

PLAKALI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİNDE PLAKAYA BAĞIMLI ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ VE MODELLENMESİ

Fatih AKTÜRK
Nilay SEZER UZOL
Selin ARADAĞ
Sadık KAKAÇ
Ufuk ATAMTÜRK

ÖZET

Bu çalışmada esas amaç, plakalı ısı değiştirgeçleri için deney düzeneği tasarımının ve bu tip ısı değiştirgeçlerinin ısı performansının deneysel olarak incelenmesidir. Bu kapsamda, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarı'nda kurulan deney düzeneği ile chevron tipi endüstriyel plaka üzerinde farklı koşullarda deneysel analizler yapılmıştır. Reynolds sayısı 500 ile 5550 arasında alınan değerlerde ısı değiştirgecinin giriş ve çıkışlarında sıcaklık ölçümü, debi ölçümü ve basınç düşümü ölçümleri yapılarak, elde edilen deney sonuçlarından, çalışılan plaka için toplam ısı transfer katsayısı değerleri ve basınç düşümleri Reynolds sayısına bağlı olarak bulunmuş ve sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki bazı korelasyonlarla karşılaştırılmıştır. Bu bildiride deney düzeneğinin kurulumu ve farklı debi ve sıcaklıklarda yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar anlatılacaktır. Çalışma, Sanayi Bakanlığı-SANTEZ programı tarafından desteklenmekte, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'nin ve Tanpera'nın ortak projesi olarak yürütülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Contalı plakalı ısı değiştirgeci, ısı transferi, chevron açısı, ısı performans analizi

ABSTRACT

This study is the design and construction of an experimental setup to investigate the thermal performance of chevron type plate heat exchangers. An experimental set-up is designed and constructed at TOBB University of Economics and Technology, Mechanical Engineering Laboratory to test several chevron plates. Experiments are performed for a Reynolds number range of 500 to 5550. Temperature and flow rate values are measured at the inlet and outlet ports and pressure drop values are also measured. The variation of overall heat transfer coefficient and pressure drop with respect to Reynolds number is investigated. Experimental results are compared with the results of the correlations available in literature. In this article, the details of the experimental setup design are explained and the results of the experiments are investigated. This research is funded by the Turkish Ministry of Industry-SANTEZ program and the project is managed by TOBB University of Economics and Technology and Tanpera.

Key Words: Gasketed-plate heat exchanger, heat transfer, chevron angle, thermal performance analysis

1. GİRİŞ

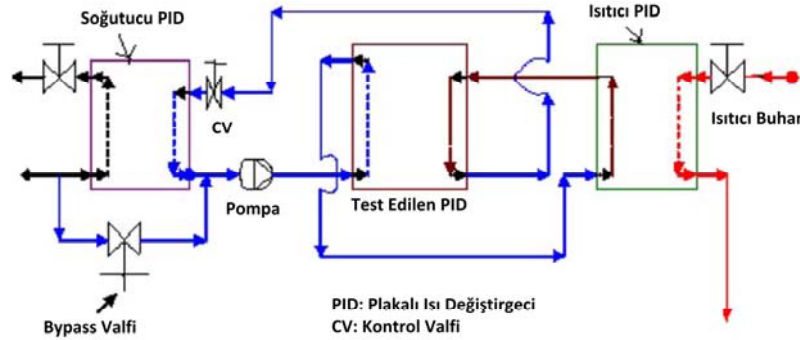
1.1. Literatür Taraması

Isı değiştirgeci bir akışkanın sahip olduğu ısı enerjinin farklı sıcaklıktaki başka bir akışkana, akışkanlar birbirlerine karışmadan veya doğrudan temas ettirilerek aktarılmasını sağlayan bir araçtır [1]. Isı değiştirgeçleri, ısıtma sistemlerinde, havalandırma sistemlerinde, atık ısının geri kazanılmasında, enerji üretiminde, kimyasal işlem içeren uygulamalarda ve genel ısıtma ve soğutma içeren tüm uygulamalarda kullanılmaktadırlar [2]. Akışkan fazına, akış yönüne ve geometrik özelliklerine göre sınıflandırılabilirler [1]. Kompakt tasarımları (küçük boyutlu olmaları), üretim kolaylığı, hassas çalışma aralığı, bakım kolaylığı ve verimleri nedeniyle plakalı ısı değiştirgeçleri günümüzde en çok kullanılan ısı değiştirgeci türlerindedir [1,3].

Plakalı ısı değiştirgeçlerinin karmaşık yapılarından dolayı ısı transferi hesaplamaları oldukça geniş bir konudur. Gerçekleşen ısı transferinin ve meydana gelen basınç düşümünün hesaplanması için çeşitli korelasyonların geliştirilmesi gerekmektedir. Bu nedenle farklı tipteki plakalı ısı değiştirgeçleri için performans deneyleri yapılmalı ve bu plakalara uygun korelasyonlar bulunmalıdır. Farklı akışkan tipleri ve plaka çeşitleri için birçok literatür araştırması mevcuttur [1].

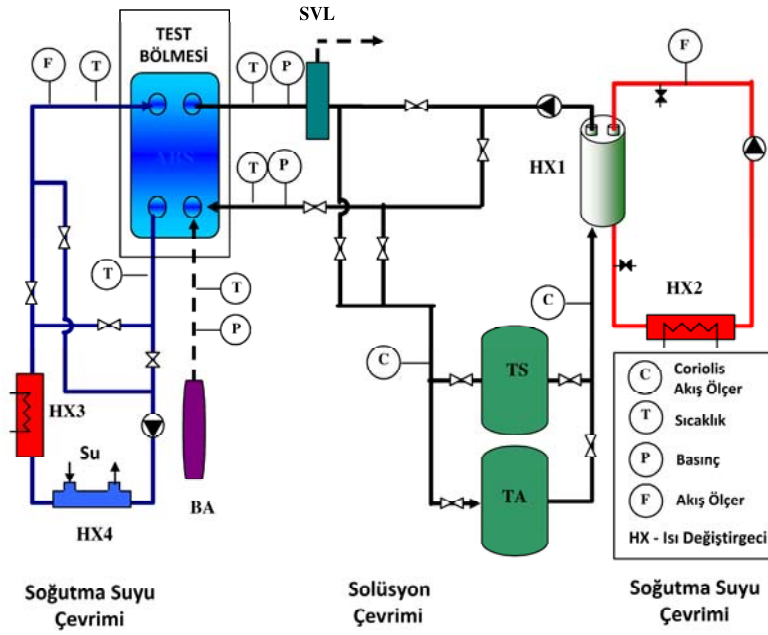
Afonso vd [4] tarafından gerçekleştirilen çalışmada yoğurdun plakalı ısı değiştirgeci kullanılarak soğutulması sırasında newtonyen olmayan özellikleri ön planda tutularak ısı performansı incelenmiştir. 30°'lik chevron açısına sahip 0,265m uzunluğunda, 0,102m genişliğinde ve 0,0005m kalınlığındaki plakalardaki ısı transferi deneysel olarak incelenmiş ve yoğurt için deneysel bir ortalama Nusselt sayısı korelasyonu oluşturulmuştur.

Bobbili vd [3] tarafından gerçekleştirilen 1000 ve 17000 arasında değişen Reynolds sayıları için farklı plaka sayılarında deneyler gerçekleştirilmiş ve akışkan olarak sıcak ve soğuk tarafta su kullanılmıştır. Yapılan deneylerde ilk, ortanca ve son plakalarda basınç problemleri ile statik basınç ölçümleri alınmıştır. Böylece basınç düşümü değerleri elde edilmiştir. Ayrıca basınç fark ölçerler kullanılarak toplam basınç düşümü değerleri de ölçülmüştür. PT-100 tipi termočiffler kullanılarak ısı değiştirgeci giriş ve çıkışlarında sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bobbili vd [3] tarafından kullanılan deney düzeneğine ait şematik gösterim Şekil 1'de yer almaktadır. Buna göre bir tanesi test ısı değiştirgeci olmak üzere toplam üç ısı değiştirgeci kullanılmıştır. Sıcak ve soğuk çevrimde kullanılan ısı değiştirgeçleri ile çevrim kapalı olarak çalıştırılmış ve döndürülen su aynı sıcaklıkta sisteme geri verilmiştir. Bobbili vd [3] çalışmaları sonucunda $900 < Re < 10000$ aralığı için fanning sürtünme katsayısı korelasyonu geliştirmişlerdir.



Şekil 1. 1Bobbili vd Tarafından Kullanılan Deney Düzeneğinin Şematik Gösterimi [3]

Cerezo vd [5] tarafından kullanılan deney düzeneğinde (Şekil 2) toplam üç çevrim bulunmaktadır: soğutma, ısıtma ve solüsyon çevrimi. Soğuk su çevriminde 5kW'lık ısıtıcı, manyetik akış ölçer, pompa ve ısı değiştirgeci bulunmaktadır. Sıcak su çevrimi ise solüsyonu ısıtmada kullanılmaktadır. Bu çevrimde de yine hat üzerinde 5kW'lık bir ısıtıcı, akış ölçer ve pompa bulunmaktadır. Deneylerdeki esas amaç solüsyondaki emilmenin incelenmesidir. Bu amaçla ısı değiştirgecinin her iki giriş ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç ölçümleri ve kütesel debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Her iki çevrim içinde su kullandığında $66 < Re < 400$ aralığını laminer olarak tanımlamış ve $400 < Re < 900$ aralığını ise çalıştığı türbülans aralığı olarak, her iki durum için de ayrı Nusselt korelasyonları bulmuşlardır.



Şekil 2. Cerezo vd Tarafından Kullanılan Deney Düzeneğinin Şematik Gösterimi [5]

Muley ve Manglik [6] tek geçişli, U tipi, karşıt akışlı, chevron tipi plakalı ısı değiştirgecinde ısı transferini ve basınç düşümünü deneysel olarak incelemiştir. Farklı chevron açıları ve Reynolds sayılarında (600 – 10000) deneyler yaparak Nusselt ve fanning sürtünme katsayısı için korelasyonlar bulmuşlardır.

Khan vd [7] simetrik ve karışık chevron açılarına sahip çeşitli plakalarla deneyler gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısı 500 – 2500 aralığında yapılan deneylerde her iki tarafta da 3,5 – 6,5 Prandtl sayılarında su kullanılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda Reynolds sayısının ve chevron açısının ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar ışığında ise Reynolds sayısının, Prandtl sayısının ve chevron açısının fonksiyonu olan bir Nusselt sayısı elde edilmiştir.

1.2. Çalışmanın Amacı

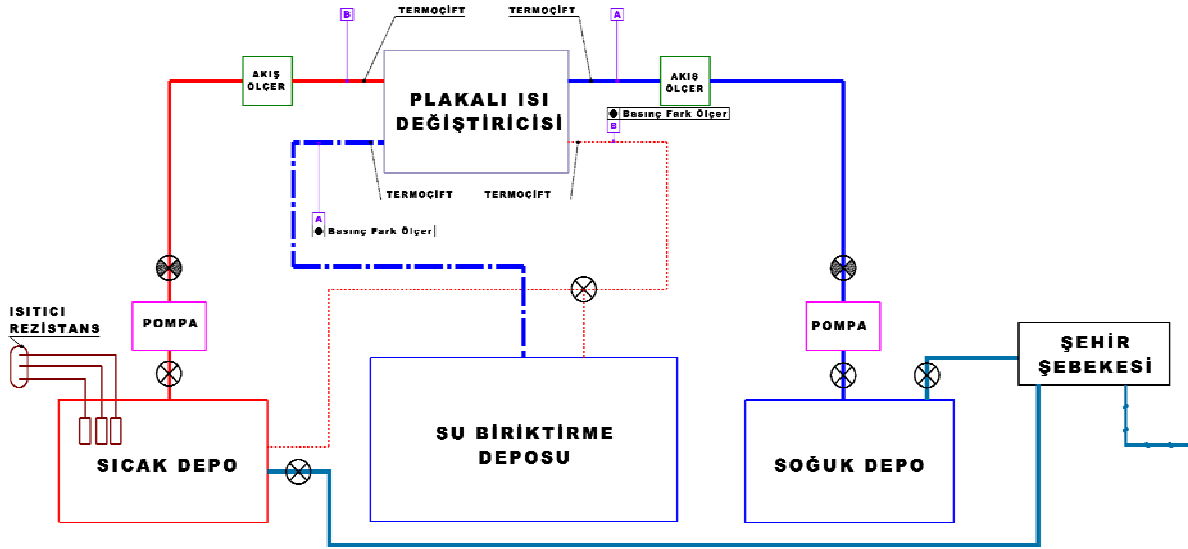
Bu çalışma "Plakalı Isı Değiştiricilerde Plakaya Bağımlı Isı Transferinin İncelenmesi ve Plaka Tasarımı için Deneysel ve Sayısal Analiz ve Modelleme" başlıklı SANTEZ projesinin bir parçasıdır. Bu projede, plakalı ısı değiştirgeçlerinin plakaya bağımlı ısı transferinin hem deneysel hem de teorik olarak incelenmesi ve hazırlanacak bir bilgisayar programı ile modellenmesi hedeflenmektedir. Mevcut plaka tiplerine göre seçim programı oluşturulması ve daha verimli plaka tasarlanması, ısı transferi plakalarının ısı verimliliğini gösteren ve yapılacak değişikliklere göre (plaka açıları, baskı derinlikleri, boyut) ısı verimi değiştirebilen simülasyon programlarının oluşturulması ana hedeftir. Bu sayede çeşitli çalışma senaryolarına göre yapılacak yerli bir imalatın yurt içi ve yurt dışı pazarlamasında gerekli olan ve rekabet gücünü artıracak olan tasarım için ilk yerli ve Türkçe/İngilizce seçim programı oluşturulmuş olacak, yabancı firmalar tarafından verilen ve kapalı kutu olarak çalıştırılan seçim programlarının anlaşılması sağlanmış olacaktır. Bu kapsamda, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarı'na kurulan deney düzeneği ile değişik tipte plakalar üzerinde çalışmalar yapılacaktır. Deneysel sonuçlara göre literatürdeki korelasyonlar modifiye edilerek, geliştirilen bilgisayar programı firmanın ısı değiştirgeçlerinde kullanılan plakalar için en doğru sonuçları verecek duruma gelecektir. Bu amaçla şu ana kadar deney düzeneğinin kurulumu ve yapılan ilk deney sonuçları bu bildiriye ele alınmıştır.

2. DENEY DÜZENEGİ TASARIMI VE KURULUMU

2.1. Deney Düzeneginin Tasarımı

Literatür araştırmaları sonucunda, deneylerde dikkat edilmesi gereken noktalardan en önemlileri; sıcak ve soğuk depolardan gelen akışkanın sabit sıcaklıkta ısı değiştiricisine girmesinin sağlanması, bunun için belirli bir süre beklenmesi ve ölçüm aletlerinin birbirleriyle etkileşiminin olmamasıdır [4,7]. Tasarım yapılırken deneyin doğruluğunu veya yapılabirliğini etkileyecek bu gibi unsurları en aza indirmek amaçlanmıştır.

Şematik gösterimi Şekil 3’de verilen düzenekte ısı değiştiricinin hem sıcak akışkan hem de soğuk akışkan girişlerinde ve çıkışlarında termociftler ile sıcaklık ölçümleri alınacaktır.



Şekil 3. Kurulumu Yapılan Deney Düzeneginin Şematik Gösterimi

Isı değiştirgeçlerinin tasarımında en etkili parametrelerden biri olan basınç düşümünün belirlenmesi önemlidir. Basınç düşümünün ölçümü için akışkan girişleri ve çıkışları arasındaki basınç düşümü fark basınçölçerler yardımıyla tespit edilmektedir. Şekil 3’de gösterilen AA ve BB referans noktaları arasında ölçümler gerçekleştirilmektedir.

Sistem üzerine bağlanacak cihazların ve glob vananın bağlantıları flanşlı bağlantılarla yapılmış, boru geçişleri vidalı olduğundan sistem üzerinde çok fazla kayba neden olmamakta ve ısı değiştiricinin yaratacağı basınç düşümünden kaynaklanan kayıpların yanında ihmal edilebilir kalmaktadırlar. Ancak bu kayıplar da sistem karakteristiğini belirlerken dikkate alınmıştır.

Şekil 3’de gösterilen deney düzenegi ileriki aşamalarda farklı deneylerde ve projelerde farklı tip ısı değiştirgeçlerinin sisteme adapte olabilmesi için tasarlanmıştır.

Deney düzeneginin deneyler sırasındaki en önemli avantajı pompaların çıkışlarındaki vanalar sayesinde akış ölçerlerin kapasitesi ve pompaların gücü kapsamında bütün debilerde çalışabilirlik ve esnek boru bağlantıları ile birçok ebatta ısı değiştiricisine bağlanabilir olmasıdır.

2.2. Deney Düzeneginde Kullanılan Cihazlar

Deney tesisatında kullanılmak üzere seçilmiş cihazlar ve bunlar seçilirken yapılan hesaplamalar aşağıda anlatılmaktadır.

2.2.1. Sıcaklık Ölçümü

Sıcaklık ölçümleri termočiftler aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler düşünüldüğünde, sıcaklık ölçüm cihazının bazı sınırlamaları ve ortama uygun bazı özellikleri karşılması gerekmektedir. Bu özellikler şu şekilde belirlenmiştir;

- 0 °C – 100 °C arası ölçüm alabilmeli,
- Termočift arkları kirlenmeye karşı korumalı olmalı,
- Termočift geometrisi boru içinde ölçüm almaya uygun olmalı,
- Anlık verileri bilgisayara aktarabilmelidir.

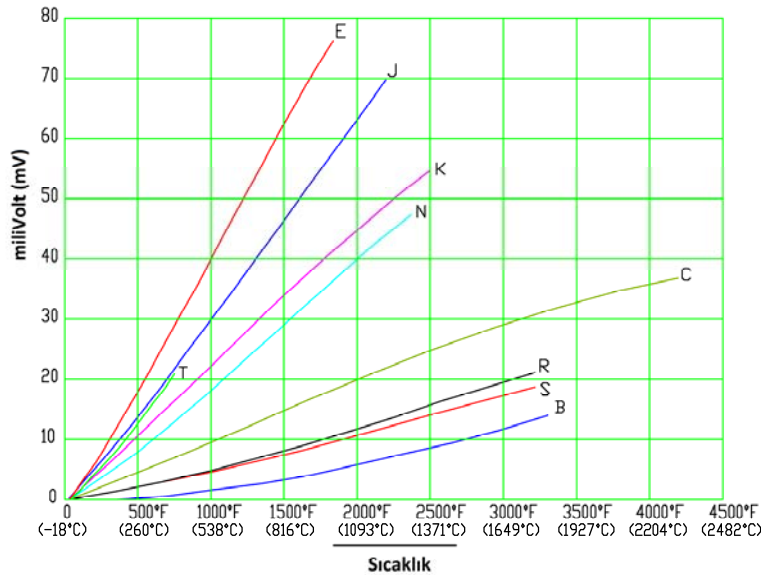
Kullanılan akışkan su olduğu ve her iki rezervuarda da sıvı faz olduğu için suyun sıvı faz sınırlarında çalışmıştır. Bu nedenle 0 °C – 100 °C arasında ölçümler alınabilmelidir.

Isı değiştirgeçlerinin en büyük problemlerinden biri olan kirlenme sorunu belirli bir süre sonra termočiftleri etkileyebilir. Isı değiştirgecinde oluşacak kirlenme, sıcaklık ölçüm alımını gerçekleştirecek olan termočift arklarına yapışarak alınacak ölçümleri etkileyebilir. Bu nedenle kirlenmenin olmayacağı şekilde termočiftler kullanılmalıdır.

Termočift ucu boru içinde ölçüm alabilecek geometrilere olmalıdır ve sabit olarak tutturulabilecek bir şekilde sahip olmalıdır.

Deneyler sırasında giriş ve çıkışta sabit sıcaklıklar elde edilemeyebilir. Bu nedenle deneyin sağlıklı yapıp yapılamadığını belirlemek amacıyla sürekli sıcaklık takibi gerekmektedir. Ancak bu şekilde sistemin gerçekten zamandan bağımsız (durağan) koşullarda çalıştığından emin olunur.

Deney düzeneğinde sıcaklık ölçmek için DIN 43710 standartlarına göre J tipi termočiftler kullanılmıştır. Fe-CuNi'den yapılan J tipi termočiftler, Şekil 4'de de görüldüğü gibi 0°C – 100°C (32°F – 212°F) aralığında diğer tip termočiftlere göre daha doğrusal bir mV değeri izlemektedir. Bu nedenle bu aralıkta daha doğru sonuçlara ulaşmak mümkündür.



Şekil 4. Termočift Tiplerine Göre Sıcaklıkla – mV Eğrileri [8]

Termočiftlerin kirlenmeye karşı korunması için ve bu korunmanın yapılırken, koruyucunun kendisinin kirlenme yapmaması için uygun bir koruyucu kılıf seçilmelidir. Bu nedenle paslanmaz özellikte olan Inconel çeliğinden yapılan ve ebatları boruların içine girebilecek ve akış rejimini fazla etkilemeyecek şekilde olan koruyucu kılıflar tasarlanmış ve borulara vidalı bağlantısı yapılabilecek şekilde adaptörlere montajlanmıştır (Şekil 5).

J tipi termočiftler DT – 80 veri toplayıcı ile kullanılmış, böylece anlık veriler hem cihaz üzerinde görülmüş hem de bağlantı kablosu veya veri çubuğu kullanılarak dijital ortama kaydedilebilmiştir.

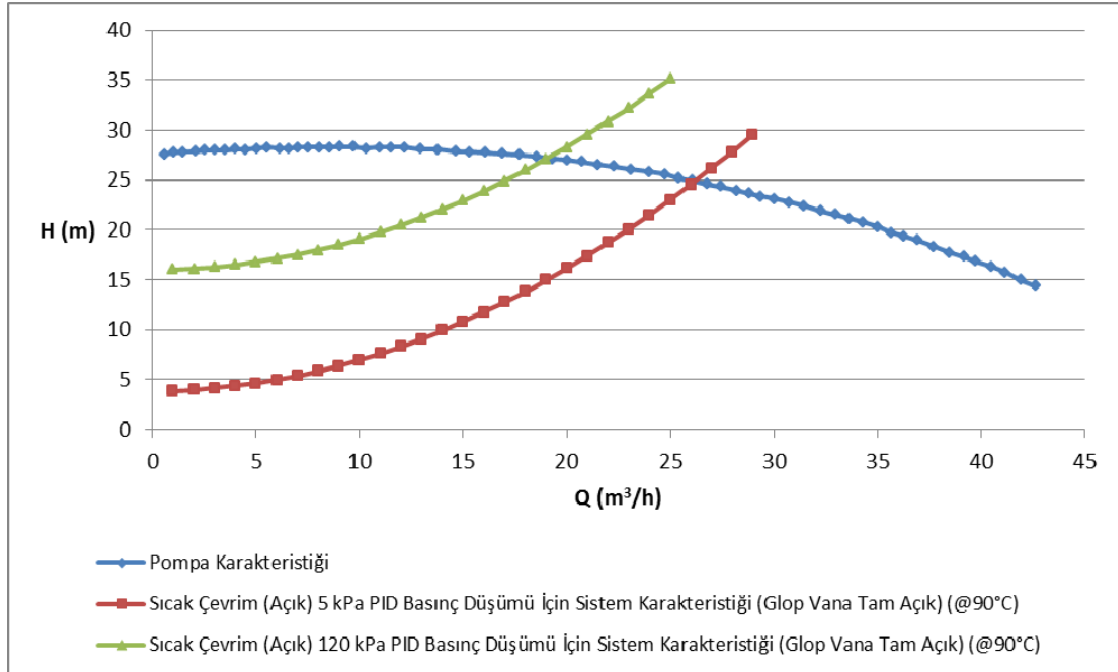


Şekil 5. Deneyleerde Kullanılan J Tipi Termočift

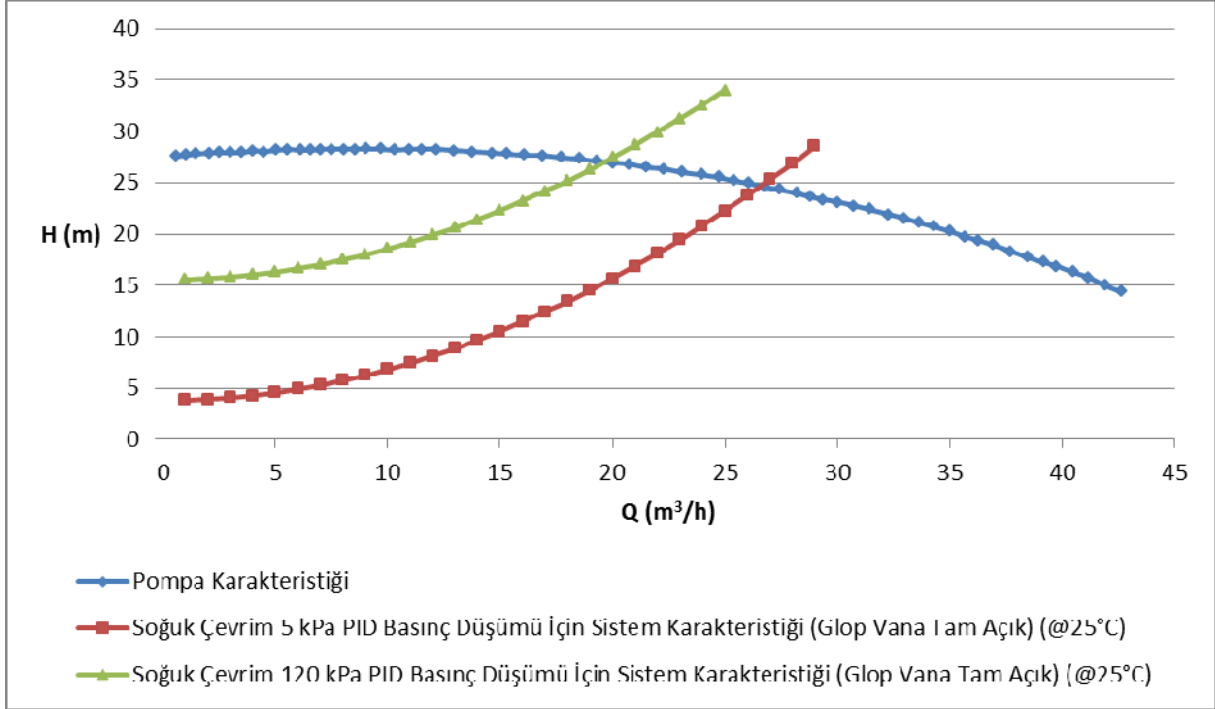
2.2.2. Sistem Karakteristiği Hesaplamaları ve Akış Ölçümü

Sisteme giren akışkan debilerinin belirlenmesi için kullanılacak akış ölçer için çeşitli tiplerde incelemeler yapılmış ve manyetik akış ölçer kullanılması planlanmıştır. Deney düzeneğinde kullanılmak üzere manyetik akış ölçer seçilmesi için, akış ölçer seçiminde kullanılacak akışkanın çeşidi, akışkanın sıcaklığı, pompa gücü ve bağlantının yapılacağı boru çapı kısıtlayıcı faktörler olarak belirlenmiştir.

Şekil 8b'de gösterilen ve sistemde kullanılan pompa 3kW gücünde ve tam güçte toplam 6A akım çekmektedir. Pompanın kavitasyon oluşmadan çalışması için gerekli NPSH değerleri kataloglardan [9] bulunmuş ve mevcut NPSH değeri hesaplanmıştır. Buna göre depo yükseklikleri 3,15m seviyesine konulmuştur. Pompa çıkışlarında flanşlı bağlantılar kullanılarak boru çapları DN40'dan DN50'ye çıkarılmıştır. Pompalar için gerekli hesaplamalar yapılmış, pompa sistem karakteristikleri çıkarılarak çalışma şartları belirlenmiştir. Buna göre oluşturulan sistem ve pompa eğrileri Şekil 6 ve Şekil 7'de gösterilmektedir.



Şekil 6. Pompa ve Sistem Karakteristikleri (Sıcak Su Çevrimi)



Şekil 7. Pompa ve Sistem Karakteristikleri (Soğuk Su Çevrimi)

ORW-3 ısı değiştirgecinin giriş portları 2" olduğundan ve daha küçük ve büyük boy ısı değiştirgeçleri için ortalama bir değer olduğu için ve pompa basma gücü 2" boru çapı için Şekil 6 ve Şekil 7'deki eğrileri verdiği için 2" boru çapı (DN50) sistem için uygun bulunmuştur. Pompanın çıkışına konulan pistonlu (glob) vananın kullanılması ile sistemde yüksek kayıp katsayısı oluşturulmaktadır. Şekil 6 ve Şekil 7'de ısı değiştirgecinde öngörülen basınç düşümü değerleri incelendiğinde artan basınç düşümü üstel sistem karakteristiğinin ivmesini artırmaktadır. Böylece pompa karakteristiği ile olan kesişimi (çalışma noktası) daha düşük debilerde gerçekleşmektedir. Kullanılacak pistonlu vanada yaratacağı ek düşüm katsayısı ile sistem ve pompa karakteristik eğrilerinin daha küçük debilerde kesişmesini sağlayacaktır. Bu sayede sistem sıcak taraf için 0 – 18 m³/h, soğuk taraf için ise 0 – 20 m³/h aralığında çalışabilmektedir.

Akışkan sıcaklığı 0 – 100 °C olacağı ve çevrimde su kullanılacağından debimetre seçiminde kısıtlayıcı bütün faktörler belirlenmiştir. Bu amaçla araştırmalar kapsamında Şekil 8'a da gösterilen LCD göstergeli manyetik akış ölçer kullanılmıştır.



Şekil 8. Ölçüm Cihazları (a. Manyetik akış ölçer b. Pompalar ve debi ayar vanaları)

2.2.3. Basınç Düşümü Ölçümü

Tüm ısı değiştirgeçlerinde bulunan ve tasarımı doğrudan etkileyen faktörlerden biri olan basınç düşümünün ölçülmesi yapılacak olan performans analizlerinde ve oluşturulacak olan bilgisayar programının içeriğinde önemli bir yere sahiptir. Bu nedenle sistemin sıcak ve soğuk su çevrimlerinde plakalı ısı değiştirgecinden kaynaklanan basınç düşümü ölçülecektir. Bu maksatla çeşitli tarzda basınçölçerler incelenmiştir.

Basınç kaybı plaka sayısı, geçiş sayısı, akışkan hızı, geometrik yapı, akışkan yoğunluğu, akışkan kinematik viskozitesi ve yüzey pürüzlülüğüne bağlı bir parametredir [3,10]. Bu plakalar için basınç düşümü hesaplaması kesin olarak yapılamaz. Kabul edilebilir basınç düşümünü, endüstride bu tür uygulamalarda kullanılan aralıkta seçmek gerekmektedir. Nitekim piyasada kullanılmayacak değerlerde basınç düşümüne sahip ısı değiştirgeçlerinin analizlerinin yapılması hiçbir amaca hizmet etmeyecektir. Bu nedenle maksimum basınç düşümü 120 kPa ile sınırlandırılmıştır.

Bu değerler arasında ölçüm yapabilen fark basınçölçerler araştırılmış ve Şekil 9'da gösterilen fark basınçölçerler deney düzeneğinde kullanılmıştır.



Şekil 9. Deney Düzeneğinde Kullanılan Fark Basınçölçer

2.3. Deney Tesisi Kurulumu

Deney düzeneğinin tasarımı Şekil 10'da gösterilmiştir. Şekil 10'da gösterildiği gibi pozitif yükü sağlayan yükseklikteki sıcak ve soğuk su depolarından, metal galvanize borular aracılığıyla, su filtrelendikten sonra pompalara gelip, buradan pompalar ile sisteme gönderilmiştir. Pompaların çıkışına konulan pistonlu vanalar ile sistem debisi ayarlanmıştır. Debi ayarlama işlemi akış ölçerin gözle kontrolü ile yapılmıştır. Vanada kısılan akış 300 mm sonra dikleşen boru alanına girmektedir. Bu dik bölüm, minimum ölçüleri akış ölçere girmeden önce 3xDN ve akış ölçerden sonra 2xDN olan akış ölçüm alanını oluşturmaktadır. Dikey ekseninde yerçekiminden faydalanarak, borunun her zaman tam dolu olması sağlanmış, böylece kullanılan akış ölçüm cihazı için en doğru ölçüm değerleri elde edilmiştir. Kurulan sistemde minimum giriş 3xDN (150mm) olması gerekirken, mevcut sistemde bu değer 480 mm; çıkış bölgesinde ise 2xDN (100 mm) olması gerekirken, mevcut sistemde bu değer 385 mm olarak yapılmıştır. Bu değerler akışın, ölçüm bölgesinde kaotikten uzak, düzgün bir form kazanması için önemli ve akış ölçerin üretici firması tarafından kataloglarında belirtmiş değerlerdir. [11]. Belirli bir noktaya kadar metal borularla gelen akışkanın debi ölçümü dikey bölümde alındıktan sonra esnek boru bağlantıları ile ısı değiştirgecine bağlantıları yapılmıştır. Esnek boru bağlantısı seçilmesindeki temel neden ise farklı boyutlardaki ısı değiştirgeçlerinin sistemde kullanılabilir olmasını sağlamaktır. Esnek boru bağlantıları ısı değiştirgecine fittingler ile bağlanmıştır. Kullanılan fittinglerdeki manşonlar üzerinde açılan iki port aracılığıyla termočiftler ve fark basınçölçer bağlantıları gerçekleştirilmiştir (Şekil 12).



Şekil 10. Tasarlanan Deney Düzeneği CAD Modeli



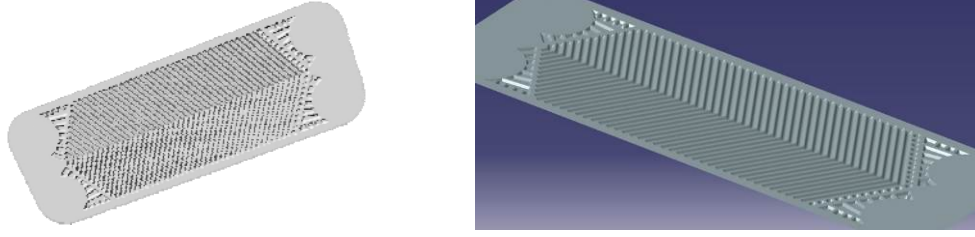
Şekil 11. Deneylede Kullanılan ORW – 3 Serisi Isı Değiştirgeci ve Plakası



Şekil 12. Kurulumu Yapılan Deney Düzeneği

3. ISI DEĞİŞTİRGEÇİ PLAKA ÖLÇÜMÜ

Deneylerde kullanılacak plakaların (Şekil 11) ölçülerinin bilinmesi, ileriki aşamalarda yapılacak hesaplamalarda gerekmektedir. Bu nedenle lazer tarayıcı kullanılarak Stereolithography (STL) verileri elde edilmiştir. Bu STL verileri ile plakaların üç boyutlu CAD modelleri oluşturulmuştur (Şekil 13). Böylece plakaların Tablo 1’de belirtilen ölçümleri elde edilmiştir.



Şekil 13. ORW – 3 CAD Modeli

Tablo 1. Isı değiştirgecine ait parametreler ve ölçümü yapılan değerler

| Parametre | Simge | Birim | Ölçülen ORW3 | Parametre | Simge | Birim | Ölçülen ORW3 |
|---|-------|-----------|-------------------------------------|--|----------|----------|--------------|
| Maksimum akış hızı | | l/saat | 90000 | Geçit merkezleri arası plaka genişliği | L_h | m | 0.1451 |
| Maksimum çalışma basıncı & maksimum test basıncı | | Bar | 16 & 21 | Geçit çapı | D_p | m | 0.069 |
| Plaka başına olan ısıtma yüzey alanı (katalog değeri) | | m^2 | 0.125 | Chevron Açısı | β | \equiv | 30 |
| Isı transferi katsayısı (katalog değeri) | U | $W/m^2.K$ | 3489–5815 | Genişleme katsayısı | Π | | 1.304 |
| Plaka Malzemesi | | | AISI 316 | Yüzey alanı | A_{1p} | m^2 | 0.10856□ |
| Conta | | | Kauçuk NBR, EPDM, HNBR, VITON (FKM) | Genişletilmiş yüzey alanı | A_1 | m^2 | 0.141594 |
| Contalar arası plaka genişliği | L_w | m | 0.230 | Ondülasyon adımı | p_c | mm | 9.84 |
| Geçit merkezleri arası plaka uzunluğu | L_v | m | 0.6058 | Plaka adımı | p | mm | 3.3 |
| Contalar arası plaka uzunluğu | L_p | m | 0.537 | Plaka kalınlığı | t | mm | 0.45 |

4. YAPILAN DENEYLER

4.1. Deneysel Hesaplamalar

Kurulan deney düzeneğinde ORW – 3 plakalı contalı plakalı ısı değiştirgeci ile çeşitli sıcaklık ve debilerde Reynolds 500 ile 5550 değerleri arasında deneyler yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda ısı

transfer denklemlerinden toplam transfer edilen ısı enerjisi hesaplanmaktadır [1,7]. Bunun için hacimsel debiden bulunan kütsel debi ($\dot{m} = \dot{V}\rho$) hesaplanıp, aşağıdaki termodinamiğin birinci yasasından gelen denklemde ilgili değerler yerine konulur.

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

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

Hesaplamalarda kullanılan ρ , μ , C_p , Pr , k değerlerinin alınacağı sıcaklık için ortalama sıcaklık aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$T_{c,b} = (T_{c,in} + T_{c,out}) / 2$$

$$T_{h,b} = (T_{h,in} + T_{h,out}) / 2$$

$$T_w = (T_{c,b} + T_{h,b}) / 2$$

Ortalama ısı transferi katsayısını hesaplamak için logaritmik ortalama sıcaklık değerinin hesaplanması gerekmektedir;

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}\right)}$$

Buradan ortalama ısı transferi katsayısı (U),

$$Q = UA\Delta T_{LM}$$

formülünden çekilerek bulunur.

Çalışılan kanal Reynolds değerleri ise kanal kütle debisi, eşdeğer çap ve dinamik vizkositeden bulunur:

$$Re = \frac{G_c D_e}{\mu}$$

Burada, $D_e \approx 2b$ & $G_c = \frac{\dot{m}_c}{N_{cp} b L_w}$ olarak alınmıştır.

Soğuk akışkan ve sıcak akışkan Reynolds sayılarının yaklaşık olarak eşit alınarak yapılan deneylerde ısı transferi katsayısının her iki taraf içinde yaklaşık olarak aynı olduğu kabulü yapılabilir [7]. Bu durumda ($Re_c \approx Re_h$) ve ($h_c \approx h_h$) olduğu varsayılarak aşağıdaki eşitlikten h_c ve h_h değerleri bulunur.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_w}$$

Bu durumda deneylerde elde edilen Nusselt sayısı $D_h = \frac{2b}{\phi}$ olmak üzere;

$$Nu = \frac{hD_h}{k_f}$$

formülünden bulunur [1].

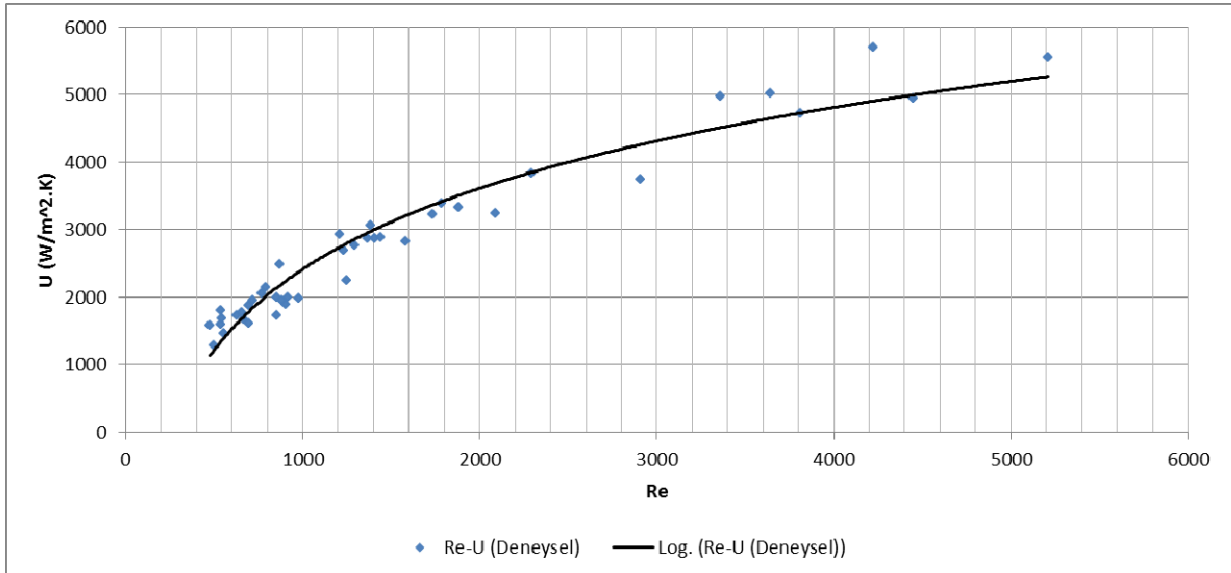
Elde edilen deneysel Nusselt sayıları, Tablo 2’de belirtilen aralıklar için Nusselt değerleri verilen korelasyonlarla karşılaştırılmıştır.

Tablo 2. Daha önceden yapılmış bazı çalışmalar ve bulunan korelasyonlar

| Referans | β | Re | Korelasyon |
|------------|---------|--------------------------|--|
| Kumar [1] | 30° | >10 | $Nu = 0,348 Re^{0,663} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,17}$ |
| Focke [12] | 30° | 600 – 16000 150 – 600 | $Nu = 1,112 Re^{0,6} Pr^{0,5}$ $Nu = 0,57 Re^{0,7} Pr^{0,5}$ |
| Okada [13] | 30° | 400 – 15000 | $Nu = 0,1528 Re^{0,66} Pr^{0,4}$ |

4.2. Deneysel Sonuçları

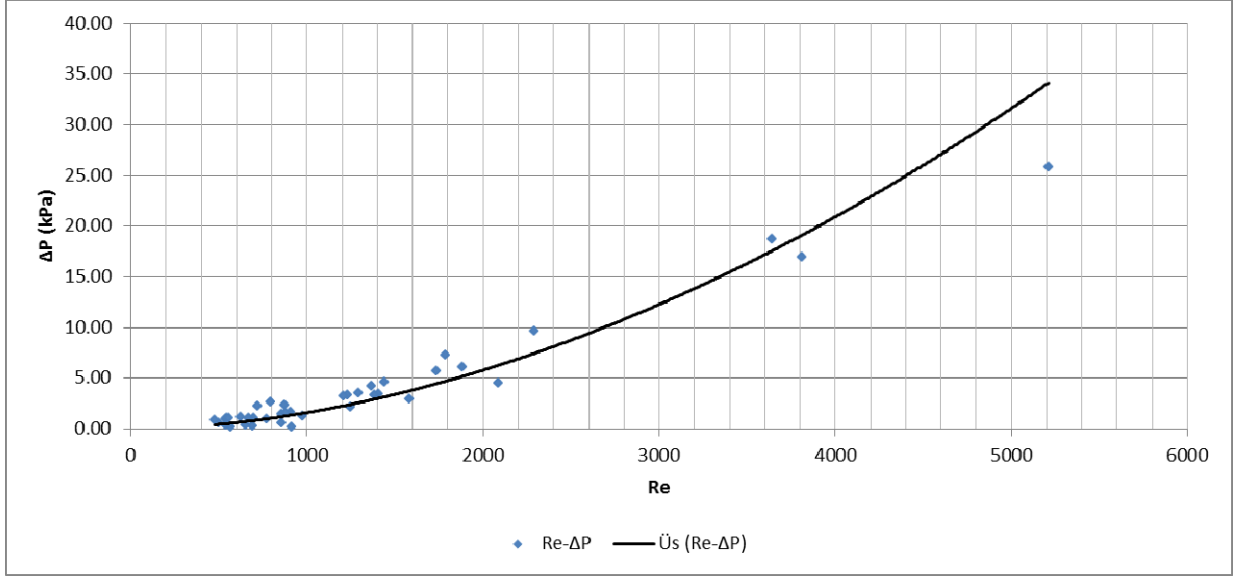
Elde edilen veriler değerlendirildiğinde Şekil 14 ortalama ısı transfer katsayısının Reynolds sayısı ile değişimini göstermektedir. Warnakulasuriya vd [10]’nin elde ettiği gibi logaritmik bir eğilim gösteren U-Re grafiği artan Reynolds sayısı ile ortalama ısı transferinin arttığını ancak bu artış hızının giderek azaldığını göstermektedir. Çatalı plakalı ısı değiştirgeçlerinde akış karakteristiği kıvrım modeli (corrugation pattern), chevron açısı, baskı derinliği ve port yakını akış dağıtma desenleri ile kontrol edilebilir. Bu parametrelerin değiştirilmesi ile çok düşük debilerde bile türbülanslı bir akış elde edilebilir. Bu plakalı ısı değiştirgeçlerinde istenen bir özelliktir. Şekil 14’de görüldüğü gibi türbülanslı akış rejimi iki ayrı akış hacmi arasındaki ısı transferini arttırmaktadır.



Şekil 14. Reynolds'a Karşılık Gelen Ortalama Isı Transferi Katsayısı Dağılımı

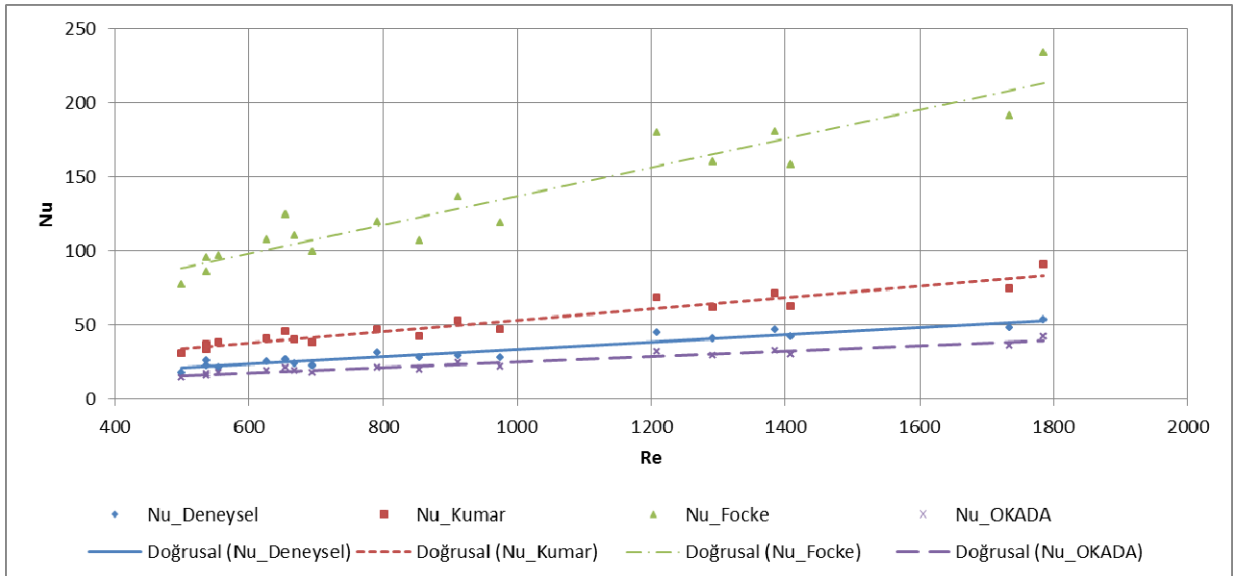
Şekil 15’de ise artan Reynolds’a göre gerçekleşen basınç düşümü gösterilmiş ve Tsai vd [14]’nin gözlemlediği gibi basınç düşümünün değişiminin ise üstel olarak gerçekleştiğini göstermektedir. Şekil 15 incelendiğinde artan Reynolds sayısının üstel olarak basınç düşümünü arttırdığı görülmektedir. Bu

nedenle çalışılacak Reynolds aralığının belirlenmesi önemlidir. Yüksek basınç düşümü pompa maliyetini ve enerji gereksinimini artıracığı için kaçınılmalıdır. Isı değiştirgeci seçilirken basınç düşümünü makul bir seviyede tutarak, elde edilebilecek maksimum ısı transfer katsayısı amaçlanmalıdır.



Şekil 15. Reynolds'a Karşılık Gelen Basınç Düşümü Dağılımı

Şekil 16'da Reynolds'a karşılık gelen Nusselt sayısı görülmektedir. Eşit kabul edilen h değeri ve yaklaşım nedeniyle, Khan vd'nin [7] çalışmaları plakada olduğu gibi doğrusal bir değişim gözlemlenmiştir.



Şekil 16. Reynolds'a Karşılık Gelen Nusselt Sayısı Hesaplamaları

Şekil 16 incelendiğinde literatürde bulunan korelasyonlardan Focke vd'nin sonuçları [12] yapılan deneylerden elde edilen sonuçlara en uzak yaklaşımı vermektedir. Ancak Kumar [1] ve Okada vd [13] tarafından bulunan korelasyonlar deney sonuçlarına daha yakın bir eğilim içerisindedir.

5. YORUMLAR, GELECEKTE PLANLANAN ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada plakalı ısı değiştirgeçlerini test etmek üzere bir deney düzeneği kurulmuş ve ORW 3 plaka tipinin ısı performans analizi ortalama ısı transfer katsayıları ve basınç düşümleri ölçülerek incelenmiştir. Deney sonuçları piyasada farklı ısı değiştirgeçleri için kullanılan korelasyonlarla tam uyum içerisinde değildir. Bu da her plakalı ısı değiştirgeci üreticisinin kendi korelasyonlarını geliştirerek hesaplamalarında kullanmak zorunluluğunu doğurmaktadır. Bu çalışmadaki deneysel sonuçlar ORW 3 plaka tipi için yeni korelasyonlar geliştirilmesinde kullanılacak, geliştirilmekte olan bilgisayar programı ısı değiştirgeci hesaplamalarını yeni korelasyonlara göre yapacaktır.

7. KAYNAKLAR

- [1] KAKAÇ S., HONGTAN L., “Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, CRC Press, 2002², Florida.
- [2] INCROPERA F.P., DEWITT D.P., “Introduction to Heat Transfer, Wiley”, 1996³, New York.
- [3] BOBBILI P.R., SUNDEN B., DAS S. K., “An experimental investigation of the port flow maldistribution in small and large plate package heat exchangers”, Applied Thermal Engineering 26 (2006) 1919–1926.
- [4] AFONSO I. M., CRUZ P., MAIA J. M., MELO L. F., “Simplified numerical simulation to obtain heat transfer correlations for stirred yoghurt in a plate heat exchanger”, Food and Bioproducts Processing 86 (2008) 296–303.
- [5] CEREZO J., BOUROUIS M., VALLES M., CORONAS A., BEST R., “Experimental study of an ammonia–water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines”, Applied Thermal Engineering 29 (2009) 1005–1011.
- [6] MULEY A., MANGLIK R. M., “Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates,” ASME J. of Heat Transfer, 121, pp. 110–117, 1999.
- [7] KHAN T.S., KHAN M.S., CHYU M. C., AYUB Z.H., “Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations”, Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1058–1065.
- [8] <http://www.claustemp.com/> (Ocak 2011)
- [9] WILO SELECT Program (Ocak 2011)
- [10] WARNAKULASURIYA F.S.K., WOREK W.M., “Heat transfer and pressure drop properties of high viscous solutions in plate heat exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (200) 52–67.
- [11] ABB Automation Products GmbH, Electromagnetic Flowmeter, ProcessMaster / HygienicMaster Operating Instruction OI/FEP300/FEH300-EN 06.2009 Rev. B.
- [12] FOCKE W.W., ZACHARIDES J., OLIVER I., “The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of the plate heat exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer 28 (1985) 1469 – 1479.
- [13] 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 1 (1972) 90 – 95.
- [14] TSAI Y.C., LIU F.B., SHEN P.T., “Investigations of the pressure drop and flow distribution in a chevron-type plate heat exchanger”, International Communications in Heat and Mass Transfer 36 (2009) 574–578.

ÖZGEÇMİŞ

Fatih AKTÜRK

1986 yılı Ankara doğumludur. 2009 yılında TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitede Yüksek Lisans eğitimine devam etmektedir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, CAD tabanlı tasarım ve ısı değiştirgeçleri konularında çalışmaktadır.

Nilay SEZER UZOL

Dr. Nilay Sezer Uzol, 1998 yılında Orta Doğu Teknik Üniversitesi Havacılık ve Uzay Mühendisliği'ni bitirmiştir. 2001 ve 2006 yıllarında Pennsylvania State Üniversitesi'nde Havacılık Mühendisliği alanında master ve doktorasını tamamlamıştır. 2007 yılından beri TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'nde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır.

Selin ARADAĞ

Dr. Selin Aradağ, 1979 Ankara doğumludur. 2000 ve 2002 yıllarında ODTÜ Makina Mühendisliği bölümünden lisans ve yüksek lisans derecelerini almış, 2006 yılında ABD'deki Rutgers, New Jersey Eyalet Üniversitesi, Makine ve Havacılık Mühendisliği bölümünden doktora derecesiyle mezun olmuştur. Amerikan Hava Kuvvetleri'nde iki yıl çalıştıktan sonra 2008 yılında TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği öğretim üyesi kadrosuna katılmış, halen aynı üniversitede görevini sürdürmektedir. Çalışma konuları, akışkanlar mekaniği, akış kontrolü, yüksek hızlı akışlar ve ısı değiştirgeçleri alanında olan Selin Aradağ, 2010 yılı Türkiye Bilimler Akademisi Üstün Başarılı Genç Bilim İnsanı ödülü sahibidir.

Sadık KAKAÇ

1932 yılı Çorum doğumludur. 1955 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi, 1959 yılında Massachusetts Institute of Technology'de Makina Mühendisliği alanında, 1960 yılında Nükleer Enerji alanında M.S. derecelerini almıştır. University of Manchester'da 1965 yılında Doktora derecesini almış ve Orta Doğu Teknik Üniversitesi'nde 1971 yılında Profesörlüğe yükselmiştir. 1960–1982 ve 1998–1999 yılları arasında Orta Doğu Teknik Üniversitesi'nde görev yapan Sadık Kakaç, 1990–1991 yıllarında Münih Teknik Üniversitesi'nde misafir öğretim üyesi olarak bulunmuş, 1999 yılında Orta Doğu Teknik Üniversitesi'nden emekli olmuştur. 1970–1978 yılları arasında Atom Enerjisi Komisyonu üyeliği yapmış, 1971 yılında TÜBİTAK Bilim Kurulu üyeliğine seçilmiş ve iki dönem bu görevde bulunmuştur. 1978–1980 yılları arasında NATO Bilim Komitesi'nde ülkemizi temsil eden Kakaç, aynı tarihlerde Türkiye Atom Enerjisi Komisyonu Genel Sekreteri olarak görev yapmıştır. 1982–2008 tarihlerinde Miami Üniversitesi'nde çalışan Prof. Dr. Sadık Kakaç, 22 Haziran 2007 tarihinden bu yana TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesinde öğretim üyesi görevini sürdürmektedir.

Ufuk ATAMTÜRK

Ufuk ATAMTÜRK, 1982 yılında Yozgat'ta doğdu. İlk ve orta öğrenimini Ankara'da tamamladı. 2003 yılında Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. Aynı yıl TEKTES A.Ş.'de makine mühendisi olarak çalışmaya başladı. Halen aynı firmada Tanpera Ürün Grubu Müdürü olarak çalışmaktadır.