



Dairesel kesitli türbülans üreticilerinin ısı performansının araştırılması

Emre TURGUT

Fırat Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Elazığ
turgutmr@gmail.com ORCID: 0000-0002-1504-9080, Tel: (424) 237 00 00 (7657)

Geliş:10.01.2019, Revizyon: 15.03.2019, Kabul Tarihi: 29.04.2019

Öz

Bu çalışmada, iç içe iki borudan oluşan eş eksenli bir ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilmek üzere hazırlanan dairesel kesitli türbülatorlerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerine olan etkileri araştırılmıştır. Bu analizlere ek olarak, ısı değiştiricisinin performans analizi de yapılmış ve hem ısı transferi hem de basınç kaybı açısından bir değerlendirme gerçekleştirilmiştir. Çalışmada; türbülatorler arası mesafe, Reynolds sayısı, türbülator üzerinde bulunan delik sayısı ve delik çapı deneysel parametreler olarak seçilmiştir. Buhar kazanından elde edilen buhar, konsantrik ısı değiştiricisinin iç borusu ile dış borusu arasında meydana gelen halka boşluğa gönderilmiş ve böylece iç borunun dış yüzeyinde sabit sıcaklık şartları sağlanmıştır. Reynolds sayısı 10000 ile 42000 arasında seçilmiş ve çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Çalışma sonunda ısı transferi ve sürtünme kayıp katsayısı hesaplanmış ve hesaplanan değerler grafiklerle desteklenerek değerlendirilmiştir. Deneylelerden elde edilen sonuçlar boş boru deney sonuçları ve literatürdeki bağıntularla kıyaslanmış ve bu sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Reynolds sayısındaki artış ile beraber ısı transferi değerleri % 460, sürtünme kayıp katsayısı değerleri de % 478 civarında artmıştır. Isıl performans ise; Reynolds sayısındaki artış ile ters orantılı olarak değişim göstermiş ve gerçekleştirilen bütün deneyler için enerji tasarrufu açısından bu türbülator tasarımının uygulanabilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı değiştiricileri, ısı transferi, sürtünme kayıp katsayısı, performans analizi

Giriş

Birçok mühendislik uygulamasında kullanılan ısı değiştiricileri; farklı sıcaklıklardaki akışkanlar arasında ısı değişimini sağlayan cihazlar olarak adlandırılır. Isı değiştiricileri; gerek konut gerekse sanayide, ısıtma ve soğutma alanlarında geniş bir kullanım alanına sahiptir.

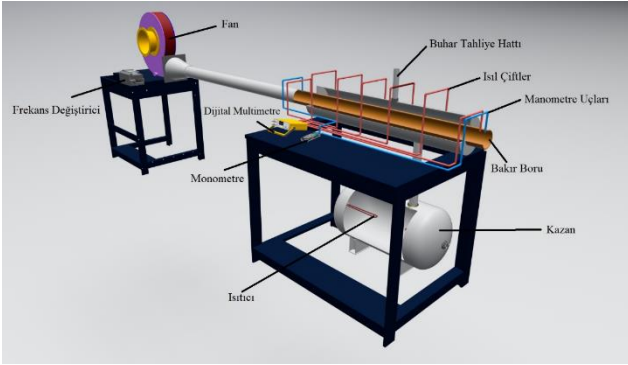
Dönmeli akış üreticileri olarak da adlandırabileceğimiz türbülatorler; solar ısıtıcılar, reaktörler, ısı değiştiricileri, soğutma ve ısıtma gibi pek çok alanda kullanılmaktadır. Türbülatorlerin ısı transferi üzerine olan yararlı etkileri ilk olarak Royds (1921) tarafından araştırılmıştır. Eimsa-ard ve diğerleri (2013) çalışmalarında bükülmüş şerit ve halka şeklinde olan türbülatorlerin birlikte kullanılmasıyla elde ettikleri bir türbülator sistemi tasarlamışlar ve ısı transferi, basınç kayıp katsayısı ve termal performansı incelemiştir. Deneyler sonucunda tasarlanan sistemin halka türbülatorlere göre ısı transferini %25, sürtünme kayıp katsayısını %82 ve termal performansı ise %6.3 oranında artırdığını bulmuşlardır. Promvonge ve diğerleri (2014) silindirik bir boru içine, değişen kalınlık, açı ve hatvede yerleştirilen halka şeklindeki türbülatorlerin bir ısı değiştiricisinin termal performansına olan etkisini incelemiştir. Acır ve Ata (2016) bir dairenin çeyrek diliminin çıkarılmasıyla elde ettikleri türbülatorleri, kendi tasarladıkları bir solar hava ısıtıcısında kullanarak ısı transferi ve basınç kaybı değerlerini hesaplamışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre ısı transferinde yaklaşık %416, basınç kaybında ise %511 değerlerine varan artışlar olduğu sonucunu bulmuşlardır. Acır ve diğerleri (2016) dairesel kesitli türbülatorleri araştırdıkları çalışmalarında, Reynolds sayısı, türbülatorler arası mesafe ve türbülator üzerindeki delik sayılarını parametre olarak belirlemişler ve bu parametrelerin ısı transferi üzerine olan etkisini incelemiştir. Isı transferinde 2.29, basınç kaybında ise 5.8 kat değerlerine varan artışlar olduğunu tespit etmişlerdir. Etghani ve Baboli (2017) kangal şeklinde bükülmüş borunun türbülator olarak kullanıldığı bir ısı değiştiricisinde; kangal adımı, soğuk ve sıcak su debileri ve boru çapı olarak belirlenen parametreleri kullanarak sayısal bir

çalışma gerçekleştirmiş ve bu değişkenlerin ısı transferi ve ekserji üzerine olan etkileri inceleyerek optimum değerleri belirlemişlerdir. Yakut ve diğerleri (2005) değişen yükseklik, hatve ve açı değerlerine sahip olan üçgen kesitli türbülatorlerin ısı transferi ve basınç kaybına olan etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Araştırmacılar, gerçekleştirdikleri Taguchi analizi ile de optimum tasarım parametrelerinin hangi seviyelerde olduğunu belirlemişlerdir. Şahin ve Demir (2008) üzerine delikler açılmış kare şeklindeki türbülatorlerin optimum tasarım parametrelerini araştırmışlardır. Parametre olarak Reynolds sayısı, kanat yüksekliği ve hatveyi kullanan araştırmacılar ısı transferi için en etkin parametrenin %90 ile Reynolds sayısı, sürtünme kayıp katsayısı için ise %97'lik oran ile kanat yüksekliği olduğunu bulmuşlardır. Kongkaipaiboon ve diğerleri (2010) bir ısı değiştiricisinde kullanılan ve üzerinde değişen sayılarda delik bulunan konik türbülatorlerin ısı transferi, basınç kaybı ve termal performansa olan etkisini incelemiştir. Üç farklı delik sayısı ve üç farklı hatvede gerçekleştirilen çalışmada Reynolds sayısı 4000 ile 20000 arasında seçilmiştir. Deneyler neticesinde, en küçük hatve ve çap oranında en yüksek ısı transferi ve basınç kaybı değerlerinin elde edildiği sonucun ulaşılmıştır. Özceylan ve diğerleri (2008) halka kesitli türbülatorlerin ısı transferi üzerine olan etkisini sayısal olarak incelemiştir. Literatürde türbülatorler ile ilgili pek çok kullanım alanı ve araştırma mevcuttur. Bunlardan bazıları kaynaklar kısmında ek olarak sunulmuştur.

Materyal ve yöntem

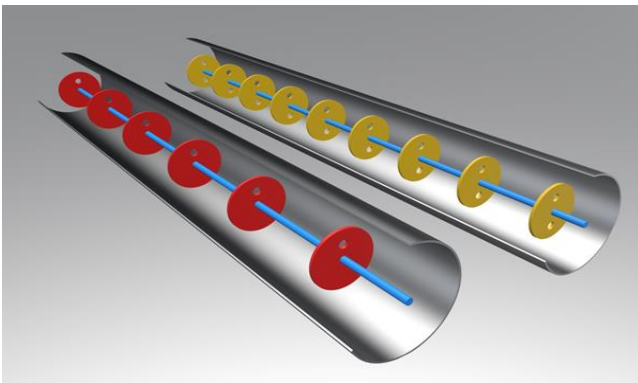
Bu deneysel çalışmada, iç içe iki silindirik borudan oluşan eş eksenli bir ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Isı değiştiricisinin iç boru malzemesi olarak, ısı iletim katsayısının yüksek olmasından dolayı bakır seçilmiştir. Bu borunun et kalınlığı 0.5 mm, iç çapı 60 mm ve uzunluğu ise 900 mm'dir. Bakır boruyu içine alan dış boru ise galvanizli sacdan imal edilmiştir. Et kalınlığı 1 mm, çapı 210 mm ve 900 mm'dir. Bakır boru ile galvanizli sac arasında oluşan halka boşluğa gönderilen buhar ile iç borunun dış yüzeyinin

sürekli olarak buhar ile temas etmesi sağlanmıştır. Bu boşlukta yoğunlaşan buhar ise sürekli olarak dış ortama atılmaktadır. Bu şekilde iç borunun dış yüzeyinde sabit sıcaklık şartları sağlanmıştır. Deneyle gerçekleştirilebilmesi için gerekli olan buhar ise 50 litre kapasiteli bir kazanda bulunan iki adet ısıtıcı vasıtasıyla karşılanmıştır. Çalışmada, akışkan olarak hava kullanılmış ve bu havanın bir fan yardımıyla içteki borudan geçirilmesi suretiyle deneyler gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneğine ait şematik görünüş Şekil 1’de sunulmuştur.



Şekil 1. Isı değiştiricisi fan ve kazandan oluşan deney düzeneği

Bu deney düzeneğinde kullanılmak üzere 35 mm çapında tasarlanan türbülötörler dairesel kesitli olup, türbülötörlere ait çizim Şekil 2’de verilmiştir.



Şekil 2. Türbülötörlerin şematik gösterimi

Deneysel çalışmadaki parametrelere ait seviyeler şöyledir: d=1 ve d=2 olmak üzere bir ve iki delik

bulunmaktadır. Delik çapları $\phi_1=0.5$ cm, $\phi_2=1$ cm ve $\phi_3=1.5$ cm olarak belirlenmiştir. Hatve (türbülötörler arası mesafe) ise $a_1=5$ cm, $a_2=10$ cm ve $a_3=15$ cm olarak seçilmiştir. Reynolds sayısı ise 10000 ile 42000 arasında değiştirilmiştir.

Deneysel çalışmada kullanılan parametreler, parametrelerin değişimleri ve sembolleri Tablo 1’de sunulmuştur.

Tablo 1. Parametrelerin seviyeleri ve semboller

Parametreler	Semboller
a1d1ç1	A1
a2d1ç1	A2
a3d1ç1	A3
a1d2ç1	A4
a2d2ç1	A5
a3d2ç1	A6
a1d1ç2	B1
a2d1ç2	B2
a3d1ç2	B3
a1d2ç2	B4
a2d2ç2	B5
a3d2ç2	B6
a1d1ç3	C1
a2d1ç3	C2
a3d1ç3	C3
a1d2ç3	C4
a2d2ç3	C5
a3d2ç3	C6

Bu çalışmada, bir rüzgârgülü kullanılarak havanın hızı belirlenmiş ve bu hız değerinden faydalanarak Reynolds sayısı hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{V_{ort} d_i}{\nu} \quad (1)$$

bu denklemde d_i iç borunun iç çapını, ν havanın kinematik viskozitesini ve V_{ort} ise havanın ortalama hızını ifade etmektedir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri ise aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$Nu = \frac{h_{ort} d_i}{k} \quad (2)$$

$$f = \frac{2\Delta P d_i}{L \rho V_{ort}^2} \quad (3)$$

Bu denklemlerde kullanılan h taşınım katsayısı ve k ise havanın ısıl iletkenlik katsayısıdır. Hava ile ilgili bütün termodinamik özellikler, havanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınarak hesaplanmıştır. İç borunun giriş ve çıkışlarına yerleştirilen dijital manometreler yardımıyla sistemde gerçekleşen basınç düşüşleri tespit edilmiştir. Ölçülen değerler Darcy eşitliğinde yazılarak 3 denklemlerle gösterilen sürtünme faktörü değerleri hesaplanmıştır.

İç borunun dış yüzey sıcaklığı; borunun giriş ve çıkışı boyunca birbirine eşit mesafede yerleştirilen 9 adet ısıl çiftten elde edilen verilerin ortalaması alınarak hesaplanmıştır.

$$T = \sum T_y / 9 \quad (4)$$

Bu çalışmada olduğu gibi sabit yüzey sıcaklığına sahip dairesel kesitli bir boruda taşınım ile olan ısı transferi logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LOSF) kullanılarak hesaplanır. LOSF değeri:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (5)$$

bağıntısı ile elde bulunur. Burada, sıcaklık farkı değerleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\Delta T_1 = T_y - T_{giris} \quad (6)$$

$$\Delta T_2 = T_y - T_{cikis} \quad (7)$$

Denklem 5'te hesaplanan sıcaklık farkı, taşınım ile olan ısı transferinin gerçekleşme sebebidir. Boruya yapılan yalıtımdan dolayı kayıpların olmadığı ve ısı ile meydana gelen ısı transferinin ihmal edilmesi kabulleri yapılabilir. Bu durumda gerçekte olan ısı transferini taşınım ile olan ısı transferine eşitleyebiliriz. Böylece ısı taşınım katsayısı olan h değeri hesaplanır. Gerçekte olan ısı transferi aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

$$Q_{gercek} = \dot{m} C_p (T_{\zeta} - T_g) \quad (8)$$

$$Q_{gercek} = Q_{tasinim} \quad (9)$$

$$Q_{tasinim} = h A LOSF \quad (10)$$

$$\dot{m} C_p (T_{\zeta} - T_g) = h A LOSF \quad (11)$$

$$h = \frac{\dot{m} C_p (T_{\zeta} - T_g)}{A LOSF} \quad (12)$$

bu şekilde ısı taşınım katsayısı hesaplanır. Burada; A içteki borunun yüzey alanı, C_p akışkanın özgül ısısı, T_g ve T_{ζ} akışkanın iç boruya giriş ve çıkış sıcaklıklarını ifade etmektedir.

Isıl performans faktörü, ısı değiştiricilerinin tasarımı yapılırken göz önünde bulundurulması gereken en önemli parametrelerden biridir. Türbülans üreticilerinin kullandığı ve kullanılmadığı (boş boru) durumlardaki karşılaştırmalar çoğu zaman ısı transfer katsayılarının aynı pompalama gücü altında karşılaştırılmasıyla yapılmaktadır.

Sabit pompalama gücü altında yapılan değerlendirmeler aşağıdaki gibidir.

$$(\dot{Q}\Delta P)_t = (\dot{Q}\Delta P)_0 \quad (13)$$

bu denklemdeki t indisi türbülantörlü durumu, 0 indisi ise boş boruyu ifade etmektedir.

Isıl performans faktörü (η) ise;

$$(f Re^3)_t = (f Re^3)_0 \quad (14)$$

$$\eta = \frac{h}{h_0} \Big|_{pg} = \frac{Nu_t}{Nu_0} \Big|_{pg} = \left(\frac{Nu_t}{Nu_0} \right) \left(\frac{f_t}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (15)$$

eşitliği ile hesaplanabilir (Eiamsa-ard ve Promvong, 2010; Güneş vd., 2010).

Uygulama ve başarımlar

Bu çalışmada; silindirik boru içerisine, boru boyunca yerleştirilen dairesel kesitli türbülötörlerin ısı transferi ve basınç kaybına olan etkisi incelenmiştir. Değişen adım, delik çapı ve delik sayısı durumlarına göre gerçekleştirilen deneyler neticesinde elde edilen sonuçlar grafiklerle desteklenerek sunulmuştur.

Tasarlanan sistemin doğruluğunun ispatlanması için, türbülötör deneylerine başlamadan önce, mevcut çalışmanın boş boru deneylerinden elde edilen ısı transferi ve sürtünme faktör sonuçlarının, literatürde bulunan bağıntılarla kıyaslanması yapılmıştır. Türbülanslı akış durumu için dairesel kesitli borulara ait olan Gnielinski, Dittus-Boelter, Petukhov ve Blasius bağıntıları aşağıda sunulmuştur:

Gnielinski bağıntısı: $3000 < Re < 5 \times 10^6$ değerleri arasında geçerlidir.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \left(Pr^{2/3} - 1 \right)} \quad (16)$$

Dittus-Boelter bağıntısı: bu bağıntı $Re \geq 10000$ değerlerinde geçerlidir.

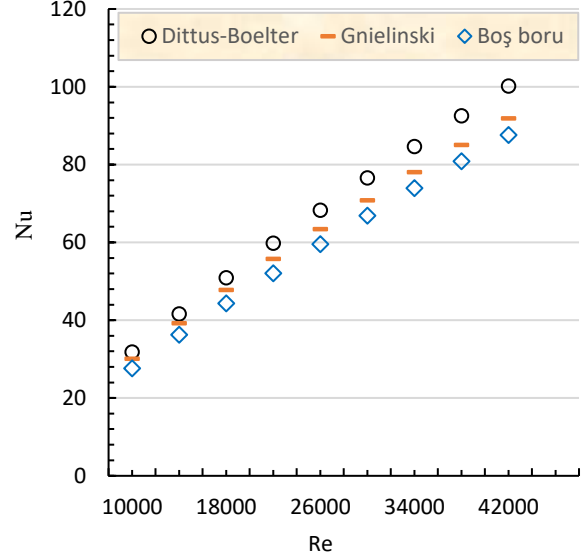
$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (17)$$

Petukhov bağıntısı: bu bağıntı $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ değerlerinde geçerlidir.

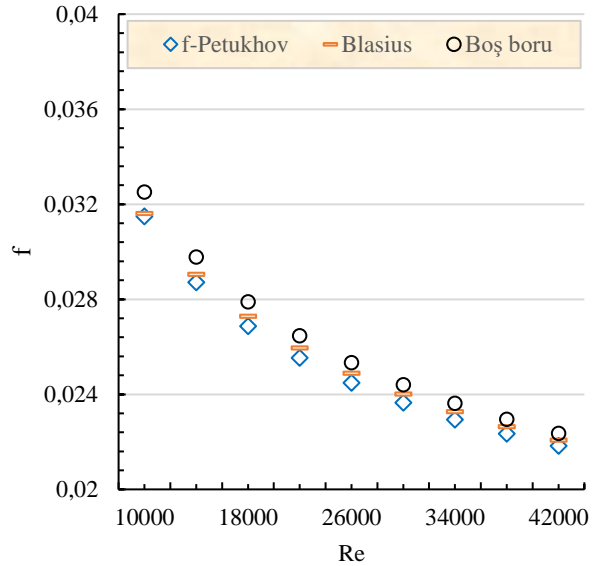
$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (18)$$

Blasius bağıntısı: bu bağıntı $Re \leq 120000$ değerlerinde geçerlidir.

$$f = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (19)$$



Şekil 3. Boş boru için Nu sayısının ampirik bağıntılarla kıyaslanması



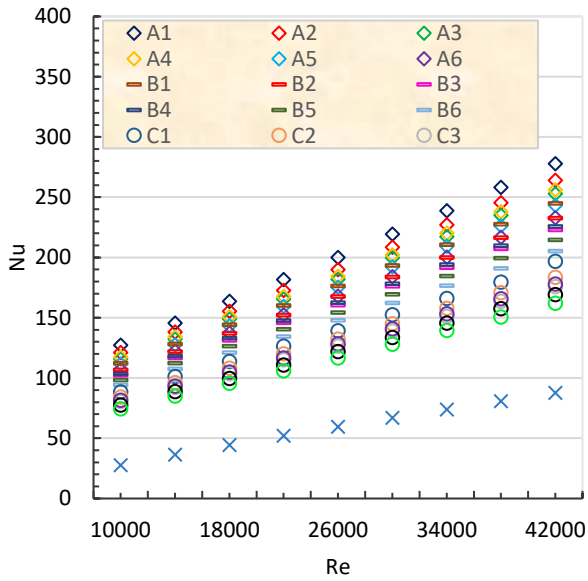
Şekil 4. Boş boru f değerlerinin ampirik bağıntılarla kıyaslanması

Şekil 3 ve 4'de bu çalışmadan elde edilen Nusselt sayısı ve sürtünme kayıp katsayısı değerlerinin,

denklemler (16)-(19) ile kıyaslanması gösterilmiştir. Kıyaslama sonucunda; deneysel verilerin, ampirik bağıntılarla (hem Nusselt sayısı Nu , hem de sürtünme kayıp katsayısı f için) aralarında yaklaşık $\pm \% 6$ sapma olduğu görülmüştür.

Deneyler, sabit yüzey sıcaklığına, sahip eş eksenli bir ısı değiştiricisinde; delik çapının üç, türbülötörler arası mesafenin (adım) üç ve delik sayısının iki kere değiştirilmesiyle gerçekleştirilmiştir.

Şekil 5’de ısı transferi verilerine ait grafik gösterim sunulmuştur. Silindirik bir borudaki türbülanslı akış durumuna ait olan bu grafik incelendiğinde ısı transferinde meydana gelen değişimler şu şekilde yorumlanabilir:



Şekil 5 Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Bu grafikte; ısı transferinin Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. Grafikten de görüldüğü üzere Reynolds sayısındaki artış ile beraber Nusselt sayısı yani ısı transferinde de önemli derecede artışlar meydana gelmiştir. A,B ve C durumlarının hepsinde de; adım sayısında ve çap değerlerinde meydana gelen artışlarla beraber ısı transferinde azalma gerçekleşmiştir. Yine bütün durumlar için; delik sayısının birden ikiye

çıkması ısı transferini olumsuz yönde etkilemiştir.

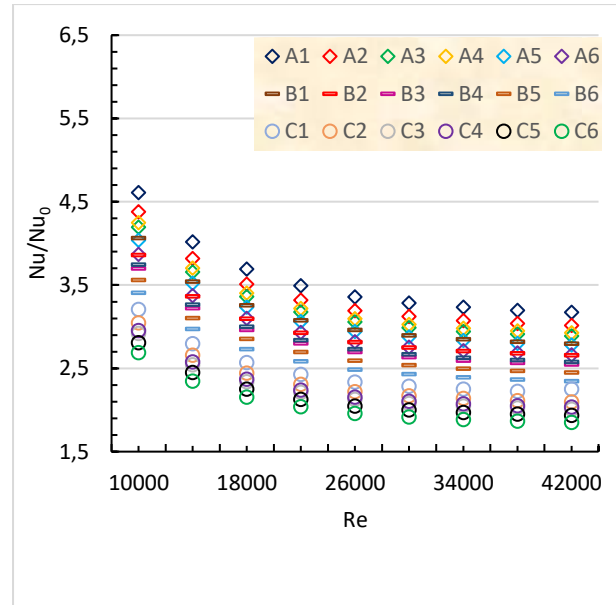
Isı transferindeki en büyük artış, parametrelerin A düzenindeki ald1ç1 seviyelerinde gerçekleşmiştir. Yani; adımın en az olduğu, delik sayısının 1 olduğu ve çapın da en küçük olduğu durumdur. Bu durumdaki artış oranları %460 ile %266 değerleri arasında elde edilmiştir.

Bütün artış oranları türbülötörlü durumun boş boruya göre kıyaslanmasıyla bulunmuştur.

B düzeninde ise ald1ç2 seviyelerinde en büyük artış oranı elde edilmiştir. A düzeninden daha düşük değerler bulunduğu bu düzenleme durumunda artış oranları %234 ile %406 arasında gerçekleşmiştir.

En düşük ısı transfer değerlerinin bulunduğu C düzenlemesinde; ald1ç3 seviyelerinde en büyük artış oranları hesaplanmış olup, bu düzenleme durumunda ısı transferindeki artış değerlerinin %185 ile %320 arasında değiştiği görülmüştür.

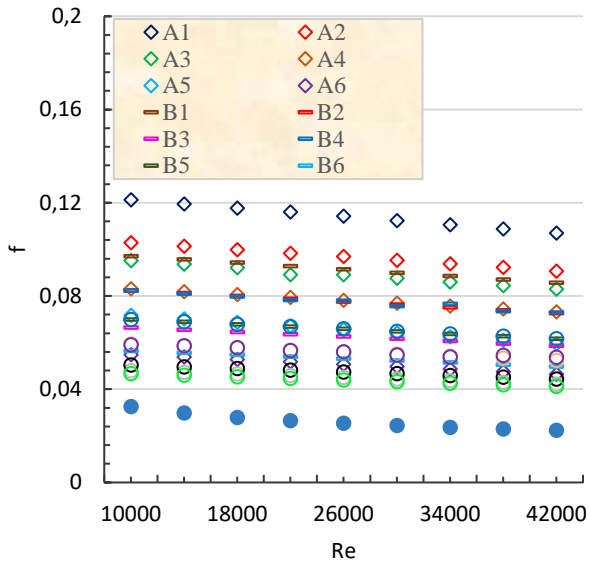
Şekil 6’da ise türbülötör deneylerinden elde edilen Nu değerlerinin boş borudan elde edilen Nu değerlerine oranı sunulmuştur. Bu da boş boruya göre ısı transferinde meydana gelen artışı ifade etmektedir.



Şekil 6. Isı transfer oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi

Bu grafikte, Nu oranlarının artan Reynolds sayısı ile birlikte düşüş eğiliminde olduğu görülmektedir. Bu düşüş Reynolds sayısının 20000 değerine kadar daha belirgin olmakta, 20000 değerinden sonra ise oldukça azalmakta ve neredeyse doğrusal bir trend almaktadır. Özellikle, 10000-20000 arasındaki Reynolds sayısı değerlerinde bu orandaki düşüş eğilimi çok daha belirgin bir şekilde görülmektedir.

A parametresine ait 6 farklı deney düzenlemesi dikkate alındığında **A1-A6** arasında bulunan 6 farklı durum için ayrı ayrı hesaplanan en büyük değerler, Reynolds sayısının 10000 olduğu durumda yaklaşık olarak 4.61 ile 3.87 ve en düşük değerler ise Reynolds sayısının 42000 değerinde 3.17 ile 2.66 aralığında elde edilmiştir. Benzer şekilde; en büyük ve en küçük değerler **B** parametresi için sırasıyla 4 ile 3.41 ve 2.8 ile 2.35; **C** parametresi için en büyük ve en düşük değerler sırasıyla 3.2 ile 2.69 ve 2.25 ile 1.85 arasında değişmiştir.



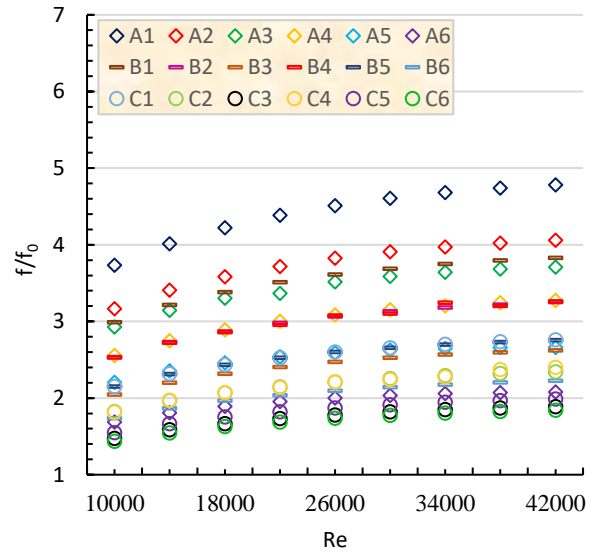
Şekil 7. Sürtünme faktörünün Reynolds sayısı ile değişimi

Gerçekleştirilen deneylerde meydana gelen basınç düşüşlerinin incelendiği grafikler Şekil 7 ve 8'de verilmiştir. Şekil 7'de, basınç düşüşünde meydana gelen değişimler sürtünme kayıp katsayısı (f) cinsinden incelenmiştir.

Isı transferinin aksine, artan Reynolds sayısı ile birlikte sürtünme kayıp katsayısında azalma meydana gelmektedir. Bu durum **A, B** ve **C** düzenleme durumlarının hepsi için geçerlidir.

Şekil 7 incelendiğinde, türbülator kullanmanın sürtünme kayıp katsayısında boş boru deney sonuçlarına göre önemli derecede artışlara neden olduğu görülmektedir. Isı transferi deney sonuçlarından farklı olarak en düşük Reynolds sayısı değerinde sürtünme kayıp katsayısı en büyük değerini almıştır. Denklem 3 incelendiğinde; sürtünme kayıp katsayısının hızın karesi ile ters orantılı olarak değişmesinin bunun sebebi olduğu açık bir şekilde görülmektedir. **A, B** ve **C** durumları için artış oranlarının sırasıyla; %478 - %168, %382 - %173 ve %275 - %143 aralığında olduğu görülmüştür.

Nu ve f açısından incelendiğinde, en büyük artış oranları; delik sayısının tek, adım sayısı ve delik çapının en küçük olması durumunda elde edilmiştir.

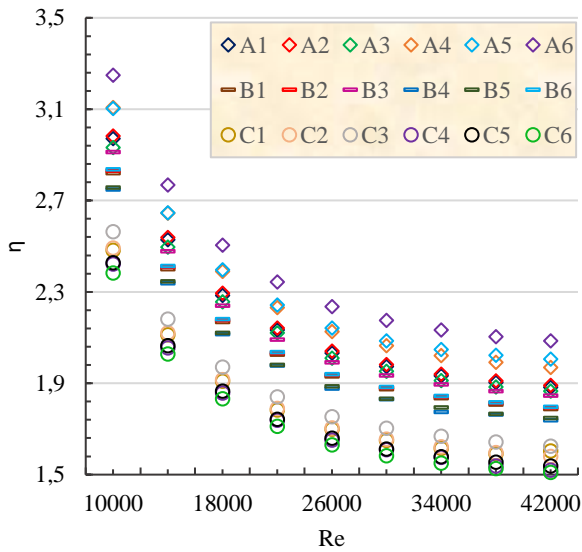


Şekil 8. Sürtünme faktörü oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 8'de sunulan grafik, türbülator kullanımıyla meydana gelen basınç düşüşünün boş boruya oranlanmasıyla elde edilen artış oranlarını ifade etmektedir. Grafik

incelendiğinde artan Reynolds sayısı ile birlikte bu oranın da arttığı görülmektedir. **A** parametresi için; **A1-A6** arasında yapılan 6 deneyden elde edilen en büyük değerler Reynolds sayısının 42000 değerinde yaklaşık olarak 4.78 ile 2.07 arasında ve en düşük değerler ise Reynolds sayısının 10000 olması durumunda 3.73 ile 1.68 değerleri arasında elde edilmiştir. Benzer şekilde; en büyük ve en küçük değerler **B** parametresi için sırasıyla 3.82 ile 2.22 ve 2.98 ile 1.73; **C** parametresi için en büyük ve en düşük değerler sırasıyla 3.2 ile 2.69 ve 2.25 ile 1.85 arasında değişmiştir.

Şekil 9'da ise sistemin ısı performansını gösteren grafik bulunmaktadır. Bu grafik Denklem 15'ten de görüleceği üzere, Şekil 6 ve Şekil 8'den elde edilen verilerin birlikte değerlendirilmesiyle oluşturulmuştur.



Şekil 9. Isıl performansın Reynolds sayısı ile değişimi

Isıl performans faktörü (η); Nusselt sayıları ve sürtünme kayıp katsayılarının sabit pompalama gücü altında birlikte ele alınarak değerlendirilmesiyle hesaplanmıştır. Bu değerlendirme neticesinde, artan Reynolds sayısı ile birlikte bütün türbülantör düzenlemelerinde ısı performans faktörünün azalma eğiliminde olduğu görülmektedir. Bu eğilim Reynolds sayısının 26000 değerine kadar daha belirgin

olmakta, 26000 değerinden sonra ise neredeyse doğrusal bir hal almaktadır.

Isıl performans faktörü, hem Nu hem de f değerlerinin boş boruya göre artış miktarlarının oranını birlikte veren bir ifade olduğundan önemli bir değerlendirme kriteridir. Net bir enerji kazancından bahsedebilmek için bu değer 1'den büyük olması gerekmektedir. Gerçekleştirilen deneylerde bütün Reynolds değerlerinde ve türbülantör düzenlemelerinde ısı performans faktörünün 1'den büyük olduğu görülmektedir.

Isıl performans faktörü en büyük değerlerine **A** düzenleme durumlarında ulaşmıştır. Bu durumlarda elde edilen değerler 3.24 ile 1.88 arasında değişmektedir. Benzer şekilde **B** ve **C** durumları için hesaplanan en büyük ve en küçük değerlerin sırasıyla; 2.91 ile 1.74 ve 2.56 ile 1.50 arasında gerçekleştiği görülmüştür.

Bu sonuçlara göre enerji tasarrufu açısından en etkin düzenleme durumunun **A** durumu olduğu açıkça görülmektedir.

Sonuçlar ve Tartışma

Bu çalışmada, eş eksenli bir ısı değiştiricisine yerleştirilen dairesel kesitli türbülantörlerin ısı transferi, basınç kaybı ve ısı performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneyler türbülantlı akış durumu için Reynolds sayısının 10000 ile 42000 değerleri arasında gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda;

1. Isı transferi açısından **A** düzenleme durumunun en iyi, **C** düzenleme durumunun ise en düşük sonuçları verdiği görülmüştür. **A** durumu için Nusselt sayısındaki artış boş boruya göre yaklaşık % 460 civarında olmuştur. Bu oran **B** durumunda %406, **C** durumunda ise %320 dolaylarında gerçekleşmiştir.
2. Sürtünme faktörü açısından en büyük artış oranları **A** düzenleme durumlarında, en düşük artış oranları ise **C** durumlarında elde edilmiştir. **A**, **B** ve **C** durumlarında boş boruya oranla

gerçekleşen en büyük artış oranlarının sırasıyla; %478, %382 ve %275 olduğu görülmüştür.

3. Isıl performans hesaplanması ile hem ısı transferi hem de basınç kayıplarının birlikte değerlendirilmesi imkânı doğmaktadır. Bu tür çalışmalarda artan ısı transferi beraberinde sürtünme kayıplarını da getirdiğinden, böyle bir analizin yapılması son derece önem arz etmektedir. Bu çalışmada ısı performans faktörünün bütün durumlarda 1'den büyük olduğu görülmüştür. Adım sayısı, delik sayısı ve delik çapındaki artışların ısı performans faktörünü azalttığı tespit edilmiştir. Bütün türbülötörler arasında en büyük artışın 3.24, en düşük artış miktarının da 1.5 olduğu sonucu elde edilmiştir.

Kaynaklar

- Acir, A., Ata, İ., (2016). A study of heat transfer enhancement in a new solar air heater having circular type turbulators, *Journal of Energy Institute*, 89, 606-616.
- Acir, A., Ata, İ., (2016). Canlı, M.E., Investigation of effect of the circular ring turbulators on heat transfer augmentation and fluid flow characteristics of solar air heater, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 77, 45-54.
- Amro, M., Weigand, B., Poser, R., Schnieder, M., (2007). An experimental investigation of the heat transfer in a ribbed triangular cooling channel, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 491-500.
- Eiamsa-ard, S., Promvonge, P., (2010). Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape, *Applied Thermal Engineering*, 30, 1673-1682.
- Eiamsa-ard, S., Konkaitpaiboon, V., Nanan, K., (2013). Thermohydraulics of turbulent flow through heat exchanger tubes fitted with circular-rings and twisted tapes, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 21, 585-593.
- Etghani, M.M., Baboli, S.A.H., (2017). Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in Shell and helical tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 121, 294-301.
- Güneş, S., Özceyhan, V., Büyükalaca, O., (2010). Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, 684-691.
- Kongkaipaiboon, V., Nanan, K., Eiamsa-ard, S., (2010). Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37, 560-567.
- Mashoofi, N., Pesteei, S.M., Moosavi, A., Dizaji, H.S., (2017). Fabrication method and thermal-frictional behavior of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger which contains turbulator, *Applied Thermal Engineering*, 111, 1008-1015.
- Özceyhan, V.; Güneş, S., Büyükalaca, O., Altuntop, N., (2008). Heat transfer enhancement in a tube using circular cross sectional rings separated from Wall, *Applied Energy*, 85, 988-1001.
- Promvonge, P., Koolnapadol, N., Pimsan, M., Thianpong, C., (2014). Thermal performance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings, *Applied Thermal Engineering*, 62, 285-292.
- Qi, Z., Chen, J., Chen, Z., (2007). Parametric study on the performance of a heat exchanger with corrugated louvered fins, *Applied Thermal Engineering*, 27, 539-544.
- Royds, R., (1921). Heat transmission by Radiation. Conduction and Convection, *First Edition Company*, London, 191-201.
- Saha, S.K., Dutta, A., Dhal, S.K., (2001). Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 4211-4223.
- Saraç, B.A., Bali, T., An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of decaying swirl flow through a circular pipe with a vortex generator, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32, 2007, pp. 158-165.
- Şahin, B., Demir, A., (2008). Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins, *Applied Thermal Engineering* 28, 621-632.
- Tandıroğlu, A., Ayhan, T., Energy dissipation analysis of transient heat transfer for turbulent flow in a circular tube with baffle inserts, *Applied Thermal Engineering*, 26, 2006, pp.178-185.
- Yakut, K., Şahin, B., Çelik, C., Alemardoğlu, N., Kurnuç, A., (2005). Effects of tapes with double-sided delta winglets on heat and vortex characteristics, *Applied Energy* 80, 77-95.

Investigation of the thermal performance of circular cross-sectional turbulence generators

Extended abstract

Rapid depletion of fossil energy sources is one of the most important problems of the 21st century. Reasons such as energy demand caused by the increasing population and external dependence on energy have led scientists to design systems that are more efficient. The heat exchangers, which are the subject of this study, have a very wide usage area in both heating and cooling areas, houses and industry.

One of the methods used to increase heat transfer in heat exchangers is to use a turbulator. Increases in heat transfer are achieved with the use of turbulators. Thus, more efficient systems can be designed. However, the increase in heat transfer causes increase in pressure losses. For this reason, it is necessary to conduct the analyses by evaluating the increases in both heat transfer and pressure losses. In this study, heat transfer and pressure loss were evaluated together.

There are many researches to increase the heat transfer by changing turbulator geometries. The purpose of these researchers; In addition to increasing the heat transfer, it is aimed to prevent the increase in pressure losses and to develop more effective systems. In addition, the designed turbulators to be easily removed and installed in heat exchangers is one of the parameters to be considered.

In this study, a coaxial and parallel flow heat exchanger is used. The heat transfer, pressure loss and thermal performance of the designed turbulators were investigated. A steam boiler was produced for the experiment. The steam supplied from this boiler was sent to the space between the inner and outer pipe of the heat exchanger. Thus, constant temperature conditions were obtained on the outer surface of the inner tube. The air required for the experiments is provided with a fan.

In order to carry out the experiments, turbulators with circular cross sections were designed and these turbulators were placed in the inner pipe of the heat exchanger at intervals of 5, 10 and 15 cm. The number of holes on the turbulators was determined as 1 and 2 and the hole diameters were chosen as 0.5, 1

and 1.5 cm. The experiments were carried out between 10000 and 42000 Reynolds number. distance between the turbulators. In case A, the smallest value of the hole diameter (0.5 cm) was kept constant and other parameters changed. In the same way, the second value of the hole diameter (1 cm) was kept constant in the B state, and in the case of C, the third and maximum values of the hole diameter (1.5 cm) were kept constant and analyzes were made by changing the other parameters.

As a result of the experimental study, it has been observed that the state of A has the best results in terms of heat transfer. In the case of C, the lowest results were obtained. The highest rates of increase in cases A, B and C were 460%, 406% and 320%, respectively.

The highest rates of increase in friction factor were found in cases A and the lowest rate of increase in C cases. In the cases of A, B and C, the highest increase rates compared to the empty pipe were found as 478%, 382% and 275%, respectively.

The thermal performance factor value obtained by dividing the rate of increase in heat transfer by the increase in pressure loss is a very effective criterion for evaluation. In all experiments, thermal performance values were found to be greater than 1. As a result of the analysis, it has been shown that the thermal performance factor has the highest value of 3.24 and the lowest value of 1.5.

Keywords: Heat exchanger, heat transfer, friction factor, performance analysis