

Farklı Akışkanlarda Değişken Soğutucu Akışkan Debili Sistemin (VRF) Enerji ve Ekserji Analizlerinin Karşılaştırılması

Ali İbrahim ATILGAN, Utku TÜRKMEN*

Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
(Geliş/Received : 10.05.2016 ; Kabul/Accepted : 07.07.2016)

ÖZ

Bu çalışmada, termodinamik kanunlarına genel bir giriş yapılmış ve değişken soğutucu akışkan debili sistemler incelenmiştir. Ayrıca, örnek bir değişken soğutucu akışkan debili sistemin termodinamik analizi yapılmış, farklı çalışma koşullarında ve farklı soğutucu akışkanlar kullanılması durumlarında sistemin ekserji kayıpları karşılaştırılmıştır. Sistemin eş zamanlı ısıtma-soğutma yapma koşulunda en düşük soğutucu akışkan debisi gerçekleşirken, yalnız soğutma yapma koşulunda en yüksek soğutucu akışkan debisi gerçekleşmiştir. Entropi oluşumları ve ekserji kayıpları incelendiğinde, eş zamanlı ısıtma-soğutma yapma koşulunda en düşük entropi oluşumu ve ekserji kaybı meydana gelmiştir. Yalnız soğutma yapma koşulunda ise, en yüksek entropi oluşumu ve ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar karşılaştırıldığında ise, R404 soğutucu akışkanı kullanıldığında en düşük ekserji kaybı gerçekleşmiştir. En yüksek ekserji kaybı ise R410A soğutucu akışkanı kullanıldığında meydana gelmiştir. Bu çalışma ile konuya yönelik bilinçlenmenin artırılması amaçlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Değişken Debi, Termodinamik Analiz, Soğutucu Akışkan.

Comparison of Energy and Exergy Analysis for Variable Refrigerant Flow System (VRF) with Different Refrigerants

ABSTRACT

In this study, an overview of laws of thermodynamics and variable refrigerant flow systems have been investigated. Besides, thermodynamic analysis of a sample variable refrigerant flow system has been evaluated and exergy losses of different working conditions and different refrigerants has been compared. While minimum refrigerant mass flow rate has been occurred in simultaneous heating-cooling working condition of the system, maximum refrigerant mass flow rate has been occurred in only cooling working condition. When entropy generations and exergy losses analyzed, minimum entropy generations and exergy losses has been appeared in simultaneous heating-cooling working condition. Maximum entropy generations and exergy losses has been appeared in only cooling working condition. When refrigerants are compared, minimum exergy losses has been occurred in using refrigerant R404. Maximum exergy losses has been occurred in using refrigerant R410A. With this study, it has been intended to increase the awareness of the subject.

Keywords: Variable Rate, Thermodynamics Analysis, Refrigerant.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

4 adet iç ünitelerden oluşan bir VRF sisteminde, iç üniteler soğutucu boruları ile paralel bir şekilde dış üniteye bağlanmaktadır. Dış üniteye 4 yollu vana bağlantısı ile soğutucu akışkan yönü değiştirilebilir ve bu özellik sayesinde VRF Sistemi hem soğutma sistemi hem de ısı pompası olarak kullanılabilir.

Soğutma modunda, kompresörden çıkan soğutucu akışkan dış ünite eşanjörüne (kondenser olarak kullanılır) girerek 4 yollu vanaya doğru gider. Yüksek basınç düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkanın, EEV (Elektronik Genleşme Valfi) vasıtası ile basıncı düşer ve iç ünite

eşanjörüne (buharlaştırıcı olarak kullanılır) girer. Bunun sonucunda iç ünite bölgeden ısı çeker ve bölgeyi soğutur. Daha sonra düşük basınçlı kızgın soğutucu akışkan kompresöre döner ve döngü tamamlanır.

Isıtma modunda ise, 4 yollu vana soğutucu akışkan yönünü tersine çevirir. Soğutucu akışkan kompresörden iç ünite eşanjörüne (kondenser olarak kullanılır) girer. İç ünite ısıyı dışarı verir ve bölgeyi ısıtır. Daha sonra, yüksek basınç düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkanın basıncı EEV vasıtası ile düşürülür. Düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan dış ünite eşanjörüne (buharlaştırıcı olarak kullanılır) girer. Düşük basınçlı kızgın soğutucu akışkan kompresöre döner ve döngü tamamlanır.

Çok yönlü VRF Sistemleri dış üniteleri biri değişken hızlı olmak üzere iki veya üç adet kompresörden oluşur. VRF

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)

e-posta: uuturkmen@gmail.com

Digital Object Identifier (DOI) : 10.2339/2017.20.1 211-222

sistemlerindeki inverter sürücülü kompresörler geniş frekans aralığında çalışır. İnverter frekansı genel olarak 20-30 Hz ile 105-120 Hz aralığındadır. [1,2]

VRF sistemlerinin en önemli dezavantajlarından biri maliyetidir. Ancak VRF sistemlerinin maliyeti uygulamaya ve bina planına bağlıdır. Ayrıca VRF sistemlerinin havalandırma kapasitesi bulunmadığından ayrı bir havalandırma sistemi gerekmesi de maliyeti artırmaktadır. [1,2]

VRF Sistemlerinin iç üniteleri genellikle, eşanjör, elektronik genişleme valfi, sıcaklık sensörü ve fanndan oluşur. İlk zamanlar 1-2 iç ünite bir dış üniteye bağlanırken, 1980'lerin sonunda 4-8 iç ünite, 1990'larda 16 iç ünite, 1999'da 32 iç ünite, 2003'te 40 ünite bir adet dış üniteye bağlanabilmektedir. Günümüzde ise 60 ve daha fazla iç ünite tek bir dış ünite ile kontrol edilebilmektedir.[3]

Farklı konfor şartları sunabildiği için çok yönlü VRF sistemleri okullarda, otellerde, ofis binalarında vb. uygulanması çok uygundur. Ayrıca hastaneler, bölgeler arası hava karışımını engellemesi nedeni ile VRF sistemleri için iyi müşterilerdir. Bankalar, kanal sisteminin çıkış yollarının küçük çapta olması sebebiyle, güvenlik açısından sistemi desteklemektedir. Sistem lüks evlerde veya birden çok ailenin yaşadığı konutlarda da kullanılabilir. Ayrıca, tarihi binalarda çok yönlü VRF sistemlerinden de faydalanmaktadır. [3]

2003 mali yılında başlıca VRF üreticilerinden bir tanesi dünya çapında 85500 adet VRF ürünü satmıştır: %69'u Asya'da, (%46,8 Japonya, %22,2 Çin) %21,9'u Avrupa'da, %6,3'ü Okyanusya'da ve sadece %2,8'i Dünya'nın geri kalanında, bu veriler Amerika'daki pazarın sınırlı olduğunu göstermektedir. [3]

VRF sistemlerinin toplam maliyeti aynı kapasitedeki chiller su soğutma grubundan %5-20 daha yüksektir. VRF sistemlerinin maliyeti tek kanallı soğutma sistemlerinden %30-50 daha fazladır. Bir VRF sistemi üreticisi 1998 yılında İtalya'da, 7 tanesi VRF sistemi kullanan 7 tanesi de chiller/boiler sistemi kullanan 14 binayı ilk yatırım maliyeti ve işletme giderlerini kıyaslamak amacıyla incelemiştir. Nemli, astropikal iklimde ve çalışma yapılan periyotta, VRF sistemlerinin %35 daha az enerji tükettiği, %40 daha az bakım-onarım maliyeti çıkardığı görülmüştür. Ancak, donanım maliyeti VRF sistemlerinde chiller/boiler sistemlerine göre yüksek çıkmıştır. 200 tonluk bir soğutma sistemi için VRF sistemleri, chiller grubu sistemlerine göre %30-40 enerji tasarrufu sağlamıştır. Ancak VRF sistemlerinde kurulum maliyeti chiller su soğutma grubuna göre %8, chiller hava soğutma grubuna göre %16 daha fazladır. Enerji kullanımı ve kurulum maliyeti birlikte hesaplandığında, VRF sistemlerinin yatırım geri dönüş süresi, hava soğutmalı sistemlerde 16 ay, su soğutmalı sistemlerde 8 ay olarak gerçekleşmiştir.[3]

Aynur, VRF sistemleri ile ilgili çalışmalarını içeren bir literatür çalışması yapmış, sistemin yapısı, iç ünite ve dış ünitelerin konfigürasyonu ile ilgili detaylı bir inceleme ortaya koymuştur. [4]

Park ve Kim, iç ünite yüklerini ve kompresör hızını değiştirerek, iki iç üniteli birbirinden ayrı EEV bulunan çok yönlü VRF sisteminin performansının ölçülmesi ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, iç üniteler için kızgın buhar sıcaklık değerinin EEV ayarı yapılarak 4°C'de tutulması ve kompresör hızının her bir iç ünite için yeterli soğutma kapasitesini sağlayacak şekilde ayarlanması gerektiği ortaya konmuştur. [5]

Xia, 5 adet iç üniteli çok yönlü 3 borulu VRF sistemi için bir deney sistemi geliştirmiştir. Bu test, iç üniteler ve dış üniteye bulunan 6 adet kalorimetre ile gerçekleştirilmiştir. COP değeri, sistemin toplam ısı yükünün, tükettiği toplam enerjiye oranına eşittir. İki kompresörün tandem olarak kullanılmasının, performans değerini artırdığı tespit edilmiştir. [6]

Masuda, iki iç üniteli çok yönlü VRF sistemi için bir kontrol metodu geliştirmiştir. Bu yeni kontrol metodu, yüksek soğutma yükü olan odada kurulan iç üniteye soğutucu akışkan debisinin değerini göre daha fazla olduğunu göstermektedir. Bu metod oda sıcaklığının istenilen sıcaklığa geldiğinde kompresör frekansının azalmasını veya tersi durumda yükselmesini sağlamaktadır. Sonuç olarak, yeni kontrol metodu ile iç ünitelerdeki soğutucu akışkan debisinin birbirinden bağımsız şekilde kontrol edilebilmesi mümkün olmaktadır. [7]

Hai, 30 kW anma kapasiteli 3 borulu çok yönlü VRF sistemi üzerine çalışmıştır. Sistem, R22 soğutucu akışkanı kullanılan ve hepsi farklı kapasitede 5 iç üniteye sahip bir sistemdir. Deneysel çalışmalar sonucu, kararlı şartlar altında sistemin COP değerlerinin eşzamanlı ısıtma-soğutma modunda yüksek olduğu ortaya konmuştur. [8]

Hava soğutmalı VRF sistemleri ortamdaki hava ile soğutulurken, su soğutmalı sistemler ise su ile soğutulur. Su soğutmalı sistemlerde plaka tipi ısı değiştiricisi mevcutken, hava soğutmalı sistemlerde yüzgeçli tip ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Hava soğutmalı VRF sistemlerinde olduğu gibi su soğutmalı sistemlerde de birden çok iç ünite bir dış üniteye bağlanabilmektedir.[9]

Aynur, VRF sistemlerinin ofis uygulamasındaki performansları ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Sisteme iki farklı kontrol modu uygulanmıştır. Bireysel kontrol modunda, bütün iç üniteler kendi termostatları ile kontrol edilmiştir. Ana kontrol modunda ise, bütün iç üniteler ofis ortamının merkezine konulan tek bir termostat vasıtası ile kontrol edilmiştir. Sonuçta, bireysel kontrol modunda, ana kontrol moduna göre hem daha iyi ısı konforu hem de daha yüksek verim elde edilmiştir.[10]

VRF sistemlerinde iç üniteye bulunan sıcaklık sensörü, gerçek hava sıcaklığı ile termostat sıcaklığını karşılaştırmak için kullanılır. Sıcaklık farkına göre, iç üniteye giden soğutucu akışkan debisi EEV tarafından ayarlanır. Böylece, termostat sıcaklığı ve gerçek ortam sıcaklığına göre, her bir iç ünite birbirinden bağımsız bir şekilde kontrol edilebilir ve iç ünitelerin bir kısmı çalışmasa bile diğerleri çalışmasına devam edebilir.

Böylece, farklı bölgeler birbirinden bağımsız sıcaklıklara sahip olabilir.[10]

Hai, buz depolama tanklı çok yönlü VRF sistemi üzerine araştırma yapmış ve yeni bir sistem tasarlamıştır. Buz depolama tankı ile birlikte ekstra 30°C alt soğutma sağlanmış ve bu durum enerji verim oranında %25 artış sağlamıştır. Shanghai'daki elektrik fiyatları göz önüne alındığında bu sistemin yatırım geri dönüş süresi 3 yıl olarak hesaplanmıştır. [11]

Aynur, değişen dış hava koşullarında VRF sistemine entegre bir ısı geri kazanımlı havalandırma sistemi kullanarak, bunun ısıl konfora, enerji tüketimine ve sistemin verimine etkisini incelemiştir. Bu araştırma, havalandırmanın iç alan sıcaklık kontrolüne etkisi olmadığını, bunun yerine iç ortamın nemini artırarak konfor şartlarını düşürdüğünü ortaya koymuştur. Ayrıca bu sistemin, dış ünitenin enerji tüketimini artırırken (havalandırma sistemi destekli VRF sistemi diğerine göre %27,8 daha fazla enerji tüketmiştir), VRF sisteminin verimine önemli bir katkısı olmadığı gözlemlenmiştir. [12]

Aynur, VRF sistemine, havalandırma sistemi ve rejeneratif ısı pompası destekli kurutucu entegre ederek, iki sisteme performans testi uygulamıştır. Bu durumda rejeneratif ısı pompası destekli kurutucu kullanan sistemin daha iyi konfor şartı ve daha iyi nem kontrolü sağladığı tespit edilmiştir. Ayrıca, ısı pompası destekli kurutucunun soğutma yüküne yaptığı katkı ile birlikte VRF sistemi %26,3 daha az enerji tüketmiştir. Üç modda çalışması incelenmiştir; havalandırmasız, ısı pompası destekli kurutucu ile birlikte, ısı pompası destekli kurutucu-nem alma destekli. Araştırma sonuçları, VRF sistemlerinde ısı pompası destekli kurutucu kullanılmasının uygun olduğunu göstermiştir. [13]

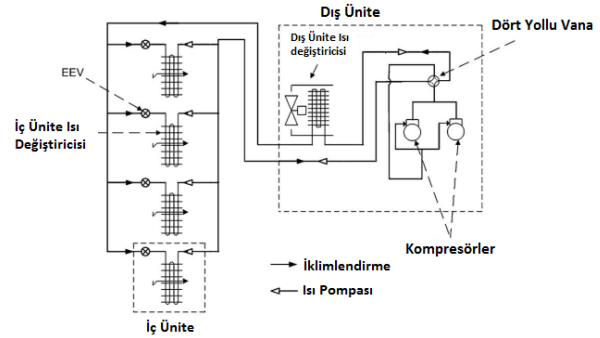
Çamdalı ve Tunç, termoeconominin temel prensipleri ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, ekserji destekli maliyet minimizasyonu yapılmıştır. Yapılan çalışmada, termoeconominin ekserji üzerindeki etkisi incelenmiştir. [14]

Can, soğutma elemanlarında ekserji analizi yapmış, ekserji kaybını en aza indirmek için temel prensipler üzerine çalışma yapmıştır. Yapılan çalışmada, debideki artış ile tersinmezliğin arttığı tespit edilmiştir. [15]

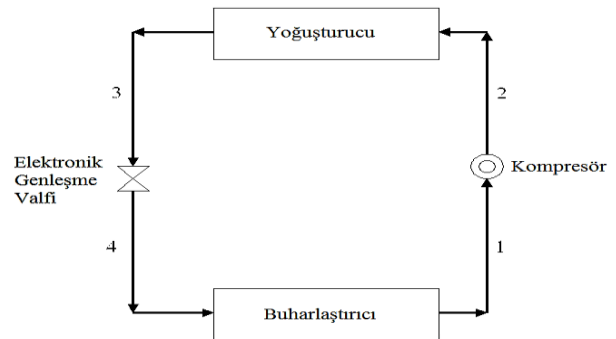
Doğan, su kaynaklı bir VRF sistemini detaylı bir şekilde incelemiş, sistemin bir alış-veriş merkezinde uygulamasını analiz etmiştir. Çalışmasında, su kaynaklı ve hava kaynaklı sistemler arasındaki doğru seçimin önemi hakkında bilgiler verilmiştir. [16]

Eğriboyun, ısı geri kazanımlı değişken soğutucu akışkan debili klima sisteminin termodinamik analizini yapmıştır. Çalışmasında soğutucu akışkan debilerinin hesabını yapmış ve soğutucu akışkanın sistem elemanları içerisinde izlediği yolu göstermiştir. [17]

2. SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ (THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE SYSTEM)



Şekil 1. Dört adet iç üniteli VRF sistemi (VRF System with Four Indoor Unit)



Şekil 2. VRF Sisteminin Şematik Gösterimi (Schematic view of VRF System)

Şekil 1'de verilen sisteme öncelikle 4 farklı akışkan kullanıldığı durumlarda, termodinamiğin I. Yasası uygulanmıştır. Bunun sonunda sistemde kullanılan soğutucu akışkanın debileri hesaplanmıştır.

$$\text{Kütlenin Korunumu Yasası} \frac{dM}{dx} = \sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m} \quad (1)$$

Termodinamiğin I. Yasası

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} (e + Pv) - \sum_{out} \dot{m} (e + Pv) \quad (2)$$

Sistemdeki elemanlar için I. Yasa

$$\text{uygulanmıştır. } \dot{Q}_{comp} = \dot{m}(\Delta h_{comp}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{evap_i} = \dot{m}(\Delta h_{evap}) \quad (4)$$

I. Yasa uygulamasından sonra, Sisteme Termodinamiğin II. Yasası uygulanmıştır.

Termodinamiğin II. Yasası (Entropi Oluşumu)

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS}{dx} - \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{out} \dot{m}s - \sum_{in} \dot{m}s \geq 0 \quad (5)$$

Sistemdeki Elemanların tamamı için ekserji kaybı hesaplanmıştır.

$$\text{Kompresör: } (T_0 \dot{S}_{gen})_{comp} = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q}_{comp} - \dot{W}_{comp} + \dot{\phi}_{comp,in} - \dot{\phi}_{comp,out} \quad (6)$$

Buharlaştırıcı:

$$(T_0 \dot{S}_{gen})_{evap} = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q}_{evap} - \dot{W}_{evap} + \dot{\phi}_{evap,in} - \dot{\phi}_{evap,out} \quad (7)$$

Kondenser:

$$(T_0 \dot{S}_{gen})_{cond} = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q}_{cond} - \dot{W}_{cond} + \dot{\phi}_{cond,in} - \dot{\phi}_{cond,out} \quad (8)$$

$$\text{Genleşme Valfi: } (T_0 \dot{S}_{gen})_{exp} = \dot{\phi}_{exp,in} - \dot{\phi}_{exp,out} \quad (9)$$

Sistemdeki elemanların ekserji kayıpları bulunduktan sonra, toplam ekserji kaybı hesaplanmıştır.

$$\dot{X}_{des} = (T_0 \dot{S}_{gen})_{comp} + (T_0 \dot{S}_{gen})_{evap} + (T_0 \dot{S}_{gen})_{cond} + (T_0 \dot{S}_{gen})_{exp} \quad (10)$$

Sistem için ekserji analizi yapılmıştır.

$$\dot{E}_w = \sum_{i=1}^n [(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i)_{in} - \mu_{0,i}] \dot{N}_{i,in} - \sum_{i=1}^n [(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i)_{out} - \mu_{0,i}] \dot{N}_{i,out} - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (11)$$

Örnek uygulamamızda, 4 iç üniteye sahip bir ısı geri kazanımlı VRF Sisteminin 5 farklı koşulda ve 4 farklı soğutucu akışkan kullanılması durumlarında I. Kanun ve II. Kanun analizi yapılmıştır. Örnek sistemde soğutucu akışkan olarak R410A, R22, R404A ve R507 soğutucu akışkanları kullanılmıştır.

Şekil 2'de gösterildiği üzere hesaplamalarda gösterilen, 1. nokta kompresör girişini, 2. nokta kompresör çıkışını, 3. nokta yoğunlaştırıcı çıkışını ve 4. nokta buharlaştırıcı girişini göstermektedir.

Soğutucu akışkanlara ait termodinamik özellikler, ilgili akışkanlara ait basınç-entalpi diyagramlarından, doymuş sıvı ve doymuş buhar özellikleri tablolarından ve kızgın buhar özellikleri tablolarından alınmıştır.

R410A soğutucu akışkanı için analiz sonuçları,

Çizelge 1. R410A Soğutucu Akışkanı için Sistemin Özellikleri (Values of System for R410A Refrigerant)

R410	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	9,90	431,85	1,82940
2	82,54	33,96	466,8	1,85210
3	50	33,96	292,19	1,30060
4	7	9,90	292,19	1,32890

Çizelge 2. R410A Soğutucu Akışkanı için Sistemin Isı Yükleri ve Debileri (Heat Load and Mass Flow Rate of System for R410A Refrigerant)

İŞLETME DURUMU	İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
		Q _b (kW)	Q _y (kW)	W _k (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A Yanlız Soğutma	20	20	25	5	0,14320
B 3 Ünite Soğutma	15	15	18,75	3,75	0,10740
1 Ünite Isıtma	5				
C 2 Ünite Soğutma	10	10	12,50	2,5	0,07160
2 Ünite Soğutma	10				
D 1 Ünite Soğutma	5	12	15	3	0,08592
3 Ünite Soğutma	15				
E Yanlız Isıtma	20	16	20	4	0,11456

Çizelge 3. R410A Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Entropi Oluşumları (Entropy Generations of System Components in Five Different Working Conditions for R410A Refrigerant)

Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Entropi Oluşum					
Kompresör	0,00325	0,00244	0,00163	0,00195	0,00260
Genleşme Valfi	0,00405	0,00304	0,00203	0,00243	0,00324
Buharlaştırıcı	0,00025	0,00018	0,00012	0,00015	0,00020
Kondenser	0,00276	0,00207	0,00138	0,00165	0,00221

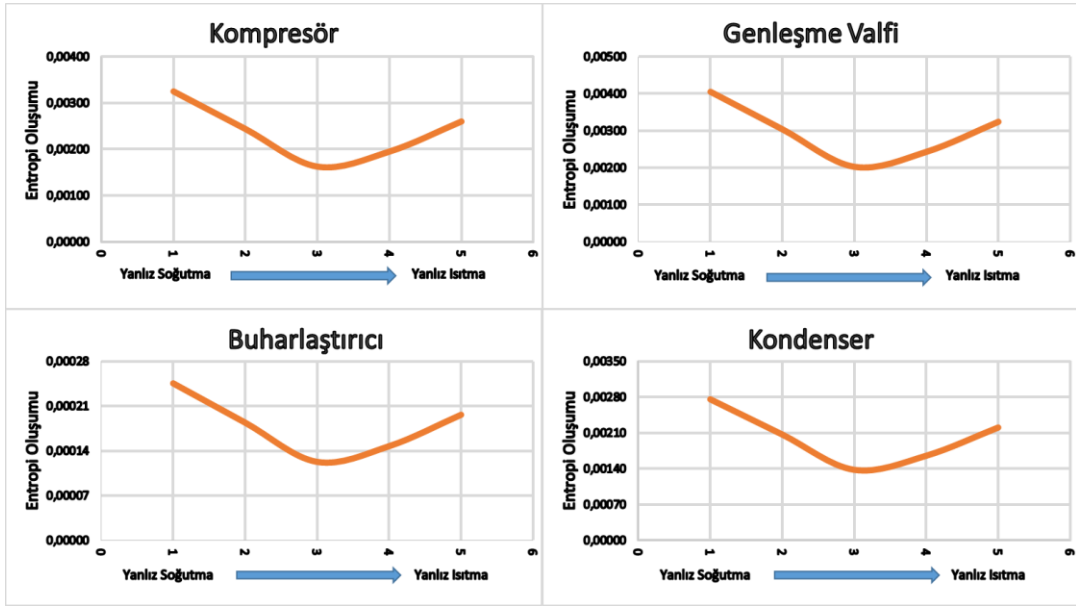
Çizelge 4. R410A Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Ekserji Kayıpları (Exergy Loses of System Components in Five Different Working Conditions for R410A Refrigerant)

Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik)					
Kompresör	0,96872	0,72654	0,48436	0,58123	0,77498
Genleşme Valfi	1,20770	0,90578	0,60385	0,72462	0,96616
Buharlaştırıcı	0,07316	0,05487	0,03658	0,04389	0,05853
Kondenser	0,82189	0,61641	0,41094	0,49313	0,65751
Toplam	3,07147	2,30360	1,53574	1,84288	2,45718

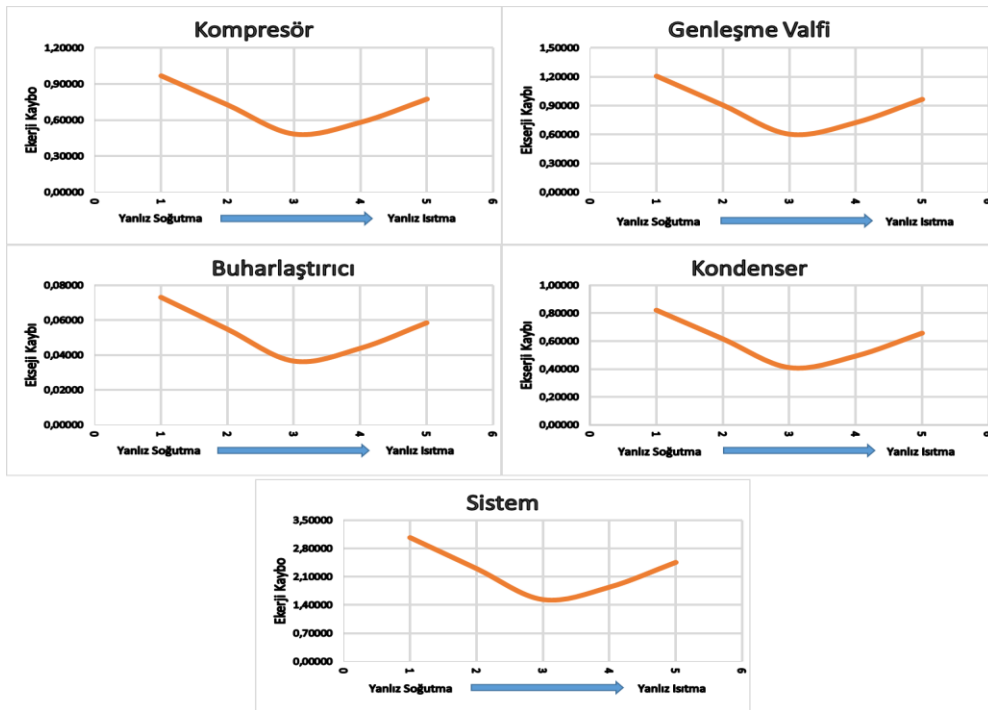
Çizelge 5. R410A Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Ekserji Dengesi (Exergy Balances of System Components in Five Different Working Conditions for R410A Refrigerant)

Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Ekserji Dengesi					
Kompresör	4,03629	3,02722	2,01814	2,42177	3,22903
Genleşme Valfi	-1,20770	-0,90578	-0,60385	-0,72462	-0,96616
Buharlaştırıcı	19,92684	14,94513	9,96342	11,95611	15,94147
Kondenser	-24,18313	-18,13735	-12,09156	-14,50988	-19,34650

Çizelge 2'de görüldüğü üzere sistemin eş zamanlı ısıtma-soğutma yaptığı yani 2 iç ünitenin soğutma ve 2 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda en düşük soğutucu akışkan debisi gerçekleşmiştir. Buna bağlı olarak da çizelge 3'te ve çizelge 4'te görüldüğü üzere en düşük entropi oluşumu ve ekserji kaybı meydana gelmiştir. Çizelge 4'te görüldüğü üzere, bütün iç ünitelerin soğutma yaptığı durumda 3,07 kW, 3 ünitenin soğutma 1 ünitenin ısıtma yaptığı durumda 2,3 kW, 2 iç ünitenin soğutma ve 2 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda 1,53 kW, 1 iç ünitenin soğutma 3 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda 1,84 ve bütün iç ünitelerin ısıtma yaptığı durumda 2,45 kW ekserji kaybı meydana gelmiştir.



Şekil 3. R410A Soğutucu Akışkanı İçin Farklı Çalışma Koşullarında Sistem Ana Elemanlardaki Entropi Oluşumu (Entropy Generations of System Components in Different Working Conditions for R410A Refrigerant)



Şekil 4. R410A Soğutucu Akışkanı İçin Farklı Çalışma Koşullarında Sistemin Tamamı ve Ana Elemanlardaki Ekserji Kaybı (Exergy Losses of System Components and Entire System in Different Working Conditions for R410A Refrigerant)

R22 soğutucu akışkanı için analiz sonuçları,

Çizelge 6. R22 Soğutucu Akışkanı İçin Sistemin Özellikleri (Values of System for R22 Refrigerant)

R22	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	6,20	409,04	1,750
2	82,54	22,00	445,5	1,768
3	50	22,00	263,2	1,203
4	7	6,20	263,2	1,228

Çizelge 7. R22 Soğutucu Akışkanı İçin Sistemin Isı Yükleri ve Debileri (Heat Load and Mass Flow Rate of System for R22 Refrigerant)

İŞLETME DURUMU	İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
		Q _b (kW)	Q _y (kW)	W _k (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A Yanlız Soğutma	20	20	25	5	0,13714
B 3 Ünite Soğutma	15	15	18,75	3,75	0,10285
1 Ünite Isıtma	5				
C 2 Ünite Soğutma	10	10	12,50	2,5	0,06857
2 Ünite Soğutma	10				
D 1 Ünite Soğutma	5	12	15	3	0,08228
3 Ünite Soğutma	15				
E Yanlız Isıtma	20	16	20	4	0,10971

Çizelge 8. R22 Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Entropi Oluşumları (Entropy Generations of System Components in Five Different Working Conditions for R22 Refrigerant)

Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Entropi Oluşum					
Kompresör	0,00247	0,00185	0,00123	0,00148	0,00197
Genleşme Valfi	0,00343	0,00257	0,00171	0,00206	0,00274
Buharlaştırıcı	0,00016	0,00012	0,00008	0,00009	0,00013
Kondenser	0,00126	0,00095	0,00063	0,00076	0,00101

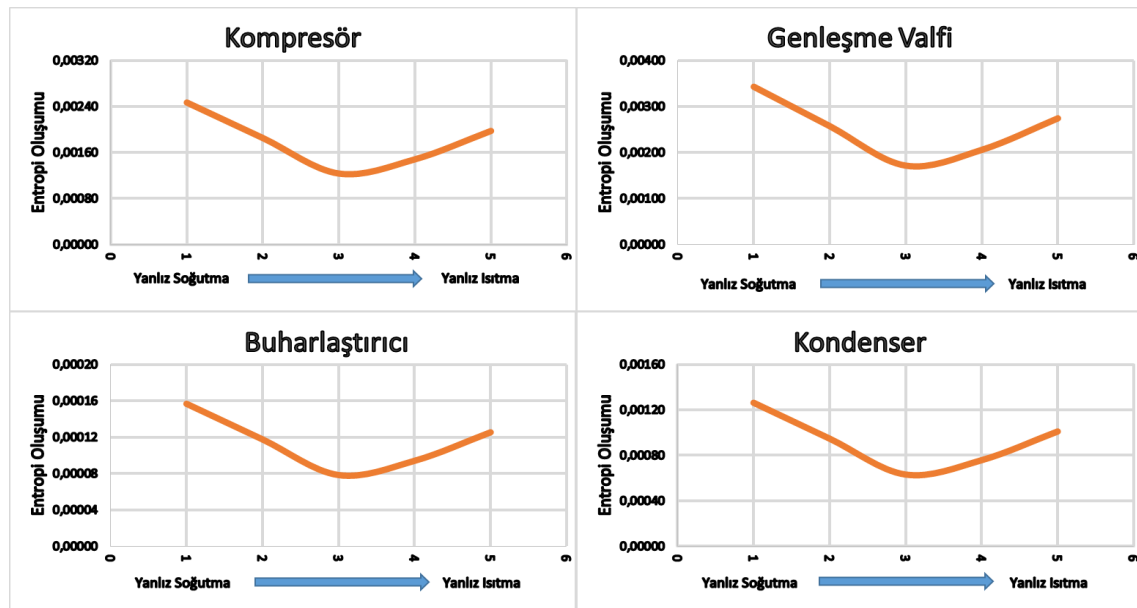
Çizelge 9. R22 Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Ekserji Kayıpları (Exergy Loses of System Components in Five Different Working Conditions for R22 Refrigerant)

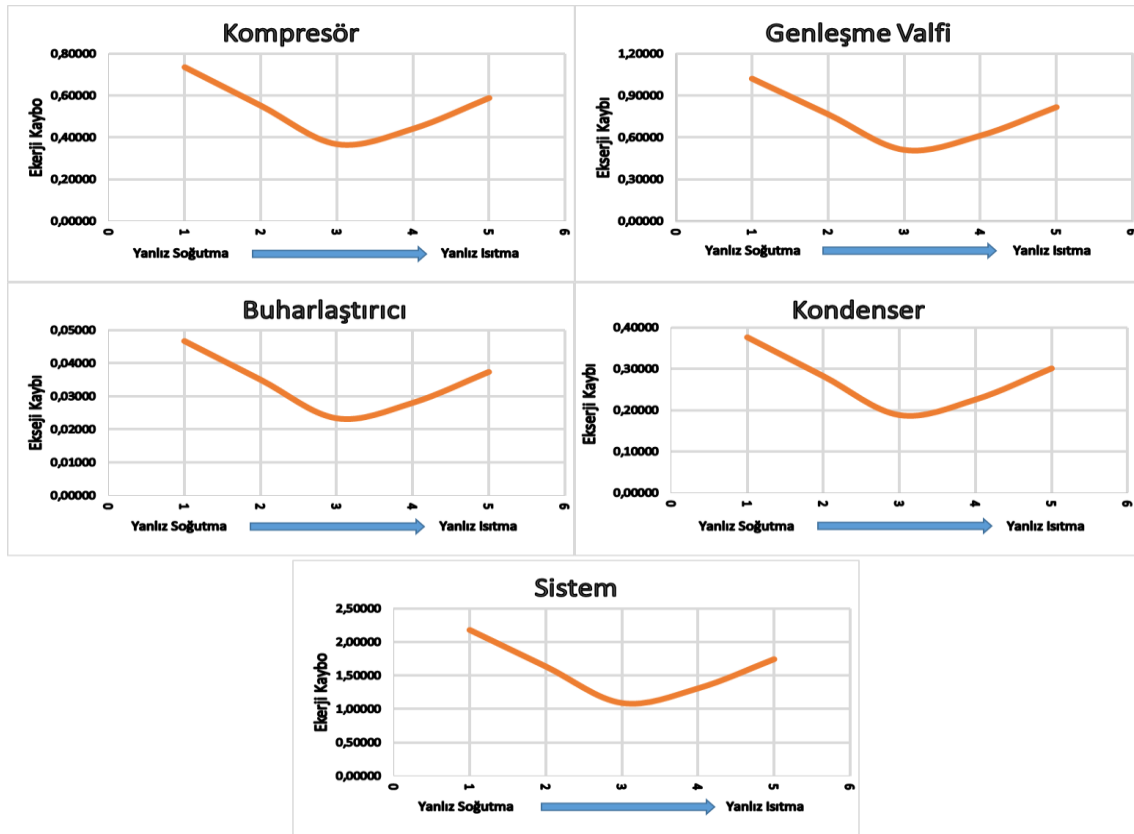
Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik)					
Kompresör	0,73560	0,55170	0,36780	0,44136	0,58848
Genleşme Valfi	1,02167	0,76625	0,51083	0,61300	0,81733
Buharlaştırıcı	0,04670	0,03503	0,02335	0,02802	0,03736
Kondenser	0,37627	0,28220	0,18814	0,22576	0,30102
Toplam	2,18025	1,63518	1,09012	1,30815	1,74420

Çizelge 10. R22 Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Ekserji Dengesi (Exergy Balances of System Components in Five Different Working Conditions for R22 Refrigerant)

Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Ekserji Dengesi					
Kompresör	4,26440	3,19830	2,13220	2,55864	3,41152
Genleşme Valfi	-1,02167	-0,76625	-0,51083	-0,61300	-0,81733
Buharlaştırıcı	19,95330	14,96497	9,97665	11,97198	15,96264
Kondenser	-24,62373	-18,46780	-12,31186	-14,77424	-19,69898

Çizelge 7'de görüldüğü üzere sistemin eş zamanlı ısıtma-soğutma yaptığı yani 2 iç ünitenin soğutma ve 2 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda en düşük soğutucu akışkan debisi gerçekleşmiştir. Buna bağlı olarak da çizelge 8'de ve çizelge 9'da görüldüğü üzere en düşük entropi oluşumu ve ekserji kaybı meydana gelmiştir. Çizelge 9'da görüldüğü üzere, bütün iç ünitelerin soğutma yaptığı durumda 2,18 kW, 3 ünitenin soğutma 1 ünitenin ısıtma yaptığı durumda 1,63 kW, 2 iç ünitenin soğutma ve 2 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda 1,09 kW, 1 iç ünitenin soğutma 3 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda 1,30 ve bütün iç ünitelerin ısıtma yaptığı durumda 1,74 kW ekserji kaybı meydana gelmiştir.

**Şekil 5.** R22 Soğutucu Akışkanı İçin Farklı Çalışma Koşullarında Sistem Ana Elemanlardaki Entropi Oluşumu (Entropy Generations of System Components in Different Working Conditions for R22 Refrigerant)



Şekil 6. R22 Soğutucu Akışkanı İçin Farklı Çalışma Koşullarında Sistemin Tamamı ve Ana Elemanlardaki Eksjerji Kaybı (Exergy Losses of System Components and Entire System in Different Working Conditions for R22 Refrigerant)

R404A soğutucu akışkanı için analiz sonuçları,

Çizelge 11. R404A Soğutucu Akışkanı İçin Sistemin Özellikleri (Values of System for R404A Refrigerant)

R404	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	7,50	394,55	1,688
2	82,54	25,60	422,4	1,695
3	50	25,60	283,2	1,266
4	7	7,50	283,2	1,287

Çizelge 12. R404A Soğutucu Akışkanı İçin Sistemin Isı Yükleri ve Debileri (Heat Load and Mass Flow Rate of System for R404A Refrigerant)

İŞLETME DURUMU	İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
		Q_b (kW)	Q_y (kW)	W_k (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A	Yalnız Soğutma	20	25	5	0,17961
B	3 Ünite Soğutma	15	18,75	3,75	0,13471
	1 Ünite Isıtma				
C	2 Ünite Soğutma	10	12,50	2,5	0,08981
	2 Ünite Soğutma				
D	1 Ünite Soğutma	12	15	3	0,10777
	3 Ünite Soğutma				
E	Yalnız Isıtma	16	20	4	0,14369

Çizelge 13. R404A Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Entropi Oluşumları (Entropy Generations of System Components in Five Different Working Conditions for R404A Refrigerant)

Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Entropi Oluşum					
Kompresör	0,00131	0,00098	0,00066	0,00079	0,00105
Genleşme Valfi	0,00377	0,00283	0,00189	0,00226	0,00302
Buharlaştırıcı	0,00054	0,00041	0,00027	0,00033	0,00043
Kondenser	0,00083	0,00063	0,00042	0,00050	0,00067

Çizelge 14. R404A Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Ekserji Kayıpları (Exergy Losses of System Components in Five Different Working Conditions for R404A Refrigerant)

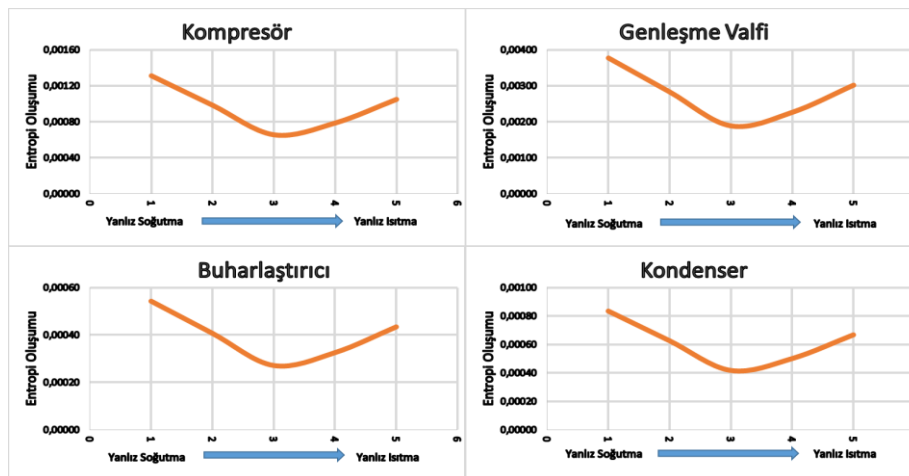
Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik)					
Kompresör	0,39073	0,29305	0,19537	0,23444	0,31259
Genleşme Valfi	1,12402	0,84302	0,56201	0,67441	0,89922
Buharlaştırıcı	0,16172	0,12129	0,08086	0,09703	0,12938
Kondenser	0,24878	0,18658	0,12439	0,14927	0,19902
Toplam	1,92525	1,44394	0,96263	1,15515	1,54020

Çizelge 15. R404A Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Ekserji Dengesi (Exergy Balances of System Components in Five Different Working Conditions for R404A Refrigerant)

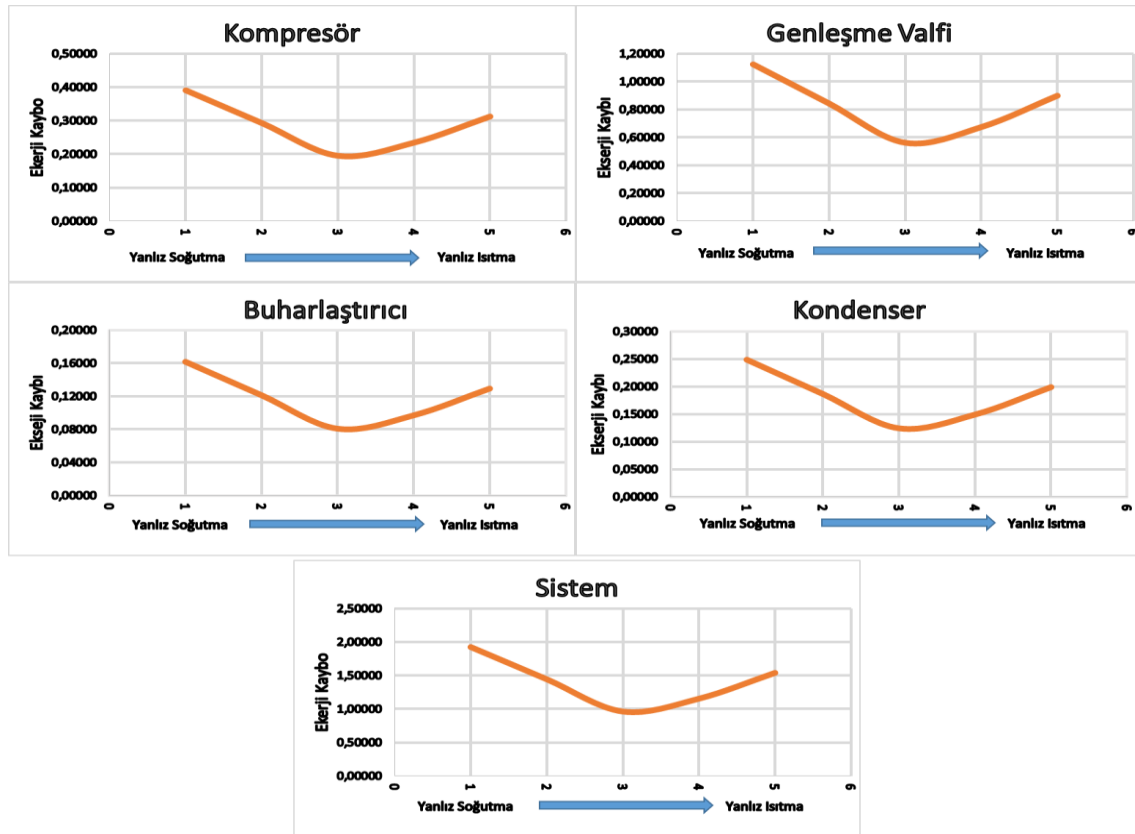
Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Ekserji Dengesi					
Kompresör	4,61151	3,45863	2,30576	2,76691	3,68921
Genleşme Valfi	-1,12402	-0,84302	-0,56201	-0,67441	-0,89922
Buharlaştırıcı	19,83828	14,87871	9,91914	11,90297	15,87062
Kondenser	-24,75347	-18,56510	-12,37673	-14,85208	-19,80277

Çizelge 12'de görüldüğü üzere sistemin eş zamanlı ısıtma-soğutma yaptığı yani 2 iç ünitenin soğutma ve 2 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda en düşük soğutucu akışkan debisi gerçekleşmiştir. Buna bağlı olarak da çizelge 13'de ve çizelge 14'te görüldüğü üzere en düşük entropi oluşumu ve ekserji kaybı meydana gelmiştir. Çizelge 14'te görüldüğü üzere, bütün iç ünitelerin

soğutma yaptığı durumda 1,92 kW, 3 ünitenin soğutma 1 ünitenin ısıtma yaptığı durumda 1,44 kW, 2 iç ünitenin soğutma ve 2 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda 0,96 kW, 1 iç ünitenin soğutma 3 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda 1,15 ve bütün iç ünitelerin ısıtma yaptığı durumda 1,54 kW ekserji kaybı meydana gelmiştir.



Şekil 7. R404A Soğutucu Akışkanı İçin Farklı Çalışma Koşullarında Sistem Ana Elemanlardaki Entropi Oluşumu (Entropy Generations of System Components in Different Working Conditions for R404A Refrigerant)



Şekil 8. R404A Soğutucu Akışkanı İçin Farklı Çalışma Koşullarında Sistemin Tamamı ve Ana Elemanlardaki Eksjerji Kaybı (Exergy Losses of System Components and Entire System in Different Working Conditions for R404A Refrigerant)

R507 soğutucu akışkanı için analiz sonuçları,

Çizelge 16. R507 Soğutucu Akışkanı İçin Sistemin Özellikleri (Values of System for R507 Refrigerant)

R507	Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kg K)
1	12	7,75	390,40	1,671
2	82,54	26,50	418,80	1,680
3	50	26,50	277,20	1,240
4	7	7,75	277,20	1,260

Çizelge 17. R507 Soğutucu Akışkanı İçin Sistemin Isı Yükleri ve Debileri (Heat Load and Mass Flow Rate of System for R507 Refrigerant)

İŞLETME DURUMU	İç Ünite Yükleri (kW)	Isıl Yükler ve Debiler			
		Q _b (kW)	Q _y (kW)	W _k (kW)	Kütleli Debi (kg/s)
A	Yalnız Soğutma	20	25	5	0,17668
B	3 Ünite Soğutma	15	18,75	3,75	0,13251
	1 Ünite Isıtma				
C	2 Ünite Soğutma	10	12,50	2,5	0,08834
	2 Ünite Soğutma				
D	1 Ünite Soğutma	12	15	3	0,10601
	3 Ünite Soğutma				
E	Yalnız Isıtma	16	20	4	0,14134

Çizelge 18. R507 Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Entropi Oluşumları (Entropy Generations of System Components in Five Different Working Conditions for R507 Refrigerant)

Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Entropi Oluşum					
Kompresör	0,00159	0,00119	0,00080	0,00095	0,00127
Genleşme Valfi	0,00353	0,00265	0,00177	0,00212	0,00283
Buharlaştırıcı	0,00119	0,00089	0,00059	0,00071	0,00095
Kondenser	0,00152	0,00114	0,00076	0,00091	0,00122

Çizelge 19. R507 Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Ekserji Kayıpları (Exergy Loses of System Components in Five Different Working Conditions for R507 Refrigerant)

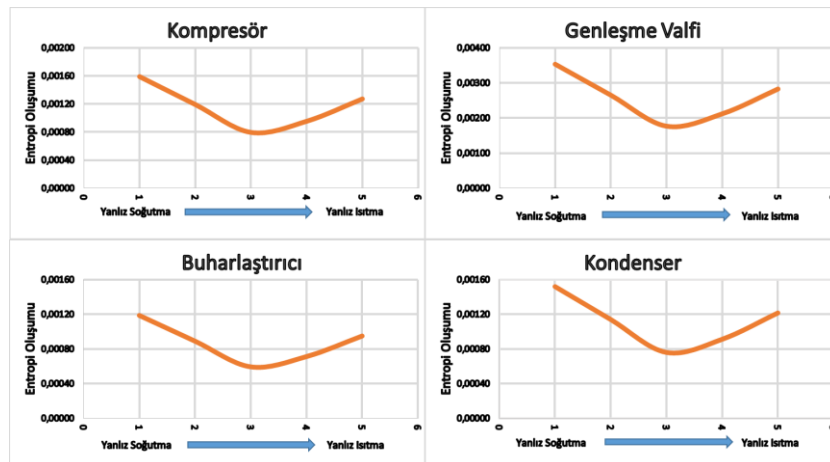
Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik)					
Kompresör	0,47385	0,35539	0,23693	0,28431	0,37908
Genleşme Valfi	1,05300	0,78975	0,52650	0,63180	0,84240
Buharlaştırıcı	0,35351	0,26513	0,17675	0,21210	0,28281
Kondenser	0,45266	0,33950	0,22633	0,27160	0,36213
Toplam	2,33303	1,74977	1,16651	1,39982	1,86642

Çizelge 20. R507 Soğutucu Akışkanı İçin Beş Farklı Çalışma Durumu İçin Sistem Elemanlarındaki Ekserji Dengesi (Exergy Balances of System Components in Five Different Working Conditions for R507 Refrigerant)

Sistem Elemanları	A- Yanlız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yanlız Isıtma
Ekserji Dengesi					
Kompresör	4,54382	3,40786	2,27191	2,72629	3,63505
Genleşme Valfi	-1,05300	-0,78975	-0,52650	-0,63180	-0,84240
Buharlaştırıcı	19,64649	14,73487	9,82325	11,78790	15,71719
Kondenser	-24,56500	-18,42375	-12,28250	-14,73900	-19,65200

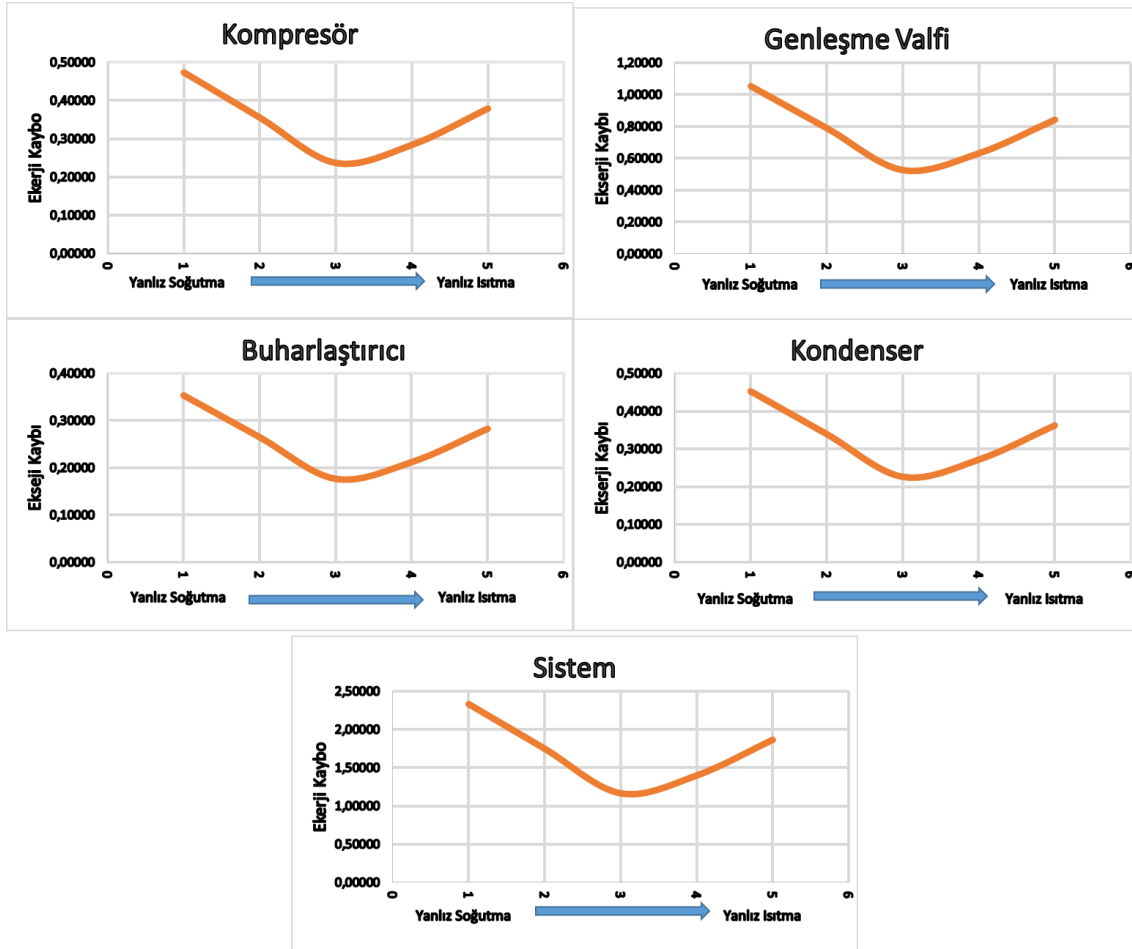
Çizelge 17'de görüldüğü üzere sistemin eş zamanlı ısıtma-soğutma yaptığı yani 2 iç ünitenin soğutma ve 2 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda en düşük soğutucu akışkan debisi gerçekleşmiştir. Buna bağlı olarak da çizelge 18'de ve çizelge 19'da görüldüğü üzere en düşük

entropi oluşumu ve ekserji kaybı meydana gelmiştir. Çizelge 19'da görüldüğü üzere, bütün iç ünitelerin soğutma yaptığı durumda 2,33 kW, 3 ünitenin soğutma 1 ünitenin ısıtma yaptığı durumda 1,74 kW, 2 iç ünitenin soğutma ve 2 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda 1,16

**Şekil 9.** R507 Soğutucu Akışkanı İçin Farklı Çalışma Koşullarında Sistem Ana Elemanlardaki Entropi Oluşumu (Entropy Generations of System Components in Different Working Conditions for R507 Refrigerant)

kW, 1 iç ünitenin soğutma 3 iç ünitenin ısıtma yaptığı durumda 1,39 ve bütün iç ünitelerin ısıtma yaptığı durumda 1,86 kW ekserji kaybı meydana gelmiştir.

Termodinamik I. Kanun analizine göre sistemin 5 farklı koşulda ve 4 farklı soğutucu akışkan kullanılması durumlarında soğutucu akışkan debileri hesaplanmıştır.



Şekil 10. R507 Soğutucu Akışkanı İçin Farklı Çalışma Koşullarında Sistemin Tamamı ve Ana Elemanlardaki Ekserji Kaybı (Exergy Loses of System Components and Entire System in Different Working Conditions for R507 Refrigerant)

Çizelge 21. Farklı Soğutucu Akışkanlar için Sistemde Oluşan Toplam Ekserji Kayıpları (Exergy Loses in Entire System for Different Refriferants)

Soğutucu Akışkan	A- Yalnız Soğutma	B- 3 Ünite Soğutma	C- 2 Ünite Soğutma	D-1 Ünite Soğutma	E- Yalnız Isıtma
Ekserji Kayıpları (Tersinmezlik)					
R410A	3,07147	2,30360	1,53574	1,84288	2,45718
R22	2,18025	1,63518	1,09012	1,30815	1,74420
R404A	1,95525	1,44394	0,96263	1,15515	1,54020
R507	2,33303	1,74977	1,16651	1,39982	1,86642

3. SONUÇ (CONCLUSION)

Günümüzde enerji sorunu, tüm dünyanın en önemli sorunlarından bir tanesidir. Özellikle, yaklaşık %70 dışa bağımlılık oranı ile ülkemizin enerji sorunu başlıca sorunlarından biridir. Ayrıca CO₂ salınımı konusunda imzalanan sözleşmeler ile birlikte enerji konusunda daha hassas çalışmalar yapılması zorunlu bir hal almıştır. Bu çalışmada, örnek bir VRF sisteminin farklı çalışma koşullarında ve farklı soğutucu akışkan kullanıldığı durumlarda enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Termodinamiğin I. ve II. yasasına göre ekserji kayıplarının hesabı yapıp, karşılaştırılmıştır.

Sistemin eş zamanlı ısıtma ve soğutma yaptığı durumlarda soğutucu akışkan debisinin en düşük, bütün iç ünitelerin soğutma yaptığı durumlarda ise soğutucu akışkan debisinin en yüksek olduğu tespit edilmiştir. Termodinamik II. Kanun analizinde ise, 5 farklı koşulda ve 4 farklı soğutucu akışkan kullanılması durumlarında sistemin ana elemanlarında gerçekleşen entropi oluşumları hesaplanmıştır. Sistemin eş zamanlı ısıtma-soğutma yapma koşulunda gerçekleşen entropi üretimi, sistemdeki elemanlar bağımsız olarak ele alındığında, yalnız ısıtma ve yalnız soğutma yapma koşullarına göre daha az gerçekleştiği tespit edilmiştir. Bunun

sonucunda sistemin tamamı ele alındığında eş zamanlı ısıtma-soğutma yapma koşulunda gerçekleşen entropi oluşumunun, yalnız ısıtma ve yalnız soğutma yapma koşullarına göre daha az gerçekleştiği tespit edilmiştir. Sistem elemanlarının ekserji kayıpları hesaplandığında eş zamanlı ısıtma-soğutma yapma koşulunda sistemin ekserji kaybı, yalnız ısıtma ve yalnız soğutma yapma koşullarına göre önemli miktarda daha az gerçekleşmiştir. Ayrıca, R404A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda sistemde meydana gelen ekserji kaybının en düşük olduğu tespit edilmiştir. R404A soğutucu akışkanını sırasıyla R22 ve R507 soğutucu akışkanları takip etmiş, R410A soğutucu akışkanı kullanılması durumunda ise en yüksek ekserji kaybının meydana geldiği tespit edilmiştir.

Analiz sonuçlarında da görüldüğü üzere, değişken soğutucu akışkan debili sistemlerin, eş zamanlı ısıtma ve soğutma ihtiyacı olan ortamlarda (otel, hastane gibi) kullanılması, sistemde oluşan ekserji kaybını en aza indirmektedir. Ayrıca daha farklı akışkanlar kullanılarak yapılacak analizlerle, sistemde meydana gelen ekserji kayıpları en düşük seviyeye indirilebilecektir. Bu çalışma, sistemde oluşan ekserji kayıplarını düşürecek çalışmalar yapılarak sistemin ekserji veriminin artırılabilmesi ve yeni ürünlerin tasarlanması açısından önemlidir.

KISALTMALAR ve SEMBOLLER (ABBREVIATIONS and SYMBOLS)

EEV	Elektronik Genleşme Valfi
VRF	Variable Refrigerant Flow
\dot{Q}	Sisteme verilen ısı enerjisi
\dot{W}	Sistemin çevreye yaptığı iş
\dot{m}	Debi
e	Birim kütle için iç enerji
P	Basınç
v	Özgül hacim
\dot{S}_{gen}	Entropi oluşumu
s	Birim kütle için entropi
h	Birim kütle için entalpi
T	Sıcaklık
φ	Birim ekserji
E_w	Ekserji
\dot{X}_{des}	Ekserji kaybı

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Aynur, T.N., "Evaluation of a multi-split type air conditioning system under steady state and transient conditions", *Ph.D. thesis.*, Istanbul Technical University, Graduate School of Science Engineering and Technology, (2008).
2. Goetzler, W., "Variable Refrigerant Flow Systems", *ASHRAE Journal*, 49: 24-31, (2007).
3. Amarnath, A. and Blatt, M., "Variable refrigerant flow: where, why, and how", *Engineered Systems*, 25: 54-60, (2008).
4. Aynur, T. N., "Variable refrigerant flow systems: A review", *Energy and Buildings*, 42: 1106-1112, (2010).
5. Park, Y.C., Kim, Y.C. and Min, M.K., "Performance analysis on a multi-type inverter air conditioner", *Energy Conversion and Management*, 42 (13):1607-1621, (2001).
6. Xia, J., Winandy, E., Georges, B. and Lebrun, J., "Testing methodology for VRF systems", *9th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, IN, USA, 1-8, (2002).
7. Masuda, M., Wakahara, K. and Matsui, K., "Development of a multi-split system air conditioner for residential use", *ASHRAE Transactions*, 97: 127-131, (1991).
8. Hai, X.H., Jun, S., Hand, Z.Y. and Bin, T.C., "Design and research of the digital VRV multiconnected units with three pipes type heat recovery system", *11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, West Lafayette, IN, USA, 1-5, (2006).
9. Li, Y., Wu, J. and S. Shiochi., "Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions", *Energy and Buildings*, 41: 949-957, (2009).
10. Aynur, T.N., Hwang, Y. and Radermacher, R., "Field performance measurements of a VRV AC/HP system", *11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, West Lafayette, IN, USA, 1-8, (2006).
11. Hai, X.H., Tao, Z., Yun, F.H. and Jun., S., "Design and research of the commercial digital VRV multi-connected units with sub-cooled ice storage system", *11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, West Lafayette, IN, USA, 1-5, (2006).
12. Aynur, T.N., Hwang, Y. and Radermacher, R., "Experimental evaluation of the ventilation effect on the performance of a VRV system in cooling mode—Part I: Experimental evaluation", *HVAC&R Research*, 14: 615-630, (2008).
13. Aynur, T.N., Hwang, Y. and Radermacher, R., "Field performance measurements of a heat pump desiccant unit in dehumidification mode", *Energy and Buildings*, 40: 2141-2147, (2008).
14. Çamdalı, Ü. ve Tunç, M., "Enerji Sistemlerinde Termodinamik Yaklaşım ve Uygulamalar", *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 8(3): 49-56, (2004).
15. Can, A., "Soğutma Elemanlarının Ekserji Analizinin Deneysel Verilere Göre Yapılması", *VII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 163-175, (2005).
16. Doğan, V., "Su Kaynaklı VRF ve Antalya'da Bulunan Bir Alış Veriş Merkezinde Su Kaynaklı VRF Uygulaması", *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 317-336, (2009).
17. Eyriboğun, M., "Isı Geri Kazanımlı Değişken Akışkan Debili (VRV/VRF) Klima Sisteminin Termodinamiği ve Akış Kontrolü", *Ulusal İklimlendirme Kongresi*, Antalya, 283-299, (2011).