



## ÇİFT GEÇİŞLİ HAVA AKIŞKANLI GÜNEŞ TOPLACI KANAL YÜKSEKLİĞİNİN TERMOHİDROLİK VERİME ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Cihan YILDIRIM\* ve İsmail SOLMUŞ\*\*

\*Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, 07058, Antalya  
[ycihan@akdeniz.edu.tr](mailto:ycihan@akdeniz.edu.tr)

\*\*Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, 25240, Erzurum  
[solmus@atauni.edu.tr](mailto:solmus@atauni.edu.tr)

(Geliş Tarihi: 06.02.2013 Kabul Tarihi: 15.04.2013)

**Özet :** Bu çalışmada, güneş enerjisi ile çalışan çift camlı çift geçişli hava akışkanlı toplacın sayısal analizi yapılmıştır. Zamana bağlı enerji denge denklemleri 4. dereceden Runge-Kutta yöntemi ile integre edilerek toplacın çıkış sıcaklığı, toplacın ısı verimi ve toplacın termohidrolik verimi farklı kanal yükseklikleri ( $D = 1 \sim 7$  cm) ve farklı hava debileri ( $\dot{m} = 0.01 \sim 0.2$  kg/s) için hesaplanmıştır. Yapılan parametrik analizler neticesinde artan hava debisi ile birlikte toplacın ısı veriminin arttığı, hava çıkış sıcaklığının ise azaldığı gözlemlenmiştir. Hava kanalının yüksekliğinin 1 cm'den 7 cm'ye çıkarılması ile toplacın günlük ortalama ısı veriminin % 5 ile % 19 oranında azaldığı gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre çift geçişli toplaç için termohidrolik verimin maksimum ( $\eta_{TH} = 0.6689$ ) olduğu optimum kanal yüksekliği 4 cm olarak tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Güneş enerjisi, Çift geçişli hava akışkanlı güneş toplacı, Termohidrolik verim.

### INVESTIGATION OF DOUBLE PASS SOLAR AIR COLLECTOR CHANNEL DEPTH ON THERMOHYDRAULIC EFFICIENCY

**Abstract :** In this study, a double glass and double pass air heater powered by solar energy has been studied numerically. Time-dependent energy balance equations were integrated by fourth order Runge-Kutta method. The temperature of air at outlet, thermal efficiency and thermohydraulic efficiency of the heater were calculated for various channel depths ( $D = 1 \sim 7$  cm) and air mass flow rates ( $\dot{m} = 0.01 \sim 0.2$  kg/s). As a result of simulations, it was found that the heater thermal efficiency increases and temperature of air at outlet decreases with increasing air mass flow rate. It was also observed that the daily average thermal efficiency of the heater decreases %5~19 with an increase in the depth of the air duct from 1 to 7 cm. According to the results obtained, the optimum channel depth of the double pass solar air heater was calculated 4 cm for the maximum thermohydraulic efficiency ( $\eta_{TH} = 0.6689$ ).

**Keywords:** Solar energy, Double pass solar air collector, Thermohydraulic efficiency.

#### SEMBOLLER

$A_c$	Toplaç alanı, $m^2$
$B$	Toplaç eğim açısı
$D$	Toplaç kanal derinliği, m
$D_h$	Hidrolik çap, m
$f$	Sürtünme faktörü
$g$	Yerçekimi ivmesi
$h_c$	Taşıyım ısı transfer katsayısı, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
$h_r$	Işınım ısı transfer katsayısı, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
$I$	Yutucu plaka üzerine düşen toplam güneş ışınımı, $W/m^2$
$k$	Isıl iletkenlik katsayısı, $W/m.K$
$L$	Toplaç uzunluğu, m
$\dot{m}$	Kütleli debi, kg/s

$Nu$	Nusselt sayısı
$P$	Atmosferik basınç, kPa
$Pr$	Prandtl sayısı
$q_c$	Taşıyım ile gerçekleşen ısı transferi, W
$q_r$	Işınım ile gerçekleşen ısı transferi, W
$Ra$	Rayleigh sayısı
$Re$	Reynolds sayısı
$T$	Sıcaklık, $^\circ C$
$t$	Zaman, s
$U_l$	Toplam ısı kayıp katsayısı, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
$V$	Hız, m/s
$w$	Toplaç genişliği, m
$x$	Cam örtüler arası mesafe, m

#### Yunan harfleri:

$\alpha$	Yutma katsayısı
$\tau$	Geçirgenlik katsayısı
$\sigma$	Stefan-Boltzman sabiti, W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup>
$\varepsilon$	Yayma katsayısı
$\beta$	Isıl genişleme katsayısı
$\rho$	Yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>

#### Alt indisler:

$a$	Hava
$a_i$	Toplaç girişi

## GİRİŞ

Fosil yakıtların neden olduğu sorunların daha iyi anlaşılması ile birlikte son yıllarda yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelik ilgi daha da artmıştır. Bu yenilenebilir enerji kaynaklarından güneş enerjisinin farklı kullanımları üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Mevcut çalışmalar içerisinde yoğunluğu güneş enerjisinin ısı kullanımını oluşturmaktadır. Güneş enerjisinin ısı sistemlerde kullanımı için gerekli olan toplaçlar temelde sıvılı (genellikle sulu) ve hava akışkanlı olmak üzere ikiye ayrılır. Isıl verimlerinin yüksek olması ve kullanım gereksinimlerinden ötürü sulu tip toplaçlar daha çok kullanılır. Bununla beraber ortam ısıtması, kurutma gibi işlemler için hava akışkanlı güneş toplaçlarına gereksinim duyulmaktadır. Uygulamada kullanılan hava akışkanlı toplaçların ısı verimlerinin düşük olması nedeni ile bu toplaçların verimlerini artırmaya yönelik çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalar arasında öne çıkanlar ise, toplaç yüzeyi üzerinde yapılan değişikliklerle ısı transfer katsayısını artırmaya, toplaç üzerinde ısı depolamaya ve ısı transfer yüzeyini artırmaya yönelik çalışmalardır. Isı transfer yüzeyini artırmak için sıklıkla başvurulan yöntemlerden biri, iki veya daha fazla geçişli sistemlerin kullanımınıdır. Bu sistemlerde hava, ilk hava kanalından geçirilerek ön ısıtması yapılır. Ardından ön ısıtması yapılan havanın, diğer hava kanallarından geçirilerek daha yüksek sıcaklıklara çıkması sağlanır. İşletme koşullarındaki zorluk, maliyet ve boyutsal kısıtlar gibi nedenlerden dolayı genellikle ısı transfer yüzeyini artırmak için çift geçişli hava akışkanlı toplaçlara yönelinmiştir.

Chamoli vd. (Chamoli vd, 2012) sundukları incelemede çift geçişli güneş enerjili hava akışkanlı toplaçları ele almışlardır. Yazarlar çift geçişli hava akışkanlı toplaçlar üzerine yapılan teorik ve deneysel çalışmaları derlemişler ve ısı verimi artırmaya yönelik güncel stratejileri rapor etmişlerdir. Yapılan çalışmalar, yutucu plaka üzerinde kanatçık kullanmak, yutucu plaka üzerinde türbülans yaratacak şekilde konumlandırılmış engeller kullanmak, hava kanalına gözenekli dolgu malzemesi yerleştirmek, geri beslemeli sistem kullanmak ve çok geçişli sistemler kullanmak şeklinde özetlenebilir.

$a1$	Birinci geçiş
$a1_e$	Birinci geçiş çıkışı
$a2$	İkinci geçiş
$a2_e$	Toplaç çıkışı
$b$	Taban plakası
$d$	Dış ortam
$g1$	Birinci cam örtü
$g2$	İkinci cam örtü
$gök$	Gökyüzü
$p$	Yutucu plaka

Tchinda (Tchinda, 2009) farklı araştırmacıların güneş enerjili hava akışkanlı toplaçları üzerine yaptıkları teorik çalışmaları derlemiş ve kullanılan matematiksel modelleri tanıtmıştır. Matematiksel modellerin önemli bir kısmında sistemin sürekli bir boyutlu çözümü ele alınır. Bununla beraber çok az sayıda çalışmada zamana bağlı çözüm yapılmıştır.

El-Sebaai vd. (El-Sebaai vd, 2007) yaptıkları çalışmada dolgu yataklı çift geçişli hava akışkanlı toplacın deneysel ve teorik incelemesini yapmışlardır. Hava debisi, dolgu yatak kütlesi ve gözenekliliğin hava sıcaklığı ve termohidrolik verim üzerine etkileri incelenmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda dolgu malzemesi olarak çakıl kullanıldığı durumda 0.05 kg/s kütleli debili bir akış için en iyi sonuç elde edilmiştir. Sistemin yıllık ortalama çıkış sıcaklığı ve termohidrolik verimi dolgu yatak kullanılması durumunda sırasıyla % 16.5 ve % 28.5 oranında artmıştır.

Ramadan vd. (Ramadan vd, 2007) yaptıkları çalışmada dolgu yataklı çift geçişli hava akışkanlı toplacın deneysel ve teorik incelemesini yapmışlardır. Kalker ve çakıl gibi gözenekliliği farklı iki doğal malzeme kullanarak yaptıkları çalışmada, kütlesi yüksek fakat gözenekliliği düşük malzemelerin daha iyi sonuç verdiklerini gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte hava debisinin 0.05 kg/s den daha fazla olduğu durumda termohidrolik verimin artmadığı, aksine basınç düşümünün arttığı rapor edilmiştir.

El-Sebaai vd. (El-Sebaai vd, 2011) yaptıkları çalışmada çift geçişli hava akışkanlı toplaçlarda düzlemsel ve V-oluklu yutucu yüzeylerin toplaç ısı ve termohidrolik verimi üzerine olan etkilerini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. V-oluklu yüzeyde, düzlemsel yüzeye göre termohidrolik verimin % 11-14 arasında daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar, matematiksel modelin güvenilirliğini test etmek üzere bu çalışma (El-Sebaai vd, 2011) ile karşılaştırılmıştır.

Yamalı ve Solmuş yapmış oldukları teorik (Yamalı ve Solmuş, 2007) ve deneysel (Yamalı ve Solmuş, 2008) çalışmalarda çift geçişli hava akışkanlı toplaç kullanan nemlendiricili-nemalicili damıtma sisteminin performansını incelemişlerdir. Hegazy (Hegazy, 2010) yapmış olduğu çalışmada hava akışkanlı toplaçlar için

optimum kanal derinlik/uzunluk oranını  $D/L = 2.5 \times 10^{-3}$  olarak tayin etmiştir. Bu oran arttıkça, hava debisinin artması ile toplaç veriminin düştüğünü rapor etmiştir.

Satcunanathan ve Deonarine (Satcunanathan ve Deonarine, 1973) tek geçişli ve çift geçişli hava akışkanlı toplaçları deneysel olarak incelemişlerdir. Çift geçişli toplaç için, 1.5 ve 3 inc değerinde iki farklı kanal derinliğini incelemişlerdir. Kanal derinliğinin 3 inc olması halinde toplaçın ısı veriminin düştüğünü saptamışlardır. Njomo ve Dagueuet (Njomo ve Dagueuet, 2006) teorik olarak inceledikleri dört farklı tek geçişli hava akışkanlı toplaç için hassaslık analizi yapmışlardır. 3 ile 30 cm arasında farklı kanal derinlikleri için elde ettikleri sonuçlara göre, kanal derinliğinin azalması ile ısı verim artmıştır.

Karim ve Hawlader (Karim ve Hawlader, 2004) tek geçişli ve çift geçişli olmak üzere, düzlemsel, V-kanallı ve kanatçıklı hava akışkanlı toplaçları deneysel olarak incelemişlerdir. V-kanallı toplaçın diğerlerinden, kanatçıklı toplaçında düzlemsel toplaçdan daha yüksek ısı verime sahip olduğunu gözlemlemişlerdir. Akpınar ve Koçyiğit (Akpınar ve Koçyiğit, 2010) hava akışkanlı toplaçlar üzerine yaptıkları enerji ve ekserji analizinde, yutucu plaka üzerine yerleştirdikleri farklı engellerin toplaç verimine etkisini incelemişlerdir. Yutucu plaka üzerine yerleştirilen üçgen, yaprak ve dikdörtgen şekilli engellere sahip toplaçın, düzlemsel yüzeyli toplaça göre ısı veriminin daha yüksek olduğu saptanmıştır. Engeller arasında yaprak şekilli engele sahip toplaçın ısı veriminin ise diğerlerinden daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Toplaç tasarımı yaparken dikkat edilmesi gereken en önemli husus, toplaçın kullanım amacına göre tasarım ve işletme parametrelerinin belirlenmesidir. Toplaç ısıtma amacıyla kullanılacaksa gerekli konfor şartları açısından çıkış sıcaklığı sabit kalacak şekilde hava debisinin ayarlanması gerekir. Toplaç eğer zirai ürünlerin kurutmasında kullanılacaksa çıkış havası sıcaklığının ürünleri yakmayacak seviyede olması gereklidir. Dolayısıyla toplaçın kullanım amacı toplaçın tasarım ve işletme parametrelerini doğrudan etkilemektedir.

Bu çalışmada Antalya ili iklim şartları altında çalışan, çift geçişli hava akışkanlı toplaçın bir günlük çalışma periyodu boyunca giriş-çıkış hava sıcaklık farkları ve verimleri hesaplanmıştır. Literatürdeki çalışmalardan (El-Sebaai vd, 2011; Yamalı ve Solmuş, 2007; Bulut ve Büyükalaca, 2008; Duffie ve Beckman, 2006; Tiwari, 2002; Kılıç ve Öztürk, 1983) faydalanılarak geliştirilen matematiksel model yardımıyla toplaç çıkış sıcaklığı ve toplaç veriminin gün içerisindeki değişimi araştırılmış ve benzer diğer çalışmalardan (El-Sebaai vd, 2011; Satcunanathan ve Deonarine, 1973; Njomo ve Dagueuet, 2006; Karim ve Hawlader, 2004; Akpınar ve Koçyiğit, 2010) faydalanılarak sonuçlar yorumlanmıştır.

Literatürdeki teorik çalışmaların çoğunda, hava akışkanlı toplaçların sabit çalışma koşulları altında, zamandan bağımsız çözümleri araştırılmıştır. Dolayısıyla bu çalışmada kullandığımız zamana bağlı çözümün, toplaçın gün içerisindeki performansını ve güneş ışınımının hızla değiştiği saatlerde toplaçın değişen güneş ışınımı değerlerine verdiği tepkiyi incelemek bakımından faydalı olacağı düşünülmektedir.

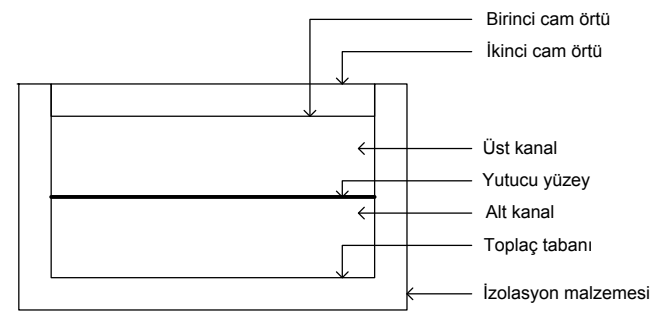
## GÜNEŞ ENERJİLİ TOPLAÇIN TANIMI VE MATEMATİKSEL MODELİ

### Sistem Tanımı

Teorik analizi yapılan çift geçişli hava akışkanlı toplaçın şematik gösterimi Şekil 1 ile verilmiştir. Hava akışkanlı toplaçlarda, toplaçın üst kısmından oluşan ısı kayıpları önemli miktarlara ulaşabilmektedir. Bu kayıpları azaltmak üzere, son zamanlarda çift camlı örtü kullanan toplaçlara literatürde sıklıkla rastlanmaktadır (Chamoli vd, 2012; Tchinda, 2009). Yapılan çalışmada da taşınım ile olan ısı kayıplarını azaltmak amacıyla toplaçın üst kanalının çift camlı örtü ile kapatılmış olduğu kabul edilmektedir. Çift cam arasındaki hava katmanı ilave yalıtım sağlayarak toplaç verimini arttırmaktadır. Şekil 1 ile şematik gösterimi verilen toplaça ait tasarım değerleri Tablo 1’de verildiği gibidir. Çift geçişli hava akışkanlı toplaça hava, üst kanaldan girmekte ve burada bir miktar ön ısıtmaya tabi tutulduktan sonra alt kanala geçerek burada daha yüksek sıcaklıklara ısıtılmaktadır.

### Matematiksel Model

Sistemin teorik analizi; toplaç için, enerji korunumu esasına göre türetilen denklemlerden oluşturulan matematiksel modelin sayısal çözümü şeklinde olmaktadır. Bu matematiksel model belirlenen iklim verileri üzerinden farklı tasarım ve işletme parametreleri için çözümlenerek toplaçın verimi ve havanın gün içerisindeki çıkış sıcaklığı hesaplanmıştır.



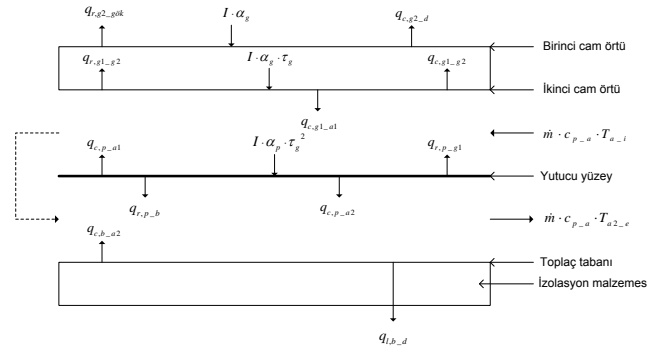
Şekil 1. Çift geçişli hava akışkanlı toplaçın şematik gösterimi

**Tablo 1.** Çift geçişli toplaç için seçilen tasarım kriterleri

Toplaç genişliği	$W = 1$ m
Toplaç uzunluğu	$L = 1$ m
Toplaç kanal yüksekliği	$D = 0.01 \sim 0.07$ m
Cam örtüler arası uzaklık	$x = 0.025$ m
Cam örtü kalınlığı	$Th_g = 0.003$ m
Toplaç taban kalınlığı	$Th_b = 0.002$ m
Yutucu plaka kalınlığı	$Th_p = 0.001$ m
Toplaç eğim açısı	$B = 30^\circ$

Toplacın enerji dengesi Şekil 2 ile gösterildiği gibi yazılmıştır. Toplacın matematiksel modelini oluşturmak ve hesaplamaları kolaylaştırmak için yapılan kabuller aşağıda verildiği gibidir:

- Sistemde hava kaçağı nedeniyle oluşan kütle kaybı yoktur. Toplaca giren ve çıkan havanın kütledebisi birbirine eşittir.
- Toplacdaki hava sıcaklığı akış boyunca doğrusal olarak değişir. Bu sayede toplaç içerisinde akan havanın ortalama sıcaklığı, kanala giren ve kanaldan çıkan havanın sıcaklığının ortalaması alınarak hesaplanır.
- Toplacda laminer ( $Re < 2300$ ) ya da türbülanslı ( $Re > 2300$ ) akış tam olarak gelişmiştir.
- Güneş ışınımı, bağıl nem ve dış ortam sıcaklığı belirlenen saat diliminde sabit kabul edilmiştir. Hesaplamalarda rüzgar hızı sıfır kabul edilmiştir.

**Şekil 2.** Çift geçişli hava akışkanlı toplacın kesit görünüşü ve enerji dengesi.

Yapılan kabuller literatürdeki benzer çalışmalarda sıklıkla başvurulan kabullerdir. Bu kabuller neticesinde, sistemin fiziksel özelliklerinden çok fazla uzaklaşmadan toplacı modellemek mümkün hale gelmektedir.

Toplaç yutucu yüzeyi tarafından absorbe edilen faydalı enerji, Eş. (1) ile verilmiştir (Duffie ve Beckman, 2006).

$$I = I_b \cdot R_b \cdot (\tau\alpha)_b + I_d \cdot (\tau\alpha)_d \cdot \left( \frac{1 + \cos B}{2} \right) \quad (1)$$

$$+ \rho_g \cdot (I_b + I_d) \cdot (\tau\alpha)_g \cdot \left( \frac{1 - \cos B}{2} \right)$$

Güneş enerjili toplacın her bir elemanı için sırasıyla enerji dengesi şu şekilde yazılır (Yamalı ve Solmuş, 2007):

- İkinci cam örtü

$$m_g \cdot c_{p-g} \cdot \frac{dT_{g2}}{dt} = I \cdot \alpha_g \cdot A_c + q_{r,g1-g2} \quad (2)$$

$$- q_{c,g1-d} - q_{r,g1-gök} + q_{c,g1-g2}$$

- Birinci cam örtü

$$m_g \cdot c_{p-g} \cdot \frac{dT_{g1}}{dt} = I \cdot \alpha_g \cdot \tau_g \cdot A_c - q_{r,g1-g2} \quad (3)$$

$$- q_{c,g1-a1} + q_{r,p-g1} - q_{c,g1-g2}$$

- Birinci hava kanalı

$$\rho_a \cdot A_c \cdot D \cdot c_{p-a} \cdot \frac{dT_{a1}}{dt} = q_{c,p-a1} + q_{c,g1-a1} \quad (4)$$

$$- \dot{m} \cdot c_{p-a} \cdot (T_{a1-e} - T_{a-i})$$

- Yutucu yüzey

$$m_p \cdot c_{p-p} \cdot \frac{dT_p}{dt} = I \cdot \alpha_p \cdot \tau_g^2 \cdot A_c - q_{c,p-a2} \quad (5)$$

$$- q_{c,p-a1} - q_{r,p-g1} - q_{r,p-b}$$

- İkinci hava kanalı

$$\rho_a \cdot A_c \cdot D \cdot c_{p-a} \cdot \frac{dT_{a2}}{dt} = q_{c,p-a2} + q_{c,b-a2} \quad (6)$$

$$- \dot{m} \cdot c_{p-a} \cdot (T_{a2-e} - T_{a1-e})$$

- Toplaç tabanı

$$m_b \cdot c_{p-b} \cdot \frac{dT_b}{dt} = q_{r,p-b} - q_{c,b-a2} - q_{r,b-d} \quad (7)$$

Toplacın anlık ısı verimi, yutucu plaka üzerine gelen güneş ışınımını faydalı enerjiye çevirme oranıdır:

$$\eta_T = \frac{Q_u}{I \cdot A_c} = \frac{\dot{m} \cdot c_{p-a} \cdot (T_{a2-e} - T_d)}{I \cdot A_c} \quad (8)$$

Gerekli olan fan gücünün faydalı enerjiden çıkarılması ile toplacın termohidrolik verimi bulunur.

$$\eta_{TH} = \frac{Q_u - P_{fan}}{I \cdot A_c} = \frac{\dot{m} \cdot c_{p-a} \cdot (T_{a2-e} - T_d) - P_{fan}}{I \cdot A_c} \quad (9)$$

Toplacın belirli bir zaman dilimi içerisindeki ortalama ısı ve termohidrolik verimi ise sırasıyla:

$$\eta_{T-ort} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} Q_u}{A_c \cdot \int_{t_1}^{t_2} I} \quad (10)$$

$$\eta_{TH\_ort} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} (Q_u - P_{fan})}{A_c \cdot \int_{t_1}^{t_2} I} \quad (11)$$

eşitlikleri ile belirlenir.

### Isı Transferi Eşitlikleri ve Basınç Kayıpları

İkinci cam örtü üzerinden rüzgar nedeniyle oluşan ısı kaybı,

$$q_{c,g2\_d} = A_c \cdot h_{c,g2\_d} \cdot (T_{g2} - T_{a\_i}) \quad (12)$$

ve ısı transfer katsayısı (Duffie ve Beckman, 2006).

$$h_{c,g2\_d} = 2.8 + 3 \cdot V_r \quad (13)$$

şeklindedir. Buradaki  $V_r$  ifadesi rüzgar hızını göstermektedir.

Birinci cam örtü ile ikinci cam örtü arasında ışıma ile gerçekleşen ısı transferi,

$$q_{r,g1\_g2} = A_c \cdot h_{r,g1\_g2} \cdot (T_{g1} - T_{g2}) \quad (14)$$

ve ısı transfer katsayısı,

$$h_{r,g1\_g2} = \frac{\sigma \cdot (T_{g1}^2 + T_{g2}^2) \cdot (T_{g1} + T_{g2})}{\left( \frac{1}{\varepsilon_{g1}} + \frac{1}{\varepsilon_{g2}} - 1 \right)} \quad (15)$$

eşitliği ile hesaplanır. İkinci cam örtü üzerinden dış ortama ışıma ile olan ısı kaybı gökyüzü sıcaklığı  $T_{gök} = T_d - 6$  (Yamalı ve Solmuş, 2007) olmak üzere,

$$q_{r,g2\_gök} = A_c \cdot h_{r,g2\_gök} \cdot (T_{g2} - T_{gök}) \quad (16)$$

ısı transfer katsayısı,

$$h_{r,g2\_gök} = \varepsilon_{g2} \cdot \sigma \cdot (T_{g2}^2 + T_{gök}^2) \cdot (T_{g2} + T_{gök}) \quad (17)$$

şeklinde ifade edilir. Birinci cam örtü ile ikinci cam örtü arasında taşınım ile gerçekleşen ısı transferi,

$$q_{c,g1\_g2} = A_c \cdot h_{c,g1\_g2} \cdot (T_{g1} - T_{g2}) \quad (18)$$

ve ısı transfer katsayısı,

$$h_{c,g1\_g2} = Nu_{g1\_g2} \cdot \frac{k_a}{x} \quad (19)$$

şeklinde yazılır. Eş.(19) da yer alan Nusselt sayısı (Duffie ve Beckman, 2006),

$$Nu_{g1\_g2} = 1 + 1.44 \cdot \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos B} \right]^+ \cdot \left[ 1 - \frac{(\sin 1.8 \cdot B)^{1.6} \cdot 1708}{Ra \cdot \cos B} \right] + \left[ \left( \frac{Ra \cdot \cos B}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (20)$$

ve Eş. (20) de yer alan Rayleigh sayısı (Duffie ve Beckman, 2006),

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{g1} - T_{g2}) \cdot x^3}{\alpha \cdot \nu} \quad (21)$$

şeklinde hesaplanır. Nemli havanın ısı özellikleri (Tiwari, 2002),

$$k_a = 0.0244 + 0.6773 \cdot 10^{-4} \cdot T \quad (22)$$

$$\alpha = 7.7255 \cdot 10^{-10} \cdot T^{1.83} \quad (23)$$

$$\nu = 0.1284 \cdot 10^{-4} + 0.00105 \cdot 10^{-4} \cdot T \quad (24)$$

ve nemli havanın yoğunluğu,

$$\rho = \frac{(1 + W) \cdot M_{amw} \cdot P}{R \cdot (1 + 1.6078 \cdot W) \cdot (273.15 + T)} \quad (25)$$

mutlak nem  $W$  (kg<sub>su</sub>/kg<sub>hava</sub>), evrensel gaz sabiti  $R$  (=8.314 J/mol.K), atmosferik basınç  $P$  (=101.325 kPa) ve havanın molar ağırlığı  $M_{amw}$  (=28.9 kg/kmol) ile hesaplanır.

Birinci cam örtü ile birinci hava kanalı arasında taşınım ile olan ısı transferi

$$q_{c,g1\_a1} = A_c \cdot h_{c,g1\_a1} \cdot (T_{g1} - T_{a1}) \quad (26)$$

ısı transfer katsayısı,

$$h_{c,g1\_a1} = Nu_{g1\_a1} \cdot \frac{k_a}{D_h} \quad (27)$$

ile ifade edilir. Laminer ve türbülanslı akış için Nusselt sayıları sırasıyla,

$$Nu_{g1\_a1} = 4.9 + \frac{0.606 \cdot (\text{Re}_{a1} \cdot \text{Pr} \cdot D_h / L)^{1.2}}{1 + 0.0909 \cdot (\text{Re}_{a1} \cdot \text{Pr} \cdot D_h / L)^{0.7} \cdot \text{Pr}^{0.17}} \quad (28)$$

$$Nu_{g1\_a1} = \frac{(f_{a1} / 8) \cdot (\text{Re}_{a1} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12.7 \cdot (f_{a1} / 8)^{0.5} \cdot (\text{Pr}^{0.67} - 1)} \quad (29)$$

Reynolds sayısı,

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D_h}{\nu} \quad (30)$$

ve sürtünme katsayısı sırasıyla laminer ve türbülanslı akışta,

$$f = 16 / \text{Re} \quad (31)$$

$$f = (0.79 \cdot \ln \text{Re} - 1.64)^{-2} \quad (32)$$

olarak alınır.

Yutucu yüzey ile cam örtü arasındaki ışıınım ile gerçekleşen ısı transferi,

$$q_{r,p-g1} = A_c \cdot h_{r,p-g1} \cdot (T_p - T_{g1}) \quad (33)$$

ısı transfer katsayısı,

$$h_{r,p-g1} = \frac{\sigma \cdot (T_{g1}^2 + T_p^2) \cdot (T_{g1} + T_p)}{\left( \frac{1}{\varepsilon_{g1}} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1 \right)} \quad (34)$$

şeklinde hesaplanır. Yutucu yüzey ile cam örtü arasındaki taşınım ile gerçekleşen ısı transferi,

$$q_{c,p-a1} = A_c \cdot h_{c,p-a1} \cdot (T_p - T_{a1}) \quad (35)$$

ve ısı transfer katsayısı,

$$h_{c,p-a1} = h_{c,g1-a1} \quad (36)$$

şeklinde. Yutucu yüzey ile ikinci hava kanalı arasında taşınım ile olan ısı transferi,

$$q_{c,p-a2} = A_c \cdot h_{c,p-a2} \cdot (T_p - T_{a2}) \quad (37)$$

ve ısı transfer katsayısı,

$$h_{c,p-a2} = h_{c,b-a2} \quad (38)$$

şeklinde. Yutucu yüzey ile toplaç tabanı arasında ışıınım ile olan ısı transferi,

$$q_{r,p-b} = A_c \cdot h_{r,p-b} \cdot (T_p - T_b) \quad (39)$$

ve ısı transfer katsayısı,

$$h_{r,p-b} = \frac{\sigma \cdot (T_p^2 + T_b^2) \cdot (T_p + T_b)}{\left( \frac{1}{\varepsilon_b} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1 \right)} \quad (40)$$

ile hesaplanır. Yutucu yüzey ile toplaç tabanı arasında taşınım ile olan ısı transferi

$$q_{c,b-a2} = A_c \cdot h_{c,b-a2} \cdot (T_b - T_{a2}) \quad (41)$$

ısı transfer katsayısı Eş. (28, 29) ile açıklandığı üzere Nusselt sayısı hesaplanmak suretiyle bulunur.

Toplaç tabanından dış ortama gerçekleşen ısı kaybı

$$q_{l,b-d} = A_c \cdot U_l \cdot (T_b - T_d) \quad (42)$$

ve ısı kayıp katsayısı,

$$U_l = 3 \left( W / m^2 \cdot C \right) \text{ olarak alınmaktadır.}$$

Toplaç içerisinde akan havanın neden olduğu basınç kayıplarını yenmek için gerekli olan fan gücü, (El-Sebaai vd, 2011);

$$P_{fan} = P_f / (\eta_{fan} \cdot \eta_{motor}) \quad (43)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada fana ait olan verim değerleri sırasıyla  $\eta_{fan} = 0.7$  ve  $\eta_{motor} = 0.9$  olarak seçilmiştir.

Basınç kayıplarını yenmek için gerekli olan güç ise;

$$P_f = \dot{m} \cdot \Delta P / \rho_a \quad (44)$$

olarak hesaplanır.

Sistemde meydana gelen basınç kayıpları kanallar içerisinde akış sırasında oluşan kayıplar, giriş ve çıkışta kesit değişimleri nedeniyle oluşan kayıplar ve birinci kanaldan ikinci kanala geçiş sırasında bulunan dirsekte meydana gelen kayıpların toplamıdır:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_g + \Delta P_\zeta + \Delta P_d \quad (45)$$

Birinci ve ikinci geçişlerde oluşan kayıplar sırasıyla;

$$\Delta P_1 = 2 \cdot \rho_{a1} \cdot V_1^2 \cdot f_1 \cdot L / D_h \quad (46)$$

$$\Delta P_2 = 2 \cdot \rho_{a2} \cdot V_2^2 \cdot f_2 \cdot L / D_h \quad (47)$$

Girişteki, çıkıştaki ve dirsekteki basınç kaybı;

$$\Delta P_g = K \cdot \rho_d \cdot V_1^2 / 2 \quad (48)$$

$$\Delta P_\zeta = K \cdot \rho_{a2-e} \cdot V_{a2-e}^2 / 2 \quad (49)$$

$$\Delta P_d = K \cdot \rho_{a1-e} \cdot V_{a1-e}^2 / 2 \quad (50)$$

olarak hesaplanır. Buradaki  $K$  katsayısı giriş ve çıkış için 0.5, dirsek için ise 1.8 alınmıştır (El-Sebaai vd, 2011).

## Çözüm Yöntemi

Yukarıda açıklanan matematiksel modele uygun olarak simülasyon programı geliştirilmiştir. Bu simülasyon programı kullanılarak, işletme (hava debisi) ve tasarım (kanal derinliği) parametrelerinin toplaç bileşenlerinin sıcaklıklarına ve çıkış havasının sıcaklığına etkisi incelenmiştir. Simülasyon programının akış şeması ekte gösterilmiştir.

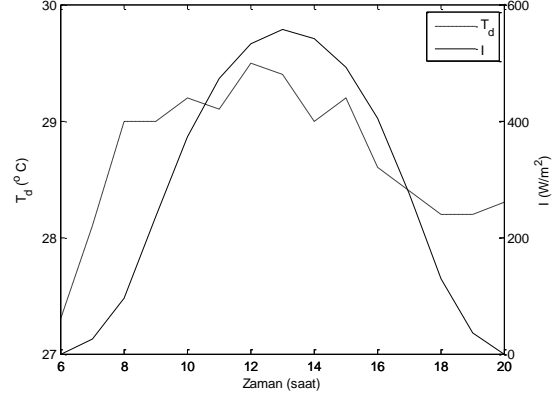
Hesaplamalar Antalya iline ait meteorolojik veriler üzerinden yapılmıştır. Meteoroloji Genel Müdürlüğü veritabanından alınan 15.08.2011 tarihine ait, sıcaklık ve nem değerleri kullanılmıştır. Aynı veri tabanından alınan, yatay düzleme düşen toplam güneş ışıınımı değerlerinin eksik olması nedeniyle literatürde (Bulut ve Büyükalaca,

2007; Duffie ve Beckman, 2006, Kılıç ve Öztürk, 1983) bulunan yöntemlerle yatay düzleme ve eğik düzleme düşen toplam güneş ışınımı değerleri aynı gün için hesaplanmıştır.

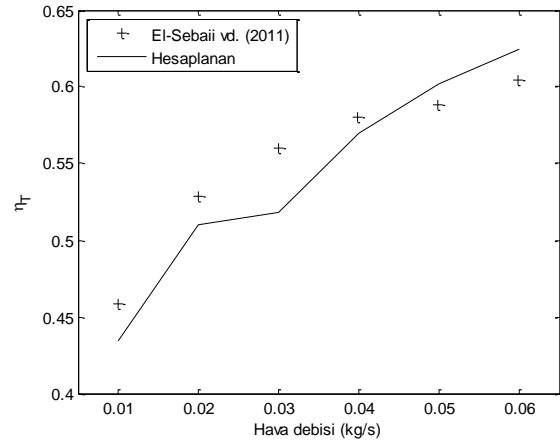
Matematiksel modelde yer alan zamana bağlı diferansiyel denklemler dördüncü dereceden Runge-Kutta metodu kullanılarak integre edilmiştir. Zaman adımı için yapılan testler neticesinde 0.1 saniyelik zaman arttırmalarının sistemi çözmek için uygun olduğuna karar verilmiştir. Başlangıç koşulu olarak  $T_{g2}$ ,  $T_{g1}$ ,  $T_{a1}$  ve  $T_{a2}$  değerleri ortam sıcaklığına eşit alınmıştır. Güneşin ilk ışınlarının düşmesi ile birlikte yutucu yüzeyin sıcaklığının hızla artacağı ve yutucu yüzeyden yayılan ışıma ile güneş toplacı tabanının da ısınacağı düşünülerek  $T_p$ ,  $T_b$  değerleri ortam sıcaklığından 10 ve 5 °C yüksek alınmıştır.

### BULGULAR VE TARTIŞMA

Başlangıç koşulu olarak kabul edilen sıcaklık değerleri kullanılarak ısı transfer katsayıları hesaplanmış ve diferansiyel denklemler çözülerek yeni sıcaklık değerleri ve bu sıcaklık değerlerine ait yeni ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Her zaman adımı için sistemi oluşturan bileşenlerin enerji dengesi dikkate alınarak toplacıdan çıkan havanın sıcaklığı ile toplacın anlık ısı ve termohidrolik verimi hesaplanmıştır. Isıl ve termohidrolik verim değerlerinin saatlik ve günlük ortalama değerleri hesaplanarak literatürdeki diğer çalışmalarda elde edilen bulgularla karşılaştırılmıştır. Hava akışkanlı toplacı, referans alınan meteorolojik veriler göz önünde bulundurularak farklı işletme koşulları (hava debisi) ve farklı tasarım koşullarına (kanal yüksekliği) göre incelenmiştir. Hava debisi 0.01 ile 0.2 kg/s arasında, kanal yüksekliği ise 1 ile 7 cm arasında değiştirilerek simülasyonlar yapılmıştır. Şekil 3 ile referans alınan güne (15.08.2011) ait dış ortam sıcaklığı ile 30° eğik düzleme gelen toplam güneş ışınımı değerleri verilmiştir. Kullanılan malzeme, deney prosedürü, iklim koşulları, hesaplama yöntemi gibi etkenlerin farklı olmasından ötürü elde edilen sonuçlar literatürdeki başka çalışmalarla tam olarak karşılaştırılmamaktadır. Bununla beraber hesaplanan değerler, incelenen sisteme en çok benzeyen El-Sebaai vd. (El-Sebaai vd, 2011) ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların güvenilirliğini kontrol üzere hesaplanan ısı verim değerleri, Şekil 4 ile gösterildiği üzere, El-Sebaai vd. (El-Sebaai vd, 2011) tarafından belirtilen değerler ile uyum içerisindedir. Şekil 4’de  $\dot{m} = 0.02$  kg/s ile  $\dot{m} = 0.03$  kg/s değerleri arasında eğri üzerinde oluşan kesinti laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş nedeniyle oluşmaktadır. Laminer ve türbülanslı akışa ait ısı transferi eşitlikleri farklı olduğundan ısı verim eğrisi üzerinde bu noktada süreksizlikler gözlemlenmektedir. Bu husus teorik çalışmalarda sıklıkla karşılaşılan dezavantajların başında gelmektedir.



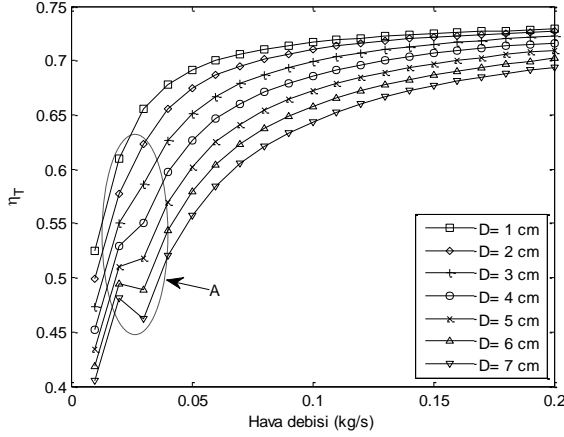
Şekil 3. Hesaplanan yapıldığı güne ait eğik düzlem ( $B = 30^\circ$ ) üzerine düşen toplam güneş ışınımının ve dış ortam sıcaklığının zamana göre değişimi.



Şekil 4. Hesaplanan ısı veriminin literatürdeki bir çalışma ile karşılaştırması (El-Sebaai vd, 2011).

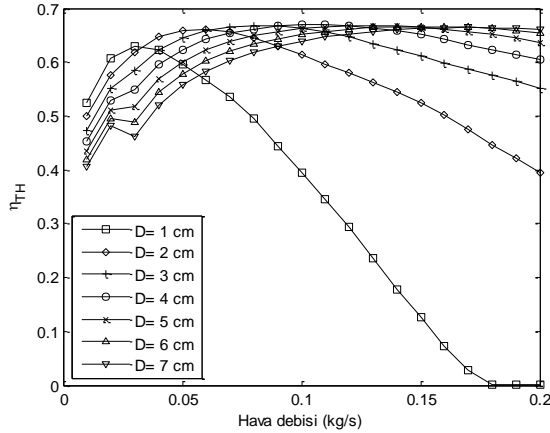
Şekil 5’de farklı kanal yükseklikleri ve hava debileri için günlük ortalama ısı verim değerleri verilmiştir. Bütün kanal yükseklikleri için hava debisinin artması ile beraber toplacın ısı verimi de artmıştır. Bununla beraber kanal yüksekliğinin artması ısı verimi olumsuz yönde etkilemiştir. Kanal yüksekliğinin 1 cm’den 7 cm’ye çıkarılması ile toplacın günlük ortalama ısı veriminin % 5 ile % 19 oranında azaldığı gözlemlenmiştir. Yüksek kanal derinlikleri için, laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş, ısı verim eğrileri üzerinde bulunan “A” bölgesindeki süreksizliklerden gözlemlenmektedir. Bununla beraber düşük kanal derinliklerinde akış tamamiyle türbülanslı gerçekleşmektedir. Satcunanathan ve Deonarine (Satcunanathan ve Deonarine, 1973) iki farklı kanal derinliğine sahip (1.5 ve 3 inc) çift geçişli toplacı ile yaptıkları deneylerde, küçük kanal derinliğine sahip toplacın ısı veriminin günün saatlerine bağlı olarak yaklaşık % 3~10 daha fazla olduğunu gözlemlenmiştir. Njomo ve Dagenet (Njomo ve Dagenet, 2006) inceledikleri dört farklı hava akışkanlı toplacıda kanal yüksekliğinin artması ile ısı veriminin düştüğünü tespit etmişlerdir. Bu durumun sebebi, sabit kütleli debide,

kanal derinliğinin azalması ile akışkan hızının artması ve dolayısıyla ısı transfer katsayısının artmasıdır. Bununla beraber hava debisinin  $\dot{m}=0.06$  kg/s'den daha fazla arttırmak ısı veriminde önemli bir artış sağlamamaktadır. Karim ve Hawlader (Karim ve Hawlader, 2004) yapmış oldukları çalışmada çift geçişli toplaç için ısı veriminin, hava debisinin 0.056 kg/s değerinden sonra çok fazla artmadığını göstermişlerdir.



**Şekil 5.** Farklı kanal yükseklikleri ve hava debileri için günlük ortalama ısı verim.

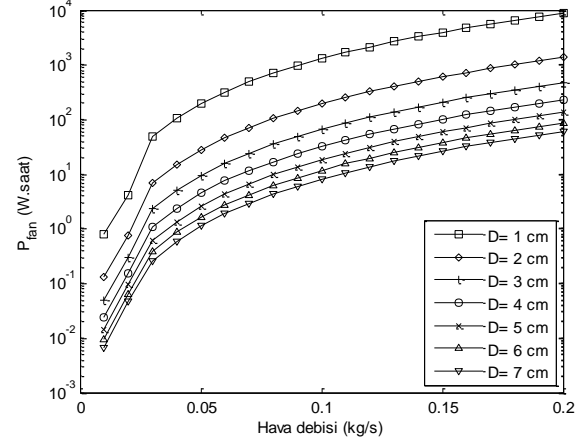
Isıl verim her ne kadar kanal derinliği azaldıkça ve hava debisi arttıkça artsa da bu iki parametre, toplaçta basınç kayıplarını arttırarak termohidrolik verimi düşürmektedir. Şekil 6 ile görüldüğü üzere termohidrolik verim hava debisinin artması ile beraber önce artmakta belli bir noktada maksimum değerine ulaşmakta fakat sonra azalmaktadır. Bunun nedeni termohidrolik verimin ısı verim ve fan gücünün bir fonksiyonu olmasıdır.



**Şekil 6.** Farklı kanal yükseklikleri ve hava debileri için günlük ortalama termohidrolik verim.

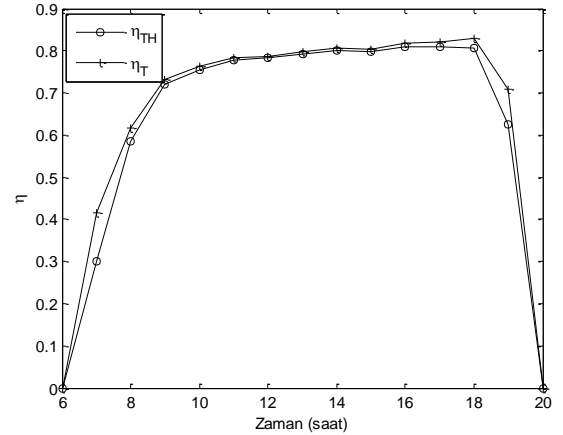
Kanal derinliğinin azalması ise yine basınç kayıplarını arttırarak termohidrolik verimi düşürmektedir. Özellikle kanal derinliğinin çok küçük olduğu durumlarda hava debisinin çok fazla arttırılması neticesinde toplaçtan alınan enerji, basınç kayıplarını yenmek için harcanan

enerjiden daha az olmakta ve termohidrolik verim sıfır olmaktadır. Şekil 7 ile farklı kanal derinlikleri için harcanan enerji miktarları, hava debisinin fonksiyonu olarak gösterilmiştir. Kanal derinliğinin azalması ile harcanan enerji logaritmik olarak artmaktadır.



**Şekil 7.** Farklı kanal yükseklikleri ve hava debileri için gerekli olan günlük toplam enerji miktarı.

Toplacın kullanım yeri ve amacından bağımsız düşünüldüğünde, en uygun tasarım ve işletme şartı termohidrolik verimin maksimum olduğu koşuldur. Tablo 2'de farklı kanal derinliklerinde, günlük ortalama termohidrolik verimin maksimum olması halinde gerekecek hava debisi ve elde edilecek günlük ortalama ısı verim değerleri gösterilmiştir. Termohidrolik verim en yüksek değerine  $D=4$  cm için  $\dot{m}=0.11$  kg/s debi değerinde ulaşarak  $\eta_{TH}=0.6689$  olmaktadır. Bununla beraber  $D=1$  cm kanal derinliği haricindeki diğer derinliklerin termohidrolik verim değerleri birbirlerine çok yakındır. Şekil 8 ile  $D=4$  cm için  $\dot{m}=0.11$  kg/s debi değerine ait ısı ve termohidrolik verimin zamana değişimi verilmiştir. Toplaç tasarımı yapılırken dikkat



**Şekil 8.** Maksimum termohidrolik verimi sağlayan tasarım ( $D=4$  cm) ve işletme ( $\dot{m}=0.11$  kg/s) koşulu için ısı ve termohidrolik verimin zamana göre değişimi.



edilecek bir diğer önemli konuda toplacın çıkış sıcaklığıdır. Şekil 9 ile farklı kanal derinlikleri için termohidrolik verimin maksimum olduğu koşulda toplaç girişi ile çıkışı arasında elde edilen sıcaklık farklarının zamana göre değişimi gösterilmektedir.

Toplacın çıkış sıcaklığı, hava debisinin artması ile azalacağı için en fazla sıcaklık farkı hava debisinin en düşük olduğu kanal derinliğinde gerçekleşmektedir. Bu durum Şekil 10 ve Tablo 3 ile daha açık görülmektedir. Hava debisi  $\dot{m}=0.01$  kg/s seçildiği durumda kanal içerisinde akan havanın ve toplaç elemanlarının sıcaklıkları artmakta ve bu sıcaklık değerlerinin yüksek olması nedeniyle ısı kayıpları artarak ısı verim düşmektedir. Hava debisinin  $\dot{m}=0.1$  kg/s olduğu durumda ise toplaçta toplanan ısı hızla uzaklaştırılmakta ve bunun neticesinde kanal içerisindeki havanın sıcaklığı ve toplaç elemanlarının sıcaklıkları daha düşük olmaktadır. Bu sayede ısı kayıpları azalarak ısı verim artmaktadır. Tablo 3 ile, yutucu plaka sıcaklığının hava debisinin artması ile azaldığı bununla beraber ısı transfer katsayısının arttığı gözlemlenmektedir.

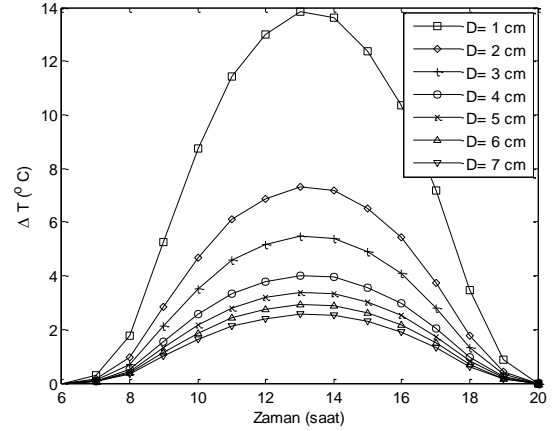
**Tablo 2.** Farklı kanal derinlikleri için maksimum termohidrolik verim ve maksimum termohidrolik verime karşılık gelen hava debisi, fan gücü ve ısı verim değerleri.

D (cm)	$\dot{m}$ (kg/s)	$P_{fan}$ (W.saat)	$\eta_T$	$\eta_{TH}$
1	0.03	48.04	0.6556	<b>0.6297</b>
2	0.06	46.02	0.6863	<b>0.6612</b>
3	0.08	35.03	0.6872	<b>0.6680</b>
4	0.11	41.42	0.6917	<b>0.6689</b>
5	0.13	38.47	0.6893	<b>0.6682</b>
6	0.15	37.42	0.6870	<b>0.6664</b>
7	0.17	37.34	0.6848	<b>0.6642</b>

**Tablo 3.**  $\dot{m}=0.01$  kg/s (laminer) ve  $\dot{m}=0.1$  kg/s (türbülanslı) akışa ait yutucu plaka sıcaklıkları ile taşınım ısı transfer katsayılarının gün içerisinde değişimi ( $D=4$  cm).

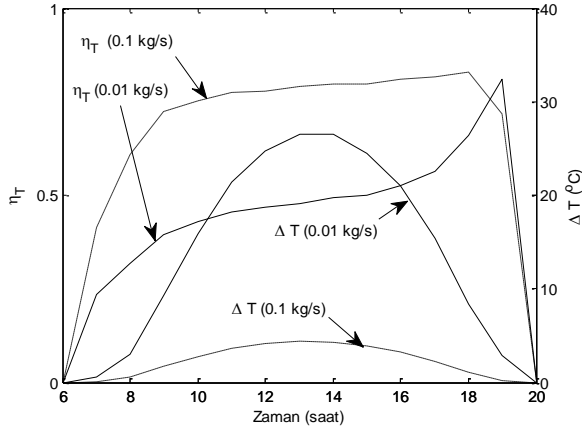
Zaman	$\dot{m}=0.01$ (kg/s)			$\dot{m}=0.1$ (kg/s)		
	$T_p$ (°C)	$h_{c,p-a1}$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$h_{c,p-a2}$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$T_p$ (°C)	$h_{c,p-a1}$ (W/m <sup>2</sup> °C)	$h_{c,p-a2}$ (W/m <sup>2</sup> °C)
7	29.6	2.7506	2.7519	28.7	11.4433	11.4433
8	35.4	2.7584	2.7649	31.6	11.4469	11.4468
9	47.0	2.7677	2.7879	35.9	11.4568	11.4565
10	59.7	2.7784	2.8139	40.3	11.4647	11.4645
11	68.2	2.7855	2.8335	43.4	11.4666	11.4664
12	74.0	2.7909	2.8468	45.6	11.4587	11.4587
13	76.8	2.7928	2.8530	46.3	11.4574	11.4574
14	76.1	2.7919	2.8519	45.6	11.4680	11.4678
15	72.8	2.7900	2.8454	44.3	11.4666	11.4664
16	66.1	2.7827	2.8299	41.1	11.4664	11.4660
17	55.8	2.7741	2.8081	37.0	11.4661	11.4656
18	43.0	2.7636	2.7819	32.3	11.4634	11.4631
19	33.2	2.7559	2.7620	29.3	11.4599	11.4598
20	28.4	2.7525	2.7526	28.2	11.4593	11.4594

Şekil 10 ile gözlemlenen bir diğer olgu da, düşük hava debisinin incelendiği durumda, günün ilk saatlerinde ısı verim değerleri gün ortalamasının altında çıkmasına rağmen gün batımına doğru ısı verim değerleri hızlı bir artış göstermektedir. Gün doğumunda güneş enerjisinin önemli bir bölümü toplaç elemanları tarafından soğutulur ve toplaç elemanlarının sıcaklıkları yükselir. Gün batımında ise tam tersi bir şekilde, toplaç elemanları üzerinde biriken ısı, havayı bir miktar daha ısıtmaya devam eder. Toplaç çıkış sıcaklığının sabah saatlerinde yavaş artması akşam saatlerinde de yavaş azalması neticesinde bu durum meydana gelir.



**Şekil 9.** Maksimum termohidrolik verim değerleri için sıcaklık farkının zamana göre değişimi.

Literatürdeki deneysel çalışmaların çoğunda deneylerin geç başlatılıp erken bitirilmesi ya da güneş ışınımı değerlerinin çok fazla değişmediği öğle saatlerinde yapılması nedeniyle bu durum gözlemlenemez. Literatürdeki teorik çalışmalarda ise zamandan bağımsız çözümün sıklıkla kullanılması nedeniyle bu durum sonuçlara yansımamaktadır. Bununla beraber Akpınar ve Koçyiğit'in (Akpınar ve Koçyiğit, 2010) yapmış oldukları çalışmada ısı veriminin gün batımına doğru arttığı gözlemlenmiştir. Yüksek hava debilerinde toplaçda soğurulan ısının uzaklaştırılması daha hızlı gerçekleştiği için toplaç güneş ışınımındaki değişimlere daha hızlı cevap vermektedir.



Şekil 10.  $\dot{m}=0.01$  kg/s (laminer) ve  $\dot{m}=0.1$  kg/s (türbülanslı) akışa ait toplaç giriş-çıkış sıcaklık farkı ile ısı veriminin gün içerisindeki değişimi ( $D=4$  cm).

## SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada çift camlı çift geçişli hava akışkanlı toplaca ait ısı ve termohidrolik verim değerleri incelenerek en uygun kanal derinliği ve hava debisi belirlenmeye çalışılmıştır. Varılan sonuçların toplaç tasarımında faydalı olacağı düşünülmektedir. Elde edilen sonuçlara göre, kanal derinliğinin azalması ile ısı veriminin arttığı fakat sistemdeki basınç kayıplarının da artması neticesinde termohidrolik verimin düştüğü gözlemlenmiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda termohidrolik verimin maksimum olduğu kanal derinliği  $D=4$  cm ve hava debisi  $\dot{m}=0.11$  kg/s olarak belirlenmiştir.

Bununla beraber yüksek hava debilerinde çıkış sıcaklığı da düşüktür. Güneş toplacı ısıtma amacıyla kullanılacaksa daha düşük hava debilerinde daha yüksek çıkış sıcaklıkları tercih edilebilir. Bu durumda Şekil 6 ile verilen termohidrolik verim değerleri gözetilerek uygun kanal yükseklikleri ve hava debisi değerleri belirlenebilir.

Hava debisinin  $\dot{m}=0.06$  kg/s değerinden daha fazla artırmanın ısı verimi çok fazla arttırmadığı

gözlemlenmiştir. Bu husus göz önünde bulundurularak tasarım süreçleri kolaylaştırılabilir.

Düşük hava debisi değerleri için, toplaç ısı veriminin gün doğumunda, güneş ışınımının hızla artmasına rağmen çok yavaş arttığı ve gün batımında güneş ışınımının hızla azalmasına rağmen bir miktar daha artmaya devam ettiği gözlemlenmektedir. Bunun sebebi toplaç elemanları sıcaklıkları değişiminin yavaş olmasıdır. Yüksek hava debisi değerlerinde ise toplacın güneş ışınımındaki değişimlere verdiği cevap daha hızlıdır.

Bu çalışmada yapılan hesaplamalar iki farklı parametre (kanal yüksekliği ve hava debisi) için yapılmıştır. Bununla beraber toplaç performansını etkileyen başka parametreler de bulunmaktadır. Bunların başlıcaları güneş ışınımı, rüzgar hızı, toplaç yüzey alanı, toplaç eğim açısı ve yutucu plaka özellikleridir. Çalışmanın bu parametreleri de kapsayacak şekilde genişletilmesi toplaç tasarımı açısından daha fazla bilgi sunacaktır. Bununla beraber tüm bu parametrelerin etkisini birden değerlendirmek için özel metodlar gerektiren optimizasyon çalışması gerekmektedir. Gelecekte çalışma bu yönde zenginleştirilebilir.

## KAYNAKLAR

- Akpınar E. K., Koçyiğit F., Energy and exergy analysis of a new flat-plate solar air heater having different obstacles on absorber plates, Applied Energy, 87, 3438-3450, (2010).
- Bulut H., Büyükalaca O., Simple model for the generation of daily global solar-radiation data in Turkey, Applied Energy, 84, 477-491, (2007).
- Chamoli S., Chauhan R., Thakur N.S., Saini J.S., A review of the performance of double pass solar air heater, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16, 481-492, (2012).
- Duffie J. A., Beckman W. A., Solar engineering of thermal process, Wiley, (2006).
- El-Sebaai A.A., Aboul-Enein S., Ramadan M.R.I., El-Bialy E., Year round performance of double pass solar air heater with packed bed, Energy Conversion and Management, 48, 990-1003, (2007).
- El-Sebaai A.A., Aboul-Enein S., Ramadan M.R.I., Shalaby S.M., Moharram B.M., Investigation of thermal performance of double-pass flat and v-corrugated plate solar air heaters, Energy, 36, 1076-1086, (2011).
- Hegazy A. A., Performance of flat-plate solar air heaters with optimum channel geometry for constant/variable

flow operation, Energy Conversion and Management, 44(4), 401-430, (2000).

Karim M. A., Hawlader M. N. A., Development of solar air collectors for drying applications, Energy Conversion and Management, 45, 329-344, (2004).

Kılıç A., Öztürk A., Güneş Enerjisi, Kipaş Dağıtımçılık, (1983).

Njomo D., Dagueuet M., Sensitivity analysis of thermal performances of flat plate solar air heaters, Heat Mass Transfer, 42, 1065-1081, (2006).

Ramadan M.R.I., El-Sebaai A.A., Aboul-Enein S., El-Bialy E., Thermal performance of a packed bed double-pass solar air heater, Energy, 32, 1524-1535, (2007).

Satcunanathan S., Deonarine S., A two-pass solar air heater, Solar Energy, 15, 41-49, (1973).

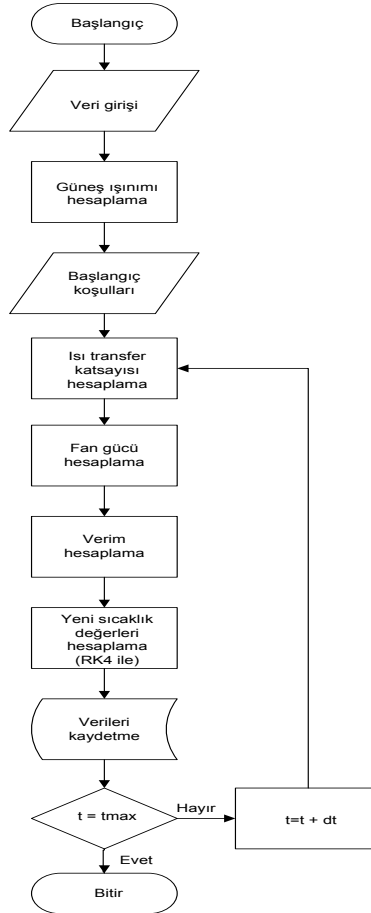
Tchinda R., A review of the mathematical models for predicting solar air heater systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13, 1734-1759, (2009).

Tiwari G. N., Solar Energy Fundamentals, Design, Modelling and Applications, Narosa Publishing House, (2002).

Yamalı C., Solmuş İ., Theoretical investigation of a humidification dehumidification desalination system configured by a double-pass flat plate solar air heater, Desalination, 205, 163-177, (2007).

Yamalı C., Solmuş İ., A solar desalination system using humidification dehumidification process: experimental study and comparison with the theoretical results, Desalination, 220, 538-551, (2008).

## EK



Şekil 11. Hazırlanan simülasyon programının akış seması.



**Cihan YILDIRIM** 1981 Ankara doğumludur. 2002 yılında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirdikten sonra aynı yıl Orta Doğu Teknik Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Bölümünde araştırma görevlisi olarak bütünlük doktora programına başlamıştır. 2011 yılında doktorasını tamamlamıştır. Halen Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji anabilim dalında Araştırma Görevlisi Doktor olarak çalışmaktadır. Başlıca çalışma alanları; Doğal konveksiyon, Güneş enerjisi ve uygulamaları, Tuzsuzlaştırma ve damıtma sistemleri, Adsorpsiyonlu soğutma ve Enerji çevrim sistemleridir.



**İsmail SOLMUŞ** 1980 Erzincan doğumludur. 2002 yılında Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden Lisans derecesi ile mezun olmuştur. 2006 yılında ODTÜ Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden Yüksek Lisans, 2011 yılında yine aynı Üniversiteden Doktora derecesi almıştır. 2010-2011 yılları arasında bir yıl süreyle İngiltere’de Bath Üniversitesinde Doktora tez konusu ile ilgili çalışmalarda bulunmuştur. 2012 yılı Aralık ayından beri Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalında Yrd.Doç.Dr. olarak görev yapmaktadır. Adsorpsiyonlu soğutma, güneş enerjisi destekli temiz su eldesi, mikro ısı boruları, gözenekli malzemede ısı ve kütle transferi konularında çalışmaktadır.