SETSCI conference proceedings
SETSCI Conference Proceedings
9, 1-6, 2019

4th International Symposium on Innovative Approaches in Engineering and Natural Sciences
November 22-24, 2019, Samsun, Turkey

https://doi.org/10.36287/setsci.4.6.007
2687-5527/ © 2019 The Authors. Published by SETSCI

ISAS WINTER - 2019

Bir Ortam Havası Soğutma Süreçlerindeki Tersinmezliklerin Üfleme Havası Ekserji Değeri Limitlerine Etkileri

Betül Saraç[1*+], Erhan Aksu[1] ve Teoman Ayhan[2]

[1]Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, Türkiye
[2]Soğanlı sokak No 18/12 61080 Ortahisar, Trabzon, Türkiye
[*]Sorumlu Yazar: bsarac@ktu.edu.tr
[*]Sunucu: bsarac@ktu.edu.tr
Sunum/Makale Tipi: Sözlü / Tam Metin

Özet –Bir ortam havasının yaz şartlarına göre soğutulmasında, hava karışım bağlantısı, evaparatör, ısıtıcı ve bir fandan oluşan iklimlendirme ünitesini içeren model göz önüne alınmıştır. Bu uygulamayla bilinen ekserji analizi ile birlikte ileri ekserji analizi metotlarının iklimlendirme konularındaki uygulanabilirliğinin gösterilmesi amaçlanmıştır. Tasarlanan modelde iklimlendirme ünitesini oluşturan her bir bileşende oluşan ekserji kaybı ve ekserji tahribatı hesaplanmaktadır. Bu amaçla, ele alınan model, üfleme havası, taze hava ve geri dönüş havasının %20'lik kısmıyla karışımından oluştuğu düşünülmüştür. İklimlendirme ünitesindeki ekserji tahribatı kullanılamaz-endojen, kaçınılma-eksojen, kaçınılmaz-endojen ve önlenebilir-eksojen olarak parçalara ayrılmıştır. Üfleme havasının ekserji değerleri atmosferik hava şartlarına göre belirlenmiştir

Anahtar Kelimeler – *İleri ekserji, mahal soğutması, ekserji tahribatı, iklimlendirme ünitesi*

I. GİRİŞ

Ülkelerin gelişmesiyle birlikte insanların yaşam termal konforunu sağlamak amacıyla kullanılan elektrik enerji sarfiyatı artmaktadır. Bu nedenle iklimlendirme (HVAC) sektöründe kullanılan enerji tasarrufunun sağlanması ve enerjinin verimli kullanılması günümüz en önemli araştırma konuları oluşturmaktadır. İklimlendirme sektöründe ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme süreçleri önde gelmektedir.

HVAC sistemlerinin termodinamik analizinde sistemde kullanılan enerji dönüşümü, enerji dönüşümünü sağlayan bileşenlere göre iki grupta ele alınabilir. Birinci grupta iş tüketen makinelere olarak fanlar, pompalar ve kompresörler ortaya çıkmaktadır. Bu elemanlarda elektrik enerjisi akışkanda kinetik ve potansiyel enerjiye dönüşürken süreçlerde ısıya dönüşen enerji miktarı da iş akışkanının iç enerjisine dönüşür. İkinci gruptaki elemanlar olarak ısı eşanjörleri gösterilmektedir. Bu iki grupta tanımlanan enerji dönüşüm elemanları birbirleriyle irtibatlandırıldıklarında ortaya çıkan sistem klima santrali (AHU) olarak tanımlanır. Günümüzde ülkemiz için ısıtma, soğutma ve havalandırma HVAC sistemlerinde kullanılan enerjinin toplam enerji sarfiyatındaki payı yaklaşık olarak %20 olarak tespit edilmiştir [1].

Bu sektörde kullanılan enerjinin yaklaşık %50'lik kısmı evlerde kullanılan sistemlerde kullanılmaktadır. Literatürde soğutma amaçlı çalışan HVAC sistemlerinde kullanılan soğutma ünitelerinin yaklaşık %80'nini buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri teşkil eder [2]. Bu nedenle HVAC sistemlerinde verimliliğin arttırılmasında mümkün olabilecek enerji tasarrufu görüldüğünde bu ünitenin araştırılması gerekmektedir. HVAC sistemlerinin enerji kullanım performansları genellikle termodinamiğin birinci kanuna göre, nicel olarak değerlendirilmesinin dışında daha yeterli fikirler elde etmek için enerjinin nitel değerlendirilmesinin yapılmasında ekserji metodu kullanılmaktadır. İleri ekserji metodu ile bu çalışmada tanıtılan sistemin her bir elemanda oluşan tersinmezliklerin tespitinin yanında, sistem bileşenlerinin çalışma koşullarında her bir elamanda oluşan tersinmezliklerinin birbirlerine göre etkileşimlerinin belirlenmesinde kullanılır. Bu çalışmanın literatürdeki yeri ileri ekserji metodunun HVAC sistemine uygulanmasının tanıtımıdır.

Paralel sıkıştırmalı market tipi buzdolabının performansının optimizasyonuna dayalı bir araştırmayı Gullo vd. ileri ekserji analizi metodu kullanarak gerçekleştirmişlerdir [3]. İleri ekserji metodu sonucunda kondansörün, yüksek basınç kompresörünün ve alçak basınç kompresörlerinin en yüksek geliştirme potansiyeline sahip olduklarını belirtmişlerdir.

İleri ekserji metodunun soğutucu sisteme uygulandığı bir çalışma da Kelly vd. tarafından ele alınmıştır [4]. Araştırmacılar, soğutucu sistemin performansının ulaşabileceği en yüksek potansiyeli hesaplayarak sistemde evaparatörde oluşan tersinmezliklerin giderilmesiyle sistem performansının iyileşebileceğini belirtmişlerdir.

Ekserji, ileri ekserji analizi ve ekserji ekonomiklik metodu kullanılarak gerçek bir endüstriyel tesisin değerlendirmesi Vuckovic vd. tarafından ele alınmıştır [5]. Endüstriyel tesisin bileşenlerinde ekserji tahribatının kaçınılmaz ve teknolojik, fiziksel ve ekonomik sınırlamalarla sınırlandırıldığı belirlenmiştir.

İleri ekserji metodunda ekserji tahribatının matematiksel olarak belirlenmesinde ait bir çalışma Tsatsaronis G vd tarafından gerçekleştirilmiştir [6]. Bu çalışmada, bir buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi ve basit gaz türbini sistemi örneklenerek matematiksel ileri ekserji analiz metodu açıklanmıştır.

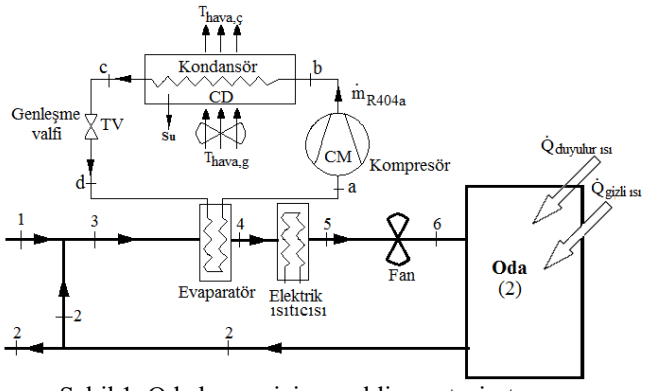
Literatürde ekserji değerlendirilmesinde yakıt-ürün ekserji ilişkisi kullanılarak hesaplamalarda kolaylık sağlanmıştır. Yakıt-ürün ekserji analizi, ekserji tahribatı hakkında bir termodinamik çevrimi oluşturan süreçlerdeki ünitelere ait kendi performanslarının sistem performansına nasıl etkilediğini belirler. Ayrıca çevrim performansını nasıl etkilediği ve çevrimin performansının ne kadar arttırılacağı ve sistemdeki hangi ünitenin veya ünitelerin iyileştirilmesinin belirlenmesine imkân sağlar [3,5,6].

HFC-134a ile HFO-1234yf soğutucu akışkan kullanan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde termodinamiğin birinci ve ikinci yasasının analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir [7]. Her iki soğutucu akışkan için de çevrim verimleri arasında önemli farklılıklar olduğunu gözlemlemişlerdir. Elde edilen ekserji ve enerji analiz sonuçlarına göre HFO-1234yf, R-134a'ya iyi bir alternatif soğutucu akışkanı olarak değerlendirmişlerdir.

Bu çalışmanın amacı, tanıtılan sistemde ekserji ve ileri ekserji metotları uygulanarak sistemin bileşenleri arasında tersinmezliğin dağılımını saptamak, genel tesis verimliliğinin düşük olmasına neden olan veya olumsuzluğa en fazla katkıda bulunan bileşenleri tespit etmek, sistemi iyileştirilmede fikirlere ulaşmaktır.

II. YAZ KLİMASI VE HVAC SİSTEMİ TANITIMI

Bir oda havası şartlandırılmasında, oda havasının duyulur ısı ve gizli ısı yükleri hesaplandıktan sonra, oda hava konfor şartlarını sağlayacak projede kullanılacak cihazın enerji sarfiyatının en az olması, projenin önemli kriterlerinden biridir. En genel şekliyle basit bir yaz kliması cihazı ana elemanları olarak, bir evaparatör (soğutucu), bir ısıtıcı ve bir fandan oluşmaktadır. Soğutma yükünün karşılanmasında uygulamada değişik soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada evaparatördeki soğutma yükünün karşılanmasında, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ele alınmıştır. Şekil 1.' de ele alınan sistem görülmektedir.

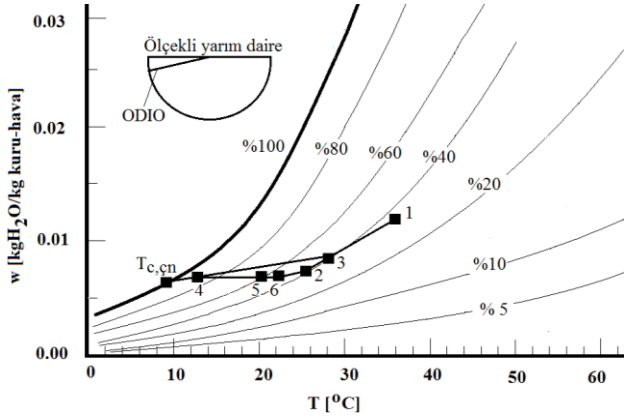


Şekil 1. Oda havası için yaz kliması tesisat şeması

Isıtıcıda, ısıtma elektrik enerjisi ile sağlanmaktadır. Sistemde havanın akışı bir fan ile sağlanmıştır. Ele alınan model çalışma için, oda havasının gizli ısı kazancı $\dot{Q}_{\text{gizli ısı}} = 4.1$ kW, duyulur ısı kazancı $\dot{Q}_{\text{duyulur ısı}} = 23.4$ kW, oda havası konfor şartları için $\dot{T}_{kt} = 25^o$ C, $\dot{T}_{yt} = 23.5^o$ C seçilmiştir. (Yaz şartlarında atmosfer havasının bağıl nemi $\phi = \%40$, sıcaklığı $\dot{T}_{kt} = 35^o$ C dir.) HVAC tesisatında, proje değerleri olarak, odaya üflenen hava sıcaklığı $\dot{T}_{6,kt} = 16^o$ C ile taze ve geri dönüş hava akımlarının karışımının %20 taze hava miktarı öngörülmüştür. Fan nedeniyle üfleme havası sıcaklığının 1^o C kadar yükselebileceği de göz önüne alınmıştır.

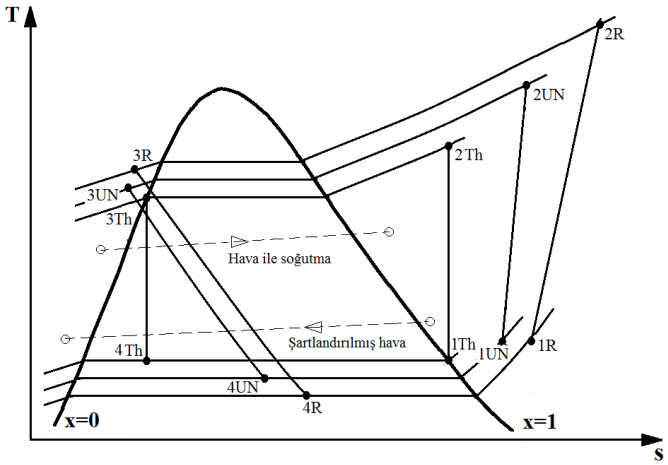
A. HVAC Sistemindeki Termodinamik Süreçler

Ele alınan model tesisat şemasında oluşturulan termodinamik süreçler hava akımları karışımı, hava akımı soğutulması, hava ısıtılması ve fan ısıtma etkileri, 1 atm basınçta SI *birimine* göre hazırlanmış psikometrik diyagram üzerinde Şekil 2.' de gösterilmiştir.



Şekil 2. Yaz klimasının psikometrik diyagramda gösterilmesi.

Soğutma sisteminde soğutucu akışkan olarak R134a seçilmiştir. Soğutma sisteminde hava soğutmalı kondansör kullanılmıştır. Soğutma sisteminde evaparatör buharlaşma sıcaklığı 2°C ve kondansörde yoğuşma sıcaklığı 40°C seçilmiştir. Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin termodinamik çevriminin T-s diyagramı Şekil 3.' de verilmiştir. Bu çevrimde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma etkileri göz önüne alınmıştır.



Şekil 3. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi:
a)1R,2R,3R,4R Gerçek çevrim
b)1UN,2UN,3UN,4UN Kaçınılmaz çevrim
c) 1T,2T,3T,4T Teorik çevrim.

Şekil 3.' de soğutma sisteminin gerçek, kaçınılmaz ve teorik çevrimleri T-s diyagramında gösterilmiştir. Ekserji ve ileri ekserji hesaplamalarında bu çevrimler ele alınarak, teorik çevrim referans olarak kullanılmıştır. Ele alınan HVAC sisteminde yapılan termodinamik kabuller:

1. Hava ideal gaz olarak ele alınmıştır ve kanalındaki hava akışı kayıpsız olup, basınç 1 atm basıncında tutulmuştur.
2. Her bir termodinamik sürecin kararlı rejimde (zaman bağımsız) gerçekleşmektedir.
3. Su buharı ve hava karışımı ideal gaz karışımı olarak ele alınmıştır.
4. Ekserji analizlerde, nemli hava ve R134a için ölü durum sıcaklığı $T_o = 15^o\ C$ ve basıncı $P_o = 1\ atm$ ve nemli havanın bağıl nemi $\emptyset_o = \%50$ olarak alınmıştır.
5. Oda havası ısı kazancının zamanla değişmediği göz önüne alınmıştır ve yaz kliması projesinde yılın en sıcak ayına dayalı sıcaklık ortalamasına göre ısı kazancı değerlendirilmiştir.
6. Soğutma sisteminde kullanılan kompresörün iç verimi η=0.8.
7. Hava kanalında kullanılan fanın iç verimi η=0.85 alınmıştır.
8. Soğutma sisteminde basınç kayıpları göz önüne alınmamıştır.

B. Ekserji Analizi

Havalandırma tesisatı ile soğutma sistemini içeren kontrol hacminde soğutma kompresörüne, hava üfleme fanına ve de elektrik ısıtıcısına elektrik enerjisi harcanarak oda havası soğutulmaktadır. Bu enerjinin diğer kısmı süreçlerdeki tersinmezliklerde ortaya çıkmaktadır. Ekserji analizi süreçlerin gerçekleştiği sistem bileşenlerindeki tersinmezliklerin bilinmesiyle sistemin COP soğutma tesir katsayısının iyileştirilmesinde alınacak önlemler için fikirler verir. Soğutma sisteminde çevreye çok büyük miktarda ısı atılır. Sonlu sıcaklık farklarında çevreye atılan ısı miktarı, ekserji tahribatının en büyük kısmını oluşturur. Bu nedenle soğutma ünitesinin ileri ekserji analizi önemli olmaktadır. Termodinamikte kontrol hacmi için ekserji eşitliği Denklem 1. ile verilmiştir.

$$\dot{E}_g - \dot{E}_ç + \dot{E}_Q + \dot{E}_W = \dot{E}_D + \dot{E}_{kayıp} \tag{1}$$

Ele alınan sistem bileşenlerinin her biri için ekserji yakıtı $\dot{E}_F$ ve ekserji ürünü $\dot{E}_P$, cinsinden bileşende oluşan ekserji tahribatı $\dot{E}_D$ aşağıdaki eşitlikte verilmiştir [8].

$$\dot{E}_D = \dot{E}_F - \dot{E}_P \tag{2}$$

Literatürde tanıtılan değişik ekserji verim tanımlarından oransal ekserji erimi bu çalışmada kullanılmıştır. Ekserji verimi $\varepsilon = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F}$ ifadesi ile hesaplanmıştır. Atmosfer havasının özgül ekserji değeri Denklem 3 ile hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} e = {} & \left(C_{p,h} + wC_{p,sub}\right)T_o\left(\frac{T}{T_o} - 1 - ln\frac{T}{T_o}\right) \\ & +(1 + 1.6078w)R_hT_oln\frac{P}{P_o} \\ & +R_hT_o\left((1 + 1.6078w)ln\frac{1+1.6078w_o}{1+1.6078w} + 1.6078w\frac{w}{w_o}\right) \end{aligned} \tag{3}$$

Bu eşitlikte birinci terimde hava sıcaklığının ekserjiye etkisi ile ilgili, ikinci terimin hava basıncının ekserjiye etkisi ve üçüncü terimin havanın özgül neminin ekserjiye etkisi ile ilgili olduğu görülmektedir. Soğutucu sistemde kullanılan R134a'nın soğutma çevrimi noktalarındaki ekserji değerleri

$$e = h - h_o - T_o(s - s_o) \tag{4}$$

bağıntısıyla hesaplanır. R134a için ölü durum sıcaklığı To, basıncı Po olup, To sıcaklığındaki doymuş değerleri kullanılarak ekserji hesapları yapılır. Kontrol hacmi içerisinde bulunan HVAC tesisatının oluşturduğu ekserji tahribatı aşağıda belirtilmiştir.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{D,toplam} = {} & \dot{E}_{D,CM} + \dot{E}_{D,EV} + \dot{E}_{D,TV} + \dot{E}_{D,CD} + \dot{E}_{D,Isıtcı} \\ & +\dot{E}_{D,Fan} \end{aligned} \tag{5}$$

Bu çalışmada hava kanalında hava şartlandırması süreçlerinde soğutma ünitesinde harcanan elektrik miktarı ısıtıcıda ve fanda kullanılan elektrik enerjilerine göre daha fazla olduğundan sistem performansının iyileştirilmesinde soğutma ünitesindeki tersinmezliklerin en aza indirilmesi amacıyla soğutma sisteminin ileri ekserji analizine ağırlık verilmiştir.

C. Ekserji Tahribat Tipleri

Ekserji analizinde her bir eleman için hesaplanan ekserji tahribatı ileri ekserji metodunda iki gruba ayrılır. Her bir grupta kendi içinde iki alt parçalara ayrılır. Ekserji tahribatının iki ana parçasından, birinci grubu, $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ endojen (içsel) ve $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ eksojen (dışsal) olarak parçalarından oluşmaktadır.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EX} + \dot{E}_{D,k}^{EN} \tag{6}$$

Ekserji tahribatının iki ana parçasından, ikinci ana grubu $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ kaçılmaz (unavoidable) ve $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ kullanılabilir (avoiidable) parçaları oluşturmaktadır.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN} \tag{7}$$

Bu ekserji tahribatı parçaları kendi aralarında birleştirilerek literatürde aşağıdaki tanımlar yapılmıştır.

Kaçınılmaz-Endojen-Ekserji-tahribatı; $\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$, Sistemdeki herbir bileşendeki teknik sınırlamalar nedeniyle giderilemez.

Kaçınılmaz-eksojen-ekserji-tahribatı$\dot{E}_{D,k}^{UN,EX}$, Sistemdeki herbir bileşen dışındaki sistemin (çevrimin) diğer ünitelerinde teknik sınırlamalar nedeniyle giderilemez.

Önlenebilir-endojen-ekserji-tahribatı: $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$, Sistemdeki her bir bileşenin verimi iyileştirilmesiyle giderilebilir.

Önlenebilir-eksojen-ekserji-tahribatı:$\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$, Sistemdeki her bir bileşenin dışında kalan diğer ünitelerin yapısal iyileştirilmesi ve verimlerinin arttırılmasıyla $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ azaltılabilir.

Her bir bileşenin ekserji tahribatı parçaları aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{UN,EN}, +\dot{E}_{D,k}^{UN,EX} + \dot{E}_{D,k}^{AV,EN}, +\dot{E}_{D,k}^{AV,EX} \tag{8}$$

Bu eşitlikteki ifadeler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır [4].

$$\dot{E}_{D,k}^{UN,EN} = \frac{\dot{E}_D^{UN}\dot{E}_D^{EN}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (9)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{AV,EN} = \frac{\dot{E}_D^{AV}\dot{E}_D^{EN}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (10)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{UN,EX} = \frac{\dot{E}_D^{UN}\dot{E}_D^{EX}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (11)$$

$$\dot{E}_{D,k}^{AV,EX} = \frac{\dot{E}_D^{AV}\dot{E}_D^{EX}}{\dot{E}_{D,gerçek}} \quad (12)$$

III. HESAPLAMALAR

Tüm istemin ve her bir sistem bileşeni için ekserji yakıtı, ekserji ürünü, ekserji tahribatı ve ekserji verim ifadeleri Tablo 1.' de verilmiştir. Genleşme valfinde mekanik-termal ekserji ve verim ifadeleri Tablo 1' de verilmiştir [9].

Tablo 1.Ekserji yakıtı ve ekserji ürünü tanımlarına dayalı ekserji tahribatı ve ekserji verimi

Bileşen	$\dot{E}_F$	$\dot{E}_P$	$\dot{E}_D$	**Ekserji verimi**
CM	$\dot{W}_{CM}$	$\dot{E}_b - \dot{E}_a$	$\dot{W}_{CM} - (\dot{E}_b - \dot{E}_a)$	$\varepsilon_{CM} = \frac{\dot{E}_b - \dot{E}_a}{\dot{W}_{CM}}$
EV	$\dot{E}_a - \dot{E}_d$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_3$	$(\dot{E}_a - \dot{E}_d) - (\dot{E}_4 - \dot{E}_3)$	$\varepsilon_{EV} = \frac{\dot{E}_4 - \dot{E}_3}{\dot{E}_a - \dot{E}_d}$
CD	$\dot{E}_{hava,ç} - \dot{E}_{hava,g}$	$\dot{E}_b - \dot{E}_c$	$\dot{E}_{hava,ç} - \dot{E}_{hava,g} - (\dot{E}_b - \dot{E}_c) - \dot{E}_{su}$	$\varepsilon_{CD} = \frac{\dot{E}_b - \dot{E}_c}{\dot{E}_{hava,ç} - \dot{E}_{hava,g}}$
TV	$(\dot{E}_c - \dot{E}_d)_{Mek}$	$(\dot{E}_d - \dot{E}_c)_{Ter}$	$(\dot{E}_c - \dot{E}_d)_{Mek} - (\dot{E}_d - \dot{E}_c)_{Ter}$	$\varepsilon_{TV} = \frac{(\dot{E}_d - \dot{E}_c)_{Ter}}{(\dot{E}_c - \dot{E}_d)_{Mek}}$
FAN	$\dot{W}_{FAN}$	$\dot{E}_6 - \dot{E}_5$	$\dot{W}_{FAN} - (\dot{E}_6 - \dot{E}_5)$	$\varepsilon_{CM} = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_5}{\dot{W}_{FAN}}$
H	$\dot{E}_H$	$\dot{E}_5 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_H - (\dot{E}_5 - \dot{E}_4)$	$\varepsilon_H = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_4}{\dot{E}_H}$
MKS	$\dot{E}_1 - \dot{E}_3$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$	$(\dot{E}_1 - \dot{E}_3) - (\dot{E}_3 - \dot{E}_2)$	$\varepsilon_{MKS} = \frac{\dot{E}_3 - \dot{E}_2}{\dot{E}_1 - \dot{E}_3}$
TOPL	$\dot{W}_{CM} + \dot{W}_{FAN} + \dot{E}_H$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_6$	$\dot{E}_{D,CM} + \dot{E}_{D,CD} + \dot{E}_{D,TV} + \dot{E}_{D,EV} + \dot{E}_{D,FAN} + \dot{E}_{D,H} + \dot{E}_{D,MKS}$	$\varepsilon_{TOPL} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_6}{\dot{W}_{CM} + \dot{W}_{FAN} + \dot{E}_H}$

Şekil 3.'de verilen soğutma sisteminin gerçek, kaçınılmaz ve teorik çevrimleri için proje parametreler Tablo 2.'de verilmiştir.

Tablo 2. Soğutma ünitesinin gerçek ve teorik çevrimler için çalışma şartları

Parametreler	**Gerçek çevrim şartları**	**Kaçınılmaz (UN) çevrim şartları**	**Teorik çevrim şartları**
Basınç düşüleri ΔP	0	0	0
Kondansör çıkışındaki min. Sıcaklık farkı, ΔT[°]	7	0.5	0
Evaporatör çıkışındaki min. Sıcaklık farkı, ΔT [°]	5	0.5	0
Kompresörün izantropik verimi, $\eta_{Kompresör}$ %	75	95	100
Kondansördeki R134aa' nın yoğuşma sıcaklığı [°C]	40	35	32
Kısılma süreci 3-4	Tersinmez	Tersinmez	Tersinir
Kondansördeki soğutma havası: Soğutma havası giriş sıcaklığı ve basıncı : $T_{hava,g}$=35 °C, $P_{hava,g}$ =101.325 kPa Soğutma havası çıkış sıcaklığı ve basıncı : $T_{hava,ç}$=38 °C, $P_{hava,ç}$=101.325 kPa			
Evaporatördeki şartlandırılmış hava akımı: Hava girişi: $T_{hava,g}$=9 °C, $P_{hava,g}$=101.325 kPa Hava çıkışı : $T_{hava,ç}$=14 °C, $P_{hava,ç}$=101.325 kPa			

Şekil 1.'de verilen havalandırma ve soğutma sisteminin gerçek, teorik ve kaçınılmaz süreçlerine ait termodinamik değerleri Tablo. 3, Tablo 4. ve Tablo 5.' de verilmiştir.

Tablo 3. Havalandırma tesisatında ve soğutma sistemindeki gerçek süreçlere ait termodinamik değerler

Çevrim nok.	**Akışkan**		**Termodinamik analiz**					
		$\dot{m}$ [kg/s]	T [K]	w [kgH2O/kg kuru-hava]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
a	R134a	0.476	278.7	-	356	253.6	0.928	28.24
b	R134a	0.476	330.7	-	1191	287	0.954	54.3
c	R134a	0.476	319.2	-	1191	117.3	0.423	37.59
d x_4=0.27	R134a	0.476	278.5	-	356	117.3	0.425	32.87
1	Hava	0.605	35	0.0134	101.3	69.76	5.853	1.098
2	Hava	2.47	25	0.0078	101.3	45.24	5.77	0.198
2 egzoz	Hava	2.47	25	0.0078	101.3	45.24	5.77	0.198
2 dönüş	Hava	0.605	25	0.0078	101.3	45.24	5.77	0.198
3	Hava	3.025	27	0.0089	101.3	50.14	5.787	0.317
4	Hava	3.025	10.51	0.0071	101.3	28.65	5.713	0.043
5	Hava	3.025	15	0.0071	101.3	33.23	5.729	0.006
6	Hava	3.025	16	0.0070	101.3	34.25	5.732	0.008
$T_{hava,g}$	Hava	26.17	35	0.0134	101.3	69.76	5.853	1.098
$T_{hava,ç}$	Hava	26.17	38	0.0134	101.3	72.85	5.863	1.314

Evaparatörün çiğ noktası sıcaklığı 8.66°C olup baypas faktörü 0.1 alınmıştır.

Tablo 4. Havalandırma tesisatında ve soğutma sistemindeki kaçınılmaz süreçlere ait termodinamik değerler

Çevrim nok.	**Akışkan**		**Termodinamik analiz**					
		$\dot{m}$ [kg/s]	T [K]	w [kgH2O/kg kuru-hava]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
a	R134a	0.426	283.2	-	408	256.2	0.926	31.38
b	R134a	0.426	315.4	-	976.8	274.8	0.929	49.21
c	R134a	0.426	311.7	-	976.8	106	0.387	36.44
d x_4=0.2129	R134a	0.426	283.2	-	408	106	0.396	34.02
1	Hava	0.605	35	0.0134	101.3	69.76	5.853	1.098
2	Hava	2.47	25	0.007	101.3	45.24	5.77	0.198
2 egzoz	Hava	2.47	25	0.007	101.3	45.24	5.77	0.198
2 dönüş	Hava	0.605	25	0.007	101.3	45.24	5.77	0.198
3	Hava	3.025	27	0.008	101.3	50.14	5.787	0.317
4	Hava	3.025	10.51	0.007	101.3	28.65	5.713	0.043
5	Hava	3.025	15	0.007	101.3	33.23	5.729	0.006
6	Hava	3.025	16	0.007	101.3	34.25	5.732	0.008
$T_{hava,g}$	Hava	23.63	35	0.0134	101.3	69.76	5.853	1.098
$T_{hava,ç}$	Hava	23.63	38	0.0134	101.3	72.85	5.863	1.314

Tablo 5.Havalandırma tesisatında ve soğutma sistemindeki teorik süreçlere ait termodinamik değerler

Çevrim nok.	Akışkan		Termodinamik analiz					
		$\dot{m}$ [kg/s]	T [K]	w [kgH_2O/kg kuru-hava]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	e [kJ/kg]
a	R134a	0.4262	283	-	421.9	256.4	0.9262	31.72
b	R134a	0.4262	314	-	963.7	273.6	0.9262	48.84
c	R134a	0.4262	311.2	-	963.7	105.3	0.3855	36.38
d x_4=0.212	R134a	0.4262	283.7	-	421.9	103.1	0.3855	34.15
1	Hava	0.6051	35	0.013	101.3	69.76	5.853	1.098
2	Hava	2.47	25	0.007	101.3	45.24	5.77	0.1986
2 egzoz	Hava	2.47	25	0.007	101.3	45.24	5.77	0.1986
2 dönüş	Hava	0.6051	25	0.007	101.3	45.24	5.77	0.1986
3	Hava	3.025	27	0.008	101.3	50.14	5.787	0.3177
4	Hava	3.025	10.51	0.007	101.3	28.65	5.713	0.04346
5	Hava	3.025	15	0.007	101.3	33.23	5.729	0.006886
6	Hava	3.025	16	0.007	101.3	34.25	5.732	0.008674
$T_{hava,g}$	Hava	23.06	35	0.0134	101.3	69.76	5.853	1.098
$T_{hava,ç}$	Hava	23.06	38	0.0134	101.3	72.85	5.863	1.314

IV. BULGULAR VE TARTIŞMA

Ekserji ve ileri ekserji metoduna göre sadece soğutma sistemi için elde edilen gerçek çevrim verilerine göre yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlar Tablo 6' da verilmiştir. Tablo 6. incelendiğinde soğutma sistemindeki ekserji verimi %5.378 olarak elde edilmiştir. Soğutma sisteminin düşük performansta çalıştığı görülmektedir.

Tablo 6. Gerçek çevrime ait ekserji ve ekserji tahribatları

Sistem bileşenleri	$\dot{E}_{Ex,yakıt}$ [kW]	$\dot{E}_{Ex,ürün}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}$ [kW]	ε	Toplam ekserji yakıtı tahribatı [kW]	Toplam ekserji ürününün tahribatı [kW]
CM	15,42	12,02	3,398	77,97	22,03	35,87
CD	7,708	5,121	2,587	66,44	16,77	27,31
TV	3,327	0,829	2,106	36,7	13,65	22,23
EV	2,211	1,221	2,106	37,51	8,959	14,59
TOT	15,42	0,829	9,472	5,378	61,42	100

Soğutma çevriminde, gerçek, teorik ve kaçınılmaz modellerden elde edilen verilere göre yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlar Tablo 7' de verilmiştir. Bu tabloda soğutma sisteminin her bir elemanında meydana gelen ekserji tahribat parçalarının değerleri görülmektedir.

Tablo 7. İleri ekserji analizi-ekserji tahribatları

Sistem bileşenleri	$\dot{E}_{D,Gerçek}$ [kW]	$\dot{E}_{D,Teorik}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}^{UN}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}^{AV}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}^{EN}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}^{EX}$ [kW]
CM	3,398	0	0,369	3,028	2,2	0,369
%		0	10,88	0,893	64,74	10,88
CD	2,587	1,262	0,746	1,840	1,262	0,746
%		0,487	28,84	0,711	48,78	28,84
TV	2,106	0,197	1,049	1,057	0,974	1,049
%		0,142	49,81	0,501	46,27	49,81
EV	2,106	0,197	0,313	1,792	1,868	0,313
%		0,142	22,69	1,296	88.31	22,69
TOT	9,472	2,638	2,478	6,994	6,304	2,478
%	100	27.8	26,16	73.8	66,56	26,16

$\dot{E}_{D,k}^{EX}$ parçası incelendiğinde evaparatör % 22.69 değerini aldığı Tablo 7.' den görülmektedir. Bu veriye göre diğer bileşenlerin evaparatöre tersinmezlik uygulamadığı sonucu çıkmaktadır. Bu elemanın iyileştirilmesi sistem performansının iyileşmesine neden olacaktır. Bu durum evaparatörün $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ parçasının % 88.31 değeri ile de kendini göstermektedir. Soğutma sistemi için toplam ekserji tahribatı yüzdeleri karşılaştırıldığında, $\dot{E}_{D,Gerçek}$ % 100 değeri baz alındığında diğerlerinde hesaplanan değerler $\dot{E}_{D,Teorik}$ %27.8 ve $\dot{E}_{D,k}^{UN}$ % 26.16 olarak Tablo 7.' de görülmektedir. Böylelikle gerçek çevrimin ele alınan termodinamik modellerle uzaklığı belirlenebilmektedir.

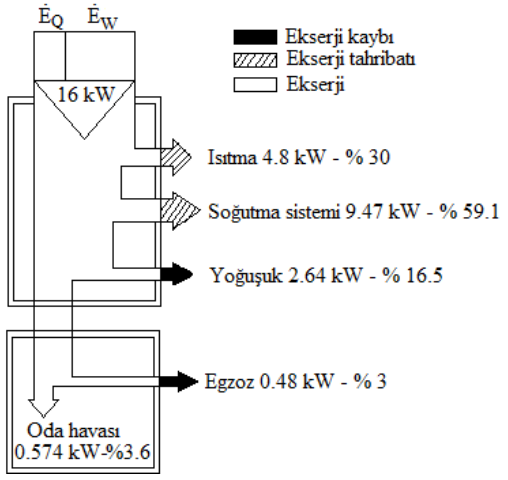
İleri ekserji metodunda alt bölümlerine ayrılan ekserji tahribatı parçalarının, birleştirilmesi ile tanımlanan diğer ekserji tahribat parçalarının değerleri Tablo 8.' de verilmiştir.

Tablo 8. incelendiğinde, genleşme valfi hariç diğer bileşenlerin $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ parçalarının değerlerinin $\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$ parçalarının değerlerinden büyük olduğu görülmektedir. $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ parçasının büyük değer alması, o bileşenin veriminin arttırılmasıyla tersinmezlikleri düşürülebilmektedir.

Tablo 8. İleri ekserji analizi metodunda birleştirilmiş yaklaşımı

Sistem bileşenleri	$\dot{E}_{D,Gerçek}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}^{UN,EX}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$ [kW]	$\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$ [kW]
CM	3,398	0,358	0,011	2,188	1,186
%		10,53	0,348	64,39	34,90
CD	2,587	0,735	0,011	1,250	1,313
%		28,41	0,428	48,35	50,78
TV	2,106	0,884	0,164	0,810	0,967
%		42,01	7,790	38,48	45,93
EV	2,106	0,313	0	1,868	0
%		22,69	0	99	0
TOT	9,472	2,357	0,120	6,117	3,467
%		24,89	1,269	64,58	36,60

Şekil 4.' de havalandırma sisteminin ekserji, ekserji tahribatı, ekserji kaybı akış diyagramı verilmiştir. Diyagramdan görüldüğü gibi tersinmezliklerin kaynağı sırasıyla soğutma sisteminde, ısıtmada sonra yoğuşuk ve egzoz havasında görülmektedir.



Şekil 4. Ekserji, ekserji tahribatı, ekserji kaybı akış diyagramı

V. SONUÇLAR

Çalışmada HVAC iklimlendirme sisteminde bir ortam havası soğutma süreçlerindeki tersinmezliklerin üfleme havasının ekserji değeri limitlerine etkileri belirlenmiştir. Havalandırma sisteminde toplam ekserji tahribatının %59.1 kısmı soğutma sisteminde oluştuğu bulunmuştur. Bu nedenle ileri ekserji metodunu soğutma sistemine uygulanarak ekserji tahribat tiplerinin değerleri belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

[1] Özgener Leyla, Hepbaşlı Arif, HVAC sistemlerinde ekserji analizinin gerekliliği ve uygulamaları. 6. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi.8-11 Ekim 2013.

[2] Jafarinejad Tohid, Hossein Yousefi, Amirhossein Fathi, Kianoush Choubineh. Exergy analysis of an air dehumification system equipped with mixing box and heat echanger heat recorey units. Enverimental Energy and Economic Research. 3 (3): 215-224. 2019.

[3] Gullo P, Hafner A, and Banasiak, K. Thermodynamic Performance Investigation of Commercial R744 Booster Refrigeration Plants Based on Advanced Analysis. Energies,2019,354;doi:10.3390/en12030354.

[4] Kelly S, Tsatsaronis G, Morosuk T. Advanced exergetic analysis: Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts. Energy. 34 (2009) 384–391.

[5] Vuckovic GD, Vukic MV, Stojiljkovic MM, Vuckovic DD. Avoidable and Unavoidable Exergy Destruction and Exergoeconomic Evaluation of the Thermal Processes in a RealIindustrial Plant. THERMAL SCIENCE, 2012, Vol. 16, Suppl. 2, pp. S493-S506.

[6] Tsatsaronis G, Morosuk T. Advanced thermodynamic (exergetic) analysis. 6 th European Thermal Science Conferance (Eurohern 2012) Journal of Physics Conferance Series 395, 2012, 012160. doi:10.1088/1742-6596/395/1/012160.

[7] Özgür AE, Kabul A, Kizikan Ö. Exergy analysis of refrigeration systems using an alternative refrigerant (hfo-1234yf) to R-134a. International Journal of Low-Carbon Technologies 2014, 9, 56–62.

[8] Bejan A, Tsatsaronis G. and Moran M,.1996. Thermal design and optimization. New York: Wiley.

[9] Kotas TJ. The exergy method of thermal plant analysis. Anchor Brendon Ltd 1985.