



Kahramanmaraş Sütçü İmam University

Journal of Engineering Sciences



Geliş Tarihi : 07.10.2022
Kabul Tarihi : 07.12.2022

Received Date : 07.10.2022
Accepted Date : 07.12.2022

KANATÇIKLI BANT TİPİ TÜRBÜLATÖRLERİN ISI TRANSFERİ VE SÜRTÜNME FAKTÖRÜ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN NÜMERİK ANALİZİ

NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF WINGLET BAND TYPE TURBULATORS ON HEAT TRANSFER AND FRICTION FACTOR

Murat TEKÖZ¹ (ORCID: 0000-0002-8714-305X)
İ. Gökhan AKSOY¹ * (ORCID: 0000-0002-8798-5847)

¹İnönü Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Malatya, Türkiye

*Sorumlu Yazar / Corresponding Author: İ. Gökhan AKSOY, gokhan.aksoy@inonu.edu.tr

ÖZET

Bu çalışmada, boru içerisine yerleştirilmiş çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülâtörün ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri Ansys-Fluent programı yardımıyla sayısal olarak incelenmiştir. Türbülâtör, iki farklı kanatçık adım mesafesinde ($P=10$ mm ve 20 mm) ve üç farklı kanatçık açısında ($\lambda = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$) tasarlanmıştır. Boru yüzey sıcaklığı sabit kabul edilerek gerçekleştirilen sayısal analizlerde, türbülâtör malzemesi olarak alüminyum ve akışkan olarak su kullanılmıştır. Analizlerde gerçekleştirilebilir (Realizable) $k-\epsilon$ türbülans modeli seçilmiştir. Reynolds sayısının 8000-30000 aralığında gerçekleştirilen analizler sonucunda, türbülâtörün kanatçık adım mesafesinin ve kanatçık açısının hem ısı transferi üzerinde hem de sürtünme faktörü üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Boru içerisnde türbülâtör kullanılarak boş boruya göre Nusselt sayısında % 67.09'e kadar artış sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Türbülâtör, kanatçık, ısı transferi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği

ABSTRACT

In this study, the effects of band type turbulator with double-side winglet inside a pipe on heat transfer and friction factor were investigated numerically with the help of Ansys-Fluent program. The turbulator was designed with two different winglet distances ($P=10$ mm and 20 mm) and three different winglet angles ($\lambda = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$). In the numerical analyzes performed by assuming the pipe surface temperature as constant, aluminum as the turbulator material and water as the fluid were used. Realizable $k-\epsilon$ turbulence model was chosen in the analyzes. As a result of the analyzes performed between the Reynolds number of 8000-30000, it was seen that the winglet pitch distance (P) and the winglet angle (λ) of the turbulator were effective on both the heat transfer and the friction factor. By using a turbulator in the pipe, the Nusselt number was increased up to 67.09% compared to the empty pipe.

Keywords: Turbulator, winglet, heat transfer, computational fluid dynamics

GİRİŞ

Dünyadaki enerji kaynaklarının hızlı bir şekilde tükeniyor olması enerji tasarrufunun ve enerjinin en verimli şekilde kullanılmasının gelecek için çok önemli olduğunu ortaya koymaktadır. Bu bağlamda, birçok endüstriyel alandan konutlara kadar geniş bir kullanım alanına sahip ısı değiştiricileri üzerinde yapılan optimizasyonların hem enerji tasarrufunda hem de yatırım maliyetleri konusunda güzel sonuçlar vermesi bu alanda çalışmaların artmasına neden olmuştur.

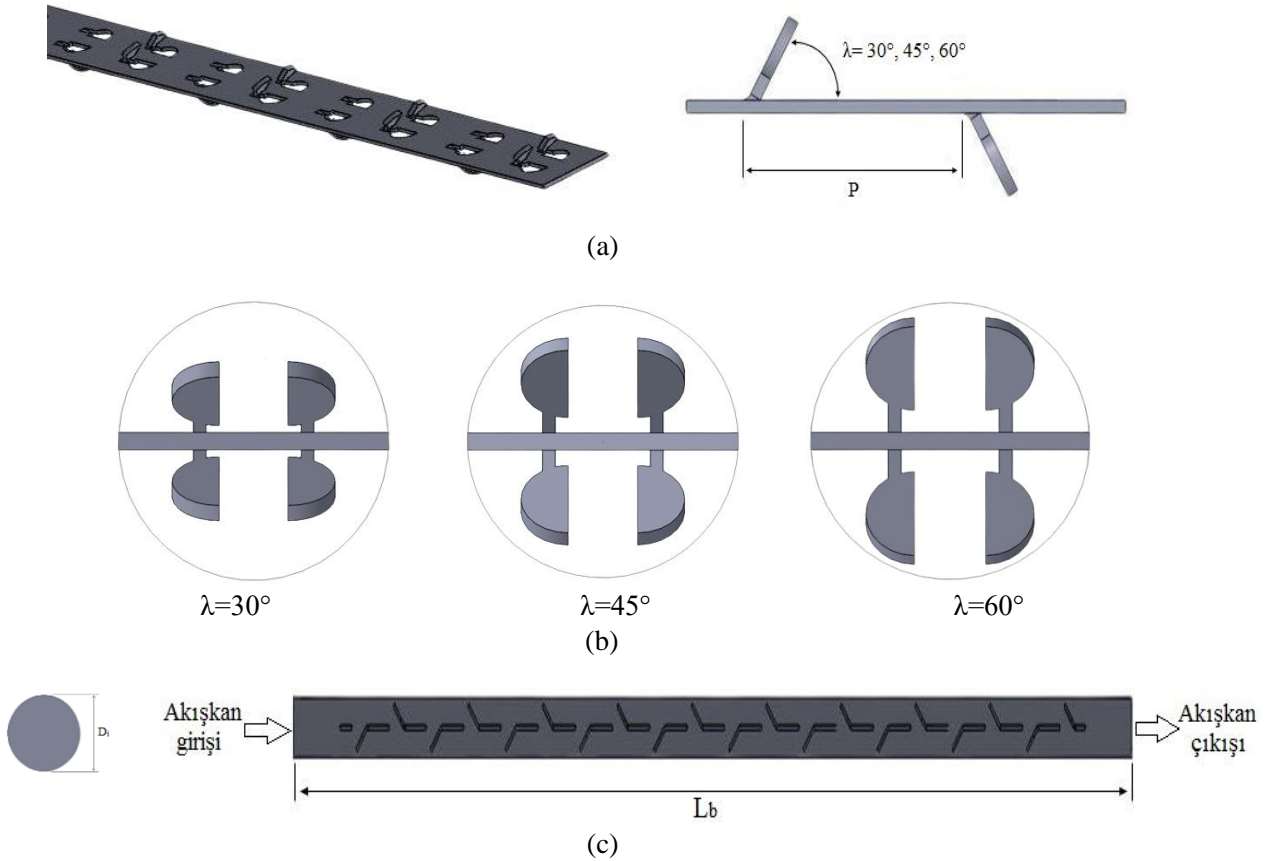
Isı değiştiricilerinde, ısı transferini arttırmak için aktif, pasif ve karma yöntemler olmak üzere üç yöntem kullanılır. Pasif yöntemlerden biri olan akış alanında türbülator (bükümlü veya çift taraflı bant, yay vb.) kullanımı endüstriyel alanda oldukça yaygındır. Isı transferini önemli ölçüde arttırması ve ısı değiştirici boyutlarında azalma sağlaması tercih edilmesinin en önemli sebeplerindendir. Türbülatorlerin, ısı transferi üzerindeki etkilerinin tespiti için yapılan ilk araştırma Royds tarafından 1921 yılında gerçekleştirilmiştir (Royds, 1921). Kahraman vd. (2008) boru içerisine farklı kanat açıklıklarında ve farklı kanatçık açılarında paslanmaz çelikten ürettikleri türbülatorü yerleştirerek borudaki ısı transferini üç boyutlu olarak Fluent CFD paket programı yardımıyla incelemişlerdir. İncelemeler sonucunda, türbülator kullanılan boruda Nu sayısının arttığını ve kullanılan türbülatorün kanat açıklığındaki ve kanatçık açısındaki değişimlerin ısı transferini etkilediğini tespit etmişlerdir. Pardhi and Baredar (2012) ısı değiştiricisinin iç borusunun içerisine iki farklı bükümlü bant yerleştirerek borudaki ısı transferini incelemişlerdir. İnceleme sonuçlarını türbülatorsüz boru ile karşılaştırmışlar ve kullanılan birinci tip bükümlü bantın ısı transferini % 61, ikinci tip bükümlü bantın ısı transferini % 78 oranında arttırdığını tespit etmişlerdir. Basınç düşüşü göz ardı edildiğinde ve sadece ısı değiştiricisinin ısı transfer kapasitesi dikkate alındığında; bükümlü bant türbülator kullanılan borunun, düz borudan 1.6-1.8 kat daha iyi olduğunu görmüşlerdir. Noorbakhsh et al. (2020) çift borulu ısı değiştiricisinin her iki borusuna bükümlü bant yerleştirerek bükümlü bantın; Nusselt sayısı, basınç düşüşü ve ısı performans katsayısı üzerindeki etkilerini Ansys Fluent kod programını kullanarak sayısal olarak incelemişlerdir. Bükümlü bant farklı en-boy oranında, farklı büküm sayısında ve bant üzerinde boşluklar oluşturarak kullanılmışlardır. Analizler sonucunda, bükümlü banttaki kanat sayısı tek kanattan dört kanada çıkarıldığında; Nusselt sayısında % 3.1, basınç düşüşünde % 64 ve performans katsayısında % 63.9 artış olduğunu tespit etmişlerdir. Thejaraju et al. (2020) çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusunun içerisine çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülatorler yerleştirerek türbülatorün termo-hidrolik performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışma, türbülatorün farklı kanatçık eğim açıları ve farklı Reynolds sayılarında yapılmıştır. Türbülator kullanılan boruda, düz boruya göre kanatçık eğim açısının artışıyla Nu sayısında ve sürtünme faktöründe artış olduğunu tespit etmişlerdir. Vaisi et al. (2020) çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusunda sürekli, süreksiz ve delikli, deliksiz bükümlü bant türbülator kullanımının toplam ısı transferi, basınç düşüşü ve ısı değiştiricisinin termal performans katsayısına etkisini incelemek için farklı Re sayılarında deneysel bir çalışma yapmışlardır. Yaptıkları deneyler sonucunda, süreksiz bükümlü bant türbülator kullanımının sürekli bükümlü bant türbülator kullanımına göre ısı transferinde % 8.2'lik bir artış sağladığı ve basınç düşüşünde ise % 9.8'lik bir azalma olduğu görülmüştür. Ayrıca süreksiz delikli türbülatorün borudaki ısı transferini süreksiz deliksiz türbülatorden daha fazla arttırdığını ve borudaki basınç düşüşünü azalttığını tespit etmişlerdir. Yıldız vd. (1998) yaptıkları çalışmada, eş merkezli çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusuna bükümlü dar ince metalik şerit türbülatorler yerleştirmişlerdir. Bükümlü şerit türbülator kullanılan boruda boş boruya göre basınç düşüşünde % 130 ve Nu sayısında % 100'e kadar artış olduğunu tespit etmişlerdir. Yadav (2009) yaptığı deneysel çalışmada, U-bükümlü çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusunda yarım uzunlukta bükümlü bant türbülator kullanımının borudaki ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisini incelemiştir. Türbülator kullanılan borudaki deney sonuçlarını boş boru ile karşılaştırdığında, türbülator kullanımının borudaki ısı transfer katsayısını % 40 oranında arttırdığını tespit etmiştir. Karagöz vd. (2019) deneysel çalışmalarında, boru içerisine farklı kanatçık mesafelerine ve farklı kanatçık açılara sahip türbülatorler yerleştirerek borudaki ısı transfer performansını ve sürtünme özelliklerini incelemişlerdir. Kanatçıklar arasındaki mesafe arttırıldığında, Nusselt sayısında azalma olduğunu tespit etmişlerdir. Bhattacharyya et al. (2020) yaptıkları deneysel çalışmada, dairesel bir boru içerisine kısa ve tam uzunluklarda dalgalı bant tipi türbülatorler yerleştirerek türbülanslı akışta borudaki ısı transferini incelemişlerdir. Dalgalı bant türbülator kullanımının boş boruya göre ısı transferini % 67'ye kadar arttırdığını tespit etmişlerdir. Kamboj et al. (2017) çalışmalarında, çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusuna yaylı türbülatorler yerleştirerek türbülatorün hatve sayısındaki değişimin ısı transferi, sürtünme faktörü ve basınç düşüşü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Türbülator hatve değerinin artması ile Nu sayısının arttığını ve sürtünme faktörünün azaldığını tespit etmişlerdir. Nalavade et al. (2019) çalışmalarında, dışarıdan ısıtılan bir borunun içerisine akış bölücü tip türbülatorler yerleştirerek borudaki ısı transferi özelliklerini hem deneysel hem de sayısal olarak incelemişlerdir. Deneysel ve sayısal olarak yapılan bu çalışmada, türbülatorün hatve çap oranı azaltıldığında sürtünme faktöründe, ısı transfer hızında ve termal iyileştirme faktöründe artış olduğunu tespit etmişlerdir. Bademci (2017) çalışmada,

dairesel boru içerisine plaka tipi türbülatorü farklı adım ve farklı kanatçık açılarında yerleştirerek Ansys-Fluent kod programı yardımıyla borudaki ısı transferi ve akış karakteristiğindeki değişimleri sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısının 4000-30000 değerleri arasında yapılan bu çalışmada, türbülatorü kullanımı sonucu boş boruya göre ısı transferinde % 208 iyileşme sağlandığını tespit etmiştir.

Bu çalışmada, boru içerisine yerleştirilen çift taraflı yarım daire kanatçıklı bant tipi türbülatorün ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan Ansys-Fluent programı kullanılarak nümerik olarak incelenmiştir. Reynolds sayısının 8000-30000 aralığında gerçekleştirilen analizlerde; türbülatorü ait kanatçık adım mesafesi ve kanatçık açısının, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Literatürde çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülatorlerin kullanıldığı örnekler mevcuttur. Ancak kanatçık geometrisi olarak yarım daire kanatçık modeli kullanılan bir çalışma bulunmamaktadır. Yeni tasarlanan bu modelin etkilerinin literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

FİZİKSEL MODEL

Analiz için tasarlanan çift taraflı yarım daire kanatçıklı bant tipi türbülatorü modeli Şekil 1'de gösterilmiştir. Literatür incelendiğinde, kanatçık modeli olarak çeşitli geometrik şekiller kullanılan örneklerin mevcut olduğu görülmüştür. Yarım daire kanatçık modeli, literatürde bulunmayan bir modeldir. Yeni bir kanatçık geometrisi kullanılarak çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülatorü tasarlanmıştır. Yapılan bu çalışmada, türbülatorü ve boru için gereken katı modeller Solidworks paket programında hazırlanmıştır. Boru için oluşturulan katı model sadece akış alanını temsil etmektedir. Çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülatorler, üç farklı kanatçık açısında ($\lambda=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$) ve iki farklı kanatçık adım mesafesinde ($P=10\text{ mm}, 20\text{ mm}$) tasarlanmıştır. Boru ve türbülatorü ait geometrik özellikler Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 1. Türbülatorü ve Boruya Ait Geometrik Detaylar **a.** Türbülatorü Ait İzometrik ve Yan Görünüm **b.** Türbülatorün Boru İçerisindeki Kanat Açısına Ait Görünümler **c.** Türbülatorün Boru İçerisindeki Yan Görünümü ve Boru Girişi

Tablo 1. Boru ve Türbülatorün Geometrik Özellikleri

Parametreler	Değerler
Boru	
İç Çap (D _i)	15.7 mm
Uzunluk (L _b)	450 mm
Türbülator	
Uzunluk	400 mm
Genişlik	15.7 mm
Kalınlık	1 mm
Kanatçık Adım Mesafesi (P)	10 - 20 mm
Kanatçık Açısı (λ)	30 - 45 - 60°
Kanatçık Daire Yarı Çapı	5.5 mm

SAYISAL HESAPLAMALAR

Çift taraflı yarım daire kanatçıklı türbülatorlerin ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkileri hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak Ansys-Fluent programında incelenmiştir. Nümerik çalışmada ilk önce katı model üç boyutlu olarak Solidworks programında hazırlanmış, daha sonradan Ansys-Fluent kod programına aktarılmıştır. Katı model geometrisi akış alanını temsil ettiği için Desing Modeler yardımıyla açılarak programa akışkan olarak tanımlanmıştır. Daha sonra mesh bölümünde, analiz geometrisine uygun ağ yapısı oluşturulmuştur. Setup bölümünde; türbülans modeli, sınır şartları, malzeme özellikleri ve denklem çözücüler belirlenerek analizler başlatılmıştır. Nümerik analizler, 490-1200 iterasyon sayısı aralığında üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları Report bölümünden okunarak gerekli hesaplamalar yapılmıştır.

Ansys-Fluent paket programı nümerik hesaplamaları üç temel denklem üzerinden gerçekleştirmektedir. Bu denklemler: süreklilik denklemi, momentum denklemi ve enerji korunumu denklemleridir.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(u_z)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Enerji Korunumu Denklemi:

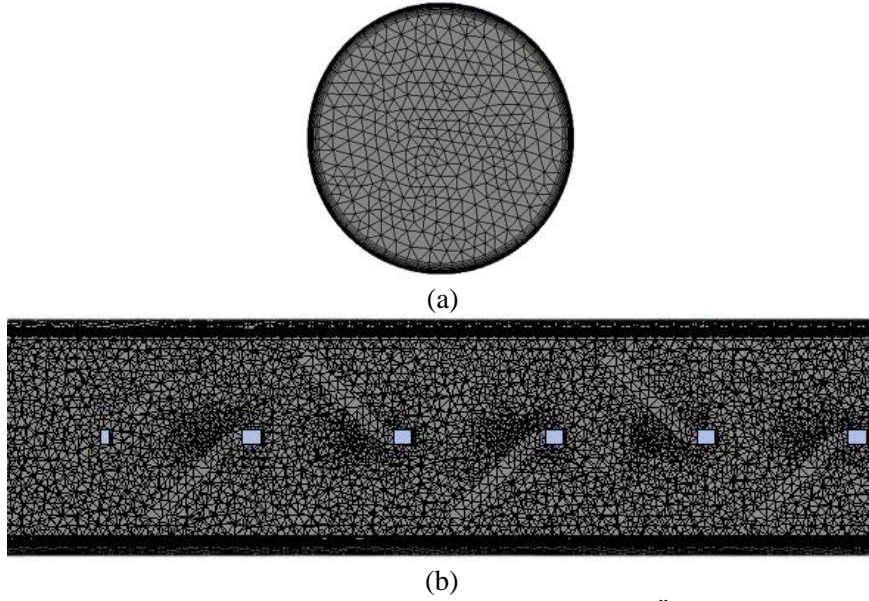
$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \mu \Phi \quad (2)$$

Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ & = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \\ & \rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \\ & = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \\ & \rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \\ & = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (3)$$

Mesh Yapısının Oluşturulması

Mesh bölümünde; akışkan için giriş ve çıkış bölgeleri, boru iç yüzeyi, türbülator yüzeyleri belirlenerek programa tanımlanmıştır. Geometri için mesh kalitesi yüksek seçilerek 'Tetrahedrons' mesh modeli uygulanmıştır. Akışkan ile boru iç yüzeyi arasında gerçekleşecek olan ısı transferi incelenirken daha doğru sonuçlar elde etmek amacıyla temas yüzeyine 'Inflation' tabaka oluşturulmuştur. Inflation tabaka için $y^+=1$ olarak kabul edilmiş ve ilk çizgi kalınlığı hesaplanmıştır. Mesh kalitesini arttırmak için çarpıklık değerini arttıran yüzeylerdeki ağ yapısı sıklaştırılmıştır. Mesh kalitesinin uygunluğu kontrol edildikten sonra analiz hazırlık aşamalarına devam edilmiştir. Şekil 2'de mesh yapısı oluşturmuş olan analiz geometrisi gösterilmektedir.



Şekil 2. Analiz Geometrisine Ait Ağ Yapısı a. Boru Girişi b. Kanatçıklar Üzerinden Boru Yan Kesit Görünümü

Sınır Şartları

Yapılan nümerik çalışmada, sistemin sürekli rejimde olduğu kabul edilmiştir. Yer çekimi etkisi ihmal edilmiştir. Analizler için enerji denklemi aktif edilmiştir. Türbülans modeli olarak gerçekleştirilebilir k-ε modeli seçilmiş ve gelişmiş duvar koşulları tanımlanmıştır. Akışkan olarak su, türbülator ve boru malzemesi olarak alüminyum seçilmiştir. Suya ve alüminyuma ait termo-fiziksel özellikler Tablo 2'de verilmiştir. Boru girişi için hız ve sıcaklık girişi (293.15 K), boru çıkışı için basınç çıkışı sınır koşulları tanımlanmıştır. Boru iç yüzeyi için sabit yüzey sıcaklığı (373.15 K) tanımlanmıştır. Türbülator yüzeyleri ve boru iç yüzeyi için kaymama sınır koşulu tanımlanmıştır.

Tablo 2. Suya ve Alüminyuma Ait Termo-Fiziksel Özellikler

	T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg.K)	k (W/m.K)	μ (kg/m.s)	Pr
Su	293.15	998	4182	0.598	1.002×10^{-3}	7.01
Alüminyum	-	2719	871	202.4	-	-

Nusselt Sayısı (Nu) ve Sürtünme Faktörünün (f) Hesaplanması

Analiz çalışmaları için akışkanın giriş hızı belirlenirken çalışmanın yapılacağı Reynolds sayısı referans alınarak Denklem 4 kullanılmıştır. Ansys-Fluent programında gerçekleştirilen analizler sonucunda; akışkanın çıkış sıcaklığı, borudaki ortalama ısı taşınım katsayısı ve basınç düşüşü değerleri programdan okunmuştur. Akışkana ait termo-fiziksel özellikler, akışkanın boru içerisindeki ortalama sıcaklığı dikkate alınarak termodinamik tablolarından hesaplanmıştır. Programdan ve tablolardan elde edilen değerler kullanılarak aşağıda verilen Denklem 5 ve 6'dan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca türbülatorlu borulardan elde edilen değerler ile boş borudan elde edilen değerler arasındaki artış oranlarının hesaplanması için Denklem 7 kullanılmıştır.

Akışkan için Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{\rho_i u_i D_i}{\mu_i} \quad (4)$$

Burada, ρ_i akışkanın yoğunluğu, u_i akışkanın hızı ve μ_i akışkanın dinamik viskozitesidir.

Borudaki ortalama Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{h_i D_i}{k} \quad (5)$$

Bu bağıntıda kullanılan h değeri borudaki ısı taşınım katsayısını, D_i borunun iç çapını ve k suyun ısı iletim katsayısını temsil etmektedir.

Akış analizleri için önemli parametrelerden biri olan sürtünme faktörü,

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L_b}{D_i}\right) \left(\rho_i \cdot \frac{u_i^2}{2}\right)} \quad (6)$$

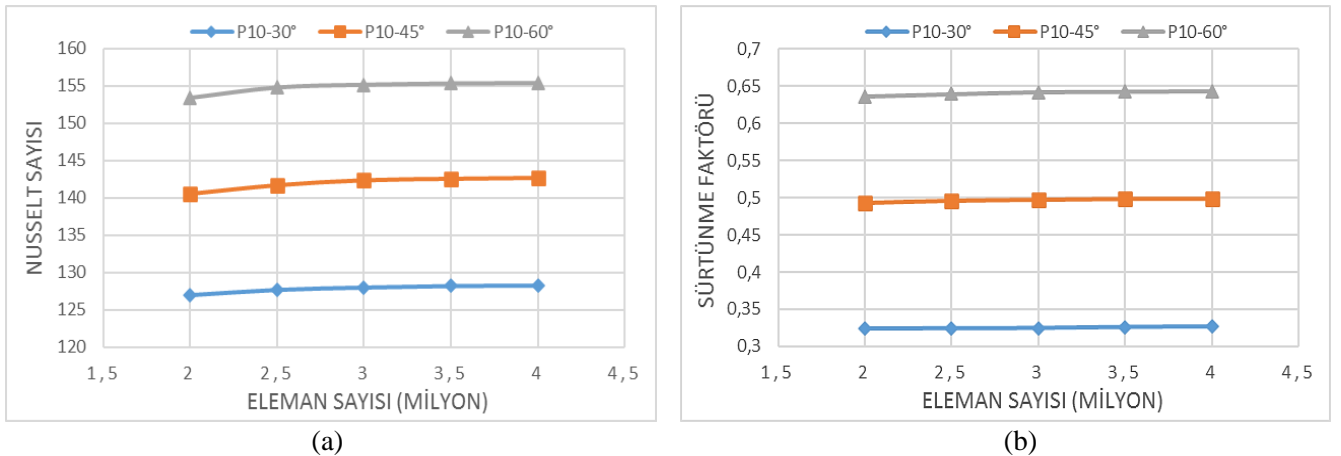
bağıntısı ile ifade edilir. Burada, ΔP boru boyunca gerçekleşen basınç düşüşünü göstermektedir.

Artış oranının hesaplanması:

$$\% \text{ Artış} = \frac{\text{Türbülantörlü borudan elde edilen değer} - \text{Boş borudan elde edilen değer}}{\text{Boş borudan elde edilen değer}} \times 100 \quad (7)$$

Ağ Bağımsızlığı

Üç farklı kanatçık açısında ve iki farklı kanatçık adım mesafesinde tasarlanmış olan yarım daire kanatçıklı türbülantörler, akış alanını temsil eden katı gövdenin içerisinde çıkarılarak model oluşturulmuştur. Oluşturulan 6 model için Reynolds sayısının 12000 değerinde Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri incelenerek ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. 2.0×10^6 , 2.5×10^6 , 3.0×10^6 , 3.5×10^6 ve 4.0×10^6 eleman sayılarında gerçekleştirilen ağ bağımsızlığı çalışmasında, 3.0×10^6 eleman sayısından sonra elde edilen değerlerde önemli bir değişiklik olmadığı görülmüş ve analiz çalışmaları için 3.0×10^6 eleman sayısı alt limit olarak belirlenmiştir. Şekil 3 (a-b)' te $P=10$ mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülantör modelinin kullanıldığı boru için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin eleman sayısına göre değişimleri verilmiştir.



Şekil 3. $P=10$ mm Kanatçık Adım Mesafesine Nusselt Sayısı ve Sürtünme Faktörü İçin Ağ Bağımsızlığı
a. Nusselt Sayısı b. Sürtünme Faktörü

Boş Boru için Doğrulama Çalışması

Boru içerisine yerleştirilen türbülantörlerin, ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkilerini ortaya koymak için ilk olarak boş boru üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Boş boru analizlerinden elde edilen sonuçlar için bu çalışmaya uygun ve doğruluğu kabul görmüş Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü bağıntıları kullanılarak doğrulama çalışması yapılmıştır. Boş boru analiz sonuçlarının doğruluğu kontrol edildikten sonra türbülantörlü borular üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Boş boru analizi için yapılan doğrulama çalışmasında aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır (Çengel ve Ghajar, 2015).

Nusselt Sayısı Bağlılıkları

Gnielinski Bağlılıkları:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}, \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (8)$$

Dittus-Boelter Bağlılıkları:

$$Nu = 0.023Re^{4/5}Pr^{0.4}, \quad Re > 10000 \quad (9)$$

Sieder ve Tate Bağlılıkları:

$$Nu = 0.027Re^{0.8}Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}, \quad Re \geq 1 \times 10^4 \quad (10)$$

Petukhov Bağlılıkları:

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}, \quad 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (11)$$

Sürtünme Faktörü Bağlılıkları

Petukhov Bağlılıkları:

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}, \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (12)$$

Blasius Bağlılıkları:

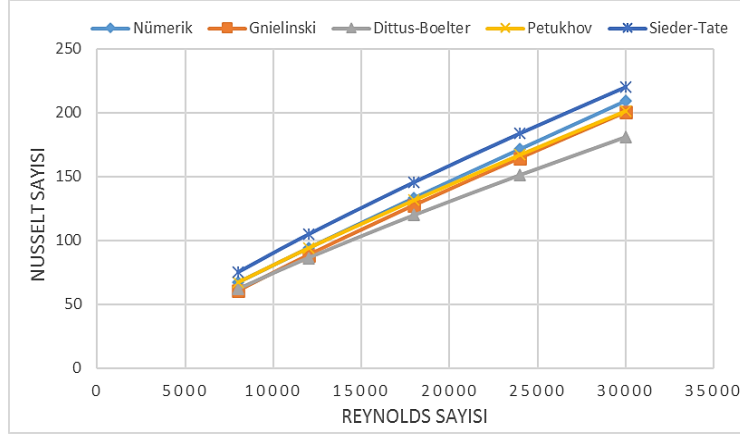
$$f = 0.316 / Re^{1/4}, \quad 4 \times 10^3 < Re < 1 \times 10^5 \quad (13)$$

Şekil 4 ve Şekil 5'te boş boru için farklı Reynolds sayılarında, Denklem (8-13)' te verilen Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü bağlılıklarından elde edilen sonuçlar ile nümerik analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Grafikler incelendiğinde, nümerik analiz sonuçlarının bağlılıklardan elde edilen sonuçlara yakınsadığı görülmektedir.

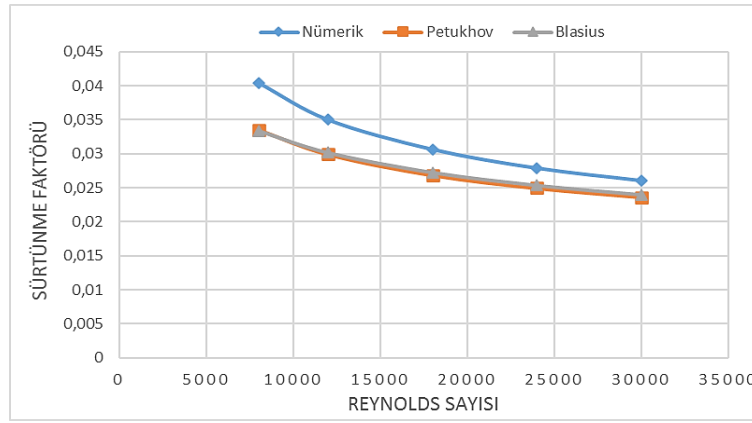
BULGULAR VE DEĞERLENDİRMELER

Boru içerisine yerleştirilen iki farklı kanatçık adım mesafesine (P=10 mm ve 20 mm) ve üç farklı kanatçık açısına ($\lambda=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$) sahip çift taraflı kanatçıklı bant tipi türbülötörlerin borudaki ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkileri üzerine yapılan nümerik çalışmalar 8000-30000 Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilmiştir. İncelemeler, türbülötör kullanılan borular ile boş borudaki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin karşılaştırılmasıyla yapılmıştır.

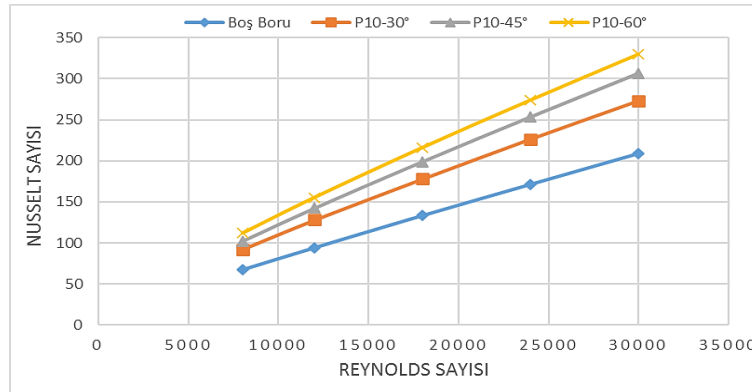
Şekil 6'da boş boru ve P=10 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülötörlerin kullanıldığı borulara ait Nusselt sayısının Reynolds sayısına ve kanatçık açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Grafikte görüldüğü üzere, tüm Reynolds sayılarında türbülötör kullanılan borulardaki Nusselt sayısı değerlerinin boş borudaki Nusselt sayısından daha yüksek olduğu görülmüştür. Kanatçıklı türbülötör kullanılan borulardan elde edilen Nusselt sayısında $30^\circ, 45^\circ$ ve 60° kanatçık açıları için boş boruya göre sırasıyla %30.64-37.88, %46.44-52.96 ve %57.55-67.09 oranlarında artış olmuştur. Türbülötörlü borular kendi aralarında karşılaştırıldığında ise en yüksek Nusselt sayısı elde edilen 60° kanatçık açısına sahip türbülötör kullanılan borulardaki Nusselt sayısının, 30° ve 45° kanatçık açısına sahip modellerin kullanıldığı borulardaki Nusselt sayısına göre sırasıyla %20.59-21.17 ve %7.58-9.23 oranlarında daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Kanatçık açısındaki artışın türbülansı teşvik ederek akışta kaotik bir yapı oluşturması ısı transferinde artışlar meydana getirmektedir. Şekil 6'da boş boruya göre Nusselt sayısındaki en yüksek artış P10- 60° (10 mm kanatçık adım mesafesi, 60° kanatçık açısı) türbülötör modelinin kullanıldığı boruda, en düşük artış ise P10- 30° türbülötör modelinin kullanıldığı boruda elde edilmiştir.



Şekil 4. Boş Boruya Ait Nusselt Sayısı İçin Nümerik Analiz Sonuçlarının Doğrulaması

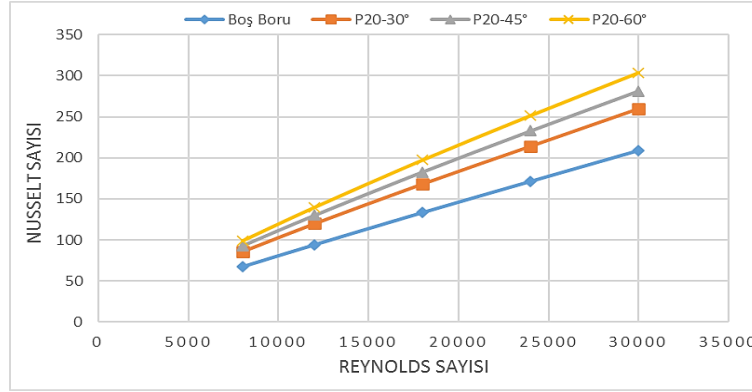


Şekil 5. Boş Boruya Ait Sürtünme Faktörü İçin Nümerik Analiz Sonuçlarının Doğrulaması



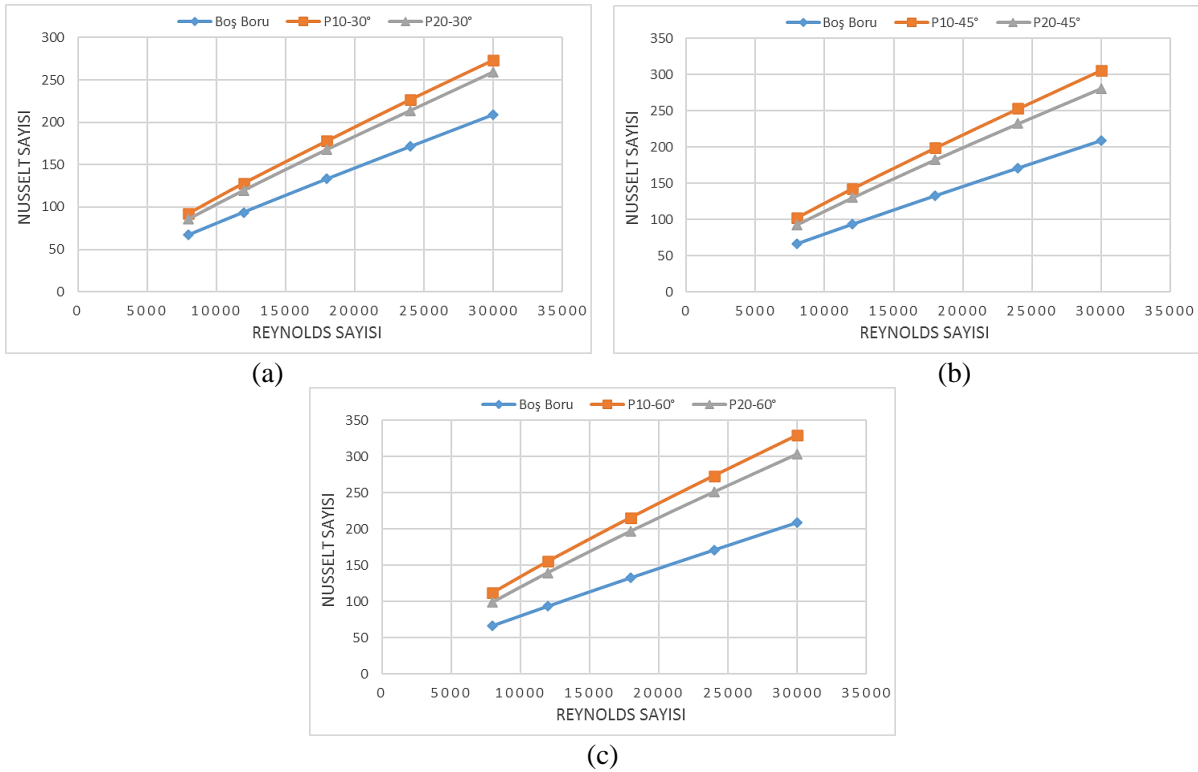
Şekil 6. P= 10 mm Kanatçık Adım Mesafesinde Nusselt Sayısının Kanatçık Açısına Bağlı Değişimi

Şekil 7'de P=20 mm kanatçık adım mesafesine ve üç farklı kanatçık açısına sahip türbülötör kullanılan borular ile boş borudaki Nusselt sayısının Reynolds sayısına ve kanatçık açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Şekil 7 incelendiğinde, türbülötör kullanılan bütün borularda boş boruya göre daha yüksek Nusselt sayısı değerleri elde edilmiştir. Türbülötör kullanılan borularda türbülötörün 30°, 45° ve 60° kanatçık açıları için elde edilen Nusselt sayısında boş boruya göre sırasıyla %24-28.48, %34.49-39.21 ve %44.92-48.42 oranlarında artış olduğu görülmüştür. P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip modellerin kullanıldığı borular incelendiğinde; 60° kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayısı, 30° ve 45° kanatçık açısına sahip türbülötör modellerinin kullanıldığı borulardaki Nusselt sayısından sırasıyla % 15.51-16.87 ve % 6.61-7.75 oranlarında daha yüksek olduğu bulunmuştur. P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülötör kullanılan borularda da kanatçık açısındaki artışın Nusselt sayısını arttırdığı görülmektedir. Boş boruya göre Nusselt sayısındaki en yüksek artış 60° kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda, en düşük artış ise 30° kanatçık açısına sahip türbülötörün kullanıldığı boruda olmuştur.



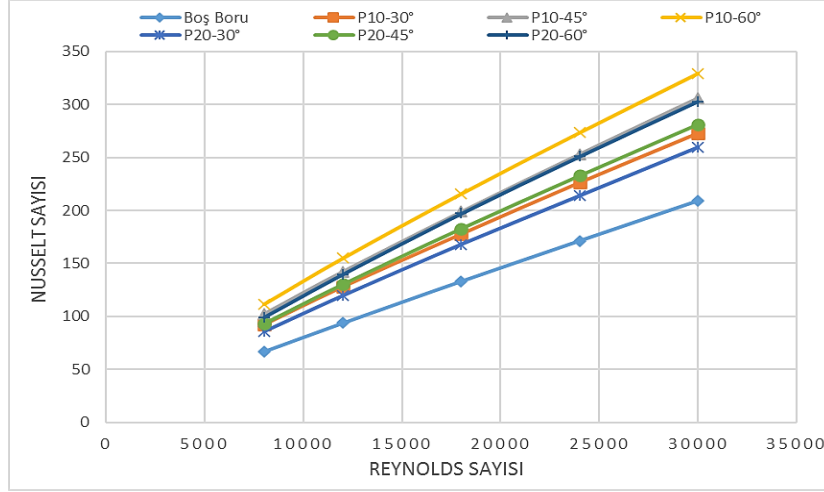
Şekil 7. P=20 mm Kanatçık Adım Mesafesinde Nusselt Sayısının Kanatçık Açısına Bağlı Değişimi

Şekil 8’de boş boru ile aynı kanatçık açısında ve farklı kanatçık adım mesafesine sahip türbülatorlerin kullanıldıkları borulara ait Nusselt sayısı karşılaştırmaları grafik üzerinde verilmiştir. Grafikler incelendiğinde, türbülatordeki kanatçık adım mesafesinin Nusselt sayısı üzerinde etkili olduğu görülmektedir. Kanatçık adım mesafesi azaldıkça kanatçık sayısının artması, akış yolunun uzamasına, türbülansın ve dönmeli akışların artmasına sebep olmaktadır. Bu durumun da ısı transferini arttırdığı tespit edilmiştir. P=10 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülatorlerin kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayısının, P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülatorlerin kullanıldığı borulardan elde edilen Nusselt sayısından 30°, 45° ve 60° kanatçık açıları için sırasıyla %5.36-7.31, %8.88-9.87 ve %8.71-12.57 oranlarında daha yüksek olduğu görülmüştür.



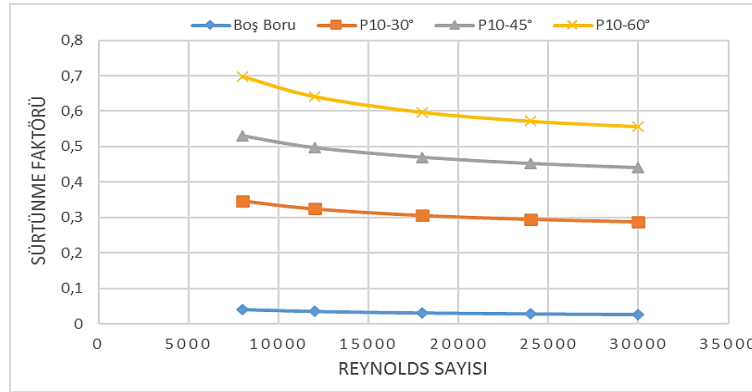
Şekil 8. Nusselt Sayısının Kanatçık Adım Mesafesine Bağlı Değişimi a. $\lambda=30^\circ$ b. $\lambda=45^\circ$ c. $\lambda=60^\circ$

Şekil 9’da boş boru ve türbülator kullanılan boruların tamamına ait Nusselt sayılarının Reynolds sayılarına göre değişimi verilmiştir. Şekil incelendiğinde, türbülator kullanılan borulardaki Nusselt sayısının bütün Reynolds sayılarında boş borudaki Nusselt sayısından daha yüksek olduğu görülmektedir. Boş boruya göre Nusselt sayısındaki en yüksek artış P10-60° türbülator modeli kullanılan boruda elde edilmiştir. Boş boruya göre en düşük Nusselt sayısı artışı ise P20-30° türbülator modelinin kullanıldığı boruda olmuştur.



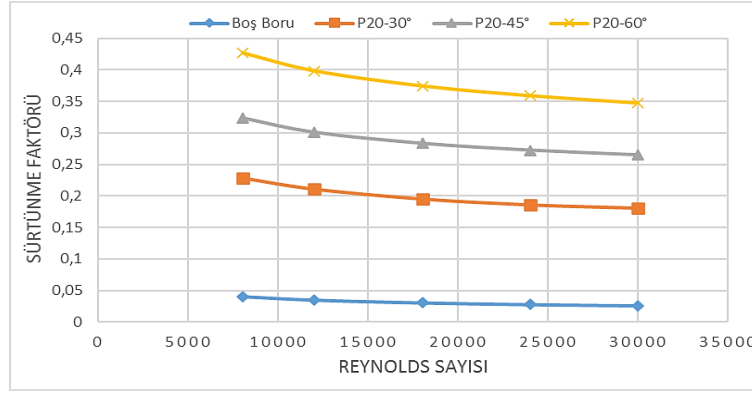
Şekil 9. Nusselt Sayısının Reynolds Sayısına Bağlı Değişimi

Şekil 10'da boş boru ve P=10 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülasyonlu borulara ait sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısına ve kanatçık açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça sürtünme faktörü değerlerinin hem boş boruda hem de türbülasyon kullanılan borularda azaldığı görülmektedir. Boş boruya göre türbülasyonlu borulardaki sürtünme faktörü değerlerinin çok daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Türbülasyonun kanatçık açısındaki artışın akışa karşı oluşan direnci arttırdığı, bu durumun da sürtünme faktöründe artışlar meydana getirdiği tespit edilmiştir. 30°, 45° ve 60° kanatçık açılarında tasarlanan türbülasyonun kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörünün, boş boruya göre sırasıyla 8.57-11.06, 13.1-16.89 ve 17.28-21.33 kat daha yüksek olduğu bulunmuştur. Çift taraflı bant tipi türbülasyonun 60° kanatçık açısına sahip modelinin kullanıldığı borudaki sürtünme faktörünün, 30° ve 45° kanatçık açısına sahip modellerin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktöründen sırasıyla %92.78-101.56 ve %26.26-31.91 oranlarında daha yüksek olduğu görülmüştür. En yüksek sürtünme faktörü değeri 60° kanatçısına sahip türbülasyon kullanılan boruda, en düşük sürtünme faktörü değeri ise 30° kanat açısına sahip türbülasyon kullanılan boruda elde edilmiştir.



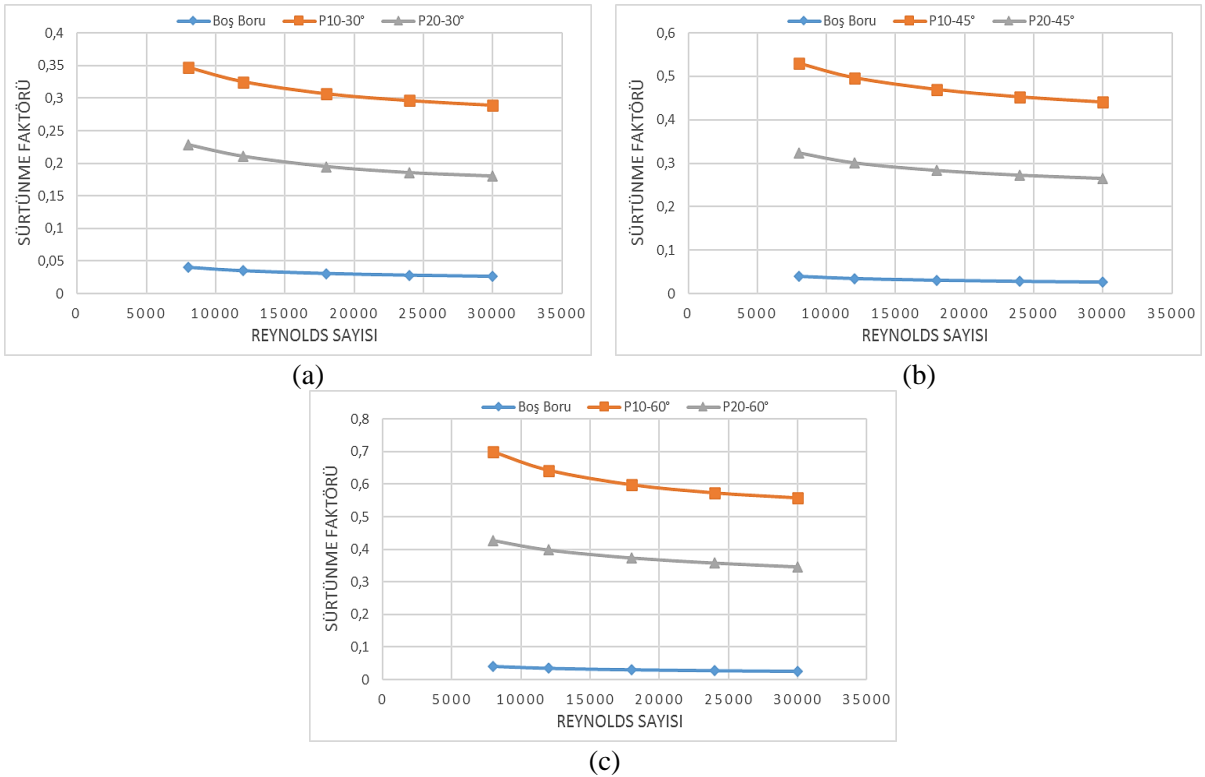
Şekil 10. P= 10 mm Kanatçık Adım Mesafesinde Sürtünme Faktörünün Kanatçık Açısına Bağlı Değişimi

Şekil 11'de boş boru ve P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülasyonlu borulara ait sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısına ve kanatçık açısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Verilen grafikte, P=20 mm kanatçık adım mesafesine ve üç farklı kanatçık açısına sahip türbülasyonların kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörü değerlerinin, boş borudaki sürtünme faktörü değerlerinden daha yüksek olduğu görülmektedir. 30°, 45° ve 60° kanatçık açılara sahip türbülasyonların yerleştirildiği borulardaki sürtünme faktörünün, boş borudaki sürtünme faktöründen kanatçık açıları için sırasıyla 5.63-6.9, 7.99-10.14 ve 10.56-13.3 kat daha yüksek olduğu bulunmuştur. P=20 mm kanatçık adım mesafesine ve 60° kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı borudaki sürtünme faktörünün, aynı kanatçık adım mesafesine ve, 30° ve 45° kanatçık açısına sahip modellerin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktöründen sırasıyla %87.23-92.65 ve %31.04-32.05 oranlarında daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, en yüksek sürtünme faktörü değerleri P20-60° türbülasyon modelinin kullanıldığı boruda, en düşük sürtünme faktörü değerleri ise P20-30° türbülasyon modelinin kullanıldığı boruda elde edilmiştir.



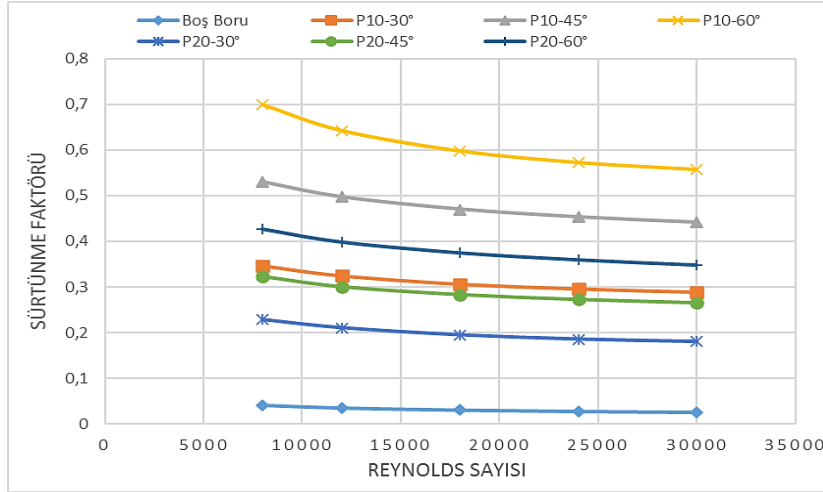
Şekil 11. P= 20 mm Kanatçık Adım Mesafesinde Sürtünme Faktörünün Kanatçık Açısına Bağlı Değişimi

Şekil 12’de türbülator kullanılan borulardaki sürtünme faktörünün kanatçık adım mesafesine bağlı olarak değişimi verilmektedir. Grafikler incelendiğinde, kanatçık adım mesafesi azaldıkça sürtünme faktörünün arttığı görülmektedir. Kanatçık sayısı arttıkça akışa karşı oluşan direncin ve türbülansın artması sürtünme faktörünü de arttırmaktadır. P=10 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülatorlerin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktörünün, P=20 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülatorlerin kullanıldığı borulardaki sürtünme faktöründen 30°, 45° ve 60° kanatçık açıları için sırasıyla %52.04-60.32, %63.79-66.51 ve %60.43-63.62 oranlarında daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.



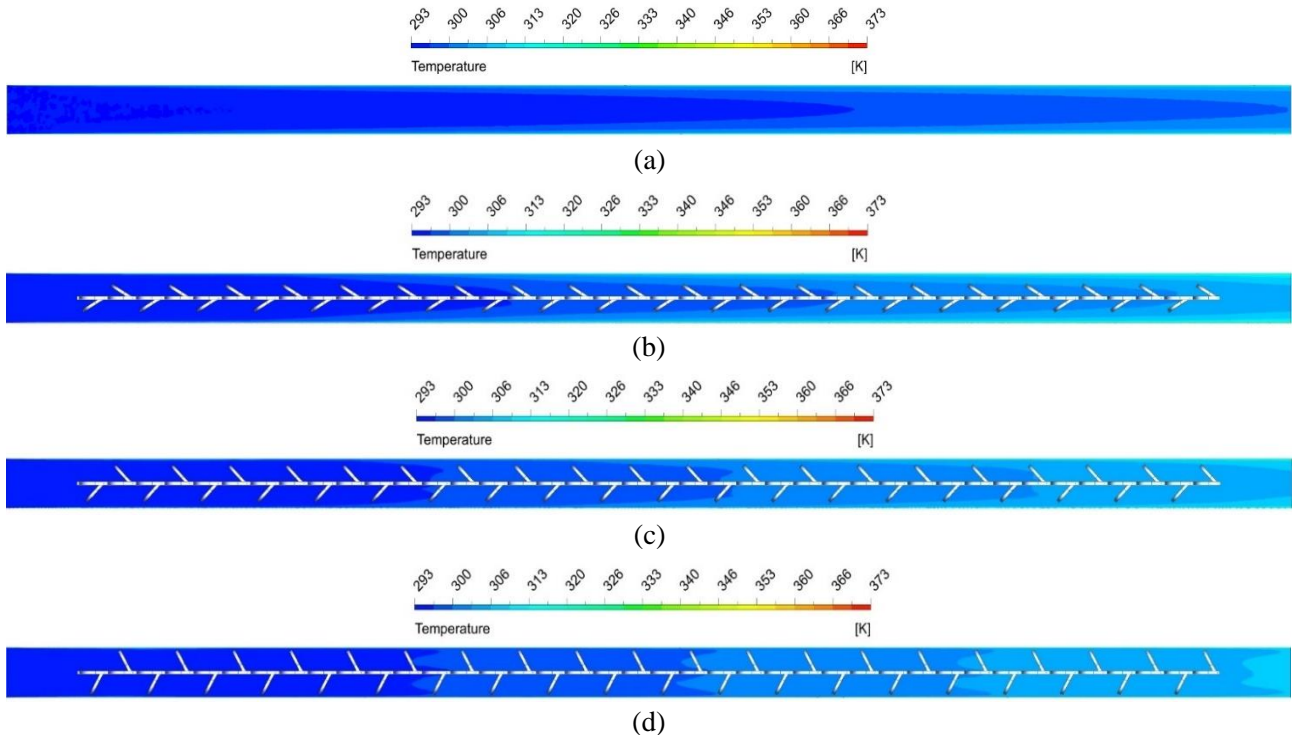
Şekil 12. Türbülator Kullanılan Borulara Ait Sürtünme Faktörünün Kanatçık Adım Mesafesine Bağlı Değişimi
a. $\lambda=30^\circ$ b. $\lambda=45^\circ$ c. $\lambda=60^\circ$

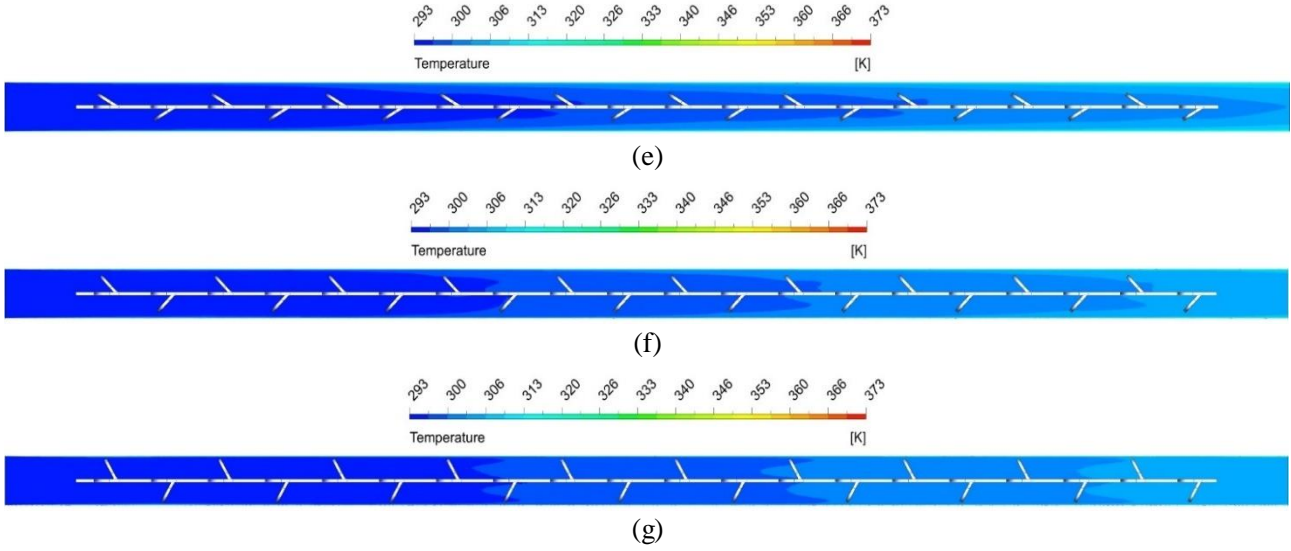
Şekil 13’te boş boru ile türbülatorlü borulara ait sürtünme faktörü değerlerinin Reynolds sayısına göre değişimi verilmiştir. Türbülatorlü borulardaki sürtünme faktörünün, analiz gerçekleştirilen bütün Reynolds sayılarında boş borudaki sürtünme faktöründen daha yüksek olduğu görülmektedir. Nusselt sayısında olduğu gibi sürtünme faktöründe de boş boruya göre en yüksek artış P10-60° türbülator modelinin kullanıldığı boruda elde edilmiştir. En düşük artış ise P20-30° türbülator modelinin kullanıldığı boruda olmuştur.



Şekil 13. Sürtünme Faktörünün Reynolds Sayısına Bağlı Değişimi

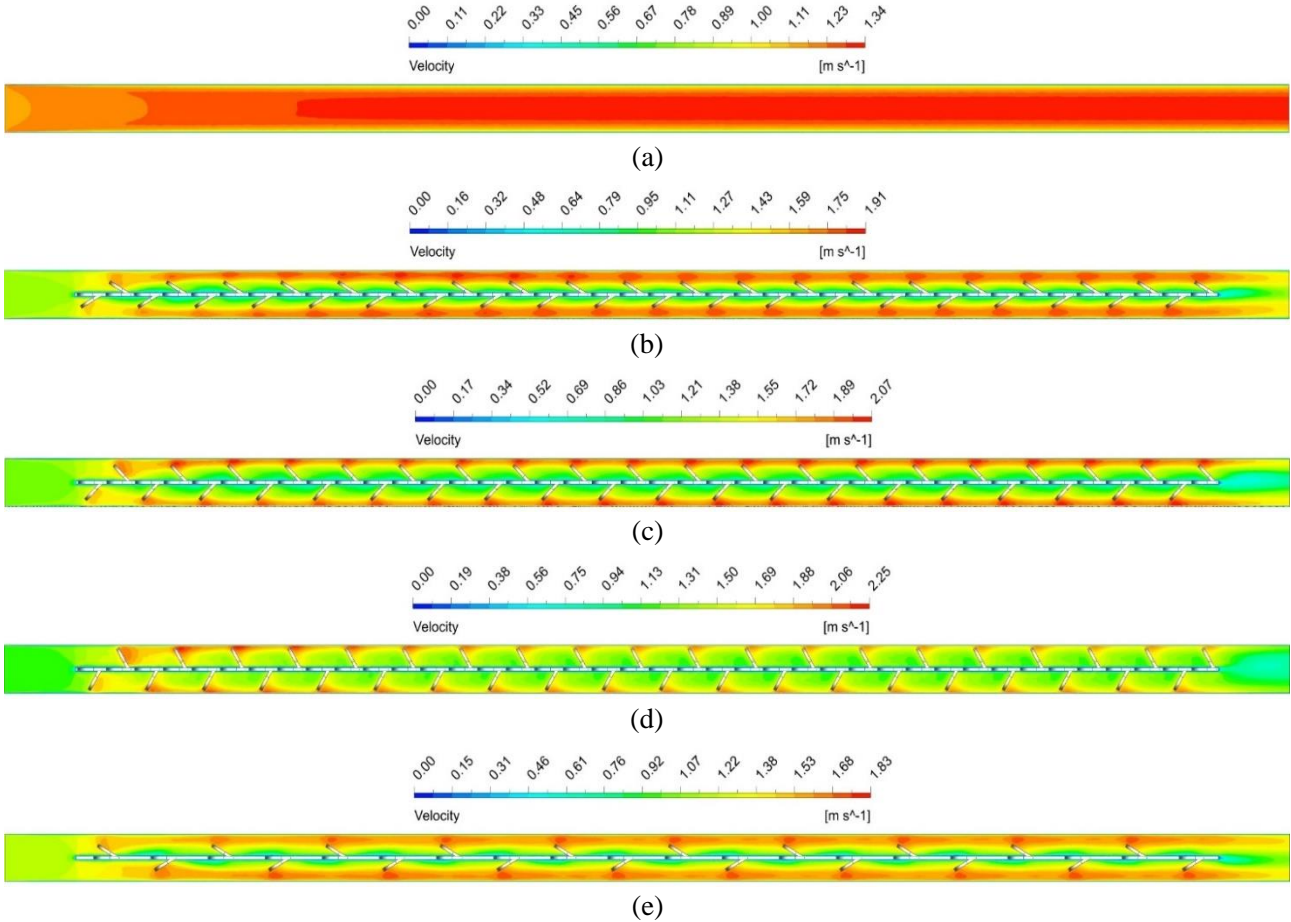
Şekil 14’te 18000 Reynolds sayısında boş boru ile türbülantörlü borulara ait boruların orta ekseninden alınan iki boyutlu sıcaklık dağılım grafiği verilmiştir. Sıcaklığa bağlı olarak akışkanı temsil eden mavi renk, boru girişinde koyuyken akışkan sıcaklığının artması nedeniyle boru çıkışına doğru daha açık bir forma geçmiştir. Suyun ısınmasıyla oluşan bu renk değişimi, boş boruda daha düzgün ve kademeli olarak gerçekleşmiştir. Türbülantör kullanılan borulardaki renk değişiminin, farklı mesafelerde ve daha dalgalı bir şekilde gerçekleştiği görülmektedir. Türbülantör kullanılan borular ile boş boru karşılaştırıldığında, türbülantörlü borulardaki renk değişiminin boş boruya göre daha kısa mesafede gerçekleştiği yani suyun boru girişine göre daha kısa mesafede ısınmaya başladığı görülmektedir. Türbülantör kullanılan borular kendi aralarında karşılaştırıldığında ise kanatçık açısı arttıkça ısı transferinin arttığı ve sudaki renk değişiminin kanatçık açısındaki artışla birlikte boru girişine daha yakın noktalarda başladığı görülmektedir. P=10 mm ve 20 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülantörlerin aynı kanatçık açısına sahip modellerinin kullanıldığı borular birbirleriyle karşılaştırıldıklarında, kanatçık adım mesafesindeki değişimin ısı transferini etkilediği ve kanatçık adım mesafesi azaldıkça suyun boru girişine göre daha kısa mesafede ısınmaya başladığı tespit edilmiştir. Boş boruya göre en iyi ısı transferi, en yüksek kanatçık ($\lambda=60^\circ$) ve en düşük kanatçık adım mesafesine (P=10 mm) sahip türbülantörün kullanıldığı boruda elde edilmiştir. En düşük ısı transferi ise P=20 mm kanatçık adım mesafesi ve $\lambda=30^\circ$ kanatçık açısına sahip türbülantör modelinin kullanıldığı boruda olmuştur.

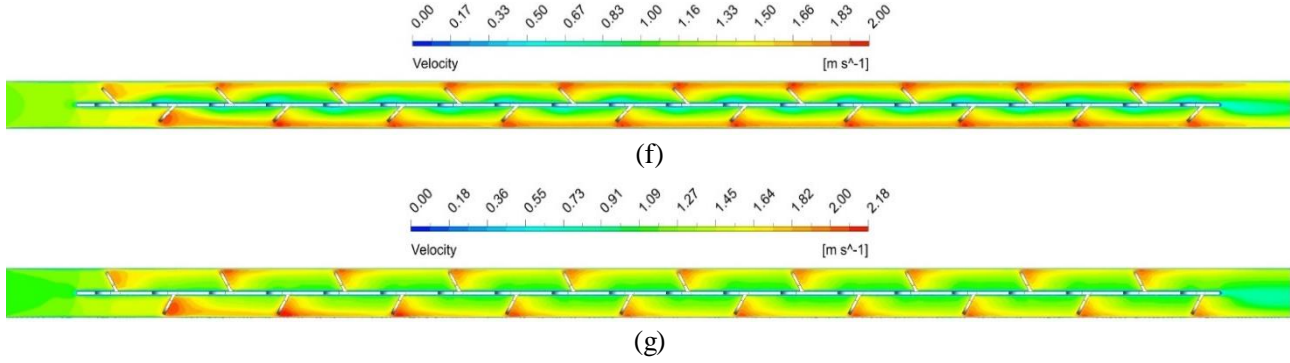




Şekil 14. Boru İçindeki Sıcaklık Dağılımları (Re=18000) a. Boş Boru b. P10-30° c. P10-45° d. P10-60° e. P20-30° f. P20-45° g. P20-60°

Şekil 15'te 18000 Reynolds sayısında boş boru ile türbülantörlü borulara ait boruların orta ekseninden alınan iki boyutlu hız dağılım grafiği verilmiştir. Boş boruya ait hız dağılımı incelendiğinde, boru içerisinde akışa karşı oluşan bir direnç olmadığı için akış hızının düzenli ve kısmen sabit olarak devam ettiği görülmektedir. Akış alanında türbülantör kullanılan borular incelendiğinde ise türbülantörün akışa karşı direnç oluşturması ve kanatçıkların akış karakteristiğine etkileri nedeniyle akışkanın hızında dalgalanmalar olduğu ve kaotik bir davranış sergilediği görülmektedir. Türbülantörlü borularda, akışkanın türbülantör yüzeylerindeki hızının düşük olduğu ancak akışkanın kanatçık uçlarına temas ettiği noktalarda hızının arttığı tespit edilmiştir. Türbülantörlü borulardaki en yüksek hız değerleri, akışkanın kanatçık uçlarına temas ettiği noktalarda elde edilmiştir.





Şekil 15. Boru İçindeki Hız Dağılımı (Re=18000) a. Boş Boru b. P10-30° c. P10-45° d. P10-60° e. P20-30° f. P20-45° g. P20-60°

SONUÇLAR

Isı değiştiricilerde akış alanına yerleştirilen türbülans oluşturmalarının etkisini araştırmak amacıyla sabit yüzey sıcaklığına sahip boru içerisine çift taraflı yarım daire kanatçıklı bant tipi türbülantörler yerleştirilerek türbülantörün ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkisi üç boyutlu olarak Ansys-Fluent paket programında incelenmiştir. İnceleme sonucunda:

1. Türbülantör kullanılan boruların tamamında boş boruya göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründe belirli bir artış meydana gelmiştir. Nusselt sayısındaki en yüksek artış, P=10 mm kanatçık adım mesafesine ve $\lambda=60^\circ$ kanatçık açısına sahip modelin kullanıldığı boruda % 67.09 olarak elde edilmiştir.
2. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığı ancak sürtünme faktörünün azaldığı görülmüştür.
3. Kanatçık adım mesafesi azaldıkça kanatçık sayısındaki artış sürtünme faktörünü ve ısı transferini arttırmıştır. Kanatçık adım mesafesi 20 mm'den 10 mm'ye azaltıldığında, 18000 Reynolds sayısı ve 30° , 45° , 60° kanatçık açıları için Nusselt sayılarında sırasıyla %7.37, %9.87 ve %12.57'e kadar artış meydana gelmiştir. Kanatçık adım mesafesinin azalmasıyla sürtünme faktöründe de 30° , 45° , 60° kanatçık açıları için %60.32, %66.51 ve %63.62'ye kadar artış olmuştur.
4. Türbülantördeki kanatçık açılarının etkileri incelendiğinde, kanatçık açısı arttıkça hem Nusselt sayısını hem de sürtünme faktörünü arttırdığı tespit edilmiştir. P=10 mm kanatçık adım mesafesine sahip türbülantörün kullanıldığı borular dikkate alındığında; 30° , 45° , 60° kanatçık açıları için boş boruya göre Nusselt sayısında sırasıyla %37.88, %52.96 ve %67.09'a kadar artış meydana gelmiştir. P=10 mm kanatçık adım mesafeli türbülantör kullanılan borulardaki sürtünme faktörünün ise 30° , 45° , 60° kanatçık açıları için boş borudaki sürtünme faktöründen 11.06, 16.89 ve 21.33 kat daha yüksek olduğu görülmüştür.

KAYNAKLAR

Bademci, N. (2017). Boru İçine Yerleştirilen Türbülantörlerin Isı Transferi ve Akış Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Batman 101s.

Bhattacharyya, S., Bashir, A. I., Dey, K., & Sarkar, R. (2020). Effect of Novel Short-Length Wavy-Tape Turbulators on Fluid Flow and Heat Transfer: Experimental Study. *Experimental Heat Transfer*, 33(4), 335-354. <https://doi.org/10.1080/08916152.2019.1639847>

Çengel, Y., Ghajar, A.J. (2015) Isı ve Kütle Transferi, Esaslar ve Uygulamalar, Vedat Tanyıldızı, İhsan Dağtekin (Çev.). Ankara: Palme Yayıncılık.

Kahraman, N., Sekmen, U., Çeper, B., & Akansu, S. O. (2008). Boru İçi Akışlarda Türbülantörlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi. *İsi Bilimi ve Tekniği Dergisi/Journal of Thermal Science & Technology*, 28(2).

Kamboj, K., Singh, G., Sharma, R., Panchal, D., & Hira, J. (2017). Heat Transfer Augmentation in Double Pipe Heat Exchanger Using Mechanical Turbulators. *Heat and Mass Transfer*, 53(2), 553-567. <https://doi.org/10.1007/s00231-016-1838-x>

Karagöz, Ş., Çiltaş, S., Yıldırım, O., & Erdoğan, S. (2019). Yatay Borularda Türbülötörlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Deneysel Araştırılması. *Erzincan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 12(1), 306-316. <https://doi.org/10.18185/erzifbed.459957>

Nalavade, S. P., Prabhune, C. L., & Sane, N. K. (2019). Effect of Novel Flow Divider Type Turbulators on Fluid Flow and Heat Transfer. *Thermal Science and Engineering Progress*, 9, 322-331. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.12.004>

Noorbakhsh, M., Zaboli, M., & Ajarostaghi, S. S. M. (2020). Numerical Evaluation of The Effect of Using Twisted Tapes as Turbulator with Various Geometries in Both Sides of a Double-Pipe Heat Exchanger. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 140(3), 1341-1353. <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08509-w>

Pardhi, C. K., & Baredar, P. (2012). Performance Improvement of Double Pipe Heat Exchanger by Using Turbulator. *International Journal of Engineering Science and Advanced Technology*, 2(4), 881-85.

Royds R. (1921): "Heat Transmission by Radation, Conduction and Convection", First Edition, Constable and Company, London.

Thejaraju, R., Girisha, K. B., Manjunath, S. H., & Dayananda, B. S. (2020). Numerical Evaluation of Thermo-Hydraulic Performance Index of a Double Pipe Heat Exchanger Using double Sided Louvered Winglet Tape. *Journal of Thermal Engineering*, 6(5), 843-857. <https://doi.org/10.18186/thermal.800267>

Vaisi, A., Moosavi, R., Lashkari, M., & Soltani, M. M. (2020). Experimental Investigation of Perforated Twisted Tapes Turbulator on Thermal Performance in Double Pipe Heat Exchangers. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 154, 108028. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2020.108028>

Yildiz, C., Biçer, Y., & Pehlivan, D. (1998). Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchangers. *Energy Conversion and Management*, 39(3-4), 331-336. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(96\)00194-X](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(96)00194-X)

Yadav, A. S. (2009). Effect of Half Length Twisted-Tape Turbulators on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics Inside a Double Pipe U-Bend Heat Exchanger. *JJMIE*, 3(1), 17-22.