

Hava Soğutmalı Mini Kanallı Panjurlu Kanatlı Bir Eysel Buzdolabı Kondenserinin  
Farklı Nem Ve Sabit Soğutma Yüğü Koşullarında Sayısal Ve Deneysel Analizi

Bahadır Doğan

**DOKTORA TEZİ**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık 2016

Numerical and Experimental Analysis Of An Air Cooled Mini Channel Condenser With  
Louvered Fins For A Household Refrigerator Under Different Humidity and Fixed  
Cooling Load Conditions

Bahadır Doğan

**DOCTORAL DISSERTATION**

Department of Mechanical Engineering

December 2016

Hava Soğutmalı Mini Kanallı Panjurlu Kanatlı Bir Evsel Buzdolabı Kondenserinin Farklı  
Nem Ve Sabit Soğutma Yükü Koşullarında Sayısal Ve Deneysel Analizi

Bahadır Doğan

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Enerji-Termodinamik Bilim Dalında  
DOKTORA TEZİ  
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

“Bu tez Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı ve Arçelik A.Ş. tarafından 00865.2011-1  
ve 00888.STZ.2015 nolu Santez programı çerçevesinde desteklenmiştir”

Aralık 2016

## ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora öğrencisi Bahadır Doğan'ın DOKTORA tezi olarak hazırladığı "Hava Soğutmalı Mini Kanallı Panjurlu Kanatlı Bir Evsel Buzdolabı Kondenserinin Farklı Nem ve Sabit Soğutma Yüğü Koşullarında Sayısal ve Deneysel Analizi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oybirliği ile kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. L. Berrin Erbay

**İkinci Danışman** : -

**Doktora Tez Savunma Jürisi:**

**Üye:** Prof. Dr. L. Berrin Erbay

**Üye:** Prof. Dr. Ö. Mete Koçkar

**Üye:** Prof. Dr. Haydar Aras

**Üye:** Doç. Dr. Enis Turhan Turgut

**Üye:** Yrd. Doç. Dr. Ümit Er

<p>Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.</p> <p style="text-align: right;">Prof. Dr. Hürriyet ERŐAHAN Enstitü Müdürü</p>
--

## ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. L. Berrin ERBAY danışmanlığında hazırlamış olduğum “Hava Soğutmalı Mini Kanallı Panjurlu Kanatlı Bir Evsel Buzdolabı Kondenserinin Farklı Nem Ve Sabit Soğutma Yükü Koşullarında Sayısal Ve Deneysel Analizi” başlıklı DOKTORA tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik, ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 28/12/2016

Bahadır Doğan

## ÖZET

Bu çalışmada, panjurlu kanatlara sahip mini kanallı alüminyum çekme borulu kompakt ısı değiştiricilerin farklı nem koşullarındaki performansı deneysel olarak araştırılmıştır. Farklı dış ortam koşullarında deneyleri yapılan ısı değiştirici modellerine bir dizi sayısal çalışma ve ön deneyler sonucunda karar verilmiştir. Proje ortağı firma tarafından evsel buzdolaplarında kondenser olarak kullanılması amaçlanan kompakt ısı değiştiricilerin farklı nem koşullarındaki performansı için gerçekleştirilen bu çalışma aşağıda özetlenen kısımlardan oluşmaktadır.

Bu çalışmanın 1. Bölümünde ısıtma, soğutma ve iklimlendirme sektöründe enerji verimliliği ve ısı değiştiricilerin bu sektördeki payı kısaca anlatılmıştır. Bölüm 2’de evsel buzdolabı üreten proje ortağı firmanın kullanacağı ısı değiştiricilerin daha performanslı, daha küçük dolayısı ile daha az soğutucu akışkan kullanımı ile kendi pazarındaki yaratacağı fark vurgulanmıştır. Bölüm 3’te bu çalışma kapsamında araştırması yapılacak olan panjurlu kanatlı mini kanallı yassı borulu ısı değiştiricilerle ilgili yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Çalışmanın 4. Bölümünde kompakt ısı değiştiriciler kapsamında kendisine özel bir yer edinen panjurlu kanatlı geometrilerin performans hesaplamalarının hangi kriterler ile yapılacağı anlatılmıştır. Bu çalışmanın 5., 6. ve 7. Bölümlerinde ise özgün tez konusuna temel oluşturan çalışmalara yer verilmiştir. Bölüm 5’te panjurlu kanatlı geometri 2D olarak ele alınıp ticari bir yazılım olan ANSYS programı ile ısı ve hidrolik performansı araştırılmıştır. Bölüm 6’da, 5. Bölümde tespit edilen en yüksek performansa sahip geometrik parametreler kullanılarak üretilen iki adet panjurlu kanatlı mini kanallı kompakt ısı değiştiricinin performansı hava tüneli setinde deneysel olarak incelenmiştir. Bölüm 7’de, bir önceki bölümde deneyleri yapılan ısı değiştiricilerin ısı performansları farklı soğuk akışkan sıcaklığında incelenmiştir. Normalize edilen sonuçlar toplam ısı iletkenlik, ısı transfer sayısı ve etkenlik cinsinden ifade edilmiştir. Özgün tez konusuna esas teşkil eden 8. Bölümde, tek ara levhalı ve çift ara levhalı olarak belirlenmiş olan panjurlu kanatlı kompakt ısı değiştiricilerin termo-hidrolik performansı kuru yüzey kabulü altında iki farklı dış ortam neminde (%30-%90) 0,8-5,6 m/s aralığındaki hava hızlarında deneysel olarak incelenmiştir. Sonuçlar Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü olarak sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Kompakt ısı değiştirici, kondenser, panjurlu kanat, yassı boru, nem.

## SUMMARY

In this study, thermal and hydraulic performance of the mini channel flat tube compact heat exchangers with louvered fins was investigated experimentally under different humidity conditions. The heat exchanger models tested under different surrounding conditions were determined by a series of numerical studies and preliminary experiments. This study, which was carried out for the performance of compact heat exchangers for different humidity conditions intended to be used as a condenser in domestic refrigerators by the project partner, consists of the divisions summarized below.

In the 1<sup>st</sup> division of this study, energy efficiency for the heating, cooling and air conditioning sector and the effects of heat exchangers for this sector were briefly explained. In the 2<sup>nd</sup> division, the difference that the company produces domestic refrigerators would create in its own market by using compact and energy efficient heat exchanger with less refrigerant was emphasized. The 3<sup>rd</sup> division includes a literature survey for the mini channel compact heat exchanger with louvered fins. In the 4<sup>th</sup> division, the performance calculations of the louvered fin geometries, which have a special place in the context of compact heat exchangers, have been described. In the 5<sup>th</sup>, 6<sup>th</sup> and 7<sup>th</sup> divisions of this study, the studies that forms the basis of the original thesis were given in detail. In the 5<sup>th</sup> division, the thermal and hydraulic performance of the louvered fins were investigated numerically by using ANSYS 2D module. In the 6<sup>th</sup> division, the performances of two mini-channel compact heat exchangers with louvered fins, produced using geometric parameters with the highest performance found in the previous division, were experimentally investigated in an wind tunnel set. In the 7<sup>th</sup> division, the thermal performances of the heat exchangers tested in the previous section were examined at different cold fluid temperatures. Normalized results were expressed in terms of overall thermal conductance, heat transfer number and effectiveness. In the 8<sup>th</sup> division which is the basis for the original thesis, the thermal and hydraulic performances of louvered fin heat exchangers with one and two intermediate plate were tested at an air velocity range of 0.8-5.6 m/s with two different relative humidity (30%-90%) under the assumptions of dry surface. The results were presented as Colburn  $j$ -factor and friction factor.

**Keywords:** Compact heat exchanger, condenser, louvered fin, flat tube, humidity.

## TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarımnda ve geride kalan tüm akademik hayatım boyunca destek olan ve tüm bilgi birikimini bana aktarmaya çalışan danışmanım Prof. Dr. L. Berrin ERBAY'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez izleme sürecinin tamamında çalışmalarımna katkı sağlayan jüri üyeleri Prof. Dr. Ö. Mete KOÇKAR ve Prof. Dr. Haydar ARAS'a teşekkürlerimi sunarım.

Yoğun çalışmalarımna vakit ayırabilmem için büyük fedakârlık gösteren, bu uzun süreçte bana moral ve motivasyon sağlayan eşim Aslıhan DOĞAN'a teşekkür ederim.

Doktora eğitimimim sürecinde 00865.STZ.2011-1 ve 00888.STZ.2015 numaralı sanayi destekli tez programı kapsamında deneysel çalışma imkânı sağlayan başta T.C. Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı olmak üzere Arçelik A.Ş. Eskişehir Buzdolabı İşletmesi'ne maddi desteklerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Bahadır Doğan



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	<b>vi</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>vii</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>viii</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>ix</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	<b>xi</b>
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ</b> .....	<b>xii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ</b> .....	<b>xiii</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
<b>2. ÇALIŞMANIN GEREKÇESİ VE HEDEFLERİ</b> .....	<b>3</b>
<b>3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>7</b>
<b>4. KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLER VE PANJURLU KANAT YAPISI</b> .....	<b>19</b>
4.1. Panjurlu Kanatlar Üzerinden Akış .....	21
4.2. Panjurlu Kanatlar İçin Performans Parametreleri .....	23
<b>5. PANJURLU KANAT GEOMETRİSİNİN SAYISAL ANALİZİ</b> .....	<b>26</b>
5.1. Sayısal Metot .....	28
5.2. Matematiksel Metot .....	28
5.3. Sınır Şartları .....	30
5.4. Sayısal Modelin Doğrulanması .....	31
5.5. Sayısal Çalışma Sonucunda Elde Edilen Bulgular .....	33
<b>6. ATMOSFERİK HAVA ŞARTLARINDA PANJURLU KANATLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN PERFORMANSLARININ DENEYSEL İNCELENMESİ</b> ....	<b>35</b>
6.1. Materyal .....	35
6.2. Yöntem .....	35
6.3. Matematiksel Metot .....	39
6.4. Deneysel Çalışma Sonucunda Elde Edilen Bulgular .....	40
6.5. Belirsizlik Analizi .....	42
<b>7. ATMOSFERİK ŞARTLARDA FARKLI HAVA SICAKLIKLARININ ISI DEĞİŞTİRİCİ PERFORMANSINA ETKİSİ</b> .....	<b>44</b>
7.1. Materyal .....	44
7.2. Yöntem .....	44

**İÇİNDEKİLER (devam)**

7.3. Matematiksel Metot .....	44
7.4. Deneysel Çalışma Sonucunda Elde Edilen Bulgular .....	45
<b>8. FARKLI DIŞ ORTAM ŞARTLARININ ISI DEĞİŞTİRİCİ PERFORMANSINA ETKİSİ .....</b>	<b>49</b>
8.1. Materyal .....	49
8.2. Yöntem.....	49
8.3. Matematiksel Metot .....	52
8.4. Deneysel Çalışma Sonucunda Elde Edilen Bulgular .....	56
8.5. Belirsizlik Analizi .....	62
<b>9. BULGULAR VE TARTIŞMA .....</b>	<b>64</b>
<b>10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....</b>	<b>68</b>
<b>KAYNAKLAR DİZİNİ.....</b>	<b>71</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b>	

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.1. Kays ve London (1998) tarafından panjurlu kanatlar için kullanılan terminoloji.....	20
4.2. Tipik bir panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştirici (Aoki vd. 1989).....	20
4.3. Panjurlar üzerinden geçen akışın izleyebileceği yol.....	21
4.4. Panjurlar üzerinden geçen akışın görselleştirilmesi (Webb ve Trauger 1991).....	22
4.5. Panjurlar üzerinden akışta oluşan çevrinti bölgeleri (DeJong ve Jacobi 2003).....	22
4.6. Panjurlu kanatlar için akış verimi.....	23
5.1. Isı değiştirici geometrisi (a) Ön görünüş (b) Perspektif görünüş (Erbay vd. 2017).....	27
5.2. Sayısal çözümlerde dikkate alınan sınır şartları (Erbay vd. 2017).....	31
5.3. Ağ yapısının literatürdeki çalışmalar ile doğrulanması a) $F_p=1,40$ mm, $L_p=1,70$ ... mm, $L_a=23^\circ$ , $F_d=20$ mm, (b) $F_p=1,30$ mm, $L_p=0,95$ mm, $L_a=20^\circ$ , $F_d=16,5$ mm.. (Erbay vd. 2017).....	32
5.4. Hacimsel iyilik oranının Reynolds sayısına göre değişimi (Erbay vd. 2017).....	33
6.1. Tek ara levhalı ısı değiştirici (Dogan vd. 2015).....	36
6.2. Çift ara levhalı ısı değiştirici (Dogan vd. 2015).....	36
6.3. Panjurlu kanatlı ısı değiştirici geometrisine ait terminoloji a) Tek ara levhalı..... ısı değiştirici b) Çift ara levhalı ısı değiştirici c) A-A kesiti (Dogan vd. 2015).....	37
6.4. Sabit sıcaklık deney odası ve hava tüneli deney seti (Dogan vd. 2015).....	38
6.5. Isı transfer hızının zamana göre değişimi (Dogan vd. 2015).....	40
7.1. Toplam ısıl iletkenliğin hava giriş sıcaklığına göre değişimi (Dogan ve Erbay 2015)	48
7.2. Normalize ısıl performans parametreleri (Dogan ve Erbay 2015).....	48
8.1. Deney tesisatı.....	49
8.2. Deney tesisatının şematik görünümü.....	50
8.3. Mini kanallı boru kesit alanı.....	55
8.4. Toplam ısıl iletkenliğin ( $UA$ ) hava giriş hızına ( $u_{in}$ ) göre değişimi.....	57
8.5. Hava tarafı ısı taşınım katsayısının ( $h_a$ ) hava giriş hızına ( $u_{in}$ ) göre değişimi.....	58
8.6. Colburn $j$ -faktörünün Reynolds sayısına ( $Re_{Lp}$ ) göre değişimi.....	59
8.7. Hava tarafı basınç düşümünün ( $dP$ ) hava giriş hızına ( $u_{in}$ ) göre değişimi.....	60
8.8. Sürtünme faktörünün ( $f$ ) Reynolds sayısına ( $Re_{Lp}$ ) göre değişimi.....	60
8.9. Hacimsel iyilik oranının ( $j/f^{1/3}$ ) Reynolds sayısına göre ( $Re_{Lp}$ ) değişimi.....	61

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b><u>Cizelge</u></b>	<b><u>Sayfa</u></b>
4.1. Kays ve London (1998) elde edilen deney sonuçları .....	25
5.1. Ağdan bağımsızlık (Erbay vd. 2017).....	31
6.1. Isı değiştiricilere ait geometrik özellikler (Dogan vd. 2015).....	37
6.2. Bu çalışmada kullanılan ısı değiştiricilerin literatürle karşılaştırılması .....	42
6.3. Ölçülen parametreler ve belirsizlik oranları (Dogan vd. 2015).....	42
7.1. Hava ve suyun ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklıkları (Dogan ve Erbay 2015).....	46
7.2. Isıl performans parametreleri (Dogan ve Erbay 2015).....	47
8.1. Su tarafı ısı taşınım katsayısı .....	56
8.2. Ampirik bağıntılar için kullanılan sabitler .....	62
8.3. Ölçülen parametreler ve belirsizlik oranları .....	63

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$A$	Isı transfer alanı, m <sup>2</sup>
$A_a$	Hava tarafı ısı transfer alanı, m <sup>2</sup>
$A_c$	Minimum akış alanı, m <sup>2</sup>
$A_{cr,w}$	Mini kanallı alüminyum borunun kesit alanı, m <sup>2</sup>
$A_{fr}$	Ön yüz alanı, m <sup>2</sup>
$A_t$	Tüp alanı, m <sup>2</sup>
$A_w$	Su tarafı ısı transfer alanı, m <sup>2</sup>
$C_{min}$	Minimum ısı kapasite, W/°C
$C_{max}$	Maksimum ısı kapasite, W/°C
$C_p$	Özgül ısı, kJ/(kg°C)
$C_{p,a}$	Soğuk akışkanın (nemli hava) özgül ısı, kJ/(kg°C)
$C_{p,a-dry}$	Kuru havanın özgül ısı, kJ/(kg°C)
$C_{p-v}$	Su buharının özgül ısı, kJ/(kg°C)
$C_{p,w}$	Sıcak akışkanın (su) özgül ısı, kJ/(kg°C)
$C_r$	Isıl kapasite oranı
$C_s$	Sutherland sıcaklığı, K
$C_w$	Su ısı kapasitesi, W/°C
$D_{h,w}$	Mini kanallı alüminyum borunun hidrolik çapı, m
$dP$	Basınç farkı, Pa
$f$	Hava tarafı sürtünme faktörü
$f_w$	Su tarafı sürtünme faktörü
$F_d$	Akış derinliği, mm
$F_h$	Kanat yüksekliği, mm
$F_p$	Kanat adımı, mm
$G_c$	Kritik hız için kütle akı, kg/(m <sup>2</sup> s)
$h$	Ortalama ısı transfer katsayısı, W/(m <sup>2</sup> °C)
$h_a$	Hava tarafı ortalama ısı transfer katsayısı, W/(m <sup>2</sup> °C)
$h_{a,wet}$	Nemli hava tarafı ortalama ısı transfer katsayısı, W/(m <sup>2</sup> °C)

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$h_w$	Su tarafı ortalama ısı transfer katsayısı, $W/(m^2\text{°C})$
$k_t$	Tüp malzemesi ısı iletim katsayısı, $W/(m\text{°C})$
$k_w$	Suyun ısı iletim katsayısı, $(W/m\text{°C})$
$l$	2D boyutlu modeller için birim derinlik, =1m
$l'$	Mini kanallı alüminyum boru uzunluğu
$L_\alpha$	Panjur açısı, °
$L_h$	Panjur yüksekliği, mm
$L_p$	Panjur adımı, mm
$m$	Kütleli debi, kg/s
$m_a$	Havanın kütleli debisi, kg/s
$m_w$	Suyun kütleli debisi, kg/s
$N_p$	Ara plaka sayısı
$NTU$	Isı transfer birim sayısı
$Nu$	Nusselt sayısı
$P$	Basınç, Pa
$Pr$	Prandtl sayısı
$P_t$	Ara plaka kalınlığı, mm
$RH$	Bağıl nem oranı
$Q$	Isı transfer hızı, W
$Q_a$	Soğuk akışkan (hava) tarafı ısı transfer hızı, W
$Q_{ave}$	Ortalama ısı transfer hızı, W
$Q_{max}$	Maksimum ısı transfer hızı, W
$Q_w$	Sıcak akışkan (su) tarafı ısı transfer hızı, W
$Re$	Reynolds sayısı
$Re_{Lp}$	Panjur adımına göre hesaplanan Reynolds sayısı
$Re_w$	Sıcak akışkan (su) tarafı Reynolds sayısı
$St$	Stanton sayısı
$T$	Sıcaklık, °C

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$T_{a,i}$	Soğuk akışkan (hava) giriş sıcaklığı, °C
$T_{a,o}$	Soğuk akışkan (hava) çıkış sıcaklığı, °C
$T_{w,i}$	Sıcak akışkan (su) giriş sıcaklığı, °C
$T_{w,o}$	Sıcak akışkan (su) çıkış sıcaklığı, °C
$T_p$	Tüp adımı, mm
$U$	Toplam ısı transfer katsayısı, W/(m <sup>2</sup> °C)
$U_Y$	Y parametresine ait olan belirsizlik
$UA$	Toplam ısı iletkenlik, W/°C
$u_c$	Minimum akış alanındaki hava hızı (kritik hız), m/s
$u_{in}$	Soğuk akışkan (hava) giriş hızı, m/s
$w$	Özgül nemi, kg/kg-kuru hava
$V$	Akışkanın ortalama hız bileşeni, m/s
$Y$	Belirsizliği hesaplanacak parametre
<i>Yunan Harfleri</i>	
$\delta_f$	Kanat malzemesi kalınlığı, mm
$\delta_t$	Tüp malzemesi kalınlığı, mm
$\varepsilon$	Isı değiştirici etkenliği
$\eta$	Kanat verimi
$\eta_{flow}$	Akış verimi
$\eta_a$	Hava tarafı yüzey verimi
$\mu$	Dinamik viskozite, kg/ms
$\mu_w$	Suyun dinamik viskozitesi, kg/ms
$\nu$	Kinematik viskozite, m <sup>2</sup> /s
$\rho$	Yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>
$\rho_m$	Ortalama yoğunluk, kg/m <sup>3</sup>

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

<b><u>Kısaltmalar</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
ID	Isı değiştirici
2D	2 boyutlu
3D	3 boyutlu



## 1. GİRİŞ

Ülkemizde ekonomik verimliliğin artırılması ve enerji verimliliğinde Avrupa Birliği düzeyini yakalamak için 2000 yılından itibaren enerji sektöründe rekabeti öngören yeni bir yapılanmaya gidilmiştir. Bu amaçla 2007 yılında Enerji Verimliliği Kanunu yürürlüğe girmiştir. Bu kanun ülkemizin; enerji verimliliğinin artırılması, dışa bağımlılığın azaltılması, enerji alanında ülkemizin bölgesel ve küresel etkinliğinin artırılması ve enerji ve tabii kaynakların kullanımında çevre üzerindeki olumsuz etkilerin en aza indirilmesi prensiplerini kapsamaktadır.

Bu bağlamda enerji ve enerji verimliliği ile ilgili olabilecek çalışmalar giderek önem kazanmaktadır. Evsel enerji tüketiminde ısıtma ve soğutmanın yaklaşık %80 paya sahip olduğu düşünüldüğünde ısıtma, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde yer alan her bir bileşenin enerji verimli ürünler olması büyük önem taşımaktadır. Bu sistemlerin değişmez bir bileşeni ısı değiştiricilerdir. Bu sebeple, bu çalışmada kompakt ısı değiştiriciler ele alınmış ve kompakt ısı değiştiricilerin hangi koşullarda daha yüksek performans gösterdiği hem sayısal hem de deneysel olarak incelenmiştir.

Isı değiştiricilerin tarihsel gelişimine bakıldığında giderek yüzey yoğunluklarının arttığı, yani daha kompakt ısı değiştiricilerin uygulamada kullanıldığı görülür. Kompakt yapının sağlanması bir taraftan içinde mini-mikro kanal olan yassı boruların kullanılması diğer yandan dış yüzeyde birbirinden çok farklı kanat modelleri kullanılarak yüzey alanının artırılması ile olmaktadır. Bu borular her biri 1-2 milimetre dolayında yan yana 4-12 adet kanalın bulunduğu alüminyum malzemedeki yapılmış yassı kanallardır. Soğutma teknolojisinde 3 mm'den küçük hidrolik çaplı kanallar mikro kanal olarak adlandırılırken ısı literatüründe 1-6 mm'lik kanallara mini kanal denilmektedir. Kompakt ısı değiştiricilerde dış yüzey alanını artırmak amacı ile panjur kanatlı, şerit kanatlı, yenilikçi şerit kanatlı ve dalgalı şerit kanatlar sıkça kullanılan kanat tipleri olarak göze çarpmaktadır.

Literatürde genel anlamda tanımlanmış olan ısı değiştirici performans katsayıları, verim ve etkenlik ifadeleri varsa da, kompakt ısı değiştirici literatüründe yer alan çalışmalar her yeni ısı değiştirici tipinin ayrı ayrı analiz edilerek performans hesaplarının yapılması gerektiğini işaret etmektedir. Bu sebeple amaçlanan yüksek performanslı kompakt ısı

değiştiriciler için iki adet Santez programı desteği ile kurulmuş olan hava tüneli deney setlerinde panjurlu kanatlı alüminyum yassı borulu ısı değiştiricilerin ısı ve hidrolik performansları deneysel olarak incelenmiştir.

Bu alışma ile özellikle evsel buzdolaplarında kullanılan ısı değiştiricilerin hava tarafı performanslarının iyileştirilmesine olanak sağlayacak bilgiler elde edilecektir. Bu sayede çalışmamız, panel genişliği az olan buzdolaplarında küçülen ısı değiştirici boyutları ile hem hacim hem de daha az soğutucu akışkan kullanılarak enerji verimli ve çevreye duyarlı ürünlerin üretilmesi için bir bilgi birikimi yaratacaktır.

## 2. ÇALIŞMANIN GEREKÇESİ VE HEDEFLERİ

Dünyadaki enerji kaynaklarının hızla tükeniyor olması enerjinin doğru, ekonomik ve verimli kullanılması ihtiyacını beraberinde getirmiştir. Ekonomik üretimin ana unsuru olan ve hayat kalitemizi iyileştiren enerjinin kullanımından vazgeçilemeyecek olması nedeniyle enerji kaynaklarını daha verimli kullanacak yöntemlerin araştırılması öncelik kazanmıştır. Bu durum birçok kuruluşu enerji kullanımı ile ilgili araştırmalar yapmaya yönlendirmiştir. Yapılan araştırmalar, ülkemizde enerji tüketiminde en büyük pay sahibinin evsel ihtiyaçlar amacıyla kullanılan enerji olduğunu göstermiştir. Evsel enerji tüketimindeki pay hayatımızın vazgeçilmez parçaları olan elektrikli ev aletleridir. Türkiye’de yılda 4 milyar dolar değerinde elektrikli eşya satılmaktadır. Ülkemizin konutlarda elektrik enerjisi tüketim yapısı konuttan konuta ve ailenin geçim seviyesi ve cihaz altyapısına göre büyük değişiklikler göstermekle birlikte Türkiye Beyaz Eşya Sanayicileri Derneği’nin verilerine göre ev içi elektrik tüketimdeki en yüksek payı; %32 ile buzdolabı olmak üzere elektrikli ev aletleri almaktadır. Bu alanda enerji tasarrufu ve üretim maliyetlerinin azaltılmasının ülke ekonomisine katkısı olacağı açıktır (TMMOB 2008).

Bu nedenle bütün dünyada olduğu gibi buzdolapları enerji verimliliğinin artırılmasındaki öncelikli cihazdır. Gelişmiş ülkelerde vazgeçilmesi mümkün olmayan elektrikli ev aletlerinin enerji tüketimi üzerindeki etkileri sürekli analiz edilmekte ve verimlilik artışlarının getirisi enerji projeksiyonlarına yansıtılmaktadır. Etiketleme programları 37 ülkede kullanılmaktadır. Amerika’da 2004 yılında elektrikli ev aletlerinin verimliliği ile değiştirilmesi sonucunda aynı yılın evsel enerji tüketiminin % 3’ünün tasarruf edildiği hesaplanmıştır. Standartların değişmesi tüketiciye 13 milyar dolar ek bir maliyet getirmiş olmakla birlikte sağlanması beklenen tasarruf 20 yıllık bir süreçte 46 milyar dolardır. Devlet ise bu programı desteklemek üzere 200 milyon dolar bir harcama yapmaktadır. Böylece federal hükümetin harcadığı her dolar karşılığında 165 dolar tüketici tasarrufu sağlanmış olacaktır (TMMOB 2008).

Avrupa Birliğinin, Avrupa’daki ev aletlerine enerji verimliliği standartlarının uygulanması ile ilgili bir araştırmasına göre de; 1995-2010 yılları arasındaki dönemde, topluluğa üye ülkelerde toplam 390 TWh'lik bir tasarruf sağlanabileceği tespit edilmiştir. Bu miktar 1991 yılında Fransa’nın elektrik tüketimine eşdeğerdir. Ülkemiz beyaz eşya

üreticileri Avrupa'daki ikinci büyük üretici konumundadır ve AB'nin elektrikli ev cihazları pazarını yönlendirmektedir. Avrupa çapında yapılan çalışmalar sonucunda elektrikli ev cihazlarının enerji tüketiminde ciddi düşüşler gerçekleştirilmiştir. Bugünün en iyi buzdolabı 1990 yılına göre % 75, çamaşır makinaları 1985'lerde çıkan modellere göre enerjide % 44 ve suda % 62 tasarruf sağlamaktadır. Benzer şekilde bulaşık makinaları 1980 yılında 2 kWh harcarken 2004'te tüketim 1 kWh'ye ve su tüketimi üçte birine düşmüştür. AB tarafından yapılan bir başka çalışmada tespit edildiğine göre, bu gelişmelerin sonucunda, 2000 yılında 7 değişik ev aletinin tükettiği elektrik enerjisi miktarı 250 TWh olmuştur ve bu 1990 yılı değerinin 30 TWh altındadır. Etiketleme yönetmelikleri sonucunda sağlanan bu gelişmeler ile Avrupa'da son yıllarda piyasada satılan buzdolaplarının verimlilik yapıları değişmiştir. Ülkemiz beyaz eşya üreticisi hükümetler tarafından verilen desteklerle Avrupa'nın tüketimini yönlendirirken, Türkiye piyasasında, çıkarılan etiketleme mevzuatına rağmen, verimli cihazların piyasa hâkimiyeti henüz sağlanamamıştır (TMMOB 2008).

Avrupa Birliği regülasyonları ile daha verimli ürünler üretilmesi için üretici firmaların bu konudaki çabalarının yanı sıra tüketicilerin de son yıllarda enerji verimli ürünler konusundaki hassasiyeti giderek artmaktadır. Aşağıda verilen ürünlerin enerji tüketimlerine göre pazar payı verileri bu bilgiyi destekler niteliktedir.

2008 yılında A++ ürünlerin pazardaki payı %2,2 iken 2009 yılında %5,9'a çıkmıştır. Buna paralel olarak A+ ürünlerin payı %30,8'den %37,7'e artmıştır. A sınıfı ve daha altı ürünlerin pazardaki payı ise %67'den %56,4'e gerilemiştir. 2009 ve 2010 yıllarının ilk yarıları kıyaslanmış A+ ve A++ ürünlerin pazarda sayısı artarken A ve alt sınıf ürünlerin satış miktarları önemli ölçüde düşmüştür. 2010 öncesinde hiç gündemde olmayan A+++ ürünler ise, yıllar geçtikçe pazardaki yerini güçlendirmiştir. 2010-2014 yılları arasında A+++ sınıfı modellerin üretimi %0'dan %2'lere yükselmiştir. A++ sınıfı ürünlerin pazardaki payı %10'lara yaklaşırken, pazarın geri kalanı tamamen A+ ürünler tarafından oluşur hale gelmiştir.

Ülkemizde 2002 yılında Sanayi ve Ticaret Bakanlığı, AB mevzuatının uyumlaştırılması kapsamında buzdolabı, çamaşır, bulaşık makineleri ve elektrikli fırınları ve florasan ampullerin enerji etkinliğini gösteren Etiketleme Yönetmelikleri ve Tebliğlerini yayımlanmış ve bu mevzuat 2003 yılında zorunlu olarak yürürlüğe girmiştir. Söz konusu yönetmeliklerin amacı satın alma sırasında tüketiciyi etkilemek, üretimi sırasında da

üreticinin daha verimli cihazları üretmesini teşvik etmektir. Yönetmeliğin etkin olabilmesi, halkın tercihini verimi yüksek cihazı satın almaktan yana kullanması ve eski cihazların kullanımdan kalkması ile mümkündür. Bu uygulama tamamen tüketici tercihi ve bilinci üzerine inşaa edilmiş olup, tüketicinin bu konuda yeterince bilgilendirilmesi ile AB’de elde edilen sonuç sağlanabilecektir (TMMOB 2008).

Bu bağlamda Santez projeleri ile desteklenen bu çalışmanın, proje ortağı firmanın temel hedeflerinden birisi olan enerji verimli ürünler üretme çabasına katkı sağlayacağı açıktır. Bu çalışma; mevcut soğutma kapasitesinin daha kompakt sistemler sayesinde daha az enerji tüketimi ile sağlanması için öncülük edecektir.

Bir başka açıdan bakacak olursak, enerji kullanan ürünlerin çevreye duyarlı bir tasarıma sahip olması gerektiği de unutulmamalıdır. Ülkemizde, Avrupa Birliği mevzuatı ile uyumlu “Enerji ile İlgili Ürünlerin Çevreye Duyarlı Tasarımına İlişkin Yönetmelik” 7 Ekim 2010 tarihli ve 27722 sayılı Remi Gazete ’de yayımlanmıştır. Bu yönetmelik ile belli ürünler için bağlayıcı kurallar getirmek yerine, çevreyi korumaya yönelik bazı ürün özelliklerinin nasıl tanımlanacağına ilişkin bir çerçeve oluşturulmaktadır. Ayrıca, ülkelerarası ticarete ürünler bazında ortak bir standart oluşturmaktadır. Ürün gruplarına göre (ev tipi buzdolabı, ev tipi çamaşır makinesi, klimalar vb.) ayrı ayrı çıkarılan düzenlemeler bulunmaktadır. Ürünlerin daha tasarım aşamasından itibaren çevreye daha az zarar verecek şekilde üretilmeleri bu yönetmeliğin bir gereğidir ( Avrupa Birliği Bakanlığı 2014).

Enerji verimliliği açısından diğer firma ürünlerine kıyasla daha üstün ürünlerin elde edilmesi ileri teknolojik yenilikler gerektirmektedir. Bu açıdan yapılan literatür ve patent araştırmalarına göre aynı kapsamda kompakt bir ısı değiştiricinin evsel buzdolaplarında kullanımına rastlanmamıştır. 00865.STZ.2011-1 numaralı tamamlanmış olan Santez projemizden elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlara göre ortaya çıkan iki adet kompakt ısı değiştirici modeli proje ortağı firma tarafından testlere alınmış ve gerçek çevrime entegre edilerek kondenser olarak kullanımı üzerinde çalışılmıştır. Bu sayede yapılabilecek bir iyileştirme, hem ısı değiştirici boyutlarındaki küçülme ile hacim kazanımı hem de soğutucu akışkan miktarındaki azalma ile aynı soğutma kapasitesinin daha az enerji girdisi ile yapılmasına imkân sağlayacağından firmanın rakip firmalara göre pazar payını güçlendirecektir. Mevcut kullanılan kübik yapıya sahip olan kondenserin yerini alabilecek bu iki model bu çalışmada farklı dış ortam koşullarında test edilecektir. Bu sayede geniş bir

ürün gamına sahip olan proje ortağı firmanın soğuk, tropikal ve sıcak iklim kuşakları için üretmiş olduğu tüm ürünlere hitap edebilen bir ısı değıştiricinin performans araştırması bu çalışma ile daha kapsamlı olarak yapılacaktır. Bu çalışma sırasında ihtiyaç duyulan farklı sıcaklık ve nem ortamlarını sağlayacak olan deney tesisatı 00888.STZ.2015 numaralı Santez programı kapsamında devreye alınmış ve deneylerin yapılmasına olanak sağlanmıştır.

Bu çalışma doğrultusunda ortaya çıkacak olan farklı dış ortam koşullarındaki ısı değıştirici performans bulguları ile küçülen ısı değıştirici boyutları sayesinde hacim kazanımı ve aynı zamanda daha az soğutucu akışkan kullanımı sağlanacaktır. Hacim kazanımı ve performans artışı sağlayacak söz konusu ısı değıştiriciler buzdolabı kabin dibinde fan ve kompresör grubunun aynı kalması durumunda bile kullanılabilir. Bu sayede çalışmamız dâhilinde performans araştırması yapılacak olan ısı değıştiriciler ile üretimi süren buzdolaplarının teknolojik yenilenmesine olanak sağlanacaktır. Dünyada bir milyarı aşan evsel buzdolabı kullanıldığı ve bu sayının 12 yıl öncesine göre iki katına çıktığı düşünüldüğünde, bu şekilde ortaya çıkacak enerji verimliliği açısından daha efektif bir ürünün yaygın etkisi kolayca görülebilecektir. Böylece; hem bu konuda çalışan akademisyenlere ve sahadaki uygulamacı mühendislere hem de ülkemiz firmaları başta olmak üzere bu sektörde çalışan tüm firmaların uluslararası pazarda gelişerek yer almaları amacına hizmet edecektir.

### 3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerin ısı ve hidrolik hesaplamaları üzerinde yapılmış birçok çalışma araştırmacılar tarafından literatüre kazandırılmıştır. Özellikle kompakt ısı değiştiriciler alanının temelini oluşturan ve günümüzde yapılan çalışmalarda sıklıca kullanılan panjurlu kanatlı ısı değiştirici terminolojisi Kays ve London (1998)'in çalışmalarına dayanır.

Bu bölümde panjurlu kanat geometrisine sahip ısı değiştiriciler üzerine yapılan ilk çalışmalardan başlayarak günümüze kadar olan süreç sunulmuştur.

Aoki vd. (1989) panjurlu kanatlı bir otomobil radyatörünün dış akış tarafında yerel Nusselt sayısını hesaplamak için deneysel olarak çalışmışlardır. Geliştirdikleri bir cihaz sayesinde ölçüm yapmışlar ve sonuçları, analitik ve 2D sayısal modellerle doğrulamışlardır. Dört farklı kanat adımı ( $F_p=1,0-2,0$  mm) ve üç farklı panjur adımı ( $L_p=0,8-1,4$  mm) için yapılan deneylerin sonuçlarına göre; hava tarafı ortalama ısı transfer katsayısının  $L_{\alpha}=29^{\circ}$  panjur açısında maksimum olduğu tespit edilmiştir.

Webb ve Trauger (1991) otomobil sektöründe kullanılan panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerde akış yapısını incelemişlerdir. Boya enjeksiyonu tekniği ile  $Re=400-4000$  için panjur adımı, panjur açısı ve kanat adımının akış yapısına etkisini görselleştirerek sunmuşlardır. İki farklı panjur açısı ( $L_{\alpha}=20^{\circ}, 30^{\circ}$ ) ve altı farklı panjur adımının kanat adımına oranının ( $L_p/F_p=0,49-1,31$ ) akış verimine etkisini hesaplamışlardır. Akışın tamamının panjurlar tarafından yönlendirilmesi durumunu akış veriminin 1'e eşit olması olarak nitelendirmişler. Akış veriminin en yüksek olduğu ısı değiştiriciler her iki panjur açısı için de  $L_p/F_p=1,31$  oranına sahip olan ısı değiştiriciler olduğu grlmştir. Özellikle Reynolds sayısının 1000'den büyük olması durumunda akış verimi  $L_p/F_p=1,31$  oranı için 1'e yaklaşmıştır. Akış verimi  $L_p/F_p=0,49$  oranı için özellikle düşük Reynolds sayılarında 0,3 mertebelerine kadar azalmıştır. Bir başka ifadeyle, büyük kanıt adımı ve düşük Reynolds sayılarında akışın büyük kısmı panjurlar yerine kanatlar arasındaki kanaldan geçerek ısı performansı azaltmıştır.

Sahnoun ve Webb (1992) panjurlu kanatlı geometrilerin ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini incelemek için analitik bir model geliştirmişlerdir. Ampirik sabitler içermeyen bu model parametre olarak akış derinliği boyunca panjurlu kanat sayısını, panjur adımı ve yüksekliğini ve panjur açısını içermektedir. Geliştirilen model  $Re=300-2800$  arasında literatürde yer alan 32 adet deney sonucu ile doğrulanmıştır. Analitik model en yüksek Reynolds sayısında ısı transfer katsayısını ve sürtünme faktörünü ( $f$ ) ortalama  $\pm\%8$  hata ile tahmin etmektedir.

Chang ve Wang (1997) ve Chang vd. (2000) 91 adet panjurlu kanatlı ısı değiştirici geometrisini dikkate alarak Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) için korelasyonlar oluşturmuşlardır. Kanat adımı, kanat yüksekliği, panjur adımı, panjur yüksekliği, panjur açısı, tüp adımı gibi geometrik faktörlerin yanı sıra Reynolds sayısının da dikkate alındığı bu korelasyonların ortalama sapmasının  $\%8-9$  mertebesinde olduğunu rapor etmişlerdir.

Atkinson vd. (1998) panjurlu kanatlı kompakt bir ısı değiştirici basınç düşümü ve ısı transferi karakteristiklerini 2D ve 3D olarak incelemişlerdir. Çalışmanın sonuçlarını, ısı transferi ve basınç düşümünün boyutsuz karşılıkları olan Stanton sayısı ( $St$ ) ve sürtünme faktörü ( $f$ ) olarak sunmuşlardır. Sonuçlar deneysel çalışmalarla karşılaştırıldığında, 3D sayısal modellerden elde edilen Stanton sayılarının deneysel çalışmalarla uyumlu olduğu görülürken, 2D sayısal modellerin  $\%80$  mertebelerinde farklı sonuçlar verdiği görülmüştür. Sürtünme faktörleri kıyaslandığında ise 2D sayısal modellerin en az 3D sayısal modeller kadar deneysel çalışmalarla uyum gösterdiği görülmüştür.

Springer ve Thole (1998) panjurlu kanatların akış alanını incelemek için deneysel ve sayısal çalışmışlardır. Deneysel çalışmada görselleştirme olanağını artırabilmek için sayısal modelden 20 kat daha büyük bir model kullanmışlardır. Tek bir ısı değiştirici geometrisinin kullanıldığı çalışmada 20 kat büyütülmüş boyutlar; panjur açısı  $L_\alpha=27^\circ$ , panjur adımı  $L_p=27,9$  mm, kanat adımı  $F_p=21,2$  mm, kanat kalınlığı  $\delta_f=2,3$  mm şeklindedir. Çalışmanın sonuçlarına göre; kanadın orta kısmında akışı yeniden yönlendiren panjurdan sonra oluşan sınır tabaka kalınlıkları giriş kısmındaki panjurlarda oluşan sınır tabakalardan daha kalındır. Ayrıca düşük  $Re=230$  civarında sınır tabaka laminar olmasına rağmen son panjur arkasında yer alan bölgede türbülanslar meydana gelmektedir. Bu durum  $Re=1016$  civarında sadece son panjur arkasında değil girişten itibaren tüm panjurların arka kısmında meydana gelerek



laminer akış koşulu ile yapılan sayısal çalışmalarda yakınsama problemlerine neden olmaktadır.

DeJong ve Jacobi (1999) konveks panjurlu kanatların farklı Reynolds sayılarında ( $Re=200-5400$ ) basınç düşümü ve ısı transferini karakteristiklerini araştırmışlardır. Akış görselleştirmesi yaparak panjurlu kanatlarda sınırı tabaka başlangıcı, akışın ayrılması ve birleşmesi gibi durumların etkisini incelemişlerdir. Özellikle düşük Reynolds sayılarında konveks panjurların şekil direncinin azaltılmasının ısı transferine pozitif bir etki yapacağını vurgulamışlardır.

Kim ve Bullard (2002b) panjurlu kanatlı yassı borulu bir ısı değiştiricinin ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Deneyler  $Re=100-600$  mertebesinde hava tüneli kullanılarak yapılmıştır. Yedi farklı panjur açısı ( $L_\alpha=15^\circ-29^\circ$ ), üç farklı akış derinliği ( $F_d=16-24$  mm), üç farklı kanat adımı ( $F_p=1,0-1,4$  mm) ve iki farklı tüp adımı ( $T_p=10,15-11,15$  mm) seçilmiştir. Sonuçlara göre kanat adımı ve akış derinliği sabitken,  $L_\alpha=23^\circ-29^\circ$  arasında panjur açısı değişiminin sürtünme faktörü ( $f$ ) üzerine kayda değer bir etkisi olmamıştır. Ancak  $L_\alpha=21^\circ$ 'nin altındaki değerlerde sürtünme faktöründe değişim gözlenmiştir. Panjur açısı ve kanat adımı sabitken, akış derinliğinin artması durumunda akışkan daha fazla sıcak yüzeye temas ettiğinden hem Colburn  $j$ -faktörü hem de sürtünme faktörü ( $f$ ) artmıştır. Yazarlar, bu çalışmadan elde edilen deneysel verileri kullanarak Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) için literatüre birer korelasyon kazandırmışlardır.

Kim ve Bullard (2002c) ev tipi bir klimanın mevcut kondenserine alternatif olacak panjurlu kanatlı mini kanallı bir kondenser üzerine çalışmışlardır. Üretilen iki prototip hava ve soğutucu akışkanın gerçek kullanım koşullarına uygun olarak öncelikle hava tüneline test edilmiş, daha sonrasında ise gerçek sisteme entegre edilmiştir. Çalışmanın sonuçlarına göre; mevcut geleneksel sistem yerine panjurlu kanatlı mini kanallı bir ısı değiştirici kullanılması durumunda, soğutucu akışkan miktarında %35'lik bir azalma sağlanarak şarj miktarında kayda değer ölçüde tasarruf sağlanmıştır. Ayrıca, ısı değiştirici hacmi olarak %55, ağırlık olarak ise %35'lik küçülme sağlanmıştır.

Lyman vd. (2002) panjurlu kanat geometrilerinde ısı taşınım katsayısını hesaplamak için deneysel olarak çalışmışlardır. Deneyler  $Re=230-1016$  için dört farklı kanat

adımı/panjur adımı oranında ( $F_p/L_p=0,54-1,52$ ) ve üç farklı panjur açısında ( $L_\alpha=20^\circ-39^\circ$ ) yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre; düşük Reynolds sayılarında akışın tamamen veya kısmen panjurlar tarafından yönlendirilmesi ısı performansını etkileyen en önemli olgu olduğu tespit edilmiştir. Düşük Reynolds sayılarında yüksek ısı performansını geniş kanat adımları ve büyük panjur açılarında elde edilmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında ise akış boyunca uzanan panjurların sayısı önemli ısı performans üzerinde önemli bir rol oynamıştır. Kısa ve sık aralıklarla dizilmiş panjurların ısı performansına etkisi negatif olmuştur.

DeJong ve Jacobi (2003) akış görselleştirmesi yaparak panjurlu kanatlı yüzeyler etrafında akış, ısı transferi ve basınç düşümü üzerine çalışmışlardır. Farklı Reynolds sayıları ( $Re=120-1400$ ) ve panjur açılarının ( $L_\alpha=18^\circ-28^\circ$ ) kullanıldığı çalışmanın sonuçlarına göre, düşük Reynolds sayılarında ( $Re<600$ ) artan panjur açılarının sebep olduğu akış ayrılmaları ısı transferi performansında %50'lere varan dezavantajlar oluşturmuştur. Bu durum yüksek Reynolds sayılarında ( $Re>1000$ ) tam tersi bir etki yaratarak ısı transferinde %15'lere varan iyileşmeler sağlamıştır.

Kim vd. (2004) bir iklimlendirme sisteminde düşük hava hızlarında çalışan panjurlu kanatlı yassı borulu bir ısı değiştiricinin ısı ve hidrolik performansını deneysel olarak incelemiştir.  $Re=110-800$  için farklı kanat adımı ( $F_p=2,03-2,82$  mm) ve panjur açısında ( $L_\alpha=20^\circ-35^\circ$ ) çalışmışlardır. Deneysel veriler; Colburn  $j$ -faktörü, sürtünme faktörü ( $f$ ) ve hacimsel iyilik oranı ( $j/f^{1/3}$ ) cinsinden sunulmuştur. Seçilen parametre aralıklarında ısı transferi panjur açısından çok kanat adımıyla etkilenirken, basınç düşümünde tam tersi bir durum gözlenmiştir. Ayrıca hacimsel iyilik oranının ( $j/f^{1/3}$ ) en yüksek değerleri  $L_\alpha=20^\circ-25^\circ$  aralığında elde edilmiştir.

Perrotin ve Clodic (2004) panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştiricilerin hava tarafı performansını sayısal olarak araştırmışlardır. Farklı hava hızlarında 2D ve 3D olarak elde edilen sonuçları literatürde yer alan sonuçlarla kıyaslamışlardır. 2D boyutlu modellerden elde edilen Colburn  $j$ -faktörü değerleri, 2D modellerin kanat taban alanını dikkate almayıp sadece panjurlu kanatları dikkate alması sebebiyle deneysel sonuçlardan %80'lere varan sapmalar göstermiştir. 3D modellerden elde edilen Colburn  $j$ -faktör değerlerinin ise deneysel çalışmalar uyumlu olduğu görülmüştür. Sürtünme faktörü ( $f$ ) hesabında 2D, 3D ve deneysel verilerden elde edilen sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür. Bu sebeple 2D modellerin sürtünme faktörü hesabı için yeterli olduğu belirtilmiştir.

Hsieh ve Jang (2006) kademeli olarak artan veya azalan panjur açılarına ( $L_\alpha$ ) sahip bir ısı değiştiricide ısı transferi ve basınç dūřümü karakteristiklerini sayısal bir metot yardımı ile  $Re=200-1000$  arasında 3D olarak incelemişlerdir. Kademeli olarak  $2^\circ$  ve  $4^\circ$  artan ve kademeli olarak  $2^\circ$  ve  $4^\circ$  azalan panjur açılarına sahip dōrt farklı sayısal modelin sonuçlarını uniform olarak  $20^\circ$  panjur açısına ( $L_\alpha$ ) sahip geometrinin sonuçları ile normalize ederek sunmuşlardır. Bu sonuçlara gōre hem Colburn  $j$ -faktōrő hem de sūrtünme faktōrő ( $f$ ) için en yūkseک değerler kademeli olarak  $4^\circ$  artan modelden elde edilmiştir. Sūrtünme faktōrő ( $f$ ) Reynolds sayısının artması ile azalırken, Colburn  $j$ -faktōrő değeriken panjur açılı geometrilerde  $Re=400-600$  bandında maksimum olup daha sonra azalışa geçmiştir.

Dong vd. (2007) 20 farklı geometriye sahip panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değeritiricilerde farklı Reynolds sayılarında ( $Re=200-2500$ ) ısı transferi ve basınç dūřümü karakteristiklerini araştırmışlardır. Dış akış olarak hava kullanılan deneysel analizlerde ısı transfer sayısı ( $NTU$ ) yōntemini tercih edilmiştir. Colburn  $j$ -faktōrő ve sūrtünme faktōrő ( $f$ ) cinsinden sunulan sonuçlara gōre kanat yūkseکlięi ( $F_h$ ) azaldıkça ısı transferi ve basınç dūřümü artmıştır. Sabit kanat yūkseکlięi ( $F_h$ ) ve panjur açısında ( $L_\alpha$ ) akış derinliği arttıkça ( $F_d$ ), ısı transferi azalırken basınç dūřümü artmıştır. Reynolds sayısı arttıkça her ne kadar ısı taşınım katsayısı artsa da, artan kūtleseк debiyle beraber hem Colburn  $j$ -faktōrő hem de sūrtünme faktōrő ( $f$ ) azalmıştır.

Malapure vd. (2007) panjurlu kanatlı mini kanallı yassı borulu kompakt bir ısı değeritiricinin ısı transferi ve basınç dūřümü karakteristiklerini sayısal olarak araştırmışlardır. Sayısal modeller farklı kanat adımları ( $F_p=1,65-3,33$  mm), farklı panjur adımları ( $L_p=0,81-1,40$  mm), farklı panjur açıları ( $L_\alpha=22^\circ-29^\circ$ ) ve farklı tūp adımları ( $T_p=8-14$  mm) kurgulanarak ANSYS FLUENT kullanılarak oluşturulmuştur. Sonuçlara gōre en yūkseк ısı performans  $L_\alpha=28,5^\circ$  panjur açısında elde edilerek panjurlu kanatlı geometrilerde performans parametrelerinin geometrik değerikliklerle ilişkisinin lineer olmadığı bulunmuştur. Kanat adımı azaldıkça ısı transfer katsayısı ve basınç dūřümü artmıştır. Reynolds sayısı arttıkça Stanton sayısı ( $St$ ) ve sūrtünme faktōrő ( $f$ ) tanımları gereği azalmıştır.

Nuntaphan vd. (2007) panjurlu kanatlı bir ısı değeritiricide eęim açısının ( $0^\circ-90^\circ$ ) ısı performansına etkisini doğal taşınım koşullarında deneysel olarak araştırmışlardır. ısı değeritirici eęim açısının  $0^\circ$  olduğu dikey konumda akışın kūtlece būyūk bir kısmı kanatlar

arasından geçerek bir kanal akışı oluşturmuş ve ısıl performans azalmıştır. Eğim açısının  $30^{\circ}$ - $45^{\circ}$  olduğu durumlarda akışın neredeyse tamamı panjurlu kanatlar arasından geçerek en yüksek ısıl performans elde edilmiştir. Bu durumun sebebi, ısı değiştiricinin belli bir eğimle yerleştirilmesi durumunda panjur aralıklarının doğal taşınım ile ısınan havanın hareketine uygun bir konum alması olarak ifade edilmiştir.

Park ve Jacobi (2009a) panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştiricilerin performans hesaplarına hassas ve güncel bir metot önerebilmek için 126 adet ısı değiştiriciye ait 1030 ısı transfer katsayısı ve 1270 basınç düşümü ölçüm sonuçlarını toplayarak korelasyonlar geliştirmişlerdir. Çoklu regresyon analizleri sonucunda elde edilen Colburn  $j$ - ve sürtünme faktörü ( $f$ ) korelasyonlarındaki hata payları sırası ile %11,5 ve %16,5 olarak raporlanmıştır. Elde edilen korelasyonların literatürdeki diğer korelasyonlardan daha geniş bir aralıkta daha güvenilir sonuçlar verdiğini tespit etmişlerdir.

Li ve Wang (2010) yedi farklı panjur dizilimine sahip panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştiricilerin ısıl ve hidrolik performansını deneysel olarak araştırmışlardır. Panjur dizilimleri her bir kanadın üzerinde 1 ile 6 arasında panjurlu bölge olacak şekilde farklılaştırılmıştır. Hava tüneline yapılan deneylerde  $Re=400-1600$  için  $NTU$ -etkenlik yöntemi ile hesaplamalar yapılmıştır. Sonuçlar, Reynolds sayısının bir fonksiyonu olarak Colburn  $j$ -faktörü, sürtünme faktörü ( $f$ ) ve hacimsel iyilik oranı ( $j/f^{1/3}$ ) cinsinden sunulmuştur. Hacimsel iyilik oranının artan Reynolds sayısı ile azaldığı ve artan panjurlu bölge sayısı arttığı görülmüştür. Elde edilen sonuçlardan Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) için korelasyonlar türetilerek sonuçların literatürle uyumlu olduğu görülmüştür.

Xiaoping vd. (2010) panjurlu kanatlı mini kanallı yassı borulu ısı değiştiricilerin performansını sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Deneyler ev tipi bir klima buharlaştırıcısının şartlarını temsil edecek şekilde yapılmıştır. Üç farklı adım ( $F_p=1,1-1,6$  mm) ve panjur açısı ( $L_{\alpha}=20^{\circ}-32^{\circ}$ ) parametre olarak belirlenmiştir. Sayısal ve deneysel sonuçların birbirleriyle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Çalışmanın sonuçlarına göre panjur açısı ( $L_{\alpha}$ ) arttıkça ve kanat adımı ( $F_p$ ) azaldıkça basınç düşümü artmıştır. Isı transfer katsayısı ise geometrik parametrelerle lineer olarak değişmemiştir. En yüksek ısı transfer katsayısı kanat adımının ( $F_p$ ) 1,1 mm ve 1,6 mm olduğu durumlarda maksimum panjur açısı olan  $32^{\circ}$ 'de gerçekleşirken, kanat adımının ( $F_p$ ) 1,3 mm olduğu durumda  $26^{\circ}$ 'de gerçekleşmiştir.

Kang ve Jun (2011) otomobil sektöründe kullanılan panjurlu kanatlı kompakt bir ısı değiştiricinin ısı ve hidrolik performansını  $Re=150-1300$  arasında sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Sabit kanat kalınlığında ( $\delta_f=0,27$  mm) ve kanat adımı ( $F_p=3,64$  mm) beş farklı panjur adımı ( $L_p=2,7-4,2$  mm), dört farklı panjur açısı ( $L_\alpha=22^\circ-37^\circ$ ) ve iki farklı panjur yüksekliğinin ( $L_h=18,6-22,2$  mm) Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü üzerine etkilerini hesaplamışlardır. Bu sonuçlar plaka kanatlı ısı değiştirici sonuçları ile kıyaslandığında; panjurlu kanatlara ait Colburn  $j$ -faktörü plaka kanatlara göre 2 kat büyürken, sürtünme faktörünün de 2,6 kat büyüdüğü görülmüştür. Elde edilen sonuçlardan Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) için korelasyonlar türetilmiş ve bu korelasyonların literatürle uyum içerisinde olduğu vurgulanmıştır.

Vaisi vd. (2011) panjurlu kanatlı yassı borulu kompakt ısı değiştiricilerin ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Deneylerinde panjur dizilimleri simetrik ve asimetrik olan iki farklı ısı değiştirici kullanmışlardır. Panjur dizilimleri hariç diğer tüm geometrik parametreleri özdeş olan ısı değiştiriciler 5,58-12,66 m/s serbest hava hızı arasında hava tüneli kullanılarak test edilmiştir. Test sonuçlarına göre simetrik panjur dizilimine sahip model %9,3 daha iyi ısı performans sağlanmıştır. Basınç düşümü açısından karşılaştırıldığında ise simetrik modelin asimetrik modele göre %17,6 daha az basınç düşümü yarattığı görülmüştür.

Lin vd. (2012) bir kamyon kabinin iklimlendirilmesi için tavana yerleştiren bir ısı değiştiricide üç farklı kanat modelini sayısal olarak araştırmışlardır. Ters akışlı ısı değiştirici panjurlu kanatlı, dalgalı kanatlı ve pinli kanatlı olması durumunda ANSYS FLUENT kullanılarak modellenmiş ve  $Re=1500-5000$  için Nusselt sayıları ( $Nu$ ) ve sürtünme faktörleri ( $f$ ) elde edilmiştir. Sonuçlara göre panjurlu kanatlı geometri diğer geometrilere göre en az %15-20 daha fazla ısı performans göstermiştir. Akışa karşı hidrolik direncin daha fazla olduğu geometri olan panjurlu kanatlar en fazla sürtünme katsayısına ( $f$ ) sahip geometri olduğu tespit edilmiştir.

Ribeiro ve Barbosa (2013) çapraz akışlı mikro kanallı bir kondenserin ısı performansını panjurlu kanatlı ve metal köpüklü olması şartlarında deneysel olarak incelemiştir. Yassı boru içerisinde yer alan mikro kanal kesiti  $0,8$  mm  $\times$   $0,95$  mm'dir. Aynı ön yüz alanına sahip üç farklı panjurlu kanatlı ve üç farklı metal köpüklü kondenser 2,1-7,7 m/s serbest hava hızında deneylere tabi tutulmuştur. Çalışmanın sonuçlarına göre

tüm panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerin ısı performans açısından metal köpüklü ısı değiştiricilere göre üstün olduğu ortaya çıkmıştır. Özellikle küçük boyutlu ısı değiştiriciler için panjurlu kanatların avantajlı olduğu vurgulanmıştır.

De Schampheleire vd. (2013) bir iklimlendirme sisteminde kullanılmak üzere geliştirilen birisi panjurlu kanatlı diğeri alüminyum köpüklü iki adet ısı değiştiricinin performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Isı transferi ve basınç düşümü için ölçümler 1,1-3,3 m/s arasındaki hava hızlarında bir hava tüneline yapılmıştır. Isı değiştiricilerin ısı performansları düşük hava hızlarında birbirine yakın değerler alırken, yüksek hava hızlarında panjurlu kanatlı ısı değiştirici daha iyi performans göstermiştir. Buna karşılık, panjurlu kanatlı ısı değiştiricinin sürtünme katsayısının her durumda alüminyum köpüklü ısı değiştiriciden yüksek olduğu görölmüştür.

Ferrero vd. (2013) otomobil sektöründe kullanılan panjurlu kanat bir ısı değiştiricinin ısı ve hidrolik performansını ticari bir yazılım ile sayısal olarak incelemişlerdir. Kanat adımı, panjur adımı ve panjur açısının değişken olarak alındığı 40 farklı konfigürasyon için elde edilen sonuçlara göre optimum performans için birden fazla konfigürasyonun olabileceğini tespit etmişlerdir.

Han vd. (2013) oval ve dairesel borulu kompakt ısı değiştiricilerin dalgalı ve panjurlu kanatlara sahip olması durumunda basınç düşümü ve ısı transferi karakteristiklerini araştırmışlardır. Altı farklı seçenek için yapılan sayısal modellerin sonuçlarına göre ısı transfer hızı bakımından panjurlu kanatlar dalgalı kanatlara göre daha iyi performans göstermiştir. 8,8 mm en büyük boru çapına sahip panjurlu kanatlı geometri temel geometri olarak seçilmiştir. Bu temel geometriye göre; 0,5-2,5 m/s serbest hava hızı aralığında yapılan sayısal analizlerde ortaya çıkan en iyi performansa sahip panjurlu kanatlı ısı değiştiricide, ısı transferi ve basınç düşümü açısından sırası ile %1,5-4,9 ve %22-31,85 iyileşme meydana gelmiştir.

Ryu ve Lee (2015) literatürde Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) için yer alan korelasyonların, kanat adımının panjur adımına oranının birden küçük olduğu ( $F_p/L_p < 1$ ) durumlar için geçerli olduğundan yola çıkarak deneysel ve sayısal çalışmalar sonucunda  $F_p/L_p > 1$  için  $Re=100-3000$  gibi geniş bir aralığa hitap eden korelasyonlar türetmişlerdir. Korelasyonların hata payının  $\pm\%15$  olduğunu belirtmişlerdir.

Wang vd. (2015) kanatlı borulu bir ısı değiştiricide farklı kanat yapılarının ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü üzerine etkilerini hava tüneli kullanarak deneysel olarak araştırmışlardır. 18 farklı ısı değiştirici kullanılan deneylerde kanat yapıları; düz plaka kanat, plaka üzerine açılmış panjurlu kanatlar ve plaka üzerinde yarım daire şeklinde patlatma ile oluşturulan vorteks üreticiler olacak şekilde farklılaştırılmıştır. 0,5-5,5 m/s serbest hava hızlarında yapılan deneylerde tüm kanat adımlarında ( $F_p=1,6-2,2$  mm) panjurlu kanatlı ısı değiştiriciler ısı transferi bakımından diğer modellerden üstün olduğu görülmüştür. En düşük ısıl performansa sahip modelin ise düz plaka kanatlı model olduğu görülmüştür. Isı değiştiriciler basınç düşümü açısından kıyaslandığında ise tam tersi bir sıralama olduğu görülmüştür.

Jang ve Chen (2015) panjurlu kanatlara sahip bir ısı değiştirici için panjur açılarının optimum değerini sayısal olarak araştırmışlardır. Sabit kanat kalınlığında ( $\delta_f=0,1$  mm) ve kanat adımı ( $F_p=2,12$  mm) optimum panjur açısı ( $L_\alpha$ ) değerlerini  $18^\circ-30^\circ$  arasında her bir hava hızı kademesi için (1,0 m/s - 9,0 m/s) belirlemişlerdir. Çalışmanın sonuçlarına göre; yüksek ısıl ve hidrolik performans sağlayan modellerde panjur açılarının eşit değil, her bir panjur için farklı olması gerektiğini tespit etmişlerdir.

Park vd. (2016) kademeli olarak artan ve azalan panjur adımına sahip panjurlu kanatlı bir buharlaştırıcının ısıl performansını panjur adımlarının eşit olduğu durum ile karşılaştırmışlardır. Deneysel olarak yapılan bu çalışmada buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkanın sıcaklığı  $-20^\circ\text{C}$ , hava sıcaklığı ise  $5,5^\circ\text{C}$  olarak belirlenmiştir. Kuru hava şartlarında yapılan deneylerin sonuçlarına göre; panjur adımlarının kademeli olarak artmasının veya azalmasının panjur adımlarının eşit olduğu duruma göre kayda değer bir iyileşme sağlamadığı görülmüştür.

Yukarıda anlatılan araştırmalarda ısı değiştirici performans hesaplamaları dış akış olan havanın kuru şartlara sahip olduğu kabulü ile yapılmıştır. Araştırmacılar son zamanlarda panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerin geręek çalışma şartlarına daha uygun olan nemli ve kuru hava şartlarını beraber incelemişlerdir. Literatürde panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştiricilerin kuru ve ıslak şartlar altında performansı olarak nitelendirilen bu kısma ait çalışmalardan birisi Park ve Jacobi (2001) tarafından aralarında panjurlu kanatların da bulunduğu farklı kanat kombinasyonlarına sahip yassı borulu ısı değiştiricilerin kuru ve ıslak şartlardaki performanslarını araştıran çalışmaları derleyerek literatüre kazandırılmıştır.

Kim ve Bullard (2002a) farklı geometrik özelliklere sahip 30 farklı panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştiricinin ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerini ıslak ve kuru şartlar için araştırmışlardır. Hava tüneline yapılan deneylerde Reynolds sayısı  $Re=80-300$  arasında değişmektedir. Hava tarafın girişinde kuru ve yaş termometre sıcaklıklarını sırası ile  $27^{\circ}\text{C}$  ve  $19^{\circ}\text{C}$  olarak belirlemişlerdir. Sonuçlarını ıslak şartlardaki performansların kuru şartlardaki performanslara oranı türünden raporlamışlardır. Sonuçlara göre;  $L_{\alpha}=27^{\circ}$  panjur açısına sahip ısı değiştiricilerde kanat adımının  $F_p=1,0$  mm'den  $F_p=1,2$  mm'ye artırılmasıyla  $0,5-3,0$  m/s serbest hava hızlarında ıslak durumdaki basınç düşümünün kuru şartlardaki basınç düşümüne oranını %147-213 mertebelerinden %138-180 mertebelerine düştüğü görülmüştür. Aynı geometriler için daha küçük kanat adımlarında ıslak şartlardaki ısı transfer katsayılarının kuru şartlara göre daha yüksek değerler aldığı görülmektedir. Panjur açısının  $L_{\alpha}=27^{\circ}$ , kanat adımının ise  $F_p=1,4$  mm olduğu durumda ise ıslak ve kuru şartlar altındaki basınç düşümü değerleri arasındaki farkın oldukça küçüldüğü ayrıca, ıslak şartlar altındaki ısı transferinin de kanat adımının  $F_p=1,0-1,2$  mm olduğu durumun aksine küçük değerler aldığı görülmüştür.

Park ve Jacobi (2006) panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerin hava tarafı için kuru şartlarda elde edilen Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) korelasyonlarına birer ıslak yüzey çarpanı tanımlamışlar ve korelasyonları daha kapsamlı hale getirmişlerdir.

Kim vd. (2008) panjurlu kanatlı yassı borulu bir ısı değiştiricide kanat adımı ve ısı değiştirici eğim açısının ısıl ve hidrolik performansa etkisini kuru ve ıslak şartlar altında araştırmışlardır.  $0,5-2,0$  m/s serbest hava hızında yapılan deneylerde üç farklı kanat adımı ( $F_p=1,25-2,00$  mm) ve beş farklı eğim açısı ( $-60^{\circ}-60^{\circ}$ ) kullanılmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre, dikkate alınan eğim açılarının kuru şartlar altında ısı transfer katsayısına üzerine kayda değer bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Kuru şartlar altında  $60^{\circ}$  eğim açısında ise basınç düşümü özellikle  $F_p=1,25$  mm için yaklaşık %30 artmıştır. Aynı geometrik ve çalışma şartları altında ısı değiştiricilerin kuru ve ıslak şartlardaki performansları karşılaştırıldığında ise dikkate alınan kanat adımlarında panjurlar arası yoğuşan su buharı ile tıkandığından kuru şartlarda hesaplanan ısıl performans yüksek değerler almıştır. Basınç düşümü açısından kıyaslandığında ise  $F_p=1,25$  mm için kuru şartlar altındaki basınç düşümü %60'lara varan avantaj sağlarken, kanat adımı büyüdükçe bu etki ortadan kalkmıştır. Özellikle büyük kanat adımlarında ( $F_p=1,50-2,00$  mm) kuru ve ıslak şartlar altındaki basınç düşümleri yakın değerler almıştır.



Park ve Jacobi (2009b) altı tanesi panjurlu, üç tanesi dalgalı ve bir tanesi düz plaka kanatlı olmak üzere toplam on adet yassı borulu kompakt ısı değiştiricinin performanslarını kuru ve ıslak şartlarda deneysel olarak araştırmışlardır. Islak yüzey şartlarında yapılan deneyler sırasında yoğuşmanın sürekli rejim haline gelmesi en az 40 dakikalık bir geçici rejim sürecinden sonra meydana gelmiştir. Farklı geometrik kombinasyonlara sahip ısı değiştiriciler altı farklı serbest hava hızında (0,5-2,8 m/s) test edilmiştir. Isı değiştiricilerin ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) olarak raporlanmıştır. Panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerin ısı performansları kuru şartlarda farklı kanat adımlarında ( $E_p=1,41-5,08$  mm) birbirlerine yakın değerler almasına rağmen ıslak şartlarda durum farklılık göstermiştir. Islak şartlarda kanat adımı azaldıkça basınç düşümü dikkate değer biçimde artmıştır. Aynı kanat adımında kuru şartlar altında akış derinliği  $F_d=15,9$  mm olan ısı değiştirici ile akış derinliği  $F_d=27,9$  mm olan ısı değiştiricinin sürtünme faktörü değerlerinde ihmal edilebilir bir fark varken, bu fark ıslak şartlarda özellikle düşük Reynolds sayılarında ( $Re<150$ ) oldukça artmıştır.  $Re=70$  civarında akış derinliği  $F_d=27,9$  mm olan ısı değiştiricinin sürtünme katsayısının %200 büyük değer aldığı görülmüştür.

Özgün tez konusuna zemin hazırlayan, Santez projeleri kapsamında yapılmış çalışmalar da literatürde yer almaktadır. Bu çalışmalar aşağıdaki şekilde sunulmuştur.

Uğurlubilek vd. (2013a) ve Uğurlubilek vd. (2013b) panjurlu kanatlı mini kanallı yassı borulu bir ısı değiştiricide panjur açısının ( $L_a=20^\circ-32^\circ$ ) ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkilerini sayısal olarak ticari bir yazılım olan ANSYS paket programı kullanarak araştırmışlardır. Çalışma sırasında seçilen panjur açısı mertebesi, literatürde panjurlu kanat geometrilerinin en yüksek performans gösterdiği mertebe olarak tercih edilmiştir. Sonuçlar Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) olarak sunulmuştur. Yapılan 2D analizlere göre; sabit kanat adımı ve Reynolds sayısında panjur açısı arttıkça hidrolik direnç arttığı için sürtünme faktörü ( $f$ ) artmıştır. Colburn  $j$ -faktörü ise sürtünme faktöründe olduğu gibi panjur açısına göre lineer bir değişim göstermeyip  $26^\circ-28^\circ$  panjur açısı bandında en yüksek değerini almıştır.

Özgün tez konusuna esas teşkil eden 00865.STZ.2011-1 numaralı Santez projesi kapsamında Dogan vd. (2015) tarafından yapılmış olan çalışmada tek ve iki ara levhaya sahip panjurlu kanatlı mini kanallı yassı borulu ısı değiştiricilerin ısı ve hidrolik

performansını sabit hava hızında hava tüneli kullanarak deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel iyi yalıtılmış bir sabit sıcaklık deney odasında hava tüneli kullanılarak yapılmıştır. Tek ara levhalı 9 geçişli model ile iki ara levhalı 7 geçişli modelin ısı transfer hızlarının 200-220 W mertebelerinde birbirine yakın sonuçlar aldığını hesaplamışlardır. Çalışmalarının sonuçları ile literatürde yer alan korelasyonlardan elde edilen sonuçlar kıyaslandığında Colburn  $j$ -faktöründe %40-72 mertebelerinde farklılıklar tespit edilmiş ve literatürde yer alan korelasyonların ara levha kullanılması durumunda doğru sonuç vermediğini vurgulamışlardır. Bu çalışmanın ayrıntılarına Bölüm 5’te detaylı olarak yer verilmiştir.

Dogan ve Erbay (2015) tek ve iki ara levhaya sahip panjurlu kanatlı mini kanallı yassı borulu ısı değiştiricilerin ısı performansını üç farklı soğuk akışkan giriş sıcaklıklarında deneysel olarak araştırmışlardır. Deneysel hava tüneli deney setinde sıcaklığı ayarlanabilir yalıtılmış bir deney odasında yapılmıştır. Soğuk akışkan olarak kullanılan havanın giriş sıcaklıkları 15°C, 24°C ve 33°C, sıcak akışkan olarak kullanılan suyun giriş sıcaklığı ise sabit 42°C olarak belirlenmiştir. Her iki ısı değiştirici modeli için de en yüksek ısı performans değeri 24°C soğuk akışkan giriş sıcaklığında elde edilmiştir. Bu çalışmanın ayrıntılarına Bölüm 6’da detaylı olarak yer verilmiştir.

Erbay vd. (2017) panjurlu kanatlı kompakt ısı değiştiricilerin ısı ve hidrolik performanslarını üç farklı kanat adımı ve dört farklı kanat açısı için Reynolds sayısının 223-573 arasında değiştiği durumlarda sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal çözümler ticari bir yazılım olan ANSYS kullanılarak yapılmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre; Reynolds sayısı arttıkça Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) azalmıştır. Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) geometrik parametrelerin değişimiyle monotonik bir davranış göstermemiştir. Hacimsel iyilik oranına ( $j/f^{1/3}$ ) göre ısı ve hidrolik olarak en yüksek performans en küçük Reynolds sayısında en küçük kanat adımı olan 1,50 mm ve en küçük panjur açısı olan 20°’de elde edilmiştir. Bu çalışmanın ayrıntılarına Bölüm 4’de detaylı olarak yer verilmiştir.

Literatür taramasından da anlaşılacağı üzere kondenser olarak kullanılan panjurlu kanatlı kompakt ısı değiştiricilerin kuru yüzey kabulü altında farklı dış ortam koşullarında ısı ve hidrolik performanslarının araştırıldığı bir çalışmaya rastlanmamıştır.

#### 4. KOMPAKT ISI DEĞİŞTİRİCİLER VE PANJURLU KANAT YAPISI

Günümüzde ısıtma, soğutma, havalandırma, otomotiv ve havacılık sektörlerinin tamamında kullanılan kompakt ısı değiştiricilerin tarihsel gelişimi 1940'lı yıllara dayanmaktadır. 1940'larda ısı değiştiricilerin ısı ve hidrolik performanslarına ait veriler genellikle dairesel kesitli borulara sahip ısı değiştiriciler için mevcuttur. Gelişen üretim teknolojileri ile birlikte sonraki yıllarda ortaya çıkan yüksek performanslı, hafif ve kompakt ısı değiştirici araştırmaları ve bu ısı değiştiricilere ait performans bilgileri özellikle Amerika'da başlayan çalışmalar ile gün yüzüne çıkarılmaya başlamıştır (Kays ve London 1998).

1945 yılında Birleşik Devletler Denizcilik Bürosu, Annapolis'te yer alan Denizcilik Mühendisliği biriminde bir dizi test çalışması başlatmıştır. Bu çalışma, 1947 yılında Havacılık ve Denizcilik Bürosu ile ortak bir çalışma yürüten Denizcilik Araştırmaları Ofisi'nin Stanford Üniversitesi ile işbirliğiyle genişletilmiştir. Daha sonra çalışmaya Atom Enerjisi Komisyonu da dâhil olmuştur (Kays ve London 1998).

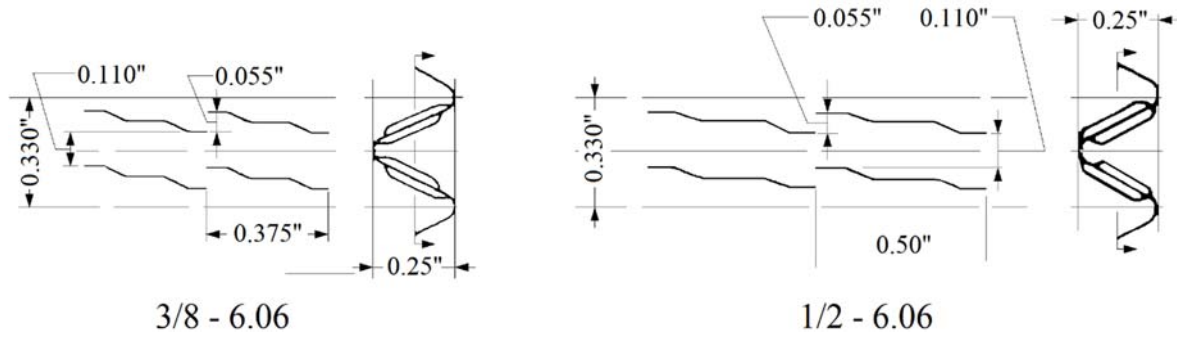
Bu çalışmalara destek vermek amacı ile General Motors gibi firmalar deneyler için ısı değiştirici tedarik etmişlerdir. Yapılan deneylerin öncelikli hedefi, geometrik farklılıkların taşınımıyla ısı geçişine ve akış sürtünmesine etkilerinin araştırılması olduğundan tedarik edilen numunelerin yüksek sıcaklık üretim teknikleri ile daha kaliteli üretilmesi yerine düşük sıcaklıkta soğuk lehimleme yöntemiyle imal edilmesi tercih edilmiştir (Kays ve London 1998).

Programın çıktıları ilk olarak 1951 yılında ASME (American Society of Mechanical Engineers) tarafından sunulmuştur. Daha sonrasında 1955 yılında Kays ve London (1998) tarafından Kompakt Isı Değiştiriciler kitabının ilk baskısında diğer araştırmacıların katkılarının da yer aldığı daha kapsamlı sonuçlara yer verilmiştir. 1955 yılından itibaren çalışmalara devam edilmiş yeni geometrilere ait sonuçlar bu kitabın 1964 yılındaki baskısında yer almıştır.

Gelişen üretim teknolojileri ve test teknikleri ile kompakt ısı değiştiriciler üzerine yapılan ilk araştırmaların üzerinden yaklaşık kırk yıl sonra 1984 yılında özellikle plaka

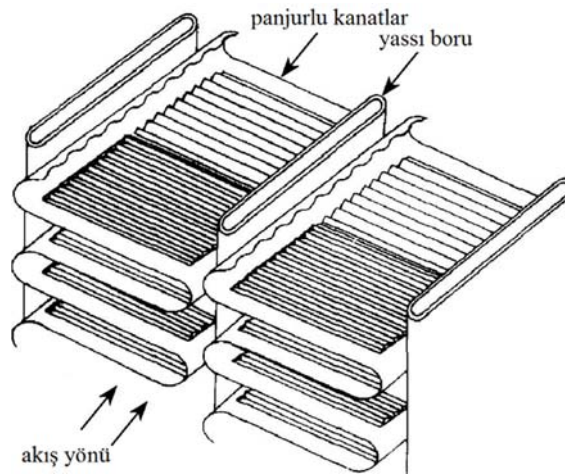
tipindeki farklı kanat geometrilerine sahip kompakt ısı değericilerin ısı ve hidrolik performansları üzerine yapılan araştırmalar bir kez daha güncellenerek Kays ve London (1998) tarafından tekrar yayınlanmıştır. Kompakt ısı değiştiriciler üzerine yapılan araştırmaların temeli olan Kays ve London (1998)'in çalışmaları içerisinde panjurlu kanat geometrisi plaka tipindeki kanatlar başlığı altında yer almaktadır. Panjurlu kanatlara ait araştırmaların yanı sıra, aynı bölümde şerit kanatlar, dalgalı kanatlar, iğne tipinde kanatlar ve perfore kanatlar yer almaktadır.

Günümüzde panjurlu kanatlar için kullanılan terminoloji ilk olarak Kays ve London (1998) tarafından türetilmiştir ve bu terminolojiye ait iki adet örnek şekil 4.1 ile gösterilmektedir.



şekil 4.1. Kays ve London (1998) tarafından panjurlu kanatlar için kullanılan terminoloji

şekil 3.1'de yer alan 3/8 oranı akış yönündeki panjur uzunluğunun 3/8 in (0,375 in) olduğunu, 6,06 sayısı ise her 1 inçlik uzunlukta 6,06 adet kanat olduğunu göstermektedir. Her iki şekilde yer alan 0,25 in panjurlu kanat yksekliliğini ( $F_h$ ), 0,330 in değerinin yarısı ise kanat adımı ( $F_p$ ) ifade etmektedir.

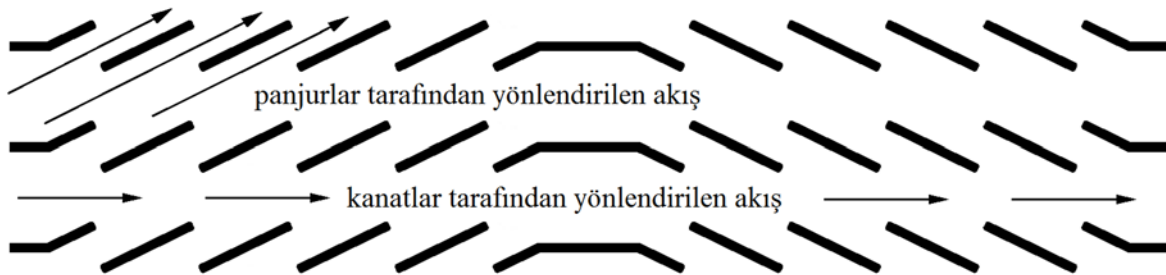


şekil 4.2. Tipik bir panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştirici (Aoki vd. 1989)

Panjurlu kanatlara ait daha detaylı temsili bir görüntü Şekil 4.2 ile gösterilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere akış yönüne plaka şeklindeki yapının peş peşe patlatılmasıyla oluşan panjurlu yapı sınır tabakayı her defasında keserek ısı performansını artırmaktadır. Hızlı üretim ve ileri seviye fabrikasyon teknikleri ile yapılan bu patlatma işlemleri farklı kanat yüksekliğinde, farklı panjur uzunluğunda ve açısında panjurlu kanat imalatı diğer kanat uygulamalarına göre maliyet açısından avantaj sağlamaktadır (Cowell vd. 1995).

#### 4.1. Panjurlu Kanatlar Üzerinden Akış

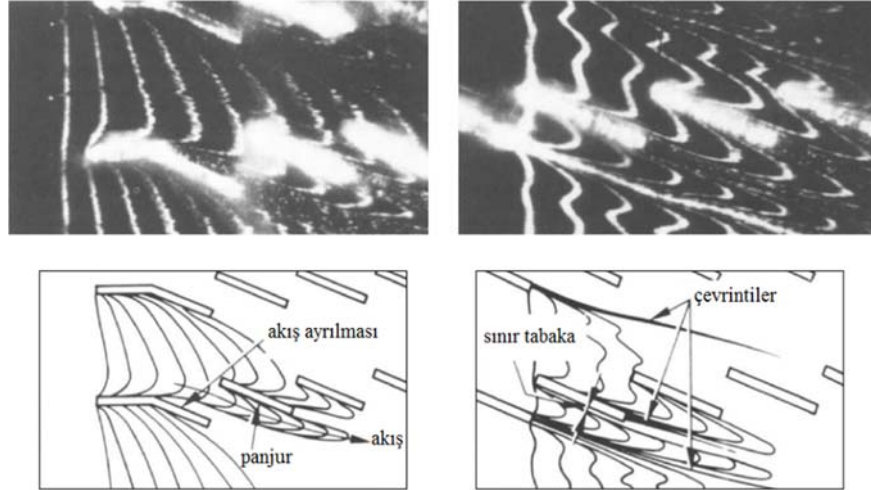
Panjurlu kanatlar üzerinden geçen akış yapısının incelenmesi için boya enjeksiyon tekniği, hidrojen köpüğü veya sayısal analiz yapan paket programlar kullanılabilir. Panjurların geometrik yapısının ve serbest akış hızının panjurlar üzerinden geçen akışın yönlendirilmesi üzerine etkisi birçok çalışmada incelenmiştir. Bu çalışmalar, panjurlu kanatlar için geçerli olan iki farklı kavramı ortaya çıkarmıştır (Achaichia ve Cowell 1988). Bu kavramlar Şekil 4.3 ile gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Panjurlar üzerinden geçen akışın izleyebileceği yol

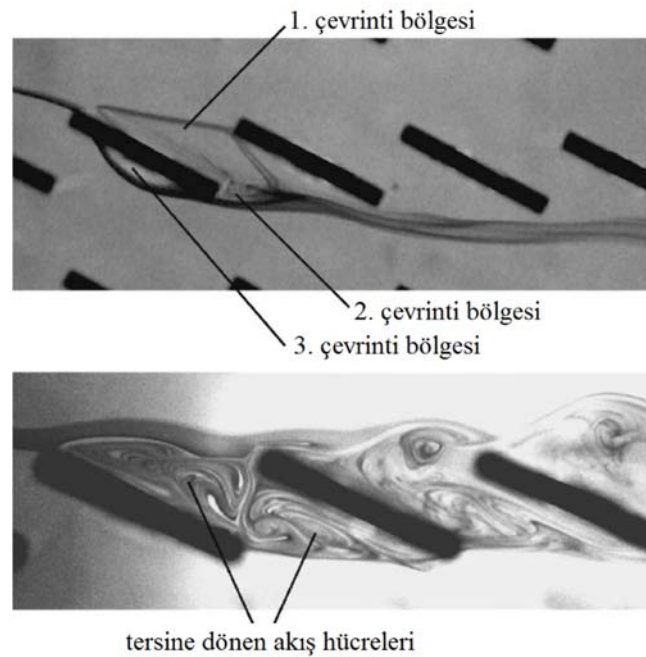
Panjurlu kanatlar arasına giren akışkanın kütlece debisinin büyük bir kısmı panjurlar arasından geçerek ilerliyor ise “panjurlar tarafından yönlendirilen akış” ifadesi, benzer şekilde panjurlar yerine kanatlar arasından ilerliyor ise “kanatlar tarafından yönlendirilen akış” ifadesi kullanılmaktadır.

Şekil 4.4’te Reynolds sayısının 500 olduğu durumda hidrojen köpüğü tekniği ile akış görselleştirilmesi yapılmıştır. Şekilden anlaşıldığı üzere akışın kütlece büyük bir miktarı panjurlar arasından geçerek ilerlerken, akış ayrılmaları ve panjurların alt ve üst yüzeylerinde oluşan sınır tabakalar görülebilmektedir.



Şekil 4.4. Panjurlar üzerinden geçen akışın görselleştirilmesi (Webb ve Trauger 1991)

Ayrıca, panjur çıkışında ters basınç etkileri oluşmakta ve akış ayrılmaları ile birlikte çevrıntiler oluşmaktadır. Şekil 4.5'te söz konusu çevrıntiler Reynolds sayısının yaklaşık 500 olduğu durum için daha ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere panjurun çıkış tarafına doğru yüksek kayma gerilimi sebebi ile üst yüzeyde saat yönünde 1. çevrinti bölgesi meydana gelmektedir. 1. çevrinti bölgesi panjurlu kanadın çıkış ucu kısmında saat yönünün tersine dönen 2. çevrinti bölgesinin oluşmasını tetiklemektedir (DeJong ve Jacobi (2003)).



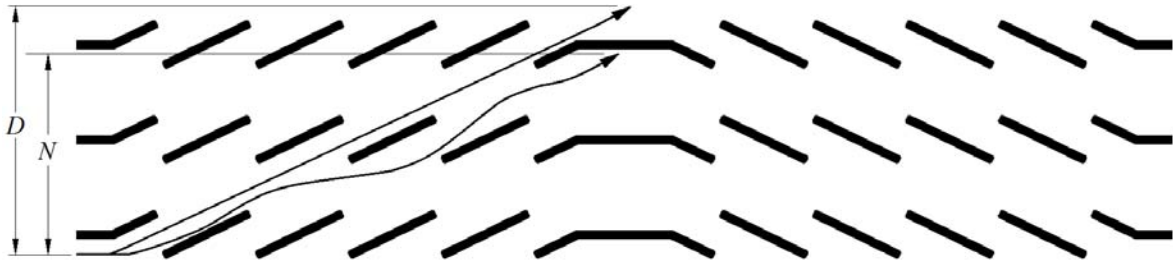
Şekil 4.5. Panjurlar üzerinden akışta oluşan çevrinti bölgeleri (DeJong ve Jacobi 2003)

3. çevrinti bölgesi ise 1. çevrinti bölgesinin oluşması ile bir sonraki panjurun alt yüzeyinde akışın ters basınç etkileri yüzünden yavaşlaması sonucunda meydana gelir. Saat yönünün tersine olan bu çevrinti bölgesi çok düşük Reynolds sayılarında gözlenmeyebilir. Reynolds sayısının 820 olduğu durumda Şekil 4.5 ile gösterilen tersine dönen akış hücreleri gözlemlenmiştir. Bu durumda 3. çevrinti bölgesi etkisini artırmış ve 1. çevrinti bölgesine ters yönde bir akım bölgesi oluştururken, 2. çevrinti bölgesinin etkisi yok olmuştur (DeJong ve Jacobi 2003).

## 4.2. Panjurlu Kanatlar İçin Performans Parametreleri

Panjurlu kanatların ısı ve hidrolik performansları ifade edilirken akış verimi ( $\eta_{flow}$ ), Stanton sayısı ( $St$ ), Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme katsayısı ( $f$ ) gibi boyutsuz parametreler kullanılmaktadır.

Akış verimi ( $\eta_{flow}$ ) Webb ve Trauger (1991) tarafından tanımlanmıştır ve aşağıda Şekil 4.6'da gösterildiği şekliyle hesaplanmaktadır. Görüldüğü üzere bu hesap için bir önceki kısımda anlatılan bir akış görselleştirme tekniği kullanılmalıdır.



Şekil 4.6. Panjurlu kanatlar için akış verimi

Şekilde görülen  $D$  ile gösterilen yükseklik terimi panjurlar üzerinden geçen akışın dikey ekseninde kat edebileceği maksimum yol miktarını simgelerken,  $N$  terimi gerçek şartlarda kat edilen yol miktarını simgelemektedir. Akış verimi de Denklem 4.1'den anlaşılacağı üzere bu iki mesafenin oranı olarak hesaplanmaktadır.

$$\eta_{flow} = \frac{N}{D} \quad (4.1)$$

Stanton sayısı ( $St$ ), modifiye edilmiş Nusselt sayısı olarak panjurlu kanatların ısı performanslarını ifade etmek üzere literatürde yer alan bir başka boyutsuz parametredir. Stanton sayısı Denklem (4.2) ile gösterilmiştir.

$$St = \frac{h}{\rho u_c C_p} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (4.2)$$

Denklem 4.2’de yer alan  $u_c$  terimi kritik akışkan hızını ifade etmektedir. Panjurlu kanatların ısı performans hesapları için Stanton sayısına ek bir başka boyutsuz parametre, Colburn  $j$ -faktörü literatürde yer almaktadır. Boyutsuz ısı transfer katsayısı olarak ifade edilen Colburn  $j$ -faktörü Denklem (4.3)’ten görüleceği üzere Stanton sayısı yardımı ile hesaplanır.

$$j = St Pr^{2/3} \quad (4.3)$$

Panjurlu kanatların ısı performanslarına ilaveten hidrolik performansları boyutsuz basınç düşümü olarak ifade edilen sürtünme katsayısı ( $f$ ) ile hesaplanabilmektedir. Sürtünme katsayısı ( $f$ ) Denklem 4.4 ile verilmiştir.

$$f = \left( \frac{2\Delta P}{\rho u_c^2} \right) \left( \frac{A_c}{A_a} \right) \quad (4.4)$$

Denklem 4.4’te yer alan  $A_c$  ve  $A_a$  terimleri sırası ile kritik hızın meydana geldiği en küçük akış kesit alanını ve akışın temas ettiği alanı ifade etmektedir. Giriş ve çıkış etkilerinin de dikkate alındığı bir başka sürtünme katsayısı ifadesi Denklem 4.5 ile verilmiştir.

$$f = \left( \frac{\rho_m}{\rho_i} \right) \left( \frac{2\rho_i \Delta P}{G_c^2} - (K_c + 1 - \sigma^2) - 2 \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 - K_e) \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} \right) \right) \left( \frac{A_c}{A_a} \right) \quad (4.5)$$

Denklem 4.5’te yer alan  $K_c$  ve  $K_e$  terimler sırası ile basınç düşümü için giriş ve çıkış etkilerini temsil eder ve panjurlu kanatlar için Kays ve London (1998) tarafından sunulmuştur. Şekil 4.1 ile gösterilen ve Kays ve London (1998) tarafından deneyleri yapılan iki panjurlu kanatlı ısı değiştiriciye ait Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme katsayısı ( $f$ ) sonuçlar Çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Çizelge 4.1’den görüldüğü üzere Reynolds sayısı arttıkça Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) azalmaktadır. Bu durumun temel sebebi, Denklem 4.2 ve 4.4 incelendiğinde bu iki performans kriterinin akışkan hızı ters orantılı olmasıdır. Tekil olarak kullanılan bu performans kriterleri, kombine bir şekilde kullanılarak ta ifade edilebilmektedir.



Isıl performansın hidrolik performansa oranı ( $j/f$ ) şeklinde ifade edilen performans kriteri Joardar ve Jacobi (2005) ve Han vd. (2013) tarafından alansal iyilik faktörü olarak tanımlanmıştır. Kim vd. (2004), Dong vd. (2007) ve Erbay vd. (2017) tarafından kullanılan bir başka performans kriteri ise  $j/f^{A/3}$  oranıdır ve hacimsel iyilik faktörü olarak adlandırılmıştır.

Çizelge 4.1. Kays ve London (1998) elde edilen deney sonuçları

$Re$	$j$	$f$	$Re$	$j$	$f$
3/8 – 6,06			1/2 – 6,06		
10000	0,00551	0,0331	10000	0,00568	0,0300
8000	0,00593	0,0340	8000	0,00605	0,0310
6000	0,00651	0,0354	6000	0,00655	0,0322
5000	0,00690	0,0363	5000	0,00690	0,0332
4000	0,00738	0,0375	4000	0,00734	0,0347
3000	0,00805	0,0394	3000	0,00791	0,0366
2500	0,00849	0,0406	2500	0,00829	0,0381
2000	0,00900	0,0426	2000	0,00875	0,0402
1500	0,00970	0,0461	1500	0,00948	0,0438
1200	0,0104	0,0496	1200	0,0102	0,0474
1000	0,0112	0,0532	1000	0,0109	0,0512
800	0,0124	0,0587	800	0,0118	0,0571
600	0,0144	0,0682	600	0,0133	0,0667

Son olarak, referans bir geometriyi temel alarak hesaplanan  $JF$  sayısı Yun ve Lee (2000) ve Qi vd. (2007) tarafından kullanılmıştır ve Denklem 4.6 ile verilmiştir.

$$JF = \frac{j / j_R}{(f / f_R)^{1/3}} \quad (4.5)$$

Bu bölümde anlatılan söz konusu tüm performans parametrelerinin değerleri ne kadar büyük olursa, dikkate alınan ısı değiştiricinin termo-hidrolik performansı o kadar büyük olmaktadır.

## 5. PANJURLU KANAT GEOMETRİSİNİN SAYISAL ANALİZİ

Bu bölümde Erbay vd. (2017) tarafından yapılmış olan çalışma tezin ilk aşamalarını teşkil etmekte olup aşağıda sunulmaktadır.

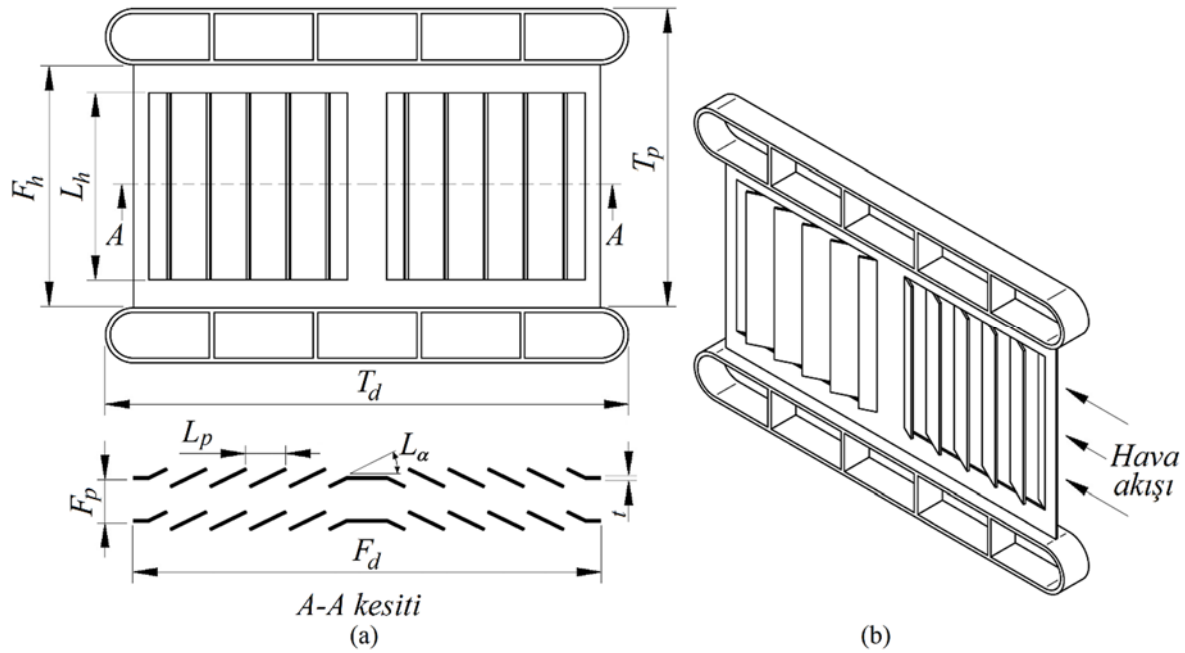
Bir önceki bölümde anlatıldığı üzere panjurlu kanat geometrilerinin performanslarının araştırıldığı literatüre kazandırılmış çok sayıda sayısal ve deneysel çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalarda panjurlu kanatlı yapıların ısı ve hidrolik performansları genellikle Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörü ( $f$ ) cinsinden ifade edilmiştir. Bu iki parametreye ek olarak panjurlu kanatlı yapıların toplam performansını gösteren bir başka parametreye, hacimsel iyilik oranına ( $j/f^{1/3}$ ) yer verilmiştir.

Daha önceki çalışmaların sonuçlarına göre; panjurlu kanatlara ait kanat adımı, kanat yüksekliği, panjur adımı, panjur yüksekliği, panjur açısı, akış derinliği, kanat malzemesinin kalınlığı gibi geometrik parametrelerin termohidrolik performansa etkisinin lineer olmadığı anlaşılmıştır. Böylece her bir panjurlu kanat geometrisinin ayrı ayrı analiz edilmesi zorunluluğu ortaya çıkmıştır. Deneysel çalışmalara geçmeden önce imalatı düşünülen ısı değiştiricilere ait kanat yapısının sayısal analizinin özellikle prototip imalatı için yol göstereceği açıktır. Sayısal analizler sonucunda en yüksek performansa sahip olan panjurlu kanat geometrisi tespit edilecek ve bu özelliklere sahip kabin dibine uygun bir ısı değiştirici önerilecektir.

Sayısal çalışmalar sırasında zaman kıstası göz önüne alındığında ısı değiştiricinin tamamı yerine tek bir panjurlu kanat geometrisi dikkate alınarak çözüm yapılmıştır. Şekil 5.1'de gösterildiği üzere serpantin şeklinde bükülmüş mini-mikro kanallı alüminyum yassı boruların arasına panjurlu kanatlar hava akışına dik olacak şekilde yerleştirilmiştir. Ayrıca panjurlu kanatlı ısı değiştirici geometrisine ait terminoloji Şekil 5.1a ile verilmiştir. Kullanılan tüm kısaltmalar Kays ve London (1998) tarafından kompakt ısı değiştiriciler için kullanılmıştır ve bundan sonraki bölümlerde bu kısaltmalar takip edilecektir.

Sayısal çözümler sonucunda üretilmesi muhtemel panjurlu kanatlı ısı değiştiriciler proje ortağı firmanın ürettiği buzdolaplarında kabin dibinde yer alacağından aşağıdaki kabuller dikkate alınarak ilerlenmiştir.

Kabin dibinde kullanılacak olan ısı değiştiriciler için tek bir sıra alüminyum yassı borudan imal edilmiştir. Bu sebeple akış derinliği ( $F_d$ ) sabittir. Kabin dibinde kullanılan fan çapı sabit olduğundan ısı değiştiricinin ön yüz alanının  $160 \text{ mm} \times 160 \text{ mm}$ 'nin üzerine çıkmaması gerekmektedir. Ön yüz alanının sınırlı olması kanat yüksekliğinin ( $F_h$ ) sabit olarak alınmasını zorunlu kılmıştır. Böylece panjur açısı ( $L_\alpha$ ), kanat adımı ( $F_p$ ) ve hava akış hızının sayısal analizi için Şekil 5.1a'da gösterilen A-A kesitinin 2 boyutlu çözümleri yeterli olacaktır.



Şekil 5.1. Isı değiştirici geometrisi (a) Ön görünüş (b) Perspektif görünüş (Erbay vd. (2017))

Proje ortağı firmanın kabin dibinde kullanılan fandan elde edilen hava hızı değerleri yaklaşık  $3,75 \text{ m/s}$ 'dir. Bu sebeple sayısal çözümlerde bu hızı kapsayan bir merteye ( $2,00\text{--}5,00 \text{ m/s}$ ) kullanılmıştır. Üç farklı kanat adımı ( $1,50, 2,00, 2,50 \text{ mm}$ ) belirlenmiştir.  $1,50 \text{ mm}$ 'den daha küçük kanat adımları tozlanma ve tıkanma riskine karşı tercih edilmemiştir.  $2,50 \text{ mm}$ 'den daha geniş kanat adımları ise hava akışının hidrodinamik direncin düşük olduğu iki panjurlu kanat arasından, panjurları kullanmadan geçiş yapacağı düşünülerek tercih edilmemiştir. Panjur açısı için literatürde en yüksek termo-hidrolik performansın elde edildiği merteye tercih edilmiştir. Dört farklı panjur açısı ( $20^\circ, 24^\circ, 28^\circ, 32^\circ$ ) sayısal

çözümlerde kullanılacaktır. 20°'den daha küçük panjur açıları tıkanma riskine ve akışın hidrodinamik direncin daha düşük olacağı bölgelere yönlmesi riskine karşın tercih edilmemiştir. 32°'den daha büyük panjur açıları ise özellikle dar kanat adımlarında akışı kapatacağından değerlendirmeye alınmamıştır (Erbay vd. (2017)).

### 5.1. Sayısal Metot

Hava akışı iki boyutlu, sürekli, sıkıştırılmaz, laminer ve tek fazlı olarak modellenmiştir. Panjurlu kanat malzemesi alüminyumdur. Sayısal çözümler ticari bir yazılım olan ANSYS 14.0 ile yapılmıştır. Çözüm süresini kısaltmak amacı ile ısı değiştiricinin bütünü yerine periyodik sınır şartından faydalanılarak sayısal model oluşturulmuştur (Erbay vd. (2017)).

### 5.2. Matematiksel Metot

Isı değiştirici girişinde beş farklı hava hızı tanımlanmıştır (2,00-5,00 m/s). Bu çalışmada kapsamında dikkate alınan hava giriş hızlarına karşılık gelen ve panjur adımına göre hesaplanan maksimum Reynolds sayısı 573 olarak hesaplanmıştır. Literatürde panjurlu kanat geometrileri için  $Re_{Lp} \leq 1300$  olduğu durumlarda akış laminer olarak kabul görmüştür (Chang ve Wang, 1997). Laminer akış için kütle, momentum ve enerji korunumu denklemleri Denklem (5.1), (5.2) ve (5.3) ile verilmiştir.

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (5.1)$$

$$(V \cdot \nabla)V = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 V \quad (5.2)$$

$$(V \cdot \nabla)T = \alpha \nabla^2 T \quad (5.3)$$

Sayısal çözümlerde havanın viskozitesi Denklem (5.4) ile verilen Sutherland yasası ile hesaplanmıştır.

$$\mu = \left( \frac{T}{T_o} \right)^{1.5} \left( \frac{T_o + C_s}{T + C_s} \right) \mu_o \quad (5.4)$$

Bu denklemde  $T_o=273,15$  K'dir.  $\mu_o$  ( $1,716 \times 10^{-5}$  kg/ms) havanın  $T_o$  sıcaklığındaki viskozite değeridir ve  $C_s$  (110,4 K) Sutherland sıcaklığıdır. Reynolds sayısı Denklem (5.5) ve (5.6) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\text{Re}_{Lp} = \frac{u_c L_p}{\nu} \quad (5.5)$$

$$u_c = u_{in} \frac{A_{fr}}{A_c} \quad (5.6)$$

Denklem (4.6)'da yer alan  $A_{fr}$  terimi ön yüz alanını ifade etmektedir ve Denklem (5.7) ile verilmiştir.

$$A_{fr} = F_p \cdot l \quad (5.7)$$

$A_c$  ise minimum akış alanı olup, Denklem (5.8) ile verilmiştir.

$$A_c = (F_p - \delta) \cdot l \quad (5.8)$$

Denklem (5.7) ve (5.8)'de yer alan  $l$  terimi 2D çözümler için 1 m olarak alınmıştır. Isı transfer hızı Denklem (5.9) ile hesaplanmıştır. Denklemde yer alan  $T_{a,i}$  ve  $T_{a,o}$  terimleri sırası ile havanın ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklıklarını temsil etmektedir.

$$Q = m_c c_{p,c} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (5.9)$$

Havanın sabit basınç özgül ısısının ( $c_{p,a}$ ) sıcaklıkla değişimi Denklem 5.10 (Moran vd. (2012)) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} c_{p,a} = & \left( \frac{8,31447}{28,97} \right) \left[ 3,653 + \left( \frac{T_{a,i} + T_{a,o}}{2} \right) (-1,337 \times 10^{-3}) \right. \\ & + \left( \frac{T_{a,i} + T_{a,o}}{2} \right)^2 (3,294 \times 10^{-6}) + \left( \frac{T_{a,i} + T_{a,o}}{2} \right)^3 (-1,913 \times 10^{-9}) \\ & \left. + \left( \frac{T_{a,i} + T_{a,o}}{2} \right)^4 (0,2763 \times 10^{-12}) \right] \quad (5.10) \end{aligned}$$

Tüm sayısal çözümler için Denklem (5.10)'den elde sonuçlar incelendiğinde havanın sabit basınç özgül ısısının  $c_{p,a} \cong 1,004$  kJ/kgK mertebesinde olduğu görülmüş ve sabit kabul edilebileceği sonucuna varılmıştır.

Havanın ortalama ısı transfer katsayısı  $h_a$ , Denklem 5.9 ile hesaplanan ısı transfer hızı kullanılarak Denklem 5.12 ile hesaplanmıştır.

$$h_a = \frac{Q}{A\Delta T_m} \quad (5.12)$$

Bu denklemde yer alan logaritmik ortalama sıcaklık farkı, sabit duvar sıcaklığı sınır şartı için Xiaoping vd. (2010) tarafından Denklem (5.13)'de gösterildiği şekilde hesaplanmıştır.

$$\Delta T_m = \frac{(T_w - T_{a,i}) - (T_w - T_{a,o})}{\ln\left(\frac{T_w - T_{a,i}}{T_w - T_{a,o}}\right)} \quad (5.13)$$

Boyutsuz ısı transferi olarak kullanılan Colburn  $j$ -faktörü Denklem 5.14 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$j = St Pr^{2/3} \quad (5.14)$$

Denklemde yer alan  $St$  terimi Stanton sayısını ifade etmektedir ve Denklem 5.15 ile verilmiştir.

$$St = \frac{h_a}{\rho u_c c_{p,a}} \quad (5.15)$$

Boyutsuz basınç düşümüne karşılık gelen sürtünme faktörü ( $f$ ) Denklem 5.16 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$f = \frac{dP}{\rho \frac{(u_c)^2}{2} \left(\frac{A_a}{A_c}\right)} \quad (5.16)$$

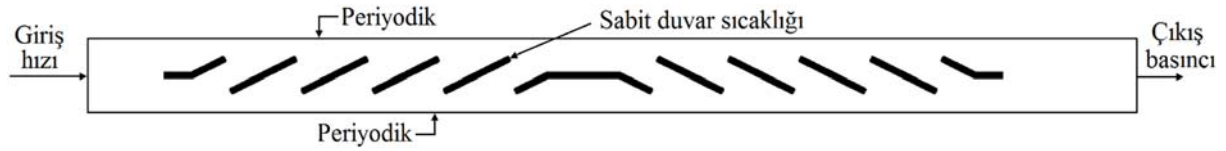
Denklem 5.15'de yer alan  $A_a$  terimi toplam ısı transfer yüzey alanını,  $A_c$  ise maksimum hızın meydana geldiği minimum akış alanını ifade etmektedir.

### 5.3. Sınır Şartları

Sayısal çözümlerde dikkate alınan 2D ısı değiştirici geometrisi Şekil 5.2 ile gösterilmiştir. Kanat duvarlarına kaymama koşulu ve sabit duvar sıcaklığı sınır şartı (314 K) uygulanmıştır. Isı değiştirici girişine üniform olacak şekilde beş farklı hava hızı ve ısı

değiştirici çıkışına atmosfer basıncı (0 Pa gösterge basıncı) tanımlanmıştır. Havanın giriş sıcaklığı 298 K olarak belirlenmiştir.

Dikkate alınan tüm ısı değiştirici geometrilerinde akış derinliği ( $F_d$ ) 20 mm, panjur adımı ( $L_p$ ) 1,7 mm ve kanat malzemesi kalınlığı ( $\delta$ ) 0,1 mm olarak sabit alınmıştır.



Şekil 5.2. Sayısal çözümlerde dikkate alınan sınır şartları (Erbay vd. (2017))

#### 5.4. Sayısal Modelin Doğrulanması

2D modelin ağ yapısı oluşturulurken dörtgen eleman tipi kullanılmıştır. Eleman boyutları ise kanat malzemesi kalınlığı olan 0,1 mm, malzeme kalınlığının yarısı, üçte biri, dörtte biri olacak şekilde çözümler yapılmış ve 90741 eleman sayısından daha fazla eleman kullanılması durumunda Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörünün ( $f$ ) %1'in altında değişim göstermesi sebebiyle 181207 eleman kullanılmıştır (Çizelge 5.1).

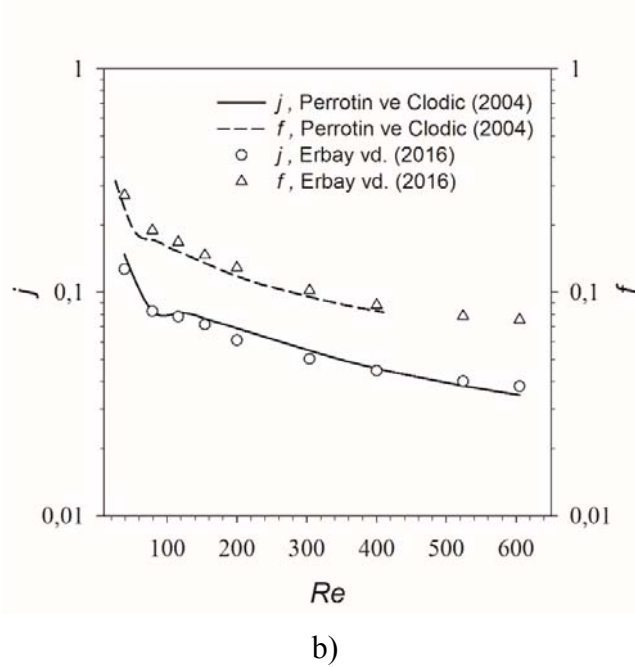
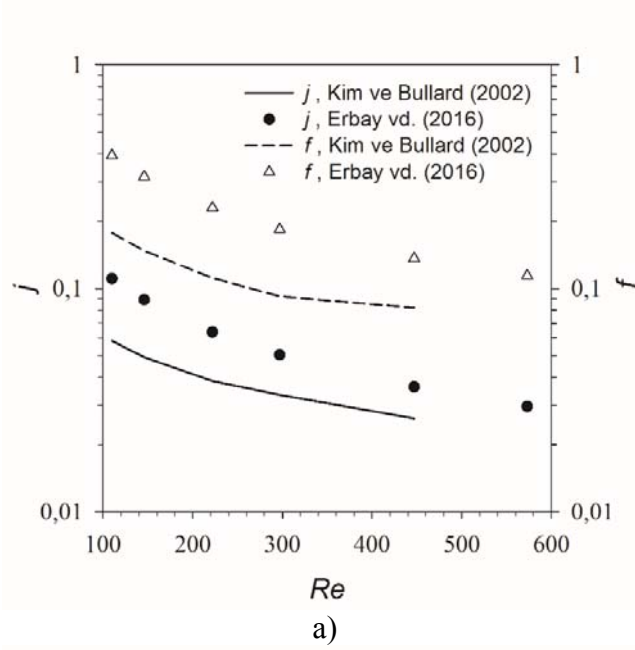
Çizelge 5.1. Ağdan bağımsızlık (Erbay vd. (2017))

Eleman Sayısı	$\Delta P$ (Pa)	$T_{c,o}$ (K)	$j$	$f$	$j$ değişimi (%)	$f$ değişimi (%)
32326	44,39	309,44	0,03672	0,14566	-	-
40051	43,71	309,44	0,03673	0,14344	0,04	1,52
90741	42,59	309,35	0,03619	0,13976	1,46	2,56
181207	42,18	309,36	0,03625	0,13841	0,16	0,96

Bu ağ yapısı ile literatürde yer alan iki adet benzer çalışmaya ait olan geometriler oluşturularak sayısal çözümler yapılmış ve sonuçları Şekil 5.3 ile gösterilmiştir. İlk olarak Kim ve Bullard (2002b) tarafından deneysel olarak yapılan çalışmadan seçilen bir panjurlu kanat geometrisine ait sonuçlar ile bu çalışmada kullanılacak olan ağ yapısından elde edilen sonuçlar Şekil 5.3a' da karşılaştırılmıştır.

Şekil 5.3a'dan görüldüğü üzere bu çalışmadan elde sonuçlar Kim ve Bullard (2002b) tarafından deneysel olarak elde sonuçlardan oldukça büyük değerler almıştır. Bu farkın sebebi, 2 boyutlu çözümler yapılırken sadece panjurlar dikkate alındığından, panjurların bağlı bulunduğu kanat taban alanının (panjursuz alan) dikkate alınmadığından kanat verimi

hesaplanamamaktadır. Ayrıca, literatürde panjurlu kanatlar için özel bir verim ifadesi yoktur ve Kim ve Bullard (2002b) çalışmasında olduğu gibi plaka tipi kanatlara ait verim ifadeleri kullanılarak ısı transfer katsayıları hesaplanabilmektedir. Bunlara rağmen, Şekil 5.3a'da görüldüğü üzere 2 boyutlu çözümlerin eğilimi deneysel sonuçlarla uyumludur (Erbay vd. (2017)).



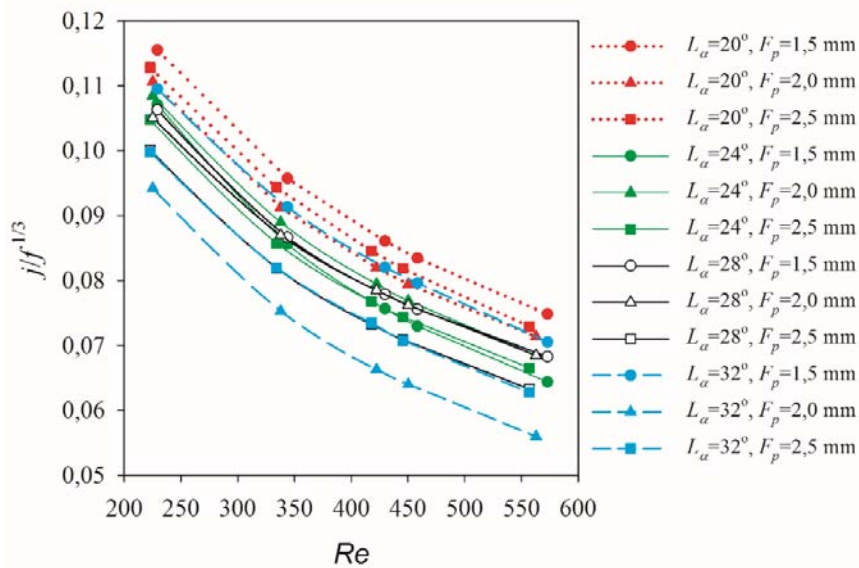
Şekil 5.3. Ağ yapısının literatürdeki çalışmalar ile doğrulanması a)  $F_p=1,40$  mm,  $L_p=1,70$  mm,  $L_\alpha=23^\circ$ ,  $F_d=20$  mm, (b)  $F_p=1,30$  mm,  $L_p=0,95$  mm,  $L_\alpha=20^\circ$ ,  $F_d=16,5$  mm (Erbay vd. (2017))



Bir diğer çalışma olan Perrotin ve Clodic (2004) tarafından yapılan 2 boyutlu sayısal çalışmadan elde sonuçlar Şekil 5.3b'de gösterilmektedir. Görüldüğü üzere mevcut ağ yapısının sonuçları bu çalışma ile uyum içerisindedir. Mevcut ağ yapısının uygulanması ile elde sonuçların, Perrotin ve Clodic (2004) tarafından sunulmuş sonuçlardan ortalama sapması Colburn  $j$ -faktör için %3,53 iken sürtünme faktörü ( $f$ ) için %3,91 olarak hesaplanmıştır. Böylece kullanmakta olduğumuz 181207 eleman sayısı ve ağ yapısının yeterli olduğu kanaatine varılmıştır.

### 5.5. Sayısal Çalışma Sonucunda Elde Edilen Bulgular

Bu kısımda gösterilecek olan sonuçlar Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörünün ( $f$ ) birlikte ifade edildiği ve literatürde hacimsel iyilik oranı olarak geçen panjurlu kanatların termo-hidrolik performansını temsil eden  $j/f^{1/3}$  oranı kullanılarak sunulacaktır. Şekil 5.4'te hacimsel iyilik oranının Reynolds sayısına göre değişimi verilmektedir.



Şekil 5.4. Hacimsel iyilik oranının Reynolds sayısına göre değişimi (Erbay vd. (2017))

Görüldüğü üzere dikkate alınan panjurlu kanat geometrileri içerisinde 1,50 mm ile en dar kanat adımına ve  $20^{\circ}$  ile en küçük panjur açısına sahip olan geometriden en yüksek performans elde edilmiştir. Bu üstünlük tüm Reynolds sayıları için geçerlidir. Reynolds sayısı arttıkça hacimsel iyilik oranı azalmaktadır. Bunun sebebi Colburn  $j$ -faktörünün maksimum hava hızı ile ters orantılı olarak değişmesidir. Hava hızı arttıkça, ortalama ısı taşınım katsayısı aynı oranda artmadığından Colburn  $j$ -faktörü dolayısı ile hacimsel iyilik oranı azalmıştır. Bu grafikten çıkartılabilecek en önemli sonuç; dikkate alınan parametrelerin

değişimlerinin termo-hidrolik performansa etkisinin lineer olmadığıdır. Panjur açısı 20° iken en yüksek termo-hidrolik performans 1,50 mm kanat adımından elde edilirken, panjur açısı 24° olduğunda en yüksek termo-hidrolik performans 2,00 mm kanat adımından elde edilmektedir. Bir kere daha vurgulamak gerekir ki, bu tarz kompakt geometrilere sahip her bir ısı değıştirciler genellemelere tabi tutulmaksızın ayrı ayrı incelenmelidir.

## 6. ATMOSFERİK HAVA ŞARTLARINDA PANJURLU KANATLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN PERFORMANSLARININ DENEYSEL İNCELENMESİ

Bu bölümde Dogan vd. (2015) tarafından yapılmış olan çalışma tezin ilk aşamalarını teşkil etmekte olup aşağıda sunulmaktadır.

### 6.1. Materyal

Bir önceki bölümde elde edilen sayısal çalışma sonuçlarına göre en yüksek termo-hidrolik performansa sahip panjur geometrisi mini-mikro kanallı alüminyum yassı boru kullanılarak imal ettirilmiştir. Bu süreçte boru ve kanat geometrisi aynı fakat kanat sıra sayısı ve boru geçiş sayısı farklı olan iki adet ısı değiştirici önerilmiştir.

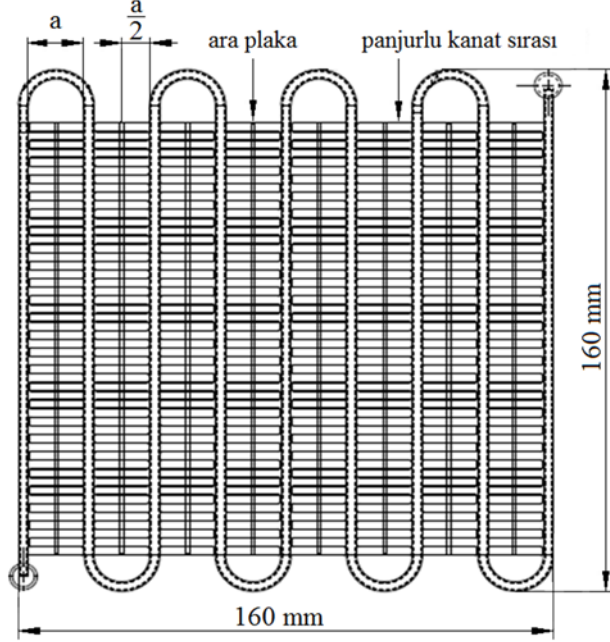
İmal edilen panjurlu kanatlı mini-mikro kanallı alüminyum yassı borulu iki adet ısı değiştiricinin genel görünümü Şekil 6.1 ve Şekil 6.2 ile gösterilmektedir. Şekil 6.1 ile gösterilen panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştirici serpantin şeklinde bükülmüş dokuz geçiş sayısına sahip alüminyum yassı borudan imal edilmiştir. Her geçiş arasında iki adet panjurlu kanat sırası ve bu kanatları birbirine bağlayan bir adet ara plaka bulunmaktadır.

Şekil 6.2 ile gösterilen panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştirici serpantin şeklinde bükülmüş yedi geçiş sayısına sahip alüminyum yassı borudan imal edilmiştir. Her geçiş arasında üç adet panjurlu kanat sırası ve bu kanatları birbirine bağlayan iki adet ara plaka bulunmaktadır. Her iki ısı değiştiricinin ön yüz alanı  $160 \text{ mm} \times 160 \text{ mm}$  olarak sabit alınmıştır. Bu ön yüz alanı ısı değiştiricilerin kondenser olarak kullanılmalari durumunda buzdolabı kabin dibi için boyut sınırıdır. Isı değiştiricilerin panjurlu kanat yapılarını daha ayrıntılı gösteren teknik resimler ve boyutlar Şekil 6.3 ve Çizelge 6.1 ile sunulmuştur.

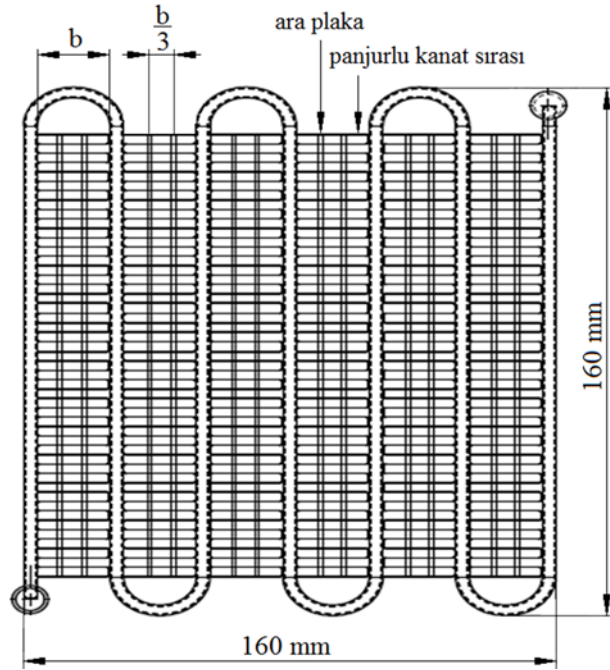
### 6.2. Yöntem

Panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerin farklı dış ortam sıcaklıklarındaki performansı deneysel olarak araştırılmıştır. Farklı dış ortam sıcaklıklarını elde etmek amacıyla 00865.STZ.2011-1 numaralı proje desteği ile oluşturulmuş  $4,5 \text{ m} \times 3,5 \text{ m} \times 2,3 \text{ m}$  ebatlarındaki sabit sıcaklık deney odası ve pleksi cam malzemedeki proje ortağı firma

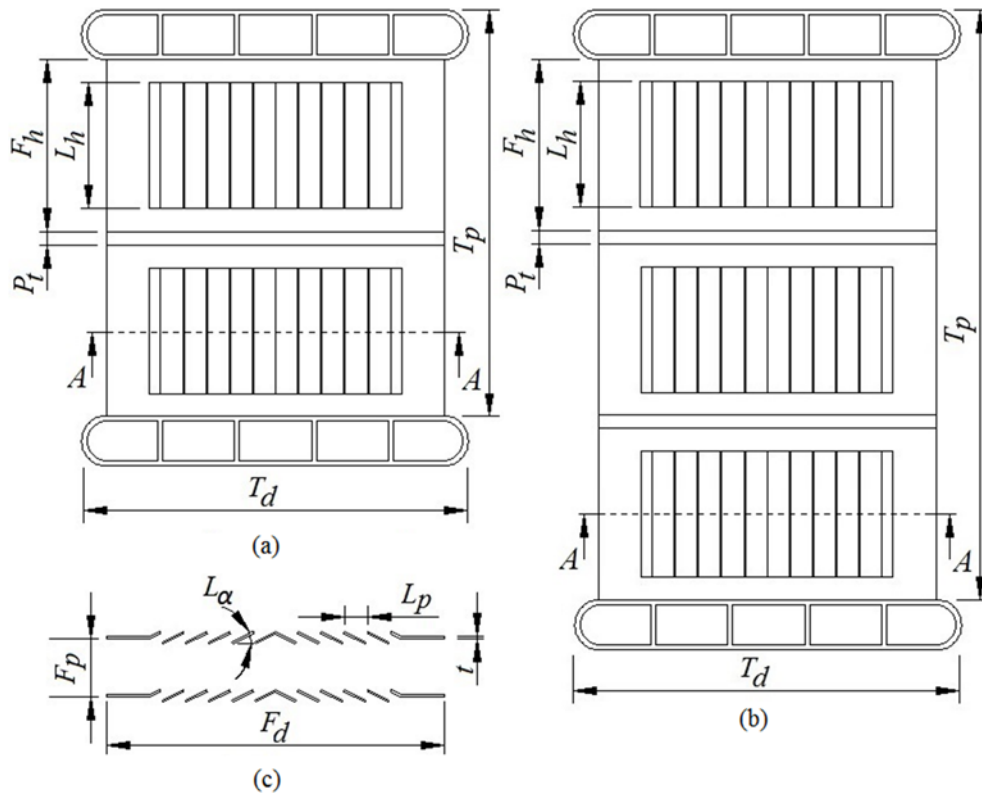
tarafından ANSI/ASHRAE 51-07 standartlarına göre tasarlanmış olan hava tüneli deney seti Şekil 6.4 ile gösterilmektedir.



Şekil 6.1. Tek ara levhalı ısı değiştirici (Dogan vd. 2015)



Şekil 6.2. Çift ara levhalı ısı değiştirici (Dogan vd. 2015)



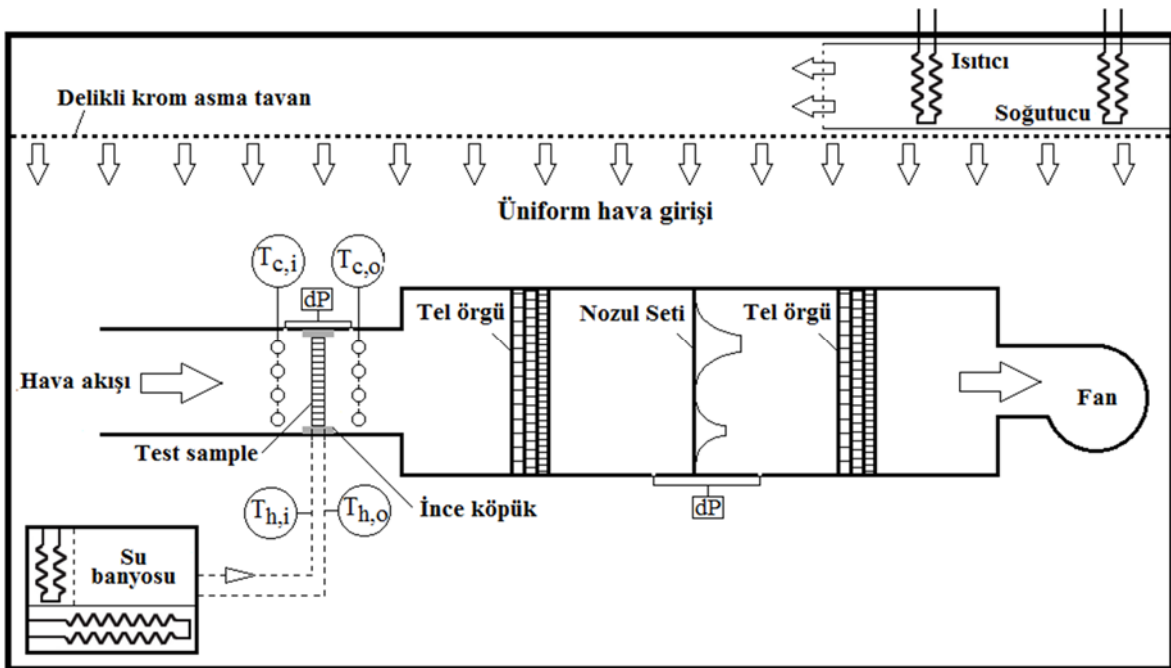
Şekil 6.3. Panjurlu kanatlı ısı değiştirici geometrisine ait terminoloji a) Tek ara levhalı ısı değiştirici b) Çift ara levhalı ısı değiştirici c) A-A kesiti (Dogan vd. 2015)

Çizelge 6.1. Isı değiştiricilere ait geometrik özellikler (Dogan vd. 2015)

Özellik	Birim	Tek ara levhalı	Çift ara levhalı
$F_h$	mm	8,2	8,2
$F_p$	mm	1,5	1,5
$L_h$	mm	6,0	6,0
$L_\alpha$	°	26	26
$L_p$	mm	0,9	0,9
$F_d$	mm	16	16
$P_t$	mm	0,6	0,6
$T_p$	mm	19,4	28,2
$a$	mm	17	-
$b$	mm	-	25,8
$A_a$	m <sup>2</sup>	0,383	0,316
Geçiş sayısı	-	9	7
Kanat sıra sayısı	-	16	18
$l'$	m	1.55	1.25

Sabit sıcaklık deney odasının sıcaklık kontrolü tavan arasına yerleştirilmiş olan kanal tipi bir ısıtıcı ve soğutucu eleman grubu ile sağlanmaktadır. Dış ortamdan emilen atmosferik hava bu kanal içerisinden geçirilmekte ve delikli krom asma tavan yardımı ile mümkün olduğunca homojen bir biçimde hava tünelinin bulunduğu ortama dağıtılmaktadır.

Şartlandırılmış hava tünelin çıkış ucunda bulunan maksimum debisi 2600 m<sup>3</sup>/saat olan bir fan yardımı ile uzunluğu 2 m, kesiti 1 m × 1 m olan tünel içerisine emilmektedir.



Şekil 6.4. Sabit sıcaklık deney odası ve hava tüneli deney seti (Dogan vd. 2015)

Isı değiştirici girişinde üniform hava akışı elde edilmesi için yeterince uzun giriş ağzına giren şartlandırılmış hava ısı değiştirici üzerinden geçmekte ve havanın hacimsel debi ölçümü nozul setine yönlendirilmektedir. Nozul seti girişi ve çıkışında üniform hava dağılımı ve hassas bir basınç düşümü ölçümü için üç katmanlı tel örgüler yerleştirilmiştir. Bu kısımda ölçülen basınç düşümü ile ASHRAE 41.2 standartlarına uygun olacak şekilde ısı değiştirici dış akışkanı olan havanın hacimsel debisi elde edilmekte ve hesaplamalar yardımı ile kütleli debiye dönüştürülmüştür.

Isı değiştirici girişinde ve çıkışında dörder adet T tipi ısı çift bulunmaktadır. Hava tüneli giriş ağzı kesiti 18 cm × 18 cm boyutlarındadır. Bu sebeple ısı değiştirici ile hava tüneli arasındaki boşlukta meydana gelecek hava kaçaklarını önlemek için 1 cm kalınlığında ince köpük tabaka ısı değiştirici çevresine yerleştirilmiştir. Isı değiştirici giriş ve çıkışından alınan sıcaklık ve basınç değerleri bir veri toplayıcı ile 30 saniyede bir bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Isı değiştirici iç akışkanı olarak su kullanılmıştır. Su istenilen sıcaklığa bu su banyosu sayesinde ayarlanmakta ve suyun ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklıkları bakırdan imal edilmiş giriş ve çıkış ağzının dış yüzeyinden ölçülerek kaydedilmiştir.

Deneyler sırasında ısı değiştiriciye soğuk akışkan olan havanın giriş sıcaklığı 24°C ve sıcak akışkan olan suyun giriş sıcaklığı 42°C olarak belirlenmiştir. Bu sıcaklık proje ortağı firmanın ürünlerinde kullanılan kondenser yoğuşma sıcaklığı dikkate alınarak seğilmiştir.

### 6.3. Matematiksel Metot

Bu bölümde ısı değiştiricilerin performansları *NTU*-etkenlik yöntemine göre deneysel olarak ölçülen parametreler üzerinden hesaplanmıştır.

Isı değiştiricide meydana gelen ortalama ısı transfer hızı Denklem 6.1’de gösterildiği üzere sıcak ve soğuk akışkanın ısı transfer hızlarının ortalaması olarak hesaplanmıştır.

$$Q_{ave} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (6.1)$$

Bu denklemde yer alan  $Q_a$  ve  $Q_w$  terimleri sırası ile soğuk ve sıcak akışkana ait ısı transfer hızlarıdır ve Denklem 6.2 ve 6.3 ile verilmiştir.

$$Q_a = m_a C_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (6.2)$$

$$Q_w = m_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (6.3)$$

Isı transfer birim sayısı *NTU*, Denklem 6.4 ile hesaplanmıştır.

$$NTU = \frac{UA}{(mc_p)_{min}} \quad (6.4)$$

Denklem 6.4’te yer alan *UA* terimi toplam ısı iletkenliği ifade etmektedir ve Denklem 6.5 ile hesaplanmıştır.

$$UA = \frac{Q_{ave}}{\Delta T_m} \quad (6.5)$$

Denklem 6.5’te yer alan  $\Delta T_m$  terimi ise logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir ve Denklem 6.6’da verildiği gibi hesaplanmıştır.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{w,i} - T_{a,o}) - (T_{w,o} - T_{a,i})}{\ln \left( \frac{T_{w,i} - T_{a,o}}{T_{w,o} - T_{a,i}} \right)} \quad (6.6)$$

Colburn  $j$ -faktörü, Stanton sayısı ( $St$ ) ve sürtünme faktörü ( $f$ ) sırası ile Denklem 6.7, 6.8 ve 6.9 kullanılarak hesaplanmıştır.

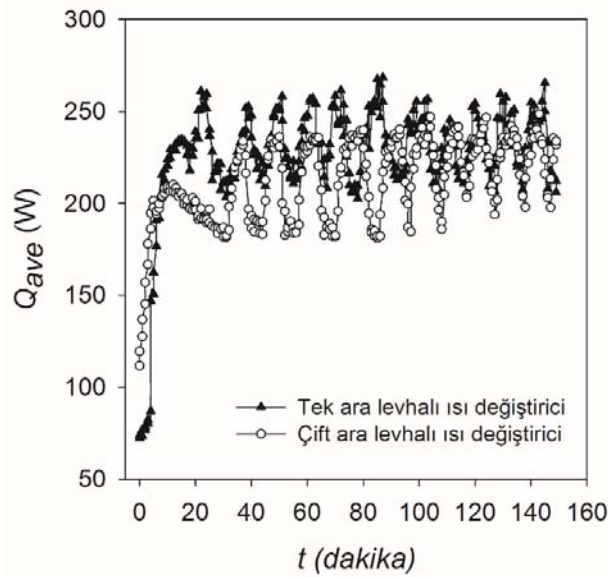
$$j = St Pr^{2/3} \quad (6.7)$$

$$St = \frac{h_a}{\rho u_c c_{p,a}} \quad (6.8)$$

$$f = \frac{dP}{\rho \frac{(u_c)^2}{2} \left( \frac{A_a}{A_c} \right)} \quad (6.9)$$

#### 6.4. Deneysel Çalışma Sonucunda Elde Edilen Bulgular

Her iki ısı değiştiriciye ait ortalama ısı transfer hızlarının zamanla değişimi Şekil 6.5 ile gösterilmiştir. Şekilden görüleceği üzere sabit sıcaklık odası içerisindeki sıcaklık çalkantılarından dolayı ısı transfer zamanla değişiklik göstermektedir. Tek ara levhalı ısı değiştirici 200-260 W mertebelerinde bir ısı transfer hızına sahipken, çift ara levhalı ısı değiştirici 180-235 W mertebelerinde bir ısı transfer hızına sahiptir. Tak ara levhalı modelde kanat sıra sayısı çift ara levhalı modele göre az olmasına rağmen alüminyum boru uzunluğu ısı transferinde baskın mekanizma olmuştur. Ancak bu farklılık özellikle 150 dakikalık deneylerin son 20 dakikasında giderek azalmıştır ve ısı değiştiriciler benzer bir karakter göstermeye başlamıştır.



Şekil 6.5. Isı transfer hızının zamana göre değişimi (Dogan vd. 2015)



Yapılan 150 dakikalık deneylerin geneli değerlendirildiğinde tek ara levhali modelin ısı transfer hızının çift ara levhali modele göre %11 üstün olduğu görülmüştür. Bu sonuçlara ek olarak literatürde panjurlu kanatlı yassı borulu ısı değiştiricilerinde Colburn  $j$ -faktörü ve sürtünme faktörünü ( $f$ ) hesaplamak amacı ile türetilmiş pek çok korelasyon vardır. Bunlardan bazıları aşağıdaki listelenmiştir.

Burada amaç, sayısal sonuçlar doğrultusunda üretilen ve özgün olan iki adet ısı değiştiricinin literatürde yer alan korelasyonlarla uyumunun araştırılmasıdır. Bu korelasyonlardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması Çizelge 6.2 ile sunulmuştur.

- Kim ve Bullard (2002b),  $100 \leq Re_{Lp} \leq 600$

$$j = Re_{Lp}^{-0,487} \left( \frac{L_\alpha}{90} \right)^{0,257} \left( \frac{F_p}{L_p} \right)^{-0,13} \left( \frac{F_h}{L_p} \right)^{-0,29} \left( \frac{F_d}{L_p} \right)^{-0,235} \left( \frac{L_h}{L_p} \right)^{0,68} \left( \frac{T_p}{L_p} \right)^{-0,279} \left( \frac{\delta}{L_p} \right)^{-0,05} \quad (5.12)$$

$$f = Re_{Lp}^{-0,781} \left( \frac{L_\alpha}{90} \right)^{0,444} \left( \frac{F_p}{L_p} \right)^{-1,682} \left( \frac{F_h}{L_p} \right)^{-1,22} \left( \frac{F_d}{L_p} \right)^{0,818} \left( \frac{L_h}{L_p} \right)^{1,97} \quad (5.13)$$

- Dong vd. (2007),  $200 \leq Re_{Lp} \leq 2500$

$$j = 0,26712 Re_{Lp}^{-0,1944} \left( \frac{L_\alpha}{90} \right)^{0,257} \left( \frac{F_p}{L_p} \right)^{-0,5177} \left( \frac{F_h}{L_p} \right)^{-1,9045} \left( \frac{L_h}{L_p} \right)^{1,7159} \left( \frac{F_d}{L_p} \right)^{-0,2147} \left( \frac{\delta}{L_p} \right)^{-0,05} \quad (5.14)$$

$$f = 0,54486 Re_{Lp}^{-0,3068} \left( \frac{L_\alpha}{90} \right)^{0,444} \left( \frac{F_p}{L_p} \right)^{-0,9925} \left( \frac{F_h}{L_p} \right)^{-0,5458} \left( \frac{F_d}{L_p} \right)^{0,0688} \left( \frac{L_h}{L_p} \right)^{-0,2003} \quad (5.15)$$

- Chang ve Wang (1997),  $100 \leq Re_{Lp} \leq 1000$

$$j = 3,67 Re_{Lp}^{-0,591} \left( \frac{L_\alpha}{90} \right)^{0,239} \left( \frac{F_p}{L_p} \right)^{-0,0206} \left( \frac{F_h}{L_p} \right)^{-0,285} \left( \frac{L_h}{L_p} \right)^{0,0671} \left( \frac{T_p}{L_p} \right)^{-0,243} \quad (5.16)$$

Çizelge 5.2'ten görüldüğü üzere bu çalışma kullanılan ısı değiştiricilere ait geometrik özellikler ve Reynolds sayısı literatürde yer alan korelasyonlara uygulandığında Colburn  $j$ -faktöründe %72, sürtünme faktöründe ise %15'lere varan farklılıklar görülmektedir.

Çizelge 6.2. Bu çalışmada kullanılan ısı değiştiricilerin literatürle karşılaştırılması

	Tek Ara Levhalı Isı Değiştirici				Çift Ara Levhalı Isı Değiştirici			
	$j$	fark	$f$	fark	$j$	fark	$f$	fark
Bu çalışma	0,00842	-	0,10624	-	0,00785	-	0,09991	-
Kim ve Bullard (2002b)	0,02163	61%	0,09269	-15%	0,01948	60%	0,09269	-8%
Dong vd. (2007)	0,01410	40%	0,10553	-1%	0,01410	44%	0,10553	5%
Chang ve Wang (1997)	0,02968	72%	-	-	0,02710	71%	-	-

Bu durumun temel sebebi, korelasyonlar için Kim ve Bullard (2002b) tarafından dikkate alınan 45 farklı ısı değiştirici geometrisi, Dong vd. (2007) tarafından dikkate alınan 20 farklı ısı değiştirici geometrisinin ve Chang ve Wang (1997) tarafından dikkate alınan 91 farklı ısı değiştirici geometrisinden sadece bir tanesinin ara plakalı bir ısı değiştirici olmasıdır. Bir diğer sebep ise korelasyonların dikkate aldığı geometrilerin boyutları bu çalışmada kullanılan ısı değiştirici boyutlarını bire bir kapsamamaktadır.

Bu çalışmada kullanılan geometrilerin özgünlüğünden dolayı ortaya çıkan bu sonuç, literatürde panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerle ilgili çalışmalara hala ihtiyaç olduğunun bir göstergesidir.

### 6.5. Belirsizlik Analizi

Deneyler sırasında ölçümleri yapılan parametreler ve bunlara ait olan belirsizlikler Çizelge 6.3 ile verilmiştir.

Çizelge 6.3. Ölçülen parametreler ve belirsizlik oranları (Dogan vd. 2015)

Ölçülen parametreler	Kısaltma	Belirsizlik
Hava giriş sıcaklığı	$T_{a,i}$	0,4%
Hava çıkış sıcaklığı	$T_{a,o}$	0,4%
Havanın kütleli debisi	$m_a$	0,2%
Su giriş sıcaklığı	$T_{w,i}$	0,4%
Su çıkış sıcaklığı	$T_{w,o}$	0,4%
Suyun kütleli debisi	$m_w$	0,15%
Basınç düşümü	$dP$	0,4%

Çizelge 6.3 ile listelenen ölçümlere ait olan belirsizlikler Taylor ve Kuyatt (1994) tarafından Denklem 6.17 ile tanımlanmış olan yöntemle göre kullanılıp performans parametrelerinin toplam belirsizlikleri hesaplanmıştır.

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left( \frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 U_{X_i}^2} \quad (6.17)$$

Buna göre ortalama ısı transfer hızı ( $Q_{ave}$ ), ısı değiştirici etkenliği ( $\epsilon$ ), sürtünme faktörü ( $f$ ) ve Colburn  $j$ -faktörüne ait toplam belirsizlikler sırası ile %3,88, %3,84, %2,59 ve %3,87 olarak hesaplanmıştır.

## 7. ATMOSFERİK ŞARTLARDA FARKLI HAVA SICAKLIKLARININ ISI DEĞİŞTİRİCİ PERFORMANSINA ETKİSİ

Bu bölümde tez konusu kapsamında Dogan ve Erbay (2015) tarafından yapılmış olan çalışmanın detaylarına yer verilmiştir.

### 7.1. Materyal

Bu bölümde kullanılan materyaller, bir önceki bölümde kullanılan (Bkz. Şekil 6.1 ve 6.2) panjurlu kanatlı mini-mikro kanallı ısı değıştircilerdir.

### 7.2. Yöntem

Bu bölümde; sayısal çalışmalar sonucunda geometrik özellikleri belirlenen ve bu özellikleri bir önceki bölümde (Bkz. Çizelge 6.1) sunulmuş olan iki farklı ısı değıştircisinin ısı performansları farklı hava sıcaklıklarında deneysel olarak incelenmiştir.

Deneyler bir önceki bölümde (Bkz. Şekil 6.4) gösterilen ve 00865.STZ.2011-1 proje numaralı Santez programı çerçevesinde kurulumu yapılan sabit sıcaklık deney odası ve hava tüneli kullanılarak yapılacaktır. Bu bölümde yapılacak olan deneylerde kullanılan ölçüm cihazları ve yöntemleri bir önceki bölümde yapılmış olan deneylerle aynıdır. Ancak bir önceki bölümde 24°C hava giriş sıcaklığına ilave olarak soğuk iklim kuşağını temsil eden 15°C hava giriş sıcaklığı ve sıcak iklim kuşağını temsil eden 33°C hava giriş sıcaklığı kullanılacaktır. Tüm deneylerde suyun ısı değıştirciye giriş sıcaklığı 42°C olarak sabit alınmıştır.

### 7.3. Matematiksel Metot

Bir önceki bölüme benzer şekilde ısı değıştircilerin performansları *NTU*-etkenlik yöntemine göre deneysel olarak ölçülen parametreler üzerinden hesaplanacaktır. Hesaplamalar sırasında aşağıda listelenen ve Kim ve Bullard (2002b) ve Dong vd. (2007) tarafından önerilen metot kullanılmıştır.

$$Q_{ave} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (7.1)$$

$$Q_a = m_a C_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (7.2)$$

$$Q_w = m_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (7.3)$$

$$NTU = \frac{UA}{(mC_p)_{\min}} \quad (7.4)$$

$$UA = \frac{Q_{ave}}{\Delta T_m} \quad (7.5)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{w,i} - T_{a,o}) - (T_{w,o} - T_{w,i})}{\ln\left(\frac{T_{w,i} - T_{a,o}}{T_{w,o} - T_{w,i}}\right)} \quad (7.6)$$

$$\varepsilon_I = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0.22}}{C_r} \left\{\exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1\right\}\right] \quad (7.7)$$

#### 7.4. Deneysel Çalışma Sonucunda Elde Edilen Bulgular

15°C, 24°C ve 33°C olarak belirlenmiş olan hava giriş sıcaklıklarına göre elde hava ve suya ait çıkış sıcaklıkları Çizelge 6.1 ile sunulmuştur. Tek ara levhalı ve çift ara levhalı ısı değiştiricilerin ısı performansları toplam ısıl iletkenlik ( $UA$ ), ısı transfer birim sayısı ( $NTU$ ) ve ısı değiştirici etkenliği ( $\varepsilon$ ) cinsinden değişken hava sıcaklıklarına bağlı olarak Çizelge 5.1 ile verilen sıcaklık değerleri kullanılarak hesaplanmıştır.

Deneyler sırasında dış akışkan hava ve iç akışkan suyun kütleli debileri sırası ile 0,047 kg/s ve 0,025 kg/s olarak ölçülmüştür. Her bir akışkanın ısı transfer hızı bu sayede hesaplandıktan sonra Denklem 7.1 kullanılarak ortalama ısı transfer hızı hesaplanmaktadır. Daha sonra Denklem 7.6 kullanılarak logaritmik ortalama sıcaklık farkı bulunur ve Denklem 7.5 ile toplam ısıl iletkenlik değerine ulaşılmıştır. Daha sonrasında sırası ile Denklem 7.4 ve Denklem 7.7 kullanılarak ısı transfer birim sayısı ve ısı değiştirici etkenliği hesaplanmıştır. Tüm bu hesaplamalar ait sonuçlar Çizelge 6.2 ile sunulmuştur.

Deneyler sırasında sabit sıcaklık odası içerisinde meydana gelen sıcaklık çalkantıları sebebiyle havanın giriş sıcaklığı değerinde bir miktar değişimler yaşanmıştır. Bu değişimlerin etkisini en aza indirmek ve tekrarlanabilir deney yapmak amacıyla her bir deney en az 3 kez tekrar edilmiş ve ortalama değerler kullanılarak sonuca varılmıştır.

Çizelge 7.1. Hava ve suyun ısı değiştiriciye giriş ve çıkış sıcaklıkları (Dogan ve Erbay 2015)

Tek Ara Levhalı ısı Değiştirici	Deney	$T_{a,i}$ [°C]	$T_{a,o}$ [°C]	$T_{w,i}$ [°C]	$T_{w,o}$ [°C]
	1	14,34	22,18	42,76	39,77
	2	13,79	21,75	42,70	39,54
	3	15,56	22,97	42,95	39,97
	Ortalama	14,56	22,30	42,80	39,76
	1	24,22	29,12	41,89	39,25
	2	24,46	29,07	41,80	39,09
	3	24,70	29,15	41,77	38,80
	Ortalama	24,46	29,11	41,82	39,05
	1	31,74	34,29	41,59	40,54
2	32,73	35,07	41,70	40,75	
3	32,59	34,96	41,74	40,76	
Ortalama	32,35	34,78	41,68	40,68	
Çift Ara Levhalı ısı Değiştirici	Deney	$T_{a,i}$ [°C]	$T_{a,o}$ [°C]	$T_{w,i}$ [°C]	$T_{w,o}$ [°C]
	1	14,83	20,60	42,30	39,32
	2	14,66	20,50	42,28	39,25
	3	15,00	20,84	42,29	39,22
	Ortalama	14,83	20,65	42,29	39,26
	1	24,11	27,67	42,79	40,31
	2	23,55	27,24	42,83	40,16
	3	23,73	27,32	42,83	39,93
	Ortalama	23,80	27,41	42,82	40,14
	1	32,66	34,37	42,39	41,03
	2	32,83	34,45	42,41	41,05
	3	32,81	34,44	42,41	41,03
	Ortalama	32,76	34,42	42,40	41,03

Her bir deney ortalama 150 dakika surmektedir ve sıcaklık çalkantılarının en aza indiği zaman dilimi olan son 30 dakikalık kısım sürekli rejim olarak dikkate alınmış ve hesaplamalarda son 30 dakikanın ortalaması kullanılmıştır.

Ayrıca belirtmek gerekir ki, toplam ısıl iletkenlik ifade edilirken ısı transfer alanı ( $A$ ) bu büyüklük içerisinde yer almaktadır. Hatırlanacağı üzere tek ara levhalı modelin ısı transfer alanının 0,383 m<sup>2</sup> ift ara levhalı modelin alanı ise 0,316 m<sup>2</sup> olarak verilmişti. ısı değiştiricilerin hava tarafı ısı transfer alanlarındaki farklılık sebebiyle daha doğru bir kıyaslama yapmak için  $UA$  tercih edilmiştir.

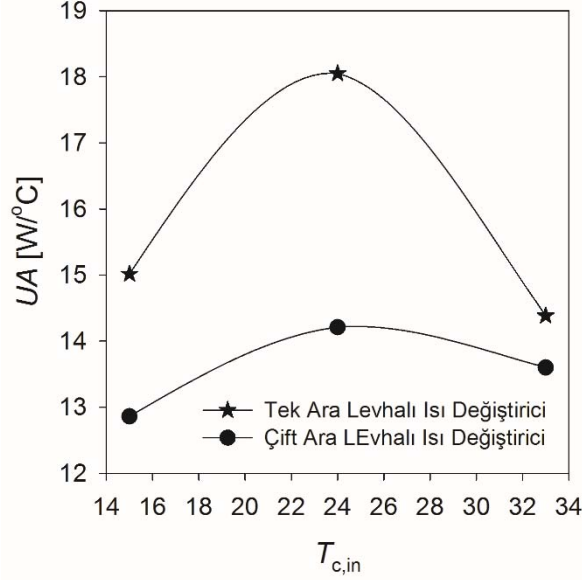
Çizelge 6.2 incelendiğinde tüm ısıl performans parametreleri bakımından en avantajlı durumun her iki ısı değiştirici içinde 24°C hava giriş sıcaklığında elde edildiği görülür. Toplam ısıl iletkenlik değeri 24°C hava giriş sıcaklığında tek ara levhali model için 18,05 W/°C çift ara levhali model için ise 14,21 W/°C olarak hesaplanmıştır. Diğer hava giriş sıcaklık değerlerinde de tek ara levhali model çift ara levhali modele göre üstünlük göstermiştir. Benzer üstünlükleri tanımları gereği ısı transfer birim sayısı ( $NTU$ ) ve ısı değiştirici etkenliğinde de ( $\epsilon$ ) görmek mümkündür.

Çizelge 7.2. Isıl performans parametreleri (Dogan ve Erbay 2015)

	Deneç	$T_{a,i}$	$\Delta T_m$	$Q$	$Q_{max}$	$UA$	$NTU$	$\epsilon$
		[°C]	[°C]	[W]	[W]	[W/°C]		
Tek Ara Levhali Isı Değiştirici	1	14,34	22,92	341,73	1346,62	14,91	0,315	0,250
	2	13,79	23,27	353,51	1369,81	15,19	0,321	0,254
	3	15,56	22,12	330,97	1297,85	14,95	0,316	0,250
	Ortalama	14,56	22,77	342,07	1338,09	15,02	0,317	0,251
	1	24,22	13,87	239,72	837,58	17,28	0,365	0,281
	2	24,46	13,66	246,38	821,92	18,04	0,381	0,290
	3	24,70	13,35	251,29	809,10	18,83	0,397	0,300
	Ortalama	24,46	13,62	245,80	822,86	18,05	0,381	0,290
	1	31,74	8,03	115,71	467,01	14,39	0,303	0,243
	2	32,73	7,30	105,07	425,30	14,36	0,303	0,242
	3	32,59	7,46	107,62	442,37	14,41	0,304	0,243
	Ortalama	32,35	7,60	109,47	444,89	14,38	0,303	0,243
Çift Ara Levhali Isı Değiştirici	Deneç	$T_{a,i}$	$\Delta T_m$	$Q$	$Q_{max}$	$UA$	$NTU$	$\epsilon$
		[°C]	[°C]	[W]	[W]	[W/°C]		
	1	14,83	23,06	292,22	1301,58	12,67	0,267	0,219
	2	14,66	23,15	297,12	1308,66	12,82	0,271	0,221
	3	15,00	22,81	298,42	1293,05	13,08	0,276	0,225
	Ortalama	14,83	23,01	295,92	1301,09	12,86	0,271	0,221
	1	24,11	15,65	213,99	885,38	13,64	0,288	0,232
	2	23,55	16,10	227,13	913,79	14,10	0,297	0,239
	3	23,73	15,85	236,29	905,26	14,89	0,314	0,249
	Ortalama	23,80	15,87	225,80	901,48	14,21	0,300	0,240
	1	32,66	8,20	111,85	461,33	13,61	0,287	0,232
	2	32,83	8,09	109,57	454,23	13,51	0,285	0,230
3	32,81	8,09	110,75	455,17	13,68	0,289	0,233	
Ortalama	32,76	8,13	110,72	456,91	13,60	0,287	0,232	

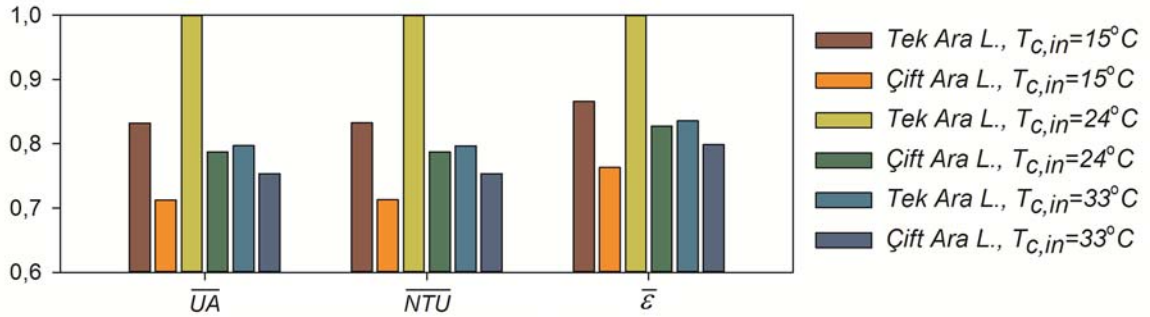
Isı değiştiricilerin toplam ısıl iletkenliklerinin ( $UA$ ) kıyaslaması Şekil 7.1' de ayrıca sunulmuştur. Şekil 7.1'den görüldüğü üzere hava giriş sıcaklığı 15°C'den 24°C'ye yükseldiğinde her iki ısı değiştiricinin ısıl performansları artmakta, 24°C'den 33°C'ye artırıldığında ise azalmaktadır. Farklı geometrik parametrelerin ve çalışma Şartlarının bu gibi

monotonik olmayan değişimlere sebebiyet verdiği Park ve Jacobi'nin (2009a, 2009b) alışmalarında da gormek mumkundur.



şekil 7.1. Toplam ısıl iletkenliğin hava giriş sıcaklığına gore değişimi (Dogan ve Erbay 2015)

Daha kapsamlı bir karşılaştırma yapmak için her iki ısđ değiştiricinin tum çalışma şartları altında gosterdikleri ısıl performans tek bir çatı altında şekil 7.2 ile gosterilmiştir. şekil 7.2 tek ara levhalı ısđ değiştiricinin 24°C hava giriş sıcaklığında gosterdiği performansa gore normalize edilerek sunulmuştur.



şekil 7.2. Normalize ısıl performans parametreleri (Dogan ve Erbay 2015)

Normalize edilmiş ısıl performans parametreleri incelendiğinde, hangi hava giriş sıcaklık değeri dikkate alınır mı alınırsın tek ara levhalı modelin toplam ısıl iletkenlik için %22,1 ısđ transfer birim sayısı için %22,4 ve ısđ değiştirici etkinliği için %18'lere varan stunluk sağladığı gorulmektedir.



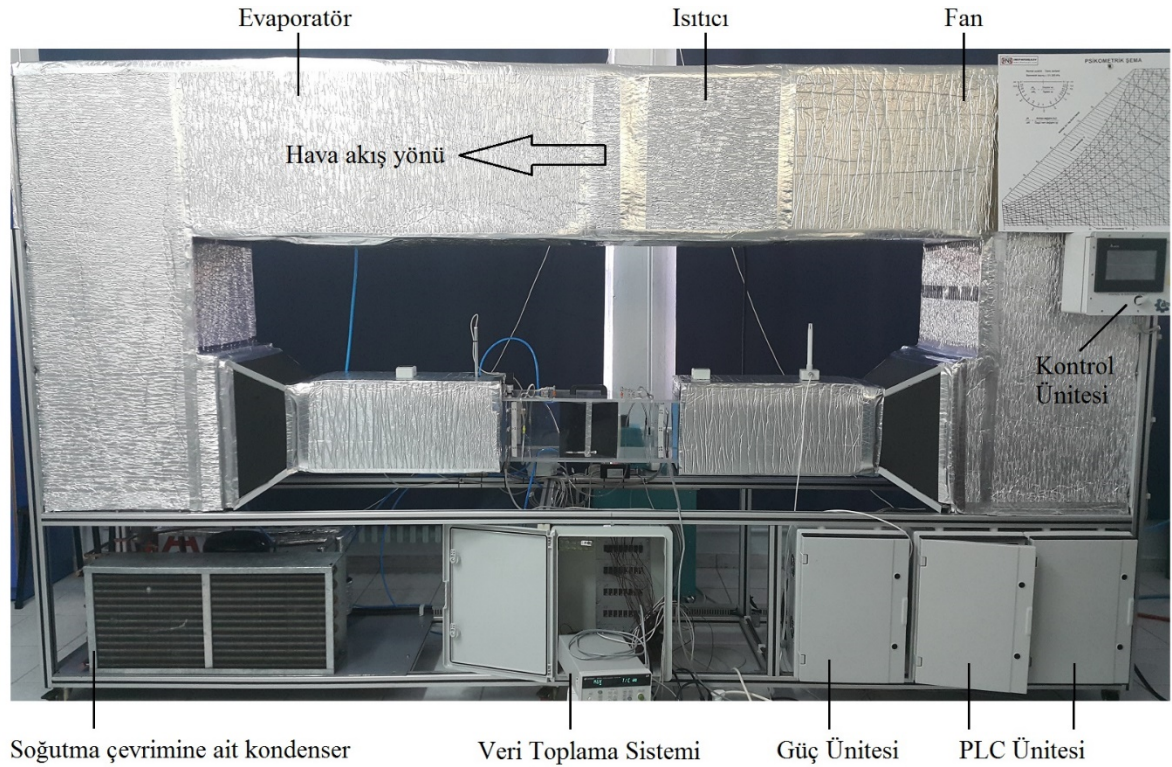
## 8. FARKLI DIŞ ORTAM ŞARTLARININ ISI DEĞİŞTİRİCİ PERFORMANSINA ETKİSİ

### 8.1. Materyal

Bu bölümde kullanılan materyaller, 6. Bölüm’de kullanılan (Bkz. Şekil 6.1 ve 6.2) panjurlu kanatlı mini-mikro kanallı ısı değiştiricilerdir.

### 8.2. Yöntem

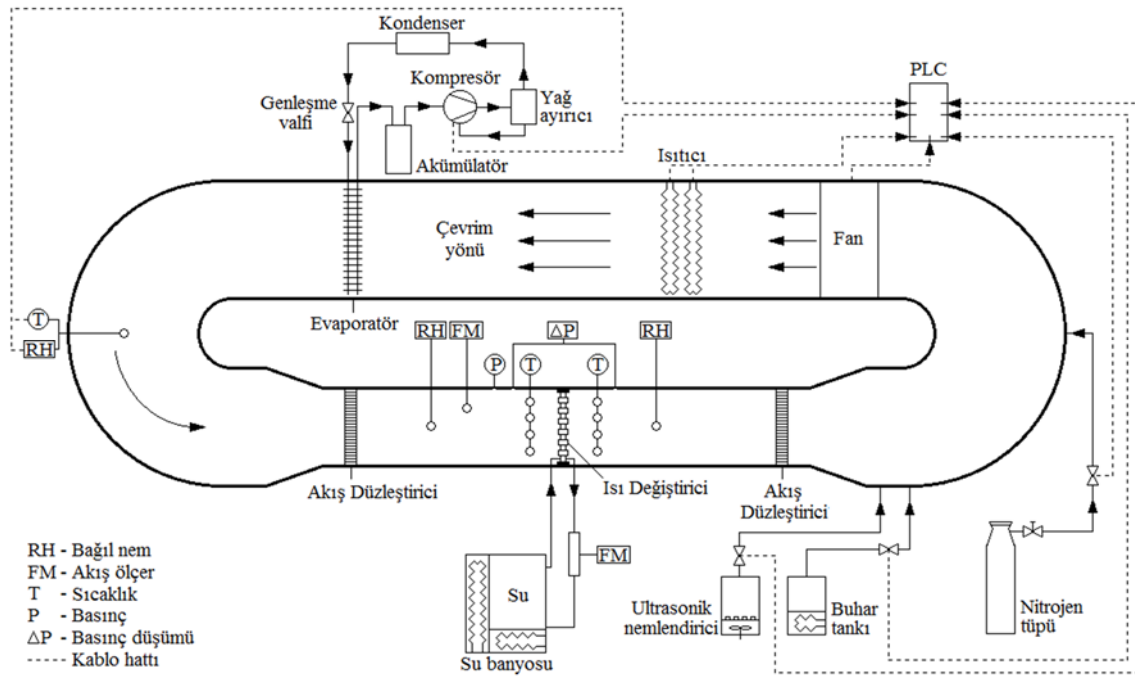
Bu bölümde yapılan deneyler; 00888.STZ.2015 numaralı Santez programı kapsamında kurulan ve Şekil 8.1 ile gösterilen deney tesisatında gerçekteŐirilmiŐtir. Kapalı döngüye sahip bu deney tesisatı ayrıca Şekil 8.2 ile daha ayrıntılı olarak Şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 8.1. Deney tesisatı

Saat yönünün tersine bir çevrime sahip olan deney tesisatı Şekil 8.1’den görüleceği üzere iyi derecede yalıtılmış bir dış gövdeye sahiptir. Tesisat, PLC ünitesi sayesinde dış akışkan olan havayı deney numunesi girişinde istenilen nem ve sıcaklık değerine

ayarlayabilmektedir. Isı değiştirci giriş ve çıkışında yer alan ölüm noktalarının daha ayrıntılı hali Şekil 8.2 üzerinden takip edilecektir.



Şekil 8.2. Deney tesisatının Şematik görünümü

İstenilen dış ortam koşullarının sağlanması için ultrasonik nemlendirici, buhar tankı, soğutucu grubu, ısıtıcı grubu ve nitrojen tüpü PLC nitesine bağlı olarak çalışmaktadır. 10°C sıcaklığa kadar olan dış ortam koşullarındaki farklı nem değerleri için sadece ultrasonik nemlendirici devreye girmektedir. 10°C'nin üzerindeki hava sıcaklıklarında farklı nem değerleri için ise buhar tankı devreye girmektedir. İstenilen herhangi bir sıcaklık değerindeki düşük nem ihtiyacı için gerekli kurutma işlemi tesisata nitrojen tüpü ile %99,9 saflıkta azot basılması ile yapılabilir.

Fan tarafından hızlandırılan nemli hava gerekli olan ısıtma veya soğutma işlemine tabi tutulduktan sonra akış düzleştirici üzerinden geçerek ısı değiştiriciye yönlendirilmektedir. Isı değiştirici girişinde ve çıkışında havanın bağıl nemi, basıncı ve sıcaklığı lmlenmektedir. Kanaldaki ortalama hava hızını ölçmek için hava hızı sensörü kanalın 2/3 yksekliliğine yerleştirilmiştir. Evsel bir buzdolabında kullanılan kondenser fanı 3,75 m/s hava hızı sağlayacak Şekilde çalıştığından, deneyler sırasında ortalama hava hızı olarak 0,8 – 5,5 m/s aralığı seçilmiştir.

Isı değiştirici girişinde sıcaklık, 20 cm × 20 cm kesit alanına sahip test bölgesine eşit olarak dağıtılmış 8 adet T tipi ısı çift ile ölçölerek kaydedilmektedir. Bu işlem ısı değiştirici çıkışında 12 adet ısı çift ile yapılmaktadır. Havanın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı 24°C'dir. Isı değiştirici giriş ve çıkışında hava tünelinin her yüzeyine açılan delikler kılcal hortumlar ile birbirine bağlandıktan sonra fark basınç sensörüne bağlanmıştır. Bu sayede ısı değiştiricinin hava tarafındaki basınç düşümü belirlenip sürtünme katsayısı ( $f$ ) hesaplanabilmektedir.

Nemli havanın termofiziksel özellikleri 173,15 K'den 473,15 K bandında Hyland ve Wexler (1983) tarafından tanımlanan ASHRAE standartları gereği hesaplama yapan Humid Air V.3.1.2 paket programı ile hesaplanmıştır. Bu sayede hava tarafına ait olan tüm hesaplamalar hava basıncının, sıcaklığının ve bağıl neminin bir fonksiyonu olarak dikkate alınmıştır.

Isı transferi akışkanını olarak ise su kullanılmaktadır. Su banyosu yardımı ile istenilen sıcaklığa getirilen su ısı değiştiriciden geçirilerek deneyler yapılmıştır. Su sıcaklığı, ısı değiştiricinin giriş ve çıkış kafalarında dış yüzeyden ölçölümlenmektedir. Su debisinin ölçölmesi için bir mikro türbin kullanılmıştır. Mikro türbinin devir sayısına ve suyun ilgili sıcaklıktaki yoğunluğuna bağlı olarak su debisi hesaplanmaktadır. Tüm deneyler için iç akışkan olan suyun debisi sabit 0,019 kg/s olarak belirlenmiştir. Suyun ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı evsel bir buzdolabının tipik yoğuşma sıcaklığı olarak 44°C seğilmiştir.

Ölçölülen tüm bu değerler 30 saniye aralıklarla kaydedilmektedir. Ayrıca, kaydedilen tüm değerler bir arayüze aktarılarak anlık olarak istenilen tüm performans değerleri görsel olarak izlenebilmektedir. şekilden görölleceği üzere sol üst grafikte akışkan giriş ve çıkış sıcaklığları, sol alt grafikte sıcak ve soğuk akışkana ait ısı transfer hızları, sağ üst grafikte ısı değiştirici giriş ve çıkışında bağıl nem ve sağ alt grafikte özgül nem anlık olarak ölçölölüp kaydedilmektedir.

Bu grafiklerdeki değişimler dikkate alınarak yapılan deneyin sürekli rejime gelip gelmediğine karar verilmektedir. Salınımların azaldığı ve zamanla tekrar etmeye başladığı andan itibaren alınan ölçölüm değerlerinin ortalaması ilgili deneye ait sonuçlar olarak kayda geğmektedir.

### 8.3. Matematiksel Metot

Yapılan ön deneyler sırasında, seçilen çalışma şartları gereği ısı değiştirici üzerinde herhangi bir yoğunlaşma gözlemlenmediğinden yapılacak olan hesaplamalarda Dogan vd. (2015) ve Dong vd. (2007) tarafından kullanılan kuru yüzey kabulü yapılmıştır.

Denklem 8.1 ortalama ısı transfer hızını ifade etmektedir ve Denklem 8.2 ve 8.3 ile hesaplanan soğuk ve sıcak akışkanın ısı transfer hızlarının ortalaması olarak hesaplanmıştır.

$$Q_{ave} = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (8.1)$$

$$Q_a = m_a C_{p,a} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (8.2)$$

$$Q_w = m_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (8.3)$$

Denklem 8.2’de yer alan  $C_{p,a}$  terimi nemli havanın özgül ısısıdır ve Denklem 8.4 ile hesaplanmıştır. Denklem 8.4 kuru havanın ve su buharının özgül ısılarını ayrı ayrı dikkate almaktadır.

$$C_{p,a} = C_{p,a-dry} + w C_{p,v} \quad (8.4)$$

Denklem 8.4 içerisinde yer alan  $C_{p,a-dry}$  ve  $C_{p,v}$  terimleri sırası ile kuru havanın ve nemli hava içerisindeki su buharının özgül ısılarıdır ve Morvay ve Gvozdenac (2008) tarafından önerilen Denklem 8.5 ve 8.6 kullanılarak hesaplanmıştır. Eşitliğin sağındaki  $w$  terimi havanın özgül nemini ifade etmektedir.

$$C_{p,a-dry} = 1,0029 + 5,4 \times 10^{-5} (T) \quad (8.5)$$

$$C_{p,a-dry} = 1,856 + 2,0 \times 10^{-4} (T) \quad (8.6)$$

Denklem 8.4, hava tarafı için ısı değiştirici girişinde ve çıkışında ilgili sıcaklık, basınç ve özgül nem değerlerine bağlı olarak hesaplanmış ve ortalaması kullanılmıştır. Çapraz akışlı bir ısı değiştirici için etkenlik ifadesi Denklem 8.7 ve 8.8’te verilmiştir.

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \frac{NTU^{0,22}}{C_r} \left\{ \exp(-C_r NTU^{0,78}) - 1 \right\} \right] \quad (8.7)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{ave}}{Q_{max}} \quad (8.8)$$

Denklem 8.7 içerisinde yer alan  $C_r$  ifadesi akışkanların ısı kapasite oranlarıdır ve Denklem 8.9 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (8.9)$$

Denklem 8.7 içerisindeki bir başka büyüklük, ısı transfer sayısı ( $NTU$ ) Denklem 8.10 ile hesaplanmıştır.

$$NTU = \frac{UA}{(mc_p)_{min}} \quad (8.10)$$

Bu denklemde yer alan  $UA$  terimi toplam ısı iletkenliği ifade etmektedir ve Denklem 8.11 ile hesaplanmıştır.

$$UA = \frac{Q_{ave}}{\Delta T_m} \quad (8.11)$$

Bu denklemde yer alan  $\Delta T_m$  terimi logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır ve Denklem 8.12 ile hesaplanmıştır.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{w,i} - T_{a,o}) - (T_{w,o} - T_{w,i})}{\ln\left(\frac{T_{w,i} - T_{a,o}}{T_{w,o} - T_{w,i}}\right)} \quad (8.12)$$

Toplam ısı iletkenlik ( $UA$ ) hesaplandıktan sonra hava tarafı ısı transfer katsayısını hesaplayabilmek için Denklem 8.13 kullanılmıştır. Denklem 8.13'da eşitliğin sağındaki ilk terim hava tarafı ısı direnci, ikinci terim alüminyum boruya ait olan iletim direncini ve son terim su tarafı ısı direnci ifade etmektedir. Eşitliğin sağındaki ilk büyüklüğün içerisinde hava tarafı toplam yüzey verimi ( $\eta_a$ ) bulunmaktadır. Bu parametre Denklem 8.14 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_a \eta_a A_a} + \frac{\delta_t}{k_t A_t} + \frac{1}{h_w A_w} \quad (8.13)$$

$$\eta_a = 1 - \frac{A_{fr}}{A_a} (1 - \eta) \quad (8.14)$$

Denklem 8.11 içerisinde kanat verimi ifadesi ( $\eta$ ) yer almaktadır ve Denklem 8.15 kullanılarak hesaplanmaktadır. Görülüşü üzere Denklem 8.15 plaka tipindeki kanatlar için kullanılan kanat verimi ifadesidir ancak, literatürde panjurlu kanatlar için türetilmiş bir verim ifadesi olmadığından ve panjur tipindeki kanatlara en yakın geometri olduğundan Kim ve Bullard (2002b) ve Dong vd. (2007) tarafından Denklem 8.15 tercih edilmiştir. Bu çalışma sırasında da Denklem 8.15 kullanılmıştır.

$$\eta = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (8.15)$$

Denklem 8.15’de yer alan  $m$  parametresi Denklem 8.16 ile hesaplanmaktadır.

$$m^2 = \frac{2h_a}{k\delta_f} \quad (8.16)$$

Denklem 8.13’da eşitliliğin sağındaki son büyüklüğün içerisinde su tarafı ısı taşınım katsayısı ( $h_w$ ) yer almaktadır. Su tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için ampirik bağıntılar tercih edilmektedir. Literatürde mini kanaldan iç akışı karakterize eden özel bir Nusselt sayısı bağıntısı olmadığından, bu hesap için standart dikdörtgen kesitli borular için kullanılan bağıntılar kullanılmaktadır. Literatüre Gnielinski (1976) tarafından kazandırılan iki farklı Nusselt sayısı bağıntısı  $2300 < Re_w < 10000$  aralığında panjurlu kanatlı mini kanallı ısı değiştiriciler için kullanılmıştır. Bunlardan birisi Dong vd. (2007) tarafından kullanılan ve Denklem 8.17 ile verilen Nusselt bağıntısıdır. Diğeri ise Kim vd. (2004) tarafından tercih edilmiş olan ve Denklem 8.18 verilen bağıntıdır.

$$Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280)(Pr)^{0,4} \left[ 1 + \left( \frac{D_{h,w}}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (8.17)$$

$$Nu = \frac{(Re - 1000)(Pr)(f_w / 2)}{1 + 12,7(f_w / 2)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (8.18)$$

Denklem 8.18’te yer alan su tarafı sürtünme katsayısı ( $f_w$ ) Denklem 8.19 ile verilmiştir.

$$f_w = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \quad (8.19)$$

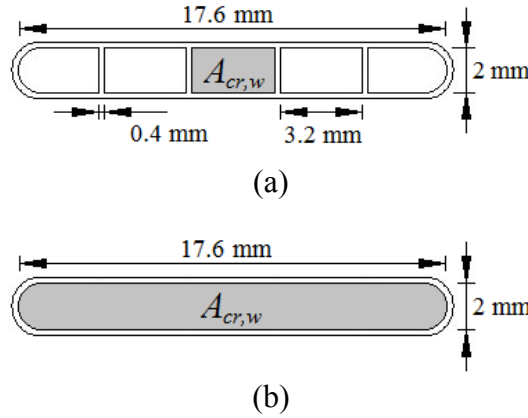
Her iki Nusselt bağıntısı için gerekli olan su tarafı Reynolds sayısı ( $R_w$ ) Denklem 8.20 ile hesaplanmaktadır.

$$Re_w = \frac{m_w D_{h,w}}{A_{cr,w} \mu_w} \quad (8.20)$$

Denklem 8.20 içerisinde yer alan mini kanala ait hidrolik çap ( $D_{h,w}$ ) ifadesi iki farklı yöntemle hesaplanmıştır. Bu yöntemlerden birincisinde mini kanallar arasındaki duvarlar dikkate alınarak hesap yapılırken (Şekil 8.3a), diğesinde mini kanallar arasındaki duvarlar ihmal edilerek (Şekil 8.3b) hesap yapılmıştır.

Su tarafı Nusselt sayısı hesaplandıktan sonra Denklem 8.21 kullanılarak su tarafı ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.

$$h_w = Nu \frac{k_w}{D_{h,w}} \quad (8.21)$$



Şekil 8.3. Mini kanallı boru kesit alanı

Hem Denklem 8.17 ve 8.18 hem de Şekil 8.3a ve Şekil 8.3b dikkate alınarak yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen su tarafı ısı taşınım katsayısı değerleri çift ara levhali ısı değiştirici (Bkz. Şekil 6.2) için Çizelge 8.1 ile sunulmuştur. Su tarafı ısı taşınım katsayısı hesabı yapılırken, ısı değiştiriciye giren ve çıkan su sıcaklıklarının ortalamasına hitap eden termofiziksel özellikler kullanılmıştır. Çizelge 8.1'den görüleceği üzere yapılan tüm kabuller altında elde edilen sonuçlar ( $h_w$ ) birbirleriyle uyumludur. Deneyler sırasında kullanılan mini kanallı ısı değiştiriciler farklı kanat diziliminden dolayı farklı mini kanal

boru uzunluğuna ( $l'$ ) sahip oldukları için (Bkz. Şekil 6.1, Şekil 6.2 ve Çizelge 6.1) boru uzunluğuna da dikkate alan Denklem 8.17'ün kullanılmasının daha uygun olacağı düşünülmüştür. Bu sebeple, bu çalışmanın ilerleyen aşamalarında yapılacak olan hesaplamalarda  $h_w=2914,79 \text{ W/m}^2\text{°C}$  sonucunu veren Denklem 8.17 ve Şekil 8.3b kabulü kullanılmıştır.

Çizelge 8.1. Su tarafı ısı taşınım katsayısı

Denklem	$A_{cr,w}$	$D_{h,w}$ (mm)	$Re_w$	$h_w$ (W/m <sup>2</sup> °C)
8.17	Şekil 8.3a	2,46	2183,36	2965,89
8.17	Şekil 8.3b	3,59	2896,29	2914,79
8.18	Şekil 8.3a	2,46	2068,44	3140,93
8.18	Şekil 8.3b	3,59	2896,29	3224,37

Su tarafı ısı taşınım katsayısının tespit edilmesinden sonra Denklem 8.13 kullanılarak hava tarafı ısı taşınım katsayısı ( $h_a$ ) hesaplanmaktadır. Hava tarafı ısı taşınım katsayısı Denklem 8.22'da yerine yazılarak Stanton sayısı ve Denklem 8.23 kullanılarak Colburn  $j$ -faktörü hesaplanmıştır.

$$St = \frac{h_a}{\rho_m u_c c_{p,a}} \quad (8.22)$$

$$j = St Pr^{2/3} \quad (8.23)$$

Boyutsuz basınç düşümü simgeleyen ve ısı değiştiricilerin hidrolik performansını ifade eden sürtünme faktörü ( $f$ ) hava tarafı için Denklem 8.24 ile hesaplanmıştır. Denklem 8.24 önceki bölümlerde kullanılan sürtünme faktörü denklemlerine ilaveten ısı değiştirici girişinde ve çıkışında havanın yoğunluğundaki değişimleri de dikkate almaktadır.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_a \rho_i} \left[ \frac{2 \rho_i dP}{G_c^2} - \left( 1 + \left( \frac{A_c}{A_{fr}} \right)^2 \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right) \right] \quad (8.24)$$

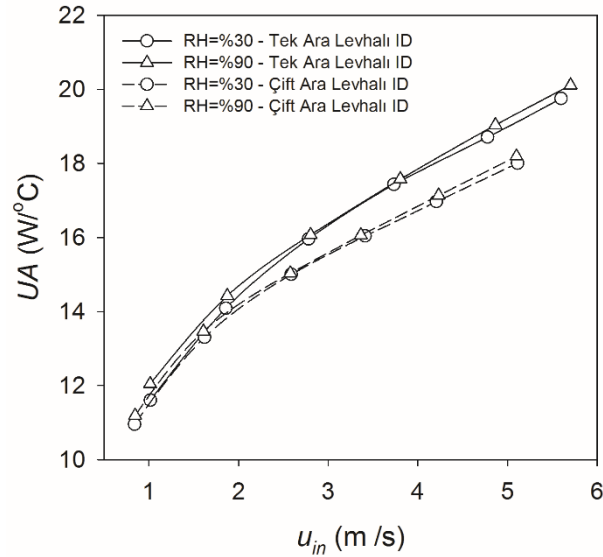
#### 8.4. Deneysel Çalışma Sonucunda Elde Edilen Bulgular

Bu kısımda farklı dış ortam koşullarında panjurlu kanatlı mini kanallı ısı değiştiricilerin ısıl ve hidrolik performanslarına ait bulgular sunulmuştur. Yapılan deneyler 0,8-5,6 m/s hava hızı aralığında ve %30-%90 nem mertebelerinde gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricilere ait ısıl performanslar toplam ısıl iletkenlik ( $UA$ ), hava tarafı ısı taşınım



katsayısı ( $h_a$ ) ve Colburn  $j$ -faktörü olarak sunulmuştur. Hidrolik performanslar ise hava tarafı basınç düşümü ( $dP$ ) ve sürtünme katsayısı ( $f$ ) olarak sunulmuştur. Isıl ve hidrolik performanslara ilaveten ısı değiştiricilerin termo-hidrolik performansları hacimsel iyilik oranı ( $j/f^{1/3}$ ) oranı türünden karşılaştırılmıştır.

Şekil 8.4'te panjurlu kanatlı kompakt ısı değiştiricilerin hava giriş hızına ( $u_{in}$ ) göre toplam ısıl iletkenliklerinin ( $UA$ ) değişimi gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere tek ara levhali ısı değiştiricinin toplam ısıl iletkenliği tüm hava hızı değerleri için çift ara levhali modele göre yüksektir. Bu sonuç; hava içerisindeki su buharının dikkate alınmadığı çalışmanın sonuçları ile uyumludur (Bkz. Bölüm 7).

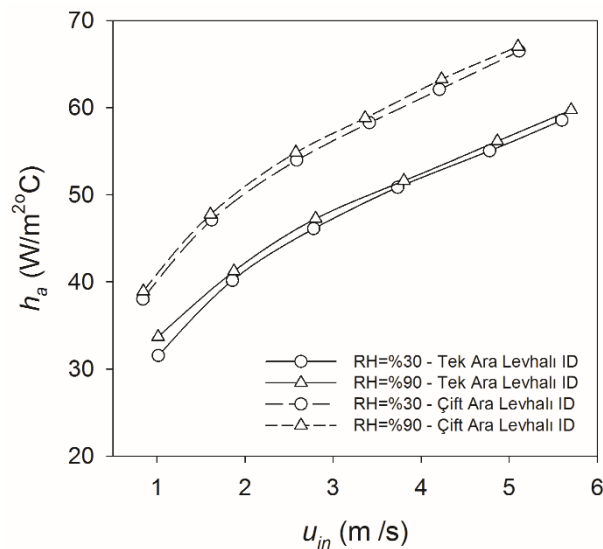


Şekil 8.4. Toplam ısıl iletkenliğin ( $UA$ ) hava giriş hızına ( $u_{in}$ ) göre değişimi

Tek ara levhali model için toplam ısıl iletkenlik 11,61-20,12 W/°C mertebesinde değerler almıştır. Isı değiştirici girişinde havanın bağıl neminin %30 ve %90 olması durumunda toplam ısıl iletkenlikte belirgin bir değişim olmamıştır. Bağıl nem ölçüm cihazlarının doğruluklarının %2 olduğu deney tesisatında bu gibi değişimlerin olması bir avantaj olarak görülmemelidir. Çift ara levhali modelin toplam ısıl iletkenliği 10,95-18,20 W/°C aralığında değişmektedir. Benzer şekilde bu ısı değiştirici için de bağıl nemdeki değişiklik ciddi bir fark yaratmamıştır.

Şekil 8.5'te hava giriş hızını göre ( $u_{in}$ ) hava tarafı ısı taşınım katsayısının değişimi ( $h_a$ ) gösterilmiştir. Beklendiği üzere hava tarafı ısı taşınım katsayısı hava hızıyla birlikte artış göstermiştir. Ancak Şekil 8.5'te, Şekil 8.4'te anlatılan durum tersine dönmüştür. Toplam ısıl

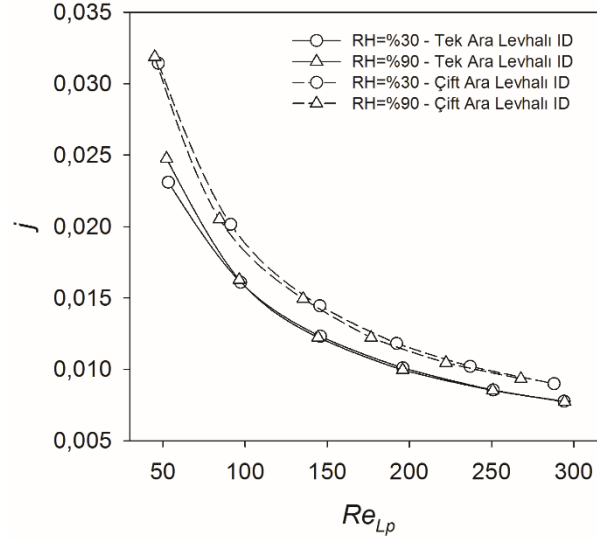
iletkenliği yüksek olan tek ara levhalı model daha düşük hava tarafı ısı taşınım katsayısına sahiptir. Bu durumun sebebi deneyleri yapılan ısı değiştiricilerin farklı tasarımları gereği sahip oldukları farklı hava tarafı yüzey alanlarıdır. Hatırlanacağı üzere (Bkz. Çizelge 6.1) tek ara levhalı modelin hava tarafı ısı transferi alanı  $0,383 \text{ m}^2$  iken diğer modelin hava tarafı ısı transfer alanı  $0,316 \text{ m}^2$ 'dir. Bu durumda yüzey alanı daha az model olan çift ara levhalı modelin hava tarafı performansı daha yüksek olmuştur. Çift ara levhalı model için hava tarafı ısı taşınım katsayısı ( $h_a$ )  $0,8\text{-}5,6 \text{ m/s}$  aralığında değişen hava hızlarında  $38,01\text{-}67,02 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$  arasında değerler alırken, tek ara levhalı model benzer hız mertebelerinde  $31,53\text{-}58,56 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$  aralığında değerler almıştır. %30 ve %90 bağıl nem mertebelerinde her iki model için elde edilen sonuçlar ölçüm belirsizlikleri dikkate alındığında belirgin farklar yaratmamakla birlikte %90 bağıl nem şartlarında düşük hava hızlarında yaklaşık %9 kadar avantaj sağlamıştır.



Şekil 8.5. Hava tarafı ısı taşınım katsayısının ( $h_a$ ) hava giriş hızına ( $u_{in}$ ) göre değişimi

Şekil 8.6'da boyutsuz ısı transferini ifade eden Colburn  $j$ -faktörünün hava tarafı Reynolds sayısına ( $Re_{Lp}$ ) göre değişimi verilmiştir. Panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerde dış akış tarafı Reynolds sayısı 5. Bölümde verildiği üzere (Bkz. Denklem 5.5) karakteristik uzunluk panjur adımı ( $L_p$ ) olacak şekilde hesaplanmıştır. Şekil 8.6'dan görüldüğu üzere her iki ısı değiştiricinin farklı nem değerlerine ait  $j$ -faktörü değerleri Reynolds sayının artmasıyla birlikte azalan bir eğilim göstermiştir. Bu durumun temel sebebi Stanton sayısının bir fonksiyonu olan  $j$ -faktörün kritik hava hızıyla ters orantılı olarak değişmesidir (Bkz. Denklem 8.22). Denklem 8.22'de kritik hızdaki artış hava tarafı ısı taşınım katsayısındaki

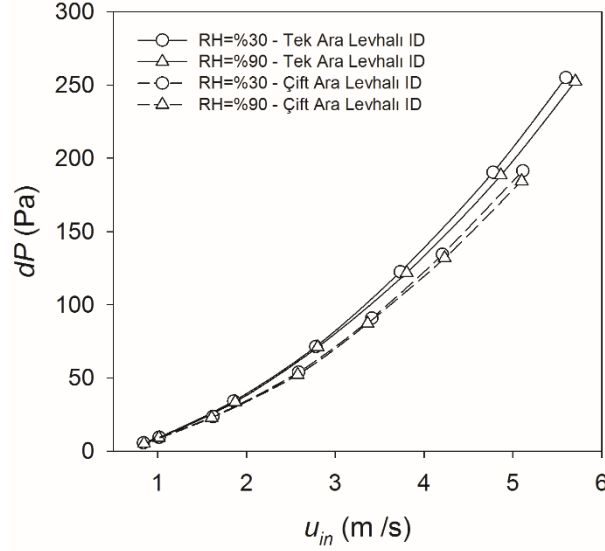
artışa göre daha baskın olduğundan  $j$ -faktörü azalan bir eğilim göstermiştir. Önceki sonuçlara göre bağıl nemdeki ciddi artış  $j$ -faktörü üzerinde kayda değer olumsuz bir etki yaratmamıştır. Hava tarafı ısı performansını yüksek olan çift ara levhali model 0,8-5,6 m/s mertebelerindeki hava hızlarında minimum  $j=0,00899$  ( $Re_{Lp}=280$ ), maksimum  $j=0,03187$  ( $Re_{Lp}=47$ ) gibi değerlerine sahiptir. Tek ara levhali modelde minimum  $j=0,00773$  ( $Re_{Lp}=295$ ), maksimum  $j=0,02476$  ( $Re_{Lp}=52$ ) arasında değişim göstermiştir.



Şekil 8.6. Colburn  $j$ -faktörünün Reynolds sayısına ( $Re_{Lp}$ ) göre değişimi

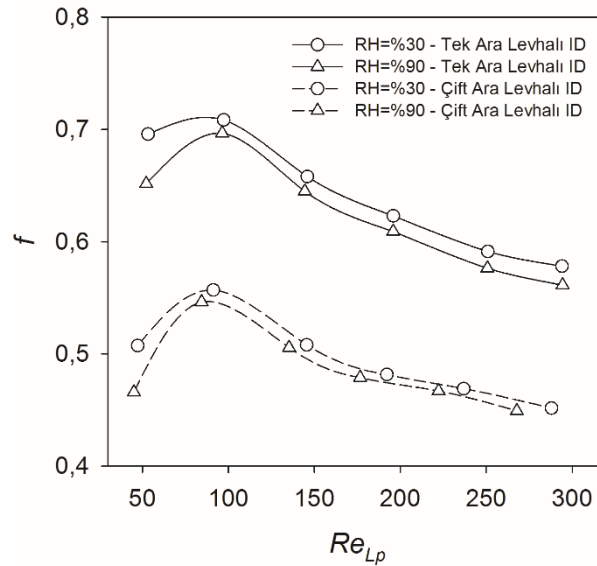
Şekil 8.7'de hava tarafı basınç düşümünün ( $dP$ ) hava giriş hızına ( $u_{in}$ ) göre değişimi verilmiştir. Her iki ısı değiştirici için de hava hızının artması ile birlikte basınç düşümü de artmıştır. Şekilden görüldüğü üzere hava akışına karşı direncin daha az olduğu hızlarda ( $u_{in} \approx 1$  m/s) her iki ısı değiştiricide yaklaşık 9 Pa basınç düşümü olmuştur. Tek ara levhali ısı değiştiricide özellikle yüksek hız değerlerinde diğer modele göre daha yüksek basınç düşümü elde edilmiştir. Bunun sebebi dış akışın sürtünmeye maruz kaldığı hava tarafı alanının tek ara levhali modelde daha büyük olmasıdır. Hava hızının yaklaşık 5 m/s olduğu durumda tek ara levhali modelde 220 Pa basınç düşümü meydana gelirken çift ara levhali modelde ise 190 Pa basınç düşümü meydana gelmiştir. %30 ve %90 bağıl nem mertebelerinde ise benzer şekilde düşük hava hızlarında aynı basınç düşümleri elde edilirken, yüksek hızlarda %1 mertebelerinde farklılıklar oluşmuştur. Tek ara levhali ısı değiştiricide 5,3 m/s hava hızında %30 bağıl nemde basınç düşümü 255 Pa olarak ölçülürken, bu değer aynı hava hızında %90 bağıl nemde 252 Pa olarak ölçülmüştür. Çift ara

levhalı ısı değiştiricide ise 5,1 m/s hava hızında %30 bağıl nemde basınç dūřümü 191 Pa olarak ölçölürken, bu değer aynı hava hızında %90 bağıl nemde 189 Pa olarak ölçölmüştür.



Şekil 8.7. Hava tarafı basınç dūřümünün ( $dP$ ) hava giriş hızına ( $u_{in}$ ) göre değişimi

Şekil 8.8'de boyutsuz basınç dūřümünü ifade eden sūrtünme katsayısının ( $f$ ) hava tarafı Reynolds sayısına ( $Re_{Lp}$ ) göre deęiřimi verilmiřtir. Beklendięi üzere basınç dūřümü yüksek olan tek ara levhalı ısı deęiřtiricinin sūrtünme katsayısı çift ara levhalı modele göre daha yüksek deęerler almıřtır.

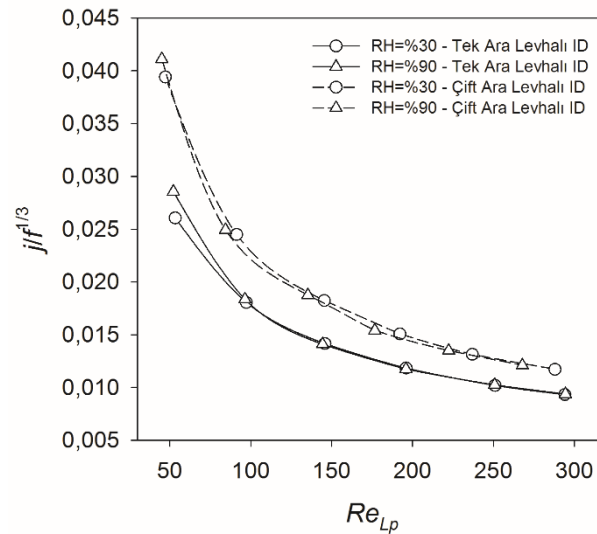


Şekil 8.8. Sūrtünme faktörünün ( $f$ ) Reynolds sayısına ( $Re_{Lp}$ ) göre deęiřimi

Her iki ısı deęiřtirici için de  $Re_{Lp} < 100$  için sūrtünme katsayısı artış gösterirken,  $Re_{Lp} > 100$  için sūrtünme katsayısı azalan bir eğilimle deęiřmiřtir. Bu durumun sebebi

Denklem 8.24'ten görüldüğü üzere kütleli akı teriminin içerisinde ( $G_c$ ) yer alan kritik hız değeridir.  $Re_{Lp} < 100$  için kritik hızın karesinin değişimi basınç düşümündeki değişim karşısında daha pasif kalırken,  $Re_{Lp} > 100$  olduğu durumda kritik hızın karesinin değişimi basınç düşümündeki değişim karşısında daha baskın olmuş ve sürtünme katsayısı azalmıştır. Farklı nem değerlerinin etkisi ise sürtünme katsayısı üzerinde daha belirgin görülmektedir. Bu durumun sebebi hava yoğunluğundaki değişimin hem farklı bağıl nem değerleri için hem de ısı değiştirici giriş ve çıkışı için Denklem 8.24 tarafından değerlendirilmeye alınmasıdır.

Şekil 8.9'da panjurlu kanatlı ısı değiştiriciler için bir performans göstergesi olan hacimsel iyilik oranının ( $j/f^{1/3}$ ) hava tarafı Reynolds sayısına göre ( $Re_{Lp}$ ) değişimi sunulmuştur. Şekilden görüldüğü üzere hava tarafında yüksek ısıl performans gösteren çift ara levhali ısı değiştirici tek ara levhali ısı değiştiriciye göre yüksek termo-hidrolik performans değerlerine sahiptir. Bağıl nemin %30 mertebelerinden %90'lara yükselmesi hacimsel iyilik oranı üzerinde belirgin bir olumsuz etki göstermemiştir.



Şekil 8.9. Hacimsel iyilik oranının ( $j/f^{1/3}$ ) Reynolds sayısına göre ( $Re_{Lp}$ ) değişimi

Tanımlı gereği hava tarafı Reynolds sayısı arttıkça hacimsel iyilik oranı azalmıştır. Isı değiştiriciler en yüksek termo-hidrolik performansı en küçük hava hızında göstermiştir. Ancak bu durum ısı transfer ihtiyacının karşılanıp karşılanmadığı açısından değerlendirilmelidir. Proje ortağı firmanın buzdolabı kabin dibinde kullandığı mevcut kondenser yaklaşık 198 W'lık bir ısıl kapasiteye sahiptir (Yılmaz vd. 2016). Her ne kadar hava tüneli deney setinde en yüksek termo-hidrolik performans  $Re_{Lp}=50$  ( $u_{in} \approx 0,8-1,0$  m/s)

civarında elde edildiyse de söz konusu ısı değiştircilerin buzdolabı kabin dibinde minimum 198 W'lık ısı kapasiteyi sağlayacak fan devrine ihtiyaçı vardır.

Bu bölümün bir sonucu olarak; çalışma boyunca dikkate alınan panjurlu kanatlı mini kanallı ısı değiştircilerin farklı bağıl nem şartlarındaki ısı ve hidrolik performansları için birer ampirik bağıntı elde edilmiştir. Isıl performansın boyutsuz göstergesi olan Colburn  $j$ -faktörü ve boyutsuz basınç düşümünü ifade eden sürtünme katsayısı ( $f$ ) sırası ile Denklem 8.25 ve 8.26 ile verilmiştir.

$$j = c_0 + c_1(\text{Re}_{L_p})^2 + c_2(\text{Re}_{L_p}) + c_3(N_p) + c_4(RH) + c_5(\text{Re}_{L_p})(RH) \quad (8.25)$$

$$f = c_0 + c_1(\text{Re}_{L_p})^2 + c_2(\text{Re}_{L_p}) + c_3(N_p) + c_4(RH) + c_5(\text{Re}_{L_p})(RH) \quad (8.26)$$

Denklem 8.25 ve Denklem 8.26'da yer alan sabit sayılar ( $c_0 - c_5$ ) Çizelge 8.2 ile gösterilmiştir.

Çizelge 8.2. Ampirik bağıntılar için kullanılan sabitler

	$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$	$c_5$
$j$	0,02862	$4 \times 10^{-7}$	$-1,985 \times 10^{-4}$	$-1,7 \times 10^{-6}$	$-5,4511 \times 10^{-3}$	$-1,71 \times 10^{-5}$
$f$	0,8437	$-2 \times 10^{-6}$	$-6,9 \times 10^{-5}$	$-1,53 \times 10^{-4}$	-0,16824	$1,49 \times 10^{-4}$

Ayrıca Denklem 8.25 ve Denklem 8.26'da yer alan terimler ve birimleri aşağıda verilmiştir.

$$\text{Re}_{L_p} = \text{Hava tarafı Reynolds sayısı [-]} \quad (8.27)$$

$$N_p = \text{Ara plaka sayısı [-]} \quad (8.28)$$

$$RH = \text{Bağıl nem [\%]} \quad (8.29)$$

### 8.5. Belirsizlik Analizi

Deneyler sırasında ölçümleri yapılan parametreler ve bunlara ait olan belirsizlikler Çizelge 8.3 ile verilmiştir.

Çizelge 6.3 ile listelenen ölçümlere ait olan belirsizlikler Taylor ve Kuyatt (1994) tarafından (Bkz. Denklem 6.17) tanımlanmış olan yöntemle göre kullanılıp performans parametrelerinin toplam belirsizlikleri hesaplanmıştır. Buna göre; ortalama ısı transfer hızı

( $Q_{ave}$ ), sürtünme faktörü ( $f$ ), Colburn  $j$ -faktörü ve hacimsel iyilik oranına ( $j/f^{1/3}$ ) ait toplam belirsizlikler sırası ile %5,72, %7,21, %3,16 ve %1,69 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 8.3. Ölçülen parametreler ve belirsizlik oranları

Ölçülen parametreler	Kısaltma	Belirsizlik
Hava giriş sıcaklığı	$T_{a,i}$	0,4%
Hava çıkış sıcaklığı	$T_{a,o}$	0,4%
Havanın kütleli debisi	$m_a$	0,2%
Su giriş sıcaklığı	$T_{w,i}$	0,4%
Su çıkış sıcaklığı	$T_{w,o}$	0,4%
Suyun kütleli debisi	$m_w$	3,0%
Hava basınç düşümü	$dP$	0,3%
Bağıl Nem	$RH$	2,0%

## 9. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde; Bölüm 5, Bölüm 6, Bölüm 7 ve Bölüm 8’de detaylı olarak anlatılmış olan çalışmalardan elde edilen bulgular bir bütün halinde sunulmuştur.

Bölüm 5’te kompakt ısı değiştiricilerde yaygın olarak kullanılan panjurlu kanatlı geometrinin 2D sayısal analizi yapılmıştır. Sabit akış derinliği ve sabit ön yüz alanı kısıtları altında üç farklı kanat adımı, beş farklı hava hızı ve dört farklı panjur açısı için panjurlu kanatlı geometrinin ısı ve hidrolik performansı hesaplanmıştır. Bu bölüme ait bulgular aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Kanat adımı azaldıkça panjurlu kanatların ısı performansı artmıştır. Kanat adımının azalmasıyla birlikte ortaya çıkan daha dar akış alanları, akışı panjurlar arasından geçmeye zorladığı için akışın sıcak yüzeye teması daha etkin bir biçimde sağlanmış ve bunun sonucunda hava çıkış sıcaklığı yükselmiştir. Bu sebeple dikkate alınan kanat adımları arasındaki en küçük kanat adımı olan  $F_p=1,50$  mm en yüksek ısı performansı sağlamıştır.
- Kanat adımının azalmasıyla ortaya çıkan daha dar akış alanı, akışa karşı daha fazla direnç oluşturduğu için kanat adımı azaldıkça basınç düşümü artmıştır. Daha küçük basınç düşümleri dolayısıyla daha az fan gücü, daha geniş akış alanları gerektirse de, geniş kesit alanları panjurları etkisiz kılarak ısı performansının ciddi azalmasına sebep olacaktır.
- Isı ve hidrolik performansı birlikte değerlendiren bir oran olan  $j/f^{1/3}$  performans parametresinden elde edilen bulgulara göre (Bkz. Şekil 5.4) en küçük kanat adımı ( $F_p=1,50$  mm) ve en küçük panjur açısına sahip olan geometri termo-hidrolik açıdan en yüksek performansa sahiptir.
- Sayısal çözümler sırasında dikkate alınan geometrik parametreler arasında monotonik bir ilişki gözlemlenmemiştir. Kanat adımı ve panjur açısının her varyasyonu için belli bir düzende değişmeyen sonuçlar elde edilmiştir. Örneğin en yüksek termo-hidrolik performansa sahip geometri en küçük kanat adımına sahip geometriyken ( $F_p=1,50$  mm), en düşük termo hidrolik performans en geniş kanat adımında değil ( $F_p=2,50$  mm),  $F_p=2,00$  mm ve  $L_\alpha=32^\circ$  olduğunda elde edilmiştir.



Bölüm 6’da, Bölüm 5’te elde edilen bulgular dikkate alınarak tedarik edilen iki adet ısı değiştiricinin testleri hava tüneli deney seti kullanılarak yapılmıştır. Tedarik edilen ısı değiştiriciler serpantin şeklinde bükülmüş alüminyum yassı boruların arasına yerleştirilmiş olan destek plakası (ara levha) sayısına göre tek ara levhalı ve çift ara levhalı olarak (Bkz. Şekil 6.1 ve 6.2) isimlendirilmiştir. Bu deneyler sırasında havanın bağıl nemi dikkate alınmamıştır. Elde edilen bulgular aşağıda maddeler halinde sunulmuştur.

- Proje ortağı firmanın ürettiği buzdolaplarının kabin dibinde yer alan kondenser fanından elde edilen 3,75 m/s hava hızı (Yılmaz vd. 2016) dikkate alınarak yapılan deneyler sonucunda tek ara levhalı ısı değiştirici 200-260 W mertebelerinde ısı transferi elde edilmiştir. Çift ara levhalı ısı değiştiricide bu değer 180-235 W mertebelerindedir.
- Elde edilen çıkış sıcaklığı ve basınç düşümleri literatürde yer alan korelasyonların verdiği sonuçlarla karşılaştırıldığında sürtünme faktörü maksimum %15 farklılık göstermiştir. Ancak ısı transferi açısından bu fark %71 mertebesinde olmuştur (Bkz. Çizelge 6.2). Literatürde yer alan korelasyonlar dikkate aldığı panjurlu kanatlı ısı değiştiriciler içerisinde yalnızca bir tanesinin tek ara levhaya sahip olması ve boyutların birebir aynısının olmaması bu farklılığı ortaya çıkarmıştır.
- Bu sebeple panjurlu kanatlı yapıların her birisinin deneysel olarak ayrı ayrı incelenmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır.

Bölüm 7’de, Bölüm 6’da deneyleri yapılan ısı değiştiriciler aynı hava tüneline bu kez farklı hava sıcaklıklarında test edilmiştir. Bu deneyler sırasında da atmosferik hava kullanılarak nem dikkate alınmamıştır. Bulgular normalize edilmiş  $UA$ ,  $NTU$  ve  $\varepsilon$  cinsinden sunulmuştur. Deney sonuçlarından elde edilen bulgular aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Dikkate alınan tüm hava sıcaklıklarında (15°C, 24°C ve 33°C) tek ara levhalı çift ara levhalı modele göre daha yüksek ısı performans göstermiştir.
- Toplam ısı iletkenlik ( $UA$ ) dikkate alındığında tek ara levhalı ısı değiştirici %22,1 fark yaratmıştır.
- Isı transfer sayısı ( $NTU$ ) dikkate alındığında tek ara levhalı ısı değiştiricinin %22,4 oranında üstün olduğu hesaplanmıştır.

- Isı değiştirici etkenliği dikkate alındığında ise tek ara levhalı ısı değiştiricinin sağladığı avantaj %18 mertebesinde olmuştur.

Bölüm 8’de yeni bir hava tüneli deney seti kurularak önceki bölümlerde yapılanlara ek olarak bağıl nem kontrol alınmış ve farklı nem mertebelerinde deneyler gerçekleştirilmiştir. %30 ve %90 olarak belirlenmiş bağıl nem mertebelerinde Bölüm 6 ve Bölüm 7 kullanılan tek ara levhalı ve çift ara levhalı ısı değiştiricilerin testleri tekrar yapılmıştır. Ayrıca elde bulgular toplam ısıl iletkenlik ile sınırlı kalmayıp sıcak akışkan tarafı da dikkate alınarak ısı değiştiricilerin hava tarafı performansları daha net bir biçimde ifade edilmiştir. Elde edilen bulgular aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Bölüm 7’de elde edilen bulgulara benzer şekilde tek ara levhalı modelin toplam ısıl iletkenliği çift ara levhalı modele göre daha yüksektir. Bu üstünlük düşük hava hızlarında ( $u_{in} \approx 1$  m/s) %5 mertebelerindeyken yüksek hava hızlarında ( $u_{in} \approx 5$  m/s) %10 mertebelerindedir.
- Hava tarafı ısı taşınım katsayıları ( $h_a$ ) karşılaştırıldığında ise bir önceki maddede söylenen durum tersine dönmüştür. Bu durumun sebebi çift ara levhalı ısı değiştiricinin hava tarafı ısı transfer alanının çift ara levhalı modele göre %18 az olmasıdır. %30 bağıl nemde  $u_{in} \approx 1$  m/s civarında çift ara levhalı modelin hava tarafı ısı taşınım katsayısı  $h_a=38,01$  W/m<sup>2</sup>°C iken, tek ara levhalı modelde bu değer  $h_a=31,53$  W/m<sup>2</sup>°C’dir. %30 bağıl nemde  $u_{in} \approx 5$  m/s civarında çift ara levhalı modelin hava tarafı ısı taşınım katsayısı  $h_a=66,49$  W/m<sup>2</sup>°C iken, tek ara levhalı modelde bu değer  $h_a=58,56$  W/m<sup>2</sup>°C’dir. %90 bağıl nemde sonuçlar benzerdir.
- Boyutsuz ısı transferini ifade eden Colburn  $j$ -faktörünün değişimi incelendiğinde artan hava tarafı Reynolds sayısı ( $Re_{Lp}$ ) ile birlikte azaldığı görölmektedir. Her iki ısı değiştiricinin  $j$ -faktör değerleri Reynolds sayısı karşısında benzer bir eğilim göstermiştir. Her iki bağıl nem mertebesinde hava tarafı ısıl performansı yüksek olan çift ara levhalı modelin tek ara levhalı modele karşı  $j$ -faktör cinsinden gösterdiği üstünlük  $u_{in} \approx 1$  m/s civarında %25,  $u_{in} \approx 5$  m/s civarında %13 mertebesinde dir.
- Artan hava hızıyla birlikte artma eğiliminde olan hava tarafı basınç düşümü incelendiğinde dış yüzey alanı daha az olan çift ara levhalı modelin özellikle yüksek hava hızlarında daha avantajlı olduğu görölmektedir.

- Düşük hava hızlarında mertebe olarak birbirine yakın olan basınç düşümleri arasındaki fark sürtünme katsayısı hesaplandığında daha belirgin bir biçimde ortaya çıkmaktadır. %30 bağıl nemde düşük hava hızlarında ( $u_{in} \approx 1$  m/s) çift ara levhalı modelin sürtünme katsayısı  $f=0,50719$  iken, tek ara levhalı modelde bu değer  $f=0,65391$ 'dir. %90 bağıl nemde ise düşük hava hızlarında ( $u_{in} \approx 1$  m/s) çift ara levhalı modelin sürtünme katsayısı  $f=0,46576$  iken, tek ara levhalı modelde bu değer  $f=0,65157$ 'dir.
- Toplam termo-hidrolik performansın bir göstergesi olan hacimsel iyilik oranı ( $j/f^{1/3}$ ) incelendiğinde çift ara levhalı modelin hem yüksek hava tarafı ısıl performansı hem de düşük hava tarafı basınç düşümü sayesinde tek ara levhalı modele ciddi bir üstünlük sağladığı görülmektedir. Bu üstünlük her iki nem mertebesi için de Reynolds sayısının yaklaşık  $Re_{Lp}=50$  olduğu durumda yaklaşık %32, Reynolds sayısının yaklaşık  $Re_{Lp}=290$  olduğu durumda ise yaklaşık %20 mertebesindedir.

## 10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada; proje ortağı firmanın buzdolaplarında kullandığı sargı kondenserin ikamesi olabilecek panjurlu kanatlı mini kanallı alüminyum yassı borulu ısı değiştiricilerin ısı ve hidrolik performansları farklı dış ortam koşullarında deneysel olarak araştırılmıştır. Bu araştırmanın amacı; mevcut kullanılan sargı kondenserin küçültülerek buzdolabı kabin dibinden hacim kazanılması, küçülen kondenser hacmiyle birlikte çevreye zararlı soğutucu akışkanın daha az kullanımı ve böylece malzeme kullanımının azaltılarak yenilikçi bir kondenser uygulamasının buzdolabı pazarına uygulanmasıdır. Bu sayede proje ortağı firmanın bulunduğu soğutma sektöründe rekabet gücüne katkı sağlanmış olacaktır.

Bu amaçlar doğrultusunda yapılan bir dizi sayısal analiz sonucunda ortaya çıkartılan iki adet panjurlu kanatlı mini kanallı alüminyum yassı borulu deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sonucunda toplam ısı iletkenlik, ısı değiştirici etkenliği, ısı transfer sayısı, hava tarafı ısı transfer katsayısı, basınç düşümü, Colburn  $j$ -faktörü, sürtünme faktörü ve hacimsel iyilik oranı gibi birçok tasarım parametresi incelenerek ısı değiştiricilerin performansları ortaya çıkartılmıştır.

Sayısal analiz ve hava tüneli deney setlerinde yapılan çalışmaların bulgularına göre aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Sayısal çalışmaların sonuçlarına bağlı olarak tedarik edilen iki farklı kanat kombinasyonuna ve alüminyum yassı boru uzunluğuna sahip ısı değiştiricilerin 3,75 m/s hava hızında yapılan ön deneyler sonucunda tek ara levhali modelin 200-260 W mertebesinde, çift ara levhali modelin ise 180-235 W mertebesinde ısı transfer kapasitesine sahip oldukları görülmüştür. Mevcut kullanılan sargı kondenserin ısı transfer hızının 198 W olduğu hatırlandığında, ortaya çıkartılan söz konusu mini kanallı ısı değiştiricilerin ısı kapasite anlamında ikame ürünler olduğu anlaşılmaktadır.
- Bu sonuçlar farklı hava hızlarında ve farklı nem ortamlarında da test edilerek doğrulanmıştır. Hava hızının 0,8-5,5 m/s bandında değiştirildiği hava tüneli deneylerinde tek ara levhali model %30 ve %90 nem koşullarında 196-336 W

arasında ısı transfer hızına sahip olmuştur. Çift ara levhali model için ise aynı bağıl nem koşullarında 186-325 W arasında ısı performans elde edilmiştir.

- Hidrolik hesaplar dikkate alındığında ise yüzey alanı daha az olan model olan çift ara levhali ısı değiştirici, tek ara levhali modele göre daha az fan gücü gerektirecektir.
- Toplam termo-hidrolik performans açısından bir değerlendirme yapıldığında ise yüksek hava tarafı ısı transfer katsayısı ve düşük basınç düşümüne sahip olması sebebi ile çift ara levhali modelin buzdolabına entegrasyonun daha uygun olduğu düşünölmektedir.
- Mevcut kullanılan sargı kondensere oranla oldukça kompakt bir yapıya sahip olan söz konusu panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerin sahip olduğu çok dar kanat adımı ve panjur boşluklarına rağmen %90 bağıl nem koşullarında çalışılması hiçbir handikap yaratmamıştır. Bu sonuç, söz konusu mini kanallı kondenserlerin proje ortağı firma tarafından üretilen ürünlerde kullanılmasının tüm iklim koşullarında mümkün olabileceğini göstermektedir.
- Sargı kondenser için toplam 8,13 m uzunluğunda 3,3 mm çapında boru kullanılmaktadır. Böylece sargı kondenser için soğutucu akışkan hacmi 69,5 cm<sup>3</sup>'tür. Mini kanallı bir kondenserin kullanılması durumunda, tek ara levhali ısı değiştirici için soğutucu akışkan hacmi 49,6 cm<sup>3</sup> olurken, çift ara levhali model için bu değer 40 cm<sup>3</sup> olmaktadır. Böylece daha az soğutucu akışkan kullanımı ile enerji verimli ve çevreye daha duyarlı ürünlerin üretilmesine fırsat yaratılmıştır.
- Söz konusu mini kanallı ısı değiştiriciler sadece proje ortağı firma için değil, ısıtma, soğutma ve iklimlendirme sektöründeki diğer firmalar için de enerji verimliliği konusunda bir fırsat yaratacaktır.
- Yerli üretim imkânları ile üretilebilecek mini kanallı panjurlu kanatlı ısı değiştiriciler ekonomik açıdan da bir katma değer yaratacaktır.

Isıl ve hidrolik hesaplamalar sonucunda önerilen panjurlu kanatlı mini kanallı kondenserlerin buzdolaplarında kullanılması durumunda azalan kondenser iç hacmiyle birlikte azalan soğutucu akışkan miktarının enerji tüketimine etkisi olumlu yönde olacaktır. Söz konusu mini kanallı kondenserlerin buzdolaplarına entegrasyonu sağlanarak enerji verimliliği yüksek ürünler üretilmesi ve ileriki çalışmalara bir yol haritası çizmek için aşağıda belirtilen hususların dikkate alınması önerilmektedir.

- Hava tüneli deneyleri sırasında kullanılan akış kesiti, deneyleri yapılan ısı değiştiricilerin ön yüz alanına uygun olarak tasarlandığından bu çalışmanın sonuçlarından elde edilen verilerin buzdolabı kabin dibinde doğrulanması gerekmektedir.
- Bu bağlamda buzdolabı kabin dibinin panjurlu kanatlı mini kanallı bir kondensere uygun olarak tasarlanması gerekliliği ortaya çıkabilecektir.
- Küçülen kondenser boyutları ile birlikte azalan soğutucu akışkan miktarının, soğutma çevriminin diğer parçalarını besleyememesi ihtimali düşünölmeli ve diğer parçalarında küçöltölmesi gündeme gelmelidir.

## KAYNAKLAR DİZİNİ

- Achaichia, A., Cowell, T.A., 1988, Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1, 147-157.
- Aoki, H., Shinagawa, T., Suga, K., 1989, An Experimental-Study of the Local Heat-Transfer Characteristics in Automotive Louvered Fins, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2, 293-300.
- Atkinson, K.N., Drakulic, R., Heikal, M.R., Cowell, T.A., 1998, Two- and three-dimensional numerical models of flow and heat transfer over louvered fin arrays in compact heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41, 4063-4080.
- Avrupa Birliği Bakanlığı. 2014, Avrupa Birliği sürecinde enerji faslı, s.30.
- Chang, Y.J., Hsu, K.C., Lin, Y.T., Wang, C.C., 2000, A generalized friction correlation for louver fin geometry, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 2237-2243.
- Chang, Y.J., Wang, C.C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40, 533-544.
- Cowell, T.A., Heikal, M.R., Achaichia, A., 1995, Flow and heat transfer in compact louvered fin surfaces, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 10, 192-199.
- De Schampheleire, S., De Jaeger, P., Huisseune, H., Ameer, B., T'Joen, C., vd., 2013, Thermal hydraulic performance of 10 PPI aluminium foam as alternative for louvered fins in an HVAC heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 51, 371-382.
- DeJong, N.C., Jacobi, A.M., 1999, Local flow and heat transfer behavior in convex-louver fin arrays, *Journal of Heat Transfer*, 121, 136-141.
- DeJong, N.C., Jacobi, A.M., 2003, Flow, heat transfer, and pressure drop in the near-wall region of louvered-fin arrays, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 27, 237-250.
- Dogan, B., Altun, Ö., Ugurlubilek, N., Tosun, M., Sariçay, T., vd., 2015, An experimental comparison of two multi-louvered fin heat exchangers with different numbers of fin rows, *Applied Thermal Engineering*, 91, 270-278.
- Dogan, B., Erbay, L.B., 2015, Experimental analysis of the effect of cold fluid inlet temperature on the thermal performance of a heat exchanger, *Journal of Thermal Engineering*, 2, 583-592.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Dong, J.Q., Chen, J.P., Chen, Z.J., Zhang, W.F., Zhou, Y.M., 2007, Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, 48, 1506-1515.
- Erbay, L.B., Uğurlubilek, N., Altun, Ö., Doğan, B., 2017, Numerical Investigation of the Air-Side Thermal Hydraulic Performance of a Louvered-Fin and Flat-Tube Heat Exchanger at Low Reynolds Numbers, *Heat Transfer Engineering*, 38, 627-640.
- Ferrero, M., Scattina, A., Chiavazzo, E., Carena, F., Perocchio, D., vd., 2013, Louver Finned Heat Exchangers for Automotive Sector: Numerical Simulations of Heat Transfer and Flow Resistance Coping With Industrial Constraints, *Journal of Heat Transfer*, 135, 121801.
- Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent flow, *International Journal of Chemical Engineering*, 16, 359-368.
- Han, H., He, Y.L., Li, Y.S., Wang, Y., Wu, M., 2013, A numerical study on compact enhanced fin-and-tube heat exchangers with oval and circular tube configurations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 65, 686-695.
- Hsieh, C.T., Jang, J.Y., 2006, 3-D thermal-hydraulic analysis for louver fin heat exchangers with variable louver angle, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1629-1639.
- Hyland, R.W., Wexler, A., 1983, *ASHRAE Transactions*, 89, No:2A, 520-535.
- Jang, J.-Y., Chen, C.-C., 2015, Optimization of louvered-fin heat exchanger with variable louver angles, *Applied Thermal Engineering*, 91, 138-150.
- Joardar, A., Jacobi, A.M., 2005, Impact of leading edge delta-wing vortex generators on the thermal performance of a flat tube, louvered-fin compact heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 1480-1493.
- Kang, H.C., Jun, G.W., 2011, Heat Transfer and Flow Resistance Characteristics of Louver Fin Geometry for Automobile Applications, *Journal of Heat Transfer*, 133,
- Kays, W.M., London, A.L., 1998, *Compact Heat Exchangers*. Third ed, McGraw-Hill, p.178.
- Kim, J.H., Yun, J.H., Lee, C.S., 2004, Heat-Transfer and Friction Characteristics for the Louver-Fin Heat Exchanger, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 18, 58-64.



**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Kim, M.H., Bullard, C.W., 2002a, Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions, *International Journal of Refrigeration*, 25, 924-934.
- Kim, M.H., Bullard, C.W., 2002b, Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 25, 390-400.
- Kim, M.H., Bullard, C.W., 2002c, Performance Evaluation of a Window Room Air Conditioner with Microchannel Condensers, *Journal of Energy Resources Technology*, 124, 47-55.
- Kim, N.H., Kim, D.Y., Choi, Y.M., Byun, H.W., Hwang, J.H., 2008, Effect of inclination angle on the air-side performance of aluminum parallel flow heat exchangers under wet conditions, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 1-8.
- Li, W., Wang, X., 2010, Heat transfer and pressure drop correlations for compact heat exchangers with multi-region louver fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2955-2962.
- Lin, W.M., Yuan, J.L., Sunden, B., 2012, Performance Analysis of a Countercurrent Flow Heat Exchanger Placed on the Truck Compartment Roof, *Proceedings of the Asme International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 4, 19-25.
- Lyman, A.C., Stephan, R.A., Thole, K.A., Zhang, L.W., Memory, S.B., 2002, Scaling of heat transfer coefficients along louvered fins, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 547-563.
- Malapure, V.P., Mitra, S.K., Bhattacharya, A., 2007, Numerical investigation of fluid flow and heat transfer over louvered fins in compact heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 46, 199-211.
- Moran, M.J., Shapiro, H.N., Boettner, D.D., Bailey, M.B., 2012, *Principles of Engineering Thermodynamics*, John Wiley and Sons, 852.
- Morvay, Z., Gvozdenac, D., 2008, *Applied Industrial Energy and Environmental Management, Toolbox 6: Thermodynamic and Transfer Properties of Moist Air*, John Wiley & Sons, Inc., 1-5.
- Nuntaphan, A., Vithayasai, S., Kiatsiriroat, T., Wang, C.-C., 2007, Effect of inclination angle on free convection thermal performance of louver finned heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 361-366.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Park, J.-S., Kim, D.R., Lee, K.-S., 2016, Frosting behaviors and thermal performance of louvered fins with unequal louver pitch, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95, 499-505.
- Park, Y.-G., Jacobi, A.M., 2001, Air-side performance characteristics of round- and flat-tube heat exchangers: A literature review, analysis and comparison, *Air Conditioning and Refrigeration Center, ACRCR-36*,
- Park, Y.-G., Jacobi, A.M., 2006, Air-side performance of flat-tube louver-fin heat exchangers under wet conditions: wet-surface multipliers for Colburn j- and f-factors, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 1-8.
- Park, Y.-G., Jacobi, A.M., 2009a, Air-Side Heat Transfer and Friction Correlations for Flat-Tube Louver-Fin Heat Exchangers, *Journal of Heat Transfer*, 131, 021801.
- Park, Y.-G., Jacobi, A.M., 2009b, The Air-Side Thermal-Hydraulic Performance of Flat-Tube Heat Exchangers With Louvered, Wavy, and Plain Fins Under Dry and Wet Conditions, *Journal of Heat Transfer*, 131, 061801.
- Perrotin, T., Clodic, D., 2004, Thermal-hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 27, 422-432.
- Qi, Z.-g., Chen, J.-p., Chen, Z.-j., 2007, Parametric study on the performance of a heat exchanger with corrugated louvered fins, *Applied Thermal Engineering*, 27, 539-544.
- Ribeiro, G.B., Barbosa, J.R., 2013, Comparison of metal foam and louvered fins as air-side heat transfer enhancement media for miniaturized condensers, *Applied Thermal Engineering*, 51, 334-337.
- Ryu, K., Lee, K.-S., 2015, Generalized heat-transfer and fluid-flow correlations for corrugated louvered fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 83, 604-612.
- Sahnoun, A., Webb, L., 1992, Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry, *Journal of Heat Transfer*, 114, 893-900.
- Springer, M.E., Thole, K.A., 1998, Experimental design for flowfield studies of louvered fins, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 18, 258-269.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Taylor, B.N., Kuyatt, C.E., 1994, Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results, National Institute of Standards and Technology Technical Note 1297, Note 1297.
- TMMOB. 2008, Dünyada ve Türkiye'de enerji verimliliği oda raporu, 37-39.
- Uğurlubilek, N., Erbay, L.B., Dogan, B., 2013a, Bir ısı değiştiricide dış akış ısı transferi karakteristiğinin sayısal incelenmesi, 19 Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 380-385.
- Uğurlubilek, N., Erbay, L.B., Dogan, B., 2013b, Bir ısı değiştiricide dış akış basınç düşümü karakteristiğinin sayısal incelenmesi, 19 Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 386-391.
- Vaisi, A., Esmailpour, M., Taherian, H., 2011, Experimental investigation of geometry effects on the performance of a compact louvered heat exchanger, Applied Thermal Engineering, 31, 3337-3346.
- Wang, C.-C., Chen, K.-Y., Liaw, J.-S., Tseng, C.-Y., 2015, An experimental study of the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers having plain, louver, and semi-dimple vortex generator configuration, International Journal of Heat and Mass Transfer, 80, 281-287.
- Webb, L.R., Trauger, P., 1991, Flow structure in the louvered fin heat exchanger geometry, Experimental Thermal and Fluid Science, 4, 205-217.
- Xiaoping, T., Huahe, L., Liang Xiangfei, L., 2010, CFD simulation and experimental study on airside performance for MCHX, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 1-8.
- Yılmaz, H., Erbay, L.B., Dogan, B., 2016, Numerical investigation of the bottom cabinet of a household refrigerator Journal of Thermal Engineering, 2, 946-953.
- Yun, J.-Y., Lee, K.-S., 2000, Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins, International Journal of Heat and Mass Transfer, 43, 2529-2539.

## ÖZGEÇMİŞ

1985 yılında Kahramanmaraş'ta doğdu. Lise eğitimini 2003 yılında Gemlik Celal Bayar Anadolu Lisesi'nde tamamladıktan sonra 2003-2007 yılları arasında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde lisans eğitimini tamamladı. 2007 yılında Araştırma Görevlisi olarak atandığı Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde 2008 yılında Fen Bilimleri Enstitüsü bünyesinde Yüksek Lisans eğitimine başlamıştır. 2011 yılında Yüksek Lisans eğitimini tamamladıktan sonra aynı yıl Doktora eğitimine başlamıştır. 3 adeti SCI kapsamında olmak üzere toplam 15 adet bilimsel yayını ve 1'i tamamlanmış toplam 2 adet Santez projesi görevi bulunmaktadır. Evli ve bir çocuk babasıdır.