ile belirtilir ve bunlar genel şekilde tarif edilebilir. Tesir katsayıları ortak bir değerle anlatılmak istendiğinde , literatürde performans katsayısı olarak tanımlanan COP değeri ile ifade edilir.

Bu koşulları aşağıdaki şekilde formülize edebiliriz ;

$$\eta = W / Q_{SIC} = 1 - Q_{SOĞ} / Q_{SIC} \quad (2.0.1)$$

$$COP = Q_{SIC} / W = Q_{SIC} / (Q_{SIC} - Q_{SOĞ}) \quad (\text{Isıtma Tesir Katsayısı}) \quad (2.0.2)$$

$$COP = Q_{SOĞ} / W = Q_{SOĞ} / Q_{SIC} - Q_{SOĞ} \quad (\text{Soğutma Tesir Katsayısı}) \quad (2.0.3)$$

Burada belirtilmesi gereken ; atmosferik çevrenin ısı makinası ve ısı pompası için soğuk ısı kaynağı , fakat soğutma makinası için sıcak ısı kaynağı olduğudur.

2.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR VE ÖZELLİKLERİ

Günümüzde kullanılmakta olan soğutma makinalarının çoğu bir akışkanın buharlaşması esnasında çevresinden aldığı gizli ısıdan yararlanmaktadır. Yeterli derecede düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen bir sıvı soğutma amacıyla kullanılabilir. Ancak bu sebeple kullanılacak akışkanların diğer özellikleri de önemli olabilir.

Bu bölümün amacı , soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların önemli bir takım özelliklerinin açıklanması ve akışkan seçiminde faydalı olabilmesidir. Burada dikkat edilecek nokta birbirinden farklı akışkanların farklı sistemlerde kullanılmasıdır. Hiç bir şekilde , en iyi soğutucu akışkan , olarak adlandırılabilcek bir akışkanın var olmadığının da bilinmesi gerekmektedir. Akışkanlar arasındaki farklılıkları düşündüğümüzde , herbirinin kendine özgü avantajları olduğunu görürüz. Aşağıda , Tablo 2.1.1 'de sıkıştırılmalı bir soğutma makinasında buharlaşma ve yoğunlaşma proseslerinin etkisi altında kalan herhangi bir akışkandan istenen özellikler belirtilmiştir.

Soğutucu akışkanların seçiminde sistemin tipi , büyüklüğü ve kullanılacağı yer de büyük önem taşır. Soğutma sistemlerinin tiplerini genel hatlarıyla şöyle sıralayabiliriz ; Ev tipi soğutucular , ticari soğuk depolar ve buz fabrikaları , iklimlendirme tesisleri , gıda maddelerinin depolanması ve taşınması , çok alçak sıcaklıkların elde edildiği uygulamalar , kuru buz imalatı , diğer özel uygulamalar.

İnsanların topluca birlikte bulundukları marketler ve otel benzeri yerlerde kullanılan soğutucu akışkanların , zehirleyici ve patlayıcı etkileri olması istenmez. Endüstriyel soğuk depolarda ve buz fabrikalarında ise bu , o derece önemli olmayabilir.

Düşük sıcaklık uygulamalarında , atmosfer basıncındaki kaynama noktası çok önem kazanır. Bu nokta istenilen evaporatör sıcaklığına göre çok yüksek ise , evaporatör basıncı çok ufak olur ve devredilen buhar hacmi çok büyük olur. Tam tersine atmosfer basıncındaki kaynama noktası nispeten küçük olursa , kondenser basıncı çok yüksek olur ve sistem kritik basıncına yakın şartlarda çalışır ve bundan dolayı da yutulan güç çok büyük olur.

Tablo 2.1.1. Soğutucu Akışkanlarda İstenilen Özellikler

TEKNİK DEĞERLER	İSTENİLEN ÖZELLİKLER	NEDENLERİ
Buharlaşma basıncı	Atmosfer basıncından küçük bir miktar fazla olmalı.	Sistem içine hava ve nem sızmasını önler.
Buharlaşma sıcaklığı	Çevreden kullanılan sıcaklıklardan düşük olmalıdır.	Soğutma yapılmasını sağlar. Soğutma serpantini odadan soğuk olmalıdır.
Yoğuşma basıncı	Çok yüksek olmamalı.	Sıkıştırma işi büyük olmaz, konstrüksiyon hafif olur.
Yoğuşma sıcaklığı	Isı atılacak ortamdan az yüksek olmalı.	Çevreye ısı atılması kolay olur.
Kritik basınç	Yoğuşma basıncına yakın olmamalı.	Güç sarfiyatının fazla olmamasını sağlar.
Donma noktası	Buharlaşma sıcaklığına yakın olmamalı.	Akışkanın donması istenmez.
Buharlaşma gizli ısı	Yüksek olmalı.	Devredilen akışkanın 1 kg'ı başına soğutma büyük olur.
Özgül hacim	Gaz halinde ufak olmalı.	Kompresör hacmi küçülür.
Viskozite	Gaz ve sıvı halde düşük olmalı.	Basınç düşmesi ufak olur.
Korozyon etkisi	Korozyon yapmamalı.	Metal aksam bozulur.
Kimyasal etkisi	Yağlarla reaksiyona girmemeli.	Kompresör yağları bozulur
Fiyatı	Düşük olmalı.	Ekonomik nedenler.

Kullanılan sistemin büyüklüğü de soğutucu akışkanın seçiminde büyük rol oynar. Küçük tesislerde ilk yatırım bedeli daha önemlidir, büyük tesislerde ise tam tersine işletme masrafları önemli rol oynar. Yatırım masrafına etki eden özellikler ; Buharlaşma gizli ısı, buharın özgül hacmi, evaporatör ve kondenser basınçları, ısı

transfer özellikleri , korozyon ve yağlama yağları ile etkileşme özellikleridir. İşletme masraflarını etkileyen en önemli özellik ise güç tüketimidir.

Kullanılacak makinanın cinsi de soğutucu akışkan seçiminde önemlidir. Örneğin , diğer kompresör tiplerine göre pistonlu kompresörlerin devir sayısı sınırlı olduğundan düşük debi ve yüksek basınç değerlerinde çalışırlar. Bu nedenle , yoğunluğu daha büyük olan ve atmosfer basıncındaki kaynama noktası nispeten düşük olan akışkanlar bu makinalar için daha uygundurlar. Genellikle bu nokta -1°C 'den az olmalıdır. Merkezkaç kompresörlerin kullanıldığı uygulamalar ise alçak basınç ve büyük debiler için uygundur. Dolayısı ile , buhar özgül hacmi büyük olan , evaporatör basıncı düşük olan ve atmosfer basıncındaki kaynama noktası -1°C 'den daha yüksek olan akışkanlar bu makinalar için daha uygun olurlar. Küçük soğutma tesislerinde ise döner profilli kompresörlerin kullanılması tercih edilir.

Akışkanın yoğunluğunun da , sistemde kullanılacak kompresörün boyutları üzerinde etkili olmasından dolayı , sistem açısından büyük önemi vardır.

Kullanımı en yaygın olan soğutucu akışkanlar florürlü hidrokarbonlar olmasına karşın içerisinde bir çok inorganik bileşimleri ve hidrokarbonları bulunduran sayısız maddeler de soğutucu akışkan olarak kullanılırlar.

Halokarbon bileşimleri , bünyelerinde bir veya daha çok klorin , florin veya bromin ihtiva ederler. Bu gruba dahil olan ve ticari kullanım açısından önemli yerlere sahip olan bileşimler sayısal gösterimleri , kimyasal isimleri ve kimyasal formülleri ile Tablo 2.1.2 'de gösterilmişlerdir. Halokarbonların sayısal numaraları şu şekilde verilir ; En sağdaki birinci basamak bileşimin içindeki florin atomlarının sayısını gösterir , ikinci basamak hidrojen atomlarının sayısının bir fazlasını ve üçüncü basamak ise bileşim içerisindeki toplam karbon atomlarının sayısının bir eksiğini göstermektedir. Üçüncü basamağın sayısal değeri sıfır ise basamak iptal edilir.

Eskiden kullanılan ve günümüzde de bir bölümünün önemlerini korudukları bir diğer soğutucu bileşimleri de inorganik bileşiklerdir. Bu bileşikler Tablo 2.1.3 'de listelenmişlerdir.

Tablo 2.1.4 'de ise , özellikle petrol ve petrokimya endüstrilerinde soğutucu akışkan olarak kullanılan hidrokarbon bileşimlerinden bazıları yer almaktadır.

Tablo 2.1.2 . Bazı Halokarbonlu Soğutucular

Sayısal Gösterim	Kimyasal Ad	Kimyasal Formül
11	Trikloromonoflorometan	CCl_3F
12	Diklorodiflorometan	CCl_2F_2
13	Monoklorotriflorometan	CClF_3
22	Monoklorodiflorometan	CHClF_2
40	Metilklorit	CH_3Cl
113	Triklorotrifloroetan	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$
114	Diklorotetrafloroetan	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$

İki farklı maddenin azeotropik olarak karıştırılması , damıtılarak dahi ayrıştırılamamasına sebep olur. Bir azeotrop , bileşenlerinden farklı özellikler göstermek suretiyle , tek bir madde gibi buharlaşır ve yoğuşur. Soğutucu akışkan olarak en çok kullanılan azeotrop R-22 ve R-115 akışkanlarının karışımından elde edilen R-502 'dir.

Tablo 2.1.3. Bazı İnorganik Soğutucular

Sayısal Gösterim	Kimyasal Ad	Kimyasal Formül
717	Amonyak	NH_3
718	Su	H_2O
729	Hava	
744	Karbondioksit	CO_2
764	Sülfürdioksit	SO_2

Tablo 2.1.4. Hidrokarbonlu Soğutucular

Sayısal Gösterim	Kimyasal Ad	Kimyasal Formül
50	Metan	CH_4
170	Etan	C_2H_6
290	Propan	C_3H_8

Tablo 2.1.5 'de yaygın olarak kullanılan bazı soğutucuların termodinamik özellikleri verilmiştir. Burada , buharlaşma sıcaklığı $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve yoğuşma sıcaklığı $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ olan standart buhar sıkıştırma çevrime göre , basınçlar , soğutma etkisi ve performans katsayısı değerleri , karşılaştırılmıştır.

Tablo 2.1.5. Bazı Soğutucuların Termodinamik Karakteristikleri

Soğutucu	Buharlaşma Basıncı, (kPa)	Yoğuşum Basıncı , (kPa)	Basınç Oranı	Soğutma Etkisi (kJ/kg)	1kW Soğutmada Buhar Akış Hızı (L/s)	COP
11	20.4	125.5	6.15	155.4	4.90	5.03
12	182.7	744.6	4.08	116.3	0.782	4.70
22	295.8	1192.1	4.03	162.8	0.476	4.66
502	349.6	1308.6	3.74	106.2	0.484	4.37
717	236.5	1166.6	4.93	1103.4	0.462	4.76

R-11 akışkanlarının kullanıldığı sistemlerdeki evaporatörlerde olduğu gibi , çalışma basıncının atmosferik basıncın altına düşmesi halinde , evaporatör içine hava girmesi riski söz konusudur. Soğutma etkisi ilk bakışta sistem verimini artırıcı bir etken olarak görünmesine karşın , bu özelliği sıkıştırmaya harcanması gereken iş ile birlikte düşünmeliyiz. Soğutucu 717 (Amonyak) , diğer akışkanlardan çok daha fazla soğutma etkisine sahip olmasına karşın , sıkıştırma için harcanan iş diğer akışkanlara nazaran daha fazladır.

Bir kilovat soğutma başına , emilen buharın debisi kompresör tipi üzerinde etkin rol oynar. Debileri açısından 22 ,502 ve 717 soğutucuları birbirlerine yakın değerlere sahiptirler. Akışkan 12 diğer üçüne oranla daha yüksek buhar debisine sahip olup , yoğunluğu da daha azdır. Soğutucu akışkan 11 'in çok yüksek debiye sahip olması ise neden santrifüj tip kompresörler ile birlikte kullanıldığını açıklamaktadır.

Soğutucu olarak 11 'in kullanıldığı standart soğutma çevrimlerinin performansı diğer çevrimlere oranla çok yüksektir fakat bu avantaj yalnızca santrifüj tip kompresörlerin kullanılması ile değerlendirilebilir. Soğutucular 12 , 22 ve 717 'nin COP değerleri birbirlerine yakındır. 502 'nin COP değeri ise çok düşüktür fakat diğerlerine nazaran soğutucu yağlarla daha iyi karışabilme özelliğine sahiptir. Tablo 2.1.5 'deki COP değerleri ile kıyas oluşturması bakımından aynı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında çalışan Carnot benzeri bir soğutma çevriminin verimi 5.74 'tür.

Soğutucu akışkanların piyasada kullanıldıkları yerler ve görevleri de bir akışkandan diğerine değişmektedir. Havanın soğutucu akışkan olarak en önemli kullanımı uçaklardaki uygulamalarında görülmektedir. Hava , düşük COP değerine karşın hafifliğinden dolayı tercih sebebi olmaktadır. Düşük sıcaklıklı büyük endüstriyel uygulamalarda ise soğutucu akışkan olarak sıkça amonyak kullanıldığını görebiliriz. Özellikle besinlerin direkt temasla dondurma uygulamalarında karbondioksit kullanılmaktadır. Soğutucu 113 'ün yanısıra santrifüj tip kompresörlerin kullanıldığı sistemlerde Soğutucu 11 'de tercih edilir. Otomobillerin iklimleme cihazlarında ve buzdolaplarında pistonlu kompresör uygulamalarıyla sıkca göze çarpan akışkan ise 12 'dir. Nevar ki , küçük boyutlu ve düşük maliyetli kompresörler ile birlikte kullanılabilen Soğutucu 22 , bir çok iklimleme cihazında 12 'nin yerini almıştır. Piyasada diğerlerine nazaran yeni kullanılmaya başlanan 502 , 22 'nin bir çok avantajına sahip olmasının yanı sıra yağlarla daha iyi karışabildiği ve daha düşük kompresör çıkış sıcaklığında çalışabildiği için tercih edilmektedir.

Teknolojik kullanımın ve verimliliğin yanısıra soğutucu akışkanların seçiminde ekolojik dengenin mümkün olduğunca az zarar görmesi de göz önüne alınması gereken bir diğer husustur.

Ozon tabakasını incelten maddeler olan (OTİM) klorofloro karbon (CFC) ve halon maddelerinin kullanımını önlemek üzere uluslararası çalışmalar 1980 'lerin ortalarında başlamıştır. Daha sonra Kasım 1992 'de Kopenhag 'da yapılan toplantıda ;1995 yılı sonuna kadar zorunlu kullanımlar hariç CFC , halon , karbontetraklorid ve metilkloroform üretim ve tüketiminin gelişmiş ülkelerde sıfırlanmasına ; HCFC , HBFC

maddeleri ve metilbromür 'ün de " Kontrol Altındaki Maddeler Listesi" ne eklenmesine ve HCFC 'lerin 2030 yılına kadar gelişmiş ülkelerde sıfırlanmasına ; gelişmekte olan ülkelere " Çok Taraflı Fondan " desteğin devam edilmesine karar verilmiştir.

OTİM 'ler endüstride , köpük , çözücü , aerosol üretiminin yanısıra soğutma , havalandırma ve yangın söndürme amacıyla da kullanılmaktadır. Çalışmamızla ilgili uygulamalardan bir bölümü ise , CFC-11 , CFC-12 , CFC-13 , CFC-14 , HCFC-22 , R-500 , R-502 maddelerinin kullanıldığı ticari soğutucular , endüstriyel soğutucular , soğuk taşıma , soğuk hava depoları , bina ve taşıt tipi iklimlendirme sistemleri ve ısıtma amaçlı kullanılan ısı pompalarıdır.

Ozon tabakasındaki incelmenin halen devam ediyor olması , yakın bir gelecekte gelişme yolundaki ülkelerin de hızlı azaltım programlarına uymalarını zorunlu kılacaktır.

3.0. ISI POMPALARI

Isı pompası terimi genel olarak hem ısıtma hem de soğutma işi gören soğutma sistemleri yerine kullanılır. Fakat , ısı pompaları daha çok iklimlendirme amaçlı kullanılırlar (air-conditioning). Bu da , insanlar için uygun ve rahat koşulları hazırlamak amacıyla belli sıcaklık farklarında soğutma ve ısıtma olarak düşünülebilir. Isı pompalarının temel çalışma prensibi düşük sıcaklıktaki kaynaktan aldıkları ısı enerjisini daha yüksek sıcaklıktaki , iklimlendirilecek bölme vermeleridir.

Şekil 3.0.1 'de görüleceği üzere , bir ısı pompası sisteminde , sıkıştırılmalı soğutma makinası sistemine benzer şekilde evaporatör , kondenser , kompresör ve akış kontrol aleti bulunmaktadır. Şekil 3.0.1(a) 'da , ısı pompası soğutma amaçlı kullanılırken , Şekil 3.0.1(b) 'de ısıtma amaçlı kullanılmaktadır.

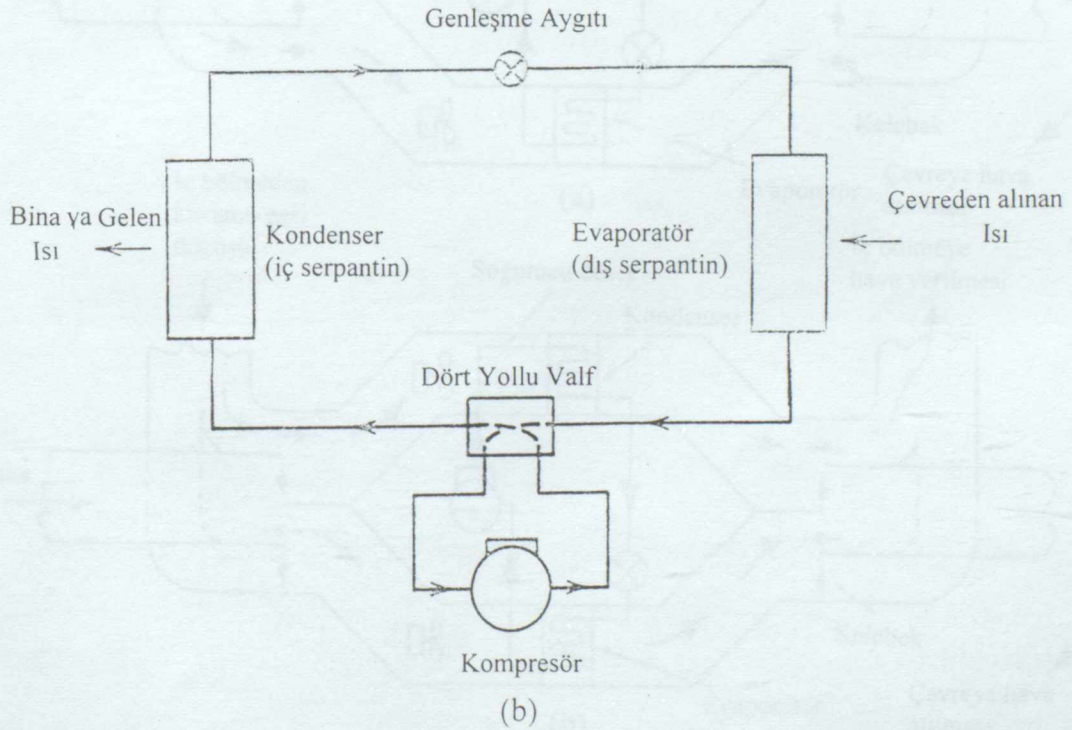
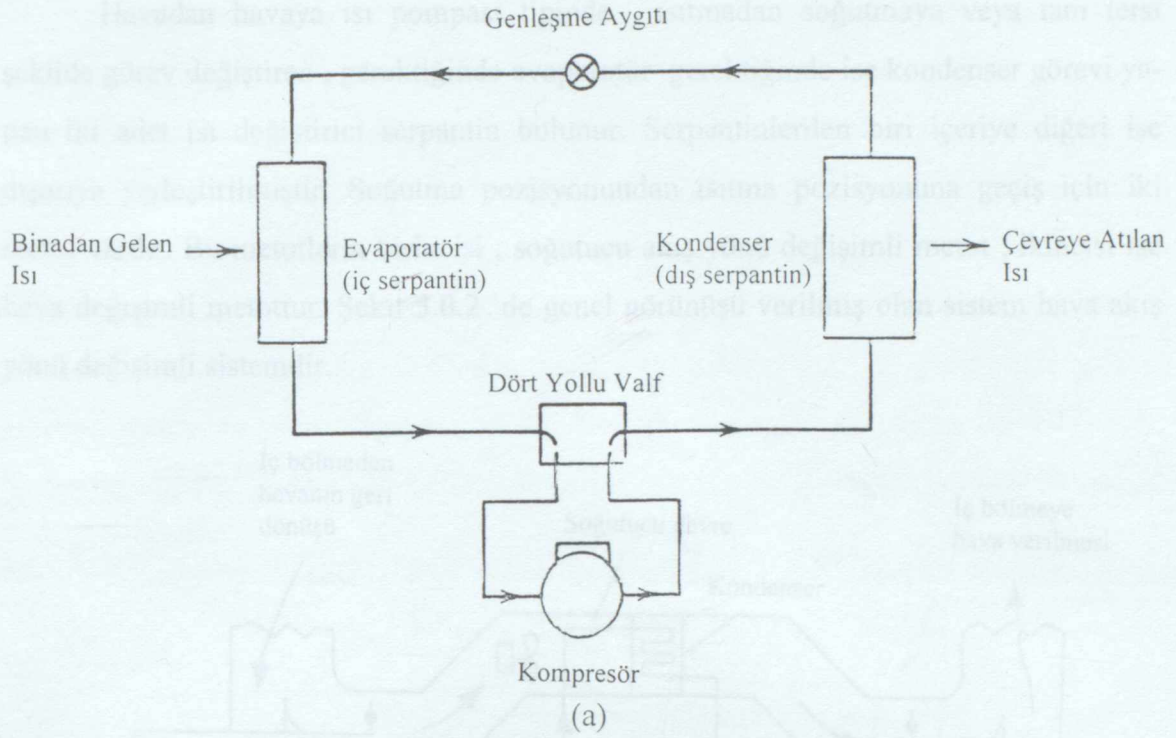
Aynı donanım ile hem ısıtma hemde soğutma yapılabilmesi , ek ünitelerin kullanılması külfetini ortadan kaldırmakla birlikte , toplam ilk yatırım maliyetinin de düşük olmasına neden olmuştur. Bir soğutma sisteminde kondenserden dışarıya atılan enerji , evaporatörden ve sıkıştırma prosesinden elde edilen enerjilerin toplamına eşittir. Isı pompası , sistem tarafından düşük sıcaklıkta emilen ısı enerjisini alır ve kompresör aracılığıyla ısının kondenserden atılmasını sağlar.

Isı pompasının avantajı , ısıtma için elde edilen enerji miktarının kompresörü tahrik etmek için gerekli olan enerji miktarından fazla olmasıdır. Bir ısı pompasının ısıtma performans katsayısı , kullanılan ısı yükünün kompresöre verilen işe bölümü ile bulunur. Çevre sıcaklığının 20 °F olması halinde COP değeri genellikle 2 ile 3 değerleri arasındadır.

Isı tahrikli ve güneş enerjisi tahrikli ısı pompaları ise verimi arttırmak bakımından avantajlı sistemlerdir.

Isı pompaları ısı kaynağı ve ısı çukuru tiplerine göre üç çeşittirler. Isı kaynağı , ısının çekildiği bölüm (evaporatör) , ısı çukuru ise ısının atıldığı bölümdür (kondenser). Su, hava ve doğal olarak tabiat , kullanılan en genel ısı kaynağı ve çukurlarıdır. Güneş ışıını da kullanılan diğer bir kaynaktır.

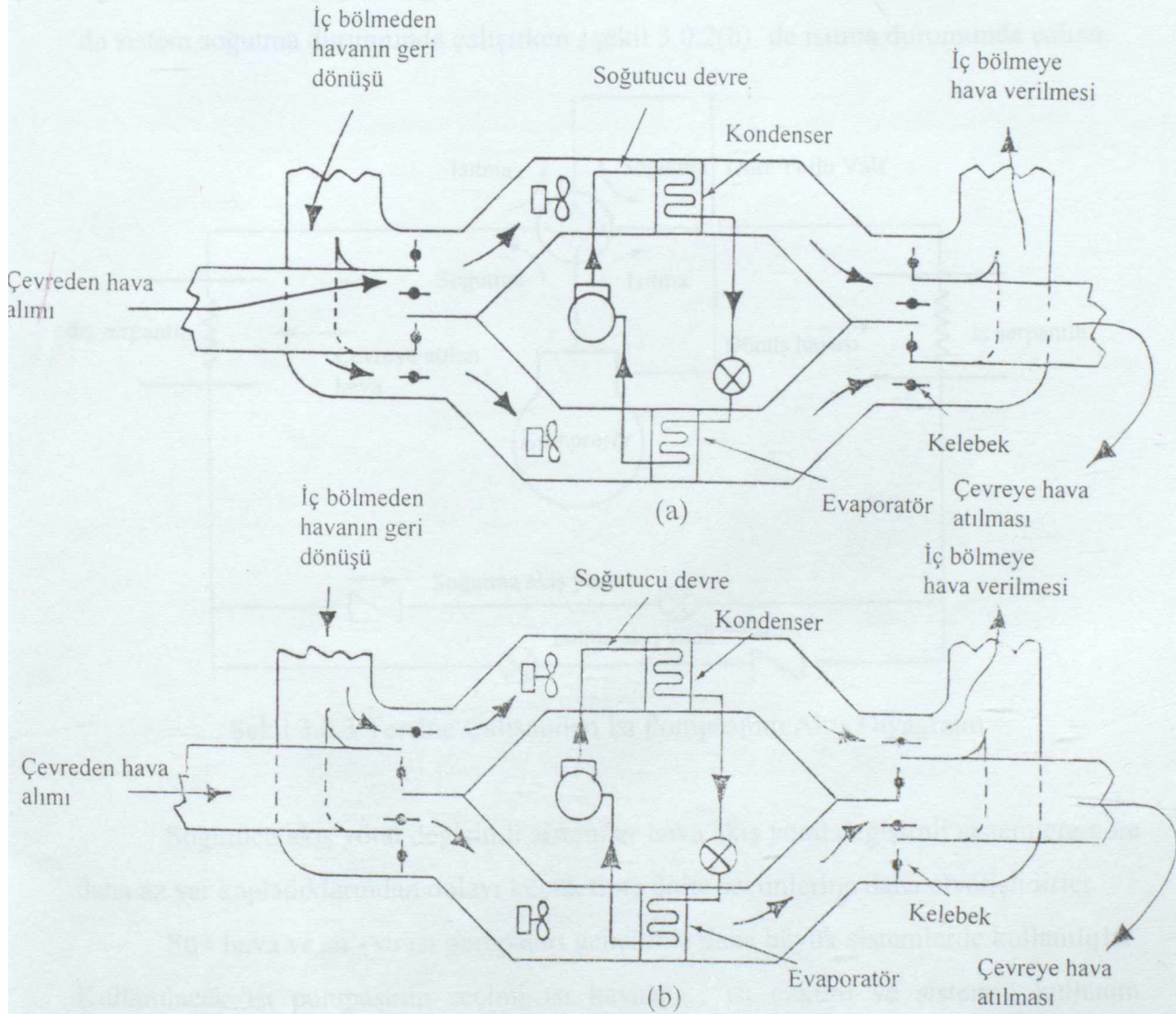
En çok kullanılan ısı pompası tipi havadan havaya tipidir. Bu tiplerde hava hem ısı kaynağı hemde ısı çukurudur. Diğer tipler ise sudan havaya ve sudan suya tipleridir.



Şekil 3.0.1 Soğutucu Akış Yönü Değişim Sistemli Havadan Havaya Çalışan Isı Pompası

(a) Soğutma veya Buz Çözme , (b) Isıtma Durumu

Havadan havaya ısı pompası tipinde , ısıtmadan soğutmaya veya tam tersi şekilde görev değiştiren , gerektiğinde evaporatör gerektiğinde ise kondenser görevi yapan iki adet ısı değiştirici serpantin bulunur. Serpantinlerden biri içeriye diğeri ise dışarıya yerleştirilmiştir. Soğutma pozisyonundan ısıtma pozisyonuna geçiş için iki metot vardır. Bu metotların birincisi , soğutucu akış yönü değişimli metot , ikincisi ise hava değişimli metottur. Şekil 3.0.2 'de genel görünüşü verilmiş olan sistem hava akış yönü değişimli sistemdir.

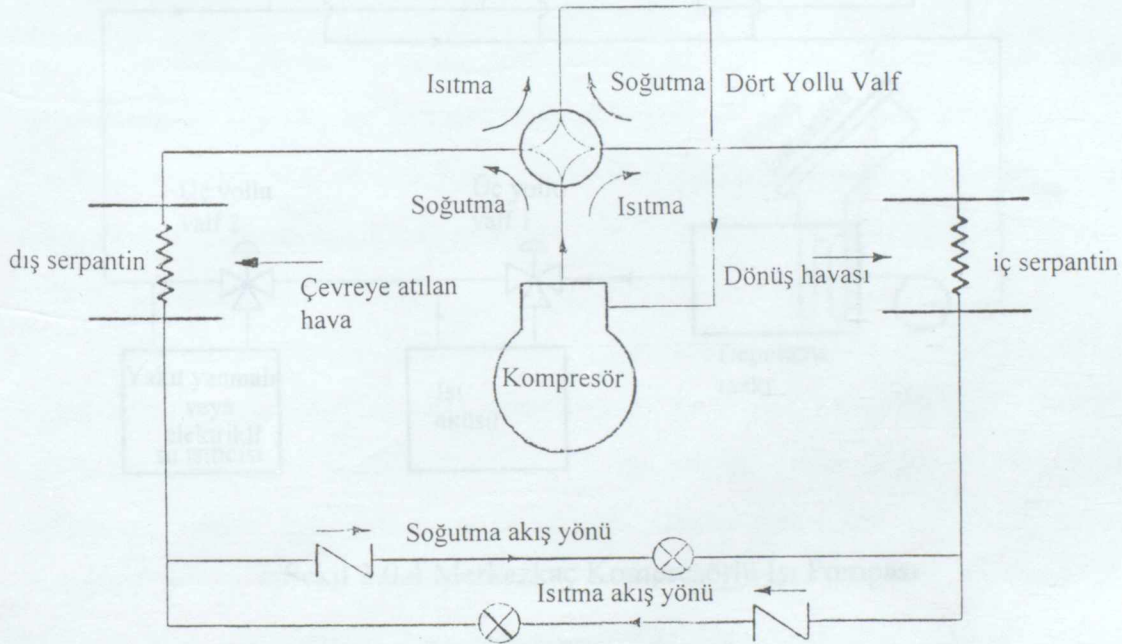


Şekil 3.0.2 Hava Akış Yönü Değişimli Havadan Havaya Çalışan Isı Pompası

(a) Soğutma Durumu , (b) Isıtma Durumu

Serpantinler yerleşimlerine göre iç ve dış serpantinler olarak adlandırılırlar. Dört yollu geri dönüşlü valfin kullanılmasının sebebi ise serpantinler içinde soğutucu akışkanın akışının kontrol edilebilmesidir. Valfin ağzlarından bir tanesi kompresörün çıkışına , diğeri ise kompresörün emiş tarafına bağlanmıştır. Bu çıkışlar her zaman açıktır. Üçüncü ve dördüncü çıkışlar iç ve dış serpantinlere bağlanmıştır.

Hava akış yönü değişimli metotta ise kanallar ve kapaklar , soğutma ve ısıtma işlemleri arasında dönüşüm yapmakta kullanılır. Şekil 3.0.2 'de görüleceği gibi , soğutma sisteminin yapısı değişmez ve her bir serpantin görevi sabittir. Şekil 3.0.2(a) 'da sistem soğutma durumunda çalışırken , şekil 3.0.2(b) 'de ısıtma durumunda çalışır.



Şekil 3.0.3 Tersine Çalışabilen Isı Pompasının Akış Diyagramı

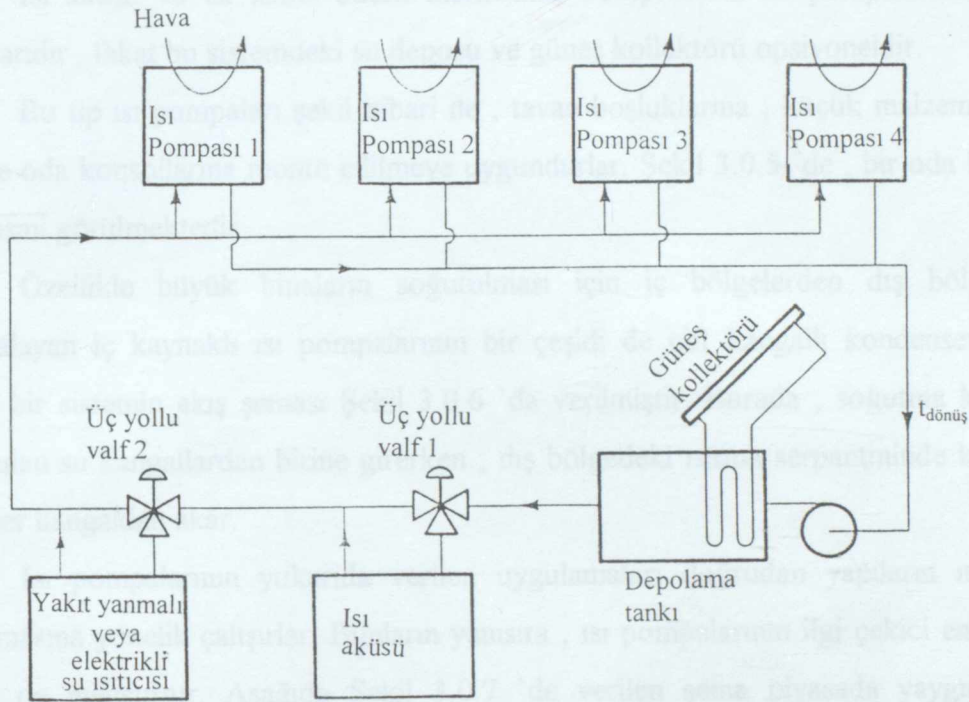
Soğutucu akış yönü değişimli sistemler hava akış yönü değişimli sistemlere göre daha az yer kapladıklarından dolayı küçük tipte ünite seçimlerine daha elverişlidirler.

Su - hava ve su - su ısı pompaları genellikle daha büyük sistemlerde kullanılırlar. Kullanılacak ısı pompasının seçimi ısı kaynağı , ısı çukuru ve sistemin kullanım amacına bağlıdır.

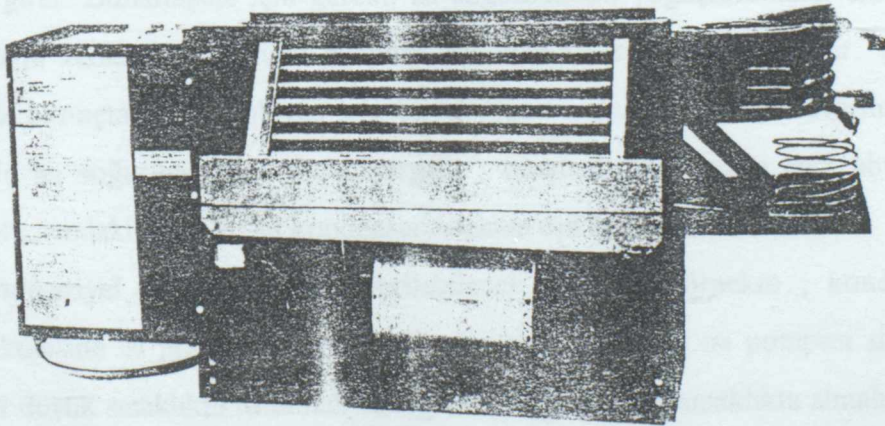
İkinci bir sınıflandırma ile ısı pompalarını dört kısma ayırabiliriz. Bunlar ; Tersine çalışabilen paket tip ısı pompaları , büyük binalar için ve iklimlendirme amacı

ile kullanılan merkezkaç kompresörlü ısı pompaları , çift kangallı kondenserin kullanıldığı ısı pompaları ve endüstriyel tip ısı pompalarıdır.

Tersine çalışabilen paket tipi ısı pompaları genellikle ticari amaçlı küçük ünitelerdir. Bunlar belirli bir bölgeyi , soğuk havada ısıtmak ve sıcak havada soğutmak için kullanılırlar. Bu tip ısı pompasının akış diyagramı şekil 3.0.3 'de gösterilmiştir.



Şekil 3.0.4 Merkezkaç Kompresörlü Isı Pompası



Şekil 3.0.5 Merkezkaç Kompresörlü Isı Pompası Oda Konsolu Uygulaması

Şekil 3.0.4 'de gösterilen şema , herhangi bir binanın soğutulması istenilen bölümünden ısıyı alıp , çevreye atan merkezkaç kompresörlü ısı pompasına aittir. Buradaki her bir ısı pompası kendi bölümüne servis yapmakta olan ve sudan havaya çalışan ünitelerdir. Pompaları besleyen su çevrimi , arzu edilen sıcaklığın ayarlanması ile ısıtma veya soğutma görevi yapar.

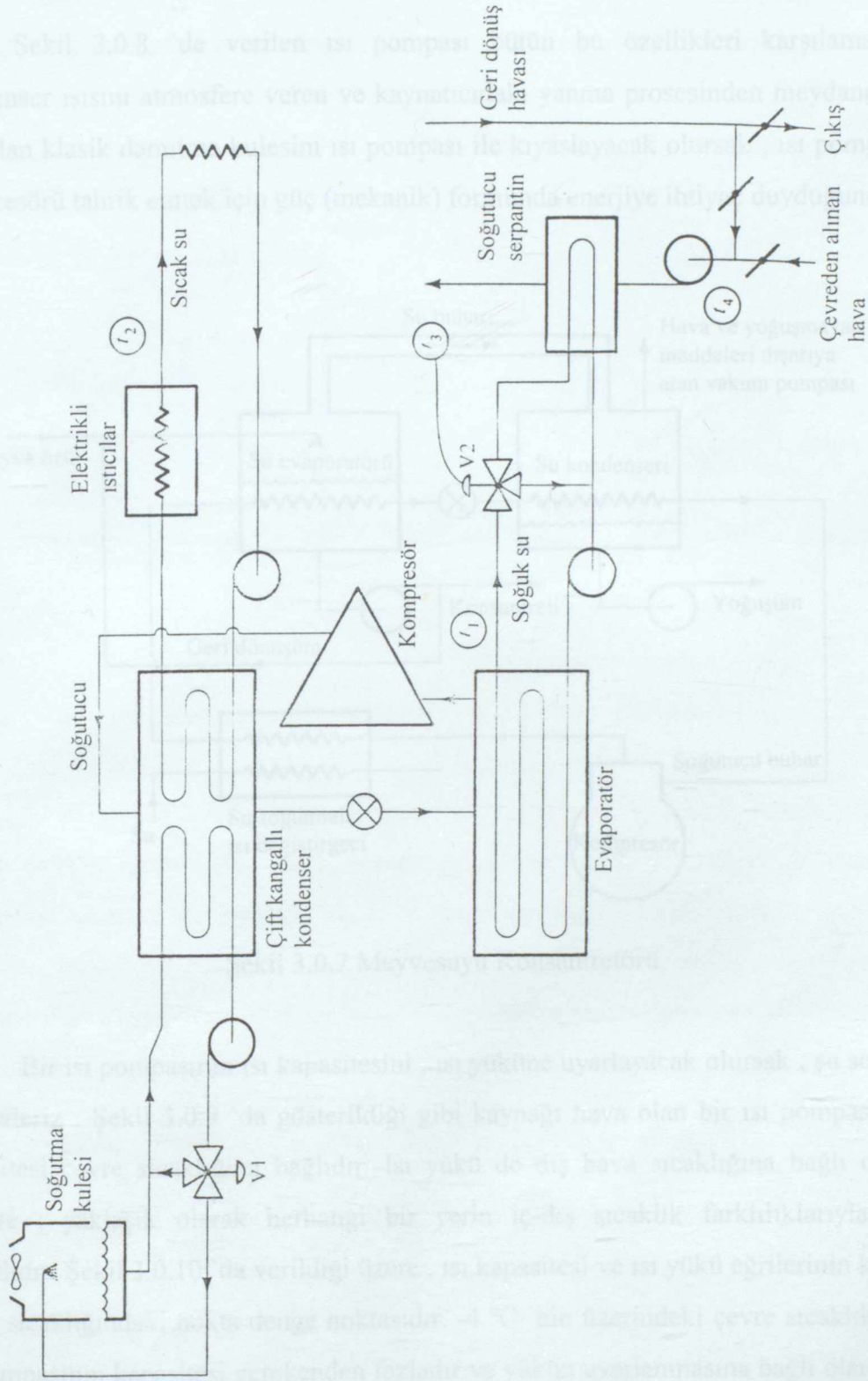
Isı aküsü ve ek ısıtıcı bütün merkezkaç kompresörlü ısı pompalarının önemli parçalarıdır , fakat bu sistemdeki su deposu ve güneş kollektörü opsiyoneldir.

Bu tip ısı pompaları şekil itibari ile , tavan boşluklarına , küçük malzeme odalarına ve oda konsollarına monte edilmeye uygundurlar. Şekil 3.0.5 'de , bir oda konsolunun resmi görülmektedir.

Özellikle büyük binaların soğutulması için iç bölgelerden dış bölgeye ısı pompalayan iç kaynaklı ısı pompalarının bir çeşidi de çift kangallı kondenserli tiptir. Böyle bir sistemin akış şeması Şekil 3.0.6 'da verilmiştir. Burada , soğutma kulesinde soğutulan su kangallardan birine girerken , dış bölgedeki ısıtma serpantininde kullanılan su diğer kangaldan akar.

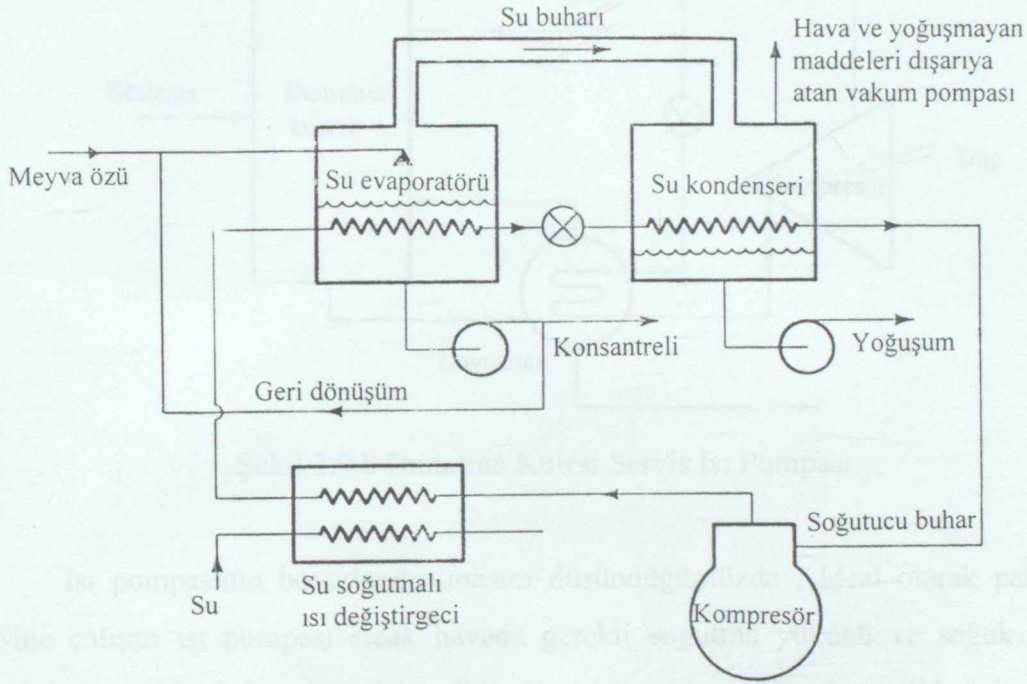
Isı pompalarının yukarıda verilen uygulamaları doğrudan yapıların ısıtma ve soğutmasına yönelik çalışırlar. Bunların yanı sıra , ısı pompalarının ilgi çekici endüstriyel tipleri de mevcuttur. Aşağıda Şekil 3.0.7 'de verilen şema piyasada yaygın olarak kullanılan , meyve suyu konsantretörüne aittir. Özün korunması için düşük sıcaklıkta konsantre edilen meyve suyu , atmosferik basıncın altında çalışan su buharlaştırıcı techizata girer. Buharlaşma için gerekli ısı soğutucunun yoğuşmasından elde edilir. Su buharı , aynı zamanda soğutucu evaporatörü olan su kondenserine akar. Yoğuşumun atmosferik basınçta dışarı atılması için bir pompa vasıtasıyla basıncı arttırılır. Soğutma çevriminde su soğutmalı bir ısı değiştirgeci , sıkıştırmadan doğan ısıyı alır çünkü su buharlaştırıcısındaki ısı oranı su kondenserindekine eşit olmalıdır.

Endüstriyel ısı pompalarına verilebilecek diğer bir örnekte ; kondenserden , damıtma kulesine ısı pompalayan , ısı pompası tipidir. Bu tip ısı pompası sistemlerinde kondenser düşük sıcaklıkta tutulmalı ve kaynatıcı ısıyı yüksek sıcaklıkta almalıdır.



Şekil 3.0.6 Çift Kangallı Kondenserli İç Kaynaklı Isı Pompası

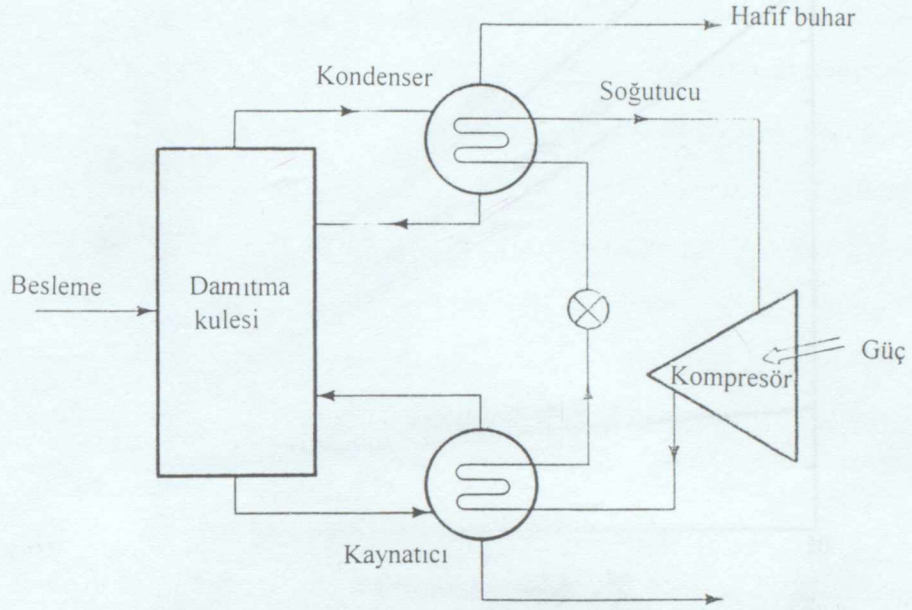
Şekil 3.0.8 'de verilen ısı pompası bütün bu özellikleri karşılamaktadır. Kondenser ısısını atmosfere veren ve kaynatıcıdaki yanma prosesinden meydana gelen ısıyı alan klasik damıtma kulesini ısı pompası ile kıyaslayacak olursak , ısı pompasının kompresörü tahrik etmek için güç (mekanik) formunda enerjiye ihtiyaç duyduğunu görürüz.



Şekil 3.0.7 Meyvesuyu Konsantretörü

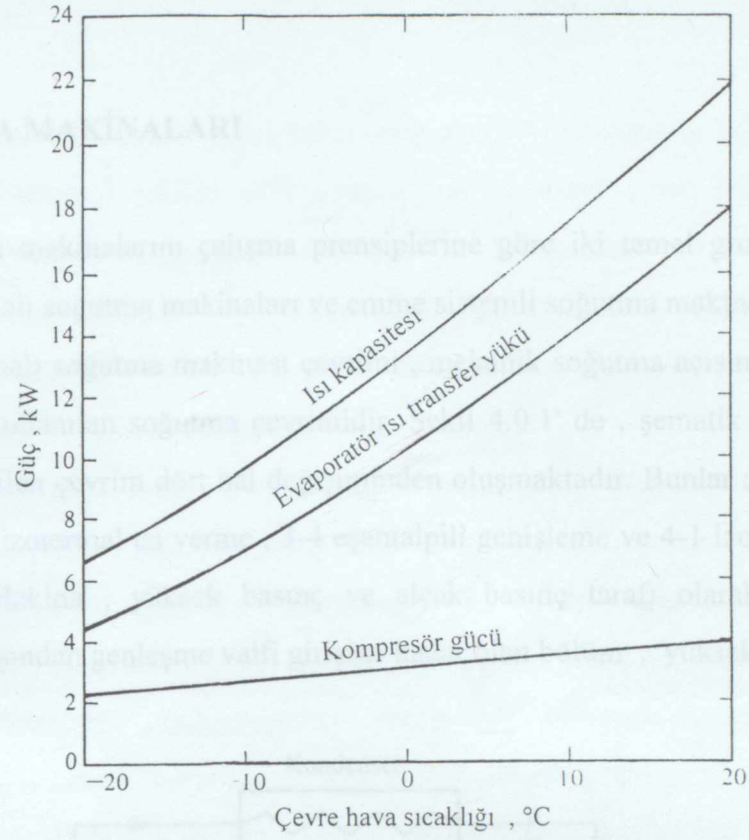
Bir ısı pompasının ısı kapasitesini , ısı yüküne uyarlayacak olursak , şu sonuçları elde ederiz : Şekil 3.0.9 'da gösterildiği gibi kaynağı hava olan bir ısı pompasının ısı kapasitesi çevre sıcaklığına bağlıdır. Isı yükü de dış hava sıcaklığına bağlı olmakla birlikte , yaklaşık olarak herhangi bir yerin iç-dış sıcaklık farklılıklarıyla doğru orantılıdır. Şekil 3.0.10 'da verildiği üzere , ısı kapasitesi ve ısı yükü eğrilerinin kesiştiği -4°C sıcaklığındaki nokta denge noktasıdır. -4°C 'nin üzerindeki çevre sıcaklıklarında ısı pompasının kapasitesi gerekenden fazladır ve yükün uyarlanmasıyla ilgili olarak devre kapalı veya açıktır. Denge noktasının altındaki sıcaklıklarda , ısı pompasının kapasitesi yeterli kapasitenin altına düşer ve ek ısı kapasitesi sağlanamaması halinde yapının

sıcaklığı azalacaktır. Ek ısı kapasitesi genellikle resistanslı ısıtıcılar kullanılarak sağlanır.

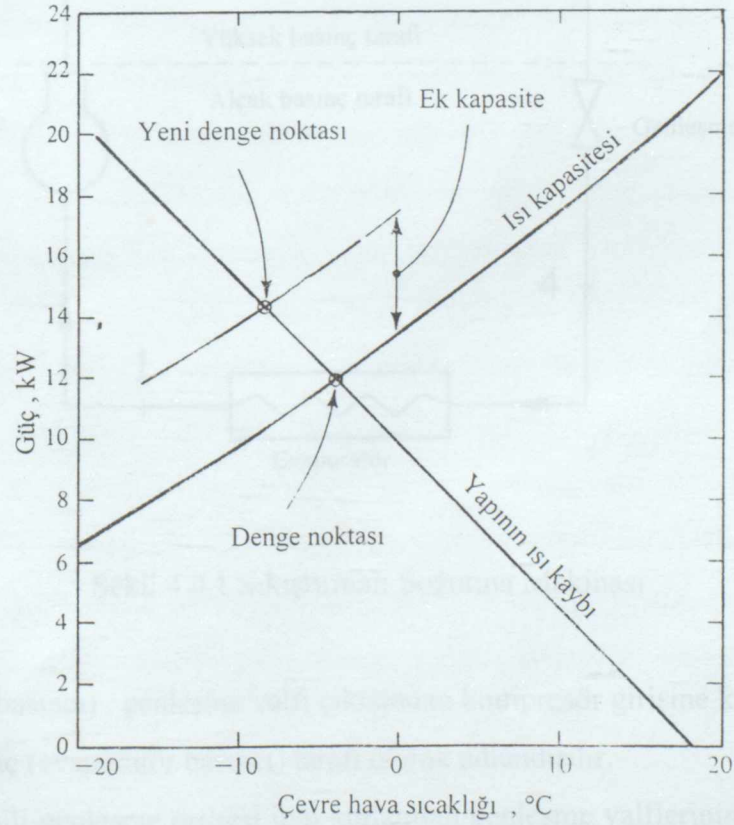


Şekil 3.0.8 Damıtma Kulesi Servis Isı Pompası

Isı pompasının boyutlandırılmasını düşündüğümüzde , ideal olarak paket tipi tersine çalışan ısı pompası sıcak havada gerekli soğutma yükünü ve soğuk havada gerekli ısı yükünü karşılamalıdır. İklim ve yapının ısı karakteristiklerinin sistem açısından faydalı bir birleşim oluşturma ihtimalinin yanısıra genellikle durum bundan farklıdır. Yaz-kış uyumunun mükemmel olduğu iklimlerden daha sıcak iklimlerde , ısı pompası daha fazla soğutma yüküne göre tespit edilir ve kışın ısı kapasitesinin aşıldığı görülür.



Şekil 3.0.9 Hava ile Çalışan Isı Pompası'nın Dizayn Parametreleri

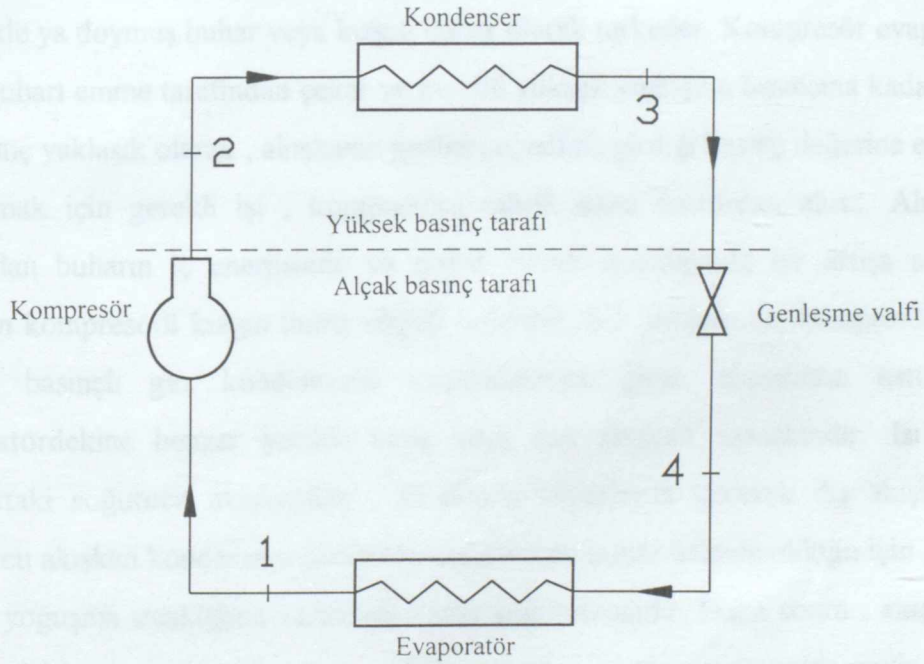


Şekil 3.0.10 Isıl Kapasite ve Isı Yükünün Denge Noktaları

4.0. SOĞUTMA MAKİNALARI

Soğutma makinalarını çalışma prensiplerine göre iki temel gruba ayırabiliriz. Bunlar sıkıştırırmalı soğutma makinaları ve emme sistemli soğutma makinalarıdır.

Sıkıştırırmalı soğutma makinası çevrimi , mekanik soğutma açısından pratikte en yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimidir. Şekil 4.0.1' de , şematik olarak çalışma prensibi gösterilen çevrim dört hal değişiminden oluşmaktadır. Bunlar ; 1-2 Adyabatik sıkıştırma , 2-3 izotermal ısı verme , 3-4 eşantalpili genişleme ve 4-1 izotermal ısı alma prosesleridir. Makina , yüksek basınç ve alçak basınç tarafı olarak ikiye ayrılır. Kompresör çıkışından genişleme valfi girişine kadar olan bölüm , yüksek basınç tarafı



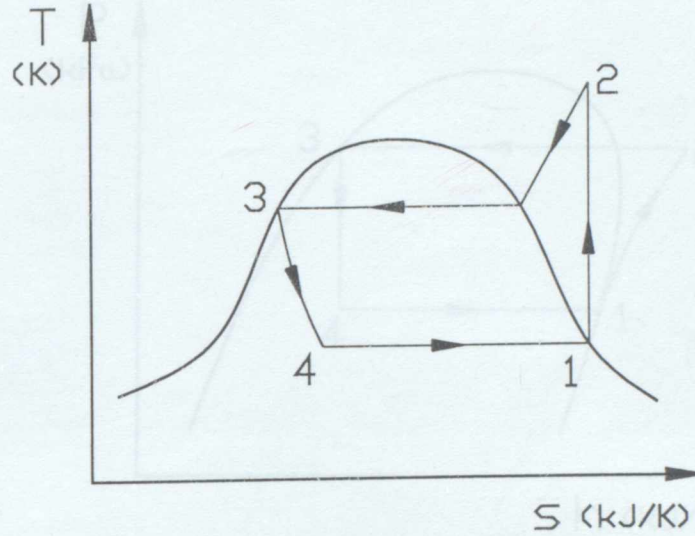
Şekil 4.0.1 Sıkıştırırmalı Soğutma Makinası

(kondensasyon basıncı) , genleşme valfi çıkışından kompresör girişine kadar olan bölüm ise yüksek basınç (evaporatör basıncı) tarafı olarak adlandırılır.

Eşantalpili genleşme prosesi için kullanılan genleşme valflerinin bir çok değişik tipi vardır. Fakat hepsinin ortak özelliği , soğutucu akışkanın geçmesi halinde büyük

basınç kayıplarına uğramasıdır. Soğutucu akışkan , 4 noktasında basıncı yoğunlaşma basıncının altına düşmüş şekilde valfi terkeder ve bu sırada , sıvı haldeki soğutucu akışkanın küçük bir bölümü gaz haline dönüşür. Gaz haline dönüşen bölüm (flash gas) , buharlaşması için gerekli gizli ısıyı geriye kalan kısımdan alarak akışkanın bütününe soğutur. Valfi terkeden akışkan sıvı-buhar karışımından oluşmaktadır. 4-1 arasında evaporatör içinde çevreden ısı çekme prosesi gerçekleşir.

Soğutucu akışkan evaporatör içindeki kanallara girer ve kanalların dışından akan kendisinden daha yüksek sıcaklığa sahip olan hava veya sıvı akışkandan ısı alır. Isı , kanalların çeperlerinden soğutucu akışkana doğru akar. Evaporatörde bulunan soğutucu akışkan zaten yoğunlaşma sıcaklığında olduğundan dolayı , dış akışkandan çektiği ısı kanallar içinde dolaştıkça , buharlaşmasına sebep olur. Soğutucu akışkan evaporatörü genellikle ya doymuş buhar veya kızgın buhar olarak terkeder. Kompresör evaporatörden çıkan buharı emme tarafından çeker ve gerekli yüksek yoğunlaşma basıncına kadar sıkıştırır. Bu basınç yaklaşık olarak , akışkanın genleşme valfine girdiği basınç değerine eşittir. Gazı sıkıştırmak için gerekli işi , kompresörü tahrik eden motordan alırız. Alınan bu iş sıkıştırılan buharın iç enerjisinde ve doğal olarak sıcaklığında bir artışa sebep olur. Akışkan kompresörü kızgın buhar olarak terkeder. 2-3 prosesinde, kompresörden çıkan yüksek basınçlı gaz kondenserin serpantinlerine girer. Kanalların üstünde tıpkı evaporatördekine benzer şekilde hava veya sıvı akışkan akmaktadır. Isı , yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkandan , kanalların çeperlerini geçerek dış akışkana akar. Soğutucu akışkan kondensere girmeden önce kızgın buhar halinde olduğu için , sıcaklığı yoğunlaşma sıcaklığına varıncaya kadar soğutulmalıdır. Daha sonra , akışkandan ısı çekilmesi işlemi akışkan sıvı hale gelinceye kadar , yavaşça gerçekleştirilir. Soğutucu akışkan kondenseri yoğunlaşmış olarak veya aşırı soğutulmuş olarak terkedebilir. Şekil 4.0.2 ' de , standart buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin sıcaklık-entropi diyagramı görülebilir. Aynı çevrimi basınç-entalpi diyagramında gösterecek olursak Şekil 4.0.3 'ü elde ederiz.

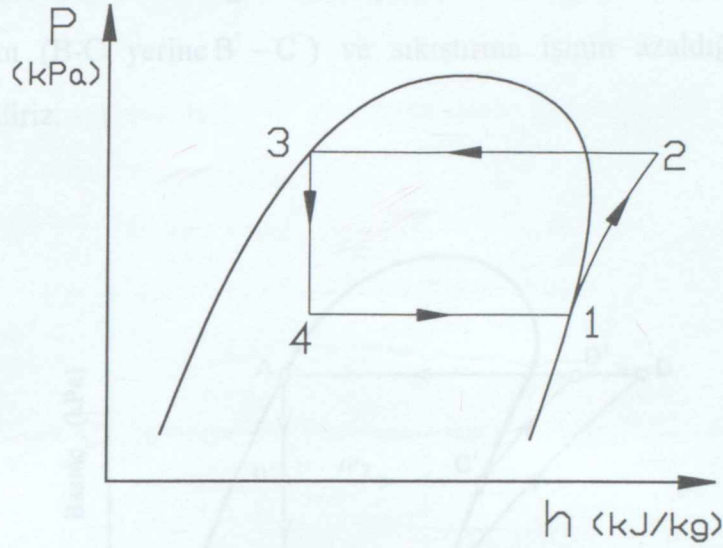


Şekil 4.0.2 Standart Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevriminin T - S Diyagramı

Soğutma sistemlerinin yeterliliğini belirtmek için bir performans ifadesine ihtiyaç duyulmuştur. Bu ifade, çıktıların girdilere oranı olarak bilinen verim ifadesinden farklıdır. Böyle bir verim ifadesinin, herhangi bir soğutma sistemi için kullanılması ise, 2 -3 prosesindeki çıktının genellikle ziyan olmasından dolayı önemli bir fayda sağlamaz. Bu yüzden, soğutma sistemleri için faydalı büyüklüğün gerekli büyüklüğe oranı olarak ifade edilen, aşağıdaki formülü kullanırız :

$$COP = \frac{\text{gerekli soğutma yükü}}{\text{net sıkıştırma işi}}$$

Gerçek sistemlerin COP değeri, ideal çevrimden elde ettiğimiz COP değerinden daha düşüktür. Bunun nedeni, sürtünme benzeri kontrol edilemeyen kayıplardır.



Şekil 4.0.3 Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevriminin P - h Diyagramı

Şekil 4.0.3 'ün de yardımı ile standart buhar sıkıştırma çevrimin karakteristik değerlerini çıkarmak mümkündür. Bu değerler ; Sıkıştırma işi , ısı atma oranı , soğutma etkisi , COP değeri ve 1 kW soğutma için gerekli güç değerleridir. Bu ifadelerin ışığı altında , standart buhar sıkıştırma çevrimin COP değeri aşağıdaki formülde verilmiştir.

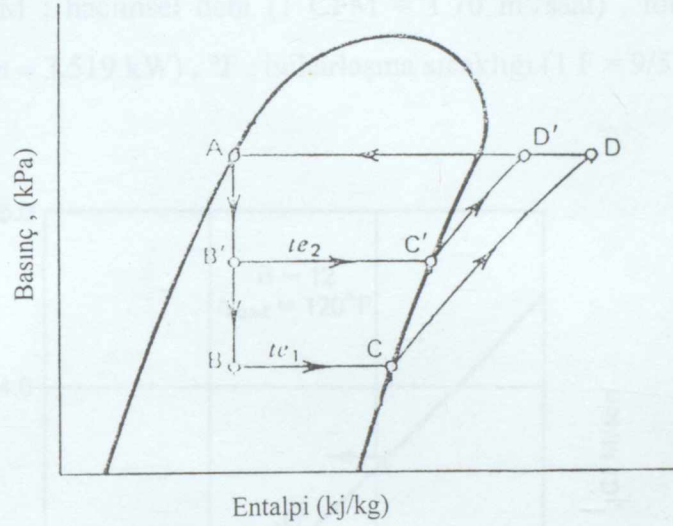
$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

COP 'nin maksimum değeri ise , "Termodinamiğin İkinci Kanunu" 'ndan çıkartılmıştır. Herhangi bir soğutma makinasının olası maksimum ısıl performans katsayısı aşağıdaki gibidir.

$$COP_m = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Burada COP_m ; olabilecek maksimum COP değeri ; T_1 , ısı kaynağından ısı emilmesi esnasındaki sıcaklık ; T_2 , ısı çukuruna ısının terk edildiği sıcaklık.

5) Ton Kuşkusuz , evaporatör ve kondenser koşullarının performans üzerindeki etkileri çok büyüktür. Şekil 4.0.4 'de gösterilen ideal bir çevrimin P-h diyagramını inceleyecek olursak , sabit kondenser sıcaklığında , evaporatör sıcaklığının artırılması ile soğutma etkisinin artışı (B-C yerine B' - C') ve sıkıştırma işinin azaldığını (C-D yerine C' - D') görebiliriz.



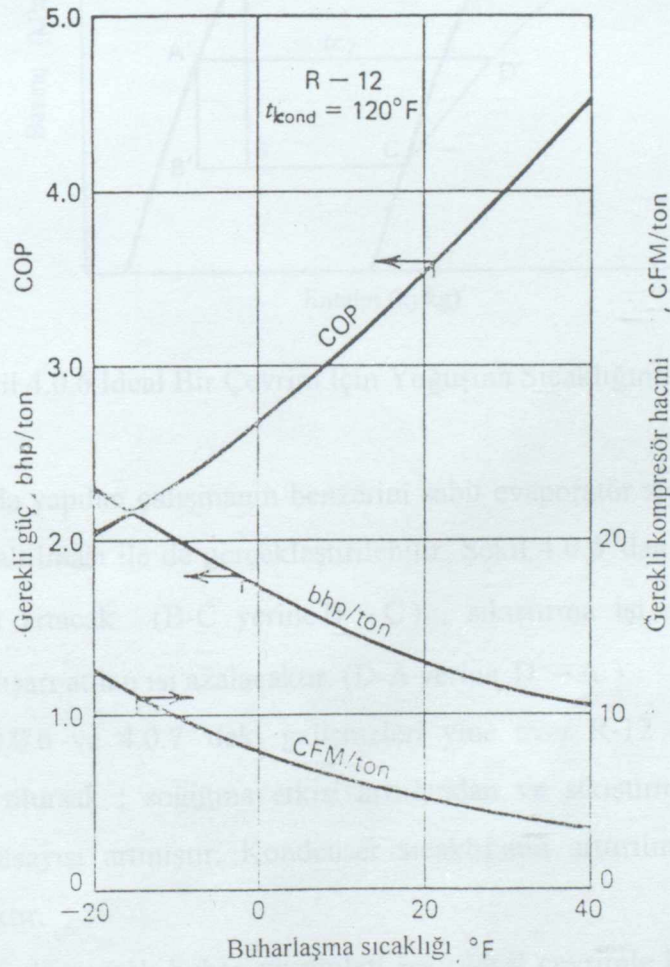
Şekil 4.0.4 İdeal Bir Çevrim İçin Buharlaşma Sıcaklığının Değişimi

Şekil 4.0.4 ve 4.0.5 'de görüldüğü üzere , R-12 akışkanının soğutucu olarak kullanıldığı ideal bir çevrimde , evaporatör sıcaklığının artışı ve bu artışın performans karakteristikleri üzerindeki etkilerini aşağıdaki gibi ifade edebiliriz.

- 1) Soğutma etkisi artacaktır. Daha yüksek bir buharlaşma sıcaklığına ulaşmak amacıyla , soğutucuyu soğutmak için daha az flash gaza ihtiyaç duyulacak ve evaporatörde , soğutma için faydalı olacak daha çok sıvı birikecektir.
- 2) Soğutma etkisi arttığından dolayı , birim ton soğutma kapasitesi başına kütle akış oranı azalacaktır.
- 3) Basınç farkı azaltıldığından , gazı sıkıştırmak için gerekli iş azalacaktır.
- 4) Ton başına , kondenserden dışarıya atılan ısı oranı azalacaktır. Bunun nedeni ise kütle akış oranındaki toplam azalmadır.

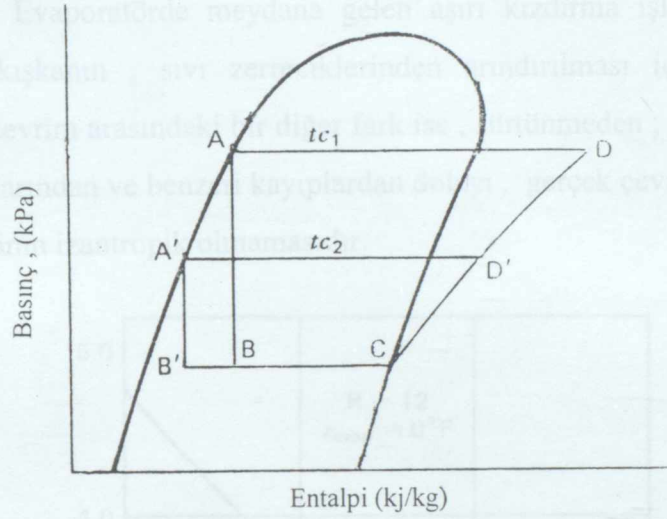
- 5) Ton başına gerekli kompresör hacmi azalacaktır çünkü soğutucu akışkanın hem kütle akış oranı hem de spesifik hacmi azalmıştır.
- 6) Ton başına gerek duyulan güç azalacağından , hem sıkıştırma işi hemde akış oranı azalacaktır.
- 7) Soğutma etkisinin artmasından ve sıkıştırma işinin azalmasından dolayı performans katsayısı (COP) artacaktır.

Burada CFM ; hacimsel debi (1 CFM = 1.70 m³/saat) , ton ; soğutma işine harcanan güç (1 ton $\approx$ 3.519 kW) , °F ; buharlaşma sıcaklığı (1 F = 9/5 °C + 32) 'dır.



Şekil 4.0.5 Buharlaşma Sıcaklığı Değişiminin COP üzerindeki etkileri

Ortaya çıkan bu sonuçlar her ne kadar ideal bir çevrim için geçerli gözükse dahi benzer etkileri gerçek soğutma sistemlerinin dizaynında da görebiliriz. Burada önemli olan , enerjinin korunumudur. Evaporatör sıcaklığındaki artış , birim ton soğutma kapasitesi için daha az güç harcanması anlamına gelmektedir. Tabii ki , pratikte kullanılan limitler arasında , evaporatör sıcaklığının mümkün olduğunca yüksek tutulması daha iyi sonuçlar verecektir.



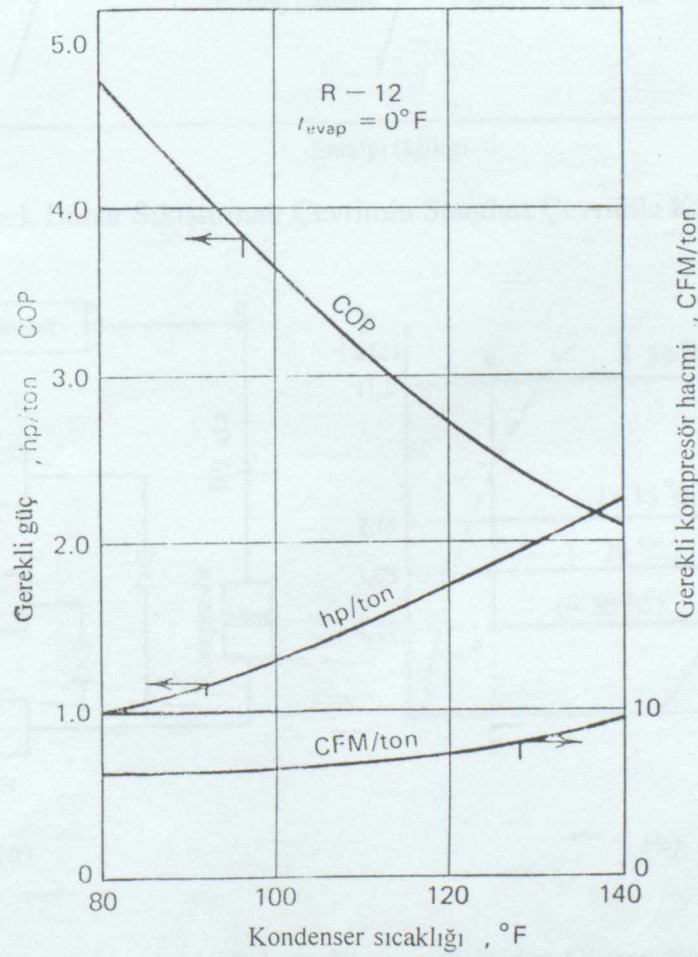
Şekil 4.0.6 İdeal Bir Çevrim İçin Yoğuşma Sıcaklığının Değişimi

Yukarıda yapılan çalışmanın benzerini sabit evaporatör sıcaklığı için kondenser sıcaklığının azaltılması ile de gerçekleştirilebilir. Şekil 4.0.6 'dan da görüleceği üzere , soğutma etkisi artacak (B-C yerine B' - C) , sıkıştırma işi azalacak (C-D yerine C - D') ve dışarı atılan ısı azalacaktır. (D-A yerine D' - A').

Şekil 4.0.6 ve 4.0.7 'deki gelişmeleri yine aynı R-12 akışkanını kullanarak yorumlayacak olursak ; soğutma etkisi arttığından ve sıkıştırma oranı azaldığından performans katsayısı artmıştır. Kondenser sıcaklığının artırılması halinde ise COP değeri azalacaktır.

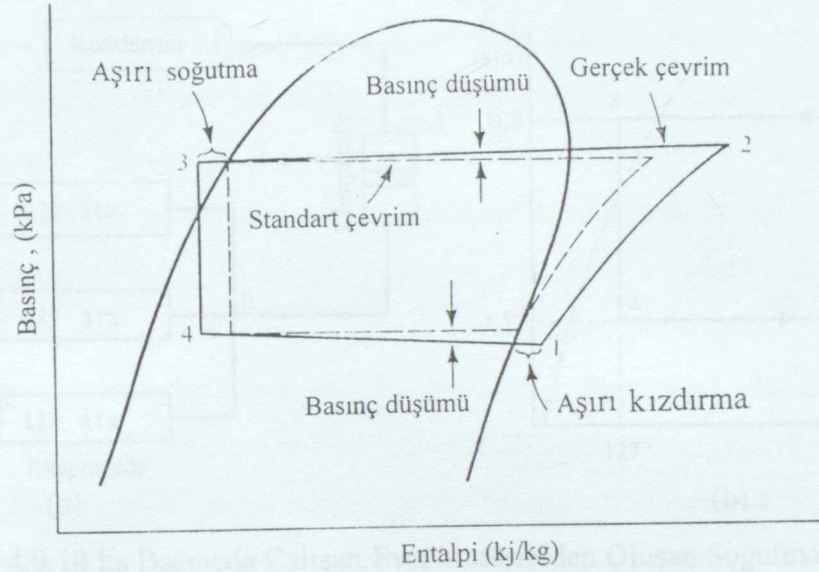
Gerçek sıkıştırılmalı buhar çevrimleri ise , ideal çevrimle karşılaştırıldıklarında , kayıplardan dolayı daha düşük verime sahiptirler. Bunun dışında , gerçek çevrimler ideal çevrime göre kaçınılmaz farklılıklara da sahiptirler. Şekil 4.0.8 'de P-h diyagramı üzerinde ideal ve gerçek çevrimlerin karşılaştırılması süper-impoze yöntemi ile

gösterilmiştir. Her iki çevrim arasındaki temel farklardan birincisi , ideal çevrimde kondenser ve evaporatörde meydana gelen basınç düşümlerinin ihmal edilmesidir. Nevar ki gerçek çevrimde, soğutucunun basıncı sürtünmeden dolayı düşmektedir. Bunun sonucu olarak 1-2 sıkıştırma prosesinde , ideal çevrime oranla daha fazla işe ihtiyaç duyulmaktadır. Gerçek çevrimde , kondenserdeki sıvının aşırı soğutulması kaçınılmazdır. Bunun sebebi ise genişleme valfine giren akışkanın yüzde yüz sıvı halde olma zorunluluğudur. Evaporatörde meydana gelen aşırı kızdırma işlemi ise kompresöre girecek olan akışkanın , sıvı zerreciklerinden arındırılması için zorunlu bir hal almaktadır. İki çevrim arasındaki bir diğer fark ise , sürtünmeden , fitting kayıplarından, izolasyon kayıplarından ve benzeri kayıplardan dolayı , gerçek çevrimde meydana gelen sıkıştırma işleminin izantropik olmamasıdır.

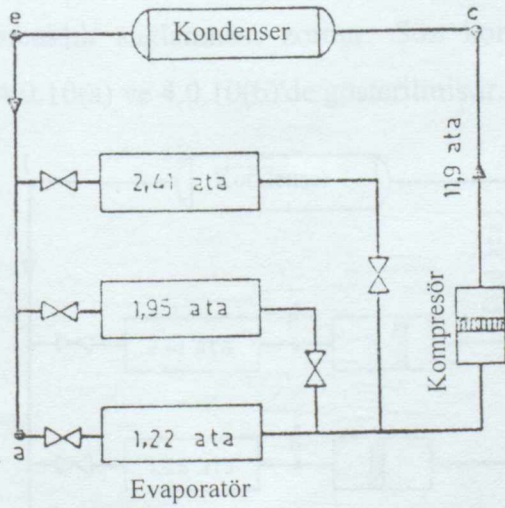


Şekil 4.0.7 Yoğuşma Sıcaklığı Değişiminin COP Üzerindeki Etkileri

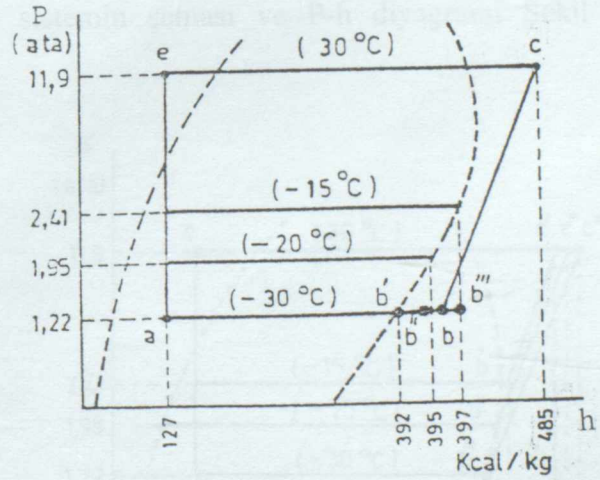
Şekil 4.0.8 Geliştirilmiş soğutma makinalarının piyasada kullanılan örneklerine sıkça rastlanılmaktadır. Soğuk depo tesislerinde değişik amaçlarla kullanılan depo bölümlerinin değişik sıcaklıklarda olması gerekebilir. Bunu sağlamanın bir yolu, aynı kompresöre bağlı değişik basınçlarda çalışan evaporatörler kullanmaktır.



Şekil 4.0.8 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Çevrimin Standart Çevrimle Karşılaştırılması



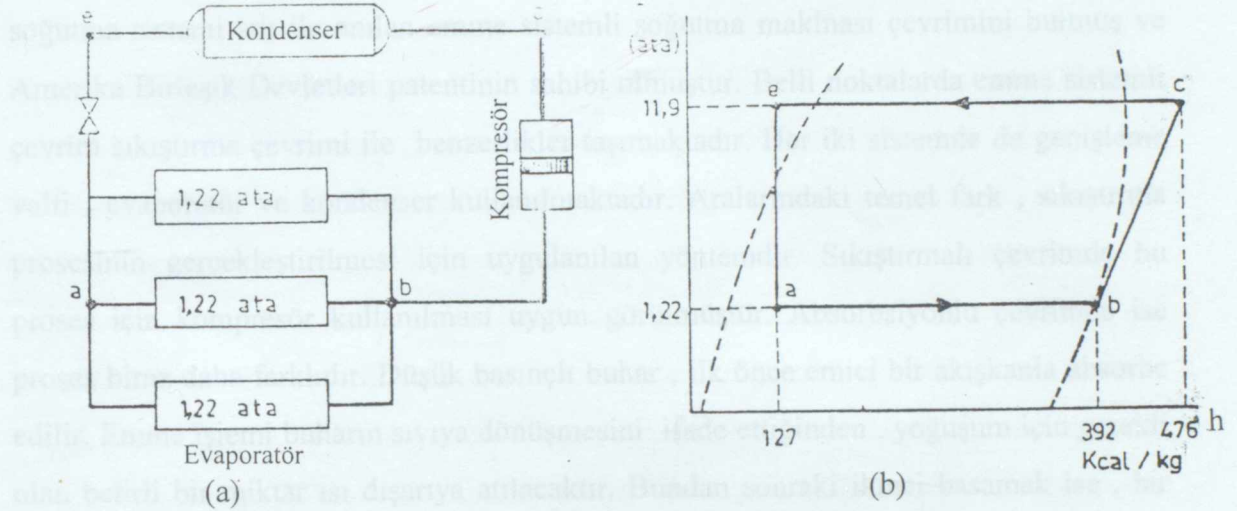
(a)



(b)

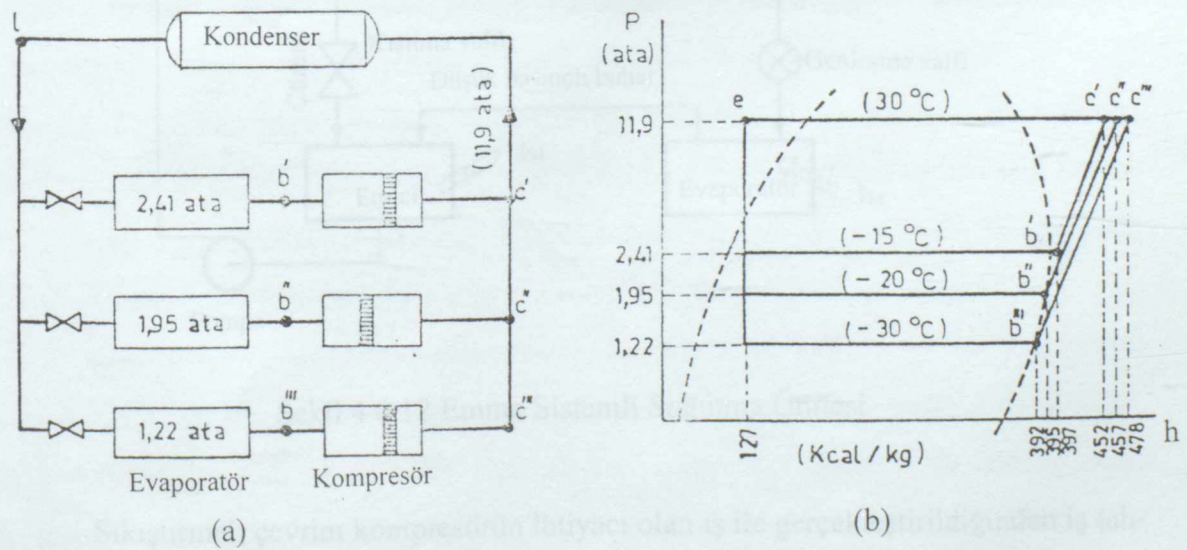
Şekil 4.0.9 Değişik Basınçlarda Çalışan Evaporatörlerden Oluşan Soğutma Sistemi

Şekil 4.0.9(a) 'da , bu sistemin şematik diyagramını ve Şekil 4.0.9(b) 'de P-h diyagramını görebiliriz. Başka bir yöntem ise , bütün evaporatörleri en düşük basınçta çalıştırmaktır. Böyle bir sistemin kurulması halinde daha yüksek sıcaklıkta tutulması gereken odaya daha ufak yüzeyli bir serpantin koymak gerekecektir. Bu ikinci durum , depoların sıcaklıkları çok farklı olmadığı zaman , ufak tesislerde kullanılabilir. Bu siste-



Şekil 4.0.10 Eş Basınçta Çalışan Evaporatörlerden Oluşan Soğutma Sistemi

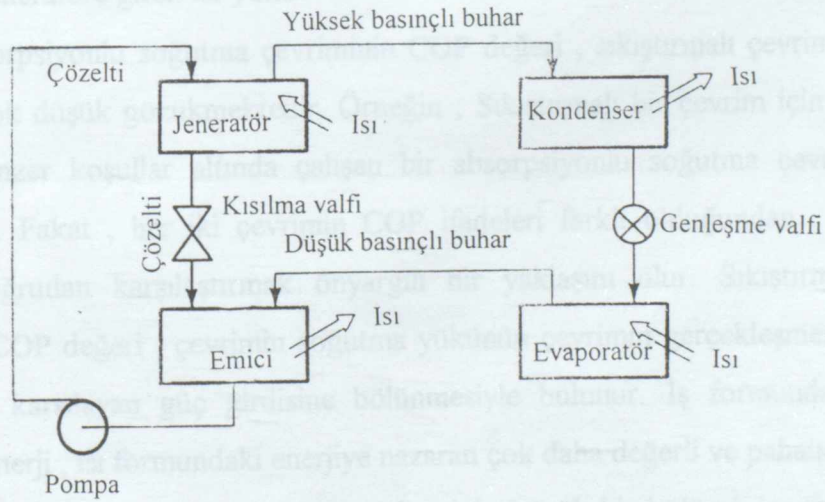
min verimi diğerine göre biraz daha iyi olmakla beraber , depolarda homojen bir sıcaklık sağlanması zordur. Söz konusu sistemin şeması ve P-h diyagramı Şekil 4.0.10(a) ve 4.0.10(b)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.0.11 Farklı Evaporatör ve Kompresör Gruplarından Oluşan Soğutma Sistemi

Daha büyük tesislerde tercih edilen bir sistem ise, aynı kondensere bağlı olmak üzere , her depo için ayrı bir evaporatör ve kompresör grubu kullanmaktır. Bu şekilde verimde , oldukça önemli bir artış elde edilebilir (Şekil 4.0.11(a) ve 4.0.11(b)).

1860 yılında , Ferdinand Carré isimli Fransız bilim adamı absorbsiyonlu soğutma sistemi adı ile anılan emme sistemli soğutma makinası çevrimini bulmuş ve Amerika Birleşik Devletleri patentinin sahibi olmuştur. Belli noktalarda emme sistemli çevrim sıkıştırma çevrimi ile benzerlikler taşımaktadır. Her iki sistemde de genişleme valfi , evaporatör ve kondenser kullanılmaktadır. Aralarındaki temel fark , sıkıştırma prosesinin gerçekleştirilmesi için uygulanan yöntemdir. Sıkıştırmalı çevrimde bu proses için kompresör kullanılması uygun görülmüştür. Absorbsiyonlu çevrimde ise proses biraz daha farklıdır. Düşük basınçlı buhar , ilk önce emici bir akışkanla absorbe edilir. Emme işlemi buharın sıvıya dönüşmesini ifade ettiğinden , yoğunlaşma için gerekli olan belirli bir miktar ısı dışarıya atılacaktır. Bundan sonraki ikinci basamak ise , bir pompa vasıtası ile sıvının basıncının artırılmasıdır. Son olarak gerçekleştirilen işlem ise ; ısı ilavesi ile emici akışkan ve soğutucu akışkanın ayrıştırılmasıdır.



Şekil 4.0.12 Emme Sistemli Soğutma Ünitesi

Sıkıştırmalı çevrim kompresörün ihtiyacı olan iş ile gerçekleştirildiğinden iş tahrikli çevrim olarak anılır. Emme sistemli çevrimde ise , işletme maliyetinin büyük bir

bölümü yüksek basınçlı sıvıdan , buharı ayırştırmak için gerekli olan ısıya harcandı-ğından , bu sistem ısı tahrikli çevrim olarak adlandırılır. Aslında , emme sistemli çevrimde , pompanın tahriki için bir miktar iş gereksinimi olmasına karşın , buhar sıkıştırmalı çevrimle kıyaslandığında bu değer ihmal edilecek kadar azdır.

Şekil 4.0.12 'de emme sistemli bir soğutma çevriminin , temel şeması görölmektedir. Diyagramın sol tarafında sıkıştırma işlemi gerçekleşmektedir. Evaporatördeki düşük basınçlı buhar , emici içerisindeki sıvı çözelti tarafından absorbe edilir. Eğer bu emme prosesi adyabatik olarak gerçekleşseydi , çözeltinin sıcaklığı artacak ve buharın emilme işlemi duracaktı. Emme prosesinin gerçekleşmesi için su veya hava ile soğutma işlemi yapılarak ısı atmosfere atılır. Pompa , düşük basınçlı sıvıyı emiciden alır , sıvı basıncını artırır ve sıvıyı jeneratöre iletir. Jeneratörde ise , yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan sağlanan ısı , çözelti tarafından emilen soğutucu akışkanı buhar halinde ayırştırır. Sıvı çözelti bir kısılma valfinden geçerek emiciye döner. Burada kısılma valfinin görevi , jeneratör ve emici arasındaki basınç farklılığını gidermektir. Absorpsiyonlu çevrimin performans katsayısı ise , sıkıştırmalı çevrimden farklı bir şekilde hesaplanır.

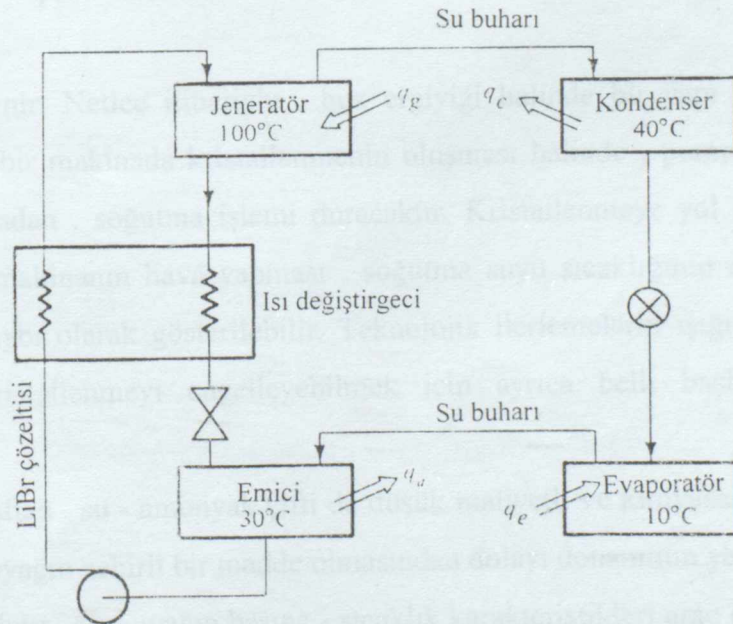
$$COP_{abs} = \frac{\text{soğutma yükü}}{\text{jeneratöre giren ısı yükü}}$$

Absorpsiyonlu soğutma çevriminin COP değeri , sıkıştırmalı çevrimle karşılaştırıldığında çok düşük gözökmektedir. Örneğın ; Sıkıştırmalı bir çevrim için 3 olan COP değeri , benzer koşullar altında çalışan bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi için 0,6 civarındadır. Fakat , her iki çevrimin COP ifadeleri farklı olduğundan , bu iki COP değerini doğrudan karşılaştırmak önyargılı bir yaklaşım olur. Sıkıştırmalı soğutma çevriminin COP değeri , çevrimin soğutma yükünün çevrimin gerçekleşmesi için ihtiyaç duyulan işi karşılayan güç girdisine bölünmesiyle bulunur. İş formundaki (mekanik formdaki) enerji , ısı formundaki enerjiye nazaran çok daha değerli ve pahalıdır.

Absorpsiyonlu sistemin işletme maliyetinin büyük bir bölümü jeneratöre eklenen ısıya ait olup , bir kısımda emiciden atılan ısıya bağlıdır. Bu probleme mantıklı bir çözüm , Şekil 4.0.13 'de gösterildiğı üzere basit sisteme , her iki çözeltinin de arasına denk gelecek şekilde , ısı değıştirgeci eklenmesi suretiyle bulunur. Bu ısı değıştirgeci

emiciye giren jeneratöre giren çözeltiyi ısıtırken , jeneratörden emiciye dönen çözeltiyi soğutur.

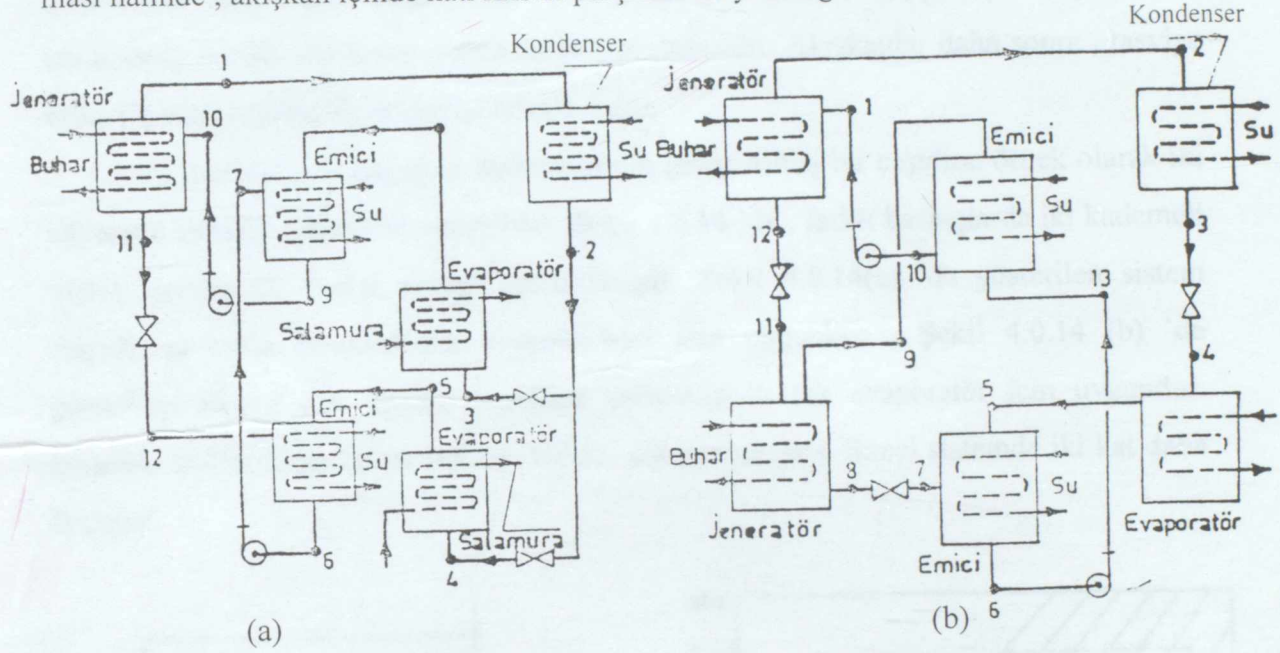
Çözeltiyi oluşturan emici ve soğutucu akışkanların her ikisi de çözünmeye karşı duyarlı olabilecek karakteristik özelliklere sahip olmalıdırlar. Lityumbromit ve su çifti bir çok açıdan böyle bir çözeltiyi oluşturmak için elverişli karakteristiklere sahiptirler. Ucuz olmalarının yanı sıra zehir içermezler ve kimyasal stabiliteye sahiptirler. Düşük miktarda lityumbromitin fazlaca suyu absorbe edebilmesi nedeniyle , emici ve jeneratör arasında pompalanan çözeltide çok az miktarda lityumbromit bulunur. Böylece , suyun kaynama noktası sıcaklığı , lityumbromit'inkinden düşük olduğundan , jeneratörde her ikisini de ayırtırmak çok kolaydır. Buharın basınç-sıcaklık karakteristiği çevrimde kullanılan cihazların basınçlarının çok düşük tutulmasına sebep olur. Bu istenmeyen bir durumdur çünkü dışarıdaki hava , yıpranmış herhangi bir sızdırmazlık elemanından içeriye sızabilir. Bu , basıncın artmasına ve evaporatörde istenmeyen sıcaklık artışlarına sebep olur. Önceki absorpsiyonlu soğutma makinalarında bu çok sık rastlanılan bir problemdi. Nevar ki , bugünkü teknoloji ile geliştirilen , basınçla bağlamalı sızdırmazlık elemanlarının kullanılması ile bu problem çözülmüştür.



Şekil 4.0.13 Isı Değiştirgeçli Absorpsiyon Sistemi

Soğutucu akışkan 32°F 'da donduğu için , lityumbromit - su sisteminin uygulamaları çok yüksek sıcaklıklara kadar tırmanabilir.

Lityumbromit - su çözeltisi özelliğinden dolayı önemli sayılabilecek bir probleme de sebep olmaktadır. çok sıcak , yüksek konsantrasyonlu çözeltinin soğutulması halinde , akışkan içinde katı kristal parçaları meydana gelmektedir. Bu olaya



Şekil 4.0.14 İki Kademeli Emmeli Soğutma Sistemi

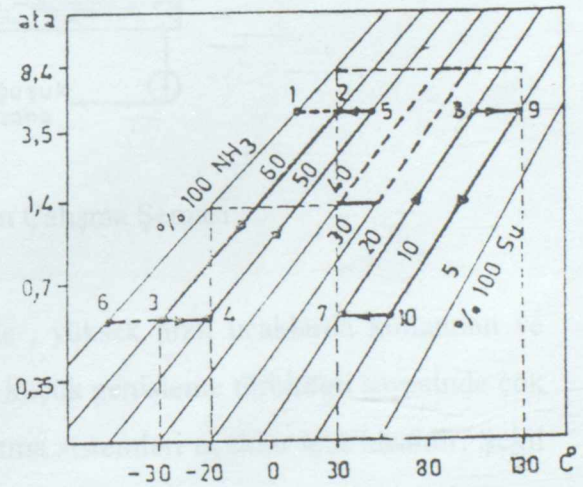
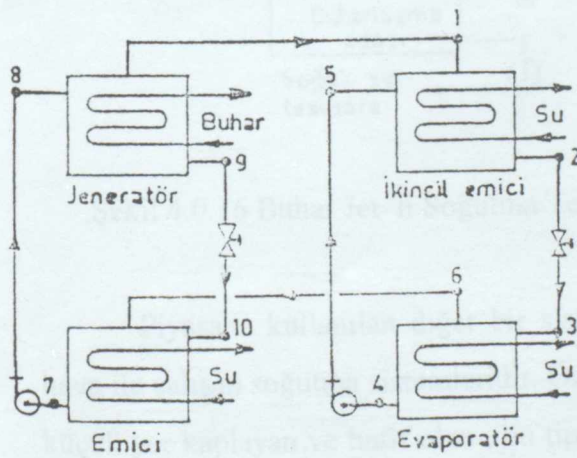
kristallenme denir. Netice itibariyle , buz ergiyiği halinde bir yapı elde edilecektir. Absorbsiyonlu bir makinada kristallenmenin oluşması halinde , pompalar bu karışımı taşıyamayacağından , soğutma işlemi duracaktır. Kristallenmeye yol açabilecek diğer sebepler ise ; makinanın hava yapması , soğutma suyu sıcaklığının düşük olması ve elektrik güç kaybı olarak gösterilebilir. Teknolojik ilerlemelerin ışığı altında , bu tip çevrimlerde kristallenmeyi engelleyebilmek için ayrıca belli başlı yöntemler de geliştirilmiştir.

Öte taraftan , su - amonyak çifti de düşük maliyetli ve kimyasal olarak stabildir. Nevarki , amonyağın zehirli bir madde olmasından dolayı donanımın yerleşimi kontrollü olarak yapılmalıdır. Amonyağın basınç - sıcaklık karakteristikleri araç içerisinde yüksek basınçlar oluşmasına sebep olur. Bu yüzden , işletme süresince donanım içerisine dışarıdan havanın sızması mümkün değildir. Yüksek basınç oluşumu , özellikle yüksek

basınç tarafında lityumbromit - su makinasına göre daha mukavemetli techizat kullanılmasına neden olur. Soğutucu akışkan çok düşük sıcaklıklar haricinde donma tehlikesi ile karşılaşmadığından , su - amonyak sistemi düşük sıcaklıklarda da kullanılabilir.

Su - amonyak absorpsiyon sisteminin karşılaştığı en büyük problem , su ve amonyağın buharlaşma değerlerinin çok yakın olmasından dolayı , jeneratör içinde amonyakla birlikte bir kısım suyun da buharlaşmasıdır. Akışkanlar daha sonra , tasviye edici bir cihazla (rektifiyer) ayrıştırılmalıdırlar.

Emme sistemli soğutma makinalarının geliştirilmiş bir çeşidine örnek olarak iki kademeli emmeli sistemleri verebiliriz. Şekil 4.0.14 'de , farklı basınçlarda iki kademeli olarak çalışan iki farklı sistem gösterilmiştir. Şekil 4.0.14(a) 'da gösterilen sistem değişik şartlarda çalıştırılacak evaporatörler için uygunken , Şekil 4.0.14 (b) 'de gösterilen sistem çok düşük sıcaklıkta çalıştırılacak tek evaporatör için uygundur. Isıtmada kullanılacak buhar miktarı birinci sisteme nazaran ikinci sistemde iki kat daha fazladır.

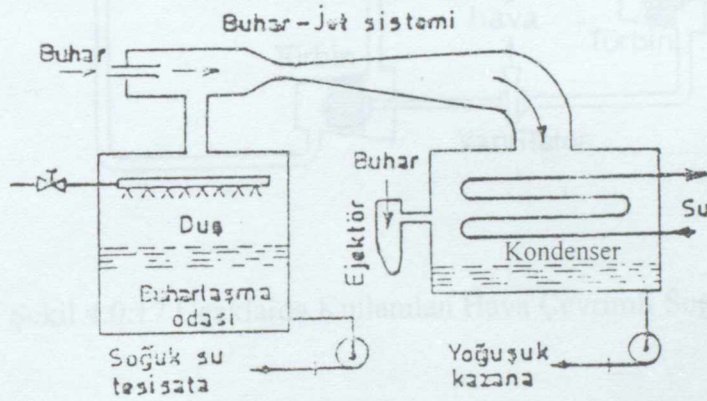


Şekil 4.0.15 İkincil Emmeli Soğutma Makinası

Şekil 4.0.15 'de gösterilen , ikincil emmeli sistem ise absorpsiyonlu soğutma makinalarının bir diğer çeşitidir. Bu sistemde jeneratörden çıkan NH_3 gazı ikincil emiciden geçirildikten sonra evaporatöre yollanır. Bu şekilde zenginleştirilmiş olan ergi-yik , pompa ile ikincil emicideki giriş konumuna basılır.

Buhar-jet 'li soğutma sistemlerin de ise su buharının özgül hacminin büyük olması ve suyun özgül hacminin amonyağa göre çok büyük olması nedeniyle kompresör kullanılmaz . Bunun yerine büyük hacimlerde çalışacak bir buhar ejektörü kullanılır.

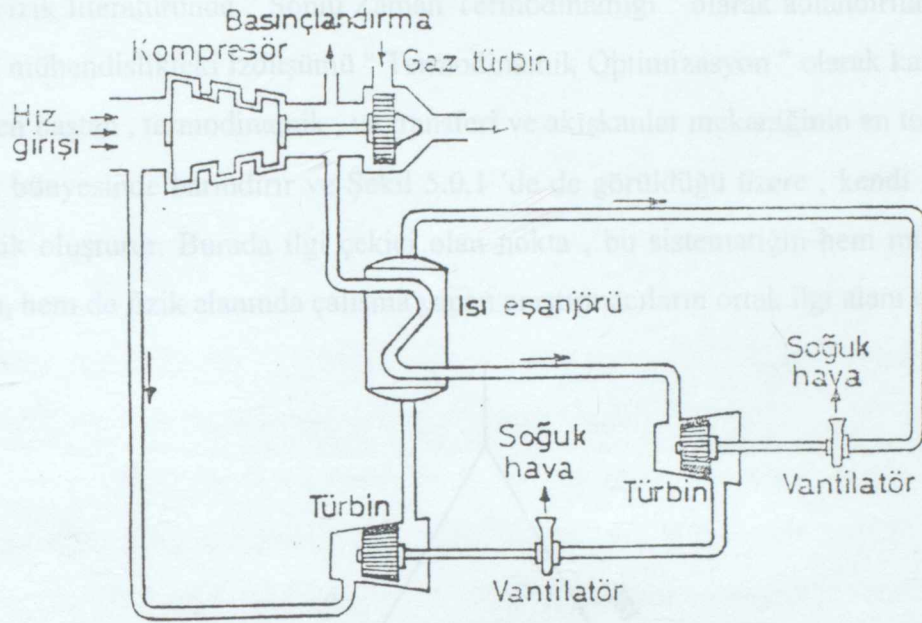
Şekil 4.0.16 'daki şemadan da görüleceği gibi , yüksek basınçlı buhar enjeksiyonu ile çalışan buhar-jet sistemi buharlaşma odasında yeterli bir boşluk sağlar ve düş halinde dökülen suyun buharlaşarak soğumasına sebep olur. Buhar-jet sisteminin sağladığı basınçla kondanser şartlarına getirilen buhar burada yoğunlaşır. Sisteme giren hava ile yoğunlaşmayan buharı tahliye için kondanserde de küçük bir buhar ejektörü kullanılır. Bu sistemin çalışma basıncı oldukça düşüktür.



Şekil 4.0.16 Buhar Jet 'li Soğutma Tesisinin Çalışma Şeması

Piyasada kullanılan diğer bir sistem de , yüksek hızlı uçaklarda kullanılan ve hava ile çalışan soğutma sistemleridir. Özel ve küçük genişleme türbinleri sayesinde çok küçük yer kaplayan ve hafif olan , bu tip soğutma sistemleri uçaklar için idealdir. Şekil 4.0.17 'de gösterildiği gibi , uçağın hareketinden yararlanılarak içeri alınan hava kamara basınçlandırma kompresörüne girer. Basınçlı havadan alınan bir koldaki hava ısı eşanjöründen geçirildikten sonra genişleme türbininden geçerek alçak sıcaklığa indirilir ve kamaraya yollanır. Hıza bağlı olarak , havanın basıncı ve sıcaklığı artmıştır. Bu yüzden , eşanjör içindeki havanın basıncı yeteri kadar düşük sıcaklıkta olamayabilir. Bunu kontrol altına almak için bir türbinde genişletilerek soğutulur ve kamaraya verilir.

5.0. SONLU ZAMAN TERMODİNAMİĞİ PRENSİBİ :



Şekil 4.0.17 Uçaklarda Kullanılan Hava Çevrimli Soğutma Sistemi

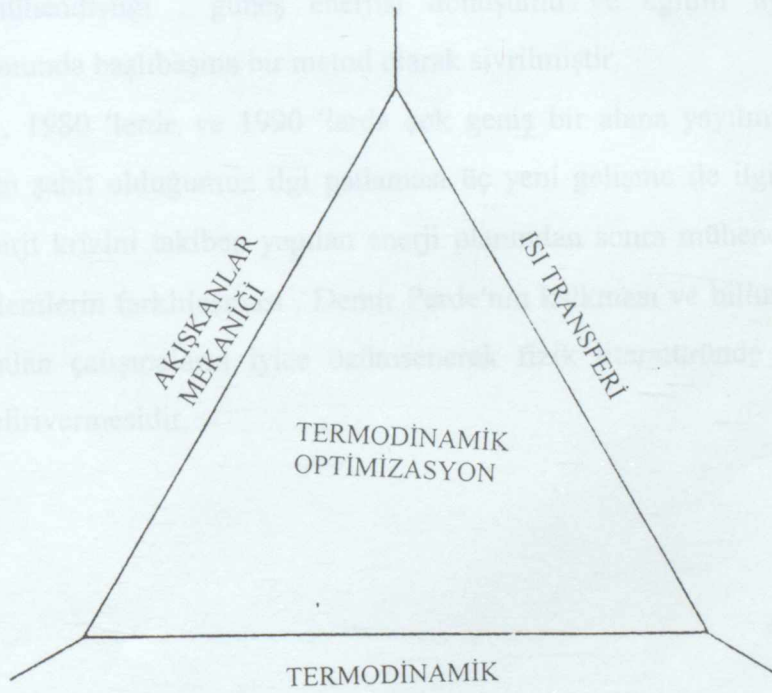
Şekil 5.0.1 Sonlu Zaman Termodinamiği Sistemi

Optimizasyon çalışmalarının amaçları bu uygulamalar için aşağıdaki gibidir:

Örneğin ; Güç ünitelerinde çıkış gücünün maksimizasyonu (Baskin et al., 1993), Enerjinin faydalanım maksimizasyonu (Angulo, 1990), Isı transferi maksimizasyonu (Schub et al., 1996) veya Mahiyetli maksimizasyonu (Çiğdem, 1996) gibi amaçlar. Optimizasyon uygulamalarında kullanılan modeller ise basitlik, karmaşıklık ve gerçek hayatı yakınlığı gibi bir dizi faktöre dayanır. Basitlik, modelin gerçek hayatı yakınlığı ve gerçek hayat değişimlerinin sonlu zamanlarda ve sonlu miktarda ve sonlu miktarda.

5.0. SONLU ZAMAN TERMODİNAMIĞI PRENSİBİ :

Fizik literatüründe " Sonlu Zaman Termodinamiği " olarak adlandırılan çalışma dalının , mühendislikteki izdüşümü " Termodinamik Optimizasyon " olarak kabul edilir. Metod en baştan , termodinamik , ısı transferi ve akışkanlar mekaniğinin en temel prensiplerini bünyesinde barındırır ve Şekil 5.0.1 'de de görüldüğü üzere , kendi içinde bir sistematik oluşturur. Burada ilgi çekici olan nokta , bu sistematığın hem mühendislik alanında, hem de fizik alanında çalışma yapan araştırmacıların ortak ilgi alanı olmasıdır.



Şekil 5.0.1 Sonlu Zaman Termodinamiği Sistematığı

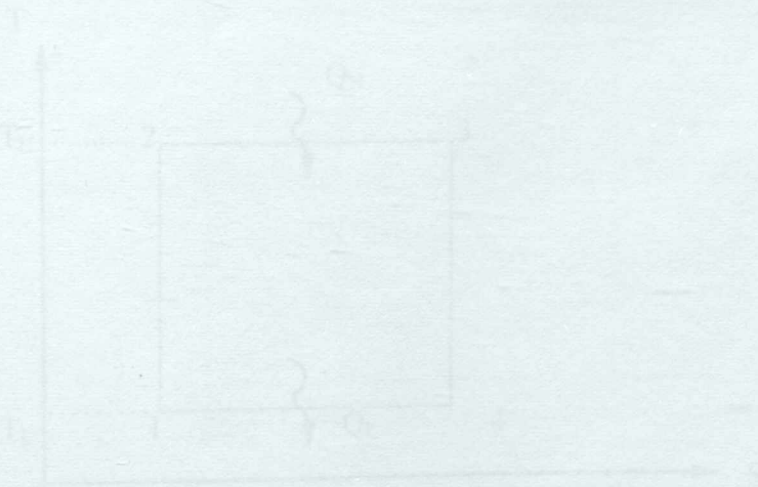
Optimizasyon çalışmalarının amaçları bir uygulamadan diğerine değişmektedir. Örneğin ; Güç ünitelerinde çıkış gücünün maksimizasyonu (Curzon et.al , 1975) , Ekolojik faydanın maksimizasyonu (Angulo , 1991) , Maksimum güç yoğunluğu analizi (Şahin et.al , 1996) veya Maliyetin minimizasyonu (Bejan , 1988). Genellikle , bu tür optimizasyon uygulamalarında kullanılan modeller ısı transferi , kütle transferi ve akışkan hareketi gibi hal değişim oranlarını , kullanılan techizatın sonlu boyutlarını ve gerçek hal değişimlerinin sonlu zamanlarını veya sonlu hızlarını içermektedirler. Daha

sonra , yapılan optimizasyon için söz konusu elemanın tersinir çalışması ile ilgili fiziksel kısıtların tesbit edilmesi gerekir. Isı transferi ve termodinamik modelin bileşimi , üzerinde çalışma yapılan elemanın tersinmezliğini araştırmacının gözlerinin önüne serer.

Bilinen ve gelecekte gerçekleştirilmesi düşünülen uygulamaları destekleyen bir takım temel sonuçların ortaya çıkması , yeni bir araştırma alanının gerçekleşmesi gerekliliğini göstermiştir. 1950 'li ve 1960 'lı yıllarda birbirlerinden izole edilmiş toplumların varlığına karşın , 1970 'li yıllarda termodinamik optimizasyon ; soğu bilim , ısı transfer mühendisliği , güneş enerjisi dönüşümü ve eğitim uygulamalarıyla mühendislik alanında başlıbaşına bir metod olarak sivrilmiştir.

Metod , 1980 'lerde ve 1990 'larda çok geniş bir alana yayılmıştır. Bu konu hakkında bugün şahit olduğumuz ilgi patlaması üç yeni gelişme ile ilgilidir. Bunlar ; 1970 'lerin enerji krizini takiben yapılan enerji planından sonra mühendislik alanında uğraşılan problemlerin farklılaşması , Demir Perde'nin kalkması ve bilinmeyen öncüler tarafından yapılan çalışmaların iyice özümsevenek fizik literatüründe ortak çalışma koşullarının belirivermesidir.

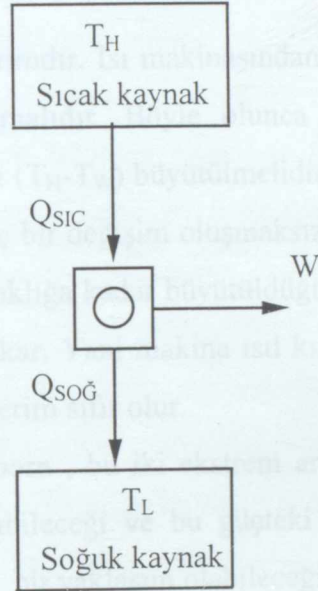
Şekil 5.1.1 Isı Makinesi Çalışma Şeması



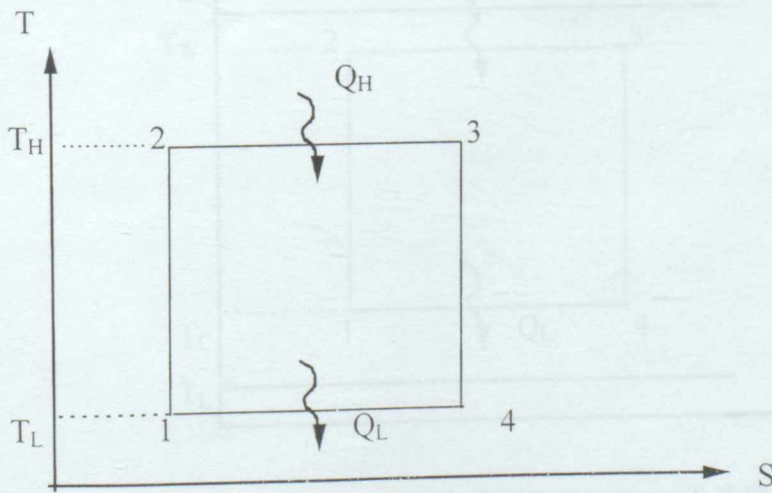
Şekil 5.1.2 -Çevreli Çevrimde Çıkartılan Isı Makinesinin P-V diyagramı

5.1. CARNOT VE CURZON - AHLBORN VERİMLERİ :

Carnot Çevrimi , sabit sıcaklıklı iki kaynak arasında çalışan tersinir bir ısı makinasına ait çevrimdir (Şekil 5.1.1). Çevrim tersinir olduğundan çevrimdeki bütün hal değişimleri de tersinirdir .



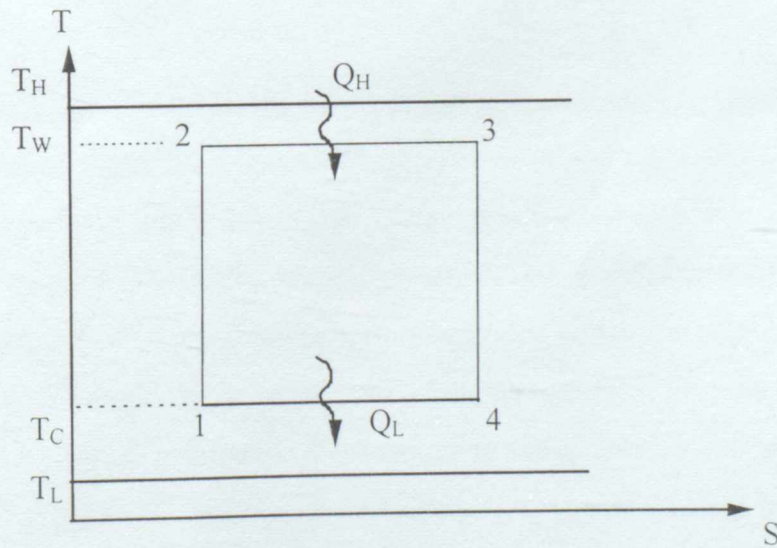
Şekil 5.1.1 Isı Makinası Çalışma Şeması



Şekil 5.1.2 Carnot Çevrimine Göre Çalışan Isı Makinasının T-S diyagramı

Carnot çevrimi ideal bir çevrimdir. Bunun nedeni , tersinir bir hal değişiminde, termodinamik denge halinden sapmaların sonsuz küçük mertebede olması ve hal değişiminin sonsuz küçük hızda gerçekleşmesidir. Diğer bir deyişle ; İş gören akışkan ısı alırken ve verirken kaynak sıcaklıkları ile her an dengede kabul edilir ve çevrim sonsuz zaman (t) için tasarlanmıştır (Şekil 5.1.2). Bu nedenlerden ötürü Carnot Çevrimi'nin verimi (η) , sabit kaynak sıcaklıkları arasında çalışan bir ısı makinası için , mümkün olan maksimum ısı verimdir. Isı makinasından belli bir güç (W) isteniyorsa , çevrim yüksek hızda çalıştırılmalıdır. Böyle olunca da , iş gören akışkanın kaynaklarla arasındaki sıcaklık farkı ($T_H - T_W$) büyütülmelidir. Bunun sonucunda , iş gören akışkanın sıcaklığında (T_W, T_C) hiç bir değişim oluşmaksızın (sıcaklık farkları , iş gören akışkanın sabit kaldığı tek bir sıcaklığa kadar büyütüldüğünde) ısı (Q_H) doğrudan sıcak kaynaktan soğuk kaynağa doğru akar. Yani makina ısıl kısa devre olur ve hiç bir iş yapamaz. Bu nedenle çıkış gücü ve verim sıfır olur.

Curzon ve Ahlborn , bu iki ekstrem arasında , ısı makinasının maksimum bir çıkış gücüne sahip olabileceği ve bu güçteki veriminin de gerçek ısı makinalarının verimine daha gerçekçi bir yaklaşım olabileceğini incelemişlerdir.



Şekil 5.1.3 Endoreversible Isı Makinasının T-S Diyagramı

Curzon ve Ahlborn 1975 yılında sistemden atılan ve sisteme alınan ısıların sonlu zaman tersinmezliği konusunda yaptıkları analizlerle (Şekil 5.1.3) , gerçek ısı makinası verimine biraz daha yaklaşmışlardır (Curzon et.al , 1975).

Çalışmalarının temel çıkış noktası iki farklı sıcaklıktaki kaynaklar arasında çalışan akışkanın , sıcaklığının kaynak sıcaklıklarından farklı olması gerektiğidir. Bu durumdaki bir ısı makinasına endoreversible (iç tersinir) ısı makinası denir. İç tersinmezliği sonlu zaman termodinamiği çerçevesinde göz önüne ilk defa Gordon almıştır. Bir endoreversible makinada değişik ısı transfer mekanizmalarını göz önüne alarak , makinanın maksimum güçte veriminin değişimini , iş gören akışkan ile sıcak ve soğuk kaynak ısı transfer oranına bağlı olarak incelemiştir (Gordon,1989). Ayrıca , maksimum güçte ısı makinası veriminin sadece kaynak sıcaklıklarının değil , aynı zamanda kaynak ve iş gören akışkanın diğer özelliklerinin de fonksiyonu olduğunu göstermiştir (Gordon,1990). Böyle bir endoreversible ısı makinası Carnot çevrim veriminden daha düşük verime sahip olmasına karşın , dışarıya iş verebilmekte ve kendisinden belli bir güç alınabilmekteydi. Yapılan bu buluştan sonra Curzon - Ahlborn verimi sonlu zaman termodinamiği konusunda çalışmalarda bulunan bir çok araştırmacıya her zaman için referans olmuştur.

5.2 CURZON - AHLBORN VERİM İFADESİNİN ELDE EDİLMESİ

Bir çevrim boyunca çalışan ve yüksek sıcaklıktaki bir ısı kaynağından ısı (Q_H) alıp , düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağına ısı (Q_L) vererek W kadar iş üreten bir ısı çevriminin verimi ,

$$\eta = W / Q \quad (5.2.1)$$

olarak tanımlanır. Bu çevrimin yaptığı iş ise ,

$$W = Q_H - Q_L \quad (5.2.2)$$

şeklinde tanımlanabilir. Bu ifadelere benzer tarzda , T_H sabit sıcaklığındaki sıcak ısı kaynağı ile T_L sabit sıcaklığındaki soğuk ısı kaynağı arasında tersinir bir çevrim boyunca çalışan Carnot çevriminin verimi ise ,

$$\eta_C = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (5.2.3)$$

eşitliğiyle tanımlanabilir. Sıcaklıklar oranı $\tau = T_L / T_H$ olarak tanımlanırsa

$$\eta_C = 1 - \tau \quad (5.2.4)$$

olur ve tüm ısı makinaları $0 \leq \tau \leq 1$ şartını sağlarlar. Her hangi bir ısı makinası çevriminin güç ifadesini yazacak olursak ,

$$\dot{W} = \frac{W}{t} \quad (5.2.5)$$

ifadesini elde ederiz. Bu ifadede t , ısı transferi için gerekli zamandır. Carnot çevrimi için gerekli ısı transfer zamanı sonsuz olduğundan denklem sıfıra gider. Böylece , Carnot çevrimi için çıkış gücü değeri sıfır olarak tespit edilir. Bu durum , pratikte kullanılan ve bir çevrimi belirli bir zamanda tamamlayarak belirli bir miktar iş üreten enerji makinalarına uymamaktadır. Bu nedenle çevrimden belirli bir güç elde edilmek isteniyorsa , oluşacak çevrim sonlu bir zamanda gerçekleşmelidir. Buradan hareketle , iki ekstrem sıcaklık kaynağı arasında maksimum güçte çalışan bir ısı makinasının veriminin , pratikte kullanılan ısı makinaları verimleriyle daha gerçekçi bir karşılaştırma olanağı sağlamak amacıyla Curzon - Ahlborn tarafından yeni bir verim ifadesi ortaya konulmuştur (Curzon et.al. , 1975).

Endoreversible bir ısı makinası çevriminin temel analizi ve Curzon-Ahlborn veriminin eldesi aşağıdaki şekilde yapılmaktadır :

Termodinamiğin birinci kanunu gereği ısı makinasından elde edilen çıkış gücü ,

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L = U_H A_H (T_H - T_W) - U_L A_L (T_C - T_L) \quad (5.2.6)$$

şeklinde ifade edilebilir. Termodinamiğin ikinci kanunu gereğince de ,

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_W} = \frac{\dot{Q}_L}{T_C} \quad (5.2.7)$$

$$\frac{U_H A_H (T_H - T_W)}{T_W} - \frac{U_L A_L (T_C - T_L)}{T_C} = 0 \quad (5.2.8)$$

denklemlerini elde ederiz. Gücü maksimum yapacak T_C^* ve T_W^* 'ların bulunuşu ise aşağıdaki şekilde olur :

Denklem (5.2.8) 'den , T_C değerini çekerek (5.2.6) denkleminde yerine koyup T_W 'ye göre türev alırsak ,

$$\frac{\partial \dot{W}}{\partial T_W} = 0$$

$$T_W^* = \left[\frac{U_H A_H \sqrt{T_H} + U_L A_L \sqrt{T_L}}{U_H A_H + U_L A_L} \right] \sqrt{T_L} \quad (5.2.9)$$

bulunur.

Aynı işlemi T_C için gerçekleştirirsek ;

$$\frac{\partial \dot{W}}{\partial T_C} = 0$$

$$T_C^* = \left[\frac{U_H A_H \sqrt{T_H} + U_L A_L \sqrt{T_L}}{U_H A_H + U_L A_L} \right] \sqrt{T_H} \quad (5.2.10)$$

denklemini elde ederiz.

Optimum T_w^* ve T_c^* koşulları altında maksimum güç ifadesi ;

$$\dot{W}_{MAX} = \frac{(U_H A_H)(U_L A_L)}{U_H A_H + U_L A_L} (\sqrt{T_H} - \sqrt{T_L})^2 \quad (5.2.11)$$

olarak bulunur. Bu koşullar altında Curzon - Ahlborn verimi ;

$$\eta_{C-A} = 1 - \frac{T_c^*}{T_w^*} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} = 1 - \tau^{0.5} \quad (5.2.12)$$

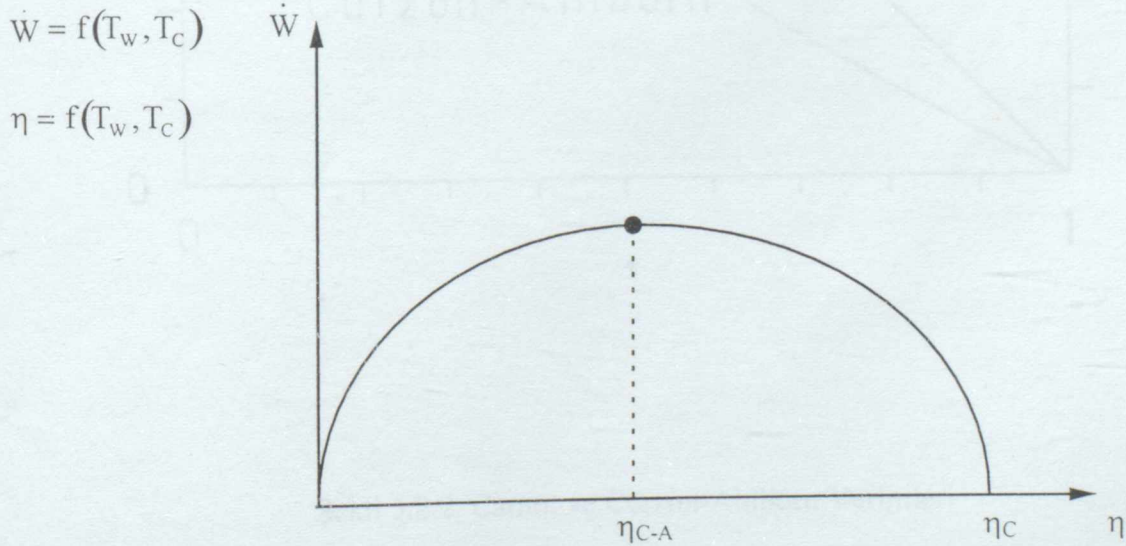
olur. Eşitlikten görüldüğü gibi , Carnot veriminden daha düşük olan bu verim , T_H ve T_L sıcaklıklarının bir fonksiyonudur. Bu verimin Carnot verimi ile olan ilişkisi ise ,

$$\eta_{C-A} = \frac{\eta_C}{(1 + \tau^{0.5})} \quad (5.2.13)$$

$$\frac{\eta_C}{2} \leq \eta_{C-A} \leq \eta_C$$

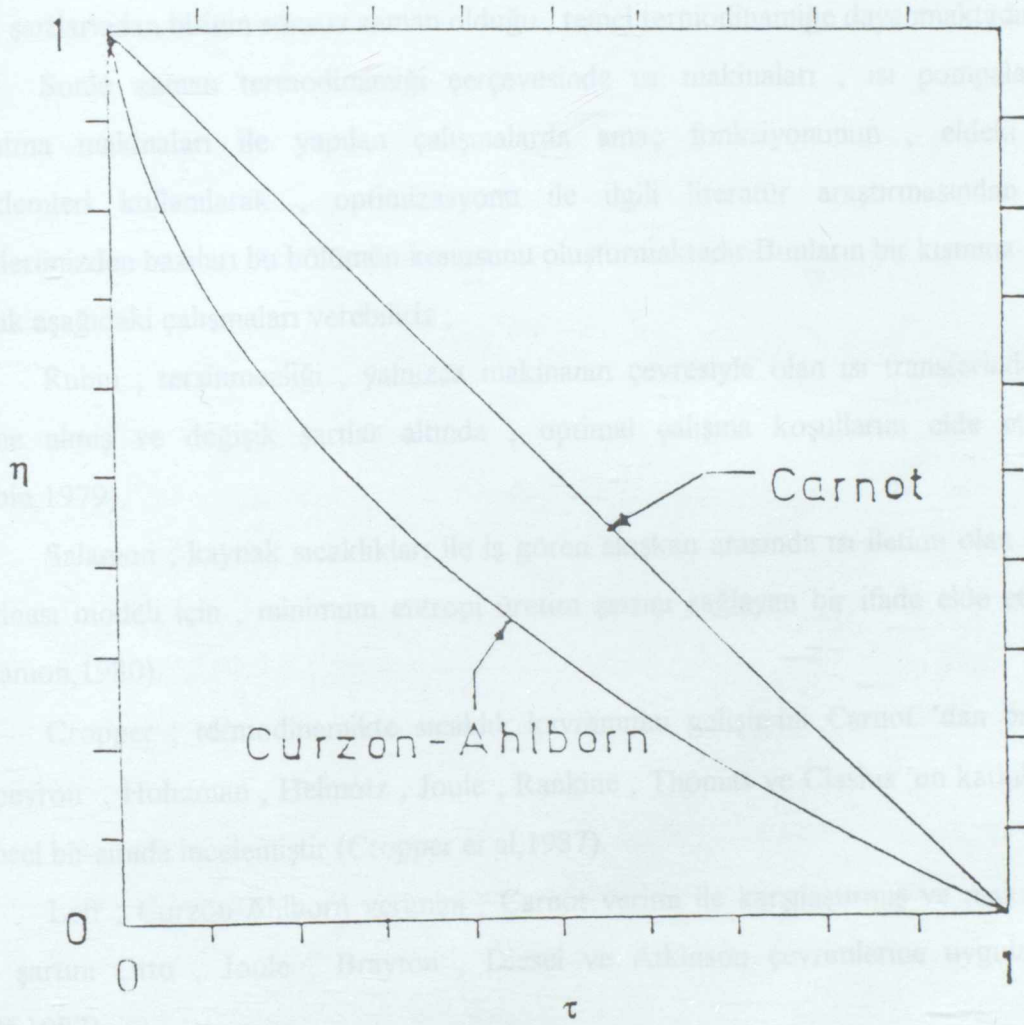
eşitlikleriyle gösterilebilir (Yavuz et.al. , 1990)

Bu bilgilerin ışığı altında Verim - Güç ifadelerinin diyagramını aşağıdaki şekilde gösterebiliriz.



Şekil 5.2.1. Çıkış Gücü ile Verimler Arasındaki İlişki.

6.0. Bir diğer ifade ile Carnot ve Curzon-Ahlborn verimlerini τ 'ya (kaynak sıcaklıkları oranına) bağlı olarak gösterecek olursak aşağıdaki grafiği elde ederiz.



Şekil 5.2.2. Carnot ve Curzon-Ahlborn Verimleri

6.0. SONLU ZAMAN TERMODİNAMİĞİNDE YAPILAN ARAŞTIRMALAR

Dünyada sonlu zaman termodinamiği temelli araştırmalar çok eski olmadığı gibi hareket noktası da yine klasik termodinamik diye adlandırabileceğimiz , prensip olarak ideal şartlarından birinin sonsuz zaman olduğu , temel termodinamiğe dayanmaktadır.

Sonlu zaman termodinamiği çerçevesinde ısı makinaları , ısı pompaları ve soğutma makinaları ile yapılan çalışmalarda amaç fonksiyonunun , eldeki kısıt denklemleri kullanılarak , optimizasyonu ile ilgili literatür araştırmasından elde ettiklerimizden bazıları bu bölümün konusunu oluşturmaktadır.Bunların bir kısmına örnek olarak aşağıdaki çalışmaları verebiliriz ;

Rubin ; tersinmezliği , yalnızca makinanın çevresiyle olan ısı transferinde göz önüne almış ve değişik şartlar altında , optimal çalışma koşullarını elde etmiştir (Rubin,1979).

Salamon ; kaynak sıcaklıkları ile iş gören akışkan arasında ısı iletimi olan bir ısı makinası modeli için , minimum entropi üretim şartını sağlayan bir ifade elde etmiştir (Salamon,1980).

Cropper ; termodinamikte sıcaklık kavramının gelişimini Carnot 'dan başlatıp Clapeyron , Holtzman , Helmutz , Joule , Rankine , Thomas ve Clasius 'un katkıları ile tarihsel bir sırada incelemiştir (Cropper et.al,1987).

Leff ; Curzon-Ahlborn verimini , Carnot verimi ile karşılaştırmış ve maksimum güç şartını Otto , Joule , Brayton , Diesel ve Atkinson çevrimlerine uygulamıştır (Leff,1987).

Wu ; iç tersinmez Carnot çevriminin sonlu zaman çerçevesinde analizini gerçekleştirmiştir (Wu et.al,1992).

Şahin tarafından yapılan çalışmalardan birinde ise , iç tersinmez bir Joule - Brayton çevrimine maksimum güç yoğunluğu şartı uygulanmış ve maksimum güç yoğunluğunda çalışan bu çevrim veriminin , maksimum güç çıkış şartlarından daha iyi olduğu kanıtlanmıştır (Şahin,et.al 1996).

Amacımız çalışmaların analizi ve kritiği şeklinde bir literatür özeti çıkartmaktır. Burada dikkat edilecek husus , kullanılan optimizasyon yöntemlerinin yanı sıra amaç fonksiyonunun ve kısıt denklemlerinin neye göre belirlendiği ve elde edilen sonucun neyi ifade ettiğidir.

Optimizasyon işlemi , bir fonksiyonun maksimumunu veya minimumunu veren şartları belirlemek amacına yöneliktir.

Optimizasyon işleminin başlangıcı hangi kriterin optimize edileceği hususunda karar verebilmektir. Yani bir kriter belirlemektir. Örneğin bir uçak veya bir uzay aracında minimum ağırlık kriter olabilir. Minimum maliyet en yaygın olarak seçilen kriterdir.

Optimizasyon işlemleri endüstride "Operations Research" adı altında uygulanmaktadır. "Operations Research" 'deki bir çok gelişmeler , ekonomik sistemlerin matematik modellerini optimize etme teşebbüsünden doğmuşlardır.

Optimizasyon kavramıyla iki düşünce vurgulanmaktadır. Bunlardan birincisi , alternatif sistemlerin karşılaştırılması , ikincisi ise ; tek bir sistemin içinde yapılan optimizasyondur. Tam bir optimizasyon her bir sistemin veya alternatifin kendi içinde optimize edilmesi ve daha sonra optimize edilen dizaynların en iyisini seçme ile gerçekleşir.

Optimizasyon problemlerinin matematik ifadesi , fonksiyonun ve kısıtların ayrıntılarını içerir. Amaç fonksiyonu olarak adlandırılan optimize edilecek fonksiyonu "y" ile göstereyim."y" , bağımsız değişkenler olarak adlandırılan $x_1, x_2, x_3, \dots, x_N$ 'in fonksiyonudur. Bu durumda amaç fonksiyonu ,

$$y = y (x_1, x_2, x_3, \dots, x_N) \quad (6.0.1)$$

olarak elde edilir.

Bir çok fiziksel olaylarda kısıtlar söz konusudur ;

$$\phi_1 = \phi_1 (x_1, x_2, x_3, \dots, x_N) = 0 \quad (6.0.2)$$

$$\phi_M = \phi_M (x_1, x_2, x_3, \dots, x_N) = 0 \quad (6.0.3)$$

şeklinde sadece eşitlik durumundadır. Bazıları ise ,

$$\psi_1 = \psi_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N) \leq L_1 \quad (6.0.4)$$

$$\psi_K = \psi_K(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N) \leq L_K \quad (6.0.5)$$

şeklinde eşitsizlik durumundadır.

Amaç fonksiyonunda gözükebilecek ilave bir sabit , optimum bağımsız değişkenlerin değerlerini etkilemez. "a" bir sabit olmak üzere ,

$$y = a + y(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N)$$

ise "y" 'nin minimumu için ,

$$\min [a + y(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N)] = a + \min [y(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N)]$$

yazılabilir.

Buradaki diğer bir özellik ise fonksiyonun negatif değerinin, minimumunun gerçekleştiği aynı hal noktasında fonksiyonun maksimumunun gerçekleşmesidir.

$$\max [y(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N)] = - \min [-y(x_1, x_2, x_3, \dots, x_N)]$$

Sistem optimizasyonunda , amaç fonksiyonu birden fazla değişkenin fonksiyonudur. Bazı temel sistemler yüz adet değişkene sahip olabilir. Bu durum detaylı optimizasyon metodları ve teknikleri gerektirir. Optimizasyon işleminde , matematik bağıntıları geliştirmek önemli çaba gerektirmekle beraber , kısıt denklemlerini oluşturmak da bir çaba gerektirir.

Başlıca optimizasyon metodları şunlardır ;

- 1) Lagrange Çarpanları
- 2) Dinamik Programlama
- 3) Geometrik Programlama
- 4) Lineer Programlama

Bu metodlardan birincisi olan Langrange Çarpanları üzerinde tercihen daha fazla duracağız yalnız bilinmesi gereken , diğer metodlar için kullanılan "programlama" teriminin doğrudan bilgisayar programlaması ile ilgisi yoktur. Programlama terimi optimizasyon anlamındadır.

Bir optimizasyonu gerçekleştirmede ilk adım , fiziksel olayı matematik ifadeye dnştrmektir. Arzu edilen form denklem (6.0.1) - (6.0.5) 'e benzeyen formdur. Çünkü , amaç ve kısıt fonksiyonları belli olduğunda optimizasyon teknikleri problemi çözebilir. Termal sistemlerin optimizasyonunda amaç fonksiyonunu oluşturma , çoğu kez basit ve bazen çok önemsiz bir işlemdir. Ama kısıt denklemlerini oluşturmak daha fazla çaba ister.

Kısıt denklemlerini yazmada genellikle aşağıdaki sıra izlenir ;

1. Kısıtların tamamını belirlemek , örneğin ; kapasite gereksinimi , sıcaklık ve basınç sınırları gibi ,
2. Bileşenlerin karakteristiklerini ve iş maddesinin özelliklerini denklem formunda tanımlamak ,
3. Kütle ve enerji balansı ifadesini yazmak.

1-3 işlemleri genellikle bir amaç fonksiyonunda mevcut olandan daha fazla değişken içeren bir denklem seti ortaya çıkartır. Bazı optimizasyon teknikleri , amaç fonksiyonunda bulunmayan kısıtlardaki ilave değişkenlere işlemde yer verir. Kısıtları oluşturmadaki 2. ve 3. adım simülasyon işlemindekine benzerdir.

Lagrange arpanları metodu ile yapılan optimizasyonun temeli , optimumu belirlemek için türev işlemi kullanmaktır. Lagrange arpanları metodu eşitlik kısıtlarının mevcut olduğu optimizasyon problemlerine uygulanır. Metod , eşitsizlik kısıtlarının olduğu problemlere doğrudan uygulanmaz. Bu metodu uygulayabilmek için diğer bir zorunluluk , amaç ve kısıt fonksiyonlarının türevlerinin elde edilebilecek formda olmasıdır.

Klasik optimizasyon metodları , hesaplama ve özellikle bir fonksiyonun optimum değerini belirleme esasına dayalıdır. Hesaplama tekniği kullanılarak optimizasyon yapmak için , amaç fonksiyonu diferansiyel formda ifade edilebilmeli ve kısıtlar eşitlik kısıtı olmalıdır. Eşitsizlik kısıtları mevcut olduğunda , Lagrange Optimizasyon Metodu dışındaki metodlar kullanılmalıdır. Ayrıca , fonksiyonun sürekli olmaması ve sadece parametrelerin özel değerlerinde mevcut olması durumu da hesaplama metodunun kullanımını engeller.

Kısıtları bulunan bir optimizasyon probleminin matematik ifadesi , (6.0.6)
 $y = y (x_1 , x_2 , x_3 \dots\dots\dots , x_N)$ 'dir.

$$\phi_1 = \phi_1 (x_1 , x_2 , x_3 \dots\dots\dots , x_N) = 0 \quad (6.0.7)$$

$$\phi_M = \phi_M (x_1 , x_2 , x_3 \dots\dots\dots , x_N) = 0 \quad (6.0.8)$$

Lagrange çarpanları metodu , x 'in denklem (6.0.9) 'a uyan değerinde maksimum olacağını ifade etmektedir.

$$\nabla y - \lambda_1 \nabla \phi_1 - \dots\dots\dots - \lambda_M \nabla \phi_M = 0 \quad (6.0.9)$$

$$\phi_1 (x_1 , x_2 , x_3 \dots\dots\dots , x_N) = 0 \quad (6.0.10)$$

$$\phi_M (x_1 , x_2 , x_3 \dots\dots\dots , x_N) = 0 \quad (6.0.11)$$

$$\nabla y = (\partial y / \partial x_1) i_1 + (\partial y / \partial x_2) i_2 + \dots\dots\dots + (\partial y / \partial x_N) i_N \quad (6.0.12)$$

Denklem (6.0.9) 'daki $\lambda_1 , \lambda_2 \dots\dots\dots , \lambda_M$ sabitleri Lagrange çarpanları olarak adlandırılmaktadır. Bu sabitler . denklem grubu çözülmeden belirlenemez.

Vektörel formdaki denklem (6.0.9) 'un sol tarafındaki , terimler toplamının sıfıra eşit olması demek , birim vektör katsayılarının eşit olması anlamındadır. Yani ;

$$\partial y / \partial x_1 - \lambda_1 (\partial \phi_1 / \partial x_1) - \dots\dots\dots - \lambda_M (\partial \phi_M / \partial x_1) = 0 \quad (6.0.13)$$

$$\partial y / \partial x_N - \lambda_1 (\partial \phi_1 / \partial x_N) - \dots\dots\dots - \lambda_M (\partial \phi_M / \partial x_N) = 0 \quad (6.0.14)$$

Denklem (6.0.9) 'dan ,

$$[(\partial y / \partial x_1) i_1 + (\partial y / \partial x_2) i_2 + \dots + (\partial y / \partial x_N) i_N] - \lambda_1 [(\partial \phi_1 / \partial x_1) i_1 + \dots + (\partial \phi_1 / \partial x_N) i_N] - \dots\dots\dots - \lambda_M [(\partial \phi_M / \partial x_1) i_1 + \dots + (\partial \phi_M / \partial x_N) i_N] = 0 \quad (6.0.15)$$

Bu denklemde birim vektör katsayılarının toplamı sıfıra eşit olacağından , denklem (6.0.13) ve (6.0.14) yazılabilir.

Denklem (6.0.13) 'den denklem (6.0.14) 'e kadar "N" adet skalar denklem , denklem (6.0.10) 'dan denklem (6.0.11) 'e "M" adet kısıt denklemleri ile birlikte "N + M" adet bir denklem grubu oluşturulur. Bu denklemlerin çözümü ile aynı sayıda bilinmeyen $x_1 , x_2 , x_3 \dots\dots\dots , x_N$ ve $\lambda_1 , \lambda_2 \dots\dots\dots , \lambda_M$ büyüklükleri optimum

büyüklik olarak elde edilir. Bu optimum büyüklükler denklem (6.0.6) 'da yerine konularak y 'nin optimal değeri (y^*) elde edilir.

Eşitlik kısıtlarının sayısı (M) daima bağımsız değişken (N) sayısından daha azdır. Limit halinde kısıtlar ($M = N$) "x" bağımsız değişkenlerinin değerlerini sabitler ve optimizasyon mümkün olmaz.

Lagrange çarpanları denklemleri kısıtlı optimizasyon problemlerine uygulandığı gibi, kısıtsız optimizasyon problemlerine de aynı şekilde uygulanabilir. Kısıtsız optimizasyon, kısıtlı optimizasyonun özel bir halidir. Amaç fonksiyonu y ; $x_1, \dots, x_N$ değişkenlerinin fonksiyonu ise, ϕ kısıtları sıfır olduğundan, Lagrange Çarpanları denklemi, denklem (6.0.6) 'ya uygulandığında,

$$\nabla y = 0 \quad (6.0.16)$$

veya,

$$\partial y / \partial x_1 = 0, \partial y / \partial x_1 = 0, \dots, \partial y / \partial x_N = 0 \quad (6.0.17)$$

olur.

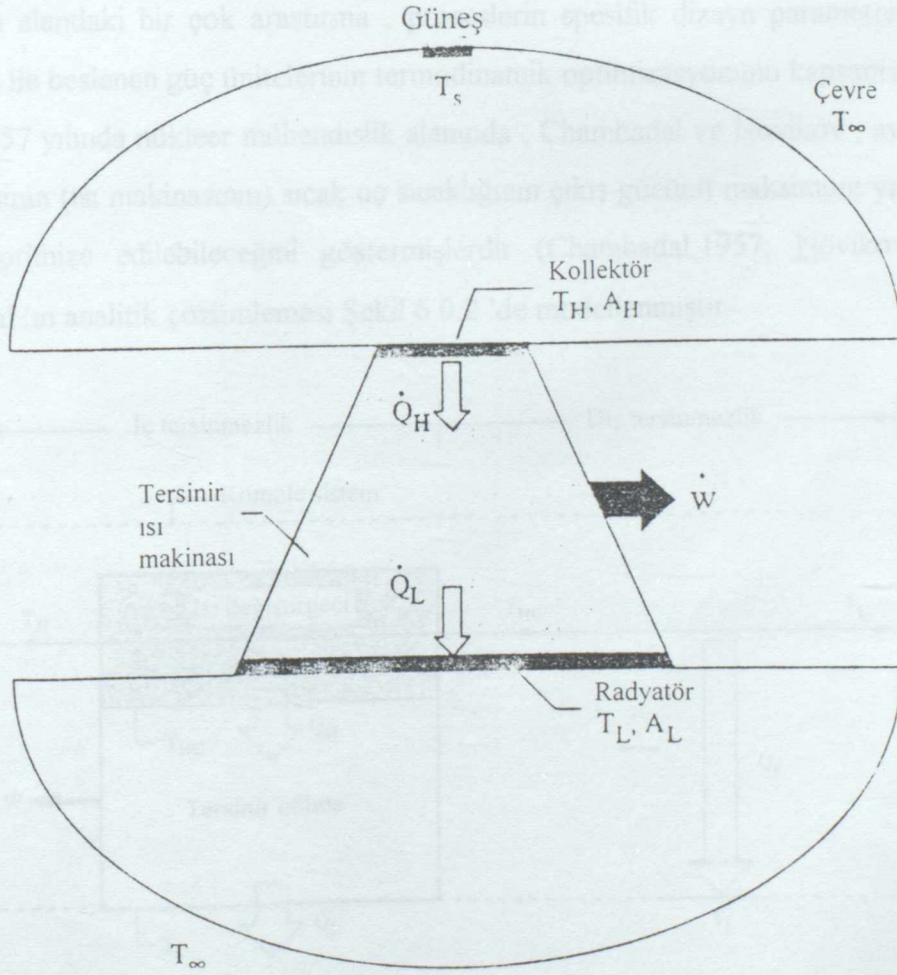
Türevlerin sıfır olduğu durum noktası kritik nokta olarak adlandırılır. Bu nokta maksimum veya minimum olabilir. Ancak biz bunlardan bir tanesini yani ; ya maksimumu , yada minimumu araştırmalıyız. Dolayısı ile kritik noktanın cinsi belirlenmelidir. Bu amaç içinde ayrı bir matematik analiz gerekebilir.

Bazen kısıtlı bir problemi kısıtsız bir optimizasyon işlemine dönüştürmek mümkündür. Bu amaçla kısıt deklemlerinin çözümü ile elde edilen değişken değerleri amaç fonksiyonunda yerine konularak kısıtlar yok edilebilir. Kısıtlı bir optimizasyon problemini kısıtsız bir optimizasyon problemine dönüştürmek her zaman mümkün olmaz çünkü kısıt denklemlerini , amaç fonksiyonunda yerine konulacak değişkenler için çözmek mümkün olmayabilir. Bu durumda Lagrange Çarpanları denklemi olan denklem(6.0.9) --(6.0.11) 'i kullanmak gerekmektedir.

Optimizasyon işleminde , amaç fonksiyonunun optimal değerini ve optimumu sağlayan şartları belirlemenin dışında çok sık başvurulanan bir adım daha mevcuttur. Optimum değer ve optimumu sağlayan şartlar belirlendikten sonra , kısıtlardaki ufak bir değişikliğin optimal değer üzerinde etkisi bilinmek istenebilir. Örneğin ; bir termik

sistemin bileşenlerinden birinin performans karakteristiği kısıt denklemlerinden biri ise , bu bileşenin büyütülmesi ile sistemin kapasitesinin değişiminin incelenmesi bir "duyarlık analizi" 'dir. Ayrıca duyarlık katsayısının Langrange Çarpanı λ 'ya eşit olduğu görülebilir. SC 'nin λ 'ya eşitliği geneldir. Eğer birden fazla kısıt mevcutsa , her kısıtta olabilecek değişiklik ile ilgili farklı duyarlılık katsayıları elde edilir ve bu katsayılar ; $SC_1 = \lambda_1, \dots, SC_N = \lambda_N$ olur.

1957 yılında yayımladığı makalesinde Müser , güneş ısıtılmalı ısı makinasının gücünü optimize etmiştir (Müser , 1957). Müser'in üzerinde çalıştığı model Şekil 6.0.1 'de gösterilmiştir. Isı makinası ısıyı sıcak ucundan yalnızca güneşe (T_s) değil , aynı zamanda soğuk evrene (T_∞) de açık olan güneş kollektöründen alır. Isı makinası çevrimi soğuk ucu çevre ile denge de olacak şekilde , tersinir olarak modellenmiştir.



Şekil 6.0.1 Isı Transfer Tersinmezlikleriyle Güneş Enerjili Isı Makinası Modeli

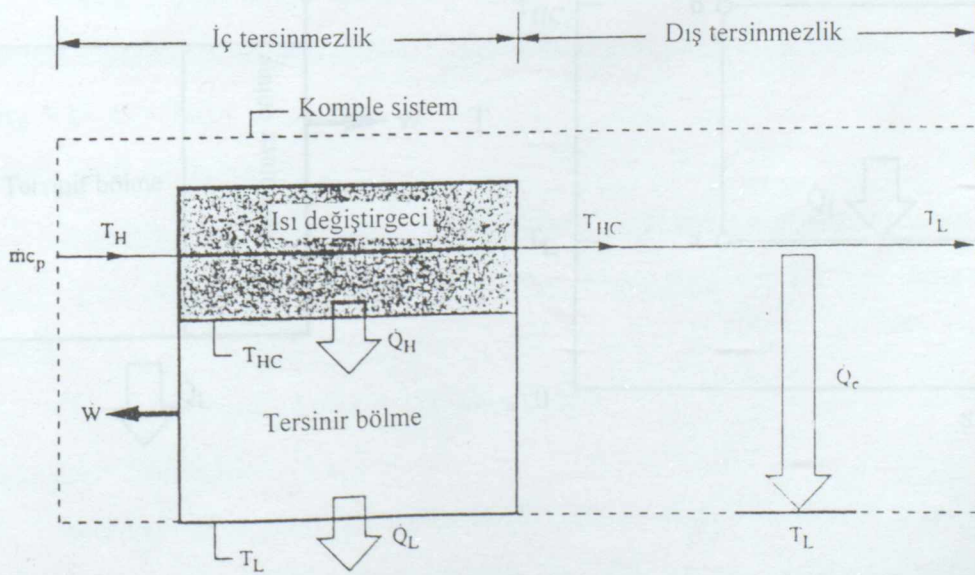
Dikkat edilmelidir ki ; kolektöre giren net güneş ısısının (T_s 'den T_H 'a Q 'nun) , optimizasyon prosesi esnasında , T_H ile birlikte değişimi gerçekleşmekte ve güneşten alınan gerçek ısı girdisinin W 'nin maksimizasyonu için ihtiyaç duyulan herhangi bir Q değerinden büyük olması gerekmektedir.

Bu tip modellerin vermek istedikleri genel mesaj ; güneşten ısı transferi yoluyla beslenen ısı makinalarının termodinamik optimizasyonu için birçok değişik alternatiflerin olduğudur. Modeller ısı kaybının her zaman kolektör ve çevre arasında olduğu kanısını paylaşmaktadırlar.

Işınım esaslı ısı makinası modeli Göktun , Özkaynak ve Yavuz tarafından optimize edilmiştir (Göktun et.al , 1993). Modele iç tersinmezliğin katılması ile Özkaynak et.al tarafından başka bir çalışma yapılmıştır (Özkaynak et.al , 1994).

Bu alandaki bir çok araştırma , proseslerin spesifik dizayn parametrelerinin ve güneş ısısı ile beslenen güç ünitelerinin termodinamik optimizasyonunu kapsamaktadır.

1957 yılında nükleer mühendislik alanında , Chambadal ve Novikov , ayrı ayrı bir güç ünitesinin (ısı makinasının) sıcak uç sıcaklığının çıkış gücünü maksimum yapabilecek şekilde optimize edilebileceğini göstermişlerdir (Chambadal,1957; Novikov ,1957). Chambadal 'ın analitik çözümü Şekil 6.0.2 'de modellenmiştir.



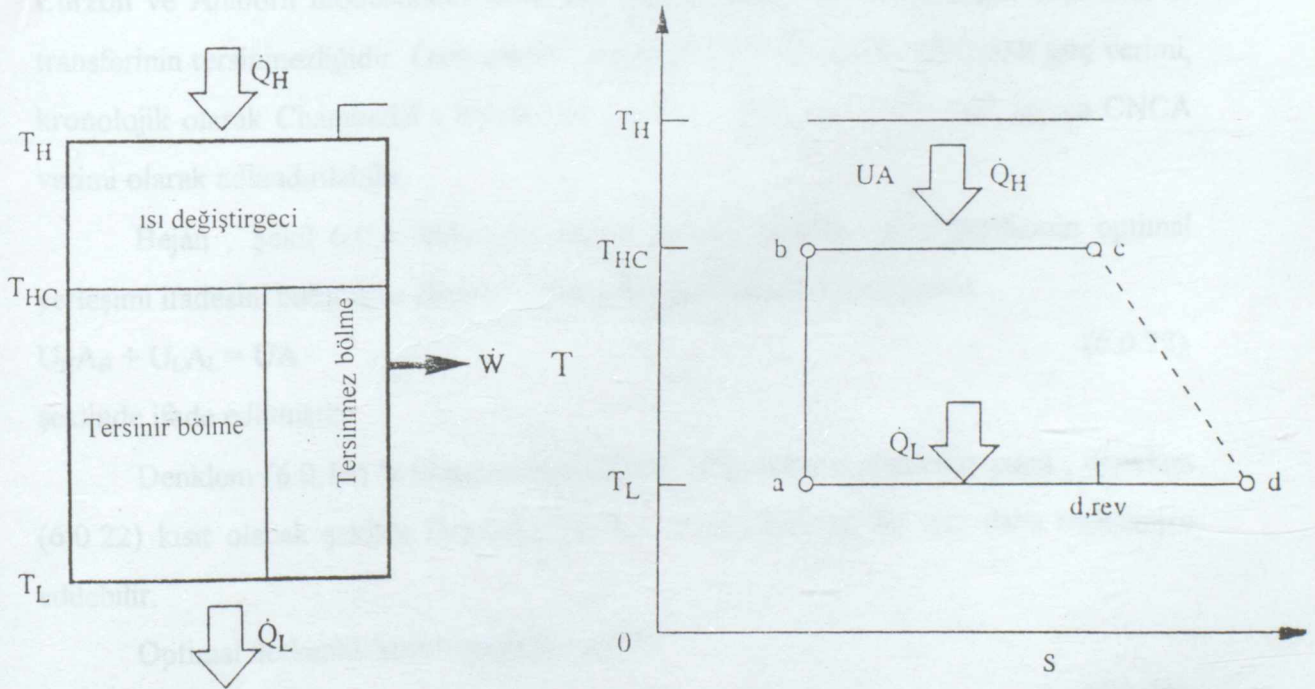
Şekil 6.0.2 Isı Makinası Modelinde Entropi Oluşumu

Bu , giriş sıcaklığı T_H ve spesifik ısı C_p olan sıcak , tek fazlı akışkanın akışıyla beslenen bir ısı makinası modelidir. Güç ünitesi modeli iki bölümden oluşmaktadır. T_{HC} sıcaklığındaki yüzey ile çevre T_L sıcaklığında çalışan bölüm tersinir bir prosese maruz kalmaktadır. T_{HC} yüzeyi akışın çıkış sıcaklığı T_{HC} 'ye eşit olacak şekilde , yeterli büyüklükte düşünülmelidir. Isı makinasının optimizasyonunda yalnızca bir serbestlik derecesi vardır ; Bu da iç bölmenin sıcak ucu veya egzost sıcaklığı olan T_{HC} 'dir . $\dot{W}$ 'nin T_{HC} 'nin fonksiyonu olduğunu ve

$$T_{HC,OPT} = (T_H T_L)^{1/2} \quad (6.0.18)$$

ifadesi gerçekleştiğinde , maksimize olduğunu göstermek zor olmayacaktır. Chambadal 'ın maksimum güce karşılık gelen enerji dönüşüm verimi aşağıdaki gibidir ;

$$\eta = 1 - \left(\frac{T_L}{T_H} \right)^{1/2} \quad (6.0.19)$$



Şekil 6.0.3 Novikov 'un Düzgün Akışlı Isı Makinası Modeli

Novikov 'un optimal T_{HC} sıcaklığı ve maksimum çıkış gücü için bulduğu verimi , genişlemenin tersinmez olması halinde ($i = 0$) Chambadal ' ın denklemler (6.0.18) ve (6.0.19) sonuçlarına benzerdir (Şekil 6.0.3). Burada i , entropi değişimini ifade etmektedir.

$$T_{HC,OPT} = (1+i)^{1/2} (T_H T_L)^{1/2} \quad (6.0.20)$$

$$\eta = 1 - (1+i)^{1/2} \left(\frac{T_L}{T_H} \right)^{1/2} \quad (6.0.21)$$

1975 yılında , Curzon ve Ahlborn denklem (6.0.19) 'daki verim formülünü tekrar bulmuşlardır. Onların modeli Chambadal ve Novikov 'unkinden iki yönden farklılık göstermekteydi. Birincisi ; Isı makinası zaman içinde süreksiz bir akış halinde çalışıyordu. Bu , Sadi Carnot 'nun orijinal çalışmasının benzeri olan , dört prosesli (iki stroklu) çevrimin modellenmesi idi. Nevar ki , piston ve silindir sonlu zaman aralıklarında iki ısı kaynağı ile temas etmekte ve bu temas sonlu sıcaklık farklarında gerçekleşmekteydi. Curzon ve Ahlborn modelindeki ikinci ilgi çekici nokta , çevrimin soğuk ucundaki ısı transferinin tersinmezliğidir. Özet olarak , denklem (6.0.19) 'daki maksimum güç verimi, kronolojik olarak Chambadal - Novikov - Curzon - Ahlborn verimi veya kısaca CNCA verimi olarak adlandırılabilir.

Bejan , Şekil 6.0.4 'deki güç ünitesi modeli içindeki ısı değiştiricinin optimal yerleşimi ifadesini bulmuştur (Bejan , 1989). Burada toplam ısıl iletkenlik ,

$$U_H A_H + U_L A_L = UA \quad (6.0.22)$$

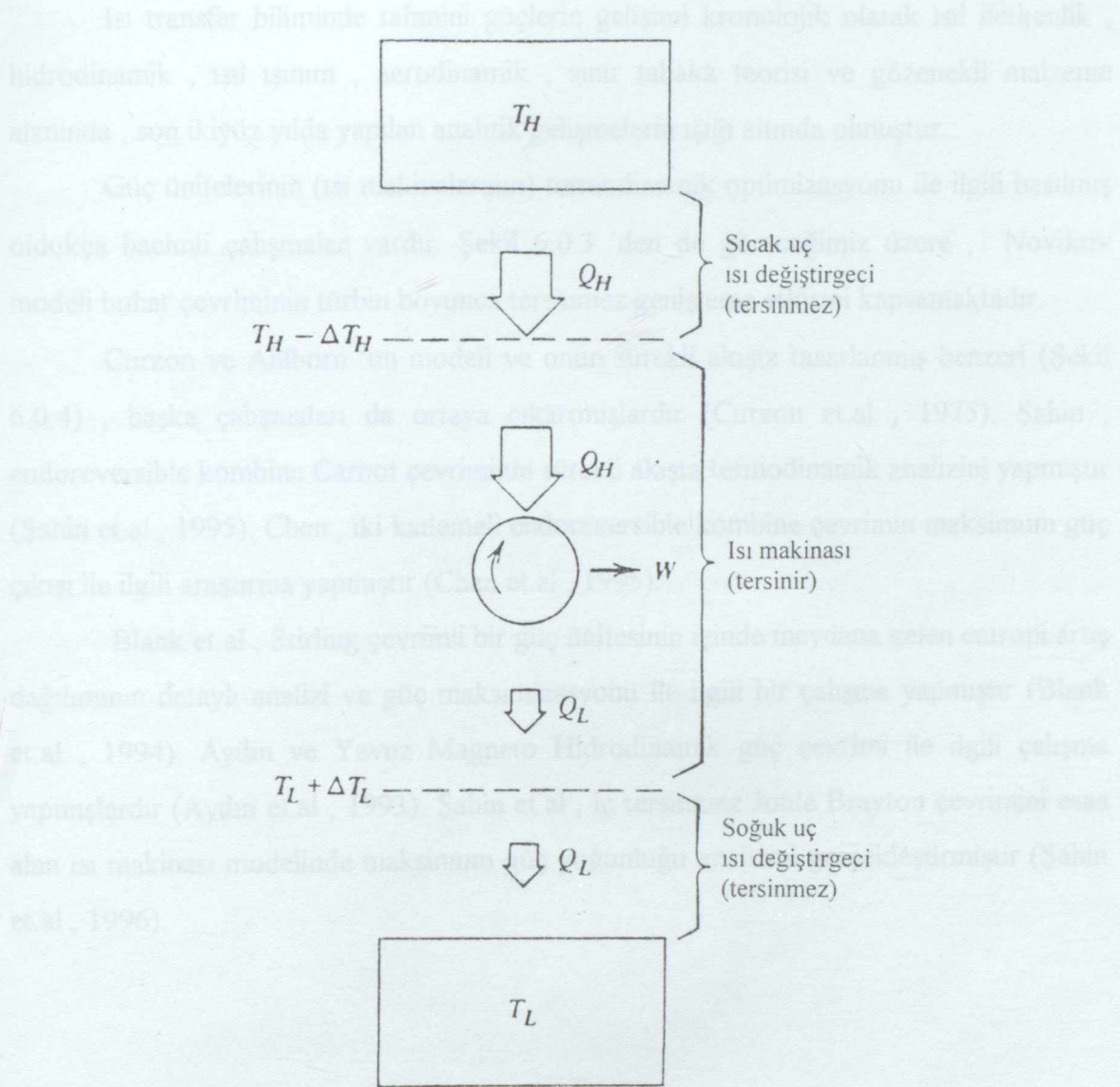
şeklinde ifade edilmiştir.

Denklem (6.0.19) 'a ulaşmak için bir kez maksimize edilen çıkış gücü , denklem (6.0.22) kısıt olacak şekilde $(U_H A_H) / (U_L A_L)$ oranı seçilerek bir kez daha maksimize edilebilir.

Optimal iletkenlik kuralı aşağıdaki gibidir :

$$(U_H A_H)_{OPT} = (U_L A_L)_{OPT} \quad (6.0.23)$$

Belirli bir çıkış gücü için ısıl iletkenlik (UA) , minimize edilirse yine aynı sonuçla karşılaşırız (Bejan , 1993). Eğer denklem (6.0.22) yerine , toplam ısı transfer alanı sabitlemek koşuluyla optimum alanları bulmak için ;



Şekil 6.0.4 Sonlu Isıl İletkenliğe Sahip Isı Makinası Modeli

$$A_H + A_L = A \quad (6.0.24)$$

denklemini kullanırsak optimal sonuç ,

$$\frac{A_{H,OPT}}{A} = \frac{1}{1 + (U_H / U_L)^{1/2}} \quad (6.0.25)$$

olur.

Isı transfer biliminde tahmini güçlerin gelişimi kronolojik olarak ısıl iletkenlik , hidrodinamik , ısıl ışıınım , aerodinamik , sınır tabaka teorisi ve gözenekli malzeme alanında , son ikiyüz yılda yapılan analitik gelişmelerin ışığı altında olmuştur.

Güç ünitelerinin (ısı makinalarının) termodinamik optimizasyonu ile ilgili basılmış oldukça hacimli çalışmalar vardır. Şekil 6.0.3 'den de göreceğimiz üzere , Novikov modeli buhar çevriminin türbin boyunca tersinmez genişleme etkisini kapsamaktadır.

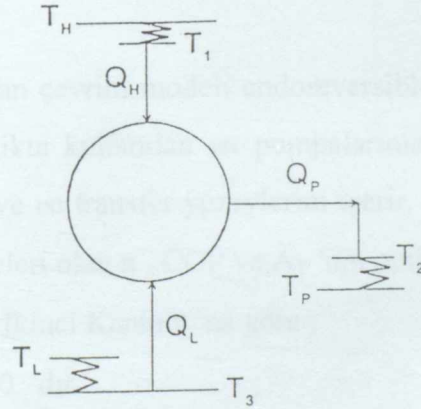
Curzon ve Ahlborn 'un modeli ve onun sürekli akışta tasarlanmış benzeri (Şekil 6.0.4) , başka çalışmaları da ortaya çıkartmışlardır (Curzon et.al , 1975). Şahin , endoreversible kombine Carnot çevriminin sürekli akışta termodinamik analizini yapmıştır (Şahin et.al , 1995). Chen , iki kademeli endoreversible kombine çevrimin maksimum güç çıkışı ile ilgili araştırma yapmıştır (Chen et.al , 1995).

Blank et.al , Stirling çevrimli bir güç ünitesinin içinde meydana gelen entropi artış dağılımının detaylı analizi ve güç maksimizasyonu ile ilgili bir çalışma yapmıştır (Blank et.al , 1994). Aydın ve Yavuz Magneto Hidrodinamik güç çevrimi ile ilgili çalışma yapmışlardır (Aydın et.al , 1993). Şahin et.al , iç tersinmez Joule Brayton çevrimini esas alan ısı makinası modelinde maksimum güç yoğunluğu analizini gerçekleştirmiştir (Şahin et.al , 1996).

6.1. ISI POMPALARI İÇİN YAPILAN ARAŞTIRMALAR

Isı pompaları ile ilgili yapılan araştırmaların içeriklerine geçmeden önce , konuya ışık tutması açısından , Chen tarafından endoreversible ısı pompaları için yapılan çalışmayı inceleyelim (Chen , 1994).

Bu çalışmada ısı iletkenliğin sürekli akışlı endoreversible model kullanılarak , üç ayrı ısı kaynağı arasında çalışan bir ısı pompasının performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır (Şekil 6.1.1). Optimize edilecek fonksiyon (amaç fonksiyonu) olarak , ısı pompasının toplam ısı transfer yüzeyi alınmıştır. Belirli bir performans katsayısı (COP) ve pompalanan ısı yükü için , ısı pompasının minimum toplam ısı transfer yüzeyi çıkartılmıştır. Bu ifade , üç adet ısı kaynağı arasında çalışan endoreversible ısı pompasının optimal performansını incelemek ve sürekli akışlı Carnot benzeri bir ısı pompasının optimal performansını çıkartmak için kullanılmıştır.



Şekil 6.1.1 Sıcak (T_H) ve Soğuk (T_L) Isı Kaynakları Tarafından Beslenen ve Isıtılan Bölgeye (T_P) Isı Pompalayan Bir Isı Pompasının Şematik Diyagramı.

Klasik termodinamiğe göre böyle bir sistemin COP 'si aşağıdaki şekildedir ;

$$\Psi_R = \left[(T_H - T_L) / T_H \right] \times \left[T_P / (T_P - T_L) \right] \quad (6.1.1)$$

ve Termodinamiğin Birinci Kanunu 'nu yine bu sistem için ifade edersek aşağıdaki denklemi elde ederiz :

$$Q_H + Q_L - Q_P = 0 \quad (6.1.2)$$

Eğer bu sistemi çevrim akışkanının düzenli ve sürekli şekilde aktığını ve çevrim akışkanı ile ısı kaynakları arasında ısı direnç olduğunu düşünerek incelersek , çevrimin sonlu sıcaklık farkında ve sonlu zamanda (t) gerçekleştiği ortaya çıkar. Buna göre , her iki sıcaklık kaynağındaki ısı yükleri ve pompalanan ısı yükü şu şekilde ifade edilir ;

$$q_H = Q_H / t, \quad q_L = Q_L / t, \quad \text{ve} \quad \pi = Q_P / t,$$

diğer bir ifade ile ;

$$q_H = U_H A_H (T_H - T_1) \quad (6.1.3)$$

$$\pi = U_P A_P (T_2 - T_P) \quad (6.1.4)$$

$$q_L = U_L A_L (T_L - T_3) \quad (6.1.5)$$

bulunabilir.

Amaç fonksiyonumuz ise ,

$$A_T = A_H + A_P + A_L \quad (6.1.6)$$

olacaktır.

Burada oluşturulan çevrim modeli endoreversible ve sürekli akışlı bir çevrimin modelidir. Model , pratikte kullanılan ısı pompalarının dizayn parametreleri olan ısı transfer tersinmezliğini ve ısı transfer yüzeylerini içerir. Bu çevrim , bir ısı pompasının ön performans parametreleri olan π , COP ve A_T 'nin optimizasyonunda kullanılabilir.

Termodinamiğin İkinci Kanunu 'na göre ;

$$Q_P/T_2 - Q_H/T_1 - Q_L/T_3 = 0 \text{ 'dır.} \quad (6.1.7)$$

Denklem (6.1.2) ve (6.1.7) 'den gerçek ısı pompasının COP 'si ise ;

$$\Psi = \left[(T_1 - T_3) / T_1 \right] \times \left[T_2 / (T_2 - T_3) \right] \text{ 'dir.} \quad (6.1.8)$$

Denklemler (6.1.2)-(6.1.6) ve (6.1.8) 'den , toplam ısı transfer alanının ifadesini aşağıdaki şekilde oluşturabiliriz.

$$A_T = \pi \left\{ \frac{1}{U_P (T_2 - T_P)} + \frac{\left[T_1 / (T_1 - T_3) \right] \times \left[(T_2 - T_3) / T_2 \right]}{U_H (T_H - T_1)} + \frac{1 - \left[T_1 / (T_1 - T_3) \right] \times \left[(T_2 - T_3) / T_2 \right]}{U_L (T_L - T_3)} \right\} \quad (6.1.9)$$

Belirli bir COP ve π değerinde , toplam ısı transfer alanını minimize etmek için Lagrange Çarpanlarını kullanabiliriz.

$$L = A_T + \lambda \psi$$

$$L = \pi \left\{ \frac{1}{U_P(T_2 - T_P)} + \frac{[T_1 / (T_1 - T_3)] \times [(T_2 - T_3) / T_2]}{U_H(T_H - T_1)} + \frac{1 - [T_1 / (T_1 - T_3)] \times [(T_2 - T_3) / T_2]}{U_L(T_L - T_3)} \right\} + \lambda \frac{T_1 - T_3}{T_1} \times \frac{T_2}{T_2 - T_3} \quad (6.1.10)$$

Denklem 6.1.8 ve Euler-Lagrange denklemlerinden ,

$$(\partial L / \partial T_1) = 0, (\partial L / \partial T_2) = 0, (\partial L / \partial T_3) = 0 \quad (6.1.11)$$

faydalananak belirli bir COP değeri ve pompalanan ısı yükü için T_1 , T_2 ve T_3 aşağıdaki şekilde ifade edilebilir ;

$$T_1 = \frac{T_H T_L + b_2 (1 - \Psi^{-1}) T_P T_H + b_1 \Psi^{-1} T_P T_L}{(1 + b_1) T_L + (b_2 - b_1) \times (1 - \Psi^{-1}) T_P} \quad (6.1.12)$$

$$T_2 = \frac{T_H T_L + b_2 (1 - \Psi^{-1}) T_P T_H + b_1 \Psi^{-1} T_P T_L}{(1 + b_1) \Psi^{-1} T_L + (1 + b_2) \times (1 - \Psi^{-1}) T_H} \quad (6.1.13)$$

$$T_3 = \frac{T_H T_L + b_2 (1 - \Psi^{-1}) T_P T_H + b_1 \Psi^{-1} T_P T_L}{(1 + b_2) T_H + (b_2 - b_1) \times \Psi^{-1} T_P} \quad (6.1.14)$$

burada , $b_1 = \sqrt{(U_P / U_H)}$ ve $b_2 = \sqrt{(U_P / U_L)}$ 'dir.

Denklem (6.1.12)-(6.1.14) 'ü denklem (6.1.9) 'da yerine koyarsak , minimum toplam ısı transfer alanını aşağıdaki şekilde elde ederiz ;

$$A_{Tm} = \frac{\pi}{U} \times \frac{T_L + B^2 (\Psi - 1) T_H + (1 - B^2) \times (\Psi^{-1} - 1) T_P}{T_H (T_P - T_L) \times (\Psi_R - \Psi)} \quad (6.1.15)$$

burada , $U = U_H U_P / (\sqrt{U_H} + \sqrt{U_P})^2$ ve

$$B = \sqrt{U_H / U_L} \times (\sqrt{U_L} + \sqrt{U_P}) / (\sqrt{U_H} + \sqrt{U_P}) \text{ 'dir.}$$

Denklem (6.1.15) bir ısı pompasının genel optimum ifadesidir. Bu , ısı pompasının belirli COP ve π değerlerinde minimum toplam ısı transfer alanını , belirli

toplam ısı transfer alanı ve COP (veya π) değeri için maksimum π (veya optimal COP) 'yi veren ifadedir.

Yukarıdaki çalışmaya ek olarak , A_H , A_P ve A_L arasındaki ilişkiyi inceleyeceğiz olursak denklem (6.1.15) ve (6.1.3)-(6.1.5) 'i kullanarak ;

$$A_H = \frac{UA_{Tm}}{U_H b_1} \times \frac{(1+b_1)\Psi T_L + (b_1 - b_2) \times (1-\Psi)T_P}{\Psi T_L + B^2 \Psi (\Psi - 1)T_H + (1-B^2) \times (1-\Psi)T_P} \quad (6.1.16)$$

$$A_P = \frac{UA_{Tm}}{U_P} \times \frac{(1+b_2)\Psi (\Psi - 1)T_H + (1+b_1)\Psi T_L}{\Psi T_L + B^2 \Psi (\Psi - 1)T_H + (1-B^2) \times (1-\Psi)T_P} \quad (6.1.17)$$

$$A_L = \frac{UA_{Tm}}{U_L b_2} \times \frac{(1+b_2)\Psi (\Psi - 1)T_H + (b_1 - b_2) \times (\Psi - 1)T_P}{\Psi T_L + B^2 \Psi (\Psi - 1)T_H + (1-B^2) \times (1-\Psi)T_P} \quad (6.1.18)$$

'i elde ederiz. Buradan , ısı transfer yüzeyleri arasındaki optimal ilişki ;

$$\sqrt{U_H} A_H + \sqrt{U_L} A_L = \sqrt{U_P} A_P \quad (6.1.19)$$

olur.

$U_H = U_L = U_P$ olursa ; denklem (6.1.16) - (6.1.18) şöyle yazılabilir.

$$A_H = (A_{Tm} / 2) T_L / [T_L + (\Psi - 1)T_H] \quad (6.1.20)$$

$$A_P = A/2 \quad (6.1.21)$$

$$A_L = (A_{Tm} / 2) \times (\Psi - 1)T_H / [T_L + (\Psi - 1)T_H] \quad (6.1.22)$$

Bulunan bu ifadeler pratikte uygulanan ısı pompaları için temel dizayn parametreleri olarak kullanılabilir. Endoreversible ısı pompaları için diğer optimizasyonlar ise aşağıdaki şekilde sıralanabilir :

1) Denklem (6.1.15) , ancak A_{Tm} veya U değerlerinden birinin ∞ 'a gitmesi veya $\pi = 0$ olması halinde , bir ısı pompasının COP değerinin Ψ_R 'ye eşit olduğu gösterilmiştir. Bu durumda ısı pompalarının , Ψ_R değerine yakın değerlerde çalışması bir anlam ifade etmemektedir.

2) Denklem (6.1.15) 'de $\Psi = 1$ olması koşuluyla aşağıdaki eşitliği elde ederiz.

$$\pi = UA_{Tm}(T_H - T_P) = \pi_{MAX} \quad (6.1.23)$$

Denklem (6.1.23) böyle bir koşulla çalışan ısı pompasının pratik kullanıma elverişli olmadığını gösterir.

3) Denklem (6.1.15) 'den , (6.1.15) 'e göre , bu koşullar altında maksimum toplam ısı transferi için ,

$$(\partial A_{Tm}/\partial \pi)_{\Psi} > 0 \quad (6.1.24)$$

$$(\partial A_{Tm}/\partial \Psi)_{\pi} > 0 \quad (6.1.25)$$

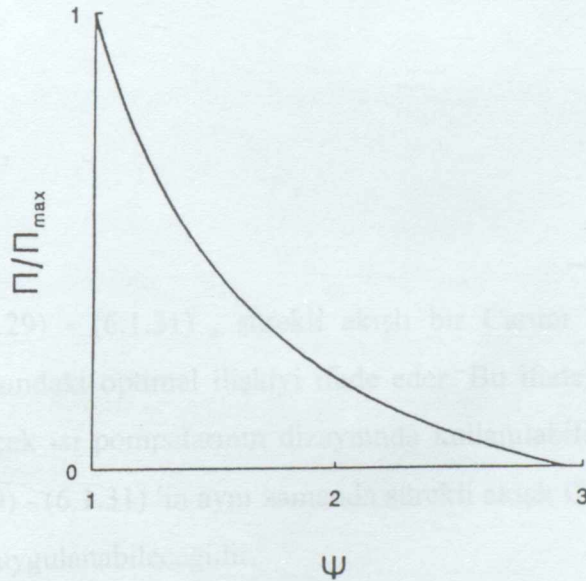
ifadelerini elde ederiz. Denklem (6.1.24) ve (6.1.25) 'de belirli bir Ψ değerinde , π 'ye göre A 'nın ve belirli bir π değerinde Ψ 'ye göre A 'nın artışı görülebilir.

Ayrıca denklem (6.1.15) 'den ,

$$(\partial \pi / \partial \Psi)_{A} < 0 \quad (6.1.26)$$

baz alınarak ; denklem (6.1.26) 'nın belirli bir A_{Tm} değeri için π 'nin Ψ 'ye göre monoton şekilde azaldığını tesbit ederiz.

Bu eldelere göre , π/π_{MAX} ve Ψ grafiğini çizilebilir..



Şekil 6.1.2 $T_H = 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_C = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_P = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $U_H = U_L = U_P$ Koşulları İçin

π/π_{MAX} - Ψ Fonksiyonu.

4) T_H sonsuza gittiğinde , sıcak ısı kaynağı bir iş kaynağı haline gelir. Böyle bir durumda ısı enerjisi ile tahrik edilen ısı pompasını , iş ile tahrik ediliyor gibi düşünebiliriz. Buradan da , sürekli akışa sahip bir endoreversible Carnot benzeri ısı Pompası 'nın optimal performansını bulabiliriz.

Örneğin ; Denklem (6.1.15) 'e göre , bu koşullar altında minimum toplam ısı transfer alanı , belirli bir Ψ ve π için ,

$$A_{Tm} = \pi \frac{(\sqrt{U_P} + \sqrt{U_L})^2}{U_P U_L} \times \frac{\Psi - 1}{T_P - \Psi(T_P - T_L)} \quad (6.1.27)$$

olur. Denklem (6.1.27) , $\pi = 0$ için Carnot Isı Pompası 'nın COP 'sinin aşağıdaki gibi olacağını gösterir ;

$$\Psi_R = [T_P / (T_P - T_L)] .$$

Fakat $\Psi = 1$ için π sonsuza gider. İşte bu noktada ısı enerjisi ile tahrik edilen bir ısı pompası ifadesinden ayrılırız.

Denklem (6.1.17) - (6.1.19) 'dan ,

$$A_H = 0 , \quad (6.1.28)$$

$$A_P = A_{Tm} / (1 + b_2) , \quad (6.1.29)$$

$$A_L = A_{Tm} b_2 / (1 + b_2) , \quad (6.1.30)$$

$$A_L / A_P = b_2 , \quad (6.1.31)$$

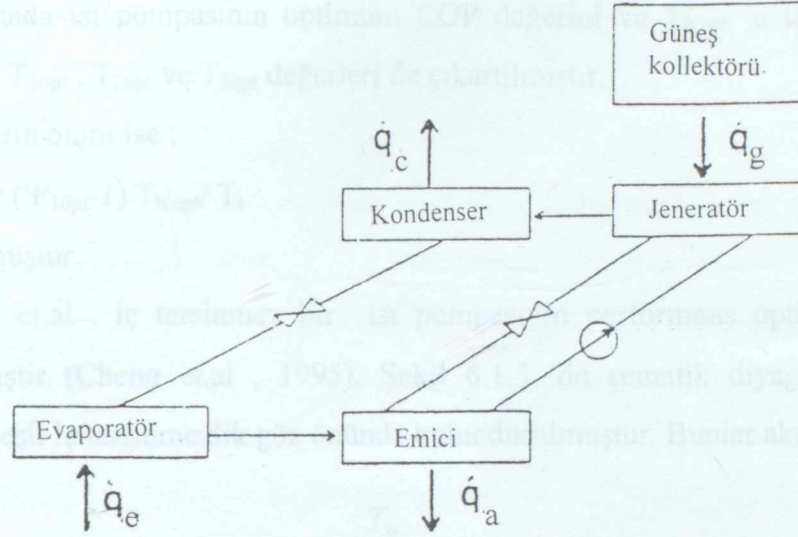
elde ederiz.

Denklem (6.1.29) - (6.1.31) , sürekli akışlı bir Carnot Isı Pompası 'nın ısı transfer yüzeyleri arasındaki optimal ilişkiyi ifade eder. Bu ifadeler , ancak gelecekte imal edilebilecek gerçek ısı pompalarının dizaynında kullanılabilir. Burada ilgi çekici olan , denklem (6.1.29) - (6.1.31) 'in aynı zamanda sürekli akışlı Carnot Isı Makinası ve Soğutma Makinasına uygulanabileceğidir.

Yapılan bu çalışmanın sonucu olarak ; Denklem (6.1.15) , düzgün akışlı bir çevrim modeli için faydalı bir ifadedir. Endoreversible ısı pompalarının optimal performans karakteristiklerini araştırırken bu ifadenin faydalı olabileceği düşünülmektedir.

Chen , güneş ışınlamı tahrikli bir ısı pompasının maksimum COP değerini araştırdığı bir diğer çalışmada ise Şekil 6.1.3 'de şematik diyagramı gösterilen modeli oluşturmuştur (Chen , 1994).

Şekil 6.1.4 Güneş Işınımı Tahrikli Isı Pompası Sisteminin Serüv Zamanı Modeli

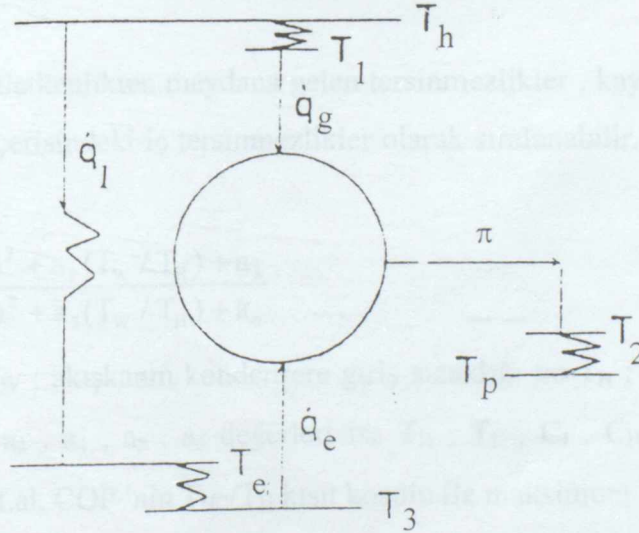


Şekil 6.1.3 Güneş Işınımı Tahrikli Isı Pompasının Şematik Diyagramı

Bu koşullar altında sistemin performans katsayısı denklemi ise ;

$$\Psi = \pi / (IA_{ap}) = \left[q_g / (IA_{ap}) \right] (\pi / q_g) = \eta_g \Psi_l \quad (6.1.32)$$

şeklinde belirtilmiştir. Burada , q_g ; kolektörden jeneratöre verilen ısı yükü , π ; pompalanan ısı yükü , η_g ; güneş kolektörünün verimi , Ψ_l ; ise Şekil 6.1.4 'de gösterilen , üç sıcaklık değeri arasında çalışan ısı pompasının COP değeri , l ; kolektöre gelen güneş akısı , A_{ap} ise güneş kolektörünün açık alanıdır.



Şekil 6.1.4 Güneş Işınımı Tahrikli Isı Pompası Sisteminin Sonlu Zaman Modeli

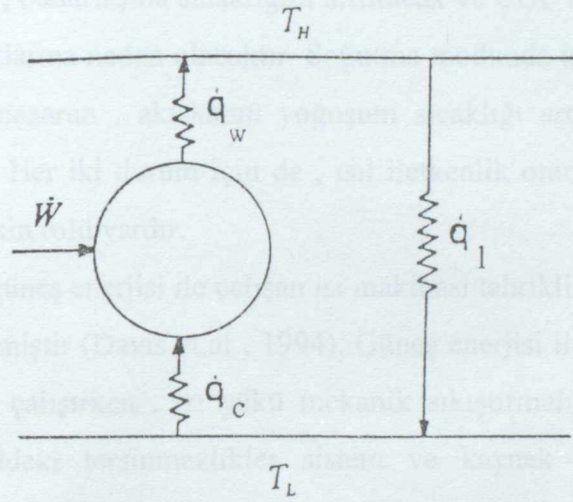
Çalışmada ısı pompasının optimum COP değerini ve $T_{h,opt}$ 'u tespit etmiştir. Ayrıca $q_{p,max}$, T_{1opt} , T_{2opt} ve T_{3opt} değerleri de çıkartılmıştır.

Alanların oranı ise ;

$$A_{e,opt} / A_{g,opt} = (\Psi_{1opt}-1) T_{h,opt} / T_e \quad (6.1.33)$$

olarak bulunmuştur.

Cheng et.al , iç tersinmez bir ısı pompasının performans optimizasyonunu gerçekleştirmiştir (Cheng et.al , 1995). Şekil 6.1.5 'de şematik diyagramı görülen modelde üç çeşit iç tersinmezlik göz önünde bulundurulmuştur. Bunlar akışkan ile kay -



Şekil 6.1.5 İç Tersinmez Carnot Isı Pompası 'nın Şematik Diyagramı

naklar arasındaki ısı iletkenlikten meydana gelen tersinmezlikler , kaynaklar arasındaki ısı kaçağı ve pompa içerisindeki iç tersinmezlikler olarak sıralanabilir. Amaç fonksiyon olarak ,

$$COP = \frac{a_1 + (T_w / T_H)^2 + a_2 (T_w / T_H) + a_3}{a_4 + (T_w / T_H)^2 + a_5 (T_w / T_H) + a_6} \quad (6.1.34)$$

alınmıştır. Burada , T_w ; akışkanın kondensere giriş sıcaklığı ve T_H ; sıcak ısı kaynağı sıcaklığıdır. a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 , a_6 değerleri ise T_H , T_L , C_1 , C_H ve C_L 'ye bağlı katsayılardır. Cheng et.al, COP 'nin T_{HC}/T_H kısıt koşulu ile maksimum olduğu halini de,

$$COP_{max} = \frac{a_1(T_{w,M} / T_H)^2 + a_2(T_{w,M} / T_H) + a_3}{a_4(T_{w,M} / T_H)^2 + a_5(T_{w,M} / T_H) + a_6} \quad (6.1.35)$$

denklemleri ile belirtmektedir.

Ait-Ali , çalışmasında iç tersinmez ısı pompalarının ve soğutma makinalarının maksimum performans katsayılarını incelemiştir (Ait-Ali , 1996).

Bu çalışmada , optimum parametreler sırasıyla iç tersinmezlik katsayısı , evaporatör ve kondenserin ısıl iletkenlik oranı ve sıcaklık oranları olarak analitik ifadeler şeklinde belirlenmiştir. Isı pompası modelinde iç tersinmezliğin etkisi yoğunlaşma sıcaklığını azaltacak , buharlaşma sıcaklığını arttıracak ve COP değerini düşürerek daha düşük ısıtma sıcaklıklarına neden olacaktır. Soğutma modunda ise , COP değerinin aynı şekilde azalmasına nazaran , akışkanın yoğunlaşma sıcaklığı artacak fakat buharlaşma sıcaklığı azalacaktır. Her iki durum için de , ısıl iletkenlik oranı ve gücün performans katsayısı üzerinde etkin rolü vardır.

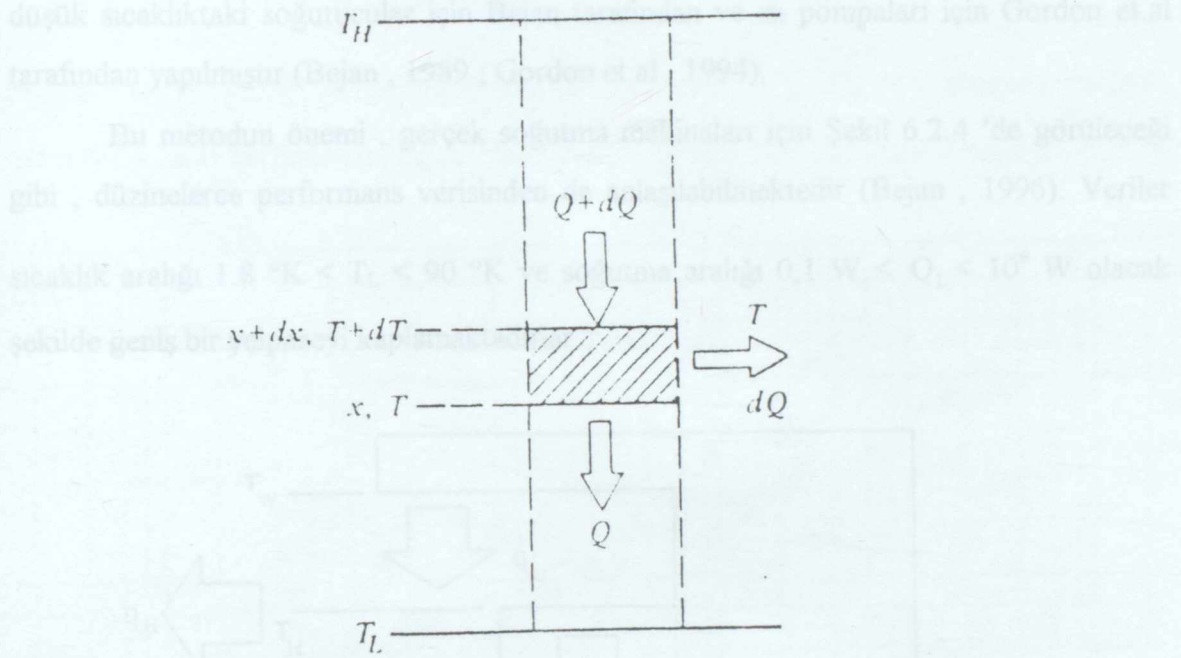
Davis et.al , güneş enerjisi ile çalışan ısı makinası tahrikli ısı pompasının optimal performansını incelemiştir (Davis et.al , 1994). Güneş enerjisi ile beslenen ısı makinası Rankine çevrimi ile çalışırken , ısı yükü mekanik sıkıştırılmalı ısı pompasından elde edilmektedir. Modeldeki tersinmezlikler sistem ve kaynak sıcaklıkları arasındaki tersinmezliklerden oluşmaktadır.

Yang et.al , çalışmasında güneş enerjisi depolayan iklimleme sistemlerinin kontrol stratejilerinin analizini yapmıştır (Yang et.al , 1996).

Göktun et.al , ısı pompaları için ozon tabakasına zarar vermeyen akışkan seçimi ile ilgili çalışmasında düşük ve yüksek sıcaklıktaki uygulamalar için gerekli kriterleri vermiştir (Göktun et.al , 1993). Sistemin orjinal dizaynını değiştirmeden , kullanılan akışkanların ekolojik ve termofiziksel karşılaştırmaları yapılmıştır. Çalışmada , R-12 'nin düşük sıcaklık uygulamalarına alternatif olarak R-134 , R-134a , E-115 ve R-152 akışkanları önerilmiştir. Yüksek sıcaklık uygulamalarında ise , R-114 'ün yerine E-134 , 5FP , R-143 , etil klorit , etilbromit ve propilklorit kullanılması tavsiye edilmiştir.

iletkenliği $U_L A_L$ ve kondenserin ısı iletkenliği $U_H A_H$ verildiğinde , ek birim ısı transfer alanı (ΔA) 'nın nereye dahil edileceğidir (yatırımın nereye yapılacağıdır).

Şekil 6.2.1(b) 'deki model üzerinde Yan ve Chen tarafından da çalışmalar yapılmıştır (Yan et.al , 1990).



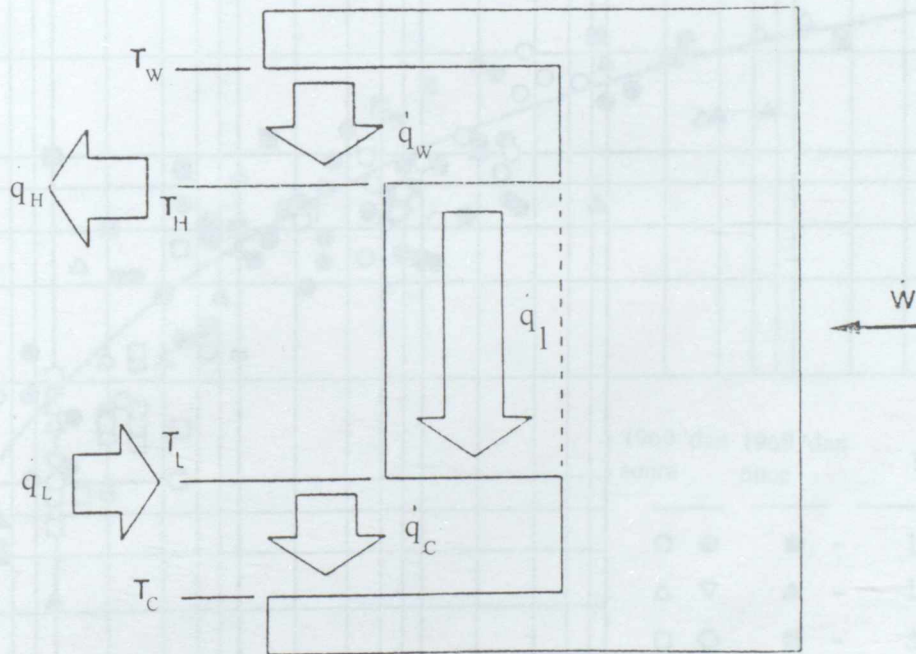
Şekil 6.2.2 Tersinmez Isı Kaçağı ve Ara Soğutma Etkisi

Şekil 6.2.1(b) 'deki endoreversible sistem ile Şekil 6.2.2 'deki tersinmez ısı kaçağını birleştiren model (Şekil 6.2.3) Bejan 'ın çalışmasında ele alınmıştır (Bejan , 1988). Bejan , ısı kaçağı enerjisini kaynak sıcaklıklarının farkları ile orantılı olarak $q_l = (T_H - T_L)C_l$ şeklinde modellemiştir. Burada C_l , ısı iletkenliktir. Q_L , soğutma etkisinin maksimizasyonunda iki serbestlik derecesi vardır ; Bunlardan birincisi ; Makinanın her iki ucu arasındaki ısı değiştirgeçlerinin ısı iletkenlikleri , ikincisi ise ; Isı değiştirgeçlerinin ve ısı ıslasyonun maliyet değerleridir. Özellikle , ısı transfer oranları $q_w = U_H A_H (T_w - T_H)$ ve $q_c = U_L A_L (T_L - T_C)$ şeklinde modellenmişse ve ısı değiştirgeçlerinin ısı iletkenlikleri arasındaki oran için denklem (6.0.22) baz alınmışsa , optimal UA değeri denklem (6.0.23) 'de gösterildiği şekilde çıkacaktır. Şekil 6.2.3 'deki

model daha sonraları Agrawal ve Menon tarafından da kullanılmıştır (Agrawal et.al , 1993).

Bu modelleme metodunun diğer bir önemi de , var olan soğutma makinalarının performansı için , ilgili verilere ve onların eğilimlerine bağlı olmasıdır. Böyle bir çalışma , düşük sıcaklıktaki soğutucular için Bejan tarafından ve ısı pompaları için Gordon et.al tarafından yapılmıştır (Bejan , 1989 ; Gordon et.al , 1994).

Bu metodun önemi , gerçek soğutma makinaları için Şekil 6.2.4 'de görüleceği gibi , düzinelerce performans verisinden de anlaşılabilir (Bejan , 1996). Veriler sıcaklık aralığı $1.8^{\circ}\text{K} < T_L < 90^{\circ}\text{K}$ ve soğutma aralığı $0,1 \text{ W} < \dot{Q}_L < 10^6 \text{ W}$ olacak şekilde geniş bir yelpazeyi kaplamaktadırlar.



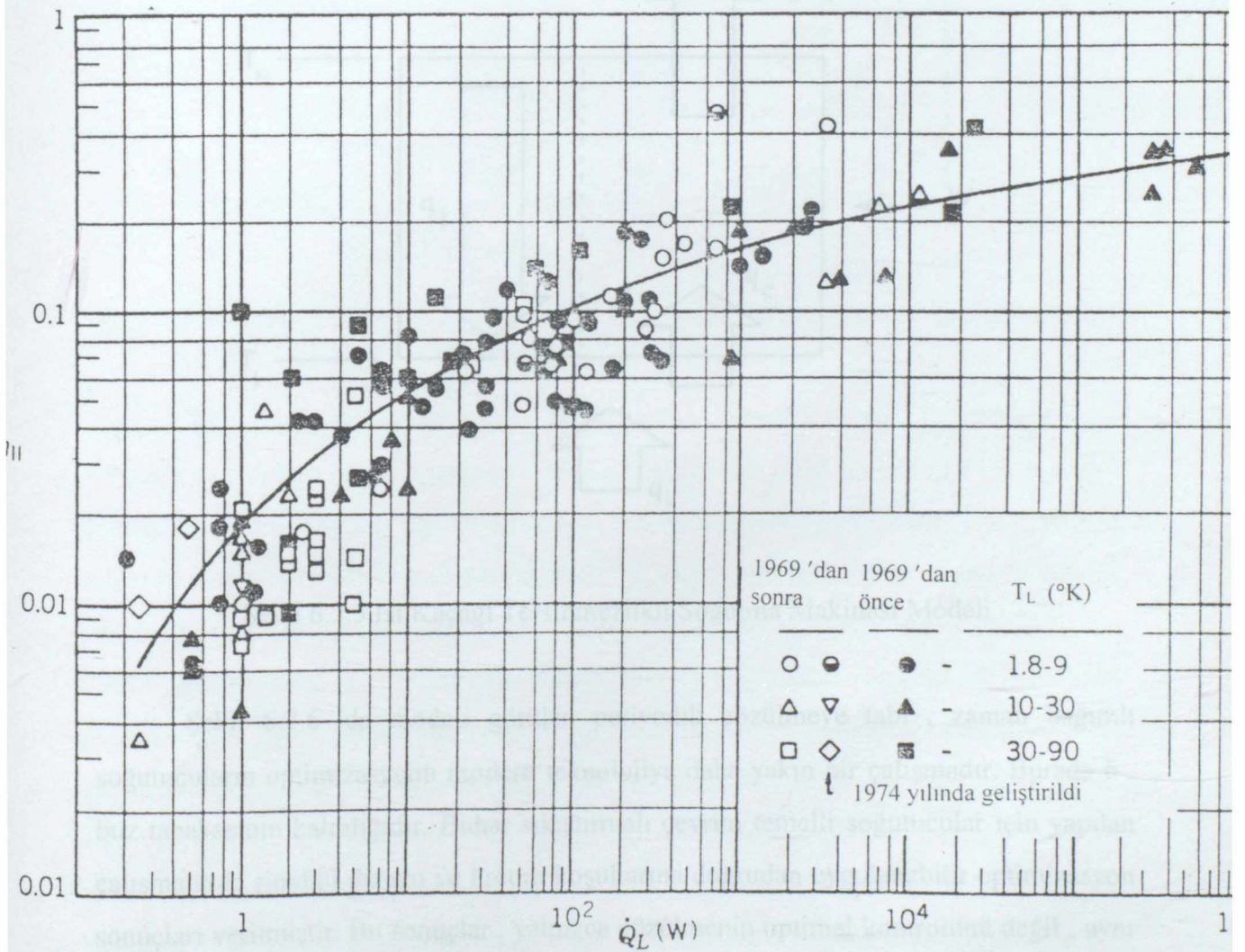
Şekil 6.2.3 Isı Kaçaklı ve İki Sonlu Boyutlu Isı Değiştirgeçli Soğutma Makinası

Ordinat eksenini "Termo Dinamiğin İkinci Kanunu " 'na göre verim ifadesi olan $\eta_{II} = \text{COP} / (\text{COP})_C$ değeri ile gösterilmiştir. Burada $(\text{COP})_C$, tersinir Carnot benzeri soğutma çevriminin performans katsayısı olup $(\text{COP})_C = \dot{Q}_L / \dot{W}$ 'dir. Şekil 6.2.5 'deki

modelin üç eksenli analizi , η_{II} 'nin aşağıdaki gibi değiştirilmesini gerekli kılmıştır (Bejan , 1988).

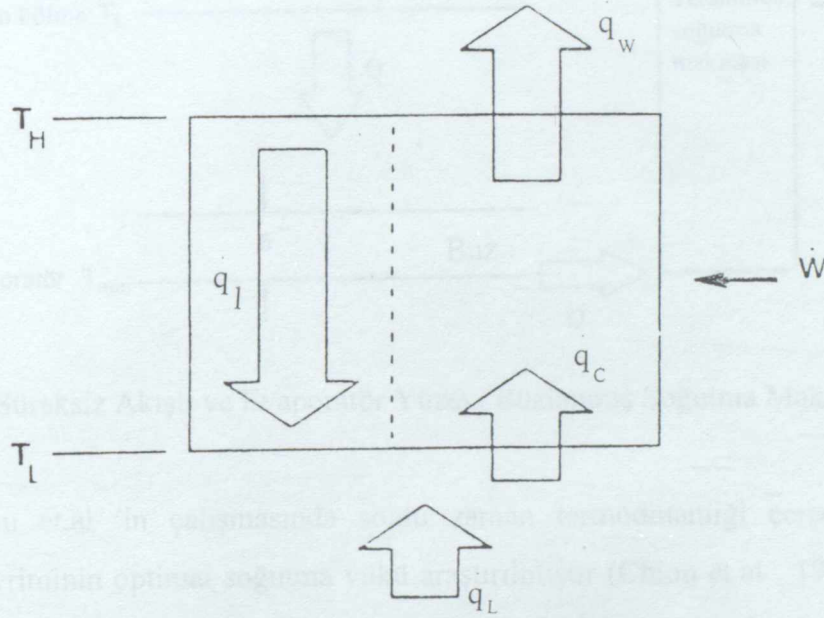
$$\eta_{II} = \left[1 + \frac{C_1 T_H}{\dot{Q}_L} \left(1 - \frac{T_L}{T_H} \right) \right]^{-1} \quad (6.2.1)$$

burada C_1 , ısı kaçağı bölgesindeki ısıl iletkenliktir. $C_1 T_H / \dot{Q}_L \approx 5$ alınması halinde Şekil 6.2.4 'deki performans değerlerine uyumlu bir eğri elde edilebilir. Denklem (6.2.1)



Şekil 6.2.4 Gerçek Soğutma Makinaları 'nın ve Sıvılaştırıcıları 'nın Termodinamiğin İkinci Kanunu 'na Göre Verim Değerleri

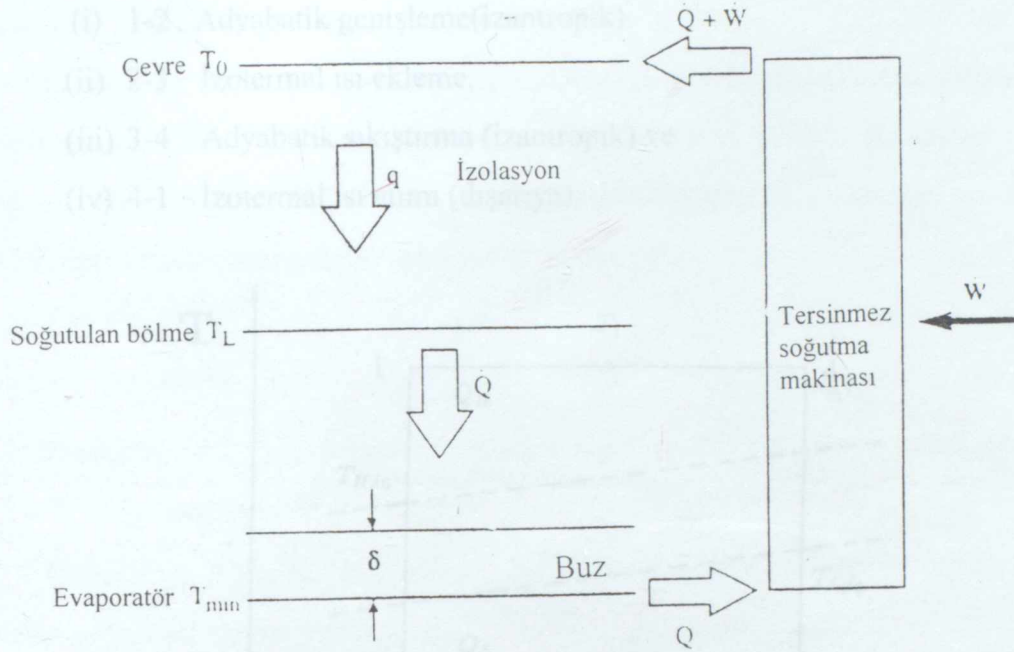
araştırılan bir çok eğilim için bize yol göstermektedir. Birincisi ; C_1 arttıkça , η_{II} lineer olarak azalmaktadır. Bu , ısı kaçağının soğutma makinalarının verimini düşüreceğini gösterir. İkincisi ; T_L/T_H azaldıkça η_{II} azalmaktadır. Üçüncüsü ise ; Q_L arttıkça ikinci kanunun verimi (veya COP) artmaktadır. Bu da büyük makinaların daha verimli olduğunu gösterir.



Şekil 6.2.5 Isı Kaçağı Tersinmezlikli Soğutma Makinası Modeli

Şekil 6.2.6 'da modeli görülen periyodik çözülmeye tabi , zaman bağımlı soğutucuların optimizasyonu modern teknolojiye daha yakın bir çalışmadır. Burada δ , buz tabakasının kalınlığıdır. Buhar sıkıştırma çevrim temelli soğutucular için yapılan çalışmalarda şimdiki dizayn ve üretim koşullarına doğrudan uygulanabilir optimizasyon sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlar , yalnızca çözümlenin optimal kontrolünü değil , aynı zamanda evaporatörler ve kondenserler için optimal sonlu ısı transfer alanlarını vermektedir. Soğuk ısı değiştiricilerindeki buzlanma , soğutucunun termodinamik

performansı açısından zararlıdır. Bu nedenden dolayı , dondurma ve buz çözme (defrost) optimizasyonu önemli bir teknolojik gelişmedir.



Şekil 6.2.6 Süreksiz Akışlı ve Evaporatör Yüzeyi Buzlanmış Soğutma Makinası Modeli

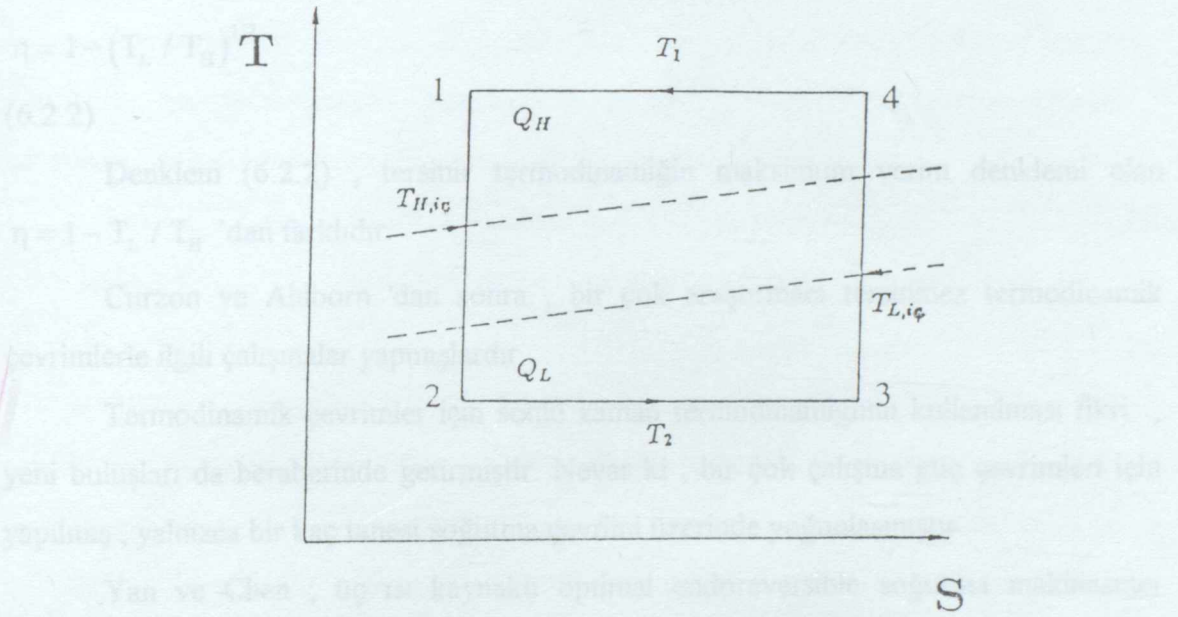
Chiou et.al 'in çalışmasında sonlu zaman termodinamiği çerçevesinde bir soğutma çevriminin optimal soğutma yükü araştırılmıştır (Chiou et.al , 1995). Yapılan analizde , sistem akışkanı (iç akışkan) ve soğutucu akışkan (dış akışkan) arasındaki ısı transferi , sonlu boyutta ısı transfer alanı ve ısıl iletkenliğe sahip , gerçek bir ısı değiştirgecinde meydana gelmektedir. Optimal soğutma yükü hesap edilmiş ve performans katsayısı (COP) , çevrim periyodu ve ısı değiştirgecinin etkinliği cinsinden gösterilmiştir. Bu çalışmada belirlenen COP , tersinir bir çevrimden elde edilenden daha gerçekçidir ve pratikte yapılan soğutma çevrimlerinde bir dönüm noktası olarak kabul edilebilir.

Termodinamikten bilindiği üzere, Carnot ısı makinası çevrimi , verilen herhangi iki sıcaklıkta çalışan herhangi bir ısı makinası tarafından verimi aşılamayan bir çevrimdir.

Şekil 6.2.7 'den Carnot soğutma makinasının sıcaklık - entropi diyagramı 1-2-3-4 çevrimi şeklinde görülmektedir.

Burada, zamanıyla, sistem aldığı ve kaynak arasındaki sıcaklık farkı sonlu olabilir. Bu

- (i) 1-2 Adyabatik genişleme(izantropik)
- (ii) 2-3 İzotermal ısı ekleme,
- (iii) 3-4 Adyabatik sıkıştırma (izantropik) ve
- (iv) 4-1 İzotermal ısı atımı (dışarıya)



Şekil 6.2.7 Tersinir Carnot Soğutma Çevrimi ve Sonlu Sıcaklık Farklarına Sahip Çevrim

Yukardaki bütün prosesler , termodinamik olarak tersinir ve gerçek durumlardan uzaktır.

Sıkıştırma ve genişleme proseslerinin her ikisinde genellikle çok kısa zaman sürdüklerinden dolayı , bu iki hal değişiminde ısı kayıpları çok küçüktür. Isı transferi açısından , tersinir ve gerçek proses arasındaki fark ihmal edilebilecek kadar küçüktür.

Diğer taraftan , ne izotermal ısı atımı, ne de ısı eklenmesi gerçek manada tersinir olamaz , çünkü tersinir ısı transfer prosesleri çok düşük sıcaklık farklarında gerçekleşmesinden dolayı ısı transferi sonsuz zamanda meydana gelir.

Sonlu boyuttaki bir ısı değiştirgeci için , sonlu ısı transfer katsayısı ve sonlu ısı transfer zamanıyla , sistem akışkanı ve kaynak arasındaki sıcaklık farkı sonlu olabilir. Bu durumda ise ısı transfer prosesi i tersinmezdir.

Curzon ve Ahlborn , tersinmez termodinamik çevrimler hakkında çalışmışlardır (Curzon et.al , 1975). Curzon-Ahlborn , ısı kaynağı ve ısı çukuru arasındaki sıcaklık farklarını belirleyerek sonlu zamanlı endoreversible Carnot ısı makinasını ve aşağıda verildiği üzere maksimum güç verimini hesaplamışlardır.

$$\eta = 1 - (T_L / T_H)^{1/2} \quad (6.2.2)$$

Denklem (6.2.2) , tersinir termodinamiğin maksimum verim denklemi olan $\eta = 1 - T_L / T_H$ 'dan farklıdır.

Curzon ve Ahlborn 'dan sonra , bir çok araştırmacı tersinmez termodinamik çevrimlerle ilgili çalışmalar yapmışlardır.

Termodinamik evrimler için sonlu zaman termodinamiğinin kullanılması fikri , yeni buluşları da beraberinde getirmiştir. Nevar ki , bir çok çalışma g çevrimleri için yapılmış , yalnızca bir kaç tanesi soğutma çevrimi üzerinde yoğunlaşmıştır.

Yan ve Chen ,  ısı kaynaklı optimal endoreversible soğutma makinasının analizini yapmışlardır (Yan et.al 1989). Ayrıca ısı transferi tersinmezliklerine sahip Carnot benzeri soğutma çevrimlerinin performansını da araştırmışlar ve optimal soğutma oranı ile COP arasındaki ilişkiyi çıkartmışlardır (Yan et.al , 1990). Aynı zamanda ısıl direncin etkilerinin , soğubilim teknolojisinde ciddi bir problem olduğunu belirtmiş ve performans üzerinde etkisi olan ısı transfer parametrelerini çıkartmışlardır.

Wu , ısı makinası tahrikli , endoreversible soğutma makinasını analiz etmiş ve bu soğutma sistemi için maksimum soğutma yükünü hesaplamıştır (Wu , 1993).

Yukarıdaki çalışmalarda , termodinamik çevrim boyunca , sistemden kaynağa veya kaynaktan sisteme ısı transfer edildiği halde, ısı kaynaklarının dış akışkan sıcaklıkları sabit kabul edilmiştir.

Gerçekte , bir soğutma sisteminde , ısı kaynağı ve ısı çukuru evaporatör ve kondenser olarak adlandırılır. Her ikisi de sonlu boyutlu ısı değiştirgecidir. ısı değiştirgeçlerinin her iki tarafındaki akış oranları sınırlıdır. Bu yüzden , hem sistem

akışkanının hem de soğutucu akışkanının kapasiteleri sınırlıdır. Böylece , önceki çalışmalardaki sonsuz kapasiteli iç ve dış iş akışkanları varsayımı gerçekçi değildir.

Chiou et.al 'in çalışmasında ise , bir soğutma makinası çevriminde optimal ısı yükünü araştırmak için sonlu zaman termodinamiğinden faydalanılmıştır (Chiou et.al , 1995).

Sistem akışkanı ve dış akışkan arasında transfer edilen enerji miktarına kıyasla , sürtünme ile kaybedilen enerji çok küçüktür ve sıkıştırma prosesi ile genişleme prosesi için gerekli zaman çok kısadır. Böylelikle , ısı kayıpları ihmal edilecek kadar küçüktür. Gerçekte, genişleme prosesi genellikle isoantalpik proses olarak kabul edilirken , sıkıştırma prosesi her zaman için izantropik proses olarak kabul edilir.

Şekil 6.2.7 aynı zamanda , sistem akışkanı ve dış akışkan sıcaklıkları arasında var olan farkı belirten bir termodinamik çevrimi göstermektedir. Bu sıcaklıklar arasında $T_1 > T_H > T_L > T_2$

söz konusudur. Dış akışkan sonlu ısı kapasitesine sahip olduğu için T_H , yüksek sıcaklıktaki ısı değiştirgecinden ısıyı alırken sürekli artmakta ve T_L , düşük sıcaklıktaki ısı değiştirgecinden sistem akışkanına ısıyı verirken azalmaktadır. Sistem akışkanının sıcaklığının sürekli sabit olarak düşünülmesinin (Şekil 6.2.7) temel sebebi sistem akışkanının her iki ısı değiştirgecinde de faz değişimine maruz kalmasıdır. Bir çok akışkan için , gizli ısı , spesifik ısıya nazaran çok daha büyüktür ve her iki ısı değiştirgecinde de ısı transferi sabit basınç altında gerçekleştiği sürece sıcaklık değişmeyecektir.

Yüksek sıcaklıktaki ısı değiştirgecine verilen ısıyı Q_H ve düşük sıcaklıktaki ısı değiştirgecinden çekilen ısıyı Q_L olarak kabul ederiz. Çıkış sıcaklıklarını hesaba katmadan , her iki ısı değiştirgeci içinde ısı transfer oranları

$$Q_H = \dot{C}_{H,min} \epsilon_H (T_1 - T_{H,iq}) t_1 \quad (6.2.3)$$

$$Q_L = \dot{C}_{L,min} \epsilon_L (T_{L,iq} - T_2) t_2 \quad (6.2.4)$$

dır. Burada , $T_{H,iq}$, $T_{L,iq}$ dış akışkan giriş sıcaklıkları , ϵ_H , ϵ_L ısı değiştirgeçlerinin etkinlik değerleri ve t_1 , t_2 ise yüksek ve alçak sıcaklık ısı değiştirgeçlerinde ısı transfer

prosesi için gerekli zaman olarak adlandırılmıştır. Yüksek sıcaklıktaki ısı değiştirgeci etkinliği , ε_H ve düşük sıcaklıktaki ε_L sürekli akışlı ısı değiştirgeçleri için Kays ve London tarafından aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Kays et.al , 1964).

$$\varepsilon_H = \left\{ 1 - \exp \left[-NTU_H \left(1 - \dot{C}_{H,min} / \dot{C}_{H,max} \right) \right] \right\} * \left\{ 1 - \left(\dot{C}_{H,min} / \dot{C}_{H,max} \right) * \exp \left[-NTU_H \left(1 - \dot{C}_{H,min} / \dot{C}_{H,max} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (6.2.5)$$

$$\varepsilon_L = \left\{ 1 - \exp \left[-NTU_L \left(1 - \dot{C}_{L,min} / \dot{C}_{L,max} \right) \right] \right\} * \left\{ 1 - \left(\dot{C}_{L,min} / \dot{C}_{L,max} \right) * \exp \left[-NTU_L \left(1 - \dot{C}_{L,min} / \dot{C}_{L,max} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (6.2.6)$$

Burada $\dot{C}_{H,min}$ ve $\dot{C}_{H,max}$ sırasıyla yüksek sıcaklıktaki ısı değiştirgecindeki iki farklı kapasitansdan (iç akış ve dış akış) küçük ve büyük olanı; $\dot{C}_{L,min}$ ve $\dot{C}_{L,max}$ ise bunların düşük sıcaklıktaki ısı değiştirgecine karşılık gelen değerleridir. Minimum ısıl kapasitans oranlarına karşılık gelen , ısı değiştirgeçlerinin birim ısı transfer sayıları NTU_H ve NTU_L aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$NTU_H = A_H U_H / \dot{C}_H \quad (6.2.7)$$

$$NTU_L = A_L U_L / \dot{C}_L \quad (6.2.8)$$

Faz değişiminden dolayı , sistem akışkanının ısıl kapasite oranı tamamiyle sonsuz olduğundan her iki ısı değiştirgeci için de aşağıdaki yaklaşımları kullanabiliriz.

$$\dot{C}_{H,min} / \dot{C}_{H,max} \rightarrow 0$$

$$\dot{C}_{L,min} / \dot{C}_{L,max} \rightarrow 0$$

Bu yaklaşımların ışığı altında, denklemler (6.2.3)-(6.2.6) aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$Q_H = \dot{C}_H \varepsilon_H (T_1 - T_{H,iç}) t_1 \quad (6.2.9)$$

$$Q_L = C_L \varepsilon_L (T_{L,iç} - T_2) t_1 \quad (6.2.10)$$

$$\varepsilon_H = 1 - \exp(-NTU_H) \quad (6.2.11)$$

$$\varepsilon_L = 1 - \exp(-NTU_L) \quad (6.2.12)$$

Denklem 6.2.9 'da , yüksek sıcaklıktaki ısı değiştirgeci için $\dot{C}_H$ 'nin akışkanının , ısı kapasite oranını göstermesine karşılık olarak , $\dot{C}_L$ düşük sıcaklıktaki ısı değiştirgeci için ısı kapasite oranını göstermektedir.

Sıkıştırma ve genleşme sırasında ısı kayıpları ihmal edilecek kadar küçük olduğundan dolayı , soğutma çevrimi , hemen hemen endoreversible çevrim olarak kabul edilebilir. Buna ek olarak , her iki ısı değiştirgecinde de sistem akışkanının sıcaklıkları sabit kabul edildiğinden , aşağıdaki ilişkiyi kurabiliriz.

$$Q_H / Q_L = T_1 / T_2 \quad (6.2.13)$$

$T_1 = T_H$ ve $T_2 = T_L$ alınması halinde denklem (6.2.13) 'ün Carnot çevrimindeki ile aynı anlama geleceğini görürüz.

Bu tip soğutma çevrimlerinin COP' si denklem (6.2.13) 'den

$$\frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (6.2.14)$$

olarak bulunur.

Eğer sistem akışkanının soğutma çevrimini tamamlaması için geçen toplam zamanı t , yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklık ısı değiştirgeçlerinde geçen zamanlar t_1 , t_2 ve zaman oranı $\gamma \geq 1$ koşuluyla bir katsayı olarak alınırsa aşağıdaki ifadeyi elde ederiz.

$$t = \gamma(t_1 + t_2) \quad (6.2.15)$$

Denklemler (6.2.9) , (6.2.10) ve (6.2.15) 'den ortalama oranını soğutma yükünü aşağıdaki şekilde bulabiliriz.

$$R = \frac{Q_L}{t} = \frac{Q_L}{\gamma \left(\frac{Q_H}{\dot{C}_H \varepsilon_H (T_1 - T_{H,iq})} + \frac{Q_L}{\dot{C}_L \varepsilon_L (T_{2,iq} - T_2)} \right)} \quad (6.2.16)$$

ve denklem (6.2.13) 'ü denklem (6.2.16) 'da yerine koyarsak

$$R = \left\{ \gamma \left[\left(\frac{T_1}{T_2} \right) * \frac{1}{\dot{C}_H \varepsilon_H (T_1 - T_{H,i\check{c}})} + \frac{1}{\dot{C}_L \varepsilon_L (T_{L,i\check{c}} - T_2)} \right] \right\}^{1/2} \quad (6.2.17)$$

bulunur.

Denklem (6.2.14)'den ise;

$$R = \frac{\dot{C}_L \varepsilon_L}{\gamma \left[\frac{1}{(T_{L,i\check{c}} - T_2)} + \left(\frac{\dot{C}_L \varepsilon_L}{\dot{C}_H \varepsilon_H} \right) * \frac{1 + COP^{-1}}{(1 + COP^{-1})T_2 - T_{H,i\check{c}}} \right]} \quad (6.2.18)$$

olarak elde edilir.

Denklem (6.2.18) 'den , R 'nin T_2 , $T_{H,i\check{c}}$, $T_{L,i\check{c}}$, COP , $C_H \varepsilon_H$, $C_L \varepsilon_L$ 'nin bir fonksiyonu olduğu görülür. Isı değıştirgeçlerinin tipleri ve uygun soğutucu akışkanlar bilindiğinde ; $T_{H,i\check{c}}$, $T_{L,i\check{c}}$, $C_H \varepsilon_H$ ve $C_L \varepsilon_L$ değeri bulunabilir ve R belirli COP değeri için sadece T_2 'nin fonksiyonu haline getirilir.

$$(\partial R / \partial T_2)_{COP} = 0 \quad (6.2.19)$$

Bu sayede , optimal soğutma yükü bulunabilir.

Denklemler (6.2.18) ve (6.2.19) 'dan

$$T_2 = \frac{T_{H,i\check{c}} + \left(\frac{\dot{C}_L \varepsilon_L}{\dot{C}_H \varepsilon_H} \right)^{1/2} * T_{L,i\check{c}} (1 + COP^{-1})}{(1 + COP^{-1}) + \left(\frac{\dot{C}_L \varepsilon_L}{\dot{C}_H \varepsilon_H} \right)^{1/2} (1 + COP^{-1})} \quad (6.2.20)$$

bulunur. Buradan;

$$T_{L,i\check{c}} - T_2 = \frac{T_{L,i\check{c}} - T_{H,i\check{c}} / (1 + COP^{-1})}{1 + \left(\frac{\dot{C}_L \varepsilon_L}{\dot{C}_H \varepsilon_H} \right)^{1/2}} \quad (6.2.21)$$

$$(1 + COP^{-1})T_2 - T_{H,i\check{c}} = \left\{ \left(\frac{\dot{C}_L \varepsilon_L}{\dot{C}_H \varepsilon_H} \right)^{1/2} * [T_{L,i\check{c}} (1 + COP^{-1}) - T_{H,i\check{c}}] \right\} \times \left\{ 1 + \left(\frac{\dot{C}_L \varepsilon_L}{\dot{C}_H \varepsilon_H} \right)^{1/2} \right\}^{-1} \quad (6.2.22)$$

ifadeleri elde edilir.

Denklemler (6.2.21) ve (6.2.22) 'yi , denklem (6.2.18) 'de yerine koyarsak , optimal soğutma yükünü ,

$$R_{opt} = \frac{\dot{C}_H \varepsilon_H \dot{C}_L \varepsilon_L [T_{L,iç} - T_{H,iç} / (1 + COP^{-1})]}{\gamma \left[\left(\dot{C}_H \varepsilon_H \right)^{1/2} + \left(\dot{C}_L \varepsilon_L \right)^{1/2} \right]^2} \quad (6.2.23)$$

olarak buluruz. Bu ifade belirli giriş sıcaklıkları $T_{H,iç}$ ve $T_{L,iç}$ sıcaklıklarında R_{opt} ve COP arasındaki ilişkiyi verir. Düşük sıcaklıktaki ısı değiştirgecinde sistem akışkanı sıcaklığı olan T_2 denklem (6.2.20) 'de verilmiştir. Yüksek sıcaklıktaki ısı değiştirgecindeki sistem akışkanı sıcaklığı T_1 ise aşağıdaki ifade ile verilmiştir.

$$T_1 = \frac{T_{H,iç} + \left(\frac{\dot{C}_L \varepsilon_L}{\dot{C}_H \varepsilon_H} \right)^{1/2} * T_{L,iç} (1 + COP^{-1})}{1 + \left(\frac{\dot{C}_L \varepsilon_L}{\dot{C}_H \varepsilon_H} \right)^{1/2}} \quad (6.2.24)$$

$$K = \frac{\dot{C}_H \varepsilon_H \dot{C}_L \varepsilon_L}{\left[\left(\dot{C}_H \varepsilon_H \right)^{1/2} + \left(\dot{C}_L \varepsilon_L \right)^{1/2} \right]^2}$$

kabul edilirse denklem (6.2.23) ' den

$$R_{opt} = \frac{K}{\gamma} [T_{L,iç} - T_{H,iç} / (1 + COP^{-1})] \quad (6.2.25)$$

veya

$$COP = \frac{T_{L,iç} - (\gamma / K) R_{opt}}{[T_{H,iç} - T_{L,iç} + (\gamma / K)_{opt} R_{opt}]} \quad (6.2.26)$$

ifadelerini elde ederiz.

R_{opt} ve COP arasındaki ilişki , Yan ve Chen tarafından tespit edilen ile benzerdir (Yan et.al , 1990). Nevar ki , denklem (6.2.25) , 1 'den büyük olabilecek

zaman oranı γ' yı ve ısı değıştirgeçlerinin etkinliğini içerir. ε_H (veya ε_L) 'nin değeri genellikle 0,5 - 1,0 'dır (Kays et.al , 1964).

Eğer ısı transfer zamanı sonsuz ise ($R_{opt} = 0$) yukarıdaki denklem

$$COP_c = \frac{T_{L,iç}}{T_{H,iç} - T_{L,iç}} \quad (6.2.27)$$

halini alır. Denklem (6.2.27) tersinir Carnot soğutma çevrimi formudur. Tersinir bir çevrimde sistem akışkanı ve kaynak sıcaklıkları arasında çok küçük farklar olduğundan dolayı , sistemden kaynağa veya kaynaktan sisteme belirli bir miktarda enerjinin transferi sonsuz zamanda olacaktır. Bu yüzden de , elde edilen soğutma yükü sıfır olacaktır. Belirli soğutma yükü koşulu altında COP 'nin üst sınırı denklem (6.2.25) kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir .

$$COP = \frac{T_L^*}{T_{H,iç} - T_L^*} \quad (6.2.28)$$

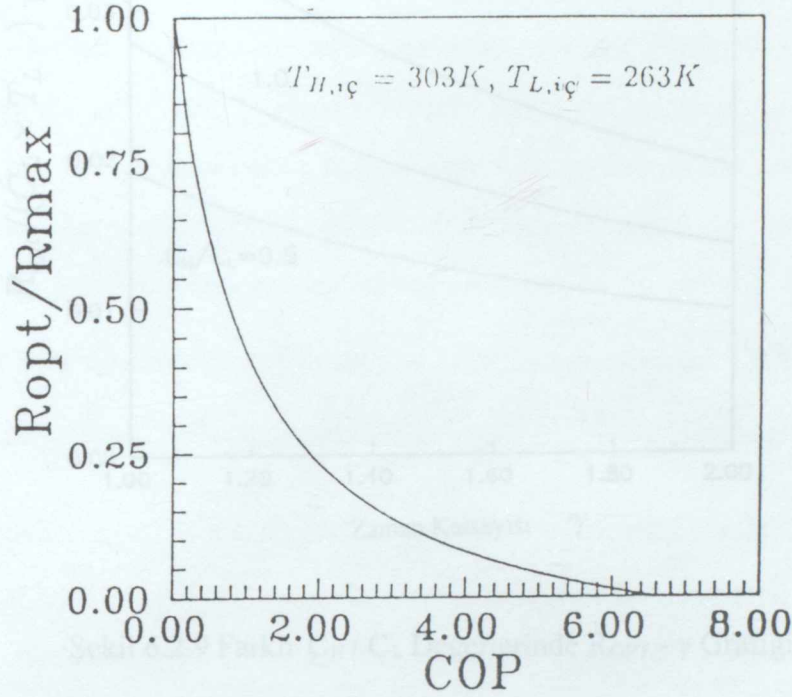
Burada $T_L^* = T_{L,iç} - \frac{\gamma}{K} R_{opt}$ 'dur. Denklem (6.2.27) ve (6.2.28) 'i kıyaslarsak , $(\gamma / K) R_{opt}$ 'dan dolayı , pratik soğutma çevriminde düşük sıcaklıktaki kaynağın sıcaklığı T_L 'den az olduğun için T_L^* , Carnot soğutma çevrimindeki ısı iletim (T_L 'den T_L^* 'ye) tersinmezliğinin bir ifadesi olarak görülür. COP değerin , sıfırdan büyük olmasından dolayı $T_L^* \geq 0$ ve $T_{L,iç} \geq (\gamma / K) R_{opt}$ olması istenir. Eğer biz $COP = 0$ iken R_{max} 'ı optimal soğutma oranı olarak kabul edersek ,

$$R_{max} = \frac{K}{\gamma} T_{L,iç} = R_{opt} \quad (6.2.29)$$

bulunur.

Denklem (6.2.25) 'de COP 'yi sıfır alarak da denklem (6.2.29) 'u elde edebiliriz. Şekil 6.2.8 'de R_{opt} / R_{max} ile COP ilişkisi gösterilmiştir. Beklendiği gibi COP yükseldikçe R_{opt} azalır ve COP sıfıra gittiğinde R_{opt} , R_{max} 'a yaklaşır. Nevar ki ; COP değeri sıfır olduğunda soğutma çevrimi gerçekleşmez. Gerçekte R_{opt} , $(K / \gamma) T_{L,iç}$

değerinden çok küçüktür. Şekil 6.2.9 , zaman katsayısı γ arttıkça , R_{opt} 'un nasıl azaldığını gösterir.

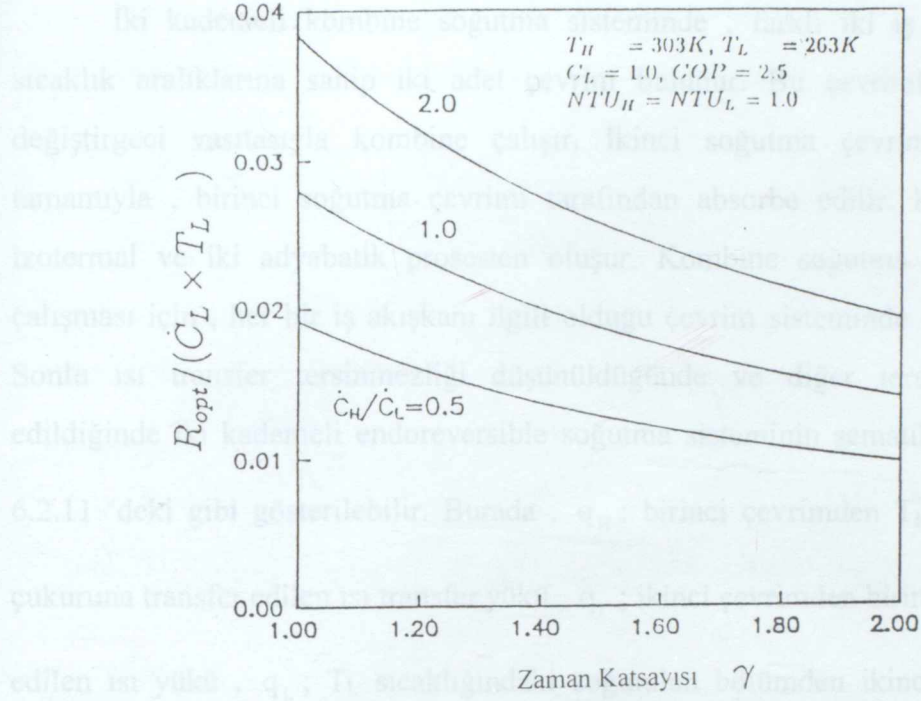


Şekil 6.2.8 R_{OPT} / R_{MAX} - COP Grafiği

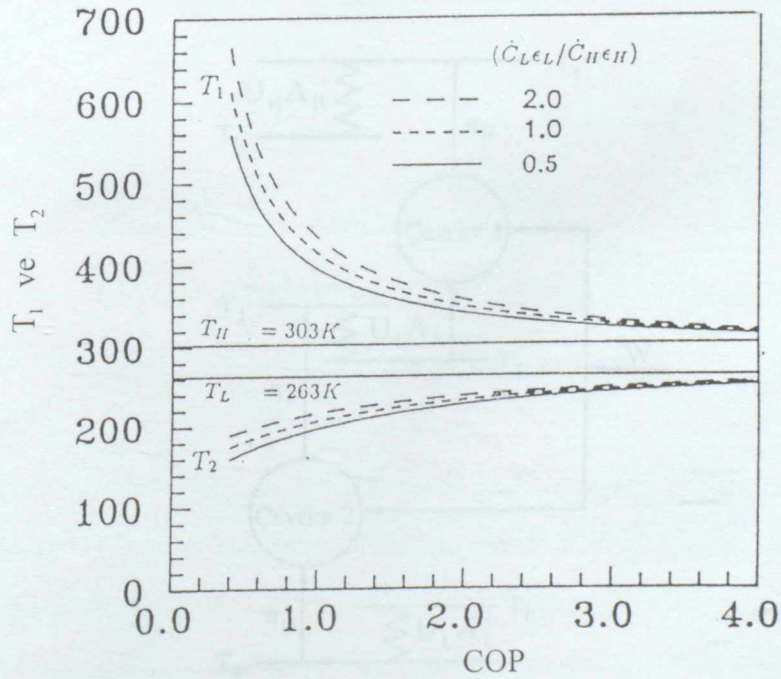
Denklem (6.2.20) ve (6.2.24) 'den istenilen COP'ye karşı gelen T_1 ve T_2 değerleri bulunabilir. Şekil 6.2.10 , düşük T_1 değerinde , yüksek COP değeri olduğunu ve yüksek T_2 'de , yine yüksek COP değerine ulaşılabilceğimizi gösterir. COP değeri 4,0 'a yaklaştıkça sistem akışkanı sıcaklığı (T_1 ve T_2) ve soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı ($T_{H,iç}$ veya $T_{L,iç}$) arasındaki farkın 10 °K civarında olduğunu görebiliriz.

Sonuç olarak , bu çalışmanın yardımıyla dizayn açısından , istenilen soğutma kapasitesi ve soğutucu su / hava 'nın giriş sıcaklıkları bilindiğinde , evaporatörün ve kondenserin ısı transfer karakteristiklerini belirleyerek , soğutma sisteminin COP 'sini bulabiliriz.

Chen ve Wu' nun yaptığı diğer bir çalışmada ise , iki kademeli kombine soğutma sisteminin optimizasyonunu yapmıştır (Chen et.al , 1996).

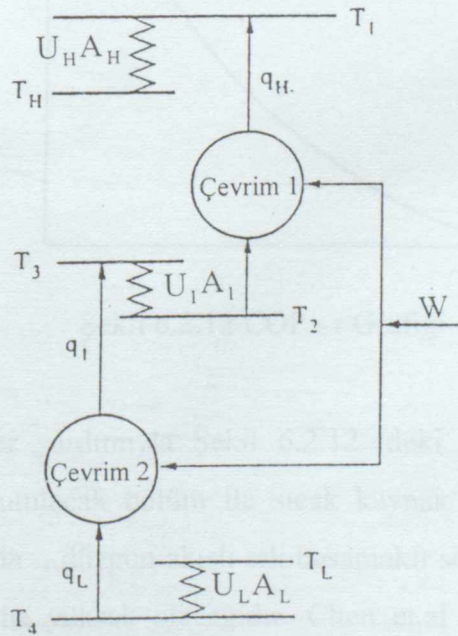


Şekil 6.2.9 Farklı $\dot{C}_H/\dot{C}_L$ Değerlerinde $R_{opt} - \gamma$ Grafiği



Şekil 6.2.10 T_1 , T_2 - COP Grafiği

İki kademeli kombine soğutma sisteminde , farklı iki iş akışkanı ve farklı sıcaklık aralıklarına sahip iki adet çevrim bulunur. Bu çevrimler aralarındaki ısı değıştirgeci vasıtasıyla kombine çalışır. İkinci soğutma çevriminden çekilen ısı tamamıyla , birinci soğutma çevrimi tarafından absorbe edilir. Her bir çevrim iki izotermal ve iki adyabatik prosesten oluşur. Kombine soğutma çevriminin sürekli çalışması için , her bir iş akışkanı ilgili olduğu çevrim sisteminde sürekli akışta akar. Sonlu ısı transfer tersinmezliği düşünöldüğünde ve diğer tersinmezlikler ihmal edildiğinde iki kademeli endoreversible soğutma sisteminin şematik diyagramı Şekil 6.2.11 'deki gibi gösterilebilir. Burada , q_H ; birinci çevrimden T_H sıcaklığındaki ısı çukuruna transfer edilen ısı transfer yükü , q_1 ; ikinci çevrimden birinci çevrime transfer edilen ısı yükü , q_L ; T_L sıcaklığındaki soğutulan bölümden ikinci çevrime transfer edilen ısı yüküdür. T_1 ve T_2 , sırasıyla birinci çevrimin iki izotermal prosesinde , iş akışkanının sıcaklıklarıdır. T_3 ve T_4 ise , ikinci çevrimin iki izotermal prosesinde iş akışkanının sıcaklıklarıdır ve W 'de kombine sistemin giriş gücüdür.



Şekil 6.2.11 İki Kademeli Endoreversible Kombine Soğutma Sistemi 'nin Şematik Diyagramı

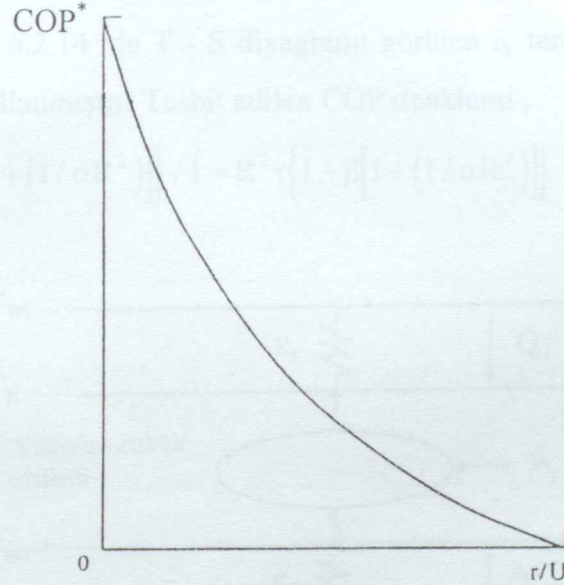
Chen et.al çalışmalarında , birim ısı transfer yüzeyi başına maksimum soğutma yükünü ve optimum COP ' yi incelemişlerdir. Amaç fonksiyon olarak ,

$$r = \frac{\dot{q}_L}{A} = \frac{1}{\frac{1}{U_L(T_L - T_4)} + \frac{X/T_4}{U_1(X-1)} + \frac{XT_1/T_4}{U_H(T_1 - T_H)}} \quad (6.2.30)$$

alınmıştır. Burada , $X = T_3 / T_2$ olarak alınmıştır. Lagrange Optimizasyon Yöntemi kullanılarak optimal COP değeri aşağıdaki şekilde bulunur ,

$$COP = \frac{T_L - r/U}{T_H - (T_L - r/U)} \quad (6.2.31)$$

Burada , $U = U_L / \left[1 + \sqrt{U_L / U_H} + \sqrt{U_L / U_1}\right]^2$ olarak alınmıştır.



Şekil 6.2.12 COP - r Grafiği

Bulunan değerler yardımıyla Şekil 6.2.12 'deki grafik çizdirilebilir. Burada önemli olan nokta soğutulacak bölüm ile sıcak kaynak arasındaki sıcaklık farkının küçük olduğu durumlarda , düzgün akışlı tek basamaklı soğutma çevriminin veriminin iki basamaklıya göre daha yüksek olacağıdır. Chen et.al aynı çalışmada , kullanılan model için optimal ısı transfer alanlarının denklemlerini elde etmişlerdir. Isı

değiştirgeçleri alanlarıyla toplam alan arasındaki ilişki aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$A_H = A / \left(1 + \sqrt{U_H / U_L} + \sqrt{U_H / U_1} \right) \quad (6.2.32)$$

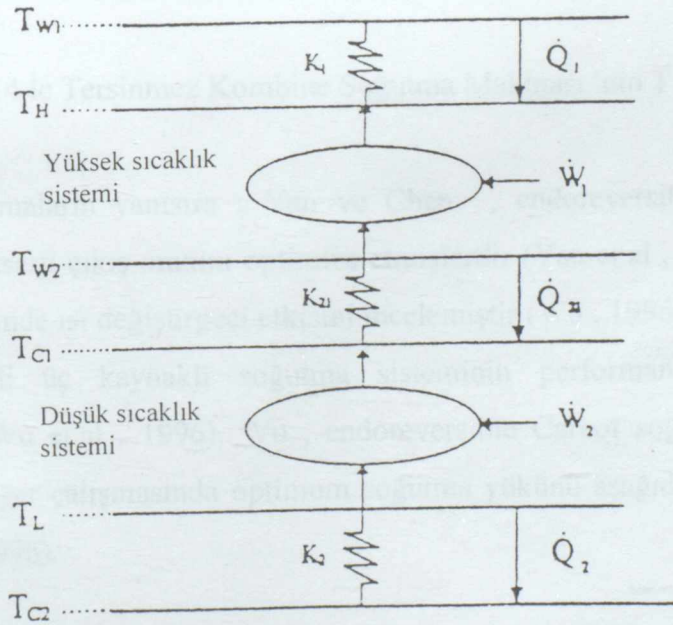
$$A_1 = A / \left(1 + \sqrt{U_1 / U_H} + \sqrt{U_1 / U_L} \right)$$

$$A_L = A / \left(1 + \sqrt{U_L / U_H} + \sqrt{U_L / U_1} \right)$$

Çalışmada yapılan ilginç bir saptama da , düzgün akışlı iki basamaklı endoreversible kombine soğutma çevriminde tesbit edilen optimal ilişkilerin düzgün akışlı iki basamaklı endoreversible kombine güç çevrimindeki ifadelerle aynı olmasıdır.

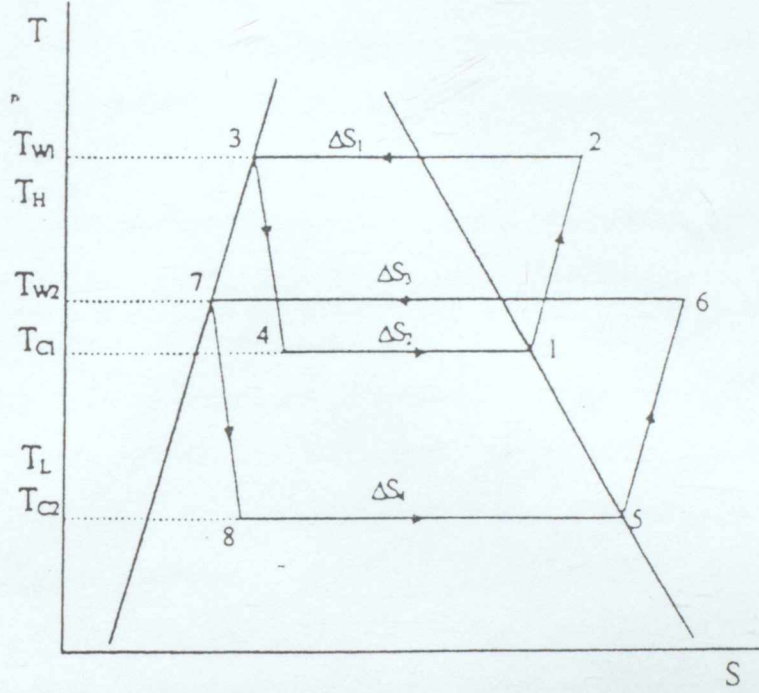
Göktun , iç tersinmez kombine soğutma çevrimleri için performans katsayısı değerini (COP) araştırmıştır (Göktun , 1996). Çalışmasında Şekil 6.2.13 'de şematik diyagramı ve Şekil 6.2.14 'de T - S diyagramı görülen iç tersinmez kombine soğutma çevrim modelini kullanmıştır. Tesbit edilen COP denklemi ,

$$COP = R^2 \tau \left\{ 1 - \beta \left[1 + \left(1 / \alpha R^2 \right) \right] \right\} / 1 - R^2 \tau \left\{ 1 - \beta \left[1 + \left(1 / \alpha R^2 \right) \right] \right\} \quad (6.2.33)$$



Şekil 6.2.13 İç Tersinmez Kombine Soğutma Makinası 'nın Şematik Diyagramı

olarak bulunmuştur. Burada , R ; entropi değişimlerine bağlı , çevrimin tersinmezlik parametresi , α ; ısı iletkenliklerin oranı ($1/K_2$) , T_{C2} ; ikinci çevrimin soğuk iş akışkanının sıcaklığı , T_L ; soğuk ısı kaynağının sıcaklığı olmak üzere $\beta = T_{C2} / T_L$ ve τ ; kaynak sıcaklıklarının oranıdır.



Şekil 6.2.14 İç Tersinmez Kombine Soğutma Makinası 'nın T - S Diyagramı

Bu çalışmaların yanısıra ; Yan ve Chen , endoreversible Carnot soğutma makinası için ekserji çıkış oranını optimize etmişlerdir (Yan et.al , 1996). Wu , bir gas soğutma çevriminde ısı değiştirgeci etkisini incelemiştir (Wu , 1996). Wu , Chen ve Sun , güneş enerjili üç kaynaklı soğutma sisteminin performans analizi üzerinde çalışmışlardır (Wu et.al , 1996). Wu , endoreversible Carnot soğutma makinalarını incelediği bir diğer çalışmada optimum soğutma yükünü aşağıdaki denklemle ifade etmiştir (Wu , 1996).

$$\dot{q}_{opt} = \frac{U_H A_H \left(T_L - \frac{T_H COP}{1 + COP} \right)}{\sqrt{U_H A_H / U_L A_L} + 1} \quad (6.2.33)$$

7.0. SOĞUTMA MAKİNALARI VE ISI POMPALARININ TERMOEKONOMİK PERFORMANS ANALİZİ :

Bölüm 6.1. ve 6.2. 'de yapılan çalışmalar bir takım yenilikler getirmelerine rağmen ekonomik parametreleri yeterince göz önünde bulundurmamışlardır. Oysa ki , günümüz teknolojisinden maksimum faydayı sağlamak isteyen endüstriyel kuruluşlar kullandıkları sistemlerin verimliliklerinin yanısıra , yatırımlarında sistemlerin ekonomik uygunluklarını da göz önünde tutarlar.

Bölüm 6.1 'de bahsedilen Chen 'in çalışmasında amaç olarak toplam ısı transfer yüzeyi alınmıştır (Chen , 1994). Belirli bir performans katsayısı ve ısı yükü için minimum toplam ısı transfer yüzeyi bulunmuştur. Bu çalışma sürekli akışlı bir Carnot Isı Pompası 'nın optimal performansını çıkartmak için kullanılmıştır. Nevar ki , alan ifadesi yalnızca yatırım maliyeti ile alakalı olup , işletme maliyetinin bir fonksiyonu değildir. Bu nedenle , Chen 'in çalışması pratikte optimum verimin alınabileceği bir ısı pompası gerçeğini yansıtmamaktadır.

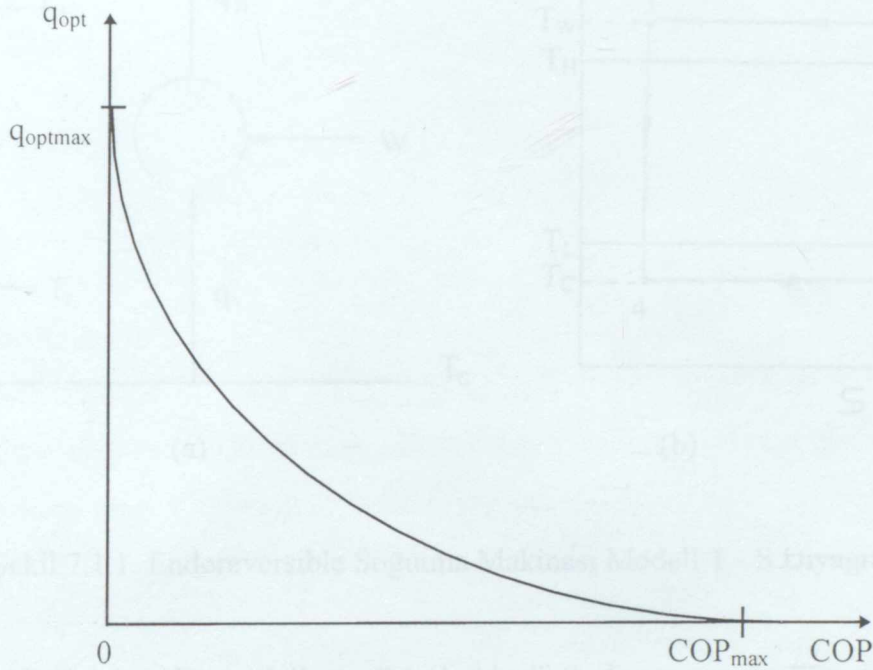
Bölüm 6.2. 'de yer alan , Chen et.al 'in bir diğer çalışmasında ise , amaç olarak belirli bir kullanım için soğutma yükü optimize edilmeye çalışılmıştır (Chen et.al , 1996). Bu çalışma toplam alanların kısıt fonksiyon olarak alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada da işletme maliyeti ile ilgili parametrelere rastlanılmamaktadır.

Wu 'nun Bölüm 6.2 'de belirttiğimiz , soğutma makinalarının analizi ile ilgili çalışmasında ise optimum soğutma yükünü veren T_w ve T_c sıcaklıkları bulunmuştur (Wu , 1996). Ekonomik parametrelerin dikkate alınmamasının yanısıra Şekil 7.0.1 'den de görüleceği üzere , bu çalışmanın q_{opt} - COP grafiği tarafımızdan çıkartılmıştır.

Burada , q_{opt} 'un maksimum değerinde COP değeri sıfıra , maksimum COP değerinde ise q_{opt} sıfıra gitmektedir. Oysa ki , pratik kullanım açısından arzu edilen bir soğutma yüküne karşılık gelecek COP değerinin 1.0 'den büyük olması gerekmektedir.

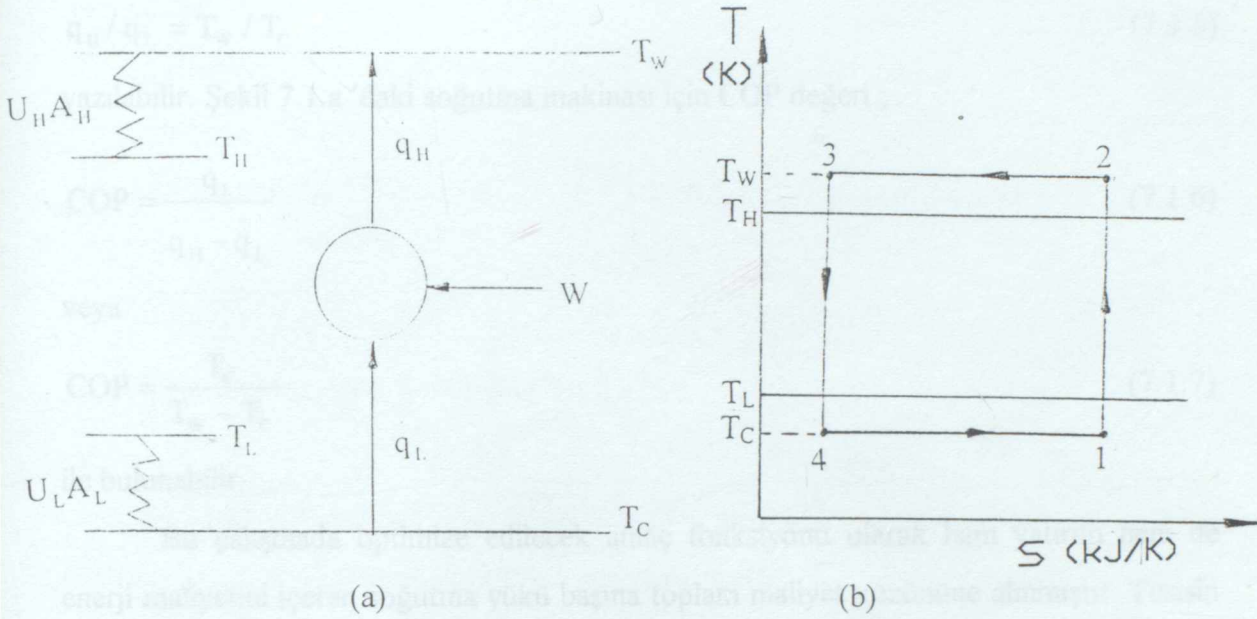
Bu çalışmada , gerek yatırım gerekse işletme maliyetlerinin tümü göz önünde bulundurularak , belirli bir soğutma yükü için toplam maliyeti minimum yapacak

optimum COP ve sıcaklık değerleri araştırılmıştır. Bu amaçla , şahin et.al tarafından tanımlanan ve tüm maliyet unsurlarını içeren amaç fonksiyonu esas alınarak nümerik bir çözümleme gerçekleştirilmiştir (şahin et.al , 1997).



şekil 7.0.1. Endoreversible Carnot Soğutma Makinası q_{opt} - COP Grafiği

7.1. ENDOREVERSIBLE SOĞUTMA MAKİNASI İÇİN PERFORMANS ANALİZİ :



Şekil 7.1.1. Endoreversible Soğutma Makinası Modeli T - S Diyagramı

Şekil 7.1.1a 'da modeli ve 7.1.1b 'de T-S diyagramı verilen sıkıştırırmalı , endoreversible bir soğutma makinası için birim zamanda verilen ısı ;

$$q_H = U_H A_H (T_W - T_H) \quad (7.1.1)$$

ve sistemden atılan ısı ;

$$q_L = U_L A_L (T_L - T_C) \quad (7.1.2)$$

olarak belirlenir.

Böyle bir sistem için harcanması gereken güç miktarı ;

$$W = \frac{q_L}{COP} \quad (7.1.3)$$

veya

$$W = q_H - q_L \quad (7.1.4)$$

elde edilir. Burada COP performans katsayısı olarak isimlendirilir.

"Termodinamiğin 2. Kanunu" gereği ;

$$\dot{q}_H / \dot{q}_L = T_W / T_C \quad (7.1.5)$$

yazılabilir. Şekil 7.1.a 'daki soğutma makinası için COP değeri ;

$$COP = \frac{\dot{q}_L}{\dot{q}_H - \dot{q}_L} \quad (7.1.6)$$

veya

$$COP = \frac{T_C}{T_W - T_C} \quad (7.1.7)$$

ile bulunabilir.

Bu çalışmada optimize edilecek amaç fonksiyonu olarak hem yatırım hem de enerji maliyetini içeren soğutma yükü başına toplam maliyet gözönüne alınmıştır. Tesisin toplam maliyeti yatırım ve enerji maliyetinin toplamı olarak ,

$$TM = YM + EM \quad (7.1.8)$$

'dır.

Yatırım maliyeti sistemdeki ısı değıştirgeçlerinin toplam alanı , enerji maliyeti de sisteme giren güç ile orantılıdır ve $YM = a(A_T)$, $EM = b(\dot{q}_L / COP)$ şeklinde ifade edilebilir.

Tesisin toplam maliyetinin soğutma yüküne oranını "y" amaç fonksiyonu olarak tanımlarsak aşağıdaki denklemi elde ederiz ;

$$y = \frac{a(A_T) + b(\dot{q}_L / COP)}{\dot{q}_L} \quad (7.1.9)$$

Burada ; CRF ; yatırım geri dönüş faktörü , I_C kondenser ve evaporatörün birim alan maliyeti olmak üzere ;

$$a = CRF I_C \quad (7.1.10)$$

olarak yazılabilir. H ; tesisin yıllık toplam kullanım saati , b_e ; tahrikte kullanılan ısı makinasının özgül yakıt harcamı ve F ; kullanılan yakıtın birim maliyeti olmak üzere ;

$$b = H b_e F \quad (7.1.11)$$

yazılabilir.

Evaporatör ve kondenser alanlarının toplam ifadesini ise ;

$$A_T = A_H + A_L \quad (7.1.12)$$

olarak gösterebiliriz. Denklemler 7.1.1 , 7.1.2 ve 7.1.12 'den faydalanarak ;

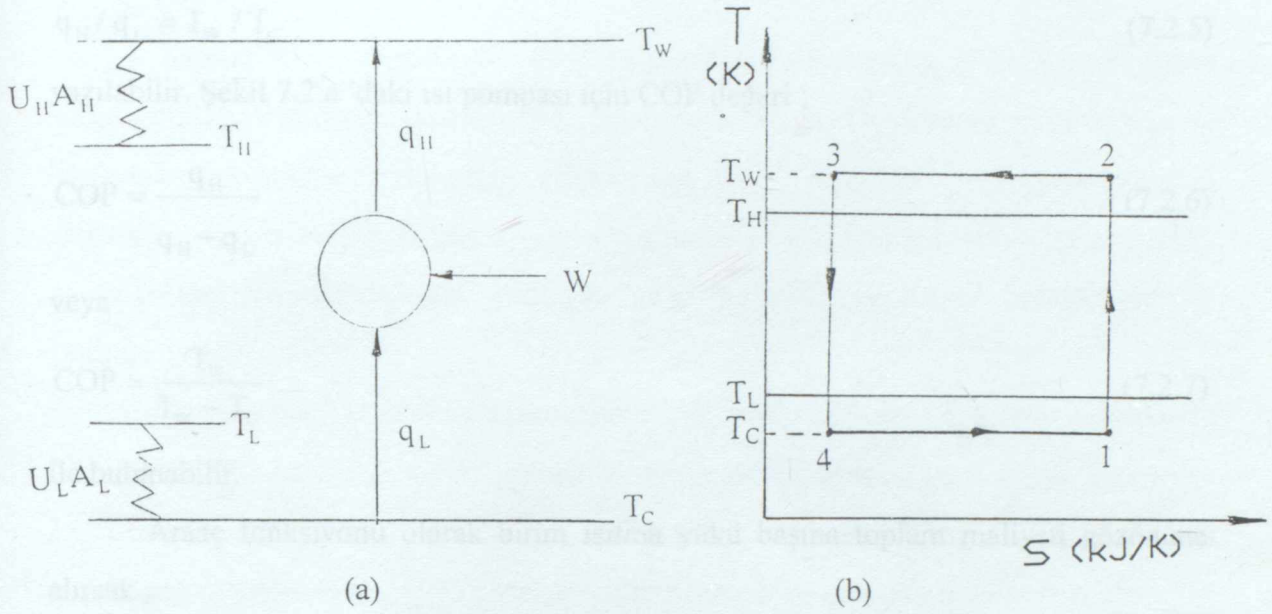
$$A_T = \frac{q_L}{U_L(T_L - T_C)} + \frac{q_H}{U_H(T_W - T_H)} \quad (7.1.13)$$

yazabiliriz. Denklem 7.1.5 , 7.1.9 ve 7.1.13 'den ,

$$Y = \frac{y}{a} = \left[\frac{1}{U_L(T_L - T_C)} + \frac{T_W}{T_C} \times \frac{1}{U_H(T_W - T_H)} \right] + K \times \frac{T_W - T_C}{T_C} \quad (7.1.14)$$

şeklinde amaç fonksiyonu , optimize edilmesi gerekli T_C , T_W ve maliyet katsayıları oranı $K = b / a$ 'ya bağlı olarak ifade edilir. Denklem 7.1.14 optimize edilerek soğutucu akışkanın optimum T_C^* ve T_W^* sıcaklıkları ile soğutma makinasının optimum COP* değeri belirlenebilir. Bu optimizasyon işlemi nümerik olarak yapılmış ve sonuçlar Şekil E.6 - E.10 ve Tablo E.3 - E.4 'de özetlenmiştir.

7.2. ENDOREVERSIBLE ISI POMPASI İÇİN PERFORMANS ANALİZİ :



Şekil 7.2 Endoreversible Isı Pompası Modeli ve T - S Diyagramı

Şekil 7.2.1a 'da modeli ve 7.2.1b 'de T-S diyagramı verilen sıkıştırırmalı , endoreversible bir ısı pompası için birim zamanda verilen ısı ;

$$q_L = U_L A_L (T_L - T_C) \quad (7.2.1)$$

ve sistemden atılan ısı ;

$$q_H = U_H A_H (T_W - T_H) \quad (7.2.2)$$

olarak belirlenir.

Böyle bir sistem için harcanması gereken güç miktarı ;

$$W = \frac{q_H}{\text{COP}} \quad (7.2.3)$$

veya

$$W = q_H - q_L \quad (7.2.4)$$

elde edilir. Burada COP performans katsayısı olarak isimlendirilir.

"Termodinamiğin 2. Kanunu" gereği ;

$$q_H / q_L = T_w / T_C \quad (7.2.5)$$

yazılabilir. Şekil 7.2.a 'daki ısı pompası için COP değeri ;

$$COP = \frac{q_H}{q_H - q_L} \quad (7.2.6)$$

veya

$$COP = \frac{T_w}{T_w - T_C} \quad (7.2.7)$$

ile bulunabilir.

Amaç fonksiyonu olarak birim ısıtma yükü başına toplam maliyeti gözönüne alırsak ,

$$y = \frac{a(A_T) + b(q_H / COP)}{q_H} \quad (7.2.8)$$

Denklem 7.2.1 , 7.2.2 'den faydalanarak ;

$$A_T = \frac{q_L}{U_L(T_L - T_C)} + \frac{q_H}{U_H(T_w - T_H)} \quad (7.2.9)$$

yazabiliriz. Denklem 7.2.5 , 7.2.8 ve 7.2.9 'dan ,

$$Y = \frac{y}{a} = \left[\frac{1}{U_L(T_L - T_C)} \times \frac{T_w}{T_C} + \frac{1}{U_H(T_w - T_H)} \right] + K \times \frac{T_w - T_C}{T_w} \quad (7.2.10)$$

şeklinde amaç fonksiyonu , ısı pompasında kullanılan akışkanın T_C , T_w sıcaklıklarına ve maliyet katsayıları oranı $K = b / a$ 'ya bağlı olarak ifade edilir. Denklem 7.2.10 ile ifade edilen amaç fonksiyonu farklı K değerleri için T_H ve T_L sıcaklıklarına göre optimize edilerek optimum T_w^* ve T_C^* sıcaklıkları ile ısı pompasının optimum COP* değeri elde edilebilir. Optimizasyon nümerik olarak yapılmış ve sonuçlar Şekil E.1 - E.5 ve Tablo E.1 - E.2 'de özetlenmiştir.

SONUÇ :

Yapılan bu çalışmada , ilk olarak ısı pompaları ve soğutma makinalarının piyasa amaçlı kullanımı ve temel prensipleri üzerinde durulmuştur. Daha sonra ısı pompaları ve soğutma makinalarında kullanılan akışkanların temel özellikleri ve seçim kriterleri hakkında bilgi verilmiştir. Bunların yanı sıra şemalar ve grafikler yardımıyla ısı pompaları ve soğutma makinalarının tiplerinin , kullanım yerlerinin ve dizayn parametrelerinin tanıtımı yapılmıştır.

Sonlu zaman termodinamiğinin tanımı ve ilişkili olduğu bilim dalları hakkında bilgi verilmiştir. Sonlu zaman termodinamiği çerçevesinde Curzon ve Ahlborn 'un ortaya koydukları verim ifadesi ile hız kazanan çalışmalar ağırlıklı olarak ısı makinaları ile ilgili yapılmıştır (Curzon et.al , 1975). Çalışmamızda örnek oluşturması bakımından Chen 'in ısı pompaları ve Chiou et.al 'in soğutma makinaları ile ilgili yaptıkları iki farklı araştırmaya yer verilmiştir (Chen , 1994 ; Chiou et.al , 1995) . Bunların dışında diğer çalışmalar hakkında da yoruma dayalı özet bilgiler sunulmuştur.

Bu çalışmada literatürdeki mevcut çalışmalardan farklı olarak yatırım ve enerji maliyetlerinin her ikisini de birlikte içeren bir amaç fonksiyonu esas alınarak , endoreversible soğutma makinaları ve ısı pompalarının optimum dizayn şartları belirlenmeye çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil E.1 - E.10 ve Tablo E.1 - E4 'de özetlenmiştir. Bu modelle belirlenecek optimum dizayn parametrelerinin hassasiyeti , ülke şartlarına göre değişebilen maliyet parametreleri oranı K 'nın doğru bir şekilde belirlenmesine bağlıdır.

Grafiklerden elde edilen sonuçları yorumlarsak ;

- 1- Şekil E.1 - E.10 'dan görüleceği üzere belirli bir U_H / U_L oranı için K değeri arttıkça toplam maliyet ve buna bağlı olarak optimum COP değeri artmaktadır.
- 2- Şekil E.1 - E.10 'da U_H / U_L oranı arttıkça aynı K değeri için optimum COP değerinin azaldığı görülür.
- 3- Şekil E.1 - E.10 'dan görüleceği gibi U_H / U_L oranı arttıkça aynı K değeri için optimum COP 'ye karşılık gelen Y^* değeri artmaktadır.

KAYNAKLAR :

Agrawal,D.C., Menon V.J. ,1993."Finite-time Carnot Refrigerators with Wall Gain and Product Loads", J.Appl.Phys., Vol. 74, p.p.2153-2158

Ait-Ali,M.A. ,1996."The Maximum Coefficient of Performance of Internally Irreversible Refrigerators and Heat Pumps" , J.Phys.D:Appl., Vol. 29, p.p.975-980

Althouse,A.D., Turnquist,C.H., Bracciano,A.F. ,1968."Modern Refrigeration and Air Conditioning , theory , practice of refrigeration and air conditioning systems"

Andresen,B., Salamon,P. , Berry,R.S. ,1977."Thermodynamics in Finite Time Extremals for Imperfect Heat Engines" , J.Chem.Phys., Vol. 66, p.p.1571-1577

Angulo - Brown,F. ,1991."An Ecological Optimization Criterion for Finite Time Heat Engines", J.Appl.Phys., Vol. 69, p.p.7465

Ataman,Ş. ,1996."Ozon Tabakasının Korunması ve Türkiye'deki Uygulamaları",Bilim ve Teknik Dergisi, Ocak sayısı

Aybers,N. ,1992."Soğutma Makinaları",Umran Yayınevi

Aybers,N. ,Şahin,B. ,1995."Enerji Maliyeti",Yıldız Teknik Üniversitesi Yayınları

Aydın,M.,Yavuz,H. ,1993."Application of Finite-time Thermodynamics to MHD Power Cycles",Energy, Vol.18, No.18 ,p.p.907-911

Bejan,A. ,1988."Theory of Heat Transfer - Irreversible Power Plants", Int.J.Heat Mass Transfer, Vol. 31, p.p.1211-1218

Bejan,A. ,1989. , Int.J.Heat Mass Transfer, Vol. 32, p.p.1631

Energy, Vol. 37, p.p.353-358

Bejan,A. ,1993."How to Distribute a Finite Amount of Insulation on a Wall with Nonuniform Temperature", Int.J.Heat Mass Transfer, Vol. 36, p.p.49

Pump", J.Phys.D:Appl., Vol. 28, p.p.2451-2454

Bejan,A., Vargas,J.V.C., Sokolov,M. ,1995."Optimal Allocation of a Heat Exchanger Inventory in Heat Driven Refrigerators",Int.J.Heat Mass Transfer,Vol. 38,p.p.2997-3004

Refrigeration Cycle", J.Phys.D:Appl., Vol. 28, 1314-1318

Bejan,A. ,1996."Entropy Generation Minimization : The New Thermodynamics of Finite-size Devices and Finite-time Processes", J.Appl.Phys., Vol. 79, p.p.1191-1218

Am.J.Phys., Vol.75, p.p.120-129

Blank,D.A., Davis,G.W., Wu,C. ,1994."Power Optimization of an Endoreversible Stirling Cycle with Regeneration", Energy, Vol. 19, p.p.125-133

Output", J.Appl.Phys., Vol. 73, p.p.32-34

Chambadal,P. ,1957."Les Centrales Nucleaires", Paris, p.p.41-58

Davis,G.W., Wu,C. ,1994 "Optimal Performance of a Quasi-thermal Heat Engine-driven

Chatenever,R. ,1988."Air Conditioning and Refrigeration for the Professional".

Chen,J. ,1994."The Maximum Power Output and Maximum Efficiency of an Irreversible Carnot Heat Engine", J.Phys.D:Appl., Vol. 27, p.p.1144-1149

Chen,J. ,1994."Optimal Heat-transfer Areas for Endoreversible Heat Pumps", Energy, Vol. 19, p.p.1031-1036

Chen,J. ,1994."Optimal Performance Characteristics of a Solar-driven Heat Pump at Maximum COP", Energy, Vol. 35, p.p.1009-1014

Chen,J., Wu,C. ,1995."Maximum Specific Power Output of a Two-stage Endoreversible Combined Cycle", Energy, Vol. 20, p.p.305-309

Chen,J., Wu,C. ,1996."Optimization of a Two Stage Combined Refrigeration System", Energy, Vol. 37, p.p.353-358

Cheng,C.Y., Chen,C.K. ,1995."Performance Optimization of an Irreversible Heat Pump", J.Phys.D:Appl., Vol. 28, p.p.2451-2454

Chiou,J.S., Liu,C.J., Chen,C.K. , 1995."The Performance of an Irreversible Carnot Refrigeration Cycle", J.Phys.D:Appl., Vol. 28, 1314-1318

Cropper,W.H.,1987."Carnot's Function:Origins of the Thermodynamic of Temperature", Am.J.Phys., Vol.55, p.p.120-129

Curzon,F.L.,Ahlborn,B. ,1975."Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output", J.Appl.Phys., Vol. 43, p.p.22-24

Davis,G.W., Wu,C. ,1994."Optimal Performance of a Geothermal Heat Engine-driven Heat Pump System", Energy, Vol. 19, p.p.1219-1223

Dinçer,I., Edin,M., Türe,I.E., 1996."Investigation of Thermal Performance of a Solar Powered Absorption Refrigeration System", Energy, Vol. 37, p.p. 51-58

Gordon,J.M. ,1989."Maximum Power Point Characteristics of Heat Engines as a General Thermodynamic Problem", Am.J.Phys., Vol. 57, p.p.1136-1142

Gordon,J.M. ,1990."Observations on Efficiency of Heat Engines at Maximum Power", Am.J.Phys., Vol. 53, p.p.370-375

Gordon,J.M., Ng,K.C. ,1994, J.Appl.Phys., Vol. 75, p.p.2769

Göktun,S. , Özkaynak,S., Yavuz,H. ,1993."Design Parameters of a Radiative Heat Engine", Energy, Vol. 18, p.p.651-655

Göktun,S. , Özkaynak,S. ,1993."Selection of Ozone Safe Refrigerants for Heat Pumps", Energy, Vol. 18, p.p.867-870

Göktun,S. ,1995."An Overview of Chlorine-free Refrigerants for Centrifugal Chillers", Energy, Vol. 20, p.p.937-940

Göktun,S. ,1996."Coefficient of Performance for an Irreversible Combined Refrigeration Cycle", Energy, Vol. 21, p.p.721-724

Kays,W.M., London, A.L. ,1964"Compact Heat Exchangers", NewYork, Mc Graw Hill

Leff,H.S. ,1987."Thermal Efficiency at Maximum Work Output : New Results for Old Heat Engines", Am.J.Phys., Vol. 55, p.p.602-610

Müser,H. ,1957 ,Z.Phys. ,Vol.148, p.p. 380

New Jersey Air Conditioning and Refrigeration Institute ,1979."Refrigeration and Air Conditioning"

Novikov,I.I. ,1957 ,Atomnaya Energiya ,Vol. 3, p.p. 409

Özkaynak,S., Göktun,S., Yavuz,H. ,1994."Finite-time Thermodynamic Analysis of a Radiative Heat Engine with Internal Irreversibility", J.Phys.D:Appl., Vol. 27, p.p.1139-1143

Pita,G.E. ,1984."Refrigeration Principles and Systems , An Energy Approach"

Rubin,M.H., 1979."Optimal Configuration of a Class of Reversible Heat Engines I", Phys.Rev., Vol. 19, p.p.1272-1276

Salamon,P., Nitzan,A., Andresen,B., Berry,R.S. ,1980."Minimum Entropy Production and the Optimization of Heat Engines", Phys.Rev., Vol. 21, p.p.2115-2129

Stoecker,W.F., Jones,J.W. ,1982."Refrigeration and Air Conditioning", Mc Graw-Hill
J Appl.Phys. Vol. 63, p.p.1-4

Şahin,B. ,1995."Gemilerde Enerji Ekonomisi Ders Notları"

Şahin,B., Kodal,A. ,1995."Steady-State Thermodynamic Analysis of a Combined Carnot Cycle with Internal Irreversibility", Energy, Vol. 20, p.p.1285-1289

Şahin,B., Kodal,A., Yavuz,H. ,1995."Efficiency of a Joule-Brayton Engine at Maximum Power Density", J.Phys.D:Appl., Vol. 28, p.p.1309-1313

Şahin,B., Kodal,A., Yılmaz,T., Yavuz,H. ,1996."Maximum Power Density Analysis of an Irreversible Joule-Brayton Engine", J.Phys.D:Appl., Vol. 29, p.p.1162-1167

Şahin,B., Kodal,A. ,1997."Thermodynamic Analysis for Endoreversible Refrigerator and Heat Pump" ,(yayınlanmamış çalışma).

Wu,C., Kiang,R.L. ,1992."Finite-time Thermodynamic Analysis of a Carnot Engine with Internal Irreversibility", Energy, Vol. 17, p.p.1173-1178

Wu,C. ,1993."Maximum Cooling Load of a Heat Engine Driven Refrigerator", Energy, Vol. 34, p.p.691-696

Wu,C. ,1996."Performance of an Endoreversible Carnot Refrigerator", Energy, Vol. 37, p.p.1509-1512

Wu,C. ,1996."Heat Exchanger Effect on a Gas Refrigeration Cycle", Energy, Vol. 37, p.p.1513-1516

Wu,C., Chen,L., Sun,F. ,1996."Performance Analysis of Solar Three-Heat-Reservoir Cooling Systems", Energy, Vol. 37, p.p.1671-1676

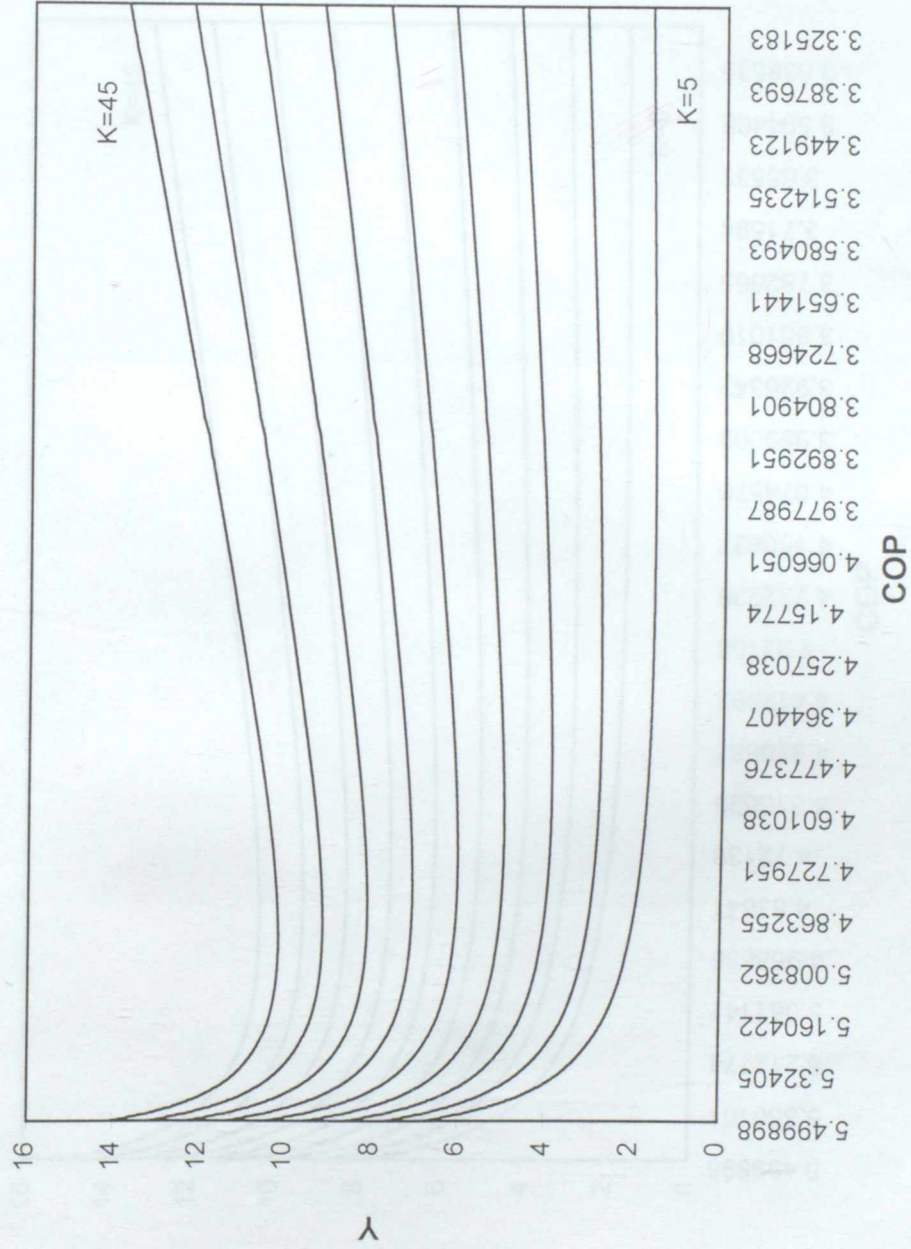
Yan,Z., Chen,J. ,1989."An Optimal Endoreversible Three-Heat-Source Refrigerator", J.Appl.Phys., Vol. 65, p.p.1-4

Yan,Z., Chen,J. ,1990."A Class of Irreversible Carnot Refrigeration Cycles with a General Heat Transfer Law", J.Phys.D:Appl., Vol. 23, p.p.136-141

Yan,Z., Chen,L. ,1996."Optimization of the Rate of Exergy Output for an Endoreversible Carnot Refrigerator", J.Phys.D:Appl., Vol. 29, p.p.3017-3021

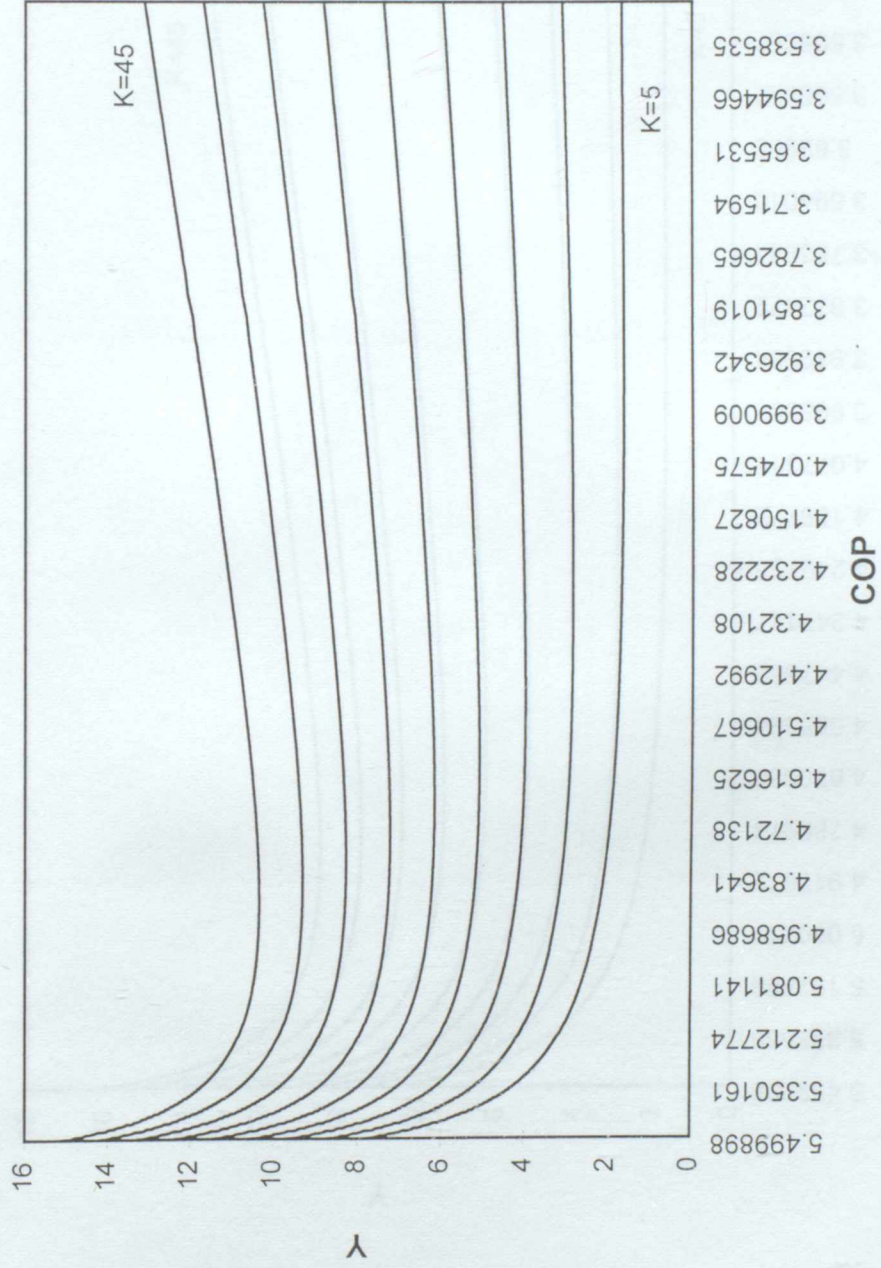
Yang,K.H., Su,C.H., Hwang,R.L. ,1996."The Analysis on Intelligent Control Strategies of a Thermal Energy Storage Air-Conditioning System", Energy, Vol. 21, p.p.319-324

Yavuz,H., Göktun,S., Özkaynak,S. ,1990."Sonlu Zaman Termodinamiğinin Isı Makinalarına Uygulanması", Work Shop on Second Law of Thermodynamic, Erciyes Üniversitesi, Kayseri

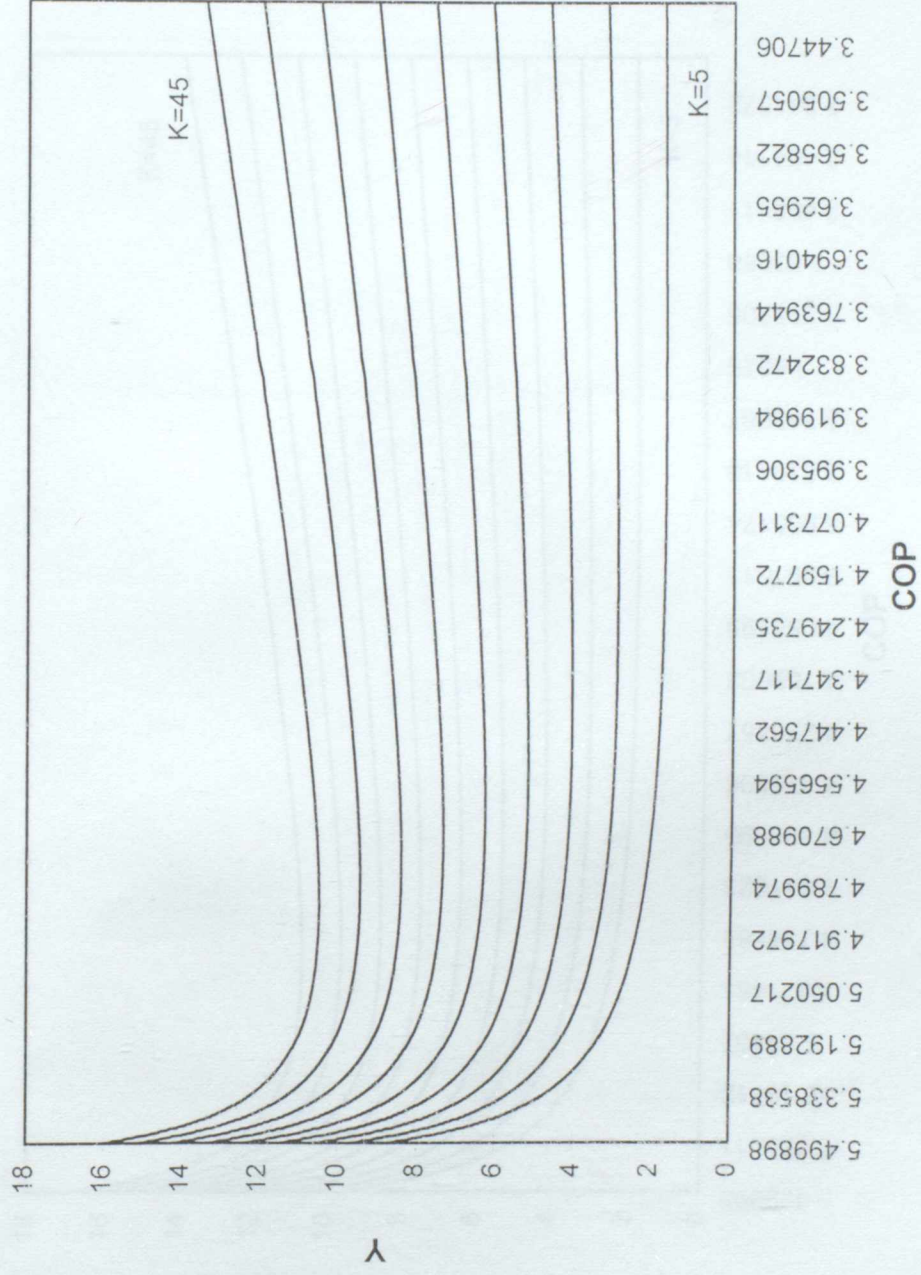


Şekil E.1 Endoreversible Isı Pompası İçin Y - COP Grafiği ($T_H = 350^\circ\text{K}$, $T_L = 288^\circ\text{K}$)

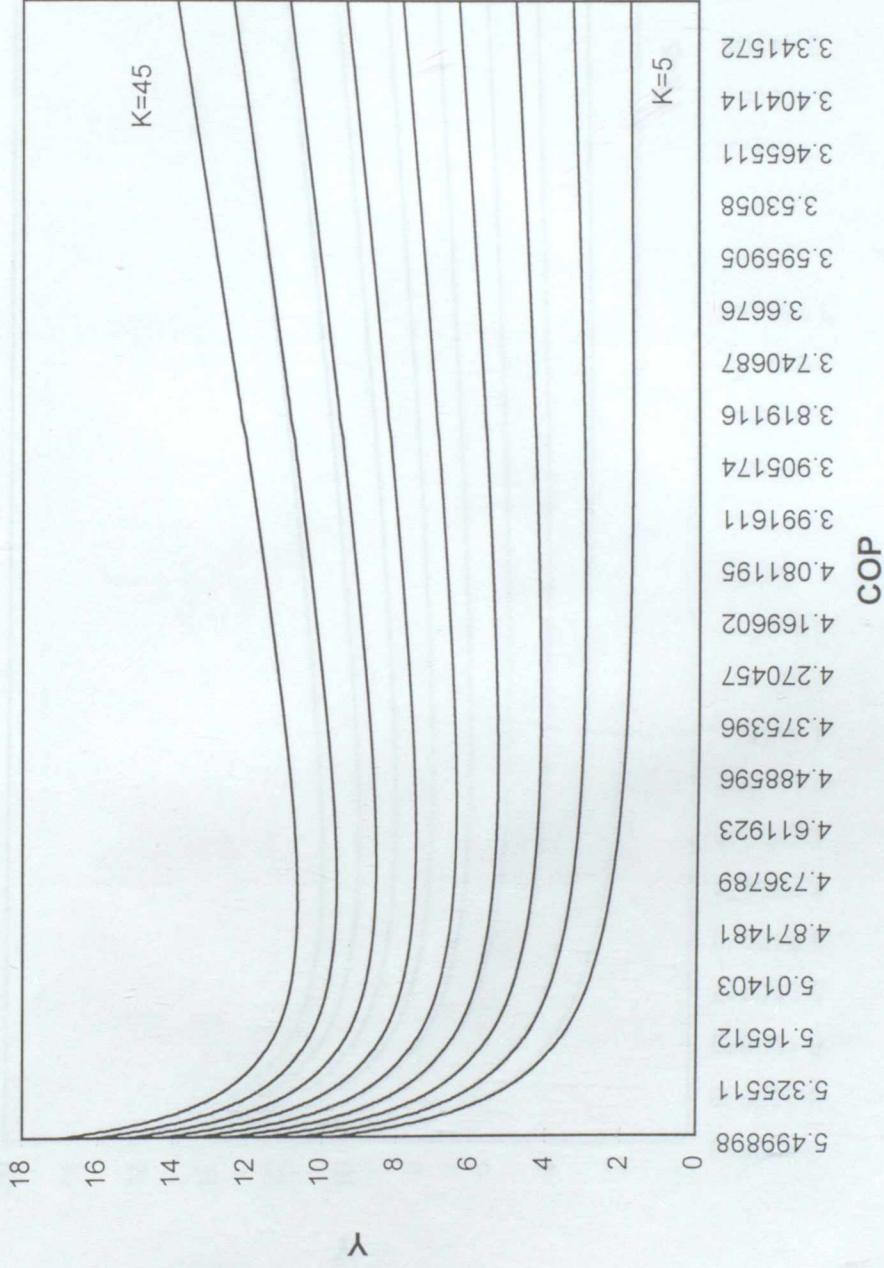
ERIP (UH/UL = 0.4)



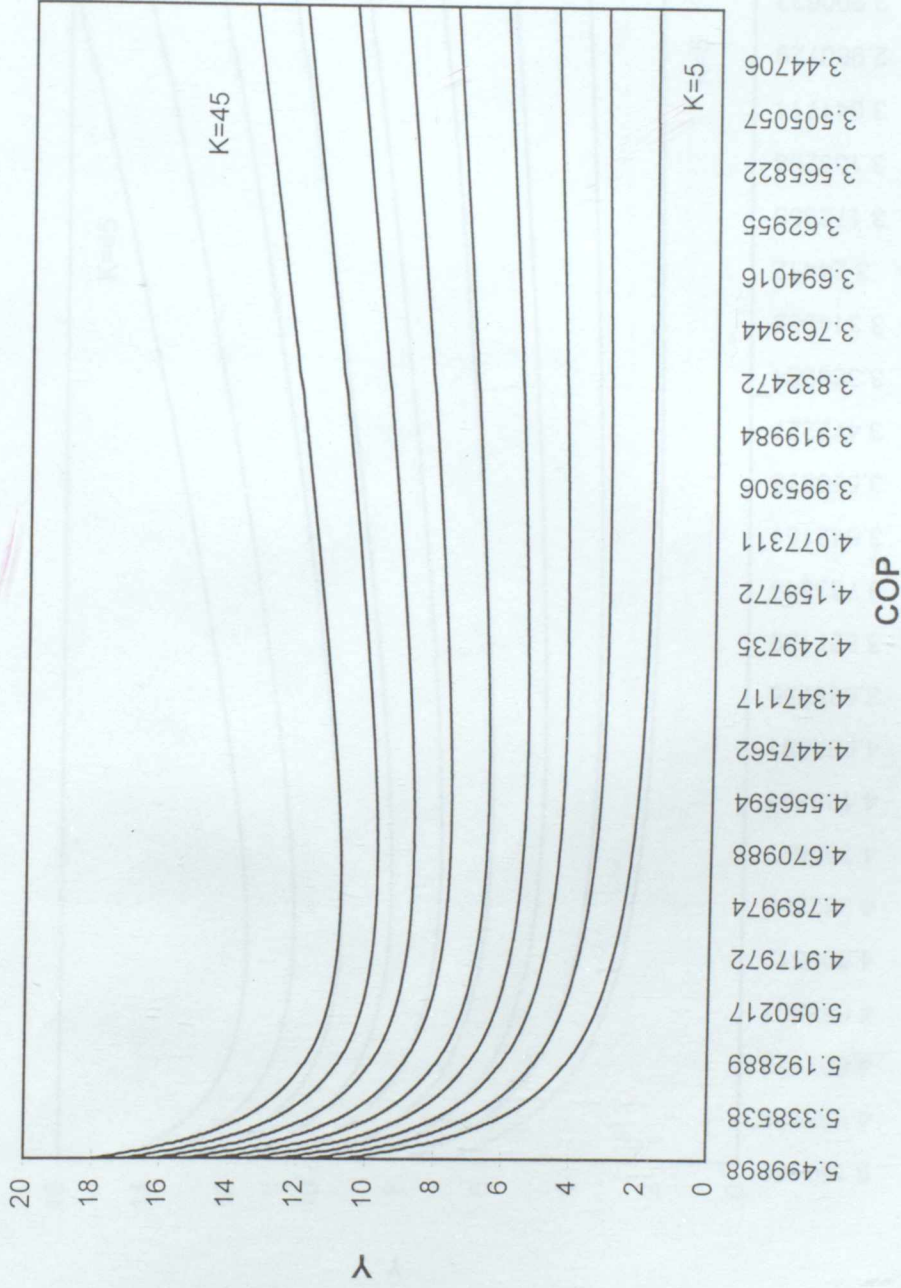
Şekil E.2 Endoreversible Isı Pompası İçin Y - COP Grafiği ($T_H = 350 \text{ }^\circ\text{K}$, $T_L = 288 \text{ }^\circ\text{K}$)



Şekil E.3 Endoreversible Isı Pompası İçin Y - COP Grafiği ($T_H = 350$ °K, $T_L = 288$ °K)

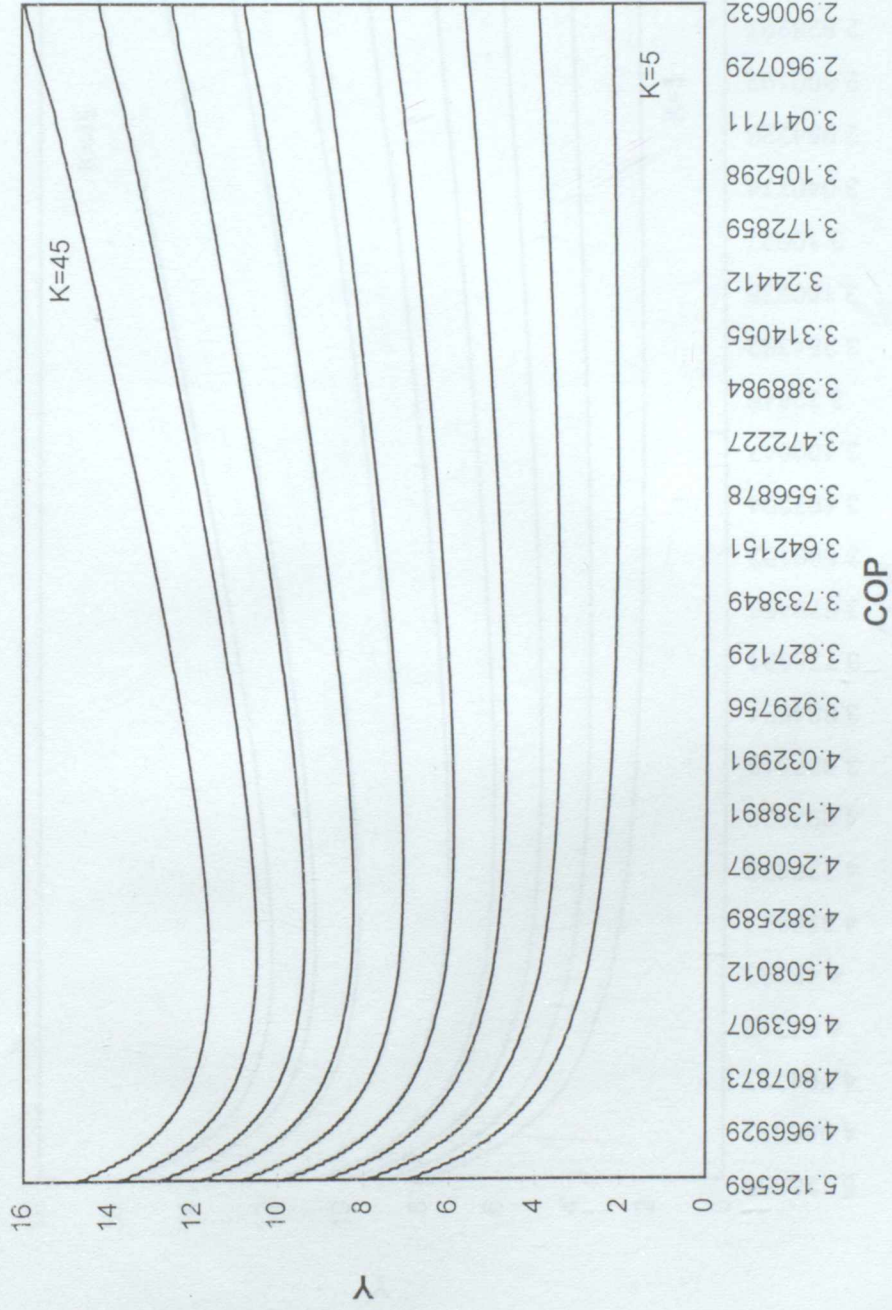


Şekil E.4 Endoreversible Isı Pompası İçin Y - COP Grafiği ($T_H = 350$ °K, $T_L = 288$ °K)

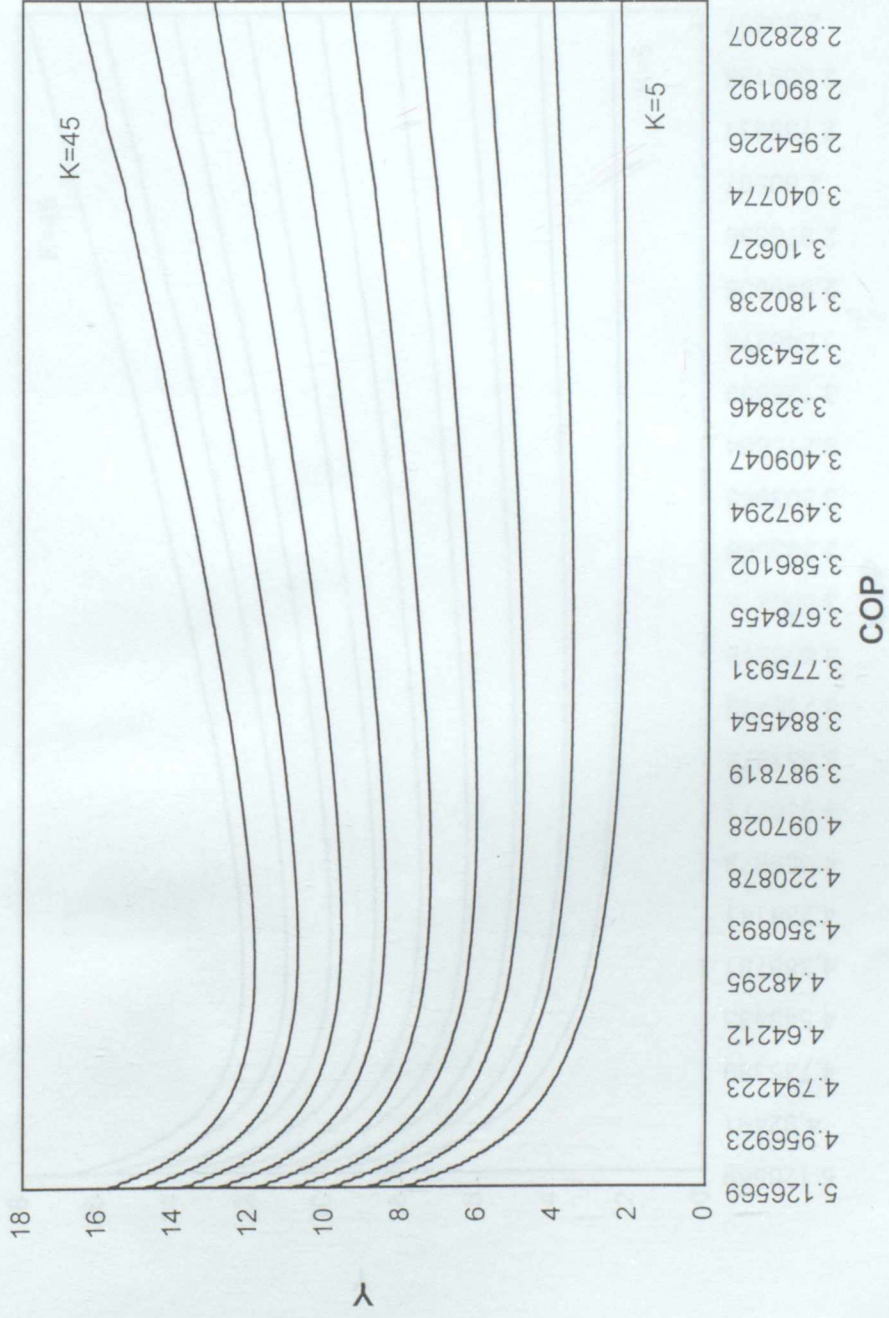


Şekil E.5 Endoreversible Isı Pompası İçin Y - COP Grafiği (TH = 350 °K , TL = 288 °K)

ERSM ($U_H/U_L = 0.2$)



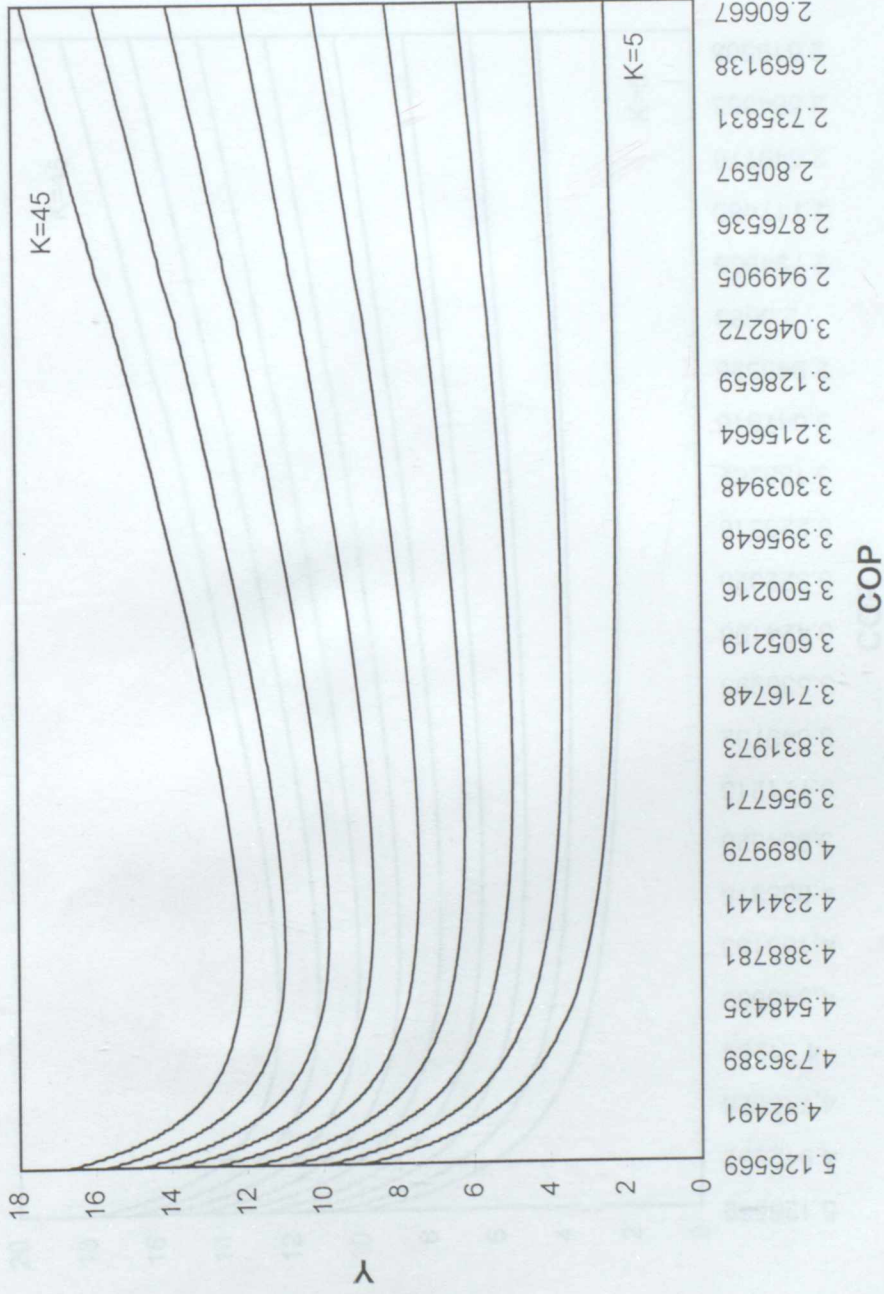
Şekil E.6 Endoreversible Soğutma Makinası İçin Y - COP Grafiği ($T_H = 288 \text{ }^\circ\text{K}$, $T_L = 243 \text{ }^\circ\text{K}$)



Şekil E.7 Endoreversible Soğutma Makinası İçin Y - COP Grafiği ($T_H = 288^\circ\text{K}$, $T_L = 243^\circ\text{K}$)

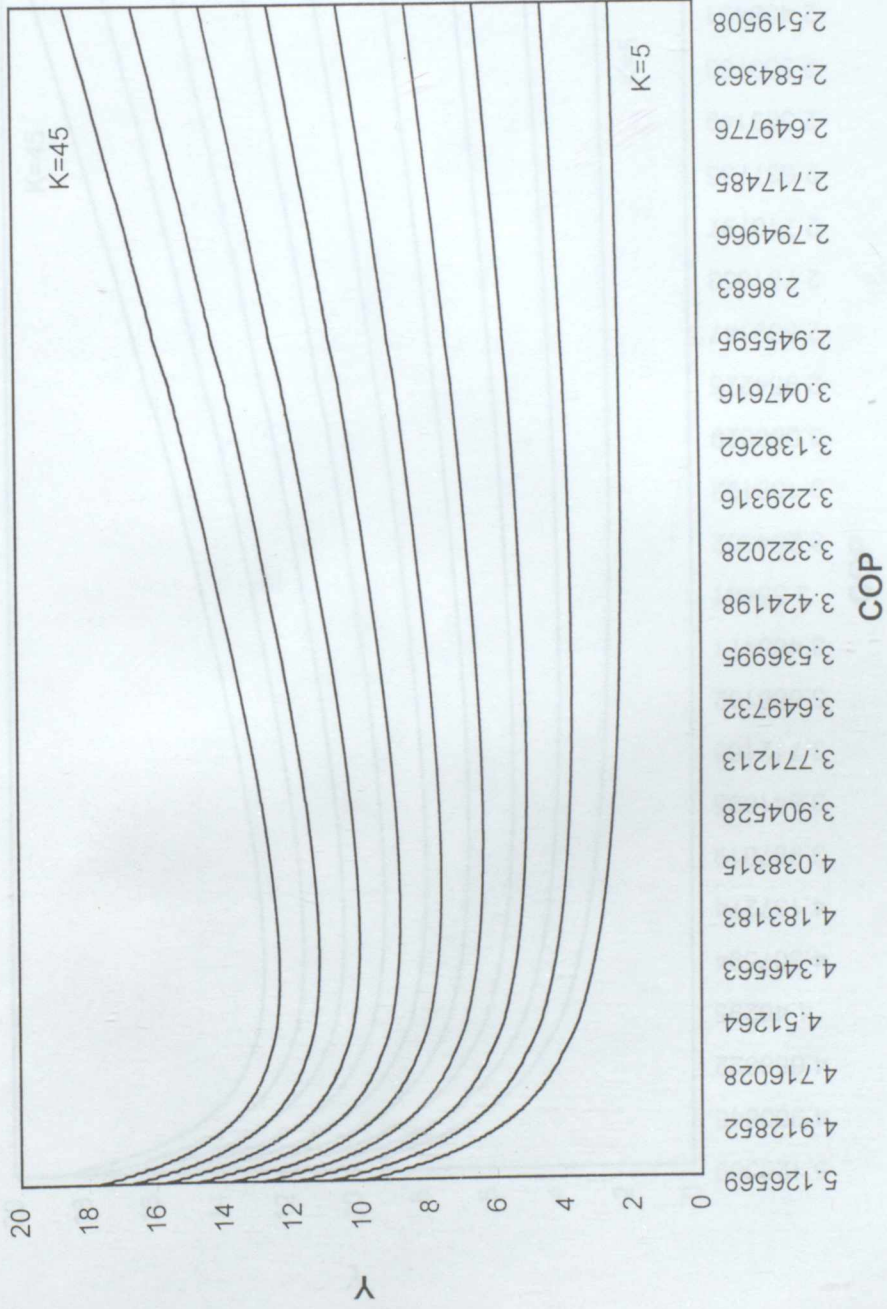
ERSM ($U_H/U_L = 0.4$)

ERSM (UH/UL = 0.6)



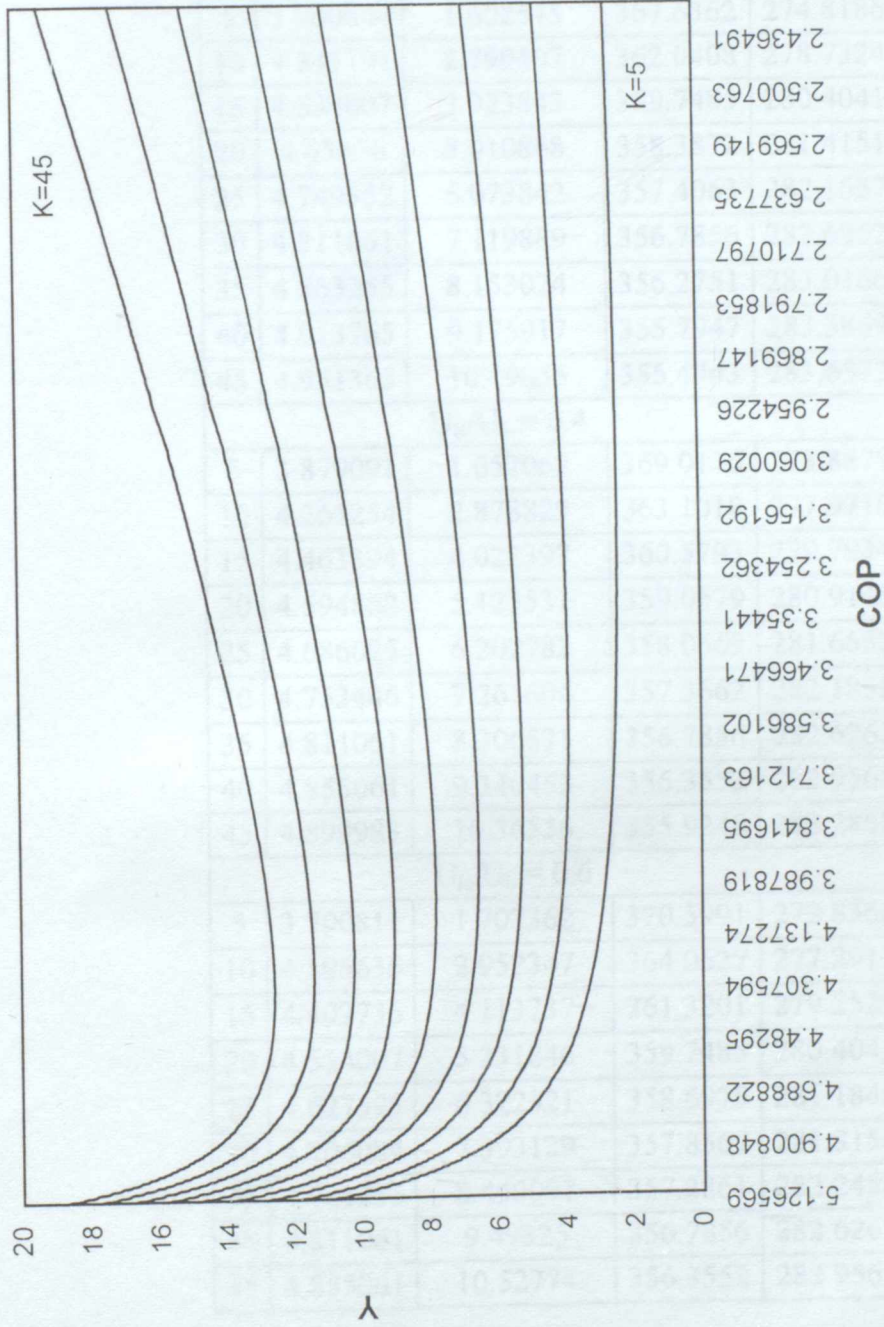
Şekil E.8 Endoreversible Soğutma Makinası İçin Y - COP Grafiği ($T_H = 288 \text{ }^\circ\text{K}$, $T_L = 243 \text{ }^\circ\text{K}$)

ERSM (UH/UL = 0.8)



Şekil E.9 Endoreversible Soğutma Makinası İçin Y - COP Grafiği ($T_H = 288^\circ\text{K}$, $T_L = 243^\circ\text{K}$)

ERSM (UH/UL = 1.0)



Şekil E.10 Endoreversible Soğutma Makinası İçin Y - COP Grafiği (TH = 288 °K , TL = 243 °K)

Tablo E.1 Endoreversible Isı Pompası için K , COP^* , Y^* , T_w^* , T_c^* Değerleri

K	COP^*	Y^*	T_w^* (°K)	T_c^* (°K)
$U_H/U_L = 0.2$				
5	3.960844	1.602575	367.6362	274.8186
10	4.345791	2.799407	362.0408	278.7324
15	4.534007	3.923843	359.7485	280.4041
20	4.65606	5.010868	358.3872	281.4151
25	4.749552	6.073842	357.4063	282.1557
30	4.811061	7.119889	356.7856	282.6262
35	4.863255	8.153024	356.2751	283.0166
40	4.913765	9.175917	355.7947	283.3869
45	4.951365	10.19055	355.4443	283.6572
$U_H/U_L = 0.4$				
5	3.879091	1.657062	369.0176	273.8877
10	4.265254	2.878829	363.1018	277.9716
15	4.463394	4.022397	360.5793	279.7934
20	4.594862	5.125531	359.0579	280.9145
25	4.686025	6.202782	358.0669	281.6552
30	4.753446	7.261604	357.3662	282.1858
35	4.811061	8.306571	356.7856	282.6262
40	4.855061	9.340453	356.3552	282.9565
45	4.899983	10.36536	355.9248	283.2868
$U_H/U_L = 0.6$				
5	3.790811	1.707362	370.5991	272.8366
10	4.195636	2.952347	364.0627	277.2911
15	4.402736	4.113737	361.3201	279.2529
20	4.534007	5.231846	359.7485	280.4041
25	4.627595	6.322321	358.6975	281.1848
30	4.706084	7.393129	357.8567	281.8154
35	4.761256	8.449097	357.2861	282.2458
40	4.811061	9.49325	356.7856	282.6262
45	4.855061	10.52774	356.3552	282.9565

Tablo E.2 Endoreversible Isı Pompası için K , COP^* , Y^* , T_w^* , T_c^* Değerleri

K	COP^*	Y^*	$T_w^* (^{\circ}K)$	$T_c^* (^{\circ}K)$
$U_H/U_L = 0.8$				
5	3.717499	1.754268	371.9905	271.9258
10	4.128249	3.021045	365.0337	276.6103
15	4.345791	4.199165	362.0408	278.7324
20	4.481771	5.331385	360.3591	279.9536
25	4.581525	6.434266	359.2081	280.8044
30	4.656061	7.516341	358.3872	281.4151
35	4.717545	8.582597	357.7366	281.9055
40	4.769095	9.636377	357.2061	282.3059
45	4.811061	10.67993	356.7856	282.6262
$U_H/U_L = 1.0$				
5	3.649331	1.798318	373.3518	271.0449
10	4.070705	3.085715	365.8945	276.0097
15	4.290517	4.279651	362.7615	278.2119
20	4.431859	5.425207	360.9597	279.5132
25	4.53547	6.539848	359.7285	280.4141
30	4.612981	7.632528	358.8577	281.0647
35	4.6774	8.708565	358.1571	281.5852
40	4.731805	9.771439	357.5864	282.0156
45	4.775818	10.82353	357.1361	282.3559

Tablo E.3 Endoreversible Soğutma Makinası için K , COP^* , Y^* , T_w^* , T_c^* Değerleri

K	COP^*	Y^*	T_w^* (°K)	T_c^* (°K)
$U_H/U_L = 0.2$				
5	3.409047	2.057188	301.1418	232.8411
10	3.822295	3.43125	297.2881	235.6394
15	4.034535	4.700988	295.6165	236.8987
20	4.177507	5.916804	294.5854	237.6883
25	4.276104	7.098152	293.9148	238.2081
30	4.360554	8.254952	293.3643	238.6378
35	4.420981	9.393113	292.9839	238.9376
40	4.474652	10.51679	292.6536	239.1975
45	4.522964	11.62842	292.3633	239.4273
$U_H/U_L = 0.4$				
5	3.311405	2.152119	302.1929	232.1014
10	3.727292	3.562099	298.0989	235.0397
15	3.956771	4.859471	296.2071	236.4491
20	4.104099	6.09843	295.1061	237.2885
25	4.209355	7.30025	294.3652	238.8582
30	4.289684	8.475592	293.8247	238.2781
35	4.360554	9.630836	293.3643	238.9376
40	4.412891	10.77022	293.0339	238.8976
45	4.45999	11.89654	292.7437	239.1275
$U_H/U_L = 0.6$				
5	3.221734	2.241053	303.2139	231.3918
10	3.651024	3.684454	298.7795	234.5401
15	3.885998	5.007415	296.7676	236.0292
20	4.034535	6.268088	295.6165	236.8987
25	4.146093	7.488938	294.8057	237.5184
30	4.235827	8.681465	294.1851	237.9981
35	4.303343	9.852592	293.7346	238.3479
40	4.360554	11.00672	293.3643	238.6378
45	4.412891	12.14702	293.0339	238.8976

Tablo E.4 Endoreversible Soğutma Makinası için K , COP^* , Y^* , T_w^* , T_c^* Değerleri

K	COP^*	Y^*	T_w^* (°K)	T_c^* (°K)
$U_H/U_L = 0.8$				
5	3.146492	2.325076	304.1147	230.7721
10	3.587355	3.799859	299.3701	234.1103
15	3.822295	5.146941	297.2881	235.6394
20	3.978927	6.427917	296.0369	236.5789
25	4.091563	7.666648	295.1961	237.2186
30	4.177507	8.875366	294.5854	237.6883
35	4.249176	10.06135	294.0951	238.0681
40	4.311072	11.22932	293.6846	238.3879
45	4.360554	12.3826	293.3643	238.6378
$U_H/U_L = 1.0$				
5	3.079501	2.404985	304.9556	230.2024
10	3.522686	3.909466	299.9907	233.6605
15	3.761809	5.279331	297.7986	235.2596
20	3.921097	6.579516	296.4873	236.2391
25	4.038315	7.835172	295.5864	236.9187
30	4.127771	9.059196	294.9358	237.4184
35	4.201953	10.25925	294.4153	237.8182
40	4.262601	11.44033	294.0049	238.1381
45	4.317081	12.60591	293.6445	238.4179

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Yeri ve Tarihi : Trabzon , 1972
Lise : Kadıköy Anadolu Lisesi , 1990
Üniversite : Yıldız Teknik Üniversitesi ,
Makina Fakültesi ,
Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü , 1994
İş Durumu : Doruk Gemi ve Yat Endüstrisi Ltd. , 1995 - 1996
Gürdesan Gemi Makina Sanayi Ltd. , 1996 -
(Halen bu şirkette Dizayn Mühendisi olarak görevini sürdürmektedir.)

