



ÇEVRE ŞARTLARININ NEM ALMALI BUHARLAŞMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİ

Ali BOLATTÜRK¹, Mehmet KANOĞLU²

¹Süleyman Demirel Üniversitesi Müh.-Mim. Fak. Makina Müh. Bölümü, Isparta

²Gaziantep Üniversitesi, Müh. Fak. Makina Müh. Bölümü, Gaziantep

abolatturk@mmf.sdu.edu.tr, kanoglu@gantep.edu.tr

(Geliş Tarihi: 17. 02. 2005)

Özet: Nem almalı buharlaşmalı soğutma sistemi özellikle sıcak ve nemli iklim bölgeleri için önerilen alternatif bir soğutma tekniğidir. Bu sistemde nem alma tekerleği, rejeneratör, iki adet buharlaşmalı soğutucu ve ısıtma üniteleri bulunmaktadır. Bu çalışmada; şartlandırılmış havanın dolaşımına göre nem almalı soğutma sistemlerinin dört farklı tipi incelenmiştir. Bunların birincisi havalandırılmalı tip, ikincisi devirli tip, üçüncüsü beslemeli tip ve dördüncüsü karıştırmalı tip çevrimlerdir. Soğutma sistemlerinin performans hesaplarında ARI standardı kullanılmıştır. Çevre sıcaklığı ve bağıl nem değerlerine göre ele alınan nem almalı soğutma sistemlerinin performans katsayıları (COP) ve soğutma güçlerinin değişimleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, nem almalı soğutma sistemlerinin performanslarının çevre hava sıcaklığına ve nemine bağlı olduğunu ve bu sistemlerin genel olarak azalan çevre sıcaklığı ve nemi ile daha yüksek bir performansla çalıştıklarını göstermektedir. Sıcak ve kuru iklimlerde daha basit ve ekonomik olan buharlaşmalı soğutma sistemlerinin daha cazip bir soğutma alternatifi olduğu dikkate alındığında nem almalı sistemlerin sıcak ve nemli iklimlerde kabul edilebilir bir performansla kullanılabilecek bir soğutma alternatifi sunduğu sonuçlardan anlaşılmaktadır.

Anahtar kelimeler: Nem almalı soğutma sistemleri, Nem alma, İklimlendirme, Çevre şartları

EFFECT OF AMBIENT CONDITIONS ON THE PERFORMANCE OF DESICCANT COOLING SYSTEMS

Abstract: Desiccant cooling systems are an alternative cooling method for hot and humid climates. Such a system consists of a desiccant wheel, a rotary regenerator, evaporative coolers, and a heating unit. In this study, four types of desiccant cooling systems are investigated depending on the circulation of process air, namely; ventilation, recirculation, make-up, and mixed modes. The effects of ambient air temperature and relative humidity on the COP and cooling load are investigated for these four cycles and the results are compared. The results obtained in this study show that the performance of desiccant cooling systems depend on ambient temperature and humidity and their performance generally increases with decreasing ambient temperature and humidity. For dry and hot climates, evaporative cooling is a simpler and more economic cooling alternative, and therefore desiccant cooling systems should be considered as an alternative cooling method for hot and humid climates.

Keywords: Desiccant cooling systems, Dehumidifier, Air-conditioning, Ambient conditions

SEMBOLLER

COP	Etkinlik katsayısı
h	Entalpi (kJ/kg)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
q	Isı miktarı (kJ/kg)
T	Sıcaklık (°C)
w	Özgül nem (kg/kg)
ε	Etkinlik
ϕ	Bağıl nem

İndisler

a	Hava
NA	Nem alma tekerleği
BS	Buharlaşmalı soğutucu
DR	Döner rejeneratör
R	Rejeneratör

w	Su
yt	Yaş termometre

GİRİŞ

Soğutma, sıcak ve nemli iklim bölgelerindeki binaların ortam havasının şartlandırılmasında önemlidir. 1960'lı yıllardan sonra, iklimlendirme, bir çok ülkede yaygın bir şekilde kullanılmasının yanında bazı ülkelerde standart haline getirilmiştir. Özellikle uzun yaz günlerinde modern binalar ve alış-veriş merkezleri için gerekli soğutma yükleri artmaktadır. Artan soğutma gücü elektrik gereksinimini de artırmaktadır. Ayrıca soğutucu akışkanlardaki kloroflorokarbon (CFC)' ların çevre üzerindeki olumsuz etkileri ozon tabakasına zarar vermekte ve global ısınmaya katkı sağlamaktadır. Bu durum araştırmacıları geleneksel buhar sıkıştırılmalı ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerine alternatif soğutma

sistemlerini araştırmaya yönelmiştir. Bunlardan birisi nem almalı buharlaşmalı soğutma (NABS) sistemidir. Bu sistem basit ve çevre dostu olup, yeterli performansa sahiptir (Yılmaz ve Büyükalaca, 2000 ; Kanoğlu vd., 2004).

Buharlaşmalı soğutma eskiden beri bilinen ve uygulanan bir yöntemdir. Buharlaşmalı soğutmayla dış havanın hazırlanması, dış hava bağıl neminin düşük olduğu bölgelerde etkili olabilmektedir. Dolayısıyla bu yöntemi uygulamak için öncelikle dış hava bağıl neminin azaltılması gerekmektedir. NABS sistemi bu esasa dayanmaktadır. Sistemde havanın neminin alındığı bir nem alma tekerleği bulunmaktadır. Ayrıca sistemde döner rejeneratör, iki adet buharlaşmalı soğutucu, ısıtıcı ünitesi ve yardımcı elemanlar bulunmaktadır. Nem alma tekerleğinde dış havanın nemi düşmekte ve sıcaklığı artmaktadır. Kuru ve sıcak hava önce rejeneratörde daha sonra da buharlaşmalı soğutucuda soğutulur. Çıkan soğuk hava direkt olarak iklimlendirilecek odaların tümüne verilir. Bu sistem kapalı ve açık çevrimli olarak işletilmektedir. Ancak açık çevrimli soğutma sistemleri yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu sistemlerde, nem alma tekerleği için düşük rejenerasyon sıcaklıkları (70-95 °C) yeterlidir. Bu sıcaklıktaki ısı ise güneş enerjisi, jeotermal enerji, veya konvansiyonel fosil yakıtlı sistemlerin atık ısısından sağlanabilir ve bu şekilde geleneksel sistemlere göre daha ucuz enerji kullanırlar (Schmitz ve Casas, 2001).

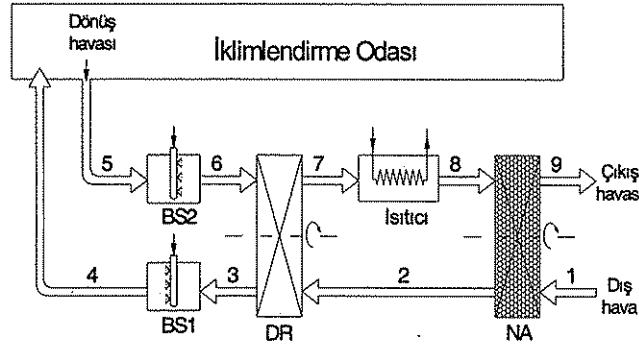
NABS sisteminde nem alma işlemi nem alma tekerleğine yerleştirilen katı nem alıcılarla yapılmaktadır. Nem alıcı maddeler olarak en fazla silika jel (SiO_2), aktifleştirilmiş alüminyum (Al_2O_3), doğal ve sentetik zeolitler, lityum klorid (LiCl) ve moleküler elek kullanılmaktadır (Camargo vd., 2003).

Açık çevrimli NABS sistemlerinin tasarımı, geliştirilmesi ve çalışma şartları üzerine bir çok çalışma yapılmıştır. Bunların bazıları tüm sistemin, bazıları da sadece nem alma tekerleği ünitesinin optimum çalışma şartlarının belirlenmesi ve analiz edilmesi üzerine yoğunlaşmış teorik çalışmalardır. Bu çalışmaların bazılarında NABS sistemi ile buhar sıkıştırma soğutma

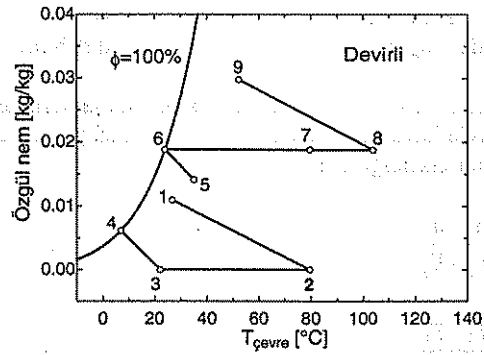
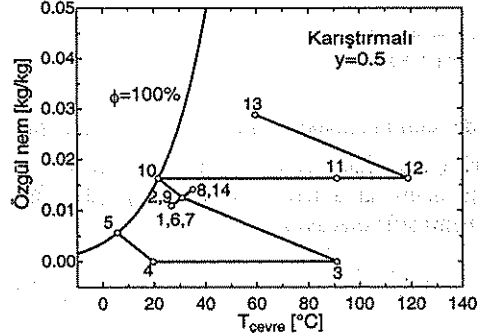
sistemleri karşılaştırılmıştır (Van den Bulck,1986; Farooq ve Ruthven, 1991; Collier vd.,1990; Jurinak vd.,1984). Bu sistemlerin farklı bölgelerdeki okul, restoran, süper marketler gibi alanlara uygulanması üzerine yapılan çalışmalar bulunmaktadır (Davanagere vd., 1999a-b; Mavroudaki vd., 2002; Halliday vd., 2002). Özellikle dış hava ihtiyacının yüksek, nemin düşük arzu edildiği süper marketlerde çok başarılı uygulandığı vurgulanmaktadır (Spears ve Judge, 1997; Calton, 1992).

Taze havanın ve dönüş havasının sistemde dolaşımına göre NABS sisteminin dört farklı tipi bulunmaktadır. Bunların birincisi havalandırma tipi (ventilation mode), ikincisi devirli tip (recirculation mode), üçüncüsü beslemeli tip (makeup mode) ve dördüncüsü karıştırmalı tip (mixed mode) çevrimlerdir (Şekil 1-4). Literatürde daha çok havalandırma tipi üzerine deneysel ve teorik çalışmalar yapılmıştır. Jurinak vd. (1984) tarafından yapılan çalışmada, bu sistemlerden havalandırma ve devirli tiplerin buhar sıkıştırma soğutma çevrimleriyle enerji gereksinimi açısından karşılaştırılması yapılmıştır. Jain ve Dhar (1995), havalandırma ve devirli tip soğutma çevrimlerinin performanslarının sıcak ve nemli iklimler için uygun olduğunu vurgulanmıştır. Camargo vd. (2003), tarafından yapılan çalışmada karıştırmalı tip NABS sisteminde taze ve kullanılmış havanın oranlarına göre termoeconomik analiz yapılmıştır. Kadoma vd (1993) tarafından nem alma tekerleği ve hava akış hızının, rejenerasyon sıcaklığının COP üzerine etkileri araştırılmıştır. Optimum tekerlek devir sayısında, hava hızının artmasıyla COP değerinin düştüğü vurgulanmaktadır.

Bu çalışmada, yukarıda bahsedilen açık çevrimli NABS sistemlerinin dört farklı tipi için çevre sıcaklığının ve bağıl nemin soğutma yükleri ve COP üzerine etkileri araştırılmıştır. Hesaplamalarda iklimlendirilen oda şartları ve dış hava şartları olarak ARI (The Air-Conditioning and Refrigeration Institute) standardı dikkate alınmıştır (ARI, 1998).



Şekil 1. Havalandırma tipi NABS sistemi ve psikrometrik diyagramı



TERMODİNAMİK ANALİZ

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{sog}}}{\dot{Q}_{\text{kay}}} = \frac{\dot{m}_4(h_5 - h_4)}{\dot{m}_7(h_8 - h_7)} \quad (1)$$

41

soğutmayla eklenen su miktarları ihmal edilebilecek mertebede olup, hava kütleli debileri sabit alınabilir.

Döner rejeneratör zıt akışlı adyabatik bir ısı eşanjörüdür. Dolayısıyla hava debisindeki değişimin ihmalıyla döner rejeneratör etkinliği için

$$\varepsilon_{DR} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_6} \quad (2)$$

veya

$$\varepsilon_{DR} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_6} \quad (3)$$

ifadeleri yazılabilir. İdeal şartlarda yani rejeneratör etkinliğinin % 100 olduğu durumda rejeneratöre giren ve çıkan havanın sıcaklıkları eşittir:

$$T_3 = T_6 \quad \text{ve} \quad T_2 = T_7 \quad (4)$$

Rejenerasyon ısısı dikkate alındığında nem alma tekerleğinin etkinliği,

$$\varepsilon_{NA} = \frac{(w_1 - w_2)h_{fg}}{h_8 - h_7}$$

şeklinde yazılabilir. Burada; w özgül nemi, h_{fg} ise suyun buharlaşma entalpisini göstermektedir. Nem alma tekerleğinin etkinliğini veren bir diğer ifade ise Van den Bulck vd. (1988) tarafından

$$\varepsilon_{NA} = \frac{w_1 - w_2}{w_1 - w_{2,ideal}} \quad (5)$$

şeklinde tanımlanmakta olup, $w_{2,ideal}$ ideal şartlarda tekerlek çıkışındaki özgül nemdir. İdeal bir nem alıcıda havanın nemi tamamen alınmakta olup çıkan havanın özgül nemi sıfır olacaktır:

$$w_{2,ideal} = 0 \quad (6)$$

Buharlaşmalı soğutma ünitelerinde (BS1 ve BS2) giriş ve dönüş havasına eklenen su miktarları sırasıyla

$$\dot{m}_{wBS1} = \dot{m}_3(w_4 - w_3) \quad (7)$$

$$\dot{m}_{wBS2} = \dot{m}_5(w_6 - w_5) \quad (8)$$

ifadeleriyle hesaplanabilir. Buharlaşmalı soğutucuların etkinlikleri ise sırasıyla

$$\varepsilon_{BS1} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{yt,3}} \quad (9)$$

$$\varepsilon_{BS2} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{yt,5}} \quad (10)$$

şeklinde yazılabilir. Buradaki T_{yt} buharlaşmalı soğutuculara giren havanın yaş termometre sıcaklıklarıdır. Buharlaşmalı soğutma sabit yaş termometre sıcaklığında gerçekleşmektedir. İdeal bir buharlaşmalı soğutucudan ($\varepsilon_{BS} = \%100$) ayrılan hava % 100 bağıl nemde çıkacaktır. Buna göre;

$$T_4 = T_{yt,3} \quad (11)$$

$$\phi_4 = 1$$

ve

$$T_6 = T_{yt,5} \quad (12)$$

$$\phi_6 = 1$$

yazılabilir. Isıtıcıda dış kaynaktan sağlanan ısı miktarı

$$q_{kay} = h_8 - h_7 \quad (13)$$

ve sistemin soğutma kapasitesi

$$q_{sog} = h_5 - h_4 \quad (14)$$

şeklinde. İdeal nem alma tekerleğindeki giriş ve çıkış havası arasındaki rejenerasyon ısısı

$$q_{rej} = (w_1 - w_2)h_{fg} = (w_9 - w_8)h_{fg} \quad (15)$$

ile hesaplanabilir. Sistemde dolaşan havanın özgül nemi döner rejeneratörde ve ısıtıcıda sabit kalmaktadır:

$$w_3 - w_2 = w_7 - w_6 = w_8 - w_7 \quad (16)$$

ARI standardına göre iklimlendirilecek oda ve çevre havanın şartları sırasıyla (oda havası: $T = 26.7^\circ\text{C}$, $\phi = \%50$; çevre hava: $T = 35^\circ\text{C}$, $\phi = \%40$) şeklindedir. Yukarıdaki denklemler ve ARI standardı yardımıyla hesaplamalar yapıldığında havalandırma tip soğutma sistemin soğutma kapasitesi ve COP değerleri sırasıyla 37.3 kJ/kg ve 1.17 olarak bulunmaktadır. Hesaplamalarda nemli havanın özellikleri EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılarak bulunmuştur (Klein, 2002).

Yukarıda tanımlanan çevrim hesaplaması için gerekli işlemler devirli tip (Şekil 2), beslemeli tip (Şekil 3) ve karıştırmalı tip (Şekil 4) soğutma sistemleri için de uygulanabilir. Devirli tip çevrimde; şartlandırılmış hava sürekli olarak sistemde dolaşmakta, şartlandırma için gerekli taze hava soğutma sistemine girip çıkmaktadır. Beslemeli tip çevrimde; iklimlendirme odasındaki şartlandırılmış hava soğutma sisteminin içinden geçirilmeden dışarı atılmakta, şartlandırma için gerekli hava soğutma sistemine girip çıkmaktadır. Karıştırmalı

tip çevrimde ise; şartlandırılmış hava kullanıldıktan sonra iklimlendirme odasından gelen dönüş havasının bir kısmı taze havayla karıştırılarak tekrar şartlandırma için soğutma sistemine verilmekte ve çevreye atılmaktadır. Şartlandırılmış havadaki azalma miktarı ise dış ortamdaki taze havayla beslenmektedir.

Karıştırmalı tip çevrimde şartlandırılmış hava ile taze hava oranı,

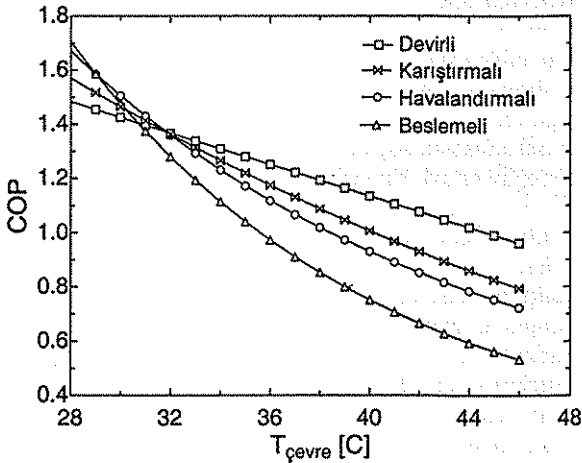
$$y = \frac{\dot{m}_{a,dönüş}}{\dot{m}_{a,toplam}} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_6} \quad (19)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada $\dot{m}_{a,dönüş}$, iklimlendirme odasından gelen dönüş hava debisi, $\dot{m}_{a,toplam}$, dış hava debisini temsil etmektedir.

Tablo 1. ARI şartlarına göre sistemlerin performans değerleri

NABS sistem tipi	q_{sog} [kJ/kg]	COP	T_R [°C]	$\dot{m}_{wBS1}$ [kg su/kg hava]	$\dot{m}_{wBS2}$ [kg su/kg hava]
Havalandırmalı	37.3	1.173	133.4	0.005191	0.003099
Devirli	32.4	1.280	103.9	0.006165	0.004673
Beslemeli	33.0	1.040	133.1	0.006018	0.004673
Karıştırmalı ($y = 0.5$)	34.0	1.220	118.7	0.005660	0.003729

Soğutma sistemlerinin COP ve soğutma yükleri önemli ölçüde çevre şartlarına bağlıdır. Şekil 5 ve 6' da çevre sıcaklığına göre, Şekil 7 ve 8' de ise bağıl neme göre COP ve soğutma gücü değişimleri görülmektedir. Hesaplamalarda, dış hava şartlarından sıcaklık değişirken bağıl nem % 40, bağıl nem değişirken ise sıcaklık 35 C' de sabit tutulmuştur.



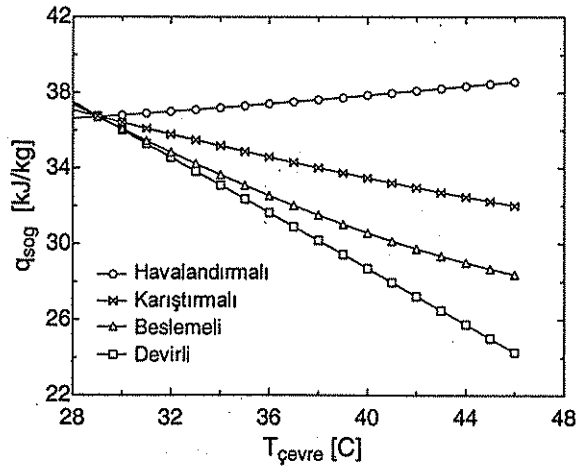
Şekil 5. NABS sistem tipleri için çevre sıcaklığına göre COP değişimleri

Soğutma sistemlerinde çevre sıcaklığı arttıkça hem COP hem de soğutma yükleri (havalandırmalı tipte hariç) düşmektedir. COP değerleri çevre sıcaklıklarına göre 0.5 ile 1.7 arasında, soğutma gücü değerleri ise 24 ile 38 kJ/kg arasında değişmektedir (Şekil 5-6).

SONUÇLAR ve TARTIŞMA

ARI şartlarına göre dört farklı tipteki açık çevrimli NABS sistemlerinin performans değerlendirilmesi ve karşılaştırılması yapılmıştır. Tablo 1' de sistemlerin soğutma güçleri, COP katsayıları ve rejenerasyon sıcaklıkları (T_R) verilmektedir. En yüksek soğutma gücü havalandırmalı tipte iken en yüksek COP değeri devirli tipte gerçekleşmektedir. Havalandırmalı tipte göre karşılaştırma yapıldığında; devirli tipte soğutma gücü %15 azalırken, COP değeri %10 artmaktadır. Buna karşılık, karıştırmalı tipte soğutma gücü azalması % 10 iken, COP artışı % 7 civarındadır. En düşük rejenerasyon sıcaklığı devirli tip NABS sisteminde gerçekleşmektedir.

Havalandırmalı tip soğutma sisteminde; aynı bağıl nemde dış hava sıcaklığı arttıkça giriş havasının özgül nemi artmaktadır. Bu ise dış kaynaktan sağlanan ısıнын dolayısıyla rejenerasyon ısıının yüksek olmasına sebep olmaktadır. Diğer taraftan 4 noktasındaki iklimlendirme odası hava giriş sıcaklığı düşmekte ve soğutma gücü artmaktadır. Ancak soğutma gücündeki artış çok az olmaktadır. Dolayısıyla çevre sıcaklığının artmasıyla artan rejenerasyon ısıısı COP değerini düşürmektedir.



Şekil 6. NABS sistem tipleri için çevre sıcaklığına göre soğutma gücü değişimleri

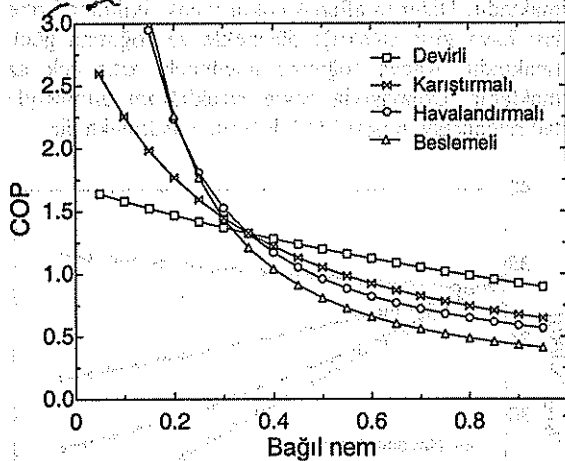
Devirli tip soğutma sisteminde iklimlendirme odasındaki dönüş havasının şartları sabit kaldığı için gerekli rejenerasyon ısıısı sabit kalmaktadır. Diğer

tarafından çevre havanın sıcaklığı arttıkça iklimlendirme odasından gelen dönüş havasının döner rejeneratörden (DR) çıkış sıcaklığı da yüksek olmaktadır. Yani 4 noktasındaki hava sıcaklığı artmakta, bu da soğutma gücünü ve COP değerini düşürmektedir.

Beslemeli tip soğutma sisteminde de havalandırmalı tipte olduğu gibi çevre sıcaklığı arttıkça hem rejenerasyon ısısı, hem de iklimlendirme odasına giriş havasının sıcaklığı artmaktadır. Bu durum soğutma gücünü ve COP değerini düşürmektedir.

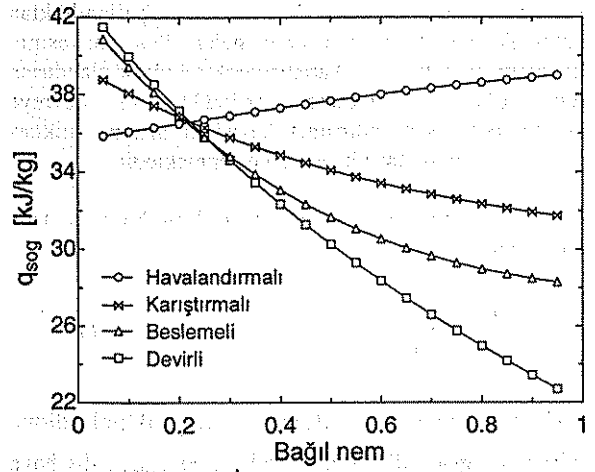
Karıştırmalı tip soğutma sisteminde iklimlendirme odasından gelen dönüş havasının bir kısmı dış havayla karıştırılarak sisteme verilmektedir. Dönüş havasının ayrılan kısmı y kadar olup $y = 1$ durumu havalandırmalı tipi, $y=0$ durumu ise devirli tipi temsil etmektedir. Karıştırmalı tip soğutma sisteminde hesaplamalar $y = 0.5$ için yapılmış olup soğutma gücü ve COP değerleri çevre sıcaklığı arttıkça düşmektedir.

Şekil 7-8'de bağıl neme göre COP ve soğutma güçlerinin değişimleri görülmektedir. COP değerleri bağıl nem değerlerine göre 0.4 ile ∞ arasında, soğutma gücü değerleri ise 22 ile 42 kJ/kg arasında değişmektedir. Şekil 5-6'daki gibi benzer değişimler sergilemekte olup, bu değişimler de aynı gerekçelerle açıklanabilir. Bağıl nem düştükçe COP artmaktadır. Havalandırmalı ve beslemeli tip soğutma sistemlerinde bağıl nem değeri sıfıra yaklaştıkça COP değeri sonsuza doğru gitmektedir. Bu durum soğutma gücünün hemen hemen sabit kalırken rejenerasyon ısının sıfıra doğru gitmesiyle açıklanabilir.

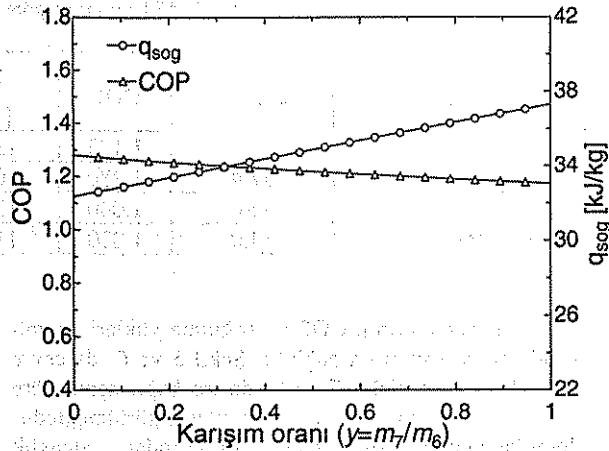


Şekil 7. NABS sistem tipleri için bağıl neme göre COP değişimleri.

Şekil 9'da karıştırmalı tip soğutma sisteminin karışım oranına göre COP ve soğutma gücü değişimleri verilmektedir. Karışım oranı arttıkça soğutma gücü bir miktar artmakta, COP değeri hemen hemen sabit kalmaktadır. Sabit çevre şartları için karışım oranının performans üzerine fazla bir etkisinin olmadığı görülmektedir.



Şekil 8. NABS sistem tipleri için bağıl neme göre soğutma gücü değişimleri.



Şekil 9. Karışım oranına göre COP ve soğutma gücü değişimi ($T_{\text{çevre}}=35^\circ\text{C}$, $\phi = \%40$).

BULGULAR

Elde edilen sonuçlar, nem almalı soğutma sistemlerinin performanslarının çevre hava sıcaklığına ve nemine bağlı olduğu ve bu sistemlerin sıcak ve nemli iklimlerde de buharlaşmalı soğutma ile iklimlendirme yapabileceği gerçeğini ortaya koymaktadır.

Farklı sistem tiplerine göre yapılan çalışmayla elde edilen sonuçlar, COP değeri ve düşük rejenerasyon sıcaklığı açısından en avantajlı sistemin devirli tip olduğunu; soğutma gücü açısından ise havalandırmalı sistemin devirli sisteme göre avantajlı olduğunu göstermektedir. Karıştırmalı tip soğutma sistemi, hem COP değeri ve hem de soğutma gücü açısından avantajlıdır. Karıştırmalı tipte karışım oranının performans üzerine fazla bir etkisinin olmaması taze ve kullanılmış hava gereksinimini daha serbest bırakmaktadır.

Soğutma sisteminin kullanılacağı ortam şartlarına ve kullanım amacına göre sistem tipi belirlenebilir. Örneğin steril hava gereksinimi için havalandırmalı ve beslemeli tip, soğutma gücünün fazla olduğu kalabalık

ortamlar için havalandırılmalı tip, rejenerasyon için gerekli dış kaynak ısıısının düşük olduğu ortamlar için devirli tip sistemler önerilebilir.

Soğutma sistemlerin tasarımında ve uygulamasında önemli olan; maksimum nem alma miktarı, ortamın duyulur ısı oranı, ihtiyaç duyulan temiz hava miktarı, dış hava çığ noktası tasarım sıcaklığı, soğutmadan sonra dönüş havasının olup olmaması, bölgesel enerji fiyatları ve iç hava kalitesinin sağladığı faydalar gibi doğrudan maliyeti ve ekonomikliğı etkileyen kriterler sıcak ve nemli bölgelerde, nem almalı buharlaşmalı soğutma sistemlerinin uygulanabilirliğini artırmaktadır.

Nem almalı buharlaşmalı soğutma sistemleri, geleneksel buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerine ve absorpsiyonlu sistemlere alternatif olabilecek ve basit buharlaşmalı soğutmanın yapılamadığı özellikle sıcak ve nemli bölgeler için cazip bir soğutma sistemi olarak dikkate alınmalı ve bu sistemlerin pratik uygulanabilirliğı üzerinde daha fazla çalışma yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

ARI, Standard 940-98Standard for Desiccant Dehumidification Components, *American Air-Conditioning and Refrigeration Institute*, Arlington, VA, 1998.

Calton D., Distributed air conditioning in supermarkets, *ASHRAE Journal* 40-44, 1992.

Camargo J. R., Ebinuma C. D., Silveira J. L., Thermoeconomic analysis of an evaporative desiccant air conditioning system, *Applied Thermal Engineering*, 23,1537-49, 2003.

Collier Jr R. K., Novosel D, Worek W. M. Performance analysis of open-cycle desiccant cooling systems, *ASHRAE Transactions* 96,1262-1268, 1990.

Davanagere B. S., Sherif S. A., Goswami Y. A feasibility study of a solar desiccant air-conditioning system-Part I: Psychrometrics and analysis of the conditioned zone, *International Journal of Energy Research* 23, 7-21, 1999.

Davanagere B. S., Sherif S. A., Goswami Y., A feasibility study of a solar desiccant air-conditioning system-Part II: Transient simulation and economics, *International Journal of Energy Research* 23, 103-116, 1999.

Farooq S. S., Ruthven D. M., Numerical simulation of a desiccant bed for solar air conditioning applications,

ASME Journal of Solar Energy Engineering 113, 80-88, 1991.

Halliday S. P., Beggs C. B., Sleight P. A., The use of solar desiccant cooling in the UK: A feasibility study, *Applied Thermal Engineering* 22, 1327-1338, 2002.

Jain S., Dhar P. L.. Evaluation of solid desiccant-based evaporative cooling cycles for typical hot and humid climates. *Int J Refrig*;18(5), 287-96. 1995.

Jurinak J. J., Mitchell J. W., Beckman W. A., Open-cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications, *ASME Journal of Solar Energy Engineering* 106,252-260, 1984.

Kanoğlu M., Özdiñ C., Çarpınlıoğlu M., Yıldırım M. Energy and exergy analysis of an experimental open-cycle desiccant cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 24, 919-932, 2004.

Klein S. A. Alvarado F. L., Engineering equation solver (EES), *F-Chart Software*, www.fChart.com, 2002.

Kodama A., Goto M., Hirose T., Kuma T., Experimental study of the optimal operation for a honeycomb rotor adsorber operated with thermal swing, *Journal of Chemical Engineering Japan* 26, 530-535, 1993.

Mavroudaki P., Beggs C.B., Sleight PA, Halliday S.P., The potential for solar powered single-stage desiccant cooling in southern Europe, *Applied Thermal Engineering*, 22, 1129-1140, 2002.

Schmitz G., Casas W., Experiences with a small gas engine driven desiccant HVAC system, in: *Proceedings of the 2001 International Gas Research Conference*, Amsterdam, Netherlands, November 5-8, 2001.

Spears J. W., Judge J., Gas-fired desiccant system for retail super center, *ASHRAE Journal* 60-64, 1997.

Yılmaz T., Büyükalaca O., Desisif-vaporatif soğutma sistemleri, *Tesisat Mühendisliğı*, 60, 58-73, 2000.

Van Den Bulck E., The use of dehumidifiers in desiccant cooling and dehumidification systems, *ASME Journal of Heat Transfer* 108, 684-692, 1986.

Van Den Bulck E., Klein S. A., Mitchell J. W., Second law analysis of solid desiccant rotary dehumidifiers, *ASME Journal of Heat Transfer* 110,2-9, 1988.