



NUMERICAL INVESTIGATION OF THE USE OF CONVERGING AND DIVERGING FINS IN SOLAR AIR COLLECTORS

Kamil Neyfel Çerçi¹ , Mehmet Tahir Erdinç^{*1} 

¹Tarsus Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 33400, Tarsus/Mersin, Türkiye

Abstract

Original scientific paper

Solar assisted air collectors are widely used in the conversion of solar energy to heat. The thermal and thermohydraulic performance parameters of these collectors are of great importance. In collector designs with high performance parameters, high temperature process air can be obtained even at lower irradiance values. There are two different methods of heat transfer improvement, namely, active and passive. It is obvious that the continuous regeneration of the boundary layer due to the mixing in the direction perpendicular to the flow as a result of the addition of fins and partitions on the absorber plate (passive method) in the collector and the flow to the end points of the plate will improve the heat transfer. This will improve the performance parameters of the collector. In this study, the effect of placing baffles and converging-diverging fins on the absorber plate on thermal and thermohydraulic performance was numerically investigated. The numerical results show that the average highest thermal and thermohydraulic efficiency values were obtained in the C-type collector, and these values were 87.21% and 87.11%, respectively. The lowest average thermal and thermohydraulic efficiencies were obtained in type A; these values were 81.18% and 81.08%. In addition, it is seen that the changes in thermal and thermohydraulic efficiency that the B type is most affected by different flow rates. Finally, the hot spots and streamlines determined for the B-type collector, where the best results were obtained within the scope of the study, were presented and some suggestions were performed for future studies.

Keywords: Solar assisted air collector, thermal efficiency, thermohydraulic efficiency, numerical analysis.

HAVALI GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNDE DARALAN VE GENİŞLEYEN KANATÇIK KULLANIMININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Özet

Orijinal bilimsel makale

Havalı güneş kolektörleri, güneş enerjisinin ısıya dönüşümünde yaygın bir kullanıma sahip olup, bu kolektörlerin termal ve termohidrolik performans parametreleri büyük önem arz etmektedir. Yüksek performans parametrelerine sahip olan kolektör tasarımlarında daha düşük ışınım değerlerinde bile yüksek sıcaklıkta proses havası elde edilebilmektedir. Isı transferi iyileştirmelerinde aktif ve pasif olmak üzere iki farklı yöntem bulunmaktadır. Kolektörde yutucu plaka üzerinde kanatçık ve bölmeler eklenmesi (pasif yöntem) sonucu akışa dik yönde karışımlardan dolayı sınır tabakanın sürekli yenilenmesinin ve plakanın uç noktalarına akışın ulaşması ısı transferini iyileştireceği ve bu durumun kolektörün performans parametrelerini arttıracığı aşikardır. Bu çalışmada, yutucu plaka üzerine bölmeler ile daralan-genişleyen kanatçıklar yerleştirilmesinin termal ve termohidrolik performans üzerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre, ortalama en yüksek termal ve termohidrolik verim değerleri C tipi kolektörde elde edilmiş olup, bu değerler sırasıyla %87.21 ve %87.11'dir. En düşük ortalama termal ve termohidrolik verimler ise A tipinde elde edilmiştir ve bu değerler %81.18 ve %81.08'dir. Ayrıca çalışmada farklı debilerden en çok B tipinin etkilendiği termal ve termohidrolik verimlerindeki değişimden görülmektedir. Son olarak çalışma kapsamında en iyi sonuçların elde edildiği B tipi kolektör için tespit edilen sıcak noktalar ve akım çizgileri sunulmuş ve gelecek çalışmalar için bazı önerilerde bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Havalı güneş kolektörü, termal verim, termohidrolik verim, sayısal analiz.

1 Giriş

Günlük yaşamın sürdürülebilmesi için insanoğlu enerjiden birçok farklı şekilde faydalanmaktadır. Bu da enerjinin sürdürülebilir ve kaliteli bir yaşamın temelini oluşturduğu anlamını çıkarmaktadır. Sürdürülebilir

ekonomik gelişim elde edebilmek için sanayileşmenin de etkisiyle sürekli olarak artan enerji talebinin karşılanması gerekmektedir [1]. Değişken petrol talebi ve ulaşım araçlarının [2] yol açtığı kirlilik, doğal gaz gibi çevre dostu yakıtların kullanımına olan ilgili arttırmıştır [3,4]. Ancak evsel ve endüstriyel uygulamalarda ihtiyaç duyulan

* Corresponding author.

E-mail address: mtahirerdinc@tarsus.edu.tr (M. T. Erdinç)

Received 05 June 2022; Received in revised form 22 August 2022; Accepted 08 October 2022

2587-1943 | © 2022 IJIEA. All rights reserved.

Doi: <https://doi.org/10.46460/ijiea.1135181>

doğalgaz gibi geleneksel enerji kaynaklarının tükeniyor olması, yenilenebilir enerji kaynaklarının bu enerji talebini karşılamada hayati bir role sahip olduğunu göstermektedir. Bu sebeple, dünya genelinde gelişmiş ve gelişmekte olan ülkeler yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını teşvik etmek için sürekli olarak politikalar üretmektedirler [5].

Güneş enerjisi, enerji talebini karşılamak için var olan en büyük ve en umut verici yenilenebilir enerji kaynağı olarak kabul edilmektedir [6]. Dünya yüzeyine düşen güneş enerjisi, bugün var olan enerji ihtiyacının yaklaşık on bin katına eşdeğerdir. Ancak dünya yüzeyine düşen güneş ışınımının tamamını yakalamak mümkün değildir ve bu nedenle enerji ihtiyacını karşılayacak güneş enerjisini toplayabilmek ve depolayabilmek için güneş enerji teknolojilerinin geliştirilmesi gerekmektedir. Güneş enerjisini pasif veya aktif yöntemlerle toplayabilmek mümkündür. Pasif yöntemde güneş enerjisi dolaylı şekilde farklı biçimlere dönüştürülürken, aktif yöntemde ise güneş enerjisi doğrudan faydalı biçimlere dönüştürülmektedir. Güneş enerjisinin kullanımının artırılması sayesinde enerji ve çevreyi daha sürdürülebilir bir biçimde dengelemek mümkün olacaktır. Bu sürdürülebilir denge için yenilikçi güneş enerjisi teknolojilerinde uygun malzeme seçimi ve etkin tasarımların yapılması gerekmektedir [7].

Güneş enerjisi destekli termal kolektörler, farklı dalga boylarındaki güneş ışınımını yakalayan ve onu faydalı bir enerji formuna dönüştüren ekipmanlardır. Güneş ışınımını toplayan soğurucu plakaya göre, kolektörler yoğunlaştırılmış ve yoğunlaştırılmamış tip olarak sınıflandırılmaktadırlar. Parabolik, paraboloid güneş kolektörleri, yoğunlaştırılmış güneş kolektörleridir. Düz plakalı kolektörler yoğunlaştırılmamış kolektörler sınıfına girmektedirler [7]. Düz plakalı kolektörlerden olan güneş destekli hava ısıtıcıları, gelen güneş ışınımını ısı enerjisi formuna dönüştürmektedir. Güneş destekli hava ısıtıcıları ucuzdur, yapımı basittir, orta ve düşük sıcaklık uygulamaları için kullanımları uygundur [8]. Güneş enerjili hava ısıtıcıları başlıca ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) sistemleri, seralar, tekstil endüstrileri, deniz ürünlerinin artırılması gibi birçok uygulamada kullanılmaktadırlar. Güneş enerjili hava ısıtıcıları sayesinde kolaylıkla 45-70 °C sıcaklıkta kuru ve sıcak hava sağlanabildiği için, bu ısıtıcıların ürün kurutmada da yaygın olarak kullanımları vardır [9,10].

Literatürde güneş destekli hava ısıtıcılarının performansını iyileştirmek amacıyla birçok farklı kanatçık uygulaması üzerine çalışma gerçekleştirilmiştir [8,11–14]. Bu yaygın kanatçık uygulamalarından birisi de kolektör içerisinde havanın daha çok dolaşmasına imkan tanıyan bölünmüş kanallı hava kolektörleridir. Dolayısıyla bu tip kolektörlerin geliştirilmesi, birçok araştırmacının ilgi odağı olmuştur. Kurtbas ve Durmuş [15] farklı şekilde tasarlanmış bölmeler ile 4 farklı tipte kolektör imalatı gerçekleştirmiş ve bu kolektörlerin enerji ekserji analizlerini yapmışlardır. Çalışma kapsamında her tip kolektör için Reynolds sayısına bağlı Nusselt eşitlikleri üretilmiştir. Tasarlanan kolektörlerin tamamında geleneksel kolektöre kıyasla yüksek termal verim elde edilmiştir. Akpınar ve Koçyiğit [16] güneş enerjili hava ısıtıcı kolektörde, bölünmüş kanallar içerisinde üçgen, yaprak ve açılı dikdörtgen kanatçıklar yerleştirerek sistemin enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir.

Çalışma kapsamında kanatçıklı kolektörlerdeki performans parametrelerinin düz kolektöre kıyasla iyileştiği ve kanatçık tipine göre bu iyileşmenin farklılıklar gösterdiği belirlenmiştir. Mevcut tasarımlar için enerji ve ekserji verimleri sırasıyla % 20 ile % 82 ve % 8.32 ile % 44 arasında değişim göstermiştir. Çalışma kapsamında ayrıca farklı tipte tasarlanan kolektörlerden elde edilen enerji ve ekserji verimleri için birçok parametre göz önünde bulundurularak eşitlikler üretilmiş ve literatüre bu eşitlikler sunulmuştur. Hu vd. [17] bölünmüş tip kolektörün ilk kanalını daraltarak termal performansını optimize etmeyi amaçlamışlardır. Bu amaç doğrultusunda Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri kullanılarak sayısal incelemeler yapılmıştır. Ayrıca çalışmada, validasyon amacıyla sayısal modelin 1:0.5 ölçeğinde bir deney düzeneği kurulmuştur. Sayısal analizlerde birinci bölmede yapılan daralmanın %9.73'den % 16.10'a kadar termal verimde artışa sebep olduğu belirlenmiştir. Potgieter vd. [18] özgün bir karşıt/paralel akışlı güneş enerjili hava ısıtıcısı tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Bu hava ısıtıcısının performansını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada, ortalama dönüşüm veriminin % 23 ile % 83 ve ortalama kolektör veriminin % 11 ile % 44 arasında değiştiği belirlenmiştir. Saydam vd. [19] havanın kolektör içerisinde daha çok dolaşmasını sağlamak amacıyla geleneksel bölmeli kolektörlerden farklı olarak 11 bölmeden oluşan güneş enerji destekli bölmeli bir kolektör imal etmiş ve kolektörün enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada maksimum kolektör enerji verimi %87.08 olarak bulunmuştur. Kolektörün ekserji yıkımı ve iyileştirme potansiyeli değerleri ise 0.211- 1.172 kW ve 0.210-1.134 kW arasında değişmiştir.

Akış doğrultusunda daralan ve genişleyen kanalların sınır tabakayı yenilemesinden ve akışa dik yönde karışımlar meydana getirmesinden dolayı ısı transferini arttırdığı bilinmektedir [20–22]. Bu çalışmada geleneksel bölmeli hava kolektörlerinde hava akışını yeniden düzenlemek, iç akış ve ısı transfer özelliklerini iyileştirmek ve dolayısıyla kolektörün termal ve termohidrolik verimlerini arttırmak amacıyla daralan-genişleyen kanatçıklar bölmeler arasına yerleştirilmiştir. Açık literatürde bölmelere sahip kolektörlerin performansını geliştirmek için daralan-genişleyen kanatçık dizilimine sahip hava kolektörleri ile ilgili bir çalışmaya rastlanmamıştır. Daralan-genişleyen kanatçıklar hem tüm bölmelere (B) hem de birinci bölme hariç diğer bölmelere (C) monte edilerek iki farklı kolektör tasarımı oluşturulmuştur. Bu tasarımların termal ve termohidrolik performanslarının yanı sıra kolektör boyunca sıcaklık – hız dağılımları ve bölmelerin çıkışında belirlenen noktalar için sıcaklık değişimleri sayısal olarak incelenmiştir. Ayrıca çalışma kapsamında geleneksel bölmeli hava kolektörü (A) ve birbirleri ile sayısal olarak kıyaslamaları yapılmıştır.

2 Sayısal Modelleme

2.1 Korunum Denklemleri

Bu çalışma kapsamında sayısal çözüm için kullanılan sınır şartları ve kabuller aşağıdaki gibidir;

- Sürekli rejimde analizler yapılmıştır.

- 3 boyutlu geometride çalışılmıştır.
- Akış için Turbulent Flow, Realizable k-ε modeli seçilmiştir.
- Isı transferi için Heat Transfer in Fluids modülü seçilmiştir.
- Kolektöre giriş sıcaklığı 24 °C ($T_{k,g}$) olarak alınmıştır.
- Kolektörün üst yüzeyinden 24 °C sıcaklıkta ve 9.09 W/m²K (durgun hava için) ısı taşınım katsayısında taşınım ile ısı transferi kabulü yapılmıştır.
- Kolektör 45 °'lik açı ile yerleştirilmiş ve yerçekimi etkileri Boussinesq yaklaşımı göz önünde bulundurularak hesaplara dahil edilmiştir.

Kütle ve momentum korunum denklemleri aşağıda verilmiştir [23]:

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (1)$$

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-PI + (\mu + \mu_T)(\nabla u + (\nabla u)^T) + F + \rho g] \quad (2)$$

Enerji denklemi de eş. (3)'te verilmiştir [24]:

$$(\rho c_p)u \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k_f \nabla T) + q \quad (3)$$

Burada μ , dinamik viskozite [kg/m·s], μ_T , türbülans viskozitesi [kg/m·s], u hız [m/s], ρ akışkanın yoğunluğu [kg/m³], P basınç [Pa], c_p akışkanın özgül ısısı [J/kg·K], g yerçekimi ivmesi [m/s²], ∇ del operatörüdür, q ısı akısıdır [W/m²], T sıcaklık [K], k_f akışkanın ısı iletkenliğidir [W/m·K]. Ayrıca havanın fiziksel özellikleri COMSOL yazılımının kütüphanesi kullanılarak belirlenmiştir.

2.2 Kolektörlerin Performans Parametreleri

Çalışma kapsamında yeni kolektör tasarımlarının geleneksel bölmeli kolektör ve birbirleri ile kıyaslanmasında göz önünde bulundurulacak başlıca iki performans parametresi bulunmaktadır. Bunlar termal verim (η_T) ve termohidrolik verimdir (η_{TH}). Termal ve termohidrolik verimlerin elde edilmesi için kullanılan eşitlikler aşağıda sunulmuştur [25]:

$$\dot{Q}_f = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{k,\zeta} - T_{k,g}) \quad (4)$$

$$\eta_T = \frac{\dot{Q}_f}{I \cdot A} \quad (5)$$

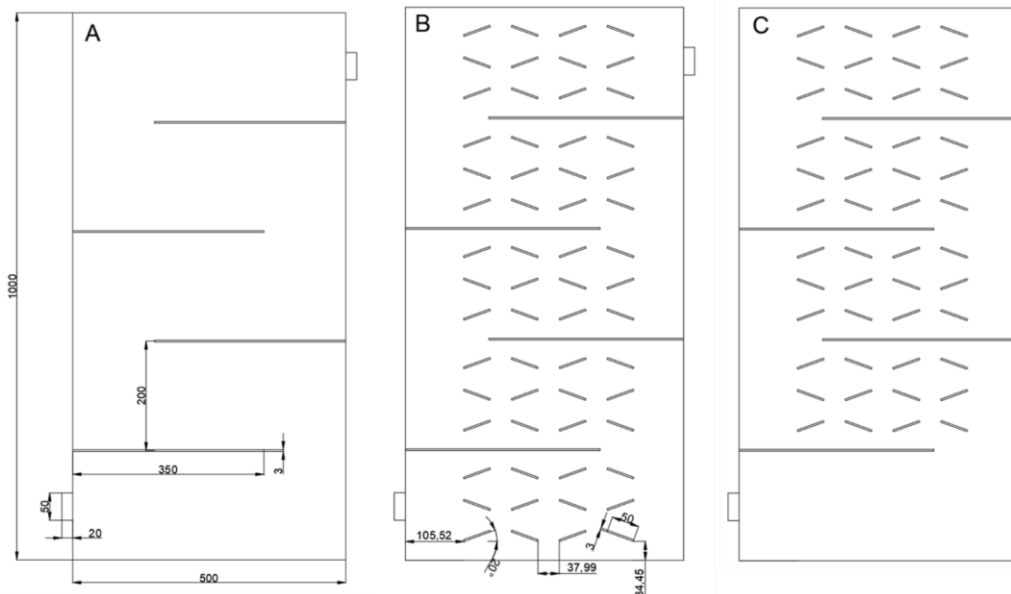
$$\eta_{TH} = \frac{\dot{Q}_f - N_f}{I \cdot A} \quad (6)$$

$$N_f = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P}{3600} \quad (7)$$

Burada, \dot{Q}_f faydalı enerji [W], \dot{m} kütleli debi [kg/s], $T_{k,\zeta}$ kolektörden çıkan havanın sıcaklığı [°C], $T_{k,g}$ kolektöre giren havanın sıcaklığı [°C], I soğurucu plakaya gelen ısı akısı [W/m²], A soğurucu yüzey alanı [m²], N_f fan tarafından tüketilen güç miktarı [W], c_p akışkanın (havanın) özgül ısısı [J/kg·K], \dot{V} hacimsel debi [m³/h] ve ΔP basınç farkıdır [Pa].

2.3 Bölünmüş Kanallı Kolektörlerin Tasarımları

Bu çalışmada geleneksel bölünmüş kanallı bir kolektöre daralan-genişleyen kanatçıklar eklenerek kolektörün performans parametreleri üzerine etkileri incelenmiştir. Bu amaç doğrultusunda, öncelikle literatürde önerilen bölünmüş kanallı bir kolektör [17] model olarak baz alınmış ve bu model üzerine kanatçıkların eklenmesi yapılmıştır. Şekil 1'de sırasıyla literatürde önerilen geleneksel bölünmüş kanallı kolektör (A), tüm bölmelere daralan-genişleyen kanatçıkların monte edildiği (B) ve birinci bölme hariç diğer bölmelere daralan-genişleyen kanatçıkların monte edildiği (C) tasarımların görünümü ve boyutlandırılmaları verilmiştir. Kolektörlerin ve içerisinde yerleştirilen bölmelerin boyutları ve mesafeleri için Hu vd. [17] tarafından yapılan deneysel düzenek baz alınmıştır. Kolektörlerin boyutları 1000 mm x 500 mm x 120 mm'dir. Kolektörlere giriş ve çıkış ağızları literatürde 50 mm çapındadır. Bölmelerin boyutları 3 mm x 350 mm x 120 mm'dir ve bölmelerin her biri arasındaki mesafe 200 mm'dir. Daralan genişleyen kanatçıkların yatay ile açısı 20°'dir ve boyutları 3 mm x 50 mm x 120 mm'dir.



Şekil 1. Kolektör tasarımları.

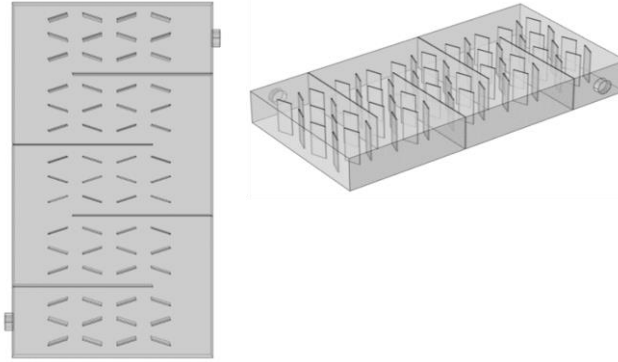
2.4 Ağ Yapısından Bağımsızlık

Tasarlanan kolektörler içerisinde geometrik olarak en karmaşık yapıya sahip kolektör (B) göz önünde bulundurularak ağ yapısından bağımsızlık gerçekleştirilmiştir. Şekil 2’de ağ yapısından bağımsızlığın gerçekleştirildiği kolektörün ve kanatçık diziliminin görünümü verilmiştir.

Çalışma kapsamında termal ve termohidrolik verim inceleneceği için 2 farklı parametre göz önünde bulundurularak (kolektörden çıkış sıcaklığı, $T_{k,ç}$ [°C] ve

basınç düşüşü, ΔP [Pa]) ağ sayısından bağımsızlık yapılmıştır. Ağdan bağımsızlık için Hu vd. [17] tarafından yapılan çalışmadaki deney koşulları baz alınmış olup en yüksek hava hızı (6 m/s- $Re=4744$) kullanılmıştır.

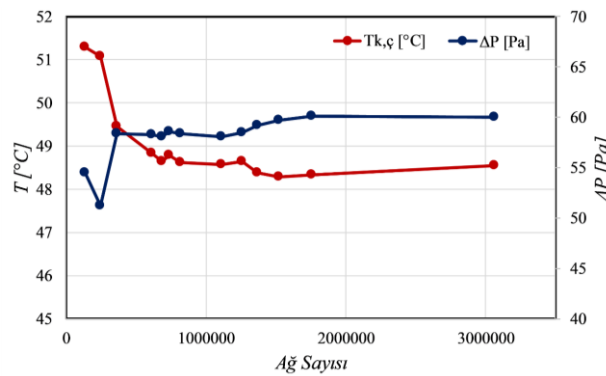
Tablo 1’de ise bu değişimin sayısal değerleri verilmiştir. Şekil 3’de ağ yapısına bağlı bu üç parametrenin değişimi verilmiştir. Çalışma kapsamında ağ sayısı olarak bağlı hatanın % 1’in altında olduğu 1523148 ağ sayısı seçilmiştir.



Şekil 2. B tipi kolektörün kanatçık diziliminin görünümü.

Tablo 1. Ağ yapısına göre sırasıyla $T_{k,ç}$ ve ΔP parametrelerinin değişimi.

Kullanılan giriş parametresi	Ağ Sayısı	$T_{k,ç}$ [°C]	Bağıl Hata [%]	ΔP [Pa]	Bağıl Hata [%]
6m/s -355.25W	136376	51.286	-	54.4415	-
6m/s -355.25W	250232	51.07	0.42	51.2665	5.83
6m/s -355.25W	366055	49.454	3.16	58.3821	13.88
6m/s -355.25W	615800	48.832	1.26	58.2798	0.17
6m/s -355.25W	688834	48.637	0.40	58.122	0.27
6m/s -355.25W	742400	48.786	0.31	58.5991	0.82
6m/s -355.25W	817292	48.622	0.34	58.3996	0.34
6m/s -355.25W	1111765	48.566	0.11	58.0257	0.64
6m/s -355.25W	1259087	48.641	0.15	58.4675	0.76
6m/s -355.25W	1369471	48.39	0.52	59.1715	1.20
6m/s -355.25W	1523148	48.289	0.21	59.7201	0.93
6m/s -355.25W	1761497	48.328	0.08	60.0969	0.63
6m/s -355.25W	3063117	48.538	0.43	59.9798	0.19



Şekil 3. Ağ yapısına göre sırasıyla kolektör çıkış sıcaklığı ($T_{k,ç}$) ve giriş-çıkış arasındaki basınç farkı (ΔP) parametrelerinin değişimi.

2.5 Validasyon

Validasyon için literatürde bulunan Hu vd. [17] gerçekleştirdiği deneysel çalışmalardan faydalanılmıştır. Çalışmada iç ortamda kolektörün alt yüzeyine 200W ve 355.25W güçlerinde çalışabilen ısıtıcı monte edilmiştir. Deneysel çalışmada sırasıyla 3 m/s ($Re=2372$) ve 6 m/s ($Re=4744$) hızlarında çalışılmıştır. Validasyon için kullanılan sınır şartları ve kabuller ile ilgili detaylar “Ağ

Yapısından Bağımsızlık” başlığı altında verilmiştir. Tablo 2’de deneysel çalışmada kullanılan bölmeli kolektörden elde edilen deneysel veriler (ΔT_G) ile sayısal çözümler (ΔT_S) arasındaki sonuçların kıyası ve bağıl hata değerleri verilmiştir. Tablodan görüldüğü gibi türbülanslı akışta gerçekleştirilen sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçların deneysel veriler ile kıyası yapıldığında en yüksek bağıl hata değeri % 10’un altında kalmıştır.

Tablo 2. Deneysel veriler ile sayısal çözümler arasındaki sonuçların karşılaştırılması ve bağıl hata değerleri.

Isı gücü ve hava hızı	$T_{k,s} [^{\circ}C]$	$T_{k,\varphi} [^{\circ}C]$	$\Delta T_s [^{\circ}C]$	$\Delta T_G [^{\circ}C]$	Bağıl Hata [%]
200W - 3m/s		48.904	24.904	23.788	4.690
355W - 3m/s	24	68.131	44.131	44.285	0.347
200W - 6m/s		36.848	12.848	11.833	8.580

3 Bulgular ve Tartışma

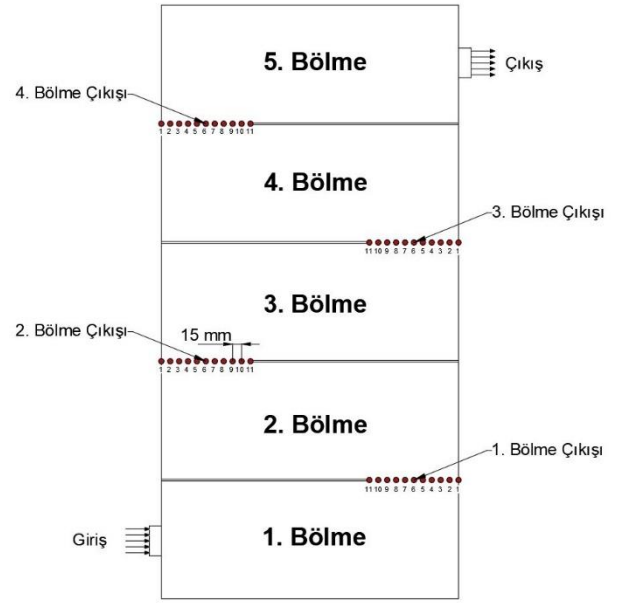
Bu çalışmada, geleneksel bölünmüş kanallı güneş enerjisi destekli hava kolektörünün performansının geliştirilmesi amacıyla iki farklı kolektör tasarımları yapılmış ve bu tasarımların sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Tasarımlarda bölmeler arasında daralan-genişleyen kanatçıklar yerleştirilmiştir. Ancak geliştirilmiş bu kolektörlerden birincisinde tüm bölmelere daralan-genişleyen kanatçıklar monte edilmişken, ikincisinde ise ilk bölme hariç diğer tüm bölmelere daralan-genişleyen kanatçıklar monte edilmiştir. Çalışma kapsamında daralan-genişleyen kanatçıkların iki farklı şekilde monte edilmesinin sebebi, kolektör odasındaki hava akışını yeniden düzenlemek, iç akış ve ısı transfer özelliklerini değiştirmek ve böylece kolektörün termal ve termohidrolik verimini etkilemektir.

Sayısal analizlerde her bir kolektör için çıkış sıcaklığı, giriş-çıkış arasındaki basınç kaybı, bölmelerin çıkışındaki sıcaklık dağılımı değerleri sayısal olarak çözümlenmiş ve elde edilen sonuçlar kullanılarak termal ve termohidrolik verim değerleri hesaplanmıştır. Bölmelerin çıkışındaki sıcaklık dağılımı için her bölme ile kolektör yan yüzeyi arasında 15 mm'lik aralıklarla 11 adet nokta belirlenmiş ve bu noktaların değerleri sayısal çözümlenme ile elde edilmiştir. Ancak bu noktalar belirlenirken, kolektör yan yüzeyinden bölme doğru numaralandırma yapılmıştır. Şekil 4'de bu numaralandırma ile ilgili detaylar verilmiş olup bölmelerin çıkışında belirlenen noktaların daha kolay anlaşılabilmesi amacıyla bu noktalar kırmızı renkte işaretlenmiştir.

Çalışma kapsamında gerçekleştirilen sayısal analizlerdeki sınır şartları ve kabuller genel olarak "Ağ Yapısından Bağımsızlık" başlığı altındakiler ile aynıdır. Çalışma kapsamında daha önce belirtilen sınır şartları ve kabullerden farklı olarak, ısı akısı olarak 700 W/m^2 seçilmiş ve 4 farklı hava hızı, dolayısıyla 4 farklı Reynolds sayısında çalışılmıştır. Bu Reynolds sayıları sırasıyla 2370 (3m/s), 3162 (4 m/s), 3953 (5 m/s) ve 4744 (6 m/s)'dir. Sayısal analizlerde kullanılan sınır şartları Tablo 3'de sunulmuştur.

Şekil 5 ve 6'da tüm kolektör tasarımları için çalışılan en düşük ve en yüksek Reynolds sayılarına göre sıcaklık dağılımları ve akım çizgileri verilmiştir. A tipinde genel olarak bölmelerin uç ve arka kısımlarında sıcak hatların oluştuğu saptanmıştır. B ve C tipinde kanatçıklar sayesinde bölmelerin arkasındaki sıcak hatların giderildiği belirlenmiştir. Ancak B ve C tipinde genel olarak bazı kanatçıklar ve bölmeler arasında sıcak noktaların oluştuğu gözlemlenmiştir. Ayrıca özellikle yüksek Reynolds sayısında C tipinde, B tipine kıyasla üçüncü ve beşinci bölmelerdeki sıcak noktaların boyutlarında ve değerlerinde düşüş olduğu saptanmıştır. Akım çizgilerine bakıldığında özellikle B ve C tipi

kolektörlerde meydana gelen sıcak noktaların olduğu bölgelerde akışın temasının az ve daha çok girdaplı olduğu belirlenmiştir. Buda sıcak noktaların oluşma sebebinin açıklanmaktadır.

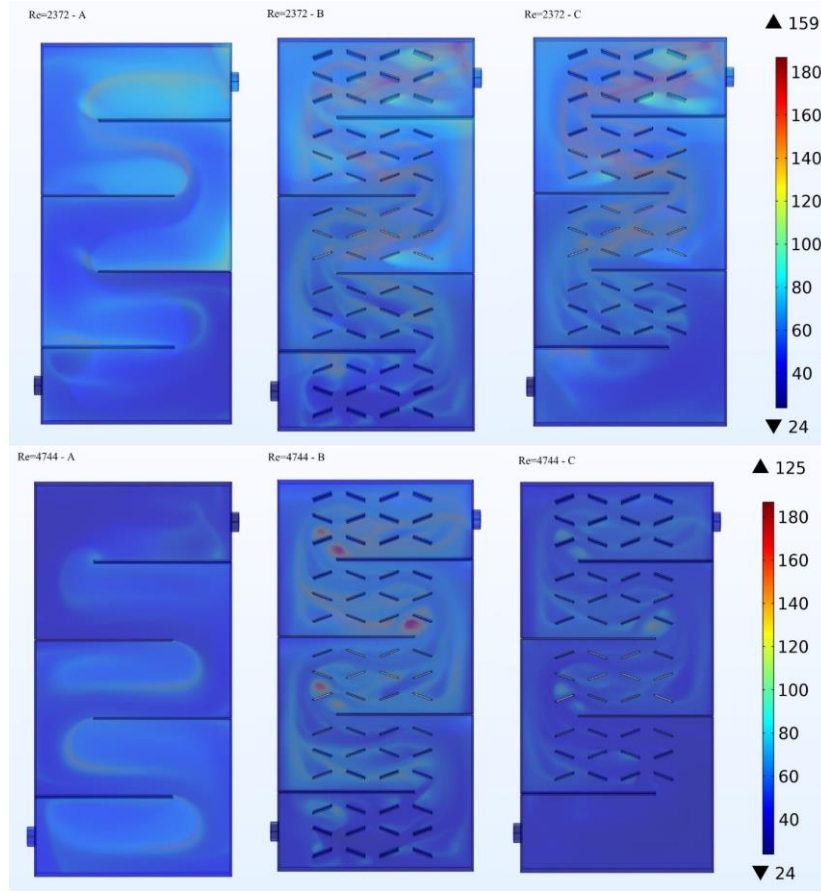


Şekil 4. Sayısal çözümlemede göz önünde bulundurulan sıcaklık noktaları.

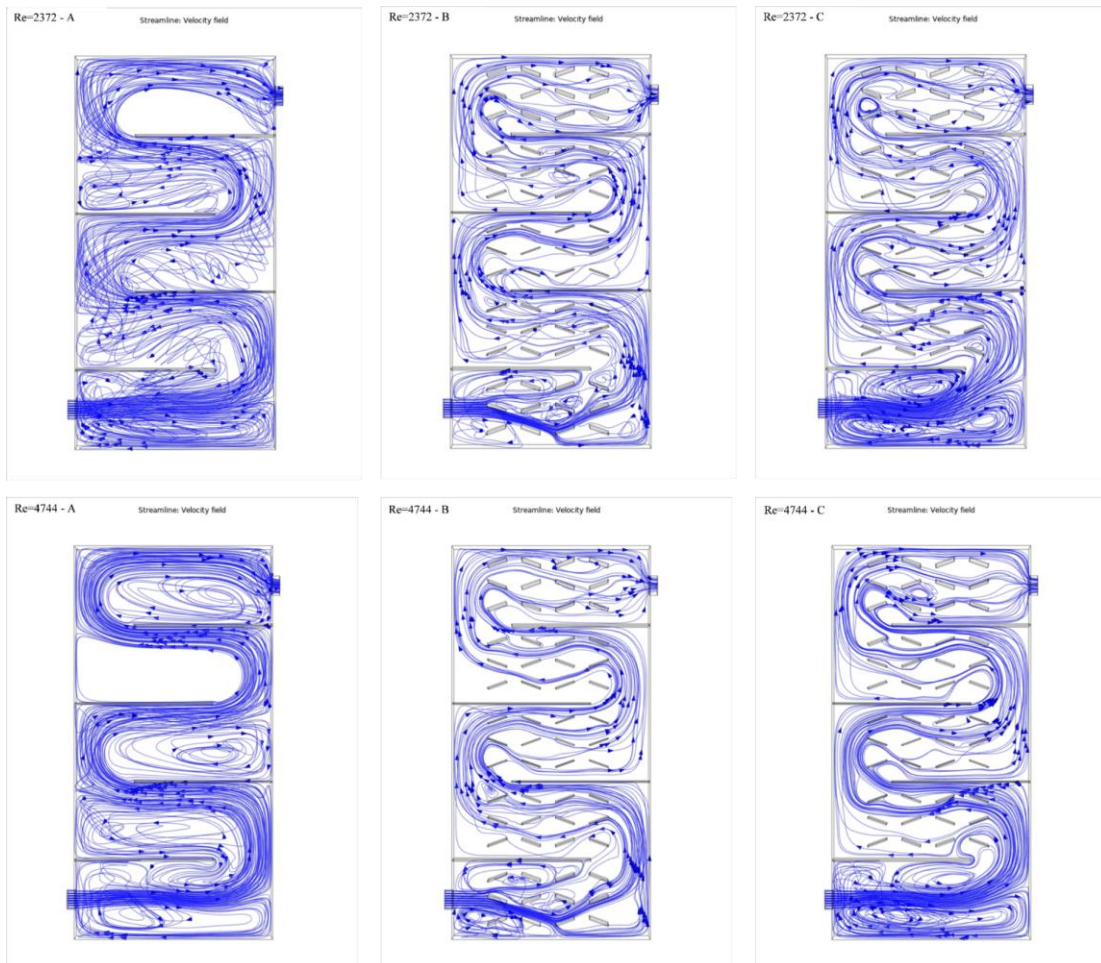
Tablo 3. Sayısal modelin sınır şartları.

Konum	Sınır koşulu
Giriş	Sıcaklık ($24 \text{ }^{\circ}C$) Re (2370, 3162, 3953, 4744)
Çıkış	Basınç (1 atm)
Kolektörün alt yüzeyi	Isı akısı (700 W/m^2)
Kolektörün üst yüzeyi	Taşınımli ısı transferi (9.09 W/m^2K) Sıcaklık ($24 \text{ }^{\circ}C$)
Bölmeler, kanatçıklar ve kolektörün yan yüzeyleri	Adyabatik sınır koşulu (0 W/m^2)
Diğer koşullar	
→ Akış için Turbulent Flow, Realizable k-ε modeli seçilmiştir.	
→ Isı transferi için Heat Transfer in Fluids modülü seçilmiştir.	
→ Kolektör 45° lik açı ile yerleştirilmiş ve yerçekimi etkileri için Boussinesq yaklaşımı göz önünde bulundurulmuştur	

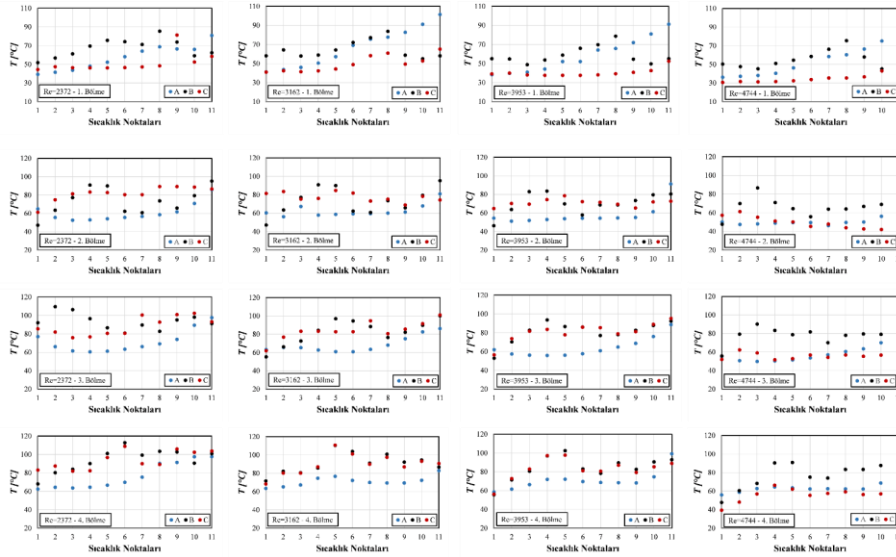
Şekil 7'de tüm tasarımlar için soğurucu plaka üzerindeki bölmelerin çıkışındaki sıcaklık dağılımlarının 15 mm'lik aralıklarla değişimleri verilmiştir. Birinci bölmelerin çıkışında belirlenen noktalar arasında en yüksek sıcaklık farkları A tipinde görülürken (ortalama $50 \text{ }^{\circ}C$), genel olarak bölmelerin çıkışındaki noktalar arasındaki en yüksek sıcaklık farkları B tipinde görülmüştür (ortalama $38.24 \text{ }^{\circ}C$). Bölmelerin çıkışındaki noktalar arasında en düşük sıcak farkları C tipine aittir. C tipi için tüm noktalar için ortalama sıcaklık farkı $26.10 \text{ }^{\circ}C$ olarak elde edilmiştir. Bu durum genel olarak C tipinin tüm bölmelerinin çıkışındaki sıcaklık dağılımının diğerlerine kıyasla daha homojen olduğunu göstermektedir.



Şekil 5. Sırasıyla A, B ve C tasarımları için elde edilen sıcaklık dağılımları.

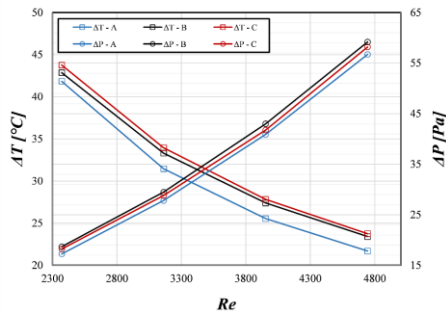


Şekil 6. Sırasıyla A, B ve C tasarımları için elde edilen akım çizgileri



Şekil 7. Sırasıyla A, B ve C tasarımlarının her bir bölümündeki sıcaklık dağılımı.

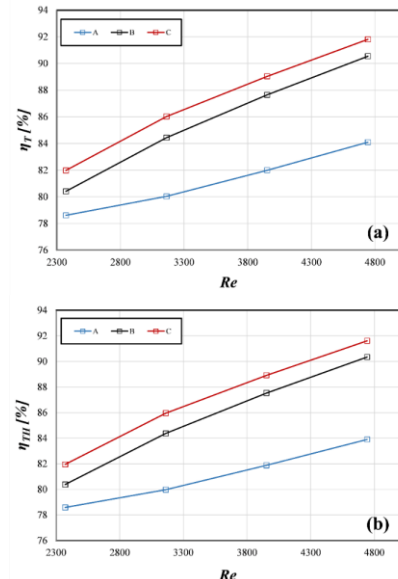
Şekil 8’de tüm kolektör tiplerinin farklı Reynolds sayılarında meydana gelen sıcaklık (ΔT) ve basınç farkları (ΔP) verilmiştir. Genel olarak kanatçık uygulama çalışmalarında yüksek performans için yüksek sıcaklık ve düşük basınç farkı istenmektedir. Re sayısının artması ile sıcaklık farkı düşerken, basınç farkının arttığı ve en yüksek sıcaklık farkının C tipinde olduğu görülürken, en düşük sıcaklık ve basınç farkları ise A tipinde olduğu belirlenmiştir. A, B ve C tipi kolektörlerde sırasıyla ortalama sıcaklık farkı ve basınç farkları $30.13\text{ }^\circ\text{C}$ ve 35.67 Pa , $32.32\text{ }^\circ\text{C}$ ve 36.74 Pa , $31.74\text{ }^\circ\text{C}$ ve 37.58 Pa olarak elde edilmişlerdir. Bu geleneksel kolektör olan A tipi kolektöre göre B tipinde ortalama sıcaklık farkı ve basınç düşüşünün %5.36 ve %5.37 kadar, C tipinde ortalama sıcaklık farkı ve basınç düşüşünün ise %7.27 ve %3.00 kadar arttığını göstermektedir.



Şekil 8. A, B ve C tipi kolektörlerde farklı Reynolds sayılarına göre sıcaklık ve basınç farklarının değişimi.

Şekil 9’da A, B ve C tipi kolektörlerde farklı Reynolds sayılarına göre sırasıyla termal (η_T) ve termohidrolik (η_{TH}) verimlerin değişimi verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, genel olarak Re sayısının artması ile her iki verim değerinde artış olduğu görülmektedir. Sırasıyla A, B ve C tip kolektörler için Re sayısına göre termal ve termohidrolik verimlerdeki artış %6.97 ve %6.76, %12.60 ve %12.39, %11.98 ve %11.78 olarak elde edilmiştir. Ancak A, B ve C tip kolektörler için ortalama termal verimleri (η_{T-Or}) sırasıyla %81.18, %85.76 ve %87.21 olarak elde edilmiştir. Bu kolektörlerin ortalama termohidrolik verimleri (η_{TH-Or}) ise sırasıyla %81.08, %85.65 ve %87.11 olarak elde edilmiştir. Re

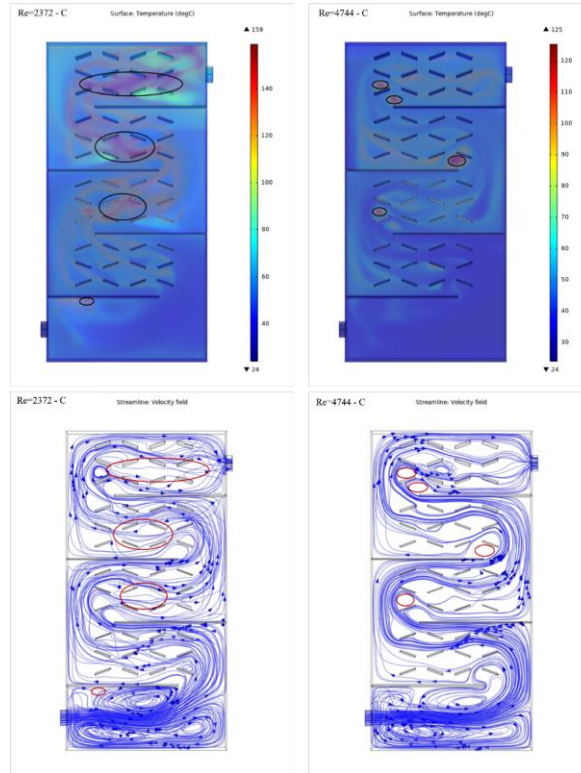
sayısına bağlı olarak verimdeki artış yüzdesi en çok B tipi kolektörde olurken, genel olarak en yüksek termal ve termohidrolik verim değerleri C tipinde görülmüştür. Bu farklı debilerden B tipi kolektörün daha çok etkilendiğini göstermiştir. Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanatçıklar sayesinde akışa dik yönde karışımlar meydana gelmektedir. Bu karışımlar sayesinde kanatçıklarda ve yutucu plaka üzerinde sınır tabakası sürekli yenilenmektedir. Bu durum ısı transferini iyileştirmekte ve dolayısıyla termal ve termohidrolik verimi arttırmaktadır. Akım çizgileri incelendiğinde birinci bölmeye eklenen kanatçıkların akışın birinci bölmedeki tüm yüzey ile temasını engellediği görülmüştür (Şekil 6). C tipinde bölmelerin çıkışındaki sıcaklık dağılımına bakıldığında en homojen dağılımın gerçekleştiği belirlenmiştir (Şekil 7). Ayrıca C tipinde birinci bölmedeki kanatçıkların olmaması, kolektör içerisinde dağılımının daha düzgün olması ve bundan dolayı basınç kaybının daha az olmasına sebep olmuştur (Şekil 6). Bu durum, B tipine göre daha iyi termohidrolik performans sağlamıştır.



Şekil 9. A, B ve C tipi kolektörlerde farklı Reynolds sayılarına göre termal (η_T) -a ve termohidrolik (η_{TH}) -b verimlerinin değişimi.

Soğurucu plaka tarafından sürekli olarak ısıtılacak olan kolektör odasında meydana gelen girdapların ve yeteri kadar akış ile teması olmayan bölgelerin, yutucu plakada bazı "sıcak noktalar" oluşturduğu ve bu durumun ısı kaybının artmasına ve akışkana aktarılan ısının düşmesine neden olduğu bilinmektedir. Bu sebeple çalışma kapsamında en iyi performans gösteren kolektör tasarımında (C tipi) meydana gelen sıcak noktaların tespiti

yapılmıştır. Şekil 10'da en düşük ve en yüksek Reynolds sayıları için oluşan sıcak noktalar ve o noktalardaki akış dağılımları verilmiştir. Şekil 5'te belirtildiği gibi B tipine kıyasla C tipindeki sıcak noktalarda bazı iyileşmeler vardır. Dolayısıyla yapılan bu sayısal çalışma araştırmacılara mevcut tasarımların iyileştirilmesine yönelik alternatif fikirler sunmuştur.



Şekil 10. C tipi kolektörde en düşük ve en yüksek Reynolds sayıları için oluşan sıcak noktalar ve bu noktalardaki akım çizgileri.

4 Sonuçlar

Bu çalışmada, geleneksel bölmeli kolektörlerdeki hava akışını yeniden düzenlemek, iç akış ve ısı transfer özelliklerini değiştirmek ve böylece kolektörün termal ve termohidrolik verim parametrelerini artırmak için daralan-genişleyen kanatçıklar bölmeler arasında monte edilmiştir. Geleneksel bölmeli hava kolektörü için Hu vd. [17] tarafından deneysel olarak tasarlanan kolektörün boyutları göz önünde bulundurulmuştur. Çalışmadan elde edilen sonuçlar şu şekildedir:

- A tipi kolektörde genel olarak bölmelerin uç ve arka kısımlarında sıcak hatlar oluşurken, B ve C tipinde ise genel olarak kanatçıklar arasında ve bölmeler ile kanatçıklar arasında sıcak noktalar oluşmuştur.
- C tipi kolektörde bölmelerin çıkışındaki sıcaklık dağılımlarının diğer tiplere kıyasla daha homojen olduğu belirlenmiştir.
- Kolektörlerin giriş ve çıkışları arasında en yüksek sıcaklık farkı C tipinde meydana gelirken, en düşük sıcaklık ve basınç farkları A tipinde meydana gelmiştir.
- Re sayısının artması tüm kolektörlerin sıcaklık farklarında düşüşe, basınç farklarında ise artışa sebep olmuştur.

- A tipine göre B tipindeki ortalama sıcaklık farkı %5.36 kadar, C tipindeki ortalama sıcaklık farkı ise %7.27 kadar artış gözlemlenmiştir.
- A tipine göre B tipindeki ortalama basınç düşüşü %5.37 artarken, C tipinde ise %3.00 kadar artış gözlemlenmiştir.
- Termal ve termohidrolik verim parametrelerinde en yüksek değerler sırasıyla %87.21 ve %87.11 olacak şekilde C tipine, en düşük değerler ise sırasıyla %81.18 ve %81.08 olacak şekilde A tipine aittir.
- Çalışma kapsamında en iyi sonucu veren C tipi kolektörde en yüksek ve en düşük Reynolds sayılarında meydana gelen sıcak noktaların tespiti yapılmış ve bu sıcak noktaların giderilmesi için alternatif fikirler oluşturulmuştur.

Açıklamalar

Bu çalışma Tarsus Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından MF.21.001 ve MF.21.002 numaralı projeler kapsamında desteklenmiştir. Desteklerinden dolayı Tarsus Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne teşekkür ederiz.

Bilgilendirme

Bu çalışmada Etik Kurul Onay belgesine gerek yoktur.

Kaynaklar

- [1] Singh Yadav, A., & Kumar Thapak, M. (2014). Artificially roughened solar air heater: Experimental investigations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 36, 370–411.
- [2] Khan, M. I., Yasmin, T., & Shakoor, A. (2015). International experience with compressed natural gas (CNG) as environmental friendly fuel. *Energy Systems*, 6(4), 507–531.
- [3] Khan, M. I. (2017). Falling oil prices: Causes, consequences and policy implications. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 149(April 2016), 409–427.
- [4] Khan, M. I., Yasmeen, T., Khan, M. I., Farooq, M., & Wakeel, M. (2016). Research progress in the development of natural gas as fuel for road vehicles: A bibliographic review (1991-2016). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 66, 702–741.
- [5] Imran Khan, M. (2017). Policy options for the sustainable development of natural gas as transportation fuel. *Energy Policy*, 110(May), 126–136.
- [6] Olmuş, U., Güzelel, Y. E., Pınar, E., Özbek, A., & Büyükalaca, O. (2022). Performance assessment of a desiccant air-conditioning system combined with dew-point indirect evaporative cooler and PV/T. *Solar Energy*, 231(September 2021), 566–577.
- [7] Tian, Y., & Zhao, C. Y. (2013). A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications. *Applied Energy*, 104, 538–553.
- [8] Arunkumar, H. S., Vasudeva Karanth, K., & Kumar, S. (2020). Review on the design modifications of a solar air heater for improvement in the thermal performance. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 39(January), 100685.
- [9] Tchinda, R. (2009). A review of the mathematical models for predicting solar air heaters systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(8), 1734–1759.
- [10] Hürdoğan, E., Çerçi, K. N., Saydam, D. B., & Ozalp, C. (2022). Experimental and Modeling Study of Peanut Drying in a Solar Dryer with a Novel Type of a Drying Chamber. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 44(2), 5586–5609.
- [11] Alic, E., Das, M., & Akpınar, E. K. (2021). Design, manufacturing, numerical analysis and environmental effects of single-pass forced convection solar air collector. *Journal of Cleaner Production*, 311, 127518.
- [12] Esen, H. (2008). Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plates. *Building and Environment*, 43(6), 1046–1054.
- [13] Ozgen, F., Esen, M., & Esen, H. (2009). Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans. *Renewable Energy*, 34(11), 2391–2398.
- [14] Hu, J., Sun, X., Xu, J., & Li, Z. (2013). Numerical analysis of mechanical ventilation solar air collector with internal baffles. *Energy and Buildings*, 62, 230–238.
- [15] Kurtbas, I., & Durmuş, A. (2004). Efficiency and exergy analysis of a new solar air heater. *Renewable Energy*, 29(9), 1489–1501.
- [16] Akpınar, E. K., & Koçyiğit, F. (2010). Energy and exergy analysis of a new flat-plate solar air heater having different obstacles on absorber plates. *Applied Energy*, 87(11), 3438–3450.
- [17] Hu, J., Liu, K., Guo, M., Zhang, G., Chu, Z., & Wang, M. (2019). Performance improvement of baffle-type solar air collector based on first chamber narrowing. *Renewable Energy*, 135, 701–710.
- [18] Potgieter, M. S. W., Bester, C. R., & Bhamjee, M. (2020). Experimental and CFD investigation of a hybrid solar air heater. *Solar Energy*, 195(August 2019), 413–428.
- [19] Saydam, D. B., Çerçi, K. N., Hürdoğan, E., & Özalp, C. (2021). İç Bölmelere Sahip Havalı Bir Güneş Kolektörünün Deneysel Olarak İncelenmesi Experimental Investigation of a Solar Air Collector with Internal Baffles. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 184, 46–54.
- [20] Erdiñç, M. T. (2014). *Birbirleriyle bağlantılı daralan ve genişleyen kanallarda akış ve ısı geçişinin sayısal olarak incelenmesi*. (Master's dissertation, Osmaniye Korkut Ata University).
- [21] Yılmaz, T., & Erdiñç, M. T. (2018). Numerical investigation of flow and heat transfer in communicating converging and diverging channels. *Journal of Thermal Engineering*, 4(5), 2318–2332.
- [22] Kotcioglu, I., Ayhan, T., Olgun, H., & Ayhan, B. (1998). Heat Transfer and Flow Structure in a Rectangular Channel With Wing-Type Vortex Generator. In *Tr. J. of Engineering and Environmental Science* (Vol. 22, pp. 185–195).
- [23] Houda, S., Belarbi, R., & Zemmouri, N. (2017). A CFD Comsol model for simulating complex urban flow. *Energy Procedia*, 139, 373–378.
- [24] Zhang, B., Zhu, J., & Gao, L. (2020). Topology optimization design of nanofluid-cooled microchannel heat sink with temperature-dependent fluid properties. *Applied Thermal Engineering*, 176, 115354.
- [25] Yıldırım, C. (2019). V- Kanatçık Kullanımının Havalı Güneş Kolektörlerinde Termal ve Termohidrolik Verime Etkisinin Parametrik Analizi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34, 23–32.