

**U-BORULU GÖVDE-BORU TİPİ BİR ISI DEĞİŞTİRGEÇİNİN DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

İHSAN DEVECİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KASIM 2009
ANKARA**

Fen Bilimleri Enstitü onayı

Prof. Dr. Ünver KAYNAK
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

Prof. Dr. Ünver KAYNAK
Anabilim Dalı Başkanı

İhsan DEVECİ tarafından hazırlanan U-BORULU GÖVDE-BORU TİPİ BİR ISI DEĞİŞTİRGEÇİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Sadık KAKAÇ
Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL
Yardımcı Tez Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Prof. Dr. Sadık KAKAÇ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Murat AKTAŞ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Selin ARADAĞ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL

Üye : Yrd. Doç. Dr. Almıla GÜVENÇ YAZICIOĞLU

(ODTÜ Makine Mühendisliği Bölümü)

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

İhsan DEVECİ

Üniversitesi : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Enstitüsü : Fen Bilimleri
Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği
Tez Danışmanları : Prof. Dr. Sadık KAKAÇ
Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL
Tez Türü ve Tarihi : Yüksek Lisans – Kasım 2009

İhsan DEVECİ

**U-BORULU GÖVDE-BORU TİPİ BİR ISI DEĞİŞTİRGEÇİNİN DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

ÖZET

Bu çalışmada U-borulu, şaşırtma levhalı, gövde-boru tipi bir ısı değiştirgecinin deneysel olarak incelenmesi yapılmıştır. Bir ısı değiştirgeci tasarlanmış ve deney seti kurularak farklı akış debileri ve farklı sıcak ve soğuk akım giriş sıcaklıklarında deneyler yapılmıştır. Üzerinde deney yapılan U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgeci iç ve dış çapları sırasıyla 9 mm ve 12 mm olan 32 borudan oluşur. Isı değiştirgecinin gövde uzunluğu 420 mm, gövde iç çapı 230 mm'dir. Bell-Delaware ve Kern Metod'ları ve deney verileri kullanılarak bu ısı değiştirgecinin ısı performansını değerlendirmek için gerekli analizler yapılmış ve analiz sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Deney düzeneğine yerleştirilmiş olunan U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgecine ait ısı performans değerlerinin %14-22 aralığında olduğu görülmüştür. Yapılan analizlere göre gövde ve boru tarafına ait teorik ve deneysel çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın en fazla %2 olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: U-borulu, Gövde ve boru, Isı değiştirgeci, Deneysel, Bell-Delaware metodu, Kern metodu.

University : TOBB University of Economics and Technology
Institute : Institute of Natural and Applied Sciences
Science Programme : Mechanical Engineering
Supervisor : Professor Dr. Sadık KAKAÇ
Asistant Professor Dr. Nilay SEZER UZOL
Degree Awarded and Date : M.Sc. – November 2009

İhsan DEVECİ

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A U-TUBE SHELL AND TUBE
HEAT EXCHANGER**

ABSTRACT

In this study, an experimental investigation of a U-tube, baffled, shell and tube heat exchanger was performed. A heat exchanger was designed, and by setting an experimental set-up, the experiments were carried out for different mass flow rates and different inlet temperatures of hot and cold streams. The U-tube shell and tube heat exchanger, which was used in the experiments, consists of 32 tubes. Each tube has inner and outer diameters of 9 mm and 12 mm, respectively. The shell length of the heat exchanger is 420 mm and the inner shell diameter is 230 mm. Using the Bell-Delaware and Kern Methods and the experimental data, the analyses were performed to investigate the thermal performance of the heat exchanger, and the results of the analyses were compared with the experimental data. It is seen from the results that the thermal performance rate of the U-tube shell and tube heat exchanger is in the range of 14-22%. According to the analyses, it is also observed that the difference between the theoretical and the experimental outlet temperatures of the shell and tube sides is maximum 2%.

Key Words: U-tube, Shell and tube, Heat exchanger, Experimental, Bell-Delaware method, Kern method.

TEŐEKKÖR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren kıymetli hocalarım ve danışmanlarım **Prof. Dr. Sadık KAKAÇ**'a ve **Yrd. Doç. Dr. Nilay SEZER UZOL**'a, yine tecrübelerinden faydalandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine, çalıőmalarım sırasında desteğini benden esirgemeyen aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	ix
SEMBOL LİSTESİ	xii
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
1.1. Giriş	1
1.2. Isı Değiştirgeçleri Ve Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirgeçleri	2
1.2.1. Gövde-boru Tipi Isı Değiştirgeçleri	4
1.2.2. Gövde Tipleri	4
1.2.3. Boru Demeti Tipleri	5
1.2.4. Borular ve Boru Geçişleri	7
1.2.5. Şaşırtma Levhaları	7
1.2.6. Akış Tarafının Belirlenmesi	8
1.2.7. Boru Malzemesi Seçimi	8
1.3. Literatür Özeti	9
BÖLÜM 2. DENEY DÜZENEGİ VE DENEYLER	16
2.1. Deney Düzenegi	16
2.2. Deneyleer Ve Deney Sonuqları	26
BÖLÜM 3. ANALİTİK YÖNTEM	30
3.1. Analitik Yöntem	30
3.1.1. Isıl Performans Analizi	37
BÖLÜM 4. DENEY SONUÇLARININ ANALİZİ	39
4.1. Boru Tarafı Isı Transferi Analizleri	42
4.2. Gövde Tarafı Isı Transferi Analizleri	52
BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	61
KAYNAKLAR	65
EKLER	67
EK 1. Isı Değiştirgeçine Ait Teknik Resim	67
EK 2. Deney Şartlarından Biri İçin Analitik Yöntemle Çözüm	68
EK 3. Hesaplamalar İçin Yazılmış Olan Bilgisayar Programı	76
EK 4. U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgeci deneyi föyü	80
ÖZGEÇMİŞ	87

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Isı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması	3
Çizelge 2.1. Isı değiştirgecinin geometrisi	19
Çizelge 2.2. Deney düzeneği kurulumu için alınan tesisat malzemeleri	23
Çizelge 2.3. Deney parametrelerinin aralıkları	27
Çizelge 2.4. Deney parametreleri	28
Çizelge 2.5. Deney sonuçları	29
Çizelge 4.1. Boru tarafında ısı transferi özelliklerinin değişimi	59
Çizelge 4.2. Gövde tarafında ısı transferi özelliklerinin değişimi	60
Çizelge EK 2.1. 25 nolu deneye ait veriler	68
Çizelge EK 4.1. Isı değiştirgecinin geometrisi	85

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Gövde-boru tipi ısı değiştirgeci	1
Şekil 1.2. Gövde tipleri	4
Şekil 1.3. U-borulu ısı değiştirgeci	6
Şekil 1.4. Düz borulu ısı değiştirgeci	6
Şekil 2.1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi	16
Şekil 2.2. Deney düzeneğinin fotoğrafı	17
Şekil 2.3. U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgeci	19
Şekil 3.1. Analiz programı işleyiş diyagramı	38
Şekil 4.1. Yapılan deneylere ait ısı performans değerleri (Toplam 27 adet deney)	39
Şekil 4.2. Her bir deney için gövde ve boru tarafı deneysel ve teorik çıkış sıcaklıkları	40
Şekil 4.3. Yüksek giriş sıcaklıklarında ve boru tarafı akışkan debisi sabitken (0.775 kg/s) gövde ve boru tarafı sıcaklık farkları	41
Şekil 4.4. Düşük giriş sıcaklıklarında ve boru tarafı akışkan debisi sabitken (0.775 kg/s) gövde ve boru tarafı sıcaklık farkları	41
Şekil 4.5. Yüksek giriş sıcaklıklarında ve boru tarafı akışkan debisi sabitken (1.035 kg/s) gövde ve boru tarafı sıcaklık farkları	42
Şekil 4.6. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken $Re - \dot{m}_c$ değişimi	44
Şekil 4.7. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken $Re - \dot{m}_c$ değişimi	44
Şekil 4.8. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken $Nu - \dot{m}_c$ değişimi	46
Şekil 4.9. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken $Nu - \dot{m}_c$ değişimi	46

Şekil	Sayfa
Şekil 4.10. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_t (boru tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi	48
Şekil 4.11. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_t (boru tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi	48
Şekil 4.12. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken U (toplam ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi	49
Şekil 4.13. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken U (toplam ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi	49
Şekil 4.14. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken A (toplam ısı transferi yüzey alanı)- \dot{m}_c değişimi	50
Şekil 4.15. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken A (toplam ısı transferi yüzey alanı)- \dot{m}_c değişimi	51
Şekil 4.16. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Re (gövde tarafı)- \dot{m}_c değişimi	53
Şekil 4.17. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Re (gövde tarafı)- \dot{m}_c değişimi	53
Şekil 4.18. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Nu (gövde tarafı)- \dot{m}_c değişimi	55
Şekil 4.19. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Nu (gövde tarafı)- \dot{m}_c değişimi	55
Şekil 4.20. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Kern Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi	57
Şekil 4.21. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Kern Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi	57

Şekil	Sayfa
Şekil 4.22. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Bell-Delaware Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi	58
Şekil 4.23. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Bell-Delaware Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi	58
Şekil EK 4.1 Deney düzeneğinin şematik gösterimi	83
Şekil EK 4.2. U-borulu gövde–boru tipi ısı değiştirgeci	84

SEMBOL LİSTESİ

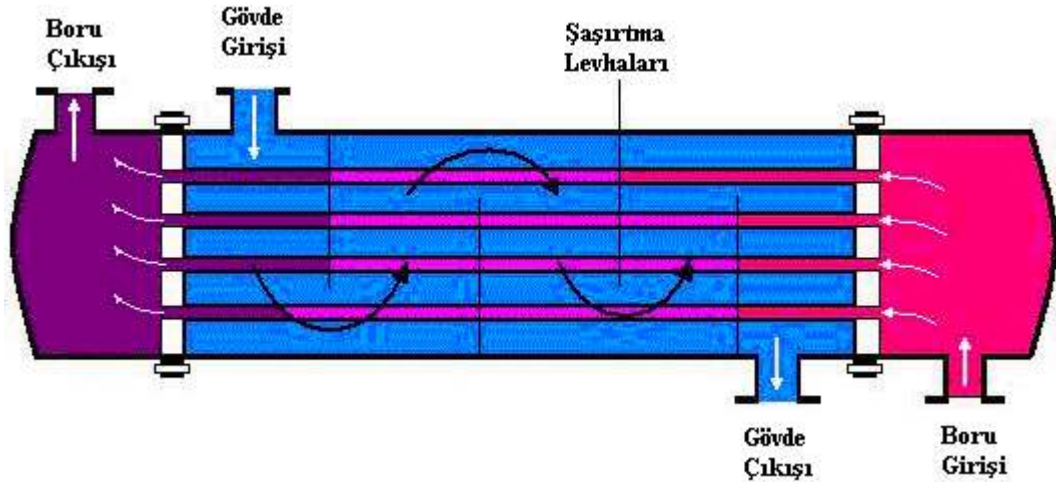
Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
A	Alan [m^2]
B	Şaşırtma levhaları arası uzunluk [m]
B_c	Şaşırtma levhası kesimi
C_p	Özgül ısı [J/kgK]
d_i	Boru iç çapı [m]
d_o	Boru dış çapı [m]
D_{OTL}	Boru demeti çapı [m]
D_s	Gövde çapı[m]
f	Sürtünme katsayısı
F_{bp}	Doğrulama faktörü
F_c	Direkt geçiş faktörü
h	Konveksiyon ısı transferi katsayısı [W/m^2K]
J_B	Direkt geçiş alanı oranı
J_c	Düzenleme faktörü
J_L	Kaçak faktörü
k	Isıl iletim katsayısı [W/mK]
L_c	Şaşırtma levhası kesimi
L_s	Gövde uzunluğu [m]
\dot{m}	Akışkan debisi [kg/s]
Nu	Nusselt sayısı
N_b	Şaşırtma levhası sayısı
N_T	Boru sayısı
Pr	Prandtl sayısı
PR	Boru yerleşim oranı
P_t	Boru merkezleri arası dik uzaklık [m]
Re	Reynolds sayısı
S_m	Merkezdeki akış alanı [m^2]
S_{sb}	Gövde ve şaşırtma levhası arası akış alanı [m^2]
S_{tb}	Boru ve şaşırtma levhası arası akış alanı [m^2]
t_b	Şaşırtma levhası kalınlığı [m]
T	Sıcaklık [K]
u	Akışkan hızı [m/s]
U	Toplam ısı transferi katsayısı [W/m^2K]
v	Hız [m/s]
Δb	Boru demeti gövde arası boşluk [m]
Δsb	Gövde ve şaşırtma levhaları arası boşluk [m]
Δtb	Boru ve şaşırtma levhaları arası boşluk [m]
$\Delta T_{lm,cf}$	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı [K]
μ	Dinamik vizkozite [kg/ms]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Giriş

Gövde-boru tipi ısı değiştirgeçleri basınçlı uygulamalarda en yaygın kullanılan ısı değiştirgeci çeşitidir. Özellikle enerji, gıda ve kimya sanayilerinde oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerinde diğer ısı değiştirgeçlerinde olduğu gibi farklı giriş sıcaklıklarındaki iki akışkan ısı değiştirgecinden geçmektedir. Akışkanlardan biri boru demetlerinin içerisinde (boru tarafı) geçerken diğer akışkan boruların dış tarafında, kabuk bölgesinde (gövde tarafı) akar. Tipik bir gövde-boru tipi ısı değiştirgeci Şekil 1.1'de görülmektedir. Bir akışkandan diğerine ısı transferi boru duvarlarından olur. Isı transferi iki yönde de sağlanabilir. Akışkan sıcaklıklarına bağlı olarak ısı boru tarafından gövde tarafına doğru ya da tam tersi şekilde yani gövde tarafından boru tarafına doğru transfer edilir. Akışkanlar hem boru hem de gövde tarafında sıvı ya da gaz halinde bulunabilir. İstenilen ısı transferini verimli bir şekilde gerçekleştirebilmek için toplam ısı transferi katsayısı, yüzey alanı ve ortalama sıcaklık en önemli faktörlerdir. Bunu gerçekleştirebilmenin pratik yollarından birisi boru sayısının artırılmasıdır.



Şekil 1.1. Gövde-boru tipi ısı değiştirgeci [1]

Her iki tarafında da (Boru tarafı-Gövde tarafı) tek fazda akışkan (sıvı ya da gaz) içeren ısı değiştirgeçlerine tek fazlı ya da tek faz tipi ısı değiştirgeçleri denmektedir. İki fazlı ısı değiştirgeçlerinden bazıları sıvı haldeki akışkanı gaz haline dönüştürmek için kullanılır. Bu tip ısı değiştirgeçlerine buharlaştırıcılar da denilir. Bazı iki fazlı ısı değiştirgeçleri de buhar haldeki akışkanı sıvı hale dönüştürmek için kullanılırlar, bu tip ısı değiştirgeçlerine de yoğunlaştırıcı adı verilmektedir. İki fazlı ısı değiştirgeçlerinde faz değişimi genellikle gövde tarafında gerçekleştirilir. Buhar makinelerinde bulunan buharlaştırıcılar genellikle çok büyük silindir şeklindeki gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerindedir. İçerisinde buhar türbinlerinin olduğu büyük enerji santrallerinde de türbinlerden çıkan buharı yoğunlaştırmak için gövde-boru tipi yüzey yoğunlaştırıcıları kullanılmaktadır.

1.2. Isı Değiştirgeçleri ve Gövde Boru Tipi Isı Değiştirgeçleri

Isı transferi uygulamalarında kullanılan çeşitli ısı değiştirgeçleri vardır. Uygulamanın türüne göre bu ısı değiştirgeçlerinden uygun olanı kullanılır. Isı değiştirgeçlerine ait sınıflandırma Çizelge 1.1'de sunulmuştur. Çizelgede görüldüğü gibi ısı değiştirgeçleri, ısı değişim şekline göre: akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştirgeçleri ve akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştirgeçleri olarak sınıflandırılabilir. Ayrıca ısı değiştirgeçleri ısı geçişi yüzeyinin ısı geçişi hacmine oranına göre (kompaktlık): kompakt olmayan ısı değiştirgeçleri ve kompakt ısı değiştirgeçleri; akışkan sayısına göre: iki akışkanlı, üç akışkanlı ve çok akışkanlı; ısı geçişi mekanizmasına göre: iki tarafta da tek fazlı akış, bir tarafta tek fazlı diğer tarafta çift fazlı akış, iki tarafta da çift fazlı akış, taşınım ve ışınlama ile beraber ısı geçişi; konstrüksiyon özelliklerine göre: borulu ısı değiştirgeçleri (düz borulu ısı değiştirgeçleri, spiral borulu ısı değiştirgeçleri, gövde borulu ısı değiştirgeçleri), levhali ısı değiştirgeçleri (contalı levhali ısı değiştirgeçleri, spiral levhali ısı değiştirgeçleri, lamelli ısı değiştirgeçleri), kanatlı yüzeyli ısı değiştirgeçleri (levhali kanatlı ısı değiştirgeçleri, borulu kanatlı ısı değiştirgeçleri), rejeneratif ısı değiştirgeçleri (sabit dolgu maddeli rejeneratörler, döner dolgu maddeli rejeneratörler), karıştırmalı kaplar; akıma göre: tek geçişli ısı değiştirgeçleri (paralel akımlı ısı değiştirgeçleri, ters akımlı ısı değiştirgeçleri, çapraz akımlı ısı değiştirgeç-

Çizelge 1.1. Isı değiştirgeçlerinin sınıflandırılması [2]

I) Isı Değişim Şekline Göre Sınıflama a) Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştirgeçleri b) Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştirgeçleri
II) Isı Geçişi Yüzeyinin Isı Geçişi Hacmine Oranına Göre Sınıflama a) Kompakt olmayan ısı değiştirgeçleri b) Kompakt ısı değiştirgeçleri
III) Akışkan Sayısına Göre Sınıflama a) İki akışkanlı b) Üç akışkanlı c) Çok akışkanlı
IV) Isı Geçişi Mekanizmasına Göre Sınıflama a) İki tarafta da tek fazlı akış b) Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış c) İki tarafta da çift fazlı akış d) Taşınılma ve ışınlma beraber ısı transferi
V) Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflama a) Borulu ısı değiştirgeçleri b) Levhalı ısı değiştirgeçleri • Düz borulu ısı değiştirgeçleri • Contalı levhalı ısı değiştirgeçleri • Spiral borulu ısı değiştirgeçleri • Spiral levhalı ısı değiştirgeçleri • Gövde borulu ısı değiştirgeçleri • Lamelli ısı değiştirgeçleri c) Kanatlı yüzeyli ısı değiştirgeçleri d) Rejeneratifisi değiştirgeçleri • Levhalı kanatlı ısı değiştirgeçleri • Sabit dolgu maddeli rejeneratörler • Borulu kanatlı ısı değiştirgeçleri • Döner dolgu maddeli rejeneratörler e) Karıştırmalı Kaplar
VI) Akıma Göre Sınıflama a) Tek geçişli ısı değiştirgeçleri b) Çok geçişli ısı değiştirgeçleri • Paralel akımlı ısı değiştirgeçleri • Çapraz-ters ve çapraz-paralel akımlı ısı • Ters akımlı ısı değiştirgeçleri değiştirgeçleri • Çapraz akımlı ısı değiştirgeçleri • Çok geçişli gövde-borulu ısı değiştirgeçleri • n adet paralel levha geçişli ısı değiştirgeçleri

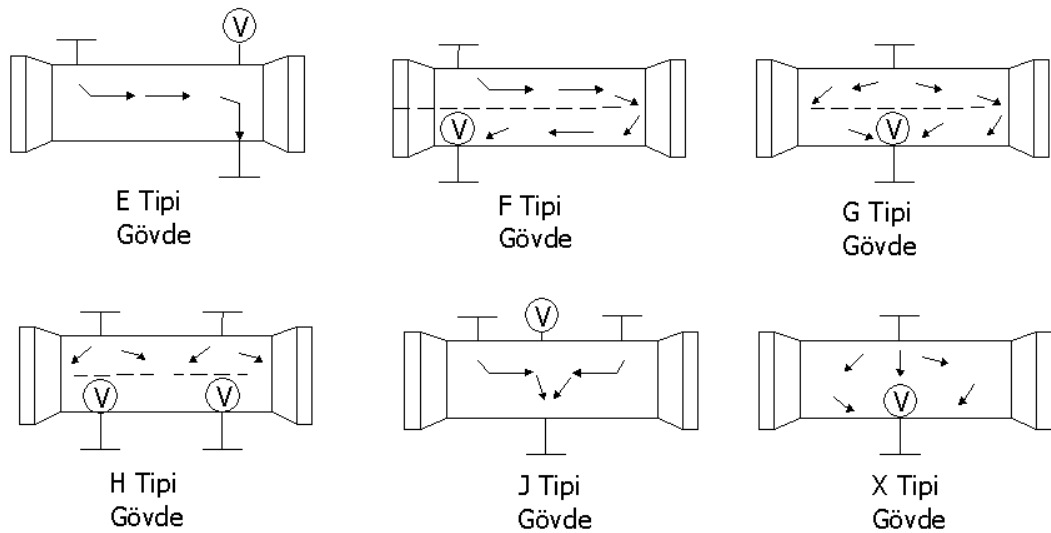
leri), çok geçişli ısı değiştirgeçleri (apraz-ters ve çapraz-paralel akımlı ısı değiştirgeçleri, çok geçişli gövde-borulu ısı değiştirgeçleri, n adet paralel levha geçişli ısı değiştirgeçleri) gibi birçok özelliklerine göre sınıflandırılırlar [2].

1.2.1. Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirgeçleri

Gövde-boru tipi ısı değiştirgeçleri geçmişten günümüze en çok kullanım alanı bulunan, birçok ısı transferi uygulamalarında kullanılan bir ısı değiştirgeci çeşididir. Gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerinin tasarımında önemli olan birçok parametre vardır [3]. Bunların başlıcaları gövde tipi, boru demeti tipi, borular ve boru geçişleri, şaşırtma levhaları, akış tarafının belirlenmesi ve boruların malzemesidir.

1.2.2. Gövde Tipleri

Gövde-boru tipi bir ısı değiştirgeci boruların gövdeye paralel olarak yerleştirildiği silindir şeklindeki gövdeden oluşur. şekil 1.2 en yaygın olarak kullanılan gövde çeşitlerini içermektedir. Bunlar E,F,J,X,G,H-Gövde tipleridir.



şekil 1.2. Gövde tipleri [3]

E-Gövde ucuzluğu ve basit yapısı sebebiyle en yaygın olarak kullanılan gövde tipidir. Bu tip bir gövdede, gövde tarafındaki akışkan gövdenin bir ucundan girer ve diğer ucundan gövdeyi terk eder. Yani gövde tarafında sadece tek akışkan geçişi vardır. Fakat borularda bir ya da daha fazla sayıda geçiş olabilmektedir. Bu borular çapraz şaşırtma levhalarıyla desteklenebilir. Gövde tarafı akışkanının tek fazlı olduğu uygulamalarda bu tip gövde en yaygın olarak kullanılan gövde tipidir. [3]

İki boru geçişli ısı değiştirgeçlerinde verimli sıcaklık farklarının, dolayısıyla ısı değiştirgeci veriminin artırılabilmesi için ters akış olması istenir. Bu tip durumlarda uzunlamasına şaşırtma levhaları içeren F-tipi gövde kullanılır. E tipi gövde ile kıyaslandığında F-tipi gövdede daha fazla basınç düşmesi gerçekleşmektedir. [3]

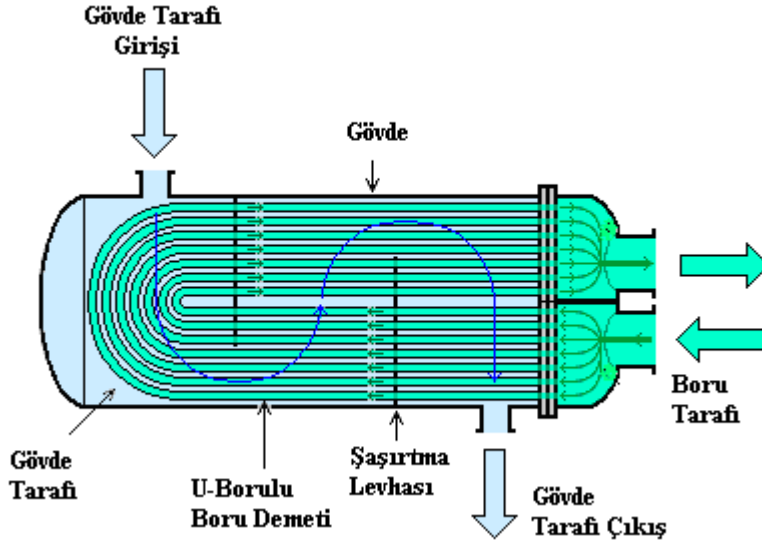
J-tipi gövde genellikle düşük basınç düşmelerinin olduğu durumlarda kullanılır. E-tipi gövdenin 1/8' i kadarlık bir basınç düşmesine sebep olur. X-tipi gövdede de yine basınç düşmesi çok azdır. Bu tip gövdede şaşırtma levhaları kullanılmamaktadır. Bu tip gövde J-tipindeki gövdelerde de olduğu gibi vakum yoğuşturucularında ve düşük basınçtaki gazlarla kullanılırlar. Bu gövde tipinde F-tipi gövdeye nazaran daha düşük basınç düşümü gözlenir ancak ısı değiştirgeci verimi yönünden F-tipi gövde daha iyi sonuç verir. [3]

G-tipi gövde yaklaşık olarak E tipi gövde ile aynı basınç düşmesine sahiptir. Fakat LMTD faktörü F (ortalama logaritmik sıcaklık farkına ait düzenleme faktörü) ve dolayısıyla ısı değiştirgeci verimi aynı yüzey alanı ve debiler için daha yüksektir. G-tipi gövde ile H-tipi gövde aynıdır fakat G-tipi gövde orta noktada lüleeye sahipken, H tipi gövde iki dış lüleeye sahiptir. [3]

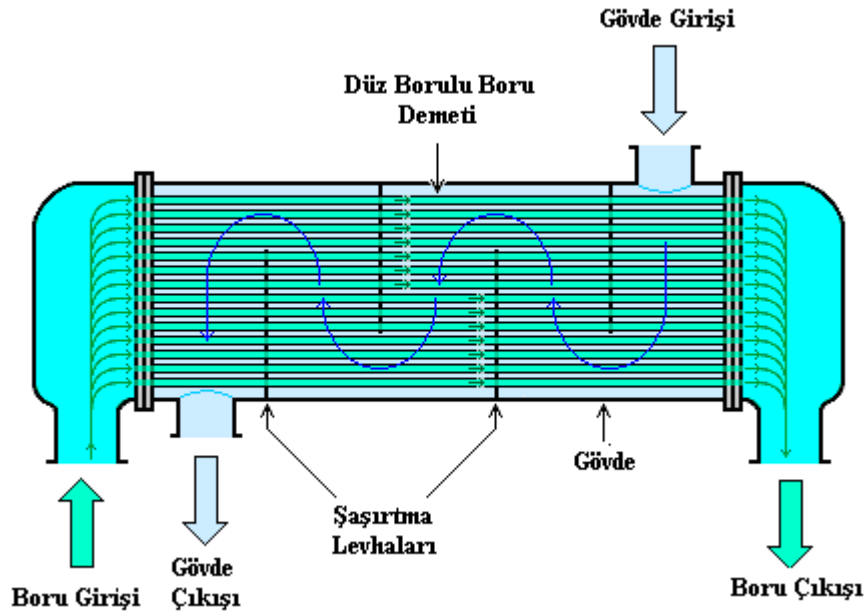
1.2.3. Boru Demeti Tipleri

Boru demeti tasarımındaki önemli konular, ısı genleşmenin sağlanması, temizleme kolaylığı, mümkün olan en düşük maliyeti sağlama gibi durumlardır. Boruların ve gövde bölümünün bağımsız olarak ısı genleşmeye izin verdiği bir tasarım şekli U-

boru düzenlemesidir. Bu düzenleme Şekil 1.3'te ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Bu tasarım şekli tek bir boru levhası kullanıldığından en az maliyetli olan tasarım şeklidir. Boru tarafı U şekli nedeniyle mekanik olarak temizlenemez. Diğer bir boru demeti tipi ise Şekil 1.4'te gösterilmiştir. Bu tipte boru demeti iki taraftan gövdeye kaynatılmıştır ve tek geçişlidir. [3]



Şekil 1.3. U-borulu ısı değiştirgeci [4]



Şekil 1.4. Düz borulu ısı değiştirgeci [4]

1.2.4. Borular ve Boru Geçişleri

Ters geçişe sahip tek geçişli E-gövde tipi ve çift geçişli F-gövde tipi dışında diğer tüm düzenlemelerde sıcaklık profili düzeltme katsayısı (F faktörü) kullanılmalıdır. Tasarımlarda genellikle çok sayıda boru geçişi istenir. Bu sayede boru tarafı akışkan hızı artırılabilir, ısı transfer katsayısı artırılabilir. Ayrıca bu şekilde borularda oluşacak kirlenmenin azaltılması sağlanabilir. Mimari açıdan boru tarafı akışkanının ısı değiştirgecine aynı taraftan girip ayrılması istenir. [3]

Boru malzemesi genellikle düşük karbonlu çelik, düşük alaşımlı çelik, paslanmaz çelik, bakır, inconel, alüminyum veya titanyumdan yapılır. Özel uygulamalar için diğer malzemeler de kullanılabilir. Yüksek alan/hacim oranları için küçük boru çapları tercih edilir. Büyük boru çapları genellikle yoğuşturucu ve buharlaştırıcılarda kullanılır. [3]

Boru uzunlukları ısı değiştirgeçlerinin performansı ve maliyetinde etkilidir. Temel olarak boru uzunluğu arttıkça; daha az sayıda boruya ihtiyaç olur, daha az sayıda delikler açılır, gövde çapı azalır ve maliyet bunlar nedeniyle daha düşük olur. Tabi ki bununla ilgili sınırlamalar da vardır. Etkin bir ısı transferi için ve ısı değiştirgecinin görevini istenildiği şekilde gerçekleştirebilmesi için gövde çapının boru uzunluğuna oranı 1/5 ile 1/15 arasında olmalıdır. [3]

1.2.5. şaşırtma Levhaları

şaşırtma levhaları iki ana amaç için kullanılmaktadır: yapısal sağamlık açısından boruları desteklemek ve boruların titreme, çökme veya eğilmelerini engellemek. Ayrıca şaşırtma levhaları özellikle akışı yönlendirmek ve bu sayede yüksek ısı transferi katsayıları elde etmek için kullanılır. Boruların dış yüzeyine ısı transferi yüzey alanını artırmak amacıyla kanatçık yerleştirilmesi durumuna göre ise borular kanatçıklı ya da kanatçiksız olabilir. Kanatçıklı borular gövde tarafındaki akışkan ısı transferi katsayısının boru tarafındakine göre düşük olduğu durumlarda kullanılır. [3]

1.2.6. Akış Tarafının Belirlenmesi

Gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerinde hangi akışkanın gövde, hangi akışkanın boru tarafından geçeceğini belirlemek önemlidir. Bunu belirlemede aşağıdaki maddeler göz önünde bulundurulur [3]:

1) Çok fazla kirlenmeye sebep olabilecek akışkan kolaylıkla temizlenebilme özelliğinden dolayı boru tarafından geçirilmelidir. Temizleme mekanik olarak gerçekteştirilir.

2) Yüksek basınçlı akışkan borulardan geçer. Küçük çaplarından dolayı normal kalınlıktaki borular yüksek basınçlara dayanıklı olurlar ve sadece boru tarafındaki kanallar ve diğer bağlantılar yüksek basınca dayanıklı olarak tasarlanır.

3) Çürütücü (koroziyon) akışkan boru tarafından geçirilmelidir. Diğer türlü, hem gövde hem de borular korozyona maruz kalır. Korozyon direnci için özel alaşımlar kullanılır ve özel alaşımlı boruları sağlamak hem özel alaşımlı boru hem de özel alaşımlı gövde sağlamaktan daha az maliyetli olur.

4) Düşük ısı transferi katsayısına sahip olan akışkan gövde tarafından geçirilir çünkü dışları kanatçıklı boruları tasarlamak daha kolaydır. Genel olarak düşük debili akışı gövde tarafından geçirmek uygundur. Düşük Reynolds sayılarında gövde tarafında türbülanslı akış elde etmek mümkündür [3].

1.2.7. Boru Malzemesi Seçimi

Isı transferini verimli bir şekilde sağlamak için boru malzemesinin ısı iletim katsayısının iyi olması gerekmektedir. Çünkü ısı transferi bir akışkandan diğerine boru duvarlarından gerçekteşir. Dolayısıyla boru iç ve dış çeperlerinde bir sıcaklık farkı meydana gelir. Boru malzemesinin değişik sıcaklıklarda genleşme olasılığı da düşünülecek olursa operasyon sırasında ısıl gerilimler meydana gelir. Boru malzemesi aynı zamanda değişik çalışma koşulları için (sıcaklık, basınç, pH, vb.) korozyon gibi zararları minimuma indirebilecek yeterlilikte olmalıdır. Sonuç olarak seçilen boru malzemesi dayanıklı, ısıl olarak iyi bir iletken, korozyon dirençli, yüksek kaliteli, tipik olarak metal bir malzeme olmalıdır. Boru malzeme seçiminin

iyi yapılmaması ileride boru ve gövde tarafı arasında sızıntılar oluşmasına ve dolayısıyla akışkanların birbirlerine karışmasına ve büyük olasılıkla basınç kayıplarına sebep olacaktır. [3]

1.3. Literatür Özeti

Gövde–boru tipi ısı değiştirgeçleri üzerine literatürde çeşitli çalışmalar mevcuttur. 2007 yılında yapılmış Naphon'a [5] ait çalışmada helisel borulu, kanatçıkçıklı ve kanatçiksız borulu bir gövde-boru tip ısı değiştirgecinin ısı performansı ve basınç düşümü özellikleri incelenmiştir. Bu çalışmada iki farklı helisel boru çapı kullanılmıştır. Borular ise 9.50 mm çaplı düz boruların etrafına 13 dönüş yapılarak elde edilmiştir. Çalışılan akışkan soğuk ve sıcak sudur. Deneyde soğuk su debisi 0.10-0.22 kg/s aralığında ve sıcak su debisi 0.02-0.12 kg/s aralığındadır. Soğuk suyun ısı değiştirgecine giriş sıcaklık aralığı 15-25°C ve sıcak suyun 35-45°C'dir. Deneysel çalışmada sıcak su helisel boruların içinden geçirilmiştir. Çalışmada sıcak ve soğuk akışın ısı transferi özellikleri incelenmiştir. Çalışma sonucunda ortalama ısı transferi oranının soğuk ve sıcak su debisinin artmasıyla arttığı, sıcak ve soğuk su debisi artışının ve sıcak su giriş sıcaklığının ısı değiştirgeci verimliliği üzerinde belirleyici bir etkiye sahip olduğu ortaya konulmuştur.

Li ve Kottke [6] tarafından yapılan bir çalışmada çapraz dizilişli boru demetine sahip olan bir gövde-boru tipli ısı değiştirgecinde kaçakların basınç ve yerel ısı transferine olan etkileri deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışmada şaşırtma levhaları ve gövde arasında olan kaçakların tamamen gelişmiş akış rejiminde yarattıkları etki baz alınmıştır. Çalışmada gövde çapı 290 mm ve şaşırtma levhaları arası uzunluk 113 mm'dir. Çalışma sonucunda Re sayısının 500 olduğu durumda kaçakların %21'e kadar, Re sayısının yaklaşık 16000 olduğu durumda kaçakların %17'ye kadar ulaştığı, bu durumlardan Re sayısının 500 olmasıyla basınç düşümü katsayısında %74'e kadar, Re sayısının yaklaşık 16000 olduğu durumda %69'a kadar azalış olduğu saptanmıştır.

Gıda endüstrisinde de oldukça sık olarak gövde-boru tip ısı değiştirgeçleri kullanılır. Burada yüksek ısı transferi özellikleri ve düşük basınç kaybı istenir. Ayrıca ısı değiştirgecinin temizliğinin kolay yapılabilir olması da çok önemlidir. Rozzi vd. [7] tarafından yapılan deneysel çalışmada Newton tipi ve Newton tipi olmayan akışkanlar kullanılarak bunların helisel borulu ve düz borulu bir ısı değiştirgecindeki konveksiyon ısı transferi ve sürtünme kayıpları incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmada kullanılmış olan akışkanlar ise süt, portakal suyu, havuç suyu ve elma püresidir. Deneysel sonuçlar Reynolds sayısının 800'den geçiş bölgesinin sonuna kadar olduğu durumlarda helisel boruların daha iyi olduğunu ortaya koymuştur.

Akışkanların cinsi ısı transferi için önemlidir; ancak bu akışkanların nasıl bir boru düzenlemesinden geçeceği de önemlidir. Bu konuda da değişik boru yerleştirme oranlarına sahip 3 adet gövde-boru tipi ısı değiştirgeci üzerinde Shokouhmand vd. [8] tarafından deneysel bir çalışma yapılmış ve böylece hangi yerleşimin daha iyi olduğu incelenmiştir. Bu çalışmada helisel borular kullanılmış olup toplam ısı transferi katsayısı Wilson işaretleme yöntemi ile hesap edilmiştir. Boru tarafı su akış debisi 0.016-0.113 kg/s ve gövde tarafı su akış debisi 0.019-0.136 kg/s aralığındadır. Boru için suyun giriş sıcaklığı aralığı 33.4-53.2 °C ve gövde tarafı için suyun giriş sıcaklığı aralığı 10.9-19.2°C'dir. Çalışma sonucunda boru yerleşim oranının yüksek olduğu durumlarda boru yerleşim oranının düşük olduğu durumlara nazaran daha yüksek gövde tarafı ısı transfer katsayıları elde edileceği anlaşılmıştır.

Hosseini vd. [9] ait bir çalışmada malzemesi bakır olan ancak düz, oluklu ve mikro kanatçıklı borular kullanılarak hazırlanan bir gövde-boru tip ısı değiştirgecinde, bu boruların deneysel olarak gövde tarafındaki ısı transferi katsayısına ve basınç düşümüne olan etkileri incelenmiştir. Deneysel veriler teorik verilerle karşılaştırılmış ve boru tipleri için basınç düşümüne ve Nusselt sayısına yönelik eş ilişkiler önerilmiştir. Çalışma sonucunda Reynolds sayısının 400'den küçük olduğu durumlarda oluklu ve mikro kanatçıklı boruların olduğu ısı değiştirgeçlerinde ısıl performansın çok kötü olduğu görülmüştür. Ancak yüksek Re değerlerinde mikro kanatçıklı boruların olduğu ısı değiştirgeçlerinde ısıl performansın çok iyi olduğu görülmüştür.

Benzer bir çalışma boğumlu ya da devamlı helisel boruları olan ısı değiştirgeçleri için deneysel olarak Xie vd. [10] tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada 3 ısı değiştirgeci incelenmiştir. Tasarlanan ve imal edilen deney düzeneğinde bir tarafta yağ çevrimi diğer tarafta ise soğuk su çevrimi olmakla birlikte soğuk su tarafı için bir de soğutma çevrimi mevcuttur. Deneyler gövde tarafı Re sayısı 300-7000, boru tarafı Re sayısı 3000-4000 aralığında değişirken yapılmıştır. Deneysel çalışmaya dayanılarak gövde ve boru tarafları sıcaklık farklarını tahmin etmeye yönelik Yapay Sinir Ağları (Artificial Neural Networks, ANN) metodu kullanılmıştır. Bu metodun en fazla %2 hata verdiği ifade edilmiştir. Bu çalışmadaki sıcaklık farklarının tahmini aslında ısı performansını değerlendirmeye yöneliktir.

Farklı bir deneysel çalışmada, literatür çalışmalarından elde edilen veriler değerlendirilerek gövde-boru tipi ısı değiştirgecinin bulunduğu iki fazlı kapalı tip güneş kolektörlü termosifonun ısı performansı Nada vd. [11] tarafından incelenmiştir. Bu amaçla kolektör tasarlanmış, imal edilmiştir ve bir deney düzeneği kurulup bu sayede değişik soğutma suyu debileri için, değişik soğuk su giriş sıcaklıklarında performans incelenmesi yapılmıştır. Ayrıca termosifondaki boru sayısının da performans üzerine etkisi araştırılmıştır. Deneylerde soğuk su debisi 0.0125, 0.0292, 0.0458 ve 0.0625 kg/s değerlerinde sabit tutulmuş olup toplam boru sayısı 14'tür. Kolektörde bulunan gövde boru tipi ısı değiştirgeci galvanize demirdir ve uzunluğu 1.9 m'dir. Gövde boru tipi ısı değiştirgecindeki akış ise çapraz akıştır. Deneysel çalışma sonucunda verimliliğin en üst düzeyde olduğu soğuk su debi değerleri için bir optimum termosifon boru sayısı bulunmuştur.

Ahn vd. [12] tarafından yapılan deneysel çalışmada akışkanlaştırılmış yatağa sahip dikey tip gövde boru tipi ısı değiştirgecinde hareket eden katı parçacıkların akışkan hareketine ve ısı transferi üzerine olan etkileri incelenmiştir. Bu amaçla bir deney düzeneği hazırlanmış ve çeşitli ölçümler yapılmıştır. Bu deney düzeneğindeki gövde boru tipi ısı değiştirgecinin uzunluğu 705 mm ve gövde çapı 80.4 mm'dir. Isı değiştirgecindeki akış ise karşıt akıştır. Deneylerde cam (3 mm çaplı), alüminyum (2 ve 3 mm çaplı), bakır (2.5 mm çaplı), çelik (2 ve 2.5 mm çaplı) ve kum (2-4 mm çaplı) katı parçacıkları kullanılmıştır. Kum hariç bu katı parçacıkların hacimleri 14

mm³'tür. Çalışma sonucunda, ısı transferindeki artış miktarının yüksekliği kullanılan katı parçacıklara göre sırasıyla kum, bakır, çelik, alüminyum ve cam şeklindedir ayrıca 2.5 ve 3 mm çaplı katı parçacıkların kullanıldığı durumlarda ısı transfer katsayısının parçacık çapının 2 mm olduğu durumlardan az da olsa yüksek olduğu görülmüştür.

Deneysel olan başka bir çalışmada gövde-boru tipi ısı değiştirgeçleri bulunan ve aslında R22 için tasarlanmış bir soğutucuda R22 yerine R407C soğutucu akışkanının kullanılması halinde performansta meydana gelen düşüş Lee vd. [13] tarafından incelenmiştir. Böylelikle ısı değiştirgeçlerinde farklı akışkan kullanımının etkileri ve bu durumda ısı performans değerlerinin değişimi dikkate alınmıştır. Deney düzeneği olarak hazırlanan sistemin nominal soğutma kapasitesi 100 kW'tır. Çalışma sonucunda soğutucu akışkanın R22'den R407'ye çevrilmesi ile soğutma kapasitesinin %10-20 azaldığı saptanmıştır. Bu azalmanın temel nedeni ise R407 ile hesaplanan ısı transferi katsayısının R22'ye göre düşük olmasıdır.

Isıl performans ile ilgili başka bir çalışmada gövde-boru tipi bir ısı değiştirgeci için deneysel verilere dayalı ısı performans analizi Thirumarimurugan vd. [14] tarafından yapılmıştır. Çalışmada üzerinde çalışılan gövde-boru tipi ısı değiştirgeci tek geçişli ve düz boruludur. İncelenen ısı değiştirgecinde sıcak akışkan buhar ve soğuk akışkan ise su veya asidik asit-su karışımıdır. Isıl performansı ifade eden toplam ısı transferi katsayısı gibi değerlerin hesabı yapılmıştır. Çalışma sonucunda soğuk akışkan debisinin artmasıyla soğuk akışkan çıkış sıcaklığının azaldığı ve toplam ısı transfer katsayısının arttığı belirlenmiştir. Ayrıca sudaki karışımın azalması durumunda ısı değiştirgeci toplam veriminin arttığı sonucu da elde edilmiştir.

Isı değiştirgeçlerinde zamanla oluşan ve biriken kirler ısı transferini etkiler. Bu konuyla ilgili olarak Butterworth [15] tarafından yapılan bir çalışmada gövde-boru tipi bir ısı değiştirgecinin, kirlilik faktörünün sıcaklığa ve hıza bağlı olduğu durumdaki tasarımları incelenmiş ve literatürdeki önceki çalışmalar ve metodlar ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Çalışmada sıcaklığın kirlenme üzerine etkisi

araştırılırken bu etkinin oldukça karmaşık olduğu belirtilmiştir ve bu etkinin ısı değiştirgecinin çalışma şartlarına ve süresine bağlı olduğu izah edilmiştir ve bu karışık sorunu çözmek için üç yöntem incelenmiştir. Bunlardan birincisi boru girişindeki kirlenmeyi yani neredeyse temiz durumu kabul etmektir. İkincisi asimptotik kirlenme direnci kabulüdür. Üçüncüsü ise ısı değiştirgeci çalışma süresi ve şartları göz önünde bulundurularak kirlenmenin analiz edilmesidir.

Barman ve Ghoshal [16] tarafından yapılan bir çalışmada gövde-boru tipi kanatçıklı ve şaşırtma levhası olmayan bir ısı değiştirgeci için Kern Metodu'na dayalı olarak optimum tasarıma yönelik bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada kanatçıklı boruya sahip olan gövde-boru tipi ısı değiştirgecinin ısı transferi oranı değişiminin kanatçık yüksekliği ile değişimi incelenirken biri üçgen diğeri kare boru düzenleme olmak üzere iki farklı boru yerleştirme oranı kullanılmıştır. Hesaplamalar analitik olarak Kern metodu kullanılarak yapılmıştır. Bu çalışmaya göre optimum kanatçık yüksekliğinin boru dış çapıyla doğru orantılı olduğu saptanmıştır.

Geleneksel gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerinde eğer şaşırtma levhaları kullanılıyorsa bu şaşırtma levhaları boru demetinden geçirilir ve şaşırtma levhası ile gövde arasında az da olsa bir boşluk kalır. Bu boşlukları kapatıp kaçakları azaltmak üzere gövde ve şaşırtma levhaları arasına tıkaç vazifesi görecektir, bu boşluğu kapatacak boşluk kapaticılar kullanılabilir. Wang vd. [17] tarafından yapılan deneysel çalışmada bu boşluk kapaticılarının kullanılması durumunda gövde boru tipi bir ısı değiştirgecinde ısı transferinde ne gibi değişikliklerin olacağı incelenmiştir. Deney düzeneğindeki gövde-boru tipi ısı değiştirgecinin boru kısmından su, gövde kısmından yağ geçmektedir. Yağ sıcak akışkandır ve yağ tankında ısıtıcılar kullanılmak suretiyle yağ ısıtılmıştır. Çalışmada kullanılan ısı değiştirgecinin boyu 3000 mm, gövde iç çapı 300 mm olmakla beraber ısı değiştirgecinde 36 boru bulunmaktadır. Çalışma sonucunda boşluk kapaticılarının kullanılması durumunda gövde tarafı ısı transfer katsayısının %18.2-25.5 arttığı, toplam ısı transfer katsayısının %15.6-19.1 arttığı bununla beraber ise basınç düşümünün de %44.6-44.8 artış olduğu saptanmıştır.

Gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerinin tasarımında oldukça fazla sayıda parametre yer almaktadır. Bu parametrelerin sayısının fazla olması hesapların yapılması sırasında zorluklar yaşanmasına sebep olabilmektedir. Öyle ki, bir optimizasyon probleminin elle çözülmesi oldukça zordur. Bu konuda bilgisayar programlarının kullanılması gerekir. Kara ve Güraras [18] tarafından yapılan bir çalışmada gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerinin tasarlanması için bir program yazılmış ve bu program ile gövde ve boru tarafında tek fazlı akımın olduğu durumlarda ön tasarım analizi yapılmıştır. Boğumlu, şaşırtma levhalı, U-borulu ısı değiştirgeçleri ve bir veya iki geçişli borular için bu programla tasarım yapmak mümkündür ve bu program sonuç olarak ısı değiştirgecinin geometrisini ortaya koymaktadır. Isı değiştirgeçlerinde optimum tasarımı bulmak için diferansiyel gelişim yöntemi (Differential Evolution Method, DE) Babu ve Munawar [19] tarafından çalışılmıştır. Bu optimizasyon işleminde bir gövde-boru tipi ısı değiştirgeci için gerekli olan en az ısı transferi yüzey alanı göz önüne alınarak ısı değiştirgecinin maliyetini düşürmeye yönelik bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada Bell-Delaware yöntemi kullanılarak bir bilgisayar programı yazılmıştır ve esas parametreler dikkate alınarak 9680 kombinasyon incelenmiştir ve diferansiyel gelişim yönteminin genetik algoritmalarından daha iyi sonuç verdiği kanaatine varılmıştır. Serna ve Jimenez [20] tarafından yapılan çalışmada gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerinin tasarımında kullanılan Bell-Delaware yöntemi optimizasyon hesabı yapacak olan bir bilgisayar programında kullanılmıştır. Bell-Delaware yöntemi ile basınç düşümü, ısı transferi yüzey alanı ve gövde tarafı ısı transferi katsayısı değerleri ile ilişkili bir analitik formül ortaya konmuştur. Bu çalışmayla optimizasyon işlemi yapılırken kompakt bir formülasyonun daha yararlı olacağı gösterilmiştir.

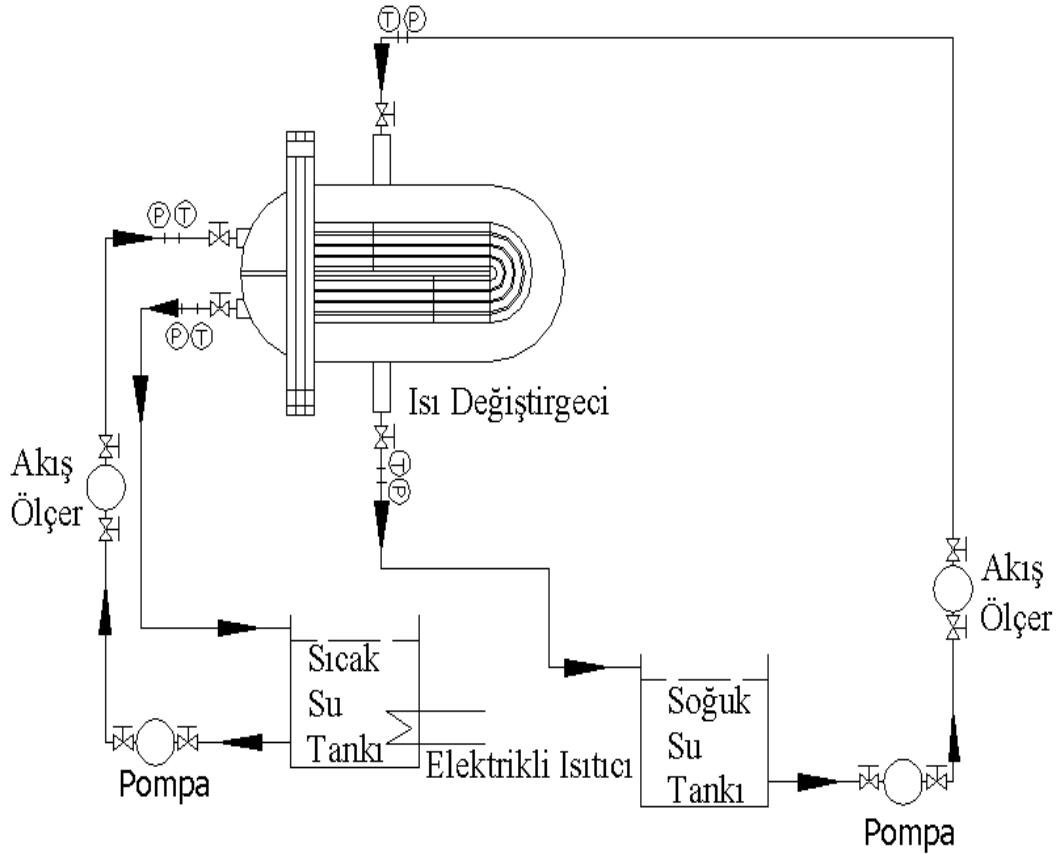
Bu çalışmada tasarlanmış ve yerli olarak imal edilmiş U-borulu gövde-boru tipi şaşırtma levhaları olan bir ısı değiştirgeci için çeşitli şartlarda deneyler yapılarak bu ısı değiştirgecinin ısıl performans analizi yapılmıştır. Tasarlanan bu ısı değiştirgeci ve kurulan deney düzeneği ile farklı sıcak ve soğuk akış debilerinde ve farklı sıcak ve soğuk akım giriş sıcaklıklarında deneyler yapılmış ve ısıl performans incelenmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen giriş sıcaklık verileri ve Bell-Delaware, Kern ve ϵ -NTU metodlarının kullanılmasıyla ayrıca ısı transferi özellikleri

analiz edilmiş ve deney sonuçları ile karşılaştırılarak incelenmiştir. Çalışma özellikle Kaynak [5] ve [14] ile deney düzeneğinin kurulumu ve deneylerin yapılışı noktasında benzerlikler göstermektedir. Bu deneysel çalışmalarda bu çalışmada olduğu gibi gövde ve boru giriş sıcaklıklarının ve akışkan debilerinin değiştirilmesi ile oluşan değişimler incelenmiştir. Ancak Kaynak [5]'de farklı olarak tek geçişli helisel borular kullanılmıştır. Kaynak [14]'de tek geçişli borular kullanılmış olup soğuk akışkan olarak su veya asidik asit-su karışımı kullanılmıştır. Bu çalışmayı ise diğer çalışmalardan ayıran en belirgin noktalar U-boru yapısına sahip düz borulardan oluşan ve şaşırtma levhalarına sahip olan bir gövde-boru tipi ısı değiştirgecinin deneysel olarak incelenmesidir.

BÖLÜM 2. DENEY DÜZENEGİ VE DENEYLER

2.1. Deney Düzenegi

Bu çalışmada tasarlanmış ve bir firmaya imal ettirilmiş olan U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgecinin ısı analizini yapmak üzere, yine tarafımdan bu ısı değiştirgecinin yerleştirildiği bir deney seti de tasarlanmış ve hazırlanmıştır. U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgecinin ısı performansını analiz etmek üzere kurulan deney düzeneğinin şematik gösterimi şekil 2.1'de görölmektedir. şekil 2.2'de ise deney düzeneğinin fotoğrafı yer almaktadır.



şekil 2.1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Deney düzeneğinde ısı değiştirgecinin boru kısmından sıcak su, gövde kısmından ise soğuk su geçmektedir. Deney düzeneği üzerinde ısı değiştirgecine giren sıcak ve soğuk suyun girişte ve çıkışta sıcaklık ölçümü yapılmaktadır. Isı değiştirgecinin gövde ve boru kısımlarında sıcak ve soğuk hat debileri elektro-manyetik akışölerler ile ölçülmektedir. Soğuk ve sıcak suyun debilerini ayarlayacak sistem de düzeneğe eklenmiştir. Debi değişimleri direkt olarak pompalar üzerinden yapılabilmektedir. Ayrıca deney seti üzerine belirli noktalara vanalar da konulmuştur. Bunlardaki amaç deney düzeneğinden herhangi bir ölçüm aletinin güvenli bir şekilde kaldırılabilmesine olanak sağlamaktır. Sıcaklık ve debi verileri ölçüm aletlerinin göstergelerinden okunabildiği gibi, bilgisayar ile veri toplamak da mümkündür.



şekil 2.2. Deney düzeneğinin fotoğrafı

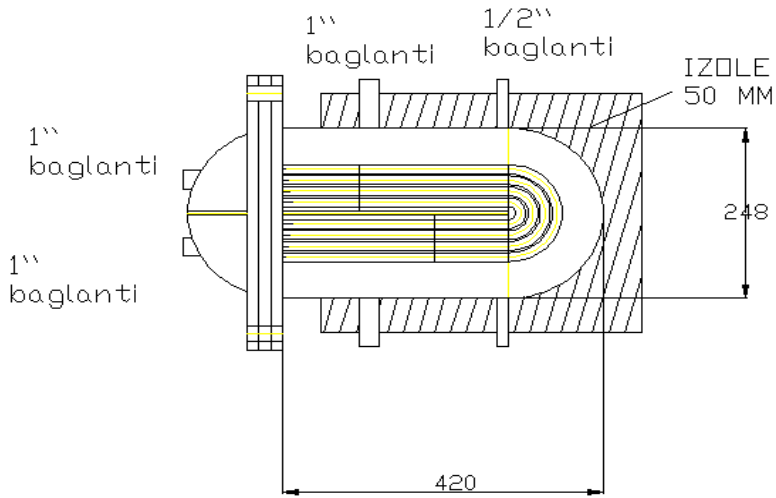
Gövde ve boru kısımlarında giriş ve çıkışlarda sıcak ve soğuk suyun sıcaklık ölçümü K-tipi ısıl-çiftlerle yapılmıştır. Bu ısıl-çiftler veri alıcı cihaza takılarak sıcaklık

değişimleri bilgisayar üzerinden takip edilip, veriler yine bu veri alıcı cihaz sayesinde bilgisayara kaydedilmiştir. Deney düzeneğinde birer adet sıcak ve soğuk su tankı bulunmaktadır. Bunlar gerekli olan su beslemesini sağlayacak olan tanklardır. Sıcak su elde edilebilmesi için sıcak su tankına ısıtıcı rezistanslar üstten daldırılmıştır. Isıtıcı rezistanslarla ısınmış olan sıcak su, sıcak su tankından pompa vasıtasıyla ısı değiştirgecinin boru kısmına girer. Sıcak su boru kısmına girmeden sıcaklığı ve debisi ölçülür. Aynı şekilde boru kısmından çıkan suyun da sıcaklığı ölçülür ve su yeniden sıcak su tankına girer. Soğuk akışın olduğu kısımda da çevrim benzerdir. Bu sefer soğuk su tankından alınan su, pompayla ısı değiştirgecinin gövde kısmına pompalanır. Gövde kısmına girmeden önce ise suyun sıcaklığı ve debisi ölçülür. Böylelikle sıcak ve soğuk hatlarda kapalı çevrimler tamamlanır. Deney düzeneğinde Şekil 2.2’de görüldüğü gibi boru tarafına ait olan kısım yani sıcak suyun dolaştığı taraf kırmızı renge, gövde tarafına ait olan soğuk suyun dolaştığı kısım ise mavi renge boyanmıştır. Ayrıca deney düzeneğine monte edilmiş fark basınç transmitterleri de mevcuttur ancak bu tez kapsamında kullanılmamıştır.

Deney setindeki cihazları ısı değiştirgeci, ölçüm cihazları ve diğer cihazlar olarak üçe ayırabiliriz. Üzerinde deneylerin yapıldığı ısı değiştirgecinin boyutları küçüktür. Bunun sebebi büyük bir ısı değiştirgeci için yüksek enerji harcanması zorunluluğudur. Bu sistemde, küçük bir ısı değiştirgeci için deneyler yapılırken ısıtıcı olarak üç adet her biri 3000 W gücünde olan rezistanslı ısıtıcıları kullanmak yeterli olmuştur ve pompa güçlerinin düşük tutulmasına da olanak sağlanmıştır. Kullanılan ısı değiştirgeci gövde-boru tipi ısı değiştirgecidir ve borular U boru şeklinde olmakla beraber kanatçıksızdır ve üçgen boru düzenleme şeklindedir. Isı değiştirgecine ait parametreler Çizelge 2.1’de sunulmuştur. Bu çalışma için ısıl performansı analiz edilmek üzere tasarlanmış ve özel olarak imal ettirilmiş olan gövde-boru tipi, şaşırtma levhalı, U-borulu ısı değiştirgecinin giriş-çıkış bağlantı noktaları Şekil 2.3’de gösterilmektedir. EK 1’de ise ısı değiştirgecine ait olan teknik resim yer almaktadır.

Çizelge 2.1. Isı değiştirgecinin geometrisi

U-Borulu Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirgeci	
Boru Dış Çapı d_o 12 mm	Malzeme (yumuşak elik) için ısı iletim katsayısı k 45 W/mK
Boru İç Çapı d_i 9 mm	Boru ve şaşirtma levhaları arası boşluk Δt_b 0.8 mm
Gövde İç Çapı D_s 230mm	Gövde ve şaşirtma levhaları arası boşluk Δs_b 5 mm
Gövde Uzunluğu L_s 420 mm	Boru demeti gövde arası boşluk Δb 35 mm
Boru Sayısı N_t 32	şaşirtma levhası kalınlığı t_B 5 mm
Boru Merkezleri Arası Dik Uzunluk P_t 0,016 m	şaşirtma levhası kesimi B_c %25
şaşirtma Levhaları Arası Uzunluk B 0,10 m	şaşirtma levhası sayısı N_b 3



şekil 2.3. U-borulu gövde–boru tipi ısı değiştirgeci

Deney düzeneğinde 2 adet elektro-manyetik akışölçer kullanılmıştır. Bu akışölçerler ISOIL marka MS1000/ML110 model, minimum iletkenlik değeri 5 mikroSiemens/cm olan akışölçerlerdir. Ölçüm aralıkları 2.9-72 m³/saat'tir. Çıkış değerleri 4-20 mA aralığındadır ve hassasiyeti ± 0.4 % (anlık değerin) aralığındadır. Deney düzeneğinde kullanılan dataTaker markalı ve DT80 modellenli veri alıcı cihazın sinyal giriş aralığı 4-20 mA'dir ve sıcaklık ölçümünde hassasiyeti K-tipi ısıl-çift kullanıldığında 0.1%'dir. Bu cihaz voltaj, akım, direnç gibi değerleri direk olarak, sıcaklık gibi değerleri dolaylı olarak ölçebilmektedir. Deney düzeneğinde kullanılan pompalar Alarko marka ve HCP-A1 4/80 modellenli flanşlı üç hızlı sirkülasyon pompalarıdır. 9.2 kg ağırlığındaki bu pompalar 3 kademeli akış sağlayabilmektedir. Bu pompalar için maksimum su sıcaklığı 120°C ve maksimum çalışma basıncı 6 bar olmalıdır.

Deney düzeneğine monte edilmiş ancak kullanılmamış olan iki adet fark basınç transmitteri sistemde mevcuttur. Bu fark basınç transmitterleri gövde ve boru kısmında oluşacak olan basınç düşümlerini direkt olarak ölçmeleri için deney düzeneğine monte edilmiştir. Hem gövde hem de boru giriş ve çıkışları transmitterlerin iki ucuna bağlanmıştır. Ancak deney düzeneğinde bu transmitterlerden yararlanılarak basınç farkı ölçümü yapılamamıştır. Alınmış ve de deney düzeneğine monte edilmiş bu fark basınç transmitterlerinin ölçüm aralıklarının 0-2.5 bar olduğu biliniyordu ancak deney düzeneğinde oluşacak olan basınç farkları ise kPa hatta Pa mertebesindedir. Transmitterler bu birimlerde ölçmeye 2.5 kPa itibariyle başladıkları için deney düzeneği şartlarına uygunluk göstermeyip ölçüme izin vermemiştir. Bu fark basınç transmitterleri Smar marka LD301 D3 modelidir. Ölçüm aralıkları 0-2.5 bardır. Çıkış değerleri 4-20 mA aralığındadır ve hassasiyeti ± 0.075 %'dir. Bu özellikleri itibariyle ileride deney düzeneğine basınç farkı yüksek olacak şekilde bir ısı değiştirgeci monte edilirse fark basınç transmitterleri kullanışlı hale gelebilecektir.

Deney düzeneği tarafımdan bir yıllık bir çalışmanın neticesinde kurulabilmiştir. Bu zamanın önemli bir kısmı satıcı firma tarafından ithal edilen ölçüm cihazlarının gelmesi için beklenen süre, ısı değiştirgecinin imalatçı firma tarafından yapılması

için beklenen süre ve üniversite içinde alım işleri ile ilgili yürütülen idari işlemlerin beklenmesidir. Deney düzeneği kurulumu çalışmaları öncelikle bir ısı değiştirgecinin ısıl analizini yapmak üzere bir deney düzeneği tasarlanması ile başlamıştır. Daha sonra tasarlanan bu deney düzeneğini hayata geçirmek üzere çalışmalar başlamıştır. Öncelikle bir ısı değiştirgeci tasarlanmıştır. Bunun için bir ön tasarım analizi yapılmış olup hesaplamalar sonucunda elde edilen veriler ışığında bir ısı değiştirgecinin imalatının yapılması kararlaştırılmıştır. Isı değiştirgeci imalatını yapabilecek olan firmalar araştırılmış ve bir firmayla anlaşılmıştır. Firmayla yapılan görüşmelerde onların imkanları ve belirli standartlar dikkate alınarak bazı tasarım parametrelerinde değişiklikler de yapılmıştır ve sonuç olarak firmaya U-borulu gövde-boru tipi bir ısı değiştirgeci imal ettirilmiştir. Böylelikle çalışmanın ve deney düzeneğinin ana unsuru olan ısı değiştirgeci hazır hale gelmiştir. Daha sonra ölçüm cihazları ile ilgili araştırmalar başlamıştır. Deney düzeneğindeki ısı değiştirgeci hazır olduğu için bazı ön hesaplamalar yapılarak deney düzeneğindeki fark basınçları, giriş-çıkış sıcaklıkları, akışkan debileri, pompa güçleri için bir takım değerler elde edilmiştir. Bu değerlere en çok uyabilecek cihazların araştırılması yapılmıştır. Bu bağlamda satıcı firmalarla görüşülüp fiyatlar alınmıştır ve cihaz özellikleri incelenmiştir. Deney düzeneğine uygun olacağı düşünülen fark basınç transmitterleri ve manyetik akış ölçerler bir ithalatçı firmaya sipariş edilmiştir ve belli bir süre sonra bu cihazlar teslim alınmıştır. Daha sonra deney düzeneğinin gereksinimini karşılayabilecek ebatta soğuk ve sıcak suyu muhafaza edecek olan su tankları ve sıcak su tankını olabildiğince ısıtması ve deney şartlarında varyasyon imkanı vermesi için üç adet ısıtıcı direnç alınmıştır. Ayrıca düzenekte sıcak ve soğuk su çevrimlerini sağlamak üzere sisteme yetecek olan ve üç kademesiyle deney şartlarında varyasyon sağlayabilecek olan iki adet pompa alınmıştır. Isı değiştirgecine girişte ve çıkışta sıcaklık ölçümlerinin yapılması için kontrol sistemleri laboratuvarında hazır bulunan veri alıcı cihaz alınarak kuracağımız deney düzeneğinin bir parçası olmak üzere kullanılmıştır. Bu veri alıcı cihaza bağlanacak olan ısıl-çiftler ise yine üniversitemizdeki laboratuvardan yeterli uzunlukta olacak şekilde altı parça kesilmiştir. Bu parçalardan ikisi yedek olmak üzere kesilmiştir. Kesilen ısıl-çiftlerin ucuna Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarı'nda Araş. Gör. Kamil ARSLAN yardımıyla ark kaynağı yapılmıştır. Bu sayede ısıl-çiftler veri alıcı cihaza

bağlanarak ölçüm yapabilecek duruma getirilmiştir. Gövde ve boru tarafı giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçecek olan dört adet ısı-çift veri alıcı cihaza bağlanmıştır. Veri alıcı cihazın yazılımı bilgisayara kurulmuştur ve sıcaklık ölçümü ayarları bilgisayardaki programda yapılarak çeşitli sıcaklık ölçümleri yapılarak veri alıcı cihaz ve ısı-çiftler test edilmiştir ve laboratuvarında bulunan bir sıcaklık ölçer kullanılarak kalibrasyonları yapılmış ve işlem sonunda uygun oldukları görülmüştür. Deney düzeneğindeki bütün cihazlar hazır hale geldikten sonra deney düzeneğinin laboratuvarında kurulacağı yer tespit edilip deney düzeneği tesisatını yapmak üzere tesisat malzemeleri alınmıştır. Deney düzeneği kurulumu için alınan tesisat malzemeleri Çizelge 2.2’de görülmektedir. Deney düzeneği tesisatını yapmak üzere ise bir tesisat firmasıyla anlaşılmasıdır. Firma çalışanları tarafımdan istenilen ve belirtilen şekilde tesisat işlemini gerçekleştirmiştir. Bu şekilde deney düzeneği hazır hale getirilmiş ve Makine Mühendisliği Bölümü Isı Bilimleri Laboratuvarı’nda kurulmuştur.

Ölçüm cihazlarının hassasiyetleri kullanılarak sistemde ölçümlerden kaynaklanan belirsizlik bulunabilir. Deney düzeneğindeki ölçümler akışkan debisi ölçümü ve sıcaklık ölçümleridir. Bu ölçümlerin yapıldığı cihazlarda hassasiyet belirtildiği gibi debi ölçümü için $\pm 0.4\%$ ve sıcaklık ölçümü için 0.1% ’dir. Bu veriler ve aşağıdaki ifadenin kullanımı ile belirsizliği hesaplamak mümkündür [21]:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.1)$$

Yukarıdaki ifadede w_R belirsizliği, R ise x_1, x_2, \dots, x_n bağımsız değişkenlerinin fonksiyonu olan sonuç değerini, w_1, w_2, \dots, w_n değerleri ise bağımsız değişkenlerin ayrı ayrı belirsizliğini ifade etmektedir.

Deney düzeneğinde ölçülen değerlerin kullanıldığı ana formülasyon olan ısı transferi oranı denklemi üzerinden belirsizlik hesabını yapacak olursak; aşağıdaki ifadede yer alan Q değeri denklem (2.1)’deki R ifadesinin yerine konulacak şekilde kullanılır:

Çizelge 2.2. Deney düzeneği kurulumu için alınan tesisat malzemeleri

1	1" Galvaniz nipel	14 adet
2	1" Tam geçişli küresel vana	12 adet
3	1"Galvaniz konik rekor	8 adet
4	32x90 PPRC dirsek	10 adet
5	32x1" Dış dış adaptör	10 adet
6	32 Folyasız boru	4 metre
7	½" Körtapa	2 adet
8	1" Galvaniz Te	5 adet
9	1" Galvaniz manşon	2 adet
10	DN40 PN6 Flanş	4 adet
11	40'lık Klingrit conta	4 adet
12	½"x5 cm Galvaniz civata-somun	16 adet
13	DN50 PN40 Flanş	4 adet
14	50'lik Conta	4 adet
15	M16 Tij (saplama)	2 metre
16	¼" Galvaniz nipel	4 adet
17	1"x¾" Galvaniz redüksiyon	6 adet
18	¾"x¼" Galvaniz redüksiyon	4 adet
19	2"x1" Galvaniz redüksiyon	4 adet
20	1 ½"x1" Galvaniz redüksiyon	4 adet
21	1 ½" Galvaniz manşon	2 adet

$$Q = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \quad (2.2)$$

Yukarıdaki ifadede yer alan; \dot{m} akışkan debisi [kg/s], C_p özgül ısı [J/kg K] ve ΔT sıcaklık farkıdır [K]. Isı transferi oranı sıcak ya da soğuk taraf parametreleri kullanılarak bulunabileceğinden, ifadedeki debi, özgül ısı ve sıcaklık farkı değerlerinin hepsi soğuk ya da sıcak tarafa ait değerler olmalıdır.

Sistemdeki ölçüm aletlerinin hassasiyetinden kaynaklanan ölçüm hatasını dikkate alarak ve soğuk taraf kullanılmak üzere ısı transferi oranı değerindeki belirsizlik hesaplanabilir. Bunun için en kötü deney şartlarından birisine ait değerler kullanılarak nominal ısı transferi oranı bulunur:

$$Q = 0.645 \times 4181 \times (49.39 - 48.44) = 2561 \text{ W}$$

Denklem (2.1) kullanılmak üzere gerekli türev alma işlemleri uygulanır ve değerleri hesaplanır:

$$\frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} = C_p (T_2 - T_1) = 3971 \text{ J/kg}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial T_1} = -\dot{m}C_p = -2696 \text{ J/sK}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial T_2} = \dot{m}C_p = 2696 \text{ J/sK}$$

Debi ölçümünden ve sıcaklık ölçümünden kaynaklanan belirsizlikler ayrı ayrı hesap edildikten sonra toplam belirsizlik hesaplanır:

$$w_{\dot{m}} = 0.645 \times 0.004 = 2.58 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$w_{T_1} = w_{T_2} = 0.95 \times 0.001 = 9.5 \times 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}$$

$$w_Q = \left[3971^2 \times (2.58 \times 10^{-3})^2 + 2 \times (2696)^2 \times (9.5 \times 10^{-4})^2 \right]^{1/2}$$

$$w_Q = 10.8 \text{ W}$$

$$\frac{10.8 \text{ W}}{2561 \text{ W}} = 4.24 \times 10^{-3}$$

Bu sonuca göre belirsizlik %0.42'dir.

U borulu gövde boru tipi ısı değiştirgecinin toplam ısı transferi yüzey alanı yani boruların toplam yüzey alanı EK 1'de bulunan teknik resimden de görülebilen boru geometrisi dikkate alınarak hesaplanır. Isı değiştirgecinin sahip olduğu 32 borunun kıvrım noktasına kadar olan düz boyu 296 mm'dir. Isı değiştirgecinin teknik resminden de görüldüğü gibi boru demetindeki borular, 4 sıra halindedir ve her sırada 8'er boru bulunmaktadır. Resmin karşıdan görünüşünden görüldüğü üzere, bu boruların U kısmı iç içe yarım daireler şeklinindedir. Boruların U kısmında bulunan alan iç içe dairelerin geometrik özelliği kullanılarak bulunabilir. Isı transferi yüzey alanı boruların düz kısmı için aşağıdaki ifadeden bulunur:

$$A_1 = \Pi \cdot d_o \cdot L \cdot N_t \quad (2.3)$$

Burada d_o boru dış çapı [m], L boruların düz kısmına ait uzunluk [m] ve N_t toplam boru sayısıdır.

Boruların U şekline girdikleri kıvrım bölgesindeki yüzey alanı ise aşağıdaki ifade kullanılarak hesaplanır:

$$A_2 = \frac{1}{2} \Pi \cdot N \left[(r_1^2 - r_2^2) + (r_3^2 - r_4^2) + (r_5^2 - r_6^2) + (r_7^2 - r_8^2) \right] \quad (2.4)$$

Yukarıdaki ifadede, N her boru sırasındaki boru sayısıdır ve her sırada 8'er boru vardır, r yarıçaptır [m]. Teknik resimden de görüleceği üzere boruların U kısmında iç içe yarım daire şeklinde borular mevcuttur. Alan hesabında, bu boruların sanal bir daire oluşturduğu düşünülerek alan bulunur, içindeki borunun da oluşturacağı sanal daire ise çıkarılır. Bu şekilde boru yüzey alanları hesap edilir. Sanal dairelerin

yarıçapları ise yukarıdaki ifadedeki şekliyle $r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, r_6, r_7$ ve r_8 'dir ve değerleri sırasıyla 22.5, 10.5, 38.5, 26.5, 54.5, 42.5, 70.5 ve 58.5 mm'dir. İlgili değerler (2.3) ve (2.4) eşitliklerine yerleştirilerek alan hesaplanır:

$$A_1 = \Pi \cdot 12 \cdot 296 \cdot 32 = 357086 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = \frac{1}{2} \Pi \cdot [8(22.5^2 - 10.5^2) + (38.5^2 - 26.5^2) + (54.5^2 - 42.5^2) + (70.5^2 - 58.5^2)] = 48856 \text{ mm}^2$$

A_1 ve A_2 değerleri toplandığında;

$$A_1 + A_2 = 405942 \text{ mm}^2 \approx 0.4 \text{ m}^2$$

Deney düzeneğine yerleştirilmek üzere tasarlanan ve imal edilen U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgecinin toplam ısı transferi yüzey alanı 0.4 m^2 'dir.

2.2. Deneyler Ve Deney Sonuçları

Bir gövde-boru tipi ısı değiştirgecinin ısı performans analizinin yapılabilmesi için bir deney düzeneği kurulmuş ve deneyler yapılmıştır. Deneyler esnasında boru tarafından giren sıcak suyun sıcaklığı $24\text{-}57 \text{ }^\circ\text{C}$ aralığındadır. Gövde tarafından giren soğuk suyun sıcaklık aralığı ise $18\text{-}51 \text{ }^\circ\text{C}$ 'dir. Deneylerde sıcak su debisi belli değerlerde (0.775 kg/s, 0.86 kg/s, 1.035 kg/s) sabit tutularak soğuk su debisi (0.645 kg /s, 0.73 kg/s, 0.88 kg/s) değiştirilmiştir. Bu ölçümler gövde ve boru taraflarının giriş sıcaklıkları değişirken devam ettirilmiştir. Deney parametreleri aralıkları Çizelge 2.3'te görülmektedir.

Her bir deney için değişen parametreler ise Çizelge 2.4'te gösterilmektedir. Deneyler boru tarafındaki sıcak su giriş sıcaklığı $24 \text{ }^\circ\text{C}$ ve gövde tarafındaki soğuk su giriş sıcaklığı $18 \text{ }^\circ\text{C}$ iken başlatılmıştır. Bir yandan sıcaklık artırılarak bir yandan sıcak ve soğuk su debileri değiştirilerek toplam 27 koşulda deney yapılmıştır. Deney koşulla-

Çizelge 2.3. Deney parametrelerinin aralıkları

Parametreler	Aralık
Boru tarafı su debisi	0.775, 0.860, 1.035 kg/s
Gövde tarafı su debisi	0.645, 0.730, 0.880 kg/s
Boru giriş sıcaklığı	24-57°C
Gövde giriş sıcaklığı	18-51°C

rında Çizelge 4.2’de görüldüğü üzere her üçerli grupta sıcak su debisi sabit tutularak soğuk su debisi sırasıyla 0.645 kg /s, 0.73 kg/s ve 0.88 kg/s değerlerine getirilmiştir. Daha sonra sıcak su debisi daha yüksek olan 2 ayrı değerde sabit tutularak soğuk su debisi aynı şekilde artırılmıştır. Isıtıcı sayılarının artırılması ve ısıtıcıların sürekli ısıtmaya devam etmesi suretiyle değiştirilerek farklı giriş sıcaklıkları ile değişik deney koşulları oluşturulmaya çalışılmıştır. Bu esnada boru tarafı ve gövde tarafı sıcaklık farklarının sabit kaldığı kararlı noktalarda ölçümler alınmıştır. Bunun için ilk veri alınması zamanı 20 dakika, diğer veriler arası zaman farkı ise ortalama 7 dakika olmuştur. Sistemin ise bu zaman diliminde kararlı hale ulaşamamış olması ihtimali de mevcuttur. Yapılan deneyler tümüyle iki kez daha doğruluğun tespiti amacıyla deney düzeneği üzerinde tekrarlanmış olup ilk deney sonuçları ile aralarında %4’lük bir fark olduğu görülmüştür. Çizelge 2.5’te ise deney sonuçları verilmiş olup deneysel analiz neticelerinden ileride bahsedilecektir.

Çizelge 2.4. Deney parametreleri

Deney No	T_{h,giriş} [°C]	T_{c,giriş} [°C]	Sıcak Su Debisi [m_h] [kg/s]	Soğuk Su Debisi [m_c] [kg/s]
1	24,45	18,65	0,775	0,645
2	25,21	21,33	0,775	0,730
3	26,32	22,39	0,775	0,880
4	27,06	23,70	0,860	0,645
5	27,33	23,99	0,860	0,730
6	28,55	25,25	0,860	0,880
7	29,40	25,99	1,035	0,645
8	29,67	26,24	1,035	0,730
9	30,53	26,77	1,035	0,880
10	35,50	28,13	0,775	0,645
11	36,53	29,29	0,775	0,730
12	37,90	31,07	0,775	0,880
13	39,25	32,40	0,860	0,645
14	40,45	33,59	0,860	0,730
15	41,99	35,68	0,860	0,880
16	43,00	36,79	1,035	0,645
17	44,13	37,76	1,035	0,730
18	45,17	39,06	1,035	0,880
19	48,78	41,62	0,775	0,645
20	49,02	41,87	0,775	0,730
21	49,72	42,79	0,775	0,880
22	50,75	43,82	0,860	0,645
23	52,15	45,30	0,860	0,730
24	53,52	47,32	0,860	0,880
25	54,72	48,44	1,035	0,645
26	55,70	49,52	1,035	0,730
27	57,37	51,65	1,035	0,880

Çizelge 2.5. Deney sonuçları

Deney No	T _{h,giriş} [°C]	T _{c,giriş} [°C]	T _{h,çıkış} [°C]	T _{c,çıkış} [°C]	ΔTh [°C]	ΔTc [°C]	Sıcak Su Debisi [m _h] [kg/s]	Soğuk Su Debisi [m _c] [kg/s]
1	24,45	18,65	24,31	19,06	0,14	0,41	0,775	0,645
2	25,21	21,33	25,05	21,72	0,16	0,39	0,775	0,730
3	26,32	22,39	26,13	22,74	0,19	0,35	0,775	0,880
4	27,06	23,70	26,96	24,16	0,10	0,46	0,860	0,645
5	27,33	23,99	27,21	24,44	0,12	0,45	0,860	0,730
6	28,55	25,25	28,40	25,68	0,15	0,43	0,860	0,880
7	29,40	25,99	29,32	26,60	0,08	0,61	1,035	0,645
8	29,67	26,24	29,55	26,83	0,12	0,59	1,035	0,730
9	30,53	26,77	30,39	27,32	0,14	0,55	1,035	0,880
10	35,50	28,13	35,00	28,87	0,50	0,74	0,775	0,645
11	36,53	29,29	36,00	30,01	0,53	0,72	0,775	0,730
12	37,90	31,07	37,34	31,77	0,56	0,70	0,775	0,880
13	39,25	32,40	38,91	33,26	0,34	0,86	0,860	0,645
14	40,45	33,59	40,10	34,44	0,35	0,85	0,860	0,730
15	41,99	35,68	41,61	36,48	0,38	0,80	0,860	0,880
16	43,00	36,79	42,79	37,72	0,21	0,96	1,035	0,645
17	44,13	37,76	43,78	38,71	0,35	0,95	1,035	0,730
18	45,17	39,06	44,65	39,91	0,52	0,85	1,035	0,880
19	48,78	41,62	48,09	42,45	0,69	0,83	0,775	0,645
20	49,02	41,87	48,28	42,69	0,74	0,82	0,775	0,730
21	49,72	42,79	48,91	43,58	0,81	0,79	0,775	0,880
22	50,75	43,82	50,15	44,75	0,60	0,93	0,860	0,645
23	52,15	45,30	51,52	46,19	0,63	0,89	0,860	0,730
24	53,52	47,32	52,88	48,11	0,64	0,79	0,860	0,880
25	54,72	48,44	54,30	49,39	0,42	0,95	1,035	0,645
26	55,70	49,52	55,23	50,42	0,47	0,90	1,035	0,730
27	57,37	51,65	56,86	52,48	0,51	0,83	1,035	0,880

BÖLÜM 3. ANALİTİK YÖNTEM

Deney düzeneği sayesinde farklı sıcak ve soğuk akış debilerinde, farklı giriş ve çıkış sıcaklıklarında ölçümler yapılmış ve bu veriler analiz edilerek elde edilen deneysel sonuçlar sonraki bölümlerde değerlendirilmiştir. Analitik yöntem olarak Bell-Delaware ve Kern Metod'ları ve ϵ -NTU yöntemi [3,22] kullanılmıştır. Hesaplamaları yapmak üzere bir bilgisayar programı yazılmıştır ve ısı değiştirgecinin ısıl performansı ve diğer ısı transferi özellikleri (gövde ve boru taraflarına ait Re, Nu, h değerleri ve toplam ısı transferi katsayısı) değerlendirilmiştir.

3.1. Analitik Yöntem

Kern Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısını hesaplamak için eşdeğer çap, gövde akış alanı ve gövde kütle hızı bulunduğundan sonra Reynolds sayısı hesaplanır. Reynolds sayısı ve Nusselt sayısının bulunmasının ardından ısı transferi katsayısı hesaplanır [2].

Tasarlanan ve imal edilen ısı değiştirgecinde kullanılan üçgen boru düzenlemesi için eşdeğer çap, D_e , aşağıdaki ifadeden hesaplanır:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{8} \right)}{\pi d_o / 2} \quad (3.1)$$

Gövde akış alanı, A_s , aşağıdaki ifade ile hesaplanır:

$$A_s = \frac{D_s CB}{P_T} \quad (3.2)$$

Burada D_s gövde çapı, B şaşırtma levhaları arası mesafe, P_T yerleşme oranıdır (bir borunun üstündeki boru ile merkezleri arasındaki dik mesafe). C ise bir borunun üstündeki boruyla dış çapları arası dik mesafedir ve şu şekilde ifade edilir:

$$C = P_T - d_o \quad (3.3)$$

Gövde kütle hızı, G_s , ise gövde kütle debisi kullanılarak aşağıdaki ifadeden bulunur:

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \quad (3.4)$$

Hesaplanan D_e ve G_s ile gövde tarafı Re değeri bulunabilir:

$$Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} \quad (3.5)$$

Kern Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısını hesap etmek üzere Nusselt sayısı $2 \times 10^3 < Re_s < 1 \times 10^6$ aralığı için aşağıdaki ifade ile bulunur:

$$Nu = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.6)$$

Burada μ_b ortalama sıcaklıktaki, μ_w ise duvar sıcaklığındaki dinamik viskozite değerleri olup duvar sıcaklığındaki özelliklerin tayin edilebilmesi için duvar sıcaklığı; gövde ve boru taraflarındaki akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları kullanılarak şu ifadeden bulunur:

$$T_w \cong \frac{1}{2} \left(\frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} + \frac{T_{h1} + T_{h2}}{2} \right) \quad (3.7)$$

Kern Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı, h_o , aşağıdaki ifade ile Nusselt sayısından hesaplanır:

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{D_e} \quad (3.8)$$

Bell-Delaware Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısının hesaplanmasında birçok parametre kullanılır. Bu parametrelerin başlıcaları; ideal durumdaki ısı transferi katsayısı (h_c), düzenleme faktörü (J_C), kaçak faktörü (J_L) ve direk geçiş faktörüdür (J_B). Her bir parametrenin hesabında başka parametreler bulunduğundan bu değerler bulunmadan önce ilgili parametreler hesaplanır [22].

Boru demeti çapı D_{OTL} aşağıdaki ifadeden bulunur:

$$D_{OTL} = D_s - \Delta b \quad (3.9)$$

Burada D_s gövde çapı, Δb boru demeti ve gövde arasındaki boşluktur.

Üçgen boru düzenleme için merkezdeki akış alanı S_m aşağıdaki ifade ile hesaplanır:

$$S_m = B \left[D_s - D_{OTL} + \frac{D_{OTL} - d_o}{P_T} (P_T - d_o) \right] \quad (3.10)$$

Burada B, şaşırtma levhaları arası mesafedir.

Gövde tarafı akışkan debisi \dot{m}_s ile en yüksek hız (v_{maks}) hesaplanır:

$$v_{maks} = \frac{\dot{m}_s}{\rho S_m} \quad (3.11)$$

Gövde tarafı Reynolds ve Nusselt sayıları hesaplanır ve buradan gövde tarafının ideal şartlardaki ısı transferi katsayısı bulunur:

$$Re_s = \frac{\rho v_{maks} d_o}{\mu} \quad (3.12)$$

$$Nu_s = 0.211 Re^{0.651} Pr^{0.34} \quad (3.13)$$

$$h_c = \frac{Nu_s \cdot k}{d_o} \quad (3.14)$$

J_c , düzenleme faktörü, şaşırtma levhasının kesiminden ve yerleştirilmesinden kaynaklanır. Bu değeri bulmak için şaşırtma levhası kesimi L_c ve doğrulama faktörü F_c hesaplanır:

$$L_c = 0.25 \times D_s \quad (3.15)$$

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left(\pi + 2 \times \frac{D_s - 2L_c}{D_{OTL}} \sin(\cos^{-1} \frac{D_s - 2L_c}{D_{OTL}}) - 2 \times \cos^{-1} \frac{D_s - 2L_c}{D_{OTL}} \right) \quad (3.16)$$

$$J_c = 0.55 + 0.72 F_c \quad (3.17)$$

J_L , kaçak faktörü, şaşırtma levhaları ve boru, şaşırtma levhaları ve gövde arasından geçen akışkanların ısı transferine etkisini gösteren değerdir. Kaçak faktörünün (J_L) belirlenmesinde daha önce hesaplanan S_m değerinin yanı sıra gövde ve şaşırtma levhası arası akış alanı (S_{sb}) ve boru ve şaşırtma levhası arası akış alanı (S_{tb}) etkilidir ve bu faktörün belirlenmesinde kullanılırlar.

$$S_{sb} = \frac{D_s \Delta s b}{2} \left[\pi - \cos^{-1} \left(1 - \frac{2L_c}{D_s} \right) \right] \quad (3.18)$$

$$S_{tb} = \frac{\pi d_o \Delta t b}{2} N_T \frac{(1 + F_c)}{2} \quad (3.19)$$

$\frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m}$ ve $\frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}}$ oranları kullanılarak Kaynak [22]'deki grafikten (Şekil 6.8)

J_L değeri belirlenir. Burada N_T toplam boru sayısını ifade eder.

J_B , direk geçiş faktörü, şaşırtma levhasına çarpmadan geçen akışkanların ısı transferine olan etkisini ifade eder. Direk geçiş faktörünü bulmak için direk geçiş alanı oranı F_{bp} aşağıdaki ifade ile hesaplanır:

$$F_{bp} = \frac{(D_s - D_{OTL})B}{S_m} \quad (3.20)$$

F_{bp} ve N_{ss}/N_c (kapanan akış alanının çapraz akışta etkin olan boru sayısına oranı) ifadeleri kullanılarak [22]'daki grafikten (Şekil 6.9) J_B değeri belirlenir. Bu çalışma için N_{ss}/N_c oranı 0.2 olarak kabul edilmiştir [19].

Bell-Delaware metoduna göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı, h_o , aşağıdaki ifadeden hesaplanır:

$$h_o = h_c \cdot J_c \cdot J_L \cdot J_B \quad (3.21)$$

Bell-Delaware metodunda ayrıca J_r ve J_s faktörleri de hesaplanabilir. J_r gövde tarafındaki akışta Reynolds sayısının 100'den küçük olduğu durumlarda dikkate alınır. Ön tasarım analizlerinde gövde tarafı Reynolds sayısının 100'den fazla olacağı görüldüğünden bu çalışmada J_r faktörü dikkate alınmamıştır. J_s faktörü ise girişte ve çıkışta şaşırtma levhası yerleşim mesafelerinin farklı olduğu durumlarda dikkate alınır. Bu çalışmada gövde tarafı girişine ve çıkışına yakın olan şaşırtma levhalarının yerleşim mesafeleri aynı olduğundan bu faktör bu çalışmada dikkate alınmamıştır.

Boru tarafı ısı transferi katsayısının hesabında ise boru tarafı akış alanı ve ortalama akışkan hızı bulunur. Daha sonra hesaplanan Reynolds sayısına uygun olan denklemden boru tarafı için Nusselt sayısı hesaplanır ve buradan boru tarafı ısı transferi katsayısı bulunur.

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \times \frac{N_T}{N_p} \quad (3.22)$$

$$U_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_t} \quad (3.23)$$

$$Re = \frac{\rho U_m d_i}{\mu} \quad (3.24)$$

$2300 < Re < 10^4$ aralığı için Gnielinski bağıntısı [3] kullanılabilir:

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (3.25)$$

Burada sürtünme katsayısı olan f aşağıdaki ifadeden bulunabilir:

$$f = (1.58 \ln Re_b - 3.28)^{-2} \quad (3.26)$$

Boru tarafı ısı transferi katsayısı; Nusselt sayısı ve ısı iletim katsayısı (k) kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{d_i} \quad (3.27)$$

Isı transferi oranı sıcak ya da soğuk taraf parametreleri kullanılarak bulunur:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (3.28)$$

Burada \dot{m} akışkan debisi [kg/s], C_p özgül ısı [J/kgK] ve ΔT sıcaklık farkıdır [K]. Isı transferi oranı sıcak yada soğuk taraf parametreleri kullanılarak bulunabileceğinden; ifadedeki debi, özgül ısı ve sıcaklık farkı değerlerinin hepsi soğuk ya da sıcak tarafa ait değerler olmalıdır. Sıcak taraf için $\Delta T = T_{h,1} - T_{h,2}$, soğuk taraf için $\Delta T = T_{c,2} - T_{c,1}$ şeklinde ifade edilir.

Toplam ısı transferi katsayısı aşağıdaki ifadeden bulunur:

$$U = \frac{Q}{AF \Delta T_m} \quad (3.29)$$

Burada A ısı değiştirgeci için toplam ısı transferi yüzey alanı [m²], ΔT_m karşıt akım için ortalama sıcaklık [K] olup, F doğrulama faktörüdür ve Kaynak [3]'deki grafik (Şekil 2.7) kullanılarak belirlenir.

Logaritmik sıcaklık farkı ΔT_m , karşıt akım için aşağıdaki ifadeden bulunur:

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (3.30)$$

Burada ΔT_1 ve ΔT_2 giriş ve çıkış sıcaklık farklarıdır.

Bu çalışmada kirlenme dirençleri, sistemin yeni olmasından dolayı ihmal edilebilir boyutta bir kirlenmeye sahip olacağından ihmal edilmiş olup, toplam ısı transferi katsayısı temiz boru yüzeyleri için aşağıdaki eşitlikten bulunur:

$$\frac{1}{U} = \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i} + \frac{d_o \ln(d_o / d_i)}{2k} + \frac{1}{h_o} \quad (3.31)$$

(3.31) nolu denklemde, ampirik parametrelerin kullanıldığı Bell-Delaware metodundan hesap edilen gövde tarafı ısı transferi katsayısı ve yine hesabında ampirik parametrelerin kullanıldığı boru tarafı ısı transferi katsayısı kullanılır. (3.31) nolu denklemde hesaplanan toplam ısı transferi katsayısı (3.29) nolu denklemde kullanılırsa buradan ampirik parametrelere göre toplam ısı transferi yüzey alanı bulunur.

3.1.1. Isıl Performans Analizi

Isıl performansın belirlenebilmesi için bu çalışmada ϵ -NTU yöntemi kullanılmıştır. Isı değiştirgeçlerinin ısı analizlerinde akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmediği durumlarda bir deneme yanılma yöntemi prosedürü takip edilerek Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD) metodu da kullanılabilir. LMTD değeri yakınsadığı zaman ısı değiştirgeçinden aktarılan ısı, akışkana geçen ısıya eşit olmalıdır. ϵ -NTU yönteminde ise deneme yanılma yönteminden sakınılır ve bu yöntemde ısı değiştirgeci verimliliğini baz alan bir konsept olan ısı transfer birim sayısı (Number of Transfer Units, NTU) olarak ifade edilen yöntem kullanılır. Bu yöntem, bir ısı değiştirgeçinde giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkı UA/C_{\min} ve C_c/C_h oranlarının bir fonksiyonu olarak alır.

NTU olarak ifade edilen ısı transferi birimi sayısı, ϵ -NTU yöntemi ile verilen ilk giriş şartlarında teorik çıkış sıcaklıklarını bulmak üzere hesaplanır:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.32)$$

ϵ (performans) değeri, NTU, C^* ve akış düzenine göre Kaynak [3]'deki grafik (Şekil 2.15) kullanılarak belirlenir. Burada C^* aşağıdaki ifade ile bulunur:

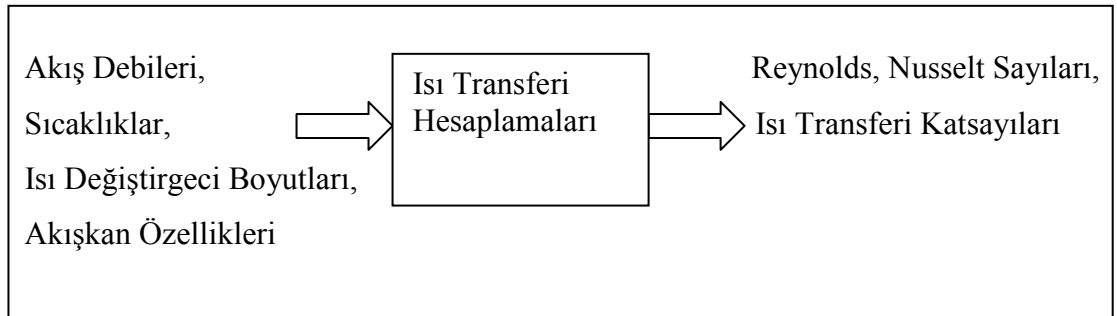
$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}C_p)_{\min}}{(\dot{m}C_p)_{\max}} \quad (3.33)$$

Daha sonra çıkış sıcaklıkları grafikten okunan ε değeri ve aşağıdaki ifade ile teorik olarak bulunur ve deney sonuçları ile karşılaştırılır:

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{C_c(T_{c2} - T_{c1})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} \quad (3.34)$$

Hesaplamalar için kullanılan analitik metodun uygulamasını göstermek amacıyla EK 2’de deney şartlarından biri için yapılan çözüm sunulmuştur.

Isı değiştirgecine ait bazı parametreler seçildikten ve tasarım için gerekli hesaplamalar yapıldıktan sonra bir analiz programı yazılabilir. Çalışma esnasında kullanılmak üzere hazırlanan bilgisayar programı ise EK 3’de sunulmuştur. Analiz işleminde ısı transfer katsayısı ve diğer ısı transferi özelliklerini saptamak için bütün geometrik hesaplamalar veri olarak kullanılır. Bu işlemde her iki akım için ısı transferi özellikleri belirlenir. Isı değiştirgecinin uzunluğu sabit olduğundan çıkış sıcaklıkları hesaplanarak programa yerleştirilir. Şekil 3.1’de program akışının gösterildiği diyagram yer almaktadır [3].

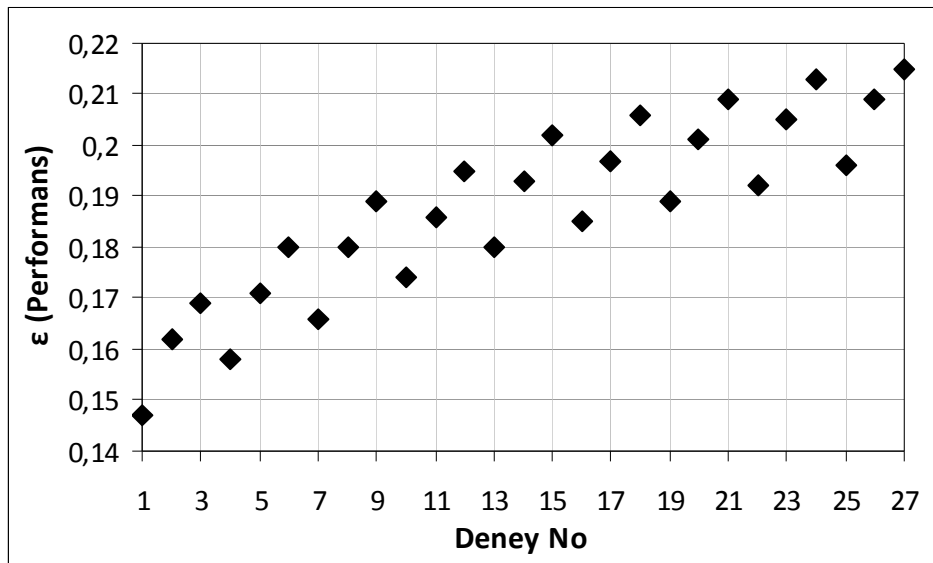


Şekil 3.1. Analiz programı işleyiş diyagramı

BÖLÜM 4. DENEY SONUÇLARININ ANALİZİ

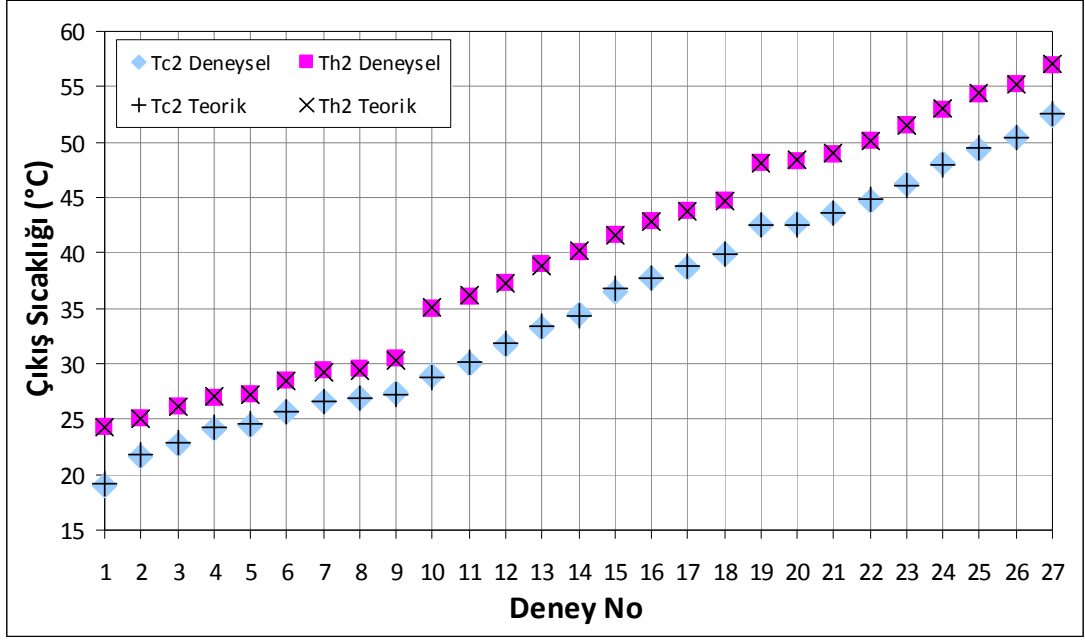
Yapılan deneyler ve bu deneylerin verileri Bölüm 2’de gösterilmiştir. Çalışmanın gerçekleştirilebilmesi için hazırlanan deney düzeneğinin kullanımını ve deneylerin yapılışını anlatan deney föyü ise EK 4’te sunulmuştur. Bu bölümde deney sonuçlarının analizleri yer almakta olup analizler için kullanılan analitik modeller ve uygulamaları Bölüm 3’te gösterilmiştir.

Şekil 4.1’de arka arkaya devam eden deneyler sonucunda her bir durumdaki ısı performansını gösteren grafik görülmektedir. Grafığe göre sıcak su debisinin sabit tutulup soğuk su debisinin artırıldığı her üçerli grup için performansın iyileştiği görülmektedir. Diğer deney grubuna geçerken soğuk su debisinin azaltılması ile performans düşer; ancak bu aşamada giriş sıcaklıkları ve sıcak su debisi artırıldığı için performans değeri bir önceki gruptan daha yüksek bir değerden başlar. Performans değerleri yakın gövde (soğuk su) ve boru (sıcak su) giriş sıcaklıklarının olduğu deney şartlarında belirlenmiştir ve performans değerleri %14-22 aralığındadır.



Şekil 4.1. Yapılan deneylere ait ısı performans değerleri (Toplam 27 adet deney)

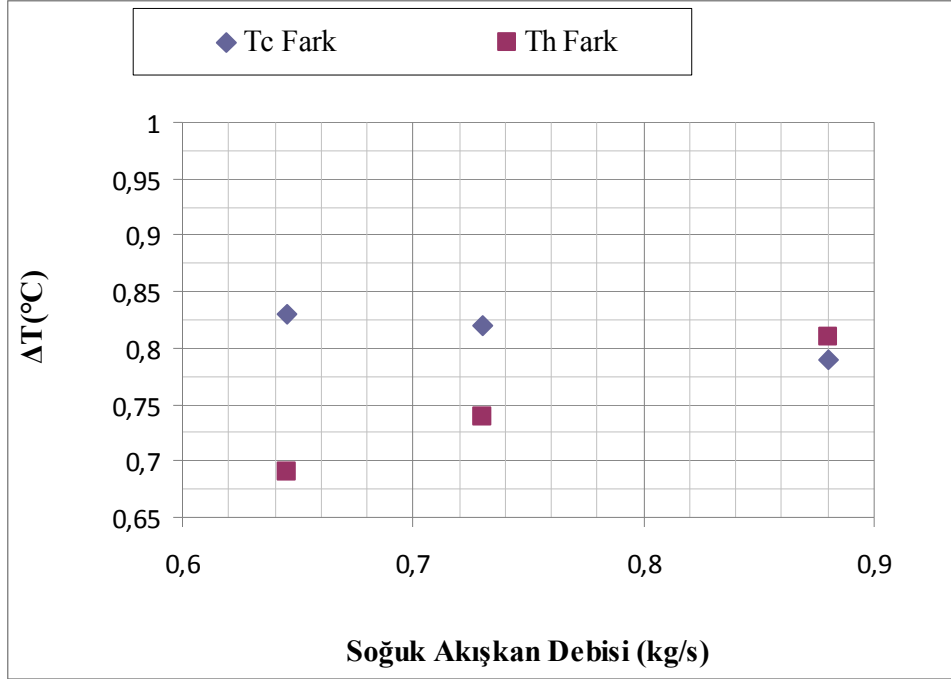
Şekil 4.2’de gövde ve boru taraflarından çıkan su sıcaklıklarını teorik ve deneysel olarak gösteren grafik yer almaktadır. Şekle göre deneysel ve teorik sonuçların çok yakın değerler olduğu, deneysel ve teorik sonuçlar arasındaki farkın en fazla %2 oranında olduğu görülmektedir.



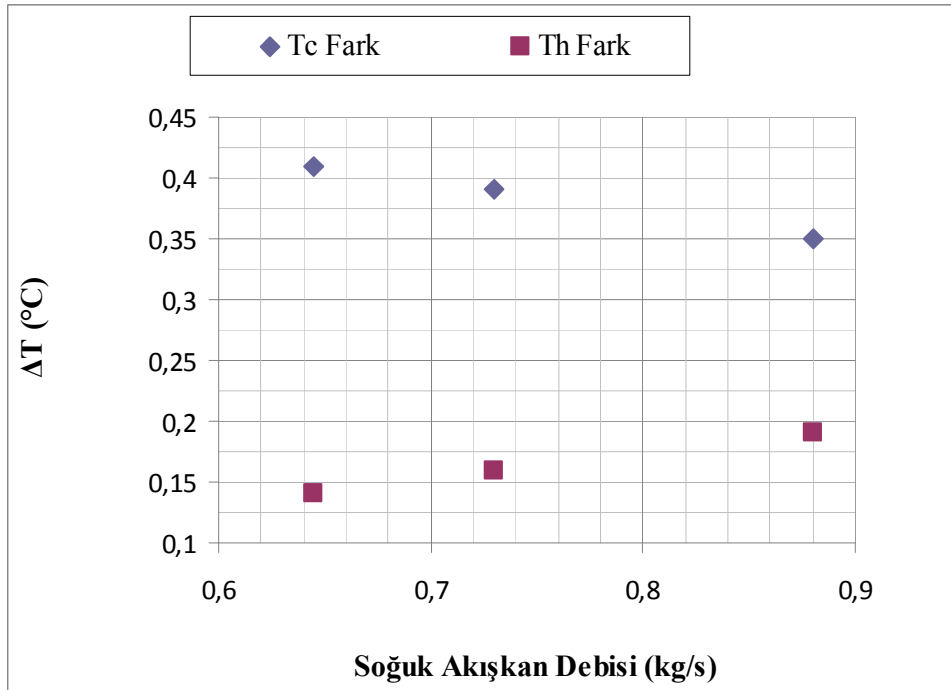
Şekil 4.2. Her bir deney için gövde ve boru tarafı deneysel ve teorik çıkış sıcaklıkları

Şekil 4.3’te boru tarafı ve gövde tarafı su giriş sıcaklıkları 48.78 °C ve 41.62 °C olduğu durumda (deney şartlarına göre yüksek sayılabilecek giriş sıcaklıkları) ve boru tarafı akışkan debisi sabitken (0.775 kg/s) gövde ve boru tarafı sıcaklık farkları değişimi görülmektedir. Grafikte görüldüğü gibi sıcak tarafın (boru tarafı) sıcaklık farkı soğuk su debisinin artmasıyla %8 oranında artmaktadır soğuk tarafın (gövde tarafı) sıcaklık farkı ise soğuk su debisinin artmasıyla %4 oranında azalmaktadır.

Şekil 4.3’ten farklı olarak Şekil 4.4’te boru tarafı ve gövde tarafı su giriş sıcaklıkları 24.45 °C ve 18.65 °C olduğu durumda (deney şartlarına göre düşük sayılabilecek giriş sıcaklıkları) ve boru tarafı akışkan debisi sabitken (0.775 kg/s) gövde ve boru tarafı sıcaklık farkları değişimi görülmektedir. Düşük giriş sıcaklıklarında yüksek giriş sıcaklıklarına nazaran sıcak tarafın sıcaklık farkının artışının %2 daha az olduğu



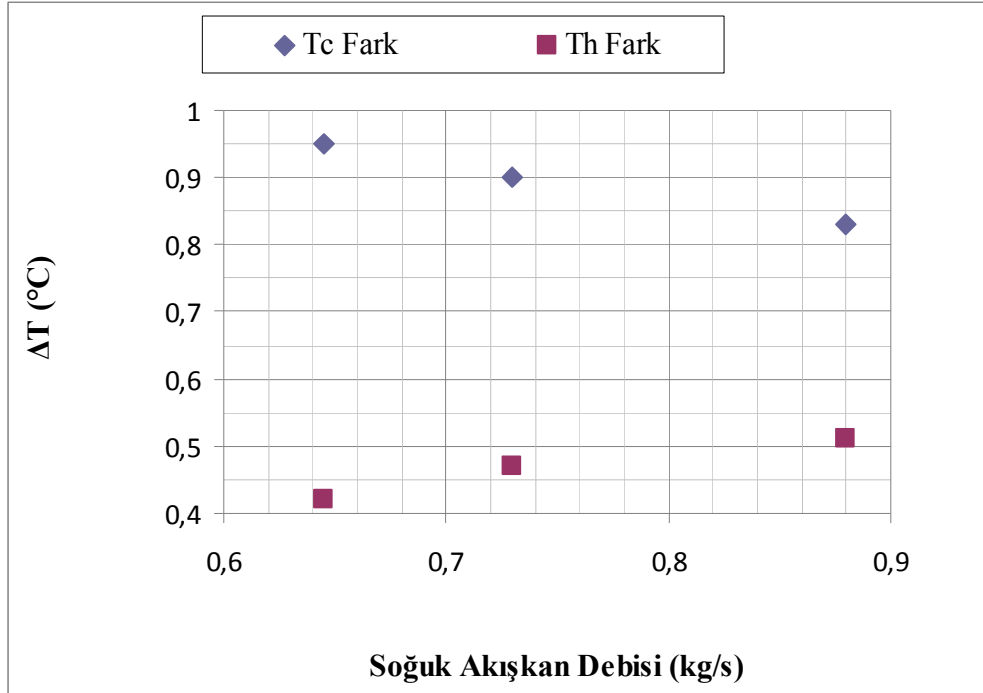
Şekil 4.3. Yüksek giriş sıcaklıklarında ve boru tarafı akışkan debisi sabitken (0.775 kg/s) gövde ve boru tarafı sıcaklık farkları



Şekil 4.4. Düşük giriş sıcaklıklarında ve boru tarafı akışkan debisi sabitken (0.775 kg/s) gövde ve boru tarafı sıcaklık farkları

gözükmektedir. Düşük giriş sıcaklıklarında yüksek giriş sıcaklıklarına nazaran soğuk tarafın sıcaklık farkının azalışının ise %2 daha fazla olduğu görülmektedir.

Şekil 4.5'te, Şekil 4.3 ve 4.4'te olduğu gibi, sıcak akışkan debisi sabittir ancak bu kez daha yüksek bir sıcak akışkan debisi vardır (1.035 kg/s). Boru tarafı ve gövde tarafı su giriş sıcaklıkları 54.72 °C ve 48.44 °C'dir. Sıcak akışkan debisinin daha fazla olduğu bu durumda soğuk su debisinin artmasıyla sıcak tarafın (boru tarafı) sıcaklık farkının %3 daha az arttığı görülmüştür (düşük sıcak akışkan debisine göre). Bu durumda soğuk tarafın sıcaklık farkı ise %3 daha fazla azalmaktadır.



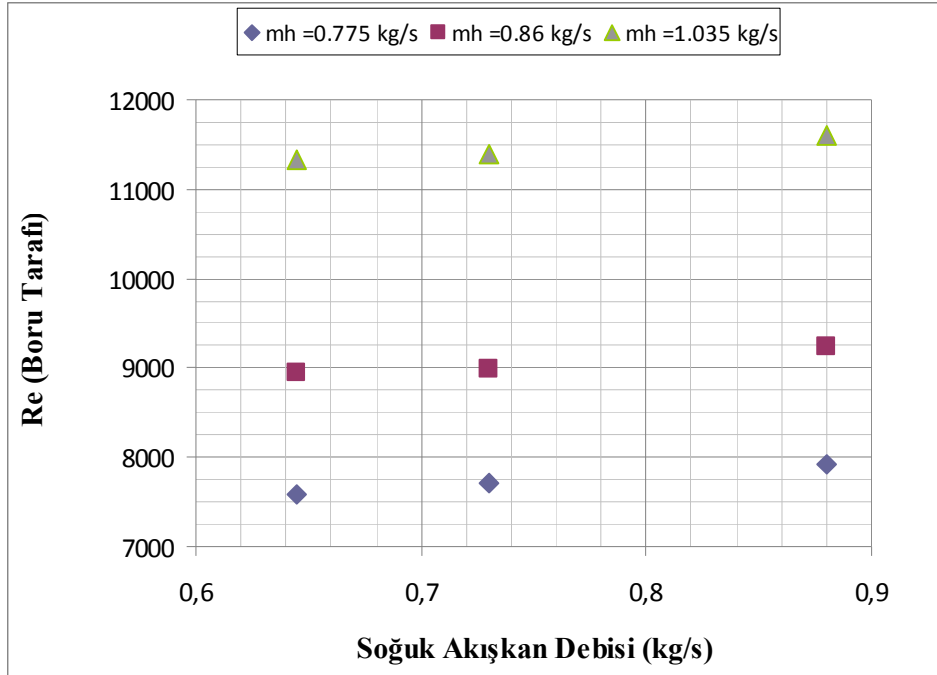
Şekil 4.5. Yüksek giriş sıcaklıklarında ve boru tarafı akışkan debisi sabitken (1.035 kg/s) gövde ve boru tarafı sıcaklık farkları

4.1. Boru Tarafı Isı Transferi Analizleri

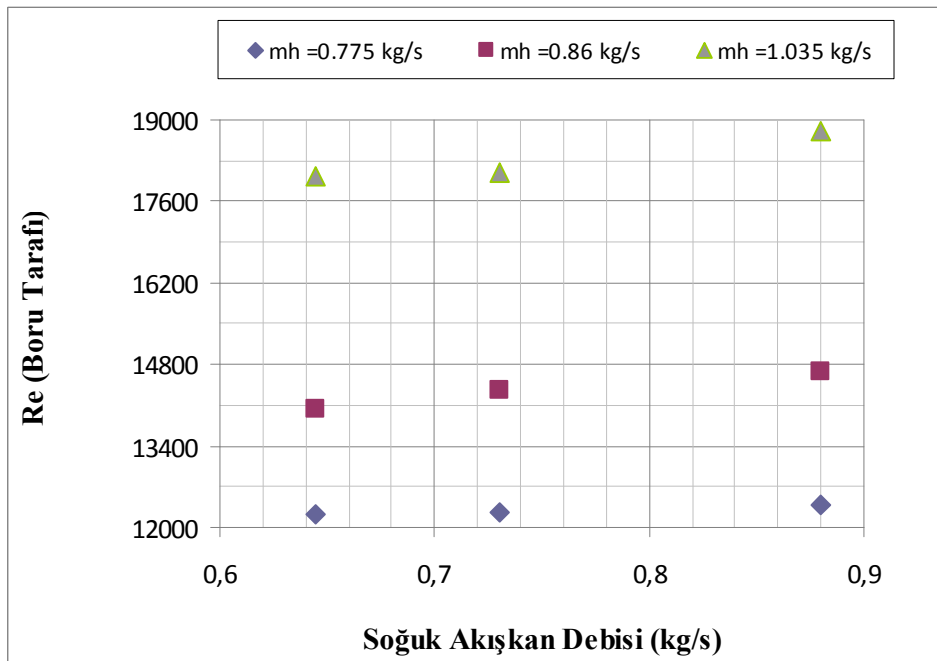
Bu bölümde boru tarafı ısı transferi analiz sonuçları tartışılmaktadır. Şekil 4.6'da düşük giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 24-30$ °C, $T_{c,giriş} = 18-26$ °C) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) $Re-m_c$ (gövde tarafındaki

soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla beklenildiği gibi boru tarafı Reynolds sayısının arttığı görülmektedir, bu artış %30 oranına kadar ulaşmaktadır. Reynolds sayısı akışkan hızı ile doğru orantılı olduğu için bu durumlarda borudaki su hızı artmıştır ve dolayısıyla Reynolds sayısı da artmıştır. Ayrıca soğuk akışkan debisinin de boru tarafı Reynolds sayısını etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça Re (boru tarafı) %2 oranında artmaktadır. Bu durum sistemin devamlı surette ısıtılmasından ve dolayısıyla soğuk tarafın ve sıcak tarafın sıcaklığının artmasıyla ilgilidir. Bu durumda boru tarafındaki akışkanın sıcaklığı ve soğuk taraftaki akışkanın sıcaklığı artmakta böylece dinamik viskozite azalmakta ve Reynolds sayısı artmaktadır.

Şekil 4.7’de yüksek giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 48-57 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 41-51 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) $Re - \dot{m}_c$ (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla boru tarafı Reynolds sayısının %32 oranına kadar arttığı görülmektedir. Ayrıca soğuk akışkan debisinin de boru tarafı Reynolds sayısını etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça, Re (boru tarafı) sayısının düşük giriş sıcaklıklarındaki artışına nazaran yüksek giriş sıcaklıklarında Reynolds sayısındaki artış genel olarak % 4 daha fazladır. Ancak sıcak akışkan debisi 1.035 kg/s iken Reynolds sayısı büyümesinin daha az olduğu ve % 3 olduğu görülmektedir.



Şekil 4.6. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken $Re-m_c$ değişimi

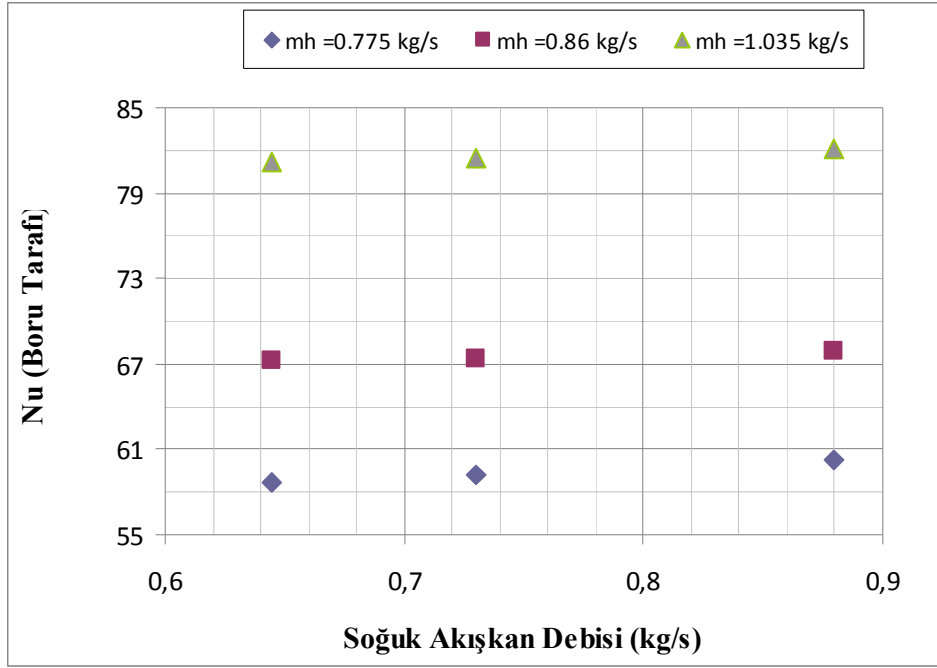


Şekil 4.7. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken $Re-m_c$ değişimi

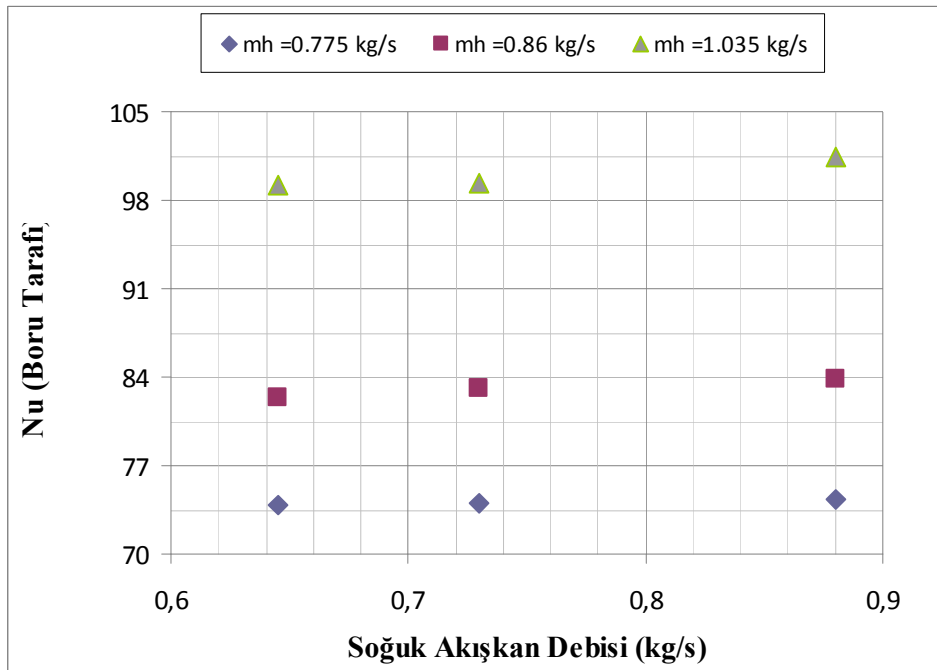
Şekil 4.8’de düşük giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 24-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 18-26 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) $Nu - \dot{m}_c$ (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla boru tarafı Nusselt sayısının %28 oranına arttığı görülmektedir. Ayrıca soğuk akışkan debisinin de boru tarafı Nusselt sayısını etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça Nu (boru tarafı) %0.5 artmaktadır. Gövde tarafındaki soğuk akışkanın boru tarafı Nu sayısını etkilemesi sistemin devamlı olarak ısıtılmasından kaynaklanmaktadır. Soğuk taraf da ısındıkça boru tarafına soğutucu etkisi bir miktar azalır ve boru tarafı ortalama sıcaklığı bu etkiden dolayı çok az miktarda artar. Ortalama sıcaklığın artması ile viskozite azalır. Viskozitenin azalmasıyla Reynolds sayısı artarken Prandtl sayısı azalır ve sonuç olarak Nusselt sayısında %0.5’lik bir artış görülür.

Şekil 4.9’da yüksek giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 48-57 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 41-51 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) $Nu - \dot{m}_c$ (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla boru tarafı Nusselt sayısının %31 oranında arttığı görülmektedir. Ayrıca soğuk akışkan debisinin de boru tarafı Nusselt sayısını etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça, Nu (boru tarafı) sayısının düşük giriş sıcaklıklarındaki artışına nazaran (%0.5) yüksek giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısının artışı daha fazladır ve %1’dir.

Şekil 4.10’da düşük giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 24-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 18-26 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) h_t (boru tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla boru tarafı ısı transferi katsayısının %29 oranına kadar arttığı görülmektedir. Ayrıca soğuk akışkan debisinin de boru tarafı ısı transferi katsayısını etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça boru tarafı ısı transferi katsayısı %0.6 oranında artmaktadır. Bu etki önceden de bahsedildiği gibi devamlı ısınan sistemde soğuk tarafın da ısınmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.8. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken $Nu-m_c$ değişimi

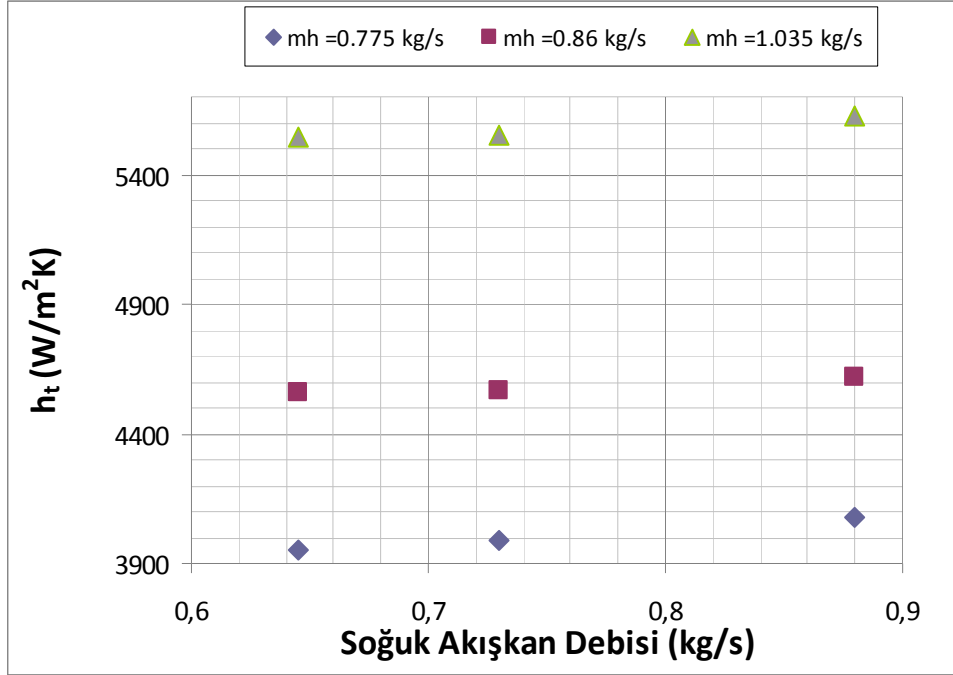


Şekil 4.9. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken $Nu-m_c$ değişimi

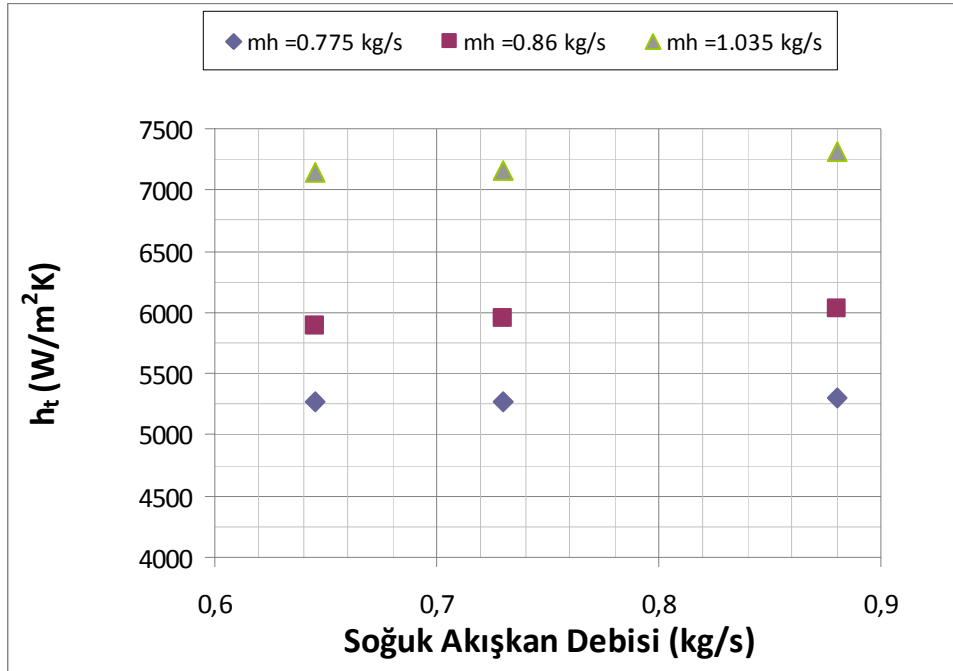
Şekil 4.11’de yüksek giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 48-57 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{c,giriş} = 41-51 \text{ }^\circ\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) h_t (boru tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla boru tarafı ısı transferi katsayısının %32 oranında arttığı görülmektedir. Ayrıca soğuk akışkan debisinin de boru tarafı ısı transferi katsayısını etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça boru tarafı ısı transferi katsayısı artmaktadır ve düşük giriş sıcaklıklarına göre bu artış %2 daha fazladır. Soğuk akışkan debisi arttıkça h_t ’nin düşük giriş sıcaklıklarındaki artışına nazaran yüksek giriş sıcaklıklarında h_t ’nin artışı genel olarak daha fazladır. Ancak sıcak akışkan debisi 1.035 kg/s iken h_t artışının %1 olduğu yani daha az olduğu görülmektedir.

Şekil 4.12’de düşük giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 24-30 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{c,giriş} = 18-26 \text{ }^\circ\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) U (toplam ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla toplam ısı transferi katsayısının %9 oranında arttığı görülmektedir. Ayrıca soğuk akışkan debisinin de toplam ısı transferi katsayısını etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça toplam ısı transferi katsayısı %4.5 artmaktadır.

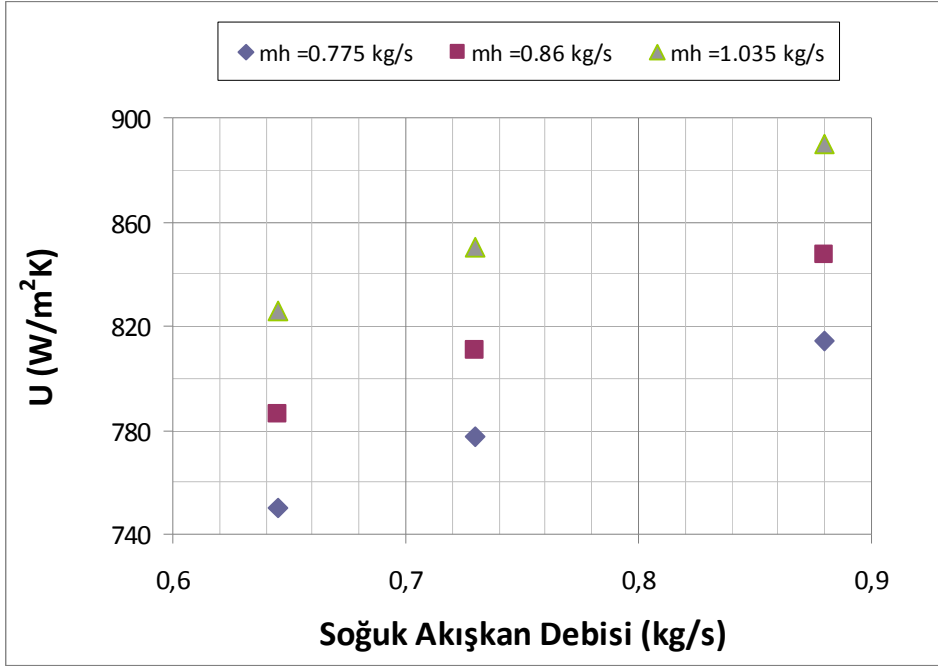
Şekil 4.13’te yüksek giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 48-57 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{c,giriş} = 41-51 \text{ }^\circ\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) U (toplam ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla toplam ısı transferi katsayısının %4.5 arttığı görülmektedir. Ayrıca soğuk akışkan debisinin de toplam ısı transferi katsayısını etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça toplam ısı transferi katsayısı %4.7 artmaktadır ve düşük giriş sıcaklıklarına göre yüksektir. Bu sonuca göre soğuk akışkan debisi arttıkça U değerinin düşük giriş sıcaklıklarındaki artışına nazaran yüksek giriş sıcaklıklarında U değeri artışının %0.2 daha fazla olduğu söylenebilir.



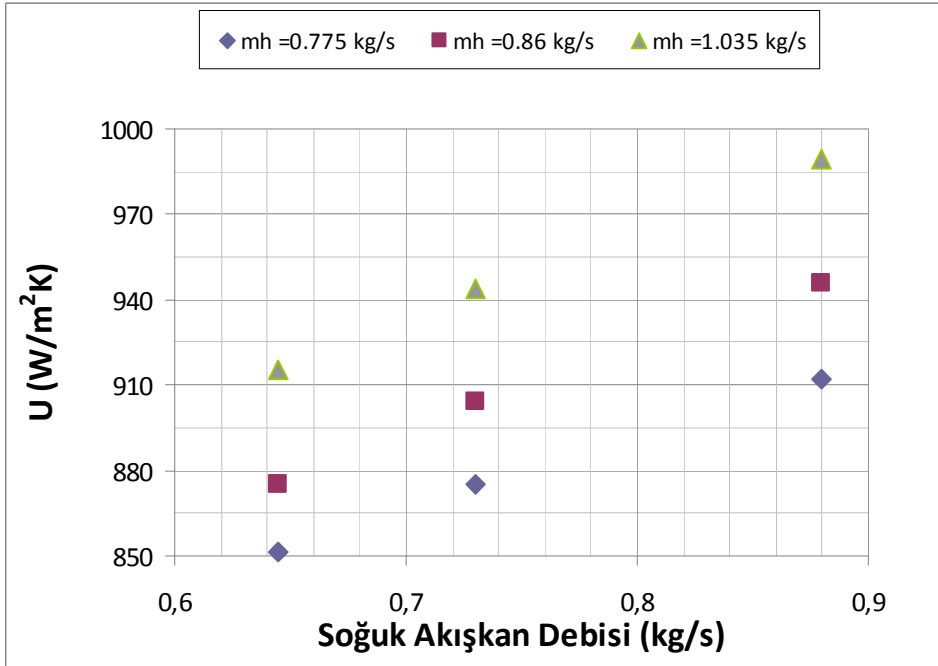
Şekil 4.10. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_t (boru tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi



Şekil 4.11. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_t (boru tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi

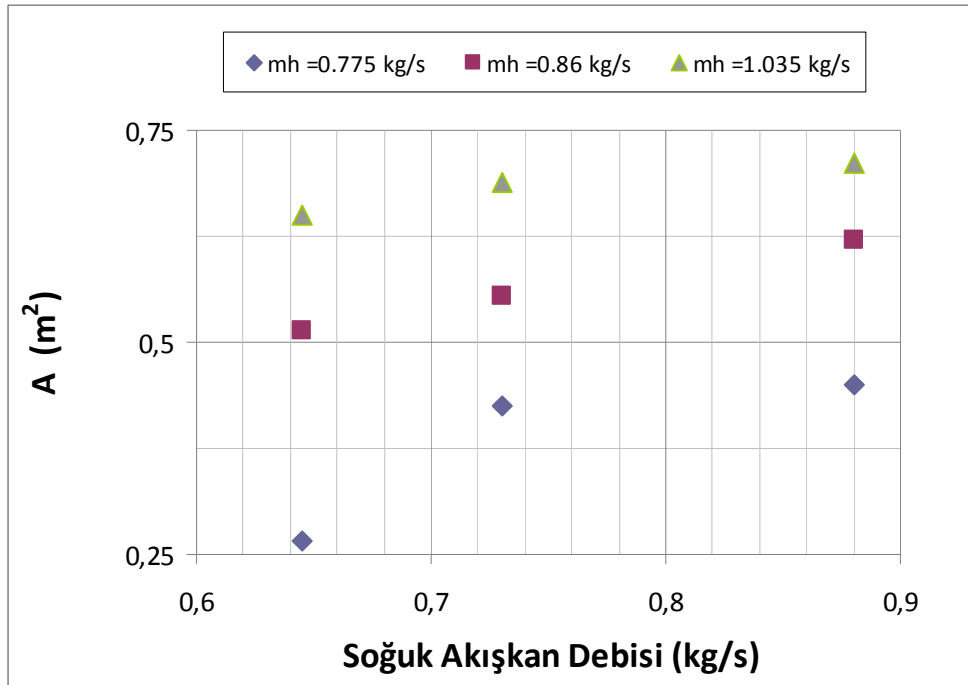


Şekil 4.12. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken U (toplam ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi



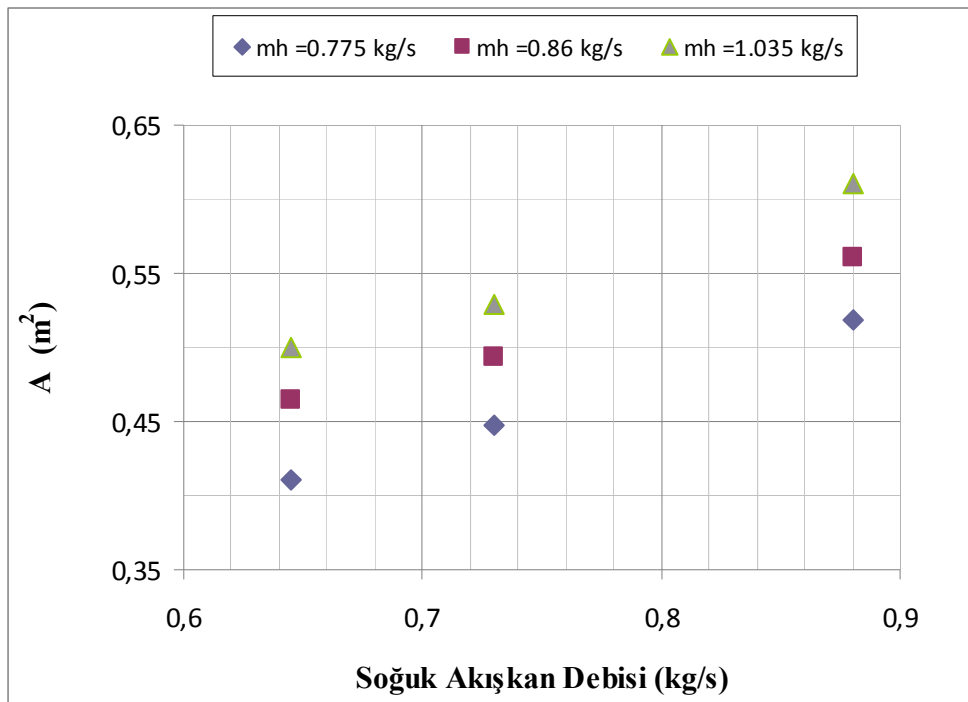
Şekil 4.13. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken U (toplam ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi

Gövde-boru tipi ısı değiştirgeçlerinde ısı transferini etkileyen diğer bir parametre ısı transferi yüzey alanıdır. Ampirik parametrelere dayanılarak ısı transferi yüzey alanları hesaplanmış ve grafiklerle gösterilmiştir. Bu grafiklerde de görüldüğü üzere aslında sabit olan ısı transferi yüzey alanının ampirik parametrelerin kullanımından dolayı farklı değerler olarak hesaplandığı görülmektedir. Bu sayede ampirik parametrelerin deneyin çeşitli şartlarında deney sonuçları üzerine olan etkileri görülebilir. Şekil 4.14'te düşük giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 24-30 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{c,giriş} = 18-26 \text{ }^\circ\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) A (ısı transferi yüzey alanı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla ampirik parametrelere dayalı olarak hesaplanan ısı transferi yüzey alanının %47 arttığı görülmektedir. Ayrıca soğuk akışkan debisinin de ısı transferi yüzey alanını etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça ısı transferi yüzey alanı %8 artmaktadır. Bu artış değerleri ampirik parametrelerin alan sonuçlarındaki etkisinin önemli olduğunu ortaya koymaktadır.



Şekil 4.14. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken A (toplam ısı transferi yüzey alanı)- \dot{m}_c değişimi

Şekil 4.15'te yüksek giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 48-57 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 41-51 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) A (ısı transferi yüzey alanı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla ampirik parametrelere dayalı olarak hesaplanan ısı transferi yüzey alanının %8 arttığı görülmektedir. Ayrıca soğuk akışkan debisinin de ısı transferi yüzey alanını etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça ısı transferi yüzey alanı %5 oranında artmaktadır ancak düşük giriş sıcaklıklarına göre bu oran %3 daha azdır. Bu sonuçlara göre soğuk akışkanın debisi arttıkça A değerinin düşük giriş sıcaklıklarındaki artışına (%8) nazaran yüksek giriş sıcaklıklarında A değerinin artışı (%5) genel olarak daha azdır. Yüksek giriş sıcaklıklarında alanlara ait artış değerlerinin azalmasının bir sonucu olarak ampirik parametrelerin deney sonuçlarında yüksek giriş sıcaklıkları şartları için yanıtıcı etkisinin azaldığı söylenebilir.

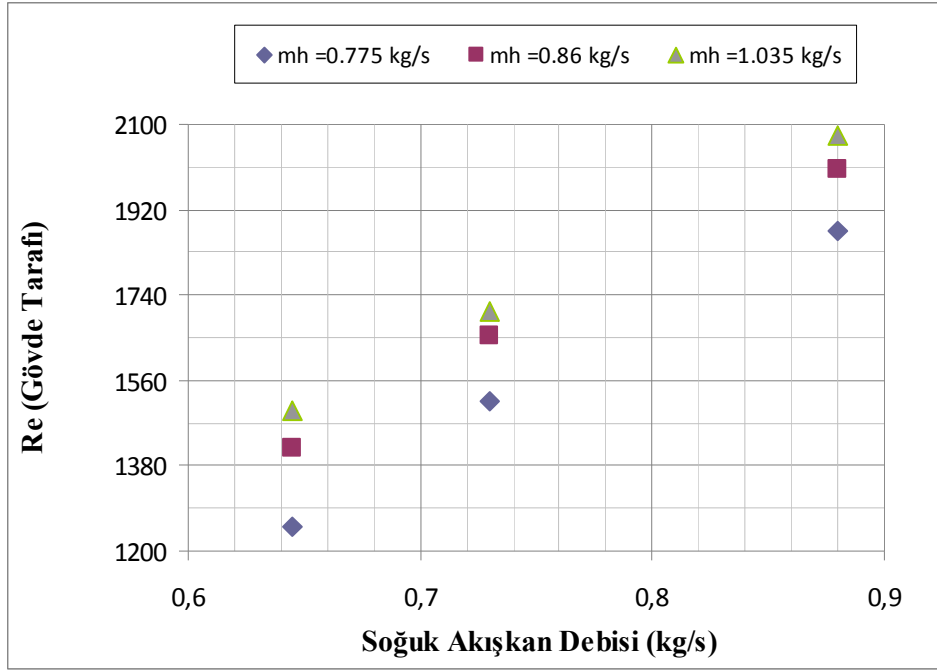


Şekil 4.15. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken A (toplam ısı transferi yüzey alanı)- \dot{m}_c değişimi

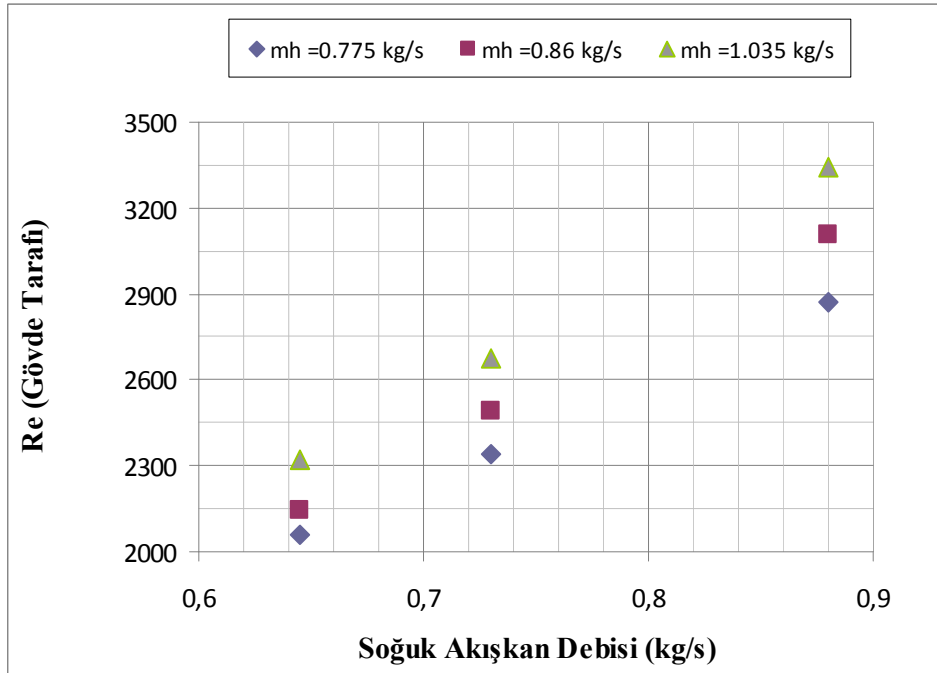
4.2. Gövde Tarafı Isı Transferi Analizleri

Benzer şekilde ısı transferi analizleri gövde tarafı için de yapılarak bu bölümde anlatılmaktadır. Şekil 4.16'da düşük giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 24-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 18-26 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) Re (gövde tarafı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre soğuk akışkanın debisi arttıkça Reynolds sayısı %33 oranında artmaktadır. Bunun sebebi gövde tarafındaki akışkan hızının artmasıdır ve Reynolds sayısı ile doğru orantılı olan akışkan hızı tabii olarak Reynolds sayısının artmasına sebebiyet vermektedir. Ayrıca sıcak akışkan debisinin de gövde tarafı Reynolds sayısını etkilediği görülmektedir. Boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla gövde tarafı Reynolds sayısının %3 arttığı görülmektedir. Bu etkinin sebebi boru tarafındaki sıcak akışkanın debisinin artmasıyla ısı transferi vasıtasıyla soğuk tarafın daha fazla ısınmasından kaynaklanmaktadır. Bu ısınmayla soğuk taraftaki suyun sıcaklığı artar, viskozitesi düşer ve Reynolds sayısı artar.

Şekil 4.17'de yüksek giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 48-57 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 41-51 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) Re (gövde tarafı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisinin artmasıyla Reynolds sayısının %38 arttığı görülmektedir. Ayrıca sıcak akışkan debisinin de Reynolds sayısını etkilediği görülmektedir. Sıcak akışkanın debisi arttıkça Reynolds sayısı %7 oranında artmaktadır ve düşük giriş sıcaklıklarına göre yüksektir. Gövde tarafı için de soğuk akışkanın debisi arttıkça Reynolds sayısının düşük giriş sıcaklıklarındaki artışına nazaran (%33) yüksek giriş sıcaklıklarında Reynolds sayısı artışı (%38) %5 daha fazladır.



Şekil 4.16. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Re (gövde tarafı)- \dot{m}_c değişimi

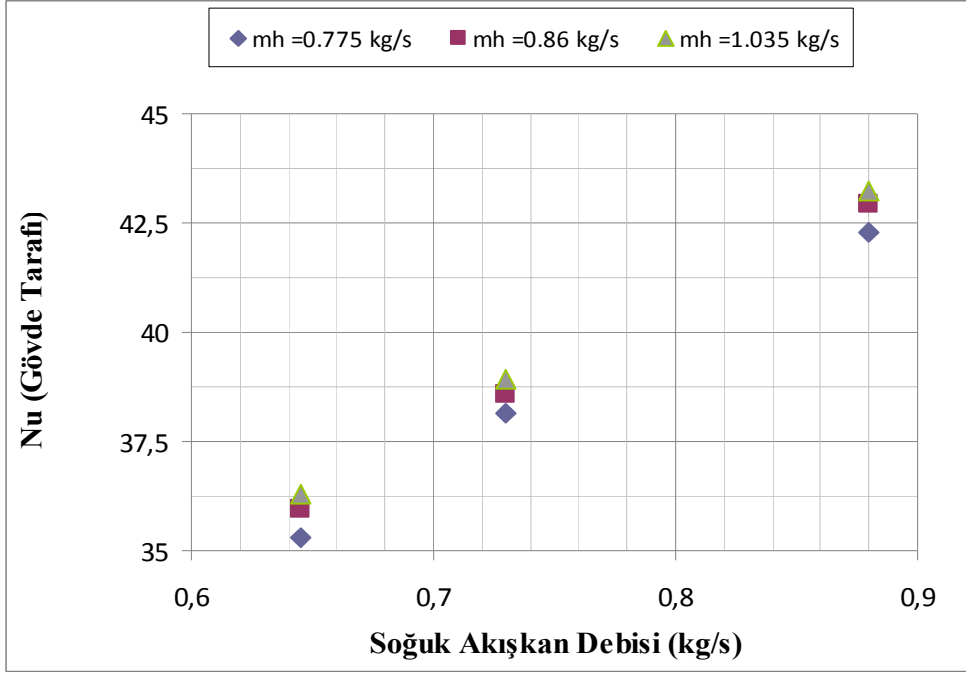


Şekil 4.17. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Re (gövde tarafı)- \dot{m}_c değişimi

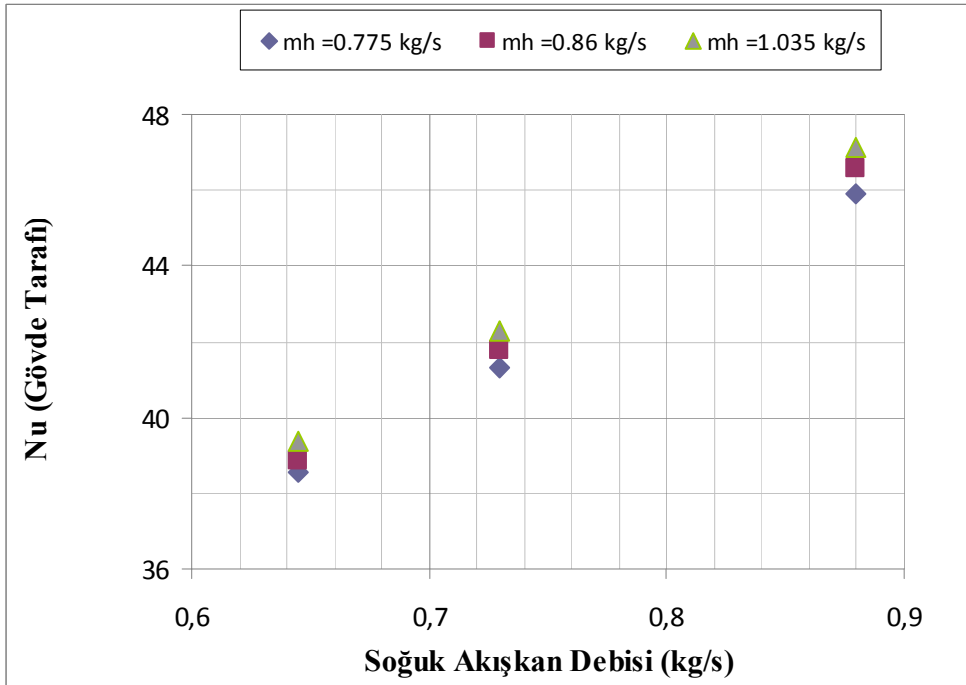
Şekil 4.18’de düşük giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 24-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 18-26 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) Nu (gövde tarafı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisinin artmasıyla gövde tarafı Nusselt sayısının %18 arttığı görülmektedir. Ayrıca sıcak akışkan debisinin de Nusselt sayısını etkilediği görülmektedir. Sıcak akışkanın debisi arttıkça Nusselt sayısı %1 oranında artmaktadır. Daha önceden de bahsedildiği üzere sıcak taraftaki debi artışıyla sistem daha fazla ısınmakta ve dolayısıyla gövde tarafı da ısınmaktadır. Bu sayede gövde tarafı Nusselt sayısında artış görülür.

Şekil 4.19’da yüksek giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 48-57 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 41-51 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) Nu (gövde tarafı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre beklenildiği üzere gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisinin artmasıyla gövde tarafı Nusselt sayısının %21 arttığı görülmektedir. Ayrıca sıcak akışkan debisinin de Nusselt sayısını etkilediği görülmektedir. Sıcak akışkanın debisi arttıkça Nusselt sayısı %2 oranında artmaktadır ve bu oran düşük giriş sıcaklıklarına göre yüksektir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça Nusselt sayısının düşük giriş sıcaklıklarındaki artışına (%18) nazaran yüksek giriş sıcaklıklarında Nusselt sayısı artışı (%21) %3 oranında daha fazladır.

Şekil 4.20’de düşük giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 24-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 18-26 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) h_s (Kern Metodu’na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisinin artmasıyla h_s Kern Metodu’na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısının %17 oranında arttığı görülmektedir. Ayrıca sıcak akışkan debisinin de ısı transferi katsayısını etkilediği görülmektedir. Sıcak akışkanın debisi arttıkça da çok ciddi olmasa da gövde tarafı ısı transferi katsayısını %2 oranında artmaktadır.



Şekil 4.18. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Nu (gövde tarafı)- \dot{m}_c değişimi

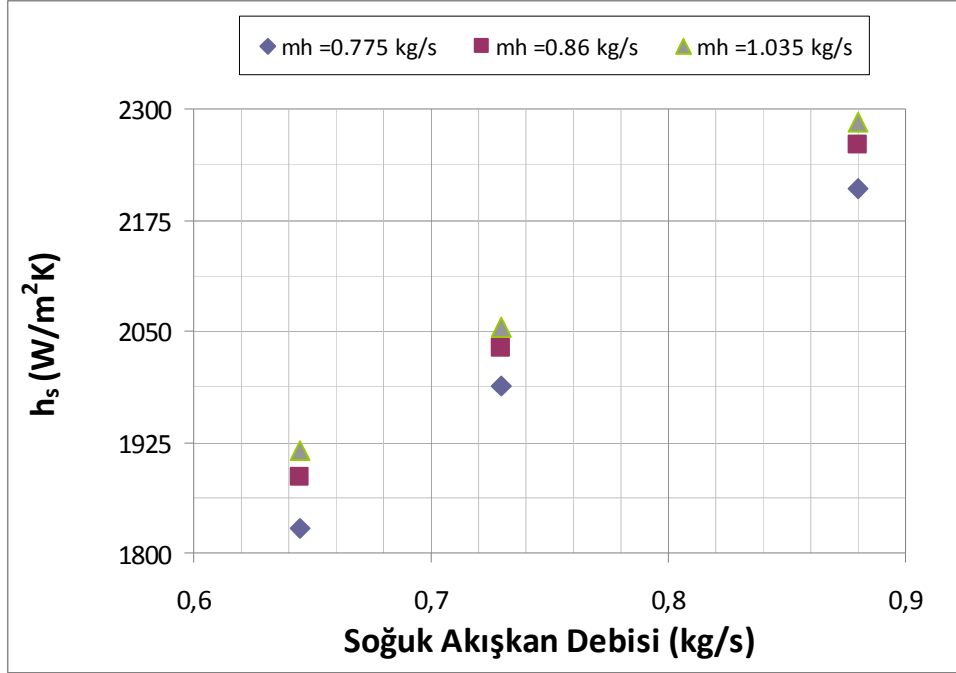


Şekil 4.19. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Nu (gövde tarafı)- \dot{m}_c değişimi

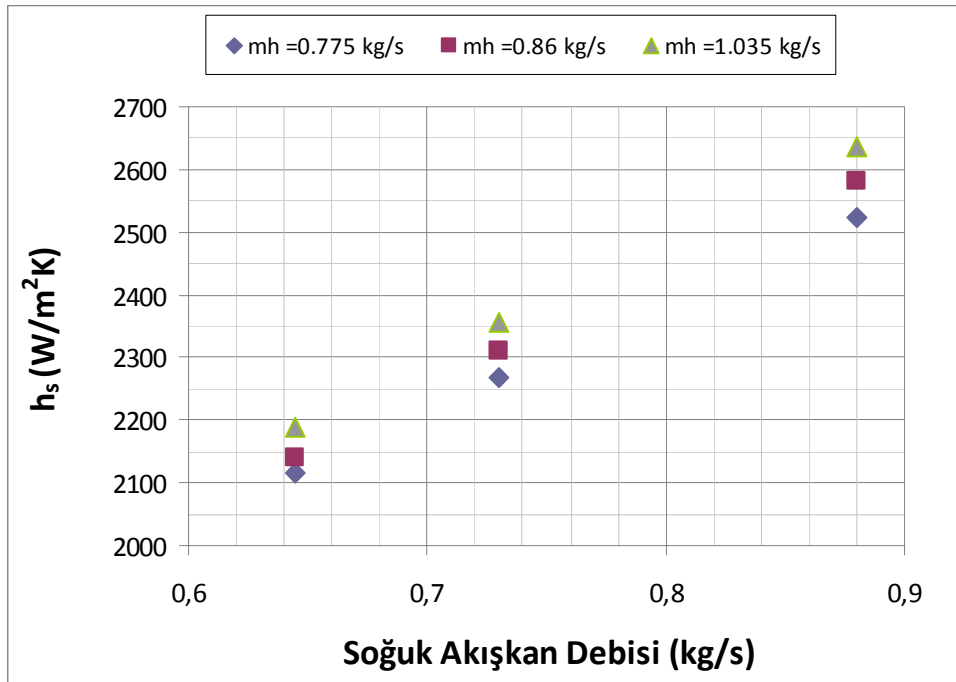
Şekil 4.21’de yüksek giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 48-57 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 41-51 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) h_s (Kern Metodu’na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- (\dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisinin artmasıyla Kern Metodu’na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısının %19 oranında arttığı görülmektedir. Ayrıca sıcak akışkan debisinin de ısı transferi katsayısını %2 etkilediği görülmektedir. Yüksek giriş sıcaklıklarında ısı transferi katsayısı daha yüksektir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça ısı transferi katsayısının düşük giriş sıcaklıklarındaki artışına nazaran (%18) yüksek giriş sıcaklıklarında ısı transferi katsayısı artışı (%19) %1 daha fazladır.

Şekil 4.22’de düşük giriş sıcaklık aralıklarında ($T_{h,giriş} = 24-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{c,giriş} = 18-26 \text{ }^{\circ}\text{C}$) boru tarafı akışkan debileri sabitken (0.775, 0.86 ve 1.035 kg/s) h_s (Bell-Delaware Metodu’na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisinin artmasıyla h_s Bell-Delaware Metodu’na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısının %17 oranında arttığı görülmektedir. Ayrıca sıcak akışkan debisinin de ısı transferi katsayısını etkilediği görülmektedir. Sıcak akışkanın debisi arttıkça da çok ciddi olmasa da gövde tarafı ısı transferi katsayısı %1 oranında artmaktadır. Ayrıca Bell-Delaware Metodu’nda Kern Metodu’na göre aynı şartlar altında %18 oranına kadar daha düşük ısı transferi katsayılarının hesaplandığı görülmektedir.

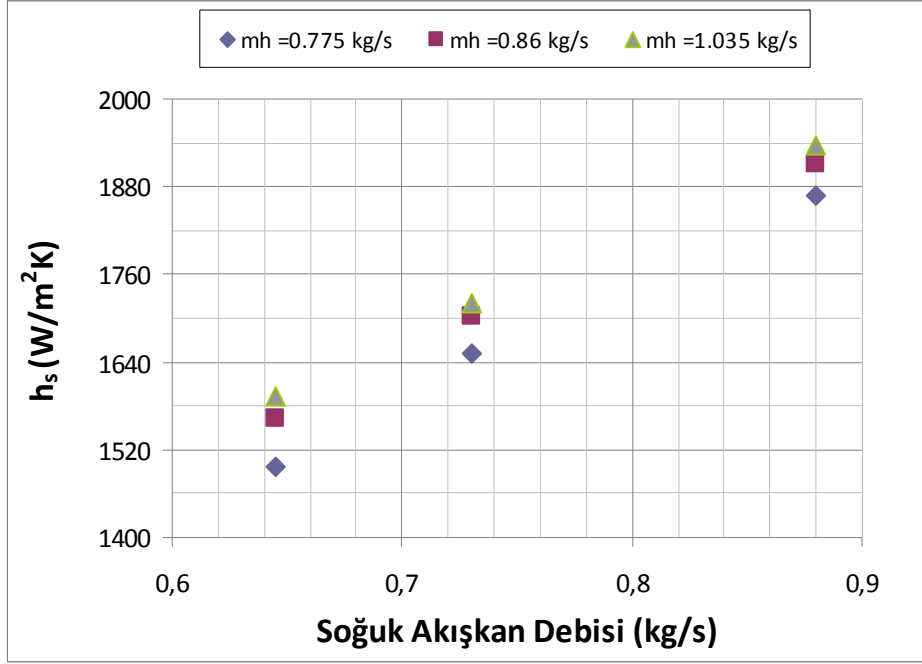
Şekil 4.23’de yüksek giriş sıcaklık aralıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Bell-Delaware Metodu’na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) grafiği görülmektedir. Buna göre gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisinin artmasıyla ısı transferi katsayısının %19 oranında arttığı görülmektedir. Ayrıca sıcak akışkan debisinin de ısı transferi katsayısını %2 oranında etkilediği görülmektedir. Soğuk akışkanın debisi arttıkça ısı transferi katsayısının düşük giriş sıcaklıklarındaki artışına (%18) nazaran yüksek giriş sıcaklıklarında ısı transferi katsayısı artışı (%19) %1 daha fazladır.



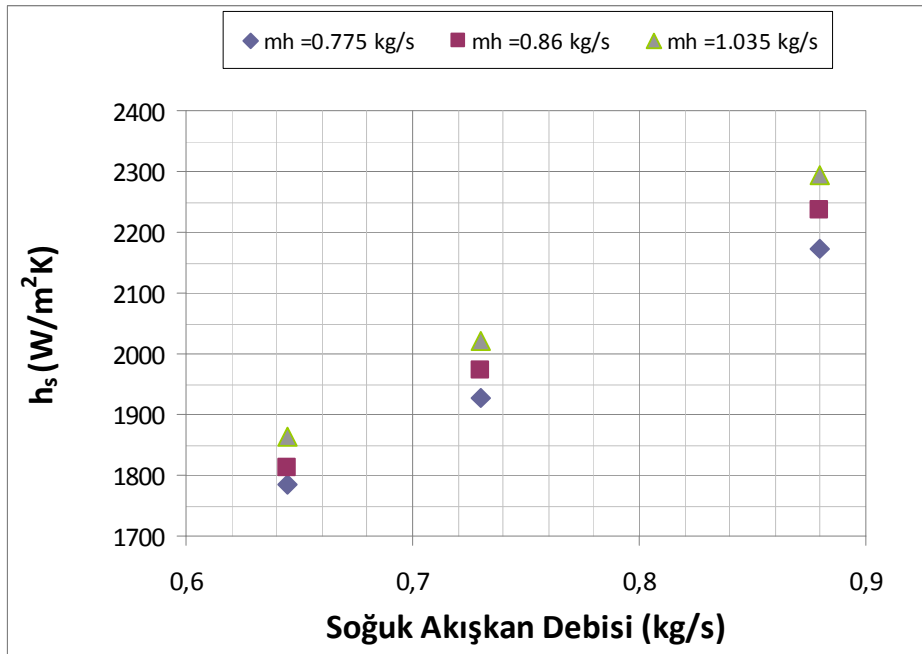
Şekil 4.20. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Kern Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi



Şekil 4.21. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Kern Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi



Şekil 4.22. Düşük giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Bell-Delaware Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi



Şekil 4.23. Yüksek giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Bell-Delaware Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı)- \dot{m}_c değişimi

Bu bölümde hesaplamalar sonucu elde edilen veriler grafikler halinde gösterilmiş olup değerlerdeki değişimler değerlendirilmiştir. Bu bölümde yer alan gövde ve boru taraflarına ait verilerdeki artışlar, düşük ya da yüksek giriş şartlarının olduğu deney şartlarına göre ve sıcak ya da soğuk akışkan debisinin artması durumuna göre Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2’de sunulmuştur.

Çizelge 4.1. Boru tarafında ısı transferi özelliklerinin değişimi

Akışkan Giriş Şartı	Boru Tarafı Özellikleri					
	Re		Nu		h_t	
	\dot{m}_h (↑)	\dot{m}_c (↑)	\dot{m}_h (↑)	\dot{m}_c (↑)	\dot{m}_h (↑)	\dot{m}_c (↑)
Düşük Giriş Sıcaklıklarında	%30	%2	%28	%0.5	%29	%0.6
Yüksek Giriş Sıcaklıklarında	%32	%4	%31	%1	%32	%2

Çizelge 4.2. Gövde tarafında ısı transferi özelliklerinin değişimi

Akışkan Giriş Şartı	Gövde Tarafı Özellikleri							
	Re		Nu		h _s Kern		h _s Bell-Delaware	
	\dot{m}_c (↑)	\dot{m}_h (↑)	\dot{m}_c (↑)	\dot{m}_h (↑)	\dot{m}_c (↑)	\dot{m}_h (↑)	\dot{m}_c (↑)	\dot{m}_h (↑)
Düşük Giriş Sıcaklıklarında	%33	%3	%18	%1	%17	%2	%17	%1
Yüksek Giriş Sıcaklıklarında	%38	%7	%21	%2	%19	%2	%19	%2

BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada tasarlanıp, imal edilmiş olan bir U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgeci, yine tasarlanmış ve kurulmuş olan deney düzeneğine yerleştirilip, akışkan debilerinin ve giriş sıcaklıklarının değiştirilmesi ile çeşitli deneyler yapılmıştır. Deney düzeneği bir yıl süren bir çalışmadan sonra kurulmuştur. Öncelikli olarak üzerinde deneylerin yapılacağı ısı değiştirgeci imal ettirilmiş ardından ölçüm cihazları ve deney düzeneğindeki diğer ekipmanlar tedarik edilerek deney düzeneği tesisatı kurulmuştur. Bu düzenek ısı değiştirgecinin gövde ve boru taraflarının girişinde ve çıkışında sıcaklık ölçümü, soğuk ve sıcak çevrim üzerinde akışkan debisi ölçümü yapılabilecek şekilde kurulmuştur. Sıcaklık ölçümleri belirlenen noktalara K-tipi ısıl-çiftlerin daldırılmasıyla ve ısıl-çiftlerin diğer uçlarının veri alıcı cihaza bağlanması suretiyle bilgisayar üzerinden okunması şeklinde yapılmıştır. Debi ölçümü ise sıcak ve soğuk akış hatları üzerine yerleştirilen manyetik akış ölçerlerin ekranından okunması suretiyle yapılmıştır. Deneylerin yapılması esnasında manyetik akış ölçerinin veri alıcı cihaz üzerinde olumsuz bir etki yarattığı ve sıcaklık ölçümlerinde hatalara sebep olabileceği görülmüştür. Bu durumda öncelikli olarak deneylerde o anki deney şartı için akışkan debisi sabit olacağından debi değerleri ölçülmüş ve manyetik akış ölçer kapatılarak veri alıcı cihazın doğru bir şekilde çalışması sağlanmıştır. Deney düzeneği kurulumunda cihazların tedarik edilmesi ve üniversite içerisinde bu tedarik işlemine ilişkin alım prosedürü sırasında çalışmada oldukça zaman kaybedilmiştir. Mümkün mertebeye cihazların hazır olarak bulunduğu firmalarla çalışmak cihazların gelmesindeki süreyi çok kısaltacaktır. Ayrıca üniversite aracılığıyla alım işleri yapmanın da belli bir zaman alacağı göz önünde bulundurulursa bütün bu zaman kayıplarını en aza indirecek şekilde bir deney tasarımı planı izlemek benzer bir çalışmayı yapmak isteyenler için yararlı olacaktır.

Deney düzeneğine yerleştirilmiş olan ısı değiştirgecindeki soğuk ve sıcak akışkan debilerini her iki tarafa da yerleştirilen üçer kademeli pompalar sayesinde değiştirerek ve üç adet ısıtıcı direnç ile sıcak su tankındaki su ısıtılarak toplamda 27

adet farklı deney şartı oluşturulmuştur. Yapılan deneyler, sonuçların kontrolü amacıyla 2 kez daha tekrarlanmıştır ve bu tekrarlar ile neticelerin en fazla %4 fark ettiği görülmüştür.

Çalışmada deneyler ile ölçülen gövde ve boru giriş-çıkış sıcaklıkları ile soğuk ve sıcak su debileri Bell-Delaware ve Kern metodları kullanılarak ısı değiştirgecine ait ısı transferi özellikleri incelenmiştir. Ayrıca ϵ -NTU yöntemi kullanılarak ısı analiz yapılmış olup teorik ve deneysel çıkış sıcaklıkları arasında en fazla %2 fark olduğu saptanmıştır. Deney düzeneğine yerleştirilmiş olunan U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgecine ait ısı performans değerlerinin %14-22 aralığında olduğu görülmüştür. Analizlerin yapılması sırasında kullanılmak üzere bir bilgisayar analiz programı yazılmıştır. Analizler sonucunda gövde ve boru taraflarındaki sıcaklık değişim değerleri, boru tarafı Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, ısı transferi katsayısı değerleri, ısı değiştirgecine ait toplam ısı transferi katsayısı, gövde tarafı Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, Bell-Delaware ve Kern metodlarına göre hesaplanmış ısı transferi katsayısı değerleri elde edilmiştir ve bu değerlerde oluşan değişimler incelenmiştir.

Deney sonuçlarına dayanılarak yapılmış olunan analiz sonuçları değerlendirilirken deney şartları baz alınmak üzere, deney şartlarına göre düşük sayılabilecek gövde ve boru giriş sıcaklıklarının olduğu durumlar ve yüksek gövde ve boru giriş sıcaklıklarının olduğu durumlar ayrı ayrı ele alınarak birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Düşük giriş sıcaklıklarında sıcak akışkan debisinin artmasıyla boru tarafı Reynolds sayısının %30, yüksek giriş sıcaklıklarında ise %32 arttığı görülmüştür. Yüksek giriş sıcaklıklarında Reynolds sayısının daha fazla artmasının nedeni sıcaklığın artmasıyla viskozitenin düşmesidir. Reynolds sayısı viskozite ile ters orantılı olduğu için de Reynolds sayısında bir artış meydana gelmiştir. Ayrıca boru tarafı Reynolds sayısına soğuk su debisinin etki ettiği görülmüştür. Soğuk su debisinin artmasıyla boru tarafı Reynolds sayısı düşük giriş sıcaklıklarında %2, yüksek giriş sıcaklıklarında %4 artmıştır. Bu sistemin devamlı olarak ısıtılmasından kaynaklanan bir durumdur. Deneyler sırasında soğuk taraf ve sıcak taraf devamlı ısındığından akışkan sıcaklıkları artmıştır ve viskozitenin düşmesiyle Reynolds sayıları artmıştır,

Reynolds sayılarının artması ve Prandtl sayılarının azalması ile de Nusselt sayıları artmıştır. Nusselt sayılarının artması sonucunda ise ısı transferi katsayıları ve toplam ısı transferi katsayısında artışlar görülmüştür. Boru tarafı Nusselt sayısı sıcak akışkan debisi artışı ile düşük giriş sıcaklıklarında %28 yüksek giriş sıcaklıklarında %31 artmıştır. Soğuk akışkan debisinin etkisi ile Nusselt sayısı artışı sırasıyla düşük ve yüksek giriş şartları için %0.5 ve %1 olmuştur. Boru tarafı ısı transferi katsayısı sıcak akışkan debisinin artmasıyla düşük giriş sıcaklıklarında %29 yüksek giriş sıcaklıklarında %32 olmuştur. Soğuk akışkan debisinin artmasıyla boru tarafı ısı transferi katsayısı düşük giriş sıcaklıklarında %0.6 yüksek giriş sıcaklıklarında %2 artmıştır. Toplam ısı transferi katsayısı ise sıcak akışkan debisinin artmasıyla düşük ve yüksek giriş sıcaklıkları için sırasıyla %9 ve %4.5 olmuştur. Toplam ısı transferi katsayısına soğuk akışkan debisinin etkisi ise düşük giriş sıcaklıklarında %4.5, yüksek giriş sıcaklıkların %4.7 olmuştur. Gövde tarafında deneysel parametrelerin kullanımıyla hesaplanan Reynolds sayısı, soğuk akışkan debisinin artmasıyla düşük giriş sıcaklıklarında %33, yüksek giriş sıcaklıklarında %38 artmıştır. Sıcak akışkan debisinin de sistemin sürekli olarak ısıtılmasından kaynaklı olarak gövde tarafı özelliklerine etkisi görülmüştür. Sıcak akışkan debisi artışıyla gövde tarafı Reynolds sayısı düşük giriş sıcaklıklarında %3, yüksek giriş sıcaklıklarında %7 artmıştır. Soğuk akışkan debisinin artmasıyla gövde tarafı Nusselt sayısı düşük ve yüksek giriş sıcaklıkları için sırasıyla %18 ve %21 artmıştır. Sıcak akışkan debisi artışının etkisi ise bu durumlarda Nusselt sayısı üzerinde sırasıyla %1 ve %2 artış olmuştur. Kern metoduna göre hesaplanmış olan gövde tarafı ısı transferi katsayısı soğuk akışkan debisinin artışı ile düşük ve yüksek giriş sıcaklıklarında sırasıyla %17 ve %19 olmuştur. Sıcak akışkanın artmasıyla ise bu değerler yüksek ve düşük giriş sıcaklıklarının ikisi için de %2 olmuştur. Bell-Delaware yöntemine göre hesaplanmış olan gövde tarafı ısı transferi katsayısı soğuk akışkan debisinin artmasıyla düşük giriş sıcaklıklarında %17, yüksek giriş sıcaklıklarında %19 artmıştır. Sıcak akışkan debisi etkisi ise bu durumlarda sırasıyla %1 ve %2 artış olmuştur. Ayrıca Bell-Delaware Metodu'nda Kern Metodu'na göre aynı şartlar altında %18 oranına kadar daha düşük ısı transferi katsayılarının hesaplandığı görülmüştür. Bunun sebebi ise Bell-Delaware metodunda şaşırtma levhası düzenleme, kaçak ve direk geçiş faktörlerinin dikkate alınmasıdır. Şaşırtma levhasından kaynaklanan şaşırtma levhası kesimi ve

yerleştirilmesi, şaşırtma levhası ve borular, şaşırtma levhası ve gövde arasından geçen akışkanlar ve şaşırtma levhasına hiç temas etmeden geçen akışkanlar ısı transferi üzerinde olumsuz etki yaratır. Bu olumsuz etkiler Bell-Delaware metodunda dikkate alındığından Kern metoduna göre daha düşük ısı transferi katsayıları hesap edilir. Kern metodunda şaşırtma levhaları hesaba katılmadığından, burada oluşabilecek olumsuzluklar da bu metodda yer almaz.

Mevcut deney düzeneği üzerinde farklı çalışmalar yapmak mümkündür. Deney düzeneği ebatlarına uygun bir başka ısı değiştirgeci deney düzeneğine monte edilerek bir çalışma yapılabilir. Ya da mevcut ısı değiştirgecinin boru demeti değiştirilebilir ya da boru demeti üzerinde değişiklikler yapılarak yeni çalışmalar yapılabilir. Mevcut boru demeti üzerindeki şaşırtma levhalarında birisi çıkarılabilir ya da şaşırtma levhaları arası mesafe değiştirilerek bunların etkileri incelenebilir. Bir başka çalışmada şaşırtma levhaları ile ısı değiştirgecinin ortasında bulunan ayraç arasında akışın geçmesine izin vermeyecek akış kapatıcılar kullanılarak bu durumun ısı transferi ve basınç düşümleri üzerindeki etkisi incelenebilir. Boru merkezleri arasındaki dik mesafeler kademeli olarak artırılarak boru yerleşiminin etkileri incelenebilir. Helisel, kanatçıklı ve oluklu borular kullanılarak bunların etkileri incelenip birbirleriyle karşılaştırılabilir. Deney düzeneğine yerleştirilmiş ancak bu ısı değiştirgecinde yeterli basınç düşümü olmadığı için kullanılmayan fark basınç transmitterleri farklı ısı değiştirgeçleri için kullanılabilir. Isı değiştirgecinde ya da boru demetinde değişiklik yapmadan farklı çalışmalar yapmak da mümkündür. Boru ve gövde taraflarına devamlı surette sabit sıcaklıkta akışkanlar girecek şekilde deney düzeneği geliştirilerek farklı bir çalışma yapılabilir. Bunun için soğuk su tankının olduğu kısma bir soğutucu tertibat ilave etmek ve sıcak tarafa ise termostat yerleştirmek gerekecektir. Bir başka farklı çalışma ise sıcak ya da soğuk su tankında bulunan suya çeşitli kimyasallar eklenerek bunların etkilerinin incelenmesi olabilir.

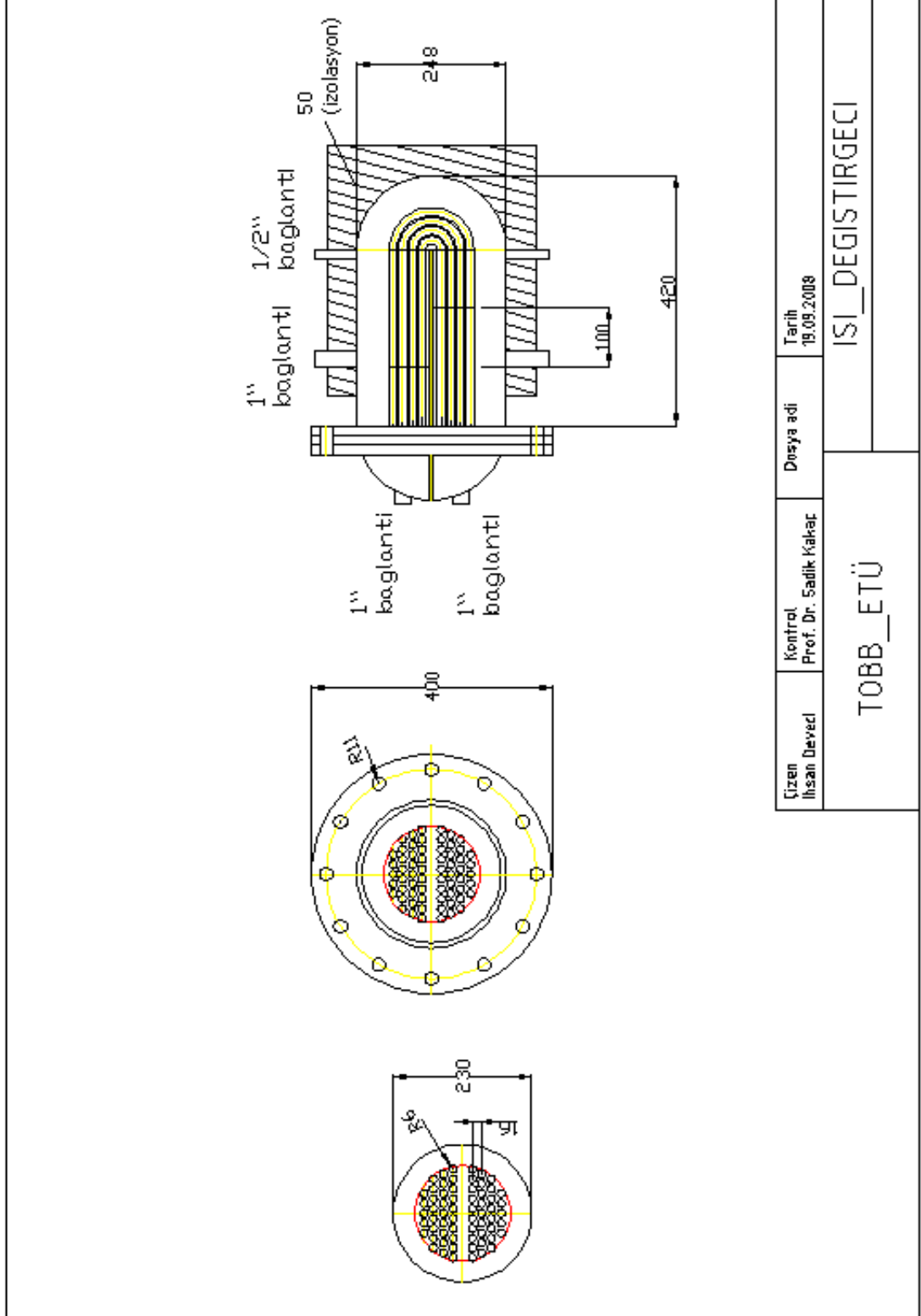
KAYNAKLAR

- [1] Erişim adresi <http://www.cheresources.com>, erişim tarihi: 20.02.2009.
- [2] Genceli, O.F., Isı Eşanjörleri Ders Notları, İTÜ. Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul, 1983.
- [3] Kakaç, S. ve Liu H., Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, 2. baskı, 1998.
- [4] Erişim adresi <http://www.commons.wikimedia.org>, erişim tarihi: 20.02.2009.
- [5] Naphon, P., Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins, Int Com in Heat and Mass Transfer, 34, 321-330, 2007.
- [6] Li, H. ve Kottke, V., Effect of the leakage on pressure drop and local heat transfer in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangements, Int J Mass Transfer, 41 (2), 425-433, 1998.
- [7] Rozzi, S., Massini, R., Paciello, G., Pagliarini, G., Rainieri ve S., Trifiro, A., Heat treatment of fluid floods in a shell and tube heat exchanger: Comparison between smooth and helically corrugated wall tubes, Journal of Food Engineering, 79, 249-254, 2007.
- [8] Shokouhmand, H., Salimpour, M.R. ve Akhavan-Behabadi, M.A., Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using wilson plots, Int Com in Heat and Mass Transfer, 35, 84-92, 2008.
- [9] Hosseini, R., Hosseini-Ghaffar, A. ve Soltani, M., Experimental determination of shell side heat transfer coefficient and pressure drop for an oil cooler shell-and-tube heat exchanger with different tube bundles, Applied Thermal Engineering, 27, 1001-1008, 2007.
- [10] Xie, G.N., Wang, Q.W., Zeng, M. ve Luo, L.Q., Heat transfer analysis for shell-and-tube heat exchangers with experimental data by artificial neural networks approach, Applied Thermal Engineering, 27, 1096-1104, 2007.
- [11] Nada, S.A., El-Ghetany, H.H. ve Hussein, H.M.S., 2004, Performance of a two phase closed thermosyphon solar collector with a shell and tube heat exchanger, Applied Thermal Engineering, 24, 1959-1968, 2004
- [12] Ahn, S.W., Bae, S.T., Lee, B.C., Kim, W.C. ve Bae, M.W., Fluid flow and heat transfer in fluidized bed vertical shell and tube type heat exchanger, Int Com in Heat and Mass Transfer, 32, 224-232, 2005.
- [13] Lee, D., Ahn, Y., Kim, Y., Chang, Y.S. ve Nam, L., Experimental investigation on the drop-in performance of R407C as a substitute for R22 in a screw chiller with shell-and-tube heat exchangers, Int J of Refrigeration, 25, 575-585, 2002.
- [14] Thirumarimurugan, M., Kannadasan T. ve Ramasamy, E., Performance Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger Using Miscible System, American J of Applied Sciences, 5(5), 548-552, 2008.
- [15] Butterworth, D., Design of shell-and-tube heat exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity, Applied Thermal Engineering, 22, 789-801, 2002.
- [16] Barman, J. Ve Ghoshal, A.K., Performance analysis of finned tube and unbaffled shell-and-tube heat exchangers, Int J of Thermal Sciences, 46, 1311-1317, 2007.

- [17] Wang, S., Wen, J. ve Li, Y., An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 29, 2433-2438, 2009.
- [18] Kara, Y.A., ve Guraras, O., A computer program for designing of shell-and-tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 24, 1797-1805, 2004.
- [19] Babu, B.V. ve Munawar, S.A., Differential evolution strategies for optimal design of shell-and-tube heat exchangers, *Chemical Engineering Science*, 62, 3720-3739, 2007.
- [20] Serna, M. ve Jimenez, A., A compact formulation of the Bell-Delaware method for heat exchanger design and optimization, *Chemical Engineering Research and Design*, 83, 539-550, 2005.
- [21] Holman, J.P., *Experimental Methods For Engineers*, McGraw-Hill, 7. baskı, 2001.
- [22] Kern, D.Q., *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, 5. baskı, 1950.
- [23] Sengers, J.V. ve Watson, J.T.R., Physical properties of saturated water, *J of Physical and Chemical Reference Data*, 15, 1291-1322, 1986

EKLER

EK 1: Isı değiştirgecine ait teknik resim



EK 2: Deneş şartlarından biri için analitik yöntemle çözüm

Deneş koşulları için çözümler FORTRAN programıyla hazırlanmıştır ve program EK-3'de sunulmuştur. Bu bölümde bilgisayar programı vasıtasıyla da çözümlü yapılmış olan 25 nolu deneş şartı için el hesabı ile yapılan çözüm gösterilmiştir. 25 nolu deneş aıt değerler Çizelge EK 2.1'de görölmektedir.

Çizelge EK 2.1. 25 nolu deneş aıt veriler

Deneş No	$T_{h,giris}$ [°C]	$T_{c,giris}$ [°C]	$T_{h,cikis}$ [°C]	$T_{c,cikis}$ (°C)	ΔT_h [°C]	ΔT_c [°C]	Sıcak Su Debisi [m _h] [kg/s]	Soğuk Su Debisi [m _c] [kg/s]
25	54,72	48,44	54,30	49,39	0,42	0,95	1,035	0,645

Boru tarafından geçen sıcak suyun giriş sıcaklığı 54,72°C ve sıcak suyun çıkış sıcaklığı 54,30°C olduğundan ortalama sıcak su sıcaklığı 54,51°C'dir. Buna göre akışkanın bu sıcaklıktaki özellikleri aşağıdaki gibidir [23]:

$$\begin{aligned} \rho &= 985.94 \text{ kg/m}^3 & k &= 0.648 \text{ W/mK} & Pr &= 3.27 \\ C_p &= 4182 \text{ J/kgK} & \mu &= 0,508 \times 10^{-3} \text{ kg/ms} \end{aligned}$$

Gövde tarafından geçen soğuk suyun giriş sıcaklığı 48,44°C ve soğuk suyun çıkış sıcaklığı 49,39°C olduğundan ortalama soğuk su sıcaklığı 48,91°C'dir. Buna göre akışkanın bu sıcaklıktaki özellikleri aşağıdaki gibidir:

$$\begin{aligned} \rho &= 988.48 \text{ kg/m}^3 & k &= 0.642 \text{ W/mK} & Pr &= 3.62 \\ C_p &= 4181 \text{ J/kgK} & \mu &= 0.556 \times 10^{-3} \text{ kg/ms} \end{aligned}$$

EK 2.1 Kern metodu ile analiz

Bu deney şartında duvar sıcaklığı (3.7) nolu ifadeden hesaplanarak bulunur:

$$T_w = \frac{1}{2} \left(\frac{48.44 + 49.39}{2} + \frac{54.72 + 54.30}{2} \right) = 51.71 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Hesaplamalar için gerekli olan duvar sıcaklığındaki dinamik viskozite değeri yukarıdaki sıcaklık değeri için $0.531 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$ olarak bulunur [23].

(3.1) nolu ifadeden üçgen boru düzenlemesi için D_e hesaplanır:

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{0.016^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi 0.012^2}{8} \right)}{\pi 0.012 / 2} = 0.0115 \text{ m}$$

Gövde akış alanı değeri için C , (3.3) nolu ifadeden bulunur ve (3.2) nolu ifadeye yerine konularak gövde akış alanı bulunur:

$$C = 0.016 - 0.012 = 0.004 \text{ m}$$

$$A_s = \frac{0.23 \times 0.004 \times 0.1}{0.016} = 0.00575 \text{ m}^2$$

Gövde kütle hızı (3.4) nolu ifadeden bulunur:

$$G_s = \frac{0.645}{0.00575} = 112.17 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

(3.5) nolu ifadeden Reynolds sayısı aşağıda gösterildiği gibi bulunur:

$$Re_s = \frac{112.17 \times 0.0115}{0.556 \times 10^{-3}} = 2323$$

$2 \times 10^3 < Re_s = 2320 < 1 \times 10^6$ aralığı için Kern Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısını hesap etmek üzere Nusselt sayısı (3.6) nolu ifadeden bulunur:

$$Nu = 0.36 \left(\frac{0.0115 \times 112.17}{0.556 \times 10^{-3}} \right)^{0.55} \left(\frac{4181 \times 0.556 \times 10^{-3}}{0.642} \right)^{1/3} \left(\frac{0.556 \times 10^{-3}}{0.531 \times 10^{-3}} \right)^{0.14} = 39.36$$

Kern Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı, h_o , Nusselt sayısından (3.8) nolu ifade kullanılarak hesaplanır:

$$h_o = \frac{39.16 \times 0.642}{0.0115} = 2190 \text{ W/m}^2\text{K}$$

EK 2.2 Bell-Delaware metodu ile analizler

Bell-Delaware Metodu'na göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı hesabı Bölüm 3.1.'de ifade edildiği gibi yapılır bunun için boru demeti çapı (3.9) nolu ifadeden hesaplanır:

$$D_{OTL} = 0.23 - 0.035 = 0.195 \text{ m}$$

Üçgen boru düzenleme için merkezdeki akış alanı S_m (3.10) nolu ifade kullanılarak hesaplanır:

$$S_m = 0.1 \left[0.23 - 0.195 + \frac{0.195 - 0.012}{0.016} (0.016 - 0.012) \right] = 0.008 \text{ m}^2$$

En yüksek hız (3.11) nolu denklemden hesaplanır:

$$v_{maks} = \frac{0.645}{988.48 \times 0.008} = 0.0815 \text{ m/s}$$

Gövde tarafı Reynolds ve Nusselt sayıları (3.12) ve (3.13) nolu denklemden hesaplanır ve buradan da gövde tarafı ideal şartlardaki ısı transferi katsayısı denklem (3.14)'den bulunur:

$$Re_s = \frac{988.48 \times 0.0815 \times 0.012}{0.556 \times 10^{-3}} = 1738$$

$$Nu_s = 0.211 \times 1738^{0.651} \times 3.62^{0.34} = 42.02$$

$$h_c = \frac{42.02 \times 0.642}{0.012} = 2248 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

J_c düzenleme faktörü (3.17) nolu eşitlikten bulunur bunun için (3.15) nolu denklemden şaşırtma levhası kesimi ve (3.16) nolu denklemden doğrulama faktörü hesaplanır:

$$L_c = (25/100) \times 0.23 = 0.0575 \text{ m}$$

$$F_c = \frac{1}{\pi} (\pi + 2 \times 0.589 \sin(\cos^{-1} 0.589) - 2 \times \cos^{-1} 0.589) = 0.651$$

$$J_c = 0.55 + 0.72 \times 0.651 = 1.01$$

Şaşırtma levhası arası akış alanı (3.18) nolu denklemden ve boru ve şaşırtma levhası arası akış alanı (3.19) nolu denklemden bulunur:

$$S_{sb} = \frac{0.23 \times 0.005}{2} \left[\pi - \cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \times 0.0575}{0.23} \right) \right] = 0.00067 \text{ m}^2$$

$$S_{tb} = \frac{\pi \times 0.012 \times 0.0008}{2} \times 32 \times \frac{(1 + 0.651)}{2} = 0.00039 \text{ m}^2$$

$$\frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} = \frac{0.00067 + 0.00039}{0.008} = 0.035 \text{ ve}$$

$$\frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} = \frac{0.00067}{0.00067 + 0.00039} = 0.63$$

oranları kullanılarak Kaynak [22]'deki grafikten (Şekil 6.8) J_L değeri 0.955 olarak bulunur.

Direk geçiş alanı oranı eşitlik (3.20)'den hesaplanır:

$$F_{bp} = \frac{(0.23 - 0.195) \times 0.1}{0.008} = 0.437$$

$F_{bp}=0.437$ ve $N_{ss}/N_c=0.2$ olarak kabul edilen değerler kullanılarak Kaynak [22]'deki Şekil 6.9 kullanılarak J_B değeri 0.86 olarak belirlenir.

Bell-Delaware metoduna göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı, h_o , (3.21) nolu ifadeden hesaplanır:

$$h_o = 2248 \times 1.01 \times 0.955 \times 0.86 = 1863 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

(3.21) nolu ifadeden hesaplanan Bell-Delaware metoduna göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı (1863 W/m²K), Kern metoduna göre hesap edilen gövde tarafı ısı transferi katsayısından (2190 W/m²K) %15 daha azdır.

Boru tarafı ısı transferi katsayısının hesabı için boru tarafı akış alanı (3.22) nolu ifadeden, ortalama akışkan hızı (3.23) nolu ifadeden, Reynolds sayısı (3.24) nolu ifadeden bulunur:

$$A_t = \frac{\pi \times 0.009^2}{4} \times \frac{32}{2} = 0.001 \text{ m}^2$$

$$U_m = \frac{1.035}{985.94 \times 0.001} = 1.049 \text{ m / s}$$

$$Re = \frac{985.94 \times 1.049 \times 0.009}{0.508 \times 10^{-3}} = 18023$$

$2300 < Re < 10^4$ aralığı için (3.25) nolu eşitlikteki Gnielinski bağıntısı kullanılabilir. Bu bağıntı için (3.26) nolu ifadeden sürtünme katsayısı hesaplanır:

$$f = (1.58 \ln 18023 - 3.28)^{-2} = 0.0067$$

$$Nu_b = \frac{(0.0067 / 2)(18023 - 1000)3.27}{1 + 12.7(0.0067 / 2)^{1/2}(3.27^{2/3} - 1)} = 99.1$$

$$h_i = \frac{99.1 \times 0.648}{0.009} = 7137 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

(3.28) nolu ifade ile ısı transferi miktarı bulunur:

$$Q = 0.645 \times 4181 \times (49.39 - 48.44) = 2561 \text{ W}$$

Logaritmik sıcaklık farkı (3.30) nolu ifade ile bulunur:

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(54.30 - 48.44) - (54.72 - 49.39)}{\ln\left(\frac{54.72 - 49.39}{54.30 - 48.44}\right)} = 5.59^\circ \text{C}$$

Toplam ısı transferi katsayısı temiz boru yüzeyleri için (3.31) nolu eşitlikten bulunur:

$$\frac{1}{U} = \frac{0.012}{0.009 \times 7137} + \frac{0.012 \ln(0.012 / 0.009)}{2 \times 45} + \frac{1}{1863} \Rightarrow U = 915 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Toplam ısı transferi yüzey alanı (3.29) nolu denklemden bulunur:

$$A = \frac{Q}{UF \Delta T_m} = \frac{2561}{915 \times 1 \times 5.59} = 0.5 \text{ m}^2$$

C_{\min} değeri için sıcak ve soğuk taraf için hesaplama aşağıdaki gibi yapılarak C_{\min} değeri bulunur:

$$C_h = \dot{m} C_{p,h} = 1.035 \times 4182 = 4328 \text{ J / Ks}$$

$$C_c = \dot{m} C_{p,c} = 0.645 \times 4181 = 2696 \text{ J / Ks}$$

Bu durumda $C_{\min} = C_c = 2696 \text{ J/Ks}$ 'dir.

NTU eşitlik (3.32)'den aşağıda gösterildiği gibi hesaplanır:

$$NTU = \frac{915 \times 0.5}{2696} = 0.169$$

C^* değeri denklem (3.33)'den hesaplanır:

$$C^* = \frac{2696}{4328} = 0.622$$

ϵ (performans) değeri NTU, C^* ve akış dzenine göre Kaynak [3]'den (şekil 2.15) kullanılarak $\epsilon=0.196$ olarak belirlenir. Okunan ϵ değeri, C_c , C_h , C_{min} ve giriş sıcaklık değerleri (3.34) nolu eşitlikte yerine konulduğunda teorik çıkış sıcaklıkları $T_{h2}=54.45^\circ\text{C}$ ve $T_{c2}=49.44^\circ\text{C}$ olarak bulunur. Bu değerlerin deneysel sonuçlara oldukça yakın olduğu görülmektedir.

EK 3: Hesaplamalar için yazılmış olan bilgisayar programı

Program ISI DEĞİŞTİRGEÇİ ANALİZİ

implicit none

real::Th1,Th2,Tc1,Tc2,

Tbs,Tbt,Tw,

Msh,Mtu,gs,

Cps,ks,ms,prs,gt,

Cpt,kt,mt,prt,mw,

p,F,Tlmcf,

dto,dti,Ds,Nt,km,B,Np,

Q,De,C,

As,Gst,Res,fs,Nus,hs,Atp,Um,

Ret,ft,Nut,ht,Uf,Af,Pt,

Resbell,ji,hid,hob

!Girdiler

!Soğuk ve sıcak taraf akışkan debileri ve gövde ve boru tarafı giriş-çıkış sıcaklıkları

Msh=0.645

Mtu=1.035

Th1=54.72

Th2=54.3

Tc1=48.44

Tc2=49.39

!Bulk Sıcaklıkları

!Gövde ve boru ortalama sıcaklıkları ve buna bağlı olarak duvar sıcaklığı

Tbs=(Tc1+Tc2)/2

Tbt=(Th1+Th2)/2

Tw=0.5*((Tc1+Tc2)/2)+((Th1+Th2)/2)

!Gövde tarafı özellikleri (SOGUK TARAF)

!Gövde tarafına ait yoğunluk, özgül ısı, ısıl iletim katsayısı, dinamik viskozite ve Prandtl sayısı değerleri

gs=988.53

Cps=4180.7

ks=0.642

ms=0.557*10.**-3

prs=3.62

!Boru tarafı özellikleri (SICAK TARAF)

!Boru tarafına ait yoğunluk, özgül ısı, ısıl iletim katsayısı, dinamik viskozite ve Prandtl sayısı değerleri

gt=985.48

Cpt=4182.8

kt=0.648

mt=0.508*10.**-3

prr=3.27

!Duvar Vizkozitesi, pi sayısı, logaritmik sıcaklık farkı ve doğrulama faktörü

mw=0.532*10.**-3

p=3.14

Tlmcf=((Th2-Tc1)-(Th1-Tc2))/(alog((Th2-Tc1)/(Th1-Tc2)))

F=1

!Isı değiştirgecine ait özellikler

!Boru dış ve iç çapı, gövde çapı, toplam boru sayısı, malzeme ısıl iletim katsayısı, şaşırtma levhaları arası

boşluk, boru geçiş sayısı, boru merkezleri arası dik mesafe

$$dto=0.012$$

$$dti=0.009$$

$$Ds=0.23$$

$$Nt=32$$

$$km=45$$

$$B=0.1$$

$$Np=2$$

$$Pt=0.016$$

!Isıl Analiz

!Isı transferi oranı, eşdeğer çap, boru dış çapları arası dik mesafe, gövde akış alanı, gövde kütle hızı hesaplanır

$$Q=Msh*Cps*(Tc2-Tc1)$$

$$De=(4*((Pt**2*3**0.5)/4-((p*dto**2)/8)))/((p*dto)/2)$$

$$C=Pt-dto$$

$$As=(Ds*C*B)/Pt$$

$$Gst=Msh/As$$

!Gövde tarafı Reynolds ve Nusselt sayıları, gövde tarafı ısı transferi katsayıları, boru tarafı Reynolds ve Nusselt sayıları, boru tarafı ısı transfer katsayıları, toplam ısı transfer katsayısı hesaplanır

$$Res=(Gst*De)/ms$$

$$Nus=0.36*((De*Gst)/ms)**0.55*((Cps*ms)/ks)**0.33*(ms/mw)*0.14$$

$$hs=(ks*Nus)/De$$

$$Atp=((p*dti**2)/4)*(Nt/2)$$

```

Um=Mtu/ (gt*Atp)
Resbell=((dto*Msh)/(ms*As))
ji=0.321*Resbell**-0.388
hid=ji*Cps*(Msh/As)*(ks/(Cps*ms))**0.666
hob=0.6*hid
Ret=(gt*Um*dti)/mt
ft=(1.58*alog(Ret)-3.28)**-2
Nut=((ft/2)*(Ret-
1000.)*prt)/(1+12.7*(ft/2)**0.5*(prt**(2./3)-1))
ht=(kt*Nut)/dti
Uf=1/((dto/dti)/ht+(dto/dti)+(dto*alog(dto/dti))/(2*km)+(
1/hs))
Af=Q/(Uf*F*Tlmcf)

write(*,*)"ortalama gövde sıcaklığı", Tbs, "ortalama boru
sıcaklığı", Tbt, "duvar sıcaklığı", Tw,
"Boru tarafı Reynolds sayısı", Ret,"Boru tarafı
Nusselt sayısı", Nut, "boru tarafı ısı transfer
katsayısı", ht,
"Toplam ısı transfer katsayısı", Uf, "Ampirik
parametrelere göre hesaplanan toplam ısı
transferi yüzey alanı", Af,
" Gövde tarafı Reynolds sayısı ", Res, " Gövde
tarafı Nusselt sayısı ", Nus, "Gövde tarafı ısı
transfer katsayıları", hs, hob
end program

```

EK 4: U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgeci deneyi föyü

EK 4.1 Amaç

Deneyin amacı deney setine monte edilmiş olan U-borulu gövde-boru tipi bir ısı değiştirgecinin ısıl performansının ve diğer ısı transferi özelliklerinin belirlenmesidir.

EK 4.2 Teori

Deney düzeneği sayesinde farklı sıcak ve soğuk akış debilerinde, farklı giriş ve çıkış sıcaklıklarında ölçümler yapılır ve bu veriler analiz edilerek elde edilen deneysel sonuçlar değerlendirilir. Bell-Delaware ve Kern metodları kullanılarak bir ısı değiştirgecinin ısıl performansı değerlendirilir bunun için gerekli hesaplamaları yapan bir bilgisayar programı yazıp kullanmak yararlı olur. Deney sonuçlarının analizinde, gövde tarafı ısı transferi katsayısının hesabında Kern ve Bell-Delaware metodları kullanılır (Kakaç ve Liu, 1998; Kern, 1950).

Kern metoduna göre gövde tarafı ısı transferi katsayısını hesap etmek üzere Nusselt sayısı aşağıdaki ifade ile $2 \times 10^3 < Re_s < 1 \times 10^6$ aralığı için bulunur:

$$Nu = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (\text{EK 4.1})$$

Burada D_e eşdeğer çap, G_s ise kütleli debidir (Kern, 1950) .

Kern metoduna göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı, h_o , Nusselt sayısından hesaplanır:

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{D_e} \quad (\text{EK 4.2})$$

Bell-Delaware metoduna göre düzeltilecek ısı transferi katsayısı (Kern, 1950),

$$h_c = \frac{Nu \cdot k}{d_o} = \frac{k}{d_o} \left(0.211 Re^{0.651} Pr^{0.34} \right) \quad (\text{EK 4.3})$$

ifadesiyle hesaplanır. h_c ideal şartlardaki ısı transferi katsayısıdır.

Bell-Delaware metoduna göre gövde tarafı ısı transferi katsayısı, h_o , aşağıdaki eşitlikle ifade edilir:

$$h_o = h_c \cdot J_c \cdot J_L \cdot J_B \quad (\text{EK 4.4})$$

Burada J_c , J_L ve J_B düzenleme, kaçak ve direk geçişle ilgili düzeltme faktörleridir (Kern, 1950).

Boru içi ısı transferi katsayısını hesaplamak için çeşitli korelasyonlar mevcuttur (Kakaç ve Liu, 1998). Bu deney için Gnielinski bağıntısı seçilebilir ($2300 < \text{Re} < 10^4$ aralığı için) ve kullanılarak boru tarafı ısı transferi katsayısı hesap edilmek üzere Nusselt sayısı hesaplanır:

$$Nu = \frac{(f/2)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad (\text{EK 4.5})$$

Burada f sürtünme katsayısı olup $2300 < \text{Re} < 5 \times 10^6$ ve $0.5 < \text{Pr} < 2000$ aralıkları için aşağıdaki ifade kullanılarak bulunur:

$$f = (1.58 \ln \text{Re}_b - 3.28)^{-2} = 0.0124 \quad (\text{EK 4.6})$$

Boru tarafı ısı transferi katsayısı Nusselt sayısından hesaplanır:

$$h_i = \frac{Nu k}{d_i} \quad (\text{EK 4.7})$$

Aşağıdaki ifade ile ısı transferi miktarı bulunur:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (\text{EK 4.8})$$

Burada \dot{m} akışkan debisi [kg/s], C_p özgül ısı [J/kgK] ve ΔT sıcaklık farkıdır [K].

Toplam ısı transferi katsayısı aşağıdaki ifadeden bulunur:

$$U = \frac{Q}{AF \Delta T_m} \quad (\text{EK 4.9})$$

Burada A ısı değiştirgeci için toplam ısı transferi yüzey alanı [m^2], ΔT_m karşıt akım için ortalama sıcaklık [K] olup, F değeri yaklaşık olarak 1'dir.

Logaritmik sıcaklık farkı ΔT_m , karşıt akım için aşağıdaki ifadeden bulunur:

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (\text{EK 4.10})$$

Burada ΔT_1 ve ΔT_2 giriş ve çıkış sıcaklık farklarıdır.

Toplam ısı transferi katsayısı temiz boru yüzeyleri için aşağıdaki eşitlikten bulunur:

$$\frac{1}{U} = \frac{d_o}{d_i} \frac{1}{h_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + \frac{1}{h_o} \quad (\text{EK 4.11})$$

EK 4.3 Isıl performans analizi

NTU olarak ifade edilen ısı transferi birimi sayısı, ε -NTU yöntemi ile verilen ilk giriş şartlarında teorik çıkış sıcaklıklarını bulmak üzere hesaplanır:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (\text{EK 4.12})$$

ε (performans) değeri NTU, C^* ve akış düzenine göre belirlenir (Kakaç ve Liu, 1998, Şekil 2.15, ve Kern, 1950). Burada C^* aşağıdaki ifade ile bulunur:

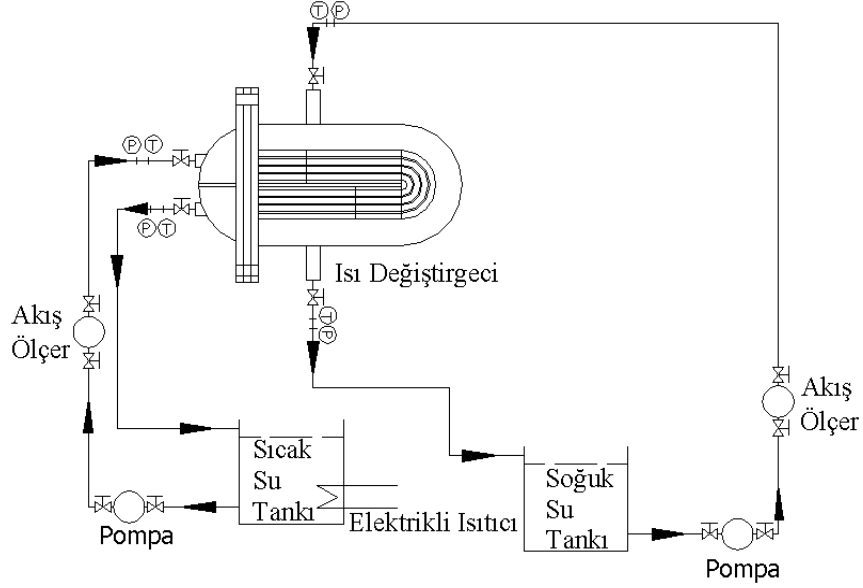
$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(\dot{m}C_p)_{\min}}{(\dot{m}C_p)_{\max}} \quad (\text{EK 4.13})$$

Isı değiştirgeci elde mevcut olduğuna göre, NTU ifadesi hesaplanır ve $NTU = \phi(\varepsilon, C^*)$ olduğundan, ε grafikten bulunur. Daha sonra çıkış sıcaklıkları grafikten okunan ε değeri ve aşağıdaki ifade ile teorik olarak hesaplanır ve deney sonuçları ile karşılaştırılır:

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{C_c(T_{c2} - T_{c1})}{C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})} \quad (\text{EK 4.14})$$

EK 4.4 Yöntem

Şekil EK 4.1’de deney düzeneğinin şematik gösterimi sunulmuştur. Şekil EK 4.2’de ise U-borulu gövde–boru tipi ısı değiştirgeci görülmektedir. Çizelge 4.1’de Isı değiştirgecinin geometrisine ait bilgiler yer almaktadır.



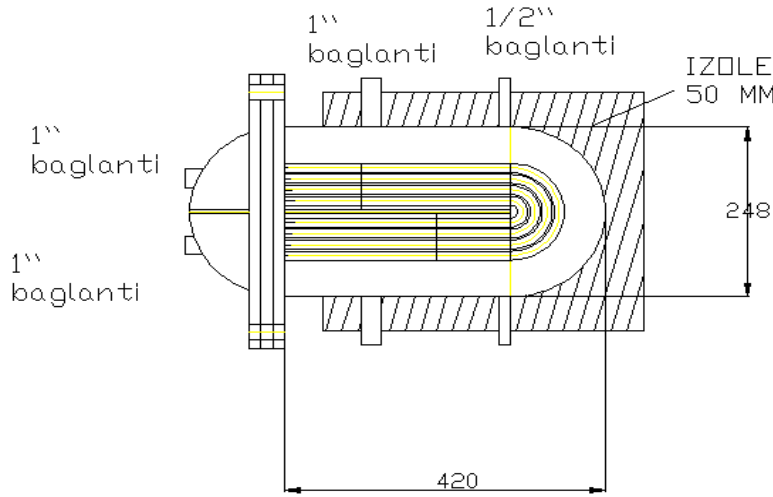
Şekil EK 4.1 Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Deney düzeneğinde 2 adet su tankı, 2 adet pompa, 2 adet akış ölçer ve her biri 3000 W olan 3 adet ısıtıcı direnç bulunmaktadır. Ayrıca fark basınç ölçümleri için deney setine monte edilmiş 2 adet fark basınç transmitteri de mevcuttur. Isı değiştirgecinin boru kısmından sıcak su gövde kısmından soğuk su geçmektedir.

Debi ölçüm değerleri direk olarak elektromanyetik akış ölçerler üzerinden okunur. Debi değerleri 3 kademeli pompalar kullanılarak değiştirilebilir. Sıcaklık değerleri için ise veri alıcı cihaz (data taker) kullanılır. Veri alıcı cihaza 4 adet K tipi termal çift takılıdır. Bu termal çiftler sayesinde gövde ve boru tarafı giriş ve çıkış sıcaklık değerleri ölçülür. Veri alıcı cihazın üzerinden direk okuma yapılabildiği gibi yazılım bir bilgisayara yüklenerek ve yüklenen programda deney için gerekli ayarlamalar yapılarak ölçümler bilgisayar üzerinden takip edilebilir, veriler kaydedilebilir. Sıcaklık ölçümleri ΔT_1 ve ΔT_2 giriş ve çıkış sıcaklık farkları sabitleşinceye kadar yapılır.

Deney verileri analitik model ile analiz edilerek teori bölümünde anlatılan ısı transfer özellikleri tayin edilir ve ısı performans bulunur. Isıl performans bulunduktan sonra deneysel ve teorik sonuçların karşılaştırılması açısından deney seti üzerinden ölçülen deneysel $T_{c,2}$ ve $T_{h,2}$ değerleri EK 4.14 nolu denklemden hesaplanan teorik $T_{c,2}$ ve $T_{h,2}$ değerleri ile karşılaştırılır.

EK 4.5 U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgeci



Şekil EK 4.2. U-borulu gövde-boru tipi ısı değiştirgeci

EK 4.6 Sonuçlar ve tartışma

- Elde edilen bilgiler ve hesaplamalar aşağıdaki çizelgeye kaydedilir.
- Soğuk ve sıcak pompanın 3 er kademesi olduğu ve 3 adet de ısıtıcı direnç olduğu göz önünde bulundurulursa 27 farklı varyasyon ortaya çıkar ve 27 adet deney yapılabilir.
- Her bir deneye karşılık ϵ (performans) grafiği çiziniz.
- Deney seti üzerinden ölçülen deneysel $T_{c,2}$ ve $T_{h,2}$ değerleri ile EK 4.14 nolu denklemden hesaplanan teorik $T_{c,2}$ ve $T_{h,2}$ değerlerini karşılaştıran grafiği çiziniz.

- Çeşitli giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Re (boru tarafı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) Grafikleri çiziniz.
- Çeşitli giriş sıcaklıklarında ve boru tarafı akışkan debileri sabitken (herhangi bir debi) gövde ve boru tarafı sıcaklık farkları Grafikleri çiziniz

Çizelge EK 4.1. Isı değiştirgecinin geometrisi

U-Borulu Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirgeci	
Boru Dış Çapı d_o 12 mm	Malzeme (yumuşak çelik) için ısı iletim katsayısı k 45 W/mK
Boru İç Çapı d_i 9 mm	Boru ve şaşırtma levhaları arası boşluk Δt_b 0.8 mm
Gövde İç Çapı D_s 230mm	Gövde ve şaşırtma levhaları arası boşluk Δs_b 5 mm
Gövde Uzunluğu L_s 420 mm	Boru demeti gövde arası boşluk Δb 35 mm
Boru Sayısı N_t 32	Şaşırtma levhası kalınlığı t_B 5 mm
Boru Merkezleri Arası Dik Uzunluk P_t 0,016 m	Şaşırtma levhası kesimi B_c %25
Şaşırtma Levhaları Arası Uzunluk B 0,10 m	Şaşırtma levhası sayısı N_b 3

- Çeşitli giriş sıcaklıklarında ve gövde tarafı akışkan debileri sabitken (herhangi bir debi) gövde ve boru tarafı sıcaklık farkları Grafikleri çiziniz
- Çeşitli giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Nu (boru tarafı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) Grafikleri çiziniz.
- Çeşitli giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_t (Boru Tarafı Isı Transfer Katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) Grafikleri çiziniz.

- Çeşitli giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken U_f (Toplam Isı Transfer Katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) Grafikleri çiziniz.
- Çeşitli giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Re (gövde tarafı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) Grafikleri çiziniz.
- Çeşitli giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken Nu (gövde tarafı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) Grafikleri çiziniz.
- Çeşitli giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Kern Metodu'na Göre Gövde Tarafı Isı Transfer Katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) Grafikleri çiziniz.
- Çeşitli giriş sıcaklıklarında boru tarafı akışkan debileri sabitken h_s (Bell-Delaware Metodu'na Göre Gövde Tarafı Isı Transfer Katsayısı)- \dot{m}_c (gövde tarafındaki soğuk akışkanın debisi) Grafikleri çiziniz.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : DEVECİ, İhsan
Uyuşuğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 06.09.1985 Ankara
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0 (312) 286 89 22
Faks : 0 (312) 292 40 91
e-posta : ideveci@etu.edu.tr

Eğitim

<i>Derece</i>	<i>Eğitim Birimi</i>	<i>Mezuniyet tarihi</i>
Lisans	Gazi Üniversitesi/Makine Müh.	2007

İş Deneyimi

<i>Yıl</i>	<i>Yer</i>	<i>Görev</i>
2007-2009	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2009-...	Çalışma ve Sos. Güv. Bakanlığı	İş Müfettiş Yrd.

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Ulusal Konferans Bildirileri

- **İ. Deveci**, N.S. Uzol, U-borulu gövde-boru tipi bir ısı değiştirgecinin deneysel olarak incelenmesi, 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Sivas, Türkiye, 2009.
- O. Turgut, N. Onur, K. Arslan, **İ. Deveci**, K. Başataç, Çapraz düzenlemede laminar zorlanmış konveksiyonun sayısal olarak incelenmesi, 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Sivas, Türkiye, 2009