T.C.

ERCİYES ÜNİVERSİTESİ

BİLİMSEL ARAŞTIRMA PROJELERİ

KOORDİNASYON BİRİMİ

BİR BORU İÇERİSİNE CİDARDAN AYRIK OLARAK YERLEŞTİRİLMİŞ ÇEŞİTLİ TİPTEKİ ŞERİT ELEMANLARIN ISI TRANSFERİ İYİLEŞTİRMESİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Proje No: FBD-10-3341

TEZ PROJESİ

SONUÇ RAPORU

Proje Yürütücüsü:

Prof. Dr. Veysel ÖZCEYHAN

Mühendislik Fakültesi/Makine Müh. Bölümü

Araştırmacının Adı Soyadı

Esra AKÇADIRCI

HAZİRAN 2015

KAYSERİ

TEŞEKKÜR

Bu projeye sağladıkları finansal kaynaktan dolayı Erciyes Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine teşekkürlerimizi sunarız.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖZET	1
ABSTRACT	2
1. GİRİŞ / AMAÇ VE KAPSAM	3
2. GENEL BİLGİLER	6
3. GEREÇ VE YÖNTEM	17
4.DENEY SONUÇLARI	24
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	40
6.KAYNAKLAR	42

ÖZET

Bu çalışmada içerisine trapez çentikli bükülmüş şeritler yerleştirilmiş bir boruda ısı geçişi ve basınç düşümü deneysel olarak incelenmiştir. Şeritler boru içerisine boru iç yüzeyinden ayrık olarak yerleştirilmiştir. Deneyler, beş farklı büküm oranı (y/D=2, 2.5, 3, 3.5 ve 4) ve beş farklı açıklık oranında (z/D=0, 0.0178, 0.0357, 0.0535 ve 0.0714) Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında gerçekleştirilmiştir. Boru dış yüzeyine sabit ısı akısı uygulanmış ve akışkan olarak hava seçilmiştir. Boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı değerleri literatürde mevcut olan eşitliklerden elde edilmiş değerler ile karşılaştırılmış ve iyi bir uyum içerisinde oldukları görülmüştür. Boru içerisine yerleştirilen şeritler boş boruya göre ısı geçişi ve basınç düşümünde artışlara neden olmuştur. Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve net iyileşme oranı büküm oranının ve açıklık oranının azalması ile artmıştır. İncelenen bütün durumlarda, ısı geçişi iyileşmesi Reynolds sayısının artması ile azalmakta ve Reynolds sayısının 15000 değerinden sonra yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. En yüksek net iyileşme oranı 5200 Reynolds sayısında y/D=2 ve z/D=0 için 1.530 olarak elde edilmiştir. Sonuçta, bu çalışma büküm oranının (y/D) açıklık oranına (z/D) nazaran ısı geçişi ve basınç düşümü üzerindeki etkisinin daha fazla olduğunu ve bükülmüş şeritlerin boru iç yüzeyinden ayrık olarak yerleştirilmesi ile boru içerisinde oluşması düşünülen kirlenmeyi de azaltarak ısı geçişinin artırılabileceğini göstermiştir.

Bu tez çalışması sonucunda, endüstride yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilerindeki borular içerisine, ısı değiştiricisinin çalışma şartlarına göre düşük Reynolds sayılarında trapez çentikli şerit elemanlar küçük kıvrım oranlarında yerleştirilerek; ısı transferinde iyileştirme sağlamanın mümkün olabileceği gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: ısı geçişi, basınç düşümü, ısı transfer iyileşmesi, bükülmüş şerit.

ABSTRACT

Heat transfer and pressure drop in a tube with trapezoidal notched twisted tape inserted were investigated experimentally. The twisted tapes were placed separately from the tube wall. The experiments were conducted for five different twist ratio (y/D=2, 2.5, 3, 3.5 ve 4) and five different clearance ratio (z/D=0, 0.0178, 0.0357, 0.0535 ve 0.0714) in the range of Reynolds number from 5000 to 25000. Uniform heat flux was applied to the external surface of the tube wall and the air was selected as a working fluid. The obtained Nusselt number and friction factor values on plain tube were compared with using well known equations given in literature and were seen in good agreement. The twisted tapes placed in the tube supplied considerable increase on heat transfer and pressure drop when compared with the plain tube. The Nusselt number, friction factor and heat transfer enhancement increased with the decrease of clearance ratio (z/D) and twist ratio (y/D). For all investigated cases, heat transfer enhancement (ζ) tends to decrease with the increase of Reynolds number and to be nearly uniform for Reynolds number over 15,000. The highest heat transfer enhancement was obtained as 1.530 for z/D=0 and y/D=2 at Reynolds number of 5200. At a result, this study presented that twist ratio is more effective factor than clearance ratio on heat transfer and pressure drop and heat transfer can be increase to provide less contamination with placed separately the tube wall.

In conclusion of this experimental study, it is showed that providing heat transfer enhancement is possible via inserting trapezoidal notched twisted tapes in a tubes of heat exchangers which are used extensively in industry related with the working conditions of heat exchangers in low Reynolds numbers with small twist ratios

Keywords: heat transfer, pressure drop, heat transfer enhancement, twisted tape

1. GİRİŞ / AMAÇ VE KAPSAM

Konu ve Önemi

Dünya enerji ihtiyacının önemli bir bölümünü karşılayan fosil yakıt rezervinin büyük bir hızla tükenmesi, sanayileşme sürecinde enerji tüketimindeki hızlı artışa bağlı olarak sera gazı emisyonlarının insan yaşamını tehdit eder duruma gelmesi ve ozon tabakasının zarar görmesi nedeni ile enerji temini ve etkin kullanımı günümüzün en önemli sorunlarından birini oluşturmaktadır. Enerji verimliliği; tüketilen enerji miktarının, üretimdeki miktar ve kaliteyi düşürmeden iktisadi kalkınmayı ve sosyal refahı engellemeden en aza indirilmesi biçiminde ifade edilmektedir [1].

Enerji tasarrufu kavramı, günlük hayatımızda olduğu kadar bu enerjinin çok büyük bir bölümünü kullanan endüstriyel tesislerde de hayati önem taşımaktadır. Tasarruf aynı işi daha az enerji kullanarak yapmaktır. Enerji tasarrufu, bilinen genel yöntemleri, geliştirme prosedürlerini ve yeni teknolojileri kullanarak ve sosyal hayatın standartlarını dikkate alarak enerjiyi daha etkin kullanmak anlamına gelir. En ucuz enerji tasarruf edilen enerjidir. Türkiye'de enerji tüketiminin % 41'i endüstriyel tesislerde, % 31'i binalarda ve % 20'si taşımacılıkta meydana gelmektedir. Türkiye'de endüstriyel tesislerde yıllık 3,7 milyon TEP (ton eşdeğer petrol) denk düşen bir enerji tüketimi mevcuttur. Yapılan bazı çalışmalar, Türk sanayisinde kullanılan enerjinin % 30'unun tasarruf edilebileceğini göstermektedir [2].

Enerji sektöründe temel esas daha az enerji tüketimi ile daha çok iş yapabilmektir. Bu amaç doğrultusunda enerjiyi daha verimli şekilde kullanabilmek ve ısı transferini artırabilmek amacıyla ısı transferi iyileştirme yöntemleri geliştirilmekte, endüstriyel alanda çok sık kullanılan ısı değiştiricilerinde bu yöntemler uygulanmaktadır. Enerji maliyetindeki ve sistem boyutlarındaki artışa bağlı olarak ısı transferi iyileştirme tekniklerinin kullanımı artmaktadır. Isı taşınım katsayısının arttırılması, yüzey alanının arttırılması gibi çalışmalar ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden sayılabilmektedir. Isı transfer yüzeyinin döndürülmesi, türbülanslı akış oluşturmak için boru içerisine türbülatörlerin yerleştirilmesi, elektrostatik alanların oluşturulması, pürüzlü yüzeyler, kanatçıklar ve boru içerisine yerleştirilen farklı geometrilerde elemanların kullanılması, ısı transfer yüzeyine düşük frekansta titreşim verilmesi, akışkanlara titreşim verilmesi gibi yöntemler ile ısı transfer iyileştirme çalışmaları yapılabilmektedir [3].

Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Boru içerisindeki akışlarda ısı transferinin iyileştirilmesi için yapılan çalışmalar literatürde geniş yer kaplamaktadır. Bu çalışmalarda boru içerisine yerleştirilen elemanlar genellikle boru iç yüzeyine bitişik durumda olup; ısı transferinin iyileştirilmesi ısı transfer yüzey alanının arttırılması yoluyla gerçekleştirilmektedir. Yapılan bu tez çalışmasında, hem yüzeye bitişik hem de yüzeyden ayrık bir şekilde yerleştirilen bükülmüş şeritlerin ısı transferine etkisi incelenmiştir. Deneyler, beş farklı açıklık oranı (z/D=0, 0.0178, 0.0357, 0.0535 ve 0.0714) ve beş farklı büküm oranı (y/D=2, 2.5, 3, 3.5 ve 4) olmak üzere toplam 25 farklı şerit ile gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, 25 farklı helisel şeridin sağladığı ısı geçişindeki artış, basınç düşümü ve neticede sağlanan net iyileşme belirlenmiştir.

Isı Transferi İyileştirme Teknikleri

Isı transferini artırma tekniklerini, aktif ve pasif metotlar olarak sınıflandırmak mümkündür. Isı transfer edilen akışkana veya ortama ilave enerji verilerek ısı transferinde iyileşmeyi sağlayan yönteme aktif, ilave enerji vermeden ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yönteme ise pasif yöntem denir. Bu nedenle yüksek ısı transfer katsayısına ulaşmak için, imalatlarda uygulanan yöntemlerin farklılığı ile beraber plakaların yüzey geometrileri de karmaşık bir hale gelmiştir. Isı transferini artırmak için; mekanik yardımcı elemanların kullanılması, yüzeyin döndürülmesi, mekanik parçalar ile akışın karıştırılması, yüzey titreşiminin oluşturulması, akışkanda titreşim oluşturulması, akış ortamında elektro-statik alanların oluşturulması gibi yöntemler aktif yöntemlere örnek olarak verilebilir. Isı transfer yüzeyinin işlenerek; yüzeyinin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi, kaba yüzeylerdeki pürüzlerden ayrı çıkıntıların oluşturulması gibi işlemlerin yapılması da pasif yönteme örnek olarak verilebilir. Isı transferini artırmak için, yüzey alanlarının büyütülmesi birçok ısı değiştirgeçlerinde kullanılan bir tekniktir. Kanatçıklı yüzeylerin ve sabit yönlendirici kanatların imal güçlüğü ve ısı değiştirgecinin boyutlarının artırılması ve bakımlarının zorluğu gibi sebeplerden dolayı son yıllarda yerini türbülatörlere bırakmaktadır.

Türbülatörlerde ısı transferindeki artış yüzey alanının büyütülmesinden çok ısı taşınım katsayısının arttırılmasıyla sağlanır. Isı taşınım katsayısını artırmak için, ısı değiştirgecinde türbülans artırıcı teknikler denenir. Türbülatörlere uygulamada; duman borulu sıcak su ve katı yakıtlı kazan, ısı değiştirgeçleri, gaz soğutmalı reaktör yakıt elemanları, elektronik

sistemlerin havalandırma donanımları gibi sistemlerde karşılaşılır. Türbülatörler, konik halka yüzeyli, spiral ve delikli palet karıştırıcı, vb. olmak üzere birçok çeşide sahiptirler.



Şekil 1.1 Çeşitli Tipteki Türbülatörler.

2. GENEL BİLGİLER

Giriş

Isı transferini iyileştirmenin en temel amaçları, yüksek ısı transferi katsayısı elde etmek, soğuk ve sıcak akışkanlar arasındaki sıcaklık farkını düşürmek, ısı değiştiricilerinin boyutlarını düşürerek maliyeti azaltmak ve böylece en uygun verimi elde etmektir. Isı transferi katsayısının artması, akışın karıştırılması yani türbülansın arttırılması ile mümkündür. Türbülanslı akışta laminer akışa oranla ısı geçişi daha fazla olmaktadır. Bunun nedeni, laminer akışta akışkan partiküllerinin birbirleri üzerinden katmanlar halinde akmasıdır. Bu da ısı geçişini olumsuz yönde etkilemektedir. Türbülanslı akışta ise katmanlar oluşmamakta ve akışkan partikülleri arasında ısı alış verişi artmaktadır. Bir ısı değiştiricisinin çıkışında sıcak akışkan ile soğuk akışkan sıcaklıklarının mümkün olduğu kadar birbirine yaklaştırılması ısı değiştiricisinin performansını artırır.

Günümüzde hem enerjiyi geri kazanma metotlarının geliştirilmesi hem de enerji tasarrufu büyük önem taşımaktadır. Enerji tasarrufu, enerji arzının azaltılması veya kısıtlanması şeklinde düşünülmemelidir. Enerji tasarrufu, kullanılan enerji miktarının değil ürün başına tüketilen enerjinin azaltılmasıdır. Enerji maliyetlerini düşüren üretici, aynı miktardaki mal veya hizmetleri daha az enerji veya aynı miktar enerji ile daha çok mal ve hizmet üreterek, ulusal ve uluslararası alanda rekabet gücünü arttıracaktır ki bu da yine enerji geri kazanım metotlarının geliştirilmesi ile mümkündür.

Özellikle endüstriyel tip kazanlarda ve kalorifer kazanlarında ısı transferinin, dolayısıyla kazan veriminin artırılması için türbülatör kullanımı oldukça yaygınlaşmıştır. Türbülatörlerden elde edilen sonuçların yıllık enerji maliyetlerinin düşürülmesi açısından ciddi boyutlarda olması hem mühendisleri hem de imalatçıları yeni türbülatör modelleri arayışı içerisine itmiştir. Böylece bu alanda çalışmalar hız kazanmış ve en uygun türbülatör geometrisi ve malzemesi için gerek deneysel gerek sayısal birçok çalışmalar yapılmıştır.

Isı Transferi İyileştirme Konusunda Yapılmış Çalışmalar

Enerjinin verimli kullanılmasının yollarından biri, ısı kayıplarını önlemek ve ısı transferini maksimum seviyeye çıkarmaktır. Özellikle yapılan son çalışmalarda ısı değiştiricilerinin ısı

transferini artırıcı yönde tasarlanmaya çalışıldığı gözlemlenmiştir. Bunun için kullanılan iç elemanlar genellikle sarımlı teller, bükülmüş şeritler, spriral kanatçıklar ve pervaneler gibi türbülatörler olmuştur. Isı transferini artırmanın olumlu etkileri, Royds tarafından türbülanslı akış üreticileri kullanılarak ilk defa 1921 yılında gündeme gelmiştir. Araştırmacı, bu konuda birçok deneysel çalışma yapmış ve değişik tiplerde türbülatör denemiştir [4].

Isı transferini artırmada kullanılan iç elemanlardan biri olan helisel yaylarla yapılan bir çalışmada Uttarwar ve Rao [5], ısı transfer oranını artırmak, buna karşılık ısı değiştiricisinin boyutlarını düşürmek amacıyla farklı çaplarda ve farklı helisel adımlardaki helisel yayları ısı değiştiricisi içine yerleştirmek suretiyle deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Deney sonuçlarına göre, türbülatörlü boru ile boş boruyu karşılaştırdıklarında ısı transfer katsayısında %350'lik artışa karşılık ısı değiştirici alanında %70-80'lik bir azalma olduğunu göstermişlerdir. Başka bir çalışmada Yakut ve Şahin [6], helisel yay kullanarak sürtünme faktörü ve performans karakterlerinin ısı geçişine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir.

Helisel yay akım alanında girdaplar oluşturarak, ısı transfer oranının artmasına neden olmuştur. Helisel yayın adım aralıkları arttıkça, girdap kopmaları azalmakta, bu da ısı transferini olumsuz yönde etkilemektedir. Bu sonuçlara göre Re sayısının 13000'e kadar olan değerlerinde, sık adımlı helisel yaylar termodinamik açıdan daha avantajlıdır. İç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen helisel yayların ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisini deneysel olarak inceleyen Behçet ve İlkılıç [7], Re sayısının3500 ile 8500 değerleri arasında deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Farklı adımlardaki helisel yaylar ile yapılan deneylerde, Reynolds sayısının artmasıyla ısı transferinin iyileştiği gözlenmiştir. Bununla beraber, Reynolds sayısının artmasıyla basınç kayıpları da arttığından, kullanılan iyileştirme tekniğinin termodinamik olarak avantajlı olup olmadığını belirlemek için, entropi üretimi hesaplanmıştır. Güneş ve arkadaşlarının [8] yaptığı bir çalışmada ise, türbülanslı akış rejiminde ısı transferi ve basınç düşümü bir tüp içerisine sarımlı teller konularak incelenmiştir. Teller üçgen kesitli olarak imal edilmiş olup, tüp duvarından 1mm ayrık olarak yerleştirilmişlerdir. Üçgen kesitli tellerin kenar oranının tüp çapına oranının (a/D = 0,0714 ve 0,0892) iki farklı durumuna ve üç farklı hatve oranına (P/D = 1, 2 ve 3) göre incelemeler yapılmıştır. Deneyler Re sayısının 3500 ile 25000 değerleri arasında, tüp yüzeyine sabit ısı akısı verilerek gerçekleştirilmiştir. Sonuçta, düz bir tüpe göre içerisine sarımlı tel yerleştirilen tüpte, ısı transferi ve basınç düşümü artmıştır. Re sayısının ve tel

kalınlığının artmasıyla ve hatve oranının azalmasıyla Nu sayısının arttığı görülmüştür. En yüksek iyileştirme a/D = 0.0892, P/D= 1 ve Re sayısının3858 değeri civarında %36.5 olarak tespit edilmiştir. Güneş ve arkadaşlarının [9] yaptığı diğer çalışmada, yine aynı hatve oranlarına sahip, bir kenarı a=6 mm olan sarımlı tellerin cidardan ayrıklığının iki farklı (s=1 ve 2 mm) durumu incelenmiştir. Bu duruma göre en yüksek iyileştirme, düşük Re sayılarında cidara daha yakın yerleştirilen telde elde edilmiştir. Çalışmasında eş eksenli çift borulu bir ısı değiştirgecinin içerisine farklı mesafelerde, farklı çaplarda yerleştirilmiş yay şeklinde helisel teller kullanan Akpınar [10], sıcak akışkan olarak hava soğuk akışkan olarak su kullanmış ve akış şekli de paralel ve çapraz olarak değiştirilmiştir. Deneyler Reynolds sayısının 6500–13000 değerleri arasında yapılmıştır. Nusselt sayısının; Reynolds sayısı, mesafe ve değişen çaplara bağlı olarak boş boruya göre 2.64 kat arttığı, sürtünme faktörünün de aynı değişkenlerle 2.74 kat arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca ekserji kaybı da boş boruya göre 1.64 kat artmıştır. Helisel yaylarla yapılan başka bir çalışmada ise Yıldız [11], dış yüzeyi buhar ile ısıtılan, sabit cidar sıcaklığına sahip iç içe borulu bir ısı değiştiricisi içinde ısı transferini artırmak için farklı çapta yaylar kullanmıştır. Kullanılan yaylar dizim sayısı ve dizim şeklinin değişimine göre incelenmiştir. Boru içerisinden geçen akışkan hava olup, deneyler 2500≤ Re ≤12000 aralığında, 22 farklı debide yapılmıştır. Çalışmada ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji analizi türbülatörlü(yaylar boru içinde) ve türbülatörsüz (boş boru) durumlar için hesaplanmış, karşılaştırmalar yapılmış ve deneysel bağıntılar elde edilmiştir. Sonuç olarak, en yüksek Nu sayısı, 6 adet 13 mm çaptaki yayın 10°helis açısıyla dizilmesi durumunda ortaya çıkmıştır. Yine aynı durumda entropi üretimi 1.55 olarak hesaplanmış, ekserji kaybı ise 0.16 olup boş boruya göre % 24 azalmıştır. Rahai ve Wong [12] geniş uzunluklu büküm oranına sahip spiral sarmal yayın, akışın türbülans kinetik enerjisini artırdığını ancak azami ortalama hızı düşürdüğünü öne sürmüşlerdir. Büküm oranındaki artışın düşük Re sayılarında ısı transferinin basınç düşüşüne göre kıyaslanmasıyla elde edilen genel artış oranını yükselteceğini ancak 5.000<Re<45.000 arasındaki Re değerlerinde artış oranının düşeceğini belirtmişlerdir.

Dairesel bir boru içerisine yerleştirilmiş, çevresel kesilmiş şeritlerin ısı transferi, basınç kaybı ve termal performans karakteristiklerine etkisi Eiamsa-ard ve arkadaşları [13] tarafından incelenmiştir. Sabit kıvrım oranı y/W=0.3 olan, 9 farklı şerit farklı derinlik ve genişlik oranlarında imal edilmiştir. Sürtünme faktörü izotermal şartlar altında gerçekleştirilirken, ısı transferi ölçümü düzgün ısı akısı şartları altında yürütülmüştür. Re sayısının 1000 ile 20000 değerleri arasında yapılan çalışmada akışkan olarak su

kullanılmıştır. Deneyler sonucunda özellikle laminer akış rejiminde düz bir boru içerisindeki çevresel olarak kesilmiş şeritlerin, düz bir şeride göre hem ısı transferini hem de sürtünme faktörünü artırdığı görülmüştür. Şeritlerin kesim yerlerindeki derinlik oranı arttıkça ve genişlik oranı azaldıkça ısı transferindeki iyileştirme artmıştır. Ayrıca düz bir boruya göre çevresel kesilmiş şeritlerin yerleştirildiği boruda Nusselt Sayısı türbülanslı rejimde 2.6 defa, laminer rejimde ise 12.8 defa artmıştır. Bu da maksimum performans faktörünün türbülanslı rejimde 1.29, laminer rejimde ise 4.28'e tekabül etmesini sağlar. Başka bir çalışmada ise Eiamsa-ard ve arkadaşları [14], eksenel üniform ısı akısı şartları altında, bükülmüş tek bir şeridin boru içerisine yerleştirilmesi, aynı şekilde bükülmüş iki şerit ve düzenli aralıklar bırakılarak bükülmüş iki şeridin boru içerisine üst üste konmasıyla oluşacak ısı transferindeki artış ve basınç kaybı incelenmiştir. Deneyler Re sayısının 4000 ~ 19000 değerleri arasında gerçekleştirilmiş olup, ısı transferi ve basınç kaybı faktörüne etki edecek önemli parametrelerden bahsedilmiştir. Düz bir boruya veya boru içerisine tek bir bükülmüş şerit yerleştirilmesine göre, boru içerisine çift olarak yerleştirilmiş şeritlerin ısı transferini daha fazla artırdığı gözlenmiştir. Tek bir şerit ve çift olarak kullanılan şeritte, Nu sayısı ve sürtünme faktörü büküm oranının artmasıyla azalmıştır. Ayrıca aralıklı olarak bükülmüş iki şeridin kullanımında ise, aralık değerinin artmasıyla Nu sayısı azalmıştır. Büküm oranı y/W=3, 4, 5'e göre Nu sayısı sırasıyla %146, %135, %128 artmıştır. Aralık değeri s/D= 0.75, 1.5 ve 2.25 'e göre Nu sayısı yine sırasıyla %140, %137, %133 olarak artmıştır. Böylelikle ısı transferindeki artışın, aynı şekilde bükülmüş çift şerit kullanmanın aralıklı olarak bükülmüş çift şerit kullanımına göre daha iyi olduğu gözlemlenmiştir. Guove arkadaşları, yaptıkları teorik çalışmada üç farklı bükülmüş şeridin laminar akışta ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkileri incelenmiştir. Sonuçlar boş boruyla kıyaslandığında, ısı transferine olan etkisi %7 ile %20 arasında artış olduğu tespit edilmiştir [15].Tariq ve arkadaşları [16] akışkan olarak havayı ele almışlar ve 1300 < Re <10 sayıları arasında yaptıkları laminer akıştaki deneysel çalışmada içten dişli boruya göre bükülmüş şeritlerin daha verimli sonuçlar verdiğini bulmuşlardır. Ancak içten dişli borular bazı yiv geometrilerinden daha iyi sonuçlar vermiştir. Isı transfer katsayısının düz boruya göre %20 daha fazla olduğunu bulmuşlardır. Eiamsa-ard ve arkadaşları [17], şerit elemanların cidardan ayrık olarak yerleştirilmesi durumuna göre yaptıkları sayısal bir çalışmada, cidardan ayrıklığın 0.1, 0.2 ve 0.3 mm lik mesafelerde ve büküm oranının y/W=2.5 ve 5.0 olması halinde ısı transferindeki artış, sürtünme faktörü ve termal performans incelemişlerdir. Çalışmada SIMPLE tekniği kullanılmış olup, standart k-ε,

RNG k-ε türbülans modeli ile birlikte standart k-ω, SST k-ω türbülans modelleri kullanılmıştır. Manglink ve Bergles'in yaptığı çalışmayla en iyi uyum gösteren türbülans modeli ise SST k-ω türbülans modeli olmuştur. Dolayısıyla çalışma, Reynolds sayısının 3000 ile 10000 değerleri arasında (SST) k–ω türbülans modeliyle çözülmüştür. Elemanların cidardan ayrık olması durumuna göre ısı transferindeki en yüksek artışın 0.1mm'lik mesafede gerçekleştiği tespit edilmiştir. Fakat bu değer cidara yapışık durumda incelenen şerit elemana göre daha düşüktür. Başka bir çalışmada Promvonge ve Eiamsa-ard [18], eksenel ve çevresel sabit ısı akısı sınır şartları uygulanan bir boruda taşınımla ısı transferini arttırmak amacıyla türbülatör olarak çeşitli konik halkalar ve bu halkalar merkezine bir şerit eleman yerleştirilerek ısı transferini incelemişlerdir. Deneyler Reynolds sayısının 6000–26000 aralığında iki farklı büküm düzeni (y=3.75 ve 7.5) için gerçekleştirilmiştir. Türbülatör olarak sadece konik eleman kullanılmasıyla, konik ve şerit elemanın birlikte kullanılması karşılaştırıldığında, her iki türbülatör elemanın birlikte kullanılması, Nusselt sayısındaki artışın %4 ila 10 arasında değişmesine neden olmuştur. Nusselt sayısındaki en yüksek artış (%367) ve ısı transferindeki iyileştirmenin maksimum değeri (1.96), bükme oranının y=3.75 olduğu durum için gözlemlenmiştir. Kumar ve arkadaşları [19] ise bükülmüş şerit kullanarak termal performansın nasıl değiştiğini incelemişlerdir. Bükülmüş şerit türbülatörlerin laminer akıştaki hidrolik performansı aynı helis açısı ve kalınlık oranında spiral sarmal yay türbülatörlere göre daha iyi olduğunu tespit etmişlerdir. Bunun muhtemel sebebi ise, laminer akıştaki etkin termal direncin ince bir çeper alanı yerine tüm kesit alanı boyunca yayılmış olmasıdır. Böylece bükülmüş şeritler tüm akışı etkileyerek daha verimli olmaktadırlar. Bir boru içerisine kenarı tırtıklı şerit elemanlar yerleştirmek ve bunların normal şerit elemanlarla karşılaştırılması suretiyle ısı transferindeki artış Chang ve arkadaşları [20] tarafından incelenmiştir. Büküm oranı 1.56, 1.88, 2.81 ve ∞ olan şerit elemanlar üzerine, belirli aralıklarda kare kesitli çıkıntılar eklenerek kenardaki tırtıklı kısım oluşturulmuştur. Re sayısının 5000–25000 aralığında çalışılmış olup, düz bir borudaki ısı transferine oranla tırtıklı şerit eleman kullanmak suretiyle gözlenen ısı transferi % 250-% 480 arasında artmıştır. Fanning sürtünme faktörü ise normal şerit elemanların kullanılmasıyla düşmüş, tırtıklı şerit elemanların kullanılmasıyla ise artmıştır. Eiamsa-ard ve arkadaşları [21], şerit eleman etrafına farklı aralıklarda sarılmış tel geçirerek ısı transferi ve termal performansı incelemişlerdir. Tel şerit eleman etrafına üç şekilde sarılmıştır. Birincisi düzgün belirli aralıklarla (CR coil), ikincisi artan aralıklarla (D coil), üçüncüsü ise azalıp artan aralıklarla (DI coil) sarılmıştır. Her üçü de karşılaştırıldığında en yüksek termal

performansa sahip konfigürasyon, azalan artan aralıklarla şerit eleman etrafına sarılmış tel olmuştur. Re sayısının 4600–20000 değerleri arasında çalışılmış olup, düşük Re sayılarında 1.25 civarında bir termal performans elde edilmiştir. Deneylerde akışkan olarak suyun kullanıldığı çalışmalardan biri olan Naphon'un [22] çalışmasında, iç içe geçirilmiş yatay halde bulunan borular içerisine farklı adımlardaki şerit elemanlar yerleştirilmek suretiyle ısı transferi ve basınç düşümü hesaplanmıştır. İç borudan sıcak su geçerken, dış borudan soğuk su geçmektedir. Soğuk suyun giriş sıcaklığı 15 ile 20° arasında değişirken, sıcak suyun sıcaklığı 40 ile 45° arasında değişmektedir. Deney boyunca suların sıcaklıkları sabit tutulmaya çalışılmıştır. İç borunun dış yüzeyi ve dış borunun içi ve dışına yerleştirilen termo kulplarla sıcaklık değişimleri ölçülmüştür. Sonuçta şerit eleman yerleştirmek suretiyle yapılan deneylerde ısı transfer katsayısının ve sürtünme faktörünün arttığı gözlemlenmiştir. Çift borulu ısı değiştiricisiyle yapılan bir başka çalışmada Eiamsa-ard ve arkadaşları [23], iki farklı düzendeki şerit elemanları sistem içerisine yerleştirmek suretiyle deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Şerit elemanlar farklı büküm oranlarına ve farklı boş alan oranlarına göre bükülmüş şeritlerdir. Bu oranlara göre deneyler gerçekleştirilmiştir. Sonuçta hem büküm oranının hem de boş alan oranlarının azalmasıyla ısı transferi katsayısı ve sürtünme faktörü artmıştır. Thianpong ve arkadaşları [24], çukurlu bir tüp içerisine yerleştirilen şerit elemanların ısı transferi ve sürtünme üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Deneyler Re sayısının 12000 ile 44000 değerleri arasında, iki farklı çukurlu tüpün (adım oranları PR=0,7 ve 1) ve üç farklı büküm oranındaki şeritlerin (büküm oranları y/W= 3, 5 ve 7) kullanılmasıyla gerçekleştirilmiştir. İçerisine şerit eleman yerleştirilmiş yüzeyi çukurlu tüpteki ısı transferindeki artış, içerisine şerit eleman yerleştirilmemiş yüzeyi çukurlu tüp ve düz bir tüpten daha fazla olmuştur. Isı transferi katsayısı ve sürtünme faktörü, çukur adımının ve şerit büküm oranının azalmasıyla artmıştır. Dolayısıyla maksimum Nu ve f değerleri, PR=0.7 ve y/W=3 durumunda elde edilmiştir. Saha ve arkadaşları [25] çalışmalarını $205 \leq Pr \leq 518$ sayıları arasında yapmış ve bükülmüş şeritlerin tam olarak borunun merkezine yerleştirildiğinde gevşek olarak yerleştirilme durumuna göre daha iyi bir performans sağladığını bulmuşlardır. Ayrıca aralıklı yerleştirilmiş şeritlerin aralıklarındaki sıfır olmayan faz açısının kötü neticeler doğurduğunu çünkü aradaki boşluklarda girdap etkilerinin kolaylıkla bozulduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca çaptan daha düşük şeritleri kullanmanın verimli olmayacağını belirtmişlerdir. Başka bir çalışmada, ısı transferi, sürtünme ve termal performans karakteristikleri, bir tüp içerisine kenarları kanat şeklinde kesilmiş şeritlerin konmasıyla

incelenmiştir. Eiamsa-ard ve arkadaşları [26] tarafından, eğimli ve düz kanat şeklinde imal ettirilen şeritlerle yapılan deneyler, şeritlerin üç farklı büküm oranında (y/w = 3, 4, 5) ve üç farklı kanat kesme oranında(DR = d/w = 0.11, 0.21, 0.32) gerçekleştirilmiştir. Büküm oranının azalması ve kanat kesme derinliğinin artmasıyla, Nu sayısı ve sürtünme faktöründe artış olmuştur. Ayrıca bu artışta eğimli olarak kesilen şeritlerin, düz kesilen şeritlere göre daha etkili olduğu gözlemlenmiştir. Promvonge ve Eimsa-ard yaptıkları çalışmada [27], kenarı tırtıklı şeritlerin termal karakteristiklere etkisini incelemişlerdir. Yüzeyi sabit ısı akısı ile ısıtılan boru içerisine, sürekli dönen hava akımını sağlamak için belirli bir büküm oranındaki şeritler yerleştirilmiştir. Şeritlerin farklılıkları sadece kesiklerin derinlik ve genişlik oranına göre değişmektedir. Re sayısının 4000 ile 20000 değerleri arasında yapılan deneyler sonucunda, Nu sayısındaki artışın, derinlik oranının artması ve genişlik oranının azalmasıyla gözlemlendiği söylenmiştir. Ayrıca tipik bir bükülmüş şeride göre kenarı tırtıklı şeritlerin ısı transferini daha fazla artırdığı ortaya konmuştur. Karagöz ve arkadaşları yaptığı deneysel çalışmada, boru içerisine türbülans oluşturacak yay ve şerit şeklinde türbülatörler yerleştirilmiştir. Üç farklı yay ve üç farklı şerit adımı (Sy), ve beş farklı Reynolds sayısına (Re) sahip toplam altı farklı türbülatör kullanılmıştır. Nu sayısına ve sürtünme faktörüne olan etkileri incelenmiştir. Sonuçta türbülatör adımının azalmasıyla Nu sayısında büyük bir artış göstermişlerdir ve aynı anda adım azalmasıyla f değerinde de artış ispatlanmıştır [28].Wongcharee ve Eiamsa-ard [29]kenarlarında üçgen, dikdörtgen ve trapez şeklinde kanatlar açılmış şerit elemanların, ısı transferi iyileştirmesine olan etkisi incelenmiştir. Deneyler d/W= 0.1, 0.2 ve 0.3 olmak üzere üç farklı kanat genişliği ve sabit bükme oranı y/W=4 için yapılmıştır. Çalışmalar Reynolds sayısının 5500-20200 aralığında yapılmıştır. Sonuçta trapez şeklinde kanatçıklar açılmış şerit elemanların sonucu olan Nu sayısı, sürtünme katsayısı ve ısıl performans faktörü diğerlerine göre daha yüksek çıkmıştır. Hava soğutmalı bir ısı değiştiricisinin ısı transferi, sürtünme katsayısı ve ısıl performansı klasik, çentikli ve kelebek tipli olmak üzere üç farklı iç eleman kullanılarak Shabanian ve diğerleri [30] tarafından deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre en büyük ısıl performans faktörü 90° eğimli kelebek tipli iç eleman tarafından elde edilmiştir. Sayısal çalışma tahmini sonuçları türbülans yoğunluğu açısından gözlenen sonuçları açıklamak için kullanılmıştır. Buna ek olarak, sürtünme katsayısının değerleri yanında tahmini ve hesaplanan Nu sayıları arasında iyi bir uyum elde edilmiştir. Fan ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada ısı transferi ve akış direnci üzerine teorik çalışma yapılmıştır. Hava akan türbülanslı bir boruda yaprak tipi

türbülatörlerin teorik incelemesi yapılmıştır. Sonuçlar en yüksek f ve Nu değerlerine sahip olan bir türbülatörün elemanlarının açısı artıkça Nu ve f değerinin artığını bulmuşlardır [31].

Boru ve Kanallarda Laminer ve Türbülanslı Akış

Akışın laminer ya da türbülanslı olması ısı geçiş miktarını büyük ölçüde etkiler. Akışkanın paralel katmanlar halinde aktığı düzgün akış laminer akıştır. Katmanlı akış da denir. Katmanların düzlemsel ve katmanlardaki akışkan parçacıklarının hızlarının da aynı olması zorunlu değildir. Yatay ve düz bir boruda laminer akış hâlindeki bir akışkanın katmanlarındaki parçacıkların hızları aynıdır. Bir akışkanın herhangi bir noktasındaki hızının, zamana göre hem doğrultu hem de büyüklük bakımından değişiklik gösterebildiği düzensiz akışa türbülanslı akış denir. Türbülanslı akışta, akışkan içinde burgaçlar oluşur ve akışkanın momentumunda ani değişimler meydana gelir. Akışın laminer akıştan türbülanslı akışa geçişi, kritik Reynolds sayısı adı verilen bir değerde gerçekleşir [32].

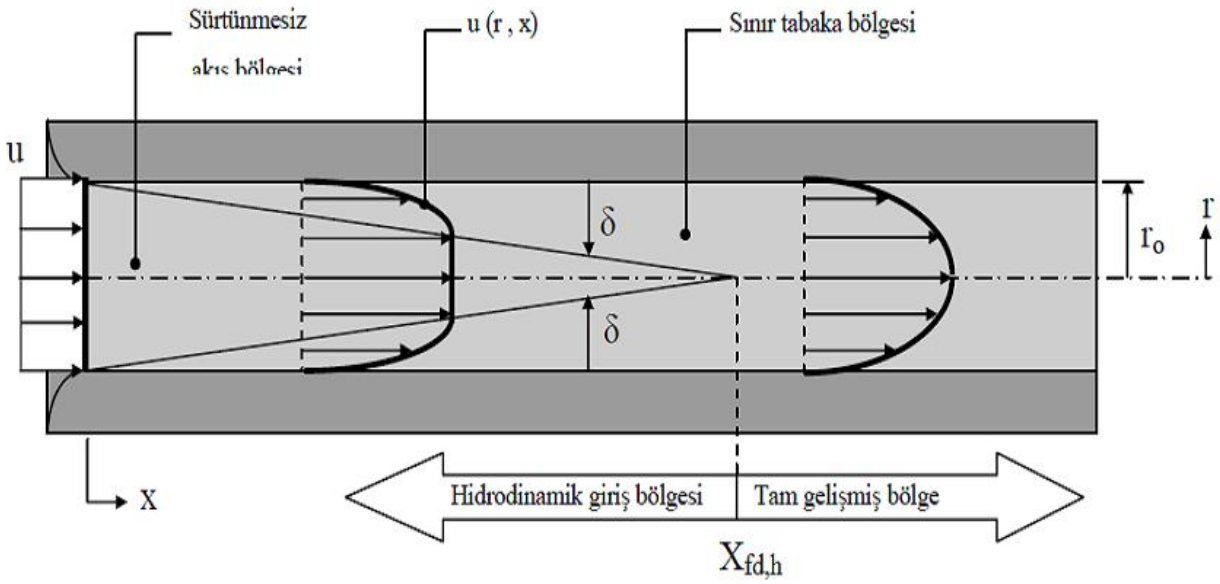
$$\mathrm{Re_D}=\frac{u_m D_h}{\vartheta}$$

u_m : Akışkanın Ortalama Hızı

D_h : Kanalın ya da Borunun Hidrolik Çapı

υ : Akışkanın Kinematik Vizkozitesi

Akış; Reynolds sayısı 2300’ den küçük ise laminer akış, 2300’den büyük ise türbülanslı akış olarak adlandırılır. Diğer bir akış irdeleme kıstası da akışın giriş ve tam gelişmiş olma koşullarıdır. Akışkan kanal içerisinde girdiğinde yüzeyle temas etmeye başlar, bunun sonucunda da sürtünme etkileri artar ve sınır tabaka oluşur. Daha sonrasında sürtünme tüm kesit boyunca etkili olur. Bu noktada akış tam gelişmiş olarak adlandırılır.



Şekil 2.1. Hidrodinamik sınır Tabaka Gelişimi

Tam gelişmiş laminer akışta hız parabolik bir şekil alırken, türbülanslı akışta ise hız daha düz bir şekil almaktadır. Türbülanslı akışta partikül çarpışmaları sonucunda cidardaki partikül hızı artmakta ve merkezdeki partikül hızı düşmektedir.

Borularda Basınç Düşümü ve Sürtünme Faktörü

Borularda veya kanallarda basınç kaybının belirlenmesi, gerekli pompa ve fan gücünün hesaplanması için oldukça önemlidir. Mühendislikte kanal veya borunun birim uzunluğundan basınç düşümü genellikle *Moody* sürtünme katsayısı *f* ile hesaplanır [33].

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho U_m^{\,2}\,\frac{L}{D}}$$

Sürtünme faktörü Reynolds sayısıyla beraber boru yüzey özelliklerine de bağlıdır. Yüzey pürüzlülüğü arttıkça sürtünme faktörü de yükselir. Tablo2.1'de pürüzsüz borular için tam gelişmiş akışta iyi sonuç veren bazı bağıntılar ve geçerli oldukları Reynolds sayısı aralıkları verilmiştir.

Tablo 2.1. Pürüzsüz borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta sürtünme katsayıları ve kullanıldıkları Reynolds aralıkları

	Denklem	Uygulama şartları
Petukhov	$f = (0.79\ln \mathrm{Re} - 1.64)^{-2}$	$3000 \le \mathrm{Re} \le 5x10^6$
Moody	$f = 0.316\,\mathrm{Re}^{-\frac{1}{4}}$	$\mathrm{Re} \le 20000$
Moody	$f = 0.184\,\mathrm{Re}^{-\frac{1}{5}}$	$\mathrm{Re} \ge 20000$
Gnielinski	$f = \frac{1}{1.82(\log(\mathrm{Re}) - 1.64)^2}$	$2300 \le \mathrm{Re} \le 5x10^4$
Blasius	$f = 0.0791x\,\mathrm{Re}^{-0.25}$	$4000 \le \mathrm{Re} \le 10^5$
McAdams	$f = 0.046x\,\mathrm{Re}^{-0.2}$	$3x10^4 \le \mathrm{Re} \le 10^6$
Nikuradse	$f = 0.0008 + 0.0533x\,\mathrm{Re}^{-0.237}$	$10^5 \le \mathrm{Re} \le 10^7$

Borularda Türbülanslı Akışta Isı Transferi Katsayısı

Isı transferinin analizi borularda türbülanslı akışta karmaşık olduğundan literatürde ısı transfer katsayısını hesaplamak için çok sayıda eşitlik geliştirilmiştir. Borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta Nusselt sayısını veren yaygın eşitlikler Tablo 2.2' de verilmiştir. Bu eşitlikler akışkan sıcaklığı ile duvar sıcaklığının çok farklı olmadığı durumlarda kullanılır. Fiziksel özellikler de akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması alınarak hesaplanır.

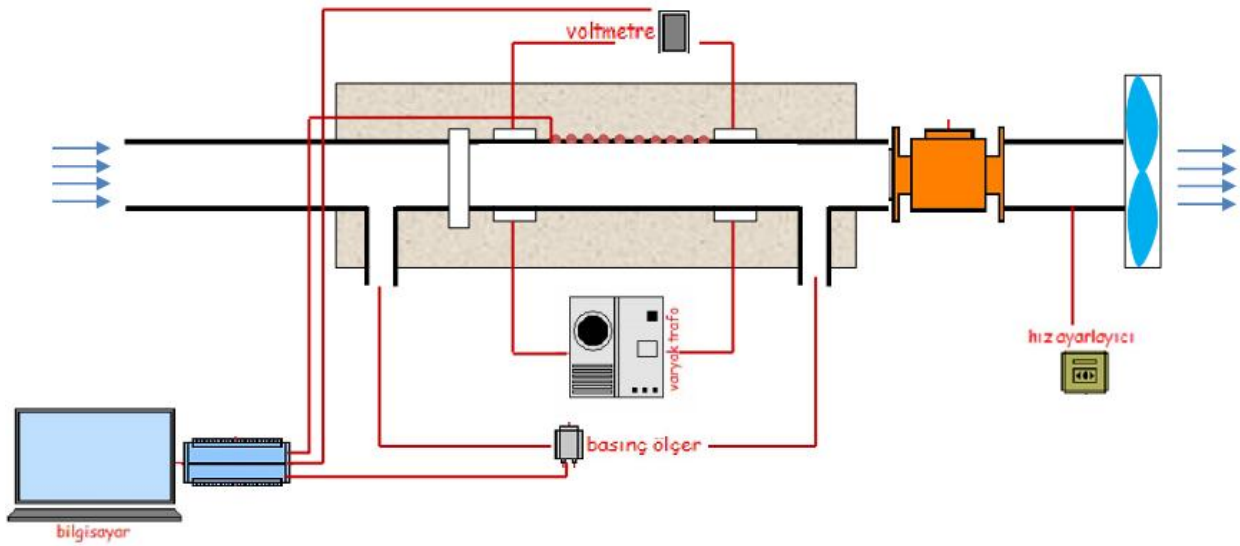
Tablo 2.2. Borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta Nusselt sayısını veren yaygın eşitlikler.

	Eş-İlişki	Uygulama şartları
Petukhov-Krillov	$Nu_D = \frac{(f/8)\,\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr}}{1.07+12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)}$	$0.5 < \mathrm{Pr} \le 2000$ $10^4 \le \mathrm{Re}_D \le 5x10^6$
Colburn	$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{\,0.8}\,\mathrm{Pr}^{1/3}$	$0.5 \le \mathrm{Pr} \le 3$ $10^4 < \mathrm{Re}_D < 5x10^6$
Dittus-Boelter	$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{\,0.8}\,\mathrm{Pr}^{n}$	$0.7 < \mathrm{Pr} < 120$ $2500 \le \mathrm{Re}_D \le 10000$ n=0.4 ısıtma, n=0.3 soğutma
Kays-Crawford	$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{\,0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.5}$	$0.5 < \mathrm{Pr} \le 1$ $10^4 < \mathrm{Re}_D < 5x10^6$
Webb	$Nu_D = \frac{(f/8)\,\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr}}{1.07+9(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}-1)\mathrm{Pr}^{-1/4}}$	$0.5 < \mathrm{Pr} \le 100$ $10^4 \le \mathrm{Re}_D \le 5x10^6$
Gnielinski	$Nu_D = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}_D-1000)\,\mathrm{Pr}}{1.07+12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)}$	$0.5 < \mathrm{Pr} \le 2000$ $2300 < \mathrm{Re}_D < 5x10^6$
Prandtl	$Nu_D = \frac{(f/8)\,\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr}}{1.07+8.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}-1)}$	$\mathrm{Pr} > 0.5$
Nusselt	$Nu_D = 0.023\,\mathrm{Re}_D^{\,0.786}\,\mathrm{Pr}^{0.45}$	$\mathrm{Pr} < 1$ $10^3 \le \mathrm{Re}_D \le 10^6$

3. GEREÇ VE YÖNTEM

Deney Düzeneği

Deney düzeneği giriş lülesi, deney borusu, hidrodinamik gelişme borusu, fan, ısıtma sistemi, debi ölçer, basınç farkı ölçer, sıcaklık ölçerler ve bir veri toplayıcısından oluşmaktadır. Deney düzeneğinde 2 adet 6 metre boyunda boru kullanılmıştır. Deney düzeneğinde iç çapı 56 mm ve dış çapı 60 mm olan iki adet 6 m uzunluğunda SS-304 dikişsiz çelik boru kullanılmıştır. Birinci boru akışın hidrodinamik olarak gelişmesi için, ikinci boru ise hidrodinamik olarak gelişen akışta ısı geçişini ve basınç düşümünü incelemek için kullanılmıştır. Giriş kısmındaki borunun ağzına akışkanın boruya düzgün bir şekilde girmesi için bir lüle sabitlenmiştir. Deney düzeneğinde farklı noktalardan boru yüzey sıcaklıkları, akışkan sıcaklığı, akışkan debisi ve basınç farkı ölçümleri yapılmaktadır. Boru içerisinden geçen havanın debisi borunun sonuna monte edilen bir debi ölçer ile doğrudan ekrandan okunabilmekte ve bilgisayara aktarılabilmektedir. Ölçümler için bilgisayar kontrollü bir veri toplayıcı kullanılmıştır.



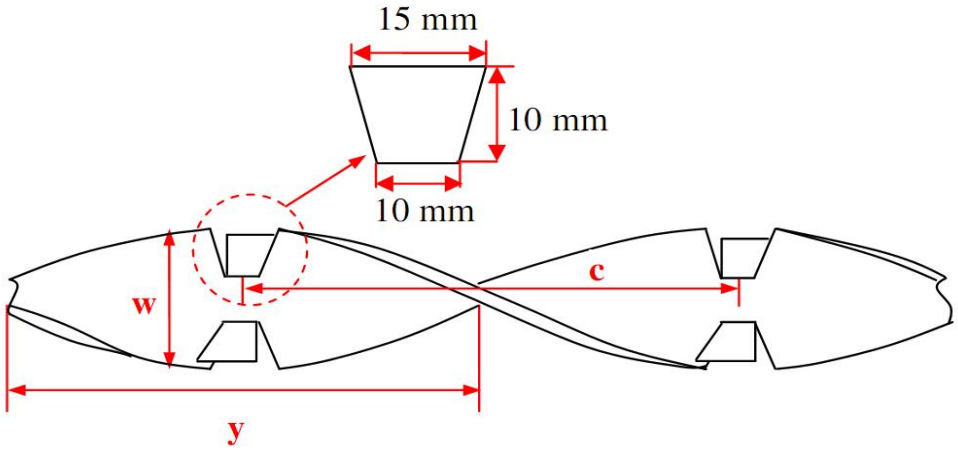
Şekil 3.1. Deney Düzeneği

Boru İçerisine Yerleştirilen Şerit Elemanlar

Trapez çentikli şerit elemanlar boru içerisine beş farklı ayrıklık durumuna göre yerleştirilmiştir. Beş farklı hatve oranında üretilen 25 bükülmüş şerit elemanın sağladığı ısı transferi artışı, basınç düşümü ve net iyileştirme ele alınmıştır.

Şerit elemanlar önce birer metre olarak üretilip, daha sonra kaynak yapılmıştır. Trapez

şekiller hatvelerin tam ortasına, alt ve üst kısma, verilen ölçülere göre açılmış ve açılan üst çentik arkaya, alt çentik öne doğru 60 derece açıyla bükülmüştür. Şerit malzemesi 1.5-2 mm kalınlıkta sacdan yapılmıştır. Bu çalışmadaki deneylerde kullanılan şerit elemanların ölçüleri Tablo 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Şerit Elemanların Genel Görüntüsü

Tablo 3.1. Deneylerde kullanılan şerit elemanların genişlik ve hatve ölçüleri.

Parça no	w (Şerit Genişliği)	y (Hatve Boyu)	c (İki Trapez Arasındaki Aralık)	D (Boru İç Çapı)	z (Ayrıklık)	y/D	z/D
1	48 mm	112 mm	112 mm	56 mm	4 mm	2	0.0714
2		140 mm	140 mm			2.5	
3		168 mm	168 mm			3	
4		196 mm	196 mm			3.5	
5		224 mm	224 mm			4	
6	50 mm	112 mm	112 mm	56 mm	3 mm	2	0.0535
7		140 mm	140 mm			2.5	
8		168 mm	168 mm			3	
9		196 mm	196 mm			3.5	
10		224 mm	224 mm			4	
11	52 mm	112 mm	112 mm	56 mm	2 mm	2	0.0357
12		140 mm	140 mm			2.5	
13		168 mm	168 mm			3	
14		196 mm	196 mm			3.5	
15		224 mm	224 mm			4	

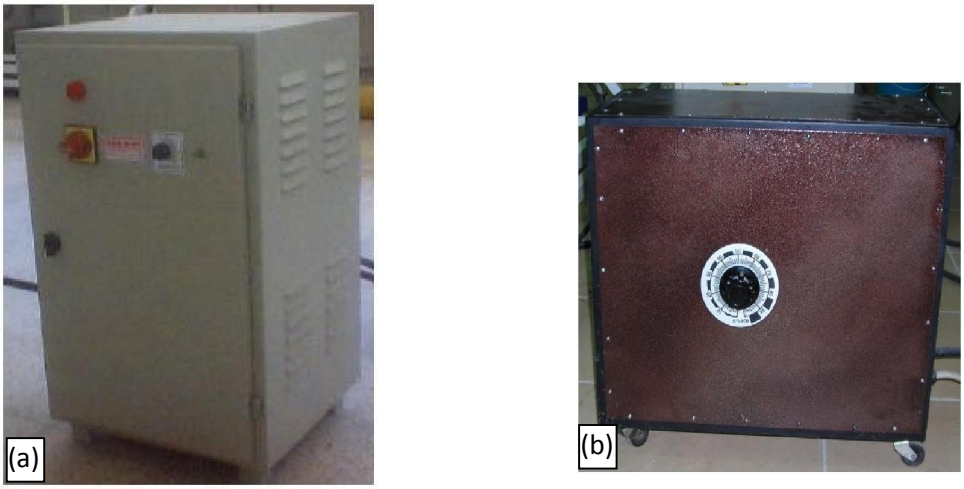
16	54 mm	112 mm	112 mm	56 mm	1 mm	2	0.0178
17		140 mm	140 mm			2.5	
18		168 mm	168 mm			3	
19		196 mm	196 mm			3.5	
20		224 mm	224 mm			4	
21	56 mm	112 mm	112 mm	56 mm	0 mm	2	0
22		140 mm	140 mm			2.5	
23		168 mm	168 mm			3	
24		196 mm	196 mm			3.5	
25		224 mm	224 mm			4	



Şekil 3.3. Şerit Elemanların İmal Edildikten Sonraki Görüntüsü

Isıtma Sistemi

Hem borunun ve hem de fan vasıtasıyla emilen havanın ısıtılmasında 9 kW kapasiteli bir transformatör kullanılmıştır. Transformatörden alınan enerjinin ise varyakta akım şiddetinin ayarlanması ve klapeler üzerinden boru yüzeyine aktarılmasıyla deneyler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.4. a)Transformatör (9kW), b)Varyak

Debi Ölçümü

Deneylerde debi ölçümü Şekil 3.5 (a)'da gösterilen debimetre ile yapılmıştır. Bu debimetrenin ölçüm aralığı 0-110 m^3/h tir. Debimetreden alınan değerler Şekil 3.5 (b)'de gösterilen dijital ekrana aktarılmış, oradan da veri toplayıcı aracılığıyla bilgisayara taşınmıştır.



(a) (b)

Şekil 3.5. a)Debimetre, b) Dijital Ekran

Basınç Ölçümü

Basınç düşümünü ölçmek için 0-2500 Pa ölçüm aralığına sahip bir fark basınç sensörü kullanılmıştır.(Şekil 3.6) Veri toplayıcısına aktarılan değerler sayesinde de belirtilen noktalar arasındaki basınç farkı Pa olarak okunmuştur.



Şekil 3.6. Fark basınç transmitteri.

Sıcaklık Ölçümü

Deneylerde ki sıcaklık ölçümleri 26 adet ısı sensörü ile yapılmıştır. 10'ar cm aralıklarla boru yüzeyine yerleştirilen sensörler sıcaklığa dayanabilen ketenlerle boruya bağlanmıştır.

Ayrıca boru içerisinden ve ortamdan ölçüm yapacak sensörlerde deney düzeneğine yerleştirilmiştir. Boru içerisinden ölçüm boruya delik açılarak yapılmıştır. Diğer sensörde ortamda tutularak ortam sıcaklığı ölçülmüştür. Bu sensörler aracılığıyla ölçülen sıcaklıklar veri toplayıcıya oradan da bilgisayara aktarılmıştır.

Veri Toplama Sistemi

Sistem içerisinde bulunan elektronik kart, 26 adet sıcaklık sensöründen gelen sıcaklık bilgilerini, debimetreden gelen debi değerlerini, fark basınç transmitterinden gelen basınç değerlerini ve rölelerden gelen akım ve voltaj değerlerini bilgisayara aktarmak için kullanılmıştır.



Şekil 3.7. Elektronik kart.

Deneylerin Yapılışı

Deneyler, Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında ısı akım şiddeti ise 392-879 W/m2 aralığında değişmiştir. Sistemin rejime ulaşması için her bir deney yaklaşık 1.5~2 saat sürmüş ve bu süre boyunca veri toplayıcı sistemi ile dakikada 10 veri alınmıştır. Her eleman için farklı debilerde deneyler yapılmıştır. Elde edilen ortalama değerler Fortran dilinde yazılmış olan programla işlenmiş ve elde edilen sonuçlar grafikler yardımıyla değerlendirilmiştir.

Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

Deneyler sonucunda elde edilen fiziksel değerler Fortran dilinde yazılmış program vasıtasıyla değerlendirilip, ısı transfer katsayısı ve Nusselt sayıları elde edilmiştir. Yalıtım malzemesinin dış yüzeyinden ortam havasına doğal taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferini hesaplayabilmek için yalıtım malzemesinin dış yüzey sıcaklığının (Ty) bilinmesi

gerekir. Ty sıcaklığı kullanılarak yalıtım dış yüzeyi ile dış ortam arasındaki ısı transfer katsayısı (h_{ortam}) hesaplanır.

$$\frac{T_{dd} - T_y}{\frac{In(D_y / D_o)}{2\pi k_y L}} = \frac{T_y - T_\infty}{1/h_{ortam}\pi.D_y.L}$$

$$h_{ortam} = \frac{Nuk}{D_y}$$

Uygulanan ısı akısından dolayı, boru ekseni boyunca dış yüzey sıcaklığı artmaktadır. Isıtılan boru x ekseni yönünde 28 parçaya bölünmüş, her parçadaki $Q_{kayıp}$ hesaplanmış, bu değerlerin toplanmasıyla da toplam $Q_{kayıp}$ bulunmuştur.

$$Q_{kayıp} = kA(T_{dd} - T_\infty)$$

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{h_{ortam}A_y} + \frac{c}{k_y A_{yo}}$$

A_y: yalıtımlı borunun dış cidar yüzey alanı

k_y: yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı

c: yalıtım kalınlığı

A_{yo}: Boru dış yüzeyi ile yalıtım dış yüzeyinin logaritmik ortalamasını göstermektedir.

Boruya uygulanan elektriksel güç ise

$$P_{net} = \Delta V.I - Q_{kayıp} \text{ (W)}$$

ile hesaplanmaktadır. Isı akım şiddeti;

$$q = \frac{P_{net}}{\pi D_o L} \text{ (W/m}^2\text{)}$$

Yerel ısı transfer katsayısı h_x;

$$h(x) = \frac{q}{T_{id} - T_b(x)}$$

Yerel Nusselt sayısı;

$$Nu(x) = \frac{h(x)D}{k_b}$$

denklemleriyle hesaplanmaktadır.

Boru İç yüzey Sıcaklığı (Tid)'nin Hesaplanması

Yapılan deneylerde akışı etkilememek için, boru iç cidar sıcaklığı yerine boru dış cidar sıcaklığı ölçülmüştür. Ölçülen değerler kullanılarak radyal yöndeki ısı iletim denkleminden boru iç cidar sıcaklığı hesaplanabilmektedir.

Boru iç cidar sıcaklığı (Tid);

$$T_{id} = T_{dd} - \frac{Q_v R_o^2}{4k_d}\left[In\left(\frac{R_o}{R_i}\right)^2 + \left(\frac{R_i}{R_o}\right)^2 - 1 \right]$$

Sürtünme Katsayısının Hesaplanması

Deneylerde ölçülen basınç farkı (ΔP) kullanılarak, sürtünme katsayısı hesaplanmıştır.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho U_m{}^2 \frac{L_p}{D}}$$

Performans Kriteri

Performans kriteri, ısı transferini iyileştirmek için kullanılan türbülatör gibi elemanların ısı transferine olan katkısını somut olarak gösteren bir değerdir. Temel olarak performans değeri, ısı transferinde meydana gelen iyileştirmenin akışkan basınç farklarındaki değişimine oranı olarak ifade edilmiştir. Performans kriterini η olarak ifade edersek,

$$\eta = (Nu_t / Nu_b)(f_t / f_b)^{1/3}$$

denklemiyle hesaplanır.

4. DENEY SONUÇLARI

Boş Boru Deneyleri

Deney düzeneğinde öncelikle boş boru deneyleri yapılarak, deneysel yöntemin doğruluğu ispatlanmaya çalışılmıştır. Elde edilen Nusselt sayıları ve sürtünme katsayıları literatürde kullanılan eşitliklerle karşılaştırılmıştır. Boş boruya ait Nu sayıları, Colburn, Dittus Boelter ve Prandtl tarafından verilen eşitliklerle mukayese edilmiştir. Bu eşitlikler şu şekilde ifade edilir:

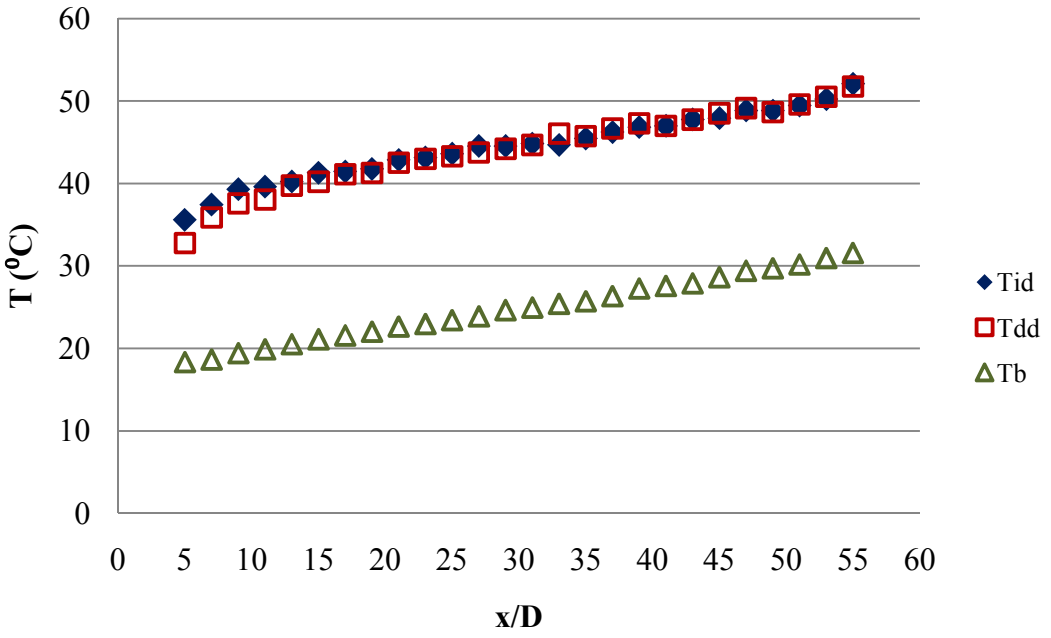
Colburn $Nu_D=0.023Re_D^{0.8}.Pr^{1/3}$ $0.5\leq Pr \leq 3$ $10^4< Re_D <5x10^6$

Dittus-Boelter $Nu_D=0.023Re_D^{0.8}.Pr^{n}$ $0.7< Pr <120$ $2500\leq Re_D \leq 10000$

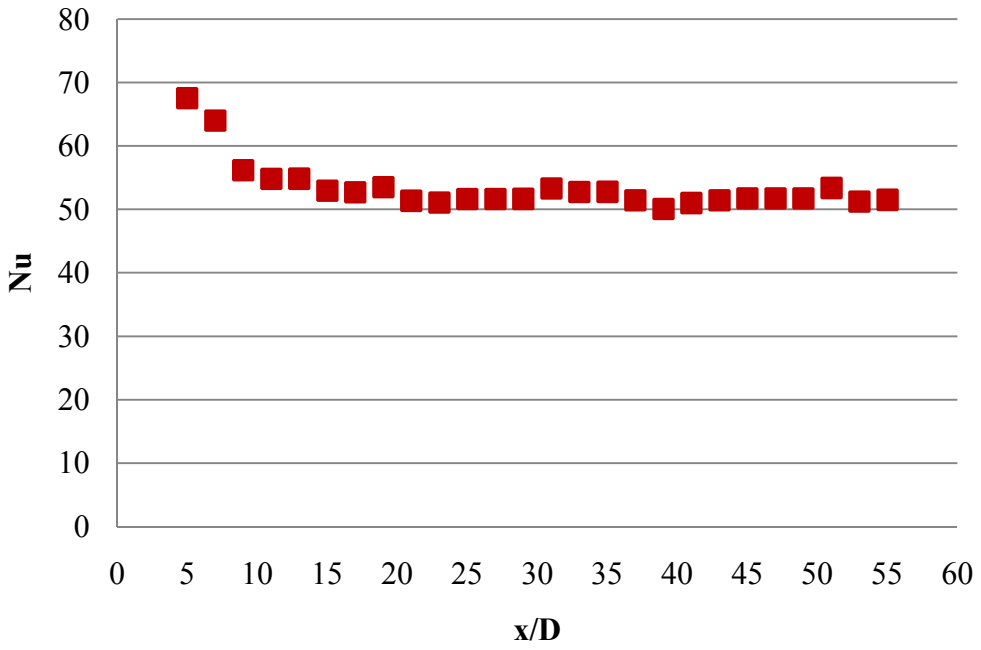
n= 0.4 ısıtma, n= 0.3 soğutma

Prandtl $Nu_D=\frac{\frac{f}{8}Re_DPr}{1.07+8.7\frac{f^{0.5}}{8^{0.5}}(Pr-1)}$ $Pr > 0.5$

Re sayısının 3150-26850 aralığında gerçekleştirilen deneylerde, ısı akım şiddeti 138 W/m^2-1284 W/m^2 aralığında değişmektedir. Şekil 4.1'de q=478 W/m ve Re=19200 şartları altında yapılan boş boru deneyinde, boru dış yüzey sıcaklığının (Tdy), boru iç yüzey sıcaklığının (Tiy) ve ortalama akışkan sıcaklığının (Tb) boru boyunca değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, boru cidar kalınlığının küçük olması ve boru ısı iletim katsayısının yüksek olmasından dolayı, boru dış ve iç yüzey sıcaklığı birbirine çok yakındır. Boru dış yüzeyine uygulanan sabit ısı akısı, dış yüzey sıcaklığı ve ortalama akışkan sıcaklığının boru ekseni boyunca doğrusal olarak artmasını sağlamıştır. Bu da yapılan yalıtımın ve uygulanan ısı akısının boru ekseni boyunca homojen olarak dağıldığını göstermektedir. Şekil 4.2'te ise yerel Nu sayısının boru ekseni boyunca değişimi verilmiştir. Nu sayısı x/D oranı arttıkça azalmakta ve belli bir mesafeden sonra sabit kalmaktadır.



Şekil 4.1. q=478 W/m2 ve Re=19200 şartları altında yapılan boş boru deneyinde, dış yüzey sıcaklığının, iç yüzey sıcaklığının ve ortalama akışkan sıcaklığının boru boyunca değişimi



Şekil 4.2. q=478 W/m^2 ve Re= 19200 şartları altında yapılan boş boru deneyi için yerel Nu sayısının boru ekseni boyunca değişimi

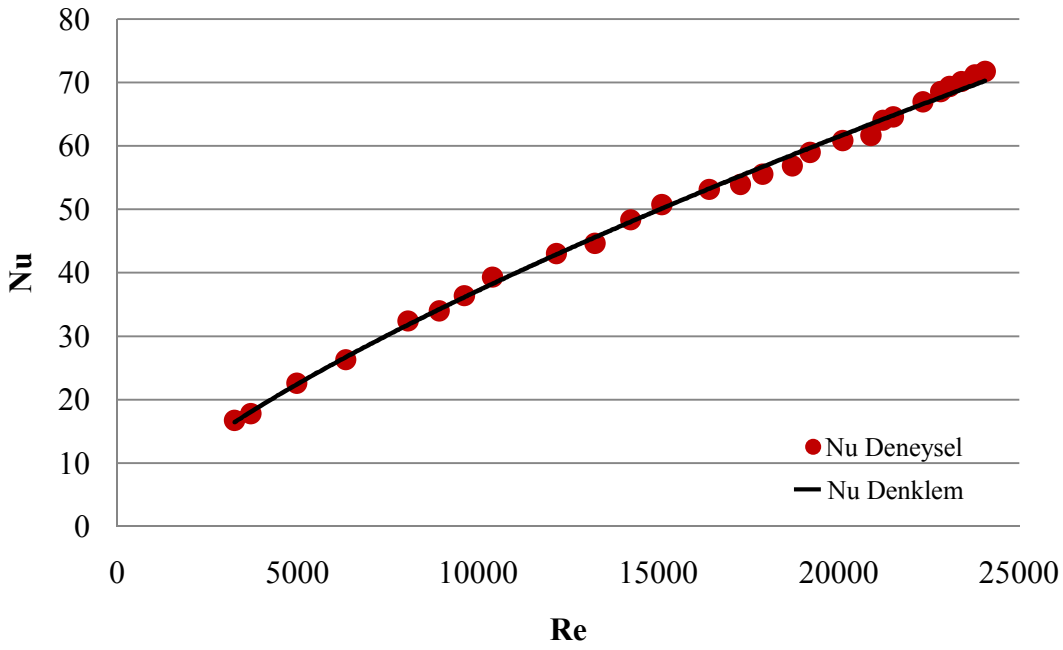
Nu Sayısı (Nu)

Yapılan bütün boş boru deneylerinde görülmüştür ki, Nu sayısı boru boyunca yaklaşık 30D mesafesinden sonra hemen hemen sabit kalmaktadır. Isıl olarak gelişmenin bu mesafeden sonra oluşmasıyla, bu noktadan sonra ölçülen yerel Nu sayılarının ortalamaları alınmıştır. Bilindiği üzere Re sayısı arttıkça, Nu sayısı da artmaktadır. Yapılan bütün boş boru deneylerinde ki bu değişim, Şekil 4.3'te görülmektedir. Deneylerden elde edilen Nu değerlerine, en küçük kareler metodu ile eğri uydurulmuştur.

Bu eğrinin denklemi;

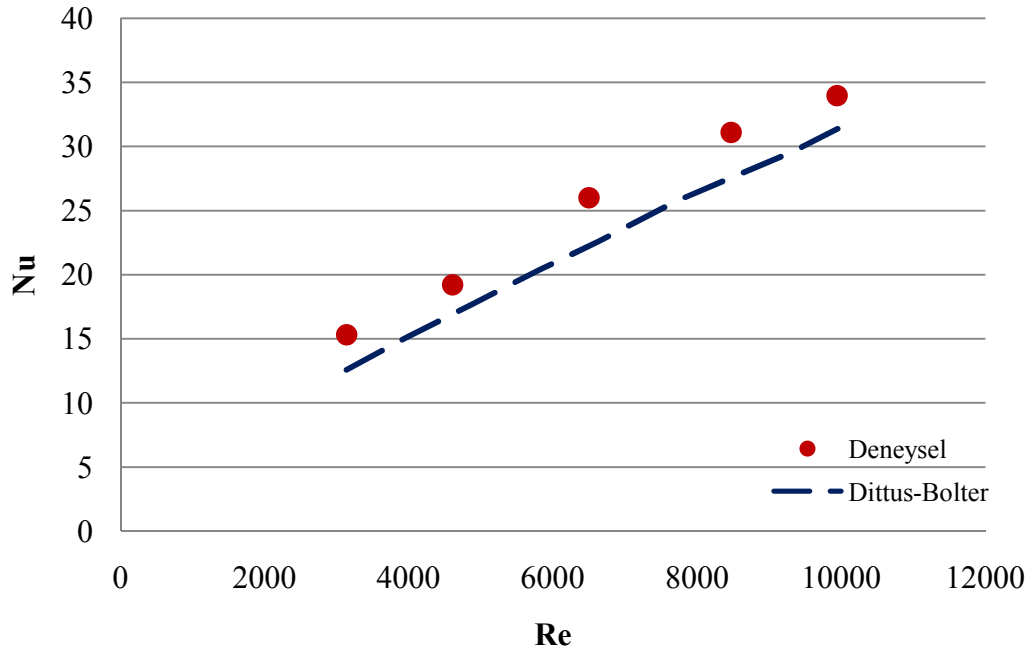
$$Nu=0.0432\ Re^{0.7257}$$

olarak verilmiştir.

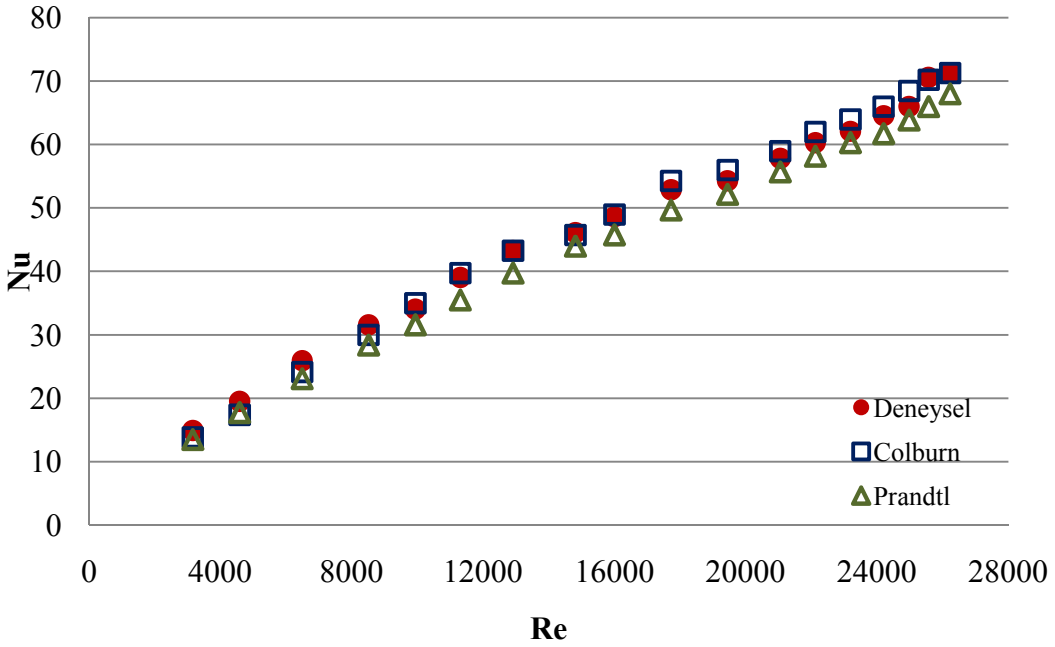


Şekil 4.3. Boş Boru deneylerinde elde edilen Nu sayılarının Re sayısı ile değişimi

Ayrıca elde edilen Nu sayıları literatürde verilen eşitliklerle de karşılaştırılmıştır. Şekil 4.4'te elde edilen Nu sayılarının Dittus-Bolter eşitliği ile olan karşılaştırılması verilmiştir. Re sayısının 3000-10000 aralığında elde edilen değerlerin, bu eşitlikle iyi bir uyum gösterdiği görülmektedir. Şekil 4.5'te ise deneysel veriler, Prandtl ve Colburn eşitlikleriyle karşılaştırılmıştır. Şekilden de görüldüğü gibi, elde edilen değerler verilen eşitliklerle uyum içindedir.



Şekil 4.4. Deneysel elde edilen Nu sayıları ile Dittus- Bolter eşitliğinin karşılaştırılması



Şekil 4.5. Deneysel elde edilen Nu sayılarının, Prandtl ve Colburn eşitlikleriyle karşılaştırılması

Sürtünme Katsayısı (f)

Deneylerde Nu sayılarının yanı sıra, net iyileşmenin tam olarak incelenebilmesi için basınç düşümleri de göz önüne alınmıştır. Deneylerden elde edilen sürtünme katsayısı (f)

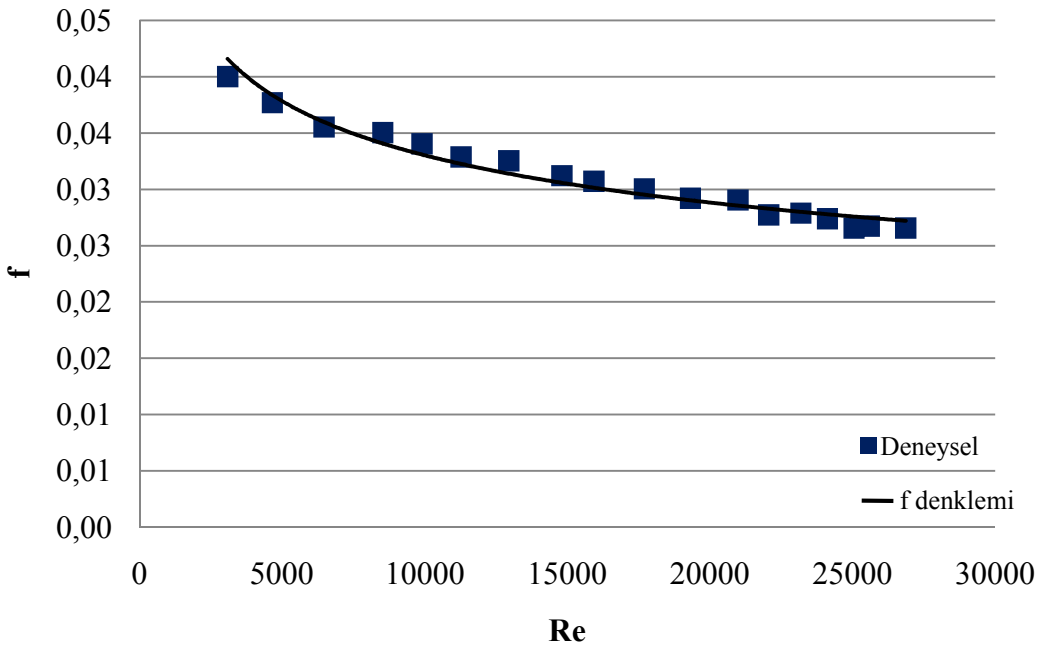
değerlerine en küçük kareler metodu ile bir eğri uydurulmuştur. Bu eğrinin denklemi;

$$f=0.2102\ Re^{-0.201}$$

olarak ifade edilmiştir. Ayrıca deneysel veriler literatürde yaygın olarak kullanılan Moody eşitliği ile de karşılaştırılmıştır. Moody eşitliği şu şekilde ifade edilir:

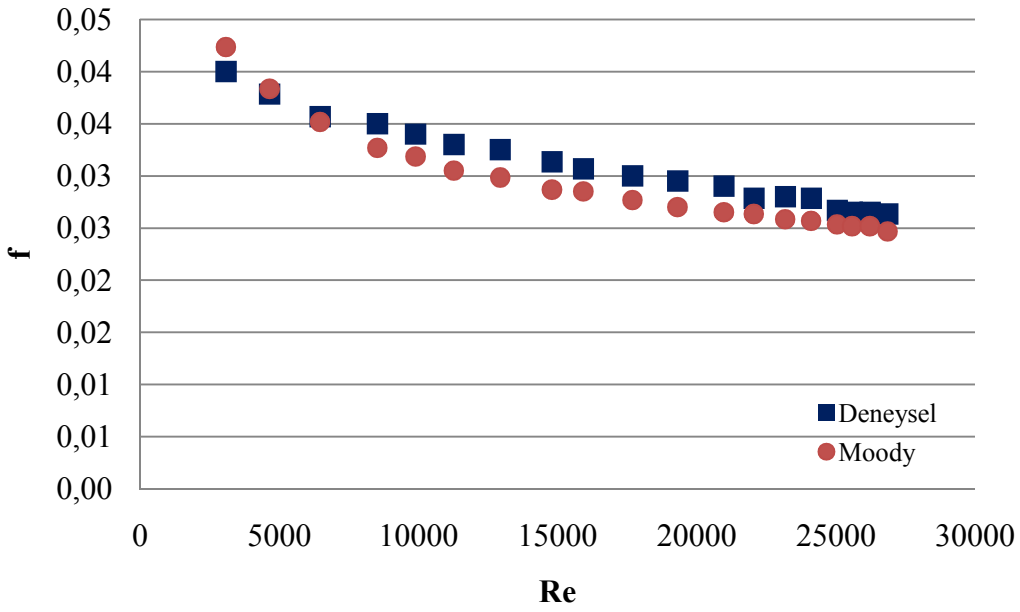
Moody	$f=0.316\ Re^{-1/4}$	$Re \leq 20000$
	$f=0.184\ Re^{-1/5}$	$Re \geq 20000$

Şekil 4.6'da verilen eşitlik ve deneysel verilerin karşılaştırılmasıyla, Re sayısının azalmasıyla, sürtünme katsayıları da azalmıştır.



Şekil 4.6. Sürtünme Katsayılarının Re sayısı ile değişimi

Şekil 4.7'de ise deneylerden elde edilen sürtünme katsayısının Moody eşitliği ile karşılaştırılması verilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi deneysel sürtünme katsayısı, Moody eşitliği ile her bir Re sayısında iyi bir uyum içerisindedir.



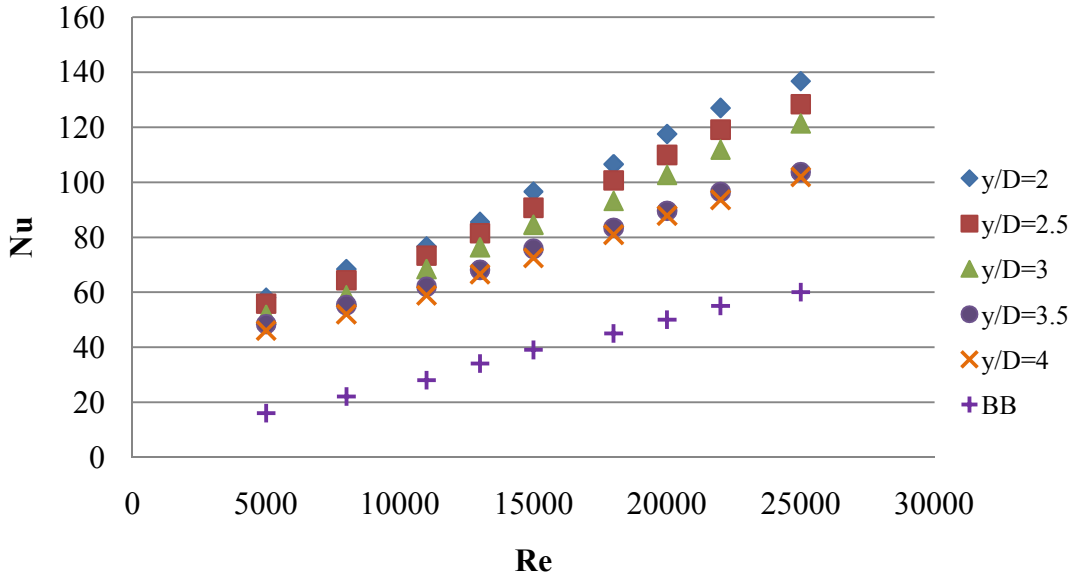
Şekil 4.7. Deneylerden elde edilen sürtünme katsayılarının Moody eşitliği ile karşılaştırılması

Boru İçerisine Trapez Çentikli Şeritlerin Yerleştirilmesiyle Yapılan Deneyler

Şerit elemanların olduğu durumda yapılan deneyler de boş boru deneylerine benzer şekilde hava debisi ve elektrik gücü değiştirilerek yapılmıştır. Deneyler beş farklı büküm oranı (y/D=2, 2.5, 3, 3.5 ve 4) ve beş farklı açıklık oranında (z/D=0, 0.0178, 0.0357, 0.0535 ve 0.0714) Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında gerçekleştirilmiştir. Her şerit eleman için Nusselt sayıları ve sürtünme katsayıları elde edilmiştir.

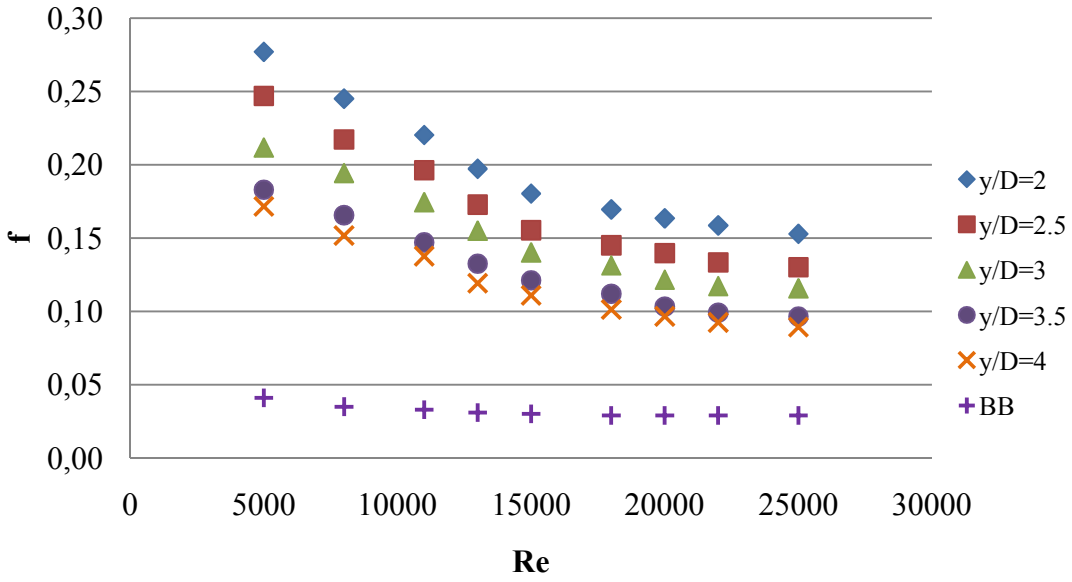
(z/D=0) Açıklık Oranına Sahip Deneyler

Şekil 4.8'de y/D= 2, 2.5, 3, 3.5 ve 4 büküm oranlarına sahip şeritlerden elde edilen Nusselt değerlerinin deneysel elde edilen boş boru değerleri ile karşılaştırılması gösterilmiştir. Boru içerisine yerleştirilen şeritler boş boruya nazaran ısı geçişinde büyük artışlara sebep olmuştur. Nusselt sayısı, Reynolds sayısının artması ve büküm oranının azalması ile artmaktadır. Isı geçişindeki en büyük artış büküm oranının y/D=2 olması durumunda gerçekleşmiştir. Bu büküm oranı için Reynolds sayısı 5000 iken Nusselt sayısı boş boru değerinin 3.62 katı ve Reynolds sayısı 2500 iken ise boş boru değerinin 2.27 katı olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.8. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0).

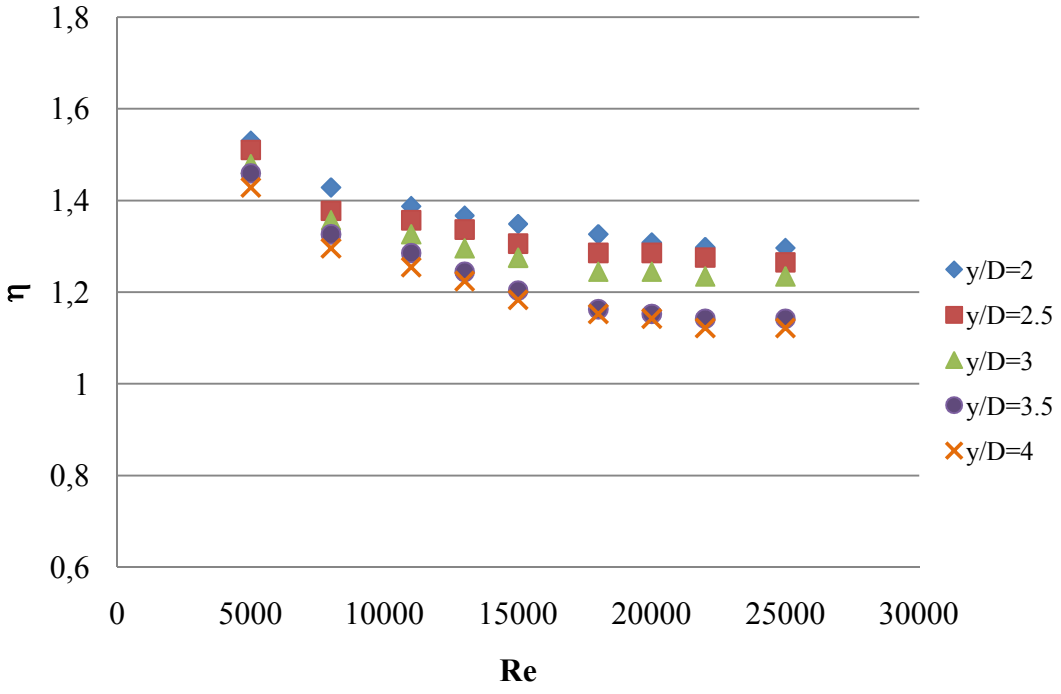
Şekil 4.9'da farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi boş borudan elde edilen değerler ile birlikte verilmiştir.



Şekil 4.9. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0)

Isı transferindeki artışla beraber basınç düşümünde de artış meydana gelmesi kaçınılmazdır. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi en yüksek sürtünme katsayısının ısı transferinin en yüksek olduğu z/D=0 durumunda olduğu görülmektedir. Bunun sebebi akış sürtünmenin artmasından dolayıdır.

Bükülmüş şeritlerin boru içerisine yerleştirilmesi, hem ısı geçişini hem de sürtünme katsayısını arttırmıştır. Bundan dolayı ısı transferindeki net iyileştirmeyi belirlemek için ısıl performans faktörü değerlendirilmelidir. Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



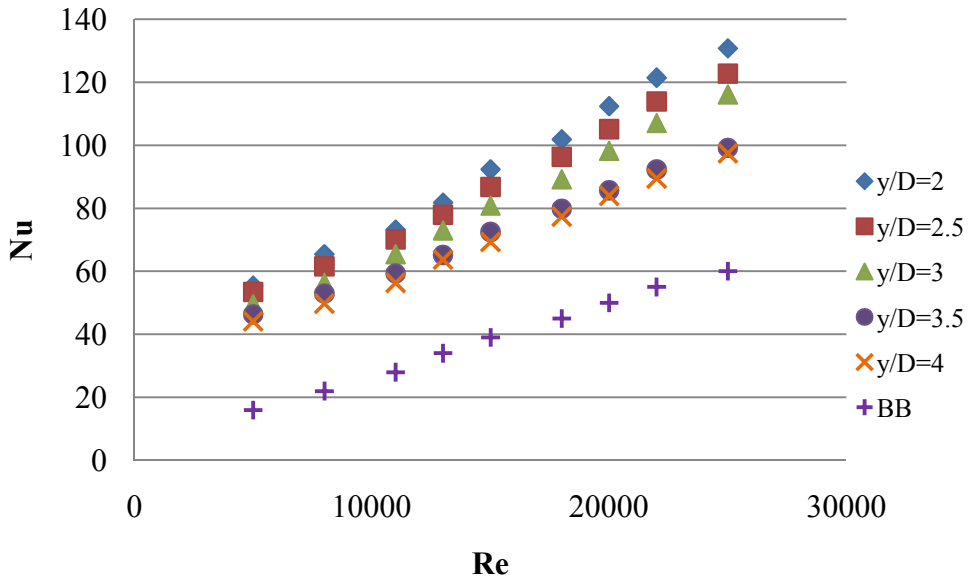
Şekil 4.10.Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0).

Şekil 4.10 incelendiğinde, net iyileşme oranının Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azaldığı görülmektedir. Aynı zamanda Reynolds sayısının yaklaşık 15000 değerinden sonra hemen hemen sabit kalmaktadır. En büyük ısıl performans faktörü Reynolds sayısının 5000 değerinde y/D=2 için 1.530 olarak elde edilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere ısıl performans faktörü y/D=3.5 ve y/D=4 oranları için hemen hemen aynıdır. Bunun anlamı, net iyileşme oranının belli bir büküm oranından sonra artık değişmeyeceği yani sabit kalacağıdır.

(z/D=0.0178) Açıklık Oranına Sahip Deneyler

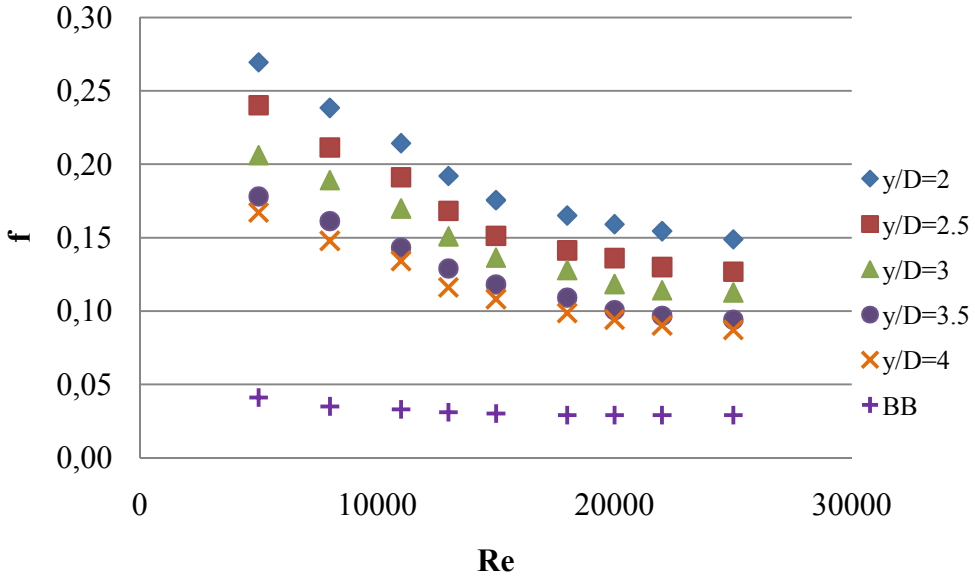
Şekil 4.11'de Nusselt değerlerinin elde edilen boş boru değerleri ile karşılaştırılması gösterilmiştir. Beklenildiği gibi z/D=0.0178 açıklık oranında da Nusselt sayısı Reynolds

sayısının artması ile artmış, büküm oranının artması ile azalmıştır



Şekil 4.11. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0178)

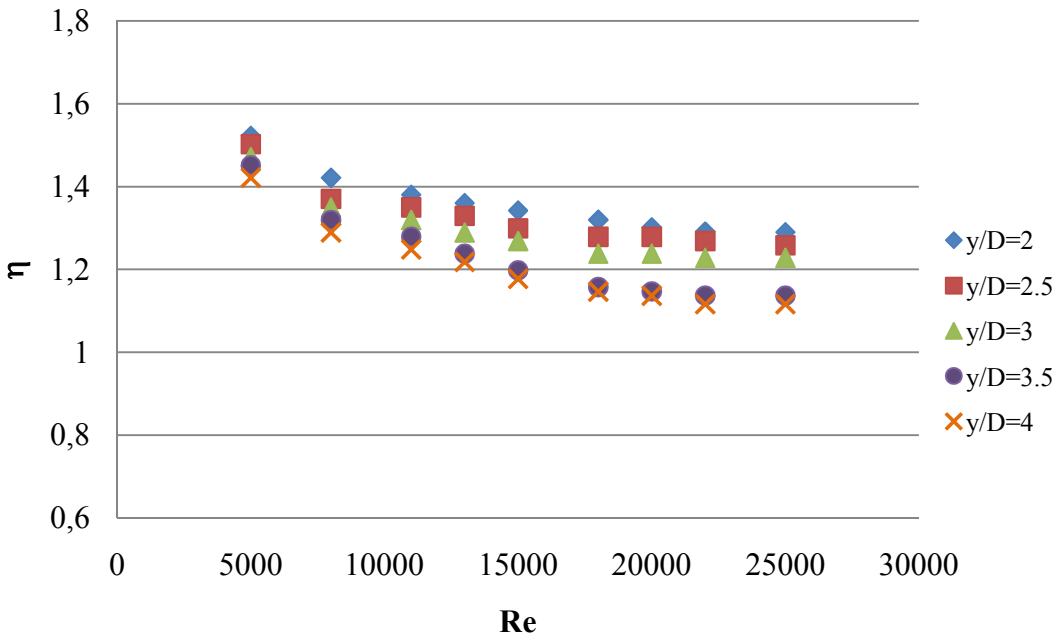
En büyük Nusselt sayısı y/D=2 için 25000 Reynolds sayısında 131 olarak, en küçük Nusselt değeri ise y/D=4 için 5000 Reynolds sayısında 44 olarak elde edilmiştir.
Şekil 4.12'de ise z/D=0.0178 açıklık oranına göre sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi boş borudan elde edilen değerler ile birlikte verilmiştir.



Şekil 4.12. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0178).

Şekil 4.12'de basınç düşümünde ki artış en yüksek y/D=2 durumunda gerçekleşirken, en düşük değer y/D=4 durumunda elde edilmiştir.

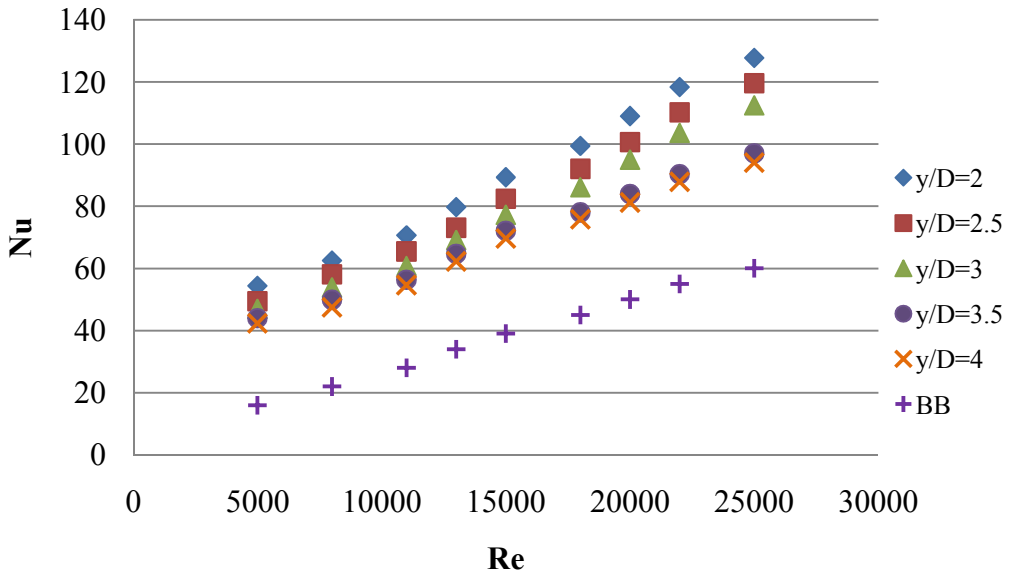
Elde edilen Nusselt ve sürtünme katsayısı değerlerinden hesaplanmış olan net iyileştirme oranları z/D=0.0178 açıklık oranı ve farklı büküm oranları için Şekil 4.13'de verilmiştir. Şekle göre net iyileşme Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azalmış ve y/D=3 ile daha küçük büküm oranlarında yaklaşık 15000 Reynolds sayısından sonra fazla değişmemiştir.



Şekil 4.13.Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0178).

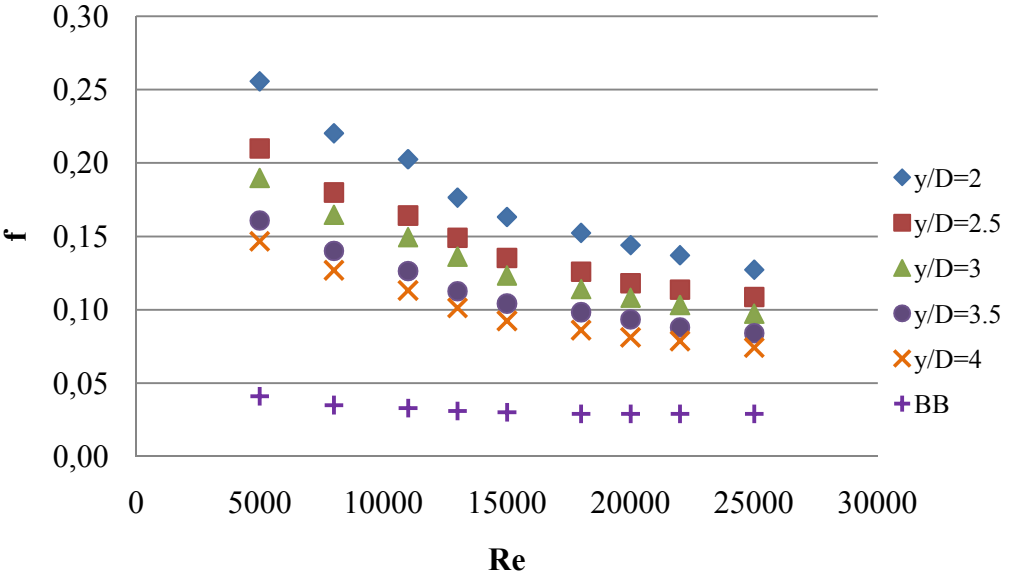
(z/D=0.0357) Açıklık Oranına Sahip Deneyler

Şekil 4.14'te Reynolds sayısının 5000 ile 25000 değerlerinde yapılan çalışma sonucunda, Reynolds sayısındaki artış ile Nusselt sayısında da artış gözlenmiştir. Boş borudaki Nusselt sayısı değerlerinin en düşük seviyede kaldığı görülmektedir. Buna göre Nusselt sayı sının değeri ve artışı şeritlerin kullanıldığı durumlarda boş boruya göre daha yüksek mertebelerdedir. Farklı hatvelerdeki şeritlerin durumları incelendiğinde Nu sayısındaki artışın birbirine paralellik gösterdiği tespit edilmiştir.

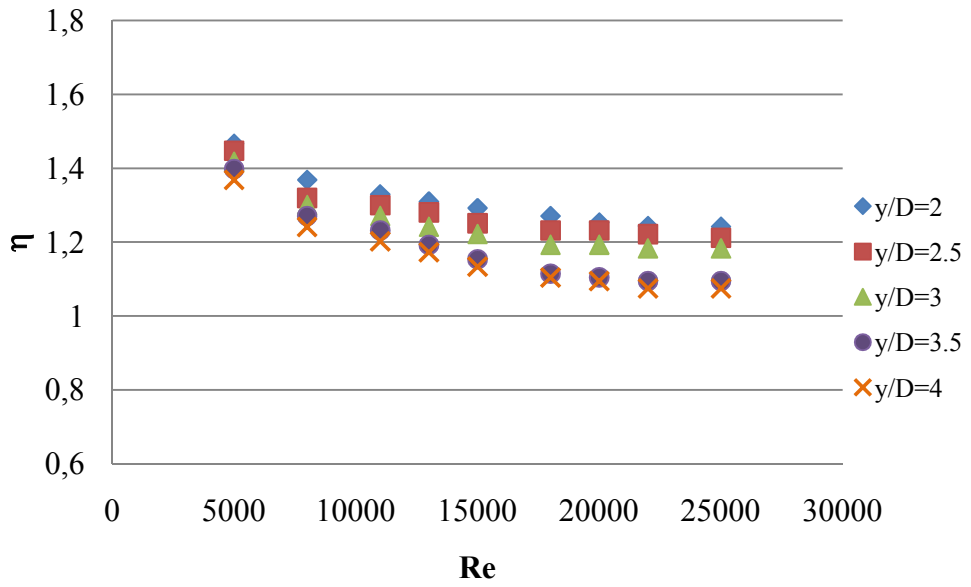


Şekil 4.14. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0357).

Şekil 4.15'de ise boş borulu sistem ile türbülatör kullanıldığı durumda yapılan deney sonuçlarına göre sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi görülmektedir. Artan Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme katsayısı azalmaktadır. En düşük sürtünme katsayı sının, akışın herhangi bir dirençle karşılamaması nedeniyle boş boruda oluştuğu görülmektedir. y/D=2 durumunda sürtünme katsayısı değeri, 0.26 ile 0.13 arasında değişim göstermiştir. y/D=4 durumunda ise 0.15 ile 0.07 arasında sürtünme katsayısı en düşük değerini almıştır.



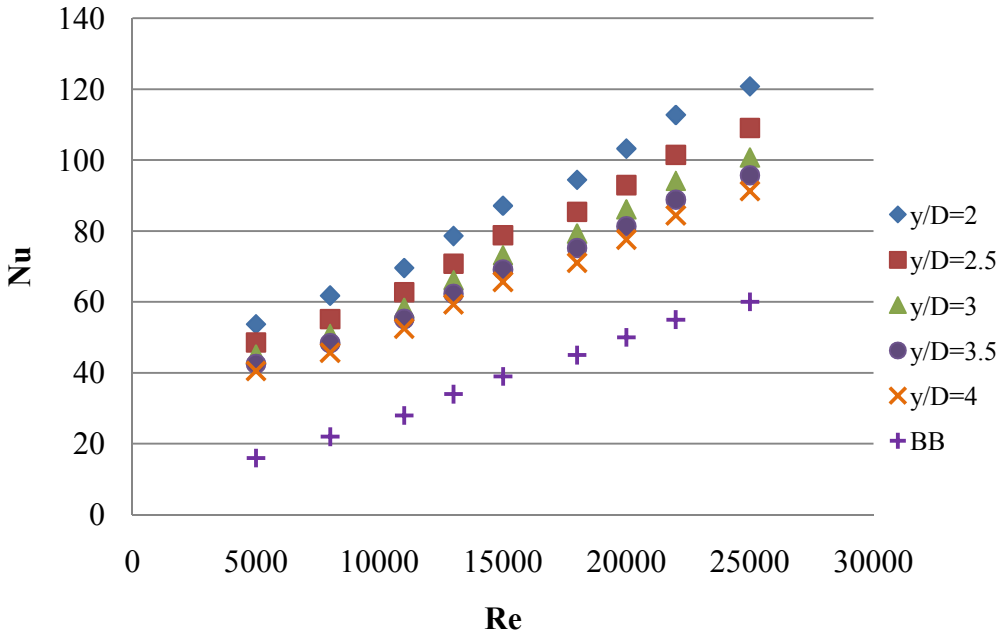
Şekil 4.15. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0357).



Şekil 4.16.Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0357).

Şekil 4.16 ise kullanılan şeritlere göre net iyileşme oranları gösterilmiştir. Tüm Reynolds değerlerinde her bir bükülmüş şeridin ısıl performansa katkı sağladığı görülmüştür. Net iyileşme 1.46 ile 1.07 arasında değişmektedir.

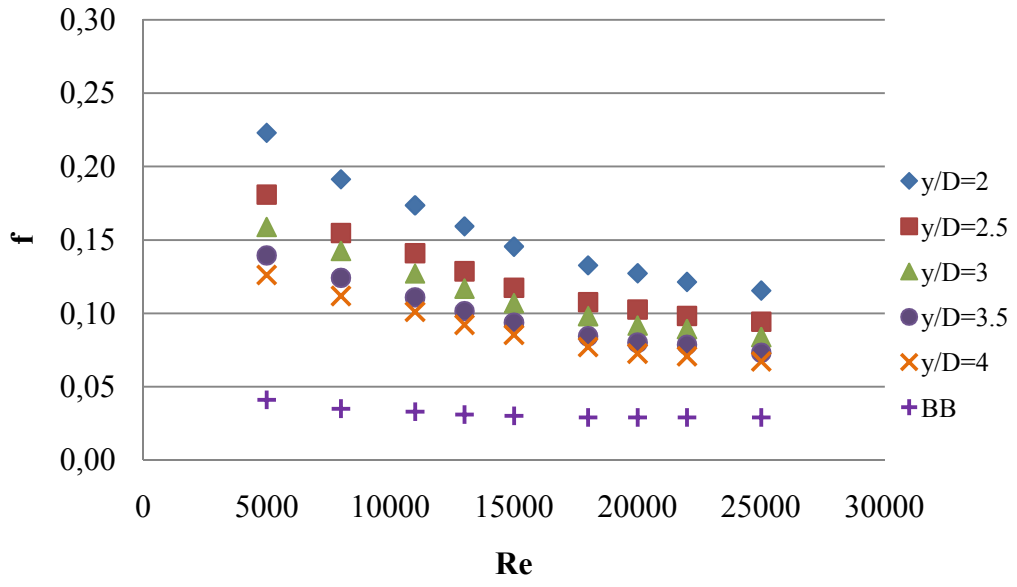
(z/D=0.0535) Açıklık Oranına Sahip Deneyler



Şekil 4.17. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0535).

Şekil 4.17'de y/D= 2, 2.5, 3, 3.5 ve 4 büküm oranlarına sahip şeritlerden elde edilen Nusselt değerlerinin deneysel elde edilen boş boru değerleri ile karşılaştırılması gösterilmiştir. Boru içerisine yerleştirilen şeritler boş boruya nazaran ısı geçişinde büyük artışlara sebep olmuştur. Nusselt sayısı, Reynolds sayısının artması ve büküm oranının azalması ile artmaktadır. Isı geçişindeki en büyük artış büküm oranının y/D=2 olması durumunda gerçekleşmiştir. Bu büküm oranı için Reynolds sayısı 5000 iken Nusselt sayısı boş boru değerinin 3.36 katı ve Reynolds sayısı 2500 iken ise boş boru değerinin 2.01 katı olarak elde edilmiştir.

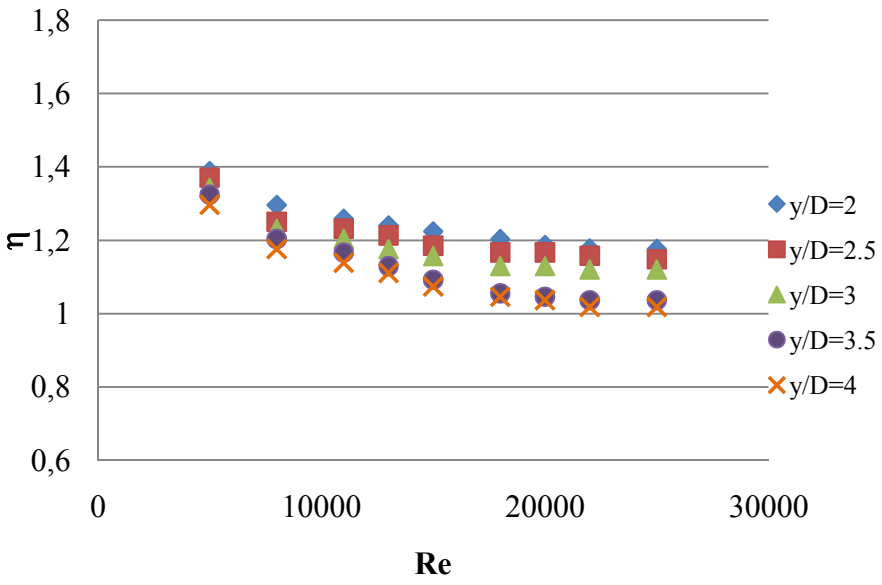
Şekil 4.18'de farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi boş borudan elde edilen değerler ile birlikte verilmiştir.



Şekil 4.18. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0535).

Isı transferindeki artışla beraber basınç düşümünde de artış meydana gelmesi kaçınılmazdır. Şekil 4.18'de görüldüğü gibi en yüksek sürtünme katsayısının ısı transferinin en yüksek olduğu z/D=0 durumunda olduğu görülmektedir. Bunun sebebi akış sürtünmenin artmasından dolayıdır.

Isı transferindeki net iyileştirmeyi belirlemek için ısıl performans faktörü de değerlendirilmiştir. Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.19'da gösterilmiştir.



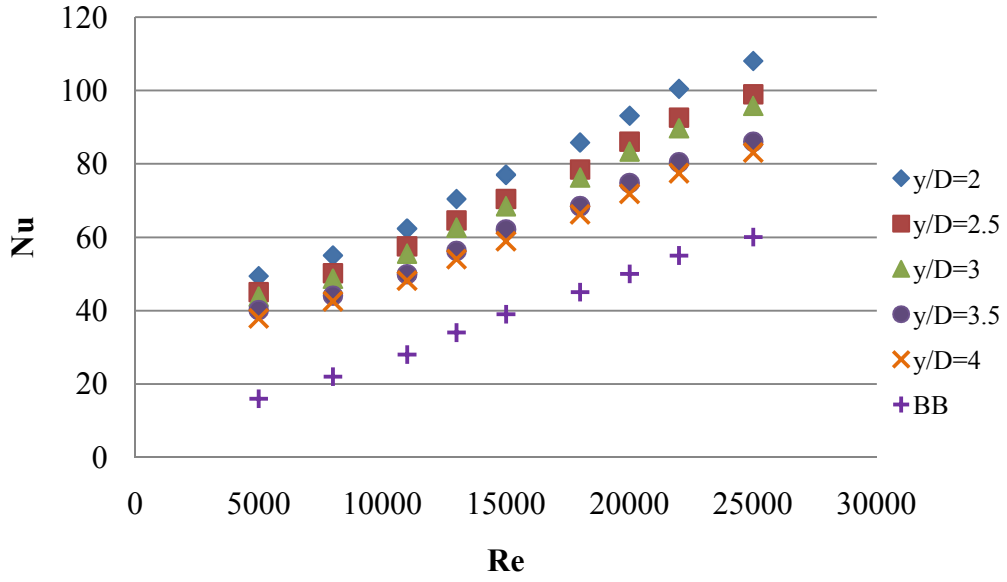
Şekil 4.19.Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0535).

Grafik incelendiğinde İki farklı hatve oranındaki (y/D=2 ile y/D=4) şeritlerin karşılaştırılması yapıldığında net iyileşmedeki değişim %7 ile %15 arasında değişmektedir.

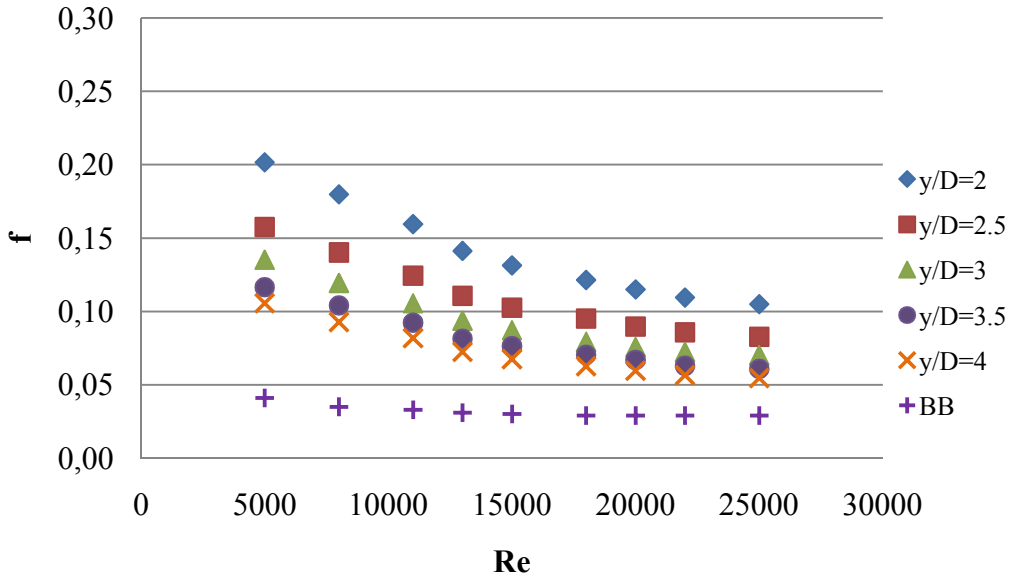
(z/D=0.0714) Açıklık Oranına Sahip Deneyler

Aynı açıklık oranı (z/D=0.0714) ve farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.20'de gösterilmiştir. Şekle göre Nusselt sayısı Reynolds sayısının artması ile artmış ancak büküm oranının artması ile azalmıştır. En büyük Nusselt değeri, Reynolds sayısının 25000 değerinde boş boru değerinin 1.8 katına karşılık 108 olarak y/D=2'den, en küçük değeri ise 5000 Reynolds sayısında boş boru değerinin 2.375 katına karşılık 38 olarak y/D=4'den elde edilmiştir.

Şekil 4.21 incelendiğinde sürtünme katsayısı (basınç düşümü) Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azalmıştır. Ayrıca, bu açıklık oranında (z/D=0.0714) ve büyük büküm oranlarında sürtünme katsayısı boş boru değerlerine iyice yaklaşmıştır. Bu açıklık oranında en büyük sürtünme katsayısı değeri 0.20 olarak y/D=2'den, en küçük değer ise 0.05 olarak y/D=4'den elde edilmiştir.

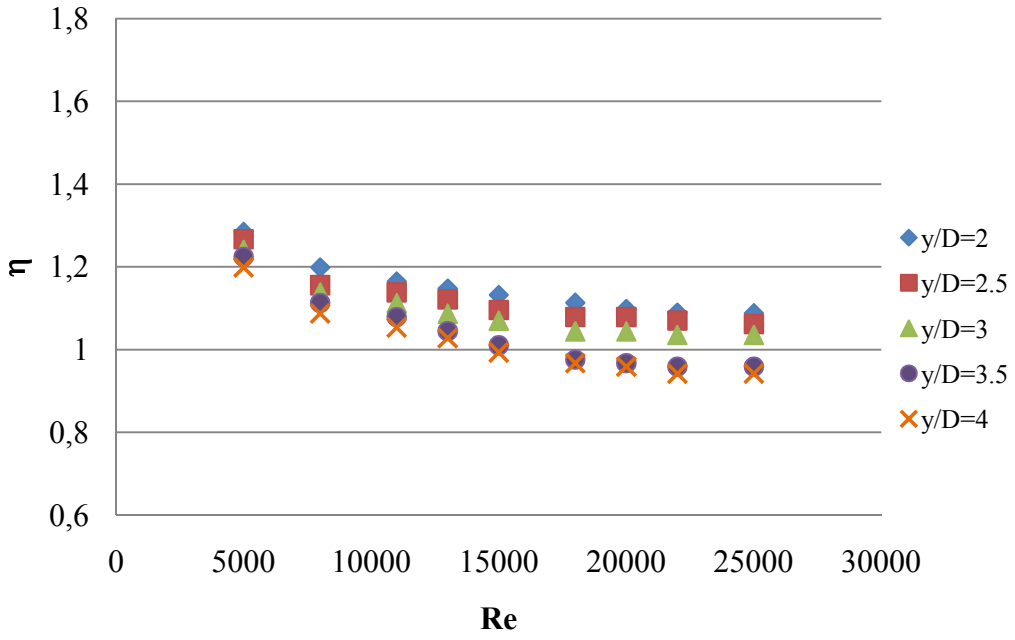


Şekil 4.20. Farklı büküm oranları için Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0714).



Şekil 4.21. Farklı büküm oranları için sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0714).

Aynı açıklık oranı (z/D=0.0714) ve farklı büküm oranları (y/D=2, 2.5, 3, 3.5 ve 4) için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 4.22'de verilmiştir. Bu açıklık oranında en büyük ısıl performans faktörü y/D=2 için 1.28 olarak, en küçük ise y/D=4 için 0.94 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.22.Farklı büküm oranları için net iyileşme oranlarının Reynolds sayısı ile değişimi (z/D=0.0714).

Şekil 4.22 detaylı incelendiğinde Reynolds sayısının 15000 değerinden sonrs y/D=3.5 ve y/D=4 durumları için net iyileşme ortadan kalmaktadır.

5. TARTIŞMA VESONUÇ

Bu çalışmada zorlanmış taşınım ve sabit ısı akısı şartları altında, bir boru içerisine boru iç yüzeyinden ayrık olarak yerleştirilen trapez çentikli bükülmüş şeritlerin ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi Reynolds sayısının 5000-25000 aralığında deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler, boru iç yüzeyinden beş farklı açıklık oranı (z/D=0, 0.0178, 0.0357, 0.0535 ve 0.0714) ve beş farklı büküm oranı (y/D=2, 2.5, 3, 3.5 ve 4) olmak üzere 25 farklı şerit ile gerçekleştirilmiş ve sonuç olarak 25 farklı şeridin sağladığı ısı geçişi, basınç düşümü ve neticede sağlanan net iyileşme belirlenmiş ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayısı (ısı geçişi) Reynolds sayısının artması ile artmıştır. Isıtılan deney borusunda Nusselt sayısı yaklaşık 30D mesafesinden sonra neredeyse sabit kalmıştır. Bu da ısıl olarak tam gelişmenin olduğunu göstermiştir.
- Boş boru deneylerinden elde edilen Nusselt sayıları, literatürde mevcut olan eşitliklerle karşılaştırılmış ve özellikle Colbourn ve Prandtl eşitlikleri ile iyi bir uyum göstermiştir.
- Boş boru deneylerinden elde edilen sürtünme katsayısı (basınç düşümü) Reynolds sayısının artması ile azalmıştır. Deneysel sürtünme katsayısı Moody eşitliği ile iyi bir uyum göstermiştir.
- Boru içerisine yerleştirilen bükülmüş şeritler ısı geçişinde ciddi artışlara neden olmuştur. Aynı açıklık oranında Nusselt sayısı Reynolds sayısının artması ve büküm oranının azalması ile artmıştır. En yüksek ısı geçişi y/D=2 büküm oranından ve z/D=0 açıklık oranından elde edilmiştir. Bu büküm ve açıklık oranı için en yüksek Nusselt sayısı 25000 Reynolds sayısında boş boru değerinin 2.28 katına istinaden 137 olarak elde edilmiştir.
- Isı geçişinin yanında şeritler basınç düşümünde de ciddi artışlara neden olmuştur. Aynı açıklık oranında sürtünme katsayısı Reynolds sayısının ve büküm oranının artması ile azalmıştır. En büyük sürtünme katsayısı y/D=2 ve z/D=0 için 5000 Reynolds sayısında boş boru değerinin 6.75 katına istinaden 0.28 olarak elde edilmiştir.
- Eşit pompalama gücünde yapılan ısıl performans değerlendirmesinde, en çok 78% lik net ısı transferi iyileşmesi y/D=2 ve z/D=0 için Reynolds sayısının 5000

değerinde elde edilmiştir. Net iyileşme oranı Reynolds sayısının artmasıyla azalmakta ve yaklaşık Reynolds sayısının 15000 değerinden sonra neredeyse sabit kalmaktadır.

- Aynı büküm oranı için açıklık oranının etkisi (z/D) incelendiğinde, açıklık oranının azalması ile Nusselt sayısının ve sürtünme katsayısının arttığı görülmektedir. Ancak net iyileşme oranında farklı açıklıklar oranı için fazla bir fark olmadığı görülmüştür. z/D=0 ve z/D=0 0178 durumlarında Nu sayıları ve sürtünme katsayıları birbirine yakın değerler almıştır. Boru iç yüzeyine bitişik iç eleman konulması suretiyle yapılan uygulamada boru iç yüzeyi ile iç elemanın temas noktalarında zaman içinde kirlenmeler meydana geleceği için ısı transferine ek bir direnç oluşacaktır. Dolayısıyla şeritlerin yüzeyden ayrık bir şekilde yerleştirilmesi boru içerisinde oluşacak kirlenmeyi önleyecek ve ısıl performansın zamanla azalmasına engel olacaktır.
- İncelenen parametrelerden, büküm oranının (y/D) açıklık oranına (z/D) nazaran ısı geçişi, basınç düşümü ve net ısı transferi iyileştirmesi üzerinde daha etkili bir parametre olduğu görülmüştür.

5.KAYNAKLAR

1. Heperkan, H. A., Olgun, B., "Enerji Verimliliği ve Türkiye'deki Mevzuat", Isıtma, Soğutma, Klima, Havalandırma, Yalıtım, Pompa, Vana, Tesisat, Su Arıtma ve Güneş Enerjisi Sistemleri Dergisi, Eylül-Ekim 2008.

2. Kanoğlu M.,Enerji Verimliliği Örnek Projeleri, Gaziantep Üniversitesi, Mart 2010.

3. Bejan, A. andKraus, A. D., 2003, Heat Transfer Handbook, John Wiley&Sons, Inc., New Jersey, 1427p.

4. Royds R., HeatTransmissionbyRadiation, ConductionandConvection, First Edition, ConstableandCompany, London, pp. 191-201, 1921.

5. Uttarwar S.B. and Rao M.R., Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts, Journal of Heat Transfer, 107, 930-935, 1985.

6. Yakut K. ve Şahin B.,TheEffects of VortexCharacteristics on Performance of CoiledWireTurbulatorsUsedforHeat Transfer Augmentation, AppliedThermalEngineering, 24, 2427-2438, 2004.

7. Behçet R. ve İlkılıç C., İç İçe Borulu Isı Değiştiricisine Yerleştirilen Helisel Yayların Isı Transferi ve Basınç Düşümü Üzerindeki Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Fırat Üniv. Fen ve Müh. Bil. Dergisi, 18(4), 559–564, 2006.

8. Gunes S.,Ozceyhan V., Buyukalaca O., Heat Transfer Enhancement in a TubewithEquilateralTriangle Cross SectionedCoiledWireInserts, ExperimentalThermalandFluidScience, 34 (6), 684-691, 2010.

9. Gunes S.,Ozceyhan V., Buyukalaca O., TheExperimentalInvestigation of Heat Transfer andPressureDrop in a TubewithCoiledWireInsertsPlacedSeparatelyfromtheTube Wall, AppliedThermalEngineering, 30 (13), 1719-1725, 2010.

10. Akpinar K.E., Evaluation of Heat Transfer andExergyLoss in A ConcentricDoublePipeExchangerEquippedwithHelicalWires, Energy Conversion and Management, 47, 3473-3486, 2006.

11. Yıldız Ş., İç İçe Borulu Isı Değiştiricilerinde Yaylı Türbülatörlerin Isı transferi ve Basınç Kaybına Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 2007.

12. Rahai, H.T.,Wong, T.W., VelocityFiledCharacteristics of TurbulentJetsfromRoundTubeswithCoilInserts, Journal of AppliedThermalEngineering, Vol. 22, 2002.

13. Eiamsa-ard S.,Seemawute P., Wongcharee K., Influences of Peripherally-cutTwistedTapeInsert on Heat Transfer andThermalPerformanceCharacteristics in LaminarandTurbulentTubeFlows, ExperimentalThermalandFluidScience, 34, 711-719, 2010.

14. Eiamsa-ard S.,Thianpong C., Eiamsa-ard P., Promvonge P., ThermalCharacteristics in a HeatExchangerTubeFittedwith Dual TwistedTapeElements in Tandem, International Communications in HeatandMass Transfer, 37, 39–46, 2010.

15. Guo,J.,Fan,A., Zhang, X., Liu,W., 2011.A numericalstudy on heat transfer andfrictionfactorcharacteristics , International Journal of ThermalSciences ,50, 1263-1270, 2011.

16. Tariq A., Kant K., Panigrahi P. K., Heat Transfer Enhancement Using an InternallyThreadedTube,InProceedings of 4th ISHMT–ASME HeatandMass Transfer Conference, India, pp. 277–281, 2000.

17. Eiamsa-ard S.,Wongcharee K., Sripattanapipat S., 3-D NumericalSimulation of SwirlingFlowandConvectiveHeat Transfer in a CircularTubeInducedbyMeans of Loose-fit TwistedTapes, International Communications in HeatandMass Transfer, 36, 947–955, 2009.

18. Promvonge P.,Eiamsa-ard S., Heat Transfer Behaviors in a TubewithCombinedConical-ring andTwisted-tapeInsert, International Communications in HeatandMass Transfer, 34, 849–859, 2007.

19. Kumar S.,Mahanta P., Dewan, A., Study of LaminarFlow in a LargeDiameterAnnuluswithTwistedTapeInserts, Proceedings of 2nd International Conference on Heat Transfer, FluidMechanics, andThermodynamics, Victoria Falls, Zambia, Paper No. KP3, 2003.

20. Chang S. W., Jan Y. J., Liou S. J., TurbulentHeat Transfer andPressureDrop in TubeFittedwith. SerratedTwistedTape, International Journal of ThermalSciences, 46, 506–518, 2007.

21. Eiamsa-ard S.,Nivesrangsan P., Chokphoemphun S., Promvonge P., Influence of CombinedNon- uniformWireCoilandTwistedTapeInserts on ThermalPerformanceCharacteristics, International Communications in HeatandMass Transfer, 37, 850–856, 2010.

22. Naphon P.,Heat Transfer andPressureDrop in theHorizontalDoublePipeswithandwithoutTwistedTapeInsert, International

Communications in HeatandMass Transfer, 33, 166–175, 2006.

23. Eiamsa-ard S.,Thianpong C., Promvonge P., ExperimentalInvestigation of Heat Transfer andFlowFriction in a CircularTubeFittedwithRegularlySpacedTwistedTapeElements, International Communications in HeatandMass Transfer, 33, 1225–1233, 2006.

24. Thianpong C.,Eiamsa-ard P., Wongcharee K., Eiamsa-ard S., CompoundHeat Transfer Enhancement of a DimpledTubewith a TwistedTapeSwirlGenerator, International Communications in HeatandMass Transfer, 36, 698–704, 2009.

25. Saha, S.K., Dutta, A., "Thermo-hydraulicStudy of LaminarSwirlFlow Through a CircularTubeFittedwithTwistedTapes", Trans. ASME, J. Heat Transfer, 123: 417-421, 2001.

26. Eiamsa-ard S.,Wongcharee K., Eiamsa-ard P., Thianpong C., Heat Transfer Enhancement in a Tube Using Delta-wingletTwistedTapeInserts, AppliedThermalEngineering 30, 310–318, 2010.

27. Eiamsa-ard S.,Promvonge P., ThermalCharacteristics in RoundTubeFittedwithSerratedTwistedTape, AppliedThermalEngineering, 30,1673-1682, 2010.

28. Karagöz, Ş., Abdi, H., Çomaklı, Ö., Yılmaz, M., Sağlamlı, S.,Yatay Borularda Türbülatörlerin Isı Geçişine Olan Etkisinin Deneysel Araştırılması, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 768- 773, 09-12 Eylül, Samsun, 2013.

29. Wongcharee, K.,Eiamsa-Ard, S., Heat transfer enhancementbytwistedtapeswithalternate-axesandtriangular, rectangularandtrapezoidalwings, ChemicalEngineeringandProcessing, 50:211-219, 2011.

30. Shabanian, S.R.,Rahii, M., Shahhosseini, M., Alsairafi, A.A., CFD andexperimentalstudies on heattransfer enhacement in an aircoolerequippedwithdifferenttubeinserts, International Communications in HeatandMass Transfer, 38: 39-383, 2011.

31. Fan,J.,Deng, J., Guo, J., Liu, W.,2011.A numericalstudy on thermo-hydraulicscharacteristics of turbulentflow in a circulartubefittedwithconicalstripinserts, AppliedThermalEngineering ,31, 2819-2828.

32. http://www.ansiklopedim.net/l/laminer-akis.html

33. Incropera, F. And Dewitt P.D., Isı Ve Kütle Geçişinin Temelleri. Literatür Yayınları No:51,İstanbul, 2001.