

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Ali Tahsin ÇELİK
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ ANA BİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
Doç. Dr. Ali ATA

GEBZE

2007

ÖZET

TEZİN BAŞLIĞI : Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

YAZAR ADI : Ali Tahsin Çelik

Bu çalışmanın amacı absorpsiyonlu soğutma sistemlerini tanıtmak ve klasik buhar sıkıştırırmalı sistemle kıyaslamaktır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri hakkında literatür taraması yapılmış, tarihçesi anlatılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi ile yaygın buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri arasında karşılaştırma yapılmış ve absorpsiyonlu sistemlerin avantajları gösterilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin temel elemanları tanıtılmış ve absorpsiyonlu sistemin tesir katsayısı incelenmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan akışkanlar gösterilmiş, akışkanlarda aranan özellikler vurgulanmış lityum bromür-su ve amonyak-su çiftleri incelenmiş, avantaj-dezavantaj ve kullanım yerleri belirtilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin çeşitleri gösterilmiş, özel olarak tek ve çift etkili sistemler üzerinde durulmuş ve kıyaslanmıştır. Lityum bromür-su ile çalışan çift etkili sistemin paralel ve seri çeşitleri ile tek etkili sistem tanıtılmış ve sayısal örneklerle performans katsayıları arasındaki fark gösterilmiştir. Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsünde kurulmakta olan absorpsiyonlu soğutma sistemi incelenmiş ve sistemin buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemine göre karşılaştırılması yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Absorpsiyonlu soğutma çevrimi, çift etkili çevrim, tek etkili çevrim, lityum bromür-su eriyiği.

SUMMARY

THESIS TITLE : Absorption Cooling Systems

AUTHOR NAME : Ali Tahsin Çelik

This study aims to introduce the absorption cooling systems and compare with classical vapour compression refrigeration system. An extensive literature research about absorption cooling systems has been performed and the history of this system is told. Advantages of absorption cooling systems are detailed in comparison to vapor compression cooling systems. Basic elements of the absorption cooling system are introduced and the performance coefficient of the absorption system is examined. Liquids used within absorption cooling systems and favorable characteristics expected from the liquids are emphasized. Lithium Bromide-Water and Ammonia-Water pairs are examined with respect to their advantages, disadvantages and where they are used. Types of absorption cooling systems, particularly single-effect and double-effect systems are elaborated and compared. Single-effect and parallel and serial types of double-effect Lithium Bromide-Water systems are introduced and their performance coefficients are compared with numerical examples. Absorption cooling systems being set up at Gebze Institute of Technology is examined and compared to vapour compressed cooling systems.

Keywords: Absorption cooling cycle, double-effect cycle, single-effect cycle, Lithium Bromide-Water solution.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca engin bilgileriyle bana katkıda bulunan ve yönlendiren danışman hocam Doç. Dr. Ali Ata'ya, maddi ve manevi desteğini her zaman arkamda hissettiğim aileme ve bu tezi hazırlamamda yardımda bulunan herkese teşekkürü borç bilirim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
TABLolar DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	4
3. TARİHÇE	18
4. SOĞUTMA SİSTEMLERİ	20
4.1. Soğutma sistemlerinin sınıflandırılması	20
4.2. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri	23
5. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ	24
5.1. Sistemin tanıtılması	24
5.2. Absorpsiyonlu soğutma çevrimi	28
5.3. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkanların özellikleri ve akışkan sistemlerinin karşılaştırılması	30
5.4. Absorpsiyonlu soğutma sistemi tesir katsayısı	37
5.5. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi	40
5.5.1. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamiği	42
5.6. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi	46
5.6.1. Seri akışlı çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamiği	49
5.6.2. Paralel akışlı çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamiği	53
5.6.3. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistem için sayısal örnek	55
5.7. Diğer absorpsiyonlu soğutma çevrim tipleri	59
5.7.1. Absorpsiyonlu ısı yükselticileri	59
5.7.2. Çok kademeli absorpsiyonlu soğutma döngüsü	60
5.7.3. GAX'lı absorpsiyonlu soğutma döngüsü	61
5.7.4. Absorber-Isı korunumlu absorpsiyonlu soğutma döngüsü	62
5.7.5. Yarım kademeli absorpsiyonlu soğutma döngüsü	63
5.7.6. Kombine buhar absorpsiyon sıkıştırma döngüsü	64
5.7.7. Sorpsiyon-Resorpsiyon döngüsü	66
5.7.8. Çift döngülü absorpsiyonlu soğutma	67
5.7.9. Kombine ejektör - absorpsiyonlu soğutma döngüsü	67
5.7.10. Ozmotik-membran absorpsiyon döngüsü	71
5.7.11. LiBr/su kullanılan kendinden sirkülasyonlu absorpsiyon sistemi	72

5.7.12. Difüzyon absorpsiyonlu soğutma sistemi	73
5.8. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması	74
6.GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ'NDE KURULAN ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ	75
6.1 Sistemin Genel Tanıtımı	75
6.2 Sistem Komponentleri	76
6.2.1. Parabolik Oluk Tip Güneş Kolektörleri	76
6.2.2. Çift Etkili Absorpsiyon Sistemi	78
6.2.3. Soğutma Kulesi	80
6.2.4. Buhar Jeneratörü	81
6.3 Sistemin teorik verimi ve soğutma kapasitesi	82
6.4 Sistemin buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemiyle karşılaştırılması	83
6.4.1. Çevresel boyut	83
6.5 Sistem üzerine sonuç ve öneriler	84
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	87
KAYNAKLAR	90
ÖZGEÇMİŞ	95

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

h	: Entalpi	[kJ/kg]
Q	: Isı yükü	[kJ]
m	: Debi	[kg/s]
x	: Eriyik konsantrasyonu	[%]
η	: Verim	[%]
COP	: Isıl performans katsayısı	
P	: Basınç	
r	: Dolaşım oranı	
ASS	: Absorpsiyonlu soğutma sistemi	
DSJ	: Düşük sıcaklık jeneratörü	
YSJ	: Yüksek sıcaklık jeneratörü	
DB	: Düşük basınç	
YB	: Yüksek basınç	
HX	: Isı değiştiricisi	
GAX	: Jeneratör Absorber Isı değiştiricisi	
Abs	: Absorber	
STK	: Soğutma tesir katsayısı	
DAR	: Difüzyon Absorpsiyon soğutma döngüsü	
POGK	: Parabolik Oluk Tip Güneş Kolektörü	

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>ŞEKİL</u>	<u>SAYFA</u>
4.1 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	23
5.1 Absorpsiyonlu soğutma çevrimi	24
5.2 Su-LiBr akışkanlı absorpsiyonlu su soğutucu	27
5.3 Absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik gösterimi	28
5.4 Jeneratör Sıcaklığı – COP ilişkisi	38
5.5 Absorber Sıcaklığı – COP ilişkisi	39
5.6 Buharlaştırıcı – COP ilişkisi	40
5.7 Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi	41
5.8 Tersinir çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi	47
5.9 Çift etkili seri akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemi	49
5.10 Çift etkili paralel akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemi	53
5.11 LiBr-Su çiftli çiller sistemlerinin COP'lerinin sıcaklığa bağlı değişimi	55
5.12 Absorpsiyonlu ısı yükselticisi	60
5.13 Üç etkili absorpsiyonlu soğutma şeması	61
5.14 GAX tipi çevrim şeması	62
5.15 Absorber-ısı kazanımlı döngü	63
5.16 Yarım kademeli absorpsiyon döngüsü	64
5.17 Buhar absorpsiyon/sıkıştırma döngüsü	65
5.18 Çift etkili absorpsiyon / sıkıştırma döngüsü	66
5.19 Resorpsiyon çevrimi	67
5.20 Modifiye edilmiş kombine ejektör-absorpsiyon döngüsü	68
5.21 Birleşik Ejektör-Absorber Sistemi	69

5.22 Aphornratana ve Eames tarafından öne sürülen sistem şeması	70
5.23 Eames ve Wu tarafından ortaya atılan çevrim	71
5.24 Ozmotik membranlı absorpsiyon sistemi	71
5.25 Absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin karşılaştırılması	74
6.1 Sistem akış şeması	75
6.2 POGK detayı	77
6.3 G.Y.T.E.'de kullanılan POGK'leri	78
6.4 Sistemde kullanılan absorpsiyon Sistemi	79
6.5 Soğutma kulesi	80
6.6 Buhar Jeneratörü	81

TABLÖLAR DİZİNİ

<u>TABLO</u>	<u>SAYFA</u>
5.1 Üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri	30
6.1 Kolektör tasarım değerleri	77
6.2 ABSORPTION CHILLER BROAD (BS10 N.0.4–15)	79
6.3 BUHAR JENERATÖRÜ / ARALSAN (ABR-EN 150 4)	81
6.4 İki sistemin teknik karşılaştırılması	84
6.5 Emisyon üretim değerleri	85

1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında enerji kavramı ve sorunları büyük ölçüde gündeme oturmuştur. 1970 yılındaki petrol krizi, petrolün adeta silah gibi kullanılmasıyla ortaya çıkmıştı. Bugün ise petrolün gelecek 40 yıl içinde tükenmesi söz konusudur. Ayrıca küreselleşen ve büyüyen ekonomiler ve rekabetleri 1970’li yıllara nazaran daha üst seviyelere ulaşmıştır. Büyüme, gelişme, rekabet ve hızlı nüfus artışı enerji tüketimini artırmış ve yaygın fosil kaynakların kullanımıyla çevre sorunları da büyümüştür. Günümüzde çevre kirliliği de ekonomik maliyetleri açısından değerlendirilmeye başlanmıştır. Tüm bunlar farklı arayışlara yol açmıştır. Hem ekonomik hem de çevre dostu olması açısından alternatif enerji kaynakları üzerine çalışmalar yoğunlaşmıştır.

Enerjinin doğrudan kullanılmayan biçimine birincil enerji, ham enerji veya yakıt adı verilir. Yakıtlar fosil, nükleer ve güneşsel olarak 3 grupta toplanabilir. Fosil yakıtların ana elementleri C ve H, nükleer yakıtların ana elementleri ise füzyon enerjide H izotopları, fisyon enerjide ise U ve Th izotoplarıdır. Güneş radyasyon enerjisi, güneşte oluşan güneş H füzyon reaksiyonu sonucu bize ulaşan fotonlarda oluşur. Enerjinin doğrudan kullanılabilinen biçimleri (teknik yakıt, ısı, mekanik enerji, elektrik enerjisi, elektromanyetik enerji vb.) ise ikincil veya yakıt türevsel enerjiler olarak isimlendirilir.

Günümüzde kullanılan yakıtların %90’a yakını fosil yakıtlardan oluşuyor. Kömür, doğalgaz ve petrol fosil yakıt sınıfına girerler. Tahminlere göre kömürün 200 yıl, petrolün 40 yıl, doğalgazın ise 60 yıl kadar yetecek kadar rezervlerinin olduğu ileri sürülmektedir. Fosil yakıt kaynaklarının dünyanın belirli ülkelerinde bulunması ve bu kaynakların tükenme noktasına gelmeleri de farklı arayışlara neden olmaktadır.

Özellikle gelişmiş ülkeler fosil yakıtların yarattığı bu dezavantajlardan kurtulmak ve küresel rekabette öne geçebilmek için enerji maliyetlerini minimize edecek her türden yeni teknolojiyi denemekte ve kullanıma sokmaktadırlar. Bu bağlamda alternatif enerji kaynakları gibi kaynağı tükenmez ve bedava olan sistemlere yönelmişlerdir. Enerji geri kazanımı, enerji tasarrufu gibi kavramları da literatürde sıkça kullanmaktadırlar.

Yenilenebilir enerji kaynaklarının başında güneş, rüzgâr, hidrolik, biyokütle gelmektedir. Özellikle güneş enerjisi kaynaklı pek çok uygulama mevcuttur. Bunlar; ısı-güç çevrimleri, soğutma çevrimleri, ısı çevre ve endüstriyel ısıl prosesler sayılabilir. Ayrıca fotovoltaiik pillerle elektrik üretimi de yapılabilmektedir. Güneş enerjisi, ısıl çevre uygulaması kapsamında sıcak su eldesinden absorpsiyonlu soğutma sistemleri uygulamasına kadar çok geniş bir alanda kullanılabilmektedir.

Yenilenebilir kaynaklar dışında enerji tasarrufu, enerji geri kazanımı gibi yollarla da enerji maliyetlerinin minimize edilmesi yaygınlaşmaktadır. Atık ısı geri kazanımı türü sistemler sanayi kesiminde yaygınlaşan uygulamalardandır.

Güneş enerjisi ve sanayi tesislerindeki atık enerjiyi kullanabilmesi açısından absorpsiyonlu soğutma sistemleri yukarıda anlatılan nedenlerden ötürü cazip hale gelmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışabilmesi dış mekanik iş gerektirmeyip ısı enerjisi yeterlidir.

Ülkemiz alternatif enerji kaynakları açısından önemli potansiyellere sahiptir. Bunlardan göze çarpanı ise güneş enerjisidir. Ülkemiz, coğrafi konumu nedeniyle sahip olduğu güneş enerjisi potansiyeli açısından birçok ülkeye göre şanslı durumdadır. Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü'nde (DMI) mevcut bulunan 1966–1982 yıllarında ölçülen güneşlenme süresi ve ışıınım şiddeti verilerinden yararlanarak EİE tarafından yapılan çalışmaya göre Türkiye'nin ortalama yıllık toplam güneşlenme süresi 2640 saat (günlük toplam 7,2 saat) olarak belirlenmiştir.

Küreselleşen rekabet ve enerji maliyetlerinin önemi göz önünde bulundurulursa, ülkemizde yakın dönemlerde absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin yaygınlaşacağı ortadadır.

Bu nedenle bu çalışmada absorpsiyonlu sistemler hakkında genel ve yer yer özel bilgiler verilmeye çalışılmıştır. Absorpsiyonlu sistemlerin tarihsel gelişimi, daha önceden yapılmış teorik ve pratik çalışmalarla, absorpsiyonlu sistem çeşitlerinin detay ve farklılıkları anlatılmıştır. Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü'nde kurulan Absorpsiyonlu soğutma sistemi örnek olarak alınmış ve sistemin tanıtımıyla beraber buhar sıkıştırırmalı sistemlerle kıyaslanması yapılmıştır.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri, kompresörün sıkıştırma işlemini gerçekleştirmesi için elektrik enerjisi tüketmesi nedeniyle, işletme giderleri açısından çok pahalı bir sistemdir. Özellikle ülkemiz koşulları düşünüldüğünde, buhar sıkıştırılmalı sistemlerin yerine alternatif olarak absorpsiyonlu sistemler düşünülmelidir.

1950'lerde ticari amaçla Amerika'da ve Japonya'da üretilmeye başlanan absorpsiyonlu soğutma sistemleri, buhar sıkıştırılmalı sistemlerin ilk yatırım maliyetlerinin azaltılmasıyla, ilk zamanlardaki popülerliğini kaybetmiştir. Son yıllarda, enerji politikaları sonucu tekrar gündeme gelen bu sistemlerin sahip olduğu en büyük pazar payı Amerika ve Japonya'dır. En çok uygulama alanı ise kojenerasyon santralleridir.

Absorpsiyonlu çevrimde elektrik enerjisinin yerine ısı enerjisi, buhar sıkıştırılmalı sisteme ait olan kompresörün yerine ise çözelti pompası, absorber, jeneratör, ısı değiştirgeçleri gibi elemanlar kullanılmaktadır. Gerekli ısı enerjisi girdisi olarak düşük ekserjili atık ısı, jeotermal enerji, güneş enerjisi, yani sistem kapsamında yanmanın olmadığı enerji türleri kullanılmaktadır. Bu sistemler dolaylı ateşlemeli (indirect-fired) sistemler olarak tanımlanmaktadır. Gerekli ısı enerjisi bir brülör yardımıyla fosil yakıtların yakılmasıyla elde edilecekse direkt ateşlemeli (direct fired) sistemler olarak tanımlanmaktadır. Sisteme verilecek ısı enerjisi ne kadar ucuza mal edilirse absorpsiyonlu sistemlerin işletmesi de o kadar ekonomik olur.

Son senelerde absorpsiyonlu ısı pompalarının ısıtma ve soğutmada verimli şekilde kullanılmasına yönelik çalışmalar artmıştır. Absorpsiyonlu sistemler 19. yüzyılda ilk kez geliştirildiklerinde gerçekte soğutma sistemlerinin öncülüğünü üstlenmişlerdir. Bunlar $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çifti ile çalışan sistemlerdi. Kompresör elektrik motorlarının güvenliğinin artmasıyla ve elektrik enerjisinin ucuzlamasıyla birlikte buhar sıkıştırılmalı sistemler absorpsiyonlu sistemlerin yerini almıştır. Son zamanlarda yapılan çalışmalar neticesinde absorbent olarak LiBr kullanılmasıyla absorpsiyonlu

sistemlerin yapısı basitleştirilmiş ve yatırım maliyetleri azaltılmıştır. Böylece endüstri ve konutlarda uygulamaları daha basit hale gelmiştir.

Literatürde absorpsiyonlu soğutma sistemleri (ASS) ve parabolik oluk tipi güneş kolektörleriyle (POGK) ile ilgili teorik ve deneysel olarak birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların amacı doğrultusunda sistematik biçimde incelenmiş, bunlardan bazıları özet olarak aşağıda verilmiştir.

İlk kez Faraday tarafından 1824 yılında amonyağı sıvılaştırma çalışmalarında geliştirilen soğurma prensibi, daha sonra soğutma çevrimi olarak kullanılmaya başlandı. Faraday amonyağı sıvılaştırmak için AgCl 'ü soğurucu akışkan olarak kullandı. 1850 yılında ilk absorpsiyonlu soğutma cihazının patentini Ferdinand Carre almıştır. Cihaz amonyak-su çiftini akışkan çifti olarak kullanmıştır.

Tleimat ve Howe, 1978'de, güneş enerjisiyle desteklenmiş ısı pompasının yaz soğutması ve kış ısıtması için nasıl kullanılacağını açıklamışlar ve bu sistemin ilk yatırım ve işletme masraflarına göre klasik ısıtma sistemleriyle karşılaştırmasını yapmışlardır.

Alizade ve Bahar, 1979'da, güneş enerjisiyle çalışan soğutma sisteminin dizayn ve iyileştirme çalışmalarını yapmışlar ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin kullanıldığı sistemlerin iklimlendirmede daha basit bir yapıya sahip olduğunu ve daha ucuza mal edildiğini göstermişlerdir.

Lazzarin, 1981'de, iki farklı iklim şartında klasik ısı pompası ve güneş destekli ısı pompasının performansını karşılaştırmak amacıyla simülasyonlar yapmış ve bileşik sistemin performansının güneş destekli ısı pompası sisteminin performansından % 25–75 oranında daha iyi olduğunu göstermiştir.

Kaushik ve Kumar, 1985'de, güneş enerjisiyle desteklenmiş $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ akışkan çiftleriyle çalışan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin bilgisayar ortamında termodinamik analizini yapmıştır. Bu çalışma ile absorber, jeneratör ve yoğusturucu sıcaklığının sistemin ısı performansına etkisi incelenmiştir.

Ziegler ve Alefeld, 1987’de, H_2O -LiBr ve NH_3 - H_2O soğutucu-soğurucu akışkan çiftlerinin kullanıldığı tek ve çok kademeli absorpsiyonlu ısı sistemlerinin performans parametrelerini teorik olarak incelemişler ve karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında, çok kademeli absorpsiyonlu ısı sistemlerinin performanslarının daha iyi olduğunu gözlemlemişlerdir. Ziegler ve Alefeld çalışmalarındaki kademeli absorpsiyonlu ısı sistemlerinde birinci çevrimdeki absorberden çekilen ısı enerjisiyle ikinci çevrimdeki jeneratörün beslenmesi durumu çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemine benzemektedir. Ancak çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde, yüksek sıcaklık jeneratörü ve düşük sıcaklık jeneratöründen çıkan soğutucu, buharlaştırıcıda soğutma için kullanılırken, Ziegler ve Alefeld’in çalışmasında ikinci kademedeki buharlaştırıcı, birinci kademedeki yoğusturucuyu çalıştırmaktadır.

Karakaş ve ark., 1990’da, güneş enerjisiyle çalışan NH_3 - H_2O ve H_2O -LiBr absorpsiyonlu sistemlerine termodinamiğin ikinci yasası analizini uygulamışlardır. Bu çalışmada sistemdeki tüm elemanlar için ayrı ayrı ekserji analizi yapılmış ve sonuçlar tablolar halinde verilmiştir. Bu sonuçlara göre $O^\circ C$ ’nin üzerinde H_2O -LiBr sisteminin, hem birinci hem de ikinci yasa analizine göre daha etkin olduğu belirtilmiştir.

Charia, 1991’de, güneş enerjisiyle çalışan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi için bir simülasyon programı hazırlamıştır. Bu program kullanılarak, iki kademeli (çift kademeli) absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma etkisini ve dinamik davranışını Kuzey Afrika şartlarında incelemiştir. Bu çalışmada $10^\circ C$ buharlaştırıcı sıcaklığı, $79^\circ C$ jeneratör sıcaklığı, $25^\circ C$ absorber ve yoğusturucu sıcaklığı için absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma gücünü 1 kW ve soğutma etkinliğini de 0.122 olarak hesaplamıştır.

Siddiqui, 1993’de NH_3 - H_2O , NH_3 -LiNO₃ , NH_3 -NaSCN ve NH_3 - H_2O çiftlerinin jeneratör sıcaklıklarının optimizasyonunu absorberin, yoğusturucunun, üst jeneratörün ve buharlaştırıcının sabit sıcaklıkları için, sistemin işletme maliyeti

minimum olacak şekilde yapmıştır. Bu çalışmada enerji kaynağı olarak biogaz, LPG ve güneş enerjisi kullanılmıştır. Analiz iklimlendirme kısmı için tüm sistemlerde, soğutma kısmı içinse amonyaklı üç sistemde gerçekleştirilmiştir. Çeşitli sistemler için enerji maliyetleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Optimum jeneratör sıcaklıklarını ve buna karşılık gelen soğutma performansı katsayıları grafikler halinde verilmiştir.

Mohanty ve Paloso, 2003’de, gaz türbinleriyle absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kombine kullanılması neticesinde gaz türbinin çıkış gücü ve elektrik üretimindeki performansını incelemiştir. Kuru ve tropikal iklimlerde gaz türbini içine alınan ortam havasının sıcaklığının azaltılmasıyla gaz türbininde güç çıkışında % 8-13’lük bir iyileşme, elektrik üretiminde ise %11’lik bir iyileşme olduğunu saptamışlardır. Gaz türbininden atılan sıcak hava öncelikle bir boylere gönderilir buradan üretilen buhar çift kademeli absorpsiyonlu sisteme beslenerek soğutma etkisi elde edilir ve bu soğutulan hava gaz türbini girişine beslenerek gaz türbininin belirtilen özellikleri, belirtilen miktarlarda arttırılabilir. Bu çalışmanın deney aşamaları Tayland’ta tamamlanmış olup gaz türbini kullanan kuru veya tropikal iklime sahip her yerde bu performans artışı sağlanabilir. Ayrıca çalışmada aynı etkiyi sağlamak amacıyla kurulacak ikinci bir türbinin ilk yatırım maliyetinin, absorpsiyonlu sistemin maliyetinin 4 katı olacağı belirtilmiştir.

Mendes ve ark., 1993’de, çalışmalarında solar destekli iki tip absorpsiyonlu sistemin (absorpsiyonlu soğutma sistemi yaz için ve solar destekli-direkt ateşlemeli absorpsiyonlu ısı pompası kışın ısıtma için) birincil enerji tüketiminin, kompresörlü sistemin birincil enerji tüketimiyle karşılaştırmasını yapmışlardır. Sonuç olarak parabolik oluk tipte kollektörlerin kullanılmasıyla gerekli olan kollektör alanı azaldığı için evlerdeki kullanımının kompresörlü sistemlerle rekabet edebilecek düzeye geldiği vurgulanmıştır. Ayrıca sadece yazın çalışacak tek kademeli sistemlerin direkt ateşlemeli olarak uygulanmasının iyi sonuçlar vermediğini belirtmişler ve çift kademeli sistemlere göre yaklaşık iki kat birincil enerji tükettiğini belirtmişlerdir. Uygulama alanı olarak Lizbon iklim koşullarında 120 m²’lik bir ev ve 600 m²’lik bir otel seçilmiştir ve en iyi sonucun çift kademeli sistemlerde alındığını belirtmişlerdir.

Won ve Kang, 1993’de, çalışmalarında dört adet iş akışkanı (veya karışımı) kullanan çift kademeli absorpsiyonlu ısı pompasının termodinamik analizini ve dizayn verilerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, $\text{LiCl}-\text{CaCl}_2-\text{Zn}(\text{NO}_3)_2-\text{LiBr}$ akışkan çiftlerinin veya karışımlarının kullanıldığı sistemin sadece $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ sistemine oranla daha iyi soğutma yapabildiğini göstermiş ve ısı ve kütle transferi denklemleri belirtmişlerdir. Bu karışımların kullanılması halinde ısıtma sisteminin de performansının arttığını gözlemişler, fakat bu akışkanların ısıtma sisteminde sınırlı çalışma sıcaklıkları olduğunu da belirtmişlerdir.

Ezzine ve ark., 2004’de çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik simülasyonunu ve optimizasyonunu yapmışlardır. En çok tersinmezliklerin jeneratör ve absorber kısımlarında oluştuğunu ifade etmişler ve buralarda oluşan tersinmezlikleri azaltarak optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Li ve Sumathy, güneş enerjisi destekli bir havalandırma sisteminde kısımlandırılmış depolama tankının performansını incelemişlerdir. Çalışma sonucunda kısımlandırılmış depolama tankının, bütün depolama tankına oranla COP’de %12’lik bir artış yaptığını söylemişlerdir. Simülasyonda TRNSYS simülasyon programını kullanmışlardır.

Xu ve Dai, 1996’da, paralel akışlı çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin çevrim simülasyon modelini incelemişlerdir. Dizayn parametrelerinin ve toplam ısı transferi alanının COP üzerindeki etkilerini bu modeli kullanarak incelemişlerdir. Sonuç olarak ısı değiştirgeçlerindeki ısı geri kazanma oranının artmasıyla ve çözelti dolaşım oranının azalmasıyla sistemin soğutma tesir katsayısının arttığını ve toplam ısı transferi alanının azaldığını grafiklerle göstermişlerdir.

Cheung ve arkadaşları, 1996’da, kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansını incelemişlerdir. $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ ve $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ çiftleriyle iklimlendirme uygulamaları yapmışlardır.

Tozer ve James, 1997’de, çalışmalarında absorpsiyonlu sistemler için matematiksel modelleme ile her bir ASS türü için PK’larını hesaplamaya çalışmışlardır.

Wu ve Eames, 1998'deki çalışmalarında ejektörlü tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çevrimde bilinen çift kademeli absorpsiyonlu sistemdeki yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklık jeneratörlerinin yerini, buhar jeneratörü, ejektör ve bir jeneratör almıştır. Ejektörün buradaki görevi, ısı pompası gibi çalışarak konsantrasyonu ve jeneratöre giren ısıyı arttırmaktır. Bu çalışmadaki amaç ilk yatırım maliyeti yüksek olan çift kademeli sistemin yerine ejektör ile modifiye edilmiş tek kademeli bir sistem kullanarak yaklaşık aynı COP'ye ulaşmak ve ilk yatırım maliyetinin böylece azaltılmasını sağlamak olarak belirtilmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda COP çift kademeli sistemle rekabet edebilecek düzeyde bulunmuştur ve bu sistemin özellikle endüstriyel alanlarda faydalı olacağı belirtilmiştir.

Tozer ve James, 1998'de, ideal absorpsiyon çevrimini, Carnot çevrimine uygulayarak soğutma teorisi hakkında evrensel denklemler türetmeyi amaçlamışlardır. Absorpsiyon çevriminin pratik geçerliliğini göz önüne alarak bu sistemlerin kojenerasyon sistemlerindeki kullanılabilirliğini incelemişlerdir. Bu incelemede direkt ateşlemeli absorpsiyonlu soğutma sistemi kojenerasyon sistemine uygulanmıştır. Sonuç olarak kompresörlü sistemlerle absorpsiyonlu sistemlerin ekonomik analizi yapılmış ve geri ödeme süreleri grafikler halinde efektif çalışma saatine göre verilmiştir.

Ravikumar, 1998'de, solar destekli çift kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmıştır. Çevrim parametrelerinin birinci ve ikinci yasa kapsamında nasıl etkilendiğini incelemiş ve sistemin performansının artırılması için buharlaştırıcı dizaynının önemine dikkat çekmiştir.

Best ve Ortega, 1999'da, solar destekli absorpsiyonlu sistemlerin gelişimi hakkında bilgi vermişler ve gelecekteki önemini belirtmişlerdir. Solar sistemli absorpsiyonlu soğutma sisteminin Meksika'daki iki uygulamasını belirtmişler ve karşılaştırmasını yapmışlardır. Sonuç olarak solar destekli absorpsiyonlu sistemlerin konvansiyonel sistemlerle rekabet edebilmesi için daha çok geliştirilip ilk yatırım maliyetlerinin azaltılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Yoon ve Kwon, 1999'da, çalışmalarında yeni bir iş akışkanlı sistemin çevrim analizini yapmışlardır. Yeni iş akışkanı olarak $H_2O/LiBr + HO(CH_2)_3OH$ akışkanını incelemişlerdir. Bu yeni iş akışkanı ile kristalizasyon problemi % 8 oranında azaltılmıştır. Soğutma havası debisi, zayıf çözelti debisi ve soğutulmuş su debileri incelenmiş ve önemli parametrelerle grafikler üzerinde değişimleri verilmiştir. Sonuç olarak sistemin soğutma tesir katsayısının % 3 arttığı belirtilmiştir.

Wijesundera, 1999'da, solar destekli absorpsiyonlu soğutma sistemlerini modellemiştir. Modellemesinde üç ısı rezervuarlı modelleme sistemini kullanmış, iç tersinmezliklerin ve dış tersinmezliklerin sistemin soğutma kapasitesine etkisini ve sistemin COP değeri üzerindeki etkisini incelemiştir. Sonuçları ABSIM adlı bilgisayar programına uygulamış ve ideal bir çevrimle, tersinmezliklerin olduğu diğer çevrimlerin farklarını tek kademeli ve çift kademeli sistemler için grafik üzerinde göstermiştir.

Alizadeh, 2000'de, güneş enerjisi destekli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin teknik ve ekonomik analizini yapmıştır. Sistemin COP değerinin artışının kollektör yüzey alanının azalmasına neden olacağını açıklamıştır. Çalışmasında 140 °C'de çalışan çift kademeli rejenerasyonlu ve tek kademeli soğutma sistemi ve kompresörlü soğutma sistemlerinin karşılaştırmasını yapmıştır. Sonuç olarak solar sistemlerin elektrikli sistemlerle yarışması için verimlerinin daha da artırılması gerektiğini savunmuştur.

Bruno, 2000'de, çalışmasında çift kademeli absorpsiyonlu sistemi, kojenerasyon sistemiyle birleştirerek sistemin veriminin nasıl etkilendiğini incelemiştir. Sonuç olarak kojenerasyon sistemlerinde kullanımının sistem verimini arttırdığını göstermiştir.

Göktun ve Er, 2000'de, çalışmalarında, termal dirençlerin ve iç tersinmezliklerin tersinmez kaskat bir sistem ile çift kademeli absorpsiyonlu sistemin çalışma koşullarına etkilerini ve optimum performans parametrelerini denklemler ile incelemişlerdir. Sonuç olarak kaskat sistemin kullanılması durumunda sistemin COP değerinde %60'lık, soğutma kapasitesinde ise %40'lık bir artış olduğunu göstermişlerdir.

Chua ve Toh, 2000’de, çalışmalarında negatif sıcaklıklarda ve yüksek derişimlerde LiBr çözeltisinin özelliklerini incelemişlerdir.

Talbi ve Agnew, 2000’de, LiBr-H₂O çiftiyle çalışan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Sistemdeki tersinmezlikleri belirlemeye çalışmışlardır.

Li ve Sumathy, 2000’de, solar destekli havalandırma sistemlerini incelemişler ve tasarım için önemli olan parametreleri belirtmişlerdir. Bu tip sistemler için en önemli tasarım parametresi olarak jeneratör giriş sıcaklığını göstermişlerdir. Ayrıca kolektör tipi seçiminin de büyük önem arz ettiğini belirtmişlerdir. Çift kademeli sistemlerin en verimli sistemler olduğunu belirtmişler ve COP değerlerinin artırılması yönünde son yıllarda yapılmış olan gelişmeleri incelemişlerdir. Solar havuzlar bunlar arasında gösterilebilir. Solar havuzlar sayesinde hem depolama yapılmakta hem de soğutma kulesinden tasarruf edilmektedir. Havuzun atmosfere yakın kısmı soğutma kulesi görevini yaparken alt kısım ise jeneratöre sıcak su beslemektedir. Çalışmalarında bununla ilgili bir taslak resim de bulunmaktadır. Sonuç olarak solar destekli sistemlerin ilk yatırım maliyetlerinin konvansiyonel sistemlere göre pahalı olmasından dolayı geliştirilmeye ihtiyaçlarının olduğunu belirtmişlerdir.

Srihirin ve Aphornatana, 2001’de, absorpsiyonlu soğutma teknolojisindeki gelişmeleri ve iş akışkanlarını incelemişlerdir. Sonuç olarak şu anda en akla yatkın sistemin çift kademeli sistemler olduğunu belirtmişler ve kombine ejektör-absorpsiyonlu sistemin bir alternatif olabileceğini söylemişlerdir. Ayrıca difüzyon absorpsiyonlu sistemin de COP değerinin çok düşük olmasına rağmen (COP = 0.1–0.2) geliştirilmeye açık olduğunu belirtmişlerdir.

Kaita, 2001’de, yüksek sıcaklıklarda LiBr çözeltisinin entalpi ve entropi değerlerini incelemiştir.

Florides ve Kalogirou, 2002’de, çalışmalarında tek kademeli, H₂O- LiBr akışkan çiftinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sisteminin dizayn ve konstrüksiyon parametrelerini belirlemek amacıyla ısı ve kütle transferi denklemlerini kullanarak bazı denklemler türetmişlerdir. Bu denklemler bilgisayar

programı ile çözülerek absorberde LiBr giriş ve çıkış derişimleri farkı, jeneratör sıcaklığına bağılı olarak COP değeri değışimi, çözelti ısı değıştiricisi verimliliğı ve çözeltinin absorberden çıkış sıcaklığına bağılı olarak kuvvetli çözeltinin verimliliğini incelemişlerdir.

Reddy ve Ramkiran, 2002’de, atık ısı ile çalışan buhar jeneratöründe ikinci yasa analizini yapmışlar ve boyutsuz parametrelerle, entropi üretim sayısını ilişkilendirerek sistemi optimize etmeye çalışmışlardır.

Arun ve ark., 2002’de, LiBr ile çalışan çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin paralel veya seri akışlı olmalarının performans analizlerini yapmışlardır. Çalışma sonucunda paralel akışlı sistemlerin COP değerinin seri akışlıdan daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca paralel akışlı sistemlerin buharlaştırıcı sıcaklığında olan değışimlere daha duyarlı olduğunu, absorber ve yoğunlaştırıcıdaki sıcaklık değışimlerine daha duyarsız olduğunu göstermişler, ayrıca bu sonuçları grafikler halinde belirtmişlerdir.

Elsafty ve Al-Daini, 2003’de, tek kademeli ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleriyle kompresörlü soğutma sisteminin ekonomik yönden analizini yapmışlardır. Sonuç olarak kompresörlü sistemlerin toplam maliyetinin tek kademeli sistemlerden %11 daha az olduğunu, çift kademeli sistemlerin toplam maliyetinin ise tek kademeli sistemlerden % 45 daha az olduğunu, yani çift kademeli bir sistemin toplam maliyetinin kompresörlü sistemin maliyetinden % 30 daha az olduğu göstermişlerdir. Çalışmalarında şimdiki değer yöntemiyle bu sonuçları bulmuşlardır. Ayrıca çift kademeli sistemin çevre dostu olduğu da vurgulanarak uygulamalarda kullanılmasının gerekliliğini belirtmişlerdir.

Kim ve ark., 2002’de, kompresör destekli H_2O -LiBr iş akışkanlı, üç kademeli bir absorpsiyonlu sistemi incelemişlerdir. Üç kademeli sistemlerde karşılaşılan en büyük problemin, yüksek jeneratör sıcaklığından dolayı korozyon problemi olduğunu ve bu sorunu gidermek için henüz bir antikorozif madde önerilmediğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında dört çeşit kompresör yardımıyla yüksek olan jeneratör sıcaklığını azaltmayı denemişlerdir. Kompresörü çevrimde farklı kısımlara koyup jeneratör sıcaklığını azaltmayı denemişlerdir. En iyi sonucu

kompresörü, absorber ile buharlaştırıcı arasına koydukları zaman elde etmişlerdir. Böylece jeneratör sıcaklığını 40 K kadar azaltarak 473.15 K'de olması muhtemel korozyon problemine bir çözüm sunmuşlardır.

Grossman, 2002'de, solar destekli havalandırma konusunda son yıllarda yaşanan gelişmeleri incelemiş ve bu sistemleri açık çevrimli ve kapalı çevrimli sistemler olarak iki ana başlık altında toplamıştır. Kapalı çevrimli sistemlerde absorpsiyonlu soğutma çevrimlerini incelemiş ve tek kademeli, çift kademeli ve üç kademeli sistemleri gerekli kollektör tiplerine, gerekli kollektör alanlarına, kolektör fiyatlarına, COP değerlerine ve toplam maliyetlerine göre kıyaslamıştır. Açık çevrimli sistemleri ise katı ve sıvı emici olmalarına göre incelemiş ve absorpsiyonlu sistemlere bir alternatif sunmuştur. Bu açık çevrimli sistemler absorpsiyonlu sistemlere göre çok daha düşük sıcaklıklarda çalıştıklarından, kollektör alanı da azalacağı için ilk yatırım maliyeti oldukça azalmaktadır. Ancak açık çevrimli sistemlerin COP değerlerinin maksimum 0.45 civarında olmasından dolayı absorpsiyonlu sistemlere göre çok büyük bir dezavantajı vardır. Sonuç olarak sistemlerin karşılaştırılması yapılmış ve her iki sistemin de bazı üstünlükleri ve dezavantajları belirtilmiştir. Açık çevrimli sistemlerin düşük sıcaklık kaynağı gerektirmeleri ($\approx 60^\circ\text{C}$) ve bu nedenle kollektör alanındaki azalma ve ilk yatırım maliyetinin az olması en önemli avantajı olarak belirtilmiştir [Grossman 2002b].

Jiang ve ark., 2002'de, çalışmalarında absorpsiyon-ejektör hibrid soğutma sistemiyle küçük kapasiteli bir çift kademeli sistemin termo-ekonomik yönden analizini yapmışlardır. Sonuçta hibrid soğutma sisteminin COP değeri 0.9–1.0 civarında bulunmuş olup çift kademeli sistemin COP değerinden bir miktar düşük olduğu belirtilmiştir. Termo-ekonomik analizde iki sistemin yıllık 600 saat ve 1000 saat çalışma süreleri olduğu göz önüne alınmış ve sistemin kullanım ömrü 10 yıl olarak seçilmiştir. Sistemlerin atık ısı ve doğalgaz kullanılması halleri karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak hibrid sistemin COP değerinin daha düşük olmasına rağmen, atık ısının ısı kaynağı olarak kullanılması halinde hibrid sistemin çok daha uygun olduğu belirtilmiş ve doğalgaz ile kullanılması durumunda ise çift kademeli sistemle rekabet edebilecek bir düzeyde olduğu belirtilmiştir.

Gilchrist ve ark., 2002’de, çevre sıcaklığının artması durumunda LiBr konsantrasyonundaki artışa ve performans düşüklüğüne dikkat çekmişlerdir. Deneysel çalışmalar sonucu elde edilen değerleri grafikler halinde vermişler ve önlenmesi için soğutma kulelerinin daha etkin halde kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Elsafty ve Al-Daini, 2003’de, farklı parametrelerin sistemin COP değerini nasıl etkilediğini incelemişlerdir. Çalışmada tek kademeli sistemlerle, paralel ve seri akışlı çift kademeli sistemlerin kıyaslaması yapılmıştır. (Seri akışlı sistemde, zayıf çözelti ikinci jeneratöre girmeden direkt ısı değiştirgecine gitmektedir.) Sonuçta çift kademeli sistemlerin COP değerinin tek kademeli sistemlerin yaklaşık iki katı olduğunu ve çift kademeli sistemlerin daha yüksek jeneratör sıcaklığı gerektirdiğini göstermiştir. Paralel akışlı sistemlerin diğerlerine kıyasla daha yüksek COP değerine sahip olduğunu, jeneratör sıcaklığındaki artış veya yoğuşturucu sıcaklığındaki azalmanın veya optimum bir çözümün sistemin performans katsayısını arttırdığını ve ısı değiştirgeçlerinin, COP üzerinde önemli ölçüde etkisi olduğunu grafiklerle ifade etmişlerdir.

Li ve Sumathy, 2003’de, Hong Kong Üniversitesi’nde kurulmuş olan 28 m²’lik yüzey alanına sahip düz kollektörle sıcak su sağlanan LiBr iş akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemine dört farklı tipte depolama tankı modelini uygulamışlar ve her bir depolama tankı için COP değerlerinin değişimini ve soğutma verimliliklerini karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak bölünmüş depolama tankının COP değerinin ve soğutma verimliliğinin daha iyi olduğunu göstermişlerdir. Bunun nedenini ise “sabahları güneş, bölünmüş tank olduğu için, tankın sadece belli bir kısmını ısıtacaktır ve daha çabuk soğutma işlemine başlanacaktır” şeklinde ifade etmişlerdir.

Kalogirou, 2003’de, endüstri için gerekli olan ısının (60–260°C) solar yolla sağlanması için gerekli koşulları ve ortama bağlı olarak beş farklı tipteki kolektör davranışlarını incelemiştir. Çalışmasında Kıbrıs’taki meteorolojik özellikleri kullanmış ve sonuç olarak solar yolla elde edilecek ısının maliyetini, kollektör tipine ve yakıt fiyatlarına bağlı olarak 0.015–0.028 \$/kWh olarak hesaplamıştır.

Atmaca ve Yiğit, 2003’de, Antalya iklim şartları için, LiBr ile çalışan tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin modellenmesini yapmışlar ve sıcak su giriş sıcaklığının COP üzerindeki etkisini ve soğutma cihazı elemanlarının yüzey alanlarını incelemişlerdir. Ayrıca kollektör tipinin etkisini ve depolama tankının kütleini de incelemişlerdir. Sonuç olarak, sıcak su giriş sıcaklığının artması ve diğer elemanların yüzey alanının değişmemesi halinde absorber ve çözelti ısı değiştirgecinin yüzey alanının azaldığını, 3750 kg’lık bir depolama tankının ideal olacağını ve çift sırlanmış veya tek sırlanmış kollektör tipleriyle karşılaştırıldığında, vakumlanmış kollektör tipinin daha iyi sonuç verdiğini belirtmişlerdir.

Worek ve ark., 2003’de, tek kademeli sistemlerin düşük COP değerlerinin olduğunu ve henüz geliştirilmekte olan üç kademeli ve dört kademeli sistemlerde ise ilk yatırım maliyetlerinin yüksek oluşu ve çok yüksek sıcaklıklarda çalışmalarından dolayı korozyon problemlerinin olması nedeniyle pazarda yer alamadıklarını belirtmişlerdir. Çift kademeli sistemlerin ise pazarda iyi bir yeri olduğunu belirtmişler ve VRA (Vapor Recompression Absorber) sisteminin de eklenmesiyle daha yüksek COP değerleri elde edileceğini deneysel olarak göstermişlerdir. VRA sistemi yoğuşturucudan alınan ısı ile çalışan adyabatik bir sistem olup daha fazla soğutucuyu buharlaştırmak için kullanılmaktadır. Böylece soğutucu debisinin artacağını daha çok soğutma yükünün karşılanabileceğini göstermişlerdir. Yoğuşturucu iki kademeli düşünülmüş ve ilk yoğuşturucudan sağlanan ısı düşük sıcaklık absorbere verilmiştir. Sonuç olarak sistemin çalışma prensibi ve detayları açıklanmış ve enerji denklemleri gösterilerek nümerik analizi yapılmıştır. Grafiklerle sistemin performansındaki iyileşmeler gösterilmiştir.

Khan ve Rasul, 2004’de, binalarda enerji sakınımı hakkında yaptıkları çalışmalarında kojenerasyon sistemlerini ve termal enerji depolama ile desteklenmiş kojenerasyon sistemlerini incelemişlerdir. Çalışmalarında özellikle ekonomik yönden konuyu ele almışlardır. Enerji tasarrufunu %16–20 civarında hesaplamışlardır. Depolama sonucu pik yükteki azalma ise %13 civarında bulunmuştur. Çalışmada çift kademeli absorpsiyonlu sistem ele alınmıştır.

Duff ve arkadaşları, 2004’de, 1998 senesinde Sacramento’da bir ticaret merkezinde kurulmuş olan vakumlanmış güneş kollektörleri ve çift kademeli, çift

buharlaştırıcıya sahip absorpsiyonlu soğutma sisteminin demonstrasyonunu yapmışlardır. Çift buharlaştırıcı sistemlerde yaklaşık iki kat soğutma elde edildiğini göstermişlerdir. Bu nedenle gerekli olan kollektör alanı yarıya düşmüştür. Toplam kollektör alanı 106.5 m^2 'dir. Böylece maliyet azalmıştır. Soğutma cihazının kapasitesi 70 kW'tır. Kolektörlerde sıcak su taşıyan boru ile onun çevresindeki kayıpları azaltacak boru arasındaki hava vakumlanmıştır. Ayrıca dış borunun alt yüzeyi ayna ile kaplanmış olup iç boruya bir kanat yatay ve dikey pozisyonlarda monte edilmiştir. Yapılan iki senelik gözlem sonucu kanatların yatay veya dikey olması durumunda yaklaşık aynı sonuçlar elde edilmiş ve sistemin COP değeri yaklaşık 1.1 olarak belirlenmiştir. Sistemin farklı çalışma koşullarında da kararlı bir yapı sergilediğini belirtmişlerdir.

Liu ve Wang, 2004'de, dolaylı ve direkt ateşlemeli çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans analizini yapmışlardır. Dolaylı ateşlemenin yetersiz olacağı durumlarda gaz yakıtı devreye sokarak konfor şartlarının sağlanmasını hedeflemişlerdir.

Şencan, 2005'de, tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmış COP değerinin ve ekserji veriminin jeneratör sıcaklığının artırılmasıyla nasıl değiştiğini incelemiştir. Sonuç olarak, jeneratör sıcaklığındaki artış COP değerini artırırken ekserji verimini azaltmıştır. Ayrıca jeneratör ve absorberdeki kaybedilen ekserjinin diğer elemanlardakinden fazla olmasının nedenini çözeltinin karışma ve ayrılma işlemlerine bağlamıştır.

Misra ve Shao, 2005'de, çift kademeli ASS'nin termoeconomik analizini yapmışlardır. Bu çalışmadaki amaç toplam ürün maliyetinin minimum yapılmasıdır.

Tozer ve Sayed, 2005'de, LiBr çözeltisinin derişim ve sıcaklık aralığını genişleterek özelliklerin değişimini incelemişlerdir.

Izquierdo ve Venegas, 2005'de, hava veya su ile soğutulan çift kademeli ASS'nin ekserji analizini yapmışlardır. Absorber sıcaklığına göre ikinci yasa veriminin hava veya su soğutmalı sistemlerdeki değişimini incelemişlerdir.

Patek ve Klomfar, 2005’de, LiBr çözeltilisinin 273–500 K aralığında özelliklerini incelemişlerdir.

Kim ve Ferreria, 2006’ da, LiBr çözeltisi için Gibbs denklemlerini çıkarmışlardır. % 0–70 derişim aralığında ve 0-210 °C sıcaklıkları arasında LiBr çözeltisinin entalpi ve entropi değerlerinin hesaplanmasını sağlayacak formülleri türetmişlerdir.

Casals, 2006’da, İspanya’da kurulu solar-soğutma sistemlerinin TRNSYS dinamik simülasyon programı yardımıyla analizlerini yapmış ve diğer soğutma sistemleri ile karşılaştırmasını yapmıştır.

3. TARİHÇE

Absorpsiyon çevrim esaslı makineler diğer soğutma ve ısı pompası çevrimlerine göre daha uzun bir tarihe sahiptirler. Absorpsiyonlu soğutmanın temelleri 18.yüzyılda başlar. Sülfürik asitin var olduğu durumlarda boşaltılmış bir konteynır içinde bulunan bir kaptan saf su buharlaştırmak suretiyle buz üretilbileceği biliniyordu. [Herold et al., 1989] Suyu emen asit buharlaştıkça, sıcaklık düşüyor ve su yüzeyinde buz tabakaları oluşuyordu. Bu sistemde yaşanan en büyük problemler korozyon ve havanın vakumlu kaba sızmasıydı [Sriksirin et al., 2001]. 1859 yılında Ferdinand Carre, 1825 yılında Michael Faraday'ın keşfettiği absorpsiyon işlemini kullanarak ilk NH_3 - H_2O kullanan absorpsiyonlu makineyi geliştirdi ve 1860 yılında Amerika'dan patent aldı. Bu patente dayalı olarak geliştirilen makineler buz yapmak ve gıdaları soğutmak için kullanıldı ve soğutucu geliştirme yönündeki çalışmalarda temel dizayn olarak faydalanıldı.

Absorpsiyon çevrim esaslı bu makineler Hodgett tarafından kimyasal ısı pompaları kategorisi içerisinde gösterilmiş ve incelenmiştir. Özellikle petrol ve kimya endüstrisinde 1890-1900 yılları arasında büyük absorpsiyonlu makinalar kullanılmıştır. Diğer büyük soğutma çevrimleri buhar-jet'li sistemler ve devir sayıları son derece düşük olan kompresörleri kullanan buhar sıkıştırmalı çevrimler olmuştur. 1911'den sonra, mühendisler, devir sayıları 50 rpm'nin üzerinde olan kompresörleri yapmışlardır. Devirleri 100 ila 300 rpm arasında olan bu kompresörlerle buhar sıkıştırmalı soğutma endüstrisinin gelişimi olgunlaşmıştır. Bu süreçte absorpsiyonlu soğutma makinelerinin gelişimi üzerindeki çabalar hız kesmiştir. Bununla beraber daha büyük kapasiteli soğutma sistemlerine olan ihtiyaca karşın elektrik güç maliyetlerinin oluşturduğu olumsuz ekonomik faktör yüzünden yaşanan süreçte tasarımcıların ortak düşüncesi, büyük soğutma devrelerini çalıştırmak için elektrik gücü yerine geçebilecek başka bir güç arayışı olmuştur. Buhar-jet ve buhar türbini tahrik santrifüj kompresörlü çevrimler, ısı tahrikli soğutma sistemleri olup, fakat bunların konjektörü sadece büyük-devasa yükler için geçerli olmaktadır. Bu çevrimlerle ticari kompakt makinalar yapmak mümkün değildi. 1936'da buhar ve doğal gazla çalışabilecek absorpsiyon çevrim esaslı soğutma makineleri üzerinde yoğun çabalar başlamıştır.

Absorpsiyon teknolojisi evsel, ticari veya endüstriyel tesislerde ısıtma, iklimlendirme ve soğutma için kullanılmaktadır. Bu teknolojiye dayalı buzdolapları Amerika Birleşik Devletleri'nde 1930-1950 arasında geniş bir biçimde kullanılmıştır. Bu periyotta absorpsiyonlu buzdolaplarının üretimi yılda 380.000 adet olmuştur. 1960'larda $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çiftlerini kullanan iklimlendirme cihazlarının üretildiği gözlenmiştir. Bu cihazların büyük ekseriyeti gaz yakmalı veya su buharı esaslıydı. Bunların iyilik dereceleri (soğutma yükü) / (ısı girişi) = COP şeklinde ölçülmüştür. Gaz yakımlı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli küçük iklimlendirme cihazlarından 29.000 adedi Amerika Birleşik Devletleri'nde satılmıştır. Bu cihazların COP'leri 0,6-0,9 arasındaydı. Bu COP aralığında yüksek değerler çift etkili olanlara aittir.

İklimlendirme, soğutma, ısı pompaları ve ısı geri kazanım alanlarında istifade edilen absorpsiyon teknolojisi; birkaç yüz Watt'lık küçük ölçekli makinelerden, gücü onlarca MW'lık büyük kapasiteli makinelere kadar üretim yapan dünya ölçekli bir sektör haline gelmiştir.

4. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Soğutma sistemlerinin amacı genel olarak kapalı bir mahalde, çevre sıcaklığının altında sıcaklıklar elde etmek ve bu düşük sıcaklığı sürekli olarak muhafaza etmektir. Mahalde soğutma yapabilmek için ısısını çekmek gerekir bu amaçla da ısıyı çekecek ve bırakacak aracı bir soğutucu madde kullanılır. Soğutucu madde genelde bir akışkandır ve soğutucu akışkan olarak adlandırılır. Soğutucu akışkan düşük basınç ve sıcaklıklarda buharlaştırılır. Akışkan buharlaşma ısısını çevresinden alır ve çevrenin soğumasına sebep olur. Bununla birlikte yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür ancak her iki basınç da her zaman mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Bu nedenle soğutma çevrimi gereği düşük basınçta kaynayan soğutucu akışkan ortamdan ısı çekerken yüksek basınçta yoğuşan akışkan ortama ısı verir. Bu olanak sayesinde sistem gerek ısıtma gerekse soğutma amaçlı kullanılabilir. Soğuk kaynaktan ısı çekerek soğutma, sıcak kaynağa ısı vererek ısıtma yapılabilir. Isıtma yapan sisteme “Isı pompası”, soğutma yapan sisteme “Soğutma makinesi” adı verilir.

4.1 Soğutma sistemlerinin sınıflandırılması

Soğutma sistemleri açık çevrim ve kapalı çevrim olarak ikiye ayrılır:

Açık Çevrim:

a-) Eriyik teşkili

b-) Suyun hava içerisinde buharlaşması

Kapalı Çevrim:

a-) Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemi

b-) Absorpsiyonlu soğutma sistemi

c-) Adsorpsiyonlu soğutma sistemi

d-) Hava soğutma sistemi

e-) Buhar jet sistemli soğutma çevrimi

f-) Termo elektrik sistemli soğutma çevrimi

Özel uygulama alanlarına göre soğutma sistemleri sınıflandırılırsa:

a-) Buhar-jet soğutma sistemi

b-) Cyrogenic soğutma sistemi

c-) Termo akustik soğutma

d-) Kimyasal soğutma sistemi

e-) Vorteks-tüp soğutma sistemi

Hava soğutma çevrimi, soğutucu akışkan tüm sistem boyunca gaz halindedir ve sıvı faza geçmez. Hava soğutma çevrimi *açık çevrim* (soğutkan hava, devamlı atmosferden alınıp çevrimde soğutulduktan sonra kullanılır) veya *kapalı çevrim* (hapsolunmuş olan hava çevrimden dışarı çıkamaz) prensiblerine göre çalışır. Hava soğutma sistemleri düşük performans katsayısı vermesi nedeniyle yaygın olarak kullanılmamaktadırlar.

Ejektör tipi soğutma çevrimi prensip yönünden bir kompresyon çevrimidir. Evaporatörde buharlaşan soğutkan buharları bir ejektör ile sürüklenerek buharlaşma basıncının muhafaza ve kontrolü sağlanır. Sürükleyici akışkanı buhar ve soğutkan maddesi su olan uygulama, bu çevrimde en çok uygulanan akışkan maddelerdir ve Buhar Jet Sistemi adı ile anılır.

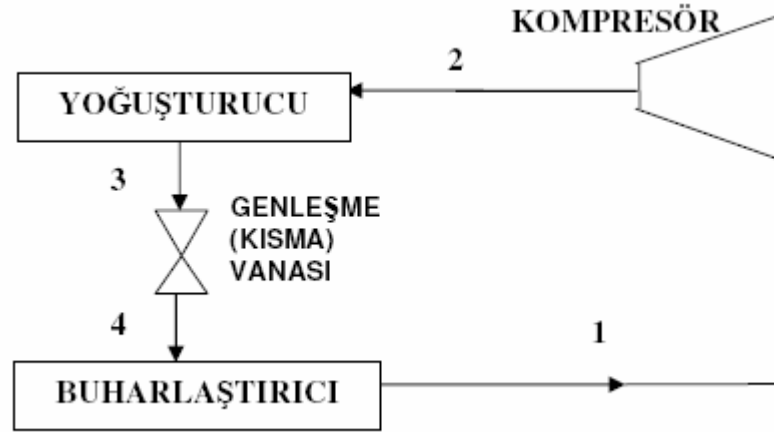
Vorteks-tüp tipi soğutma sistemi, hareket eden parçası bulunmayan basit bir borudan ibaret olan bir soğutma şeklidir. George Ranque (1931) ve geliştiricisi Rudolp Hilsch'in adlarıyla anılırlar. Boruya dışardan teğetsel şekilde verilen basınçlı gaz ses hızına yakın bir hıza ulaşır ve boruyu terk ederken dış zarfa yakın kısımlarda sıcak, çekirdek (eksene yakın) kısmında ise soğuk akımlar haline geldikten sonra, boruyu terk ediş yönüne göre “aynı yönlü akım” ve “ters yönlü akım” adlarıyla anılır. Bu soğutma çevriminde oldukça düşük sıcaklıklar elde etmek mümkündür.

Termoelektrik soğutma, peltier etkisi diye anılan ve iki farklı metal elemanın meydana getirdiği bir devreye elektrik akımı verildiğinde karşıt uçlarda, akımın yönüne göre, ısınma veya soğuma meydana gelmesi olayına dayanan bu çevrimden, soğutma maksadıyla yararlanılabilmektedir. Hareket eden parçası olmaması nedeniyle diğer soğutma çevrimlerinden farklıdır ancak performans katsayısının çok düşük seviyelerde kalması bu sistemin ticari soğutma maksatlı uygulamalarda kullanılmasını ekonomik yönden mümkün kılmamaktadır. Genel olarak uzay araçlarının iklimlendirilmesinde kullanılmaktadır.

Sıvı (çözelti) sıkıştırılmalı soğutma çevrimleri absorpsiyonlu soğutma çevrimleridir. Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri, kimyasal bir çevrim içermekte olup absorbent ve soğutucu akışkan çiftlerinden oluşur. Temel olarak suyun düşük basınçta (vakum altında), buharlaşması ve soğutmanın böylece elde edilmesi prensibine dayanır. Elektrik tüketimi çok fazla olan buhar sıkıştırılmalı sistemlerin aksine elektrik tüketimleri çok düşük olup, işletme ekonomisi yönünden ekonomik sistemlerdir. En çok kullanılan akışkan çiftleri $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$, $\text{H}_2\text{O} - \text{NH}_3$, $\text{LiCl} - \text{H}_2\text{O}$, dimetilen eteri (tetra etilen glikolin) – metilen klorür'dür. Sırasıyla ilk akışkanlar absorbent, ikinci akışkanlar ise soğutucu akışkanlardır.

4.2 Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi en yaygın uygulanan sistemdir. Sistemin temel elemanları sıkıştırma işinin yapıldığı kompresör, yoğunlaşmanın gerçekleştiği yoğunlaştırıcı (kondenser), kısılma işleminin gerçekleştiği kısılma vanası ve buharlaşmanın gerçekleştiği buharlaştırıcıdan oluşur.



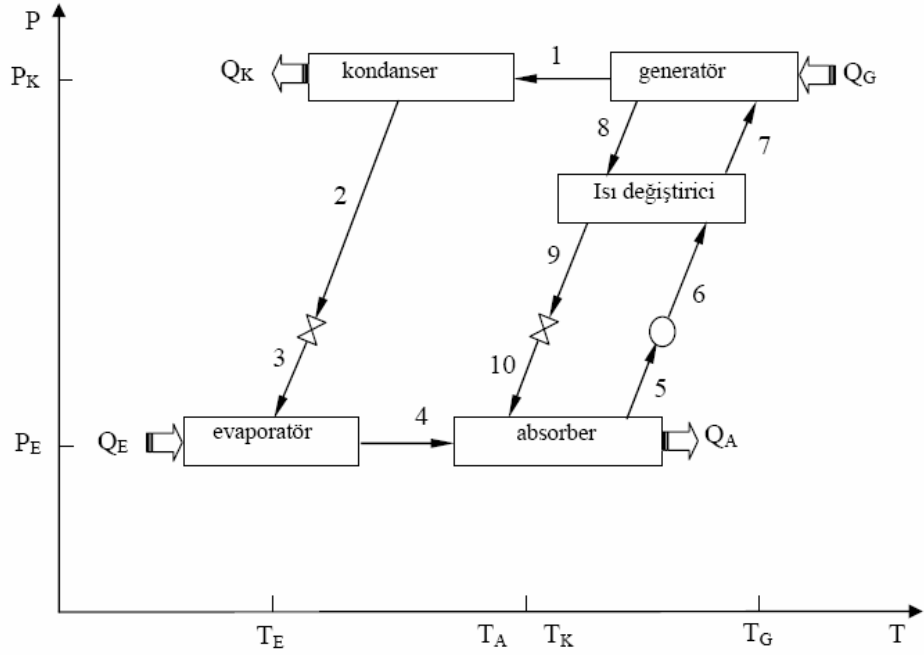
Şekil 4.1 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde (Şekil 4.1) kompresörde sıkıştırılarak yüksek basınç seviyesine çıkan soğutucu akışkan kızgın buhar fazında yoğunlaştırıcıya ulaşır burada sabit basınçta ısı vererek yoğunlaşır ve doymuş sıvı fazında kısılma vanasına ulaşır ve burada çok düşük basınçta kısıılır ve buharlaştırıcıya çevrim alt basıncında ulaşır. Burada soğutulan ortamdan ısı çekerek buharlaşır ve doymuş ya da kızgın buhar fazında kompresöre ulaşarak çevrimi tamamlar.

Teorik soğutma çevriminde (Ters Carnot Çevrimi) tersinmezliklerin sıfır olması nedeniyle sisteme verilen iş minimuma sistem performans katsayısı ise maksimuma çıkar. Gerçek soğutma çevriminde tersinmezliklerden dolayı ekserji kayıpları oluşmakta, aynı soğutma yükünü elde etmek için teorik çevrime kıyasla sisteme daha fazla mekanik enerjinin verilmesi gerekmektedir. Bu nedenle gerçek soğutma çevrimlerinin performans katsayısı daha düşüktür.

5. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde (Şekil 5.1) soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içinde soğurulması söz konusudur. Mekanik sistemlerle kıyaslarsak kompresör yerine karmaşık bir sistem geldiğini ve bu sistemin aynı şekilde soğutucu akışkanın basıncını artırmak amaçlı olduğunu görürüz.



Şekil 5.1 Absorpsiyonlu soğutma çevrimi

5.1.Sistemin tanıtılması

Absorpsiyonlu sistemin önemli bir fark ve üstünlüğü, sistemde klasik soğutma çevrimindeki buhar yerine sıvı sıkıştırılmasıdır. Sıvıyla sıkıştırılması demek özgül hacim işinin mekanik sistemlere göre çok küçük olması demektir. Bu sistemin çalışması da dış kaynaktan alınan ısıdan sağlanır. İş, ısıtıcıda sağlanan ısıнын yüzde biri mertebesinde olup, çevrimin termodinamik çözümlemesinde ihmal edilebilir.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde soğutma işlemini sürekli kılmak için evaporatör, kompresörün emme tarafına bağlanmıştır. Böylece kompresör dışarıdan verilen elektrik işi sayesinde akışkanı basınçlandırır ve çevrimi sürekli hale getirir. Absorpsiyonlu sistemde ise evaporatör, içinde soğutucu akışkan buharını soğurma yeteneğine sahip başka bir akışkan madde bulunduran, absorber denilen bir kaba bağlanır. Bu kapta LiBr gibi higroskopik (nem çekme özelliği olan) bir madde su buharını absorbe ederek emme işlemini gerçekleştirir. Soğutucu akışkan buharını absorbe etmede kullanılan çözelti maddesi literatürde carrier = taşıyıcı veya absorbent = soğurucu olarak ifade edilmektedir.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimine isim olan absorpsiyon olayı, en az iki akışkan çiftinden birisinin diğerine karşı yüksek afiniteye sahip olmasıyla gerçekleşen bir emme olayıdır. Söz konusu afinite soğutma kompresörünün yapmakta olduğu emme işlemini gerçekleştirir.

Buhar sıkıştırırmalı çevrim kompresörünün tek başına yaptığı işi, absorpsiyonlu sistemde literatürde adına termik kompresör denilen ve en az 3 sistem elemanı ile çalışan sistem yapar. Bunlar absorber + çözelti pompası + jeneratör olmakla beraber pompasız sistemde, absorber + jeneratör + basınçlandırıcı gaz (H_2) ihtiva eder.

Termik kompresörün görevi transport işlemlerini gerçekleştirmektir.

1. Düşük basınçtaki soğutucu akışkan buharının absorberda sıvı çözeltiyle absorbe edilmesi ve ısının uzaklaştırılması (ekzotermik reaksiyon)

2. Düşük basınçtaki çözeltinin çözelti pompasıyla daha yüksek basınca yükseltilerek jeneratör tankına bırakılması

3. Jeneratörde, basıncı yükseltilmiş ortak çözeltideki soğutucu akışkanın ısı tahrikiyle buharlaştırılarak çözeltiden kurtarılması (endotermik reaksiyon)

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, jeneratör, kondenser (yoğusturucu), kısılma aygıtı, evaporatör (buharlaştırıcı), soğutucu akışkan pompası, absorber çözelti

pompası, çözelti ısı değiştiricisi gibi temel ve yardımcı komponentlerden oluşmaktadır.

Jeneratör: Soğutucu akışkanın absorbent çözeltisinden ayrıştırılarak çözeltinin absorbentçe zenginleştirildiği kısım olduğu için bu komponente üretici manasına gelen jeneratör ifadesi kullanılmaktadır. Ayrıca bu kap çözeltiyi koyulaştırdığı-konsantre ettiği için konsantratör olarak da ifade edilmektedir.

Absorber: Evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkan absorberdeki daha düşük basınçtan dolayı absorbere akar. Absorberdeki bu düşük basınç, konstantre absorbent çözeltisinin (kuvvetli çözelti) soğutucu akışkan buharının molekülleri üzerine çok güçlü bir çekim kuvveti göstermesi ile meydana gelir. Soğutucu akışkan buhar moleküllerine büyük bir çözelti yüzeyi kazandırmak, dolayısıyla hızlı bir yoğunlaşma prosesi oluşturmak için absorbent çözeltisi, absorbere püskürtülür. Absorberde üç çeşit ısı tahliye edilmektedir:

1. Absorbentin içindeki, buhar yoğunlaşmasından kaynaklanan yoğunlaşma ısıları

2. Su buharının absorbentle birlikte çözeltiye katılması sırasında seyreltme ısıları

3. Duyulur ısı

Absorberde gerçekleşen ekzotermik reaksiyon sonucu oluşan ısıyı uzaklaştırmak için soğutma kulesinden gelen soğutucu su sirkülasyonu kullanılır. Jeneratörde gerçekleşen endotermik reaksiyonun ihtiyaç duyduğu ısı enerjisi, kurulu güneş enerjisi sisteminden elde edilen sıcak su ile karşılanır.

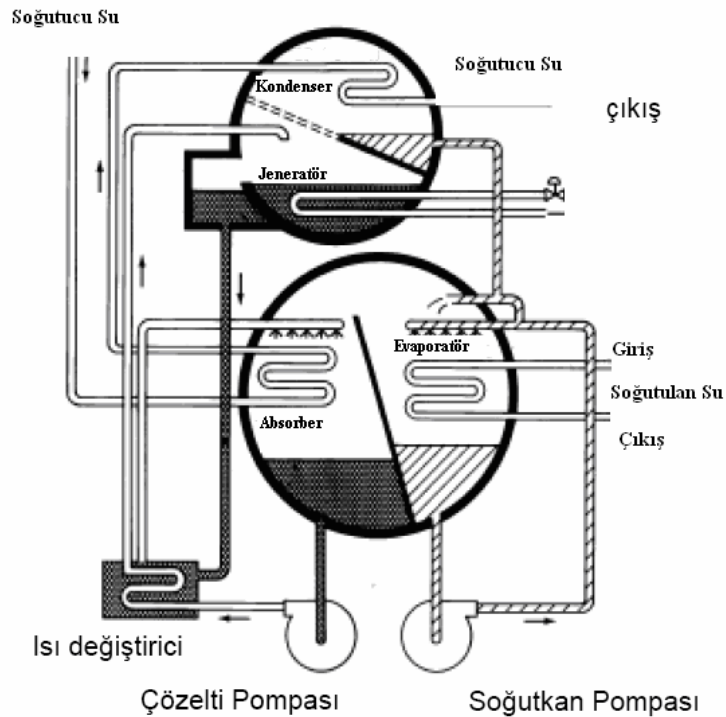
Evaporatör: Klimatize edilen ortamdaki dönen soğutma suyu, evaporatörde soğutulur ve tekrar klimatize edilecek ortama gönderilir. Evaporatör tabanındaki sıvı soğutucu akışkan bir transfer pompasıyla emilerek üzerindeki bir fıskiyeğe gönderilir. Transfer pompası-fıskiye ikilisi evaporatör içerisindeki akışkanlar arasında daha yüksek bir ısı transferi tesis eder. Mekanik sıkıştırımlı soğutma

çevrimindeki gibi, absorpsiyonlu makinenin de soğutma kapasitesi evaporatördeki basınca bağlı olup bu basınç evaporatör sıcaklığını belirler.

Çözelti ısı değiştiricisi: Fiziki olarak birbirinden ayrılmış fakir ve zengin çözeltiler arasında ısı transferi sağlar, jeneratörün ısı verimini yükseltir.

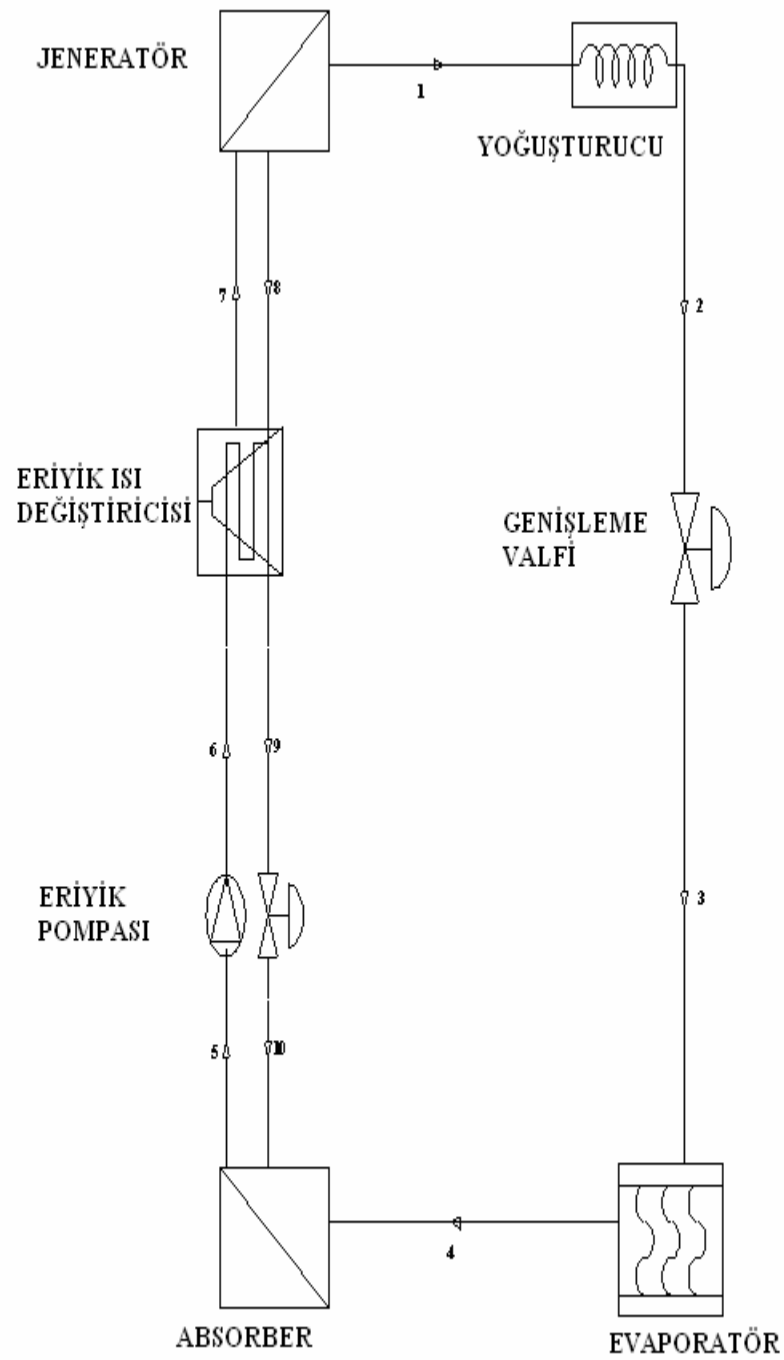
Kondenser: Sistemin yüksek basınç bölgesinin ikinci temel elemanıdır. İçerisinde buhar halindeki soğutucu akışkanın ısısının suya verilmesiyle sıvılaştığı yerdir.

Absorpsiyonlu çevrimin iki farklı basınç bölgesi ve iki farklı akışkan devresi mevcuttur (Şekil 5.2). Jeneratör ve kondenserde yüksek basınç bölgeleri bulunurken, absorberde ve evaporatörde düşük basınç bölgeleri bulunur, buhar sıkıştırılmalı çevrimde tek akışkan (R12, R717 vb) devresi söz konusu iken absorpsiyonlu çevrimde soğutucu akışkan devresinin yanında bir de çözelti (seyreltik, derişik) devresi bulunur. Soğutucu akışkan, absorpsiyonlu çevrimin bütün durum noktalarında dolaşırken absorpsiyonla zayıflayan, desorpsiyonla güçlenen sıvı çözeltinin soğutucu akışkanla birlikte sirküle edildiği termik kompresör devresidir.



Şekil 5.2 Su-LiBr akışkanlı absorpsiyonlu su soğutucu

5.2 Absorpsiyonlu soğutma çevrimi



Şekil 5.3 Absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik gösterimi

Absorpsiyonlu soğutma sistemi genel çevrimi:

1. Yüksek basınçtaki soğutucu akışkan buharı, yoğuşturucuya girerek yoğuşur ve ortama gizli ısını verir.

2. Doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı halindeki soğutucu akışkan yoğuşturucudan ayrılır ve kısılma vanasından geçer.

3. Kısılma vanasında çok düşük basınca genişler ve ıslak buhar halinde buharlaştırıcıya girer.

4. Buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan gelen ve göreceli olarak yüksek sıcaklıktaki soğutma suyunun ısını alır ve kızgın buhar fazında buharlaştırıcıyı terk eder ve absorbere akar.

5. Absorberde bulunan soğurucu madde tarafından absorblanır ve soğurucu yönünden fakir, soğutucu yönünden zengin yeni bir çözelti oluşur. Bu çözelti oluşumu ekzotermik bir reaksiyon olup soğutucu akışkan yoğuşma gizli ısı dışarı atılır. Düşük basınçta bulunan eriyik, absorberden eriyik pompası sayesinde çekilerek basıncı yükseltilir. Pompa ve kaynatıcı (jeneratör) arasında, çözelti eşanjörü bulunur.

6. Absorberden gelen daha soğuk eriyik ile, kaynatıcıdan gelen sıcak eriyik çözelti eşanjöründen geçerler ve absorber tarafından gelen soğuk eriyik, kaynatıcıdan gelen sıcak eriyiğin ısını alır böylece çözelti ön ısıtmadan geçerek jeneratöre ulaşır.

7. Kaynatıcı (jeneratör) girişindeki soğutucu yönünden ve ön ısıtmadan geçmiş haldeki eriyik genellikle yüksek basınçta ve kaynama sıcaklığının altında bir sıcaklıktadır. Bundan dolayı gaz alevi ya da bir diğer sıcak kaynak kullanarak eriyik sıcaklığı kaynama sıcaklığına getirilir. Kaynama gerçekleştiğinde soğutucu akışkan buharı yoğuşturucuya geçer ve kaynatıcıda soğutucu akışkan bakımından fakir eriyik oluşur.

8.Yüksek sıcaklıktaki, soğutucu bakımından fakir, soğurucu bakımından zengin eriyik kaynatıcıyı absorbere gitmek üzere terk eder.

9. ve 10. Çözelti eşanjöründen geçen yüksek basınçtaki fakir eriyik kısılmaya vanasından geçer ve absorbere ulaşarak çevrimleri tamamlar.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, çözelti pompasını tahrik etmek için elektrik enerjisine ihtiyaç duyulmasına rağmen, bu enerji Buhar sıkıştırılmalı Soğutma sisteminde, kompresöre verilen enerjiye göre hayli küçüktür.

5.3 Absorpsiyonlu soğutma çevriminde kullanılan akışkan çiftleri ve özellikleri

Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri iki akışkan çiftiyle çalışan sistemlerdir. Jeneratörde buharlaşarak soğutma işlemini yapan soğutucu akışkan ve absorberde soğurma işlemini yapan absorbentten oluşmaktadır.

Tablo 5.1 Üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri

SOĞUTUCU AKIŞKAN	ABSORBENT
Amonyak	Kalsiyumklorür (CaCl_2)
Amonyak	Stronsiyumklorür (SrCl_2)
Amonyak	Heptanol
Amonyak	Trietanol amin
Amonyak	Gliserol
Amonyak	Silikon yağ
Amonyak	Lityum nitrat (LiNO_3)
Amonyak	Lityum bromid (LiBr_2)
Amonyak	Çinko bromid (ZnBr)
Amonyak	Sodyumtiosianat (NaSCN)
Amonyak	Lityumtiosianat (LiSCN)
Amonyak	N Metil 2 pirrolidon (NMP)
Amonyak	Metil ϵ kaprolactan (MCL)
Amonyak	Dimetil metil fosfonat (DMMP)
Amonyak	Tetraetilen glikol dimetil eter (DMETEG)
Amonyak	Dimetil formamid (DMF)
Su	Lityum bromür (LiBr)
Metil amin	Su
Metil klorid	Tetraetil glikol
R 12	Dimetilasitamid
R 12	Siklohexanon
R 21	Dimetil etil ester
R 22	Dimetil formamid
R 22	Siklohexanon
R 22	Dimetil asit amid

Soğutucu akışkan-absorbent birleşimlerinde aranan en önemli özellikler,

— Kimyasal çözünürlüğün yüksek olması

— Çalışma şartlarında sistemde katı fazında olmaması: Sistemin herhangi bir yerinde katılaşma nedeniyle tıkanıklık olduğu takdirde akış duracağından sistem devre dışı kalabilir.

— Isı alış-verişinin fazla olması için ısı transfer katsayısı yüksek olmalıdır.

— Uzun süreli ve sürekli çalışma şartları için akışkan çifti kararlı olmalıdır.

— Buharlaşma gizli ısının yüksek olması: Çevrimin minimum akışkan debisiyle sağlanabilmesi için

— Basınç kayıplarını azaltmak için viskozitesinin düşük olması gereklidir. Soğurucu, soğutucu akışkanı kolay absorplayabilmelidir.

— İşletme basıncının normal seviyelerde olması: Yüksek basınç, mukavemet sağlamak için kalın cidarlı donanım ve tesisat gerektirir ki bu durum maliyetin artmasına sebebiyet verecektir. Alçak basınçlar ise sistem içine hava girmesini önleyecek ve kontrol edecek özel ekipmanlarla beraber soğutucu akışkan buharının basınç düşümünü sağlayacak ilave elemanlar gerektirir.

— Korozyon: Sistemin dayanımı, ömrü ve güvenirliliği için korozif etkisi olmamalıdır.

— Emniyet: Patlayıcı, parlayıcı ve zehirli olmamalı, kimyasal olarak reaksiyona girmemelidir.

— Maliyet: Sistemin ucuz olması için kolay elde edilebilir yani kolay bulunabilir olmalıdır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en yaygın kullanılan akışkan çiftleri LiBr-Su ve Amonyak-su çiftleridir.

Amonyak - Su akışkan çifti: en geniş kullanıma sahip akışkanlardan birisidir. Bunun nedeni ise amonyağın kaynama noktasının çok düşük ($-33,4^{\circ}\text{C}$) ve buharlaşma ısısının yüksek ($1368,168 \text{ kJ/kg}$) olması ve dolayısıyla soğutma etkisinin çok yüksek olmasıdır. Amonyak buz eritme tesislerinde, buz patinaj sahalarında ve $+10^{\circ}\text{C}$ ve -40°C arasında soğutma yapılması istenen soğuk depolama tesislerinde kullanılabilir.

Amonyak zehirli ve keskin kokulu bir gaz olduğundan ideal bir soğutucu akışkan olmaktan uzaktır. Kolay yanmaz, ancak; belirli şartlar meydana gelince yanar ve hava ile karışarak şiddetli bir patlayıcı madde haline gelir. Amonyaklı sistemin çalışma basıncı yüksektir ve daha mukavim elemanlar kullanılmasını gerektirir ki bu da maliyeti artırır.

LiBr/ H_2O akışkan çifti: bu akışkan çift diğer çiftlere göre daha avantajlı durumdadır. Başlıca üstünlükleri sıralanırsa:

—Diğer akışkan çiftlerine nazaran daha düşük sıcaklıklarda sistem çalışabilir ve daha yüksek soğutma tesir katsayısı elde edilebilir

—Bu akışkan çiftiyle çalışan sistemlerde soğutucu ile soğurucu akışkanın kaynama sıcaklığının arasında yaklaşık 540°C fark olması sebebiyle kaynatıcı çıkışında soğutucu akışkana soğurucunun karışmasını önlemek için ilave bir rektifikasyon komponentine ihtiyaç duyulmadığından nispeten daha basit elemanlardan meydana gelir ve maliyeti daha düşük olur.

—Eriyik pompası için gerekli olan iş çok azdır. Bu iş, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çifti ile çalışan sistemin işinin yüzde biri kadardır.

—Soğutucu akışkan yüksek buharlaşma ısısına sahiptir.

LiBr/H₂O çiftli sistemlerde soğutucu akışkan olarak kullanılan akışkan sudur (R718). Buhar sıkıştırılmalı sistemler açısından da şayet su buharının özgül hacmi, kompresör boyutlarını aşırı derecede büyütmemiş olsaydı su, çevreci oluşu ve kolay temin edilmesi nedenlerinden dolayı mükemmel bir soğutucu akışkan olurdu.

Soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun alçak sıcaklıklarda buharlaşması ancak çok düşük basınç seviyelerinde meydana gelir. 0 °C 'de suyun buharlaşması 4 mmHg (yaklaşık 0.0052 atm) basınç seviyesinde mümkündür buna tekabül olarak suyun özgül hacmi 200 m³/kg 'dır. Soğuk üretimi için soğutucu akışkanın çevresindeki ısı enerjisini çekerek buharlaşması gereklidir. Bu nedenle suyla çalışan sistemlerin çok düşük basınç altında olması ve kaynama noktasının çok düşük olması gerekir. Basıncın alçalmasıyla suyun kaynama derecesinin de düşeceği bilinmektedir. Suyun moleküllerinin kohezyonu büyük olduğundan ve kohezyon da sıvı moleküllerin buhar fazına kaçma eğilimleriyle doğru orantılı olduğundan, suyun moleküllerinin buhar fazına kaçma eğilimi düşüktür. Ayrıca kohezyon özelliği bir mol maddenin sıvı halden buhar haline geçmesi için absorbladığı ısı miktarının da ölçüsüdür. 1 mol R718 buharlaştığı zaman (25°C ve 1 atmosfer basınç altında) yaklaşık 10520 kalorilik enerjiyi absorblar. Suyun diğer önemli bir özelliği; normal basınç altında su buharı, kendine tekabül eden sıvı su miktarından 1700 kat fazla hacim kaplar. Bu durum, absorberdeki absorpsiyonun yeterli ve sürekli olması için, zayıf çözeltinin absorberden boşaltılması gereğini ortaya koyar.

LiBr-H₂O çiftlerinde absorbent olarak LiBr tuzu kullanılır. LiBr tuzu, sulu çözelti içindeki ve absorberdeki düşük basınçtaki kararlılığı nedeniyle avantajlıdır. Dezavantajları ise kristalleşme eğilimi, korozyif etkileri ve maliyeti olarak sıralanabilir [Donate et al., 2006].

LiBr-H₂O akışkan çiftiyle çalışan bir sistemde dikkat edilmesi gereken dezavantajlar vardır. Bunlar su soğutucu akışkan olduğundan dolayı, buharlaştırıcı sıcaklığı, suyun donma noktası ile sınırlanmıştır.

LiBr katı haldeyken kristal yapıya sahip oluşu sonucu çevrimde tıkanma nedeniyle akış durabilir. Kristalizasyon, çevrimin çalışma şartlarını sınırlar. Tuzların çoğu gibi LiBr de suda çözülebilir. Lityum bromürün su ile yaptığı eriyiğin belirli bir yoğunlaşma değerinde, belirli bir minimum eriyik sıcaklığı vardır. Bu minimum sıcaklığın altında tuz eriyikten ayrılmaya başlar. Yani katı hale gelir ve kristalleşme olur [Şencan 2006].

Kristalleşme ihtimalinin en fazla olduğu yer eriyik ısı eşanjörüdür. Burada zengin eriyik kristalleşme sıcaklığına kadar inebilir ve bu durumda kristal haldeki tuz, ısı eşanjörünün borularına yerleşir ve boruları tıkayarak cihazın çalışması için gerekli olan akışı durdudur ve sistem çalışmaz hale gelir.

Kristalizasyon olayının temel üç nedeni vardır:

1- Pompalama sisteminde güç düşümü olduğunda, otomatik dekrizalizasyon sistemi çalışmaz.

2- Soğutma suyu sıcaklığında ani bir düşüş kristalizasyona yol açar.

3- Hava sızıntıları etkisinde önemli bir rol oynar, hava sızıntılarının neden olduğu hava kabarcıkları absorberde basıncın artışına neden olur bu artış buharlaştırıcı kapasitesini sınırlar ve buharlaştırıcının soğutma suyu sıcaklığını yükseltir. Buharlaştırıcıdaki bu sıcaklık yükselişi otomatik olarak kaynatıcıyı da etkiler ve daha fazla ısı yükünün kaynatıcıya verilmesini sağlar. Böylece kaynatıcıda daha fazla Lityum Bromür yüzdeli eriyiğin kalmasını sağlar. Çünkü soğutucu akışkan daha yüksek sıcaklık nedeniyle yoğunlaştırıcıya gitmiştir. Artık absorberde daha az bir ısı yükü vardır. Bu nedenle absorberi terk eden fakir eriyiğin sıcaklığı düşer ve eşanjörde zengin çözeltinin sıcaklığını düşürerek kristalleşmeye neden olur.

Kristalleşme olduğu zaman ısı eşanjörünün absorbere dönüş borusu tıkanacağından zengin eriyik absorbere geri dönemez. Böylece kaynatıcıda eriyik seviyesi yükselir. Bu eriyik bir by-pass borusu vasıtasıyla absorbere gönderilebilir. Absorberdeki eriyiğe böyle bir ilave yapıldığında absorberin sıcaklığı yükselecektir. Sulandırılmış eriyik tekrar kaynatıcıya gönderilmek üzere ısı eşanjörüne pompalanır.

Fakir eriyiğın sıcaklığı bu işlemler neticesinde yüksek olduğundan eşanjör borularını ısıtır ve tıkalı olan zengin eriyik dönüş borusunun tekrar açılmasını sağlar. Kaynatıcıdaki eriyik seviyesi düşer ve sistem tekrar normal hale gelmiş olur. Bu işleme otomatik dekristalizasyon denir. Yoğuşturucu ve absorberin soğutma suları aynı anda kesilirse kristalleşme önlenabilir veya LiBr eriyiğine çeşitli oranlarda tuzlar katılarak önlenabilir [Florides et al., 2003].

LiBr-H₂O çözeltisi ile NH₃-H₂O çözeltisi kullanan Absorpsiyonlu Soğutma sistemlerini karşılaştırsak:

1. Su, Amonyak-su çözeltisi kullanan sistemde absorbtent iken, LiBr eriyiğı kullanan sistemde soğutucu akışkandır.

2. LiBr-H₂O eriyiğı kullanan sistemde suyun soğutucu akışkan olmasından dolayı 0°C 'nin altına inilmez. Oysa amonyak-su çözeltisi kullanan sistemde soğutucu akışkan amonyak olması nedeniyle çok düşük sıcaklıklara inmek mümkündür. Bu nedenle, LiBr-H₂O eriyiğı kullanan sistem daha çok iklimlendirme- de kullanım alanı bulurken, amonyak-su çözeltisi kullanan sistem derin soğutma uygulamalarında kullanılır.

3. Amonyak, kokusundan dolayı kaçağı çok kolay tespit edilir ancak su kaçağının tespiti zordur.

4. Amonyak, zehirli ve kanserojen olduğundan kaçak olması durumunda zararlıdır. Su için böyle bir tehlike yoktur.

5. Amonyak, bakır ve bakır alaşımlı malzemelere zarar verdiğinden çelik donanım kullanılması gereğı vardır bu nedenle maliyeti artar. Ancak su için böyle bir risk yoktur.

6. Amonyak için sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncı suya nazaran çok yüksektir. Bu durum, amonyak-su kullanan sistemlerde et kalınlığı fazla malzeme kullanmayı gerektirir.

7. Su için buharlaştırıcı sıcaklığına gelen doyma basıncı çok düşük değerlerde olduğundan sistem içine hava girme riski vardır. Amonyak-su sistemi için böyle bir durum söz konusu değildir.

8. Çözeltilerin zenginlik ve fakirlik isimlendirmesi, amonyak-su çözeltisi kullanan sistemlerde soğutucu akışkan olan amonyağa göre isimlendirilirken, LiBr-su sisteminde absorbent olan LiBr açısından isimlendirilir.

9. Amonyak-su çözeltisi kullanan sistemlerde jeneratörden kondensere giden, hatta amonyakla birlikte bir miktar suyun taşınması riski vardır. Bu nedenle jeneratör çıkışına su buharını ayırmak için bir rektifier konulmasını gerektirir ki, bu da sistemi daha karmaşık ve maliyetli kılar.

10. LiBr-H₂O eriyiği kullanan sistemlerde, LiBr'nin kristal yapıya geçme riski vardır. Kristalizasyonun önlenmesi için özel tertibat gerekir. Amonyak-su çözeltisi kullanan sistemlerde kristalizasyon tehlikesi yoktur.

11. Amonyak-su kullanılan sistemlerin önemli dezavantajlarından birisi amonyağın uçucu olmasıdır. Bu yüzden kaynatıcıdan çıkan amonyak genelde yüksek ölçüde su buharı içerir. Bu buhar kondensere geçer ve evaporatöre ulaşırsa, evaporatör sıcaklığını yükseltir ve evaporatörden dışarı buharlaşmamış soğutucu taşıyarak soğutma etkisini azaltır. Bu nedenle, amonyak-su kullanılan sistemlerde kaynatıcıdan gelen karışımdaki su buharını kondensere ulaşmadan önce ayıran analizör ve redresör kullanılarak arttırılabilir.

12. Amonyak-su çözeltisi kullanan sistemlerde soğutma tesir katsayısı (STK) değeri 0,5 civarında iken, LiBr-H₂O eriyiği kullanan sistemlerde bu değer 0,7 civarındadır. Fakat kristalizasyon ve suyun soğutucu olarak kullanılması nedeniyle düşük sıcaklıklarda çalışmanın olmaması gibi bazı hususların göz önüne alınması gerekir [Horuz İ., 2004].

5.4 Absorpsiyonlu soğutma sistemi tesir katsayısı

Termodinamik açıdan verim kavramı:

$$\eta = \frac{\text{Amaçlanan enerji}}{\text{Kullanılan enerji}} \text{ olarak ifade edilir.}$$

Bu bağlamda soğutma tesir katsayısı (COP), klasik sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde buharlaştırıcıdan emilen ısı (Q_e), çevrime verilen sıkıştırma işine (W_k) oranı olarak ifade edilir.

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{Q_e}{W_k} \quad (5.1)$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemi soğutma tesir katsayısı, buharlaştırıcıdan emilen ısı, çözelti pompasında kullanılan iş ve kaynatıcıya verilen ısı enerjisine oranıdır. Ancak çözelti pompası işi kaynatıcıya verilen ısıya oranla ihmal edilecek derecede küçük olduğundan, ASS'nin COP formülü aşağıdaki biçimde yazılır:

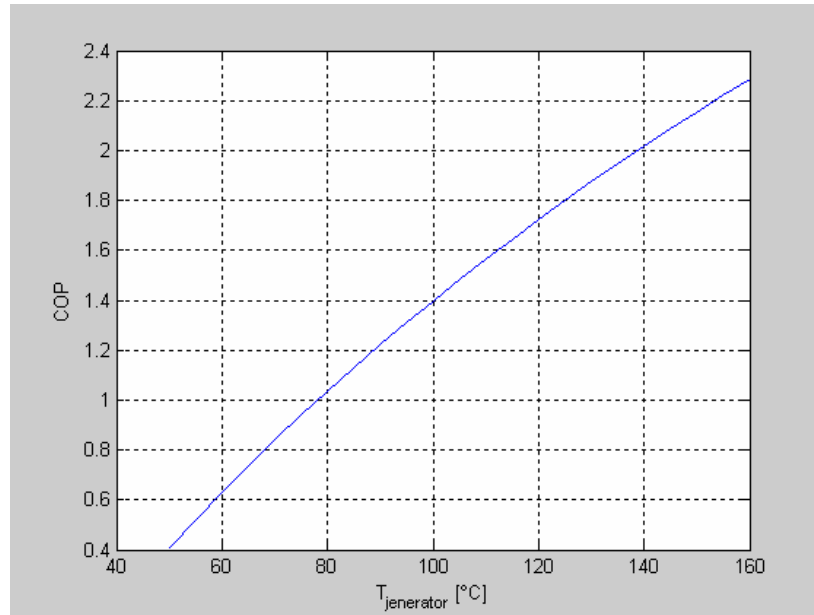
$$\text{COP}_{\text{ASS}} = \frac{Q_e}{Q_k} \quad (5.2)$$

(5.2) formülünü daha anlaşılır ve etkili kılmak için, eşitlik 5.1'den faydalanarak $Q_e = W_k \times \frac{T_e}{(T_a - T_e)}$ yazılır. Burada T_a ve T_e sırasıyla absorber ve evaporatör sıcaklıklarıdır. Ayrıca $Q_k = W_k \times \frac{T_k}{(T_k - T_a)}$ ifadesi de aynı eşitliklerden elde edilir. Bu eşitlikler (5.2)'ye yerleştirilirse;

$$\text{COP}_{\text{ASS}} = \frac{T_e (T_k - T_a)}{T_k (T_a - T_e)} \text{ olarak ifade edilir.} \quad (5.3)$$

Eşitlikten görüleceği üzere COP_{ASS} 'nin artırılabilmesi için T_e , $(T_k - T_a)$ 'nın artırılması $(T_a - T_e)$ ve T_k 'nin düşürülmesi gerekmektedir. ASS sistemlerinde performans artırımındaki başlıca yaklaşım jeneratör sıcaklığının artırılmasıdır. Bu jeneratörde daha yüksek sıcaklıkta ve ekserjide ısı kullanılmasıyla gerçekleşir. Isı kaynağı olarak güneş enerjisi kullanılması durumunda, gerekli ısın yoğunlaştırıcıları uygulamasıyla jeneratöre beslenen güneş enerjisinin ekserjisi istenilen boyutta artırılabilir. Bunun için güneş takipli parabolik oluk tipi kolektörler tercih edilmelidir.

ASS'leri enerji-işletme ekonomisi ve sistem yapısı yönünden belli buharlaştırıcı sıcaklığı T_e , absorber sıcaklığı T_a , yoğunlaştırıcı sıcaklığı T_y ve jeneratör sıcaklığı göz önüne alınarak tasarım yapılır ve optimum performans katsayısı belirlenir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutma tesir katsayısını iyileştirmede hesap içine alınan en önemli değişken jeneratör sıcaklığıdır. Çünkü sistemin diğer parametreleri mevcut başlangıç şartlarına bağlıdır. Gerekli jeneratör sıcaklığı, soğutmanın yapılabilmesi için soğutma suyunun sıcaklığına bağlıdır. Örneğin, LiBr-su sistemlerinde soğutma suyunun 7.5°C yerine 5°C deki üretimi jeneratör sıcaklığında yaklaşık 5°C yükselme demektir. Jeneratör sıcaklığının soğutma tesir katsayısına etkisi şekilde gösterilmiştir.

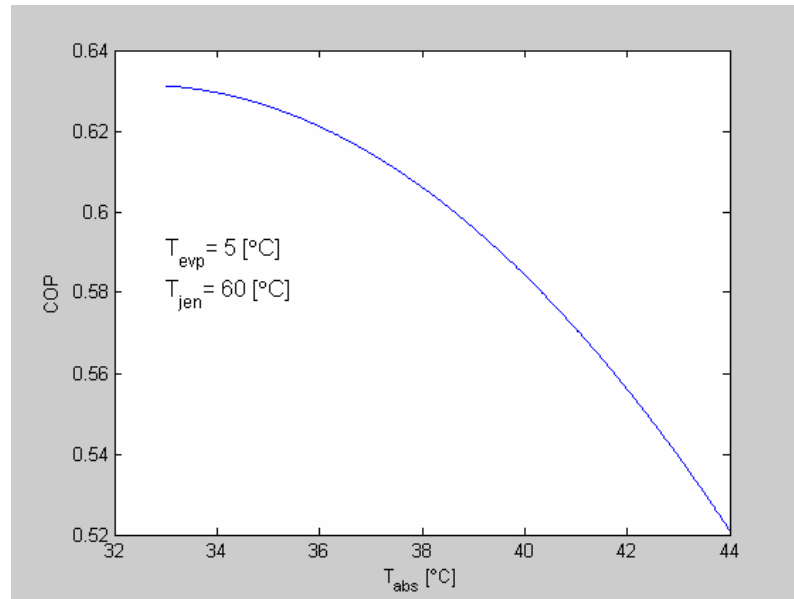


Şekil 5.4 Jeneratör Sıcaklığı – COP ilişkisi

Soğutma sisteminin çalışma bölgesi jeneratör sıcaklığı ile sınırlandırılmıştır. Jeneratör sıcaklığı 50°C nin altında olduğu zaman sistem genelde çalışmaz.

Şekil 5.4’den görüleceği üzere jeneratör sıcaklığı arttıkça tesir katsayısında da artış olmaktadır. Bu açıdan $150\text{--}160^{\circ}\text{C}$ sıcaklığına sahip ısı enerjisi kullanmak üzere tasarlanmış çift etkili sistemler daha verimlidir.

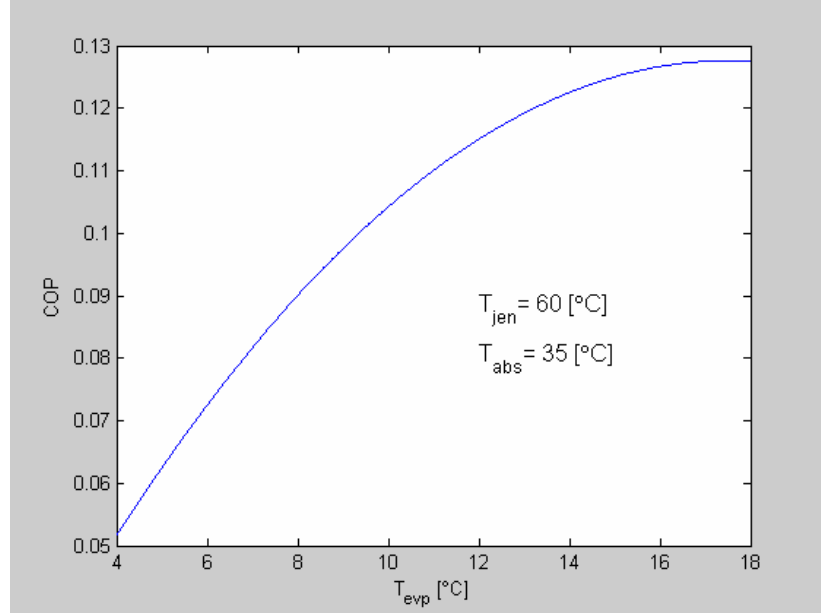
Absorber sıcaklığının, soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısına etkisi şekil 5.5’de gösterilmiştir.



Şekil 5.5 Absorber Sıcaklığı – COP ilişkisi

Absorber sıcaklığı arttıkça, soğutma tesir katsayısında bir azalma görülmektedir. Absorberde gerçekleşen absorpsiyon reaksiyonu neticesinde ısı açığa çıkar. Bu nedenle absorberde soğutma kulesinden gelen soğutma suyu kullanılarak bu ısı atılır ve sıcaklık düşürülür.

Buharlaştırıcı sıcaklığının soğutma tesir katsayısına etkisi şekil 5.5’de gösterilmiştir.



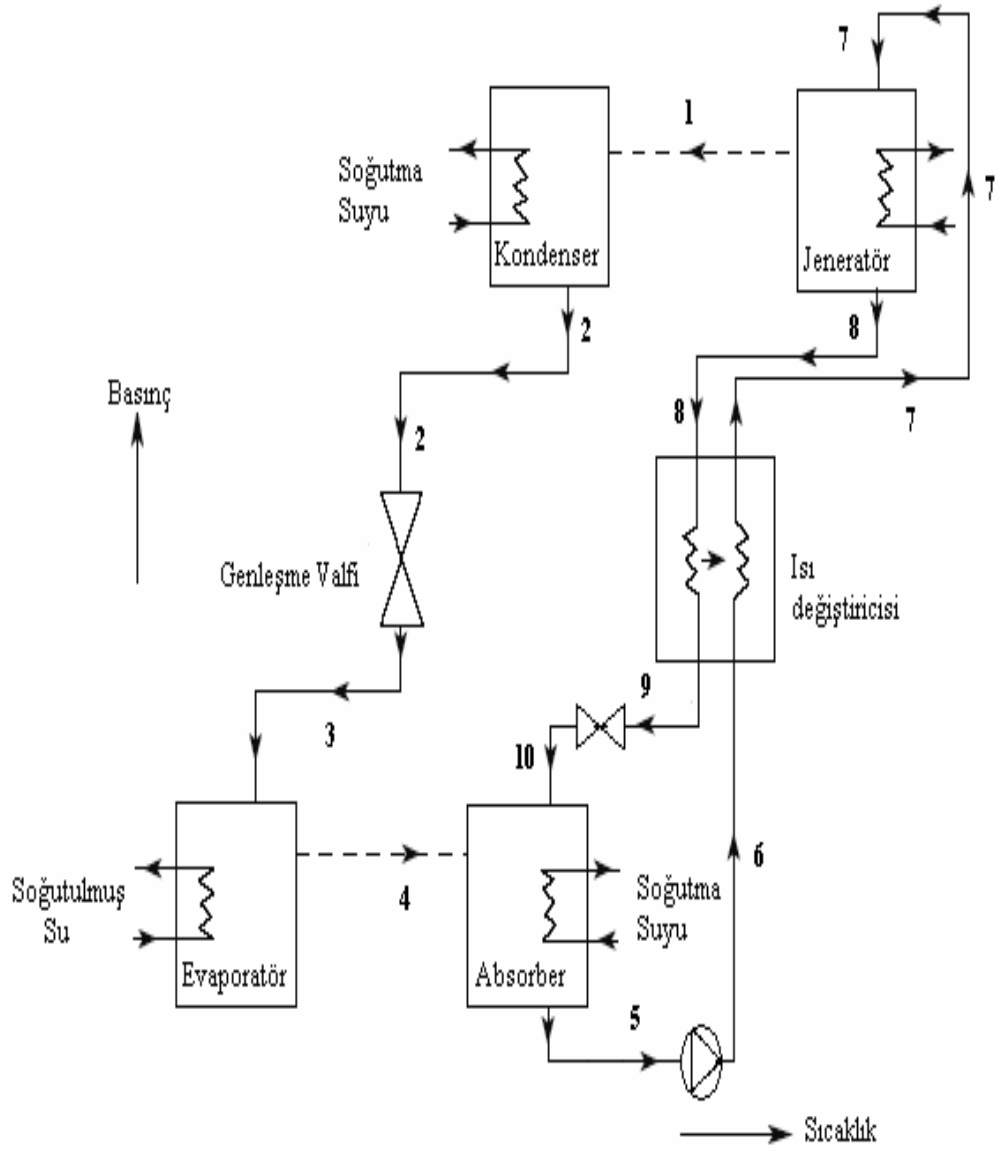
Şekil 5.6 Buharlaştırıcı – COP ilişkisi

Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça, soğutma tesir katsayısında bir artma gözlenmektedir (Şekil 5.6). Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla dolaşım oranında bir azalma meydana gelir, bu değerde soğutma tesir katsayısı büyür.

5.5 Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi

Tek etkili ASS tek jeneratörlü anlamına gelmektedir. Bu sistemlerde düşük ekserjili ısı kullanıldığından bu içsel ayrıştırma ve sıkıştırma işi tek bir jeneratörle gerçekleştirilmektedir. Nispeten daha düşük sıcaklıklarda enerji kullandığından bu sistemlerin perfonmans katsayısı da düşüktür (0.8 civarı).

Son otuz yıldır absorpsiyonlu sistemler üzerine hem teorik hem de deneysel pek çok araştırma sürülmekte ve bunların büyük kısmı tek-etkili LiBr kullanan sistemler üzerinedir [Grossman, 2002a].



Şekil 5.7 Tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimi

Şekil 5.7'den de görüleceği üzere tipik tek etkili çiller sistemleri absorber, ısı değiştiricisi, jeneratör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatörden oluşur. Çevrim basınç-sıcaklık diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Jeneratör ve kondenser yüksek basınç ve sıcaklık kısmına tekabül eder. Evaporatör düşük basınç ve sıcaklık, absorber düşük basınç, yüksek sıcaklık kısmına tekabül eder. Çözelti pompası alçak basınç bölümünden yüksek basınç bölümüne geçişi, genişleme valfi ve kısılma vanaları ise sistemin yüksek basınçtan alçak basınca uygun biçimde geçmesini sağlayan basınçsal geçiş organlarıdır.

Çevrim prosesi: Jeneratörü, jeneratör sıcaklığında terk eden kızgın buhar(1), yoğuşturucuya ulaşır ve burada yoğuşturucu sıcaklığına tekabül eden yoğuşturucu basıncında yoğuşturulur ve buradan doymuş sıvı halinde çıkarak(2) genişleme valfine ulaşır. Burada sabit entalpide genişletilerek basınç ve sıcaklığı düşürülerek evaporatöre ulaşır(3). Burada soğutulacak ortamdan gelen soğutma suyundan ısı çekerek buharlaşır ve absorbere doğru akar(4). Absorberde bulunan ve soğutucu akışkana karşı afinitesi yüksek absorbent madde tarafından çekilerek absorpsiyona uğrar ve yeni bir çözelti oluşur. Reaksiyon ekzotermik olup atık ısı soğutma kulesinden gelen soğutma suyuyla uzaklaştırılır. Oluşan yeni çözeltide çözelti pompası vasıtasıyla ısı değiştiriciye doğru gönderilir(5). Isı değiştiricide ön ısıtmaya uğrayarak jeneratöre ulaşır(7). Jeneratöre dışardan çeşitli yollarla sağlanan (güneş enerjisi vb.) ısıtma suyuyla ön ısıtmaya uğrayarak gelen çözelti kaynatılır ve soğutucu akışkanın buharlaşması sağlanır. Bu aşamadan sonra soğutucu akışkan yoğuşturucuya giderek çevrime tekrar başlar. Absorbent madde ise üzerindeki ısı yüküyle tekrar ısı değiştiricisine gider(8) ve burada ısısını absorberden gelen yeni karışımı ısıtmak üzere bırakır ve absorbere ulaşarak çevrimi tamamlar. (9–10)

5.5.1 Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamiği

Tek etkili ASS'nin yapısı şekil 5.7'de gösterilmiştir. Bu şekil akış diyagramı kullanılarak sistemi oluşturan elemanlarda enerji ve kütle denklemleri çıkarılmıştır. Sistemin LiBr-su akışkan çifti kullandığı varsayılarak, zengin ve fakir çözelti kavramları buna göre belirlenmiştir ve bu LiBr'ce yoğun çözeltinin zengin çözelti olduğu manasına gelir.

Hesaplamaları basitleştirmek için “r” ile gösterilen dolaşım oranı ifadesi tanımlanmıştır. Bu ifade çevrimdeki zengin eriyik ve soğutucu akışkan debilerinin birbirine oranıdır.

$$\text{Dolaşım oranı} = r = \frac{\text{zengin eriyiğin debisi}}{\text{soğutucu akışkan debisi}} = \frac{m_z}{m_s}$$

Buradan hareketle şekil 5.7'deki notasyonlar kullanılırsa LiBr-su çifti kullanan bir çevrim için,

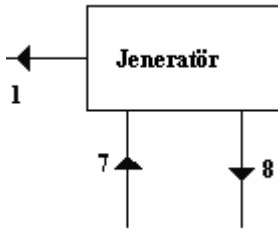
Zengin eriyiğin debisi; $m_z = m_8 = m_9 = m_{10}$

Fakir eriyiğin debisi; $m_f = m_5 = m_6 = m_7$

Soğutucu akışkan debisi; $m_s = m_1 = m_2 = m_3 = m_4$

Çevrimin elemanları ayrı ayrı ele alırsak;

Jeneratör SASA:



Jeneratör için süreklilik denklemi $\sum m_{\text{ç}} = \sum m_{\text{g}}$ ve $m_7 = m_1 + m_8$ 'dir. (5.4)

Jeneratördeki LiBr dengesi; $m_7 x_7 = m_8 x_8$ (5.5)

x_7 : fakir eriyik konsantrasyonu, m_7 : fakir eriyik debisi,

x_8 : zengin eriyik konsantrasyonu m_8 : zengin eriyik konsantrasyonu

(5.4) nolu denklem, (5.5) nolu denkleme taşınırsa;

$$(m_1 + m_8).x_7 = m_8.x_8 \Rightarrow m_1.x_7 = m_8(x_8 - x_7) \Rightarrow \frac{m_8}{m_1} = \frac{x_7}{x_8 - x_7} \text{ elde edilir. } \frac{m_8}{m_1} = r$$

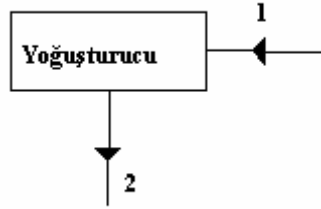
$$\text{olduğundan; } r = \frac{x_7}{x_8 - x_7} \text{ elde edilir. (5.6)}$$

Jeneratör için süreklilik ve Termodinamiğin I. kanunu yazılırsa:

$\sum Q - \sum W = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_{\dot{g}}$, jeneratörde herhangi bir iş alışverişi söz konusu olmadığından $\sum W = 0$ kabul edilir ve denklem $\sum Q = Q_{jen} = m_1 h_1 + m_8 h_8 - m_7 h_7$ haline gelir. Denklemin her iki tarafı jeneratör kapasitesini birim kg soğutucu akışkan için bulunmak istendiğinden m_1 'e bölünürse;

$$q_{kay} = h_1 + \frac{m_8}{m_1} \cdot h_8 - m_7 \cdot h_7 \text{ elde edilir.} \quad (5.7)$$

Yoğuşturucu (Kondenser) SASA:



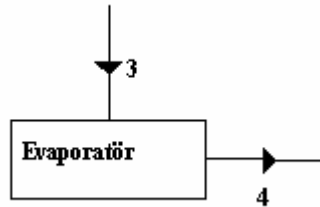
$\sum W = 0$ olduğundan I.kanundan;

$Q_{yoğ} = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_{\dot{g}} = H_2 - H_1 = m_2 h_2 + m_1 h_1$ elde edilir. Süreklilik gereği burada;

$m_2 = m_1$ olduğundan;

$$q_{yoğ} = h_2 - h_1 \text{ elde edilir.} \quad (5.8)$$

Buharlaştırıcı (Evaporatör) SASA:



$\sum W = 0$ olduğundan I. kanundan;

$Q_{buh} = H_4 - H_3 = m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3$ halini alır.

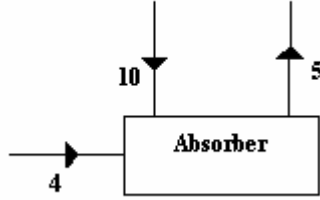
Süreklilik ifadesi gereği bu komponentte $m_3 = m_1$ olduğundan ;

$$Q_{buh} = m_4 \cdot (h_4 - h_3) \quad m_4 = m_3 = m_1 \text{ 'dir. Bu durumda}$$

$Q_{buh} = m_1 (h_4 - h_3)$ denkleminin her tarafı m_1 'e bölünürse;

$$q_{buh} = h_4 - h_3 \quad (5.9)$$

Absorber (SASA)



$\sum W = 0$ olduğundan absorber için I. kanun;

$$Q_{abs} = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_{\dot{g}} = m_5 \cdot h_5 - (m_4 \cdot h_4 + m_{10} \cdot h_{10})$$

$m_5 = m_7$, $m_4 = m_1$ ve $m_{10} = m_8$ dir. Bu I. kanunda yerine yazılıp her taraf m_1 'e bölünürse;

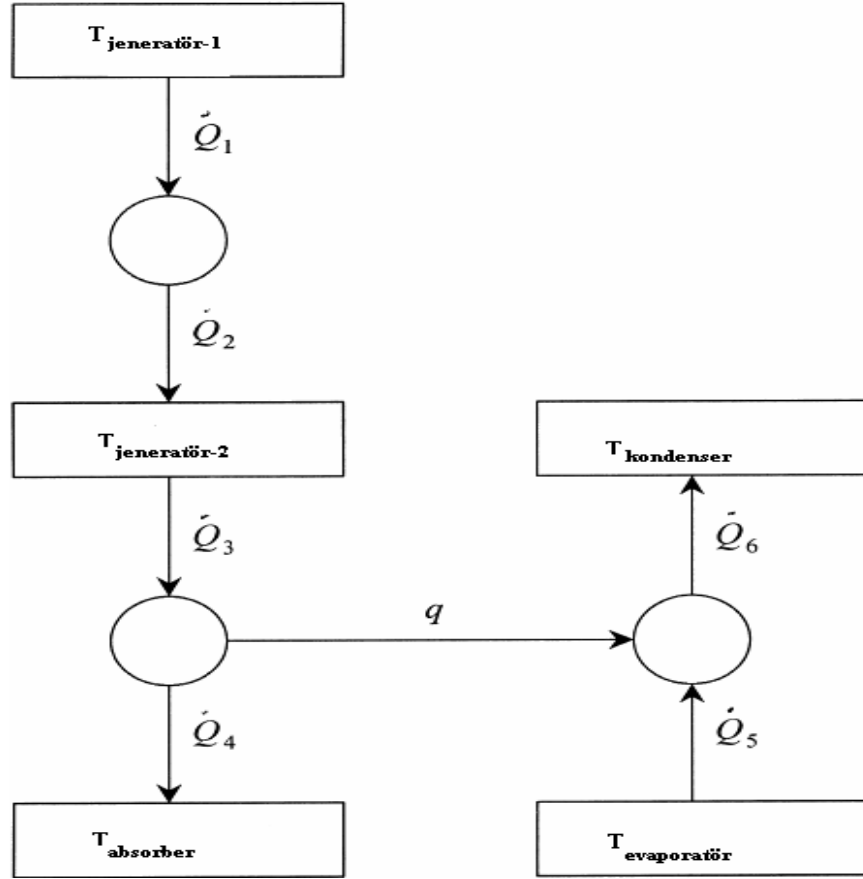
$$q_{abs} = \frac{m_7}{m_1} \cdot h_5 - h_4 - \frac{m_8}{m_1} \cdot h_{10} \text{ elde edilir.} \quad (5.10)$$

5.6 Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi

Çift etkili ASS’inde, tek etkiliye kıyasla jeneratörde çok daha yüksek ekserjili buhar veya akışkan kullanılır. Bu ekserjinin tek jeneratörde işlenmesi mümkün olmadığından iki jeneratör kullanımı gerekmektedir. Bu nedenle iki jeneratörlü ASS’ne çift etkili denir.

Şekil 5.8’de gösterilen çift etkili absorpsiyon çevrimi beş sıcaklık ve üç basınç düzeyine sahip bir sistemdir. Sistemdeki üç basınç bölgesi (i) evaporatör ve absorberdeki düşük basınç, evaporatör sıcaklığıyla belirlenir, (ii) kondenser ve ikinci kademe kaynatıcıdaki orta düzey basınç, kondenser sıcaklığıyla belirlenir ve (iii) ilk kademe kaynatıcıdaki yüksek basınç, ikinci kademe kaynatıcı sıcaklığıyla belirlenir.

Sistem operasyonunda, $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ zengin eriyiği absorberden ilk kademe güneş enerjisi veya atık ısı destekli kaynatıcıya pompalanır ve burada, $(\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O})$ eriyiğinden gelen soğutucu buharı kaynatarak bitirmek üzere daha yüksek bir ısıda ısıtılır. İlk kaynatıcıdan gelen su buharı, ikinci kademe kaynatıcıda yüksek basınçta yoğunlaştırılır. Yoğuşma ısısı, sıcaklığı ve basıncı sırasıyla eriyik ısı eşanjörü I ve basınç düşürme valfi ile indirgendikten sonra, kaynatıcıdan gelen soğutucu buhar, kondensere geçer ve kondensasyon ısısını atmosfere verir. Dolayısıyla, kondenserden çıkan toplam sıvı soğutucu miktarı ilk ve ikinci kademe kaynatıcılardan gelen soğutucu miktarının toplamıdır. Kondenserden çıkan sıvı soğutucu, evaporatöre doğru devam eder ve burada düşük basınçta buharlaştırılır ve buharlaştırma ısısını soğutulmak üzere salar. Bu soğuk buharlar daha sonra ikinci aşama kaynatıcıdan gelen fakir eriyik içinde, eriyik ısı eşanjörü II aracılığıyla çözülür ve absorpsiyon ısısı absorberde atılır. Daha sonra zengin eriyik kaynatıcıda pompalanır ve döngü tamamlanmış olur [Ravikumar et al., 1998].



Şekil 5.8 Tersinir çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi

Absorpsiyonlu sistemlerde özellikle 120°C ve üzerindeki jeneratör sıcaklıklarında soğutma etki katsayısında bir artış meydana gelir. Bu sıcaklık yenilenebilir enerji kaynakları ile özellikle de parabolik oluk tipi güneş kolektörleri veya atık ısıyla sağlanabilir. Böylece sistem daha ekonomik hale gelir ve çevre kirliliği azaltılmış olur.

Düz kolektörlerle elde edilen sıcaklıklar $100\text{--}120^{\circ}\text{C}$ ile sınırlıdır. Bu sıcaklık aralığında tek etkili sistemlerin çalışması mümkün olmaktadır. Ancak parabolik oluk tipte kolektörlerle çizgisel odaklanma sayesinde $180\text{--}200^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarına ulaşılabilir. Bu sıcaklık aralığında ise çift etkili sistemlerin çalıştırılması daha ekonomik sonuç vermektedir. Çift etkili sistemde perfonmans katsayısı kullanılan teknolojiye göre 1,2 ile 1,8 arasında değişmektedir.

Sistemi oluşturan elemanların ısı kayıpları ihmal edilirse, absorpsiyonlu soğutma sistemine olan ısı girişi atılan ısıya eşit olmak durumundadır;

$$Q_{YSJ} + Q_{BUH} = Q_{ABS} + Q_{KOND} \quad (5.11)$$

Sistemin perfonmans katsayısı (COP) ise pompa işi ihmal edilirse;

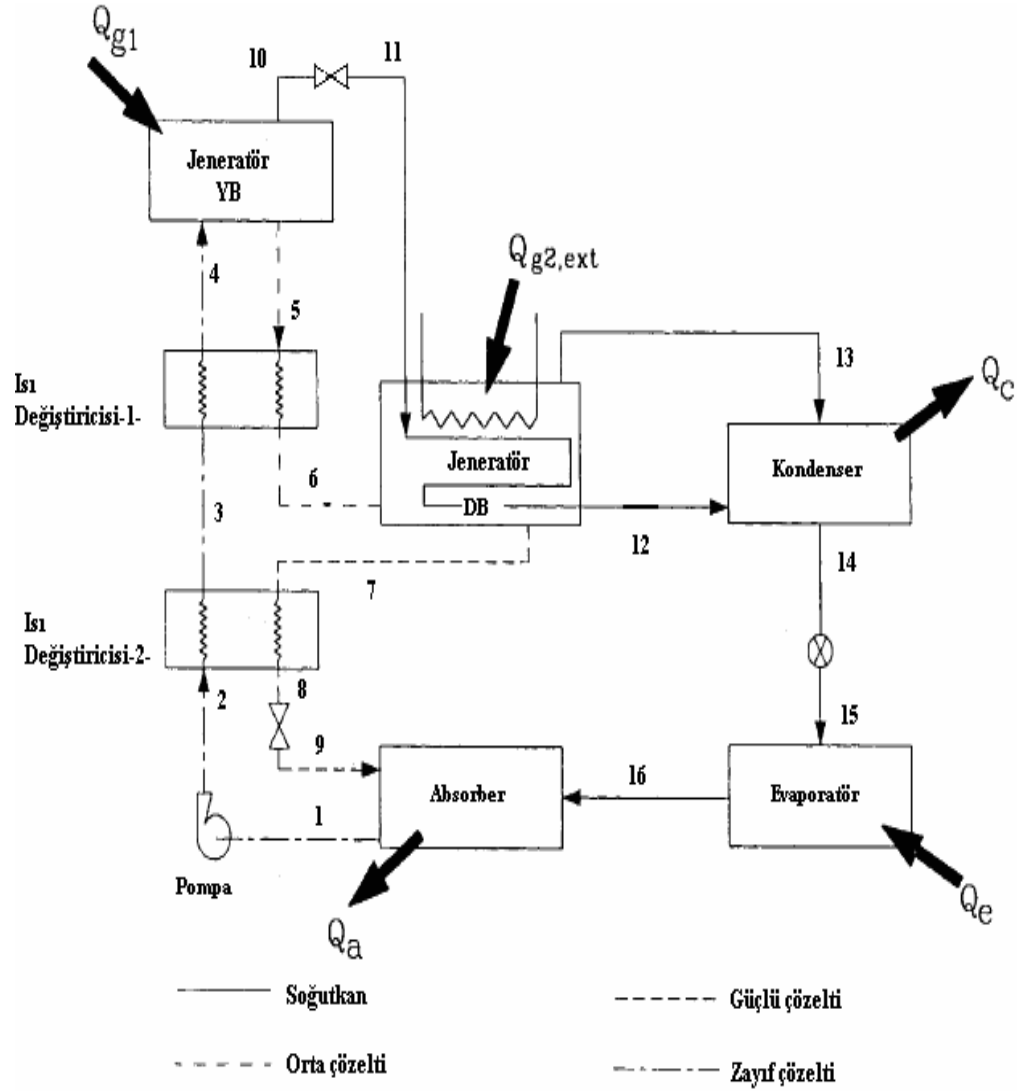
$$COP = \frac{Q_{BUH}}{Q_{YSJ}} \text{ olur.} \quad (5.12)$$

Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri çözeltinin akış tipine genel olarak iki ana bölümde incelenebilir. Bunlar:

Seri akışlı: Absorberden çıkan çözelti sırasıyla düşük sıcaklık ısı değiştiricisi yüksek sıcaklık ısı değiştiricisi, yüksek sıcaklık jeneratörü, yüksek sıcaklık ısı değiştiricisi, düşük sıcaklık jeneratörü ve buradan da yoğuşturucu tankı üzerinden düşük sıcaklık ısı değiştiricisine girerek absorbere ulaşır ve çevrimi tamamlar.

Paralel akışlı: Absorberden çıkan çözelti, yüksek sıcaklık ısı değiştiricisi üzerinden yüksek sıcaklık jeneratörüne, düşük sıcaklık ısı değiştiricisi üzerinden düşük sıcaklık jeneratörüne ayrı ayrı pompalanır. Her iki jeneratörde de yoğunlaştırılmış hale gelen çözelti ısı değiştiricisi üzerinden tekrar absorbere döner.

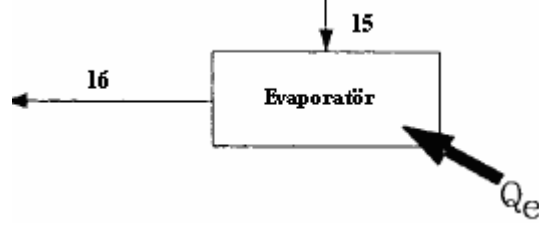
5.6.1 Seri akışlı çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamiği



Şekil 5.9 Çift etkili seri akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemi

Şekil 5.9' daki çevrim temel alınarak sistemin ve elemanlarının termodinamik çözümlemesi yapılabilir.

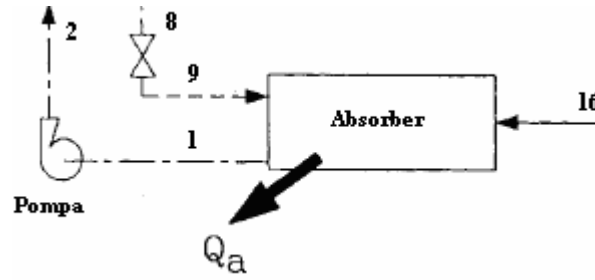
Evaporatör enerji ve kütle dengesi:



$W=0$ için Termodinamiğin 1.kanunundan;

$$Q_E = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_{\dot{g}} = m_{16}h_{16} - m_{15}h_{15} \quad (5.13)$$

Absorber enerji ve kütle dengesi:



Enerji dengesi:

$$Q_A = m_1h_1 - m_9h_9 - m_{16}h_{16} \quad (5.14)$$

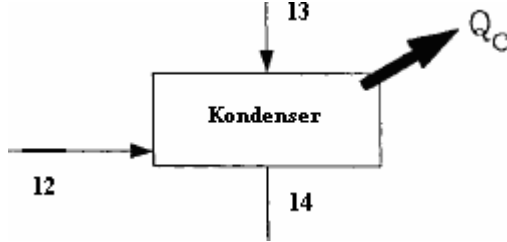
$$\text{Kütle ve derişim dengesi: } m_1X_1 = m_9X_9 \quad (5.15)$$

$$m_1 = m_9 + m_{16} \quad (5.16)$$

Isı yükü belirlenen absorberden ısı taşıyacak olan soğutma suyunun kütledebisi,

$$m_{ss} = \frac{Q_A}{C_p \Delta T} \quad (5.17)$$

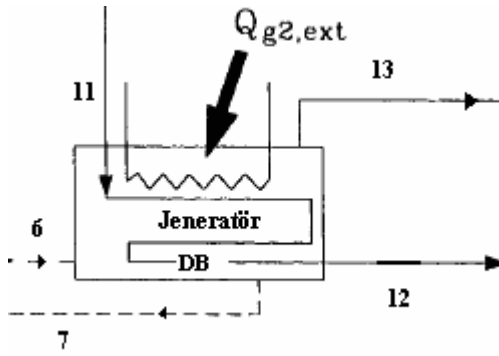
Kondenser enerji ve kütle dengesi:



$$Q_K = m_{14}h_{14} - (m_{12}h_{12} + m_{13}h_{13}) \quad (5.18)$$

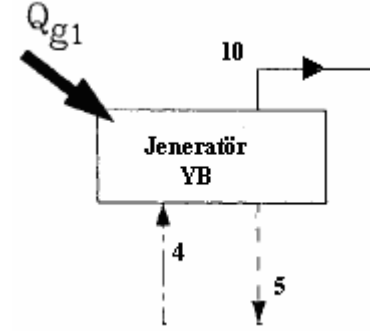
Soğutma suyu kondenserdan de ısı çekeceğinden, $m_{ss} = \frac{Q_K}{C_p \Delta T}$ (5.19)

Düşük sıcaklık jeneratörü enerji ve kütle dengesi:



$$Q_{DSJ} = m_7h_7 + m_{13}h_{13} - m_6h_6 \quad (5.20)$$

Yüksek sıcaklık jeneratörü enerji ve kütle dengesi:



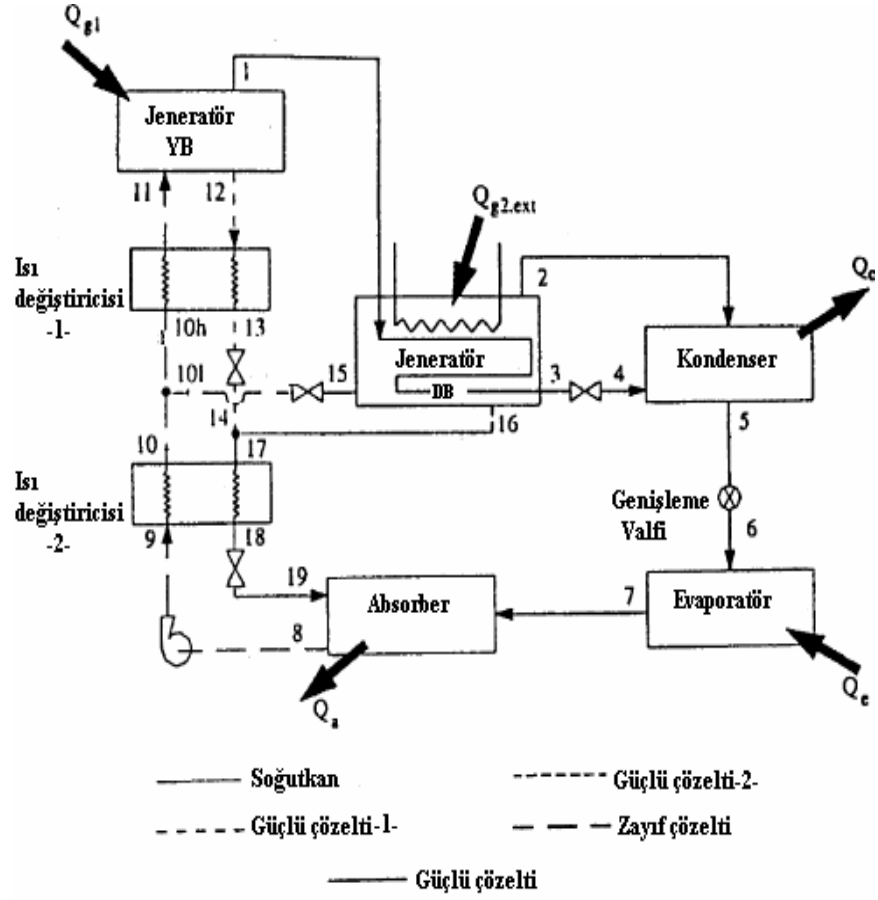
Enerji dengesi;

$$Q_{YSJ} = m_5 h_5 + m_{10} h_{10} - m_4 h_4 \quad (5.21)$$

Kütle dengesi;

$$m_4 = m_5 + m_{10} \quad (5.22)$$

5.6.2 Paralel akışlı çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamiği



Şekil 5.10 Çift etkili paralel akışlı absorpsiyonlu soğutma sistemi

Buharlaştırıcı enerji ve kütle dengesi:

$$Q_E = m_7 h_7 - m_6 h_6 \quad (5.23)$$

$$m_6 = m_7 \quad (5.24)$$

Absorber enerji ve kütle dengesi:

$$Q_A = m_8 h_8 - m_7 h_7 - m_{19} h_{19} \quad (5.25)$$

$$m_8 X_8 = m_{19} X_{19} \quad (5.26)$$

Absorberden ısıyı çekecek soğutma suyu debisi:

$$m_{ss} = \frac{Q_A}{C_p \Delta T} \quad (5.27)$$

Kondenser enerji ve kütle dengesi:

$$Q_K = m_5 h_5 - (m_2 h_2 + m_4 h_4) \quad (5.28)$$

$$m_{ss} = \frac{Q_K}{C_p \Delta T} \quad (5.29)$$

Düşük sıcaklık jeneratörü enerji ve kütle dengesi:

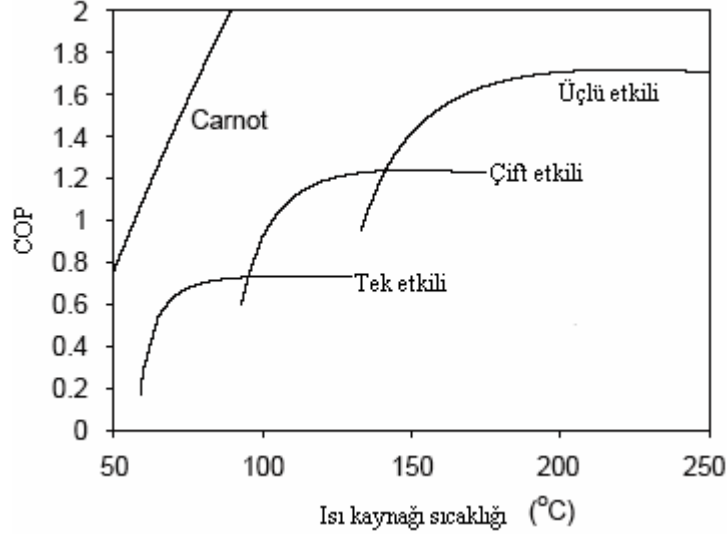
$$Q_{DSJ} = m_{16} h_{16} + m_2 h_2 - m_{15} h_{15} \quad (5.30)$$

$$m_{16} X_{16} = m_{15} X_{15} \quad (5.31)$$

Yüksek sıcaklık jeneratörü enerji ve kütle dengesi:

$$Q_{YSJ} = m_{12} h_{12} + m_1 h_1 - m_{11} h_{11} \quad (5.32)$$

$$m_{11} = m_{12} + m_1 \quad (5.33)$$



Şekil 5.11 LiBr-su çiftli çiller sistemlerinin COP'lerinin sıcaklığa bağlı değişimi

Şekil 5.11'de görüldüğü gibi, tek etkili sistemler düşük sıcaklıklarda, çift etkili sistemler orta sıcaklıklarda, üç ve daha fazla etkili sistemler yüksek sıcaklık kullanımına uygundur.

5.6.3 Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için sayısal örnek

Seri akışkanlı çift etkili sistem için varsayılan parametreler;

Soğutma yükü 180 kW;

LiBr-Su akışkan çifti kullanılan sistem için;

Buharlaştırıcı sıcaklığı: $T_B = 5\text{ °C}$ $P_B = 0,872\text{ kPa}$

Absorber sıcaklığı: $T_A = 40\text{ °C}$ $P_A = 0,8\text{ kPa}$

Yoğusturucu sıcaklığı: $T_Y = 36\text{ °C}$ $P_Y = 6\text{ kPa}$

Jeneratör sıcaklığı: $T_J = 129\text{ °C}$ $P_J = 35\text{ kPa}$

Düşük sıcaklık jeneratörü sıcaklığı: 93 °C

Zengin eriyik konsantrasyonu $X_z = 0,65$

Fakir eriyik konsantrasyonu $X_f = 0,58$

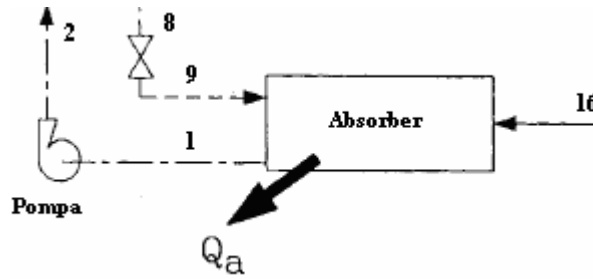
Olarak alınırsa, şekil 5.9' daki noktalar için entalpi değerleri termodinamik tablolardan belirlenir;

Buharlaştırıcı giriş çıkış noktaları için $h_{16} = 2510 \text{ kJ/kg}$, $h_{15} = 151 \text{ kJ/kg}$,

$$\text{Soğutucu akışkan debisi} = m_{14} = m_{15} = m_{16} = \frac{Q_B}{h_{16} - h_{15}} = 0,076 \text{ kg/sn} \quad (5.34)$$

$$\text{Dolaşım oranı } r = \frac{X_1}{X_9 - X_1} = 8,3 \quad (5.35)$$

Absorber enerji ve kütle dengesi:



$m_9 = r \cdot m_{16}$ eşitliğinden m_9 çekilirse

$$m_7 = m_8 = m_9 = 0,61 \text{ kg/sn} \quad (5.36)$$

$m_1 = m_9 + m_{16} = 0,69 \text{ kg/sn}$ ayrıca

$$m_1 = 0,69 \text{ kg/sn} = m_2 = m_3 = m_4 \quad (5.37)$$

Karakteristik noktalardaki sıcaklık, basınç ve entalpi değerleri;

$$T_1 = 40^\circ\text{C} \quad P_1 = 0,8 \text{ kpa} \quad h_1 = 105,71 \text{ kJ/kg}$$

$$T_9 = 54^\circ\text{C} \quad P_9 = 0,8 \text{ kpa} \quad h_9 = 165,5 \text{ kJ/kg}$$

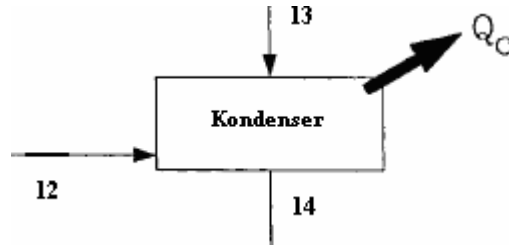
$$T_{16} = 5^\circ\text{C} \quad P_{16} = 0,8 \text{ kpa} \quad h_{16} = 2510 \text{ kJ/kg}$$

Denklem 5.14'den $Q_A = -218,77 \text{ kW}$ bulunur.

Denklem 5.17'den absorberden ısı taşıyacak soğutma suyu kütledebisi

$$m_{ss} = \frac{Q_A}{C_p \Delta T} = 17,4 \text{ kg/sn} \quad \text{olarak bulunur.} \quad (5.38)$$

Yoğuşturucu enerji ve kütle dengesi:



Hesaplanan Soğutma suyu kütledebisi yoğuşturucudan da ısı çekecektir.

Karakteristik noktalardaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri

$$T_{12}=36^{\circ}\text{C} \quad P_{12}=6 \text{ kpa} \quad h_{12}= 706 \text{ kJ/kg}$$

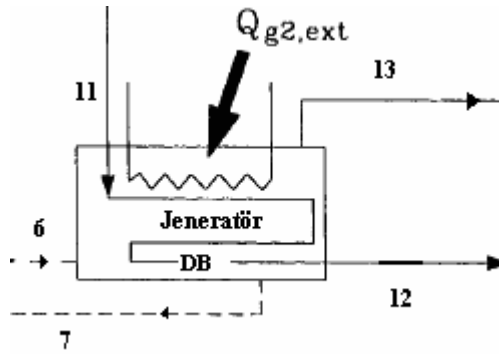
$$T_{13}=93^{\circ}\text{C} \quad P_{13}=6 \text{ kpa} \quad h_{13}= 2677 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{14}=36^{\circ}\text{C} \quad P_{14}=6 \text{ kpa} \quad h_{14}= 151 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{14}= m_{12} + m_{13} \quad (5.39)$$

$$Q_Y = m_{14}h_{14} - (m_{12}h_{12} + m_{13}h_{13}) = m_{ss}C_p\Delta T = -181,3 \text{ kW}$$

Düşük sıcaklık jeneratörü enerji ve kütle dengesi:



Kütle ve derişim dengesi;

$$m_6X_6=m_7X_7 \text{ zengin ve fakir eriyik değerleri yerine konulursa}$$

$$m_6= 1,120 \text{ } m_7 \text{ bulunur.}$$

$$\text{Kütle dengesi; } m_6=m_7+m_{13}$$

$$m_6, \text{ } m_7 \text{ cinsinden yazılırsa; } m_{13}= 0,120 \text{ } m_7 \text{ elde edilir.}$$

$$\text{Eş. 5.35 den } m_7=0,61 \text{ kg/sn'dir.}$$

$$\text{Buradan } m_{13}= 0,07 \text{ kg/sn ve } m_6=m_5= 0.68 \text{ bulunur.}$$

$$\text{Eş. 5.39' dan } m_{14}= m_{12} + m_{13} \text{ ve Eş. 5.34'den } m_{14}= 0,076 \text{ kg/sn'dir.}$$

Buradan $m_{12} = 0,006 \text{ kg/sn}$ bulunur.

Karakteristik noktalardaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri

$$T_7 = 93^\circ\text{C} \quad P_7 = 6 \text{ kpa} \quad h_7 = 240 \text{ kJ/kg}$$

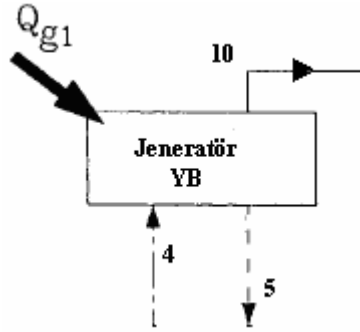
$$T_{13} = 93^\circ\text{C} \quad P_{13} = 6 \text{ kpa} \quad h_{13} = 2677 \text{ kJ/kg}$$

$$T_6 = 86^\circ\text{C} \quad P_6 = 6 \text{ kpa} \quad h_6 = 213 \text{ kJ/kg}$$

Enerji Dengesi;

$$Q_{DSJ} = m_7 h_7 + m_{13} h_{13} - m_6 h_6 = 189 \text{ kW bulunur.}$$

Yüksek sıcaklık jeneratörü enerji ve kütle dengesi:



Kütle dengesi;

Eş 5.37'den $m_4 = 0,69 \text{ kg/sn}$

$m_4 X_4 = m_5 X_5$ Eşitliğinden zengin ve fakir çözelti değerleri yerine konulursa;

$$m_4 = 1,068 m_5 \text{ ve buradan } m_5 = 0,646 \text{ kg/sn bulunur.}$$

$$m_4 = m_5 + m_{10} \text{ için , } m_{10} = 0,043 \text{ kg/sn'dir.}$$

Karakteristik noktalardaki sıcaklık, basınç, entalpi değerleri

$$T_5 = 129^\circ\text{C} \quad P_5 = 35 \text{ kpa} \quad h_5 = 293 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{10} = 129^\circ\text{C} \quad P_{10} = 35 \text{ kpa} \quad h_{10} = 2740 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4 = 118^\circ\text{C} \quad P_4 = 35 \text{ kpa} \quad h_4 = 260 \text{ kJ/kg}$$

Enerji dengesi;

$$Q_{YSJ} = m_5 h_5 + m_{10} h_{10} - m_4 h_4 = 128 \text{ kW olarak bulunur.}$$

Perfonmans Katsayısı:

$$\text{Eş. 5.12'den COP} = \frac{Q_{\text{BUH}}}{Q_{\text{YSJ}}} = \frac{180}{128} = 1.4 \text{ olarak bulunur.}$$

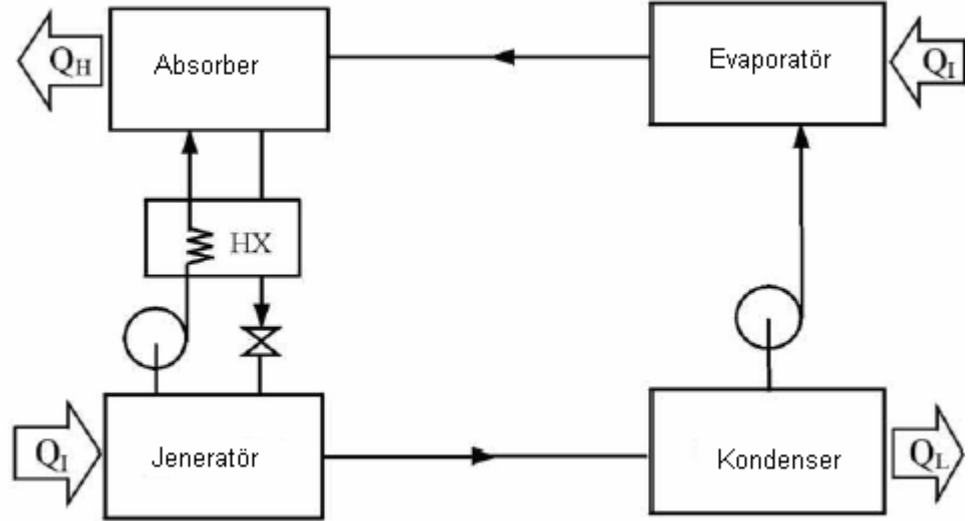
5.7. Diğer absorpsiyonlu soğutma çevrim tipleri

Bu bölümde, literatürde sık rastlanan tek ve çift etkili sistemlerin dışındaki sistemler incelenecektir.

5.7.1 Absorpsiyonlu ısı yükselticileri

Herhangi bir absorpsiyonlu soğutma döngüsü üç dış rezervuarla ısı takası yapar: Düşük, orta ve yüksek sıcaklık düzeylerinde. Bir absorpsiyon sistemi soğutucu ya da ısı pompası gibi kullanılıyorsa, sistemi çalıştıran ısı yüksek sıcaklıktaki rezervuardan sağlanır. Soğutma etkisi düşük bir sıcaklık düzeyinde yaratılır ve ara sıcaklık düzeyinde bir ısı verir. Bunlar arasındaki fark, görevleridir. Bir soğutucu için faydalı ısı transferi düşük sıcaklıkta meydana gelir. Isı pompası için faydalı ısı transferi ara sıcaklıktadır. Normalde, çevreleyen ortam, ısı pompası için düşük sıcaklıkta rezervuar veya soğutucu için ara sıcaklıkta bir rezervuar olarak kullanılır. [Srikhirin et al., 2001]

Bir başka tip absorpsiyon döngüsü de “absorpsiyonlu ısı yükselticisi” veya “ters absorpsiyonlu ısı pompası” olarak da bilinir. Bu sistem, ara sıcaklıkta bir ısı kaynağından gelen ısıyı kullanır. (Normalde endüstriyel atık ısıdan kullanır) Sistem ısıyı düşük bir sıcaklık seviyesinde dışarı verir (normalde çevreye verir). Faydalı çıktı en yüksek sıcaklık seviyesinde elde edilir. Absorpsiyonlu ısı yükselticisi kullanımı, atık ısının, çalışma sıvısını sirküle edebilmek için gerekli olan bazı işler dışında başka bir ısı girdisi olmaksızın daha yüksek bir sıcaklığa çıkarılmasını sağlar.



Şekil 5.12 Absorpsiyonlu ısı yükselticisi

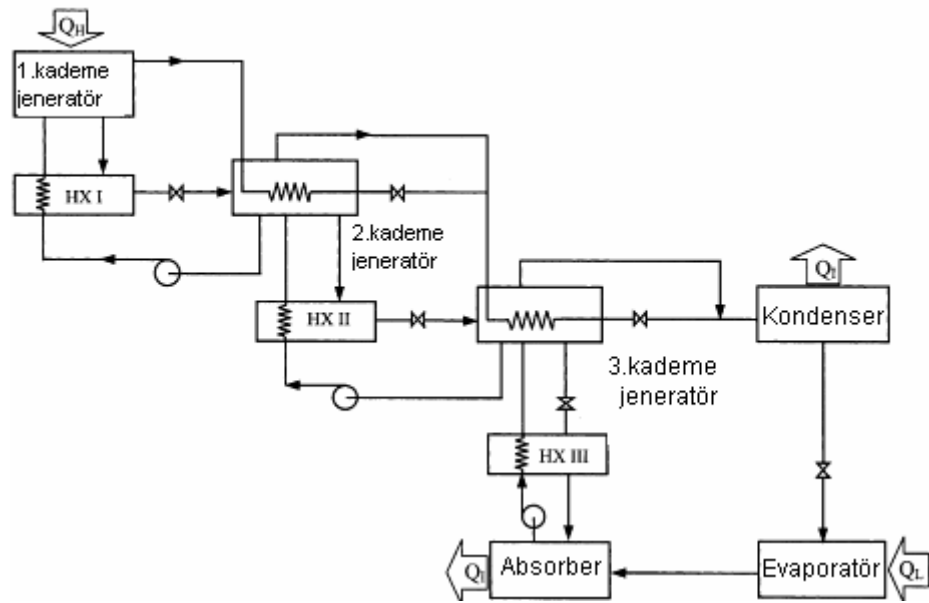
Şekil 5.12’de görülen bu döngü tek kademeli bir absorpsiyon döngüsüyle benzer komponentlere sahiptir. Aradaki fark, kondenserle evaporatör arasında kurulmuş olan genişleme valfi, yerini bir pompaya bırakmış olmasıdır. Alışıldık biçimde soğutucu akışkanı ayrıştırmak için kaynatıcıya nispeten düşük sıcaklıkta bir atık ısı verilir. Kondenserden gelen sıvı soğutucu yükseltilmiş basınçla evaporatöre pompalanır. Evaporatörde, kaynatıcıyı çalıştırmak için kullanılan düşük sıcaklıktaki atık ısı buharlaştırma için kullanılır. Daha sonra buhar halindeki soğutucu absorberdeki solüsyon tarafından emilir ve faydalı ısı yüksek bir sıcaklıkta dışarıya verilir [Srikhirin et al., 2001].

5.7.2 Çok kademeli absorpsiyonlu soğutma döngüsü

Yüksek kademeli bir döngünün temel hedefi yüksek sıcaklıkta ısı kaynaklarının mevcut olması durumunda sistem performansını arttırmaktır. Çok kademeli terimiyle döngünün, yüksek sıcaklıktaki bir kademeden dışarı verilen ısı, düşük sıcaklıktaki bir kademede ısı girdisi olarak kullanılacak biçimde konfigüre edilmesi gerekir.

Çok kademeli döngülerden birisi olan çift kademeli absorpsiyonlu soğutma döngüsü bölüm 5.6’da ayrıntılı olarak ele alınmıştı. Bu döngü ilk defa 1956 ve 1958 yıllarında kullanılmıştır.

Farklı tiplerde çok kademeli absorpsiyon döngüleri üzerine çalışmalar mevcuttur. Örnek olarak üç kademeli absorpsiyon döngüsü ve dört kademeli absorpsiyon döngüsü gösterilebilir. Fakat soğutma tesir katsayısının artması doğrudan kademe artışına bağlı değildir. Kademe sayısı arttığında her kademenin STK'sının, tek kademeli sistemin STK'sı kadar yüksek olmayacağı ortaya çıkan bir sonuçtur. Bununla beraber kademe sayısının artması sistemin karmaşıklığını da artırır. Bu nedenle, çift kademeli sistem ticari açıdan en elverişli olan sistemdir [Sriksirin et al., 2001].



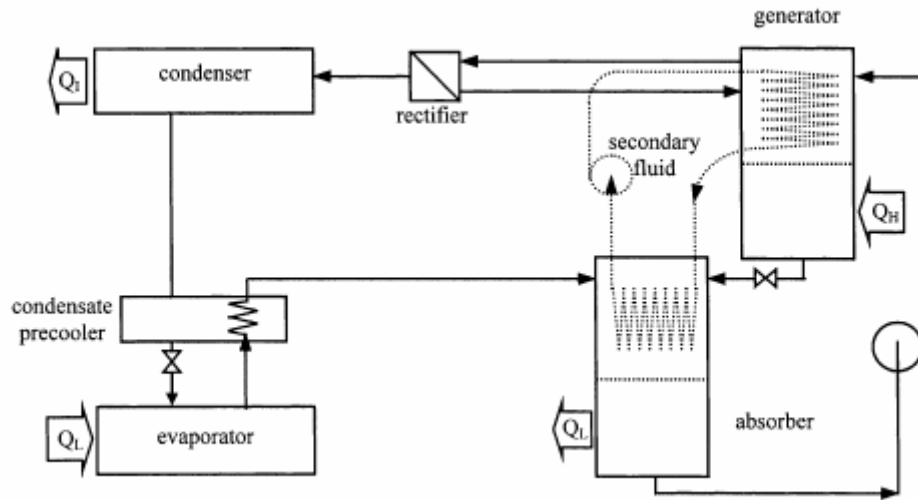
Şekil 5.13 Üç etkili absorpsiyonlu soğutma şeması

5.7.3 GAX'lı absorpsiyonlu soğutma döngüsü

GAX'ın açılımı Genetör (jeneratör-kaynatici) Absorber Heat exchanger (absorber ısı değiştiricisi) olarak adlandırılır. GAX döngüsü fikri 1911 yılında Altenkirch ve Tenchkoff tarafından atılmıştır.

Tek kademeli bir absorpsiyon sistemiyle yüksek performans elde etmek mümkündür. Daha önce bahsedilen paralel akışlı çift kademeli absorpsiyon sistemine göre sistem, birbirine paralel olarak çalışan iki tek kademeli döngüden oluşur. GAX konsepti, bu iki aşamalı çift kademeli absorpsiyon döngüsünü basitleştirmekle birlikte aynı performansı sağlar.

Absorber ve kaynatıcı, ters akışlı ısı eşanjörü olarak kabul edilebilir. Absorberde kaynatıcıdan gelen zayıf ya da fakir soğutucu solüsyon ve evaporatörden gelen buhar halindeki soğutucu akışkan üst kısma girer. Absorpsiyon işlemi boyunca üretilen ısı, soğutucu buharını emme kabiliyetinin korunması için dışarı verilmelidir. Üst kısımda, ısı yüksek bir sıcaklıkta dışarı verilir. Alt kısımda ise, solüsyon buharı emmeye devam ederken, çevreye ısı vererek soğur. Kaynatıcıda absorberden gelen güçlü soğutucu solüsyon üst kısma girer. Bu kısımda absorberin üst kısmından dışarı verilen ısı kullanılarak, solüsyon harici ısı kaynağıyla ısıtılarak biraz daha kurutulur. Absorber ve kaynatıcı arasında ısı transferi için kullanılan ek bir ikincil sıvı bulunur. Bu yüzden, tek kademeli bir absorpsiyon sisteminde GAX kullanılarak iki aşamalı çift kademeli absorpsiyon sisteminin STK'sı kadar yüksek bir STK elde edilebilir. Bu sistem üzerinde çalışmalar devam etmektedir [Srihirin et al., 2001].



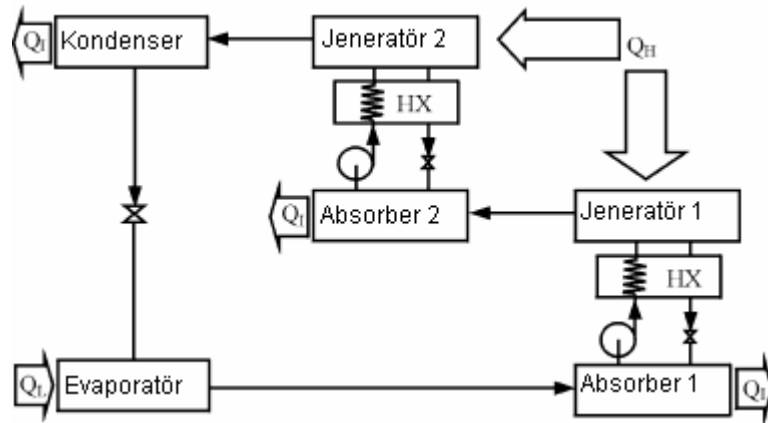
Şekil 5.14 GAX tipi çevrim şeması

5.7.4 Absorber-ısı korunumlu absorpsiyonlu soğutma döngüsü

Eriyik ısı eşanjörü kullanımının sistemin STK'sını arttırdığı daha önce vurgulanmıştı. Absorberden gelen güçlü ya da zengin soğutucu eriyik kaynatıcıdan gelen sıcak eriyikten ısı transfer edilerek, kaynatıcıya girmeden önce ısıtılabilir. Absorber ısı tutuşu sağlanarak, zengin soğutucu eriyiğin sıcaklığı artırılabilir.

sıcaklığı düşerse, solüsyon sirkülasyonu oranı da artacak ve STK'yı düşürecektir. Eğer çok düşükse, sistemi çalıştırmak mümkün olmaz [Srikhirin et al., 2001].

Yarım kademeli absorpsiyon sistemi, nispeten düşük sıcaklıkla bir ısı kaynağının kullanılacağı bir uygulama için oluşturulmuştur. Şekil 5.16'da yarım kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı yer almaktadır. Sistem konfigürasyonu, ısı akış yönlerinin farklı olması dışında, su / NH_3 kullanılan çift kademeli absorpsiyon sisteminin aynısıdır.



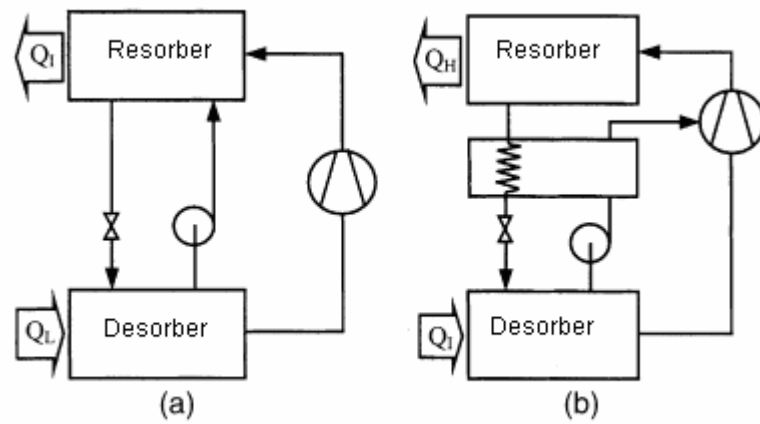
Şekil 5.16 Yarım kademeli absorpsiyon döngüsü

Şekil 5.16'de görüldüğü üzere harici bir kaynaktan gelen yüksek sıcaklıktaki ısı her iki kaynatıcıya da gider. Her iki absorber çevreye ısı verir. Absorber 2 ve kaynatıcı 1 ortalama bir basınç düzeyinde çalışırlar. Bu yüzden kaynatıcı 1 ve absorber 1 ile kaynatıcı 2 ile absorber 2 arasındaki sirkülasyon oranı kabul edilebilir düzeylerde muhafaza edilebilir. Yarım kademeli bir absorpsiyon döngüsü, farklı basınç düzeylerinde çalışan iki tek kademeli döngünün bir kombinasyonudur. Aynı basınç düzeyinde çalışan bir tek kademeli döngü için, ısı kaynağı sıcaklığının minimum ısıdan daha düşük olması gerekir.

5.7.6 Kombine buhar absorpsiyon sıkıştırma döngüsü

Bu sistem genelde absorpsiyon sıkıştırma sistemi olarak bilinir. Tipik bir absorpsiyon / sıkıştırma döngüsü şeması şekil 5.14(a)'da gösterilmiştir. Bu çevrimde konvansiyonel bir buhar sıkıştırma sistemindeki yoğuşturucu ve evaporatör, bir

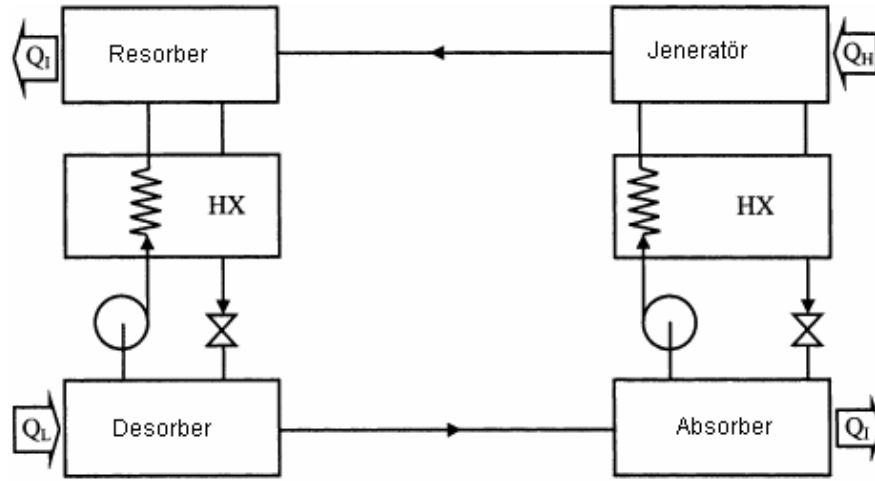
resorber (buhar absorberi) ve desorber (buhar kaynatıcısı) ile değiştirilmiştir. Belli çevre sıcaklığı ve soğutma sıcaklıklarında kompresör içindeki basınç diferansiyeli, konvansiyonel buhar sıkıştırma sistemindekinden çok daha düşüktür. Dolayısıyla STK'nın konvansiyel buhar sıkıştırma sisteminin STK'sından daha iyi olması beklenir. Altenkirch bu konuda ilk araştırmayı 1950 yılında yapmış ve enerji tasarrufu için bir potansiyel sunmuştur. Döngü, bir ısı pompası döngüsü olarak konfigüre edilebilir. Isı pompası çevrimini Machielsen geliştirmiştir. Şekil 5.14(b) [Sriksirin et al., 2001].



Şekil 5.17 Buhar absorpsiyon/sıkıştırma döngüsü

İlginç bir konfigürasyon da, kademe absorberden çift kademeli buhar absorpsiyon / sıkıştırma döngüsüdür. İlk kademe absorberden verilen ısı ikinci kademe kaynatıcıya gelir. Isı transferi dahili olarak gerçekleşir, böylece ortalama basınç oranındaki büyük sıcaklık farklılıklarının üstesinden gelinir. Bu konsept farklı çalışmalarda başarıyla sergilenmiştir.

değişebilir, bu sayede komponent sıcaklıkları ve basınçları istendiği şekilde ayarlanabilir.



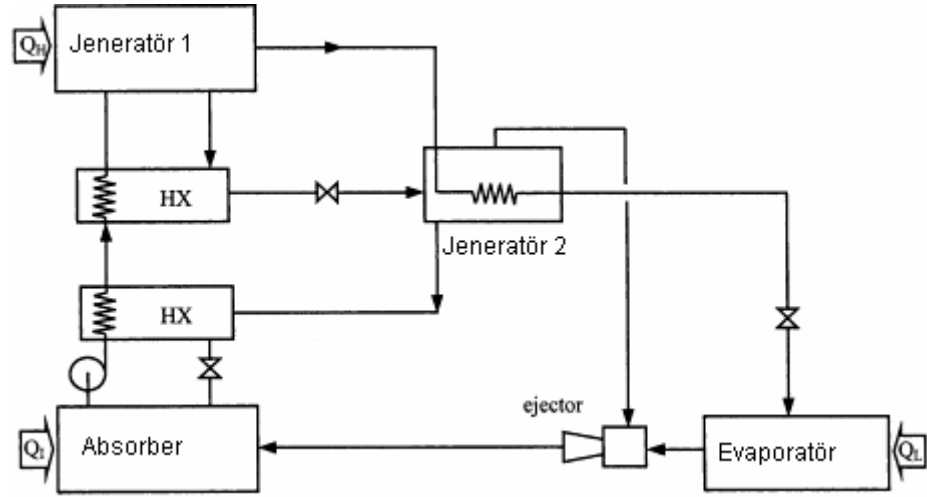
Şekil 5.19 Resorpsiyon çevrimi

5.7.8 Çift döngülü absorpsiyonlu Soğutma

Çift döngülü absorpsiyon sistemi konsepti, paralel çift kademeli absorpsiyon sistemine benzer. Fakat bu sistem, farklı çalışma sıvıları kullanılan, birbirinden tamamen ayrı döngüden oluşur. Hana ve arkadaşları çift döngülü bir absorpsiyonlu soğutucu ve ısı pompası keşfetmiştir. Bu sistem, su / NH_3 ve LiBr/su kullanılan iki tek kademeli absorpsiyon döngüsünden oluşur. NH_3 sistemi harici ısı kaynağından elde edilen ısıyla çalışır. Absorber ve kondenserden gelen ısı, LiBr/su sistemi için kaynak ısı olarak kullanılır. LiBr sistemi, alışıldık biçimde kondenser ve absorberden dışarıya ısı verir. Soğutma etkisi her iki evaporatörden de elde edilebilir [Srikhirin et al., 2001].

5.7.9 Kombine ejektör- absorpsiyonlu soğutma döngüsü

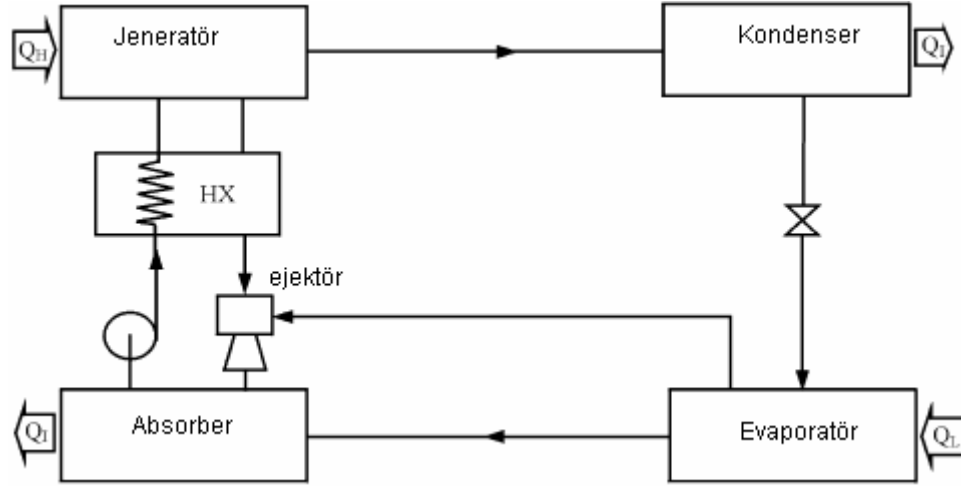
Bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansını artırmak için ejektör kullanılabilir. Dikkate değer bir tasarım Kuhlenschmidt tarafından geliştirilmiştir (Şekil 5.20).



Şekil 5.20 Modifiye edilmiş kombine ejektör-absorpsiyon döngüsü

Amaç, tuz absorbent bazlı bir çalışma sıvısı kullanan, düşük evaporatör sıcaklıklarında çalışabilen ve hava soğutmalı bir absorber bulunan bir absorpsiyon sistemi geliştirmektir. Bu sistemde çift kademeli absorpsiyon sisteminde kullanılabilecek iki kademeli kaynatıcılar bulunur. Fakat konvansiyonel çift kademeli absorpsiyon sisteminin tersine, ikinci kademe kaynatıcıdan gelen düşük basınçlı buhar soğutucu, evaporatörden gelen buhar soğutucuyu saçaan ejektör için hareket ettirici akışkan olarak kullanılır. Ejektör egzozu absorbere tahliye edilir ve absorber basıncının evaporatör basıncından yüksek olmasına yol açar. Bu yüzden, absorber içindeki solüsyon konsantrasyonu, sistemin düşük evaporatör sıcaklığıyla veya yüksek absorber sıcaklığıyla çalıştırılması gereken durumlarda kristalleşmeden korunabilir. Bu sistemde kondenserin olmadığı not edilmelidir. Yüksek basınçlı buhar soğutucu ikinci kademe kaynatıcıda yoğunlaştırılır ve düşük basınçlı buhar soğutucu da ejektör için itici akışkan olarak kullanılır. Bu sistem hakkında teorik ve deneysel sonuç henüz elde edilmemiştir. Fakat, bu sistemin STK'sının tek kademeli bir absorpsiyon sisteminin STK'sından daha yüksek olması beklenmemektedir. Çünkü üretilen buhar soğutucunun bir kısmı doğrudan absorbere tahliye edilmektedir ve herhangi soğutma etkisi meydana getirmemektedir. Ayrıca, kullanılan absorberin aynı soğutma kapasitesine sahip diğer absorpsiyon sistemlerinden çok daha yüksek bir absorpsiyon kapasitesine sahip olması gerekir [Srikhirin et al., 2001].

Absorpsiyon sisteminde ejektör kullanımına bir başka yaklaşım, Chung ve arkadaşları ile Chen tarafından geliştirilmiştir, absorber basıncını, evaporatör basıncından yüksek bir seviyede tutmak için ejektör kullanılmaktadır (Şekil 5.21).

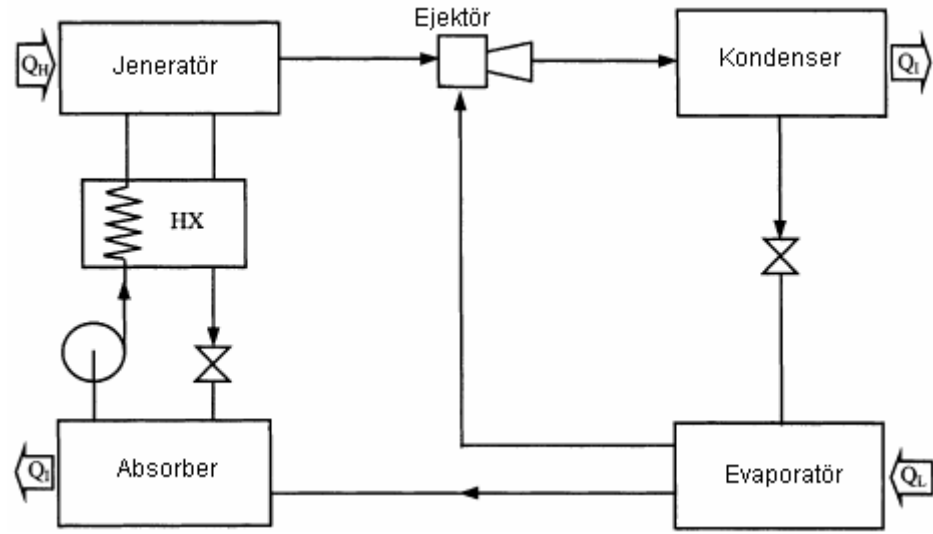


Şekil 5.21 Birleşik Ejektör-Absorber Sistemi

Önceki sistemin tersine, ejektörün itici akışkanı kaynatıcıdan gelen yüksek basınçlı sıvı solüsyondur. Bu yüzden, sadece yüksek basınçlı ve yüksek yoğunluklu soğutucu kullanılabilir. Çünkü sıvı akışkanla çalışan bir ejektör, LiBr / su kullanan sistemlerde olduğu gibi, su gibi düşük yoğunluklu buharla çalışamaz. Deneysel çalışmalar, çalışma sıvısı olarak DMETEG/R22 ve DMETEG/R21 kullanıldığında, absorber ve evaporatör arasındaki basınç oranının 1.2 olduğunu göstermiştir. Absorber basıncındaki artış solüsyon sirkülasyonunun, aynı şartlarda çalıştırılan konvansiyonel sistemden daha düşük bir orana indirgenmesine neden olmuştur. Dolayısıyla, STK'sında bir artış beklenebilir [Srihirin et al., 2001].

Aphornratana ve Eames tarafından ileri sürülen bir diğer yaklaşımda ise, tek kademeli bir absorpsiyon sisteminin kaynatıcısı ve kondenseri arasına bir ejektör yerleştirilir. Çalışma sıvısı olarak LiBr / su kullanılır. Ejektör itici akışkan olarak kaynatıcıdan gelen yüksek basınçlı su buharını kullanır. Dolayısıyla, kaynatıcı kondenserden daha yüksek bir basınçta çalıştırılır. Bu sayede kristalleşme tehlikesi olmaksızın, solüsyonun sıcaklığı artırılabilir. Sıcaklık ve basınç aynı anda arttırılırsa, solüsyon konsantrasyonu sabit kalır ve kaynatıcıya giden ısı girdisi biraz artar. Ejektör evpaoratörden buhar soğutucu sağlar ve daha çok soğutma etkisi elde edilir.

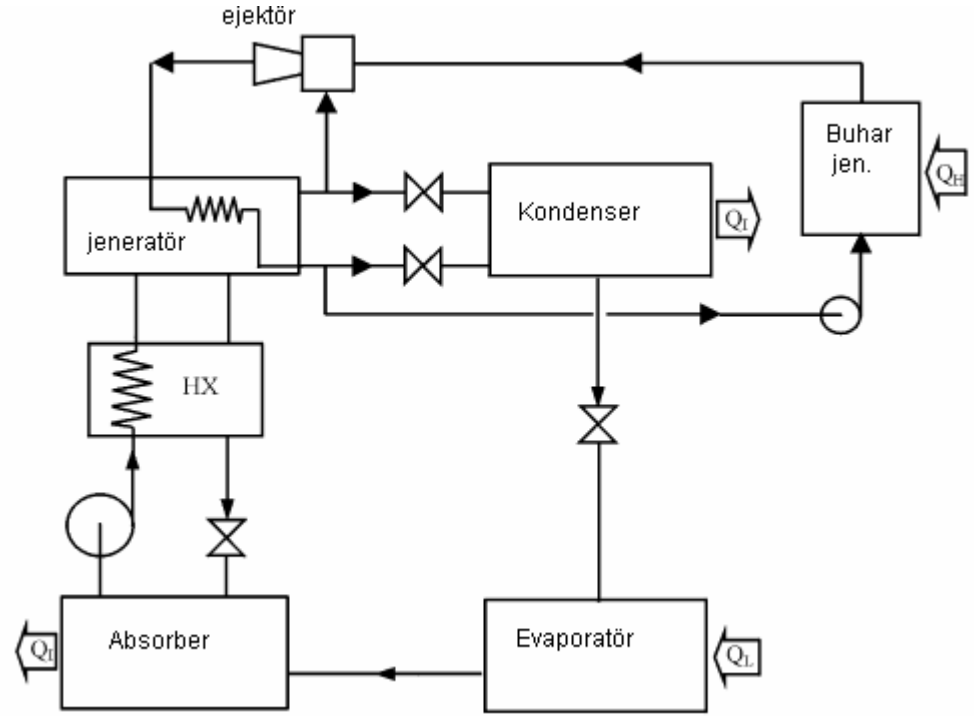
STK konvansiyonel bir tek kademeli absorpsiyon sisteminden daha yüksektir [Aphornratana et al., 1997].



Şekil 5.22 Aphornratana ve Eames tarafından öne sürülen sistem şeması

Deneyisel çalışmalar, STK'nın 1.04 arasında olduğunu göstermiştir. Fakat bu sistemin yüksek sıcaklıkta bir ısı kaynağıyla (190–210 °C arası) ve kabul edilebilir bir çevre sıcaklığında çalışması gerekir. Kaynatıcı sıcaklığı yüksek olduğu için, imalat malzemesinin aşınması problem yaratabilir.

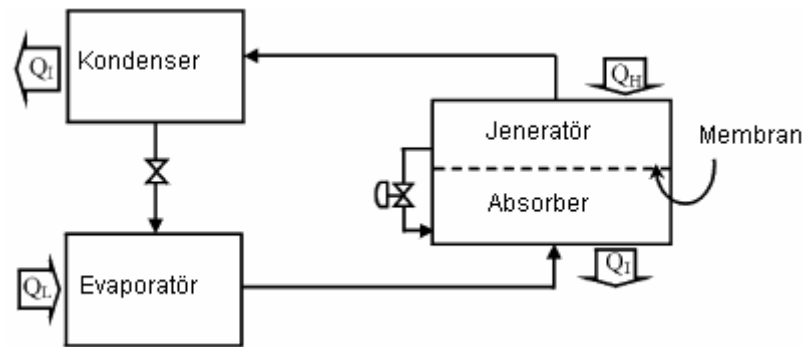
Eames ve Wu'nun ileri sürdüğü yaklaşımda buhar püskürtmeli bir ısı pompası ile tek kademeli bir absorpsiyon döngüsü arasında yer alan kombine bir döngüdür. Bu sistemde buhar püskürtmeli sistem dahili ısı pompası olarak kullanılır. Soğutucu buharın tek kademeli absorpsiyon döngüsünden kondansasyonu sırasında dışarı verilen ısıyı yakalamaya yarar. Isı pompası, absorpsiyon sisteminin kaynatıcısına ısı verir. Kaynatıcıdan gelen soğutucu buhar, ejektörü tarafından saçılır ve kaynatıcıdaki solüsyona ısı vererek ejektörün itici akışkanıyla birlikte sıvılaştırılır. Bu sistemde, solüsyonun maksimum sıcaklığı 80°C de tutularak, aşınma problemi ortadan kaldırılır. İtici sıcaklık (harici kaynaktan gelen) ancak 200 °C civarındaki sıcaklıklarda buhar kazanına verilir. Bu sistemin deneyisel STK'sı 1.03 olarak bulunmuştur [Srikhirin et al., 2001].



Şekil 5.23 Eames ve Wu tarafından ortaya atılan çevrim

5.7.10 Ozmotik-Membran absorpsiyon döngüsü

Sistem alışıldık şekilde bir kondenser ve bir evaporatörden oluşur. Absorberdeki zengin soğutucu eriyici ve kaynatıcıdaki fakir soğutucu eriyiği ozmotik bir membran kullanılarak birbirinden ayrılır. Ozmotik membran sadece bir soğutucunun geçmesine izin verir. Dolayısıyla, absorberden gelen soğutucu, herhangi bir mekanik pompa olmaksızın, membran aracılığıyla ozmotik, difüzyonla kaynatıcıya transfer edilir.



Şekil 5.24 Ozmotik membranlı absorpsiyon sistemi

Kaynatıcı ve absorber içindeki basınç ayrıca kullanılan membran tipine de bağlıdır. Normalde, membran kusursuz değildir. Absorberden gelen absorbent kaynatıcıya giden soğutucuyla birlikte difüze edilebilir. Dolayısıyla, absorberdeki solüsyonu güçlendirmek için bir boşaltma subabı gereklidir. Pratikte, membranın tüm çalışma şartlarına dayanıklı olması gereklidir. Basınç, sıcaklık ve oldukça zorlayıcı çalışma sıvısı. Membran kaynatıcı ve absorber arasındaki ısı transferini en aza indirmelidir.

5.7.11 LiBr/su kullanan kendinden sirkülasyonlu absorpsiyon sistemi

Absorpsiyonlu bir soğutma sistemi için gerekli olan birincil enerji, ısı forumunda olsa da, sirkülasyon pompasını çalıştırmak için bir miktar elektiriğe ihtiyaç vardır. Fakat sirkülasyon pompası olmadan çalışan bazı sistemler mevcuttur. Böyle bir sistemde çalışma sıvısı, kabarcık pompası olarak bilinen bir termosifon etkisiyle çalışma sirküle edilir.

Japon Yazaki Inc. Firması LiBr/H₂O kullanan ve tek kademeli sisteme dayanan bir kendinden sirkülasyonlu absorpsiyon soğutma sistemi geliştirmiştir. Soğutucu olarak suyun kullanıldığı bu sistemde kondenser ile evaporatör arasındaki basınç farklılığı oldukça düşüktür ve hidrostatik seviye ilkesinden yararlanılarak muhafaza edilebilmektedir. Absorberden gelen eriyik, kaynatıcıya bir kabarcık pompası sirküle edilir. Zayıf soğutucu eriyik, yerçekimiyle absorbere geri döner. Kabarcık pompasının etkisiyle solüsyon aynı zamanda kaynatılır ve pompalanır. Smith ve Khahra propan gaz kullanan CH-900-B Yazaki absorpsiyonlu su soğutucuların perfonmansı üzerine bir çalışma gerçekleştirilmiştir [Sriksirin et al., 2001].

Eriksson ve Jernqvist NaOH/H₂O kullanarak 10 kW'lık kendinden sirkülasyonlu ısı yükselticisi geliştirmişlerdir. Yüksek sıcaklık ve kondenser ile evaporatör arasındaki basınç farklılığı yüzünden absorber ve evaporatör sırasıyla kondenser ve kaynatıcının 7 ve 10 m altına yerleştirilmiştir. Bu makinenin en alçak ve en yüksek noktası 14 m dir, bu da sistem içindeki 1 barlık basınç farkına eşittir.

5.7.12 Difüzyon absorpsiyonlu soğutma döngüsü

DAR, su /NH₃ kullanılan kendinden sirkülasyonlu soğutma sisteminin bir başka çeşididir. NH₃ çalışma sıvısı olarak kullanılırken, kondenser ve evaporatör arasındaki basınç farklılığı kabarcık pompasıyla aşılamıyacak kadar yüksektir. DAR konsepti İsveçli Platen ve Muhters tarafından geliştirilmiştir.

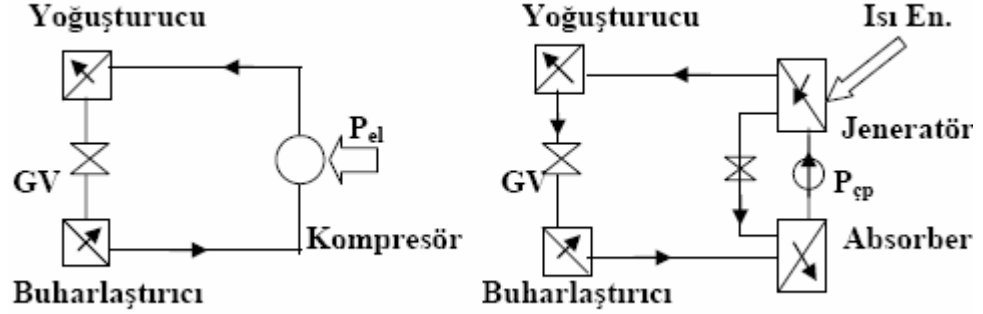
Evaporatör ve absorbere yardımcı bir gaz verilir. Bu yüzden bu sistemde basınç farklılığı ve kabarcık pompası bulunmaz. Soğutma etkisi kısmi basınç ilkesi temelinde elde edilir.

Evaporatör ve absorbere yardımcı bir gaz verildiği için, yine evaporatör ve absorberdeki amanyok miktarı, evaporatör içindeki gerekli olan sıcaklığa karşılık gelecek şekilde düşük tutulur. Yardımcı gaz, hidrojen veya helyum gibi kondanse edilemez bir gaz olmalıdır.

Bu sistemin üstün özelliklerinden birisi elektrik olmayan yerlerde çalıştırılabilmesidir. Sistem uzun bir süre ev buzdolaplarında kullanılmıştır. Hareketli paraçası yoktur, yani bakım gerektirmez ve çalışırken fazla ses çıkarmaz. Fakat geleneksel modellerde soğutma kapasitesi oldukça düşüktür ve 50 Watt'tan azdır. Bu soğutma kapasitesiyle ancak otel odalarında veya eğlence araçlarında kullanılabilir.

Geleneksel model makinelerde bazı modifikasyonlar yapılmıştır. Örneğin yardımcı gaz helyum olarak değiştirilmiş ve kazan performansı arttırılmıştır. Orijinal DAR'da yardımcı gaz olarak hidrojen kullanılmaktadır. Hidrojenin sızıntı durumunda tehlikeli olacağı bilinmektedir. Helyum, hidrojenin yerine geçecek alternatif bir yardımcı gazdır. Literatürde yardımcı gaz olarak hidrojen ve helyumu karşılaştıran çalışmalar mevcuttur [Srihirin et al., 2001].

5.8 Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması



Şekil 5.25 Absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin karşılaştırılması

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutucu akışkan iki defa buharlaştırılıp yoğuşturulmaktadır. Oysa buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde bu işlem bir defa gerçekleştirilmektedir.

İlave buharlaşma-yoğuşma, mekanik enerjinin yerini alan fiziko-kimyasal bir işlemdir.

Buhar sıkıştırmalı sistemlerde akışkanı sıkıştırmak için kullanılan kompresöre verilen enerji genellikle elektriktir. Buna karşın absorpsiyonlu sistemler genellikle ısı enerjisi ile çalışırlar. Absorpsiyonlu sistemler sıvı sıkıştırma yaptıkları için buhar sıkıştırmalıya göre gerektirdikleri iş çok küçüktür.

Absorpsiyonlu sistemler sistemde iki akışkan kullanırken buhar sıkıştırmalı sistemler tek akışkanla çalışır.

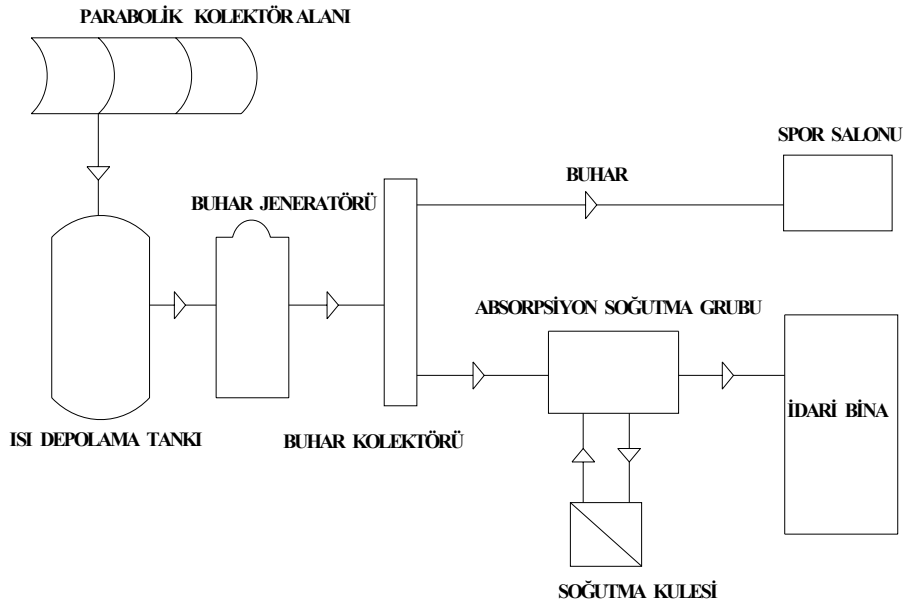
Absorpsiyonlu sistemlerin çalışan parça sayısı görece daha azdır bu nedenle arıza yapma olasılığı da çok az olmaktadır. Bakım ihtiyacı azdır. Sistemdeki parça sayısının azlığı nedeniyle gürültü seviyesi de düşük olmaktadır.

6. GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ'NDE KURULAN ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

Bu bölümde Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Çayırova yerleşkesinde kurulan absorpsiyonlu soğutma sistemi tanıtılacak ve klasik soğutma sistemi ile kıyaslamalar yapılacaktır.

6.1 Sistemin genel tanıtımı

Sistem, 36 adet parabolik oluk tip güneş kolektörlerine sahiptir. Kolektörlerden elde edilecek sıcak su buharı absorpsiyonlu ısı pompasında kullanılarak 1000 m² kapalı alanı olan idari binanın ısıtma ve soğutulmasında kullanılacak ve ayrıca spor salonuna sıcak su sağlayacaktır. Sistem akış şeması aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Sistem akış şeması

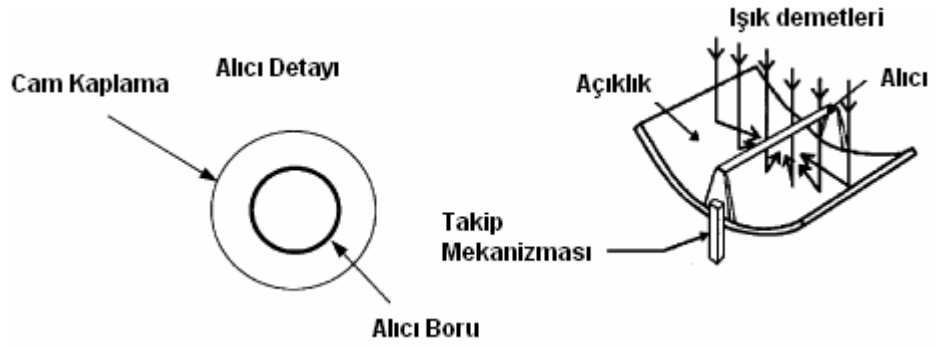
6.2 Sistem komponentleri

Sistem dört ana elemana sahiptir: Parabolik oluk tipi güneş kolektörü, absorpsiyonlu soğutma makinesi, soğutma kulesi, buhar jeneratörü ve bu elemanları besleyen ve aralarında dolaşımı sağlayan pompalar da sayılabilir.

6.2.1 Parabolik oluk tip güneş kolektörleri

Parabolik oluk tip güneş kolektörleri, yoğunlaştırıcı sistemler sınıfına girmektedir ve yoğunlaştırıcı termal sistemlerin en yaygınıdır. Kolektörler, kesiti parabolik olan yoğunlaştırıcı dizilerden oluşur. Kolektörün iç kısmındaki yansıtıcı yüzeyler, güneş enerjisini, kolektörün odağında yer alan ve boydan boya uzanan siyah bir absorban boruya odaklarlar. Kolektörler genellikle, güneşin doğudan batıya hareketini izleyen tek eksenli bir izleme sistemi üzerine yerleştirilirler. Enerjiyi toplamak için absorban boruda bir sıvı dolaştırılır. Toplanan ısı, elektrik üretimi için enerji santraline gönderilir. Bu sistemler güneş enerjisini yoğunlaştırdıkları için 350–400°C gibi daha yüksek sıcaklığa ulaşabilirler. Doğrusal yoğunlaştırıcı termal sistemler ticari ortama girmiş olup, bu sistemlerin en büyük ve en tanınmış olanı 350 MW gücündeki A.B.D. nin, Kaliforniya eyaleti Boron şehrindeki Kramer & Junction eski Luz International santralleridir.

Yoğunlaştırıcı tip güneş kolektörlerinde güneş ışınımının düştüğü net alana açıklık, bu ışınımın yansıtıldığı yüzeye ise alıcı yüzey denilir. Bunlar Şekil 6.2 de detaylı olarak gösterilmiştir. Açıklık üzerine düşen ışın yansıtıcı yüzey vasıtasıyla alıcı yüzeye yansıtılmakta ve alıcının içinden geçen su ısıtılmaktadır. Alıcı yüzey üzerine geçirgenliği yüksek, yansıtma özelliği düşük, yüksek sıcaklığa ve darbelere dirençli bir cam boru geçirilerek ısı kayıpları azaltılır. Sistemdeki takip mekanizması doğu-batı ekseninde devamlı surette güneşi takip eder. Açıklık alana düşen güneş ışınlarının bu mekanizmanın eksenine odaklanmasıyla 120–300 °C akışkan sıcaklığı elde edilir.



Şekil 6.2 POGK detayı

Bu tip kolektörlerin ısı verimleri ışıyım şiddeti, takip sistemi, malzeme özellikleri gibi pek çok faktöre bağlıdır. G.Y.T.E.'de kurulan sistem için Solitem firması tarafından tasarlanan parabolik oluk tip kolektörün (Şekil 6.2 ve Şekil 6.3) tasarım değerleri Tablo 6.1 de gösterilmiştir;

Tablo 6.1 Kolektör tasarım değerleri

Toplam Kolektör Uzunluğu	5000 mm
Toplam açıklık	1800 mm
Toplam yükseklik	260 mm
Odak Çizgisi uzunluğu	780 mm
Alıcı boru dış çapı	38,1 mm
Açıklık açısı	60°
Kolektör alanı	9 m ²
Kolektör sayısı	36



Şekil 6.3 G.Y.T.E’de kullanılan POGK’leri.

6.2.2 Çift etkili absorpsiyon sistemi

Sistemde Çift etkili absorpsiyon sistemi kullanılmaktadır (Double effect absorption chiller). Çift Etkili ASS nin özelliklerine önceki bölümlerde değinilmişti. Bu sistemler, diğerlerine nazaran daha avantajlıdır. Teorik verimleri 1,4 civarındadır. Eğer sistemde parabolik oluk tip kolektörler kullanılıyorsa elde edilecek sıcaklık Türkiye iklim şartlarında 100°C ’nin üzerindedir. Bu şartlarda, sıcaklık 100°C veya üzeri olduğunda çift etkili sistemin daha verimli olduğu 5. Bölüm’de gösterilmiştir. Şekil 6.4’ de sistemde kullanılan absorpsiyon sistemi ve Tablo 6.2’de bu sistemin teknik özellikleri gösterilmiştir.

Tablo 6.2 ABSORPTION CHILLER BROAD (BS10 N.0.4–15)

Soğutma kapasitesi	116 kW
Soğutulmuş suyun akışı	20 m ³ /h
Soğutulmuş suyun basınç düşümü	0,03 Mpa
Soğutulmuş su giriş-çıkış sıcaklığı	12 °C- 7 °C
Soğutma suyu akışı	31,4 m ³ /h
Soğutma suyu giriş-çıkış sıcaklığı	35 °C-29,4 °C
Soğutma suyu basınç düşümü	0,07 Mpa
Buhar tüketimi (Buhar Jeneratörü)	156 kg/h
Buhar basıncı	0,4 Mpa
LiBr çözeltisi	0,8 t
Çalışma ağırlığı	4,0 t
Azami buhar tüketimi (Çiller)	131 kg/h



Şekil 6.4 Sistemde kullanılan absorpsiyon sistemi

6.2.3 Soğutma kulesi

Soğutma kulesi, absorpsiyonlu soğutma makinesi içinde gerçekleşen çevrimde, kondenser ve absorberin atık ısının atılması için yardımcı bir elemandır [Şekil 6.5].



Şekil 6.5 Soğutma kulesi, TRANSKLİMA EVAPCO ICT 4-84. Soğutma kapasitesi: 210,7 kW. Giriş çıkış sıcaklığı: 35-29,4 °C .

6.2.4 Buhar jeneratörü

Buhar jeneratörü, kolektör alanından gelen sıcak buharın, absorpsiyonlu soğutma sistemine girişini basınç ve miktar açısından düzenler (Şekil 6.6). Tablo 6.3’de teknik verileri gösterilmiştir.

Tablo 6.3 BUHAR JENERATÖRÜ / ARALSAN (ABR-EN 150 4)

Buhar kapasitesi	150 kg/h
Isıl kapasite	86400 kcal/h (105 kW)
Doymuş Buhar sıcaklığı	151 °C
İşletim basıncı	4.0 Bar
Dizayn basıncı	16.0 Bar
Test basıncı	24.0 Bar
İlk devir basıncı	96%



Şekil 6.6 Buhar Jeneratörü

6.3 Sistemin teorik verimi ve soğutma kapasitesi

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimini belirleyen iki ana eleman çiller ve güneş enerjisini kullanan kolektör sistemidir [Casals 2006]. Buradan giderek sistemde kullanılan pompa vs gibi ek komponentler ihmal edilerek, sistemin verimi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$COP_{Sistem} = \eta_{kolektör} \times COP_{Chiller} .$$

Sistem soğutma kısmı nisan-ekim ayları arası devreye alınacaktır. Bu aylar arasında Gebze yöresine düşen güneş enerji miktarı toplam 1040 kWh/m² enerji civarındadır.

Kolektör verimi pek çok faktöre bağlı olup 0,5 civarındadır. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma makinesi verimi ise 1,3 dür. O zaman sistem verimi;

$$COP_{Sistem} = \eta_{kolektör} \times COP_{Chiller} = 0,5 \times 1,3 = 0.65 \text{ 'dir.}$$

Sistemin yaklaşık soğutma kapasitesi şu şekilde hesaplanabilir. Güneş kolektörleri 1 m² kolektör alanı için $\eta_{kolektör} \times 1040 = 520 \text{ kWh/m}^2$ enerji toplar. Sistemde ise 36 adet kolektör ve her birinin alanı 9 m² olduğu belirtilmişti. Sonuç olarak kolektörlerin toplayacağı enerji

$$(520 \text{ kWh/m}^2) \times (36 \text{ kolektör}) \times (9 \text{ m}^2/\text{kolektör}) (1 \text{ MW}/1000 \text{ kW}) = 168 \text{ MWh}$$

olarak elde edilir.

Bu enerji çift etkili absorpsiyon çiller soğutma sisteminde termik kompresörü tahrik etmek için kullanılır. Sistem etkinlik katsayısı 1,3 olduğundan sistemin soğutma kapasitesi yaklaşık 218 MWh olarak hesaplanır.

6.4 Sistemin buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemiyle karşılaştırılması

G.Y.T.E’de kurulu absorpsiyonlu soğutma sistemi, buhar sıkıştırırmalı sistemle teknik ve çevresel faktörlerce şu şekilde kıyaslanır. Klimatize edilmesi söz konusu olan idari bina, buhar sıkıştırırmalı bir sistem kurulması durumu varsayılarak karşılaştırılmalar yapılacaktır. Bu nedenle idari binanın pik soğutma yükü belirlenmelidir. Bu soğutma yüküne göre buhar sıkıştırırmalı sistemin kompresör gücü ve elektrik sarfıyatı belirlenebilir.

Binanın soğutma yükünün pratik olarak hesabı, insanlardan, elektrikli cihazlardan, aydınlatma ve radyasyonla gelen soğutma yükü ve gerekli taze havadan kaynaklanan yüklerin toplamına dayanır. Toplam soğutma yükü 84 kW olarak hesaplanmıştır. Günlük çalışma saati 8 olarak temel alınırsa, Nisan-Ekim arası 7 aylık dönem için binanın toplam soğutma yükü toplam 140 MWh olarak belirlenir.

Buhar sıkıştırırmalı sistem kullanıldığı takdirde, sistem 140 MWh ısı enerjisi çekecektir. Buhar sıkıştırırmalı sistemlerin genel etkinlik katsayıları $COP = 3,5$ civarındır. Kompresörün harcaması gereken güç $W_{komp.} = 40$ MWh’lik elektrik gücüdür. Bu ise Absoprsiyonlu soğutma sisteminin Nisan-Ekim dönemi için 40 MWh elektrik gücü tasarruf sağladığını gösterir.

6.4.1 Çevresel boyut

Küresel ısınma etkilerinin dünyada endişe verici boyutlara ulaştığı günümüzde, sistemlerin teknik ve ekonomik analizlerinde çevresel etmenler mutlaka kriter olarak alınmalıdır. 1987’de Montreal protokolü ile başlayan ve 1997 Kyoto antlaşmasıyla gündemi süren global ısınma, hükümetler ve dünya kamuoyu için önemli bir konu olmayı sürdürüyor. ABD’li ekonomistlere göre ton başına karbon emisyonu azaltma maliyeti 100 – 200 \$ dolar arasındadır [Elsafty 2002] .

40 MWh elektrik gücünün üretilmesi için çevrim verimi 0,41 olan bir doğal gaz çevrim santralinin ürettiği NO_x ve CO_2 miktarları hesaplanabilir. Doğal gazın elektrik enerjisine dönüşümü sırasında MWh başına 0,6117 kg NO_x , 200 kg CO_2 üretilir [<http://www.sei.ie/>]. 40 MWh için; 25 kg NO_x , 8000 kg CO_2 kadar miktar emisyon çevreye salınır.

Benzeri bir hesap yakıt olarak verimi 0,38 olan fuel-oil kullanan bir sistemin 40 MWh elektrik üretimi için çevreye salacağı emisyon değerleri için yapılabilir. Fuel-oil yakıtının elektrik enerjisine dönüşümü sürecinde MWh başına 0,583 kg NO_x , 283 kg CO_2 ve 5,143 kg SO_2 üretilir [<http://www.sei.ie/>]. 40 MWh için; 23.32 kg NO_x , 11320 kg CO_2 ve 205.72 kg SO_2 emisyon çevreye salınır.

6.5 Sistem üzerine sonuç ve öneriler

Nisan-Ekim ayları arası dönem için, günlük 8 saat işletim baz alınarak iki sistemin teknik yönden karşılaştırılması Tablo 6.4’de özetlenmiştir.

Tablo 6.4 İki sistemin teknik karşılaştırılması

	Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi	Buhar sıkıştırmalı Soğutma Sistemi
Verim	1,3	3,5
İlk yatırım maliyeti	Yüksek	Düşük
İşletim Maliyeti	Düşük	Yüksek
Ömür	16-20 Yıl	8
Çevresel Etki	Zararlı etki yok / emisyon yok	CFC etkisi / emisyon artırıcı
Elektrik Tüketimi	İhmal edilecek boyutta	40 MWh

Sistem günlük 8 çalışma saati baz alındığında, Nisan-Ekim ayları arası, soğutma yükü için sağladığı elektrik enerji tasarrufu toplam 40 MWh olduğu belirtilmişti. Şayet elektrik enerjisi kullanan bir buhar sıkıştırmalı sistem kullanılırsa bu enerji değeri karşılığı, doğal gaz ya da fuel-oil çevrim santralinin çevreye verdiği sera gazı miktarı açısından çevreye fayda sağlayacaktır. Tablo 6.5 de bu değerler gösterilmiştir.

Tablo 6.5 Emisyon üretim değerleri

Yakıt Tipi	Azaltılan Sera Gazı Tipi	Emisyon Miktarı (kg/MWH)	Emisyon Miktarı (40 MWh üretimi için)
Doğalgaz	CO2	200	8000
	NOx	0,6117	25
	SO2	0	0
Fuel-Oil	CO2	283	11320
	NOx	0,583	23.32
	SO2	5,143	205.72

Sonuç olarak GYTE’de Kurulu sistemin, buhar sıkıştırırmalı sisteme göre pek çok avantajı ortaya konmuştur. Bu sistem özellikle elektrik tüketimi açısından ve çevresel açıdan buhar sıkıştırırmalı sisteme göre avantajlı konumdadır.

Sistemin, buhar sıkıştırırmalı sisteme göre görünür handikapı düşük verimi, ilk yatırım maliyeti ve kapladığı alandır.

Önceki bölümde güneş enerjisi ile birlikte kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimini etkileyen iki önemli faktör olarak güneş kolektörleri ve absorpsiyonlu soğutma makinesi olduğu vurgulanmıştı. Sistemin dezavantajlarını avantaja dönüştürmek için öncelikle kolektör verimlerinin mümkün mertebe yüksek tutulması gerekmektedir. Kolektörlerden elde edilebilecek enerji yükseldikçe çiller cihazına girecek olan tahrik enerjisi de yükselecek ve sistem verimi artacaktır.

Çiller cihazı sistem verimine etki eden bir diğer ana faktör olduğu için, cihazın verimini etkileyen faktörler göz önüne alınmalıdır. Cihaz ısı enerjisiyle çalıştığı için ısının cihaza taşınımı esnasında mümkün mertebe korunması gereklidir. Bu nedenle borular, buhar jeneratörü ve depolar izole edilmelidir. Sistem gece çalışmayacağı için, gündüz elde edilen ısı enerjisinin depolanması gereklidir. Bu da iyi izole edilmiş depo gerektirmektedir.

Sistem güneş kolektörlerinden diğer kısımlara ısı enerjisini taşıyıcı akışkan olarak su kullanılmaktadır. Suyun kullanımı nedeniyle sistem borularında korozyon ve tortu oluşumu olabilmekte ve bunlar sistemde tıkanmalara neden olabilmektedir. Bu nedenle sistemin bu kısmında su yerine madeni yağ kullanımı düşünülebilir. Yağ, suyun yarattığı korozyon, tortu ve tıkanmaya neden olmamakla beraber önleyici etkisi bulunmaktadır. Yağın suya nazaran genleşme katsayısı daha düşük ve

buharlaşması daha zordur bu nedenle pompa vasıtasıyla daha kolay basılır ve elektrikten tasarruf sağlanmış olur. Yağın, suya nazaran ısı yayılımının düşük olması izolasyonun zayıf olduğu noktalarda ısı kaybını azaltacak olmasından dolayı avantaj sağlar.

Sistem için gerekli analizler, modellemeler için simülasyon programları kullanılabilir. Bu amaçla literatürde kullanımına en sık raslanan TRNSYS adlı program önerilir. TRNSYS “Transient simulation” ifadesinin kısaltmasıdır. TRNSYS Wisconsin Üniversitesi Solar enerji laboratuvarı tarafından geliştirilmiştir. TRNSYS sistem modellemesi için pek çok alt programa ve kaynak kodlara sahiptir. Bu programlar alt sistemlerin çözümü için kullanılırlar. Alt sistem ise solar kolektörleri, diferansiyel kontrolörleri, pompaları, yardımcı ısıtıcıları, ısıtma ve soğutma yükünü, termostatları, yardımcı valfleri ve hava durumu bilgilerini içerir. Bu komponentlerin hazır matematiksel ifadeleri programda tanımlanmış ve çözüme hazırdır. Literatürde programla ilgili pek çok uygulamalar vardır. Termosifon sistemin modellenmesi, evsel solar su ısıtma sisteminin modellenmesi ve geliştirilmesi, endüstriyel ısıl proses uygulamalarının modellenmesi, lityum bromür absorpsiyonlu sistemin modellenmesi ve simülasyonu gibi pek çok tipik örneği vardır [Kalogirou 2004].

Sistemin evsel uygulamalar başta olmak üzere yaygın kullanım kazanabilmesi için boyutlarının küçültülmesi ve böylece az yer kaplaması gerekmektedir. Bu noktada çiller teknolojisi engelleyicidir. Ticari olarak 100 kW’dan küçük absorpsiyon çiller üretilmemektedir. Evsel uygulamalar için sistemin 10–30 kW arası olması gereklidir. Bu durumda 10–30 kW arası çiller teknolojisinin ticarileşmesi beklenmektedir.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma teknolojisi üzerine inceleme yapılmıştır. Farklı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin basınç kademe sayıları, işletme sıcaklık aralıkları, kullanılan akışkan çifti, soğutma kapasiteleri, STK'ları ve mevcut durumlarının karşılaştırılması literatürden elde edilmiştir.

Farklı akışkan çiftlerinin karşılaştırılmasında aşağıda açıklanan sonuçlar görülmüştür.

Soğutucu olarak suyla birlikte lityum bromür-su eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemi genelde iklimlendirme uygulamalarında kullanılırken, NH_3 - H_2O akışkan çifti kullanan absorpsiyon çevrimi her türlü soğutma yükü ve düşük sıcaklıkta soğutma gerektiren endüstriyel uygulamalar için de uygundur.

Bununla birlikte NH_3 - H_2O çevrimi, kabul edilebilir performans sağlamak için LiBr - H_2O çevriminden daha karmaşık olmalıdır. Isıyı daha iyi kazanacak araçlar ve rektifikasyon kolonu gerekmektedir.

Lityum Bromür-su eriyiği ile çalışan absorpsiyon çevriminin, amonyak-su eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu sistemden daha iyi performans (daha yüksek STK değerleri elde edilmiştir) göstermiştir. Fakat pratik uygulamalar için lityum bromürün kristalizasyon probleminin göz önüne alınması gereklidir.

Lityum bromür-su akışkan çifti kullanılan, çift kademeli ve tek kademeli soğutma sistemlerinin teorik karşılaştırılması yapılmış ve grafiklerden, çift kademeli sistemlerin tek kademeli sistemlere göre daha iyi performans verdiği (daha yüksek STK değerleri ile çalıştığı) görülmüştür. Bunun nedeni çift etkili sistemin, yüksek sıcaklık kondenserinden atılan ısıyla, (çoğunlukla ilave bir ısıya ihtiyaç duyulmadan) ekstra bir kaynatıcının (düşük sıcaklık kaynatıcısının) beslenmesi ve böylece soğutma devresine giden soğutucu akışkan debisinin ikiye katlanmasıdır. Bu sebeple soğutma yükü ve buna bağlı olarak STK ifadesi iki kat büyüktür. Bununla birlikte

pratik uygulamalar için çift kademeli sistemlerin daha çok komponent içerdiği bu nedenle daha fazla yer işgal edeceği göz ardı edilmemelidir.

Geliştirilen birçok tipte absorpsiyon çevrimi bulunmaktadır. İçlerinde lityum bromür-su kullanan çift kademeli absorpsiyon sistemleri ticari açıdan elverişli ve yüksek performansa sahip tek sistem gibi gözükmektedir. Çok kademeli çevrimler üzerine yapılan yakın tarihli araştırma ve geliştirme çalışmaları gelecek için umut vaat etmektedir. Kombine bir ejektör-absorpsiyon sistemi bir diğer opsiyondur. Bu sistem karmaşıklığı az olmakla beraber, çift kademeli sistemlere eşit bir STK'ya sahiptir. Difüzyon absorpsiyonlu soğutma sistemi, tek gerçek ısıyla çalışan soğutma çevrimidir. Bu sistemin üstün özelliklerinden biri elektrik olmayan yerlerde çalıştırılabilmesidir. Hareketli parçası yoktur. Bu nedenle bakım gerektirmez ve çalışırken fazla ses çıkartmaz.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin avantaj ve dezavantajlarını görmek açısından Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü'nde kurulmakta olan sistemin buhar sıkıştırılmalı sistemle kıyaslanması somut bilgiler sağlamaktadır. Bu sistem üzerine yapılan çalışma sonucunda, sistemin belirgin dezavantajları ilk yatırım maliyetinin yüksekliği ve kapladığı alandır. Avantajları ise sağladığı enerji tasarrufu ve bunun sonucunda sera gazı miktarını azaltmasıdır. Nisan-Ekim periyodu için yapılan hesaplamalarda yaklaşık 40 MWh elektrik enerjisi tasarrufu sağladığı ve yakıt tipine göre doğalgaz için yaklaşık 8 Ton CO_2 , 25 kg NO_x ve fuel oil için yaklaşık 11 Ton CO_2 , 23 kg NO_x miktarlarında sera gazı azalttığı hesaplanmıştır.

Ülkemizde de son zamanlarda yaygınlaşmaya başlayan bu sistemler için evsel kullanım açısından daha kompakt dizayn yapılması gereklidir. Evsel uygulamalar için sistemin 10–30 kW arası olması gereklidir ancak henüz, çiller teknolojisi bu düzeyde değildir. Bu durumda 10–30 kW arası çiller teknolojisinin ticarileşmesi beklenmektedir.

Absorpsiyonlu sistemin evsel kullanımı ve ticarileşmesi için difüzyon absorpsiyon ve kendinden sirkülasyonlu absorpsiyon soğutma sistemleri incelenebilir. Difüzyon absorpsiyon ve kendinden sirkülasyonlu sistemler için farklı

türde basınçlandırıcı gazlar denenebilir ve henüz düşük olan soğutma kapasitelerinin yükseltilmesi üzerine çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

Alizadeh S., F. Bahar (1979). “Design and optimization of an absorption refrigeration system operated by solar energy”, *Solar Energy*, **22**, 149–168.

Alizadeh S. (2000). “Multi pressure absorption cycles in solar refrigeration: a technical and economical study”, *Solar Energy*, **69(1)**:37-44.

Aphornratana S. and I.W. Eames (1997). “A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle” *International Journal of Refrigeration*, 352–358.

Arun M. B., Maiya M. P., S.S. Murty (2002). “Performans comparison of double effect paralel flow and series flow water lithium bromide absorption systems”, *Energy Conversion & Management*, **40**, 373–384.

Atmaca İ., A.Yiğit (2003). “Simulation of solar-powered absorption cooling system”, *Renewable Energy*, **28**, 1277–1293.

Best R., N.Ortega (1999). “Solar refrigeration and cooling”, *Renewable Energy*, **16**, 685–690.

Bruno J.C. (2000). “Optimization of enegy plants including water/lithium bromide absorption chillers”, *International Journal of Energy Resources*, **24(8)**, 695–717.

Casals X.G. (2006). “Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulationof recent installations” *Renewable Energy*, **31**, 1371–1389

Charia M. (1991). “Absorption refrigerating machine (water-ammonia) operating with plate solar collectors, located in Rabat”, *International Journal of Refrigeration*, **14**, 297–303.

Cheung K., Y.Hwang (1996). “Performance Assesment of Multistage absorption cycles”, *International Journal of Refrigeration*, **19(7)**, 473–481.

Chua H.T., H.K. Toh., A. Malek (2000). “Improved thermodynamic property fields of LiBr/water solution” , *International Journal of Refrigeration*, **23**, 412–429.

Donate M. and et. al. (2006). “Thermodynamic evaluation of new absorbent mixtures of lithium bromide and organic salts for absorption refrigeration machines”, *International Journal of Refrigeration*,.

Duff W. S., R.Winston, J.J. O’Gallagher (2004). “Performance of the Sacramento demonstration ICPC collector and double effect chiller”, *Solar Energy*, **76**,175–180.

Elsafty A., A.J. Al-Daini (2002). “Economical comparison between a solar powered vapour absorption air-conditioning system and a vapour compression system in the Middle East”, *Renewable Energy*, **25**, 569–583.

Elsafty A., A.J. Al-Daini (2003). “Parametric study of vapour absorption airconditioning system”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 447–459.

Ezzine, N.B., M. Barhoumi, Kh. Mejbri, S. Chemkhi and A., Bellagi. (2004). “Solar cooling with the absorption principle: first and Second Law analysis of an ammonia—water double-generator absorption chiller”, *Desalination*, **168**, 137–144

Florides G. A., S. A. Kalogirou (2003). “Design and construction of a LiBr–water absorption machine”, *Energy Conversion and Management*, **44**, 2483–2508

Gilchrist K., R. Lorton, R.J.Green (2002). “Process intensification applied to an aqueous LiBr rotating absorption chiller with dry heat rejection”, *Applied Thermal Engineering*, **22**, 847–854.

Göktun S., İ.D. Er (2000). “Optimum performance of irreversible cascaded and double effect absorption refrigerators”, *Applied Energy*, **67**, 265–279.

Grossman, G. (2002a). “Solar powered systems for cooling, dehumidification and airconditioning”, *Solar Energy*, **72(1)**, 53–62.

Grossman, G. (2002b). “Solar Cooling, Dehumidification, and Air-Conditioning” Technion-Israel Institute of Technology Haifa-Israel,.

Herold K.E., Radermacher R., Sanford. K.A. (1996). “Absorption Chiller and Heat Pumps” *CRC Press, Inc*, 1-7.

Horuz İ. (2004). “Soğurmalı ısı yükselticilerinde amonyak-su ile lityum bromür-su eriyiklerinin karşılaştırılması”, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, **Cilt 9**, Sayı 2.

Izquierdo M., M. Venegas (2005). “Exergetic analysis of a double stage LiBr-water thermal compressor cooled by air/water and driven by low grade heat” *Energy Conversion and Management*, **46**, 1029–1042.

Jiang L., Z.Gu, X. Feng, Y. Li (2002). “Thermo-economical analysis between new absorption–ejector hybrid refrigeration system and small double-effect absorption system”, *Applied Thermal Engineering*, **22**, 1027–1036”.

Kaita. Y. (2001). “Thermodynamic properties of water/LiBr solutions at high temperatures” *International Journal of Refrigeration*, **24**, 374–390.

Kalogirou S. (2003). “The potential of solar industrial process heat applications”, *Applied Energy*, **76**, 337–361.

Kalogirou S.A. (2004). “Solar thermal collectors and applications” *Energy and Combustion Science*, **30**, 231–295

- Karakaş A., N. Eğrican, Uygur S. (1990). "Second law analysis of solar absorption cooling cycles using LiBr-H₂O and NH₃-H₂O as working fluids", *Applied Energy*, **37**, 169–187.
- Kaushik. S.C., R. Kumar (1985). "Thermodynamic study of a two stage vapour absorption refrigeration system using NH₃ refrigerant with liquid-solid absorbent", *Energy Conversion Management*, **25**, 427–431.
- Khan K. H, M.G. Rasul (2004). "Energy conservation in buildings: cogeneration and cogeneration coupled with thermal-energy storage", *Applied Energy*, **77**, 15–34.
- Kim. D.S., C.A. Ferreria (2006). "A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions", *International Journal of Refrigeration*, **29**, 36–46.
- Kim, J. S., F. Ziegler , H.Lee (2002). "Simulation of the compressor-assisted triple effect H₂O /LiBr absorption cooling cycles", *Applied Thermal Engineering*, **22**, 295–308.
- Lazzarin, R.M. (1981). "Solar assisted absorption heat pump feasibility", *Solar Energy*, **26**, 223–239.
- Li Z. F., K. Sumathy (2000). "Technology development in the solar absorption airconditioning systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **4**, 267–293
- Li Z.F., K. Sumathy (2003). "A computational study on the performance of a solar air-conditioning system with a partitioned storage tank", *Applied Energy*, **28**, 1683–1686.
- Li Z. F., K. Sumathy (2001). "Simulation of a solar absorption air conditioning system", *Energy Conversion & Management*, **42**, 313–327.
- Liu Y. L. and R.Z. Wang (2004). "Performance prediction of a solar/gas driving double Effect LiBr/water absorption System" *Renewable Energy*, **29**, 1677–1695.
- Mendes L.M., M.C. Pereria, F. Ziegler (1993). "Supply of cooling and heating with solar assisted absorption heat pumps: an energetic approach", *International Journal of Refrigeration*, **2(2)**, 116–125.
- Misra R.D. and P.K. Shao (2005). "Thermoeconomic evaluation and optimization of a double effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system", *International Journal of Refrigeration*, **28**, 331–343.
- Mohanty B., G. Paloso (2003). "Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller", *Heat Recovery Systems and CHP*, **15(1)**, 41–50.

Patek.J. and J.Klomfar (2005).“A Computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr/water solutions from 273–500 K over full composition range”, *International Journal of Refrigeration*, **6**, 1–13.

Ravikumar T.S., L. Suganthi and A., Samuel (1998).“Exergy analysis of solar asisted double effect absorption refrigeration system”, *Renewable Energy*, **14**, 55–59

Reddy B.V., K.A.Ramkiran (2002).”Second law analysis of a waste heat recovery steam generator”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 1807–1814.

Siddiqui M.A. (1993). “Optimum generator temperatures in four absorption cycles using different sources of energy”, *Energy Conversion*, **34(4)**, 251–266.

Srihirin P., and et.al. (2001).“A Review of absorption refrigeration technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 343–372.

Şencan. A., ve K.Yakut and S. Kalogirou. (2005). “Exergy analysis of lithium bromide/water systems” *Renewable Energy*, **30**, 645–657.

Şencan A.(2006).“LiBr + LiNO₃ + LiCl + LiCl/H₂O ile çalışan çift etkili bir soğurmalı soğutma sisteminin analizi için farklı bir yaklaşım”, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi Cilt 21, No 3*, 467–472.

Talbi M.M., B. Agnew (2000).“Exergy Analysis: An Absorption refrigerator using LiBr/water absorption systems”, *Applied Thermal Engineering*, **20**, 619–630.

Tleimat B.W, E.D. Howe (1978). “A solar assisted heat pump system for heating and cooling residences”, *Solar Energy*, **12**, 21–45.

Tozer R., R.W. James. (1997). “Fundamental thermodynamics of ideal absorption systems” *International Journal of Refrigeration*, **20**, 120–135

TozerR.,R.W.James(1998).“Heat powered refrigeration cycles”, *Applied Thermal Engineering*, **18**, 731–743.

Tozer R., A. Syed (2005).“Extended T-s diagrams for aqueous LiBr/water absorption refrigeration cycles”, *International Journal of Refrigeration*, **28** , 689–697.

Xu, G. P., Y.Q., Dai (1996). “Theoretical anaysis and optimization of a double effect paralel flow type absorption chiller”, *Applied Thermal Engineering*, **17(2)**, 157–170.

Wijeysundera, N. E. (1999). “Simplified models for solar powered absorption cooling systems”, *Renewable Energy*, **16**, 679–684.

Won, S. H., Y.H., Kang (1993). “Thermodynamic analysis and design data for a double-effect absorption heat pump system using four working pairs”, *Heat Recovery Systems and CHP*, **13(1)**, 49–56.

Worek, W. M., D., Ludovisi (2003). Meckler, M., "Enhancement of a double-effect absorption cooling system using a vapor recompression absorber, *Energy*, **28**, 1151–1163.

Wu S. and I. W. Eames (1998) . "A novel absorption-recompression refrigeration cycle
Applied Thermal Engineering'' , **18**, 1149–1157.

Yoon, J., O., Kwon (1999). "Cycle analysis of air-cooled absorption chiller using a new working solution, *Energy*, **24**:795–809

Ziegler F., G. Alefeld (1987). "Coefficient of performance of multistage absorption cycles", *Rev. Int. Froid*, **10**, 285–295.

[<http://www.sei.ie/>].

ÖZGEÇMİŞ

Ali Tahsin Çelik, 1980 Tarsus doğumludur. İlk orta ve lise tahsilini Mersin’de tamamladı. 2003’de Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Bölümünden mezun oldu. Halen Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Fen bilimleri Enstitüsünde yüksek lisans öğrencisidir.