

BORU İÇİ TÜRBÜLANSLI AKIŞTA DALGALI BURULMUŞ ŞERİT ELEMANLARIN ISI TRANSFERİ VE AKIŞ KARAKTERİSTİĞİ ÜZERİNE ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Effects of Wavy Twisted Tapes on Heat Transfer and Flow Characteristics in Turbulent Flows Pipes

Aziz Hakan ALTUN
Soner ÖRS

ÖZET

Bu çalışmada, boru içi türbülanslı akışlarda test borusu boyunca, eksen merkez alınarak yerleştirilen dalgali burulmuş şerit elemanların Reynolds sayısı 5000-20000 değerleri arasında ısı transferine ve basınç kayıplarına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Dairesel kesitli kanal eksenine yerleştirilerek dalgali burulmuş şerit elemanların oluşturduğu yüzeyin ve bu yüzeyin oluşturduğu türbülansın ısı transferine olumlu veya olumsuz etkileri gözlemlenmiştir. Yapılan deneysel çalışmadan elde edilen veriler; Nusselt Sayısının (Nu) ve sürtünme katsayısının (f), Reynolds Sayısına (Re) bağlı değişimleri ampirik bağlantı ve tablolar kullanılarak yorumlanmıştır. D/2 genişliğe ve 4D burulma oranına sahip dalgali burulmuş şerit elemanların D/4, D/8 olmak üzere 2 farklı genliği ve burulmalar arası 3 farklı dalga sayıları için deneyler tekrarlanmıştır. Sonuç olarak 6 farklı şerit elemanın ısı transferindeki artış, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranı belirlenmiştir. Sürtünme katsayısı değeri düz boruda 0.025 civarında iken, D/8 genlikte 0.05 ile 0.07, D/4 genlikte de 0.08 ile 0.1 aralığında olduğu belirlenmiştir. Isı transferindeki artış oranı D/8 genlikte %50 ile %106, D/4 genlikte %88 ile %144 aralığında olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Boru içi türbülanslı akış, ısı transferi arttırımı, dalgali burulmuş şerit eleman

ABSTRACT

In this study, the effects of wavy twisted tapes placed on the center of the pipe in the turbulent flows in the pipe turbulent flows, and the effects of Reynolds number 5000-20000 on heat transfer and pressure losses were investigated experimentally. The positive and negative effects of the surface formed by the wavy twisted tapes and the turbulence formed by this surface have been observed. The data obtained from the experimental study; Changes of Nusselt Number (Nu) and friction coefficient (f) due to Reynolds Number (Re) were interpreted using empirical connections and tables. The experiments were repeated for 2 different amplitudes of D / 4, D / 8 and 3 different wave numbers of wavy twisted tapes with D / 2 width and 4D twisted ratio. As a result, the increase in heat transfer, pressure drop and net recovery of 6 different tapes were determined. The friction count value was found to be 0.025 in the D / 8 amplitude and 0.08 to 0.1 in the D / 4 amplitude while it was 0.025 in the straight pipe. The rate of increase in heat transfer was determined as 50% to 106% at D / 8 amplitude and 88% to 144% at D / 4 amplitude.

Keywords: In-pipe turbulent flow, heat transfer enhancement, wavy twisted tape

1. GİRİŞ

Endüstriyel alanlarda, geri dönüşüm sistemlerinde, konutlarda, kimyasal ve gıda sanayinde birçok alanda boru tipi ısı değiştirici sistemleri kullanılmaktadır. Isı transferi iyileştirmesi, birçok araştırmacı tarafından sayısal ve deneysel olarak araştırılmış ve günümüzde de araştırmalar halen devam etmektedir. Bu çalışmalarda araştırmacıların bazıları boru girişine yerleştirdikleri çeşitli elemanların ısı transferi akış karakteristiğine etkilerini incelemişlerdir. Bunlardan Sparrow ve arkadaşları [1] boru içi türbülanslı akışta girişe yerleştirilen simetrik olmayan pervaz şeklindeki tıkama elemanların ısı transferi ve akış karakteristiğine etkilerini incelemişlerdir. Sparrow ve arkadaşları [2] yine benzer bir çalışmada bu sefer girişe yerleştirdikleri girdap elemanın ısı transferine etkisini incelemişlerdir.

Araştırmacıların birçoğu boru boyunca yerleştirdikleri çeşitli elemanların ısı transferi ve akış karakteristiğine etkilerini araştırmışlardır. Bunlardan Sethumadhavan ve Rao [3] boru içine sıkıca yerleştirdikleri telin değişen adım uzunluğu, helisel açısı ve kalınlığın ısı transferine etkilerini araştırmışlar ve genel bir korelasyon geliştirmişlerdir. Güneş S. [4], çalışmada boru içerisine yerleştirilen helisel sarılmış tellerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisini Reynolds sayısının 3514-27188 aralığında deneysel olarak araştırmıştır. Boruya helisel tel yerleştirerek deneylerini gerçekleştirmiştir. Bas ve Ozceyhan [5], yapmış oldukları çalışmada burulmuş şeritli bir girdaplı jeneratör takılı boruda akış sürtünmesini ve ısı transferi davranışını deneysel olarak incelemişlerdir. En yüksek ısı transferi artışını, 5183 Reynolds sayısına göre $c / D = 0.0178$ ve $y / D = 2$ için 1.756 olarak elde etmişlerdir. Zhang ve arkadaşları [6], ısı transferi ve akış özelliklerini deneysel olarak araştırmayı amaçlamışlardır. Deneylerinde 14 tip mikro kanat yapısı kullanmışlardır. Yükseklik, genişlik, iki kanat arası mesafe, kanat sayısına dikkat edilerek Nusselt sayısını ve sürtünme faktörünü hesaplamışlardır. Zhu ve arkadaşları [7], yapmış oldukları çalışmada düz boru içine yerleştirdikleri dalgalı şerit elemanın ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile incelemişlerdir. Analizleri ısı giriş bölgesi için Re sayısının 200-2200 arasında ve sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı altında gerçekleştirmişlerdir. Şerit elemanın ürettiği vortekslerin ısı transferi performansını arttırdığını gözlemlemişlerdir. Tamna ve arkadaşları [8], yapmış oldukları deneysel çalışmada boru içindeki bir çift burulmuş şerit eleman üzerine yerleştirilen 30° açılı V şeklinde parçaların ısı transferine etkilerini araştırmışlardır. Akışkan olarak hava kullandıkları deneyleri sabit yüzey ısı akısında Reynolds sayısı (Re) 5300 ila 24000 arasında gerçekleştirmişlerdir. Deneylerden elde ettikleri sonuçları Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısına göre açıklamışlardır. Buna göre ısı performans değerinin 1.09 ila 1.4 aralığında değiştiğini göstermişlerdir. Suri ve arkadaşları [9], yapmış oldukları çalışmada üzerinde çok sayıda kare delik açılan burulmuş şerit elemanın, ısı değiştirici boru içerisindeki Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneysel çalışmadaki Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründeki maksimum artış düz borunun sırasıyla 6.96 ve 8.34 katı olarak gözlemişlerdir. Sroysroy ve Eiamsa-ard [10], yapmış oldukları çalışmada çok kanallı burulmuş şerit elemanlı boruların ısı ve akışkan davranışlarının sayısal analizini, sabit yüzey sıcaklığı koşulu altında araştırmışlardır. Şeritlerin burulma oranı 2.0 ila 4.0 arasında, Reynolds sayısı 800-15000 arasında çalışmışlardır. Sonuç olarak maksimum ısı performans faktörünün 7.28 olduğunu, $Re=5000$, çok kanallı burulmuş şerit eleman sayısı $N=2$ ve burulma oranı 3.0 olduğunda türbülanslı akış için maksimum ısı performans faktörünün 1.04 olduğunu göstermişlerdir. Hasanpour ve arkadaşları [11], yapmış oldukları çalışmada türbülanslı akışta pasif ısı transfer yöntemlerinde kullanılan burulmuş şerit elemanların çeşitlerini inceleyerek en verimli şerit elemanı seçmek istemişlerdir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

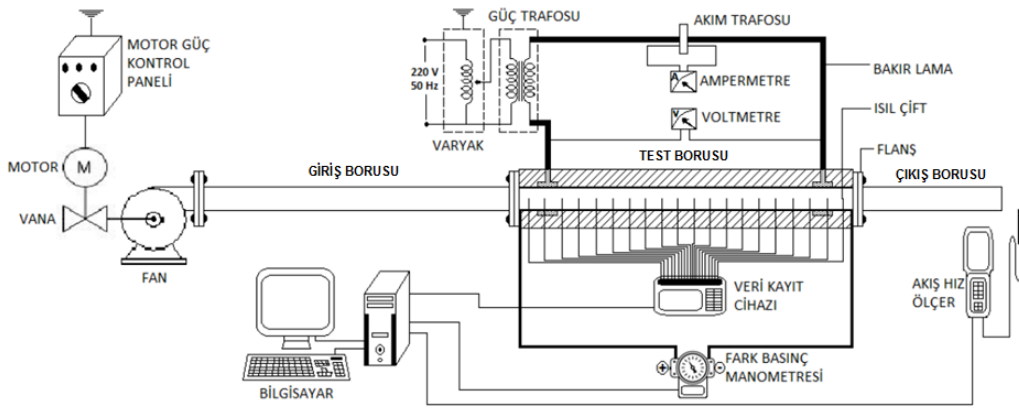
2.1. Deney Düzenegi

Çalışmada kullanılan deney düzenegi Şekil 1' de şematik olarak gösterilmiştir. Deney düzenegi giriş, test ve çıkış olmak üzere üç bölümlü bir akış borusu ve üzerindeki çeşitli ölçme cihazlarından oluşmaktadır. Her üç bölümde de iç çapı 38,4 mm, et kalınlığı 3,2 mm olan Krom-Nikel alaşım AISI 304 malzemeden dikişsiz borular kullanılmıştır. 0.75 kW ve 2800 dev/dk kapasiteli fan emilen havayı test borusuna gelişmiş akışta aktarmak için giriş borusu, 40 çap uzunluğunda tasarlanmıştır.

Fandan önce yerleştirilen şiber vana ve elektrik motoru hız kontrol cihazı ile borudan geçen hava debisi ayarlanmaktadır. Ayrıca fan motorundan kaynaklanan titreşimi önlemek için fanla giriş borusu bağlantısı, esnek kauçuk malzemeden yapılmış bir hortum ile sağlanmaktadır.

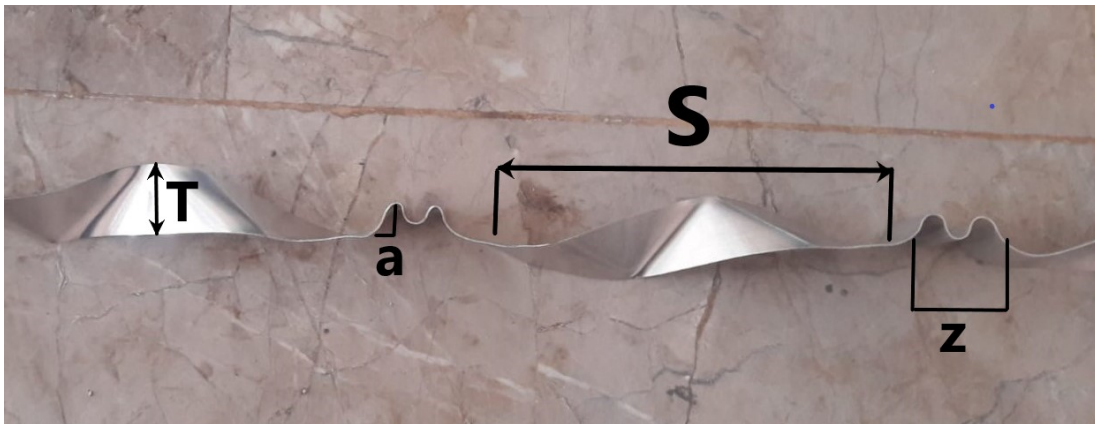
Test borusunun giriş ve çıkışında ısı kaybını azaltmak ve hava sızdırmazlığını sağlamak amacıyla flanşlar arasına bakalit conta yerleştirilmiştir. Test borusunun dış yüzeyi ısı kaybını azaltmak için ısı yalıtım malzemesi (cam yünü) ile izole edilmiştir. Test borusu, boruya doğrudan elektrik enerjisi verilmek suretiyle ısıtılmaktadır. Isıtıcı devresi 5 kW varyak ve 0-1000A ve 0-0.5V aralığında çalışabilen ampermetre ve voltmetreden oluşmaktadır. Akım test borusunun giriş ve çıkışına tutturulan kalın iletken bakır-nikel alaşımli baralar ile verilmektedir. Böylece test borusu yüzeyinin her noktasında homojen bir ısı akısı dağılımı sağlanmaktadır. Test borusuna giriş, çıkış, yalıtım üstü sıcaklığı ve test borusunun dış yüzey sıcaklıklarını ölçmek için uygun yerlere ısıçiftler yerleştirilmiştir. Burada test borusunun dış yüzey sıcaklıkları ölçmek için test borusu boyunca giriş kısmında daha sık ve çıkışa doğru daha seyrek olacak şekilde istasyon yerleri belirlenmiştir. Her istasyonda 90° açılı ve 2 adet olmak üzere toplamda 21 istasyonda 42 adet ısıçift yerleştirilmiştir. Bunun amacı girişte meydana gelen akış ayrılmasının etkisini daha hassas olarak gözlemleyebilmektir.

Test borusunda akış esnasında meydana gelen basınç farkı ise test bölgesinin giriş ve çıkışındaki basınç prizlerine bağlanan KIMO MP100 marka dijital manometre ile tespit edilmiştir. Yine deney borularından geçen havanın hızı çıkış borusunun 8 çap mesafesinde konumlandırılan TESTO 435 marka anemometre ile ölçülmüştür.



Şekil 1. Deney düzeneğinin şematik görünümü.

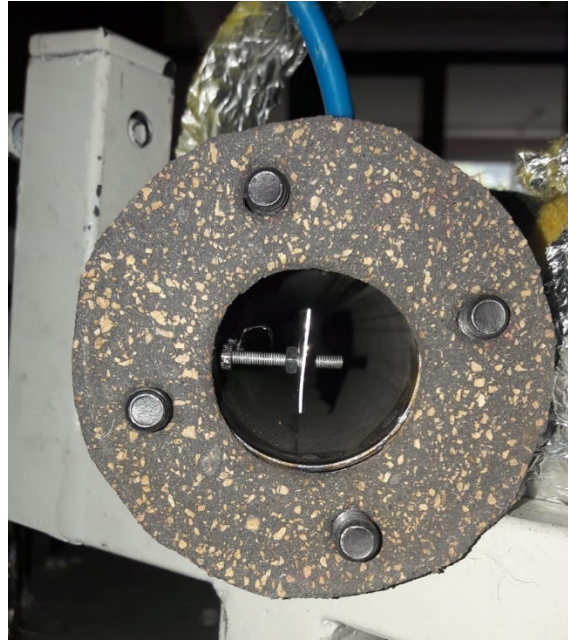
Deneylerde test borusu içerisine konumlandırılan dalgalı burulmuş şerit elemanı Şekil 2 de ve geometrik boyutları da Tablo 1'de verilmiştir. 0.6 mm kalınlığındaki Alüminyum 1050 den imal edilen şerit eleman test borusu boyunca Şekil 3 teki gibi boru boyunca yerleştirilmiştir.



Şekil 2. Dalgalı burulmuş şerit eleman ve geometrik boyutları.

Tablo 1. Dalgalı burulmuş şerit elemanların geometrik boyutları.

Şerit Elemanın Genişliği (T)	Şerit Elemanın Boyu (L) (mm)	Burulma Oranı (S)	Genlik (a)	Burulma Arası Dalga Sayısı (z)	Şerit Elemanın Adı
D/2	1680	4D	D/4	1	B1
				2	B2
				3	B3
			D/8	1	B4
				2	B5
				3	B6

**Şekil 3.** Test borusuna dalgalı burulmuş şerit elemanın yerleştirilmesi.

2.2. Deneysel Verilerin Analizi

Deneylerde ölçülen büyüklükler, test borusu ve yalıtım dış yüzey sıcaklıkları, havanın test borusuna giriş ve çıkış sıcaklıkları, ortam havası sıcaklığı, akışkan hızı, test borusu giriş çıkış basınç farkı, ısıtıcı devre akım ve gerilimidir. Buna göre yalıtım dış yüzeyinden çevreye transfer edilen ısı,

$$Q' = h'_m \cdot A' \cdot (T'_m - T_\infty) \quad (\text{W}) \quad (1)$$

yalıtım dış yüzeyinde taşınım katsayısı [12],

$$h'_m = 1.24 \cdot (T'_m - T_\infty)^{1/3} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (2)$$

test borusunun giriş ve çıkış kısımlarına doğrudan temasla verilen elektrik akımı vasıtasıyla oluşan net elektriksel güç;

$$P_{net} = \Delta V I - Q' \quad (\text{W}) \quad (3)$$



test borusuna uygulanan elektrik akımından elde edilen ısı akısı ise;

$$q = \frac{P_{net}}{\pi D_o L} \quad (\text{W/m}^2) \quad (4)$$

boru cidarının birim hacmi başına üretilen ısı miktarı;

$$\dot{q} = \frac{P}{2\pi(r_{wo}^2 - r_{wi}^2)L} \quad (\text{W/m}^3) \quad (5)$$

dış yüzey sıcaklığına karşılık gelen iç yüzey sıcaklığı;

$$T_{wi,x} = T_{wo,x} - K\dot{q} \quad (\text{K}) \quad (6)$$

Bu denklemdaki faktör, K ,

$$K = \frac{r_{wo}^2}{2k_w} \left[\ln\left(\frac{r_{wo}}{r_{wi}}\right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{wo}^2}\right) \right] \quad (\text{m}^3\text{K/W}) \quad (7)$$

hesaplanabilir.. Uzun, içi boş, cidarları içerisinde düzgün dağılmış halde ısı üretilen, ısı iletkenlik katsayısı sabit, dış yüzeyi yalıtılmış, iç yüzeyinde ise sabit bir taşınım katsayısı ile sabit sıcaklıktaki bir akışkana ısı transfer edilen bir silindirde bir boyutlu ısı iletimi analizi ile elde edilmiştir. Akışkanın ortalama yığık sıcaklığı;

$$T_b(x) = T_b(x - \Delta x) + \frac{P_{net}\Delta x}{\rho \dot{V} c_p L} \quad (\text{K}) \quad (8)$$

test borusu boyunca x aksel mesafesindeki yerel ısı taşınım katsayısı;

$$h(x) = \frac{q}{T_{wi} - T_b(x)} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (9)$$

sıcaklık gradyanı olan boyutsuz büyüklük Nusselt sayısı;

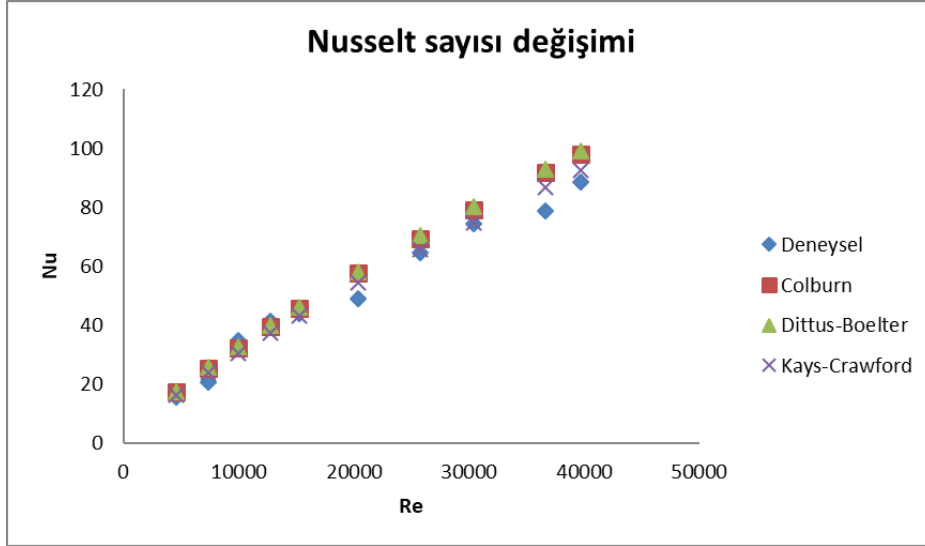
$$Nu(x) = \frac{h(x)D}{k} \quad (10)$$

test borusunun giriş ve çıkış noktaları arasındaki basınç farkı ve hava debisi yardımıyla borularda sürtünme katsayısı da Eşitlik 11 ile hesaplanabilir.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho U_m^2 \frac{L}{D}} \quad (11)$$

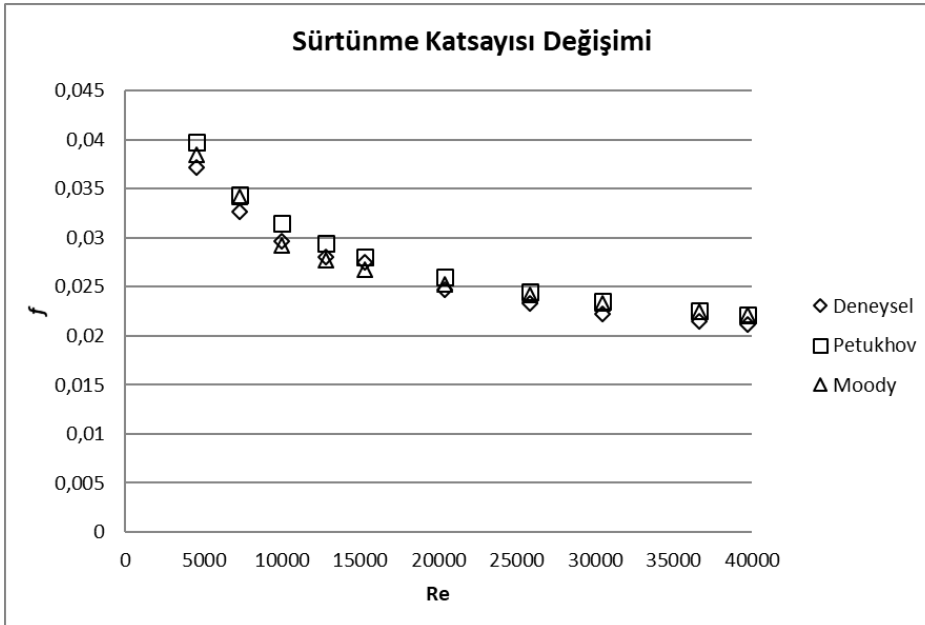
3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Boru içi akışta dalgalı burulmuş şerit elemanların ısı transferi, sürtünme katsayısı ve basınç kaybı üzerindeki etkisini incelemek amacıyla öncelikle Reynolds sayısının 5000 ile 40000 aralığında boş boru ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürde mevcut ve yaygın olarak kullanılan eşitlik ve değerlendirmelerle mukayese edilmiştir. Şekil 4'te boş boru için gerçekleştirilen deneylerden elde edilen Nusselt sayılarının, Colburn, Dittus-Boelter ve Kays-Crawford eşitlikleri ile karşılaştırılması gösterilmiştir [13]. Şekil 4 incelendiğinde deneysel sonuçlarla elde edilen Nusselt değerlerinin Reynolds sayılarıyla uyumu gösterilmiştir.



Şekil 4. Boş boru için Reynolds sayısına göre Nusselt sayısının değişimi.

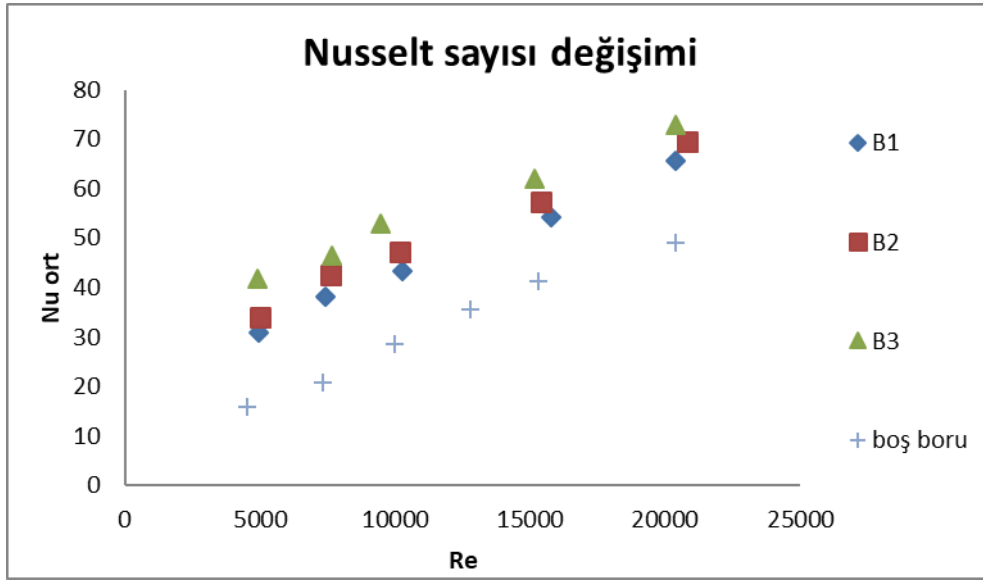
Şekil 5'te düz boru için deneysel sonuçlardan elde edilen sürtünme katsayılarının Petukhov ve Moody tarafından elde edilen eşitliklerle karşılaştırılması gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde bütün Reynolds sayıları için sürtünme katsayısı değişim eğrisinin Petukhov ve Moody'nin eşitliği ile uyum sağladığı görülmektedir.



Şekil 5. Boş boru için Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün değişimi.

D/2 genişliğinde ve 4D burulma oranına sahip dalgalı burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve akış karakteristiğine etkisini incelemek amacıyla iki farklı genlik değerleri (D/4, D/8) ve Reynolds sayısının 5000 ile 20000 aralığında değişen değerleri için deneyler tekrarlanmıştır. Sonuçlar ısı transferi için Nusselt sayıları akış karakteristiği için de sürtünme katsayıları cinsinden verilmiştir.

Şekil 6 ve Şekil 7 de Tablo 1 de isimlendirdiğimiz şerit elemanların farklı Reynolds sayılarında Nusselt değerlerinin boru boyunca değişimi gösterilmiştir. Şekiller incelendiğinde ilk çıkarılacak sonuç bütün Reynolds sayıları için Nusselt eğrilerinin benzer eğilim gösterdiğidir. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt değerlerinde artışı görülmektedir. Nusselt değerlerinin genliğe ve burulmalar arası dalga sayısına göre değişimi incelendiğinde genlik değerinin artması ve dalga sayısının fazla olması Nusselt değerlerinin arttığını göstermektedir.



Şekil 6. Boş boru, B1, B2, B3 şerit elemanların Reynolds sayısına göre ortalama Nusselt sayısı değişimi.

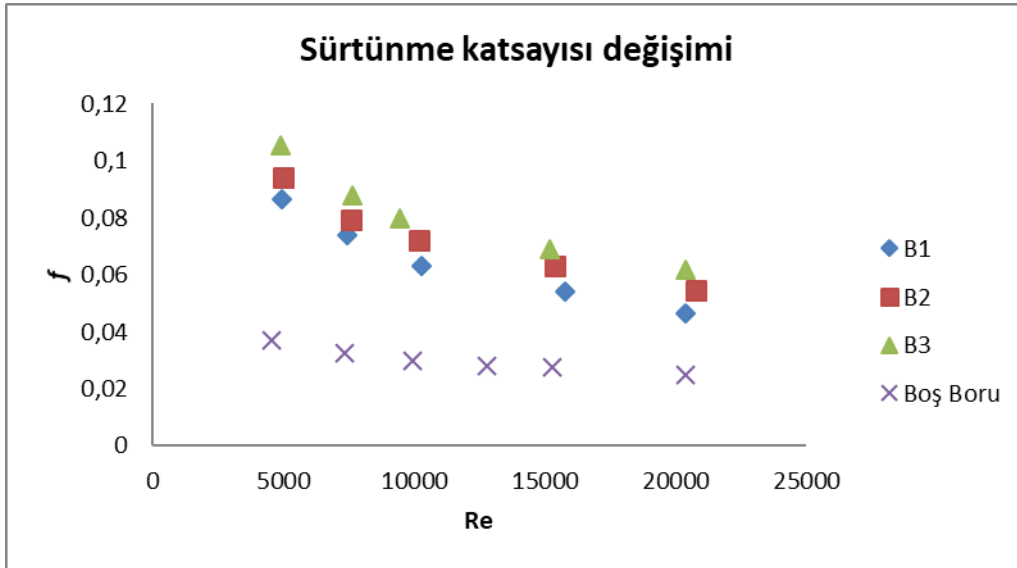
Şekil 6 'da dalgalı burulmuş şerit elemanların Reynolds sayısına göre ortalama Nusselt sayısının (Nu_{ort}) değişimi gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde, B1, B2, B3 şerit elemanlarının Nu_{ort} değerlerinin değişim eğrilerinin benzer olduğu görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça Nu_{ort} değerinin doğrusal şekilde arttığı görülmüştür. Boş boruya göre bu üç şerit eleman arasında Reynolds sayısına göre Nu_{ort} değerlerinin artışında en iyi artış B3 şerit elemanı olduğu belirlenmiştir.

Şekil 7 de dalgalı burulmuş şerit elemanların Reynolds sayısına göre ortalama Nusselt sayısının (Nu_{ort}) değişimi gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde, B4, B5, B6 şerit elemanlarının Nu_{ort} değerlerinin değişim eğrilerinin benzer olduğu görülmektedir. Reynolds sayısı arttıkça Nu_{ort} değerinin doğrusal şekilde arttığı görülmüştür. Boş boruya göre bu üç şerit eleman arasında Reynolds sayısına göre Nu_{ort} değerlerinin artışında en iyi artış B6 şerit elemanı olduğu belirlenmiştir.

Şekil 8 de dalgalı burulmuş şerit elemanların Reynolds sayısına göre Sürtünme katsayısının (f) değişimi verilmiştir. Şekil incelendiğinde B1, B2, B3 şerit elemanlar arasında burulma arası dalga sayısının (z) artması ile sürtünme katsayısı değerlerinin arttığı görülmektedir.

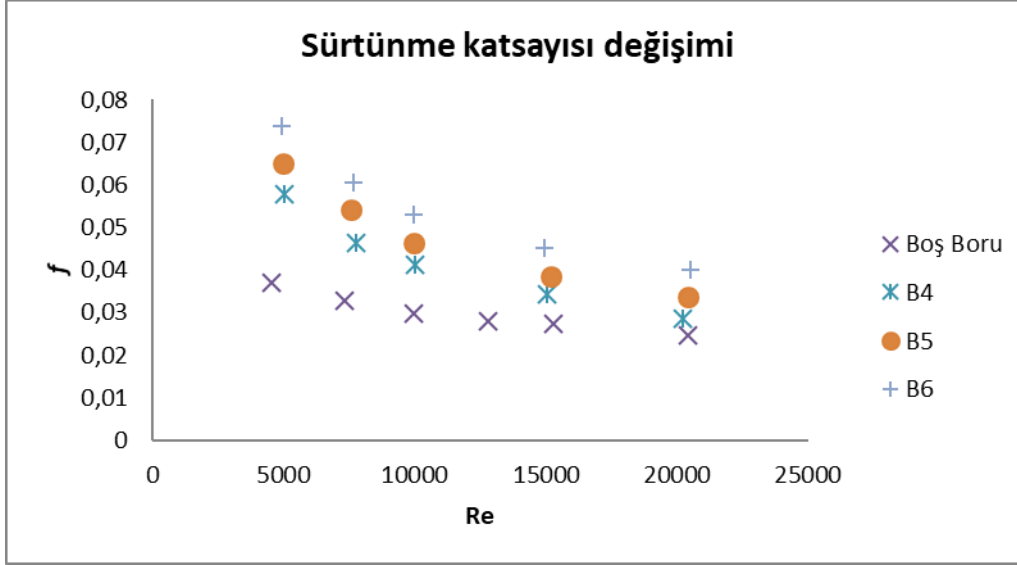


Şekil 7. Boş boru, B4, B5, B6 şerit elemanların Reynolds sayısına göre ortalama Nusselt sayısı değişimi.



Şekil 8. Boş boru, B1, B2, B3 şerit elemanların Reynolds sayısına göre Sürtünme katsayısının değişimi.

Şekil 9 da dalgalı burulmuş şerit elemanların Reynolds sayısına göre Sürtünme katsayısının (f) değişimi verilmiştir. Şekil incelendiğinde B4, B5, B6 şerit elemanlar arasında burulma arası dalga sayısının (z) artması ile sürtünme katsayısı değerlerinin arttığı görülmektedir.



Şekil 9. Boş boru, B1, B2, B3 şerit elemanların Reynolds sayısına göre Sürtünme katsayısının değişimi.

4. SONUÇ

Bu çalışmada türbülanslı akışta boru içerisine yerleştirilen dalgalı burulmuş şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme kaybına etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler farklı genlik değerleri (a), farklı dalga sayıları (z) ve farklı Reynolds sayıları için gerçekleştirilmiş, ısı transferi ve akış karakteristiklerine ekstenel dağılımları gözlenmiştir. Elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir: Genlik değeri (a) büyüdükçe ve dalga sayısı (z) arttıkça ısı transferi oranının yani Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Bu oranın, D/8 genlikte %50 ile %106, D/4 genlikte %88 ile %144 aralığında olduğu belirlenmiştir. Sürtünme faktöründeki değerleri ise, D/8 genlikte 0.05 ile 0.07, D/4 genlikte de 0.08 ile 0.1 aralığında olduğu belirlenmiştir.

SİMGELER

A: Alan (m^2)

C_p : Sabit basınçta özgül ısı ($kcal/kg^{\circ}C$)

D: Çap (m)

r: Yarıçap (m)

f: Sürtünme katsayısı ($Pa \cdot ms^2/kg$)

h: Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)

I: Elektrik akımı (A)

K: Sabit

k: Isı iletkenlik katsayısı (W/m^2)

L: Boru uzunluğu (m)

Nu: Nusselt sayısı

P: Isıtıcı gücü (W)

Q: Isı transferi (W)

q: Isı akısı (W/m^2)

\dot{Q}_i : iç ısı üretimi (W/m^3)

Re: Reynolds sayısı

T: Sıcaklık ($^{\circ}C$)

U: Akış hızı (m/s)

V: Voltaj (V)

\dot{V} : Hacimsel debi (m^3/s)

ρ : Yoğunluk (kg/m^3)



ΔP : Basınç farkı (Pa)

ΔV : Voltaj farkı (V)

Alt İndisler

b: Yiğik

i: Boru iç yüzeyinde

o: Boru dış yüzeyinde

m: Ortalama

w: Boru cidarında

x: Eksenel konum

∞ : Ortam

Üst İndisler

δ : Yalıtım dış yüzey

KAYNAKLAR

- [1] Sparrow E. M, Koram K. K. and Charmchi M., 1980, Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics Induced by a Slat Blockage in a Circular Tube, *J. Heat Transfer*, 102(1), 64-70.
- [2] Sparrow E. M., and Chaboki A., 1984, Swirl-Affected Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube, *J. Heat Transfer* 106(4), 766-773.
- [3] Sethumadhavan R. and Raja Rao M., 1983, Turbulent Flow Heat Transfer And Fluid Friction In Helical-Wire-Coil-Inserted Tubes, *Int. J of Heat Mass Transfer*, Vol. 26., No 12, 1833-1845.
- [4] Güneş, S., 2009, Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin İncelenmesi, Makina Mühendisliği Anabilimdalı Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi. Kayseri.
- [5] Bas, H., Özceyhan, V., 2012, Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 41, 51–58.
- [6] Zhang, J., Zhao, Y., Diao, Y., & Zhang, Y., (2015), An experimental study on fluid flow and heat transfer in a multiport minichannel flat tube with micro-fin structures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84, 511–520.
- [7] Zhu, X., W., Fu, Y., H., Zhao, J., Q., 2016, A novel wavy-tape insert configuration for pipe heat transfer augmentation, *Energy Conversion and Management*, 127, 140–148.
- [8] Tamna, S., Kaewkohkiat, Y., Skullong, S., Promvong, P., 2016, Heat transfer enhancement intubular heat Exchanger with double V-ribbed twisted-tapes, *Case Studies in Thermal Engineering*, 7, 14–24.
- [9] Suri, A., R., S., Kumara, A., Maithani, R., 2017, Effect of square wings in multiple square perforated twisted tapes on fluid flow and heat transfer of heat exchanger tube, *Case Studies in Thermal Engineering*, 10, 28–43.
- [10] Sroysri, A., Eiamsa-ard, S., 2017, Enhancing convective heat transfer in laminar and turbulent flow regions using multi-channel twisted tape inserts, *International Journal of Thermal Sciences*, 121, 55-74.
- [11] Hasanpour, A., Farhadi, M., Sedighi, K., 2014, A review study on twisted tape inserts on turbulent flow heat exchangers: The overall enhancement ratio criteria, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 55, 53–62.
- [12] Holman J.P., 1966, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, p. 273.
- [13] Incropera F. and Dewitt P.D., 1996, *Introduction to Heat Transfer*, John Wiley & Sons Inc, 3rd edition.



ÖZGEÇMİŞ

Aziz Hakan ALTUN

1978 Ermenek doğumlu Aziz Hakan ALTUN, Lisans eğitimini 2000 yılında, yüksek lisansını 2004 yılında ve doktora eğitiminde 2013 yılında Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde tamamlamıştır. Halen Selçuk Üniversitesi Sivil Havacılık Yüksekokulu Uçak Gövde ve Motor Bakımı bölümünde Dr. Öğr. Üyesi olarak görev yapmaktadır. Ayrıca Konya Makine Mühendisleri Odası Şube Başkanlığı görevine de devam etmektedir.

Soner ÖRS

1994 Konya doğumludur. 2016 yılında Selçuk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. Yüksek lisansına Konya Teknik Üniversitesi'nde devam etmektedir. Termodinamik ve ısı transferi alanlarında çalışmaktadır.