



BİR DÜZLEMSEL HAVALI GÜNEŞ KOLEKTÖRÜNÜN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ

Abdullah YILDIZ ve Ali GÜNGÖR

Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, 35100 Bornova, İzmir
abdullah.yildiz@ege.edu.tr, ali.gungor@ege.edu.tr

(Geliş Tarihi: 20. 01. 2007)

Özet: Hava akışkanlı güneş kolektörleri, tarım, tekstil ve deniz ürünlerinin kurutulmasında veya mahal ısıtma amaçlı kullanılmaktadır. Bu çalışmada, tek cam örtü ve yutucu levhaya sahip ve aralarında hava akış kanalının bulunduğu bir düzlemsel havali güneş kolektörünün ısı verimlik değeri için matematiksel model gösterilmiş ve hesaplanan teorik verim verileri için lineer ve ikinci derece ısı verimlilik denklem takımı önerilmiştir. Hava debisine ve değişik çalışma parametrelerine (ışınım şiddeti, kolektör giriş sıcaklığı, çevre sıcaklığı) bağlı olarak ısı verimlilik denklemleri türetilmiştir.

Anahtar kelimeler: Havali güneş kolektörü, Matematiksel modelleme, Enerji analizi.

MATHEMATICAL MODELING OF A FLAT-PLATE SOLAR AIR COLLECTOR

Abstract: Solar air collectors are used for drying of agricultural, textile and marine product, and in the space heating. In this study, a mathematical model for calculating the thermal efficiency of a flat plate solar collector having a single glass cover and an absorber plate in between which an air flow channel exists is presented and linear and quadratic sets of equations are proposed for its thermal efficiency. Thermal efficiency equations are derived with respect to flow rate and various operating parameters (insolations, inlet temperature, ambient temperature)

Keywords: Solar air collector, Mathematical modeling, Energy analysis.

SEMBOLLER

C_p	Havanın özgül ısısı (kJ/kgK)
g	Yerçekimi ivmesi (m/s ²)
h_b	Yutucu levha ile alt levha arasındaki iletim transfer katsayısı (W/m ² K)
$h_{c,ap-c}$	Yutucu levha ile cam örtü arasındaki taşınım transfer katsayısı (W/m ² K)
$h_{c,ap-f}$	Yutucu levha ile akışkan arasındaki taşınım transfer katsayısı (W/m ² K)
$h_{c,c-f}$	Cam örtü ile akışkan arasındaki taşınım transfer katsayısı (W/m ² K)
$h_{r,ap-c}$	Yutucu levha ile cam örtü arasındaki ışıma transfer katsayısı (W/m ² K)
$h_{r,c-s}$	Cam örtü ile gökyüzü arasındaki ışıma transfer katsayısı (W/m ² K)
h_w	Rüzgar taşınım katsayısı (W/m ² K)
H	Hava kanalı boşluğu (m)
I	Cam örtü birim alanı üzerine gelen ışıma şiddeti (W/m ²)
k	Akışkan ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_i	Yalıtım malzemesi ısı iletim katsayısı (W/mK)
L	Kolektör uzunluğu (m)
L_i	Yalıtım kalınlığı (m)
\dot{m}_f	Özgül akış debisi (kg/cm ²)
q_u	Kullanılabilir yararlı ısı (W/m ²)

Pr	Prandtl sayısı
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
S	Yutucu levhanın birim alanı tarafından absorbe edilen güneş ışıması (W/m ²)
T_{ap}	Yutucu levha sıcaklığı (K)
T_{bp}	Alt levha sıcaklığı (K)
T_c	Cam örtü sıcaklığı (K)
T_{fi}	Akışkan giriş sıcaklığı (K)
T_{fm}	Akışkan ortalama sıcaklığı (K)
T_{fo}	Akışkan çıkış sıcaklığı (K)
T_a	Çevre sıcaklığı (K)
T_s	Gökyüzü sıcaklığı (K)
V	Rüzgar hızı (m/s)
W	Kolektör genişliği (m)
α_{ap}	Yutucu levha ısı ışıma yutma katsayısı
α_c	Cam örtü ısı ışıma yutma katsayısı
β	Isıl genleşme katsayısı (1/K)
σ	Stefan-Boltzmann sabiti
ε_c	Cam örtü ısı ışıma yayma katsayısı
ε_{ap}	Yutucu levha ısı ışıma yayma katsayısı
θ	Kolektör eğim açısı (°)
τ_c	Cam örtü ısı ışıma geçirme katsayısı
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
μ	Dinamik viskozite (kg/ms)
η	Kolektör ısı verimi

GİRİŞ

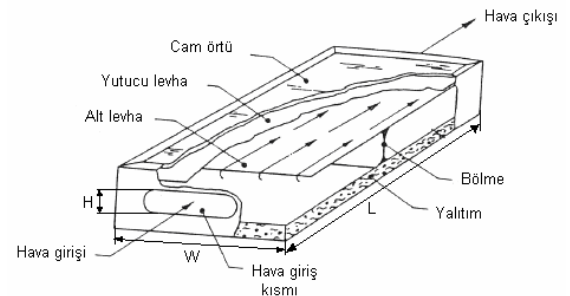
Enerji üretiminde kullanılan fosil kökenli yakıtların maliyetindeki ve talebindeki artışlar, aynı zamanda çevreye verdiği etkiler nedeniyle insanlar alternatif enerji kaynaklarına yönelmiştir. Temiz ve yenilenebilir enerji kaynağı olarak güneş enerjisi her zaman insanlığın dikkatini çekmesine rağmen, son zamanlarda var olan ilgi daha da artmıştır.

Hava akışkanlı güneş kolektörleri, tarım, tekstil ve deniz ürünlerinin kurutulmasında veya mahal ısıtma amaçlı kullanılmaktadır. Hava akışkanlı güneş kolektörleri literatürde güneş enerjili hava ısıtıcı olarak da tanımlanmaktadır. Hava akışkanlı güneş kolektörleri, sıvı akışkanlı güneş kolektörleri ile karşılaştırıldığında teknoloji ve uygulamaları yaygın şekilde geliştirilememiştir. Sıvılı düzlemsel güneş kolektörleri ile hava ısıtıcılar karşılaştırıldığında, görünen en önemli fark yutucu levha ve ısıtılan akışkan arasındaki ısı transfer şeklidir. Sıvılı düzlemsel güneş kolektörlerinde kullanılan kanatçık borulu tasarımlarda, yutulan ısı, su borularına iletim ile transfer edilir. Bu nedenle, yüksek ısı iletim katsayısına sahip bir levhanın kullanımını gerektirirken, havalı ısıtıcılarda hava akışı tüm yutucu levha ile temas halindedir ve levhanın iletim katsayısı çok önemli değildir (Garg,1982). Havalı güneş ısıtıcıları için literatürde birçok çalışma mevcuttur. Bhargava (1982), geleneksel hava akışkanlı güneş kolektörlerinin ısı verim değerlendirmesini yapmıştır. Choudhury vd. (1995), konvansiyonel hava ısıtıcılar için tasarım eğrileri belirlemiştir. Al-Kamil ve Al-Ghareeb (1997), güneş enerjili bir hava ısıtıcı içerisindeki ısı ışınım etkilerini teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Jannot ve Coulibaly (1997), bir plastik film ile kaplı güneş enerjili bir hava ısıtıcısının geçirgen örtü ve yutucu levhanın ışınım dengeleri için yeni bir denklem takımı önermiştir. Hachemi (1997), havalı güneş kolektörlerinde ışınım ve taşınım arasındaki etkileşim ile ısı performansının artışı gözlemiştir. Ayrıca siyaha boyanan yüzeyin boyanmamış yüzeye nazaran ısı verimi nasıl etkilediğini incelemiştir.

Metwally v.d (1997), dalga kanallı hava akışkanlı güneş kolektörünün ısı verimini deneysel olarak beş geleneksel tasarımla karşılaştırmıştır. Yeh vd. (1999), havanın yutucu levha altından veya üzerinden aktığı tek kanallı havalı kolektörler için kütle debisinin ısı verime etkisini deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Hegazy (1999), sabit hava debisi şartlarında konvansiyonel güneş enerjili hava kolektörünün optimum derinlik ve uzunluk oranının $(D/L)_{opt}$ belirlenmesi için bir çalışma yapmıştır. Gunnewiek vd. (2002), camsız geçirgen düzlemsel güneş kolektörlerindeki akış dağılımına rüzgarın etkisini incelemiştir. Durmuş ve Kurtbaş (2002), yeni tasarladıkları havalı güneş kolektörü yardımıyla Elazığ yöresi kayısılarının kurutulmasını ve kolektör verimini saptamışlardır. Abu-Hamdeh (2003), kararlı koşullar altında kapalı düzlemsel çatıya yerleştirilmiş bir havalı güneş kolektörünün tahminlenen ısı verimlik, ısı kazancı ve çıkış sıcaklığı için bir matematiksel model

geliştirmiştir. Enibe (2003), doğal taşınımlı bir hava akışkanlı güneş kolektörünün zamana bağlı ısı analizini yapmıştır. Teorik ve deneysel sonuçları irdeleyerek arasındaki uyumu göstermiştir. Naphon ve Kontragool (2003), düzlemsel havalı bir güneş kolektörünün ısı transfer karakteristiğini ve performansını sayısal olarak ifade etmişlerdir. Matematiksel model sonlu fark metodunun açık yöntemi ile çözülmüştür. Forson vd. (2003), tek geçişli ve çift hava kanallı havalı güneş kolektörlerinin bir matematiksel modelini tanımlamışlardır. Matematiksel model ile deneyler arasında farkı irdelemiştir. Toğrul ve Pehlivan (2003), güneşi doğduğu andan battığı ana kadar takip edebilen konik yoğunlaştırıcı yeni tip bir havalı güneş kolektörünün verimliliğini havanın zorlanmış koşulları altında incelemiştir. Timoumi vd. (2004), tarımsal ürünleri kurutmak için bir enerji kaynağı olarak kullanılan güneş enerjili bir hava ısıtıcısının ısı davranışlarını incelemiştir. Kurtbaş ve Durmuş (2004), yeni tip bir güneşli hava kolektörünün enerji ve ekserji analizi çalışmasını yapmışlardır. Çalışmalarında, dört farklı geometriye sahip kolektörler ile konvansiyonel düzlemsel kolektörlerin verimliliklerini karşılaştırmışlardır. Lin vd. (2006), oluklu havalı güneş toplayıcılarının ısı performansını üzerine bir parametrik çalışma yapmışlardır.

Bu çalışmada ise, Şekil 1.'de gösterilen yapıda, tek cam örtü ve yutucu levhaya sahip ve aralarında hava akış kanalının bulunduğu düzlemsel bir havalı güneş kolektörünün, değişik çevre sıcaklığı, giriş sıcaklığı ve üzerine düşen ışınım şiddetine bağlı olarak ısı verimlik değeri için matematiksel model gösterilmiş ve hesaplanan teorik verim verileri için lineer ve ikinci derece ısı verimlilik denklem takımı önerilmiştir. Hava debisine ve değişik çalışma parametrelerine (ışınım şiddeti, kolektör giriş sıcaklığı, çevre sıcaklığı) bağlı olarak ısı verimlilik denklemleri türetilmiştir. Ayrıca, literatürde incelenen yakın özelliklere sahip düzlemsel hava akışkanlı güneş kolektörü için yapılan deneysel çalışmaya göre bulunan ısı verim değeri ile model sonuçları karşılaştırılmıştır.



Şekil 1. Düzlemsel havalı güneş kolektörünün şematik görünüşü (Garg,1982).

$$T_{fm} = \frac{h_{c,ap-f}(T_{ap} + T_c) + 2\dot{m}_f C_p T_{fi}}{2h_{c,ap-f} + 2\dot{m}_f C_p} \quad (9)$$

$$T_{bp} = \frac{h_b T_{ap} + (h_w + h_{r,c-s}) T_a}{h_b + h_w + h_{r,c-s}} \quad (10)$$

Kolektörün anlık ısı verimi aşağıdaki eşitlikten bulunur:

$$\eta = \frac{q_u}{I} = \frac{\dot{m}_f C_p (T_{fo} - T_{fi})}{I} = \frac{2\dot{m}_f C_p (T_{fm} - T_{fi})}{I} \quad (11)$$

Eş. (11)'de, T_{fm} , akışkan ortalama sıcaklığıdır ve $T_{fm} = \frac{T_{fi} + T_{fo}}{2}$ dir.

Isı Transfer Katsayılarının Belirlenmesi

Rüzgar nedeniyle cam örtü üzerinden taşınım ısı transfer katsayısı için McAdams (1954) tarafından önerilen Eş. (12) kullanılmıştır.

$$h_w = 5.7 + 3.8V \quad (12)$$

Eş. (12)'de, V (m/s) çevre ortamdaki rüzgar hızıdır ve çalışmada 1 m/s olarak alınmıştır.

Camdan gökyüzüne olan ışınım ısı transfer katsayısı (Zhai vd., 2005):

$$h_{r,c-s} = \sigma \varepsilon_c (T_c + T_s) (T_c^2 + T_s^2) \frac{(T_c - T_s)}{(T_c - T_a)} \quad (13)$$

Eş. (13)'de, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W / (m^2 K^4)$ Stefan-Boltzmann sabiti, ε_c cam örtünün ısı ışınım yayma katsayısı ve T_s gökyüzü sıcaklığı olup Swinbank (1963) tarafından aşağıda verilen eşitlikle bulunabilir:

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (14)$$

Cam örtü ile yutucu levha arasındaki ışınım ısı transfer katsayısı:

$$h_{r,ap-c} = \frac{\sigma (T_{ap}^2 + T_c^2) (T_{ap} + T_c)}{1 / \varepsilon_{ap} + 1 / \varepsilon_c - 1} \quad (15)$$

Cam örtü ile yutucu levha arasındaki taşınım ısı transfer katsayısı aşağıdaki eşitlikten bulunabilir:

$$h_{c,ap-c} = Nu_{ap-c} \frac{k}{H} \quad (16)$$

Eş. (16)'da, k havanın ısı iletim katsayısı (W/mK), H cam örtü ve yutucu levha arasındaki kanal kalınlığı ve

$Nu_{ap,c}$ cam örtü ve yutucu levha ile oluşturulan kanal içindeki taşınım için Nusselt sayısıdır ve aşağıdaki eşitlik ile bulunur (Çengel,2003):

$$Nu_{ap,c} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708 (\sin 1.8\theta)^{1.6}}{Ra \cos \theta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (17)$$

Eş. (17)'de, + işareti parantez içindeki terim pozitif olduğunda alınacağını ifade eder (negatif değerlerde 0 alınır). Eş. (17)'de ki Rayleigh sayısı (Ra) Eş. (18)'de tanımlanmıştır.

$$Ra = \frac{g\beta(T_{ap} - T_c)H^3}{\nu^2} Pr \quad (18)$$

Eş. (18)'de, $\beta = 1/T_f$ (1/K) ısı genleşme katsayısıdır.

Akışkan için ısı taşınım katsayısı:

$$h_{c,ap-f} = h_{c,c-f} = Nu_{ap-f} \frac{k}{D_h} \quad (19)$$

Eş. (19)'da, D_h (m) akış kanalı için hidrolik çap, Nu_{ap-f} hava kanalı içindeki akışkan için Nu sayısıdır ve sırasıyla aşağıdaki eşitliklerden bulunur (Duffie and Beckman, 1991, Çengel, 2003):

$$D_h = \frac{2WH}{(W + H)} \quad (20)$$

$$Nu_{ap-f} = 0.0158 Re^{0.8} \quad (21)$$

Eş. (20)'de W kolektör genişliğidir ve 1 m. olarak alınmıştır. Eşitlik (20)'de Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlikten bulunur (Choudhury,1995):

$$Re = \frac{2\dot{m}_f L}{\mu} \quad (22)$$

Eş. (22)'de, L kolektör uzunluğudur ve 2m. olarak alınmıştır, bu eşitlik kanal içindeki tam gelişmiş türbülanslı akış için kullanılabilir.

Sıcaklıkların ve Isıl Verimin Çözümü

Eş. (7-11)'den, denklem takımının çözümünün sıcaklıklara ve ısı transfer katsayılarına bağlı olduğu görülür. Bu analitik olmayan eşitlikler iterasyon metodu ile çözülebilir. İlk önce sıcaklıklar için bir tahmini değer verilir ve ısı transfer katsayıları çözülür, daha sonra bulunan değerler sıcaklık eşitliklerinde yerine konular, tahminlenen hata %0.01 aralığında ise çözüme devam edilir, eğer bu aralıkta değilse yeni tahminlenen sıcaklıklar ile işleme yeniden başlanır. Bu çalışmada, bilgisayar programı vasıtasıyla çözümler yapılmış ve

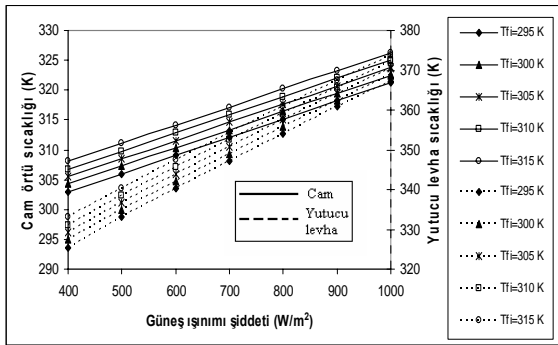
hata aralığı içinde değerler bulunmuştur. Havanın özellikleri, 1 atm. basınç ve ortalama sıcaklık değerinde ele alınmıştır.

Sistem Parametreleri

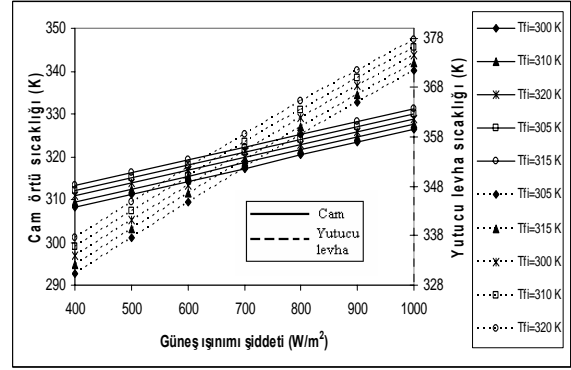
Bu çalışmada göz önüne alınan sistem parametreleri şu şekildedir: hava akışkanlı güneş kolektörü için yön ve eğim parametrelerinin etkisi dikkate alınmamıştır. Güneye bakan ve yatayla 45° sabit açı yapacak şekilde ($\theta=45^\circ$) yerleştirilmiş kolektör için model çalışmaları geliştirilmiştir. Kolektör birim alanı üzerine gelen güneş ışınım şiddeti $I=400, 500, 600, 700, 800, 900$ ve 1000 W/m^2 , kolektör genişliği $W=1\text{m}$., kolektör uzunluğu $L=2\text{m}$., hava kanalı yüksekliği $H=0.025\text{m}$., çevre sıcaklığı $T_a=295, 300, 305, 310 \text{ K}$, akışkan giriş sıcaklığı $T_{fi}=295, 300, 305, 310, 315, 320 \text{ K}$, yutucu levha ısı ışınımı yayma katsayısı $\varepsilon_{ap}=0.94$, cam örtü ısı ışınımı yayma katsayısı $\varepsilon_c=0.9$, yutucu levha ısı ışınımı yutma katsayısı $\alpha_{ap}=0.94$, cam örtü ısı ışınımı yutma katsayısı $\alpha_c=0.06$, cam örtü ısı ışınımı geçirme katsayısı $\tau_c=0.84$, yalıtım malzemesi ısı iletim katsayısı $k_i=0.05 \text{ (W/mK)}$, yalıtım kalınlığı $L_i=0.05\text{m}$. ve özgül hava akış debisi $\dot{m}_f=0.02, 0.03, 0.04 \text{ kg/cm}^2$ olarak alınmıştır.

SICAKLIKLARIN VE ISIL VERİMİN DEĞİŞİMİ

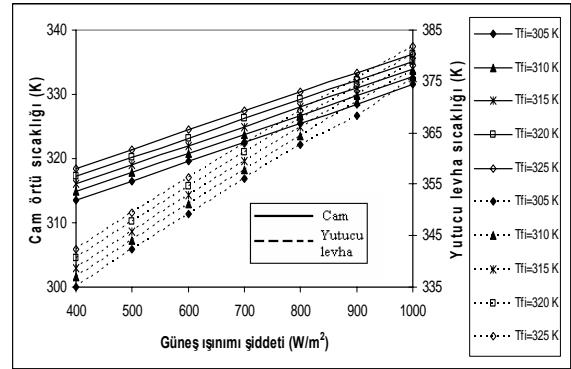
Yukarıdaki parametrelere bağlı olarak incelenen hava akışkanlı kolektör için, Şekil 3-14'de, çevre sıcaklığı, kolektör birim alanı üzerine gelen değişik güneş ışınım şiddeti, kolektör giriş sıcaklığı ve özgül hava debisi fonksiyonlarına bağlı olarak hesaplanan ortalama cam örtü ve yutucu levha sıcaklıkları gösterilmiştir.



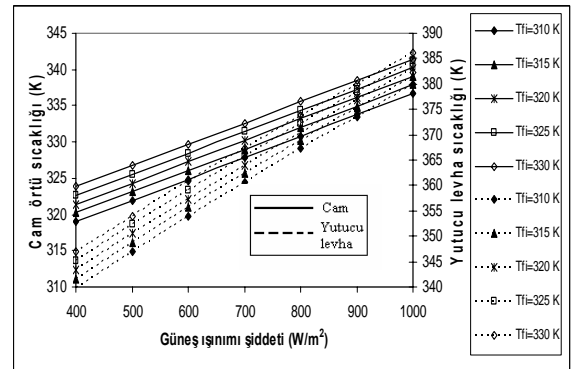
Şekil 3. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=295 \text{ K}$ ve $\dot{m}_f = 0.02 \text{ kg/cm}^2$).



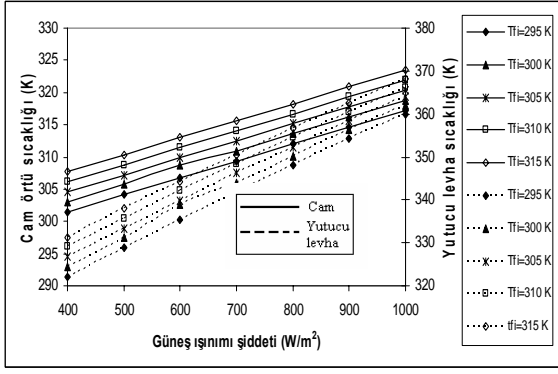
Şekil 4. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=300 \text{ K}$ ve $\dot{m}_f = 0.02 \text{ kg/cm}^2$).



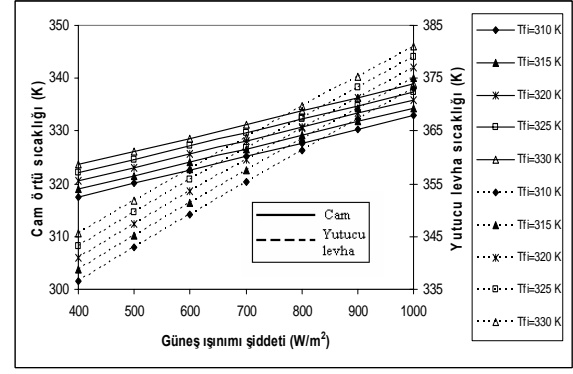
Şekil 5. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=305 \text{ K}$ ve $\dot{m}_f = 0.02 \text{ kg/cm}^2$).



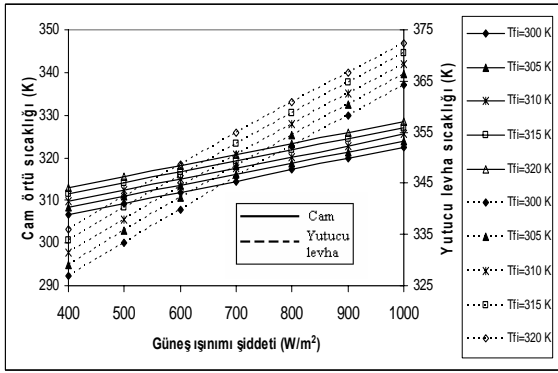
Şekil 6. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=310 \text{ K}$ ve $\dot{m}_f = 0.02 \text{ kg/cm}^2$).



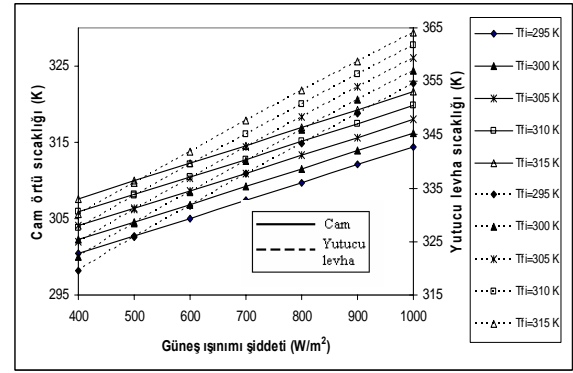
Şekil 7. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=295 K$ ve $\dot{m}_f = 0.03 \text{ kg/cm}^2$).



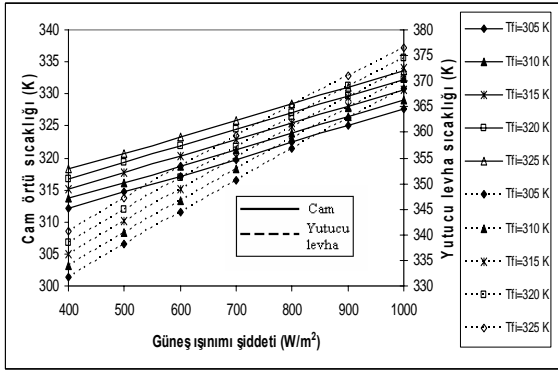
Şekil 10. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=310 K$ ve $\dot{m}_f = 0.03 \text{ kg/cm}^2$).



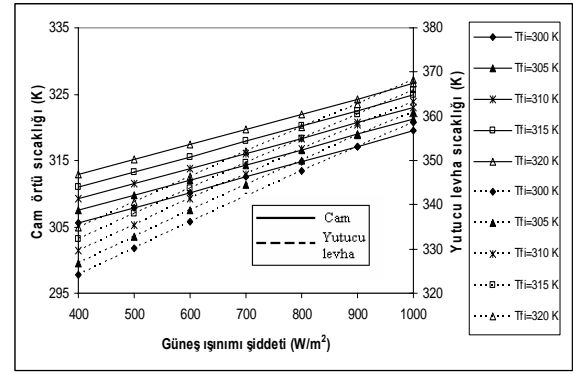
Şekil 8. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=300 K$ ve $\dot{m}_f = 0.03 \text{ kg/cm}^2$).



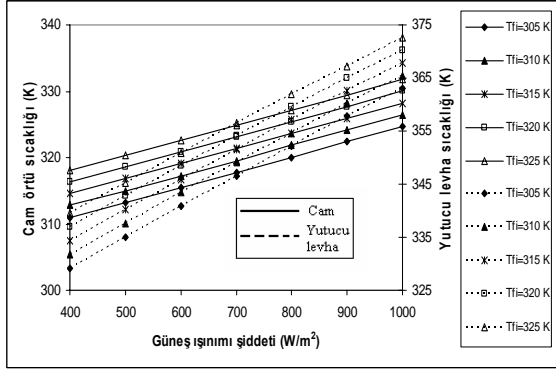
Şekil 11. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=295 K$ ve $\dot{m}_f = 0.04 \text{ kg/cm}^2$).



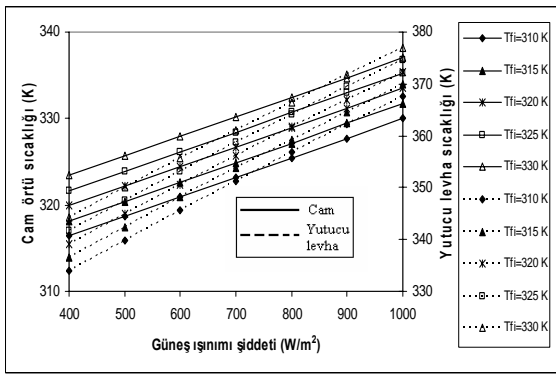
Şekil 9. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=305 K$ ve $\dot{m}_f = 0.03 \text{ kg/cm}^2$).



Şekil 12. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=300 K$ ve $\dot{m}_f = 0.04 \text{ kg/cm}^2$).



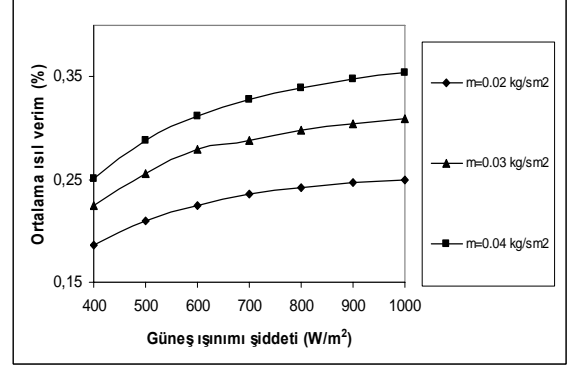
Şekil 13. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=305 K$ ve $\dot{m}_f = 0.04 kg/cm^2$).



Şekil 14. Kolektör giriş sıcaklığı T_{fi} ve güneş ışınımı şiddetine bağlı cam örtü ve yutucu levha sıcaklıklarının değişimi ($T_a=310 K$ ve $\dot{m}_f = 0.04 kg/cm^2$).

Sisteme giren özgül akışkan debisinin, 0.02, 0.03 ve 0.04 kg/cm^2 , bu kolektör üzerine düşen güneş ışınımı şiddetinin 400, 500, 600, 700, 800, 900 ve 1000 W/m^2K olduğu durum göz önüne alınmıştır. Rüzgar hızı, $V=1 m/s$ sabit değerle değerlendirilmiştir. Her bir akışkan debisi için, çevre sıcaklığının $T_a=295 K$ sabit kabul edildiği durumda, akışkan giriş sıcaklığının $T_{fi}=295, 300, 305, 310$ ve $315 K$ olduğu, $T_a=300 K$ sabit kabul edildiği durumda, $T_{fi}=300, 305, 310, 315$, ve $320 K$ olduğu, $T_a=305 K$ sabit kabul edildiği durumda, $T_{fi}=305, 310, 315, 320$ ve $325 K$ olduğu, $T_a=310 K$ sabit kabul edildiği durumda, $T_{fi}=310, 315, 320, 325$ ve $330 K$ olduğu durumlar göz önüne alınmıştır. Şekil (3-14)'de, kesikli çizgi ile gösterilen eğri yutucu levha sıcaklığını ve düz çizgi ile gösterilen eğri cam örtü sıcaklığını göstermektedir. Hava ile cam örtü ve yutucu levha arasındaki ısı transfer mekanizması kolektör ısı verimini önemli derecede etkilemektedir. Çevre sıcaklığı ile akışkan giriş sıcaklığı birbirine eşit olduğu zaman taşınım ile çevreye olan ısı kayıpların nispeten az olması nedeniyle en yüksek verim elde edilmiştir. Akışkan giriş sıcaklığı, çevre sıcaklığından ne kadar büyük olursa, ısı verim değerinin o derece düştüğü gözlemlenmiştir. Doğal olarak, güneş ışınım şiddeti arttıkça, cam örtü ve yutucu levha sıcaklıkları artmıştır. Ayrıca, çevre sıcaklığı arttıkça, cam örtü ve yutucu levha sıcaklığı artarken ısı verim değeri çok az düşmektedir.

Farklı debi ve benzer çevre sıcaklığı ve giriş sıcaklığı koşulları altında çalışan kolektör için, akışkan debisi arttıkça cam örtü ve yutucu levha sıcaklığı azalırken ısı veriminin arttığı görülmüştür. Bunu ifade etmek için Şekil 15'de, güneş ışınımı şiddetine bağlı olarak özgül hava debisinin kolektör ortalama ısı verime etkisi gösterilmiştir. Kolektör ortalama verimi, güneş ışınımı arttıkça zaman, artan hava debisi ile artmaktadır.



Şekil 15. Kolektör giriş debisi ve güneş ışınımı şiddetine bağlı olarak elde edilen kolektör ortalama ısı verim değerleri

DÜZLEMSEL HAVA AKIŞKANLI GÜNEŞ KOLEKTÖRÜ İÇİN VERİM EŞİTLİKLERİ YAKLAŞIMI

Düzlemsel güneş enerjisi toplayıcıların da incelenmesi gereken en önemli parametre ısı verimleridir. ısı verim eşitlikleri yutucu yüzey sıcaklıkları veya ısı transfer akışkan sıcaklığı göz önüne alınarak düzenlenir. Güneş enerjili hava toplayıcılarının anlık verimi, Eş. (11)'de verildiği gibi, çalışma akışkanından elde edilen yararlı ısıyı toplam ısıya oranı olarak tanımlanır.

Kararlı hal koşullarında çalışan bir düzlemsel toplayıcının ortalama akışkan sıcaklığı cinsinden ısı verimi aşağıdaki eşitlikle tanımlanır:

$$\eta = F_m (\tau_c \alpha_{ap}) - F_m U \left[\left(\frac{T_{fi} + T_{fo}}{2} \right) - T_a \right] / I \quad (23)$$

Eş. (23)'de, F_m toplayıcıda gerçekte elde edilen yararlı ısı tüm toplayıcı yüzeyinin akışkan ortalama sıcaklığında olması durumunda alınabilecek yararlı ısıya oranı olarak tanımlanır ve toplayıcı ısı verim faktörü olarak isimlendirilir, U toplam ısı kayıp katsayısıdır (Duffie and Beckman, 1991).

Eş. (23), bir doğrusal denklemdir ve aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\eta(x) = \eta_0 - a_0(x) \quad (24)$$

Eş. (24)'de, η_0 ve a_0 , dönüşüm faktörü ve $x=(T_f - T_a)/I$ dir (TS 3680-2 EN 12975-2,2003).

Türkiyede'de, Avrupa standartlarına uyumlu olarak hazırlanan yeni Türk standartlarında toplam ısı kayıp

katsayısının değişimi dikkate alınarak toplayıcı ısı verim denklemi ortalama akışkan sıcaklığı temel alınarak ikinci dereceden denklemle verilmektedir (CEN TC 312,1995 ve TS 3680-2 EN 12975-2,2003):

$$\eta = F_m (\tau_c \alpha_{ap}) - \alpha_1 \left[\left(\frac{T_{fi} + T_{fo}}{2} \right) - T_a \right] / I - \alpha_2 I \left[\left(\frac{T_{fi} + T_{fo}}{2} \right) - T_a / I \right]^2 \quad (25)$$

Eş. (25)'de, α_1 birinci dereceden ısı kayıp katsayısı, α_2 ikinci dereceden ısı kayıp katsayısıdır. Isıl verimin ikinci dereceden denklemle ifade edilebilmesi için α_2 değeri negatif olmamalıdır.

Eş. (25), ikinci dereceden denklem olarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\eta(x) = \eta_1 - a_1(x) - a_2 I(x^2) \quad (26)$$

Eş. (26)'de, η_1 , a_1 ve a_2 dönüşüm faktörü ve $x=(T_{fm} - T_a)/I$ dir.

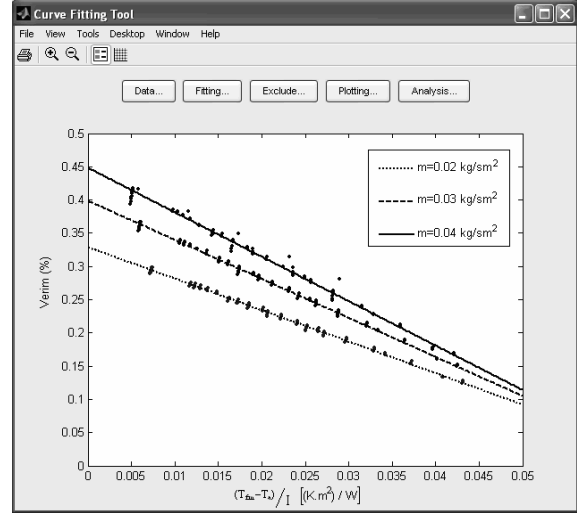
SONUÇLAR

Güneş enerjili ısıtma sistemlerinin verimini etkileyen faktörler: sisteme giren akışkan debisi ve sıcaklığı, çevre sıcaklığı, rüzgar hızı ve sistem tasarımıdır. Bu çalışmada, 2x1m. boyutlarında, tek cam örtü ve düzlemsel bir yutucuya sahip ve aralarında 0.025 m. yüksekliğinde bir hava akış kanalının olduğu hava akışkanlı bir güneş kolektörünün ısı verim değeri irdelenmiştir. Kolektör ısı verimi, ASHRAE ve TSE standartlarında belirtildiği gibi, ortalama akışkan sıcaklığı cinsinden Eş. (23) ve (25)'de tanımlandığı gibi, sırasıyla birinci ve ikinci derece denklemle ifade edilmektedir. Bu nedenle, yukarıda tanımlanan çalışma parametrelerine göre, MATLAB bilgisayar programında eğri uydurma tekniği ile, $(T_{fm} - T_a)/I$ değeri ile ısı verim değerine karşılık gelen birinci ve ikinci derece eğriler çizilmiş ve sırasıyla Şekil 16 ve Şekil 17'de gösterilmiştir.

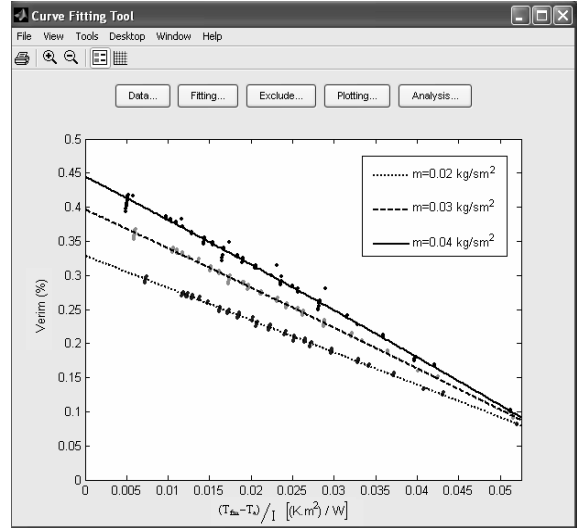
Her bir akışkan debisi değerine karşılık gelen eğrilerin matematiksel ifadesi Tablo 1.'de verilmiştir.

Tablo 1. Düzlemsel hava akışkanlı güneş kolektörü ısı verimi için önerilen doğrusal ve ikinci dereceden polinom denklemleri ($x=(T_{fm}-T_a) / I$ çalışma parametresidir)

Hava debisi [kg/(cm ²)]	Doğrusal denklem	İkinci dereceden polinom denklem
$\dot{m}_f=0.02$	$\eta_{dd} = 0.3288 - 4.737x$	$\eta_{id} = 0.3286 - 4.718x - 0.379x^2$
$\dot{m}_f=0.03$	$\eta_{dd} = 0.3968 - 5.869x$	$\eta_{id} = 0.3966 - 5.653x - 4.474x^2$
$\dot{m}_f=0.04$	$\eta_{dd} = 0.4482 - 6.684x$	$\eta_{id} = 0.4449 - 6.297x - 8.222x^2$



Şekil 16. Kolektör ısı veriminin çalışma parametresine göre değişimi (Doğrusal denklem).



Şekil 17. Kolektör ısı veriminin çalışma parametresine göre değişimi (İkinci derece polinom denklem)

Eş. (23) ve (25)'de, F_m , U , $(\tau_c \alpha_{ap})$, α_1 , α_2 katsayılarının belirlenmesi gerekmektedir. Eş. (23)'de tanımlanan doğrusal denklem verim ifadesindeki $F_m(\tau_c \alpha_{ap})$ ve $F_m U$ ifadesi yerine, sırasıyla Eş. (24)'de yer alan η_0 ve a_0 dönüşüm faktörü ifadeleri kullanılabilir. Aynı şekilde, Eş. (25)'de tanımlanan ikinci derece ısı verim ifadesindeki $F_m(\tau_c \alpha_{ap})$, α_1 ve α_2 katsayıları yerine, sırasıyla Eş. (26)'de tanımlanan η_1 , a_1 ve a_2 dönüşüm faktörü ifadeleri kullanılabilir.

$\dot{m}_f=0.02$, 0.03 ve 0.04 kg/cm² debi değerleri için, doğrusal denklem ısı verim ifadesindeki η_0 dönüşüm faktörü sırasıyla 0.3288, 0.3968 ve 0.4482, a_0 dönüşüm faktörü ise 4.737, 5.869 ve 6.684 olarak bulunmuştur. Benzer şekilde, aynı debi değerleri için, ikinci derece ısı verim ifadesindeki, η_1 dönüşüm faktörü sırasıyla 0.3286, 0.3966 ve 0.4449, a_1 dönüşüm faktörü sırasıyla 4.718, 5.653 ve 6.297, a_2 dönüşüm faktörü sırasıyla 0.379, 4.474 ve 8.222 olarak bulunmuştur.

Metwally v.d. (1997), 5×1 m. boyutlarında ve yalıtıma kadar mesafesi 12 cm. olan düzlemsel hava akışkanlı güneş kolektörünün ısı verimini deneysel olarak incelemiştir. Cam örtü kalınlığı ve ışınım geçirme katsayısı sırasıyla 3 mm. ve $\tau_c=0.85$, siyaha boyanmış hafif çelikten yapılmış yutucu levha kalınlığı ve ısı ışınım yutma katsayısı ise sırasıyla 0.8 mm. ve $\alpha_{ap}=0.9$ olan düzlemsel kolektörü $\theta=30^\circ$ eğimde yerleştirerek test etmiştir. Ortalama çevre sıcaklığının $T_a=25^\circ C$, kolektör yüzeyine gelen güneş ışınımı şiddetinin $I=950 W/m^2$ ve hava debisinin $\dot{m}_f = 0.02, 0.03$ ve $0.04 kg/cm^2$ olduğu şartlar için kolektör ısı verimini sırasıyla %18, %22 ve %25 olarak bulmuştur. Şekil 15'den görüleceği gibi, bu çalışmada yapılan model sonuçlarında da debi artışının ortalama ısı verimini artırdığı ve uyumlu sonuçlar verdiği belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

Abu-Hamdeh, Nidal H., Simulation study of solar air heater, *Solar Energy* 74, 309-317, 2003.

Al-Kamil, M. Taki and Al-Ghareeb, A., Effect of Thermal Radiation inside Solar Air Heater, *Energy Conversion&Management* 38, 1451-1458, 1997.

ASHRAE Standard 93-77 methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors, *The American Society of Heating, Refrigerating, and Air conditioning Engineers, Inc.*, New York, 1978.

Bhargava, A.K., Evaluation of the performance of air heaters of conventional designs, *Solar Energy* 29, 523-533, 1982.

Choudhury, C., Chauhan, P.M. and Garg, H.P., Design curves for conventional solar air heaters, *Renewable Energy* 6, 739-749, 1995.

Çengel, Y., *Heat Transfer A Practical Approach* (Second Ed.), McGraw-Hill, New York, 2003.

Duffie, J.A. and Beckman, W.A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, (Second Ed.), John Wiley & Sons, New York, 1991.

Durmuş, Aydın and Kurtbaşı, İrfan., Yeni Tasarlanan Havalı Kolektör Yardımı İle Elazığ Yöresi Kayıplarının Kurutulması ve Kolektör Verimi, *IV. Mühendislik-Mimarlık Sempozyumu*, Balıkesir Üniversitesi, 11-12-13 Eylül 2002.

Enibe S.O., Thermal analysis of a natural circulation solar air heater with phase change material energy storage, *Renewable Energy* 28, 2269-2299, 2003.

Forson F.K., Nazha M.A.A. and Rajakaruna H., Experimental and simulation studies on a single pass, double duct solar air heater, *Energy Conversion and Management* 44, 1209-1227, 2003.

Şekil 16 ve 17'den görüldüğü gibi, yüksek çalışma parametresi değerlerinde, anlık verim değerlerindeki belirgin artışlar debi artışıyla azalan bir eğim göstermektedir. Bu çalışmada, değişik çalışma parametrelerine göre ısı verimlilik değişimleri öngörülmüş ve karşılaştırılmıştır. Basınç düşümleri çalışmada dikkate alınmamıştır. Zorlanmış dolaşım sıcak havalı ısıtma sistemlerinde fanlarda harcanan güçler en önemli işletme maliyetini oluşturmaktadır. Doğru çalışma parametrelerinin saptanmasında, fayda-maliyet analizlerinin de yapılması gerekmektedir. İlerleyen çalışmalarda, farklı kolektör yapılarının ısı verimleri deneysel ve teorik olarak karşılaştırılacaktır. Aynı zamanda, daha büyük hava debilerinin ısı verime etkisi araştırılabilir ve optimum çalışma aralığı incelenebilir.

Garg, H.P., *Treatise on Solar Energy Volume I Fundamentals of Solar Energy*, John Wiley&Sons, New Delhi, 1982.

Gunnawiek L.H., Hollands K.G.T. and Brundrett E., Effect of wind on flow distribution in unglazed transpired-plate collectors, *Solar energy* 72, 317-325, 2002.

Hachemi A., Thermal heat performance enhancement by interaction between the radiation and convection in solar air heaters, *Renewable Energy* 12, 419-433, 1997.

Hegazy Adel A., Optimum channel geometry for solar air heaters of conventional design and constant flow operation, *Energy Conversion&Management* 38, 757-774, 1999.

Isıl Güneş Enerjisi Sistemleri, Güneş Enerjisi Kolektörleri, Bölüm 2, TS EN 12975-2

Jannot Yves and Coulibaly Y., Radiative Heat Transfer in a Solar Air Heater Covered with a Plastic Film, *Solar energy* 60, 35-40, 1997.

Kurtbaşı, İrfan and Durmuş, A., Efficiency and exergy analysis of a new solar air heater, *Renewable Energy* 29, 1489-1501, 2004.

Lin, Wenxian, Gao, W. and Liu T., A parametric study on the thermal performance of cross-corrugated solar air collectors, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1043-1053, 2006.

Mc Adams W.H., *Heat Transmission* (Third ed.), McGraw-Hill, New York, 1954.

Metwally, M.N., Abou-Ziyan H.Z., El-Leathy A.M., Performance of Advanced Corrugated-Duct Solar Air Collector Compared with Five Conventional Designs, *Renewable Energy* 10, 519-537, 1997.

Naphon, Paisarn, Kongtragool, B., Theoretical study on heat transfer characteristics and performance of the flat-plate solar air heaters, *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 30, 1125-1136, 2003.

Swinbank, W.C., Long-wave radiation from clear skies, *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society* 89, 339, 1963.

Test Methods for Solar Collectors, Part I, Thermal Performance of Liquid Heating Collectors Including Pressure Drop, CEN TC 312, PT1, 1995.

Timoumi S., Mihoubi D. and Zagrouba F., Simulation model for a solar drying process, *Desalination*, 168, 111-115, 2004.

Toğrul, İnci Türk, Pehlivan D., The performance of a solar air heater with conical concentrator under forced convection, *International Journal of Thermal Sciences* 42, 571-581, 2003.

Türk Standardı TS 3680-2 EN 12975-2, *Isıl Güneş Enerjisi Sistemleri ve Bileşenleri-Güneş Enerjisi Kolektörleri-Bölüm 2: Deneysel Metotları*, Türk Standardları Enstitüsü, Ankara, 2003.

Yeh, Ho-Ming, Ho C., Hou J., The improvement of collector efficiency in solar air heaters by simultaneously air flow over and under the absorbing plate, *Energy* 24, 857-871, 1999.

Zhai, X.Q., Dai, Y.J., Wang, R.Z., Comparison of heating and natural ventilation in a solar house induced by two roof solar collectors, *Applied Thermal Engineering* 25, 741-757, 2005.



Abdullah YILDIZ, 1978 yılı Uşak doğumludur. Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2000 yılında Mühendis, 2003 yılında Yüksek Mühendis derecelerini aldı. 2002 yılında Afyon Kocatepe Üniversitesi Uşak Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. 2003 yılında Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalında doktora eğitimine başladı ve 35. madde kapsamında Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde hala Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.



Ali GÜNGÖR, 1955 Elazığ doğumlu ve iki kız çocuk babasıdır. Ege Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1977 yılında Mühendis, 1978 yılında Yüksek Mühendis ve aynı Üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nden 1985 yılında Doktor Mühendis derecelerini aldı. 1986 yılında Kanada'da Brace Research Institute'de altı ay araştırmalarda bulundu. 1989 yılında Isı ve Madde Transferi Bilim Dalı'nda Doçent oldu. 1996 yılında Ege Üniversitesi'nde Profesör ünvanını aldı. Halen Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Bölüm Başkanı ve Öğretim Üyesi olarak çalışmaktadır.