

TEK ETKİLİ BİR ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

M. Zeki YILMAZOĞLU

Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Gazi Üniversitesi, Maltepe 06570, Ankara
zekiyilmazoglu@gazi.edu.tr

(Geliş/Received: 27.05.2009 ; Kabul/Accepted: 03.11.2009)

ÖZET

Bu çalışmada tek etkili, LiBr-H₂O iş akışkanlı ve güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerine göre çok daha az elektrik tüketmektedir. Bu özelliği nedeni ile absorpsiyonlu soğutma sistemleri sürdürülebilir enerji için büyük önem taşımaktadır. Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi kullanan binalarda, bu sistemlerin kullanılması ile enerji verimliliğine ve sürdürülebilirliğine büyük katkı yapması beklenmektedir. Bu sistemlerin kullanılabilmesi için bir ısı kaynağının olması gerekmektedir. Isı, güneş enerjisi, jeotermal enerji ve atık ısı kazanımı yolları ile elde edilebilir. Ayrıca tüm bu enerji türlerinden yararlanılamaması durumunda temiz bir yakıt olan doğal gaz bir kazanda buhar üretimi amaçlı kullanılabilir. Bu çalışmada, güneş enerjisi destekli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarım verilerine göre COP ve ekserjitik COP sırasıyla 0,71 ve 0,17 olarak bulunmuştur. Isı transferi alanları buharlaştırıcı, absorber, jeneratör ve yoğurturucu için sırasıyla 19,8 m², 10,3 m², 5,9 m² ve 3,7 m² olarak bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Absorpsiyonlu soğutma, ekserji analizi, LiBr.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A SINGLE EFFECT ABSORPTION COOLING SYSTEM

ABSTRACT

In this study, the thermodynamic analysis is carried out for a single effect, LiBr-H₂O working fluid pair, solar assisted absorption cooling system. Absorption cooling systems consumes less electricity rather than vapor compression systems. Due to this property, absorption cooling systems have a vital importance for energy sustainability. It is expected that, in the buildings, by the commissioning of absorption cooling systems instead of vapor compression systems will be a very big contribution for energy efficiency and sustainability. However, a heat source is a necessity for the using of this systems. Heat can be obtained by solar energy, geothermal energy and heat recovery. Additionally, natural gas, which is cleaner, can be used to produce steam if all other alternative energies cannot be used. In this study, thermodynamic analysis of a solar assisted single effect absorption system is done. The coefficient of performance (COP) and the exergetic COP are found 0,71 and 0,17 respectively for the given design conditions. The heat transfer areas are found for evaporator, absorber, generator and condenser 19,8 m², 10,3 m², 5,9 m² ve 3,7 m² respectively.

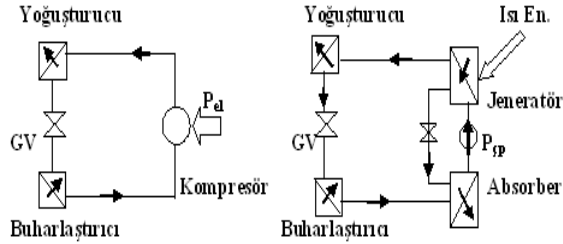
Keywords: Absorption cooling, exergy analysis, LiBr.

1.GİRİŞ (INTRODUCTION)

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri (ASS), enerjinin sürdürülebilirliği açısından çok büyük öneme sahiptir. Elektrik enerjisini yoğun olarak tüketen buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerine kıyasla, elektrik tüketimleri çok düşüktür. Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri gaz fazında bir maddeyi sıkıştırabilmek için kompre-

sör kullanmaktadır, bu ise büyük enerji tüketimine neden olmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ise LiBr-H₂O çözeltisinin absorberden jeneratöre pompalanmasında elektrik tüketilmektedir. Bir sıvının pompalanması sırasında tüketilen özgül güç, basınç farkının sıvının yoğunluğuna oranı olarak ifade edilebilir. Bir gazın sıkıştırılmasında tüketilen özgül

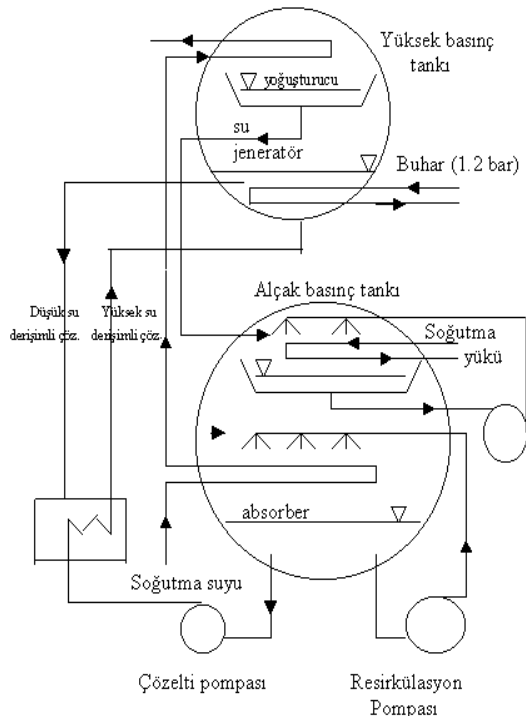
güçte, en etkin parametre basınç oranının, özgül ısılar oranına üstel olarak bağlı olmasıdır. Bu nedenle aynı basınç sınırları arasında çalışacak bir pompa ve kompresörün özgül güç tüketimleri arasında büyük fark vardır. Şekil 1’de bir ASS ile buhar sıkıştırma bir çevrimin bağlantı şemaları gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi her iki sistemde yoğuşturucu, genişleme vanası ve buharlaştırıcı aynıdır. Buna karşın, kompresörün yerine jeneratör, çözelti pompası ve absorber ASS’nde kullanılmıştır. Absorpsiyonlu so-



Şekil 1. Buhar sıkıştırma ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin bağlantı şeması (Connection schema of vapor compression and absorption cooling systems)

ğutma sisteminde absorber ve yoğuşturucudan ısı çekilerek soğutma kulesine gönderilirken, jeneratör ve buharlaştırıcıdan sisteme ısı girişi olmaktadır. Jeneratördeki ısı girişi absorberden gelen fakir çözeltinin suyunu buharlaştırarak zengin çözelti haline gelmesine, buharlaştırıcıdaki ısı girişi ise (çevrim tarafına) istenilen soğutma etkisinin sağlanmasına neden olur.

Şekil 2’de endüstriyel olarak kullanılmakta olan bir ASS’nin genel yapısı gösterilmiştir. Alçak ve yüksek basınç tankı olmak üzere iki basınç kademesi bulun-



Şekil 2. Tek etkili endüstriyel bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin genel yapısı (General structure of an industrial single effect absorption cooling system)

maktadır. Yüksek basınç tankı içinde yoğuşturucu ve jeneratör, alçak basınç tankı içinde ise buharlaştırıcı ve absorber bulunmaktadır. Çözelti bir ısı değiştirgeci üzerinden jeneratöre basılmakta, jeneratöre ısı ilavesi ile LiBr bünyesinde absorbe ettiği suyu bırakmakta ve elde edilen buhar yoğuşturucuda yoğuşarak genişleme vanası üzerinden buharlaştırıcıya girmektedir. İklimlendirilen ortamdan gelen su sıcaklığı ASS için genelde 12°C dolaylarında olup, buharlaştırıcıdaki ısı girişi buradan karşılanır. İklimlendirilen ortamdan gelen su ısıasını buharlaştırıcıya verdiği için soğur ve yaklaşık 5°C’lik bir sıcaklık farkı ile tekrar ortama döner.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri elektrik enerjisini az tüketse de, elektrik enerjisini yoğun tüketen buhar sıkıştırma soğutma sistemlerine göre ilk yatırım maliyetleri oldukça fazladır. Bununla birlikte sistemde kullanılacak olan ısının maliyeti de çok önemlidir. Bu sistemlerin soğutma etkinlik katsayıları (COP) buhar sıkıştırma sistemlere kıyasla çok düşüktür. Tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin COP’si tam yük koşullarında 0,7 civarında iken buhar sıkıştırma bir sistemin COP’si 4,5-5 civarında olmaktadır. Bu sistemlerin COP’sinin artırılması ve konvansiyonel soğutma sistemleri ile rekabet düzeyine getirilmesi önemli bir araştırma konusudur. Bu amaçla iki etkili, üç etkili ve çok etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri ve hibrid kullanımlar üzerinde birçok çalışma yapılmaktadır [3-10]. Aynı zamanda soğutma ihtiyacındaki artışa paralel olarak artan güneş ışınımını değerlendirerek bu sistemlerin güneş enerjisi ile çalışır hale getirilmesi gerekmektedir. Tek etkili sistemlerde jeneratör sıcaklığı yaklaşık 100°C civarında iken düz tip seçici yüzeyli güneş kolektörleri yeterli olabilmektedir. Buna karşın çift etkili bir sistemde jeneratör sıcaklığı yaklaşık 145°C civarında iken parabolik tip kolektörlerin kullanılması gerekmektedir. Güneş enerjisi destekli ASS ve uygulanabilirliği hakkında birçok çalışma gerçekleştirilmiştir.

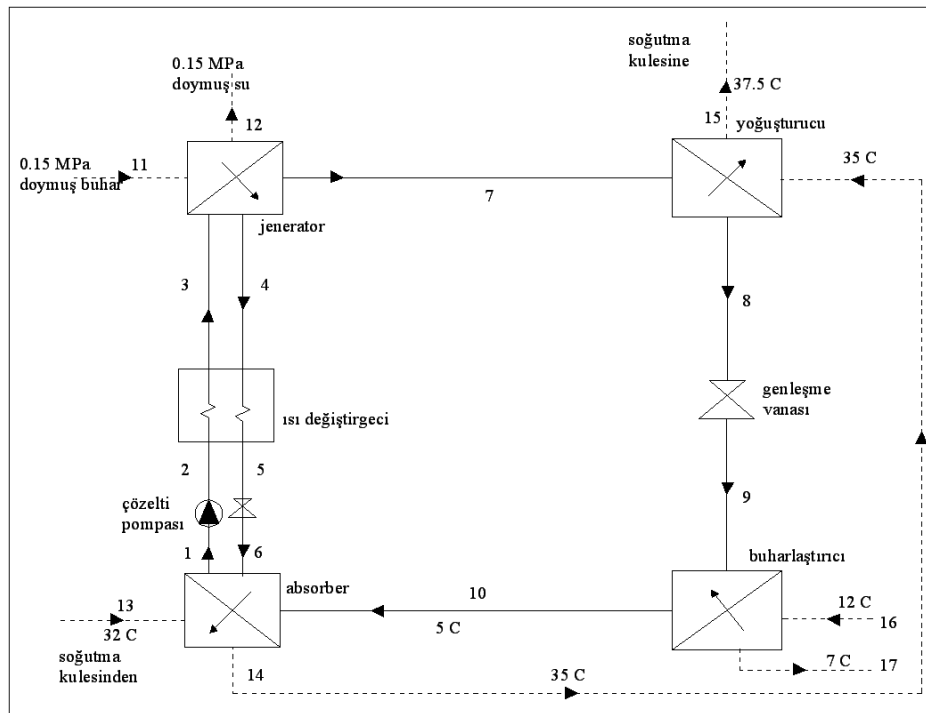
Wilbur ve Mitchell [1], düz plakalı toplayıcı kullanan güneş destekli LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O absorpsiyonlu iklimlendirme sistemlerini teorik olarak incelemişler ve avantajlarını karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonucu LiBr-H₂O iş akışkanı çiftinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sisteminin iklimlendirme uygulamalarında kullanılmasının daha yararlı olacağı sonucuna varmışlardır. Alizade ve Bahar [2], güneş enerjisiyle çalışan soğutma sisteminin dizayn ve iyileştirme çalışmalarını yapmışlar ve LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanıldığı sistemlerin iklimlendirmede daha basit bir yapıya sahip olduğunu ve daha ucuza mal edildiğini göstermişlerdir. Kaushik ve Kumar [3], güneş enerjisiyle destelenmiş, H₂O-NH₃ ve LiBr-H₂O akışkan çiftleriyle çalışan iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin bilgisayar ortamında termodinamik analizini yapmıştır. Bu çalışma ile absorber, jeneratör ve yoğuşturucu sıcaklığının sistemin ısı performansına etkisi incelenmiştir. Aydın [4], çalışmasında yazın soğutma, kışın ısıtma yapabilecek,

güneş enerjisiyle desteklenmiş, LiBr-H₂O akışkan çiftinin kullanıldığı bir iklimlendirme sisteminin, Adana, Ankara, İzmir iklimleri için bilgisayar simülasyonlarını yapmıştır. Çalışmada çeşitli işletme parametreleri de göz önüne alınarak işletme parametrelerinin sistemin performansı ve birim yük için gerekli toplayıcı alanı üzerine yaptığı etkiler araştırılmıştır. Khan ve Rasul [5], binalarda enerji korunumu 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. Florides ve Kalogirau [6], çalışmalarında tek kademeli, LiBr-H₂O 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'ün giriş ve çıkış derişiklikleri farkı, jeneratör sıcaklığına bağlı olarak COP'nin değişimi, çözelti ısı değıştirgecinin verimliliği ve çözeltinin absorberden çıkış sıcaklığına bağlı olarak kuvvetli çözeltinin derişikliliğinin verime etkisi incelenmiştir. Ayrıca, çözelti ısı değıştirgeci tek geçişli halka biçimli, diğeri ısı değıştirgeçleri ise yatay tüp olarak tasarlanmış ve etkileri incelenmiştir. Hesaplanmış teorik değerler, 1 kW'lık deney düzeneğinden elde edilen değerlerle karşılaştırılmış ve sonuçta sistemin ekonomik analizi yapılmıştır. Ekonomik analiz sonucu 10 kW'lık soğutma yüküne sahip bir ortamın soğutulmasında absorpsiyonlu sistemin ilk maliyeti buhar sıkış-

tırmalı soğutma sistemine göre 3 kat fazla çıkmıştır. Alizadeh [7], güneş enerjisi destekli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin teknik ve ekonomik analizini yapmıştır. Sistemin COP'indeki artışın 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 güneş destekli sistemlerin elektrikli sistemlerle yarışması için verimlerinin daha da artırılması gerektiğini savunmuştur. Best ve Ortega [8], çalışmalarında güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu sistemlerin gelişimi hakkında bilgi vermişler ve gelecekteki önemini belirtmişlerdir. Güneş enerjisi 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. Çolak [9], çalışmasında parabolik oluk tipte güneş kollektörlerinin soğutma ve buhar ihtiyacı olan sistemler için teknik ve ekonomik analizini yapmıştır. Ayrıca çalışmasında parabolik oluk tipteki güneş kollektörlerinin (POTK) tasarım parametrelerini belirtmiş ve imalatını gerçekleştirmiştir. POTK sistemini çift etkili bir ASS ile uygulamış ve bir otelin belli bir kısmı için iklimlendirilme çalışmalarını gerçekleştirmiştir.

2.MATEMATİKSEL MODEL (MATHEMATICAL MODEL)

Sistemin matematiksel modelinin çıkarılabilmesi için Şekil 3'te belirtilen sistem akış diyagramı uyarınca her bir elemana giren çıkan akımlar belirlenir. Noktalı



Şekil 3. Tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin akım ve bağlantı şeması (Flow and connection schema of single effect absorption cooling system)

çizgi ile belirtilen akımlar buhar hattını (11-12), soğutma kulesi hattını (13-14-15) ve iklimlendirilen ortam hattını (16-17) göstermektedir. Analizi yapılan ASS'nin temel tasarım parametreleri aşağıda verilmiştir.

Akışkan çifti: LiBr-H₂O
 Soğutma kapasitesi: Q_B: 174 kW
 Soğutma akışkanının buharlaştırıcıya giriş çıkış sıcaklığı: 12-7 °C
 Soğutma suyu sistem girişi (soğutma kulesi çıkış) sıcaklığı: 32 °C
 Soğutma suyu sistem çıkışı (soğutma kulesi giriş) sıcaklığı: 37,5 °C
 Jeneratöre beslenecek buhar sıcaklığı ve basıncı:
 P = 0.15 MPa doymuş buhar
 Buharlaştırıcı sıcaklığı: T_B = 5 °C
 Absorber sıcaklığı: T_A = 40 °C
 Yoğuşturucu sıcaklığı: T_Y = 45.8 °C
 Jeneratör sıcaklığı: T_J = 100 °C

Sistem akış diyagramı esas alınarak, her bir eleman için enerji ve kütle denklemleri uygulanarak tek kademeli ASS'nin matematiksel modeli türetilmiştir. Bu matematik model yardımıyla sistemin termodinamik analizleri yapılmış, ısıl ve ekserji temellerinde sistemin soğutma etkinlik katsayıları hesaplanmıştır.

Buharlaştırıcı ve absorber sistemin düşük basınçli bölümünü oluşturur. Buharlaştırıcı arada hiçbir kısılma cihazı olmadığından doğrudan absorber ile bağlantı halinde olup, iki sistemin basıncını buharlaştırıcının doyma basıncı (buharlaşma-yoğuşma) belirler. Bu nedenle, P_B (T_B= 5 °C) = 0,872 kPa = P_A - ΔP_A olarak alınır. Sürtünme, karışım vb. basınç kayıplarından oluşan buharlaştırıcı-absorber arası basınç kaybı ΔP_A çok küçüktür ve literatürde ΔP_A = 0,072 kPa olarak alınmaktadır. ASS'nin yüksek basınçli bölümü yoğuşturucu ve jeneratörden oluşur ve bölümün basıncı yoğuşturucu yoğuşma sıcaklığı tarafından belirlenir.

Yoğuşturucu basıncı P_Y (T_Y=45.8°C)= 10 kPa = P_J. Yüksek basınç elemanları arasındaki basınç kaybı literatürde ihmal edilmektedir. Yüksek ve alçak basınç bölümleri arasına konumlanan dirençler (genleşme vanası, kısma vanaları, pompa, ısı değiştirgeçleri vb.) yardımıyla, yüksek basınç ve alçak basınç bölgelerindeki basınçlar sabit tutulur. Şekil 3'ten de görüldüğü gibi absorber jeneratör arasında oluşan sıkıştırma süreci LiBr-H₂O çiftinin dengede olduğu sıvı fazda ve ısı değiştirgeci üzerinden oluşmakta fakir/zengin karışimli bir döngüsel akımı zorunlu kılmaktadır. Yoğuşturucu-buharlaştırıcı arasındaki genleşme sürecinde sadece soğutucu akışkan su rol almaktadır.

3. HESAPLAMALAR (CALCULATIONS)

Tasarım verileri uyarınca hesaplanan basınç ve derişimler aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} T_B &= 5 \text{ }^\circ\text{C}, P_B = 0,872 \text{ kPa}, (P_{\text{buh}} = P_{\text{doyma}}) \\ T_A &= 40 \text{ }^\circ\text{C}, P_A = 0,800 \text{ kPa} \\ T_Y &= 40 \text{ }^\circ\text{C}, P_Y = 10 \text{ kPa}, (P_{\text{yoğ}} = P_{\text{doyma}}, x=0) \\ T_J &= 100 \text{ }^\circ\text{C}, P_B = 10 \text{ kPa}, (P_J = P_Y) \\ X_1 &= X_2 = X_3 = 0,58 \\ X_4 &= X_5 = X_6 = 0,64 \end{aligned}$$

Bu tasarım verilerinden hareketle her bir noktaya ait termodinamik özellikler özellik tablolarından (LiBr-H₂O çözeltisi için entalpi ve entropi hesaplama korelasyonu ekte verilmiştir.) bulunarak enerji ve kütle denklemleri ile her bir noktadaki kütsel debiler ve kullanılabilirlikleri hesaplanmıştır (Tablo 1).

3.1. Buharlaştırıcı Enerji ve Kütle Dengesi

$$Q_B = m_{ss} C_{p,ss} \Delta T_{ss} = m_{10} h_{10} - m_9 h_9 \quad (1)$$

$$m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} \quad (2)$$

Tablo 1. Tek etkili ASS'inde noktalara ait termodinamik sonuçlar (Thermodynamic results of each stream in single effect ACS)

Noktalar	P [kPa]	T [C]	X [%]	Hal	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	ψ [kJ/kg]	m [kg/sn]
1	0.8	40	58	çözelti	105,71	0,2395	1,58	0,80
2	10	42	58	çözelti	109,68	0,2518	1,88	0,80
3	10	85	58	çözelti	195,13	0,5027	12,57	0,80
4	10	100	64	çözelti	248,38	0,5302	16,67	0,73
5	10	51	64	çözelti	159,35	0,2765	3,24	0,73
6	0.8	49	64	çözelti	159,35	0,2655	6,52	0,73
7	10	100	---	kızgın buhar	2687,50	8,4479	174,62	0,08
8	10	45,8	---	doymuş su	191,83	0,6493	2,93	0,08
9	0,872	5	---	dsbk(x=0,069)	191,83	0,6903	-9,28	0,08
10	0.872	5	---	doymuş buhar	2510,60	9,0254	-174,37	0,08
11	150	111,37	---	doymuş buhar	2693,60	7,2233	545,65	0,11
12	150	111,37	---	doymuş su	467,11	1,4336	44,49	0,11
13		32	---	soğ. kulesi suyu	134,02	0,4636	0,45	19,35
14		35	---	soğ. kulesi suyu	146,55	0,5053	0,56	19,35
15		37,5	---	soğ. kulesi suyu	156,99	0,5389	0,99	19,35
16		12	---	soğutulmuş su	50,39	0,1805	1,20	8,33
17		7	---	soğutulmuş su	29,39	0,1062	2,34	8,33

3.2. Absorber Enerji ve Kütle Dengesi

Absorbere soğutucu akışkan doymuş buhar olarak girmekte ve LiBr tarafından absorbe edilerek X_1 derişiminde sıvı çözelti konumuna gelmektedir. Fakir çözelti X_1 derişiminde absorberden çıkmakta, zengin derişimli olarak X_6 derişiminde absorbere girmektedir. Soğutma suyu absorbere 32 °C girmekte ve 35 °C' de çıkmaktadır.

$$Q_A = m_1 h_1 - m_6 h_6 - m_{10} h_{10} = m_{ss} C_{p_{sks}} \Delta T_{sks} \quad (3)$$

Burada sadece m_1 ve m_6 bilinmemektedir. Bunların arasındaki kütle oran f , absorberde LiBr kütle dengesi (giren LiBr kütlesi=çıkan LiBr kütlesi) yardımıyla ve $m_1 = m_6 + m_{10}$ dikkate alınarak Eş. 4 uyarınca;

$$m_1 X_1 = m_6 X_6 \quad (4)$$

$$f = \frac{m_6}{m_{10}} = \frac{X_1}{X_6 - X_1} = 9,7$$

olarak bulunur. Enerji dengesi çözülerek absorberin ısı yükü hesaplanmıştır.

3.3. Jeneratör Enerji ve Kütle Dengesi

Jeneratörün görevi; dışardan beslenen ısı enerjisi yardımıyla çözelti pompasından gelen fakir çözeltiden, buharlaşma debisine eşit bir suyun buharlaştırılıp ayrıştırılarak yoğuşturucuya gönderilmesi, böylece oluşan zengin çözeltinin ısı değıştirgeci üzerinden tekrar absorbere iletilmesidir. İlgili enerji dengesi Eş.5'te verilmiştir.

$$Q_J = m_4 h_4 + m_7 h_7 - m_3 h_3 \quad (5)$$

Burada h_3 ve h_4 jeneratöre giren fakir ve çıkan zengin çözeltilerin entalpilerini h_7 ise jeneratörde buharlaşarak zengin çözeltilerden çıkan jeneratör sıcaklığına eşdeğer doymuş buhar basıncındaki doymuş buharıdır. Bu doymuş buhar yaklaşık sabit entalpide yoğuşturucu basıncına genişerek kızgın buhara dönüşür. Bu nedenle jeneratörden çıkıp genişerek yoğuşturucuya giren kızgın buharın entalpisi jeneratör sıcaklığına tekabül eden doymuş buharın entalpisi olarak alınabilir. Bu kabulde yapılabilecek hata % 0,5'in altındadır.

Jeneratördeki kütleli debi ve derişim denkliği Eş. 6 ve 7'de belirtildiği gibi bulunabilir.

$$m_3 = m_4 + m_7 \quad (6)$$

$$m_3 X_3 = m_4 X_4 \quad (7)$$

Buradan hareketle jeneratöre ait enerji denkliğinden jeneratöre beslenmesi gereken ısı miktarı (Q_J) bulunur.

3.4. Yoğuşturucu Enerji ve Kütle Dengesi

Yoğuşturucunun işlevi; jeneratörden gelen, yoğuşturucu doyma basıncına indirgenmiş kızgın buharın ısını soğutma suyuna atarak kızgın buharı doymuş suya dönüştürmektir. İlgili enerji ve kütle dengeleri aşağıda verilmiştir. Bu ilişkiler kullanılarak tasarıma esas olan yoğuşturucu ısı kapasitesi hesaplanır.

$$\text{Enerji dengesi;} \\ Q_Y = m_8 h_8 - m_7 h_7 \quad (8)$$

$$\text{Kütle dengesi;} \\ m_7 = m_8 \quad (9)$$

Enerji ve kütle denklikleri ile yoğuşturucu ısı kapasitesi hesaplanmıştır.

3.5. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Etkinlik Katsayısının Hesabı

Tek kademeli ASS'i elemanlarının ısı kapasiteleri enerji ve kütle denklikleri ile hesaplanmış ve sonuçlar Tablo2'de gösterilmiştir. Buharlaştırıcı ısı kapasitesi Q_B ve jeneratör ısı kapasitesi Q_J kullanılarak sistem soğutma etkinlik katsayısı (COP) aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$COP = Q_B / Q_J \quad (10)$$

Tablo 2. Absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanları ve ısı yükleri (Components of absorption cooling system and heat loads)

Eleman	Isıl yük [kW]
Buharlaştırıcı	174,00
Absorber	-236,92
Jeneratör	243,71
Yoğuşturucu	-202,26

$$COP = 0,71$$

3.6. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Jeneratörüne Beslenmesi Gereken Buhar Debisinin Hesabı

Tek kademeli ASS'i jeneratörüne doymuş buhar beslenmekte ve yoğuşan buhar doymuş su olarak jeneratörden çıkmaktadır. Jeneratör dışsal (buhar tarafı) enerji dengesi aşağıdaki gibidir.

$$Q_J = m_b (h_{11} - h_{12}) \quad (11)$$

h_{11} , h_{12} ve Q_J değerleri, Eş. 11'de yerine konulursa beslenmesi gereken buhar debisi; $m_b = 396$ kg/h olarak bulunur.

3.7. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemini Oluşturan Elemanların Boyutlandırılması

Bu bölümde, tasarıma esas olan sistem soğutma yükü, sistem performans katsayısı ve sistemsel termodinamik veriler esas alınarak sistemi oluşturan 5 elemanın (jeneratör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber, ön ısıtıcı) ısı transferi alanları hesaplanmaktadır. Isıtma yüzeyi hesapları için temel ısı transferi denklemi kullanılmıştır.

$$Q_i = A_i U_i \Delta T_{mi} \quad (i=1..5) \quad (12)$$

Burada Q ısı yükünü, U toplam ısı transferi katsayısını, ΔT_m soğuk ve sıcak akışkanlar arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkını, A ise ilgili elemanın belirlenmesi istenilen ısıtma yüzeyi veya ısı transferi alanını tanımlar.

3.8. Toplam Isı Transferi Katsayısı U'nun Belirlenmesi

Toplam ısı transferi katsayısı U, ısıtma yüzeyinin içte ve dışta akışkanların aktığı (sıcak, soğuk) bir boru modeli esas alınarak aşağıdaki biçimde hesaplanır.

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{(\eta_o h A)_s} + \frac{R_{f,s}}{(\eta_o A)_s} + R_w + \frac{R_{f,si}}{(\eta_o A)_{si}} + \frac{1}{(\eta_o h A)_{si}} \quad (13)$$

Burada s ve si sırayla soğuk ve sıcak akışkan, R_f kirlilik faktörü, η_o toplam yüzey etkinliği, R_w ısı iletim direnci, h ısı taşınım katsayısı ve A ısı transferi alanıdır. Isı geçiş katsayısı h'nın hesabı için boru çapı, boru özellikleri, akışkanların hidrolik ve termodinamik özellikleri, hızlar belirlenir. Buradan akışkanların Re ve Pr sayıları hesaplanır. İlgili sistem için literatürden aşağıdaki biçimde bir korelasyon belirlenerek ısı iletim katsayısı hesaplanır.

$$Nu = \frac{h.d}{k} = (C.Re^m.Pr^n)^r \quad (14)$$

Burada Nu boyutsuz Nusselt sayısını, Re boyutsuz Reynolds sayısını, Pr boyutsuz Prandalt sayısını, C söz konusu sistem için uygun deneylerle belirlenen bir katsayıyı, n, m ve r ise yine söz konusu sistem için uygun deneylerle belirlenen Re ve Pr üslerini tanımlar. Bu çalışmada toplam ısı transfer katsayıları ASS' için verilen literatürden alınmıştır. Literatürde kullanılan toplam ısı transferi katsayıları ASS elemanları için Tablo 3'te verilmiştir, Florida[6].

3.9. Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı ΔT_m 'nin Belirlenmesi

Boru ısıtma yüzeyi modelinde boru boyunca değişen içsel ve dışsal akışların sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkını, sabit sıcaklıklarda iki paralel plaka arasındaki

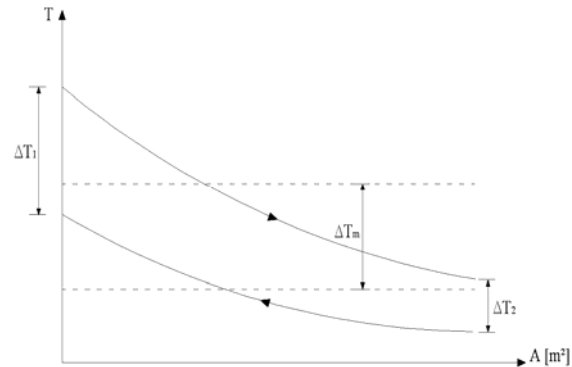
sıcaklık farkına indirgenebilmesi için logaritmik ortalama sıcaklık farkı uygulanır (Şekil 4). Paralel ve karşı akım durumlarında logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıdaki gibi hesaplanır.

Tablo 3. ASS elemanları için toplam ısı transferi katsayısı (U) değerleri (Overall heat coefficients (U) for each component of ACS) [6]

Isıtma yüzeyi	U [W/m ² K]
Jeneratör	2300
Yoğuşturucu	3265
Buharlaştırıcı	2200
Absorber	2000

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (15)$$

Burada ΔT_1 ısıtma yüzeyinin etrafında oluşturulan kontrol hacminin bir tarafındaki akışkanlar arasında bulunan sıcaklık farkını, ΔT_2 ise diğer taraftaki (giriş veya çıkış) akışkanlar arasındaki sıcaklık farkını belirler. Diğer çapraz ve diğer karmaşık akış düzenleri içinde Eş. 15 uygulanabilir. Buna karşın, bunun deneysel elde edilen bir düzeltme faktörüyle çarpılarak gerçek akış düzenine uyum sağlanmalıdır. Konuyla ilgili düzeltme faktörleri literatürden sağlanabilir.



Şekil 4. Logaritmik ortalama sıcaklık farkının uygulanması (The application of logarithmic mean temperature difference)

Tüm elemanlar için logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesabı ile gerekli ısı değiştirgeci alanları bulunacaktır (Tablo 4).

Tablo 4. ASS elemanları için ısı transferi yüzey alanları (Heat transfer surface area for ACS components)

Eleman	Isıl yük [kW]	ΔT_m	U [W/m ² K]	A [m ²]
Buharlaştırıcı	174,00	4,0	2200	19,8
Absorber	-236,92	11,5	2000	10,3
Jeneratör	243,71	17,8	2300	5,9
Yoğuşturucu	-202,26	16,8	3265	3,7

3.10. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi

Ekserji analizi termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının bir kombinasyonu olup çevre şartları veya ilgili basınçtaki çevre sıcaklığı referansına göre bir akışın veya materyalin maksimum iş potansiyeli olarak tanımlanır. Ekserji analizinin, tersinmezliklerin en çok nerede olduğu, bu tersinmezliklerin sistem performansına etkileri ve maliyet etken tasarım kriteri olmasından, sistem boyutlandırmasında büyük önemi vardır. Herbir elemana giren ve çıkan akımlar belirlendikten sonra bu akımların termodinamik özellikleri kullanılarak akış için fiziksel ekserji tanımından Eş. 16 kullanılarak herbir akımın ekserjisi hesaplanır (Tablo 5) [11].

$$\Psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (16)$$

Bejan [12], kontrol hacmi için fiziksel ekserji dengesini Eş.17'ye göre tanımlamıştır.

$$0 = \sum |1 - \frac{T_0}{T_j}| Q_j - W_{cv} + \sum m_i \Psi_i - \sum m_o \Psi_o - E_K \quad (17)$$

Burada; Q, sisteme veya sistemden olan ısı transferini, W_{cv} sisteme verilen işi, E_K iç tersinmezliklerden dolayı ekserji kaybını, Ψ akış nedeniyle olan ekserji transferini tanımlamaktadır. ASS'inde sadece pompa işi bulunmaktadır. Bu iş, Eş. 17'de verilen diğer elemanlara kıyasla ihmal edilebilecek boyutta küçük olduğundan ekserji analizinde dikkate alınmamıştır. Tablo 6'da herbir elemandaki ekserji kaybı belirtilmiştir.

3.11. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemin İkinci Yasa Verimi

İkinci yasaya göre sistemin soğutma etkinlik katsayısı (EXCOP) Eş. 18 uyarınca hesaplanmıştır.

$$EXCOP = \frac{m_b (\Psi_{bc} - \Psi_{bg})}{m_j (\Psi_{jg} - \Psi_{jc})} \quad (18)$$

Tablo 6. ASS elemanlarında meydana gelen ekserji kaybı değerleri (Exergy destruction values for each component)

Eleman	Isıl yük [kW]	E_k [kW]	T_i [K]
Buharlaştırıcı	174,00	24,91	278
Absorber	-236,92	1,74	313
Jeneratör	246,87	34,93	375
Yoğuşturucu	-202,57	26,29	319

Burada, b buharlaştırıcı, j jeneratör, c ve g indisleri ise çıkış ve giriş durumlarını belirtmektedir.

$$EXCOP = 0,17$$

LiBr ile çalışan sistemlerde kristalizasyon problemi çok önemlidir. 4°C'nin altında LiBr kristalleşerek sistemin çalışma performansını bozmaktadır. Şekil 5'te sistemin çalışma noktaları basınç-sıcaklık-derişim grafiğinde gösterilmiştir ve hiçbir değerinde kristalleşme çizgisinin altına inilmediği bulunmuştur. Burada üst yatay çizgi jeneratörü (3 ve 4 nolu akımlar arasındaki derişim ifadesini), alt yatay çizgi ise absorberi (1 ve 6 nolu akımlar arasındaki derişim ifadesi) temsil etmektedir. LiBr-H₂O çevriminin yönü oklarla ifade edilmiştir.

4. SONUÇLAR ve ÖNERİLER (RESULTS AND SUGGESTIONS)

Bu çalışmada tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Enerji analizi ile herbir akımın kütleli debisi ve herbir elemanın ısı yükü bulunmuştur. Birinci yasa sonuçlarına göre sistemin etkinlik katsayısı 0,71 olarak hesaplanmıştır ($T_j = 100^\circ\text{C}$). Ekserji analizi ile sistemin ikinci yasaya bağlı etkinlik katsayısı 0,17 olarak hesaplanmıştır. Ekserji kaybının en çok olduğu eleman jeneratör olarak bulunmuştur. Herbir elemanda meydana gelen tersinmezliklerin büyüklüğü ekserji analizi ile belirlenir ve bu sistemde ekserji geri kazanım potansiyelinin belirlenerek herbir eleman için ekserji kaybını minimuma indirmek gerekmektedir. Bu çalışmanın sonuçlarından faydalanılarak absorpsiyonlu soğutma sistemleri için termoeconomik analiz yöntemi ile optimum ısı transferi yüzey alanları hesaplanıp, sistemin performansı artırılabilir. Belirtilen tasarım koşullarında ısı transferi yüzey alanları buharlaştırıcı, absorber, jeneratör ve yoğuşturucu için sırası ile 19,8 m², 10,3 m², 5,9 m² ve 3,7 m² olarak bulunmuştur.

SEMBOLLER VE KISALTMALAR (SYMBOLS AND ABBREVIATIONS)

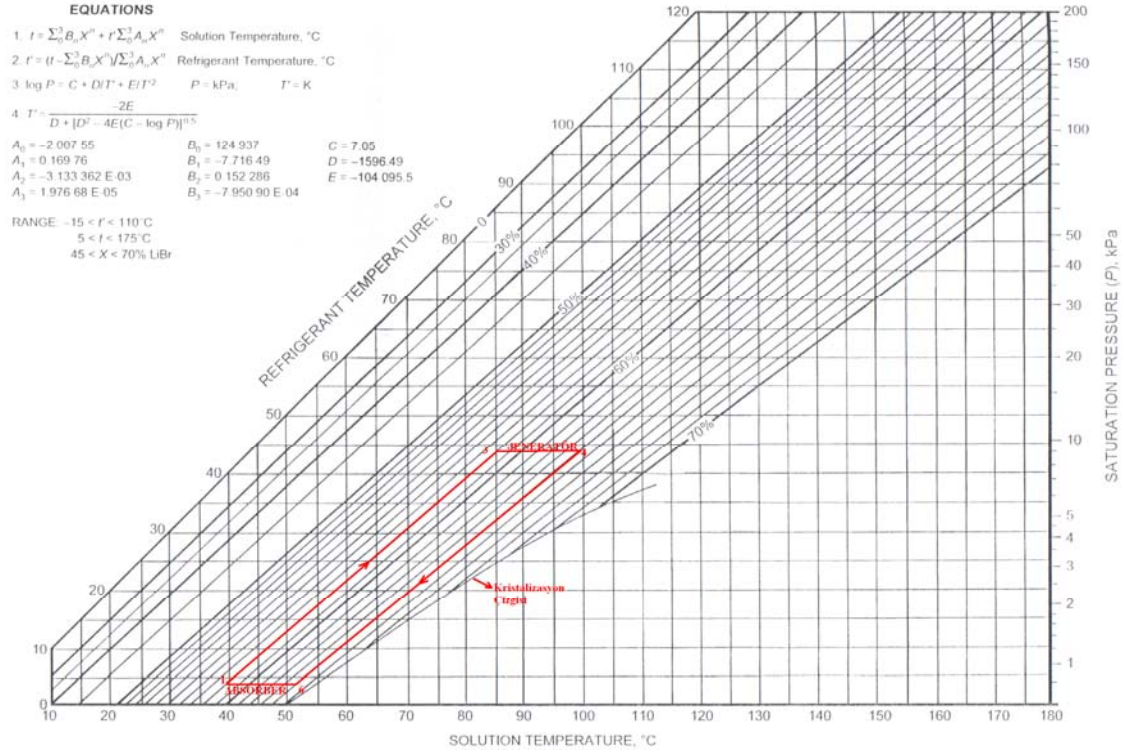
ASS : Absorpsiyonlu soğutma sistemi
 POTK : Parabolik oluk tip kollektör
 dsbk : Doymuş sıvı buhar karışımı
 COP : Soğutma etkinlik katsayısı
 EXCOP : Ekserjitik soğutma etkinlik katsayısı

İNDİSLER (INDICES)

B : Buharlaştırıcı
 J : Jeneratör
 A : Absorber

Tablo 5. Herbir akıma ait fiziksel ekserji değerleri (Physical exergy values for each stream)

Noktalar	1	2	3	4	5	6	7	8
ψ [kJ/kg]	1,58	1,88	12,57	17,42	3,24	6,52	175,58	2,93
9	10	11	12	13	14	15	16	17
-9,28	-174,37	545,65	44,49	0,45	0,56	0,99	1,2	2,34



Şekil 5. Tek etkili ASS'nin P-T-X diyagramı ve kristalizasyon kontrolü (P-T-X diagram of single effect ACS and crystallization control)

Y : Yoğuşturucu
 GV : Genleşme vanası
 X : Derişim
 h : Entalpi [kJ/kg]
 s : Entropi [kJ/kgK]
 m : Kütleli debi [kg/s]
 ss : Soğutulmuş su
 sks : Soğutma kulesi suyu
 f : Dolaşım oranı
 Q : Isı [kW]
 W : İş [kW]
 Re : Reynolds Sayısı
 Pr : Prandtl Sayısı
 Nu : Nusselt Sayısı
 E_K : Ekserji Kaybı

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Wilbur, P.J., Mitchell, C.E., 1975, "Solar Absorption Air Conditioning Engineering Alternatives", **Solar Energy**, 17, 193-205, 1996.
2. Alizade, S., Bahar, F., "Design and optimization of an Absorption Refrigeration System Operated by Solar Energy", **Solar Energy**, 22, 149-168 1979.
3. Kaushik. S.C., Kumar, R., "Thermodynamic study of a two stage vapour absorption refrigeration system using NH₃ refrigerant with liquid-solid absorbent", **Energy Conversion and Management**, 25, 427-431, 1985.
4. Aydın T., "Güneş enerjisi ile desteklenmiş LiBr-H₂O soğurmalı iklimlendirme sistemi", Yüksek

Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.**, Ankara, 97-138, 1998.

5. Khan, K. H., Rasul, M. G., "Energy conservation in buildings: cogeneration and cogeneration coupled with thermal-energy storage", **Applied Energy**, 77, 15-34, 2004.
6. Florides, G.A., Kalogirau S.A., "Design and constuction of a lithium bromide-water absorption machine", **Energy Conversion and Management**, 44, 2483-2508, 2002.
7. Alizadeh, S., "Multi pressure absorption cycles in solar refrigeration: a technical and economical study.", **Solar Energy**, Cilt 69, No 1, 37-44, 2000.
8. Best, R., Ortega, N., "Solar refrigeration and cooling", **Renewable Energy**, 16, 685-690, 1999.
9. Çolak, L., "Güneşi Takip eden Parabolik Oluk Tipi Güneş Kollektörlerinin Matematiksel Modellenmesi Tasarımı ve Teknik Optimizasyonu", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara 89-123, 2000.
10. M.A.Mehrabian;A.E Shahbeik, "Thermodynamic modelling of a single-effect LiBr-H₂O absorption refrigeration cycle", **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, 219, 3 ProQuest Science Journals, 261, 2005.
11. Bejan. A., "Advanced Engineering Thermodynamics" **John Wiley & Sons Inc.**, 687 1988.
12. Bejan. A. Tsatsaronis G., Moran M., "Thermal design and optimization" **John Wiley & Sons Inc.**, 687, 125, 1996.