

**T.C
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇERİSİNE TÜRBÜLANS YAYICI ELEMAN
YERLEŞTİRİLMİŞ BORUDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ ANALİZİ**

**Tezi Hazırlayan
Yasemin ELBAŞIOĞLU**

**Tez Yöneticisi
Yrd. Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

**Şubat 2006
KAYSERİ**

Yrd. Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN danışmanlığında **Yasemin ELBAŞIOĞLU** tarafından hazırlanan “**İçerisine Türbülans Yayıcı Eleman Yerleştirilmiş Boruda Akış ve Isı Geçiş Analizi**” adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında **Yüksek Lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

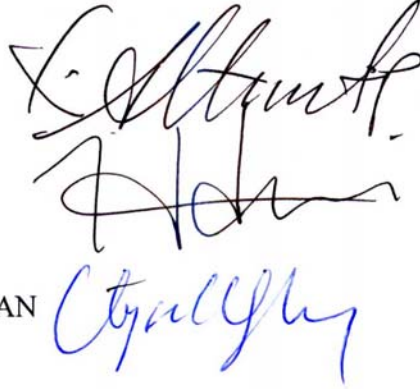
02.02.2006

JÜRİ:

Başkan : Prof. Dr. Nejdet ALTUNTOP

Üye : Doç.Dr. Sebahattin ÜNALAN

Üye : Yrd. Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN



ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulunun **03/02/2006** tarih ve **2006/04-18** sayılı kararı ile onaylanmıştır.

03/02/2006



N. Ayyıldız
Prof. Dr. Nusret AYYILDIZ
Enstitü Müdürü

TEŐEKKÖR

Tez çalıŐmalarım sırasında bana her tŸrlŸ yardım ve desteğini esirgemeyen, bilgilerini benimle paylaŐan Erciyes Ÿniversitesi MŸhendislik FakŸltesi Makine MŸhendislięi Termodinamik Anabilim dalı Ŗęretim Ÿyesi Yrd. Doç. Dr. Veysel ŖZCEYHAN' a, manevi destekleriyle yanımda olan niŐanlım Abdulkadir GŸNEŐ' e ve aileme teŐekkŸr ederim.

İÇERİSİNE TÜRBÜLANS YAYICI ELEMEN YERLEŞTİRİLMİŞ BORUDA AKIŞ VE ISI GEÇİŞİ ANALİZİ

Yasemin ELBAŞIOĞLU

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Şubat 2006

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Veysel ÖZCEYHAN

ÖZET

Bu çalışmada, boru içerisine türbülans yayıcı olarak yarım eliptik kesitli üç farklı uzunluğa (c) ve dört farklı hatveye (p) sahip toplam on iki farklı yay kullanılarak ısı geçişindeki artış üç boyutlu olarak incelenmiştir. Sayısal hesaplamalar FLUENT ticari bilgisayar kodu yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak boş boru için hesaplamalar yapılmış ve literatürde yaygın olarak kullanılan eşitliklerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür.

Yapılan hesaplamalar sonucunda, hem eşit Reynolds sayısında hem de eşit pompalama gücünde ısı geçiş miktarındaki en yüksek artış $c=2$ mm yarım eliptik kesitli $p=3d/2$ mm hatveli yay yerleştirilmesi ile elde edilmiştir. Bu yay ile düşük Reynolds sayısında sabit pompalama gücünde, ısı geçişinde %56'lık ve yüksek Reynolds sayısında ise %23'lük artış elde edilmiştir. $c=1$ mm ve $c=1.5$ mm yarım eliptik kesitli yaylar yerleştirildiğinde ısı geçiş miktarında sağlanan artış birbirlerine çok yakın ve $c=2$ mm yarım eliptik kesitli yayinkinden daha düşük olarak elde edilmiştir.

Kullanılan yarım eliptik yay kesitinin (c) ve yayların hatvelerinin (p) ısı geçiş artışına etkisi olduğu yapılan çalışmalarla görülmüştür. Yapılan hesaplamalar ve elde edilen sonuçlara göre, enerji geri kazanımlı sistemlerden yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricisi borularının içerisine türbülötör olarak yarım eliptik kesitli yay yerleştirilmesi ile, yüksek ısı geçiş artışı ve enerji tasarrufu sağlanabileceği görülmüştür. Bununla birlikte, kullanılan yayların hatvesinin ısı geçişine etkisi konusunda net bir yaklaşımda bulunmak mümkün olmamıştır.

Anahtar kelimeler: Türbülötör, eliptik yay

FLOW AND HEAT ANALYSIS IN TURBULANCE GENERATOR INSERTED PIPE

Yasemin ELBAŞIOĞLU

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M. Sc. Thesis, February 2006

Thesis Supervisor: Assist. Prof. Veysel ÖZCEYHAN

ABSTRACT

In this study, three dimensional heat transfer enhancement was investigated numerically by using twelve different springs with three different semi-elliptic cross section (c) four different pitches (p). Fluent computer code is used for numerical calculations.

Firstly, calculations were conducted for smooth pipe and the results were compared with the widely used equations available in literature. The results showed a good agreement and so, the numerical method was validated.

For obtaining net heat transfer increase, the comparison should be made for the constant pumping power. At the results, for equal Reynolds number and constant pumping power the highest heat transfer increase was obtained by inserted spring with $c=2$ mm and $p=3d/2$ mm. This spring provided enhancement between 56% and 23% depends on the Reynolds number. The other springs supplied less heat transfer increase for all Reynolds numbers. Heat transfer increase characteristic for equal Reynolds number was nearly same for $c=1$ mm and $c=1.5$ mm but their heat transfer increase was less than for $c=2$ mm.

In this study it was shown that by using spring inside the pipe has increased Nusselt number and both cross section (c) and pitch (p) of the spring has effect on heat transfer. As the result for calculations, heat transfer enhancement is supplied in semi-elliptic cross sectional spring inserted pipe when compared to the smooth pipe. So, these kind of insert can be used in heat exchanger to increase heat transfer and energy saving.

Keywords: Turbulator, elliptic spring

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY	1
TEŞEKKÜR	II
ÖZET.....	III
ABSTRACT	IV
KISALTMALAR VE SİMGELER.....	VI
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VIII
1. BÖLÜM	
GİRİŞ	1
1.1. Isı Geçişini İyileştirme Metotları	3
1.1.1. Pasif Metotlar	3
1.1.2. Aktif Metotlar.....	8
2. BÖLÜM	
KAYNAK ARAŞTIRMASI	9
3. BÖLÜM	
MATEMATİK MODEL	22
3.1. Sınır Şartları	26
3.2. Nusselt Sayısının Hesaplanması.....	29
3.3. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması.....	29
3.4. Izgara Bağımsızlığı	30
4. BÖLÜM	
SAYISAL ÇALIŞMA	
4.1. Boş Boruya Ait Sonuçların Literatürdeki Çalışmalarla Karşılaştırılması	30
5. BÖLÜM	
SONUÇLAR	47
KAYNAKLAR.....	49
ÖZGEÇMİŞ	54

1. BÖLÜM

GİRİŞ

Türkiye'nin enerji tüketimi kalkınmakta olan ve nüfusu artan bir ülke olması nedeniyle hızla artmaktadır. Bu da doğal kaynakların büyük bir hızla ve bilinçsizce tüketilmeye başlamasına neden olmuştur. Bu bilinçsiz tüketim sonucunda oluşan her türlü katı, sıvı ve gaz atıkların da arıtılmadan doğaya atılmasının meydana getirdiği önemli çevre kirliliğinin önlenmesi gibi, enerji kaynaklarının daha verimli şekilde kullanımını gündeme getirmiştir.

Enerji verimliliğine ise çağdaş yaklaşımda hem talep hem de arz alanlarında atılabilecek önemli adımlar vardır. Bunlar kısa, orta ve uzun vadede alınabilecek önlemlerle, hem üretim ve iletim, hem de tüketim alanlarında benimsenecek teknolojilerle gerçekleştirilebilecek adımlardır.

Enerjinin insan hareketinde, insanın günlük yaşantısında çok büyük bir yer tuttuğu muhakkaktır. Bu önemli ihtiyacın bilinçsiz kullanılması, insan geleceğine bir çok olumsuz etkiyi de beraberinde getirecektir. İnsanların tüm ihtiyaçlarının karşılanabilmesi, sağlıklı ve mutlu olması için enerji tasarrufunun ne kadar önemli bir konu olduğu ortaya çıkar.

Enerji tasarrufu enerjiiyi kullanmamak, enerji arz hizmetlerinin azaltılması veya kısıtlanması demek değildir. Enerji tasarrufu, kullanılan enerji miktarının değil ürün başına tüketilen enerjinin azaltılması demektir. Bu da, enerjinin gereksiz kullanım sahalarını belirlemek ve israfı asgari düzeye indirmek veya tamamen ortadan kaldırmak için alınan önlemleri içerir. Bu şekilde, üretici aynı miktardaki mal veya hizmetleri daha az enerji ve daha az çevre kirliliği ile mal ve hizmet üreterek, ulusal ve uluslararası alanda rekabet gücünü arttırabilir. Dolayısıyla, Türkiye' de enerjinin en çok tüketildiği yerlere odaklanmamız enerji tasarrufunda belirli bir seviyeyi yakalamak için elzemdir. Türkiye yüksek enerji tüketen sanayileri içeren bir sanayi yapısına sahiptir. Bu özelliği, demir-çelik, diğer metal, taş, toprak, çimento sanayi, kağıt sanayi gibi enerji tüketimi yoğun sanayileri yaygın olarak içermesi, diğer taraftan da bu

alanlarda kullanmakta olduğu teknolojilerin eskiliğinden ve bir ölçüde bunların bakım eksikliğinden kaynaklanmaktadır.

Türkiye' de enerji maliyetlerinin yüksekliği ve gittikçe artan uluslar arası pazarlarda rekabet zorunluluğu bu duruma çözüm bulma gereksinimini zorlamaktadır. Bu alanda dünyanın pek çok yerinde çalışmalar yapılmaktadır. Enerji tasarrufu çalışmalarında en etkin ve somut sonuç alan ülkelerden birisi ABD' dir. Bu ülkede son otuz yıl içerisinde enerji verimliliği yüksek teknolojiler kullanılarak enerji tasarrufu önemli miktarda arttırılmıştır. ABD' de, 1973 yılından bugüne ekonomideki büyüme %126 oranında gerçekleştirilirken, aynı süre zarfında enerji kullanım oranındaki artış yalnızca %30 olmuştur. Kullanılan enerji miktarı ekonomideki büyümeye paralel olsaydı, 2001 yılında tüketilen enerji miktarı 29 trilyon kWh yerine 50 trilyon kWh olacaktı [1].

Enerji tasarrufu; üretimi, iletimi ve tüketilmesi alanlarında kullanılan teknolojilerle, enerjinin en düşük kayıpla ve en yüksek yarar sağlayacak şekilde kullanımını anlamını taşımaktadır. Bir başka deyişle, enerji tasarrufu kavramı bazı alanlarda enerji tüketiminin azaltılması değil, enerjinin ekonomik üretimi ve savurganlığının önlenmesi demektir. Savurganlığı önlemek demek kayıpları minimuma indirmek demektir. Sanayide kullanılan enerji miktarlarından yukarıdaki paragraflarda bahsettik. Bu giderleri azaltmak için, fabrikalarda kullanılan enerji tüketen cihazların enerji tasarruf eden cihazlar olmasına önem verilmelidir. Bunun için de enerji geri kazanımlı sistemler kullanılır. Enerji geri kazanımlı sistemlerden en önemlisi de ısı değiştiricileridir. Son yıllarda, ısı geçişi iyileştirme teknolojisi soğutma, otomotiv, üretim sanayisi gibi alanlarda yaygın olarak uygulanmaktadır. Isı geçişi iyileştirmesinin amacı aynı geometride ısı geçişi katsayısını artırarak yüksek ısı akısı elde etmektir. Bunun sonucu daha az maliyetle yapılabilen ısı değiştiricilerinin boyutlarındaki küçülmedir. Diğer bir avantaj ise entropi üretimini azaltan ve termodinamiğin ikinci kanunun verimliliğini artıran sıcaklık etken kuvvetlerin azalmasıdır. Ek olarak ısı geçişi iyileştirmesi ısı değiştiricilerinde sabit pompalama gücünde daha yüksek ısı geçişi katsayısı sağlayacaktır ve dolayısıyla daha az maliyetlerde çalışan ısı değiştiricileri yapılabilecektir.

Bütün bu avantajlar ısı geçişi iyileştirme tekniklerinin kullanımını ısı değiştirici uygulamalarında çekici hale getirmiştir. Bu nedenle ısı değiştiricileri konusunda da son yıllarda önemli çalışmalar yapılmaktadır [2-6].

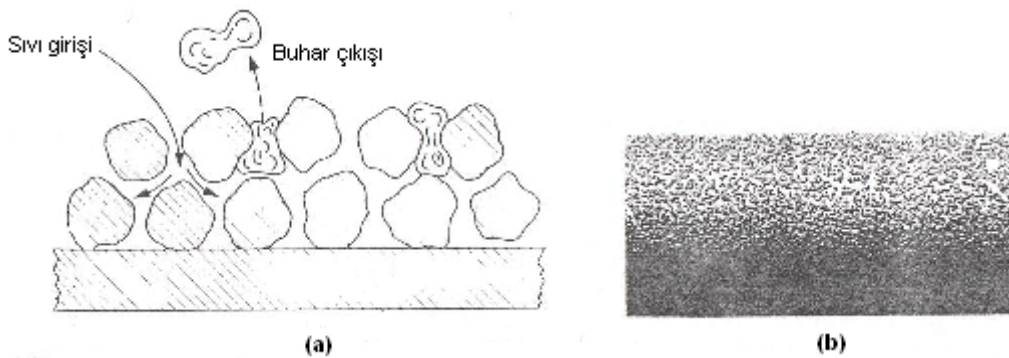
Bu çalışmalarda belirli bir kapasite için daha küçük boyutlu ısı değiştiricisi yapılmaya çalışılmaktadır. Bir diğer amaç ise ısı değiştiricilerin içerisindeki boru ve kanallarda ısı geçişini iyileştirmektir. Bunun için kullanılan çeşitli metotlar vardır; bunlar aktif metot ve pasif metot olmak üzere iki grupta incelenir. Aktif metotta, akışkana bir dış kuvvet uygulanır. Pasif metotlarda doğrudan bir dış kuvvet uygulanmaz. Bu tür araçlar kanallar içerisine yerleştirilerek akışı döndürecek, akışkanı cidara yakın bölgelerde karıştıracak ya da duvarla temas yoluyla kanat görevi görecek yapılara sahip olabilirler. Bu iki yöntem için çeşitli metotlar kullanılmıştır [7].

1.1. Isı Geçişini İyileştirme Metotları

Isı geçişini iyileştirme metotları aktif metot ve pasif metot olmak üzere iki gruba ayrılır. Pasif metotta iyileştirme özel yüzey geometrisi ve akışkan katkıları ile gerçekleşir. Aktif metotta iyileştirme için elektrik veya yüzey titreşimi gibi dış kuvvete ihtiyaı vardır.

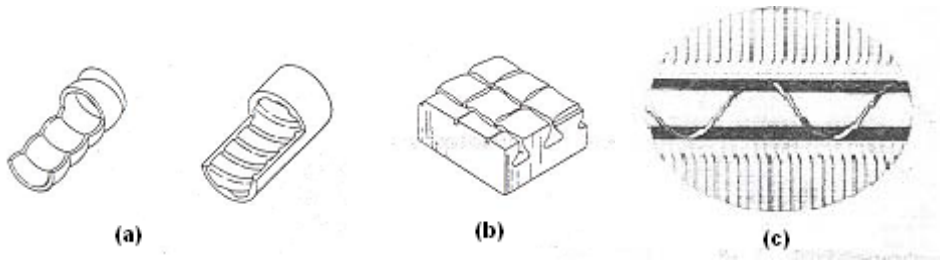
1.1.1. Pasif Metotlar

Kaplanmış yüzeyler, metalik veya metalik olmayan malzemelerle kaplanır. Örneğin, teflon gibi. İyİ ölçüde gözenekle kaplanmış bir yüzey damlacık buharlaşmasını geliştirmek için kullanılabilir [8,9]. Damlacık apı 0.005 mm ye kadardır. Şekil 1.1a sinterlenmiş gözenekli metalle kaplanmış bir yüzeyin kesitini göstermektedir. Şekil 1.1b büyük parçacıklar için (yaklaşık olarak 0.5 mm) sinterlenmiş yüzeyi göstermektedir [8].



Şekil 1.1. (a) Gözenekli buharlaşma yüzeyinin kesit görünüşü
(b) Film yoğuşmasında kullanılan parçacıklar [8].

Pürüzlü yüzeyler, bitişik şekildeki pürüzlü yüzeylerden oluşur. Parçalardan oluşan pürüzlü yüzey, yüzeyin yeniden yapılanması şeklinde biçimlenir [8,9]. Tek fazlı akışlar için bu düzenleme yüzeydeki sınır tabakayı parçalamak için seçilir. Bu teknik ısı geçişi yüzey alanını arttırmaktan daha çok kullanılır [8,9]. Şekil 1.2a' da bitişik pürüzlülük için iki örnek verilmiştir. Şekil 1.2b çekirdek buharlaşması için iyileştirilmiş pürüzlü yüzeyi gösterir. Şekil 1.2c'de periyodik olarak sınır tabakayı parçalayan tel sargıyı göstermektedir. Tel sargı iç elemanı, bitişik olmayan pürüzlü yüzeylere bir örnektir [8].



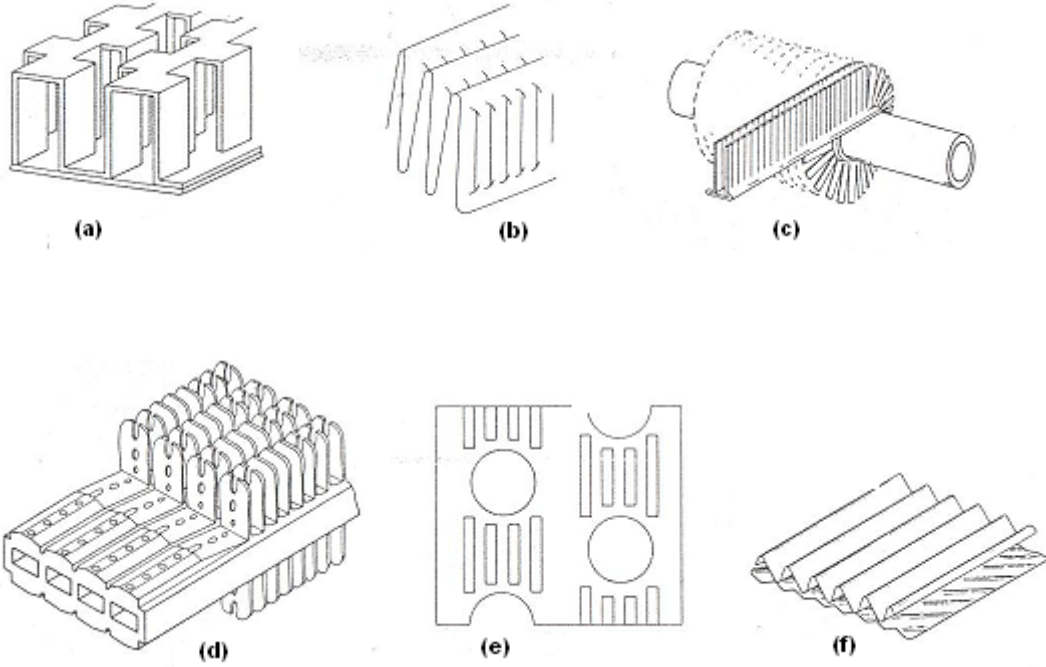
Şekil 1.2. (a) Tek fazlı veya çift fazlı akışlar için boru yüzeyindeki pürüzlülük
 (b) Çekirdek buharlaşması için pürüzlü yüzey
 (c) Boru iç elemanı, tel eleman [8].

Sıvılar için genişletilmiş yüzeyler, düzenli olarak pek çok ısı değiştiricisinde kullanılır [8]. Eşitlik 1.1'de ısı direnç, ısı taşınım katsayısını (h) veya yüzey alanını (A) veya her ikisini birden arttırmak azalır [8,9].

$$\frac{L}{UA} = \frac{L}{\eta_1 h_1 A_1} + \frac{L t_w}{k_w A_m} + \frac{L}{\eta_2 h_2 A_2} \quad (1.1)$$

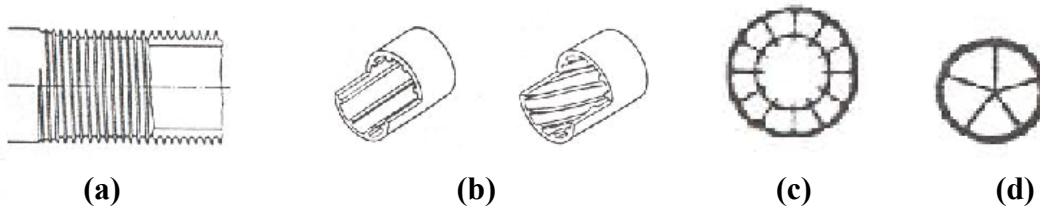
Düz kanatçık kullanmak sadece yüzey alanını artırır [8]. Buna rağmen, özel şekillendirilmiş genişletilmiş bir yüzey h (ısı taşınım katsayısını) artırır [8,9]. Şekil 1.3 gazlar için çeşitli genişletilmiş yüzeyleri gösterir. Şekil 1.3a ve 1.3e ısı sınır tabakayı parçalamak için tasarlanmış aynı formu gösterir [8]. Sıvılar için genişletilmiş yüzeyler gazlarda kullanılanlardan daha küçük, kanatçık yükseklikleri daha küçüktür [8]. Sıvılar için kanatçık yüksekliği daha kısadır çünkü sıvılar gazlara göre daha büyük ısı taşınım katsayısına sahiptir [8]. Uzun kanatçıklar kullanmak her zaman verimin düşmesine neden olur [8]. Şekil 1.4'te sıvılar için genişletilmiş yüzeyler gösterilmiştir [8]. Şekil 1.4a dış kanatçıklı yüzeyi, Şekil 1.4b ve 1.4c iç kanatçıklı yüzeyi gösterir. Şekil 1.4d uzayabilen alüminyum içeren beş-

elemanlı bir yapıyı gösterir. Şekil 1.4' te zorlanmış taşınımındaki akışta yoğunlaşma ve buharlaşma için geometriler gösterilmiştir [8].



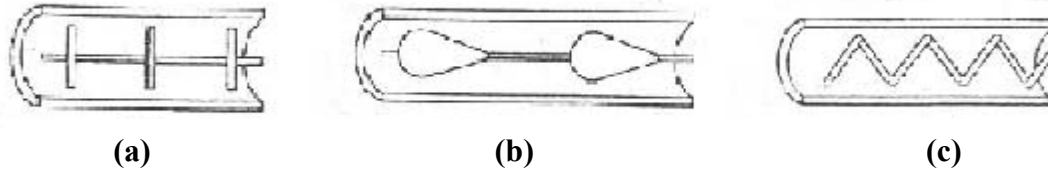
Şekil 1.3. Sıvı - Gaz için geliştirilmiş yüzeyler .

- (a) Levha-kanatçıklı ısı değıştiricilerinde kullanılan dirsek tipi kanatçıklar
- (b) Otomotiv ısı değıştiricilerinde kullanılan pancur tipi kanatçıklar
- (c) Dairesel tüpler için parçalı kanatçıklar
- (d) Bütün alüminyum kanatçıklı tüp
- (e) Panjur tipindeki tüp-levha kanatçığı
- (f) Döner jeneratörlerde kullanılan oluklu levhalar [8].



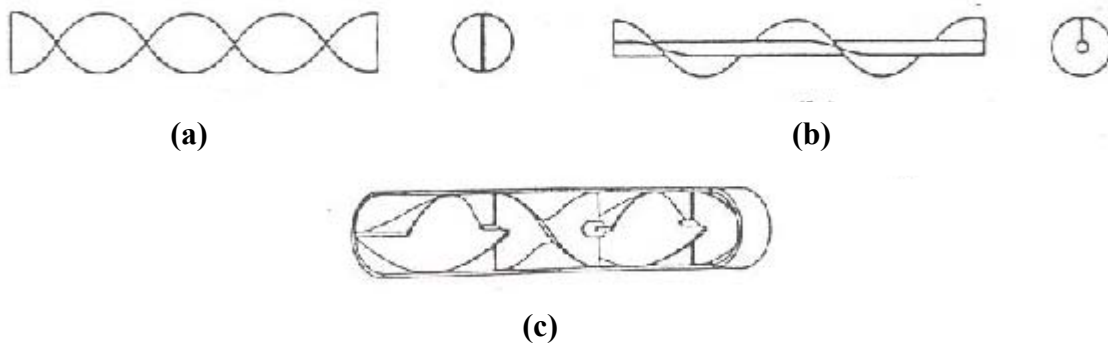
- Şekil 1.4. (a) Dış yüzeyi kanatçıklı yüzey
(b) İç yüzeyi eksenel ve helisel kanatçıklı yüzey
(c) İçine pek çok eleman yerleştirilmiş tüp
(d) Girişine alüminyum yerleştirilmiş tüp [8].

İç eleman yerleştirme, ısıtılan yüzeydeki ısı enerjisi kanaldaki akışkana iletmek için kullanılır [8,9]. Bunlar tek fazlı ve çift fazlı akışlarda kullanılır [8]. Şekil 1.5 a ve Şekil 1.5 b duvar bölgesindeki ana akışı karıştırmak için kullanılan metotları göstermektedir [8]. Şekil 1.5 c de hız sınır tabaka bölgesine yerleştirilmiş tel sargı iç elemanını ve sınır tabakayı ana akışı etkilemeden karıştıran elemanı göstermektedir [8].



Şekil 1.5. (a) Belirli boşluklarla yerleştirilmiş eleman
(b) Akış çizgisi boyunca belirli aralıklarla yerleştirilen iç eleman
(c) İç eleman olarak yerleştirilen tel sargı elemanı [8].

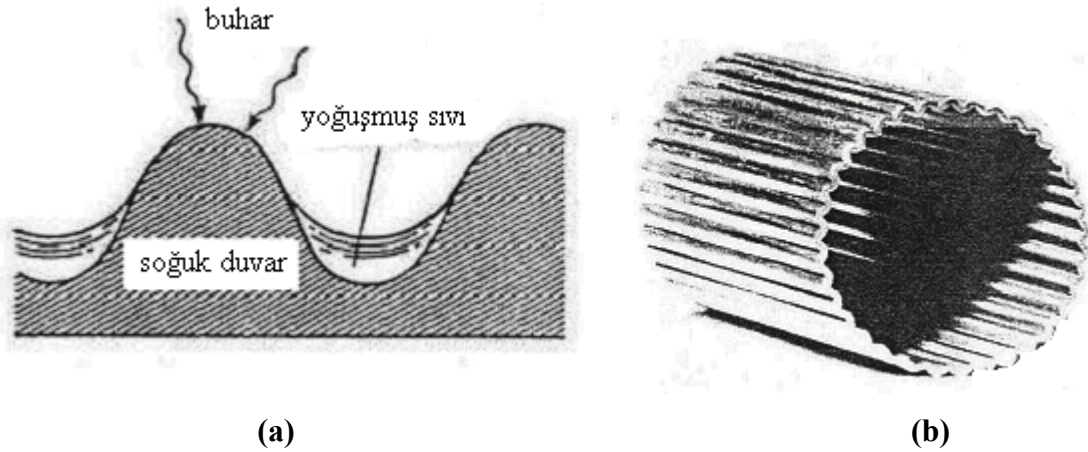
Girdaplı akış elemanları geometrik düzenlenen veya zorlanmış akış için dönmeyi sağlayan iç elemanlardır [8,9]. Elemanlar boru boyunca kullanılır (Şekil 1.6 a) veya iç girdap yayıcıları ve aksenel elemanlar, vida tipindeki çeviriciler Şekil 1.6 b' de gösterilmiştir. Şekil 1.6 c' de laminer akış için statik karıştırıcıları gösterir [8]. Bu elemanlar alternatif olarak akışı saat yönünde veya tersi yönde girdaplı olarak döndürürler [8].



Şekil 1.6. Üç tipteki akış çevirici iç elemanlar
(a) İkili bantlı iç eleman
(b) Helisel tipli iç eleman
(c) Statik karıştırıcı [8].

Sargılı tüpler, kompakt ısı eşanjörlerinde kullanılır [8]. Tüpteki ikincil akış tek fazlı ısı taşınım katsayısının artmasını sağlar. Buna rağmen küçük sargı yarıçapı, orta dereceli iyileştirme sağlar [8].

Yüzey gerilimi elemanları, yüzey gerilme kuvvetlerini sıvı filmleri akıtmak ve taşımak için kullanılır [8]. Film buharlaşma verimi buhar film kalınlığı ile ters orantılıdır [8]. Isı boruları tipik olarak, buharlaştırıcı bölümden yoğuşturucu bölüme ısı transfer etmek için kullanılır [8]. Şekil 1.7' de bu yapı gösterilmiştir [8].



Şekil 1.7. (a) Dikey yöndeki akışlarda yoğuşma için kullanılan oluklu tüp
(b) Oluklardan drenajlı kanallara olan yüzey gerilmesine bir örnek [8].

1.1.2. Aktif Metotlar

Mekanik yardımlar, mekanik yöntemlerle sıvıyı karıştırmak veya yüzeyi döndürmektir. Mekanik yöntemlerle yüzeydeki sıvıyı karıştırmak kimya sanayiinde viskoz sıvılar için kullanılır ve aynı yöntem borudaki gaz akışına da uygulanabilir [8]. Dönen ısı değiştiricisi boruları pratikte ticari olarak kullanılmaktadır [8,9].

Yüzey titreşimi, tek fazlı ısı geçişini iyileştirmede düşük veya yüksek frekanslı olarak uygulanır [8].

Akışkan titreşimi, ısı değiştiricilerinin kütlesi nedeniyle iyileştirmede pratik olarak uygulanır [8,9]. Titreşim frekansı 1 Hz.'den Ultrasona kadar çıkabilir. Tek fazlı akışlarda kullanılması uygundur [8,9].

Elkrostatik alan, (direkt akım DC veya alternatif akım AC) değişik yollarla dielektrik akışkana uygulanır [8,9]. Genel olarak, elektrostatik alan ısı geçiş yüzeyinin çevresinde akışın karışımına sebep olur [8,9].

Boru içerisindeki akışkana dışarıdan aynı akışkandan enjekte edilmesi, sıvının pürüzlü ısı transfer yüzeyinde akışı boyunca veya aynı sıvıyı ısı geçiş bölgesinin akıntıya karşı katılmasında kullanılır. Tek fazlı akışlarda ısı geçişini artırır [8,9].

Boru içerisindeki akışkanın emilmesi, damla veya film buharlaşmasında veya tek fazlı akışlarda pürüzlü ısıtılmış yüzey boyunca akışın geriye çekilmesinde kullanılan yöntemdir [8,9].

2.BÖLÜM

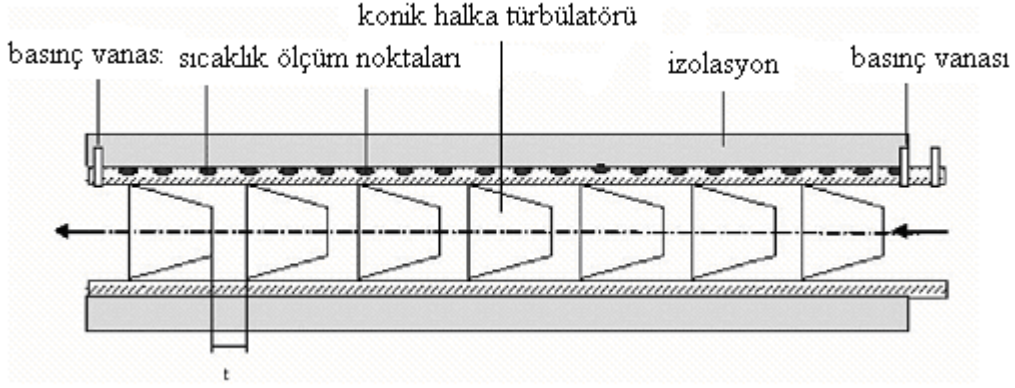
KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu çalışmada, boru içerisine türbülans yayıcı olarak yarım eliptik kesitli üç farklı boyutta (c) ve dört farklı hatveye (p) sahip olan toplam on iki farklı yay kullanılarak ısı geçişindeki artış üç boyutlu olarak incelenmiştir. Isı geçişi, bir önceki bölümde de bahsedildiği gibi sanayide birçok alanda yaygın kullanımı olan bir konu olduğu için, bu konuda akademik olarak ta çok fazla çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların önemli bir kısmı da ısı geçişinin iyileştirilmesi üzerine değişik sınır şartlarında yapılmış çalışmalardır. Bu bölümde yapılmış olan bu çalışmalardan bazıları aşağıda verilmiştir.

Paralel levhanın gelişen bölgesindeki geçici zorlanmış taşınım, sayısal olarak Alkam ve arkadaşları tarafından incelenmiştir [2]. Akışın ısı geçiş katsayısının artışı için bir levhanın iç duvarına yüksek ısıl iletimli gözenekli madde eklenmiştir [2]. Tamamen gözenekli kanaldaki Nusselt sayısı ile düz kanaldaki Nusselt sayısı karşılaştırıldığında, gözenekli kanalda yüksek Nusselt sayısı elde edilmesi başarılmıştır [2].

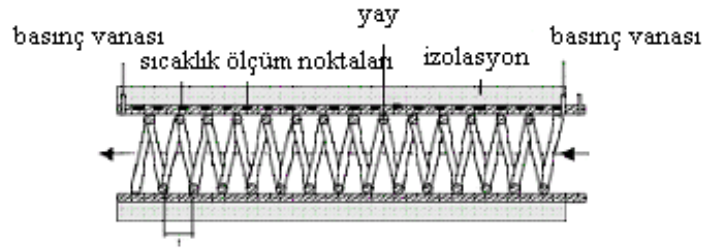
Jet memenin önünde kurulmuş çeşitli ızgara bölmeleri ile Zhou ve Lee [3] deneysel çalışmalar yaparak, bir levhadaki jet akışının keskin köşeli orifisin ısı geçiş karakterlerini incelemişlerdir. Bölmenin serbest jetin akış yapısını değiştirdiği ve kısmi ısı geçiş karakterlerinin değişimine yol açtığı görülmüştür [3]. $rs = 0.83$ bölmeleri için, $z/d = 4$ de yerel maksimum ısı geçiş oranı %3.92 kadar arttığı bulunmuştur. Bu değerler bölmeler kullanılmadığı durumlarla da karşılaştırılmıştır [3].

Bu çalışmada, ısı değiştiricilerinde ısı geçiş miktarının artışı için kullanılan konik halka türbülatorlerin akışkan titreşim karakteristikleri, deneysel olarak Yakut ve Şahin tarafından araştırılmıştır [4]. Şekil 2.1' de deney borusu içinde konik halkaların yerleşimi gösterilmiştir [4]. Reynolds sayısının artışıyla Nusselt sayısının artması ve en küçük eğim düzenlemesi için, maksimum ısı geçiş miktarı elde edilmiştir [4].



Şekil 2.1. Deney borusu içinde konik halkaların yerleşimi [4].

Boru içerisindeki akışta, dairesel kesitli helisel yay kullanımının ısı geçişi üzerindeki etkileri deneysel olarak Yakut ve Şahin [5] tarafından incelenmiştir. İçerisine yay yerleştirilmiş geometrinin şematik görünüşü Şekil 2.2’ de verilmiştir [5]. Sonuç olarak, türbülatorlerin, sürtünme faktörü ve performans karakterlerinin ısı geçişine etkisini incelemişlerdir [5]. Tel sargılar termodinamik olarak ($Ns; a < 1$) Reynolds sayısının 13000’ e kadar olan değerlerinde avantajlıdır [5].



Şekil 2.2. İçerisine yay yerleştirilmiş geometrinin şematik görünüşü [5].

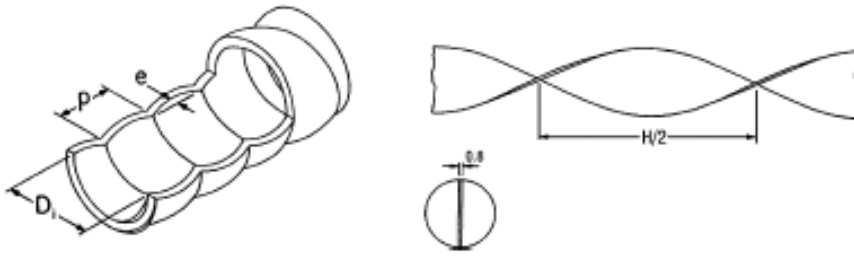
Eğimli kanallardaki film buharlaşmasındaki ısı geçişinin iyileştirilmesi sayısal olarak Jang ve arkadaşları [6] tarafından incelenmiştir. Bu çalışmada eğim açısı, ıslak duvar sıcaklığı ve ıslak hava karışımının bağıl nemliliği gibi esas parametreler tartışılmıştır [6]. Nemli hava karışımının yerel sürtünme katsayısı, Nusselt ve Sherwood sayıları sunulmuştur [6].

Akış yönünde hareketli bir iç yüzeyden ısıtılan borudaki türbülanslı akış ve ısı geçişi sayısal olarak Huang ve Chun [10] tarafından incelenmiştir. Çalışma Reynolds sayısı 1.0×10^4 ile 5.0×10^5 arasında çeşitli kanal hızlarında yapılmıştır. Çalışmada k-epsilon türbülans model kullanılmıştır [10].

Çoklu geçişli ters akış prensibine göre çalışan güneş enerjili hava ısıtıcıların performanslarını geliştirmek için Hsieh ve arkadaşları çalışmalar yapmıştır [11]. Absorbant plaka ve yalıtım levhası yatay ve dikey olarak yerleştirilerek açık kanallar dört alt kanala ayrılmıştır [11]. Çalışma sayısal olarak gerçekleştirilmiştir [11]. Eklenen plakaların ısı geçiş miktarını arttırdığı görülmüştür [11].

Bu çalışmada düzensiz eğik bir tüpte oluşan düzgün, laminar akıştaki ısı geçişi iyileştirmesinin analizi Acharya ve arkadaşları [12] tarafından yapılmıştır. İki farklı borudaki, biri düzgün karışımlı, diğeri düzensiz karışımlı tüpün, sayısal analizi yapılmış ve karşılaştırılmıştır [12].

Oyuklu tüp içerisine şerit yerleştirilmiş geometride sürtünme ve ısı transferi katsayıları türbülanslı akışta sayısal olarak Zimparov tarafından incelenmiştir [13]. Yapılan çalışmada kullanılan oyuklu tüp Şekil 2.3' de verilmiştir [13].

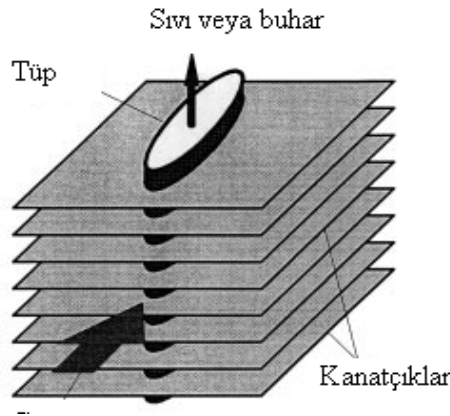


Şekil 2.3. Zimparov [13] tarafından incelenen oyuklu tüp.

Dikdörtgen kanalın duvarına monte edilmiş dikdörtgen blokların ve blokların uzunlamasına yerleştirilmesinin etkileri Bilen ve arkadaşları tarafından incelenmiştir [14]. $1 \times 2 \times 2 \text{ cm}^3$ ebatlarında bloklar ısınan yüzeye monte edilmiştir [14]. Deneysel dizilerin parametreleri $S_x=S_y= 3.33-4.33 \text{ mm}$, $\alpha = 0,45^0$ ve $Re=1520-4520$ arasındadır [14]. Yapılan deneylerde en iyi sonuç da bloklar açısız olarak yerleştirildiğinde elde edilmiştir [14]. Sonuçlar Taguchi metodunun bu tür çalışmalarda başarılı bir şekilde uygulanabileceğini ve deneysel sonuçların iyi tahmin edildiğini göstermiştir [14].

Chen ve arkadaşları [15] yüksek performanslı kanatçıklı oval bir tüpte ısı geçiş miktarını arttırmak için karışık şekilde yerleştirilmiş kanatçıkların etkilerini araştırmışlardır. Isı değiştiricisi elemanı, üç boyutlu Navier-Stokes ve enerji denklemleri, sonlu hacimler metodu ile ısı ve hidrodinamik olarak gelişen kanatçıklı oval tüpteki laminer akış denklemleri hesaplanmıştır [15]. $Re=300$ ve $Fi=500$ için kanatçıklı oval tüpte ısı geçişi iyileşme oranının basınç kayıplarına oranı 1.151 ve 1.097 olarak bulunmuştur [15].

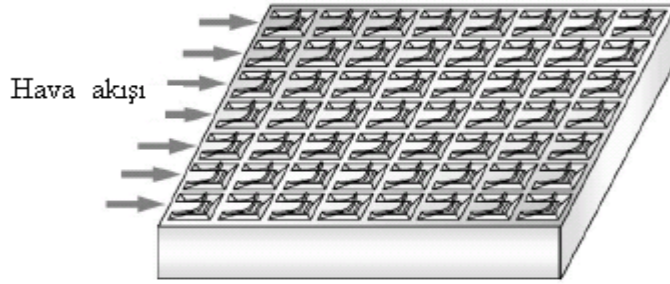
Sıralı şekilde yerleştirilmiş delta-kanat çiftlerinin ısı geçişi iyileştirilmesine etkileri ve kanatçıklı oval bir tüpte basınç kayıplarının etkileri Chen ve arkadaşları tarafından araştırılmıştır [16]. Sıcaklık ve hız alanları, vorteks oluşumu, ısı geçişi dağılımı incelenmiştir. Şekil 2.4' de kanatçıklı oval tüp gösterilmiştir [16]. $Re=300$ ve $Fi=500$ için kanatçıklı oval tüpte ısı geçişi iyileşim oranının basınç kayıplarına oranı 0.97 olarak bulunmuştur [16].



Şekil 2.4. Kanatçıklı oval tüp [16].

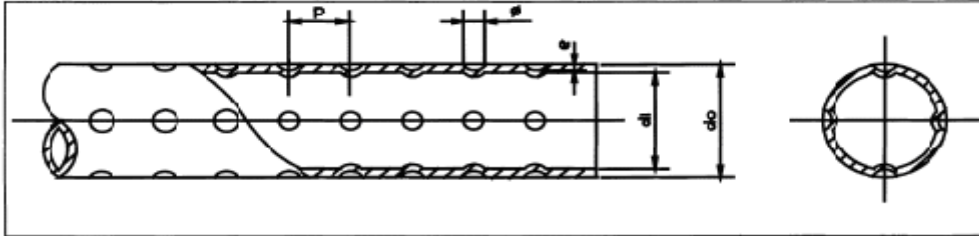
Karwaa ve arkadaşları [17], dikdörtgen kanalların duvarlarının birine katı veya delikli engel yerleştirilmesinin ısı transferi ve sürtünme katsayısına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma Reynolds sayısının 2850-11500 aralığı için yapılmıştır [17]. Engel konulmuş duvar ısıtılmış diğer üç duvar yalıtılmıştır [17]. Eşit pompalama gücü dikkate alındığında ısı transferi iyileştirmesi bakımından en fazla açık alan oranına sahip geometri en iyisi olarak bulunmuştur [17].

Etkili soğutma teknolojisi mikro-elektronik araçların operasyonunu güvenli bir şekilde yapmasını sağlamakta yardımcı olacaktır [18]. Mikro-kanatçık serisinin akış titreşimiyle, laminer akıştaki ısı geçiş miktarının artırılmasının mümkün olup olmadığı Go [18] tarafından incelenmiştir. Deneysel sonuçlar titreşim sapmasının ısı geçişinin iyileştirilmesinde anahtar rolü oynadığını göstermiştir [18]. Deneyde kullanılan mikro-kanatçıklar Şekil 2.5’ de verilmiştir [18].



Şekil 2.5. Mikro kanatçıklar [18].

Gamze tipi çukur yüzey kullanımının boru içerisindeki akışta ısı geçişi ve basınç kaybına etkileri Chen ve arkadaşları [19] tarafından araştırılmıştır. Araştırma Reynolds sayısının $7.5 \times 10^3 - 5.2 \times 10^4$ aralığı için gerçekleştirilmiştir. Isı geçişi miktarı sabit pompalama gücünde %15 ile % 84 arasında artış göstermiştir [19]. Şekil 2.6’ da çukurlu borunun karakteristik parametreleri gösterilmiştir [19].

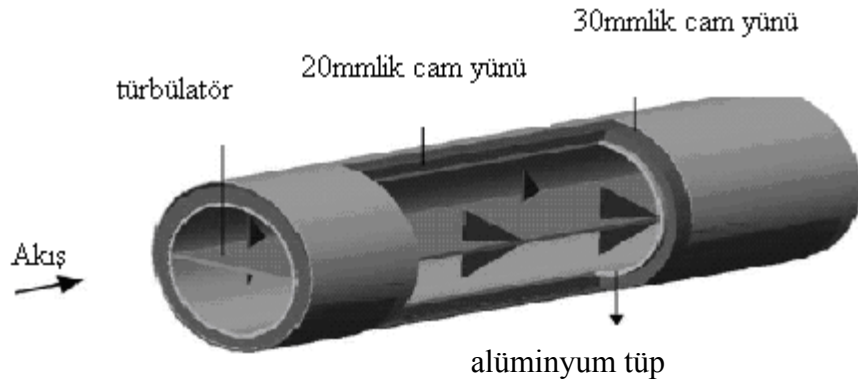


Şekil 2.6. Çukurlu borunun karakteristik parametreleri [19].

Sabit yüzey sıcaklığındaki (45°C) akışkan olarak hava kullanılan, dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde ısıtılan yüzeye sekman yerleştirilmesinin ısı geçişi ve sürtünme kayıp karakteristiklerine etkisi deneysel olarak Bilen ve arkadaşları tarafından incelenmiştir [20]. Silindirik sekmanlar yüzeye düzenli ve düzensiz olarak yerleştirilmiştir [20]. Çalışma için 3700-30000 arasındaki Reynolds sayısı aralığı seçilmiştir. Sabit pompa gücünde düzensiz dizilmiş sekmanlarda ısı geçiş miktarı %33’ e kadar artmıştır [20].

Sara ve arkadaşları bu çalışmada dikdörtgen kesitli ve yüzeyine bloklar yerleştirilen kanaldaki ısı geçiş miktarının artışını incelemiştirler [21]. Kanal $80 \times 160 \text{ mm}^2$ ve bloklar $10 \times 25 \text{ mm}^2$ ebatlarındadır [21]. Reynolds sayısı 6670-40000, eğim açısı $0-45^\circ\text{C}$, delik çapı 2.5-8.0 ve blok sayısı 2-7 arasındadır. Bloklar ana akışa çapraz olarak yerleştirilmiştir [21].

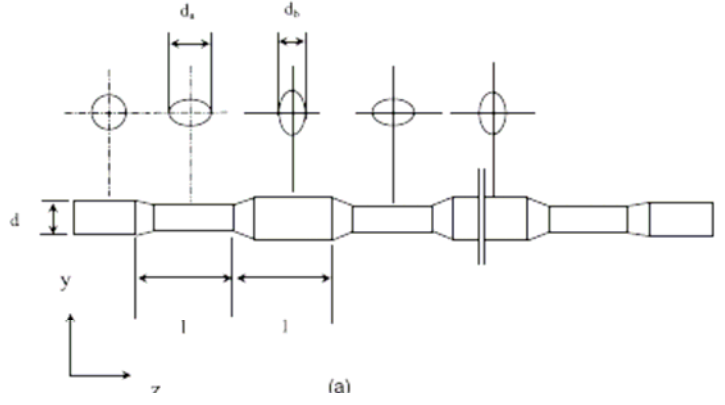
Hücum açılarının 90, 60 ve 30, kanat yüksekliklerinin 8, 12 ve 16 mm, mesafe ayarlarının 25, 50 ve 75 mm ve Reynolds sayısının 3690, 10493 ve 16906 olduğu durumlardaki, değişik geometrili üçgen kanatlı çift taraflı bantlar için deneysel bir çalışma Yakut ve arkadaşları [22] tarafından yapılmıştır. İncelenen geometri Şekil 2.10' da verilmiştir [22].



Şekil 2.7. Yakut ve arkadaşları [22] tarafından incelenen geometri.

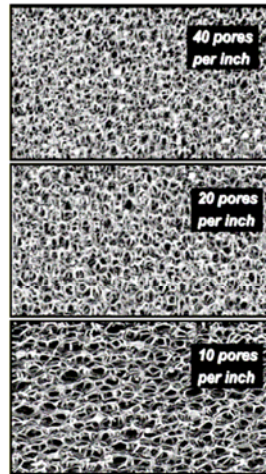
Tanda [23] türbülansı iyileştirmek ve taşınım ile ısı geçişini arttırmak için tekrarlanmış iç elemanları ısı geçiş yüzeylerinde kullanarak bir çalışma yapmıştır. Uygulamalar gaz soğutmalı nükleer reaktörlerin yakıt çubuklarını, türbün ağızlarının iç oyuklarını ve ısı değişimlerinde kullanılan boruların iç yüzeylerini içermektedir [23]. İç elemanlar, köşeli veya yuvarlak kesitlere sahip, akışın ana yönünün enine doğru veya akış yönü ile 45 veya 60 derece yapacak biçimde, V şeklinde yerleştirilmiştir. Türbülans akış rejimi ile birlikte yerel ısı geçiş katsayıları farklı Reynolds sayılarında elde edilmiştir [23].

Chen ve arkadaşları, çeşitli kesitteki boruların seri olarak birleştirilmesi ile oluşturulmuş bir borudaki, ısı geçiş ve sürtünme katsayısını sayısal olarak düşük Reynolds sayısı için incelemiştirler [24]. Deneyde kullanılan boruların şematik görünüşü Şekil 2.8' de gösterilmiştir [24]. Bu yeni düzenlemeyle elde edilen ısı geçiş miktarını, dairesel boruyla elde edilen ısı geçiş miktarıyla karşılaştırıldığında % 40 ile % 100 arasında arttırırken, basınç düşümünde de iki kat artışa sebebiyet vermiştir [24].



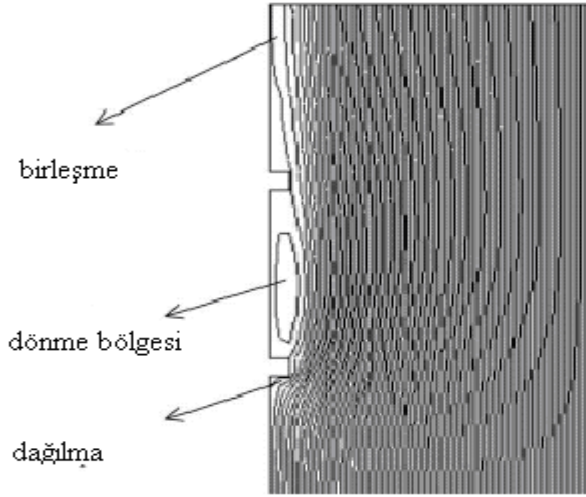
Şekil 2.8. Chen ve arkadaşları [24] tarafından incelen seri olarak birleştirilen borular.

Ko ve Anand, duvarına gözenekli şaşırtıcılar monte edilmiş, düzenli bir şekilde ısıtılan dikdörtgen kanaldaki ortalama ısı geçiş katsayısını ölçmek için deneysel çalışma yapmışlardır [25]. Şaşırtıcılar duvarın üstüne ve ortasına monte edilmiştir [25]. Şaşırtıcı kalınlığının kanalın hidrolik çapına oranında $Bt/Dh = 1/3$ ve $1/12$ ve $Bh/Dh = 1/3$ ve $2/3$ olarak alınmış ve farklı gözenek tipleri için, kararlı gelişmiş akışlarda, ısı geçiş katsayısı, basınç kaybı değerleri bulunmuştur [25]. Reynolds sayısı 20000 ile 50000 arasındadır [25]. Kesin olmamakla birlikte maksimum Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünü sırasıyla %5.8 ve %4.3 olarak bulduklarını ifade etmişlerdir [25]. Gözenekli şaşırtıcı kullanmak, düz kanala göre ısı geçiş miktarını %300 oranında arttırmıştır [25]. Kullanılan deneydeki gözenekli şaşırtıcıların şekli Şekil 2.9’ de gösterilmiştir [25].



Şekil 2.9. Gözenekli şaşırtıcılar [25].

Bu çalışmada Öztöp ve Dağtekin dairesel pürüzsüz bir tüpteki ısı geçiş miktarını arttırmak için sayısal analizler yapmışlardır [26]. Fiziksel bir geometri için daralan-genleşen-daralan



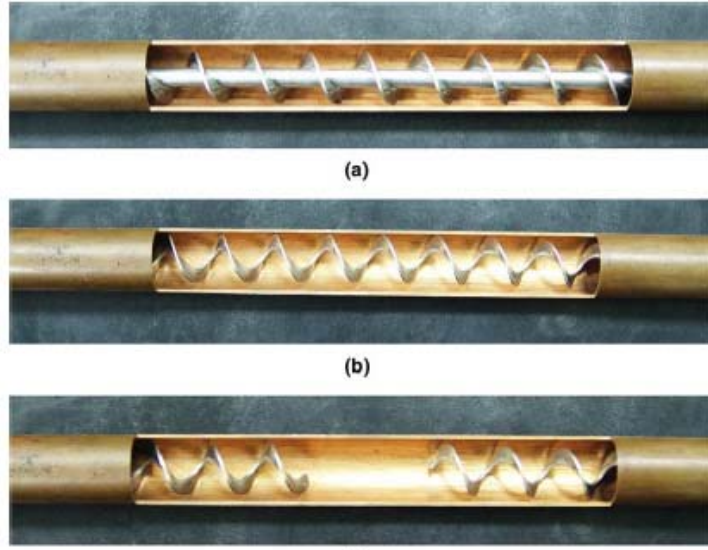
Şekil 2.11. İki iç eleman etrafında dağılıma ve birleşme [27].

İki-üç girişli, spiral oluklu tüplerle birleştirilen beş adet bükülmüş şerit içeren, değişik bağıl hatvelerde Reynolds sayısı 3×10^3 - 6×10^4 aralığında, ısı geçişi ve izotermal sürtünme basınç kaybı sonuçları Zimparov tarafından elde edilmiştir [28]. Tüpün karakteristik parametreleri, yüksekliğin çapa oranı $e/D_i=0.0407$ ve 0.0569 ; bağıl hatve, $H/D_i=15.3$, 12.2 , 7.7 , 5.8 , 4.7 değerlerinde alınmıştır [28].

Boru şeklindeki ısı değiştiricileri, uzunluğu boyunca akışkanın sıcaklık değişimlerinin etkisini içeren ısı geçiş yüzeyini arttırmak için entropi oluşum teoremine dayanan genişletilmiş performans değerlendirme için, kriter eşitlikler Zimparov tarafından sunulmuştur [29]. Birinci kural analiziyle oluşan değişik dizayn kısıtlama eşitlikleri ve genişletilmiş performans yüzeyi kriteri ısı geçiş teknikleri tahmin edilmiştir [29]. Farklı tasarım kısıtlama sonuçları bu tüpler için optimum iç eleman yüksekliğinin, çapa oranını (e/D) 0.04 civarlarında olduğunu gösterir [29].

Eiamsa-ard ve Promvonge [30] helisel bantların etkisi olan bir tüpteki ısı geçiş miktarının artışı üzerinde bir çalışma sunmuştur. Tüpün içerisine ısı geçiş oranını arttırmaya yardımcı olan girdaplı akış üreten bir helisel bant yerleştirmişlerdir [30]. Akış, Reynolds sayısının 2300 - 8800 arasında değişen değerlerde düşünülmüştür [30]. Deneyler sonucunda helisel bantlar kullanmanın düz tüpe göre ısı geçiş oranını arttırdığını sonucuna varmışlardır [30]. Düzenli yerleştirilen helisel bantlarda düz tüpe göre neredeyse %50 den fazla, $s = 0.5$ de ise

en yüksek Nusselt sayısı elde edilmiştir [30]. Şekil 2.12’ de iç elemanların boru içerisine değişik şekillerde yerleştirilmesi gösterilmiştir [30].



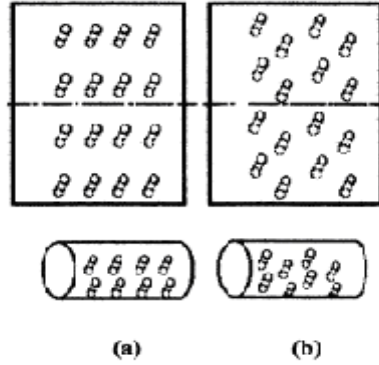
Şekil 2.12. Tüp içerisine değişik iç elemanların yerleştirilmesi [30]

Isıtılan yüzeyin üzerine dikdörtgen şeklinde oyuk profilden kanatlar ekleyerek, yatay dikdörtgen kanaldaki ısı geçişi ve sürtünme kayıp karakterleri hakkında Akyol ve Bilen [31] deneysel bir çalışma yürütmüştür. Reynolds sayısı, giriş hızına ve hidrolik çapa bağlı olarak 3000-32000 arasında değişmiştir [31]. Oyuk dikdörtgen profil kanatçıkları 10 cm yüksekliğinde ve $axb=2 \times 4$ cm ölçülerinde, akış doğrultusunda kalınlığı 0.2 cm olarak ısıtılan yüzeye dik olarak yerleştirilmiştir [31]. Nu, f ve ısı performans eşitlikleri kanatçık yerleşimi ve kanatçiksız düz kanal için tespit edilmiştir [31].

Leu ve arkadaşları [32] tüpün arkasına yerleştirilmiş eğri blok şeklindeki çevrim jeneratörü ile, ısı değiştiricileri ve levha-kanatçıklardaki akışta ısı geçişini deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısı 400-3000 arasında değişmiş ve farklı eğim açılarındaki ($a = 30^\circ, 45^\circ$ ve 60°) etkiler tartışılmıştır [32]. Isı geçişi, sıvı akışında üç boyutlu türbülansla sayısal veriler elde edilmiştir [32]. $a = 45^\circ$ de en iyi ısı geçiş miktarında artış sağlanmıştır [32].

Akışkan girişi için, boşluklu dönen jeneratörlerin ısı geçiş oranlarına etkisi, iç borunun ısı değiştiricilerinin giriş bölümüne yerleştirilerek Akpınar ve arkadaşları tarafından araştırılmıştır [33]. Farklı boşluk düzenlerine sahip çeşitli dönen jeneratörleri kullanılmıştır [33]. Araştırmalar, Reynolds sayısı 8500-17500 olan ters akış ve paralel akış modeli için uygulanmıştır [33]. Şekil 2.13’ de dönen jeneratör elemanları ve dairesel boşlukların önden

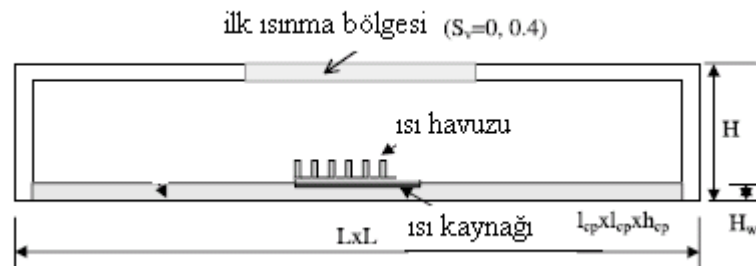
görünüü gösterilmiştir [33]. Araştırmalar, ısı geçişinin, bu tip dönen jeneratörlerde, bu elemanları olmayan ısı değiştiricileri ile karşılaştırıldığında % 130 oranında arttırılmasının başarılıbileceğini göstermiştir [33].



Şekil 2.13. Döner jeneratör elemanları ve dairesel boşlukların önden görünüşü [33].
(a)Düzenli hat (b)Rasgele hat.

Gentry ve Jacobi, bu çalışmalarında ‘Delta-kanat çevrim jeneratörleri ‘ kullanılarak, düşük Reynolds sayısında, düz bir tabakaya doğru akan akışkan için, kütle transferi ve ortalama ısı artışının %50 ile %60 arasında arttığını göstermişlerdir [34]. Artım için güvenli mekanizma hesaplanmıştır [34]. Tahmin edilen akış verileri bu parametrenin değerlendirilmesi için açık bir metot kullanılarak, 600, 800, 1000 olan Reynolds sayısı için optimum kanat geometrileri bulunmuştur ve kanat teli ölçüleri kullanılmıştır [34].

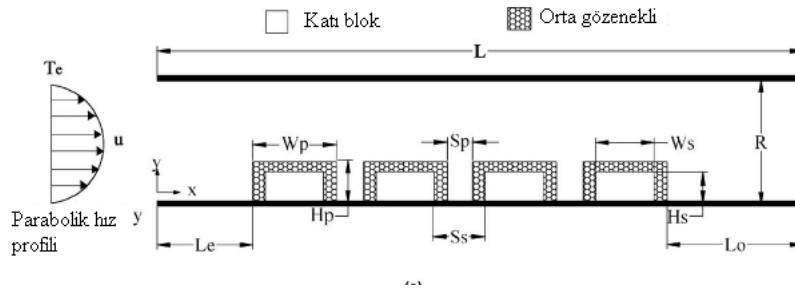
Sayısal modelleyerek, kanat ısı havuzu kullanarak, 127 mm x 127 mm ve 41.3 mm yükseklikte çevrili yerde, ayrı ısı kaynaklarından 25,4 mm x 25,4 mm, birleştirilmiş ısı geçişin ışıınım, iletim ve taşınım artışının araştırılması Yu ve Joshi tarafından yapılmıştır [35]. Deneysel sonuçlar kanat ısı havuzlarını yatay ve dikey olarak kullanılmasında önemli farklılıklar olduğunu göstermiştir [35]. Deneyde kullanılan geometri Şekil 2.17’ de verilmiştir.



Şekil 2.14. Isı kaynağı üzerinde kanatçıklarla çevrili geometri [35].

Kavisli tüpler içerisinde tek fazlı ve iki fazlı akışta ısı geçişi ve akış karakteristikleri Naphon ve Wongwises tarafından [36] incelenmiştir. Bu makalede tek fazlı akıştaki ısı geçiş katsayısı ile tek fazlı ve çift fazlı akıştaki sürtünme katsayısı arasındaki ilişki sunulmuştur [36].

Huang ve arkadaşları gözenekli örtüler ile bir kanaldaki çoklu ısınmış bloklardan oluşan ısı geçiş miktarındaki artışın sayısal çalışmasını sunmuştur [37]. Sıvı rejimde Navier–Stokes eşitlikleriyle, Darcy–Brinkman–Forchheimer eşitlikleriyle gözenekli rejimde ve enerji eşitliğiyle ısı alanda akış alanı tanımlanmıştır [37]. Çoklu gözeneklerle kaplanmış ısı bloğu probleminin şematik görünüşü Şekil 2.15’ de verilmiştir [37].



Şekil 2.15. Çoklu gözeneklerle kaplanmış ısı bloğu probleminin şematik görünüşü [37].

Ekkad ve arkadaşları iç girdap yayıcı içeren ve içermeyen ayırım noktalarına sahip düz ve konik özellikli gaz türbin kanal türü için ısı geçiş ölçümleri sunulmuştur [38]. Konik kanallardan ve düz kanallardan elde edilen ısı geçiş sonuçları karşılaştırılmıştır [38]. Sonuçlar göstermektedir ki; pürüzsüz kanal içerisindeki ısı geçişi, akışkanın hızına bağlı olarak ilk etapta artmakta, daha sonra ise konik genişlemeden dolayı azalmaktadır [38]. Konik kanalların tümündeki akış ile dönüş noktalarındaki akış karşılaştırıldığında, ısı geçiş miktarında gözle görülebilir yüksek bir artış sağlanmıştır [38].

Yatay bir tüp içerisine yerleştirilmiş olan şeridin, sebep olduğu türbülanslı akış ve basınç düşümü sonuçlarını Hsieh ve arkadaşları [39] incelemiştir. Çalışma Reynolds sayısı $6500 <$

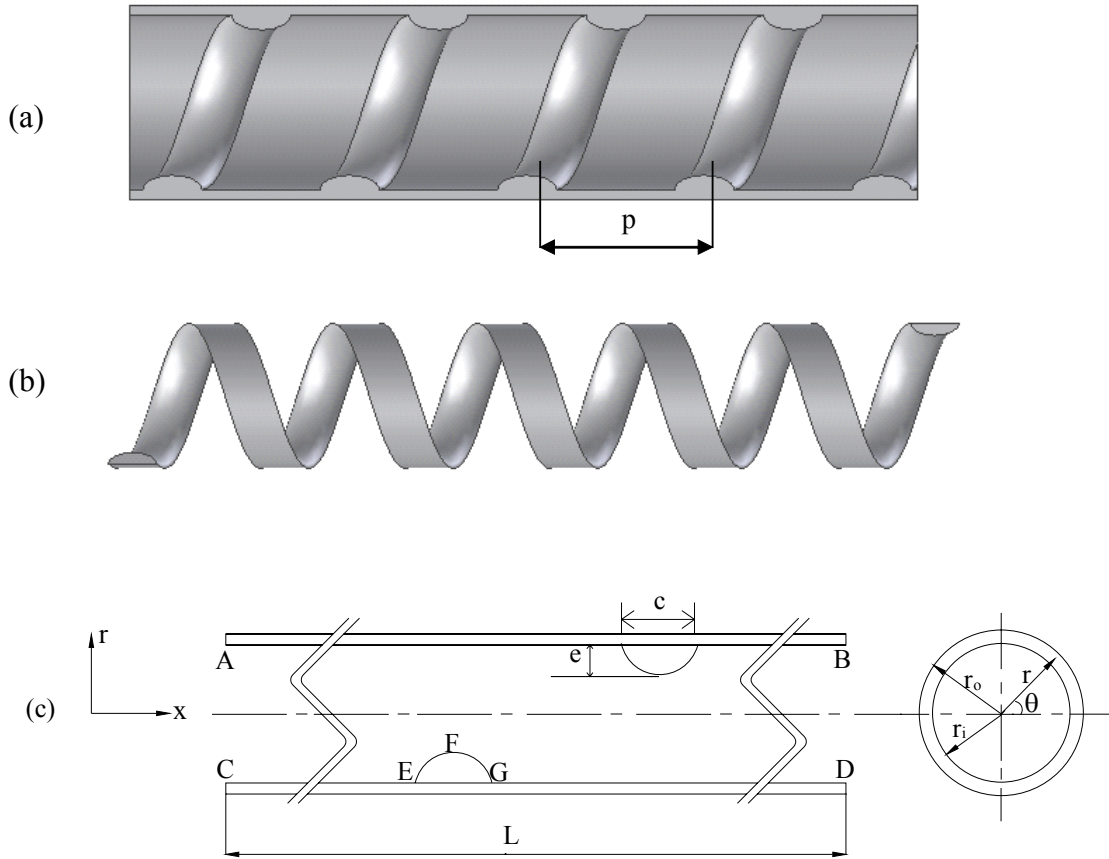
Re <19500 arasında gerçekleştirilmiştir [39]. Sürtünme katsayısı verilen aralıkta 1.1 ile 1.5 kat arasında artış göstermiştir [39].

Yapılan kaynak araştırmasında, boru içerisindeki ısı geçişinin iyileştirilmesi üzerinde bir çok çalışma bulunmasına karşın, yarım daire veya yarım eliptik kesitli elemanların kullanılmasının ve kullanılan elemanların hatvesinin, ısı geçişi ve basınç düşümü etkileri üzerine herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışmada yarım eliptik kesitli elemanların boru içerisine yerleştirilmesi durumunda ısı geçişi ve akış karakteristikleri sayısal olarak incelenecektir.

3. BÖLÜM

MATEMATİK MODEL

Birleşik ısı geçişinde, ısı geçişi boru malzemesi içerisinde iletimle ve borunun yüzeyinden akışkana taşınım ile gerçekleşir. Boru malzemesi olarak ticari çelik seçilmiştir. Borunun içerisinde akışkan olarak hava geçmektedir. Şekil 1(a)'da birleşik ısı problemi ve tel sargılı tüpteki akış için kullanılan mekanik model gösterilmiştir. Tel sargının detaylı şekli Şekil 1(b)'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. (a) Tel sargılı tüp için mekanik model
(b) Dairesel kesitli tel sargı
(c) Koordinat sistemi

Sayısal çalışmada incelenen borunun fiziksel değerleri şunlardır:

$$L = 0.668 \text{ m}$$

$$r_i = 0.009 \text{ m} \quad \text{ve} \quad r_o = 0.011 \text{ m}$$

$$d = 0.018 \text{ m}$$

$$e = 0.001 \text{ m}$$

$$c = 1, 1.5 \text{ ve } 2 \text{ mm}$$

$$p = d/2, d, 3d/2 \text{ ve } 2d$$

Boru tabakasının içindeki katı tabakadaki sıcaklık dağılımı üç boyutlu ısı iletim denklemi ile çözülür. Sınır tabaka eşitliği, akış bölgesindeki sıcaklık ve hız dağılımı hesaplamaları için kullanılır. Analizler kararlı, üç boyutlu süreklilik, momentum ve enerji denklemi çözülerek yapılmıştır.

Temel akış eşitliklerinin analitik denklemleri şöyle yazılabilir:

Süreklilik denklemi:

$$\rho \left[\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_x}{\partial x} \right] = 0 \quad (1)$$

Üç boyutlu geometri için, momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho v_r v_r)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial(v_\theta v_r)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial(v_x v_r)}{\partial x} = \\ & = -\frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial x^2} \right] + \mu \left[-\frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right] + \frac{\rho v_\theta^2}{r} + \rho g_r \beta \Delta T \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\rho}{r} \frac{\partial(rv_r v_\theta)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial(v_\theta v_\theta)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial(v_x v_\theta)}{\partial x} = \\ & = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_\theta)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial x^2} \right] + \mu \left[-\frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] + \frac{\rho v_r v_\theta}{r} + \rho g_\theta \beta \Delta T \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{r} \frac{\partial(rv_r v_x)}{\partial r} + \frac{\rho}{r} \frac{\partial(v_\theta v_x)}{\partial \theta} + \rho \frac{\partial(v_x v_x)}{\partial x} = \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_x)}{\partial r} \right) \right] + \mu \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_x}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \right] + \rho g_x \beta \Delta T \end{aligned} \quad (4)$$

Enerji eşitliği ise;

$$v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] + \mu \Phi \quad (5)$$

şeklindedir.

Burada Φ ısı üretimini göstermektedir.

Sayısal analizlerde standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır. $k-\varepsilon$ modelinin türetiminde akışın tamamıyla türbülanslı olduğu ve moleküler viskozite etkilerinin ihmal edilebilir olduğu durumlar kabul edilmiştir. Türbülans kinetik enerji, k , ve onun dağılım oranı, ε [40] denklemleriyle elde edilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k_i v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (6)$$

ve

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho \varepsilon v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k_t} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k_t} + S_\varepsilon \quad (7)$$

Bu formüldeki i ve j boyut sayısını göstermektedir.

G_k hız gradyantından dolayısıyla türbülans kinetik enerji oluşumunu temsil eder.

$$G_k = -\rho v_x' v_r' \frac{\partial v_r}{\partial x} \quad (8)$$

G_b batmazlıktan dolayı türbülans kinetik enerji oluşumunu gösterir

$$G_b = \beta g_x \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (9)$$

Pr_t enerji için türbülans Prandtl sayısı, g_x x yönündeki yerçekimi vektörünün bir parçasıdır.

Isıl genişleme katsayısı β

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left| \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p \quad (10)$$

Y_M sıkıştırılabilir türbülans genel yayılım içerisindeki kısmi genişleme dalgalanmasının katkısını temsil eder.

Y_M terimi denklem (6) da verilmiştir. Bu terim Sarkar'a [41] göre önerilen modele göre

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (11)$$

olarak kabul edilmiştir.

M_t türbülans Mach sayısını gösterir.

$$M_t = \sqrt{\frac{k_t}{a^2}} \quad (12)$$

şeklinde verilmiştir ve buradaki a , $a \equiv \sqrt{\gamma RT}$ şeklinde ses hızı, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ and $C_{3\varepsilon}$ sabitler; σ_k ve σ_ε sırasıyla, k_t ve ε için türbülans Prandtl sayılarıdır.

Türbülans (veya eddy) viskozite, μ_t şu formülden bulunabilir:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k_t^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

C_μ sabittir.

Model sabitleri $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k ve σ_ε aşağıdaki değerlerdedir [43]:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_{2\varepsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Bu varsayım değerleri [40] de su ve hava ile yapılan deneylerden elde edilmiştir.

Boru malzemesi içerisindeki sıcaklık dağılımı için iletim denklemi:

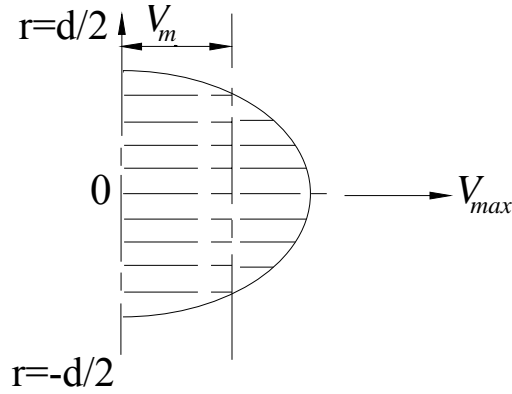
$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \quad (14)$$

şeklindedir.

3.1. Sınır Şartları

Çözüm için kullanılan alan sınırları Şekil 1(c)' de verilmiştir. Yukarıdaki denklemlerde sınır şartları:

(a) giriş sınır şartları (A-C):



Şekil 3.2. Sınır şartlarında kullanılan hız profili

Yapılan çalışmada $v_m = 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50$ m/s olmak üzere on farklı değerde hız kullanılmıştır.

$$v_r = 2v_m \left(1 - \frac{r^2}{r_i^2} \right)$$

Giriş sınır şartı olarak tüm çalışmalarda $T=300$ K alınmıştır.

$$T = T_{inlet} = 300K$$

Borudan akışkan olarak hava geçmektedir. Havanın yerel yoğunluğu sıcaklığın etkisini de dikkate katarak;

$$\rho = 348,1 \frac{P}{273 + T}$$

eşitliğinden [42] bulunmuştur. Burada P atmosferik basınç olarak alınmıştır.

(b) Levha sınırı (A-C ve B-D)

Boru duvarında kayma olmadığı göz önünde tutulmuştur.

$$r = \pm r_i, \text{ de } v_{xw} = 0 \text{ ve } v_{rw} = 0 \text{ dir.}$$

Borunun dış yüzeyi sabit ısı akısı ile ısıtılmıştır. Bütün çalışmalarda $q=2500 \text{ W/m}^2$ olarak alınmıştır. q' nun 2500 W/m^2 gibi küçük bir değer seçilmiş olmasının sebebi ise; boruyu ısıtmak için uygulanacak ısı akısının miktarı küçük olursa boru içerisindeki akışkan sıcaklığı aşırı derecede artmayacak ve sayısal hesaplamalarda havanın yoğunluğunun değişimi çok fazla olmayacaktır. Dolayısıyla businessq etkisinden dolayı sayısal çözümlemede yakınsama daha kolay olacaktır. Bütün sonuçlar boyutsuz sayılarla ifade edileceğinden diğer ısı akısı değerleri de aynı sonucu verecektir.

$$r = \pm r_0, \text{ ve } 0 \leq x \leq L, \rightarrow q = \phi_{\text{Verilen}}$$

(c) Ara yüzey sınırı (E-F ve F-G)

$$v_{fx} = 0, \quad v_{rf} = 0, \quad p_f = p_w$$

$$\frac{\partial v_{fx}}{\partial x} = \frac{\partial v_{xw}}{\partial x}, \quad \frac{\partial v_{rf}}{\partial x} = \frac{\partial v_{rw}}{\partial x}, \quad \frac{\partial v_{xf}}{\partial r} = \frac{\partial v_{xw}}{\partial r} \quad \text{ve} \quad \frac{\partial v_{rf}}{\partial r} = \frac{\partial v_{rw}}{\partial r}$$

$$T_f = T_w, \quad k_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = k_e \frac{\partial T_w}{\partial x} \quad \text{ve} \quad k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} = k_e \frac{\partial T_w}{\partial r}$$

k_e geçerli ısı iletkenlik katsayısıdır [44].

(d) Dış yüzeyde:

$$r = \pm r_0, \text{ ve } 0 \leq x \leq L, \rightarrow \phi = k_w \frac{\partial T_w}{\partial r}$$

(e) Çıkış sınır şartları (B-D)

Hız elemanı v dışındaki parametreler için sıfır gradyant şartı [45] deki gibi alınmıştır.

Sayısal hesaplamalarda yapılan kabuller aşağıda verilmiştir;

- Akış kararlı, türbülanslı ve üç boyutludur.

- Boru malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı sıcaklıkla değişmemektedir.
- Tüp malzemesi homojendir.

Sayısal hesaplamalar, üç boyutlu, sürekli, zorlanmış taşınım ve iletimli birleşik ısı transferi için yapılmıştır. Sayısal hesaplamalar FLUENT [40] ticari bilgisayar kodu yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

Bütün hesaplamalar için Pr_t [46] de olduğu gibi 0.85 olarak alınmıştır. Literatürde bu değer 0.73 ile 0.92 arasındadır. Bu değer genellikle kabul gören bir değerdir [47].

Sayısal hesaplamalar için segregated çözücü ve SIMPLE algoritma kullanılmıştır. Akış hesaplamaları için kullanılan $k - \epsilon$ modeli FLUENT 6.1.22 [40] de mevcuttur.

Sayısal çözümler yakınsamış kabul edilmesi için aşağıda verilen yakınsama kriterinin her bağımlı değişken için çözüm alanındaki her düğüm noktasında sağlanmış olması şartı aranmıştır.

$$\left| \frac{\varphi^{yeni} - \varphi^{eski}}{\varphi^{eski}} \right| \leq \phi$$

Burada φ herhangi bir bağımlı değişkeni temsil etmektedir. Bu çalışmada φ süreklilik, momentum, türbülans kinetik enerji ve türbülans yayılım oranı eşitlikleri için 10^{-3} ve enerji eşitliği için 10^{-6} olarak alınmıştır.

Akışın ısı olarak gelişmesi için [48] deki gibi hesaplama bölgesi öncesinde ısı gelişme uzunluğu dikkate alınmış ve dolayısıyla hesaplamalar ısı olarak ve hidrodinamik olarak tam gelişmiş akış bölgesinde yapılmıştır. Hava gelişmekte olan akış bölgesine 300 °K de girmiştir.

Bu çalışmada, boru içerisindeki akışta iç eleman yerleştirilmesinin ısı geçişi ve basınç kaybı üzerindeki etkileri 3 farklı kesite ($c= 1, 1.5, 2$ mm) ve 4 farklı hatveye ($p= 9, 18, 27$ ve 36 mm) sahip yaylar yerleştirilerek üç boyutlu olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmada amaç, belirtilen Reynolds sayı aralığında yüksek Nusselt sayısı elde ederek ısı geçişini arttırmaktır. Bunun için de ilk olarak h ısı taşınım katsayısı bulunmalıdır. Aşağıda Nusselt sayısının nasıl bulunacağı açıklanmıştır.

3.2. Nusselt Sayısının Hesaplanması

Yerel Nusselt sayısı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$Nu(x) = \frac{h(x)d}{k} \quad (15)$$

Buradaki k havanın ısı iletimi katsayısıdır ve Ref [7]' deki eşitlik 4.10' dan hesaplanmıştır. $h(x)$ yerel ısı taşınım katsayısını göstermektedir ve aşağıdaki eşitlikten bulunur.

$$h(x) = \frac{q}{T_{id}(x) - T_b(x)} \quad (16)$$

Burada $T_{id}(x)$ ve $T_b(x)$ sırasıyla x mesafesindeki boru iç cidar sıcaklığı ve boru kesit alanı boyunca ortalama akışkan sıcaklığıdır. $T_b(x)$, x mesafesindeki bir kesit için her bir düğüm noktasının temsil ettiği alanın, o noktanın sıcaklığı ile çarpımı sonucunda elde edilen ağırlıklı ortalama elde edilmiştir. Bütün çalışmalarda $q=2500 \text{ W/m}^2$ olarak alınmıştır.

Nusselt sayısı ile birlikte ısı geçişini arttırmak için sürtünme katsayısının da bulunması gerekmektedir. Çünkü sürtünme katsayısı ısı geçişi miktarındaki artışı göstermektedir.

3.3. Sürtünme Katsayısının Hesaplanması

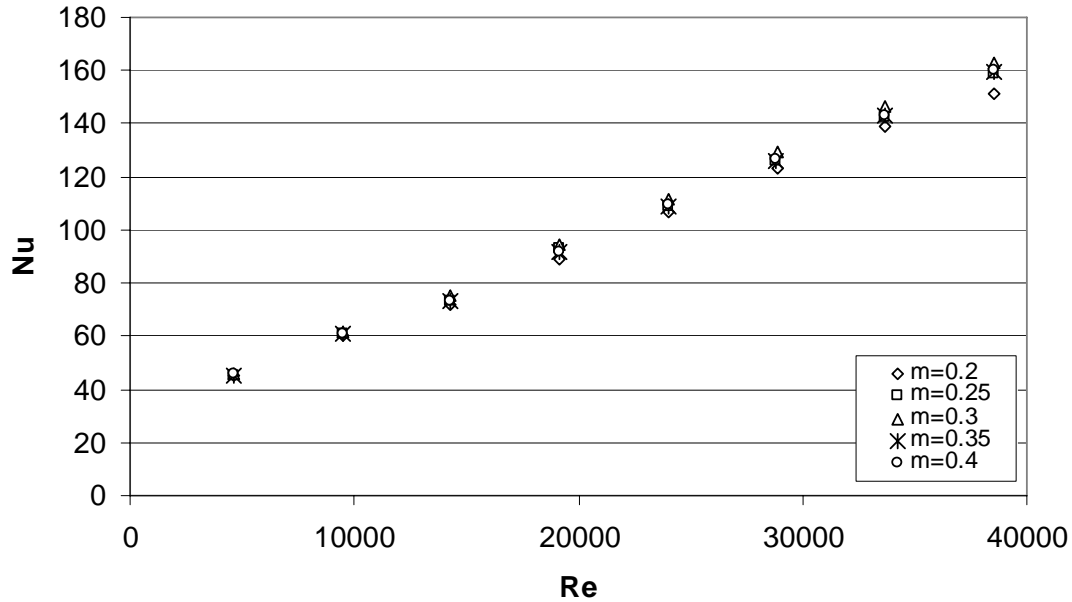
Sürtünme katsayısı, boru içerisinde aralarında L_p mesafesi bulunan iki nokta arasında hesaplama sonucu elde edilen basınç farkı (ΔP) ve ortalama hava hızı yardımıyla aşağıdaki bağıntıdan hesaplanmıştır:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L_p}{d} \rho \frac{v_m^2}{2}} \quad (17)$$

Burada v_m havanın ortalama hızını, basınç düşümü ölçülen iki nokta arasındaki mesafe L_p olarak gösterilmiştir. L_p bu çalışmada 108 mm olarak alınmıştır. d borunun iç çapını ve ρ akışkan yoğunluğunu göstermektedir.

3.4. Izgara Bağımsızlığı

Sayısal hesaplamalarda kullanılan hacim elemanı boyutlarının da (iki düğüm noktası arasındaki mesafe) sonuçlar üzerinde etkili olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla eleman ızgara boyutu doğru sonucu verecek kadar küçük olmalıdır. Fakat çok küçük eleman seçilmesi durumunda sayısal çözüm süresi uzayacak ve bazen yakınsamanın yakalanamaması problemi ortaya çıkacaktır. Bundan dolayı hacim elemanı boyutu problemin çözümü için optimum değerde olmalıdır. Şekil 3.3’ de araştırma yapılan geometrilerden birisi için çeşitli hacim eleman boyutlarının, modellenmiş çözüm alanından elde edilmiş Nusselt değerleri görülmektedir. Bu şekilde zaman tasarrufu sağlamak için geometri olarak mevcut çalışmanın yapıldığı geometrilerden birisi seçilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi iki düğüm noktası arası 0.2-0.4 mm mesafeye sahip üçgen elemanlarla bölünmesi durumunda elde edilen sonuçlar yaklaşık aynı değerdeler. Bu sebeple iki düğüm noktası arası mesafeyi ne 0.2 kadar küçük seçip çözüm süresini uzatmak ne de 0.4 kadar büyük seçip sıcaklık dağılımını daha az hassas elde etmek tercih edilmiş bunun yerine ikisini arasında optimum olan 0.3 mm seçilmiştir. Eleman olarak 0.3 mm kenarlı üçgen kesitli hacim elemanı seçilmiştir.



Şekil 3.3. $m = 0.2-0.4$ mm mesafeli üçgen hacim eleman kullanılması durumunda elde edilen Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

4. BÖLÜM

SAYISAL ÇALIŞMA

4.1. Boş Boru Ait Sonuçların Literatürdeki Çalışmalarla Karşılaştırılması

Yapılan sayısal hesaplamaların doğruluğunun kontrolü için, kullanılan sayısal metot öncelikle boş boru üzerinde uygulanmış ve elde edilen sonuçlar literatürdeki yaygın olarak kullanılan eşitliklerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bunun için karşılaştırma (a) Nusselt sayısı ve (b) Sürtünme katsayısı için yapılmıştır. Karşılaştırmalarda borunun içerisinde tam gelişmiş akış için verilmiş olan Petukhov [49], Moody [50] ve Dittus ve Boelter [51] tarafından verilmiş eşitlikler kullanılmıştır.

Nusselt sayısı için Petukhov [49] tarafından Reynolds sayısının 3000 ile 50000 aralığında verilmiş olan eşitlik;

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (4.1)$$

şeklindedir. Moody [50] tarafından sürtünme katsayısı için ise;

$$f = 0.316 \cdot Re^{-\frac{1}{4}} \quad Re \leq 20000 \quad (4.2)$$

$$f = 0.184 \cdot Re^{-\frac{1}{5}} \quad Re \geq 20000 \quad (4.3)$$

şeklinde verilmiştir. Petukhov [49] sürtünme katsayısı için aşağıdaki eşitliği vermiştir.

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (4.4)$$

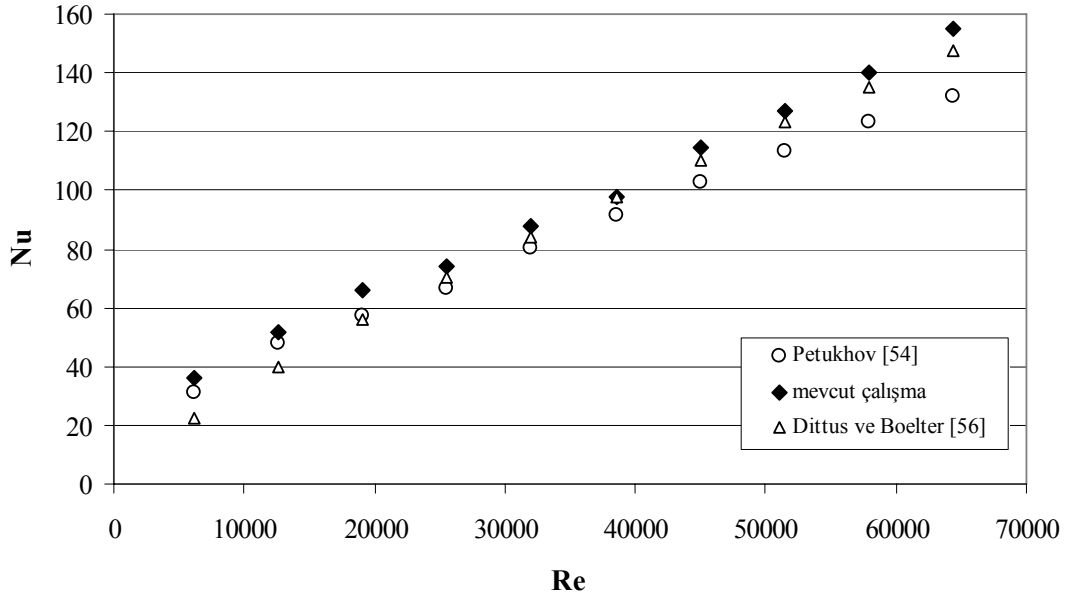
Nusselt sayısı için Dittus ve Boelter [51] tarafından verilmiş olan eşitlik;

$$Nu = 0.024 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (4.5)$$

şeklindedir.

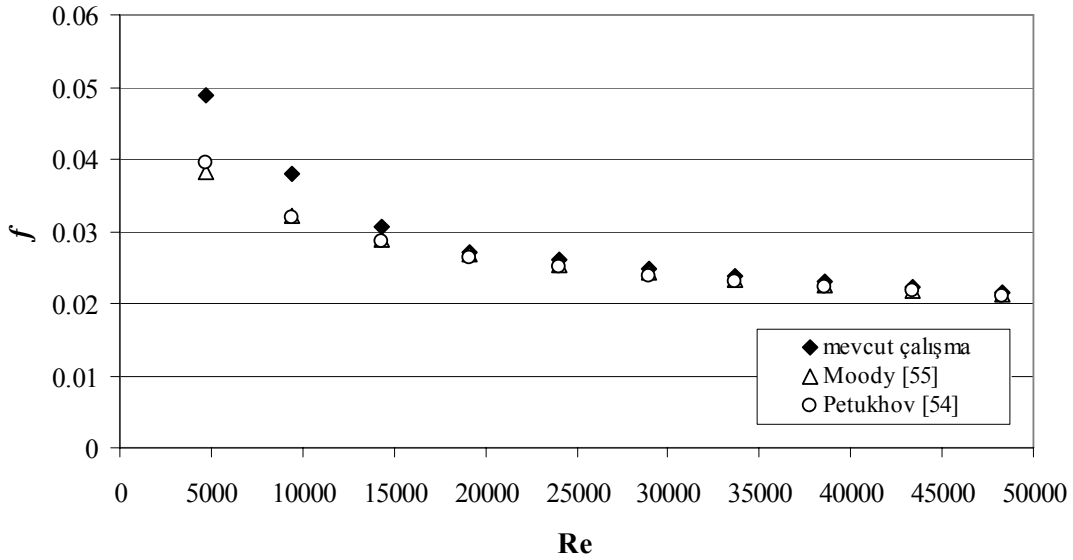
Şekil 4.1’de, bu çalışmada kullanılan sayısal metotla elde edilmiş boş borudaki Nusselt sayısının Petukhov [49] ve Dittus ve Boelter [51] tarafından verilmiş olan eşitliklerle elde edilmiş Nusselt sayıları ile karşılaştırılması gösterilmiştir.

Şekilden de görülebildiği gibi, kullanmış olduğumuz sayısal metotla elde edilen Nusselt sayıları ile literatürde verilmiş olan eşitlikle hesaplanmış Nusselt sayıları iyi bir uyum göstermiştir. Elde edilen Nusselt sayıları düşük Reynolds sayılarında Petukhov [49] ve yüksek Reynolds sayılarında Dittus Boelter [51] tarafından verilmiş olan eşitliklerle uyum göstermiştir. Eiamsa-ard ve Promvong [30] tarafından yapılan çalışmada, boş borudan elde edilen sonuçların literatürdeki Moody [50] ve Petukhov [49] tarafından verilen eşitliklerden hesaplanmış sürtünme katsayısı ile uyumu $\% \pm 20$, Petukhov [49] ve Dittus Boelter [51] tarafından verilmiş olan eşitliklerle hesaplanmış Nusselts sayısı ile uyumu ise $\% \pm 15$ olarak verilmiştir. Bu çalışmada elde edilmiş boş boru değerlerinin, literatürde verilmiş olan matematiksel ifadelerden elde edilmiş değerlerle uyumu verilen çalışmadan daha iyi görüldüğü için, yapılan sayısal çalışmada seçilmiş olan sayısal yöntemin Nusselt sayısını elde etmede doğru sonuçlar verdiği kabul edilerek, daha sonraki sayısal çalışmada da aynı sayısal yöntem kullanılacaktır.



Şekil 4.1. Boş borudaki Nusselt sayılarının karşılaştırılması.

Şekil 4.2 de mevcut sayısal çalışma sonucunda boş boruda elde edilmiş olan sürtünme katsayısı değerleri ile Petukhov [49] ve Moody [50] eşitlikleri kullanılarak elde edilmiş sürtünme katsayısı değerlerinin karşılaştırması verilmiştir.

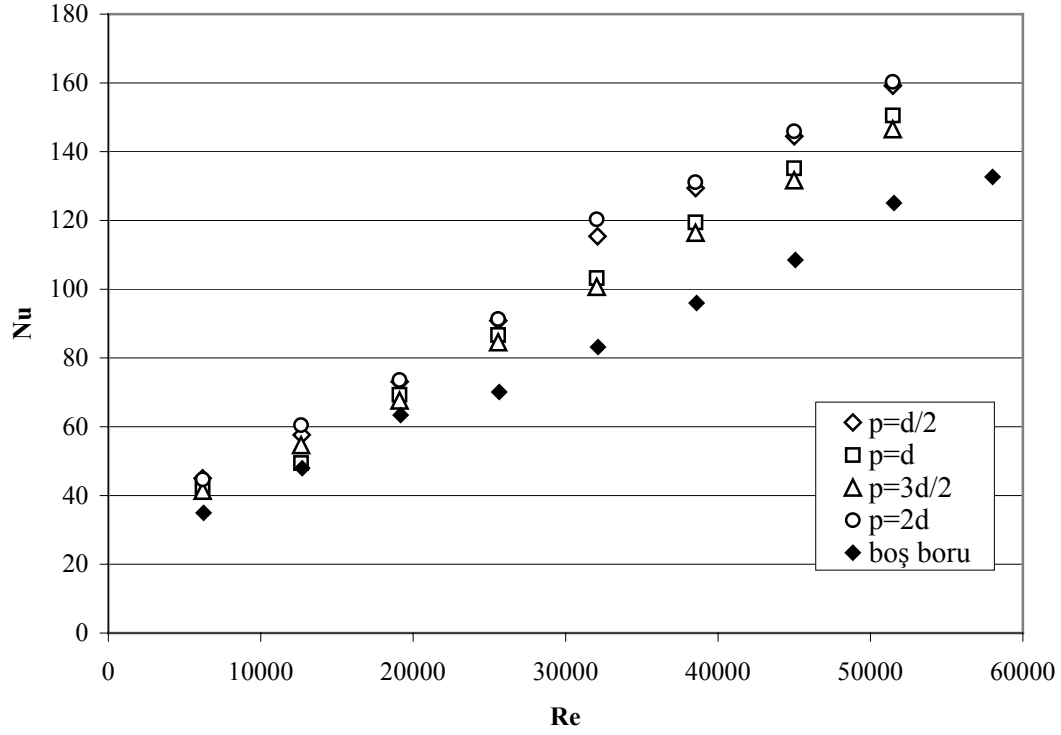


Şekil 4.2. Boş borudaki sürtünme katsayısı değerlerinin karşılaştırılması.

Şekilde görüldüğü gibi mevcut çalışmadan elde edilen sürtünme katsayısı değerleri ile literatürdeki eşitliklerde elde edilen sürtünme katsayısı değerleri iyi bir uyum göstermişlerdir. Düşük Reynolds sayılarında sayısal olarak elde edilmiş olan sürtünme katsayıları ile literatürdeki eşitliklerden elde edilmiş olan değerler biraz farklıdır. Düşük Reynolds sayılarında akış türü laminer akışa daha yakın olduğu için sayısal çalışma için hesaplanmış olan türbülans yoğunluğu değerleri (tam türbülanslı akış için) ile deneysel çalışmalardaki türbülans yoğunluğu farklı olabilmektedir. Bu fark, düşük Reynolds sayılarında sayısal olarak elde edilmiş sürtünme katsayısı değerlerinin literatürdeki eşitliklerden elde edilen değerlerden farklı oluşunun sebebidir.

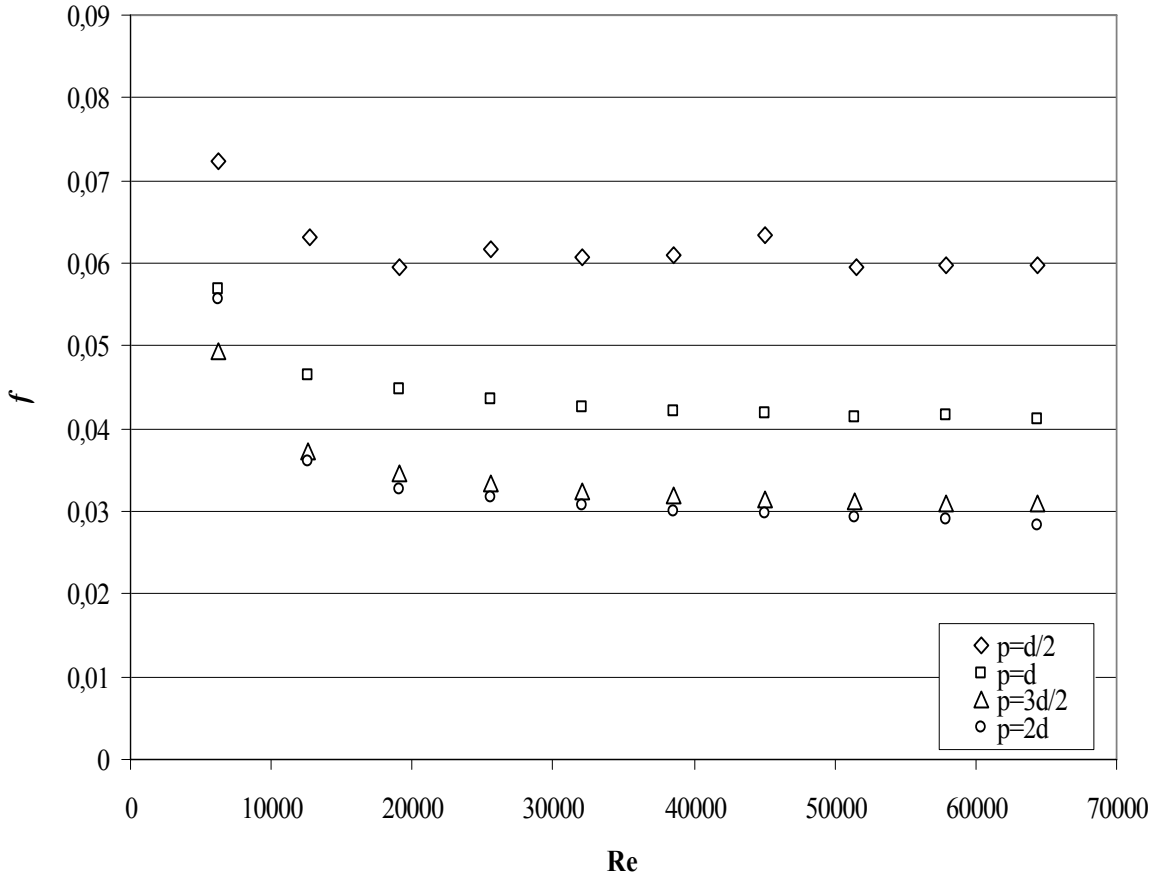
Mevcut çalışmada elde edilen hem sürtünme katsayısı hem de Nusselt sayısı değerlerinin literatürdeki eşitliklerde elde edilen sonuçlarla iyi bir uyum göstermesi kullanılan sayısal metodun doğruluğunu ve iyi sonuçlar verdiğini test etmiştir. Dolayısıyla, aynı sayısal metodun içerisine helisel yay yerleştirilmesi durumunda da kullanılabileceği ve doğru sonuçlar vereceği sonucuna varılmıştır.

Boru içerisine, iç eleman yerleştirilmesinin ısı geçişi ve sürtünme kaybına etkilerini araştırmak için 3 farklı boyutta yarım eliptik kesitli ve 4 farklı hatvede toplam 12 farklı yay yerleştirilmiştir. Yarım eliptik yay kesiti $c=1$, 1.5 ve 2 mm ve $p=d/2$, d , $3d/2$ ve $2d$ olarak seçilmiştir. Şekil 4.3'de boru içerisine $c=1$ mm' lik yay yerleştirilmesi durumunda yayın dört farklı hatvesindeki Nusselt sayılarının Reynolds sayıları ile değişimi gösterilmiştir.



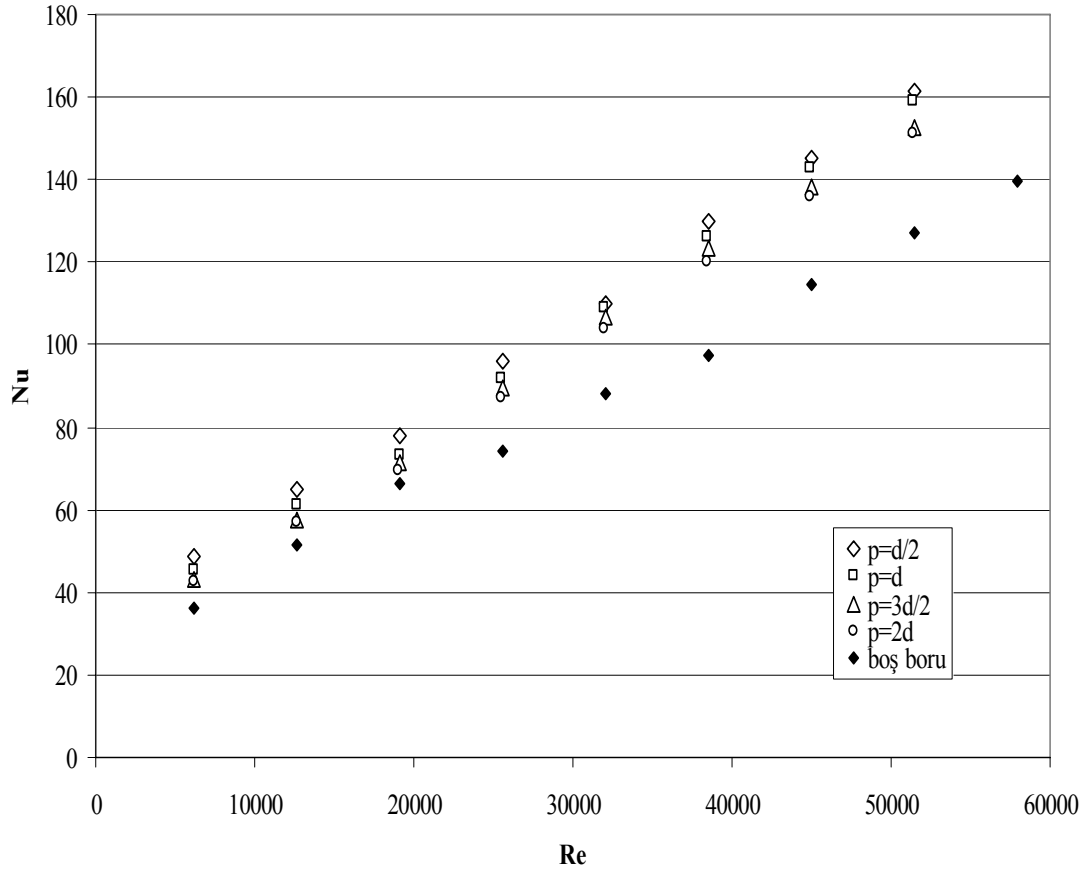
Şekil 4.3. Boru içerisine yarım eliptik kesitli ($c=1\text{mm}$) dört farklı hatvede yay yerleştirilmesinin Nusselt sayına etkisi.

Şekil 4.3' de görüldüğü gibi $c=1\text{mm}$ kesitli dört farklı hatvedeki yarım eliptik kesitli yay yerleştirilmesi sonucu elde edilen değerlerden hatvesi $p=2d$ mm olan yay bütün Reynolds sayılarında en yüksek Nusselt sayısına sahiptir. $P=2d$ hatveli yayı sırasıyla $p=d/2$, $p=d$ ve $p=3d/2$ hatveli yaylar izlemiştir. Bütün yaylar boş boru ile karşılaştırıldığında, yüksek Reynolds sayılarında daha fazla olmak üzere Nusselt sayısında belirli bir artışa sebep olmuştur.



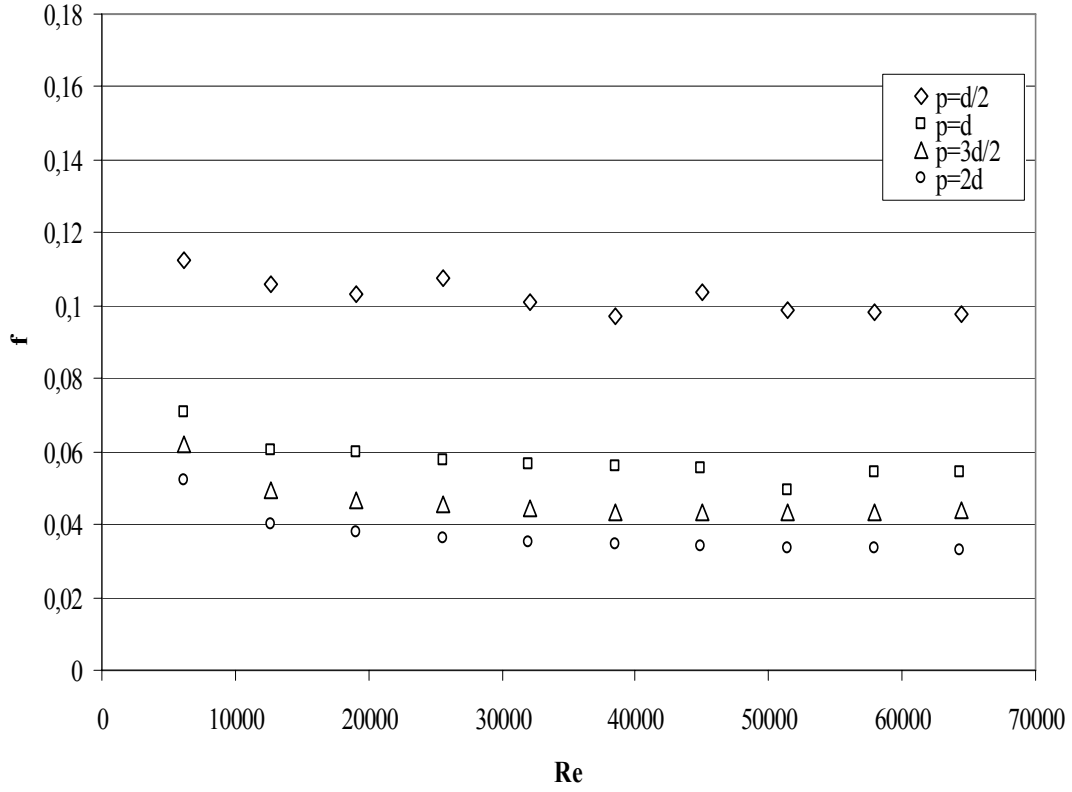
Şekil 4.4. Boru içerisine yarım eliptik kesitli ($c=1\text{mm}$) dört farklı hatvede yay yerleştirilmesinin sürtünme katsayısına etkisi.

Şekil 4.4' de görüldüğü gibi boru içerisine $c=1\text{mm}$ kesitli dört farklı hatvede yarım eliptik kesitli yay için yerleştirilmesi sonucu elde edilen sürtünme katsayısının değişimi görülmektedir. Yerleştirilen her bir yay boş boru ile karşılaştırıldığında sürtünme katsayısında belirli bir artışa sebep olmuştur. Reynolds sayısı 5000 ile 70000 arasında değişmektedir. Sürtünme katsayısında en fazla artışa $p=d/2$ hatveli yay yerleştirilmesi sebep olmuştur. Bu yayı sırasıyla $p=d$, $p=3d/2$ ve $p=2d$ hatveli yaylar izlemiştir. Her bir hatvede elde edilen sürtünme katsayısı değerlerinin Reynolds sayısı artarken düşmesi beklenirken bazı değerlerde kabul edilebilir artışlar görülmüştür. Bu değerler için birçok kez çalışma yapılmış fakat sonuçlar değişmemiştir.



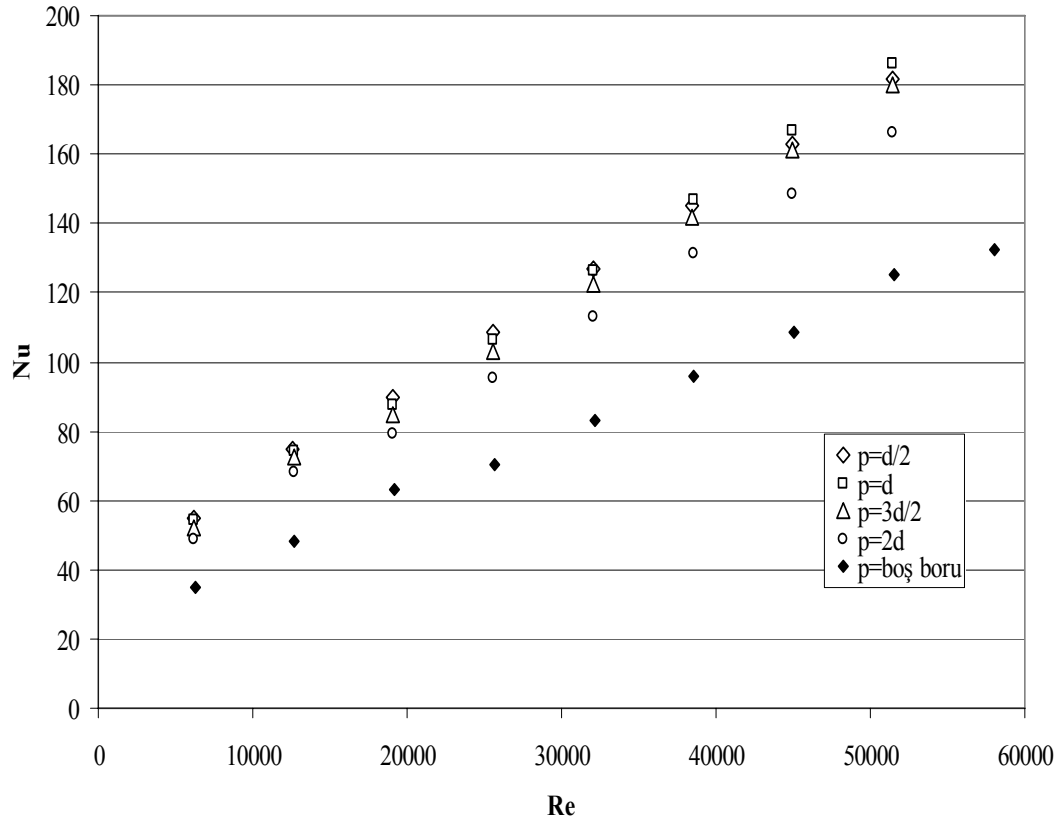
Şekil 4.5. Boru içerisine yarım eliptik kesitli ($c = 1.5$ mm) dört farklı hatvede yay yerleştirilmesinin Nusselt sayısına etkisi.

Boru içerisine yarım eliptik kesitli dört farklı hatvede yay yerleştirilmesinin Nusselt sayısına etkisi Şekil 4.5'te verilmiştir. Kullanılan bütün yaylar Nusselt sayısında artışa sebep olmuşlardır. Bütün Reynolds sayılarında en yüksek Nusselt sayısı $p = d/2$ hatveli yay yerleştirilmesi durumunda elde edilmiştir. En yüksek Nusselt sayısı Reynolds sayısı 51437'de 161 olarak gerçekleşmiştir. Nusselt sayısında boş boru ile karşılaştırıldığında en az artış ise $p = 2d$ hatveli yay yerleştirilmesi durumunda elde edilmiştir. $p = 2d$ ve $p = 3d/2$ hatveli yaylar yaklaşık aynı karaktere sahiptirler.



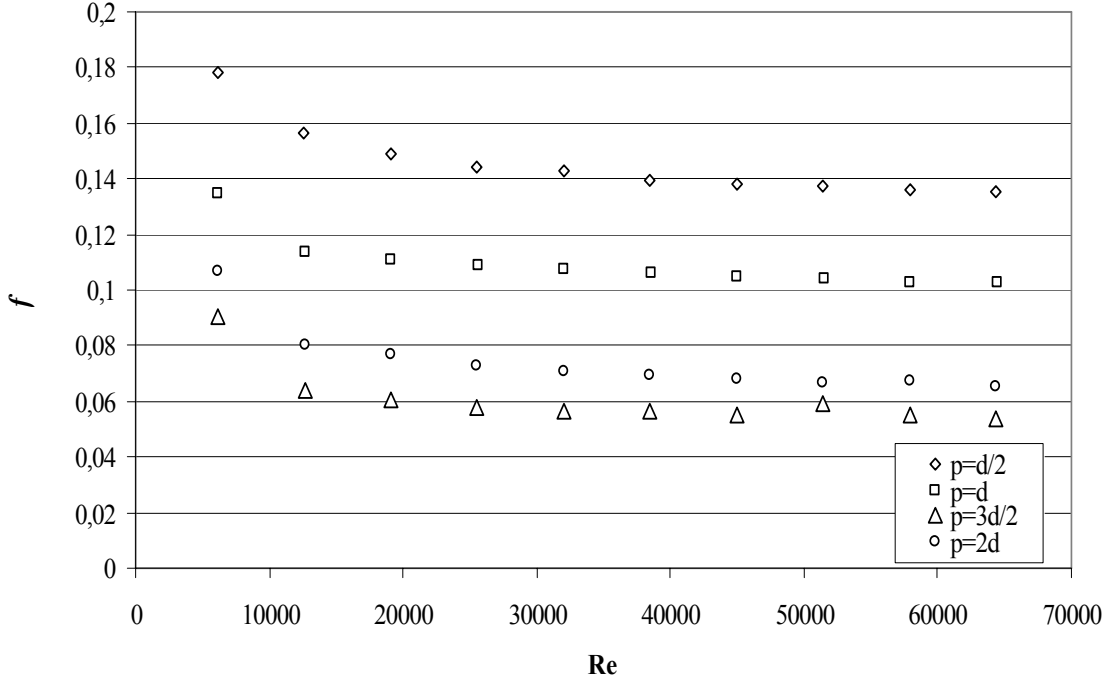
Şekil 4.6 Boru içerisine yarım eliptik kesitli ($c= 1.5$ mm) dört farklı hatvede yay yerleştirilmesinin sürtünme katsayısına etkisi.

Şekil 4.6' da boru içerisine $c=1.5$ mm kesitli farklı hatvelerde yarım eliptik yay yerleştirilmesi durumunda sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi verilmiştir. En yüksek basınç düşümüne $p=d/2$ hatveli yay en az basınç düşümüne ise $p=2d$ hatveli yay sebep olmuştur. Yay yerleştirilmesi durumunda oluşan sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimi, boş boruda olduğu gibi Reynolds sayısı arttıkça sürtünme katsayısının düşmesi şeklinde bulunmuştur. En düşük sürtünme katsayısına bütün Reynolds sayılarında $p=2d$ hatveli yay sebep olmuştur.



Şekil 4.7. Boru içerisine dört farklı hatvede yarım eliptik kesitli ($c=2$ mm) yay yerleştirilmesi durumundaki Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Boru içine $c=2$ mm kesitli yarım eliptik yay yerleştirilmesi durumunda özellikle yüksek Reynolds sayılarında Nusselt sayısında en fazla artış $p=d$ hatvesindeki yay yerleştirilmesi durumunda elde edilmiştir. En yüksek Nusselt sayısına $p=d$ hatveli yay yerleştirilerek Reynolds sayısı 51471' de 186 olarak ulaşılmıştır. Bütün yaylar Nusselt sayısında boş boruya göre bütün Reynolds sayılarında belirli bir artış sağlamışlardır. Düşük Reynolds sayılarında ise en yüksek Nusselt sayısı $p=d/2$ hatveli yay yerleştirilmesi durumunda elde edilmiştir. Bütün Reynolds sayılarında en az Nusselt sayısı artışına ise $p=2d$ hatveli yay yerleştirilmesi sebep olmuştur.



Şekil 4.8. Boru içerisine yarım eliptik kesitli ($c=2$ mm) dört farklı hatvede yay yerleştirilmesi durumunda sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.

Şekil 4.8’ de görüldüğü gibi, boru içerisine $c=2$ mm kesitli yarım eliptik kesitli yaylar yerleştirilmesi sonucu hatvesi $p=3d/2$ mm olan yay bütün Reynolds sayılarında en düşük, $p=d/2$ hatveli yay ise en yüksek sürtünme katsayısına sahiptir. Sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişim karakteristikleri boş borudaki sürtünme katsayıları ile benzerdir. Her 4 hatvedeki yayın yerleştirilmesinde de sürtünme katsayısı Reynolds sayısının artması ile artmıştır.

Her 3 farklı boyuttaki (c) yarım eliptik kesitteki ve 4 farklı hatvedeki yayın boru içerisine yerleştirilmesiyle elde edilen Nusselt sayısı değerleri, boş boruda elde edilen Nusselt sayısı değerlerinden bütün Reynolds sayılarında daha yüksektir. Bunun anlamı kullanılan bütün yayların ısı transferi artışına sebep olduğudur. En yüksek Nusselt sayısı $c=2$ mm ve $p=d$ hatveli yay yerleştirilmesi durumunda Reynolds sayısı 51471 için 186 olarak bulunmuştur. Genel olarak, $c=2$ mm kesitli yay kullanılması durumunda aynı hatveye ve Reynolds sayısına sahip diğer kesitli yaylara oranla daha yüksek Nusselt sayıları elde edilmiştir. Her 3 kesit için hatvenin ısı geçişine etkisi konusunda net bir şey söylemek mümkün değildir. Kullanılan bütün yaylar karşılaştırıldığında, bütün Reynolds sayılarında en yüksek sürtünme

katsayılarına $c=2$ mm ve $p=d/2$ hatveli yay sebep olmuştur. En yüksek sürtünme katsayısı $c=2$ mm ve $p=d/2$ hatveli yay yerleştirilerek Reynolds sayısı 6171 için 0.135 olarak bulunmuştur. Kullanılan yaylardan en düşük sürtünme katsayılarına $c=1$ mm ve $p=2d$ hatveli yay sebep olmuştur.

Yukarıda grafikleri verilen her üç farklı kesitteki ($c=1, 1.5, 2$ mm) ve 4 farklı hatvedeki ($p=d/2, d, 3d/2, 2d$) yayların yerleştirilmesi durumunda elde edilen hem Nusselt sayıları hem de Sürtünme katsayılarının Reynolds sayısı ile değişimini veren ifadeler daha sonraki adımlarda kullanılmak üzere eğri uydurma yöntemleri ile elde edilmiştir. Elde edilen matematiksel ifadelerin karakteristiği aşağıdaki gibidir.

$$Nu = a.Re^b \quad (4.6)$$

$$f = c.Re^d \quad (4.7)$$

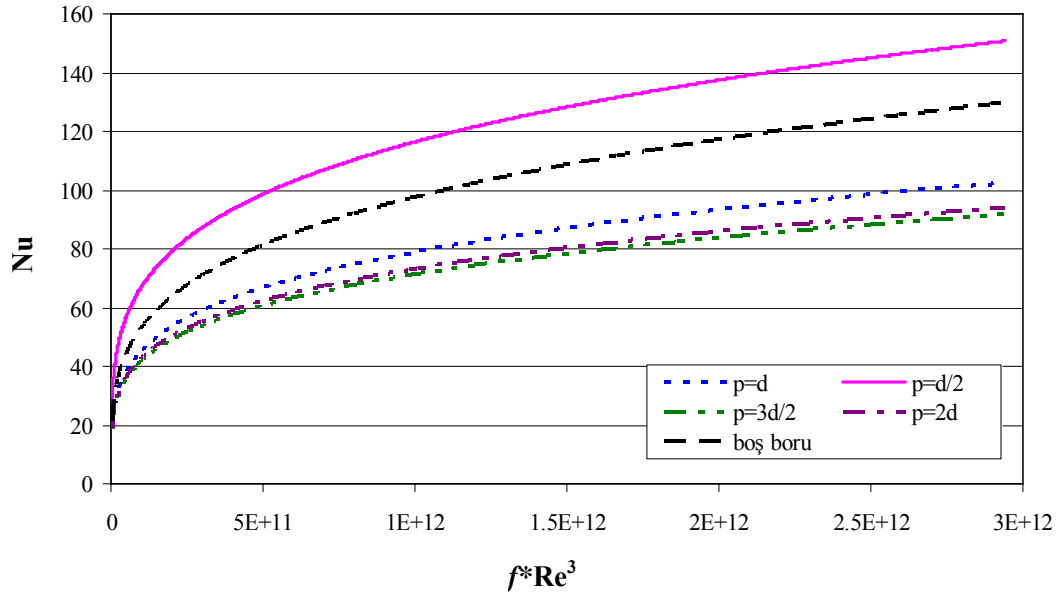
Elde edilen katsayılar tablo 4.1' de verilmiştir.

Tablo 4.1 Boru içerisine yarım eliptik kesitli ($c=1, 1.5, 2$ mm) dört farklı hatvede ($p=d/2, d, 3d/2, 2d$) yay yerleştirilmesi sonucu elde edilen değerlere eğri uydurulması ile elde edilen a,b,c ve d katsayıları

		a	b	c	d
bos boru	*Nu _{bb} -Re	0,067321573	0,6956217	1,0487518	-0,36439829
c	p				
1	d/2	0,091520069	0,70573645	0,11148469	-0,05556362
	d	0,068909745	0,72647167	0,16380009	-0,12810854
	3d/2	0,093111458	0,69490044	0,2632998	-0,19944868
	2d	0,10275122	0,69585513	0,39193758	-0,238344
1.5	d/2	0,16364259	0,65018003	0,18152181	-0,055668382
	d	0,11080745	0,68609017	0,18703446	-0,11530555
	3d/2	0,10536743	0,68771132	0,21309434	-0,14887766
	2d	0,10002569	0,69101868	0,26407714	-0,19234541
2	d/2	0,22467936	0,63108015	0,47756793	-0,11592974
	d	0,15782435	0,66656864	0,32880157	-0,10734477
	3d/2	0,15671353	0,66404394	0,49277204	-0,20478778
	2d	0,15921461	0,65479867	0,60058381	-0,2044244

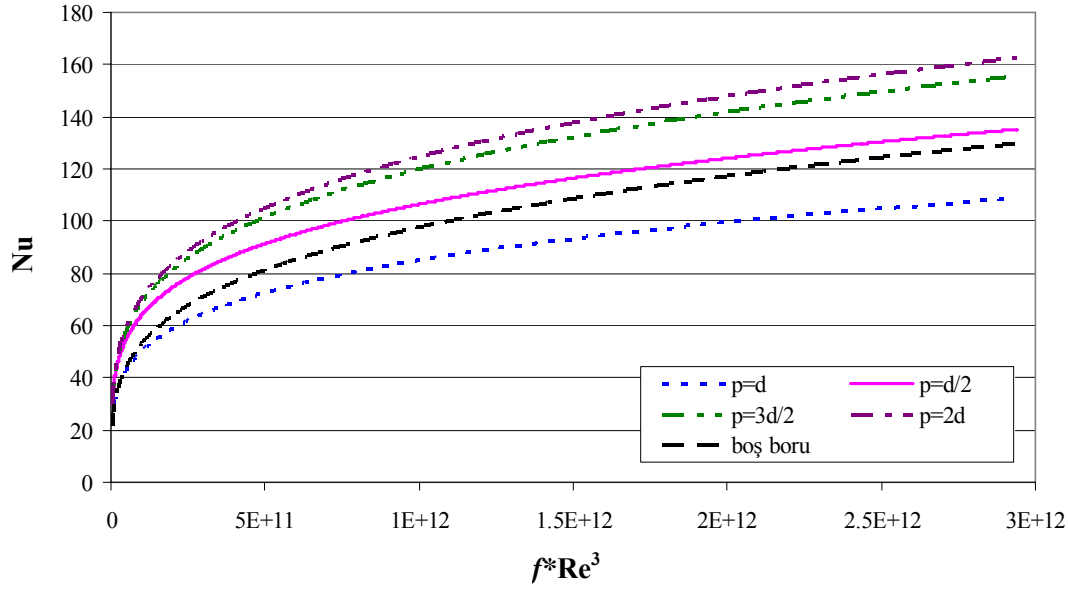
*Nu_{bb} boş borunun Nusselt sayısını göstermektedir.

Elde edilen bu ifadelerle sabit pompalama gücündeki net ısı geçiş artışını bulmak için şekil 4.9, 4.10 ve 4.11’de hem boş borunun hem de $c=1$, 1.5 ve 2 mm’ lik yarım eliptik kesitli yay yerleştirilmesi durumundaki Nusselt sayılarının $f \times Re^3$ ile değişimleri verilmiştir. Sabit pompalama gücünde karşılaştırma yapmak için Nusselt sayılarının $f \times Re^3$ ile değişimine bakılmalıdır [7].



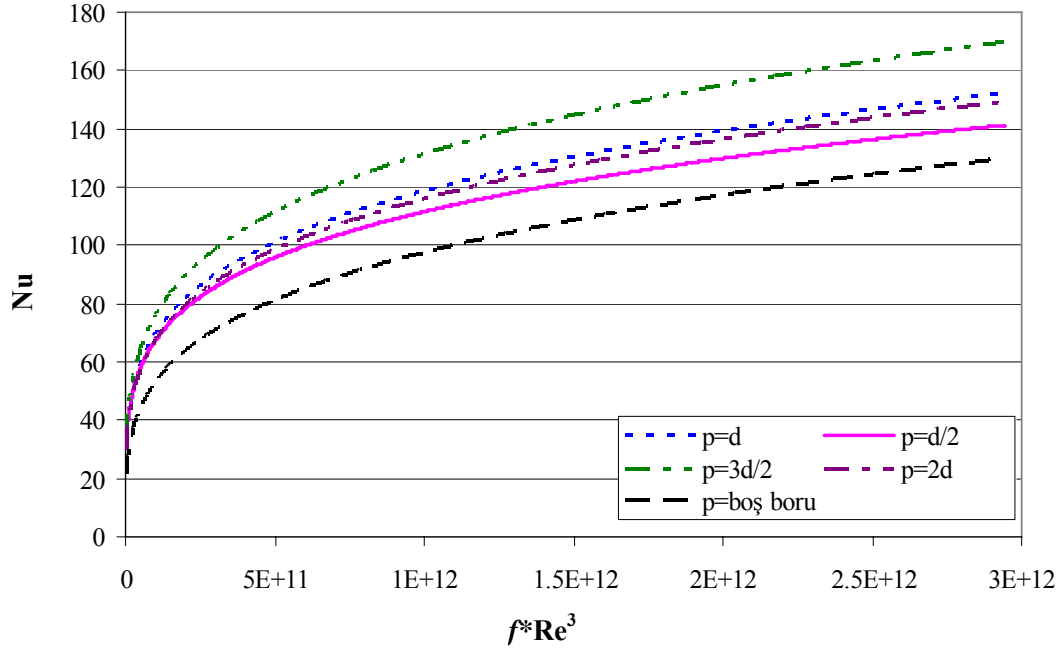
Şekil 4.9. İçerisine yarım eliptik kesitli ($c=1$ mm) dört farklı hatvede yay yerleştirilmiş borudaki Nusselt sayısının $f \times Re^3$ ile değişimi.

Şekil 4.9’ de görüldüğü gibi sabit pompalama gücünde en yüksek ısı geçişi artışı $p=d/2$ hatvesindeki yay yerleştirilmesi durumunda elde edilmiştir. Isı geçişindeki artış Reynolds sayısı arttıkça artmıştır. Fakat, Reynolds sayısı arttıkça boş boruda da ısı geçişi arttığı için yay yerleştirilmesi durumunda elde edilen ısı geçişinin boş borudan elde edilen ısı geçişine oranına bakmak gereklidir. Bu oran ise daha sonraki grafiklerde verilmiştir. Diğer yaylar sabit pompalama gücünde ısı geçişinde bir artışa sebep olamamışlardır.



Şekil 4.10. İçerisine yarım eliptik kesitli ($c=1.5$ mm) dört farklı hatvede yay yerleştirilmiş borudaki Nusselt sayısının $f \cdot Re^3$ ile değişimi.

$c=1.5$ mm yarım eliptik kesitli yay yerleştirilmesi durumunda eşit pompalama gücünde en yüksek ısı geçişi $p=2d$ hatveli yay yerleştirilmiş boruda sağlanmıştır (şekil 4.10). Bu yayı sırasıyla $p=3d/2$ ve $p=d/2$ hatveli yaylar izlemiştir. En düşük Nusselt sayısı ise $p=d$ hatvesindeki yay yerleştirilmesi durumunda ortaya çıkmıştır. $p=2d$, $3d/2$ ve $d/2$ hatveli yayların yerleştirilmesi sonucu elde edilen Nusselt sayıları Bütün Reynolds sayılarında boş borudaki Nusselt sayısı değerlerinde daha büyük olduğu için bu 3 yay sabit pompalama gücünde ısı geçişinde artış sağlamıştır. $p=d$ hatveli yay yerleştirilmesi sonucu ise ısı geçişinde herhangi bir artış sağlanamamıştır.

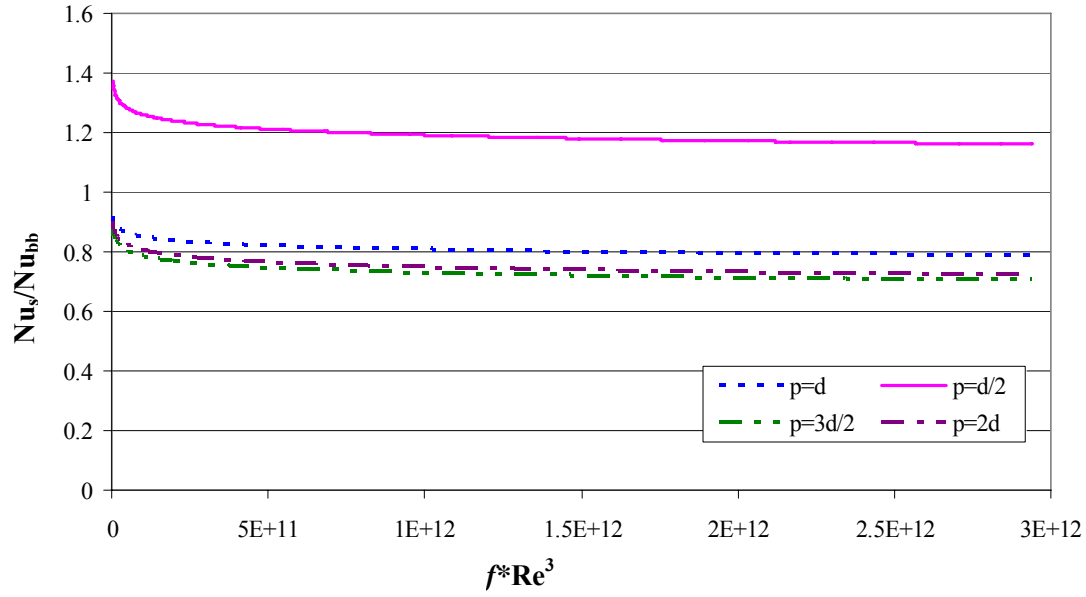


Şekil 4.11. İçerisine yarım eliptik kesitli ($c=2$ mm) dört farklı hatvede yay yerleştirilmiş borudaki Nusselt sayısının $f \cdot Re^3$ ile değişimi.

Şekil 4.11'den de görülebileceği gibi $c=2$ mm kesitli yay yerleştirilmesi durumunda sabit pompamla gücünde en yüksek ısı geçişi bütün Reynolds sayılarında $p=3d/2$ hatveli yay yerleştirilerek elde edilmiştir. $c=2$ mm kesitli bütün yaylar eşit pomplama gücünde boş boruyla karşılaştırıldığında ısı geçişi artışı sağlamışlardır. Bütün hatvelerde, Reynolds sayısı arttıkça boş boruya göre Nusselt sayısındaki artış artmıştır. Net ısı geçişi artışını belirlemek için, her bir yayın sahip olduğu Nusselt sayısının aynı $f \cdot Re^3$ değerindeki boş borunu sahip olduğu Nusselt sayısına oranlarına bakılmalıdır. Bu oranlar $c=1, 1.5$ ve 2 mm kesitli yaylar için sırasıyla şekil 4.12, 13, 14' de incelenecektir.

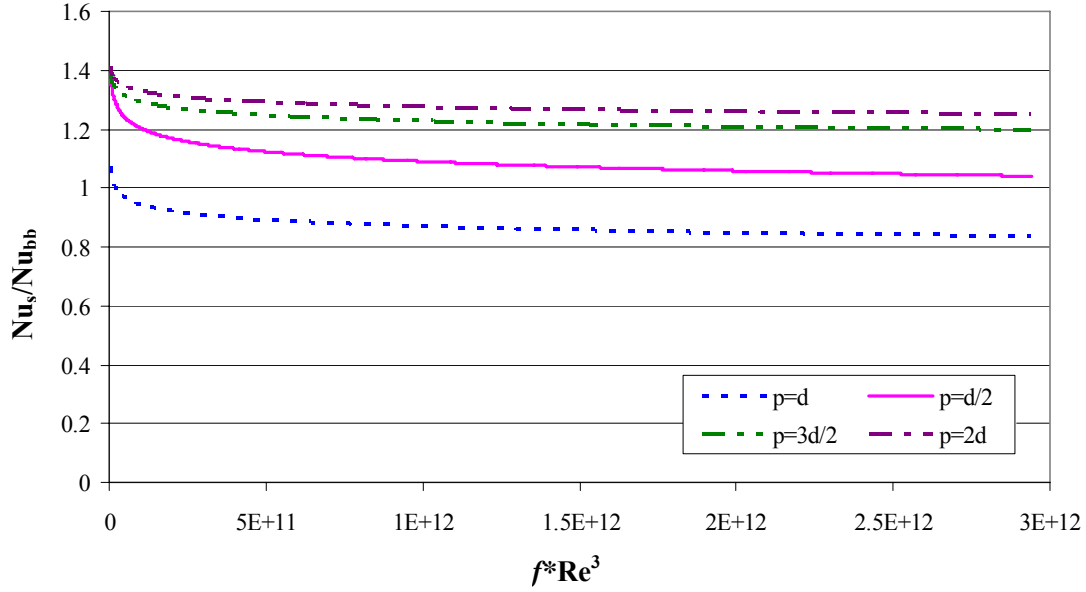
Sabit pompamla gücünde en yüksek Nusselt sayısı $c=2$ mm ve $p=3d/2$ hatveli yayda 169 olarak elde edilmiştir.

Net ısı geçiş miktarındaki artışı bulmak için ise yay yerleştirilmiş borulardaki Nusselt sayılarının boş borudaki Nusselt sayısına oranına bakmak gereklidir [7]. Bu amaçla $c=1, 1.5$ ve 2 mm kesitli yaylar için, yay yerleştirilmiş durumdaki Nusselt sayılarının boş borudaki Nusselt sayılarına oranları sırasıyla şekil 4.12, 4.13 ve 4.14' de verilmiştir.



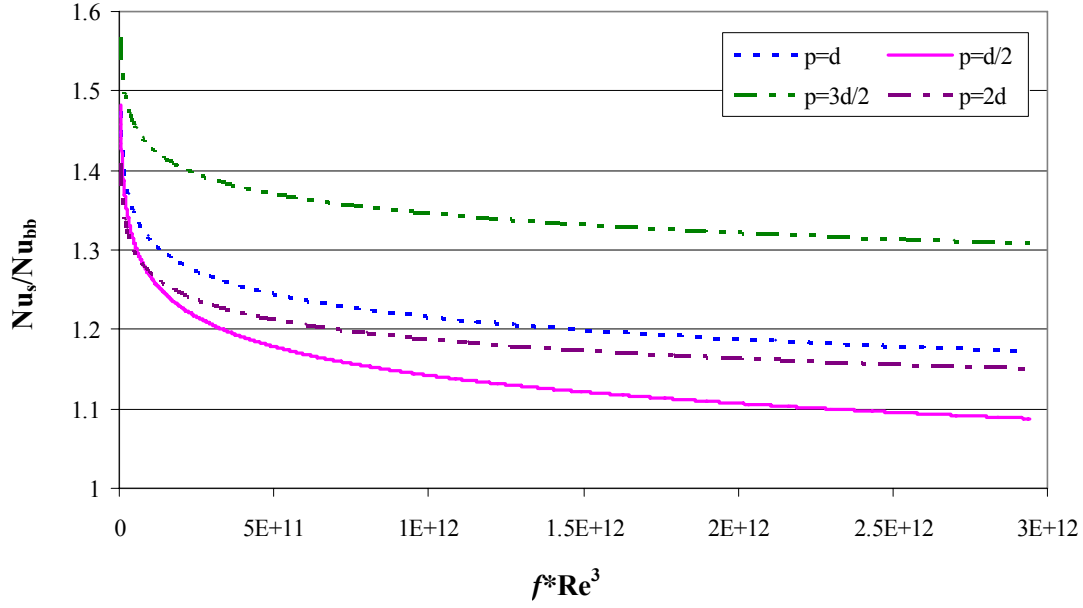
Şekil 4.12. İçerisine yarım eliptik kesitli ($c=1$ mm) dört farklı hatvede yay yerleştirilmiş borudaki Nusselt sayısının boş borudaki Nusselt sayısına oranlarının $f \cdot Re^3$ ile değişimi.

$c=1$ mm kesitli yay yerleştirilmesi durumunda sadece $p=d/2$ hatvesindeki yay yerleştirilmesi ısı geçişinde net artışa sebep olmuştur. Özellikle düşük Reynolds sayılarında bu artış % 37' lere kadar çıkmıştır. Reynolds sayısı arttıkça ısı geçişindeki artış azalmış ve %18 lere kadar düşmüştür. Diğer 3 hatvedeki yayların yerleştirilmesi ısı geçişinde bir artışa sebep olmamıştır.



Şekil 4.13. İçerisine yarım eliptik kesitli ($c= 1.5$ mm) dört farklı hatvede yay yerleştirilmiş borudaki Nusselt sayısının boş borudaki Nusselt sayısına oranlarının $f \cdot Re^3$ ile değişimi.

$c=1.5$ mm kesitli yay yerleştirilmesi durumunda ise şekil 4.13’de görüldüğü gibi en yüksek ısı geçiş miktarındaki artış $p=2d$ hatveli yay kullanılarak elde edilmiştir. Düşük Reynolds sayılarında bu oran %41’ e kadar çıkmıştır. Reynolds sayısı arttıkça bu oran %6’ a kadar düşmüştür. $p=d/2$ hatveli yay kullanımı özellikle yüksek Reynolds sayılarında çok az bir ısı geçiş miktarında artışa sebep olmuştur. $p=d$ hatveli yay kullanımı çok küçük Reynolds sayıları hariç herhangi bir ısı geçişi artışı sağlamamıştır.



Şekil 4.14. İçerisine yarım eliptik kesitli ($c= 2$ mm) dört farklı hatvede yay yerleştirilmiş borudaki Nusselt sayısının boş borudaki Nusselt sayısına oranlarının $f \cdot Re^3$ ile değişimi.

$c=2$ mm kesitli yay yerleştirilmesi durumunda farklı hatvelerdeki yay yerleştirilmesinin sebep olduğu net ısı geçiş miktarındaki artışın Reynolds sayısı ile değişimi şekil 4.14' de verilmiştir. En yüksek ısı geçiş miktarındaki artışa $p=3d/2$ hatvesindeki yay yerleştirilmesi sebep olmuştur. Bu artış düşük Reynolds sayılarında %56' a kadar çıkmıştır. En düşük ısı geçişi iyileştirmesi ise $p=d/2$ hatvesindeki yay yerleştirilmesi durumunda elde edilmiştir. $c=2$ mm kesitli yay yerleştirilmesi durumunda bütün hatvelerde bütün Reynolds sayılarında ısı geçişinde bir iyileşme sağlanmıştır.

$c=1, 1.5$ ve 2 mm kesitli yay yerleştirilmesinin net ısı geçişi artışına etkileri incelendiğinde, $c=2$ mm kesitli yay kullanılması durumunda hem en yüksek ısı geçişi artışı sağlanmış, hem de bütün hatvelerde ve bütün Reynolds sayılarında net ısı geçişi iyileştirmesi gerçekleştirilmiştir. $c= 2$ mm kesitli yayda gerçekleştirilen en yüksek ısı geçişi artışı %56 ile $p=3d/2$ hatveli yay yerleştirilerek elde edilmiştir. $c=1$ mm kesitli yay kullanılması durumunda sadece $p=d/2$ hatveli yayda ve $c= 1.5$ mm kesitli yay kullanılması durumunda ise $p=d/2, 3d/2, 2d$ hatveli yaylarda ısı geçişi iyileştirmesi sağlanmıştır. Dolayısıyla, araştırılan yaylar içerisinde en fazla ısı geçişi artışını $c= 2$ mm kesitli yaylar sağlamıştır. Her bir kesit için hatvelerin ısı geçişine etkileri konusunda ise net bir sonuç vermek mümkün değildir.

5. BÖLÜM

SONUÇLAR

Yarım eliptik üç farklı kesit ($c=1, 1.5, 2$) ve dört farklı hatvedeki ($p=d/2, d, 3d/2, 2d$) yayın 18 mm iç çapındaki boruya yerleştirilmesi durumunda sabit ısı akısında yayların ısı geçişine etkisi üç boyutlu olarak incelenmiştir.

Hesaplamalar hem boş boru için hem de içerisine yay yerleştirilmiş boru için yapılmıştır. Boş boru için yapılan hesaplamalar literatürde yaygın olarak kabul görmüş eşitliklerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Kullanılan sayısal metottan elde edilen sonuçlarla, literatürdeki eşitliklerden elde edilen sonuçların hem sürtünme katsayısı hem de Nusselt sayısı için iyi bir uyum içerisinde oldukları görülerek kullanılan metodun doğruluğu kanıtlanmıştır. Doğruluğu kanıtlanan bu metotla yapılan hesaplamaların sonuçları aşağıda özetlenmiştir;

Boru içerisine üç farklı kesitte ve dört farklı hatvede yarım eliptik kesitli yay kullanarak elde edilen sonuçlar ile, boş boru için yapılan çalışmadan elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, kullanılan her yayın Nusselt sayısında belirli bir artış sağladığı görülmüştür. Aynı şekilde kullanılan her bir yay sürtünme katsayısında da boş boruya göre belirli bir artışa sebep olmuştur. Hem Nusselt sayısındaki artış hem de sürtünme katsayısındaki artış kullanılan yayların hatvesine ve kesitine göre değişiklik göstermektedir. En yüksek Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı değerleri $c=2$ mm' lik yay kullanılması durumunda sırasıyla $p=d$ ve $p=d/2$ hatvelerinde 186 ($Re=51471$) ve 0.17833 ($Re=6171$) olarak elde edilmiştir.

Kullanılan bütün bu yayların sabit pompalama gücündeki Nusselt sayısı için karşılaştırma yapıldığında ise ;

- $c=1$ mm kesitli yay kullanılması durumunda sadece $p=d/2$ hatveli yay bütün Reynolds sayılarında ısı geçiş miktarında bir artışa sebep olmuştur. Bu artış düşük Reynolds sayılarında %37' e kadar çıkmıştır. Diğer hatvelerdeki yaylarda ısı geçiş miktarında bir artış görülmemiştir.
- Boru içerisine $c=1.5$ mm kesitli yay yerleştirilmesi durumunda ise, en çok ısı geçişi artışı $p=2d$ hatveli yay ile elde edilmiş, bu yayı $3d/2$ ve $d/2$ hatveli yaylar takip etmiştir. $c=1.5$ mm kesitli yay yerleştirilmesi durumunda ısı geçişinde %41' e varan artış $p=2d$ hatvesindeki yay ile elde edilmiştir. $p=d$ hatveli yay yerleştirilmiş boruda ise boş boruya göre ısı geçiş miktarında artış sağlanamamıştır.
- Araştırılan bütün kesitler içerisinde, ısı geçişinde sabit pompalama gücünde en yüksek artışı $c=2$ mm kesitli yayların yerleştirilmesi ile elde edilmiştir. Boş Boruya göre sabit pompalama gücünde en yüksek ısı geçiş miktarındaki artış, $c=2$ mm kesitli $p=3d/2$ hatveli yarım eliptik yay yerleştirilmesi durumunda $Re=5000$ için %56 olarak elde

edilmiştir. $c=2$ mm kesitli yarım eliptik yay yerleştirilerek elde edilen sonuçlara göre sabit pompalama gücünde kullanılan bütün yayalar ısı geçiş miktarında belirli bir artış sağlamışlardır. En çok ısı geçiş miktarındaki artışı $p=3d/2$ hatveli yay yerleştirilmiş boru sağlamıştır. Sırasıyla $p=d$, $p=2d$ ve $p=d/2$ hatveli yayların yerleştirilmesi ısı geçiş miktarında artışlar sağlamışlardır.

Sonuçta araştırılan geometriler içerisinde sabit pompalama gücünde en yüksek ısı geçiş miktarında artış $c=2$ mm ve $p=3d/2$ olan yay yerleştirilmesi durumunda %56 olarak elde edilmiştir. Isı geçiş miktarındaki artış sabit pompalama gücünde kesitin büyümesiyle artmaktadır.

Araştırılan kesitlerdeki hatvelerin ısı geçişine etkileri hakkında fikir sahibi olmak için daha fazla kesitte çalışma yapmak gereklidir.

KAYNAKLAR

1. National Energy Policy, 2001, Report of the National Energy Policy Development Group, U.S
2. Alkam, M.K., Al-Nimr, M.A., Hamdan, M.O., Enhancing Heat Transfer in Parallel-plate Channels by Using Porous Inserts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 931-938, 2001.
3. Zhou, D.W., Lee, S-J., Heat Transfer Enhancement of Impinging Jets Using Mesh Screens, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 2097–2108, 2004.
4. Yakut, K., Şahin, B., Flow-induced Vibration Analysis of Conical Rings Used for Heat Transfer Enhancement in Heat Exchangers, *Applied Energy*, 78, 273–288, 2004.
5. Yakut, K., Şahin, B., The Effects of Vortex Characteristics on Performance of Coiled Wire Turbulators Used For Heat Transfer Augmentation, *Applied Thermal Engineering*, 24, 2427–2438, 2004.
6. Jang, J., Yan, W., Huang, C., Mixed Convection Heat Transfer Enhancement Through Film Evaporation in Inclined Square Ducts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 2117–2125, 2005.
7. Özceyhan, V., İçerisine Sekman Yerleştirilmiş Bir Boruda Akış ve Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, Aralık 2002
8. Webb, R.L., Principles of Enhanced Heat Transfer, p.1-20, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1992.
9. Bergles, A.E., Jensen, M.K., ve Shome, B., The Literature on Enhancement of Convective Heat and Mass Transfer, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 4, 1-6, 1996.
10. Huang, S., Chun, C., A Numerical Study of Turbulent Flow and Conjugate Heat Transfer in Concentric Annuli With Moving Inner Rod, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 3707–3716, 2003.

11. Ho, C.D., Yeh, C.W., Hsieh, S.M., Improvement in Device Performance of Multi-pass Flat-Plate Solar Air Heaters With External Recycle, *Renewable Energy*, 30, 1601–1621, 2005.
12. Acharya, N., Sen, M., Chang, H., Analysis of Heat Transfer in Coiled-tube Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 3189–3199, 2001.
13. Zimparov, V., Prediction of Friction Factors and Heat Transfer Coefficients For Turbulent Flow in Corrugated Tubes Combined Twisted Tape Inserts. Part 2: Heat Transfer Coefficients, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 385–393, 2004.
14. Bilen, K., Yapıcı, S., Çelik, C., A Taguchi Approach for Investigation of Heat Transfer From a Surface Equipped With Rectangular Blocks, *Energy Conversion and Management*, 42, 951-961, 2001
15. Chen, Y., Fiebig, M., Mitra, N.K., Heat Transfer Enhancement of Finned Oval Tubes With Staggered Punched Longitudinal Vortex Generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 417-435, 2000.
16. Chen, Y., Fiebig, M., Mitra, N.K., Heat Transfer Enhancement of Finned Oval Tubes With Staggered Punched Longitudinal Vortex Generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 417-435, 2000
17. Karwaa, R., Maheshwarib, B.K., Karwa, N., Experimental Study of Heat Transfer Enhancement in an Asymmetrically Heated Rectangular Duct With Perforated Baffles, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32, 275–284, 2005.
18. Go, J.S., Heat Transfer Enhancement Using Flow – induced Vibration of a Microfin Array, *Sensors and Actuators, A* 90, 232-239, 2001.
19. Chen, J., Muller-Steinhagen, H., Duy, G.G., Heat Transfer Enhancement in Dimpled Tubes, *Applied Thermal Engineering*, 21, 535-547, 2001.
20. Bilen, K., Akyol, U., Yapıcı, S., Heat Transfer and Friction Correlations and Thermal Performance Analysis for a Finned Surface, *Energy Conversion and Management*, 42, 1071-1083, 2001.
21. Sara, O.N., Pekdemir, T., Yapıcı, S., Heat Transfer Enhancement in a Channel Flow With Perforated Rectangular Blocks, *International Journal of Heat And Fluid Flow*, 22, 509-518, 2001

22. Yakut, K., Şahin, B., Çelik, C., Alemdaroğlu, N., Kurnuç, A., Effects of Tapes With Double-Sided Delta-Winglets on Heat and Vortex Characteristics, *Applied Energy*, 80, 77–95, 2005.
23. Tanda, G., Heat Transfer in Rectangular Channels With Transverse and V-Shaped Broken Ribs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 229–243, 2004.
24. Chen, W.L., Guo, Z., Chen, C.K., A Numerical Study on The Flow over a Novel Tube for Heat-transfer Enhancement With a Linear Eddy-viscosity Model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 3431–3439, 2004.
25. Ko, K-H., Anand, N.K., Use of Porous Baffles to Enhance Heat Transfer in a Rectangular Channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 4191–4199, 2003.
26. Öztop, H.F., Dağtekin, I., Enhancement of Heat Transfer In a Pipe With Inner Contraction-Expansion-Contraction Pipe Insertion, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 30, 1157–1168, 2003.
27. Onbaşıoğlu, S.U., Onbaşıoğlu, H., On Enhancement of Heat Transfer With Ribs, *Applied Thermal Engineering*, 24, 43-57, 2004.
28. Zimparov, V., Enhancement of Heat Transfer by a Combination of Three- start Spirally Corrugated Tubes With a Twisted Tape, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 551-574, 2001.
29. Zimparov, V., Extended Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces: Heat Transfer Through Ducts With Constant Heat Flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 169-180, 2001
30. Eiamsa-ard, S., Promvong, P., Enhancement of Heat Transfer in a Tube With Regularly-spaced Helical Tape Swirl Generators, *Solar Energy*, 78, 483–494, 2005.
31. Akyol, U., Bilen, K., Heat Transfer and Thermal Performance Analysis of a Surface With Hollow Rectangular Fins, *Applied Thermal Engineering*, Impress, 2005.
32. Leu, J-S., Wu, Y-H., Jang, J-Y., Heat transfer and Fluid Flow Analysis in Plate-fin and Tube Heat Exchangers With a Pair of Block Shape Vortex Generators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4327–4338, 2004.

33. Akpınar, K.E., Biçer, Y., Yıldız, C., Pehlivan, D., Heat Transfer Enhancements in a Concentric Double Pipe Exchanger Equipped With Swirl Elements, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 31, 857–868, 2004.
34. Gentry, M.C., Jacobi, A. M., Heat Transfer Enhancement by Delta-Wing Vortex Generators on a Flat Plate: Vortex Interactions With the Boundary Layer, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 14, 231-242, 1997.
35. Yu, E., Joshi, Y., Heat Transfer Enhancement From Enclosed Discrete Components Using Pin–fin Heat Sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 4957–4966, 2002.
36. Naphon, P., Wongwises, S., A Review of Flow and Heat Transfer Characteristics in Curved Tubes, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 1-28, 2004.
37. Huang, P.C., Yang, C.F., Hwang, J.J., Chiu, M.T., Enhancement of Forced-Convection Cooling of Multiple Heated Blocks in a Channel Using Porous Covers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 647–664, 2005.
38. Ekkad, S.V., Pamula, G., Shantiniketanam, M., Detailed Heat Transfer Measurements Inside Straight and Tapered Two-Pass Channels With Rib Turbulators, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 22, 155-163, 2000.
39. Hsieh, S., Wu, F., Tsai, H., Turbulent Heat Transfer and Flow Characteristics in a Horizontal Circular Tube With Strip-type Inserts, Part I, Fluid Mechanics, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 823-835, 2003.
40. Fluent 6.1.22 User's Guide, Fluent Incorporated, Centerra Resource Park, 10, Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA, 2001.
41. Sarkar, S., Balakrishnan, L., Application of a Reynolds-Stress Turbulence Model to the Compressible Shear Layer, ICASE Report 90-18, NASA CR 182002, 1990.
42. Yılmaz, T. Teorik ve Uygulamalı Isı Transferi, 17. ci bölüm, Papatya Yayınları, 1999
43. Launder, B.E., Spalding, D.B., *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*, London, England, Academic Press, 1972.
44. Fu, W.S., Huang, H.C., Liou, W.Y., Thermal Enhancement in Laminar Channel Flow With a Porous Block. *Int J Heat Mass Transfer* 39, 2165–75, 1996.
45. Yang, Y.T., Hwang, C.Z., Calculation of Turbulent Flow and Heat Transfer in a Porous-based Channel, *Int J Heat Mass Transfer*, 46, 771–80, 2003.

46. Ooi, A., Iaccarino, G., Durbin, P.A., Behnia, M., Reynolds Averaged Simulation of Flow and Heat Transfer in Ribbed Ducts, *Int JHeat Fluid Flow*, 23, 750–757, 2002.
47. Kays, W.M., Turbulent Prandtl Number Where Are We?, *Heat Transfer*, 116, 284–95, 1994.
48. Incropera, F.P., DeWitt, D.P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Fifth ed, New York, John Wiley & Sons, 2001.
49. Petukhov, B.S., Irvine, T.F., Hartnett, J.P., (Eds.), *Advances in Heat Transfer*, vol. 6., Academic Press, NewYork, 1970.
50. Moody, L.F., *Trans. ASME* 66, 671, 1944.
51. Dittus, W., Boelter, L.M.K., *Heat Transfer in Automobile Radiators of The Tubular Type*, *Univ. Calif. Pub. Eng., Cilt 2, No. 13*, s. 443-461, 1930.

ÖZGEÇMİŞ

Yasemin Elbaşıoğlu, 08.10.1979 tarihinde Kayseri' de doğdu. İlkokul, orta ve lise öğrenimimi Kayseri' de tamamladı. 1997 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü' nü kazandı ve 2002 yılında bu bölümden mezun oldu. 2003 yılında Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı' nda yüksek lisans yapmaya başladı.Yine aynı yılda büro mobilyası üreten bir fabrikada üretim şefi olarak çalışmaya başladı. Halen bu görevde çalışmaya devam etmektedir.

Adres : Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği

Telefon : 03523211627

E – mail : yaseminel@hotmail.com