

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MİNİ KANALLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN FARKLI TASARIM
PARAMETRELERİNE GÖRE PERFORMANSININ VE DONMA
PROBLEMİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ender GÜL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı - Akışkan Programı

Eylül 2017

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MİNİ KANALLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN FARKLI TASARIM
PARAMETRELERİNE GÖRE PERFORMANSININ VE DONMA
PROBLEMİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Ender GÜL
503111140**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı - Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ

Eylül 2017

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111140 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Ender GÜL** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**Minikanallı Isı Değiştiricilerinin Farklı Tasarım Parametrelerine Göre Performansının ve Donma Probleminin Deneysel İncelenmesi**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 25/08/2017
Savunma Tarihi : 20/09/2017





Aileme,



ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının şekillenmesinde ve ilerlemesinde büyük emeği olan aynı zamanda deneysel çalışmalar için de hiçbir desteğini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu günlere gelmemi sağlayan ve beni her zaman destekleyen annem Güler GÜL ve babam Halil GÜL'e teşekkürü bir borç bilirim. Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmam boyunca moral kaynağım olan ve beni sürekli destekleyen eşim Feyza GÜL'e sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam boyunca hem fikir danıştığım ve beni hep destekleyen Makina Yük. Müh. Semih KURULAR'a ve Makine Müh. Miraç KAN'a minnettarım.

Numunelerin sağlanması ve tez çalışmamın diğer aşamalarında da beni hep destekleyen yöneticim Makina Yük. Müh. Cenk ALAYBEYOĞLU'na ve Arçelik-LG Klima San. Tic. A.Ş.'ye teşekkürü bir borç bilirim.

Eylül 2017

Ender GÜL
Makina Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
Alt İndisler.....	xiv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	4
1.2 Literatür Araştırması	5
2. DENEY TESİSATI	19
2.1 Test Yapılan Isı Değiştiriciler	19
2.1.1 Kanatlı boru ısı değiştiriciler.....	19
2.1.2 Mini kanallı ısı değiştiriciler	20
2.2 Test Düzenegi.....	23
2.2.1 Havuz testi düzenegi	23
2.2.2 Psikrometrik tip performans odası	24
2.3 Test Düzenegi Ölçüm Belirsizliği	26
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	31
3.1 Havuz Testi	31
3.2 Soğutma ve Isıtma Performansı Testi	35
3.2.1 Soğutma performas testi.....	36
3.2.2 Isıtma performas testi.....	38
3.2.3 Buz çözme (defrost) testi	40
4. SAYISAL ÇALIŞMALAR.....	47
4.1 Giriş Koşulları	48
4.2 Sayısal Analiz Sonuçları	49
5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER	53
KAYNAKLAR	59
EKLER.....	63
ÖZGEÇMİŞ.....	75

KISALTMALAR

FPI	: 25,4 mm (1 inch) içersindeki kanat sayısı (Fin per inch)
KT	: Kuru termometre sıcaklığı
YT	: Yaş termometre sıcaklığı
EER	: Soğutma enerji verimliliği oranı (Energy efficiency ratio)
KB	: Kanatlı boru ısı değıştiricisi
RPM	: Dakikadaki dönüş sayısı (rounds per minute)
CMM	: m ³ /min (cubic meter per minute)
EEV	: Elektronik genleşme valfi (electronic expansion valve)





SEMBOLLER

Q	: Kapasite [W]
h	: Entalpi [kJ/kg]
$\dot{m}$	: Kütlesel debi [kg/s]
c_p	: Özgül ısı [kJ/kg-K]
T	: Sıcaklık [K]
ω	: Mutlak nem [kg]
ϕ	: Bağıl nem
P	: Basınç [Pa]
ω_t	: Aynı sıcaklıkta havanın barındırabileceği maksimum nem miktarıdır [kg]
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
V	: Hız [m/s]
A	: Alan [m ²]
B_{TKT_1}	: Giriş hava kuru termometre sıcaklığı ölçen senserün berlirsizliği
B_{TYT_1}	: Giriş hava yaş termometre sıcaklığı ölçen senserün berlirsizliği
B_{TKT_2}	: Çıkan hava kuru termometre sıcaklığı ölçen senserün berlirsizliği
B_{TYT_2}	: Çıkan hava yaş termometre sıcaklığı ölçen senserün berlirsizliği
$B_{\Delta P}$	: Basınç ölçen senserün berlirsizliği
j	: Colburn faktörü
Re	: Reynold Sayısı
Re_{Lp}	: Patlatma açıklığına bağlı Reynold sayısı
θ	: Patlatma açısı [derece]
F_1	: Kanat uzunluğu [m]
F_p	: Kanat açıklığı [m]
L_p	: Patlatma açıklığı (louver pitch) [m]
T_d	: Tüp derinliği [m]
L_1	: Patlatma uzunluğu [m]
T_p	: Tüp açıklığı [m]
δ_1	: Kanat kalınlığı [m]
Nu	: Nusselt Sayısı
f	: Sürtünme faktörü
D_i	: Tüp, iç çapı [m]
L	: Uzunluk [m]
Re_l	: Superficial sıvı Reynold sayısı
Pr_l	: Sıvı Prandtl sayısı
X_{tt}	: Türbülans-türbülans Lockhart Martinelli Parametresi
x	: Buhar kalitesi
μ	: Dinamik viskozite [kg/m.sn]
ϵ	: Yüzey pürüzlülüğü
ϕ^2	: İki fazlı akış sürtünme çarpanı

<i>Fr</i>	: Froude sayısı
<i>We</i>	: Weber sayısı
<i>x_{din}</i>	: Dinamik kuruluk derecesi

Alt İndisler

<i>gir</i>	: Giren
<i>çık</i>	: Çıkan
<i>a</i>	: Kuru hava
<i>g</i>	: Havanın içindeki su buharı
<i>w</i>	: Su
<i>l</i>	: Sıvı
<i>v</i>	: Buhar
<i>ga</i>	: Gaz
<i>go</i>	: Tamamen gaz fazıyla dolması hali
<i>so</i>	: Tamamen sıvı fazıyla dolması hali
<i>s</i>	: Soğutma
<i>i</i>	: Isıtma

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 Eşanjörlerin hidrolik çapına göre sınıflandırılması	4
Çizelge 1.2 Çalışmada kullanılan ısı değiştiricilerin boyutları	11
Çizelge 1.3 Yoğuşturucu drenajı ve kalan su miktarı (g)	17
Çizelge 2.1 : Kanatlı boru ısı değiştiricilerinin geometrik özellikleri	20
Çizelge 2.2 : Mini kanallı ısı değiştiricilerin farklılık yaratan tasarım özellikleri.....	22
Çizelge 2.3 : Mini kanallı ısı değiştiricilerin geometrik özellikleri	22
Çizelge 2.4 : Ölçüm aletlerinin belirsizlikleri.....	28
Çizelge 3.1 : Havuz testi; ısı değiştiricisi üzerinde kalan su miktarı.....	32
Çizelge 3.2 : Birim kanat alanı için ısı değiştirici üzerinde kalan su miktarı.....	32
Çizelge 3.3 : Performans testi test şartları	35
Çizelge 3.4 : Soğutma kapasitesi sonuçları	37
Çizelge 3.5 : Isıtma kapasitesi sonuçları.....	38
Çizelge 3.6 : Buz çözme test şartları	40
Çizelge 3.7 : Buz çözme testi sonuçları.....	43
Çizelge 4.1 : Sayısal analizlerde kullanılan kolerasyonlar.....	47
Çizelge 4.2 : Giriş koşulları: hava miktarı.	48
Çizelge 4.3 : Giriş koşulları: akışkan özellikleri.	49
Çizelge 4.4 : Sayısal analiz sonuçları.....	49
Çizelge 4.5 : Deneysel çalışma sonuçları.	50
Çizelge 4.6 : Sayısal analiz sonuçları ile deneysel çalışma sonuçları hata miktarı... 51	



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi şematik gösterimi ve P-h diagramı.....	1
Şekil 1.2 : Split tipi klima (a) iç ünite, (b)dış ünite.	2
Şekil 1.3 : 4 yollu vana.	2
Şekil 1.4 : Kanatlı boru eşanjör.	3
Şekil 1.5 : Isı değiştirici şematik gösterimi (solda), minikanallı ısı değiştirici (ortada), mikrokanallı ısı değiştirici (sağda).	5
Şekil 1.6 : Mini kanallı eşanjöre sahip VRF system dış ünitesi.	6
Şekil 1.7 : Farklı manifold tasarımlarına sahip eşanjör ısı dağılımı termal kamera görüntüsü.	7
Şekil 1.8 : Minikanallı eşanjör içerisindeki ısı dağılımı; termal kamera görüntüsü (üst), ampirik fonksiyonlar kullanılarak yapılan hesaplamaların çıktısı (orta), ölçeklendirme metodu kullanılarak yapılan sayısal analiz çıktısı (alt).....	8
Şekil 1.9 : Yağlanma oranının kapasiteye etkisi grafiği	8
Şekil 1.10 : Basınç düşümüne kütle hız, giriş basıncı buhar kalitesinin etkisi grafiği	9
Şekil 1.11 : Mini kanallı eşanjör zamanla buz oluşumu.....	10
Şekil 1.12 : Mini kanallı eşanjörlerin çevrim sayısına göre özelliklerinin değişimi a) Hava tarafı basınç düşümü, b) Isı transferi oranı	11
Şekil 1.13 : Donma sırasında ısı transferi oranının zamanla değişimi grafiği.....	12
Şekil 1.14 : Farklı tasarımlar için donma oluşumunu.....	12
Şekil 1.15 : Test numuneleri şematik görünüm a) patlatmalı, b) dalgalı, c) geliştirilmiş dalgalı.....	13
Şekil 1.16 : Test numuneleri şematik görünüm a) patlatmalı, b) dalgalı, c) geliştirilmiş dalgalı d) geliştirilmiş dalgalı arka tarafı.....	14
Şekil 1.17 : Dalgalı kanat tipi 1'nci çevrim a)donma öncesi, b)donmadan sonra 5'nci çevrim c)donma öncesi d)donduktan sonra.....	14
Şekil 1.18 : Geliştirilmiş dalgalı kanat tipi 1'nci çevrim a)donma öncesi, b)donmadan sonra 5'nci çevrim c)donma öncesi d)donduktan sonra.....	14
Şekil 1.19 : Dalgalı kanat tipi kapasite ve hava tarafı basınç düşümü grafiği.....	15
Şekil 1.20 : Geliştirilmiş dalgalı kanat kapasite ve hava tarafı basınç düşümü.....	15
Şekil 1.21 : Test numunelerinin şematik gösterimi a) yatay b) dikey	16
Şekil 1.22 : Drenaj ve buz çözme prosesleri a,b,c) yatay d,e,f) dikey.....	17
Şekil 2.1 : Dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştiricisi.	19
Şekil 2.2 : Patlatmalı tip kanatlı boru ısı değiştiricisi.	19
Şekil 2.3 : Y ₁ mini kanallı ısı değiştiricisi.	21
Şekil 2.4 : Y ₂ mini kanallı ısı değiştiricisi.	21
Şekil 2.5 : S ₁ ve S ₂ mini kanallı ısı değiştiricisi.	21
Şekil 2.6 : D mini kanallı ısı değiştiricisi.	22
Şekil 2.7 : Havuz testi düzeneği.	23
Şekil 2.8 : Psikrometrik tip performans odası şematik gösterimi.	24

Şekil 2.9 : Örnek hava modülü gösterimi.	24
Şekil 2.10 : Örnek hava modül kanalı, yaş ve kuru termometre ölçümü.	25
Şekil 2.11 : Rüzgar tüneli gösterimi.	25
Şekil 3.1 : Birim kanat alanı üzerinde kalan su miktarlarının karşılaştırılması.....	34
Şekil 3.2 : Hava debisi testi sonuçları.....	35
Şekil 3.3 : Soğutma kapasitesi testi, Kapasite – Soğutucu akışkan miktarı değişimi	37
Şekil 3.4 : Soğutma kapasitesi testi, EER_s – Soğutucu akışkan miktarı değişimi	37
Şekil 3.5 : Örnek donma problemi grafiği	39
Şekil 3.6 : Buz çözme testi, kapasite: D ısı değiştirici.....	41
Şekil 3.7 : Buz çözme testi, kapasite: S_1 ısı değiştirici	41
Şekil 3.8 : Buz çözme testi, kapasite: S_2 ısı değiştirici	41
Şekil 3.9 : Buz çözme testi, kapasite: Y_1 ısı değiştirici	42
Şekil 3.10 : Buz çözme testi, kapasite: Y_2 ısı değiştirici	42
Şekil 3.11 : Buz çözme testi, hava debisi: D ısı değiştirici.....	42
Şekil 3.12 : Buz çözme testi, hava debisi: S_1 ısı değiştirici	44
Şekil 3.13 : Buz çözme testi, hava debisi: S_2 ısı değiştirici	44
Şekil 3.14 : Buz çözme testi, hava debisi: Y_1 ısı değiştirici	44
Şekil 3.15 : Buz çözme testi, hava debisi: Y_2 ısı değiştirici	45
Şekil B.1 : Y_1 Isı Değiştiricisi Soğutma Modu Sayısal Analiz Sonuçları.....	65
Şekil B.2 : Y_1 Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları.....	66
Şekil B.3 : Y_2 Isı Değiştiricisi Soğutma Modu Sayısal Analiz Sonuçları.....	67
Şekil B.4 : Y_2 Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları.....	68
Şekil B.5 : S_1 Isı Değiştiricisi Soğutma Modu Sayısal Analiz Sonuçları.....	69
Şekil B.6 : S_1 Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları.....	70
Şekil B.7 : S_2 Isı Değiştiricisi Soğutma Modu Sayısal Analiz Sonuçları.....	71
Şekil B.8 : S_2 Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları.....	72
Şekil B.9 : D Isı Değiştiricisi Soğutma Modu Sayısal Analiz Sonuçları.....	73
Şekil B.10 : D Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları.....	74

MİNİ KANALLI ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN FARKLI TASARIM PARAMETRELERİNE GÖRE PERFORMANSININ VE DONMA PROBLEMİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Günümüzde, klima uygulamalarında rekabetçiliği artırmak için geleneksel kanalların dışında daha küçük kanallar kullanılmak istenmektedir. Bu sayede akışkan ile borular arasında ısı transferi alanını artırmak ve sonuç olarak aynı performansı alabilecek daha küçük ısı değiştiriciler kullanmak veya aynı boyuttaki bir ısı değiştirici ile daha yüksek kapasite ve verimlilik etmek mümkündür.

Mini kanallı ısı değiştiriciler, birçok klima üreticisi tarafından sadece soğutma yapan ürünlerinde sıklıkla kullanılmaktadır. Bununla birlikte, hem ısıtma hemde soğutma yapan ürünler kullanılmaması nedeni ürün ısıtma modunda çalışırken ısı değiştirici üzerinde yoğunlaşan suyun iyi bir şekilde drenaj edilememesi sebebiyle ısı değiştirici kanatları üzerinde su birikmesidir. Biriken su, kanatlar ve hava arasında ısı direnci artırmaktadır ve sonuç olarak ürünlerin ısıtma performansı düşmektedir. Dış ortamın aşırı soğuk ve nemli olduğu durumlarda ise, kanatlar üzerinde biriken su donmaktadır ve oluşan buz nedeniyle ısı direnci daha da artmaktadır. Isı değiştirici üzerinde oluşan buz eritmek için buz çözme operasyonu yapılmaktadır. Buz çözme operasyonunda ise yine ısı değiştiricilerin drenaj performansı kötü olduğu için istenilen verim elde edilememektedir.

Bu tez çalışmasında mini kanallı ısı değiştiricilerin ısıtma modunda da çalışabilen ürünlerde kullanabilmek için, ısı değiştiricilerin sahip olması gereken özellikler belirlenmeye çalışılmıştır.

Tez çalışması beş ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde; giriş, tezin amacı ve literatür araştırması kısmı yer almaktadır. Literatür araştırması bölümün birinci kısmı, mini kanallı ısı değiştiricilerin kanatlı boru tip ısı değiştiricilere göre farkları ve performansını etkileyen genel parametreler incelenmiştir. İkinci kısmında ise, mini kanallı ısı değiştiricilerde buzlanma problemiyle ilgili çalışmalar incelenmiştir.

İkinci bölümde; testlerin yapılacağı ısı değiştiriciler tanıtılmıştır, havuz testi için tasarlanan test düzeneği anlatılmıştır, hava debisi, ısıtma kapasitesi, soğutma kapasitesi ve buz çözme testlerinin yapıldığı psikrometrik tip test odaları tanıtılmıştır ve psikrometrik tip test odalarının ölçüm belirsizliği hesaplanmıştır.

Üçüncü bölümde yapılan deneysel çalışmalar anlatılmıştır. Havuz testi yapıp sonuçları istatistiksel analiz programı (minitab) kullanılarak analiz edilmiştir. Hava debisi, soğutma kapasitesi, ısıtma kapasitesi ve buz çözme testleri yapıp sonuçları analiz edilmiştir.

Dördüncü bölümde Coildesigner programı kullanılarak sayısal analiz yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmaların sonuçları sayısal analiz sonuçları ile karşılaştırılıp, doğruluğu kanıtlanmıştır.

Son bölümde ise tez kapsamında yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen çıktılar özet olarak belirtilmiş ve ileriki aşamalarda yapılabilecek çalışmalar önerilmiştir.

Sonuç olarak; D tipi mini kanallı ısı değiştirici soğutma, ısıtma ve buz çözme performansı olarak bütün diğer mini kanallı ısı değiştiricilerden daha iyi sonuçlar elde etmiştir. Referans olarak belirlenen dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştiriciden performansı daha kötü değildir. Ayrıca belirlenen bütün deklarasyon değerlerini müşteri memnuniyeti için belirlenen kriterleri karşılamıştır.

Buz çözme ve ısıtma performansı testinde en başarılı olan ürünler, havuz testinde de başarılı olduğu gözlenmiştir. Dolayısıyla havuz testinde etkili olan parametreler; ısı değiştiricinin ürüne açılı yerleştirilmesi ve kanat profili olduğu belirlenmiştir. Buz çözme testinde en başarılı numune olan D tipi ısı değiştirici de olduğu gibi; ısı transferini artırmak için kanatların kanal içerisinde kalan kısmı patlatmalı ve dreanajı artırmak için çıkıntılı kısmı dalgalı hibrit kanat profile sahip ısı değiştiriciler, ısıtma ve buz çözme testinde daha başarılı olabilmektedirler.



EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF PERFORMANCE AND FREEZING PROBLEMS ACCORDING TO DIFFERENT DESIGN PARAMETERS OF MINI CHANNEL HEAT EXCHANGERS

SUMMARY

Today, in order to increase competitiveness in air conditioning applications, it is desirable to use smaller channels than conventional channels. In this case, it is possible to increase the heat transfer area between the fluid and the pipes and consequently to use smaller heat exchangers which can have the same performance or to have higher capacity and efficiency with a heat exchanger of the same size.

Mini-channel heat exchangers are frequently used by many air conditioners in cooling only products. However, it is not used heat pump product. Because, while the product is operating in heating mode, the condensing water on the heat exchanger can not be drained well. The accumulating water increases the thermal resistance between the fins and the air, and as a result the heating performance of the products decreases. When the outside is extremely cold and high relative humidity, the water that accumulates on the fins is freezing and the thermal resistance is further increased by the ice that forms. Defrost operation is performed to dissolve the ice that formed on the heat exchanger. In the defrost operation, however, the desired performance is not achieved because the heat exchanger has poor drainage performance.

In this thesis, it was tried to determine the properties that the heat exchangers should have in order to use mini channel heat exchangers in products which can also work in heating mode.

The thesis has five main sections. In the first chapter; it contains introduction, thesis purpose and literature search. In the first part of the literature search, the differences in the mini channel heat exchangers versus the finned tube heat exchangers and the general parameters affecting to mini channel heat exchangers' performance have been examined. In the second part, studies on the problem of icing in mini channel heat exchangers has been examined.

In the second chapter; The heat exchangers which will be tested are described, the new designed test module which pool test will be done is described, the psychometric type test chambers where the air flow, the heating capacity, the cooling capacity and the defrosting tests will be performed are introduced and the measurement uncertainty of the psychometric type test chambers is calculated.

In the third chapter; experimental studies are explained. The pool test was performed and the results were analyzed using a statistical analysis program (Minitab). Air flow, cooling capacity, heating capacity and defrosting tests were performed and the results were analyzed.

In the fourth chapter, numerical analysis was done by using 'coildesigner' program. The results of the experimental studies are compared with the results of the numerical analysis and the accuracy is proved.

In the last part, the outputs obtained as a result of the studies made within the scope of the thesis are summarized and studies that can be done in the future are proposed.

As a result of the studies;

- In the pool test, it is seen that the wavy finned-tube type heat exchanger with the minimum water for the unit fin area.
- S_1 and S_2 heat exchangers are the best drainage performance within mini-channel heat exchangers. The reason for this is the angular placement of heat exchangers. Therefore, in order to improve the drainage performance, it is conceivable to design the heat exchangers angled assembly into the products.
- When Y_1 and Y_2 heat exchangers are scored, it has been seen that the heat exchanger's wings are only protruded without changing their profiles, which does not increase the drainage performance.
- When the literature search and pool test results are examined, it is determined that the most important factors affecting the drainage performance are the angled placement of the heat exchangers on the product and the profile of the fins.
- Compared to air flow rate tests, it gave the best performance D type heat exchanger. Although the wing density of the D type heat exchanger (24) is higher than the wavy type finned-tube heat exchanger (17), the fin profiles are different, so the air flow is high.
- The heat exchanger Y_1 has a higher airflow than the heat exchanger S_2 with the same FPI and fin profile, but with larger fin surface area. The reason is Y_1 heat exchanger is one row, and S_2 heat exchanger is designed in two rows.
- Compared to S_2 heat exchanger which conventional mini channel fin type and the wavy type finned-tube heat exchanger (both is two rows and fin surface areas in close proximity to each other), 22% more airflow is measured with wavy type finned tube heat exchanger.
- When we compared the fin types according to air flow rate, it is seen that the best is D heat exchanger fin type, the second is wavy type finned-tube heat exchanger fin type and the worst is the conventional mini-channel heat exchangers' fin type.
- The most important parameters affecting air flow are; fin type, number of rows and fin density (FPI).
- When examining the cooling capacity test results, the only mini-channel heat exchanger that achieves the specified capacity value in the reference product is type D, which has the highest performance in the airflow test too.
- Y_2 heat exchanger which meets the declaration value 99% is using 31.6% less refrigerant compared to the reference model. This supports the thesis that the amount of refrigerant required for products can be reduced by using mini channel heat exchangers, which is encountered in the literature research.

- When examining the heating capacity test results, it is the only mini channel heat exchanger that achieves the specified capacity value in the reference product is D type heat exchanger that exhibits the highest performance in the airflow and cooling capacity tests.
- The only difference between the design parameters of heat exchangers Y_1 and Y_2 is the width of the fins. Y_1 heat exchanger with better drainage performance has better heating performance is measured even though the cooling performance of is lower than Y_2 heat exchanger. Because, if the condensing water on the heat exchangers is not sufficiently well drained, the heat transfer to the air will be adversely affected. Because, the water on the surfaces of the fins increases the pressure drop on the air side as well as the heat transfer resistance.
- When the defrost test result is examined, the S_1 heat exchanger does not meet the highest blowing temperature (must be at least higher than 38°C) and the lowest blowing temperature criterias (at least higher than 33°C). In the other hand, all samples meet the heating operation ration comfort criteria of 80%.
- The heat exchanger D is the most successful in the defrost test.
- The Y_1 heat exchanger defrosting test performance is higher than the Y_2 heat exchanger as it was in the heating performance test.
- During the defrost test, the defrosting operation periods must be long enough to prevent performance degradation between cycles. For this reason, it must be ensured that the temperature sensors which produces datas to algorithm which decides to start and finish the defrost operations placed at the best point on the heat exchanger.
- The most successful products in the defrost tests have been observed to be successful in pool tests and heating capacity tests. Therefore, the parameters which are effective in the pool tests are valid in the defrost tests.
- The most successful products in the defrosting and heating performance tests were also found to be successful in pool test. Therefore, the parameters that are effective in pool testing are; angled assembly of heat exchangers to the product and a fin profile. As well as the most successful sample in the defrosting test is the D type heat exchanger which has hybrid fin profile as the part of the fin which is in the channel has louver profile to increase the heat transfer and the remaining part has wavy profile to increase the drainage, can be more successful in the heating and defrost test.
- Capacity values found in the numerical analysis result; maximum 6,13% and average 2,62% in cooling conditions, maximum 6.30% and average 4,37% in heating conditions, respectively. The fact that the difference between numerical and experimental study results is low and consistent indicates that the tests made are trusted.

Proposals that may be the continuation of the studies within the scope of this thesis;

- Drain and defrost performance of heat exchangers with different coatings can be investigated
- A new pool design can be made and a pool test can be performed to measure drainage performance of the angled placement of the heat exchangers on

the product. Numerical and experimental studies can be carried out to measure the pressure loss due to angled placement and performance and defrost tests can be carried out on the product.

- While numerical analysis is being done, since there are no hybrid fins in the model sets, the D type heat exchanger is considered as if it has a louver profile and has been analyzed. However, since hybrid profile fins have important role to solve drainage issue, the studies can be conducted on correlations that can solve the problems with these fins.



1. GİRİŞ

Termodinamiğin ikinci yasasına göre ısı, yüksek sıcaklıklı bir ortamdan düşük sıcaklıklı bir ortama kendiliğinden geçer. Bu ısı transferi olayının gerçekleşmesi için herhangi bir cihaza ihtiyaç duyulmamaktadır. Ancak, tersi bir durum kendi kendiliğinden oluşmaz. Düşük sıcaklıklı bir ortamdan yüksek sıcaklıklı bir ortama ısı transferini sağlayabilmek için, içinde soğutucu akışkan olan bir soğutma çevrimine göre tasarlanmış bir cihaz kullanmanız gerekmektedir.

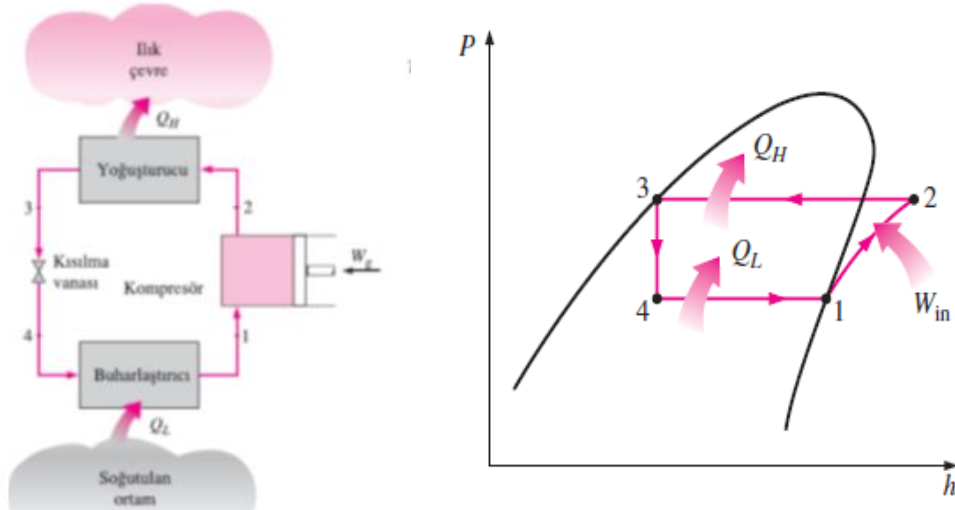
En sık kullanılan soğutma çevrimlerinden birisi 'buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi'dir. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimindeki ana elemanlar (Şekil 1.1) ve yaptıkları görevler şu şekildedir.

1-2 Kompresör: İzantropik sıkıştırma

2-3 Yoğusturucu: Sabit basınçta eşanjörden ısı atılması

3-4 Genleşme valfi: Sabit entalpiye genleşme

4-1 Buharlaştırıcı: Sabit basınçta iç ortamdan ısı çekilmesi



Şekil 1.1 : İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi şematik gösterimi ve P-h diagramı

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, klima cihazlarının da çalışma prensibini açıklamaktadır. Ülkemizde evsel amaçlı en çok kullanılan klima tipi split klimalardır. Split klimalar bir iç ve bir dış üniteden oluşmaktadır (Şekil 1.2). İç ünite, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi elemanlarından evaporatör bulunmaktadır. Dış ünite ise genişleme valfi, kompresör ve kondanser bulunmaktadır.



Şekil 1.2 : Split tipi klima (a) iç ünite, (b)dış ünite.

Klimaların; sadece soğutma (cooling only) , sadece ısıtma (heating only) ve hem ısıtma hem soğutma (heat pump) yapan modelleri vardır. Hem ısıtma hem soğutma yapan modellerin, sadece soğutma yapan modellerden farklı olarak 4 yollu vana (4 way valve, reverse valve) adlı bir parçaları vardır (Şekil 1.3.). Bu parça sayesinde sistemde akışkanın izlediği yol değiştirilir ve buharlaştırıcı yoğuşturucu gibi, yoğuşturucu da buharlaştırıcı gibi çalışmaya başlar.



Şekil 1.3 : 4 yollu vana.

Split tipi klimalarda kanatlı boru (fin&tube) ısı değiştiricileri kullanılmaktadır (Şekil 1.4). Bu ısı değiştiricilerin borularının içinden yüksek basınçta bir akışkan geçmektedir. Isı değiştiricilerin dış tarafından ise çapraz akış yapacak şekilde hava geçmektedir. Isı değiştiricinin etkinliğinin artırılması için ısı taşınım alanının artırılmasına gerek duyulmaktadır ve kanatlar kullanılmaktadır. Klimarda elde edilmek istenen ısı değiştirici kapasitesine göre tasarımları, boyutları ve hammaddeler

farklılık gösterebilir. Şu anda en çok kullanılan ısı değıştirci hammaddesi; borularda alüminyum ve bakırdır, kanatlarda ise alüminyum kullanılır. Bununla birlikte kanatları korozyona karşı koruması ve yoğunlaşma sırasında üzerinde su birikip performansını düşürmesini önlemek için hidrofofik kaplamalar kullanılır.



Şekil 1.4 : Kanatlı boru eşanjör.

Isı değıştirci tasarımları ise, borularda iç taraftan yivli veya düz olabilirler. Yivler akışkanın türbülansını ve yüzey alanını artırmak için kullanılırlar. Kanatlar ise tasarımlarına göre dalgalı (corrugated), patlatmalı (louver) veya düz (flat) olabilirler. Türbülans yaratması ve ısı transfer alanını artırması nedeniyle düz kanat tipine klimalarda çok sık rastlanmaz. Dalgalı tip kanatların patlatmalı tip kanatlara göre üzerinde yoğunlaşan suyun eşanjörden uzaklaştırılması daha kolaydır ve bu yüzden hem ısıtma hemde soğutma yapan modellerde daha çok tercih edilirler. Bununla birlikte patlatmalı tip kanatların yüzey alanları daha yüksek olduğu için ısı transferi miktarı daha yüksektir. Bir başka tasarım kriteri ise eşanjörün her yerinden eşit miktarda yararlanmak için akışkan eşanjöre kaç farklı noktadan girip çıkacağıdır ve her bir devrenin (path) uzunluğu ne kadar olduğudur. Belirtilen tasarım kriterlerine ayrıca kullanılacak boruların çapları, kanatların sıklığı ve kaç sıra ısı değıştirciden oluşacağı eklenebilir.

Günümüzde, klima uygulamalarında rekabetçiliği artırmak için geleneksel kanalların dışında daha küçük kanallar kullanılmak istenmektedir. Bu sayede akışkan ile borular arasında ısı transferi alanını artırmak ve sonuç olarak aynı performansı alabilecek daha küçük ısı değıştirciler kullanmak veya aynı boyuttaki bir ısı değıştirci ile daha yüksek kapasite ve verimlilik etmek mümkündür.

Avrupa Birliği, birlik içerisinde satışa sunulacak ürünlerde çevreye olan etkisinden dolayı GWP (Global Warming Potential)'si yüksek olan gazların kullanımını 2030 yılında 2015 yılındaki seviyesinin 21%'ine getirmeyi planlamaktadır (EU Regulation 517/2014, 2014). Hrnjak ve Litch, (2008)'in yaptığı çalışmalarda da görülebileceği gibi minikanallı ısı değiştiricilerde daha az akışkan gaz kullanılarak sistem optimizasyonu yapılması mümkündür. Bu yüzden birçok beyaz eşya üreticisi, ürünlerinde (çamaşır makinası, buzdolabı, bulaşık makinası, kurutucu, vd.) minikanallı ısı değiştirici kullanmak için çalışmalar yapmaktadırlar. Bununla birlikte görece yüksek miktarda akışkan kullanan klima sistemlerinde ciddi maliyet avantajı da sağlamaktadır.

Birçok klima üreticisi sadece soğutma yapan sistemlerinde kanal boyutları küçültülmüş ısı değiştiriciler kullanmaktadır. Bu kanalların boyutları çoğunlukla 0,5 – 1,6 mm arasında değişmektedir. Bu boyutta olan ısı değiştiriciler minikanallı ısı değiştiriciler olarak isimlendirilirler (Çizelge 1.1). Sadece soğutma yapan ürünlerde minikanal kullanımı bu kadar yaygın olmasına rağmen, hem ısıtma hem soğutma yapan sistemlerde olmamasının başlıca nedeni buzlanma ve çözülen buzun kolayca sistemden uzaklaştırılamama problemi.

Çizelge 1.1 : Eşanjörlerin hidrolik çapına göre sınıflandırılması (Kandlikar, 2002).

Kanal Tipi	Kanal Boyutu
Geleneksel Kanallar	$> 3 \text{ mm}$
Minikanallar	$3 \text{ mm} > D > 200 \text{ }\mu\text{m}$
Mikrokanallar	$200 \text{ }\mu\text{m} > D > 10 \text{ }\mu\text{m}$
Geçiş Mikrokanallar	$10 \text{ }\mu\text{m} > D > 1 \text{ }\mu\text{m}$
Geçiş Nanokanallar	$1 \text{ }\mu\text{m} > D > 0,1 \text{ }\mu\text{m}$
Nanokanallar	$0,1 \text{ }\mu\text{m} > D$

1.1 Tezin Amacı

Minikanallı ısı değiştiriciler ekonomik faydalarından dolayı klima üreticileri tarafından sadece soğutma yapan ürünlerde sıkça kullanılmaktadır. Bununla birlikte hem ısıtma hemde soğutma yapan ürünlerde kullanılmalarının önünde bazı zorlayıcı teknik engeller bulunmaktadır. Bu tezin amacı, hem ısıtma hemde soğutma yapabilen ürünlerde mini kanallı ısı değiştiriciler kullanabilmek için, ısı değiştiricilerin soğutma, ısıtma kapasitelerini ve buz çözme testindeki performanslarını yapılan araştırmalar ile

incelemek, bu amaçla üretilmiş numuneler ile testler yapmak ve test sonuçları arasında karşılaştırmalar yaparak, literatürde anılan teknik zorlukları aşabilecek ısı değiştiricilerin özelliklerini belirlemektir.

1.2 Literatür Araştırması

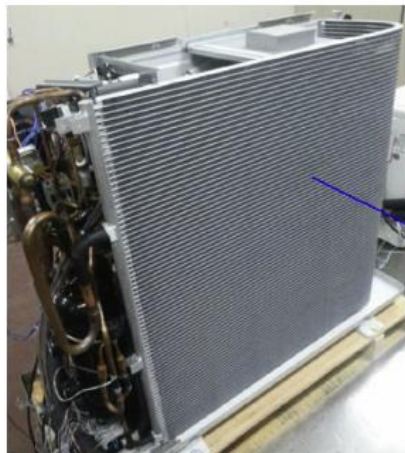
Bu tez çalışmasında en eskisi Tuckerman ve Pease (1981) olmak üzere yirmi üç farklı yayın incelenmiştir. Tuckerman'ın makalesinde yüksek hızlı, yüksek yoğunluklu ve büyük boyutlu baskılı devre grupları için daha kompakt ve daha verimli soğutma yöntemlerine ihtiyaç duyulduğundan bahsedilmiş ve 50 µm hidrolik çapa sahip olarak üretilen ve içinden soğutucu akışkan olarak su geçen mikrokanallı ısı değiştiriciler ile testler yapılmıştır. Bu çalışmadan da anlaşılabileceği gibi mikro ve mini kanallı ısı değiştiricilere olan ilk ihtiyaçların daha küçük boyutlu elektronik parçaların soğutulması problemini çözmek için ortaya çıkmıştır. Alpsan (2008) tezinde, radar soğutmasına yönelik 300, 420, 500 ve 900 µm hidrolik çapa sahip alüminyum ve bakırdan minikanallı ısı değiştiriciler üzerine deneysel ölçümler ve sayısal simülasyonlar yapmıştır. Çalışmaları sonucunda askeri faz dizili radarların A/G modüllerinin 100 W/cm² bölgesel ısı akısına kadar soğutulabileceğini göstermiştir. Kullandığı numunenin şematik gösterimi Şekil 1.5'deki gibidir.



Şekil 1.5 : Isı değiştirici şematik gösterimi (solda), minikanallı ısı değiştirici (ortada), mikrokanallı ısı değiştirici (sağda).

Minikanallı ısı değiştiricilerin kanatlı boru tip ısı değiştiriciler ile karşılaştırılması ile ilgili yayınlanmış çalışmalardan Kim ve Groll (2002) 10,55 kW kapasiteli bir ısı pompalı split klimada ARI Test 'A' test şartlarına göre kanatlı boru ısı değiştirici ile mini kanallı ısı değiştirici kullanıldığında performans karşılaştırmasını deneysel olarak yapmıştır. Yaptığı çalışmada mini kanallı ısı değiştiriciler, kanatlı boru ısı değiştiricilere göre hava tarafında 23% daha az yüzey alanı ve kanal içinde 32% daha az hacme sahip olmasına rağmen EER 1% ve 6% daha yüksek çıkmıştır. Bu konuda

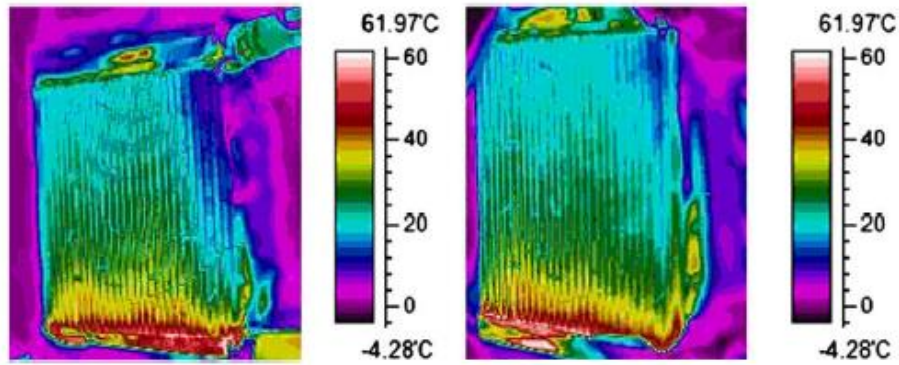
yapılan bir başka deneysel ve sayısal çalışmayı ise García-Cascales ve Illán-Gómez (2017) yapmıştır. Çalışmasında minikanallı ısı değıştiriciyi buharlaştırıcı olarak kullanmıştır. Minikanallı ısı değıştiricilerde, kanatlı boru ısı değıştiricilere göre 0,64% ila 11,69% arasında akışkan miktarının azaltılabileceğini görmüştür. Bu miktar akışkanın geçtiğı kanal hacminin azaltılmasıyla azaltılabilir. Ayrıca akışkan miktarını etkileyen bir başka parametre ise kızdırma (superheating) miktarıdır. Örneğin; kızdırma yüksek olduğunda (10K), kanatlı boru eşanjöre göre akışkan miktarındaki düşüş 0,64 % iken, kızdırma düşük olduğunda (2K) 11,69% olmaktadır. Bununla birlikte buharlaştırıcı olarak kullanıldığında etkinlik katsayısındaki (COP) düşüş 0,61% ila 4,1% arasında olmaktadır. Meng ve Liu (2015), R410A multi-split değışken debili sistemde (VRS) mevcut kanatlı boru tip ısı değıştiriciye sahip ile farklı tasarım parametrelerindeki minikanallı ısı değıştiriciye sahip sistemlerin (Şekil 1.6) deneysel olarak performans karşılaştırmasını yapmıştır. Bütün sistemleri optimize edildiğinde mini kanallı ısı değıştirici kullanan sistemlerin, mevcut kanatlı boru sisteme göre 26,67 – 46,67% arasında daha az soğutucu akışkan kullanıldığı görülmektedir. Ayrıca minikanallı sistemlerin özellikle uzun borulamada ani basınç düşümüyle oluşan gaz (refrigerant flashing expansion) etkisi daha az olduğu için geleneksel kanatlı boru tip eşanjörlere göre daha uygundur. Soğutma etkinliği olarak mini kanallı ısı değıştiriciler standart soğutma koşullarında 5,47 – 6,75% daha yüksek iken, aşırı yükte soğutma koşullarında 11,4 – 23% daha yüksektir. Bu konuda yapılan diğer araştırmalar ise Qi (2016) ile Fernando ve Palm (2008) dir.



Şekil 1.6 : Mini kanallı eşanjöre sahip VRF system dış ünitesi (Meng & Liu, 2015).

Mini kanallı ısı değıştiricilerin içinde akışkan sıcaklık dağılığını homojen şekilde yapıldığında, eşanjörden elde edilen performans artırılabilir. Akışkan

dağılımını manifoldların içindeki yönlendiricilerin uygun şekilde ve sayıda yerleştirilerek düzenleyebilmekteyiz. Shi ve Qu (2010) CFD kullanarak aynı yoğunlaştırucuyu, yönlendiricilerin sayısı ve yerleri değiştirilmiş farklı manifold tasarımları ile analizini yapmış ve sonrasında yoğunlaştırucuları aynı şartlarda test etmiştir. Şekil 1.7’de görülebileceği gibi sağ taraftaki ısı değiştiricinin ısı dağılımı sol taraftaki ısı değiştiriciye göre çok daha iyidir. Yapılan çalışmada manifold tasarımındaki iyileştirme sonucu ürünün performansının 1,03 ila 3,98% arasında artırılabilceği görülmüştür. Bununla birlikte manifold tasarımının basınç düşümüne de etkisi olduğu gözlemlenmiştir.

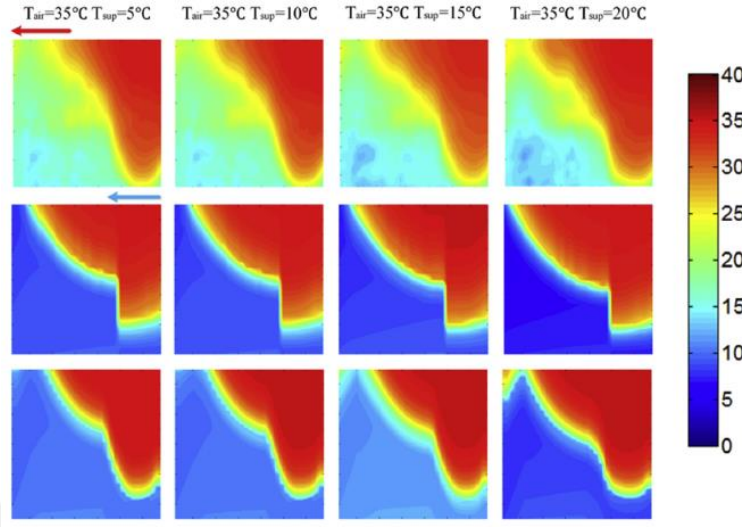


Şekil 1.7 : Farklı manifold tasarımlarına sahip eşanjör ısı dağılımı termal kamera görüntüsü (Shi & Qu, 2010).

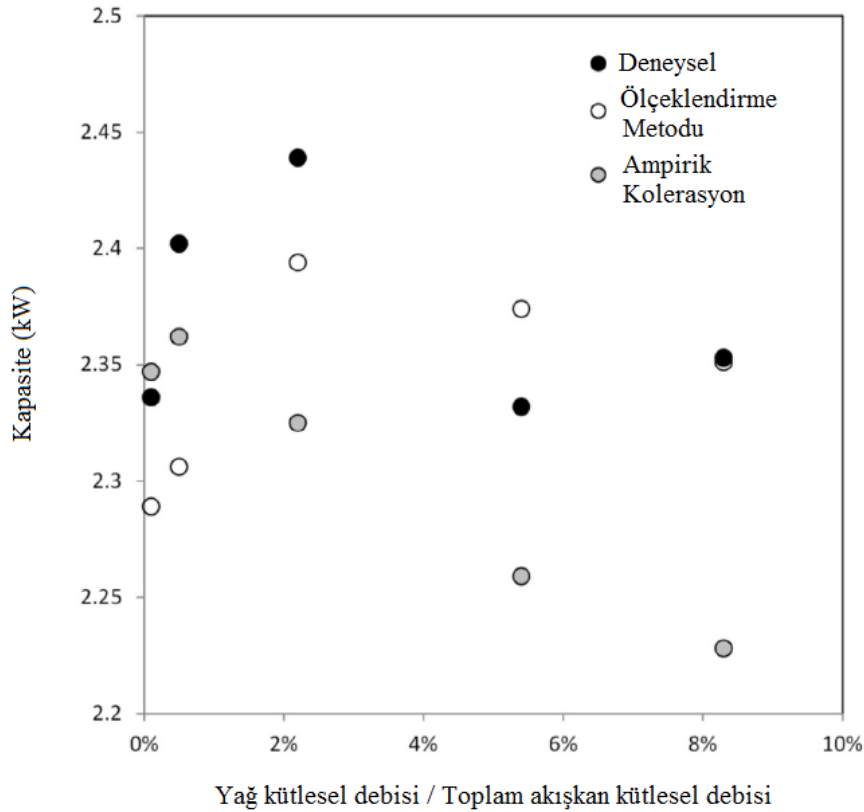
Li ve Hrnjak (2015) yaptıkları çalışmada sayısal yöntemlerle minikanallı ısı değiştirici içindeki dağılımı analiz edip yaptıkları deneylerle sonuçları karşılaştırmışlardır (Şekil 1.8). Ölçeklendirme metodu kullanılarak yapılan sayısal analiz sonuçlarının, ampirik fonksiyonlar kullanarak elde edilen sonuçlara göre gerçeğe daha yakın olduğunu görebilmekteyiz. Ölçeklendirme metodu ile gerçek sonuca $\pm 5\%$ yaklaşılmıştır. Araştırmacılar, yaptıkları çalışmada sadece tek paslı bir eşanjörü modellemişler ancak diğer ısı değiştirici tasarımlarında da kullanılması için daha genel kolerasyonlar/prosesler üzerinde çalışmaktadırlar.

Mini kanallı ısı değiştiricilerde, performansı etkileyen bir başka faktör de yağlanma miktarıdır. Li ve Hrnjak (2015) daha önceki çalışmalarında geliştirdikleri ölçeklendirme metodu ile farklı yağ oranlarında analizler yapmışlardır. Bu analizler sonucunda geliştirdikleri ölçeklendirme metodunun, ampirik metodlara göre deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar verdiğini görmüşlerdir. Araştırmacıların R134a akışkanı ve PAG46 yağı kullanarak yaptıkları testlerde ve ölçeklendirme metodunu

kullanarak yaptıkları analizlerde ısı değıştiricilerden elde edilen kapasitenin 2% yağlanma oranında pik yaptığını görmüşlerdir (Şekil 1.9).



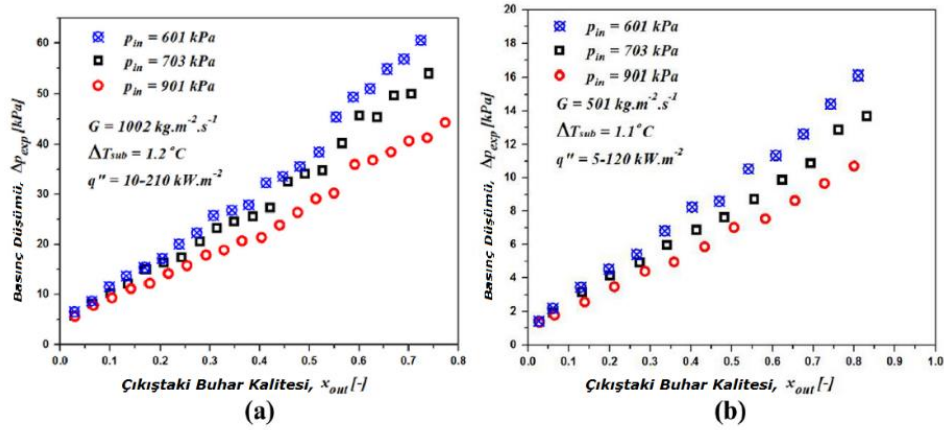
Şekil 1.8 : Minikanallı eşanjör içerisindeki ısı dağılımı; termal kamera görüntüsü (üst), ampirik fonksiyonlar kullanılarak yapılan hesaplamaların çıktısı (orta), ölçeklendirme metodu kullanılarak yapılan sayısal analiz çıktısı (alt) (Li & Hrnjak, 2015).



Şekil 1.9 : Yağlanma oranının kapasiteye etkisi grafiğı (Li & Hrnjak, 2015).

Mini kanallı ısı değıştircilerin performansını etkileyen bir diğerk faktör de basınç düşümdür. Dário ve Passos (2016) yaptıkları çalışmada giriş basıncını 600, 700, 900 kPa, aşırı soğutma (subcool) miktarını 1, 10, 20° C, ortalama kütleli hızı 250, 500, 750, 1000 kg/m²s, ısı akısını 5 – 220 kW/m² ve buhar kalitesini 0 – 0,95 % aldığı çalışmasında elde ettiğı sonuçlar řu şekilde özetlenebilir;

- Basınç düşümü, kütleli hızın ve buhar kalitesinin artmasıyla artmaktadır ve giriş basıncının artmasıyla düşmektedir. (Şekil 1.10)
- Basınç düşümünün farklı bileşenleri (adyabatik, sürtünme ve ivmelenme) hesaplanmıştır ve karşılaştırılmıştır. Basınç düşümünün sürtünme ile olan bileşeni, ivmelenme ile olan bileşeninden büyüktür. Buna rağmen, ısı akısı arttıkça ivmelenme bileşeni görece daha da artar. Dahası, adiyabatik giriş bölümüne yaklaştıkça ivmelenme komponenti iyice baskın hale gelmektedir.



Şekil 1.10 : Basınç düşümüne kütleli hız, giriş basıncı buhar kalitesinin etkisi grafiğı (Dário & Passos, 2016).

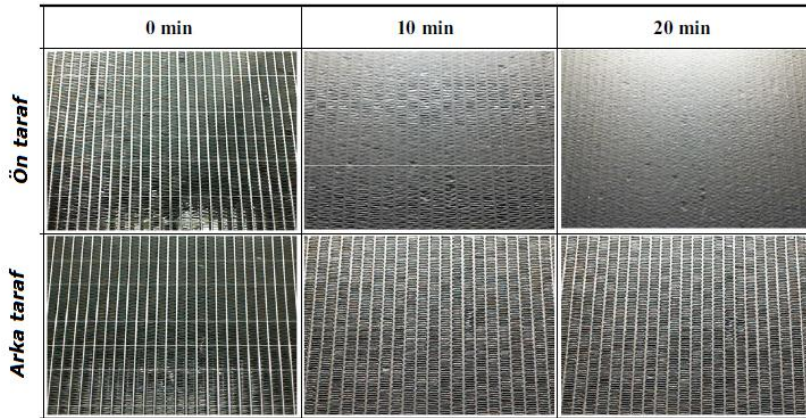
Bu noktaya kadar literatürde; mini kanallı ısı değıştircilerin kanatlı boru ısı değıştirciler ile karşılaştırılması, mini kanallı ısı değıştirici performansını etkileyen akışkankanın homojen dağılması problemi ve çözüm olarak da manifold tasarımı ve yönlendiriciler, ve yağlanma faktörünün mini kanallı ısı değıştirici performansına etkisi ile ilgili yapılan çalışmalar incelenmiştir. Literatür çalışmasının kalan kısmında ise mini kanallı ısı değıştircilerde donma olayının detayları incelenecektir.

Moallem ve Padhmanabhan (2012) yaptıkları deneysel çalışmalarda; giriş kuru hava sıcaklığı, kanat yüzeyi sıcaklığı ve havanın neminin, su tutma kapasitesi ve hava hızına göre ısı değıştiricinin buz çözme (defrost) performansını etkileyen daha baskın

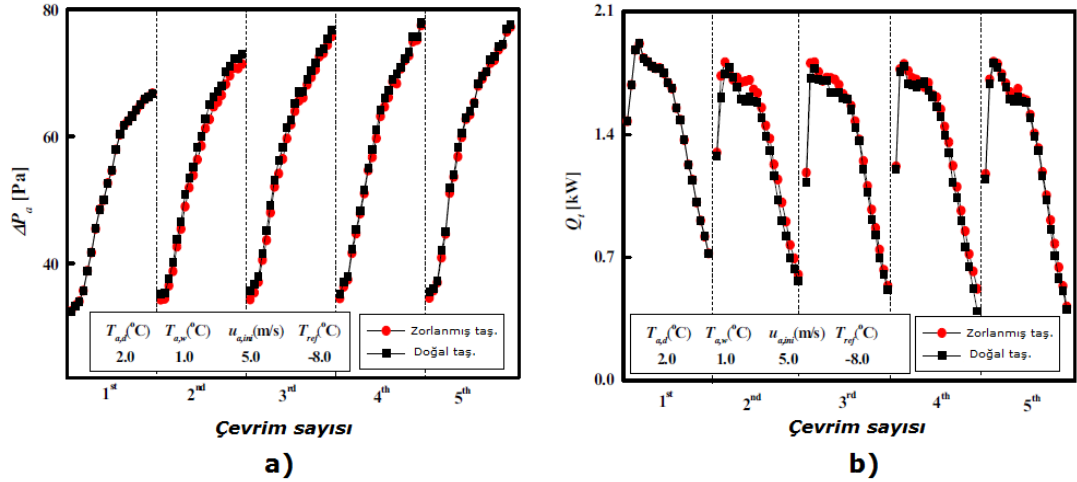
parametler olduğunu göstermiştir. Moallem ve Hong (2013) yaptıkları çalışmada kanat yüzeyi sıcaklığının buz çözme performansını etkileyen en önemli özellik olduğunu bununla birlikte kanat yoğunluğunun düşük olmasının blokajı düşüreceği için katkı sağlayacağını kanat uzunluğu ve yüksekliğinin ise daha az etkileyen parametler olduğu sonucuna varmışlardır.

Kim ve Kim (2014) yaptıkları çalışmada minikanallı ısı değiştiricilerde; ısı değiştirici genişliğine, kanat yoğunluğuna (FPDM – 1 desimetredeki kanat sayısı) ve kanal genişliğine göre ısı değiştiricinin performansını ve ön/arka yüzeyinde buz oluşumunu incelemişlerdir. Şekil 1.11’den de görülebileceği gibi 20’nci dakikada ısı değiştiricinin ön tarafı neredeyse tamamen bloklanmasına rağmen arka tarafı daha düzgün gözükmetedir ve bloklanma oranı 50% daha fazladır. Ön ve arka taraftaki bu farklılığın nedeni ise *leading-edge* efektidir (Kim & Kim, 2010), (Kim & Lee, 2009). Aynı ısı değiştiricilerden 20 dakika soğuk akışkan daha sonra 1 dakika da sıcak akışkan geçirilmiştir. Şekil 1.12’den de görülebileceği gibi birbirini takip eden çevrimlerde bir sonraki çevrimde hava tarafı basınç düşümü artmıştır, ısı transferi oranı ise azalmıştır. Bu durumun nedeni ise ısı değiştirici üzerindeki buzlanma her çevrimde bir öncesine göre daha çabuk olmaktadır. Ayrıca, başlangıç ısı transferinin de bir önceki çevrimden daha düşük olduğunu görmekteyiz. Bu durumun nedeni ise buz oluşumu (frosting) olayını takip eden 1 dakikalık buz çözme (defrosting) operasyonun sonunda kanatlar üzerindeki suyun tamamıyla çözülmemiş olmasıdır. Sonuç olarak bu durum her çevrimin başlangıç anında eşanjör üzerinden geçen hava debisinin bir önceki çevrime göre daha düşük olmasına neden olmaktadır.

$$[T_{a,d} = 2.0\text{ }^{\circ}\text{C}, T_{a,w} = 1.0\text{ }^{\circ}\text{C}, u_{a,ini} = 5.0\text{ m/s, and } T_{ref} = -8.0\text{ }^{\circ}\text{C}].$$



Şekil 1.11 : Mini kanallı eşanjör zamanla buz oluşumu (Kim & Kim, 2014).

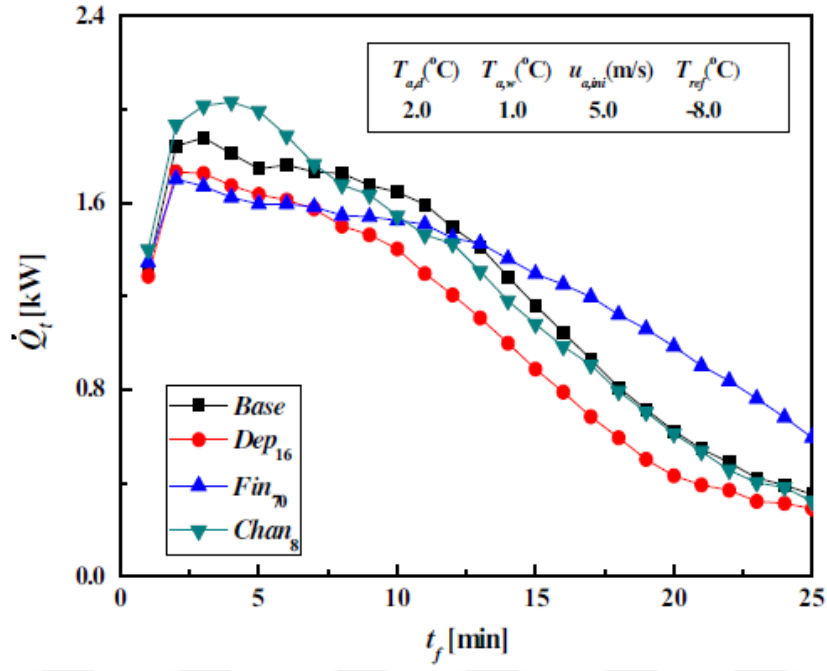


Şekil 1.12 : Mini kanallı eşanjörlerin çevrim sayısına göre özelliklerinin değişimi
a) Hava tarafı basınç düşümü, b) Isı transferi oranı (Kim & Kim, 2014).

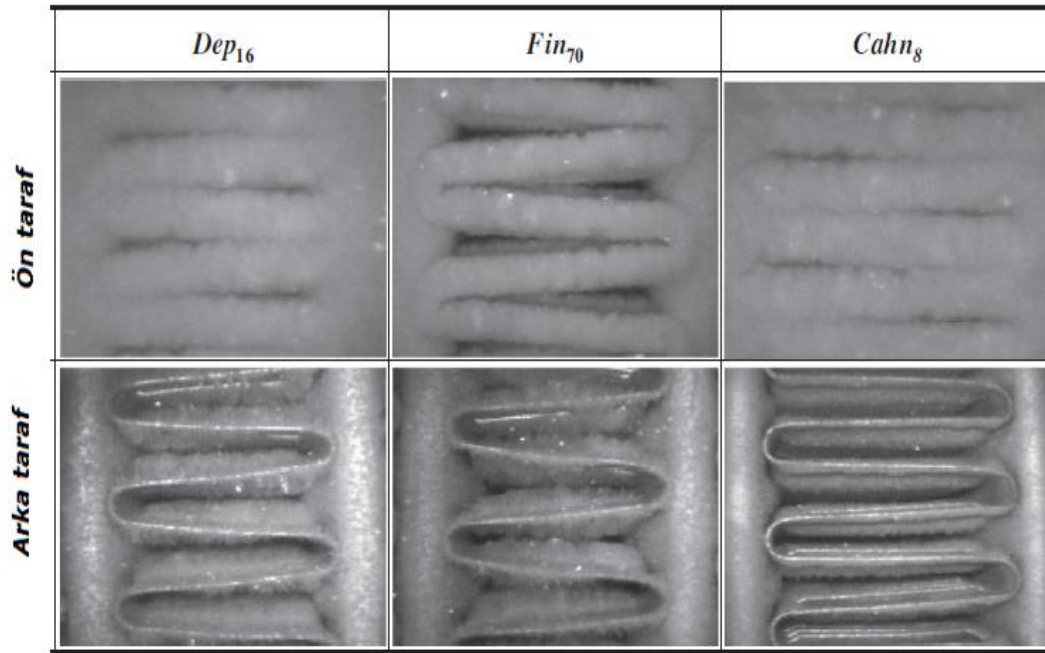
Kim ve Kim (2014) yaptığı çalışmada 4 farklı ısı değiştirici tasarımının (Çizelge 1.2) donma süresine etkisini ve donma boyunca performansını karşılaştırmıştır. 4 farklı tasarımının donma sırasındaki performansları incelendiğinde (Şekil 1.13) kanat yoğunluğu daha düşük olan Fin₇₀ başlangıçta Base tasarımına göre daha düşük bir ısı transferi performansı var iken çevrimin sonuna doğru performans düşüşü daha az olduğu için sonuçları daha yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni ise daha düşük kanat yoğunluğuna sahip olduğu için test sonunda buz oluşumu yüzünden üzerinde oluşan blokajım daha düşük miktarda olmasıdır. Dahası, testin 14'ncü dakikasıdan sonra performansı en yüksek olan tasarım Fin₇₀ dir ve test sonunda Base tasarımına göre 6% daha iyi sonuç vermiştir. Ayrıca 18'nci dakikadaki buz oluşumu incelendiğinde Fin₇₀ tasarımındaki dağılım en uniform olanıdır (Şekil 1.14).

Çizelge 1.2 :Çalışmada kullanılan ısı değiştiricilerin boyutları (Kim & Kim, 2014).

İsim	Kanallar arası mesafe (mm)	Kanat Yoğunluğu (FPDM)	Kanal genişliği (mm)
Base	20	80	7
Dep ₁₆	16	80	7
Fin ₇₀	20	70	7
Chan ₈	20	80	8

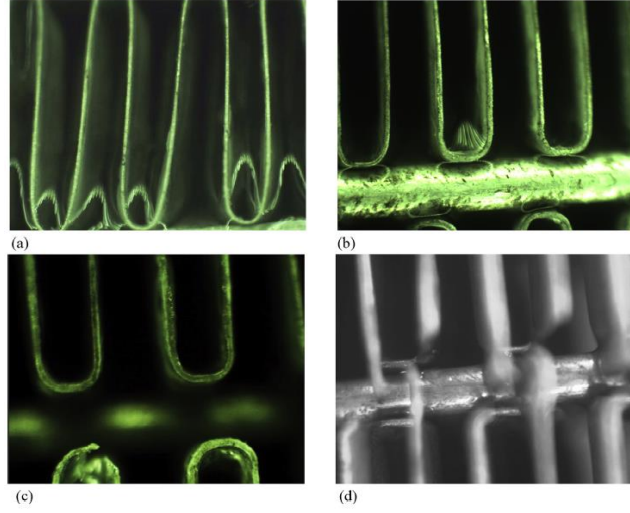


Şekil 1.13 : Donma sırasında ısı transferi oranının zamanla değişimi grafiği (Kim & Kim, 2014).

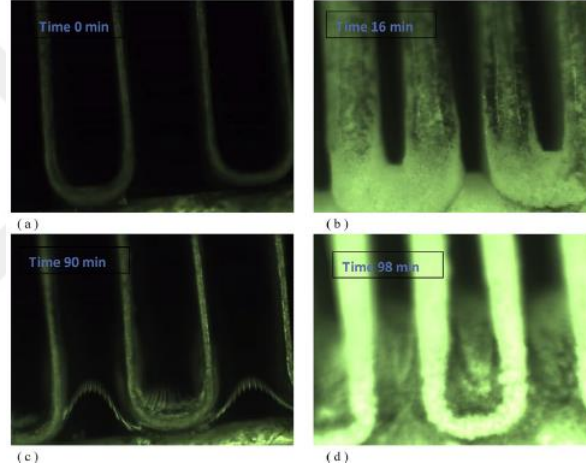


Şekil 1.14 : Farklı tasarımlar için donma oluşumunu (Kim & Kim, 2014).

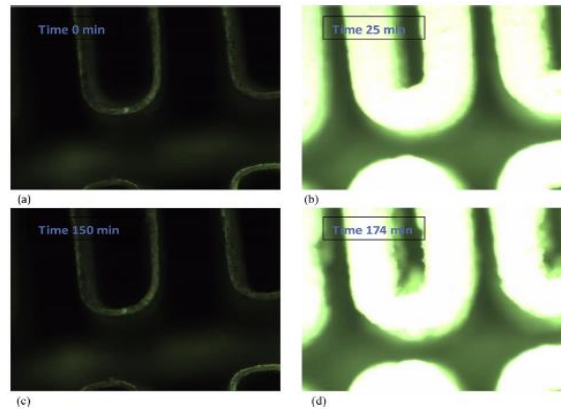
Xu ve Zhang (2015) yaptıkları çalışmada patlatmalı (louver), dalgalı (wavy) ve nemli/donma koşullarında daha iyi performans için geliştirilmiş dalgalı (wavy with drainage) tipi kanatları olan (Şekil 1.15) mini kanallı eşanjörlerin performansları incelenmiştir.



Şekil 1.16 : Test numuneleri şematik görünüm a) patlatmalı, b) dalgalı, c) geliştirilmiş dalgalı d) geliştirilmiş dalgalı arka tarafı (Xu & Zhang, 2015).

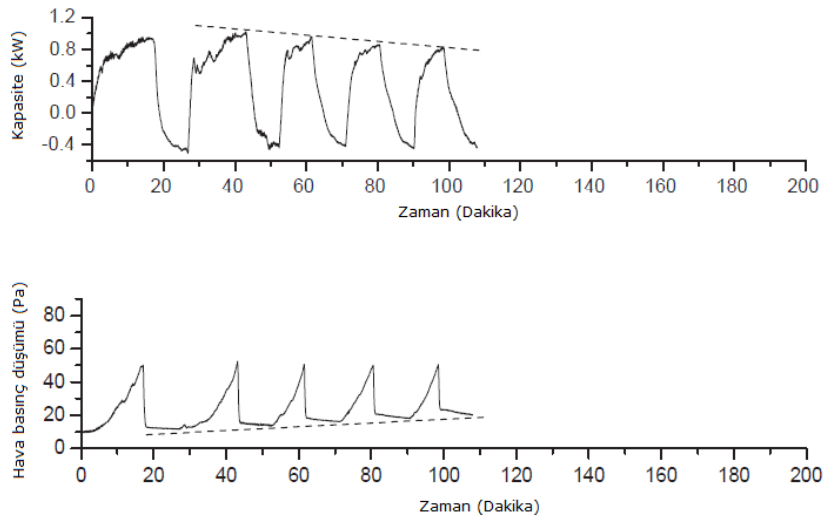


Şekil 1.17 : Dalgalı kanat tipi 1'nci çevrim a)donma öncesi, b)donmadan sonra 5'nci çevrim c)donma öncesi d)donduktan sonra (Xu & Zhang, 2015).

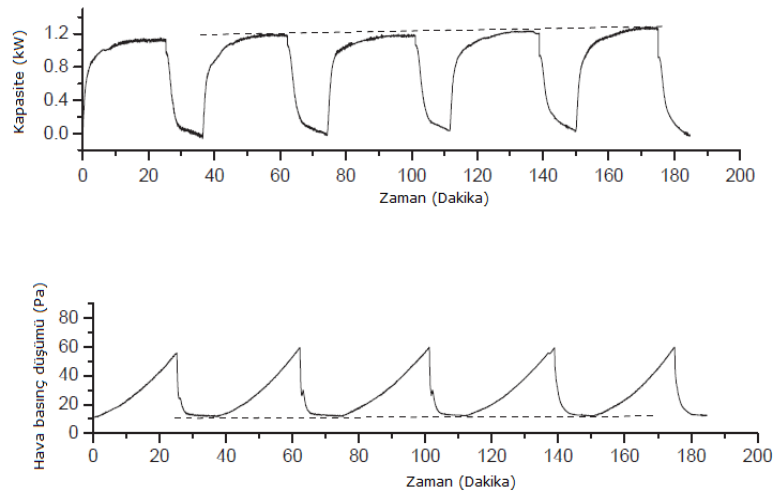


Şekil 1.18 : Geliştirilmiş dalgalı kanat tipi 1'nci çevrim a)donma öncesi, b)donmadan sonra 5'nci çevrim c)donma öncesi d)donduktan sonra (Xu & Zhang, 2015).

Dalgalı kanatlarda 5'nci çevrim donma öncesi durumda (Şekil 1.17.c) kanatlar arasında biriken su 1'nci çevrime göre daha fazladır. Dalgalı kanatlarda yoğuşan suyun büyük kısmı atılmasına rağmen kanat çukurlarında bir miktar su kalmaktadır ve her çevrim sonrası biriken su artmaktadır. Donma prosesi başladığında ise kalan su hemen buza dönüşmektedir. Bunun sonucu olarak da kapasite bir önceki çevrime göre düşmekte ve hava tarafı basınç düşümü de artmaktadır (Şekil 1.19). Yeni tasarım da ise her bir çevrim sonucu kanatlar arasında hiç su kalmadığı için (Şekil 1.18.c) ısı değiştiricinin performansı çevrimler arasında değişmemektedir veya görece daha az değişmektedir, ayrıca çevrim süreleri de gittikçe artmaktadır.(Şekil 1.20)

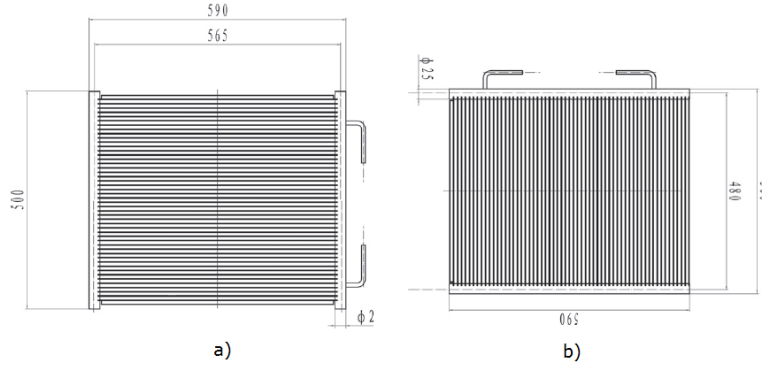


Şekil 1.19 : Dalgalı kanat tipi kapasite ve hava tarafı basınç düşümü grafiği (Xu & Zhang, 2015).



Şekil 1.20 : Geliştirilmiş dalgalı kanat kapasite ve hava tarafı basınç düşümü grafiği (Xu & Zhang, 2015).

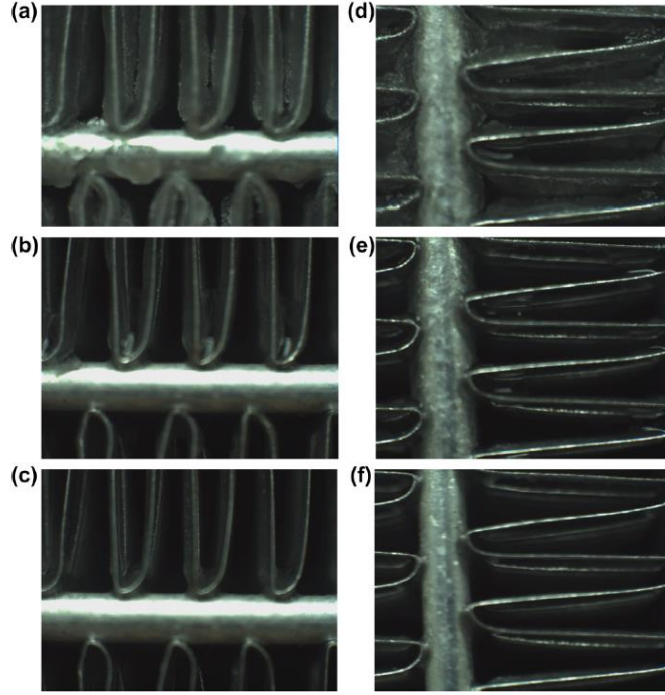
Şu an ticari olarak satılan ve sadece soğutma yapan mini kanallı ısı değiştiriciye sahip ev tipi split klimaların tamamında ısı değiştirici yatay olarak yerleştirilmiştir. Bununla birlikte donma üzerine yapılan çalışmaların büyük çoğunluğunda ısı değiştiriciler dikey olarak yerleştirilmiştir. Xu ve Han (2013)'ın yaptıkları çalışmada yatay ve dikey yerleştirilen (Şekil 1.21) ısı değiştiricilerin donma ve buz çözme performanslarını deneysel olarak karşılaştırmışlardır.



Şekil 1.21 : Test numunelerinin şematik gösterimi a) yatay b) dikey (Xu & Han, 2013).

Şekil 1.22’de iki numuneninde drenaj ve buz çözme proseslerini göstermektedir. Buz çözme olayı donma ile karşılaştırıldığında çok daha hızlı olmaktadır. Buz oluşumu küçük parçalar halinde su-buz karışımı şeklinde kanalların üzerinde başlamaktadır (Şekil 1.22 a,d). Buz eritme işlemi başladıktan sonra yatay yerleştirilen ısı değiştiricide eriyen buz kanat yüzeyinden akar ve kanat çukurlarında toplanır (Şekil 1.22 b) ve büyük kısmı ısı değiştiriciden atılırken bir kısmı ise kanatların üzerinde kalır (Şekil 1.22 c). Suyun tamamı ısı değiştiriciden ayrılmadığı için bu durum bir sonraki çevrimlerde performans düşmesine ve çevrim sürelerinin kışalmasına neden olur. Bu arada, aynı işlem dikey olarak yerleştirilen numunede eriyen su kanat yüzeylerinden kolayca ısı değiştiricinin alt tarafına doğru akar (Şekil 1.22 e) ve 10 dakika sonra ısı değiştirici tamamıyla kuru hale gelir (Şekil 1.22 f). Dikey olan ısı değiştiriciden boşaltılan (drenaj) su 2350 g. iken yatay olan ısı değiştiricide 560g. da kalmıştır. Ayrıca yatay olan ısı değiştirici üzerinde 5 adet çevrimin sonunda 1140 g. su kalmıştır. Bir diğer dikkat çekici nokta ise 1. Çevrim haricinde bütün çevrimlerde dikey olan ısı değiştiriciden 500g. civarında suyun boşaltılmasıdır. Basınç düşümü ve kapasite grafikleri ise daha önceki incelediğimiz çalışma Xu ve Zhang (2015) ile benzerlik göstermektedir. Eşanjörde kalan su ve etkilediği parametreler ise; 300g. su kaldığında

donma süresi 30% azalmakta, basınç düşümü ise 73% artmakta ve maksimum kapasitedeki düşüş de 5% olmaktadır. 600g. su kaldığında ise; donma süresi 50% azalmakta, basınç düşümü 160% artmakta ve maksimum kapasitedeki düşüş 27% olmaktadır.



Şekil 1.22 : Drenaj ve buz çözme prosesleri a,b,c) yatay d,e,f) dikey (Xu & Han, 2013).

Çizelge 1.3 : Yoğuşturucu drenajı ve kalan su miktarı (g) (Xu & Han, 2013).

	1. Çevrim	2. Çevrim	3. Çevrim	4. Çevrim	5. Çevrim	Total	Isı Değiştiricide Kalan Su
Dikey Eşanjör	370	520	470	510	480	2350	230
Yatay Eşanjör	0	120	110	150	180	560	1140

Moallem ve Cremaschi (2012) yaptıkları çalışmada kanat yüzeyinin hidrofilik ve hidrofobik kaplamanın ısı değiştiriciden su drenajına etkisini ve donma koşullarındaki performansını incelemiştir. Yapılan çalışmada; kaplamalı ve kaplamasız eşanjörlerdeki buz oluşumu karşılaştırıldığında , buzun şeklinde, görünümünde ve deseninde görünür bir fark olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca, hidrofobik ve hidrofilik kaplamalı ısı değiştiricilerin donma koşullarındaki performansı kaplamasız ısı değiştiriciye göre 15% daha fazla çıkmıştır.

Tamamıyla elektrikli otomobillerin üretilmeye başlanması ile bu araçlarda da hem ısıtma hem de soğutma yapan, çok düşük sıcaklıklarda ve yüksek nemli ortamlarda çalışabilen, içinde buz çözme özelliği de barındıran klima sistemlerine ihtiyaç ortaya çıkmıştır. Bu konuda Zhou ve Li (2017) yaptıkları deneysel çalışmada -20 C ve 80% bağıl neme sahip ortamda buz çözme işleminin tamamıyla 100 s. İçerisinde tamamlayabileceklerini açıklamışlardır. Breque ve Nemer (2017) bu konuda deneysel ve sayısal çalışma yapmışlardır. Buz oluşumunu ve ısı performansını tahmin etmek için yaptıkları sayısal çalışmada, deneysel çalışmalarda elde ettikleri kolerasyonları da kullanmış ve hava tarafı basınç düşümünü 1.7% ve eşanjörün kapasitesini de 3,8% hata ile bulmuşlardır. Geliştirdikleri model otomotiv endüstrisinde yeni ısı değiştiricilerin geliştirilmesi için de kullanılabilir.

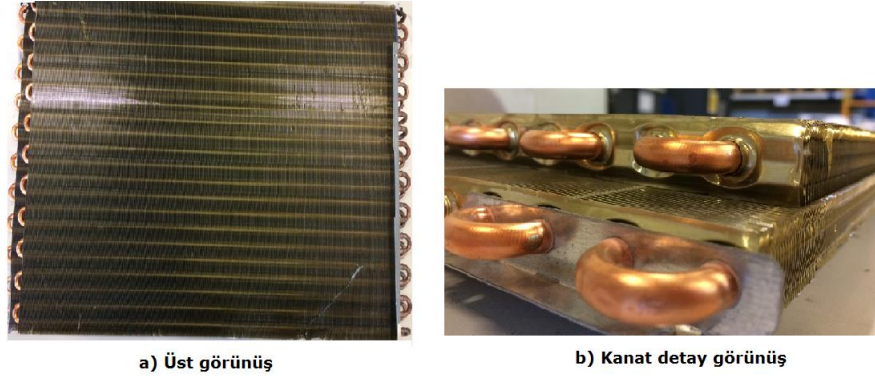
2. DENEY TESİSATI

2.1 Test Yapılan Isı Değiştiriciler

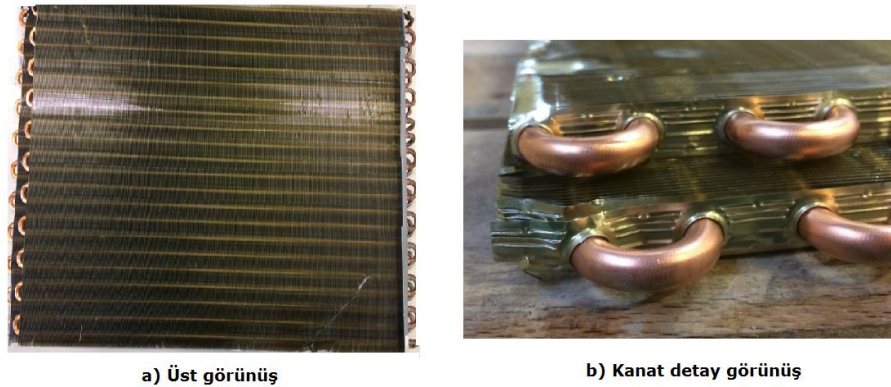
2.1.1 Kanatlı boru ısı değiştiriciler

Bu tez çalışmasında minikanallı kondenserlerin performansını karşılaştırmak için referans alınan kondenser dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştiricisidir (Şekil 2.1). Dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştiriciler drenaj performansları daha yüksek olduğu için hem ısıtma hemde soğutma özelliği olan sistemlerde çokca tercih edilir.

Tez çalışması sırasında kullanılan diğer kanatlı boru tip ise patlatmalı tiptir. (Şekil 2.2) Kanatlı boru tip ısı değiştiricilere ait geometrik özellikler Çizelge 2.1’de verilmiştir.



Şekil 2.1 : Dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştirici.



Şekil 2.2 : Patlatmalı tip kanatlı boru ısı değiştirici.

Çizelge 2.1 : Kanatlı boru ısı değıştircilerinin geometrik özellikleri

	Patlatmalı Tip Kanatlı Boru Isı Değıştircisi	Dalgalı Tip Kanatlı Boru Isı Değıştircisi
Sıra Sayısı	2	2
Satır Sayısı	22	22
FPI	18	17
Bakır Boru Çapı (mm)	7	7
En (mm)	25,4	36,38
Boy (mm)	647,1	638,5
Yükseklik (mm)	462	462

2.1.2 Mini kanallı ısı değıştirciler

Tez çalışması sırasında 5 farklı mini kanallı ısı değıştirci kullanılmıştır ve bu ısı değıştirciler Y_1 , Y_2 , S_1 , S_2 ve D olarak adlandırılmıştır. Bu ısı değıştircilerin farklılık geometrik özellikleri Çizelge 2.3’ de verilmiştir. Bu ısı değıştircilerin genel olarak birbirinden ayıran özellikleri ise şu şekildedir. Y_1 ısı değıştircisi (Şekil 2.3) endüstriyel olarak en çok kullanılan geleneksel patlatmalı kanat yapısına sahiptir ve ürüne literatür araştırmasında incelediğimiz Xu ve Han (2013)’ın çalışmasındaki gibi dik yerleştirilecek şekilde tasarımı yapılmıştır. Y_2 ısı değıştircisinin (Şekil 2.4), Y_1 ısı değıştirciden farkı ise kanatlarının dışıya doğru %60 çıkıntılı olmasıdır, diğer geometrik özellikleri ise tamamen aynıdır. S_1 (Şekil 2.5) ısı değıştircisi çift sıralıdır ve geleneksel patlatmalı kanat tipi kullanılmaktadır. S_2 ısı değıştircisi geometrik özellikleri S_1 ısı değıştircisine benzemektedir, bununla birlikte boyutları farklıdır. Y_1 , Y_2 , S_1 ve S_2 ısı değıştircileri dik olarak yerleştirilecek şekilde tasarlanmıştır, D ısı değıştirci (Şekil 2.6) ise yatay olarak yerleştirilecek şekilde tasarlanmıştır. Bununla birlikte D ısı değıştircisinin de 32% oranın kanatları çıkıntılıdır ve kanat tasarımı diğer ısı değıştircilerden drenajı artırabilmek için farklılaştırılmıştır. Mini kanallı ısı değıştircilerin farklılık yaratan tasarım özellikleri Çizelge 2.2 de verilmiştir.



Şekil 2.3 : Y_1 mini kanallı ısı değıştiricisi.

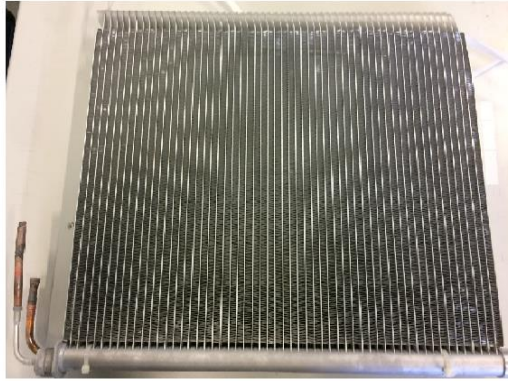


a) Üstten görünüş



b) Önden görünüş

Şekil 2.4 : Y_2 mini kanallı ısı değıştiricisi.



a) Ön görünüş



b) Yan Görünüş

Şekil 2.5 : S_1 ve S_2 mini kanallı ısı değıştiricisi.



Şekil 2.6 : D mini kanallı ısı değıştircisi.

Çizelge 2.2 : Mini kanallı ısı değıştircilerin farklılık yaratan tasarım özellikleri.

	Y₁	Y₂	S₁	S₂	D
Sıra Sayısı	1	1	2	2	1
Kanat Tasarımı	Patlatmalı	Patlatmalı	Patlatmalı	Patlatmalı	Hibrid
Kanat Çıkıntısı	Yok	Var	Yok	Yok	Var
Yerleştirilmesi	Dik	Dik	Dik	Dik	Yatay

Çizelge 2.3 : Mini kanallı ısı değıştircilerin geometrik özellikleri.

		Y₁	Y₂	S₁	S₂	D
Kanal Boyutları	En (m)	16,1	16,1	15,95	12,1	20,1
	Boy (m)	420	420	890	900	627
	Yükseklik (m)	1,83	1,83	1,32	1,42	1,96
	Kanal Adedi	55	55	55	54	45
Manifold Boyutları	Çap (m)	19,8	19,8	25,9	20	25
	Boy (m)	562	562	534	534	470
Kanat Boyutları	Kanat Sayısı	300	300	480	500	463
	FPI	15,75	15,75	15,28	15,75	24
	Kanat Genişliği (mm)	16,1	25,8	15,9	12,1	29,55
	Kanat Yükseklięi (mm)	7,86	7,86	8,1	8,31	8,14
Toplam	En (m)	562	562	534	534	672
	Boy (m)	453	453	453	453	470

2.2 Test Düzeneği

Ölçümler Arçelik – LG Klima San. Tic. A.Ş. şirketinde buluna Ar-Ge labratuarlarında yapılmıştır. İki farklı test düzeneği kullanılmıştır. Bunlardan birincisi, ısı değıştiricilerin drenaj performansını ölçmek için tasarlanan havuz test düzeneğidir. İkincisi ise, şirket bünyesinde hâlihazırda bulunan psikrometrik tip performans odalarıdır.

2.2.1 Havuz testi düzeneği

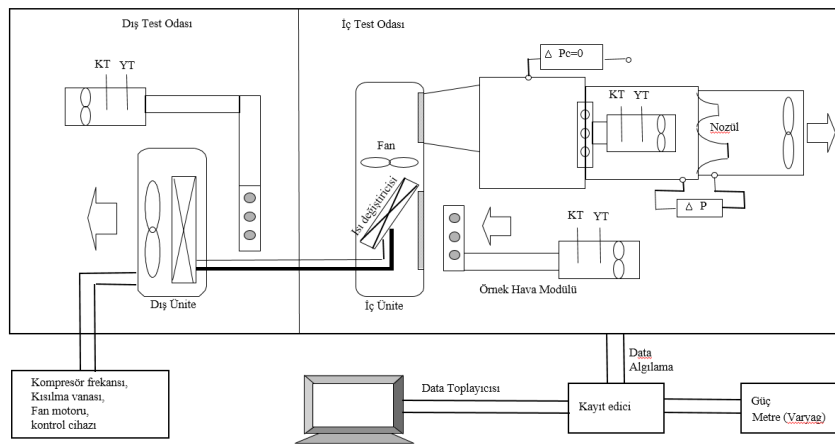
Havuz test düzeneği Şekil 2.7 ‘ de gösterilmiştir. 500 x 100 x 1000 mm boyutlarındaki havuz (a) yaklaşık 45 litre su alabilmektedir. Test düzeneğinde kullanılan tartı (b) maksimum 100 kg.‘ı 5 gr. hassasiyetle tartmaktadır. Test yapılan bölgede bulunan vinç (c) ise test edilen numunelerin düzgün bir şekilde ve aynı hızda havuza daldırılıp çıkartılması için kullanılmıştır.



Şekil 2.7 : Havuz testi düzeneği.

2.2.2 Psikrometrik tip performans odası

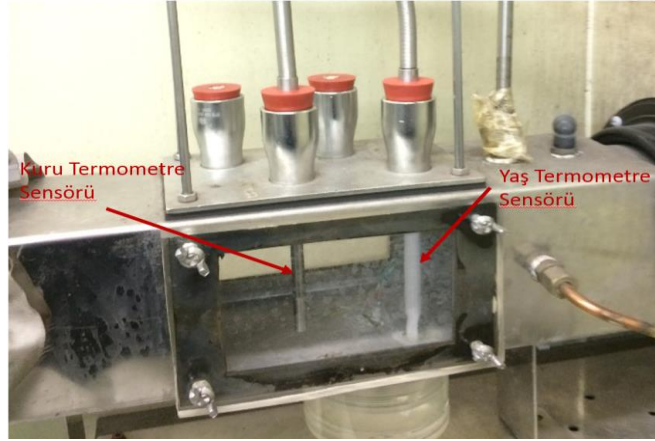
Psikrometrik tip performans odası (Şekil 2,8) iç ve dış ortamı simule eden ve yan yana kurulu olan iki odadan oluşmaktadır. Hem dış hem de iç odada ürünün emiş hattına konumu standartlarla belirlenen (TS EN 14511-3, 2013) şekilde örnek hava modülü (Şekil 2.9) yerleştirilmiştir. Örnek hava modülü tarafından çekilen hava içinde bir adet kuru termometre (KT) sıcaklığını bir adet de yaş termometre sıcaklığını (YT) ölçen sensörün olduğu kanaldan geçirilir (Şekil 2.10). Bu sayede giren havanın entalpisi ölçülür.



Şekil 2.8 : Psikrometrik tip performans odası şematik gösterimi.

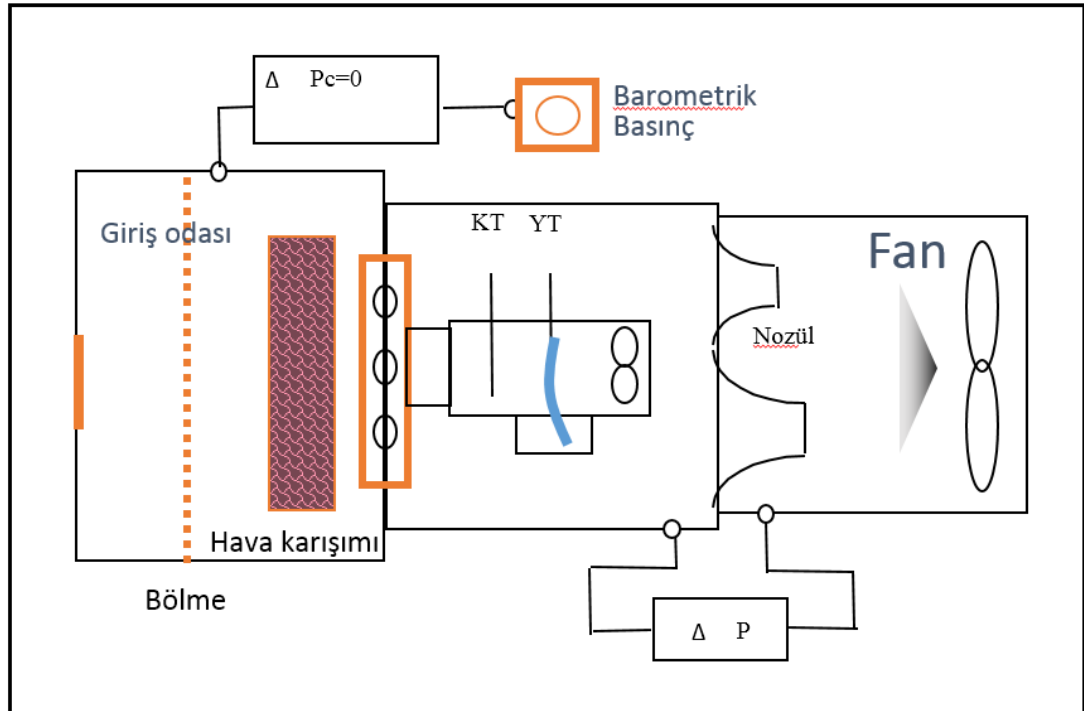


Şekil 2.9 : Örnek hava modülü gösterimi.



Şekil 2.10 : Örnek hava modül kanalı, yaş ve kuru termometre ölçümü.

Kapasitesi ölçülmek istenen iç ve/veya dış ünite bir hava kanalı aracılığıyla rüzgâr tüneline (Şekil 2.11) bağlanır. Rüzgâr tüneli içerisinde, örnek hava modülündeki gibi çıkan havanın entalpisini hesaplamak için kuru ve yaş termometre sıcaklığını ölçen sensörler vardır. Ayrıca havanın kütsel debisini ölçmek için de nozül'ün giriş ve çıkışına basınç sensörleri yerleştirilmiştir. Bu şekilde psikrometrik tip performans odalarında istenen sıcaklıkta ürünün kapasitesi ölçülebilmektedir. Ayrıca, iç ve dış oda farklı sıcaklıklara set edilerek kapasite ölçmenin dışında diğer güvenilirlik testleri de yapılabilmektedir.



Şekil 2.11 : Rüzgar tüneli gösterimi.

2.3 Test Düzeneği Ölçüm Belirsizliği

Psikrometrik tip test odalarında ürün performansının belirlenebilmesi ve parametrik olarak incelenebilmesi için, hesaplamalarda kullanılan sıcaklık, bağıl nem ve hava debisi değerlerinin belirsizliği dikkate alınması gerekmektedir.

Ölçüm belirsizliği hesabında, Kline ve McClintock (1953) tarafından ortaya çıkarılan yöntem kullanılmıştır. Bu yöntemle göre deney düzeneğinde ölçülen veya hesaplanan büyüklük P ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken $x_1, x_2, \dots, x_n$ olmak üzere,

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (2.1)$$

olarak yazılabilir. Her bağımsız değişkene ait oranları ve bu büyüklüğün hata oranı belirsizlik analizi yöntemine göre;

$$w_p = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.2)$$

olur. Psikrometrik tip test odalarında ürünün kapasitesi elde edilen verilerin aşağıdaki denkleme göre hesaplanması ile elde edilir.

$$Q = \dot{m}(h_{gir} - h_{çık}) \quad (2.3)$$

Giren ve çıkan havanın entalpisini emiş hava modülü içerisinde bulunan, çıkış hava entalpisini ise rüzgan tüneli içinde bulunan kuru ve yaş termometre sensörleri aracılığıyla elde edilen sonuçlardan aşağıdaki denkleme göre hesaplanır. (hava için c_p değeri 1.005 kJ/(kg.K), su buharı için hava için c_p değeri 1.82 kJ/(kg.K) olarak alınmıştır. Su buharının 0°C deki entalpisi 2501.3 kJ/kg'dır. h_g değeri ampirik olarak denklem (2.7)'deki gibi hesaplanabilir.

$$h_i = h_a + \omega h_g \quad (2.4)$$

$$h_a = c_p T \quad (2.5)$$

$$= [1.005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})] T_{KT} \quad (2.6)$$

$$h_g \cong 2501.3 + 1.82 T_{KT} \quad (2.7)$$

$$\phi = \frac{\omega}{\omega_t} \quad (2.8)$$

$$\omega = \omega_t \phi \quad (2.9)$$

Bağıl nem (ϕ) değeri Lawrence (2004)'e göre aşağıdaki denklemdeki gibi alınmıştır (h_b değeri 2.257×10^6 J/kg alınmıştır ve sabit kabul edilmiştir, c_{pw} değeri 461.5 J/kg.K'dir) ve Taylor serisi açılımı uygulanmıştır;

$$\phi = 100 \exp \left[-\frac{h_b}{c_{pw} T_{KT} T_{YT}} (T_{KT} - T_{YT}) \right] \approx 100 \left[1 - \frac{h_b}{c_{pw} T_{KT} T_{YT}} (T_{KT} - T_{YT}) \right] \quad (2.10)$$

Denklem (2.10), (2.6) ve (2.7) deki değerler denklem (2.4)'ün içine yazılırsa,

$$h_i = 1.005 T_{KT_i} + 100 w_{t_i} \left[1 - \frac{2.257 \times 10^6}{461.5 T_{KT_i} T_{YT_i}} (T_{KT_i} - T_{YT_i}) \right] [2501.3 + 1.82 T_{KT_i}] \quad (2.11)$$

halini alır.

Kütlesel hava debisi ile Bernoulli denkleminden (2.12) yararlanarak hesaplanır;

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \quad (2.12)$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (2.13)$$

$$V_1 = V_2 \frac{A_2}{A_1} \quad (2.14)$$

Denklem (2.14), denklem (2.12) içerisinde değerlendirilirse;

$$V_2 = \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\frac{1}{2} \rho \left(1 - \frac{A_1^2}{A_2^2} \right)}} \quad (2.15)$$

$$\dot{m} = A_2 V_2 \rho \quad (2.16)$$

Denklem (2.15), denklem (2.16) içerisinde değerlendirilirse;

$$\dot{m} = A_2 \sqrt{\frac{2 \rho \Delta P \phi}{\left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}} \quad (2.17)$$

Son olarak denklem (2.17) ve denklem (2.11), denklem (2.3) deki yerlerine yazılırsa, psikrometrik tip test odalarında kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ve rüzgar tüneli içindeki basınç farkı değişkenlerine bağlı olarak kapasite hesaplama formülünü (2.18) elde ederiz.

$$Q = A_2 \sqrt{\frac{2\rho\Delta P_\emptyset}{\left[1-\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}} \left[\left(1.005 T_{KT_2} + 100 \omega_{t_2} \left[1 - \frac{2.257 \times 10^6}{461.5 T_{KT_2} T_{YT_2}} (T_{KT_2} - T_{YT_1}) \right] [2501.3 + 1.82 T_{KT_2}] \right) - \right. \\ \left. \left(1.005 T_{KT_1} + 100 \omega_{t_1} \left[1 - \frac{2.257 \times 10^6}{461.5 T_{KT_1} T_{YT_1}} (T_{KT_1} - T_{YT_1}) \right] [2501.3 + 1.82 T_{KT_1}] \right) \right] \quad (2.18)$$

Denklem (2.2)'yi bizim problemimize uyarlar isek,

$$Q = \pm \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial T_{KT_1}} B_{T_{KT_1}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{YT_1}} B_{T_{YT_1}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{KT_2}} B_{T_{KT_2}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{YT_2}} B_{T_{YT_2}} \right)^2 + \right. \\ \left. \left(\frac{\partial Q}{\partial \Delta P} B_{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial T_{KT_2}} = A_2 \sqrt{\frac{2\rho\Delta P_\emptyset}{\left[1-\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}} \left[1.005 + 100\omega_{t_2} \left(-\frac{1,223 \times 10^6}{T^2_{KT_2}} + 1,82 \right) \right] \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial T_{YT_2}} = A_2 \sqrt{\frac{2\rho\Delta P_\emptyset}{\left[1-\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}} \left[100\omega_{t_2} \left(\frac{1,223 \times 10^6}{T^2_{YT_2}} + \frac{8,9 \times 10^3}{T_{YT_2}} \right) \right] \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial T_{KT_1}} = -A_2 \sqrt{\frac{2\rho\Delta P_\emptyset}{\left[1-\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}} \left[1.005 + 100\omega_{t_1} \left(-\frac{1,223 \times 10^6}{T^2_{KT_1}} + 1,82 \right) \right] \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial T_{YT_1}} = -A_2 \sqrt{\frac{2\rho\Delta P_\emptyset}{\left[1-\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}} \left[100\omega_{t_1} \left(\frac{1,223 \times 10^6}{T^2_{YT_1}} + \frac{8,9 \times 10^3}{T_{YT_1}} \right) \right] \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial \Delta P_\emptyset} = \frac{A_2}{2\Delta P_\emptyset} A_2 \sqrt{\frac{2\rho\Delta P_{RT}}{\left[1-\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right]}} (h_2 - h_1) \quad (2.24)$$

Çizelge 2.4'de yapılan kalibrasyon sonrası (01/11/2016) ölçüm aletlerinin belirsizlikleri vardır.

Çizelge 2.4 : Ölçüm aletlerinin belirsizlikleri.

	$B_{T_{KT_1}}$	$B_{T_{YT_1}}$	$B_{T_{KT_2}}$	$B_{T_{YT_2}}$	$B_{\Delta P}$
Belirsizlik	0,03 °C	0,06 °C	0,03 °C	0,04 °C	0,01

Denklem (2.20), (2.21), (2.22), (2.23) ve (2.24), denklem (2.19) içine yazılır ve Çizelge 2.4 deki değerler ile 3,5 kW ürünün standart soğutma şartlarında (İç oda

KT:27⁰C / YT:19⁰C ~ Dış oda KT:35⁰C / YT: 24⁰C) elde edilen değerleri ile hesaplanırsa, psikrometrik test odalarında hesaplanan kapasitenin belirsizliği 1,7% olarak bulunur.





3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

3.1 Havuz Testi

Havuz testi yapılmasının amacı; ısıtma modunda, ısı değiştirici üzerinde oluşan buzun çözülmesi operasyonu (defrost) sonucu eriyen buzun ısı değiştiriciden ne kadarının uzaklaştırıldığını ölçmek ve ısı değiştiriciler arasında drenaj performanslarını karşılaştırmaktır.

Havuz testinin yapılırken şu adımları izlenmiştir;

1. Terazi üzerine Şekil 2.7'deki gibi içerisinde test edilecek numunelerin tamamını kaplayacak kadar su bulunan bir havuz konulmuştur ve ağırlığı ölçülmüştür.
2. Havuzun içerisine su kaçmayacak şekilde açık uçları kaynak ile körlenmiş ısı değiştiriciler konulmuştur.
3. Bu şekilde toplam ağırlık ölçülmüştür.
4. Test yapılan ısı değiştirici bir vinç yardımıyla sabit hızla havuzdan ısı değiştiricinin su ile temasını kesecek kadar yukarı kaldırılmıştır ve ısı değiştiriciden akan suyun yeniden havuzun içine dökülmesi sağlanmıştır.
5. 1 dakika sonra havuzun ağırlığı yeniden ölçülmüştür ve çıkan sonuç ilk adımda yapılan ölçüm sonucundan çıkartılarak ısı değiştirici üzerinde kalan suyun ağırlığı hesaplanmıştır.
6. Aynı işlem 10 kere tekrarlanarak, ölçüm belirsizliğinden oluşabilecek hatalar elemine edilmeye çalışılmıştır.

Test sonuçları Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Havuz testi: ısı değıştiricisi üzerinde kalan su miktarı(g), deneysel sonuçlar.

	Patlatmalı Tip Kanatlı Boru Isı D.	Dalgalı Tip Kanatlı Boru Isı D.	Y ₁	Y ₂	S ₁	S ₂
Ölçüm 1	600	520	490	870	640	550
Ölçüm 2	610	490	460	860	640	550
Ölçüm 3	610	520	470	860	670	540
Ölçüm 4	600	510	510	880	680	550
Ölçüm 5	580	480	490	880	670	550
Ölçüm 6	590	490	460	860	680	550
Ölçüm 7	580	520	480	870	640	550
Ölçüm 8	580	480	450	870	660	560
Ölçüm 9	610	480	490	860	630	560
Ölçüm 10	600	520	450	880	630	560
Ortalama su miktarı (g)	596	501	475	869	654	552
Toplam Kanat Alanı (mm ²)	4949498,8	6938494,4	4251945,6	6813676,8	6923750,4	5530305,0
Birim kanat alanında tutulan ortalama su miktarı (g/mm ²)	0,000120	0,000072	0,000112	0,000128	0,000094	0,000100

Bununla birlikte, analiz yaparken birim kanat alanı üzerinde tutulan su miktarı üzerinde çalışmak kanatlar arasındaki boyutsal farklılıkları indirgemiş olunacağı için daha mantıklı olacaktır. Çizelge 3.2’de birim kanat alanı için ısı değıştirici üzerinde kalan su miktarları verilmiştir.

Çizelge 3.2 : Birim kanat alanı için ısı değıştirici üzerinde kalan su miktarı (g/mm²).

	Patlatmalı Tip Kanatlı Boru Isı D.	Dalgalı Tip Kanatlı Boru Isı D.	Y ₁	Y ₂	S ₁	S ₂
Ölçüm 1	0,000121	0,000075	0,000115	0,000128	0,000092	0,000099
Ölçüm 2	0,000123	0,000071	0,000108	0,000126	0,000092	0,000099
Ölçüm 3	0,000123	0,000075	0,000111	0,000126	0,000097	0,000098
Ölçüm 4	0,000121	0,000074	0,000120	0,000129	0,000098	0,000099
Ölçüm 5	0,000117	0,000069	0,000115	0,000129	0,000097	0,000099
Ölçüm 6	0,000119	0,000071	0,000108	0,000126	0,000098	0,000099
Ölçüm 7	0,000117	0,000075	0,000113	0,000128	0,000092	0,000099
Ölçüm 8	0,000117	0,000069	0,000106	0,000128	0,000095	0,000101
Ölçüm 9	0,000123	0,000069	0,000115	0,000126	0,000091	0,000101
Ölçüm 10	0,000121	0,000075	0,000106	0,000129	0,000091	0,000101

Test sonuçlarını incelemeden önce, test sırasında karşılaşılan bazı durumlar hakkında gözlemlerimi paylaşmışım. Havuz testi yapılışını anlatırken 5. maddede 1 dakika sonra ölçüm sonucu alındığı belirtilmektedir. 1 dakikanın belirlenmesinin nedeni havuzdan ısı değiştirici çıkartıldıktan sonra üzerinde kalan suyun akmaya devam etmesidir. Kanatlı boru tip eşanjörlerde bu süre 3-5 sn. aralığında olur iken, mini kanallı ısı değiştirici bu süre 50-55 saniyelere kadar çıkmaktadır. Yapılan incelemelerde, bu sürenin ısı değiştirici üzerindeki suyun drenaj olmak için uygun kanallar bulduğunda kısaldığı görülmektedir. Kanatlı boru tip eşanjörlerde, kanat tasarımından dolayı suyun önünde hiçbir engel olmaması bu süreyi oldukça kısaltmıştır. Sonuç olarak suyun drenaj hızı buzlanan ısı değiştiricisinin çözülme süresini (defrost operasyonu süresi) etkileyebilir veya yeterince uzun tutulmayan buz çözme operasyonu sonrasında ısı değiştirici üzerinde kalacak gereğinden fazla su yüzünden bir sonraki çevrimlerde ürünün performansı düşebilir. Literatür özeti kısmında Xu ve Zhang (2015)'in yaptığı çalışmada incelenen bazı tasarımlarda çevrim sayısı arttıkça performanstaki değişim olduğu gözlenmişti, bunun nedeni drenaj performansı daha kötü olan ısı değiştiricilerle yapılan testlerde buz çözme operasyonunun yeterince uzun tutulmaması olabilir.

Havuz testi tasarlanırken, ısı değiştiricilerin ürünlere monte edildiği doğrultuda havuza daldırılması gerektiği düşünüldüğünden havuz boyutları da bu amaç doğrultusunda hesaplanmıştır. Bu yüzden, farklı açılarda testler yapılamamıştır. Bununla birlikte ısı değiştiricilerin bir kısmı yatay olarak havuza daldırıldığında ısı değiştiricisindeki su drenajının oldukça kısıtlı olduğu ve ısı değiştirici üzerinde kalan su miktarının oldukça yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum literatür çalışması kısmında incelediğimiz Xu ve Han (2013) 'in elde ettiği sonuçları da desteklemektedir.

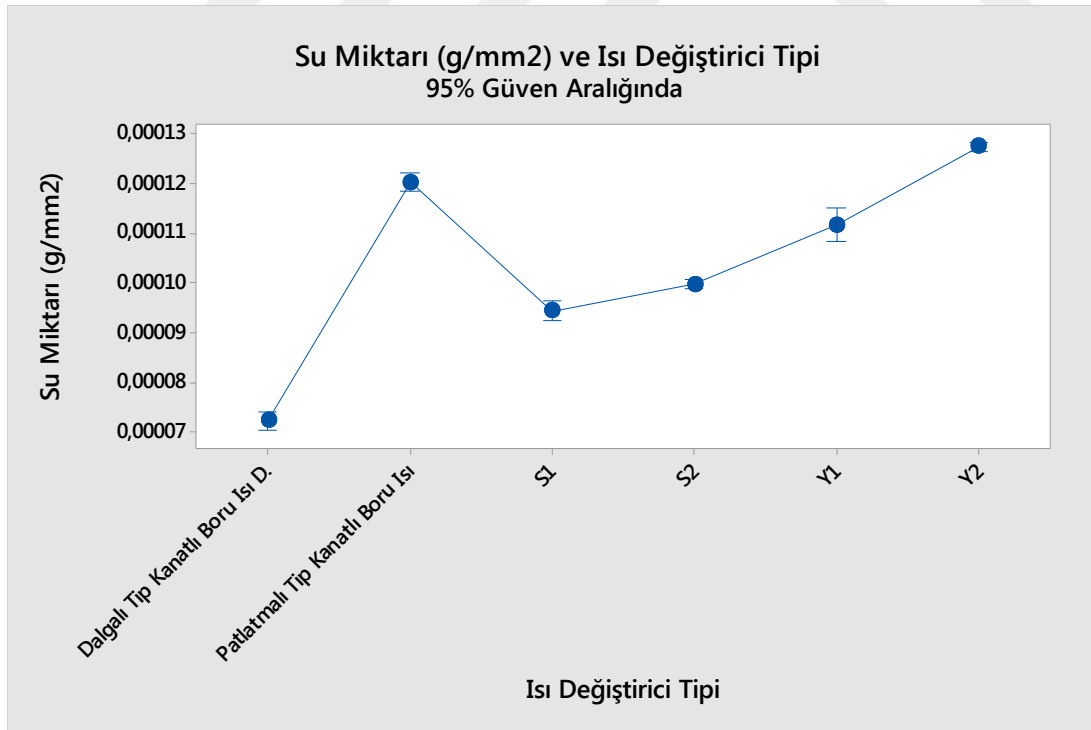
Testler sırasında bütün ısı değiştiriciler, split tipi klimalarda oldukça fazla kullanılan dış ünitelerde olduğu gibi yere dik olarak havuza daldırılmıştır. Bununla birlikte, ısı değiştiriciler açılı bir şekilde yerleştirildiklerinde yerçekiminin etkisi ile kanatlar üzerindeki suyu çok kısa sürede üzerlerinden attıkları gözlemlenmiştir. Bu nedenle yer ile açılı olarak yerleştirilecek ısı değiştiricilerde buz çözme süresinin oldukça çok kısalabileceği değerlendirilebilir.

Birim kanat alanı için ısı değiştirici üzerinde kalan su miktarı Minitab 17 programında istatistik olarak analiz edildiğinde 5% güven aralığında sonuçların birbirinden farklı olduğu görülmektedir (Şekil 3.1).

Dalgalı tip kanatlı boru ısı değıştircisinin, patlatmalı tip ısı değıştircisine göre suyu üzerinde oldukça az tuttuğu görölmektedir. Dalgalı kanat profilli ısı değıştircilerine sahip ürünlerin özellikle ısıtma performanslarının daha yüksek ve buz çözme sürelerinin daha kısa olduğunu bilmekteyiz. Havuz testi sonucu elde edilen değerler de daha önceden tecrübe edilen bu durumu destekler niteliktedir.

S_1 ve S_2 ısı değıştircilerinin ise birim kanat alanı için üzerlerinde tuttıkları su miktarı oldukça yakındır. Bu iki ısı değıştircisinin geometrileri incelendiğinde, aralarındaki en büyük farkın kanat genişlikleri olduğunu görmekteyiz. Bununla birlikte kanatları üzerindeki profiller aynıdır. Sonuç olarak birim kanat alanında üzerinde tuttıkları su miktarının birbirine çok yakın olması beklenen bir sonuçtur.

Isı değıştircilerin boyutları Çizelge 2,3'de gösterilmişti. Buna göre Y_2 ve Y_1 arasındaki tek fark, Y_2 ısı değıştircisinin kanatlarının 60% çıkıntılı olmasıdır. Dolayısıyla Y_2 ısı değıştircide daha fazla su tutulması beklenmektedir, bununla birlikte birim kanat alanı içinde de daha fazla su tutmaktadır. Dolayısıyla geleneksel patlatmalı tip mini kanallı ısı değıştircilerinde kullanılan kanatların çıkıntılı olması ısı değıştircisi üzerindeki suyun direnaji konusunda bir faydasının olmadığı söylenebilir.



Şekil 3.1 : Birim kanat alanı üzerinde kalan su miktarlarının karşılaştırılması

Sonuç olarak, test boyunca yapılan gözlemler ve test sonuçları analizleri göz önünde bulundurulduğunda ısı değiştirici üzerinde kalan suyun miktarını ve suyun ısı değiştirici drenaj hızını etkileyen en önemli iki faktörün; kanat tasarımı ve ısı değiştiricinin açılı şekilde monte edilmesi olduğu belirlenmiştir.

Havuz testinin ürün performansına etkisi ise, psikrometrik tip test odalarında yapılan testler sonrasında değerlendirilecektir.

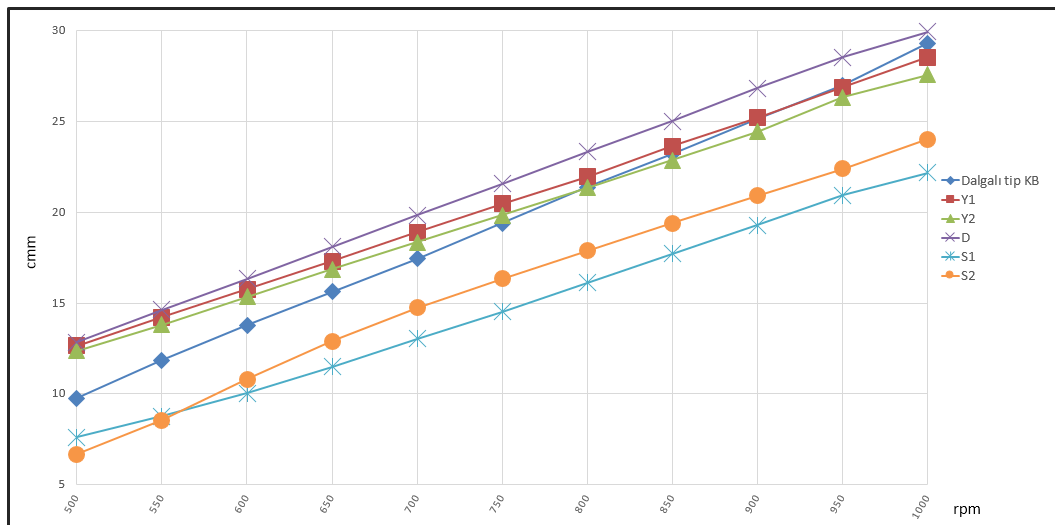
3.2 Soğutma ve Isıtma Performansı Testi

Isıtma ve soğutma performansı testleri bölüm 2.2.2.'de anlatılan psikrometrik tip test odalarında TS EN 14511-3 (2013)'de belirtilen şartlara göre yapılmıştır. Soğutma ve ısıtma performansı test şartları Çizelge 3,3'de verilmiştir.

Çizelge 3.3 : Performans testi test şartları

Test Adı	İç Oda		Dış Oda	
	KT (°C)	YT (°C)	KT (°C)	YT (°C)
Soğutma Performansı Testi	27	19	35	24
Isıtma Performansı Testi	20	15	7	6

Isı değiştiricilerine performans testleri yapılmadan önce fan dönüş hızı 500-1000 rpm arasında 50 şer rpm artırılarak hava debisi testi yapılmıştır. Test sonuçları Şekil 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.2 : Hava debisi testi sonuçları

Test sonuçlarını incelediğimizde en yüksek hava debisi D ısı değiştiricide ölçülmüştür. 1000 rpm de ölçülen hava debisi 29,96 cmm dir. Mevcutda kullanılan dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştiricide 1000 rpm de ölçülen hava debisi 29,33 cmm dir. Y_1 ve Y_2 ısı değiştirilerinin 1000 rpm deki sonuçları ise 28,56 ve 27,6 cmm dir. Y_1 ve Y_2 ısı değiştirilerinin arasındaki tasarımsal farkın sadece Y_2 ısı değiştiricinin kanatlarının çıkıntılı olduğu, bölüm 2.1.2’de belirtilmişti. Sonuç olarak Y_2 ısı değiştiricinin kanatlarının 60% geniş olması 1000 rpm deki hava debisinin 3,4% daha düşük olmasına sebep olmuştur. Çift sıralı mini kanallı ısı değiştiriciler S_1 ve S_2 ise en düşük hava debisi vermişlerdir ve 1000 rpm deki hava debileri 22,19 ve 24,04 cmm dir.

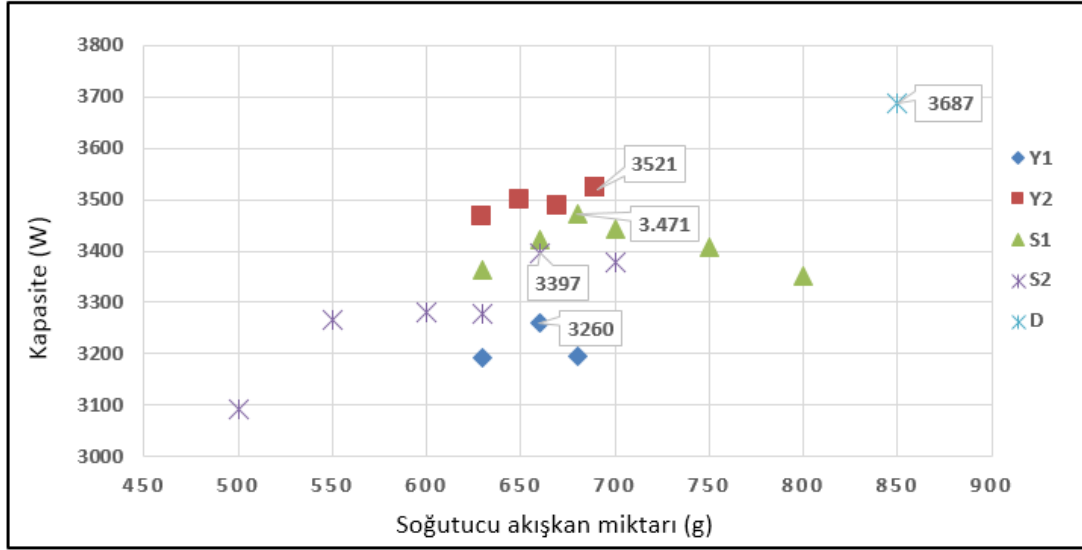
Geleneksel mini kanallı ısı değiştirici kanatları ile dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştiricinin kanatlarının hava debisine etkisi karşılaştırılmak istendiğinde, bu karşılaştırmayı S_1 ısı değiştirici ile yapmak doğru olacaktır. Çünkü S_1 ısı değiştiricisi de çift sıradır. Dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştiricisinin kanat alanı 6,94 m² dir ve S_1 kanat alanı ise 6,92 m² dir. Dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştiricinin kanat alanı 0,21% daha fazla olmasına rağmen 1000 rpm deki hava debisi 24,3% daha fazla ölçülmüştür. Sonuç olarak; ikisinde çift sıra olan ve kanat alanları birbirine çok yakın olan iki ısı değiştiriciler karşılaştırıldığında ölçülen hava debilerinde büyük bir fark olduğu ortaya çıkmıştır. Bu farkın kanat tasarımlarının farklı olmasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

3.2.1 Soğutma performans testi

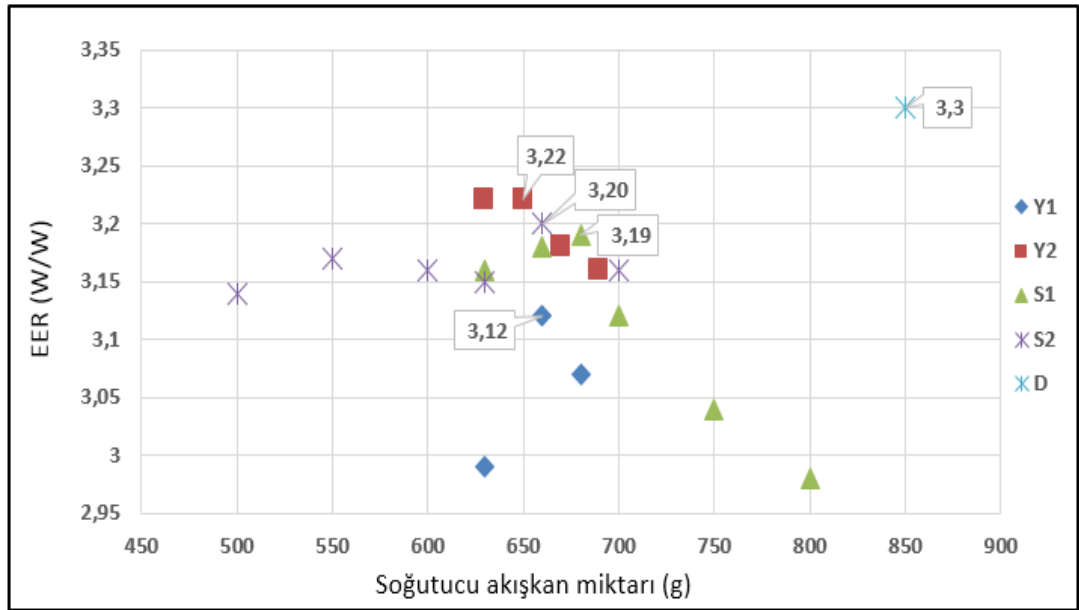
Soğutma kapasitesi testi yapılırken bütün ısı değiştiriciler için soğutucu akışkan ve elektronik genleşme valfi (EEV) açıklığı parametreleri değiştirilerek çevrim optimizasyonu yapılmıştır. Herbir akışkan miktarı için en uygun eev parametresi seçilmiştir ve ölçülen kapasiteler Şekil 3.3’de, ölçülen EER_s ise Şekil 3.4’de verilmiştir.

Yapılan testler sonucunda elde edilen en uygun test sonuçları ve ürünün deklare edilen değerleri Çizelge 3.4 de verilmiştir.

Hava debisi testinde en iyi performansı veren D ısı değiştirici soğutma kapasitesi testinde de en iyi sonucu vermiştir. D tipi ısı değiştirici kullanılan klimanın soğutma kapasitesi, mevcut üründe kullanılan Dalgalı tip KB ye göre 2,8% daha iyidir. Aynı zamanda, deklare edilen kapasite değerinden 5,4% ve EER_s değerinden 1,8% daha yüksek sonuç elde edilmiştir.



Şekil 3.3 : Soğutma kapasitesi testi, Kapasite – Soğutucu akışkan miktarı değişimi



Şekil 3.4 : Soğutma kapasitesi testi, EER_s – Soğutucu akışkan miktarı değişimi

Çizelge 3.4 : Soğutma kapasitesi sonuçları

	Deklarasyon Değerleri	Dalgalı Tip KB	S ₁	S ₂	Y ₁	Y ₂	D
Kapasite (W)	3.500	3.587	3.471	3.397	3.260	3.499	3.687
Çektiği Güç (W)	1.080	1.070	1.088	1.060	1.046	1.086	1.118
EER _s (W/W)	3,24	3,35	3,19	3,20	3,12	3,22	3,30
Soğutucu Akışkan Miktarı (g)	950	950	680	660	660	650	850

Y_1 ve Y_2 ısı değıştircilerini karşılaştırdığımızda, Y_2 ısı değıştircisinin kanatlarının 60% geniş olması 1000 rpm deki hava debisinin 3,4% daha düşük olmasına sebep olmasına rağmen, soğutma kapasitesi 7,4% daha yüksek ölçülmüştür. Bununla birlikte Y_2 ısı değıştirci deklarasyon değerlerini 99% karşılamaktadır, sistemde kullanılan soğutucu akışkan miktarı 31,6% daha azdır.

S_2 ve S_1 ısı değıştircileri deklare edilen değerleri 98,8% ve 98,4% karşılamaktadır. Kullanılan soğutucu akışkan miktarı yine 31,6% daha azdır. S_2 ısı değıştirci üzerinden geçen hava debisi S_1 ısı değıştircisine göre 8,3% daha yüksek olmasına rağmen, S_1 ısı değıştircisi kanal ve kanat genişliği daha fazla olması ve bunun sonucu olarak ısı taşınım alanının daha büyük olması nedeniyle soğutma kapasiteleri birbirine oldukça yakın ölçülmüştür.

3.2.2 Isıtma performas testi

Isıtma kapasitesi testi yapılırken de bütün ısı değıştirciler için soğutucu akışkan ve elektronik genişleme valfi (EEV) açıklığı parametreleri değıştirilerek çevrim optimizasyonu yapılmıştır.

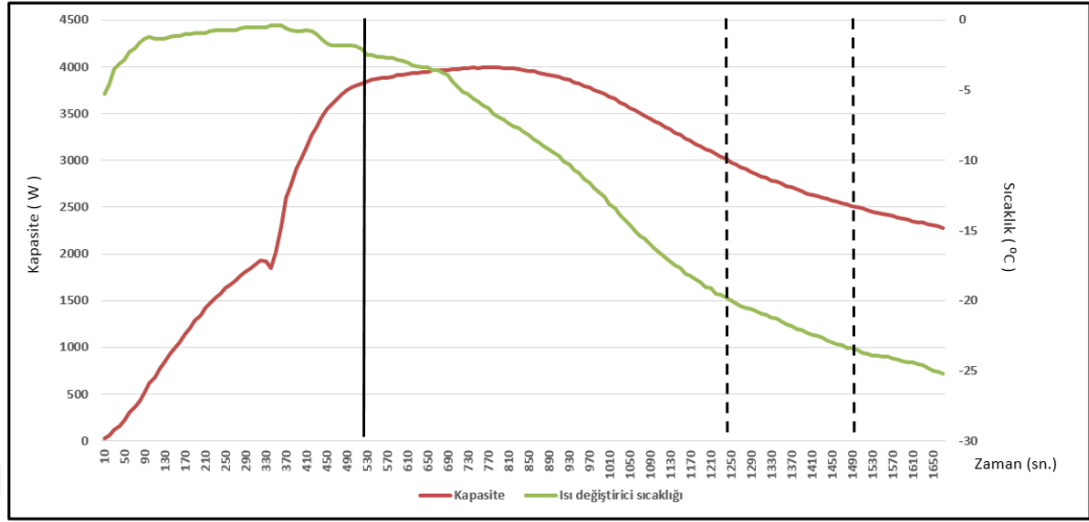
Yapılan testler sonucunda elde edilen en uygun test sonuçları ve ürünün deklare edilen değerleri Çizelge 3.5’de verilmiştir.

Çizelge 3.5 : Isıtma kapasitesi sonuçları

	Deklarasyon Değerleri	Dalgalı Tip KB	S_1	S_2	Y_1	Y_2	D
Kapasite (W)	3.800	3.842	3.225	3.144	3.178	3.137	3.792
Çektiği Güç (W)	1.000	1.008	1.230	958	935	1.004	967
EER _i (W/W)	3,80	3,81	2,62	3,28	3,40	3,12	3,92
Soğutucu Akışkan Miktarı (g)	950	950	680	700	730	730	850

Isıtma kapasitesi performans testi Çizelge 3.3 de belirtildiği gibi dış ortam 7°C KT ve 6°C YT şartlarında yapılmaktadır. Bilindiği gibi ısı değıştircilerden en yüksek performansı almak için, ısı değıştirci içinden geçen soğutucu akışkan ile dış ortam sıcaklığı arasındaki farkın en yüksek olması gerekmektedir. Bununla birlikte dış ortam bağıl nemi 86,6% gibi çok yüksek bir değer olduğu için ısı değıştircisinin yüzey sıcaklığı 0°C ‘nin altına düştüğünde ısı değıştirci üzerinde donma oluştuğu gözlemlenmektedir. Oluşan buz, ısı değıştirci ile hava arasında yalıtım görevi gördüğünden ürünün performansını düşürmektedir. Şekil 3.5’de Y_1 ısı değıştirci ile

ısıtma çevrimi optimizasyon çalışmaları yapılırken karşılaşılan donma problemi ile ilgili örnek bir grafik verilmiştir.



Şekil 3.5 : Örnek donma problemi grafiği

Isı değiştirici üzerinde 500. sn. de buz oluşumu başlamıştır. 810. sn. de maksimum kapasite olan 4000 W ölçülmüştür. 1250. sn. de ise kapasite 25% azalarak 3000 W ‘a düşmüştür ve bu noktada ısı değiştirici yüzey sıcaklığı -20°C olmuştur. 1490. sn. de kapasite 38% azalarak 2500 W ‘a düşmüştür ve bu noktada ısı değiştirici yüzey sıcaklığı -25°C olmuştur. Sonuç olarak, ısıtma kapasitesi için optimum sistem tasarımı yaparken ısı değiştirici yüzey sıcaklığı limitimiz minimum 0°C olmalıdır.

Çizelge 3.5 incelendiğinde hava debisi ve soğutma kapasitesi testinde en iyi performansı veren D ısı değiştiricisi ısıtma kapasitesi testinde de en iyi sonucu vermiştir. D ısı değiştirici kullanılan klimanın EER_i si, mevcut üründe kullanılan Dalgalı tip KB ye göre 2,8% daha iyidir. Aynı zamanda, deklare edilen EER_i değerinden 3,1% daha yüksek sonuç elde edilmiştir.

D ısı değiştirici hariç, diğer mini kanallı ısı değiştiricilerin hiç biri belirtilen deklarasyon değerlerini karşılamamaktadır. Bununla birlikte, daha önce yapılan havuz testi ve hava debisi testlerini, ısıtma kapasitesi test sonuçları ile birlikte değerlendirdiğimizde, tasarım ölçütlerinin ne olması gerektiği ile ilgili bazı bulgular elde edebiliriz.

Isıtma kapasitesi testi şartlarında dış ortam çığ noktası sıcaklığı 4,9°C olduğu için ve ısı değiştirici yüzey sıcaklığı 0°C’ ye oldukça yakın olduğu için ısı değiştiriciler

üzerinde yoğunlaşma gözlenmektedir. Y_1 ve Y_2 ısı değiştiricilerini karşılaştırdığımızda, Y_2 ısı değiştiricisinin kanat alanı 60% daha fazla olmasına rağmen yapılan havuz testinde birim alan üzerinde 16% daha fazla su tuttuğu ölçülmüştü. Ayrıca, Y_1 ısı değiştiricisinin 1000 rpm de ölçülen hava debisi 3,4% daha yüksektir. Sonuç olarak, Y_1 ısı değiştiricisinin EER'ı 3,2% daha düşük olmasına rağmen EER_i sinin 8,9% daha yüksek olduğu ölçülmüştür.

Isı değiştiriciler üzerinde yoğunlaşan su yeterince iyi drenaj edilmezse, kanatlar üzerindeki su yüzünden hava tarafında basınç düşümü artırmasının yanı sıra ısı taşınım direnci de artıracığı için ısı değiştiriciden havaya olan ısı geçişi olumsuz etkilenir. Bunun sonucu olarak da, Y_2 ısı değiştiricisinin soğutma performansı daha iyi olmasına rağmen Y_1 ısı değiştiricisinin ısıtma performansı daha iyi olmaktadır.

3.2.3 Buz çözme (defrost) testi

Buz çözme testleri bölüm 3.2.2'de anlatılan psikrometrik tip test odalarında TS EN 14511-2 (2013) de belirtilen şartlara göre yapılmıştır. Buz çözme test şartları Çizelge 3.6'da verilmiştir.

Çizelge 3.6 : Buz çözme test şartları

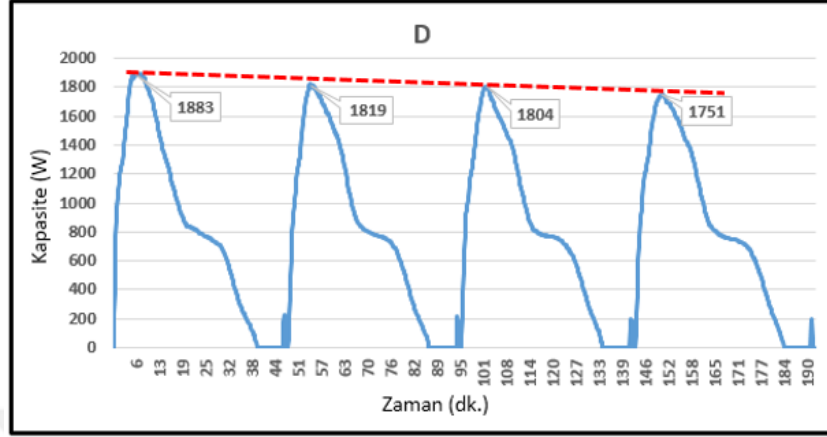
Test Adı	İç Oda		Dış Oda	
	KT (°C)	YT (°C)	KT (°C)	YT (°C)
Buz çözme testi	20	12	2	1

Çizelge 3.7'de yapılan buz çözme testi sonuçları verilmiştir. Ürünlerin kalite standartlarını sağlaması için ısıtma modunda çalışırken; en yüksek üfleme sıcaklığının 38°C 'nin üzerinde, en düşük üfleme sıcaklığının ise 33°C 'nin üzerinde olması gerekir. Ayrıca; ısıtma modunda çalışma süresinin, toplam çevrim süresine oranı 80% üzerinde olmalıdır.

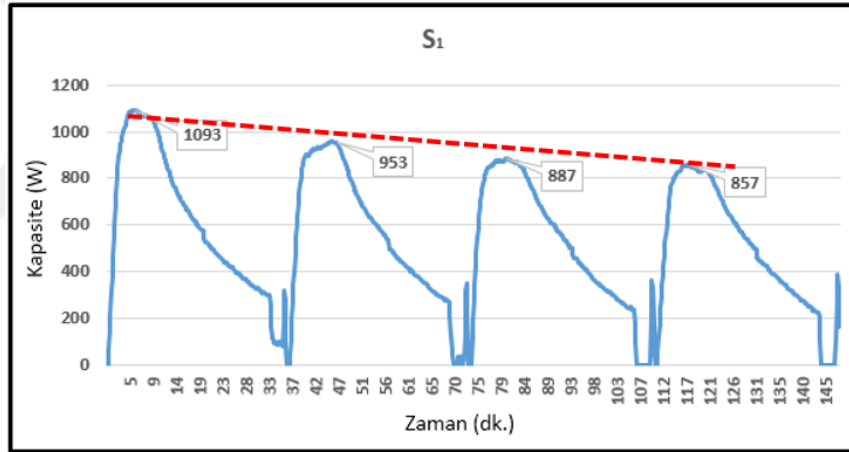
TS EN 14511-4 (2013) de belirtilen şart ise en az 3 de ardışık buzlanma ve buz çözme operasyon tekrar edilmeli ve sonuç olarak damla tablası ve etrafında buz oluşumu olmamalıdır.

Testler ardışık olarak en az 5 çevrim şeklinde uygulanmıştır test sonuçlarını incelediğimizde ürünlerin hiçbirinin damla tablası veya etrafında üzerinde buz oluşumu olmamıştır. Kapasite ve hava debisi sonuçları Şekil 3.6 – 3.15 'de verilmiştir.

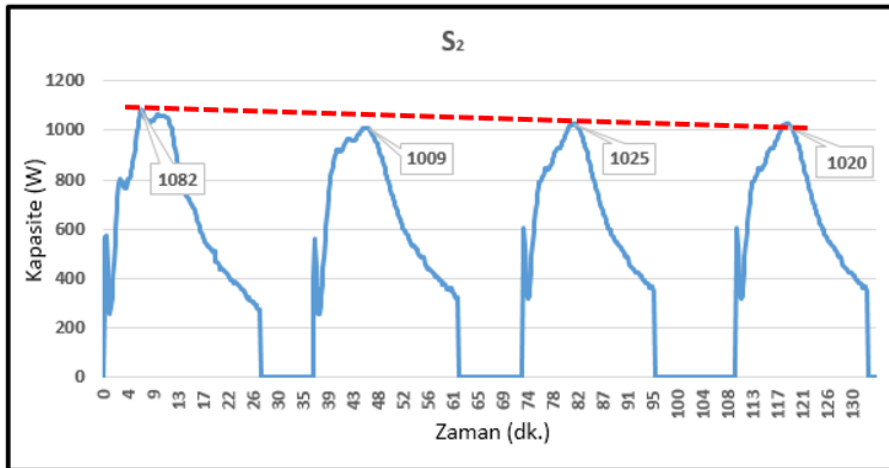
Buz çözme testi sonuçları alınırken ilk çevrimler göz ardı edilmiştir. Bütün ürünler, 80% ısıtma modunda çalışma süresi kriterini karşılamaktadır. S_1 ısı değiştirici en yüksek üfleme ve en düşük üfleme kriterlerini karşılamamaktadır.



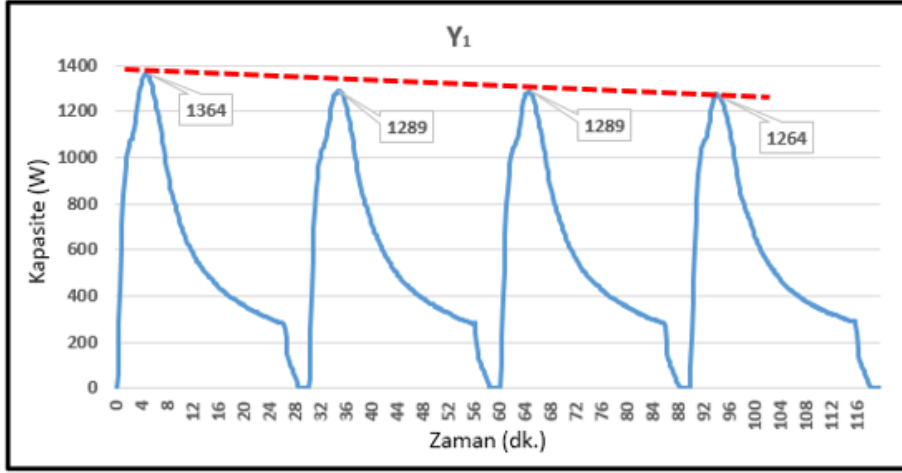
Şekil 3.6 : Buz çözme testi, kapasite: D ısı değiştirici



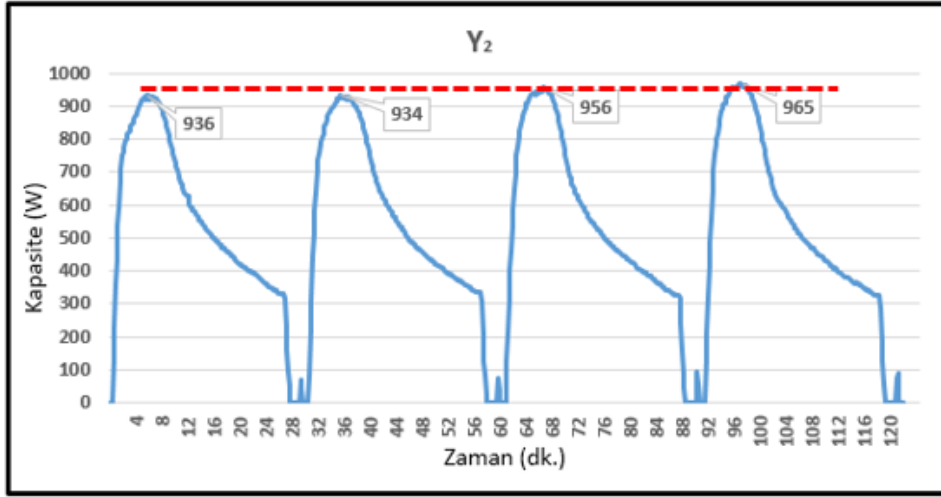
Şekil 3.7 : Buz çözme testi, kapasite: S_1 ısı değiştirici



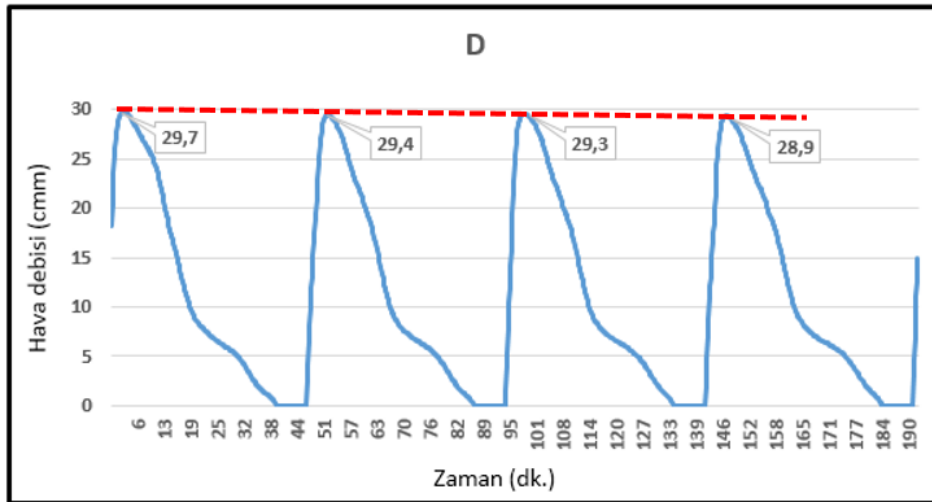
Şekil 3.8 : Buz çözme testi, kapasite: S_2 ısı değiştirici



Şekil 3.9 : Buz çözme testi, kapasite: Y_1 ısı değiştirici



Şekil 3.10 : Buz çözme testi, kapasite: Y_2 ısı değiştirici



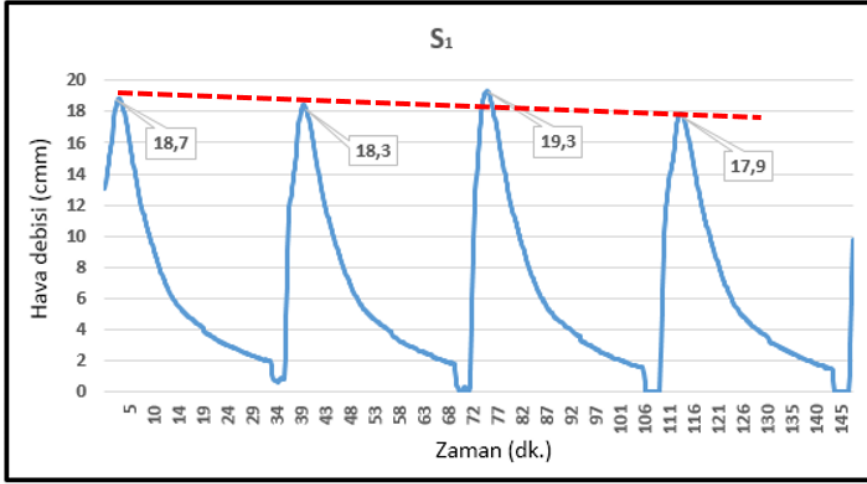
Şekil 3.11 : Buz çözme testi, hava debisi: D ısı değiştirici

Çizelge 3.7 : Buz çözme testi sonuçları

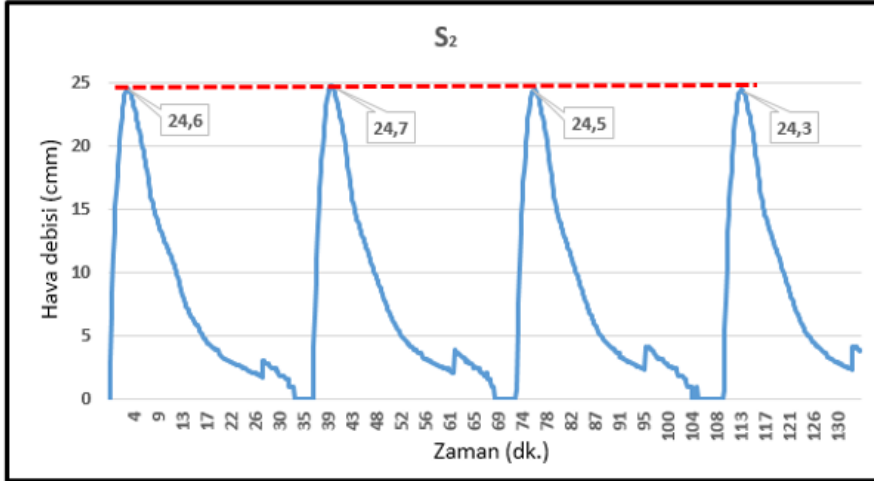
Kondenser tipi	Dalgalı Tip KB				D			
Çevrim sayısı	1. Çevrim	2. Çevrim	3. Çevrim	4. Çevrim	1. Çevrim	2. Çevrim	3. Çevrim	4. Çevrim
En yüksek üfleme sıcaklığı (°C)	46,2	46,3	46,1	45,9	48,5	48,5	48,9	49,2
En düşük üfleme sıcaklığı (°C)	37,7	37,7	37,2	37,8	35,1	35,4	35,7	35,8
Isıtma çalışması (dk.)	43,0	43,3	44,3	42,5	43,7	43,5	43,3	44,5
Buz eritme (defrost) çalışması (dk.)	8,8	8,3	8,5	8,7	4,0	4,0	5,0	4,7
Çalışma oranı (%)	83,0	83,9	83,9	83,1	91,6	91,6	89,7	90,5

Kondenser tipi	S ₁				S ₂			
Çevrim sayısı	1. Çevrim	2. Çevrim	3. Çevrim	4. Çevrim	1. Çevrim	2. Çevrim	3. Çevrim	4. Çevrim
En yüksek üfleme sıcaklığı (°C)	36,7	36,9	36,8	37,0	48,4	48,5	48,3	47,8
En düşük üfleme sıcaklığı (°C)	30,0	29,5	30,1	30,2	37,9	37,8	38,6	38,8
Isıtma çalışması (dk.)	33,5	32,8	33,3	34,0	32,7	33,3	33,2	32,5
Buz eritme (defrost) çalışması (dk.)	3,3	3,8	3,3	3,3	2,8	3,2	3,7	3,2
Çalışma oranı (%)	91,0	89,5	90,9	91,1	92,0	91,3	90,0	91,1

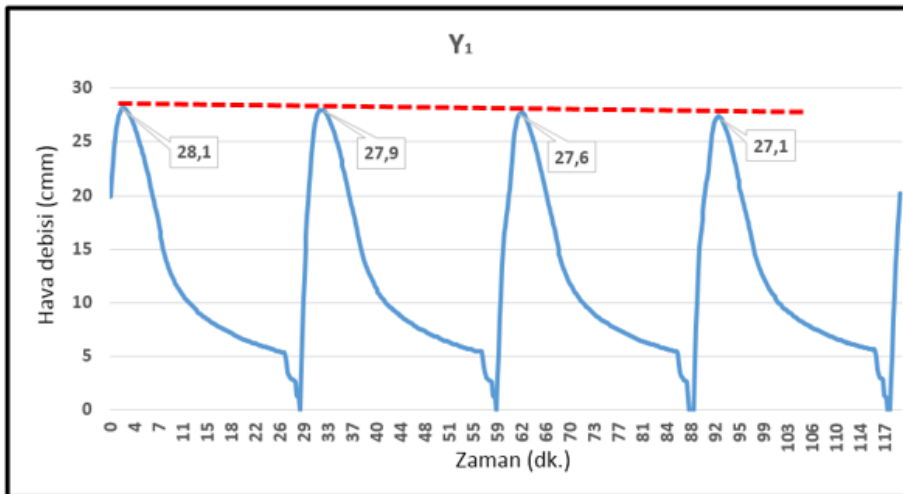
Kondenser tipi	Y ₁				Y ₂			
Çevrim sayısı	1. Çevrim	2. Çevrim	3. Çevrim	4. Çevrim	1. Çevrim	2. Çevrim	3. Çevrim	4. Çevrim
En yüksek üfleme sıcaklığı (°C)	46,3	46,4	46,5	46,8	46,0	46,0	46,3	46,5
En düşük üfleme sıcaklığı (°C)	33,4	33,6	33,1	33,2	32,3	33,2	33,1	33,0
Isıtma çalışması (dk.)	27,5	27,8	27,3	27,5	27,8	27,0	27,7	28,0
Buz eritme (defrost) çalışması (dk.)	2,2	2,2	2,5	3,0	3,2	3,0	2,8	3,0
Çalışma oranı (%)	92,7	92,8	91,6	90,2	89,8	90,0	90,7	90,3



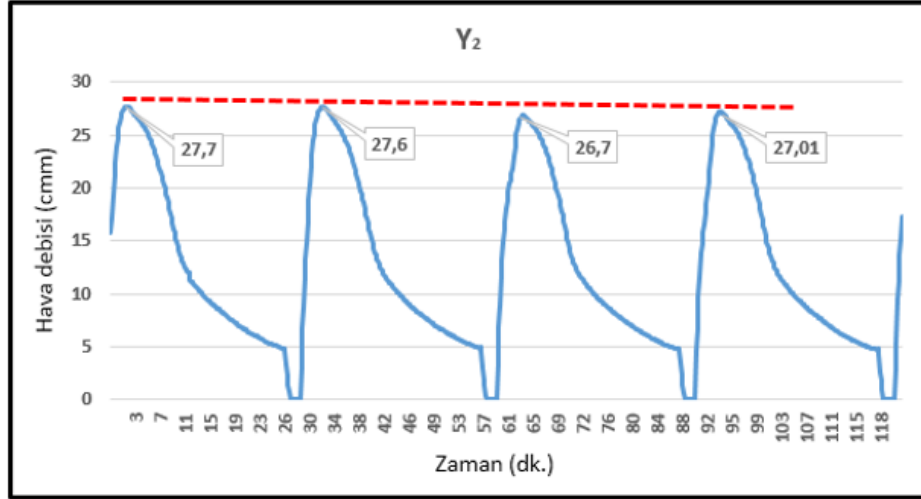
Şekil 3.12 : Buz çözme testi, hava debisi: S₁ ısı değiştirici



Şekil 3.13 : Buz çözme testi, hava debisi: S₂ ısı değiştirici



Şekil 3.14 : Buz çözme testi, hava debisi: Y₁ ısı değiştirici



Şekil 3.15 : Buz çözme testi, hava debisi: Y₂ ısı değiştirici

Buz çözme testi sırasında dış üniteye bağlanan rüzgâr tüneli sayesinde hava debisi ve sıcaklık ölçümleri yapılmıştır ve elde edilen sonuçlar ile kapasiteler hesaplanmıştır.

Y₁ ve Y₂ ısı değiştiricilerini karşılaştırdığımızda Y₁ ısı değiştiricinin kapasitesi yaklaşık 36% daha yüksektir. Sonuç olarak kanat alanı 60% daha fazla olan Y₂ ısı değiştiricinin soğutma performansı daha iyi, ancak ısıtma ve buz çözme performansının daha kötü olduğu belirlenmiştir. Y₁ ısı değiştiricinin 4. çevrimde Y₂ ısı değiştiriciden hava debisi sadece 0,3% daha fazladır. Bu sonuçları havuz testi ile birlikte değerlendirdiğimizde, (Y₁ ısı değiştirici, birim kanat alanı üzerinde kalan su miktarı daha azdır) ısı değiştirici kanatları arasında kalan su nedeniyle ısı direnci artırdığı ve ortamdan ısı değiştiriciye geçen ısı miktarı düştüğü sonucu çıkartılabilir.

S₁ ve S₂ ısı değiştiricilerini karşılaştırdığımızda S₂ ısı değiştiricinin üzerinden geçen havanın, hava debisi testinde 8,3% daha fazla olduğu belirlenmişti. Bununla birlikte S₁ ısı değiştirici diğer tasarımsal özellikleri aynı olmakla birlikte daha geniş kanallara ve kanatlara sahip olduğu için iki numuneden de birbirine çok yakın soğutma performansı ölçülmüştü. Buz çözme testi 4'ncü çevrimde ölçülen kapasiteleri incelendiğinde ise S₂ ısı değiştiricinin performansının 19% da fazla olduğu görülmüştür. 1. çevrim'de ölçülen kapasiteler karşılaştırıldığında ise aradaki fark sadece 0,8% dir. Aradaki farkın 1. ve 4. çevrimler arasında artmasının nedenini anlamak için hava debilerindeki değişim incelendiğinde S₁ ısı değiştiricinin 1. ve 4. Çevrimleri arasındaki hava debisindeki değişim 4,3% iken S₂ ısı değiştiricide çevrimler arasındaki fark 1,2% olarak ölçülmüştür. Havuz testi sırasında iki ısı değiştiricinin birim kanat alanlarında birbirine çok yakın miktarda su kaldığı

ölçülmüştü. Çevrimler arasındaki farkın iki ısı değiştirici için de farklı olmasının sebebi buz çözme işleminden sonra ısı değiştirici üzerinden uzaklaştırılabilecek suyun tamamının uzaklaştırılamamasıdır. Literatür özeti kısmında incelenen Xu ve Zhang, (2015)'in çalışmalarında da bu durum gözlemlenmiştir.

Buz çözme testi kapasite sonuçlarını incelendiğinde en yüksek kapasiteyi D ısı değiştiricisinin verdiği görülmektedir. D ısı değiştiricisi 1. çevrimde 1883 W kapasite verirken, 4. çevrimde ölçülen kapasite 1751 W 'a düşmüştür. Hava debisi ise 29,7 cmm den 28,9 cmm' e düşmüştür. Hava debisinin 2,7% düşerken, kapasitenin de 7% azalması durumu Y_1 ve Y_2 ısı değiştiricilerin sonuçlarını ile benzerlik göstermektedir.



4. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Sayısal çalışmalar Maryland Üniversitesi tarafından geliştirilen Coil Designer programı kullanılarak yapılmıştır. Analizler yapılırken ısı transferi ve basınç düşümleri için kullanılan kolerasyon setleri Çizelge 4.1’de verilmiş ve referans gösterilen makaleler kaynaklar bölümünde belirtilmiştir.

Çizelge 4.1 Sayısal analizlerde kullanılan kolerasyonlar.

	Isı Transferi Kolerasyonları	Basınç Düşümü Kolerasyonları
Hava Tarafı	CHANG ve WANG (1997)	Chang,vd(2000)
Akışkan Sıvı Fazı	Gnielinski, (1976)	Churchill, (1977)
Akışkan - Çift Faz	Dobson ve Chato, (1998)	Friedel, (1979)
Akışkan Gaz Fazı	Gnielinski, (1976)	Churchill, (1977)

Isı tarafı kolerasyonları;

Hava tarafı:

$$j = 1.18 Re_{Lp}^{-0,505} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,26} \left(\frac{F_1}{L_p}\right)^{-0,51} \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0,26} \left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{0,82} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0,25} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0,097} \quad (4.1)$$

Akışkan sıvı ve gaz fazı:

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12,7\sqrt{f/2}(Pr^{2/3}-1)} \left[1 + (D_i/L)^{2/3}\right] (Pr/Pr_w)^{0,11} \quad (4.2)$$

Akışkan çift faz:

$$Nu = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \left[1 + \frac{2,22}{X_{tt}^{0,89}}\right] \quad (4.3)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right)^{0,1} \quad (4.4)$$

Basınç düşümü kolerasyonları;

Hava tarafı:

$$f = 0,895 f_A^{1,07} F_p^{-0,22} L_p^{0,25} T_p^{0,26} F_1^{0,33} \quad (4.5)$$

$$f_A = 596 Re_{Lp}^{(0,318 \log_{10}(Re_{Lp}) - 2,25)} \quad (4.6)$$

Akışkan sıvı ve gaz fazı:

$$f = 8 \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + (A + B)^{-3/2} \right)^{1/12} \quad (4.7)$$

$$A = \left[-2 \log \left(\left(\frac{\epsilon/D}{3,7} \right) + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right) \right]^{16} \quad (4.8)$$

$$B = (37530/Re)^{16} \quad (4.9)$$

Akışkan çift faz:

$$\Phi_{so}^2 = A_1 + \frac{3,24 A_2}{Fr^{0,045} We^{0,035}} \quad (4.10)$$

$$A_1 = (1 - x_{din})^2 + x_{din}^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_{ga}} \right) \left(\frac{f_{lo}}{f_{go}} \right) \quad (4.11)$$

$$A_2 = x_{din}^{0,78} (1 - x_{din})^{0,24} \left(\frac{\rho_l}{\rho_{ga}} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_{ga}}{\mu_l} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_{ga}}{\mu_l} \right)^{0,17} \quad (4.12)$$

4.1 Giriş Koşulları

Dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştirici boyutları Çizelge 2.1'den, mini kanallı ısı değiştirici boyutları Çizelge 2.3'den alınmıştır.

Hava tarafı kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem Çizelge 3.3'den alınmıştır. Hava miktarı ise yapılan soğutma ve ısıtma kapasitesi testlerinden alınmıştır, uniform şekilde uygulanmıştır ve Çizelge 4.2' de belirtilmiştir.

Çizelge 4.2 Giriş koşulları: hava miktarı.

Isı Değiştirici	Soğutma Hava Debisi (cmm)	Isıtma Hava Debisi (cmm)
Dalgalı Tip KB	29,33	29,33
Y₁	28,56	26,91
Y₂	27,60	21,20
S₁	22,19	21,00
S₂	24,04	24,94
D	29,96	27,70

Akışkan tarafı ısı değiştirici giriş sıcaklıkları ve hal değiştirme basınçları yapılan soğutma ve ısıtma kapasitesi testlerinden alınmıştır, akışkan debisi ise kompresör

performans tablolarından, kondenzasyon ve evaporasyon sıcaklıklarından yararlanarak hesaplanmıştır ve Çizelge 4.3’de belirtilmiştir.

Çizelge 4.3 Giriş koşulları: akışkan özellikleri.

		Dalgalı Tip KB	Y ₁	Y ₂	S ₁	S ₂	D
Soğutma	Giriş Sıcaklığı (C)	68,50	66,15	66,15	71,15	64,15	63,15
	Yoğuşma Basıncı (kPa)	3006,90	2826,85	2826,85	2992,32	2826,85	3054,38
	Akışkan Debisi (kg/h)	90,86	86,65	86,65	98,80	86,80	82,70
Isıtma	Giriş Sıcaklığı (C)	0,40	0,63	0,63	1,15	1,15	1,22
	Buharlaştırma Basıncı (kPa)	810,34	811,51	811,51	854,95	854,95	827,37
	Akışkan Debisi (kg/h)	65,34	79,80	79,80	94,15	94,00	71,94

Mini kanallı ısı değiştiriciler için kanat ve boru termal iletkenlik katsayısı (thermal conductivity) 237 W/m.K alınmıştır. Kanatlı boru tip ısı değiştiricide ise bakır boru için 340 W/m.K kanat için 237 W/m.K alınmıştır.

4.2 Sayısal Analiz Sonuçları

Mini kanallı ısı değiştiricilerin coil designer analiz programı ile yapılan test sonuçları özeti Çizelge 4.4’de verilmiştir ve programın daha detaylı çıktısı Ek B’de dir.

Çizelge 4.4 Sayısal analiz sonuçları.

		Dalgalı Tip KB	Y ₁	Y ₂	S ₁	S ₂	D
Soğutma	Kapasite (W)	4737,96	4374,47	4500,44	4378,26	3758,74	4665,79
	Akışkan Tarafı Basınç Kaybı (kPa)	9,78	3,82	3,45	1,14	1,67	1,16
	Hava Tarafı Basınç Kaybı (Pa)	15,84	25,42	27,11	13,76	10,96	19,25
	Çıkan Hava Sıcaklığı (C)	34,98	43,22	43,74	45,54	43,39	35,11
	Çıkan Hava Bağıl Nemi (%)	25,90	25,68	24,99	22,77	25,45	25,16
Isıtma	Kapasite (W)	3029,69	2106,47	2106,93	2151,85	2277,85	2745,53
	Akışkan Tarafı Basınç Kaybı (kPa)	26,51	22,58	22,53	2,90	4,67	4,98
	Hava Tarafı Basınç Kaybı (Pa)	15,39	22,93	25,77	12,12	10,62	17,79
	Çıkan Hava Sıcaklığı (C)	3,13	4,76	4,14	3,91	4,08	3,92
	Çıkan Hava Bağıl Nemi (%)	96,52	93,39	94,85	97,93	96,99	96,43

Bölüm 3.2.1 ve Bölüm 3.2.2’ de psikrometrik tip test odalarında yapılan test sonuçları verilmişti. Ancak verilen test sonuçları, ürün kapasitesini gösteren iç üniteden ölçülen test sonuçlarıdır. Çizelge 4.5’de ise soğutma ve ısıtma kapasitesi testleri yapılırken dış üniteden ölçülen test sonuçları verilmiştir.

Çizelge 4.5 Deneysel çalışma sonuçları.

		Dalgalı Tip KB	Y₁	Y₂	S₁	S₂	D
Soğutma	Kapasite (W)	4717,74	4122,00	4515,77	4479,48	3941,32	4758,22
	Çıkan Hava Sıcaklığı (C)	34,76	42,76	43,11	46,18	44,12	36,12
	Çıkan Hava Bağıl Nemi (%)	23,10	25,70	24,90	22,50	23,17	25,10
Isıtma	Kapasite (W)	2850,15	2191,00	2189,00	2270,83	2379,00	2669,90
	Çıkan Hava Sıcaklığı (C)	3,01	4,53	4,21	4,01	3,84	3,81
	Çıkan Hava Bağıl Nemi (%)	97,60	93,50	93,60	93,50	93,30	96,70

Y₁ ve Y₂ ısı değiştiricileri incelendiğinde, kanat genişliği daha yüksek olan Y₂ ısı değiştirici 2,8% soğutma kapasitesi daha yüksek çıkarken ısıtma kapasitesi aynı çıkmıştır. Bu sonuç yapılan deneysel çalışmaları da destekler niteliktedir. Ayrıca, Y₂ ısı değiştiricinin soğutmada hava tarafı basınç kaybı 6,6% daha yüksek olmuştur ve yapılan deneysel çalışmalarda bulunan hava debisinin 3,4% daha düşük olmasının nedeninin hava tarafı basınç düşümü olduğunu kanıtlamaktadır.

Sayısal analizler incelendiğinde hava tarafı basınç düşümü en yüksek olması beklenen ısı değiştiricileri S₁ ve S₂ dir. Bununla birlikte, yapılan deneysel sonucunda ölçülen hava debileri ile analiz yapıldığı için (Çizelge 4.2) en düşük basınç düşümü bu ısı değiştiricilerinde çıkmıştır. Özetle hava tarafı basınç düşümünde, hava debisi bizim çalıştığımız aralıklarda ısı değiştirici tasarımlardan daha baskın bir parametre olduğu belirtilebilir. Örneğin; Y₁ ısı değiştiricinin toplam kanat alanı S₂ ısı değiştiricinin 76,8% kadardır. Ancak hava debisi 18,8% daha yüksek olduğu için, hava tarafı basınç düşümü de 131,9 % daha yüksek çıkmıştır.

Isı değiştiriciden çıkan hava sıcaklıkları incelendiğinde, hava debisi ile ters orantılı olduğu gözlenmektedir. Soğutmada en düşük çıkan hava sıcaklığı Dalgalı Tip KB de 34,98 °C (hava miktarı 29,33 cmm) ve D tipi ısı değiştiricide 35,11 °C dir (hava miktarı 29,96 cmm). Sayısal ve deneysel sonuçları karşılaştırdığımızda çıkan hava sıcaklıkları

arasındaki en büyük farkın 1 °C ve D tipi ısı değiştirici soğutma modunda olduğu gözlenmiştir.

Sayısal analiz sonuçları ile deneysel ölçüm çıktılarını karşılaştırabilmek için, sayısal analiz ve deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen kapasitelerin hata miktarları Çizelge 4.6’da verilmiştir.

Çizelge 4.6 Sayısal analiz sonuçları ile deneysel çalışma sonuçları hata miktarı

	Dalgalı Tip KB	Y₁	Y₂	S₁	S₂	D
Soğutma Sonucu Oranları (%)	0,43	6,13	0,34	2,26	4,63	1,94
Isıtma Sonucu Oranları (%)	6,30	3,86	3,75	5,24	4,25	2,83

Sayısal analiz sonuçları ile deneysel çalışma sonuçları arasındaki en büyük hata oranı 6,3% dalgalı tip KB’de ısıtma sonucunda ve 6,13% Y₁ ısı değiştirici soğutma sonucunda olduğu görülmektedir. Soğutma kapasitesi testi hata oranları karşılaştırıldığında ortalama 2,62 % ve ısıtma kapasitesi testi sonuçları hata oranları karşılaştırıldığında ortalama 4,37% olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, coil designer programında yapılan analizlerin, yapılan deneysel çalışmalar ile karşılaştırıldığında soğutma kapasitesi testlerinde daha yakın sonuçlar bulunmuştur. Bununla birlikte ısıtma testi sonuçlarında da elde edilen sonuçlar tatmin edicidir.



5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Mini kanallı ısı değıştiriciler ısı değıştiriciler ekonomik avantajlarından dolayı sadece soğutma yapan klimalarda ve otomotiv endüstrisinde sıkça kullanılmaktadır. Ayrıca, yapılan sistem optimizasyonu çalışmalarında daha az akışkan kullanılması gerektiğinden ve son dönemde devreye giren çevreye zararlı etkilerinden dolayı ürünlerde bulunan soğutucu akışkan miktarını kısıtlamaya yönelik regülasyonlar nedeniyle birçok beyaz eşya üreticisi de ürünlerinde mini kanallı ısı değıştirici kullanmak için çalışmalar yapmaktadır.

Mini kanallı ısı değıştiricilerin ısıtma modunda da çalışan klimalarda da kullanılmasındaki en büyük engel, ısı değıştirici üzerinde yoğunlaşan suyun kolaylıkla drenaj edilememesi ve bu yüzden ürünlerin ısıtma modunda performanslarının düşmesi, çabuk buzlanması ve buzlanan suyun hızlıca eritilip ısı değıştiriciden atılamamasıdır. Yapılan literatür özetinde de görülebileceğİ gibi son dönemde mini kanallı ısı değıştiriciler üzerine yapılan çalışmalar da bu konu üzerine yoğunlaşmaktadır.

Tez çalışmasına, mini kanallı ısı değıştiricilerin performanları ve ısı değıştiricilerin buzlanma problemi hakkında detaylı literatür incelemesi yapılarak başlanmıştır. Literatür çalışması sonucunda üzerine çalışılmak istenen tasarımlar seçilmiş ve mevcut kanatlı boru ısı değıştiriye sahip ve yapılan karşılaştırmalarda referans olarak kullanılacak modele uygun boyutlandırma çalışmaları yapılmıştır. Daha sonra da tasarımları tamamlanan numunelerin tedarik edilmesi çalışmaları başlatılmıştır.

Elde edilen numunelerin drenaj performanslarını ölçmek için tasarlanan havuz testi ile deneysel çalışmalar yapılmış ve elde edilen sonuçlar minitab programı ile istatistik olarak analiz edilmiştir. Daha sonra ise psikrometrik tip test odalarında soğutma performansı test şartlarında (ısı değıştirici üzeri kuru olması için soğutma performansı test şartları seçilmiştir) hava debisi testleri yapılmıştır. Sonrasında, herbir ürünün, soğutma performans test şartlarında sistem optimizasyonu soğutucu akışkan miktarı ve kısılma vanası parametreleri değıştirilerek yapılmıştır. Aynı işlem ısıtma

performansını belirlemek için ısıtma performansı test şartlarında tekrar edilmiştir. Böylece herbir mini kanallı ısı değiştiricinin kullanıldığı ürünlerin soğutma ve ısıtma performansları belirlenmiş ve referans olarak belirlenen, dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştirici kullanan ürün ile karşılaştırma yapılabilir hale gelinmiştir.

Deneyisel çalışmaların son aşamasında ise, standartlarda belirtilen şartlarda ve sistem optimizasyonu yapılmış mini kanallı ısı değiştiricileri kullanan ürünler ile buz çözme testleri yapılmıştır. Bu test sonuçları müşteri memnuniyeti sağlayacak; ısıtma modunda çalışmanın toplam çalışmaya oranı, ısıtma modundaki maksimum üfleme sıcaklığı ve ısıtma modundaki minimum üfleme sıcaklığı kriterlerine göre değerlendirilmiştir. Bunun dışında buz çözme testi sırasındaki ürün kapasitesi, hava debisi ve çevrimler arasındaki değişimler detaylı şekilde analiz edilmiş ve hem referans kanatlı boru tip ısı değiştirici hem de diğer mini kanallı ısı değiştiriciler ile karşılaştırmalar yapıp nedenleri irdelenmeye çalışılmıştır.

Son bölümde ise, yapılan deneyisel çalışmalar sonucunda elde edilen veriler de kullanılarak sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır ve elde edilen sonuçlar deneyisel çalışmalarda elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Yapılan çalışmalar sonucunda;

- Havuz testinde birim kanat için en az su tutan ısı değiştirici dalgalı tip kanatlı boru ısı değiştiricisi olduğu görülmüştür.
- Mini kanallı ısı değiştiriciler içerisinde en iyi drenaj performansı gösteren S_1 ve S_2 ısı değiştiricileridir. Bunun nedeni ise, ısı değiştiricilerin açılı yerleştirilmesidir. Dolayısıyla, drenaj performansının artırılması için ısı değiştiricileri ürünlere açılı yerleşecek şekilde tasarlamak düşünülebilir.
- Y_1 ve Y_2 ısı değiştiricileri incelendiğinde, ısı değiştiricilerin kanatlarının profilleri değişmeksizin sadece çıkıntılı olmasının drenaj performansını artırmadığı görülmüştür.
- Yapılan literatür çalışması ve havuz testi sonuçları incelendiğinde, drenaj performansını etkileyen en önemli faktörler, ısı değiştiricilerin ürüne açılı yerleştirilmesi ve kanat profilleri olduğu belirlenmiştir.
- Hava debisi testleri karşılaştırıldığında en iyi performansı D tipi ısı değiştirici vermiştir. D tipi ısı değiştiricinin kanat yoğunluğu (24) dalgalı tip kanatlı boru

ısı değıştirciden (17) daha yüksek olmasına rağmen hava debisinin yüksek olmasının nedeni kanat profillerinin farklı olmasıdır.

- Aynı FPI ve kanat profiline sahip, bununla birlikte kanat yüzey alanı daha büyük olan Y_1 ısı değıştircisinin S_2 ısı değıştirciden hava debisi daha yüksek çıkmıştır. Bunun nedeni; Y_1 ısı değıştirici tek sıra iken, S_2 ısı değıştirici çift sıra tasarlanmıştır.
- İkiside çift sıra ve kanat yüzey alanları birbirine çok yakın olan Dalgalı tip kanatlı boru ısı değıştirici ile geleneksel mini kanallı S_2 ısı değıştirici hava debileri karşılaştırıldığında Dalgalı tip kanatlı boru ısı değıştirici olan üründe 22% daha fazla hava debisi ölçülmüştür.
- Hava debilerine göre kanat tipleri karşılaştırıldığında, en yüksek hava debisi elde edilen D tipi mini kanallı ısı değıştirici kanat profilidir. İkinci sırada, dalgalı tip boru kanatlı ısı değıştirici kanat profilidir. En kötüsü ise, geleneksel mini kanallı ısı değıştirici kanat profilidir.
- Hava debisini etkileyen en önemli parametreler ise; kanat tipi, sıra sayısı ve fin yoğunluğudur (FPI) olduğu belirlenmiştir.
- Soğutma kapasitesi test sonuçları incelendiğinde, referans üründe belirlenen kapasite değerini yakalayan tek mini kanallı ısı değıştirici, hava debisi testinde de en yüksek performansı gösteren D tipidir.
- Deklarasyon değerini 99% karşılayan Y_2 ısı değıştirici kullanılan sistemde referans modele göre 31,6% daha az soğutucu akışkan kullanılmıştır. Bu da, literatür araştırmasında karşılaşılmış, mini kanallı ısı değıştiriciler kullanılarak, ürünler için gerekli soğutucu akışkan miktarını azaltılabileceği tezini destekler niteliktedir.
- Isıtma kapasitesi test sonuçları incelendiğinde, referans üründe belirlenen kapasite değerini yakalayan tek mini kanallı ısı değıştirici, hava debisi ve soğutma kapasitesi testinde de en yüksek performansı gösteren D tipidir.
- Y_1 ve Y_2 ısı değıştiricileri tasarım parametreleri arasındaki tek fark kanat genişlikleridir. Drenaj performansı daha iyi olan Y_1 ısı değıştirici soğutma performansı Y_2 ısı değıştiriciye göre düşük olmasına rağmen ısıtma performansı daha yüksek ölçülmüştür. Çünkü ısı değıştiriciler üzerinde

yoğuşan su yeterince iyi drenaj edilmezse, kanatlar yüzeyinde kalan su yüzünden hava tarafında basınç düşümünü artırmasının yanı sıra ısı taşınım direncini de artacağı için ısı değiştiriciden havaya olan ısı geçişi olumsuz etkilenir.

- Buz çözme testi sonucu incelendiğinde, bütün numuneler 80% ısıtma çalışma oranı konfor kriterini karşılarken, S₁ ısı değiştirici en yüksek üfleme sıcaklığı (en az 38°C'den yüksek olmalı) ve en düşük üfleme sıcaklığı kriterini (en az 33°C'den yüksek olmalı) karşılamamaktadır.
- Buz çözme testinde en başarılı olan ısı değiştirici D tipidir.
- Y₁ ısı değiştirici buz çözme testi performansı, ısıtma performansı testinde olduğu gibi Y₂ ısı değiştiriciden daha yüksek olmuştur.
- Buz çözme testi sırasında, çevrimler arasındaki performans düşüşünün engellenmesi için buz çözme periyodlarının yeterince uzun olması gereklidir. Bu nedenle ürünün buz çözme operasyonuna girmesine ve bu operasyondan çıkmasına karar veren algoritmaya girdi oluşturan sıcaklık sensörlerinin ısı değiştirici üzerinde en doğru noktaya konduğundan emin olunmalıdır.
- Buz çözme testinde en başarılı olan ürünler havuz testinde ve ısıtma kapasitesi testinde de başarılı olan ürünler olduğu gözlemlenmiştir. Dolayısıyla, havuz testinde etkili olan parametreler buz çözme testi içinde geçerlidir.
- Dikkat çeken bir husus da hibrit kanat tiplerinin buz çözme testlerinde daha başarılı olduğudur. Isı transferini artırmak için kanatın kanal içersinde kalan kısmı patlatmalı, çıkıntılı olan kısmı ise drenajı kolaylaştırmak için dalgalı olan D tipi ısı değiştirici, test edilen numuneler arasında en başarılı olanı olmuştur. Literatür araştırmasında incelenen Xu ve Zhang (2015)'ın geliştirmiş olduğu ve kanadın çıkıntı olan tarafında çukurlarının drenaj performansını artırmak için kesikli olan numune, bahsi geçen çalışmada buz çözme testinde en iyi performansı göstermiştir.
- Sayısal analiz sonucu bulunan kapasite değerleri; soğutma şartlarında maksimum 6,13% ve ortalama 2,62%, ısıtma şartlarında ise maksimum 6,30% ve ortalama 4,37% deneysel çalışma sonuçlarından farklılık göstermiştir.

Sayısal ve deneysel çalışma sonuçlarının arasındaki farkın düşük ve tutarlı olması, yapılan testlerin güvenilir olduğunu göstermektedir.

Bu tez kapsamında yapılan çalışmaların devamı olabilecek nitelikte öneriler;

- Farklı kaplamalar uygulanan ısı değıştircilerin drenaj ve buz çözme performansları araştırılabilir.
- Isı değıştircilerin ürünlere açılı yerleştirilmesi sonucu dreanaj performansını ölçmek için yeni bir havuz tasarımı yapıp, havuz testi yapılabilir. Açılı yerleştirme sonucu hava tarafı basınç kaybını ölçmek için sayısal ve deneysel çalışmalar yapılabilir ve ürün üzerinde performans ve buz çözme testleri yapılabilir.
- Sayısal analizler yapılırken, hazır model setlerinde hibrit kanatlar olmadığı için D tipi ısı değıştirci sanki tamamı patlatmalı profile sahip kanatmış gibi kabul edilerek analiz yapılmıştır. Bununla birlikte hibrit profilli kanatların önemi ortaya çıktığı için bu kanatlarla olan problemleri çözebilecek kolerasyonlar üzerine çalışmalar yapılabilir.



KAYNAKLAR

- EU Regulation 517/2014, E. R. (2014). *Regulation (EU) No 517/2014 of the European parliament and of the council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006*. -: Official Journal of the European Union.
- Alpsan, E. (2008). Experimental investigation and numerical analysis of microchannel heatsinks for phased array radar cooling applications. *The Graduate School of Natural and Applied Sciences of Middle East Technical University*.
- Breque, F., & Nemer, M. (2017). Modeling of a fan-supplied flat-tube heat exchanger exposed to non-uniform frost growth. *International Journal of Refrigeration*, 129-140.
- Chang, Y.-J., & Wang, C.-C. (1997). A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 533-544.
- 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*, 2237-2243.
- Churchill, S. W. (1977). Friction factor equations spans all fluid-flow regimes. *Chemical Engineering*, 91-92.
- Dário, E. R., & Passos, J. C. (2016). Pressure drop during flow boiling inside parallel microchannels. *International Journal of Refrigeration*, 111-123.
- Dobson, M. K., & Chato, J. C. (1998). Condensation in smooth horizontal tubes. *Journal of Heat Transfer*, 193-213.
- Fernando, P., & Palm, B. (2008). A minichannel aluminium tube heat exchanger – Part III: Condenser performance with propane. *International Journal of Refrigeration*, 696-708.
- Friedel, L. (1979). Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow. *European Two-Phase Flow Group Meeting*, (s. Paper E2). Ispra, Italy.
- García-Cascales, J. R., & Illán-Gómez, F. (2017). Performance comparison of an air/water heat pump using a minichannel coil as evaporator in replacement of a fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 560-575.
- Gnielinski, V. (1976). New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. *International Chemical Engineering*, 359-368.
- Hrnjak, P., & Litch, A. D. (2008). Microchannel heat exchangers for charge minimization in air-cooled ammonia condensers and chillers. *International Journal of Refrigeration*, 658-668.
- Kandlikar, S. G. (2002). Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 389-407.
- Kim, J. H., & Groll, E. A. (2002). Performance comparisons of a unitary split system using microchannel and fin-tube outdoor coils, Part 1: Cooling Test.

- International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (s. 557). Purdue: Purdue University Libraries.
- Kim, J.-S., & Lee, K.-S. (2009). Frost behavior on a fin considering the heat conduction of heat exchanger fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2581–2588.
- Kim, K., & Kim, J.-S. (2010). Characteristics of frost formation on two dimensional fins and its empirical correlations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2670-2675.
- Kim, K., & Kim, M.-H. (2014). Thermal performance of microchannel heat exchangers according to the design parameters under the frosting conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 626-632.
- Kline, S., & McClintock, F. (1953). Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments. *Mechanical Engineering*, 3-8.
- Lawrence, M. G. (2004). The Relationship between Relative Humidity and the Dewpoint Temperature in Moist Air. *American Meteorological Society*, 225-233.
- Li, H., & Hrnjak, P. (2015). An experimentally validated model for microchannel heat exchanger incorporating lubricant effect. *International Journal of Refrigeration*, 259-268.
- Li, H., & Hrnjak, P. (2015). Quantification of liquid refrigerant distribution in parallel flow microchannel heat exchanger using infrared thermography. *Applied Thermal Engineering*, 410-418.
- Meng, J., & Liu, M. (2015). Experimental investigation on cooling performance of multi-split variable refrigerant flow system with microchannel condenser under part load conditions. *Applied Thermal Engineering*, 232-241.
- Moallem, E., & Cremaschi, L. (2012). Experimental measurements of the surface coating and water retention effects on frosting performance of microchannel heat exchangers for heat pump systems. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 176-188.
- Moallem, E., & Hong, T. (2013). Experimental investigation of adverse effect of frost formation on microchannel evaporators, part 1: Effect of fin geometry and environmental effects. *International Journal of Refrigeration*, 1762-1775.
- Moallem, E., & Padhmanabhan, S. (2012). Experimental investigation of the surface temperature and water retention effects on the frosting performance of a compact microchannel heat exchanger for heat pump systems. *International Journal of Refrigerant*, 171-186.
- Qi, Z. (2016). Experimental investigation on minichannel parallel flow condenser performance with R22, R410A and R407C. *International Journal of Refrigeration*, 74-80.
- Shi, J.-y., & Qu, X.-h. (2010). Effect of inlet manifold structure on the performance of the heater core in the automobile air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 1016-1021.
- TS EN 14511-2. (2013). *TS EN 14511-2 Mekân ısıtma ve soğutma için, elektrikle tahrik edilen kompresör ile çalışan iklimlendirme cihazları, sıvı soğutma paketleri ve ısı pompaları - Bölüm 2: Deney Şartları*. Ankara: TSE.
- TS EN 14511-3. (2013). *TS EN 14511-3 Mekân ısıtma ve soğutma için, elektrikle tahrik edilen kompresör ile çalışan iklimlendirme cihazları, sıvı soğutma paketleri ve ısı pompaları - Bölüm 3: Deney yöntemleri*. Ankara: TSE.

- TS EN 14511-4. (2013). *TS EN 14511-2 Mekân ısıtma ve soğutma için, elektrikle tahrik edilen kompresör ile çalışan iklimlendirme cihazları, sıvı soğutma paketleri ve ısı pompaları - Bölüm 4: İşletme gerekleri, işaretleme ve kullanım talimatları*. Ankara: TSE.
- Tuckerman, D. B., & Pease, R. W. (1981). High performance heat sinking for VLSI. *IEEE Electron Device Letters*.
- Xu, B., & Han, Q. (2013). Experimental investigation of frost and defrost performance of microchannel heat exchangers for heat pump systems. *Applied Energy*, 180-188.
- Xu, B., & Zhang, C. (2015). Experimental investigation of the performance of microchannel heat exchangers with a new type of fin under wet and frosting conditions. *Applied Thermal Engineering*, 444-458.
- Zhou, G., & Li, H. (2017). Experimental study on combined defrosting performance of heat pump air conditioning system for pure electric vehicle in low temperature. *Applied Thermal Engineering*, 677-684.





EKLER

EK A: Havuz Testi Minitab Sonuç Raporu

Varyansların Eşitliği Testi: Su Miktarı (g/mm2) - Isı Değiştirici Tipi

Method

Null hypothesis All variances are equal
Alternative hypothesis At least one variance is different
Significance level $\alpha = 0,05$

95% Bonferroni Confidence Intervals for Standard Deviations

Isı Değiştirici Tipi	N	StDev	CI
Dalgalı Tip Kanatlı Boru Isı D.	10	0,0000027	(0,0000020; 0,0000048)
Patlatmalı Tip Kanatlı Boru Isı	10	0,0000026	(0,0000017; 0,0000052)
S1	10	0,0000029	(0,0000021; 0,0000056)
S2	10	0,0000011	(0,0000006; 0,0000030)
Y1	10	0,0000047	(0,0000029; 0,0000106)
Y2	10	0,0000013	(0,0000009; 0,0000026)

Individual confidence level = 99,1667%

Tests

Method	Test	Statistic	P-Value
Multiple comparisons	—	—	0,002
Levene	7,98	—	0,000

Varyansların Eşitliği Testi: Su Miktarı (g/mm2) - Isı Değiştirici Tipi

Tek-yönlü ANOVA: Su Miktarı (g/mm2) - Isı Değiştirici Tipi

Method

Null hypothesis All means are equal
Alternative hypothesis At least one mean is different
Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were not assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
--------	--------	--------

Isı Değiştirici Tipi 6 Dalgalı Tip Kanatlı Boru Isı D.; Patlatmalı
 Tip Kanatlı Boru Isı; S1; S2; Y1; Y2

Welch's Test

Source	DF Num	DF Den	F-Value	P-Value
Isı Değiştirici Tipi	5	24,4024	914,90	0,000

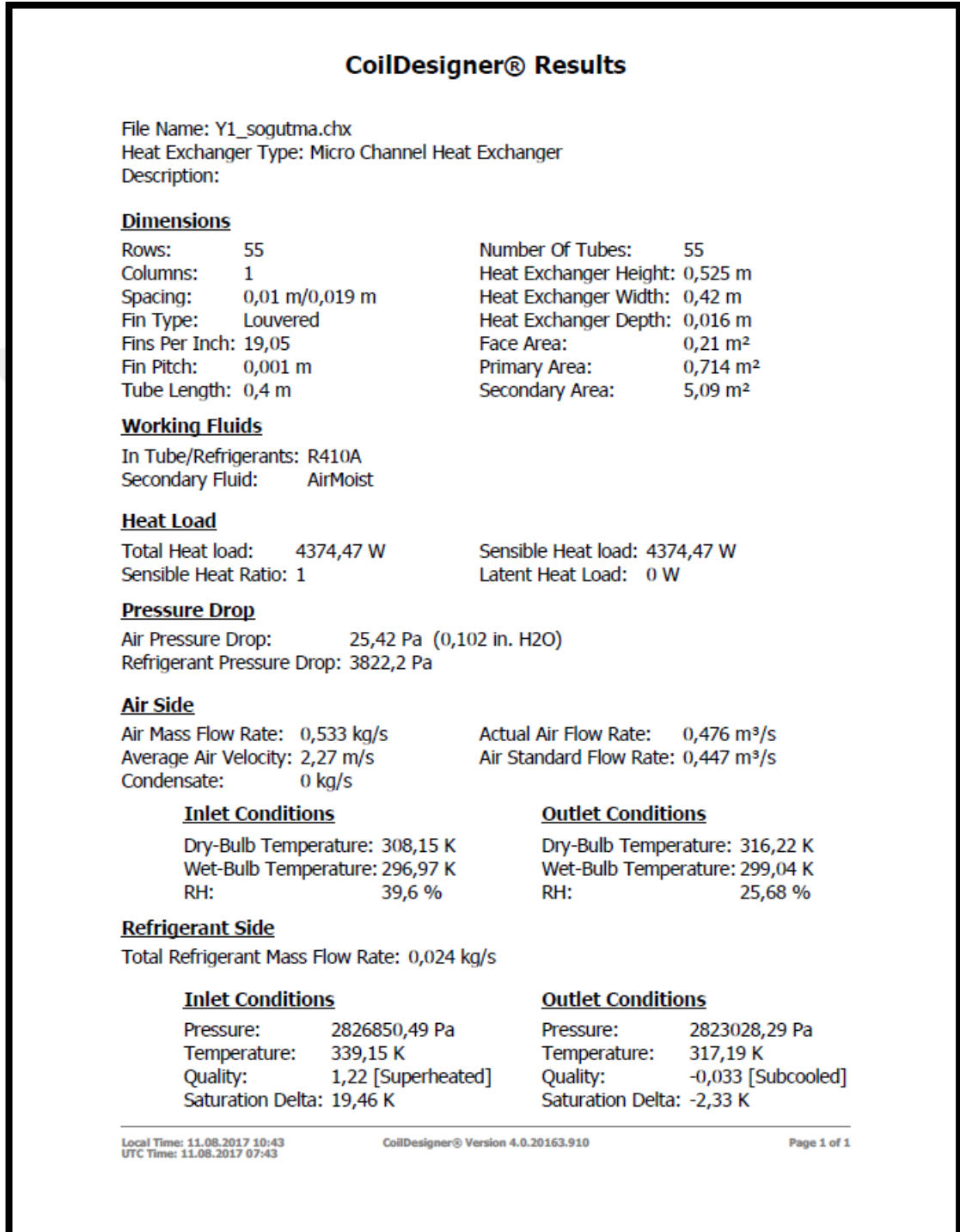
Model Summary

R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
97,91%	97,72%	97,42%

Means

Isı Değiştirici Tipi	N	Mean	StDev	95% CI
Dalgalı Tip Kanatlı Boru Isı D. 0,000074)	10	0,000072	0,000003	(0,000070; 0,000074)
Patlatmalı Tip Kanatlı Boru Isı 0,000122)	10	0,000120	0,000003	(0,000119; 0,000122)
S1 0,000097)	10	0,000094	0,000003	(0,000092; 0,000097)
S2 0,000101)	10	0,000100	0,000001	(0,000099; 0,000101)
Y1 0,000115)	10	0,000112	0,000005	(0,000108; 0,000115)
Y2 0,000128)	10	0,000128	0,000001	(0,000127; 0,000128)

EK B : Sayısal Analiz Sonuçları



Şekil B.1 : Y₁ Isı Değiştiricisi Soğutma Modu Sayısal Analiz Sonuçları

CoilDesigner® Results

File Name: Y1_ısıtma.chx
Heat Exchanger Type: Micro Channel Heat Exchanger
Description:

Dimensions

Rows:	55	Number Of Tubes:	55
Columns:	1	Heat Exchanger Height:	0,525 m
Spacing:	0,01 m/0,019 m	Heat Exchanger Width:	0,44 m
Fin Type:	Louvered	Heat Exchanger Depth:	0,016 m
Fins Per Inch:	19,05	Face Area:	0,22 m ²
Fin Pitch:	0,001 m	Primary Area:	0,75 m ²
Tube Length:	0,42 m	Secondary Area:	4,31 m ²

Working Fluids

In Tube/Refrigerants: R410A
Secondary Fluid: AirMoist

Heat Load

Total Heat load:	2106,47 W	Sensible Heat load:	1423,8 W
Sensible Heat Ratio:	0,676	Latent Heat Load:	682,67 W

Pressure Drop

Air Pressure Drop: 22,93 Pa (0,092 in. H₂O)
Refrigerant Pressure Drop: 22579,5 Pa

Air Side

Air Mass Flow Rate:	0,588 kg/s	Actual Air Flow Rate:	0,471 m ³ /s
Average Air Velocity:	2,14 m/s	Air Standard Flow Rate:	0,493 m ³ /s
Condensate:	0 kg/s		

Inlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 280,15 K
Wet-Bulb Temperature: 279,13 K
RH: 86,6 %

Outlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 277,76 K
Wet-Bulb Temperature: 277,3 K
RH: 93,39 %

Refrigerant Side

Total Refrigerant Mass Flow Rate: 0,022 kg/s

Inlet Conditions

Pressure: 811512,93 Pa
Temperature: 273,63 K
Quality: 0,599 [Two Phase]
Saturation Delta: 0 K

Outlet Conditions

Pressure: 788933,43 Pa
Temperature: 280,07 K
Quality: 1,04 [Superheated]
Saturation Delta: 7,28 K

Local Time: 11.08.2017 10:47
UTC Time: 11.08.2017 07:47

CoilDesigner® Version 4.0.20163.910

Page 1 of 1

Şekil B.2 : Y₁ Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları

CoilDesigner® Results

File Name: Y2_sogutma.chx
Heat Exchanger Type: Micro Channel Heat Exchanger
Description:

Dimensions

Rows:	55	Number Of Tubes:	55
Columns:	1	Heat Exchanger Height:	0,541 m
Spacing:	0,01 m/0,019 m	Heat Exchanger Width:	0,42 m
Fin Type:	Louvered	Heat Exchanger Depth:	0,016 m
Fins Per Inch:	19,05	Face Area:	0,216 m ²
Fin Pitch:	0,001 m	Primary Area:	0,714 m ²
Tube Length:	0,4 m	Secondary Area:	6,81 m ²

Working Fluids

In Tube/Refrigerants: R410A
Secondary Fluid: AirMoist

Heat Load

Total Heat load: 4500,44 W
Sensible Heat Ratio: 1
Sensible Heat load: 4500,44 W
Latent Heat Load: 0 W

Pressure Drop

Air Pressure Drop: 27,11 Pa (0,097 in. H₂O)
Refrigerant Pressure Drop: 3448,78 Pa

Air Side

Air Mass Flow Rate: 0,515 kg/s
Average Air Velocity: 2,13 m/s
Condensate: 0 kg/s
Actual Air Flow Rate: 0,46 m³/s
Air Standard Flow Rate: 0,432 m³/s

Inlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 308,15 K
Wet-Bulb Temperature: 296,97 K
RH: 39,6 %

Outlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 316,74 K
Wet-Bulb Temperature: 299,17 K
RH: 24,99 %

Refrigerant Side

Total Refrigerant Mass Flow Rate: 0,024 kg/s

Inlet Conditions

Pressure: 2826850,49 Pa
Temperature: 339,15 K
Quality: 1,22 [Superheated]
Saturation Delta: 19,46 K

Outlet Conditions

Pressure: 2823401,71 Pa
Temperature: 314,54 K
Quality: -0,069 [Subcooled]
Saturation Delta: -4,987 K

Local Time: 11.08.2017 10:36
UTC Time: 11.08.2017 07:36

CoilDesigner® Version 4.0.20163.910

Page 1 of 1

Şekil B.3 : Y₂ Isı Değiştiricisi Soğutma Modu Sayısal Analiz Sonuçları

CoilDesigner® Results

File Name: Y2_Isitma.chx
Heat Exchanger Type: Micro Channel Heat Exchanger
Description:

Dimensions

Rows:	55	Number Of Tubes:	55
Columns:	1	Heat Exchanger Height:	0,541 m
Spacing:	0,01 m/0,019 m	Heat Exchanger Width:	0,44 m
Fin Type:	Louvered	Heat Exchanger Depth:	0,016 m
Fins Per Inch:	19,05	Face Area:	0,227 m ²
Fin Pitch:	0,001 m	Primary Area:	0,75 m ²
Tube Length:	0,42 m	Secondary Area:	7,15 m ²

Working Fluids

In Tube/Refrigerants: R410A
Secondary Fluid: AirMoist

Heat Load

Total Heat load:	2106,93 W	Sensible Heat load:	1411,95 W
Sensible Heat Ratio:	0,67	Latent Heat Load:	694,98 W

Pressure Drop

Air Pressure Drop: 25,77 Pa (0,063 in. H2O)
Refrigerant Pressure Drop: 22527,46 Pa

Air Side

Air Mass Flow Rate:	0,463 kg/s	Actual Air Flow Rate:	0,371 m ³ /s
Average Air Velocity:	1,63 m/s	Air Standard Flow Rate:	0,388 m ³ /s
Condensate:	0 kg/s		

Inlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 280,15 K
Wet-Bulb Temperature: 279,13 K
RH: 86,6 %

Outlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 277,14 K
Wet-Bulb Temperature: 276,79 K
RH: 94,85 %

Refrigerant Side

Total Refrigerant Mass Flow Rate: 0,022 kg/s

Inlet Conditions

Pressure: 811512,93 Pa
Temperature: 273,63 K
Quality: 0,599 [Two Phase]
Saturation Delta: 0 K

Outlet Conditions

Pressure: 788985,48 Pa
Temperature: 280,09 K
Quality: 1,04 [Superheated]
Saturation Delta: 7,3 K

Local Time: 11.08.2017 10:40
UTC Time: 11.08.2017 07:40

CoilDesigner® Version 4.0.20163.910

Page 1 of 1

Şekil B.4 : Y₂ Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları

CoilDesigner® Results

File Name: S1_sogutma.chx

Heat Exchanger Type: Micro Channel Heat Exchanger

Description:

Dimensions

Rows:	55	Number Of Tubes:	110
Columns:	2	Heat Exchanger Height:	0,51 m
Spacing:	0,009 m/0,02 m	Heat Exchanger Width:	1 m
Fin Type:	Louvered	Heat Exchanger Depth:	0,033 m
Fins Per Inch:	15,87	Face Area:	0,454 m ²
Fin Pitch:	0,002 m	Primary Area:	2,67 m ²
Tube Length:	0,89 m	Secondary Area:	5,69 m ²

Working Fluids

In Tube/Refrigerants: R410A

Secondary Fluid: AirMoist

Heat Load

Total Heat load: 4378,26 W

Sensible Heat load: 4378,26 W

Sensible Heat Ratio: 1

Latent Heat Load: 0 W

Pressure Drop

Air Pressure Drop: 13,76 Pa (0,028 in. H2O)

Refrigerant Pressure Drop: 1470,2 Pa

Air Side

Air Mass Flow Rate: 0,414 kg/s

Actual Air Flow Rate: 0,37 m³/s

Average Air Velocity: 0,814 m/s

Air Standard Flow Rate: 0,347 m³/s

Condensate: 0 kg/s

Inlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 308,15 K

Wet-Bulb Temperature: 296,97 K

RH: 39,6 %

Outlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 318,54 K

Wet-Bulb Temperature: 299,6 K

RH: 22,77 %

Refrigerant Side

Total Refrigerant Mass Flow Rate: 0,027 kg/s

Inlet Conditions

Pressure: 2992324,67 Pa

Temperature: 344,15 K

Quality: 1,27 [Superheated]

Saturation Delta: 22,01 K

Outlet Conditions

Pressure: 2991754,57 Pa

Temperature: 322,03 K

Quality: 0,115 [Two Phase]

Saturation Delta: 0 K

Local Time: 11.08.2017 10:28
UTC Time: 11.08.2017 07:28

CoilDesigner® Version 4.0.20163.910

Page 1 of 1

Şekil B.5 : S₁ Isı Değiştiricisi Soğutma Modu Sayısal Analiz Sonuçları

CoilDesigner® Results

File Name: S1_isitma.chx
Heat Exchanger Type: Micro Channel Heat Exchanger
Description:

Dimensions

Rows:	55	Number Of Tubes:	110
Columns:	2	Heat Exchanger Height:	0,51 m
Spacing:	0,009 m/0,02 m	Heat Exchanger Width:	1 m
Fin Type:	Louvered	Heat Exchanger Depth:	0,033 m
Fins Per Inch:	15,87	Face Area:	0,454 m ²
Fin Pitch:	0,002 m	Primary Area:	2,67 m ²
Tube Length:	0,89 m	Secondary Area:	5,69 m ²

Working Fluids

In Tube/Refrigerants: R410A
Secondary Fluid: AirMoist

Heat Load

Total Heat load:	2151,85 W	Sensible Heat load:	1538,57 W
Sensible Heat Ratio:	0,715	Latent Heat Load:	613,28 W

Pressure Drop

Air Pressure Drop: 12,12 Pa (0,024 in. H₂O)
Refrigerant Pressure Drop: 2901,7 Pa

Air Side

Air Mass Flow Rate:	0,437 kg/s	Actual Air Flow Rate:	0,35 m ³ /s
Average Air Velocity:	0,771 m/s	Air Standard Flow Rate:	0,366 m ³ /s
Condensate:	0 kg/s		

Inlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 280,15 K
Wet-Bulb Temperature: 279,13 K
RH: 86,6 %

Outlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 276,91 K
Wet-Bulb Temperature: 276,78 K
RH: 97,93 %

Refrigerant Side

Total Refrigerant Mass Flow Rate: 0,026 kg/s

Inlet Conditions

Pressure: 854949,9 Pa
Temperature: 274,15 K
Quality: -0,007 [Subcooled]
Saturation Delta: -1,072 K

Outlet Conditions

Pressure: 853499,06 Pa
Temperature: 275,2 K
Quality: 0,337 [Two Phase]
Saturation Delta: 0 K

Local Time: 11.08.2017 10:32
UTC Time: 11.08.2017 07:32

CoilDesigner® Version 4.0.20163.910

Page 1 of 1

Şekil B.6 : S₁ Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları

CoilDesigner® Results

File Name: S2_sogutma.chx
Heat Exchanger Type: Micro Channel Heat Exchanger
Description:

Dimensions

Rows:	54	Number Of Tubes:	108
Columns:	2	Heat Exchanger Height:	0,517 m
Spacing:	0,01 m/0,02 m	Heat Exchanger Width:	1 m
Fin Type:	Louvered	Heat Exchanger Depth:	0,032 m
Fins Per Inch:	15,87	Face Area:	0,465 m ²
Fin Pitch:	0,002 m	Primary Area:	2,42 m ²
Tube Length:	0,9 m	Secondary Area:	5,99 m ²

Working Fluids

In Tube/Refrigerants: R410A
Secondary Fluid: AirMoist

Heat Load

Total Heat load: 3758,74 W Sensible Heat load: 3758,74 W
Sensible Heat Ratio: 1 Latent Heat Load: 0 W

Pressure Drop

Air Pressure Drop: 10,96 Pa (0,022 in. H₂O)
Refrigerant Pressure Drop: 1671,6 Pa

Air Side

Air Mass Flow Rate: 0,449 kg/s Actual Air Flow Rate: 0,401 m³/s
Average Air Velocity: 0,861 m/s Air Standard Flow Rate: 0,376 m³/s
Condensate: 0 kg/s

Inlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 308,15 K
Wet-Bulb Temperature: 296,97 K
RH: 39,6 %

Outlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 316,39 K
Wet-Bulb Temperature: 299,08 K
RH: 25,45 %

Refrigerant Side

Total Refrigerant Mass Flow Rate: 0,024 kg/s

Inlet Conditions

Pressure: 2826850,49 Pa
Temperature: 337,15 K
Quality: 1,2 [Superheated]
Saturation Delta: 17,46 K

Outlet Conditions

Pressure: 2826014,69 Pa
Temperature: 319,58 K
Quality: 0,123 [Two Phase]
Saturation Delta: 0 K

Local Time: 11.08.2017 10:05
UTC Time: 11.08.2017 07:05

CoilDesigner® Version 4.0.20163.910

Page 1 of 1

Şekil B.7 : S₂ Isı Değiştiricisi Soğutma Modu Sayısal Analiz Sonuçları

CoilDesigner® Results

File Name: S2_ısıtma.chx
Heat Exchanger Type: Micro Channel Heat Exchanger
Description:

Dimensions

Rows:	54	Number Of Tubes:	108
Columns:	2	Heat Exchanger Height:	0,517 m
Spacing:	0,01 m/0,02 m	Heat Exchanger Width:	1 m
Fin Type:	Louvered	Heat Exchanger Depth:	0,032 m
Fins Per Inch:	15,87	Face Area:	0,465 m ²
Fin Pitch:	0,002 m	Primary Area:	2,42 m ²
Tube Length:	0,9 m	Secondary Area:	5,99 m ²

Working Fluids

In Tube/Refrigerants: R410A
Secondary Fluid: AirMoist

Heat Load

Total Heat load:	2277,85 W	Sensible Heat load:	1614,21 W
Sensible Heat Ratio:	0,709	Latent Heat Load:	663,64 W

Pressure Drop

Air Pressure Drop: 10,62 Pa (0,021 in. H₂O)
Refrigerant Pressure Drop: 4667,1 Pa

Air Side

Air Mass Flow Rate:	0,519 kg/s	Actual Air Flow Rate:	0,416 m ³ /s
Average Air Velocity:	0,893 m/s	Air Standard Flow Rate:	0,435 m ³ /s
Condensate:	0 kg/s		

Inlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 280,15 K
Wet-Bulb Temperature: 279,13 K
RH: 86,6 %

Outlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 277,08 K
Wet-Bulb Temperature: 276,88 K
RH: 96,99 %

Refrigerant Side

Total Refrigerant Mass Flow Rate: 0,026 kg/s

Inlet Conditions

Pressure: 854949,9 Pa
Temperature: 274,15 K
Quality: -0,007 [Subcooled]
Saturation Delta: -1,072 K

Outlet Conditions

Pressure: 852616,35 Pa
Temperature: 275,17 K
Quality: 0,386 [Two Phase]
Saturation Delta: 0 K

Local Time: 11.08.2017 10:24
UTC Time: 11.08.2017 07:24

CoilDesigner® Version 4.0.20163.910

Page 1 of 1

Şekil B.8 : S₂ Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları

CoilDesigner® Results

File Name: D sogutma.chx
Heat Exchanger Type: Micro Channel Heat Exchanger
Description:

Dimensions

Rows:	45	Number Of Tubes:	45
Columns:	1	Heat Exchanger Height:	0,463 m
Spacing:	0,01 m/0,019 m	Heat Exchanger Width:	0,643 m
Fin Type:	Louvered	Heat Exchanger Depth:	0,02 m
Fins Per Inch:	19,24	Face Area:	0,29 m ²
Fin Pitch:	0,001 m	Primary Area:	1,12 m ²
Tube Length:	0,627 m	Secondary Area:	10,49 m ²

Working Fluids

In Tube/Refrigerants: R410A
Secondary Fluid: AirMoist

Heat Load

Total Heat load:	4665,79 W	Sensible Heat load:	4665,79 W
Sensible Heat Ratio:	1	Latent Heat Load:	0 W

Pressure Drop

Air Pressure Drop: 19,25 Pa (0,077 in. H2O)
Refrigerant Pressure Drop: 1158,86 Pa

Air Side

Air Mass Flow Rate:	0,579 kg/s	Actual Air Flow Rate:	0,499 m ³ /s
Average Air Velocity:	1,72 m/s	Air Standard Flow Rate:	0,485 m ³ /s
Condensate:	0 kg/s		

Inlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 300,15 K
Wet-Bulb Temperature: 290,81 K
RH: 39,6 %

Outlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 308,11 K
Wet-Bulb Temperature: 293,37 K
RH: 25,16 %

Refrigerant Side

Total Refrigerant Mass Flow Rate: 0,023 kg/s

Inlet Conditions

Pressure: 3054377,48 Pa
Temperature: 336,15 K
Quality: 1,18 [Superheated]
Saturation Delta: 13,12 K

Outlet Conditions

Pressure: 3053218,62 Pa
Temperature: 300,5 K
Quality: -0,309 [Subcooled]
Saturation Delta: -22,401 K

Local Time: 11.08.2017 11:32
UTC Time: 11.08.2017 08:32

CoilDesigner® Version 4.0.20163.910

Page 1 of 1

Şekil B.9 : D Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları

CoilDesigner® Results

File Name: D ısıtma.chx
Heat Exchanger Type: Micro Channel Heat Exchanger
Description:

Dimensions

Rows:	45	Number Of Tubes:	45
Columns:	1	Heat Exchanger Height:	0,463 m
Spacing:	0,01 m/0,019 m	Heat Exchanger Width:	0,643 m
Fin Type:	Louvered	Heat Exchanger Depth:	0,02 m
Fins Per Inch:	19,24	Face Area:	0,29 m ²
Fin Pitch:	0,001 m	Primary Area:	1,12 m ²
Tube Length:	0,627 m	Secondary Area:	10,49 m ²

Working Fluids

In Tube/Refrigerants: R410A
Secondary Fluid: AirMoist

Heat Load

Total Heat load:	2745,53 W	Sensible Heat load:	1887,78 W
Sensible Heat Ratio:	0,688	Latent Heat Load:	857,75 W

Pressure Drop

Air Pressure Drop: 17,79 Pa (0,071 in. H2O)
Refrigerant Pressure Drop: 4977,66 Pa

Air Side

Air Mass Flow Rate:	0,577 kg/s	Actual Air Flow Rate:	0,462 m ³ /s
Average Air Velocity:	1,59 m/s	Air Standard Flow Rate:	0,483 m ³ /s
Condensate:	0 kg/s		

Inlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 280,15 K
Wet-Bulb Temperature: 279,13 K
RH: 86,6 %

Outlet Conditions

Dry-Bulb Temperature: 276,92 K
Wet-Bulb Temperature: 276,68 K
RH: 96,43 %

Refrigerant Side

Total Refrigerant Mass Flow Rate: 0,02 kg/s

Inlet Conditions

Pressure: 827370,88 Pa
Temperature: 274,22 K
Quality: 0,4 [Two Phase]
Saturation Delta: 0 K

Outlet Conditions

Pressure: 822393,22 Pa
Temperature: 280,11 K
Quality: 1,03 [Superheated]
Saturation Delta: 6,01 K

Local Time: 11.08.2017 11:29
UTC Time: 11.08.2017 08:29

CoilDesigner® Version 4.0.20163.910

Page 1 of 1

Şekil B.10 : D Isı Değiştiricisi Isıtma Modu Sayısal Analiz Sonuçları

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Ender GÜL
Doğum Tarihi ve Yeri : Samsun – 16.04.1987
E-posta : ender.gul@arcelik-lg.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : Ege Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü (2011)
- **Yükseklisans** : İTÜ, Makine Müh., Isı-Akışkan YL. (Devam Ediyor)

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Arçelik-LG Klima San. Tic. A.Ş. – Arge Mühendisi (2013 – Devam Ediyor)