



FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İÇİN TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASININ TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Ahmet KABUL¹, Recai ALKAN²

Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 32200, Isparta
¹ahmetkabal@sdu.edu.tr, ²alkanrecai@gmail.com

(Geliş Tarihi: 08.11.2014, Kabul Tarihi: 19.02.2016)

Özet: Bu çalışmada, mahal ısıtma amaçlı kullanılan toprak kaynaklı bir ısı pompasının alternatif soğutucu akışkanlar için enerji, ekserji ve termoeconomik yönden incelemesi yapılmıştır. Termoeconomik analizin amacı, verilen bir sistem yapısı içinde, yatırım ve işletme maliyetleri ile ekserji giderleri arasında sistem ürününün maliyetini minimum yapan bir bağ kurmaktır. Bu amaçla soğutucu akışkan olarak R22, R404A, R410A, R134a, R290 ve R600a soğutucu akışkanları seçilmiş ve belirli çalışma şartları için COP, ekserji verimi ve sistemin toplam tersinmezliği gibi performans parametreleri hesaplanmıştır. Bununla birlikte sistemin buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarıyla COP, ekserji verimi ve tersinmezlik gibi performans parametrelerinin değişimlerini belirlemek için parametrik çalışma yapılarak sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Sistem performansını etkileyen buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının optimum değeri ile bu optimum sıcaklık değerlerine karşılık gelen optimum eşanjör alanları hesaplanmıştır. Belirlenen soğutucu akışkanlar için ayrı ayrı hesaplamalar yapılarak akışkan seçimine yeni bir yaklaşım sunulmaya çalışılmıştır. Sonuç olarak, ısı değiştiricisi alanının ve sistem veriminin en iyi olduğu şartlar belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre R600a akışkanının diğer alternatifler arasında en iyi performansına sahip olduğu tespit edilmiştir. R600a akışkanını sırasıyla R22, R134a, R290, R410A ve R404A takip etmektedir.

Anahtar Kelimeler: Toprak kaynaklı ısı pompası, Enerji, Ekserji, Soğutucu akışkanlar, Termoeconomik analiz.

THERMODYNAMIC AND THERMOECONOMIC ANALYSIS OF GROUND SOURCE HEAT PUMP FOR DIFFERENT REFRIGERANTS

Abstract: In this study, energy, exergy and thermoeconomic analysis of a heat pump system is carried out using alternative refrigerants for residential heating. The aim of thermoeconomic optimization process is to build a relationship between the capital and operating costs and exergy losses which minimizes the system product costs for a given system configuration. For this aim, the refrigerants are selected to be R22, R134a, R410A, R404A, R290 and R600a. Using the thermodynamic properties of these refrigerants, performance parameters of the system such as COP, exergy efficiency and irreversibility rates are calculated. Additionally, some parametric studies are carried out to determine how COP, exergy efficiency and irreversibility rate of the system vary with different condenser and evaporator temperatures. Finally, optimum evaporator and condenser temperature values which affect the system performance and optimum corresponding heat exchanger area are calculated. Optimization procedure is applied for each refrigerant to present a new approach to the refrigerant selection. As a result, optimum conditions for the optimum heat exchanger area and optimum system efficiency for given conditions are determined. From the results the best refrigerant is found to be R600a, followed by R22, R134a, R290, R410A and R404A.

Keywords: Ground source heat pump, Energy, Exergy, Refrigerants, Thermoeconomic analysis.

GİRİŞ

Isı pompaları genel anlamda ısıyı üretmek yerine taşımaya amaçlar. Bunun için ısının alınacağı bir ısı kaynağına ihtiyaç vardır. Günümüzde ısı pompalarında ısı kaynağı olarak hava, su, toprak, güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı kullanılabilir. Toprak ve su kaynaklı ısı pompası teknolojisi yeryüzünün belirli bir derinliğinde sıcaklığın yıl içinde nispeten sabit kalması gerçeğine dayanır (Acar, 2009).

Geçtiğimiz 20 yıl içinde ozon tahrip etme potansiyeli (ODP) yüksek gazların kullanımı kademeli olarak

azaltılmıştır. Gelecek yıllarda ise ozon tabakasına zarar vermemesine rağmen, küresel ısınma potansiyelleri (GWP) yüksek olan birçok gazın da kullanımının kısıtlanması beklenmektedir. Bu durumda, ısı pompası gibi çok büyük miktarlarda soğutucu akışkan içeren sistemlere alternatif bir akışkan bulunması gerekmektedir (Özgür ve Bayrakçı, 2010; Onat vd, 2007). Uluslararası Montreal Protokolü ile klor ve brom içeren soğutucu akışkanlar dahil olmak üzere ozon tabakasına etki eden bileşenlerin üretimi kontrol altına alınmıştır. CFC tipi (R11, R12, R113 ve R114 gibi) soğutucu akışkanların üretimi 1996 yılında tamamen durdurulmuştur. HCFC (hidrokloroflorokarbon) tipi

soğutucu akışkanlardan R22 üretimi 1996 yılı üretim seviyesinde sabit tutulmuştur. Bu akışkanın üretiminin 2020 tarihinde % 0.5 seviyelerine indirilmesi ve 2030 tarihinde tamamen durdurulması öngörülmüştür (Çomaklı vd, 2007; Onat vd, 2007; Menlik vd. 2014).

Günümüzde, özellikle iklimlendirme sistemlerinde en çok kullanılan CFC ve HCFC grubu soğutucu akışkanların ozonu tahrip etme potansiyelleri oldukça fazladır. Bu soğutucu akışkanların alternatifi olan HFC (hidroflorokarbon) ve HC (hidrokarbon) soğutucu akışkanları, klor içermemektedir. Alternatif soğutucu akışkanlar ozon tabakasına tamamen zararsız veya az zararlı olduğundan gelecekte ısı pompası sistemlerinde akışkan olarak uzun dönem kullanılması muhtemeldir. Bu sebepten dolayı, mevcut kullanılan soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin yeni nesil alternatif soğutucu akışkanlara göre yeniden değerlendirilmesi gerekmektedir.

Literatürde ısı pompası ve termoeconomik analiz ile ilgili yapılan çalışmalara bakıldığında konularla ilgili ayrı ayrı yapılmış çalışmalar bulunmaktadır. Kızılkın vd. (2006), buhar sıkıştırma bir soğutma sisteminin aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin, farklı iki soğutucu akışkan (R22, R407C) için termoeconomik analizini ve sistemin en iyi çalışma şartlarını teorik olarak belirlemişlerdir. Termoeconomik analiz metodu olarak, yapısal bağ katsayıları metodu kullanılmıştır. Yapılan çalışmada, ısı değiştiricisi alanı ve sistem veriminin en iyi olduğu şartlar belirlenmiştir. Selbaş vd. (2006) yapmış oldukları çalışmalarında aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ve soğutucu akışkan olarak R-22, R-134a ve R-407c'nin kullanıldığı buhar sıkıştırma bir soğutma sistemi için ekserji tabanlı termoeconomik optimizasyon yapmışlardır. Sonuç olarak kullanılan her soğutucu akışkana göre buharlaştırıcı ve yoğuşurucu için optimum aşırı soğutma ve aşırı ısıtma sıcaklıklarına bağlı olarak ısı transfer alanları tespit etmişlerdir. Kızılkın vd. 2007 yılında yapmış oldukları LiBr'lu absorpsiyonlu soğutma sistemi için termoeconomik optimizasyon yapmışlardır. Termoeconomik optimizasyonu sisteme ait buharlaştırıcı, yoğuşurucu, jeneratör ve absorber ısı değiştiricisine uygulamışlardır. Sonuç olarak incelenen elemanlar için optimum çalışma sıcaklıklarına karşılık gelen ısı değiştirici alanlarını belirlemişlerdir. Yeşilata ve Ertürk (2006), ideal bir soğutma sisteminin termoeconomik analizini yapmışlardır. Bu amaçla, yapısal bağ katsayılar yöntemi kullanmışlardır. Buharlaştırıcı ve yoğuşurucu için toplam maliyeti minimum yapan ısı transfer alanı değerlerini nümerik iterasyon ile belirlemişlerdir. Elde edilen optimum buharlaştırıcı ve yoğuşurucu alanları sırasıyla 0.58 m² ve 0.91 m² olarak belirlemişlerdir. Yıldırım ve Yeşilata (2013), yapmış oldukları çalışmalarında düşük sıcaklıkta ısı kaynağı kullanan, LiBr-Su ile çalışan absorpsiyonlu bir soğutucunun, termoeconomik analizini ve optimizasyonu Yapısal Bağ Katsayıları Yöntemi kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları analiz sonucunda sistemde kullanılan buharlaştırıcı, absorber, yoğuşurucu ve jeneratör için optimum ısı

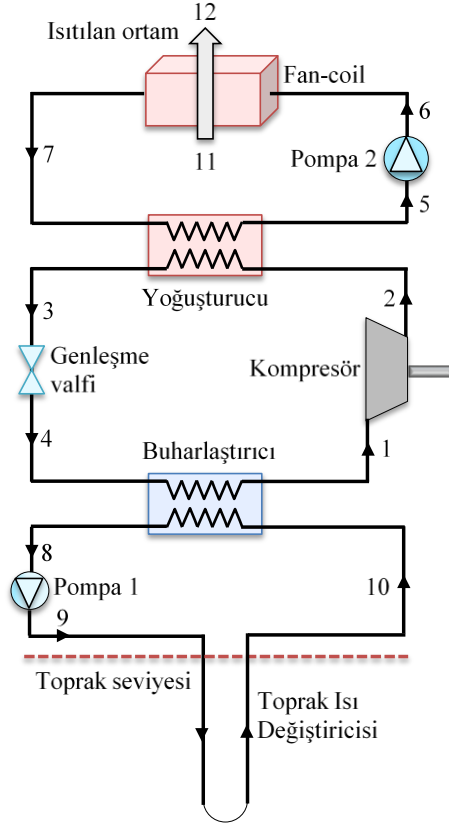
transfer alanları hesaplamışlardır. Çomaklı vd. (2007), zeotropik gaz karışımları kullanılan ısı pompalarında enerji ve ekserji verimlerinin inceledikleri projelerinde soğutucu akışkanlarla ilgili araştırma yapmışlardır. Kullanılması sınırlandırılmış R22 soğutucu akışkanı yerine alternatif olan akışkanların (R134A, R407C, R404A) kullanımını araştırıp ısı pompası sistemlerindeki performanslarını incelemişlerdir. Kabul vd. (2008) yapmış oldukları çalışmalarında izobütan (R600a) ile çalışan bir soğutma sistemi için performans ve ekserji analizleri yapmışlardır. Çalışmalarında öncelikle R600a'nın enerji verimliliği, kritik noktası ve ısı transfer özellikleri üstün yönlerinden ve yanıcı olması gibi zararlarından bahsettikten sonra sistemin tüm elemanlarına enerji ve ekserji analizlerini uygulamışlardır. Sayyaadi vd. (2009), düşey toprak kaynaklı ısı pompası sisteminde R134a soğutucu akışkanı için termodinamik analizi ve termoeconomik optimizasyonu konusunda çalışmışlardır. Enerji ve ekserji analizini temel alan bir model sunmuşlardır. Sistemin bir ekonomik modelini, toplam gelir gereksinimi yöntemine göre geliştirmişlerdir. Evrimsel algoritma olarak bilinen yapay zekâ tekniğini optimizasyon yöntemi olarak kullanmışlardır. Çeşitli optimizasyon yaklaşımları kullanılarak elde ettikleri sonuçları karşılaştırmışlar ve tartışmışlardır. Elde edilen optimum buharlaştırıcı ve yoğuşurucu alanları sırasıyla 1.33 m² ve 2.13 m² olarak belirlemişlerdir. Ayrıca, yıllık çalışma saatleri sayısı ve elektrik maliyeti faiz oranı, sistemlerin duyarlılığını iyileştirmişler ve ayrıntılı olarak incelemişlerdir.

Bu çalışmanın amacı, toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin termodinamik ve termoeconomik yönden analiz edilmesi ve optimum sistem yapısının oluşturulmasıdır. Sistem performansını arttıran buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklıklarının optimum değeri ile bu optimum sıcaklık değerlerine karşılık gelen optimum eşanjör alanları hesaplanmıştır. Bu hesapların yapılabilmesi için, sistem elemanlarının ayrı ayrı termodinamik ve termoeconomik analizleri yapılmıştır. Hesaplamalarda R22 (HCFC) soğutucu akışkanı ve R134a, R404A, R410A (HFC) ve R290, R600a (HC) alternatif soğutucu akışkanları kullanılmış ve soğutucu akışkan seçimine yeni bir yaklaşım sunulmuştur.

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI

Toprak kaynaklı ısı pompasının kullanıldığı sistemlerin amacı topraktaki düşük sıcaklıktaki bir ortamdan aldığı ısıyı ev gibi yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarmaktır. Buharlaştırıcının çekmesi gereken ısı, toprak altına yerleştirilen ısı değiştirici boruları vasıtasıyla sağlanmaktadır. Ayrıca yoğuşurucu tarafından iç ortama aktarılan ısı, fan-coil ile ısıtılacak ortama aktarılmaktadır. Toprak ısı değiştiricisinde kullanılan akışkan % 15'lik etilen glikol-su karışımı ve ısıtılan ortamda bulunan fan-coil'de ise su kullanılmaktadır. Bu çalışma için 100 m² alana sahip ara kat bir dairenin mahal ısıtması için düşey toprak kaynaklı bir ısı pompası tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemin ısıtma kapasitesi 10 kW'tır. Toprak ısı değiştiricisinden

buharlaştırıcıya giren ısıtma suyu sıcaklığı ve toprak sıcaklığı 10 °C, ısıtılan ortam sıcaklığı 20 °C, kompresörün izentropik verimi % 80, elektrik verimi % 85 ve mekanik verimi % 90 olarak kabul edilmiştir. Ayrıca analizlerde referans noktası sıcaklığı 1 C° ve basıncı 101.325 kPa olarak alınmıştır. Bu çalışmada incelenen toprak kaynaklı ısı pompası şematik olarak Şekil 1’de gösterilmiştir.



Şekil 1. Toprak kaynaklı ısı pompasının tesisat şeması

Termodinamik Analiz

Kütlenin korunumu ilkesi, bir hal değişimi boyunca sistemde olan net kütle geçişinin, aynı hal değişiminde sistemde meydana gelen toplam kütle değişimine eşit olduğunu ifade eder. Sürekli akışlı açık sistemler için kütle dengesi Eşitlik (1)’de verilmiştir (Çengel ve Boles, 2004).

$$\sum \dot{m}_{giren} = \sum \dot{m}_{çıkan} \quad (1)$$

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesinin bir ifadesidir. Herhangi bir hal değişimine uğrayan bir sistemin genel enerji dengesi aşağıdaki şekilde ifade edilir (Çengel ve Boles, 2004; Hepbaşlı ve Kalıncı, 2009).

$$\dot{Q} + \sum (\dot{m}h)_{giren} = \dot{W} + \sum (\dot{m}h)_{çıkan} \quad (2)$$

Ekserji analizi yapılırken tüm elemanlarda kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjiler ihmal edilirse sürekli akışlı açık bir sistem için ekserji dengesi aşağıdaki şekilde yazılır (Bejan, 1997).

$$\dot{E}x_Q - \dot{E}x_W = \sum (\dot{m}\epsilon)_{çıkan} - \sum (\dot{m}\epsilon)_{giren} + T_0 \dot{S}_{üretim} \quad (3)$$

Burada;

$$I = T_0 \dot{S}_{üretim} \quad (4)$$

şeklinde tanımlanır. Eşitlik (3)’te $\dot{E}x_Q$, ısıtımın ekserjisi, $\dot{E}x_W$, işin ekserjisi ve ϵ ise termomekaniksel ekserji olarak ifade edilen akış ekserjisidir. Bu ifadeler, aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir (Çengel ve Boles, 2004; Akpınar ve Hepbaşlı 2007).

$$\dot{E}x_Q = \dot{Q} \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \quad (5)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (6)$$

$$\epsilon = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (7)$$

Burada 0 indisi referans şartları ifade etmektedir. Isı pompasının verimi, etkinlik katsayısı ile aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{W}_C} \quad (8)$$

Isı pompası için ekserji verimi Eşitlik (9) ile hesaplanır (Çengel ve Boles, 2004; Dinçer ve Rosen, 2005).

$$\eta_{II} = \frac{\text{Geri kazanılan ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad (9)$$

Entropi, bir sistemin moleküler düzensizliğinin ya da rastgeleliğinin bir ölçüsüdür. Termodinamiğin ikinci yasası, entropinin bir hal değişimi esnasında her zaman arttığını ifade eder. Bu nedenle bir hal değişimi sırasında bir sistemin entropi değişimi, sistem içinde üretilen entropiye ve sistem sınırlarındaki net entropi geçişine eşittir.

$$\sum \dot{S}_{giren} - \sum \dot{S}_{çıkan} + \dot{S}_{üretim} = \Delta \dot{S}_{sistem}/dt \quad (10)$$

Bir sistemde, \dot{Q} miktarında ısı geçişi ve \dot{m} miktarında kütle akışı olduğu durumda, ısı ile entropi geçiş miktarları, $\dot{S}_{ısı} = \dot{Q}/T$ ve kütle ile entropi geçişi, $\dot{S}_{kütle} = \dot{m}s$ eşitlikleri ile hesaplanır (Çengel ve Boles, 2004).

Yukarıdaki eşitlikler, incelenen toprak kaynaklı ısı pompası sistemine uygulanmış ve her bir sistem elemanı için elde edilen kütle, enerji, ekserji, entropi denge eşitlikleri ve ekserji verimi eşitlikleri Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin denge eşitlikleri

Sistem Elemanları	Kütle Denge Eşitlikleri	Enerji Denge Eşitlikleri	Ekserji Denge Eşitlikleri	Entropi Denge Eşitlikleri	Ekserji Verimleri
Kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$	$\dot{W}_C = \dot{m}_r(h_2 - h_1)$ $\dot{W}_{C,elek, mek} = \dot{W}_C/\eta_C$	$\dot{E}x_1 + \dot{W}_{C,elek, mek} = \dot{E}x_2 + I_C$ $I_C = \dot{m}_r(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) + \dot{W}_{C,elek, mek}$	$\dot{S}_1 + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_2$ $I_C = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1)$	$\eta_{II,C} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_{C,elek, mek}}$
Yoğuşturucu	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_7 = \dot{m}_k$	$\dot{Q}_K = \dot{m}_r(h_2 - h_3)$ $\dot{Q}_K = \dot{m}_r(h_5 - h_7)$ $\dot{Q}_K = \dot{m}_k c_{p,su}(T_5 - T_7)$	$\dot{E}x_2 + \dot{E}x_7 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_5 + I_K$ $I_K = \dot{m}_r(\varepsilon_2 - \varepsilon_3) + \dot{m}_k(\varepsilon_7 - \varepsilon_5)$	$\dot{S}_2 + \dot{S}_7 + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_3 + \dot{S}_5$ $I_K = T_0 \left[\dot{m}_r(s_3 - s_2) - \dot{m}_k \left(c_p \ln \frac{T_5}{T_7} \right) \right]$	$\eta_{II,K} = \frac{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_7}{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3}$
Genleşme valfi	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r$	$h_3 = h_4$	$\dot{E}x_3 = \dot{E}x_4 + I_{GV}$ $I_{GV} = \dot{m}_r(\varepsilon_3 - \varepsilon_4)$	$\dot{S}_3 + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_4$ $I_{GV} = \dot{m}_r T_0 (s_4 - s_3)$	$\eta_{II,GV} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3}$
Buharlaştırıcı	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r$ $\dot{m}_8 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_k$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$ $\dot{Q}_E = \dot{m}_e(h_{10} - h_8)$ $\dot{Q}_E = \dot{m}_e c_{p,EG}(T_{10} - T_8)$	$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{10} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_8 + I_E$ $I_E = \dot{m}_r(\varepsilon_4 - \varepsilon_1) + \dot{m}_e(\varepsilon_{10} - \varepsilon_8)$	$\dot{S}_4 + \dot{S}_{10} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_1 + \dot{S}_8$ $I_E = T_0 \left[\dot{m}_r(s_1 - s_4) - \dot{m}_e \left(c_p \ln \frac{T_{10}}{T_8} \right) \right]$	$\eta_{II,E} = \frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_4}{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_8}$
Toprak ısı değiştiricisi	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_e$	$\dot{Q}_{\text{Toprak}} = \dot{m}_e(h_{10} - h_9)$ $\dot{Q}_{\text{Toprak}} = \dot{m}_e c_{p,EG}(T_{10} - T_9)$	$\dot{E}x_9 + \dot{E}Q_{\text{toprak}} = \dot{E}x_{10} + I_{TID}$ $I_{TID} = \dot{m}_e(\varepsilon_9 - \varepsilon_{10}) + \dot{Q}_{\text{toprak}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{toprak}}} \right)$	$\dot{S}_9 + \frac{\dot{Q}_{\text{toprak}}}{T_{\text{toprak}}} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_{10}$ $I_{TID} = T_0 \left[\dot{m}_e(s_{10} - s_9) + \frac{\dot{Q}_{\text{toprak}}}{T_{\text{toprak}}} \right]$	$\eta_{II,TID} = \frac{\dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_9 + \dot{E}Q_{\text{toprak}}}$
Pompa 1	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_e$	$\dot{W}_{\text{pompa,1}} = \dot{m}_e(h_9 - h_8)$	$\dot{E}x_8 + \dot{W}_{\text{pompa,1}} = \dot{E}x_9 + I_{\text{pompa,1}}$ $I_{\text{pompa,1}} = \dot{m}_e(\varepsilon_8 - \varepsilon_9) + \dot{W}_{\text{pompa,1}}$	$\dot{S}_8 + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_9$ $I_{\text{pompa,1}} = \dot{m}_e T_0 (s_9 - s_8)$	$\eta_{II,pompa,1} = \frac{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8}{\dot{W}_{\text{pompa,1}}}$
Fan-coil	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_h$ $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_k$	$\dot{Q}_{FC} = \dot{m}_k(h_6 - h_7)$ $\dot{Q}_{FC} = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{12} - T_{11})$	$\dot{E}x_6 + \dot{E}x_{11} = \dot{E}x_7 + \dot{E}x_{12} + I_{FC}$ $I_{FC} = \dot{m}_k(\varepsilon_6 - \varepsilon_7) + \dot{m}_h(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{12})$	$\dot{S}_6 + \dot{S}_{11} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_7 + \dot{S}_{12}$ $I_{FC} = T_0 \left[\dot{m}_k(s_7 - s_6) - \dot{m}_h(s_{12} - s_{11}) \right]$	$\eta_{II,FC} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}}{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7}$
Fan	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_h$	$\dot{W}_{\text{Fan}} = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{12} - T_{11})$	$\dot{E}x_{11} + \dot{W}_{\text{Fan}} = \dot{E}x_{12} + I_{\text{Fan}}$ $I_{\text{Fan}} = \dot{m}_h(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{12}) + \dot{W}_{\text{Fan}}$	$\dot{S}_{11} + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_{12}$ $I_{\text{Fan}} = \dot{m}_h T_0 (s_{12} - s_{11})$	$\eta_{II,Fan} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{11}}{\dot{W}_{\text{Fan}}}$
Pompa 2	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_k$	$\dot{W}_{\text{pompa,2}} = \dot{m}_k(h_6 - h_5)$	$\dot{E}x_5 + \dot{W}_{\text{pompa,2}} = \dot{E}x_6 + I_{\text{pompa,2}}$ $I_{\text{pompa,2}} = \dot{m}_k(\varepsilon_5 - \varepsilon_6) + \dot{W}_{\text{pompa,2}}$	$\dot{S}_5 + \dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{S}_6$ $I_{\text{pompa,2}} = \dot{m}_k T_0 (s_6 - s_5)$	$\eta_{II,pompa,2} = \frac{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5}{\dot{W}_{\text{pompa,2}}}$

Sistemin toplam tersinmezliği, sistem elemanlarının tersinmezliklerinin toplamına eşittir:

$$I_{T,sistem} = I_C + I_K + I_{GV} + I_E + I_{TID} + I_{FC} + I_{Pompa 1} + I_{Pompa 2} \quad (11)$$

Termoekonomik analiz için ısı pompası çevriminin buharlaştırıcı, yoğusturucu, kompresör ve genişleme valfinden oluşan dört temel elemanın tersinmezliklerinden faydalanılarak toplam tersinmezlik Eşitlik (12)'deki şekilde elde edilir.

$$I_T = T_0 [\dot{m}_k(s_5 - s_7) - \dot{m}_e(s_{10} - s_8)] + (1 - \eta_{CWC,elek, mek}) \quad (12)$$

Eşitlik (12)'de özgül entropi farkları yoğusturucu ve buharlaştırıcı için aşağıdaki şekilde hesaplanır (Çengel ve Boles, 2004).

$$s_5 - s_7 = c_p \ln \frac{T_5}{T_7} \quad (13a)$$

$$s_{10} - s_8 = c_p \ln \frac{T_{10}}{T_8} \quad (13b)$$

Eşitlik (12)'de verilen akışkan debileri;

$$\dot{m}_e = \frac{A_E K_E LMTD_E}{c_{p,EG}(T_{10} - T_8)} \quad (14)$$

$$\dot{m}_k = \frac{A_K K_K LMTD_K}{c_{p,su}(T_5 - T_7)} \quad (15)$$

şeklinde hesaplanır. Eşitlik (13), (14), (15) kullanılarak Eşitlik (12) yeniden düzenlenirse toplam tersinmezlik eşitliği aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$I_T = T_0 \left[\frac{A_K K_K LMTD_K}{(T_5 - T_7)} \ln(T_5/T_7) - \frac{A_E K_E LMTD_E}{(T_{10} - T_8)} \ln(T_{10}/T_8) + 1 - \eta_{CWC,elek, mek} \right] \quad (16)$$

Bu çalışmada ısı eşanjör dizayn hesapları yapılırken ortalama logaritmik sıcaklık farkı (Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD) yöntemi kullanılmıştır. Sistemdeki yoğusturucu ve buharlaştırıcı üniteleri için LMTD değerleri aşağıdaki şekilde yazılır.

$$LMTD_K = \frac{(T_2 - T_5) - (T_3 - T_7)}{\ln \left(\frac{T_2 - T_5}{T_3 - T_7} \right)} \quad (17)$$

$$LMTD_E = \frac{(T_{10} - T_1) - (T_8 - T_4)}{\ln \left(\frac{T_{10} - T_1}{T_8 - T_4} \right)} \quad (18)$$

Toprak kaynaklı ısı pompasında kullanılan ısı değiştiriciler için ortalama toplam ısı transfer katsayıları farklı soğutucu akışkanlar için hesaplanarak Tablo 2'de verilmiştir (Rohsenow ve Hartnett, 1973; Kern, 1984; Incropera ve DeWitt, 1990).

Tablo 2. Soğutucu akışkanlar için ortalama toplam ısı transferi katsayıları (kW/m²°C)

	R22	R134A	R404A	R410A	R600A	R290
Buharlaştırıcı	3.09	3.05	2.85	3.31	3.21	3.17
Yoğusturucu	0.31	0.82	0.99	0.36	1.15	1.01

Termoekonomik Analiz

Termoekonomi, hem ekserji analizini hem de ekonominin prensiplerini kullanarak maliyet odaklı bir sistemin tasarımı ve işletilmesi için gerekli alt yapıyı sağlayan bir analizdir. Termoekonomide; ekserji analizi ile ekonomik analiz birlikte ele alınarak termoekonomik analiz olarak isimlendirilir. Termoekonomi; sistemin çevresiyle etkileşiminin ve sistem içindeki tersinmezliklerin maliyete etkisini inceleyerek ekserji maliyetini minimuma çekmeyi amaçlar (Ece, 2011; Taner, 2014).

Ekserji metodunu kullanan termoekonomik analiz metotları temel olarak ikiye ayrılır. Yapısal metot olarak bilinen ve Beyer tarafından ortaya atılan ilk metot, yapısal bağ katsayılarının kullanımına ve yerel birim tersinmezlik maliyetlerinin hesaplanmasına dayanır (Kotas, 1985). Tribus vd.'nin ortaya attığı diğer metot ise autonomous metodu olarak bilinir (Koçoğlu, 1993). Bu çalışmada yapısal bağ katsayıları (CSB, Coefficient of Structural Bonds) olarak bilinen yapısal metot kullanılmıştır.

Sürekli rejimde çalışan bir sistem ve onu oluşturan elemanları (ısı eşanjörleri, kompresör) göz önüne alınacak olursa, sistemin herhangi bir k elemanının tersinmezliği I_k 'nin ve toplam tersinmezlik miktarı I_T 'nin sistem parametresi x_i 'ye bağlı olarak oransal değişimi;

$$\sigma_{k,i} = \left(\frac{\partial I_T}{\partial I_k} \right)_{x_i} = \frac{\partial I_T / \partial x_i}{\partial I_k / \partial x_i} \quad (19)$$

şeklinde ifade edilir (Kotas, 1985). Burada, I_k sistemdeki k'nıncı elemanın tersinmezliği, x_i sistem parametresi, $\sigma_{k,i}$ sistemdeki k'nıncı elemanın tersinmezliğini etkileyen x_i sistem parametresinin yapısal bağ katsayısıdır.

Sistemin ekserji dengesi aşağıdaki şekilde tanımlanır (Kotas, 1985).

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_c + I_T \quad (20)$$

Eşitlik (20)'de $\dot{E}x_c =$ sabit olduğu için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\Delta \dot{E}x_g = \Delta I_T \quad (21)$$

Optimizasyon için amaç fonksiyon, yıllık toplam işletme maliyetini içeren eşitliktir (Kotas, 1985).

$$C_T(x_i) = t_{op} C_{in} \dot{E}x_g(x_i) + a^c \sum_{l=1}^n C_l^c(x_i) + b_c \quad (22)$$

Burada; $C_T(x_i)$ toplam yıllık işletme maliyetini, C_{in} giren ekserji birim fiyatını, $\dot{E}x_g$ giren ekserji miktarını (kW), a^c sermaye iyileştirme faktörünü, t_{op} toplam çalışma süresini (h) ifade etmektedir. C_l^c , n elemanlı bir sistemin l'inci elemanının yatırım maliyetini, b_c diğer yıllık maliyetleri temsil etmektedir. Eşitlik (21) ve (22)'nin x_i sistem parametresine göre türevleri alınırsa aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$\frac{\partial \dot{E}x_g}{\partial x_i} = \frac{\partial I_T}{\partial x_i} \quad (23)$$

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial \dot{E}x_g}{\partial x_i} + a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} \quad (24)$$

Eşitlik (23), Eşitlik (24)'te yerine yazılırsa;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \frac{\partial I_T}{\partial x_i} + a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} \quad (25)$$

eşitliği elde edilir ve bu eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terim tekrar düzenlenirse, Eşitlik (26) elde edilir.

$$a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} = a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (26)$$

Burada C_k^c , k'nıncı elemanın yatırım maliyetini ifade etmektedir ve $l \neq k$ 'dir. l'alt simgesi optimizasyonun uygulandığı eleman hariç sistemin herhangi bir elemanını temsil etmektedir. Bu eşitliğin sağ tarafındaki ilk terim tekrar düzenlenirse;

$$\sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial x_i} = \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial I_k} \quad (27)$$

eşitliği elde edilir, burada I_k terimi; k'nıncı elemanın tersinmezliğini ifade etmektedir. Eşitliğin son terimi sermaye maliyet katsayısı, $\beta_{k,i}$ terimi ile ifade edilerek aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\beta_{k,i} = \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l^c}{\partial I_k} \quad (28)$$

Eşitlik (19) tekrar düzenlenirse,

$$\frac{\partial I_T}{\partial x_i} = \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \quad (29)$$

Eşitlik (26), (27), (28) ve (29) kullanılarak Eşitlik (25) yeniden düzenlenirse;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{in} \sigma_{k,i} \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial I_k}{\partial x_i} \beta_{k,i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (30)$$

eşitliği elde edilir. Eşitliğin sağ taraftaki ilk terim, tersinmezliğin toplam maliyetinin x_i parametresi ile değişimini göstermektedir, ikinci terim, optimize edilen elemanın tersinmezliğinin değişimiyle diğer elemanların maliyetindeki değişimi göstermektedir. Üçüncü terim

ise optimize edilen elemanın maliyetinin x_i parametresi ile değişimini temsil etmektedir.

Kotas (1985), k'nıncı elemanın lokal tersinmezlik birim maliyetini ($C_{k,i}^I$), aşağıdaki şekilde tanımlamıştır.

$$C_{k,i}^I = C_{in} \sigma_{k,i} + \frac{a^c}{t_{op}} \beta_{k,i} \quad (31)$$

Eşitlik (30) tekrar düzenlenirse;

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} C_{k,i}^I \frac{\partial I_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (32)$$

eşitliği elde edilir. Eşitlik (32)'de, C_T 'yi optimize etmek için türevi sıfıra eşitlenir ve düzenlenirse, Eşitlik (33) elde edilir. Elde edilen bu eşitlik, sistemin k'nıncı elemanının x_i parametresine göre termoeconomik optimizasyon eşitliğidir.

$$\frac{\partial I_k}{\partial x_i} = - \frac{a^c}{t_{op} C_{k,i}^I} \frac{\partial C_k^c}{\partial x_i} \quad (33)$$

Değişik sistem elemanlarındaki tersinmezliklerin termoeconomik eşitsizliğinin bir belirtisi olan lokal tersinmezlik birim maliyeti $C_{k,i}^I$ ile optimizasyon eşitliği, tüm sistem yerine sadece optimize edilecek sistem elemanının parametresini içerir. Sermaye maliyet katsayısı $\beta_{k,i}$ ise, optimize edilen elemanın dışındaki elemanların sermaye maliyet değişimini göstermektedir (Kotas, 1985). Termoeconomik optimizasyon eşitliğindeki sermaye iyileşme katsayısı aşağıdaki verilen eşitlik ile hesaplanır.

$$a^c = \frac{f_y(1+f_y)^N}{(1+f_y)^N - 1} \quad (34)$$

Burada f_y yıllık faiz oranı ve N ise sistemin kendisini amorti etme süresidir. Sistem elemanlarının termoeconomik analizi için Eşitlik (33)'teki genel termoeconomik analiz eşitliğinin öncelikle sağ tarafı sırasıyla yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve kompresör kısımları için aşağıdaki şekilde elde edilmiştir.

$$\left(\frac{\partial I_K}{\partial A_K} \right)_{opt} = - \frac{1}{t_{op} C_{in} \sigma_K + \left(\frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} + \frac{\partial C_C^c}{\partial \eta_C} \right) \sigma_K} \frac{\partial C_K^c}{\partial A_K} \quad (35)$$

$$\left(\frac{\partial I_E}{\partial A_E} \right)_{opt} = - \frac{1}{t_{op} C_{in} \sigma_E + \left(\frac{\partial C_K^c}{\partial A_K} + \frac{\partial C_C^c}{\partial \eta_C} \right) \sigma_E} \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \quad (36)$$

$$\left(\frac{\partial I_C}{\partial \eta_C} \right)_{opt} = - \frac{1}{t_{op} C_{in} \sigma_C + \left(\frac{\partial C_K^c}{\partial A_K} + \frac{\partial C_E^c}{\partial A_E} \right) \sigma_C} \frac{\partial C_C^c}{\partial \eta_C} \quad (37)$$

Yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve kompresör kısımları için elde edilen termoeconomik analiz eşitliklerinin sol tarafı ise aşağıdaki şekilde elde edilmiştir.

Yoğuşturucu için:

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_K} = \frac{\partial I_K}{\partial A_K} = T_0 \left[\frac{\partial}{\partial A_K} \frac{A_K K_K L M T D_K}{(T_5 - T_7)} \ln \frac{T_5}{T_7} \right] \quad (38)$$

Buharlaştırıcı için:

$$\frac{\partial I_T}{\partial A_E} = \frac{\partial I_E}{\partial A_E} = T_0 \left[\frac{\partial}{\partial A_E} \frac{A_E K_E L M T D_E}{(T_{10} - T_8)} \ln \frac{T_8}{T_{10}} \right] \quad (39)$$

Kompresör için:

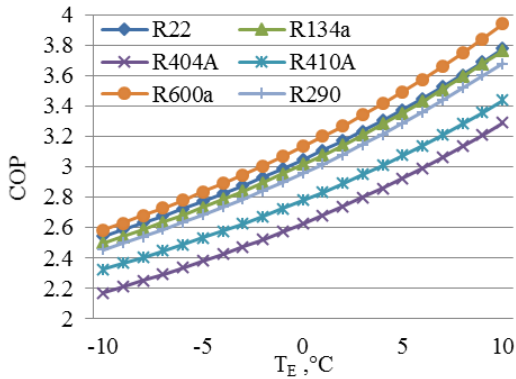
$$\frac{\partial I_T}{\partial \eta_C} = \frac{\partial I_C}{\partial \eta_C} = \frac{\partial}{\partial \eta_C} (1 - \eta_C) \dot{W}_{C,elek, mek} \quad (40)$$

TKIP sisteminin belirlenen elamanları için elde edilen termoeconomik analiz eşitlikleri, Eşitlik (35), (36), (37) sırasıyla Eşitlik (38), (39), (40)'a eşitlenerek, EES paket programı kullanılarak optimum eşanjör alanları tespit edilmiş ve optimum sistem yapısını oluşturan parametreler belirlenmiştir (F-Chart, 2014).

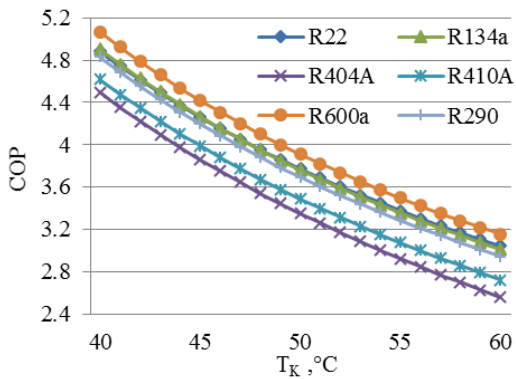
ARAŞTIRMA BULGULARI

Enerji Analizinde Elde Edilen Sonuçlar

TKIP sisteminin farklı soğutucu akışkanlar için aynı şartlardaki COP değerleri Şekil 2 ve 3'te buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarına göre değişimleri verilmiştir.



Şekil 2. Buharlaştırıcı sıcaklığı ile COP değerinin değişimi (TK=55°C)



Şekil 3. Yoğuşturucu sıcaklığı ile COP değerinin değişimi (TE=5°C)

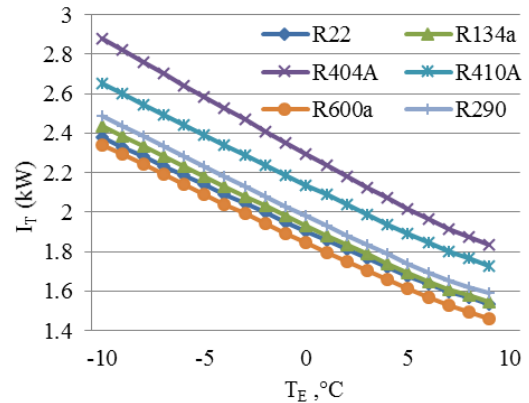
Grafiklerden görüldüğü gibi tüm akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığı yükseldikçe COP değerinin arttığı, yoğuşturucu sıcaklığı yükseldikçe azaldığı

görülmektedir. Soğutucu akışkanlar arasında sistemin en yüksek COP değeri R600a soğutucu akışkanı için elde edilmiştir. R600a akışkanını sırasıyla R22, R134a, R290, R410A ve R404A soğutucu akışkanları izlemiştir. İncelenen sistem üzerinde yoğuşturucu sıcaklığı 55°C, buharlaştırıcı sıcaklığı 5°C alınarak her bir akışkan için sistemin sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, akışkan debisi ve özgül ekserji gibi termodinamik özellikleri hesaplanmış ve Tablo 3 ve 4'te verilmiştir.

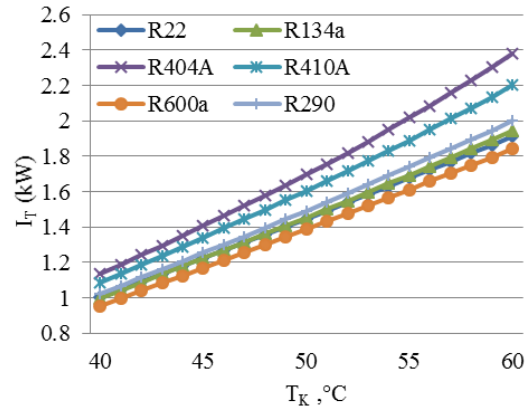
Ekserji Analizinde Elde Edilen Sonuçlar

Sistemin farklı soğutucu akışkanlar için aynı şartlardaki toplam tersinmezlik değerleri Şekil 4 ve 5'te buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarına göre değişimleri grafik üzerinde verilmiştir.

Şekil 4 ve 5'den görüldüğü gibi tüm akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığı yükseldikçe toplam tersinmezlik miktarının azaldığı ve yoğuşturucu sıcaklığı yükseldikçe de arttığı görülmektedir. Ayrıca soğutucu akışkanlar arasında sistemin en az toplam tersinmezlik miktarı değeri R600a soğutucu akışkanı için elde edilmiştir. R600a akışkanını sırasıyla R22, R134a, R290, R410A ve R404A soğutucu akışkanları izlemiştir.



Şekil 4. Buharlaştırıcı sıcaklığı ile IT değerinin değişimi (TK=55°C)



Şekil 5. Yoğuşturucu sıcaklığı ile IT değerinin değişimi (TE=5°C)

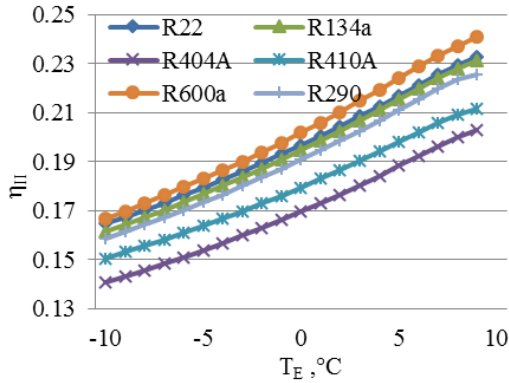
Tablo 3. R22, R404A ve R410A soğutucu akışkanları için sistemin termodinamik özellikleri ($T_K = 55^\circ\text{C}$, $T_E = 5^\circ\text{C}$)

Referans noktası	T ($^\circ\text{C}$)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s (kJ/kg.K)			m (kg/s)			ϵ (kJ/kg)		
	R22	R404A	R410A	R22	R404A	R410A	R22	R404A	R410A	R22	R404A	R410A	R22	R404A	R410A	R22	R404A	R410A
1	8	8	8	584.3	701.8	933.2	409.1	371.3	426.3	1.752	1.616	1.813	0.054	0.082	0.055	43.65	41.93	64.8
2	87.79	68.71	85.35	2176	2585	3440	451	403.3	471.7	1.775	1.635	1.839	0.054	0.082	0.055	79.11	68.75	103.2
3	52	52	52	2176	2585	3440	266.1	281.1	289.4	1.216	1.263	1.29	0.054	0.082	0.055	47.44	48.64	71.44
4	5	4.73	4.94	584.3	701.8	933.2	266.1	281.1	289.4	1.238	1.292	1.321	0.054	0.082	0.055	41.59	40.7	62.82
5	58	58	58	101.3	101.3	101.3	242.9	242.9	242.9	0.806	0.806	0.806	0.089	0.191	0.096	21.81	21.81	21.81
6	58.01	58.01	58.01	101.3	101.3	101.3	242.9	242.9	242.9	0.806	0.806	0.806	0.089	0.191	0.096	21.82	21.82	21.82
7	31.16	45.46	32.99	101.3	101.3	101.3	130.6	190.4	138.3	0.453	0.645	0.478	0.089	0.191	0.096	6.472	13.63	7.251
8	6.25	6.05	6.20	101.3	101.3	101.3	6.133	5.342	5.938	-	-	-	0.52	0.472	0.499	0.197	0.182	0.193
9	6.26	6.06	6.21	101.3	101.3	101.3	6.172	5.382	5.978	-	-	-	0.52	0.472	0.499	0.197	0.183	0.194
10	10	10	10	101.3	101.3	101.3	20.98	20.98	20.98	-	-	-	0.52	0.472	0.499	0.573	0.573	0.573
11	20	20	20	101.3	101.3	101.3	293.5	293.5	293.5	5.678	5.678	5.678	0.701	0.701	0.701	0.632	0.632	0.632
12	34.2	34.21	34.2	101.3	101.3	101.3	307.8	307.8	307.8	5.726	5.726	5.726	0.701	0.701	0.701	1.858	1.859	1.858
0 - r		1			101.3		413.7	377.8	440.5	1.928	1.793	2.101	-	-	-	-	-	-
0 - su		1			101.3			4.286			0.0153		-	-	-	-	-	-
0-hava		1			101.3			274.5			5.611		-	-	-	-	-	-
0-EG		1			101.3			-14.63			-		-	-	-	-	-	-

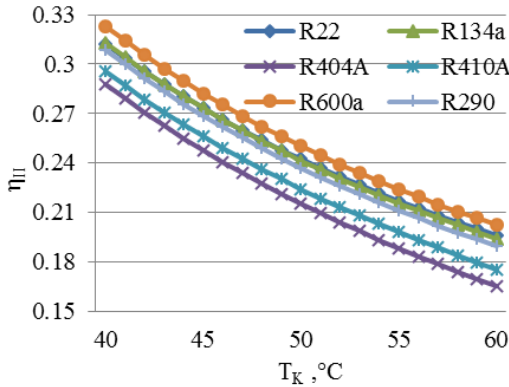
Tablo 4. R134a, R600a ve R290 soğutucu akışkanları için sistemin termodinamik özellikleri ($T_K = 55^\circ\text{C}$, $T_E = 5^\circ\text{C}$)

Referans noktası	T ($^\circ\text{C}$)			P (kPa)			h (kJ/kg)			s (kJ/kg.K)			m (kg/s)			ϵ (kJ/kg)		
	R134a	R600a	R290	R134a	R600a	R290	R134a	R600a	R290	R134a	R600a	R290	R134a	R600a	R290	R134a	R600a	R290
1	8	8	8	349.9	187.5	551.2	256.1	689	585.6	0.9386	3.764	2.386	0.060	0.033	0.032	26.16	22.97	82.58
2	69.15	57.69	68.45	1492	764.8	1907	294.4	755.8	659.1	0.9612	3.805	2.43	0.060	0.033	0.032	58.25	78.63	144.2
3	52	49	52	1492	764.8	1907	126.5	450.6	343.6	0.4508	2.875	1.47	0.060	0.033	0.032	30.34	28.34	91.7
4	5	5	5	349.9	187.5	551.2	126.5	450.6	343.6	0.4729	2.907	1.516	0.060	0.033	0.032	24.27	19.51	79.07
5	58	50	58	101.3	101.3	101.3	242.9	209.4	242.9	0.806	0.7037	0.806	0.186	0.367	0.194	21.81	16.39	21.81
6	58.01	50.01	58.01	101.3	101.3	101.3	242.9	209.4	242.9	0.8061	0.7038	0.8061	0.186	0.367	0.194	21.82	16.4	21.82
7	45.14	43.48	45.66	101.3	101.3	101.3	189.1	182.1	191.3	0.6403	0.6185	0.6472	0.186	0.367	0.194	13.44	12.49	13.74
8	6.25	6.25	6.25	101.3	101.3	101.3	6.133	6.133	6.133	-	-	-	0.520	0.526	0.517	0.1967	0.1967	0.1967
9	6.26	6.26	6.26	101.3	101.3	101.3	6.172	6.172	6.172	-	-	-	0.520	0.526	0.517	0.1974	0.1974	0.1974
10	10	10	10	101.3	101.3	101.3	20.98	20.98	20.98	-	-	-	0.520	0.526	0.517	0.5729	0.5729	0.5729
11	20	20	20	101.3	101.3	101.3	293.5	293.5	293.5	5.678	5.678	5.678	0.701	0.701	0.701	0.6321	0.6321	0.6321
12	34.21	34.22	34.21	101.3	101.3	101.3	307.8	307.8	307.8	5.726	5.726	5.726	0.701	0.701	0.701	1.859	1.86	1.859
0 - r		1			101.3		256.4	682.1	591.3	1.035	3.823	2.708	-	-	-	-	-	-
0 - su		1			101.3			4.286			0.0153		-	-	-	-	-	-
0- hava		1			101.3			274.5			5.611		-	-	-	-	-	-
0-EG		1			101.3			-14.63			-		-	-	-	-	-	-

Sistemin farklı soğutucu akışkanlar için aynı şartlardaki ekserji verimi miktarları ise Şekil 6 ve 7’de buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarına göre değişimleri grafik üzerinde verilmiştir.



Şekil 6. Buharlaştırıcı sıcaklığı ile η_{II} değerinin değişimi ($T_K=55^\circ\text{C}$)



Şekil 7. Yoğuşturucu sıcaklığı ile η_{II} değerinin değişimi ($T_E=5^\circ\text{C}$)

Grafiklerden görüldüğü üzere kullanılan soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığı yükseldikçe ekserji veriminin arttığı ve yoğuşturucu sıcaklığı yükseldikçe azaldığı tespit edilmiştir. Soğutucu akışkanlar arasında sistemin en yüksek ekserji verimi R600a soğutucu akışkanı için elde edilmiştir.

Sistemin her bir elemanının farklı soğutucu akışkanlar için hesaplanan ekserji verimi, tersinmezliği ve sistemin COP değerleri Tablo 5’te verilmiştir. Yapılan termodinamik analizler sonucu elde edilen tablodan görüleceği üzere sistemin COP değeri 3.495 ile en yüksek R600a soğutucu akışkanı için elde edilmiştir. Diğer soğutucu akışkanlar için R600a’dan farkları sırasıyla; R22 % 3.4, R134a % 4, R290 % 6, R410A % 12 ve R404A % 16.4 daha az COP değeri elde edilmiştir. Sistemin toplam tersinmezlik miktarı 1.612 kW ile en az R600a soğutucu akışkanı için elde edilmiştir. Diğer soğutucu akışkanlar için R600a’dan farkları sırasıyla; R22 % 4, R134a % 5, R290 % 7.9, R410A % 17.3 ve R404A % 25.2 daha fazla tersinmezlik (ekserji kaybı) göstermiştir. Sistemin ekserji verimi miktarı ise % 22.4 ile en fazla R600a soğutucu akışkanı için elde edilmiştir. Diğer soğutucu akışkanlar için R600a’dan farkları sırasıyla; R22 % 3.1, R134a % 3.8, R290 % 5.8, R410A % 11.7 ve R404A %

16 daha az ekserji verimine sahip olduğu ortaya çıkmıştır. Sistem elemanları incelendiğinde, tüm akışkanlar için en büyük tersinmezlik (ekserji kaybı) değeri fan-coil’de ortaya çıkarken en düşük tersinmezlik ise Pompa 1 ve 2’de ortaya çıkmıştır. Sistemin akışkanlara göre ekserji verimleri incelendiğinde kompresör, buharlaştırıcı ve toprak ısı değiştiricisinde dikkat çekici bir değişiklik görülmezken yoğuşturucu, genişleme valfi ve fan-coil’ün ekserji veriminde ise akışkanlara göre farklılıklar görülmektedir (Tablo 5).

Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Termoekonomik Analiz Sonuçları

Toprak kaynaklı ısı pompasının termoekonomik optimizasyonu için sistemin ısıtma kapasitesi 10 kW, çalışma süresi (t_{op}) 1700 saat/yıl, faiz oranı (f_y) % 8.5, ekserji birim maliyeti (C_{in}) 0.18 TL/kWh ve amortisman süresi (N) 8 yıl olarak alınmıştır. Toplam çalışma süresi hesabı yapılırken, sistemin günlük çalışma süresi 8 saat ve yıllık 7 ay çalışma süresi göz önüne alınmıştır. Amortisman süresi ise, aynı şartlardaki bir mahalin doğalgaz ile ısıtılması durumu göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Analizler yoğuşturucu alanı, buharlaştırıcı alanı ve kompresör verimi dikkate alınarak yapılmıştır. Sistemdeki tüm ısı değiştiricileri ters akışlı ısı değiştiricileridir.

Çevre ve Şehircilik Bakanlığının 2014 yılı birim fiyatlarından faydalanılarak eşanjör alanları ile bunlara karşılık gelen eşanjör maliyetleri regresyon analizi yapılarak formülize edilmiş ve yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için eşanjör alanına göre maliyet eşitlikleri aşağıdaki şekilde elde edilmiştir (Bayındırlık, 2014).

$$C_K^C = 869.52 A_K + 2646.3 \quad (40)$$

$$C_E^C = 557.44 A_E + 2298.8 \quad (41)$$

Kompresörün yatırım maliyeti hesaplanırken kompresör verimine göre fiyatlandırma yapılamadığı için aynı güçte ve farklı tip özellikteki kompresörlerin maliyet analizleri kullanılarak regresyon analizi yapılmış ve Eşitlik 42 elde edilmiştir.

$$C_C^C = 151.6 \eta_C + 652.4 \quad (42)$$

Yukarıda verilen parametrelere göre, değişik buharlaştırıcı, yoğuşturucu, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıkları için termoekonomik analiz işlemi uygulanmıştır. En iyi ısı değiştiricisi alanları ve bunlara karşılık gelen en iyi sıcaklıklar, 6 farklı soğutucu akışkan için belirlenerek Tablo 6-11’de sunulmuştur. Çizelgelerden görüleceği üzere kullanılan tüm akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığı sabit iken yoğuşturucu sıcaklığı arttırıldığında, buharlaştırıcı alanının arttığı ve yoğuşturucu alanının azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca, yoğuşturucu sıcaklığı sabit iken buharlaştırıcı sıcaklığı arttırıldığında, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu alanlarının arttığı tespit edilmiştir.

Tablo 5. Farklı soğutucu akışkanlar için her bir sistem elemanının ekserji verimi, tersinmezlik ve sistemin COP değeri ($T_K = 55^\circ\text{C}$, $T_E = 5^\circ\text{C}$)

Soğutucu akışkan	Sistem elemanı	Ekserji verimi	I (kW)	COP
R600a	Kompresör	0.6374	0.3651	
	Genleşme valfi	0.6884	0.2893	
	Yoğuşturucu	0.8676	0.2182	
	Buharlaştırıcı	0.5724	0.0846	
	Pompa 1	0.0188	0.0204	
	Pompa 2	0.1516	0.0130	
	Fan-coil	0.6011	0.5712	
	TID	0.8573	0.0506	
	Sistem	0.224	1.612	3.495
R22	Kompresör	0.6473	0.3487	
	Genleşme valfi	0.8765	0.3169	
	Yoğuşturucu	0.7977	0.3466	
	Buharlaştırıcı	0.5709	0.0841	
	Pompa 1	0.0188	0.0202	
	Pompa 2	0.1721	0.0031	
	Fan-coil	0.6286	0.5077	
	TID	0.8573	0.0497	
	Sistem	0.217	1.677	3.375
R134a	Kompresör	0.6413	0.3689	
	Genleşme valfi	0.7999	0.3617	
	Yoğuşturucu	0.9359	0.1066	
	Buharlaştırıcı	0.5749	0.0831	
	Pompa 1	0.0188	0.0202	
	Pompa 2	0.1721	0.0064	
	Fan-coil	0.5520	0.6977	
	TID	0.8573	0.0496	
	Sistem	0.2155	1.694	3.354
R290	Kompresör	0.6411	0.3771	
	Genleşme valfi	0.8622	0.4004	
	Yoğuşturucu	0.9404	0.0991	
	Buharlaştırıcı	0.5720	0.0832	
	Pompa 1	0.0188	0.0067	
	Pompa 2	0.1721	0.0201	
	Fan-coil	0.5496	0.7046	
	TID	0.8573	0.0493	
	Sistem	0.2111	1.74	3.285
R410A	Kompresör	0.6469	0.3842	
	Genleşme valfi	0.8793	0.4729	
	Yoğuşturucu	0.7999	0.3482	
	Buharlaştırıcı	0.5714	0.0813	
	Pompa 1	0.0187	0.0194	
	Pompa 2	0.1721	0.0033	
	Fan-coil	0.6171	0.5332	
	TID	0.8541	0.0489	
	Sistem	0.1979	1.891	3.074
R404A	Kompresör	0.6415	0.4223	
	Genleşme valfi	0.8368	0.6495	
	Yoğuşturucu	0.9484	0.0849	
	Buharlaştırıcı	0.5445	0.0841	
	Pompa 1	0.0181	0.0183	
	Pompa 2	0.1721	0.0066	
	Fan-coil	0.5505	0.7020	
	TID	0.8440	0.0500	
	Sistem	0.1882	2.018	2.923

Tablo 6. Farklı soğutucu akışkanlar için termoekonomik analiz değerleri ($T_E=1^\circ\text{C}$)

Soğutucu Akışkan	T_K ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{ak} ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{as} ($^\circ\text{C}$)	A_E (m^2)	A_K (m^2)
R22	45	1.45	8.90	0.598	2.140
	50	3.06	6.25	0.667	1.472
	55	6.50	1.46	1.024	0.984
R134a	45	3	4.52	0.689	1.793
	50	4.19	3	0.756	1.186
	55	7.13	1.25	1.195	0.790
R404A	45	1.2	1.33	0.601	1.240
	50	6.07	1	0.992	0.771
	55	8.94	0.50	2.600	0.606
R410A	45	1	5.92	0.527	1.760
	50	4.50	2	0.702	1.077
	55	8.81	0.50	2.612	0.825
R600a	45	1	4.78	0.557	2.146
	50	2.50	3.82	0.611	1.435
	55	4.50	2.05	0.729	0.935
R290	45	1	3.27	0.555	1.645
	50	2	1.54	0.580	1.042
	55	6.43	1	0.973	0.690

Tablo 7. Farklı soğutucu akışkanlar için termoekonomik analiz değerleri ($T_E=3^\circ\text{C}$)

Soğutucu Akışkan	T_K ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{ak} ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{as} ($^\circ\text{C}$)	A_E (m^2)	A_K (m^2)
R22	45	1.5	9.16	0.809	2.398
	50	3	7.53	0.944	1.697
	55	4	1.43	1.061	1.108
R134a	45	1.45	3.48	0.808	1.994
	50	3	2.80	0.947	1.364
	55	4.9	1	1.294	0.919
R404A	45	2	2.95	0.879	1.555
	50	3.84	1	1.089	0.919
	55	6.62	0.10	2.744	0.676
R410A	45	1	6.62	0.702	2.015
	50	3	3.34	0.852	1.284
	55	6.53	0.50	2.268	0.916
R600a	45	0.50	4.61	0.705	2.427
	50	1	3.10	0.717	1.616
	55	3	1.90	0.880	1.087
R290	45	1	3.49	0.739	1.892
	50	2.2	2.66	0.816	1.260
	55	4.31	1	1.085	0.818

Tablo 8. Farklı soğutucu akışkanlar için termoekonomik analiz değerleri ($T_E=5^\circ\text{C}$)

Akışkan	T_K ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{ak} ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{as} ($^\circ\text{C}$)	A_E (m^2)	A_K (m^2)
R22	45	0.5	8.33	1.055	2.653
	50	1	6.23	1.098	1.863
	55	1.59	1	1.157	1.240
R134a	45	0.5	2.92	1.060	2.253
	50	1	1.68	1.101	1.524
	55	2.76	0.50	1.480	1.059
R404A	45	1	2.70	1.158	1.801
	50	2.02	1	1.315	1.097
	55	4.40	0.8	2.822	0.837
R410A	45	0.5	6.6	0.965	2.282
	50	1	2.68	0.991	1.437
	55	4.2	1	2.216	1.053
R600a	45	0.1	4.50	0.966	2.758
	50	0.5	3.18	0.987	1.865
	55	0.92	1	1.011	1.230
R290	45	1	3.64	1.092	2.187
	50	1.5	2.72	1.143	1.475
	55	2.52	1	1.341	0.975

Tablo 9. Farklı soğutucu akışkanlar için termoekonomik analiz değerleri ($T_K=45^\circ\text{C}$)

Soğutucu Akışkan	T_K ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{ak} ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{as} ($^\circ\text{C}$)	A_E (m^2)	A_K (m^2)
R22	0	0.5	7.78	0.496	1.994
	2	0.5	8.08	0.632	2.231
	4	0.1	7.86	0.828	2.481
R134a	0	3.76	5	0.641	1.699
	2	1.63	3.5	0.701	1.867
	4	1	3.23	0.920	2.120
R404A	0	4	3.55	0.672	1.264
	2	3	3.49	0.829	1.473
	4	2.26	3.5	1.117	1.724
R410A	0	2	6.68	0.503	1.687
	2	1	6.31	0.603	1.885
	4	1	6.90	0.838	2.157
R600a	0	0.4	4.17	0.475	1.988
	2	0.75	4.7	0.622	2.283
	4	0.5	4.71	0.834	2.595
R290	0	0.5	2.70	0.476	1.514
	2	1	3.39	0.635	1.764
	4	1	3.56	0.883	2.029

Tablo 10. Farklı soğutucu akışkanlar için termoekonomik analiz değerleri ($T_K=50^\circ\text{C}$)

Soğutucu Akışkan	T_K ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{ak} ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{as} ($^\circ\text{C}$)	A_E (m^2)	A_K (m^2)
R22	0	2	3.94	0.530	1.33
	2	1	4.36	0.637	1.503
	4	1	5.66	0.887	1.731
R134a	0	2.93	1	0.572	1.033
	2	3	2.32	0.781	1.247
	4	3	3.25	1.20	1.496
R404A	0	7.31	1	0.986	0.706
	2	4.88	1	1.026	0.842
	4	4.25	3	1.619	1.147
R410A	0	5.53	1	0.665	0.974
	2	3.78	3	0.774	1.189
	4	2.49	4	0.989	1.402
R600a	0	1.75	2.83	0.504	1.3
	2	1.5	3.26	0.644	1.514
	4	1	3.36	0.857	1.745
R290	0	4	3	0.606	1.017
	2	4.04	4	0.858	1.226
	4	3.76	4.5	1.353	1.47

Tablo 11. Farklı soğutucu akışkanlar için termoekonomik analiz değerleri ($T_K=55^\circ\text{C}$)

Soğutucu Akışkan	T_K ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{ak} ($^\circ\text{C}$)	ΔT_{as} ($^\circ\text{C}$)	A_E (m^2)	A_K (m^2)
R22	0	7.58	0.1	0.978	0.895
	2	5	0.8	0.99	1.026
	4	3	1.74	1.146	1.188
R134a	0	8.02	0.5	1.091	0.703
	2	5.91	1	1.208	0.847
	4	3.96	1	1.425	0.998
R404A	0	9.97	0.1	2.741	0.557
	2	7.93	2.2	2.773	0.735
	4	5.85	2.11	2.819	0.853
R410A	0	9.96	0.1	2.278	0.775
	2	7.69	0.2	2.397	0.859
	4	5.53	4	2.538	1.122
R600a	0	3.97	0.5	0.583	0.809
	2	3	1.21	0.725	0.977
	4	2	1.51	0.945	1.159
R290	0	7.46	0.5	0.923	0.618
	2	5.89	2	1.151	0.792
	4	4.11	2.1	1.422	0.95

SONUÇLAR

Yapılan analizler sonucu elde edilen grafiklerden görüldüğü gibi tüm akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığı yükseldikçe COP ve ekserji verimi değerlerinin arttığı fakat toplam tersinmezlik miktarının azaldığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte yoğunlaştırıcı sıcaklığı yükseldikçe COP ve ekserji verimi değerlerinin azaldığı fakat toplam tersinmezlik miktarının arttığı görülmektedir. Sistemin kompresör verimi artıkça, tüm soğutucu akışkanlar için COP ve ekserji verimi artarken, toplam tersinmezlik miktarı azalmaktadır. Soğutucu akışkanlar arasında sistemin en yüksek COP ve ekserji verimi değeri, R600a soğutucu akışkanını için elde edilmiştir. R600a akışkanını sırasıyla R22, R134a, R290, R410A ve R404A soğutucu akışkanları izlemiştir. Sistemin toplam tersinmezlik değeri en az R600a soğutucu akışkanını için elde edilmiştir. R600a akışkanını sırasıyla R22, R134a, R290, R410A ve R404A soğutucu akışkanları izlemiştir.

TKIP sistemi için yapılan termoekonomik analiz sonucunda; tüm akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığı sabit iken yoğunlaştırıcı sıcaklığı artırıldığında, buharlaştırıcı alanının arttığı ve yoğunlaştırıcı alanının azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca, yoğunlaştırıcı sıcaklığı sabit iken buharlaştırıcı sıcaklığı artırıldığında, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı alanlarının arttığı tespit edilmiştir.

Yapılan analizler sonucunda HC'ların iyi sonuçlar verdiği görülmekte ve aynı zamanda HC'ların doğal, zehirsiz, ozonu tüketmeyen, yüksek enerji verimliliği sağlayan, küresel ısınma potansiyeli değeri ihmal edilebilir düzeyde olması ve doğada saf olarak buldukları için üretimi kolay ve maliyeti düşük olması kullanılabilirliğini artırmaktadır. Ancak yüksek yanıcı özelliği nedeniyle kullanımı esnasında yanmayı engelleyecek özel emniyet tedbirlerinin alınması önemlidir.

SEMBOLLER

A	Alan [m^2]
a^c	Sermaye iyileştirme faktörü
b^c	Optimizasyondan etkilenmemiş yıllık maliyet
C	Maliyet
C_{in}	Ekserji giriş birim fiyatı
C^I	Tersinmezlik birim maliyeti
C^C	Yatırım maliyeti
C_T	Toplam yıllık maliyet
COP	Etkinlik katsayısı
c_p	Özgül ısı [kJ/kgK]
E	Enerji [kW]
Ex	Ekserji [kW]
f_y	Yıllık faiz oranı
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
h	Özgül entalpi [kJ/kg]
I	Tersinmezlik [kW]
K	Toplam ısı transfer katsayısı [$\text{kW/m}^2\text{K}$]

LMTD	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı [°C]
\dot{m}	Akışkan debisi [kg/s]
N	Sistemin kendini amorti etme süresi [yıl]
ODP	Ozon tahrip etme potansiyeli
S	Entropi [kW/K]
s	Özgül entropi [kJ/kgK]
T	Sıcaklık [°C]
t_{op}	Çalışma süresi [yıl]
t	Zaman [s]
Q	Isı akısı [kW]
W	İş [kJ]
ε	Özgül ekserji [kJ/kg]
η	Verim
η_{II}	İkinci kanun verimi
$\sigma_{k,i}$	Yapısal bağ katsayısı
$\beta_{k,i}$	Sermaye maliyet katsayısı

Alt İndisler

ak	aşırı kızdırma
as	aşırı soğutma
C	Kompresör
ç	Çıkış
E	Buharlaştırıcı
e	Buharlaştırıcı ısıtma suyu
elek	Elektriksel
EG	Etilen glikol
FC	Fan-coil
g	Giriş
GV	Genleşme valfi
K	Yoğuşturucu
k	Yoğuşturucu soğutma suyu
mek	Mekaniksel
r	Soğutucu akışkan
T	Toplam
TID	Toprak ısı değiştiricisi
0	Çevre şartları

KAYNAKLAR

Acar, Ş.G., 2009, *Denizli Havzasındaki Jeolojik Formasyonlarda Sıcaklık ve Isı Depolama Kapasitesi Değişiminin İncelenmesi ve Isı Pompası Uygulamalarının Araştırılması*, Doktora Tezi, Pamukkale Üniversitesi, Denizli.

Akpınar, E.K., Hepbaşlı, A., 2007, A Comparative Study On Exergetic Assessment Of Two Ground Source (Geothermal) Heat Pump Systems For Residential Applications, *Building and Environment*, 42, 2004-2013.

Bayındırlık, 2014, *Çevre ve Şehircilik Bakanlığı Birim Fiyat Katalogları*, <http://www.csb.gov.tr/>.

Bejan, A., 1997, *Advanced Engineering Thermodynamics*, John Wiley and Sons, New York.

Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2004, *Thermodynamics, An Engineering Approach* (Fifth edition), McGraw-Hill, New York.

Çomaklı, K., Çomaklı, Ö., Yılmaz, M., Özyurt, Ö., Erdoğan, S., Şahin, B., Bakırcı, K., 2007. Zeotropik Gaz Karışımları Kullanılan Isı Pompalarında Enerji Ve Ekserji Verimlerinin Araştırılması. Tübitak Projesi, Proje No105M030, 161s, Erzurum.

Dinçer, I, Rosen, M.A., 2005, Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9,(2) 169-189.

Ece, E.O., 2011, *Ara Isıtmalı, Ara Soğutmalı Rejeneratörlü Bir Gaz Türbini Güç Üretim Sisteminin Termoekonomik Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

F-Chart, 2014, *F-Chart Software, Engineering Equation Solver (EES)*, <http://www.fchart.com/>.

Hepbaşlı, A., Kalıncı Y., 2009, A Review Of Heat Pump Water Heating Systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1211-1229.

Incropera, P.F., DeWitt, D.P., 1990, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, New York.

Kabul, A., Kızılkın, Ö., Yakut, A.K., 2008, Performance and exergetic analysis of vapor compression refrigeration system with an internal heat exchanger using a hydrocarbon, isobutane (R600a), *International Journal of Energy Research*, 32, 824–836.

Kern, D.Q., 1984, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, Singapore.

Kızılkın, Ö., Selbaş, R., Şencan, A., 2006, Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemlerinde Aşırı Soğutma Ve Aşırı Kızdırma Etkisinin Isıl Ekonomik Açından İncelenmesi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 21(2), 387-393.

Kızılkın, Ö., Şencan, A., Kalogirou, S. A., 2007, Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 46(12), 1376–1384.

Koçoğlu, A., 1993, *Thermoeconomic Optimization of a Single State Heat Pump*, Master Thesis, Middle East Technical University, Ankara.

Kotas, T.J., 1985, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Butter-Worths, London.

Menlik, T., Özcan, H., and Arcaklıoğlu, E., 2014, Second Law Analysis of An Environmentally Friendly R290/R600/R600a Mixture in A Water-Cooled Heat Pump Unit, *Journal of Thermal Science and Technology*, 34(2), 19-28.

Onat, A., Bulgurcu, H., Mollahüseyinoğu, Ö., 2007, Farklı Buharlaşma Sıcaklıklarına Göre R-22 ve Alternatifi Olan Soğutucu Akışkanların Karşılaştırılması, *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 10(1), 77-84.

Özgür, A.E., Bayrakçı, H, C., 2010, CO₂ Soğutucu Akışkanlı Isı Pompalarında Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığının Ekserji Verimine Etkisi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30(1), 73-78.

Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., 1973, *Handbook of Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York.

Sayyaadi, H., Amlashi, E.H., Amidpour, M., 2009, Multi-Objective Optimization of a Vertical Ground Source Heat Pump Using Evolutionary Algorithm, *Energy Conversion and Management*, 50, 2035–2046.

Selbaş, R., Kızılkın, Ö., şencan, A., 2006, Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle, *Energy*, 31(12), 2108–2128.

Taner, T., Sivrioğlu, M., 2014, şeker Fabrikalarındaki Enerji Santralleri İçin Termoeconomic Analiz Yöntemi, *Gazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 29(2), 407-414.

Yeşilata, B., Ertürk, D., 2006, İdeal Çevrimli Bir Buzdolabı Soğutma Sisteminde Isı Transfer Alanlarının Termoeconomic Optimizasyonu, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 93, 5-12.

Yıldırım, E., Yeşilata, B., 2013, Düşük Sıcaklıkta Isı Kaynağı Kullanan Bir Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termoeconomic Optimizasyonu, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 33(2), 111-117.