

Numerical Analysis of Artificially Square Section Roughened Solar Air Heater Design

Abdülkadir KOÇER¹ * 

¹Akdeniz University, Vocational School of Technical Sciences, Department of Electricity and Energy, 07070, Kampüs/ANTALYA

Graphical/Tabular Abstract

Article Info:

Research article
Received: 17.03.2022
Revision: 08.05.2022
Accepted: 22.05.2022

Highlights

- Solar air heater
- Heat transfer
- CFD analysis

Keywords

Solar energy
Air heater
Heat transfer
CFD analysis

In this study, a numerical analysis of a solar air heater was designed by creating a square section of artificial roughness on the absorber plate. Numerical simulation has been performed using the finite volume method with the widely used computational fluid dynamics software ANSYS Fluent.

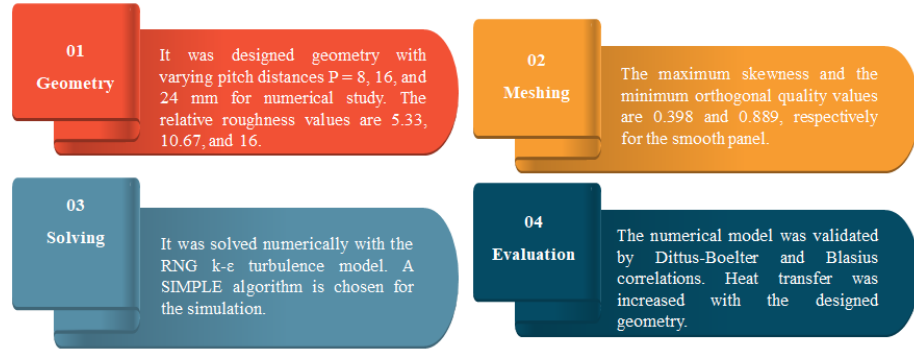


Figure A. The main steps of this computational study

Purpose: Numerical analysis of square section artificial rough solar air heater and flat air heater with different dimensions was carried out to examine the effect of different design parameters. Analyzes were performed in 2D in ANSYS Fluent 2019R3, a widely used computational fluid dynamics (CFD) software. The results produced were compared with the literature values.

Theory and Methods: For numerical study, geometry with variable pitch distances $P = 8, 16,$ and 24 mm is designed. The relative roughness values are $5.33, 10.67,$ and 16 . Incompressible, No-slip conditions and steady and turbulent flow are designed. The inlet temperature is 300 K and inlet velocity changes depending on Reynolds Number. The constant heat flux (1000 W/m²) was applied to the top surface. The other walls of the air heater are assumed to be adiabatic. RNG $k-\epsilon$ turbulent model is employed for the numerical study. A SIMPLE algorithm is chosen for the simulation.

Results: The designed artificial roughness heat transfer has been increased and the air outlet temperature has reached around 314 K was reached under $Re=4000$ and $P/e=5.33$ conditions. The thermal enhancement ratio approaches a maximum value of 1.20 for a relative roughness pitch of 16 at a Reynolds number of 8000 .

Conclusion: Artificial roughness applied to increase heat transfer causes friction losses. this results in additional pumping costs. In such applications made to increase heat transfer, pump costs should also be considered.



Numerical Analysis of Artificially Square Section Roughened Solar Air Heater Design

Abdülkadir KOÇER¹ *

¹Akdeniz Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, 07070, Kampüs/ANTALYA

Abstract

It is known that solar air heaters have low heat transfer efficiencies, with widespread use. Various studies are carried out on this subject. In this study, numerical analysis of a solar air heater designed by creating a square section artificial roughness on the absorber plate. Numerical simulation of the continuity, momentum and energy equations has been performed in 2-dimensional for fully developed flow subject to turbulent, forced convection heat transfer using the finite volume method with the widely used computational fluid dynamics software ANSYS Fluent. By applying a constant heat flux of 1000 W.m⁻² on the absorber plate, flow was created at 4 different Reynolds numbers (4000, 8000, 12000 and 16000) and at 3 different roughness rates (5.33, 10.67 and 16.00). Depending on the Reynolds number, the Nusselt number, friction factor change and fluid outlet temperature were examined. In addition, the effect of Reynolds number and roughness ratio on the heat increase rate was investigated. The maximum thermal enhancement ratio (at Re=800 and P/e=16) was calculated as 1.20. By creating artificial roughness on the absorber plate, turbulence was provided in the sub-laminar layer and it was observed that the heat transfer was increased. The fluid inlet and outlet temperature difference were found to be around 4 K.

Makale Bilgisi

Araştırma makalesi
Başvuru: 17.03.2022
Düzeltilme: 08.05.2022
Kabul: 22.05.2022

Keywords

Solar energy
Air heater
Heat transfer
CFD analysis

Anahtar Kelimeler

Güneş enerjisi
Hava ısıtıcı
Isı transferi
CFD analiz

Kare Kesit Yapay Pürüzlü Güneş Destekli Hava Isıtıcı Tasarımının Sayısal Analizi

Öz

Güneş destekli hava ısıtıcıların çok yaygın kullanım ile birlikte ısı transferi verimlerinin düşük olduğu bilinmektedir. Bu konuda çeşitli çalışmalar yürütülmektedir. Yapılan bu çalışmada yutucu plaka üzerine kare kesit yapay pürüzlülük oluşturularak tasarlanan bir güneş destekli hava ısıtıcısının sayısal analizi yapılmıştır. Kütle, momentum ve enerji korunumu denklemlerinin sayısal simülasyonu, yaygın kullanılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS Fluent ile sonlu hacimler metodunu kullanarak türbülanslı, zorlanmış konveksiyon ısı transferine maruz kalan tam gelişmiş akış için 2-boyutlu olarak yapılmıştır. Yutucu plaka üzerine 1000 W.m⁻² sabit ısı akısı uygulanarak 4 farklı Reynolds sayısında (4000, 8000, 12000 ve 16000) ve 3 farklı pürüzlülük oranında (5,33, 10,67 ve 16,00) akış oluşturulmuştur. Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörü değişimi ve akışkan çıkış sıcaklığı irdelenmiştir. Ayrıca, Reynolds sayısının ve pürüzlülük oranının ısı arttırma oranına etkisi incelenmiştir. Maksimum ısı arttırma oranı (Re=800 ve P/e=16'de) 1,20 olarak hesaplanmıştır. Yutucu plaka üzerinde yapay pürüzlülükler oluşturularak laminar alt tabakada türbülans sağlanması ile ısı transferinin arttırıldığı görülmüştür. Akışkan giriş ve çıkış sıcaklık farkı 4 K civarında bulunmuştur.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Gelişen teknoloji ile enerjiye olan ihtiyaç her geçen gün artmaktadır. Bu süreçte enerji tasarrufu ve mevcut enerjinin verimli kullanılması önemli bir unsurdur. Halen üretilen enerjinin büyük bir kısmı fosil yakıtların yakılması, doğalgaz ve nükleer enerji gibi geleneksel enerji kaynaklarından sağlanmaktadır. Bu yakıtların kullanımı da sera gazlarının artmasına neden olmaktadır. Küresel ısınmanın neden olduğu iklim değişikliği; ekosistemi tehdit etmekte, kurağı, orman yangınlarını arttırmakta, su ve gıda tedarikini bozmaktadır. Ayrıca artan nüfus ile birlikte, 2040 yılına kadar enerji talebinin %28 artacağı ön görülmektedir [1].

Güneş destekli hava ısıtıcılar evsel ısıtma uygulamalarında, tarımsal ürünlerin kurutulmasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tür ısıtıcıların tasarımı basit ve üretim maliyetleri düşüktür. Yutucu plaka, ısı enerjisini doğrudan güneşten alır ve akışkana aktarır. Ancak düz yüzeyli bir plakada temas yüzeyi minimum

olduğu için ısı verimi düşüktür. Isı transferini arttırmak için aktif ve pasif olmak üzere iki farklı yöntem kullanılır. Aktif sistemler ek bir enerji uygulanan sistemlerdir. Pasif sistemler ise akış yüzeyinin artırılması ve akışın karmaşılaştırılması olarak ifade edilir. Plaka üzerinde kanal benzeri pasif tekniklerin uygulanmasıyla yapay pürüzlülükler oluşturularak laminar alt tabakada türbülans sağlanır ve termal verimlilik artırılır.

Yapılan çalışmalarda; yutucu plaka ile akışkan arasındaki ısı transfer oranını iyileştirmek için oluklu, kanatlı, gözenekli ve yapay pürüzlendirilmiş plakalar gibi farklı teknikler önerilmiştir. Yapay pürüzlülüğün kullanılması, konvektif ısı transfer oranını iyileştirmek için en ekonomik ve etkili yöntem olduğu belirtilmiştir [2].

Shetty ve ark. [1] tarafından delikli dairesel yutucu plakalı bir güneş destekli hava ısıtıcısının sayısal analizi yapılmıştır. 3000 ile 21000 arasında değişen Reynolds sayılarında yapılan analiz sonucunda %72,8 ile en yüksek termohidrolik verim elde edilmiştir. Isıtıcının termohidrolik veriminin, plaka üzerindeki delik çapındaki artışla doğru orantılı olduğu ifade edilmiştir.

Gill ve ark. [2] tarafından yapılan çalışmada; şaşırtmalı yapay pürüzlülüğün akışkan üzerindeki etkisini, sonlu hacim yöntemine dayalı sayısal yaklaşım kullanılarak gözlemlenmiştir. Önerilen tasarım ile, düz bir kanala kıyasla sürtünme faktörünün 2,57 ve Nusselt sayısının 3,16 kat arttığı belirtilmiştir.

Yadav ve ark. [3] ısı transfer katsayısını artırmak amacıyla düz yüzeyli güneş destekli ısıtıcı üzerine yarı dairesel yapay pürüzlülükler oluşturularak 2D sayısal analizi yapılmıştır. Engel adımı $P = 15$ mm olan yarı dairesel pürüzlülüğün en iyi Nusselt sayısına ulaşıldığı ve sürtünme faktörünün kademeli olarak azaldığı belirtilmiştir.

Yadav ve Bhagoria [4] tarafından yarı dairesel kesitli enine yapay pürüzlendirilmiş bir güneş destekli hava ısıtıcısının türbülanslı akışları üzerine sayısal bir inceleme gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün, bağıl pürüzlülük yüksekliğine büyük ölçüde bağlı olduğu belirtilmiştir. Bağıl pürüzlülük yüksekliğinin 0,042 olduğunda maksimum termo-hidrolik performans elde edildiği ifade edilmiştir. Yazarların diğer bir çalışmasında [5] kare kesit enine yapay pürüzlendirilmiş bir yutucu plaka üzerindeki akış sayısal olarak incelenmiştir. En iyi termo-hidrolik performansın 10,71 pürüzlülük oranında ve 0,042 bağıl pürüzlülük yüksekliğinde olduğu ifade edilmiştir.

Mahanand ve Senapati [6] tarafından yapılan çalışmada çeyrek dairesel kesitli enine yapay pürüzlendirilmiş bir güneş destekli hava ısıtıcısının termo-hidrolik özellikleri sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada çeyrek dairesel pürüzler üç farklı şekilde konumlandırılarak karşılaştırılmıştır. Pürüzlülük oranı 7,14 olan çeyrek dairesel pürüze sahip güneş destekli hava ısıtıcısının, 1,88'lik bir maksimum ısı arttırma oranı sağladığı ifade edilmiştir.

Sharma ve ark. [7] kare kesit pürüzlü yutucu plaka bulunan güneş enerjili hava ısıtıcısının termal verimliliğini araştırmak için sayısal bir çalışma yürütmüştür. Çalışmada 16 farklı geometrik pürüzlülük düzeni için, 4000 ile 20000 arasında değişen Reynolds sayısı altında RNG k-epsilon yöntemi ile sayısal analiz yapılmıştır. Kare kesit pürüzlülük parametrelerindeki değişimin, düz kanala kıyasla Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerinde büyük etkiye sahip olduğu rapor edilmiştir. Ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısının da arttığı belirtilmiştir.

Hans ve ark. [8] yapmış olduğu literatür çalışmasında 11 farklı pürüzlülük için ısı arttırma oranlarını karşılaştırmıştır. Çalışmada ısı arttırma oranlarının Reynolds sayısı ve pürüzlülük parametrelerine bağlı olarak 0,4 ile 2,4 arasında değiştiği raporlanmıştır. Ayrıca ısıtıcı verimini arttırmak için yapılan pürüzlülüklerin sürtünme kayıplarına neden olduğunu vurgulamıştır.

Yadav ve Bhagoria [9], hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanarak yutucu plaka üzerinde enine dairesel yapay olarak pürüzlendirilmiş bir güneş enerjili hava ısıtıcısındaki ısı transferi ve sıvı akışının 2-boyutlu sayısal analizini yapmışlardır. Çalışmada RNG k-ε modelinin en uygun model olduğu vurgulanmıştır. Sonuçların mevcut deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulandığı ifade edilmiştir. İncelenen parametre

aralığı için termal iyileştirme faktörünün maksimum değeri 1,65 olarak bulunmuştur. Yapay olarak pürüzlendirilmiş güneş enerjili hava ısıtıcısına ilişkin farklı CFD araştırmalarında termal iyileştirme faktörünün maksimum değeri; 10,71 bağıl pürüzlülük adımına karşılık gelen 1,82 olarak bulunduğu yazarların yayınlanmış başka bir inceleme makalesinde tespit edilmiştir [10].

Sing ve Sing [11] tarafından pürüzlülük elemanları olarak kare dalga profilli enine kırılgara sahip güneş enerjili hava ısıtıcı kanalının CFD analizini yapılmıştır. Çalışma sonucunda maksimum termohidrolik performans parametresinin 12000 Reynolds sayısı ve 10 mm bağıl pürüzlülük adımı için 1,43 olarak gözlemlenmiştir.

Yadav ve Bhagoria [12] tarafından kare kesitli enine nervür pürüzlülüğü ile pürüzlendirilmiş bir güneş enerjili hava ısıtıcısından geçen türbülanslı akışın CFD tabanlı bir araştırması gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada; ortalama ısı transferi, ortalama akış sürtünmesi ve termohidrolik performans parametrelerinin, bağıl pürüzlülük yüksekliğine güçlü bir şekilde bağlı olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca araştırılan parametre aralığı için maksimum termohidrolik performans parametre değeri 1,8 olarak rapor edilmiştir.

3-boyutlu model (3D) yerine 2-boyutlu (2D) model seçimi farklı faktörlere bağlıdır, geometrinin karmaşıklığına göre tercih yapılabilir. 2D ve 3D modeller arasındaki bir karşılaştırma sonucunda ortalama %4' ten daha az bir farkla her iki sonuç arasında çok iyi bir uyum gösterildiği literatürde vurgulanmıştır [13].

Güneş destekli hava ısıtıcılar için tasarım şekli ve parametrelerinin değişmesi, ısıtıcının veriminde artışa ya da azalmaya neden olmaktadır. Bu yüzden literatürde benzer geometrik özelliklere sahip birçok çalışma mevcuttur ancak bu çalışmaların tasarım parametreleri farklıdır. Parametrelere bağlı olarak elde edilen sonuçlar farklılık göstermektedir. Yapılan bu çalışmada, farklı tasarım parametrelerinin etkisi incelenmek üzere farklı ölçüler sahip kare kesitli yapay pürüzlü güneş destekli hava ısıtıcı ile düz hava ısıtıcının sayısal analizi yapılmıştır. Analizler yaygın olarak kullanılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yazılımı olan ANSYS Fluent 2019R3 sürümünde 2D olarak yapılmıştır. Üretilen sonuçlar literatür değerleri ile karşılaştırılmıştır.

2. MATERYAL VE METOT (MATERIALS AND METHODS)

Bu çalışmada; akışkan olarak 300 K giriş sıcaklığında hava kullanılmıştır. Zamandan bağımsız, türbülanslı akış göz önüne alınmış olup havanın kanala sabit hızda girdiği varsayılmıştır. Çalışmada dört farklı Reynolds sayısı (4000, 8000, 12000 ve 16000) kullanılmıştır. Akışkan hızları, Denklem 1'e göre hesaplanmıştır. Gupta ve ark. [14] yaptıkları çalışmada; 3800 ile 18000 aralığındaki Reynolds sayısında çalışan güneş enerjili hava ısıtıcı sistemlerin daha iyi termo-hidrolik performans gösterdiğini bildirmiştir.

$$v = \frac{Re\mu}{\rho D_h} \quad (1)$$

Yutucu plaka olarak, 0,8 mm kalınlığında 1000 W.m⁻² sabit ısı akısına maruz kalan alüminyum plaka seçilmiştir. Çevresel etkileşim kaynaklı ısı kayıpları ihmal edilmiştir. Çalışmada kullanılan hava ve yutucu plakanın termofiziksel özellikleri Tablo 1'de verilmiştir.

Çalışmada kullanılan güneş destekli hava ısıtıcı; giriş (L₁), test (L₂) ve çıkış (L₃) olmak üzere kanal şeklinde 3 bölüm olarak tasarlanmıştır (Şekil 1). Giriş bölümünün amacı, akışın test bölüme girmeden önce tamamen gelişmesine izin vermektir. ASHRAE Standard 93 GA30329'a göre giriş ve çıkış uzunluklarının olması gereken minimum değerler Denklem 2 ve 3 yardımıyla hesaplanmıştır [15]. Kanalın hidrolik çapı ise Denklem 4 yardımıyla hesaplanmıştır.

Tablo 1. Hava ve yutucu plakanın termofiziksel özellikleri

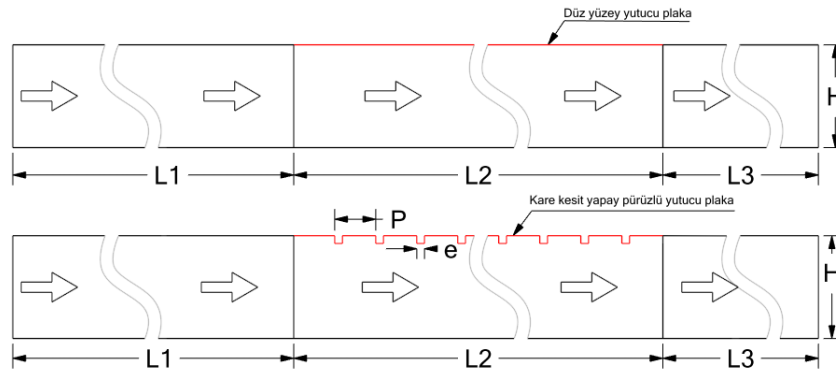
	Hava	Yutucu plaka (Alüminyum)
Yoğunluk (kg.m ⁻³)	1,225	2719
Özgül ısı (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	1006,43	871
Isıl iletkenlik (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0,0242	202.4
Vizkozite (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)	1,7894 10 ⁻⁵	-
Prandtl Sayısı	0,7291	-

Isı transferinin artırılması amacıyla kanal üzerinde 8, 16 ve 24 mm aralıklarla kare kesit pürüzlülük oluşturulmuştur. Bağıl pürüzlülük yüksekliği için $e/D_h=0,045$ değeri sabit tutularak pürüzlülük oranları 5,33, 10,67 ve 16,00 mm olarak belirlenmiştir. Çalışmada kullanılan güneş destekli hava ısıtıcının geometrik değerleri Tablo 2’de verilmiştir.

$$L_1 = 5\sqrt{HW} \quad (2)$$

$$L_3 = 2.5\sqrt{HW} \quad (3)$$

$$D_h = \frac{4A}{P_w} \quad (4)$$

**Şekil 1.** Sayısal analizi yapılan hava ısıtıcının geometrik modeli

Sayısal analizde Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün belirlenmesi, ısı artırma oranının (thermal enhancement rate) değerlendirilmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Kare kesit pürüzlü hava ısıtıcı için ortalama Nusselt sayısı ve ortalama sürtünme faktörü Denklem 5 ve 6 yardımıyla hesaplanır. Isı artırma oranı, eşit bir pompalama gücünde pürüzlü bir yüzeyin ısı transfer katsayısının pürüzsüz bir yüzeye oranı olarak tanımlanır [4]. Nusselt iyileştirme oranı, sürtünme faktörü iyileştirme oranı ve ısı artırma oranı sırasıyla Denklem 7, 8 ve 9 yardımıyla hesaplanır.

Tablo 2. Çalışmada kullanılan güneş hava ısıtıcının geometrik değerleri

Parametre	Sembolü	Değeri
-----------	---------	--------

Giriş uzunluğu (mm)	L_1	230
Test uzunluğu (mm)	L_2	450
Çıkış uzunluğu (mm)	L_3	120
Kanal genişliği (mm)	W	100
Kanal derinliği (mm)	H	20
Hidrolik çap (mm)	D_h	33,33
Engel adımı (mm)	P	8; 16; 24
Engel yüksekliği (mm)	e	1,5
Pürüzlülük oranı	P/e	5,33; 10,67; 16
Bağıl pürüzlülük yüksekliği (mm)	e/D_h	0,045

$$Nu_r = h \frac{D_h}{k} \quad (5)$$

$$f_r = \frac{(\Delta P / L_2) D_h}{2 \rho v^2} \quad (6)$$

$$NER = \frac{Nu_r}{Nu_s} \quad (7)$$

$$FFER = \frac{f_r}{f_s} \quad (8)$$

$$TER = \frac{(NER)}{(FFER)^{\frac{1}{3}}} \quad (9)$$

Düz yüzey yutucu plakaya sahip güneş destekli hava ısıtıcı için yapılan sayısal analiz sonuçları; yaygın olarak kullanılan ampirik korelasyonlar ile doğrulanmıştır. Karşılaştırmada Nusselt sayısı için Denklem 10'de verilen Dittus-Boelter eşitliği ve sürtünme faktörü için Denklem 11 'de verilen Blasius eşitliği kullanılmıştır [16].

$$Nu = 0,024 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (10)$$

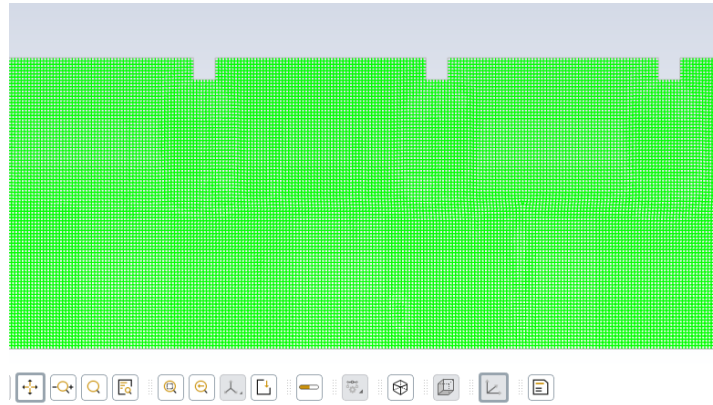
$$f = 0,085 Re^{-0.25} \quad (11)$$

Sayısal analizin en önemli bileşenlerinden birisi olan ağ yapısı (mesh) ANSYS yazılımı ile oluşturulmuştur (Şekil 2). Ağ yapısının optimizasyonu sistem verimliliği açısından önemlidir. Optimum hücre sayısını belirlemek için; artan ağ sayısı ile arka arkaya analizler yapılmıştır. Nusselt sayısındaki değişimin %1 ve sürtünme faktörünün %2 den az olduğu durumdaki hücre sayısı optimum olarak belirlenmiştir. Optimum

değerden fazla ağ sayısının artırılması çözüm doğruluğunu arttırmayıp hesaplama yükünü arttıracaktır. Ağ yapısı analizi P08 ve $Re=16000$ için yapılmış olup analiz sonucunda belirlenen optimum hücre boyutu $0,22$ mm'dir. Ayrıca ağ yapısı kalitesini belirleyen çarpıklık (skewness) ve diklik (orthogonal) gibi başlıca parametre değerleri Tablo 3' de verilmiştir.

Tablo 3. Ağ yapısı kalitesini belirleyen parametre değerleri

	Çarpıklık (maksimum)	Diklik (minimum)
Sayısal sonuçlar		
Düz yüzey	0,398	0,889
P/e=5,33	0,568	0,698
P/e=10,67	0,419	0,899
P/e=16	0,452	0,847
Referans değerler [17]		
Mükemmel	0,00-0,25	0,95-1,00
Çok İyi	0,25-0,50	0,70-0,95
İyi	0,50-0,80	0,20-0,69
Kabul edilebilir	0,80-0,94	0,15-0,20
Kötü	0,95-0,97	0,001-0,14
Kabul edilemez	0,98-1,00	0-0,001



Şekil 2. Kare kesit pürüzlü hava ısıtıcının ağ yapısı

Yapılan bu çalışmada, akışkan (hava) sabit sıcaklıkta (300 K) ve $1,75$ m.s⁻¹ ile $7,01$ m.s⁻¹ hız değerleri aralığında üniform olarak kanala girişi (velocity-inlet) sağlanmıştır. Çıkışta $1,013 \cdot 10^5$ Pa ($P_g=0$) sabit basınçla bir akışkan çıkışı (pressure-outlet) sınır koşulu uygulanmıştır. Sabit hidrolik çap ve Denklem 12 yardımıyla hesaplanan türbülans yoğunluğu giriş ve çıkışta tanımlanmıştır. Yutucu plaka duvarına sabit ısı akısı ($q=1000$ W.m⁻²) uygulanmıştır. Diğer duvarlar adyabatik ($q=0$) olarak tasarlanmıştır. Tüm duvarlarda kaymaz akış (no-slip) şartı dikkate alınmıştır.

$$I = 0,16 Re^{-\frac{1}{8}} \quad (12)$$

Sayısal çalışmada sonlu hacimler metodunu kullanarak türbülanslı, zorlanmış konveksiyon ısı transferine maruz kalan tam gelişmiş akış için Denklem 13, 14 ve 15’de verilen kütle, momentum ve enerji denklemleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yazılımı olan ANSYS Fluent 2019R3 sürümünde çözümlenmiştir. Denklem çözümlerinde SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations) algoritması kullanılmıştır.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u_i u_j) \quad (14)$$

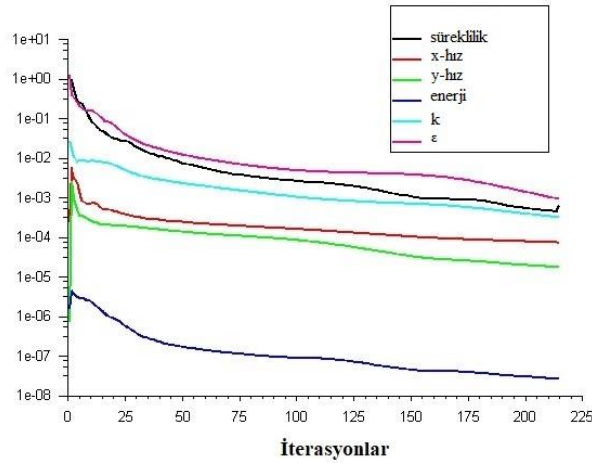
$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left((\tau + \tau_t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (15)$$

burada τ ve τ_t sırasıyla moleküler termal yayılım ve türbülanslı termal yayılım olup aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$\tau = \frac{\mu}{Pr} \quad (16)$$

$$\tau_t = \frac{\mu_t}{Pr_t}$$

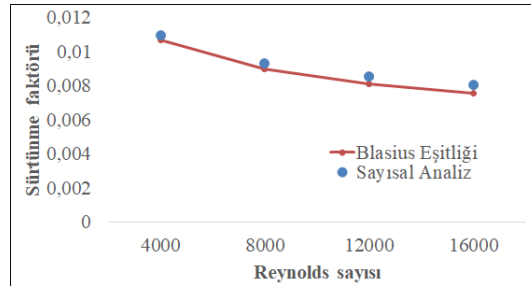
Kanal içerisindeki türbülanslı akışın simülasyonunda yaygın kullanılan Renormalization-group (RNG) k- ϵ Türbülans modeli kullanılmıştır. Yadav ve Bhagoria yaptıkları çalışmada güneş destekli hava ısıtıcısının sayısal analizi için kullanılacak çeşitli türbülans modellerini kapsamlı bir şekilde inceleyerek, RNG k- ϵ modelinin güneş hava ısıtıcısı simülasyonu için en uygun model olduğu sonucuna varmışlardır [10]. Ayrıca bu modelin doğru sonuç verdiği birçok çalışmada vurgulanmıştır [5,11,13]. Çözümlemede 2. Derece ayrıklaştırma şeması kullanılmıştır. Tüm bağımlı değişkenlerin yakınsama kriterleri 10^{-3} olarak belirlenmiştir. Enerji denkleminde ise hassasiyet artırılarak 10^{-6} tercih edilmiştir. Ayrıklaştırma kalıntılarının (residuals) gösterildiği örnek çıktı Şekil 3’de verilmiştir.



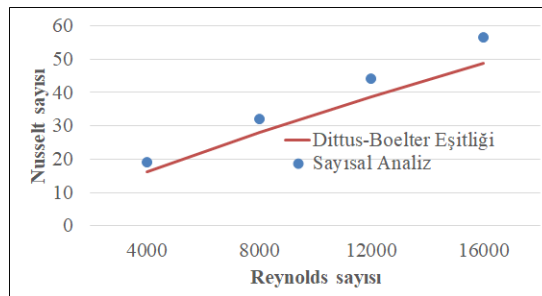
Şekil 3. Ayrıklaştırma kalıntılarının (residuals) gösterildiği örnek çıktı

3. BULGULAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

Bu çalışmada, ısı transferini arttırmak amacıyla tasarlanan kare kesitli yapay pürüzlü güneş destekli hava ısıtıcı ile düz hava ısıtıcının CFD yaklaşımı kullanılarak sayısal analizi yapılmıştır. Yapılan analizde Reynolds sayısının, bağıl pürüzlülük adımı (P/e) ve bağıl pürüzlülük yüksekliğinin (e/D) ortalama ısı transferi ve akışkan sürtünmesi üzerindeki etkileri tartışılmıştır. Analiz sonuçları, ısı transferindeki ve sürtünme faktöründeki artışı tartışmak için benzer çalışma koşullarındaki düz kanallardan elde edilen ve literatürde yaygın kullanılan ampirik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Şekil 4 ve Şekil 5 'de düz kanal üzerinde sürtünme faktörü ve Nusselt sayısının, Reynolds sayısına göre değişimi verilmiştir. Sürtünme faktörü değerlerinin Blasius eşitliği ile, Nusselt sayılarının ise, Dittus-Boelter ampirik korelasyonu sonuçları ile uyumlu olduğu görülmektedir.

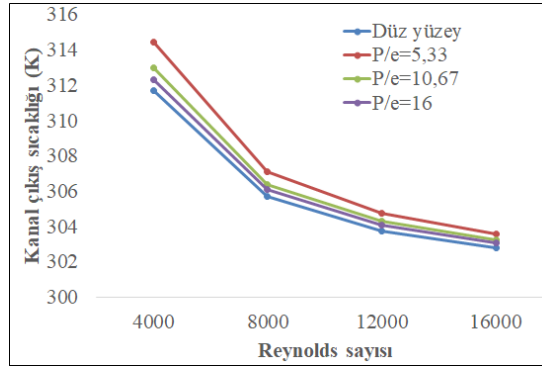


Şekil 4. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi



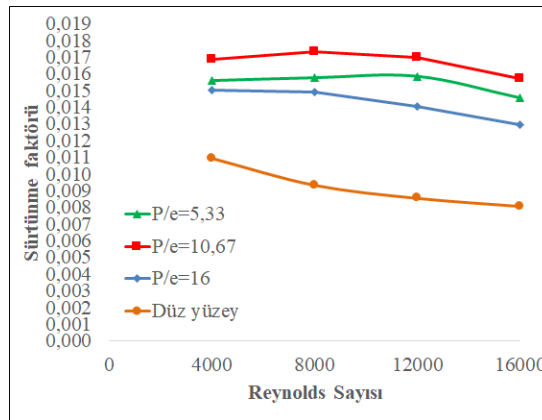
Şekil 5. Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi

Tasarlanan kare kesit yapay pürüzlülük ile birlikte ısıtıcıdaki çıkış sıcaklıkları da artmıştır. Şekil 6 'da düz yüzey ve pürüzlü yüzeyler için, kanal çıkış sıcaklıklarının Reynolds sayısına göre değişimi verilmiştir. En yüksek çıkış sıcaklıkları P/e oranını 5,33 olduğu durumda elde edilmiştir. 314,43 K değerindeki maksimum çıkış sıcaklığına $Re=4000$ ve $P/e=5,33$ şartlarında ulaşılmıştır. Reynolds sayısının artması ile tüm koşullarda çıkış sıcaklıkları düşmektedir.



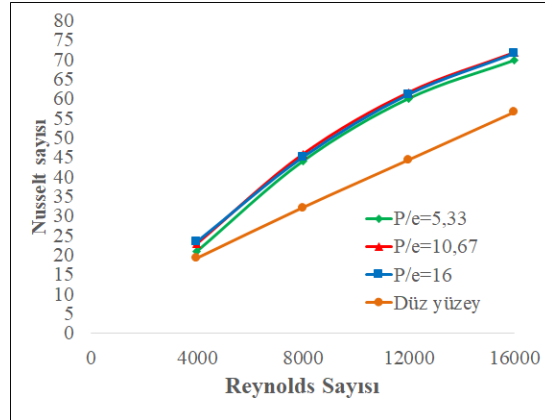
Şekil 6. Kanal çıkış sıcaklıklarının Reynolds sayılarına göre değişimi

Şekil 7 'de düz yüzey ve pürüzlü yüzeyler için, sürtünme faktörünün Reynolds sayısına göre değişimi verilmiştir. Sürtünme faktöründeki artışla birlikte kare kesit pürüzlülükten kaynaklanan girdapların dökülmesiyle ek bir enerji kaybı görülür. Viskoz alt tabakanın bastırılmasıyla Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörü azalır. İstisnai durumlar olmakla birlikte P/e oranının artması sürtünme faktörünü azaltmıştır. Bu durum Yadav vd. [3] yaptığı çalışmada vurgulanmıştır.



Şekil 7. Sürtünme faktörünün Reynolds sayılarına göre değişimi

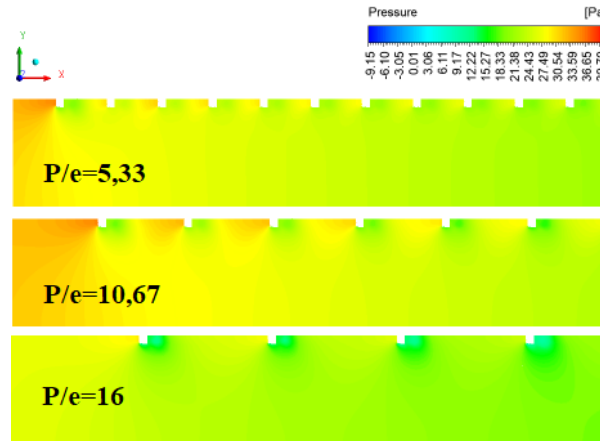
Yutucu plaka üzerindeki pürüzlülüklerin bulunması ısı transferini önemli ölçüde iyileştirir. İletimle ısı transferi azalır ve yüzey alanının artmasıyla konveksiyonla ısı transferi artar. Şekil 8 'de düz yüzey ve pürüzlü yüzeyler için, Nusselt sayısının, Reynolds sayısına göre değişimi verilmiştir. Reynolds sayısının artması ile tüm koşullarda Nusselt sayısı artmıştır. Kare kesit pürüzlü yüzeyde, düz yüzeye göre önemli ölçüde Nusselt sayısında artış olmuştur. Ayrıca P/e oranının artması az da olsa Nusselt sayısının artmasına neden olmuştur.



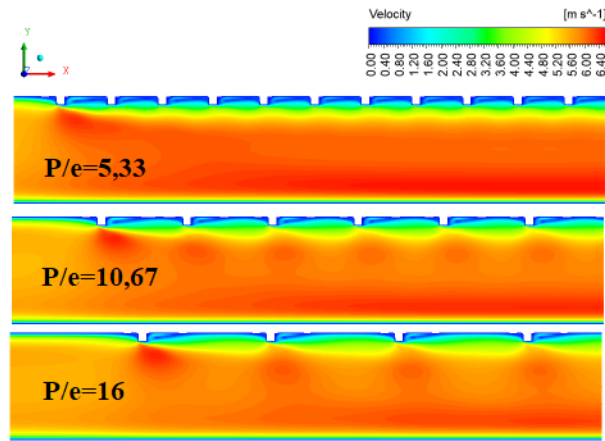
Şekil 8. Nusselt sayısının Reynolds sayılarına göre değişimi

Hava ısıtıcı akış alanında oluşturulan pürüzlülükler ısı transferinin arttırmakla birlikte basınç düşüşlerine de neden olurlar. Sürtünme kaybı olarak ifade edilen bu düşüş düz yüzey kanala göre daha fazladır. Bu kaybın normalden fazla olması ek pompalama maliyetlerine neden olmaktadır. Şekil 9’ da $Re=12000$ değeri için basınç dağılımları verilmiştir.

$Re=12000$ değeri için 3 farklı kare kesit pürüzlü yüzey tasarımı için, hız dağılımı Şekil 10’de verilmiştir. Yapay pürüzlüklerden dolayı anlık hız dağılımları oldukça düzensizdir. Kare kesit pürüzlülüğün alt kısmında bir ayırma alanı oluşturan hava akışında ani bir genişleme görülmektedir. Pürüzlülüğün arkasında büyük bir ayrılma olduktan sonra, bir sonraki adımda tekrar bağlanma meydana gelmektedir. Ayrıca engel adımına bağlı olarak hava, akış yönünde hızlanmaktadır. Hava çıkış hızının giriş hızından yüksek olduğu ilgili şekilde görülmektedir. Düşük Reynolds sayısında, tüm yüzey türleri için Nusselt sayısı hemen hemen aynı değere yaklaşır. Bunun nedeni ısı transferine karşı direnç oluşturan laminer alt tabakanın daha az bozulmasıdır [5].

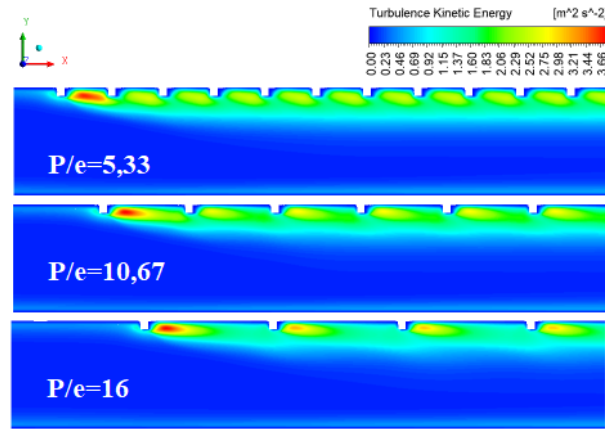


Şekil 9. $Re=12000$ değeri için basınç dağılımı



Şekil 10. $Re=12000$ değeri için hız dağılımı

Reynolds sayısındaki artış, türbülans kinetik enerjisini ve dağılıma oranını arttırmıştır. Reynolds sayısı 12000 değerinde sabit tutularak 3 farklı kare kesit pürüzlü yüzey tasarımı için, türbülans kinetik enerji dağılımı Şekil 11’de verilmiştir. Özellikle pürüzlülüğün başladığı ilk alanda en yüksek değerine ulaştığı görülmektedir. Türbülans kinetik enerji değeri akış yönünde, kare kesit pürüzlülükler arasındaki bölgede kademeli olarak azalmaktadır.



Şekil 11. $Re=12000$ değeri için türbülans kinetik enerji dağılımı

Termal-hidrolik performans, sürtünme kaybına rağmen ısı transferindeki artışın değerini ifade eder, maksimum sürtünme faktörü iyileştirme oranı $FFER=1,98$ değeri $Re=12000$ ve $P/e=10,67$ şartlarında gözlemlenmiştir. Nusselt sayısı iyileştirme oranı ise $Re=8000$ ve $P/e=10,67$ şartlarında $NER=1,43$ ile maksimum değerine ulaşmıştır. Tüm çalışma koşulları için NER , $FFER$ ve Denklem 9 yardımıyla hesaplanan ısı arttırma oranları Tablo 4’te verilmiştir. Maksimum ısı arttırma oranına $Re=8000$ ve $P/e=16$ şartlarında $TER=1,20$ değerine ulaşılmıştır. Bu değer 1’den büyük olması ilgi hava ısıtıcının pratik kullanımı açısından uygun olduğunu ifade etmektedir [16]. Sayısal çalışmadaki tüm şartlar için bu kural sağlanmıştır. Literatürde farklı pürüzlülük parametrelerine göre bu değer 0,4 ile 2,4 arasında olduğu belirtilmiştir [8]. Sürtünme kayıplarının azaltılması bu değer artmasına neden olmaktadır.

Tablo 4. *NER, FFER ve TER değerlerini karşılaştırılması*

Re	P/e=5,33			P/e=10,67			P/e=16		
	NER	FFER	TER	NER	FFER	TER	NER	FFER	TER
4000	1,10	1,43	0,98	1,19	1,54	1,03	1,22	1,37	1,10
8000	1,37	1,69	1,15	1,43	1,86	1,16	1,40	1,60	1,20
12000	1,36	1,85	1,10	1,39	1,98	1,11	1,38	1,64	1,17
16000	1,24	1,81	1,01	1,27	1,94	1,02	1,27	1,61	1,08

4. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada güneş destekli hava ısıtıcı için 3 farklı oranda kare kesit pürüzlülük oluşturularak tasarımı yapılmıştır. 3 farklı akışkan hızında yapılan analizler sonucunda; pürüzlülük oranının azalması basınç kayıplarını arttırmıştır. P/e oranı ve Reynolds sayısına göre belirlenen hava hızının önemi bir kez daha anlaşılmıştır. 1,20 olarak hesaplanan maksimum ısı arttırma oranına 8000 Reynolds sayısında ve P/e=16 pürüzlülük oranında ulaşılmıştır. Tasarlanan yapay pürüzlülük ile birlikte ısı transferinde artış sağlanmış ve hava çıkış sıcaklığı 314 K civarına kadar ulaşmıştır. Isı transferinin arttırılması için uygulanan yapay pürüzlülükler sürtünme kayıplarını neden olmaktadır. Bunun sonucunda da ek pompalama maliyetleri ortaya çıkmaktadır. Isı transferini arttırmak için yapılan bu tür uygulamalarda pompa maliyetleri de dikkate alınarak değerlendirilmelidir.

KISALTMALAR (NOMENCLATURE)

Re	Reynolds sayısı	q	Isı akısı
P _w	Kanal çevresi	h	Konveksiyon ısı transfer katsayısı
Nu	Nusselt sayısı	k	Isıl iletkenlik
Pr	Prandtl sayısı	ΔP	Basınç farkı
D _h	Hidrolik çap	v	Akışkan hızı
f	Sürtünme faktörü	NER	Nusselt sayısı iyileştirme oranı
μ	Vizkozite	FFER	Sürtünme faktörü iyileştirme oranı
P _g	Gösterge basıncı	TER	Isı arttırma oranı
I	Türbülans yoğunluğu		

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] S. P. Shetty, N. Madhwesh, and K. Vasudeva Karanth, "Numerical analysis of a solar air heater with circular perforated absorber plate," *Solar Energy*, vol. 215, pp. 416–433, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.solener.2020.12.053.

- [2] R. Singh Gill, V. Singh Hans, and R. Pal Singh, "Optimization of artificial roughness parameters in a solar air heater duct roughened with hybrid ribs," *Applied Thermal Engineering*, p. 116871, Mar. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116871.
- [3] A. S. Yadav, V. Shrivastava, V. K. Chouksey, A. Sharma, S. K. Sharma, and M. K. Dwivedi, "Enhanced solar thermal air heater: A numerical investigation," *Materials Today: Proceedings*, Apr. 2021, doi: 10.1016/j.matpr.2021.03.385.
- [4] A. S. Yadav and J. L. Bhagoria, "A Numerical Investigation of Turbulent Flows through an Artificially Roughened Solar Air Heater," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 65, no. 7, pp. 679–698, Jul. 2014, doi: 10.1080/10407782.2013.846187.
- [5] A. S. Yadav and J. L. Bhagoria, "A numerical investigation of square sectioned transverse rib roughened solar air heater," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 79, pp. 111–131, May 2014, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2014.01.008.
- [6] Y. Mahanand and J. R. Senapati, "Thermo-hydraulic performance analysis of a solar air heater (SAH) with quarter-circular ribs on the absorber plate: A comparative study," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 161, p. 106747, Mar. 2021, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106747.
- [7] S. Sharma, R. Singh, and B. Bhushan, "CFD based thermal efficiency of square shape protruded roughened absorber plate for solar air heater," *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, pp. 1–22, Apr. 2021, doi: 10.1080/15567036.2021.1908460.
- [8] V. S. Hans, R. P. Saini, and J. S. Saini, "Performance of artificially roughened solar air heaters-A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no. 8, pp. 1854–1869, Oct. 2009, doi: 10.1016/j.rser.2009.01.030.
- [9] A. S. Yadav and J. L. Bhagoria, "A CFD (computational fluid dynamics) based heat transfer and fluid flow analysis of a solar air heater provided with circular transverse wire rib roughness on the absorber plate," *Energy*, vol. 55, pp. 1127–1142, Jun. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.03.066.
- [10] A. S. Yadav and J. L. Bhagoria, "Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: A review of CFD approach," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 23, pp. 60–79, Jul. 2013, doi: 10.1016/J.RSER.2013.02.035.
- [11] I. Singh and S. Singh, "CFD analysis of solar air heater duct having square wave profiled transverse ribs as roughness elements," *Solar Energy*, vol. 162, pp. 442–453, Mar. 2018, doi: 10.1016/j.solener.2018.01.019.
- [12] A. Singh Yadav and J. L. Bhagoria, "Modeling and Simulation of Turbulent Flows through a Solar Air Heater Having Square-Sectioned Transverse Rib Roughness on the Absorber Plate," *The Scientific World Journal*, vol. 2013, p. 12, 2013, doi: 10.1155/2013/827131.
- [13] B. Zina, A. Filali, N. Benamara, S. Laouedj, and H. Ahmed, "Numerical simulation of heat transfer improvement of a new designed artificially roughened solar air heater using triangular ribs with semi-circular nooks," *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, pp. 1–17, Oct. 2020, doi: 10.1080/15567036.2020.1825564.
- [14] D. Gupta, S. C. Solanki, and J. S. Saini, "Thermohydraeic performance of solar air heaters with roughened absorber plates," *Solar Energy*, vol. 61, no. 1, pp. 33–42, Jul. 1997, doi: 10.1016/S0038-092X(97)00005-4.
- [15] A. Standard, "ASHRAE 93 (2003) Method of testing to determine the thermal performance of solar collectors. American Society of Heating," *Refrigeration and Air Conditioning Engineers*, Atlanta, GA, vol. 30329.

- [16] P. J. Bezbaruah et al., “Thermo-hydraulic performance augmentation of solar air duct using modified forms of conical vortex generators,” *Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 1387–1403, 2019, doi: 10.1007/s00231-018-2521-1.
- [17] C. Korkmaz and İ. Kacar, “Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Simülasyonları İçin Optimum Ağ Elemanı Yapısının Belirlenmesi,” in *Tarımsal Mekanizasyon ve Enerji Üzerine Güncel Araştırmalar*, Akademisyen Kitabevi A.Ş, 2021, pp. 109–125.