

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

**KANATÇIKLI İÇ BORULU DİKEY ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE  
ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜ ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Serbay Ali BUDAK  
(13617180404)**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Tarkan KOCA**

**HAZİRAN 2020**

## TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ

Bu çalışmanın yapılmasında üç yıl boyunca değerli bilgilerini ve desteğini bizlerle paylaőan danışman hocam; Dr. Öğr. Üyesi Tarkan KOCA' ya, çalıőmam boyunca benden yardımlarını esirgemeyen bir birinden değerli arkadaşlarım Mehmet Ali GÜVENÇ, Kerim Gökhan AKTAŞ ve Eren SAAT' e;

Çalışma süresince hep yanımda olarak bu süreçte karşılaőtığım zorlukları aőmam da yardımcı olan ve hayatımın her evresinde bana destek olan değerli eőime ve her zaman maddi ve manevi destekleriyle yanımda olan aileme;

Deneyin hazırlık süresince ve deney boyunca bana yardımcı olan mesai arkadaşlarım Aykut ZEDELİ, Korcan CENGİZ, Mustafa AY, Osman ALBAYRAK ve Yılmaz ÖZBİLGİN' e

teşekkür ederim.



## ONUR SÖZÜ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Kanatçıklı İç Borulu Dikey Isı Değiştiricilerinde Isı Transferi ve Basınç Düşümü Analizi” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığını ve yararlandığım bütün kaynakların, hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Serbay Ali BUDAK



## İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ .....	i
ONUR SÖZÜ .....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ÇİZELGE DİZİNİ.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	v
SEMBOLLER VE KISALTMALAR .....	vi
ÖZET .....	viii
ABSTRACT .....	ix
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
<b>2. KAYNAK ÖZETLERİ .....</b>	<b>8</b>
<b>3. MATERYAL VE YÖNTEM .....</b>	<b>19</b>
3.1 DeneY Düzeneyinin Tanıtılması .....	19
3.1.1 Dış boru .....	20
3.1.2 Kanatçıklı iç boru .....	21
3.1.3 Flanşlar .....	22
3.1.4 Sızdırmazlık elemanları.....	23
3.1.5 Pompalar.....	23
3.1.6 Rotametreler (debi ölçer).....	24
3.1.7 Su boruları ve vanalar.....	24
3.1.8 Manometreler .....	25
3.1.9 Sayısal kontrol cihazı .....	26
3.1.10 Termokupl (ısı çiftler) .....	26
3.1.11 Rezistanslar .....	27
3.1.12 Su tankları .....	28
3.2 DeneYde Yapılan Ölçümler .....	28
3.2.1 Basınç kaybı ölçümü .....	28
3.2.2 Debi ölçümü .....	29
3.2.3 Sıcaklık ölçümü .....	29
3.3 DeneYin Yapılışı .....	30
3.4 Deneysel Verilerin Hesaplanma Yöntemleri .....	31
3.4.1 Sıcak suyun aktığı iç boru için hesaplama yöntemleri .....	32
3.4.2 Soğuk suyun aktığı dış boru ile iç boru arasındaki anüler kesit için hesaplama yöntemleri.....	33
<b>4. BULGULAR VE TARTIŞMA .....</b>	<b>35</b>
4.1 DeneYlerde Elde Edilen Sonuçlar .....	35
4.1.1 Düz boru için.....	35
4.1.2 Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boru için .....	37
4.1.3 Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boru için .....	39
4.1.4 Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boru için .....	41
4.1.5 Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan borunun farklı tipteki borularla karşılaştırılması .....	43
4.1.6 Farklı tipteki boruların karşılaştırılması .....	45
4.2 DeneY Sonuçlarından Elde Edilen Grafikler .....	48
4.2.1 Boru tiplerine göre Reynolds değişim grafikleri .....	48
4.2.2 Nusselt – Reynolds değişim grafikleri.....	52
4.2.3 Basınç Kaybı – Reynolds değişim grafikleri .....	56
4.2.4 Nusselt sayısının deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması.....	60
<b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>	<b>61</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>63</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>68</b>

## ÇİZELGE DİZİNİ

<b>Çizelge 4.1</b> : Düz boruda $C=1$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	35
<b>Çizelge 4.2</b> : Düz boruda $C=0,75$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	36
<b>Çizelge 4.3</b> : Düz boruda $C=0,5$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	36
<b>Çizelge 4.4</b> : Düz boruda $C=0,25$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	37
<b>Çizelge 4.5</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boruda $C=1$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	37
<b>Çizelge 4.6</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boruda $C=0,75$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	38
<b>Çizelge 4.7</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boruda $C=0,5$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	38
<b>Çizelge 4.8</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boruda $C=0,25$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	39
<b>Çizelge 4.9</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boruda $C=1$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	39
<b>Çizelge 4.10</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boruda $C=0,75$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	40
<b>Çizelge 4.11</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boruda $C=0,5$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	40
<b>Çizelge 4.12</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boruda $C=0,25$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	41
<b>Çizelge 4.13</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda $C=1$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	41
<b>Çizelge 4.14</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda $C=0,75$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	42
<b>Çizelge 4.15</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda $C=0,5$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	42
<b>Çizelge 4.16</b> : Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda $C=0,25$ değeri için veriler ve artış miktarları.....	43
<b>Çizelge 4.17</b> : Sıcak su için 300 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip borunun diğer borulara oranla ısı transferi artış miktarı ve yüzdesi.....	44
<b>Çizelge 4.18</b> : Soğuk su için 300 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip borunun diğer borulara oranla ısı transferi artış miktarı ve yüzdesi.....	44
<b>Çizelge 4.19</b> : Sıcak su için 300 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip borunun diğer borulara oranla basınç düşümü artış miktarı ve yüzdesi.....	44
<b>Çizelge 4.20</b> : Soğuk su için 300 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip borunun diğer borulara oranla basınç düşümü artış miktarı ve yüzdesi.....	45
<b>Çizelge 4.21</b> : Sıcak su için farklı kapasite oranlarında ortalama ısı transferi miktarları (J/s).....	45
<b>Çizelge 4.22</b> : Soğuk su için farklı kapasite oranlarında ortalama ısı transferi miktarları (J/s).....	46
<b>Çizelge 4.23</b> : Sıcak su için farklı kapasite oranlarında ortalama basınç kaybı miktarları (kPa).....	46
<b>Çizelge 4.24</b> : Soğuk su için farklı kapasite oranlarında ortalama basınç kaybı miktarları (kPa).....	46
<b>Çizelge 4.25</b> : Sıcak su için farklı kapasite oranlarında ortalama Reynolds sayıları.....	47
<b>Çizelge 4.26</b> : Soğuk su için farklı kapasite oranlarında ortalama Reynolds sayıları.....	47

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1 : Deney setinin şematik görünümü. ....	19
Şekil 3.2 : Deney setinin farklı açılardan görünüşleri. ....	20
Şekil 3.3 : Dış boru. ....	21
Şekil 3.4 : İç boru. ....	22
Şekil 3.5 : Flanşlar. ....	22
Şekil 3.6 : O-Ring ve sıvı conta. ....	23
Şekil 3.7 : Pompa. ....	23
Şekil 3.8 : Rotametre. ....	24
Şekil 3.9 : Manometre. ....	25
Şekil 3.10 : Tarayıcı. ....	26
Şekil 3.11 : Termokupl. ....	27
Şekil 3.12 : Rezistans. ....	27
Şekil 3.13 : Su tankları. ....	28
Şekil 4.1 : C=1 Kapasite oranında sıcak su için reynolds değişimi. ....	48
Şekil 4.2 : C=0,75 Kapasite oranında sıcak su için reynolds değişimi. ....	48
Şekil 4.3 : C=0,5 Kapasite oranında sıcak su için reynolds değişimi. ....	49
Şekil 4.4 : C=0,25 Kapasite oranında sıcak su için reynolds değişimi. ....	49
Şekil 4.5 : C=1 Kapasite oranında soğuk su için reynolds değişimi. ....	50
Şekil 4.6 : C=0,75 Kapasite oranında soğuk su için reynolds değişimi. ....	50
Şekil 4.7 : C=0,5 Kapasite oranında soğuk su için reynolds değişimi. ....	51
Şekil 4.8 : C=0,25 Kapasite oranında soğuk su için reynolds değişimi. ....	51
Şekil 4.9 : C=1 Kapasite oranında sıcak su için reynolds-nusselt değişimi. ....	52
Şekil 4.10 : C=0,75 Kapasite oranında sıcak su için reynolds-nusselt değişimi. ....	52
Şekil 4.11 : C=0,5 Kapasite oranında sıcak su için reynolds-nusselt değişimi. ....	53
Şekil 4.12 : C=0,25 Kapasite oranında sıcak su için reynolds-nusselt değişimi. ....	53
Şekil 4.13 : C=1 Kapasite oranında soğuk su için reynolds-nusselt değişimi. ....	54
Şekil 4.14 : C=0,75 Kapasite oranında soğuk su için reynolds-nusselt değişimi. ....	54
Şekil 4.15 : C=0,5 Kapasite oranında soğuk su için reynolds-nusselt değişimi. ....	55
Şekil 4.16 : C=0,25 Kapasite oranında soğuk su için reynolds-nusselt değişimi. ....	55
Şekil 4.17 : C=1 Kapasite oranında sıcak su için reynolds-basınç kaybı değişimi. ....	56
Şekil 4.18 : C=0,75 Kapasite oranında sıcak su için reynolds-basınç kaybı değişimi. ....	56
Şekil 4.19 : C=0,5 Kapasite oranında sıcak su için reynolds-basınç kaybı değişimi. ....	57
Şekil 4.20 : C=0,25 Kapasite oranında sıcak su için reynolds-basınç kaybı değişimi. ....	57
Şekil 4.21 : C=1 Kapasite oranında soğuk su için reynolds-basınç kaybı değişimi. ....	58
Şekil 4.22 : C=0,75 Kapasite oranında soğuk su için reynolds-basınç kaybı değişimi. ....	58
Şekil 4.23 : C=0,5 Kapasite oranında soğuk su için reynolds-basınç kaybı değişimi. ....	59
Şekil 4.24 : C=0,25 Kapasite oranında soğuk su için reynolds-basınç kaybı değişimi. ....	59
Şekil 4.25 : Deneysel sonuçlar ile teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının karşılaştırılması. ....	60

## SEMBOLLER VE KISALTMALAR

$A$	: Kesit alanı
$A_{\text{yüzey}}$	: Yüzey alanı
$C$	: Debiye bağlı kapasite oranı
$C_{\text{max}}$	: Maksimum kapasite oranı
$C_{\text{pc}}$	: Soğuk suyun özgül ısısı
$C_{\text{ph}}$	: Sıcak suyun özgül ısısı
$d_{\text{dış}}$	: İç boru dış çapı
$d_{\text{iç}}$	: İç boru iç çapı
$d_{\text{eş}}$	: Eşdeğer çap
$D_{\text{eş}}$	: Eşdeğer çap
$D_{\text{dış}}$	: Dış boru dış çapı
$D_{\text{iç}}$	: Dış boru iç çapı
$g$	: Yerçekimi ivmesi
$h$	: Isı Taşınım Katsayısı
$k$	: Isı iletim Katsayısı
$L$	: Boru uzunluğu
$\dot{m}_h$	: Sıcak suyun kütleli debisi
$\dot{m}_c$	: Soğuk suyun kütleli debisi
$Nu$	: Nusselt sayısı
$Pr$	: Prandtl sayısı
$T_{hg}$	: Sıcak suyun giriş sıcaklığı
$T_{hç}$	: Sıcak suyun çıkış sıcaklığı
$T_{cg}$	: Soğuk suyun giriş sıcaklığı
$T_{cç}$	: Soğuk suyun çıkış sıcaklığı
$T_{yg}$	: Yüzey giriş sıcaklığı
$T_{yç}$	: Yüzey çıkış sıcaklığı
$\dot{Q}_h$	: Sıcak suyun aktardığı ısı miktarı
$\dot{Q}_c$	: Soğuk suyun aldığı ısı miktarı
$\dot{Q}_g$	: Transfer edilen gerçek ısı miktarı
$\dot{Q}_{\text{max}}$	: Transfer edilebilecek maksimum ısı miktarı
$Re$	: Reynolds Sayısı
$U$	: Islak çevre
$V$	: Hız

- $\dot{V}$  : Hacimsel debi  
 $\Delta H$  : Manometrede okunan basınç farkı yüksekliği  
 $\Delta T_{\log}$  : Logaritmik sıcaklık farkı  
 $\Delta P$  : Basınç farkı  
 $\Delta P_{\text{atm}}$  : Atmosfere bağlı basınç farkı  
 $\alpha$  : Isıl yayılım katsayısı  
 $\mu$  : Dinamik viskozite  
 $\nu$  : Kinematik viskozite  
 $\rho$  : Akışkanın yoğunluğu





# ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

## KANATÇIKLI İÇ BORULU DİKEY ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNDE ISI TRANSFERİ VE BASINÇ DÜŞÜMÜ ANALİZİ

Serbay Ali BUDAK

İnönü Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

68 + ix sayfa

2020

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Tarkan KOCA

Bu çalışmada kanatçık sayısı farklı olan kanatçıklı iç borulu ısı değiştiricisinin dik konumlandırılmasıyla ısı transferinin artırılması deneysel olarak ele alınmıştır. Dik konumlandırılan ısı değiştiricisindeki ısı transferini ve basınç düşümünü analiz etmek için deney seti kurulmuştur. Isı transferleri ve basınç düşümleri farklı kapasite oranlarında ve farklı debilerde incelenmiştir. Kanatçık sayısı farklı olan her boru için akış türbülanslıdır. Hem kanatçıklı iç boru için hem de iç boru ile dış boru arasındaki annular aralıklar için hesaplamalar yapılmıştır. Bütün sonuçlar karşılaştırılarak en iyi sonuçların elde edilmesi amaçlanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, basınç düşümü, ısı değiştiricisinin etkinlik değeri hesaplanmış ve Reynolds sayısına göre grafikleri çizilmiştir.

Yapılan deneylerde en iyi ısı transferinin kanatçık sayısı en fazla olan iç boruda olduğu saptanmıştır. Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda düz boruya göre ısı transferi %147,38 artarken basınç kaybı da %131,25 artmıştır. Kanatçıklı iç borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi miktarı düz boruya göre daha iyi olmaktadır. Fakat kanatçıkların etkisiyle basınç düşümlerinde artışlar olmaktadır. Oluşan basınç düşümleri ısı transferi kazancına kıyasla göz ardı edilebilecek miktardadır.

**ANAHTAR KELİMELELER:** Isı transferi, dikey ısı değiştiricileri, kanatçıklı borular içinden akış, türbülanslı akış

## ABSTRACT

Master Thesis

### ANALYSIS OF HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN VERTICAL HEAT EXCHANGERS WITH FINNED INNER PIPE

Serbay Ali BUDAK

Inonu University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

68 + ix pages

2020

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Tarkan KOCA

In this study, increasing the heat transfer by the vertical positioning of the finned inner pipe heat exchanger which has different fin number has been discussed experimentally. A testing set was installed to analyze the heat transfer and pressure drop in the vertically positioned heat exchanger. Heat transfers and pressure drop were analyzed at different capacity rates and different flow rates. The flow is turbulent for each tube with different fin number. Calculations were made both for finned inner pipe and annular spacing between inner pipe and outer pipe. All results were compared with each other to obtain the best results. According to the results, Reynolds number, Nusselt number, pressure drop, efficiency value of heat exchanger were found and graphed according to Reynolds number.

In experiments, it was found that the best heat transfer was in pipe which has most fin number. In pipe which has 300 mm finned length, the heat transfer increased by 147,38% and also the pressure drop increased by 131,25% in comparison with straight tube. In finned inner tube heat exchangers, the amount of heat transfer is better than in straight tube. But with the effect of fins, pressure drops increase. The pressure drop can be ignored as against the heat transfer gain.

**KEYWORDS:** Heat transfer, vertical heat exchangers, flow through finned pipes, turbulent flow

## 1. GİRİŞ

Enerji, basit olarak ifade edilirse bir cismin ya da sistemin iş yapabilme kabiliyetidir. Enerji doğrudan ölçülemeyen bir değerdir, dolayısıyla bir sistemin durumunu değiştirmek için gerekli olan iş yoluna veya enerji çeşidine göre yapılacak hesaplamalarla bulunabilir. Enerji kelime olarak, Antik Yunan dilindeki “aktif” ve “iş” kelimelerinden türemiştir, bu yüzden anlam olarak 'işe dönüştürülebilir' anlamına geldiği söylenebilir. Enerji, aynı zamanda fiziksel sistemin ne kadar ısı transferi kapasitesine sahip olduğunu belirleyen durum fonksiyonudur. Dolayısıyla tanımlardan da anlaşılacağı üzere her üretim faaliyeti, belli bir enerji harcamasına ihtiyaç duymaktadır.

Günümüzde insanların yaşantılarını devam ettirebilmesi ve konforlu yaşam standartlarını üst seviyelere çıkarabilmesi açısından enerjinin önemi çok fazladır. Geçmişte insanlar, kendilerine ilk yardımcı kuvvet olarak çevrelerindeki hayvanları seçmişler ve birçok iş için hayvanları kullanmışlardır. Hatta zamanla hayvanları evcilleştiren insanoğlu, toprağın sürülmesinde, uzun ve zorlu mesafelerin aşılmasında ve gücünün yetmediği ağırlıkların taşınmasında hayvanlardan fazlasıyla yararlanmışlardır. Daha sonraları ise suyun taşıyıcı ve rüzgârın itici gücünden de faydalanmayı öğrenen insanlar, yelkenli gemiler ve yel değirmenleri yapmışlardır. Başlarda yerleşimlerin kurulması ve hatta endüstri kuruluşlarının oluşturulmasında kolaylıkla kontrol edilebilen akarsuların çevrelerine yönelmişler ve bu durumdan fazlasıyla yararlanmışlardır. İnsan, hayvan ve doğadan çeşitli şekillerde sağlanan enerji, yüzyıllar boyunca yeryüzünde kullanılan enerji kaynağının temelini oluşturmuştur. Bu enerji kaynakları arasında o dönemin bilgi ve yetenek seviyesi düşünüldüğünde ve mümkün olan teknik imkânlar çerçevesinde maksimum fayda sağlanan rüzgâr ve akarsu da sayılabilir.

Yeryüzünde enerji dalında gerçekleşen asıl gelişmeler ve araştırmalar, 18. yüzyıl ortalarında gerçekleşen sanayi devrimi ile başlamıştır. 18. yüzyılın sonlarına doğru kömür, hem ısı hem de enerji kaynağı olarak büyük önem kazanmış ve birçok endüstri kolunda kullanılmıştır. Aslında kömürün ya da daha geniş ifadeyle ısı enerjisinin, sanayi devriminin başlamasında önemli bir rol oynadığı hatta sanayileşmenin coğrafi dağılışını da fazlasıyla etkilediği bir gerçektir. Bu gelişmeden sonra bütün endüstri kuruluşları, kömür havzalarında veya yakınlarında toplanmaya başlamıştır.

19. yüzyılın ikinci yarısına gelindiğinde, türbin ve dinamonun icadı ile enerji sektörüne beyaz kömür diye de adlandırabileceğimiz akarsular yeni bir oyuncu olarak boy göstermiştir. Türbin ve dinamonun icadı ile birlikte o zamana kadar kontrol altına alınamayan ya da fayda görülmeyen büyük akarsu kaynaklarından enerji üretiminde faydanılmaya başlanmış ve enerji dünyasında, akarsular bugünkü önemini kazanacağı bir dönemin de temelleri atılmıştır. Dinamonun icadı ile elektriğe dönüştürülen suyun sahip olduğu enerji, uzağa naklinin mümkün olması ve parçalara ayrılabilir özelliği sayesinde 20. yüzyıla girilirken endüstrileşmenin coğrafi şeklini de şekillendirmeye başlamıştır.

20. yüzyılın başlarında ise enerji dünyasına yeni bir enerji kaynağı olan belki de enerji ekonomisinin değişiminde kilit rol oynayacak petrol girmiştir. Petrol aslında ilk olarak 19. yüzyıl ortalarında ticari olarak üretilmeye başlanmış ancak 20. yüzyılın başlarına kadar yalnızca aydınlatmada kullanılmış ancak içten yanmalı motorlardaki gerçekleşen gelişimler sayesinde enerji kaynağı olarak kullanılmaya başlanmıştır ve günümüzde halen en önemli enerji kaynaklarından sayılmaktadır. Petrolün enerji dünyasına hızlı girişine paralel olarak iletimi kolay ve çok daha temiz bir yakıt olan doğalgazın 20. yüzyılın başlarında özellikle ısınmada ve mutfaklarda kullanımı yaygınlaşmıştır. Kısa bir süre sonra ise termik santraller başta olmak üzere kullanım alanı hızlı bir şekilde genişlemiştir.

Enerji dünyasındaki gelişmeler 20. yüzyılın ortalarına gelindiğinde artan enerji ihtiyacı yüzünden çok yüksek bir enerji kaynağı olan nükleer enerji, elektrik üretiminde çok büyük önem kazanmıştır. Bilinmektedir ki sonu gelmeyecek olan insanoğlunun ihtiyaçlarının karşılanması için kaynak sağlamadaki süreçte enerji çok büyük bir öneme sahiptir. Bu sebeple enerji, farklı miktar ve metotlarla sürekli olarak üretilmekte ve tüketilmektedir. Enerji üretimde girdi olarak yer alırken tüketimde ise bir maliyet unsuru olması kaçınılmazdır. İnsanoğlunun zorunlu ihtiyaçlarının ve konfor taleplerinin karşılanmasının elzem bir konumda olması enerjiiyi ekonomide önemli bir oyuncu haline getirmektedir. Bu yüzden ki enerji, birçok araştırma ve raporda ülkelerin gelişmişlik düzeyinin göstergesi ve kalkınmayı etkileyen bir faktör olarak görülmektedir. Hızlı bir şekilde artan nüfus yoğunluğu ve her geçen gün gelişen endüstrinin enerji isteğinin kısıtlı kaynaklarla sağlanması gün geçtikçe mümkün olmaktan çıkmakta, enerjiye talep eğilimi sürekli artış gösterirken enerji kaynakları da aynı hızla tükenmektedir. Bu durum da enerji arzı ve tüketimi arasındaki makasın her geçen gün açılmasına neden olmaktadır. Bu nedenle mevcut

enerji kaynaklarının akılcı ve bilimsel gerçekler altında kullanılması büyük önem arz etmektedir.

Türkiye, gelişmekte olan ülkeler arasında yer almakta olup enerji tüketimi gelişmiş ülkelerin altında seyretmektedir. Birçok açıdan bakıldığında ekonominin gelişebilmesi ve bu gelişmenin sürdürülebilir olması; arz güvenliğinin sağlanarak, en az maliyetle, güvenli bir şekilde ve çevreye duyarlı yöntemlerle sağlanmasıyla ilişkilidir. Türkiye, 2000'lerin başından beri birçok alanda hızlı gelişim ve dönüşüm süreci içerisinde. Hızla gelişimini devam ettiren ve hızlı büyüyen bir ekonomiye sahip olan ülkemizin enerji tüketimi de bu duruma paralel olarak sürekli artış eğilimindedir. Türkiye, enerji üretimi ve tüketimi içerisinde aslan payına sahip olan petrol ve doğalgaz kaynaklarının sınırlı ölçüde olması nedeniyle enerji konusunda büyük oranda dışa bağımlıdır. Bu sebeple söz konusu dışa bağımlılığın azaltılması için son zamanlarda alternatif kaynak arayışlarına yönelim artmıştır. Bu bağlamda, enerjinin arz güvenliği ve yaşanabilirliğin devamı için rüzgâr türbinleri ve güneş panelleri gibi yenilenebilir enerji tesislerinin yaygınlaşması ülkemiz adına büyük bir önem taşımaktadır. Ancak enerjinin güvenilir, zamanında, kesintisiz ve çevreye uyumlu temin edilmesinin yanı sıra ülkemizde ve dünya üzerinde enerjiye talep eğiliminin sürekli artış gösterirken enerji kaynaklarının da aynı hızla tükeniyor olmasından dolayı ağırlık verilmesi gereken başlıca bir konu da enerji verimliliğinin artırılmasıdır. Bu sebeple, yapılan çalışmaların en temel amacı enerjiden maksimum düzeyde faydalanmaktır.

Enerji, korunabilir bir büyüklüktür ve şekil değiştirerek birçok farklı alanda faydalanılabilir. Bunun en basit örneği olarak da hidroelektrik santralleri gösterilebilir. Bu santrallerde suyun potansiyel enerjisi elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Teorik olarak kapalı bir sistem ele alındığında, potansiyel enerjinin ve kinetik enerjinin birbirine dönüşümü sırasında, her birindeki artış, diğerindeki azalmaya eşit olacaktır. Çünkü kapalı bir sistemde enerji korunacağından miktarı sabit kalacaktır. Dolayısıyla enerjideki kayıp sıfırdır. Ancak bu enerji dönüşümünün pratikte birebir olması mümkün değildir ve kayıplar oluşur. Enerji korunumlu bir büyüklük olmasına rağmen dönüştürülmek istenen başka bir enerji formuna tam olarak dönüştürülemez ve dolayısıyla ısı olarak ortama salınır. İşte bu etrafa yayılan enerji, basitçe kayıp olarak nitelendirilir. Bu yüzden de enerji arzı ve tüketimi arasındaki makasın her geçen gün açıldığı günümüzde sistemlerdeki verimin artırılarak kayıpların en aza indirgenmesi büyük önem taşımaktadır. Dolayısıyla enerji dönüşüm hesapları yapılırken

verimlilik önemli bir yer tutmaktadır. Isı transferi miktarının artırılarak enerjiden tasarruf edilmesi bu sebeple önemlidir.

Isıyı basit bir ifadeyle tanımlanmak gerekirse sıcaklık farkından dolayı ortaya çıkan enerjiye ısı denir. Isı transferi ise sıcaklıkları birbirinden farklı iki veya daha çok madde arasında iletim, taşınım ya da ışıınım yoluyla gerçekleşen enerji transferidir. Termodinamiğin 2. yasaının da ifade ettiği gibi, iki ortam arasında sıcaklık farkı varsa, ısı yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama akar. Bu yüzden ki farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı transferinin sağlanmasını temel alarak çalışan ısı değiştiriciler mühendislik çalışmalarının en çok karşılaşılan konularından birisi haline gelmiştir.

Isı değiştiriciler, farklı sıcaklıklara sahip olan iki veya daha fazla akışkanın kendi aralarında ısı enerjilerinin transferini sağlayan sistemlerdir. Isı değiştiriciler, kullanım alanlarına, ısı geçiş şekline, tasarım özelliklerine, akış şekillerine göre birçok çeşitte kategorize edilebilirler.

Genel olarak Isı değiştiricileri şu şekilde sınıflandırılabiliriz:

- Isı Değişim Şekline Göre
- Farklı Akışkan Sayısına Göre
- Isı Geçiş Mekanizmasına Göre
- Konstrüksiyon Özelliklerine Göre
- Akış Şekillerine Göre

Isı değiştiricileri; akışkanların doğrudan temasının olduğu ısı değiştiriciler ve akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiriciler; konstrüksiyon özelliklerine göre, borulu ısı değiştiriciler, plakalı ısı değiştiriciler ve rejeneratif ısı değiştiriciler; akış şekillerine göre, tek geçişli ve çok geçişli olarak sınıflandırılabilir. Ayrıca basit bir yaklaşımla akışkan sayısına göre, iki akışkanlı, üç akışkanlı, çok akışkanlı diye de sınıflandırma yapılabilir.

Isı değiştiriciler, termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, taşıtlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesislerinde, ısı depolanması

gibi birçok alanda geniş bir kullanıma sahiptir. Isı değiştiriciler, bazı prosesler sonrası dönüştürölmek istenilen enerji formunun dışında ortaya çıkan atık enerjileri faydalı hale getirmek için kullanılmaktadır. Bu sebeple kullanım alanı oldukça artırmaktadır. Termik santrallerdeki atık ısı kazanları bu tür kullanım için yaygın bir örnektir.

Bu sebeple ısı değiştiricileri endüstride ve enerji sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Enerjinin verimli kullanılmasının büyük önem arz ettiği günümüzde ısı değiştiriciler için en önemli konu ısı transferinin iyileştirilmesi ve böylece daha az enerji ile daha fazla ısı üretebilmektir. Bu durumun sağlanabilmesi için de sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında ısı transferinin en yüksek ve en verimli olması gerekmektedir. Ayrıca çok geniş kullanım alanı bulunan ısı değiştiriciler için kısıtlı alanlarda çalışılması ve yüksek verim alınması gereken durumlardan ötürü boyutlar da çok fazla önem taşımaktadır. Bu yüzden ısı geçişini artırmak için yapılan çalışmalar sırasında daha yüksek kapasitede daha küçük boyutlu ısı değiştiricisinin tasarlanması ön plandadır.

Genel olarak ifade edecek olursak ısı değiştiricilerinde amaç maksimum ısı çekebilmektir. Bu da ancak ısı transferinin iyileştirilmesiyle mümkün olabilmektedir. Isı transferini iyileştirmek için ise devamlı çalışmalar yapılmakta ve yeni teknikler deneysel olarak araştırılmaktadır. Bu çalışmalar için kullanılan teknikler pasif ve aktif yöntemler olmak üzere iki temel başlıkta sıralanabilir. Kullanılan aktif veya pasif tekniklerde temel amaç ısı taşınım katsayısını artırmaktır. Yatırım ve işletme maliyetleri yüksek olan, titreşim, güröltü gibi sorunların aşılması için ek sistemler gerektiren ve yüzey titreşimi, emme veya basma gibi ilave güce gereksinim duyan teknikler aktif teknikler olarak adlandırılmaktadır. Ancak bahsedilen sorunlardan ötürü aktif yöntemler ile ısı transferini arttırmaya yönelik çalışmalar zamanla azalmıştır. Aktif yöntemlerin aksine pasif teknikler ilave güce gereksinim duymazlar. Genişletilmiş yüzey ve işlenmiş yüzey bilinen en eski tekniklerdendir. Fakat ısı transfer yüzey alanını artırma dışında akışın karakteristiğini değiştirmek veya ikincil akışlar üretmek de pasif teknikler arasındadır. Akışın karakteristiğini değiştirmek veya ikincil akışlar üretmek için boru veya kanal içine yerleştirilen farklı geometrik şekillerdeki parçalar, kanatçıklar, helisel borular, akış yönünde yerleştirilen girdap üreticileri, vidalı akış döndürme parçaları, yüzey gerilim aletleri veya yönlendirici kanatlar kullanılabilir. Ancak bu tekniklerin kullanılması ısı transferi miktarını artırırken basınç düşümü de yaşanmaktadır. Basınç düşümlerinin çok fazla olması işletme ve bakım maliyetlerini artıracadıından ısı değiştirici tasarlanırken bu kayıpların maliyete etkisi de dikkate alınmalıdır.

Pasif yöntemlerle yapılan çalışmalarda ısı taşınım katsayısını artırmanın en iyi yolunun türbülansın artırılması olduğu görülmektedir. Isı geçişi türbülanslı akışta laminer akışa göre daha fazla olmaktadır. Bu durumun sebebi ise laminer akışta, akışkanın parçacıklarının birbiri üzerinde katmanlar oluşturması ve bu şekilde bir akışın ısı geçişini olumsuz etkilemesidir. Türbülanslı akışta ise bu durumun aksine türbülans sebebiyle akış düzensiz olmakta ve birbirleriyle sürekli ve geniş bir modelde temas halinde olan akışkan parçacıkları arasında ısı geçişi artmaktadır. Isı transfer alanını artırdıkları, sınır tabakayı kolayca bozarak yeniden oluşmasını sağladıkları ve dönmeli veya ikincil akış oluşturdukları için türbülans artırıcı sistemler veya sistem elemanları çok fazla kullanılmaktadır. Özellikle endüstriyel tip kazanlarda ve kalorifer kazanlarında kazan verimi iyileştirmek amacıyla türbülator kullanımı fazlasıyla yaygındır. Örnek olarak bahsetmek gerekirse, yüzeylerde kanatçık kullanılarak bir taraftan akışın döndürülmesi sağlanırken aynı zamanda da temas yüzey alanı arttırılmaktadır. Dolayısıyla kanatçıkların tasarımlarına bağlı olarak akıştaki türbülans arttırılarak ısı transfer miktarının artırılması sağlanmaktadır. Ayrıca akış ortamına bükülmüş şeritler, pervaneler, kanatçıklar, sarımlı teller vb. elemanlar yerleştirmek de dönmeli akışın oluşmasını sağlamakta dolayısıyla ısı transferini arttırmaktadır. Ancak bütün bu sistemler tasarlanırken ısı transfer katsayısını artırmak için uygulanan pasif teknikler de maliyet açısından dikkate alınmalıdır. Çünkü yapılan çalışmalar göstermektedir ki ısı transfer miktarı artarken basınç kayıpları da belli miktarlarda artmaktadır, bu durum da sistem açısından maliyeti arttırmaya sebep olmaktadır. Burada dikkat çekmek istenilen asıl nokta, ısı transferi artışı sağlanırken basınç düşümünün minimumda tutulması daha küçük sistemlerin tasarlanmasına imkân vereceği ve bu durumun işletme ve bakım masraflarını azaltacağıdır.

Bu çalışmada, deney seti olarak iç içe iki borudan oluşan zıt akışlı bir ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Deney setinde iç boru olarak farklı kanatçık sayısına sahip düşük karbonlu çelik borular, dış boru olarak ise yine çelikten imal edilmiş sabit düz boru kullanılmıştır. İç içe borulu ısı değiştiricisi dikey konumlandırılmıştır. Deneylerde düz ve farklı kanatçık sayısına sahip iç borular kullanılarak ısı transferi miktarı ve basınç kayıpları karşılaştırılmıştır. Deneyler, iç boru içerisinden sıcak su, dış boru içerisinden ise soğuk su geçirilerek yapılmış ve deneyler sırasında dört çeşit çelik iç boru kullanılmıştır. Bunlar, düz çelik boru, kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan çelik boru, kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan çelik boru ve kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan çelik borulardır. Çalışmada sıcak suyun debisinin soğuk suyun debisine oranı, kapasite oranı olarak kabul edilmektedir. Bütün



bu deneyler ayrı ayrı kullanılan her iç boru için dört kapasite oranı ile yapılmıştır. Kapasite oranları; 1, 0,75, 0,50 ve 0,25 olarak seçilmiştir.

Yapılan bu deneylerde kanatçık sayısı arttıkça ısı transferinde artışlar gözlenmiştir. Bununla birlikte ısı transferindeki artış miktarına kıyasla basınç düşümleri çok fazla gerçekleşmemiştir.



## 2. KAYNAK ÖZETLERİ

Yapılan çalışmada, dış boru sabit seçilmiş, içteki boru ise 3 farklı kanatçık sayısında alınarak deneyler yapılmıştır. İçteki boru öncelikle düz boru alınarak ısı transferi miktarı ve basınç düşümü ölçülmüştür. Ayrıca ölçümler diğer iç borular için de yapılmıştır. Düz borunun yanı sıra kanatlı kısım uzunluğu 100 mm, kanatlı kısım uzunluğu 200 mm ve kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan iç borular ile deneyler yapılmıştır. Isı değiştiricilerinin kullanımı çok fazla yaygın olduğundan dolayı bu konuda akademik olarak çok fazla çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların büyük bir kısmı da ısı transferi miktarını artırmak için farklı boru tiplerinde ve sınır şartlarında yapılmıştır.

G. Lozza ve U. Merlo, yaptıkları çalışmada farklı kanatçık düzenlemeleri kullanmış olup havalı ve sıvılı soğutuculardaki ısı transferini araştırmışlardır. On beş farklı kanatçık geometrisine sahip aynı tür borudan imal edilmiş kanatçıklı boru kullanmışlardır. Kanatçıkların ısı transferi üzerinde etkili olduğu görülmüştür [1].

K.M. Kelkar ve S. V. Patankar, tarafından kanatçıklı kanallarda akış ve ısı transferi, akışkan özellikleri sabit ve akışı iki boyutlu ele alınarak incelenmiştir. Bu çalışmada, paralel iki levhanın yüzeylerine kanatçıklar yerleştirilmiştir. Akış simüle edilmiştir. Paralel levhaların yüzeyleri sabit sıcaklıktadır. İncelemeler sonucunda belirli bir mesafeden sonra, akış ve sıcaklık alanlarının periyodik olarak tekrar ettiği belirlenmiştir. Levha yüzeylerine konumlandırılan kanatçıklar sayesinde akışkan daha fazla yüzey ile temas ederek ve türbülansı artırarak ısı transferini de arttırdığı saptanmıştır [2].

G. Tanda, tarafından dikey kanallarda doğal konveksiyonla ısı transferi, kanatçiksiz ve bir yüzeyi kanatçıklı kanallarda deneysel olarak incelenmiştir. Her iki düzenekte de yapılan deneyler sonucunda kanatçık yerleştirilmiş kanallarda ısı transferi potansiyelinin düştüğü gözlemlenmiştir [3].

Cheng C. H., Huang W.H., bu çalışmalarında üzerine kanatçıklar yerleştirilen iki paralel levha içinde akış ve ısı transferini iki boyutlu zorlanmış akış şartlarında incelemişlerdir. Çalışmada, Reynolds sayısı ve kanatçık geometrisi değiştirilerek hesaplamalar yapılmış ve transfer katsayısı ve sürtünme faktörü üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonuç olarak kanatçıkların geometrilerinin büyüdükçe ısı transferinin arttığı tespit edilmiştir [4].

Demartini ve arkadaşları, tarafından içerisinde çapraz kanatçıklar bulunan dikdörtgen kesitli kanalda türbülanslı akış ve ısı transferi deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Çalışma, Fluent programı kullanılarak yapılmış ve bu çalışma sonucunda içine kanatçıkların yerleştirildiği kanallarda ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir [5].

H. Li ve V. Kotte, yaptıkları çalışmada boruların şaşırtma levhalarını tamamen doldurduğu tipteki gövde-boru ısı değiştiricilerinin gövde tarafı basınç düşümünü ve yerel ısı transferini farklı şaşırtma levhası boşlukları için araştırmışlardır. Tam gelişmiş yapıdaki şaşırtma levhasında her bir boru yüzeyinde yerel ısı transfer katsayılarının değişimi kütle transfer ölçümlerinin ortalaması alınarak bulunmuş ve modellenmiştir [6].

H. Karabay ve T. Ayhan, yaptıkları çalışmalarda silindirik boru içerisine yerleştirilen konik halka yüzey elamanlarının ısı transferine etkilerini incelemişler ve ısı transferinin %80 dolaylarında arttığını ancak basınç düşümünün de arttığını belirlemişlerdir [7].

B. Çulcu, yaptığı bu çalışmasında boru içerisine parçalı konik halka yüzeyli türbülatoörler yerleştirmiş, ısı transferi miktarını ve basınç düşümünü incelemiştir. Çalışma sonucunda ısı transferinin yanı sıra basınç kayıplarının da arttığını gözlemlemiştir [8].

Y. Biçer ve arkadaşları, yaptıkları bu çalışmada iç içe borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferini artırmak için iç borunun içerisine yerleştirilen kıvrılmış ince şerit halindeki metalin ısı transferine ve basınç kaybına etkisini incelemişlerdir. Çıkan sonuçlarda ısı transferinin yaklaşık %100 arttığı ancak basınç düşümünün de %130 civarında arttığı belirlenmiştir [9].

Y. Biçer ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada iç içe borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılması için içteki boruyu yay şeklinde helisel boruya dönüştürerek ısı transferine ve basınca etkisi incelemişlerdir. Çalışmada Nusselt sayısının %30 civarlarında arttığı, dolayısıyla ısı transferinin de arttığı gözlemlenmiştir [10].

I. Alam ve P. S. Ghoshdashtar, tarafından içerisine kanatçık yerleştirilmiş bir borudaki ısı transferi incelenmiştir. Boru içerisindeki akış düzgün ve laminer olup sabit ısı akışı uygulanmıştır. Ayrıca analiz sırasında sonlu farklar yöntemi kullanılmıştır. Çalışmada ısı iletim katsayısının sıcaklıkla değişimi dikkate alınmıştır. Sonuç olarak ısı transferinin önemli miktarda arttığı gözlemlenmiştir [11].

Ö. H. Dağdelen, çalışmasında dairesel bir kanalda ısı transferini deneysel ve sayısal incelemiştir. Bu çalışmada havadaki nem miktarını artırarak ısı transferinin artırılabilceğini saptamıştır [12].

T. Koca, bu çalışmasında dönel helisel iç borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferinin ve basınç kaybının analizini yapmıştır. Yapılan çalışmada beş farklı tipte helisel iç boru kullanılmış ve bu borulara dönme hareketi vermiştir. Bu sayede ısı transferi miktarını ve basınç kaybını incelemiştir ve analiz sonuçlarını düz boruyla karşılaştırmıştır. Çalışma sonunda ısı transferi miktarının, helis sayısı ve iç borunun devri arttıkça ısı transferinin arttığını buna karşın basınç kaybının da arttığı belirlenmiştir [13].

R. Behçet, C. İlkılıç, H. Aydın, bu çalışmalarında boru içi akışlarda ısı transferinin iyileştirilmesi amacıyla tasarladıkları ısı değiştiricisinin giriş pervane tipi bir türbülötör yerleştirmişlerdir. Bu türbülötörün ısı transferi miktarı ve basınç düşümü üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Deney sonucunda ısı transferinde yaklaşık 4,25 kat iyileşme olurken buna karşılık basınç kayıplarında da 5,15 kat civarında artış gözlemlenmiştir. Ayrıca bu çalışmada sistemin ekserji analizi yapılmış ve iyileştirme tekniğinin termodinamik açıdan faydaları tartışılmış ve boş borudaki ekserji kaybının 3 kat fazla olduğu saptanmıştır [14].

Ş. Yıldız, tarafından iç içe borulu ısı değiştiricilerinde yaylı türbülötörlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi araştırılmıştır. Yapılan bu çalışmada dış yüzeyi ısıtılan ve sabit cidar sıcaklığına sahip iç içe borulu bir ısı değiştiricisi içinde farklı çapta yaylar kullanılarak ısı transferini artırmak amaçlanmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Çalışmada ısı transferi, basınç kaybı ve ekserji hesaplanmış, karşılaştırmalar yapılmış ve ampirik bağlantılar elde edilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda yay çapını ve yay sayısını artırmanın ısı transfer miktarını arttığı ancak buna karşın basınç kayıplarının da fazlaľaştığı görülmüştür [15].

S. Güneş, bu çalışmada çeşitli iç elemanlar yerleştirilmiş bir boruda ısı geçişinin incelemesini yapmıştır. Çalışmada boru içerisinde helisel sarılmış teller kullanılmış ve bu tellerin ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Eşkenar üçgen kesitli helisel tel, cidardan ayrıık olacak şekilde yerleştirilmiş ve deneyler altı farklı helisel tel gurubu, 18 ayrı helisel tel ile yapılmıştır. Sonuç olarak her bir tel için ısı transferinde ve basınç kayıplarında artış sağlanmıştır. Deneyde, helisel tel kesitindeki

eşkenar üçgenin kenar uzunluğu, cidardan ayrıklığı ve hatve oranının ısı transferi artışını sağlayan en etkili parametreler olduğu görülmüştür. Ayrıca bu çalışmada, düşük Reynolds sayılarında çalışılması gereken durumlarda helisel sarılmış üçgen kesitli teller, cidardan ayrık olarak küçük hatve oranlarında konumlandırılarak ısı transferinin iyileştirilebileceği saptanmıştır [16].

A. Mülayim, bu çalışmada kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde kullanılan kolektörlerdeki basınç kaybını incelemiştir. Çalışmada, ısı değiştiricilerinde kullanılan kolektörlerdeki üç boyutlu, türbülanslı ve daimi akış için basınç kayıplarının analizleri Ansys Fluent programı ile yapılmıştır. İlk olarak T boru bağlantılarındaki basınç kayıpları incelenmiş daha sonra ise ve farklı türbülans modelleri ile yapılan analizler, literatürdeki deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra ise T bağlantılı kolektörler ve dik köşe bağlantılı kolektörlerdeki su basınç kaybı deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda, sayısal çözümde meydana gelen basınç kayıplarının deneysel sonuçlara oranla çok daha düşük olduğu gözlemlenmiş ve bu farkın mesh yapısından ve türbülans modelinden dolayı olduğu saptanmıştır [17].

M. Bazarbashi tarafından yapılan bu çalışmada dalgalı kanatçıklı ısı değiştiricinin yanıt yüzey metodu ile çok amaçlı optimizasyonun yapılması amaçlanmıştır. Dikdörtgen kesitli bir kanal içerisine düz veya şaşırtmalı bir şekilde yerleştirilen S kanat tiplerinde ısı transferi ve basınç kaybı özellikleri Yanıt Yüzey Metoduyla hesaplanmıştır. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için matematiksel modeller kurulmuş olup modelleme yapılırken Merkezi Kompozit Tasarım kullanılmıştır. Yapılan incelemelerde elde edilen modellerin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü tahminlerinin literatür ile uyumlu sonuçlar verdiği, bu yüzden yanıt yüzey metodunun Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün tahmininde kullanılabileceği görülmüştür [18].

O. N. Şara ve arkadaşları tarafından düz yüzeyli bir kanal içerisine dikdörtgen kesitli bloklar yerleştirilerek, ısı transferi araştırılmıştır. Yapılan bu çalışmada, ısı transferinin blokların pozisyonuna, dizilişine ve aralarındaki boşluklara bağlı olarak arttığı veya azaldığı gözlemlenmiştir. Çalışmanın sonucunda en iyi ısı transfer artışı, blokların akışa paralel olarak konumlandırıldığı ve kendi aralarında rastgele dizildikleri şartlarda sağlanmıştır [19].

G. L. Lehman ve R. A. Wirtz tarafından yapılan bu çalışmada kanallar içine yerleştirilmiş bloklar iki boyutlu ele alınarak bloklara sahip kanallarda sürtünme katsayısı geometrik

parametreleri değiştirerek incelenmiştir. Yapılan çalışmada akış alanında termal olarak aktif 30 blok ve akış yönünde 11 blok kullanılarak Reynolds sayısının 670 ile 3000 arasında olduğu akışlarda akış türünün geçiş bölgesinde olduğu gözlemlenmiştir [20].

S. H. Kim ve N. K. Anand tarafından içinde ısı üretilen bloklar bulunan kanallarda ısı transferinin ve sürtünme katsayısının değişimi sayısal olarak araştırılmıştır. Çalışmada, kullanılan bloklar periyodik olarak yerleştirilmiş ve bu sayede akışın belli bir kısımdan sonra periyodik olarak tam gelişmiş olduğu saptanmıştır. Yapılan hesaplamalar Reynolds sayısının 5000-40000 değerleri arasında yapılmıştır. Kanal boyunca termal dirençte azalmalar saptanmıştır. Çalışmada termal direnç ve sürtünme katsayısı arasındaki ilişki kıyaslanmış ayrıca kullanılan blokların, blok çevresinde kinetik enerjiyi artırdığı, bu sebeple de sürtünme katsayısını artırdığı gözlemlenmiştir [21].

H. Türkoğlu ve N. Yücel, bu çalışmada soğuk dikey duvarın üzerine kanatçıklar yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kapalı hacimlerde akışkan akısı ve ısı transferi incelenmiştir. Hazırlanan düzeneğin alt ve üst yüzeyleri yalıtılmış, diğer dikey yüzeyi ise yüksek sıcaklıkta tutulmuştur. Bu sayede Rayleigh sayısının, kanatçık sayısının ve uzunluğunun, ortalama Nusselt sayısına etkisi irdelenmiştir. Düşük Rayleigh sayılarında, kanatçık sayısı ve uzunluğu arttıķa, ısı transferi miktarı artmaktadır. Yüksek Rayleigh sayılarında ise kanatçık sayısı ve uzunluğuna bağlı olarak ısı transferi miktarının değişken olduğu saptanmıştır [22].

C. Yücel ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada kanallara birden fazla ısıtıcı elemanı eşit aralıklarla yalıtılmış yüzeye gömerek laminer akışta karışık konveksiyonla ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Kanalın diğer yüzeyi sabit sıcaklıktadır. Farklı ısıtıcı eleman uzunlukları, kanal genişlikleri, kanal eğim açıları, Reynolds sayıları ve Rayleigh sayıları için Nusselt sayısının değişimi araştırılmıştır. Rayleigh sayısı artıp Reynolds sayısı azaldıkça ısı transferinde doğal konveksiyonun etkinliğinin arttığı gözlemlenmiştir. Sabit kanal genişliğinde, ısıtıcı eleman uzunlukları arttırıldıķa ortalama Nusselt sayısının önce arttığı daha sonra bir eşit değerini aşınca azaldığı görülmüştür [23].

B. W. Webb ve S. Ramadhyani tarafından kanal içerisine yerleştirilmiş karşılıklı çapraz kanatçıkların laminer akış şartlarındaki karakteristikleri nümerik olarak 26×26 hücre sisteminin katı yüzeylere doğru sıklaştırılması ile incelenmiştir. Kanalın iki yüzeyine de uniform ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır. Akışkan zellikleri sabit tutulmuş ve akışın tam gelişmiş olarak kanatçıklara ulaşması sağlanmıştır. Deneyler tam gelişmiş akışta farklı

Reynolds sayılarında, Prandtl sayılarında ve farklı kanat geometrilerinde tekrar edilmiştir. Kanal geometrisinin fazla büyük olmasına karşın akış hızının düşük olması nedeni ile türbülanslı akış sağlanamamış olup laminer akışta ısı transfer katsayısının düşük değerlerde kaldığı görülmüştür [24].

G. Bozkula, yaptığı bu çalışmada kendinden kanatlı ve türbülantörlü turbo fin boru sisteminin geliştirilmesi üzerine inceleme yapmıştır. Yapılan çalışmada kısa kanatlı bir boruyla içten ve dıştan kanatlara sahip farklı kanat yapılarında boruların farklı akış tiplerinin sıcaklık farkına, basınç kaybına ve ısı transferine etkisi incelenmiştir. Çalışmalar “Solidworks Flow Simulation” ile yapılmış olup Reynolds sayısının artışının ısı transferini ve basınç kayıplarını artırdığı ancak ısı transferindeki artışın negatif yönlü olduğu görülmüştür [25].

G. Yakut, gövde borulu ısı değiştiricisinin teorik ve deneysel incelemesini yaptığı bu çalışmada ısı değiştiricilerin boyutlandırma parametrelerini hesaplayarak tasarımını yapmayı amaçlamıştır. Çalışmada zıt ve paralel akışlı gövde borulu ısı değiştiricileri oluşturulan bilgisayar programı ile karşılaştırılmış olup beklenildiği gibi zıt akışın daha yüksek ısı transferi yaptığı görülmüştür. Ayrıca bu çalışmada hazırlanan bilgisayar programı ile hassas hesaplamalar yapılarak literatüre katkı sağlanması amaçlanmıştır [26].

E. Haydaraslan ve R. Selver, bu çalışmalarında ısı değiştiricideki yüzey deseninin ısı transferine etkisini incelemiştir. Bu çalışmada, ısı değiştirici üzerindeki desen yapısının ısı değişimine etkisi sayısal modelleme yöntemiyle gözlemlenmiş olup birinci ısı değiştiricinin tüm yüzeyleri düz olarak ikinci ısı değiştiricinin ise sadece alt ve üst yüzeyleri diyagonal desenli tasarlanmıştır. Çalışma sonucunda diyagonal desenli ısı değiştiricide ısı transferinin ve akış hızının daha fazla olduğu buna karşın basınç kayıplarında da artış olduğu görülmüştür [27].

K. Boran ve arkadaşları tarafından ısı eşanjörlerinde ısı transferi iyileştirme yöntemleri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmada iç içe borulu tip bir ısı değiştirici tasarlanmış ve deney seti oluşturulmuştur. Yapılan incelemelerde türbülantörlerin etkisiyle kesit daralması olacağı için ısı transferini artırdığı görülmüştür [28].

E. Kırtepe ve N. Özbalta, tarafından kanatlı borulu ısı değiştiricilerde belirsizlik analizi yapılmıştır. Bu çalışmada, spiral kanatlı ve borulu ısı değiştiricisinde hava tarafında çevre havası, boru tarafında su kullanılmış olup ısı değiştiricisinin performansı deneysel olarak

incelenmiştir. Yapılan çalışmanın amacı, deneysel çalışmalar için hata ve belirsizliklerin, ölçüm cihazının özellikleri ve kalibrasyonu, çalışanların becerileri, çevresel etkiler vb. etkenlerden kaynaklandığı bu nedenle sonucu etkileyen belirsizlikleri belirlenmesi gerektiği için belirsizlik analizini açıklamaktır [29].

E. Buyruk ve K. Karabulut, bu çalışmalarında plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerde kanat açısının ısı transferine olan etkisini üç boyutlu sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerde ısı transferini artırmak için birleşik ısı transferi amacıyla  $30^\circ$  ve  $60^\circ$  kanatçık açısına sahip paralel ve ters akış şartlarında, Reynolds sayısının farklı değerlerinde, farklı kanatçık yükseklikli ve akışa dik olarak ötelenmiş kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybı sayısal olarak irdelenmiştir.  $30^\circ$  kanatçık açılı plakalı ısı değiştiricisinde basınç düşüşünün  $60^\circ$  kanatçık açılı olan ısı değiştiriciye göre daha yüksek olduğu ve daha uzun kanatçıkların ısı transferini artırmanın yanı sıra daha uzun kanatçıkların ısı transferini azaltacağı düşünülmektedir [30].

İ. Kotcioğlu ve A. Bölükbaşı tarafından düşey dikdörtgen kesitli bir kanalda farklı kanatçıklı yüzeylerde ısı transferi incelenmiştir. Bu çalışmada, kanal içerisinde üç farklı kanatçıklı eleman kullanılarak doğal ve zorlanmış akışla ilgili sonuçlar incelenmiştir. Kanatçıklar yüzeyle  $60^\circ$  lik açı yapmakta olup kanal içerisine farklı şekillerde yerleştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda özellikle kanatçıkların daralan ve genişleyen şekli nedeniyle sınır tabakanın periyodik olarak yenilendiği, bu sebeple ısı transfer katsayısının iyileştiği görülmüştür [31].

A. Durmuş, yaptığı çalışmasında salyangoz girişli dönmeli akış üreticisinin ısı değiştiricisi performansına etkisini incelemiştir. Boru girişine yerleştirdiği salyangoz tip dönmeli akış üreticisiyle türbülanslı akış oluşturmuş ve deneyler yapmıştır. Dönme hareketi yalnızca boru girişinde olduğu için akışkan ilerledikçe basınç düşümlerinde aşırı artış görülmemiştir. Çalışmada ısı transferindeki artış deneysel olarak tespit edilmiştir [32].

Y. J. Hang ve S. S. Hsieh, bu çalışmada ısı transferi ve sürtünme faktörünü, kanallar üzerine kanatçıklar yerleştirerek incelemiştir. Deneyde tam gelişmiş akış şartları sağlanmış olup kare ve dikdörtgen kesitli kanallarda kanal uzunluğu ve hidrolik çap değiştirilmiş ve ısı transferi katsayısı ve sürtünme faktörü incelenmiştir. Araştırma türbülanslı akış şartlarında yapılmış ve kanalların yüzeyine yerleştirilen kanatçıklar sayesinde ısı transferinin arttığı görülmüştür. Buna karşın sürtünme faktöründe de artışlar tespit edilmiştir [33].



B. F. Armaly ve arkadaşları tarafından kademeli kanallar, termal ve hidrodinamik açıdan incelenmiştir. Çalışma laminer bölge, geçiş bölgesi ve türbülanslı bölge olarak çözümlenmiş olup akışkan olarak da hava kullanılmıştır. Bu çalışmada deneysel ve teorik çözümlerinin birbirine yakın olduğu saptanmıştır [34].

G. Wang ve arkadaşları, yapılan bu çalışmada kanatçıklı kanallarda akışı kararsız rejimde ve zamana bağlı olarak incelemişlerdir. Çalışma, Reynolds sayısının 500'ün altında olduğu aralıkta yapılmıştır. Ulaşılan sonuçlara göre kanatçıklı kanalların, kompakt ısı değiştiricilerde ısı transferini artırıcı etki yaptığı gözlemlenmiştir [35].

J. Buzek ve J. Podkanski, bu çalışmada ısı değiştiricilerin toplam maliyetlerinin azaltılması üzerine inceleme yapmışlardır. Kimyasal tesislerde çok fazla kullanılan sistemlerden biri olan gövde-borulu ısı değiştiricilerin toplam maliyet açısından belirleyici olması sebebiyle özellikle bu tip ısı değiştiricilerin optimizasyonu üzerine çalışılmıştır [36].

G. H. Junghan ve arkadaşları tarafından enerji tasarrufu sağlamak için boru içerisine yerleştirilen türbülötörlerin ısı transferi incelenmiştir. Yapılan deneylerden çıkan sonuçlara göre ısı kazanlarında ek maliyet oluşturmadan, boru içerisine yerleştirilen türbülötörler sayesinde ısı transferi miktarının arttığı görülmüştür [37].

T. M. Kuzay ve C. J. Scoti, yapılan bu çalışmada silindirik bir aralıkta, dönen iç silindir ve sabit iç silindir için ayrı ayrı türbülanslı akışta ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Araştırmada, her iki durum için de Nusselt sayısı ile arasında bağıntılar çıkartmışlardır. Dönen iç silindir için türbülansın daha fazla olduğu görülmüş ve tam gelişmiş türbülanslı akışta Reynolds sayısının ve iç silindirin devir sayısının Nusselt sayısını artırdığı saptanmıştır [38].

A. H. Alfigri ve arkadaşları, tarafından dairesel kesitli bir boruda sönmelenen türbülanslı ve dönmeli akıştaki ısı transferi incelenmiş ve yapılan çalışmalarda teorik ve deneysel çalışmaların birbirine yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Ayrıca farklı tiplerdeki sistemler için ampirik formüller üretilerek yapılacak diğer çalışmalar için faydalı olmak amaçlanmıştır [39].

G. Çakmak, bu çalışmada boru girişinde enjektörlü türbülans üreticisi bulunan ısı değiştirgeçlerinde ısı transferini ve basınç düşüşünü incelemiştir. Konsantrik tip ısı

değiştiricisinde ısı transferini artırmak için iç borunun girişine değişik sayıda düzgün veya üçgen sıralı türbülator yerleştirmiş ve deneysel olarak gözlemlemiştir. Ayrıca deneyler zıt ve paralel akışlar için yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda türbülatorlerin sayılarının artırılarak çaplarının azaltılmasının ısı transferinin artırdığı gözlemlenmiştir [40].

N. Kayataş, yaptığı çalışmasında iç içe borulu ısı değiştiricisinde ısı transferinin iyileştirilmesini nümerik olarak incelemiş ve sisteme yerleştirilen kare kanatçığı, üçgen kanatçığın, ters üçgen kanatçığın, girdaplı akışın aynı ve zıt yönlü akışta ısı transferi miktarına etkisini nümerik olarak çözümlenmiştir. Yapılan çalışmada CFD modellemesi yapılan ısı değiştirici için en verimli sonuçların zıt yönlü akışta kare kanatçıklı yapıda gerçekleştiği saptanmıştır [41].

A. Demir, bu çalışmada kanatlı bir ısı değiştiricisi için optimum dizayn parametrelerini belirlemeye çalışmış ve bu amaçla dikdörtgen, yatay bir plaka üzerine yerleştirilen kare ve dairesel iğne kanatlar kullanmıştır. Yapılan çalışmada Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için bağıntılar geliştirilmiş ve yanal yüzeylerine delik açılmış kare kesitli kanat tipinin daha yüksek ısı transferi gerçekleştirdiği ancak sürtünmenin de aynı şekilde arttığı saptanmıştır [42].

G. Ömeroğlu tarafından farklı tipte kanatçıklar çapraz akışlı ısı değiştiricisinde deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan bu çalışmada kanatçıklar alt ve üst plakalara konumlandırılmış ve akışkan olarak hava ve su tercih edilmiştir. Deneyler farklı sıcaklık ve debilerde yapılmıştır. Çalışmada, çapraz akışlı ısı değiştiricileri içinde altıgen kanatçıklı ısı değiştiricisinin performansının diğer tiplere göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir [43].

H. Yıldız, tarafından ısı değiştiricilerinde kullanmak için genişletilmiş yüzeyli oval formda helis boru imalatı yapılmıştır. Isı değiştiricilerde kullanılan dairesel kesitli borulardan daha uzun ömürlü ve aynı ısı transferi kapasitesine sahip ancak daha küçük boyutlu bir boru tasarlanmak istenmiştir [44].

T. Karataş, bu çalışmada gövde - boru tipi ısı değiştiricilerinde HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) uygulaması ile akış ve ısı analizi yapmıştır. Yapılan bu çalışmada küçük boyutlarda bir ısı değiştirici tasarlanmak istenmiş ve tek gövde-boru geçişi tercih edilmiştir. Değişik akış tipleri ve şaşırtma levha modelleri kullanılarak ısı taşınım katsayıları ve basınç kayıpları için analizler yapılmıştır [45].

S. Perçin, iç içe borulu ısı değiştiricisinde heksagonal bor nitrür parçacıkları kullanılarak ısı performansına ve basınç düşümüne etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada, farklı debilerde akışkanlar kullanılarak, farklı Reynolds sayılarında, paralel ve karşıt akışta deneyler yapılmış olup su-hBN kullanılan ısı değiştiricisinde performans artışı olduğu görülmüştür. Ayrıca paralel akışta zıt akışa göre daha az basınç kaybı ve daha yüksek ısı transferi olduğu saptanmıştır [46].

A. Yıldırım tarafından kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde hava tarafında ıslak yüzeyde ısı transferi incelenmiştir. Bu çalışmada akışkanlar arasındaki ortalama sıcaklık farkını en üst seviyeye getirmek için sayısal çözümler yapılarak devreleme optimizasyonunun yapılması amaçlanmıştır. Yapılan analizler sonucunda devrelemenin ısı transferi açısından ne denli önemli olduğu görülmüştür [47].

S. Karagöz, yaptığı çalışmasında farklı kanal geometrisine sahip ısı değiştiricilerinde ısı performansı incelemiştir. Bu çalışmada, mekanik bir soğutma sistemi deney düzeneği olarak kullanılmış olup iki farklı soğutucu akışkan kullanılarak ısı verimi ve iki fazlı basınç kayıpları araştırılmıştır. Deneylerde soğutucu akışkan olarak R134a ve R1600a kullanılmış ve karşılaştırmalı analizleri yapılmıştır [48].

Ö. A. Atici, bu çalışmada kapalı bir kabin içerisinde düz kanatlı borulu ısı değiştiricilerin ısı performanslarını deneysel ve teorik olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerde performansa etki eden parametreler incelenerek matematiksel model oluşturulmuş ve bu parametrelerin soğutma kapasitesine etkisi belirlenmiştir. Sonuç olarak, ısı değiştiricinin kapasitesinin kanatçıklı borular kullanılarak artırılabilereği ayrıca kanatçık aralıklarının artması veya azalmasıyla temas yüzeyinin artmasından dolayı her iki durumda da performansın arttığı gözlemlenmiştir [49].

O. K uc kgen , çalışmasında farklı hatve çaplı U tipi ısı değiştiricilerin ısı verimliliklerini karşılaştırmıştır. Ansys Fluent programı kullanılarak yapılan analizlerde ısı transferinin ve basınç düşümünün hatve çaplarıyla değişimi incelenmiş olup optimum hatve çapı belirlenmeye çalışılmıştır [50].

M. Y. İpek, bu çalışmada farklı ısı değiştiricilerde uygun malzeme seimi için Ashby yöntemini kullanmış ve en uygun malzemeyi belirlemeye çalışmıştır. Çalışmada, malzeme seçiminin çok farklı parametrelere bağlı olmasından dolayı öncelikle ısı değiştiricileri sınırlayan ölçütler ve serbest değişkenler belirlenmiş olup üç farklı ısı değiştirici için malzeme seimi yapılmıştır [51].

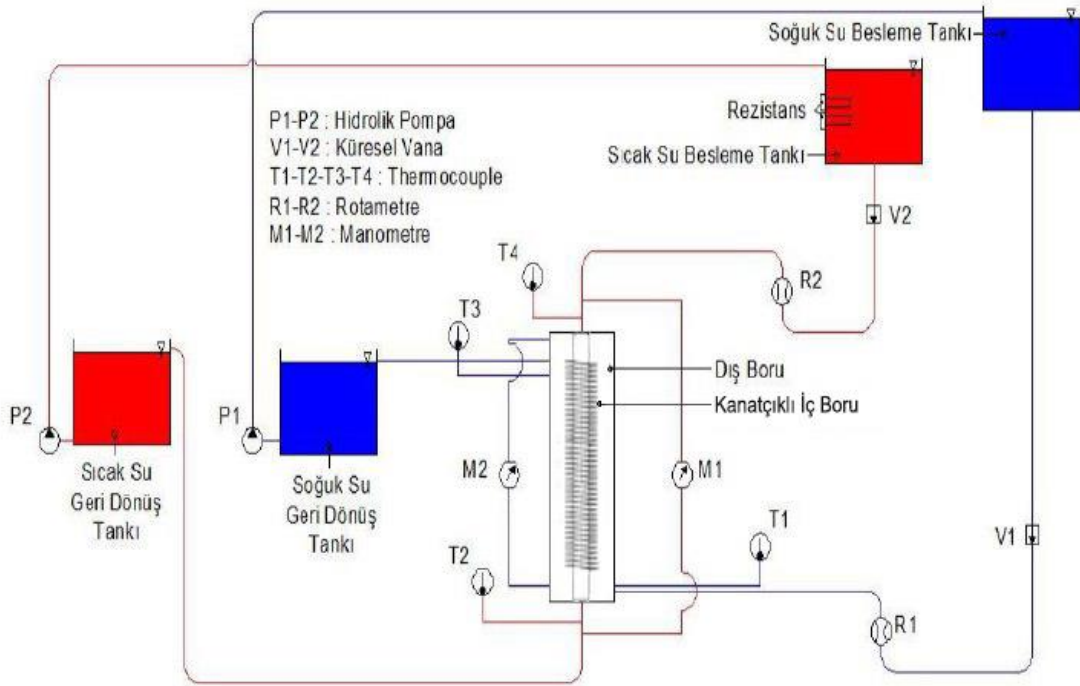
A. orak, bu çalışmada kanatçıklı ısı değiştiricinin ısı performansını sayısal olarak incelenmiş ve boru tipi bir ısı değiştiricinin sayısal modellemesini yaparak en iyi ısı transferi performansı için en uygun kanat yapısını tespit etmeye çalışmıştır. Çalışmada modelleme için HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yöntemi kullanılmış ve enerji denklemleri türbülanslı ve 2 boyutlu akışta çözümlenmiştir. Araştırma sonuçları, bütün  z mlmelerde kanatsız ısı değiştiriciye kıyasla iyileşmenin olduğunu göstermiş, hatta bazı durumlarda kanatsız yapıya göre ısı transfer miktarında %400 dolaylarında arttığı gözlemlenmiştir [52].

M. Yiğit tarafından i içe borulu yay tipi türbülatörlü bir ısı değiştiricisinde türbülans modelinin ısı transferine etkisi incelenmiştir. Yapılan çalışmada i boruda, hava sıcak akışkan, su ise soğuk akışkan olarak tercih edilmiştir. Hava, sürekli rejimde ve Reynolds sayısının 3000 – 18000 olduğu aralıkta seçilmiş ve en iyi türbülans modeli belirlenmeye çalışılmıştır. Analizler için Ansys Fluent programı kullanılmış ve matematiksel  z mlmeler deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır [53].

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1 DeneY Düzeneyinin Tanıtılması

DeneY düzeneyi iç içe iki borudan oluşan bir ısı değiştiricidir. Dıştaki çelik boru düz ve sabittir. İç boru ise farklı kanatçık sayısında 3 tip seçilmiş olup referans olarak düz boru kullanılmıştır. Kullanılan deneY seti Şekil 3.1' de Şematik olarak gösterilmiştir. DeneY setinde kullanılan diğer elemanlar için ayrıntılı bilgi aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.1 : DeneY setinin Şematik görünümü.



Şekil 3.2 : Deney setinin farklı açılardan görünüşleri.

### 3.1.1 Dış boru

Düz ve sabit olup P235GH-TC2 / St 35- 8III çelik malzemeden yapılmıştır. Boyu 650 mm, dış çapı 80 mm, iç çapı 66 mm olarak tasarlanmış olup iki ucuna flanş yerleştirilmiştir.

İç borunun kolaylıkla takılıp sökülebilmesi için hareketli flanşlar tercih edilmiştir. Şekil 3.2’ de deney setinde kullanılan dış boru görülmektedir. Dış borunun iki tarafına da 180 mm dış

apa sahip flanş aynası kaynatılmıştır. Dış boruya üst kısımdan soğuk olarak giren su, ısınarak alttan dışarı çıkacak şekilde düşünülmüştür.



Şekil 3.3 : Dış boru.

### 3.1.2 Kanatçıklı iç boru

İç boru ısı transferi miktarını artırabilmek adına ve imalatının kolay olmasından dolayı düşük karbonlu çelikten imal edilmiştir. Boru boyu 700 mm, dış çapı 19 mm, iç çapı ise 16 mm' dir. Ayrıca yapılan literatür araştırmaları sonucunda ısı transferi artışının basınç kaybına oranla daha iyi olması sebebiyle sürekli kanatçıklar kullanılmış ve yüzey alanını daha fazla artırmak için kanatçıklar dalga yapısıyla imal edilmiştir. Kanatçıklar ise 304 kalite paslanmaz çelikten imal edilerek boru üzerine kaynatılmış olup kanat boyu 10 mm ve hatve aralığı 3 mm' dir.

Yapılan çalışmada 4 farklı iç boru denenmiş olup bunlar düz boru, kanatlı kısım uzunluğu 100 mm, kanatlı kısım uzunluğu 200 mm ve kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan kanatçıklı borulardır. Bu çalışma boyunca boruların kanatçık sayıları, kanatlı kısımların uzunluğuyla ifade edilecek olup kanatçıklı iç borular Şekil 3.4' te görülmektedir.



**Şekil 3.4 : İç boru.**

### **3.1.3 Flanşlar**

Dış çapı 180 mm olarak imal edilmiştir. Dış boruya montajı 6 adet cıvata ile yapılmaktadır. Flanş aynası ile arasındaki sızdırmazlık için o-ring kullanılmıştır. Dış borunun her iki ucu da aynı şekilde tasarlanmıştır.



**Şekil 3.5 : Flanşlar.**



### 3.1.4 Sızdırmazlık elemanları

O-ring, sızdırmazlık elemanı olarak en çok tercih edilen uygulamalardandır. Ayrıca deney setindeki sabit parçalar için yüksek ısıya dayanıklı sıvı conta uygulaması da yapılmıştır.



Şekil 3.6 : O-Ring ve sıvı conta.

### 3.1.5 Pompalar

Dönüş sularının toplandığı tanklardaki suyun yüksekteki depolara ulaşmasını sağlamak amacıyla iki adet 0,33 kW gücünde santrifüj tip su pompası kullanılmıştır. Dakikada 50 litre su basmakta olup maksimum basma yüksekliği 36 m, maksimum emme derinliği 8 m' dir. Kullanılan pompa Şekil 3.7' de görülmektedir.



Şekil 3.7 : Pompa.

### 3.1.6 Rotametreler (debi ölçer)

Rotametreler, debisi ölçülmek istenen sıvının içinden geçtiği, düşey bir silindir ve içinde hareketli bir parçadan oluşmaktadır. İçinde sıvı geçişi yokken, ağır bir maddeden yapılan parça en alt konumdadır. Sıvı geçişi başladığında iç kısımda bulunan parça yükselmeye başlamakta ve belli bir konumda dengeye ulaşmaktadır. Parçanın yükselme miktarı içinden geçen sıvının debisini göstermektedir. Kullanılan rotametre 2500l/h kapasiteye sahip olup Şekil 3.8’ te görülmektedir. Debiler vanalarla ayarlanmaktadır. Sıcak su ve soğuk su girişine monte edilmişlerdir.



Şekil 3.8 : Rotametre.

### 3.1.7 Su boruları ve vanalar

Bütün hatlarda 25 mm çapında yalıtımlı plastik borular kullanılmıştır. Boruların ısı yalıtımlı olmasının amacı sıcak suyun ısı kaybetmeden iç boruya ulaşmasını sağlamaktır.

Vanalar rotametrelerin önüne konularak debi ayarlamak için kullanılmışlardır. Sızdırmazlık ve kolay kullanım için kelebek vanalar kullanılmıştır.

### 3.1.8 Manometreler

Deney setinde U tip civalı manometreler tercih edilmiştir. Sıcak ve soğuk suyun giriş ve çıkışlarına birer adet olmak üzere iki adet manometre kullanılmıştır. Manometreler Şekil 3.9’ da görülmektedir.



Şekil 3.9 : Manometre.

### 3.1.9 Sayısal kontrol cihazı

Tarayıcı, 16 farklı tipte girişi destekleyerek değişik noktalardan alınan verilerin gösterimini ve bilgisayara aktarımını sağlar. 16 bit çözünürlükte, yüksek hassasiyete sahiptir. Termokupl için okunan değerlerin  $\pm\%0.5$ 'i doğruluğa sahip olup kalıcı hafızaya sahiptir. Kontrol cihazı Şekil 3.10' da görülmektedir.



Şekil 3.10 : Tarayıcı.

### 3.1.10 Termokupl (ısı çiftleri)

Termokupl iki farklı metal veya alaşımın ani olarak yüksek sıcaklıkta birleştirilmesi ile oluşan basit bir sıcaklık ölçü elemanıdır. Termokupl, sıcak nokta ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkına orantılı olarak soğuk nokta uçlarında mV mertebesinde gerilim üretmektedir. Ölçü elemanları iki farklı metal veya alaşım tel olmasına rağmen sistem çıplak olarak yerleştirilmezler. Çeşitli mekanik darbelere ve fiziksel/kimyasal aşındırıcılara karşın özel koruyucu kılıflar içinde kullanılırlar. Deney setinde DIN 43710 ve IEC 60584 standartlarına uygun mineral izoleli ısı çiftleri kullanılmıştır.

Sıcak suyun iç boruya giriş - çıkış noktaları ve soğuk suyun dış boruya giriş - çıkış noktaları delinmiş ve bu noktalardan ölçümler alınmıştır. Boru içlerinde yüzeylere temasını engellemek için özel korumaya alınmışlardır. Isıl çiftlerin birleştirilen kısımları ölçüm yapılacak noktalara, diğer uçlarıysa sayısal kontrol cihazına bağlanmış ve bu sayede hem boru içlerinde hem de yüzeylerde sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm alınan noktalarda sızdırmazlığı sağlamak için yapıştırıcı ile açılan delikler kapatılmıştır.



**Şekil 3.11 : Termokupl.**

### **3.1.11 Rezistanslar**

Sıcak su besleme tankındaki suyu ısıtmak için 6000 watt gücünde termostatlı boru tipi iki adet rezistans kullanılmıştır. Rezistanslar Şekil 3.12' de görülmektedir.



**Şekil 3.12 : Rezistans.**

### 3.1.12 Su tankları

180 litre hacminde, iki tanesi sıcak suyun besleme ve geri dönüşü, iki tanesi de soğuk suyun besleme ve geri dönüşü olmak üzere dört adettir. Tanklar 3 mm' lik sacdan yapılmıştır. Üstleri açık hava basıncı sağlamak amacıyla açık bırakılmıştır. Şekil 3.13' te depolar görülmektedir. Su depolarının iki tanesi istenilen debilerin oluşmasını sağlamak amacıyla yaklaşık 8 metre yüksekliğe yerleştirilmiş olup sıcak su besleme tankındaki su iki adet 6000 watt rezistans ile ısıtılmaktadır.



Şekil 3.13 : Su tankları

## 3.2 Deneyde Yapılan Ölçümler

### 3.2.1 Basınç kaybı ölçümü

Ölçümün yapılabilmesi için iç boru ve dış boruların giriş ve çıkışına yerleştirilen prizler yardımıyla U tipi civalı manometrelerle ölçümler yapılmış ve basınç düşümleri belirlenmiştir. Manometrelerin bağlanacağı noktalar seçilirken basınç kaybını etkileyecek bir durumun oluşmamasına özellikle dikkat edilmiştir.

Yapılan her bir deney için basınç düşümleri U tip civalı manometrelerden ölçülerek kaydedilmiştir. Sıcak su için yapılan ölçümlerde, suyun akış yönünün yukarıdan aşağıya doğru olmasından dolayı oluşan düşü sebebiyle basınç artışı görülmüştür. Bu sebeple tablolarda sıcak su için basınç düşümü eksi (-) olarak gösterilmiştir. Ölçümler sırasında manometre hassasiyetinden kaynaklanan hatalar göz ardı edilebilecek düzeydedir.

### **3.2.2 Debi ölçümü**

Deney düzeneğinde debi ölçümü rotametreler sayesinde yapılmıştır. Soğuk suyun debisi dış borunun, sıcak suyun debisi ise iç borunun girişine yerleştirilen rotametreler sayesinde ölçülmüştür. Suların debisi su besleme tanklarının çıkışına yerleştirilen kelebek vanalarla ayarlanmıştır. Kullanılan rotametrenin skalası akışkanın bir saatte kaç litre geçtiğini göstermektedir. Rotametre dakikada 40 litreyi ölçebilmektedir. Kullanılan rotametrelere suyun girişi alttan, çıkışı ise üstten yapılmaktadır.

Yapılan çalışmada önemli bir nokta da ölçülen değerlerin doğruluğudur. Bu sebeple ölçümler hassas bir şekilde yapılmaya özen gösterilmiştir. Ancak doğruluğu etkileyen hatalar sadece deneyi yapan kişiden kaynaklı olmayabilir, deney düzeneğinden ve ölçü araçlarının yapısından dolayı da olabilmektedir. Bu sebeple de hata analizi yapılmıştır. Hatalar önemsenecek düzeyde tespit edilmiştir.

### **3.2.3 Sıcaklık ölçümü**

Sıcaklık ölçümü termokupllar yardımıyla yapılmıştır ve sıcaklık ölçümleri bu çalışmada en önemli ölçümlerden biridir. Ölçümü yapabilmek dış boruda soğuk suyun giriş yaptığı kısımdan ve çıkış yaptığı kısımdan; iç boruda da yine sıcak suyun giriş yaptığı kısımdan ve çıkış yaptığı kısımdan delikler açılmış, açılan deliklere manşonlar kaynatılmış ve bu noktalara termokupllar yerleştirilmiştir. Termokuplların yüzeye değmemesi için özel önem gösterilmiştir. Yani termokuplların sadece soğuk veya sıcak su ile teması sağlanmıştır. İki boruda da sızdırmazlığı önlemek için gerekli sızdırmazlık elemanları kullanılmıştır. Ayrıca dış boru yüzeyinde de üç ayrı noktadan ölçüm yapılmıştır. Termokuplla ölçülen sıcaklık değerleri sayısal kontrol cihazı ile okunmuştur.

Termokupllar Cu-Const olarak seçilmiştir. Ölçülen sıcaklıklar dijital termometre yardımıyla kontrol edilmiştir. Dış boruya ısı yalıtımı yapılarak ısı kaybı önlenmek istenmiştir ancak cidardan ısı kaybı olmaktadır. Kayıp ısıyı hesaplamak için sıcak suyun verdiği ısı miktarı ile

soğuk soğuk suyun aldığı ısı miktarı arasındaki fark kaybolan ısıyı vermektedir. Diğer bir yöntem olarak ise dış borunun yüzeyinde ölçülen sıcaklıklar ile çevre sıcaklığı arasındaki farktan kayıp ısı bulunabilir. Ancak bu çalışmanın asıl amacı farklı tip iç borularda ve farklı debilerdeki ısı transfer miktarını karşılaştırmak olduğundan dolayı bu durum göz ardı edilebilir.

Sıcaklık ölçümünde meydana gelen hatalar; termokupllardan, dijital termometreden, bağlantı elemanlarından veya çevre sıcaklığından kaynaklanabilir. Ancak tespit edilen hatalar önemszenmeyecek düzeydedir.

### **3.3 Deneyin Yapılışı**

Bu çalışmada kullanılan deney setinde dış boru sabit olup iç boru olarak düz ve farklı kanat sayılarına sahip olmak üzere dört farklı boru kullanılmıştır. Yapılan deneylerin tümü her bir boru için ayrı ayrı yapılmıştır.

Ayrıca bu çalışmada sıcak su debisinin soğuk su debisine oranı kelebek vanalar yardımıyla dört farklı şekilde ayarlanmıştır. Bu oranlar 0,25; 0,5; 0,75; 1 olarak seçilmiştir. Bu çalışmada yapılan bütün deneylerde akış türbülanslıdır. Çalışmada sıcak suyun debisin soğuk suyun debisine oranı, kapasite oranı olarak kabul edilecektir.

Deneyler ilk olarak düz tipteki iç boru için yapılmıştır. Geri dönüş tanklarına doldurulmuş olan su, pompalar vasıtasıyla 8 metre yükseklikteki tanklara basılmıştır. İçerisinde 6000watt'lık iki adet rezistans bulunan sıcak su besleme tankı ve soğuk su besleme tankının üstü açık hava basıncı sağlamak için açık bırakılmıştır. Deneye başlamak için sıcak su besleme tankındaki suyun ısınması beklenmiş, ayrıca bütün deneylerden sonra da kıyaslamamanın doğru yapılabilmesi için sıcak suyun istenilen sıcak su aralığına gelmesi beklenmiştir.

Kelebek vanalar açılarak sisteme sıcak ve soğuk suyun girişi sağlanmış ve debiler eşit olacak şekilde sistem ayarlanmıştır. Ters akışlı yapılan bu deneyler süresince kapasite oranı öncelikle 1 olacak şekilde sırasıyla 1000 l/h, 1100 l/h, 1200 l/h, 1300 l/h ve 1400 l/h olmak üzere beş ayrı şekilde debiler ayarlanmıştır. Bu sayede eşit debilerde ısı transferi incelenmiştir. Bütün deneylerde olduğu gibi akış tipi türbülanslıdır.

Sıcak su ve soğuk suyun debilerinin eşit olduğu ve düz iç boru ile yapılan bu deney için gerekli ölçümler alındıktan sonra kapasite oranı 0,75 olarak ayarlanmış ve deneylere düz iç



boru ile devam edilmiştir. Debiler; soğuk su debisi 1000 l/h iken sıcak suyun debisi 750 l/h, soğuk su debisi 1100 l/h iken sıcak suyun debisi 825 l/h, soğuk su debisi 1200 l/h iken sıcak suyun debisi 900 l/h, soğuk su debisi 1300 l/h iken sıcak suyun debisi 975 l/h, soğuk su debisi 1400 l/h iken sıcak suyun debisi 1050 l/h olacak şekilde ayarlanmış olup akış yine türbülanslıdır.

Kapasite oranı 0,5 olacak şekilde gerekli ayarlamalar yapılarak deneyler sürdürülmüştür. Debiler şu şekilde ayarlanmıştır: Soğuk su debisi 1000 l/h, sıcak suyun debisi 500 l/h; soğuk su debisi 1100 l/h, sıcak suyun debisi 550 l/h; soğuk su debisi 1200 l/h, sıcak suyun debisi 600 l/h; soğuk su debisi 1300 l/h, sıcak suyun debisi 650 l/h; soğuk su debisi 1400 l/h, sıcak suyun debisi 700 l/h. Akış tipi yine türbülanslıdır.

Son olarak da sıcak suyun debisinin soğuk suyun debisine oranı 0,25 olacak şekilde deney seti ayarlanmıştır. Soğuk su debisi 1000 l/h iken sıcak suyun debisi 250 l/h, soğuk su debisi 1100 l/h iken sıcak suyun debisi 275 l/h, soğuk su debisi 1200 l/h iken sıcak suyun debisi 300 l/h, soğuk su debisi 1300 l/h iken sıcak suyun debisi 325 l/h, soğuk su debisi 1400 l/h iken sıcak suyun debisi 350 l/h olarak ayarlanmış olup akış yine türbülanslıdır.

Düz iç boru ile dört farklı kapasite oranında yapılan bu deneyler boyunca akışın türbülanslı olmasına özellikle dikkat edilmiştir. Sıcak suyun iç boruya giriş - çıkış noktaları ve soğuk suyun dış boruya giriş - çıkış noktalarından ölçümler alınmış olup dış boru yüzey sıcaklığı da dijital termometre yardımıyla ölçülmüştür. Ayrıca her iki boru için de giriş ve çıkış basınç farkları U tip civalı manometreler yardımıyla ölçülmüştür.

Düz iç boru ile yapılan deneylerden sonra kanatçıklı tip iç borular için deneylere başlanmıştır. Kanatçık sayısına göre bu borularla da sırasıyla düz iç boru için yapılan bütün deneyler yapılmıştır.

### **3.4 DeneySEL Verilerin Hesaplanma Yöntemleri**

Yapılan çalışmada sıcak suyun aktığı kanatçıklı iç borular için ve soğuk suyun aktığı sabit dış boru ile iç boru arasında kalan annular kısım için ayrı ayrı hesaplama yöntemleri kullanılmış olup bu yöntemler aşağıda verilmiştir.

### 3.4.1 Sıcak suyun aktığı iç boru için hesaplama yöntemleri

1. Kesit alanı

$$A = \frac{\pi \cdot d_{iç}^2}{4} \quad (\text{m}^2) \quad (3.1)$$

2. Soğutma yüzey alanı

$$A_{\text{yüzey}} = \pi \cdot d_{iç} \cdot L \quad (\text{m}^2) \quad (3.2)$$

3. İç borudan akan sıcak suyun hızı

$$V_h = \frac{\dot{m}_h}{\rho \cdot A} \quad (\text{m/sn}) \quad (3.3)$$

4. Eşdeğer çap

$$d_{eş} = d_{iç} \quad (\text{m}) \quad (3.4)$$

5. Sıcak suyun birim zamanda verdiği ısı

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \cdot C_{ph} (T_{hg} - T_{hç}) \quad (\text{W}) \quad (3.5)$$

6. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı

$$\Delta T_{\log} = \frac{(T_{hg} - T_{yg}) - (T_{hç} - T_{yç})}{\ln \frac{(T_{hg} - T_{yg})}{(T_{hç} - T_{yç})}} \quad (\text{K}) \quad (3.6)$$

7. Isı taşınım katsayısı

$$\dot{Q}_h = h \cdot A_y \cdot \Delta T'_{\log} \text{ dan } \rightarrow h = \frac{\dot{Q}_h}{A_y \cdot \Delta T_{\log}} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (3.7)$$

8. Nusselt Sayısı

$$Nu = \frac{h \cdot d_{eş}}{k} \quad (3.8)$$

## 9. Reynolds Sayısı

$$Re_h = \frac{\rho \cdot V_h \cdot d_{es}}{\mu_h} \quad (3.9)$$

## 10. Basınç kaybı

$$\Delta P_h = \rho_{civa} \cdot g \cdot \Delta H \quad (\text{N/m}^2) \quad (3.10)$$

## 11. Etkinlik değeri

$$\text{Etkinlik} = \frac{\dot{Q}_{gercek}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_h \cdot C_{ph} (T_{hc} - T_{hg}) \quad (\text{W}) \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_c \cdot C_{pc} (T_{hg} - T_{cg}) \quad (\text{W}) \quad (3.13)$$

## 12. Sürtünme faktörü

$$f = \frac{\Delta P}{(L/d_{es})((\rho \cdot V^2)/2)} \quad (\text{W}) \quad (3.14)$$

### 3.4.2 Soğuk suyun aktığı dış boru ile iç boru arasındaki annular kesit için hesaplama yöntemleri

#### 1. Kesit alanı

$$A = \pi \cdot \left( \frac{D_{iç}^2 - d_{dış}^2}{4} \right) \quad (\text{m}^2) \quad (3.15)$$

#### 2. Isıtma yüzey alanı

$$A_{yüzey} = \pi \cdot d_{dış} \cdot L \quad (\text{m}^2) \quad (3.16)$$

#### 3. Soğuk suyun hızı

$$V_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho \cdot A} \quad (\text{m/sn}) \quad (3.17)$$

#### 4. Eşdeğer çap

$$D_{eş} = \frac{4.A}{U} = \frac{4.\pi.\left(\frac{D_{iç}^2 - d_{dış}^2}{4}\right)}{\pi.(D_{iç} + d_{dış})} \text{ ise } D_{eş} = \frac{D_{iç}^2 - d_{dış}^2}{D_{iç} + d_{dış}} \quad (\text{m}) \quad (3.18)$$

5. Soğuk suyun birim zamanda aldığı ısı

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot C_{pc} (T_{cç} - T_{cg}) \quad (\text{W}) \quad (3.19)$$

6. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı

$$\Delta T_{\log} = \frac{(T_{yg} - T_{cç}) - (T_{yç} - T_{cg})}{\ln \frac{(T_{yg} - T_{cç})}{(T_{yç} - T_{cg})}} \quad (\text{K}) \quad (3.20)$$

7. Isı taşınım katsayısı

$$\dot{Q}_c = h \cdot A_y \cdot \Delta T'_{\log} \text{ dan } \rightarrow h = \frac{\dot{Q}_c}{A_y \cdot \Delta T_{\log}} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (3.21)$$

8. Nusselt Sayısı

$$Nu = \frac{h \cdot d_{eş}}{k} \quad (3.22)$$

9. Reynolds Sayısı

$$Re_c = \frac{\rho \cdot V_c \cdot d_{eş}}{\mu_c} \quad (3.23)$$

10. Soğuk su basınç farkı

$$\Delta P_c = \rho_{civa} \cdot g \cdot \Delta H \quad (\text{N/m}^2) \quad (3.24)$$

Sıcak su ve soğuk su ile ilgili hesaplamalarda kinematik viskozite, dinamik viskozite, ısı, iletim katsayısı, yoğunluk ve Prandtl sayısı, sıcak su için  $(T_{hg} + T_{hc})/2$  değerine göre, soğuk su için de  $(T_{cg} + T_{cc})/2$  değerine göre tablodan enterpolasyon yöntemiyle belirlenmiştir.

## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Yapılan deneylerdeki amaç; iç içe boru tipi ısı değiştiricisinde, farklı debi ve kapasite oranlarında, farklı kanatçık sayısına sahip iç boruların ısı transferine etkilerini araştırmaktır. Yapılan bu deneylerde en önemli amaç en ideal sistemin bulunmasıdır. Deney sonuçlarında birkaç hususa dikkat etmek gerekmektedir. Bu deneylerde her tip iç boru ve farklı kapasite oranları için ayrı ayrı sonuçlar irdelenmiştir. Bu değerlendirmeler sonucunda en ideal tipteki iç boru bulunmaya çalışılmıştır. Karşılaştırmalar yapılırken her iç boru tipi için referans olarak kanatçıksız düz boru referans alınmıştır. Bütün farklı iç borular ısı transferini belli miktarlarda artırmıştır. Bu artışlar ilerleyen bölümlerde ayrıntılı olarak gösterilecektir. Deneyler türbülanslı akışta yapılmıştır.

### 4.1 Deneylerde Elde Edilen Sonuçlar

#### 4.1.1 Düz boru için

Düz boru için yapılan deneylerde, 0,25; 0,50; 0,75 ve 1 olmak üzere dört farklı kapasite oranı seçilmiştir. Soğuk su; 1000 l/h, 1100 l/h, 1200 l/h, 1300 l/h ve 1400 l/h olmak üzere beş farklı debide ayarlanmış ve kapasite oranına göre buna karşılık gelen sıcak su debisinde ölçümler yapılmıştır.

Aşağıda verilen tablolarda kapasite oranlarına göre ısı transferi miktarları, basınç kayıpları ve etkinlik değerleri görülmektedir.

**Çizelge 4.1** : Düz boruda C=1 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=1)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
1000/1000	13813,83	9416,45	-2,80	4,27	20,93
1100/1100	15396,54	10561,47	-2,67	4,67	21,24
1200/1200	16892,64	11618,72	-2,40	4,94	21,39
1300/1300	18361,46	12646,72	-2,00	5,07	21,56
1400/1400	19854,29	13700,43	-1,87	5,20	21,67

**Çizelge 4.2 :** Düz boruda C=0,75 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,75)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
750/1000	9043,41	8802,25	-3,20	4,40	13,42
825/1100	9986,03	9733,19	-2,91	4,54	13,51
900/1200	10914,66	10645,72	-2,80	4,75	13,56
975/1300	11879,98	11607,89	-2,67	4,87	13,63
1050/1400	12878,10	12614,13	-2,53	4,94	13,74

**Çizelge 4.3 :** Düz boruda C=0,5 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,5)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
500/1000	7047,63	9093,53	-3,74	4,40	10,50
550/1100	7733,73	9363,88	-3,74	4,67	10,58
600/1200	8457,44	10256,73	-3,60	4,84	10,61
650/1300	9192,99	11171,45	-3,47	4,94	10,70
700/1400	10012,25	12257,59	-3,34	5,07	10,83

**Çizelge 4.4 :** Düz boruda C=0,25 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,25)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
250/1000	3554,10	8663,01	-4,54	4,40	5,44
275/1100	3922,16	9580,03	-4,40	4,71	5,47
300/1200	4302,96	10547,61	-4,27	4,92	5,52
325/1300	4680,14	11501,29	-4,14	5,00	5,56
350/1400	5060,53	12466,91	-4,14	5,07	5,60

#### 4.1.2 Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boru için

Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boru için yapılan deneylerde, 0,25; 0,50; 0,75 ve 1 olmak üzere dört farklı kapasite oranı seçilmiştir. Soğuk su; 1000 l/h, 1100 l/h, 1200 l/h, 1300 l/h ve 1400 l/h olmak üzere beş farklı debide ayarlanmış ve kapasite oranına göre buna karşılık gelen sıcak su debisinde ölçümler yapılmıştır.

Aşağıda verilen tablolarda kapasite oranlarına ısı transferi miktarları, basınç kayıpları ve etkinlik değerleri görülmektedir.

**Çizelge 4.5 :** Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boruda C=1 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=1)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
1000/1000	18801,89	11579,49	-2,94	6,14	28,01
1100/1100	20746,01	12801,02	-2,80	6,27	28,15
1200/1200	22687,39	14020,26	-2,40	6,46	28,24
1300/1300	24667,99	15278,75	-2,13	6,54	28,39
1400/1400	26613,74	16502,45	-2,00	6,67	28,47

**Çizelge 4.6 :** Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boruda C=0,75 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,75)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
750/1000	14122,19	12748,06	-3,34	6,00	21,75
825/1100	15563,28	14060,96	-3,07	6,14	21,82
900/1200	17009,30	15380,84	-2,94	6,27	21,88
975/1300	18450,39	16692,51	-2,80	6,40	21,98
1050/1400	19930,74	18057,32	-2,67	6,67	22,10

**Çizelge 4.7 :** Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boruda C=0,5 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,5)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
500/1000	9348,17	12620,41	-3,87	6,00	14,21
550/1100	10295,58	13907,78	-3,74	6,14	14,24
600/1200	11245,66	15199,85	-3,60	6,14	14,28
650/1300	12266,88	16631,66	-3,34	6,40	14,49
700/1400	13275,38	18040,48	-3,07	6,54	14,60



**Çizelge 4.8 :** Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan boruda C=0,25 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,25)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
250/1000	4360,80	11936,43	-4,54	5,87	6,60
275/1100	4812,59	13193,63	-4,27	6,00	6,62
300/1200	5267,36	14462,31	-4,27	6,14	6,65
325/1300	5732,58	15772,65	-4,14	6,27	6,70
350/1400	6185,65	17034,48	-4,00	6,40	6,72

#### 4.1.3 Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boru için

Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boru için yapılan deneylerde, 0,25; 0,50; 0,75 ve 1 olmak üzere dört farklı kapasite oranı seçilmiştir. Soğuk su; 1000 l/h, 1100 l/h, 1200 l/h, 1300 l/h ve 1400 l/h olmak üzere beş farklı debide ayarlanmış ve kapasite oranına göre buna karşılık gelen sıcak su debisinde ölçümler yapılmıştır.

Aşağıda verilen tablolarda kapasite oranlarına göre ısı transferi miktarları, basınç kayıpları ve etkinlik değerleri görülmektedir.

**Çizelge 4.9 :** Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boruda C=1 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=1)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
1000/1000	20651,30	13787,12	-2,94	7,20	31,41
1100/1100	22754,67	15203,91	-2,67	7,47	31,50
1200/1200	24892,97	16655,47	-2,27	7,55	31,63
1300/1300	27027,23	18103,51	-2,04	7,87	31,72
1400/1400	29203,89	19593,18	-2,00	8,00	31,89

**Çizelge 4.10 :** Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boruda C=0,75 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,75)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
750/1000	15456,14	14318,92	-3,34	7,07	23,65
825/1100	17096,62	15878,01	-2,98	7,32	23,80
900/1200	18693,00	17376,92	-2,94	7,44	23,90
975/1300	20318,18	18915,19	-2,80	7,48	23,99
1050/1400	21942,43	20451,08	-2,53	7,60	24,11

**Çizelge 4.11 :** Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boruda C=0,5 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,5)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
500/1000	10277,00	14261,02	-3,74	7,07	15,82
550/1100	11336,38	15750,67	-3,54	7,20	15,87
600/1200	12409,09	17265,81	-3,47	7,34	15,97
650/1300	13466,05	18749,61	-3,34	7,47	16,03
700/1400	14583,10	20353,77	-3,34	7,47	16,16

**Çizelge 4.12 :** Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan boruda  $C=0,25$  değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı ( $C=0,25$ )	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
250/1000	5105,10	14122,13	-4,40	7,07	7,92
275/1100	5634,85	15610,66	-4,27	7,07	7,96
300/1200	6157,48	17071,39	-4,27	7,20	7,98
325/1300	6693,31	18584,15	-4,00	7,20	8,03
350/1400	7192,60	19948,94	-4,00	7,34	8,03

#### 4.1.4 Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boru için

Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boru için yapılan deneylerde, 0,25; 0,50; 0,75 ve 1 olmak üzere dört farklı kapasite oranı seçilmiştir. Soğuk su; 1000 l/h, 1100 l/h, 1200 l/h, 1300 l/h ve 1400 l/h olmak üzere beş farklı debide ayarlanmış ve kapasite oranına göre buna karşılık gelen sıcak su debisinde ölçümler yapılmıştır.

Aşağıda verilen tablolarda kapasite oranlarına göre ısı transferi miktarları, basınç kayıpları ve etkinlik değerleri görülmektedir.

**Çizelge 4.13 :** Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda  $C=1$  değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı ( $C=1$ )	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
1000/1000	24301,18	15729,25	-2,94	9,07	37,56
1100/1100	26782,56	17352,88	-2,67	9,21	37,69
1200/1200	29260,31	18971,97	-2,27	9,47	37,84
1300/1300	31655,69	20507,77	-2,13	9,74	37,88
1400/1400	34172,55	22084,96	-2,00	9,87	38,07

**Çizelge 4.14 :** Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda C=0,75 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,75)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
750/1000	17884,98	15379,90	-3,34	9,21	27,88
825/1100	19711,72	16968,65	-3,20	9,54	27,96
900/1200	21514,64	18524,96	-2,96	9,66	28,02
975/1300	23499,10	20324,07	-2,94	9,75	28,32
1050/1400	25355,42	21951,99	-2,67	9,94	28,41

**Çizelge 4.15 :** Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda C=0,5 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,5)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
500/1000	11787,05	15102,09	-3,74	8,94	18,49
550/1100	12985,00	16650,29	-3,60	9,10	18,54
600/1200	14186,71	18205,57	-3,58	9,21	18,60
650/1300	15413,92	19812,74	-3,34	9,25	18,67
700/1400	16640,96	21417,64	-3,20	9,47	18,77

**Çizelge 4.16 :** Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda C=0,25 değeri için veriler ve artış miktarları.

Kapasite Oranı (C=0,25)	Isı Transferi Miktarı (J/s)		Basınç Düşümü Miktarı (kPa)		Etkinlik Değeri (%)
	Sıcak Su	Soğuk Su	Sıcak Su	Soğuk Su	
250/1000	5811,20	14766,56	-4,27	8,81	9,18
275/1100	6395,50	16255,69	-4,14	9,07	9,19
300/1200	6990,78	17788,91	-4,14	9,14	9,22
325/1300	7607,24	19406,56	-4,00	9,34	9,28
350/1400	8261,34	21174,35	-3,87	9,47	9,39

#### **4.1.5 Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan borunun farklı tipteki borularla karşılaştırılması**

Şimdiye kadar tablolarda verilen sonuçlar her tip iç borunun farklı kapasite oranları için kendi içindeki incelemesidir. Mesela kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan borunun belirli kapasite oranlarına göre ısı transferine etkisi görülmektedir. Yani kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan borunun kıyaslamaları yine kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruya göre yapılmıştır ve bu sayede en ideal kapasite oranı ve hacimsel debi bulunmaya çalışılmıştır. Isı transferi miktarının en fazla olduğu borunun kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boru olduğu görülmüştür.

Aşağıdaki tablolarda da kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan borunun farklı kanatçık sayılı borulara oranla aralarındaki ısı transferi farkı ve artış yüzdesi ile basınç farkı ve artış yüzdeleri görülmektedir. Tablolardan da görüldüğü üzere ısı transferi miktarı en fazla bu tip boruda artmaktadır ancak en fazla basınç kaybı da yine bu boruda gerçekleşmektedir.

**Çizelge 4.17 :** Sıcak su için 300 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip borunun diğer borulara oranla ısı transferi artış miktarı ve yüzdesi.

Kapasite Oranı	Düz Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (J/s)		Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm Olan Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (J/s)		Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm Olan Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (J/s)	
	C=1	20358,72	147,38	15370,66	81,75	13521,25
C=0,75	16312,01	180,37	11233,23	79,54	9899,28	64,05
C=0,50	9593,32	136,12	7292,79	78,01	6363,96	61,92
C=0,25	4707,24	132,45	3900,54	89,45	3156,24	61,83

**Çizelge 4.18 :** Soğuk su için 300 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip borunun diğer borulara oranla ısı transferi artış miktarı ve yüzdesi.

Kapasite Oranı	Düz Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (J/s)		Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm Olan Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (J/s)		Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm Olan Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (J/s)	
	C=1	12668,51	134,54	10505,47	90,72	8297,84
C=0,75	13149,74	149,39	9203,93	72,20	7633,07	53,31
C=0,50	12324,10	135,53	8797,23	69,71	7156,62	50,18
C=0,25	12511,34	144,42	9237,92	77,39	7052,22	49,94

**Çizelge 4.19 :** Sıcak su için 300 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip borunun diğer borulara oranla basınç düşümü artış miktarı ve yüzdesi.

Kapasite Oranı	Düz Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (kPa)		Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm Olan Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (kPa)		Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm Olan Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (kPa)	
	C=1	0,80	28,57	0,93	31,82	0,93
C=0,75	0,53	16,67	0,67	20,00	0,67	20,00
C=0,50	0,53	14,29	0,67	17,24	0,53	14,29
C=0,25	0,67	14,71	0,67	14,71	0,53	12,12

**Çizelge 4.20 :** Soğuk su için 300 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip borunun diğer borulara oranla basınç düşümü artış miktarı ve yüzdesi.

Kapasite Oranı	Düz Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (kPa)		Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm Olan Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (kPa)		Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm Olan Boruya Göre Artış ve Yüzdesi (kPa)	
C=1	5,60	131,25	3,74	60,87	2,67	37,04
C=0,75	5,54	125,76	3,94	65,56	2,87	40,57
C=0,50	5,07	115,15	3,47	57,78	2,40	33,96
C=0,25	5,07	115,15	3,60	61,36	2,40	33,96

#### 4.1.6 Farklı tipteki boruların karşılaştırılması

Yapılan bütün deneyler içerisinde ısı transferi kıyaslandığından en iyi sonuç kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan boruda gözlemlenmiştir. Kapasite oranı 1 alındığında ısı transferindeki artış %147,38 olurken basınç kaybındaki artış ise %131,25 olmaktadır. Kapasite oranı 0,75 alındığında ise ısı transferindeki artış miktarı %180,37 olurken basınç kaybındaki artış ise %125,76' dir. Tablolarda, farklı hacimsel debilerde ve farklı kapasite oranlarında, kullanılan boru tiplerine göre değişimlerin daha iyi anlaşılabilmesi adına sıcak su ve soğuk su için ayrı ayrı ortalama ısı transferi miktarları ve basınç kaybı miktarlarıyla ortalama Reynolds sayıları verilmektedir.

**Çizelge 4.21 :** Sıcak su için farklı kapasite oranlarında ortalama ısı transferi miktarları (J/s).

Kapasite Oranı	Düz Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm Olan Boru
C=1	16863,75	22703,40	24906,01	29234,46
C=0,75	10940,44	17015,18	18701,27	21593,17
C=0,5	8488,81	11286,33	12414,32	14202,73
C=0,25	4303,98	5271,80	6156,67	7013,21

**Çizelge 4.22 :** Soğuk su için farklı kapasite oranlarında ortalama ısı transferi miktarları (J/s).

Kapasite Oranı	Düz Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm Olan Boru
C=1	11588,76	14036,40	16668,64	18929,37
C=0,75	10680,64	15387,94	17388,03	18629,91
C=0,5	10428,64	15280,04	17276,18	18237,66
C=0,25	10551,77	14479,90	17067,45	17878,41

**Çizelge 4.23 :** Sıcak su için farklı kapasite oranlarında ortalama basınç kaybı miktarları (kPa).

Kapasite Oranı	Düz Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm Olan Boru
C=1	-2,35	-2,45	-2,38	-2,40
C=0,75	-2,82	-2,96	-2,92	-3,02
C=0,5	-3,58	-3,52	-3,48	-3,49
C=0,25	-4,30	-4,24	-4,19	-4,08

**Çizelge 4.24 :** Soğuk su için farklı kapasite oranlarında ortalama basınç kaybı miktarları (kPa).

Kapasite Oranı	Düz Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm Olan Boru
C=1	4,83	6,41	7,62	9,47
C=0,75	4,70	6,30	7,39	9,62
C=0,5	4,78	6,24	7,31	9,19
C=0,25	4,82	6,14	7,18	9,17



**Çizelge 4.25 :** Sıcak su için farklı kapasite oranlarında ortalama Reynolds sayıları.

Kapasite Oranı	Düz Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm Olan Boru
C=1	60506,49	59860,99	58736,04	57212,80
C=0,75	46809,04	43772,52	43864,68	45113,21
C=0,5	30503,76	29494,66	29113,33	31503,76
C=0,25	15021,43	15026,50	14490,36	14218,61

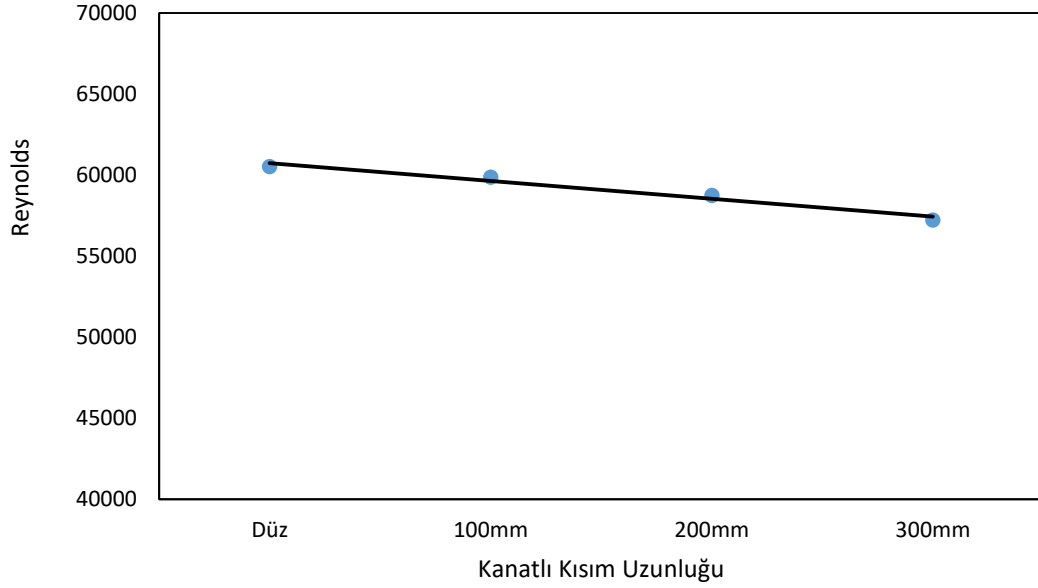
**Çizelge 4.26 :** Soğuk su için farklı kapasite oranlarında ortalama Reynolds sayıları.

Kapasite Oranı	Düz Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 200 mm Olan Boru	Kanatlı kısım uzunluğu 300 mm Olan Boru
C=1	4915,46	5052,82	5213,78	5317,69
C=0,75	4886,66	5110,07	5245,36	5369,71
C=0,5	4862,74	5118,41	5244,05	5362,38
C=0,25	4905,10	5125,61	5238,31	5357,40

## 4.2 Deney Sonuçlarından Elde Edilen Grafikler

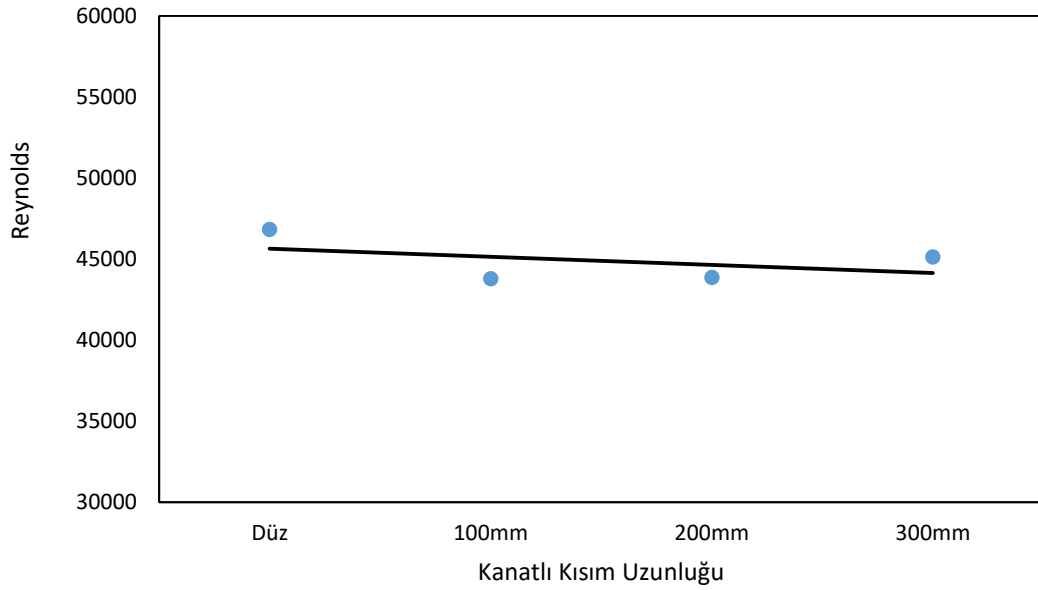
### 4.2.1 Boru tiplerine göre Reynolds değişim grafikleri

Sıcak Su İçin Reynolds Değişimi (C=1)



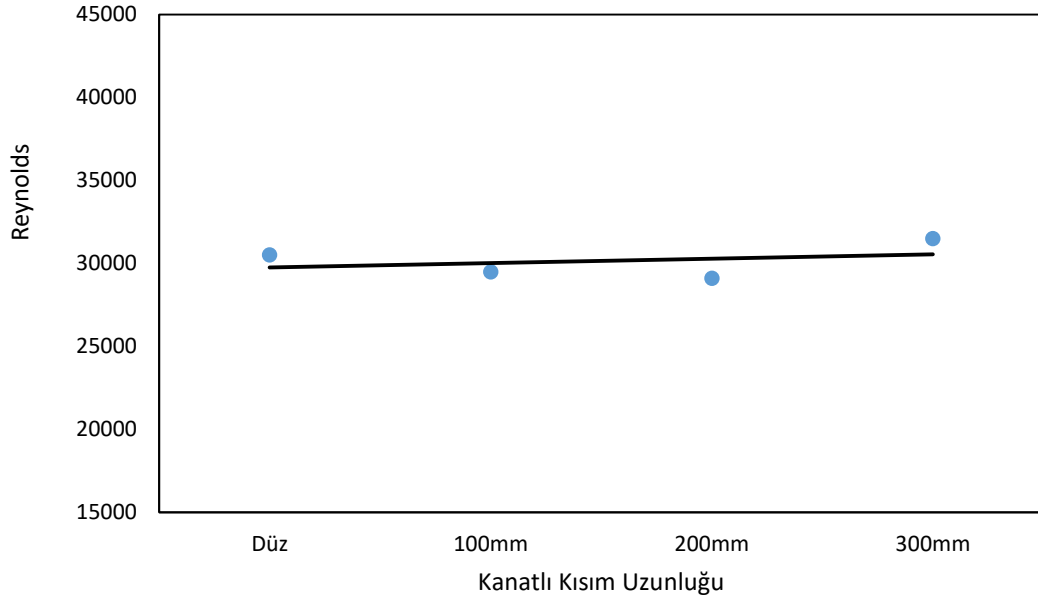
Şekil 4.1 : C=1 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds değişimi.

Sıcak Su İçin Reynolds Değişimi (C=0,75)



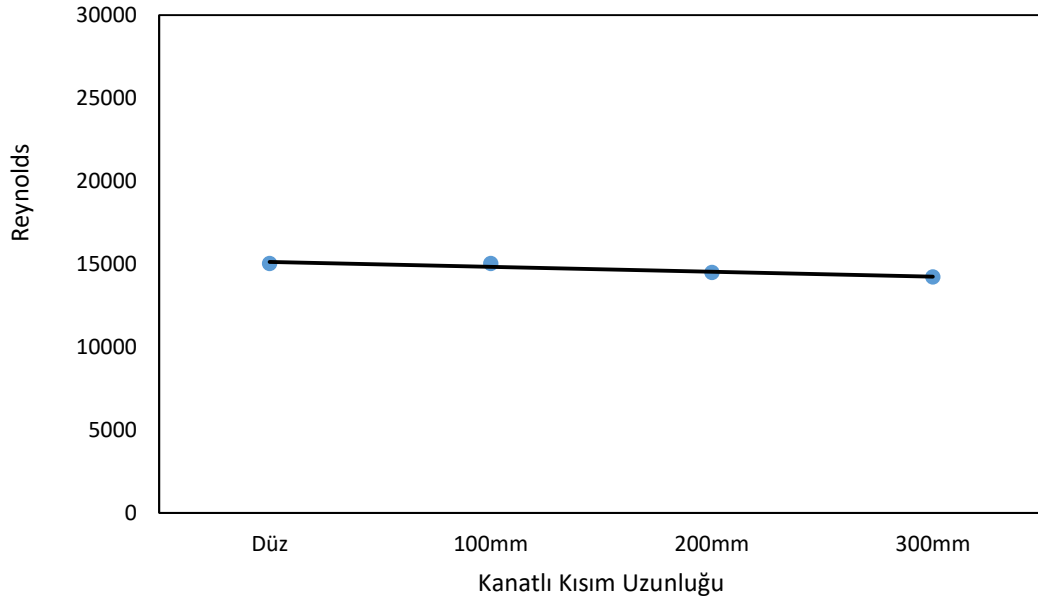
Şekil 4.2 : C=0,75 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds değişimi.

### Sıcak Su İçin Reynolds Değişimi (C=0,5)



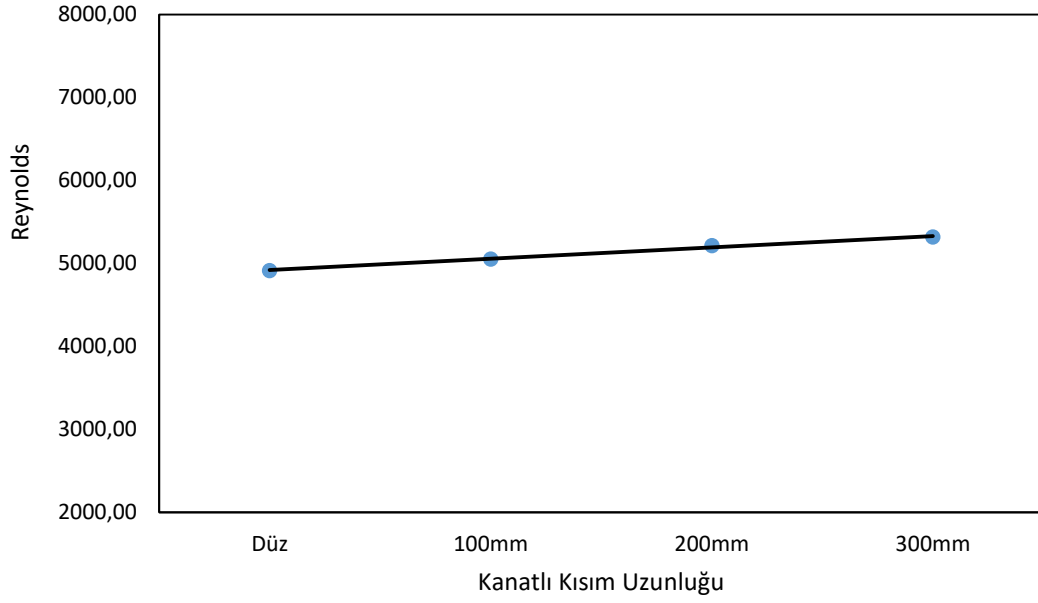
Şekil 4.3 : C=0,5 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds değişimi.

### Sıcak Su İçin Reynolds Değişimi (C=0,25)



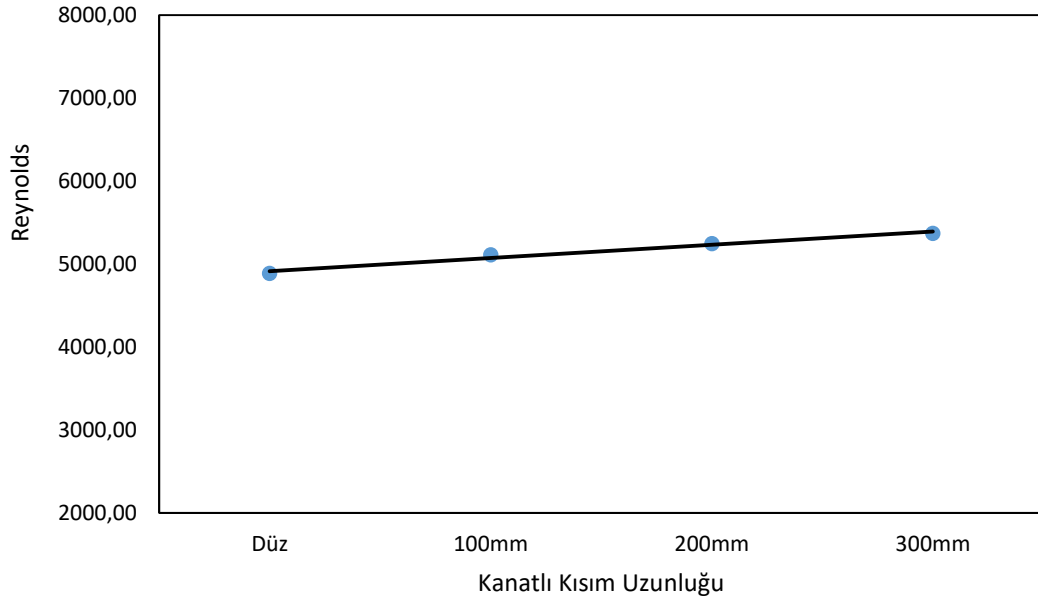
Şekil 4.4 : C=0,25 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds değişimi.

### Soğuk Su İçin Reynolds Değişimi (C=1)



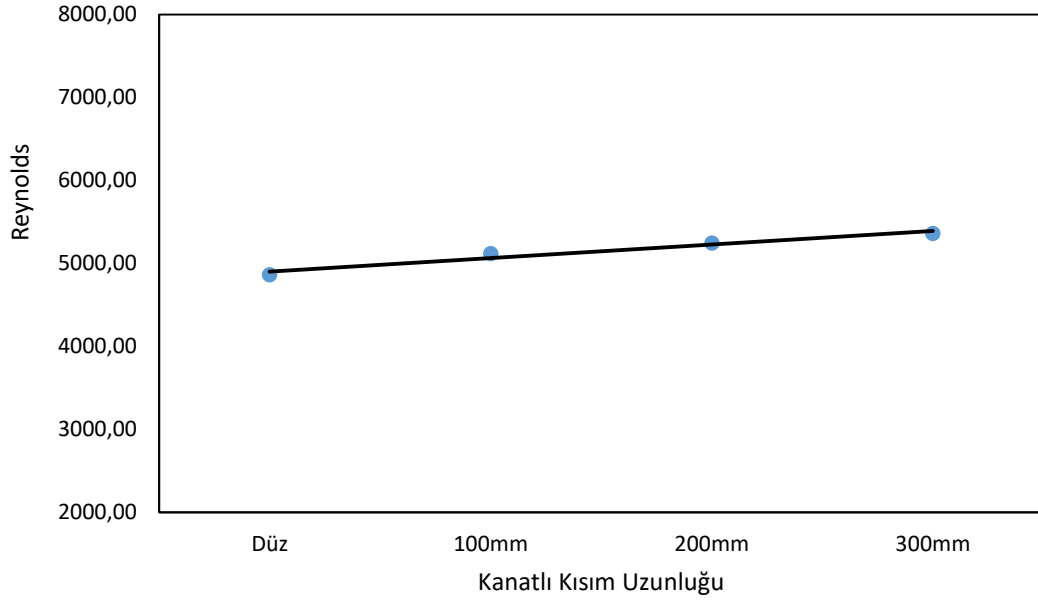
Şekil 4.5 : C=1 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds değişimi.

### Soğuk Su İçin Reynolds Değişimi (C=0,75)



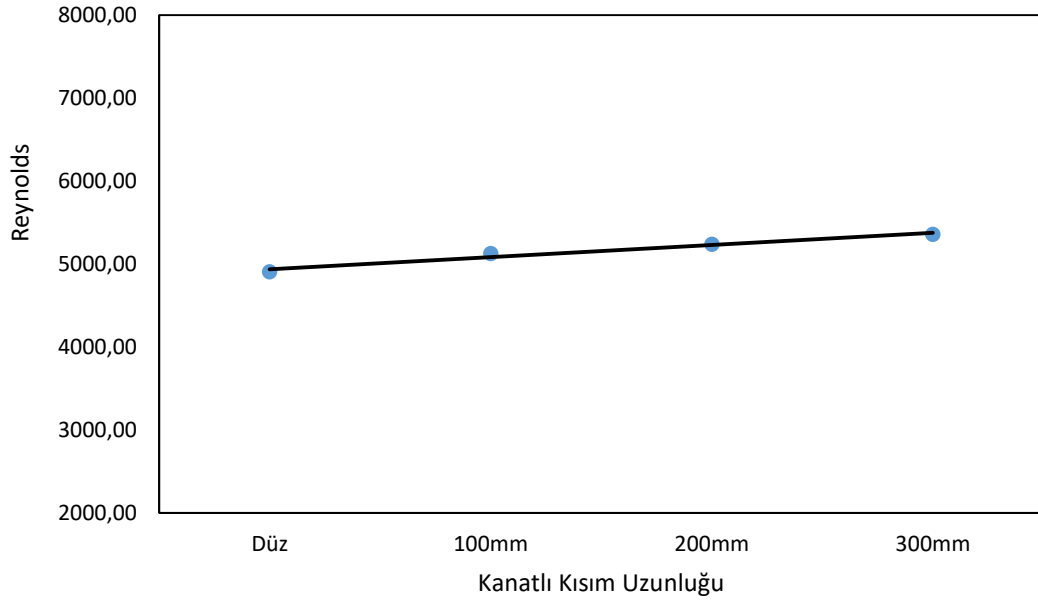
Şekil 4.6 : C=0,75 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds değişimi.

### Soğuk Su İçin Reynolds Değişimi (C=0,5)



Şekil 4.7 : C=0,5 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds değişimi.

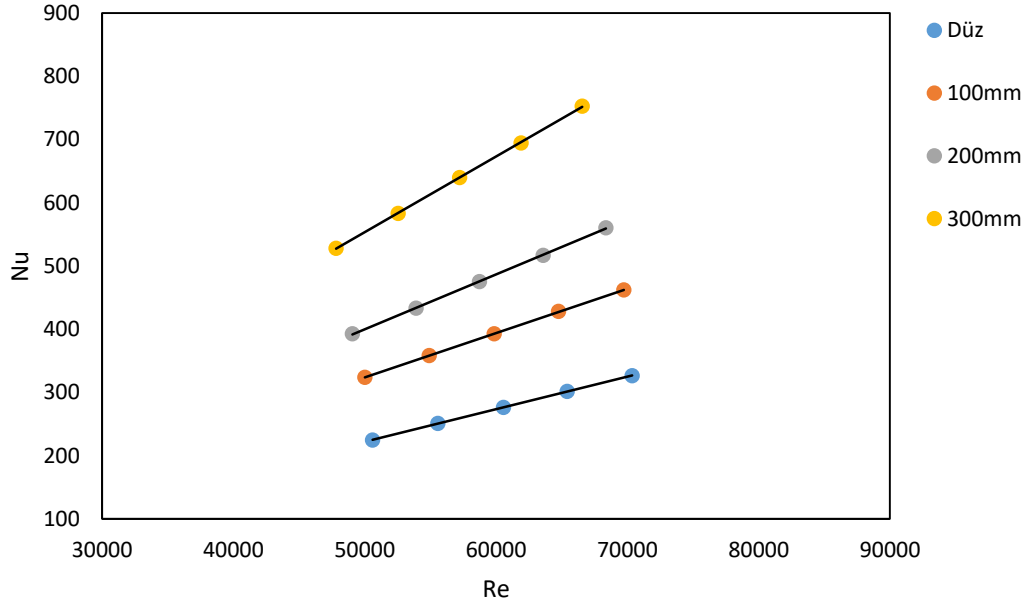
### Soğuk Su İçin Reynolds Değişimi (C=0,25)



Şekil 4.8 : C=0,25 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds değişimi.

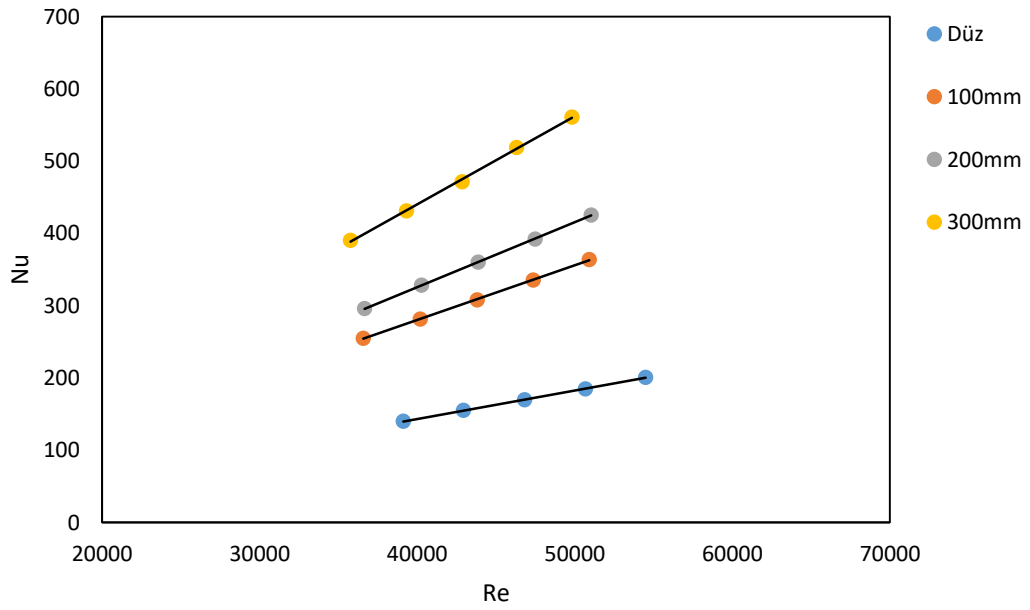
#### 4.2.2 Nusselt – Reynolds değişim grafikleri

Sıcak Su İçin Reynolds - Nusselt Değişimi (C=1)



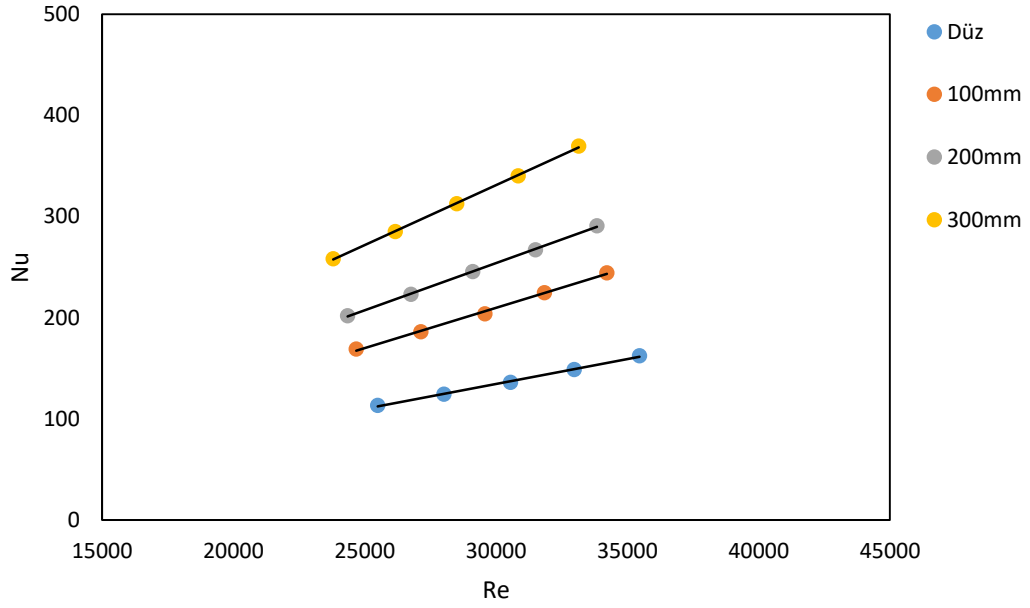
Şekil 4.9 : C=1 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds-Nusselt değişimi.

Sıcak Su İçin Reynolds - Nusselt Değişimi (C=0,75)



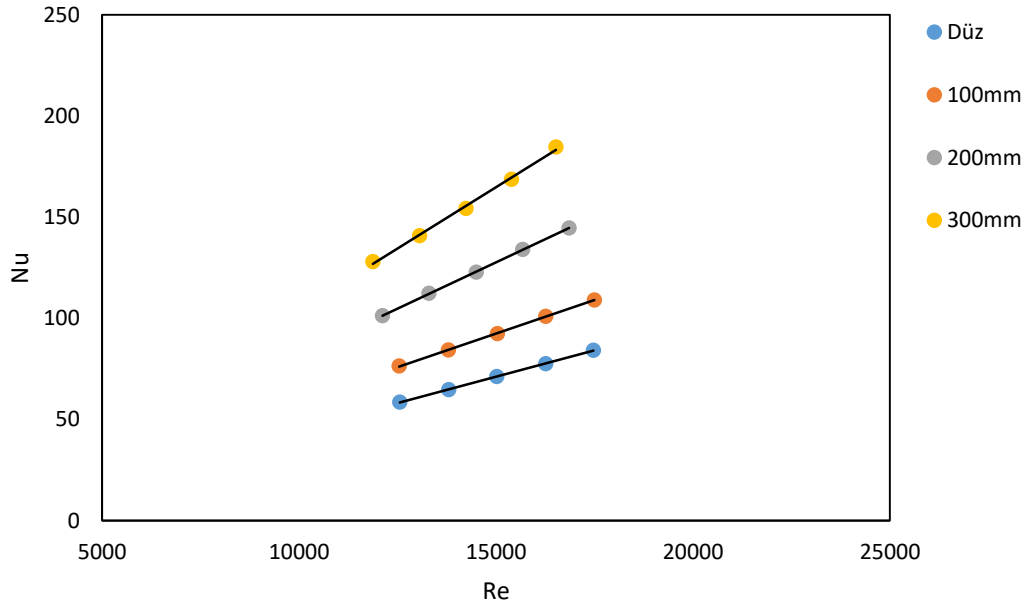
Şekil 4.10 : C=0,75 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds-Nusselt değişimi.

Sıcak Su İçin Reynolds - Nusselt Değişimi (C=0,5)



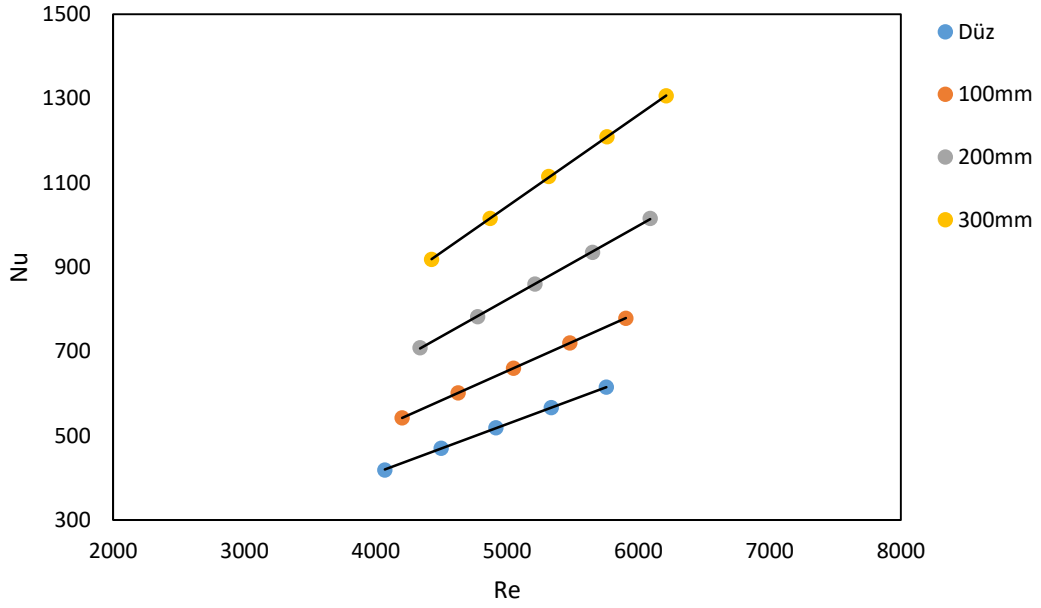
Şekil 4.11 : C=0,5 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds-Nusselt değişimi.

Sıcak Su İçin Reynolds - Nusselt Değişimi (C=0,25)



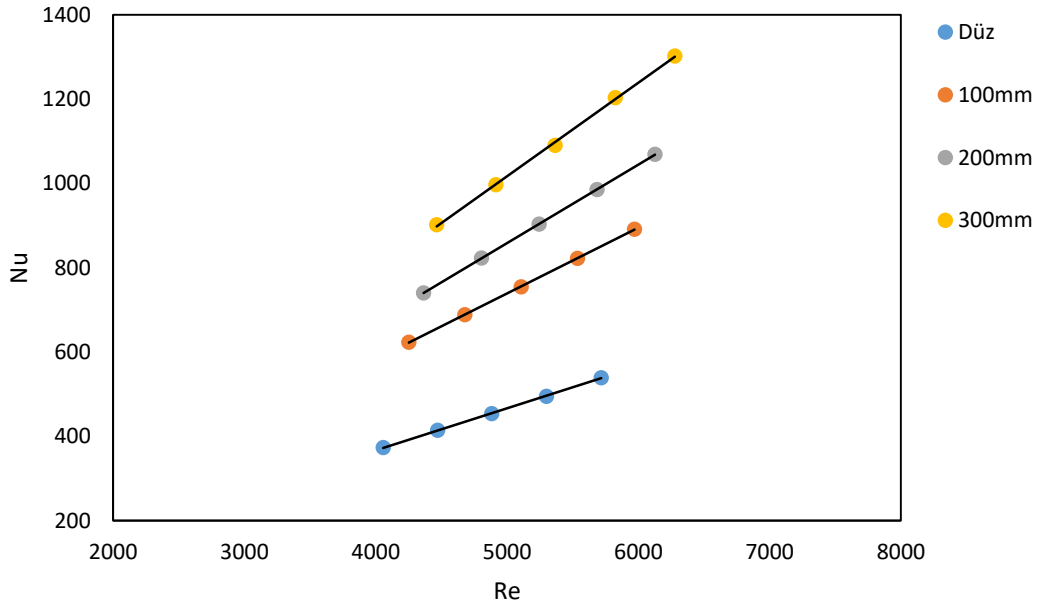
Şekil 4.12 : C=0,25 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds-Nusselt değişimi.

Soğuk Su İçin Reynolds - Nusselt Değişimi (C=1)



Şekil 4.13 : C=1 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds-Nusselt değişimi.

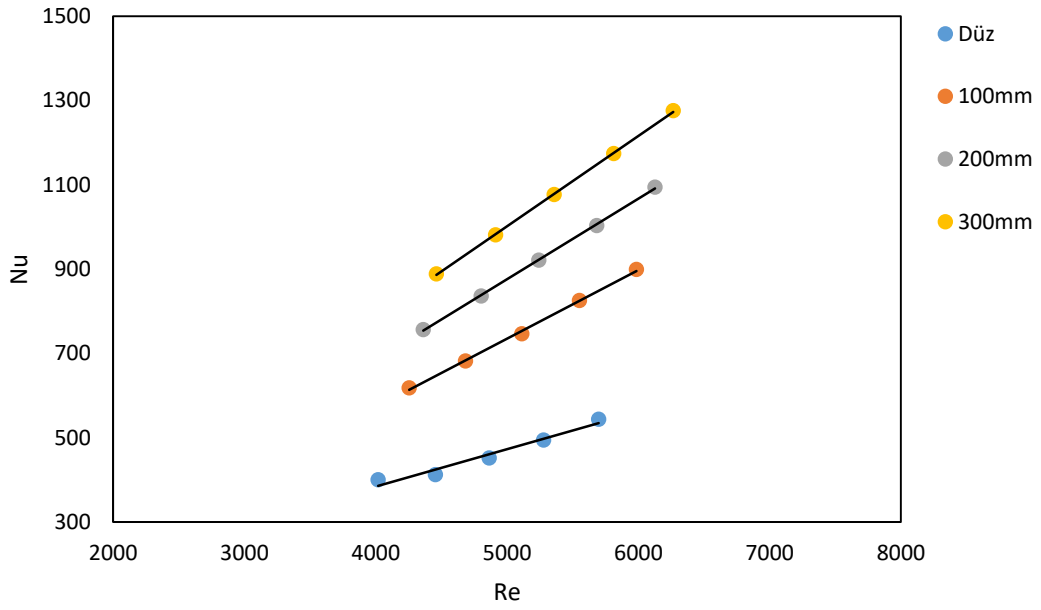
Soğuk Su İçin Reynolds - Nusselt Değişimi (C=0,75)



Şekil 4.14 : C=0,75 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds-Nusselt değişimi.

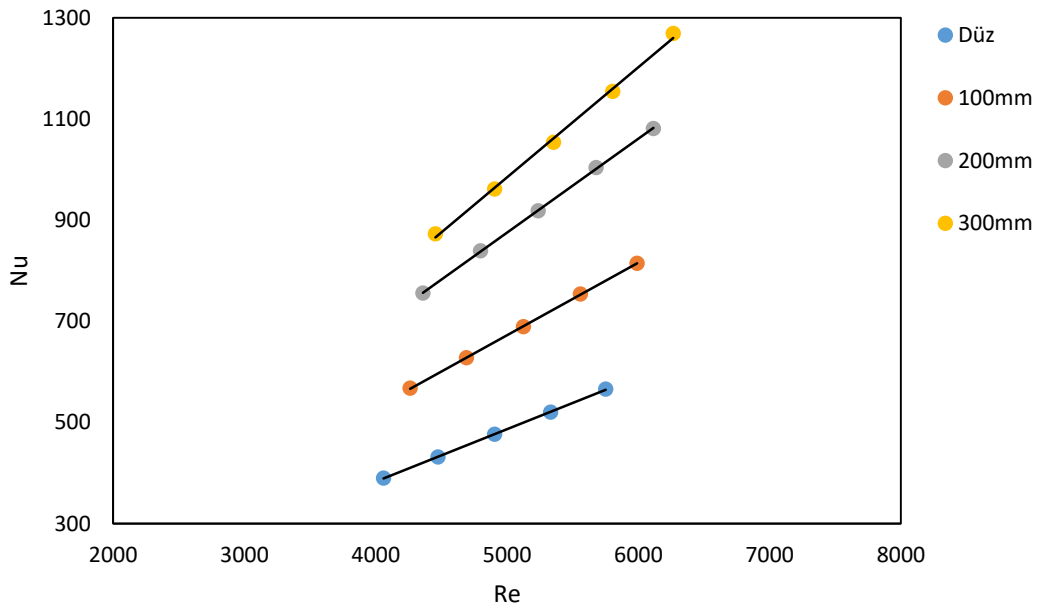


Soğuk Su İçin Reynolds - Nusselt Değişimi (C=0,5)



Şekil 4.15 : C=0,5 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds-Nusselt değişimi.

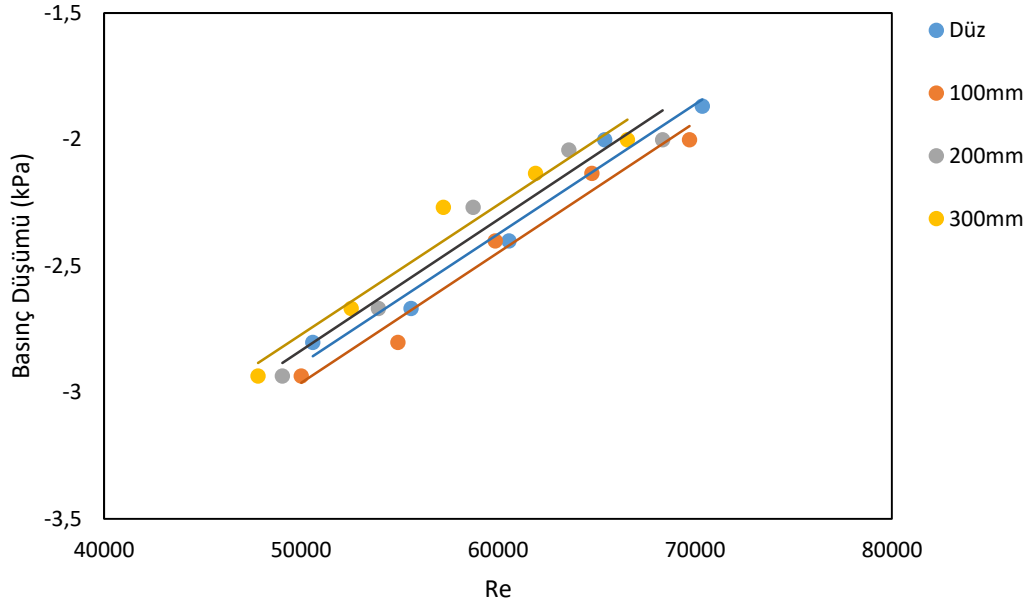
Soğuk Su İçin Reynolds - Nusselt Değişimi (C=0,25)



Şekil 4.16 : C=0,25 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds-Nusselt değişimi.

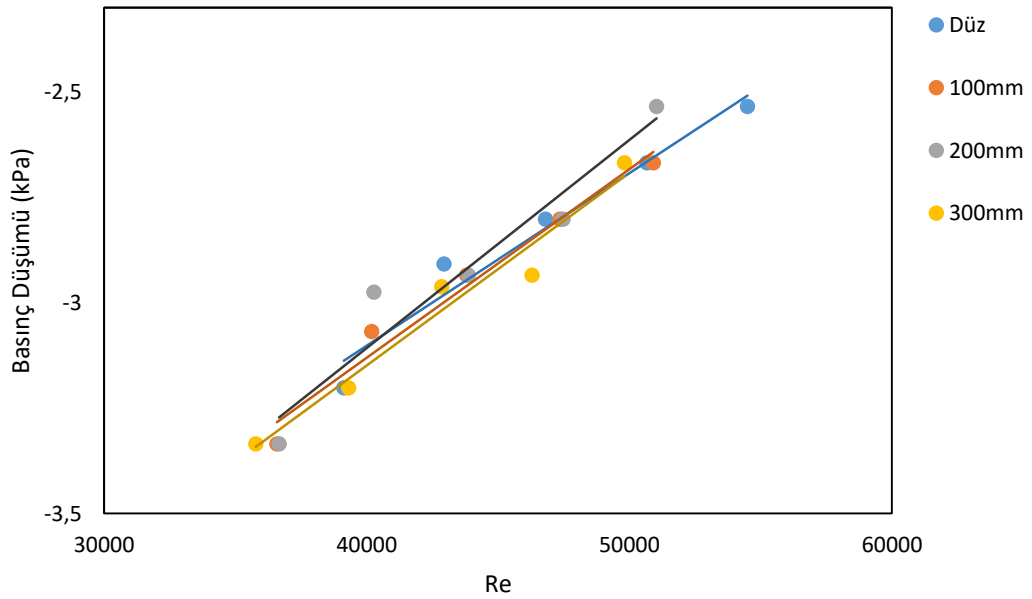
### 4.2.3 Basınç Kaybı – Reynolds değişim grafikleri

Sıcak Su İçin Reynolds - Basınç Kaybı Değişimi (C=1)



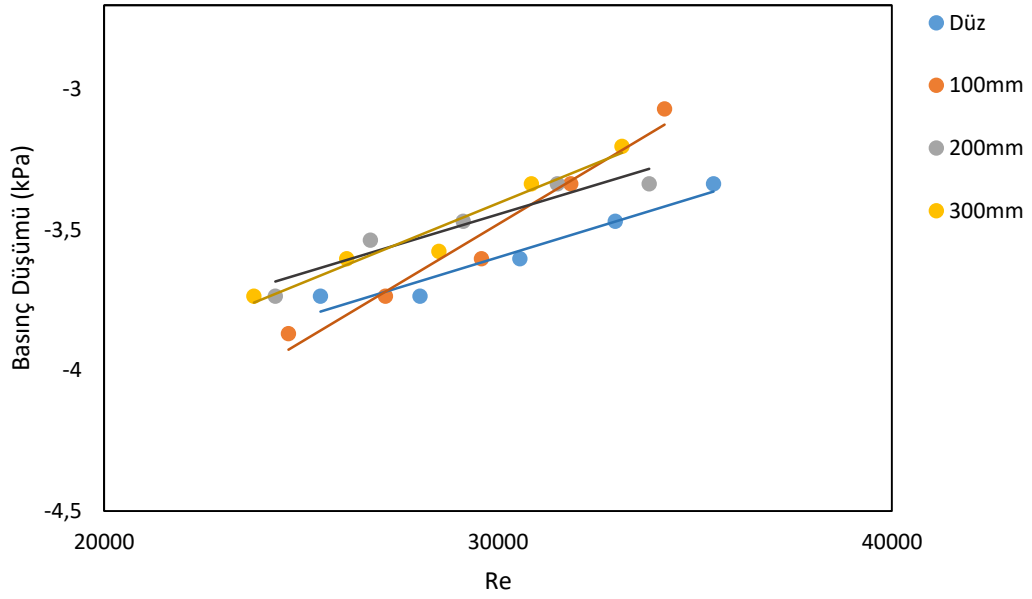
Şekil 4.17 : C=1 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds-Basınç Kaybı değişimi.

Sıcak Su İçin Reynolds - Basınç Kaybı Değişimi (C=0,75)



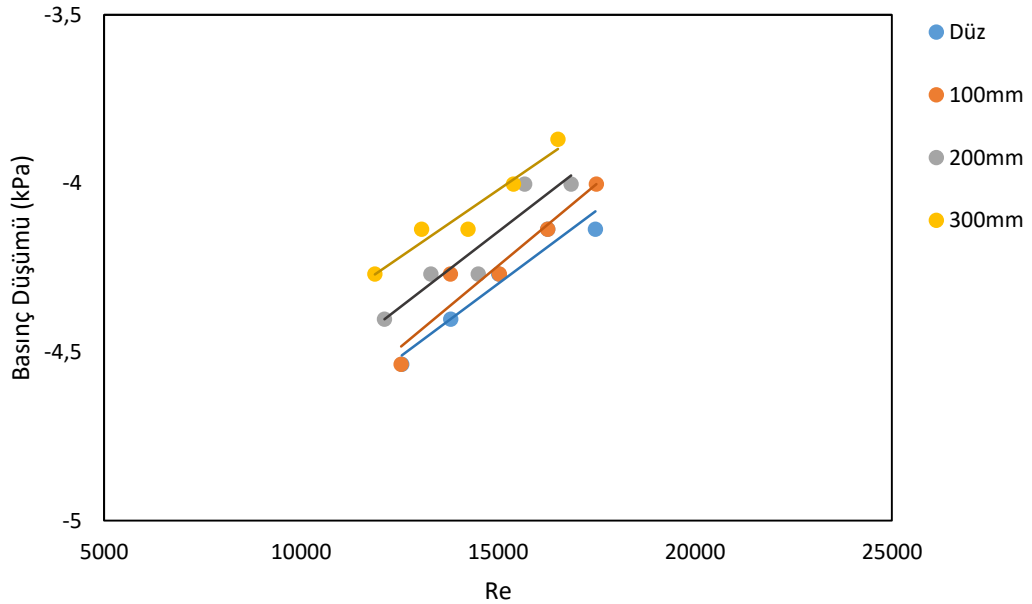
Şekil 4.18 : C=0,75 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds-Basınç Kaybı değişimi.

Sıcak Su İçin Reynolds - Basınç Kaybı Değişimi (C=0,5)



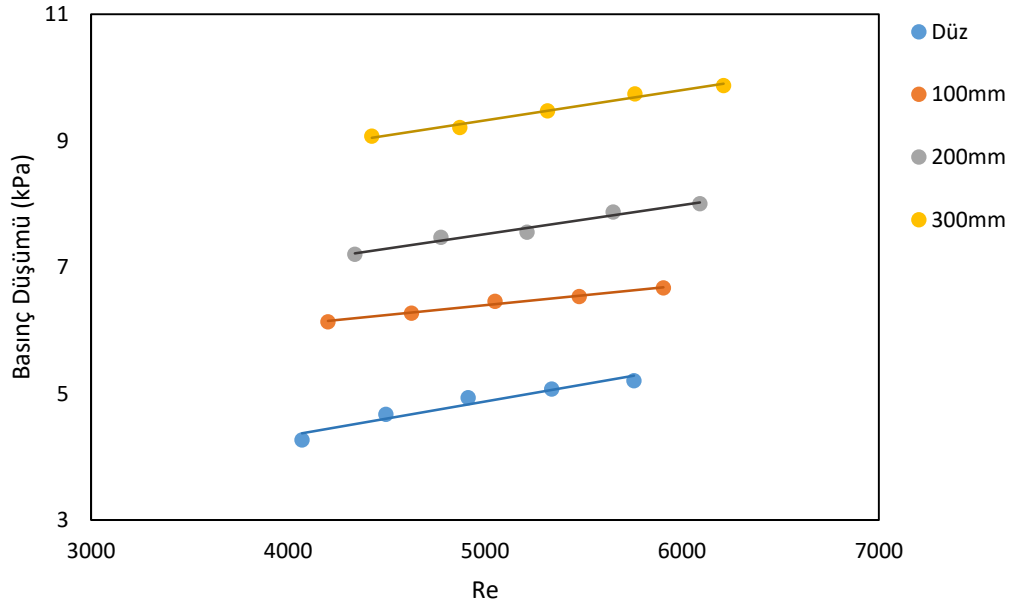
Şekil 4.19 : C=0,5 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds-Basınç Kaybı değişimi.

Sıcak Su İçin Reynolds - Basınç Kaybı Değişimi (C=0,25)



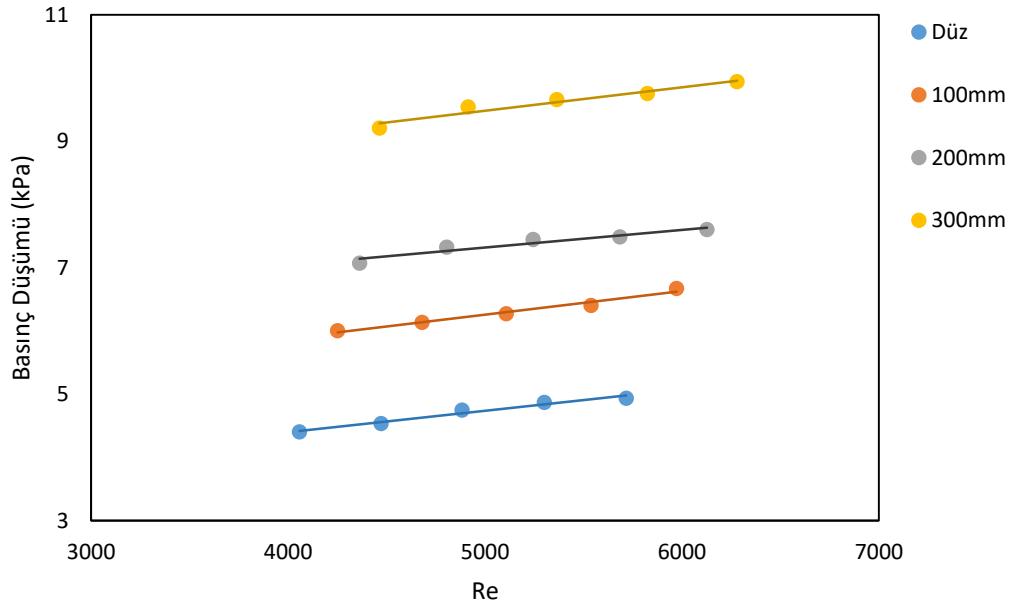
Şekil 4.20 : C=0,25 Kapasite oranında sıcak su için Reynolds-Basınç Kaybı değişimi.

Soğuk Su İçin Reynolds - Basınç Kaybı Değişimi (C=1)



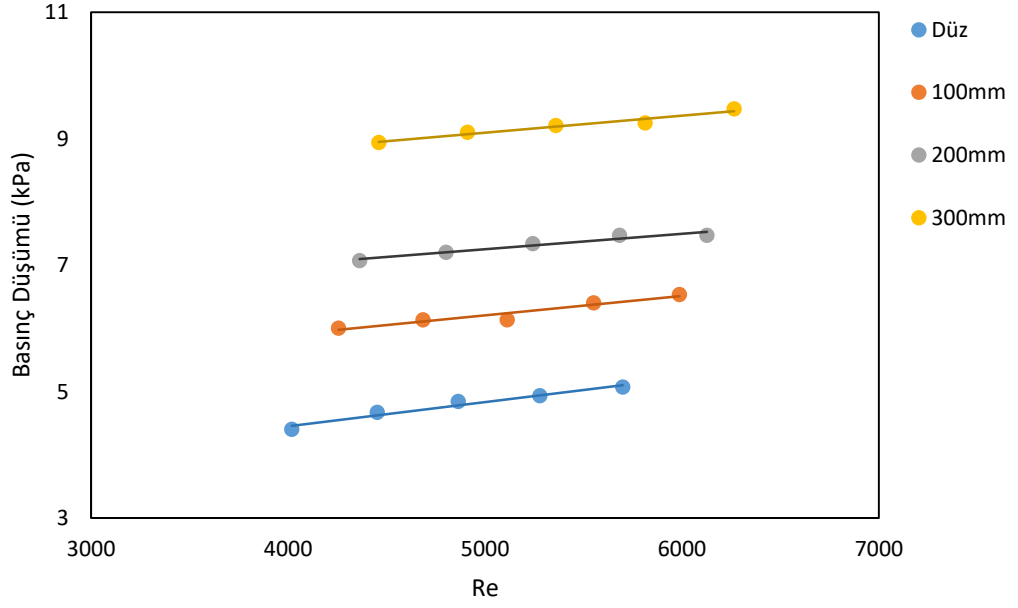
Şekil 4.21 : C=1 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds-Basınç Kaybı değişimi.

Soğuk Su İçin Reynolds - Basınç Kaybı Değişimi (C=0,75)



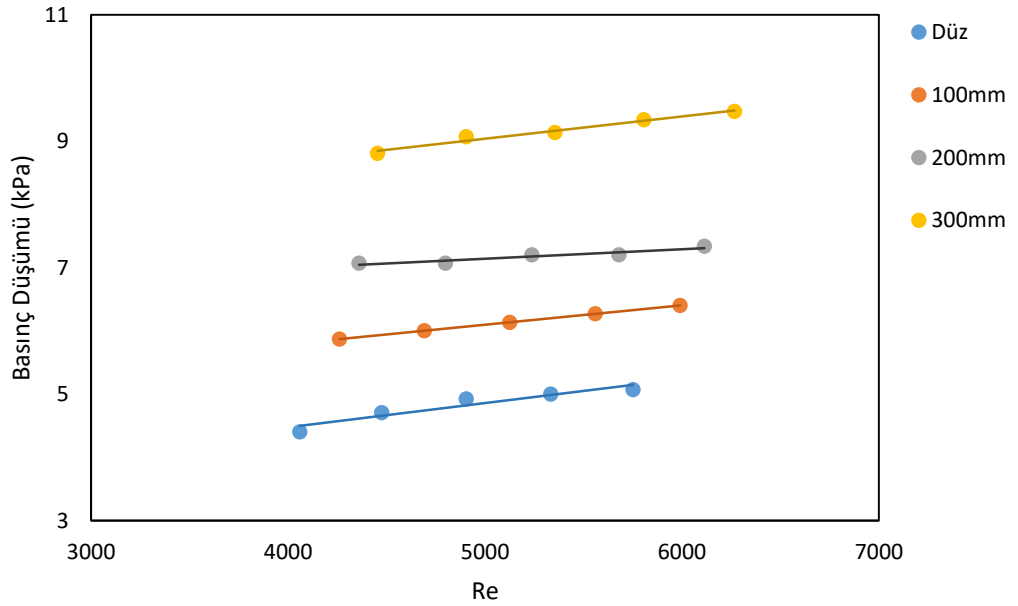
Şekil 4.22 : C=0,75 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds-Basınç Kaybı değişimi.

Soğuk Su İçin Reynolds - Basınç Kaybı Değişimi (C=0,5)



Şekil 4.23 : C=0,5 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds-Basınç Kaybı değişimi.

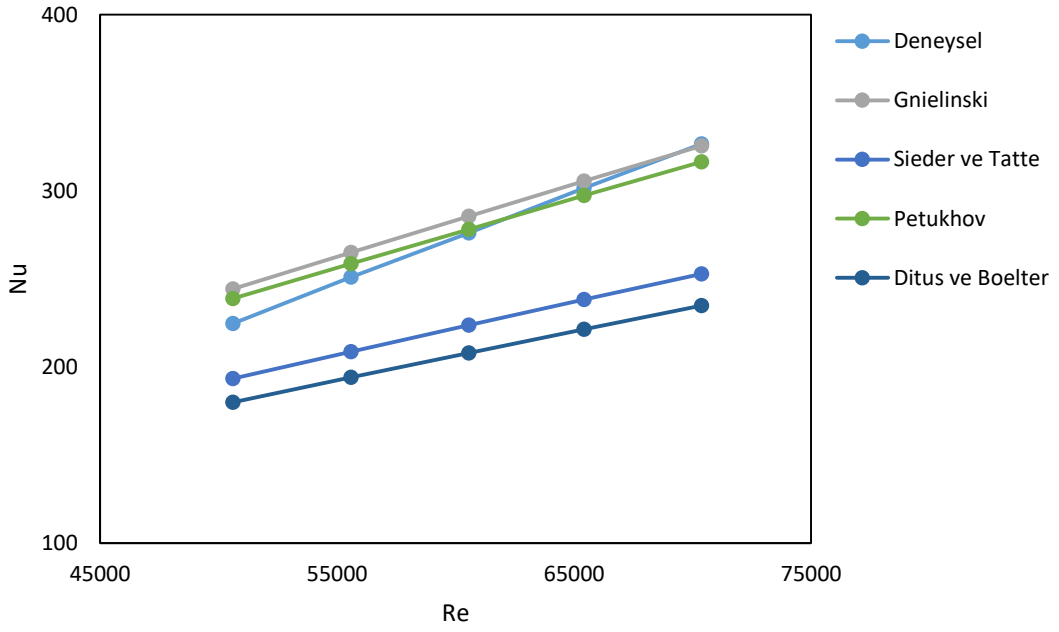
Soğuk Su İçin Reynolds - Basınç Kaybı Değişimi (C=0,25)



Şekil 4.24 : C=0,25 Kapasite oranında soğuk su için Reynolds-Basınç Kaybı değişimi.

#### 4.2.4 Nusselt sayısının deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması

Reynolds - Nusselt Karşılaştırması



Şekil 4.25 : Deneysel sonuçlar ile teorik olarak hesaplanan Nusselt sayılarının karşılaştırılması.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu deneyde elde edilen sonuçlar; grafikler ve tablolar aracılığıyla 4. bölümde verilmiştir. Bu sonuçlardan yola çıkarak elde edilen sonuçlar ve öneriler aşağıda verilmektedir.

1. Düz boruda sıcak suyun ve soğuk suyun debisi belirli kapasite oranlarında ayrı ayrı ölçüldüğünde kapasite oranının  $C=1$  olduğu durumda ısı transferi en fazla olmaktadır. Ama basınç kayıpları da aynı şekilde artmaktadır. Bu durum kapasite oranlarının ısı transferine ve basınç düşümüne etkisinin olduğunu göstermektedir.

2. Kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan iç boruda sıcak su ve soğuk suyun debisi eşit seçildiğinde ısı transferi düz boruya oranla bir miktar artmış, buna karşılık bir miktar basınç düşüşü de yaşanmıştır. Ancak en yüksek artış kapasite oranı  $C=0,75$  olduğu durumda ölçülmüştür.

3. İç boru olarak kanatlı kısım uzunluğu 200 mm olan tip seçildiğinde ısı transferi düz boruya göre belirgin olarak artmıştır.  $C=1$  kapasite oranında ise ısı transferindeki artış en yüksek seviyededir. Ancak basınç kaybı da oldukça artmaktadır.

4. Kullanılan son tip, kanatlı kısım uzunluğu 300 mm olan iç borudur. Kapasite oranına bağlı olarak ısı transferinde ve basınç kaybında değişimler belirlenmiştir. Isı transferi miktarı, kapasite oranı  $C=1$  olduğunda en fazla olmasına rağmen kanatlı kısım uzunluğu 100 mm olan iç boruda olduğu gibi bu tip boruda da ısı transfer miktarındaki artış, kapasite oranı  $C=0,75$  olduğu zaman en fazla olmuştur. Ancak basınç düşümü yine en fazla bu tip boruda olmuştur.

5. Isı transferindeki artış miktarını en iyi sağlayan boru 300 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip boru tipidir ancak diğer borulara oranla basınç kaybı da daha fazla artmaktadır. Isı transferindeki artış düz boruya kıyasla %147,38' tir. 100 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip boruya kıyasla %81,75, 200 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip boruya kıyasla %65,47' dir. Bu değerler kapasite oranının  $C=1$  olduğu durum içindir. Kapasite oranı  $C=0,75$  seçildiğinde ise düz boruya kıyasla %180,37; 100 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip boruya kıyasla %79,54, 200 mm kanatlı kısım uzunluğuna sahip boruya kıyasla %64,05 artış sağlanmaktadır.

6. Yapılan deneyde ulaşılan en önemli sonuç; kanatçık sayısının artması ile ısı transferi miktarı, annular aralıktaki oluşan türbülanstan dolayı daha fazla artmaktadır. Bu yüzden ısı transferi miktarını artırmak için kanatçık sayısı artırılabilir ve böylelikle ısı transferi yüksek seviyelere çıkarılabilir. Akışkanın daha fazla yüzeyle temas etmesi bunda etkilidir.

7. Kanatçık sayısı arttııa ısı transferi artmaktadır. Fakat buna karşılık sistemin dikey olarak tasarlanmış olmasının da etkisiyle basınç kayıpları kanatçık sayısı arttııa fazlasıyla artmaktadır. Bu çalışmadan elde edilen deneysel verilerle teorik sonuçlar birbiriyle uyum içerisinde dir. Ayrıca literatürde benzer boru ve kanatçıklarla yatay olarak tasarlanan sistemler için ısı transferi artışı yakın olmasına rağmen farklı kanatçık ve türbülatör tipleriyle bu artış mevcut sistemin 2,5 katına kadar çıkabilmektedir. Ancak basınç kaybında yaşanan artışlar karşılaştırıldığında, benzer sistemlere göre %30'un üzerinde fazla kayıp görülmektedir. Bu sebeple basınç kaybı açısından farklı sistemler tasarlanarak daha iyi sonuçlar alınabilir.



## KAYNAKLAR

- [1] **Lozza, G., Merlo, U.** (2001). An Experimental Investigation of Heat Transfer and friction Losses of Interrupted and wavy Fins for Fin-And-Tube Heat Exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 24 (5), 409-416.
- [2] **Kelkar, K. M., Patankar, S. V.** (1987). Natural prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins, *Journal of Heat Transfer*, 109 (1), 25-30.
- [3] **Tanda, G.** (1997). Natural convection heat transfer in vertical channels with and without transverse square fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40 (9), 2173-2185.
- [4] **Cheng C. H., Huang W. H.** (1991). Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34 (11), 2739-3749.
- [5] **Demartini, L. C., Vielmo, H. A., Möller, S. V.** (2004). Numerical and experimental analysis of the turbulent flow through a channel with baffle plates, *Journal of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, 26 (2), 153-159.
- [6] **Li, H., Kottke, V.** (1998) Effect of baffle spacing on pressure drop and local heat transfer in shell and tube heat exchangers for staggered tube arrangement, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41 (10), 1303-1311.
- [7] **Karabay, H., Ayhan, T.** (1988). Silindirik Boru İçerisine Yerleştirilen Daralan Genişleyen Konik Yüzeylerin Isı Transferine Etkisi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 11, 39-43.
- [8] **Çulcu, B.** (1998). *Yeni Bir Tip Türbülörün Isı Transferine ve Basınç Kayıplarına Olan Etkilerinin Araştırılması* (Yüksek Lisans tezi), Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [9] **Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan D.** (1998). Effect of Twisted Strips on Heat Transfer and Pressure Drop in heat Exchangers, *Energy Conversion and Management*, 39 (3-4), 331-336.
- [10] **Yıldız, C., Biçer, Y., Pehlivan D.** (1997). Heat transfer and pressure drop in a heat exchanger with a helical pipe containing inside springs, *Energy Conversion and Management*, 38 (6), 619-624.
- [11] **Alam, I., Ghoshdastidar, P. S.** (2002). A study of heat transfer effectiveness of circular tubes with internal longitudinal fins having tapered lateral profiles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45 (6), 1371-1376.
- [12] **Dağdelen, Ö. H.** (2005). *Dairesel Bir Kanalda Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.

- [13] **Koca, T.** (2007). *Dönel Helisel İç Borulu Isı Değişiricilerinde Isı Transferi ve Basınç Kaybının Analizi* (Doktora tezi), Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [14] **Behçet, R., İlkılıç, C., Aydın, H.** (2009). Isı Değişiricisine Yerleştirilen Pervane Tipi Türbülatorün Isı Transferi Üzerindeki Etkisi, *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Karabük, Türkiye : Mayıs 13-15.
- [15] **Yıldız, Ş.** (2007). *İç İçe Borulu Isı Değişiricilerinde Yaylı Türbülatorlerin Isı Transferi Ve Basınç Kaybına Etkisi* (Yüksek Lisans tezi), Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [16] **Güneş, S.** (2009). *Çeşitli İç Elemanlar Yerleştirilmiş Bir Boruda Isı Geçişinin İncelenmesi* (Doktora tezi), Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [17] **Mülayim, A.** (2010). *Kanatlı Borulu Isı Değişiricilerinde Kullanılan Kolektörlerdeki Basınç Kaybının İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [18] **Bazarbashi, M.** (2013). *Dalgalı Kanatçıklı Isı Değişiricinin Yanıt Yüzey Metodu İle Çok Amaçlı Optimizasyonu* (Yüksek Lisans tezi), Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- [19] **Şara, O. N., Paktemir, T., Yapıcı, S., Yılmaz, M.** (2001). Enhancement of Heat Transfer from a Flat Surface in a Channel Flow by Attachment of Rectangular Blocks, *International Journal of Energy Research*, 25 (7), 563-576.
- [20] **Lehmann, G. L., Wirtz, R. A.** (1985). The effect of variation in stream-wise spacing and length on convection from surface mounted rectangular components, *Journal of Electronic Packaging*, 111 (1), 26-32.
- [21] **Kim, S. H., Anand, N. K.** (1992). Periodically fully developed flow in channels with conducting blockages, *Journal of Thermophysics*, 6 (1), 91-97.
- [22] **Türkoğlu, H., Yücel, N.** (1995). Mixed convection in vertical channels with a discrete heat source, *Heat and Mass Transfer*, 30 (3), 159-166.
- [23] **Yücel, C., Hasnaoui, M., Robillard, L., Bilgen, E.** (1993). Mixed convection heat transfer in open ended inclined channels with discrete isothermal heating, *Numerical Heat Transfer*, 24-A (1), 109-126.
- [24] **Webb, B. W., Ramadhyani, S.** (1985). Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28 (9), 1679-1687.
- [25] **Bozkula, G.** (2016). *Kendinden Kanatlı (Finli) Vetürbülatorlü Turbo Fin Boru Sisteminin Geliştirilmesi* (Yüksek Lisans tezi), Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Tekirdağ.

- [26] **Yakut, G.** (2017). *Gövde Borulu Isı Değişiricisinin Teorik Ve Deneysel İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- [27] **Haydaraslan, R., Selver, R.** (2018). Isı Değişiricideki Yüzey Deseninin Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi, *SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 22, 345-354.
- [28] **Boran, K., Daştan, F., Şahin, H. M., Aktaş, M.** (2014). Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi İyileştirme Yöntemlerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi, *Politeknik Dergisi*, 17 (4), 183-191.
- [29] **Kırtepe, E., Özbalta, N.** (2018). Kanatlı-borulu ısı değiştiricilerde belirsizlik analizi, *DÜMF Mühendislik Dergisi*, 9 (1), 161-175.
- [30] **Buyruk, E., Karabulut, K.** (2017). Plakalı Kanatçıklı Isı Değiştiricilerde Kanat Açısının Isı Transferine Olan Etkisinin Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi, *ÇÜ Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 32 (1), 49-62.
- [31] **Kotcioğlu, İ., Bölükbaşı, A.** (2003). Düşey Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalda Farklı Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Transferinin İncelenmesi, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5 (2), 89-102.
- [32] **Durmuş, A.** (1994). *Salyangoz Girişli Dönmeli Akış Üreticisinin Isı Değiştiricisi Performansına Etkisi* (Yüksek Lisans tezi), Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon.
- [33] **Hang, Y. J., Hsieh, S. S.** (1993). Heat Transfer And Friction Factor Measurements In Ducts With Staggered And In-Line Ribs, *Journal of Heat Transfer*, 115 (1), 58-65.
- [34] **Armaly, B. F., Durst, F., Pereira, J. C. F., Schönung, B.** (1983). Experimental and theoretical investigations of backward-facing step flow, *Journal Fluid Mechanics*, 127, 473-496.
- [35] **Wang, G., Stone K., Vanka, S. P.** (1996). Unsteady heat transfer in baffled channels, *Journal of Heat Transfer*, 118 (3), 585-591.
- [36] **Buzek, J., Podkanski, J.** (1996). Minimazition of Total Costs of Application of Heat Exchangers, *Chemical Engineering and Processing*, 35 (3), 181-186.
- [37] **Junghan, G. H., Bergles, A. E., Nirmalan, V., Ravigururajen, T.** (1985). Investigation of turbulators for fire tube boilers, *Journal of Heat Transfer*, 107 (2), 354-360.
- [38] **Kuzay, T. M., Scott, C. J.** (1977). Turbulent Heat Transfer Studies in Annulus With Inner Cylinder Rotation, *Journal of Heat Transfer*, 99 (1), 12-19.

- [39] **Alfigri, A. H., Bhardwaj, R. K., Rao, Y.V.N.** (1988). Heat transfer in turbulent decaying swirl flow in a circular pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 31 (8), 1563-1568.
- [40] **Çakmak, G.** (2000). *Boru Girişinde Enjektörlü Türbülans Üretici Bulunan Isı Değiştirgeçlerinde Isı Transferinin ve Basınç Düşüşünün İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- [41] **Kayataş, N.** (2003). *İç İçe Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Nümerik Olarak İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [42] **Demir, A.** (2006). *Kanatlı Bir Isı Değiştiricisi İçin Optimum Dizayn Parametrelerinin Belirlenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- [43] **Ömeroğlu, G.** (2007). *Farklı Tipte Kanatçıkların Çapraz Akışlı Isı Değiştiricisinde Deneysel Olarak İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- [44] **Yıldız, H.** (2010). *Isı Değiştiricilerinde Kullanmak İçin Genişletilmiş Yüzeyle Oval (Slot) Formunda Helis Boru İmalatı* (Yüksek Lisans tezi), Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- [45] **Karataş, T.** (2019). *Gövde - Boru Tipi Isı Değiştiricilerinde HAD Uygulaması ile Akış ve Isıl Analiz* (Yüksek Lisans tezi), İnönü Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Malatya.
- [46] **Perçin, S.** (2019). *İç İçe Borulu Isı Değiştiricisinde Su-hBN Nanoakışkanları Kullanılarak Isıl Performansa ve Basınç Düşümüne Etkilerinin Deneysel İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Batman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
- [47] **Yıldırım, A.** (2018). *Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinde Devrelemenin Isı Transferi Ve Basınç Düşümüne Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi ve Optimizasyonu* (Yüksek Lisans tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [48] **Karagöz, S.** (2009). *Farklı Kanal Geometrisine Sahip Isı Değiştiricilerinde Isıl Performansın İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [49] **Atici, Ö. A.** (2018). *Kapalı Bir Kabin İçerisinde Düz Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerin Isıl Performanslarının Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [50] **Küçükgenç, O.** (2016). *Farklı Hatve Çaplı U Tipi Isı Değiştiricilerin Isıl Verimliliklerinin Karşılaştırılması* (Yüksek Lisans tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- [51] **İpek, M. Y.** (2015). *Isı Değiştiricilerinde Ashby Yaklaşımı İle Malzeme Seğimi* (Yüksek Lisans tezi), Pamukkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Denizli.
- [52] **Çorak, A.** (2010). *Kanatçıklı Isı Değiştiricilerinin Isıl Performanslarının Sayısal Olarak İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
- [53] **Yiğit, M.** (2010). *İç İçe Borulu Yay Tipi Türbülantörlü Bir Isı Değiştiricisinde Türbülans Modelinin Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi* (Yüksek Lisans tezi), Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Serbay Ali BUDAK

**Doğum Tarihi ve Yeri** : 14.09.1988 / KONYA

**E-posta** : serbayali.budak@euas.gov.tr

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, Selçuk Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : İnönü Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Bilim Dalı

### MESLEKİ DENEYİM:

- 2016 – Halen, Enerji Bakanlığı, Elektrik Üretim A.Ş.' de çalışmakta.