

## Kendinden Helisel Kanatlı Boruların Isı Transfer Performansını Artırmaya Yönelik Yeni Bir Yaklaşım

Cihan ÖZEL<sup>1\*</sup>, Cevher Kürşat MACİT<sup>1</sup>, Ali TAŞKIRAN<sup>1</sup>, Meral ÖZEL<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Elazığ, Türkiye

\*<sup>1</sup>cozel@firat.edu.tr, <sup>1</sup>macitkursatcevh@icmail.com, <sup>1</sup>ataskiran@firat.edu.tr, <sup>1</sup>mozel@firat.edu.tr

(Geliş/Received: 03/06/2022 ;

Kabul/Accepted: 12/08/2022)

**Öz:** Bu çalışmada, kendinden helisel kanatlı boruların ısı transfer performanslarını artırmak için borunun cidar kalınlığı inceltilerek kanat yüksekliğini artırma uygulamasına gidildi. Bu amaç için başlangıçta 3 mm et kalınlığına sahip standart bir boru seçildi ve bu borunun malzemesi ve çalışma koşulları dikkate alınarak boru mukavemet bağıntısı ile borunun et kalınlığı yeniden hesaplandı. Hesaplama sonucunda boru et kalınlığı 1,077 mm olarak bulundu ve bu değerin standart olarak seçilen boru et kalınlığından (3 mm) daha ince olduğu görüldü. Bu şekilde bir uygulama ile boru cidar kalınlığı azalırken başlangıçta standart boru için seçilen 5 mm' lik kanat yüksekliğinin ise 6,923 mm ye artırılması sağlandı. Daha sonra her iki boru 10, 20 ve 30 mm' lik katvelerde Solidwork ortamında tasarlandı. Tasarımları yapılan boruların ısı performansları ise Ansys Fluent ortamında farklı Reynolds (Re) sayıları (5000, 10000 ve 15000) kullanılarak incelendi. Bu analiz sonuçlarına göre ısı transferi açısından en iyi performans 5000 Re değerinde ve cidar kalınlığı 1,077 mm olan boruda elde edildi.

**Anahtar kelimeler:** Boru Cidar Kalınlığı, Kanat Yüksekliği, Isıl Performans, Ansys Fluent Programı

### A New Approach on Increasing the Heat Transfer Performance of Self Helical Finned Tubes

**Abstract:** In this study, in order to increase the heat transfer performance of self-helical finned pipes, the wall thickness of the pipe was thinned and the fin height was increased. For this purpose, a standard pipe with a wall thickness of 3 mm was chosen initially, and the wall thickness of the pipe was recalculated with the pipe strength relation, taking into account the material and operating conditions of this pipe. As a result of the calculation, the pipe wall thickness was found to be 1.077 mm and this value was seen to be thinner than the standard selected pipe wall thickness (3 mm). With such an application, the wall thickness of the pipe was reduced, while the fin height of 5 mm, which was initially selected for the standard pipe, was increased to 6.923 mm. Later, both pipes were designed in Solidwork environment with pitches of 10, 20 and 30 mm. The thermal performances of the designed pipes were examined using different Reynolds (Re) numbers (5000, 10000 and 15000) in Ansys Fluent environment. According to the results of this analysis, the best performance in terms of heat transfer was obtained in the pipe with 5000 Re value and a wall thickness of 1.077 mm.

**Keywords:** Pipe Wall Thickness, Fin Height, Thermal Performance, Ansys Fluent Program

## 1. Giriş

Isı değiştiricilerinde temel amaç, ısının bir akışkandan diğer bir akışkana maksimum şekilde transferini sağlamaktır. Isı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılması, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli ve etkin kullanımı anlamına gelmektedir. Bu kapsamda ısı geçiş yüzeyinin artırılmasına yönelik şu ana kadar pek çok çalışmaları yapılmıştır. Çelik ve ark. (2018), eşanjörlerde dairesel kesitli borular yerine elips kesitli borular kullanıldığında bu boruların ısı transfer performansına, akışkan basıncına, çıkış sıcaklığına ve hızına etkileri Fluent programında analiz edilmiştir [1]. Maakoul ve ark. (2020), boyuna kanatçıklara sahip çift borulu bir ısı değiştiricisinin termohidrolik performansını araştırmışlardır. Çalışmada, kanatçık tipinin ısı performansına etkisini incelemek amacıyla bölünmüş boyuna kanatçıklar ve geleneksel boyuna kanatçıklar kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, bölünmüş boyuna kanatçıkların kullanıldığı durumda elde edilen ısı transfer oranının geleneksel boyuna kanatçıklara kıyasla daha yüksek olduğu görülmüştür [2]. Hosseini ve ark. (2015), faz değiştiren malzeme içeren çift borulu ısı değiştiricilerinde boyuna kanatçıkların etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada, kanatçık yüksekliğinin ısı değiştiricinin termal performansı üzerindeki etkisini araştırmak amacıyla iki farklı kanatçık yüksekliği üzerinde kıyaslama yapılmıştır.

\* Sorumlu yazar: [cozel@firat.edu.tr](mailto:cozel@firat.edu.tr). Yazarların ORCID Numarası: <sup>1</sup> 0000-0002-3227-6875, <sup>1</sup> 0000-0003-0466-7788, <sup>1</sup> 0000-0002-0578-5711, <sup>1</sup> 0000-0002-9516-47

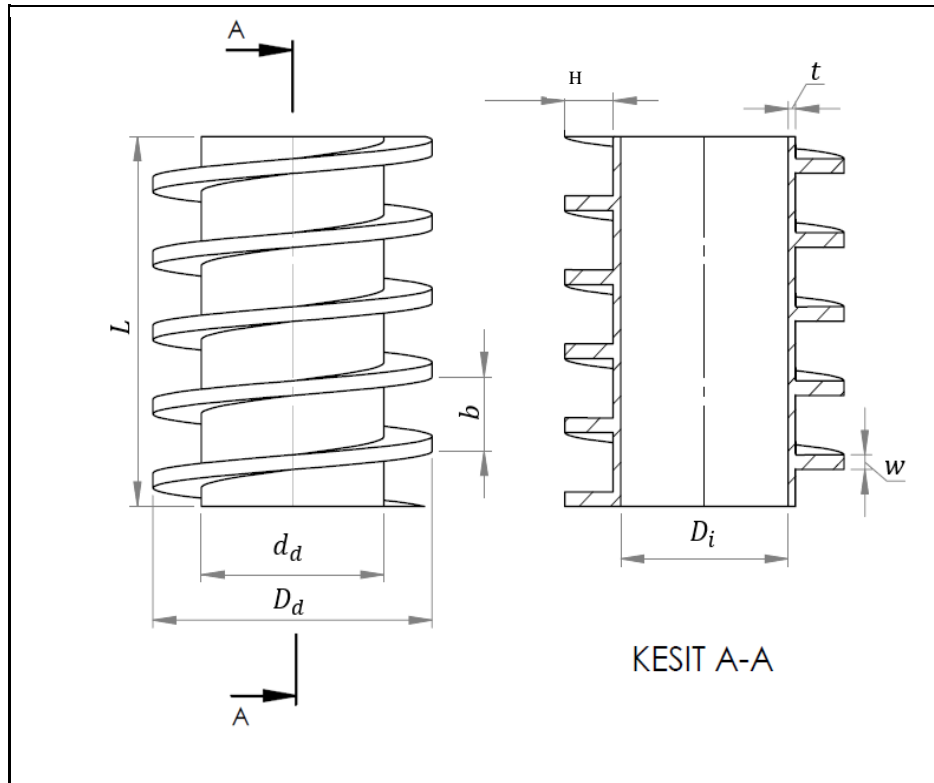
Sonuçlar, kanat uzunluğunun faz değiştiren malzemenin daha kısa sürede erimesine yol açtığı görülmüştür [3]. Cüce (2020) geleneksel ve oyuklu boyuna kanatçıkların ısı transferine etkisini sayısal olarak araştırmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, boyuna oyuklu kanatçıklarda geleneksel kanatçığa göre ısı transferinin daha az fakat birim kanat hacmi başına düşen ısı transferine göre oyuklu kanatçıkların daha etkin olduğu gözlemlenmiştir. Ek olarak, oyukların kanatçıkların ağırlığını önemli ölçüde azalttığını ve düşük taşınım katsayısı değerlerinde oyuk etkilerinin daha belirgin olduğu görülmüştür [4]. Koca ve Budak (2021), dikey konumlandırılmış bir iç içe borulu ısı değiştiricisinde içteki borunun kanatçıklı olmasının ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen bulgulara göre, en yüksek ısı transferinin kanatçık sayısı en çok olan iç boruda meydana geldiği tespit edilmiştir. Kanatçıklı bölgenin uzunluğunun 300 mm olduğu boruda meydana gelen ısı transferinin ve basınç düşüşünün düz boruya göre sırasıyla %147,38 daha fazla ve %131,25 daha az olduğu gözlemlenmiştir [5]. Buyruk ve ark. (2017), plakalı kanatlı bir ısı eşanjöründe ısı transferini artırmak için 30° ve 90° açılı ve yatay yönden 10 mm ofsetli dikdörtgen kanatların ısı performansı birleşik ısı transferi yaklaşımı ile sayısal olarak değerlendirilmiş ve karşı akış için kanatçiksiz kanala kıyasla 30° kanatçık açılı kanal çıkışında ısı transferinin % 10 arttığı tespit edilmiştir [6]. Işık ve ark. tarafından yapılan çalışmada (2021), boruların dış yüzeyine yerleştirilen boyuna düz ve boyuna dalgalı bakır kanatçıkların tipine göre ısı transferini incelemek için 4 farklı kütleli debi kullanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre boyuna dalgalı kanatçıkların boyuna düz kanatçıklara kıyasla ısı transferini en düşük %8, en yüksek %11 oranında artırdığı gözlemlenmiştir [7]. Buyruk ve ark. (2017), paralel ve ters akışlar için, 300, 600 ve 900 Reynolds sayıları için zikzak ve iç zikzak-dış zikzak kanatçık türlerinin ve kanat yüksekliklerinin ısı transferine etkileri incelenmiştir. Karşı akış için kanatsız bir kanala kıyasla B tipi kanatlı kanal çıkışında ısı transferinin yaklaşık % 9 arttığı tespit edilmiştir [8]. Karataş (2019), Gövde-boru tipi ısı değiştiricilerinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) uygulaması ile akış ve ısı analizi yapılmıştır. Çalışmada, değişik akış tipleri ve zikzak levha modelleri kullanılarak ısı taşınım katsayıları ve basınç kayıpları için analizler yapılmıştır [9]. Buyruk ve ark. (2017), paralel ve ters akış şartlarında Reynolds sayısının farklı değerlerinin ve kanatçık yüksekliğinin ısı transfer artışı üzerindeki etkisi ile soğuk ve sıcak akışkanların sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Soğuk akışkan sıcaklığının ters akış durumunda iç-dış zikzak kanatçıklı kanalda düz kanala göre kanal çıkışında % 8.4, paralel akış durumunda ise zikzak kanatçıklı kanalda yine düz kanalla karşılaştırıldığında % 7.6'lık artış elde edildiği belirtilmiştir [10]. Bazarbashi (2013), dalgalı kanatçıklı bir ısı değiştiricinin çok amaçlı optimizasyonun yapılması amaçlanmış ve dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine düz veya zikzak bir şekilde yerleştirilen S kanat tiplerinde ısı transferi ve basınç kaybı özellikleri yanıt yüzey metoduyla hesaplanmıştır. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için oluşturulan matematiksel modellerin literatür ile uyumlu sonuçlar verdiği ve bu yüzden yanıt yüzey metodunun Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün tahmininde kullanılabilmesi görülmüştür [11]. Kim ve ark. (2003), kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinde ısı direnç değerleri ile ilgili olarak deneysel ve sayısal incelemeler yapmışlardır. Çalışmada, farklı boru büyüklük oranları, kanatçık arasındaki mesafeler ve kanatçık tipleri kullanılmış ve bulunan sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile örtüştüğü görülmüştür [12]. Kotcioğlu ve Bölükbaşı (2003), düzlem yüzey kanatçıklı, silindirik kanatçıklı ve akış yönünde birbirleri ile 60°lik açı yapan daralan-genişleyen kanatçıklı elemanlar kullanarak deneyler yapmışlardır. Silindirik kanatçıklı ve düzlem kanatçıklı deney elemanlarının ısı transferi açısından iyi performans göstermiş olduğunu, ayrıca kanatçık verimlerini de bularak Re sayısı arttıkça ısı transferindeki iyileşmenin de arttığını bulmuşlardır [13]. Erek ve ark. (2005), çalışmada on farklı ısı değiştiricide iki kanat arasındaki mesafe farkı, boru merkezindeki yer değişikliği, kanatçık yüksekliği, boru et kalınlığı ve boru eliptikliğinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisini sayısal olarak incelemişlerdir [14]. Tepe (2021), kanatlı boru ısı değiştiricisinde çukurlu/çıkıntılı kanadın ısı transfer performansına ve akış karakteristiklerine etkisi sayısal olarak Ansys Fluent programında incelenmiştir. Sonuçlar, çukur olmayan düz yüzeyli kanatçık ile karşılaştırılmıştır. Yüzey üzerine yerleştirilen çukurların/çıkıntılıların düz yüzeye göre ısı transferini %26.63'e kadar artırdığını ortaya koymuştur [15]. Çelik ve ark. (2018), dikdörtgen kesite sahip tek bir mikro kanal içerisine, farklı yerleşim düzenlerinde dikdörtgen kanatçıklar yerleştirmiştir. Akışkan olarak su seçilerek mikro kanalda akış ve ısı geçişi özellikleri HAD uygulaması ile Ansys Fluent programında incelenmiştir. Sonuçlara göre basınç düşümünün Nusselt sayısının, artan Re sayısı ve kanal içine yerleştirilen kanatçıklar ile arttığını göstermiştir [16]. Şahin ve ark. (2007), düz plakalı kanatçıklı tek sıra borulu ısı değiştiricilerinde sonlu hacimler metodu kullanılarak kanatçıkların ısı transferine etkisini incelemişlerdir Modellerde kanatçıkların 30° eğik açı olması durumunda toplam ısı transferi değerinde % 105.24 seviyesinde bir artışın olduğunu sayısal olarak bulmuşlardır [17]. Chang ve Wang (1997), dalgalı şekilli kanatçık geometrisine sahip bir boru-tüp demetli ısı değiştiricisinde ısı transferi parametreleri boru demeti, kanatçık dalga açısı, boru genişliği, kanatçık dalga uzunluğu, kanatçık uzunluğu ve kanatçık adımları gibi farklı geometrik yapıları için incelemişlerdir [18]. Kundu ve Das (1997), üçgen ve dörtgen sıralı kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinin optimum boyutlandırmasını yapmışlardır [19]. Abdulateef ve ark. (2017), üç borulu bir ısı değiştiricide boyuna kanatçıkların etkisini deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmada, 16,2 kgs<sup>-1</sup>, 29,4 kgs<sup>-1</sup> ve 37,4 kgs<sup>-1</sup> olmak üzere üç farklı kütleli debi ve boyuna ve üçgensel olmak

üzere iki farklı kanatçık tipi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, faz değişim malzemesinin erime süresi açısından iç, iç-dış ve dışına üçgenel kanatçıkların boyuna kanatçıklarla kıyaslandığında sırasıyla %11, %12 ve %15 iyileşme sağladığı gözlemlenmiştir [20]. Tao ve ark. (2005), ısı değiştiricilerindeki ısı transferi ve basınç düşüşünü üç boyutlu deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında delikli ve düz plakalı kanatçık yüzeylerindeki performansı, Nu sayısı ve sürtünme faktörü arasındaki ilişkiyi karşılaştırmışlardır [21]. Kazemi ve ark. (2018), faz değişimi sırasında boyuna kanatçık açısının ısı transferi üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Çalışmada, faz değişim malzemesi olarak RT35 kullanmışlardır. RT35'in erime işlemi iki ve üç kanatlı durumlar için farklı açılarda incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, üç kanatlı ısı değiştiricilerinde kanat açısının  $60^{\circ}$  den  $120^{\circ}$  'ye çıkmasıyla toplam erime süresinin azaldığı görülmüştür. Çift kanatlı ısı değiştiricilerinde ise açının  $150^{\circ}$  den  $45^{\circ}$  ye düşürülmesi ile erime süresinin azaldığı ve açının daha fazla küçülmesinin erime süresini artırdığı görülmüştür [22].

Bu çalışmada, önceki çalışmalardan farklı olarak kendinden helisel kanatlı boruların ısı transfer performansını artırmak için başlangıçta 3 mm et kalınlığına sahip standart bir boru seçildi ve bu borunun malzemesi ve çalışma koşulları dikkate alınarak boru mukavemet bağıntısı ile minimum et kalınlığı hesaplandı. Böylece, boru cidar kalınlığı azalırken kanat yüksekliğinin de artırılması sağlandı. Daha sonra, aynı özelliklere sahip olan standart cidarlı ve ince cidarlı olarak tasarlanan yeni tip borular farklı hatvelerde SolidWorks ortamında modellendi ve Ansys Fluent Programı kullanılarak farklı Re sayılarına göre ısı transfer performansları sayısal olarak araştırıldı.

## 2. Mateyal Ve Metot

Isı transfer performansının araştırılması düşünülen kendinden helisel kanatlı borunun geometrisi aşağıdaki gibidir (Şekil 1).



Şekil 1. Boru geometrisi

Yukarıdaki şekilde verilen kanatçıklı boru ve üzerindeki büyüklüklerin ısı transferine etkisiyle ilgili yukarıda da bahsedildiği gibi şu ana kadar pek çok araştırmalar yapılmıştır [1-22]. Bu çalışmada, borunun iç ( $D_i$ ) ve kanatçıklı dış çapı ( $D_d$ ) değiştirilmeden borunun kanat yüksekliğini artırmak için ilk önce standart bir boru dikkate alındı ve boru malzemesine ve içerisinden geçen akışkanın basıncına göre borunun dayanabileceği minimum et kalınlığı aşağıdaki mukavemet bağıntısıyla hesaplandı [23].

$$t = \frac{d_d \cdot P_i}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{em}} + s_0 \quad (1)$$

Burada  $t$ ,  $d_d$ ,  $P_i$ ,  $\phi$ ,  $\sigma_{em}$  ve  $s_0$  sırasıyla boru et kalınlığı, boru dış çapı, boru içindeki akışkan basıncı, boru kaynak dikiş faktörü, boru malzemesinin emniyet gerilmesi ve boru korozyon payıdır. Çalışmada kullanılan tüm bu değerler ve diğer geometrik büyüklükler literatürden Tablo 1’deki gibi seçildi [23-25].

**Tablo 1.** Kendinden helisel kanatlı standart boru boyutları ve malzeme özellikleri

Tasarım Parametreleri	Seçilen Büyüklükler
Kanatlı borunun dış çap ( $D_d$ )	40 mm
Boru et kalınlığı ( $t$ )	3 mm
İç çap ( $D_i$ )	24 mm
Kanat Yüksekliği ( $H$ )	5 mm
Şehir şebeke su basıncı ( $P_i$ )	0,4 MPa
Boru korozyon payı ( $s_0$ )	1 mm
Boru malzemesi	St 37
Boru malzemesinin akma gerilmesi ( $\sigma_{ak}$ )	240 N/mm <sup>2</sup>
Boru emniyet katsayısı ( $s$ )	3.2
Boru malzemesinin emniyet gerilmesi [ $\sigma_{em}=(\sigma_{ak}/s)$ ]	75 N/mm <sup>2</sup>
Boru kaynak dikiş faktörü ( $\phi$ )	Dikişsiz (1)



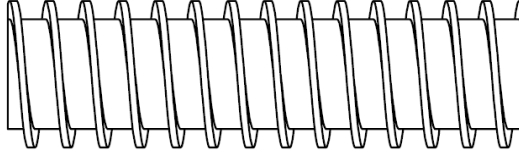
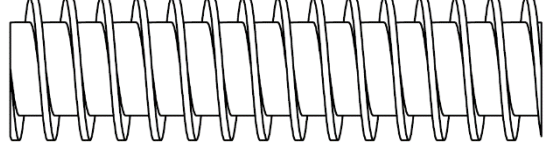
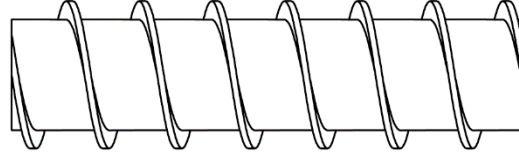
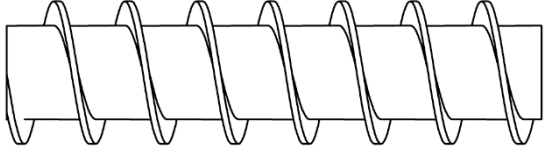
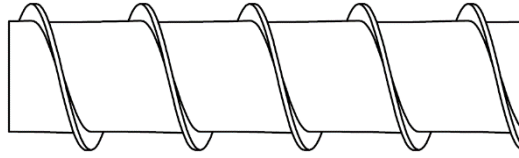
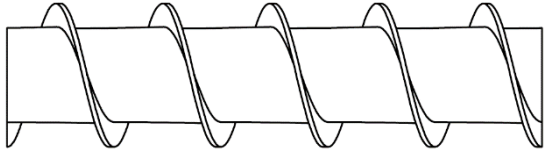
Daha sonra, tabloda  $P_i$ ,  $D_i$ ,  $\phi$ ,  $s$ ,  $s_0$ ,  $\sigma_{ak}$  ve  $\sigma_{em}$  için verilen büyüklükler kullanılarak borunun minimum cidar kalınlığı denklem (1) yardımıyla aşağıdaki gibi yeniden hesaplandı.

$$t = \frac{(24+2t) \cdot 0,4}{2 \cdot 1 \cdot 75} + 1$$

Yapılan hesaplama sonucu boru cidar kalınlığı ( $t$ ) 1,077 mm olarak bulundu. Mukavemet bağıntısı kullanılarak hesaplanan bu sonuca göre, başlangıçta seçilen 3 mm boru et kalınlığı yerine 1,077 mm et kalınlığına sahip bir borunun da kullanılabileceği görüldü. Bu durumda, boru cidar kalınlıkları arasındaki fark (3-1,077=1,923 mm) başlangıçta seçilmiş olan 5 mm’lik kanat yüksekliğine ilave edildi (Tablo 2). Bu şekilde bir uygulama ile bir taraftan boru cidar kalınlığı azaltıldı ve diğer taraftan da borunun dış çapı değiştirilmeden kanat yüksekliği artırıldı. Standart olarak seçilen boru cidar kalınlığı (3 mm), bu çalışmada bulunan boru cidar kalınlığı (1,077 mm), boru boyu uzunluğu ( $L$ ), kanat yüksekliği ( $H$ ), kanat kalınlığı ( $w$ ), hatve ( $b$ ) ve borun diğer büyüklükleri Tablo 2 deki gibi seçildi. Şekil 2’de ise tüm bu değerlere göre boruların SolidWorks ortamında modellenmesi yapıldı.

**Tablo 2.** Kendinden helisel kanatlı boruların geometrik büyüklükleri

Boru Tipi	L (mm)	H (mm)	$D_d$ (mm)	$D_i$ (mm)	t (mm)	w (mm)	b (mm)
Standart cidarlı boru	500	5	40	24	3	2	10, 20, 30
İnce cidarlı boru	500	6.923	40	24	1.077	2	10, 20, 30

1. Standart Cidarlı Boru Modelleri	2. İnce Cidarlı Boru Modelleri
 <p>a) <math>L=500, t=3, H=5</math></p>	 <p>b) <math>L=500, t=1.077, H=6.923</math></p>
 <p>c) <math>L=500, t=3, H=5</math> ve <math>b=10</math></p>	 <p>d) <math>L=500, t=1.077, H=6.923</math> ve <math>b=10</math></p>
 <p>e) <math>L=500, t=3, H=5</math> ve <math>b=20</math></p>	 <p>f) <math>L=500, t=1.077, H=6.923</math> ve <math>b=20</math></p>
 <p>g) <math>L=500, t=3, H=5</math> ve <math>b=30</math></p>	 <p>h) <math>L=500, t=1.077, H=6.923</math> ve <math>b=30</math></p>

Şekil 2. SolidWorks ortamında farklı hatve ve et kalınlıklarında tasarlanan borular

### 2.1. Sayısal modelleme

Bu çalışmada, Şekil 2' de tasarımı verilen boruların ısı transfer performanslarını belirlemek için Ansys Fluent programı kullanılmıştır. Bu amaç için Şekil 3'te gösterilen model boru üzerinde sonlu elemanlar metodu ile kare ve üçgen ağ yapıları oluşturulmuş ve bu ağ yapılarından en iyi sonucu veren üçgen yapı model kullanılmıştır. Ağ yapısında ise ortalama 140000 düğüm noktası ve 270000 eleman sayısı kullanılmıştır.



Şekil 3. Borunun Ansys ortamında sonlu eleman modeli

Fluent programında analizlerin yapılması için akışkan olarak su ve suyun boruya giriş sıcaklığı 70 °C olarak seçildi. Türbülans model olarak Shear Stress Transport (SST k- $\omega$ ) denklemi kullanıldı. Borunun giriş ve çıkış kısımları ise akışkanın sınır şartları olarak tanımlandı. Borunun kanatçık ve hatveli kısımları ise taşınım maruz bırakıldı. Çalışmada Şekil 2' de verilen tasarım parametreleri kullanılarak boru geometrisi boyunca akış ve ısı transferinin çözümü üç boyutlu, zamandan bağımsız ve birleşik (iletim ve taşınım) ısı iletimi yaklaşımıyla yapıldı. Çözümler için Ansys programında sonlu hacimler yöntemi kullanıldı. Bu yöntemde boru geometrisi ilk önce parçalara bölünerek parçaların her biri için çözüm yapıldı ve daha sonra bu çözümler birleştirilerek problemin genel çözümü bulundu. Korunum denklemlerini sayısal olarak çözümlenebilen cebirsel denklem sistemlerine dönüştürmek için ise kontrol hacim esaslı bir teknik kullanıldı. Problemin çözümünde kullanılan süreklilik denklemi, momentumun ve enerjinin korunumu denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibidir [25].

Süreklilik Denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

X yönündeki momentum denklemi;

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{dp}{dx} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

Y yönündeki momentum denklemi;

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{dp}{dy} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

Z yönündeki momentum denklemi;

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{dp}{dz} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Enerji Denklemi;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = - \left( \frac{k}{\rho c_p} \right) \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

Bu denklemlerde,  $\rho$  yoğunluk,  $\mu$  dinamik viskozite,  $p$  basınç,  $k$  ısı iletkenlik,  $T$  sıcaklık,  $c_p$  özgül ısı ve  $u$ ,  $v$ ,  $w$  ise sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  yönlerindeki hızlardır.

SST k- $\omega$  denklemi için;

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u} k) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k + P_{kb} - \beta' \rho \kappa \omega \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u} \omega) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k + P_{\omega b} - \beta \rho \kappa \omega \quad (8)$$

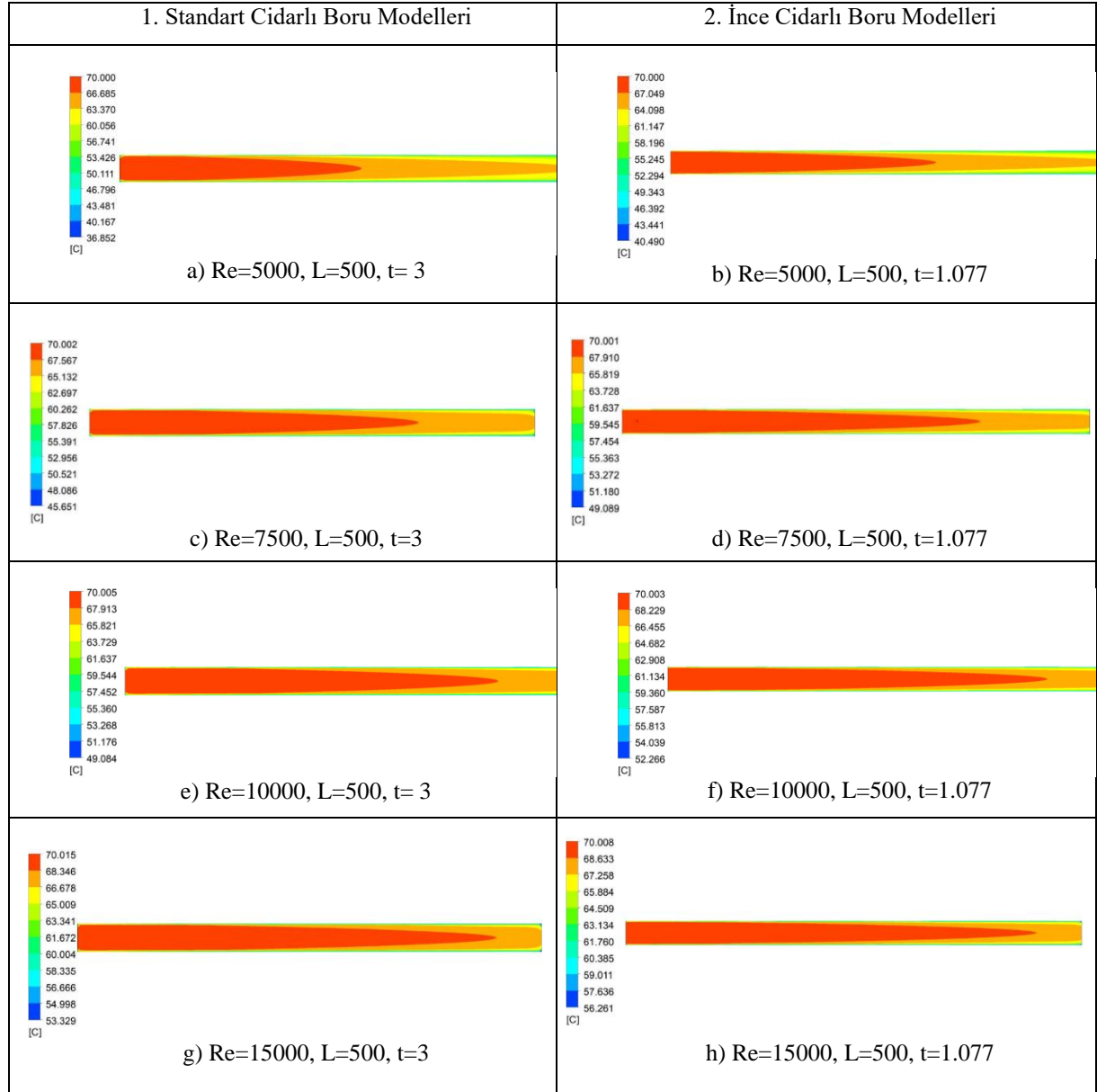
$$P_{\omega b} = \frac{\omega}{k} [(\alpha + 1) C_3 \max(0, P_{kb}) - P_{kb}] \quad (9)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (10)$$

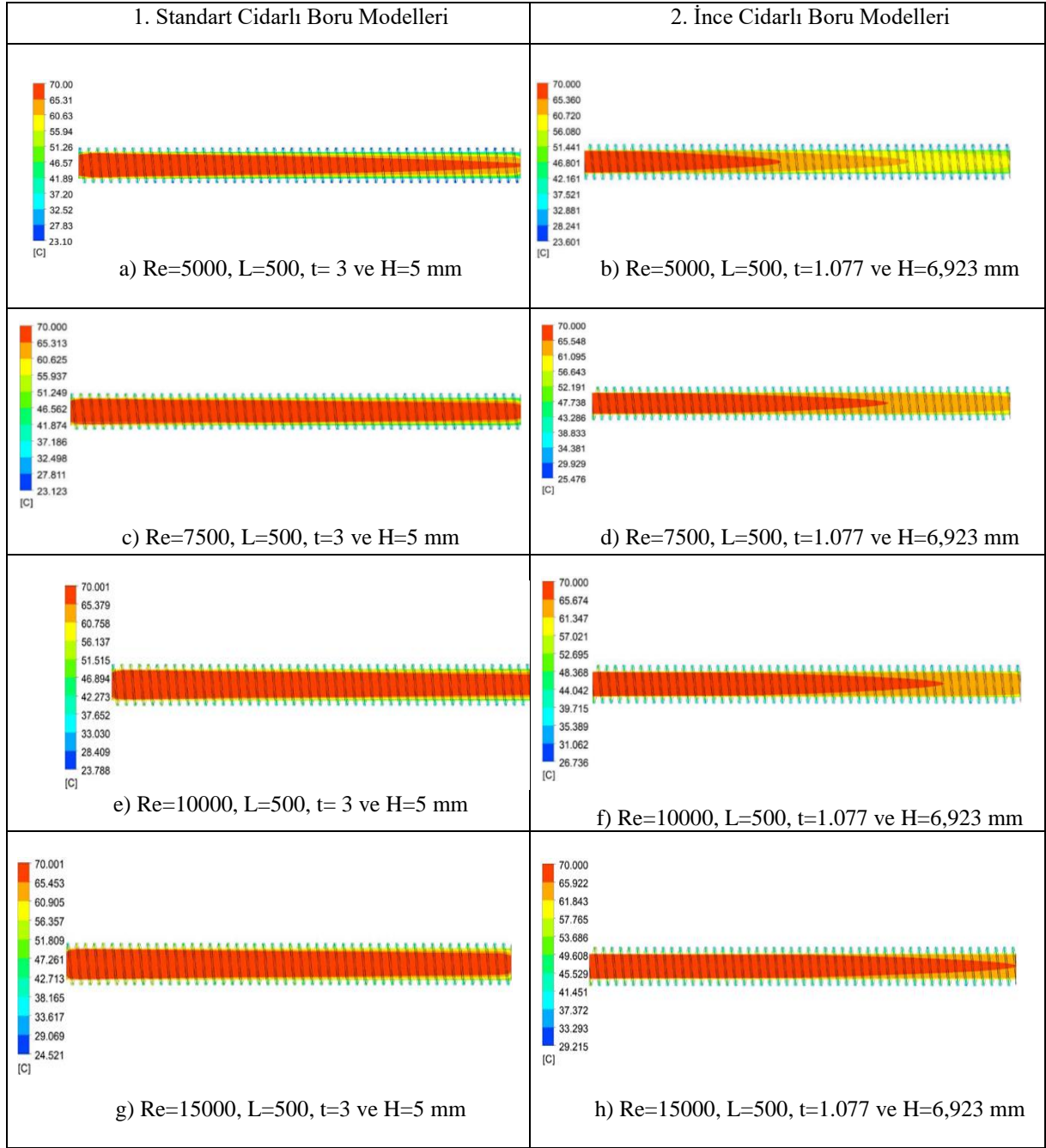
Yukarıdaki denklemlerde  $\beta'$ ,  $\beta$ ,  $\alpha$ ,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\omega$  ampirik sabitlerdir. Kullanılan türbülans modelindeki bu sabitler ise literatüre [25] uygun olarak seçildi.

### 3. Sonuçlar Ve Tartışma

Birinci ve ikinci kısımda modelleri verilen kendinden kanatçıklı boruların Ansys Fluent programından elde edilen sıcaklık dağılımıyla ilgili analiz sonuçları her iki boru tipi için Şekil (4-7)' de verilmiştir.

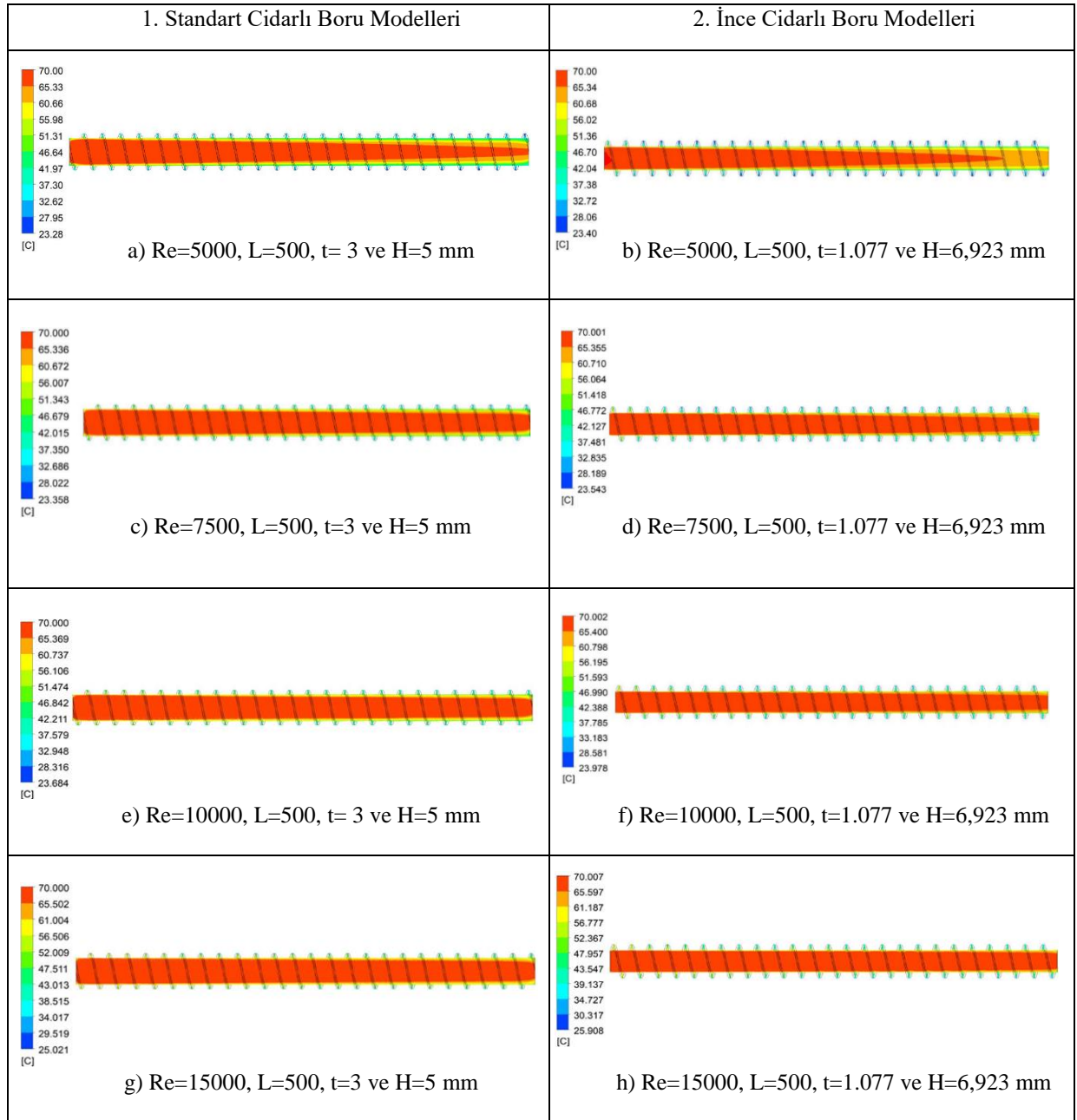


Şekil 4. Kanatsız borular için akışkan sıcaklığının Re sayılarına göre değişimi

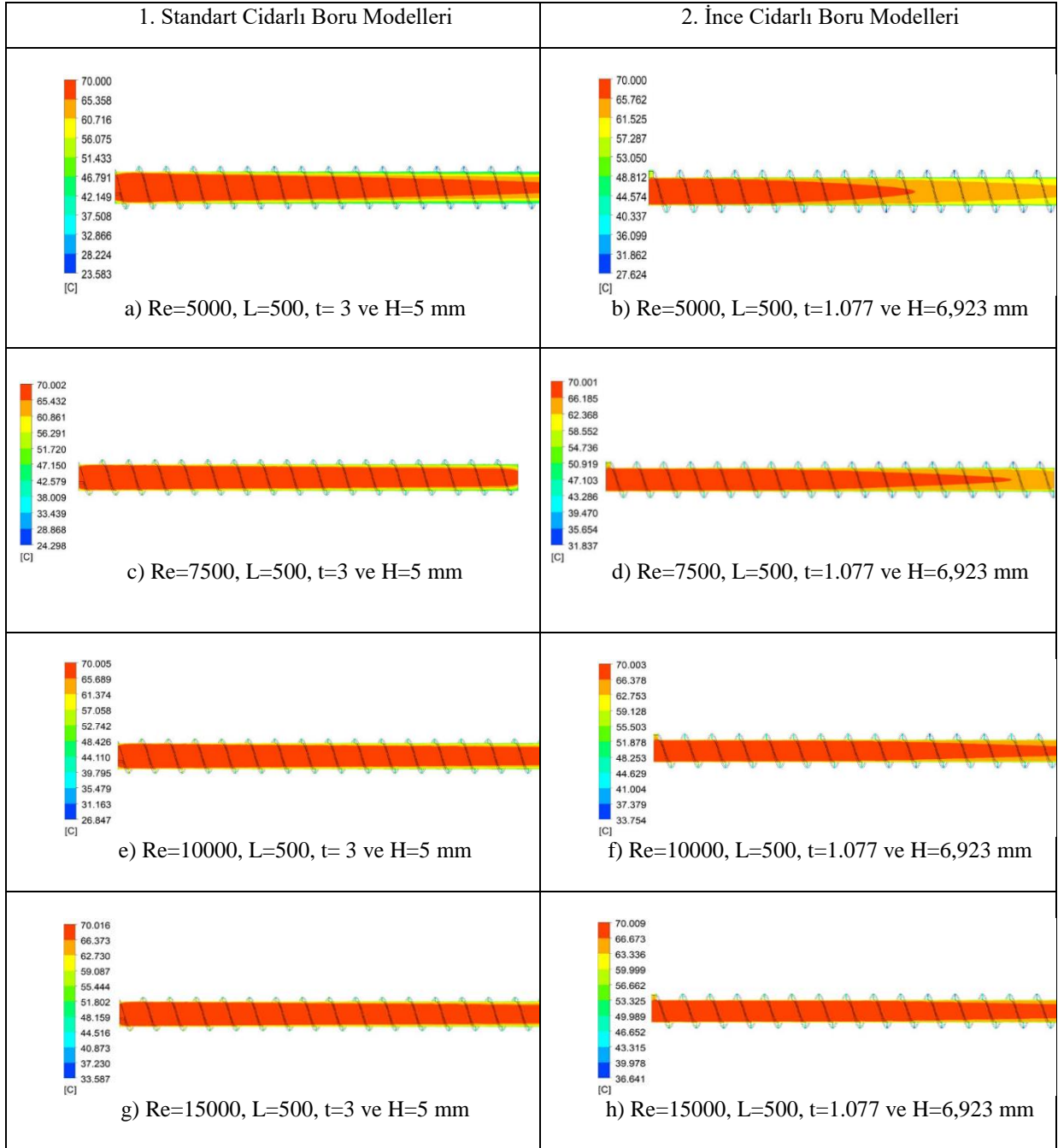


Şekil 5. 10 mm hatveli borular için akışkan sıcaklığındaki değişimler





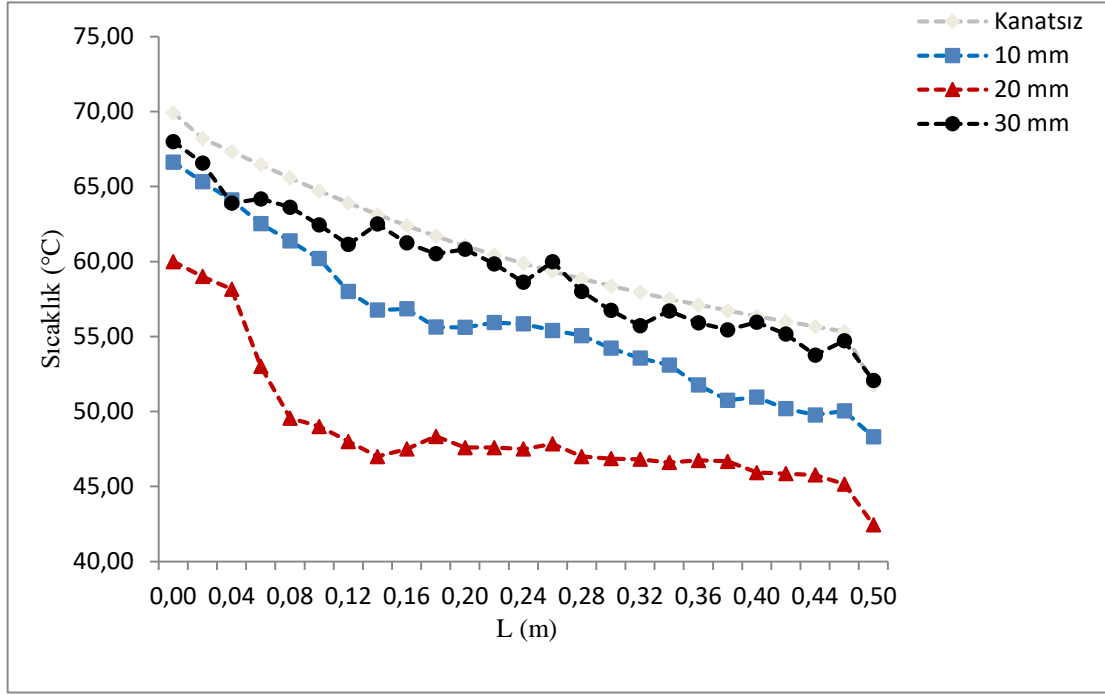
Şekil 6. 20 mm hatveli borular için akışkan sıcaklığındaki değişimler



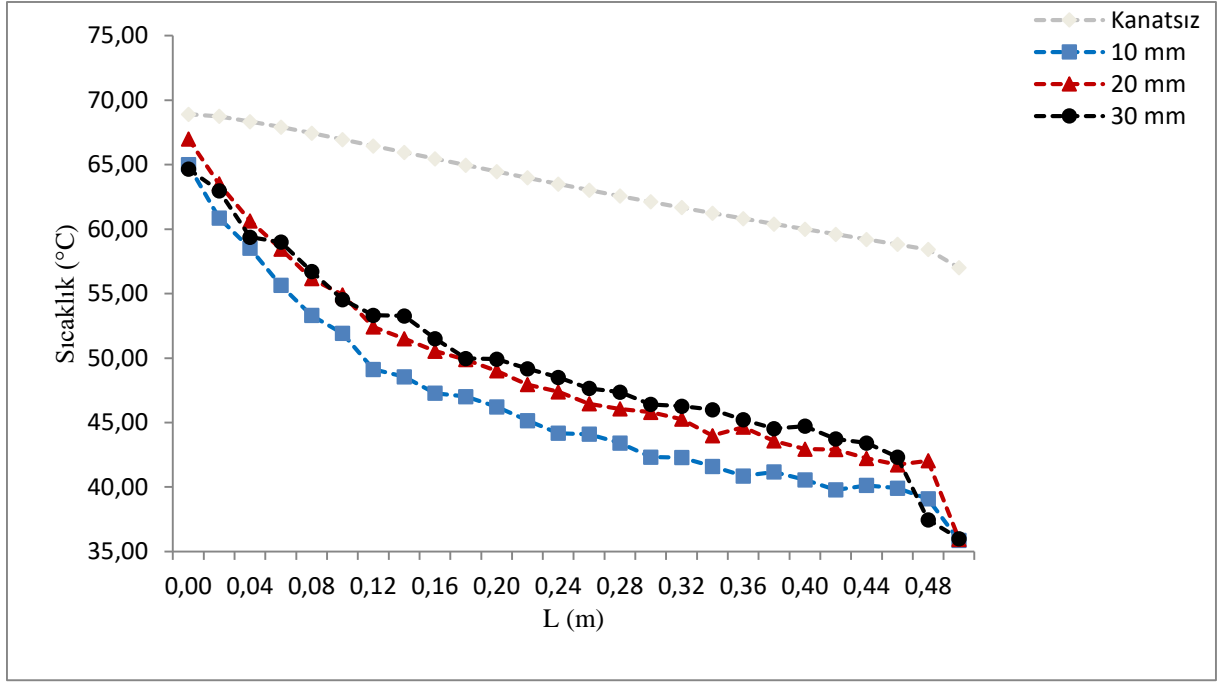
Şekil 7. 30 mm hatveli borular için akışkan sıcaklığındaki değişimler

Tüm şekiller dikkate alınıp akışkan sıcaklığındaki değişimler incelendiğinde 1.077 mm cidar kalınlığına sahip olan kanatlı boruların 3 mm cidar kalınlığına sahip olan borulara göre aynı hatve şartlarında daha yüksek sıcaklıklara sahip oldukları görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça bütün durumlarda bu sıcaklıkların arttığı görülmüştür. Artan boru uzunluğuna göre sıcaklık dağılımları da farklı cidar kalınlığına sahip iki tip boru aşağıdaki gibi incelenmiştir. Şekil 8 ve 9 sırasıyla 1,077mm ve 3mm et kalınlığına sahip olan boruların boru uzunluğuna göre kanatsız ve 10, 20, 30 mm 'lik hatvelerdeki kanatlı borular için sıcaklık dağılımları verilmiştir. Boru uzunluğu boyunca sıcaklık değerlerinin azaldığı görülmüştür. Bu azalmanın nedeni boru uzunluğu boyunca sınır tabaka kalınlığındaki artışın (veya değişimin) sebep olduğu düşünülmektedir. Yine Şekil 8 incelendiğinde

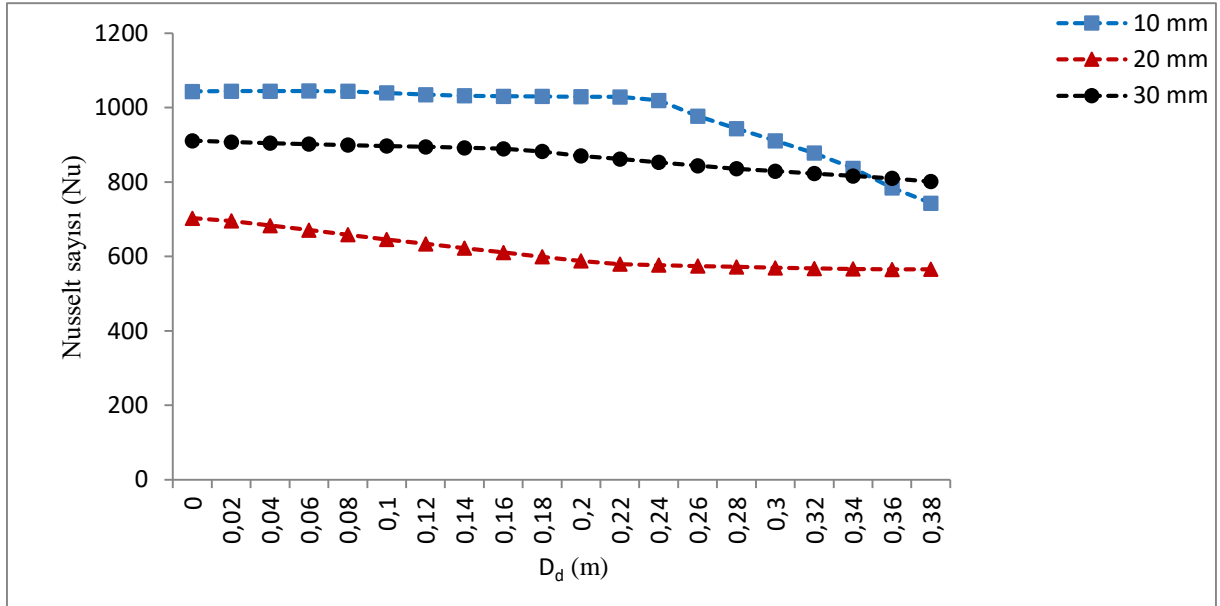
en düşük sıcaklık değerinin 20 mm hatveli boruda elde edildiği ancak 30 mm hatveli boruda ise sıcaklık değerinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Bunun sebebinin ise boru hatvesinin büyümesi ile helisel kanatçık uzunluğunun azalması (Şekil 2) ve buna bağlı olarak da ısı transferinin azaldığı düşünülmektedir. Çünkü Şekil 8 ve 9'daki kanatsız borularda da sıcaklık değerlerinin kanatlı borulara göre çok daha yüksek seviyelerde olduğu görülmüştür. 10 mm hatveli boruda ise helisel kanatçık uzunluğunun artmasına karşılık sıcaklık değerinin 20 mm hatveli boruya göre daha büyük değerlerde olduğu da görülmüştür. Bu duruma ise hatvenin azalmasıyla kanat açıklığındaki azalmanın (Şekil 2 ve Şekil 5) sebep olduğu düşünülmektedir. Nitekim tüm bu durumlar literatürlerle de desteklenmektedir [5, 12].



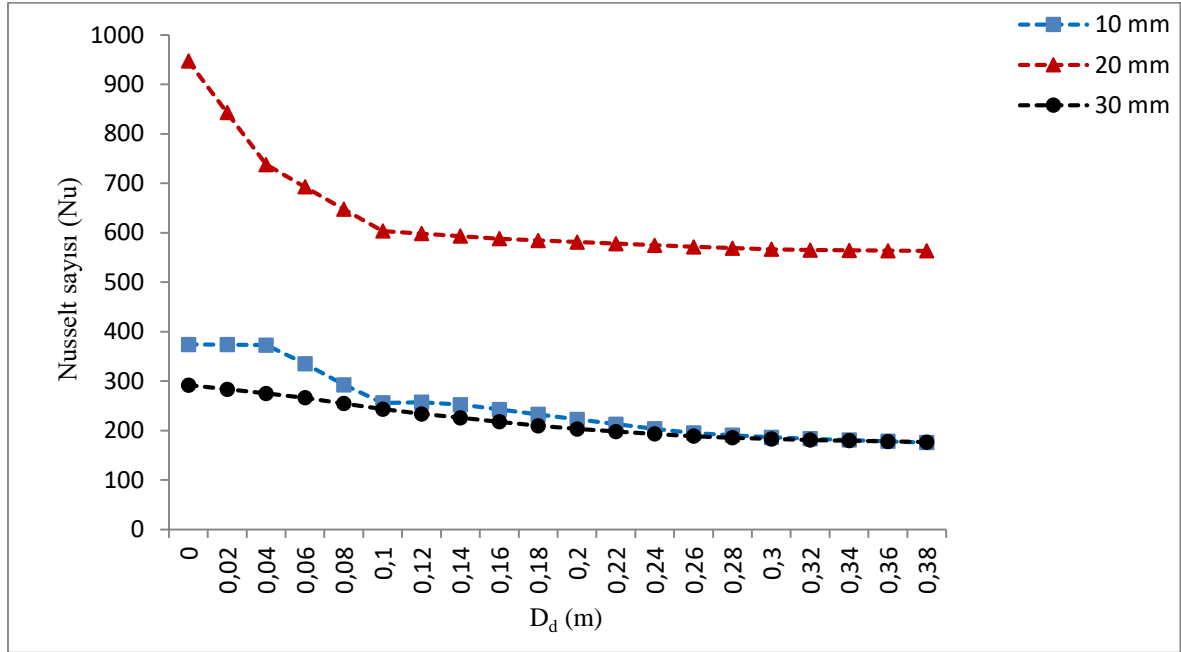
Şekil 8. Cidar kalınlığı 1,077 mm olan borularda boru uzunluğuna göre sıcaklık dağılımları



Şekil 9. Cidar kalınlığı 3 mm olan borularda boru uzunluğuna göre sıcaklık dağılımları

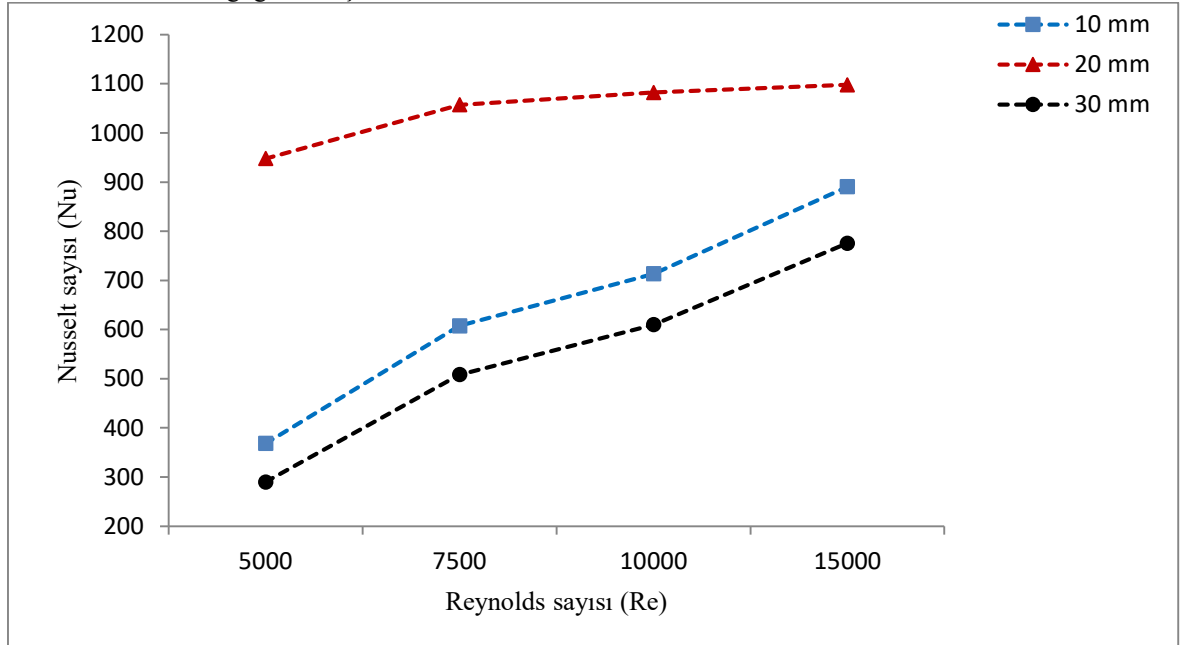


Şekil 10. Cidar kalınlığı 1.077 mm olan borularda yerel Nu sayısının değişimi

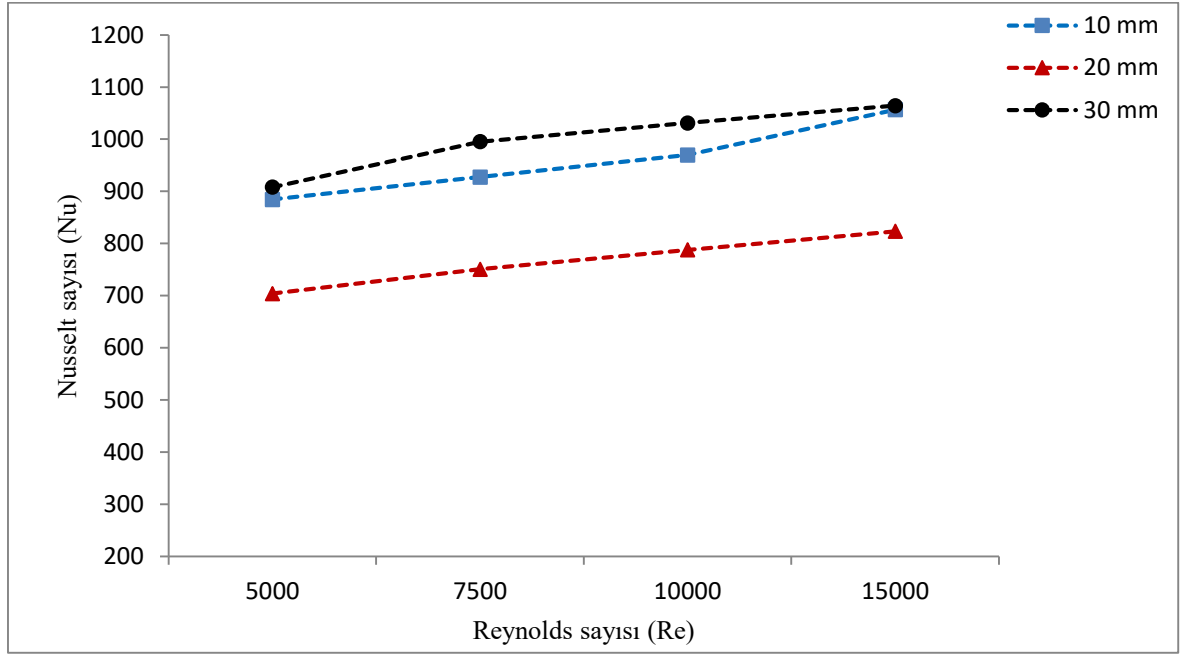


Şekil 11. Cidar kalınlığı 3 mm olan borularda yerel Nu sayısının değişimi

Şekil 10 ve 11 deki grafiklerde ise her iki model için boruların kanatlı dış çapına göre Nu değişimleri gösterilmiştir. 1,077 ve 3 mm et kalınlıkları ve farklı hatvelerdeki borular için kanatlı dış çapın artmasıyla Nu sayısının azaldığı görülmüştür. Kanat yüksekliğinin artması Nu sayısının ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısının azalmasına sebep olmuştur. Bu azalmanın nedeni kanat yüksekliğinin artmasından dolayı sınır tabaka kalınlığındaki değişimin sebep olduğu düşünülmektedir. 1,077 mm et kalınlığındaki boru için en yüksek Nu sayısının 20 mm 'lik hatveli boruda elde edilirken, 3 mm et kalınlığına sahip boruda ise yüksek Nu sayısı 10 mm hatveli boruda elde edildiği görülmüştür.



Şekil 12. Cidar kalınlığı 1,077 mm olan borularda farklı Re sayılarına göre Nu sayısındaki değişim



**Şekil 13.** Cidar kalınlığı 3 mm olan borularda farklı Re sayılarına göre Nu sayısındaki değişim

Artan Reynolds sayısına göre Nu sayısının değişimi de farklı cidar kalınlıklarına sahip borular için ayrıca hesaplanmıştır. Şekil 12 ve 13 ise sırasıyla 1,077 ve 3 mm cidar kalınlığındaki boruların artan Re sayısına göre Nu sayısının değişimi 10, 20, 30 mm hatveli borular için gösterilmiştir. Tüm boru tiplerinde Re sayısının artmasına karşılık Nu sayısının da arttığı görülmüştür. Elde edilen bu sonucun farklı çalışmaların sonuçları ile uyum içerisinde olduğu görülmüştür [6,8,10,13,16]. Ancak 1,077 mm et kalınlığındaki boru için en yüksek Nu sayısının 20 mm hatveli boruda elde edildiği, 3 mm et kalınlığındaki boru için en yüksek Nu sayısının ise 30 mm hatveli borularda elde edildiği görülmüştür. Yine yukarıdaki grafikler incelendiğinde kanatlar arasındaki mesafenin (açıklığın) artması ile ısı taşınım katsayısını artırdığı görülmüştür. Çünkü kanatlar arası açıklık artarsa o bölgedeki sınır tabaka kalınlığı azalır ve bu durum Nu sayısının ve dolayısıyla ısı taşınım katsayısının artmasına sebep olur. Ayrıca ısı transfer performansının, kanat aralığı, kanat yüksekliği ve kanat tipinden etkilendiği ve elde edilen bu sonuçların literatürle de desteklendiği görülmüştür [12].

#### 4. Sonuçlar

1,077 ve 3 mm cidar kalınlığındaki borular baz alınarak farklı hatvelerdeki borular için Re sayısına göre Nu sayısındaki değişimin incelendiği bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir:

1. Kalın cidarlı boruda ısı transferi açısından en iyi sonuç 10 mm hatveli boruda ince cidarlı boruda ise en iyi sonuç 20 mm hatveli boruda elde edildi.
2. Boru çalışma şartları dikkate alınarak boru cidar kalınlığının inceltilmesinin boru ağırlığını azalttığı ve buna karşılık ısı transferini iyileştirdiği görüldü.
3. Cidar kalınlığının azalması ile ısı transferi açısından en iyi sonucun 20 mm hatveli boruda elde edilmesi kalın cidarlı borulardaki 10 mm hatveli boruya göre daha düşük ağırlıklı ve daha az maliyetli boruların kullanımına olanak sağlayacaktır.
4. Cidarı inceltilmiş boruların düşük sıcaklık değerlerinde daha verimli çalışacağı ancak çok yüksek sıcaklık değerlerinde ise bu borularda deformasyon oluşabilir.

#### Kaynaklar

- [1] Çelik Hamdi Selçuk, Zeynep Çelik Ve Uçar Mehmet. "Boru Konstrüksiyonun Isı Transfer Performansına Etkisinin Sayısal Yöntemlerle Analiz Edilmesi." Mühendis Beyinler Dergisi (2015) 1.3: 5-15.
- [2] El Maakoul, Anas, et al. "Performance enhancement of finned annulus using surface interruptions in double-pipe heat

- exchangers." *Energy Conversion and Management* 210 (2020): 112710.
- [3] Hosseini, M. J., et al. "Experimental and numerical evaluation of longitudinally finned latent heat thermal storage systems." *Energy and Buildings* 99 (2015): 263-272.
- [4] Erdem, CUCE "Boyuna Uzatılmış Yüzeylerde Dikdörtgenel Oyukların Isı Atımına Etkisi: Bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi." *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi* (2020) 20.5: 931-940.
- [5] Tarkan, KOCA ve Serbay Ali BUDAK. "Kanatçıklı iç borulu dikey ısılarında ısı transferi ve basınç düşümü analizi." *Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi* 11.1 (2021): 62-72.
- [6] Buyruk, Ertan, and Koray Karabulut. "Numerical Investigation Into Heat Transfer for Three-Dimensional Plate Fin Heat Exchangers with Fins Placed Perpendicular to Flow." *Transactions of Famena* 37.2 (2013): 87-102.
- [7] Erdem, I. Ş. I. K., and Volkan Tuğan. "Dairesel Bir Boruda Kullanılan Boyuna Dalgalı Kanatçıkların Isı Transferine Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi." *International Journal of Pure and Applied Sciences* 7.1 (2021): 19-26.
- [8] Buyruk, Ertan, and Koray. Karabulut. "Research of heat transfer augmentation in plate fin heat exchangers having different fin types." *Journal of Engineering Thermophysics* 29.2 (2020): 316-330.
- [9] Karataş, Tuğçe. CFD analysis of shell and tube heat exchanger (Yüksek Lisans Tezi). İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2019.
- [10] BUYRUK, Ertan, and Koray KARABULUT. "Plakalı Kanatçıklı Isı Değiştiricilerde Kanat Geometrisinin Isı Transferine Olan Etkisinin Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi." *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi* 19.56 (2017): 346-363.
- [11] Bazarbashi, M. Dalgalı Kanatçıklı Isı Değiştiricinin Yanıt Yüzey Metodu ile Çok Amaçlı Optimizasyonu. Diss. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 2013.
- [12] Kim, Chang Nyung, Jin Jeong, and Baek Youn. "Evaluation of thermal contact conductance using a new experimental-numerical method in fin-tube heat exchangers." *International journal of refrigeration* 26.8 (2003): 900-908.
- [13] Kotcioğlu, İsak, And Abdurrahim Bölükbaşı. "Düsey Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalda Farklı Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Transferinin İncelenmesi" *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi* 5.2 (2003): 89-102.
- [14] Erek, Aytunc, et al. "Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers." *Applied Thermal Engineering* 25.14-15 (2005): 2421-2431.
- [15] Tepe, Ahmet Ümit. "Kanatlı-Borulu Isı Değiştiricilerinde Çukurlu/Çıkıntılı Kanat ile Isı Transfer Performansının Arttırılması." *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi* 23: 401-414.
- [16] Parlak, Nezaket, And Halime Çelik. "Kanatçık Geometrisinin Isı Geçişine Etkisinin Parametrik İncelenmesi." *International Journal of Multidisciplinary Studies and Innovative Technologies* 2.2 (2018): 25-29.
- [17] Şahin, Hacı Mehmet, Ali Rıza Dal, and Eşref Baysal. "3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger." *Applied Thermal Engineering* 27.11-12 (2007): 1806-1816.
- [18] Chang, Yu-Juei, and Chi-Chuan Wang. "A generalized heat transfer correlation for Iouver fin geometry." *International Journal of heat and mass transfer* 40.3 (1997): 533-544.
- [19] Kundu, B., and P. K. Das. "Optimum dimensions of plate fins for fin-tube heat exchangers." *International journal of heat and fluid flow* 18.5 (1997): 530-537.
- [20] Abdulateef, Ammar M., et al. "Experimental and computational study of melting phase-change material in a triplex tube heat exchanger with longitudinal/triangular fins." *Solar Energy* 155 (2017): 142-153.
- [21] Tao, W. Q., Z. G. Qu, and Y. L. He. "Experimental and 3d numerical study of air side heat transfer and pressure drop of slotted fin surface." (2005).
- [22] Kazemi, M., Hosseini, M. J., Ranjbar, A. A. and Bahrapoury, R.. Improvement of longitudinal fins configuration in latent heat storage systems. *Renewable Energy*, (2018) 116, 447-457.
- [23] Akkurt, M. (2012). Makine Elemanları Teorik Hesaplar ve Hesap Yöntemleri Kitabı (1.bs.)
- [24] Seyrek Boru-<http://Seyrekboru.Com/Tr/Sayfa/Urunler/16/Dikissiz-Borular>
- [25] Karabulut, K., Buyruk, E., Kılınç, F., & Karabulut, Ö "Farklı Geometrilere Oluşan Kanatçıklı Plakalı Isı Değiştiricileri İçin Isı Transferinin Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi" *Tesisat Mühendisliği – 2013 Sayı 137 - Eylül/Ekim*.