

DAİRESEL KESİTLİ BİR BORUNUN GİRİŞİNE YERLEŞTİRİLEN DELİKLİ SABİT KANATÇIKLI DÖNME ÜRETİCİNİN ISI GEÇİŞİ VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNE ETKİLERİ

Zeki ARGUNHAN*, Cengiz YILDIZ**

*Dicle Üniversitesi, Batman Meslek Yüksekokulu, Otomotiv Programı Bölümü, Batman

**Fırat Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Elazığ

Geliş Tarihi : 25.10.2004

ÖZET

Bu çalışmada iç içe borulu ısı değiştirgecinde farklı delik sayılı dönme üreticilerin ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Bu amaçla değiştirgecin 60 mm çapındaki iç borunun girişine 55° kanat açısına sahip ve kanatlarında birer, ikişer, üçer ve dörder adet dairesel delikler bulunan dönme üreticiler yerleştirilerek deneyler yapılmıştır. Bunlar iç borunun girişine rahat takılıp sökülebilecek şekilde dizayn edilmişlerdir. İç borunun içinden sıcak akışkan olarak hava, iç borunun dışından ise soğuk akışkan olarak su geçmektedir.

Anahtar Kelimeler : Isı Değiştirgeçleri, Dönme Üreticileri, Isı Transferi, Basınç Düşüşü

THE EFFECTS OF SWIRL GENERATOR HAVING WINGS WITH HOLES ON HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN TUBE HEAT EXCHANGER

ABSTRACT

This paper examines the effect of turbulence creators on heat transfer and pressure drop used in concentric heat exchanger experimentaly. Heat exchanger has an inlet tube with 60 mm in diameter. The angle of swirl generators wings is 55° with each wing which has single, double, three and four holes. Swirl generators is designed to easily set to heat exchanger entrance. Air is passing through inner tube of heat exchanger as hot fluid and water is passing outer of inner tube as cool fluid.

Key Words : Heat exchanger, Swirl generators, Heat transfer, Pressure drop

1. GİRİŞ

Isı geçişini artırmak amacına yönelik yapılan çalışmalarda, belli bir kapasite için daha küçük boyutlu ısı değiştirgecinin tasarlanması ön planda tutulmuştur.

Isı değiştirgecinin tasarımı sırasında ısı geçişini artırılırken sürtünme, dolayısıyla basınç kaybı da artacaktır. Haliyle borulardaki akışkanın

pompalanması için artan enerji sarfiyatının cihazın maliyetindeki azalma ile karşılanmasının sağlanması gerekir. Çok düşük hızlardaki pompalama masrafı çok azdır. Fakat ısı değişimi ekonomik olmayacak kadar düşüktür. Dolayısıyla, hızın artması hem enerji sarfiyatını, hem de ısı geçişini artırmaktadır.

Isı değiştirgeçlerinde ısı transferini iyileştirici teknikler kullanılarak ısıl etkinliğin artırılması amaçlanmaktadır. Isı değiştirgeçlerinde etkinliğin

arttırılması için aktif ve pasif yöntemlerden faydalanılmaktadır.

Pasif yöntemle ısı transferinin artırılması işlemlerinden biri sınır tabakasının yenilenmesidir. Sınır tabaka akış türü ile ilgili olup laminar akışta kalın, türbülanslı akışta daha incedir. Bu nedenle genellikle türbülanslı akışta ısı transferi, laminar akışa göre daha hızlı olur. Yani sınır tabaka kalınlığı incelidikçe akışkan ile boru arasındaki ısı transferi daha fazla olur.

Bu çalışmada, konstrüksiyonları basit, hareketli parçalarının olmayışı ve maliyetlerinin düşük olması nedeniyle iç içe borulu ısı değiştirgeçleri kullanılmıştır. Burada akışkana dönme etkisi verilerek, ısı transferinin artırılması amaçlanmıştır

Bir çok araştırmacı dönele akışın ısı transferine etkisini incelemişler ve dönele akışın ısı transferinin artışında önemli bir etken olduğunu göstermişlerdir. Isı transferi problemlerinde farklı dönme üreticilerinin oluşturduğu dönele akış için ısı transferini tahmin etmede kullanılan bir metot henüz yoktur. Azalan dönele akışta ısı transferi karakteristiklerini belirlemek için deneysel olarak birkaç araştırma yapılmıştır. Dönele akışların incelenmesi ilk defa 1950'lerde Talbot tarafından yapılmıştır (Talbot, 1954).

Isıtılmış boru içinde geçen havanın ısı geçiş katsayıları, boru eksenine konan radyal kanatlar tarafından meydana getirilen azalan dönele akış için ölçülerek, dönele akıştaki ısı geçiş katsayılarını tahmin etmek için bir bağıntı geliştirdiler. Teorik bağıntıların ortalama % 7, maksimum % 11'lik sapma ile deneysel verilerle uyduğunu gördüler (Algifri et al., 1980).

Boru ve kanat tipli türbülötörlerden oluşan ısı değiştirgeçlerinde akış yapısı ve ısı transfer artışını sayısal olarak incelediler. Sonuçta türbülötörlerin kullanılması ile ısı transferinin arttığını, dolayısıyla ısı değiştirgeçlerinin ölçülerinin küçülmesinde önemli bir parametre olduğunu savundular (Biswas et al., 1994).

Türbülanslı kanal akışında türbülötör çeşitlerinin ısı transferi ve akış kayıplarındaki etkilerini araştırdılar. Kanal alanı/ türbülötör alanı oranı 30'a eşit olduğunda ortalama ısı transferi % 16-19 arasında arttığı ve dikdörtgen türbülötörlerin performansının daha iyi olduğunu gördüler (Zhu et al., 1993).

İçinde kanatçık tipi dönme üreticileri bulunan dikdörtgen kesitli kanallardaki ısı transferi, farklı Reynolds sayılarında (3000-30000) ve türbülanslı akış koşullarında deneysel olarak incelediler. Her

kanatçık çiftinin arkasındaki geçiş bölgesinde kuvvetli bir akış karışımının ısı transferinin iyileşmesine neden olduğunu tespit ettiler. Buna karşılık sürtünme katsayısının arttığını gördüler (Kotçioğlu ve ark., 1999).

Boru girişine konan konik yüzey halkalı türbülötörlerin ısı transferini % 75 civarında artırırken, sürtünme faktörünü 9 kat artırdığını tespit ettiler (Küçük ve ark., 2000).

Serbest vorteksli başlangıç hız dağılımı ile dairesel bir kanalda dönele akıştaki Eddy viskozitesi üzerine deneysel incelemeler yaptılar ve dış duvara yakın bölgede Eddy viskozitesinin dönmedeki artış ile çok az arttığını gözlediler (Scott and Rask, 1973).

Eksenel olarak ani genişleyen bir boru içinden geçen türbülanslı dönele akışta ısı transferini incelediler. Girişteki dönmenin iç akışının bozulmasını sağladığını ve aynı zamanda kayma oranlarının arttığını ispatladılar (Dellenback et al., 1987).

Yüksek derecede soğutulmuş boru ve nozul içinde laminar sınır tabakanın geliştiği bölgede ısı transferi üzerindeki dönme etkilerini gösteren deneysel bir araştırma yaptılar. Bu çalışmada dönele akışta, boru duvarında olan ısı transferi miktarının dönele akış üreten elemanın olmadığı duruma kıyasla % 60 ile % 200 arasında arttığını tespit ettiler (Back and Massier, 1994).

Laminar akışlı değişik kesit alanlı borularda basınç düşüşü ve ısı transferi katsayısı karşılaştırılmasını yaptılar. Helisel yivlenmiş borularda hatve azaldıkça ısı transferinde artış olduğunu ve helisel yivlenmiş boruların laminar akış için uygun olmadığını gördüler (Fahed et al., 1999).

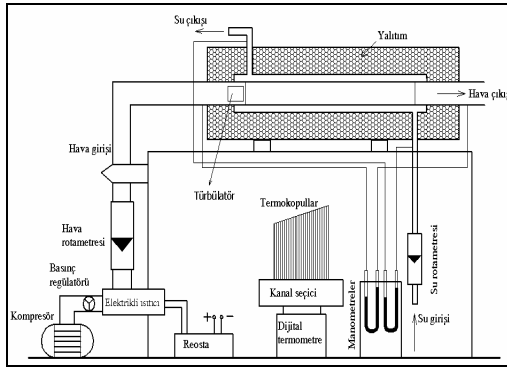
İç içe borulu ısı değiştirgeçlerinde içteki borunun döndürülmesiyle, dönmenin Nusselt Sayısı ve basınç düşüşüne etkisini incelediler. Dönele helisel iç borunun Nusselt Sayısı, dönmeyen düzgün yüzeyli borunun Nusselt Sayısının bir kaç kat olduğunu gösterdiler. Ayrıca, ek basınç düşüşünün ısı transferindeki artışı yanında daha düşük kaldığını belirlediler (Yıldız ve ark., 1996).

Dönele akışlarda ısı transfer katsayısının belirlenmesi, Eddy viskozite değerlerinin elde edilmesi şartıyla yapılabilir. Bununla ilgili olarak zamana bağlı ortalama teğetsel ve eksenel hızların olduğu dönele akışta Eddy viskozitesini hesaplamak için analitik bir metot önerdiler ve Eddy viskozitesinin dönme yoğunluğunun bir fonksiyonu olduğu sonucuna vardılar (Lilley and Chigier, 1971).

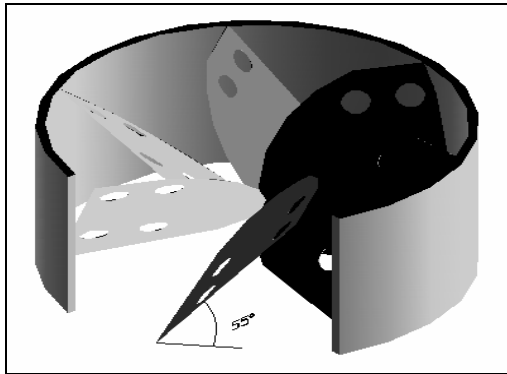
Yapılan çalışmaların çoğunluğu dönme üreticili ısı değiştirgeçlerinde ısı transferi ve basınç kaybının tespit edilmesine yöneliktir. Esas amaç, ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik olmakla birlikte dönme üreticisinin dönel akış oluşturması için dönme üreticisi geometrisi araştırılmıştır. Sunulan çalışmada akışa başlangıçta dönme üretici yardımıyla dönme etkisi verilmiş sonra akışın bağımsız olarak gelişmesine izin verilmiştir. Böylelikle ısı transferinde artışın yanında basınç kayıplarının aşırı şekilde artmaması sağlanmıştır.

2. DENEYSEL ÇALIŞMA

Isı değiştirgeçlerinde farklı delik sayılı dönme üreticilerin ısı transferine ve basınç düşüşüne etkisi deneysel olarak araştırılması amacıyla Şekil 1'de görüldüğü gibi bir deney seti dizayn edilmiştir. Dizayn edilen ısı değiştirgeçinin 3 mm et kalınlığında galvanizli sacdan yapılmış iç boru çapı 60 mm, dış boru çapı 90 mm ve uzunluğu 1030 mm olarak seçilmiştir. Geliştirilen ısı değiştirgeçinde dönel akış oluşturmak amacıyla iç borunun girişine galvanizli sacdan yapılan 60 mm çapında sökölüp takılabilen 55° açılı, kanatlarında 3 mm çapında birer, ikişer, üçer ve dörder delik bulunan dönme üreticileri dizayn edilmiştir (Şekil 2).



Şekil 1. Deney setinin şematik görünüşü.

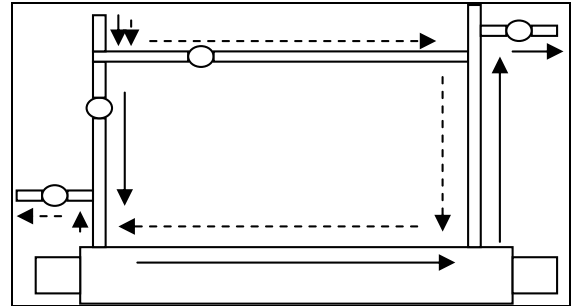


Şekil 2. 55° kanat açılı dönme üreticisinin görünüşü.

Isı değiştirgeçinin iç borusunun içinden geçecek olan hava bir kompresör yardımıyla sağlanmakta ve havanın ısıtma işlemi reostalı bir elektrikli ısıtıcı ile yapılmaktadır. Sabit basınçta hava akışının sağlanması için kompresör çıkışına basınç regülatörü yerleştirilmiştir. Deney düzeneğinde sıcaklık ölçümleri, ölçüm yapılacak her noktaya yerleştirilen Demir-Constantan termokopullarla yapılmaktadır.

Deney düzeneğinde; Havanın ısı değiştirgeçine girişine, havanın ısı değiştirgeçinden çıkışına, suyun ısı değiştirgeçine girişine, suyun ısı değiştirgeçinden çıkışına, çevre sıcaklığının tespiti için dış ortama, iç boru cidar sıcaklığının tespiti için beş noktadan yüzeye (özel yapıştırıcı kullanılarak) termokopullar yerleştirilerek sıcaklıklar ölçülmüştür. Termokopullarla alınan sonuçlar kanal seçiciye, oradan da yapılan bağlantıyla % 0.1 hassasiyetli dijital termometreye aktararak sıcaklıklar okunmuştur. Isı değiştirgeçinin çevreye olan ısı kaybını azaltmak için dış borunun yüzeyi cam yünü ile yalıtılmıştır. Zıt ve aynı yönlü paralel akışlar için değişik Reynolds sayılarında deneyler yapılmıştır.

Sistemde aynı yönlü (iç borunun içinden geçen havanın ve dış borunun içinden geçen suyun yönünün aynı olması (kesiksiz çizgili oklarla gösterilmiş) ve zıt yönlü (kesik çizgili oklarla gösterilmiş) paralel akış şartlarını gerçekleştirmek için Şekil 3'te görüldüğü gibi akış tesisatı kurulmuştur. Tesisat sistemi, suyun deney setine giriş noktasına konulmuş olup, akış devresindeki vanalar vasıtasıyla by-pass devresi oluşturularak aynı yönlü ve zıt yönlü paralel akış hallerine göre düzende deney yapılması sağlanmıştır.



Şekil 3. Aynı yönlü akışı ve zıt yönlü akışı sağlamak için geliştirilen tesisat sistemi.

Deney düzeneğine su temini için 0.5 m³ lük bir depo kullanılmıştır. Suyun deney süresince deney setine alınma sıcaklığının sabit kalması için şehir şebekesinden gelen su depoda dinlendirildikten sonra düzeneğe gönderilmiştir. Deney düzeneğinde kullanılan rotametre suyun debisini ölçebilecek aralıkta seçilmiş ve debi sürekli ölçülerek kontrol altında tutulmuştur (50 lt/saat). Deney düzeneğinin girişinde ve çıkışında basınç prizleri yardımıyla

deney düzeneğinde oluşan basınç kayıpları sürekli olarak ölçülmüştür.

3. HESAPLAMA METODU

Elde edilen deneysel verilerden yararlanılarak Nusselt Sayıları ve Reynolds Sayıları hesaplanmıştır.

Buna göre ısı değiştirgecinde sıcak akışkanın verdiği ısı, soğuk akışkana transfer edilmektedir. Aynı yönlü paralel akışta dönme üreticisiz ısı değiştirgeci için alınan veya verilen ısı miktarı;

$$Q = (\dot{m} c_p)_1 (T_{1g} - T_{1ç}) = (\dot{m} c_p)_2 (T_{2g} - T_{2ç}) \quad (1)$$

Şeklinde belirlenebilir.

Ayrıca sıcak akışkandan aktarılan ısı,

$$Q = h_h \cdot A \cdot (T_m - T_c) \quad (2)$$

Olarak yazılabilir. Burada A iç borunun kesit alanı, T_m , havanın ortalama sıcaklığı olup $(T_{2g} + T_{2ç})/2$ şeklinde ifade edilir. T_c ise ısı değiştirgecinin iç borusunun (hava tarafının) beş noktasından ölçülerek ortalaması alınan cidar sıcaklığıdır. Bu ifadeden elde edilen ısı taşınım katsayısı yardımıyla Nusselt Sayısı;

$$Nu = (h_h d_c / k) \quad (3)$$

ifadesiyle tespit edilir. Burada d_c iç borunun çapıdır. Reynold Sayısı aşağıdaki bağıntı yardımıyla bulunur.

$$Re = \frac{U_m \cdot d_c}{\nu} \quad (4)$$

Burada U_m havanın iç borudaki hızıdır. Rotametre ile ölçülen debinin d_c çapındaki iç borunun kesit alanına bölünmesi ile bulunan değerdir. Teorik Nusselt Sayısı için ise Dittus-Boelter eşitliğinden

$$Nu_T = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (5)$$

faidalanılmıştır.

Elde edilen ısı kazancın, basınç düşüşü yanındaki durumunu görmek için net ısı kazancının ek basınç düşüşüne oranını aşağıdaki denklem kullanılarak boyutsuz olarak bulunabilir.

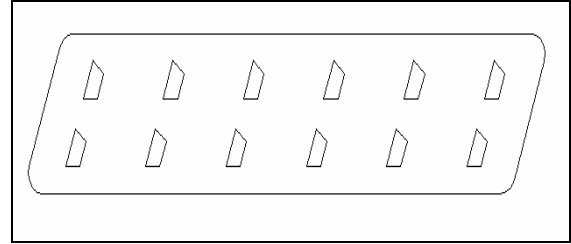
$$\frac{Q_T - Q_{Boş}}{V_H (\Delta P_T - \Delta P_{Boş})} (1000) \quad (6)$$

Burada; Q_T dönme üreticili ısı değiştirgecinde aktarılmış olan ısı transferi miktarı, $Q_{Boş}$ ise dönme üreticisiz ısı değiştirgecinde aktarılmış olan ısı transferi miktarıdır.

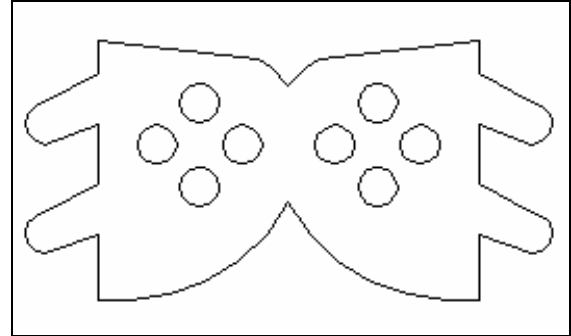
Bu bağıntıdan elde edilen değerler Şekil 9'daki grafiğe aktarılmıştır.

4. DÖNME ÜRETİCİLERİN İMALI

Dönme üreticisi malzemesi olarak kolay şekil verilebilmesi açısından 0.35 mm kalınlığındaki galvanizli sac seçilmiştir. Öncelikle Şekil 4'de görüldüğü gibi dönme üreticisinin dış gövdesi imal edilmiştir. Şekil 5'de görüldüğü gibi gövde içine kolay yerleştirilebilmesi için kanat profili oluşturuldu. Dönme üreticilerin 55° açılı kanatlarında 3 mm çapında simetrik olacak şekilde birer, ikişer, üçer ve dörder adet delikler açılarak punto makinesinde parçalar birbirleriyle kaynak yapılmıştır.



Şekil 4. Dönme üreticisi gövdesi.



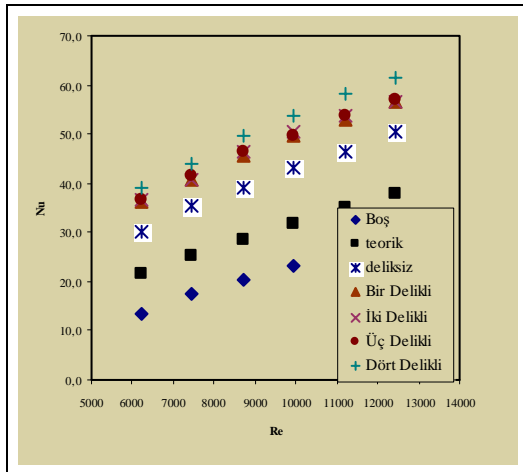
Şekil 5. Dönme üreticilerde kullanılan dört dairesel delikli kanat.

5. DENEYSEL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

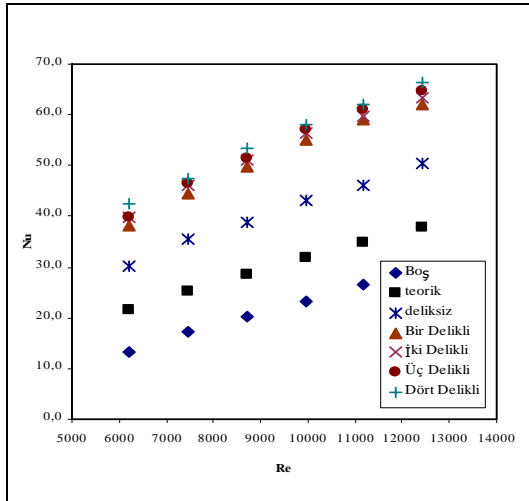
Geliştirilen ısı değiştirgecin deneysel verilerinden yararlanılarak hava için Nusselt Sayısı'nın (Denklem 3) Reynolds Sayısı'na (Denklem 4) göre değişimini gösteren grafikler, aynı yönlü (Şekil 6) ve zıt yönlü

(Şekil 7) paralel akışlar için, iç borunun dönme üreticili ve dönme üreticisiz olma durumuna göre çizilmiştir.

Deney düzeneğinde kullanılan dönme üreticilerin dış çapı 60 mm, kanat sayısı 6 ve kanat açısı 55° olarak sabit tutulup, dönme üreticilerin kanatlarındaki delik sayıları değiştirilmiştir ve elde edilen değerler grafiklerde gösterilmiştir (Şekil 6, 7). buradaki teorik sonuçlar, (5) eşitliği ile hesaplanmıştır. Boş ve teorik noktalarının çakışmaması deney sırasında oluşan hatalardan olmaktadır.



Şekil 6. Aynı yönlü paralel akışlı 3 mm dairesel delikli 55° kanat açılı dönme üreticili ısı değiştirgeçlerinde Nu- Re değişimi.

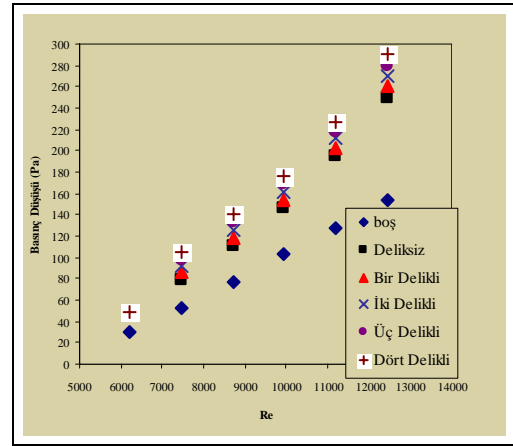


Şekil 7. Zıt yönlü paralel akışlı 3 mm dairesel delikli 55° kanat açılı dönme üreticili ısı değiştirgeçlerinde Nu- Re değişimi.

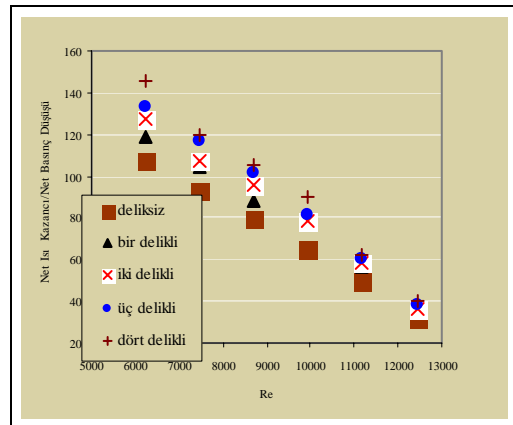
Buna göre ısı değiştirgeçinde Nusselt Sayısı, kanatlardaki delik sayılarının artması ve Reynolds sayısının artması ile arttığı görülmüştür.

Deneyler boyunca tespit edilen basınç düşüşleri grafiklere aktarılmıştır. Şekil 8'deki grafikte görüldüğü gibi hava tarafındaki basınç düşüşleri, kanatlardaki delik sayılarının artması ile ve Reynolds sayısının artması ile arttığı görülmüştür.

Elde edilen ısı kazancının, basınç düşüşü yanındaki durumunu görmek için (Net Isı kazancı/Net basınç düşüşü) oranı tespit edilmiştir. Şekil 9'a göre Reynolds Sayısı arttıkça ısı transferinde artma olmuştur. Bununla beraber basınç düşüşünde artma meydana gelmiştir. Ancak elde edilen ısı kazanım yanında basınç düşüşünün daha düşük seviyede kaldığı görülmektedir.



Şekil 8. 55° Kanat açılı 3 mm dairesel delikli dönme üreticili ısı değiştirgeçlerinde Re sayısına göre basınç düşüşü.



Şekil 9. 55° Kanat açılı dairesel delikli (3mm) dönme üreticili ısı değiştirgeçinde aynı yönlü akışta (Ek Isı Kazancı /Ek Basınç Düşüşü)'nün Re sayısına göre değişimi.

İç içe borulu dönme üreticili ısı değiştirgeçinde yapılan deneylerinde sıcaklığın, debilerin ve basınç düşüşünün ölçülmesi sırasında, hem sabit hatalardan hem imalat hatalarından hem de rasgele hatalardan kaynaklanan hatalar etkili olmaktadır. Ölçülen

değerleri dikkate alarak, bu değerlerden kaynaklanan toplam hataların hesaplanması gerekir. Ölçülen büyüklüklerin hata değerleri ise, ölçü araçlarının üretici firmaları tarafından önerilen hata değerleri yanında yapılan kalibrasyon çalışmalarından ve deneysel tecrübelerden teorik olarak belirlenmiştir. Bir parametrenin değerinin ölçülmesinde, sabit hatalar, rasgele hatalar ve imalat hataları nedeniyle ortaya çıkan hatalar dikkate alınarak toplam hata hesabı;

$$W_x = [(x_1)^2 + (x_2)^2 + \dots + (x_n)^2]^{1/2} \quad (7)$$

eşitliği yardımıyla belirlenebilmektedir. Buna göre, deneylerde yapılan hataların toplam değerleri aşağıda verilmiştir.

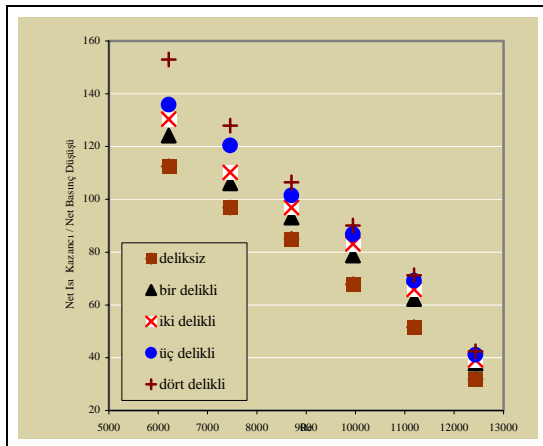
Sıcaklık ölçümündeki toplam hata $\pm 0.380^\circ\text{C}$
Debi ölçümündeki toplam hata $\pm 0.463 \text{ m}^3/\text{h}$
Basınç kaybı ölçümündeki toplam hata $\pm 0.5 \text{ mmSS}$

Bu hatalar gözönüne alındığında Nu Sayısı, hesaplanandan daha düşük, $\Delta P/L$ ise daha fazla olacaktır.

Grafiklerden delik sayıları arttıkça ısı transferinde artış olduğu ve en fazla ısı transferinin dört delikli dönme üreticide olduğu tespit edilmiştir.

Zıt yönlü paralel akışta elde edilen Nu Sayısı aynı yönlü paralel akışta göre % 8- % 10 daha fazla olmuştur.

Sonuçta geliştirilen ısı değiştirgeçlerinde kanatları 55° açılı, 3 mm delik çaplı, 4 delikli dönme üretici kullanıldığı durumdaki ısı transferi, dönme üreticisiz duruma göre % 83 oranında iyileşmenin olduğu görülmüştür.



Şekil 10. 55° Kanat açılı dairesel delikli (3 mm) dönme üreticili ısı değiştirgeçinde zıt yönlü akışta (Ek Isı Kazancı / Ek Basınç Düşüşü)'nin Re Sayısına göre değişimi.

6. SONUÇLAR

Geliştirilen ısı değiştirgeçinde dönme üreticisiz ve farklı delik sayılı dönme üreticili için ısı transfer miktarı denklem 1'den, Isı taşınım katsayısı formül 2'den, sıcak akışkan (hava) için farklı hızlarda Nusselt Sayısı, formül 3'ten hesaplandı.

Yapılan çalışmalar sonucunda dönme üretici yardımıyla akışa dönme etkisi verilerek ısı değiştirgeçindeki ısı transferinin % 83'lere kadar iyileştirilebildiği tespit edilmiştir. Isı transferindeki iyileşmede kanatlardaki delik sayısının artması ve Reynolds sayısının artışı etkin olmuştur (Şekil 6-7).

Isı transferindeki artışla beraber basınç kaybında da artış olmuştur (Şekil 8). Basınç kaybındaki artışın ısı transferindeki artışla kıyaslamak amacıyla net ısı kazancının, ek basınç düşüşüne oranı formül 6 dan hesaplanıp grafiklere (Şekil 9-10) aktarıldı. Buna göre elde edilen ısı kazancının yanında basınç kayıplarındaki artış daha düşük seviyede kalmıştır. Ancak Re Sayısının artmasına bağlı olarak elde edilen kazanç düşmektedir.

Isı değiştirgeçinde dönme üretici kullanılması durumunda basınç kayıplarındaki artış dönme üreticisiz ısı değiştirgeçine göre büyük olmasına rağmen dizayn ve kanat geometrisi yardımıyla kayıpların azaltılması mümkündür (Argunhan ve Yıldız, 2005).

Sonuçta, ısı değiştirgeçlerinde dönme üreticilerin kullanılmasıyla aynı kapasitede daha küçük boyutta ısı değiştirgeci elde edilmesinin mümkün olduğu görülmüştür.

7. KAYNAKLAR

Algifri, A.H., Bhardwaj, R. K. and Rao, Y. V. N. 1980. Prediction of the Decay Process in Turbulent Flow, Proc. Inst. Mech. Eng. (45), 279-283.

Argunhan, Z., Yıldız, C. 2005. Termodinamik Dergisi yıl 13 (149), 98-102.

Back, H., Massier, P. F. 1994. Heat Transfer From a Very High Temperature Laminar Gas Flow with Swirl to a Cooled Circular Tube and Nozzle, J. of Heat Transfer, (116), 245-252.

Biswas, G., Mitra, N. K. and Fiebig, M. 1994. Heat Transfer Enhancement in Fin-Tube Heat Exchangers by Winglet Type Vortex Generators Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 37 (2), 283-291.

Dellenback, P. A., Metzger, D. E. and Neitzel, G. P. 1987. Heat Transfer to Turbulent Swirling Flow Through a Sudden Axisymmetric Expansion, *Journal of Heat Transfer*, (109), 613-620.

Fahed, S. A., Chamra, L. M. and Chakroun. W. 1999. Pressure Drop and Heat Transfer Comparison for both Microfin Tube and Twisted-Tape Inserts in Laminar Flow, *Exp. Thes. and Fluid Science*, Vol. (18), 323-333.

Kotçioğlu, İ., Ayhan, T., Olgun, H. ve Ayhan B. 1999. Heat Transfer and Flow Structure in a Rectangular Channel With Wing-Type Vortex Generator, *Tr. J. of Engineering and Environmental science*. Vol. 22, 185-196.

Küçük, H., Bali, T. ve Ayhan, T. 2000. Boru Girişine Yerleştirilen Konik Yüzey Halkalı Türbülatorlerin Isı Transferi ve Sürtünme Faktörüne Etkilerin Deneysel İncelenmesi, *ULIBTK. Sakarya*. 741-745.

Lilley, D. G., Chigier, N. A. 1971. Nonisotropic Turbulent Stress Distribution in Swirling Flow From Mean Value Distributions. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 14, 573-585.

Scott, C. J., Rask, D. R. 1973. Turbulent Viscosities for Swirling Flow in a Stationary Annulus, *Trans. Am. Soc. Mech. Engrs, J. Fluid Engr*, 95 557- 566.

Talbot, L. J. 1954. *Applied Mech.* 21, 1.

Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan, D. 1996. Influence of Fluid Rotation on The Heat Transfer and Pressure Drop in Double-Pipe Heat Exchangers, *Applied Energy*, 54, 49 - 56.

Zhu, J. X., Mitra, N. K. and Fiebig, 1993. Effects of Longitudinal Vortex Generators on Heat Transfer and Flow Loss in Turbulent Channel Flows, *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 36, No. 9, 2339-2347.