



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

HAVALANDIRMA CİHAZLARINDA ISI GERİ KAZANIM VE TOPLAM ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN SİMÜLASYONU

**MURAT ÖZER
ERHAN BUDAK
ÜNTES**



HAVALANDIRMA CİHAZLARINDA ISI GERİ KAZANIM VE TOPLAM ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN SİMÜLASYONU

Murat ÖZER
Erhan BUDAK

ÖZET

Isı geri kazanım sistemleri havalandırma cihazlarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu sayede %90'lara varan enerji tasarrufları sağlanabilmektedir. Burada ısı geri kazanım verimini etkileyen en önemli parametre dönüş havası ve taze hava sıcaklıkları arasındaki farktır. Bu fark arttıkça ısı geri kazanım verimi de artmaktadır. Ters durumda da verim azalmaktadır. Havalandırma cihazlarında kullanılan ısı geri kazanım sistemleri cihaz içi statik basınç düşümlerini arttıran komponentlerdir. Bu nedenle motorların çekilen güç değerleri yüksektir. Dolayısıyla ısı geri kazanımlı havalandırma cihazlarında, ısı geri kazanım veriminin yanında toplam enerji verimliliği de değerlendirilmelidir. Özellikle ülkemiz gibi geçiş mevsimlerinin yoğun olduğu iklim kuşaklarında ve gün içi sıcaklık değişiminin büyük olduğu yerlerde ısı geri kazanımının etkinliği sorgulanmalıdır. Bu çalışmada ısı geri kazanımlı ve soğutma sistemi direkt genleşmeli tip olan bir havalandırma cihazının, farklı dönüş havası ve taze hava sıcaklıklarındaki ısı geri kazanım ve toplam enerji verimliliği, soğutma sisteminin simülasyonu ile analiz edilmiştir. Kompresör ve fan motorlarında tüketilen enerji ile geri kazanılan ısı enerjisi her bir durum için hesaplanmış ve ısı geri kazanımının hangi durumlarda kullanılmaması gerektiği tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: ısı geri kazanım, toplam enerji verimliliği, soğutma çevrimi simülasyonu.

ABSTRACT

Heat recovery systems are used prevalently in ventilation systems. Therefore, up to 90% energy savings can be achieved. The most important parameter that effect the heat recovery efficiency is the difference between the temperatures of return and fresh air. When this difference increases, the heat recovery efficiency also increases. Vice versa, the efficiency decreases. Heat recovery systems are components used in ventilation units those increase the internal static pressure loss. Therefore, motor absorbed power values are high. Hence, total energy efficiency should also be considered with heat recovery efficiency in ventilation units used heat recovery. Effectiveness of heat recovery should be questioned, especially in climate zones where transition seasons are intense like our country and the region where the daily temperature variations are great. In this study, heat recovery and total energy efficiency was analyzed in different return and fresh air temperatures of a ventiation system that has a heat recovery and direct expansion cooling system. The consumed energy by the compresor and fan motors and recovered heat energy was calculated for each state and it was identified that, in which cases heat recovery should not be used.

Key Words: heat recovery, total energy efficiency, refrigeration cycle simulation.

1.GİRİŞ

Isı geri kazanımlı santrallerin hangi sıcaklıklarda daha verimli ya da hangi sıcaklıklarda verimsiz çalıştığı ve oluşturulan soğutma sistemine ait parametrelerin nasıl etkilendiği büyük önem taşımaktadır. Soğutma sisteminin ana ekipmanlarını oluşturan evaporatör, kondenser ve kompresörün seçim kriterleri bellidir. Ancak burada belirsiz olan, ısı geri kazanımdan sonra evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıklarının ve kapasitelerin nasıl değişeceği.

Tüm bunlar ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin yüksek olmasına veya istenen konfor şartlarının sağlanamamasına neden olur.

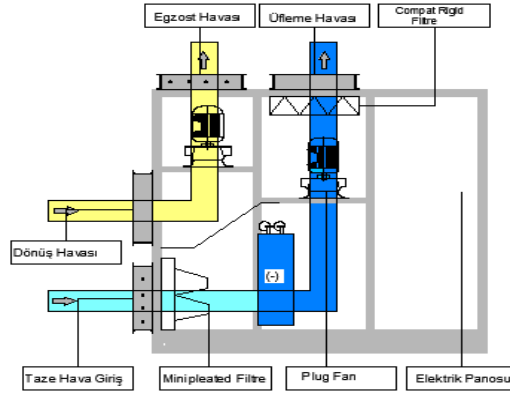
2. ANALİZİ YAPILAN SOĞUTMA SİSTEMİ VE ISI GERİ KAZANIM CİHAZI

Analizi yapılan %100 taze havalı direkt genişlemeli klima santralinin teknik özellikleri Tablo-1'de verilmiştir. Her iki cihazda da (ısı geri kazanım bataryalı ve ısı geri kazanımsız cihaz) cihaz dışı 800 Pa ve soğutma sisteminde kızgınlık 10 °C aşırı soğutma 5 °C olarak alınmıştır. Yapılan simülasyon sonucunda elde edilen parametrelerin analizi, kuru ve yaş termometre sıcaklıklarına göre Şekil-3, Şekil-4, Şekil-5 ve Şekil-6'da verilmiştir.

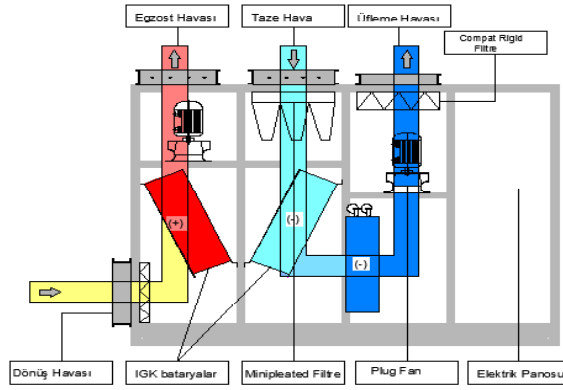
Tablo 1. Klima Santralinde Kullanılan Komponentler ve Parametreler

Seçilen Kompresör	GSD60154VA, 2 adet
Evaporatör Bataryası	25-22 3/8 CS 26T 6R 1450A 2,1P 39NC
Evaporatör Hava Debisi	10.100 m ³ /h
Kondenser Bataryası	25-22 3/8CS 36T 3R 1950A 2,1P 18NC
Kondenser Hava Debisi	18.730 m ³ /h
Soğutucu Akışkan	R 410A
Isı Geri Kazanım Bataryası Akışkan Tipi	% 25 Etilen Glikol %75 Su
Isı Geri Kazanım Bataryası, 2 adet	32-28 1/2 CS 20T 4R 1450A 2,1P 20NC
Sirkülasyon Pompası	TP32-120/2
%100 TH VentilatorToplam Statik Basınç	1340 Pa
%100 TH AspiratörToplam Statik Basınç	360 Pa
%100 TH Ventilator IGK Toplam Statik Basınç	1435 Pa
%100 TH Aspiratör IGK Toplam Statik Basınç	550 Pa

Evaporatör ve kondenser için giriş havası şartı olarak alınan sıcaklıklar aşağıda verilmiştir. Dönüş havası kuru termometre sıcaklığı 24 °C bağıl nem % 50 olarak alınmıştır. Cihazın içi boyutları düşünülerek bir ısı geri kazanım bataryası oluşturuldu. Bu bataryalardan biri ısıtıcı diğeri soğutucu olarak kabul edildi. Isıtıcı batarya egzoz tarafına, soğutucu batarya ise taze hava tarafına yerleştirildi. Dönüş havası şartları ısıtıcı batarya üzerinden geçtiği, taze hava şartlarının ise soğutucu batarya üzerinden geçtiği kabul edildi. Her iki bataryanın içersinde dolaşan akışkan sabitlendi. Isıtıcı bataryanın çıkış sıcaklığı soğutucu bataryanın giriş sıcaklığı, soğutucu bataryanın çıkış sıcaklığı ise ısıtıcı bataryanın giriş sıcaklığı kabul edilerek sistem simülasyonu yapıldı. Bu giriş ve çıkış sıcaklıkları eşitlendi. Daha sonra bu sisteme uygun bir sirkülasyon pompası seçildi. Belirlenen her bir kuru termometre sıcaklığı, 8 farklı yaş termometre ile eşleştirilerek 80 farklı hava giriş havası oluşturulmuştur. Kuru termometre sıcaklıkları: 25-26-27-28-29-30-31-32-33-34 °C, Yaş termometre sıcaklıkları: 17-18-19-20-21-22-23-24 °C

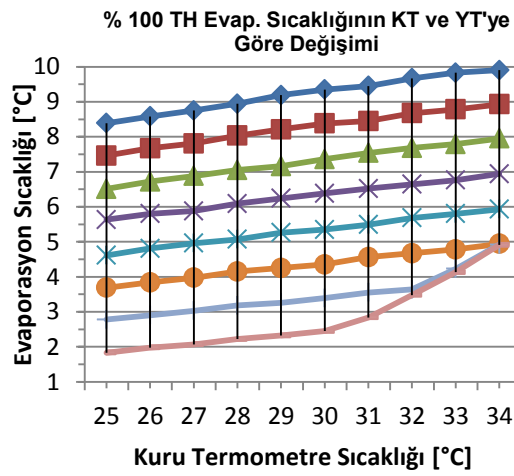


Şekil 1. %100 Taze Havalı Klima Santrali

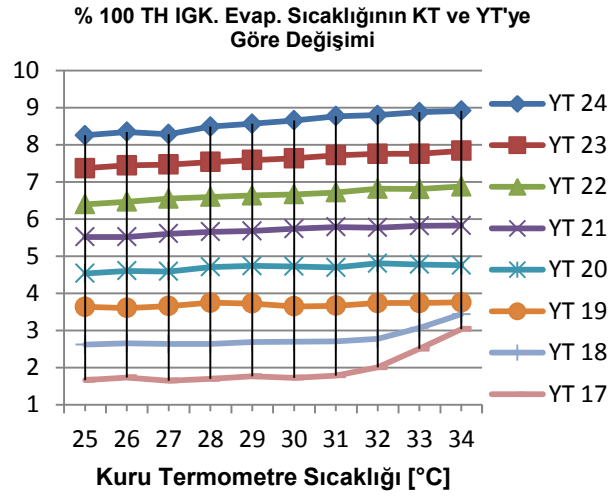
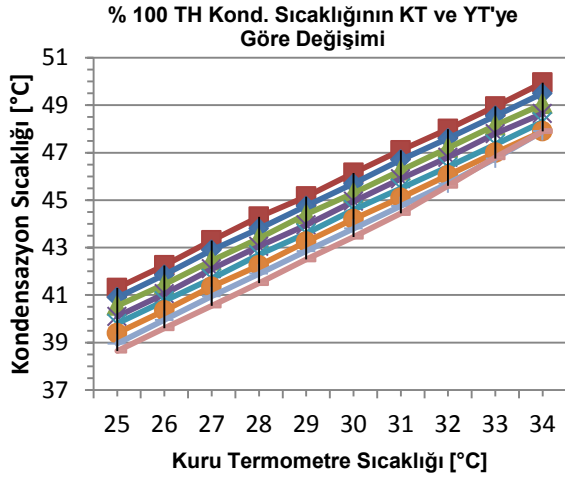
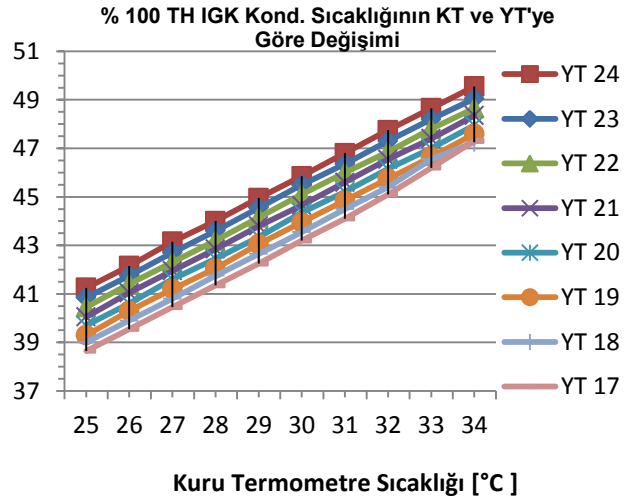


Şekil 2. %100 Taze Havalı Isı Geri Kazanımlı Klima Santrali

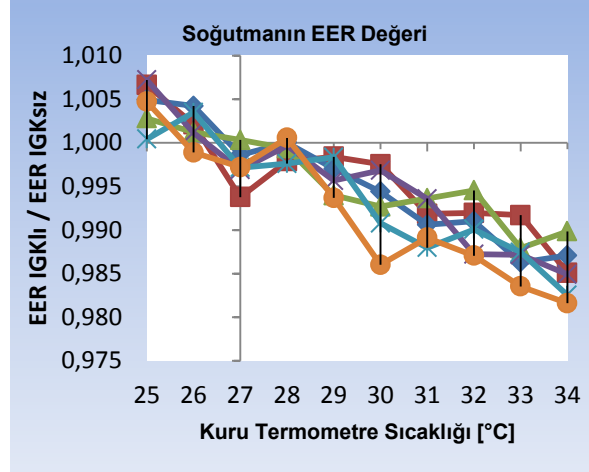
3. VERİLERİN ANALİZİ ve YORUMLAR



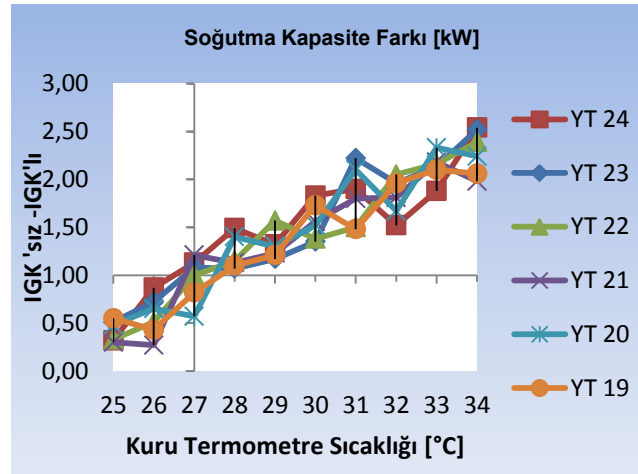
Şekil 3a.

**Şekil 3b.****Şekil 4a.****Şekil 4b.**

Şekil 3 ve Şekil 4 bakıldığında ısı geri kazanımlı cihazın ısı geri kazanımsız cihaza göre evaporasyon ve kondensasyon sıcaklıklarının daha düşük olduğu görülmektedir. Bu düşüş sonucu sistemin enerji etkinlik oranını artırması beklenmektedir. Ama bu durum her sıcaklıkta mümkün değildir. Bu değişim 27 kuru termometre sıcaklığından sonra tersine dönmektedir. Buna paralel de yaş termometre düşüşü soğutma kapasitesinin de düşmesine etki etmiştir. Şekil 5b' de her iki sistemin soğutmada çektiği toplam güçler arasındaki fark karşılaştırılmıştır. Buna bağlı olarak her iki sistemin EER değerleri arasındaki fark Şekil 5a' da görülmektedir.

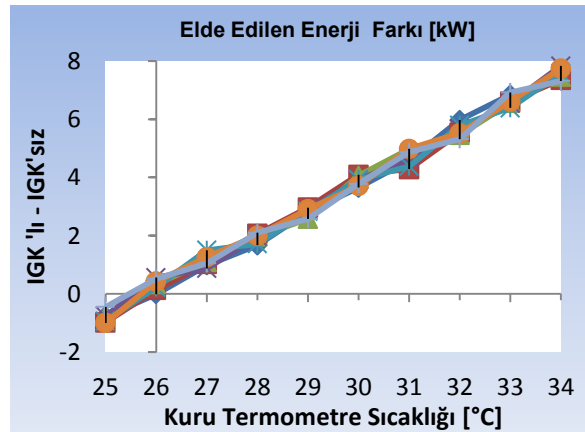


Şekil 5a.

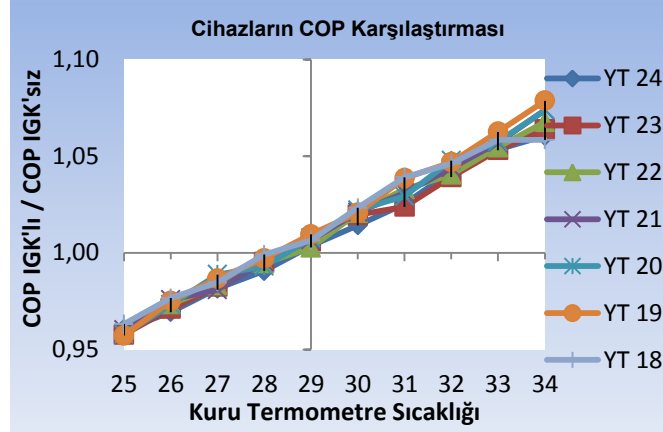


Şekil 5b.

Ayrıca her iki sistem için toplam enerji hesabı yapılmıştır. Bu hesap sistemin toplam ürettiği soğutma kapasitesinden komponentlerin çektiği güçler toplamı çıkartılarak elde edilmiştir. Isı geri kazanımlı ile ısı geri kazanımsız arasındaki farkı Şekil 6a'da görülmektedir.



Şekil 6a.



Şekil 6b.

Şekil 6a'da dönüş havası kuru termometre sıcaklığı 24 °C alınmıştır. Taze hava giriş sıcaklığı ile dönüş havası sıcaklığı arasındaki fark 2 °C olduğunda ısı geri kazanım veriminin azaldığı görülmektedir. Aynı durumu sistemin verimini (COP) incelediğimizde kuru termometre sıcaklığının 29 °C'nin altında olduğu durumlarda IGKlı cihazın COP'si IGKsız cihazın COP'sinden daha düşük çıkmıştır. Yukarıdaki şekillerde verilen analizler her iki durumda da aynı hava debileri, aynı büyüklükte evaporatör ve kondenser kabul edilerek hazırlanmıştır. Sistemin genel olarak parametrelerin değiştiğinde soğutma sistemin üzerindeki etkileri neye nasıl tepki verdiği aşağıdaki verilen Tablo 2 de anlatılmaktadır.

Tablo 2. Soğutma Sistemindeki Parametrelerin Değişimi

DEĞİŞKENLER		Evaporasyon Sıcaklığı	Kondenzasyon Sıcaklığı	Evaporatör Kapasitesi	Kondenser Kapasitesi	Akışkan Debisi	EER
Kondenser bataryası sabit giriş havası sıcaklığında (24 °C KT, 17 °C YT) iken	Evaporatör Giriş Kuru Termometre Sıcaklığı	↑	-	-	-	-	-
	Evaporatör Giriş Yaş Termometre Sıcaklığı	↑	↑	↑	↑	↑	↑
Evaporatör bataryası sabit giriş havası sıcaklığında (24 °C KT, 17 °C YT) iken	Kondenser Giriş Kuru Termometre Sıcaklığı	↑	↓	↓	↓	↓	↓
	Kondenser Giriş Yaş Termometre Sıcaklığı	↑	-	-	-	-	-
Evaporatör ve kondenser bataryaları aynı giriş havası sıcaklığında iken	Kuru Termometre Sıcaklığı	↑	↓	↑	↑	↑	↓
	Yaş Termometre Sıcaklığı	↑	↑	↓	↑	↑	↑
Evaporatör Isı Transfer Alanı	↑	↑	↓	↓	↑	↑	↓
Evaporatör Hava Debisi	↑	↑	↓	↓	↑	↑	↓
Kondenser Isı Transfer Alanı	↑	↑	↓	↓	↓	↑	↑
Kondenser Hava Debisi	↑	↑	↓	↓	↓	↑	↑
Kompresör	↑	↓	↑	↑	↑	↑	↓

Not: Yukarıdaki tabloda yer alan ↑ işareti değişkenin yükselmesi / artması; ↓ işareti azalması / düşmesi; ↓ işareti çok az yükselmesi / artması; ↑ işareti çok az azalması / düşmesi; - işareti ise değişimin sabit kabul edilmesi anlamında kullanılmıştır.[1]



4. SONUÇLAR

Özellikle mevsim geçişlerinde dönüş havası ve taze hava arasındaki sıcaklık farkı 2 °C'nin altında olduğunda ısı geri kazanım ünitesi bypass ederek sistemden daha çok verim elde edilebilir [2].

EER değeri yüksek olan bir sistem tasarlamak için, genel olarak kondenzasyon ve evaporasyon sıcaklıklarının birbirlerine yakın olması gerekir [3]. Bu sistemde kuru termometre sıcaklığı 27 °C'den sonra azalmaktadır.

Dönüş havası ve taze hava arasındaki sıcaklık farkı 2 °C altında olduğunda ısı geri kazanım verimi azalmaktadır. Fakat dönüş hava sıcaklığı 24 °C'nin ve % 50 bağıl nemin altında olduğu durumlarda soğutmada ısı geri kazanım verimi artmaktadır.

Isı geri kazanımlı bir cihaz seçilirken hem sistemin COP sine hem de soğutma sistemin EER değerine bakılması gerekir. Bu durumlar göz önüne alınarak cihaz seçimi yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] M.ÖZER,E. BUDAK, T.GÜLER Direkt Genleşmeli Klima Santrallerinde Soğutma Çevrimi Simülasyonu ve Parametrelerin Analizi, ISK Sodex,07 (2014).
- [2] TS EN 308 "Isı Eşanjörleri-Havadan Havaya ve Atık Gazlardan Isı geri Kazanım Cihazlarının Performansının Tayini için Deney Metotları" Ekim 1997
- [3] Trott, A. R., Welch, T., "The refrigeration cycle", Refrigeration and Air-Conditioning 3rd ed., *Butterworth-Heinemann*, Oxford, 19 (2000).

YAZARLAR

Murat ÖZER

1981 Gaziantep doğumludur. Lisans eğitimini 2004 yılında İTÜ Makina Fakültesi'nde tamamlamıştır. Yüksek lisans eğitimini ise, 2007 yılında Gazi Üniversitesi Isı&Enerji Bölümü'nde tamamlamıştır. İş hayatına 2004 yılında Üntes Klima A.Ş.'de başlamıştır. Halen aynı firmada imalat müdürü olarak çalışmaktadır.

Erhan BUDAK

1979 Ankara doğumludur. Lisans eğitimini 2002 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi'nde tamamlamıştır. 2005 yılından beri Üntes Klima A.Ş.'de AR-GE mühendisi olarak çalışmaktadır.

