T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KLİMA ISI DEĞİŞTİRİCİ MANİFOLDUNUN İYİLEŞTİRİLMESİ

ALİ KAYA

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ.DR. DERYA BURCU ÖZKAN

İSTANBUL, 2018

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KLİMA ISI DEĞİŞTİRİCİ MANİFOLDUNUN İYİLEŞTİRİLMESİ

Ali KAYA tarafından hazırlanan tez çalışması 22/02/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç.Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç.Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof.Dr. Galip TEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof.Dr. Lütfullah KUDDUSİ

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam boyunca ilgisi, önerileri, engin mesleki ve hayat tecrübeleriyle tezimi tamamlama ve kariyer yolunda bana pusula olan değerli ve saygıdeğer danışman hocam Sayın Doç.Dr. Derya Burcu ÖZKAN'a en özel teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması ARÇELİK-LG Klima A.Ş. Ar-Ge Yöneticiliği laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Ar-Ge Merkezi dahilindeki kaynakları kullanma imkânı tanıyan ve her türlü desteği esirgemeyen Arçelik-LG Klima A.Ş. Ar-Ge Yöneticisi Sn. Ali Saim BOZBAĞ'a teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmam süresince deneyleri gerçekleştirmek için kullandığım tüm deney düzeneklerinin oluşturulmasındaki yardımları dolayısıyla Arçelik-LG Klima A.Ş. Ar-Ge Laboratuvarı çalışanlarına kıymetli yardımlarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam süresince manevi desteklerini esirgemeyen ve tüm desteklerini sağlayan aileme sevgilerimi ve en içten şükranlarımı sunarım.

Şubat, 2018

Ali KAYA

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ....vi

KISALTMA LİSTESİ....vii

ŞEKİL LİSTESİ....viii

ÇİZELGE LİSTESİ....x

ÖZET....xi

ABSTRACT....xii

BÖLÜM 1

GİRİŞ....2

1.1 Literatür Özeti....2
1.2 Tezin Amacı....2
1.3 Hipotez....3

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI....4

2.1 Isı Değiştiricisi Manifoldları ile İlgili Bilimsel Çalışmalar....4

BÖLÜM 3

MATEMATİKSEL ANALİZ....24

3.1 Boru İçi Akış Analizi için Kullanılan Matematiksel Model....24
3.1.1 K-Epsilon Modeli....25
3.2 Kapasite Hesabı için Kullanılan Matematiksel Model....25
3.2.1 Kütlesel ve Hacimsel Hava Debisi Hesabı....26
3.2.2 Duyulur ve Gizli Isı Aktarımı ile Soğutma ve Isıtma Kapasitesi Hesabı....26

BÖLÜM 4

Y-BORU TASARIMI VE HAD ANALİZİ 27

4.1 Tanımlar 27
4.2 Y-Boru Tasarımı 28
4.3 HAD Analizi 28
4.3.1 Giriş Parametreleri 29
4.3.2 HAD Analizi Sonuçları 30

BÖLÜM 5

DENEYSEL ÇALIŞMA 33

5.1 Manifold ve Isı Değiştiricisi Tasarımları 33
5.1.1 Mevcut Tasarım 33
5.1.2 Yeni Tasarım 37
5.2 Deney Düzeneği 39
5.3 Deneyler 40
5.4 Ölçümler 42
5.4.1 Ölçüm Aletleri 43
5.5 Deneysel Çalışma 46
5.5.1 Soğutma Deneyi İçin Sıcaklık, Basınç, Kapasite ve Elektriksel Güç Tüketimi Ölçüm Sonuçları 47
5.5.2 Isıtma Deneyi İçin Sıcaklık, Basınç, Kapasite ve Elektriksel Güç Tüketimi Ölçüm Sonuçları 51

BÖLÜM 6

İSTATİSTİKSEL DOĞRULAMA 55

6.1 Mevcut ve Yeni Tasarım Soğutma ve Isıtma Etkinliklerinin İstatistiksel Analizi 55
6.2 Hata Analizi 61

BÖLÜM 7

SONUÇLAR 63

7.1 Deneysel ve Matematiksel Sonuçlar 65
7.2 Maliyet İyileştirme Sonuçları 61

KAYNAKLAR 70

ÖZGEÇMİŞ 72

SİMGE LİSTESİ

k	Kinetik enerji (Türbülans akış için)
$\dot{m}_{hava}$	Kütlesel hava debisi
c_d	Rüzgâr tüneli lülesi boşaltım katsayısı
A	Rüzgâr tüneli içerisindeki lülenin kesit alanı
ΔP	Rüzgâr tüneli üzerindeki basınç düşümü
$\dot{v}_n$	Rüzgar tüneli girişindeki havanın özgül hacmi
$\dot{q}_{hava}$	Hacimsel hava debisi
w_n	Rüzgar tüneli girişindeki havanın mutlak nemi
v_n	Rüzgar tüneli girişindeki havanın psikometrik diyagramdan okunan özgül hacmi
P_n	Rüzgar tüneli girişindeki barometrik basınç
$\dot{Q}_d$	Duyulur ısı
$\dot{Q}_g$	Gizli ısı
C_{pa}	Kuru havanın özgün ısısı
T_{a1}	Klima iç ünitesine giriş havasının kuru termometre sıcaklığı
T_{a2}	Klima iç ünitesinin üfleme havası kuru termometre sıcaklığı
w_{1i}	Klima iç ünitesine giriş havası mutlak nemi
w_{2i}	Klima iç ünitesinin üfleme havası mutlak nemi
A_i	Boru içi ıslak alan
α	Standart sapma
M_{Toplam}	Toplam maliyet azalması
$M_{elektrik}$	Elektrik tüketiminin azalması ile sağlanan maliyet azalması
W_{Toplam}	Mevcut tasarıma göre elektriksel güç tüketimindeki toplam değişim
$T_{n=10}$	10 yıl süresince birim elektrik gücü tüketimi başına ödenecek tutar
I	Birim elektrik tüketim tutarı için yıllık ortalama artış oranı

KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	Amerikan Isıtma Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği
ASME	Amerikan Makine Mühendisleri Topluluğu
BDF	Bugünkü değer faktörü
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
KT	Kuru Termometre
LSL	Alt spek limiti
NBD	Net bugünkü değer
RTD	Direnç Sıcaklık Algılayıcı
TL	Türk Lirası
USL	üst spek limiti
YT	Yaş Termometre

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1 Deneysel çalışmalarda kullanılacak manifold ve deney düzeneği[1]..... 4
Şekil 2. 2 Manifolda ait matematiksel modelde kullanılan kontrol hacmi[2] 6
Şekil 2. 3 Giriş ve çıkış manifoldları için statik basınç grafikleri [2] 6
Şekil 2. 4 Deney düzeneği[2] 8
Şekil 2. 5 Deney düzeneği[3] 9
Şekil 2. 6 Deney düzeneği[7] 12
Şekil 2. 7 Deney düzeneği[7] 12
Şekil 2. 8 Deney düzeneği[8] 15
Şekil 2. 9 Test edilecek manifoldlar[8] 15
Şekil 2. 10 16mm manifold için çıkış borularındaki sıvı-buhar dağılımı[8]..... 17
Şekil 2. 11 16mm ve 8mm manifoldlarda buharlaşma sıcaklığının etkisi[8]..... 18
Şekil 2. 12 16mm ve 8mm manifoldlarda kuruluk oranının etkisi (buhar)[8] 19
Şekil 2. 13 16mm ve 8mm manifoldlarda kuruluk oranının etkisi (alt akış)[8] 20
Şekil 2. 14 Manifold şematik gösterimi ve akış tasarımı[9]..... 21
Şekil 2. 15 Akış yönlerine göre manifold tipleri (Webb vd.,2005)[9] 21
Şekil 4. 1 Y-Boru..... 28
Şekil 4. 2 R-410a için basınç-entalpi diyagramı ve klima çalışma noktaları 29
Şekil 4. 3-a Y-Boru Dağıtıcı Konumunda iken Yapılan HAD Analizi..... 30
Şekil 4. 3-b Y-Boru Dağıtıcı Konumunda iken Yapılan HAD Analizi..... 31
Şekil 4. 4-a Y-Boru Toplayıcı Konumunda iken Yapılan HAD Analizi 31
Şekil 4. 4-b Y-Boru Toplayıcı Konumunda iken Yapılan HAD Analizi 32
Şekil 5. 1 Mevcut tasarımlı dış ünite ısı değiştiricisi 33
Şekil 5. 2 Mevcut tasarımlı dış ünite ısı değiştiricisi 34
Şekil 5. 3 Mevcut tasarımdaki giriş manifoldu 35
Şekil 5. 4 Mevcut tasarımdaki giriş manifoldu 35
Şekil 5. 5 Yeni tasarıma ait giriş manifoldu 35
Şekil 5. 6 Yeni tasarıma ait çıkış manifoldu 38
Şekil 5.7 Yeni tasarımda Y-boru kullanımı 38
Şekil 5.8 Deney düzeneklerinin şematik resmi..... 39
Şekil 5. 9 Deney düzeneği ve bileşenler 39
Şekil 5. 10 Deney odası şematik resmi 41
Şekil 5. 11 Deney düzeneği ölçüm noktaları (Mevcut tasarım)..... 42
Şekil 5. 12 Basınç ölçer 43

Şekil 5. 13 Deney düzeneğinde basınç ölçüm noktaları 44
Şekil 5. 14 Hava hızı ölçme cihazı 44
Şekil 5. 15 Mevcut tasarıma göre ölçüm noktaları 45
Şekil 5. 16 Yeni tasarıma göre ölçüm noktaları 46
Şekil 6. 1 Kapasite değerlerinin varyanslarının kontrolü 59

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Farklı debi değerlerine göre test sonuçları [8] 15
Çizelge 4.1 Basınç ve sıcaklığa göre akışkan parametreleri 29
Çizelge 4.2 Debiye göre akışkan parametreleri 30
Çizelge 4.3 HAD Analizi Sonuçları 32
Çizelge 5.1 Mevcut ve yeni tasarıma göre soğutma deneyinde giriş manifoldu sıcaklık dağılımı eğrileri 48
Çizelge 5.2 Mevcut ve yeni tasarıma göre soğutma deneyinde çıkış manifoldu sıcaklık dağılımı eğrileri 48
Çizelge 5.3 Mevcut tasarıma göre soğutma deneyinde giriş ve çıkış manifoldları basınç değerleri 57
Çizelge 5.4 Yeni tasarıma göre soğutma deneyinde giriş ve çıkış manifoldları basınç değerleri 49
Çizelge 5.5 Mevcut tasarım ile yeni tasarımın kullanıldığı ürünlerin toplam soğutma kapasite deneyi sonuçları 50
Çizelge 5.6 Mevcut ve yeni tasarıma göre ısıtma deneyinde giriş manifoldu sıcaklık dağılımı eğrileri 52
Çizelge 5.7 Mevcut ve yeni tasarıma göre ısıtma deneyinde çıkış manifoldu sıcaklık dağılımı eğrileri 52
Çizelge 5.8 Mevcut tasarıma göre ısıtma deneyinde giriş ve çıkış manifoldları basınç değerleri 53
Çizelge 5.9 Yeni tasarıma göre ısıtma deneyinde giriş ve çıkış manifoldları basınç değerleri 53
Çizelge 5.10 Mevcut tasarım ile yeni tasarımın kullanıldığı ürünlerin toplam ısıtma kapasite deneyi sonuçları dağılımı grafiği 54
Çizelge 6.1 Mevcut ve yeni tasarıma göre soğutma deneyinde çıkış manifoldu sıcaklık dağılımı grafiği 57
Çizelge 6.2 Yeni tasarım ile elde edilmiş kapasite ölçümlerinin normal dağılım grafiği . 57
Çizelge 6.3 Kapasite değerlerinin varyanslarının kontrolü 60
Çizelge 6.4 Kapasite değerlerinin varyanslarının kontrolü 62
Çizelge 6.5 Kapasite ölçümleri için süreç yeterliliği çizelgesi (ısıtma) 62
Çizelge 7.1 Elektriksel güç tüketiminden kaynaklı toplam maliyet azalışı 68

ÖZET

KLİMA ISI DEĞİŞTİRİCİ MANİFOLDUNUN İYİLEŞTİRİLMESİ

Ali KAYA

Makina Mühendisliği Isı Proses Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Bu tez kapsamında, bir split klima ünitesinin dış ünite ısı değiştiricisine ait manifolt iyileştirmesi çalışılmıştır. İyileştirmenin amacı, split klimanın mevcut tasarımının kapasitesini sabit tutarak, daha az malzeme kullanacak yeni bir tasarım gerçekleştirmektir. Tasarım sonucu deney numuneleri hazırlanmıştır. Mevcut tasarım ve yeni tasarım manifoldların kullanıldığı split klima deney numunelerine, TS14511 standardına uygun ısıtma ve soğutma kapasitesi testleri yapılmıştır. Test sonuçları matematiksel model ve istatistik araçları da kullanılarak doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Manifolt, klima, kondenser, tasarım iyileştirmesi

ABSTRACT

IMPROVEMENT OF HEAT EXCHANGER MANIFOLD IN AIR CONDITIONER

Ali KAYA

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

With this thesis, improvement of a split air conditioner's outdoor unit heat exchanger manifold design is studied. The aim of the improvement is designing a new manifold that uses less material and performing same capacity with existing design. Test samples are produced according to new design. Split air conditioners that have existing design and new optimised design are tested according to TS14511 standard. Cooling and heating capacity tests are done and compared. With an analytic model and statistic tools, test results are validated.

Keywords: Manifold, air conditioner, condenser, design improvement

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Mahal havasını ısıtmak ve soğutmak için kullanımı en yaygın teknoloji klima teknolojisidir. Günümüzde farklı kapasitelerde, farklı kullanım koşullarına göre birçok klima tasarımı bulunmaktadır. Klima tasarımlarında en uygun performans, en düşük maliyet ile elde edilecek şekilde tasarım yapılmaktadır. Bu nedenle günümüzde klima üreticileri daha çok kullanıcıya ulaşabilmek için, klimaların performanslarını beklenen düzeyde tutarak, maliyeti düşürmeye yönelik çalışmalara ağırlık vermektedir. Maliyete etki eden en önemli unsurlardan birisi, klimalarda kullanılan bakır borulardır. Bu nedenle en uygun performansı verecek klima tasarımlarında, bakır boru kullanımı en az düzeyde tutulmak istenmektedir. Bununla birlikte bakır borular hem ısı değiştiricilerde hem de bağlantı borularında kullanıldığı için performansa doğrudan etki etmektedir. Dolayısı ile bakır boru kullanım miktarları üzerinde çalışılırken klima performansı her zaman kontrol altında tutulmalıdır.

1.2 Tezin Amacı

Yapılan bu tezde, bir klimanın maliyetini azaltmak için, ısı değiştiricisi giriş ve çıkışındaki manifoldların bakır kullanım miktarını azaltıp, aynı zamanda mevcut performansı sabit tutmaktır. Performansı sabit tutmak için de tasarımı değiştirilen dağıtıcı ve toplayıcı manifoldlardaki basınç düşüşü ve sıcaklık dağılımı kontrol altında tutularak, performansta kaybın önüne geçilebilen bir tasarıma ulaşmak amaçlanmıştır.

Bu amaçla yola çıkıldığında, manifoldlarda, ısı değiştiricisine bağlanan borularda (bacak) akışta yüksek basınç kaybına yol açmadan akışın devamlılığını sağlayacak Y-boru (branşman) olarak adlandırılan bir girişli ve iki çıkışlı (veya iki girişli ve bir çıkışlı) parçanın tasarımına ulaşılmıştır. Yapılan analitik, deneysel ve istatistiksel çalışmaların sonucunda bu tasarımın kullanılabilirliğinin uygunluğu incelenmiştir.

1.3 Hipotez

Üzerinde 12 adet bacak bulunan giriş ve çıkış manifoldların bacak sayıları 6'ya indirilip, bahsedilen Y-boru kullanılarak mevcut tasarımdaki basınç düşüşüne paralel basınç düşüşü ve sıcaklık dağılımı ile kapasitede bir kayıp olmaksızın daha az bakır boru kullanımı gerçekleşebilmektedir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

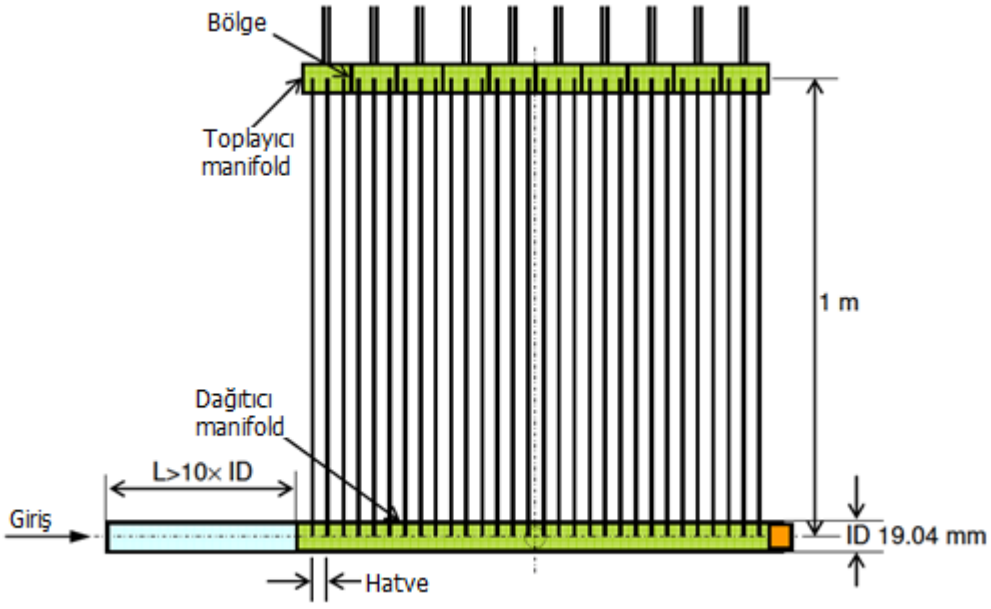
Isı değiştiricilerin tasarımı için manifolddaki akış dağılımının bilinmesi ısı aktarımı etkinliği ve basınç kayıplarının düşürülmesi açısından önemlidir. Bu tez çalışmasında yapılacak olan deneysel ve analitik çalışmalara ışık tutması açısından literatür araştırması yapılmıştır. Isı değiştiricilerinde giriş ve çıkış olarak kullanılan manifoldlarla alakalı literatürde oldukça fazla sayıda çalışma vardır. Mikrokanal ısı değiştiricileri, gerek kanatlı-borulu ısı değiştiricileri gibi farklı türdeki ısı değiştiricilerinde kullanılan manifoldlarla ilgili yapılan çalışmalardan bazıları bu tez kapsamında detaylı olarak incelenerek alt başlıklar altında anlatılmıştır.

2.1 Isı Değiştiricisi Manifoldları ile İlgili Bilimsel Çalışmalar

Klimalar ve soğutucular için en önemli iki parametre yüksek verimlilik ve düşük ölçülerdir. Bu nedenle üretici firmalar ürünleri küçültmeye yönelik çalışmalar yapmaktadır. Boyut küçültülürken verimden de kayıp olmamasına dikkat edilmektedir.

Yapılan bilimsel araştırmalarda yukarıda bahsedilen belirleyici etkenler göz önünde bulundurulmuştur. Bu tez çalışmasında da aynı etkenler dikkate alındığından, literatür araştırmasının bu tezde savunulan fikrin desteklenmesinde büyük katkısı olmuştur. Aşağıda yapılan literatür araştırması sonucu öne çıkan bazı çalışmalar hakkında özet bilgiler paylaşılmıştır:

Jin [1] tarafından 2006 yılında yayınlanan makalede akış düzensizliklerini en aza indirgemek için mikro kanal ve çok çıkışlı buharlaştırıcılarda kullanılmak üzere yeni tasarımlar için bilgi kaynağı oluşturulmuştur. Isı değiştirici geometrisi, çalışma koşulları ve akışkan özellikleri faktörlerinin akış dağılımı ve ısı değiştirici manifoldundaki basınç düşüşü üzerindeki etkisinin gözlemlenebileceği deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneysel çalışmada mikro kanal ısı değiştiricisine ait bir manifold boyunca (ya da branşman) akış görseli oluşturulmuş, her bir boruda akışkanın kütlesel debisi ve kuruluk derecesi ölçülmüş (Şekil 2.1), manifold boyunca ve ısı değiştiricisi borularındaki basınç düşüşü ölçülmüştür. Çalışmanın sonucu aşağıda maddeler halinde verilmiştir.



Şekil 2. 1 Deneysel çalışmalarda kullanılacak manifold ve deney düzeneği[1]

- Gerçek çalışma koşullarının canlandırıldığı, manifold geometrisi tasarımı açısından yol gösterici nitelikte olacak deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir

- Isı değiştiricide iki fazlı akış olduğundan, akış düzensiz olmaktadır ve düzenli olduğu duruma göre kapasite olumsuz etkilenmektedir. Buradan kapasite düşüşünün manifold girişindeki akış debisinin fonksiyonu olduğu sonucu çıkarılmıştır

- Manifold geometrisi, çalışma koşulları ve akışkan özelliklerinin akış karakteristiği üzerindeki etkilerinin gözlemlenmesi sonucu aşağıdaki çıkarımlara varılmıştır:

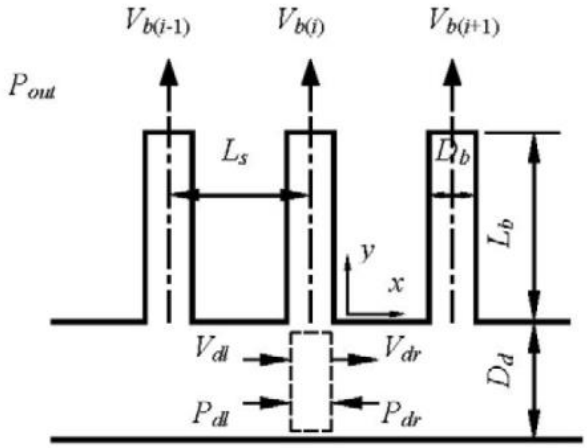
İki farklı akışkan tipi (R134a ve R410a) için farklılıklar düşük seviyededir ve manifold girişindeki boru konumu, borunun çapı ve boru sayıları akışı doğrudan etkilemektedir.

- Yatay manifoldda yerçekimi kuvveti akışta fazların birbirinden ayrılması üzerinde etkiye sahiptir. Ayrıca fazların momentum farklılıkları da akışa etki etmektedir. Düşük momentumlu buhar boru girişinde borudan çıkmaya eğilimliyken yüksek momentumda sıvı faz daha uzak mesafe kat edebilmektedir.

- Watanabe modelin özel bir hali olarak T ayrılma kavramına bağlı kalarak deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlarla matematiksel model elde edilmiştir.

Lu, Luo ve Yang [2] tarafından 2007 yılında yayınlanan makalede, manifolddaki basınç düşüşünü belirlemek amacıyla, gerçek akışla örtüşen ayrık bir model oluşturulması amaçlanmıştır. Manifold boyunca akışta meydana gelen basınç düşüşü, akış dağılımı için en önemli faktördür. Hazırladıkları ayrık modeli doğrulamak için farklı akış karakteristik parametreleri ile deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Özel koşullar altında gerçekleştirilen deneysel çalışmalarla teorik ayrık model doğrulanmıştır. Ayrıca bu ayrık model sayesinde bölgesel akış bozuklukları belirlenebilmektedir. Bu çalışmanın sonucunda, farklı çalışma koşulları altında manifoldun güvenilir çalışmasını sağlayacak tasarımsal geliştirmeler yapılabileceği vurgulanmaktadır.

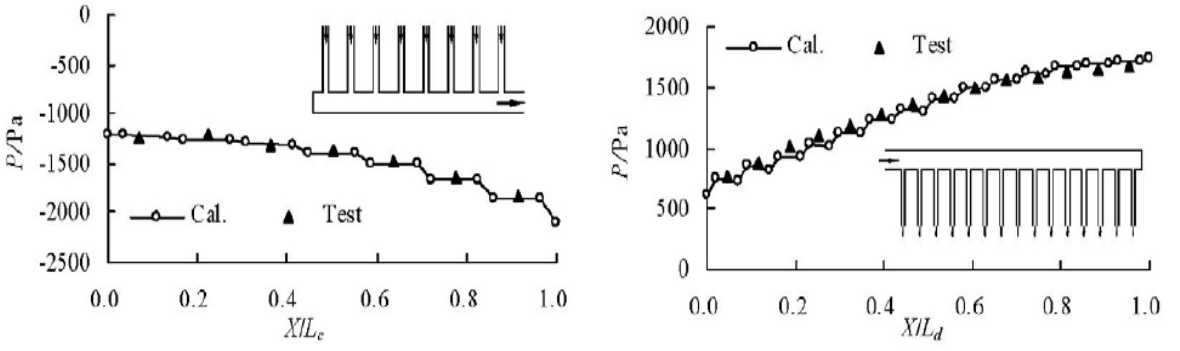
Ayrık model oluşturulurken basit akış eşitlikleri, matematiksel modelleme manifolddan çıkan her bir boru için giriş ve çıkış olacak şekilde ayrı ayrı oluşturulmuştur ve manifoldun dağıtıcı veya toplayıcı görevi görmesine göre iki durum için belirlenmiştir (Şekil 2.2). Akış izotermal kararlı hal için tek fazlı ve sıkıştırılamaz akış olarak kabul edilmiştir. Aynı zamanda manifolda girdiği noktadan ilk bacağa gelinceye kadar akış tam gelişmiş olarak kabul edilmiştir. Bu durumda ısı değiştiricisine giren bacakların dikkate alındığı durum için sınır koşulları belirlenip, x yönündeki momentum, Bernoulli ve süreklilik eşitlikleri yazılmıştır. Statik basınç ve hız ortalama değerler olarak alınmıştır. Oluşturulan her bir eşitlik iterativ yöntemiyle bilgisayarda çözümlenmiştir.



Şekil 2. 2 Manifolda ait matematiksel modelde kullanılan kontrol hacmi[2]

Çalışma kapsamında akış karakteristik parametreleri olarak 3 parametre belirlenmiştir: İlki manifolddaki akış hızına bağlı olarak bacaklardaki bağıl akış hızı, ikincisi bacakların çapının manifold çapına oranı, son olarak da manifolddaki bacak sayısı.

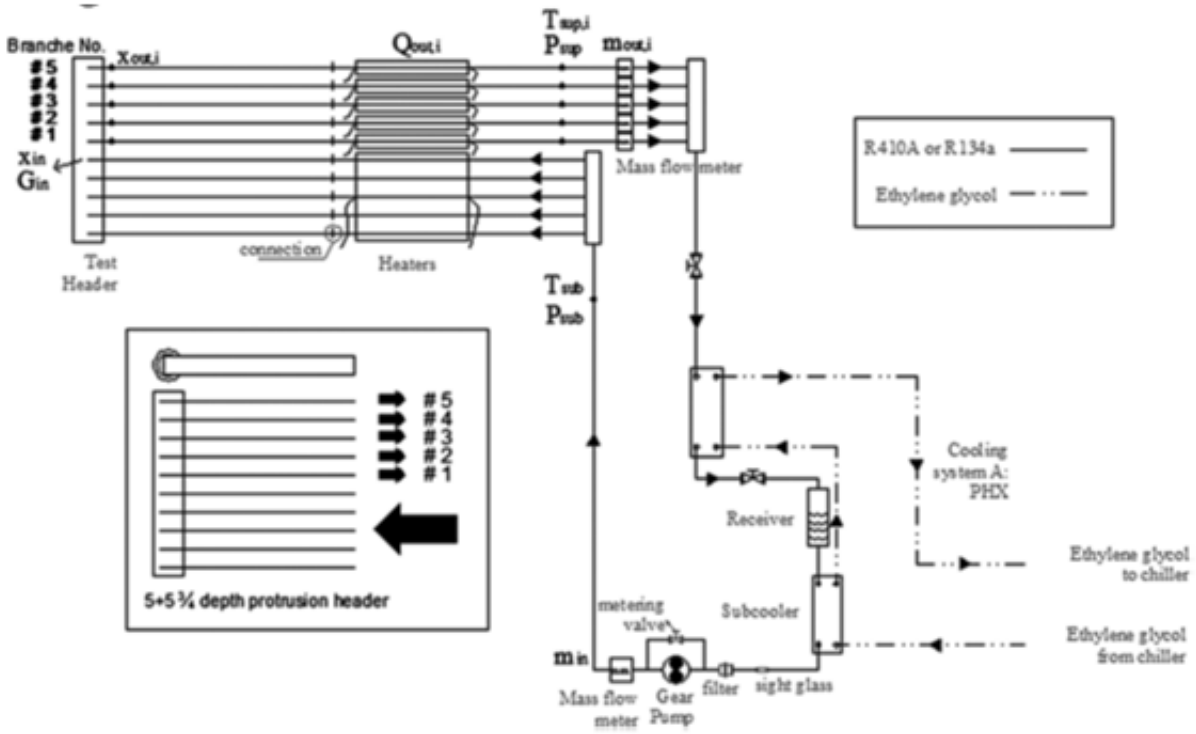
Yapılan deneysel çalışmalarla analitik modelden elde edilen statik basınç dağılımı sonuçları giriş ve çıkış manifoldları için karşılaştırılmıştır (Şekil 2.3). Elde edilen sonuçlar birbiriyle uyumludur ve böylece deneysel çalışmalar matematiksel modeli doğrulamaktadır. Bu çalışma sonucunda elde edilen matematiksel model ve çıktılar, yeni branşman ve manifold tasarımlarında tasarımların çalışma koşulları altında güvenilir olup olmayacağı belirlenebilmektedir. Bunun dışında manifolddaki bacak sayısının ve bacakların manifold içinde kalan uzunluğunun, manifoldun branşman ve toplayıcı olarak çalıştığı iki durum için analiz edilmiştir.



Şekil 2. 3 Giriş ve çıkış manifoldları için statik basınç grafikleri[3]

Zou, Tuo ve Hrnjak [3] tarafından 2013 yılında yayınlanan makalede, R410a ve R134a akışkanlarının dikey dağıtıcıdaki üst akışı ve yatay paralel mikro kanal borular içerisindeki dağılımı incelenmiştir. Soğutucu akışkan dağıtıcıya 5 boru aracılığıyla alt kısımdan girmekte, yine 5 boru boyunca hareket etmekte ve dağıtıcının üst kısmından çıkmaktadır. Deneysel sonuçlardan elde edilen verileri mikro kanal ısı değiştirici için hazırlanan modelde kullanıldığında, düzenli dağılıma kıyasla kapasite düşüşü hesaplanmıştır. Kapasitedeki düşüş akışkanın kötü dağılımının çeşitliliğine bağlıdır. Akışkanın kötü dağılımı ise dağıtıcı geometrisine ve boru içi akış koşullarına bağlıdır. Mikro kanallı ısı değiştiricisinin kapasite düşüşü türetilmiş deneysel dağılım fonksiyonunun matematiksel modelde kullanılmasıyla hesaplanmıştır. R410a'da %30 R134a'da ise %5 düşüş olduğu görülmüştür.

Deney düzeneğinde kullanılan ısı değiştiricisinin şematik resmi şekil 2.4'te gösterilmiştir. Sol tarafta bulunan giriş kısmına akışkan sıvı fazında gelmektedir. Burada sıvı fazla gelmesinin sebebi, akışkanı branşmandaki 5 boru boyunca eşit miktarda dağılmasını sağlamaktır. Giriş dağıtıcısında 5 boruya dağılan akışkan burada istenilen kuruluk derecesine gelene kadar ısıtılır. Alt kısımdaki borulardan çıkan sıvı-gaz fazındaki akışkan test dağıtıcısına girer ve üst borulara doğru hareket eder. Kötü akış dağılımından dolayı üst borulara aynı miktarda akışkan girmez. Bu boruların çıkışında ise aynı miktarda aşırı ısıtma sağlamak için akışkan tekrar ısıtılır.



Şekil 2. 4 Deney düzeneği[3]

Matematiksel model oluşturulurken aşağıda verilen kabuller yapılmıştır:

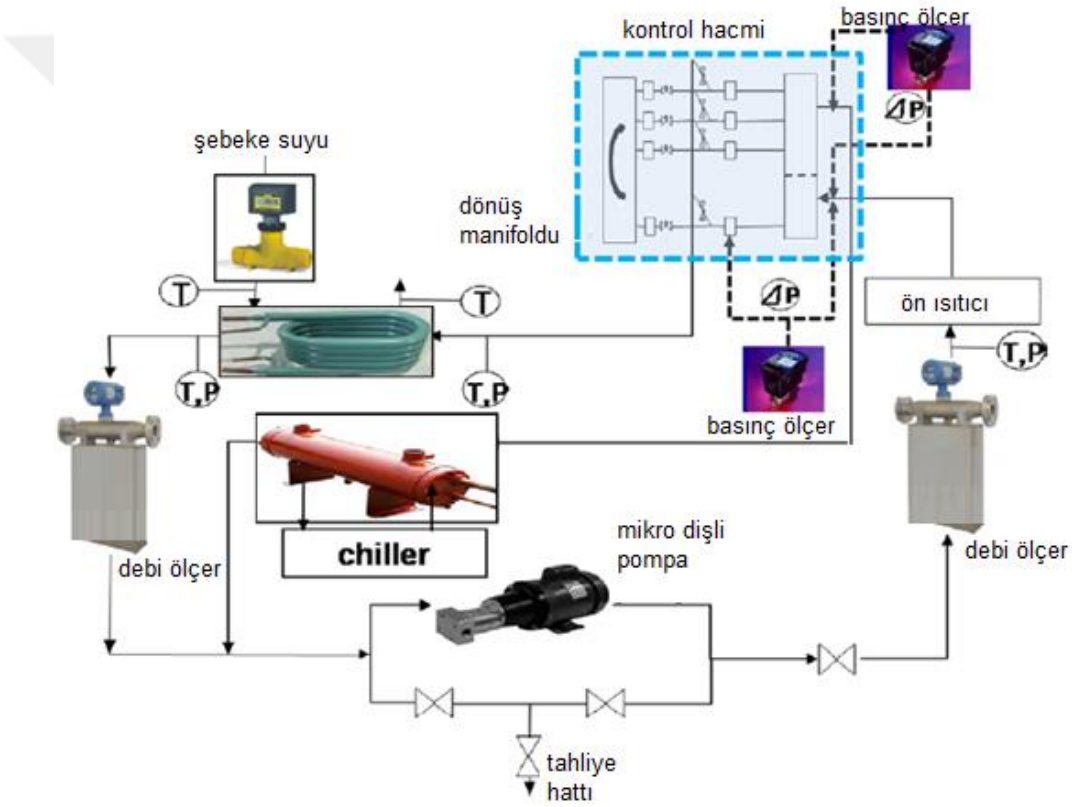
- Isı değiştiricisi boru ve kanat temasları için iletimle ısı aktarımı ihmal edilmiştir.
- Dağıtıcılarda akış adyabatiktir.
- Paralel borular boyunca akış düzenlidir.
- Borulara çarpan hava sıcaklığı ve hızı düzenli ve sabittir.

Yapılan kabullerle kütlesel akış dağılımı basınç düşüşü de göz önünde bulundurularak hesaplanmıştır. Bunun yanında bileşenlerdeki basınç düşüşleri de hesaplanmıştır.

Byun ve Kim [4] tarafında 2011 yılında yayınlanan makalede, R410a'nin akış dağılımı dikey manifoldlu ve paralel borulu isi değiştiricisi üzerinde deneysel olarak incelenmiştir. 0,3 kuruluk derecesinde akışkanın girdiği borular, 5^{o}C aşırı ısıtma sağlamak için ısıtılmıştır. Kütlesel debi 50 kg/m2 s'den 70 kg/m2 s'ye kadar değişmektedir. En uygun şekillendirme için dağıtıcı ve toplayıcı konumları üzerinde durulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre, alt tarafta bulunan borulardan büyük miktarda sıvı geçmektedir ve üst kısımdaki borularda ise sıvı miktarı azdır. Giriş manifoldu için orta kısımda bulunan borulara göre üst borularda daha iyi akış dağılımı

(aynı zamanda basınç dağılımı) elde edilmiştir. Çıkış manifoldu için ise alt ve üst kısımda bulunan boru demetlerindeki akışkan dağılımının orta kısımdakilere göre daha düzenli olduğu gözlemlenmiştir. Dikey branşmanlara sahip paralel borulu ısı değiştiricilerinde, sıvı veya gaz dağılımını belirlemek için bağıntılar oluşturulmuştur.

Deney sisteminin şematik resmi Şekil 2.5'te gösterilmektedir. Burada akışkan kesikli çizgiyle gösterilen deney bölgesine girmeden önce ön ısıtıcı aracılığıyla istenilen kuruluk derecesine getirilmektedir. Dağıtıcıdan çıktıktan sonra akışkan yoğuşturucuya girmekte ve burada yoğuşmaktadır. Deney düzeneğinde görüldüğü üzere basınç ve debi ölçülerek, matematiksel modeli doğrulamakta kullanılmaktadır.



Şekil 2. 5 Deney düzeneği[4]

Bu çalışmada aşağıda verilen sonuçlar elde edilmiştir:

Alt paslardaki akışlarda akışkanın büyük bir miktarı alt kanallar içerisinde ilerlemektedir. Üst kanallardaki akışlarda ise belirli miktarlarda akışkan üst paslara dağılmaktadır. Fakat debi arttırıldığında üst paslara daha fazla akışkan girmektedir. Akışkanın girdiği noktalarda üst paslardaki basınç düşüşü, orta paslara göre en uygun

düzeydedir. Çıkışta ise hem üst hem alt paslardaki basınç düşüşü orta paslara göre daha iyi değerlere sahiptir. Çalışma kapsamında oluşturulan eşitlikler, dikey manifoldlardaki akış dağılımı hakkında belirleyici fikir vermektedir.

Wang [5] tarafından 2010 yılında yayınlanan makalede, manifoldda akışın ve basınç düşüşünün belirlenmesi konusunda son yıllarda yapılan çalışmalar irdelenmiştir. Manifolddaki akış, kullanıldığı tüm sistemlerde büyük öneme sahiptir. Bu sistemlerde manifoldda akış teorisi ve basınç düşüşü, performans ve verimliliğin belirlenmesi açısından oldukça önemlidir. Bu çözümlemeler kapsamında oluşturulan matematiksel modellemelerin tamamı, tek bir teorik modellemede birleştirilmeye çalışılmıştır. Bu model içerisine Bernoulli, momentum, ayrık ve süreklilik teorileri de dâhil edilmiştir. Oluşturulan bu genel model, süreklilik ilkesine göre tasarlanan manifoldlarile ayrık model ilkesine göre tasarlanan manifoldlar için kullanılabilmektedir. Tasarım hesaplamaları iterasyona, ardışık yaklaşma metoduna ve bilgisayar programlamasına gerek duyulmadan doğrudan sonuç vermektedir. Teorik model yapılar, akış koşullarının farklı kombinasyonları ve 3 genel karakteristik parametre (E, M ve ζ) ile, çalışma koşullarının, üretim toleranslarının ve diğer elemanların arasındaki etkileşimleri belirlemek açısından kolaylık sağlamaktadır.

Daha önceki çalışmalarda teorik model oluşturulurken Bernoulli eşitliğinden faydalanılmış, aynı zamanda momentum denklemi dâhil edilmiştir. Ayrıca Blasius yasasına göre oluşturulan sürtünme faktörü de denkleme eklendikten sonra denklem daha sade hale getirilerek basınç düşüşü formülü çıkarılmıştır. Bu şekilde oluşturulan model yakın zamana kadar kullanılmakta ve sadece lineer akış için faydalı olabilmektedir. Bu çalışmada ise bağıntılar geliştirilip doğrusal (lineer) olmayan akış için de kullanılabilir hale getirilmiştir. Daha önce yapılan çalışmalar sonucu elde edilen bağıntılar, bu çalışmada elde edilen bağıntının özel formları olarak nitelendirilebilir. Yani bu çalışma sonucu elde edilen basınç düşüşü bağıntısı, çalışma koşulları ve akış tipi açısından en genel kullanılabilir bağıntıdır.

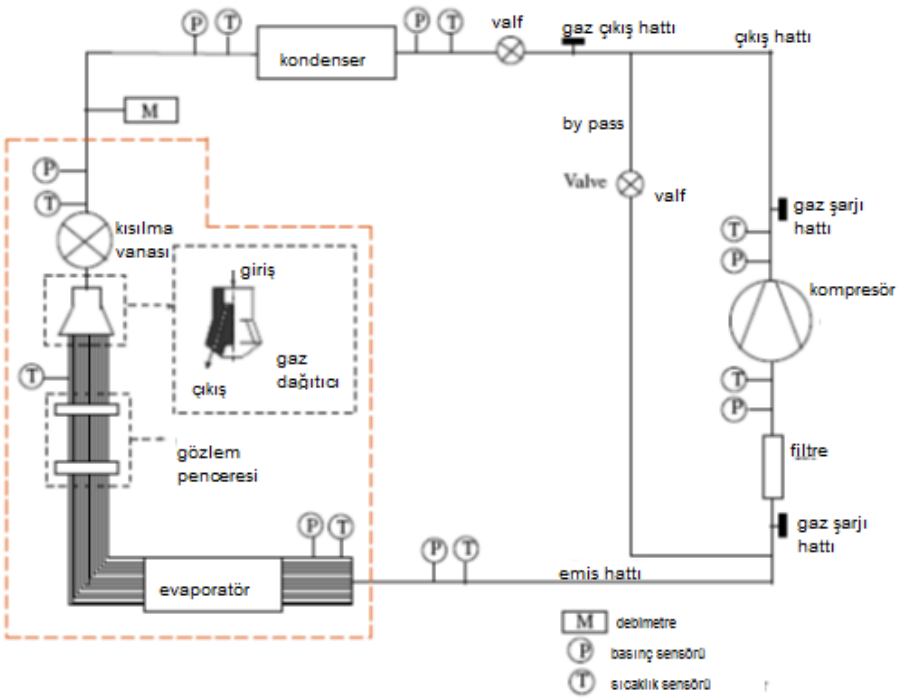
Zou ve Hrnjak [6] tarafından 2013 yılında yayınlanan makalede bir mikro kanal ısı değiştiricisinde kullanılan 3 farklı branşmanda R410A akışkanının adyabatik üst akımı incelenmiştir. Tüm mikro kanal borular yarım derinlikte sokulmuştur. R410a'nin akış

dağılımına etki eden değişkenleri ve akış dağılımını öngörebilmek amaçlanmıştır. R410a dağıtıcının alt kısmında 5 veya 10 adet borudan girmekte ve dağıtıcının üst kısmında yine 5 veya 10 adet borudan çıkarak akışını sürdürmektedir. Akış yoğuşturucu olarak çalışan ısı değiştiricisinde gerçekleşmektedir. Bu ısı değiştirici iki yönlü sistemlerde buharlaştırıcı olarak da çalışabilir. Her bir boru başına debi 1,5 ile 4,5 kg/h arasında değişmektedir. En iyi akış dağılımı yüksek kütlesel debi ve düşük kuruluk derecesi değerlerinde gözlemlenmiştir. Deneysel çalışmalar ve modellemeler akışın homojenliği ve momentum açısından akış yapısının etkisini ortaya çıkarmaktadır. Çalkantılı akışta daha iyi dağılım gözlemlenmiştir. Çünkü iki fazlı akışın homojenliği daha iyidir. Momentumu büyük olan sıvı en üstteki çıkış borusuna daha kolay ulaşacağından dağıtıcı içerisinde yüksek kütlesel akışta daha iyi olmaktadır[1].

Wen, Lee ve Tasi [7] tarafından 2008 yılında yayınlanan makalede iki fazlı akışın geliştirilmesi ile ilgili yapılan deneysel çalışma sunulmuştur. Deneyler R134a soğutkanı ile 173,5 kPa giriş basıncında ve 130–145 kg/m^{2}s kütlesel debili sistemlerde test edilmiştir. 3 farklı ventüri tipli dağıtıcı için (pürüzsüz, spiral yivli giriş borulu, silindirik ek parçalı dağıtıcı) yapılan çalışma sonuncunda dağıtıcı çıkış boru sıcaklıkları ve basınçları değerlendirilmiştir. Çalışma içerisinde ayrıca dağıtıcılardaki iki fazlı akışkanın anlaşılabilmesi için dağıtıcı çıkışında akış görselleştirme yapılmıştır.

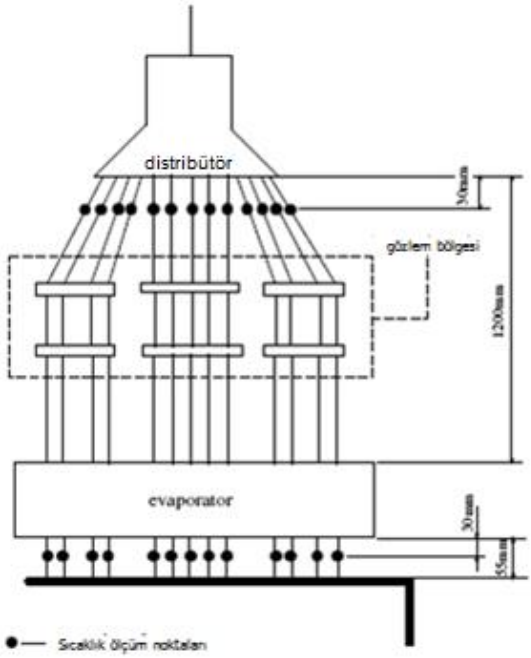
Şekil 2.6'da kapalı sistem deney düzeneği sunulmuştur. Deney bölümünde düzgün yüzeyli 13 adet paralel bakır borulu (4 mm iç çaplı, 5 mm dış çaplı ve her biri 1200 mm uzunluğundaki) ısı değiştiricileri kullanılmıştır. Şekil 2.7'de ayrıca sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları görülmektedir. Giriş ve çıkış tarafındaki sıcaklıklar T-tipi ısıl çiftler (termokupıl) ile ölçülmüştür. Deneylerde dağıtıcıların akış tipine etkisini inceleyebilmek için belirtilen 3 farklı dağıtıcı tipinde deneyler yapılmıştır.

[1]Bu çalışma [3] çalışmadaki sistemin tekrar edilmiş ve geliştirilmiş halidir.



Şekil 2. 6 Deney düzeneği [7]

Test süresince soğutkan debisi belli bir değere ayarlanırken ısı akısı azar azar arttırılmıştır.



Şekil 2. 7 Deney düzeneği [7]

Çalışmada “C” soğutma kapasitesi farkı adı verilen parametre üzerinden sonuçlar değerlendirilmiştir.

$$C = \left(Q_{max} - Q_{min}\right) \Big/ Q_{total} \; X\,100 \quad Q_m \left(m = 1,2,3...\right) \tag{2.1}$$

Burada Q_m her bir besleme borusundaki soğutma kapasitesini göstermektedir.

Dağıtıcı çıkış boruları üzerinde sıcaklıkların eşit olmadığı gözlemlenmiştir. Bu farklı buharlaştırıcı girişlerine farklı oranlarda sıvı veya buhar fazında soğutkan girdiğini ve eşit (homojen) dağılmadığını göstermektedir. Dağıtıcı çıkış borusunda sıcaklık değeri ne kadar yüksek olursa daha az miktarda iki fazlı soğutkan girdiğini göstermektedir.

3 tip dağıtıcı karşılaştırıldığında; sarmal yivli giriş borusu kullanıldığı durumda en iyi sonucu vermektedir. Bu dağıtıcı tipi diğerlerine göre en iyi iki fazlı akışı dağıtığını göstermektedir.

Genel olarak basınç dağılımlarının da sıcaklık dağılımlarına benzer bir eğilim gösterdiği görülmüştür. Dağıtıcı çıkış borularında ne kadar yüksek basınç varsa o borular daha az soğutkan içermektedir.

Sonuçlar incelendiğinde dağıtıcı çıkış boruları üzerindeki sıcaklık ve basınç dağılımlarının birbirine en yakın olduğu durum B dağıtıcısının (sarmal yivli giriş borulu) kullanıldığı dağıtıcı olduğu bulunmuştur.

Dağıtıcıya ait dağılım verimliliğin diğer bir göstergesi “C” soğutma kapasitesi farkıdır. C değerinin azalması dağıtım verimliliğin artması anlamına gelmektedir. Sonuçlar Çizelge 2.1’de gösterilmiştir. Üç farklı dağıtıcı tipinde de artan debi oranlarında “C” değerinin arttığı görülmüştür. Deneylerde kullanılan B ve C tipi çoklu dağıtıcılarının literatürdeki başka tip dağıtıcılara göre sırasıyla %40,8 ve %23,5 oranında daha iyi sonuç verdiği görülmektedir.

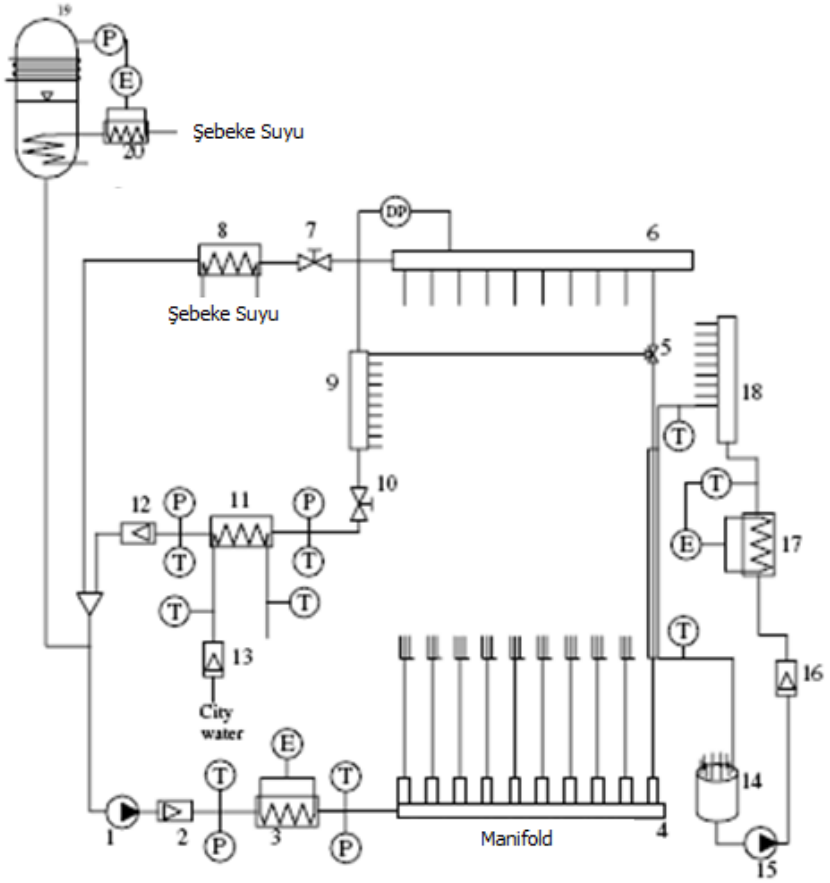
Diğer taraftan sistemin verimliliği (COP) değerlendirildiğinde debi azaldıkça verimlilik değerinin arttığı gözlemlenmektedir. Soğutma kapasitesi farkı “C” debi artması ile azalmaktadır.

Çizelge 2.1 Farklı debi değerlerine göre test sonuçları [7]

Soğutma Kapasite Farkı Oranı	Debi "G" (kg/m^2s)			
	130	135	140	145
$R_{1,r}$	0,846	0,721	0,738	0,757
$R_{1,s}$	0,565	0,552	0,649	0,601
COP Oranı	Debi "G" (kg/m^2s)			
	130	135	140	145
$R_{2,r}$	1,086	1,040	1,065	1,054
$R_{2,s}$	1,101	1,102	1,158	1,125

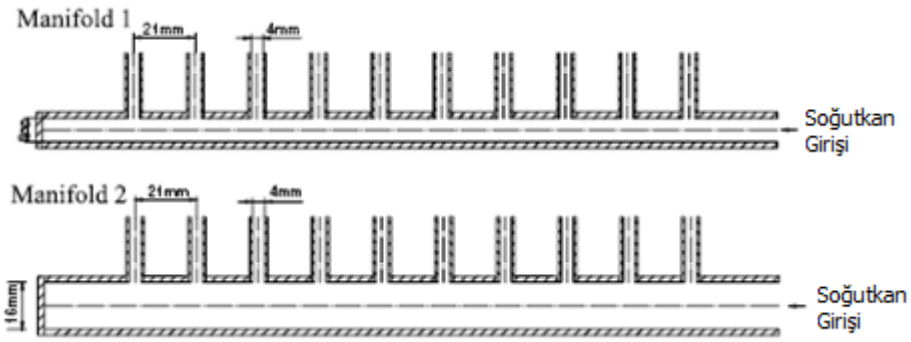
Vist ve Pettersen [8] tarafından 2004 yılında yayınladıkları çalışmada debi, girişteki kuruluk oranı, borulardaki ısıl yük çalışma koşullarını ve manifold çapı, manifold yönlendirilmesi gibi geometrik etkenlerin iki fazlı akış dağılımı üzerindeki etkileri incelemişlerdir. Bu çalışmada ayrıca manifold girişindeki giriş borusu uzunluğunun basınç düşümüne etkisini de incelemişlerdir.

Deney düzeneğindeki (Şekil 2.8) test bölümünde yaklaşık 5 kW kapasitesinde klimalarda kullanılan bir buharlaştırıcı kullanılmıştır. Deney bölümü dağıtıcı manifoldu, 10 adet paralel buharlaştırıcı borusundan ve 3 adet çıkış manifoldundan oluşmaktadır. Buharlaştırıcı kapalı bir su çevrimi ile ısıtılmaktadır. Deneyde kullanılan su çevriminin görevi uygun sıcaklıkta ve debide su sağlayarak soğutkana ısı aktarımı sağlamaktır.



Şekil 2. 8 Deney düzeneği [8]

Deney bölümünde kullanılan manifold Şekil 2.9'da gösterilmiştir. Manifoldlar 4 mm iç çaplı dağıtım borularına sahiptir. Bir adet dağıtım borusu 3 yollu vana ile üst çevrime (9) aktarılabilmektedir. Giriş manifoldu deney düzeneğine değiştirilebilir olarak bağlandığı için farklı manifold tasarımları denenebilmektedir. İki çıkış manifoldu arasındaki basınç farkını ölçen basınçölçer çıkış manifolduna yerleştirilmiştir.



Şekil 2. 9 Test edilecek manifoldlar [8]

Manifold girişinde tam gelişmiş bir akış sağlandığından emin olmak için giriş borusu ilk ısı değiştirici borusundan 250 mm uzaklıkta yerleştirilmiştir. Giriş borusu çapı manifold çapı ile aynı tutulmaktadır. Bazı çalışmalarda ise manifold girişindeki akış tipinin soğutkan dağıtımına etkisinin görülebilmesi için giriş borusu kısa tutularak da deneyler yapılmıştır.

Deney süresince çıkış manifoldlarındaki basınç farkının "0" olması durumunda veriler alınmıştır. İkisi arasındaki basınç farkı elle vana yardımı ile sağlanabilecektir.

Deney süresince toplam soğutkan debisi 0,025 ile 0,042 kg/s arasında değiştirilmiştir. Dağıtım borularında ise debiler 199 ile 331 kg/m^{2}s arasında değiştirilmiştir. Manifold girişindeki kuruluk oranı ise 0,11 ile 0,5 değerleri arasında kontrol edilmiştir. Manifold girişindeki test basıncı ise 690-710 kPa değerleri arasında değiştirilmiştir.

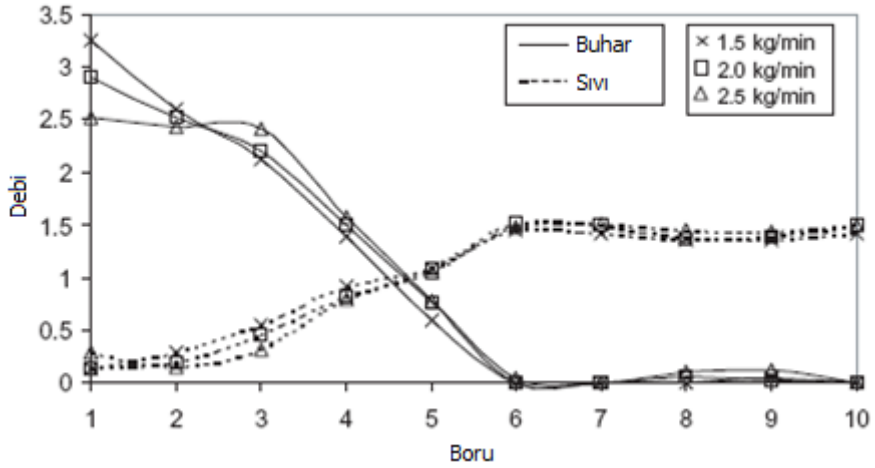
Manifold girişindeki kuruluk oranı; entalpi dengesinden, sıcaklık ölçümleri, debi ölçümleri, elektrik sarfiyatı değerleri ile hesaplanabilmektedir. Benzer bir şekilde her bir dağıtıcı borusundaki kuruluk oranı su sıcaklık ölçümleri ve buharlaştırıcı çıkışı debisi ölçümleri ile hesaplanmıştır. Genel kuruluk oranı ise buhar debisinin toplam debiye oranı ile bulunmuştur.

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \tag{2.2}$$

$$\text{Akış Oranı } = \dot{m}_{k,i}{}^* = \frac{\dot{m}_{k,i}}{\sum_{j=1}^{10} \dot{m}_{k,j} / 10} \tag{2.3}$$

k=1 (sıvı) ; k=v (buhar)

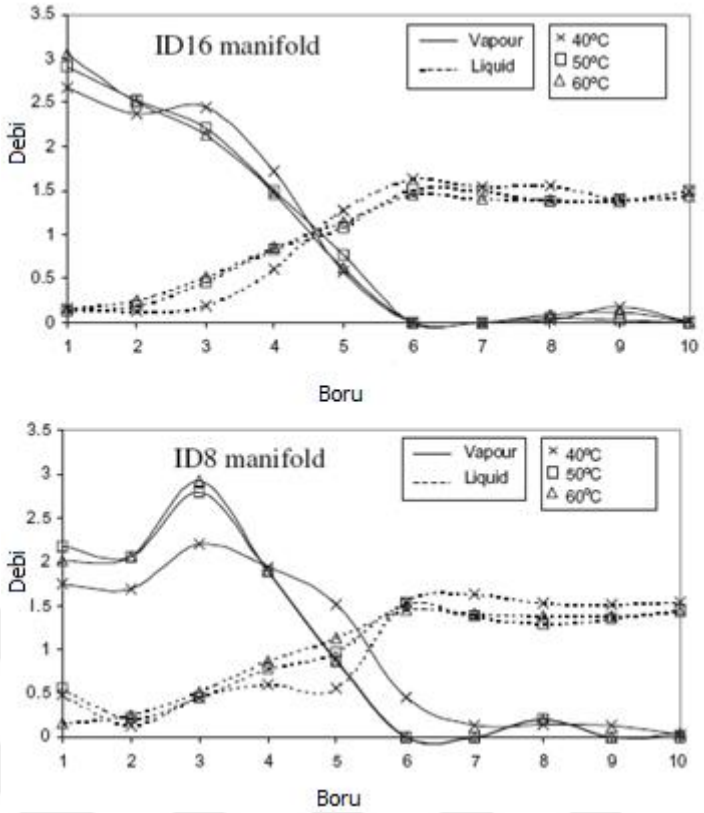
Şekil 2.11'de kuruluk oranının 0,27'de sabit tutulması durumunda sıvı ve gaz fazındaki soğutkan dağılımını göstermektedir. Sonuçlar Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



Şekil 2. 10 16mm manifold için çıkış borularındaki sıvı-buhar dağılımı [8]

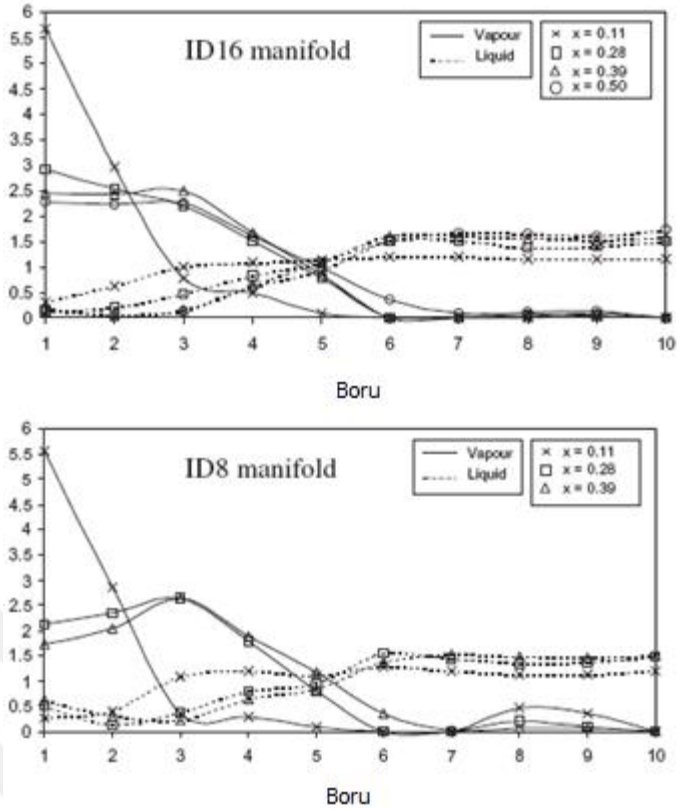
Bu durumda sıvı ve buhar fazının düzenli ve eşit olarak dağıtılamadığı görülmektedir. Buhar fazındaki soğutkan daha çok manifold girişine daha yakın olan borulara daha fazla yönelmiştir. 6-10 numaralı borulara ise daha fazla miktarda sıvı soğutkan gitmektedir. Toplam kütlesel debinin değişmesi durumunda akış dağılımında fazla bir değişim olmamaktadır. Bu nedenle çalışmaya toplam debinin 2 kg/dak değeri için devam edilmiştir. Bu değer 166 kg/m^{2}s hız değerine 16mm'lik manifoldda, 664 kg/m^{2}s 8mm'lik manifolda karşılık gelmektedir.

Buharlaştırıcı yükünü değiştirebilmek için su sıcaklığı 40, 50, 60^{o}C olarak değiştirilmiştir. 8 mm ve 16 mm çaplı manifoldlar için ayrı ayrı bu yükler altındaki sonuçları Şekil 2.11'de gösterilmiştir. Şekilden 16 mm'lik manifoldda daha fazla dengesizlik olduğu görülmektedir. Buharlaşma sıcaklığına göre çok küçük değişimler göstermektedir. Çalışmanın bundan sonraki bölümünde de buharlaşma sıcaklığı 40^{o}C alınacaktır.



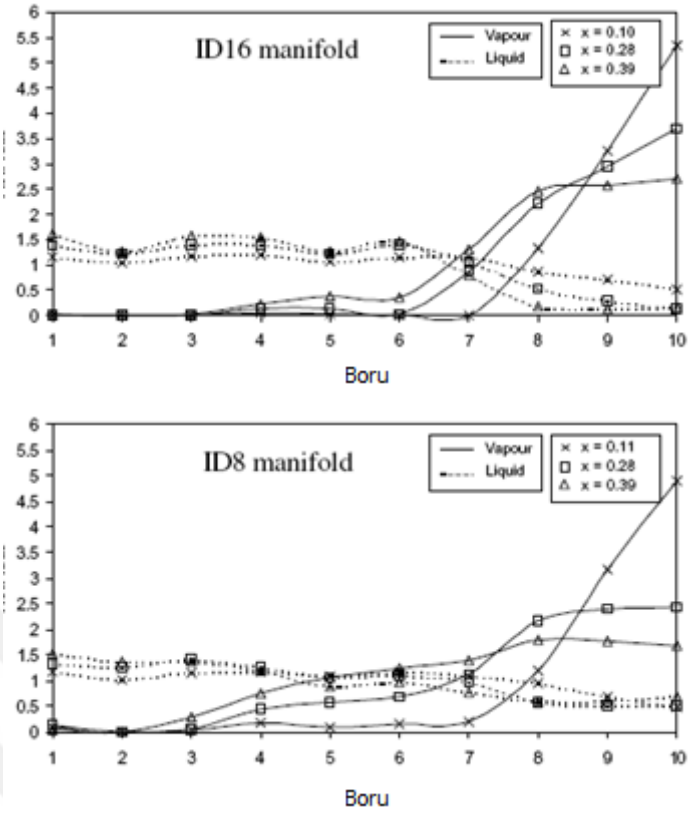
Şekil 2. 11 16mm ve 8mm manifoldlarda buharlaşma sıcaklığının etkisi [8]

Şekil 2.12'de de farklı kuruluk değerleri için sıvı ve gaz fazı soğutkanın dağılım eğrileri gösterilmiştir. Kuruluk oranının 0,11 olması durumunda her iki manifold tipinde de 1 numaralı boruya en yüksek oranda buhar gitmektedir. Kuruluk oranının artması durumunda 8 mm çaplı manifolda sadece 6 ve 10 numaralı borulara sadece sıvı soğutkan girebilmektedir.



Şekil 2. 12 16mm ve 8mm manifoldlarda kuruluk oranının etkisi (buhar) [8]

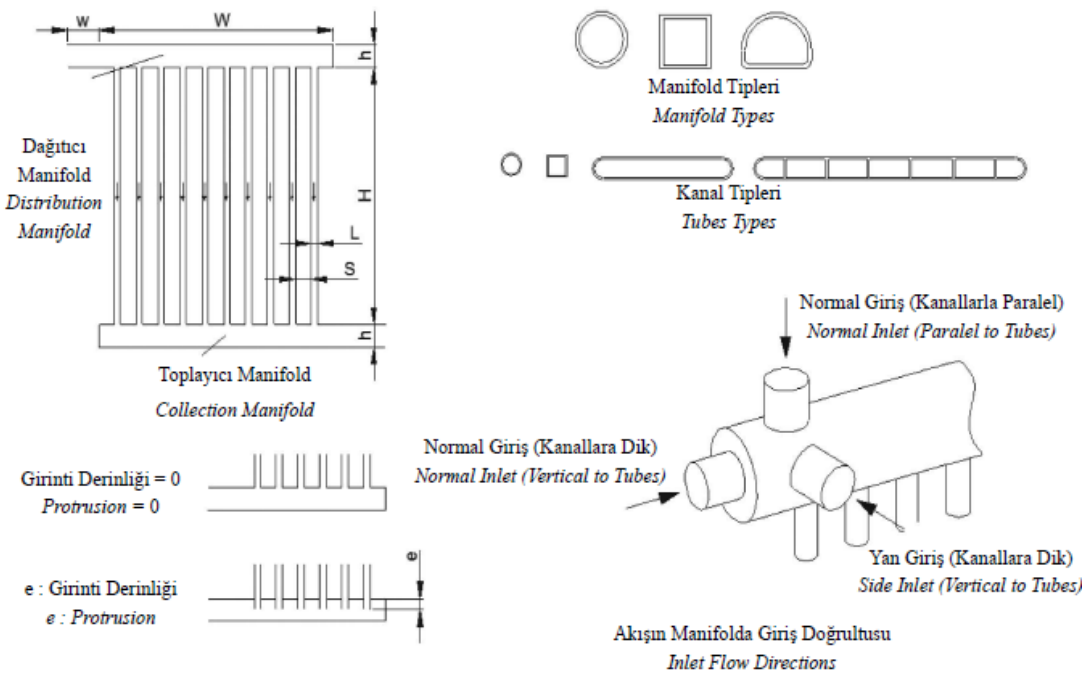
Şekil 2.13'te ise aşağı taraftan giriş verilmesi durumunda farklı kuruluk oranları için dağılımlar gösterilmiştir. Bu durumda 16 mm'lik manifoldda buhar 4-10 numaralı borulara yönelmektedir. 8 mm'lik manifolda ise 3-10 numaralı borulara yönelmektedir. 8 mm çaplı manifold 16 mm çaplı manifolda göre daha iyi bir dağılım gerçekleştirmektedir. Kuruluk oranının artması durumunda daha iyi bir dağılım göstermektedir. 16 mm çaplı manifoldda kuruluk oranının artmasıyla dağıtımda iyileşmeler gözlemlenmektedir.



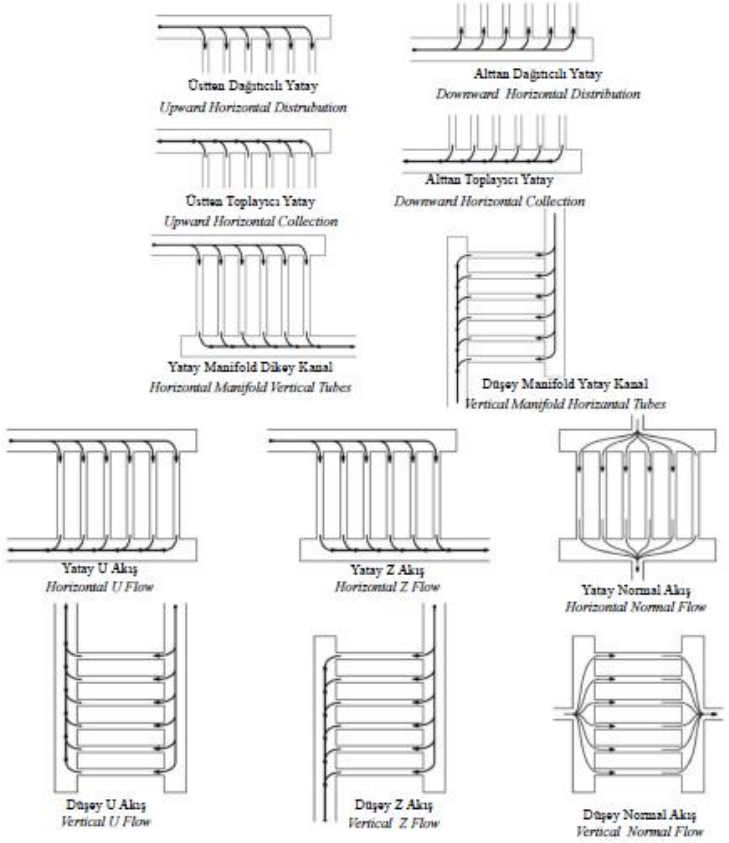
Şekil 2. 13 16mm ve 8mm manifoldlarda kuruluk oranının etkisi (alt akış) [8]

Dönmez ve Onbaşıoğlu [9] tarafından 2013 yılında gerçekleştirilen çalışma kapsamında literatürde manifoldlardaki iki fazlı akışa dair çalışmalar irdelenmiş ve çalışmalardan elde edilen veriler ortaklaştırılmaya çalışılarak tüm problemlere yönelik ortak bir çözüm oluşturulması hedeflenmiştir. Önceki literatür çalışmalarında kütlesel akı, manifold girişindeki kuruluk derecesi, manifoldun ve bacakların çapları, akış yönü, bacakların manifolda göre konumları gibi parametreler ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

Bu çalışmada yukarıda bahsedilen parametrelerin değerlendirilmesine yönelik birtakım tanımlamalar yapılmıştır. Şekil 2.14'te manifold tipleri geometrik ve yapısal olarak sınıflandırmaları gösterilirken, şekil 2.15'te ise manifold içindeki akış yönleri gösterilmektedir. Şekil 2.15'e bakıldığında bu tez kapsamında çalışılacak akış yönü düşey manifold yatay kanal akışı olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 2. 14 Manifold şematik gösterimi ve akış tasarımı [9]



Şekil 2. 15 Akış yönlerine göre manifold tipleri (Webb vd.,2005) [9]

Çalışmada manifoldda iki fazlı akışa etki eden değişkenler giriş koşulları, geometri ve akış yönü olmak üzere üç ana grupta incelendiği belirtilmiştir. Giriş koşulları olarak akışkan türleri ve akışkanın kütlesel akısı, sistemdeki ısı akısı ve akışkanın kuruluk derecesi gibi değişkenler ile ifade edilmektedir. Manifold ve bacakların yapısal ölçüleri ve boyutları geometri ana grubu altında irdelenmiştir. Manifoldun konumlandırılma biçimi akışın manifolda hangi yönde girdiği ve akışın yönü, aynı zamanda bacakların manifolda göre nasıl konumlandırıldığı ve bacaklardaki akış yönü ise akış yönü ana grubunun alt parametreleridir.

Çalışma kapsamında incelenen Vist, Pettersen, 2004 çalışmasında bir ısı değiştiricisi modellenmiş ve ısı değiştiricisi girişindeki kuruluk derecesi farklı değerlerde alınarak manifold alttan dağıtıcılı ve üstten dağıtıcılı olarak iki farklı durum için incelenmiştir. Manifold çapı iki farklı değerde olmak üzere 10 adet sabit çaplı bacaklar için deneyler gerçekleştirilmiş ve kütlesel debinin etkisinin olmadığı, fakat girişteki kuruluk derecesi değerinin arttırılmasıyla buhar durumda diğer değişken durumların tamamında olumlu etkisi olduğu belirtilmiştir. Bunun yanında akışkandaki ısı akısının değişiminin de belirleyici bir etkisi olmadığı gözlemlenmiştir. Bir diğer dikkat edilmesi gereken nokta olarak manifoldun girişindeki borunun uzunluğunun olduğu belirtilmiştir. Eğer bu boru uzunluğu akışın tam gelişmiş olmasını engelleyecek uzunlukta olursa manifold üzerindeki bacaklara akışkan hem sıvı hem de buhar fazı için daha iyi dağıldığı söylenmektedir. Fakat bunun yanı sıra bu etki akışın gelişmişliğinden ziyade akış rejimiyle ilgili olduğu düşünüldüğü belirtilmiştir.

Sonuç olarak manifolddaki ilk bacak ile manifold girişi arasındaki akışın, bacaklardaki akışın düzenli olması açısından en önemli etken olduğu belirtilmiştir. Manifold boyunca basınç düşüşü akışın yavaş rejim değiştirmesi ile en aza indirgenebileceği bir diğer önemli nokta olarak belirtilmektedir. Bunun dışında bacakların manifold içindeki derinliği de önemli bir faktördür, çünkü kütlesel akıya doğrudan etki etmektedir. Kütlesel akı ise akış rejiminin değişiminde etkili bir faktördür. Bu sebepten ötürü sonraki çalışmalara tavsiye olarak bacakların manifolddaki girinti derinliği üzerinde detaylı incelemeler yapılması tavsiye edilmektedir.

BÖLÜM 3

MATEMATİKSEL ANALİZ

Bu tez kapsamında yapılan deneysel ve analitik çözümlemeler literatürde farklı birçok çalışmada da kullanılan teorilere dayandırılmıştır. Bu bölümde tez kapsamının temelini oluşturan Y-boru içi akış analizi ve kapasite hesabı için kullanılan matematiksel eşitliklere yer verilecektir.

3.1 Boru İçi Akış Analizi için Kullanılan Matematiksel Model

Mevcut tasarıma alternatif olarak kullanılacak yeni tasarımda belirleyici rol üstlenen Y-boru tasarımının uygunluğu, ANSYS Fluent 13 programında boru içi akış analizi ile incelenmiştir. Bu analiz kapsamında akışın Newtonian, tek fazlı, sürekli ve sıkıştırılamaz olduğu kabulleri yapılmıştır. Bu kapsamda 2 boyutlu akış analizi için belirlenen Navier-Stokes denklemlerinin çözümü için K-Epsilon Modeli kullanılmıştır [10].

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \tag{3.1}$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x}+\vartheta\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \tag{3.2}$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y}+\vartheta\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \tag{3.3}$$

Nümerik analiz için girilen değerler kapsamında akışın türbülanstır. Bu nedenle türbülanslı akış için hız aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$u=\overline{u}+\dot{u} \tag{3.4}$$

Hız denklemi (3.4), yukarıda ifade edilen Navier-Stokes denklemine (3.3) uygulandığında aşağıdaki Reynolds gerilmesi ifadeleri elde edilir:

$$\sigma_x^R = -\frac{\partial}{\partial x}\left(\overline{\rho u' u'}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(\overline{\rho u' v'}\right) \tag{3.5}$$

$$\sigma_y^R = -\frac{\partial}{\partial x}\left(\overline{\rho v' u'}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(\overline{\rho v' v'}\right) \tag{3.6}$$

Türbülans kinetik enerjisinin ve viskoz kaybolma teriminin belirlenmesi için türbülans viskozitesini ifade eden eşitlik belirlenmelidir. Bu eşitlik aşağıdaki şekilde ifade edilir ve k-epsilon modelinde kullanılacak türbülans kinetik enerjisi ve kayıp değerinin belirlenmesinde kullanılır.

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\epsilon} \tag{3.7}$$

3.1.1 K-Epsilon Modeli

Standart K-Epsilon Modeli [11], boru içi akış analizinde, türbülans akışlar için en çok kullanılan modellerden biridir. Bu nedenle Y-boru tasarımı üzerinde, bu model doğrultusunda HAD analizi gerçekleşmiştir.

K-Epsilon Modeli kapsamındaki taşınım denklemi iki farklı şekilde ifade edilebilir:

Türbülans kinetik enerji *k* için:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k + P_b - \rho\epsilon - Y_M + S_k \tag{3.8}$$

Kayıp değeri ϵ için:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\right)\frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{k}(P_k + C_{3\epsilon}P_b) - C_{2\epsilon\rho}\frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \tag{3.9}$$

3.2 Kapasite Hesabı için Kullanılan Matematiksel Model

Mevcut tasarım ile yeni tasarımın, ürün üzerindeki etkisini doğrudan görmemizi sağlayan çıktı kapasite sonuçlarıdır. Bu nedenle ilerleyen bölümlerde detaylı paylaşılacağı üzere, mevcut ve yeni tasarımların kullanıldığı deney düzeneklerine kapasite sonucuna ulaşmak için birtakım ölçümler yapılmıştır. Arçelik-LG Klima A.Ş. psikometrik tipi deney odalarında yapılan bu ölçümlerin kullanıldığı ve sonucunda

kapasite miktarının elde edildiği eşitlikler, elektrik ile çalışan klima ve ısı pompaları için test metodu için hazırlanmış ASHRAE 37 – 2005 standardından [12] alınmıştır.

3.2.1 Kütlesel ve Hacimsel Hava Debisi Hesabı

Soğutma ve ısıtma kapasiteleri hesabı için gerekli olan kütlesel ($\dot{m_{hava}}$) ve hacimsel ($\dot{q_{hava}}$) hava debisi hesabı aşağıdaki eşitliklerle hesaplanmaktadır:

$$\dot{m_{hava}} = 1{,}414 \cdot c_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\dot{v_n}}} \tag{3.10}$$

$$\dot{q_{hava}} = 1{,}414 \cdot c_d \cdot A \cdot \sqrt{1000 \cdot \Delta P \cdot \dot{v_n}} \tag{3.11}$$

$$\dot{v_n} = \frac{101{,}325 \cdot v_n}{(1 + w_n) \cdot P_n} \tag{3.12}$$

3.2.2 Duyulur ve Gizli Isı Aktarımı ile Soğutma ve Isıtma Kapasitesi Hesabı

Yukarıda paylaşılan eşitlikler sonucu elde edilen hava debisi değerleri ile birlikte, aşağıdaki eşitliklerle duyulur ve gizli ısı aktarımı miktarı hesaplanmaktadır:

$$\dot{Q_d} = \frac{\dot{m_{hava}} \cdot c_{pa}}{(1 + w_n) \cdot v_n} \cdot (T_{a1} - T_{a2}) \tag{3.13}$$

$$\dot{Q_g} = \frac{\dot{m_{hava}} \cdot 2{,}47 \cdot 10^6}{(1 + w_n) \cdot v_n} \cdot (w_{1i} - w_{2i}) \tag{3.14}$$

Eşitlik 3.6 hem ısıtma hem de soğutma kapasitesi hesabı için kullanılmıştır. Eşitlik 3.7 ise soğutmada duyulur ısı ile birlikte toplanarak toplam kapasite hesabına ulaşmak için kullanılmıştır.

BÖLÜM 4

Y-BORU TASARIMI VE HAD ANALİZİ

Bu tez kapsamında ısı değiştiricisi, branşman ve toplayıcı manifold tasarımları değiştirilen havadan havaya ısı pompası ile mevcut tasarımdaki bileşenlerin kullanıldığı havadan havaya ısı pompası üzerinde çalışılmıştır. Değiştirilen tasarımda değişikliği ve tasarımı belirleyen ana unsur hem dağıtıcı hem de toplayıcı manifoldlarda kullanılan Y-borudur. Bu parçayla birlikte akışkan, manifoldlar ile dış ünite ısı değiştiricisi arasındaki bağlantı borularının (bacakların) sayısı yarıya indirilmiştir. Isı değiştiricideki pas sayısı değiştirilmeden manifoldlardan çıkan bacakların sayısı yarıya indirilerek, bu bacak ile ısı değiştirici arasına, söz konusu Y-boru takılmıştır.

Daha az bacak sayısı ile mevcut tasarımla aynı performansı sağlama hedefinin gerçekleşebilmesi için, soğutucu akışkanın Y-boru boyunca maruz kalacağı basınç düşüşü kabul edilebilir düzeyde olmalıdır. Bu bölümde Y-boru tasarımı HAD analizi ile basınç ve hız dağılımları açısından kontrol edilmiştir. Elde edilen analiz sonuçlarına göre Y-boru tasarımının kullanılabilirliğinin uygunluğu incelenmiştir.

4.1 Tanımlar

Tez çalışması kapsamında detaylı olarak incelenen bileşenlerin tanımları aşağıda verilmiştir:

Giriş Manifoldu: Isı değiştiricisine giren akışkanı, ısı değiştiricisi borularına (pas) aktaran manifold.

Çıkış Manifoldu: Isı değiştiricisi borularından çıkan akışkanın tamamını toplayan ve bir sonraki sistem elemanına aktaran manifold.

Y-boru(branşman): Yeni tasarımda kullanılan, dağıtıcı manifold üzerinde bir giriş ve iki çıkışa, toplayıcı manifold üzerinde ise iki girişe ve bir çıkışa sahip ara bağlantı borusu.

Pas: Isı değiştiricisi üzerindeki her bir borunun yataydaki kısmı.

Bacak: Isı değiştiricisi pasları ile manifold arasındaki bağlantıyı sağlayan manifoldlar üzerindeki borular.

4 Yollu Vana: Havadan havaya ısı pompası sisteminin ısıtma ve soğutma durumunda çalışmasına göre akışkanı yönlendiren sarmal bobinli hareket mekanizmasına sahip bileşen.

Toplayıcı (Akümülatör): Kompresöre girecek olan akışkanın yağdan arındırıldığı hazne.

Kısılma Grubu: Kılcal borulardan ve kontrol vanasından oluşan bakır boru grubu.

4.2 Y-Boru Tasarımı

Şekil 4.1'de gösterildiği gibi Y-boru bakır borudan oluşacak şekilde, bir tarafında 1 adet bağlantı noktası varken, diğer tarafında 2 adet bağlantı noktası bulunmaktadır. Bu sayede, dağıtıcı manifold bacaklarında kullanıldığında, bir yoldan giren akışkan, iki yoldan çıkacaktır. Aynı şekilde toplayıcı manifoldda kullanıldığında ise iki yoldan gelen akışkan, tek yoldan birleşerek Y-boruyu terk edecektir.



Şekil 4. 1 Y-Boru

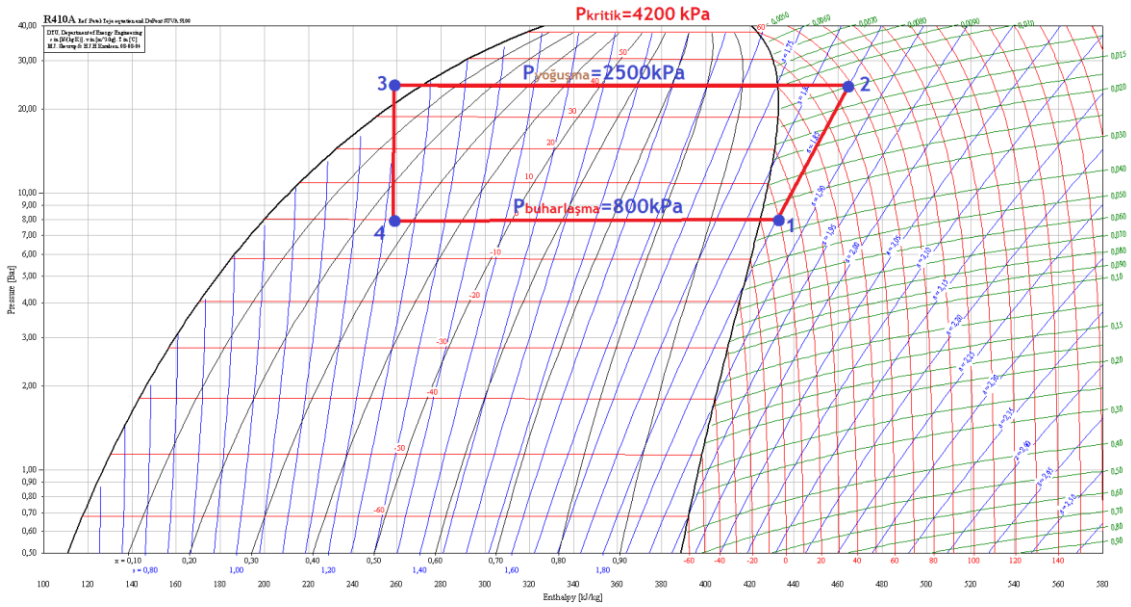
4.3 HAD Analizi

Başlık 4.1'de anlatıldığı üzere, Y-borunun dağıtıcı ve toplayıcı olarak kullanılacağı durumlar göz önünde bulundurularak, belirlenen giriş şartları dâhilinde farklı HAD

analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu başlıkta giriş parametrelerinin belirlenmesi ve HAD analizinin gerçekleştirilmesi ile birlikte elde edilen sonuçlar verilmiştir.

4.3.1 Giriş Parametreleri

Tüm giriş parametreleri, deney düzeneğinde kullanılan R-410a soğutucu akışkana göre belirlenmiştir. Kritik çalışma basıncı 4200 kPa olan R-410a soğutucu akışkanı için Şekil 4.2'de basınç-entalpi diyagramı üzerinde çalışma noktaları gösterilmiştir.



Şekil 4. 2 R-410a için basınç-entalpi diyagramı ve klima çalışma noktaları

Çizelge 4.1'de işletme basıncı ve sıcaklığına göre akışkan parametreleri belirlenmiştir. Çizelge 4.2'de ise akışkan debisine göre diğer parametreler belirlenmiştir.

Çizelge 4.1-Basınç ve sıcaklığa göre akışkan parametreleri

İşletme Basıncı (Pa)	Sıcaklık (K)	Yoğunluk (kg/m^3)	Viskozite (Pa.s)
2.500.000	353	73,28	0,0000172
800.000	272	1.174,15	0,0001730
2.500.000	318	102,36	0,0000162
800.000	274	30,44	0,0000127

Giriş parametreleri ile birlikte her bir çözümleme için gazın moleküler kütlesi 86,021 g/mol, gaz sabiti (R) değeri ise 0,097 J/g.K olarak alınmıştır.

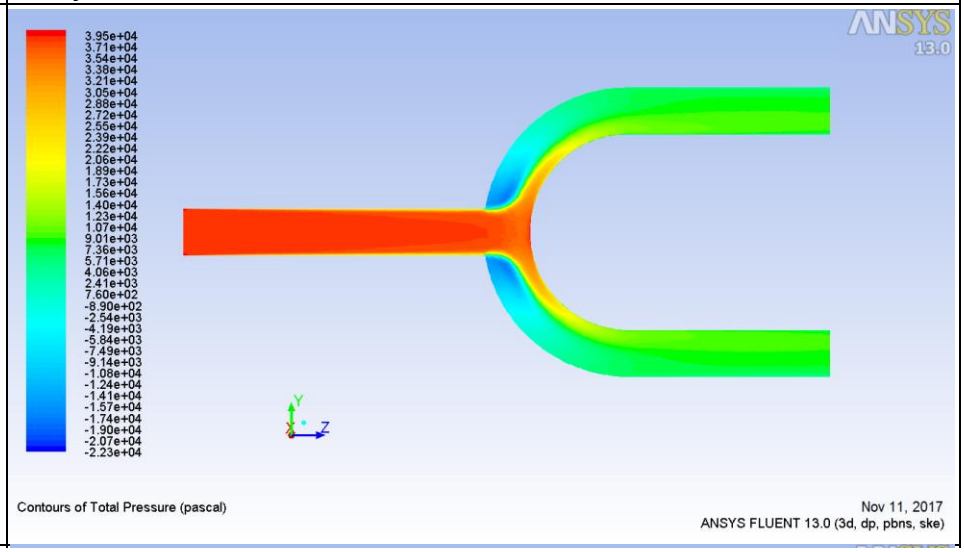
Çizelge 4.2-Debiye göre akışkan parametreleri

Debi		Islak Alan A_i	Hız	
l/dak	kg/s	m^2	(m/s)	
			Dağıtıcı	Toplayıcı
51	0,0623	2,64E-04	3,2172	1,6086

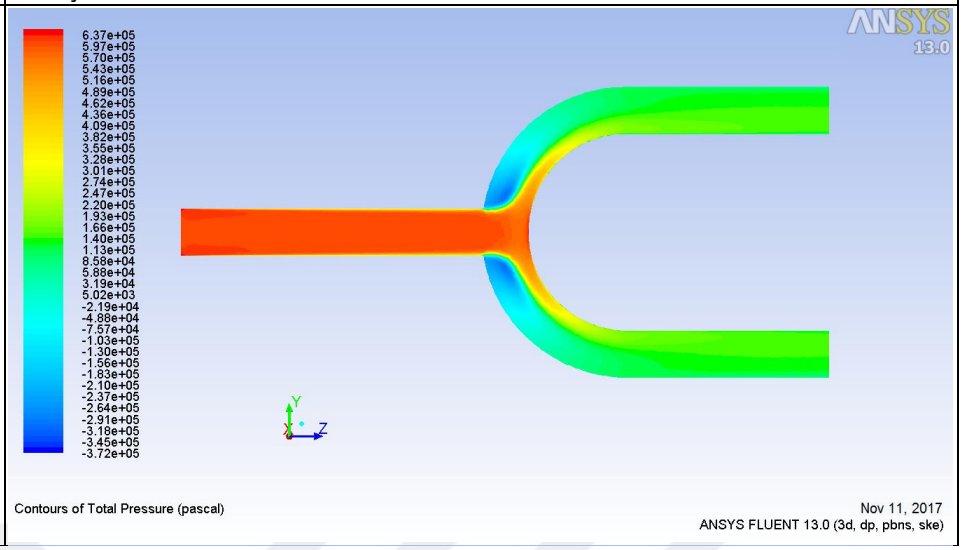
4.3.2 HAD Analizi ve Sonuçları

Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2'deki giriş parametreleri kapsamında, iki farklı işletme basıncı için, 2 farklı soğutucu akışkan debisi ayrı ayrı, Y-borunun dağıtıcı ve toplayıcı olması durumuna göre analiz edilmiştir. Bu kapsamda Y-borunun dağıtıcı olması durumunda 4 (Şekil 4.2), toplayıcı olması durumunda ise 4 adet (Şekil 4.3), toplamda 8 adet farklı analiz yapılmıştır. Her bir analizde soğutucu akışkanın basınç dağılımları gözlemlenmiştir. Alınan işletme basınçları, ısı değiştiricisinin buharlaştırıcı ve yoğuşturucu olarak çalışması durumlarına göre belirlenmiştir.

Şekil 4.3.a Y-Boru dağıtıcı iken basınç dağılımı (yüksek basınç bölgesi)

DAĞITICI	Basınç=2500 kPa
Debi=51 l/dk	

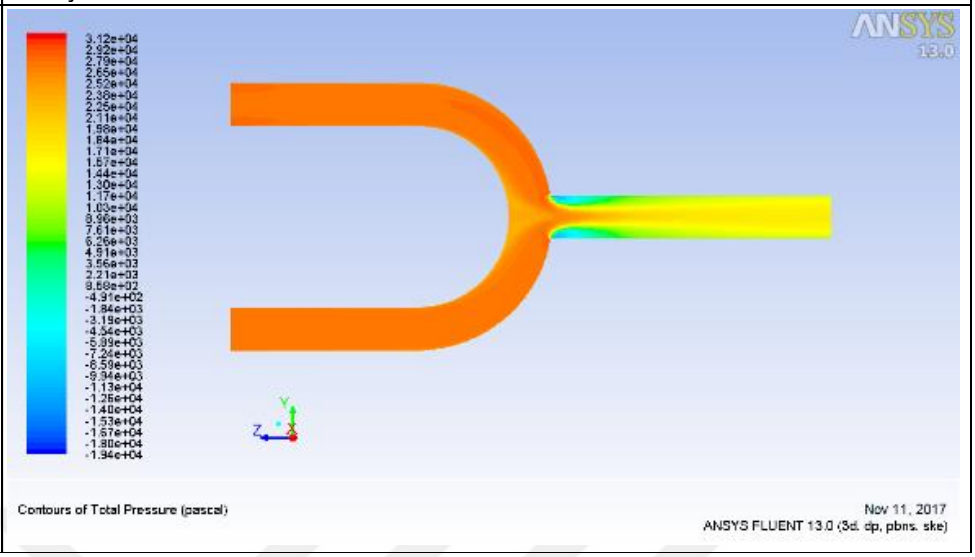
Şekil 4.3.b Y-Boru dağıtıcı iken basınç dağılımı (düşük basınç bölgesi)

DAĞITICI	Basınç=800 kPa
Debi=51 l/dk	

Şekil 4.4.a Y-Boru toplayıcı iken basınç dağılımı (yüksek basınç bölgesi)

TOPLAYICI	Basınç:2500 kPa
Debi: 51 l/dk	

Şekil 4.4.b Y-Boru toplayıcı iken basınç dağılımı (düşük basınç bölgesi)

TOPLAYICI	Basınç:800 kPa
Debi: 51 l/dk	

Çizelge 4.3'te HAD analizi sonucu elde edilen basınç düşüşü değerleri görülebilir. Yapılan deneysel çalışmalarda, debi ölçüm cihazı, Y-boruların çapının küçük olması nedeni ile Y-boru üzerine takılamamıştır. Bu nedenle Y-boru içinden geçen akışkan debisi (veya hızı) ölçülememektedir fakat deney düzeneğinde kullanılan kompresörün çalışma haritasına bakarak dış ünite ısı değiştiricisi için yaklaşık olarak 51 l/dak, debi değeri referans alınabilmektedir. HAD analizi sonucu elde edilen basınç düşüşü değerleri, Bölüm 5'te paylaşılacak olan deney sonuçları ile karşılaştırmalı olarak incelenecektir.

Çizelge 4.3-HAD Analizi Sonuçları

	Çözüm	Statik işletme basıncı (Pa)	Debi (L/dak)	**Basınç Farkı (Pa)**
Dağıtıcı	1	2.500.000	51	**29.755**
	2	800.000	51	**476.317**
Toplayıcı	3	2.500.000	51	**38.279**
	4	800.000	51	**11.828**

BÖLÜM 5

DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu tez kapsamında ısı değiştiricisi, giriş ve çıkış manifoldu tasarımları değiştirilen havadan havaya ısı pompası ile mevcut tasarımdaki bileşenlerin kullanıldığı havadan havaya ısı pompası üzerinde çalışılmıştır. Deneysel çalışmada hem mevcut hem de yeni tasarıma göre bileşenlerin kullanıldığı ısı pompalarında dış ünite ısı değiştiricisindeki basınç düşüşü karşılaştırılmıştır. Yeni tasarlanan ısı değiştiricisinde daha az malzeme kullanılmaktadır. Bunun yanı sıra performans değerleri eski tasarımla aynı kaldığı tespit edilmiştir. Böylece daha düşük malzeme maliyetiyle, eski tasarımla aynı performans elde edilebilecektir. Çalışmanın deneysel kısmında basınç düşüşü, kapasite ve manifoldlar üzerindeki sıcaklık dağılımları ölçülmüştür.

5.1 Manifold ve Isı Değiştiricisi Tasarımları

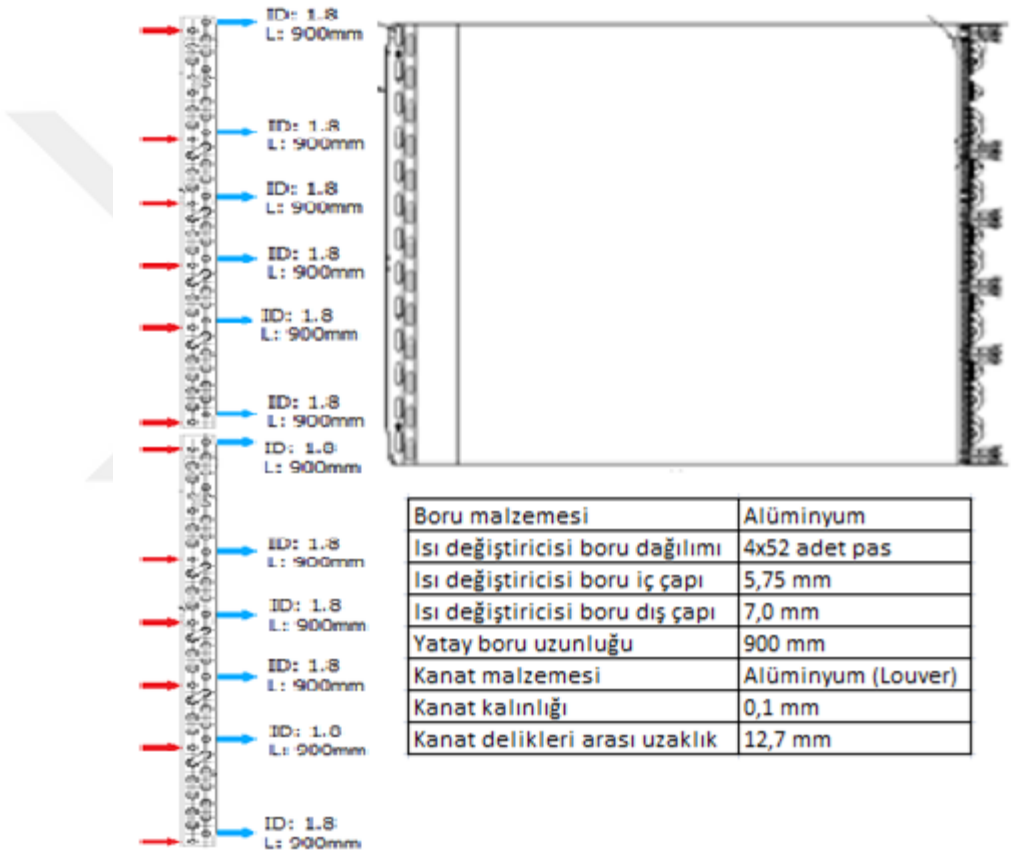
Mevcut tasarım ve yeni tasarım bileşenlerin kullanılacağı iki farklı deney düzeneği detaylı olarak aşağıda anlatılmıştır. Tasarımlar arasındaki farklar ve yeni tasarımın oluşturulma amacı açıklanmıştır.

5.1.1 Mevcut Tasarım

Deneysel çalışmada mevcut ve yeni dış ünite ısı değiştiricisi ve bu ısı değiştiricisine ait manifold tasarımlarının çalışılacağı havadan havaya ısı pompası sistemi kullanılmıştır. Yeni tasarımla amaçlanan, mevcut tasarımla paralel kapasite ve basınç düşüşü değerlerine sahip, fakat maliyeti ve üretilebilirliği daha iyi bir tasarım elde edebilmektir. Çalışmada kullanılan havadan havaya ısı pompasının soğutma modunda

kapasitesi 13783 W olup, tükettiği toplam elektriksel güç ise 5400 W; ısıtma modunda çalıştığında ise kapasitesi 15836 W, tükettiği toplam güç ise 5100 W'tır. Verimlilik (COP) değerleri ise soğutma ve ısıtma modlarında sırası ile 2,55 ve 3,10'dur.

Mevcut tasarımlı dış ünite ısı değiştiricisine ait şematik resim Şekil 5.1'de verilmiştir. Şekilde ısı değiştiricisinin pas dağılımı detaylı olarak görülmektedir. Bu ısı değiştiricisinde 12 adet giriş ve 12 adet çıkış borusu bulunmaktadır. Ayrıca giriş ve çıkış manifoldlarından ısı değiştiricisine girecek olan boruların bağlantı noktaları da gösterilmiştir.



Boru malzemesi	Alüminyum
Isı değiştiricisi boru dağılımı	4x52 adet pas
Isı değiştiricisi boru iç çapı	5,75 mm
Isı değiştiricisi boru dış çapı	7,0 mm
Yatay boru uzunluğu	900 mm
Kanat malzemesi	Alüminyum (Louver)
Kanat kalınlığı	0,1 mm
Kanat delikleri arası uzaklık	12,7 mm

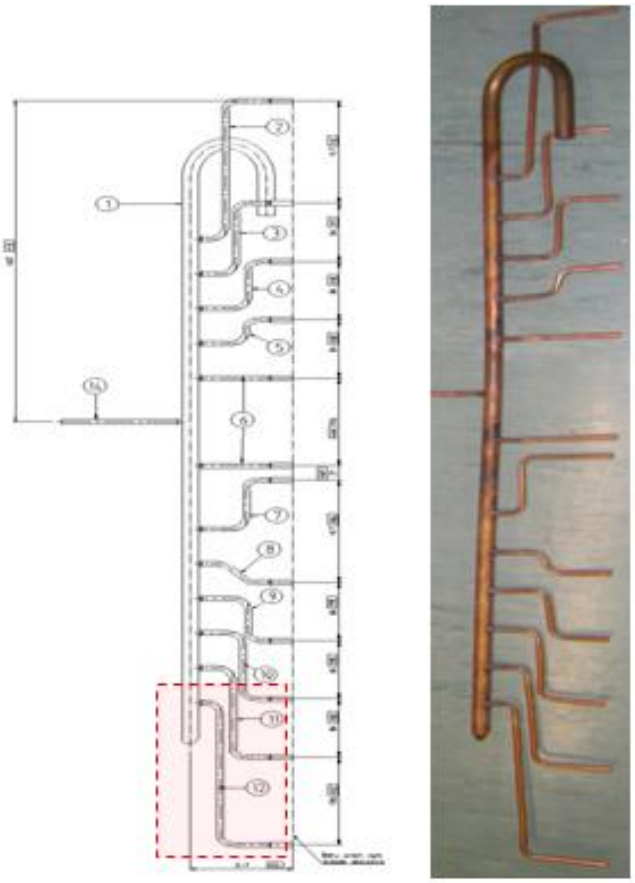
Şekil 5. 1 Mevcut tasarımlı dış ünite ısı değiştiricisi

Isı değiştiricisi boruları malzemesi alüminyum, manifoldların malzemesi ise bakırdır. Bakır-alüminyum bağlantısı dönüştürücü olarak ısı değiştiricisi üzerinde kullanılmıştır. Bu dönüştürücüde alüminyum-bakır kaynağı ötektik kaynaktır ve birleşme noktasında anot-katot özelliği oluşumunu engellemek amacıyla makaron kullanılmıştır (Şekil 5.2).

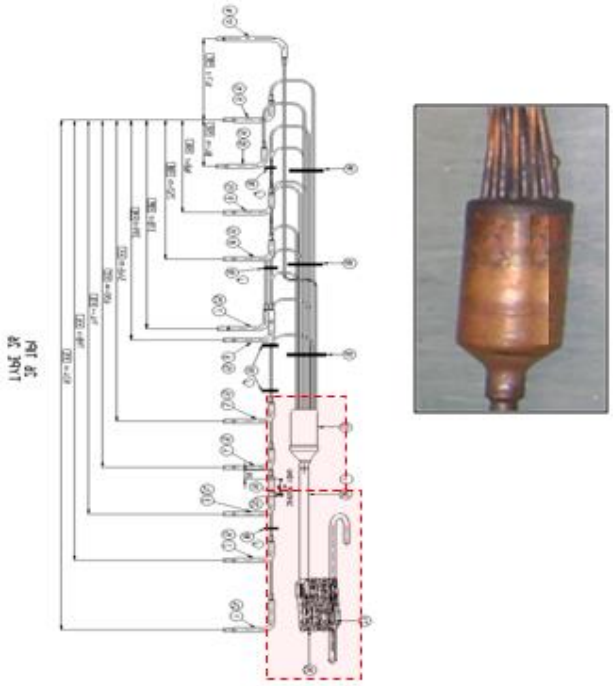


Şekil 5. 2 Mevcut tasarımlı dış ünite ısı değiştiricisi

Yukarıda detayları verilen ısı değiştiricisine bağlanacak olan giriş ve çıkış manifoldların detayları ise Şekil 5.3 ve Şekil 5.4'te verilmiştir. Bu manifoldların her birinden 12 adet bağlantı borusu bulunmaktadır.



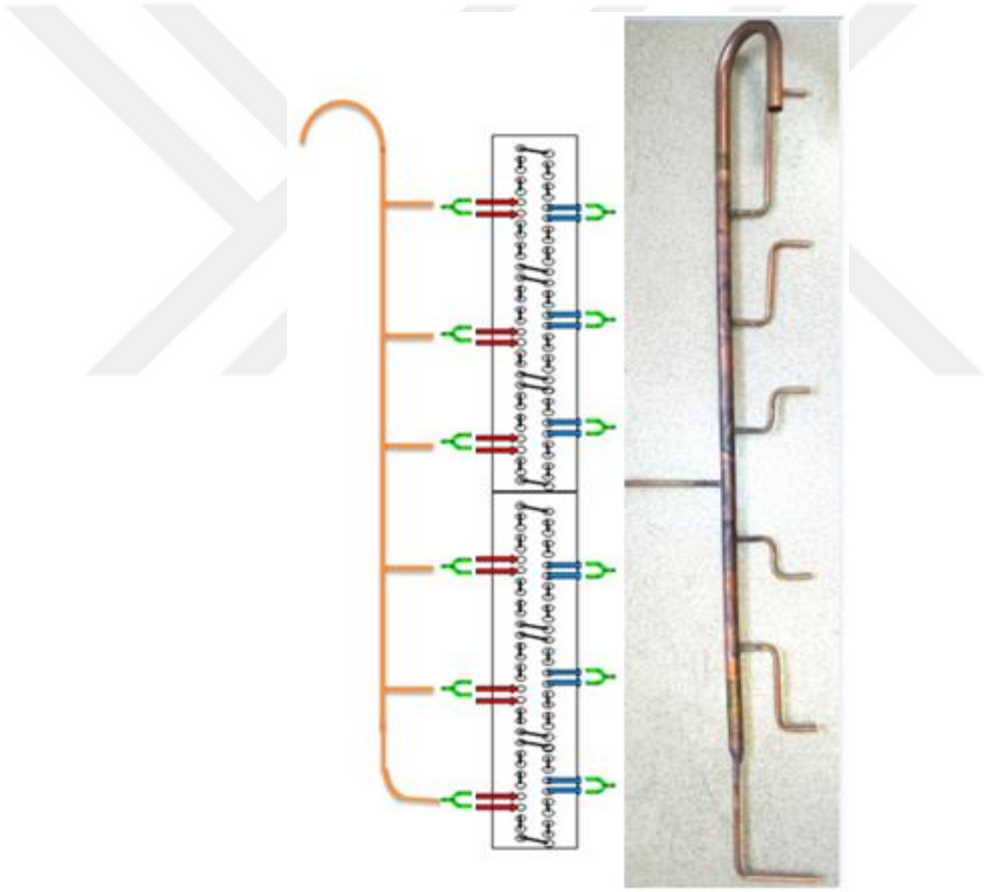
Şekil 5. 3 Mevcut tasarımdaki giriş manifoldu



Şekil 5. 4 Mevcut tasarımdaki çıkış manifoldu

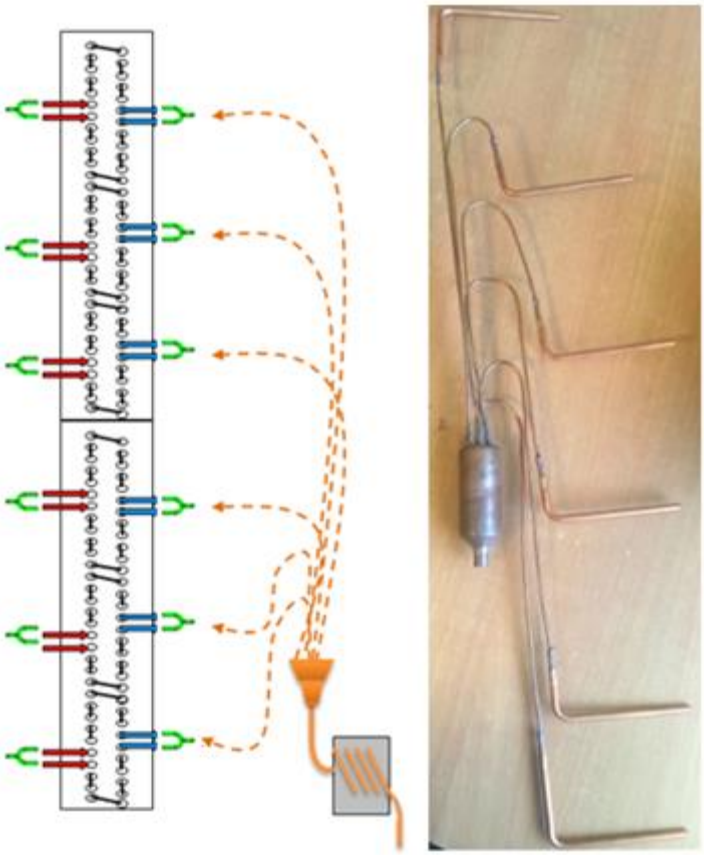
5.1.2 Yeni Tasarım

Yeni tasarım kapsamında dış ünite ısı değiştiricisi boru diziliminin, giriş ve çıkış manifoldlarının tasarımlarının üzerinde çalışılmıştır. Sistemin geri kalan bileşenleri ise mevcut tasarımla aynı tutulmuştur. Yeni tasarımda mevcut tasarıma göre daha az malzeme maliyeti ve kaynak noktası ile üretilebilirlik açısından iyileştirilmiş manifoldlar oluşturulmuştur. Mevcut tasarımdaki manifoldlarda 12 adet bağlantı borusu sayısı yeni tasarımla birlikte 6'ya düşürülmüştür (Şekil 5.5 ve 5.6). Isı değiştiricisinde ise mevcut tasarımdaki gibi 12 giriş ve 12 çıkış bulunmaktadır. Yeni tasarım ısı değiştiricisi ile mevcut tasarım arasındaki tek fark pas dizilimleridir. Bu farklar Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'daki pas dağılımı şematik gösterimleri incelendiğinde görülmektedir.



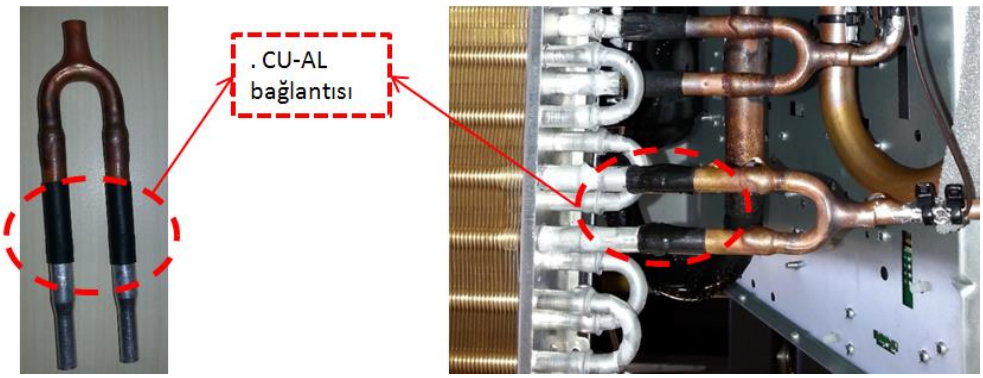
Şekil 5. 5 Yeni tasarıma ait giriş manifoldu

Bununla birlikte 6 çıkışlı bakır dağıtıcı (distribütör) kullanılarak akışın daha düzenli ve dengeli dağılması sağlanmıştır. Bu dağıtıcı kılcal borulardan çıkan akışkanların düzenli (homojen) olarak birleşip aradaki hız farklarının ortadan kalkmasını sağlayacak hazne görevi gören bir yapıya sahiptir (Şekil 5.6)



Şekil 5. 6 Yeni tasarıma ait çıkış manifoldu

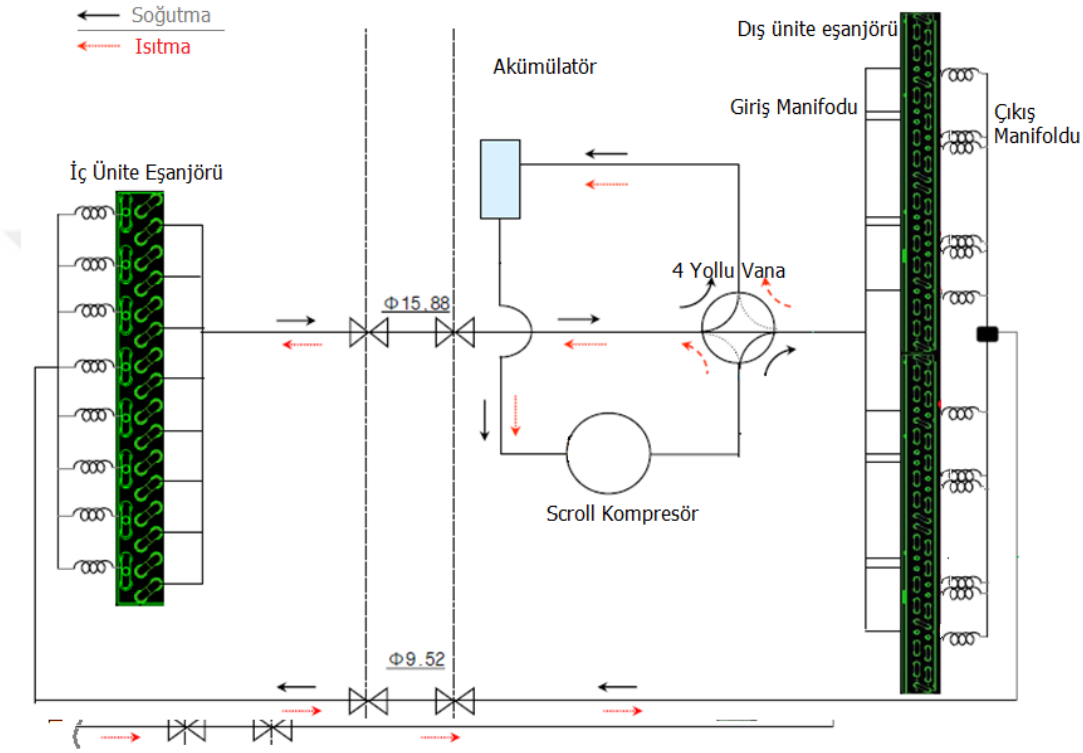
Bu giriş çıkışların manifoldlardan çıkan borulara uyum sağlaması için alüminyum-bakır bağlantılı Y-boru kullanılmıştır (Şekil 5.7). Bağlantı borusunun yapısı bu noktada ayrılan akışın düzenli bir şekilde borulardan ısı değiştiricisine geçmesini sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Analitik modelleme kısmında bu parçaya yapılan HAD analizleri sonucunda görülmektedir.



Şekil 5. 7 Yeni tasarımda Y-boru kullanımı

5.2 Deney Düzeneği

Bölüm 2.1'de bahsedilen ve üzerinde detaylı olarak durulacak parçalarla birlikte mevcut ve yeni tasarımların performanslarının inceleneceği deney düzenekleri oluşturulmuştur. Bu deney düzeneklerinin şematik resmi Şekil 5.8'da gösterilmektedir.



Şekil 5. 8 Deney düzeneklerinin şematik resmi

Bu deney şemasına göre hem mevcut tasarımı hem de yeni tasarımı test etmek üzere dört adet deney düzeneği oluşturulmuştur. Bunlardan ikisi mevcut tasarımlı manifoldların, diğer ikisi ise yeni tasarım manifoldların ve ısı değiştiricisinin kullanıldığı deney düzenekleridir.

Deney düzeneğinin oluşturulmasında havadan havaya ısı pompası sistemleri, temel olarak şartlandırılacak mahalde bulunan iç ünite ve ısı kaynağı olarak kullanılacak olan dış hava ile temas halindeki dış üniteden oluşmaktadır. Bu tez kapsamında incelenecek olan ısı değiştiricisi ve bu ısı değiştiricisine ait manifoldlar dış ünitede bulunmaktadır. Dış ünitedeki bileşenler (Şekil 5.9) aşağıda verilmiştir:

- Dış ünite ısı değiştiricisi,
- Giriş ve çıkış manifoldları,
- Manifoldlardan çıkan borular ile ısı değiştiricisi pasları arasındaki bağlantıyı sağlayan Y-borular,
- Kompresör,
- Toplayıcı (akümülatör),
- 4 yollu vana,
- Kılcal boru grubu,
- Fan motoru ve fan,
- Elektronik kontrol kartı



Şekil 5. 9 Deney düzeneği ve bileşenler

5.3 Deneyler

Tez çalışması kapsamında oluşturulan deney düzeneklerine standart ısıtma ve soğutma deneyleri uygulanmıştır. Bu deneyler tüm havadan havaya ısı pompalarına uygulanan standart kapasite deneyleri olup (TSE-EN 14511), iç ünitenin üflediği havadan alınan

kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, hava debisi ölçümleri ile bilgisayar programı aracılığıyla kapasite hesabı yapılmasına dayanmaktadır [10]. Sıcaklık ve basınç ölçümleri 10'ar saniyelik aralıklarla 120 dakika boyunca toplanmakta ve hem veri hem de grafik olarak sonuç alınmaktadır. Bu testlerin yapıldığı deney odalarının sıcaklık koşulları aşağıda verilmiştir:

- Soğutma Testi:

İç ünite odası: Kuru Termometre Sıcaklığı=27^{o}C, Yaş Termometre Sıcaklığı=19 ^{o}C, Bağıl Nem=%47,

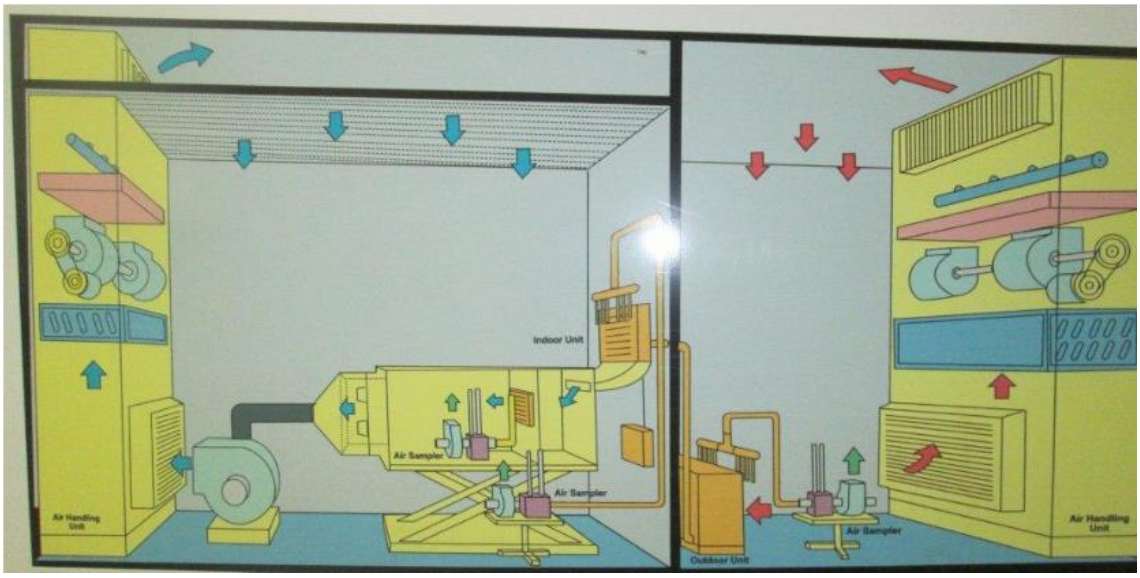
Dış ünite odası: Kuru Termometre Sıcaklığı=35 ^{o}C, Yaş Termometre Sıcaklığı=24 ^{o}C, Bağıl Nem=%40,

- Isıtma Testi:

İç ünite odası: Kuru Termometre Sıcaklığı=20^{o}C, Yaş Termometre Sıcaklığı=15 ^{o}C, Bağıl Nem=%59,

Dış ünite odası: Kuru Termometre Sıcaklığı=7^{o}C, Yaş Termometre Sıcaklığı=6 ^{o}C, Bağıl Nem=%87.

Deneylerin gerçekleştirileceği deney odalarının içyapısının şematik görünümü Şekil 5.10'da verilmiştir. Deney odaları psikometrik tip deney odaları olup, kuru termometre, yaş termometre ve basınç ölçümleri yapılabilmektedir. Deney odası dış ünite ve iç ünite odaları olmak üzere iki adet odadan oluşmaktadır. Dış ünite odası 56 kW, iç ünite odası ise 20 kW soğutma kapasitesine sahiptir. Burada dış ünitenin olduğu odada basınç, sıcaklık ve elektriksel güç tüketimi ölçümlerini alırken, iç ünite odasında ise sıcaklık ölçümleri alınmakla birlikte iç üniteden ortama üflenen şartlandırılmış havanın içinden geçirildiği bir rüzgâr tüneli sayesinde soğutma ve ısıtma kapasitesi hesapları yapılmaktadır. Bu rüzgâr tünelinde hava debisi, havanın yayılım (difüzyon) basıncı, kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ölçülerek elde edilen veriler bilgisayar ortamına gönderilmekte ve deney odaları için özel kodlanan deney programı sayesinde kapasite hesabı yapılmaktadır.

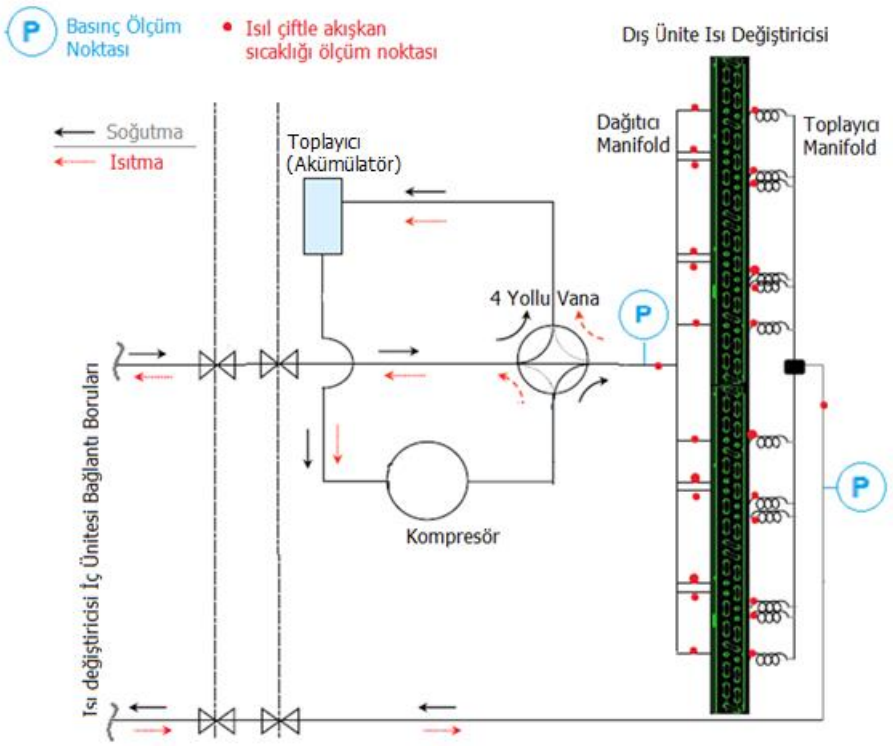


Şekil 5. 10 Deney odası şematik resmi

5.4 Ölçümler

Oluşturulan deney düzeneklerinde tez amacı kapsamında düzenekteki ilgili kısımlardan (Şekil 5.11) ölçümler alınacaktır. Bu ölçümler sırasıyla aşağıdaki gibidir:

- Isıl çiftler yardımıyla boru içi soğutucu akışkan sıcaklıkları,
- RTD tipi sıcaklık ölçerler yardımıyla kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ölçümleri,
- Elektriksel güç tüketimi,
- Isı değiştiricisi giriş ve çıkışındaki basınç değerleri,
- İç üniteden ortama üflenen şartlandırılmış havanın debisi,
- Dış ünite ısı değiştiricisindeki hava hızı,



Şekil 5. 11 Deney düzeneği ölçüm noktaları (Mevcut tasarım)

Dış ünitede bulunan ısı değiştiricisi çok geçişli ısı değiştiricisidir. Yani ısı değiştiricisine giren her bir boru birden fazla pas sayısına sahiptir. Bu nedenle ısı değiştiricisi boruları üzerinden alınacak akışkan sıcaklıkları giriş, orta ve çıkış sıcaklıkları olarak 3 farklı şekilde alınacaktır. Mevcut tasarımda 12 adet olan boru sayısı, yeni tasarımdaki ısı değiştiricisinde de 12 adettir, fakat dağıtıcı manifoldda 6 adet bacak olduğundan, bu noktadan çıkan akışkan ısı değiştiricisine Y-boru yardımıyla iki kola ayrılarak girmektedir. Her iki koldaki akışkan aynı özelliklere sahip olduğu varsayımı yapılırsa, yeni tasarımdaki ısı değiştiricisinde 6 adet boru üzerinden ölçüm alınabilir.

5.4.1 Ölçüm Aletleri

- **Isıl çiftler (Termokupıl):**

Sıcaklık ölçümlerinde T tipi ısıl çiftler (termokupıllar) kullanılmıştır. Hassasiyeti ±0,5°C dir.

- **Rüzgâr Tüneli:**

Klima iç ünitesinin üflediği havanın debisini, kuru ve yaş termometre sıcaklıklarını ölçerek, entalpi yöntemiyle kapasitenin hesaplanması için kullanılmıştır. Toleransı ±%1'dir.

- **Güç ve Akım Ölçer (Varyak):**

Klimanın tüm elektronik parçalarının toplamda tükettiği elektriksel güç ve akımı ölçmek için kullanılmıştır.

- **Sıcaklık Ölçerler (RTD):**

Klima iç ve dış ünitelerinin bulunduğu odaların ortam havasının ve rüzgâr tüneli içerisinde klima iç ünitesinin üflediği havanın kuru ve yaş termometre sıcaklıklarını ölçmek için kullanılmıştır. Hassasiyeti ±0,3°C dir.

- **Basınçölçer:**

Tez kapsamında kritik olarak incelenecek basınç düşüşü için basınç ölçümleri büyük önem taşımaktadır. Basınç ölçümlerinde basınç transmitter kullanılmış olup, hassasiyeti ±%2'dir (Şekil 5.12).



Şekil 5. 12 Basınçölçer

Basınç ölçme işlemi, akışkanın basıncının ölçüleceği kısımdaki boruda delik açılıp, buradan çıkan küçük çaplı bir boru yardımıyla Şekil 5.12'de gösterilen basınçölçere (transmitter) bağlanmasıyla gerçekleştirilmektedir. Basınç ölçümü alınan noktalar ve bağlantı şekli Şekil 5.13'te gösterilmektedir.



Şekil 5. 13 Deney düzeneğinde basınç ölçüm noktaları

- **Hava Hızı Ölçer:**

Dış ünite ısı değiştiricisi ısıl kapasitesi hesabında, dış ünite fanının üflediği havanın debisine ihtiyacımız olacaktır. Bu nedenle bu havanın hızını ölçmek için hava hızı ölçer (Şekil 4.15) kullanılmıştır. Hava hızı ölçme cihazının probuyla dış üniteden üflenen havanın çıktığı ağızın (orifis) 6 noktasından ölçümler alınmıştır.

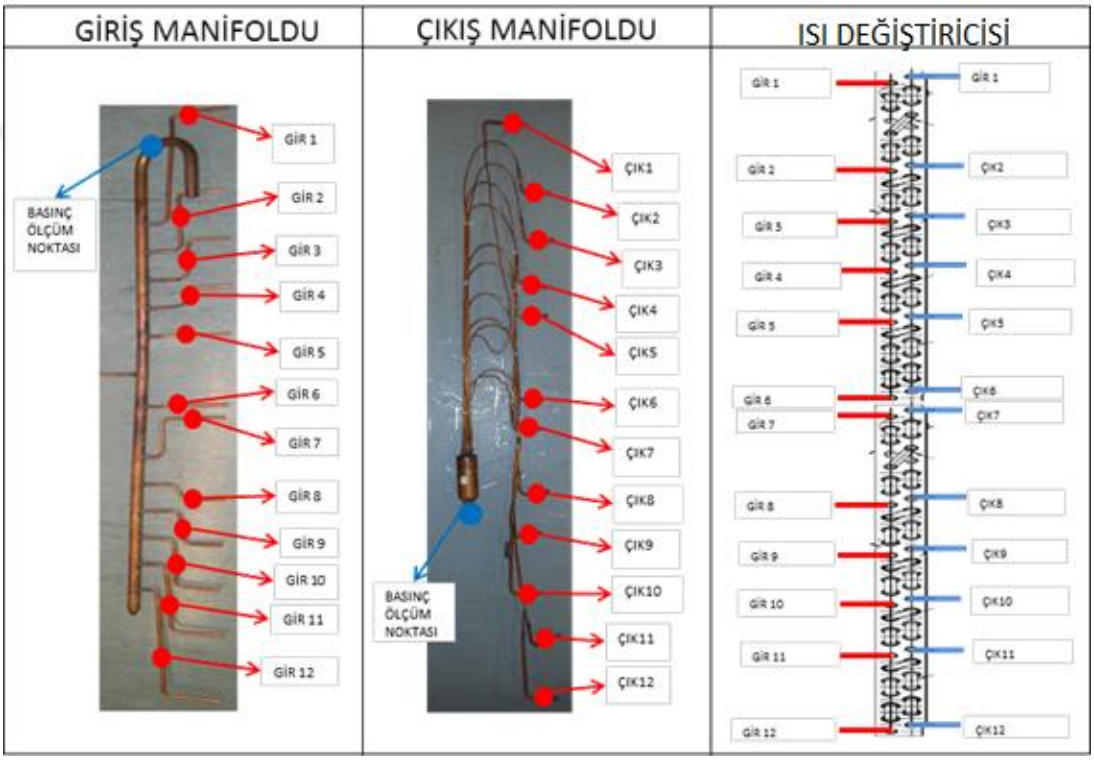


Şekil 5. 14 Hava hızı ölçme cihazı

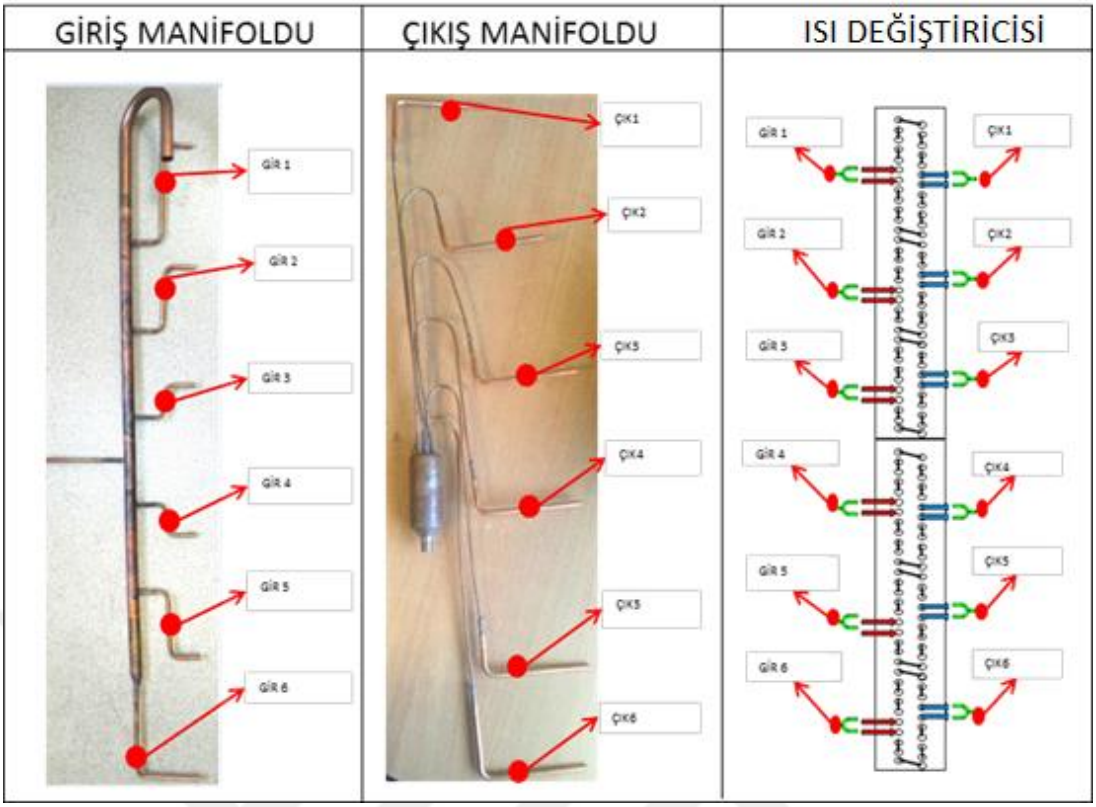
5.5 Deneysel Çalışma

Deney düzeneklerine TS 14511 standardına uygun olarak soğutma ve ısıtma deneyleri yapılmıştır. Bu deneyleri yapmaktaki amaç mevcut tasarım ile iyileştirilmiş yeni tasarımın etkinliklerinin aynı olduğunu kanıtlamaktır.

Deneysel çalışmalar kapsamında sıcaklık ve basınç ölçümlerinin yapıldığı noktalar Şekil 5.15 ve 5.16'de belirtilmiştir:



Şekil 5. 15 Mevcut tasarıma göre ölçüm noktaları



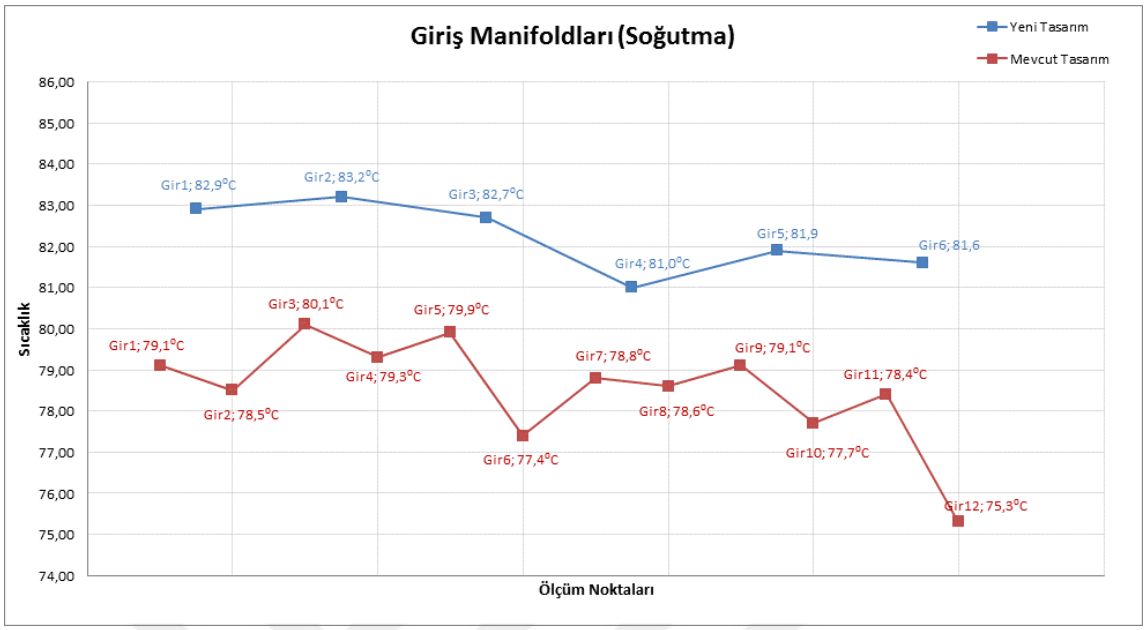
Şekil 5. 16 Yeni tasarıma göre ölçüm noktaları

Yapılan deneyler doğrultusunda elde edilen sıcaklık, basınç, kapasite ve güç tüketimi ölçümleri aşağıda ayrı başlıklar altında hem yeni tasarım hem de mevcut asarım için ayrı ayrı verilmiştir:

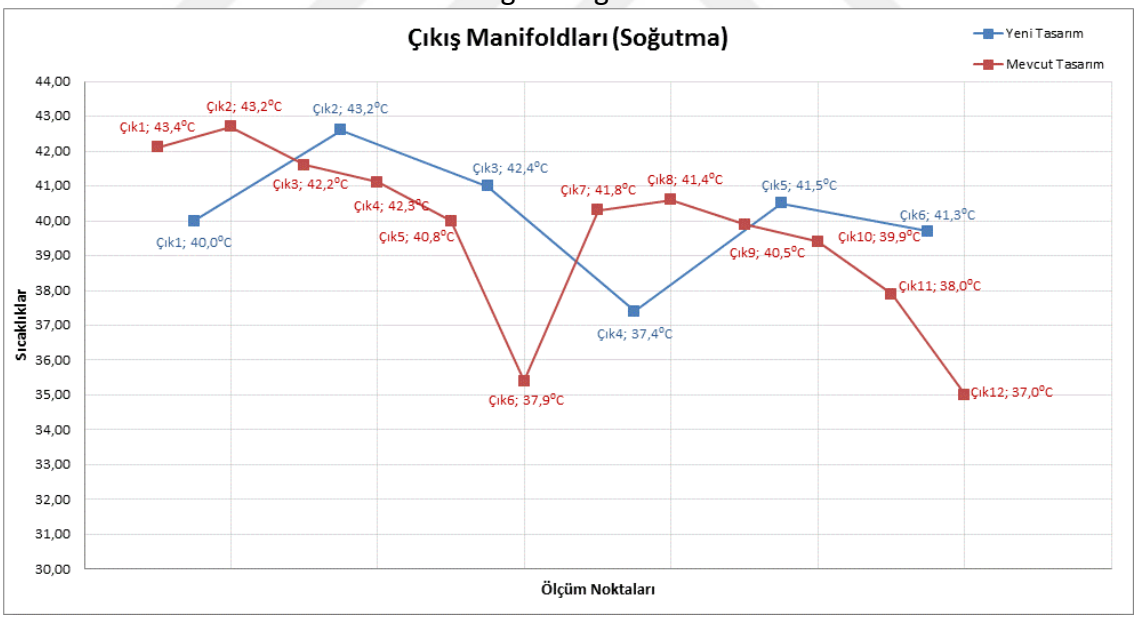
5.5.1 Soğutma Deneyi İçin Sıcaklık, Basınç, Kapasite ve Elektriksel Güç Tüketimi Ölçüm Sonuçları

Çizelge 5.1 ve 5.2'ye bakıldığında mevcut tasarım ile yeni tasarım giriş ve çıkış manifoldları bacaklarındaki sıcaklık değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Yeni ve mevcut tasarıma birbirine denk olan bacaklar için sıcaklık farkları soğutma modunda ortalama olarak giriş manifoldları için 2,12°C, çıkış manifoldları için ise 1°C mertebesindedir.

Çizelge 5.1 Mevcut ve yeni tasarıma göre soğutma deneyinde giriş manifoldu sıcaklık dağılımı eğrileri



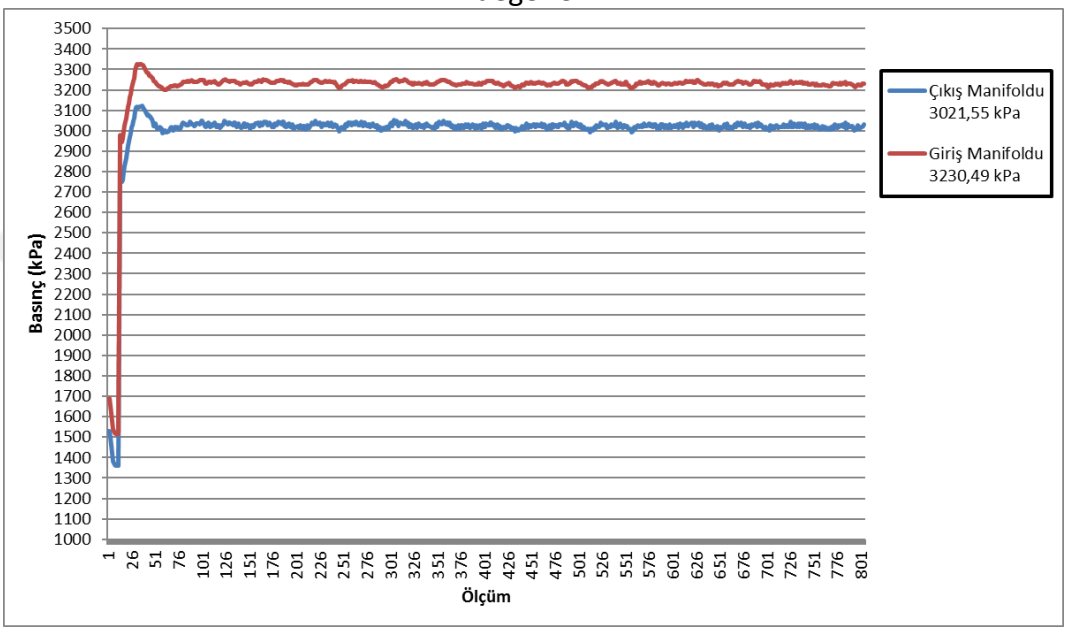
Çizelge 5.2 Mevcut ve yeni tasarıma göre soğutma deneyinde çıkış manifoldu sıcaklık dağılımı eğrileri



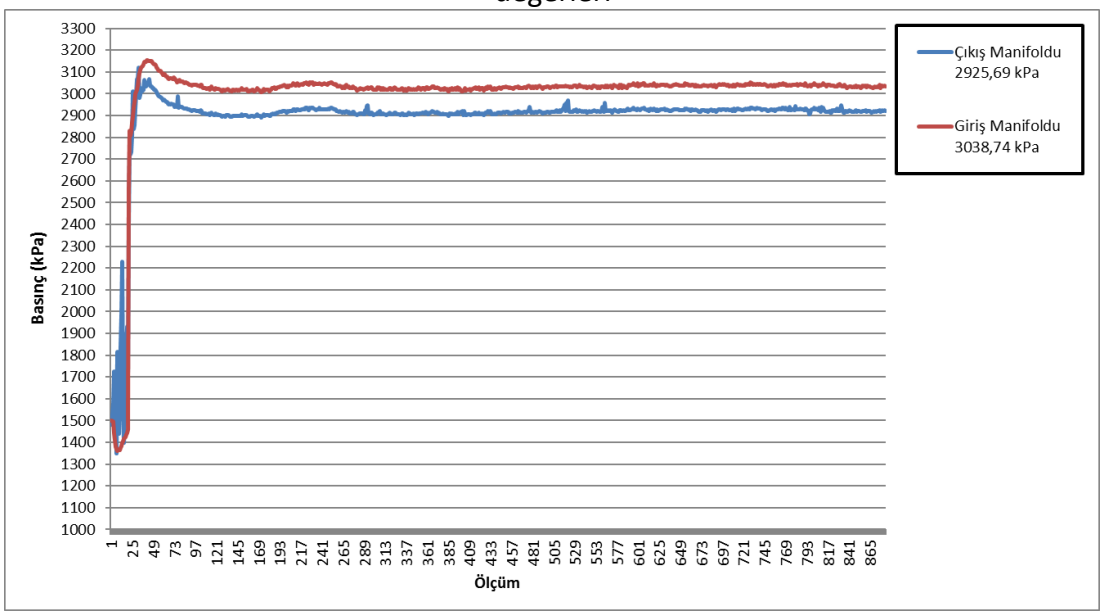
Çizelge 5.3'te basınç eğrileri mevcut tasarımın kullanıldığı deney numunesine uygulanan soğutma deneyi esnasında ölçülen kontrol hacmi olan dış ünite ısı değiştiricisine akışkanın ilk olarak girdiği nokta ile ısı değiştiricisini tamamen terk ettiği çıkış noktası arasındaki basınç değerlerini göstermektedir (Giriş basıncı 3230 kPa; çıkış

basıncı 3022 kPa). Aynı şekilde Çizelge 5.4 ise yeni tasarımın kullanıldığı deney numunesinden alınan basınç değerlerini göstermektedir (Giriş basıncı 3039 kPa; çıkış basıncı 2926 kPa). Mevcut tasarım için ΔP 208 kPa iken yeni tasarım için ΔP 1130 kPa'dır. Deney sonuçlarından da görüldüğü üzere yeni tasarımla daha düşük basınç düşüşü elde edilmiştir.

Çizelge 5.3 Mevcut tasarıma göre soğutma deneyinde giriş ve çıkış manifoldları basınç değerleri



Çizelge 5.4 Yeni tasarıma göre soğutma deneyinde giriş ve çıkış manifoldları basınç değerleri



Çizelge 5.4'ü Başlık 4.3.2'deki HAD analizi sonuçları ile karşılaştırdığımızda; 51 l/dak akışkan debisi için toplam basınç düşüşü değerleri aşağıdaki gibidir:

$\Delta P_{2500kPa} = \Delta P_{dağıtıcı} + \Delta P_{toplayıcı} = 29,8 + 38,3 = 68,1$ kPa (soğutma için analitik değer)

Soğutma için 2500 kPa yüksek işletme basıncında, dış ünite ısı değiştiricisi yoğuşturucu olarak çalışmaktadır. HAD analizi sadece Y-borulara yapıldığı için manifoldlar haricinde ısı değiştiricisinde sabit basınçta hal değişimi olacağı kabul edildiği için ısı değiştiricideki basınç düşüşü ihmal edilmiştir [13].

$\Delta P_{@2500kPa}$ değerini, Çizelge 5.4'ten elde edilen giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkı alıp kıyasladığımızda

$\Delta P_{soğutma} = P_{dağıtıcı} - P_{toplayıcı}$ 3038,74 – 2925,69 = 113,05 kPa'dır.

Giriş ve çıkış basınç değerleri Şekil 5.16'da gösterilen noktalardan ölçüldüğü için, $\Delta P_{soğutma}$ basınç düşüşü değerine Y-borular öncesi manifoldlardaki ve ısı değiştiricisindeki basınç düşüşü de dâhildir. Bu kapsamda HAD analizinden elde edilen değer ile karşılaştırıldığında basınç düşüşü değerlerinin deneysel ve analitik olarak birbirine yakın olduğu söylenebilir.

Çizelge 5.5'te gösterildiği üzere soğutma kapasitesi deneyleri sonucunda mevcut tasarım ile yeni tasarımların kapasite ve güç tüketim değerleri arasındaki fark sırasıyla %0,15 ve %1,4 mertebesindedir. Soğutmadaki verimlilik değerleri arasındaki fark ise 0,03'tür.

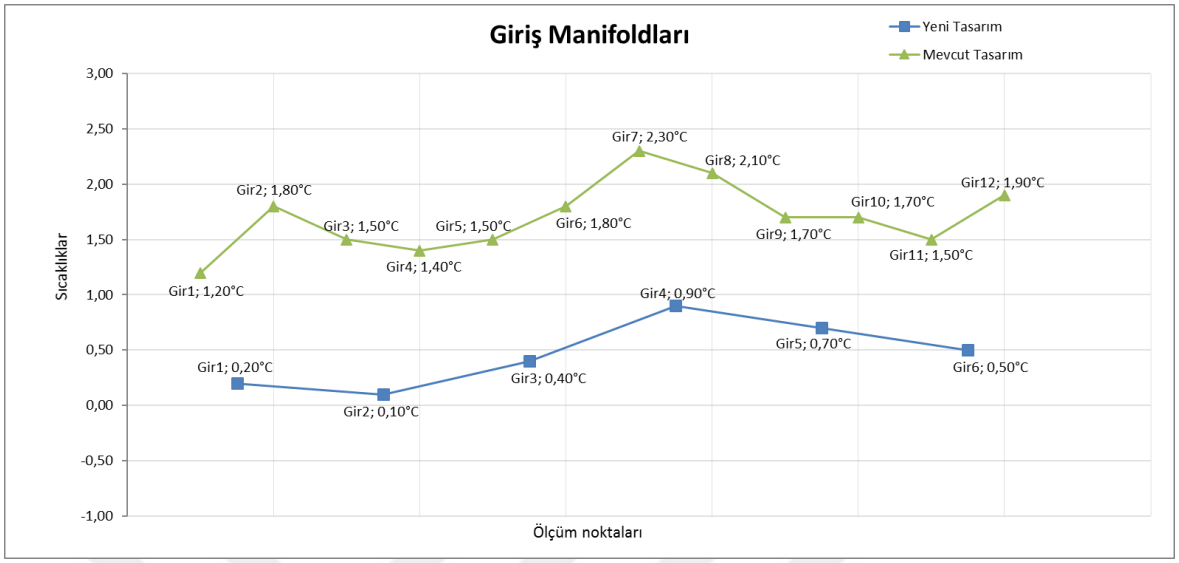
Çizelge 5.5 Mevcut tasarım ile yeni tasarımın kullanıldığı ürünlerin toplam soğutma kapasite deneyi sonuçları

	KAPASİTE (kW)	**GÜÇ (kW)**	**ETKİNLİK KATSAYISI ($EER_{SOĞUTMA}$)**
YENİ TASARIM	12,78	5,54	2,31
MEVCUT TASARIM	12,77	5,46	2,34

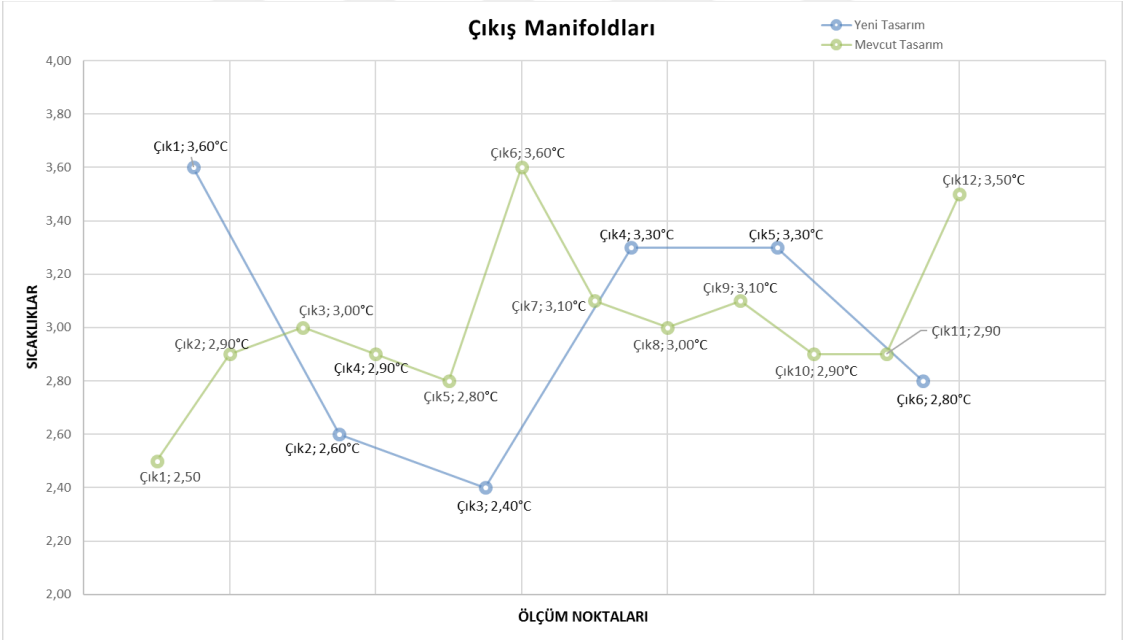
5.5.2 Isıtma Deneyi İçin Sıcaklık, Basınç, Kapasite ve Elektriksel Güç Tüketimi Ölçüm Sonuçları

Bölüm 5.5.1'de soğutma deneyi sonuçları gibi bu bölümde de ısıtma deneyi sonuçları paylaşılmıştır. Çizelge 5.6 ve 5.7'de mevcut ve yeni tasarımların kullanıldığı deney düzeneklerinin, sıcaklık deneyi süresince giriş ve çıkış manifoldları bacaklarındaki sıcaklık dağılımları karşılaştırmalı olarak paylaşılmıştır. İlgili çizelgelerden de görüldüğü üzere her iki tasarım için sıcaklık dağılımları arasındaki fark giriş manifoldları için 1,2°C; çıkış manifoldları için ise 0,2°C mertebesindedir.

Çizelge 5.6 Mevcut ve yeni tasarıma göre ısıtma deneyinde giriş manifoldu sıcaklık dağılımı eğrileri

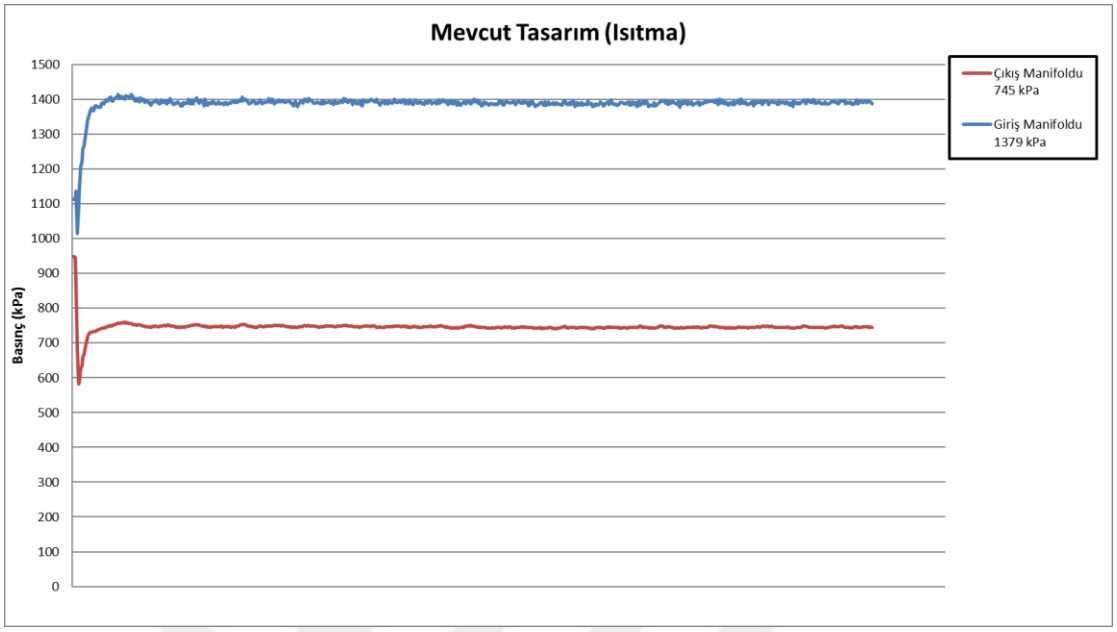


Çizelge 5.7 Mevcut ve yeni tasarıma göre ısıtma deneyinde çıkış manifoldu sıcaklık dağılımı eğrileri

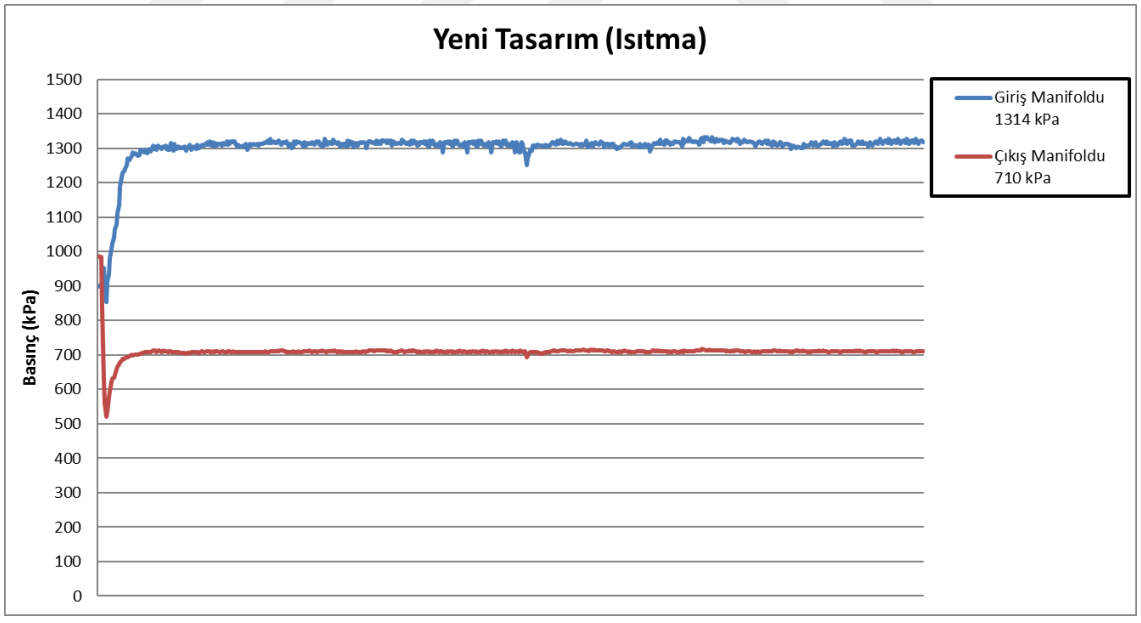


Isıtma deneyi sonucu elde edilen basınç dağılım eğrileri Çizelge 5.8 ve 5.9'da paylaşılmıştır.

Çizelge 5.8 Mevcut tasarıma göre ısıtma deneyinde giriş ve çıkış manifoldları basınç değerleri



Çizelge 5.9 Yeni tasarıma göre ısıtma deneyinde giriş ve çıkış manifoldları basınç değerleri



Çizelge 5.9'u, Başlık 4.3.2'deki HAD analizi sonuçları ile karşılaştırdığımızda; 51 l/dak akışkan debisi için toplam basınç düşüşü değerleri aşağıdaki gibidir:

$\Delta P_{800kPa} = \Delta P_{dağıtıcı} + \Delta P_{toplayıcı} = 476,3 + 11,8 = 488,1$ kPa (ısıtma için analitik değer)

Soğutma için 800 kPa yüksek işletme basıncında, dış ünite ısı değiştiricisi buharlaştırıcı olarak çalışmaktadır. HAD analizi sadece Y-borulara yapıldığı için manifoldlar haricinde ısı değiştiricisinde sabit basınçta hal değişimi olacağı kabul edildiği için ısı değiştiricideki basınç düşüşü ihmal edilmiştir [13].

$\Delta P_{@2500kPa}$ değerini, Çizelge 5.9'dan elde edilen giriş ve çıkış basınçları arasındaki farkı alıp kıyasladığımızda:

$\Delta P_{soğutma} = P_{dağıtıcı} - P_{toplayıcı} = 1314 – 7,1 = 604$ kPa'dır.

Giriş ve çıkış basınç değerleri Şekil 5.16'da gösterilen noktalardan ölçüldüğü için, $\Delta P_{soğutma}$ basınç düşüşü değerine Y-borular öncesi manifoldlardaki ve ısı değiştiricisindeki basınç düşüşü de dâhildir. Bu kapsamda HAD analizinden elde edilen değer ile karşılaştırıldığında basınç düşüşü değerlerinin deneysel ve analitik olarak birbirine yakın olduğu söylenebilir.

Çizelge 5.10'da gösterildiği üzere ısıtma kapasitesi deneyleri sonucunda mevcut tasarım ile yeni tasarımların kapasite ve güç tüketim değerleri arasındaki fark sırasıyla %0,44 ve %4,2 mertebesindedir. Soğutmadaki verimlilik değerleri arasındaki fark ise 0,1'dir. Yeni tasarımın verimliliği mevcut tasarıma göre iyileşmiştir.

Çizelge 5.10 Mevcut tasarım ile yeni tasarımın kullanıldığı ürünlerin toplam ısıtma kapasite deneyi sonuçları

ISITMA DENEYİ	**KAPASİTE (kW)**	**GÜÇ (kW)**	**ETKİNLİK KATSAYISI (EER_{ISITMA})**
YENİ TASARIM	13,99	5,27	2,66
MEVCUT TASARIM	13,67	5,46	2,50

BÖLÜM 6

İSTATİSTİKSEL DOĞRULAMA

Bu bölümde yapılan deneysel çalışmalarla elde edilen veriler istatistiksel çözümleme yöntemleriyle doğrulanmaktadır. Bir önceki bölümde sayısal çözümleme ile de doğrulanan deneysel çalışmalar, istatistik araçlarıyla birlikte yapılan deneylerde gerçekleştirilen ölçümlerin doğruluğu, kesinliği ve güvenilirliğinin gösterilmesi hedeflenmiştir.

6.1 Mevcut ve Yeni Tasarım Soğutma ve Isıtma Etkinliklerinin İstatistiksel Çözümlemesi

Bu tez kapsamında yeni tasarım ile mevcut tasarıma benzer verimlilik elde edilmesi ve bununla birlikte yeni tasarımla elde edilecek soğutma ve ısıtma kapasitesinin mevcut tasarımla elde edilene göre kabul edilebilir düzeyde olması hedeflenmiştir. Bölüm 5.4'te elde edilen deney sonuçlarında da görüldüğü üzere bu tez deneysel olarak doğrulanmıştır. Bu bölümde ise deneysel çalışmalar sonucu elde edilen verilerin istatistiksel olarak analizi gerçekleştirilmiş ve sonuçlar, dolayısıyla yeni tasarımın uygunluğu istatistik araçlarına göre doğrulanmıştır. Bu doğrulama işlemi Minitab programında T Testi aracı ile gerçekleştirilmiştir.

T Testi iki farklı grubun ortak veya farklı özelliklerinin ortalamalarının arasındaki farkın anlamlı mı anlamsız mı olduğunu belirler. Bu tez kapsamında yapılan çalışma özelinde düşünecek olursak: Mevcut tasarım ve yeni tasarım ile gerçekleştirilen, birden fazla deney sonucu elde edilen kapasite değerlerinin ortalamaları arasındaki farkın kabul edilebilir olması gerekmektedir. Çünkü tez dâhilinde yeni tasarımla mevcut tasarıma

göre kabul edilebilir düzeyde kapasite sağlanacağı iddia edilmişti. Bu nedenle T testi sonucu farkın anlamlı çıkması durumunda istatistiksel olarak deney sonuçlarımızı doğrulamış olacağız.

T testinin gerçekleştirilmesinden önce uygulanması gereken işlemler vardır. Bunlardan ilki ortalamaları karşılaştırılacak ölçümlerin normal dağılıma sahip olup olmadığının kontrolüdür. Ölçüm değerlerinin normal dağılıma sahip olup olmamasına göre bir sonraki aşama olan varyansların karşılaştırılması yapılacaktır. Varyansların kontrolü yapılırken eğer değerler normal dağılıma sahipse F-test metoduna göre, normal dağılıma sahip değilse Levene metoduna göre değerlendirme yapılır. 2T testinin uygulanması için varyansların eşit olması beklenmektedir. Varyansların eşit olması durumunda 2T testi uygulanır ve belirlenen sapma yüzdesine göre ortalamaların birbirine yakın olup olmadığı gözlemlenir. (Bu tez kapsamında sapma yüzdesi %5 olarak belirlenmiştir ve aşağıda detaylı olarak anlatılacak p değeri bu yüzde miktarına göre değerlendirilecektir).

İstatistiksel araçların kullanımında yapılan testlerden önce hipotez belirlenir. Hipotez iki şekilde belirlenir:

- H_0 hipotezi: Yapılan önermenin doğru olduğunu ifade eder. P değerinin sapma yüzdesi (%5) değerinden büyük olması durumu için geçerlidir.

- H_a hipotezi: Yapılan önermenin doğru olmadığını ifade eder ve p değerinin sapma yüzdesi değerinden küçük olduğu durumlar için geçerlidir.

İstatistiksel analizlerin tamamında değerlendirmelerin tamamı H_a hipotezinin doğrulanmasına yöneliktir. Bir başka deyişle sapma yüzdesi alınan riski ifade etmektedir. Bu tez kapsamında belirlenen %5 sapma yüzdesi, H_0 hipotezinin kabul edilmesi için alınacak en yüksek risk oranıdır. Eğer kullanılacak istatistiksel araçların sonucunda p değeri 0,05'ten büyük çıkarsa H_0 hipotezini geçerli kılmak için yüksek risk alınması gerektiği düşünülmelidir. Bu nedenle H_0 hipotezinin geçersiz olup H_a hipotezinin kabulü için yapılan testler sonucu çıkan p değerinin 0,05'ten büyük olması gerekir.

Yukarıda bahsedilen tüm değerlendirmeler (normal dağılım, varyansların eşitliği ve 2T testi) kullanılacak olan Minitab programının verdiği çıktı ekranındaki p değerine göre belirlenir. P değeri

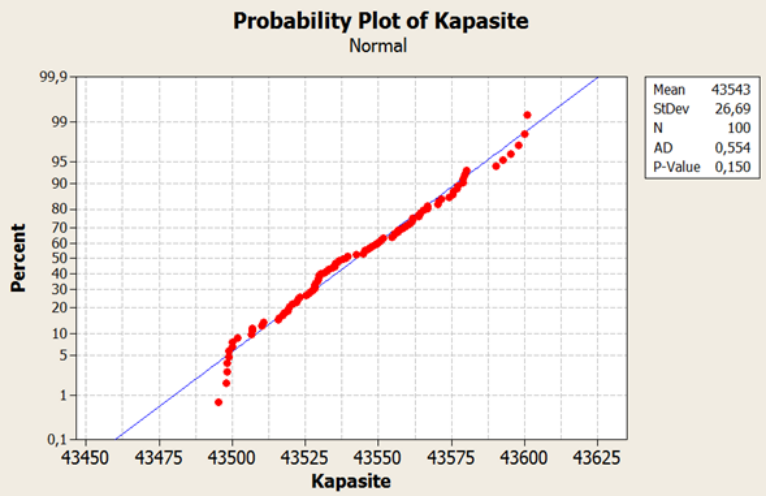
Bu tez kapsamında deney sonuçları ile Minitab programı kullanılarak 2T testi gerçekleştirilmiştir. 2T testini uygulamadan önce, her iki tasarım için de deneylerden elde edilen kapasite değerlerinin (Çizelge 6.1) normal dağılıma sahip olup olmadığı kontrol edilmelidir. Bu nedenle yine Minitab programında normal dağılım diyagramı çıkartılmıştır.

Çizelge 6.1 Mevcut ve yeni tasarıma göre soğutma deneyinde çıkış manifoldu sıcaklık dağılımı grafiği

	MEVCUT TASARIM		YENİ TASARIM	
ÖRNEKLEM	SOĞUTMA KAPASİTESİ (kW)	ISITMA KAPASİTESİ (kW)	SOĞUTMA KAPASİTESİ (kW)	ISITMA KAPASİTESİ (kW)
1	12,72436552	13,69536974	12,74446691	14,00263431
2	12,6878011	13,67641207	12,74044045	13,98145104
3	12,73349117	13,68418335	12,76339253	13,96113327
4	12,76095971	13,68981833	12,77583483	13,96121227
5	12,73557824	13,68220275	12,79375756	13,98569044
6	12,78628851	13,65145992	12,78388775	13,98689826
7	12,78886215	13,65644348	12,76134896	13,98912959
8	12,77741473	13,67885061	12,76949919	13,99910243
9	12,77712508	13,69773616	12,76233697	14,00133376
10	12,78835612	13,67336904	12,79023598	13,99994848
11	12,77939304	13,67035349	12,80515918	14,01559638
12	12,79139572	13,66962307	12,79805306	14,02814057
13	12,78049439	13,65832906	12,80040459	14,02228806
14	12,78981467	13,66652623	12,81301519	14,01689923
15	12,79381938	13,6727428	12,79027834	14,00134292
16	12,80014814	13,68949205	12,79823509	13,99910587
17	12,74703253	13,68401506	12,83640575	14,00134292
18	12,74716763	13,68195546	12,85913801	14,00126163
19	12,72915903	13,70090741	12,83635308	13,99550186
20	12,77432476	13,6821913	12,83635308	14,009081
21	12,68541865	13,68710617	12,81584184	14,00771175
22	12,72175639	13,67719629	12,82078418	14,01802347
23	12,73315802	13,65481778	12,83055324	14,02780513
24	12,75368071	13,68966034	12,83548986	14,02110772
25	12,77010024	13,69845857	12,8128011	14,00796591
26	12,77059482	13,68173221	12,8052874	14,01243314
27	12,8004584	13,67752716	12,78250934	13,99653223
28	12,7938377	13,68592124	12,7777101	13,9943009
29	12,77761851	13,66784282	12,77524408	13,99653223
30	12,79369573	13,64922173	12,76708126	13,99653223
31	12,79198875	13,65294365	12,76450648	13,99763931
32	12,808327	13,66133202	12,74648644	13,98535729
33	12,78591643	13,65864046	12,73849877	13,97755051
34	12,78761998	13,6461123	12,74084229	13,98107552
35	12,78761998	13,63495796	12,74648644	13,98338928
36	12,79460818	13,63542163	12,71883472	13,99447492
37	12,78994976	13,64356614	12,73898763	13,99670625
38	12,8054889	13,64364513	12,76341428	13,99112164
39	12,80737448	13,63880468	12,74538623	14,00701911
40	12,78655069	13,63273236	12,75110708	14,00117462
41	12,78178694	13,63403979	12,73573967	13,98665555
42	12,79038939	13,64524907	12,72835992	13,96655302
43	12,77947318	13,6148291	12,73082022	13,98914447

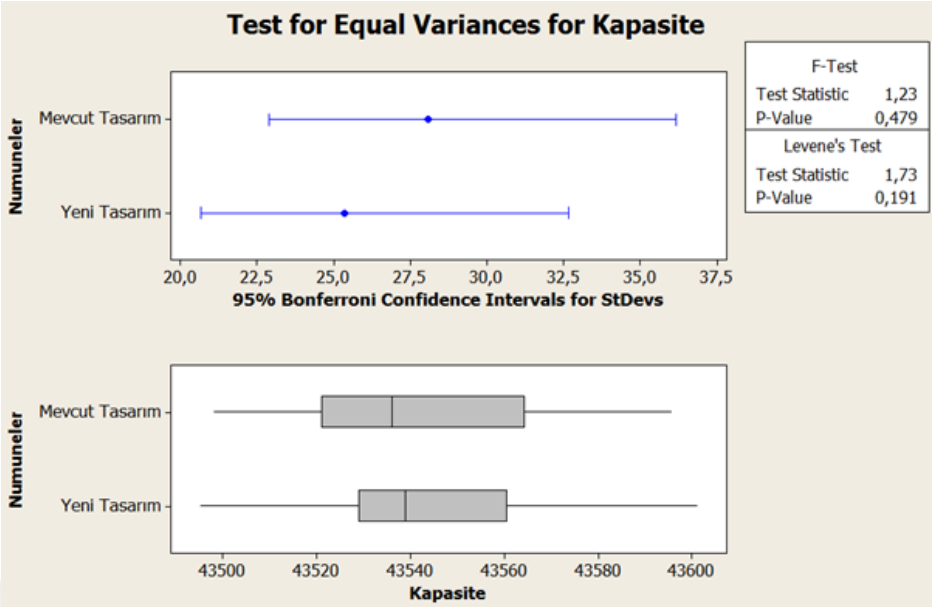
Çizelge 6.2'de normal dağılım grafiği gösterilmiştir. Normal dağılım testi yapılırken H_0 hipotezi değerlerin normal dağılıma sahip olmaması, H_a hipotezi ise değerlerin normal dağılıma sahip olmasıdır. Çizelge 6.2'de normal dağılım testinin çıktısına bakıldığında Minitab'den alınan verilere göre p değeri 0,15'tir ve 0,05'ten büyüktür. Bu nedenle H_a hipotezi, yani dağılımın normal olduğu kabul edilir.

Çizelge 6.2 Yeni tasarım ile elde edilmiş kapasite ölçümlerinin normal dağılım grafiği



Normal dağılım kontrolü yapıldıktan sonra mevcut tasarım ve yeni tasarıma ait kapasite değerlerinin varyanslarının eşit olup olmadığı kontrol edilir. Bunun için ise Minitab programında Test for Equal Variances aracı kullanılır. Bu aracın kullanımı sonucu iki farklı metoda göre sonuçlar alınacaktır. Veriler normal dağılıma sahip olduğu için F testi metoduna ait elde edilen sonuçlar değerlendirilecektir. Varyansların kontrolü için H_0 hipotezi varyansların eşit olmadığı iken, H_a hipotezi varyansların eşit olduğudur. F-Test sonucuna göre 0,479 olarak bulunan p değeri 0,05 değerinden büyüktür. Bu nedenle H_a hipotezi kabul edilir. Minitab'den elde edilen çıktıya göre her iki tasarımın da kapasite deney sonuçlarının varyansları eşittir.

Çizelge 6.3 Kapasite değerlerinin varyanslarının kontrolü



Normal dağılım ve varyansların kontrolü aşamalarından sonra Şekil 6.1'de gerçekleştirilen 2T testi görülmektedir. Bu test için H_0 hipotezi ortalamaların birbirine yakın olmadığı, H_a hipotezinin ise ortalamaların birbirine yakın olduğudur. 2T testi sonucu hesaplanan 0,746 p değeri 0,05'ten büyüktür. Bu nedenle H_a hipotezi kabul edilir ve ortalamaların belirlenen %5 sapma toleransı dâhilinde birbirine yakın olduğu sonucu elde edilir.

Two-Sample T-Test and CI: C5; C4

```
Two-sample T for C5

C4              N     Mean  StDev  SE Mean
Mevcut Tasarım  50  46649,6   24,2      3,4
Yeni Tasarım    50  46651,3   27,3      3,9

Difference = mu (Mevcut Tasarım) - mu (Yeni Tasarım)
Estimate for difference:  -1,67
95% CI for difference:  (-11,91; 8,57)
T-Test of difference = 0 (vs not =): T-Value = -0,32 P-Value = 0,746 DF = 98
Both use Pooled StDev = 25,8018
```

C4: Tasarımlar
C5: Kapasite değerleri

Şekil 6. 1 Kapasite değerlerinin varyanslarının kontrolü

Yapılan istatistiksel çalışma sonucu, Minitab programında kullanılan 2T testi aracı sayesinde, mevcut tasarım ve yeni tasarıma sahip deney numunelerinin kapasite sonuçlarının ortalamalarının, belirlenen tolerans dâhilinde birbirlerine yakın olduğu görülmektedir.

6.2 Hata Analizi

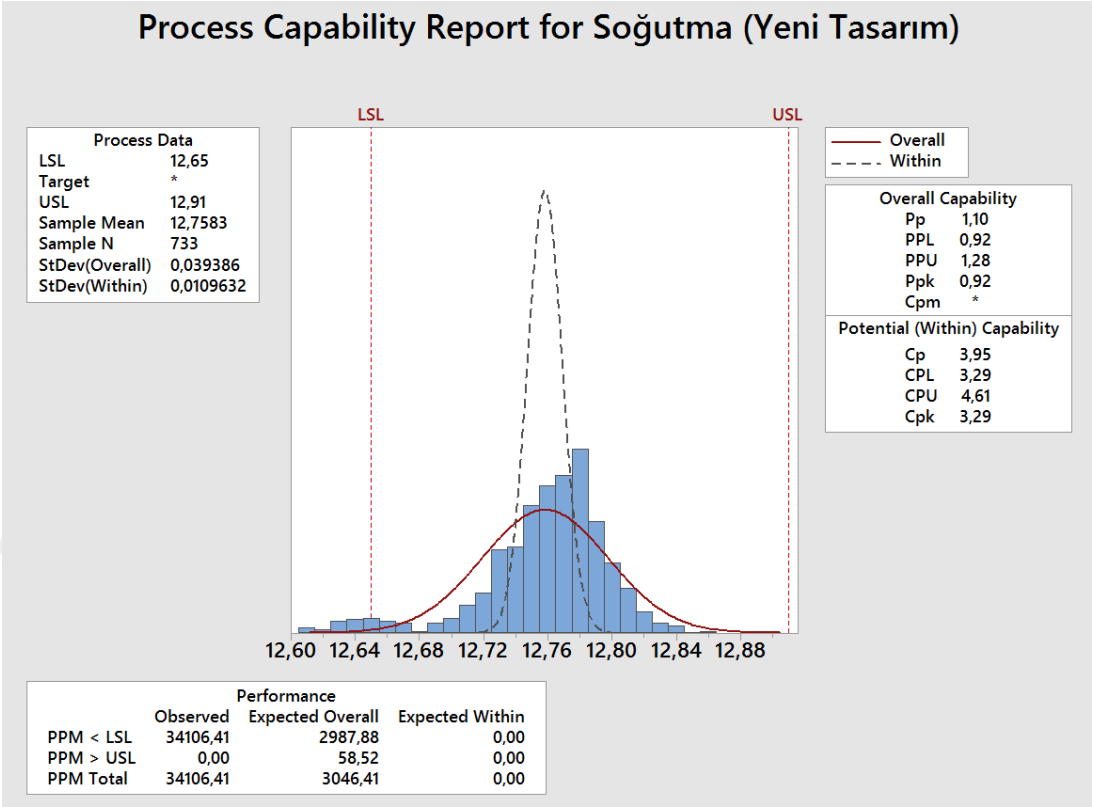
Deney ve ölçüm içeren çalışmalar kapsamında, ölçümlerdeki hata payının görülmesi için hata analizi gerçekleştirilir. Hata analizi için kullanılan yöntemlerden birisi de belirsizlik analizidir. Belirsiz analizi kapsamında deney sonuçlarına istatistiksel yaklaşımda da bulunarak belirlenen alt ve üst sınır değerleri içerisinde ölçüm değerlerinin uygun olup olmadığı gözlemlenebilir [14].

Amerikan Makine Mühendisleri Topluluğu (ASME) tarafından hazırlanana test belirsizliği standardında anlatıldığı üzere belirlenen risk dahilinde ölçümlerin alt ve üst sınır değerlerine göre uygunluğu gözlemlenebilir [15]. Bu yönteme istatistikte süreç yeterliliği adı verilmektedir.

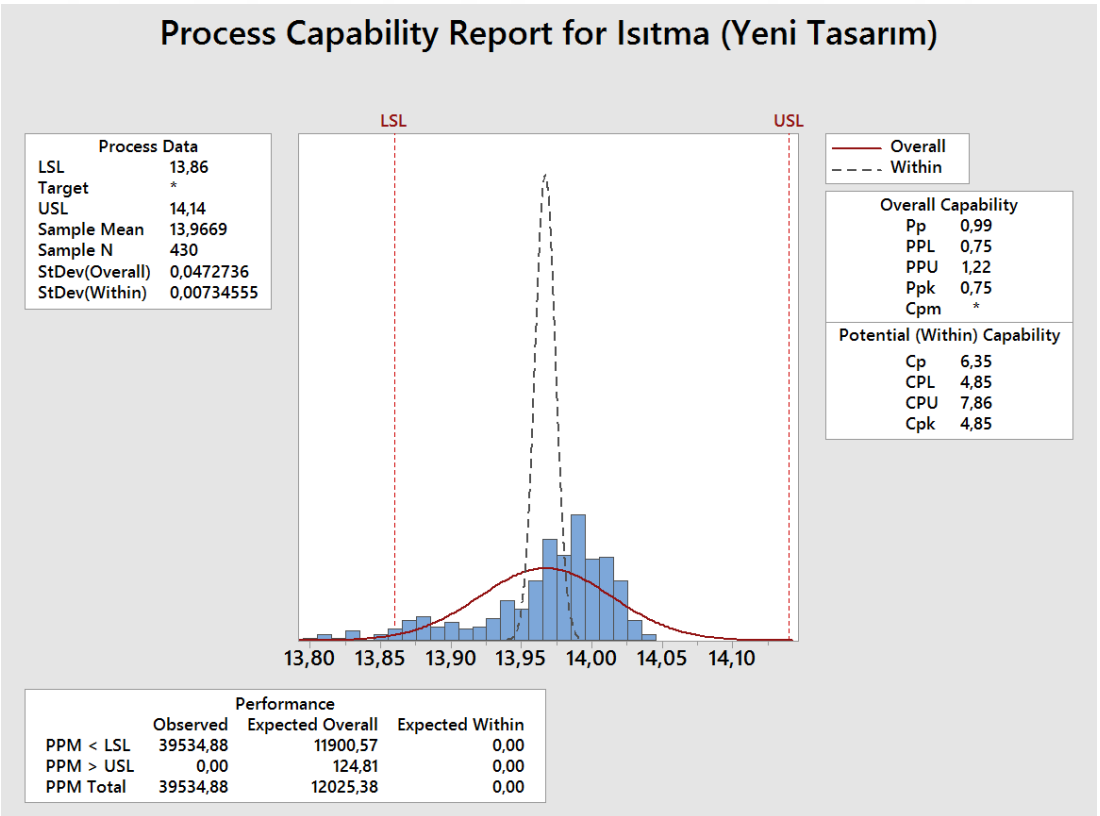
Yapılan bu tez kapsamında belirlenen %5 risk oranına (α=0,05) göre standart sapma ve varyans değerleri hesaplanarak, belirlenen alt ve üst sınır değerleri içerisindeki konumu değerlendirilmiştir. Böylece deney sonuçlarının güvenilirliği ispatlanmıştır.

Bu çalışmanın yapılması için belirlenen alt ve üst sınır değerleri, deney sonuçlarından elde edilen kapasite değerinin, kapasite ölçümünü gerçekleştiren rüzgâr tünelinin hassasiyeti olan ±%1 değerleri alınarak belirlenmiştir. Dolayısı ile yeni tasarıma ait 12,78 kW soğutma kapasitesi için alt sınır değeri (LSL) 12,65 kW, üst sınır değeri ise (USL) 12,91 kW'tır. Yeni tasarım için ısıtma kapasitesi değeri ise 13,99 kW olduğundan dolayı alt sınır değeri (LSL) 13,86 kW, üst sınır değeri (USL) ise 14,14 kW'tır.

Çizelge 6.4 Kapasite ölçümleri için süreç yeterliliği çizelgesi (soğutma)



Çizelge 6.5 Kapasite ölçümleri için süreç yeterliliği çizelgesi (ısıtma)



Çizelge 6.4 ve 6.5'te gösterilen grafikler, yapılan ölçümlerin, ölçüm aletinin toleransına göre belirlenen alt ve üst limitlerin içerisinde dağılımını göstermektedir. Bu grafiklerde kontrol edilmesi gereken değer gözlemlenen milyonda hata değerini ifade eden "PPM Total (Observed)" değeridir. Soğutma için Çizelge 6.4'e baktığımızda gözlemlenen milyonda hata değeri 3046,41'dir. Yani soğutma deneyi için hata oranı %3,05'tir. Çizelge 6.5'e baktığımızda ise ısıtma deneyi ölçümleri için gözlemlenen milyonda hata değeri 39534,88'dir. Yani ısıtma deneyi için hata oranı %3,95'tir.

BÖLÜM 7

SONUÇLAR

Bu tez kapsamında yapılan deneysel, analitik ve istatistiksel çalışmalar sonucu, maliyet azaltma amacı ile geliştirilen yeni giriş ve çıkış manifoldlarının kullanımının uygunluğu incelenmiştir. Yapılan tüm çalışmalarla birlikte hem tasarım iyileştirmesi için önemli sonuçlar elde edilmiş, hem de ileride yapılacak çalışmalara kaynak oluşturacak nitelikte bilgiler elde edilmiştir.

Yapılan literatür araştırmaları sonucu ısı değiştiricilerinde kullanılan manifoldlar için yapılan çalışmaların oldukça fazla olduğu görülmektedir. Özellikle minikanal ve mikrokanal ısı değiştiricilerin kullanımının yayılmasıyla manifoldlarla ilgili çalışmaların daha da artacağı öngörülebilir. Isı değiştirici uygulamalarında minikanal ve mikrokanal tasarımlara ağırlık verildiği için daha büyük çaplı borulara sahip büyük boyutlu ısı değiştiricileri ile alakalı literatürde yeterince çalışma gözlemlenememiştir. Bu tez çalışmasında incelenen, mikro kanal ve mini kanal ısı değiştiricilerinde kullanılan borulardan daha büyük çapa sahip borulu ısı değiştiriciler üzerinde çalışmalar arttırılabilir.

Klimaların iç ve dış ünitelerinde maliyeti yükselten en önemli hammadde bakırdır. Isı aktarımı kabiliyeti ve kolay şekillendirilebilme özelliklerinden dolayı ısı değiştiriciler ve bağlantı boruları için kullanımı en uygun hammadde bakırdır. Bu nedenle bakır kullanım miktarı rekabet açısından oldukça önemlidir. Klimaların ısı değiştiricileri ve bağlantı borularının tasarımları yapılırken en iyi performansı ve en az kullanım miktarını

sağlayacak tasarımlar üzerinde çalışmak oldukça önemlidir. Özellikle büyük kapasiteli klimalarda giriş ve çıkış manifoldlarının tasarımları üzerinde detaylı çalışılmalıdır. Doğru tasarımla istenilen ısıtma ve soğutma performansı elde edilirken, hammadde kullanımı en uygun düzeye çekilebilir. Soğutucu gazların kullanıldığı sistemlerde, bakır boru içinde akışın en önemli değişkenlerinden biri basınç düşüşüdür. Bakır boru tasarımı yapılırken basınç düşüşü ve sıcaklık dağılımı üzerinde yapılacak çalışmalar, en doğru tasarımın gerçekleştirilmesine büyük katkı sağlayacaktır.

7.1 Deneysel ve Matematiksel Sonuçlar

Yeni tasarımın kullanılabilirliğinin uygunluğunu incelerken yapılan tüm deneysel, ölçüsel ve matematiksel çalışmaların tamamı sonucu elde edilen teknik veriler aşağıda özet halinde paylaşılmıştır:

- Yapılan tasarım iyileştirme çalışmaları sonucunda, bu tez kapsamında nümerik, deneysel ve istatistiksel olarak uygunluğu ispatlanan yeni tasarım ile birlikte, 0,712 kg bakır hammadde kullanımı azaltılmıştır. Bu kapsamda, kontrol hacmi dahilinde mevcut tasarım ile birlikte kullanılan toplam bakır hammadde miktarında %17,5 iyileştirme sağlanmıştır.

- Yapılan HAD analizi sonuçlarına bakıldığında (Çizelge 4.4), 2500 kPa işletme basıncında yapılan analizler, dış ünite ısı değiştiricisinin yoğuşturucu olarak çalışması durumunu temsil etmektedir. Bu durumda basınç düşüşü miktarı 51 l/dak akışkan debisi için 68 kPa'dır.

- HAD analizi sonuçlarına bakıldığında (Çizelge 4.4), 800 kPa işletme basıncında yapılan analizler, dış ünite ısı değiştiricisinin buharlaştırıcı olarak çalışması durumunu temsil etmektedir. Bu durumda basınç düşüşü miktarı 51 l/dak akışkan debisi için 488 kPa'dır.

- Dış ünite ısı değiştiricisi yoğuşturucu olarak çalıştığında (klima soğutma konumunda iken) mevcut tasarıma ait giriş manifoldu üzerindeki sıcaklık dağılımı ortalama olarak 78,5°C iken, yeni tasarıma ait, üzerinde Y-borular bulunan giriş manifoldunda ortalama 82,2°C'dir. Çıkış manifoldları üzerindeki sıcaklık dağılımı ise mevcut tasarımda 40,7°C iken, Y-boru kullanılan yeni tasarımda 41,0°C'dir. Sonuçlardan

görüldüğü üzere mevcut tasarım ve yeni tasarımdaki sıcaklık dağılımlarının birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. Mevcut tasarımda ısı değiştiricisinde ölçülen basınç düşüşü 210 kPa iken, yeni tasarımda basınç düşüşü 113 kPa'dır. Yeni tasarımda basınç düşüşünde azalma sağlanmaktadır.

- Dış ünite ısı değiştiricisi buharlaştırıcı olarak çalıştığında ise (klima ısıtma konumunda iken); mevcut tasarıma ait giriş manifoldu üzerindeki sıcaklık dağılımı ortalama olarak 1,7°C iken, yeni tasarıma ait giriş manifoldunda ortalama 0,47°C'dir. Çıkış manifoldları üzerindeki sıcaklık dağılımı ise mevcut tasarımda 3,0°C iken, yeni tasarımda da 3,0°C'dır. Soğutma konumunda olduğu gibi ısıtma konumunda da mevcut ve yeni tasarım için manifoldlar arasındaki sıcaklık dağılımları birbirine oldukça yakındır. Mevcut tasarımda ısı değiştiricisinde ölçülen basınç düşüşü 630 kPa iken, yeni tasarımda basınç düşüşü 600 kPa'dır. Yeni tasarımda soğutma konumunda olduğu gibi basınç düşüşünde azalma sağlanmaktadır.

- Dış ünite yoğuşturucu olarak çalıştığında (soğutma modu) mevcut tasarıma ait manifoldların kullanıldığı ısı değiştiricisinin kapasitesi 12,77 kW ve etkinlik katsayısı (EER) 2,34 iken, yeni tasarıma ait manifoldların kullanıldığı ısı değiştiricisinin kapasitesi 12,78 kW ve verimliliği 2,31'dir. Bu sonuçlara bakıldığında beklenildiği üzere Y-boruların kullanıldığı yeni tasarım, mevcut tasarım ile çok yakın kapasite ve verimliliği sağlamıştır.

- Dış ünite buharlaştırıcı olarak çalıştığında (ısıtma modu) mevcut tasarıma ait manifoldların kullanıldığı ısı değiştiricisinin kapasitesi 13,65 kW ve etkinlik katsayısı (EER) 2,50 iken, yeni tasarıma ait manifoldların kullanıldığı ısı değiştiricisinin kapasitesi 13,99 kW ve verimliliği 2,66'dır. Isıtma deneyi sonuçlarına göre, soğutma deneyinde olduğu gibi Y-boruların kullanıldığı yeni tasarım, mevcut tasarım ile benzer kapasite ve verimliliği sağlamıştır.

- Gerçekleştirilen istatistiksel çalışmaların sonucunda, mevcut tasarıma ve yeni tasarıma sahip dış ünite ısı değiştiricisinin, soğutma ve ısıtma konumlarında iken deney sonuçları ile elde edilen kapasite ölçümlerinin birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. Bu doğrulama %5 sapma yüzdesi baz alınarak gerçekleştirilmiştir. %5 sapma değeri

istatistiksel doğrulama araçlarında en sık kullanılan ve doğru analiz için yeterli bir sapma değeridir.

- Yine istatistiksel süreç yeterliliği aracı kullanılarak, %5 sapma yüzdesi kapsamında kapasite ölçüm değerlerine hata analizi uygulanmıştır. ±%1 kapasite ölçümü toleransı göz önünde bulundurularak belirlenen alt ve üst kapasite ölçüm limitleri dâhilinde, yeni tasarım için yapılan kapasite ölçüm değerlerindeki hata oranı soğutma için %3,05; ısıtma için ise %3,95 olarak hesaplanmıştır. Bu hata değerlerine bakılarak yapılan kapasite ölçümlerinin güvenilir olduğu söylenebilir.

7.2 Mali İyileştirme Sonuçları

Yukarıda bahsedildiği gibi, bakır hammadde kullanımında sağlanan azalma 0,712 kg'dır. Bakır hammadde miktarının 2018 yılı için maliyeti 26,6 TL/kg'dır. Bakır hammadde kullanımının azalması ile birlikte 18,94 TL maliyet azalması sağlanmıştır. Ayrıca hem giriş hem de çıkış manifoldlarında 12 adetten 6 adede düşen bacak sayısı sayesinde, kaynak işçiliğinde %50 azalma sağlanmıştır. Bu azalmayla birlikte giriş ve çıkış manifoldları için toplam 12,63 TL işçilik maliyeti azaltılmıştır. Hammadde ve işçilik maliyetlerinde düşüşlerle birlikte, ürün genelinde toplam 31,61 TL azalma sağlanmıştır.

Yine yukarıdaki maddelerde paylaşıldığı gibi, yeni tasarım ile birlikte klima soğutma konumunda çalışırken elektrik güç tüketiminde 0,08 kW artış, ısıtma konumunda çalışırken ise 0,19 kW azalış sağlanmıştır. Tez kapsamında tasarımı üzerinde çalışılan klimanın, ürün olarak kullanım süresi 10 yıldır. 10 yıllık süre içerisinde yeni tasarımın mevcut tasarıma kıyasla elektriksel güç tüketimlerindeki değişimin, kullanıcının 10 yıl süre içerisinde ödeyeceği elektrik faturasına etkisi aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır:

$$M_{Toplam} = W_{Toplam} \cdot T_{n=10} \tag{7.1}$$

Burada n=10 değeri kullanım süresi olan 10 yılı göstermektedir. 10 yıl boyunca, her bir yıl elektrik tüketim maliyetindeki artışlar da göz önünde bulundurularak, birim elektriksel güç başına ödenecek maliyet değeri olan $T_{n=10}$ değeri aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır: (7.2)

$$T_{n=10} = M_{elektrik} \cdot \left(\sum_{i=1}^{n=10} I^n \right)$$

Burada $M_{elektrik}$ değeri güncel elektriksel tüketim maliyetini ifade etmektedir ve 2018 yılı için 0,4482 TL'dir [16]. I değeri ise $M_{elektrik}$ değeri için %7 yıllık ortalama artışı kabulü yapılarak belirlenen çarpan değeridir ve 1,07'dir.

Eşitlik 7.1'de kullanılacak olan W_{Toplam} değeri ise aşağıdaki eşitlikle hesaplanmıştır:

$$W_{Toplam} = W_{artış,soğutma} + W_{azalış,ısıtma} \quad (7.3)$$

$$W_{artış,soğutma} = -0{,}08 * h_{soğutma} \quad (7.4)$$

$$W_{azalış,ısıtma} = 0{,}19 * h_{ısıtma} \quad (7.5)$$

Eşitlik 7.4 ve 7.5'te geçen $h_{soğutma}$ ve $h_{soğutma}$ değerleri, klimanın her ısıtma ve soğutma konumlarında bir yıl süresince kaç saat çalıştığını ifade eden değerlerdir ve TS EN 14511 standardına göre 500 saat olarak belirtilmiştir [17].

Yukarıda belirtilen eşitlikler doğrultusunda hesaplanan değerleri Çizelge 7.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.1 elektriksel güç tüketiminden kaynaklı toplam maliyet azalışı

W_{Toplam} [kW]	$T_{n=10}$ [TL/kW]	M_{Toplam} [TL]
55	6,19	340,45

Elde edilen M_{Toplam} değeri, 10. yıl sonunda kullanıcının yeni tasarım sayesinde mevcut tasarıma kıyasla elde edeceği tasarrufu ifade etmektedir. Net Bugünkü Değer Yöntemi ile bu tasarruf değerinin bugünkü değeri hesaplanmıştır [18].

$$NBD = M_{Toplam} \cdot BDF \quad (7.6)$$

$$BDF = \frac{1}{(1+i)^n} \quad (7.7)$$

Eşitlik 7.7'deki i değeri iskonto oranını ifade etmektedir ve %10 olarak kabul edilmiştir. Bu değere göre NBD değeri 131,41 TL olarak bulunmuştur.

Bakır hammadde kullanımı ve elektriksel güç tüketimindeki azalmalardan sağlanan maliyet iyileştirmelerin bugünkü değer yöntemi ile hesabı sonucu, yeni tasarım sayesinde mevcut tasarıma kıyasla kullanıcı 163,02 TL tasarruf sağlamaktadır.

Yukarıda maddeler halinde paylaşılan deneysel ve analitik çalışmaların ışığında, Y-boru tasarımı ile azaltılan bakır boru sarfiyatı ile birlikte mevcut performans korunduğu görülmektedir. Yapılan bu tez kapsamında özellikle büyük kapasiteli klimalarda kullanılan büyük boyutlu ısı değiştiricileri ve manifoldlarında, tasarım iyileştirmeleri gerçekleştirilerek istenilen kapasite değerleri elde edilebildiği görülmektedir. Bu nedenle farklı kapasite ve tasarımdaki farklı klimalarda, benzer çalışmalar için, bu tez kapsamında yapılan çalışmalar yol gösterici niteliktedir. Mevcut tasarımı iyileştirme çalışmaları yanı sıra, yeni bir klima tasarımı çalışmasına başlamadan önce, bu tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmalar doğrultusunda tasarıma bakış açısı geliştirilerek yeni tasarımların başlangıç aşamasında iyileştirme sağlanabilir.

Bugüne kadar yapılan ve ileride yapılacak benzer çalışmalar doğrultusunda, analitik ve deneysel çalışmaların yanı sıra istatistik araçlarının kullanımı hem hata analizi hem de belirlenen toleranslar dahilinde elde edilen değerlerin güvenilirliğinin belirlenmesi için faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

[1] Jin, D., (2006). "Investigation on Refrigerant Distribution In Evaporator Manifolds", A thesis of Doctor of Philosophy of, University of Maryland, U.S.A.

[2] Lu, F., Luo, Y. ve Yang S., (2008). "Analytical And Experimental Investigatıon Of Flow Distribution In Manifolds For Heat Exchangers", Journal of Hydrodynamics, 20(2):179-185.

[3] Zou, Y., Tuo, H. ve Hrnjak, P.S., (2013). "Modeling Refrigerant Maldistribution In Microchannel Heat Exchangers With Vertical Headers Based On Experimentally Developed Distribution Results", Applied Thermal Engineering, 64:172-181.

[4] Byun, H. ve Kim, N., (2011). "Refrigerant Distribution In A Parallel Flow Heat Exchanger Having Vertical Headers And Heated Horizontal Tubes", Experimental Thermal and Fluid Science, 35:920-932.

[5] Wang, J., (2011). "Theory Of Flow Distribution In Manifolds", Chemical Engineering Journal, 168:1331-1345.

[6] Zou, Y. ve Hrnjak, P.S., (2013). "Refrigerant Distribution In The Vertical Header Of The Microchannel Heat Exchanger - Measurement and Visualization Of R410A Flow", International Journal of Refrigeration, 36:2296-2208.

[7] Wen, M., Lee, C.L. ve Tasi, J., (2008). "Improving two-phase refrigerant distribution in the manifold of the refrigeration system", Applied thermal Engineering, 28:2126-2135.

[8] Vist, S. ve Pettersen, J., (2004). "Two-phase flow distribution in compact heat exchanger manifolds", Experimental Thermal and Fluid Science, 28:209-215.

[9] Onbaşıoğlu, S. ve Dönmez, N., (2013). "Isı Değiştiricisi Manifoldlarında İki Fazlı Akış", Mühendis ve Makina, 54(645):14-27.

[10] Güleren, M. ve Pınarbaşı, A., (2001). "İki Boyutlu Geometrik Cisimler Üzerindeki Farklı Türbülans Model Yaklaşımları", 13.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 5-7 Eylül 2001, Konya.

[11] Pınarbaşı, A., İleri Akışkanlar Mekaniği Ders Notları, http://www.yildiz.edu.tr/~alipnrbs/, 3 Kasım 2014.

[12] ASHRAE 37, (2009). Methods of Testing for Rating Electrically Driven Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment, ASME, U.S.A.

[13] Çengel, Y. ve Cimbala, J. M., (2010). Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, Second Edition, Mc Graw-Hill Book Co., New York.

[14] Çetinkaya, Ş., Ölçme Tekniği, http://aves.istanbul.edu.tr/ImageOfByte.aspx?Resim=8&SSNO=2&USER=400, 10 Mayıs 2016.

[15] ASME 19.1, (2005). Test Uncertanity, ASME, U.S.A.

[16] Enerji Enstitüsü, Elektrik Fiyatları, http://enerjienstitusu.com/elektrik-fiyatlari/, 29 Ocak 2018.

[17] TSE EN 14511, (2007). Mekan Isıtma Ve Soğutma İçin Elektrikle Tahrik Edilen Kompresör İle Çalışan İklimlendirme Cihazları, Sıvı Soğutma Paketleri ve Isı Pompaları, TSE, İstanbul.

[18] Çubuk, H., Enerji Yönetimi Ders Notları, Elektrik Fiyatları, http://avesis.yildiz.edu.tr/hcubuk/dokumanlar/, 29 Ocak 2018.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ali KAYA

Doğum Tarihi ve Yeri : 15.04.1989 / MERSİN

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : ali.kaya89@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Isı Proses (Mak. Müh.)	Yıldız Teknik Üniversitesi	2017
Lisans	Makine Müh	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lise	Matematik-Fen	Ümraniye Atakent Lisesi	2007

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2013 - Devam	Arçelik-LG Klima A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi
2011 - 2012	ARÇELİK A.Ş. Merkez Ar-Ge	Stajyer (Uzun Dönem)