

Dikdörtgen-Trapez Profile Sahip Hibrit Oluklu Bir Kanalda Farklı Kanatçık Tasarımlarının Akış ve Isı Transferine Etkisi

Doğukan UYSAL^{1,a}, Selma AKÇAY^{1,b}

¹Çankırı Karatekin Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Çankırı, Türkiye

^aORCID: 0009-0007-1747-0024; ^bORCID: 0000-0003-2654-0702

Makale Bilgileri

Geliş : 07.07.2025

Kabul : 25.11.2025

DOI: 10.21605/cukurovaumfd.1736559

Sorumlu Yazar

Selma AKÇAY

selmaakcay@karatekin.edu.tr

Anahtar Kelimeler

Hibrit dalgalı kanal

Isı transferi iyileştirme

Kanatçıklar

Afşekli: UYSAL, D., AKÇAY, S., (2026). Dikdörtgen-Trapez Profile Sahip Hibrit Oluklu Bir Kanalda Farklı Kanatçık Tasarımlarının Akış ve Isı Transferine Etkisi. Çukurova Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Dergisi, 41(1), 1-16.

ÖZ

Bu çalışmada, dikdörtgen-trapez hibrit oluklu bir kanalda farklı kanatçık yapılarının akış ve ısı transferine etkileri sayısal olarak analiz edilmiştir. Analizler, ANSYS Fluent yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Hız ve basınç ilişkisi SIMPLE algoritması ile çözülmüştür. Çalışmada, dikdörtgen-trapez hibrit oluklu kanal içerisine V-tipi, Y-tipi ve V-Y tipi (hibrit tip) olmak üzere üç farklı kanatçık yerleştirilmiş ve $2000 \leq Re \leq 10000$ Reynolds sayılarında Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve performans faktörü hesaplanmıştır. Sonuçlar, kanatçıkların olmadığı hibrit oluklu kanal ve düz kanal ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlara göre tüm kanatçıklar için artan Re ile ısı transferinin iyileştiği ve basınç düşüşünün arttığı tespit edilmiştir. Kanatçıkların olduğu kanallarda, $Re = 10000$ 'de en yüksek ısı transferinin V-tipi kanatçıkta ($Nu = 73,90$) elde edildiği ve en az basınç düşüşünün Y-tipi kanatçıkta ($\Delta P = 259,39$ Pa) olduğu bulunmuştur. V-tipi kanatçıkların ısı transferini düz kanala göre 4,56 kat, kanatçıkların olmadığı hibrit kanal göre 1,15 kat iyileştirdiği gözlenmiştir.

Effect of Different Winglet Designs on Flow and Heat Transfer in a Hybrid Corrugated Channel with Rectangular-Trapezoidal Profile

Article Info

Received : 07.07.2025

Accepted : 25.11.2025

DOI: 10.21605/cukurovaumfd.1736559

Corresponding Author

Selma AKÇAY

selmaakcay@karatekin.edu.tr

Keywords

Hibrit corrugated channel

Heat transfer improvement

Winglets

How to cite: UYSAL, D., AKÇAY, S., (2026). Effect of Different Winglet Designs on Flow and Heat Transfer in a Hybrid Corrugated Channel with Rectangular-Trapezoidal Profile. Çukurova University, Journal of the Faculty of Engineering, 41(1), 1-16.

ABSTRACT

In this study, the effect of different winglet structures on flow and heat transfer in a rectangular-trapezoidal hybrid corrugated channel was numerically analyzed. The analyses were performed with the ANSYS Fluent software. The velocity and pressure relationship was solved with the SIMPLE algorithm. In the study, three different winglets, namely V-type, Y-type, and V-Y type (hybrid type), were placed in a rectangular-trapezoidal hybrid corrugated channel, and the Nusselt number, friction factor, and performance factor were calculated at Reynolds numbers of $2000 \leq Re \leq 10000$. The results were compared with the hybrid corrugated channel without the winglet and the straight channel. According to the results, it was determined that heat transfer improved and pressure drop increased with increasing Re for all winglets. In the channels with winglet, it was found that the highest heat transfer at $Re=10000$ was obtained in the V-type winglet ($Nu = 73.90$) and the minimum pressure drop was obtained in the Y-type winglet ($\Delta P = 259.39$ Pa). It was observed that the V-type winglet improved the heat transfer by 4.56 times compared to the straight channel and by 1.15 times compared to the hybrid channel without winglet.

1. GİRİŞ

Nüfusun artması, teknolojik gelişmelerin daha fazla enerji ihtiyacı doğurması ve yaşam standartlarının yükselmesi gibi faktörler, enerji ihtiyacının sürekli artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle, enerji ve ekonomik büyüme arasında güçlü bir bağ bulunmaktadır. Ayrıca, geçtiğimiz yıllarda yaşanan pandemi ve enerji krizleri, enerji üretiminin yanı sıra enerjinin verimli kullanılmasının ve tasarruf edilmesinin ne kadar önemli olduğunu göstermiştir. Bu nedenle pek çok mühendislik uygulamalarında kullanılan termal cihazların etkinliği ve enerji verimliliği büyük önem arz etmektedir [1,2].

Isı transferi iyileştirme yöntemleri, enerji etkinliği ve tasarrufu açısından büyük önem taşımaktadır. Bu yöntemler pasif ve aktif yöntemler olarak ikiye ayrılır. Bazı uygulamalarda pasif ve aktif yöntemlerin birlikte kullanıldığı bileşik yöntemler de kullanılmıştır [3,4]. Pasif ısı transferi iyileştirme yöntemlerinin ilave dış bir enerjiye ihtiyaç duymamaları, bu yöntemin önemli bir avantajını oluşturmaktadır. Ayrıca bu yöntemler, dinamik parçalar içermediği için ekonomiktir, yapıları kolaydır, arıza gibi durumlar söz konusu olmadığından yatırım ve işletme maliyetleri de düşüktür [5,6]. Bu yöntem, ısı transfer yüzey alanını artırmak için dalgalı/oluklu kanalların kullanılmasını ve kanal yüzeylerine yapılan düzenlemeleri, kanal içine ilave edilen türbülatorleri ve vorteks üreteçleri gibi modifikasyonları içermektedir [1-3].

Dalgalı/oluklu yüzeyler, kanalın ısı transfer yüzey alanını genişletir ve akışkanın kanal yüzeyleri ile temasını artırır, böylece ısı transferinin iyileşmesine neden olurlar. Oluklu ve dalgalı kanallar aynı zamanda kendi kendine akış salınımları üretirler. Bu salınımlar, akış karışımının iyileşmesini sağlar. Homojen bir akış, kanal içindeki sıcaklık farklarını önleyerek ısı transferini artırır [7,8]. Farklı geometrilere sahip oluklu ve dalgalı yüzeylerin akış ve ısı transfer davranışı, pek çok deneysel ve sayısal çalışmalarla araştırılmıştır [7,8-12]. Yapılan çalışmalarda, oluk profilinin geometrisi, oluk sayısı, genişliği ve oluklar arasındaki mesafenin akış ve ısı transferine etkileri araştırılmış ve oluklu kanallarda ısı transferinin, düz kanallara göre daha yüksek olduğu kanıtlanmıştır [13-16].

Pasif yöntemlerden bir diğeri ise kanala bölme, kanat/kanatçık gibi düzenlemelerin eklenmesidir. Kanala ilave edilen bu modifikasyonlar, kanal içerisinde ısı transferinin artırılması istenilen bir yöne veya bölgeye akışı yönlendirmektedir. Ayrıca bu bölme ve kanatçıklar, akışta türbülans etkilerini artırarak akış karışımını iyileştirmektedir [3,17,18]. Farklı geometrik tasarımlara sahip kanatçıkların akış ve ısı transferine etkileri pek çok araştırmalar ile incelenmiştir [19-21]. Kanatçık ilavesinin kanalda basınç düşüşünü bir miktar artırmakla birlikte termal performansta artış meydana getirdiği bildirilmiştir [3,4,22-24]. Ancak, ısı transferini iyileştiren bu düzenlemeler, akışa karşı bir direnç oluşturdukları için basınç düşüşünde bir artış kaçınılmaz olmaktadır. Basınç düşüşündeki artış pompalama maliyetini artırmaktadır. O nedenle basınç düşüşünü çok fazla artırmadan ısı transferini iyileştiren kanatçık tasarımları halen araştırılmaktadır.

Sungur ve arkadaşları [25] boru içine yerleştirilen konik türbülator sayısının ısı transferine etkisini sayısal bir çalışmada araştırmışlardır. Çalışmada kullanılan türbülator sayısı $0 \leq N \leq 13$ ve Reynolds sayısı için $4500 \leq Re \leq 8000$ aralığını kullanmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre, türbülator sayısındaki artışın basınç kaybının artışına neden olduğunu ve $N = 13$ durumunda Nusselt sayısında %10 artış görüldüğünü bildirmişlerdir. Boukhadia ve arkadaşları [26] plakalı kanatlı ısı eşanjöründe akışkan akışı ve ısı transfer özelliklerini $500 \leq Re \leq 1900$ aralığı için sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında, basınç düşüşünü azaltmak amacıyla kanatçıklarda farklı geometride (üçgen, dikdörtgen ve dairesel) delikler oluşturmuşlardır. Çalışma sonucunda, termal performans faktörünün dairesel delikler için 2,14, dikdörtgen delikler için 1,57 ve üçgen delikler için 1,46 olduğunu bulmuşlardır. Garelli ve arkadaşları [27] delta kanatlı girdap üreteçleri kullanarak panel tipi radyatörlerde ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında, hücum açısı 30° , 40° ve 50° , giriş hızı 0,3–1,05 m/s, giriş sıcaklığı 303 K ve duvar taban sıcaklığı 340 K olarak almışlardır. En yüksek termal iyileşmeyi %10 olarak 30° hücum açısında elde ettiklerini belirtmişlerdir. Tian ve arkadaşları [28] silindirik bir alüminyum boru içerisine yerleştirilen üçgen kanatçıklı dikdörtgen plakaların termal performansını $4000 \leq Re \leq 12000$ aralığında sayısal olarak araştırmışlardır. Önceki çalışmaları ile kıyaslama yaptıklarında yeni tip tasarımın %11 daha yüksek ısı transferi sağladığını tespit etmişlerdir. Hassani ve arkadaşları [29] dikdörtgen bir kanal boyunca farklı düzenlemelerde kavisli türbülatorlerin deneysel ve sayısal analizini 3 farklı tipte kanatçık kullanarak araştırmışlardır. Düz kanala göre kanatçık kullanımının %43,5–%99,1 oranında ısı transferini artırdığını ve basınç düşüşünün 5,5–12 kat yükseldiğini tespit etmişlerdir. Dairesel olarak tasarlanmış kanatçığın diğer kanatçıklara göre daha yüksek performans gösterdiğini ifade etmişlerdir. Turgut [30] çalışmasında iç içe geçen eş eksenli iki borunun arasındaki ısı transferini dairesel kesitli türbülans üreticileri

kullanarak $10000 \leq Re \leq 42000$ aralığı için sayısal olarak araştırmıştır. Kanatçıklardaki delik çaplarını ve türbülatorlerin arasındaki mesafeyi değiştirerek çalışmaları gerçekleştirmiştir. En yüksek ısı performansı $Re = 10000$, kanatçık arası mesafe 15 cm, delik çapları 0,5 cm ve delik sayısı 2 olduğu durumda elde edildiğini bildirmiştir. Sun ve arkadaşları [31] çoklu dikdörtgen kanatçıklı girdap üreteçlerine sahip dairesel bir ısı eşanjöründe türbülanslı akışın termo-hidrolik performansını deneysel olarak çalışmışlardır. Çalışmalarında, kanatçık sayılarını $N = 4, 6, 8$; kanatçık yüksekliklerini $H = 2,55 \text{ mm}, 5,1 \text{ mm}, 10,2 \text{ mm}$ ve kanatçık aralıklarını 80 mm, 160 mm, 240 mm olarak almışlardır. Kanatçıkların sayısındaki artışın daha iyi akış karışımına neden olduğunu ve daha homojen sıcaklık dağılımı elde edildiğini belirtmişlerdir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün kanatçık yükseklikleri ile doğru orantılı olarak arttığını bildirmişlerdir. Yükseklik faktörü = 0,005, $PR = 1,57$, $N = 8$ ve $Re = 6135$ parametrelerinde maksimum termal iyileşme elde ettiklerini ifade etmişlerdir.

Ameur ve arkadaşları [32] bir ısı değiştiricisinde iki farklı geometride delikli kanatçıklar kullanarak $0 \leq Re \leq 300$ aralığındaki Reynolds sayıları için ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. En yüksek ısı transferini elips delikli kanalda $Re = 300$ 'de elde etmişlerdir. Basınç düşüşünün ise dairesel delikli kanatçıkta daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir. Alnak [33] bölmeler içeren üçgen dalgalı bir kanalda $200 \leq Re \leq 1000$ aralığı için bölme yüksekliklerinin ve bölme aralıklarının ısı transferine etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısındaki artışın ısı transferini arttırdığını ifade etmiş ve bölme aralıkları 20 mm ve bölme yükseklikleri 4 mm olduğunda en yüksek ısı transferine ulaşıldığını belirtmiştir. Tahmasebian ve arkadaşları [34] bir dizi vorteks üretici ile dalgalı kanalın ısı transferini RANS modeli ile $1000 \leq Re \leq 4000$ aralığında, 2 farklı kanatçık tipi (a ve b tip) için sayısal olarak analiz etmişlerdir. Isıl performansın, boş kanala göre, a tipi kanatçık tasarımında %28,5, b tipi kanatçık tasarımında %27 arttığını bulmuşlardır. Wu ve arkadaşları [35] sinüzoidal dalgalı kanatçık tipi girdap üreteçli kanatlı borulu ısı eşanjörünün termo-hidrolik performansını ve ekserji analizini $1057 \leq Re \leq 2054$ aralığında ve $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ hücum açılarında sayısal olarak incelemişlerdir. Kanatçıkların konumlarının akışı belirgin şekilde etkilediğini ve en yüksek performansa 60° hücum açısında ulaşıldığını tespit etmişlerdir. Wang ve arkadaşları [36] Al_2O_3 -su nanoakışkanın bir mikro kanalda üç farklı girdap üreteçlerinin (yuvarlak, elmas ve oval tip) $340 \leq Re \leq 640$ aralığındaki akış hızlarında termal performans üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemişlerdir. Düz kanala kıyasla $Re = 340$ için girdap üreteçli olan kanalların performans değerinde %30 iyileşme olduğunu ifade etmişlerdir. Brodnianská ve Kotšmíd [21] silindirik girdap üreteçleri ile dalgalı bir ısı eşanjöründe ısı transferi iyileşmesini $778 \leq Re \leq 7930$ aralığını için sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Sonuçta tasarlanan girdap üreteçlerinin ısı transferini 2,48 kat artırdığını bulmuşlardır. Çelik ve Akçay [37] sinüzoidal dalgalı bir kanalda dairesel engellerin akış ve ısı transferini sayısal bir çalışmada incelemişler ve dairesel engellerin çapı arttıkça ısı transferinin ve basınç düşüşünün arttığını bildirmişlerdir.

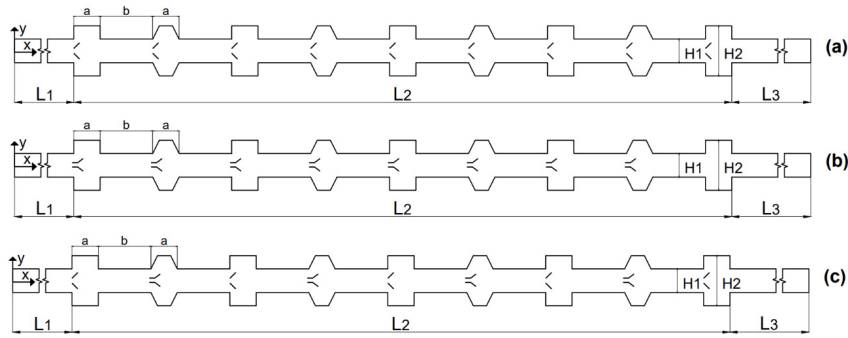
Önceki çalışmalarda, farklı geometrilere sahip dalgalı ve/veya oluklu kanallarda akış ve ısı transferinin incelendiği ancak bu kanallarda kullanılan oluk profillerinin üniform bir yapıda olduğu anlaşılmaktadır. Literatür çalışmalarında kanal geometrisi olarak genellikle klasik dalga profili olarak bilinen uniform yapıda tek tip dalga profilinin kullanıldığı ya da düzensiz sınırlara sahip dalga profil geometrilerinin incelendiği görülmektedir. Bu çalışmada, klasik tipte iki dalga profilinin aynı kanalda dönüşümlü olarak kullanıldığı hibrit dalgalı kanal tanımlanmıştır. Kanatçıkların olduğu kanallarda ise kanal geometrisinin genellikle dairesel kesit alanına sahip olduğu ve/veya tek bir tasarımdaki kanatçık profilinin incelendiği görülmektedir. Bu çalışmada dikdörtgen-trapez profilleri içeren hibrit oluklu bir kanalda üç farklı kanatçık -tasarımının (V-tipi, Y-tipi ve V-Y hibrit tip) sürekli ve türbülanslı akış şartlarında akış ve ısı transferi sayısal olarak analiz edilmiştir.

2. YÖNTEM

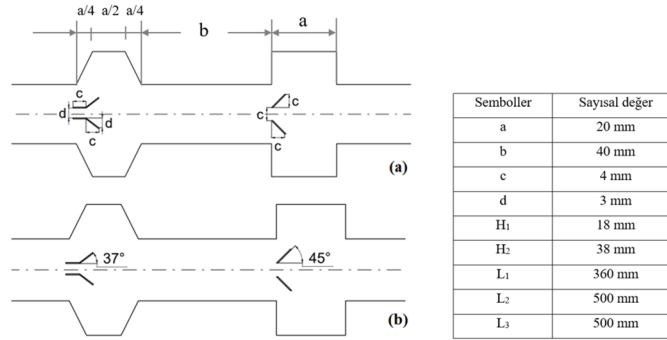
2.1. Sayısal Model

Şekil 1'de V-tipi kanatçık (a), Y-tipi kanatçık (b) ve V-Y tip hibrit kanatçık (c) tasarımlarını içeren dikdörtgen-trapez (DT) hibrit oluklu kanal geometrileri gösterilmiştir. Çalışmada kullanılan "hibrit dalgalı kanal", dikdörtgen ve trapez dalga profilinin aynı kanalda dönüşümlü olarak kullanılmasıyla oluşturulan dalgalı kanalı ifade etmektedir. Kanalın maksimum ve minimum yüksekliği sırasıyla $H_2 = 38 \text{ mm}$ ve $H_1 = 18 \text{ mm}$ 'dir. Kanalların giriş ve çıkışında sırasıyla $L_1 = 360 \text{ mm}$ ve $L_3 = 500 \text{ mm}$ uzunluğunda ısıtılmamış düz bölümler bulunmaktadır. Dalgalı bölümün uzunluğu $L_2 = 500 \text{ mm}$ 'dir. Dalga profilinin genişliği $a = 20$

mm ve dalgalı bölümler arasındaki mesafe $b = 40$ mm'dir. Trapez dalga profili, üst kenarı 10 mm olan ikiz kenar yamuktan oluşmaktadır. Kanalın ısıtılmış uzunluğu (L_2), toplamda 9 adet dalga profilini içermektedir.



Şekil 1. DT hibrit dalgalı kanalda kullanılan kanatçık tipleri (a) V-tipi kanatçık, (b) Y-tipi kanatçık, (c) V-Y tipi hibrit kanatçık



Şekil 2. Hibrit oluklu kanalda kanatçıkların yerleşimi ve geometrik özellikleri

Hibrit oluklu kanal içerisine her oluk profiline birer adet kanatçık yerleştirilmiştir. Kanatçıklar, kanalın merkezine ve olukların başlangıcından itibaren konumlandırılmıştır. Şekil 2’de kanatçıkların geometrik özellikleri ve kanal içerisindeki yerleşimleri detaylı olarak verilmiştir. Kanatçık geometrisinde $d = 3$ mm ve $c = 4$ mm olarak belirlenmiştir. Hibrit kanatçıklarda ise dikdörtgen oluk içerisine V-tipi kanatçık, trapez oluk içerisine ise Y-tipi kanatçık yerleştirilmiştir. V-tipi kanatçık x eksenine 45° , Y tipi kanatçık x eksenine 37° açı yapmaktadır.

2.2. Korunum Denklemleri

Çalışmada iş akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Akışkan Newton tipi, sıkıştırılamaz özelliktedir ve türbülanslı olarak sürekli şartlarda akmaktadır. Akışkan özelliklerinin sıcaklıkla değişmediği varsayılmaktadır. Akışkanın termofiziksel özellikleri Çizelge1’de verilmiştir. Viskoz yayılım terimleri, yerçekimi ve ışınlama ısı transferi dikkate alınmamıştır. Bu varsayımlara göre süreklilik, momentum ve enerji denklemleri Eşitlik (1-4) ile verilmiştir [3, 12]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\Gamma + \Gamma_t) \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) \right] \quad (3)$$

$$-\rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' = (\mu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

Standart k-ε türbülans yaklaşımı kullanılarak elde edilen sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum olduğu önceki çalışmalarla bildirilmiştir [12]. Bu nedenle çözümlerde viskoz model olarak

standart duvar fonksiyonu ile $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. Türbülans modelindeki türbülans kinetik enerji (k) ve spesifik türbülans yayını (ϵ) parametrelerine ait denklemler ve kullanılan sabitler Uysal ve Akçay [3] çalışmalarında detaylı olarak paylaşılmıştır.

Çizelge 1. Akışkanın termofiziksel özellikleri (300K)

Materyal	Yoğunluk (kg/m ³)	Özgül ısı (kJ/kgK)	Isıl iletkenlik (W/mK)	Viskozite (kg/ms)
Hava	1,225	1006,43	0,0242	0,000017894

2.3. Sayısal Yöntem ve Sınır Şartları

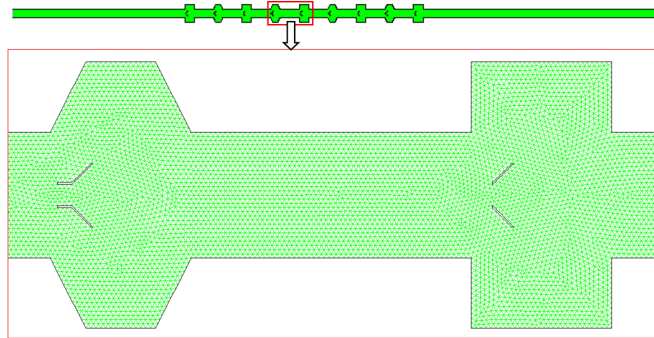
Çalışmada, modelin iki boyutlu geometrisi Gambit yazılımı ile oluşturulmuş ve ardından çözüm alanı küçük hücrelere ayrılmıştır. Sayısal modele yapılandırılmamış ağ yapısı uyarlanmış ve hücreler üçgen elemanlardan oluşmuştur. Eleman kalitesinin 0,89, çarpıklık (skewness) değerinin 0,18 ve hücrelerin en boy oranını temsil eden “aspect ratio” değerinin 2,37 olduğu belirlenmiştir. Bu değerler, sayısal modelin ağ metriklerinin kabul edilebilir değerlerde olduğunu göstermektedir. Çalışmada boyutsuz mesafenin $y^+ < 1$ olduğu tespit edilmiş ve ilk ağ tabakası sınır tabaka içinde kalmıştır. Hibrit kanatçıklar ile DT hibrit dalgali kanal için oluşturulan ağ yapısı Şekil 3’te sunulmuştur. Sayısal çözümlerin ağ sayısından etkilenmediğini tespit etmek için ağ bağımsızlık testi uygulanmış ve ağ bağımsızlık testi sonucu kanallara uyarlanan eleman sayıları Çizelge 2’de gösterilmiştir. Böylece seçilen ağ yoğunluğunun hem hesaplama maliyeti hem de çözüm hassasiyeti açısından yeterli olduğuna ve yapılan analizlerin ağdan bağımsız güvenilir sonuçlar ürettiğine karar verilmiştir. Ağ bağımsızlık testi sonucuna ait detaylar ve akış ve ısı transferine ait eşitlikler, Uysal ve Akçay [3] tarafından yapılan çalışmada verilmiş ve tekrardan kaçınmak amacıyla bu çalışmada paylaşılmamıştır.

Düz kanalda $Re \leq 2300$ değeri laminar akış şartlarını göstermektedir. Dalgali kanallarda laminar türbülansa geçiş büyük ölçüde kanalın geometrisine ve akış özelliklerine bağlı olarak değişiklik gösterir. Bu nedenle dalgali kanallarda laminar türbülansa geçiş bu değerden daha önce olmaktadır. Yapılan çalışmalarda, dalgali kanallarda genel olarak laminar türbülansa geçişin $Re \geq 1100$ değerinden sonra başladığı ve tam türbülansın ise yaklaşık $Re \geq 1800$ değerinde meydana geldiği bildirilmiştir [38-40]. Ayrıca çözümler, $2000 \leq Re \leq 6500$ aralığındaki Reynolds sayıları için önceki çalışmalarla karşılaştırılmış (Şekil 5) ve sonuçların uyumlu çıkması da bu durumu desteklediğini göstermektedir. Bu nedenle mevcut çalışmanın türbülanslı akış koşullarında gerçekleştiği varsayılmıştır.

Zontul ve arkadaşları [12] tarafından yapılan deneysel ve sayısal çalışmada, dikdörtgen dalgali bir kanalda, üç boyutlu çalışma sonuçları ile iki boyutlu sayısal çalışma sonuçları arasında kayda değer bir fark görülmediğini ve bu nedenle sayısal çalışmalarını 2D olarak gerçekleştirdiklerini bildirmişlerdir. Buna istinaden bu çalışmada da çözümler 2D olarak gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 2. Kanal profiline göre sayısal modele uyarlanan eleman sayıları

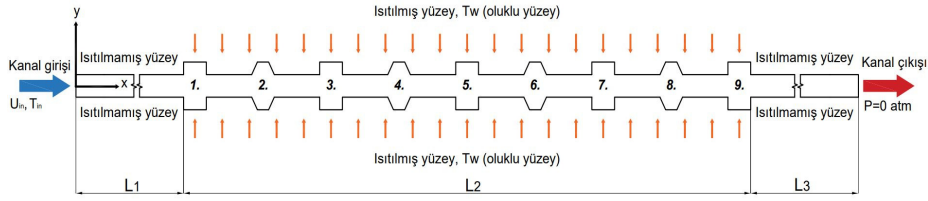
Kanal profili	Kanatçık tipi	Eleman sayısı
DT hibrit oluklu kanal	-	246293
DT hibrit oluklu kanal	Y tipi	246236
DT hibrit oluklu kanal	V-tipi	246014
DT hibrit oluklu kanal	Y-V-tipi (hibrit)	246524



Şekil 3. Hibrit kanatçıklar ile dikdörtgen trapez hibrit oluklu kanalın ağ yapısı

Sayısal çözümler, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) tabanlı ANSYS Fluent (versiyon 15.0) yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Denklemleri ayrıklaştırmak için ikinci dereceden ileri fark yaklaşımı kullanılmıştır. Hız ve basınç arasındaki ilişki SIMPLE algoritması ile değerlendirilmiştir Yakınsama kriteri, enerji denklemlerinde 10^{-8} ve diğer denklemlerde ise 10^{-5} olarak ayarlanmıştır.

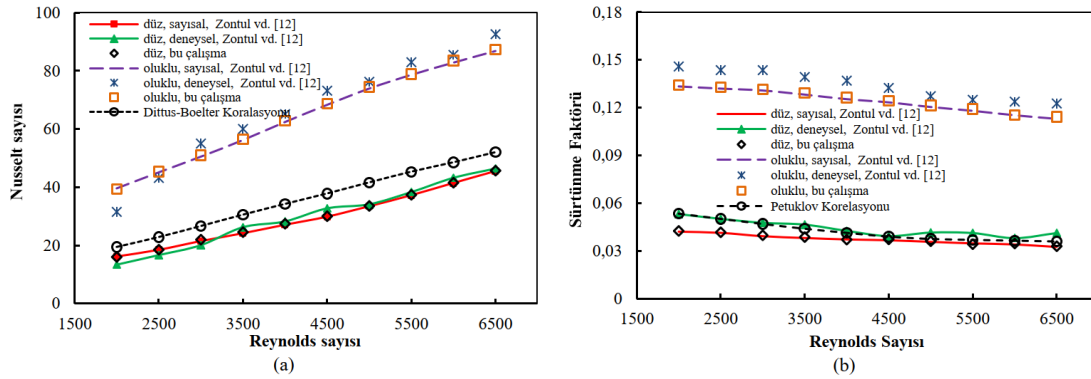
Çözümlerden önce sayısal modele bazı başlangıç ve sınır koşulları tariflenmiştir. Akışkan, ortalama bir hız (u_{in}) ve sabit bir sıcaklık ($T_{in} = 300$ K) ile kanala girmiştir. Akışkanın kanala giriş hızı, Reynolds sayısı ile belirlenmiş olup Reynolds sayısı $2000 \leq Re \leq 10000$ aralığında değişmiştir. Kaymaz ve adyabatik koşullar, kanalın giriş ve çıkışındaki düz kesitler (L_1 ve L_3) için tanımlanmıştır. Önceki çalışmalarda, sabit sıcaklık sınır şartına sahip kanal duvarlarının genellikle 330 K-380 K aralığında korunduğu görülmektedir [3, 5, 7, 8, 12]. Bu çalışmada ise kanalın alt ve üst dalgalı yüzeyleri (L_2) $T_w = 380$ K sabit bir sıcaklıkta tutulmuştur [3]. Kanal çıkışında basınç çıkış koşulu kullanılmıştır. Kanatçıklar için adyabatik ve kaymaz sınır şartı tariflenmiştir. Sayısal modeldeki hesaplama alanına uygulanan sınır koşulları Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4. Çözüm alanına uygulanan sınır koşulları

2.4. Sayısal Çözümlerin Doğrulanması

Sayısal çözümlerin geçerliliğini belirlemek için çalışma sonuçları, önceki sayısal ve deneysel çalışmaların sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Doğrulama, Zontul ve arkadaşları [12] tarafından gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışma referans alınarak sağlanmış ve benzer akış şartları ve geometri için düz kanalda ve dikdörtgen dalgalı kanalda elde edilen Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) değerleri üzerinden yapılmıştır. Düz kanal ve dikdörtgen dalgalı kanal için bu çalışmada elde edilen Nusselt sayıları ve sürtünme faktörü değerleri Reynolds sayısına bağlı olarak önceki çalışmaların sayısal ve deneysel sonuçlarıyla [12] karşılaştırılmıştır. Ayrıca çözümler düz kanal için literatürde yaygın olarak kullanılan korelasyonlar ile de karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 5'te sunulmuştur. Böylece bu çalışmada elde edilen sonuçların literatürde yer alan çalışmalarla karşılaştırılması yapılarak model doğrulanması gerçekleştirilmiştir.



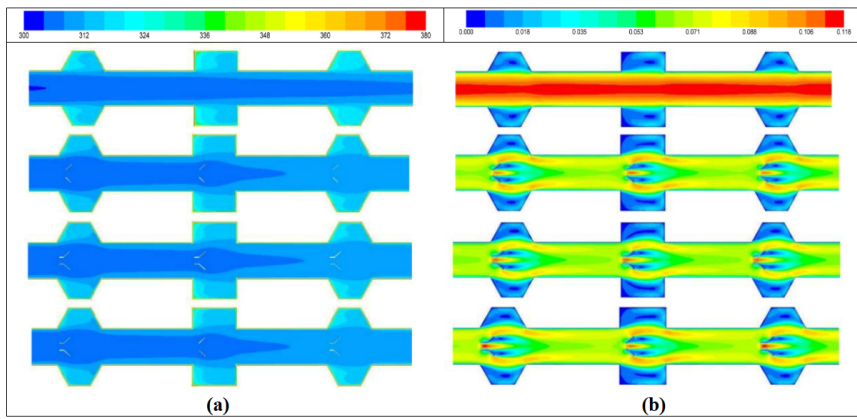
Şekil 5. Çözümlerin doğrulanması, a) Re ile Nu, b) Re ile f

3. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu bölümde, dikdörtgen-trapez hibrit oluklu kanala ilave edilmiş üç farklı kanatçık tasarımının akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri $2000 \leq Re \leq 10000$ aralığındaki Reynolds sayıları için araştırılmış ve tartışılmıştır. Kanatçıkların etkisini gözlemlemek için hız ve sıcaklık kontur görüntüleri elde edilmiştir. Daha sonra her bir kanatçık tasarımı için ısı transferi, basınç düşüşü ve performans faktörü hesaplanmış ve sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur. Çalışmada, en az basınç düşüşü ve en fazla ısı transferi sağlayan kanatçık tasarımının belirlenmesine çalışılmıştır.

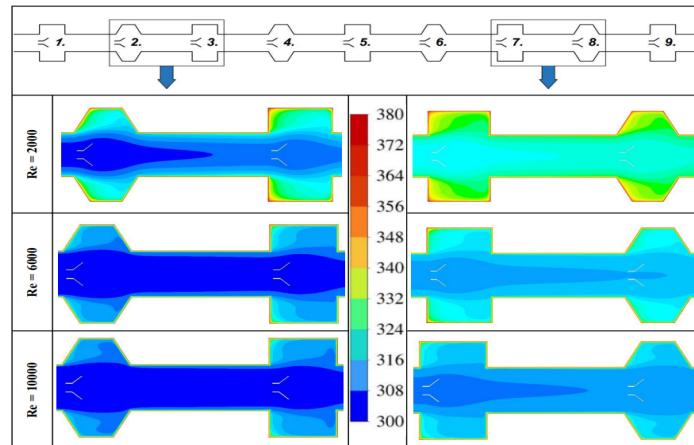
3.1. Kanatçıkların Isı Transferine Etkisi

Şekil 6’da $Re = 10000$ için DT hibrit dalgali kanalda V-tipi, Y-tipi ve hibrit kanatçıkların sıcaklık (a) ve hız (b) konturları sunulmuştur. Kontur görüntüleri dalgali kanalın ortasındaki 3 dalga profillerine (4., 5. ve 6. dalga profilleri) aittir. Hız konturlarında, kanatçıkların etkisiyle akışın üç kola ayrılarak oluk içlerine yönlendirildiği görülmektedir. Bu yönlendirme, soğuk olan akışkanın daha sıcak olan duvar yüzeyleriyle daha fazla temas etmesini sağlayarak ısı transferinin artmasına katkıda bulunmaktadır. Ayrıca akışın oluklu kaviterler içinde oluşturduğu ikincil akış yapıları dikkat çekmektedir. Bu döngüler, homojen bir akışa neden olduğu için önemli olgulardır. Ayrıca, hız konturlarında kanatçıkların ardında düşük basınç bölgelerinin varlığı dikkat çekmektedir (Şekil 6b). Sıcaklık konturlarında ise, dalgali kaviterler içerisinde akış yönünde sıcaklık gradyanlarının arttığı gözlenmektedir. Her üç kanatçık yapısında da dalgali yüzeylerin sıcaklığı kanatçıkların olmadığı hibrit kanala göre daha düşüktür. Dalgali kaviterlerde, kavitenin sol tarafında daha yüksek bir sıcaklık gradyanı varken, kavitenin sonunda (sağ tarafında) sıcaklık gradyanının azaldığı görülmektedir. İkincil akış yapıları kavitenin sonundan başlayıp kavitenin başına doğru ilerlediğinden bu bölgelerin sıcaklığı daha düşüktür (Şekil 6a).



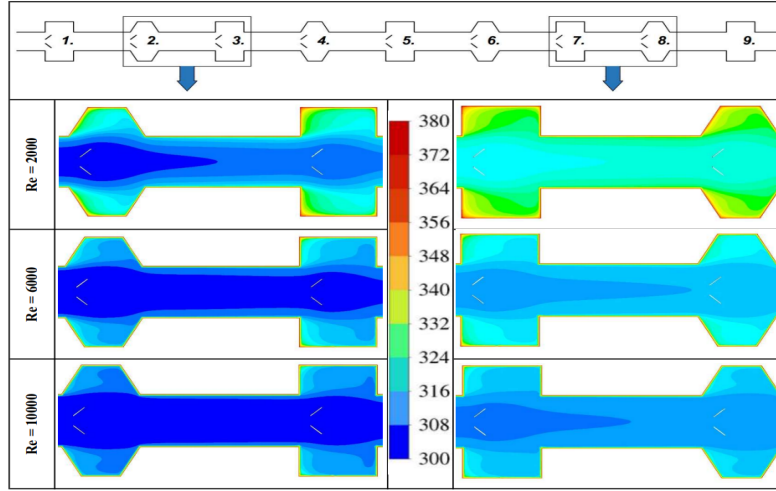
Şekil 6. Y-tipi, V-tipi ve hibrit kanatçıklar için (a) sıcaklık konturları, (b) hız konturları ($Re = 10000$)

Şekil 7’de farklı Reynolds sayıları için Y-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgali kanalın 2. ve 3. olukları ile 7. ve 8. oluklara ait sıcaklık konturları gösterilmiştir. Artan Reynolds sayısında kanal içindeki sıcaklık gradyanlarının düştüğü gözlenmiştir. Bunun temel nedeni, akış hızının artmasıyla birlikte olukların içlerine yönlendirilen akışkanın kütsel debisinin artması, türbülans etkilerinin yükselmesi ve dolayısıyla daha homojen bir karışım sağlamasıdır. Bu süreç, daha düşük sıcaklıklara sahip bölgelerin oluşmasına katkıda bulunmuştur. Ayrıca ısıtılmış yüzeyler incelendiğinde, 2. ve 3. oluklu bölgelerin, 7. ve 8. oluklu bölgelere kıyasla daha düşük sıcaklık değerlerine sahip olduğu tespit edilmiştir. Bu farklılık, akışkanın akış yönünde ilerledikçe sıcak yüzeylerden ısıyı alarak kanal çıkışına taşınması ve sıcaklığının kademeli olarak artmasından kaynaklanmaktadır. Böylece, kanalın ilerleyen bölgelerinde sıcaklık gradyanlarının nispeten daha yüksek değerlere sahip olduğu gözlenmiştir.



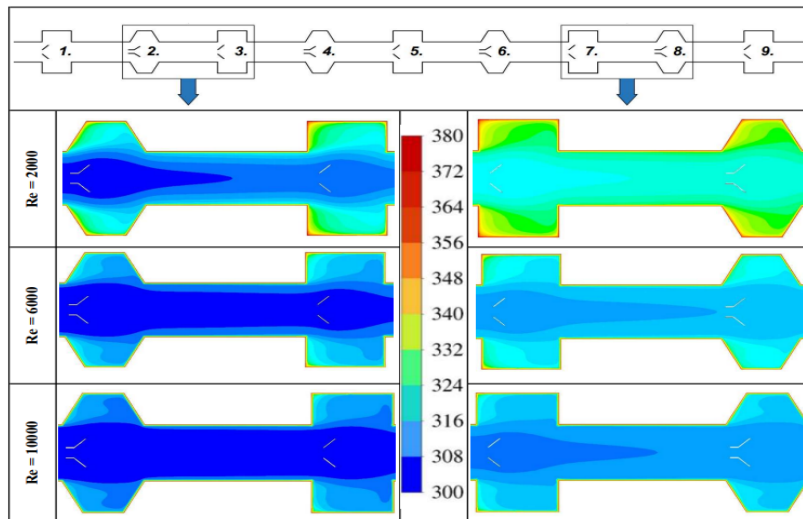
Şekil 7. Farklı Reynolds sayılarında Y-tipi kanatçıklar için sıcaklık konturları

Şekil 8'de, V-tipi kanatçıklara sahip DT hibrit dalgali kanalın 2. ve 3. oluk ile 7. ve 8. oluklarına ait sıcaklık konturları farklı Reynolds sayılarında sunulmuştur. Şekil 7'de açıklandığı gibi, Reynolds sayısının artması dalgali kavitelere yüzey sıcaklığının düşmesine neden olmuştur. Aynı şekilde, 2. ve 3. oluklardaki yüzey sıcaklıkları 7. ve 8. oluklara göre daha düşüktür. Y-tipi kanatçıklara ait sıcaklık olguları V-tipi kanatçıklarda da görülmektedir. Ancak, Y-tipi kanatçık ile kıyaslandığında, V-tipi kanatçığın akışı dalgali kavitelere yönlendirmesi daha iyidir. Çünkü V-tipi kanatçıklar daha yüksek bir açı ile (45°) akışı dalgali boşluklara yönlendirirken, Y-tipi kanatçıklar daha düşük bir açı (37°) ile akışı sıcak yüzeylere yönlendirmektedir. Bu nedenle, V-tipi kanatçıkların kullanılması halinde dalgali kavitelere yüzey sıcaklıklarında daha belirgin bir düşüş gözlenmektedir. Y-tipi kanatçıklara sahip kanalda yüzey sıcaklık dağılımının V-tipi kanatçıklara göre nispeten daha yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 8. Farklı Reynolds sayılarında V-tipi kanatçıklar için sıcaklık konturları

Şekil 9'da hibrit kanatçıklara sahip DT hibrit dalgali kanalın 2. ve 3. oluk ile 7. ve 8. oluklarına ait sıcaklık konturları farklı Reynolds sayılarında verilmiştir. Şekil 7 ve 8'de olduğu gibi hibrit kanatçıklarda da akış yönlendirme ve türbülans etkilerinin yüzey sıcaklığını düşürdüğünü göstermektedir. Y-tipi kanatçıklar, trapez profile sahip oluk bölgelerine, V-tipi kanatçıklar ise dikdörtgen profile sahip oluk bölgelerine yerleştirilmiştir. Bu yerleşim, her iki kanatçığın kendi bölgesine özgü etkisini ortaya koymuştur. V-tipi kanatçıklar ile daha keskin yönlendirme etkisiyle oluk bölgelerinde güçlü türbülans yapılarının oluşturulması amaçlanmıştır, böylece daha düşük sıcaklık profilleri elde edilmesini sağlamıştır.

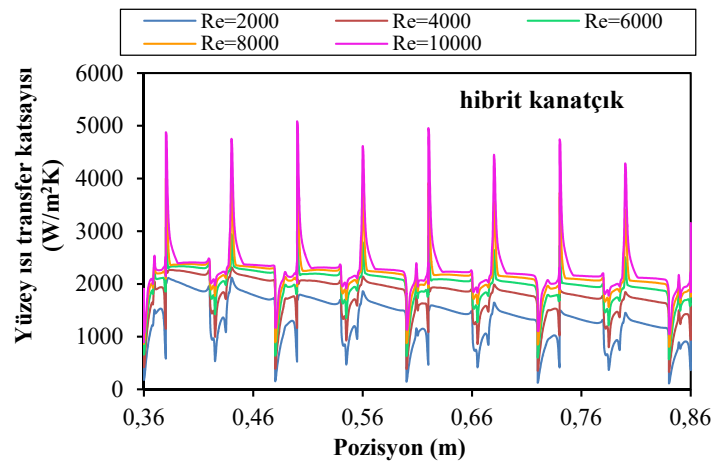


Şekil 9. Farklı Reynolds sayılarında hibrit kanatçıklar için sıcaklık konturları

Y-tipi kanatçıklar ise akışı yumuşak bir şekilde yönlendirerek daha düşük sürtünme ile yine de belirli düzeyde türbülans etkisi oluşturmuştur. Bu farklı kanatçık tiplerinin kombine kullanımı ile kanal içinde

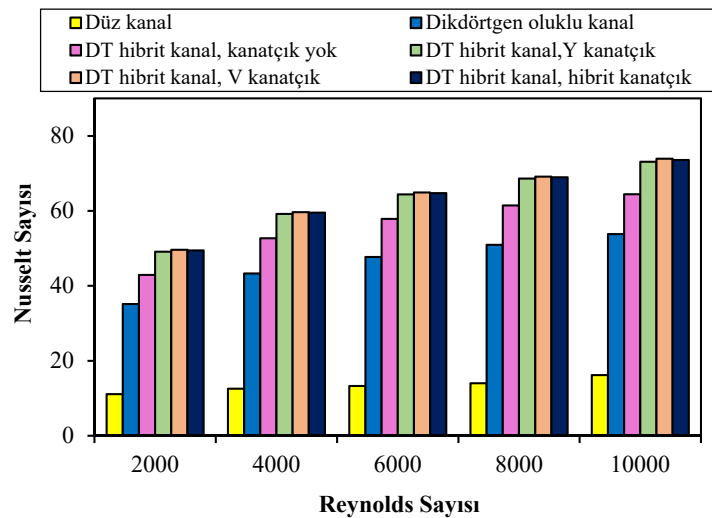
hem ısı transferi hem de akış yapısı açısından dengeli ve etkili bir performans ortaya konması amaçlanmıştır. Kanatçıklar içermeyen DT hibrit dalgali kanalın sıcaklık konturları ile karşılaştırıldığında (Şekil 6), kanatçıkların olmadığı DT hibrit kanalda yüksek Reynolds sayısında dahi dalgali kavitelerde oldukça yüksek sıcaklık gradyanı görülürken, kanatçıklara sahip DT hibrit kanalda sıcaklık gradyanının oldukça azaldığı görülmektedir. Bu durum kanatçıkların kullanılmasının ısı transferine önemli katkı sağladığını göstermektedir.

Şekil 10'da DT hibrit dalgali kanal içerisine yerleştirilen V-tipi ve Y-tipi kanatçıkların kombinasyonundan oluşan hibrit kanatçıklar için, farklı Reynolds sayılarında alt dalgali yüzey boyunca elde edilen yüzey ısı transfer katsayılarının değişimi verilmektedir. Her üç kanatçık konfigürasyonu için oluklu kavitelerin bitimine doğru belirgin ısı transfer zirveleri dikkat çekmektedir. Yüzey ısı transfer katsayısının Reynolds sayısındaki artışla birlikte yükseldiği açıkça görülmektedir. Ancak bu artış her Reynolds sayısında aynı oranda gerçekleşmemiştir. Özellikle $Re \leq 6000$ durumunda ısı transfer katsayısında daha belirgin bir artış gözlenirken; $Re \geq 6000$ değerlerinde bu artış oranının azaldığı ve ısı transfer katsayısı değerlerinin birbirine yaklaştığı gözlenmiştir.



Şekil 10. Hibrit kanatçıklar için yerel ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 11'de, tüm kanal geometrileri ve kanatçık yapılarında Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimi gösterilmiştir. Ayrıca elde edilen sonuçlar, düz kanal, dikdörtgen dalgali kanal ve DT hibrit dalgali kanal ile de karşılaştırılmıştır. Tüm kanal akışlarında Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığı görülmektedir. Tüm Reynolds sayılarında dalgali kanallar ve kanatçıklara sahip kanallarda ısı transferinin düz kanala göre oldukça yüksek olduğu tespit edilmiştir. Yine kanatçıklara sahip hibrit kanallarda ısı transferi, dikdörtgen dalgali kanaldan ve DT hibrit dalgali kanaldan daha yüksek bulunmuştur.



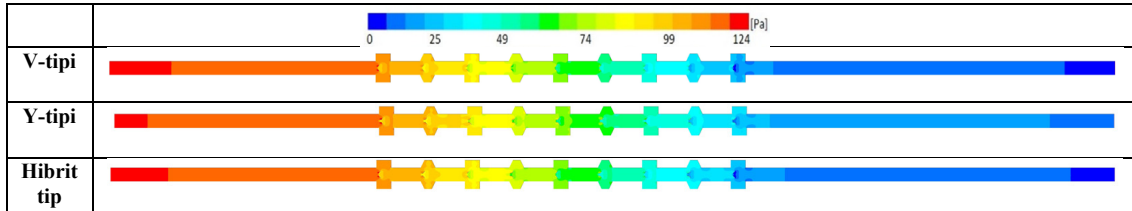
Şekil 11. Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının değişimi

$Re = 10000$ için Nusselt sayıları incelendiğinde, en düşük ısı transferi $Nu = 16,19$ olarak düz kanalda elde edilmiştir. Bu durum, kanallarda dalgalı yüzey geometrilerinin ısı transferi üzerindeki etkisini net biçimde ortaya koymaktadır. Dalgalı profile sahip kanallar arasında ise en düşük Nusselt sayısı dikdörtgen dalgalı kanalda ($Nu = 53,80$) elde edilmiştir. DT hibrit dalgalı kanalda ise dikdörtgen dalgalı kanallara göre daha yüksek Nusselt sayısı ($Nu = 64,42$) elde edilmiştir. Kanatçık eklenmesiyle birlikte ısı transfer performansında belirgin bir iyileşme elde edilmiştir. Hibrit kanala Y-tipi kanatçık eklendiğinde, ısı transferi $Nu = 73,10$ 'a yükselmiştir. V-tipi kanatçık kullanıldığında, $Nu = 73,90$ olarak en yüksek değerine ulaşırken hibrit kanatçıklarda ise $Nu = 73,58$ olduğu tespit edilmiştir. Kanatçıklar arasında en yüksek ısı transferi V-tipi kanatçıkta elde edilmiş, bunu hibrit kanatçık ve Y-tipi kanatçık takip etmiştir. V-tipi kanatçık kullanılan hibrit dalgalı kanalda ısı transferi düz kanala göre 4,56 kat iyileşme göstermiştir. Yine V-tipi kanatçıklara sahip hibrit dalgalı kanalda Nusselt sayısı, kanatçıkların olmadığı hibrit dalgalı kanal göre yaklaşık 1,15 kat daha yüksek bulunmuştur. Sonuç olarak, kanal geometrisinin optimize edilmesiyle birlikte kanatçık kullanımı, ısı transferinde ciddi bir iyileşme sağlamaktadır. Özellikle kanatçıklar ilave edilen kanallarda, diğer kanallara göre daha yüksek Nusselt sayısı elde edilerek, ısı transferi açısından etkili tasarım alternatifi olduğunu kanıtlamıştır.

3.2. Kanatçıkların Sürtünme Faktörüne ve Basınç Düşüşüne Etkisi

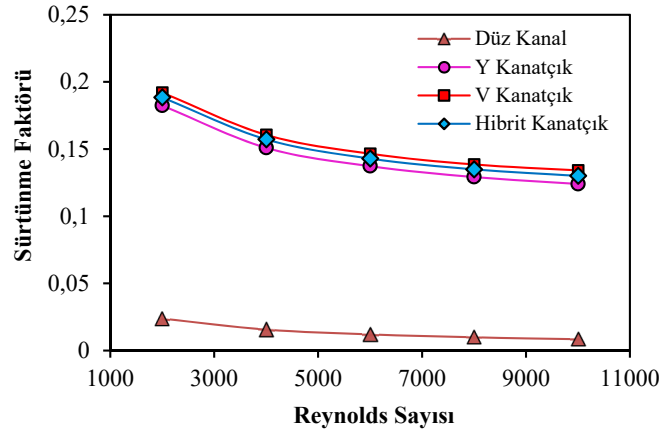
Kanalın dalgalı yapısı ve kanala eklenen kanatçıklar, ısı transferinde önemli iyileşmeler sağlamasına rağmen, basınç düşüşü ve sürtünme faktöründe artışa neden olmaktadır. Çünkü kanatçıklar akışa engel teşkil ederek bir direnç oluşturmaktadır. Basınç düşüşündeki artış pompalama gücünü artıracaktır, bu durum daha fazla enerji tüketimi ve pompalama maliyetlerinin artması anlamına gelmektedir. Bu nedenle bu çalışmada, pompalama gücünü makul bir seviyede tutarak ısı transferinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır.

Şekil 12'de $Re = 10000$ için V-tipi, Y-tipi ve hibrit kanatçıklara sahip hibrit dalgalı kanallarda oluşan basınç düşüşü konturları gösterilmektedir. En yüksek basınç düşüşünün V-tipi kanatçıklara sahip kanalda olduğu gözlenmektedir. Bu durum, V-tipi kanatçığın akışı daha agresif şekilde bölerek daha yüksek düzeyde türbülans ve dolayısıyla daha fazla akış direnci oluşturmasından kaynaklanmaktadır. Y-tipi kanatçık bulunan kanalda, basınç düşüşünün daha düşük seviyede gerçekleştiği ve renk skalasından daha yumuşak bir renk geçişi olduğu görülmektedir. Hibrit kanatçık durumunda ise, V-tipi ve Y-tipi yapıların birleşiminden oluşmasına rağmen, basınç düşüşünün Y-tipi kanatçığa göre daha yüksek, ancak V-tipi kanatçığa göre daha düşük kaldığı anlaşılmaktadır. Bu da hibrit kanatçıkların, ısı transferi için bir avantaj sunarken, akış direncini kontrollü bir seviyede tuttuğunu göstermektedir.



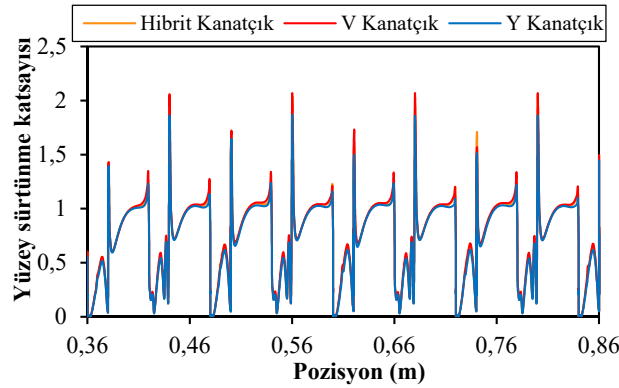
Şekil 12 Hibrit dalgalı kanalda kanatçık tiplerinin basınç alanlarına etkileri ($Re=10000$)

Şekil 13'te, DT hibrit dalgalı kanalda her üç kanatçık tasarımları için Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme faktöründeki değişimler, düz kanalla karşılaştırılarak gösterilmektedir. Genel eğilim olarak, tüm konfigürasyonlarda Reynolds sayısının artmasıyla birlikte sürtünme faktörünün azaldığı gözlenmektedir. Bu durum, yüksek Reynolds sayılarında akışın daha türbülanslı ve dolayısıyla sınır tabakanın daha ince olmasıyla ilişkilidir. Düz kanal, tüm konfigürasyonlar arasında en düşük sürtünme faktörüne sahiptir. Çünkü düz kanalda akışı engelleyen herhangi bir durum bulunmamaktadır ve akış minimum dirençle ilerlemektedir. Kanatçıklara sahip kanallar karşılaştırıldığında ise en düşük sürtünme faktörü Y-tipi kanatçığa sahip kanalda gözlenmiştir. Bu, Y-tipi kanatçığın akışı daha yumuşak yönlendirmesi ve nispeten daha az akış direnci oluşturmasından kaynaklanmaktadır. V-tipi kanatçık, en yüksek sürtünme faktörüne sahip konfigürasyon olarak öne çıkmaktadır. Bu kanatçık yapısı, daha keskin akış bölünmeleri ve daha geniş düşük hızlı alanlar oluşturarak akışa karşı daha fazla direnç göstermektedir. Hibrit kanatçıklar ise Y-tipi ve V-tipi kanatçıkların birleşiminden oluşan yapısıyla sürtünme faktörü bakımından ara bir değer sergilemektedir. V-tipi kanatçığa göre daha düşük, Y-tipi kanatçığa göre ise bir miktar daha yüksek sürtünme üretmektedir. Bu durum, hibrit kanatçık yapısının hem yüksek ısı transferi sağlarken hem de akışa olan direnci makul seviyede tutabildiğini göstermektedir.



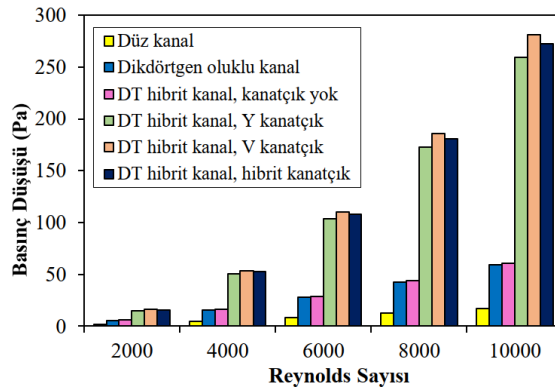
Şekil 13. Farklı kanatçık tipleri için Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün değişimi

Şekil 14'te $Re = 8000$ için Y-tipi, V-tipi ve hibrit kanatçıklarda elde edilen yüzey sürtünme katsayısı sunulmuştur. Her üç kanatçık tasarımı için oluk bölgelerinde sürtünme katsayısında ani yükselmeler gözlemlenmektedir. Bu tepe noktaları, akışın kanatçıklarla etkileşime girip yön değiştirmesi sonucu meydana gelen yüksek duvar kayma gerilmelerinden kaynaklanmaktadır. Y-tipi kanatçık en düşük sürtünme katsayısı değerlerini sergilerken, V-tipi kanatçık daha yüksek değerlere sahiptir. Hibrit kanatçık konfigürasyonu ise her iki yapının etkisini birleştirdiği için V-tipi kanatçıktan biraz düşük, Y-tipi kanatçıktan ise daha yüksek bir profil göstermektedir. Genel olarak her üç kanatçık tasarımının sürtünme katsayısı açısından benzer eğilim gösterdiği ve elde edilen değerlerin birbirine oldukça yakın olduğu gözlenmektedir.



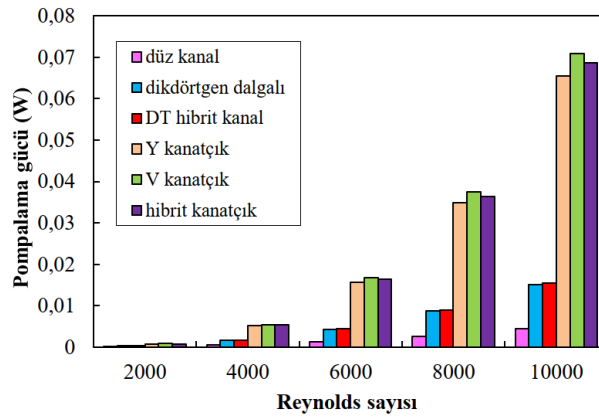
Şekil 14. Farklı kanatçık tiplerinde yüzey sürtünme katsayısının değişimi ($Re = 8000$)

Şekil 15, tüm kanatçık tasarımları için hibrit dalgalı kanallarda Reynolds sayısı ile değişen basınç düşüşü (ΔP) değerlerini göstermektedir. Sonuçlar, düz kanal, dikdörtgen dalgalı kanal ve DT hibrit dalgalı kanal ile karşılaştırılmaktadır. Çalışılan tüm kanallarda, Reynolds sayısındaki artışla birlikte ΔP değerinin yükseldiği açıkça görülmektedir. Ancak bu artış her konfigürasyonda aynı düzeyde olmamış, kanal geometrisi ve kanatçık tipi bu değişimi belirgin şekilde etkilemiştir. Düz kanal en düşük basınç kaybına sahiptir, $Re = 10000$ için ΔP değeri 17,20 Pa olarak bulunmuştur. Bu değer, kanalın minimum akış direncine sahip olduğunu göstermektedir. Buna karşılık, sadece yüzey şekillendirmesi uygulanmış oluklu kanallarda basınç kaybı belirgin şekilde artmıştır. Dikdörtgen dalgalı kanalda $\Delta P = 59,42$ Pa ve DT hibrit dalgalı kanalda $\Delta P = 61,06$ Pa olarak bulunmuştur. Bu sonuçlar, düz kanala göre yaklaşık 3,45–3,55 kat daha fazla basınç kaybı oluştuğunu göstermektedir. Bu fark, yalnızca yüzey geometrisinin değiştirilmesiyle meydana gelmiştir. Kanatçıklara sahip kanallarda ise ΔP değerlerindeki artış çok daha belirgindir. Y-tipi kanatçık için $\Delta P = 259,39$ Pa, V-tipi kanatçık için $\Delta P = 280,66$ Pa, hibrit kanatçık için $\Delta P = 272,06$ Pa olarak bulunmuştur. Bu değerler, düz kanal ile karşılaştırıldığında; Y-tipi kanatçık yaklaşık 15,08 kat, V-tipi kanatçık yaklaşık 16,31 kat, hibrit kanatçık ise yaklaşık 15,81 kat daha fazla basınç düşüşüne neden olmuştur. Y-tipi kanatçık, V-tipi kanatçığa göre daha düşük ΔP üretmiş ve bu da daha az akış direnci oluşturduğunu göstermektedir. Hibrit kanatçığın ΔP değeri, V-tipi kanatçığa göre yaklaşık %3,16 daha düşük, Y-tipi kanatçığa göre ise %4,88 daha yüksek olmuştur.



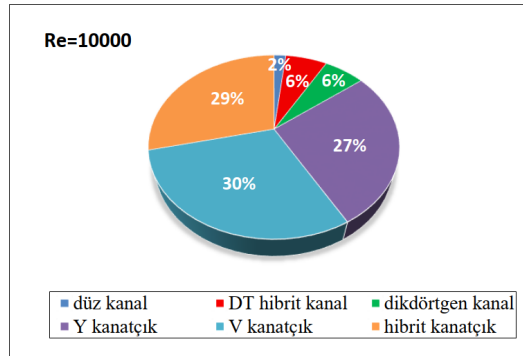
Şekil 15. Tüm kanal akışlarında Reynolds sayısı ile basınç düşüşünün karşılaştırılması

Şekil 16’da tüm kanal akışları için Reynolds sayısı ile pompalama gücü ($\dot{W}_{pompa}$) karşılaştırılmıştır. Beklendiği gibi düz kanalda pompalama gücü oldukça düşüktür. Reynolds sayısının artması ile pompalama gücü de artmaktadır. Kanatçıkların olmadığı dikdörtgen dalgalı kanal ve DT hibrit kanalda pompalama gücü birbirine yakın elde edilmiştir. Kanatçıkların pompalama gücünü kayda değer şekilde arttırdığı görülmektedir. Kanatçıkların olduğu kanallarda pompalama gücü kanatçıkların olmadığı diğer kanallardan daha yüksek bulunmuştur. Re = 10000 değerinde en yüksek pompalama gücü $\dot{W}_{pompa} = 0,07$ W olarak V-tipi kanatçık tasarımında elde edilmiştir.



Şekil 16. Tüm kanal akışlarında Reynolds sayısı ile pompalama gücünün değişimi

Şekil 17’de Re = 10000 için tüm kanal akışlarında pompalama gücünün ($\dot{W}_{pompa}$) karşılaştırılması yüzdelik dilimlerle gösterilmiştir. Pompalama gücü düz kanalda en düşük yüzdelik dilime sahip (%2) iken V-tipi kanatçıklar için en yüksek (%30) değere ulaşmıştır. Kanatçıkların olduğu kanallarda ise yüzdelik dilimlerinin diğer kanallardan daha fazla olduğu görülmektedir. V-tipi kanatçık, Y-tipi kanatçık ve hibrit kanatçıklar için pompalama gücünün yüzdelik dağılımı sırasıyla %30, %27 ve %29 olarak elde edilmiştir. Kanatçık tasarımları arasında, en az pompalama gücü Y-tipi kanatçıkta elde edilmiştir. Dikdörtgen dalgalı ve DT hibrit dalgalı kanallarda pompalama gücünün yüzdelik dağılımı %6 olarak eşit bulunmuştur.



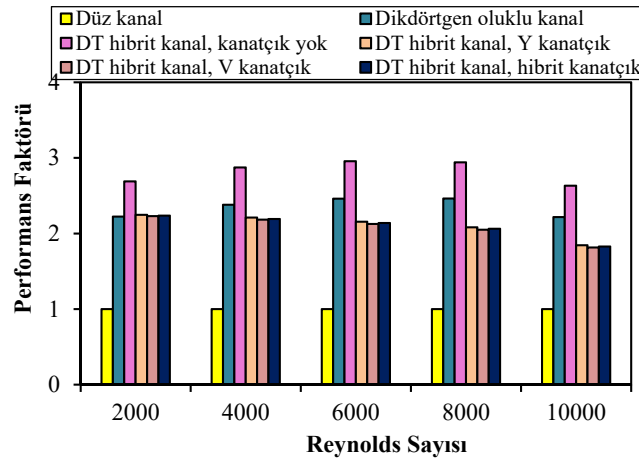
Şekil 17. Re=10000 için tüm kanal akışlarında pompalama gücünün karşılaştırılması

Sonuç olarak, kanatçık eklenmesiyle ısı transfer iyileşmesi ciddi şekilde artarken, beraberinde önemli ölçüde basınç kaybı (ΔP) ve pompalama gücünde ($\dot{W}_{pompa}$) artış görülmektedir. Bu nedenle, tasarımda sadece termal iyileşme değil, aynı zamanda hidrolik kayıplar ve pompalama gücü de dikkate alınmalıdır. Özellikle hibrit kanatçık tipi, yüksek ısı transferi avantajını sürtünme artışıyla dengeleyerek termo-hidrolik açıdan daha optimize bir performans sunmaktadır.

3.3. Kanatçıkların Performans Faktörüne Etkisi

Şekil 18, farklı kanal tiplerinde ve kanatçık konfigürasyonlarında Reynolds sayısına bağlı olarak performans faktöründeki (PF) değişimi göstermektedir. PF değeri hem ısı transferi hem de sürtünme kaybını birlikte değerlendirdiği için, sistemlerin termo-hidrolik etkinliğini karşılaştırmak açısından önemli bir kriterdir. Tüm kanallar arasında, test edilen tüm Reynolds sayılarında en yüksek performans faktörünün kanatçıkların olmadığı DT hibrit dalgalı kanalda elde edildiği dikkat çekmektedir. DT hibrit kanalda en yüksek performans faktörünün $Re = 6000$ 'de $PF = 2,96$ olduğu belirlenmiştir. Kanatçıklara sahip kanallarda ise performans faktörü, kanatçıkların olmadığı dalgalı kanallardan daha düşük bulunmuştur. Bunun nedeni kanatçıkların akışa direnç oluşturmaları ve basınç düşüşünü artırmasıdır. Kanatçıklara sahip hibrit kanallar arasında en yüksek PF, Y-tipi kanatçıkta elde edilmiştir, bunu hibrit kanatçık ve V-tipi kanatçık izlemiştir.

Kanatçıkların olduğu hibrit kanallarda PF değerlerinin birbirlerine yakın olduğu gözlenmiştir. $Re = 10000$ durumunda tüm kanallarda PF, diğer Reynolds sayılarına göre bir düşüş göstermiştir. Bu durum, yüksek Reynolds sayılarında kanatçıkların oluşturduğu sürtünmenin ısı transferi üzerindeki etkisini bastırarak performans faktörünü düşürdüğünü göstermektedir. $Re = 10000$ 'de, kanatçık tipleri arasında, Y-tipi kanatçığın performans faktörü $PF = 1,84$, V-tipi kanatçığın $PF = 1,81$, ve hibrit kanatçığın ise $PF = 1,83$ değerine sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 18. Farklı kanal ve kanatçık tipleri için Reynolds sayısı ile performans faktörünün değişimi

Genel olarak değerlendirildiğinde, PF değerleri tüm kanatçık tasarımlarında 1'in üzerinde kalarak düz kanala göre hâlâ avantajlı bir performans sergilemiş olsa da kanatçıklar yerine sadece oluk geometrisiyle optimize edilen dikdörtgen dalgalı ve DT hibrit kanallar, termohidrolik performans açısından daha etkin sonuçlar vermiştir. Özellikle Y-tipi kanatçıklar, kanatçık konfigürasyonları arasında optimum PF değerine sahip kanal tasarımı olarak öne çıkmaktadır.

Çizelge 3'te literatürde yapılan çalışmalardan elde edilen ısı transfer iyileşmesi ve performans faktörleri bu çalışma sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Wu ve arkadaşları [35] sinüzoidal geometriye sahip kanatçıkların farklı açılarının akış ve ısı transferine etkilerini incelemişler ve $Re=2000$ 'de kanat açısı $\alpha = 60^\circ$ olduğunda ısı transfer iyileşmesinin (Nu/Nu_0) 1,29, performans faktörünün (PF) ise 1,16 olduğunu bildirmişlerdir. Sayısal bir çalışmada, Çelik ve Akçay [37] sinüzoidal bir kanalda dalga genliğinin (s) ve dairesel türbülator çapının (d) akış ve ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. $Re=8000$ için $s=40mm$ ve $d=8mm$ parametrelerinde ısı transferinin 1,82 oranında iyileştiğini ve $PF = 1,07$ olduğunu bildirmişlerdir. Bu çalışmada ise $Re=10000$ 'de Y-tipi kanatçıkların düz kanala göre ısı transfer iyileşmesinin $Nu/Nu_0 = 4,51$ ve $PF = 1,84$ olduğu tespit edilmiştir. Wang ve ark. [43] kanatçık sayılarının (N) etkilerini araştırmışlar ve $Re = 7454$ değeri için $N = 6$ kanatçık sayısında $Nu/Nu_0 = 3,90$ ve $PF = 1,40$ olarak elde etmişlerdir.

Bu çalışmada elde edilen ısı transferi iyileşmesinin Çizelge 3'teki diğer çalışmalardan daha yüksek olduğu, performans faktörünün ise diğer çalışmaların PF değerleri arasında yer aldığı görülmektedir. Bu sonuçlar, önerilen kanatçık tasarımının ısı transferi iyileştirmede ve performans faktörü açısından önemli bir avantaj sağladığını göstermektedir.

Çizelge 3. Literatür çalışmaları ile karşılaştırma

Referans	Parametreler	Reynolds sayısı	Nu/Nu ₀	PF
Wu ve arkadaşları [35]	Sinüzoidal kanatçık Kanat açısı $\alpha = 60^\circ$	Re = 2000	1,29	1,16
Çelik ve Akçay [37]	Kanal genliği, s = 40 mm Türbülator çapı, d = 8 mm	Re = 8000	1,82	1,07
Wang ve arkadaşları [45]	Kanatçık sayısı N = 6	Re = 7454	3,90	1,40
Bu çalışma	Y-tipi kanatçık	Re = 10000	4,51	1,84

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, dikdörtgen-trapez hibrit dalgalı bir kanala ilave edilmiş üç farklı tasarımdaki kanatçıkların akış ve ısı transferi üzerindeki etkisi $2000 \leq Re \leq 10000$ aralığındaki Reynolds sayılarında sayısal olarak incelenmiştir. Kanatçıklar, V-tipi, Y-tipi ve V-Y hibrit tip olmak üzere dikdörtgen-trapez profilden oluşan hibrit dalgalı bir kanala yerleştirilmiştir. Ayrıca sonuçlar düz kanal ve üniform dikdörtgen dalgalı kanal ile karşılaştırılmıştır. Kanatçık eklenmesiyle birlikte ısı transferinde belirgin bir iyileşme elde edilmiştir. Kanatçıklar arasında en yüksek ısı transferi V-tipi kanatçıkta ($Nu = 73,90$) elde edilmiş, bunu hibrit kanatçık ($Nu = 73,58$) ve Y-tipi kanatçık ($Nu = 73,10$) takip etmiştir. V-tipi kanatçıklar, ısı transferi açısından düz kanala göre 4,56 kat iyileşme göstermiştir. Ayrıca V-tipi kanatçıklarda Nusselt sayısı, kanatçıkların olmadığı hibrit dalgalı kanal göre yaklaşık 1,15 kat daha yüksek bulunmuştur. Re = 10000'de, V-tipi kanatçıklara sahip hibrit dalgalı kanal $\Delta P = 280,66$ Pa ile yüksek basınç düşüşü göstermiştir. Reynolds sayısının artması ile pompalama gücü artmıştır. En yüksek pompalama gücü Re = 10000 değerinde $\dot{W}_{pompa} = 0,07$ W olarak V-tipi kanatçık tasarımında elde edilmiştir. V-tipi kanatçık, Y-tipi kanatçık ve hibrit kanatçıklar için pompalama gücünün yüzdelik dağılımı sırasıyla %30, %27 ve %29 olarak elde edilmiştir. Tüm kanatçık tasarımlarında, Re arttıkça PF değeri azalmış, Re = 2000 için hibrit kanatçıkta PF = 2,23 iken, Re = 10000'de PF = 1,82'ye düşmüştür. Re = 10000'de Y-tipi kanatçıklar, tüm kanatçık konfigürasyonları içinde optimum termo-hidrolik performans sunmuş ve PF = 1,84 ile V-tipi ve hibrit kanatçıklardan daha iyi sonuç vermiştir.

Yapılan çalışma, uygun kanal geometrisi, kanatçık yapısı ve akış şartları sağlandığında ısı transferinde ve performans faktöründe önemli iyileşmeler elde edilebileceğini göstermektedir. Bu çalışmada önerilen kanal geometrisinin ve kanatçık tasarımının, ısı değiştiricileri başta olmak üzere pek çok ısıtma ve soğutma uygulamaları, nükleer reaktörlerin soğutulması, elektronik devre elemanlarının soğutulması gibi uygulamalarda kullanılması halinde ısı transferinin kayda değer şekilde iyileşebileceğini göstermektedir. Böylelikle bu ve benzer konularda çalışan araştırmacılara ve kanal tasarımcılarına yol gösterici olacaktır.

5. KAYNAKLAR

1. Ajarostaghi, S.S.M., Zaboli, M., Javadi, H., Badenes, B. & Urchueguia, J.F. (2022). A review of recent passive heat transfer enhancement methods. *Energies*, 15, 986.
2. Alam, T. & Kim, M.H. (2018). A comprehensive review on single phase heat transfer enhancement techniques in heat exchanger applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 813-839.
3. Uysal, D. & Akçay, S. (2024). Numerical study of thermal and hydrodynamic characteristics of turbulent flow in hybrid corrugated channels with different wave profiles. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 18(2), 10026-10045.
4. Nitturi, L.K., Kapu, V.K.S., Gugulothu, R., Kaleru, A., Vuyyuri, V. & Farid, A. (2023). Augmentation of heat transfer through passive techniques. *Heat Transfer*, 52(6), 4422-4449.
5. Akçay, S. (2022). Numerical analysis of heat transfer improvement for pulsating flow in a periodic corrugated channel with discrete V-type winglets. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 134, 105991.
6. Akçay, S. (2023). Heat transfer analysis of pulsating nanofluid flow in a semicircular wavy channel with baffles. *Sādhanā*, 48, 57.

7. Alfellag, M.A., Ahmed, H.E., Jehad, M.G. & Farhan, A.A. (2022). The hydrothermal performance enhancement techniques of corrugated channels: A review. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147, 10177-10206.
8. Kurtulmus, N. & Sahin, B. (2019). A review of hydrodynamics and heat transfer through corrugated channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 108, 104307.
9. Ahmad, F., Mahmud, S., Ehsan, M.M. & Salehin, M. (2023). Numerical assessment of nanofluids in corrugated minichannels: Flow phenomenon and advanced thermo-hydrodynamic analysis. *International Journal of Thermofluids*, 20, 100449.
10. Haridas, D., Singh, V. & Srivastava, A. (2020). An experimental investigation of heat transfer performance of wavy channels under laminar flow conditions: An interferometric study. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 27(6), 561-576.
11. Akçay, S. (2021). Investigation of thermo-hydraulic performance of nanofluids in zigzag channel with baffles. *Adıyaman Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 15, 525-534.
12. Zontul, H., Hamzah, H., Kurtulmuş, N. & Şahin, B. (2021). Investigation of convective heat transfer and flow hydrodynamics in rectangular grooved channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 126, 105366.
13. Kumar, K., Kumar, R.S. & Bharl, R.S. (2022). Thermohydraulic performance enhancement using novel hybrid corrugation configuration channels in thermal systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 134, 105999.
14. Khan, M., Shuja, S.Z., Yilbas, B.S. & Al-Qahtani, H. (2022). A case study on innovative design and assessment of a microchannel heat sink with various turbulators arrangements. *Case Studies in Thermal Engineering*, 31, 101816.
15. Togun, H., Homod, R.Z., Yaseen, Z.M., Abed, A.M., Dhabab, J.M., Ibrahim, R.K., Dhahbi, S., Rashidi, M.M., Yaici, G.W.A. & Mahdi, J.M. (2022). Efficient heat transfer augmentation in channels with semicircle ribs and hybrid Al_2O_3 -Cu/water nanofluids. *Nanomaterials*, 12(15), 2720.
16. Saleh, B. & Sundar, L.S. (2021). Experimental study on heat transfer, friction factor, entropy and exergy efficiency analyses of a corrugated plate heat exchanger using Ni/water nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 165, 106935.
17. Akçay, S. (2022). İçerisinde dik bölmeler bulunan trapez bir kanalda bölme yüksekliğinin akış ve ısı transferine etkisinin incelenmesi. *Bitlis Eren University Journal of Science*, 11(2), 478-489.
18. Adıgüzel, N. & Gunduz, A. (2022). Theoretical analysis of new propeller type turbulator design in parallel flow double tube heat exchanger. *Karadeniz Fen Bilimleri Dergisi*, 12(1), 204-228.
19. Feng, C.-N., Liang, C.-H. & Li, Z.-X. (2022). Friction factor and heat transfer evaluation of cross-corrugated triangular flow channels with trapezoidal baffles. *Energy & Buildings*, 257, 111816.
20. Zhang, J., Zhu, X., Mondejar, M.E. & Haglind, F. (2019). A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 101, 305-328.
21. Brodnianská, Z. & Kotšmíd, S. (2023). Heat transfer enhancement in the novel wavy shaped heat exchanger channel with cylindrical vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 220, 119720.
22. Nfawa, S.R., Talib, A.R.A., Masuri, S.U., Basri, A.A. & Hasini, H. (2019). Heat transfer enhancement in a corrugated-trapezoidal channel using winglet vortex generators. *CFD Letters*, 11(10), 69-80.
23. Promvong, P., Promthaisong, P. & Skullong, S. (2020). Experimental and numerical heat transfer study of turbulent tube flow through discrete V-winglets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 151, 119351.
24. Zheng, Y., Yang, H., Mazaheri, H., Aghaei, A., Mokhtari, N. & Afrand, M. (2021). An investigation on the influence of the shape of the vortex generator on fluid flow and turbulent heat transfer of hybrid nanofluid in a channel. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 143, 1425-1438.
25. Sungur, B. ve Topaloğlu, B. (2018). Boru içine yerleştirilen konik türbülötör sayısının nümerik optimizasyonu. *Technological Applied Sciences NWSATAS*, 13(3), 208-218.
26. Boukhadia, K., Ameer, H., Sahel, D. & Bozit, M. (2018). Effect of the perforation design on the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate fin heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 126, 172-180.
27. Garelli, L., Rodriguez, G.R., Dorella, J.J. & Storti, M.A. (2019). Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 137, 360-369.
28. Tian, M.W., Khorasani, S., Moria, H., Pourhedayat, S. & Dizaji, H.S. (2020). Profit and efficiency boost of triangular vortex-generators by novel techniques. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 156, 119842.

29. Hassani, S.M., Khoshvaght-Aliabadi, M., Feizabadi, A., Rehman, S. & Alimoradi, A. (2020). Experimental and numerical analysis of curved turbulators in different arrangements through a rectangular channel. *Experimental Heat Transfer*, 35(1), 22-44.
30. Turgut, E. (2020). Dairesel kesitli türbülans üreticilerinin ısı performansının araştırılması. *Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 11(2), 481-490.
31. Sun, Z., Zhang, K., Li, W., Chen, Q. & Zheng, N. (2020). Investigations of the turbulent thermal-hydraulic performance in circular heat exchanger tubes with multiple rectangular winglet vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 168, 114838.
32. Ameer, H., Sahel, D. & Menni, Y. (2021). Numerical investigation of the performance of perforated baffles in a plate-fin heat exchanger. *Thermal Science*, 25(5B), 3629-3641.
33. Alnak, Y. (2022). Üçgen biçimli kanatçık yüzeylerde ısı geçişinin nümerik olarak incelenmesi. *Muş Alparslan Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 3(1), 37-49.
34. Tahmasebian, I., Ghafouri, A., Assareh, E. & Moravej, M. (2022). Intensification of heat transfer of a wavy channel with a series of detachable vortex generators: Numerical analysis with RANS model modification. *The European Physical Journal Plus*, 137, 718.
35. Wu, J., Liu, P., Liu, M., Liu, Z. & Liu, W. (2022). Thermo-hydraulic performance and exergy analysis of a fin-and-tube heat exchanger with sinusoidal wavy winglet type vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*, 172, 107279.
36. Wang, J., Yu, K., Ye, M., Wang, E., Wang, W. & Sunden, B. (2022). Effects of pin fins and vortex generators on thermal performance in a microchannel with Al₂O₃ nanofluids. *Energy*, 239, 122606.
37. Çelik, E. ve Akçay, S. (2025). Sinüzoidal dalgalı bir kanalda akış ve ısı transferi üzerinde dalga genliğinin ve dairesel engellerin etkisinin incelenmesi. *Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 15(1), 36-50.
38. Rush, T.A., Newell, T.A. & Jacobi, A.M. (1999). An experimental study of flow and heat transfer in sinusoidal wavy passages. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42 (9), 1541-1553.
39. Saniei, N. & Dini, S. (1993). Heat transfer characteristics in a wavy walled channel. *J. Heat Transfer*, 115(3), 788-792.
40. Wang, S.P. & Vanka, S.P. (1995). Convective heat transfer in periodic wavy passages. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38(17), 3219-3230.
41. Cengel, Y.A. (2010). *Fluid Mechanics*. Tata McGraw-Hill Education, New York, USA.
42. Kılıç, M. ve Şahin, M. (2023). Nanoakışkan hacimsel oranının ve parçacık boyutunun gövde borulu ısı değiştiricisindeki ısı transferine etkisinin deneysel ve sayısal incelenmesi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 38(2), 531-543.
43. Özbolat, V. & Şahin, B. (2022). Flow characteristics and heat transfer enhancement of sinusoidal corrugated channels with different configurations. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 37(1), 93-107.
44. Jia, L., Cui, P., Lu, L., Chen, J. & Cao, Z. (2024). Parametric analysis and potential evaluation of an all-day radiative sky cooling radiator-assisted ground source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 240, 122285.
45. Wang J., Li C., Zeng, L., Fu, T. & Liu, K. (2025). Thermal performance analysis of a heat exchanger with a novel turbulator insert by using machine learning method. *Case Studies in Thermal Engineering*, 72, 106412.