

**CHEVRON TİPİ CONTALI-PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN ISIL
VE HİDROLİK KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ VE DÜZGÜN
OLMAYAN AKIŞ DAĞILIMININ İNCELENMESİ**

ÇAĞIN GÜLENOĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEMMUZ 2013

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

Çağın GÜLENOĞLU tarafından hazırlanan CHEVRON TİPİ CONTALI-PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN ISIL VE HİDROLİK KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ VE DÜZGÜN OLMAYAN AKIŞ DAĞILIMININ İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Sadık KAKAÇ
Tez Danışmanı

Doç. Dr. Selin Aradağ
Tez Yardımcı Danışmanı

Tez Jüri Üyeleri

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU

Üye : Prof. Dr. Sadık KAKAÇ

Üye : Doç. Dr. Selin Aradağ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Nilay Sezer Uzol

Üye : Yrd. Doç. Dr. Levent ÇOLAK

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.

Çağın GÜLENOĞLU

Üniversitesi : TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Enstitüsü : Fen Bilimleri
Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Sadık KAKAÇ
Tez Yardımcı Danışmanı : Doç. Dr. Selin ARADAĞ
Tez Türü ve Tarihi : Yüksek Lisans – Temmuz 2013

Çağın Gülenoğlu

CHEVRON TİPİ CONTALI-PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNİN ISIL VE HİDROLİK KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ VE DÜZGÜN OLMAYAN AKIŞ DAĞILIMININ İNCELENMESİ

ÖZET

Isı değiştirgeçleri, teknoloji tarihinin başından bu yana, enerji dönüşüm sistemlerinde kullanılan en önemli elemanlardan biridir. Farklı sıcaklığa sahip iki ya da daha fazla akışkan arasında ısı formunda enerji değişimini sağlarlar. Soğutma ve ısıtma sistemleri dahilinde geniş bir kullanım yelpazesine sahiptirler; iklimlendirme sistemleri, atık ısı geri kazanımı, nükleer reaktörler, güç santralleri, kimya, ziraat, besin, tekstil endüstrileri gibi büyük ölçekli sistemlerden elektronik sistemlerde soğutma işlevi gibi mikro ölçekli sistemlere kadar pek çok alanda kullanılırlar. Bu doğrultuda TOBB ETÜ bünyesinde kurulan deney düzeneği kullanılarak üç farklı geometriye sahip chevron tipi contalı-plakalı ısı değiştirgeci ile farklı sıcaklık, debi, plaka sayısı kullanılarak deneyler yürütülmüş, çalışma sonucunda plaka karakteristikeri ve plaka sayısına bağlı akış yanlış dağılımı miktarı bulunmuştur. Deneyler, 2.3 ile 6.4 arasında değişen Prandtl sayısı ve 300 ile 5000 arasında değişen Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilmiştir. Kurulu deney düzeneğinin, en fazla 5000 civarında Reynolds sayısına çıkabilecek kapasiteye sahip olduğu tespit edilmiştir. 3 farklı geometride chevron tipi contalı-plakalı ısı değiştirgeci için de ısı ve hidrolik karakteristikleri veren korelasyonlar bulunmuş, karşılaştırmaları yapılmıştır. Buna ek olarak plaka sayısına bağımlı akış yanlış dağılımı incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Contalı-plakalı ısı değiştirgeci, chevron-tipi plaka, ısı karakteristikeri, hidrolik karakteristikler, akış yanlış dağılımı, düzgün olmayan akış dağılımı.

University : TOBB Economics and Technology University
Institute : Institute of Natural and Applied Sciences
Science Programme : Mechanical Engineering
Supervisor : Professor Sadık KAKAÇ
Co. Supervisor : Associate Professor Selin ARADAĞ
Degree Awarded and Date : M.Sc. – July 2013

Çağın GÜLENOĞLU

**INVESTIGATION OF THERMAL AND HYDRAULIC CHARACTERISTICS
AND FLOW MALDISTRIBUTION FOR CHEVRON TYPE GASKETED-
PLATE HEAT EXCHANGERS**

ABSTRACT

Heat exchangers are one of the the most important elements that have been used for energy conversion systems since the begining of the history of thechnology. They provide enery transfer, in the form of heat, between two or more fluid having different temperatures. Heat exchangers have a wide range of application area within the cooling and heating systems; used in many fields from large-scale systems like air conditioning systems, waste heat recovery, nuclear reactors, power plants, chemical, agriculture, food and textile industries, and micro-scale systems such as electronics cooling. Thus, an experimental set-up, that has been established in TOBB ETU, is used for determining thermal-hydraulic performances and flow maldistribution of three different chevron type gasketed-plate heat exchangers having different geometries for various temperatures, number of plates and flow rates. Experiments are conducted within the range of Reynolds number 300 to 5000 and Prandtl number, 2.3 to 6.4. It is determined that, within the capacity of experimental set-up, maximum Reynolds number that can be reached is about 5000. Correlations for both hydraulic and thermal characteristics for three different chevron type gasketed-plate heat exchanger have been developed. In addition, flow mal-distribution depending on number of plates is investigated.

Key words: Gasketed-plate heat exchanger, chevron-type plate, thermal characteristics, hydraulic characteristics, flow maldistribution.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocalarım Prof. Dr. Sadık KAKAÇ, Doç. Dr. Selin ARADAĞ ve Yrd. Doç Dr. Nilay SEZER-UZOL'a teşekkür ederim.

STZ 0347.2009-1 numaralı SANTEZ projesi kapsamında yapılan çalışmayı finansal olarak destekleyen T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, TEKTES Teknolojik Tesisat Sistemleri Sanayi ve Ticaret A.Ş. ve TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesine teşekkür ederim.

Birlikte çalışma fırsatı bulduğum proje arkadaşlarım Fatih AKTÜRK ve Gizem GÜLBEN'e teşekkür ederim. Kıymetli tecrübelerinden ve yardımlarından yararlandığım arkadaşlarım İbrahim YILMAZ, Ece ÖZKAYA, Caner TÜRK, Fırat ÖZER, Ender ÇELİK ve Deniz BEKAR'a ayrıca teşekkür ederim.

Tez jürisi üyelerinden, Yrd. Doç. Dr. Sıtkı USLU ve Yrd. Doç. Dr. Levent ÇOLAK'a kıymetli zamanlarını ayırarak çalışmayı değerlendirdikleri için teşekkür ederim.

Beni büyüten, hayatım boyunca yanımda olan, ailem oldukları kadar arkadaşım da olan Gülenoğlulara, Çatalbaşlara ve bir zamanlar Çatalbaş olmuşlara teşekkür ederim.

Ayrıca, Çağrı Gülenoğlu, Engin Erkan Ögüş, Günfer Sezer, Meltem Eser Ögüş, İsmail Gökhan Özcan, Ahmet Erman Akar, Uluç Onur Yüzbaşıoğlu, Sinan Kaybal, Ali Ozan Sökmen, Anıl Önlem, Deniz Hara, Murat İşevcan, Umur Taştan, Seçil Özer, Reha Özer, Zeynep Yedierler, Asuman Sayiner, Esin Efe, Sedat Can Güney, Elif Ataol, Özgür Özdemir, Ufuk Şenol, Eren Kırmızıaltın, Murat Öge, Hakan Hafızoğlu, Erdem Acır, Mert Altaş, Özgür Cebeci, Fırat Yavuz Başkan, Levent Günbattı, Kıvanç Çubukçu, Mehmet Murat İsen, Balkır Örüklü, Yelda Örüklü, Mustafa Ayata, Hatun Burcu Artunç, Başak Arıkan, Emre Gürhan, Gülbin Çetinkaya Gürhan ve Shaman çalışanlarına hep yakında oldukları için, Edgar Allen Poe, J. R. R. Tolkien, J. K. Rowling, Chuck Palahniuk, Aldous Huxley, Stephen King, Gabriel Garcia Marquez, Umberto Eco, Fyodor Mihayloviç Dostoyevski, Lev Tolstoy, George Orwell, Hakan Günday, Murathan Mungan, Murat Menteş, Alper Canıgüz, George Martin, Orson Welles, Oscar Wilde, Ingvar Ambjorsen, Margaret Atwood,

Ursula K. Leguin, Oğuz Atay, Zülfü Livaneli, Nazım Hikmet Ran, Orhan Veli Kanık, Yaşar Kemal, Aziz Nesin, Buket Uzuner, Sabahattin Ali, Woody Allen, Aristoteles, Platon, Isaac Asimov, Victor Hugo, Honore de Balzac, Charles Baudelaire, Giovanni Boccaccio, Ray Bradbury, Richard Brautigan, Bertolt Brecht, Pablo Neruda, Henry Miller, Charles Bukowski, William S. Burroughs, Allen Ginsberg, Jack Kerouac, Irvine Welsh, Virginia Woolf, Dino Buzzati, Italo Calvino, Albert Camus, Lewis Carroll, Agatha Christie, Aleister Crowley, Charles Dickens, Sir Arthur Conan Doyle, Alexandre Dumas (baba ve oğul), Johann Peter Eckermann, David Eddings, Albert Einstein, George Eliot, Michael Ende, William Faulkner, F. Scott Fitzgerald, Michael Foucault, Carlos Fuentes, Eduardo Galeano, Johann Wolfgang Goethe, Nikolai Gogol, Ernest Hemingway, Herman Hesse, Homer, James Joyce, Franz Kafka, Milan Kundera, Jack London, Martin Luther, Niccolo Machiavelli, Guy de Maupassant, Michelangelo, Moliere, Haruki Murakami, Myomoto Musashi, Friedrich Wilhelm Nietzsche, Arthur Schopenhauer, Bertrand Russel, William Shakespeare, Wilbur Addison Smith, John Steinbeck, Bram Stoker, Mark Twain, Voltaire ve Leonardo da Vinci'ye karakterimi şekillendirmemdeki önemli katkılarından dolayı, tüm ağaçlara, başta Kuğulu park ve Seğmenler parkı olmak üzere dünyanın tüm parklarına ve ormanlarına ciğerlerim ve ufkum oldukları için, şimdi nerede olduğunu bilmesem de can dostum, sevgili köpeğim Arsene'e ve tüm yoldaş hayvanlara, paytak penguenlere, sokaklarda gece gündüz çalışıp geri dönüşümlü malzemeleri toplayan güzelim insanlara, sokak çocuklarına, şiddet madurlarına, hakkını arayanlara, kavrulmak, donmak, hatta ölmek pahasına özgürlüklerinden vazgeçmeyenlere ve boyun eğmeyenlere sadece var oldukları için teşekkür ederim.

Son olarak canım sevgilim Sıla Bilgin'e tüm sevgisi, sabrı, arkadaşlığı ve desteği için teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	viii
TABLolarIN LİSTESİ.....	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
KISALTMALAR	xiv
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
1. GİRİŞ	1
1.1. Motivasyon.....	1
1.2. Isı Değiştirgeçleri	1
1.2.1. Isı değıştirgeci sınıflandırma kriterleri ve tipleri	2
1.2.1.1. Geri kazanım / yeniden üretim.....	2
1.2.1.2. Transfer işlemi	2
1.2.1.3. Isı geçişi mekanizması	3
1.2.1.4. Akış düzeni	4
1.2.1.5. Geometrik yapı	5
1.3. Contalı-Plakalı Isı Değiştirgeçleri	6
1.4. Contalı- Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Genel Avantajları ve Performans Kısıtlamaları.....	12
1.5. Çalışmanın Amacı	14
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	15

2.1.	Isıl ve Hidrolik Performansların Belirlenmesi	15
2.2.	Wilson Plot Yöntemi	32
2.3.	Düzgün Olmayan Akış Dağılımı	33
2.4.	Hata Analizi	38
3.	CHEVRON TİPİ CONTALI-PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇİ TASARIMI	41
3.1.	Plaka Geometrisi	41
3.1.1.	Chevron açısı	41
3.1.2.	Efektif plaka uzunluğu	42
3.1.3.	Ortalama kanal boşluğu	43
3.1.4.	Kanal akış kesit alanı	43
3.1.5.	Kanal hidrolik çapı	44
3.2.	Isı Transferi ve Basınç Düşümü Hesabı	44
3.2.1.	Isı transfer katsayısı hesabı	44
3.2.2.	Basınç düşümü hesabı	46
3.2.3.	Efektif sıcaklık farkı	48
3.2.5.	Isı transfer yüzey alanı	50
3.2.6.	Isıl performans	51
4.	DENEYSEL ÇALIŞMA	53
4.1.	Deney Düzeneği	53
4.2.	Deneysel Prosedür	58
4.3.	Isıl ve Hidrolik Karakteristiklerin Belirlenmesi	59

4.4.	Düzgün Olmayan Akış Dağılımının Belirlenmesi	63
4.4.1.	Matematiksel Model.....	64
4.5.	Hata Analizi.....	68
5.	DENEYSEL ANALİZ VE SONUÇLAR	72
5.1.	Isıl karakteristikler	74
5.2.	Hidrolik Karakteristikler	80
5.3.	Akış Yanlış Dağılımı.....	85
6.	DEĞERLENDİRME.....	91
	EK-A DENEYSEL ÖLÇÜMLER.....	95
	KAYNAKLAR	110
	ÖZGEÇMİŞ	118

TABLULARIN LİSTESİ

Tablo 1.1. Contalı-Plakalı Isı Değiştirgeci ve Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirgeci Karşılaştırması.....	7
Tablo 1.2 Çeşitli plaka malzemelerinin 100 °C'deki yaklaşık ısıl iletkenlikleri (W/m.K).	9
Tablo 1.3 Tipik conta malzemeleri, çalışma sıcaklıkları ve uygulama alanları.....	9
Tablo 2.1. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için literatürden örnekler.....	22
Tablo 3.1. CTPID'de ısı transferi ve basınç düşümü hesapları için sabitler [5, 24-26].	47
Tablo 4.1. Deneyleri gerçekleştirilen plakaların boyutsal özellikleri.....	57
Tablo 4.2. Ölçüm verilerinin belirsizlikleri.....	69
Tablo 5.1. Plaka 1 için ölçülen parametrelerin en yüksek yüzde hataları.....	73
Tablo 5.2. Plaka 2 için ölçülen parametrelerin en yüksek yüzde hataları.....	73
Tablo 5.3. Plaka 3 için ölçülen parametrelerin en yüksek yüzde hataları.....	74
Tablo 5.4. Üç farklı plakanın Nusselt sayısı korelasyonu.....	75
Tablo 5.5. Literatürden çeşitli Nusselt sayısı korelasyonları.....	79
Tablo 5.6. Literatürden çeşitli sürtünme faktörü korelasyonları.....	83

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

- Şekil 1.1. Enerji kazanımı sınıflandırma kriterine göre ısı değiştirgeci, a) Geri kazanımlı ısı değiştirgeci, b) Yeniden üretimli ısı değiştirgeci [4]. 2
- Şekil 1.2. Transfer işlemi sınıflandırma kriterine göre ısı değiştirgeci, a) Akışkanların doğrudan kontak halinde olduğu ısı değiştirgeci, b) Akışkanların doğrudan kontak halinde olmadığı ısı değiştirgeci [4]. 3
- Şekil 1.3. Isı transferi mekanizması sınıflandırma kriterine göre ısı değiştirgeçleri, a) iki tarafta da tek fazlı akışkan, b) Tek tarafta buharlaşan çift fazlı akışkan, c) İki tarafta da çift fazlı akışkan [4]. 4
- Şekil 1.4. Akış düzeni sınıflandırma kriterine göre ısı değiştirgeçleri, a) Paralel akışlı, b) Ters akışlı, c) Çapraz akışlı [4]. 4
- Şekil 1.5. Geometrik yapı sınıflandırma kriterine göre ısı değiştirgeçleri, a) Borulu ısı değiştirgeçleri, b) Plakalı ısı değiştirgeçleri, c) Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştirgeçleri [4]. 6
- Şekil 1.6. Contalı - plakalı ısı değiştirgecinin genişletilmiş resmi. 8
- Şekil 1.7. Chevron plakasının temel boyutları [7]. 10
- Şekil 1.8. a) Ters akımlı tek geçişli akış- Z ve U düzeni, b) çift geçişli/çift geçişli akış sistemi (2x5/2x5), c) çift geçişli/tek geçişli akış sistemi (2x4/1x8) [4, 5] 12
- Şekil 2.1. Kho ve Müller-Steinhagen [13]'in yaptığı çalışmada farklı dağıtım kanallarına sahip plakalarda kalsiyum sülfat yoluyla kirlenme. 16
- Şekil 2.2. Galeazzo vd. [16] tarafından yapılan çalışmada kullanılan protip ve tasarlanan modelin paralel ve seri akış düzeninde tasarımı. 18
- Şekil 2.3. Gut ve Pinto [18] yaptıkları çalışmada contalı-plakalı ısı değiştirgeçleri için genel çözüm modeli oluşturdukları eşdeğer konfigürasyonlar. 19
- Şekil 2.5. Shaji ve Das [34]'in akış yanlış dağılımı ve eksenel akış yayılımını inceledikleri çalışmalarında kullandıkları deney düzeneği. 36
- Şekil 2.6. Tereda vd. [38]'nin deneysel olarak yürüttükleri çalışmada farklı noktalarda basınç ölçümü için kullandıkları mandrelin şematik gösterimi. 38
- Şekil 3.1. Chevron tipi plaka boyutları [4, 5]. 41
- Şekil 3.2. Chevron plakasında olukların yönüne dik kesit, gelişmiş ve yansıtılmış uzunluklar [5, 10]. 42
- Şekil 3.3. Contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinde tek geçişli/çift geçişli sistemlerde sıcaklık farkı düzeltme faktörü, F (20 ya da daha çok plaka için geçerlidir). 49

Şekil 4.1. Kurulu deney düzeneğinin şematik görünümü.	54
Şekil 4.2. Kurulu deney düzeneği fotoğrafları, a) elektrik panosu, b) sıcak ve soğuk su tankları, c) ısı değiştirgecinin esnek borular ile bağlantısı, d) elektromanyetik akışölçer ve pompalar, e) fark-basınç ölçerler, f) ısılıçift ve basınç ölçerlerin ısı değiştirgeci girişine bağlantıları, g) elastik boru bağlantıları.	55
Şekil 4.3. Kurulu deney düzeneğinin şematik akış düzeni.	56
Şekil 4.4. U-tipi akış düzeninde akışkanın kanallara dağılımı, geçit giriş ve çıkışlarındaki hız ve basınçları.	65
Şekil 5.1. Üç plaka için Nusselt sayısı korelasyonları.	76
Şekil 5.2. Üç plakanın sıcak ve soğuk taraflarının deneysel Nusselt sayısı dağılımı.	76
Şekil 5.3. Deneysel sonucu elde edilen korelasyonların literatürden Nusselt sayısı korelasyonları ile karşılaştırılması.	78
Şekil 5.4. Literatürden alınan Nusselt sayısı korelasyonlarının, birbirleri ve deneysel sonuçlar ile yakınlıklarının birlikte gösterimi.	80
Şekil 5.5. Üç plaka için Fanning sürtünme katsayısı korelasyonları.	81
Şekil 5.6. Üç plakanın sıcak ve soğuk taraflarının deneysel Fanning sürtünme katsayısı.	81
Şekil 5.7. Deneysel sonucu elde edilen korelasyonların literatürden sürtünme faktörü korelasyonları ile karşılaştırılması.	84
Şekil 5.8. Literatürden alınan sürtünme faktörü korelasyonlarının, birbirleri ve deneysel sonuçlar ile yakınlıklarının birlikte gösterimi.	84
Şekil 5.9. Plaka 1, plaka sayısına göre debi ile değişen basınç düşümü.	85
Şekil 5.10. Plaka 2, plaka sayısına göre debi ile değişen basınç düşümü.	86
Şekil 5.11. Plaka 3 debi ile değişen basınç düşümü.	86
Şekil 5.12. Reynolds sayısına bağlı akış yanlışı dağılımı parametresinin plaka sayısı ile değişimi.	88
Şekil 5.13. 500 Reynolds sayısında bağlı akış yanlışı dağılımının geçit boyunca aksel yönde değişimi.	89
Şekil 5.14. 800 Reynolds sayısında bağlı akış yanlışı dağılımının geçit boyunca aksel yönde değişimi.	90
Şekil 5.15. 1200 Reynolds sayısında bağlı akış yanlışı dağılımının geçit boyunca aksel yönde değişimi.	90

KISALTMALAR

Kısaltmalar	Açıklama
AISI	American Iron and Steel Institute
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LMTD	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
TOBB	Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği
TOBB ETÜ	Türkiye Odalar ve Borsalar Birliği Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

SEMBOL LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
a	Korelasyon katsayısı
A	Etken ısı transfer alanı
A_l	Tek plakaya ait etken kıvrımlı ısı transfer alanı
A_{lp}	Tek plakaya ait yansıtılmış yüzey alanı
b	Ortalama kanal boşluğu, korelasyon katsayısı
c	Korelasyon katsayısı
C_p	Isıl kapasite
D_e	Eşdeğer çap
D_h	Hidrolik çap
D_p	Geçit çapı
f	Fanning sürtünme katsayısı
F	Logaritmik ortalama sıcaklık düzeltici faktörü
g	Yer çekimi ivmesi
G_c	Kütlesel hız
h	Taşıyıcıyla olan ısı transfer katsayısı
H	Kanal yüksekliği
k	Isıl iletim katsayısı
L	Uzunluk
L_h	Geçit merkezleri arası plaka genişliği

L_p	Geçitler arası plaka uzunluğu
L_v	Geçit merkezleri arası plaka uzunluğu
L_w	Contalar arası plaka genişliği
m	Korelasyon katsayısı
\dot{m}	Kütlesel debi
\dot{m}_c	Kanal içi kütlesel debi
N_{cp}	Kanal sayısı
N_e	Etken plaka sayısı
N_p	Geçiş sayısı
N_t	Levha sayısı
Nu	Nusselt sayısı
p	Levha adımı, korelasyon katsayısı
P_a	Akış ivmelenmesinden kaynaklanan basınç kaybı
p_c	Ondülasyon adımı
P_c	Kanal içi basınç düşümü
P_f	Sürtünmeden kaynaklanan basınç düşümü
P_p	Isı değiştirgeci giriş-çıkış geçitler ve manifolddan kaynaklanan basınç düşümü
Pr	Prandtl sayısı
R_f	Kirlenme katsayısı
Re	Reynolds sayısı
t	Plaka kalınlığı

T	Sıcaklık
T_{lm}	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
Q	Isıl yük
U	Toplam ısı transfer katsayısı
β	Chevron açısı
μ	Dinamik viskozite
ρ	Yoğunluk
ϕ	Genişleme katsayısı

İndisler	Açıklama
-----------------	-----------------

b	Ortalama değer
c	Soğuk akışkan, temiz yüzey
f	Kirlenmiş yüzey
h	Sıcak akışkan
eff	Etken
in	Giriş
out	Çıkış
w	levha

1. GİRİŞ

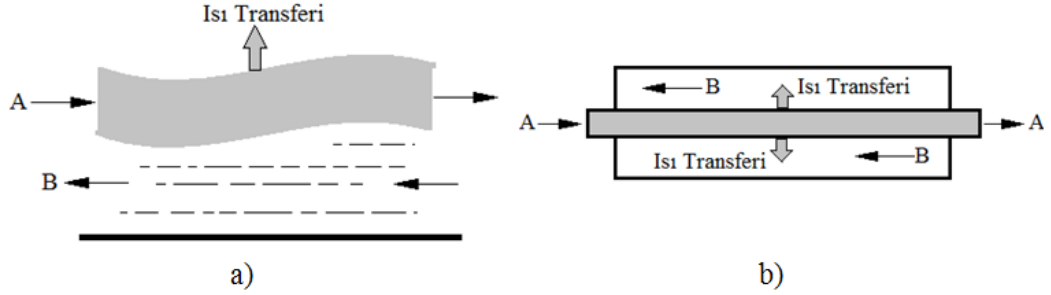
1.1. Motivasyon

Isı değiştirgeçleri, teknoloji tarihinin başından bu yana, enerji dönüşüm sistemlerinde kullanılan en önemli elemanlardan biridir. Farklı sıcaklığa sahip iki ya da daha fazla akışkan arasında ısı formunda enerji değişimini sağlarlar. Soğutma ve ısıtma sistemleri dahilinde geniş bir kullanım yelpazesine sahiptirler; iklimlendirme sistemleri, atık ısı geri kazanımı, nükleer reaktörler, güç santralleri, kimya, ziraat, besin, tekstil endüstrileri gibi büyük ölçekli sistemlerden elektronik sistemlerde soğutma işlevi gibi mikro ölçekli sistemlere kadar pek çok alanda kullanılırlar [3, 4].

Isı değiştirgeçlerinin performanslarının belirlenmesi ve tasarımlarının geliştirilmesi, kullanım alanlarında enerji verimliliğini artıracak, enerji tüketim maliyetini azaltacaktır. Benzer şekilde, kullanılan akışkanın ısı değiştirgeci içerisindeki dağılımı homojen olmazsa akışkanlar arasındaki ısı transferi belirli bölgelerde verimsiz olacak, harcanan pompa gücünün bir kısmı boşa gidecektir ve maliyet artacaktır. Bu doğrultuda yapılan çalışma, üç farklı geometriye sahip contalı-plakalı ısı değiştirgecinin ısı ve hidrolik karakteristiklerinin belirlenmesi ve bu ısı değiştirgelerinden birinin akış yanlış dağılımının incelenmesine yöneliktir.

1.2. Isı Değiştirgeçleri

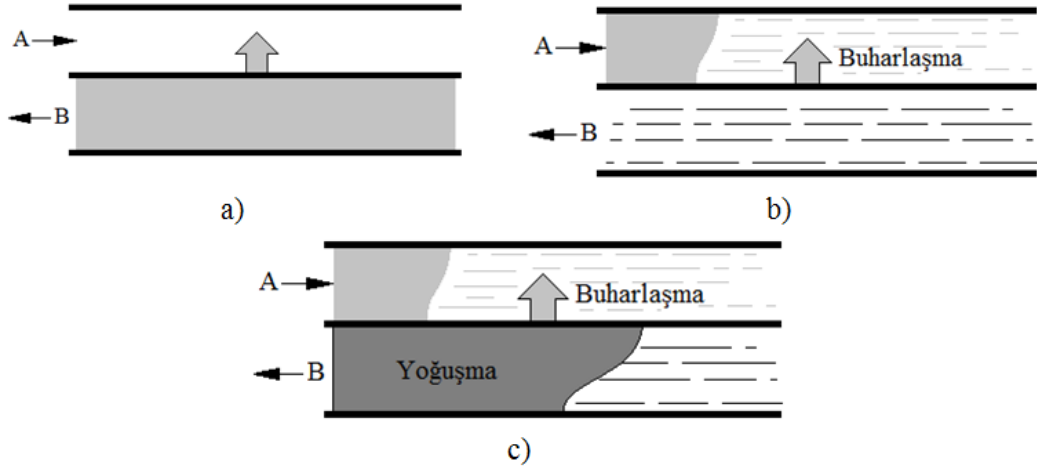
İklimlendirme, buharlı güç santralleri, ısıtma ve soğutma sistemleri, kimya endüstrisi, biyomedikal endüstri, atık ısı geri kazanımı gibi pek çok alanda çalışan sistemler içerisinde farklı sıcaklıklara sahip iki ya da daha çok akışkanın birinin sıcaklığını yükseltirken diğerini soğutmak gerekir. Bu işlemi ekonomik olarak gerçekleştirmek için ısı değiştirgeçleri kullanılır. Isı değiştirgeçleri, Bölüm 1.2.1.'de anlatılan beş farklı kritere göre sınıflandırılır [1, 2]:



Şekil 1.2. Transfer işlemi sınıflandırma kriterine göre ısı değiştirgeci, a) Akışkanların doğrudan kontak halinde olduğu ısı değiştirgeci, b) Akışkanların doğrudan kontak halinde olmadığı ısı değiştirgeci [4].

1.2.1.3. Isı geçişi mekanizması

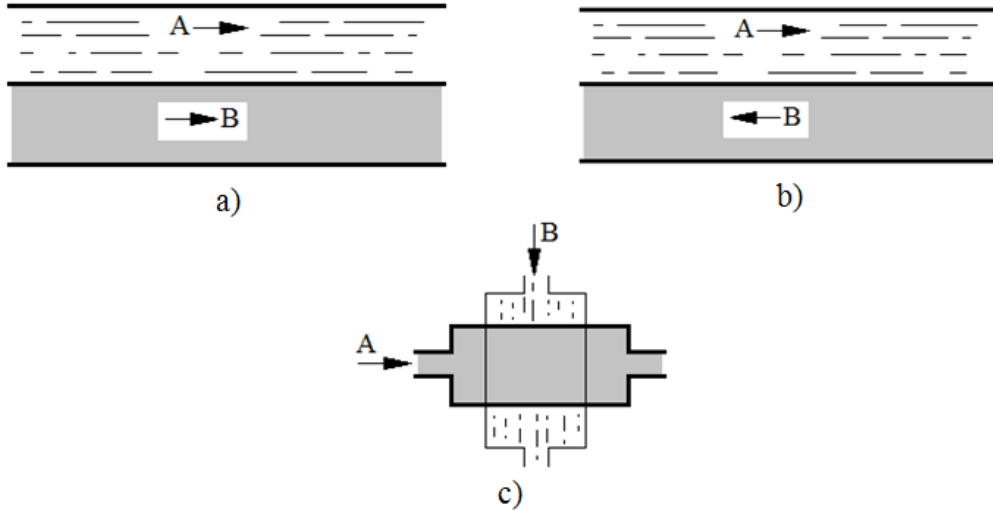
Bu kriter üç farklı durum olarak incelenebilir; birinci durum akışkanların tek fazlı olduğu durumdur, ikinci durum akışkanların birinin iki fazlı, üçüncü durum ise akışkanların ikisinin de iki fazlı olduğu durumdur. İki fazlı akışkan; buharlaşmanın ya da yoğuşmanın gerçekleştiği durumlarda olabilir. Bu üç durum Şekil 1.3a-c'de gösterilmektedir.



Şekil 1.3. Isı transferi mekanizması sınıflandırma kriterine göre ısı değiştirgeçleri, a) iki tarafta da tek fazlı akışkan, b) Tek tarafta buharlaşan çift fazlı akışkan, c) İki tarafta da çift fazlı akışkan [4].

1.2.1.4. Akış düzeni

Isı değiştirgeçleri, akışkanların akış yönlerine göre üç temel şekilde sınıflandırılırlar. Bunlar; birbirine paralel aynı yönlü akış düzeni, ters yönlü akış düzeni ve çapraz akış düzeni. Bu üç durum sırası ile Şekil 1.4a-c'de gösterilmektedir.



Şekil 1.4. Akış düzeni sınıflandırma kriterine göre ısı değiştirgeçleri, a) Paralel akışlı, b) Ters akışlı, c) Çapraz akışlı [4].

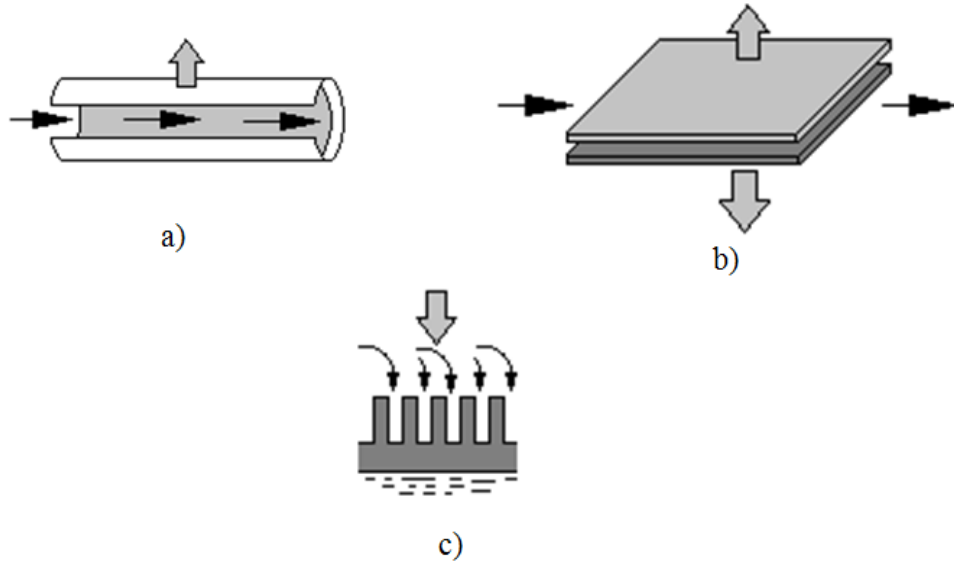
1.2.1.5. Geometrik yapı

Şekil 1.5a-c’de de sembolik olarak belirtildiği gibi ısı değıştirgeçleri yapısal olarak üç farklı tipte incelenir. Bunlar, borulu, plakalı ve genişletilmiş yüzeyli ısı değıştirgeçleridir. Bu ısı değıştirgeçleri kendi içlerinde şu şekilde sınıflandırılır:

- ✓ Borulu ısı değıştirgeçleri;
 - Çift borulu ısı değıştirgeçleri
 - Gövde boru tipi ısı değıştirgeçleri
 - Spiral tüplü ısı değıştirgeçleri

- ✓ Plakalı ısı değıştirgeçleri;
 - Contalı plakalı ısı değıştirgeçleri
 - Spiral plakalı ısı değıştirgeçleri
 - Lamelli (ince levhalı) ısı değıştirgeçleri

- ✓ Genişletilmiş yüzeyli ısı değıştirgeçleri
 - Plaka kanatçıklı ısı değıştirgeçleri
 - Tüp kanatçıklı ısı değıştirgeçleri



Şekil 1.5. Geometrik yapı sınıflandırma kriterine göre ısı değiştirgeçleri, a) Borulu ısı değiştirgeçleri, b) Plakalı ısı değiştirgeçleri, c) Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştirgeçleri [4].

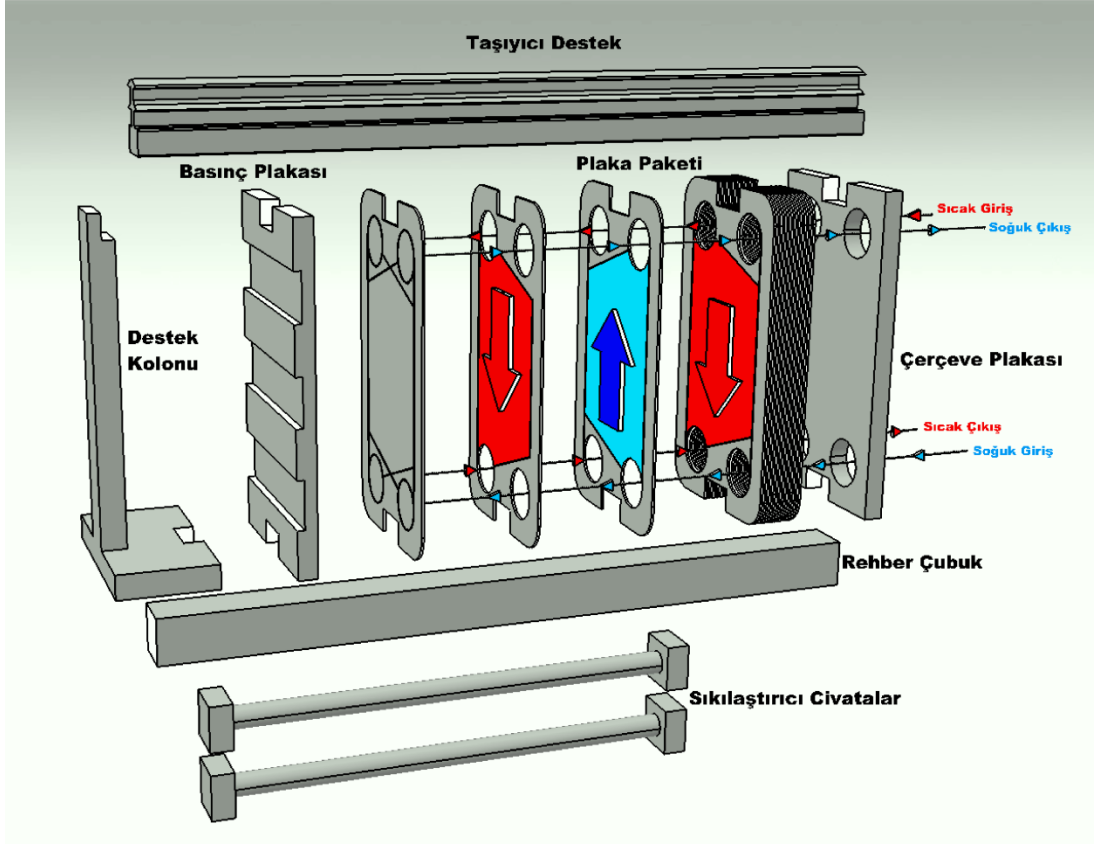
1.3. Contalı-Plakalı Isı Değiştirgeçleri

Son yıllarda contalı-plakalı ısı değiştirgeçleri, yüksek verimlilikleri, esnekleri, ekonomik oluşları, düşük hacimleri, küçük sıcaklık değişimlerine hassasiyetleri, kolayca temizlenebilmeleri ve bakım kolaylığı nedeniyle diğer ısı değiştirgeçlerine göre daha çok tercih edilir hale gelmiştir. Endüstride kullanılan ısı değiştirgeçlerinden en yaygın olan gövde-boru tipi ve contalı - plakalı ısı değiştirgeçlerinin avantajları ve dezavantajları yönünden karşılaştırılması Tablo 1.1'de verilmiştir [3]. 1930'lardan beri birçok şirket verimliliği artırabilmek için yapılan çalışmaları desteklemektedir. Bu çalışmaların çoğu gizli tutulmakta olup, yalnızca belirli sayıdakilere literatürde ulaşılabilir. Akışkanların ısı transfer katsayısını ve Fanning sürtünme katsayısını hesaplamada kullanılan korelasyonlar, araştırmalarda kullanılan plakalara özgüdür. Bunun sebebi plakaların özgün kıvrımlı oluk yolları ve boyutlarına sahip olmasıdır. Elde edilen korelasyonlar ısı transfer yüzeyinin geometrik özelliklerine yüksek ölçüde bağlıdır. Bir ısı değiştirgecinin tasarımı veya analizi için literatürden elde edilen ısı transfer katsayısı veya Fanning sürtünme katsayısı korelasyonları kullanılacak ise araştırmada temel alınan geometrik özellikler kullanılmalıdır [3, 4].

Tablo 1.1. Contalı-Plakalı Isı Değiştirgeci ve Gövde-Boru Tipi Isı Değiştirgeci Karşılaştırması.

	Contalı - Plakalı Isı Değiştirgeci	Gövde-boru Tipi Isı Değiştirgeci
Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığının, sıcak akışkanınıkini geçmesi	Mümkün değil	Mümkün
Çoklu iş	Mümkün	Mümkün değil
Boru bağlantıları	Tek doğrultudan	Farklı doğrultulardan
Isı transfer oranı	~3-5	1
Çalışma yük oranı	1	~3-10
Dayanım hacmi	Düşük	Yüksek
Boşluk oranı	1	~2-5
Kaynak	Yok	Kaynaklı
Titreşime karşı hassasiyet	Hassas değil	Hassas
Conta	Her plakada	Her kapakta
Sızıntı tespiti	Kolay	Zor
Muayene için erişim	Plakanın iki tarafından da	Sınırlı
Sökme-birleştirme	~15 dakika	~60-90 dakika
Tamir	Plakaları değiştirmek kolay	Tesisat alışması gerektirir
Isıl boyutlandırma modifikasyonu	Plaka ekleyip çıkartarak kolaylıkla sağlanır	Zor
Kirlenme oranı	~0.1-0.25	1

Contalı - plakalı ısı değiştirgeçlerinin temel bileşenleri; ısı transferi ve akış ayırma plakaları, contalar, giriş ve çıkış geçitlerini bulunduran destek ve baskı plakası, yatay taşıyıcı destek, kılavuz çubuklar, destek kolonu ve baskı plakası sıkma cıvatalarından oluşur ve tasarımları, yaklaşık 80 yıldır hemen hemen hiç değişikliğe uğramamıştır. Kullanıldığı yıllar içerisinde, çalışma sıcaklıkları ve basıncı için en yüksek değerler 180 °C ve 30 bar seviyelerine erişmiştir [5, 6]. Contalı- plakalı ısı değiştirgecinin temel bileşenlerinin detaylı izimi Şekil 1.6'da gösterilmiştir.



Şekil 1.6. Contalı - plakalı ısı değıştirgecinin genişletilmiş resmi.

Contalı- plakalı ısı değıştirgeçlerinin ısıl ve hidrolik karakteristiklerini ve kullanım alanını belirleyen iki etmen plaka ve conta dır. Pres ile yeterli miktarda şekillendirilebilir olan çoğu metal, plaka malzemesi olarak kullanılabilir. Yaygın olarak kullanılan plaka malzemeleri, ısıl iletim katsayıları ile birlikte Tablo 1.2’de gösterilmektedir [6]. Kullanılan contalar, performansı ve sağlamlığı belirlemede önemli bir rol üstlenir. Conta malzemeleri, plakaların arasında sızdırmazlık sağlamak aynı zamanda da plakaya zarar vermemek zorundadır. Bu doğrultuda yaklaşık olarak orijinal kalınlıklarının % 25’ine kadar sıkıştırılabilir olmalıdırlar. Tipik conta malzemeleri Tablo 1.3’de verilmiştir [4].

Tablo 1.2 Çeşitli plaka malzemelerinin 100 °C'deki yaklaşık ısıl iletkenlikleri (W/m.K).

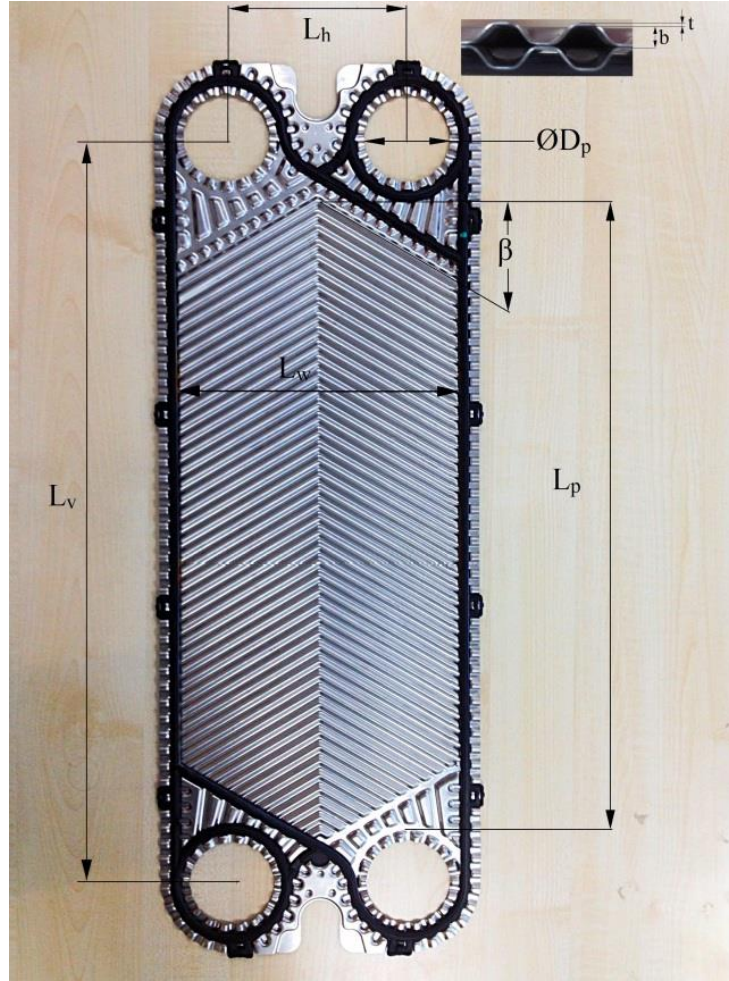
Copper	389	Monel 400 TM	26
Aluminium	208	Titanium	20
Aluminium Brass	100	Stainless steel (316)	17
Nickel 200	66	Inconel 600 TM	16
90/10 Cupro-nickel	52	Incoloy 825 TM	12
70/30 Cupro-nickel	35	Hastelloy C-276 TM	11

Tablo 1.3 Tipik conta malzemeleri, çalışma sıcaklıkları ve uygulama alanları.

Conta Malzemesi	Yaklaşık Maksimum	
	Çalışma Sıcaklıkları (°C)	Uygulama Alanı
Nitril	135	Günlük ürünler, içecekler
Stiren Butadiyen (SBR)	85	Sulu karışımlar, alkalınler, asitler, oksijenli çözümler
Kauçuk	70	Alkoller, asitler, oksijenli çözümler
Sentetik kauçuk (Neopren)	70	Hidrokarbon çözümleri, alkalınler, asitler, alkoller
NBR (Nitrile Butadine Rubber)	110-160	Sulu ve yağlı karışımlar, mineral ve bitkisel yağlar
FKM (Fluoroelastomer)	100-180	Asit, sulu karışımlar ve buhar
EPDM (Ethylene Propylene Diene Monomer)	155	Alkoller, kimyasal uygulamalar

Kullanılan plakaların boyutları, geçit çapı (D_p), dalgalı yüzeyi ve chevron açısı (β) en az kullanılan malzeme kadar önemlidir. Bir chevron plakasının boyutsal özellikleri Şekil 1.7 [7]'de verilmiştir. Burada L_h ; geçit merkezleri arası yatay uzaklığı, L_p ; geçitler arası uzaklığı, L_v ; chevron alanı uzunluğu, b ; ortalama kanal boşluğunu, t ise levha kalınlığını temsil etmektedir. Plaka yüzeyindeki dağılım bölgesi ve akış

kanallarının kıvrımlı yapısı sayesinde hem düşük hacimsel debilerde yüksek Reynolds sayısına çıkılabilir hem de ısı transfer alanını artırarak ısı değiştirgecinin toplam ısı transfer katsayısı artırılır. Kanal içerisinde akışkan hızı artacağından kirlenme azalacak ve kirlenme direncinin de etkileri düşecektir. Kıvrımlı kanal düzeninde chevron açısı, ince plakaların yüksek basınç farklarına dayanımının artmasını sağlayacaktır.



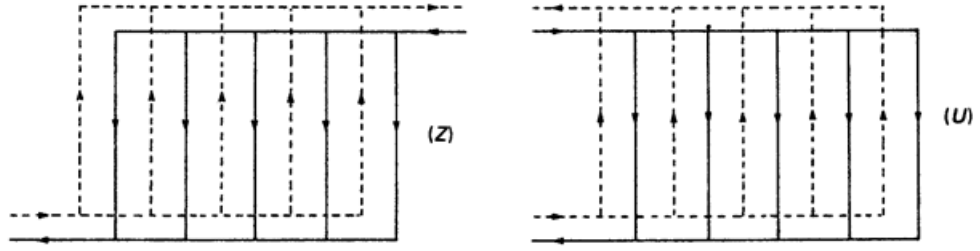
Şekil 1.7. Chevron plakasının temel boyutları [7].

Contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinin kanalları arasında akış düzenlemesi farklı şekillerde olabilir; geçiş sayısı, plaka sayısı, geçitlerin U ya da Z düzenine göre konumlandırılması bu durumu sağlar. Farklı düzenler Şekil 1.8’de gösterilmiştir [8]. Plaka sayısı arttıkça toplam ısı transfer katsayısı da artar ancak plakalardaki artış

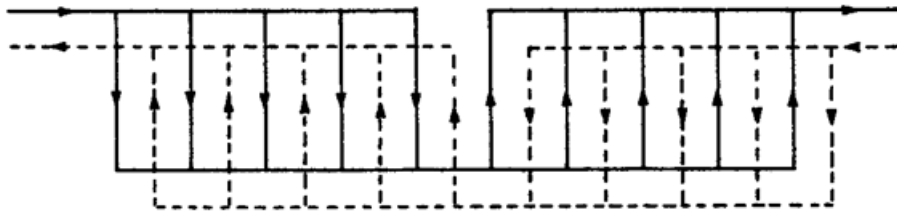
belirli bir sayıyı geçerse akış yanlış dağılımı oluşmaya başlar, arkalarda kalan plakalara ulaşan akışkan miktarı azalır, basınç düşümleri artar. Böyle durumlarda istenilen iş yüküne bağlı olarak ısı ve hidrolik performansı yükseltmek adına plaka sayısını gereğinden fazla artırmak yerine büyük plakalardan oluşan bir sete geçiş yapmak gerekir.

Şekil 1.8a'da U ve Z düzeninde akışlar gösterilmektedir. U düzenine sahip bir contalı- plakalı ısı değiştirgecinde tüm giriş ve çıkış geçitleri çerçeve plakası tarafındadır, bu durum plaka paketinin açılıp kapatılmasını, sisteme plaka eklenmesini ya da sistemden plaka sökülmesini kolaylaştırır. Z düzeninde ise basınç plakası tarafında da geçitler bulunur ve hareketli basınç plakası tarafındaki geçitler boru tesisatının sisteme bağlanıp sökülmesi gibi zorluklara sebep olur. Ancak bu düzende akış yanlış dağılımı daha az gözlenir ve daha yüksek sayıda plaka ile çalışılabilir. Usher [9] ve Wilkinson [8]'a göre U düzeni, Z düzenine göre akış eşdağılımı bakımından daha düşük özellikler gösterir ancak Edwards [10], yaptığı detaylı çalışmada iki düzenin de birbirinden daha üniform olmadığını ve U düzeninin daha baskın bir dağılım sergilediğine değinmiştir.

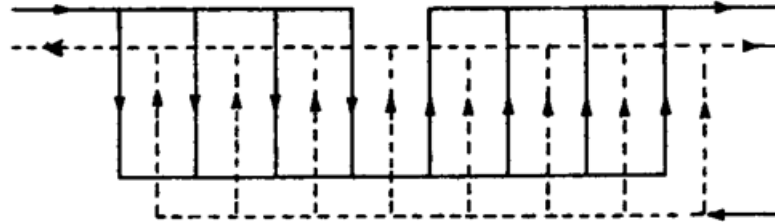
Contalı- plakalı ısı değiştirgeçlerinde sıralı plakalar boyunca her düşey yön bir geçişi belirtmektedir ve akışın düşeyde yaptığı yukarı ya da aşağı yön değişikliği geçiş sayısını belirler. Şekil 1.8b'de iki geçişli bir düzen gösterilmektedir. Şekil 1.8c'de ise sistemin bir kısmı çift geçişli diğer kısmı ise tek geçişlidir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 1.8. a) Ters akımlı tek geçişli akış- Z ve U düzeni, b) çift geçişli/çift geçişli akış sistemi (2x5/2x5), c) çift geçişli/tek geçişli akış sistemi (2x4/1x8) [4, 5]

1.4. Contalı- Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Genel Avantajları ve Performans Kısıtlamaları

Contalı- plakalı ısı değiştirgeçlerinin özellikleri ve uygulama performansları genel olarak şu şekildedir [4, 6, 10, 11]:

- ✓ Farklı akış düzeni, geçiş sayısı, plaka sayısı ve boyutlarındaki varyasyonlar ile esnek tasarım.
- ✓ Yüksek ısı verimliliğe sahip plakaların düşük ilk yatırım maliyeti.
- ✓ Contaların yıpranması durumunda akışkanlar birbiri ile karışmaz.
- ✓ Sadece plakaların kenarları atmosfere açık olduğundan sistemden çevreye ısı kaybı olmaz; yalıtıma gerek yoktur.
- ✓ Farklı uygulamalar için değişik ısı yük ihtiyaçlarını karşılamak, plaka eksiltilecek/ eklenecek ya da geçiş sayısı değiştirilerek sağlanabilir.
- ✓ Kompakt tasarıma sahiptirler; düşük hacim ve kütle sahiplerdir ancak toplam ısı transfer yüzey alanları yüksektir.
- ✓ Plaka setleri ısı şoklarına karşı dirençlidir, titreşim yaratmazlar.
- ✓ Düşük hidrolik çap ve düşük hacimsel debilerde bile yüksek türbülans oluşumu sayesinde hem sıcak hem de soğuk akışkan için yüksek ısı transfer katsayısı verirler.
- ✓ Düşük kirlenme faktörüne sahip olmalarına karşın kirlenme olduğu durumlarda ya da bakım yapılması gerektiğinde plakaların açılıp temizlenmeleri, plaka değişimleri, conta yenilemeleri çok hızlı bir şekilde yapılabilir. Hem sıcak hem de soğuk akış bölgelerine erişim oldukça kolaydır.
- ✓ Hava soğutucuları gibi hava-hava ya da gaz-gaz uygulamalarına uygun değildirlir.
- ✓ Karmaşık plaka geometrilerine sahip olduklarından yüksek viskoziteli akışkanlar kullanıldığında kanallarda akış yanlış dağılımı gözlemlenebilir.
- ✓ Geometrik özellikleri bakımından, tam gelişmiş türbülanslı akışlarda yüksek sürtünme faktörü ve dolayısı ile yüksek basınç düşümüne sahiptirler, ancak bu durum kanalların kısa olması ve akışkanların debilerinin düşük olması sebebiyle önlenilmektedir.

1.5. Çalışmanın Amacı

Bu çalışmanın amacı, piyasada yaygın olarak kullanılan contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinde ısı ve hidrolik karakteristiklerin belirlenmesine yönelik hesap yöntemlerini kullanarak, üç farklı boyutta plaka için performansı belirlemek ve plaka sayısının akış yanlış dağılımına etkilerini gözlemlemektir. İlerleyen bölümlerde, literatürde verilen benzer çalışmaların bir kısmından bahsedilmiş, plakaların tasarım kriterleri ve planlanan çalışmanın hesap yöntemleri verilmiş, sonuçlar değerlendirilmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

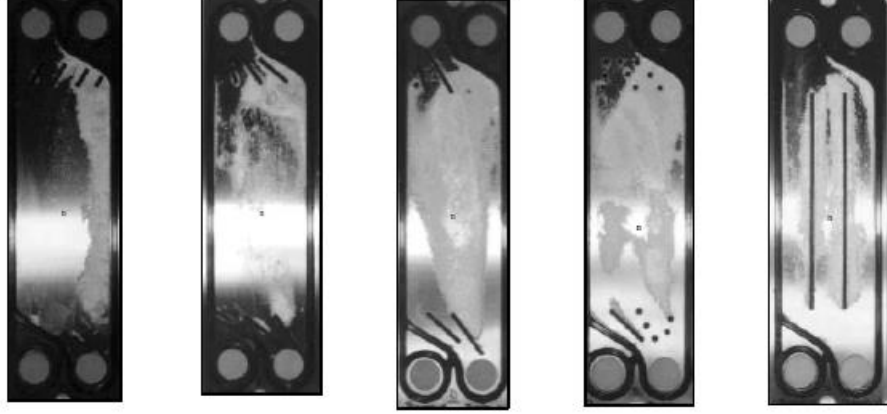
2.1. Isıl ve Hidrolik Performansların Belirlenmesi

Abu-Khader [12] 2012 yılına kadar yapılan teorik ve uygulamalı çalışmalar ışığında plakalı ısı değiştirgeçlerinin gelişimini ve son durumunu incelemiştir. Çalışmasını dört ana başlık altında yürütmüştür; ısı ve hidrodinamik karakteristikler, iki fazlı sistemler, kirlenme ve korozyon, kaynaklı plakalar. Bu doğrultuda ele aldığı konuları plaka tipleri ve düzenlemeleri, genel hesap prosedürleri, ısı transfer katsayısı tespiti, sayısal ve analitik modeller yönünden incelemiştir. Araştırmasını yaptığı çalışmalar, 21. yüz yılda öne çıkan başlıklar üzerine olmuştur. Çalışmaları sonucunda plakalı ısı değiştirgeçlerinde geliştirilmesi gereken yenilikler önermiştir;

- ✓ Endüstriyel uygulamalarda kritik önemi olan ısı değiştirgeci boyutlarının, ısı ve hidrolik performansları etkilenmeden, küçültülmesi gerekmektedir.
- ✓ Danilova denklemi ve Steiner kaynama korelasyonunun teorik olarak geliştirilmesi.
- ✓ Gıda endüstrisinde kullanılan plakalı ısı değiştirgeçlerinde, işlem maliyetini oldukça artıran kirlenme konseptinin önlenmesine yönelik araştırmaların geliştirilmesi.
- ✓ Plakalı ısı değiştirgeçlerinde nano-akışkan kullanımı ve nano-akışkanların tasarıma etkileri.

Kho ve Müller-Steinhagen [13], aynı çalışma şartlarına sahip plakalarda dağıtım kanallarının ve buna bağlı kirlenme direnci etkilerinin plaka karakteristiklerine etkilerini incelemiştir. Araştırmalarında, Şekil 2.1'de verilen düz plakalarla akış dağıtım kanallarına sahip plakaları deneysel ve sayısal olarak kıyaslamışlardır. Deneysel olarak plakalarda oluşan kalsiyum sülfat (CaSO_4) oluşumunu gözlemlemiştir. Düz plakalarla yapılan deneysel çalışma göstermiştir ki; düz, köşegen akışlı plakalarda kalsiyum sülfat oluşumu düşük akış hızı ve yüksek sıcaklıklarda gözlenmektedir. Dağıtıcı kanallar, plaka boyunca oluşan düşük akış

hızına sahip bölgeleri azaltmıştır ancak dağıtıcı kanalların oluşturduğu iz bölgesi çevresinde oluşan düşük akış bölgeleri sebebiyle dağıtım kanallarına sahip plakalarda, düz plakalara oranla daha fazla kristalizasyon olmuştur.



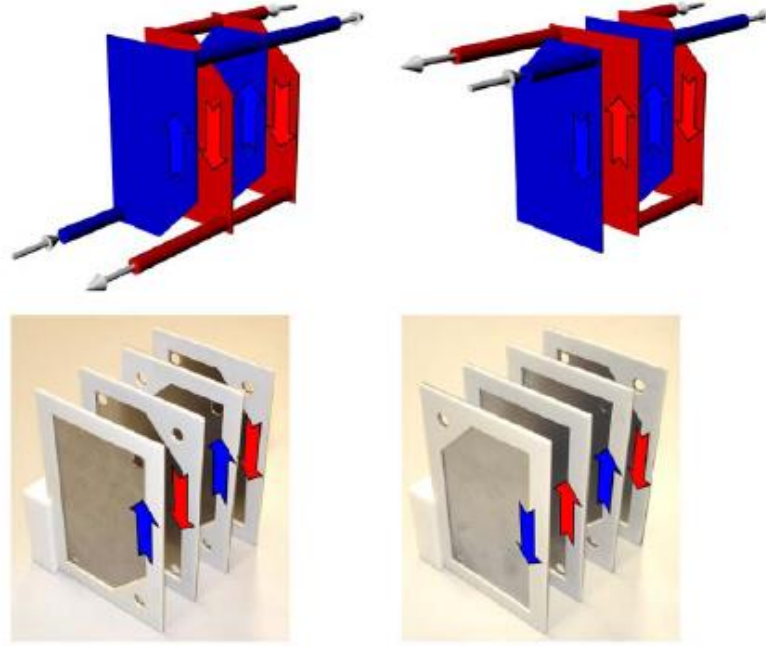
Şekil 2.1. Kho ve Müller-Steinhagen [13]'in yaptığı çalışmada farklı dağıtım kanallarına sahip plakalarda kalsiyum sülfat yoluyla kirlenme.

Wang ve Sunden [14] yaptıkları çalışmada, geleneksel tasarım metodlarında basınç düşümü hesabını yaparken oluşan kısıtlamaları aşmak için izin verilen basınç düşümü aralığında genel bir yöntem geliştirmişlerdir. Önerilen yöntem, basınç düşümünü spesifikasyonlarını hesaba katmadan da tasarım yapılmasına izin vermektedir. Eğer basınç düşümü spesifikasyonları kullanılmıyorsa, izin verilen basınç düşümü ekonomik optimizasyon ile bulunmaktadır. Basınç düşümü spesifikasyonları hesaba katılacaksa, sadece bir akış boyu, izin verilen basınç düşümünün tanımlanması için yeterli olmaktadır. Ekonomik optimizasyon ile geliştirdikleri yeni tasarım metodunun geleneksel yöntemlerden avantajlı olmasını sağlayan en önemli parametre, tasarımın tamamlanması için yapılması gereken iterasyon sayısının fazlasıyla azalmasıdır. Bunlara ek olarak, plakalardaki kıvrım açılarının etkilerini araştırmış, bu açılarını da hesaba katarak ısı ve hidrolik karakteristikler için yeni bir korelasyon önermişlerdir.

Han vd. [15] yaptıkları çalışmada, beş plakaya sahip, tek geçişli, ters akışlı, Chevron tipi kıvrımlı plakalara sahip bir contalı-plakalı ısı değiştirgecini sayısal ve deneysel

olarak incelemişlerdir. Sayısal çalışmada sıcaklık, basınç ve akış dağılımını incelemek için k-epsilon RNG (Re-Normalization Group) türbülans modelini kullanmışlardır. Deneysel ölçümleri, sıcak ve soğuk taraflarda giriş ve çıkışlar için sıcaklık, giriş-çıkış arası basınç düşümleri, basınç dalgalanmaları ve girişlerdeki hacimsel debiler olarak almışlardır. Yapılan çalışma sonucunda sıcaklık, basınç ve hız dağılımlarını üç boyutlu olarak elde etmişlerdir. Sıcaklık dağılımı orta plakalarda maksimum sıcaklığa ulaşmıştır. Akışkan basıncı akış yönünde gitgide azalmıştır. Geçitlere yakın bölgelerde akışkan hızının çok düşük olduğu ve hatta hiç akışkan ulaşmayan ölü bölgeler olduğu gözlemlenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları, deneysel sonuçlarla örtüşmüştür.

Galeazzo vd. [16] yaptıkları çalışmada, Şekil 2.2’de gösterilen dört kanallı bir plakalı ısı değiştirgecini paralel ve seri akış düzenlerinde deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal metotlarla üç boyutlu ve tek boyutlu olarak analizleri yapılan modeller, deneysel testlere ısı yük için tahmin oluşturmuştur ve sonuçları kıyaslamışlardır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli oluşturulurken akış yanlış dağılımının etkileri de hesaba katılmış, özellikle paralel akış düzeninde deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçlar oldukça yakın (% 15) bulunmuştur. Seri akış düzeninde ise tek boyutlu ve üç boyutlu akış düzenine sahip sayısal çözümler ile yakın (% 8) sonuçlar vermiştir. Sayısal yöntemler, sıcaklık dağılımı, basınç dağılımı ve akışkanın kanal içerisindeki dağılımını gözlemlemek açısından deneylere küçük sapmalar ihmal edildiğinde büyük katkı sağlamıştır. Ancak günümüzde işlemci gücü yetersiz kaldığından sayısal yöntemler, her durumda kullanılamamaktadır.

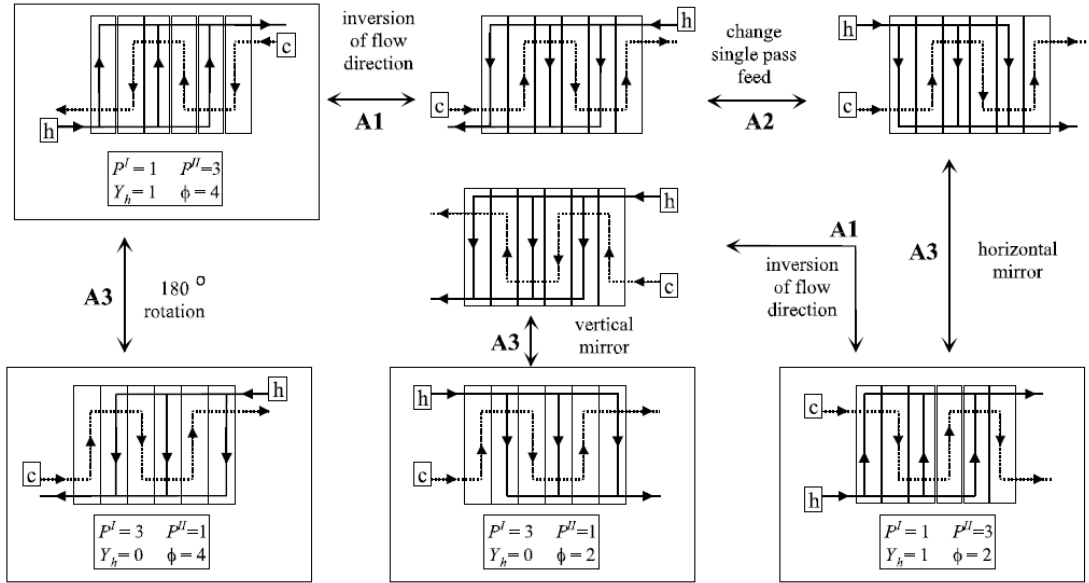


Şekil 2.2. Galeazzo vd. [16] tarafından yapılan çalışmada kullanılan protip ve tasarlanan modelin paralel ve seri akış düzeninde tasarımı.

Gut vd. [17] yaptığı çalışmada düz plakalara sahip Armfield FT-43 ısı değiştirgeci ile yaptığı deneyler ile farklı konfigürasyonlara sahip plakalı ısı değiştirgeci için parametre tahmin prosedürü geliştirmiştir ve iki farklı yaklaşım kullanılarak logaritmik ortalama sıcaklık farkı düzeltme faktörü elde etmiştir. Bu yaklaşımlardan birisi saf ters akımlı akış özelliklerini kullanırken diğeri, farklı konfigürasyonlar için diferansiyel ısı model çözümüne ihtiyaç duymaktadır. Birinci yaklaşımda sadece tek geçişli, ters akımlı düzen tartışılırken, ikinci yaklaşım için on iki farklı konfigürasyon tartışılmıştır. Sonuç olarak deneysel olarak incelenen konfigürasyonlar için ısı karakteristikleri veren birer korelasyon türetilmiş, ilgili akış yanlış dağılımı tartışılmıştır. Akış yanlış dağılımının etkileri korelasyonlara yansıtılmadığı ve farklı konfigürasyonlar için geniş kapsamlı bir korelasyon oluşturulmazsa bulunan korelasyonların güvenilirliğinin azalacağına değinmişlerdir.

Gut ve Pinto [18] yaptıkları çalışmada contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinin farklı konfigürasyonları için genel bir model oluşturmuşlardır. Konfigürasyon tanımı, contalı-plakalı ısı değiştirgecinin kanal sayısı, geçiş sayısı, kanal içerisindeki akış tipi ve akışkanın plakalara giriş-çıkış yaptığı geçitlerin konumlarına göre yapılmıştır.

Akış simülasyonlarında elde edilen temel parametreler, tüm kanallardaki sıcaklık dağılımı, ısıl efektifliği, basınç düşümü ve toplam ısı transfer katsayısının dağılımıdır. Isı değiştirgeci için farklı konfigürasyonlar, Şekil 2.3’de görüldüğü gibi, akışkanların yer değiştirmesi, geçiş sayısının değiştirilmesi, akış yönünün değiştirilmesi, ısı değiştirgecinin dikey ve yatay olarak döndürülmesi şeklinde yapılmıştır ve bu konfigürasyonlar eşdeğer olarak tanımlanmıştır. Matematik model oluşturulurken, kararlı hal, faz değişimi olmayan, geçitten kanallara düzgün dağılımlı akış ve dış ortama ısı kaybı olmadığı kabulü yapılmıştır. Toplam ısı transfer katsayısı tüm plakalar boyunca sabit kabul edilmiştir. Bu sayede elde ettikleri analitik modelin farklı konfigürasyonlar için genel bir çözüm yöntemi oluşturacağı sonucuna varmışlardır ancak ideal koşullar için oluşturdukları modelin genel geçer olabilmesi ve tam optimizasyonunun yapılabilmesi için çalışmalarına devam etmektedirler.



Şekil 2.3. Gut ve Pinto [18] yaptıkları çalışmada contalı-plakalı ısı değiştirgeçeri için genel çözüm modeli oluşturdukları eşdeğer konfigürasyonlar.

Kanaris vd. [19]’nin yaptığı çalışmada kıvrımlı yüzeye sahip plakalı ısı değiştirgeçerinin optimum tasarımı için genel bir metot önerilmiştir. Isı transferi ve basınç düşümü tahmini için daha önceden doğrulanmış HAD kodu kullanılmıştır. HAD analizleri için üç boyutlu, üçgenel kıvrımlı, herringbone yapısında plaka modeli kullanılmıştır. Tasarım değişkenleri olarak engelleme oranı, kanal boyut

oranı, kıvrımlılık boyut oranı, atak açısı ($\theta=90^\circ-\beta$) ve Reynolds sayısı kullanılmıştır. Gerekli analiz sayısının azaltılması için Reynolds sayısı dışındaki tasarım değişkenlerine Box-Behnken tekniği uygulanmıştır. Reynolds sayısı, yanıt yüzeyi oluşturulması için kullanılmıştır. Isı transferi ve basınç düşümü arasında, enerji maliyetini hesaba katan ağırlık faktörleri ile doğrusal bir amaç fonksiyonu elde edilmiştir. Böylece tasarımcı, serbestlik derecesi beş olan metotla plakalı ısı değiştirgecini optimize edebilmektedir. Keskin kanal profili olan plakalarda ortalama kanal boşluğu azaldıkça, geniş kanal boşluğu olan plakalarda ise yüksek Reynolds sayılarında ve atak açılarında plakalı ısı değiştirgeçlerinin performansının arttığı görülmüştür. Reynolds sayısı arttıkça amaç fonksiyonundaki ağırlık faktörü de artarak, sürtünme kayıpları daha önemli bir hale gelmektedir. Bu durumda optimum tasarım için plakalar arası kanal boşluklarının artması ve plakalarda daha yuvarlak kıvrımların kullanılması gerekmektedir.

Dovic ve Svaic [20] yaptıkları çalışmada Chevron açısı, baskı kalınlığı ve plaka üzerindeki kıvrımların dalga uzunluğunun ısıl ve hidrolik performans üzerine etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Chevron açısı 28° ve 61° olan iki plaka ile düşük Reynolds sayılarında şeffaf plaka içerisinde renkli boya karıştırılmış akışkan ile deney yapmışlardır. Plaka karakteristiklerin Reynolds sayısı ve chevron açısının yanı sıra baskı kalınlığının plaka üzerindeki kıvrımların dalga uzunluğunun etkilerini de gözlemlemişlerdir; bu oran 45° 'den düşük chevron açılarında ısıl ve hidrolik performanslara etki etmemiştir, benzer şekilde Reynolds sayısının azalmasının da etkisi olmamıştır. Sabit Reynolds sayısı ve chevron açısı için basınç düşümü ve ısı transfer oranındaki artış, baskı kalınlığının kıvrım dalga boyuna oranı arttıkça daha çok artmıştır.

İslamoğlu ve Parmaksızoğlu [21] bir plakalı ısı değiştirgecinin kıvrımlı plakaları arasında hava için ısı transfer katsayısı ve sürtünme katsayısını deneysel olarak elde etmişlerdir. Deneyleri, 20° kıvrım açısına sahip 5 mm ve 10 mm kanal genişliği olan iki farklı plaka için 1200 ve 4000 Reynolds sayısı aralığında yürütmüşlerdir. Kanal genişliği arttıkça, Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısının arttığını, basınç

gradyeninin ise azaldığını, kanal genişliğinin artması akış yanlış dağılımının da artmasına sebep olacağından düşük kanal genişliğinin yükseğe oranla daha iyi sonuç verdiğini gözlemlemişlerdir.

Contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısı ve hidrolik performanslarını veren korelasyonların türetildiği çalışmalar genellikle 2000’li yılların başına kadardır. Bu yıllardan sonra sunulan çalışmalar ağırlıklı olarak kirlenme, plaka konfigürasyonları, analitik çözüm yöntemleri, ölçüm teknikleri ve sayısal analiz çalışmalarından oluşmaktadır. Plaka boyutları ve yapılan çalışma sonucunda elde edilen korelasyonlar, ticari sebeplerden ötürü saklı tutulmaktadır. Bunun sebebi olarak, her ne kadar çalışmalar devam etse de, tüm plakaları ya da plaka konfigürasyonlarını kapsayacak genel bir korelasyon üretilmemesi gösterilebilir; her ısı değiştirgeci kendine özgü karakteristikler sergiler, ısı ve hidrolik performansını veren korelasyonlar bir başka ısı değiştirgecinde kullanılmaz.

Ayub [22]’un yaptığı geniş kapsamlı çalışma, ısı ve hidrolik performansları, Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme faktörü korelasyonlarının önemli bir derlemesidir. Ayub’un çalışmasında sunduğu korelasyonlar Tablo 2.1’de verilmiştir

Tablo 2.1. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için literatürden örnekler.

Araştırmacılar	Korelasyon	Şartlar
Troupe vd. [57]	$Nu = (0.383 - 0.505 \frac{L_p}{b}) Re^{0.5} Pr^{0.4}$	$Re > Re_{cr}, 10 < Re_{cr} < 400, su$
Muley ve Manglik [58]	$Nu = [0.2668 - 0.006967(90 - \beta) + 7.244 \times 10^{-5}(90 - \beta)^2] \times [20.78 - 50.94\phi + 41.16\phi^2 - 10.51\phi^3] \times Re^{[0.728 - 0.0543 \sin((\pi(90 - \beta)/45) - 3.7)]} Pr^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14}$ $f = [2.917 - 0.1277(90 - \beta) + 2.016 \times 10^{-3}(90 - \beta)^2] x$ $[5.474 - 19.02\phi + 18.93\phi^2 - 5.341\phi^3] x Re^{-[0.2 + 0.0577 \sin(\pi(90 - \beta)/45) + 2.1]}$	$Re \geq 10^{-3}, 30 \leq \beta \leq 60, 1 \leq \phi \leq 1.5$
Buonopane vd. [59]	$Nu = 0.2536 Re^{0.65} Pr^{0.4}$	$Re > Re_{cr}, 10 < Re_{cr} < 400, su$
Crozier vd. [60]	$Nu = 1.86(Re Pr_d / L_p)^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14} Gz > 2000$ $Nu = 0.56(Re Pr_d / L_p)(\mu / \mu_w)^{0.14} Gz < 3$	$Re < Re_{cr}, 10 < Re_{cr} < 400, paralel plaka$
Jackson ve Troupe [61]	$Nu = 0.742 Re^{0.38} Pr^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14}$	$0.03 < Re < 500, su ve mısır şurubu$
Marriot [25]	$Nu = 0.374 Re^{0.688} Pr^{0.333} (\mu / \mu_w)^{0.14}$	<i>Türbülanslı akış (su), $4 < d_e < 10mm$ $10 < \mu < 100kg / m - s$</i>
Maslov and Kovalenko [62]	$Nu = 0.78 Re^{0.5} Pr^{1/3}$ $f = (915 Re^{-0.25})(d_e / L_p)$	$50 < Re < 20000, chevron plakası$ $\beta = 30^\circ$

Tablo 2.1. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için literatürden örnekler (devam).

Clark [63]	$Nu = 0.036 Re^{0.8} Pr^{0.33} (\mu/\mu_w)^{0.14} (d_e/L_p)^{0.054}$	$L_p > 60$ de türbülanslı akış, washboard plakası
Cooper [64]	$Nu = 0.28 Re^{0.65} Pr^{0.4}$ $f = 2.5 Re^{-0.3}$	$Re > Re_{cr}$, $10 < Re_{cr} < 400$
Edwards vd. [10]	$Nu = C_1 Re^{1/3} Pr^{1/3}$ $Nu = C_2 Re^{0.7} Pr^{1/3}$ $f = C_3 / Re + C_4$	$Re < 10$ $Re > 200$ $0.04 < Re < 10^3$, water, chevron plate, $= 1.18$, $b = 2.03$ mm, $L_p = 0.45$ m, $t = 0.71$
Rosenblad and Kullendroff [65]	$Nu = 0.289 Re^{0.697} Pr^{1/3}$	$60 < Re < 2415$, water, sinusoidal wavy plate, $d_e = 4$ mm., mm
Amoonie- Foomeny [66]	$f = [26.0(\phi)/Re + 0.16](\phi)$	$0.8 < Re < 2220$, water, chevron plated $d_e = 7.325$ mm, $A = 0.168$ m ² , $w = 0.205$ m, $L_p = 0.78$
Chisholm and Wamiarachchi [67]	$Nu = 0.72 Re^{0.59} (\phi)^{0.41} [(90 - \beta)/30]^{0.66} Pr^{0.4}$ $f = 0.8 Re^{-0.25} (\phi)^{1.25} [(90 - \beta)/30]^{-3.6}$	$1000 < Re < 40000$, water ($Pr = 5$) ($30^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$)

Tablo 2.1. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için literatürden örnekler (devam).

Leuliet vd. [72]	$f = 81.2/\text{Re} + 2.0\text{Re}^{-0.07}$	$0.31 \leq \text{Re} \leq 6300$, washboard plakası, su				
	$f = 1000/\text{Re} + 2.60\text{Re}^{-0.10}$	$0.31 \leq \text{Re} \leq 5600$, herringbone plakası, $\beta = 30^\circ$				
	L_p (m)	w (m)	t (mm)	A (m ²)	d_e (mm)	$A \times (m^2)$
Washboard(V7)	0.495	0.15	0.75	0.075	8	6×10^{-4}
Herringbone(V13)	0.636	0.204	0.6	0.13	-	7.15×10^{-4}
	$f = 81.2/\text{Re}$	$\text{Re} < 7$				
	$\log(f) = 2.0732 - 1.4 \log(\text{Re}) + 0.2448[\log(\text{Re})]^2$	$7 < \text{Re} < 260$				
	$f = 3.225\text{Re}^{-0.163}$	$\text{Re} > 260$, washboard, water				
Leuliet vd. [73]	L_p (m)	w (m)	t (mm)	A (m ²)	d_e (mm)	$A \times (m^2)$
Washboard(V7)	0.495	0.15	0.75	0.075	8	6×10^{-4}
Herringbone (V13)	0.636	0.204	0.6	0.13	-	7.15×10^{-4}

Tablo 2.1. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için literatürden örnekler (devam).

Foçke vd. [74]	β	Re	C_1	m	Re	C_2	P	C_3
		Laminar 8000-56000	$2.533(d_e/L_p)^{1/3}$ 0.021	1/3 0.0868	Laminar 7000-35000	28.6 0.138	1.0 0.263	- -
	60	120-1000	0.77	0.54	260-3000	57.5	1.0	0.093
	45	1000-42000	0.44	0.64	3000-50000	0.8975	0.263	-
		45-300	1.67	0.44	1800-30000	1.46	0.177	-
		300-2000	0.405	0.7				
		2000-20000	0.84	0.6				
	30	20-150	1.89	0.46	90-400	188.75	1.0	1.2575
		150-600	0.57	0.7	400-16000	6.7	0.209	-
		600-16000	1.112	0.6				
	18	200-4000	1.45	0.58	110-500	191.0	1.0	4.75
		27-500	1.05	0.64	500-12000	33.0	0.296	-
	10	500-2800	1.98	0.54	130-3700	35.0	0.28	-
		300-14000	0.98	0.63	200-3000	320	1.0	1.4075
	0				3000-16000	15.95	0.289	-

$Nu^+ = C_1 Re^m Pr^{0.5}$
 $f = C_2/Re^p + C_3$
 sinüsoidal dalgalı plaka, $d_e = 10mm, \phi = 1.464, A_x = 5 \times 10^{-4} m^2$,
 $A = 0.0112 m^2 \lambda = 10mm, C_1, C_2, C_3, m$ ve p sabitlerdir

Tablo 2.1. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için literatürden örnekler (devam).

Changal Vaie [75]	$Nu = C_1(\phi)^{1-m} Re^m Pr^n$			Chevron plakası, su.		
	C_1	C_2	C_3	m	n	ϕ
	-	42	0.8	-	-	1.18
	0.406	36	0.4 < Re < 50	0.425	0.350	1.25
	0.298	36	100 < Re < 3000	0.646	0.316	1.25
	0.549	36	0.03 < Re < 20	0.379	0.313	1.46
	0.430	36	0.03 < Re < 20	0.591	0.303	1.46
						□
Okada vd. [76]						
			$Nu = 0.157 Re^{0.66} Pr^{0.4} \beta = 60^\circ$			
			$Nu = 0.249 Re^{0.64} Pr^{0.4} \beta = 45^\circ$			
			$Nu = 0.249 Re^{0.65} Pr^{0.4} \beta = 30^\circ$			
			$Nu = 0.478 Re^{0.62} Pr^{0.4} \beta = 15^\circ$			
						700 < Re < 25000, su

Tablo 2.1. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için literatürden örnekler (devam).

						Türbülanslıtaşı, su, chevron plakası C_1 ve C_2 sabitlerdir
Marriot [77]	$Nu = C_1 (A_x \rho)^{2/3} d_e^{1/3} Re^{1/3} Pr^{1/3}$					
	β	β_{avg}	$C_1 [(W/m^2 - K)(s/kg)^{1.9}]$	$C_2 [(N/m^2)(s/kg)^{1.9}]$		
	57.5/57.5	57.5	5.330	11.813		
	57.5/25	41.75	7.475	30.030		
	25/25	25.0	10.692	102.501		
Kovalenko ve Maslow	$Nu = 0.464 Re^{1/3} Pr^{1/3}$					$Re < 100$
[78]	$Nu = 0.460 Re^{0.53} Pr^{1/3}$					$Re > 300$
	$f = (17500 / Re)(d_e / L_p)$					$Re < 100$
	$f = (125 Re)^{-0.25} (d_e / L_p)$					$Re > 300$ chevron plakası
Savostin ve Tikhonow	$Nu = 1.26[(0.62 + 0.38 \cos(2.3\Phi)]\Phi^{1-\alpha_1} Pr^{1/3} Re^{\alpha_1}$					$200 \leq Re/\Phi \leq 600$
[79]	$Nu = 0.072 e^{0.5\Phi+0.17\Phi^2} \Phi^{0.33} Pr^{1/3} Re^{0.67}$					$600 \leq Re/\Phi \leq 4000$
	$f = 6.25(1 + 0.95\theta^{1.72})\Phi^{1.84} Re^{-0.84}$					$200 \leq Re/\Phi \leq 600$
	$f = 0.925[0.62 + 0.38 \cos(2.6\theta)]\Phi^{1+\alpha_2} Pr^{1/3} Re^{\alpha_2}$					$200 \leq Re/\Phi \leq 4000$
	$\alpha_1 = 0.22(1 + 1.1\theta^{1.5})$					hava akımı, chevron plakası
	$\alpha_2 = 0.53[0.58 + 0.42 \cos(1.87\theta)]$					$\theta = \pi - 2\beta$ radyan, $57^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$

Tablo 2.1. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için literatürden örnekler (devam).

Thonon [80]	<i>chevron plakaları, (30° ≤ β ≤ 75°)</i>					
	$Nu = C_1 Re^m Pr^{1/3}$	C_1	m	Re	C_2	p
	$f = C_2 Re^{-p}$					
		0.1000	0.687	<1000	28.21	0.900
				>1000	0.872	0.392
		0.2267	0.631	<550	26.34	0.830
				>550	0.572	0.217
		0.2998	0.645	<200	18.19	0.682
				>200	0.6857	0.172
		0.2946	0.700	<160	45.57	0.670
				>160	0.370	0.172
Wanniarachchi vd. [81]	<i>1 < Re < 10⁴, Herringbone plakaları</i> <i>(20° ≤ β ≤ 62°, β > 62°, β = 62°)</i>					
	$Nu = [Nu_1^3 + Nu_2^3]^{1/3} Pr^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.17}$					
	$Nu_1 = 3.65[\beta]^{-0.455} [\Phi]^{0.661} Re^{0.339}$					
	$Nu_2 = 12.6[\beta]^{-1.142} [\Phi]^{-m} Re^m$					
	$m = 0.646 + 0.0011[\beta]$					
	$f = [f_1^3 + f_2^3]^{1/3}$					
	$f_1 = 1774[\beta]^{-1.026} [\Phi]^{4+p} Re^{-p}$					
	$p = 0.00423[\beta] + 0.0000223[\beta]^2$					

Tablo 2.1. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için literatürden örnekler (devam).

Kumar [24]	$Nu = C_1 Re^m Pr^{0.33} (\mu / \mu_w)^{0.17}$		Su , herringbone plakaları $\phi = 1.17$					
	β	$f = C_2 / (Re)^p$	Re	C_1	m	Re	C_2	P
	<30	≤ 10	≤ 10	0.718	0.349	<10	50.0	1.0
		> 10	> 10	0.348	0.663	10–100	19.40	0.589
	45	< 10	< 10	0.718	0.349	<15	2.990	0.183
		10–100	10–100	0.400	0.598	15–300	47.0	1.0
	50	> 100	> 100	0.300	0.663	> 300	18.29	0.652
		< 20	< 20	0.630	0.333	< 20	1.441	0.206
	60	20–300	20–300	0.291	0.591	20–300	34.0	1.0
		> 300	> 300	0.130	0.732	> 300	11.25	0.631
	>65	< 20	< 20	0.562	0.326	< 40	0.772	0.161
		20–400	20–400	0.306	0.529	40–400	24.0	1.0
	>65	> 400	> 400	0.108	0.703	> 400	3.24	0.457
		< 20	< 20	0.562	0.326	< 50	0.760	0.215
	>65	20–500	20–500	0.331	0.503	50–500	24.0	1.0
		> 500	> 500	0.087	0.718	> 500	2.80	0.451
							0.639	0.213

Tablo 2.1. Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için literatürden örnekler (devam).

Heavner vd. [82]	$Nu = C_1(\Phi)^{1-m} Re^m Pr^{0.5} (\mu / \mu_w)^{0.17}$		$f = C_2(\Phi)^{p+1} (Re)^{-p}$		<i>su, chevron plakası</i> ($0^\circ \leq \beta \leq 67^\circ$) $400 < Re < 10000, 3.3 < Pr < 5.9$ <i>sabitler : C_1, C_2, m ve p</i>		
	β	β_{avg}	C1	m	C2	p	
	67/67	67	0.089	0.718	0.490	0.1814	
	67/45	56	0.118	0.720	0.545	0.1555	
	67/0	33.5	0.308	0.667	1.441	0.1353	
	45/45	45	0.195	0.692	0.687	0.1405	
	45/0	22.5	0.278	0.683	1.458	0.0838	

2.2. Wilson Plot Yöntemi

Rose [41] bu çalışmasında, uzun yıllar boyunca dahil olduğu çalışmalar sonucunda ısı transferi katsayısı, Wilson Plot yöntemi ve ısı ölçümler üzerine hesap yöntemlerine ilişkin çıkarımlarını aktarmıştır. Tüm bu yöntemlerden bahsederken, yöntemleri kendi aralarında sınıflandırmış, tutarlılıklarını matematiksel olarak modellemiştir. Wilson Plot yöntemi ile elde edilen sonuçlarının aşağıdaki parametrelere bağlı olduğunu öne sürmüştür:

- ✓ Toplanan verilerin tutarlılığı.
- ✓ Veri sayısı.
- ✓ Verilerin toplandığı çalışma aralığı.
- ✓ Her iki taraf için de ısı akısı ve sıcaklık farkı için kullanılan ifadelerin doğruluğu.
- ✓ Sapma miktarı en az olacak şekilde düzenlenecek ifade için kullanılan ifadelerdeki değişkenlerin birbirlerine göre büyüklükleri.
- ✓ Bulunması gereken sabit sayısı.

Bu altı adet parametre tam olarak tanımlandığı takdirde Wilson Plot yönteminin uygulanabilir olduğunu belirtmiştir.

Fernandez-Seara vd. [42] literatürden derleyerek yaptıkları çalışmada, ilk olarak 1915'te ortaya atılan ve temel olarak ısı transferi uygulamaları için uygulanan Wilson plot metodunu incelemişlerdir. Bu çalışmayı üç başlık altında değerlendirmişlerdir; orijinal Wilson plot metodu, modifiye edilmiş Wilson Plot metodu ve dolaylı uygulanan Wilson Plot metodu. Modifiye edilmiş Wilson Plot metoduna göre, Denklem 2.1'de gösterilen korelasyon formu için C , a ve b 'den biri bilindiği takdirde diğer iki bilinmeyenden birinin sapma miktarı en düşük olacak şekilde diğer bilinmeyen alabileceği değerler sınırı dahilinde, ısı transfer katsayısı için yazılan denklemler yardımıyla deneme yanılma yöntemi ile tüm bilinmeyenlerin elde edilebileceğini önermişlerdir.

$$Nu = C Re^a Pr^b \quad (2.1)$$

Shokouhmand vd. [43] gövde ve helisel borulu ısı değiştirgeci için deneysel çalışmalarında ısı transfer katsayısını bulurken Wilson Plot yöntemini uygulamışlardır. Giriş-çıkış sıcaklıkları, gövde ve boru tarafındaki akışkanların termofiziksel özellikleri ve akış debileri bilinen ısı değiştirgecinde paralel ve ters akış için deneysel verileri, ilgili ölçüm enstrumanlarını kullanarak, ölçmüşlerdir. Wilson Plot tekniği uygulanan Denklem 2.2’de C katsayısı ve n üsteli, eğri uydurma ile her debi için uygulamış ve toplam 30 Wilson Plot elde etmişlerdir. İç kısım için uygulanan Wilson Plotlar sonucu 30 ısı transfer katsayısı bulunmuş, dış taraf için bulunan her veri için beşer adet Wilson Plot uygulanması ile toplam 150 adet ısı transfer katsayısı elde etmişlerdir. Sonuçları literatür ile karşılaştırmışlardır. Spirallerin gövde tarafı için, geniş adıma sahip olanların küçük adıma sahip olanlardan daha yüksek ısı transfer katsayıları verdiğini gözlemlemişlerdir. Benzer şekilde gövde tarafında Nusselt sayıları, iç tarafa göre daha yüksek çıkmıştır. Sonuç olarak ters akışlı düzende, paralel akışlı düzene göre elde edilen ısı transfer katsayılarının % 40’a kadar daha yüksek sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir.

$$h_o = Cv_0^n \quad (2.2)$$

2.3. Düzgün Olmayan Akış Dağılımı

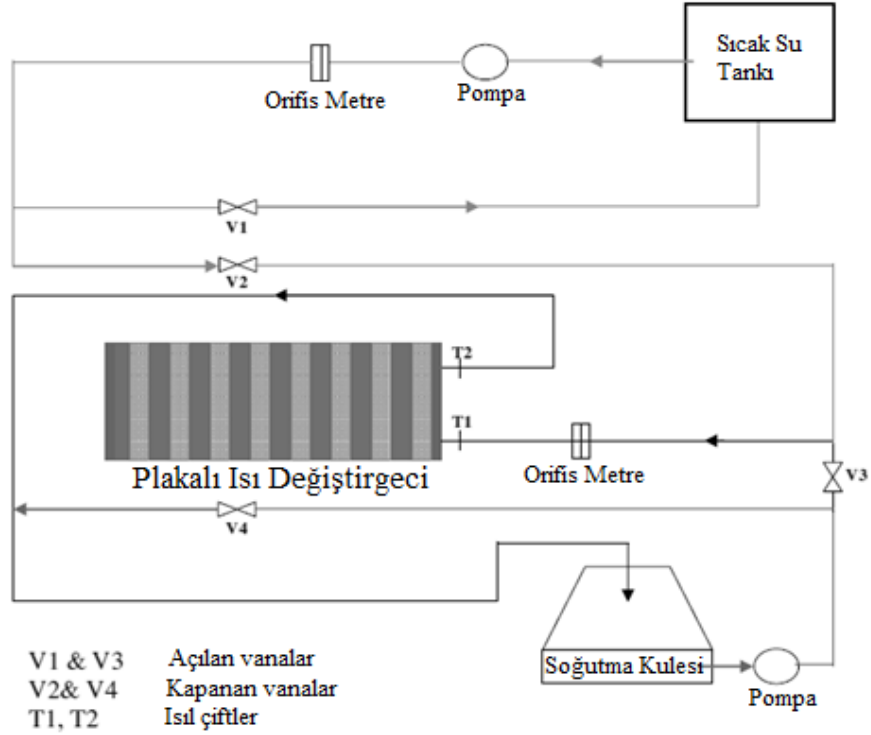
Lalot vd. [31] çalışmasında, akış yanlış dağılımını, bir elektrik ısıtıcısında deneysel olarak incelemiştir ve ısı değiştirgeçlerinin performanslarında oluşan düzensizliği gözlemlemiştir. Tasarlanan deney düzeneğinin ana elemanları; katı grafit bloğu olan ısıtıcı gövdeye yatay olarak yerleştirilmiş elektriksiz ısıtıcılar, bu ısıtıcılara dik yönde konumlandırılmış akış kanalları ve birer adet ana akış kanalı giriş ve çıkış geçididir. Akışkanın kanallara düzgün dağılımının sağlanması ve ters akış olmaması için ana giriş geçidinin tasarımı uygun olarak düzenlenmiştir. Kanallardaki akışın ne kadar homojen olduğunu yüksek tutarlılıkla ve basit olarak hesaplamak için, kanallardaki

en yüksek akış hızının en düşük akış hızına oranı olan hız oranı tanımlanmıştır. Bu doğrultuda, delikli yapıya sahip akış kanallarının, akışı homojen dağıtmak adına en uygun yapı olduğu gösterilmiş, bu yapıya uygun olan basınç düşümü korelasyonu türetilmiştir. Akış hız oranının 15'e kadarki değerleri için yürütülen çalışma sonucunda, ısı değiştirgeci performans kaybı; yoğuşturucularda ve ters akışlı ısı değiştirgeçlerinde % 7, çapraz akışlı ısı değiştirgeçlerinde ise % 25 olarak gözlemlenmiştir.

Das ve Roetzel [32], U-tipi ve Z-tipi akış düzenine sahip contalı plakalı ısı değiştirgeçlerinde akışkanların sıcaklık geçişlerini tahmin etmek için geliştirilen analitik yöntemlerinde, akış yanlı dağılımının hesaba katılması ve etkilerinin ortadan kaldırılmasını sağlayan bir çözümleme önermişlerdir. Öncelikle sistemi tanımlayan genel denklemler oluşturulmuş, sonra denklemlerin Laplace transformu yapılmış ve matrix formunda yazılmıştır. Sınır koşulları belirlenirken, akışın ve sıcaklık dağılımının geçiş bölgesi rejimine girerkenki özellikleri ve faz gecikmesi etkileri temel alınmıştır. Akışkan kanallara dağılmadan önceki kısım için faz gecikmesi hesaplanırken, her kanalda kütsel debinin aynı olduğu kabul edilmiştir. Giriş ve çıkıştaki toplam faz gecikmeleri eşit kabul edilmiş ve böylece giriş-çıkış arası akış yönü boyunca faz gecikmesinin mesafeye bağlı sınır şartları belirlenmiştir. Akışkanların ve duvarın giriş şartlarında sıcaklık dağılımının dengeli olduğu kabul edilmiş ve oluşturulan matrise özdeğer çözümü uygulanmıştır. Sıcaklık tepki süresi belirlenirken, akışkanların giriş sıcaklıkları basamaklı ve sinüsoidal olarak değiştirilmiştir. Sıcaklık dağılımı çözümlemesinde elde edilen çözümü frekans bölgesinden zaman bölgesine geçirmek için ters Laplace dönüşümü uygulanmış, yapılan nümerik çözümlemelerde oluşan kesme hataları hızlı Fourier dönüşümü ile azaltılmıştır. U-tipi contalı plakalı ısı değiştirgecindeki faz gecikmesinin, akışkanın giriş geçidinden çıkış geçidine ulaşmasına kadar geçen sürenin fazla olması sebebiyle, Z-tipine oranla fazla olduğu gözlemlenmiştir. Her iki tipte de artan kanal sayısı, faz gecikmesinin de artmasıyla sonuçlanmıştır ve giriş geçidinde azalan akış hızı sıcaklık dalgalanmalarına sebep olmuştur.

Tsai vd. [33] iki Chevron tipi plaka için hidrolik karakteristikleri ve akış yanlı dağılımını sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal sonuçlarını deney verileri ile doğrulamıştır. Deneylerde elde ettikleri basınç düşümü verileri sayısal yöntemler ile elde edilenlerden % 20 daha yüksek çıkmıştır. İki kanaldan ilkindeki akışkan hızı ikinci plakada % 1 düşük çıkmıştır. Plaka içerisinde, özellikle kontak noktalarında, akışta ayrılmalar oluşmuştur. İki kanal ile yapılan bu çalışma akış yanlı dağılımı için sadece bir fikir oluşturmaktadır. Bir milyonun üzerinde hücre sayısı için modelleme yapılmış ve analizler 6-7 saat arasında zaman almıştır ancak daha fazla plaka kullanıldığı durumlarda bilgisayar gücü yetmeyecektir. Zamanla bilgisayarların işlemci gücü arttıkça, akış yanlı dağılımı hakkında sadece bir fikir sahibi olmaktan ziyade daha güvenilir kanıtlara sahip olunacağı tespit edilmiştir.

Shaji ve Das [34], deney düzeneği Şekil 2.4'te gösterilen aksel yayılım modeline dayalı tek-vuruşlu test tekniği ile deneysel olarak ısı transfer katsayısı ve aksel yayılım katsayısını, birim transfer sayısı ve Pecklet sayısına göre incelemişlerdir. Deneylerini 32 ve 20 plaka sayısı için gerçekleştirmişlerdir. Düzgün akışlı sistem, düzgün olmayan akışlı sistem, geçitlerden kanallara akış dağılımı, faz gecikmesi ve akış yanlı dağılımı için oluşturdukları analitik modelleri sayısal olarak sonlu fark yöntemi ile çözmüşlerdir. Aksel yayılma ile sonuçlanan akış yanlı dağılımı ve geri karışma terimlerinin birbiri ile karıştırılmaması gerektiğini, bu terimlerin ayrı ayrı ele alınması durumunda değişken plaka sayıları kullanılmasına gerek kalmaksızın iki farklı matematik model oluşturulabileceğini önermişlerdir. Bu modellerin geliştirilmesi ile contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinin farklı konfigürasyonlarına yönelik genel model türetilbileceğini öngörmüşlerdir.



Şekil 2.4. Shaji ve Das [34]'ün akış yanlış dağılımı ve aksel akış yayılımını inceledikleri çalışmalarında kullandıkları deney düzeneği.

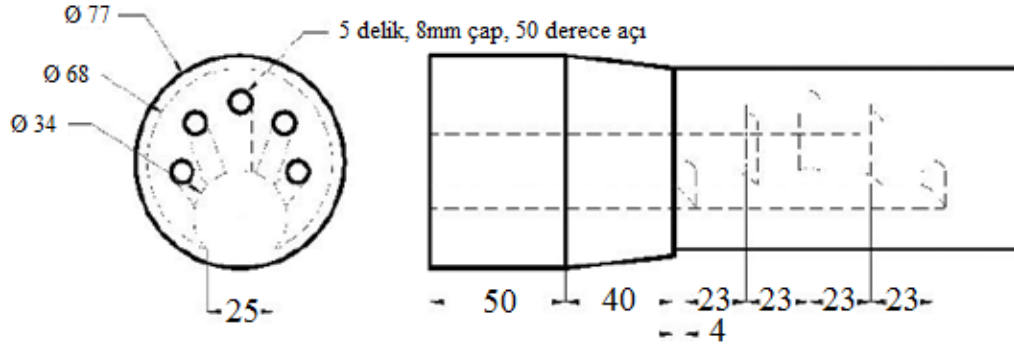
Rao vd. [35], ısıl karakteristiklerin bulunması için yapılan çalışmaların akış dağılımını da hesaba katmadan yapıldığı takdirde doğru sonuç vermeyeceğini vurgulamışlardır ve akış yanlış dağılımını incelemişlerdir. Bu doğrultuda yürüttükleri analitik çözüme yönelik çalışmalarında ısı transfer katsayısını hesaplarken her kanal için ayrı ayrı, akışın bir fonksiyonu olarak çözüm modeli oluşturmuşlardır. Aynı çözüm yöntemini basınç düşümü hesaplarında kullanarak sürtünme faktörünün elde edilebileceğini önermişlerdir.

Rao ve Das [36], geçirirlerden kanallara olan akış yanlış dağılımını U tipi ve Z tipi akış düzenlerinde deneysel olarak incelemişlerdir. 700 ile 7000 Reynolds sayısı aralığında yürüttükleri deneylerde topladıkları verileri kanal sayısı, geçit boyutu ve akış düzenine göre değerlendirmişlerdir. Z tipi akış düzeni için 10, 15 ve 18 kanal sayısı, U tipi için ise 10 ve 15 kanal sayısı kullanmışlar, her iki tip akış düzeni için 70 mm ve 35 mm geçit çapı ile çalışmışlardır. Teorik hesaplamalar ve deneysel veriler arasındaki sapmayı en çok % 10 olarak gözlemlemişlerdir. Çalışmalarında sonuç

olarak vardıkları kanılar, akış yanlışı dağılımının gerçekleşmesindeki en önemli sebebin kanal direnci olduğu, geçitlerdeki dağılımdan ziyade geçitlerden kanallara dağılma ve kanallardan geçitlere geri birleşmenin etkisinin daha büyük olduğu, geçit çapı arttıkça akış yanlışı dağılımının azaldığı, plaka sayısı arttıkça akış yanlışı dağılımının da attığı, izin verilen limitin üzerinde plaka kullanıldığında yanlışı dağılımının artmasına ek olarak ısı transferi de artmayacağından ısı değiştirgecine plaka eklerken belirli bir limitte eklenmesi gerektiği yönündedir.

Dwivedi ve Das [37], deneysel ve teorik olarak, akış düzenlerine bağlı, akış yanlışı dağılımının da etkilerini göstererek, farklı akış varyasyonlarında, contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinin performanslarını veren bir matematiksel model oluşturmuşlardır. Deneysel, Alfa Laval markla 40 paslanmaz çelik plakadan oluşan U-tipi akış düzeninde Contalı-plakalı ısı değiştirgeci için yapılmıştır. Vardıkları sonuçlardan bir tanesi; akış yanlışı dağılımının plaka performansını akış şartları bazında, en fazla laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş bölgesinde etkilediğidir. Akış yanlışı dağılımındaki artımının akışkanların çıkış sıcaklıklarındaki dalgalanmalara dayandığını grafiksel olarak göstermişlerdir.

Tereda vd. [38]'nin deneysel olarak yürüttükleri çalışmada geçitten kanallara olan akış yanlışı dağılımını incelemişlerdir. Basınç farkından yola çıktıkları hesaplama yöntemi için geçit içerisinde beş farklı yerden ölçtükleri basınç düşümü verilerinden faydalanmışlardır. Basınç düşümü değerlerini ölçmek için Şekil 2.5'te gösterilen özel tasarlanmış mandreli contalı-plakalı ısı değiştirgecinin giriş ve çıkışlarına yerleştirmişlerdir. Mandrelin bir tarafı ısı değiştirgeci tarafında kalırken diğer tarafı da bir ucu açık u tipi manometreye bağlanmıştır; bu sayede ilgili mesafelerde basınç verileri toplanmıştır. Geçit çapının akış yanlışı dağılımına etkiler araştırılmış, azalan geçit çapı ile akış yanlışı dağılımının arttığı gözlemlenmiştir. Buna ek olarak Bassiuny ve Martin [39, 40]'in geliştirdiği akış yanlışı dağılımı parametresi ile uyumlu sonuçlar almışlardır.



Şekil 2.5. Tereda vd. [38]'nin deneysel olarak yürüttükleri çalışmada farklı noktalarda basınç ölçümü için kullandıkları mandrelin şematik gösterimi.

2.4. Hata Analizi

Taylo vd. [44] ısı sistemlerinde hata analizi yöntemlerine dair yaptıkları çalışmaları üç ana sistem dahilinde ele almışlardır; seri bağlı boru hatları, boru ağları ve ters akışlı ısı değiştirgeçleri. Boru sistemleri için uygulanan hata analizlerinin sistem karakteristikleri hesaplanırken kullanılan güvenlik faktörlerine alternatif oluşturabileceğine ve fazla derecelendirmeyi engelleyeceğine değinmişlerdir. Bu sayede pompa seçimi yapılırken uygun seçime daha güvenilir yapılabileceğini belirtmişlerdir. Ölçülen bir parametrenin hata miktarını (U_r) temel olarak Denklem 2.3'deki gibi, ayrı ayrı tüm parametrelerin hata miktarlarının sonuçtaki hatayı (r) ise genel olarak Denklem 2.4'deki gibi tanımlamışlardır.

$$U_r = \left[\left(\frac{\partial r}{\partial X_1} U_{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial X_2} U_{x_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial r}{\partial X_j} U_{x_j} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

$$r = \frac{\left(\frac{\partial r}{\partial X_i} U_{x_i} \right)^2}{U_r^2} \quad (2.4)$$

Burada, U_x değerleri her ölçümdeki hatayı, türevleri ise hassasiyet katsayılarını ifade etmektedir.

Isı değiştirgecinin hata miktarını hesaplarken, performansını belirleyen karakteristiklerin ya da ısı değiştirgecinin tanımlanacağı verilerin (ısıl yükü, Reynolds sayısı, ısıl ve hidrolik karakteristikleri, Prandtl sayısı) hatalarını hesaplamışlardır. Bu hesabı yaparken ise öncelikle giriş-çıkış sıcaklıkları, basınç düşümleri, akışkanların debileri ve ölçülen boyutların hatalarını bulmuşlardır.

Whiting vd. [45] termodinamik uygulamalarında ve ölçüm verilerinde uygulanmak üzere Monte Carlo simülasyonu, regresyon analizleri ve optimizasyon benzeşmelerini kullanarak hata miktarını bulmaya yönelik sayısal bir teknik geliştirmişlerdir. Bulunacak belirsizliklerin değerlendirilebilmesi için belirli şartların sağlanması gerektiğini vurgulamışlardır. Bu şartlar;

- ✓ Modelleme parametreleri ve ölçülen veriler gibi belirsiz girdilerin olasılık dağılımlarının belirlenmesi.
- ✓ Oluşturulan bu olasılıkların benzer şekilde tekrarlanan deneylere uygulanması.
- ✓ Uygulanan işlemlerin veya faz dengelerinin her veri seti ile simülasyonunun yapılması.
- ✓ Sisteme uygulanan kantitatif belirsizlik ölçümlerinin sağlanması için sonuçların istatistiksel analizinin yapılması.

Clarke vd. [46] ısı değiştirgeçlerinin fiziksel özelliklerinin belirlenmesinde hassasiyet ve belirsizliklerini Monte Carlo metotlarını kullanarak sayısal olarak hesaplamışlardır. Toplam ısı transfer katsayısı ve ihtiyaç duyulan toplam ısı transfer alanı için rastgele ve sistematik hataların hesaplanmasına yönelik yöntemler önermişlerdir. Çalışmalarının sonucunda genellikle ihmal edilen sistematik hataların belirsizlik hesabına katılmamasının belirsizlik gelişimini artırabileceğini ve termofiziksel özelliklerin belirsizliklerinin en çok % 3 olduğunu, eğilimin alabileceği en yüksek değerin ise en fazla % 5 olabileceğini belirtmişlerdir.

İkinci bölüm boyunca anlatılan önceki çalışmalar göstermiştir ki, öncelikle yapılan deneyler sonucunda ölçülen veriler ile temel ısı transferi ve basınç düşümü denklemleri hesaplanacaktır. Sonra korelasyonlar, Nusselt sayısı korelasyonu için Wilson plot yöntemi, Fanning sürtünme faktörü için eğri uydurma yöntemi ile bulunacak ve literatür ile uyumluluğu gözlemlenecektir. Sonrasında basınç düşümü değerlerinden faydalanılarak akış yanlış dağılımı hesaplanacak ve sonuçlar tartışılacaktır. Tüm bu hesaplamalar, deneysel çalışma boyunca kullanılan ölçüm cihazlarının belirsizlikleri kullanılarak ölçüm verilerinin hata miktarları hesaplanarak sonuçlara yansıtılacaktır.

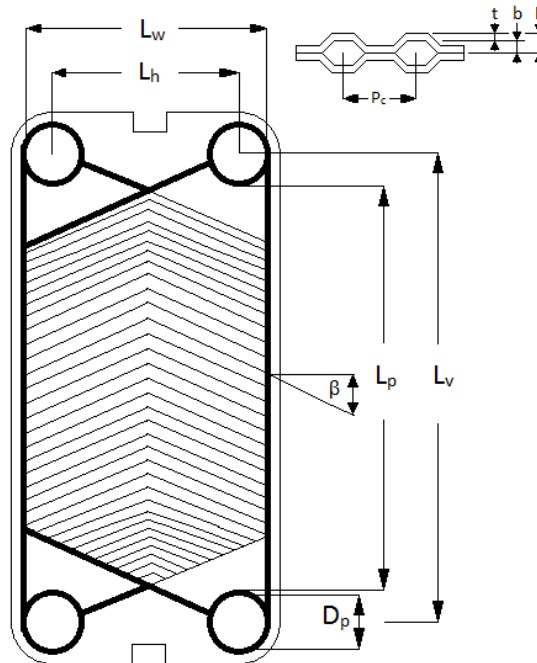
3. CHEVRON TİPİ CONTALI-PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇİ TASARIMI

CTPID tasarımı ve bu doğrultuda performanslarını belirlemek amacıyla türetilen korelasyonlar, değişen geometriler için farklı karakteristikler olması sebebiyle, üretici firmalar tarafından gizli tutulmaktadır. Ancak, performans analizi yapılması için gerekli olan tasarım yöntemleri literatürde mevcuttur. Bu yöntemler, belirli durumlarda plakaların ön boyutlandırması için uygundur.

3.1. Plaka Geometrisi

3.1.1. Chevron açısı

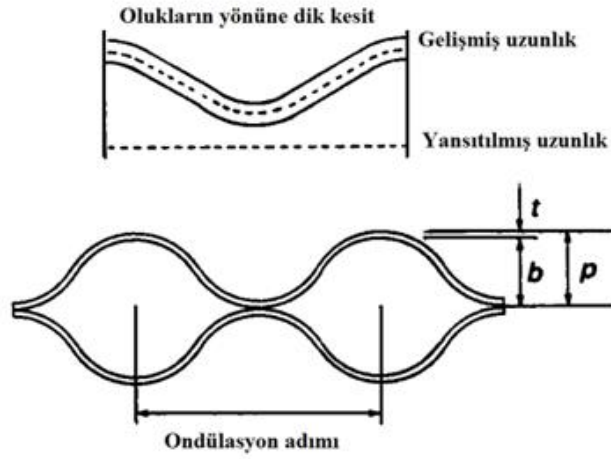
Şematik olarak boyutlandırılması Şekil 3.1’de gösterilen plakada genellikle β sembolü ile verilen Chevron açısı, uygulamalarda genellikle 25° - 65° arasında değer alır [4, 5].



Şekil 3.1. Chevron tipi plaka boyutları [4, 5].

3.1.2. Efektif plaka uzunluğu

Plaka üzerindeki kıvrımlar, ondülasyon adımı ve derinliğine bağlı olarak plaka alanını genişletirler. Şekil 3.2’de gösterilen şemada belirtilen gelişmiş uzunluğun artırımını, yansıtılmış uzunluğa göre vurgulamak için genişleme faktörü kullanılır, ϕ . Genişleme faktörü ortalama 1.1 ile 1.25 arasında değişir [5, 10].



Şekil 3.2. Chevron plakasında olukların yönüne dik kesit, gelişmiş ve yansıtılmış uzunluklar [5, 10].

$$\phi = \text{gelişmiş uzunluk} / \text{yansıtılmış uzunluk} \quad (3.1)$$

Denklem 3.1’de verilen ϕ değeri, üretici tarafından belirlenen efektif alanın, A_l , yansıtılmış alana oranıdır, A_{lp} [4, 5, 10]:

$$\phi = A_l / A_{lp} \quad (3.2)$$

A_{lp} Şekil 3.1’de görüldüğü gibi yaklaşık olarak:

$$A_{lp} = L_p \cdot L_w \quad (3.3)$$

Burada, L_p , geçitler arası levha uzunluğu ve L_w , contalar arası levha genişliğidir. Bunlar geçit merkezleri arası dikey ve yatay levha uzunlukları, L_v ve L_h ve geçit çapı, D_p kullanılarak hesaplanacak olursa:

$$L_p \approx L_v - D_p \quad (3.4)$$

$$L_w \approx L_h + D_p \quad (3.5)$$

3.1.3. Ortalama kanal boşluğu

Akış kanalı, birleşmiş iki plakada contalar arasında kalan oluktur. Şekil 3.2'de gösterilen ortalama kanal boşluğu, b , şu şekilde tanımlanır [4, 5, 10]:

$$b = p - t \quad (3.6)$$

Burada p , levha adımı, t ise plaka kalınlığıdır. b , aynı zamanda iki plakanın metalik kontak haline sıkıştırıldığı zamanki conta kalınlığını da vermektedir. Levha adımı, ondülasyon adımı, p_c , ile karıştırılmamalıdır. Önemi sebebiyle üreticiler tarafından çoğu zaman verilmeyen ortalama kanal boşluğu, b , kütleli hız ve Reynolds sayısı hesabında kullanılır. Plaka adımı, p , sıkıştırılmış plaka paketi uzunluğu, L_c ve toplam levha sayısı, N_t yardımıyla hesaplanır [2, 7]:

$$p = L_c / N_t \quad (3.7)$$

3.1.4. Kanal akış kesit alanı

Tek kanalın akış alanı, A_x , efektif plaka genişliği, L_w olmak üzere şu şekildedir [4, 5, 10]:

$$A_x = b L_w \quad (3.8)$$

3.1.5. Kanal hidrolik çapı

Kanal eşdeğer çapı , D_h şu şekilde hesaplanır:

$$D_h = \frac{4(\text{kanal akış alanı})}{\text{ıslak çevre}} = \frac{4A_x}{P_w} \quad (3.9)$$

Burada ıslak çevre , P_w ;

$$P_w = 2(b + \phi L_w) \quad (3.10)$$

Bu durumda eşdeğer çap terimi tekrar düzenlenecek olursa şu şekilde yazılabilir;

$$D_h = \frac{4(b L_w)}{2(b + \phi L_w)} \quad (3.11)$$

Plakalarda genel olarak b , L_w 'ya oranla çok küçüktür. O halde eşdeğer çap son haliyle aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$D_h = \frac{2b}{\phi} \quad (3.12)$$

3.2. Isı Transferi ve Basınç Düşümü Hesabı

3.2.1. Isı transfer katsayısı hesabı

Contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinde, ısı transferi ve basınç düşümü, chevron açısının, β , artımı ile artar. Aynı zamanda Chevron plakasının performansı, genişleme faktörü, ϕ , oluk profili, ortalama oluk boşluğu, b ve sıcaklığa bağlı fiziksel özelliklerden de etkilenmektedir. Contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinde ısı transferi film katsayısının tahmini, düz akış kanlları arasındaki ısı transferi için kullanılabilir

korelasyonlar içerir. Bu korelasyonlarda çap yerine geçen eşdeğer çap ($De = 2b$) terimi kullanılmaktadır [11]. Uzun yıllardır yürütülen çalışmalara rağmen ısı transferi ve sürtünme katsayısı genel geçer bir korelasyon oluşturulamamıştır.

Reynolds sayısı ve β 'ya bağlı olmak üzere Chevron plakalarında, düz plakalı kanallara göre yaklaşık beş kat daha yüksek Nusselt sayıları elde edilmektedir. Basınç düşümlerinde ise düz plakalara göre sürtünme faktöründeki artış daha da fazladır; Reynolds sayısına bağlı olarak 1.3'den 44 kata kadar değişebilir [23].

Uygulama kolaylığı ve ısı transferi katsayısı ile basınç düşümlerinin, dolayısı ile pompa güçlerinin hesabında Nusselt sayısına bağlı Kumar korelasyonu (eşilişkisi) tavsiye edilir [8, 24-26];

$$Pr = (c_p \mu) / k \quad (3.13)$$

olmak üzere,

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = C_h Re^y Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (3.14)$$

ya da

$$h = \frac{C_h k Re^y Pr^{1/3} (\mu_b / \mu_w)^{0.17}}{D_h} \quad (3.15)$$

Burada De , Denklem 3.9'da verilen eşdeğer çap, μ_b ortalama sıcaklıktaki dinamik viskozite, μ_w duvar sıcaklığındaki dinamik viskozite, Pr , Prandtl sayısı, k , akışkanın ısı iletim katsayısı, C_p ise akışkanın özgül ısısını temsil etmektedir. Sıcak akışkan ısı kapasitesi oranı, C_h ve y akış karakteristikleri ile Chevron açlarına bağlıdır. Türbülanslı akışa geçiş, düşük Reynolds sayılarında gerçekleşmektedir; Contalı

plakalı ısı değiştirgeci yüksek ısı transfer katsayıları vermektedir. Kanal kütlesel hızına (G_c) bağlı Reynolds sayısı, Re , ve eşdeğer ap, D_e , şu şekilde ifade edilir:

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} \quad (3.16)$$

Her geçiş için kanal sayısı, N_{cp} olmak üzere kanal kütlesel hızı, G_c ;

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp} b L_w} \quad (3.17)$$

Toplam plaka sayısı, N_t ve toplam geçiş sayısı N_p olmak üzere;

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} \quad (3.18)$$

olarak tanımlanır. Denklem 3.14'deki C_h ve y 'nin Re 'ye göre çeşitli Chevron açılarındaki değerleri Tablo 3.1'de verilmektedir [5, 24-26].

3.2.2. Basınç dűřümü hesabı

Contalı-plakalı ısı deęiřtirgeçlerinde toplam basınç dűřümü, sűrtűnmeye baęlı kanal basınç dűřümü, Δp_c ve geçit basınç dűřümü Δp_p terimlerinden oluşur. Denklem 3.19'daki korelasyon sűrtűnmeye baęlı kanal basınç dűřümü, Δp_c içindir [4, 5, 10, 24]:

$$\Delta p_c = \left[\frac{4 f L_{eff} N_p G_c^2}{D_h 2 \rho} \right] \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.17} \quad (3.19)$$

Tablo 3.1. CTPID’de ısı transferi ve basınç düşümü hesapları için sabitler [5, 24-26].

Chevron açısı (°)	Isı Transferi			Basınç düşümü		
	Reynolds sayısı	C_h	y	Reynolds sayısı	K_p	z
≤30	≤10	0.718	0.349	<10	50	1
	>10	0.348	0.633	10-100	19.40	0.589
				>100	2.990	0.183
45	<10	0.718	0.349	<15	47	1
	10-100	0.400	0.598	15-300	18.29	0.652
	>100	0.300	0.663	>300	1.441	0.206
50	<20	0.630	0.333	<20	34	1
	20-300	0.291	0.591	20-300	11.25	0.631
	>300	0.130	0.732	>300	0.772	0.161
60	<20	0.562	0.326	<40	24	1
	20-400	0.306	0.529	40-400	3.24	0.457
	>400	0.108	0.703	>400	0.760	0.215
≥65	<20	0.562	0.326	<50	24	1
	20-500	0.331	0.503	50-500	2.80	0.451
	>500	0.087	0.718	>500	0.639	0.213

burada L_{eff} giriş ve çıkış portları arasındaki akış yolunun efektif uzunluğudur ve sürtünme faktörünün tanımına uygun olarak L_{eff} 'te genişleme faktörü, ϕ , hesaba katılırsa; L_{eff} , dikey geçit uzaklığı, L_v 'ye eşit olur. Denklem 3.19'daki Fanning sürtünme katsayısı, f , şu şekilde tanımlanır:

$$f = \frac{K_p}{Re^z} \quad (3.20)$$

burada K_p ve z 'nin Reynolds sayısına göre çeşitli Chevron açılarındaki değerleri Tablo 3.1'de verilmektedir.

Geçit giriş ve çıkışındaki toplam debi, \dot{m} , geçit çapı, D_p olmak üzere bir geçitteki kütle hız, G_p ve toplam geçit basınç düşümü şu şekilde hesaplanır [4, 5, 10, 24]:

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\pi D_p^2 / 4} \quad (3.21)$$

$$\Delta p_p = 1.3 \frac{G_p^2}{2\rho} N_p \quad (3.22)$$

Bu durumda toplam basınç düşümü ifadesi Denklem 3.23'deki gibi ifade edilebilir;

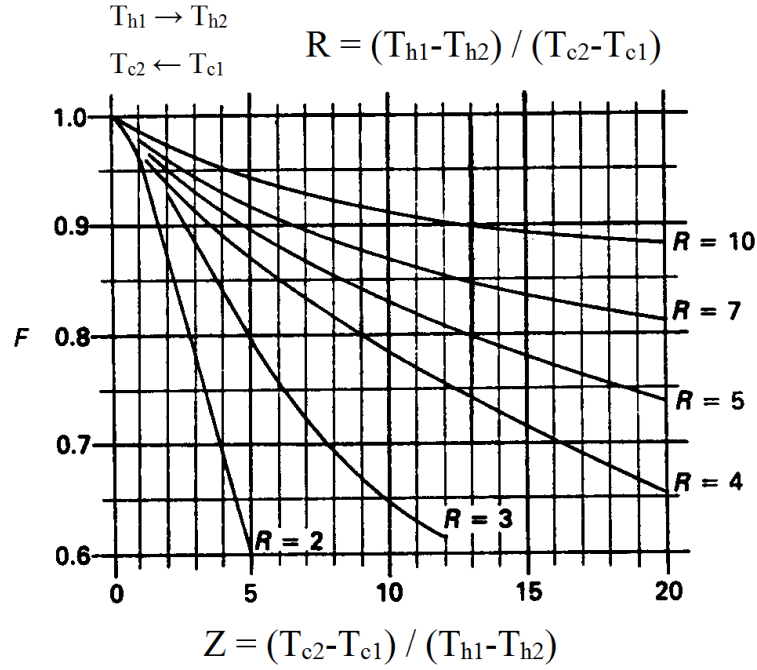
$$\Delta p_t = \Delta p_c + \Delta p_p \quad (3.23)$$

3.2.3. Efektif sıcaklık farkı

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ΔT_{lm} iki faktöre göre hesaplanır; ısı transferinin sadece bir taraftan gerçekleştiği baş ve son plakalar, ve eş yönlü akışın gerçekleştiği iki geçiş/iki geçiş akış düzenlemede ortadaki plakalar. Her geçiş için plaka sayısının yirmiden az olduğu durumlarda sıcaklık farkı üzerindeki etkileri ihmal edilebilir. Çoğu ters akımlı akış düzeni için ΔT_{lm} şu şekilde ifade edilir:

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.24)$$

burada ΔT_1 ve ΔT_2 giriş ve çıkışlardaki sıcaklık farkını ifade etmektedir. Eğer ters akımlı akış uygulanamazsa, ΔT_{lm} 'e bir düzeltme faktörü, F , uygulanmalıdır. Çift geçişli/tek geçişli sistemler için F değerleri Şekil 3.3'te verilmiştir [27].



Şekil 3.3. Contalı-plakalı ısı değıştirgeçlerinde tek geçişli/çift geçişli sistemlerde sıcaklık farkı düzeltme faktörü, F (20 ya da daha çok plaka için geçerlidir).

3.2.4. Toplam ısı transferi katsayısı

Film ısı transfer katsayılarının ikisi de belirlendikten sonra toplam ısı transfer katsayısı hesaplanır:

$$1/U_f = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} + R_{fh} + R_{fc} \quad (3.25)$$

Burada U_f , kirlenme ile birlikte ısı transfer katsayısı, h_h ve h_c ısıcak ve soğuk akışkanların ısı transfer katsayıları, R_{fh} ve R_{fc} sıcak ve soğuk akışkanların kirlenme faktörleri ve t/k_w , plaka duvar direncini temsil etmektedir.

Plakalarda kirlenme olmayan durumlarda (örneğin deneyler esnasında sık sık plaka sayısı değiştirildiğinden ve sistem uzun süreler çalışır halde kalmadığından kirlenme yok denecek kadar azdır) kirlenme faktörleri kullanılmaz ve ‘temiz’ toplam ısı transfer katsayısı, U_c şu şekilde ifade edilir:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (3.26)$$

Bu terimler temizlik faktörü, CF’ye bağlı yazılacak olursa:

$$U_f = U_c (CF) = \frac{1}{\frac{1}{U_c} + R_{fh} + R_{fc}} \quad (3.27)$$

Olarak bulunur.

3.2.5. Isı transfer yüzey alanı

Bir contalı-plakalı ısı değiştirgecinde ısıl denge, sıcak ve soğuk taraflar için gerekli ısıl yük, Q_r cinsinden yazılacak olursa:

$$Q_r = (\dot{m}c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) = (\dot{m}c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) \quad (3.28)$$

Diğer taraftan kirlenmenin de dikkate alındığı durumlarda elde edilen ısıl yük, Q_f :

$$Q_f = U_f A_e F \Delta T_{lm,cf} \quad (3.29)$$

burada A_e ısı olarak etkin plakaların toplam alanıdır ve baştaki ve sondaki plakalar hesaba katılmazsa $N_f - 2$ sayıda plakayı içerir. Q_f ve Q_r 'nin oranı tasarımın güvenlik katsayısını, C_s verir [4]:

$$C_s = \frac{Q_f}{Q_r} \quad (3.30)$$

3.2.6. Isıl performans

Düşük Chevron açısına sahip plakalar (yaklaşık 25-30 derece arası) yüksek basınç düşümü ile birlikte yüksek ısı transferi özellikleri gösterirler. Bu tip plakalar uzun işlerde kullanılan sert plakalardır. Uzun ve dar plakalar bu sınıfa girer. Diğer taraftan yüksek Chevron açılara sahip plakalar (yaklaşık 60-80 derece arası) tersi karakteristikler gösterirler ve bu plakalar da kısa işlerde kullanılan yumuşak plakalardır. Kısa ve geniş plakalar bu sınıfa dâhildir. Üreticiler, düşük Chevron açısına sahip plakaları 'yüksek θ plakalar', yüksek Chevron açısına sahip plakaları ise 'düşük θ plakalar' olarak adlandırır. θ , üreticiler tarafından birim ısı transferi sayısı yerine kullanılır [4, 23, 28]:

$$\theta = NTU_c = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_c} = \frac{(T_{c2} - T_{c1})}{\Delta T_m} \quad (3.31)$$

$$\theta = NTU_h = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_h} = \frac{(T_{h1} - T_{h2})}{\Delta T_m} \quad (3.32)$$

ε -NTU metodunca toplam ısı transferi oranı şu şekildedir:

$$Q = \varepsilon(\dot{m}c_p)_{min} (T_{h1} - T_{c1}) \quad (3.33)$$

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

R < 1 olan durumlarda;

$$(\dot{m}c_p)_c = (\dot{m}c_p)_{min} = C_{min} \quad (3.35)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_c} \quad (3.36)$$

R > 1 olan durumlarda ise;

$$(\dot{m}c_p)_h = (\dot{m}c_p)_{min} = C_{min} \quad (3.37)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_h} \quad (3.38)$$

Olur. NTU, hesaplandığı her akım için toplam kütle debileriyle beraber hesaplanmalıdır. Ters akışlı düzen için, özellikle iki akışkanın da çıkış sıcaklıkları bilinmediğinde faydalı olan ısı değiştirgeci etkinliği, ε , şu şekilde ifade edilir [11, 29, 30]:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_{min} / C_{max})]}{1 - (C_{min} / C_{max})\exp[-NTU(1 - C_{min} / C_{max})]} \quad (3.39)$$

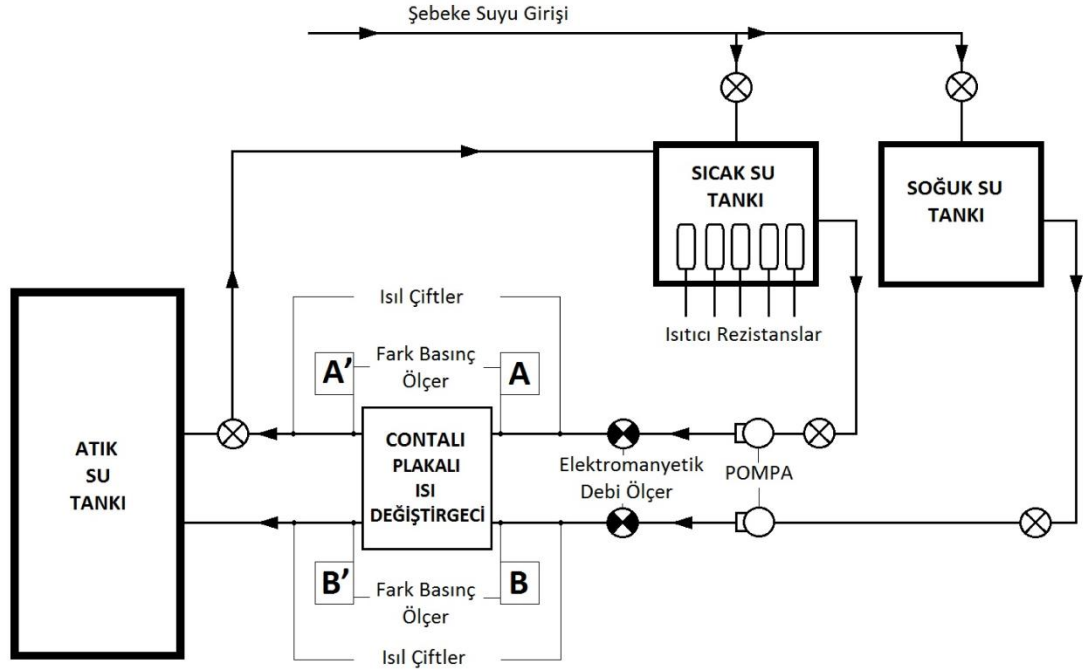
4. DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Deney Düzenegi

Deneyle, Aktürk [53] tarafından TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi bünyesinde kurulan deney düzenegi ile sürdürülmüştür. Deneylede ısı değiştirgecinin performansını belirlemek üzere basınç farkları, giriş debileri ve sıcaklıklar ölçülmüştür. Düzenek Şekil 4.1’de şematik olarak sunulmuştur.

Bu deney düzeneginde, bir adet yalıtılmış sıcak su deposu ve bir adet soğuk su deposu bulunmaktadır. Sıcak depoda suyun ısıtılması için beş adet elektrikli rezistans kullanılmaktadır. Su ısıtıldıktan sonra, elektrikli rezistanslar kapatılarak sistem pompa yardımıyla tek taraflı (sadece sıcak su çevrimi) devridaim edilmektedir. Böylece tank içerisindeki suda zamanla eşit bir sıcaklık dağılımı sağlanacaktır. Soğuk ve sıcak depolarda akışkan olarak şebeke suyu kullanılmaktadır. Şekil 4.1’de de gösterildiği gibi pozitif yükü sağlayan yükseklikten, metal galvanize borular aracılığıyla akışkan, depolardan pompalara gelmekte, buradan pompanın basmasıyla sisteme gönderilmektedir. Pompalardan sonra belli bir noktaya kadar metal galvanize borularla gelen akışkanın sisteme dikey yönde bağlanan debi ölçerler ile debi ölçümü alınmaktadır [54]. Debi ölçerin sisteme düşey yönde bağlanması sebebi içerisinde geçen akışkanın boru kesitinin tamamından geçmesi ve ölçümde oluşabilecek hataların engellenmesidir. Hacimsel debileri ölçülen akışkan galvanize borulardan geçtikten sonra esnek boru bağlantıları ile ısı değiştirgeçlerine bağlantıları yapılmıştır. Esnek boru bağlantısı seçilmesinin nedeni, farklı boyutlardaki ısı değiştirgeçlerinin sistemde denenecek olması ve böylece her deney için tesisatın tekrar sökülmesine gerek kalmamasının sağlanmasıdır. Esnek boru bağlantıları, ısı değiştirgeçlerine manşonlar aracılığıyla yapılmıştır. Bu kapsamda esnek boru tarafında hızlı geçme bağlantılı eleman, ısı değiştirgeci tarafında ise, dişli bağlantılı olan manşonlar kullanılmıştır. Manşonlar üzerinde açılacak iki port aracılığıyla ısı çiftler ve fark basınç ölçer [55] bağlantıları yapılmıştır. Şekil 4.1’de gösterilen A-A’

ve B-B' referans noktaları arasında fark basınç ölçerler ile basınç düşümü ölçümleri gerçekleştirilmektedir. Deney düzeneğine ait fotoğraflar, Şekil 4.2'de verilmektedir. Deney düzeneği hakkında detaylı bilgi Aktürk'ün çalışmaları anlatılmaktadır [53].

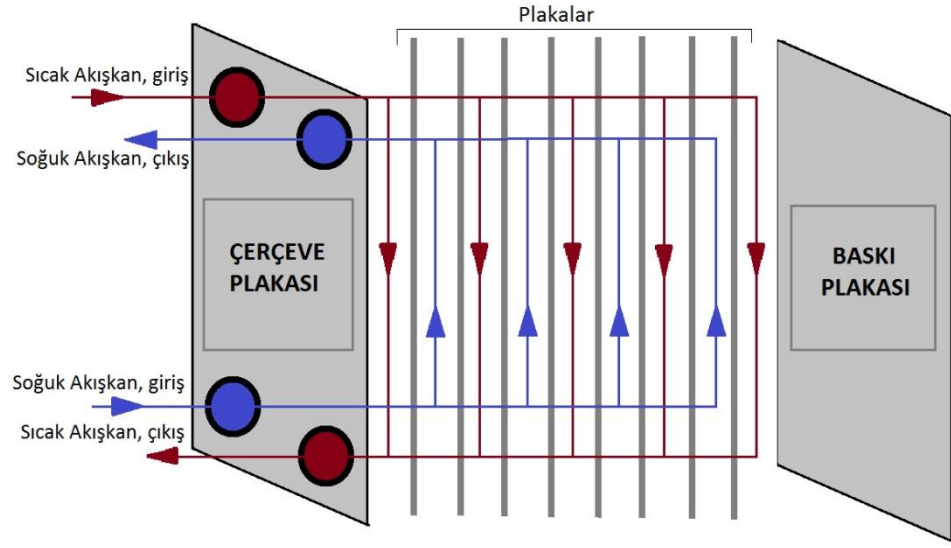


Şekil 4.1. Kurulu deney düzeneğinin şematik görünümü.

Deneysel hesaplamalarda kullanılmak üzere plakaların boyutları Kreon 3D Aquilon (5 µm doğruluğa sahip) marka lazer tarayıcı ile ölçülmüştür [56]. Deneyler, sıcak ve soğuk akışkan için U-tipi (Şekil 4.3) akış dağılımlı, aynı Chevron açılı üç farklı plakanın değişik plaka sayılarında setleri için yürütülmüştür. Plakalardan ikisi geometrik özellikleri bakımından yükseklikleri hariç tamamen aynıdır ve bu plakalarda plaka boyunun etkileri gözlemlenmiştir. Üçüncü plaka ise, aynı Chevron açısına sahip ancak boyutları bakımından diğer iki plakadan daha büyüktür. Tablo 4.1'de üç plakanın boyutsal özellikleri verilmektedir.



Şekil 4.2. Kurulu deney düzeneği fotoğrafları, a) elektrik panosu, b) sıcak ve soğuk su tankları, c) ısı değiştirgecinin esnek borular ile bağlantısı, d) elektromanyetik akışölçer ve pompalar, e) fark-basınç ölçerler, f) ısılıçift ve basınç ölçerlerin ısı değiştirgeci girişine bağlantıları, g) elastik boru bağlantıları.



Şekil 4.3. Kurulu deney düzeneğinin şematik akış düzeni.

Tablo 4.1. Deneyleeri gerçekleştirilen plakaların boyutsal zellikleri.

Boyutsal Parametreler	Plaka 1	Plaka 2	Plaka 3	Parametre Tanımları
$\beta(^{\circ})$	30	30	30	Chevron açısı
D_p (m)	0,035	0,035	0,1	Geçit apı
L_w (m)	0,109	0,109	0,343	Geçitler arası plaka genişliği
L_v (m)	0,37	0,665	0,732	Chevron alanı uzunluğu
L_p (m)	0,335	0,63	0,632	Geçitler arası mesafe
b (m)	2,76	2,76	2,64	Ortalama kanal boşluğu
t (m)	0,45	0,45	0,45	Plaka kalınlığı
A_1 (m ²)	0,035	0,073	0,266	Etken kıvrımlı ısı transfer alanı
A_{1p} (m ²)	0,03	0,062	0,207	Yansıtılmış yüzey alanı
ϕ	1,17	1,17	1,288	Genişleme faktörü
D_e (m)	0,0055	0,0055	0,0053	Eşdeğer ap
D_h (m)	0,0047	0,0047	0,0041	Hidrolik ap
k_w (W/mK)	16,2	16,2	16,2	Duvarın ısı iletim katsayısı

4.2. Deneysel Prosedür

Deneysel yapılrken, Şekil 4.1 üzerinden de takip edilebileceği gibi, aşağıda sıralanan basamaklar sırasıyla izlenir:

- ✓ Sıcak ve soğuk su tanklarında şebekeden gelen su biriktirilir, tanklar dolunca şebeke ile arasındaki vanalar kapatılır.
- ✓ Sıcak su deposundaki ısıtıcı rezistanslar çalıştırılır, suyun ne kadar ısınması isteniliyorsa o kadar beklenir (yaklaşık 3 saat içerisinde 90°C sıcaklığa erişebilmektedir).
- ✓ Deneye başlamadan önce ısıtıcı rezistanslar kapatılır.
- ✓ Isı değiştirgecinin bilgisayar bağlantıları yapılır.
- ✓ Sıcak tarafın vanaları kendi içerisinde kapalı bir çevrim yapacak şekilde açılır, sıcaklık ölçümleri alınır.
- ✓ Sıcak akışkan tankının içerisinde ve sistemde sıcaklık dağılımlı düzgün dağılımlı hale gelene kadar beklenir (75°C için 15-20 dakika arası beklemek yeterli olmaktadır).
- ✓ Bilgisayardan okunan sıcaklık değerisi sabitlendiğinde sıcak tarafı kendi içerisinde eviren pompa kapatılır, sıcak ve soğuk taraf için tanklardan gelen akışkan, ısı değiştirgecine, oradan da tahliye sistemine gidecek şekilde vanalar açılır (tahliye vanası hl kapalıdır).
- ✓ Basınç fark ölçerlerde sıkışan hava olup olmadığı kontrol edilir, eğer varsa sıkışan hava alınır.
- ✓ Deneye başlamak üzere pompalar elektrik panosundan açılır ve eş zamanlı olarak tahliye vanası açılır (basınç ölçerlerde fazladan basınç yüklemesi ve tekrar hava sıkışması engellenir).
- ✓ Pompalar açıldıktan sonra her 20 saniyede bir basınç değerleri, hacimsel debiler ölçülür, yeterli ölçüm alındıktan sonra (okunan basınç değerleri sabitlendikten sonra 3 ölçüm yeterli olmaktadır) debiler değeritirilir ve sistemdeki su bitene kadar bu işlem tekrarlanır.

- ✓ Sıcak ve soğuk giriş-çıkışlarda sıcaklık ölçümler saniyede bir olmak üzere bilgisayara otomatik olarak kaydedilir.
- ✓ Yukarıdaki basamaklar farklı sıcaklıklar ve farklı plaka sayıları için tekrarlanır.

4.3. Isıl ve Hidrolik Karakteristiklerin Belirlenmesi

Isıl ve hidrolik karakteristikleri belirlemek için Nusselt sayısı ve Fanning sürtünme katsayısı korelasyonlarının türetilmesi gerekir. Bu sebeple yapılan ısı transferi ve basınç düşümü hesapları, literatürden alınan temel denklemler ve yöntemler kullanılarak gerçekleştirilmiştir [4].

Akışkanların termofiziksel özelliklerini (yoğunluk, ρ , dinamik viskozite, μ , özgül ısı, C_p , Prandtl sayısı, Pr , ısı iletim katsayısı, k) hesaplamak için sıcak ve soğuk taraflar için ortalama sıcaklıklar hesaplanır:

$$T_{c,b} = \frac{(T_{c,in} + T_{c,out})}{2} \quad (4.1)$$

$$T_{h,b} = \frac{(T_{h,in} + T_{h,out})}{2} \quad (4.2)$$

$$T_w = \frac{(T_{c,b} + T_{h,b})}{2} \quad (4.3)$$

Burada $T_{c,in}$ ve $T_{c,out}$ soğuk taraf giriş-çıkış sıcaklıkları, $T_{h,in}$ ve $T_{h,out}$ sıcak taraf giriş-çıkış sıcaklıkları, $T_{c,b}$ ve $T_{h,b}$ sıcak ve soğuk taraf ortalama sıcaklıklar, T_w ise duvar sıcaklığıdır. Termofiziksel özellikler ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

Yoğunluk için, ρ [kg/m³]: $271 \leq T \leq 373$ K

$$\rho = [999.83592 + 16.94517 T - 7.98704 \cdot 10^{-3} T^2 + 4.6170461 \cdot 10^{-5} T^3 + 1.0556302 \cdot 10^{-7} T^4 + 2.8054253 \cdot 10^{-10} T^5][1 + 0.01687985 T^2]^{-1} \quad (4.4)$$

Özgül ısı için, C_p [kJ / kg K]: $273 \leq T \leq 430$ K

$$C_p = [17.6611 - 0.147914 T - 6.08619 \cdot 10^{-4} T^2 + 1.11867 \cdot 10^{-6} T^3 + 7.80297 \cdot 10^{-10} T^4] \quad (4.5)$$

Isıl iletkenlik için, k [W / m K]: $273 \leq T \leq 400$ K

$$k = -0.61694 + 7.1785 \cdot 10^{-3} T + 1.167 \cdot 10^{-5} T^2 + 4.704 \cdot 10^{-9} T^3 \quad (4.6)$$

Dinamik viskozite için, μ [kg / m s]: $350 \leq T \leq 500$ K

$$\mu = \left[\exp. \left(-3.2295 - 13.18574 T^{-1} + 2.65531 \cdot 10^5 T^{-2} \right) \right] \cdot 10^{-3} \quad (4.7)$$

Dinamik viskozite için, μ [kg / m s]: $273 \leq T \leq 350$ K

$$\mu = \left[\exp. \left(0.030185 - 2191.6 T^{-1} + 6.38605 \cdot 10^5 T^{-2} \right) \right] \cdot 10^{-3} \quad (4.8)$$

\dot{m}_{cold} ve \dot{m}_{hot} sıcak ve soğuk taraflar için kütleli debi olmak üzere, sıcak ve soğuk taraflar için gerekli ısı transferi (Q):

$$Q = \dot{m}_{hot} C_{p, hot} (T_{hot, in} - T_{hot, out}) \quad (4.9)$$

$$Q = \dot{m}_{cold} C_{p, cold} (T_{cold, out} - T_{cold, in}) \quad (4.10)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ΔT_{LM} :

$$\Delta T_{LM} = \frac{((T_{h, in} - T_{c, out}) - (T_{h, out} - T_{c, in}))}{\ln((T_{h, in} - T_{c, out}) / (T_{h, out} - T_{c, in}))} \quad (4.11)$$

Böylelikle toplam ısı transfer katsayısı, U , h_h ve h_c sıcak ve soğuk tarafların ısı transfer katsayıları, k_w ise duvardaki ısı iletim katsayısı olmak üzere Denklem 4.13 kullanılarak bulunabilir:

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad (4.12)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \quad (4.13)$$

Akış rejimini karakterize eden birimsiz bir büyüklük olan Reynolds sayısı (Re) ve kanal kütle debisi (G_c):

$$G_c = \dot{m}_c / (N_{cp} b L_w) \quad (4.14)$$

$$Re = \frac{G_c D_h}{\mu} \quad (4.15)$$

Nusselt sayısı her deney verisi için temel olarak Denklem 4.16'daki gibi hesaplanır. Korelasyon formatı için ise; karmaşık geometride ısı değiştirgeçlerinde, sıcaklığa yüksek duyarlılığa sahip akışkanlar kullanıldığında kullanılan korelasyon formatı çoğunlukla Denklem 4.17'deki gibi, yüksek Reynolds sayısına sahip düşük viskoziteli akışkanlarda ise Denklem 4.18'deki gibi olmaktadır.

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f} \quad (4.16)$$

$$Nu = CRe^a Pr^b \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^d \quad (4.17)$$

$$Nu = CRe^a Pr^b \quad (4.18)$$

Burada korelasyon içerisinde Chevron açısının ya da genişleme faktörünün etkileri katılmayacaksa literatürden elde edilen sonuçlarda genel olarak d üsteli için 0.14, b üsteli için ise 1/3 ya da 0.33 kullanılmaktadır. Dinamik viskozite oranının ve Prandtl sayısının sonuca etkisi C katsayısı ve a üsteli kadar yüksek olmadığından hesap kolaylığı sağlamak için b ve d üsteli için varsayılan değerler alınmıştır.

Deneylede ulaşılabilen en yüksek Reynolds sayısı 5000 olduğundan korelasyon formatı olarak Denklem 4.17 seçilmiştir. Bu durumda Denklem 4.16'da verilen ifade içerisindeki ısı transfer katsayısı Denklem 4.17 ile birlikte yazılacak olursa:

$$h = \left(\frac{k_f}{D_h} \right) CRe^a Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.19)$$

Wilson Plot yöntemine göre Denklem 4.19 sıcak ve soğuk taraflar için yazılır ve Denklem 4.13 ile birlikte a üstelinin 0 ile 1 arasında değişen değerleri için çözülürse, C katsayısının standart sapması en düşük değeri alınacak şekilde Nusselt sayısı korelasyonu belirlenir ve plakanın ısı karakteristiği bulunmuş olur.

Fanning sürtünme faktörü korelasyonu için Denklem 4.20'de verilen format kullanılır. Denklem 4.20'de verilen basınç düşümü ifadesi kullanılarak eğri uydurma yöntemi ile hidrolik karakteristikler elde edilir.

$$f = \frac{a}{\text{Re}^b} + c \quad (4.20)$$

$$\Delta P = 4f \left(\frac{L_{\text{eff}} N_p}{D_h} \right) \left(\frac{G_c^2}{2\rho} \right) \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.17} \quad (4.21)$$

4.4. Düzgün Olmayan Akış Dağılımının Belirlenmesi

Contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinde akış dağılımının önemi çok büyüktür. Düzgün akış dağılımına sahip olmayan ısı değiştirgeçlerinde hidrolik ve ısı kayıpları artar ve bu artış ürünün kalitesini azaltır. Bir contalı-plakalı ısı değiştirgeçinde ideal akış düzeni, geçiş sayısı gözetmeksizin her geçiş için tüm kanallarda eşit kütleli debi ve akışkanın kanal içerisindeki bölgenin tamamına eş dağılımı gerçekleştirilerek sağlanır. İdeal durum tanımına uymayan durumlarda akış yanlı dağılımından söz edilir. Akış yanlı dağılımının sebep olduğu bir başka durum, kanal içerisinde düşük akış hızına sahip bölgeler oluşmasıdır; bu durumda düşük akış hızına sahip bölgelerde kirlenme ve korozyon oluşmaya başlayacak, malzeme özelliği bozulacak, plakaların ısı iletkenliği düşecek ve ısı değiştirgeçinin toplam performansı azalacaktır. Contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinde görülen akış yanlı dağılımı genellikle üç ana başlık altında incelenir [47]:

- ✓ Geçitlerdeki akıştan kaynaklanan akış yanlı dağılımı: Contalı-plakalı ısı değiştirgeçinin herhangi bir geçişi için geçitteki basınç dağılımı, manifoldtaki akışkan sürtünmesi ve akış hızı değişimine bağlı momentum değişimleridir. Geçitteki basınç dalgalanmaları, geçit boyunca kanallara akış dağılımında değişimler oluşturur.
- ✓ Özdeş kanal tasarımına sahip olmayan plakalara bağlı akış yanlı dağılımı: Contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinde paralel dizimli plakalar ısı ve hidrolik gereksinimleri eşzamanlı olarak karşılayabilecek şekilde yapıldığından kanal

tasarımları eşdeğer olmaz. Bu sebeple, farklı kanallarda hidrolik akış direnci aynı olmayacak ve kütleli debileri de farklı olacaktır. Hidrolik direnci düşük olan kanallarda akışkan geçişi daha kolay olacaktır.

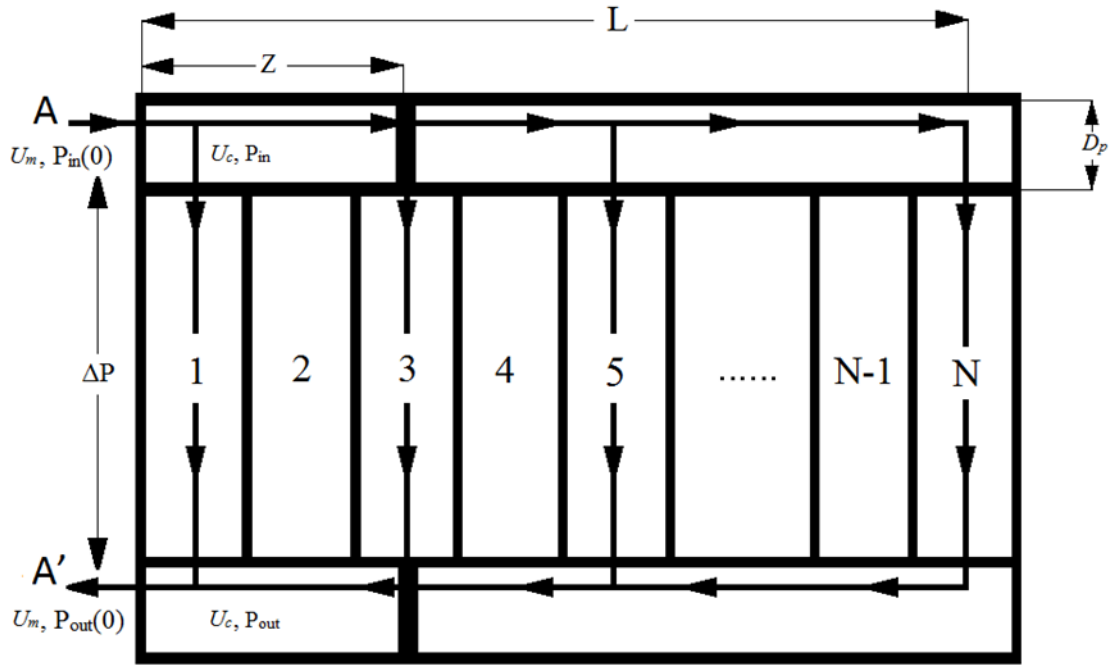
- ✓ Kanal içi akış yanlı dağılımı: Kanal içi akışın düşey ve çapraz akışlı düzeni dolayısıyla oluşan akış yanlı dağılımıdır. Kho yaptığı çalışmada akış yanlı dağılımının düşey kanal düzeninde çapraz olanlara göre daha fazla olduğunu göstermiştir [48]. Kanal giriş ve çıkışlarındaki akış dağıtım kanallarının uygun tasarımı ile bu tip akış yanlı dağılımı azaltılabilmektedir. Bu tip akış yanlı dağılımının deneysel olarak gözlemlenebilmesi ve analitik olarak modellenmesi oldukça güçtür ancak Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği ile güçlü bir bilgisayar teknolojisi kullanılarak çok plakalı bir contalı-plakalı ısı değiştirgeci modellenerek yapılacak analizler, akış yanlı dağılımının gözlemlenmesini sağlayacaktır.

4.4.1. Matematiksel Model

Kanal içerisindeki akışkanların debileri, geçitlerdeki ve kanallardaki basınç değişimlerine bağlıdır. Bu basınç değişimleri; toplam akışkan debisi, geçitteki sürtünme, plaka düzeni ve geometrisi, akış düzeni gibi özelliklerle ilişkilendirilir. Matematiksel model oluşturulurken genellikle iki teori ele alınır; iş-enerji teoremi ve momentumun korunumu teoremi. İş-enerji teoremi uygulanırken, akışın dallanmasından önceki mekanik enerjinin, dallanmadan sonraki enerji ile sürtünme kayıplarının toplamına eşit olduğu yönündedir [3]. Ancak, sürtünme ile kaybolan enerjinin hesaplanması zor ve çıkan sonuç güvenilir olmaz olduğundan pek çok araştırmacı momentum teoremini kullanmıştır [39, 40, 49-52].

Contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinde, önceki bölümlerde de belirtildiği gibi, genel olarak iki tip akış düzeninden söz edilmektedir; U-tipi ve Z tipi. Şekil 4.4'de verilen U-tipi akış düzeninde akışkan, A geçidinden girmekte ve 1, 3, 5... N numaralı kanallara dağılmaktadır (2, 4, 6,... N-1 numaralı kanallardan geçen ikinci akışkan şeklin sadeliği için gösterilmemektedir). Kanallardan çıkan akışkan birleşerek, A'

geçidinden ısı değiştirgecini terketmektedir. Giriř geçidi olan A geçidinde akışkanın sirtünmesi ve basınç dūřümünü x yönünde artırmaktadır, ancak akışkan hızındaki azalma, momentum teoremine göre, akış yönünde bölgesel olarak basıncın artmasına sebep olacaktır. Bu durumda akışkanın sirtünme ve momentum etkilerinde karşıtlık meydana gelecektir. Bu etkiler ile meydana gelebilecek sonuçlar pek çok nedene bağlıdır. Bunlardan en önemli iki tanesi; plakanın hidrolik karakteristiği ve geçitlerdeki sirtünme kaybıdır ve geçit çapı ile akışkanın geçide giriş hızından etkilenirler. Çıkış geçidi olan A' geçidinde ise, girişin aksine sirtünme ve momentum etkileri aynı olacaktır; kanallardan gelip birleşen akışkan geçitten çıkarken hızlanacaktır ve bu momentuma bağlı basınç dūřümünü azaltacaktır [3].



şekil 4.4. U-tipi akış düzeninde akışkanın kanallara dağılımı, geçit giriş ve çıkışlarındaki hız ve basınçları.

Akış yanlış dağılımının tespiti için oluşturulan matematiksel model, Baussiony dağılımına göre belirli kabullere dayandırılır [39, 40]:

- ✓ Kanal içerisindeki akış düzgün dağılımlıdır; akışkan kanalların her yerine eş dağılır.
- ✓ Isı transferi yalnızca kanallar arasında gerçekleşir; geçitler, bağlantılar ya da contalardan gerçekleşmez.
- ✓ Akış yanlış dağılımının bir sonucu olarak ısı transfer katsayısı kanaldan kanala farklılık göstermektedir.
- ✓ Akışkanların termo-fiziksel özellikleri basınç ve sıcaklıktan bağımsızdır.
- ✓ Isı değiştirgeci dışarıya karşı yalıtılmıştır.
- ✓ Isı transfer katsayısı, akışın bir fonksiyonudur.
- ✓ Basınç düşümü, akışın bir fonksiyonudur.
- ✓ Plakalar eksenal yönde ısı transferi gerçekleşmeyecek kadar incedir.

Bassiuny ve Martin [39, 40], aynı boyutlarda giriş ve çıkış geçitlerine sahip contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinde akış yanlış dağılımı için bir karakteristik parametre, m^2 , tanımlamışlardır:

$$m^2 = \frac{1}{f} \left(\frac{N_{cp} A_{lp}}{A_p} \right)^2 \quad (4.22)$$

Burada N_{cp} , geçiş başına toplam kanal sayısı, A_{lp} , plakanın ısı transfer kesit alanı, A_p , geçit kesit alanını belirtmektedir. f terimi ise kanalın toplam sürtünme katsayısını belirtmektedir ve şu şekilde ifade edilir:

$$f = 30.96 \text{Re}^{-0.5483} + 1.045 \quad (4.23)$$

Bu ifade akış yanlış dağılımı hesaplanan Plaka 1 için geçerli olan Fanning sürtünme faktörü korelasyonudur. Bu korelasyonun türetilişi, önceki bölümlerde detaylı olarak açıklanmıştır.

Akış karakteristik parametresi ve geçit boyu eksenel uzaklığın, Z , geçit uzunluğuna, L , oranı olan boyutsuz geçit boyu eksenel uzaklık, z , değerleri kullanılarak boyutsuz kanal akış hızı tanımlanır [39, 40]:

$$u_c = \left(\frac{A_p}{N_{cp} A_{ip}} \right) m \frac{\cosh m(1-z)}{\sinh m} \quad (4.24)$$

u_c terimi, akışkanın kanaldaki akış hızının, U_c , ortalama akış hızına, U_m , oranı olarak da yazılabilir [38]:

$$u_c = \frac{U_c}{U_m} \quad (4.25)$$

Bu durumda geçit içerisinde belirli eksenel uzaklıklardaki kanal basınç düşümü şu şekilde ifade edilebilir:

$$\Delta P_c = 4f \frac{L_{eff} N_p}{D_h} \rho \frac{U_m^2}{2} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.17} \quad (4.26)$$

Daha önceki bölümde kanal kütle debisi cinsinden belirtilen Reynolds sayısının kanaldaki ortalama akışkan hızı, U_m , cinsinden yazılmasıyla;

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu} \quad (4.27)$$

Burada U_m , akışın düzgün dağılımlı olduğu varsayılarak kullanılmaktadır. Denklem 4.23 ve 4.27'yi basınç düşümü için yazdığımız Denklem 4.26 içerisinde yerlerine yazılırsa, kanaldaki basınç düşümü terimi aşağıdaki şekilde olacaktır:

$$\Delta P_c = 2 \frac{L_{eff} N_p}{D_h} \rho U_m^2 \left(30.96 \left(\frac{\rho U_m D_h}{\mu} \right)^{-0.5483} + 1.045 \right) \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.17} \quad (4.28)$$

Denklem 4.27'den elde edilen ortalama akış hızı ve denklem 4.25'den elde edilen boyutsuz akış hızı kullanılarak contalı-plakalı ısı değiştirgeci içerisinde farklı kanallardaki akış hızları teorik olarak elde edilmiş olur. Isı değiştirgeci içerisinde farklı kanallar için hesaplanan kanal akış hızları için hesaplanan ortalama akış hızı, U_{av} , ve bu hızdan sapma miktarları kullanılarak bağıl akış yanlış dağılımı parametresi, S , belirlenir [38]:

$$S = \frac{U_c - U_{av}}{U_{av}} \quad (4.29)$$

Bu sayede geçit içerisinde farklı mesafelerdeki akış hızları ve basınç düşümleri farklı plaka sayılarında hesaplanabilir ve plakalara ulaşan akışkan hakkında teorik olarak inceleme yapılabilir, plaka sayısının etkileri tartışılabilir.

4.5. Hata Analizi

Deneysel çalışmalarda, ölçüm cihazlarının hassasiyetleri sebebiyle, hatalar ortaya çıkmaktadır. Bu cihazların belirsizliklerinin deneysel sonuçlara yansımalarının hesaplanması gerekmektedir. Buna göre tek bir X_i değişkeninin toplam hata R içerisindeki değerini veren genel denklem aşağıdaki gibidir [83, 84, 44]:

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta X_i}{\partial X_i} \partial R \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.30)$$

Sıcaklık, basınç düşümü ve hacimsel debi ölçümleri için $\frac{\delta X_i}{\partial X_i}$ belirsizlik değerleri bilinmelidir. Bu değerlerin belirsizlikleri Tablo 4.2’de verilmektedir [54, 55, 85, 86].

Tablo 4.2. Ölçüm verilerinin belirsizlikleri.

Sıcaklık	Basınç Düşümü	Hacimsel Debi	Plaka Boyutları
% 0.45	% 0,075	% 0.4	% 0.0005

Buna göre akış karakteristiklerini, ısı transferini ve korelasyonların belirsizliklerini veren ifadeler şu şekildedir:

Prandtl sayısı için;

$$\frac{\delta \text{Pr}}{\text{Pr}} = \left[\left(\frac{\delta C_p}{C_p} \right)^2 + \left(\frac{\delta \mu}{\mu} \right)^2 + \left(\frac{\delta k}{k} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.31)$$

Reynolds sayısı için;

$$\frac{\delta \text{Re}}{\text{Re}} = \left[\left(\frac{\delta D_e}{D_e} \right)^2 + \left(\frac{\delta \mu}{\mu} \right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\delta A_c}{A_c} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.32)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı için;

$$\delta \Delta T_{LM} = \left[\left(\frac{\delta \Delta T_1}{\partial \Delta T_1} \partial \Delta T_{LM} \right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T_2}{\partial \Delta T_2} \partial \Delta T_{LM} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.33)$$

Burada kısmi türevler Denklem 4.34 ve 4.35’de verilmiştir.

$$\frac{\partial \Delta T_{LM}}{\partial \Delta T_1} = \frac{1}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} - \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{[\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)]^2} \cdot \frac{1}{\Delta T_1} \quad (4.34)$$

$$\frac{\partial \Delta T_{LM}}{\partial \Delta T_1} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{[\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)]^2} \cdot \frac{1}{\Delta T_2} - \frac{1}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (4.35)$$

Sıcak ve soğuk taraflardaki ısı transferi için;

$$\frac{\delta Q}{Q} = \left[\left(\frac{\delta C_p}{C_p} \right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T}{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.36)$$

Toplam ısı transfer katsayısı için;

$$\frac{\delta U}{U} = \left[\left(\frac{\delta Q}{Q} \right)^2 + \left(\frac{\delta A}{A} \right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T_{LM}}{\Delta T_{LM}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.37)$$

Taşınım ısı transfer katsayısı için;

$$\frac{\delta h}{h} = \left[\left(\frac{\delta k}{k} \right)^2 + \left(\frac{\delta D_e}{D_e} \right)^2 + \left(a \cdot \frac{\delta Re}{\Delta Re} \right)^2 + \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{\delta Pr}{Pr} \right) + \left(0.14 \cdot \frac{\delta(\mu/\mu_w)}{\mu/\mu_w} \right) \right]^{1/2} \quad (4.38)$$

Nusselt sayısı için;

$$\frac{\delta Nu}{Nu} = \left[\left(\frac{\delta k}{k} \right)^2 + \left(\frac{\delta D_e}{D_e} \right)^2 + \left(\frac{\delta h}{h} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.39)$$

Fanning sürtünme faktörü için;

$$\frac{\delta f}{f} = \left[\left(\frac{\delta \Delta P}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\delta D_e}{D_e} \right)^2 + \left(\frac{\delta L_{eff}}{L_{eff}} \right)^2 + \left(\frac{\delta A_c}{A_c} \right)^2 + \left(\frac{\delta \rho}{\rho} \right)^2 + \left(2 \cdot \frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.40)$$

5. DENEYSEL ANALİZ VE SONUÇLAR

TOBB ETÜ bünyesinde kurulan deney düzeneği kullanılarak üç farklı geometriye sahip chevron tipi contalı-plakalı ısı değıştiren ile farklı sıcaklık, debi, plaka sayısı kullanılarak deneyler yürütölmüş, çalışma sonucunda plaka karakteristikleri ve plaka sayısına bağı akış yanlı dağılımı miktarı bulunmuştur.

Deneyle, 2.3 ile 6.4 arasında değışen Prandtl sayılarında ve 300 ile 5000 arasında değışen Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilmiştir. Kurulu deney düzeneğinin, en fazla 5000 civarında Reynolds sayısına çıkabilecek kapasiteye sahip olduğı tespit edilmiştir.

Aynı chevron açısına sahip ($\beta = 30^\circ$) üç plakadan, Plaka 1 için yapılan deneylerde 21, 31, 41, 51 ve 61 plaka olmak üzere beş farklı plaka sayısı, Plaka 1'e geometrik açıdan çok benzeyen Plaka 2 için 21 ve 31 plaka olmak üzere iki farklı plaka sayısı, Plaka 3 için ise sadece 10 adet plaka kullanılmıştır. Plaka 3 geometrik olarak çok büyük ölçölere sahiptir (en fazla 3200 Reynolds sayısına çıkmıştır). Deney süresince su tankları çok hızlı boşalmakta, pompa gücü yetersiz kalmaktadır. 10 plakanın altında akış yanlı dağılımı riski artacağından ve bu plaka sayısının üzerine çıkıldığında düzenek yetersiz kalacağından testler çeşitlendirilememiştir. 10 plaka ile yapılan deneyler Gülben [87] tarafından firmanın sağladığı bilgisayar tasarım programı ile karşılaştırılmış, sonuçların program ile alınan verilere yakın olduğı onaylanmıştır. Çalışma şartları dahilinde yakın sonuçlar alınmıştır. Program ile ilgili detaylı bilgi Gülben [87]'in çalışmasında mevcuttur. Plaka geometrileri Tablo 4.1'de verilmiştir.

Deneylede alınan ölçümlerin belirsizliklerinin, hesaplanan parametrelere etkileri – verilerin hata miktarları – üç farklı plaka için alınan en yüksek değerleri ile Tablo 5.1, Tablo 5.2 ve Tablo 5.3'de sırası ile Plaka 1, Plaka 2 ve Plaka 3 için verilmiştir.

Tablo 5.1. Plaka 1 için ölçülen parametrelerin en yüksek yüzde hataları.

Parametre	% Hata
Reynolds sayısı, Re	4,40
Prandtl sayısı, Pr	2,45
Isıl yük, Q [W]	0,40
Toplam ısı transfer katsayısı, U [W/m ² K]	0,41
LMTD, ΔT_{lm} [K]	0,04
Nusselt sayısı, Nu	2,97
Fanning sürtünme katsayısı, f	4,96

Tablo 5.2. Plaka 2 için ölçülen parametrelerin en yüksek yüzde hataları.

Parametre	% Hata
Reynolds sayısı, Re	4,16
Prandtl sayısı, Pr	2,19
Isıl yük, Q [W]	0,40
Toplam ısı transfer katsayısı, U [W/m ² K]	0,41
LMTD, ΔT_{lm} [K]	0,01
Nusselt sayısı, Nu	1,83
Fanning sürtünme katsayısı, f	4,18

Tablo 5.3. Plaka 3 için ölçülen parametrelerin en yüksek yüzde hataları.

Parametre	% Hata
Reynolds sayısı, Re	5,04
Prandtl sayısı, Pr	2,82
Isıl yük, Q [W]	0,40
Toplam ısı transfer katsayısı, U [W/m ² K]	0,40
LMTD, ΔT_{lm} [K]	0,03
Nusselt sayısı, Nu	5,62
Fanning sürtünme katsayısı, f	7,15

5.1. Isıl karakteristikler

Bölüm 4’de anlatılan deneysel prosedür ve hesap yöntemi izlenerek hesaplamalar için gerekli veriler elde edilmiştir ve verilerin hata miktarları belirlenmiştir. Contalı-plakalı ısı değiştirgecinin sıcak ve soğuk tarafları için ısı yükler, temel ısı transferi denklemleri kullanılarak, enerjinin ve kütleinin korunumu prensipleri dahilinde hesaplanmıştır.

Ön veri eleme çalışması, okunan verilerden, basınç düşümü, sıcaklık, hacimsel debi değerleri için yapılmıştır. Bunun sebebi olarak laboratuvar içerisinde çalışan pek çok elektromanyetik cihazın oluşturduğu manyetik alan, yüksek voltajlı cihazların akım dalgalanmaları yaratması ve ani debi değişimleri sonucu basınç düşümünde ya da bilgisayara otomatik olarak kaydedilen sıcaklık değerlerinde tutarsızlıklar oluşturması gösterilebilir. İkincil eleme sıcak ve soğuk taraflar arasında gerçekleşen ısı transferinin birbirinden % 8’den büyük farka sahip olan değerleri arasında yapılmıştır. Bu eleminin sebebi ise iki tarafın ısı transferi değerlerinin aynı olmasının beklenmesidir.

Hesaplamalar sonucu aynı chevron açısına sahip ($\beta=30^\circ$) üç plaka için elde edilen Nusselt sayısı korelasyonları Tablo 5.4’de verilmektedir.

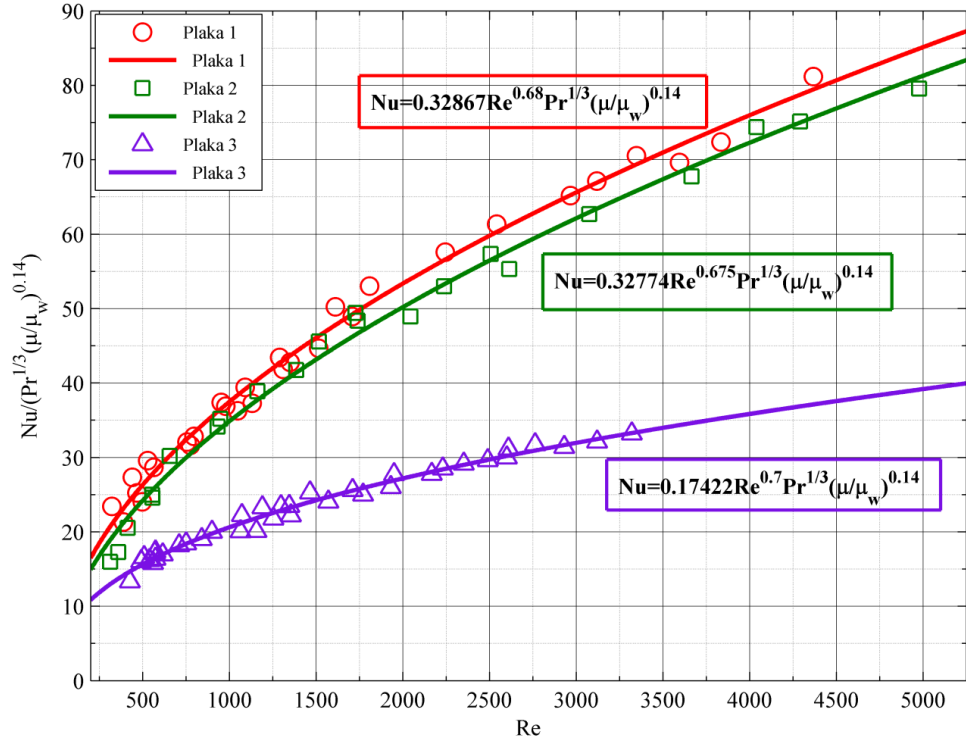
Tablo 5.4. Üç farklı plakanın Nusselt sayısı korelasyonu.

Plaka no	Korelasyon ($300 \leq Re \leq 5000$)
1 ($\phi=1.17$)	$Nu = 0.32867 Re^{0.68} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$
2 ($\phi=1.17$)	$Nu = 0.32774 Re^{0.675} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$
3 ($\phi=1.288$)	$Nu = 0.17422 Re^{0.7} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$

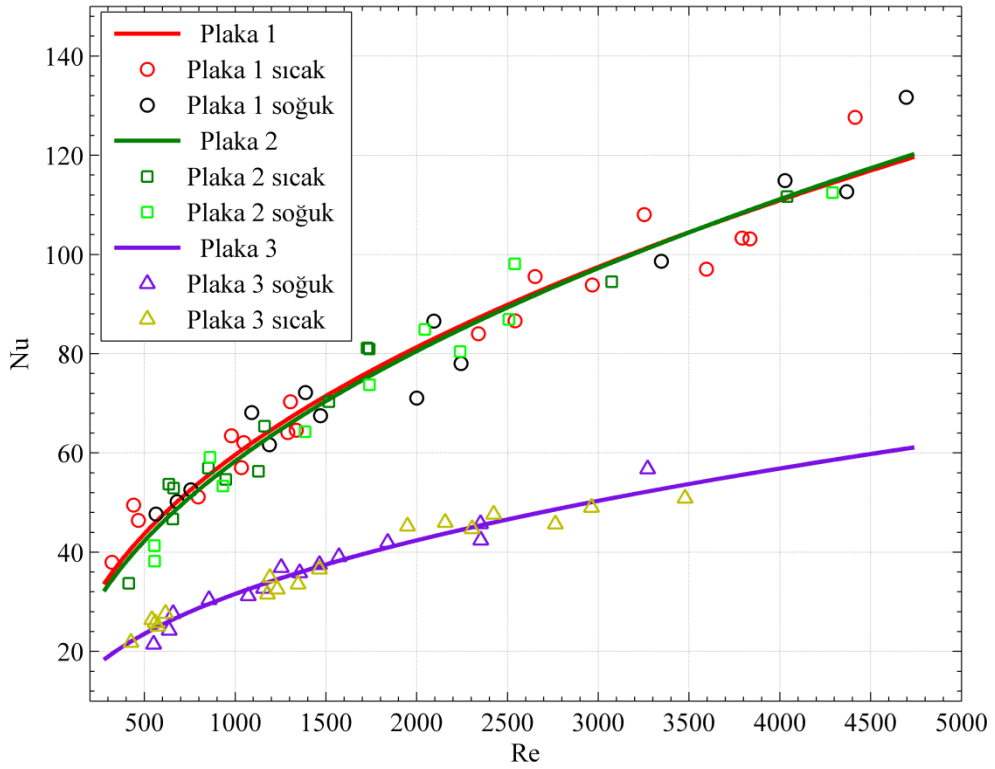
Isı transferi hesapları sonunda Wilson Plot yöntemi kullanılarak hesaplanan korelasyonların, boyutsuz performans parametresinin, $Nu / (Pr^{1/3} (\mu / \mu_w)^{0.14})$, Reynolds sayısına, Re , karşılık çizilen grafiği deneysel veri noktaları ile birlikte Şekil 5.1’de gösterilmektedir. Korelasyon eğrisinin deneysel veri noktaları ile uyumluluğu açıkça görülmektedir. Plaka boyutlarının ısı transferine etkileri rahatlıkla anlaşılmaktadır.

Şekil 5.1’de kırmızı renk ile gösterilen Plaka 1, belirtilen Reynolds sayısı aralığında en yüksek ısı verime sahiptir. Geometrik olarak en küçük boyutlara sahip olan plaka Plaka 1’dir. Plaka 2 ise Plaka 1’den geometrik olarak çok fazla fark göstermemektedir. Sadece plaka boyu Plaka 1’in yaklaşık 1.5 katıdır; dağıtım kanalları, geçit çapı, kıvrım düzeni, genişleme faktörü ve baskı kalınlığı gibi boyutsal parametreleri tamamen aynıdır. Plaka boyundaki artım, aynı Reynolds sayısı aralığında ısı performansın azalması ile sonuçlanmıştır.

Plaka 3 ise Plaka 1 ve Plaka 2’den geometrik boyutlandırma olarak oldukça büyüktür. Belirtilen akış karakteristiği içerisinde en düşük ısı verime sahip olan plaka, Plaka 3’dür.



Şekil 5.1. Üç plaka için Nusselt sayısı korelasyonları.



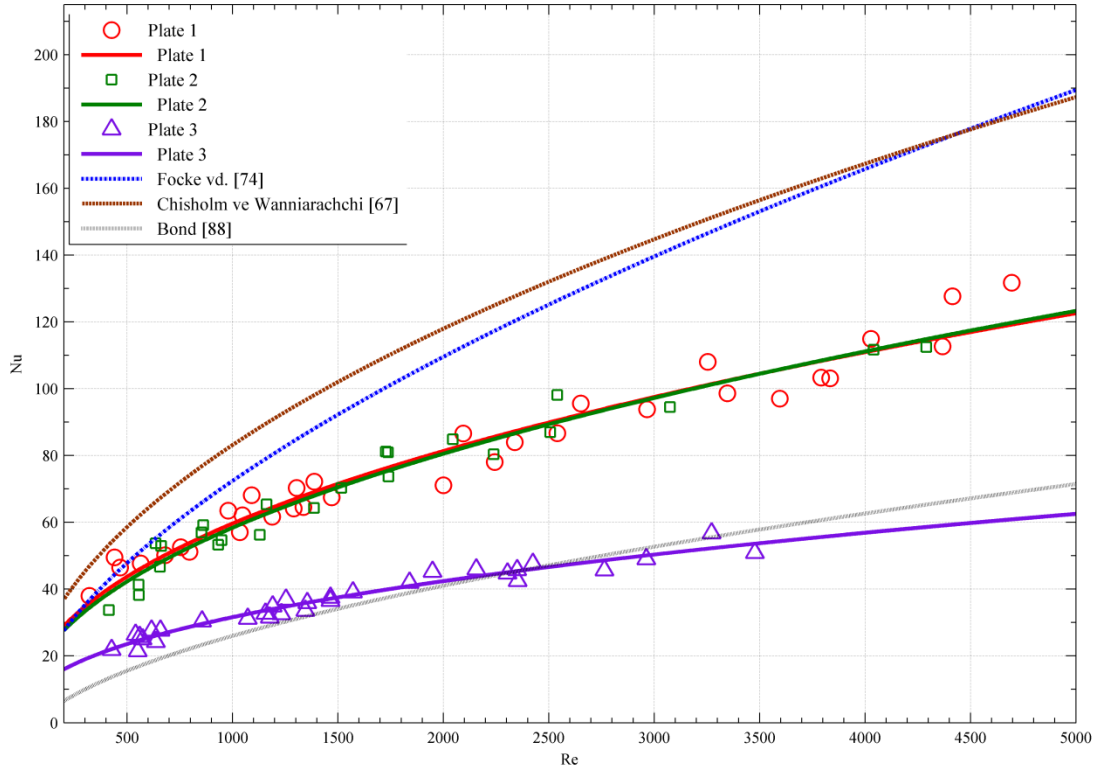
Şekil 5.2. Üç plakanın sıcak ve soğuk taraflarının deneysel Nusselt sayısı dağılımı.

Plakaların sıcak ve soğuk tarafları için deneysel verilerin dağılımı Şekil 5.2’de görülmektedir. Deneysel veriler plaka karakteristiği ve birbirleri ile uyum içerisindedirler. Şekil 5.1’de korelasyon eğrisi üzerinde farkları açıkça görülen Plaka 1 ve Plaka 2 Şekil 5.2’de deneysel Nusselt sayısı için çizilen birbirlerine oldukça yakın performansa sahip olarak görünmektedir. Bunun sebebi iki şekil arasında Nusselt sayısı ile ilişkili eksenin ölçeklerinin farklı olmasıdır. Birbirlerine ne kadar yakın görünseler de, bazı durumlarda benzer ısı yükleri altında eşit plaka sayısı vermelerine karşın her durumda aynı sonuçları vermezler. Bu durum ticari açıdan büyük önem taşımaktadır. Örneğin; daha büyük boyutlara sahip olan Plaka 2 yerine Plaka 1’i satın alan bir firma zaman içinde iş yükünü artırır ve daha yüksek ısı yüklerinde çalışmaya başlarsa, ihtiyacını karşılamak için plaka sayısını artırmalıdır. Plaka 1’i tercih ettiği halde plaka sayısını artırırken akış yanlış dağılımı sebebiyle belirli bir kısıtlamaya sahip olacaktır. Bu kısıtlamayı dikkate almazsa hem artan basınç düşümü sebebiyle daha yüksek pompa gücü gerekecek, hem de sonlarda kalan plakalarda düzgün bir akış sağlanamayacağından plakaların belirli bölümlerinde ısı transferi gerçekleşmeyecektir. Bu durumda plaka ekleyerek ısı transferi alanını artırdığını düşünecek ancak iş ve enerji kaybından öteye gidemeyecektir. Böyle durumların yaşanmaması için satın alınan ısı değiştirgecinin karakteristiklerine göre uzun vadeli planlar yapılmalı, performansları ne kadar yakın görünse de ısı değiştirgeci seçilirken ilerleyen dönemlerde zarar etmemek için dikkatli seçimler yapılmalıdır.

Böylelikle plaka boyutlarındaki değişimlerin sonuçlarının neler olabileceği değerlendirilmiştir. Plaka 3, geçit çapı, kıvrımlarının ve dağıtım kanallarının düzeni bakımından diğer iki plakadan oldukça farklıdır. Çalışılan Reynolds sayısı aralığında diğerlerinden daha düşük ısı performansına sahip olması, Plaka 1 ve 2’nin daha verimli olduğu anlamına gelmez. Yüksek Reynolds sayılarında deneyler yapılabilseydi görülecekti ki belirli bir noktadan sonra Plaka 3’ün performansı diğer iki plakayı geçmekle kalmayacak, Plaka 1 ve 2’nin çok yüksek basınç düşümleri ya da akış yanlış dağılımı sebebiyle kaybettirdiği enerjiyi Plaka 3 rahatlıkla kompanse edebilecekti. Çalışma aralığı

dahilinde Plaka 3 için elde edilen korelasyon, yüksek Reynolds sayıları için daha yüksek karakteristikler gösterebilecektir.

Literatürde geniş plaka özelliklerini kapsayan genelleştirilmiş korelasyonlar olduğu gözlemlenmiştir. Böyle bir şeyin ne kadar mümkün olduğu tartışılmıştır. Bu sebeple literatürden alınan üç farklı korelasyon ile deneysel çalışma sonucu bulunan üç korelasyon belirli kriterlere göre Şekil 5.3’de karşılaştırılmıştır. Literatürden alınan korelasyonlar Tablo 5.5’de verilmiştir.



Şekil 5.3. Deneysel sonuçlar elde edilen korelasyonların literatürden Nusselt sayısı korelasyonları ile karşılaştırılması.

Focke vd. [74], 120 ile 42000 Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirdiği deneysel çalışmasını çeşitli Chevron açılarında (0, 30°, 45°, 60°, 80° and 90°) yürütmüştür. Şekil 5.3’de Focke vd. [74] için çizilen grafik 30° Chevron açısına sahip plaka için bulmuş olduğu korelasyona aittir. Chisholm ve Wanniarachchi [67] ise Focke vd.

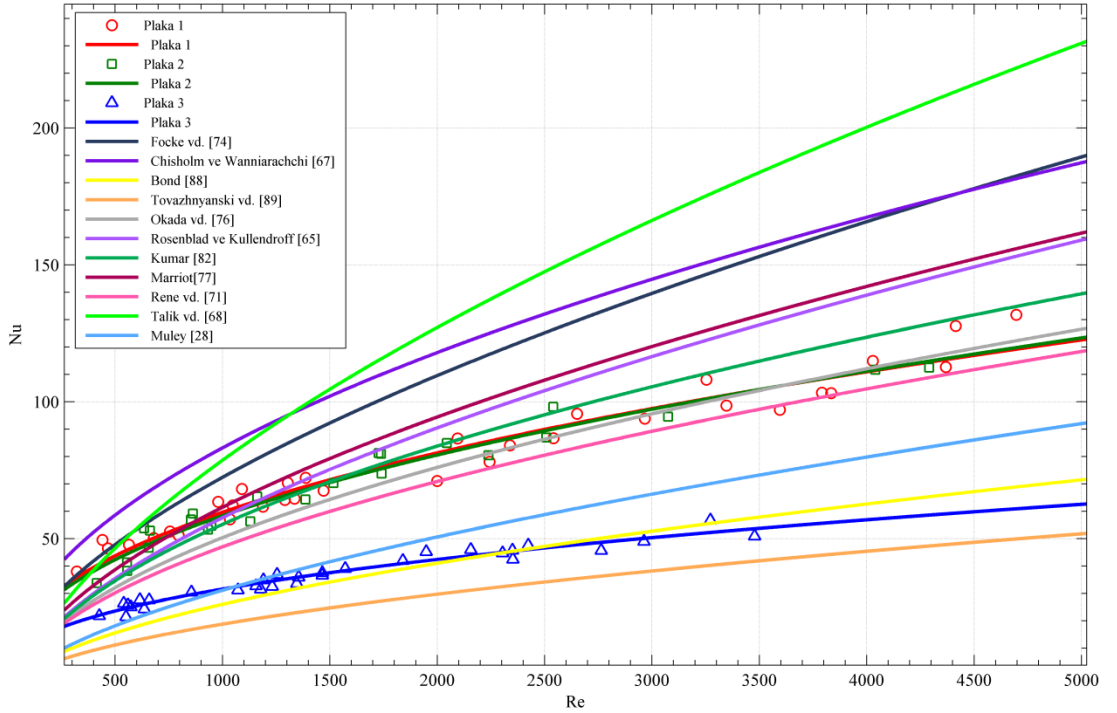
[74]'nin deneysel çalışması sonucu elde ettiği verileri kullanarak 30° - 80° Chevron açısı arasında geçerli olan kendi korelasyonunu geliştirmiştir. Chisholm ve Wanniarachchi [67]'nin çalışmaları, genelleştirilmiş bir korelasyon bulmak yönündedir ancak Şekil 5.3'den de rahatlıkla görülebileceği üzere, Focke vd. [74]'nin 30° Chevron açısı için geliştirdiği korelasyon Chisholm ve Wanniarachchi [67]'nin geliştirdiğinden farklıdır. Bu fark, yukarıda bahsedilen sorunların yaşanmasına sebep olabilektir. Focke vd. [74]'nin türettiği korelasyon sadece deneyi yapılan plakaya mahsustur.

Tablo 5.5. Literatürden çeşitli Nusselt sayısı korelasyonları.

Referans	\emptyset	β°	Nusselt Sayısı Korelasyonu
Chisholm and Wanniarachchi [67]	1.17 1.288	$30 \leq \beta \leq 80$	$Nu=0.768Re^{0.59}Pr^{0.4}$ ($1000 \leq Re \leq 40000$) $Nu=0.799Re^{0.59}Pr^{0.4}$ ($1000 \leq Re \leq 40000$)
Bond [88]	1.17 1.288	30	$Nu=0.329Re^{0.529}Pr^{0.33}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}$ ($23 \leq Re \leq 468$) $Nu=0.113Re^{0.719}Pr^{0.33}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}$ ($Re>468$) $Nu=0.345Re^{0.529}Pr^{0.33}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}$ ($52 \leq Re \leq 515$) $Nu=0.116Re^{0.713}Pr^{0.33}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}$ ($Re>515$)
Focke et al. [74]	1.464	30	$Nu=0.77Re^{0.54}Pr^{0.5}$ ($120 \leq Re \leq 1000$) $Nu=0.44Re^{0.64}Pr^{0.5}$ ($1000 \leq Re \leq 42000$)

Tıpkı bu örnekte görüldüğü gibi Plaka 1 ve Plaka 2 için ortak bir korelasyon türetmek gereksizdir. Bond [88]'un kullandığı plaka ise Plaka 1 ve Plaka 2 ile aynı Chevron açısına ve genişleme faktörüne sahip olmasına rağmen Plaka 3 ile benzer bir eğilim göstermiştir. Bu durum, deneyleri yapılan plakaların sonuçlarının hatalı olduğunu ya da yeni korelasyonlar bulmak yerine benzer eğilimler gösteren eski

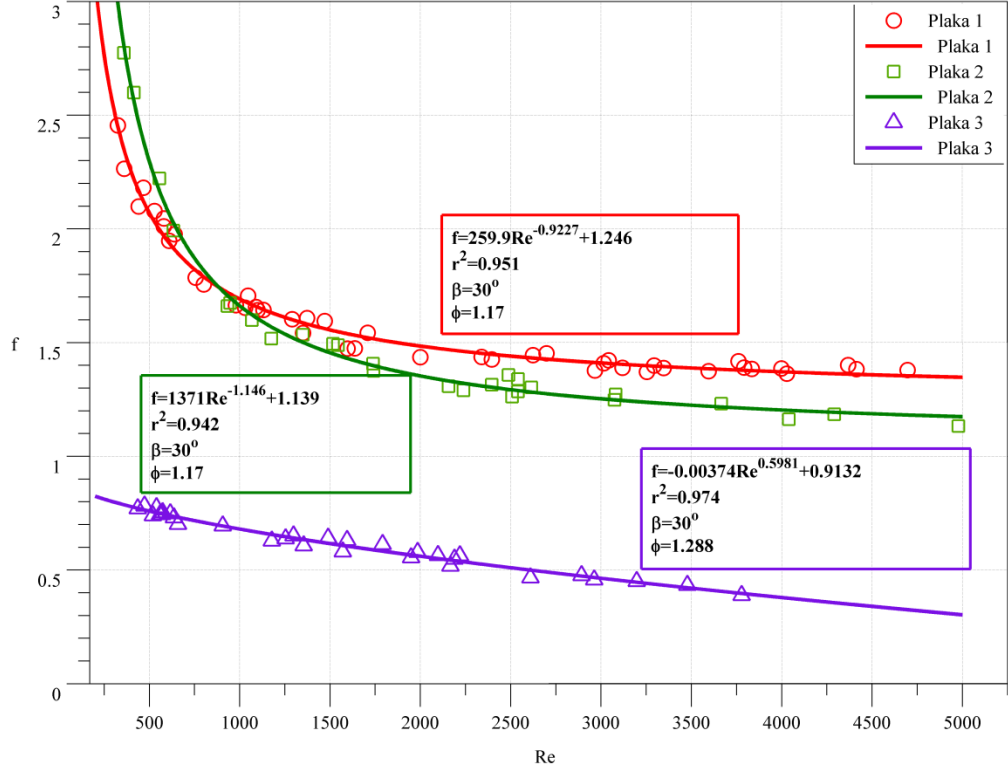
korelasyonların kullanılması gerektiği anlamına gelmez. Tam tersi, benzer korelasyonlara sahip plakaların aslında birbirlerinden oldukça farklı plakalar olmaları ihtimaline karşın daha detaylı inceleme yapılması gerektiği anlamına gelir. Literatürde bulunan korelasyonların birbirlerine ne kadar yakın sonuçlar verebileceğini göstermek amacıyla Şekil 5.4 çizilmiştir.



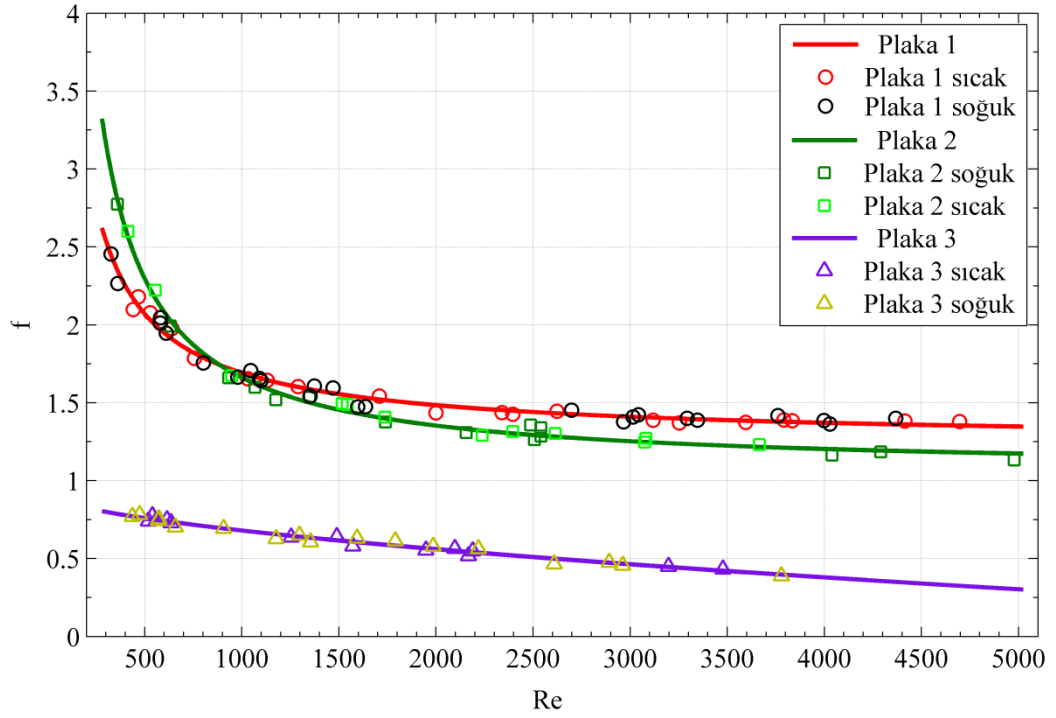
Şekil 5.4. Literatürden alınan Nusselt sayısı korelasyonlarının, birbirleri ve deneysel sonuçlar ile yakınlıklarının birlikte gösterimi.

5.2. Hidrolik Karakteristikler

Yapılan deneyler sonucunda Bölüm 3 ve 4’de anlatılan hesap yöntemleri izlenerek üç farklı boyutta Chevron tipi contalı-plakalı ısı değiştirgecinin hidrolik karakteristikleri bulunmuştur. Hidrolik performanslar, basınç düşümü ve akışkan debileri kullanılarak Fanning sürtünme katsayılarının bulunması ve bu katsayılar eğri uydurma yöntemi uygulanması ile elde edilen korelasyon eğrileri Şekil 5.5’de gösterilmiştir.



Şekil 5.5. Üç plaka için Fanning sürtünme katsayısı korelasyonları.



Şekil 5.6. Üç plakanın sıcak ve soğuk taraflarının deneysel Fanning sürtünme katsayısı.

Şekil 5.6, üç plakanın sıcak ve soğuk taraflarının korelasyon ile uyumunu göstermektedir. İki şekilden de görüleceği üzere Plaka 1 ve Plaka 2 birbirlerine yakın sonuçlar göstermişlerdir. Plaka 3 dağıtım kanalları, akış kanallarının baskı kalınlığı, boyutlarının diğer iki plakaya oranla çok büyük olması sebebiyle diğerlerinden daha düşük sürtünme faktörüne sahip çıkmıştır. Üç plakanın da genel eğilimleri ve deney verileri ile korelasyon eğrileri birbiri ile uyumludur.

Plakaların kıvrımlı yapısı düşük debilerde bile yüksek türbülanslı akış elde edilmesini sağlamaktadır. Ancak türbülanslı akışın hangi Reynolds sayısında başladığını tespit etmek imkansızdır. Sonuçların türbülanslı akışı mı laminar akışı mı temsil ettiği ya da laminar akıştan türbülanslı akışa nerede geçildiği yapılan deneyler dahilinde bilinmemektedir. Sonuçlar türbülanslı akış rejiminde olsun ya da olmasın, artan Reynolds sayısı ile sürtünme faktörünün üstel bir biçimde azaldığını belirli bir noktadan sonra ise eğimin azaldığını, sürtünmenin etkisinin sabitleme yönünde ilerlediğini göstermektedir. Başka bir deyişle Reynolds sayısı arttıkça, kanal içerisinde viskoz etkiler azalmıştır.

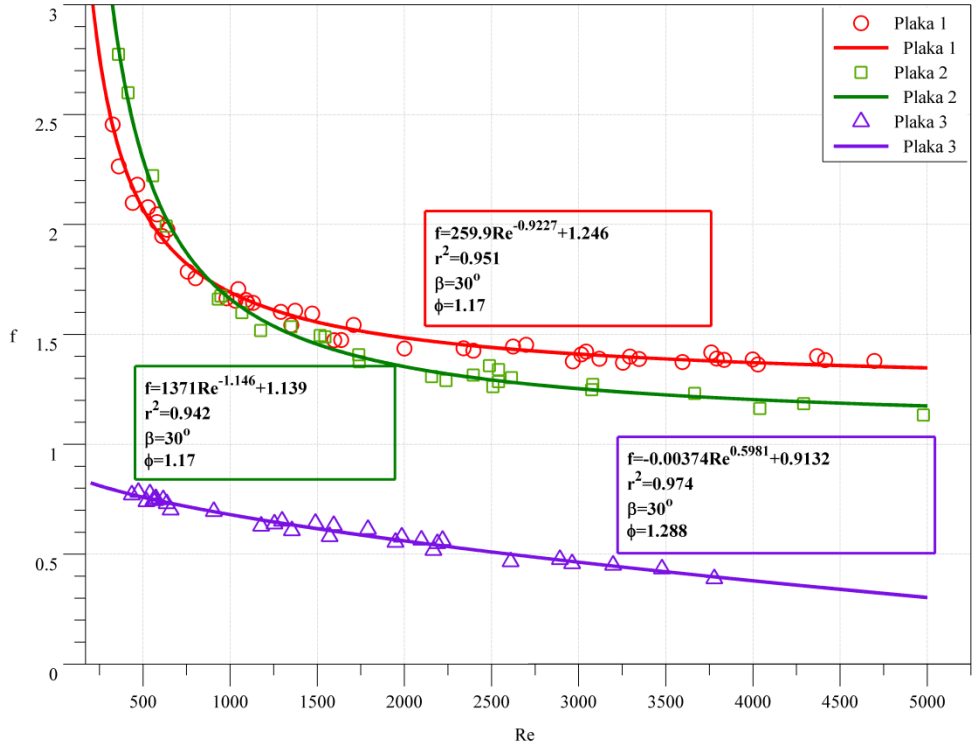
Benzer Reynolds sayılarında, Plaka 3 ile diğer plakaları kıyaslamak gerekirse, aralarındaki farka en çok geçit çapının diğerinden oldukça büyük olmasının sebep olduğu söylenebilir. Akışkan geçitlerden kanallara dağılırken yavaşlar ve geçit çapı arttıkça yavaşlama daha çok artar. Bu durum, bahçe sulama hortumlarının ucuna lüle takılması ile daha kuvvetli akış elde edilmesine benzetilebilir. Contalı-plakalı ısı değiştirgeçleri için literatürde sıkça söz edilen türbülanslı rejime geçiş eşiği olarak ortalama 400 Reynolds sayısını, bu karşılaştırma için doğru kabul etmek mümkün değildir. Aralarında geometrik ölçüler yönünden yaklaşık olarak dört kat boyut farkı olan iki ısı değiştirgecinin de aynı Reynolds sayısında rejim değiştirmesi mümkün değildir. Bu olgu, deneysel olarak daha ileri ölçüm teknikleri geliştirilene kadar bir bilinmeyen olarak kalmaya devam edecektir.

Literatürden alınan üç farklı çalışma ile deneysel çalışmanın kıyaslaması Şekil 5.7'de, ilgili korelasyonlar Tablo 5.6'da verilmektedir. Isıl performansları birbirine

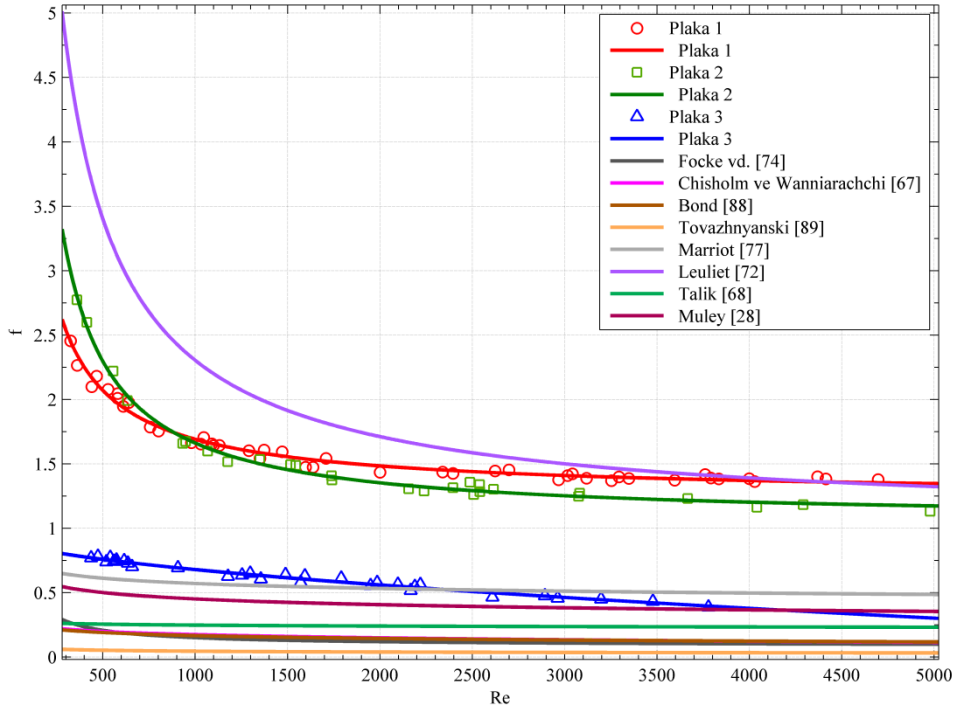
benzer çıkan Plaka 3 ile Bond [88]'un çalışmasının hidrolik performans yönünden ayrıldığı rahatlıkla görülebilmektedir. Buna ek olarak ısı karakteristlikler yönünden birbirinden çok farklı olan literatürden seçilmiş çalışmaların hidrolik karakteristliklerinin yakın olduğu gözlemlenmektedir. Plaka 1 ve Plaka 2 diğer plakalara göre daha yüksek sürtünme katsayısı dağılımına sahiptir. Bu durum yüksek basınç düşümü değerlerine sebep olacak ve işletme maliyetlerini artıracaktır. Böylelikle plaka seçimi yapılırken değerlendirilmesi gereken bir diğer önemli faktörün de hidrolik karakteristlikler olduğu ifade edilebilir. Şekil 5.7'de sunulan karşılaştırmaya ek olarak Şekil 5.8'de literatürden alınan farklı korelasyon eğrileri ile kıyaslamalar sunulmuştur. Literatürde, Leuliet [72]'in geliştirdiği korelasyon haricindekilerin Plaka 3 civarında olduğu görülmektedir. Buradan, benzer Chevron açılara sahip plakaların sürtünme faktörü değerlerinin genellikle 1'den küçük çıktığı çıkarımı yapılamaz. Çünkü Denklem 4.21'de verilen basınç düşümü ifadesi kimi çalışmalarda farklıdır; sürtünme katsayısı tanımlamaları 4 katsayısını içine almaktadır.

Tablo 5.6. Literatürden çeşitli sürtünme faktörü korelasyonları.

Referans	θ	β°	Sürtünme Faktörü Korelasyonu
Chisholm and Wanniarachchi [67]	1.17 1.288	$30 \leq \beta \leq 80$	$f=0.973Re^{-0.25}$ ($1000 \leq Re \leq 40000$) $f=1.098Re^{-0.25}$ ($1000 \leq Re \leq 40000$)
Bond [88]	1.17 1.288	30	$f=3.016Re^{-0.457}$ ($47 \leq Re \leq 468$) $f=0.735Re^{-0.213}$ ($Re > 468$) $f=2.886Re^{-0.457}$ ($52 \leq Re \leq 515$) $f=0.72Re^{-0.213}$ ($Re > 515$)
Focke et al. [74]	1.464	30	$f=57.5Re^{-1}+0.093$ ($260 \leq Re \leq 3000$) $f=0.8975Re^{0.263}$ ($3000 \leq Re \leq 50000$)



Şekil 5.7. Deneyler sonucu elde edilen korelasyonların literatürden sürtünme faktörü korelasyonları ile karşılaştırılması.

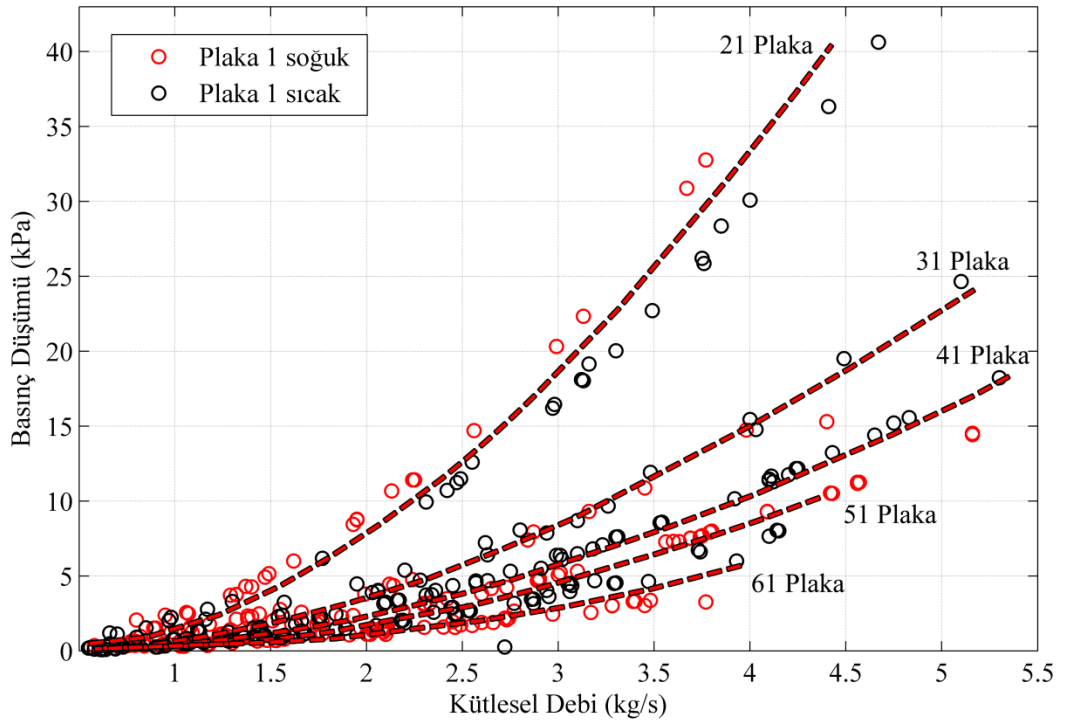


Şekil 5.8. Literatürden alınan sürtünme faktörü korelasyonlarının, birbirleri ve deneysel sonuçlar ile yakınlıklarının birlikte gösterimi.

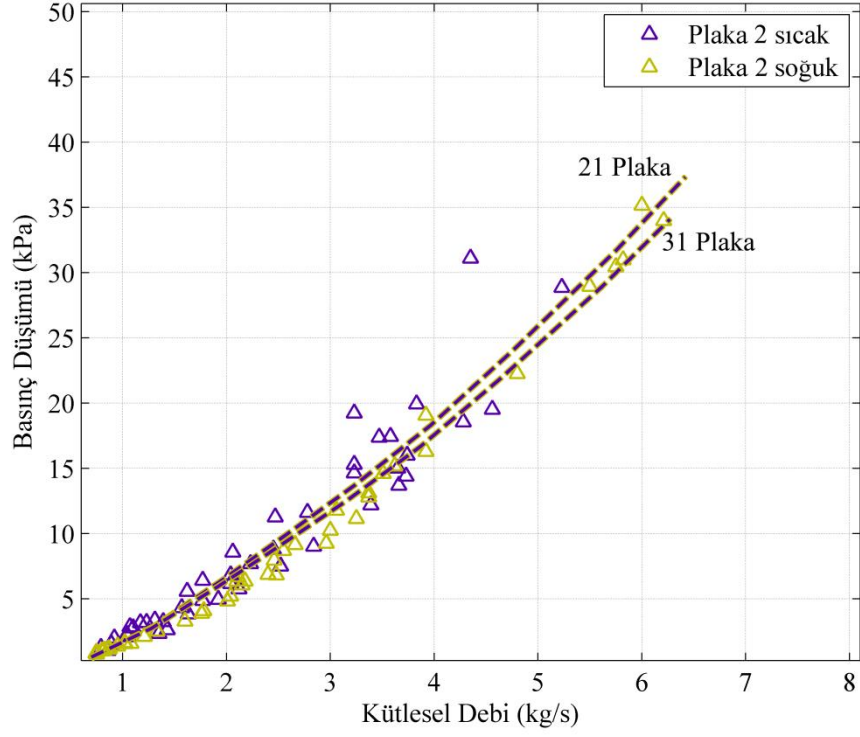
5.3. Akış Yanlış Dağılımı

Contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısıl ve hidroluk performanslarını etkileyen en önemli faktörlerden birisi de akış yanlış dağılımıdır. Düzgün dağılmayan akış, ürünün kalitesini düşürür; ısı transfer alanı azalır, basınç düşümü artar ve düzensizleşir. Farklı plaka sayılarının akış dağılımına etkileri Bölüm 4’de anlatılan hesap yöntemi ile gerçekleştirilmiştir.

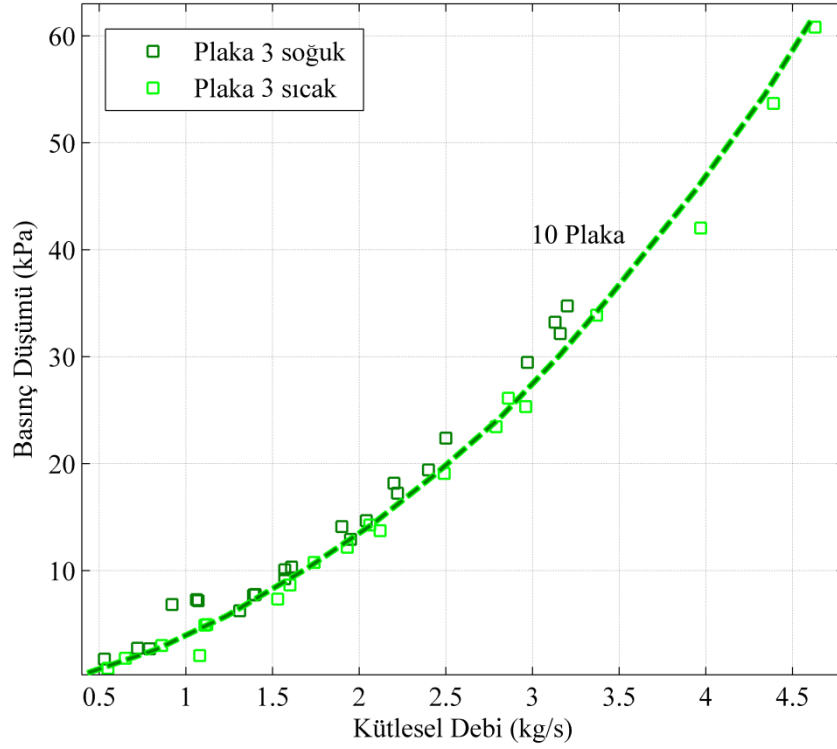
Deneysel çalışma dahilinde sıcak ve soğuk tarafların giriş ve çıkışlarındaki basınç farkı ölçümleri alınmıştır. Bu ölçümler akış yanlış dağılımı parametresi hesaplamadan da plaka sayılarının değişimine dair bir fikir verebilmektedir. Şekil 5.9-5.11 deneyleri yapılan üç farklı contalı-plakalı ısı değiştirgecinin basınç düşümlerinin geçitlerdeki kütleli debi ile değişimini vermektedir.



Şekil 5.9. Plaka 1, plaka sayısına göre debi ile değişen basınç düşümü.



Şekil 5.10. Plaka 2, plaka sayısına göre debi ile değişen basınç düşümü.



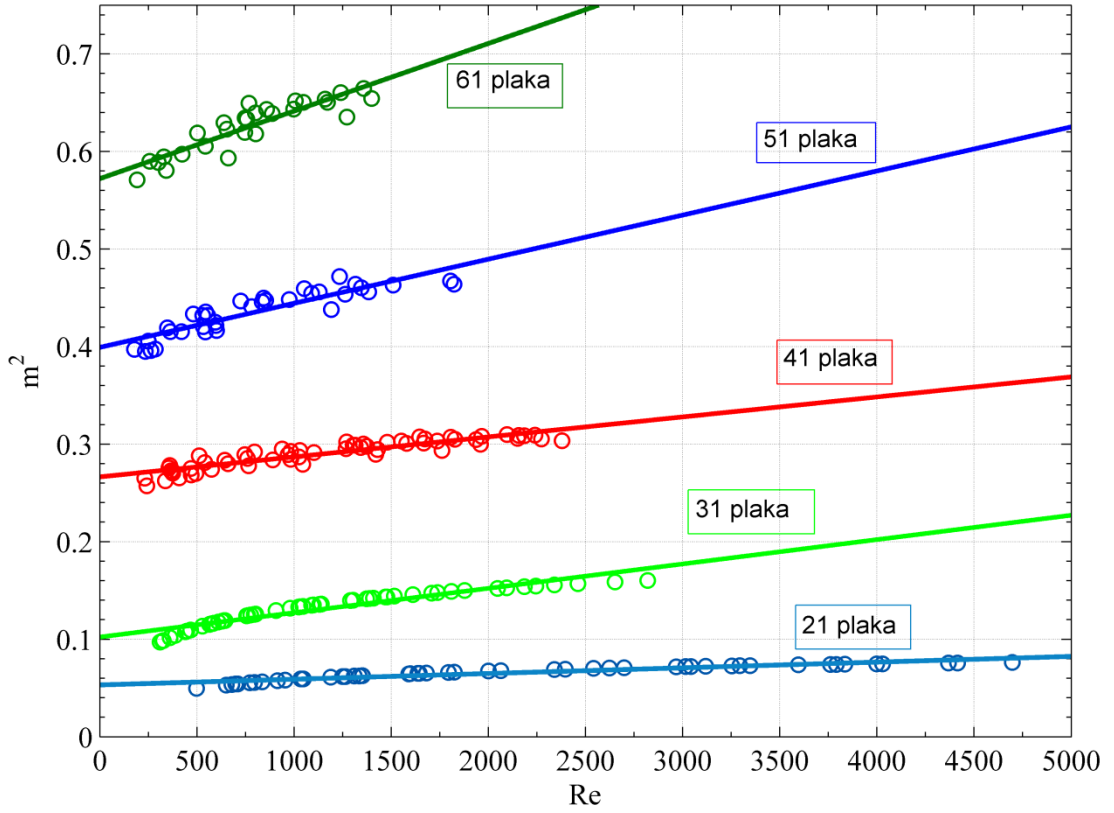
Şekil 5.11. Plaka 3 debi ile değişen basınç düşümü.

Plaka 1 için aynı debi değerlerinde plaka sayısı arttıkça akış hacmi genişlemiş ve geçitlerdeki basınç düşümü azalmıştır. Giriş ve çıkış geçitlerindeki basınç düşümünün azalması, kanallarda da benzer bir durum olduğunu göstermez. Akışkanlar geçitlere dağılırken, özellikle ilk ve son plakalarda ani basınç düşümü gerçekleşmektedir. Akış hacmi genişledikçe bu durum azalmaktadır. Şekillerde açıkça gösterilen bir başka parametre ise akışkanların debilerinin artmasıyla basınç düşümünün arttığıdır.

Şekil 5.9-5.11 de gösterilen bir başka faktör ise contalı-plakalı ısı değiştirgecinin sıcak ve soğuk taraflarının basınç düşümü değerlerinin birbiri ile uyum içerisinde olduğudur. Deneyler boyunca, aynı anda, birbirinden çok farklı debilerde testler yapılmıştır ancak basınç düşümleri arasında uyumsuzluk gözlemlenmiştir.

Plaka 2'nin iki farklı plaka sayısında da benzer basınç düşümü değerlerine sahip olduğu görülmektedir, ancak hidrolik karakteristiklerine bakıldığında farklılıklar gözlemlenebilir. Bu durum düşük miktarlarda akış yanlış dağılımına işaret etmektedir. Plaka 1'in, Bassiouny ve Martin [39, 40]'in tanımladıkları akış yanlış dağılımı parametresine göre farklı plaka sayılarındaki değerleri Şekil 5.12'de verilmektedir.

Şekil 5.12'de açıkça görüldüğü gibi plaka sayısı arttıkça akış yanlış dağılımı da artmaktadır. Çalışılan Reynolds sayısı aralığında, 41 plaka sayısına kadar görülen akış yanlış dağılımlarının eğimi oldukça azdır. 51 ve 61 plaka sayısına çıkıldığında ise hem yanlış dağılım eğrilerinin eğimi hem de aldıkları değerler artmaktadır. Sıfıra en yakın değer olan 21 plakalı ısı değiştirgecinin akış yanlış dağılımı oldukça düşüktür. Bu durum sadece giriş ve çıkış geçitlerindeki basınç düşümü değerlerinin akış yanlış dağılımını tanımlamada yetersiz kalacağını ispatlamaktadır.



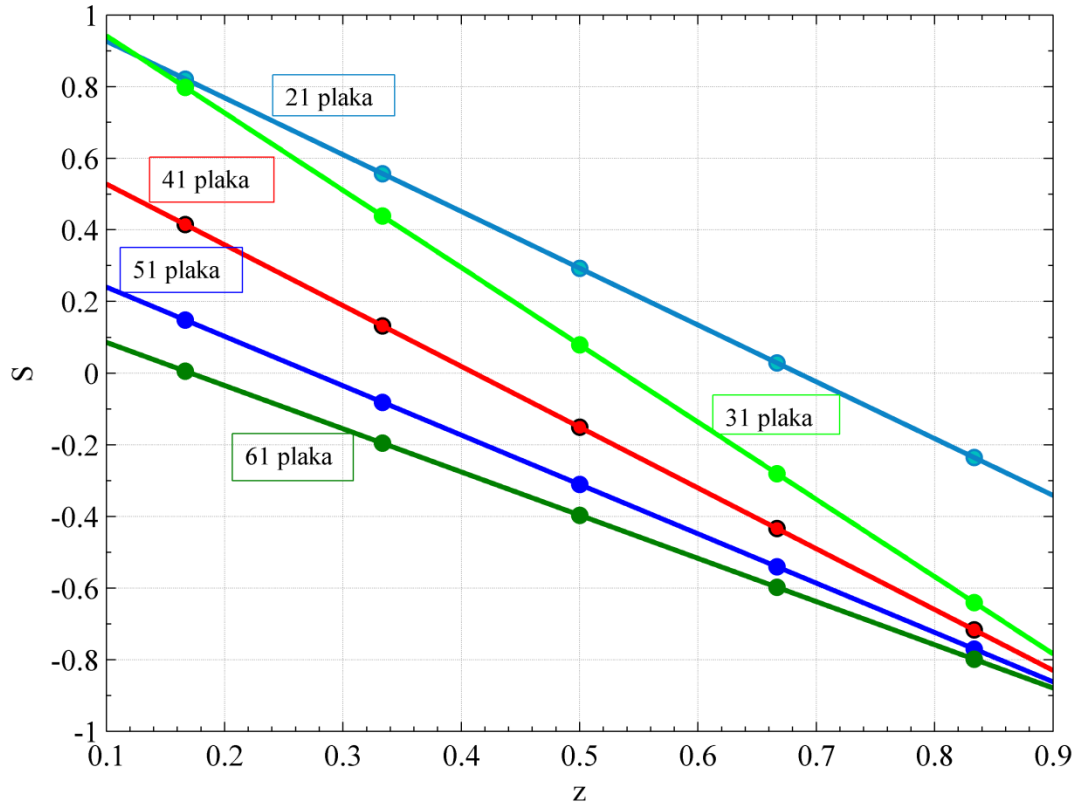
Şekil 5.12. Reynolds sayısına bağlı akış yanlış dağılımı parametresinin plaka sayısı ile değişimi.

Farklı plaka sayılarında üç farklı Reynolds sayısı için geçit içerisinde beş farklı noktanın boyutsuz uzaklığına göre bağıl akış yanlış dağılımı parametreleri hesaplanmıştır. Hesap yöntemi Bölüm 4’de verilmiştir. Bağıl akış yanlış dağılımının geçit boyunca boyutsuz aksinel uzaklığa göre değişimi Şekil 5.13-5.15 arasında üç farklı Reynolds sayısı (500, 800, 1200) için verilmiştir. z mesafesinin 0.5 olduğu nokta contalı-plakalı ısı değiştirgecinin tam orta noktasını göstermektedir. Bu noktadan sola doğru gittikçe baskı plakasına, sağa gittikçe ise destek plakasına yaklaşılmaktadır.

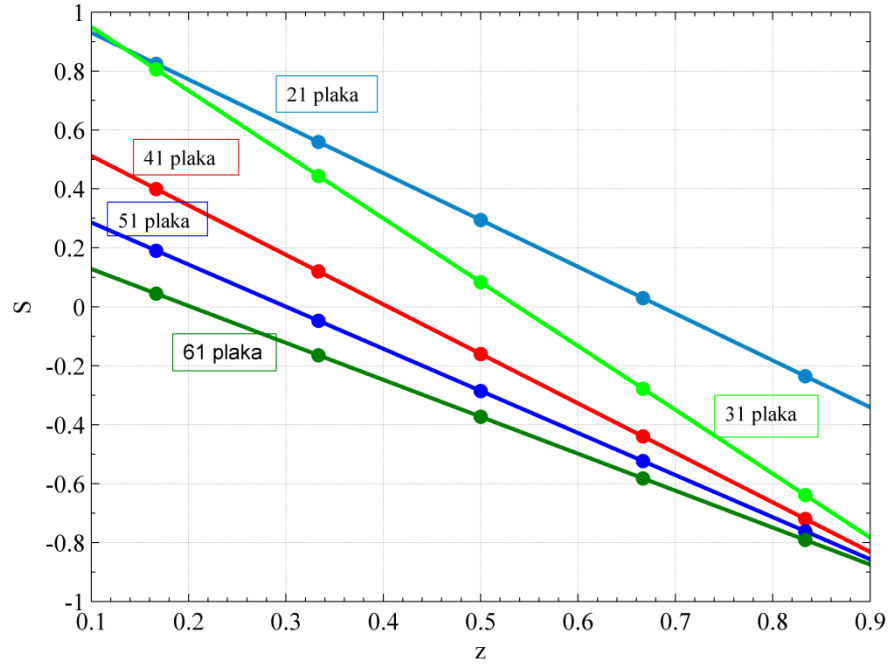
Plaka sayısı arttıkça ısı değiştirgeci giriş ve çıkışlarının bulunduğu kısımda akış yanlış dağılımı azalırken, son plakalarda artmaktadır. 21, 31 ve 41 plaka sayılarında baskı ve destek plakaları civarında meydana gelen akış yanlış dağılımı miktarları

yakındır, ancak 41 plakadan sonra bu denge kaybolmaktadır. Bu durum 61 plaka sayısında son plakalara yeterli miktarda akışkan gitmediğini göstermektedir.

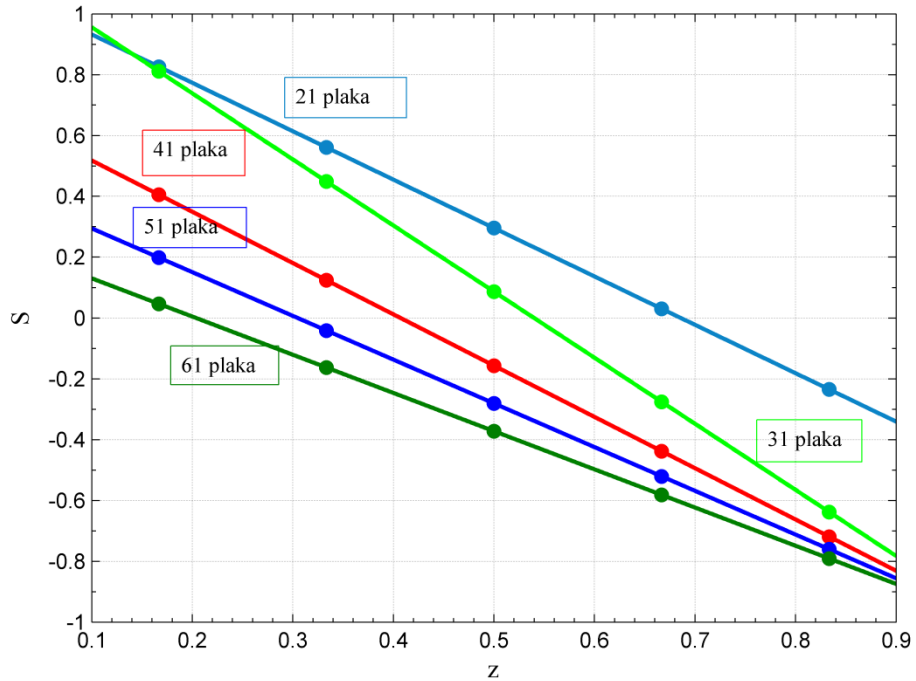
Şekil 5.13-5.15 arasındaki ilişki incelenecek olursa; belirtilen Reynolds sayısı aralığında bağıl akış yanlış dağılımı miktarlarının değişmediği görülmektedir. Yapılan çalışmada Reynolds sayısındaki artışın akış yanlış dağılımını etkileyecek kadar yüksek olmadığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5.13. 500 Reynolds sayısında bağıl akış yanlış dağılımının geçit boyunca aksel yönde değişimi.



Şekil 5.14. 800 Reynolds sayısında bağıl akış yanlış dağılımının geçit boyunca aksel yönde değişimi.



Şekil 5.15. 1200 Reynolds sayısında bağıl akış yanlış dağılımının geçit boyunca aksel yönde değişimi.

6. DEĞERLENDİRME

Tez çalışmasına ısı değıştirgeçlerinin hayatımızdaki önemine vurgu yaparak başlanmıştır. Çeşitlerinden kısaca bahsedilip detaylarına dair gerekli referanslar verilmiştir. Çalışma konusu olan contalı plakalı ısı değıştirgeçlerinin tasarım kriterleri detaylı olarak anlatılmıştır. Detaylı literatür çalışması ile geçmişten bugüne ısıl ve hidrolik karakteristiklerin incelenme yöntemleri aktarılmıştır. Bu aşamada, ticari sebeplerden dolayı, çalışmalar sonucunda elde edilen korelasyonların nadir olarak paylaşıldığına değinilmiştir. Özellikle 2000’li yılların başlarından beri bilgisayar teknolojisindeki gelişim sayesinde ısı değıştirgeçleri ile yapılan çalışmaların ağırlıklı olarak sayısal yöntemlerle yapıldığı belirtilmiştir.

Sayısal yöntemler ile incelenen ısı değıştirgeci performansları deneysel veriler ile doğrulanmadığı sürece güvenilir olmamaktadır, ancak deneysel çalışmalarda da, maliyet yükü sebebiyle, performans incelemelerinde sınırlamalar meydana gelmektedir. Üretici firmaların plakaların geometrik özelliklerini paylaşmaması, esnek ve çok amaçlı deney düzeneği kurulumunun pahalı olması, bu alanda yapılan deneysel çalışmaları azaltmış olsa da, geçtiğimiz 80 yıl içerisinde ana tasarımı çok az değışen contalı-plakalı ısı değıştirgeçleri üzerine çalışmaların sonunun gelmesi mümkün değildir. Bunun temel sebebi, tüm plakaların kendine özgü ısıl ve hidrolik karakteristiğe sahip olmasıdır.

Tez çalışması kapsamında TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi ısı değıştirgeci laboratuvarında kurulmuş olan Chevron tipi contalı-plakalı ısı değıştirgeci düzeneği ile farklı sıcaklık, debi ve plaka sayılarında üç farklı boyutta contalı-plakalı ısı değıştirgeci ile deneyler yürütülmüştür. Deneyleri yapılan plakaların her biri eşit Chevron açısına sahiptir (30°).

300 ile 5000 arasında değişen Reynolds sayısı ve 2.3 ile 6.4 Prandtl sayısı aralığında yürütülen deneylerde Plaka 1 için beş farklı sayıda (21, 31, 41, 51, 61), Plaka 2 için iki farklı sayıda (21, 31) ve Plaka 3 için tek plaka sayısında (10) lmler gerçekleştirilmiştir. Ölçülen deneysel veriler ile temel tasarım yöntemleri kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır. Tüm sonuçlarda ısı değiştirgecinin sıcak ve soğuk taraflarının birbiri ile uyumu gösterilmiştir. lm aygıtlarının belirsizlikleri kullanılarak her veri için hata analizi yapılmış, oluşan hata miktarı sonuçlara yansıtılmıştır.

Isıl karakteristikleri belirleyen Nusselt sayısı korelasyonu oluşturulurken Wilson Plot yöntemi kullanılmıştır. Ortaya çıkan korelasyonlar göstermiştir ki, çalışma aralığında geçerli olmak kaydıyla, geometrik olarak küçük plaka boyutlarına sahip plakaların ısı performansları büyük olanlara göre daha iyidir. Sadece uzunluk bakımından Plaka 1'den yaklaşık olarak 1.5 kat daha uzun olan Plaka 2 birbirlerine çok yakın sonuçlar vermişlerdir. Ancak yakın olmaları aynı olmaları anlamına gelmediğinden iki plaka arasında genelleştirilmiş bir Nusselt sayısı korelasyonu oluşturulmamıştır.

Deneysel olarak ölçülen basınç düşümü değerlerinden faydalanılarak,  plaka için de hidrolik karakteristiklerini veren Fanning sürtünme faktörü korelasyonları türetilmiştir.  plakanın hidrolik karakteristikleri incelendiğinde Plaka 1 ve Plaka 2, ısı karakteristiklerinde de grldği gibi yakın sonuçlar veririrken Plaka 3'n tamamen farklı olduğu gözlemlenmiştir.

 plaka için elde edilen sonuçlar literatürden örneklerle iki farklı şekilde karşılaştırılmıştır. İlk karşılaştırma, aynı Chevron açısına sahip üç farklı korelasyon ile yapılmıştır. Bu korelasyonlardan biri, bir diğerinin deneysel verilerini kullanarak farklı Chevron açıları için genelleştirilmiş bir korelasyon bulmuşdur. Bu sayede genelleştirilmiş korelasyonların, plakaya özel olanlara yakın sonuçlar verse de, her plaka için uygulanamayacağı gösterilmiştir. İkinci karşılaştırma geniş bir literatür ağıyla yapılmış, birbirine yakın sonuçlar veren plakaların mevcut olduğu ancak bu

plakaların aynı plakalar olmadığı ve birinin sonucunun bir diğerine uygulanamayacağı belirtilmiştir.

Son olarak beş farklı plaka sayısında deneysel olarak incelenen Plaka 1 için plaka sayısına bağlı akış yanlışı dağılımı incelenmiştir. Akış yanlışı dağılımı incelenirken Bassiouny ve Martin [39, 40]'in bu alandaki çalışmaları ve kabulleri esas alınmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki, artan plaka sayısı ile birlikte akış yanlışı dağılımı da artmaktadır. Boyutları verilen plakanın belirtilen çalışma aralığında 41 plakadan sonra artan akış yanlışı dağılımı 61 plakaya çıkıldığında verimini fazlasıyla yitirmiştir. Geçit boyunca beş farklı nokta için boyutsuz aksel uzaklık hesaplanmış ve farklı plaka sayıları için geçit boyunca akış yanlışı dağılımı incelenmiştir. Akış yanlışı dağılımının en yüksek miktarda gerçekleştiği bölgelerin destek plakası ve baskı plakasına yakın bölgeler olduğu tespit edilmiştir. Düşük plaka sayılarında iki bölge arasındaki yanlışı dağılımı neredeyse eşit iken plaka sayısı arttıkça giriş ve çıkış geçitlerinin bulunduğu bölgede düşük olan akış yanlışı dağılımı son plakalara gittikçe artmıştır. Bu durum son plakalara yeterli miktarda akışkanın ulaşmadığını göstermiştir. Temel sonuçlar maddeler halinde yazılacak olursa:

- ✓ Plaka boyutları büyüdükçe, artan Reynolds sayısı ile ısı performans ve sürtünme faktörü azalır, benzer debilerde ise plaka sayısı azaldıkça basınç düşümü artar. Bunun sebebi akış hacminin artması ile, ısı değiştirgecine sabit debide giren akışkanın, kanallara dağıldıktan sonra hızının artmasıdır.
- ✓ Artan plaka sayısı ile düzgün olmayan akış dağılımı artar çünkü son kanallara, geçit boyu akışkan hızının düşmesi sebebiyle yeterli miktarda akışkan ulaşmaz.
- ✓ Düşük plaka sayısında, ilk plakalardan son plakalara gidildikçe düzgün olmayan akış dağılımı, ortadaki plakalara göre simetri gösterirken, yüksek plaka sayılarında son plakalardaki düzgün olmayan akış dağılımı fazla olur. Çünkü akış dağılımı özellikle son plakalarda fazla olur. Toplam yanlışı dağılımının fazla olmadığı düşük plaka sayılarında, ilk ve son plakalardaki ani

momentum değişimleri sebebiyle ortaldaki plakalara göre benzer dağılım görülür.

- ✓ Geometrik zellikleri birbirinden farklı olan contalı-plakalı ısı değiştirgeçlerinin ısı ve hidrolık performansları da farklı olur; dolayısıyla her plakanın karakteristikleri ve ilgili korelasyonları da farklıdır. Bu sebeple, farklı geometriye sahip her plaka için karakteristik oluşturulmalıdır. Genel bir korelasyon türetmek mümkün değildir.

Özellikle akış yanlış dağılımını hesapları göstermiştir ki, gelecekte yapılacak çalışmalarda deney düzeneği için ölçüm sistemleri geliştirilmelidir. Isı değiştirgeçleri, geçitleri içerisinde basınç düşümü ölçülebilecek şekilde yeniden tasarlanmalı, türbülanslı akışın hangi Reynolds sayısından sonra başladığını tespit etmek için transparan plakalar oluşturulmalıdır. Ayrıca alışma aralığının geliştirilmesi için daha güçlü pompalar ve yeterli akışkan sağlanması için daha büyük tanklar deney düzeneğine eklenmelidir. Kanal içerisindeki akış yanlış dağılımının incelenmesi için -deneysel sonuçlar ile doğrulandıktan sonra- hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile plaka tasarımları bilgisayar işlemci teknolojilerinin elverdiği ölçüde geliştirilmelidir.

EK-A DENEYSEL ÖLÇÜMLER

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
71,73	37,66	1,53	0,85	1,21
71,85	40,66	3,31	1,30	1,21
71,89	45,96	10,71	2,42	1,21
71,90	50,84	20,04	3,30	1,21
71,90	48,60	25,86	3,76	1,21
92,01	40,49	2,79	1,17	1,21
92,20	58,36	9,94	2,31	1,21
92,29	60,31	11,48	2,49	1,21
92,18	63,15	16,20	2,97	1,21
92,07	53,41	11,23	2,47	1,21
58,00	49,65	28,37	3,85	1,21
58,00	47,85	19,16	3,16	1,21
58,21	27,78	2,24	0,98	1,21
66,69	43,90	16,46	2,98	1,21
66,84	47,19	26,21	3,75	1,21
66,87	44,44	36,34	4,41	1,21
66,90	45,00	40,64	4,67	1,21
46,63	35,00	12,61	2,55	1,21
46,78	30,76	6,17	1,77	1,21
47,12	24,31	1,13	0,70	1,21
47,02	27,22	2,03	0,97	1,21
72,70	49,71	22,71	3,49	1,21
72,73	48,01	18,11	3,12	1,21
72,45	44,11	18,04	3,13	1,21
72,62	50,49	30,09	4,00	1,21
21,75	51,55	2,38	0,95	1,21
21,33	51,96	3,72	1,29	1,21
21,18	52,55	8,79	1,95	1,21
21,06	56,16	8,75	1,95	1,21
21,25	50,70	20,32	2,99	1,21
16,33	56,43	4,91	1,47	1,21
16,18	73,40	3,77	1,32	1,21
16,24	74,75	3,75	1,32	1,21
16,21	75,78	4,28	1,40	1,21
16,17	64,41	8,45	1,93	1,21

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
16,28	53,67	1,53	0,89	1,21
15,96	53,28	1,52	0,90	1,21
15,59	34,82	6,00	1,62	1,21
16,79	48,50	10,67	2,13	1,21
16,73	51,00	10,68	2,13	1,21
16,80	43,90	30,88	3,67	1,21
16,85	43,98	32,76	3,77	1,21
15,70	38,62	4,31	1,37	1,21
15,50	35,05	5,16	1,49	1,21
15,72	31,24	2,56	1,06	1,21
15,83	34,11	2,50	1,07	1,21
18,83	54,30	11,42	2,25	1,21
18,92	52,98	11,41	2,24	1,21
18,47	46,54	22,34	3,13	1,21
19,02	53,55	14,70	2,56	1,21
67,21	36,23	4,04	2,06	1,31
67,30	39,30	9,67	3,26	1,31
67,35	42,20	14,78	4,03	1,31
67,34	42,80	6,41	2,63	1,31
67,30	42,78	2,38	1,56	1,31
67,29	51,02	2,37	1,56	1,31
67,25	28,75	0,48	0,66	1,31
85,92	28,30	1,32	1,12	1,31
86,26	34,51	1,31	1,13	1,31
86,43	39,05	2,29	1,54	1,31
86,65	41,59	4,72	2,28	1,31
86,54	41,15	3,89	2,03	1,31
86,64	44,16	7,88	2,94	1,31
86,60	35,04	3,99	2,06	1,31
86,68	42,52	8,69	3,10	1,31
86,42	31,31	1,49	1,12	1,31
48,50	33,64	4,48	1,95	1,31
48,72	21,75	1,19	0,66	1,31
48,60	29,49	2,11	1,16	1,31
48,40	29,73	3,25	1,57	1,31
48,40	32,39	5,40	2,20	1,31
48,40	34,28	8,07	2,80	1,31

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
48,30	36,83	11,92	3,48	1,31
48,32	38,20	15,44	4,00	1,31
48,37	38,51	19,51	4,49	1,31
48,32	39,51	24,66	5,10	1,31
48,35	36,28	7,23	2,62	1,31
21,73	44,62	7,95	2,87	1,31
21,61	44,77	14,74	3,98	1,31
21,81	46,92	15,30	4,40	1,31
22,20	52,44	4,44	2,12	1,31
22,58	57,10	1,25	1,09	1,31
22,87	64,14	0,35	0,58	1,31
22,71	41,06	2,15	1,38	1,31
14,98	44,57	4,36	2,14	1,31
15,09	58,19	1,41	1,29	1,31
15,02	60,89	2,00	1,51	1,31
14,93	58,22	4,76	2,24	1,31
14,90	59,33	3,78	1,99	1,31
14,79	57,64	7,41	2,84	1,31
15,04	47,89	9,31	3,16	1,31
15,26	53,68	10,88	3,45	1,31
15,57	51,56	2,59	1,66	1,31
14,56	42,30	1,40	1,07	1,31
14,10	32,85	1,27	0,98	1,31
14,26	39,45	0,96	0,82	1,31
14,06	39,14	1,77	1,18	1,31
13,91	40,43	2,11	1,32	1,31
13,90	41,17	2,47	1,44	1,31
13,90	42,77	2,32	1,38	1,31
13,93	43,51	2,29	1,40	1,31
13,91	43,22	2,76	1,55	1,31
13,95	43,76	2,77	1,55	1,31
14,13	43,50	1,57	1,08	1,31
87,68	42,06	0,38	0,72	1,41
89,20	43,79	0,51	0,81	1,41
85,17	50,16	1,99	1,66	1,41
82,57	56,24	3,76	2,34	1,41
81,15	57,03	5,51	2,91	1,41

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
79,42	44,81	3,73	2,31	1,41
76,00	45,32	6,49	3,10	1,41
73,21	48,76	11,75	4,20	1,41
61,92	33,59	0,19	0,55	1,41
62,55	39,96	0,84	1,06	1,41
62,50	33,55	0,84	1,06	1,41
62,51	37,70	1,56	1,44	1,41
62,44	33,90	1,58	1,45	1,41
62,44	39,00	3,16	2,09	1,41
62,50	48,37	3,15	2,09	1,41
62,47	25,44	0,23	0,56	1,41
62,50	41,84	3,37	2,16	1,41
62,51	36,16	3,39	2,17	1,41
62,54	37,50	7,08	3,23	1,41
62,57	40,70	11,29	4,12	1,41
62,60	40,60	14,40	4,65	1,41
62,60	41,00	15,21	4,75	1,41
79,90	36,81	0,28	0,65	1,41
80,35	43,29	1,82	1,63	1,41
80,57	45,72	4,55	2,57	1,41
80,60	40,22	4,66	2,57	1,41
80,60	35,70	4,68	2,63	1,41
80,68	43,69	10,16	3,92	1,41
80,70	51,10	11,66	4,11	1,41
49,49	38,74	2,46	1,84	1,41
49,52	27,43	0,76	1,00	1,41
49,50	28,65	0,76	0,99	1,41
49,41	28,80	3,24	2,10	1,41
49,41	34,70	5,32	2,75	1,41
49,56	23,85	1,53	1,41	1,41
49,51	29,73	4,37	2,45	1,41
49,50	32,70	7,61	3,31	1,41
49,50	30,29	7,61	3,30	1,41
49,50	32,72	12,18	4,25	1,41
49,50	31,20	12,18	4,24	1,41
49,48	33,15	18,24	5,30	1,41
83,83	32,46	0,39	0,71	1,41

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
84,47	30,00	0,38	0,70	1,41
84,58	29,59	0,38	0,71	1,41
85,14	46,14	6,11	3,02	1,41
85,50	55,72	6,81	3,18	1,41
56,85	40,47	1,25	1,28	1,41
56,90	33,39	1,25	1,28	1,41
56,85	36,71	2,28	1,75	1,41
56,90	33,84	2,31	1,76	1,41
56,90	37,10	4,04	2,36	1,41
56,90	39,80	6,37	3,01	1,41
57,00	37,90	6,37	2,99	1,41
57,00	39,67	8,58	3,54	1,41
57,05	37,86	8,56	3,53	1,41
57,09	39,50	11,46	4,10	1,41
57,10	38,05	11,40	4,10	1,41
57,10	38,90	13,24	4,43	1,41
57,07	39,65	15,58	4,83	1,41
26,74	70,71	0,37	0,79	1,41
25,63	73,80	0,40	0,80	1,41
25,12	72,82	1,12	1,24	1,41
25,00	74,86	1,11	1,25	1,41
25,00	73,39	1,39	1,44	1,41
24,86	60,51	3,20	2,33	1,41
24,80	57,16	5,06	3,00	1,41
24,80	58,54	5,32	3,10	1,41
26,22	49,16	0,63	0,78	1,41
23,51	56,21	0,61	0,77	1,41
22,59	48,75	1,15	1,25	1,41
22,40	52,32	1,14	1,25	1,41
22,28	47,00	2,03	1,75	1,41
22,20	51,23	1,99	1,75	1,41
22,50	59,84	0,61	0,80	1,41
22,31	35,13	2,28	1,87	1,41
22,46	54,24	1,44	1,43	1,41
22,29	46,75	3,49	2,42	1,41
22,20	44,98	7,29	3,63	1,41
22,33	47,44	7,32	3,60	1,41

Tablo A.1. Deneilerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
22,39	46,04	10,53	4,42	1,41
22,53	46,41	10,52	4,43	1,41
22,07	63,47	0,37	0,76	1,41
18,12	66,45	1,03	1,27	1,41
17,26	64,38	2,36	1,93	1,41
17,02	56,33	4,25	2,73	1,41
17,00	48,45	8,00	3,80	1,41
17,12	55,43	7,93	3,79	1,41
17,31	65,06	3,80	2,60	1,41
20,61	47,35	0,43	0,79	1,41
19,13	38,49	1,04	1,23	1,41
19,27	40,39	0,77	1,05	1,41
18,65	36,00	4,16	2,65	1,41
18,69	42,43	1,93	1,77	1,41
18,55	29,63	7,27	3,56	1,41
18,61	36,32	4,86	2,90	1,41
18,70	38,60	4,83	2,90	1,41
18,58	34,84	9,32	4,09	1,41
18,60	36,71	9,30	4,09	1,41
18,61	34,26	14,43	5,16	1,41
18,70	35,71	14,53	5,16	1,41
27,00	49,67	1,81	1,74	1,41
26,97	40,70	5,23	3,01	1,41
27,09	38,45	7,69	3,75	1,41
27,44	58,61	7,63	3,74	1,41
28,09	71,63	2,66	2,19	1,41
25,68	52,41	0,47	0,84	1,41
24,51	44,35	1,75	1,63	1,41
24,40	47,21	1,75	1,61	1,41
24,30	42,95	3,18	2,30	1,41
24,30	45,63	3,11	2,30	1,41
24,30	47,60	3,06	2,30	1,41
24,25	44,99	4,71	2,90	1,41
24,32	46,27	4,69	2,89	1,41
24,47	43,52	7,54	3,69	1,41
24,57	44,76	7,51	3,69	1,41
24,67	42,42	11,26	4,57	1,41

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
24,80	43,10	11,25	4,56	1,41
24,80	43,68	11,17	4,56	1,41
89,15	46,30	0,55	1,15	1,51
90,50	32,55	0,10	0,61	1,51
89,47	24,12	0,09	0,62	1,51
86,20	39,60	1,50	1,89	1,51
83,49	33,31	0,14	0,69	1,51
82,13	50,62	0,71	1,29	1,51
80,19	33,40	0,71	1,31	1,51
79,75	40,00	1,45	1,84	1,51
76,59	33,34	1,49	1,84	1,51
74,41	39,71	3,17	2,77	1,51
72,94	39,66	3,96	3,06	1,51
73,10	38,61	0,50	1,05	1,51
74,24	43,91	0,93	1,42	1,51
74,59	35,32	0,94	1,41	1,51
74,60	32,63	0,95	1,41	1,51
74,70	41,66	2,59	2,35	1,51
74,85	46,16	4,03	2,94	1,51
74,90	47,51	4,69	3,19	1,51
75,02	47,69	8,02	4,15	1,51
75,10	50,60	7,66	4,10	1,51
59,85	31,19	0,16	0,69	1,51
60,60	38,97	1,01	1,46	1,51
60,70	26,27	1,03	1,47	1,51
60,70	33,93	2,89	2,44	1,51
60,70	32,02	2,90	2,45	1,51
60,73	25,51	0,54	1,07	1,51
60,66	19,74	0,11	0,58	1,51
60,74	29,16	0,55	1,08	1,51
60,62	36,56	1,33	1,66	1,51
60,60	46,32	4,36	3,07	1,51
60,61	36,44	4,48	3,05	1,51
60,70	31,91	4,51	3,06	1,51
60,65	34,91	6,74	3,73	1,51
60,62	37,19	6,62	3,74	1,51
60,60	38,79	8,04	4,14	1,51

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
21,26	77,61	0,33	0,84	1,51
20,58	65,29	0,36	0,84	1,51
19,93	40,72	1,58	2,10	1,51
19,90	62,76	1,51	2,11	1,51
20,06	65,61	0,29	0,73	1,51
20,50	76,71	0,26	0,71	1,51
20,02	55,69	1,14	1,77	1,51
20,02	61,90	1,14	1,77	1,51
20,00	49,73	2,66	2,77	1,51
20,00	54,90	2,65	2,77	1,51
20,00	53,14	3,27	3,77	1,51
21,90	61,60	0,48	0,96	1,51
21,28	66,16	0,48	0,94	1,51
21,00	55,90	0,96	1,62	1,51
21,06	51,00	1,41	2,04	1,51
21,00	59,38	1,38	2,03	1,51
21,14	62,53	1,38	2,05	1,51
21,33	63,30	1,42	2,10	1,51
21,65	60,57	2,45	2,97	1,51
21,86	64,32	1,59	2,40	1,51
22,21	47,72	0,45	0,86	1,51
17,29	55,71	0,44	0,86	1,51
15,63	40,70	1,53	2,08	1,51
15,50	47,63	1,49	2,09	1,51
15,38	44,93	1,95	2,45	1,51
15,50	42,86	0,65	1,43	1,51
15,56	33,40	0,71	1,48	1,51
15,66	48,73	0,32	1,05	1,51
15,78	53,65	0,32	1,04	1,51
15,80	57,85	0,31	1,03	1,51
15,47	48,79	1,58	2,30	1,51
15,40	42,11	3,33	3,40	1,51
15,40	44,56	3,30	3,39	1,51
15,48	47,96	2,19	2,72	1,51
15,44	49,06	2,18	2,74	1,51
87,53	42,91	0,26	0,90	1,61
88,23	35,22	0,27	0,91	1,61

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
88,48	46,18	1,10	1,67	1,61
88,60	41,79	1,15	1,68	1,61
88,68	50,29	2,47	2,47	1,61
88,76	57,42	4,54	3,30	1,61
88,70	50,52	3,46	2,87	1,61
88,61	64,93	3,45	2,86	1,61
88,54	37,92	0,89	1,36	1,61
88,32	31,17	0,27	0,73	1,61
88,24	29,53	0,26	2,72	1,61
90,01	56,21	0,89	1,56	1,61
89,23	34,44	0,91	0,80	1,61
83,77	40,35	1,87	2,20	1,61
80,70	43,39	3,16	2,87	1,61
77,51	43,44	4,64	3,47	1,61
72,27	43,98	6,00	3,93	1,61
68,22	34,82	2,43	2,46	1,61
76,34	46,97	1,70	2,05	1,61
76,41	29,14	0,33	0,95	1,61
76,06	22,58	0,10	0,64	1,61
76,17	34,83	0,65	1,28	1,61
76,60	40,03	1,04	1,57	1,61
76,72	48,10	2,02	2,18	1,61
76,80	39,62	2,04	2,19	1,61
76,90	38,01	2,04	2,19	1,61
77,00	40,99	2,68	2,54	1,61
77,07	37,11	2,70	2,53	1,61
77,16	37,80	3,63	2,95	1,61
77,25	43,25	4,51	3,29	1,61
28,34	72,69	0,31	0,93	1,61
27,80	60,29	0,72	1,52	1,61
27,70	73,44	0,70	1,53	1,61
27,78	66,90	1,15	2,01	1,61
27,80	74,40	1,12	2,00	1,61
27,85	79,01	1,11	2,02	1,61
27,90	72,62	1,58	2,46	1,61
28,00	85,16	0,36	1,17	1,61
28,00	61,05	1,11	2,10	1,61

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
28,00	48,93	1,10	2,10	1,61
28,00	40,92	3,02	3,45	1,61
20,51	84,40	2,06	0,80	1,61
21,24	56,72	1,90	2,60	1,61
21,39	61,84	1,73	2,49	1,61
21,48	62,26	2,09	2,73	1,61
21,59	59,23	3,04	3,28	1,61
21,57	57,55	3,01	3,28	1,61
21,61	47,77	3,38	3,48	1,61
21,45	68,36	0,54	1,30	1,61
19,81	54,24	0,53	1,30	1,61
19,42	41,03	0,78	1,57	1,61
19,19	61,35	0,46	1,18	1,61
19,50	65,58	0,48	1,17	1,61
19,50	70,24	0,47	1,17	1,61
19,43	61,77	1,08	1,91	1,61
19,38	59,64	1,28	2,09	1,61
19,39	61,97	1,28	2,09	1,61
19,38	56,35	1,89	2,66	1,61
19,41	55,15	2,56	3,17	1,61
19,57	61,63	1,71	2,55	1,61
85,65	58,15	42,03	3,97	2,21
85,70	71,69	38,23	3,86	2,21
85,50	55,85	13,74	2,12	2,21
85,46	61,55	10,81	1,87	2,21
85,50	62,47	17,10	2,39	2,21
85,50	56,46	25,33	2,96	2,21
85,37	39,50	7,22	1,41	2,21
56,86	46,76	37,34	3,65	2,21
56,90	45,11	16,64	2,31	2,21
56,90	37,01	10,78	1,74	2,21
57,00	34,62	4,91	1,11	2,21
57,01	42,43	6,94	1,42	2,21
56,76	39,34	26,12	2,86	2,21
56,80	48,20	43,39	4,02	2,21
56,90	41,00	12,19	1,93	2,21
60,30	42,94	7,34	1,53	2,21

Tablo A.1. Deneilerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
60,39	30,03	14,27	2,06	2,21
60,49	28,46	4,96	1,12	2,21
60,58	33,82	3,00	0,86	2,21
60,61	34,14	1,80	0,65	2,21
60,46	37,30	19,09	2,49	2,21
60,52	32,92	8,66	1,60	2,21
60,50	37,23	23,46	2,79	2,21
60,50	40,04	53,67	4,39	2,21
60,50	40,87	60,80	4,63	2,21
60,44	39,06	33,88	3,37	2,21
30,96	79,20	19,42	2,40	2,21
31,37	86,20	4,55	1,05	2,21
31,43	81,55	6,25	1,31	2,21
31,93	84,89	2,67	0,87	2,21
32,15	84,41	4,44	1,11	2,21
32,76	79,46	12,93	1,95	2,21
34,20	58,42	25,73	2,92	2,21
31,41	55,85	11,77	1,79	2,21
31,63	56,10	6,23	1,28	2,21
31,43	48,71	17,24	2,22	2,21
31,90	45,38	14,68	2,04	2,21
32,10	55,59	3,34	0,92	2,21
32,13	49,31	32,16	3,16	2,21
32,30	56,34	9,65	1,58	2,21
32,54	53,18	9,25	1,57	2,21
24,81	58,67	2,70	0,79	2,21
23,11	44,26	29,48	2,97	2,21
23,30	45,92	10,34	1,61	2,21
23,72	55,29	2,74	0,72	2,21
24,05	56,35	1,74	0,53	2,21
23,47	53,46	14,11	1,90	2,21
23,49	51,16	10,09	1,57	2,21
23,47	52,61	18,17	2,20	2,21
23,41	52,48	33,22	3,13	2,21
23,50	52,82	34,75	3,20	2,21
23,67	53,07	22,40	2,50	2,21
71,65	49,87	6,83	2,48	2,31

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
71,70	34,91	1,95	1,12	2,31
71,69	31,98	0,59	0,57	2,31
71,69	48,29	6,19	2,30	2,31
71,76	43,37	9,37	2,78	2,31
71,80	44,53	12,49	3,26	2,31
71,82	33,30	2,09	1,00	2,31
71,90	37,19	0,88	0,55	2,31
71,70	40,86	2,07	1,08	2,31
71,63	40,07	15,30	3,44	2,31
71,63	45,05	3,18	1,50	2,31
71,60	51,48	5,20	2,09	2,31
30,20	69,20	7,77	1,40	2,31
30,20	57,08	8,07	1,57	2,31
30,39	51,60	6,44	1,11	2,31
30,38	68,70	7,71	1,39	2,31
30,20	63,56	12,77	2,41	2,31
30,20	63,68	15,41	2,70	2,31
30,40	52,86	9,52	1,76	2,31
31,03	65,77	5,80	0,52	2,31
30,94	66,39	6,83	0,92	2,31
30,30	56,99	25,65	4,12	2,31
30,71	68,30	7,19	1,07	2,31
30,80	70,30	7,28	1,06	2,31
74,61	52,30	2,35	1,35	4,10
74,71	42,30	1,05	0,86	4,10
74,78	42,36	2,65	1,43	4,10
74,80	40,37	3,86	1,63	4,10
74,74	41,83	6,19	2,04	4,10
74,80	41,15	7,70	2,23	4,10
74,82	42,19	11,65	2,78	4,10
74,90	43,23	15,31	3,23	4,10
74,90	45,10	17,45	3,58	4,10
74,80	32,28	8,60	2,06	4,10
74,80	30,89	5,59	1,62	4,10
51,79	31,20	1,29	0,79	4,10
51,55	34,65	4,88	1,77	4,10
51,72	22,50	2,02	0,92	4,10

Tablo A.1. Deneilerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
51,41	27,60	19,26	3,23	4,10
51,40	30,16	31,11	4,35	4,10
51,60	21,48	2,87	1,07	4,10
51,70	22,16	2,78	1,10	4,10
65,63	39,17	3,26	1,39	4,10
65,68	28,20	2,27	1,04	4,10
65,98	34,65	6,84	2,04	4,10
66,04	37,46	8,83	2,45	4,10
66,17	37,65	14,66	3,23	4,10
66,35	38,51	19,94	3,83	4,10
65,15	44,92	14,42	3,73	4,10
65,70	48,55	19,54	4,56	4,10
65,98	43,15	28,87	5,23	4,10
66,48	32,17	11,29	2,47	4,10
66,94	36,10	1,56	0,89	4,10
85,28	37,80	2,12	1,05	4,10
85,70	36,30	4,34	1,57	4,10
85,60	30,52	3,38	1,31	4,10
85,60	26,18	3,19	1,23	4,10
85,61	25,75	6,42	1,77	4,10
85,57	23,23	3,18	1,17	4,10
68,05	45,25	18,57	4,28	4,10
68,10	41,76	16,03	3,74	4,10
68,10	36,44	17,40	3,47	4,10
68,10	42,34	15,04	3,65	4,10
68,10	57,28	13,71	3,66	4,10
68,10	54,14	12,21	3,39	4,10
68,09	53,97	9,04	2,84	4,10
68,00	52,32	7,52	2,52	4,10
68,00	47,91	4,97	1,92	4,10
67,90	47,92	5,78	2,12	4,10
28,55	70,94	0,78	0,75	4,10
27,72	66,40	0,84	0,74	4,10
27,39	63,34	2,54	1,33	4,10
27,28	60,10	4,10	1,78	4,10
27,19	60,64	5,21	2,04	4,10
27,25	58,99	6,89	2,40	4,10

Tablo A.1. Deneyleerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
27,26	58,14	10,26	3,00	4,10
27,31	58,07	12,81	3,37	4,10
27,41	59,49	13,15	3,37	4,10
27,40	42,44	33,99	6,21	4,10
27,49	40,44	31,01	5,82	4,10
21,87	45,12	1,02	0,80	4,10
20,16	46,66	2,13	1,21	4,10
19,40	31,69	6,83	2,48	4,10
19,28	34,61	28,96	5,50	4,10
19,30	36,04	35,18	6,00	4,10
19,33	27,36	22,28	4,80	4,10
19,50	30,55	11,16	3,25	4,10
22,33	58,49	1,57	1,02	4,10
22,00	47,20	3,30	1,60	4,10
21,91	51,87	6,08	2,15	4,10
21,83	54,06	6,37	2,18	4,10
21,80	52,34	11,81	3,06	4,10
21,84	51,30	15,20	3,62	4,10
22,80	58,15	6,37	2,10	4,10
22,96	60,07	6,70	2,11	4,10
23,00	53,52	19,09	3,92	4,10
23,10	45,31	16,31	3,92	4,10
23,61	58,62	0,91	0,75	4,10
22,51	68,95	1,60	1,08	4,10
21,52	64,98	3,89	1,76	4,10
21,48	57,43	4,85	2,01	4,10
21,45	46,37	9,27	2,96	4,10
21,44	40,11	30,46	5,75	4,10
21,76	31,43	50,14	8,03	4,10
19,78	59,05	8,72	2,55	4,10
19,50	57,05	9,17	2,66	4,10
19,46	51,18	14,61	3,51	4,10
19,59	58,00	7,98	2,46	4,10
19,95	66,76	1,07	0,82	4,10
20,14	66,15	1,66	1,02	4,10
20,33	66,44	1,17	0,87	4,10
20,21	66,11	1,16	0,87	4,10

Tablo A.1. Deneylerde alınan ölçümler.

T, giriş (°C)	T, çıkış (°C)	ΔP (kPa)	Debi (m ³ /h)	Plaka no, adet
20,30	65,00	1,14	0,86	4,10
20,23	64,67	1,39	0,95	4,10

KAYNAKLAR

- [1] Shah, R. K., Classification of Heat Exchangers. In “Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design”, S. Kakaç, A. E. Bergles, and F. Mayinger (Eds.), Hemisphere, New York, pp. 9-46, 1981.
- [2] Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R., “Process Heat Transfer”, CRC Press, Boca Raton, FL., pp. 263-296, 1994.
- [3] Wang, L., Sundén, B., ve Manglik, R.M. 2007. Plate Heat Exchangers Design, Applications and Performance, WIT Press, Boston.
- [4] Kakaç, S., Liu, H. and Pramuanjaroenkij, A. 2002. Heat Exchangers – Selection, Rating and Thermal Design 3rd Edition, ISBN 0-8493-0902-6, CRC Press.
- [5] Saunders, E. A. D.1988. Heat Exchangers – Selection, Design and Construction, Wiley, New York, pp. 364-459.
- [6] Raju, K. S. N. and Jagdish, C. B., Plate Heat Exchangers and Their Performance. In “Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers”, S. Kakaç, R. K. Shah and A. E. Bergles (Eds.), Hemisphere, Washington D.C., 1983.
- [7] Gulenoglu, C., Akturk, F., Aradag, S., Sezer Uzol, N., Kakaç, S., “Experimental Comparison of Performances of Three Different Plates for Gasketed Plate Heat Exchangers”, THESCI, International Journal of Thermal Sciences. Ms. Ref. No.: THESCI-D-12-00647 (baskıda).
- [8] Wilkinson, W. L., Flow Distribution in Plate Exchangers, “The Chemical Engineer”, 285, pp. 289-293, 1974.
- [9] Cooper, A. and Usher, J. D., Plate Heat Exchangers. In “Heat Exchanger Design Handbook”, E. U. Schlünder (Ed.), Section 3.7, Hemisphere, New York, 1983.
- [10] Edwards, M. F., Changal, A. A. and Parrott, D. L., Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Newtonian and Non-Newtonian Liquids, “The Chemical Engineer”, pp. 286-293, May 1974.

- [11] Raju, K. S. N. and Jagdish, C. B., Design of Plate Heat Exchangers. In “Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers”, S. Kakaç, R. K. Shah and A. E. Bergles (Eds.), Hemisphere, Washington D.C., 1983.
- [12] Abu-Khader, M., M., Plate Heat Exchangers: Recent Advances, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16, 1883-1891, 2012.
- [13] Kho, T., Müller-Steinhagen, H., An Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer Fouling and Fluid Flow in Flat Plate Heat Exchangers, Institution of Chemical Engineers Trans Ichem, vol. 77, Part A, March 1999.
- [14] Wang, L., Sunden, B., Optimal Design of Plate Heat Exchangers With and Without Pressure Drop Specifications, Applied Thermal Engineering 23, pp. 295-311, 2003.
- [15] Han, X., Cui, L., Chen, S., Chen, G., Wang, Q., A numerical and Experimental Study of Chevron, Corrugated-Plate Heat Exchangers, International Communications in Heat and Mass Transfer 37, pp. 1008-1014, 2010.
- [16] Galeazzo, F., C., C., Miura, R., Y., Gut, J., A., W., Tadini, C., C., Experimental and Numerical Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger, Chemical Engineering Science 61, pp. 7133-7138, 2006.
- [17] Gut, J., A., W., Fernandes, R., Pinto, J., M., Tadini, C., C., Thermal Model Validation of Plate Heat Exchangers with Generalized Configurations, Chemical Engineering Science 59, pp. 4591-4600, 2004.
- [18] Gut, J., A., W., Pinto, J., M., Modelling of Plate Heat Exchangers with Generalized Configurations, International Journal of Heat and Mass Transfer 46, pp. 2571-2585, 2003.
- [19] Kanaris, A., G., Mouza, A., A., Paras, S., V., Optimal Design of a Plate Heat Exchanger with Undulated Surfaces, International Journal of Thermal Sciences 48, pp. 1184-1195, 2009.
- [20] Dovic, D., Savic, S., Influence of Chevron Plates Geometry on Performances of Plate Heat Exchangers, Technical Gazette 14 (1, 2), pp. 37-45, 2007.
- [21] İslamoğlu, Y., Parmaksızoğlu, C., The Effect of Channel Height on the Enhanced Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Heat Exchanger Channel, Applied Thermal Engineering 23, pp. 979-987, 2003.

- [22] Ayub, Z., H., Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators, *Heat Transfer Engineering* no 24(5), pp. 3-16, 2003.
- [23] Muley, A., Manglik, R. M. and Metwally, H. M., Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger, "*Journal of Heat Transfer*", Vol. 121, pp. 1011-1017, November 1999.
- [24] Kumar, H., The Plate Heat Exchanger: Construction and Design, 1st U.K. National Conference on Heat Transfer, University of Leeds, July 3-5, "*Inst. Chem. Symp.*", Series No. 86, pp. 1275-1288, 1984.
- [25] Marriott, J., Where and How to Use Plate Heat Exchangers, "*Chemical Engineering*", Vol. 78, No. 8, pp. 127-134, 1971.
- [26] Cooper, A., Suitor, J. W. and Usher, J. D., Cooling Water Fouling in Plate Heat Exchangers, "*Heat Transfer Engineering*", Vol. 1, No. 3, pp. 50-55, 1980.
- [27] Foote, M. R., Effective Mean Temperature Difference in Multi-Pass Plate Heat Exchangers, "*Nat. Eng. Lab.*", U.K., Report No. 303, 1967.
- [28] Muley, A. and Manglik, R. M., Enhanced Thermal-Hydraulic Performance Optimization of Chevron Plate Heat Exchangers, "*International Journal of Heat Exchangers*", Vol. 1, pp. 3-18, February 2000.
- [29] Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R., "*Process Heat Transfer*", CRC Press, Boca Raton, FL., pp. 263-296, 1994.
- [30] Kakaç, S., Shah, R. K. And Aung, W., "*Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*", Wiley, New York, Chapters 4 and 18, 1987.
- [31] Lalot, S., Florent, p., Lang, S. K., Bergles, A. E., Flow Maldistribution in Heat Exchangers, *Applied Thermal Engineering* 19, pp. 847-863, 1999.
- [32] Das, S., K., Roetzel, W., Dynamic Analysis of Plate Heat Exchangers with Dispersion in Both Fluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 38 no.6, pp. 1127-1140, 1995.
- [33] Tsai, Y., Li, F., Shen, P., Investigations of the Pressure Drop and Flow Distribution in a Chevron-Type Plate Heat Exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36, pp. 574-578, 2009.
- [34] Shaji, K., Das, S., K., The Effect of Flow Maldistribution on the Evaluation of Axial Dispersion and Thermal Performance During the Single-Blow Testing of

Plate Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, pp. 1591-1602, 2010.

[35] Rao, B., P., Kumar, P., K., Das, S., K., Effect of Flow Distribution to the Channels on the Thermal Performance of a Plate Heat Exchanger, *Chemical Engineering and Processing* 41, pp. 49-58, 2002.

[36] Rao, B., P., Das, S., K., An Experimental Study on the Influence of Flow Maldistribution on the Pressure Drop Across a Plate Heat Exchanger, *Transactions of ASME*, vol. 126, Temmuz 2004.

[37] Dwivedi, A., K., Das, S., K., Dynamics of Plate Heat Exchangers Subject to Flow Variations, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50, pp. 2733-2743, 2007.

[38] Tereda, F., A., Srihari, N., Sundan, B., Das, S., K., Experimental Investigation on Port-to-Channel Flow Maldistribution in Plate Heat Exchangers, *Heat Transfer Engineering* 28(5), pp. 435-443, 2007.

[39] Bassiouny, M., K., Martin, H., Flow Distribution and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers – I: U-type Arrangement, *Chemical Engineering Science*, vol. 39, no. 4, pp. 693-700, 1984.

[40] Bassiouny, M., K., Martin, H., Flow Distribution and Pressure Drop in Plate Heat Exchangers – II Z-type Arrangement, *Chemical Engineering Science*, vol. 39, no. 4, pp. 701-704, 1984.

[41] Rose, J., W., Heat Transfer Coefficients, Wilson Plot and Accuracy of Thermal Measurements, *Experimental Thermal and Fluid Science* 28, pp. 77-86, 2004.

[42] Fernandez-Seara, J., Uhiá, F., J., Sieres, J., Campo, A., A General Review of the Wilson Plot Method and Its Modifications to Determine Convection Coefficients in Heat Exchange Devices, *Applied Thermal Engineering* 27, pp. 2745-2757, 2007.

[43] Shokoukmand, H., Salimpour, M., R., Akhavan-Behebadi, M., A., Experimental Investigation of Shell and Coiled Tube Heat Exchangers Using Wilson Plots, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 35, pp. 84-92, 2008.

[44] Taylor, R., P., Hodge, B., K., James, Carl., Estimating Uncertainty in Thermal Systems Analysis and Design, *Applied Thermal Engineering* 19, pp. 51-73, 1999.

- [45] Whiting, W., B., Vasquez, V., R., Meerschaert, M., M., Techniques for Assessing the Effects of Uncertainties in Thermodynamic Models and Data, Fluid Phase Equilibria 158-160, pp. 627-641, 1999.
- [46] Clarke, D., D., Vasquez, V., R., Whiting, W., B., Greiner, M., Sensitivity and Uncertainty Analysis of Heat-Exchanger Designs to Physical Properties Estimation, Applied Thermal Engineering 21, pp. 993-1017, 2001.
- [47] Huang, L., Port Flow Distribution in Plate Heat Exchangers, in Compact Heat Exchangers and Enhanced Technologies for the Process Industries, ed. R. K. Shah, A. W. Deakin, H. Honda, and T. M. Rudy, Begell House, New York, pp. 259-264, 2001.
- [48] Kho, T., Effect of Flow Distribution on Scale Formation in Plate Heat Exchangers, PhD Thesis, University of Surrey, Surrey, UK, 1998.
- [49] Acrivos, A., Babcock, B., D., Pigford, R., L., Flow Distribution in Manifolds, Chemical Engineering Science, vol. 10, no. ½, pp. 112-124, 1959.
- [50] Wilkinson, W., L., Flow Distribution in Plate Heat Exchangers, The Chemical Engineer, pp. 280-293, Mayıs 1984.
- [51] Shen, P., I., The Effect of Friction on Flow Distribution in Dividing and Combining Flow Manifolds, ASME Journal of Fluid Engineering, vol. 114, pp. 121-123, 1992.
- [52] Heggs, P., J., Scheidat, H., J., Thermal Performance of Plate Heat Exchangers with Flow Maldistribution, in Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries ed. R. K. Shah, T. M. Rudy, J. M. Robertson, K. M. Hostetler, HTD-vol. 201, ASME, New York, pp. 87-93, 1992.
- [53] Aktürk, F., 2011, Contalı Levha Tipi Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Deneysel Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [54] ABB Automation Products GmbH Operating Instruction, Electromagnetic Flowmeter, ProcessMaster / HygienicMaster, OI/FEP300 / FEH300-EN, Rev. B, June 2009.
- [55] ABB 2600T Series Pressure Transmitters Data Sheet, SS/264XS_7, 2010.
- [56] <http://www.kreon3d.com/> (21.02.2010)

- [57] Troupe, R., A., Morgan, J., C., Prifiti, J., The Plate Heater Versalite Chemical Engineering Tool, *Chemical Engineering Progress* 56(1), pp. 124-128, 1960.
- [58] Muley, A., Manglik, R., M., Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates, *Journal of Heat Transfer* 121, pp. 110-117, 1999.
- [59] Buonopane, R., A., Troupe, R., A., Morgan, J., C., Heat Transfer Methods for Plate Heat Exchangers, *Chemical Engineering Progress* 59 (7), pp. 57-61, 1963.
- [60] Crozier, R., D., Booth, J., R., Steward, J., E., Heat Transfer in Plate and Frame Heat Exchangers, *Chemical Engineering Progress* 60 (8), pp. 43-45, 1964.
- [61] Jackson, B., W., Troupe, R., A., Laminar Flow in a Plate Heat Exchanger, *Chemical Engineering Progress* 60 (7), pp. 65-67, 1964.
- [62] Maslov, A., Kovalenko, L., Hydraulic Resistance and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers, *Molochnaya Promyshlennost (in Russian)* 10, pp. 20-22, 1972.
- [63] Clark, D., F., Plate Heat Exchanger Design and Recent Developments, *The Chemical Engineer* 285, pp. 286-288, 293, 1974.
- [64] Cooper, A., Recover More Heat with Plate Heat Exchangers, *The Chemical Engineer* 285, pp. 280-285, 1974.
- [65] Rosenblad, G., Kullendroff, A., Estimating Heat Transfer from Mass Transfer Studies on Plate Heat Exchanger Surfaces, *Warme-und Stoffubertragung* 8 (3), pp. 187-191, 1975.
- [66] Amoonie-Foomeny, M., M., 1975, Flow Distribution in Plate Heat Exchanger, Ph.D. Thesis, University of Bradford, UK.
- [67] Chisholm, D., Wanniarachchi, A., S., Maldistribution in Single-Pass Mixed-Channel Plate Heat Exchangers, *Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries, HTD-vol. 201*, ASME, New York, pp. 95-99, 1992.
- [68] Talik, A., C., Fletcher, L., S., Anand, N., K., Swanson, L., W., Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger, *Proceedings of ASME/JSME Thermal Engineering Conference*, vol. 4, ASME, New York, pp. 321-329, 1995.
- [69] Talik, A., C., Fletcher, L., S., Anand, N., K., Swanson, L., W., Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Propylene-

Glycol/Water Mixture as the Working Fluid, 30yh National Heat Transfer Conference 12, HTD vol. 314, ASME, New York, pp. 83-88, 1995.

[70] Roetzel, W., Das, S., K., Luo, X., Measurement of the Heat Transfer Coefficient in Plate Heat Exchangers Using a Temperature Oscillation Technique, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 37 (1), pp. 325-331, 1994.

[71] Rene, F., Leuliet, J., C., Lanlande, M., Heat Transfer to Newtonian and Non-Newtonian Food Fluids in Plate Heat Exchangers: Experimental and Numeric Approaches, *Food and Bioproducts Processing: Transaction of the IchE, Part C*, vol. 69, no. 3, pp. 115-126, 1991.

[72] Leuliet, J., C., Mangonnat, J., F., Laiande, M., Flow and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers Treating Viscous Newtonian and Pseudoplastic Products. 1. Modeling Variations of the Hydraulic Diameter, (in French), *Canadian Journal of Chemical Engineering* 68 (2), pp. 220-229, 1990.

[73] Leuliet, J., C., Mangonnat, J., F., Lalande, M., Etude de la Perte de Charge Dans des Echangers de Chaleur a Plaques Traitant des Produits Non-Newtoniens, *Revue Generale de Thermique* (in French), vol. 26, no. 308-309, pp. 445-450, 1987.

[74] Focke, W., W., Zacharides, J., Oliver, I., The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 28 (8), pp. 1469-1479, 1985.

[75] Changal Vaie, A., A., 1975, The Performance of Plate Heat Exchanger, Ph. D. Thesis, University of Bradford, Bradford, UK.

[76] Okada, K., Ono, M., Tomimura, T., Okuma, T., Konno, H., Ohtani, S., Design and Heat Transfer Characteristics of a New Plate Heat Exchanger, *Heat Transfer Japanese Research*, nol. 1, no. 1, pp. 90-95, 1972.

[77] Marriot, J., Performance of an Alfaflex Plate Heat Exchangers, *Chemical Engineering Progress* 73 (2), pp. 73-78, 1977.

[78] Kovalenko, L., M., Maslov, A., M., Soviet Plate Heat Exchangers, *Konservnaya I Ovoshlesushil Naya Promyshlennost* (in Russian), no. 7, pp. 15-17, 1970.

[79] Savostin, A., F., Tikhonow, A., M., Investigation of the Characteristics of Plate Type Surfaces, *Thermal Engineering* 17, pp. 113-117, 1970.

- [80] Thonon, B., Vidil, R., Marvillet, C., Recent Research and Developments in Plate Heat Exchangers, Journal of Enhanced Heat Transfer 2, nos., 1-2, pp. 149-155, 1995.
- [81] Wanniarachchi, A., S., Ratnam, U., Tilton, B., E., Dutta-Roy, K., Approximate Correlations for Chevron-Type Plate Heat Exchangers, 30th National Heat Transfer Conference 12, HTD vol. 314, ASME, New York, pp. 145-151, 1995.
- [82] Havner, R., L., Kumar, H., Wanniarachchi, A., S., Performance of an Industrial Heat Exchanger: Effect of Chevron Angle, AIChE Symposium Series 89 (295), AIChE, New York, pp. 262-267, 1993.
- [83] Muley, A., 1997, Heat Transfer and Pressure Drop In Plate Heat Exchangers, Ph.D. Thesis, University of Cincinnati, Mechanical Engineering, Cincinnati, USA.
- [84] Türk, C., 2013, Yapay Sinir Ağları Yardımıyla Isı Değiştirgeci Modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [85] ABB Automation Products GmbH Operating Instruction, Electromagnetic Flowmeter, ProcessMaster / HygienicMaster, OI/FEP300 / FEH300-EN, Rev. B, June 2009.
- [86] <http://www.kreon3d.com/> (21.02.2010)
- [87] Gülben, G., 2011, Contalı Levha Tipi Levhalı Isı Değiştirgeçlerinin Tasarımı için Muhtelif Çalışma Şartlarına Uygun bir Bilgisayar Programı Geliştirilip Deneylerle Doğrulanması, Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [88] Bond M. P. Plate heat exchangers for effective heat transfer. The Chemical Engineer ; 367, 162-167, 1981.
- [89] Tovazhnyanski L. L., Kapustenko P. A., Tsibulnik V. A. Heat transfer and hydraulic resistance in channels of plate heat exchangers. Energetica; 9, 123-125, 1980.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : GÜLENOĞLU, Çağın
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 02.07.1987 Ankara
Medeni hali : Bekar
Telefon : +90 (506) 300 31 15
Faks : -
e-mail : cagingulenoglu@gmail.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi/ Makina Müh.	2010

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2010-2013	TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
03.2012-01.2013	Trend Yayınevi	Lektör
02.2011-09.2011	00347STZ.2009-1 kodlu SANTEZ Projesi	Personel
06.2008-07.2008	SERDAR PLASTİK. Sanayi ve Ticaret A.Ş.	Stajyer
06.2006-07.2006	Pi Makina Otomotiv İnş.Mak.Paz.İhr.İth.San ve Tic. Ltd.Şti.	Stajyer

06.2005-07.2005 GAMA Endüstri Tesisleri İmalat ve Montaj A.Ş. Stajyer

Yabancı Dil

İngilizce, Almanca

Yayınlar

1. Gulenoglu, C., Akturk, F., Aradag, S., Sezer Uzol, N., Kakac, S., Experimental Comparison of Performances of Three Different Plates for Gasketed Plate Heat Exchangers, THESCI International Journal of Thermal Sciences. Ms. Ref. No.: THESCI-D-12-00647, 2013.
2. Gulenoglu, C., Aradag, S., Sezer Uzol, N., Kakac, S., Experimental Investigation of Hydrothermal Characteristics and Flow Maldistribution for a Gasketed Plate Heat Exchanger, Proceeding of CLIMAMED 2013 Mediterranean Congress of Climatization, Turkey, 2013.
3. Gülenoğlu, Ç., Özkaya, E., Türk, C., Aradağ, S., Sezer Uzol, N., Kakaç, S., Deneysel, Sayısal Yöntemler ve Yapay Sinir Ağları ile Plakalı Isı Değiştirgeci Tasarımı ve Testleri, ULIBTK 2013 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Samsun, Eylül, 2013.
4. Türk, C., Gülenoğlu, Ç., Özkaya, E., Genç, Y., Aradağ, S., Kakaç, S., Özcan, A., Deneysel Çalışmalar, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Yapay Sinir Ağları ile Plakalı Isı Değiştirgeci Tasarımı, 11. Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Nisan, 2013.
5. Kakaç, S., Aradağ, S., Gülenoğlu, Ç., (2013) Contalı-Plaka Tipi Isı Değiştirgeçlerinin Tasarım Esasları ve Isıl ve Hidrolik Performanslarının Deneysel İncelenmesi, Makina Mühendisleri Odası Isı Değiştirgeçleri Özel Sayısı, 2013.

6. Gülenoğlu, ., Aktürk, F., Gülben, G., Aradağ, S., Sezer Uzol, N., Kakaç, S., Farklı Sayı ve Boyutta Plakalara Sahip Plakalı Isı Değiştirgeçlerinin Deneysel İncelenmesi ve Bilgisayar Seçim Programı Oluşturulması, ULIBTK 2011 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Zonguldak, Eylül, 2011.

7. Gulenoglu, C., Akturk, F., Aradag, S., Sezer Uzol, N., Kakac, S., Experimental Comparison of Performances of Three Different Plates for Gasketed Plate Heat Exchangers, Sixth International Conference on Thermal Engineering: Theory and Applications, Istanbul, Turkey, May, 2012.