

ISI GERİ KAZANIM CİHAZLARININ BAZI ŞEHİRLERDEKİ YILLIK TOPLAM ISITMA VE SOĞUTMA KAZANÇLARI

Serhan KÜÇÜKA

ÖZET

Klima santralleri bünyesinde bulunan veya havalandırma sistemine bağımsız olarak tesis edilen ısı geri kazanım cihazlarının ısıtma/soğutma kazançları, dış sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Isı geri kazanım cihazının kullanılması ile Ankara, İstanbul, İzmir ve Antalya şehirleri için ısıtma ve soğutma tasarım yüklerinin ne oranda değiştiği gösterilmiştir. Dış sıcaklık için saatlik veriler kullanılarak bölgelere ve çalışma saatlerine göre değişen yıllık toplam ısı(soğu) kazancı miktarları hesaplanmıştır. Ayrıca ısı geri kazanım cihazının kullanılmasının ekonomik getirisine değinilmiştir.

Anahtar Sözcükler : Isı geri kazanım sistemleri, yıllık ısı geri kazanımı

ABSTRACT

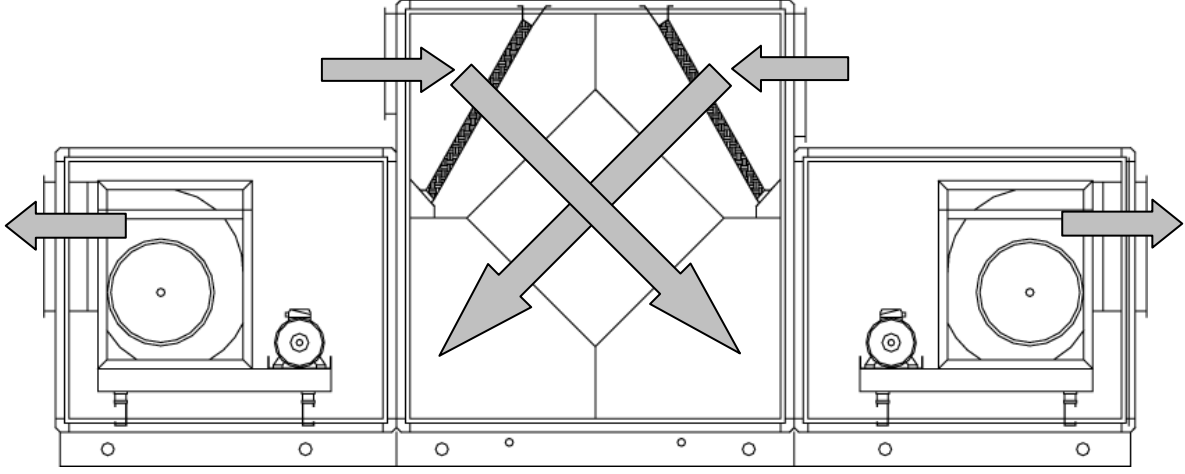
Energy gain supplied with a heat recovery unit changes with indoor and outdoor temperatures for an air conditioning system. The decreasing of the heating or cooling load of an air conditioning system was calculated for a typical heat recovery unit. Annual energy gain was also calculated using hourly data for outdoor temperature for Ankara, İstanbul, İzmir and Antalya.

Keywords : Heat recovery units, annual heat recovery

1. ISI GERİ KAZANIM CİHAZLARI, ÇALIŞMA İLKELERİ VE HESAPLAMA YÖNTEMİ

1.1. Giriş

İklimlendirme sistemlerinde kullanılan ısı geri kazanım cihazları, dış şartlarda alınan taze havanın eksoz havası yardımı ile ön ısıtılmasını (soğutulmasını) sağlayarak, taze havanın entalpi ve sıcaklığını, iç hacim şartlarına yaklaştırmaktadır. Isı geri kazanım cihazlarında, eksoz havası ile taze hava arasındaki ısı transferi, ısı tekerleği, ısı borusu gibi farklı düzenlemelerle gerçekleştirilebilmektedir. Ancak en yaygın uygulama eksoz ve taze hava taraflarının birbirinden plakalarla ayrılmış olduğu çapraz akışlı ısı değiştiricili ısı geri kazanım cihazlarıdır (Şekil-1).



Şekil 1. Çapraz akışlı ısı geri kazanım cihazı.

Isı geri kazanım cihazları, klima santralının bir parçası olarak tasarlanabilmektedir. Diğer bir uygulama şekli ise, eksoz atış ve taze hava emiş kanalları arasında bağımsız bir cihaz olarak tesis edilmesidir. Kullanım şekilleri hakkında geniş bilgi ve uygulama örnekleri kaynaklarda verilmiştir [1,2,3].

Isı geri kazanım cihazlarının kullanılması ile;

- Yıllık ısı (soğu) tüketimi azalmaktadır.
- Pik yük ısıtma (soğutma) gücü azalmaktadır.
- Direk genişmeli çatıüstü (rooftop) soğutma guruplarında, dış sıcaklığın tasarım sıcaklığının üzerine çıktığı saatlerde, soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı aşırı yükselmektedir. Isı geri kazanım cihazı kullanılması durumunda, taze havanın soğutma bölümüne ön soğutma işleminden geçerek gelmesi nedeni ile, soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığının aşırı artması önlenmiş olmaktadır.

1.2. Isı (Soğu) Kazancının Hesaplanması Ve Cihaz Verimi

Yoğuşma veya nem transferinin oluşmadığı durumlarda, ısı (soğu) kazancı (Q , kW), taze havanın duyulur ısı değişimine eşit olacaktır:

$$Q = m_{hava} * C_p * (T_{th,\zeta} - T_{th,g}) \quad (1)$$

Burada m , ısı geri kazanım cihazından geçen taze havanın kütleli debisi (kg/s), C_p taze havanın özgül ısı (kJ/kg-K), $T_{th,\zeta}$ ve $T_{th,g}$ ise sırası ile taze havanın cihazdan çıkış ve giriş sıcaklıkları ($^{\circ}C$) olmaktadır. Eksoz ve taze hava arasındaki sıcaklık farkının ve taze havanın bağıl neminin yüksek olduğu soğu kazanım uygulamalarında, taze havanın içindeki nemin bir kısmı ısı geri kazanım cihazında yoğuşmaktadır. Bu durumda taze havanın soğu kazancı cihaz giriş ve çıkışı arasındaki entalpi (h , kJ/kg) değişimine bağlı olarak hesaplanmaktadır:

$$Q = m_{hava} * (h_{th,\zeta} - h_{th,g}) \quad (2)$$

Taze havanın çıkış sıcaklığı, ideal durumda, eksoz havasının cihaza giriş sıcaklığına ($T_{ek,g}, ^{\circ}C$) ulaşacaktır. Isıl verim (η), taze havanın duyulur ısı değişimi gözönüne alınarak tanımlanmaktadır:

$$\eta = \frac{T_{th,\zeta} - T_{th,g}}{T_{ek,g} - T_{th,g}} \quad (3)$$

Uygulamada, ısı geri kazanım cihazının konumuna bağlı olarak, taze havanın ısı geri kazanım cihazına giriş sıcaklığı dış hava sıcaklığına; eksoz havasının giriş sıcaklığı ise iç ortam sıcaklığına eşit alınabilir. Bu durumda verim eşitliği aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\eta = \frac{T_{th,\zeta} - T_{du}}{T_{iç} - T_{du}} \quad (4)$$

1.3. Basınç Düşümü

Isı geri kazanım cihazındaki basınç düşümünü karşılamak için gerekli fan gücü

$$P = 2 * V_{debi} * \Delta P / \eta_{fan} \quad (5)$$

ifadesi ile hesaplanmaktadır. Burada P (W) fan gücünü, V_{debi} (m^3/s) cihazın debisini, ΔP (Pa) cihazdaki basınç düşümünü ve η_{fan} fan verimini göstermektedir. 2 katsayısı dış atım ve taze hava tarafının toplam gücünü hesaplamak için kullanılmaktadır.

1.4. Örnek hesaplama

Bir ısı geri kazanım cihazının çalışma noktasındaki ısı (soğu) kazancının hesaplama yöntemi örnek üzerinde gösterilmiştir.

1.4.1. Isıl Kazancın Hesaplanması:

Hacimsel debi (V_{debi}) : 1000 m^3 /saat
İç ortam sıcaklığı : 20°C
Dış ortam sıcaklığı : 3°C
Havanın özgül yoğunluğu, ρ (ortalama) : 1.2 kg/m^3
Havanın sabit basınç özgül ısı, C_p : 1.004 $kJ/kg-K$
Geri kazanım cihazı duyulur ısı verimi : %50

$$T_{th,\zeta} = T_{du} + \eta * (T_{iç} - T_{du}) = 11.5^\circ C$$

$$Isı Kazancı: Q = \rho * V_{debi} * C_p * \Delta T = 1.2 * (1000/3600) * 1.004 * (11.5-3) = 2.84 \text{ kW}$$

Tipik bir uygulamada, iç mahalle gönderilecek havanın santral çıkış sıcaklığı 40°C alınabilir. %100 dış hava kullanılması durumunda, ısı kazancının tasarım yüküne oranı, R

$$R = (T_{dış} - T_{th,\zeta}) / (T_{dış} - T_{üfleme}) = (3 - 11.5) / (3 - 40) = \% 23$$

olmaktadır.

1.4.2. Soğu Kazancının Hesaplanması:

Dış hava ısı geri kazanım cihazından geçirilerek ön soğutma yapılmaktadır. Taze havanın ısı geri kazanım cihazından çıkış sıcaklığı cihazın verimine bağlı olarak hesaplanır. Isı geri kazanım cihazından çıkan hava, klima santralına gönderilerek nemi ve sıcaklığı üfleme şartlarına getirilmektedir. Örnek bir uygulama için sayısal değerler aşağıda verilmiş ve psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmiştir (Şekil-2).

Debi	:1000 m ³ /saat
İç ortam şartları	: 26 °C KT, 19°C YT
Dış ortam şartları	: 39 °C, 28°C YT
Dış ortam havasının özgül nemi	: 0.0194 kg-nem/kg-h
Dış ortam havasının entalpisi	: 109.2 kJ/kg-k.hv
Dış ortam havasının yoğunluğu	: 1.2 kg/m ³

Taze havanın ısı geri kazanım cihazından çıkış sıcaklığı:

$$T_{\zeta} = T_d + \eta(T_{i\zeta} - T_{du}) = 39 + 0.5(26 - 39) = 32.5^{\circ}\text{C}$$

Isı geri kazanım cihazından çıkan havanın entalpisi (0.0194 kg-nem ve 32.5°C): 102.4 kJ/kg

Soğu Kazancı:

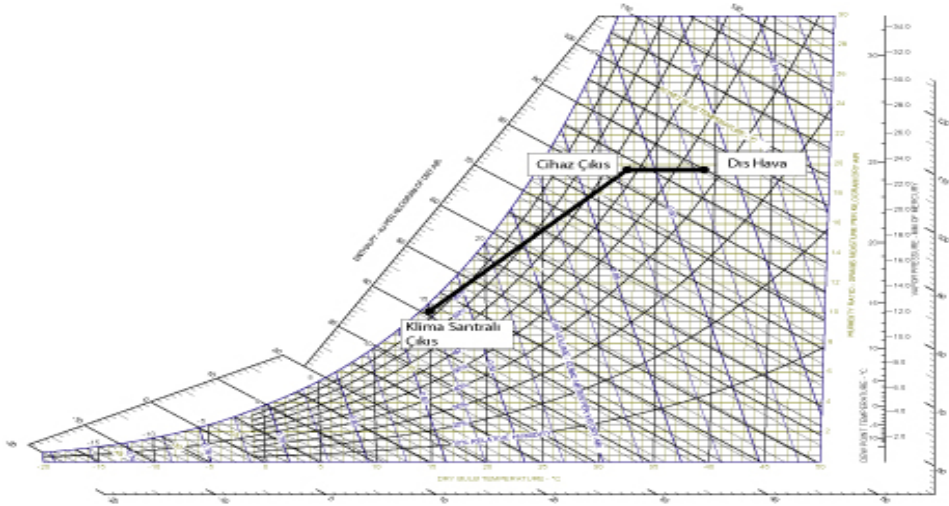
$$Q = \rho * V_{\text{debi}} * (h_{\text{th,g}} - h_{\text{th,\zeta}}) \\ = 1.2 * (1000 / 3600) * (109.2 - 102.4) = 2.27 \text{ kW}$$

Klima santral çıkış şartları: 15 °C KT, 14.5 °C YT

Havanın santral çıkışındaki entalpisi: 60.64 kJ/kg

%100 dış hava kullanılması durumunda, ısı geri kazanım cihazı ile kazanılan soğu kazancının toplam soğutma yüküne oranı

$$R = (h_{\text{dış}} - h_{\text{th,\zeta}}) / (h_{\text{dış}} - h_{\text{santral çıkış}}) = (109.2 - 102.4) / (109.4 - 60.64) = \%14$$



Şekil 2. Isı geri kazanım işleminin psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmesi

2. YILLIK TOPLAM ISI (SOĞU) KAZANCI

Dış hava sıcaklığının iç ortam sıcaklığına yaklaşması ile birlikte, ısı geri kazanım cihazından geçen taze havanın sıcaklık değişimi ve beklenen ısı (soğu) kazancı azalmaktadır. Isı geri kazanım cihazının yıl boyu toplam kazancının hesaplanabilmesi için, dış ortam sıcaklığındaki değişimlerin gözönüne alınması gerekmektedir. Başlıca merkezler için tipik iklim yılları ve saatlik dış sıcaklık verileri TTMD nin desteklediği bir çalışma kapsamında derlenmiştir (Ankara, 1990, Antalya, 1995, İstanbul-Göztepe, 1988, İzmir, 1993) [4]. Tipik yıl saatlik dış sıcaklık verileri, yıllık toplam ısıtma ve soğutma kazançlarının hesaplanması için kullanılmıştır.

Yıllık toplam ısı kazancının hesaplanmasında, ısı kazanım cihazının duyulur ısı verimi %50 alınmıştır. Ekim-Nisan ayları ve arası ısıtma mevsimi, Mayıs-Eylül ayları ve arası soğutma mevsimi olarak tanımlanmıştır. Dış ortam sıcaklığının ısıtma mevsiminde 20°C altına düşmesi ile ısıtma yapıldığı, soğutma mevsiminde ise 26°C üzerine çıkması ile soğutma yapıldığı varsayılmıştır. Isıtma ve soğutma yapılan her saat için, dış ortam sıcaklığı ve cihaz verimi göz önüne alınarak, taze havanın ısı geri kazanım cihazından çıkış sıcaklığı ve ısı (soğu) kazancı hesaplanmıştır. Sistemin tam zamanlı bir işletme olması ve 24 saat/gün çalışması veya günde 12 saat çalışmasına göre hesaplamalar tekrarlanmıştır. Hesaplanan ısı ve soğu kazançları Tablo-1 de gösterilmiştir.

Tablo 1. Bölgelere göre yıllık ısı ve soğu kazançları

Bölge	Soğutma tasarım dış sıcaklığı ¹	Tasarım nok. soğu kazancı ² (top. yüke oranı ³)	Yıllık toplam soğu kazan. ⁴ (kW-saat/yıl) 12 saat/gün (24 saat/gün)	Isıtma tasarım dış sıcaklığı	Tasarım nok. ısı kazancı ⁵ (top. yüke oranı ⁶)	Yıllık toplam ısı kazancı ⁷ (kW-saat/yıl) 12 saat/gün (24 saat/gün)
Ankara	KTS: 34°C YTS: 20°C	1.33 kW (%24)	319 (326)	KTS: -12°C	5.33 kW (%31)	5102 (12052)
Antalya	KTS: 39°C YTS: 28°C	2.27 kW (%14)	940 (1020)	KTS: +3°C	2.84 kW (%23)	2126 (6154)
İstanbul	KTS: 33°C YTS: 24°C	1.2 kW (%12)	232 (236)	KTS: -3°C	3.83 kW (%29)	4297 (9364)
İzmir	KTS: 37°C YTS: 24°C	1.88 kW (%18)	892 (977)	KTS: 0°C	3.33 kW (%25)	2733 (6892)

Notlar:

1. Hesaplamalarda iç ortam koşulları soğutmada 26°C KT ve 19°C YT sıcaklığında, ısıtmada 20°C KT sıcaklığında alınmıştır. Havanın yoğunluğu $\rho = 1.20 \text{ kg/m}^3$ olarak kabul edilmiştir
2. İç ortam sıcaklığı 26°C ve geri kazanım cihazı duyulur verimi %50 olan sistem için, 1000 m³/saat kapasiteli cihazın tasarım noktasındaki soğu geri kazanım kapasitesi.
3. Üfleme havası santral çıkışında kuru ve yaş termometre sıcaklıkları 15°C/14.5°C olan %100 taze havalı sistem için tasarım noktasındaki soğu kazancının toplam soğu yüküne oranı
4. 26°C üzeri sıcaklıklarda %50 duyulur verim için yıllık toplam soğu kazancı, 12 saat/gün (08⁰⁰-20⁰⁰) ve 24 saat/gün çalışma durumları için.
5. İç ortam eksoz sıcaklığı 20°C ve geri kazanım cihazı duyulur verimi %50 olan sistem için, 1000 m³/saat kapasiteli cihazın tasarım noktasındaki geri kazanım kapasitesi.
6. Üfleme havası sıcaklığı 40°C olan %100 taze havalı sistem için tasarım noktasındaki ısı kazancının toplam ısı yüküne oranı.
7. 20°C altındaki sıcaklıklarda %50 duyulur verim için yıllık toplam ısı kazancı, 12 saat/gün (08⁰⁰-20⁰⁰) ve 24 saat/gün çalışma durumları için.

3. EKONOMİK ANALİZ

3.1. Yıllık yakıt (elektrik) kazancı

Ekonomik analiz için önce Tablo-1 de gösterilen ısıtma ve soğutma kazançlarının yıllık getirisi hesaplanmıştır. Soğu kazancının elektrik tüketimine etkisi, soğutma sisteminin etkenlik katsayısı (COP) ile değişmektedir. Soğutma kulesi ve soğuksu pompaları gibi yardımcı donanımların elektrik

tüketimi de dikkate alınarak, soğutma sistemi etkenlik katsayısı uygulamada 3 alınabilir. Birincil enerji olarak kullanılan elektrik tüketimindeki yıllık azalma, soğu kazancının etkenlik katsayısına bölünmesi ile bulunur:

$$E_{k,elk} = Q_{sog} / (COP)_{sog} = Q_{sog} / 3 \quad (6)$$

Isıtma sisteminde ise, elektrikli ısıtıcılardan doğalgaza veya jeotermal enerjiye kadar değişen farklı kaynaklar kullanılmaktadır. Uygulamada çok kullanılmamakla birlikte, ılıman iklim bölgelerinde, ısıtma gereksinimi mevcut sistemin ısı pompası olarak işletilmesi ile de karşılanabilir. Isı pompası kullanılması durumunda, birincil enerji olan elektrik tüketimindeki azalma, soğutma sistemine benzer şekilde ısı pompası etkenlik katsayısı ile değişecektir:

$$E_{k,elk} = Q_{ISI} / (COP)_{ISI} = Q_{ISI} / 3 \quad (7)$$

Isıtmanın bir kazandan elde edilen sıcak su ile yapılması durumunda, yakıt kullanımındaki azalma hesaplanmalıdır. Yakıtın alt ısıl değeri ve kazan verimi göz önüne alınarak, yıllık yakıt tüketimindeki azalma hesaplanır:

$$E_{k,yakı} = Q_{ISI} / (\eta_{kazan} * H_{alt}) \quad (8)$$

Elektrik enerjisi ve yaygın kullanılan bazı birincil enerji kaynakları için, enerji dönüşüm değerleri ve Ağustos 2005 birim fiyatları kullanılarak[5] birim ısı maliyetleri hesaplanmıştır (Tablo-2).

Tablo 2. Isıtma amaçlı kullanılan bazı yakıt fiyatlarının karşılaştırılması

Birincil Enerji Kaynağı	Birim Fiyatı	(Alt) Isıl değeri	Verimi (Elektrik için ısı pompası etkenliği)	Birim ısı için fiyatı YTL/kW-saat
Elektrik	0.152 YTL/kW-saat	-	3	0.051
Doğal gaz	0.38 YTL/m ³	8250 Kcal/m ³ (9.58 kW-saat/m ³)	0.90	0.044
Kalorifer Yakıtı	1.04 YTL/kg	9700 Kcal/kg (11.26 kW-saat/kg)	0.85	0.109
Dökme LPG	1.53 YTL/kg	11000 Kcal/kg (12.77 kW-saat/kg)	0.90	0.133

Yıllık ısı (soğu) kazanımı ve yakıt fiyatları kullanılarak, ısı geri kazanım cihazı kullanılmasının yıllık getirisi hesaplanmıştır (Tablo-3). Hesaplamalarda, Ankara ve İstanbul'da kurulu cihazlarda ısıtma sistemi için doğalgaz kullanıldığı, Antalya ve İzmir'de ise kalorifer yakıtı kullanıldığı göz önüne alınmıştır.

Tablo 3. Isı geri kazanım cihazı kullanılmasının yıllık getirisi (1000 m³/saat hava debisi için)

Bölge	Yıllık toplam soğu kazancı kW-saat/yıl 12 saat/gün (24 saat/gün)	Soğutma sistemi enerji tüketiminde azalma kW-saat/yıl	Soğ. Kazancı YTL/yıl	Yıllık toplam ısı kazancı (kW-saat/yıl) 12 saat/gün (24 saat/gün)	Yakıt tüketiminde yıllık azalma	Isıtma kazancı YTL/yıl	Toplam kazanç YTL/yıl
Ankara	319 (326)	106 (109)	16 (17)	5102 (12052)	Doğal gaz, m ³ 592 (1398)	225 (531)	241 (548)
Antalya	940 (1020)	313 (340)	48 (52)	2126 (6154)	Kal. yakıtı, kg 222 (643)	231 (669)	279 (721)
İstanbul	232 (236)	77 (79)	12 (12)	4297 (9364)	Doğal gaz, m ³ 498 (1086)	189 (413)	191 (425)
İzmir	892 (977)	297 (326)	45 (50)	2733 (6892)	Kal. yakıtı, kg 286 (720)	297 (749)	342 (799)

3.2. Basınç Düşümünün Etkisi

1000 m³/saat kapasiteli ısı geri kazanım cihazı için basınç düşümünün 150 Pa ve fan veriminin 0.70 olması durumunda, Eşitlik – 5'in kullanılarak toplam fan gücü gereksiniminin

$$P = \frac{2 * 1000 * 150 / 0.70}{3600} = 119W = 0.12kW$$

olduğu hesaplanır. Isı geri kazanım cihazının tüm yıl boyunca tam zamanlı olarak çalıştırılması durumunda yıllık enerji tüketimi 1051 kW-saat, karşılığı olan elektrik gideri 160 YTL/yıl olacaktır.

Fan enerjisine eşdeğer ısıtma (soğu) kazanım sıcaklık değişimi: Yukarıda belirtilen fan gücüne eşdeğer elektrik enerjisi kullanılması ile elde edilecek soğu miktarı

$$Q_{soğu} = COP * P = 3 * 119 = 357W$$

karşılık gelen sıcaklık düşümü ise

$$\Delta T = \frac{Q_{soğu}}{C_p \rho V_{debi}} = \frac{0.357}{1.004 * 1.2 * \frac{1000}{3600}} = 1^\circ C$$

olmaktadır. %50 verimli bir ısı geri kazanım cihazında 1°C soğutma yapabilmek için, iç ve dış ortam arasındaki sıcaklık farkının en az 2°C olması gerekmektedir; başka bir deyişle ancak iç ve dış sıcaklık arasındaki fark 2°C'in üzerinde ise sistemin işletilmesi ekonomik olmaktadır. Benzer düşüncelerle, kullanılan yakıtın maliyetine bağlı olarak, fan giderine eşdeğer ısı kazanımı için gerekli en az iç ve dış sıcaklık farkının 1~ 1.5°C arasında değiştiği hesaplanabilir.

Isı geri kazanımı cihazı atlatma (by-pass) hattı veya atlatma hücresi içerdiği takdirde, iç ve dış sıcaklık farkına bağlı olarak hava atlatma hattından geçirilecek ve enerji tüketimi azalacaktır. Isı geri kazanım cihazının yıllık toplam çalışma süresi, iç ve dış ortam koşullarına ve uygulanacak kontrol programına göre değişecektir.

Diğer yandan, ısı geri kazanım cihazı kullanılması ile, ısıtma ve soğutma tasarım yüklerindeki azalma nedeni ile, kullanılan kazan brülörü, yoğunlaştırıcı veya soğutma kulesi fanı ve soğuk ve sıcak su pompaları gibi enerji tüketen yardımcı donanımlar küçülmektedir. Soğutma ile ilgili yardımcı donanımın güç tüketimine etkisi, sistemin tasarım noktasındaki soğutma etkenlik katsayısının hesaplanmasında göz önüne alınmalıdır/alınmıştır. Tasarım dışı günlerde ise, kontrol vanaları kullanılarak pompa ve yardımcı donanımların debisi kontrol edilmekte, ancak buna karşın fazladan bir basınç artışı ile olmaktadır. Isı geri kazanım cihazı kullanılması, genel olarak döner ekipmanların küçülmesini ve anma kapasitelerine yakın değerlerde çalışmasını içerir. Bu genel iyileşme göz önüne alınarak, ısı geri kazanım cihazının yıllık işletme giderinin değerlendirilmesinde, fan enerji tüketiminin diğer kazanımlarla karşılandığı öngörülmüştür. Böylece, ısı geri kazanım cihazının yıllık net işletme gideri "0" alınacaktır.

3.3. Isı Geri Kazanım Cihazının Kullanılma Ve Kullanılmama Durumlarının Karşılaştırılması

İlk yatırım giderinin değerlendirilmesinde, montaj bedeli, yüklenici maliyetleri gibi bedeli yükseltici kalemlerin yanı sıra, sıcak su kazanı ve donanımı, soğutma kompresörü ve kullanılıyorsa soğutma kulesi ve pompaları gibi tüm soğutma donanımının küçülmesini de göz önüne almak gerekmektedir. Örnek bir değerlendirme için ısı geri kazanımının 15000 m³/saat üfleme kapasiteli ve taze hava debisi 6000 m³/saat olan klima sistemindeki toplam yüke etkisi hesaplanmıştır (Tablo-4). Yıllık getirinin hesaplanmasında sistemin günde 12 saat çalıştırıldığı varsayılmıştır.

Tablo 4 Isı geri kazanım cihazı kullanılan ve kullanılmayan durumların karşılaştırılması^{1,2}

Bölge	Soğutma tasarım yükü, Isı geri kazanımsız / Isı geri kazanımlı	Isıtma tasarım yükü, Isı geri kazanımsız / Isı geri kazanımlı	Isı geri kazanım cihazının yıllık getirisi
Ankara	81.5 kW (73.3 kW)	261.0 kW (228.9 kW)	1446 YTL/yıl
Antalya	242.8 kW (229.2 kW)	185.7 kW (168.7 kW)	1674 YTL/yıl
İstanbul	155.8 kW (148.6 kW)	215.9 kW (192.8 kW)	1146 YTL/yıl
İzmir	155.1 kW (143.8 kW)	200.8 kW (180.7 kW)	2052 YTL/yıl

¹ Sistemin toplam debisi 15000 m³/saat, ısı geri kazanım cihazı debisi 6000 m³/saat 'dir. İşletme süresi 12 saat/gün 'dür.

4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Sonuçların incelenmesinden görüldüğü gibi, ısı geri kazanım cihazı kullanılması ile toplam ısı yükündeki azalma, soğu yüküne göre daha yüksektir. Isıtma ve soğutma için yıllık toplam enerji kazancı, Ankara gibi karasal iklime sahip bölgelerimizde daha yüksek olmaktadır. Isı geri kazanım sisteminin geri ödeme süresi; sistemin kapasitesine, yıllık işletme süresine, yakıt fiyatlarına ve yöreye göre değişmektedir.

Enerji kazanımının yanı sıra, havalandırma amaçlı kullanılan taze havanın ön ısıtma/soğutma işleminden geçirilerek sıcaklığının artırılması/azaltılması, sistemin pik yük çalışma şartlarını iyileştirmektedir. Isı geri kazanım cihazının kullanılması, taze hava oranı ve bölgelere bağlı olarak tasarım yükünün soğutmada %5-29, ısıtmada ise %10-37 azalmasını sağlayacaktır. Bu durum, ısıtma ve soğutma sisteminin daha küçük seçilmesini ve tasarım yüküne yakın değerlerde çalışmasını sağlayarak, kontrol sisteminin etkenliğini arttırmaktadır.

Diğer yandan, iç ve dış ortam sıcaklıkları arasındaki fark 1.5-2°C ve altına düştüğü zaman ısı geri kazanım cihazı kullanılmasının ekonomik olmadığı gösterilmiştir. Özellikle ılıman iklim bölgelerinde, atlatma hücresi veya hattının kullanılması yararlı olacaktır.

Sonuç olarak, klima sistemlerinde ısı geri kazanım cihazı kullanılması, ısı ve soğu kazancının yanısıra, sistem kapasitesine yapacağı etki de gözönünde tutularak ve ısıtma ve soğutma sisteminin projelendirilmesi aşamasında değerlendirilmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] BULGURCU, H., "Lokal Isı-Enerji Geri Kazanımlı Havalandırma Cihazlarının Tasarımı", V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi TESKON'01 Bildiriler Kitabı, 141-150, 2001
- [2] ŞAHAN, M., "Isı Geri Kazanım Eşanjörlerinin Kullanım Opsiyonları", VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi TESKON'03 Bildiriler Kitabı, 139-152, 2003.
- [3] ŞAHAN, M., "HVAC Uygulamalarında Isı Geri Kazanımı", IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi TESKON'99 Bildiriler Kitabı, 151-162, 1999.
- [4] ARISOY, A., ŞEN, O., ŞAYLAN L., TOROS, H., "Türkiye İklim Verileri ", TTMD Teknik Rapor, 2000
- [5] "1 kg buhar üretim maliyeti için çeşitli yakıtların karşılaştırılması", TESİSAT, Enerji Teknolojileri ve Mekanik Tesisat Dergisi, sayı: 115, Ağustos 2005

ÖZGEÇMİŞ

Serhan KÜÇÜKA

1960 yılı İzmir doğumludur. 1983 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünü bitirdi. Aynı bölümden 1985 yılında Yüksek Lisans, 1993 yılında Doktora derecelerini aldı. 1990-1998 yılları arasında TÜPRAŞ İzmit ve İzmir rafinerilerinde borulama, depolama tanklarının imal ve yenilenmesi, pompa sistemleri, bina ısıtma sistemleri gibi muhtelif konularda proje mühendisi olarak çalıştı. Halen DEÜ Makina Mühendisliği Bölümünde Yrd. Doç. olarak çalışmaktadır. Çalışma konuları jeotermal ısıtma sistemleri ve akış ve ısı transferi problemlerinin sayısal çözümleridir.