



Grafen Oksit (GO)-Su Nanoakışkanlı ve Kanatçıklı Birleşik Jet Akışlı Kanallarda Isı Transferinin Araştırılması

Doğan Engin Alnak¹, Koray Karabulut^{*2}

ÖZ

Bu çalışmada, birleşik jet akışıyla kanatçiksız ve farklı kanatçık mesafeli ($N = D$ ve $2D$) ve 60° açılı kanallarda su ve %0.02 hacimsel konsantrasyonlu GO (Grafen Oksit)-Su nanoakışkanı kullanılmasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerden olan ısı transferi ve performans analizi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal araştırma, zamandan bağımsız ve üç boyutlu, k - ϵ türbülans modeli Ansys-Fluent programıyla gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki deneysel çalışmanın Nu sonuçlarıyla kıyaslanmış ve uyumlu oldukları görülmüştür. $N = 2D$ ve $Re = 15000$ ' de her üç yamuk ve taç desenli yüzeylerde nanoakışkanın ortalama Num sayılarının kanatçiksız ve su akışkanına göre sırasıyla %18.35 ve %24.09 daha fazla olduğu bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: GO-Su nanoakışkanı, ısı transferi, çarpan jet-çapraz akışlı birleşik jet, desen, jet akışı

Investigation of Heat Transfer in Combined Jet Flow Channels With Graphene Oxide (Go)-Water Nanofluid and Fin

ABSTRACT

In this study, heat transfer from trapezoidal and crown patterned surfaces and performance analysis were investigated numerically by using water and 0.02% volumetric concentration GO (Graphene Oxide)-Water nanofluid in channels without fin and different fin distances ($N = D$ and $2D$) and 60° angle with combined jet flow. Numerical analysis was carried out steady and in three dimensions with the k - ϵ turbulence model Ansys-Fluent program. The outcomes of the work were matched with the Nu outcomes of the experimental work in the literature and they were discovered to be compatible. At $N = 2D$ and $Re = 15000$, the average Num numbers of the nanofluid on all three trapezoidal and crown-patterned surfaces were found to be 18.35% and 24.09% higher than the without fin and water fluid, respectively.

Keywords: GO-Water nanofluid, heat transfer, combined jet with impinging jet-cross flow, pattern, jet flow

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 10.03.2022

Kabul/Accepted : 15.12.2022

¹ Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, İmalat Mühendisliği Bölümü, Sivas
dealnak@cumhuriyet.edu.tr, ORCID: 0000-0003-0126-1483

² Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, Doğalgaz ve Tesisatı Teknolojisi Programı, Sivas - kkarabulut@cumhuriyet.edu.tr, ORCID: 0000-0001-5680-0988



EXTENDED ABSTRACT

Introduction/Background

With the development of technology, the heating of high-performance and small-volume electronic components increases and the heat transfer from these elements with traditional cooling methods is insufficient. With traditional and inefficient heat transfer methods, more energy is consumed and sufficient and desired heat transfer performance can not be achieved. However, the conservation of energy and the development of alternative energy sources are the biggest problems of today. Although traditional energy sources are expected to be exhausted in the next twenty to thirty years, energy wars are also on the world agenda. Therefore, energy should be used economically and efficiently in all areas. With improved heat transfer techniques, the cooling performance of electronic elements can be improved, while the amount of energy used for this purpose can be reduced.

Objectives/Research Purpose

The cross-flow cooling method, which is used to increase the heat transfer from electronic elements, is one of the most widely used methods. This method is based on the principle of sending the cold fluid over all the components with a fan, thereby cooling the entire electronic components. However, since this method is based on cooling all circuit elements, it may fail to transfer heat from components at very high temperatures. Another method of heat transfer is impinging jet cooling. In this method, cold fluid is locally sprayed onto an element with a high temperature with a nozzle. While a high-temperature circuit component can be cooled with the impinging jet, it may be insufficient in cooling the entire circuit. There are many elements in an electronic circuit whose temperatures are quite different from each other. For this reason, it is difficult to reach the conditions that can keep the whole circuit safely with a single cooling method. Implementing the impinging jet and cross-flow cooling method together and applying it as a combined jet stream increases the cooling capacity. In the literature, there are many studies evaluating only cross flow or only jet flow. In these studies, basically, the effects of variables such as the type of fluid used for the impinging jets, the geometry of the flow area, the turbulent model, the Reynolds number, the jet distance and the heat flux on the heat transfer were investigated. However, studies on cooling methods in which cross flow and impinging jet flow are used together are quite limited and as investigated in this study, a detailed channel and heated surface designs where the flow with the fin is directed, and carbon-based GO-Water nanofluid, which has increased in importance and use in recent years have not been found in the obtained literature.

Methods/Methodology

The GO-Water nanofluid used in this study was obtained by a two-stage nanofluid preparation method using GO nanoparticle synthesized from graphite. GO nanoparticles were prepared by measuring with a precision balance with a precision of 0.1 mg depending on the desired volumetric concentration. 0.8 g GO nanoparticles were used to obtain GO-Water nanofluid with 0.02% volumetric concentration. The obtained nanofluid was exposed to sound waves with an ultrasonicator device to ensure its stability. While the viscosity value of the prepared nanofluid was measured with the Malvern Kinexus Pro cone and plate tension controlled rheometer, the measurement of the thermal conductivity coefficient was carried out using the hot wire method, which is widely used in the literature, using the KD2 Pro thermal conductivity meter. Density measurements of the nanofluid were made experimentally with Anton-Paar DMA 4200 Density Meter. However, the specific heat value of the nanofluid was obtained as a result of the analytical model found in the literature. In addition, due to the low concentration (0.02%), the specific heat value obtained as a result of the calculation of the nanofluid was taken equal to water, since it is close to water. In the numerical part of the study, Ansys-Fluent program was used to solve the forced convective heat transfer of the combined jet flow on the patterned surfaces. Flow and heat transfer analysis were performed with the k- ϵ turbulence model for steady, turbulent flow due to the combined jet flow in the channel, where there is no body force, and the solutions of the differential equations derived from the conservation of mass, momentum and energy equations as time-averaged. In addition, the analysis of pressure drop versus heat transfer achieved in finless ducts with combined jet flow compared to finless ducts is interpreted by considering the performance evaluation number (PEC).



Results/Findings

In this study, as a result, the highest Nu number values were obtained for the trapezoidal patterned and first-order surface in the channel with $N = D$ fin distance and GO-Water nanofluid, while for the crown patterned Pattern 1 surface, Nu number values depending on the Re number for the nanofluid with $N = 2D$ fin distance are higher. For $Re = 15000$ at $N = 2D$ fin position in channels where GO-Water nanofluid is used, the Nu number of the second row surface with crown pattern (Pattern 2) is 10.35% higher than the trapezoidal surface in the same row. However, when nanofluid was used according to water fluid in channels with $N = 2D$ fin distances at $Re = 5000$, increases of 16.84% and 12.25% were found for the average Nu number in Pattern 3 on crown and trapezoidal patterned surfaces, respectively.

Discussion and Conclusions

Increasing the heat transfer from the patterned surfaces in the combined jet flow channels is of great importance in terms of operating between the safe temperature limits of the circuit to which it is connected. Apart from the pattern shape of the patterned surfaces, the fin setup and layout used to direct the fluid in the channel to the patterned surfaces, the Reynolds number of the fluid in the channel and the thermophysical properties of the fluid are the main factors in this situation. In this context, GO-Water nanofluid, which stands out with its high heat transfer properties at low concentrations (0.02%) in this study, comes to the fore with its heat transfer enhancing feature compared to conventional fluids.



1. GİRİŞ

Enerjinin korunumu ve alternatif enerji kaynaklarının geliştirilmesi günümüzün en büyük sorunudur. Önümüzdeki yirmi-otuz yıllık süreçte geleneksel enerji kaynaklarının tükenmesi beklenmekle birlikte, enerji savaşları da dünya ülkelerinin gündemindedir. Bu nedenle, enerjinin her alanda tasarruflu ve verimli kullanılması gerekmektedir.

Geleneksel ve verimsiz ısı transferi yöntemleriyle hem daha fazla enerji harcanırken hem de yeterli ve istenilen ısı transferi performansına ulaşılamamaktadır (Naga Ramesh, Karthikeya Sharma ve Amba Prasad Rao, 2021). Elektronik elemanlardan olan ısı transferini artırmada kullanılan çapraz akış ile soğutma yöntemi, en yaygın kullanılan yöntemlerden biridir. Bu yöntem, soğuk akışkanın bir fanla tüm bileşenler üzerine gönderilmesi ve bu sayede elektronik bileşenlerin bütünüünün soğutulması esasına dayanmaktadır. Ancak, bu metod bütün devre elemanlarının soğutulması esnasında olduğundan çok yüksek sıcaklıklardaki bileşenlerden olan ısı transferinde başarısız olabilir. Bir diğer ısı transferi yöntemi de çarpan jetle soğutmadır. Bu yöntemde, soğuk akışkan lüleyle sıcaklığı yüksek bir elemana yersel şekilde püskürtülür. Çarpan jet ile sıcaklığı yüksek bir devre bileşeninin soğutulması sağlanabilirken, devrenin bütünüünün soğutulmasında yetersiz kalabilmektedir. Bir elektronik devrede sıcaklıkları birbirlerinden oldukça farklı birden çok eleman bulunmaktadır. Bu sebeple, tek çeşit soğutma yöntemi ile bütün devreyi güvenli şekilde tutabilecek şartlara erişilmekte sıkıntı yaşanmaktadır. Bu nedenle; çarpan jet ve çapraz akış soğutma yönteminin bir arada işleme alınarak birleşik jet akışı şeklinde uygulanması soğutma kapasitesi yüksek faydalı bir durum oluşturabilir. Çapraz akışla devre elemanları bir bütün olarak belirli bir aşamaya kadar soğutulabilirken, devrede sadece çok yüksek sıcaklıktaki elemanlar ise çarpan jet akışıyla noktasal olarak soğutulabilmektedir (Kılıç, 2018; Teamah, Dawood ve Shehata, 2015).

Literatürde, yalnızca çapraz akış veya yalnızca jet akışın değerlendirildiği çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu çalışma için incelenen model daha ziyade jet akışa benzediğinden, literatür incelemesinde daha çok jet akış üzerine odaklanılmıştır. Bununla birlikte, literatürde çarpan jetler hakkında birçok sayısal ve deneysel araştırma mevcuttur. Bu çalışmalarda ise temel olarak çarpan jetler için kullanılan akışkanın türü, akış alanına ait geometri, türbülanslı model, Reynolds sayısı, jet mesafesi ve ısı akısı gibi değişkenlerin devre bileşenlerinden olan ısı transferine etkileri üzerinde incelemelerde bulunulmuştur. Bunun yanı sıra, çapraz akış ve çarpan jet akışın birlikte kullanıldığı soğutma yöntemleriyle ilgili yapılan çalışmalar sınırlı olup, akışkanın kanal içerisindeki ısınmış yüzeylere yönlendirilmesiyle ilgili olarak bu çalışmada araştırıldığı gibi ayrıntılı kanal ve ısınmış yüzey tasarımlarının olduğu ve son yıllarda önemi ve kullanımı giderek artan karbon kökenli GO-Su nanoakışkanının kullanıldığı bir çalışmaya elde edilen literatürde rastlanmamıştır.

Çarpan dairesel bir jet akışının sabit ısı akılı iç bükey bir yüzey üzerindeki akış ve ısı transferi niteliklerini, değişik jet-plaka arası oranlarında sayısal ve deneysel olarak Hadipour ve Zargarabadi (2018) tarafından incelenmiştir. Farklı H/D (kanal yükseklik/jet giriş çapı) oranları, Re sayıları ve jet çapı değerlerinde araştırmalar gerçekleştirilmişler ve sabit Re sayısında jet çapı artışıyla ısı transferinin arttığını görmüşlerdir. Karabulut ve Alnak (2021) dikdörtgen kesitli kanallardaki çatı ve ters yamuk şeklinde iki farklı desene sahip bakır plakalı yüzeylerin farklı jet giriş genişliklerinde tek bir hava jeti akışı ile soğutulmasını sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmalarında kullandıkları jet giriş genişlikleri 0.5 Dh ve Dh iken jet-plaka arası uzaklıklarını (H/Dh) 3 ve 6 olarak almışlardır. Sonuç olarak, 0.5 Dh jet genişliğinde, H/Dh = 6 iken Re = 5000 değerinde ortalama Nu sayısının çatı desenli yüzeyde ters yamuk desenli yüzeyden %25.92 daha fazla olduğunu belirlemişlerdir. Karabulut ve Alnak (2020) yaptıkları bir diğer çalışmada ise üç tarafı kapalı ve bir tarafı açık, jet-plaka arası uzaklığı (H/Dh) 4-10 arasında olan dikdörtgen kesitli kanallar içerisindeki sur ve dikdörtgen şeklinde olmak üzere iki farklı desene sahip sabit ısı akılı bakır plakalı yüzeylerden olan ısı transferini tek bir hava jeti akışı kullanarak incelemişlerdir. Yaptıkları araştırma sonucunda Reynolds sayısının 4000 ve jet-plaka arası uzaklığın 4 olduğu değer için sur desenli yüzeylere göre dikdörtgen desenli yüzeylerde %31.45 daha yüksek ortalama Nu sayısı değeri tespit etmişlerdir. Demircan (2019) elektronik devre elemanından olan ısı transferini çapraz akış-çarpan jetle sayısal olarak incelemiştir. Re sayısı, jet-kanal hız oranlarının farklı değerlerinde araştırmalar yapmıştır. Çalışmasında, Re sayısı ve hız oranlarının iyileşmesiyle ısı transferinin kayda değer oranda arttığı sonucuna ulaşmıştır. Mergen (2014) 3500 W/m²'lik sabit ısı akısında elektronik bir elemandan çarpan jet-çapraz akışla olan ısı transferini incelemiştir. Sonuç olarak, jet Re sayısı/kanal Re sayısı (Re_j/Re_k) oranı azaldıkça ısı transferinin düştüğünü saptamıştır. Sabit ısı akılı bir elemandan çarpan hava jetli çapraz akış birlikteliğiyle olan ısı transferi Öztürk ve Demircan (2022) tarafından sayısal olarak araştırılmıştır. Araştırmacılar, çalışmalarında farklı jet giriş hızı/kanal giriş hızı oranları (0, 1, 2 ve 3) ve 0°, 22,5°, 45°, 67,5° ve 90° olmak üzere kanala yerleştirilen kanatçıkların farklı açıları için kanaldaki tek bir elemandan olan ısı transferi incelenmişlerdir. Kanal yüksekliğinin jet çapına oranı sabit ve 3 olarak alınırken, kanalda akışkan olarak hava kullanılmıştır. Elemandan olan en yüksek ısı transferinin, giriş hızının kanal giriş hızına oranının 3 ve kanatçık açısının 90° olduğu durumda erişildiği belirlenmiştir. Maghrabie, Attalla, Fawaz ve Khalil (2017) kanal boyunca sıralı yedi adet devre elemanından meydana gelen bir sistemin çarpan jet-çapraz akış kombinasyonu ile ısı transferini sayısal olarak değerlendirmişler ve ısı transferi üzerinde jet konumu değişikliğinin etkisini belirlemişlerdir.

Nanoakışkanların kullanıldığı jet çarpmalı çalışmalar incelendiğinde; Chang ve Yang (2014) Al₂O₃-su nanoakışkanını kullanarak jet çarpmalı akış kaynamasının ısı transfer performansını incelemişlerdir. Al₂O₃-su nanoakışkanının jet çarpma akışının ısı trans-



feri performansının, çalışma sıvısı olarak kullanılan sudan daha kötü olduğu bulunmuştur. Isı transfer performansındaki azalmanın ısıl direncin artmasıyla sonuçlanan ısıtılmış yüzey üzerindeki bir nano-soğurma tabakasının oluşmasından kaynaklandığı belirlenmiştir. Bununla birlikte, ısıtılan yüzeye akustik titreşim uygulanarak nano-soğurma tabakasının oluşumu önlenirken, bu durumda Al_2O_3 -Su nanoakışkanı kullanılarak elde edilen ısı transfer performansı su kullanılarak elde edilenden daha iyi olmaktadır. Datta, Jaiswal ve Halder (2018) dış bükey bir yüzey üzerine sınırlı bir yarıktan jet çarpmasında Al_2O_3 -Su nanoakışkanı kullanarak ısı transfer performansının artırılması için sayısal simülasyon gerçekleştirmişlerdir. Sistemin akış davranışını ve taşınım ısı transfer performansını araştırmak için çeşitli Reynolds sayıları, jet-plaka arasındaki mesafe gibi farklı parametreler göz önünde bulundurulmuştur. Ortalama Nusselt sayısı ve ısı transfer katsayısının jet giriş Reynolds sayısındaki artışla önemli ölçüde arttığını belirlemişlerdir. Kumar, Zunaid ve Gautam (2021) ısı transfer oranını artırmak için jet çarpmalı durumda kanat profili sütunlarıyla birleştirilmiş bir ısı emici kullanmışlardır. Bunu gerçekleştirirken araştırmalarında su ve %1 konsantrasyonlu CuO-Su nanoakışkanından yararlanmışlardır. Sonuçlarında, ısı emici sıcaklığında jet akışkanı olarak su akışkanı kullandıklarında %10' luk bir azalma elde ederlerken, nanoakışkan kullandıklarında ise sıcaklık düşüşünün %14' ü bulduğunu saptamışlardır. Mikrokanalın üst duvarında tırtıklı enjeksiyon jeti bulunan ve 0-40 Hartman yoğunluğunda manyetik alan kullanan bir mikrokanal içindeki %0-6 Al_2O_3 -Su nanoakışkanın akışı Jalali, Sajadi, Ghaemi and Baleanu (2022) tarafından incelenmiştir. Jet çarpma bölmeli alt mikro kanal duvarı sabit bir sıcaklığa sahipken üst mikro kanal duvarı çarpan jetler arasında yalıtılmıştır. Isı transferini artırmak amacıyla çarpan jetler için girintili mod uygulanmıştır. Sonuçlar, tırtık çentik yüksekliğinin fazla olmasının ısı transferini o ölçüde artırdığını göstermiştir. Selimefendigil ve Chamka (2020) CuO-Su nano jeti kullanılarak oyuk benzeri bir kısmı olan izotermal bir yüzeyin soğutulmasında taşınım ısı transfer özelliklerini sayısal olarak analiz etmeyi amaçlamışlardır. Çalışmalarını, Reynolds sayısının farklı değerlerinde (100-400), farklı oyuk uzunlukları (5w-40w) ve yüksekliklerinde (w-5w) nanoparçacığın hacimsel konsantrasyonunu (%0-4) değiştirerek gerçekleştirmişlerdir. Oyuk uzunluğu düşük olduğunda, oyuk eğimli duvarının ortalama Nusselt sayısına katkısının önemli olduğunu ve en yüksek hacimsel konsantrasyonda su yerine nanoakışkan kullanıldığında ortalama ısı transferinin %35-46 oranında arttığını belirlemişlerdir. Abdullah, Zulkifli, Harun, Abdullah, Wan Ghopa, Najm ve Sulaiman (2019) çalışmalarında alüminyum bir plaka yüzeyine çift jet çarpmasının ısı transferi üzerinde T_1O_2 nano çözeltisi konsantrasyonunun etkisini deneysel analiz yoluyla incelemişlerdir. Bunun haricinde değişkenler olarak çift jetin lüle mesafesini ve lüle-plaka mesafesini göz önüne almışlardır. Bu verilere bağlı olarak çift jetin akış yapısının ısı transferi artışını etkileyen önemli bir durum olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca, mesafelerin ve akış yapısını etkileyen nanoparçacık konsantrasyonunun da Re sayısı ile birlikte Nu sayısını etkilediğini belirlemiş-



lerdir. Shi, Li, Lin ve Fang (2021) nano-alüminyum katkı maddelerinin yuvarlak su jetlerinin kararsızlığı üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. İki şeffaf lülenin içinde ve çıkışının yakınında akış görselleştirmesi, yüksek hızlı gölge görüntüleme tekniği ile elde edilmiş ve nanoparçacık katkı maddelerinin jet kararsızlığı üzerindeki etkilerine esas olarak, viskozite artışı ve kavitasyon teşvikinin neden olduğu belirlenmiştir.

Ulaşılan literatür incelemelerinden de görüldüğü gibi çarpan jetlerin olduğu bir çok çalışma mevcuttur. Ancak, nanoakışkan kullanılarak çarpan jet-çapraz akışın kombine olarak uygulandığı birleşik jet akışlı çalışma sayısı oldukça az olmakla birlikte çok düşük konsantrasyonlarda (%0.02) yüksek ısı transferi performansı sergileyen GO-Su nanoakışkanı kullanılan çalışmaya literatürde rastlanamamıştır. Bu çalışmada, $H = 4D$ yükseklikli birleşik jet akışlı kanallardaki yamuk ve taç desenli yüzeylerden olan ısı transferi su ve %0.02 GO-Su nanoakışkanı kullanılarak kanatçiksız ve $N = D$ ve $2D$ mesafede olmak üzere 60° açığa sahip kanatçıklı kanal durumları için sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal araştırma, sürekli ve üç boyutlu enerji ve Navier-Stokes denklemlerinin $k-\epsilon$ türbülans modeli Ansys-Fluent programı kullanılarak çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Kanatçık ve kanalın alt ve üst yüzeyleri adyabatik iken desenli yüzeyler 1000 W/m^2 'lik sabit ısı akısına sahiptir. Akışkanlar için çalışılan Reynolds sayısı aralığı 11000-15000' dir. Çalışmada kullanılan %0.02 hacimsel konsantrasyonlu GO-Su nanoakışkanının ısı iletkenliği, yoğunluğu ve viskozitesi deneysel olarak elde edilmiş olup yalnızca özgül ısı literatürde bulunan eşitlik yardımıyla bulunmuştur. Çalışmanın sonuçları, literatürdeki deneysel çalışma sonucu elde edilen denklemin sonuçlarıyla kıyaslanmış ve uyumlu oldukları saptanmıştır. Sonuçlar, her bir yamuk ve taç yüzey için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklıklarının değişimleri şeklinde incelenmiştir. Bununla birlikte, birleşik jet akışlı kanallar için kanatçiksız ve farklı mesafeli (N) kanatçıklı kanallarda nanoakışkanın hız ve sıcaklık konturu dağılımları $Re = 15000$ için sunulmuştur. Aynı Re sayısı değerinde ($Re = 15000$) kanallarda bulunan tüm desenler için kanatçiksız ve kanatçıklı durumlarda ortalama Nu sayısı (Nu_m) ve yüzey sıcaklık (T_m) değerleri değerlendirilmiştir. Ayrıca, kanatçıkların ve nanoakışkanın birleşik jet akışlı kanallarda kanatçiksız ve su kullanılan durumlara göre Nu sayısı artışına karşı basınç düşüşleri, performans değerlendirme sayısı (PEC) göz önüne alınarak yorumlanmıştır.

1.1 Nanoakışkanın Hazırlanması

Bu çalışmada kullanılan grafen oksit (GO) nanoparçacığı grafitten sentezlenmiştir. GO nanoparçacığı sentezlenirken grafit bazı kimyasal işlemlerden geçirilmiştir. Bu işlemlerden sonra grafit asit ve kimyasallardan ayrıştırılması için saf sudan geçirilmiş ve daha sonrasında GO nanoparçacığı elde edilmesi için fırında kurutma işlemine tabi tutulmuştur (Hajjar, Rashidi ve Ghosatloo, 2014; Hummers ve Offeman, 1958). GO-

Su nanoakışkanı, sentezlenen GO nanoparçacığı kullanılarak iki aşamalı nanoakışkan hazırlama yöntemiyle elde edilmiştir. İki aşamalı prosedür, doğrudan nanoparçacıklarla suyu karıştırma ve elde edilen nanoakışkandaki nanoparçacıkların kümeleşmesini önlemek için ultrasonik ses dalgaları üreten ultrasonifikatör cihazından geçirmekten oluşmaktadır. Bu amaçla istenilen hacimsel konsantrasyona bağlı olarak 0.1 mg hassasiyetli hassas terazi ile ölçülerek GO nanoparçacıkları hazırlanmıştır. %0.02 hacimsel konsantrasyonlu GO-Su nanoakışkanı elde etmek için 0.8 g GO nanoparçacığı kullanılmıştır. Elde edilen nanoakışkan kararlılığını sağlamak için ultrasonifikatör cihazı ile ses dalgalarına maruz bırakılmıştır.

Nanoakışkandaki hacimsel nanoparçacık konsantrasyonu Eşitlik (1) ile hesaplanmaktadır (Pak ve Cho, 1998).

$$\frac{v_p}{v_{nf}} = \frac{v_p}{v_{bf} + v_p} = \frac{\frac{m_p}{\rho_p}}{\frac{m_p}{\rho_p} + \frac{m_{bf}}{\rho_{bf}}} = \frac{m_p \rho_{bf}}{m_p \rho_{bf} + m_{bf} \rho_p} \quad (1)$$

Eşitlik (1)'de m_p ve m_{bf} sırasıyla nanoparçacık ve suyun kütlelerini, ρ_{bf} ve ρ_p ise sırasıyla suyun ve nanoparçacığın kütlelerini göstermektedir.

1.2 GO-Su Nanoakışkanının Termofiziksel Özellikleri

Hazırlanan nanoakışkanın viskozite değeri Şekil 1'de gösterilen Malvern Kinexus Pro koni ve plaka gerilimi kontrollü reometre [20] ile ölçülürken, ısı iletkenlik katsayısının ölçümü ise günümüzde literatürde yaygın olarak kullanılan sıcak tel yöntemi ile KD2 Pro ısı iletkenlik ölçer (Karabulut, 2015) kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Şekil 2). Nanoakışkanın yoğunluk ölçümleri Anton-Paar DMA 4200 Yoğunluk Ölçer (Karabulut, 2015) ile deneysel olarak yapılmıştır (Şekil 3). Bununla birlikte, nanoakışkanın özgül ısı değerine Eşitlik (2)'deki Pak ve Cho (1998)'nin çalışmasıyla elde edilen analitik model sonucunda ulaşılmıştır.

$$c_{pnf} = (1 - \varphi)c_{pbf} + \varphi c_{pp} \quad (2)$$

Eşitlik (2)'deki p, nf ve bf sırasıyla parçacık, nanoakışkan ve su akışkanını ifade etmektedir. Ayrıca, konsantrasyonun düşük olması (%0.02) nedeniyle nanoakışkanın hesaplanması sonucunda elde edilen özgül ısı değeri suya yakın olduğu için suyla birbirine eşit alınmıştır.

Nanoakışkanın ve suyun özgül ısı dışında diğer termofiziksel özellikleri deneysel olarak elde edilmiş ve Tablo 1'de gösterilmiştir (Karabulut ve Alnak, 2021). Elde edilen GO-Su nanoakışkanının görseli Şekil 4' de sunulmaktadır (Karabulut, 2015).

Tablo 1. 30°C Sıcaklıkta Akışkanların Termofiziksel Özellikleri (Karabulut ve Alnak, 2021)

| Akışkan | k (W/mK) | ρ (kg/m ³) | c_p (J/kgK) | μ (Ns/m ²) |
|--------------------|----------|-----------------------------|---------------|----------------------------|
| Su | 0.6172 | 995.8 | 4178.4 | 803.4x10 ⁻⁶ |
| GO-Su nanoakışkanı | 0.678 | 996.1 | 4178.4 | 1060x10 ⁻⁶ |

Ölçülen değerlerin belirsizlik analizleri, Taylor (1997)' un belirsizlik analizi yöntemi kullanılarak Eşitlik (3) ile elde edilmiş ve Tablo 2' de verilmiştir. Gösterilen değerler, tüm deneysel durumlar dikkate alınarak verilen parametreler için maksimum değerlerdir.

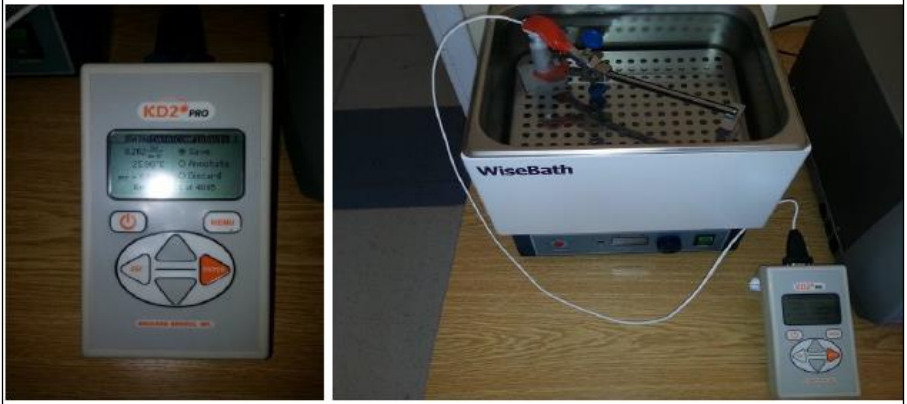
$$\frac{\delta_q}{q} = \sqrt{\left(\frac{\delta_x}{x}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta_z}{z}\right)^2} \quad (3)$$

Bu denklemdaki, x ve z gibi değerler Tablo 2'deki her bir değişkenin (q) ölçümünde etkili olan parametrelerin ölçülmesinde yapılan yüzdesel hatalardır.

Tablo 2. Deneysel Değerler İçin Belirsizlik Analizinin Sonuçları

| Değişken | Mutlak belirsizlik aralığı | Birim |
|----------|----------------------------|-------------------|
| k | ±0.006 | W/mK |
| ρ | ±9.9 | kg/m ³ |
| μ | ±1.2x10 ⁻⁶ | Ns/m ² |
| c_p | ±41.78 | J/kgK |

**Şekil 1.** Malvern Kinexus Pro reometre (Karabulut, 2015)



Şekil 2. KD2 Pro ısı iletkenlik ölçer cihazı (Karabulut, 2015)



Şekil 3. Anton-Paar DMA 4200 Yoğunluk ölçer cihazı (Karabulut, 2015)



Şekil 4. Elde edilen GO-Su nanoakışkanının görsel resmi (Karabulut, 2015)

2. SAYISAL METOT

Desenli yüzeylerdeki birleşik jet akışın zorlanmış taşınımlı ısı transferinin çözümünde Ansys-Fluent programı kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak ekonomikliği ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukla sonuç vermesi bakımından yarı ampirik bir model olan $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır (Wang ve Mujumdar, 2005). Ayrıklaştırma yöntemi olarak enerji, momentum denklemleri için “Second Order Upwind” yöntemi, türbülans denklemleri için ise “First Order Upwind” yöntemleri tercih edilmiştir. Sayısal çözümlerin yakınsaması için, yakınsama kriteri momentum, enerji ve türbülans denklemleri için 10-6 olarak alınmıştır.

Akış ve ısı transferi, aşağıdaki gibi gövde kuvvetinin bulunmadığı sürekli, kanaldaki birleşik jet akış nedeniyle gerçekleşen türbülanslı akış için kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden zaman ortalamalı olarak türetilen diferansiyel denklemlerin çözümleriyle yapılmıştır (Wang ve Mujumdar, 2005; Karabulut ve Alnak, 2021; Alnak, Koca ve Alnak, 2021).

Süreklilik denklemi (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015)

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = 0 \quad (4)$$

Momentum denklemi (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015)

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \quad (5)$$

Enerji denklemi (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015)

$$\rho c_p \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{T' u'_i} \right] \quad (6)$$

Türbülans kinetik enerji denklemi (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015)

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (7)$$

Türbülans kinetik enerji yutulma terimi (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015)

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

Bu denklemlerde, ρ akışkanın yoğunluğunu (kg/m^3), k türbülanslı akışın kinetik enerjisini (m^2/s^2) belirtilirken, u_i x, y ve z yönlerindeki hız bileşenlerini (m/s), μ akışkanın viskozitesini (kg/s.m), σ_k ($\sigma_k = 1$) türbülanslı kinetik enerji Pr sayısını göstermektedir. Türbülanslı kinetik enerji üretimi (G_k) ve türbülanslı akışın viskozitesini (μ_t) gösteren eşitlikler aşağıdaki gibidir ((Wang ve Mujumdar, 2005; Karabulut ve Alnak, 2021).

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (9)$$



$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

Türbülans yutulma Pr sayısı $\sigma\varepsilon$ ile belirtilirken, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_\mu = 0.09$ ve $\sigma\varepsilon = 1.3$ değerlerine sahip olan eşitliklerdeki katsayılardır (Saleha, Fadela ve Abbas, 2015).

Ortalama ısı taşınım katsayısı h , Eş. 11 ve Nusselt sayısı (Nu) ise Eş. 12 ile hesaplanmaktadır (Incropera, Dewit, Bergman ve Lavine, 2007).

$$h = \frac{q''}{T_y - T_a} \quad (11)$$

Nu sayısı (Karabulut ve Alnak, 2021)

$$-k_a \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_y = h(T_a - T_y) \quad \text{ve} \quad Nu = \frac{h(3m)}{k_a} \quad (12)$$

Bu eşitliklerde, T_a ve T_y sırasıyla akışkanının ve elemanın ortalama olarak yüzey sıcaklıklarını (K), k_a akışkanın ısı iletim katsayısını (W/m.K), $3m$ akışkanın temas ettiği elemanın toplam yüzey uzunluğunu (m), h ve hm ise sırasıyla desenli yüzey boyunca noktasal ve ortalama ısı taşınım katsayısını (W/m².K), n ise yüzeye dik yön olup desenli yüzey ortalama Nu sayısı (Nu_m) aşağıda belirtilen eşitliklerden bulunmaktadır.

Desenli yüzey ortalama ısı taşınım katsayısı (Karabulut ve Alnak, 2021)

$$h_m = \frac{1}{3m} \int_0^{3m} h dx \quad (13)$$

Desenli yüzey ortalama Nu sayısı (Karabulut ve Alnak, 2021)

$$Nu_m = \frac{h_m(3m)}{k_a} \quad (14)$$

Kanalın hidrolik çapı (Karabulut ve Alnak, 2021)

$$D_{kh} = \frac{4A_k}{P_k} = \frac{4(H.W)}{2(H+W)} \quad (15)$$

Bu eşitlikte, A_k ve P_k sırasıyla kanalın kesit alanı (m²) ve ıslak çevresini (m) gösterirken, kanalın yükseklik ve genişliği ise H ve W (mm) ile temsil edilmektedir. Jet giriş çapı D (mm), dairesel girişli jet hidrolik çapına (D_{hjet}) eşittir.

Kanalın ve jetin Re sayıları ise sırasıyla Eş. (16) ve (17) kullanılarak belirlenmektedir (Karabulut ve Alnak, 2021).

$$Re_k = \frac{\rho_a V_k D_{hk}}{\mu_a} \quad (16)$$

$$Re_j = \frac{\rho_a V_j D}{\mu_a} \quad (17)$$

Bu eşitliklerde, akışkanın kanal ve jet akış hızları sırasıyla V_k ve V_j (m/s) ile gösterilmektedir.

Kanal boyunca basınç düşüşü (ΔP) aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$\Delta P = \frac{f \rho L}{2 D_{kh}} V_k^2 \quad (18)$$

Bu eşitlikte, $\Delta P_{kanatçıklı}$ ve $\Delta P_{kanatçıksız}$ kanatçıklı ve kanatçıksız kanalların giriş ve çıkışları arasındaki basınç düşüşünü (Pa), f sürtünme faktörünü ve L kanalın uzunluğunu (m) temsil etmektedir. Performans değerlendirme sayısı (PEC) ise aşağıda belirtilen Eşitlik (19) ile bulunmaktadır (Alnak, 2020).

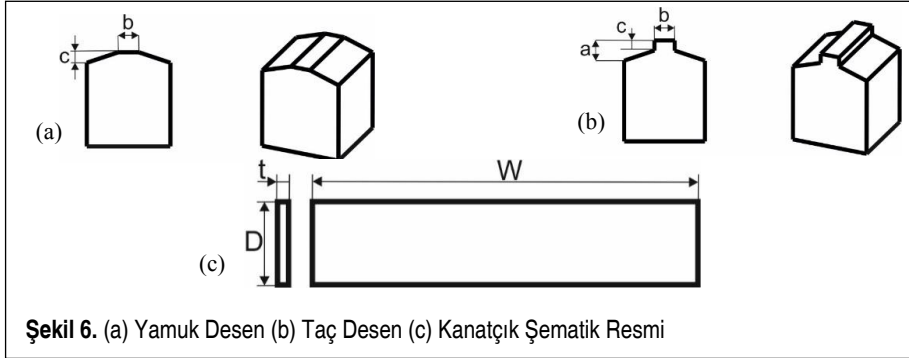
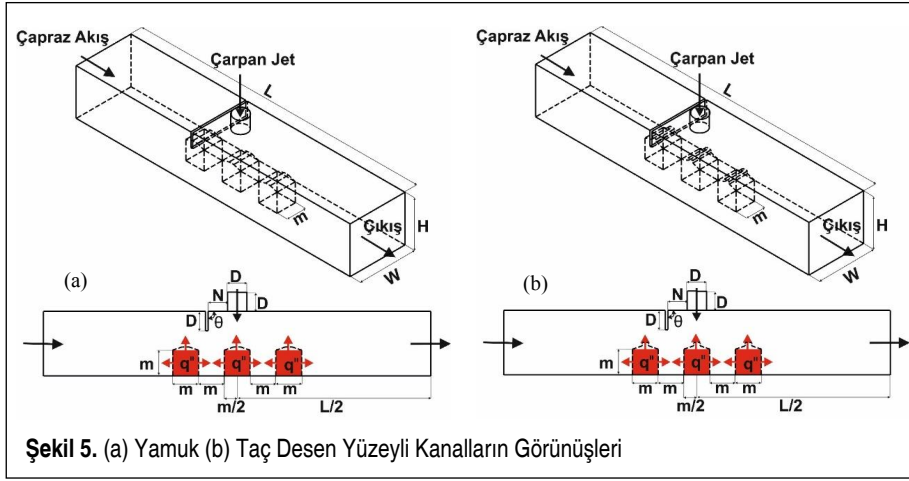
Performans değerlendirme sayısı (PEC)

$$PEC = \frac{(Nu_{m-kanatçıklı} / Nu_{m-kanatçıksız})}{(\Delta P_{kanatçıklı} / \Delta P_{kanatçıksız})} \quad (19)$$

Eşitlik (19)'daki $Nu_{m-kanatçıklı}$ ve $Nu_{m-kanatçıksız}$ kanatçıklı ve kanatçıksız kanaldaki tüm desenler için ortalama N_u sayısını belirtmektedir.

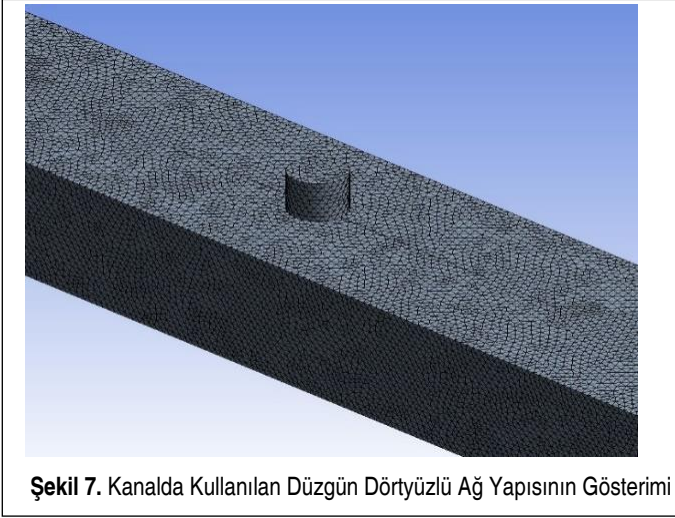
3. DESEN GEOMETRİLERİ

Çalışmadaki çarpan jet-çapraz akış birleşik jet akışlı kanatçıklı kanallar ve kanallardaki yamuk ve taç desenli yüzeylere sahip elemanların ölçüleri ve sınır şartları Şekil 5 (a) ve (b)'de verilirken, kanalların boyutsal ölçüleri ise Tablo 3'de verilmiştir. Bununla birlikte, sırasıyla yamuk desen, taç desen ve kanatçığın şematik resmi ve ölçüleri Şekil 6 (a), (b) ve (c)'de ve bu çalışmada yapılan kabuller ve sınır şartları ise Tablo 4'de sunulmaktadır. Ayrıca, birleşik jet akışlı kanalların sayısal hesaplamalarında kullanılan tetragonal (düzgün dörtyüzlü) ağ yapısı Şekil 7'de gösterilmektedir.



Tablo 3. Kanalların Boyutsal Ölçüleri

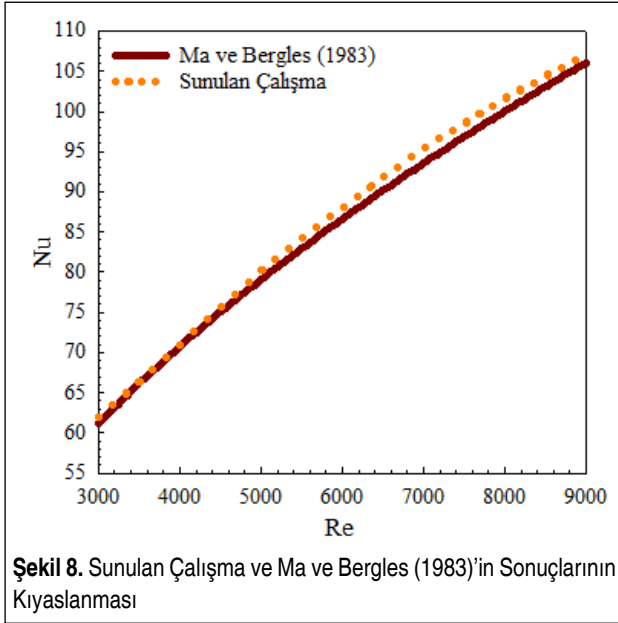
| Değişken | Ölçü |
|-----------|--------|
| D | 15 mm |
| L | 66D |
| W | 4D |
| H | 3D, 6D |
| m | 20 mm |
| \square | 60° |
| N | D |
| a | 5 mm |
| b | 5 mm |
| c | 2.5 mm |
| t | 0.1 mm |

**Tablo 4.** Çalışmada uygulanan kabuller ve sınır şartları

| | |
|----|---|
| a) | Sürekli, üç boyutlu ve türbülanslı akış hacmi kullanılmıştır |
| b) | Sıkıştırılamaz akışkan olarak su ve %0.02 GO-Su nanoakışkanı, hem jet hem de çapraz akış akışkanı olarak kullanılmışlardır |
| c) | Akışkanların ısı özellikleri sabit olup, sıcaklıktan bağımsızdır |
| d) | Kanalın ve kanatçığın yüzeyleri adyabatiktir |
| e) | Akışkan olarak kullanılan su, nanoakışkan ve desenli yüzeylerde ısı kaynağı bulunmamaktadır |
| f) | Kanalın çıkış basıncı, atmosfer basıncına eşit olarak alınmıştır ($P_{ç} = P_{atm}$) |
| g) | Kanalın çıkışındaki sıcaklık farkının ihmal edilebilecek kadar az miktarda olduğu kabul edilerek $\partial T / \partial x = 0$ olarak belirlenmiştir |
| h) | Kanal, kanatçık ve desen yüzeylerinde kaymazlık sınır şartı olduğu ve bu nedenle bahsedilen yüzeylerde tüm hız bileşeni değerlerinin sıfır olduğu kabul edilmiştir. |
| i) | Desenli yüzeylere 1000 W/m^2 lik sabit ısı akısı uygulanmıştır. |
| j) | Hem jet hem de çapraz akış için akışkanın kanala giriş sıcaklığı 303 K ' dir. |
| k) | Nanoakışkan ve su için $Re=15000$ ' de jet giriş hızları sırasıyla 1.064 m/s ve 0.807 m/s ' dir. |
| l) | Kanal girişinde "velocity inlet" ve çıkışında ise "pressure outlet" sınır şartı geçerlidir. |

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

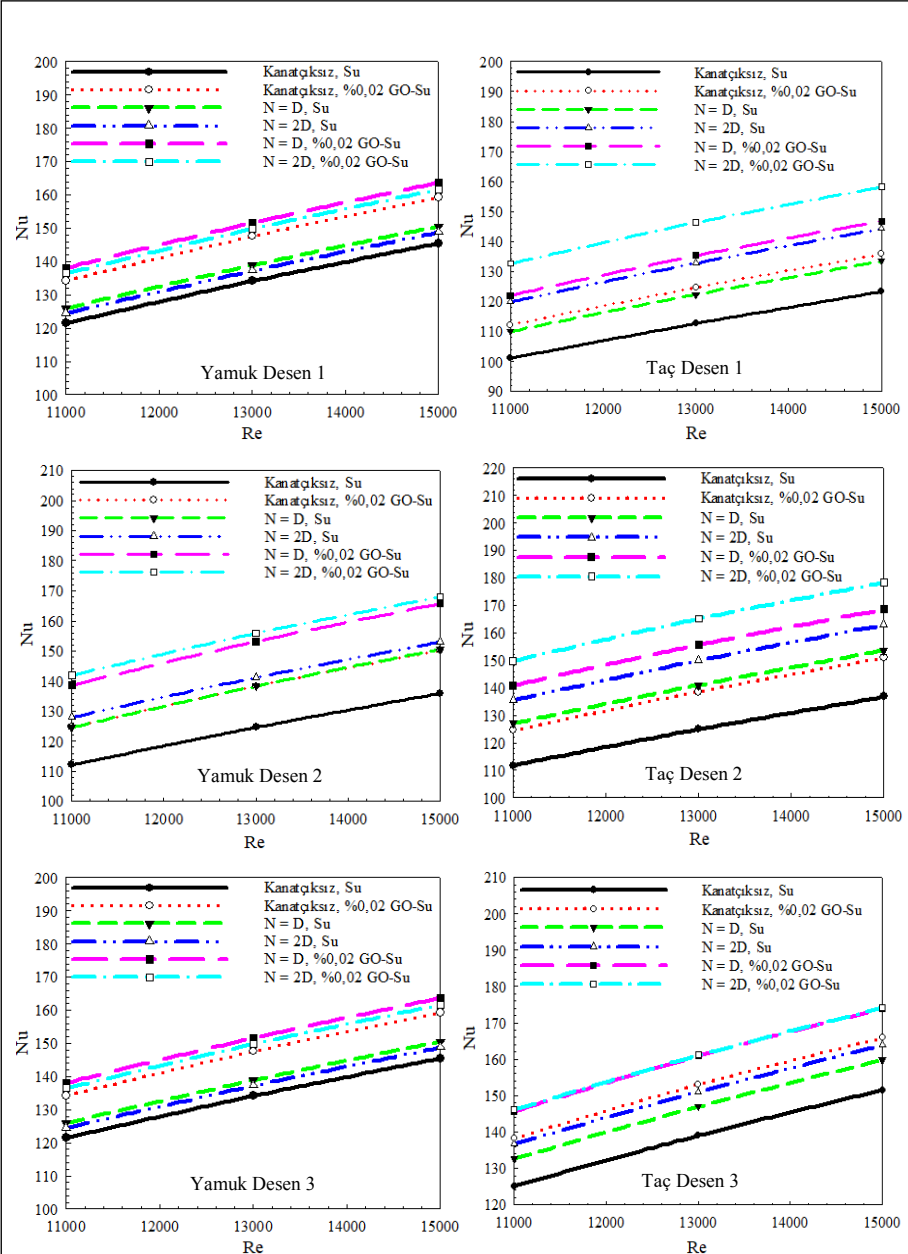
Çalışmada, Şekil 8’de gösterildiği gibi sadece jet akışın olduğu durumda farklı Reynolds sayılarında incelemelerde bulunularak ulaşılan sonuçlar ile Ma ve Bergles (1983)’in deneysel incelemeleri sonucunda ulaştıkları eşitlik kullanılarak ($\overline{Nu} = 1,29 Re^{0.5} Pr^{0.4}$) edinilen sonuçlar kendi aralarında karşılaştırılmış ve Ma ve Bergles (1983)’in deneysel sonuçları ile sunulan çalışmanın sonuçlarının uyumlu oldukları belirlenmiştir.

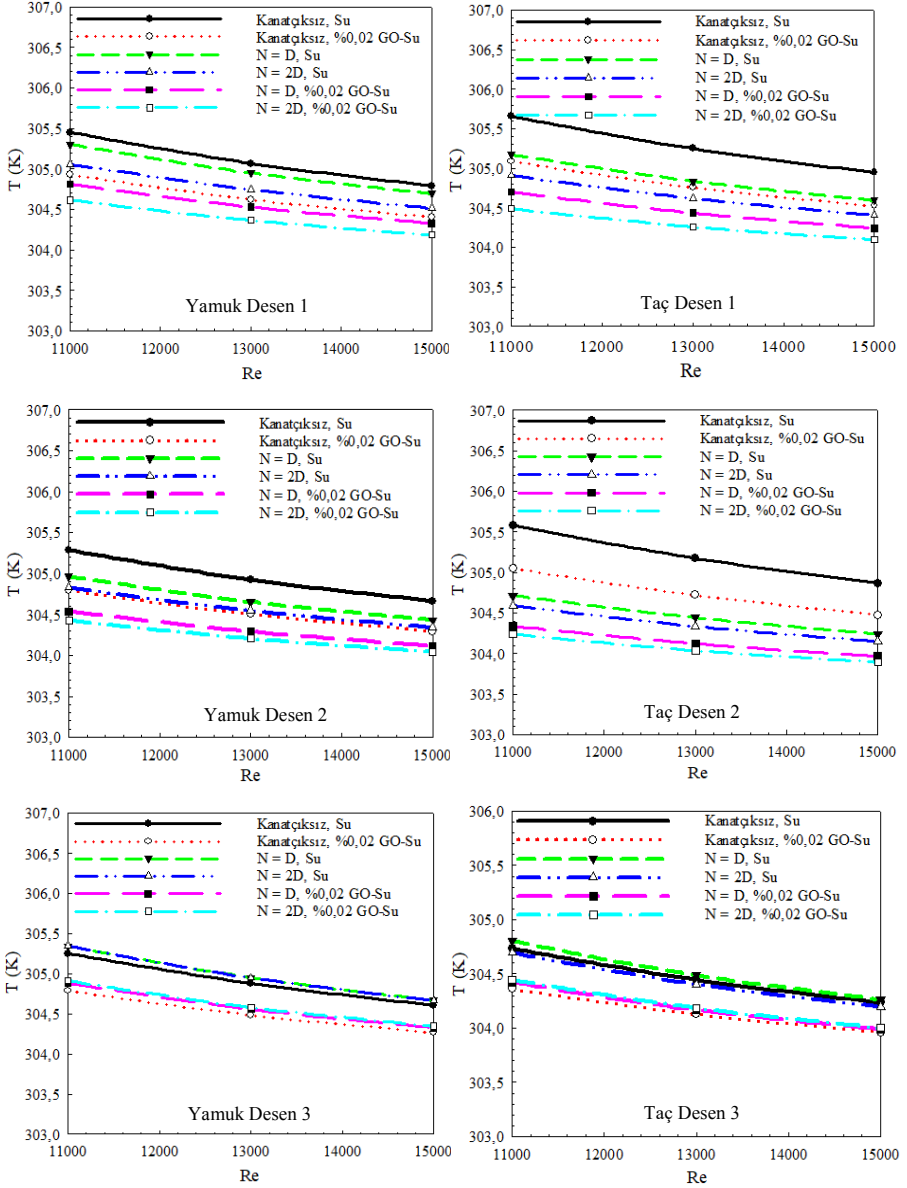


Ağ sayısına bağlı Nu sayısının değişimini belirlemek kaydıyla kanaldaki en uygun sayıdaki ağ elemanı belirlenerek kanatçıksız birleşik jet akışlı kanaldaki ağ sayısının ortalama Nu sayısı (Nu_m) üzerindeki etkisi farklı Reynolds sayılarında Tablo 5’de sunulmuştur. Nu sayısının ağ sayısı ile değişimine bakıldığında bir alt ağ sayısı-yla (1758412) 2022840 adet ağ sayısı arasında değişim varken; bir üst ağ sayısıyla (2245786) olan değişimin %0.1’den daha az olduğu saptanmıştır. Bu nedenle, ka-

Tablo 5. Ağ Elemanı Sayısına Bağlı Olarak Nu_m 'nin Reynolds Sayısıyla Değişimi

| Ağ elemanı sayısı | Re = 5000 Nu_m | Re = 7000 Nu_m | Re = 9000 Nu_m |
|-------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| 1758412 | 86.48 | 108.84 | 127.40 |
| 2022840 | 86.52 | 108.88 | 127.43 |
| 2245786 | 86.52 | 108.87 | 127.42 |





Şekil 11. Kanatçksız ve $60^\circ N = D$ ve $N = 2D$ Kanatçıklı Yamuk Desenli Birleşik Jetli Kanallarda Su ve GO-Su Nanoakışkanı İçin Ortalama Yüzey Sıcaklığının Re ile Değişimi

Şekil 12. Kanatçksız ve $60^\circ N = D$ ve $N = 2D$ Kanatçıklı Taç Desenli Birleşik Jetli Kanallarda Su ve GO-Su Nanoakışkanı İçin Ortalama Yüzey Sıcaklığının Re ile Değişimi

Tablo 6. Su ve GO-Su Nanoakışkanı Kullanılan Birleşik Jet Akışlı Kanallarda Bulunan Yamuk ve Taç Olmak Üzere Her Üç Desenli Yüzey İçin Nu_m ve T_m değerleri ($Re = 15000$)

| Re = 15000 | | | H = 4D | |
|-------------|--------------|-----------|---------------------|-------------------|
| | | | Yamuk Desenli Yüzey | Taç Desenli Yüzey |
| Kanatçksız, | Su | Nu_m | 139.627 | 137.182 |
| N = D | Su | Nu_m | 148.264 | 148.978 |
| N = 2D | Su | Nu_m | 151.317 | 157.016 |
| Kanatçksız | %0.02 GO-Su | Nu_m | 153.374 | 150.898 |
| N = D | %0.02 GO-Su | Nu_m | 162.141 | 163.139 |
| N = 2D | %0.02 GO-Su | Nu_m | 165.260 | 170.23 |
| Kanatçksız | Su | T_m (K) | 304.685 | 304.683 |
| N = D | Su | T_m (K) | 304.597 | 304.366 |
| N = 2D | Su | T_m (K) | 304.505 | 304.250 |
| Kanatçksız | %0.02 GO-Su | T_m (K) | 304.321 | 304.320 |
| N = D | %0.02 GO -Su | T_m (K) | 304.256 | 304.067 |
| N = 2D | %0.02 GO-Su | T_m (K) | 304.191 | 303.997 |

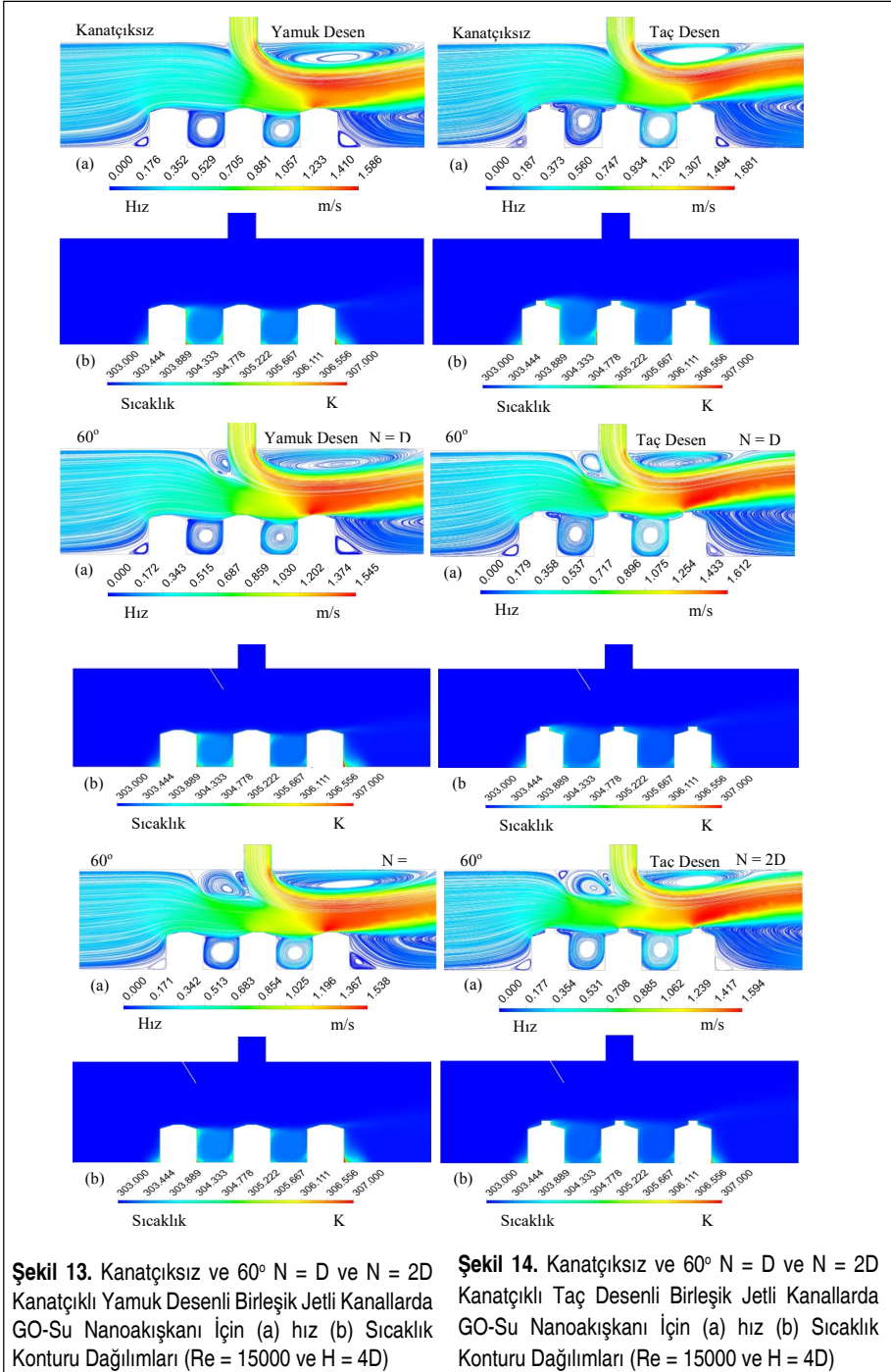
kanatçksız kanal için 2022840 adet ağ elemanının güvenilir ve doğru sonucu vereceği değerlendirilmiştir. Ayrıca, $H=3D$ yükseklikli yamuk ve taç desenli kanatçkl kanal lar için kullanılan ağ sayıları sırasıyla 2363584 ve 2371196'dır. $H=6D$ yükseklikli kanallar için ise bu değerler sırasıyla 3372064 ve 3380094 olmaktadır.

Kanatçksız ve çarpan jet girişinden D ve $2D$ uzaklıklı (N) 60o kanatçkl birleşik jet akışlı (çapraz akış ve çarpan jet) kanallarda su ve %0.02 konsantrasyonlu GO-Su nanoakışkanı kullanılarak sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerin desen sıralarına göre sahip oldukları ortalama Nu sayıları Şekil 9 ve Şekil 10' da gösterilmektedir. Her iki desenli yüzey için birleşik jet akışlı kanallardaki GO-Su nanoakışkanının akışkan içerisinde nano boyutta (10-9 m) sudan daha yüksek ısı iletkenlik katsayılı GO nano-parçıkları içermesi nedeniyle yüzeylerden nanoakışkana olan ısı transferi artmaktadır. Bu nedenle, yalnızca suyun kullanıldığı kanallara göre nanoakışkan için Nu sayısı daha fazla olmaktadır. Bununla birlikte, yamuk desenli ve birinci sıradaki yüzey için $N = D$ kanatçık uzaklıklı ve GO-Su nanoakışkanının kullanıldığı kanalda en yüksek Nu sayısı değerleri elde edilirken; taç desenli Desen 1 yüzeyi için ise $N = 2D$ kanatçık mesafeli nanoakışkan için Re sayısına bağlı Nu sayısı değerleri daha fazladır. Bu duruma, desen şekli ve kanatçık konumuna bağlı olarak akışkanın kanal içerisindeki



desenli yüzeylerle olan etkileşimi sebep olmaktadır. Ayrıca, Desen 1 için yamuk desenli yüzeydeki ortalama Nu sayısı değerleri taç desenli olandan daha yüksektir. $Re = 13000$ için $N = D$ kanatçık konumunda nanoakışkan kullanılan birleşik jet akışlı kanalda yamuk desenli yüzeyin ortalama Nu sayısı taç desenli yüzeyden %7.47 daha fazladır. Yine aynı şartlarda ($Re = 13000$ ve $N = D$ kanatçık mesafesi), kanatçiksız ve su akışkanı kullanılan birleşik jet akışlı kanallarla karşılaştırıldığında nanoakışkanın kullanıldığı durumlara göre sırasıyla yamuk desenli ve taç desenli kanallardaki birinci sıradaki desenlerin (Desen 1) Nu sayıları %15 ve %20.14 daha fazla olduğu belirlenmiştir. Kanallarda ikinci sırada bulunan Desen 2 yüzeyleri incelendiğinde ise her iki desen için de en yüksek Nu sayısı değerlerine $N = 2D$ kanatçık uzaklıklı kanallarda ulaşılırken; özellikle taç desenli ve nanoakışkan kullanılan durumda yamuk desenli yüzeye göre daha yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşılabilir. GO-Su nanoakışkanının kullanıldığı kanallarda $N = 2D$ kanatçık konumunda Reynolds sayısının 15000 olduğu durumda taç desenli ikinci sıradaki yüzeyin (Desen 2) aynı sıradaki yamuk desenli yüzeye göre Nu sayısı %10.35 daha fazladır. Desen 3'ün analiziyle taç desenli yüzeyin şekline bağlı olarak birleşik jet akışım Desen 2 yüzeyine çarptıktan sonra bu desen (Desen 3) üzerine daha iyi yönlenebilmesi ile hem kanatçiksız hem de kanatçıklı durumlarda ($N = D$ ve $2D$) yamuk desenli yüzeyden daha yüksek Nu sayısı değerlerine sahip olmaktadır. $Re = 5000$ değerinde $N = 2D$ kanatçık uzaklıklı kanallarda su akışkanına göre nanoakışkan kullanıldığında sırasıyla taç ve yamuk desenli yüzeylerde Desen 3'de ortalama Nu sayısı için %16.84 ve %12.25'lik artışlar saptanmıştır.

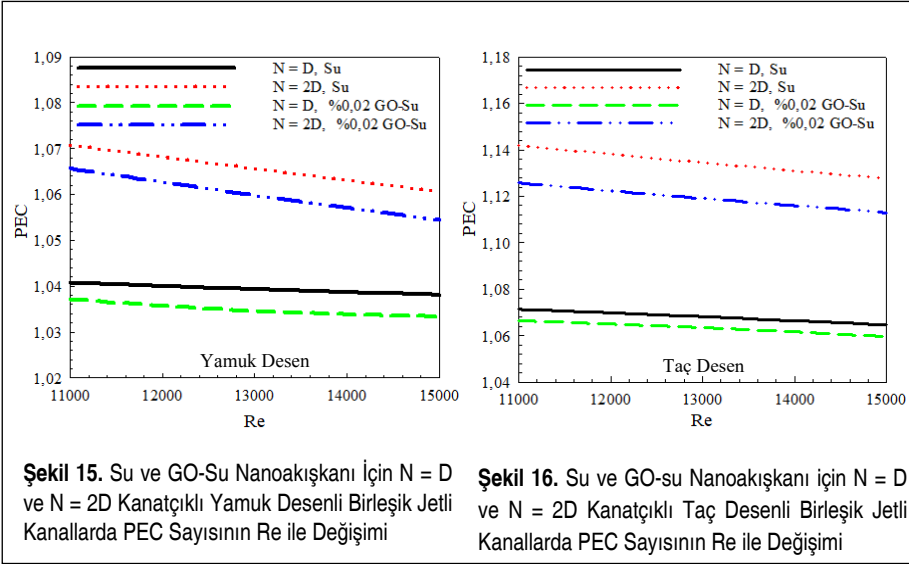
Şekil 11 ve Şekil 12'de sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerin kanaldaki diziliş sıralarına göre kanatçiksız ve kanalın üst kısmında yatayla 60° açılı ve çarpan jet girişinden kanal girişine doğru $N = D$ ve $N = 2D$ uzaklıklı kanatçıklı durumlarda su ve GO-Su nanoakışkanı kullanılarak desenli yüzeylerdeki ortalama sıcaklık değişimleri Re sayısına bağlı olarak verilmektedir. Her iki desenli yüzey için tüm desen sıralarında Reynolds sayısının artışıyla birlikte birleşik jet akışlı kanallarda akışkanın hareketliliğiyle desenli yüzeylerden olan ısı transferi artmaktadır. Buna bağlı olarak da desenli yüzeylerin sıcaklıkları azalmaktadır. Bununla birlikte, Desen 1' de kanatçiksız durum harici kanala kanatçık eklendiğinde hem su hem de nanoakışkan için taç desenli yüzeyde yamuk desenli yüzeye karşılaştırıldığında daha düşük yüzey sıcaklık değerleri elde edilebilmektedir. Desen 2, doğrudan çarpan jet etkisi altında olduğundan desenli yüzey üzerinde birleşik jet etkisi artmakta olup; her iki desen şekilli yüzeyde de Desen 1' e göre yüzey sıcaklık değerleri düşmektedir. Kanatçıklı kanallarda soğuma etkisi daha iyi iken; nanoakışkanın kullanıldığı $N = 2D$ mesafeli kanatçıklı durumlar için ise her iki desenli yüzeyde de ısı transferi artışına bağlı olarak yüzey sıcaklıklarında daha fazla düşüş sağlanmaktadır. Kanallarda üçüncü sırada bulunan Desen 3 incelendiğinde, her iki desenli yüzey için kanatçiksız durumlar dışında bu sıradaki desenlerde birleşik jet akışı etkisinin azalması Desen 2' ye göre yüzey sıcaklıklarının artmasına



sebeptir. Bununla birlikte, desen şekline bağlı olarak birleşik jet akışının Desen 2'ye çarptıktan sonra Desen 3'e daha iyi yönlenebilirliği için yamuk desenli yüzeye göre yüzey sıcaklığının daha az olmasını sağlamaktadır.

Tablo 6'da Reynolds sayısının 15000 değerinde birleşik jet akışlı kanallarda bulunan her üç yamuk ve taç yüzey için ortalama Nu sayısı (Nu_m) ve ortalama yüzey sıcaklığı (T_m) değerleri kanatçiksiz ve $N = D$ ve $N = 2D$ mesafeli 60° açılı kanatçık kullanılması durumlarında $H = 4D$ kanal yüksekliği için verilmektedir. Her iki desen yüzeyli kanalda da kanatçık kullanılması durumunda Nu_m sayıları artarken, T_m değerleri azalmaktadır. Bununla birlikte, nanoakışkan kullanıldığında su akışkanına göre desenli yüzeylerden olan ısı transferinin artışına bağlı olarak su akışkanına göre daha yüksek Nu_m sayıları elde edilmektedir. Buna bağlı olarak artan soğuma etkisiyle ortalama yüzey sıcaklık değerleri (T_m) düşmektedir. $N = 2D$ kanatçık mesafesinde nanoakışkan kullanılması durumunda kanatçiksiz ve su akışkanı kullanılan birleşik jet akışlı kanallara göre Nu_m sayılarının sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerde %18.35 ve %24.09 daha fazla oldukları saptanmıştır. Buna bağlı olarak taç desen yüzeyli kanallarda yamuk desen yüzeyli kanallara göre daha düşük T_m değerleri elde edilmektedir.

Şekil 13 ve 14'de sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerin olduğu kanatçiksiz ve 60° açılı ve $N = D$ ve $2D$ mesafelerinde kanatçıklı birleşik jet akışlı kanallarda GO-Su nanoakışkanı kullanılması durumunda (a) hız ve (b) sıcaklık konturu dağılımları sunulmaktadır. Hız konturu dağılımlarından görüldüğü gibi her iki desen yüzeyli kanalda da kanatçiksiz durumda Desen 1 daha çok kanaldan gelen çapraz akışın etkisi altında olduğundan bu desen üzerinde hız değerleri daha düşüktür. Desen 2 üzerinde ise çarpan jet akışı olmasına rağmen çapraz akış bu akışı Desen 3'e doğru sürükleyerek bu desen üzerinde birleşik jet akış hızının artmasını sağlamaktadır. Bu sebeple kanatçiksiz durumda diğer desenli yüzeylere göre her iki desen şekli için de Desen 3'te sıcaklık düşüşü daha fazladır. Bu duruma kanallardaki çarpan jet akışlarının sağ üst taraflarındaki yeniden dolaşım bölgelerinin birleşik jet akışı Desen 3'e doğru yönlendirmesi de ayrıca katkı sağlamaktadır. Kanallara kanatçık eklendiğinde ($\theta = 60^\circ$) kanaldan gelen çapraz akış desenli yüzeyler üzerine yönlendirilebildiğinden akışkanın desenli yüzeyle olan teması artmaktadır. Aynı zamanda akış geçiş kesit alanının azalması nedeniyle de yüzeyler üzerinde bir jet akış etkisi oluşmaktadır. Kanatçık, kanala $N = D$ mesafesinde yerleştirildiğinde akışkanın birleşik jet akış etkisi Desen 2 üzerinde hız artışları ile kendini gösterirken; $N = 2D$ kanatçık konumunda ise akışkanın hız artışı Desen 1 üzerinde de belirgin hale gelmektedir. Bununla birlikte, kanatçık kullanımıyla desen aralarında bulunan ve kendi içinde sirkülasyon halinde olup desenlerin soğumasına olumsuz katkıda bulunan akışkanın hareketlenmesi sağlanarak desenli yüzeylerden olan ısı transferi artırılmaktadır. Ancak, yine de her iki desenli yüzey için Desen 3'ün sağ alt tarafında köşe noktalarındaki akışkanın sıcaklık artışları tam olarak giderilememiştir.



Şekil 15 ve 16’da sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylere ait su ve GO-Su nanoakışkanı kullanılan birleşik jet akışlı kanallardaki PEC (Performans Değerlendirme Katsayısı) sayıları gösterilmektedir. Her iki desenli yüzey için de $N = 2D$ mesafeli kanatçıklı ve su akışkanı kullanılan kanallarda nanoakışkan kullanılan kanallara göre daha yüksek PEC sayısı elde edilmektedir. Bu durum, her iki desenli yüzey için de kanaldaki basınç artışına göre Nu sayısı artışının daha fazla olduğunu kanıtlarken; nanoakışkanın yüksek Nu sayısına rağmen sudan daha fazla basınç düşüşüne sebep olması nedeniyle PEC sayısı değerleri daha düşük olmaktadır. $Re = 15000$ değerinde ve $N = 2D$ kanatçık mesafesinde su akışkanının PEC sayısının $N = D$ uzaklıklı kanatçıklı nanoakışkanın kullanıldığı kanala göre sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerde %2.91 ve %6.66 daha fazla olduğu bulunmuştur. Taç desen yüzeyli birleşik jet akışlı kanallarda kanatçık kullanımı yamuk desen yüzeyli kanallara göre ısı transferi artırımında daha fazla iyileşme sağlarken; Re sayısının artışına bağlı olarak basınç düşüşü artmaktadır. Bu durum da PEC sayısı değerlerinde azalmaya sebep olmaktadır. Fakat yine de PEC sayısının 1’den fazla olması kanatçık kullanımının basınç düşüşüne rağmen ısı transferini artırıcı etkisi olduğunu göstermektedir.

5. GENEL SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada, çarpaz akış - çarpan jet akış olarak $H = 4D$ yükseklikli birleşik jet akışlı kanallarda bulunan yamuk ve taç desenli yüzeylerden olan ısı transferi kanatçiksiz ve 60o açılı olarak kanatçıkların çarpan jet girişinden itibaren $N = D$ ve $N = 2D$ olarak yerleştirilmesi durumlarında sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal inceleme, üç



boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemlerinin Ansys-Fluent paket programının kullanılarak sürekli şartlarda çözülmesiyle gerçekleştirilmiştir. Kanal boyutlarına uygun olarak literatürdeki çalışmalar gözetilerek kanallara yamuk ve taç desenli olmak üzere üçer adet desenli yüzey yerleştirilmiştir. Desenli yüzeylere 1000 W/m^2 lik sabit ısı akısı uygulanırken; kanallarda akışkan olarak su ve %0.02 hacimsel konsantrasyonlu GO-Su nanoakışkanı kullanılmıştır. GO-Su nanoakışkanı, literatürde çoğunlukla kullanılmış metal (metal oksit)-Su nanoakışkanlarına göre çok düşük konsantrasyonlarda yüksek ısı transfer özelliği ile yenilikçi bir nanoakışkan olma niteliği taşımaktadır. Çalışmanın sonuçları, kanallardaki her bir desen şekilli yüzey sırası için ortalama Nu sayısı ve yüzey sıcaklığı değişimi olarak incelenirken; kanatçıkların ısı transferini artırmadaki potansiyeli neden oldukları basınç düşüşünü de değerlendirmek amacıyla performans değerlendirme sayısı (PEC) da dikkate alınmıştır. Bunun yanı sıra, her üç desenli yüzeyin tümü için hem su hem de nanoakışkan kullanılması durumlarında ortalama Nu sayısı (Num) ve ortalama yüzey sıcaklık (Tm) değerleri tablo şeklinde verilerek genel bir değerlendirme yapılmıştır. Ayrıca, kanallardaki birleşik jet akış etkisi GO-Su nanoakışkanı için kanatçiksiz ve kanatçıklı durumlarda hız ve sıcaklık konturu dağılımları sunulularak görselleştirilmiştir. Buna göre bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda belirtildiği şekilde özetlenebilir:

- Nanoakışkan kullanılan birleşik jet akışlı kanallarda su akışkanıyla kıyaslandığında ulaşılan Nu sayısı değerleri daha fazladır.
- Kanalda bulunan birinci sıradaki yamuk desenli yüzey için $N = D$ kanatçık uzaklıklı ve GO-Su nanoakışkanının kullanıldığı kanalda en yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşılrken, taç desenli yüzey (Desen 1) için ise $N = 2D$ kanatçık mesafeli nanoakışkan içeren birleşik jet akışlı kanalda Nu sayısı değerleri daha fazladır.
- $Re = 13000$ için $N = D$ kanatçık konumunda nanoakışkan kullanılan birleşik jet akışlı kanalda yamuk desenli yüzeyin ortalama Nu sayısı taç desenli yüzeyden %7.47 daha fazla olduğu bulunmuştur. Yine aynı şartlarda ($Re = 13000$ ve $N = D$ kanatçık mesafesi), kanatçiksiz ve su akışkanı kullanılan birleşik jet akışlı kanallarla karşılaştırıldığında nanoakışkanın kullanıldığı durumlara göre sırasıyla yamuk ve taç desenli kanallardaki birinci sıradaki desenlerin (Desen 1) Nu sayılarının %15 ve %20.14 daha fazla olduğu belirlenmiştir.
- Kanallarda ikinci sırada bulunan Desen 2 yüzeyleri incelendiğinde her iki desenli yüzey için de en yüksek Nu sayısı değerlerine $N = 2D$ kanatçık uzaklıklı kanallarda ulaşılrken, özellikle taç desenli ve nanoakışkan kullanılan durumda yamuk desenli yüzeye göre daha yüksek Nu sayısı değerlerine erişilebilmektedir.
- GO-Su nanoakışkanının kullanıldığı kanallarda $N = 2D$ kanatçık konumunda Reynolds sayısının 15000 olduğu durumda taç desenli ikinci sıradaki yüzeyin (Desen 2) aynı sıradaki yamuk desenli yüzeye göre Nu sayısı %10.35 daha fazladır.

- Desen 3'ün analiz edildiğinde taç desenli yüzeyin şekline bağlı olarak birleşik jet akışının Desen 2 yüzeyine çarptıktan sonra bu desen üzerine (Desen 3) daha iyi yönlenebilmesi ile hem kanatçiksiz hem de kanatçıklı durumlarda ($N = D$ ve $2D$) yamuk desenli yüzeyden daha yüksek Nu sayısı değerlerine ulaşmaktadır.
- $Re = 5000$ değerinde $N = 2D$ kanatçık uzaklıklı kanallarda su akışkanına göre nanoakışkan kullanıldığında sırasıyla taç ve yamuk desenli yüzeylerde Desen 3'de ortalama Nu sayısı için %16.84 ve %12.25'lik artışlar saptanmıştır.
- Yüzeylerin sıcaklık değerleri araştırıldığında; Desen 1'de kanatçiksiz durum harici kanala kanatçık eklendiğinde hem su hem de nanoakışkan için taç desenli yüzeyde yamuk desenli yüzeye karşılaştırıldığında daha düşük yüzey sıcaklık değerleri elde edilebilmektedir.
- Desen 2, doğrudan çarpan jet etkisi altında olduğundan dolayı desenli yüzey üzerinde birleşik jet etkisi artmakta olup, her iki desen şekilli yüzeyde de Desen 1'e göre yüzey sıcaklık değerleri düşmektedir.
- Kanatçıklı kanallarda soğuma etkisi daha iyi iken, nanoakışkanın kullanıldığı $N = 2D$ mesafeli kanatçıklı durumlar için her iki desenli yüzeyde de ısı transferi artışına bağlı olarak yüzey sıcaklıklarında daha fazla düşüş sağlanmaktadır.
- Desen 3, her iki desenli yüzey için kanatçiksiz durumlar dışında bu sıradaki desenlerde birleşik jet akışı yoğunluğunun azalması Desen 2'ye göre yüzey sıcaklıklarının artmasına sebep olmaktadır.
- Desen şekline bağlı olarak birleşik jet akışın Desen 2'ye çarptıktan sonra Desen 3'e daha iyi yönlenebilmesi taç desenli yüzey için yamuk desenli yüzeye göre yüzey sıcaklığının daha az olmasını sağlamıştır.
- Birleşik jet akışlı kanallardaki her üç desenli yüzeyin tümü göz önüne alındığında $N = 2D$ kanatçık mesafesinde nanoakışkan kullanılması durumunda kanatçiksiz ve su akışkanı kullanılan birleşik jet akışlı kanallara göre sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeylerde Num sayıları %18.35 ve %24.09 daha fazladır. Buna bağlı olarak taç desen yüzeyli kanallarda yamuk desen yüzeyli kanallara göre daha düşük ortalama yüzey sıcaklığı (T_m) değerleri elde edilmektedir.
- Hız konturu dağılımlarında, her iki desen yüzeyli kanalda da kanatçiksiz durumda Desen 1 daha çok kanaldan gelen çapraz akışın etkisi altında olduğundan bu desen üzerinde hız değerleri daha düşüktür.
- Desen 2 üzerinde ise çarpan jet akışı olmasına rağmen çapraz akış bu akışı Desen 3'e doğru sürükleyerek bu desen üzerinde birleşik jet akış hızının artmasını sağlamaktadır. Bu sebeple kanatçiksiz durumda diğer desenli yüzeylere göre her iki desen şekli için de Desen 3'de sıcaklık düşüşü daha fazladır.



- Kanallara kanatçık eklendiğinde ($\theta=60^\circ$) kanaldan gelen çapraz akış desenli yüzeyler üzerine yönlendirilebildiğinden akışkanın yüzeye olan teması artarken aynı zamanda akış geçiş kesit alanının azalması nedeniyle yüzeyler üzerinde bir jet akış etkisi oluşmaktadır.
- Kanatçık, kanala $N = D$ mesafesinde yerleştirildiğinde akışkanın birleşik jet akışı etkisi Desen 2 üzerinde hız artışları ile kendini gösterirken; $N = 2D$ kanatçık konumunda ise akışkanın hız artışı Desen 1 üzerinde de belirgin hale gelmektedir.
- Kanatçık kullanımı ile birlikte desen aralarında bulunan ve kendi içinde sirkülasyon halinde olup desenlerin soğumasına olumsuz katkıda bulunan akışkanın hareketlenmesi sağlanarak desenli yüzeylerden olan ısı transferi artırılmaktadır. Ancak, yine de her iki desenli yüzey için Desen 3' ün sağ alt taraflarında köşe noktalarındaki akışkanın sıcaklık artışları tam olarak giderilememiştir.
- PEC sayısı, kanal içerisinde akan akışkanın kanalda kanatçık kullanımına karşı kanatçiksiz duruma göre ortalama Nu sayısı artışının basınç düşüşü artışına karşı etkinliğini göstermektedir.
- Her iki desenli yüzey için de $N = 2D$ mesafeli kanatçıklı ve su akışkanı kullanılan kanallarda nanoakışkan kullanılan kanallara göre daha yüksek PEC sayısı elde edilmektedir.
- $Re = 15000$ değerinde ve $N = 2D$ kanatçık mesafesinde su akışkanının PEC sayısının $N = D$ uzaklıklı kanatçıklı nanoakışkanın kullanıldığı kanala göre sırasıyla yamuk ve taç desenli yüzeyler için %2.91 ve %6.66 daha fazla olduğu bulunmuştur.

Sonuç olarak, birleşik jet akışlı kanallarda desenli yüzeylerden olan ısı transferinin artırılması bağlı bulunduğu devrenin güvenli sıcaklık sınırları arasında çalışması bakımından büyük bir öneme sahiptir. Bu durumda, desenli yüzeylerin sahip olduğu desen şekli dışında kanaldaki akışkanı desenli yüzeylere yönlendirmede kullanılan kanatçık kurulumu ve yerleşim düzeni, kanaldaki akışkanın Reynolds sayısı ve akışkanın termodinamik özellikleri başlıca etkenler olmaktadır. Bu bağlamda bu çalışmada düşük konsantrasyonlarda (%0.02) yüksek ısı transferi özellikleri ile göze çarpan GO-Su nanoakışkanı da kullanılarak incelemeler yapılmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (CÜBAP) birimi tarafından TEKNO-2021-031 proje numarası ile desteklenmiştir.

Çıkar Çatışması Beyanı

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.



KAYNAKÇA

- Abdullah, M. F., Zulkifli, R., Harun, Z., Abdullah, S., Wan Ghopa, W. A., Najm, A. S., Sulaiman, N.H. (2019). Impact of the TiO_2 nanosolution concentration on heat transfer enhancement of the twin impingement jet of a heated aluminum plate. *Micromachines*, 10, 176. Doi. <https://doi.org/10.3390/mi10030176>
- Alnak, D. E. (2020). Thermohydraulic performance study of different square baffle angles in cross-corrugated channel. *Journal of Energy Storage*, 28, 101295. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101295>
- Alnak, D. E., Koca, F., Alnak, Y. A. (2021). A numerical investigation of heat transfer from heated surfaces of different shapes. *Journal of Engineering Thermophysics*, 30, 494-507. Doi. <https://doi.org/10.1134/S1810232821030127>
- Chang, T. B., Yang, Y. K. (2014). Heat Transfer Performance of Jet Impingement Flow Boiling Using Al_2O_3 -Water Nanofluid, *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 28, no. 4, p. 1559-1566. Doi. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-1143-2>
- Datta, A., Jaiswal, A., Halder, P. (2018). Heat transfer analysis of slot jet impingement using nano fluid on convex surface. *IOP Conference Series-Materials Science and Engineering*, 402, 012098. Doi. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/402/1/012098>
- Demircan, T. (2019). Numerical analysis of cooling an electronic circuit component with cross flow and jet combination. *Journal of Mechanics*, 35 (3), 395-404. Doi. <https://doi.org/10.1017/jmech.2018.11>
- Hadipour, A., Zargarabadi, M. R. (2018). Heat transfer and flow characteristics of impinging jet on a concave surface at small nozzle to surface distances. *Applied Thermal Engineering*, 138, 534-541. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.086>
- Hajjar, Z., Rashidi, A., Ghoozloo, A. (2014). Enhanced thermal conductivities of graphene oxide nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57, 128-131. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.07.018>
- Hummers, W. S., Offeman, R. E. (1958). Preparation of graphitic oxide. *Journal of American Chemical Society*, 80, 1339. <https://doi.org/10.1021/ja01539a017>
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer*. United States of America: Purdue University. Erişim Adresi. <https://www.wiley.com/en-us/Fundamentals+of+Heat+and+Mass+Transfer%2C+8th+Edition+-p-9781119353881>
- Jalali, E., Sajadi, S. M., Ghaemi, F., Baleanu, D. (2022). Numerical analysis of the effect of hot dent infusion jet on the fluid flow and heat transfer rate through the microchannel in the presence of external magnetic field. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147, 8397-8409. Doi. <https://doi.org/10.1007/s10973-021-11095-5>
- Karabulut, K., Alnak, D. E. (2021). Dikdörtgen bir kanaldaki farklı desenli yüzey geometrilerinin ısı transferine olan etkilerinin incelenmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 183, 37-49. Erişim adresi. <https://search.trdizin.gov.tr/yayin/detay/440785/>



- Karabulut, K., Alnak, D. E. (2021). Investigation of graphene oxide-distilled water nanofluids with consideration of heat transfer and flow structure for backward-facing step flow. *Journal of Engineering Thermophysics*, 30 (2), 300-316. Doi. <https://doi.org/10.1134/S1810232821020119>
- Karabulut, K., Alnak, D. E. (2021). Investigation of the variation of cooling performance with the channel height in a channel having impinging jet-cross flow. *ISPEC 12th International Conference on Engineering & Natural Sciences The Proceedings Book*, 273-290, Bingöl. Erişim Adresi. https://www.ispecongress.org/_files/ugd/d0a9b7_0158c789045b4e42a2bca2583fbd0508.pdf
- Karabulut, K., Alnak, D. E. (2020). Study of cooling of the varied designed warmed surfaces with an air jet impingement. *Pamukkale University Journal of Engineering Sciences*, 26 (1), 88-98. Doi. <https://doi.org/10.5505/pajes.2019.58812>
- Karabulut, K. (2015). *Isı değiştiricilerde ısı aktarımının nanoakışkanlar kullanılarak artırılması*. (Doktora Tezi), Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sivas. Erişim Adresi. https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezDetay.jsp?id=p8IvMw5P60kRwI7dNGAqTA&no=w_5rR9PaQst_Qw4Xufr3mw
- Kılıç, M. (2018). Elektronik sistemlerin soğutulmasında nanoakışkanlar ve çarpan jetlerin müşterek etkisinin incelenmesi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 18; 33 (3), 121-132. Doi. <https://doi.org/10.21605/cukurovaummfd.500597>
- Kumar, D., Zunaid, M., Gautam, S. (2021). Heat sink analysis in jet impingement with air foil pillars and nanoparticles. *Materials Today: Proceedings*, 46 (20), 10752-10756. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.582>
- Ma, C. F., Bergles, A. E. (1983) Boiling jet impingement cooling of simulated microelectronic chips. *Heat Transfer in Electronic Equipment HTD*, 28, 5-12. Erişim Adresi. <https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/1983htee.proc....5B/abstract>
- Maghrabie, H. M., Attalla, M., Fawaz, H. E., Khalil, M. (2017). Numerical investigation of heat transfer and pressure drop of in-line array of heated obstacles cooled by jet impingement in cross-flow. *Alexandria Engineering Journal*, 56, 285-296. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2016.12.022>
- Mergen, S. (2014). *Kanal içi akış ve çarpan jet ile birlikte elektronik eleman soğutulmasının sayısal olarak İncelenmesi* (Yüksek Lisans Tezi). Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara. Erişim Adresi. <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/tezDetay.jsp?id=V6jYWecQ5UbNMOJ40X3oA&no=h00qZ76hoJVOgsma89qMjg>
- Naga Ramesh, K., Karthikeya Sharma, T. ve Amba Prasad Rao, G. (2021). Latest advancements in heat transfer enhancement in the micro-channel heat sinks: a review. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 28, 3135-3165. Doi. <https://doi.org/10.1007/s11831-020-09495-1>
- Pak, B.C., Cho, Y. I. (1998). Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, *Experimental Heat Transfer*, 11 (2), 151-170. Doi. <https://doi.org/10.1080/08916159808946559>



- Saleha, N., Fadela, N., Abbas, A. (2015). Improving cooling effectiveness by use chamfers on the top of electronic components. *Microelectronics Reliability*, 55, 1067-1076. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.microrel.2015.04.006>
- Selimefendigil, F., Chamkha, A. J. (2020). Cooling of an isothermal surface having a cavity component by using CuO-water nano-jet. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 30 (4), 2169-2191. Doi. <https://doi.org/10.1108/HFF-12-2018-0724>
- Shi, W., Li, F., Lin, Q., Fang, G. (2021). Experimental study on instability of round nanofluid jets at low velocity. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 120, 110253. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2020.110253>
- Öztürk, S. M., Demircan, T. (2022). Numerical analysis of the effects of fin angle on flow and heat transfer characteristics for cooling an electronic component with impinging jet and cross-flow combination. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 37 (1), 57-74. Doi. <https://doi.org/10.17341/gazimmfd.799793>
- Taylor, J. R. (1997). An introduction to error analysis: The study of uncertainties in physical measurements. United States of America: University science books. Erişim Adresi. <https://uscibooks.aip.org/books/an-introduction-to-error-analysis-the-study-of-uncertainties-in-physical-measurements-third-edition/>
- Teamah, M. A., Dawood, M. M., Shehata, A. (2015). Numerical and experimental investigation of flow structure and behavior of nanofluids flow impingement on horizontal flat plate. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74, 235-246. Doi. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.12.012>
- Wang, S. J., Mujumdar, A. S. (2005). A comparative study of five low Reynolds number k-ε models for impingement heat transfer. *Applied Thermal Engineering*, 25, 31-44. Doi. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2004.06.001>