

Isı Değiştiricili Hava Sızdırmalı Güneş Toplayıcılarının Teorik ve Deneysel İncelemesi Hacer AKHAN *1, Doğan ERYENER 1,

¹Trakya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 22100,
Edirne

(Alınış / Received: 29.03.2017, Kabul / Accepted: 07.06.2017,
Online Yayınlanma / Published Online: 20.09.2017)

Anahtar Kelimeler
Hava sızdırmalı
güneş toplayıcısı,
Kılcal borulu
radyant ısıtma
sistemi, Güneş
enerjisi ile hava
ısıtma

Özet: Hava sızdırmalı güneş toplayıcıları, güneş enerjisini kullanarak, bina ısıtma havalandırması ve kurutma uygulamalarında hava ısıtması yapan sistemlerdir. Hava sızdırmalı güneş toplayıcısının performansı önemli ölçüde güneş ışınım şiddetine bağlıdır. Bu çalışmada, bir tamamlayıcı ısıtma sistemi olarak, kılcal boru ısı değiştiricisi ile desteklenmiş hava sızdırmalı güneş toplayıcısının, güneş ışınımının olmadığı koşullardaki etkinliği belirlenmiştir. Kılcal borulu entegrasyonlu hava sızdırmalı güneş toplayıcısı teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Farklı su debisi, hava debisi ve sıcak su sıcaklıkları için, kılcal borular ile güneş toplayıcısı arasındaki ısı transferi etkinliği deneysel olarak incelenmiştir. Kılcal boru ısı transferi etkinliğinin, farklı koşullar için 0.45 ile 0.77 arasında değiştiği belirlenmiş, güneşin yetersiz olduğu durumlar için kılcal boru sisteminin hava sızdırmalı toplayıcılar için uygun bir tamamlayıcı sistem olabileceği tespiti yapılmıştır.

Theoretical and Experimental Investigation of Transpired Solar Air Collector Coupled to a Heat Exchanger

Keywords
Transpired solar
air collector,
Capillary radiant
heating system,
Solar air heating

Abstract: The transpired solar collector uses the solar energy to preheat ventilation air for buildings and agricultural applications. The thermal performance of transpired collector is depending on solar radiation significantly. In this study, the effectiveness of the transpired solar collector coupled to a capillary heat exchanger as a supplementary heating system has been determined for non-solar conditions. A theoretical and experimental analysis were carried out regarding perforated solar air collector which is coupled to a capillary heating system. Heat transfer effectiveness between the capillary tubes and the solar collector is investigated experimentally for different conditions such as mass flow rates, inlet temperatures. It has been determined that capillary tube heat transfer efficiency varies between 0,45 and 0,77 for different conditions, and the capillary tube system can be suitable supplementary system for transpired solar collector when the solar radiation is insufficient.

*Sorumlu yazar: hacera@trakya.edu.tr

1. Giriş

Günümüzde fosil yakıtların bina ısıtmasında kullanılmasıyla ortaya çıkan çevresel sorunları azaltabilmek ve önleyebilmek için güneş enerjisiyle ısıtma teknolojileri etkin bir yöntem olarak yaygınlaşmaktadır. Ayrıca, gün geçtikçe artan enerji maliyetlerinin azaltılması için güneş enerjisi sistemleri ön plana çıkmaktadır. Güneş enerjisinden faydalanmanın en etkili yöntemlerinden birisi, ısı güneş enerjisi uygulamalarıdır. Isıl güneş uygulamalarında yaygın olarak sıcak su üretimi ön plana çıkmakla birlikte, özellikle son on yılda gerek dünyada gerekse Türkiye’de güneşle hava ısıtma sistemleri uygulamalarının hızla yaygınlaştığı gözlemlenmektedir. Güneşle hava ısıtma sistemlerinin hızlı yaygınlaşmasının temelinde yatan nedenlerden birisi, güneş duvarı olarak cephe kaplaması şeklinde uygulaması yapılan, yüksek verimli hava sızdırmalı güneş toplayıcılarının geliştirilmiş olmasıdır [1, 2]. Hava sızdırmalı güneş toplayıcıları, daha yüksek verimli olması, cephe kaplama şeklinde uygulanabilmesi, yapısının basit olması, uzun malzeme ömrü ve düşük geri ödeme süreleri nedeniyle, konvansiyonel olarak kabul edilebilecek diğer güneşle hava ısıtma sistemlerine göre uygulamada önemli bir üstünlük sağlamıştır ve dünya çapında ön plana çıkmıştır.

Hava sızdırmalı güneş toplayıcılarının en önemli özelliklerinden birisi, güneşle ısıtma işleminin taze hava kullanılarak gerçekleştirilmesidir, böylece ısıtma ve havalandırma işlemleri bir arada yapılmaktadır. İlk olarak John Hollick [3] tarafından seksenli yıllarda geliştirilmiş olan hava sızdırmalı güneş toplayıcılarının temel ısı transferi teorisi, Kutscher ve Christensen tarafından tanımlanmıştır [4]. Kutscher, hava sızdırmalı toplayıcılar için ısı transferi denklemleri geliştirmiştir [5]. Van Decker üç boyutlu akış için ısı transfer

etkinliğini araştırmıştır [6]. Van Decker ve Hollands, rüzgarsız koşullarda, kare veya üçgen dizimli dairesel delikler için etkinlik denklemini geliştirmiştir [7, 8]. Gunnewiek ve arkadaşları, rüzgarın toplayıcıya olan etkisini incelemiştir [9]. Leon ve Kumar güneş enerjisi ile kurutma için hava sızdırmalı güneş toplayıcılarının analizini yapmıştır [10]. Motahar ve Alemrajabi, hava sızdırmalı güneş toplayıcılarının ekserji analizini incelemiştir [11]. Li ve arkadaşları, hava sızdırmalı güneş toplayıcısına entegre edilmiş fotovoltaik sistemin performans analizini ve enerji modellemesini yapmışlardır [12, 13]. Vasan, rüzgarın hava sızdırmalı güneş toplayıcısı üzerindeki etkisini incelemiştir [14].

Özellikle son on yılda yapılan çalışmalar ile hava sızdırmalı güneş toplayıcılarının çalışma prensipleri ve önemi daha iyi anlaşılmıştır. Bu noktada, pek çok araştırmacı, hava sızdırmalı güneş toplayıcılarının geliştirilmesi ve performans artışının sağlanması için yeni yöntemler önermişlerdir. Nowzari ve arkadaşları, kısmi sızdırmalı havalı güneş toplayıcısı prototip çalışması yapmıştır [15]. Shen ve arkadaşları, dahili kanatçıklı kompakt güneş enerjili cephe sistemi tasarlamıştır [16]. Badache ve arkadaşları, şeffaf hava sızdırmalı güneş toplayıcısı prototipi geliştirmiştir [17]. Janusevicius ve arkadaşları, entegre hava sızdırmalı toplayıcı-ısı pompası çalışması yapmışlardır [18]. Shams ve arkadaşları, performans artışı için yoğunlaştırılmış hava sızdırmalı toplayıcı prototipi geliştirmişlerdir [19]. Razak ve arkadaşları, havalı güneş toplayıcıları için matrix yapıda absorber panel tasarlamıştır [20]. Zomorodian ve Zamania, gözenekli yapıdaki absorber üzerinden kademeli cam kullanımı ile hava sızdırma performansını arttıran bir yöntem önermiştir [21]. Vaziri, Ilkan ve Egelioğlu, hava sızdırmalı güneş toplayıcılarının farklı iç yüzey

renklerinde sağladığı performansı deneysel olarak incelemiştir [22]. Zheng ve arkadaşları, soğuk iklim koşullarında hava sızdırmalı toplayıcı performansını arttırmak için yeni bir tasarım yapmışlardır [23]. Hall, hava sızdırmalı toplayıcılar için seçici yüzeyli absorber önermiş ve performans incelemesi yapmıştır [24]. Croitoru ve arkadaşları, hava sızdırmalı absorber panelin için yeni bir delik sistemi tasarlamıştır [25]. Güneşin yetersiz olduğu durumlar için hava sızdırmalı toplayıcıların sürekliliğini sağlamak amacıyla Eryener, ısı değiştiricili toplayıcı önerilmiştir [26]. Eryener ve Akhan [27], Eryener [26] tarafından önerilen sistemin ön incelemesini ve kullanılabilirliğini, laboratuvar test ünitesi ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile yapmışlardır. Akhan [28], Eryener ve Akhan [27] tarafından ön inceleme yapılmış sistemin endüstriyel kullanılabilirliğini doktora tezi kapsamında yapmış olduğu deneysel fabrika hacim ısıtması uygulaması ile belirlemiştir. Bu çalışma, söz konusu doktora çalışması kapsamında, Eryener ve Akhan [27] tarafından ön incelenmesi yapılmış ısı değiştiricili güneş toplayıcısı çalışmasının devamı niteliğinde olup, toplayıcıda kullanılan ısı değiştiricisinin, su debisi, su sıcaklığı ve giriş-çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak değişen farklı ısıtma kapasiteleri için toplayıcı performansının değişimi, farklı toplayıcı işletme koşulları için parametrik olarak incelenmiş ve laboratuvarde elde edilmiş test sonuçları ile karşılaştırılarak, sistemin genel esasları ve çalışma prensipleri ortaya konmuştur.

2. Sistem Tanımı

2.1.Hava sızdırmalı güneş toplayıcıları

Hava sızdırmalı güneş toplayıcıları, metal malzemeden üretilmiş binaların güney, güney-doğu, güney-batı dış cephelerine monte edilen, havalandırma ve güneşle hava ısıtma sistemleridir. Sistemin en önemli elemanı güneş enerjisini absorbe

eden hava sızdırmalı absorber panelidir. Absorber panelin yapısal özelliği, düşük emisivite değerine ve yüksek absorbsiyon özelliğine sahip olmasıdır. Hava sızdırmalı güneş toplayıcıları, absorber panel birim alanındaki çok sayıda özel tasarımı milimetrik delikleri sayesinde, dış havayı güneş enerjisi ile ısıtarak iç ortama göndermektedir. Havalandırma kanalına yerleştirilen fan çalıştırıldığında, duvar ile absorber yüzey arasındaki hacimde (toplayıcı iç hacminde) vakum oluşmaktadır. Oluşan vakum etkisi ile dış ortam havası deliklerden toplayıcı iç ortamına emilmektedir. 0.8 mm çapındaki deliklerin içinden hava, sınır tabaka akışı ile geçmektedir. Bu hava hareketi esnasında absorber panelin ısı, havaya transfer edilmektedir. Isınan hava, toplayıcı iç hacminin üst bölgesine doğru hareket etmekte ve sonra da fan aracılığı ile bina iç ortamına gönderilmektedir.

2.2.Kılcal boru sistemleri

Kılcal borulu ısı değiştiricisi, ısıtma-soğutma, jeotermal ve endüstri uygulamaları için özel tasarlanmış, iç çapları 0,76 ile 3,5 mm arasında değişen çok sayıda borunun bir araya getirmesiyle oluşturulmuş ısı değiştiricisidir. İç çapı çok küçük olduğu için kılcal boru adı verilmektedir. Kılcal borulu sistemler, bina içi ısıtma-soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır.

Deney tesisatındaki kılcal borular ve sisteme ait bütün parçalar fusiolen polipropilen (R-80) malzemesinden üretilmiştir. Deney tesisatında kullanılan kılcal borular için Almanya'da faaliyet gösteren Beka und Klima Heizung GMBH firmasının ürünü olan P.VG10 kodlu model seçilmiştir. Fusiolen polipropilen (R-80) malzemedden üretilmiş kılcal boruların başlıca özellikleri fiziksel dayanıklılık, kimyasal nötrlük, güvenilir olması, ısı transfer yüzeyinin fazla olması, düşük maliyet, düşük sürtünme faktörüdür.

Kılcal boruları tanımlayan ilk çalışmalar 1940'lı yıllarda yayınlanmıştır. Bu zaman dilimi içerisinde yayınlanan iki önemli makale R. H. Swart ve L. A. Staebler tarafından yazılmıştır [29, 30]. Swart, ilk olarak kılcal borular içerisindeki soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerini tanımlamıştır. Staebler, farklı kılcal boru uzunlukları ve çaplarının soğutucu akışına etkisini araştırmış ve farklı çalışma koşulları için kılcal boru geometrileri seçiminde kullanılan bir tablo oluşturmuştur. Hopkins, optimum kılcal boru boyutlarını belirlemek için kullanılan iki model tanımlamıştır [31]. Whitesel, adyabatik akış varsayımı ile bir model geliştirmiştir [32]. Cooper, iki fazlı akışı tanımlamıştır [33]. Mikol, akış alanındaki işi ve sürtünme faktörü hesaplamalarını belirlemiştir [34]. Erth, kılcal boru boyutlandırması için iki bilgisayar kodu oluşturmuştur [35]. Goldstein, adyabatik ve adyabatik olmayan prosesler için bir model geliştirmiştir [36]. Sweedyk, kılcal borular içindeki duvar pürüzlülüğündeki değişkenliği göstermek için profilometre ölçümlerini kullanmıştır [37]. Pate, Goldstein'in yaptığına benzer bir model sunmuştur [38].

2.3. Isı değiştiricili hava sızdırmalı güneş toplayıcısı

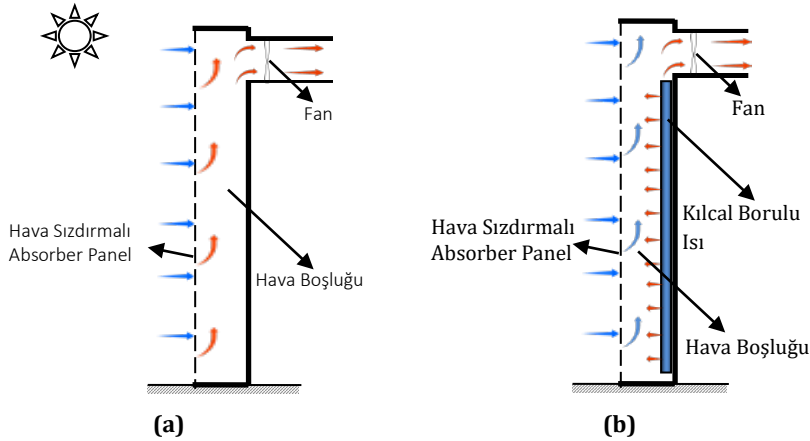
Isı değiştiricili hava sızdırmalı güneş toplayıcısı, ilk olarak Eryener tarafından önerilmiş bir sistemdir [26]. Amaç, güneş ışınımının olmadığı veya yetersiz olduğu durumlarda, tamamlayıcı bir sistem olarak toplayıcı içerisinde ısıtma yapmasıdır. Sistem, güneşin ışınım şiddetinin az olduğu kış aylarında bile

önemli oranda ısıtma maliyeti azalması ve enerji kazancı sağlamaktadır.

Bu çalışmada, ısı değiştiricisi olarak ağırlıklı olarak ışınım ile ısı transferi sağladığı için kılcal borulu ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Şekil 1'de laboratuvar koşullarında kurulumu yapılan kılcal borulu hava sızdırmalı toplayıcının iç yapısı görülmektedir. Isı değiştiricili hava sızdırmalı güneş toplayıcısı; kılcal borulu ısı değiştiricisi, delikli absorber panel ve arka plakadan oluşmaktadır. Toplayıcı iç hacminde, arka plakaya monte edilen kılcal borulu ısı değiştiricisi yer almaktadır. Isıtma sistemlerinde kılcal borular içerisinden sıcak su akışı olmaktadır. Sıcak su akışı ile toplayıcı iç ortamına ısı transferi yapılmaktadır. Kılcal borulu ısı değiştiricisi etkisiyle, mahal iç ortamı ile mahal dış ortamı (toplayıcı iç ortamı) arasındaki sıcaklık farkı daha fazla küçülmektedir. Ayrıca duvardan olan ısı kayıpları toplayıcı iç ortam havasına transfer edilmektedir. Böylece mahal iç ortamından olan ısı kayıplarının azalması ve duvardan kaybolan ısının geri kazanımı gerçekleştirilmektedir. Güneş enerjisinin olmadığı zamanlarda da sistem, enerji tasarrufu yapmaya devam etmektedir. Kılcal borulu ısı değiştiricisi etkisiyle, güneş ışınım şiddetinin düşük olduğu mevsim koşullarında bile toplayıcı daha yüksek verim ile çalışmaktadır. Böylece kılcal borulu hava sızdırmalı güneş toplayıcıları sistemlerinin genel olarak düşük olan geri ödeme süresi daha da kısalmaktadır. Bu, kılcal borulu hava sızdırmalı güneş toplayıcılarının en önemli avantajıdır.



Şekil 1. Laboratuvarda kurulumu yapılan kılcal borulu hava sızdırmalı güneş toplayıcısının içyapısı [28]



Şekil 2. (a)Standart hava sızdırmalı toplayıcı ve (b) ısı değiştiricili toplayıcı şematik resmi

2.4. Kılcal borulu toplayıcının enerji denge denklemleri

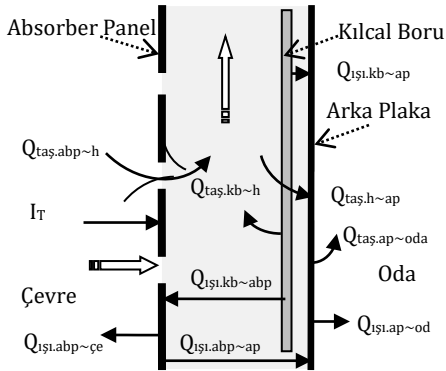
Kılcal borulu toplayıcı için enerji denge denklemi dört ana bileşenden (absorber panel, kılcal borulu ısı değiştiricisi, hava ve arka plaka) oluşmaktadır. Şekil 3'te ısı transfer mekanizması şematik olarak gösterilmiştir. Sisteme enerji girişi, güneş

ışınımı ve kılcal borulu ısı değiştiricisi ile gerçekleşen ısı transferi ile olmaktadır. Sistemdeki net kayıplar, arka plakadan ve absorber panelden ışınım ve taşınım ile ısı transferi sebebiyle gerçekleşmektedir.

Absorber panel

$$m_{abp} \times c_{p,abp} \times (dT_{abp}/dt) = (\alpha_{abp} \times I_T \times A_{abp}) + Q_{ışl.kb \sim abp} - (Q_{taş.abp \sim h} + Q_{ışl.abp \sim ap} + Q_{ışl.abp \sim çev}) \quad (1)$$

$Q_{taş.abp \sim h}$ terimi, absorber panelden havaya (absorber ön yüzeyinden, delik ve arka plakadan toplayıcı iç ortam havasına yapılan ısı transferini içeren) ısı kazancını ifade etmektedir. $Q_{ışl.kb \sim ap}$ kılcal borular ile arka plaka arasındaki ışınım ile gerçekleşen ısı transferidir. $Q_{ışl.abp \sim ap}$ absorber panelden arka plakaya olan ışınım ile ısı transferini ifade etmektedir. $Q_{ışl.abp \sim çev}$ absorber yüzeyden çevreye olan ışınım ile ısı kaybıdır. m_{abp} absorber panelin kütlesi, $c_{p,abp}$ absorber panelin özgül ısınma ısısı, T_{abp} absorber panel sıcaklığıdır.



Şekil 3. Kılcal borulu hava sızdırmalı güneş toplayıcısındaki ısı transferi mekanizması [28]

Toplayıcı iç ortam havası

$$(m_h \times dt) \times c_{p,h} \times (dT_h/dt) = (Q_{taş.abp \sim h} + Q_{taş.kb \sim h} - Q_{taş.h \sim ap}) \quad (2)$$

Denklem 2'deki $Q_{taş.kb \sim h}$, kılcal borulardan toplayıcı iç hacim havasına

taşınım ile yapılan ısı transferini ifade etmektedir. $Q_{taş.h \sim ap}$, toplayıcı içindeki hava akımı ile arka plaka arasındaki ısı transferi ifadesidir. m_h toplayıcı iç ortam havasının debisi, $c_{p,h}$ havanın özgül ısınma ısısı, T_h toplayıcı iç ortam havası sıcaklığıdır.

Kılcal Boru Sistemi

$$(m_s \times dt) \times c_{p,s} \times (dT_s/dt) = (-Q_{taş.kb \sim h} - Q_{ışl.kb \sim ap} - Q_{ışl.kb \sim abp}) \quad (3)$$

Denklem 3'teki $Q_{taş.kb \sim h}$, toplayıcı içindeki hava akımı ile kılcal boru arasındaki taşınım ile ısı transferi, $Q_{ışl.kb \sim ap}$, arka panel ile kılcal boru arasındaki ışınım ile ısı transferi, $Q_{ışl.kb \sim abp}$, absorber panel ile kılcal boru arasındaki ışınım ile gerçekleşen ısı transferi ifadeleridir. m_s kılcal boru su debisi, $c_{p,s}$ suyun özgül ısınma ısısı, T_s kılcal boru suyunun sıcaklığıdır.

Arka Plaka

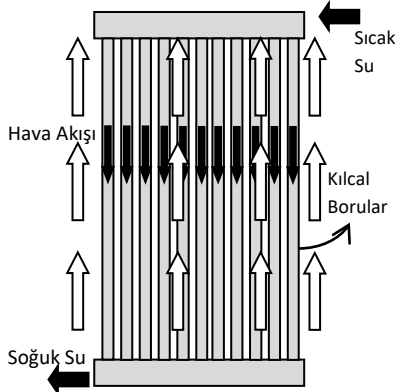
$$m_{ap} \times c_{p,ap} \times (dT_{ap}/dt) = (Q_{taş.h \sim ap} + Q_{ışl.abp \sim ap} + Q_{ışl.kb \sim ap} - Q_{taş.ap \sim oda} - Q_{ışl.ap \sim oda}) \quad (4)$$

$Q_{taş.ap \sim oda}$, arka plakadan mahal iç ortamına taşınım ile gerçekleşen ısı transferini ifade etmektedir. $Q_{ışl.ap \sim oda}$, arka plakadan mahal iç ortamına ışınım ile transfer edilen ısıdır. m_{ap} arka plakanın kütlesi, $c_{p,ap}$ arka plakanın özgül ısınma ısısı, T_{ap} arka plaka sıcaklığıdır.

Kılcal Boru Isı Transfer Denklemleri

Sistemdeki ısı değiştiricisi, dairesel geometrili kılcal boru demetlerinden oluşmaktadır. Su, kılcal boruların içinden

geçmekte, farklı sıcaklığa sahip olan hava ise boru demetinin dışından, borulara ters akım oluşturarak akmaktadır. Bu şekilde, ısının sıcak olan sudan havaya aktarılması, bir başka deyişle havanın ısıtılması (veya suyun soğuması) sağlanmaktadır. Şekil 4'te, dikey konumlu kılcal borular ile toplayıcı iç ortam havası arasındaki ters akış şeması yer almaktadır.



Şekil 4. Kılcal borular ile toplayıcı iç ortam havası arasındaki ters akış şeması [28]

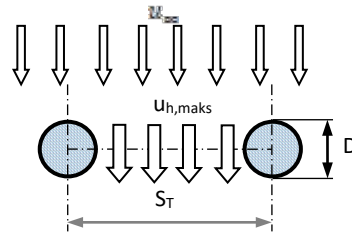
Kılcal boru ısı değiştiricisini oluşturan borular, düzgün tek sıralı diziliştir. Kılcal borular ile hava arasında zorlanmış taşınım ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Kılcal boruların çevresindeki taşınım katsayısı, yaklaşık olarak, tek bir boru çevresindeki akıma ait taşınım katsayısına eşittir.

Kılcal borulu ısı değiştiricisi dış akışı incelenirken, bir boru demeti için ortalama taşınım katsayısına ait bağıntıların kullanımında gerekli olan Reynolds sayısı Re_D , akışkan hızının maksimum olduğu değere göre tanımlanmaktadır.

$$Re_{D_{maks}} = \frac{u_{maks} D}{\gamma} \quad (5)$$

u_{maks} maksimum hızı, D kılcal boru çapını, γ kinematik viskoziteyi ifade etmektedir. Düzgün sıralı kılcal boru demeti için maksimum hız, kılcal borular

arasındaki kesitte oluşmaktadır. Şekil 5'te dairesel kesitli kılcal boru sistemi kesit görünümü yer almaktadır. Sıkıştırılmaz akışkanlar için süreklilik gereği kütle korunumundan faydalanarak 6 nolu bağıntı elde edilmektedir.



Şekil 5. Dairesel kesitli kılcal boru sistemi kesit görünümü [39]

$$u_{\infty} S_T = u_{maks} (S_T - D) \quad (6)$$

S_T iki kılcal borunun merkez çizgisi arasındaki mesafe, u_{∞} hava hızı olarak tanımlanmaktadır. Denklem 6'dan faydalanarak maksimum hız, denklem 7 ile ifade edilmektedir.

$$u_{maks} = u_{\infty} \frac{S_T}{S_T - D} \quad (7)$$

Kılcal borulardaki ortalama taşınım ile ısı transferi katsayısının belirlenmesi, toplam ısı transfer katsayısını bulmak için yeterli değildir. Çünkü kılcal boru yüzey sıcaklığı ve hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı, kılcal boru boyunca değişmektedir. ΔT sabit değildir. Newton'un soğuma yasasında logaritmik ortalama sıcaklık farkı kullanılmaktadır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ΔT_{lm} , denklem 8 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_y - T_{s,g}) - (T_y - T_{s,\zeta})}{\ln\left(\frac{T_y - T_{s,g}}{T_y - T_{s,\zeta}}\right)} \quad (8)$$

$T_{s,g}$ su giriş sıcaklığı, $T_{s,\zeta}$ kılcal boru sisteminden suyun çıkış sıcaklığı, T_y kılcal boru yüzey sıcaklığı ve N kılcal

boru sayısıdır. Kılcal boru uzunluğu başına toplam ısı transferi Q , denklem 9 ile hesaplanmaktadır.

$$Q = N\bar{h}\pi D\Delta T_{lm} \quad (9)$$

N kılcal boru sayısı, \bar{h} ortalama taşınım ile ısı transferi ısı taşınım katsayısıdır. Kılcal borulardan toplayıcı iç ortam havasına gerçekleşen ısı transferi, toplayıcı iç ortam havasına verilen enerjiye eşit olacaktır. Bu nedenle ısı transferi denklem 10 ile ifade edilebilmektedir.

$$Q = m_s c_p (T_{s,f} - T_{s,g}) \quad (10)$$

Kılcal boruların içinden akan suyun kütleli debisi \dot{m} , denklem 11 ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{m} = \rho u_{\infty} N_T S_T \quad (11)$$

N_T , hava akışı yönüne paralel olan kılcal boru satırlarının sayısı, ρ yoğunluktur. Kılcal borulardan toplayıcı iç ortam havasına yapılan ısı transferi, denklem 12 ile hesaplanmaktadır.

$$Q = \rho u_{\infty} N_T S_T c_p (T_{s,f} - T_{s,g}) \quad (12)$$

Denklem 9 ve 12 kendi aralarında birbirine eşitlenirse, 13 nolu denklem elde edilmektedir.

$$\frac{T_y - T_{s,f}}{T_y - T_{s,g}} = \exp\left(-\frac{\pi D N \bar{h}}{\rho u_{\infty} N_T S_T c_p}\right) \quad (13)$$

Denklem 13, kılcal boru sistemindeki su çıkış sıcaklığını bulmak için kullanılmaktadır.

Kılcal borulu hava sızdırmalı güneş toplayıcısının ısı değiştirme etkinliği ϵ_{HX} , denklem 14 ile hesaplanmaktadır.

$$\epsilon_{HX} = \frac{T_{h,f} - T_{h,g}}{T_{h,g} - T_{h,g}} \quad (14)$$

Bu çalışmada, ısı değiştirme etkinliği hesaplanırken absorber panel sıcaklığı hesaba katılmamaktadır. Çünkü bu çalışma güneş ışınım şiddetinin olmadığı koşullar için ısı değiştirme etkinliğini vurgulamaktadır. Bu nedenle, absorber panel üzerinde güneş enerjisi ısıtma etkisinin olmadığı varsayılmaktadır.

3. Deneysel tesisatı

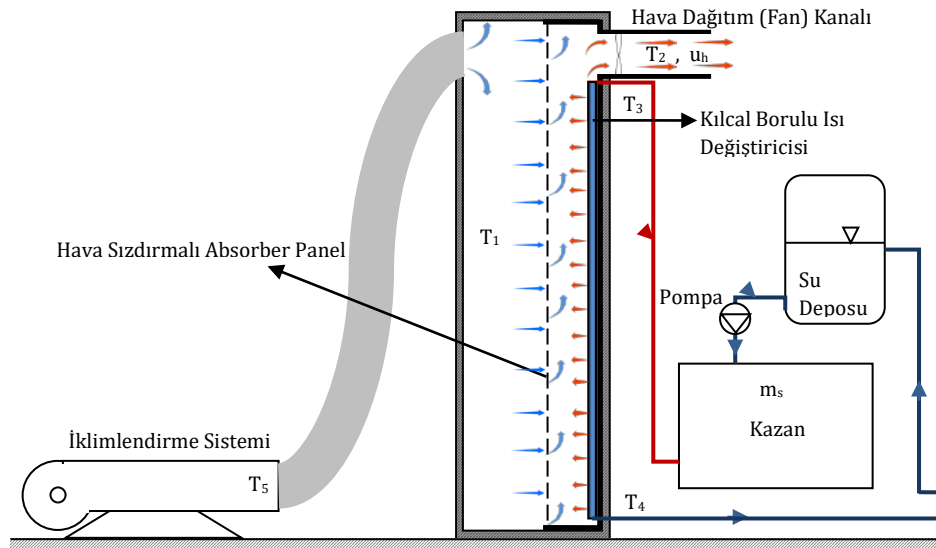
Kılcal borulu hava sızdırmalı güneş toplayıcısındaki ısı transferini ve sistem parametrelerinin etkinlik üzerine etkisini incelemek amacıyla laboratuvar koşullarında kontrollü deneylerin yapılabileceği bir model kurulmuştur. Bu modelde hava debisi, dış hava sıcaklığı, su debisi, kılcal boru su giriş sıcaklığı farklı değerlerde alınarak, kılcal borulu radyant ısıtma sistemi ile toplayıcı iç ortam havası arasındaki ısı transferi karakteristiği belirlenmiştir. Laboratuvar çalışmalarında güneş ışınımı simüle edilmemiş, sadece kılcal borulu radyant ısı değiştiricisi çalıştırılarak kılcal boruların ısıtma etkisi ele alınmıştır.

Laboratuvar koşullarında kurulumu yapılan sistemin eni 2 m, boyu 2,5 m ve derinliği 0,1 m'dir. Sistemde 5 m² delikli absorber panel kullanılmıştır. Hava sızdırmalı absorber paneller, oluklu geometridedir. Absorber panel üzerinde metrekarede ortalama 2500 tane 0,8 mm çapında delik yer almaktadır. Absorber panel ile arka plaka arasındaki mesafe 10 cm'dir. Arka plakaya 3 cm mesafe ile kılcal borular monte edilmiştir. Sistemde 2,2 m²'lik kılcal boru kullanılmıştır. Kılcal borular, 3 mm çapındadır ve polipropilen malzemeden üretilmiştir. Şebekeden gelen soğuk su, eğitim amaçlı kullanılan minyatür bir kazanda ısıtılarak, bir sirkülasyon pompası aracılığı ile kılcal borulara gönderilmektedir. Sıcak su kılcal borulardan geçerken ısıyı taşınım ile havaya, ışınım ile toplayıcı iç yüzeylerine transfer etmektedir. Sıcaklığı

azalan su atık su kanalına tahliye edilmektedir. Kılcal boru çıkış hattında kullanılan küresel vana kısılarak, borulardaki suyun basınçlandırılması sağlanmıştır.

Sistemin tüm dış yüzeyleri yalıtılmıştır. Delikli absorber yüzeyinin önünde 0,3 m derinliğinde hava boşluğu oluşturacak şekilde, yalıtım malzemesi ile kapalı bir hacim oluşturulmuştur. Bu hacmin içine

iklimlendirme deney tesisatı ile ayarlanabilen değerlerdeki düşük sıcaklıklarda hava gönderilmiştir. Bu sayede delikli absorber panelin dış yüzeyinde kış mevsimi soğuk hava koşulları sağlanmıştır. Şekil 6'da laboratuvar koşullarında kurulumu yapılan kılcal borulu ısı değiştiricili toplayıcının şematik resmi ve ölçüm noktaları şematik resmi görülmektedir.



Şekil 6. Deneysel tesisatının ve ölçüm noktalarının şematik resmi

Tablo 1. Deneysel tesisatı ölçüm yerleri ve elemanları

| Ölçme Elemanı | Ölçüm Yeri |
|------------------------|--|
| Sıcaklık sensörü-PT100 | T1-Yalıtımlı soğuk hava kanalı |
| Sıcaklık sensörü-PT100 | T2-Fan kanalı hava çıkışı |
| Sıcaklık sensörü-PT100 | T3-Kılcal boru girişi |
| Sıcaklık sensörü-PT100 | T4-Kılcal boru çıkışı |
| Sıcaklık sensörü-PT100 | T5-İklimlendirme sistemi çıkışı |
| Rotametre | ms-Kazanda kılcal boru su debisi ölçümü ve ayarı |
| Anemometre | uh- Fan kanalı hava çıkışı |
| Klape | İklimlendirme sistemi çıkışı |
| Veri Kaydedici Cihaz | Her bir ölçüm noktası |

Arka plakanın üst orta bölgesinde bir tane fan kullanılmıştır. Fan çalıştırıldığında toplayıcı iç ortamında vakum oluşmaktadır. Oluşan vakumun etkisiyle soğuk hava, absorber panel

üzerindeki deliklerden toplayıcı iç ortamına emilmektedir. Bu çalışmanın amacı, kılcal borulu ısı değiştiricisinin toplayıcı performansındaki etkisini incelemektir. Bu nedenle güneş ışınımı

etkisi sistemde simüle edilmemiştir. Güneş ışınımı ısıtma etkisi olmadığı için absorber panel sıcaklığı, soğuk hava sıcaklığına çok yakın bir değerdedir. Diğer bir ifadeyle absorber panelin toplayıcı iç ortamına emilen havanın sıcaklığını artırma etkisi yoktur. Havanın sıcaklığındaki artış, kılcal borulu radyant ısı değiştiricisi ile sağlanmaktadır. Isınan hava fan aracılığı ile laboratuvar iç ortamına gönderilmektedir.

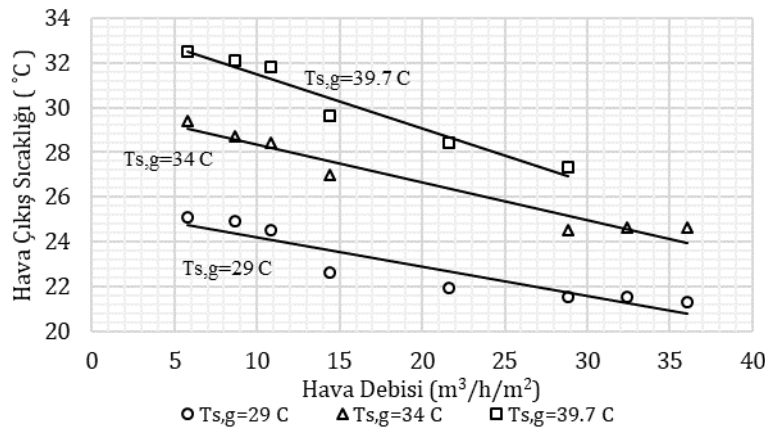
Sisteminin kritik noktalarında sıcaklık, hava hızı ve su debisi ölçümleri yapılmıştır. Kılcal boru giriş ve çıkış bölgelerinde, dış hava koşullarının simüle edildiği soğuk hacimde, toplayıcı iç ortamında, sıcak hava dağıtım kanalı çıkışında sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Bu bölgelerde sıcaklık ölçümü için PT100 tipi sıcaklık sensörleri kullanılmıştır. Yapılan ölçümler dijital göstergeli datalogger cihazı ile kaydedilmiştir. Su debisini ölçmek ve ayarlamak için rotametre kullanılmıştır. Rotametre, kazan çıkışına monte edilmiş ve buradan su debisi ayarı da yapılmıştır. Hava debisini belirlemek için de fan

kanalındaki hava akış hızı ölçülmüştür. Kanalın kesit alanı bilinmektedir. Alan ile hızın çarpımından hava hacimsel debisi hesaplanmaktadır.

4. Sonuçlar ve Tartışma (Bulgular)

Yapılan deneysel çalışmalarda, ölçülen değerlerden faydalanılarak kılcal boruların ısıtma kapasitesi, etkinlik ve kılcal borular ile toplayıcı iç ortam havası arasındaki ısı taşınım katsayısı değerleri hesaplanmıştır. Grafik 1, 2, 3 ve 4 laboratuvar çalışmaları deneysel veriler, grafik 5, 6 ve 7 teorik analiz sonuçları kullanılarak elde edilmiştir.

Grafik 1'de, dış ortam sıcaklığı $T_{dış}=12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve su debisi $m_s=16,5\text{ kg/h/m}^2$ 'de farklı kılcal boru giriş suyu sıcaklıkları için hava çıkış sıcaklığının hava debisine göre değişimi görülmektedir. Sabit kılcal boru giriş suyu sıcaklığı için, hava debisi arttıkça, hava çıkış sıcaklığı azalmakta, dolayısıyla da etkinlik azalmaktadır. Hava debisinin sabit değerlerinde kılcal boru giriş suyu sıcaklığı arttıkça hava çıkış sıcaklığı artmakta ve bu nedenle de etkinlik değeri yükselmektedir.

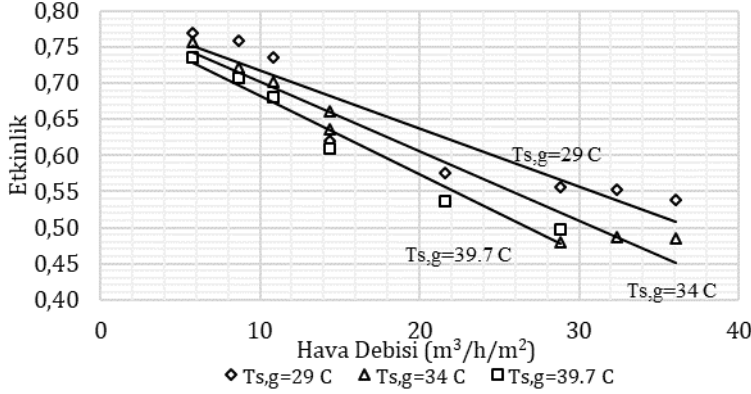


Grafik 1. $T_{dış}=12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $m_s=16,5\text{ kg/h/m}^2$ 'de farklı kılcal boru giriş suyu sıcaklıkları için hava çıkış sıcaklığının hava debisine göre değişimi

Grafik 2'de, dış ortam sıcaklığı $T_{dış}=12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $16,5\text{ kg/h/m}^2$ kılcal boru su akışı kütleli debisi için, farklı kılcal boru giriş

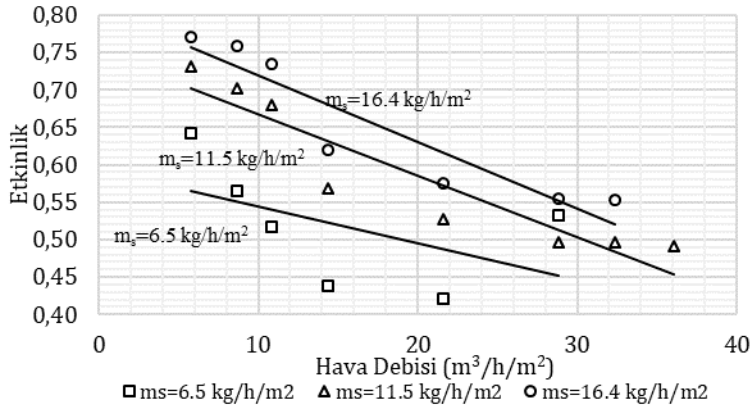
suyu sıcaklıklarında etkinliğin hava debisine göre değişimi yer almaktadır. Hava debisi arttıkça etkinlik

azalmaktadır. Sabit hava debisi için kılcal boru giriş suyu sıcaklığı arttıkça etkinlik artmaktadır. Yüksek giriş suyu sıcaklığında ve düşük hava debisinde, en yüksek etkinlik değeri elde edilmektedir.



Grafik 2. $T_{dış}=12\text{ °C}$ ve $m_s=16,5\text{ kg/h/m}^2$ 'de farklı kılcal boru giriş suyu sıcaklıkları için etkinliğin hava debisine göre değişimi

Grafik 3'te $T_{dış}=12\text{ °C}$ ve kılcal boru giriş suyu sıcaklığı $T_{s,g}=29,1\text{ °C}$ 'de farklı kılcal boru su debisi değerleri için etkinliğin hava debisine göre değişimi görülmektedir. Su debisinin sabit değeri için, hava debisi arttıkça hava çıkış sıcaklığı azalacağından dolayı etkinlik azalmaktadır. Hava debisinin sabit değeri için, kılcal boru su debisi arttıkça, kılcal boruların ısıtma kapasitesi ve hava çıkış sıcaklığı yükselmekte, dolayısıyla etkinlik artmaktadır. En yüksek etkinlik değeri hava debisinin düşük, su debisinin yüksek olduğu değerlerde elde edilmektedir.

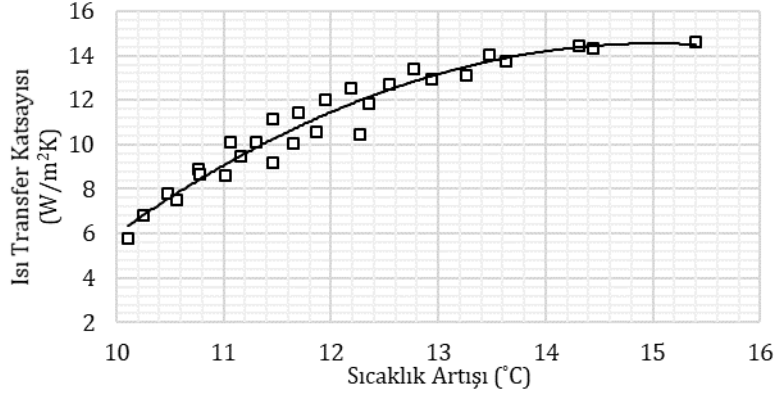


Grafik 3. $T_{dış}=12\text{ °C}$ ve $T_{s,g}=29,1\text{ °C}$ 'de farklı kılcal boru su debisi değerleri için etkinliğin hava debisine göre değişimi

Grafik 4'te, hava debisi $m_h=20\text{ m}^3/\text{h/m}^2$, kılcal boru su debisi $m_s=11,45\text{ kg/h/m}^2$, hava giriş sıcaklığı $T_{h,g}=T_{dış}=10\text{ °C}$ değerleri için kılcal borular ile toplayıcı iç ortam havası arasındaki ısı transfer katsayısının hava sıcaklık artışı ile değişimi yer almaktadır. Yapılan deneylerde kılcal boru giriş suyu

sıcaklığı $T_{s,g}=28, 30, 32, 34, 36, 38, 40^{\circ}\text{C}$ değerlerindedir. Grafikten görüldüğü gibi hava sızdırmalı güneş

toplayıcılarındaki ısı transfer katsayısı, toplayıcı giriş ve çıkış havası arasındaki sıcaklık farkı arttıkça artmaktadır.



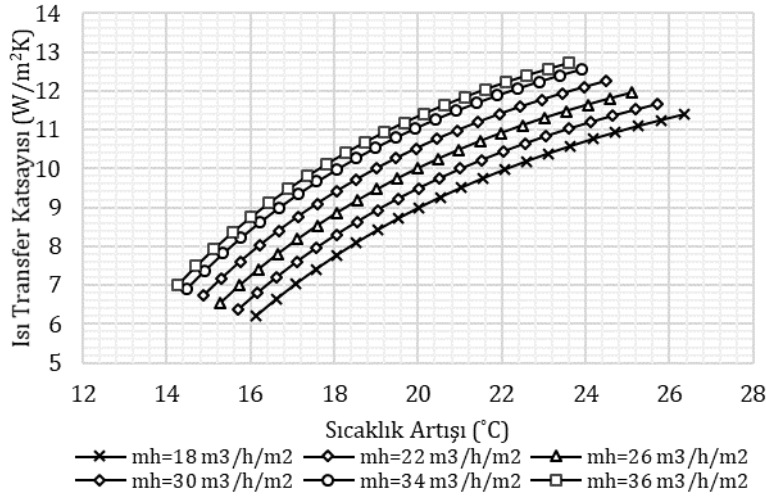
Grafik 4. Kılcal borular ile toplayıcı iç ortam havası arasındaki ısı transfer katsayısının hava sıcaklık artışı ile değişimi

Denklem 1-14 aralığında verilen denklemler kullanılarak kılcal boru sistemi ile hava sızdırmalı toplayıcı arasındaki ısı transferi ve etkinliğin değişimi farklı işletme parametreleri için grafik 5-7'de verilmiştir.

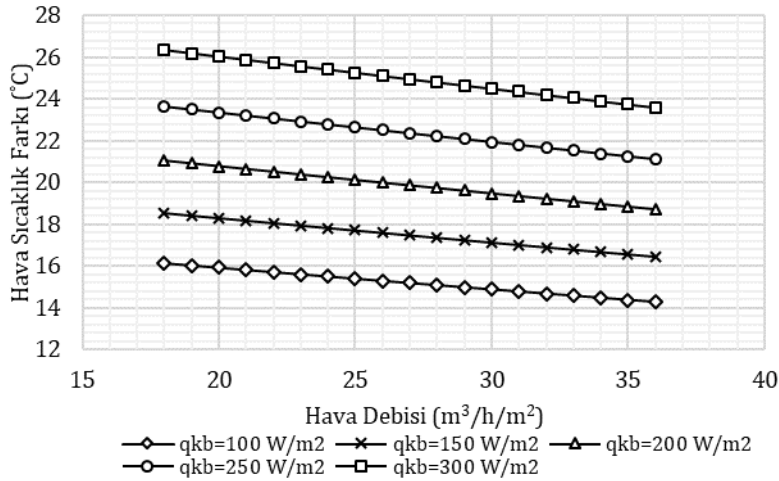
Grafik 5'te kılcal boru ile toplayıcı havası arasındaki ısı transferi katsayısının, farklı hava debileri ve sıcaklık artışları için değişimi verilmiştir. Teorik ısı transferi değerlerinin, deneysel olarak belirlenmiş ısı transfer katsayılarının benzer bir eğilim çizgisine sahip olduğu grafik 4 ve 5'ten görülmektedir. Toplayıcıda belirli bir sıcaklık artışı için, ısı transferinin hava debisi ile orantılı olarak arttığı görülmektedir. Kılcal boru-toplayıcı

havası arasındaki sıcaklık farkının etkisi, ısı transferi üzerindeki daha önemli rol oynamaktadır. Bununla birlikte absorber yüzeyden sızdırılan hava miktarının performansta belirli bir etkisi vardır.

Grafik 6'da farklı kılcal boru ısıtma kapasiteleri için, hava debisinin sıcaklık artışına olan etkisi verilmektedir. Hava debisi artışının sıcaklık artışına etkisi çok büyük değildir. Bununla birlikte belirli bir hava debisi için, kılcal boru ısı kapasitesinin sıcaklık artışına etkisi daha önemli olmaktadır ki deneysel elde edilmiş sonuçlara benzer bir davranış önceki bölümlerde grafik 3'te de görülmektedir



Grafik 5. Farklı hava debileri için hava sıcaklık artışının ısı transfer katsayısı ile değişimi



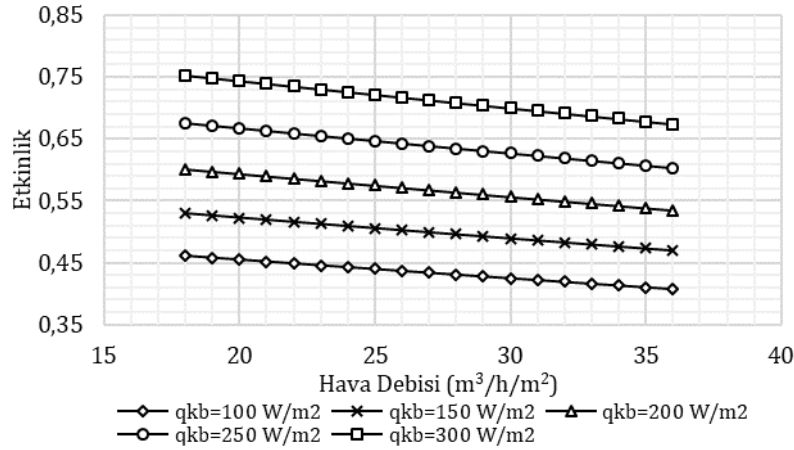
Grafik 6. Farklı kılcal boru ısıtma kapasiteleri için hava sıcaklık farkının hava debisi ile değişimi

Tüm ısı değiştiricisi sistemlerinde olduğu gibi, ısı transferi etkinliği, sistem performansı belirleyen bir unsurdur. Grafik 7'de kılcal boru-hava sızdırmalı toplayıcı uygulamasının ısı transferi etkinliği verilmektedir. Genel olarak, endüstride kullanılan sıcak su- hava ısı değiştiricilerinde etkinlik değerleri, 0.25-0.4 aralığında, oldukça çok düşük

değerlere sahiptir. Bu durum kompakt yapıdaki ısı değiştiricisinin yüzey alanının, uygulamada yeterince yayılmamasından kaynaklanmaktadır. Bununla birlikte, kılcal boru uygulamalarında, ısı transfer yüzeyi büyük alanlara yayılmaktadır. Bu durum, hava sızdırmalı toplayıcı uygulaması içinde geçerlidir ki bu aynı zamanda daha

düşük sıcaklıkta su sevki imkanının sağlamaktadır. Dolayısıyla, kılcal boru hava sızdırmalı toplayıcı etkinliğinin, klasik uygulamalara göre yüksek olması beklenen bir sonuçtur. Grafik 7'de görüldüğü üzere, etkinliğin teorik olarak

0.75'e kadar çıktığı görülmektedir. Benzer sonuçlar, deneysel çalışmalar ile de belirlenmiştir. Hava debisi etkinlik üzerinde önemli olmakla birlikte, tıpkı önceki grafikte açıklandığı üzere, ısı kapasitesi daha büyük rol oynamaktadır.



Grafik 7. Kılcal boru ısıtma kapasitesinin farklı değerleri için etkinliğin hava debisi ile değişimi

5. Sonuçlar

Bu çalışmada, ısı değiştiricisi olarak bina ısıtmasında uygulamalarında yaygın şekilde kullanılan kılcal boru sistemleri, hava sızdırmalı toplayıcıya entegre edilmiştir. Farklı işletme parametreleri için ısı değiştiricisinin performansı belirlenmiştir. Güneşin yetersiz olduğu durumlarda, toplayıcı içine entegre edilmiş ısı değiştiricisine sıcak su sevki yapılarak, hava ısıtma işleminin belirli bir seviyede sürekliliğin sağlanabileceği görülmüştür. Bu işlem yapılırken, 0.45 ile 0.77 arasında değişen ısı transferi etkinlikleri elde edilmiştir, dolayısıyla dahili ısı değiştiricisi uygulaması, iyi bir tamamlayıcı sistem potansiyeline sahiptir. Dahili ısı değiştiricisi uygulaması, hava sızdırmalı toplayıcılar için genel bir performans artışı sağlamaktadır ve fonksiyonel çalışmasının, güneşin olmadığı zaman dilimine yaymaktadır. Öte yandan, genel uygulaması kışın hacim ısıtması amaçlı

olan ve büyük duvarlar üzerine kurulan klasik hava sızdırmalı toplayıcıları, dahili ısı değiştiricisi uygulaması sayesinde, atıl olarak buldukları yaz mevsiminde, sıcak su üretme potansiyeline sahip olacaktır. Bu durum, çok büyük bir yüzeyden tüm bir yıl boyunca efektif olarak faydalanma imkanını sağlayacaktır.

Farklı kılcal boru ısıtma kapasiteleri, su ve hava debileri için, kılcal borulu hava sızdırmalı güneş toplayıcısının sağladığı sıcaklık artışının ortalama 27°C ile 15°C arasında değiştiği belirlenmiş, güneşin yetersiz olduğu durumlar için kılcal boru sisteminin hava sızdırmalı toplayıcılar için uygun bir tamamlayıcı sistem olabileceği tespiti yapılmıştır.

Kaynakça

- [1] NREL Bulletin - Solar Buildings Transpired Sola Collectors Ventilating Preheating DOE/GO-102001-1288, Haziran 2006

- [2] Shuklaa, A., Nkwetta, D. N., Choa, Y.J., Stevenson, V., P., Jones, P., 2012. A state of art review on the performance of transpired solar collector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Cilt. 16, s. 3975-3985
- [3] Hollick J.C. 2003. Unglazed Solar Wall Air Heaters, Conserva Engineering Inc., 200 Wildcat Rd. Downsview, Ontario M3J 2N5, Canada,
- [4] Kutscher, C.F., Christensen, C., Barker, G. 1993. Unglazed transpired solar collectors: heat loss theory. *ASME Journal of Solar Engineering*, Cilt. 115, s. 182-188
- [5] Kutscher, C. F. 1993. An Investigation of Heat Transfer for Air Flow Through Low Porosity Perforated Plates, University of Colorado, Boulder, 289 sayfa
- [6] Van Decker, G.W.E., Hollands, K.G.T., Brunger, A.P. 1996. Heat Exchange effectiveness of unglazed transpired-plate solar collector in 3D flow. In: Goetzburger, A., Luther, J. (Eds.), *Proceedings of EuroSun 96*, Freiburg, Germany. DGS-Sonnenenergie Verlags GmbH, Munchen, Almanya, s. 130-846
- [7] Van Decker, G.W.E., Hollands, K.G.T. 1999. An empirical heat transfer equation for the transpired solar collectors, including no-wind conditions. In: *Proceedings of the ISES 99 Solar World Congress*, Australia
- [8] Van Decker, G.W.E., Hollands, K.G.T., Brunger, A.P. 2001. Heat Exchange relations for unglazed transpired solar collectors with circular holes on a square or triangular pitch. *Solar Energy*, Cilt. 71, s. 33-45
- [9] Gunnewiek, L.H. Brundrett, E., Gunnewiek, L.H. 1996. Flow distribution in unglazed transpired plate solar air heaters of large area, *Solar Energy*, Cilt. 57, s. 227
- [10] Leon, M., Kumar, A., S., Leon, M. Augustus. 2007. Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors, *Solar Energy*, Cilt. 81, s. 62-75
- [11] Motahar S, Alemrajabi AA. 2010. An analysis of unglazed transpired solar collectors based on exergetic performance criteria, *International Journal of Thermodynamics*. Cilt. 13, s. 153-60
- [12] Li, S., Karava, P. 2014. Energy modeling of photovoltaic thermal systems with corrugated unglazed transpired solar collectors - Part 2: Performance analysis, *Solar Energy*, Cilt. 102, s. 297-307
- [13] Li, S., Karava, P., Currie, S., Lin, W. E., Savory, E. 2014. Energy modeling of photovoltaic thermal systems with corrugated unglazed transpired solar collectors - Part 1: Model development and validation, *Solar Energy*, Cilt. 102, s. 282-296
- [14] Vasan, N. 2014. Theodore Stathopoulos, Experimental study of wind effects on unglazed transpired collectors, *Solar Energy*, Cilt. 101, s. 138-149
- [15] Nowzari, R., Aldabbagh, L.B.Y., Egelioglu, F. 2014. Single and double pass solar air heaters with partially perforated cover and packed mesh, *Energy*, Cilt. 73, s. 694-702
- [16] Shen, J., Zhang, X., Yang, T., Tang, L., Cheshmehzangi, A., Wu, Y., Huang, G., Zhong, D., Xu, P., Liu, S. 2016. Characteristic study of a novel compact Solar Thermal Facade (STF) with internally extruded pin-fin flow channel for building integration, *Applied Energy*, Cilt. 168, s. 48-64
- [17] Badache, M., Hallé, S., Rousse, D. R., Quesada, G., Dutil, Y., An experimental investigation of a two-dimensional prototype of a transparent transpired collector,

- Energy and Buildings 68 (2014) 232-241
- [18] Janusevicius, K., Streckiene, G., Bielskus, J., Martinaitis, V., Validation of unglazed transpired solar collector assisted air source heat pump simulation model, Energy Procedia 95 (2016) 167 - 174
- [19] Shams, S.M.N., Mc Keever, M., Mc Cormack, S., Norton, B. Design and experiment of a new solar air heating collector, Energy 100 (2016) 374-383
- [20] Razak, A.A., Majid, Z.A.A., Azmi, W.H., Ruslan, M.H., Choobchiane , Sh. Najafi, G., Sopian, K. 2016. Review on matrix thermal absorber designs for solar air collector, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Cilt. 64, s. 682-693
- [21] Zomorodian, A., Zamanian M. 2012. Designing and Evaluating an Innovative Solar Air Collector with Transpired Absorber and Cover, Renewable Energy, Cilt. 2012, ID 282538
- [22] Vaziri, R., Ilkan, M., Egelioglu, F. 2015. Experimental performance of perforated glazed solar air heaters and unglazed transpired solar air heater, Solar Energy, Cilt. 119, s. 251-260
- [23] Zheng, W., Li, B., Zhang, H., You, S., Li, Y., Ye, T. 2016. Thermal characteristics of a glazed transpired solar collector with perforating corrugated plate in cold regions, Energy, Cilt. 109, s. 781-790
- [24] Hall, R., Blower, J. 2016. Low-emissivity transpired solar collectors, Energy Procedia, Cilt. 91, s. 56 - 63
- [25] Croitoru, C. V., Nastase, I., Bode, F. I., Meslem, A. 2016. Thermodynamic investigation on an innovative unglazed transpired solar collector, Solar Energy, Cilt. 131, s. 21-29
- [26] Eryener D. 2009. Metal Cladding System with a Heat Exchanger System , Türk Patent Enstitüsü
- [27] Eryener D. and Akhan H., 2012. Theoretical And Experimental Investigation Of Perforated Solar Air Collector Coupled To A Capillary Radiant Heating System, 9th International Conference on Heat Transfer Fluid Mechanics and Thermodynamics, 16-18 July 2012, Malta
- [28] Akhan H., 2015. Kılcal Borulu Hava Sızdırmalı Güneş Toplayıcılarının Teorik Ve Deneysel İncelenmesi, (Doktora Tezi), Trakya Üniversitesi FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı (Tez Yöneticisi : Yrd. Doç. Dr. Doğan ERYENER).
- [29] Swart, R. H. 1946. Capillary Tube Heat Exchangers, Refrigerating Engineering, Cilt. (Eylül), s. 221-224, 248-249
- [30] Staebler, L. A. 1948. Theory and Use of a Capillary Tube for Liquid Refrigerant Control, Refrigerating Engineering, Cilt. (Ocak), s. 55-59
- [31] Hopkins, N. E, 1950. Rating the Restrictor Tube: Method of Determining Flow Capacities For Freon-12 and Freon-22, Journal of the ASRE - Refrigerating Engineering, Cilt. (Kasım), s. 1087-1094
- [32] Whitesel, H. A. 1957. Capillary Two-Phase Flow, Part II, Refrigerating Engineering, s. 35-40
- [33] Cooper, L., C. K. Chu, and W.R. Brishken, 1957, Simple Selection Method for Capillaries Derived from Physical Flow Conditions, Refrigerating Engineering, s.37-41
- [34] Mikol, E. P. 1963. Adiabatic Single and Two-Phase Flow in Small Bore Tubes, ASHRAE Journal, Cilt. (Kasım), s. 75-86
- [35] Erth, R. A. 1970. Two-Phase Flow in Refrigeration Capillary Tubes: Analysis and Prediction, Doktora Tezi, Purdue Üniversitesi

- [36] Goldstein, S. D., P.E. 1981. A Computer Simulation Method For Describing Two Phase Flashing Flow in Small Diameter Tubes," ASHRAE Transactions, s. 51-60
- [37] Sweedyk, J. M. 1981. Capillary Tubes - Their Standardization and Use," ASHRAE Transactions, s. 1069-1076
- [38] Pate, M. B. 1982. A Theoretical and Experimental Analysis of Capillary Tube Suction Line Heat Exchangers," Doktora Tezi, Purdue Üniversitesi
- [39] Glück, B., 1990. Waermevebertragung, Berlin