

Dairesel Kesitli Türbülans Üreticilerinin Etkinlik ve Ekserji Analizi

Emre TURGUT*

*Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Elazığ, Türkiye
turgutmr@gmail.com

(Geliş/Received: 29/03/2019;

Kabul/Accepted: 29/04/2019)

Öz: Bu çalışmada, yatay konumlu ve eş merkezli bir ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilen dairesel kesitli türbülantörlerin, ekserji kaybı ve etkinlik üzerine olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler; türbülantörler arası mesafenin ($a=5$ cm, 10 cm ve 15 cm), delik çapının ($\phi=0.5$ mm, 1 mm ve 1.5 mm), delik sayısının 1 ve 2 adet olması durumu için ve Reynolds sayısının 10000 ile 42000 arasında değiştirilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Deneylerin yapılabilmesi için gereken buhar bir kazandan elde edilmiş ve ısı değiştiricisinin iki borusu arasındaki boşluğa gönderilerek iç borunun dış yüzeyinin buhar ile temas etmesi sağlanmış ve bu şekilde yüzeyde sabit sıcaklık şartı elde edilmiştir. Çalışma sonunda değişen durumlar için; entropi üretim oranı, ekserji ve etkinlik değerleri değerlendirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Ekserji, etkinlik, entropi üretimi, ısı değiştiricileri

Efficiency and Exergy Analysis of a Circular Cross-Section Turbulence Generators

Abstract: In this study, the effects of circular cross-section turbulators placed in the inner pipe of a concentric heat exchanger on exergy loss and efficiency were investigated experimentally. The parameters were chosen as the distance between the turbulators ($a = 5$ cm, 10 cm and 15 cm), the hole diameter ($d = 0.5$ mm, 1 mm and 1.5 mm), the number of holes and the Reynolds number (10000-42000). Air was used as working fluid. The steam required for carrying out the experiments was obtained from a boiler and sent to the space between the two pipes of the heat exchanger to allow the outer surface of the inner tube to come into contact with the steam, thereby achieving a constant temperature at the surface. At the end of the study; entropy production rate, exergy and efficiency values were evaluated.

Key words: Exergy, efficiency, entropy generation, heat exchangers

1. Giriş

Enerji ihtiyacımızın büyük bölümünü karşılayan fosil kökenli enerji kaynaklarının yakın gelecekte tükenerek olması, enerji dönüşümlerinde karşılaşılan güçlükler ve enerjinin verimli kullanılmaması çağımızın en büyük sorunlarından biridir. Enerji üretimi kadar, enerjinin nasıl elde edildiğinin ve enerjinin elde edildiği sistemlerin verimlerinin de dikkate alınması gerekmektedir. Gerek ısıtma gerekse soğutma olsun sanayide pek çok sistemde, farklı sıcaklıktaki iki ya da daha fazla akışkan arasında ısı geçişinin sağlandığı ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerinin tasarımı kadar ısı değiştiricilerinin performanslarını artıran farklı yöntemlerin kullanılması da büyük önem taşımaktadır. Bu yöntemlerden biri de ısı değiştiricilerinde türbülantör kullanımıdır. Dönmeli akış üreticileri olarak da adlandırabileceğimiz türbülantörler; solar ısıtıcılar, reaktörler, ısı değiştiricileri, soğutma ve ısıtma gibi pek çok alanda kullanılmaktadır. Literatürde bu konu üzerine yapılmış pek çok araştırma mevcuttur [1-10].

Isı değiştiricilerinin termodinamik analizleri genellikle enerjetik açıdan yapılmaktadır. Oysa bu analizlerle beraber ekserji analizlerinin de gerçekleştirilmesi durumunda sistemler üzerinde yapılması gereken düzenleme ve iyileştirmeler tespit edilebilmekte, daha verimli sistemlerin tasarlanabilmesi olanağı doğmaktadır [11]. Günümüzün en büyük sorunlarından birinin enerji konusu olduğu düşünülürse ekserji analizi bu açıdan son derece büyük önem taşımaktadır ve bu sebeple de pek çok farklı alanda uygulanmaktadır [12-18].

Etghani ve Baboli [19] kangal şeklinde bükülmüş borunun türbülans üreticisi olarak kullanıldığı bir ısı değiştiricisinde Taguchi yaklaşımını incelemişlerdir. Dört adet parametrenin (kangal adımı, soğuk ve sıcak suyun debisi ve boru çapı) kullanıldığı çalışmada hem ısı transferi hem de ekserji açısından optimizasyon yapılmıştır. Amirahmadi ve diğ. [20] trapezoidal bir kanala yerleştirilen türbülantörlerin ısı ve ekserji transfer karakteristiklerini incelemişlerdir. Çalışmalarında Reynolds sayısı 400 ile 1600 arasında seçilmiş ve kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerini nümerik olarak çözmüşlerdir. Alimoradi [21] çalışmasında gövde borulu bir ısı değiştiricisi kullanmıştır. Helisel olarak bükülmüş bir borunun kullanıldığı ısı değiştiricisinde zorlanmış taşınım

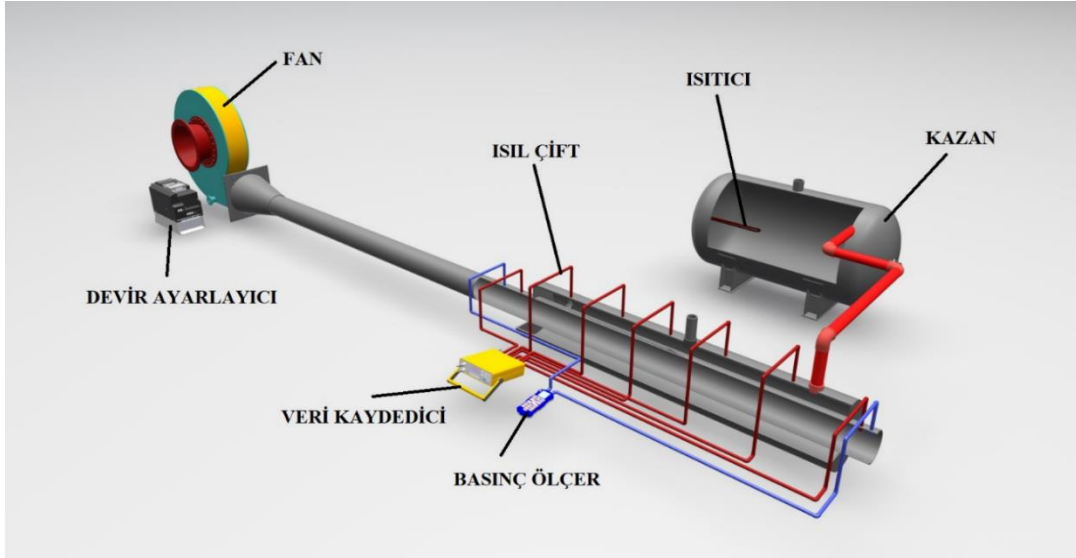
* Sorumlu yazar: turgutmr@gmail.com. Yazarın ORCID Numarası: 0000-0002-1504-9080

koşullarındaki ekserji etkinliğini incelemiş ve deneysel parametreler olarak da akışkanın giriş sıcaklığı, helis sayısı ve helis çapında meydana gelen değişimleri araştırmıştır. İpek ve diğ. [22] tasarladıkları kompakt ısı değiştiricisindeki ekserji kaybını deneysel olarak incelemişlerdir. En yüksek ekserji kayıp değerinin 7.6 kW, en düşük ekserji kayıp değerinin ise 4.65 kW olduğu sonucunu elde etmişlerdir. Dizaj ve diğ. [23] ondüleli olarak tasarlanan gövde borulu bir ısı değiştiricisindeki ekserji analizini incelemişlerdir. Dış borunun ve iç borunun ondüleli olması ve olmamasına göre gerçekleştirilen çalışmada; konkav ve konveks durumlar göz önüne alınmıştır. İç ve dış borunun ondüleli olması durumunda ekserji kaybı ve NTU değerlerinde sırasıyla %17-81 ve %34-60 oranlarında bir artış olduğu görülmüştür. En fazla ekserji kaybının konveks ondüleli iç boru ve konkav ondüleli dış boru durumunda olduğu sonucunu elde etmişlerdir..

Bu çalışmada, farklı çaplarda ve yerleşim düzeninde tasarlanarak, ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilen dairesel kesitli türbülatorlerin entropi üretimi, ekserji ve etkinlik üzerine olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

2. Materyal ve Metot

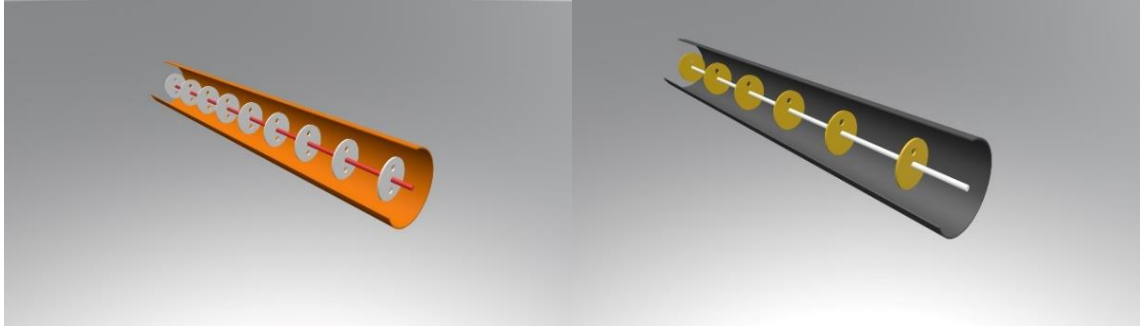
Bu deneysel çalışma için tasarlanan sistem, eş merkezli iki borudan oluşan bir ısı değiştiricisidir. Değiştiricinin iç ve dış borularında sırasıyla bakır ve galvanizli sac kullanılmıştır. Galvanizli sac 900 mm uzunluğunda, 210 mm çapında ve 1 mm et kalınlığında; bakır boru ise 900 mm uzunluğunda, 60 mm çapında ve 0.5 mm et kalınlığında seçilmiştir. Deneysel tasarıma ait şematik görünüş Şekil 1’de verilmiştir.



Şekil 1. Deneysel düzeni

Üretilen buhar galvanizli sac ile bakır boru arasındaki boşluğa gönderilmiş ve dış boru üzerine yerleştirilen bir vana ile atmosfere açılmıştır. Ayrıca dış boru üzerinde yoğunlaşan buharın sistemden atıldığı bir vana da bulunmaktadır. Bu şekilde bakır borunun dış yüzeyinde sabit sıcaklık oluşturulmuştur. Çalışma için gerekli olan buhar 50 litre kapasiteli bir kazana yerleştirilen iki adet ısıtıcı ile elde edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmış ve bu hava üfleme bir fan ile sağlanmıştır. Havanın değiştiriciye girdiği yerde hızını ölçmek için bir hızölçer ve iç boruda meydana gelen basınç düşüşlerinin ölçmek için de borunun giriş ve çıkış noktalarındaki basınç farklarını ölçen bir dijital manometre kullanılmıştır.

Deneysel çalışmada kullanılan türbülatorlere ait çizim Şekil 2’de sunulmuştur. Tablo 1’de ise bu deneysel çalışmanın gerçekleştirilebilmesi için seçilen parametreler, parametrelerin seviyeleri ve her bir deney için belirlenen semboller yer almıştır.



Şekil 2. Türbülatoörlere ait şematik gösterim

Çalışmada kullanılacak parametreler ve bu parametrelere ait seviyeler şu şekildedir: delik çapı $d_1=0.5$ cm, $d_2=1$ cm ve $d_3=1.5$ cm, türbülatoörlere arası mesafe (hatve) $h_1=5$ cm, $h_2=10$ cm ve $h_3=15$ cm, 1 ve 2 adet olmak üzere 2 farklı delik sayısı ve 10000 ile 42000 değerleri arasında 9 farklı Reynolds sayısı.

Tablo 1’de yer alan 18 adet deney tasarımı, 9 farklı Reynolds sayısı değeri için ayrı ayrı yapılarak deneyler gerçekleştirilmiş ve yorumlar tabloda yer alan semboller dikkate alınarak yapılmıştır.

Tablo 1. Parametrelere ait seviye ve semboller

Parametreler	Semboller
$h_1s_1d_1$	A1
$h_2s_1d_1$	A2
$h_3s_1d_1$	A3
$h_1s_2d_1$	A4
$h_2s_2d_1$	A5
$h_3s_2d_1$	A6
$h_1s_1d_2$	B1
$h_2s_1d_2$	B2
$h_3s_1d_2$	B3
$h_1s_2d_2$	B4
$h_2s_2d_2$	B5
$h_3s_2d_2$	B6
$h_1s_1d_3$	C1
$h_2s_1d_3$	C2
$h_3s_1d_3$	C3
$h_1s_2d_3$	C4
$h_2s_2d_3$	C5
$h_3s_2d_3$	C6

Bir ısı değıştiricisinde meydana gelebilecek kayıplar; sürtünmelerden, sıcaklık farklarından ve çevre ile olan ısı alışverişinden kaynaklanmaktadır. Bu çalışmada ısı değıştiricisinin yalıtılmış olmasından dolayı çevreye olan ısı kayıpları ihmal edilmiştir. dx karakteristik uzunluğuna sahip bir termodinamik sistemde ikinci kanun analizi şöyle ifade edilir [24]:

$$\dot{m}dh = q' dx \quad (1)$$

$$\frac{d\dot{S}_{top}}{dx} = \dot{m} \frac{ds}{dx} - \frac{q'}{T + \Delta T} \geq 0 \quad (2)$$

$$\frac{d\dot{S}_{top}}{dx} = \dot{m} C_p \frac{\Delta T}{T^2} \frac{dT}{dx} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(- \frac{dp}{dx} \right) \quad (3)$$

Sabit yüzey sıcaklığındaki bir borudaki toplam entropi üretimi şu şekilde elde edilir:

$$\dot{S}_{top} = Q_{gerçek} \frac{\theta_0}{T_{giriş} T_{çıkış}} + \frac{32\dot{m}^3 f}{\rho^2 \pi^2 d_i^5} \frac{L}{T_y} \quad (4)$$

Bu denklemlerde; \dot{m} kütleli debi, h özgül entalpi, q' birim uzunluk boyunca transfer edilen ısı, f sürtünme katsayısı ve C_p özgül ısı kavramlarını ifade etmektedir. Denklem 5'de verilen eşitliğin sağ tarafındaki terimler sıcaklık farkından ve sürtünmeden dolayı meydana gelen entropi üretimini göstermektedir. Buna göre Denklem 5 aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\dot{S}_{top} = \dot{S}_{top,\Delta T} + \dot{S}_{top,\Delta p} \quad (5)$$

Hesaplamalarda kullanılan ve *entropi üretim oranı* ' N_s ' olarak adlandırılan çok önemli bir boyutsuz parametre vardır. Bu boyutsuz parametre, türbülantörlü boruda meydana gelen entropi üretiminin, türbülantörsüz borudaki entropi üretimine oranı olarak tanımlanır.

$$N_s = \frac{\dot{S}_{top,türbülantörlü}}{\dot{S}_{top,boşboru}} \quad (6)$$

Bu çalışmada sadece sürtünme ve sıcaklık farklarından kaynaklanan ekserji kayıpları hesaba katılacaktır. Ekserji kaybı; çevre ile dengenin sağlandığı tersinir süreçlerde teorik olarak elde edilen en çok iş olarak tanımlanabilir ve aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [25]:

$$I = T_0 \dot{S}_{top} \quad (7)$$

Entropi üretim oranı olarak kullanılan boyutsuz ifadenin benzeri ekserji için de yapılabilir. Bunun için sistemde gerçekleşen ısı transferinin bulunması gerekmektedir.

$$Q_{gerçek} = \dot{m} C_p (T_{giriş} - T_{çıkış}) \quad (8)$$

Burada; \dot{m} kütleli debi, C_p özgül ısı, T ise boruya giriş ve çıkışlardaki sıcaklık değerlerini göstermektedir. Boyutsuz ekserji kaybı ya da ekserji kayıp oranı olarak adlandırılan E^* ise aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$E^* = \frac{I}{Q_{gerçek}} \quad (9)$$

Bir ısı değiştiricisinin etkinliği; elde edilen gerçek ısı transferinin elde edilebilecek olan maksimum ısı transferine oranı olarak ifade edilebilir ve aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\varepsilon = \frac{Q_{gerçek}}{Q_{maksimum}} \quad (10)$$

yukarıdaki denklemde kullanılan maksimum ısı transferi ise;

$$Q_{maksimum} = \dot{m} C_p (T_{yüzey} - T_{giriş}) \quad (11)$$

denklemleriyle hesaplanır.

Isı değiştiricilerinin analizlerinde, *ısı geçiş birimi sayısı* olarak adlandırılan ve NTU olarak ifade edilen önemli bir sayı daha kullanılmaktadır. Bu sayı, ısı değiştiricisinin ısı kapasitesinin akışın ısı kapasitesine oranıdır ve aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$NTU = \frac{UA}{C} \quad (12)$$

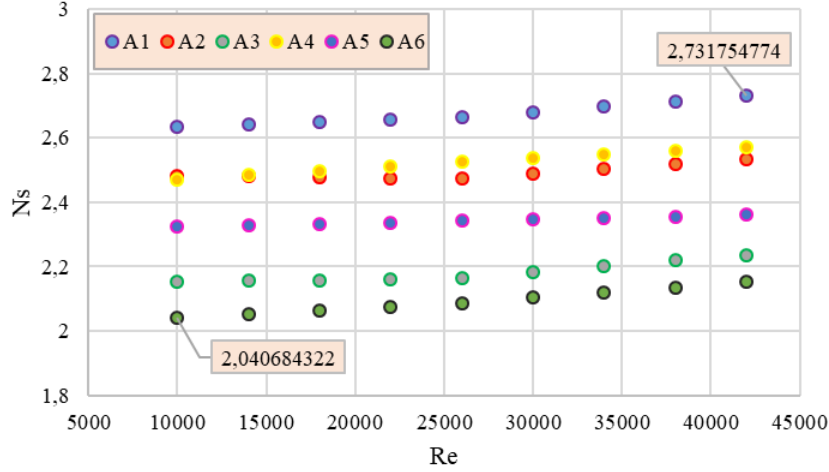
burada C , akışkanın (havanın) ısı kapasitesidir ve $C = \dot{m} C_p$ olarak tanımlanır

3. Bulgular ve Değerlendirme

Bu çalışmada; eş merkezli, iç içe iki borudan oluşan bir ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilen dairesel kesitli türbülantörlerin entropi üretimi, etkinlik ve ekserji kaybı üzerine olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Yukarıda verilen bağıntılar kullanılarak gerçekleştirilen analizler neticesinde entropi üretim oranının (N_s)

Reynolds sayısı ile, boyutsuz ekserji ve etkinlik değerlerinin ise NTU'ya göre değişimleri grafiksel olarak gösterilmiş ve değerlendirilmiştir.

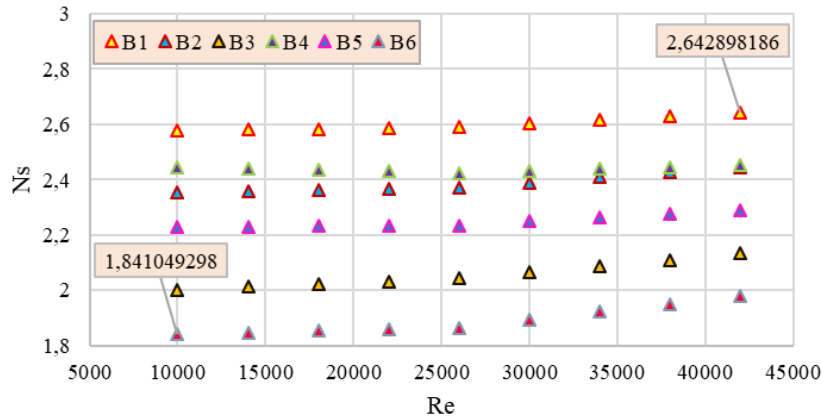
Şekil 3, 4 ve 5'de; Tablo 1'deki deney tasarımı dikkate alınarak A, B ve C durumları ayrı ayrı ele alınmıştır. Bu grafiklerde; Reynolds sayısı, delik sayısı, delik çapı ve hatvenin entropi üretimi üzerine olan etkileri verilmiştir. Şekil 1'de delik çapının 0.5 cm olması durumuna ait hatve ve çap parametrelerinin Reynolds sayısı ile değişimi sunulmuştur.



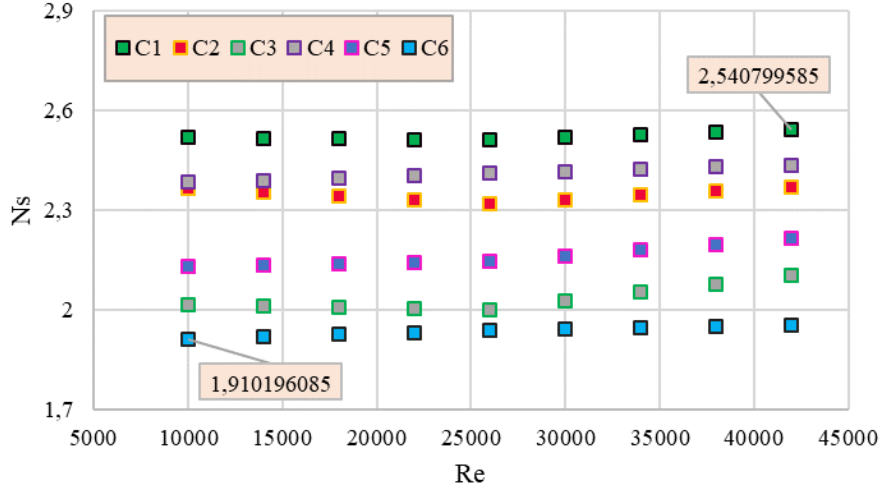
Şekil 3. A durumuna ait Ns değerleri ve Re ile değişimi

Entropi ve ekserji kavramlarını anlayabilmek için önce tersinir ve tersinmez süreçlerin anlaşılması gerekmektedir. Bir hâl değişimi gerçekleştikten sonra, sistem ve çevresi ilk hallerine dönebiliyorsa bu tür süreçlere tersinir süreçler denir. Tersinir süreçler sadece varsayımlara dayalıdır ve mükemmel olarak gerçekleşen süreçler olarak da adlandırılabilir. Gerçek hayatta olan hiçbir hal değişimi tersinir değildir sadece bazı hal değişimleri tersinir süreçlere çok yakın olarak gerçekleşebilmektedir. Bütün gerçek hal değişimleri tersinmezdir [25] ve bir sistemde üretilen entropinin kaynağı da sistemde meydana gelen tersinmezliklerdir. Bu sebeple ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve basınç kayıplarından dolayı meydana gelen tersinmezlikler ve bunların sebep olduğu entropi üretimi incelenerek analizler çok daha sağlıklı bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir. Bu çalışmada, deneyler sonucunda elde edilen entropi üretiminin, boş borudaki entropi üretimine oranının hesaplanmasıyla bulunan entropi üretim oranı ifadesi kullanılarak değerlendirmeler yapılmıştır.

Grafikten de görüldüğü gibi A6 durumundaki entropi üretimi en küçük, A1 ise en büyük değerini almıştır. A1 ve A6 arasındaki en küçük ve en büyük değerler sırasıyla 2.041 ile 2.732 arasında değişim göstermektedir. Yani boş boruya göre A durumlarındaki entropi artış oranı en az 2.041 en çok ise 2.732 kat artış göstermiştir. Şekil 4 ve Şekil 5'ten de görüldüğü gibi; B ve C durumlarındaki en küçük ve en büyük artış oranlarının sırasıyla; 1.841 ile 2.643 ve 1.911 ile 2.541 değerleri arasında değiştiği sonucu elde edilmiştir. Her üç durum da dikkate alındığında en düşük entropi üretimi oranının 1.841, en yüksek entropi üretim oranının ise 2.732 olduğu görülmüştür.

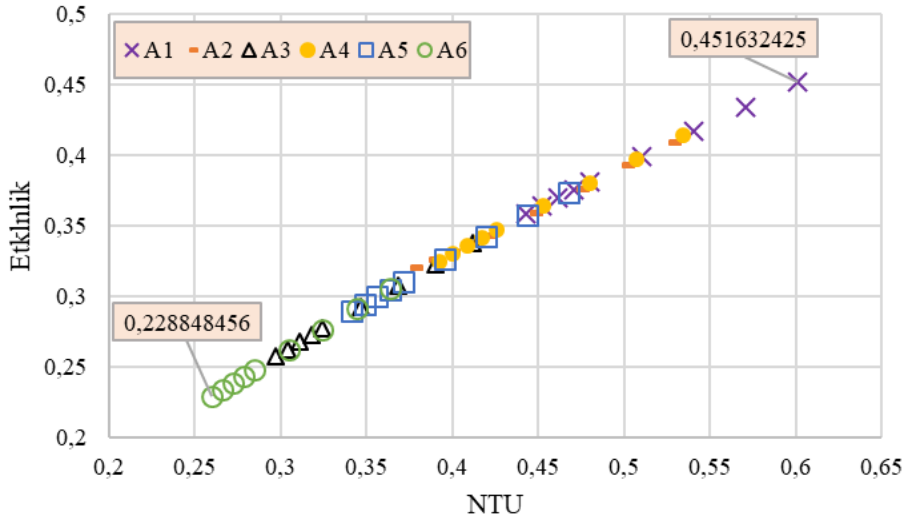


Şekil 4. B durumuna ait Ns değerleri ve Re ile değişimi



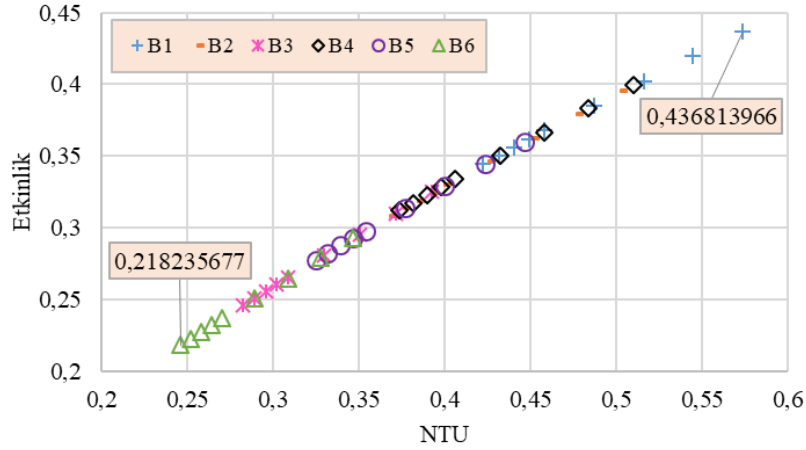
Şekil 5. C durumuna ait Ns değerleri ve Re ile değişimi

Entropi üretim oranı, Reynolds sayısının 10000 - 42000 değerleri için 1.84 – 2.73 arasında değişmiştir. Reynolds sayısındaki 4 katlık bir artışa karşılık entropi üretim oranında A, B ve C durumlarının hepsi dikkate alındığında yaklaşık olarak ortalama 1.48 katlık bir artış olduğu sonucu elde edilmiştir. Isı değiştiricilerinin etkinlik analizlerini gerçekleştirmek için en çok kullanılan yöntemlerden biri NTU'dur. Isı geçiş birim sayısı olarak da ifade edilebilen (number of transfer unit) NTU yöntemi ile elde edilen veriler ışığında hem ısı değiştiricisinin etkinliği belirlenmekte hem de değiştiricinin boyutlandırılması ile ilgili fikir sahibi olunmaktadır. Bir ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transferinin gerçekleştirebilecek maksimum ısı transferine oranı olarak adlandırabileceğimiz etkinlik ile ilgili değerlendirme ve grafikler aşağıdadır. Tablo 1'deki deney tasarımı dikkate alınarak; A, B ve C parametrelerine ait etkinlik grafikleri ayrı ayrı sunulmuştur.

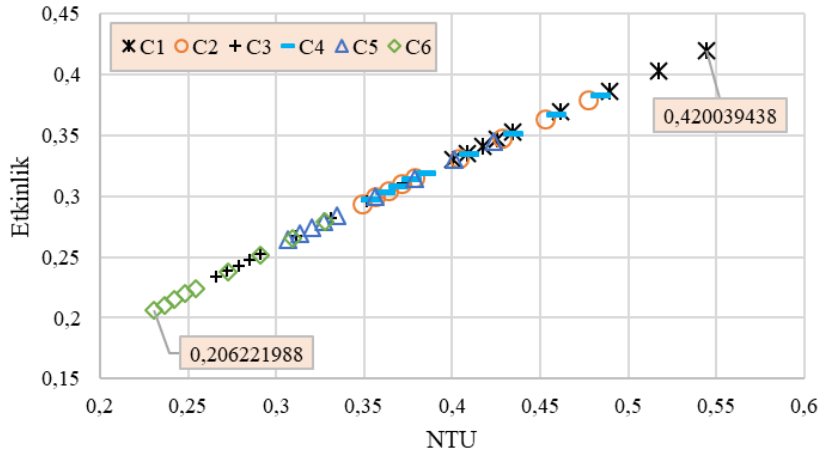


Şekil 6. A durumuna ait etkinlik ifadesinin NTU ile değişimi

Şekil 6, 7 ve 8'de; A, B ve C durumlarına ait Etkinlik - NTU grafikleri verilmiştir. Etkinliğin tanımı dikkate alınır; sistemde gerçekleşen ısı transferinin artmasının etkinliği de artıracak açıktır. Böylece, Reynolds sayısı artışı ile sistemde meydana gelen ısı transferi miktarının artması neticesinde etkinlik değerleri de artmıştır. Etkinlik değerleri A, B ve C durumları için sırasıyla 0.229 – 0.452, 0.219 – 0.437 ve 0.206 – 0.420 değerleri arasında değişmiştir.



Şekil 7. B durumuna ait etkinlik ifadesinin NTU ile değişimi



Şekil 8. C durumuna ait etkinlik ifadesinin NTU ile değişimi

Isı değiştiricilerinin değerlendirilmesi yapılırken farklı yaklaşımlar kullanılmaktadır. Ancak termodinamiğin ikinci yasasına dayanan yani entropi ve ekserjiyi esas alan yaklaşımlar ile değerlendirmelerin ısı sistemlerinin performansları açısından çok daha önemli sonuçlar verdiği açıktır. Bir sistemin verimli olabilmesi için ekserji kayıplarının azaltılması dolayısıyla entropi üretiminin azaltılması gerekmektedir. Isı değiştiricisindeki ekserji kaybı, denklem 9'dan da görüldüğü gibi tersinmezliklerle yani entropi üretimi ile doğrudan ilişkilidir.

Şekil 9 incelendiğinde; ekserji kayıp oranının, etkinliğin aksine artan NTU ile azaldığı görülmüştür. Hesaplanan ekserji kayıp oranı değerleri birbirine çok yakın olmakla birlikte ekserji kayıp oranlarında her üç durum için de yaklaşık %20 ile %42 değerleri arasında azalma olduğu belirlenmiştir

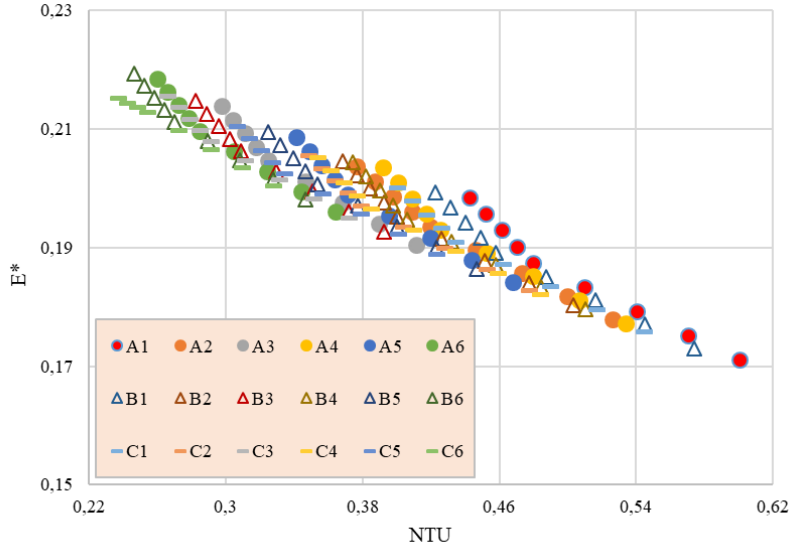
4. Sonuç ve Öneriler

Isı değiştiricilerinin ya da daha genel olarak ısı sistemlerinin performanslarının değerlendirilmesi ve yapılabilecek iyileştirmelerin belirlenebilmesi açısından etkili bir yaklaşım olan ekserjetik değerlendirmelerin kullanılması daha yerinde olacaktır. Bu amaca yönelik olarak gerçekleştirilen çalışmada, türbülans üreticisi olarak kullanılan ve eş eksenli ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirilen türbülötörlerin, ısı değiştiricisinin entropi üretimi, etkinlik ve ekserji kaybı üzerine olan etkileri incelenmiştir. Bu açıklamalar ışığında yapılan analizler neticesinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1. Entropi üretim oranı değerleri bütün durumlarda Reynolds sayısının artışı ile birlikte artmıştır. En büyük ve en küçük artış oranları sırasıyla A1 durumunda 2.73 ve B6'da 1.84 olarak elde edilmiştir.

2. NTU boyutsuz bir büyüklüktür ve ısı değiştiricisinin ısıl kapasitesinin akışın ısıl kapasitesine oranı olarak tanımlanır. A, B ve C durumlarının üçünde de NTU artışı ile birlikte etkinlik değerlerinde de artışlar olduğu görülmüştür. Etkinliğin en yüksek değerlerine A durumlarında 0.4516 ile ulaşılmış; B ve C durumlarında ise sırasıyla 0.4368 ve 0.4200 değerleri elde edilmiştir.

3. Şekil 9 incelendiğinde; A, B ve C durumlarının üçünde de ekserji kayıp oranlarının artan NTU değeri ile birlikte azaldığı görülmüştür. Ekserji kaybındaki bu azalma oranının yaklaşık olarak %20 ile %42 arasında olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 9. Boyutsuz ekserji kaybının NTU ile değişim grafiği

Kaynaklar

- [1] Yuan W, Zhao J, Tson CP, Wu,T, Liu W, Ming T. Numerical simulation of the thermal hydraulic performance of a plate pin fin heat sink. Appl. Therm. Eng. 2012; 48: 81-88.
- [2] Hatami M, Ganji DD, Gorji-Bandpy M. Experimental and thermodynamical analyses of the diesel exhaust vortex generator heat exchanger for optimizing its operating condition. Appl. Therm. Eng. 2015; 75: 580-591.
- [3] Qi Z, Chen J, Chen Z. Parametric study on the performance of a heat exchanger with corrugated louvered fins. Appl. Therm. Eng. 2007; 27: 539-544.
- [4] Yun JY, Lee KS. Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins. Int. J. Heat Mass Transfer 2000; 43: 2529-2539.
- [5] Eimsa-ard S, Promvong P. Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape. Appl. Therm. Eng. 2010; 30: 1673-1682.
- [6] Maeda N, Hirota M, Fujita H. Turbulent flow in a rectangular duct with a smooth-to-rough step change in surface roughness. Energy 2005; 30(2-4): 129-148.
- [7] Promvong P. Heat transfer behaviors in round tube with conical ring inserts. Energy Convers. Manage. 2008; 49(1): 8-15.
- [8] Kurtbaş İ. The effect of different inlet conditions of air in a rectangular channel on convection heat transfer: Turbulence flow. Exp. Therm Fluid Sci. 2008; 33(1): 140-152.
- [9] Saraç BA, Bali T. An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of decaying swirl flow through a circular pipe with a vortex generator. Exp. Therm Fluid Sci. 2007; 32(1): 158-165.
- [10] Kongkaipaiboon V, Nanan K, Eimsa-ard S. Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings. Int. Commun. Heat Mass Transfer 2010; 37(5): 560-567.
- [11] Çalışkan H, Hepbaşlı A. Isı değiştiricilerinin ekserjetik yönleri. Mühendis ve Makina 2013; 54: 28-37.
- [12] Ahmadi P, Dinçer İ, Rosen MA. Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants. Energy 2011; 36(10): 5886-5898.
- [13] Boroumand G, Rismanchi B, Saidur R. A review on exergy analysis of industrial sector. Renewable Sustainable Energy Rev. 2013; 27: 198-203.

- [14] Peinado D, Vega M, Garcia-Hernando N, Marugan-Cruz C. Energy and exergy analysis in an asphalt plant's rotary dryer. *Appl. Therm. Eng.* 2011; 31(6-7): 1039-1049.
- [15] Reno MGL, Torres RM, Silva RJ, Santos JJCS, Melo MLNM. Exergy analyses in cement production applying waste fuel and mineralizer. *Energy Convers. Manage.* 2013; 75: 98-104.
- [16] Hepbaşı A. Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies. *Renewable Sustainable Energy Rev.* 2012; 16(1): 73-104.
- [17] Koroneos C, Spachos T, Moussiopoulos N. Exergy analysis of renewable energy sources. *Renewable Energy* 2003; 28(2): 295-310.
- [18] Çamdalı Ü, Tunç M, Dikeç F. A thermodynamic analysis of a steel production step carried out in the ladle furnace. *Appl. Therm. Eng.* 2001; 21(6): 643-655.
- [19] Etghani MM, Baboli, SAH. Numerical investigation and optimization of heat transfer and exergy loss in Shell and helical tube heat exchanger. *Appl. Therm. Eng.* 2017; 121: 294-301.
- [20] Amirahmadi S, Rashidi S, Esfahai, JA. Minimization of exergy losses in a trapezoidal duct with turbulator, roughness and veveled cornes. *Appl. Therm. Eng.* 2016; 107: 533-543.
- [21] Alimoradi A. Investigation of exergy efficiency in shell and helically coiled tube heat exchanger. *Case Stud. Therm. Eng.* 2017; 10: 1-8.
- [22] İpek O, Kılıç B, Gürel B. Experimental investigation of exergy loss analysis in newly designed compact heat exchangers. *Energy*, 2017; 124: 330-335.
- [23] Dizajı SH, Jafarmadar S, Asaadi S. Experimental exergy analysis for shell and tube heat exchanger made of corrugated shell and corrugated tube. *Exp. Therm Fluid Sci.* 2017; 81: 475-481.
- [24] Kurtbaşı İ, Durmuş A, Eren H, Turgut E. Effect of propeller type swirl generators on the entropy generation and efficiency of heat exchangers. *Int. J. Therm. Sci.* 2007;46(3): 300-307
- [25] Moran MJ, Shapiro HN, Boettner DD, Bailey BM. *Mühendislik Termodinamiğinin İlkeleri*. Palme Yayıncılık, Ankara, Türkiye, 2015.