



## Konik Kanatlı Yatay Borunun Farklı Kanat Aralıklarındaki Isıl Performansının Deneysel Olarak Araştırılması #

Gülay YAKAR\*

Pamukkale University, Mechanical Engineering Department, 20100, Denizli-Turkey

\* Corresponding Author : [gyakar@pau.edu.tr](mailto:gyakar@pau.edu.tr)

(First received 25 November 2016 and in final form 20 April 2017)

# Presented in "3<sup>rd</sup> International Conference on Computational and Experimental Science and Engineering (ICCESEN-2016)"

### Anahtar Kelimeler

Konik kanat  
Kanat aralığı  
Etkinlik

**Özet:** Bu çalışmada, farklı kanat aralıklarına sahip konik kanatlı yatay boruların ısı performansını deneysel olarak araştırılmıştır. Deneyler üç farklı kanat aralığında (10, 12 ve 15 mm) gerçekleştirilmiştir. Çalışma akışkanları olarak, su (ısıtılan) ve hava (ısıtılan) kullanılmıştır. Isıtıcı akışkan sıcaklığı 65 °C değerinde sabit tutulmuştur. Deneylerde eğilme açısı 60° olan konik kanatlar kullanılmıştır. Soğuk akışkanın sekiz farklı hava hızında (2 – 20 m/s) test bölümüne girmesi sağlanmıştır. Deneysel sonuçlara göre,  $Re = 50000$  değerine kadar 12 ve 15 mm'e ait Nusselt sayılarının hemen hemen birbirine yakın olduğu,  $Re = 50000$  değerinden sonra ise 12 mm'in değerlerinin daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca tüm Reynolds sayıları için en düşük Nusselt sayıları 10 mm'de elde edilmiştir.

### Keywords

Conical fin  
Fin spacing  
Effectiveness

**Abstract:** In this paper, thermal performance of horizontal tube with conical fins was studied experimentally for different fin spacings. Experiments were carried out for three different fin spacings (10, 12 and 15 mm). Water as hot fluid and air as cold fluid were used. Hot fluid temperature was fixed as 65 °C. In the experiments, conical fins with 60° inclination angle were used. The cold fluid was entered to the test section at eight different air flow velocities (2 – 20 m/s). Experimental results indicated that the Nusselt numbers of 12 mm were higher than the others for  $Re > 50000$ , while the Nusselt numbers of 12 and 15 mm were almost the same for  $Re < 50000$ . Moreover, It was determined that the lowest Nusselt numbers were obtained at 10 mm for all the Reynolds numbers.

## 1. Giriş

Enerjinin verimli kullanılması için çözümlerden biri; akışkana bir ilave enerji verilmeden ısı geçişinin iyileştirilmesidir. Bu amaçla, ısı geçiş yüzeyinin artırılması ve akışın yönlendirilmesi gibi yöntemler çalışılmaktadır.

Ahmed ve diğ. [1] vorteks üreticileri ve nanoakışkanları birlikte kullanarak, bir eşkenar üçgen kanalda laminar ısı transferini ve akışkanın akış karakterlerini incelemek için sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır. Onların hem sayısal hem de deneysel sonuçları, akışkan temelli vorteks üreticilerin ısı transferinde önemli derecede artış sağladığını göstermiştir. Tian ve diğ. [2] Kanata yerleştirilen çok sıralı üçgen kanatçıklı düz kanatların akış ve ısı transferi karakterlerini

incelemek için üç boyutlu sayısal analiz gerçekleştirmişlerdir. Şahin ve diğ. [3] çalışmalarında, helisel türbülantör ısı değiştiricilerinin ısı transfer performansını ve sürtünme karakterlerini, deneysel ve nümerik olarak araştırmışlardır. Yakar ve Karabacak [4] delinmiş kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı performansını deneysel olarak çalışmışlardır. Deneyleri, altı farklı açısal konumda gerçekleştirmişler ve en iyi açısal konumun 60° olduğunu belirlemişlerdir. Promvonge ve diğ. [5] borulu ısı değiştiricisi içine yerleştirilmiş eğilmiş at nalı saptırıcıların, ısı transferi, sürtünme faktörü ve ısı iyileşme faktörüne etkisini deneysel olarak belirlemişlerdir. Anvari ve diğ. [6] Konik boru eklentili yatay borularda suyun zorlanmış taşınımını deneysel olarak çalışmışlardır. Onlar, deneysel sonuçlardan Nusselt sayısına ait iki adet

denklem elde etmişlerdir. Lee ve diğ. [7] dairesel kanatlı boru ısı değiştiricilerinin taşıyımıla ısı transferi performansında, delinmiş dairesel kanatlı borunun etkisini göstermişlerdir. Yaghoubi ve Mandavi [8] yatay bir silindir üzerine halka şeklinde monte edilmiş kanatlardan, doğal taşıyımıla ve ışınımla gerçekleşen ısı transferini deneysel ve sayısal olarak çalışmışlardır.

Bu çalışmanın amacı, ısı transferi açısından en iyi kanat aralığını belirlemektir. Çalışmada kullanılan konik kanatlar hem ısı transfer yüzey alanını artırmakta hem de ısıtılan akışkanın sıcak yüzeyle temas süresini uzatmaktadır. Böylece, ısı transferi bu iki duruma bağılı olarak artmaktadır.

## 2. Deneysel Düzenek

Deneysel düzeneğin şematik gösterimi Şekil 1’de görülmektedir.

Şekil 1’de görülen deneysel düzenekte; hava, hızı ayarlanabilen bir fan (numara 2) vasıtasıyla test bölümüne (numara 7) yönlendirilmiştir. Hava kanalı (numara 3), test bölümü girişinde tam gelişmiş koşullarda akış elde edecek kadar uzun yapılmıştır. Havanın test bölümüne giriş ve çıkıştaki kütledebisi, pervane tipi bir debi ölçer (numara 4 ve numara 14) ile belirlenmiştir. Hava akış hızı fan tarafından ayarlanmıştır. Giriş ve çıkıştaki hava sıcaklıkları T tipi bakır – konstantin ısı çifti (numara 5 ve numara 13) tarafından ölçülmüştür. Kanat dibi ( $T_s$ ) ve kanatlar arasındaki sıcaklıklar ( $T_\infty$ ) da yine aynı tip ısı çifti ile test bölümü boyunca 15, 45 ve 75 cm mesafelerinde ölçülmüştür. Havanın test bölümüne giriş ve çıkıştaki basınç farkı bir manometre (numara 6 ve numara 12) ile belirlenmiştir. İçinden suyun geçtiği iç boru malzemesi galvanizli çelik kullanılmıştır (numara 8). Kanat malzemesi de yine galvanizli çelik olarak seçilmiştir. Ayrıca, ısıtma suyunun ısıtıcı girişinde ve çıkışında basıncı (numara 9 ve numara 10), sıcaklığı (numara 10 ve numara 17) ve hacimsel debisi (numara 11 ve numara 18) ölçülmüştür. Isıtma suyu 250 L hacmindeki su tankının (numara 20) içine yerleştirilen elektriksiz ısıtıcılar (numara 21) ile ısıtılarak, bir boru (numara 15) vasıtasıyla test bölümüne taşınmıştır. Isıtma suyunun tanktan test

bölümüne taşınması için bir pompa (numara 19) kullanılmıştır. İçine konik kanatlı ısıtıcı borunun yerleştirildiği dış gövde, çevreye olan ısı kaybını azaltmak için yalıtılmıştır. Ayrıca dış gövdenin iç yüzeyine yerleştirilen perdeler (numara 24) vasıtasıyla havanın ısıtıcı boru içindeki gidiş yolu uzatılmış ve sıcak yüzeylerle temas süresi arttırılmıştır.

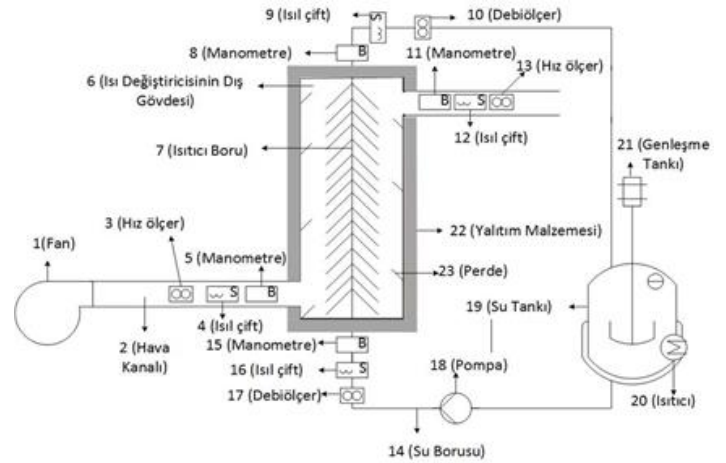
Çalışmada, ısıtıcı borunun yerleştirildiği dış gövdenin çapı 154 mm ve ısıtıcı borunun dış çapı da 27 mm’dir. Isıtıcı boru uzunluğu ise 900 mm’dir. Konik kanatların boru eksenine göre eğilme açısı 60°’dir. Isıtıcı boruya monte edilen konik kanatlar arası mesafe ( $p$ ) 10, 12 ve 15 mm’dir. Çalışılan konik kanatların kanat kalınlığı 0.6 mm’dir. Ayrıca, konik kanatların yükseklikleri ( $H$ );  $\alpha = 60^\circ$  için 33 mm’dir.

Şekil 2’de konik kanatlı ısıtıcı borunun şematik gösterimi görülmektedir.

Konik kanatlı ısıtıcı boru, dış gövde içinde çapraz hava akışına maruz kalmıştır. Fan vasıtasıyla sekiz farklı hava akış hızında (2 – 20 m/s) deneyler gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneğinin tüm kontrolleri PLC programı yardımıyla bilgisayar ortamında yapılmış ve elde edilen ölçüm değerleri de yine bilgisayar ortamında gözlenmiştir.

Ölçülen değerlerin belirsizlikleri; hava tarafı sıcaklık  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ , hava tarafı boru çapı  $\pm 2$  mm, hava tarafı basınç farkı  $\pm 0.16$  mbar, hava tarafı hız  $\pm 0.2$  m/s, su tarafı basınç  $\pm 0.2$  mbar, su tarafı sıcaklık  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  ve su tarafı akış  $\pm 0.4$  L/h’dir.

Ayrıca hesaplanan değerlerin belirsizlikleri Kaynak [9] kullanılarak belirlenmiştir. Reynolds sayısının belirsizliği  $\% \pm 7.41$  ve Nusselt sayısının belirsizliği ise  $\% \pm 7.43$  olarak elde edilmiştir.



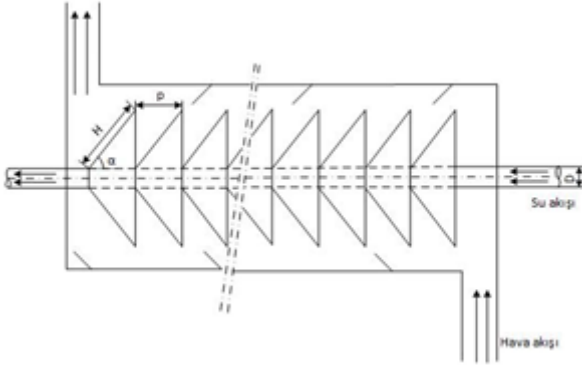
Şekil 1. Deneysel düzeneğin şematik gösterimi.

## 3. Matematiksel Formülasyon

Dış gövde çok iyi yalıtıldığı için çevreye ısı kaybı çok küçük oldu. Bundan dolayı aşağıdaki eşitlik yazılabilmektedir:

$$\dot{Q}_{su} = \dot{Q}_{hava} = \dot{Q}_{conv} = \dot{Q} \quad (1)$$

burada,



Şekil 2. Konik kanatlı ısıtıcı boru.

$$\dot{Q}_{hava} = \dot{m}_{hava} \cdot c_{p,hava} \cdot (T_{o,hava} - T_{i,hava}) \quad (2)$$

ve

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{su} \cdot c_{su} \cdot (T_{i,su} - T_{o,su}) \quad (3)$$

Isıtıcı borudan taşınımıyla ısı transferi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_{toplam} \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (4)$$

burada  $A_{toplam}$  konik kanatlı dairesel borudaki toplam ısı transfer yüzey alanıdır.

$$A_{toplam} = n \cdot (A_s + \eta_{kanat} \cdot A_{kanat}) \quad (5)$$

burada  $A_s$  iki kanat arasındaki ısıtıcı boru yüzey alanını ve  $\eta_{kanat}$  kanat verimini temsil etmektedir. Bununla birlikte,  $n$  ise kanat sayısıdır.

Ortalama ısı taşınım katsayısı ( $h$ ) ve ortalama Nusselt sayısı ( $Nu$ ) aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$h = \frac{\dot{Q}_{conv}}{A_{toplam} \cdot (T_s - T_{\infty})} \quad (6)$$

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (7)$$

Reynolds sayısı aşağıdaki gibi yazılmaktadır:

$$Re = \frac{V_{max} \cdot D}{\nu} \quad (8)$$

ve

$$V_{max} = \frac{\dot{m}_{hava}}{\rho_{hava} \cdot A_p} \quad (9)$$

burada  $V_{max}$  maksimum hız (iki kanat arasındaki hız) ve  $A_p$  kanatlar arasındaki akış yönüne dik referans alanıdır.

Isı transfer etkinliği ( $\epsilon$ ), sıcak ve soğuk akışkan arasındaki gerçek ısı transferinin olabilecek maksimum ısı transferine oranı olarak tanımlanmaktadır [10];

$$\epsilon = \frac{\text{gerçek ısı transferi}}{\text{olabilecek maksimum ısı transferi}} \quad (10)$$

Gerçek ısı transferi ise sıcak ve soğuk akışkan üzerindeki enerji dengesinden bulunabilir;

$$\dot{Q} = (\dot{m}_{su} \cdot c_{su}) \cdot (T_{i,su} - T_{o,su}) = C_{su} \cdot (T_{i,su} - T_{o,su}) \quad (11)$$

ve

$$\dot{Q} = (\dot{m}_{hava} \cdot c_{p,hava}) \cdot (T_{o,hava} - T_{i,hava}) = C_{hava} \cdot (T_{o,hava} - T_{i,hava}) \quad (12)$$

Kütleli debisi  $\dot{m}_{su}$  ( $kg/m^3$ ) ve özgül ısısı  $c_{su}$  ( $kJ/kg^\circ C$ ) olan sıcak akışkan  $T_{i,su}$  ( $^\circ C$ ) sıcaklığında test bölümüne girmekte ve  $T_{o,su}$  ( $^\circ C$ ) sıcaklığında çıkmaktadır. Kütleli debisi  $\dot{m}_{hava}$  ( $kg/m^3$ ) ve özgül ısısı  $c_{p,hava}$  ( $kJ/kg^\circ C$ ) olan soğuk akışkan ise  $T_{i,su}$  ( $^\circ C$ ) sıcaklığında girmekte ve  $T_{o,su}$  ( $^\circ C$ ) sıcaklığında çıkmaktadır.  $C_{su}$  ve  $C_{hava}$  ise sırasıyla sıcak ve soğuk akışkan ısı kapasiteleridir.

Olabilecek maksimum ısı transferi;

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m} \cdot c)_{min} \cdot (T_{i,h} - T_{i,c}) = C_{hava} \cdot (T_{i,su} - T_{i,hava}) \quad (13)$$

Etkinlik;

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{su} \cdot (T_{i,su} - T_{o,su})}{C_{hava} \cdot (T_{i,su} - T_{i,hava})} \quad (14)$$

ve

$$NTU = \frac{U \cdot A_{toplam}}{C_{min}} \quad (15)$$

Burada,  $U$  – toplam ısı transfer katsayısı ( $W/m^2^\circ C$ ),  $NTU$  – transfer birim sayısıdır.

#### 4. Bulgular ve Tartışma

Deneyisel çalışma, üç farklı kanat aralığı (10, 12 ve 15 mm) için çapraz akış düzenlemesinde gerçekleştirildi. Deneylerde, eğilme açısı  $60^\circ$  olan konik kanatlar kullanıldı. Isıtıcı akışkan (su) sıcaklığı  $65^\circ C$ 'da sabit tutuldu. Isıtılan akışkan (hava) sekiz farklı hava akış hızında (2, 5, 8, 10, 13, 15, 18 ve 20 m/s) test bölümüne girildi.

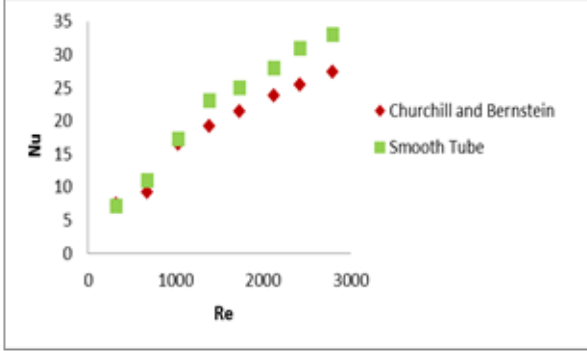
Ayrıca deneyisel sistemin doğruluğunu göstermek için düz boruya ait deneyisel veriler elde edildi. Düz boru için deneyisel olarak elde edilen Nusselt sayıları literatürde [10] bulunan Churchill ve Bernstein'in

korelasyonundan elde edilen Nusselt sayıları ile karşılaştırıldı.

Churchill ve Bernstein'in korelasyonu:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1+(0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re}{282,000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (17)$$

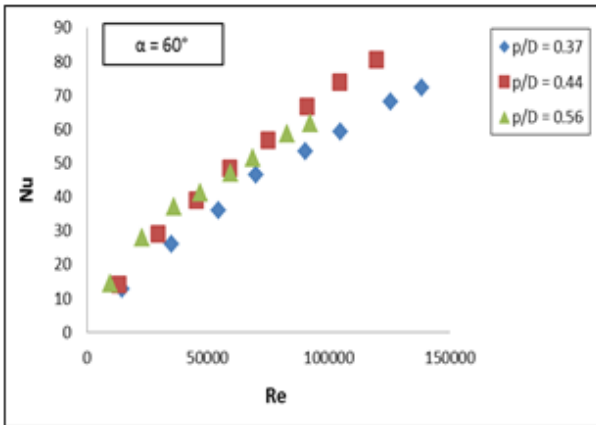
Şekil 3'de, Denklem (17)'den elde edilen Nusselt sayıları ile deneysel sonuçların Nusselt sayılarının karşılaştırılmaları görülmektedir.



Şekil 3. Düz borunun Nusselt sayılarının doğrulanması.

Bu çalışmanın deneysel sonuçlarının, Churchill ve Bernstein'in korelasyonundan elde edilen sonuçlar ile  $\pm 13\%$  yaklaşım sağladığı Şekil 3'de görülmektedir.

Şekil 4'de,  $\alpha = 60^\circ$  için farklı kanat aralıklarının ve Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi gösterilmektedir.

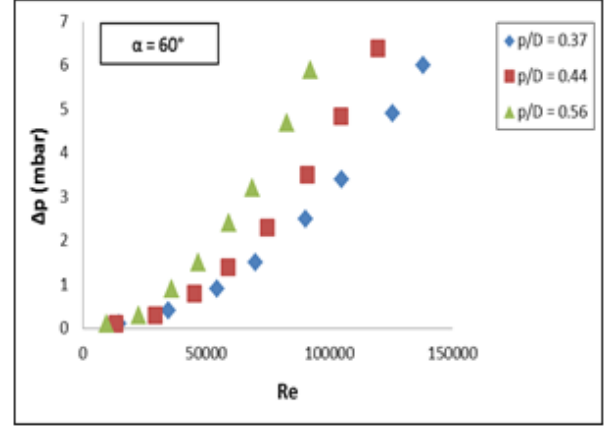


Şekil 4. Kanat aralığı ve Reynolds sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi.

Yaklaşık olarak  $Re = 50000$ 'e kadar 12 ve 15 mm kanat aralıklarına ait Nusselt sayılarının hemen hemen birbirine yakın olduğu Şekil 4'de görülmektedir. Ancak,  $Re > 50000$  değerleri için ise 12 mm kanat aralığındaki Nusselt sayıları en büyük olmaktadır. Tüm Reynolds sayıları için en küçük Nusselt sayıları 10 mm kanat aralığında elde

edilmektedir. Sonuç olarak,  $Re > 50000$  için ısı transferi açısından en iyi kanat aralığının 12 mm olduğu belirlenmektedir.

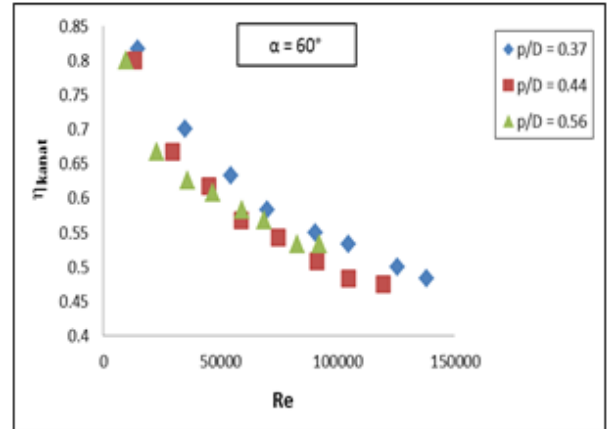
Şekil 5'de  $\alpha = 60^\circ$  için basınç düşümü ile Reynolds sayısı ve kanat aralığının değişimi görülmektedir.



Şekil 5. Basınç düşümünün Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 5'de de görüldüğü gibi 15 mm kanat aralığının basınç düşümü diğer kanat aralıklarının basınç düşümüne göre daha büyük olmaktadır. Ancak  $Re < 50000$  için üç kanat aralığının basınç düşüm değerleri arasındaki fark çok az iken  $Re > 50000$  için ise bu fark büyük olmaktadır.

Şekil 6, üç farklı kanat aralığı için kanat veriminin Reynolds sayısı ile değişimini göstermektedir.

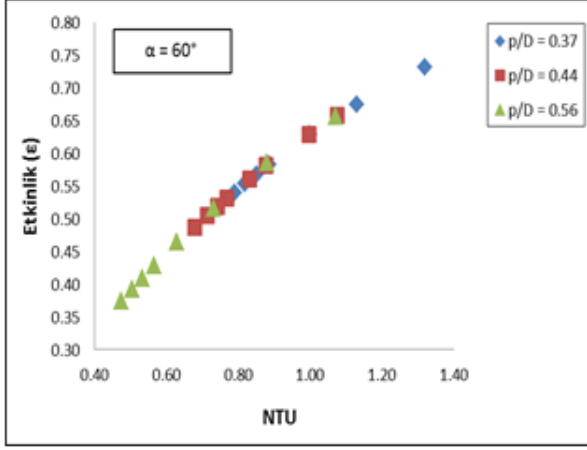


Şekil 6. Kanat veriminin Reynolds sayısı ile değişimi.

Kanat verimi başlıca, kanatın yüzey alanına, ısı taşınım katsayısına ve yüzey sıcaklığına bağlıdır. Şekil 6'da, Reynolds sayısı arttıkça kanat veriminin azaldığı görülmektedir. Kanat verimindeki azalışın nedeni, kanatlar etrafındaki hava akış hızının artmasıdır. Hava akış hızındaki artış, kısmen kanat dibinden kanat ucuna kadar, düşük yüzey sıcaklığına yol açmaktadır. Sonuç olarak da, daha büyük hava akış hızı, artan ısı taşınım katsayısından dolayı daha düşük yüzey sıcaklığına ve daha düşük kanat

verimine sebep olmaktadır. Şekil 6'da görüldüğü gibi,  $\alpha = 60^\circ$  için en yüksek kanat verimi 10 mm kanat aralığında gerçekleşmektedir.

Şekil 7'de,  $\alpha = 60^\circ$  için etkinlik ( $\epsilon$ )'in  $NTU$  ile değişimi görülmektedir.



Şekil 7. Üç farklı kanat aralığı için etkinliğin ( $\epsilon$ )  $NTU$  ile değişimi.

Şekil 7'de görüldüğü gibi,  $\alpha = 60^\circ$  için  $NTU$  arttıkça etkinlikte ( $\epsilon$ ) artmaktadır. Ayrıca,  $NTU = 0.7$ 'e kadar, 15 mm kanat aralığına ait etkinlik değeri en düşük iken  $0.7 < NTU < 1$  için tüm kanat aralıklarının etkinlikleri hemen hemen yakın olmaktadır.  $NTU > 1$  için ise, 10 mm kanat aralığı en büyük etkinlik değerine sahiptir.

## 5. Sonuçlar

Bu çalışmadan elde edilen deneysel sonuçlar aşağıda belirtilmektedir:

1.  $Re > 50000$  için ısı transferi açısından en iyi kanat aralığı 12 mm'dir.
2. 15 mm kanat aralığının basınç düşümü diğer kanat aralıklarının basınç düşümüne göre daha büyüktür.
3. En yüksek kanat verimi, 10 mm kanat aralığında gerçekleşmektedir.
4.  $NTU = 0.7$ 'e kadar, 15 mm kanat aralığına ait etkinlik değeri en düşük iken  $0.7 < NTU < 1$  için tüm kanat aralıklarının etkinlikleri hemen hemen yakın olmaktadır.  $NTU > 1$  için ise, 10 mm kanat aralığı en büyük etkinlik değerine sahiptir.

## Teşekkür

Yazar, ICCESN 2016 sempozyumu için finansal destek sağlayan, Pamukkale Üniversitesi, Bilimsel Araştırma Projeleri Birimine teşekkürlerini sunmaktadır.

## Simgeler

$A_{toplam}$	toplam ısı transfer yüzey alanı ( $m^2$ )
$A_s$	iki kanat arasındaki ısıtıcı boru yüzey alanı ( $m^2$ )
$A_{kanat}$	boru üzerindeki konik kanatın alanı ( $m^2$ )
$A_p$	kanatlar arasındaki akış yönüne dik referans alanı ( $m^2$ )
$c_{p,hava}$	havanın özgül ısınma ısısı ( $kJ/kg^\circ C$ )
$c_{su}$	suyun özgül ısınma ısısı ( $kJ/kg^\circ C$ )
$C$	ısıl kapasite ( $W/^\circ C$ )
$C_{hava}$	havanın ısıl kapasitesi ( $W/^\circ C$ )
$C_{su}$	suyun ısıl kapasitesi ( $W/^\circ C$ )
$D$	ısıtıcı boru dış çapı ( $m$ )
$H$	konik kanat yüksekliği ( $m$ )
$h$	ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2 K$ )
$k$	ısı iletim katsayısı ( $W/m^\circ C$ )
$L$	ısıtıcı boru uzunluğu ( $m$ )
$\dot{m}_{hava}$	havanın kütleli debisi ( $kg/s$ )
$\dot{m}_{su}$	suyun kütleli debisi ( $kg/s$ )
$NTU$	transfer birim sayısı
$n$	konik kanat sayısı
$Nu$	Nusselt sayısı
$Pr$	Prandtl sayısı
$p$	konik kanatlar arası mesafe ( $m$ )
$\dot{Q}$	gerçek ısı transferi ( $W$ )
$\dot{Q}_{max}$	olabilecek maksimum ısı transferi ( $W$ )
$\dot{Q}_{conv}$	taşınım ile ısı transferi ( $W$ )
$Re$	Reynolds sayısı
$T_{i,hava}$	havanın test bölümüne giriş sıcaklığı ( $^\circ C$ )
$T_{o,hava}$	havanın test bölümünden çıkış sıcaklığı ( $^\circ C$ )
$T_{i,su}$	suyun test bölümüne giriş sıcaklığı ( $^\circ C$ )
$T_{o,su}$	suyun test bölümünden çıkış sıcaklığı ( $^\circ C$ )
$T_s$	ısıtıcı boru yüzey sıcaklığı ( $^\circ C$ )
$T_\infty$	ısıtılmış hava sıcaklığı ( $^\circ C$ )
$t$	konik kanat kalınlığı ( $m$ )
$U$	toplam ısı transfer katsayısı ( $W/m^2^\circ C$ )
$V_{max}$	maksimum hız ( $m/s$ )
$V_{i,hava}$	test bölümüne hava giriş hızı ( $m/s$ )

## Yunanca Simgeler

$\nu$	kinematik viskozite ( $m^2/s$ )
$\mu$	dinamik viskozite ( $kg/ms$ )
$\alpha$	konik kanat eğilme açısı ( $^\circ$ )
$\epsilon$	etkinlik
$\eta_{kanat}$	konik kanat verimi
$\Delta p$	basınç düşümü ( $mbar$ )

## Alt Simgeler

$hava$	hava tarafı
--------	-------------

<i>conv</i>	taşınım
<i>i</i>	giriş
<i>o</i>	çıkış
<i>s</i>	boru duvarı
<i>su</i>	su tarafı

## Kaynaklar

- [1] H. E. Ahmed, M. I. Ahmed, M. Z. Yusoff “Heat transfer enhancement in a triangular duct using compound nanofluids and turbulators” *Applied Thermal Engineering*. 91 (2015) 191–201.
- [2] L. Tian, B. Liu, C. Min, J. Wang, Y. He “Study on the effect of punched holes on flow structure and heat transfer of the plain fin with multi – row delta winglets” *Heat Mass Transfer*. 51 (2015) 1523 – 1536.
- [3] H. M. şahin, E. Baysal, A. R. Dal “Experimental and Numerical Investigation of Thermal Characteristics of a Novel Concentric Type Tube Heat Exchanger with Turbulators” *International Journal of Energy Research*. 37 (2013) 1088-1102.
- [4] G. Yakar, R. Karabacak “Investigation of Thermal Performance of Perforated Finned Heat Exchangers” *Experimental Heat Transfer*. 28 (2015) 354-365.
- [5] P. Promvongse, S. Tamna, M. Pimsarn, C. Thianpong “Thermal Characterization in a Circular Tube Fitted with Inclined Horseshoe Baffles” *Applied Thermal Engineering*. 75 (2015) 1147-1155.
- [6] A. R. Anvari, R. Lotfi, A. M. Rashidi, S. Sattari “Experimental Research on Heat Transfer of Water in Tubes with Conical Ring Inserts in Transient Regime” *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 38 (2011) 668-671.
- [7] D. H. Lee, J. M. Jung, J. H. Ha, Y. I. Cho “Improvement of Heat Transfer with Perforated Circular Holes in Finned Tubes of Air Cooled Heat Exchanger” *International Communications Heat Mass Transfer*. 39 (2012) 161-166.
- [8] M. Yaghoubi, M. Mandavi “An Investigation of Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Cooled Finned Tube” *Experimental Heat Transfer*. 26 (2013) 343-359.
- [9] R. J. Moffat “Describing the Uncertainties in Experimental Results” *Experimental Thermal and Fluid Science*. 1 (1988) 3-17.
- [10] Y. A. Çengel “Heat and Mass Transfer: A Practical Approach” 3rd ed. McGraw – Hill, 2006.