



JEOTERMAL DESTEKLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK VE EKONOMİK ANALİZİ: SİMAV ÖRNEĞİ

Abtullah TUĞCU*, Oğuz ARSLAN**, Ramazan KÖSE***, Nurettin YAMANKARADENİZ****

*Dumlupınar Üniversitesi, Tavşanlı Meslek Yüksekokulu, Elektrik-Enerji Bölümü
43100 Tavşanlı, Kütahya, Türkiye, abtullah.tugcu@dpu.edu.tr

**Dumlupınar Üniversitesi-Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
43270 Kütahya, Türkiye, oguz.arслан@dpu.edu.tr

***Dumlupınar Üniversitesi-Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
43270 Kütahya, Türkiye, ramazan.kose@dpu.edu.tr

****Uludağ Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Elektrik-Enerji Bölümü
16059 Bursa, Türkiye, nyk@uludag.edu.tr

(Geliş Tarihi: 27.05.2015, Kabul Tarihi: 04.03.2016)

Özet: Bu çalışmada, jeotermal enerji destekli, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği ile çalışan tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin, farklı eriyik konsantrasyonları ve tasarım parametrelerine göre optimizasyonu yapılmıştır. Parametrik değerlendirme sonrasında 3660 farklı tasarım oluşturulmuş ve bu tasarımlar çerçevesinde sistem performanslarının; ısıtıcı, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve absorber sıcaklıkları ile değişimi enerji ve ekserji analiz metotları kullanılarak incelenmiştir. Hesaplamalarda $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiğinin karışım oranları % 46 NH_3 -% 54 H_2O , % 40 NH_3 -% 60 H_2O , % 30 NH_3 -% 70 H_2O , % 20 NH_3 -% 80 H_2O şeklinde dikkate alınmıştır. Çalışmanın ayrıca; Simav jeotermal kaynakları kullanılarak tasarlanan ve optimize edilen absorbsiyonlu soğutma sisteminin faydalı ömrü 20 yıl olarak dikkate alınmış olup, bölgede ve yakın çevresinde yetişen üzüm, elma ve ayva gibi ürünlerin soğuk muhafaza yöntemi ile saklanması planlanarak, sistemin optimizasyonu Net Bugünkü Değer (NBD) metoduyla yapılan ekonomik değerlendirme sonucu belirlenmiştir. Optimum sistem için, STK değeri 0,5722 ve ekserji verimi 0,6201 olarak hesap edilmiş, ürün grubunun ayva olması durumunda, sistemin NBD'si 3.912.757,74 TL, elma olması durumunda 13.922.203,39 TL ve üzüm olması durumunda ise 59.803.554,33 TL olarak hesap edilmiştir. Elde edilen bu sonuçlar dikkate alındığında, Simav jeotermal kaynaklarının kullanıldığı absorbsiyonlu bir soğutma sisteminin yatırıma uygun olduğunu tespit edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Absorbsiyonlu soğutma, Amonyak-su, Enerji ve Ekserji analizi, Ekonomik analiz, Jeotermal enerji, Optimizasyon

THERMODYNAMICS and ECONOMICAL ANALYSIS OF GEOTHERMAL ASSISTED ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM: SIMAV CASE STUDY

Abstract: In this study, the single stage geothermal energy assisted absorption refrigeration system, working with ammonia-water solution, was optimized in the view of different solution concentrations and design parameters. Depending on parametric evaluation, a number of 3360 designs were made. In these frameworks, changes of the system performance by the effect of generator, evaporator, condenser and absorber temperature were investigated. The capacities of generator, evaporator, condenser, absorber, heat exchanger, pump, coefficient of performance (COP) and exergy efficiency were calculated by energy and exergy analysis. In the calculations, different ratios of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ solution were taken into account as 46% NH_3 - 54% H_2O , 40% NH_3 - 60% H_2O , 30% NH_3 - 70% H_2O , 20% NH_3 - 80% H_2O . In further, an economical evaluation based on net present value analysis (NPV) was made for each design. In this purpose, the economic life of the system was taken as 20 years and the refrigerated products were chosen as grape, apple and quince taking the regional situations into consideration. The optimum design was determined using the results of NPV analysis. For the optimum design, COP of the system was determined as 0,5722 while the exergy efficiency was calculated as 0,6201. In this conditions, NPV values were calculated as 3.912.757,74 TL, 13.922.203,39 TL and 59.803.554,33 TL for the products of quince, apple and grape, respectively. According to these results, it was found that absorption refrigeration system assisted by Simav geothermal resources was respectable for investment.

Keywords: Absorption Refrigeration System, Ammonia-Water, Energy and Exergy Analysis, Economic Analysis, Geothermal Energy, Optimization.

SEMBOLLER

<i>A</i>	Alan (m ²)
<i>a</i>	Asgari ücret (TL)
<i>Bt</i>	t yılındaki nakit akışı (TL)
<i>E</i>	Enerji (kWh)
<i>Ex</i>	Ekserji (kW)
<i>e</i>	Özgül ekserji (kJ/kg)
<i>F_b</i>	Isı transfer yüzey alanına bağlı birim fiyat (TL/m ²)
<i>F_m</i>	Montaj fiyatı (TL)
<i>h</i>	Özgül entalpi (kJ/kg)
<i>km</i>	Maaş katsayısı
<i>ṁ</i>	Kütlesel debi (kg/s)
<i>M</i>	Maliyet (TL), Moleküler ağırlık (g/mol)
<i>n_{ks}</i>	Kişi sayısı
<i>P</i>	Basınç (kPa)
<i>r</i>	İskonto oranı (%)
<i>Q</i>	Isı enerjisi (kWh)
<i>Q_k</i>	Isı transfer yüzey alanına bağlı ısı kapasitesini (kW/m ²)
<i>q</i>	Birim kütle için ısı kapasitesi (kJ/kg)
<i>s</i>	Entropi (kJ/kg.K)
<i>T</i>	Sıcaklık (°C)
<i>Ṃ</i>	Hacimsel debi (m ³ /h)
<i>W</i>	İş enerjisi (kW)
<i>w</i>	Birim kütle için pompa gücü (kJ/kg), Ağırlık (kg)
<i>x</i>	Kütle oranı (%)
<i>ε</i>	İkinci yasa (ekserji) verimi (%)
<i>η_p</i>	Pompa verimi (%)
<i>v</i>	Özgül hacim (m ³ /kg)
<i>ψ</i>	Özgül ekserji (W/kg), Özgül akış ekserjisi (kJ/kg)

Alt indisler

<i>a</i>	Absorber
<i>assp</i>	Absorber soğutma suyu pompası
<i>assyp</i>	Absorber soğutma suyu yedek pompası
<i>b</i>	Buharlaştırıcı
<i>bo</i>	Bakım onarım
<i>b, inş</i>	Birim inşaat
<i>ç</i>	Çıkan
<i>d</i>	Yıkım
<i>egv</i>	Eriyik genleşme valfi
<i>eid</i>	Eriyik ısı değiştirici
<i>g</i>	Giren
<i>gvk</i>	Genleşme valfi kapasitesi
<i>h</i>	Hurda
<i>H₂O</i>	Su
<i>i</i>	Isıtıcı
<i>ig</i>	Isıtıcı grubu
<i>iy</i>	İlk yatırım
<i>ja</i>	Jeotermal akışkan
<i>jad</i>	Jeotermal akışkan debisi
<i>jap</i>	Jeotermal akışkan pompası
<i>jayp</i>	Jeotermal akışkan yedek pompası
<i>ki</i>	Kalifiye işçi
<i>mb</i>	Montaj bedeli
<i>NH₃</i>	Amonyak

<i>o</i>	Ölü hal
<i>p</i>	Pompa
<i>pe</i>	Pompalara ait elektrik
<i>sgv</i>	Soğutkan genleşme valfi
<i>sp</i>	Sistem pompası
<i>ss</i>	Soğutma suyu
<i>sstp</i>	Soğutma suyu toplam pompa
<i>sstyp</i>	Soğutma suyu toplam yedek pompa
<i>t</i>	Toplam
<i>ti</i>	Toplam işletme
<i>tinş</i>	Toplam inşaat
<i>tpg</i>	Toplam personel giderleri
<i>tssd</i>	Toplam soğutma suyu debisi
<i>ty</i>	Tesis yüzey
<i>üo</i>	Ücret ortalama
<i>yssp</i>	Yoğuşturucu soğutma suyu pompası
<i>yssyp</i>	Yoğuşturucu soğutma suyu yedek pompası

Üst İndiler

<i>ph</i>	Fiziksel özellik
<i>ch</i>	Kimyasal özellik

Kısaltmalar

<i>FR</i>	Dolaşım Oranı
<i>NBD</i>	Net Bugünkü Değer
<i>STK</i>	Soğutma Tesir Katsayısı

GİRİŞ

Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan çalışma akışkanının ozon tabakasına zararlı etkileri ve günümüzde yaşanan enerji darboğazı nedeniyle alternatif sistemler ve özellikle de absorpsiyonlu sistemler büyük önem kazanmışlardır. Absorpsiyonlu sistemde kullanılan akışkan çiftlerinin ozon tabakasını tahrip etmemesi, enerji girdisi olarak güneş enerjisi, endüstriyel atık ısı, jeotermal enerji gibi enerji kaynaklarının kullanılabilmesi, hareketli parçalarının azlığı nedeniyle sessiz çalışmaları, çok az bakım gerektirmeleri gibi pek çok avantajlarından dolayı soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında tercih edilmektedirler.

Literatürde absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine birçok çalışma mevcuttur. Yapılan çalışmalar genel olarak incelendiğinde absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde yaygın olarak NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O akışkan çiftlerinin kullanıldığı görülmektedir. Sun (1998); NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ ve NH₃-NaSCN akışkan çiftlerinden oluşan çevrimler için termodinamik analizler yapmıştır. Çalışma sonucunda, NH₃-NaSCN ve NH₃-LiNO₃ akışkan çiftleri ile çalışan sistemlerin, NH₃-H₂O ile çalışan sistemden daha yüksek *STK* değerlerinde çalışabildiğini dolayısıyla NH₃-NaSCN ve NH₃-LiNO₃ akışkan çiftlerinin, klasik akışkan çiftlerine alternatif olabileceği vurgulamaktadır. Horuz (1998); NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O akışkan çiftlerini kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerini teorik olarak karşılaştırmıştır. LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu sistemin NH₃-H₂O akışkan çifti ile

çalışan sistemden daha iyi bir performans katsayısına sahip olduğu sonucuna varmıştır. Bununla birlikte LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan sistemde soğutucu akışkan olarak su kullanıldığından düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında işletme zorlukları ve kristalleşme gibi dikkate alınması gereken noktaları tespit etmiştir. Keçeciler vd. (2000); yaptıkları çalışmada sıcak çermik havzasının özelliklerini dikkate alarak, sosyal tesislerde ve otellerde iklimlendirme ve soğuk depolara olan ihtiyacı karşılamak amacıyla, jeotermal enerji destekli LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada jeotermal destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin, *STK* değerini 0,5654 olarak belirlemiştir. Talbi ve Agnew (2000); LiBr-H₂O akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin ekserji analizini yapmışlardır. Entalpi, entropi, sıcaklık, kütle akış hızı, her bileşendeki ısı oranı ve performans katsayısının belirlenmesi için optimizasyon ve dizayn prosedürünü yapmışlardır. Çevrim analizlerinden elde ettikleri sayısal sonuçları çizelgeler halinde vermişlerdir. Lee ve Sherif (2001); LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemine termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını uygulayarak sistemin termodinamik analizini yapmışlardır. Kaynatıcıya sıcak su giriş sıcaklığı ve soğutma suyu giriş sıcaklığı gibi farklı çalışma şartları altında sistemin performans katsayısı ile ekserji veriminin değişimini araştırmışlardır. Pilatowsk vd (2001); CH₃NH₂-H₂O akışkan çifti kullanarak tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Çalışmada, sistemin çalışma sıcaklıklarının performans katsayısına (*STK*) ve akış oranına etkilerini teorik olarak incelemiştir. Bu tür akışkan çifti ile çalışan sistemlerde 60-80 °C gibi kaynatıcı sıcaklıklarının yeterli olabildiğini ayrıca buharlaştırıcı sıcaklıklarının -10 °C ile 10 °C arasında değişebildiğini belirtmişlerdir. Bu yüzden bu akışkan çiftinin yiyecek içecek muhafaza ve iklimlendirme sistemlerinde rahatlıkla kullanılabileceğini ileri sürmüşlerdir. Sözen (2001); NH₃-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansı üzerine ısı değiştiricisinin etkisini araştırmıştır. Çalışmada, sistemde sadece soğutkan ısı değiştirici, sadece eriyik ısı değiştirici ve her iki ısı değiştiricinin birlikte kullanılması durumunda *STK* ile tersinmezliğini incelemiştir. Performans katsayısı, ekserji performans katsayısı, dolaşım oranı ve boyutsuz ekserji kayıplarını hesaplamıştır. Florides vd (2003); LiBr-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu bir sistemin tasarım ve imalatını gerçekleştirmişlerdir. Sistem elemanlarının çalışma şartlarını belirleyerek boyutlandırılmasını yapmışlardır. Ayrıca absorbere giren ve çıkan LiBr oranının, sistem performans katsayısına olan etkilerini ve diğer sistem karakteristiklerinin birbirleriyle ilişkilerini incelemiştir. Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2003a); NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O eriyikleri kullanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizlerini yapmışlardır. Çalışmalarında, her iki sistemin performansını, farklı kaynatıcı, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve absorber

sıcaklıklarında karşılaştırılmış olup her iki sisteminde performansının artan kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında artmakta olduğunu buna karşın artan yoğunlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarında ise azalmakta olduğunu belirtmişlerdir. Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2003b); absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı geri kazanımı için kullanılan ısı değiştiricilerin, soğutma tesir katsayısına (*STK*) etkilerini incelemiştir. Sistemde NH₃-H₂O akışkan çiftini tercih etmişlerdir. Şencan vd (2005); ısıtma ve soğutma uygulamaları için tek kademeli LiBr-H₂O akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminde ekserji analizi yapmışlardır. Kızılkın vd (2007); LiBr'lü absorpsiyonlu soğutma sistemine termoekonomik optimizasyon tekniğini uygulamışlardır. Sistemin buharlaştırıcı, kaynatıcı, absorber, ısı değiştirici gibi değişik bileşenlerini optimize etmişlerdir. Kaushik ve Arora (2009); LiBr-H₂O eriyiği kullanan tek ve çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin parametrik araştırmalarını yapmak için matematiksel bir model oluşturarak enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. İki sistemin *STK* değişimini, kaynatıcı sıcaklığına bağlı olarak çizelge halinde göstermişler ve en fazla tersinmezliğin her iki sistemde de absorberde gerçekleştiği belirtmişlerdir. Yılmazoğlu (2010); LiBr-H₂O eriyiği kullanan tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için enerji ve ekserji analizi yapmış, birinci yasa sonuçlarına göre sistemin performans katsayısını 0,71 olarak hesaplamıştır. Ekserji analizleri ile sistemin ikinci yasaya bağlı ekserji verimini 0,17 olarak hesaplamış, ekserji kaybının en fazla olduğu elemanı kaynatıcı olarak belirlemiştir. Yıldırım ve Yeşilata (2013), düşük sıcaklıkta ısı kaynağı kullanan, absorpsiyonlu bir soğutucunun, termoekonomik analizi ve optimizasyonu Yapısal Bağ Katsayıları Yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiş olup, termoekonomik optimizasyon sonucunda sistemde kullanılan buharlaştırıcı, absorber, yoğunlaştırıcı ve jeneratör için optimum ısı transfer alanlarını hesaplayarak, sistemin toplam tersinmezliğinin, ilk durumuna kıyasla, % 72,5 azaldığını belirlemiştir. Farshi vd (2014); NH₃/LiNO₃ ve NH₃/NaSCN absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin, 0 °C'nin altındaki sıcaklıklarda soğutma uygulamalarına alternatif oluşturduklarını belirtmekte, bu akışkan çiftlerinin performans katsayılarının daha yüksek olduğu ve soğutucuların saflaştırılmasına gerek olmadığı vurgulamışlardır. Saleh ve Mosa (2014); sıcak bölgelerde, güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerini optimize etmek için kapsamlı bir analiz yapmışlardır. Gerçek optimizasyon koşullarını tespit etmek ve uygulamak için; kaynak sıcaklığı, solar radyasyon, soğutkan ve soğutma suyu sıcaklıklarını belirlemiştir. Sıcak bölgelerde, tüm sistem performansının 75 ile 80 °C arasındaki sıcaklıklarda optimum değer aldığı söylemektedirler. Aman vd (2014); büyük ölçekli ısı kaynaklarının kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin endüstride kullanımının yaygın olduğu fakat güneş kaynaklı absorpsiyonlu soğutma kavramının klima uygulamaları için yeni olduğunu vurgulamaktadırlar. Gong ve Boulama (2014); LiBr/H₂O absorpsiyonlu soğutma sistemine detaylı bir enerji ve ekserji analizi

yapmışlardır. Parametrik çalışmada, ısı kaynağının kullanılabilir sıcaklığı, soğutulan ortam sıcaklığı, yoğunlaştırıcı ve absorberde kullanılan soğutma suyu sıcaklıkları gibi etkenlerin sistemin performansına olan etkilerini incelemiştir.

Yukarıda özeti verilen literatür dikkate alındığında, mevcut çalışmaların geneli sistem performansının enerji ve ekserji analiz metotlarıyla belirlenmesi üzerine olup, uygulamada en etkin sistemin belirlenmesi konusunda eksiklikler mevcuttur. Bu çalışmada, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde yaklaşık $-10\text{ }^\circ\text{C}$ buharlaştırıcı sıcaklığına kadar soğutma yapılabilmesinden dolayı Simav jeotermal kaynakların değerlendirilmesi amacıyla jeotermal enerji destekli $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanan tek kademeli absorpsiyonlu

gıda soğutma sisteminin performansı enerji ve ekserji analiz metotlarıyla değerlendirilmiş olup, Net Bugünkü Değer (NBD) analizi metoduyla sistem ekonomik açıdan değerlendirilmiştir. Elde edilen bulgular neticesinde, Simav jeotermal kaynaklarının kullanımına en uygun sistem, farklı amaçlı kullanım entegrasyonu da dikkate alınarak araştırılmış ve optimum tasarım koşulları belirlenmiştir.

SİMAV JEOTERMAL ENERJİ POTANSİYELİ

Simav jeotermal sahası, Türkiye'nin önemli 15 jeotermal sahasından biridir. Şekil 1'de Eynal, Naşa ve Çitgöl sahalarından oluşan Simav jeotermal alanı görülmektedir.



Şekil 1. Kütahya-Simav jeotermal sahası (Arslan vd,2009).

Jeotermal sahada kuyulara ait sıcaklıklar $42\text{-}162\text{ }^\circ\text{C}$ arasında değişirken, debi değerleri $0,25\text{-}80\text{ kg/s}$ arasında değişmektedir. Simav jeotermal alanındaki mevcut kaynaklardan kaplıca turizminin yanında, merkezi ısıtma ve seracılık da yapılmaktadır. Simav-Eynal jeotermal sahasında bulunan bu kaynakların sıcaklık ve debi değerleri dikkate alındığında, Simav'da önemli bir

jeotermal kompleks kurmaya elverişli olduğunu göstermektedir (Arslan vd., 2006a; Arslan vd., 2006b; Pınar, 2014). Simav-Eynal sahasında halihazırda kullanımda olan ve kullanıma hazır 10 kuyuya ait derinlik, sıcaklık ve debi değerleri Tablo 1'de verilmektedir.

Tablo 1. Simav jeotermal sahasında hâlihazırda kullanımda veya kullanıma hazır kuyulara ait sıcaklık-debi değerleri (Anonim, 2014a; Pınar, 2014).

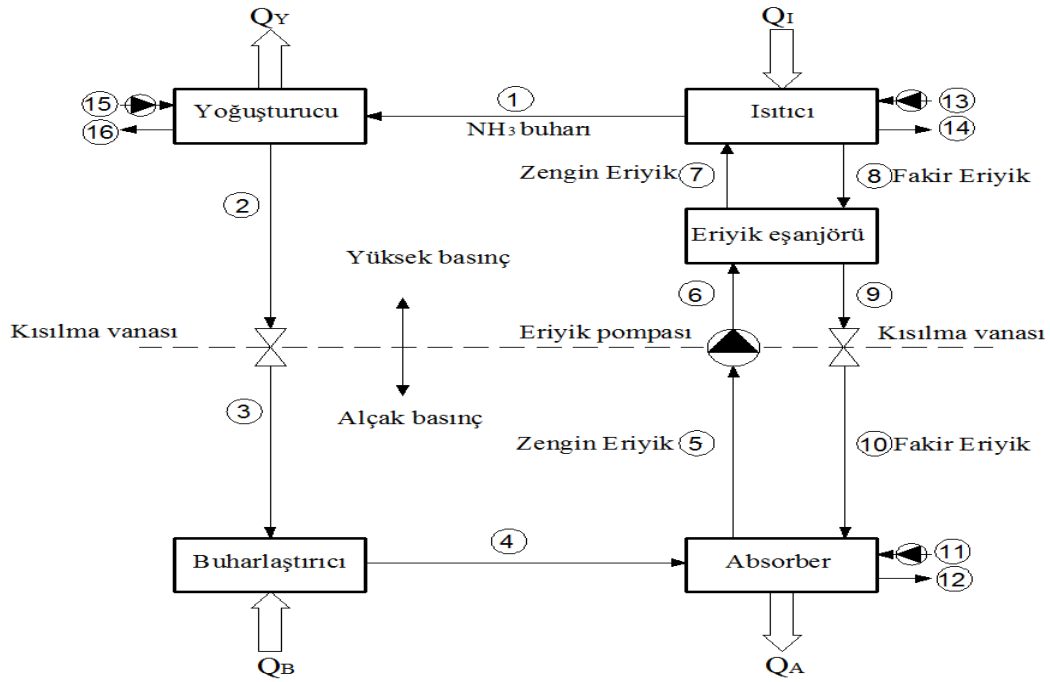
Kuyu	Tarih	Derinlik (m)	Debi (kg/s)	Sıcaklık* (°C)	Balneoloji	Hacim Isıtması	Güç Üretimi	Soğutma	
E-6	1994	169.6	50	157	X	X	X	X	
E-8	1997	205	80	92	X	X	X	X	
E-9	2004	208	60	98	X	X	X	X	
E-10	2005	288	REENJEKSİYON KUYUSU						
E-11	2005	502	35	99	X	X	X	X	
E-12	2006	241	35	150	X	X	X	X	
EJ-1	1990	725	72	162	X	X	X	X	
EJ-3	1997	424	50	93	X	X	X	X	
EJ-4	2006	588	65	152	X	X	X	X	
EJ-5	2007	603	60	152	X	X	X	X	

* Kuyu dibi sıcaklığı, x: olumlu, o: olumsuz

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Bu çalışmada, soğutulması planlanan ürün grubu ve sistemin çalışma koşulları da dikkate alınarak, 0 °C'nin altındaki uygulamalara olanak sağlayan, ayrıca kristalizasyon tehlikesinin olmadığı, NH₃-H₂O akışkan

çifti çalışma akışkanı olarak seçilmiştir. NH₃-H₂O akışkan çifti ile çalışan tek kademeli bir soğurmalı soğutma sisteminin şematik gösterimi Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2. Tek kademeli NH₃-H₂O karışımli absorpsiyonlu soğutma sistemi.

Absorpsiyonlu soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar; ısıtıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber ve eriyik ısı değiştiricisi olarak tanımlanır. NH₃-H₂O çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi şöyledir; absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan amonyak bakımından zengin eriyik ısıtıcıya gelir. Burada jeotermal enerjinin ısıyla, soğutucu akışkan buharının tamamı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak ısıtıcıyı terk eden amonyak buharı, yoğuşturucuya girer. Isıtıcıda eriyik içinden amonyak buharının ayrılmasıyla amonyak bakımından fakirleşen eriyik, ısı değiştiricisinden geçip, zengin eriyiğe ısı verdikten

sonra absorbere geri döner. Isıtıcıdan buharlaşarak yoğuşturucuya giren amonyak buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşturucudan doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı fazında çıkan amonyak bir kısılma vanası yardımıyla buharlaştırıcı basıncına genişletilir. Buharlaştırıcıda buharlaşırken buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan amonyak buharı absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan fakir eriyik, buharlaştırıcıdan gelen amonyak buharını absorbe eder. İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Absorbe işleminin iyi bir şekilde

gerçekleşmesi için açığa çıkan ısının, absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar amonyak bakımından zengin hale gelen eriyik bir pompa vasıtası ile tekrar ısıtıcıya gönderilir. Isı kayıplarını azaltmak için absorberden kaynatıcıya gönderilen zengin eriyik, ısıtıcıdan dönen fakir eriyik tarafından bir ısı değiştiricisinde ısıtılır. Görüldüğü üzere pompaya verilen küçük bir enerji haricinde absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için dış bir mekanik enerjiye ihtiyaç yoktur (Kaynaklı ve Yamankaradeniz, 2003a; Yamankaradeniz vd., 2009).

ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi için şu kabuller yapılmıştır:

1. Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartları için yapılmıştır.
2. Isıtıcıdan ayrılan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ve basıncı, ısıtıcı sıcaklığı ve basıncında olup denge halindedir.
3. Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında olup yoğusturucu sıcaklığındadır.
4. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan, doymuş buhar şartlarında olup buharlaştırıcı sıcaklığındadır.
5. Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
6. Sistemde gerçekleşen basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
7. Isıtıcı grubunun çevreyle ısı etkileşiminde en kötü çalışma şartları (Simav şartları göz önüne alındığında yaklaşık -20°C olarak) ve en kötü durum (ısı değiştiricisi gövdelerinin yalıtımsız ve dış ortamda konumlandırılmaları) göz önüne alınarak % 5'lik bir ısı kaybının gerçekleştiği varsayılmıştır. Diğer ısı değiştiricilerde, ortama alınan veya verilen ısılar birer amaç olduğundan bu oran hesaplamalara dahil edilmemiştir.
8. Manometrik basma yüksekliği ve debi karakteristikleri nezninde etkin çalışma aralığı göz önüne alınarak, pompa verimleri yine en kötü çalışma şartları açısından % 60 olarak hesaplara dahil edilmiştir. Yüzeyden gerçekleşen ısı kayıpları ihmal edilmiştir.

Kararlı haldeki sürekli akışlı bir proses için; iş, ısı etkileşimleri, ekserjideki azalma oranı, tersinmezlik oranı, enerji ve ekserji verimlerinin belirlenmesinde ise; kütle, enerji, entropi ve ekserji olmak üzere dört denge denklemi uygulanır. Buna göre; sürekli akışlı bir sistem için kütle dengesi sisteme giren ve çıkan kütledebiler cinsinden;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (1)$$

eşitliği ile verilir. Burada g alt indisi giren, ζ alt indisi ise çıkan kütle debisini tanımlamaktadır.

Enerji denklemi sisteme giren ve çıkan enerjiler cinsinden;

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_\zeta \quad (2)$$

eşitliği ile verilir.

Sürekli akışlı açık bir sistem için enerji dengesi;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta - \sum \dot{m}_g h_g \quad (3)$$

eşitliği yazılabilir (Çengel ve Boles, 1996). Genel ekserji dengesi ise;

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_\zeta = \dot{E}x_d \quad (4)$$

veya

$$\dot{E}x_{\text{ısı}} + \dot{E}x_{\text{iş}} + \dot{E}x_{\text{kütle,g}} - \dot{E}x_{\text{kütle,\zeta}} = \dot{E}x_d \quad (5)$$

eşitlikleriyle verilir. Eşitlik (5)'in sağ tarafındaki ifade ekserji yıkımını ifade etmektedir. Aynı eşitliğin sol tarafındaki ifadeler, ısı etkileşimi sonucu oluşan ekserji ($\dot{E}x_{\text{ısı}}$), iş etkileşimi ($\dot{E}x_{\text{iş}}$) sonucu oluşan ekserji ve kütle akışına bağlı olarak giren ($\dot{E}x_{\text{kütle,g}}$) ve çıkan ($\dot{E}x_{\text{kütle,\zeta}}$) ekserjiler aşağıda tanımlandığı gibidir (Bejan v.d, 1996).

$$\dot{E}x_{\text{ısı}} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (6)$$

$$\dot{E}x_{\text{iş}} = \sum \dot{W} \quad (7)$$

$$\dot{E}x_{\text{kütle,g}} = \sum (\dot{m}\psi)_g \quad (8)$$

$$\dot{E}x_{\text{kütle,\zeta}} = \sum (\dot{m}\psi)_\zeta \quad (9)$$

burada, \dot{Q} ; T sıcaklığındaki sistem sınırlarında transfer edilen ısı ve \dot{W} ; iştir. Karışımın konsantrasyonu için özgül ekserji akışı ise aşağıdaki gibidir;

$$\psi = \psi^{ph} + \psi^{ch} \quad (10)$$

burada; ph ve ch indisleri sırasıyla özgül ekserjinin fiziksel ve kimyasal şartlarını belirtmektedir. Fiziksel ekserji;

$$\psi^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (11)$$

şeklinde verilir. (11) eşitliğinde verilen h_0 ve s_0 değerleri akışkanın ölü hal basıncı ve sıcaklığındaki, entalpi ve entropisini ifade etmektedir. Ölü hal standart olarak 101,325 kPa ve 25°C olarak kabul edilebilir (Morris and Szargut, 1986).

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde çalışma akışkanı olarak iki farklı akışkanın oluşturduğu bir karışım kullanıldığından, ekserji hesaplarında karışımın

konsantrasyonu göz önünde bulundurulmalıdır (Talbi ve Agnew, 2000). Absorbsiyonlu sistemlerde kullanılan NH₃-H₂O çiftinin kimyasal ekserjisi;

$$\psi^{ch} = \frac{x}{M_{NH_3}} e_{ch,NH_3}^0 + \frac{(1-x)}{M_{H_2O}} e_{ch,H_2O}^0 \quad (12)$$

şeklinde verilir. Eşitlik (12)'deki e_{ch,NH_3}^0 ve e_{ch,H_2O}^0 , değerleri ölü haldeki kimyasal ekserjileri, M ; moleküler ağırlığını, x ; konsantrasyonu ifade etmektedir (Bejan v.d, 1996).

Çalışmada; NH₃-H₂O eriyiği kullanan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi her bir eleman için ayrı ayrı verilmektedir. Hesaplamalarda NH₃-H₂O eriyiğine ait termodinamiksel değerler REFPROP isimli bir mühendislik yazılımı kullanılarak belirlenmiştir (Refprop, 2010). Jeotermal

akışkanın sisteme giriş ve çıkış sıcaklıkları değiştirilerek, farklı eriyik konsantrasyonları ve farklı sıcaklık parametrelerine göre 3660 tasarım yapılmıştır. Bu tasarımlar çerçevesinde sistem performansının; ısıtıcı, buharlaştırıcı, yoğusturucu, absorber sıcaklıkları ile değişimi incelenmiştir. Farklı eriyik konsantrasyonlarında yapılan tasarımlara ait örneklerde; ısıtıcı, yoğusturucu, buharlaştırıcı, absorber, eriyik ısı değiştirici, pompa kapasiteleri ile STK değeri enerji analiz metotları kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda NH₃-H₂O eriyiğinin farklı karışım oranları da ayrıca dikkate alınmıştır. Bu oranlar; % 46 NH₃-% 54 H₂O, % 40 NH₃-% 60 H₂O, % 30 NH₃-% 70 H₂O, % 20 NH₃-% 80 H₂O şeklindedir. Şekil 2 dikkate alınarak oluşturulan enerji ve ekserji denklemleri Tablo 2'de verildiği gibidir.

Tablo 2. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji eşitlikleri.

Bileşen	Enerji denkliği	Eşitlik
Isıtıcı grubu	$\dot{Q}_{1g} - \dot{W} = (\dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_9 h_9) + (\dot{m}_{13} h_{13} - \dot{m}_{14} h_{14}) \cdot 0,95$	(13)
Eriyik Pompası	$\dot{W}_p = \frac{(P_6 - P_5) \cdot v_6 \cdot FR}{\eta_p}$	(14)
Buharlaştırıcı	$\dot{Q}_b - \dot{W} = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4$	(15)
Yoğusturucu	$\dot{Q}_y - \dot{W} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_{16} h_{16}$	(16)
Absorber	$\dot{Q}_a - \dot{W} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_{12} h_{12}$	(17)
Bileşen	Ekserji denkliği	Eşitlik
Isıtıcı grubu	$\dot{E}x_{d,1g} = \dot{m}_6 \psi_6 + \dot{m}_{13} \psi_{13} - \dot{m}_{14} \psi_{14} - \dot{m}_1 \psi_1 - \dot{m}_9 \psi_9$ $+ \Sigma \dot{Q}_{yK} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \Sigma \dot{W}_p$	(18)
Eriyik Pompası	$\dot{E}x_{d,p} = \dot{m}_5 \psi_5 - \dot{m}_6 \psi_6 + \Sigma \dot{W}_{p,d}$	(19)
Buharlaştırıcı	$\dot{E}x_{d,b} = \dot{m}_3 \psi_3 - \dot{m}_4 \psi_4 + \Sigma \dot{Q}_b \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$	(20)
Yoğusturucu	$\dot{E}x_{d,y} = \dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_{15} \psi_{15} + \Sigma \dot{W}_{p,d} - \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_{14} \psi_{14} - \Sigma \dot{Q}_y \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$	(21)
Absorber	$\dot{E}x_{d,a} = \dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_{10} \psi_{10} + \dot{m}_{11} \psi_{11} + \Sigma \dot{W}_{p,d} - \dot{m}_5 \psi_5 - \dot{m}_{12} \psi_{12}$ $- \Sigma \dot{Q}_a \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$	(22)
Eriyik Genleşme Valfi	$\dot{E}x_{d,egv} = \dot{m}_9 \psi_9 - \dot{m}_{10} \psi_{10}$	(23)
Soğutkan Genleşme Valfi	$\dot{E}x_{d,sgv} = \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_3 \psi_3$	(24)

Soğutma sistemlerinin performansını gösteren STK değeri, harcanan birim iş başına yapılan soğutma miktarı olup;

$$STK = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_{1g} + \dot{W}_p} \quad (25)$$

şeklinde tanımlanır. Buna göre, tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin, STK değeri;

$$STK = \frac{(h_4 - h_3)}{h_1 + (FR - 1) \cdot h_8 - FR \cdot h_7 + \frac{(P_6 - P_5) \cdot v_6 \cdot FR}{\eta_p}} \quad (26)$$

ifadesi ile elde edilir. Burada FR dolaşım oranı olup $FR = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1}$ eşitliğiyle verilmektedir (Kaynaklı ve

Yamankaradeniz, 2003a). Absorbsiyonlu soğutma sisteminin net ekserji verimi;

$$\varepsilon = \frac{STK}{STK_{mak}} \quad (27)$$

şeklinde verilir. Burada STK_{mak} elde edilebilecek maksimum tesir katsayısı olup;

$$STK_{mak} = \frac{\left(1 - \frac{T_5}{T_1}\right)}{\left(\frac{T_5}{T_3} - 1\right)} \quad (28)$$

eşitliği ile ifade edilir.

SOĞUTMA SİSTEMİNİN MALİYET ANALİZİ

Sistemin maliyet analizi; ilk yatırım maliyeti, işletme maliyeti ve sistemin ömrünü tamamlamasından sonra oluşacak hurda maliyetlerinden oluşmaktadır. Sisteminin ilk yatırım maliyetlerini; ısıtıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber, ısı değiştirici, genişleme valfleri ve sistemde kullanılan pompalar ile montaj bedelleri ve inşaat maliyetleri oluşturmaktadır.

Bu kapsamda ısı değiştiricilerine ait maliyetler, gerekli ısı yüklerine göre Çevre ve Şehircilik Bakanlığının 2014 yılı birim fiyatları listesinden uygun ısı değiştiricileri seçilerek, birim fiyat ve montaj bedelleri dikkate alınmış ve Tablo 3’de verilen eşitlikler dahilinde belirlenmiştir (www.csb.gov.tr, Tuğcu, 2015). Sistemin NH₃ ve NH₃+H₂O eriyik hatlarında kullanılacak genişleme valflerine ait maliyetler, pazar koşulları da göz önüne alınarak üretici fiyat listeleri ve katalogları kullanılarak belirlenmiştir (www.danfoss.com, Tuğcu, 2015).

Tablo 3. Absorbsiyonlu soğutma sistemi ısı değiştirici ve genişleme valfi maliyet analizi eşitlikleri.

Bileşen	Maliyet denkliği	Eşitlik
Isıtıcı maliyeti	$M_1 = \frac{\dot{Q}_1}{Q_k} \cdot F_b + \frac{\dot{Q}_1}{Q_k} \cdot F_m$	(29)
Yoğuşturucu maliyeti;	$M_y = \frac{\dot{Q}_y}{Q_k} \cdot F_b + \frac{\dot{Q}_y}{Q_k} \cdot F_m$	(30)
Buharlaştırıcı maliyeti	$M_b = \frac{\dot{Q}_b}{Q_k} \cdot F_b + \frac{\dot{Q}_b}{Q_k} \cdot F_m$	(31)
Absorber maliyeti	$M_a = \frac{\dot{Q}_a}{Q_k} \cdot F_b + \frac{\dot{Q}_a}{Q_k} \cdot F_m$	(32)
Eriyik ısı değiştirici maliyeti	$M_{eid} = \frac{\dot{Q}_{eid}}{Q_k} \cdot F_b + \frac{\dot{Q}_{eid}}{Q_k} \cdot F_m$	(33)
Genişleme valfi (NH ₃ hattı) maliyeti	$M_{egv_{NH_3}} = \frac{\dot{Q}_b}{Q_{gvk}} \cdot F_b$	(34)
Genişleme valfi (NH ₃ +H ₂ O eriyik hattı) maliyeti	$M_{sgv_{NH_3+H_2O}} = \frac{\dot{Q}_a}{Q_{gvk}} \cdot F_b$	(35)

Sisteminin NH₃-H₂O eriyik, absorber soğutma suyu, yoğuşturucu soğutma suyu ve jeotermal akışkan hattında kullanılan sistem pompalarına ait maliyetler, akışkan koşulları ve sistem parametreleri neticesinde oluşan koşullar da göz önüne alınarak üretici fiyat listeleri ve katalogları kullanılarak belirlenmiştir (www.masgrup.com, Tuğcu, 2015). Sistemde yedek pompa maliyetleri de dikkate alındığında toplam maliyet;

$$M_t = M_1 + M_y + M_b + M_a + M_{eid} + M_{egv_{NH_3}} + M_{sgv_{NH_3+H_2O}} + M_{sstp} + M_{sstyp} + M_{jap} + M_{jayp} + M_{assp} + M_{assyp} + M_{yssp} + M_{yssyp} \quad (36)$$

eşitliği ile hesaplanır. Montaj bedeli (M_{mb}) toplam maliyetlerin % 10’u olarak alınmıştır. Jeotermal destekli absorpsiyonlu soğutma tesisinin inşaat maliyetleri, soğuk muhafazaya girecek ürün kapasiteleri göz önüne alınarak oluşturulan tesis yerleşim planları dikkate alınarak hesaplanmıştır. Buna göre inşaat maliyeti;

$$M_{tins} = A_{ty} \cdot M_{b,ins} \quad (37)$$

eşitliği ile hesaplanır. İnşaat maliyeti hesaplarında, Çevre ve Şehircilik Bakanlığının soğuk hava depoları için belirlediği 490,00 TL/m² birim fiyat alınmıştır (Resmi Gazete, 2013). Buna göre; ilk yatırım maliyeti aşağıda verildiği gibidir;

$$M_{iy} = M_t + M_{mb} + M_{tins} \quad (38)$$

Soğutma sisteminin maliyet analizinde; pompaların elektrik maliyetleri, personel giderleri, sistemde kullanılan saf NH₃ ve saf H₂O maliyetleri, soğutma suyu maliyeti, jeotermal akışkan maliyeti, bakım ve onarım maliyetleri, maliyet analizinin işletme maliyetlerini oluşturmaktadır. Orman ve Su İşleri Bakanlığı Meteoroloji Genel Müdürlüğü’nün Simav ilçesine ait on yıllık saatlik sıcaklık verileri dikkate alınarak, soğutma sisteminin çalışma süresi yıllık 4500 saat olarak belirlenmiştir. Elektriğin birim maliyeti, Osmangazi Elektrik Dağıtım Anonim Şirketinin 2014 yılı elektrik tarifeleri dikkate alınarak ortalama 0,29 TL/kWh hesaplamalara yansıtılmıştır (OEDAŞ, 2014). Buna göre, pompalara ait elektrik maliyetleri;

$$M_{pe} = (W_{sp} + W_{assp} + W_{jap} + W_{yssp}) \cdot 4500 \cdot 0,29 \quad (39)$$

eşitliği ile hesaplanır. Soğutma sistemindeki soğutma suyu maliyetlerini, absorber ve yoğuşturucuda kullanılan soğutma suyu miktarları oluşturmaktadır. DSİ Genel Müdürlüğüne bağlı Eskişehir DSİ Bölge Müdürlüğünden soğutma suyu birim fiyatı 0,082 TL/m³ olarak alınmış ve soğutma suyu maliyet hesaplamalarına yansıtılmıştır (Dağdelen, 2014). Buna göre soğutma suyu maliyeti;

$$M_{ss} = \dot{V}_{tssd} \cdot 4500 \cdot 0,082 \quad (40)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Simav Belediyesinden jeotermal akışkanın birim fiyatı 0,131 TL/m³ olarak

alınmış ve maliyet hesaplarına yansıtılmıştır (Pınar, 2014). Jeotermal akışkan maliyeti;

$$M_{ja} = \dot{V}_{jad} \cdot 4500 \cdot 0,131 \quad (41)$$

eşitliği ile hesaplanır. Saf H₂O birim fiyatı 1375 TL/Ton (Tayan, 2014), saf NH₃ birim fiyatı 1609,6 TL/Ton (Bal, 2014) olarak hesaplamalara dahil edilmiş olup,

$$M_{NH3} = \dot{m}_{NH3} \cdot 731,6 \cdot 2,2 \quad (42)$$

$$M_{H2O} = \dot{m}_{H2O} \cdot 1375 \quad (43)$$

eşitlikleri ile hesaplanır. Soğutma sisteminin iş gücü ihtiyacı ise sistem işleyişini karşılamak üzere 1 müdür, 1 mühendis, 1 tekniker ve 40 kalifiye işçi göz önünde bulundurularak hesaplanmalara dahil edilmiştir. 2014 asgari ücret ortalaması (878 TL) baz alınarak, işgücü maliyeti;

$$M_{ki} = a_{üo} \cdot k_m \cdot n_{ks} \cdot 12 \quad (44)$$

eşitliği ile verilir. Buna göre, yıllık toplam personel giderleri;

$$M_{tpg} = 878 \cdot 12 \cdot (5 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 1,5 \cdot 40) \quad (45)$$

şeklinde (Yoğunlu, A., v.d., 2013). Soğutma sisteminin bakım ve onarım maliyeti ilk yatırım maliyetinin % 2'si olarak belirlenmiştir (Şen, B., 2011). Buna göre bakım ve onarım maliyeti;

$$M_{bo} = \frac{M_{iy}}{100} \cdot 2 \quad (46)$$

eşitliği ile hesaplanır. Buna göre, soğutma sisteminin toplam işletme maliyeti;

$$M_{ti} = M_{pe} + M_{ss} + M_{ja} + M_{NH3} + M_{H2O} + M_{tpg} + M_{bo} \quad (47)$$

eşitliği ile hesaplanır. Soğutma sisteminin hurda maliyeti, ilk yatırım maliyetinin % 10'u olarak alınmıştır. Buna göre hurda maliyeti;

$$M_h = \frac{M_{iy}}{100} \cdot 10 \quad (48)$$

eşitliği ile hesaplanır.

Jeotermal destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin faydalı ömrü 20 yıl olarak belirlenmiş olup *NBD* (Net Bugünkü Değer) yöntemiyle sistemin ekonomikliği araştırılmıştır. Yatırımın net bugünkü değeri (*NBD*), belli bir iskonto oranına göre indirgenmiş giderlerin toplamı ile indirgenmiş net gelirleri ve hurdanın bugünkü değeri toplamı arasındaki farktır. Bu fark pozitif ise proje kabul edilebilir (*NBD* > 0 olmalıdır). Eğer *NBD* = 0 ise yıllık hasılat akımlarının işletme maliyetlerini ve yıllık yatırım maliyetlerini anca karşıladığı anlaşılır. Bu noktada yatırımcı yatırımın diğer avantajlarına göre yatırım hakkında karar verir. *NBD* < 0 ise yatırım yapılmaz. Bu indirgenmiş nakit akışı değeri matematiksel olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir (Tekir, 2006).

$$NBD = \sum_{t=0}^n \frac{B_t}{(1+r)^t} \quad (49)$$

eşitlikte *NBD*; net bugünkü değeri, *n*; projenin faydalı ömrünü, *B_t*; t yılındaki nakit akışını, *r*; iskonto oranını ifade etmektedir. Nakit akışı için soğutma kazancının hesabında, üzüm birim soğutma maliyeti 200 TL/ton, elma ve ayva için ise 150 TL/ton olarak hesaplamalara dahil edilmiştir (Anonim, 2014b).

BULGULAR VE TARTIŞMA

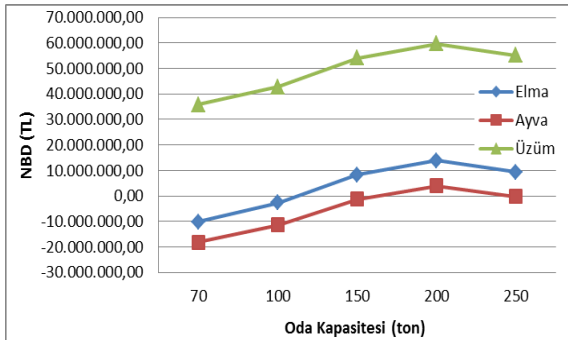
Çalışmada; absorpsiyonlu soğutma sisteminin entegre kullanım şartları da dikkate alınarak jeotermal akışkanın (JA) sisteme giriş sıcaklığı 110 °C olarak belirlenmiş (Arslan ve Köse, 2010), farklı çıkış sıcaklıkları için parametrik değerlendirmeler yapılmıştır.

Bu bağlamda, oluşturulan 3660 tasarım çerçevesinde sistemin *STK*'sı ve ekserji verimlerinin; ısıtıcı, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, absorber sıcaklıkları ile değişimi incelenmiş, tasarımları yapılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerine ait ömür maliyet döngüsüne dayanılarak hesaplanan *NBD*'ler dikkate alınarak optimum sistem tasarımı belirlenmiştir. Çalışmada, öncelikli olarak buharlaştırıcı sıcaklığının optimum noktasının belirlenmesi için, soğuk hava deposuna ürün gruplarının farklı oranlarda depolanması durumları dikkate alınmıştır (bkz. Tablo 4).

Tablo 4. Ürünlerin depolanma oranlarına göre farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları için *NBD*'ler (Tuğcu, 2015).

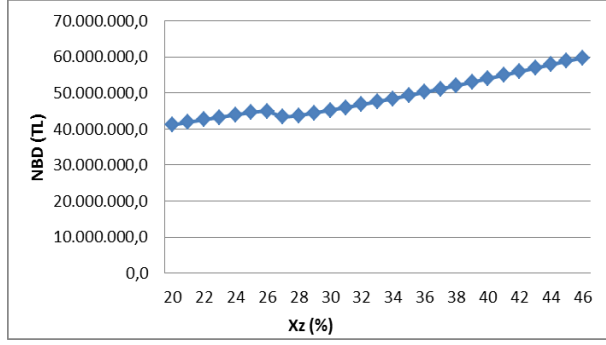
Depolanan Ürün Miktarı (%)			<i>NBD</i> (TL)				
			T_4 (°C)				
Ayva	Elma	Üzüm	-3	-4	-5	-6	-7
0	100	0	13.902.651,58	13.922.203,39	13.943.753,06	13.612.215,12	13.633.805,26
0	60	40	32.255.191,96	32.274.743,76	32.105.607,73	31.907.529,07	31.738.433,51
0	0	100	59.784.002,52	59.803.554,33	59.348.389,74	59.350.499,99	58.895.375,89
10	90	0	12.901.707,02	12.921.258,82	12.942.808,49	12.611.270,55	12.632.860,70
10	50	40	31.254.247,40	31.273.799,20	31.104.663,17	30.906.584,50	30.737.488,95
10	0	90	54.194.922,87	54.214.474,67	53.806.981,51	53.775.726,94	53.368.274,26
20	80	0	11.900.762,46	11.920.314,26	11.941.863,93	11.610.325,99	11.631.916,14
20	40	40	30.253.302,83	30.272.854,63	30.103.718,60	29.905.639,94	29.736.544,39
20	0	80	48.605.843,21	48.625.395,01	48.265.573,28	48.200.953,89	47.841.172,64
30	70	0	10.899.817,89	10.919.369,69	10.940.919,36	10.609.381,42	10.630.971,57
30	30	40	29.252.358,27	29.271.910,07	29.102.774,04	28.904.695,37	28.735.599,82
30	0	70	43.016.763,55	43.036.315,35	42.724.165,04	42.626.180,84	42.314.071,01
40	60	0	9.898.873,33	9.918.425,13	9.939.974,80	9.608.436,86	9.630.027,01
40	30	30	23.663.278,61	23.682.830,41	23.561.365,81	23.329.922,32	23.208.498,19
40	0	60	37.427.683,89	37.447.235,69	37.182.756,81	37.051.407,78	36.786.969,38
50	50	0	8.897.928,76	8.917.480,57	8.939.030,23	8.607.492,29	8.629.082,44
50	10	40	27.250.469,14	27.270.020,94	27.100.884,91	26.902.806,25	26.733.710,69
50	0	50	31.838.604,23	31.858.156,03	31.641.348,58	31.476.634,73	31.259.867,76
60	40	0	7.896.984,20	7.916.536,00	7.938.085,67	7.606.547,73	7.628.137,88
60	0	40	26.249.524,57	26.269.076,38	26.099.940,35	25.901.861,68	25.732.766,13
70	30	0	6.896.039,63	6.915.591,44	6.937.141,11	6.605.603,17	6.627.193,31
70	0	30	20.660.444,92	20.679.996,72	20.558.532,11	20.327.088,63	20.205.664,50
80	20	0	5.895.095,07	5.914.646,87	5.936.196,54	5.604.658,60	5.626.248,75
80	0	20	15.071.365,26	15.090.917,06	15.017.123,88	14.752.315,58	14.678.562,87
90	10	0	4.894.150,51	4.913.702,31	4.935.251,98	4.603.714,04	4.625.304,19
90	0	10	9.482.285,60	9.501.837,40	9.475.715,65	9.177.542,52	9.151.461,25
100	0	0	3.893.205,94	3.912.757,74	3.934.307,41	3.602.769,47	3.624.359,62

Optimizasyonun ikinci adımında, oda kapasitesinin optimum noktası değerlendirilmiştir. Buna göre, farklı boyutlardaki soğuk muhafaza odaları ele alınarak *NBD* değişimleri farklı ürünler için hesaplanmış olup, elde edilen sonuçlar Şekil 3'de verildiği gibidir.

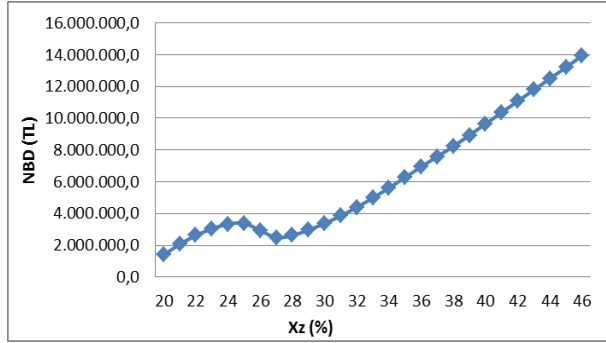


Şekil 3. Ürünler için oda kapasitesine göre *NBD*'nin değişimi.

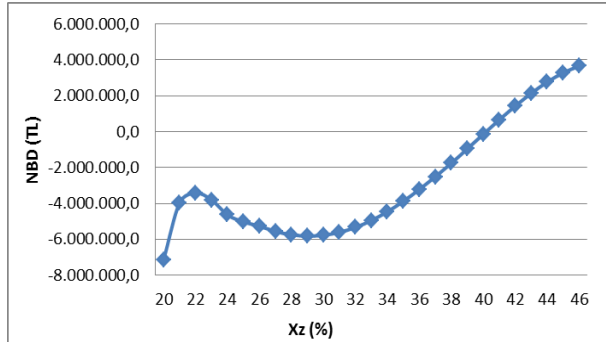
Şekil 3 incelendiğinde, ele alınan ürün çeşitleri için oda kapasitesi artışıyla birlikte *NBD* de artmakta, 200 tonluk bir oda kapasitesi değerinde en yüksek değerine ulaşmaktadır. Bu noktadan sonra oda kapasitesinin artışıyla birlikte *NBD* değeri azalmaktadır. Optimizasyonun sonraki adımında, amonyak oranı için optimum nokta değerlendirilmiştir. Buna göre farklı amonyak oranları ele alınarak *NBD* değişimleri farklı ürünler için hesaplanmış olup, elde edilen sonuçlar Şekil 4-6'da verildiği gibidir.



Şekil 4. Üzüm için amonyak oranına göre *NBD*'nin değişimi.

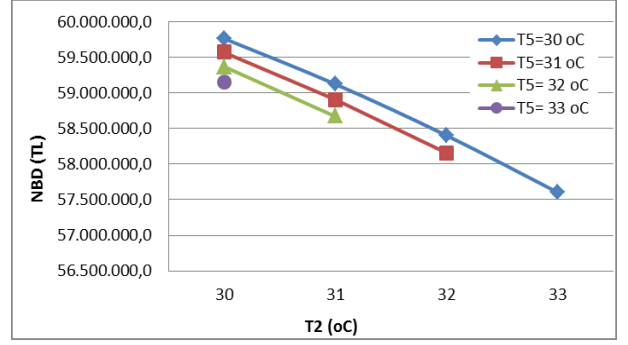


Şekil 5. Elma için amonyak oranına göre *NBD*'nin değişimi.

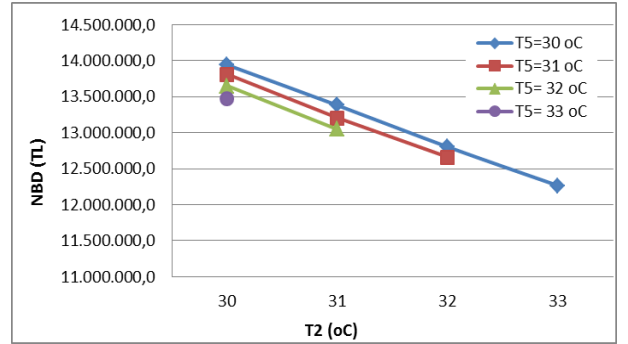


Şekil 6. Ayva için amonyak oranına göre *NBD*'nin değişimi.

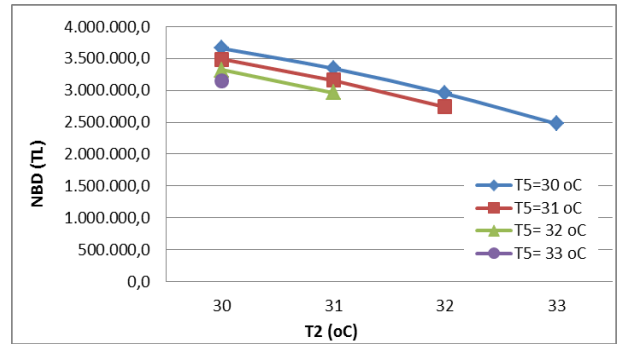
Şekil 4-6 incelendiğinde, ağırlıkça amonyak oranının % 20-27 aralığında olması durumunda, absorpsiyonlu soğutma sistemine ait *NBD*'ler üzüm için % 26 NH_3 , elma için % 25 NH_3 ve ayva için % 22 NH_3 oranına kadar artmakta ve bu noktadan sonra azalma eğilimine geçmektedir. Bu eğilim, üzüm ve elma için % 27 NH_3 , ayva için % 29 NH_3 oranında sonlanarak, bu noktalardan sonra tüm ürünler için artan amonyak oranıyla birlikte tekrar artmaktadır. % 46 amonyak oranı durumunun aşılması halinde eriyik pompasına iki fazlı akışın gönderilmesi söz konusudur. Bu sonuçlar dikkate alınarak, amonyak oranının en yüksek artış oranı olan % 46 değeri optimum nokta olarak belirlenmiştir. Optimizasyonun bir sonraki adımında, yoğuşurucu çıkış ve absorber çıkış sıcaklıkları için optimum nokta değerlendirilmiştir. Buna göre absorber sıcaklığının (T_5) yoğuşurucu sıcaklığından (T_2) fazla olamayacağı dikkate alınarak, *NBD* değişimleri farklı ürünler için hesaplanmış olup, elde edilen sonuçlar Şekil 7-9'da verildiği gibidir.



Şekil 7. Üzüm için yoğuşurucu çıkış sıcaklığına göre *NBD*'nin değişimi.

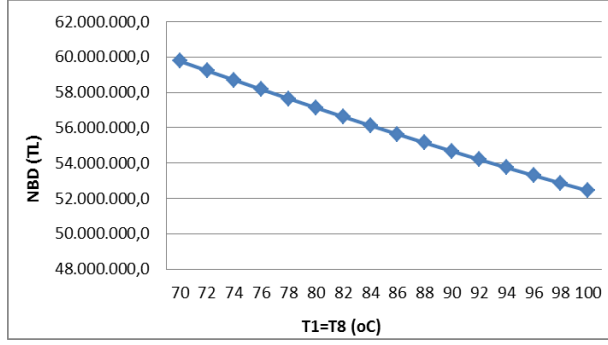


Şekil 8. Elma için yoğuşurucu çıkış sıcaklığına göre *NBD*'nin değişimi.

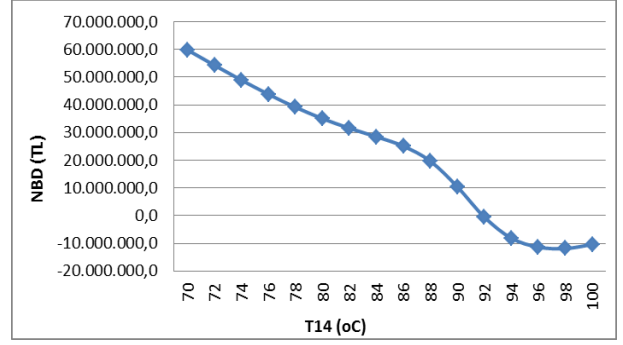


Şekil 9. Ayva için yoğuşurucu çıkış sıcaklığına göre *NBD*'nin değişimi.

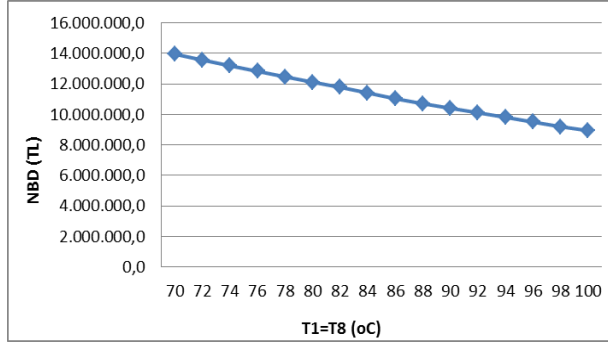
Şekil 7-9 incelendiğinde, yoğuşurucu sıcaklığının ve absorber sıcaklığının artışıyla birlikte *NBD*'ler tüm ürünler için azalmaktadır. Simav'a ait meteoroloji verilerine bağlı olarak sistemde kullanılacak soğutma suyu giriş sıcaklığının 25 °C olması ve etkin bir ısı transfer olayının gerçekleşebilmesi ve karlanma riskinin önlenmesi açısından ısı değiştiricilerinde minimum 5 °C'lık bir sıcaklık farkı göz önünde bulundurulmuştur. Buna göre, optimum yoğuşurucu ve absorber sıcaklıkları 30 °C olarak belirlenmiştir. Optimizasyon aşamasının devamında, ısıtıcı çıkış sıcaklıkları için optimum nokta değerlendirilmiştir. Buna göre, farklı ısıtıcı çıkış sıcaklıkları (T_1 veya T_8) için, *NBD* değişimleri farklı ürünler için hesaplanmış olup, elde edilen sonuçlar Şekil 10-12'de verildiği gibidir.



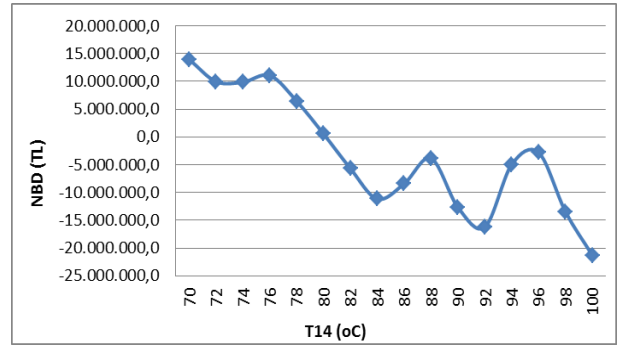
Şekil 10. Üzüm için ısıtıcı çıkış sıcaklığına göre *NBD*'nin değişimi.



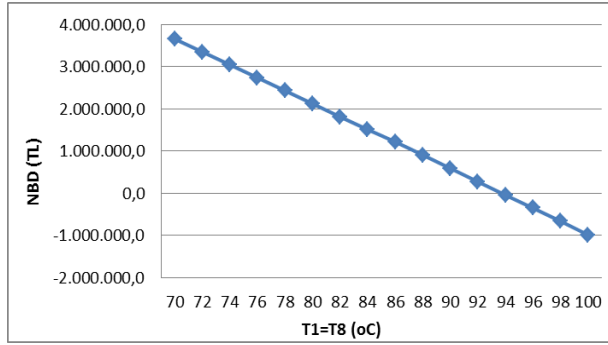
Şekil 13. Üzüm için jeotermal akışkan çıkış sıcaklığına göre *NBD*'nin değişimi.



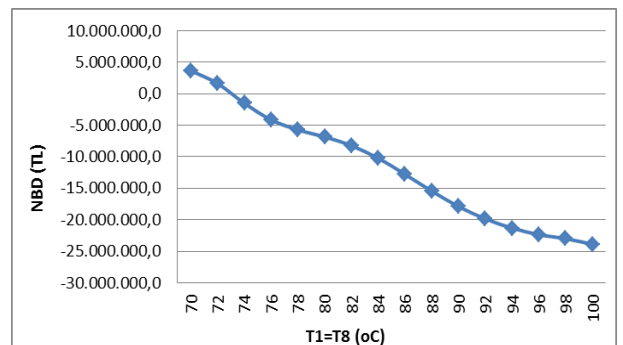
Şekil 11. Elma için ısıtıcı çıkış sıcaklığına göre *NBD*'nin değişimi.



Şekil 14. Elma için jeotermal akışkan çıkış sıcaklığına göre *NBD*'nin değişimi.



Şekil 12. Ayva için ısıtıcı çıkış sıcaklığına göre *NBD*'nin değişimi.



Şekil 15. Ayva için jeotermal akışkan çıkış sıcaklığına göre *NBD*'nin değişimi.

Şekil 10-12 incelendiğinde, ısıtıcı çıkış sıcaklığının artışıyla birlikte *NBD*'ler tüm ürünler için azalmaktadır. Isıtıcı çıkışında, amonyağın tamamen buharlaştırılması dikkate alınarak; ısıtıcı çıkış sıcaklığı 70 °C olarak belirlenmiştir. Optimizasyonun son aşamasında, jeotermal akışkan çıkış sıcaklığı için optimum nokta değerlendirilmiştir. Buna jeotermal akışkan çıkış sıcaklığı için (T_{14}), *NBD* değişimleri farklı ürünler için hesaplanmış olup, elde edilen sonuçlar Şekil 13-15'te verildiği gibidir.

Şekil 13-15 incelendiğinde, ısıtıcı çıkış sıcaklığının artışıyla birlikte *NBD*'ler tüm ürünler için azalmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin entegre bir sistem içerisinde kullanımı durumu da dikkate alınarak; jeotermal akışkan çıkış sıcaklığı 70 °C olarak belirlenmiştir. Şekil 2'de verilen sistem noktaları için optimizasyon sonucunda elde edilen jeotermal destekli absorpsiyonlu soğutma sistemine ait termodinamik özellikler ve ilgili noktadaki akışkan veya eriyik çiftine ait fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri hesaplanarak oluşturulan ekserji değerleri Tablo 5'te verildiği gibidir. Tablo 5'te verilen optimum tasarıma ait ısıtıcı grubu, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber ve pompa kapasiteleri ile sistemin *STK* değeri hesaplanarak Tablo 6'da, ekserji analiz sonuçları ise Tablo 7'de verilmiştir.

Tablo 5. Optimum soğutma sistemi tasarımı için termodinamik özellikler ve ekserji değerleri.

Nokta	Akışkan	m (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	X (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	$\dot{E}x_{fiz}$ (kW)	$\dot{E}x_{kim}$ (kW)	$\dot{E}x_{top}$ (kW)
1	NH ₃	40,76	70	1167,2	100	1744,2	6,0915	14142,49	808792,21	822934,71
2	NH ₃	40,76	30	1167,2	100	484,91	1,9597	13000,58	808792,21	821792,79
3	NH ₃	40,76	-4	368,8	100	484,91	1,9991	12521,98	808792,21	821314,19
4	NH ₃	40,76	-4	368,8	100	1601	6,1457	7646,88	808792,21	816439,10
5	NH ₃ -H ₂ O	88,57	30	368,8	46	41,333	0,91201	1487,55	810842,78	812330,33
6	NH ₃ -H ₂ O	88,57	30,06	1167,2	46	42,29	0,91201	1572,45	810842,78	812415,24
7	NH ₃ -H ₂ O	88,57	48,54	1167,2	46	127,88	1,186	1922,17	810842,78	812764,96
8	H ₂ O	47,81	70	1167,2	0	293,99	0,95445	672,72	25221,52	25894,25
9	H ₂ O	47,81	32,06	1167,2	0	135,42	0,46476	68,23	2389,40	2457,64
10	H ₂ O	47,81	32,23	368,8	0	135,42	0,46739	30,76	2389,40	2420,17
11	H ₂ O	1628,58	25	101,325	0	104,92	0,3672	44690,91	81384,27	126075,18
12	H ₂ O	1628,58	35	101,325	0	146,72	0,5051	0	81384,27	81384,27
13	Jeo.Akş.	462	110	300	0	461,5	1,4187	628836,03	23087,17	651923,20
14	Jeo.Akş.	462	70	300	0	293,29	0,95497	150848,18	23087,17	173935,35
15	H ₂ O	1228,04	25	101,325	0	104,92	0,3672	33699,26	61367,96	95067,22
16	H ₂ O	1228,04	35	101,325	0	146,72	0,5051	0	61367,96	61367,96

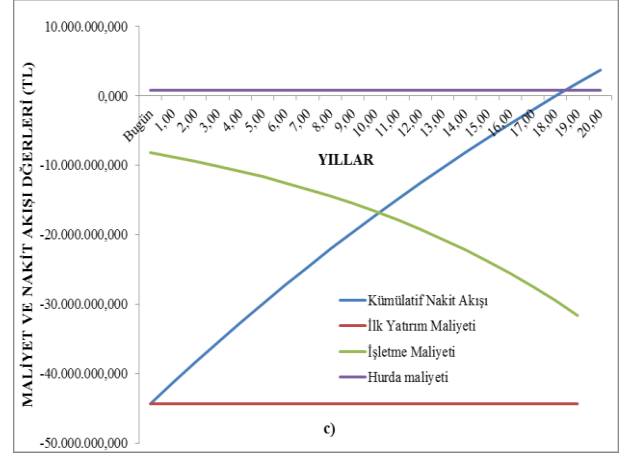
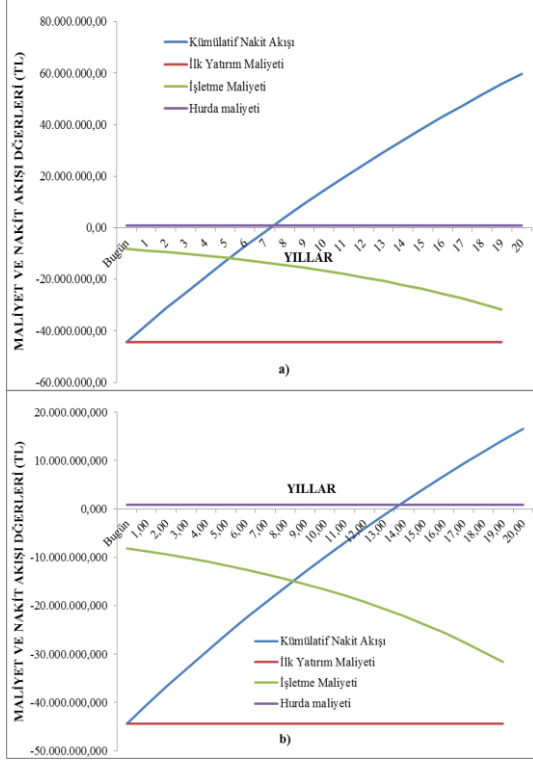
Tablo 6. Optimum tasarıma ait enerji analizi değerleri.

Bileşen	$\dot{E}x_{k\ddot{u}tle,giren}$ (kW)	$\dot{E}x_{k\ddot{u}tle,\cıkkan}$ (kW)	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	STK
Isıtıcı grubu	3746,076866	77573,44587	73827,369	-	
Eriyik pompası	3661,1715	3746,076866	-	145	
Buharlaştırıcı	19766,26252	65261,15422	45494,8917	-	
Yoğuşturucu	71098,37926	19766,26252	-51332,11674	-	
Absorber	71736,22083	3661,1715	-68075,04933	-	
Eriyik Genleşme Valfi	6475,066607	6475,066607	-	-	
Soğutkan Genleşme Valfi	19766,26252	19766,26252	-	-	
Jeotermal Pompa				250	
Yoğuşturucu Pompası				750	
Absorber Pompası				750	
Tüm Sistem					0,5722

Tablo 7. Optimum tasarıma ait ekserji analiz değerleri.

Bileşen	$\dot{E}x_{k\ddot{u}tle,giren}$ (kW)	$\dot{E}x_{k\ddot{u}tle,\cıkkan}$ (kW)	$\dot{E}x^Q$ (kW)	$\dot{E}x^W$ (kW)	$\dot{E}x_d$ (kW)	ε (%)
Isıtıcı grubu	812415,24	825392,35	18296,74	-	5319,63	
Eriyik pompası	812330,33	812415,24	-	145	60,09	
Buharlaştırıcı	821314,19	816439,10	676,12	-	5551,22	
Yoğuşturucu	822934,71	821792,79	-5079,87	-	6221,78	
Absorber	818859,27	812330,33	-6736,76	-	13265,70	
Eriyik Genleşme Valfi	2457,64	2420,17	-	-	37,47	
Soğutkan Genleşme Valfi	821792,79	821314,19	-	-	478,60	
Jeotermal Pompa	-	-	-	250	250	
Yoğuşturucu Pompası	-	-	-	750	750	
Absorber Pompası	-	-	-	750	750	
Tüm Sistem						0,6201

Optimum sisteme ait *STK* değeri 0,5722 ve toplam ekserji verimi 0,6201 olarak hesaplanmış olup, 20 yıllık sistem ömrü ve % 7,4'lik iskonto oranı (www.tcmb.gov.tr) için elde edilen *NBD* değerleri üzüm, elma ve ayva için Şekil 16'da verildiği gibidir.



Şekil 16. Optimum tasarım için *NBD* değerlendirilmesi a) Üzüm için, b) Elma için ve c) Ayva için.

Şekil 16 incelendiğinde, optimum tasarım için, *NBD* analiz sonuçlarına göre sistemin amortisman süresi üzüm için 7-8 yıl, elma için 13-14 yıl ve ayva için 18-19 yıl olarak hesap edilmiştir. Optimum tasarıma ait karakteristik değerler Tablo 8'de verilmektedir.

Tablo 8. Optimum tasarıma ait karakteristik değerler.

	Optimum Tasarım	Maksimum Ekserji Verimli Tasarım	Maksimum <i>STK</i> 'lı Tasarım
Pompa verimi (%)	60,00	60,00	60,00
Eşanjör verimi (%)	95,00	95,00	95,00
W_p (kW)	1.895,00	1.332,00	787,00
Q_i (kW)	73.827,37	36.990,49	18.525,97
Q_y (kW)	51.332,12	25.621,12	12.881,09
Q_b (kW)	45.494,89	22.759,47	11.416,32
Q_a (kW)	68.075,05	34.177,85	17.082,50
Q_{eid} (kW)	7.581,98	3.553,26	1.902,59
X_z (%)	46		
<i>STK</i>			
Üzüm	0,5722	0,5837	0,5847
Elma			
Ayva			
ϵ (%)			
Üzüm	0,6201	0,7442	0,6337
Elma			
Ayva			
<i>NBD</i> (TL)			
Üzüm	59.803.554,33	9.953.829,64	-10.067.351,45
Elma	13.922.203,39	-12.986.845,83	-21.132.507,96
Ayva	3.912.757,74	-17.991.568,65	-23.801.693,47

Tablo 8 incelendiğinde; optimum sistem için, ürün grubunun elma olması durumunda sistemin *NBD* değeri 13.922.203,39 TL olarak, ürün grubunun ayva olması durumunda sistemin *NBD* değeri 3.912.757,74 TL olarak, ürün grubunun üzüm olması durumunda sistemin *NBD* değeri 59.803.554,33 TL olarak hesaplanmıştır. Maksimum ekserji verimli tasarım için, ürün grubunun elma olması durumunda sistemin *NBD* değeri -12.986.845,83 TL olarak, ürün grubunun ayva olması durumunda sistemin *NBD* değeri -17.991.568,65 TL olarak, ürün grubunun üzüm olması durumunda sistemin *NBD* değeri 9.953.829,64 TL olarak hesaplanmıştır.

Maksimum *STK*'lı tasarım için, ürün grubunun elma, ayva ve üzüm olması durumunda sistemin *NBD* değerleri sırasıyla -21.132.507,96 TL, -23.801.693,47 TL, -10.067.351,45 TL olarak hesaplanmıştır. Buna göre, termodinamik açıdan daha yüksek bir *STK*'ya sahip ya da ekserji verimine sahip bir sistemin yatırıma uygun olmadığı, ekonomik açıdan değerlendirilmesi gerektiği açıktır.

Elde edilen *NBD* değerleri incelendiğinde, yatırımın finansal açıdan faiz geliri olarak değerlendirilmesi durumu ele alındığında, değerlerin pozitif çıkması, sistemin yatırıma değer olduğunu göstermektedir. Farklı ürün grupları ele alındığında, tasarlanan soğutma sisteminin farklı *NBD* değerleri aldığı çalışmada ayrıca tespit edilmiştir. Böyle bir sonucun en önemli sebebi, ürünlerin farklı saklama süreleri, farklı soğutma yükleri ve farklı soğutma birim maliyetlerine sahip olmasıdır.

SONUÇLAR

Atık ısı, güneş enerjisi, jeotermal enerji ve kojenerasyon sistemleri ile desteklenen absorpsiyonlu çevrimlerin, düşük sıcaklıklara soğutmada kullanılması enerji tüketimini azaltmakta, önemli bir alternatif olarak öne çıkmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ozon tabakasına zarar veren soğutucu akışkan kullanımının azaltılması, atık ısı ve yenilenebilir enerji kaynaklarının değerlendirilebilmesinden dolayı cazip bir seçenek haline gelmiştir. Özellikle, harici ve ucuz uygun bir ısı kaynağının bulunması durumunda absorpsiyonlu sistemler konvansiyonel sistemlerle karşılaştırıldığında akışkanın sıkıştırılması için daha düşük güçlere gereksinim duyduklarından daha avantajlı duruma geçmektedirler.

Bu çalışmada, özellikle iklimlendirme ve soğutma uygulamalarında en fazla tercih edilen akışkan çiftlerinden biri olan amonyak-su eriyiği kullanılmıştır. Çalışmada, Simav bölgesi jeotermal enerji kaynaklarının özellikleri dikkate alınarak bölgede yetiştirilen ürünlerin soğuk depolama ihtiyacını karşılamak amacıyla ucuz ve çevre dostu olan jeotermal enerji kaynağı ile gıda soğutma tasarımı yapılmıştır. Jeotermal destekli $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği ile çalışan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemindeki buharlaştırıcı, yoğuşturucu, absorber ve ısıtıcı sıcaklıklarının sistem performansına etkisi

incelenmiştir. Jeotermal akışkanın sisteme giriş sıcaklığı 110 °C olarak ele alınıp, farklı oda boyutları için, çıkış sıcaklıkları değiştirilerek farklı eriyik konsantrasyonları ve farklı sıcaklık parametrelerine göre 3660 tasarım yapılmıştır. Ele alınan tasarım parametreleri doğrultusunda, sistemin *STK* değerleri 0,4612 ile 0,5853 arasında, ε değerleri 0,3016 ile 0,9932 arasında değişmektedir. Sistemin *NBD* değerleri ise ürün grubunun elma, ayva ve üzüm olması durumlarına göre sırasıyla -36.207.473,10 ile 13.943.753,06 TL, -41.066.002,66 ile 3.934.307,41 TL ve -24.544.218,49 ile 59.803.554,33 arasında değişmektedir.

Optimum sistem dikkate alındığında, *STK* değeri 0,5722 olarak, ε değeri ise 0,6201 olarak hesap edilmiştir. Çalışmada, Simav jeotermal kaynakları kullanılarak tasarlanan ve optimize edilen absorpsiyonlu soğutma sistemi ile bölgede ve yakın çevresinde yetişen üzüm, elma ve ayva gibi ürünleri soğuk muhafaza yöntemi ile saklanması planlanmış olup, sistemin ekonomikliği *NBD* analiz metoduyla araştırılmıştır. Buna göre, ele alınan sistemden ömrü boyunca günümüz değerlerine göre 3.912.757,74 TL ile 59.803.554,33 TL arasında kazanç sağlamak mümkün olup, Simav jeotermal kaynaklarının kullanıldığı absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin yatırıma uygun olduğunu açıklar.

KAYNAKÇA

Anonim, 2014a, Simav-Eynal sahası jeotermal verileri, MTA Raporları, Simav Belediyesi Arşivi.

Anonim, 2014b, Birim ürün soğutma maliyetleri, Soğuk hava depoları ile yapılan sözlü görüşmeler, Denizli, Bursa, Manisa, Balıkesir, Bursa.

Aman, J., Ting, D.S.K., Henshaw, P., 2014, Residential solar air conditioning of an ammonia – water absorption cooling system, Applied Thermal Engineering, 62, p.424-432.

Arslan, O., Köse, R., Alakuş, B., 2006a, Elektrik Üretiminde Jeotermal Enerji: Simav Örneği, 9. Uluslararası Yanma Sempozyumu Bildiriler Kitabı, 16-17 Kasım, Kırıkkale/Türkiye, s: 21-30.

Arslan, O., Yıldızay, H.D., Özgür, M.A., Köse, R., 2006b, Kütahya İli Jeotermal Kaynakların Kullanım Olanakları ve Karşılaşılan Problemler, III. Ege Enerji Sempozyumu, 24-26 Mayıs, Muğla, s: 499-504.

Arslan, O., Özgür, M.A., Köse, R., Tuğcu, A., 2009, Exergoeconomic evaluation on the optimum heating circuit system of Simav geothermal district heating system, Energy and Buildings, 41, p.1325-1333.

Arslan, O., Kose, R., Exergoeconomic optimization of integrated geothermal system in Simav, Kütahya, Energy Conversion & Management 2010; 51(4):661-674.

- Bal, H., Saf NH₃ birim maliyeti üzerine sözlü görüşmeler, İstanbul Gübre Sanayii A.Ş. (İGSAŞ), 2014.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1996, Thermal design and optimization, John Wiley & Sons Inc., p.542.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 1996, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Thermodynamics: An Engineering Approach 2. Baskıdan çeviri, Çeviren: Taner Derbentli, McGraw-Hill-Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- Dağdelen, Ş., Soğutma suyu birim maliyetleri üzerine sözlü görüşmeler, Devlet Su İşleri (DSİ) Eskişehir Bölge Müdürlüğü, 2014.
- Farshi, L.G., Ferreira, C.A.I., Mahmoudi, S.M.S., 2014, First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems, International Journal of Refrigeration, 40, p.111-121.
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C., 2003, Design and construction of a LiBr-water absorption machine, Energy Conversion and Management, 44 (15), p.2483-2508.
- Gong, S., Boulama, K.G., 2014, Parametric study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis. Energy, 76, p.453-467.
- Horuz, İ., 1998, A comparison between ammonia – water and water lithium bromide solution in vapor absorption refrigeration systems, Int.Comm. Heat Mass transfer, 25 (5), p.711-721.
- <http://www.csb.gov.tr>, Isı değiştiricisi birim fiyatları, Eriřim Tarihi: Haziran 2014.
- <http://www.danfoss.com>, Genleşme valfi özellikleri ve birim fiyatları, Eriřim Tarihi: Haziran 2014.
- <http://www.masgrup.com>, Sirkülasyon pompası özellikleri ve birim fiyatları, Eriřim Tarihi: Haziran 2014.
- <http://www.tcmb.gov.tr>, T.C.M.B. (Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası), Reeskont ve avans faiz oranları, Eriřim Tarihi: Haziran 2014.
- Kaushik, S.C., Arora, A., 2009, Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems. International Journal of Refrigeration, 32, p. 1247-1258.
- Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, R., 2003a, H₂O/LiBr ve NH₃/H₂O eriyiği kullanan tek kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması, DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 8, 1, s. 73-87.
- Kaynaklı, Ö., Yamankaradeniz, R., 2003b, Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin sistemin performansına etkisi, Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 8, 1; s. 111-120.
- Keçeciler, A., Acar, H.A., Doęan, A., 2000, Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study, Energy Conversion&Management, 41, p.37-48.
- Kızılkın, Ö., şencan,A., Kalogirou, S.A., 2007, Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system, Chemical Engineering and Processing, 46, p.1376-1384.
- Lee, S.F., Sherif, S.A., 2001, Thermodynamic analysis of a lithium bromide /water absorption system for cooling and heating applications, International Journal of Energy research, 25, p.1019-1031.
- Morris, D.R., and Szargut, J., 1986, Standard chemical exergy of some elements and compounds on the planet earth, Exergy, 11, p.733-755.
- OEDAş (Osmangazi Elektrik Anonim řirketi), Elektrik tüketim birim maliyeti, Kütahya İl Müdürlüğü, 2014.
- Pınar, M. (Simav Eynal Jeotermal Saha Sorumlusu), 2014, Simav jeotermal kaynakları üzerine sözlü görüşmeler.
- Pilatowsky, I., Rivera, W., Romero, R.J., 2001, Thermodynamics analysis of monomethylamine-water solution in a single-stage solar absorption refrigeration cycle at low generator temperatures, Solar Energy Materials&Solar Cells, 70, p.287-300.
- REFPROP, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, NIST Reference Database, Version 9.0, National Insitiute of Standards and Technology, U.S.A., 2010.
- Resmi Gazete, Mimarlık ve Mühendislik Hizmet Bedellerinin Hesabında Kullanılacak 2013 Yılı Yapı Yaklaşık Birim Maliyetleri Hakkında Teblię, Sayı: 28627, 24 Nisan 2013.
- Saleh, A., Mosa, M., 2014, Optimization study of a single – effect water- lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions, Energy Conversion and Management, 87, p.29-36.
- Sözen, A., 2001, Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems, Energy Conversion and Management, 42, p.1699-1716.
- Sun D.W., 1998, Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems. Energy Conversion and Management, 39 (5/6), p.357-368.

Şen, B., 2011, Elazığ atmosferik kontrollü soğuk hava deposu fizibilite raporu, Elazığ Ticaret ve Sanayi Odası, Elazığ, Türkiye.

Şencan, A., Yakut, A.K., Kalogirou, S.A., 2005, Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, *Renewable Energy*, 30, p. 645-657

Talbi, M., Agnew, B., 2000, Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids, *Applied thermal Engineering*, 20, p.619-630.

Tayan, U., Saf su birim maliyeti üzerine sözlü görüşmeler, U.T. Saf Su, Kocaeli, 2014

Tekir, G., 2006, Proje Yönetimi: Kavramları, Metodolojisi ve Uygulamaları, Çağlayan Basımevi, 128s, İstanbul.

Tuğcu, A., 2015, Jeotermal enerji destekli absorpsiyonlu gıda soğutma sisteminin termodinamik incelemesi ve YSA ile optimizasyonu, Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tez, Kütahya.

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S., Yamankaradeniz, N., 2009, Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları, Dora yayıncılık, 690s. Bursa.

Yıldırım, E., Yeşilata, B., 2013, Thermoeconomic optimization of an absorption system using heat source at relatively low temperature, *J. of Thermal Science and Technology*, 33 (2), p.111-117.

Yılmazoğlu, M.Z., 2010, Tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi, *Gazi Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Dergisi*, 25 (2), s. 397-404.

Yoğunlu, A., Yüzeroğlu, M., Hopoğlu, S., Güravşar Gökçe, S., 2013, Dondurulmuş Meyve-Sebze Sektör Analizi ve Önfizibilitesi, Fırat Kalınma Ajansı, Malatya, Türkiye.