

Kahramanmaraş Kentinde Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Kullanılarak Bir Apartman Dairesinin Soğutulması

Muhammed Enes KUYUMCU^{1*}, Hüseyin Emre ŞAHİN¹, Recep YUMRUTAŞ², Muharrem İMAL¹

¹Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 46100-Kahramanmaraş

²Gaziantep Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 27310-Gaziantep

ÖZET: Bu çalışmada, güneş enerjisi destekli tek etkili Su-Lityum Bromür (H₂O-LiBr) karışımı kullanan absorpsiyonlu soğutma makinası kullanılarak Kahramanmaraş kentinde inşa edilmiş bir apartman dairesinin soğutulması sağlanmıştır. Çalışmada, TS 825 standartları ve Kahramanmaraş kentinin yaz hava koşulları göz önüne alınmıştır. Odalarda istenilen sabit iç ortam sıcaklığını korumak için hesaplanan soğutma enerjisi ihtiyacı, absorpsiyonlu soğutma sisteminin kolektörleri vasıtasıyla güneş enerjisinden karşılanmıştır. Hesaplamalarda Engineering Equation Solver (EES) ve Matrix Laboratory (MATLAB) programları kullanılmıştır. Apartman dairesinin soğutma enerjisi talebine göre farklı tip kolektörler (düz plakalı ve vakum tüplü kollektör) göz önüne alınarak gerekli olan kolektör yüzey alanı hesaplanmıştır.

Anahtar kelimeler: Absorpsiyonlu Soğutma, Güneş Enerjisi, Güneş kolektörü, Etkinlik katsayısı.

Cooling of an Apartment by Using Absorption Refrigeration System in the City of Kahramanmaraş

ABSTRACT : In this study, cooling of an apartment constructed in the city of Kahramanmaraş by using solar-assisted single effect absorption refrigeration machine, which uses water-lithium bromide (H₂O-LiBr) mixture, has been provided. In the study, TS 825 standard and summer weather conditions of the city of Kahramanmaraş have been considered. In order to maintain the desired rooms's constant indoor temperature, the calculated cooling energy requirement has been met from the solar energy by means of collectors of the solar assisted absorption cooling system. In calculations Engineering Equation Solver (EES) and The Matrix Laboratory (MATLAB) programs were used. According to the apartment's cooling energy demand, required collector surface area has been calculated by considering different types of collectors (flat plate and evacuated tube collectors).

Keywords: Absorption Refrigeration, Solar Energy, Solar collector, Coefficient of performance.

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji ve yenilenebilir enerji kaynakları büyük önem arz etmektedir. Enerji talebinin artması, küresel ısınma ve ekolojik etkiler göz önüne alındığında, enerji elde etmek için çevreyi kirleten kömür ve fosil yakıtlar yerlerini, güneş enerjisi gibi temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarına bırakmaya başlamışlardır. Bu nedenle, güneşlenme sürelerinin uzun olduğu ülkemizde, temiz ve çevre dostu olan yenilenebilir enerji kaynağı güneşe yönelmek doğru bir tercih olacaktır.

Isıl konfor insanların hayatını etkileyen önemli bir faktördür. Sağlıklı bir hayat için kişilerin zaman geçirdikleri ortamların belirli sıcaklıklarda sabit tutulması gereklidir. Bu nedenle, yaz aylarında insanların yaşamlarını sürdürdükleri dairelerin, konfor şartlarının sağlanması için soğutulması gerekmektedir. Çoğunlukla

bu soğutma işlemi, elektrik enerjisi tüketimi yüksek olan geleneksel klima sistemleriyle yapılmaktadır. Fransız Ferdinand Carre tarafından bulunan ısı enerjisi ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin, güneş enerjisinin en çok olduğu yaz aylarında kullanılması uygun bir tercih olacaktır. [1]

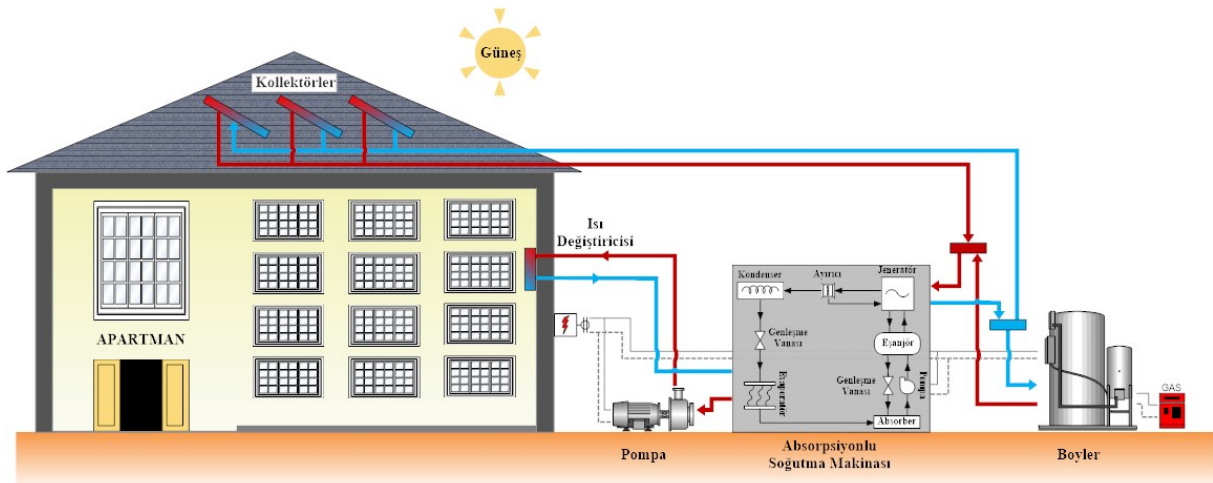
Kapalı mahallerin soğutulması ve absorpsiyonlu soğutma sistemi ile ilgili literatürde pek çok çalışmaya rastlanmaktadır. Örneğin; Eskin ve Türkmen, farklı boyutlarda ve farklı şehirlerde bulunan ofis amaçlı binaların yıllık ısıtma ve soğutma yüklerinin hesaplanmasını binanın büyüklüğü, iklim şartları, cam tipleri, pencere oranları, çerçeve tipleri ve kullanım faktörlerine bağlı olarak yapmıştır [2]. Kent ve Kaptan, İzmir ilinde bir otelin ısıtma ve soğutma ihtiyacını Su-Lityum Bromür (H₂O-LiBr) karışımı kullanan güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu sistemle sağlayarak toplam maliyet ve geri ödeme süresi üzerine teorik çalışma

yapmıştır [3]. Kuyumcu vd., güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemi ile buz pistinin soğutulmasını ele alarak teorik olarak incelemiş ve sistem parametrelerini değiştirerek gerekli olan optimum kollektör miktarını belirlemişlerdir [4]. Onan vd., güneş enerjisi destekli absorpsiyon soğutma sistemi Mardin şehrinde bulunan bir villa için tasarlamış ve farklı sıcaklıklar altında sistemin performansı MATLAB programı kullanarak analiz etmişlerdir [5]. Cimşit ve Öztürk, buhar sıkıştırımlı-absorpsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimi tasarlamış ve çevrimin termodinamik analizini yapmışlardır. Akışkan olarak buhar sıkıştırımlı kısmında NH_3 soğutucu akışkanı absorpsiyonlu kısımda ise $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanmışlardır [6]. Bozkaya ve Akdemir, 5 aylık soğutma sezonunda İzmir ili için güneş enerjisi destekli tek etkili $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin, soğutma yükünü karşılaması amacıyla uygun kollektör alanını belirlemişlerdir [7]. Öz vd., vakum tüplü güneş enerjili su ısıtma sistemi ile standart düz kollektörlü su ısıtma sisteminin performansı ve verimleri deneysel olarak araştırmış, kollektörlerin performansı ve verimini belirlemişlerdir [8].

Bu çalışmada, Kahramanmaraş kent merkezinde yer alan Güney-Batı yönünde brüt 110 m^2 alana sahip bir apartman dairesinin soğutma ihtiyacı TS825 standartlarına göre hesaplanmıştır. Burada enerji analizi, Kahramanmaraş kentinin hava koşulları göz önüne alarak yapılmıştır. Bu dairenin toplam soğutma ısı yükünü karşılaması için güneş enerjisi destekli çalışan tek etkili Su-Lityum Bromür ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) karışımı kullanan absorpsiyonlu soğutma makinası kullanılmıştır. Sistemin ihtiyacı olan enerjiyi karşılayabilmek için gerekli olan kollektör yüzey alanı farklı tip kollektörler (düz plakalı ve vakum tüplü kollektör) göz önüne alınarak hesaplanmıştır.

2. SİSTEMİN TANIMI

Apartment dairesinin soğutma sistemi; absorpsiyonlu soğutma çevrimiyle çalışan soğutma makinası, güneş kollektörleri ve ihtiyaç durumunda kullanılacak olan boyler bileşenlerinden oluşmaktadır ve basitçe Şekil 1'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma makinası ile soğutulan bir apartman dairesinin soğutma sistemi.

Dairenin $37^\circ 35'$ Kuzey enlem ve $36^\circ 55'$ Doğu boylamları arasında yer alan ve 572 m rakıma sahip Akdeniz iklimi özelliklerini gösteren Kahramanmaraş kentinde inşa edilmiştir. Dairede 3 yatak odasının, 1 salonun ve 1 mutfağın soğutulacağı düşünülmüş ve Şekil 2'de apartman dairesinin planı verilmiştir.

Daire binanın 3. katında ve Güney-Batı yönünde bulunmaktadır. Daire 2.75 m tavan yüksekliğine, kullanılan kapılar $2 \times 1 \text{ m}^2$ ve pencereler $1.5 \times 2 \text{ m}^2$ boyutlara sahiptir. Dairede 3 yatak odası ($9, 12, 15 \text{ m}^2$) toplam 36 m^2 , salon 25 m^2 ve mutfak 9 m^2 büyüklüğündedir ve iki çocuklu dört kişilik bir ailenin ikamet ettiği düşünülmüştür.

Apartment dairesinin soğutma sisteminin çalışma prensibi kısaca şöyledir; absorpsiyonlu soğutma makinasının jeneratörüne güneşten elde edilen faydalı ısı aktarılır ve sistemin ihtiyacı olan enerji sağlanmış olur. Eğer talep edilen enerji güneşten sağlanamazsa boyler devreye girer ve sistem desteklenmiş olur. Daha sonra termodinamik çevrim sırasında evaporatör, daireyi soğutmak için odalardan ısıyı soğuran fan-coil sirkülasyon sisteminden ısı değiştiricisi vasıtasıyla ısı çeker. Böylece, güneş enerjisi ile absorpsiyonlu soğutma makinası kullanılarak bir daire soğutulmuş olur. Bu sistemde, dairenin odaları için istenilen ortam sıcaklığına önceden ulaşıldığı varsayılar ön soğutma ısı yükü göz önüne alınmamıştır.



Şekil 2. Apartman dairesinin planı.

3. SİSTEMİN MODELLENMESİ

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma makinası ile soğutulan bir apartman dairesinin soğutma sisteminin modellenmesi bu bölümde yapılmıştır. Öncelikle TS 825 standardına göre dairedeki her odanın soğutulması için gerekli olan toplam enerji, soğutma ısı yükü bileşenleri göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Daha sonra, odalar için talep edilen toplam soğutma ısı yükünün karşılanabilmesi için absorpsiyonlu soğutma makinasının jeneratörüne verilmesi gereken ısı ve sistemin COP değeri belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre bu ısıyı elde etmek için gerekli kollektör yüzey alanı hesaplanmıştır.

3.1. Apartman dairesinin toplam soğutma ısı yükü

Apartman dairesindeki her bir oda için istenilen ortam sıcaklığını sabit tutabilmek için yaz koşullarında dairenin toplam soğutma ısı yükünün karşılanması gerekmektedir. Odalar için istenilen tasarım koşulları göz önüne alınarak dairenin toplam soğutma ısı yükü aşağıdaki formülle hesaplanabilir [9].

$$Q_{Daire} = Q_{Oda} \times Z + Q_S + Q_{Insan} + Q_{Cihaz} \quad (1)$$

burada Q_{Oda} odalar için artırımsız ısı kazancıdır, Z birleştirilmiş artırım katsayısıdır, Q_S hava sızıntısı ısı kazancıdır, Q_{Insan} insanlardan olan ısı kazancıdır ve Q_{Cihaz} cihazlardan olan ısı kazancıdır. Q_{Oda} odalar için artırımsız ısı kazancı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$Q_{Oda} = Q_d + Q_{ik} + Q_p \quad (2)$$

burada Q_d iç ve dış duvarlardan kaynaklanan toplam ısı kazancıdır, Q_{ik} iç kapıdan kaynaklanan ısı kazancıdır ve

Q_p pencereden kaynaklanan ısı kazancıdır. Q_d , Q_{ik} ve Q_p ısı kazançları aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$Q_{d,ik,p} = U_{d,ik,p} \cdot A_{d,ik,p} \cdot \Delta T_{d,ik,p} \quad (3)$$

burada A toplam alan, $\Delta T = T - T_{iç}$ sıcaklık farkı ve U toplam ısı transfer katsayısıdır. Duvar toplam ısı transfer katsayısı U_d aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_{iç}} + \frac{d_s}{k_s} + \frac{d_t}{k_t} + \frac{d_s}{k_s} + \frac{1}{h_{dış}} \quad (4)$$

burada d duvar bileşeni kalınlığı, h ısı taşınım katsayısı ve k ısı iletim katsayısıdır. Apartman dairesinde kullanılan yapı bileşenlerinin termal özellikleri [9] ve boyutları Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Apartman dairesinde kullanılan yapı bileşenlerinin özellikleri.

Yapı Bileşeni	k (W/m°C)	h (W/m²°C)	U (W/m²°C)
Sıva	0,87	-	-
Tuğla	0,50	-	-
İç Kapı	-	-	2,0
Pencere	-	-	2,5
İç Ortam	-	10	-
Dış Ortam	-	20	-

Z birleştirilmiş artırım katsayısı aşağıdaki şekilde bulunur.

$$Z = 1 + Z_D + Z_W + Z_H \quad (5)$$

burada, Z_D birleşik artırım katsayısıdır ve daire 2. işletme şartlarına uyduğundan %15 alınmıştır. Z_W kat yüksekliği katsayısıdır ve daire üçüncü kattan yüksek olmadığı için %0 alınmıştır. Z_H yön faktörüdür ve Güney-Batı için +%5 alınmıştır [9].

Q_S hava sızıntısı ısı kazancı aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$Q_S = \frac{1}{3.6} \sum (al) O_{dk} H \Delta T Z_e \quad (6)$$

burada, a sızdırganlık katsayısı, l dış duvar üzerinde bulunan kapı veya pencerelerin açılan kısımlarının çevre uzunluğu, O_{dk} oda durum katsayısı, H bina durum katsayısı, $\Delta T = T - T_{iç}$ sıcaklık farkı ve Z_e köşe açıklıkları etki katsayısıdır. Tablo 2'de hava sızıntısı ısı kazancı bileşenleri verilmiştir [9].

Tablo 2. Apartman dairesi hava sızıntısı ısı kazancı bileşenleri.

Bileşen	Değeri
a sızdırganlık katsayısı (m^3/mh)	1,50
l dış duvar üzerinde bulunan kapı veya pencerelerin açılan kısımlarının çevre uzunluğu (m)	42
O_{dk} oda durum katsayısı	0,70
H bina durum katsayısı ($kJ/m^3°C$)	2,43
Z_e köşe açıklıkları etki katsayısı	1,00

Dairede sürekli çalışan cihazlardan olan ısı kazancı (Q_{Cihaz}) Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Cihazlardan olan ısı kazancı.

Elektrikli cihazlar	Isı kazancı (W)
A++ Buzdolabı	500
Televizyon	250
Bilgisayar	125

İki çocuklu dört kişilik bir ailede insanlardan olan ısı kazancı aşağıdaki şekilde bulunur.

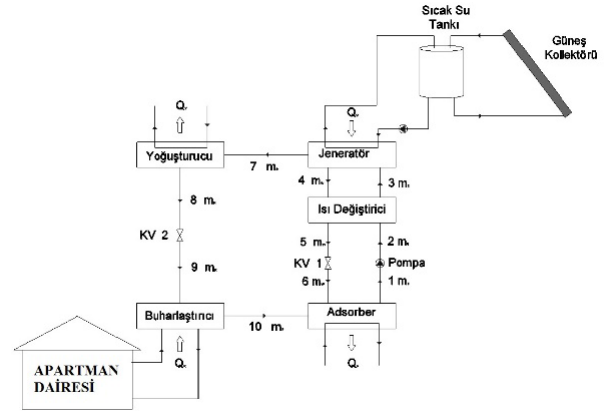
$$Q_{insan} = 130 \times N_{ks} \quad (7)$$

burada, N_{ks} kişi sayısıdır.

3.2. Absorpsiyonlu soğutma makinasının analizi

Buhar sıkıştırımlı soğutma makinelerinde kullanılan kompresörün yerine, absorpsiyonlu soğutma

makinesinde termal prosesler kullanılarak soğutucu akışkanın basıncı artırılır. Absorpsiyonlu soğutma makinesi kondenser, evaporatör, absorber, jeneratör ve pompadan oluşur ve sistemde iki akışkan çiftinden oluşan solüsyon kullanılır. Apartman dairesinin soğutulmasında kullanılan güneş enerjisi destekli tek etkili Su-Lityum Bromür ($H_2O-LiBr$) karışımı kullanan absorpsiyonlu soğutma makinasının şematik gösterimi Şekil 3'te verilmiştir.

**Şekil 3.** Güneş enerjisi destekli tek etkili Su-Lityum Bromür ($H_2O-LiBr$) karışımı kullanan absorpsiyonlu soğutma makinasının şematik gösterimi.

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma makinasının her bir sistem elemanı için Tablo 4'te verilen kütle ve enerji denge denklemleri çıkarılmış ve EES programında elde edilen bu denklemler kullanılarak absorpsiyonlu soğutma makinasının enerji analizleri yapılmıştır.

Tablo 4. Absorpsiyonlu soğutma makinasının her bir sistem elemanı için kütle ve enerji denge denklemleri.

Sistem Elemanları	Kütlenin Korunumu	Enerjinin Korunumu
Absorber	$\dot{m} = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_1 h_1 - \dot{Q}_A = 0$
Pompa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 + \dot{W}_P = 0$
Isı Değiştirici	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, \dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{m}_2 (h_2 - h_3) = \dot{m}_4 (h_4 - h_5)$
Jeneratör	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$	$\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_7 h_7 + \dot{Q}_G = 0$
Kısılma Vanası 1	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$h_5 = h_6$
Kondenser	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{Q}_K = 0$
Kısılma Vanası 2	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$h_8 = h_9$
Evaporatör	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$\dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{Q}_E = 0$

3.3. Kollektör yüzey alanının belirlenmesi

Soğutma sisteminin çalışabilmesi için absorpsiyonlu soğutma makinası Jeneratörünün ihtiyacı olan minimum

ısı miktarının karşılanması gerekmektedir. Gerekli olan bu ısı ihtiyacının karşılanması için kollektör yüzey alanının belirlenmesi gerekmektedir. Takip eden bu bölümde absorpsiyonlu soğutma sistemi kollektör yüzey

alanın belirlenmesi için gerekli olan eşitlikler verilmiştir. Kollektör yüzey alanı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$A_c = \frac{Q_J}{\eta I_E} \quad (8)$$

burada Q_J absorpsiyonlu soğutma makinası jeneratörünün ihtiyacı olan minimum ısı miktarı, η kollektör sisteminin toplam verimidir. I_E ise eğik düzleme gelen güneş ışınım miktarını gösterir ve aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$I_E = IR \quad (9)$$

burada R dönüşüm faktörüdür ve Tablo 5'te verilmiştir [10]. I ise yatay düzleme gelen günlük toplam güneş ışınım miktarıdır ve aşağıdaki eşitlikle bulunur [11].

$$I = I_1 + (I_0 - I_1) \left| \sin \left[\frac{\pi}{365} (n + 5) \right] \right|^{1.5} \quad (10)$$

Burada 7 yıllık ölçülen değerlerden tespit edilen I_0 ve I_1 fonksiyon parametreleri Kahramanmaraş kenti için sırasıyla 25,36 ve 4,5 değerleridir. Burada n terimi günü göstermektedir.

Tablo 5. Enleme, mevsime ve kollektör eğim açısına göre R faktörleri [10].

Enlem	Kollektör eğim açısına göre R faktörleri			
	15°	30°	45°	60°
36°	1,154	1,229	1,221	1,129
38°	1,168	1,257	1,260	1,177
40°	1,183	1,286	1,301	1,227
42°	1,199	1,316	1,344	1,280

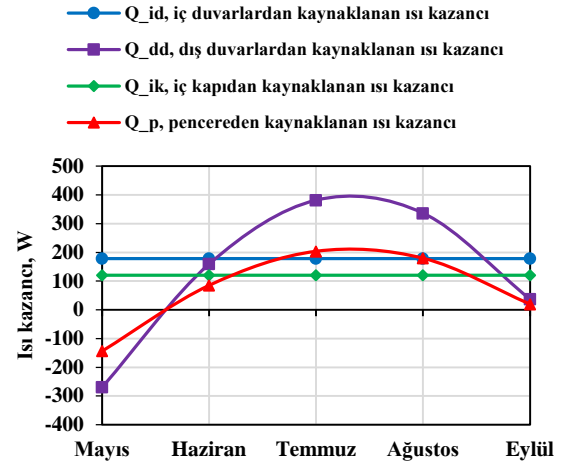
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada bir apartman dairesinin soğutma sistemi; güneş enerjisi destekli Su-Lityum Bromür (H₂O-LiBr) karışımı kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma makinası, güneş kollektörleri ve dairenin ana bileşenleri göz önüne alınarak incelenmiştir. Dairenin soğutma sisteminin hesaplamaları, odaların ortam sıcaklığını istenilen sıcaklıkta sabit tutabilmek için EES ve MATLAB programları kullanılarak yazılan kod ile yapılmıştır. Hesaplamalarda, Tablo 6'da dairenin soğutulduğu 5 aylık periyot için verilen, Kahramanmaraş kentinin ortalama dış hava sıcaklıkları göz önüne alınmıştır. Diğer aylar dairenin soğutma ihtiyacının olmadığı göz önüne alınmıştır.

Tablo 6. Kahramanmaraş kenti için aylık ortalama dış hava sıcaklıkları.

Aylar	Ortalama dış hava sıcaklığı
Mayıs	20,80
Haziran	25,88
Temmuz	28,51
Ağustos	27,98
Eylül	24,43

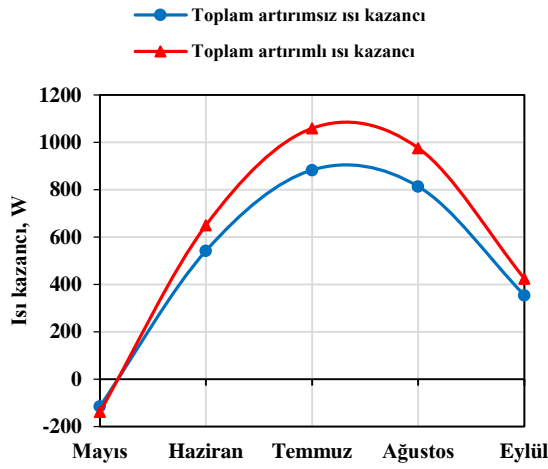
Hesaplamalar boyunca odaların ve koridorun ortam sıcaklığının sabit olduğu kabul edilmiştir. Odaların iç ortam sıcaklığı 24 °C ve koridorun ortam sıcaklığı 27 °C alınmıştır. Hesaplamalar sonunda elde edilen dairenin toplam artırımsız ısı kazancı Q_{Oda} bileşenleri; iç ve dış duvarlardan, iç kapılardan ve pencerelerden kaynaklanan ısı kazancı Şekil 4'te verilmiştir.



Şekil 4. Apartman dairesinin toplam artırımsız ısı kazancı bileşenleri değişimleri.

Şekil 4'te görüldüğü üzere iç duvarlardan ve iç kapılardan kaynaklanan ısı kazancı sabit kalmıştır. Bununla birlikte dış duvarlardan ve pencerelerden kaynaklanan ısı kazancı hava sıcaklığına bağlı olarak değişim göstermiş ve en büyük değere Temmuz ayında ulaşmıştır. Ayrıca, Mayıs ayında dış duvarlardan ve pencereden kaynaklanan ısı kazancı yerine ısı kaybı olduğu gözlemlenmiştir.

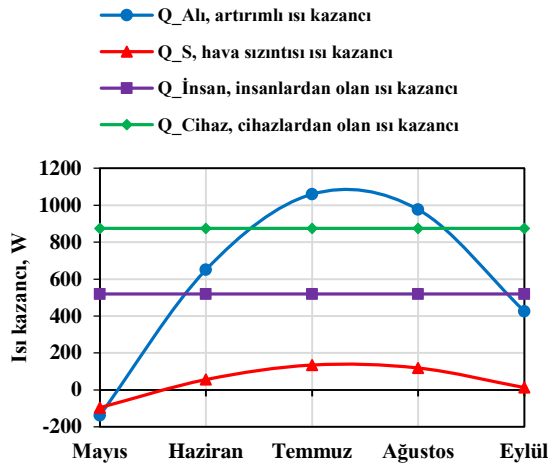
Birleştirilmiş artırım katsayısı Z değeri güneye bakan daire için 1,2 bulunmuştur. Dairenin toplam artırımsız ısı kazancına artırım katsayısı uygulanmadığında ve uygulandığında elde edilen sonuçlar Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 5. Apartman dairesinin toplam artırımsız ve artırımlı ısı kazancı değişimleri.

Şekil 5'te de görüldüğü gibi ısı kazancı miktarı arttıkça birleştirilmiş artırım katsayısının dairenin toplam ısı kazancı miktarına etkisi artmıştır. Bu yüzden en büyük artım en fazla ısı kazancının olduğu Temmuz ayında görülmüştür.

Şekil 6'da dairenin toplam artırımlı $Q_{Oda} \times Z$, hava sızıntısı Q_S , insanlardan olan $Q_{İnsan}$ ve cihazlardan olan Q_{Cihaz} ısı kazancı verilmiştir.



Şekil 6. Apartman dairesinin toplam artırımlı, hava sızıntısı, insanlardan ve cihazlardan olan ısı kazancı değişimleri.

Şekil 6'da görüldüğü üzere insanlardan ve cihazlardan kaynaklanan ısı kazancı sabit kalmıştır. Hava sızıntısı ısı kazancının dairenin toplam artırımlı ısı kazancına göre daha küçük değerlerde olduğu görülmüştür. Ayrıca, Mayıs ayında hava sızıntısından kaynaklanan ısı kazancı yerine ısı kaybı olduğu gözlemlenmiştir.

Hesaplamalar sonunda elde edilen dairenin toplam soğutma ısı yükü Q_{Daire} Tablo 7'de verilmiş ve en fazla ısı kazancının Temmuz ayında olduğu bulunmuştur.

Tablo 7. Apartman dairesinin toplam soğutma ısı yükü değerleri.

Aylar	Apartman dairesinin toplam soğutma ısı yükü (kW)
Mayıs	1,1617
Haziran	2,1019
Temmuz	2,5894
Ağustos	2,4898
Eylül	1,8330

Bu çalışmada bir dairenin soğutma ısı yükünü karşılamak için güneş enerjisi destekli Su-Lityum Bromür ($H_2O-LiBr$) karışımı kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma makinası kullanılmıştır. Tablo 4'te verilen kütle ve enerji denge denklemleri kullanılarak absorpsiyonlu soğutma makinasının enerji analizi her bir sistem elemanı için yapılmıştır. Sistemdeki her nokta için sıcaklık, basınç, entalpi ve konsantrasyon özellikleri EES programıyla hesaplanmış ve Tablo 8'de verilmiştir.

Tablo 8. Absorpsiyonlu soğutma makinası sistemindeki her nokta için özellikler.

Nokta	Akışkan	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	x [%]
0	H_2O	5	101.3	21.12	-
1	$H_2O-LiBr$	40	1.403	90.82	0.541
2	$H_2O-LiBr$	46	7.381	103.4	0.541
3	$H_2O-LiBr$	70	7.381	153.6	0.541
4	$H_2O-LiBr$	80	7.381	185.8	0.581
5	$H_2O-LiBr$	55	7.381	136.3	0.581
6	$H_2O-LiBr$	55	1.403	136.3	0.581
7	H_2O	80	7.381	2649	-
8	H_2O	40	7.381	167.5	-
9	H_2O	12	1.403	167.5	-
10	H_2O	12	1.403	2523	-

Tablo 8'de verilen değerlere sahip güneş enerjisi destekli Su-Lityum Bromür ($H_2O-LiBr$) karışımı kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma makinasının COP değeri 0,8052 bulunmuştur. Daha sonra absorpsiyonlu soğutma makinası jeneratörünün ihtiyacı olan minimum ısı miktarı Q_J hesaplanmış ve Tablo 9'da verilmiştir. En yüksek Q_J miktarı Temmuz ayında 3,216 kW olarak bulunmuştur.

Jeneratörün ihtiyacı olan minimum ısıyı karşılamak için verimi %51.97 olan vakum tüplü kollektör ve verimi %43.7 olan düz plakalı kollektör kullanılmıştır [8]. Minimum kollektör yüzey alanı her iki kollektör için hesaplanmış ve Tablo 10'da verilmiştir.

Tablo 9. Absorpsiyonlu soğutma makinası jeneratörünün ihtiyacı olan minimum ısı miktarı.

Aylar	Jeneratörün ihtiyacı olan minimum ısı miktarı (kW)
Mayıs	1,443
Haziran	2,610
Temmuz	3,216
Ağustos	3,092
Eylül	2,276

Tablo 10. Jeneratörünün ihtiyacı olan minimum ısıyı karşılamak için gerekli olan kollektör yüzey alanları.

Aylar	Vakum tüplü kollektör $\eta = \%51.97$	Düz plakalı kollektör $\eta = \%43.70$
Mayıs	8,6225	10,2542
Haziran	14,4814	17,2219
Temmuz	18,0606	21,4784
Ağustos	19,2088	22,8440
Eylül	17,1892	20,4422

Tablo 10'da da görüldüğü gibi kollektör yüzey alanı jeneratörün ihtiyacı olan minimum ısı miktarına (Q_j) ve I_E eğik düzleme gelen güneş ışınım miktarına bağlı olarak en yüksek Ağustos ayında düz plakalı kollektör için 22,84 m² ve vakum tüplü kollektör için 19,20 m² bulunmuştur.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmadan çıkarılan sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

1. Sistem tasarımında dairenin soğutma ihtiyacını karşılamak için minimum 19,20 m² kollektör yüzey alanına sahip vakum tüplü kollektör kullanılması uygun olmaktadır.
2. Absorpsiyonlu soğutma makinası ısı ihtiyacının tamamını kollektör kullanılarak karşılanamaması durumunda ise jeneratöre verilmesi gereken ısının kalanı elektrik veya doğal gaz ile çalışan boyler gibi diğer enerji kaynaklarından sağlanmalıdır.

6. SEMBOLLER

- a Sızdırganlık katsayısı [m³/mh]
- d Uzunluk [m]
- h Isı taşınım katsayısı [W/m²°C]
- H Bina durum katsayısı [kJ/m³°C]
- k Isı iletim katsayısı [W/m°°C]

- I Güneş ışınım miktarı [W/m²] [Mj/m²·gün]
- l Kapı ve pencerelerin açılan uzunlukları [m]
- n Gün [birimsiz]
- O Oda durum katsayısı [birimsiz]
- R Dönüşüm Faktörü [birimsiz]
- U Toplam ısı transfer katsayısı [W/m²·°C]
- ΔT Sıcaklık Farkı [°C]
- Z Birleştirilmiş artırım katsayısı [birimsiz]
- Q Isı [W]

Yunan Sembolleri

- η Kollektör sisteminin toplam verimi [%]

Alt indisler

- c Düzeltme Faktörü
- d Duvar
- dk Durum katsayısı
- dış Dış
- D Birleştirilmiş artırım
- e Köşe açıklıkları etkisi
- H Yön faktörü
- iç İç
- ik İç kapı
- j Jeneratör
- p Pencere
- S Hava sızıntısı
- s Sıva
- t Tuğla
- E Eğim
- W Kat yükseliği

7. KAYNAKLAR

- [1] Dinçer İ., Erdallı Y., "Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin rolü ve etkinliği", Termodinamik, 5, 31-37, 1993.
- [2] Eskin N., Türkmen H. I., "Konut dışı binaların soğutma yüklerinin transfer fonksiyonu yöntemi ile hesaplanması", VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi, İzmir, 1-12, 2003.

[3] Kent E.F., Kaptan İ.N., “İzmir ilindeki elli yataklı bir otel için güneş enerjisi destekli ısıtma ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin teorik incelenmesi” IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 163-170, 06-09 Mayıs 2009.

[4] Kuyumcu M.E., Şahin H.E., Yumrutaş R., “Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemi ile buz pistinin soğutulmasının teorik incelenmesi”, TTMD Isıtma, Soğutma, Havalandırma, Klima, Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi, 96, 24-31, 2015.

[5] Onan C., Özkan D.B., Erdem S., “Exergy analysis of a solar assisted absorption cooling system on an hourly basis in villa applications”, Energy, 35, 5277-5285, 2010.

[6] Cimşit C., Öztürk İ.T., “Buhar sıkıştırma-absorpsiyonlu çift kademeli soğutma çevrimi ve alternatif çevrimlerle karşılaştırılması”, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 34(1), 19-26, 2014.

[7] Bozkaya B., Akdemir Ö., “Güneş enerjili NH₃-H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminin İzmir ili için incelenmesi”, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 1405-1413, 13-16 Nisan 2011.

[8] Öz E.S., Özbaş E., Dündar R., “Vakum tüplü güneşli su ısıtma sistemi ile standart düz kolektörlü güneşli su ısıtma sistemlerinin performans ve verimlerinin deneysel olarak karşılaştırılması”, VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 991-999, 25-28 Ekim 2007.

[9] Karakoç T. H., “Uygulamalı TS 825 ve Kalorifer tesisatı hesabı”, İZOCAM, 1-36, 2001.

[10] Arınç Ü. D., “Güneşli su ısıtıcılarının projelendirilmesi”, Elektrik Mühendisliği Dergisi, 344, 137-141, 1987.

[11] Bulut H., Büyükalaca O., “Simple model for the generation of daily global solar-radiation data in Turkey”, Applied Energy, 84, 477-491, 2007.