

Gökhan ARSLAN

Abstract:

In that study, effects of using micro-fin tube in fin and tube heat exchangers on heat transfer are investigated. Under the same operating conditions, two heat exchanger with same dimensions are taken into account. First heat exchanger consists of smooth tubes and the second one consists of micro-fin tubes. Detailed thermal analysis by using ϵ -NTU method is done for each heat exchangers. For the application which air flows between the fins and water circulated inside tubes, heat transfer is characterized by the fluid which has the smallest heat transfer coefficient. However, due to the surface enhancement, detailed thermal analysis must be done. In that study, it is seen that at low water side Reynolds number, using micro-fin tubes leads to an enhancement in heat transfer. However, at a certain value of Reynolds number, enhancement in heat transfer can not be observed. Moreover, using micro-fin tubes cause an increase in pressure loss and system operating costs are increased.

Key Words:

Fin And Tube Heat Exchanger, Micro-Fin Tube, Heat Transfer Coefficient, ϵ -NTU, Reynolds Number

Kanatlı Borulu Isı Değişiricilerinde İç Yüzeyi Yivli Boru Kullanımının Isı Geçişine Etkisi

ÖZET

Bu çalışma kapsamında kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde iç yüzeyi yivli boru kullanımının ısı geçişine etkisi incelenmiştir. Aynı çalışma şartları altında aynı geometrik boyutlara sahip iki ısı değiştiricisi ele alınmıştır. İlkinde iç yüzeyi düz, ikincisinde ise iç yüzeyi sarmal yivli boruların kullanıldığı bu ısı değiştiricileri için yapılan ϵ -NTU yöntemi kullanılarak yapılan ısı analiz sonuçları detaylı olarak incelenmiştir. Isı değiştiricisinin dış kısmından hava, iç kısmından ise suyun aktığı uygulamada ısı geçişini düşük ısı taşınım katsayısına sahip akışkan karakterize etmektedir. Fakat yüzey alanının artırıldığı uygulamalarda detaylı analiz yapılması gerekmektedir. Bu çalışma da görülmüştür ki su tarafı düşük Reynolds sayısı değerlerinde, boru iç yüzeyinde yivlerin kullanılması ısı geçişini yaklaşık 1.5 kat artırmaktadır. Fakat belli bir Reynolds sayısından sonra iç yüzeyde kullanılan yivler ısı geçişinde herhangi bir iyileştirme yapmazken artan basınç kayıpları ile sistem maliyetlerini yükseltmektedir.

Anahtar Kelimeler: Kanatlı Borulu Isı Değişiricisi, Sarmal Yivli Boru, Isı Taşınım Katsayısı, ϵ -NTU, Reynolds Sayısı.

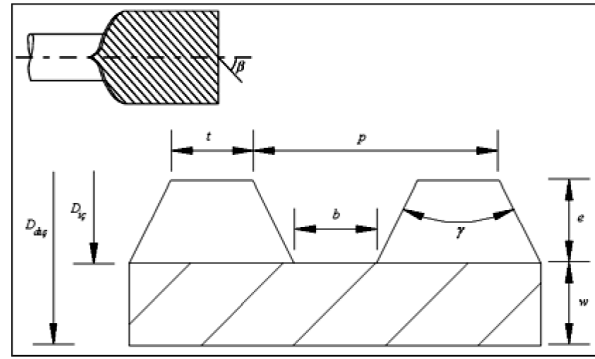
1. GİRİŞ

Kanatlı borulu ısı değiştiricileri ısıtma soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan en yaygın ısı değiştiricilerinin başında gelmektedir. Genellikle kanatlar arasından akan havanın şartlandırıldığı bu ısı değiştiricilerinde boru içerisinden farklı akışkanlar dolaştırılabilmektedir. Bu tip ısı değiştiricilerinin tasarımında en önemli husus kanatlar arasında akan havanın ve boru içerisinde dolaşan akışkanın ısı taşınım katsayısı değeridir. Nispeten hava tarafı ısı taşınım katsayısı, boru içerisinde dolaşan akışkanın ısı taşınım katsayısına göre daha düşüktür. Bu nedenle boru dış yüzeyinde yer alan kanatlar vasıtasıyla ısı geçiş alanı artırılmaktadır. Fakat bazı uygulamalarda boru içerisinde dolaşan akışkanın ısı taşınım katsayısının yeterli olmaması söz konusu olabilmektedir. Bu çalışmanın amacı böyle bir durumda iç yüzeyi yivli boru kullanımının ısı geçişine etkisinin araştırılmasıdır. Aynı şartlar altında, aynı boyuta sahip iki ısı değiştiricisinin

ilkinde iç yüzeyi düz boru kullanılırken ikincisinde iç yüzeyi sarmal yivli boru kullanılmıştır. Boru içerisinde sıcak suyun aktığı ve dış kısımda havanın dolaştırıldığı kanatlı borulu ısı değiştiricisi için yapılan ısıl analiz ile elde edilen sonuçlar detaylı olarak irdelenerek iç yüzeyi yivli boru kullanımının önemi ortaya konmaya çalışılmıştır.

Günümüzde yapılan bilimsel çalışmalar daha etkin ısı değiştiricileri tasarlamak üzerine odaklanmıştır. 1970'lerin sonuna doğru, soğutma sistemleri ve iklimlendirme cihazlarında yer alan ısı değiştiricilerinde bulunan yatay düz borular, ısı geçişini artırmak için sarmal iç yüzeyi yivli borular ile değiştirilmiştir. Bu tip boruların tercih edilme sebebi diğer borular ile kıyaslandığında daha yüksek ısıl performans göstermeleridir. Ayrıca boru imalatında ihtiyaç duyulan malzemenin az olması da endüstriyel kullanımlarda tercih sebebidir. Bu borularda düz boruyla kıyaslandığında basınç kaybı çok fazla olmasına rağmen ısı geçişi artmaktadır. 1990'ların ortalarına doğru iç yüzeyi yivli borular, kanat ve oyuk şekilleri üçgen profilden trapezoid profile dönüştürülerek ve kanat yüksekliği 0.15-0.18 mm'den 0.18-0.25 mm'ye kadar yükseltilerek geliştirilmiştir. Bu sayede ısı geçişi iyileştirme oranı artmıştır. Günümüzde soğutma ve iklimlendirme cihazı imalatçıları daha az hacim kaplayan ve az miktarda soğutucu akışkanın şarj edildiği sistemler tasarlayabilmek için iç yüzeyi yivli boruların kullanıldığı ısı değiştiricileri kullanmaktadır. Yivli borular genellikle yoğuşmanın ve buharlaşmanın gerçekleştiği ısı pompası, çiller ve HVAC sistemlerinde kullanılmaktadır. Tipik iç yüzeyi sarmal yivli borular bakırdan imal edilmektedir. Genelde bu borular 4-15 mm dış çap, birim uzunluk başına 50-70 sarmal kanat, 6-30° sarmal açısı, 0.1-0.25 mm kanat yüksekliği ve 25-90° arası apeks açısı değerlerine sahiptir. Bu çalışma kapsamında incelenen iç yüzeyi sarmal yivli boruya ait kesit Şekil 1'de verilmiştir. Burada belirtilen boyutlar ise Tablo 1'de verilmiştir.

Özellikle ısı taşınım katsayısı hesaplamalarında ısı geçişinin gerçekleştiği yüzey alanının doğru tespit edilmesi gerekmektedir. Buna göre Şekil 1'de veri-



Şekil 1: İç yüzeyi sarmal yivli boruya ait özellikler

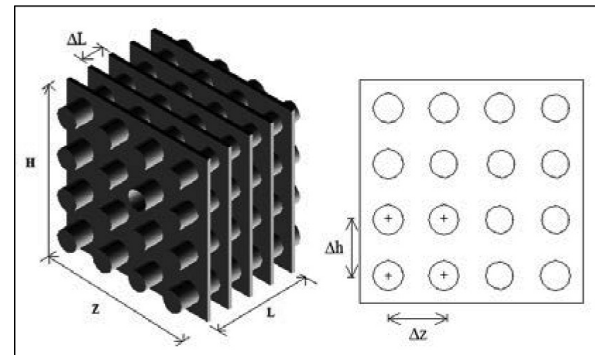
len boyutlara bağlı olarak iç yüzeyi sarmal borunun yüzey alanı denklem 1 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$A_{yivli} = \frac{NL}{\cos\beta} \left(b + t + \frac{2e}{\cos(\gamma/2)} \right) \quad (1)$$

Benzer şekilde akışa dik kesit alanı ise denklem 2 kullanılarak hesaplanmıştır. Özellikle hidrolik çapın tespit edilmesi açısından bu alan önemlidir.

$$A_{Kesit} = \frac{\pi d_i^2}{4} - N \frac{(t+p-b)e}{2} \quad (2)$$

Bu çalışma kapsamında analizi yapılan kanatlı borulu ısı değiştiricisi boruların düzgün sıralı yerleştirildiği bir yapıya sahiptir ve basit şeması Şekil 2'de verilmiştir. Isı değiştiricisine ait boyutlar ise Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 2: Isı değiştiricisinin basit şematik gösterimi

Bu tip ısı değiştiricilerinde genellikle alüminyum kanatlar ve bakır borular kullanılmaktadır. Daha öncede belirtildiği üzere aynı boyutta iki ısı değiştiricisinin ısıl analiz yapılmıştır. İlkinde kullanılan iç

Makale

yüzeyi düz bakır boru ile ikinci ısı değiştiricisinde kullanılan iç yüzeyi sarmal yivli boru aynı iç çap ve et kalınlığına sahiptir.

Tablo 1: Yivli boru ve ısı değiştiricisine ait boyutlar

Sarmal Yivli Boru			
d_o (mm)	9.52	b (mm)	0.22
d_i (mm)	8.92	p (mm)	0.47
w (mm)	0.3	γ (°)	40
e (mm)	0.16	β (°)	18
t (mm)	0.13	N	60
Isı Değiştiricisi			
δ (mm)	0.12	N_p	16
ΔL (mm)	4.5	N_s	4
L (mm)	750	N_k	24
ΔH (mm)	31.75	Z	N _s ΔZ
ΔZ (mm)	27.5	H	N _k ΔH
		N_r	L/ΔL+1

Yapılacak olan ısıl analizden önce ısı değiştiricisine ait ısı geçiş alanının tespit edilmesi gerekmektedir. Havanın temas ettiği yüzey iki kısımdan oluşmaktadır. Birinci kısım ısı değiştiricisi boyunca akan havanın temas ettiği boru yüzey alanıdır ve birincil alan (A_1) olarak adlandırılmıştır. İkinci alan ise havanın kanat yüzeyine temas ettiği alandır ve ikincil alan (A_2) olarak adlandırılmıştır.

$$A_1 = \left(\pi d_o - \pi d_o \delta \frac{1}{\Delta L} \right) N_k N_s L \quad (3)$$

$$A_2 = \left(HZ - \left(\frac{\pi d_o^2}{4} N_k N_s \right) \right) \left(\frac{2L}{\Delta L} \right) \quad (4)$$

Buna göre havanın temas ettiği toplam yüzey alanı birincil ve ikincil alanların toplamıdır.

$$A_{T,Hava} = A_1 + A_2 \quad (5)$$

Havanın temas ettiği yüzey alanının yanı sıra özellikle hidrolik çap ve Reynolds sayısının tespit edilmesi açısından havanın akış alanının da hesaplanması gerekmektedir.

$$A_o = HL - \delta HN_f - d_o LN_k \quad (6)$$

2. ISIL ANALİZ

Genellikle ısı değiştiricileri için yapılan analizlerde akışkanlara ait giriş koşulları bilinmektedir ve buna

göre çıkış şartlarının tespit edilmesine çalışılmaktadır. Bunun içinde ε -NTU yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntem kullanılarak kanatlı borulu ısı değiştiricisine giriş debisi ve sıcaklıkları bilinen sıcak suyun ve soğuk havanın ısı değiştiricisinin çıkışındaki değerleri hesaplanmıştır ve ısı değiştiricisinin ısıl kapasitesi bulunmuştur. Bu ısı değiştiricisinde hava ve su birbirine karışmamaktadır ve etkenlik (ε) tanımı çapraz akışlı ısı değiştiricileri için kullanılan yaygın bağıntı ile yapılmıştır. [5]

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) NTU^{0.22} (\exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1) \right] \quad (7)$$

Hesaplamalarda suyun ve havanın ısıl kapasite debileri kullanılmaktadır. Denklem 7'de yer alan C_r ifadesi de bu ısıl kapasite debilerinin oranıdır.

$$C_{su} = \dot{m}_{su} c_{p,su} \quad (8)$$

$$C_{Hava} = \dot{m}_{Hava} c_{p,Hava} \quad (9)$$

C_r her iki ısıl kapasite debisinden düşük olanın büyük olana oranı şeklinde ifade edilmiştir.

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (10)$$

Bu denklemde yer alan geçiş birimi sayısı (NTU) ısı değiştiricilerinin ısıl analizlerinde sıkça kullanılmaktadır.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (11)$$

Isı değiştiricinin ısıl kapasitesi etkenlik değeriyle bağılı olarak hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min} (T_{su,giriş} - T_{Hava,giriş}) \quad (12)$$

Bu yöntem dögüsel hesaplamalar gerektirmektedir. Başta tahmin edilen etkenlik değeri göre hesaplamalar başlatılarak yeni bir etkenlik değeri elde edilmektedir. Her iki etkenlik arasındaki bağıl hata belli bir oranın altında kalıncaya kadar dögü devam ettirilir. Isı değiştiricisinin ısıl analizinin tamamlanması için ortalama ısı geçiş katsayısının (UA) tespit edilmesi gerekmektedir. Bu katsayıda hava ve su tarafı ısı taşınım katsayılarına bağılıdır.[3]

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{su}A_{su}} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi kLN_k N_s} + \frac{1}{h_{Hava}(\eta_f A_2 + A_1)} \quad (13)$$

2.1. Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısı

Konu ile ilgili çokça deneysel çalışma yapılmış ve ısı taşınım katsayısı bağıntıları ortaya konmuştur. Bu çalışmada hava tarafı ısı taşınım katsayısı **McQuiston (1978)** bağıntısı kullanılarak elde edilmiştir.

$$h_{Hava} = \left[0.0014 + 0.2618 Re_{Hava}^{-0.4} \left(\frac{A_{T,hava}}{A_1} \right)^{-0.15} \right] \times \frac{C_{Hava}}{A_o Pr_{Hava}^{2/3}} \quad (14)$$

Hava tarafı ısı taşınım katsayısı tespit edildikten sonra kanat etkenliğinin tanımlanması gerekmektedir.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml')}{ml'} \quad (15)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{hava}}{k_{kanat}\delta}} \quad (16)$$

2.2. Su Tarafı Isı Taşınım Katsayısı

İç yüzeyi düz boru için literatürde sıkça kullanılan **Gnielenski (1976)** bağıntısı kullanılmıştır.

$$Nu_{su} = \frac{(Re_{su}-1000)Pr_{su}(f_{su}/2)}{1+12.7\sqrt{(f_{su}/2)}(Pr_{su}^{2/3}-1)} \quad (17)$$

$$f_{su} = (1.58 \ln(Re_{su}) - 3.28)^{-2} \quad (18)$$

İç yüzeyi yivli boru için iki farklı ısı taşınım katsayısı bağıntısı incelenmiştir. Bunlardan ilki literatürde çok sık kullanılan ve denklem 19'da verilen **Carnavos (1980)** bağıntısıdır. Carnavos 21 farklı boru geometrisi kullanarak hava, su ve etilen-su karışımı verilerine bağlı olarak bu bağıntıyı geliştirmiştir. Bağıntının geçerli olduğu bölgeler ($10^4 < Re_{su} < 10^5$), ($2.5^\circ < \beta < 30^\circ$), ($0.7 < Pr_{su} < 30$) olarak verilmiştir.

$$Nu = 0.023 Re_{su}^{0.8} Pr_{su}^{0.4} \left(\frac{A_{Kesit}}{\pi d_i^2} \right)^{0.1} \left(\frac{A_{Yivli}}{\pi d_i L} \right)^{0.5} \times (\sec \beta)^3 \quad (19)$$

Bu bağıntı yüksek Reynolds sayıları için geçerlidir. İkinci ısı taşınım katsayısı bağıntısı ise **Copetti ve diğ. (2004)** tarafından geliştirilmiştir. Bu bağıntı bu çalışmada kullanılan yivli boruya benzer değerler için Reynolds sayısı aralığı ($1000 < Re_{su} < 20000$) için geçerli bir bağıntıdır. Bir önceki bağıntıdan farklı olarak düşük Reynolds sayıları için de geçerlidir. Bu nedenle düşük Reynolds sayılarında Copetti ve diğ. (2004) bağıntısı, yüksek Reynolds sayıları değerlerinde ise Carnavos (1980) bağıntısı kullanılmıştır.

$$Nu_{su} = \frac{(Re_{su}-1000)Pr_{su}(f_{su}/8)}{1+\sqrt{(f_{su}/8)}(8.05Pr_{su}^{2/3}+9.09)} \quad (20)$$

Copetti ve diğ. (2004) bağıntısı sürtünme faktörüne bağlı hazırlanmıştır. Ayrıca iç yüzeyde yer alan yivler basınç kaybını ve buna bağlı olan sürtünme faktörünü etkilemektedir. Bu nedenle sürtünme faktörü için Carnavos (1980) bağıntısı kullanılmıştır.

$$Nu = 0.046 Re_{su}^{-0.2} \left(\frac{d_i}{d_h} \right)^{1.2} \left(\frac{A_{Kesit}}{\pi d_i^2/4} \right)^{0.5} (\sec \beta)^{0.75} \quad (21)$$

Son olarak sürtünme faktörüne bağlı olarak iç yüzeyi düz ve sarmal yivli borularda basınç kaybı incelenmiştir.

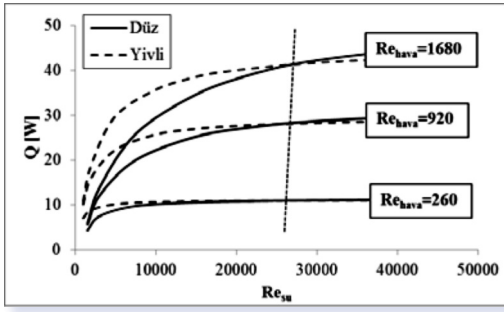
$$\frac{dP}{dz} = \frac{2f_{su}(\dot{m}_{su}/A_{Kesit})^2}{\rho_{su} d_h} \quad (22)$$

3. SONUÇLAR

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde düz ve iç yüzeyi sarmal yivli boru kullanımının önemi üzerinde durulan bu çalışma da, öncelikle aynı çalışma şartları altında yivli boru kullanımının ısı kapasiteye etkisi araştırılmıştır. Bunun için hava debisi sabit tutularak boru içerisinde akan sıcak suyun debisi artırılmıştır. Daha sonra hava debisi artırılarak aynı işlemler tekrarlanmıştır. Artan debiye bağlı olarak Reynolds sayısı da artmaktadır. Şekil 3'te su ve hava Reynolds sayılarına bağlı olarak ısı değiştiricisi ısı kapasitenin değişimi verilmiştir.

Hava debisinin sabit tutulduğu uygulamada, iç yüzeyi sarmal yivli boru kullanımı belli bir Reynolds

Makale

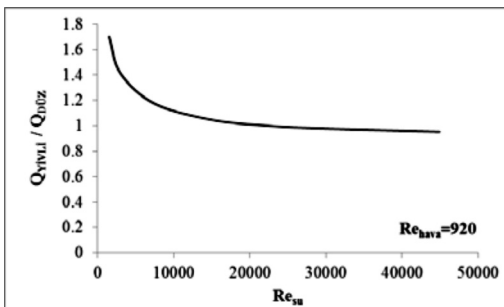


Şekil 3: Su ve hava Reynolds sayılarına bağlı olarak ısı geçiricisi ısıl kapasitenin değişimi

sayısının altındaki değerlerde ısıl kapasitede bir iyileşmeye sebep olmuştur. Hava tarafı Reynolds sayısı artırıldıkça ısı geçişinde meydana gelen iyileşmenin gerçekleştiği su tarafı Reynolds sayısı değeri çok fazla değişim göstermemiştir. Bu çalışma kapsamında kullanılan ısı taşınım katsayısı bağıntıları Reynolds sayısı ve sürtünme faktörüne bağlıdır. Artan Reynolds sayısına bağlı olarak boru içerisinde akan sıcak suyun ısı taşınım katsayısı da artmaktadır. Bilindiği üzere ısı geçiş yüzeyinde iyileştirme yapılmasının sebebi ısı taşınım katsayısının düşük değerde kalmasıdır. Bu nedenle Reynolds sayısı düşüldükçe yivli boru kullanımı ısı geçişini iyileştirmektedir.

Isı geçişinde oluşan iyileştirmeyi daha net izah edebilmek için iç yüzeyi sarmal borulu ısı değiştiricisinin ısıl kapasitesi iç yüzeyi düz borulu ısı değiştiricisinden elde edilen ısıl kapasiteye bölünerek iyileştirme oranı elde edilmiştir. Şekil 4'de bu oranın Reynolds sayısına bağlı değişimi verilmiştir.

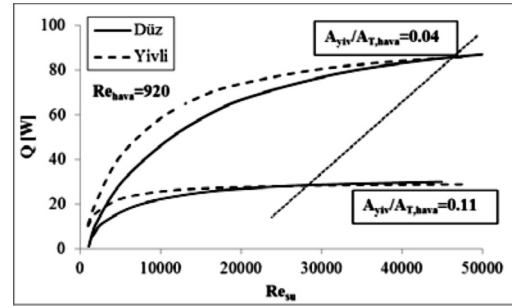
Net bir şekilde görülmektedir ki belli bir Reynolds



Şekil 4: Isı geçişi iyileştirme oranı

sayısı değerinden sonra ısı geçişi iyileştirme oranı bire yaklaşmaktadır. Özellikle çok düşük Reynolds sayısı değerlerinde ısı geçişi iyileştirme oranının 1.5 olduğu görülmektedir. Isı geçişi iyileştirme oranının bire yaklaştığı noktada iç yüzeyi sarmal yivli boru kullanmanın bir önemi kalmamaktadır.

Bu noktada incelenen bir diğer konu ise iyileştirmenin önemini yitirdiği geçiş Reynolds sayısının yüzey alanları ile olan ilişkisidir ve Şekil 5'te verilmiştir.

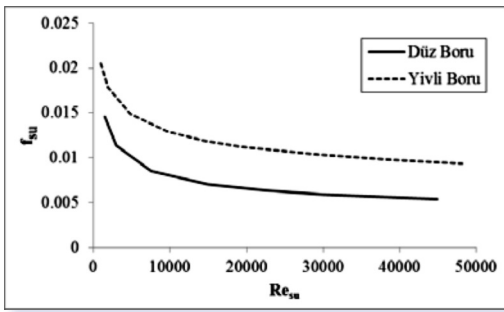


Şekil 5: Isı geçişindeki iyileşmenin yüzey alanlarına bağlılığı

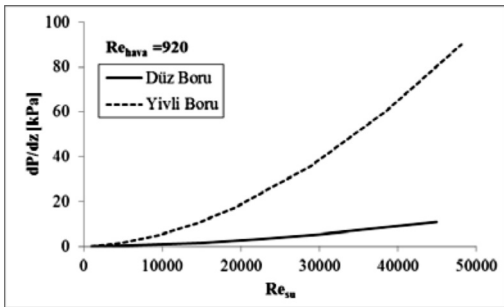
Şekil 5'de açık ve net görülmektedir ki iç yüzeyi sarmal yivli borunun ısı geçiş alanının havanın dış yüzeyde temas ettiği toplam ısı geçiş yüzey alanına oranı değiştirildiğinde, ısı geçişinde meydana gelen iyileştirme farklı Reynolds sayısında gerçekleşmiştir. Sonuç olarak iç yüzeyi yivli sarmal boru kullanımının ısı geçişinde iyileştirmeye olan etkisinde hava ve su Reynolds sayılarının yanı sıra ısı değiştiricisinin boyutları da etkili olmaktadır.

Mevcut analizde kullanılan ısı taşınım bağıntıları sürtünme faktörüne bağlıdır. Boru boyunca basınç kayıpları da benzer şekilde sürtünme faktörüne bağlıdır. Şekil 6'da düz ve yivli borulardaki sürtünme faktörlerinin Reynolds sayısına göre değişimi verilmiştir.

Her iki boru için de artan Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme faktörü düşmektedir. Aynı Reynolds sayılarında iç yüzeyi sarmal yivli boru sürtünme faktörü 1.5-2 kat daha yüksek çıkmıştır. Bu sürtünme faktörüne bağlı olarak elde edilen yerel basınç kayıp gradyeninin Reynolds sayısına bağlı değişimi Şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 6: İç yüzeyi düz ve yivli borularda sürtünme faktörünün değişimi



Şekil 7: İç yüzeyi düz ve yivli borularda yerel basınç kaybı

Şekil 7 incelendiğinde her iki boru için artan Reynolds sayısına bağlı olarak basınç kayıp gradyeninin artmış olduğu tespit edilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça iç yüzeyi yivli boruda basınç kaybı artış hızı da artmaktadır. Yüksek Reynolds sayısı değerlerinde düz ve yivli boru basınç kayıpları arasındaki fark çok fazla olmasına rağmen düşük Reynolds sayısı değerlerinde bu fark çok fazla olmamaktadır.

4. DEĞERLENDİRME

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde iç yüzeyi düz ve sarmal yivli boru kullanımının ısı geçişinde ne gibi bir değişikliğe yol açtığının araştırıldığı bu çalışma ile iç yüzeyi sarmal boru kullanımının önemi vurgulanmak istenmiştir. Isı değiştiricisinin kanatları arasında soğuk havanın akarak ısındığı, boruların içinden ise sıcak suyun dolaşarak soğuduğu bu sistemde hava ve su ısı taşınım katsayıları ısı geçişini karakterize etmektedir. Normal şartlarda hava tarafı ısı taşınım katsayısı su tarafına göre çok düşük olduğu için ısı geçişini etkinleştirmek için kanatlar kullanılmaktadır. Yapılan analiz sonucu görülmüştür ki belli bir Reynolds sayısından sonra iç yüzeyi yivli boru kul-

lanmanın hiçbir önemi kalmamaktadır. Artan Reynolds sayısına bağlı olarak su tarafı ısı taşınım katsayısı artmaktadır ve iç yüzeyde kullanılan yivler ısı geçişinde herhangi bir iyileştirmeye yol açmaktadır. Ayrıca ısı değiştiricisinin boyutları değiştirildiğinde ısı geçişinde meydana gelen iyileşmenin farklı bir Reynolds sayısı değerinde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Isı geçişinde meydana gelen iyileştirme sadece hava ve su tarafı

Reynolds sayılarına bağlı olmamakla birlikte iç ve dış yüzeydeki ısı geçiş alanlarına da bağlıdır. Basınç kayıpları incelendiğinde ise yüksek Reynolds sayısı değerlerinde düz boruya oranla basınç kaybı yaklaşık 3.5 katına çıkmaktadır. İç yüzeyi sarmal yivli boru kullanmak hem ısı geçişinde bir iyileştirme sağlamazken basınç kayıplarının artması sonucu ısı değiştiricisinin kullanıldığı sistemde fazladan maliyete sebep olmaktadır. Düşük Reynolds sayısı değerlerinde ise yivli boru kullanımı ısı geçişinde belirgin bir iyileştirmeye sebep olmuştur. Ayrıca bu aralıkta düz boruyla kıyaslandığında basınç kayıpları yaklaşık 2 kat yüksek çıkmıştır. Nispeten ısı geçişinde meydana gelen iyileştirmeden dolayı basınç kaybındaki artış telafi edilebilmektedir.

Sonuç olarak faz değişiminin gözlemlenmediği ısı değiştiricilerinde iç yüzeyi sarmal boru sadece düşük debiler için ısı geçişinde iyileştirmeye yol açmaktadır. Yüksek debilerde hem ısı geçişinde bir iyileşme görülmemiş hem de basınç kayıpları artmıştır.

Kısaltmalar

A	: Alan (m ²)
A ₁	: Birincil alan (m ²)
A ₂	: İkincil alan (m ²)
A _{T,hava}	: Havanın temas ettiği toplam yüzey alanı (m ²)
A ₀	: Havanın aktığı minimum akış alanı (m ²)
b	: Yiv kökleri Arası Genişlik (mm)
C	: Isıl kapasite debisi (W/K)
c _p	: Özgül ısı (J/kgK)
d _h	: Hidrolik çap (mm)
d _i	: İç çap (mm)
d _o	: Dış çap (mm)
dP/dz	: Basınç Kayıp Gradyeni (Pa/m)

Makale

e	: Kanat Yüksekliği (mm)
f	: Sürtünme faktörü
H	: Yükseklik (mm)
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
k	: Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	: Genişlik (mm)
l'	: Eşdeğer kanat uzunluğu (mm)
ṁ	: Debi (kg/s)
N	: Yiv Sayısı
N _D	: Devre Sayısı
N _f	: Kanat sayısı
N _k	: Kolon sayısı
N _s	: Sıra sayısı
NTU	: Geçiş birim sayısı
Q	: Isıl kapasite (W)
p	: Yiv uçları arası mesafe (mm)
Pr	: Prandtl sayısı
Re	: Reynolds sayısı
UA	: Ortalama ısı geçiş katsayısı (W/m ² K)
t	: Yiv uç Genişliği (mm)
T	: Sıcaklık (°C)
w	: Et kalınlığı (mm)
Z	: Derinlik (mm)
ΔL	: Kanatlar arası mesafe (mm)
ΔH	: Sıralar arası mesafe (mm)
ΔZ	: Kolonlar arası mesafe (mm)
β	: Heliks Açısı (°)

δ	: Kanat kalınlığı (mm)
ε	: Etkenlik
γ	: Apeks Açısı (°)
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
η _f	: Kanat Etkenliği

KAYNAKLAR

- [1] Carnavos T.C., 1980. "Heat transfer performance of internally finned tubes in turbulent flow" Heat Transfer Eng. 1 (4) pp. 32-37.
- [2] Copetti J. B., Macagnan M. H., Souza D., Oliveski R. C., 2004. "Experiments with micro-fin tube in single phase" International Journal of Refrigeration, Vol. 27 pp. 876-883
- [3] Genceli O., F., 1999. "Isı değiştiricileri" Birsen Yayınevi
- [4] Gnielinsk V., 1976. "New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow" Int. Chem. Eng. 16 pp. 359-368.
- [5] Incorporera F. P., Dewitt D. P., 2006. "Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri" Literatür Yayıncılık
- [6] McQuiston, F.C., 1978. "Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes." ASHRAE Transactions, Vol. 84, No. 1, pp. 294-309.