

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI KANAL GEOMETRİSİNE SAHİP ISI
DEĞİŞTİRİCİLERİNDE ISIL PERFORMANSIN
İNCELENMESİ**

Makine Mühendisi Selçuk KARAGÖZ

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İsmail TEKE

İSTANBUL, 2009

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	İİ
SİMGE LİSTESİ	İV
KISALTIMA LİSTESİ.....	V
ŞEKİL LİSTESİ	VI
ÇİZELGE LİSTESİ.....	VIII
ÖNSÖZ.....	IX
ÖZET.....	X
ABSTRACT	XI
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
3. DENEY ÇALIŞMA.....	35
3.1 Deneysel Çalışmada Kullanılan Kanal Geometrileri.....	35
3.2 Deneysel Çalışmada Kullanılan Buharlaştırıcıların Hazırlanması	36
3.3 Deneysel Çalışma	39
3.3.1 İsobütan Soğutucu akışkanın Özellikleri.....	39
3.3.2 Deneysel Düzeneği Soğutma Sistem Elemanları.....	42
3.3.2.1 Değişken Devirli Kompresör.....	45
3.3.2.2 Yoğuşturucu ve Soğutma Banyosu	46
3.3.2.3 Kapileri – İğne Vana İkilişi	46
3.3.2.4 Buharlaştırıcı	46
3.3.3 Ölçüm Sistemi Elemanları.....	47
3.3.3.1 Sıcaklık Ölçümü	48
3.3.3.2 Basınç Ölçümü	52
3.3.3.3 Debi Ölçümü	52
3.3.3.4 Güç Ölçümü.....	54
3.3.4 Ölçüm Sistemi Elemanlarının Kalibrasyonu	54
3.4 Ölçümler	59
3.4.1 Daire borulu buharlaştırıcıya deneyler	61
3.4.2 Minikanalı buharlaştırıcıya ait deneyler.....	66
4. DENEYSEL ÖLÇÜMLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ.....	68
4.1 Soğutma çevrimlerinin karşılaştırılması.....	68
4.2 Şarj miktarlarının karşılaştırılması	69
4.3 Kapasite ve ısı performans karşılaştırması	69
4.4 İki fazlı basınç düşüşlerinin karşılaştırılması	72

5. ISIL PERFORMANS DENEY SONUÇLARININ BOYUTSUZLAŞTIRILMASI VE MODEL OLUŞTURMA	77
5.1 Boyut Analizi.....	77
5.2 Buckingham Pi Teoremi (II Teoremi).....	77
5.3 En Küçük Kareler Yöntemi	79
5.4 Regresyon Modelinin İncelenmesi	80
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	83
KAYNAKLAR.....	85
ÖZGEÇMİŞ.....	87

SİMGE LİSTESİ

A	Isı Transfer Yüzey Alanı [m^2]
Bo	Kaynama Sayısı [-]
Co	Konveksiyon Sayısı
C_p	Özgül Isı [$kJ/kg^{\circ}C$]
D_h	Hidrolik çap [m]
ΔT	Sıcaklık farkı [$^{\circ}C$]
ΔP	Birim boya indirgenmiş basınç düşüşü [mbar/m]
G	Kütleli akı [kg/m^2s]
h	Isı taşınım katsayısı [W/m^2K]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
L	Kanal uzunluğu [m]
m	Soğutucu akışkan debisi [g/s]
Nu	Nusselt Sayısı [-]
Pr	Prandtl Sayısı [-]
Re	Reynold Sayısı [-]
q	Isı Akısı [W/m^2]
Q	Isıl Kapasite [W]
T_{buh}	Buharlaştırma sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{yoğ.}$	Yoğuşma sıcaklığı [$^{\circ}C$]
UA	Toplam ısı transfer katsayısı [W/K]
V	Buharlaştırıcı iç hacmi [m^3]
We	Weber Sayısı [-]
x	Kuruluk derecesi [-]
X	Lockhart- Martinelli parametresi [-]

Yunan Harfleri

ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
μ	Dinamik viskozite [Pa.s]
σ	Yüzey gerilimi [N/m]
v	Özgül hacim [m^3/kg]

Alt İndisler

buh	buharlaştırma
yoğ	yoğuşma
CBD	konvektif kaynama
l	sıvı
lo	yalnızca sıvı
NBD	kabarcıklı kaynama
sat	doyma sıcaklığı
tp	iki faz
v	buhar

KISALTIMA LİSTESİ

COP Coefficient of Performance

UA Isıl Performans

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1: Farklı uygulamalarda görülen kanal çap oranları (Kandlikar ve Steinke, 2003)	3
Şekil 2.2: Su ve R134a için laminar akışta ısı taşınım katsayılarının değişimi.....	6
Şekil 2. 3: A/V oranının kanal çapıyla değişimi.....	7
Şekil 2.4: Minikanal içerisinde buharlaşma arayüzündeki momentum ve yüzey gerilim kuvvetlerinin şematik gösterimi (Kandlikar,2004).....	10
Şekil 2.5: Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)	11
Şekil 2.6: Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)	11
Şekil 2.7: Dikey iki fazlı akışta görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome).....	12
Şekil 2.8: Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome).....	13
Şekil 2.9: Dikey kanallar için akış haritası. R-134a için , D=10 mm., T _{sat} = 30°C, q=10 kW/m ² . (S: Ayrık, SW: Ayrık-dalgalı, I: Kesikli, A: Halka, M: Sisli akış),	14
Şekil 2. 10 : Suo ve Griffith'in akış rejim haritası $\frac{\mu_L}{\mu_V} = 50$ ve $\frac{Re_L^2}{We_L} = 0.75 \times 10^{-5}$	14
Şekil 2. 11 : Kew ve Cornwell'in akış rejimleri	15
Şekil 2. 12 : 1.1 mm boruda hava/su için akış rejim haritası.....	16
Şekil 2. 13 : Coleman ve Garimella çalışmasında akış rejimleri.....	17
Şekil 2. 14 : Coleman ve Garimella çalışmasında akış rejim haritaları.....	17
Şekil 2. 15 : Yang ve Shieh çalışmasındaki akış rejimleri	18
Şekil 2. 16: Suyun 1054x197 mm mikrokanal içerisindeki akış kaynamasında yüksek hızlı kamera görüntüsü	19
Şekil 2. 17: R113 soğutucu akışkanının minikanalda akışına ait akış rejimleri, (Cornwell-Kew,1992)	19
Şekil 2. 18: Kabarcık oluşumunun şematiği (1)büyük çaplı kanallar (2)mini/mikrokanallar ..	20
Şekil 2. 19: Makrokanallarda halkasal akış rejimi ile mini/mikrokanallarda sıkışmış kabarcık akış rejiminin karşılaştırması.....	20
Şekil 2. 20: Sıkışmış kabarcıklı akış rejimi	21
Şekil 2. 21: Steinke ve Kandlikar (2004) deneysel verilerin korelasyonla karşılaştırılması....	23
Şekil 2. 22: R134a soğutucu akışkanı için çıkış kurulum derecesi ve kütleli akıya bağlı basınç düşüşü	26
Şekil 2. 23: R134a soğutucu akışkanı için doyma basıncının basınç düşüşüne etkisi.....	26
Şekil 2. 24: Test edilen minikanal	27
Şekil 2. 25: Deneysel veriler.....	28
Şekil 2. 26: Sabit kurulum derecesinde soğutkanların kütleli akıya bağlı basınç gradyanları	29
Şekil 2. 27: Farklı kanallarda ölçülen iki faz basınç gradyanı değerleri	31
Şekil 2. 28: Basınç gradyanının çıkış kurulum derecesine bağlı değişimi	32
Şekil 2. 29: Doyma basıncının ısı taşınım katsayısına etkisi.....	33
Şekil 2. 30: Deney koşullarının iki fazlı basınç düşüşüne etkisi	34
Şekil 3. 1 Kullanılan kanal geometrilerin şematik gösterimi	35
Şekil 3. 2: Ara parçanın I-deas programında çizilmiş cad modeli.....	36
Şekil 3. 3: Ara parçanın iki parçalı olarak imal edilmiş kalıbı	36
Şekil 3. 4: Sert lehimleme işlemi ile birleştirme işlemi.....	37
Şekil 3. 5: X-ray ışınları yardımıyla birleşme noktalarının görüntülenmesi	37
Şekil 3. 6: Daire borulu buharlaştırıcının cad modeli.....	38
Şekil 3. 7: Minikanallı buharlaştırıcının cad modeli	38
Şekil 3. 8: Doyma basıncının doyma sıcaklığına göre değişimi.....	40
Şekil 3. 9: Klasik soğutma sistemi	42
Şekil 3. 10: R600a soğutucu akışkanına ait lnP-h diyagramı	43
Şekil 3. 11: Deney düzeneğinde bulunan soğutma sisteminin elemanları	45

Şekil 3. 12: Su soğutmalı yoğuşurma sistemi.....	46
Şekil 3. 13: Ölçüm sisteminde yer alan elemanlar	47
Şekil 3. 14: HP VEE programının arayüz ekranı.....	48
Şekil 3. 15: Sıcaklık ve basınç ölçüm noktalarının şematik deney düzeneğinde gösterimi	49
Şekil 3. 16: Minikanalı buharlaştırıcı paslarına termokupl bağlanması	50
Şekil 3. 17: Buharlaştırıcının bölmeye yerleştirilmesi	50
Şekil 3. 18: Buharlaştırıcı kabini içerisine termelemanların bağlanması	51
Şekil 3. 19: Sıcaklık ölçüm elemanlarının kabin içerisine yerleştirilmesi	51
Şekil 3. 20: Kabinin yalıtımlı son hali.....	51
Şekil 3. 21: Kulite marka basınç transduseri	52
Şekil 3. 22: Fark basınç transduseri.....	52
Şekil 3. 23: Kompresörün yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına göre debi değerleri	54
Şekil 3. 24: RTD kalibrasyonu	55
Şekil 3. 25: Kalibrasyonu gerçekleştirilen bir RTD için örnek kalibrasyon eğrisi	55
Şekil 3. 26: Thermopile kalibrasyonu	56
Şekil 3. 27: Bir thermopile için örnek mV-mV kalibrasyon eğrisi	56
Şekil 3. 28: Bir thermopile için örnek °C-V kalibrasyon eğrisi.....	57
Şekil 3. 29: Transduserlerin kalibrasyonunda kullanılan kalibratör.....	57
Şekil 3. 30: Bir basınç transduseri için kalibrasyon eğrisi	58
Şekil 3. 31: Fark basınç transduseri kalibrasyon eğrisi	59
Şekil 3. 32: Dairesel borulu buharlaştırıcı	61
Şekil 3. 33: Buharlaştırıcıda denge durumunun oluşumu	62
Şekil 4. 1: Buharlaştırıcıların ln P-h diyagramında karşılaştırılması.....	68
Şekil 4. 2: 12 adet termoelemanın kabine yerleşimi.....	71
Şekil 4. 3: UA değerlerinin kütleli akıya bağlı değişimi.....	72
Şekil 4. 4: UA değerlerinin buharlaştırıcı giriş sıcaklığına bağlı değişimi	72
Şekil 4. 5: Birim kanal boyuna indirgenmiş basınç düşüşü değerleri - kütleli akı grafiği	73
Şekil 4. 6: R600a ve R134a soğutucu akışkanlarına ait basınç düşüşlerinin karşılaştırılması .	75
Şekil 5. 1: Minikanal buharlaştırıcı UA modeli ile deneysel çalışmaların karşılaştırılması	81
Şekil 5. 2: Borulu buharlaştırıcı UA modeli ile deneysel çalışmaların karşılaştırılması.....	81

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2. 1: Kanal sınıflandırması	4
Çizelge 2.2: Akış kaynamasında boyutsuz sayılar	9
Çizelge 2. 3: Akışkan yüzey parametreleri, (Kandlikar 1990,1991).....	22
Çizelge 2. 4: Eşit dağılmama örneği için hesap sonuçları.....	30
Çizelge 3. 1: Kanalların geometrik boyut oranları	35
Çizelge 3. 2: Buharlaştırıcı kanal boyutlarının karşılaştırılması	38
Çizelge 3. 3: Soğutucu Akışkanların Özellikleri	39
Çizelge 3. 4: Soğutucu akışkanların fiziksel ve termodinamiksel özellikleri.....	39
Çizelge 3. 5: İsobütanın patlama limitleri	41
Çizelge 3. 6:Evsel soğutucuların enerji tüketim değerleri (Leonardi, 1997).....	42
Çizelge 3. 7: Sıcaklık ölçüm noktaları	49
Çizelge 3. 8: Debi hesabına kullanılacak katsayılar	53
Çizelge 3. 9: Buharlaştırıcı giriş ve çıkışında ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri	63
Çizelge 3. 10: Yoğuşma sıcaklığı ve iğne vana konumları	63
Çizelge 3. 11: Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına bağlı soğutkan kütleli akıları.....	64
Çizelge 3. 12: Deneysel bulgular.....	65
Çizelge 3. 13: Deneysel iki fazlı basınç düşüşü değerleri	65
Çizelge 3. 14: Buharlaştırıcı giriş ve çıkışında ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri	66
Çizelge 3. 15: Yoğuşma sıcaklığı ve iğne vana konumları	66
Çizelge 3. 16: Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına bağlı soğutkan debileri	67
Çizelge 3. 17: Deneysel bulgular.....	67
Çizelge 3. 18: Deneysel iki fazlı basınç düşüşü değerler	67
Çizelge 4. 1: Kabin sıcaklıkları ve buharlaştırıcı performanslarının karşılaştırılması	70
Çizelge 4. 2: Hesaplanan kütleli akı ve ölçülen basınç düşüşü değerleri.....	74
Çizelge 5. 1: UA analizinde kullanılan fiziksel büyüklükler.....	78
Çizelge 5. 2: Regresyon analizi sonucunda elde edilen katsayılar	80

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenim hayatım ve tez çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübeleri ile desteğini hiçbir zaman esirgemedi katkıda bulunan danışman hocam Sn. Prof. Dr. İsmail TEKE' ye en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için tüm imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Cemil İNAN ve Sn. Fatih ÖZKADI'ya teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalar için her türlü donanımın sağlanmasında yardımcı olan Akışkan Dinamiği Teknoloji Ailesi lideri Sn. Levent AKDAĞ' a, deney düzeneği kurmamda ve tez çalışmamın planlı ve başarılı bir şekilde ilerlemesi için bana her zaman destek olan Sn. Hüsnü KERPIÇÇİ' ye bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan ve tez çalışmalarım sırasında bana daima yol gösterici olan Sn. Önder BALIOĞLU' na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneğinin kurulmasında, deneysel çalışmalar ve analizler süresince vermiş oldukları teknik destekten ötürü Sn. Çetin LALE ve Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU' na teşekkürü bir borç bilirim.

Deneysel çalışmalar süreci içerisinde her konuda yardımcı olan başta Sn. Erkan KARAKAYA, Sn. Faruk KOCABIYIK, Sn. Ercan KURTULDU ve Sn Nihat KANDEMİR olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Ailesi ve Akışkanlar Dinamiği Ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım sırasında sıkıntılı zamanlarımda bana her konuda destek olan başta Ömer ÜNAL, Yavuzcan ÖZKAPTAN, Oğuz İSTİF, Hüsnü ÖZPEDAL ve Yusuf KOÇ olmak üzere Ar-Ge yüksek lisans arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi her türlü desteği hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür ederim.

Ağustos 2009

Selçuk KARAGÖZ

ÖZET

Isı, kütle ve momentum aktarım proseslerinin, pratikte birçok uygulama alanı vardır. Geçen yüzyılda, hem bilimsel araştırmalarda hem de endüstriyel proseslerdeki pratik uygulamalarda, ısı ve kütle aktarımını artırma ve iyileştirme önemli bir ilgi alanı olmuş ve bir çok ısı ve kütle aktarımını iyileştirme tekniği geliştirilmiştir. Son yıllardaki eğilim, genel olarak proseslerde boyut küçültmeye, hızı ve performansı artırmaya yöneliktir. Madde ve enerji tasarrufunun yanı sıra performansı arttırmaya yönelik olan bu yaklaşım, beraberinde daha yüksek ısı ve kütle akıları gerektirmektedir. Örneğin küçük boyutlu ve yüksek performanslı elektronik parçalardan büyük miktarlarda ısıyı belirli bir hızda uzaklaştırmak gerekmektedir. Yüksek ısı akılarında çalışmak için de özel ve yüksek performanslı soğutma tekniklerine ihtiyaç vardır. Teknolojik gelişmelerle birlikte daha yüksek performanslı küçük boyutta cihazların yapımı gittikçe önem kazanmıştır, bu da mikro ölçekli ve hatta nano ölçekli sistemlere olan ilgiyi önemli derecede arttırmıştır

Dar kesitli kanallarda, iki fazlı akış özelliklerinin, konvansiyonel kanallardan farklı olduğu bilinmektedir. Bu farklılıktan dolayı dar kesitli kanallarda buharlaşma ve yoğunlaşma olaylarındaki ısı transferi ve basınç düşümü üzerine araştırmalar devam etmektedir. Ancak iki fazlı akışların teorik çözümlenmeleri, basitleştirilmiş matematiksel modeller kullanılarak yapılabildiğinden, yaklaşık çözümler sunmaktadırlar. Bu bakımdan dar kesitli kanallarda, iki fazlı akış çözümlenmeleri yapılırken, deneysel çalışmalara başvurulması kaçınılmazdır.

Literatürde yer alan deneysel çalışmalar, ideal durumlar için, kısa kanal boylarında ve sınırlı sayıdaki akış koşulları için yapılmıştır. Bu deneysel çalışmalarda, soğutma sisteminde bulunan kompresör tarafından sisteme aktarılan yağın, buharlaştırıcı performansları üzerindeki etkisi gözardı edilmiştir. Bu da gerçek hayattaki mühendislik uygulamalarında kullanılan ısı değiştirici performanslarının, mevcut deneysel çalışma sonuçlarıyla uyuşmayacağını gösterir. Bu durumda hazırlanan bir ısı değiştiricinin ısıl performansının belirlenmesi için deneysel çalışma gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Tez çalışması altı ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmaya başlama nedenleri ve ulaşılmak istenen sonuçlar genel olarak açıklanarak konuya giriş yapılmıştır.

İkinci bölümde konvansiyonel, mini ve mikrokanallarda iki fazlı akış kaynaması ve iki fazlı basınç düşüşü hakkında kitap ve makalelerin incelendiği kaynak araştırmasına yer verilmiştir.

Üçüncü bölümde, deney düzeneğinin kurulumu, ölçüm ve sistem elemanları, kullanılan soğutucu akışkanlar hakkında bilgiler ile farklı kanal geometrilerine sahip buharlaştırıcıların ısıl performans ve basınç düşüşü karakteristiklerinin belirlendiği deney sonuçları verilmiştir.

Dördüncü bölümde minikanal ve borulu buharlaştırıcılarla gerçekleştirilen deneyler karşılaştırmalı olarak analiz edilmiş, beşinci bölümde Buckingham-II teoremi kullanılarak UA değerleri için model oluşturulması anlatılmış ve son olarak altıncı bölümde sonuç ve öneriler kısmına yer verilmiştir.

Anahtar kelimeler: Minikanal, dairesel boru, buharlaştırıcı, UA değeri, iki fazlı akış, basınç düşümü, R600a, R134a, kütleli akı

ABSTRACT

Heat, mass and momentum transfer processes play important roles in practical applications. In scientific researches and also in practical applications of industrial processes, enhancing heat and mass transfer became an important interest field. Hence some heat and mass transfer enhancement techniques were developed in the last century. Presently, the general trends in processes are size reduction and performance improvement. This approach that aims at improving heat exchanging performance additionally to material and energy conversation, requires high heat and mass fluxes. Taking the large quantity of heat out of small sized and high performance electronics could be an example for this situation. Operating with high heat fluxes need special and high performance cooling systems. The existence of small sized and high performance devices is still increasing the concern for micro and nano scaled systems.

This is a well-known situation that two-phase flow boiling properties in small cross-sectional channels differ with properties in conventional channels. As a result of this difference, the researches on boiling and condensation in small cross sectional channels are still carried out by the researchers. However the theoretical analysis of two-phase flow can only be done by using simplified mathematical modeling that presents approximate solutions. Therefore experimental study becomes necessary for the two-phase flow analysis in small cross sectional channels.

The current experimental studies carried out with short channel lengths in ideal conditions and limited flow regimes can be seen in the literature review. Additionally in these experimental studies, the effect of lubricant that reaches the system from the compressor on evaporator performance are not considered. Thus, in practical engineering applications the designed heat exchanger performance can not be compared with the current experimental literature study results. Therefore, there has to be an experimental study in a heat exchanger designing period.

The present master thesis is composed of six major parts. In the introduction section, the reasons for initiating this study, as well as the goal of the work are presented. Second section involves the literature review about two-phase pressure drop and flow boiling in the conventional, mini and microchannels.

The third part is devoted to the experimental work carried out. In this connection, stages in the preparation of the experimental setup, its components, the methods of analyses were discussed.

The fourth part is concerned with the evaluation of experimental data obtained. The test results of evaporators were analyzed comparatively. Thus, heat transfer and pressure drop characteristics of the evaporators were acquired.

The fifth part of this work involves the mathematical models related to the prediction of the UA values of evaporators using Buckingham-II theorem. The sixth and the last part contains the results and recommendations of the present master thesis.

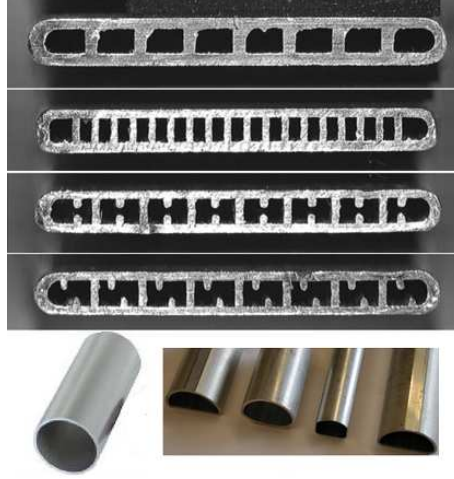
Keywords: Minichannel, circular tube, evaporator, UA value, two-phase flow, pressure drop, mass flux, R600a, R134a

1. GİRİŞ

Enerji maliyetlerindeki hızlı yükseliş, birçok devlet ve özel sektör işletmeleriyle, bilimsel çalışmaları destekleyen sermaye kuruluşlarının, enerji tüketimini azaltıcı yöntemler üzerine yoğunlaşmalarına yol açmıştır. Toplam enerji tüketiminde konutsal ihtiyaçlar doğrultusunda tüketilen enerji büyük paya sahiptir ve bu pay içerisinde dayanıklı tüketim malları tarafından tüketilen enerji önemli bir yer işgal etmektedir. Bu sebepten dolayı dayanıklı tüketim mallarının üreticileri, yüksek verime sahip ürünler üzerine çalışmalarını yoğunlaştırmışlardır. Buzdolapları ve derin dondurucular da konutsal ihtiyaçların vazgeçilemez bir parçası olarak bu çalışmalar kapsamında değerlendirilmektedirler.

En temel ifadeyle soğutma, bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemidir. Soğutma sistemleri çeşitlidir. Günümüzde gerek evsel gerekse endüstriyel soğutma işlemlerinde yaygın olarak kullanılan mekanik soğutma sistemidir. Bu sistemde ideal durumda kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halinde yoğunlaştırıcıya gönderilir. Burada, kendinden daha düşük sıcaklıkta bulunan bir ortama ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısımla vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halinde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısısını çekerek, ortamı soğutur ve buharlaştırıcı çıkışında kızgın buhar halde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak devam eder.

Soğutma sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricilerinde, farklı tipte kanal geometrileri kullanılmaktadır (Şekil 1. 1). Kanalin geometrik özellikleri ve kanal uzunluğu, kullanıldığı soğutma sistemi elemanının performansını direk olarak etkilemesi beklenmektedir. Bu durumda buharlaştırıcı veya yoğunlaştırıcıda kullanılan akış kanalının geometrik özellikleri veya boyu değiştirilerek soğutma sisteminin etkinliğinin artırılması ve enerji tüketiminin azaltılması sağlanabilecektir.

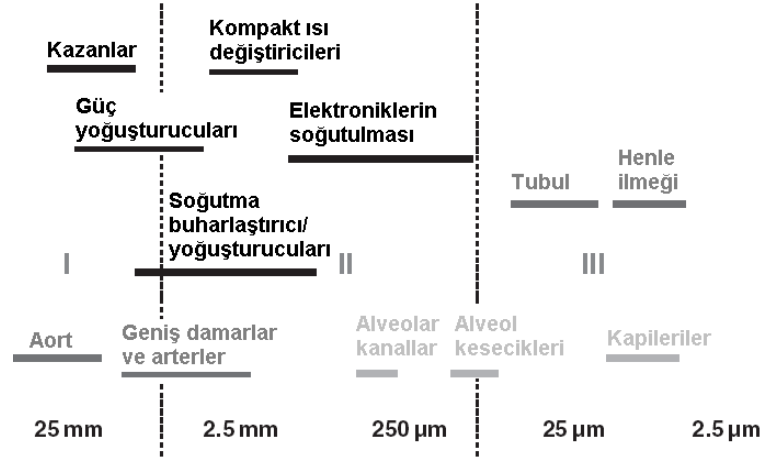


Şekil 1. 1: Isı değiştiricilerinde kullanılan kanal geometrisi örnekleri

Tez çalışması kapsamında mekanik bir soğutma sistemini içeren bir deney düzeneğinde farklı kanal geometrilerine sahip olan buharlaştırıcıların farklı deney koşullarında test edilerek ısı performanslarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Buharlaştırıcı UA değerlerinin hesaplanması ve test koşullarına bağlı olarak değişimi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bununla birlikte buharlaştırıcıda görülen iki fazlı basınç düşüşü değerleri ölçülerek iki farklı soğutucu akışkan için farklı koşullarda ve buharlaştırıcılardaki iki fazlı basınç düşüşünün nasıl değiştiği irdelenmiş ve karşılaştırmalı analizler gerçekteşirilmiştiir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kanal içinde akışkan akışı, birçok doğal ve insan yapımı sistemlerin önemli bir parçası durumundadır. Akciğerler, böbrekler, kan damarları vb. biyolojik sistemlerde, ısı değiştiricileri, nükleer reaktörler, arıtma üniteleri vb. insan yapımı sistemlerde kanal cidarlarından ısı ve kütle transferi gerçekleşmektedir. Bir transfer prosesinin miktarı yüzey alanına bağlı olup, yüzey alanı ise dairesel borularda D çap değerine bağlıdır. Akış debisi ise kesit alanına bağlı olup D^2 ile doğrusal olarak değişmektedir. Bu şekilde boru yüzey alanının hacme oranı $1/D$ olarak değişmektedir. Çap değeri azaldıkça yüzey alanının hacme oranı artmaktadır. Bu duruma, insan vücudunda akciğer ve böbreklerdeki $4\mu\text{m}$ çapında akış kanallarındaki en etkin ısı ve kütle transfer prosesleri örnek gösterilebilmektedir. Kandlikar ve Steinke (2003) tarafından Şekil 2.1’deki bazı uygulamalarda görülmekte olan kanal çap aralıkları verilmiştir. Mühendislik açısından bakıldığında 10-20 mm gibi geniş çaplardan daha düşük çaplara doğru kayıldığı görülmektedir. Kanal çapları mikrometre seviyesine düştükçe ‘mikroölçek’ terimi kabul edilebilir bir sınıflandırma olur ve büyük çaplar için kabul gören geleneksel akışkan, enerji ve kütle transfer teorilerin, mikro ölçekte akışlarda kabul görebilmesi için yeniden düzenlenmesi gerekmektedir.



Şekil 2.1: Farklı uygulamalarda görülen kanal çap oranları (Kandlikar ve Steinke, 2003)

Kanal boyutlarının hidrolik çap değerlerine göre sınıflandırılması literatürde sık karşılaşılan durumdur. Şöyle ki, Mehendale vd.(2000) 1-100 µm hidrolik çap aralığını mikrokanallar, 100 µm- 1 mm aralığını meso-kanallar, 1-6 mm aralığını kompakt geçişler ve 6 mm’den daha büyük çapları ise konvansiyonel kanallar olarak sınıflandırmışlardır.

Kanalların sınıflandırılmasındaki diğer bir yaklaşım onların kullanıldıkları spesifik proseslere göre sınıflandırmadır. Fukano ve Kariyasaki (1993) ve Serizawa vd. (2002), iki fazlı

uygulamalarda yüzey gerilimi ve yerçekimi kuvvetlerinin görece büyüklüklerine dayalı Laplace uzunluk ölçeğini ($L = \sqrt{\sigma/(\rho_L - \rho_V)}$) kanal sınıflandırması için kullanmışlardır. Kew ve Cornwell (1996), Laplace ölçeğinin kanal hidrolik çapına oranını akış kaynamasında bir kriter olarak belirlemişlerdir.

Kandlikar ve Steinke (2003) tarafından Çizelge 2. 1' de görülmekte olan değiştirilmiş ve küçük kanal çaplarının temel alındığı bir kanal sınıflandırması yapılmıştır. Bu sınıflandırma tek fazlı gaz ve sıvı akışlarına, adyabatik iki fazlı akışa, akış kaynamasına ve yoğuşmasına uygundur. Bu sınıflandırmaya göre 3 mm hidrolik çapın üstündeki kanallar konvansiyonel kanallar, 3 mm – 200 µm arasındaki kanallar minikanal olarak adlandırılmıştır.

Çizelge 2. 1: Kanal sınıflandırması

Konvansiyonel kanallar	> 3 mm
Minikanallar	3 mm ≥ D > 200 µm
Mikrokanallar	200 µm ≥ D > 10 µm
Geçici Mikrokanallar	10 µm ≥ D > 1 µm
Geçici Nanokanallar	1 µm ≥ D > 0.1 µm
Nanokanallar	0.1 µm ≥ D

Bu sınıflandırma bağlamında tez çalışmaları kapsamında seçilmiş olan kanallardan hidrolik çap değerleri itibariyle biri konvansiyonel olup diğeri minikanal sınıfına girmektedir. Mevcut tez çalışması kapsamında konvansiyonel daire borulu ve minikanal ile hazırlanmış buharlaştırıcıların ısı performans ve basınç düşüşü karakteristikleri deneysel olarak incelendiğinden, çalışma minikanallarda akış kaynaması ile minikanallardaki akış kaynamasının konvansiyonel kanallardaki akış kaynamasından farklılıkları temeline dayanmaktadır.

Minikanallarda akış kaynaması, kompakt buharlaştırıcı uygulamalarında dikkat çeken bir konudur. Otomotiv iklimlendirme sistemlerinin buharlaştırıcıları, dar akış kanallarına sahip plakalı ısı değiştiricilerdir. Ayrıca kompakt yoğuşurucu uygulamalarında ise kanal kesiti 1 mm'den daha küçük olan ekstrüde kanallar kullanıldığı görülmektedir. Buharlaştırıcı tasarımındaki gelişmeler, dar kanallarda akış kaynamasının önündeki pratiksel engelleri aşması gerekmektedir.

Kandlikar (2008) minikanallar üzerine yayınladığı yol haritasında, bir soğutma sisteminde kullanılan soğutma elemanlarında kanal boyutlarının küçültülmesinin avantajlarını şöyle sıralamıştır:

- (i) Sistem COP değerinin (performans katsayısı) artırılması
- (ii) Sistemdeki toplam soğutkan şarjının azaltılması
- (iii) Ekipman boyutlarının küçültülmesi
- (iv) Üretim maliyetlerinin düşürülmesi

Aynı araştırma kapsamında minikanallar üzerine gerçekleştirilmiş olan birtakım deneysel çalışmalardan da söz edilmiştir. 300 μ m ile 4.5 mm arasında değişen hidrolik çapa sahip pirinç ve paslanmaz çelik kanallar ile gerçekleştirilen deneysel çalışmada ısı değiştirici boyutları 296x122x30 mm olup ısı taşınım katsayısının hacimsel bazda 7 MW/m³ değerinden daha fazla olduğu belirtilmektedir.

Minikanallı ısı değiştiricilerin iklimlendirme sistemlerinde boyut azalması ve performans iyileştirmesini örnekleyen çalışmada , kanatlı dairesel borulu yoğunlaştırıcıda, eşit enerji etkinlik oranında minikanallı ısı değiştirici tasarımlarının soğutkan şarjının %35 oranında, hacim ve ağırlığın ise %35-55 oranında azaldığını tespit etmişlerdir. Bir diğer çalışmada ise 1.52 mm x 14.4 mm iç boyutlara sahip minikanallı ve patlamalı kanatlara sahip ısı değiştiricide kanal içinde akan suya ait ısı taşınım katsayısının 35,600 W/m²°C olduğu bulunmuştur.

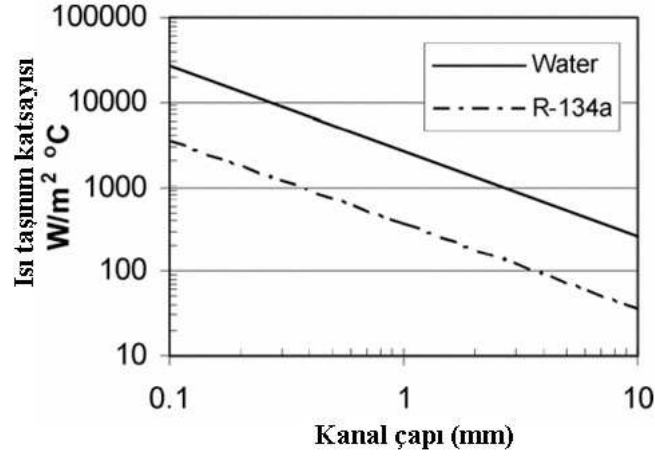
Bilindiği üzere verilen bir ısı değiştirici için ısı transfer değeri aşağıdaki temel eşitlik ile verilmektedir:

$$Q = UA\Delta T \quad (2.1)$$

Toplam ısı transfer katsayısı U, varsa kanat etkinliğine, her iki tarafın sahip olduğu ısı taşınım katsayılarına, kirlenme dirençlerine ve ayırıcı cidarların ısı dirençlerine bağlıdır. Minikanal içerisinde tam gelişmiş laminar akışı Nusselt sayısı sabit kabulüyle ısı taşınım katsayısının kanal hidrolik çapıyla ters orantılı olduğu aşağıdaki eşitlikte görülebilmektedir:

$$h = Nu \frac{k}{D_h} \quad (2.2)$$

Şekil 2.2' de dairesel borularda tam gelişmiş laminar akışta sabit ısı akısında ısı taşınım katsayısının kanal çapıyla değişimi görülmektedir. Düz, 10 mm çaplı boruda R134a soğutucu akışkanı için h değeri 35 W/m²°C iken 1 mm çaplı boruda 350 W/m²°C, 0.5 mm çaplı boruda 700 W/m²°C olmaktadır.



Şekil 2.2: Su ve R134a için laminar akışta ısı taşınım katsayılarının değişimi

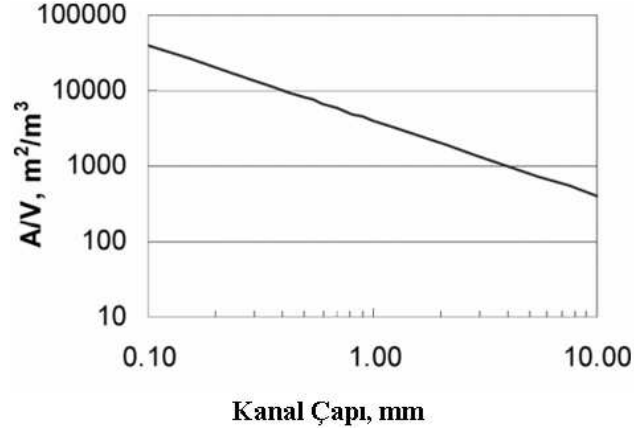
Isı taşınım katsayısında iyileşme sağlanmasına karşın basınç düşüşü dar kanallardaki kritik olan diğer husustur. Şöyle ki, kanal çapı azaldıkça basınç düşüşü artmaktadır. Basınç düşüşünü azaltmak için kanal uzunluklarının azaltılarak daha kompakt yapıların oluşturulması gerekmektedir.

Minikanalın diğer temel avantajı ısı değiştirici boyutları ve iç hacminin düşürülmesidir. D çapına ve L uzunluğuna sahip dairesel borulu bir ısı değiştirici için yüzey alanının hacmine oranı:

$$A/V = \frac{\pi DL}{(\pi/4)D^2 L} = 4/D \quad (2.3)$$

şeklinde ifade edilmektedir. A/V oranı bir ısı değiştiricinin kompaktlığının göstergesidir. Şekil 2. 3' de A/V oranının kanal çapıyla değişimi görülmektedir. 10 mm kanal çapı, günümüzün soğutma uygulamalarında kullanılan bir boyuttur. 10 mm çaplı kanal için A/V oranı $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerinde iken bu oran 1 mm çaplı kanalda $4000 \text{ m}^2/\text{m}^3$, 0.5 mm çaplı kanalda $8000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerini almaktadır. Diğer bir deyişle aynı içi hacim için 1 mm çaplı kanal, 10 mm çaplı kanala oranla 10 kat daha büyük yüzey alanı oluşturmaktadır. Eşitlik (2.4)' e göre q/V , A/V' ye direk olarak bağlıdır. Kanal çapının on kat düşmesi, ısı transferinin on kat artmasını sağlayacaktır.

$$\frac{q}{V} = \frac{hA\Delta T}{V} = h\Delta T \frac{A}{V} \quad (2.4)$$



Şekil 2. 3: A/V oranının kanal çapıyla değişimi

Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan miktarı ekonomik ve çevresel olarak dikkate alınması gereken bir husustur. Minikanal kullanımı, ısı değiştirici iç hacmini azaltacağından bu durum sisteme şarj edilecek soğutkan miktarının azalmasını sağlayacaktır. Amonyaklı soğutma sistemleri için soğutkan şarj miktarı; hava soğutmalı kondenserlerde 18-159 g/kW, su soğutmalı kondenserlerde 23-228 g/kW, minikanal kondenserlerde ise 5-10 g/kW olarak Kandlikar (2008) tarafından yayınlanan yol haritasında belirtilmiştir.

Akış kaynaması araştırmalarının takip edildiği diğer bir uygulama alanı ise yüksek ısı akılarının görüldüğü bilgisayar çipleri, lazer diyotları ve diğer elektronik cihaz ve elemanların soğutma sistemleridir.

Akış kaynamasını, tek fazlı sıvı ile soğutmada daha cazip kılan iki etmen vardır. Bunlar:

- (i) Akış kaynamasındaki yüksek ısı taşınım katsayısı
- (ii) Belirli bir soğutkan debisi için daha yüksek ısı atabilme yeterliliği

Dar kanallarda tek fazlı akışta ısı taşınım katsayısının yüksek olmasına ek olarak akış kaynamasında daha yüksek değerlere çıkılmaktadır. Örnek olarak, 200 µm kare kanalda suyun laminar akışında ısı taşınım katsayısı 10,000 W/m²C, buna karşın akış kaynamasında bu değer 100,000 W/m²C değerine ulaşabilmektedir (Steinke ve Kandlikar, 2004).

Akış kaynaması sistemlerinin diğer temel avantajı ise daha büyük enerjiyi buharlaşma gizli ısısı olarak taşımalarıdır. Şöyle ki, 100 °C’ de suyun buharlaşma gizli ısısı (2257 kJ/kg), özgül ısısından (4.2 kJ/kg) daha büyüktür. Bu durum özellikle soğutma sistemlerinde kritik hale gelmektedir. Potansiyel birçok soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısı 30-50 °C sıcaklık aralığında 150-300 kJ/kg değerlerinde olmakla birlikte bu değerler suyun tek fazlı akıştaki değerlerine yakındır. Bununla birlikte özellikle 50 °C’ nin altındaki uygulamalarda uygun

soğutkan seçimi, suyun akış kaynaması için gerekli olan yüksek vakum uygulamalarına olan gereksinimi ortadan kaldırmaktadır.

Dar kesitli kanallarda akış kaynamasında sağlanması gereken iki durum söz konusudur. Bunlar:

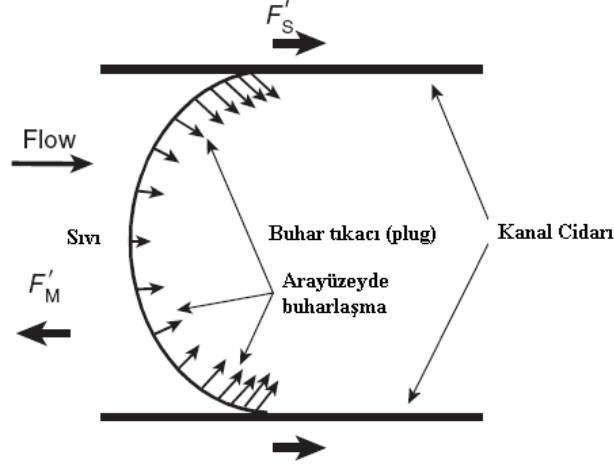
- (i) Kısılma vanası (kapileri) çıkışında iki faz girişi
- (ii) Aşırı soğutulmuş sıvının kanallardan girişi

Birinci durum soğutma çevrimlerinde buharlaştırıcı kısmında görülen uygulamadır. Kısılma vanasından (kapileri) iki fazlı akışta çıkan soğutucu akışkanın kuruluk derecesi 0-0.1 aralığındadır. Bu durum iki fazlı akış içerisindeki sıvının kanallara homojen şekilde dağılmaması ve kararlı kaynama işleminin gerçekleşmemesi problemini ortaya çıkarmaktadır. Tek fazlı akışta görülen ikinci durumda ise homojen bir sıvı dağılımı oluşmaktadır.

Akış kaynamasında ısı transfer karakteristiğinin ve basınç düşüşü olaylarının daha iyi anlaşılabilmesi ve literatürde yer alan farklı çalışmaların aynı düzlemde değerlendirilebilmesi için boyutsuz sayılar kullanılmaktadır. Kandlikar (2004), dar kesitli kanallarda iki fazlı akış ve akış kaynaması ile ilişkili boyutsuz sayıları Çizelge 2.2' de görüldüğü şekliyle vermiştir. Gruplar, ampirik ve teorik olarak sınıflandırılmıştır. Ampirik olarak türetilmiş Bo sayısı dışında diğer boyutsuz sayılarda ısı akısı etkisi ilişkilendirilmemiştir. Kandlikar (2004), bu etkiyi mikrokanal içerisinde yüksek verimli buharlaşma prosesi boyunca görülen hızlı ara yüz hareketinin sebebi olarak tanımlamıştır. Şekil 2.4' de kanal içinde oluşan buharlaşma ara yüzeyi görülmektedir. Sıvıdan buhara olan faz değişimi, buhar fazın büyük özgül hacmine bağlı yüksek momentum değişimi ile ilişkilidir. Ortaya çıkan kuvvet, K_1 ve K_2 boyutsuz sayılarının türetilmesinde kullanılmıştır. Buharlaşma momentum kuvveti, atalet kuvveti ve yüzey gerilme kuvvetleri öncelikli olarak iki fazlı akış karakteristiğine, ara yüzey şekline ve minikanal ve mikrokanal içerisinde kaynama sırasındaki hareketine bağlıdır. K_1 , sıvı ve buhar yoğunluk oranına bağlı değiştirilmiş kaynama sayısı olup K_2 ise buharlaşma momentumunun yüzey gerilme kuvvetine oranıdır.

Çizelge 2.2: Akış kaynamasında boyutsuz sayılar

Boyutsuz sayılar	Önemi	Mikrokanallarla ilişkisi
Ampirik değerlendirilmeye dayalı gruplar		
Martinelli parametresi, X $X^2 = \left(\frac{dp}{dz} \Big _F \right)_L / \left(\frac{dp}{dz} \Big _F \right)_V$	Sıvı ve buhar akışında sürtünme basınç düşüşünün oranı olup iki fazlı akış basınç düşüşü modellerinde başarıyla uygulanmaktadır.	Mikrokanallar için kullanılması uygun görülen bir parametredir.
Konveksiyon sayısı, Co $Co = [(1-x)/x]^{0.8} [\rho_V/\rho_L]^{0.5}$	Co, değiştirilmiş Martinelli parametresi olup akış kaynamasında ısı transfer verilerinin korelasyonunda kullanılmaktadır.	Akış kaynaması korelasyonlarında kullanımı sınırlıdır.
Kaynama sayısı, Bo $Bo = \frac{q''}{G h_{LV}}$	Isı akısı, kütleli akı ve gizli ısıya bağlı olarak boyutsuzlaştırılmıştır.	q'' ve G parameterlerini kombine ederek akış kaynamasının ampirik değerlendirilmesinde kullanılır.
Fundamental değerlendirilmeye dayalı gruplar		
$K_1 = \left(\frac{q''}{G h_{LV}} \right)^2 \frac{\rho_L}{\rho_V}$	K1, buharlaşma momentumunun sıvı-buhar arayüzündeki atalet kuvvetlerine oranıdır.	Kandlikar (2004), yüzey gerilme kuvvetlerinin kritik olduğu akış kaynamalarında uygulanabilmesi için türetmiştir.
$K_2 = \left(\frac{q''}{h_{LV}} \right)^2 \frac{D}{\rho_V \sigma}$	K2, buharlaşma momentumunun sıvı-buhar arayüzey gerilme kuvvetlerine oranıdır.	Kandlikar (2004) kritik ısı akısında arayüzey hareketlerinin modellenmesi için türetmiştir.
Bond sayısı, Bo $Bo = \frac{g(\rho_L - \rho_V)D^2}{\sigma}$	Bo, kaldırma kuvvetinin yüzey gerilme kuvvetine oranıdır. Damlacık ve sprey uygulamalarında kullanılır.	Yerçekimi kuvveti etkisinin çok az olduğu durumda mikrokanalda Bo kritik değildir.
Eötvös sayısı, Eo $Eo = \frac{g(\rho_L - \rho_V) L^2}{\sigma}$	Eo, Bo sayısına benzer olup L karakteristik uzunluğu yerine Dh gelmektedir.	Eo, çok düşük hızlı akışlar hariç mikrokanallarda kritik değildir.
Kapileri sayısı, Ca $Ca = \frac{\mu V}{\sigma}$	Ca, viskoz kuvvetlerin yüzey gerilme kuvvetlerine oranı olup kabarcığın olmadığı analizler için uygundur.	Ca, yüzey gerilme ve viskoz kuvvetlerin önemli olduğu mikrokanal akışlarında kritiktir.
Ohnesorge sayısı, Z $Z = \frac{\mu}{(\rho L \sigma)^{1/2}}$	Z, viskoz kuvvetlerin atalet ve yüzey gerilme kuvvetlerinin kareköküne oranıdır.	Üç kuvvetin kombinasyonu, kuvvetleri maskeleyeceğinden mikrokanal araştırmaları için uyuşun değildir.
Weber sayısı, We $We = \frac{LG^2}{\rho \sigma}$	We, yüzey gerilme kuvvetlerinin atalet kuvvetlerine oranıdır. Kanal içi akışlarda L yerine Dh kullanılmaktadır.	We, yüzey gerilimi ve atalet kuvvetlerinin mikrokanallardaki akış rejimleri üzerindeki bağlı etkilerinin araştırılmasında uygundur.
Jakob sayısı, Ja $Ja = \frac{\rho_L c_{pL} \Delta T}{\rho_V h_{LV}}$	Ja, doyma sıcaklığına ulaşılması için gerekli olan duyulur ısının gizli ısıya oranıdır.	Ja, mikrokanallarda kabarcıklanma öncesi sıvı aşırı kızması ile aşırı soğutmanın etkisi çalışmalarında uygundur.

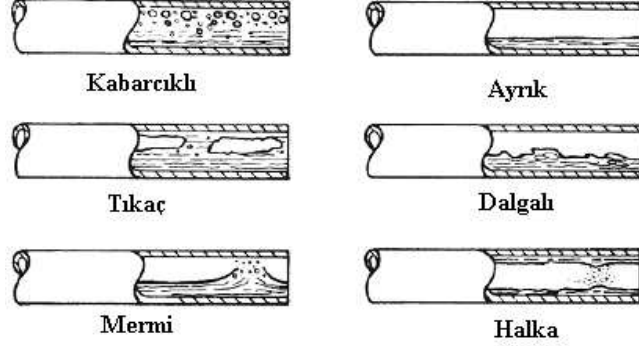


Şekil 2.4: Minikanal içerisinde buharlaşma arayüzeyindeki momentum ve yüzey gerilim kuvvetlerinin şematik gösterimi (Kandlikar,2004)

İki fazlı akışların en önemli hususlarından birisi fazların kanalda nasıl dağıldığını gösteren akış rejimlerinin çeşitleridir. Akış rejimleri bilinmeden ısı transferi ve basınç düşümü gibi akış koşulları için dizayn parametreleri doğru hesaplanamayacaktır. Akış rejimleri basınç, geometri, boru eğimi gibi birçok parametreye bağlıdır. Konvansiyonel kanallarda akış rejimleri, literatürde yatay ve dikey boruda akışlar için ayrı ayrı olarak verilmektedir. Yatay iki fazlı akışlarda yerçekiminin etkisiyle fazların asimetrisi nedeniyle görülen akış rejimleri şu şekildedir:

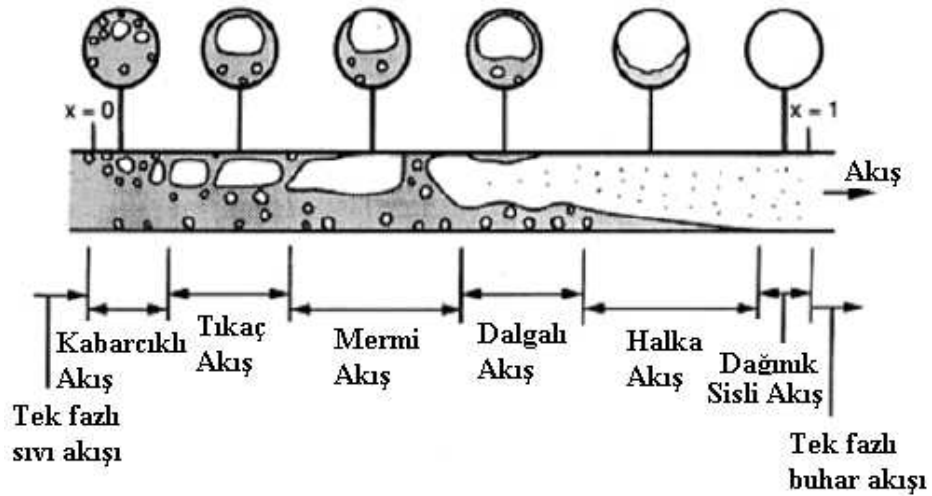
- a) **Kabarcıklı Akış :** Gaz veya buhar fazının, sürekli sıvı fazı içinde kesikli kabarcıklar halinde bulunduğu rejimdir. Kabarcıkların boyutları borunun çapına yakın değildir. Kabarcıklar borunun üst kısmına doğru hareket etme eğilimindedirler.
- b) **Tıkaç Akış :** Bu akış düşük gaz hızı ve orta ölçüdeki sıvı hızlarında görülen kesikli akıştır. Bu akış şeklinde sıvı tıkaçlar uzamış gaz kabarcığı bölgeleri tarafından ayrıştırılmıştır.
- c) **Mermi Akış :** Tıkaç akışta gaz hızı arttığında sıvı havalanır ve küçük kabarcıklar içerirler. Tıkaç akışa göre daha düzensizdir ve gaz ile sıvı ara yüzü açık şekilde görülmez. Tıkaç akış ve mermi akış, kesikli akış rejimi başlığı altında kategorize edilir.
- d) **Ayrık Akış:** İki faz, kanalın alt kısmındaki sıvı faz nedeniyle tamamen ayrılmışlardır. Bu akış rejimi düşük gaz ve sıvı hızlarında oluşur. Düzgün ayrık ve dalgalı ayrık akış olmak üzere ikiye ayrılır. Düzgün ayrık akış düşük gaz hızlarında meydana gelir.
- e) **Dalgalı Akış:** Gaz fazının hızı arttıkça, gaz-sıvı ara yüzünde akış yönünde hareket eden dalgalanmalar başlar. Bu akış rejimi dalgalı ayrık akış ile ilintilidir.

f) **Halka Akış:** Yüksek gaz hızları sıvının boru cidarında film şeklini almasına neden olduğu akış tipidir. Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri Şekil 2.5’ de görülmektedir.



Şekil 2.5: Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)

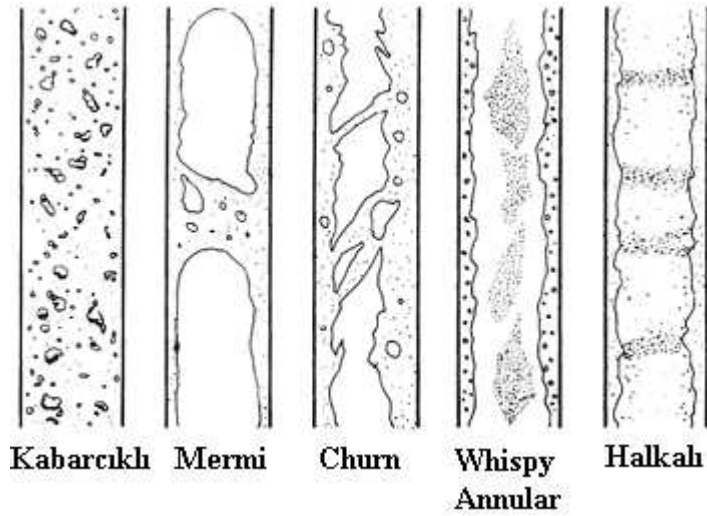
Yatay boru şeklindeki bir kanalda buhar oluşumu sırasında görülen akış rejimleri termodinamik ve hidrodinamik denge değişimlerinden etkilenmektedir. Şekil 2.6’da eşit dağılı düşük ısı akısıyla ısıtılan ve doyma sıcaklığının hemen altındaki sıvıyla beslenen yatay dairesel kanal görülmektedir. Ardışık akış rejimlerinin düşük giriş hızıyla ilişkili olduğu anlaşılmaktadır ($<1\text{m/s}$). Asimetrik faz dağılımları ve tabakalaşmalar ek karışıklıklar meydana getirmektedir. Isı transferi açısından önemli noktalar kesikli kuruma olasılığı ve borunun üst yüzeyinin mermi ve dalgah akışta yeniden ıslatılması ve halka akışta boru cidarının üst çevresinin uzun boru boylarında artarak kurumasıdır. Yüksek sıvı giriş hızlarında yerçekiminin etkisi daha az olup faz dağılımı daha simetrik olmakta ve akış rejimleri dikey akışta görülenlere daha benzer olmaktadır.



Şekil 2.6: Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)

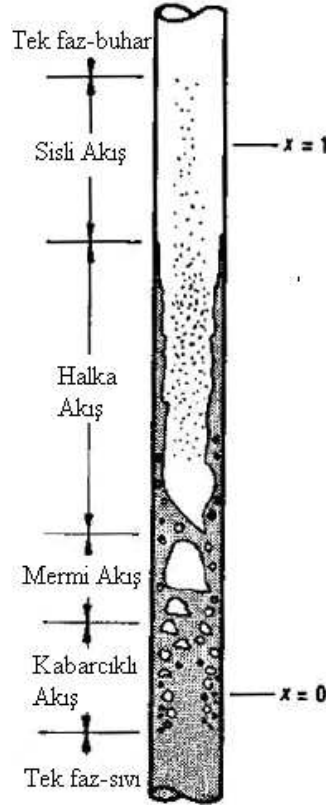
Dikey iki fazlı akışlar dikey doğrultuda fazların dağılımı yatay akıştan farklı olarak yerçekiminden etkilenmez. Dikey iki fazlı akışta görülen akış rejimleri şu şekildedir:

- a) **Kabarcıklı Akış** : Gaz yada buhar fazı yayılmıştır ve sürekli sıvı fazı içinde kabarcıklar ayrı halde bulunmaktadır. Kabarcıklar farklı şekillere ve boyutlara sahip olabilmekte birlikte boyutları boru çapından çok küçüktür.
- b) **Mermi Akış** : Kuruluk derecesi arttıkça, kabarcıklar bir araya gelmekte ve boru çapına yakın boyutlarda büyük kabarcıklar oluşur. Bunlara Taylor kabarcıkları denmektedir. Bu uzatılmış gaz kabarcıkları içlerinde daha ufak kabarcıklar bulunan sıvı tıkaçlarla birbirlerinden ayrılırlar. Ayrıca bu Taylor kabarcıkları boru cidarından ince bir sıvı filmiyle ayrılmaktadır.
- c) **Churn Akış** : Akış hızı arttığı zaman görünüşte karasız bir rejime bölünürler. Bu rejim sıvının boru cidarına doğru yer değiştirdiği mermi ile halka akış rejimleri arasındaki rejimdir.
- d) **Whispy-Annular Akış** : Sıvının akış hızı arttığı zaman büyük miktarda sıvı, gaz çekirdeğine girebilir. Bu sıvı damlacıkları birleşerek sıvı öbekleri meydana getirebilir. Bu rejim yüksek kütleli hızlarda görülür.
- e) **Halka Akış** : Sıvı akışı film şeklinde cidarda olup gaz fazı sürekli fazda borunun merkezindedir. Normal olarak sürekli gaz fazının içerisinde bazı sıvı damlacıkları yer almaktadır ve sıvı filminin içerisinde de kabarcıklar halinde gazlar bulunmaktadır. Şekil 2.7' de dikey iki fazlı akıştaki akış rejimleri görülmektedir.



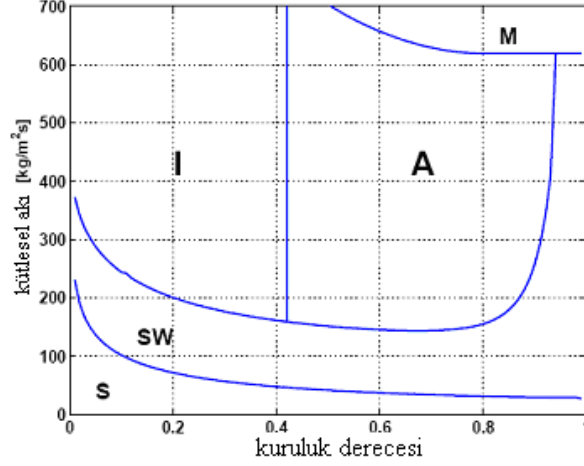
Şekil 2.7: Dikey iki fazlı akışta görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)

Dikey dairesel kanalda buhar oluşumundaki iki faz karışımında önemli bir özel durum söz konusudur. Kanal boyunca bir ısı akısının var oluşu akış rejimini aynı yerel akış koşullarına sahip ısıtılmayan bir kanaldaki akış rejimine göre başkalaştırabilir. Bu değişiklik iki temel nedene bağlı olarak oluşur; kanaldaki radyal sıcaklık profili ile bağlantılı termodinamik dengeden sapma ve kanal boyunca yerel hidrodinamik dengeden sapmadır. Collier ve Thome'den alınan Şekil 2.8'e göre eşit dağılı bir ısı akısıyla ısıtılan ve doyma sıcaklığının hemen altında bulunana sıvıyla beslenen dairesel borudaki dikey akışın görünümü görülmektedir.



Şekil 2.8: Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)

İki fazlı akış rejimlerini tahmin etmek için birçok akış rejim haritası mevcuttur. Bunlar iki sınıfa ayrılabilir: hava/su için adyabatik rejim haritaları ve buharlaşan soğutkanlar için diabatik rejim haritaları. Isı transferi ve basınç düşümü modelleri bu akış rejim haritalarına dayandırılmaktadır. Kattan vd. yatay borularda buharlaşma üzerine geliştirilmiş bir iki fazlı akış haritası sunmuşlardır (Şekil 2.9). Bu yeni harita beş farklı soğutkan için geniş kütle hız ve kuruluk derecesi aralıklarında elde edilen akış rejimi verilerine dayandırılarak hazırlanmıştır. Bu harita hem adyabatik hem de diabatik akışlar için uygundur.

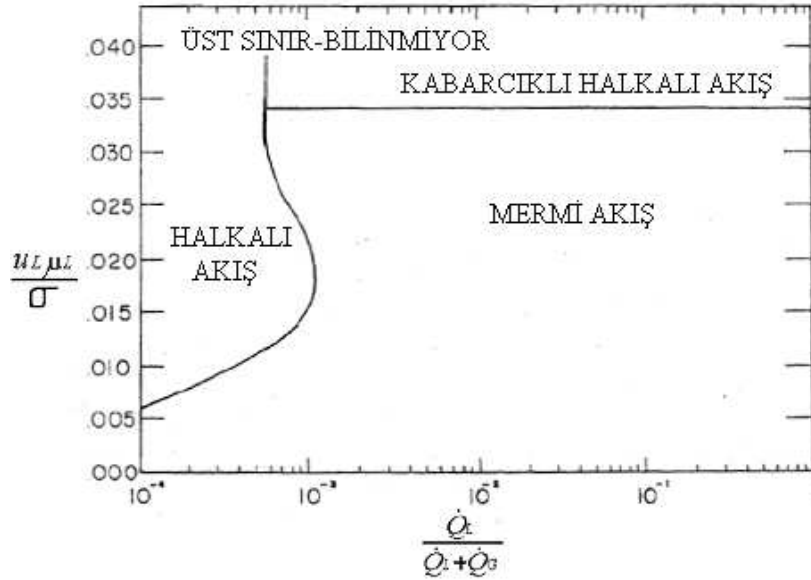


Şekil 2.9: Dikey kanallar için akış haritası. R-134a için , D=10 mm., $T_{sat}= 30^{\circ}\text{C}$, $q=10 \text{ kW/m}^2$.

(S: Ayrık, SW: Ayrık-dalgalı, I: Kesikli, A: Halka, M: Sisli akış),

Suo ve Griffith tarafından yapılan çalışmada dikey boru içerisinde gaz ve sıvının adyabatik iki fazlı akışı incelenmiştir. Mermi akış rejimi (S) ile onu sınırlayan iki rejim; halkalı (A) ve kabarcıklı-mermi (churn) (C) akış rejimleri Şekil 2. 10'da görülmektedir. Kapileri mermi akış rejiminin karakteristiğine bakıldığında akış içinde yüzey gerilim kuvvetleri yerçekimi kuvvetine baskın gelmektedir. Mermi akış rejimden kabarcıklı-mermi rejime geçiş aşağıdaki bağıntı ile ilişkilidir:

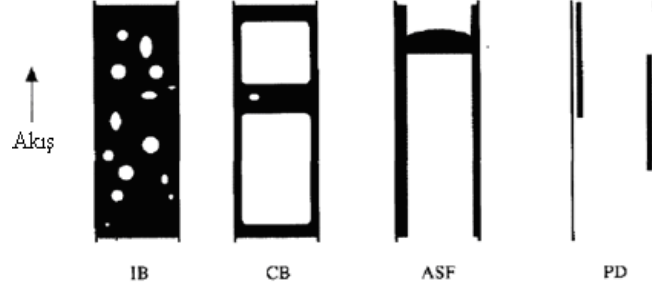
$$\text{Re}_v \times \text{We}_v = 2.8 \times 10^5 \quad (2.1)$$



Şekil 2. 10 : Suo ve Griffith'in akış rejim haritası $\frac{\mu_L}{\mu_v} = 50$ ve $\frac{\text{Re}_L^2}{\text{We}_L} = 0.75 \times 10^{-5}$

Kew ve Cornwell'in deneysel çalışmalarında gerek 500 mm uzunluğunda dikey ve yatay tekli boruda, gerekse dikey çok kanallı test kesitinde (300x76 mm, 76 veya 36 kanal) alttan ısıtılmalı

ve önde adyabatik cam cidar bulunmaktadır. Test akışkanları R-141b ve R-113'tür. Akış rejimleri yüksek hızda video kaydedici ile görüntülenmiştir. Şekil 2. 11'de görüldüğü gibi dar kanalda buharlaşma boyunca dört akış rejimi görülmüştür. Bunlar İzole kabarcıklı (IB), Sınırlandırılmış Kabarcıklı (CB), Halkasal mermi (ASF) ve Kısmi kuruma (PD) rejimleridir. IB rejiminde baskın olan ısı transfer mekanizması kabarcıklı kaynama olup CB, ASF, PD rejimlerinde ise ısı transferi taşınım sal ve buhar kabarcığını ısıtılmış yüzeyden ayıran sıvı tabakanın buharlaşmasıdır.



Şekil 2. 11 : Kew ve Cornwell'in akış rejimleri

Mertz vd. tarafından su ve R-141b akışkanlarının dikey dar dikdörtgen kanallarda kaynamada ısı transferi araştırılmıştır. Çok kanallı test kesitinde su için akış rejimleri, $G= 200$ $\text{kg/m}^2\text{s}$ kütleli akı değerinde ve q ısı akısı olmak üzere şu şekildedir:

$q \leq 20 \text{ kW/m}^2$ tekil kabarcıklar

$20 \leq q \leq 100 \text{ kW/m}^2$ uzatılmış kabarcıklar

$q > 100 \text{ kW/m}^2$ halkasal akış

Çok kanallı testlerde R-141b akışkanı ve $G= 200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ için akış rejimleri:

$q \leq 7 \text{ kW/m}^2$ tekil kabarcıklar

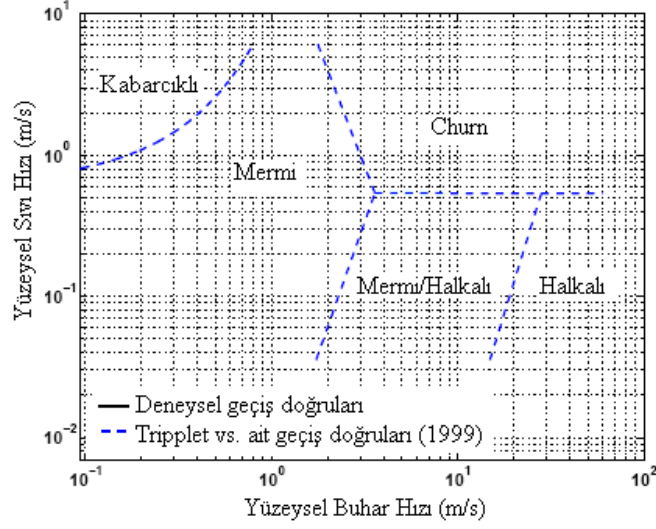
$7 \leq q \leq 20 \text{ kW/m}^2$ uzatılmış kabarcıklar

$q > 20 \text{ kW/m}^2$ halkasal akış

Kabarcık oluşma frekansları daha küçük ve daha düz kanallarda yükselmiştir. Su için 10 Hz ve R-141b için 40 Hz'den yüksektir. Frekanslar ayrıca ısı akılarına da bağlı olup yüksek ısı akıları yüksek frekanslara neden olur. Düşük kütleli akı ve yüksek ısı akılarında geri akış meydana gelir. Tek kanallar için de çok kanallarda görülen bu sonuçlar geçerlidir.

Tripplet vd. tarafından gerçekleştirilen diğer bir çalışmanın amacı mikrokanallarda iki fazlı akışın deneysel olarak araştırılmasıdır. Hava ve su kullanılarak yapılan deneyler 1.1 ve 1.45 mm iç çapında dairesel mikrokanallar ile 1.09 ve 1.49 mm hidrolik çaplı yarı-üçgen kesite sahip mikrokanallarda yürütülmüştür. Akış rejimleri ve akış rejim haritalarında koordinat olarak kullanılan gaz ve sıvı superficial hızları yapılan testlerde birbirine benzerdir. Görülen

akış rejimleri kabarcıklı (B), churn (C), mermi (S), mermi/halkalı (S/A) ve halkalıdır (Şekil 2. 12).

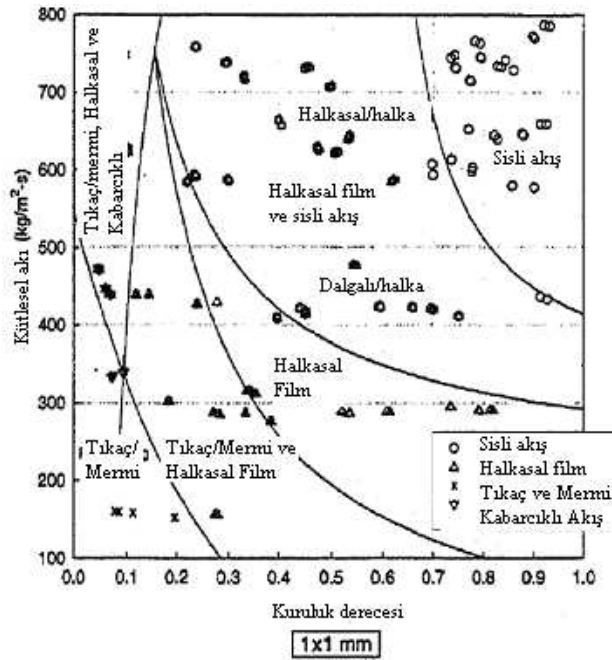


Şekil 2. 12 : 1.1 mm boruda hava/su için akış rejim haritası

Coleman ve Garimella (2003), küçük hidrolik çaplı borularda boru çapının ve şeklinin iki fazlı akışta akış rejimleri arasındaki geçişe etkisini araştırmışlardır. Eş yönlü akımda hava/su karışımlarının yatay dairesel ve dikdörtgensel borulardaki akış rejimleri yüksek-hızlı video analizleri ile tespit edilerek akış rejim haritaları ve akış rejimleri arasındaki geçişler belirlenmiştir. Kabarcıklı (B), yayılmış (D), uzatılmış kabarcıklı (EB), mermi (S), ayırık (St), dalgalı (W), dalgalı-halkasal (WA) ve halkalı (A) elde edilmiştir. Boru çapının ve geometrisinin akış rejimleri üzerine etkisi 1.3 ile 5.5 mm. hidrolik çap aralığında belirlenmiştir. Boru çapı azaldıkça ayırık akışın baskın olduğu görülmektedir. Coleman ve Garimella (2000), 4.91 mm. dairesel boruda R-134a soğutucu akışkanının yoğunlaşması sırasındaki iki fazlı akış deneysel olarak araştırılmıştır. Farklı akış rejimleri Şekil 2. 13'de görülmektedir. Bununla birlikte dört farklı kare kesit sahip kanalda da deneyler gerçekleştirilmiştir. R-134a için grafiksel akış rejim haritası Şekil 2. 14'de görülmektedir.

		AKIŞ REJİMLERİ			
		Halkalı	Dalgalı	Kesikli	Dağınk
Akış Şekilleri					
		Sisli Akış	Ayrık dalgalı (0)	Mermi Akış	Kabarcıklı Akış
		Halkasal/Halka	Ayrık Dalgalı (1)	Mermi Akış	Kabarcıklı Akış
	Dalgalı/Halka	Ayrık Dalgalı (2)	Tıkaç Akış	Kabarcıklı Akış	
	Dalgalı Paket	Ayrık Dalgalı (3)	Tıkaç Akış		
		Numarala ikincil dalgaların şiddetini göstermektedir.			
	Halkasal Film	Numarala ikincil dalgaların şiddetini göstermektedir.			

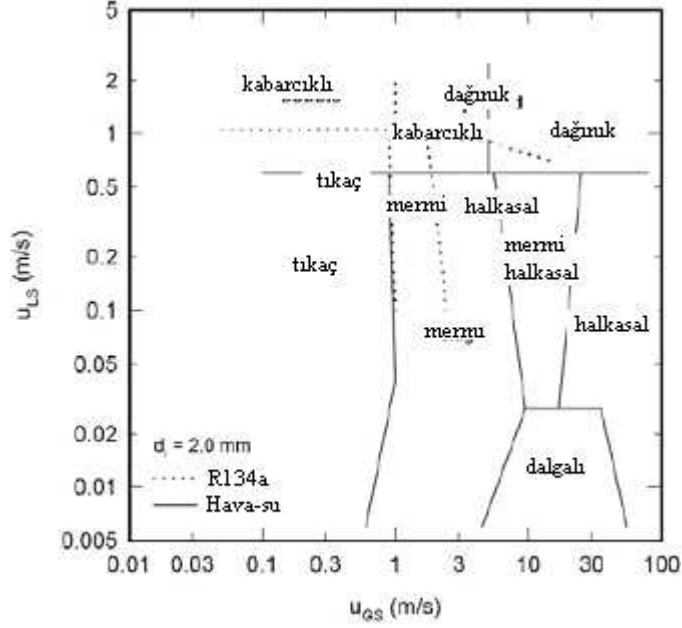
Şekil 2. 13 : Coleman ve Garimella çalışmasında akış rejimleri



Şekil 2. 14 : Coleman ve Garimella çalışmasında akış rejim haritaları

Yang ve Shieh (2004) tarafından R-134a ve su/hava akışkanlarının yatay borularda iki fazlı akış rejimleri üzerine deneysel araştırmalar yürütülmüştür. Akış rejimleri Şekil 2. 15'de görülmektedir. Bu şekilde kabarcıklı (B), mermi (S), tıkaç (P), dalgalı ayrı (SW), yayılmış (D) ve halkasal akış (A) görülen akış rejimleridir. Çalışmayı yürütenlere göre mevcut akış haritaları küçük borularda soğutkan ve su/hava akışının tahmin edilmesinde yeterli değildir. Akışkan olarak su/hava dan R-134a'ya geçildiğinde daha düşük gaz hızı değerlerinde mermi akıştan halkalı akışa geçildiği görülmektedir. Kabarcıklı akıştan mermi ve tıkaç akışa geçme

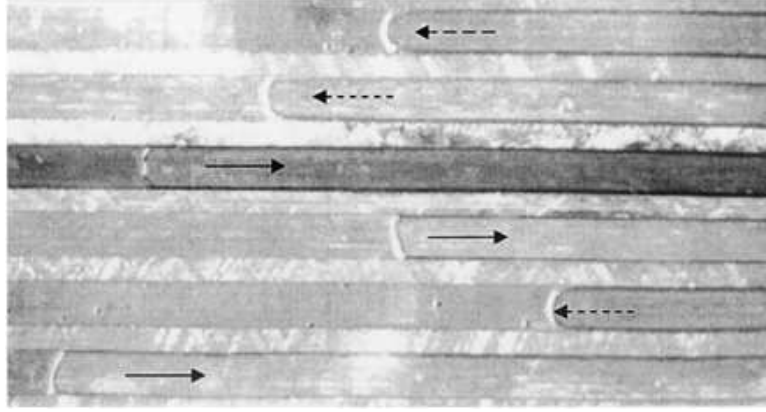
bölgeleri, kullanılan akışkanın özelliklerinden önemli şekilde etkilenmektedir. Yüzey gerilim etkisi de ayrıca akış rejimleri arası geçişte önemli bir parametre olmaktadır.



Şekil 2. 15 : Yang ve Shieh çalışmasındaki akış rejimleri

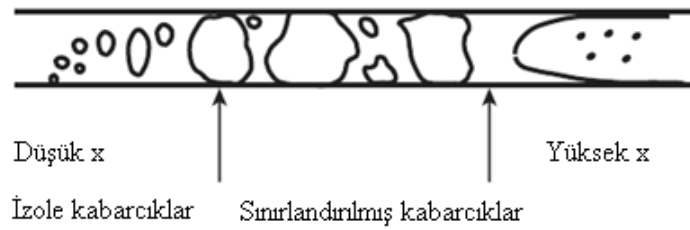
Steinke ve Kandlikar altı paralel mikrokanalda suyun kaynama ve basınç düşümünü araştırmışlardır. Bir yüksek hızlı CCD kamera kaynama sırasında görüntüleri almıştır. Test kesitinde şu akış rejimleri görülmüştür: çekirdek kaynaması (NB), kabarcıklı akış (B), mermi akış (S), halkalı akış (A), halkalı akış ile birlikte ince filmde çekirdeklenme (AN), churn (C) ve kuruma (DO). Elde edilen veriler, mikrokanallarda geleneksel akış rejimlerinin de görüldüğünü işaret etmektedir.

Kandlikar ve Balasubramanian (2005), dar kanallarda akış kaynamasını yüksek hızlı kamera tekniği kullanarak araştırmışlardır. Şekil 2. 16, 1054x197 mm boyutlarında altı paralel mikrokanal içerisinde suyun kaynamasının yüksek hızlı kamera görüntüsüdür. Yığın akış soldan sağa doğru olmasına karşın komşu kanallarda sıvı-buhar ara yüzeylerinin anlık doğrultuları her iki yöne doğru olabilmekte, bazı kanallarda ortaya çıkan ters akışlar buharlaştırıcının çalışmasına bozucu etki yapabilmektedir. Bununla birlikte giriş manifolduna buharın tersten geri akışla girişi soğutucu akışkanın portlara dengesiz dağılmasına ve akış kararsızlıklarına neden olmaktadır.



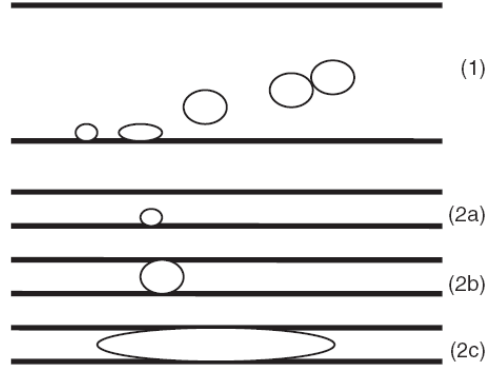
Şekil 2. 16: Suyun 1054x197 mm mikrokana1 içerisindeki akış kaynamasında yüksek hızlı kamera görüntüsü

Akış kaynamasındaki kararsızlıklara neden olan temel mekanizma, Steinke ve Kandlikar (2004) tarafından incelenmiş, buna neden olarak Şekil 2. 17' de görüldüğü üzere mini veya mikrokana1ın giriş bölümüne yakın kısımlarındaki hızlı buhar kabarcıklarının oluşumu gösterilmiştir.



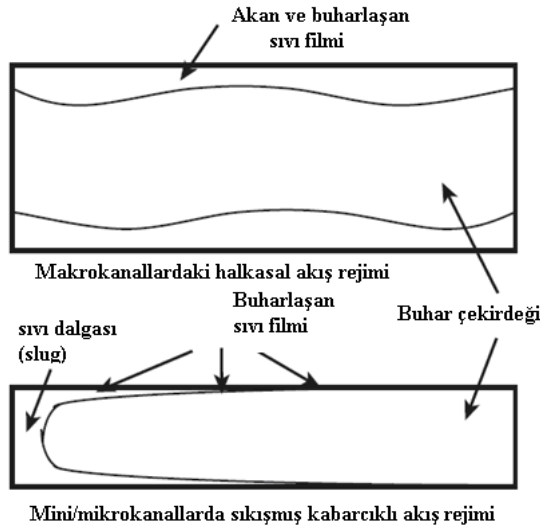
Şekil 2. 17: R113 soğutucu akışkanının minikana1da akışına ait akış rejimleri, (Cornwell-Kew,1992)

Havuz kaynaması koşullarında kabarcık oluşumu ani ve yüksek hızda gerçekleşmektedir. Kabarcık büyüme hızı t zamanına bağlıdır ve atalet kuvvetleri tarafından kontrol edilmektedir. Kabarcık büyürken, büyüme hızı azalmakta ve ısı kontrol bölgesinde $t^{1/2}$ ile değişmektedir. Büyük çaplı kanallarda (>3 mm) ısı akısına bağlı olarak kabarcıklar kana1 çapından daha küçük boyutlara kadar büyümekte ve atalet kuvvetlerinin etkisi altında ısıtıcı yüzeyi terk etmektedir. Makrokana1lardaki akış kaynaması, akışın kabarcıkları yüzeyden erken uzaklaştırması hariç havuz kaynamasındaki kabarcık oluşumuna benzerdir (Şekil 2. 18). Bu ayrılan kabarcıklar, kabarcıklı akış oluşumunu sağlamaktadırlar. Kabarcık oluşumu arttıkça, kabarcıklar birleşerek mermi ve halkasal akış formlarını oluştururlar (Şekil 2. 19).



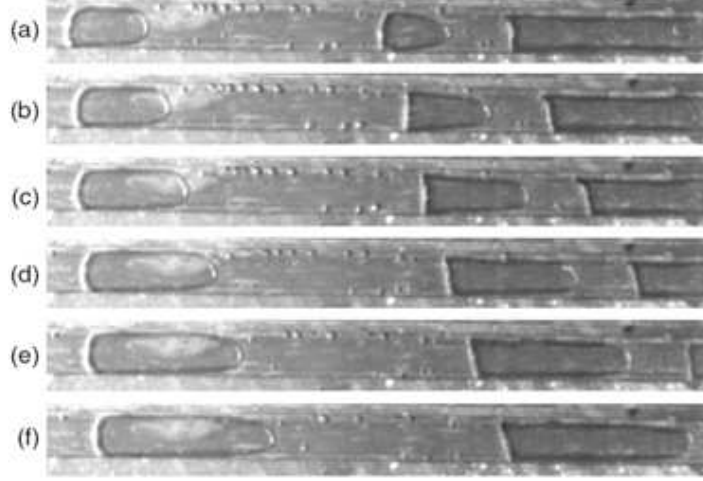
Şekil 2. 18: Kabarcık oluşumunun şematigi (1) büyük çaplı kanallar (2) mini/mikrokanallar

Mikro ve minikanallarda, atalet kontrollü bölgede kabarcık oluşup büyür ve konvansiyonel kanallarda bulunan ısı kontrollü bölgeye girmeden önce kanal cidarlarıyla karşılaşır. Yüksek yüzey alanı-akışkan hacim oranı, sıvının hızlı bir şekilde ısınmasını sağlar. Bu şekilde kabarcık, aşırı kızdırılmış sıvı ile karşılaşır, büyümeye devam eder ve kanal cidarının farklı alanlarına yayılır. Aşırı kızdırılmış tabakadan ve kanal cidarlarından geçen ısı, Şekil 2. 18' de görüldüğü üzere kabarcığın hızlı şekilde sıkışmasına neden olur. Kabarcık tüm kanal kesitini işgal eder ve Şekil 2. 19' de görüldüğü üzere büyümeye devam eder. Sıkışmış kabarcıklı akış rejimi, halkasal akış rejiminden ayrılmaktadır. Şöyle ki, cidar üzerindeki sıvı akan film yerine daha çok büyüyen buhar kabarcığının altındaki filme benzemektedir. Bu durum ısı transfer mekanizmasının kabarcıklı kaynama mekanizmasına benzemesine neden olmaktadır. Akış kaynaması boyunca ısı taşınım katsayısına ısı akısının büyük etkisi, kabarcıklı kaynamanın baskın ısı transfer mekanizması olduğunu işaret etmektedir.



Şekil 2. 19: Makrokanallarda halkasal akış rejimi ile mini/mikrokanallarda sıkışmış kabarcıklı akış rejiminin karşılaştırması

Şekil 2. 20' de Kandlikar ve Balasubramanian (2005) tarafından gerçekleştirilen çalışmada $197 \mu\text{m} \times 1054 \mu\text{m}$ ölçülerinde 6 portlu minikanalda atmosferik basınçta, $110.9 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıkta, $129 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütleli akı ve 317 kW/m^2 ısı akısında elde edilmiş olan sıkıştırılmış kabarcıklı akış rejimi görülmektedir. Görüntüler arası zaman farkı 0.16 ms olup akış soldan sağa doğrudur.



Şekil 2. 20: Sıkıştırılmış kabarcıklı akış rejimi

Aşağıdaki bölümlerde detaylı şekilde anlatılacak olan tez çalışmalarında minikanal ve dairesel borudan hazırlanan buharlaştırıcılar, alüminyum levhaya dikdörtgen vaziyette sarılı olarak hazırlanan ısı değiştiriciler olup konvansiyonel ev tipi soğutucuların buharlaştırıcıları gibidirler. Bu nedenle bu tip buharlaştırıcılarda dikey aşağı akış, dikey yukarı akış ve yatay akış koşullarının tamamı değişmeli olarak gözlemlendiğinden akış rejimi ile ilgili kesin sonuçlara varılması zor bir durumdur.

Mini ve mikrokanallardaki ısı transferi, kanal yapısındaki ve kanal çapındaki farklılık nedeniyle konvansiyonel kanallardan farklı incelenmelidir. Bu nedenle literatürde konvansiyonel kanallar için elde edilmiş olan korelasyon ve modeller, mini ve mikrokanallar için kullanılamaz ya da kullanılabilmesi için modifiye edilmeleri gerekmektedir. Kandlikar ve Steinke (2003) ve Kandlikar ve Balasubramanian (2004), Re_{LO} sayısına dayalı olarak laminar akış koşulları için laminar akış eşitlikleri ortaya çıkarmışlardır. Re_{LO} , sıvının tek başına aktığı durumdaki Reynolds sayısı olmak üzere verilen korelasyon şu şekildedir:

$Re_{LO} > 100$ için:

$$h_{TP} = \text{büyük} \begin{cases} h_{TP,NBD} \\ h_{TP,CBD} \end{cases} \quad (2.2)$$

$$h_{TP,NBD} = 0.6683Co^{-0.2}(1-\chi)^{0.8}h_{LO} + 1058.0Bo^{0.7}(1-\chi)^{0.8}F_{Fl}h_{LO} \quad (2.3)$$

$$h_{TP,NBD} = 1.136Co^{-0.9}(1-\chi)^{0.8}h_{LO} + 667.2Bo^{0.7}(1-\chi)^{0.8}F_{Fl}h_{LO} \quad (2.4)$$

Burada $Co = [(1-\chi/\chi')^{0.8}(\rho_v/\rho_L)^{0.5}]$ ve $Bo = q''/Gh_{LV}$ şeklindedir. Tek fazlı tüm sıvı akışı ısı taşınım katsayısı h_{LO} :

$$10^4 \leq Re_{LO} \leq 5 \times 10^6 \text{ için } h_{LO} = \frac{Re_{LO} Pr_L (f/2)(k_L/D)}{1+12.7(Pr_L^{2/3}-1)(f/2)^{0.5}} \quad (2.5)$$

$$3000 \leq Re_{LO} \leq 10^4 \text{ için } h_{LO} = \frac{(Re_{LO}-1000)Pr_L (f/2)(k_L/D)}{1+12.7(Pr_L^{2/3}-1)(f/2)^{0.5}} \quad (2.6)$$

$$100 \leq Re_{LO} \leq 1600 \text{ için } h_{LO} = \frac{Nu_{LO}k}{D_h} \quad (2.7)$$

Reynolds sayısı 100'e eşit veya 100'ün altında olduğu durumda , kabarcıklı kaynamanın etkin olarak görüldüğü aşağıdaki Kandlikar korelasyonunun kullanılması önerilmektedir:

$$Re_{LO} \leq 100 \text{ için } h_{TP} = h_{TP,NBD} = 0.6683Co^{-0.2}(1-\chi)^{0.8}h_{LO} + 1058.0Bo^{0.7}(1-\chi)^{0.8}F_{Fl}h_{LO} \quad (2.8)$$

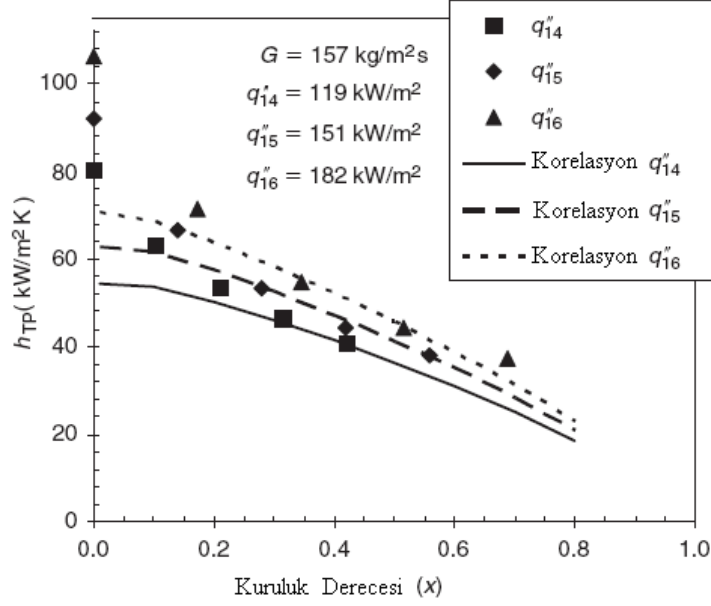
Bu korelasyondaki h_{LO} , Eşitlik 2.7 kullanılarak hesaplanmaktadır.

Eşitlik 2.3, 2.4, 2.8' deki akışkan yüzey parametresi (F_{FL}), farklı akışkan yüzey kombinasyonları için Çizelge 2. 3' de verilmiştir. Değerler bakır ve pirinç yüzeyler için verilmiştir. Çelik yüzeyler için bu değer tüm soğutkanlarda birdir.

Çizelge 2. 3: Akışkan yüzey parametreleri, (Kandlikar 1990,1991)

Akışkan	F_{Fl}
Su	1.00
R-11	1.30
R-12	1.50
R-13B1	1.31
R-22	2.20
R-113	1.30
R-114	1.24
R-134a	1.63
R-152a	1.10
R-32/R-132	3.30
R-141b	1.80
R-124	1.00
Kerosen	0.488

Steinke ve Kandlikar (2004), Şekil 2. 21' de görüldüğü üzere elde edilen kabarcıklı kaynama teriminin baskın olduğu laminar akış korelasyonunu, deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Verilerdeki ısı taşınım katsayısının kuruluk derecesine bağlı düşme eğilimi, kabarcıklı kaynama mekanizmasının baskın olduğunun kanıtıdır.



Şekil 2. 21: Steinke ve Kandlikar (2004) deneysel verilerin korelasyonla karşılaştırılması

Küçük çaplı kanallarda akış kaynamasının karmaşık doğası, sıvı-buhar etkileşimleri, ince buharlaşma filmi ile genişleyen kabarcıkların varlığı, akışta kinin yanı sıra ince filmdeki kabarcıkların vs. akış kaynamasındaki ısı transfer mekanizmasını ifade edecek analitik modellerin oluşmasını zorlaştıran etmenlerdir.

İki fazlı kanal akışlarında basınç düşüşü, ısı değiştirici tasarımında göz önünde bulundurulması gereken kriterlerden biridir. Literatürde basınç düşüşünün tahmin edilmesi ile ilgili olarak birtakım model ve korelasyonlar mevcuttur. Bilindiği üzere iki fazlı akışta basınç düşüşünün birden fazla bileşeni vardır. Mini veya mikrokanallı bir ısı değiştiricisinde toplam basınç düşüşü aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\Delta P = \Delta p_c + \Delta p_{f,l-ph} + \Delta p_{f,tp} + \Delta p_a + \Delta p_g + \Delta p_e \quad (2.9)$$

Buradaki alt indisler: c: girişteki daralma; f,l-ph: giriş etkilerini içeren sürtünmeye bağlı tek fazlı basınç düşüşü; f,tp: iki fazlı sürtünme basınç düşüşü; a: buharlaşmaya bağlı ivmelenme; g: yerçekimi, e: çıkıştaki kısılma şeklindedir.

Akışkanın minikanala girişi tek faz sıvı veya iki fazlı olabilir. Soğutma sisteminde sıvı pompası bulunuyorsa minikanal girişinde tek fazlı akışta sıvı olması beklenmektedir. Sistem, kompresör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı içeren klasik bir sistemse minikanal buharlaştırıcı öncesinde soğutkan kısılma prosesinden geçerek minikanala iki fazlı akışta girmektedir. İki fazlı akışta giriş-çıkış kayıpları için Coleman (2003), Hewitt (2000) tarafından ileri sürülen korelasyonu tavsiye etmiştir. İki fazlı ani daralmaya bağlı basınç düşüşü ayrık akış modeli kullanılarak şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\Delta p_c = \frac{G^2}{2\rho_L} \left[\left(\frac{1}{C_o} - 1 \right)^2 + 1 - \frac{1}{\sigma_c^2} \right] \psi_h \quad (2.10)$$

Burada G:kütlesel akı, σ_c :daralma oranı , C_o : daralma katsayısı olup aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$C_o = \frac{1}{0.639(1 - 1/\sigma_c)^{0.5} + 1} \quad (2.11)$$

Bununla birlikte ψ_h :iki fazlı homojen akış çarpanı ve χ kuruluk derecesi olmak üzere:

$$\psi_h = [1 + \chi(\rho_L / \rho_v - 1)] \quad (2.12)$$

şeklinde tanımlanmaktadır. Homojen model yardımıyla çıkış basınç düşüşü:

$$\Delta p_e = G^2 \sigma_e (1 - \sigma_e) \psi_s \quad (2.13)$$

Şeklinde ifade edilmektedir. σ_e : genişleme oranıdır. ψ_s : ayrık akış çarpanı olmak üzere:

$$\psi_s = 1 + \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} - 1 \right) [0.25\chi(1 - \chi) + \chi^2] \quad (2.14)$$

şeklindedir. İki faz bölgesinde basınç düşüşünün sürtünme, ivmelenme ve yerçekimi bileşenleri aşağıdaki eşitlikler yardımıyla tahmin edilebilmektedir. Lokal sürtünme basınç gradyeni:

$$\left(\frac{dP_F}{dz} \right) = \left(\frac{dP_F}{dz} \right)_L \phi_L^2 \quad (2.15)$$

Bu eşitlikteki iki faz çarpanı ϕ_L^2 , Chisholm (1983) tarafından şu şekilde ifade edilmiştir:

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (2.16)$$

C sabiti, fazların laminar veya türbülanslı olmasına göre değişmektedir. Chisholm, C sabitini aşağıdaki gibi ifade etmiştir:

$$\text{Her iki faz türbülanslı} \quad C = 21 \quad (2.17a)$$

$$\text{Laminar sıvı, türbülanslı buhar} \quad C = 12 \quad (2.17b)$$

$$\text{Türbülanslı sıvı, laminar buhar} \quad C = 10 \quad (2.17c)$$

$$\text{Her iki faz laminar} \quad C = 5 \quad (2.17d)$$

Martinelli parametresi X aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır:

$$X^2 = \left(\frac{dP_F}{dz} \right)_L / \left(\frac{dP_F}{dz} \right)_V \quad (2.18)$$

English ve Kandlikar (2005), 1 mm kare kesitli kanalda adyabatik hava-su verilerine dayanarak mini ve mikrokanallarda sürtünme basınç düşüşünün tahmin edilebilmesi için iki faz çarpanını şu şekilde değiştirmişlerdir:

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C(1 - e^{-319D_h})}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (2.19)$$

C değeri Eşitlik (2.17a)-(2.17d)' den bulunmaktadır. Deneysel verilerle korelasyondan elde edilen veriler arasında %3.5 oranında sapma görülmüştür.

İki fazlı basınç düşüşünün diğer bir bileşeni olan ivmelenme basınç düşüşü homojen akış koşullarında aşağıdaki eşitlikle verilmektedir:

$$\Delta p_a = G^2 v_{LV} \chi_e \quad (2.20)$$

Burada v_{LV} , buhar ve sıvı fazların özgül hacimleri arasındaki farktır. Bu eşitlik akışın girişte yalnızca sıvı, çıkışta χ_e kuruluk derecesine sahip sıvı-buhar karışımı olduğunu kabul etmektedir. İkifazlı akıştaki girişlerde χ_e , giriş ve çıkıştaki kuruluk derecesinin değişimi olarak yazılmalıdır.

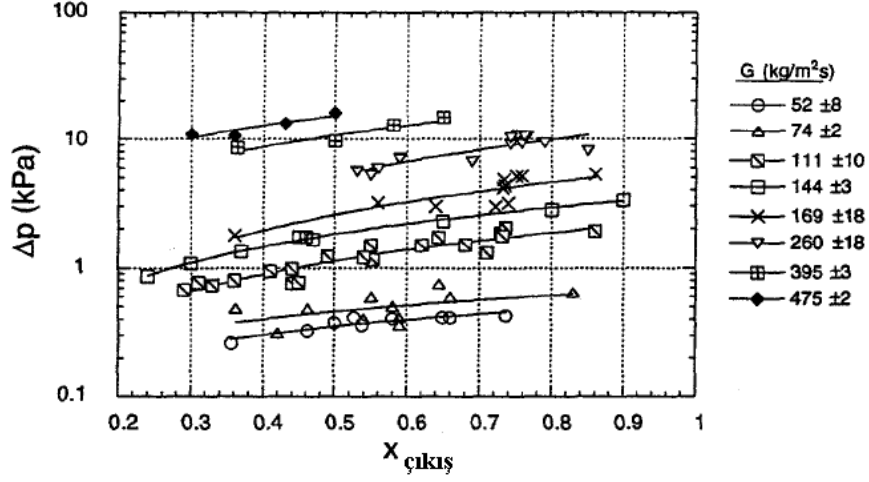
Yerçekimsel basınç düşüşü diğer bileşenlere göre çok küçük bir değer almaktadır. Homojen akış koşullarının kabulü ile bu bileşen:

$$\Delta p_g = \frac{g(\sin \beta)L}{v_{LV} \chi_e} \ln \left(1 + \chi_e \frac{v_{LV}}{v_L} \right) \quad (2.21)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Akışkanın girişte iki faz olduğu durumda χ_e değeri eşitliğe giriş çıkış arasındaki kuruluk derecesi farkı olarak yazılmalıdır.

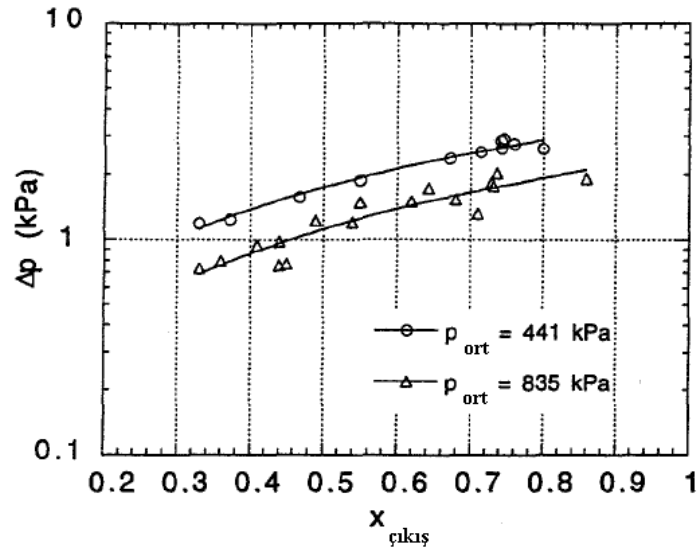
Literatürde dar kesitli kanallarda ısı transferi ve basınç düşüşü ile ilgili çok sayıda deneysel çalışma mevcuttur. Tran vd. (1999) çalışmasında dar kanallarda akış kaynamasında basınç düşüşü deneysel olarak incelenmiş ve korelasyon geliştirilmiştir. Deneyler üç farklı soğutkan için (R-134a, R-12, R-113), 138 – 856 kpa aralığında altı farklı basınç değerinde ve iki farklı dairesel boru (2.46 mm ve 2.92 mm iç çap) ile bir dikdörtgen kanal (4.06x1.7 mm) geometrilerinde gerçekleştirilmiştir. Şekil 2. 22' de $P_{ort} = 835$ kPa basınçta R134a soğutucu akışkanı için çıkış kuruluk derecesine ve kütleli akıya bağlı deneysel basınç düşüşleri

görülmektedir. Çıkış kuruluk derecesi yükseldikçe basınç düşüşü artmakta, aynı şekilde kütleli akı arttıkça basınç düşüşü artmaktadır. Bu durum geniş kesitli kanallarla benzerdir.



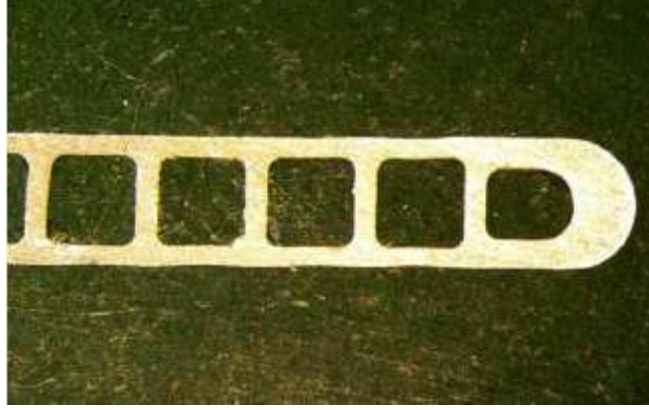
Şekil 2. 22: R134a soğutucu akışkanı için çıkış kuruluk derecesi ve kütleli akıya bağlı basınç düşüşü

Bu çalışmada ayrıca doyma basıncının basınç düşüşüne etkisi de araştırılmıştır. Şekil 2. 23' de görüldüğü üzere $106 \pm 14 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütleli akı değerinde daha düşük doyma basınçlarında daha yüksek basınç düşüşleri görülmektedir. Bunun nedeni, düşük basınçlarda yani düşük doyma sıcaklıklarında soğutucu akışkan daha yüksek viskoziteye ve yoğunluğa sahip olmakta, bu da daha yüksek basınç düşümü anlamına gelmektedir. Ayrıca sıvı – buhar yoğunluk oranı düşük basınçlarda daha yüksektir. R-134a için doyma basıncındaki %47 oranındaki düşüş iki fazlı basınç düşümünün %60 oranında artmasına sebep olmaktadır. Basıncın bu etkileri büyük çaplı kanallarda da aynı şekildedir.



Şekil 2. 23: R134a soğutucu akışkanı için doyma basıncının basınç düşüşüne etkisi

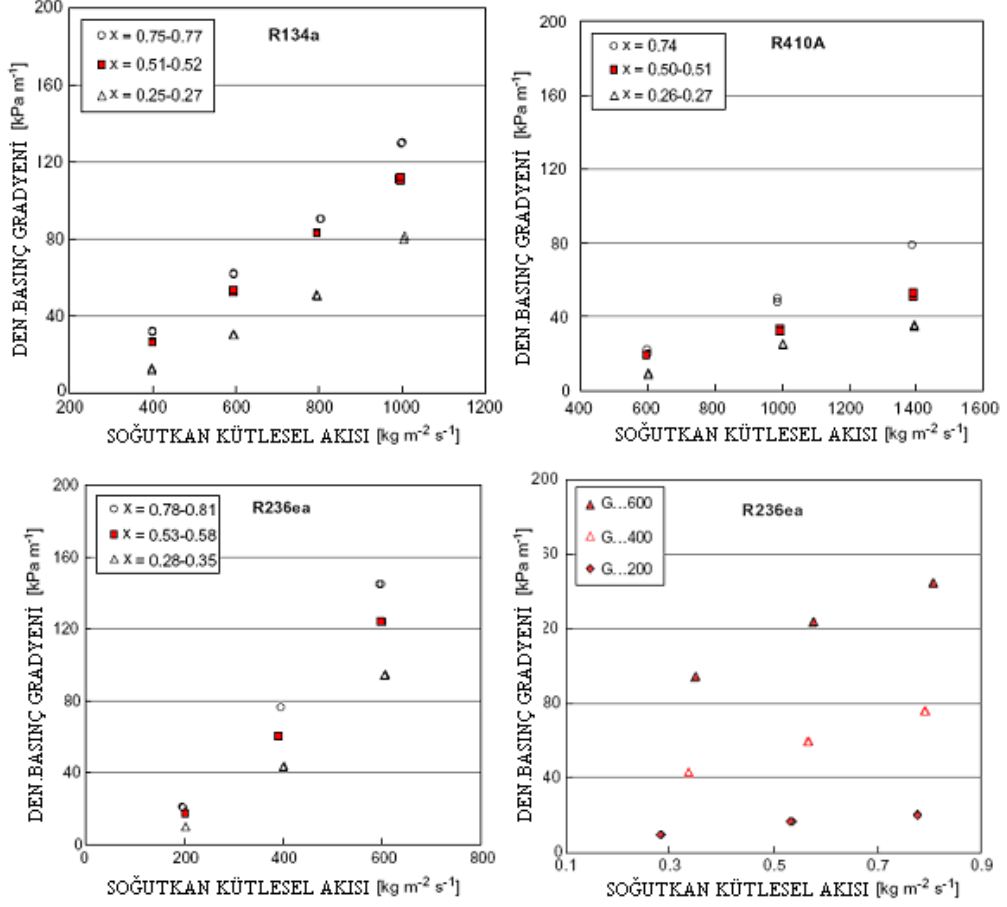
Cavallini vd. (2005), tarafından gerçekleştirilen çalışmada 1.4 mm hidrolik çapa sahip çok portlu minikanal içerisinde HFC soğutkanlarının iki fazlı basınç düşüşü karakteristikleri deneysel olarak araştırılmıştır. Şekil 2. 24’ de görülmekte olan test edilen kanal 1.8 m boyunda 13 portlu minikanal olup genişliği 25.4 mm, yüksekliği 2 mm, cidar kalınlığı 0.3 mm ve hidrolik çapı 1.4 mm dir. Test kesitinde minikanal öncesi, soğutucu akışkanın minikanala homojen bir şekilde dağılması amacıyla odacık yerleştirilmiştir. Bu şekilde dairesel borudan minikanala geçişte daha iyi bir soğutkan dağılımı elde edilmektedir.



Şekil 2. 24: Test edilen minikanal

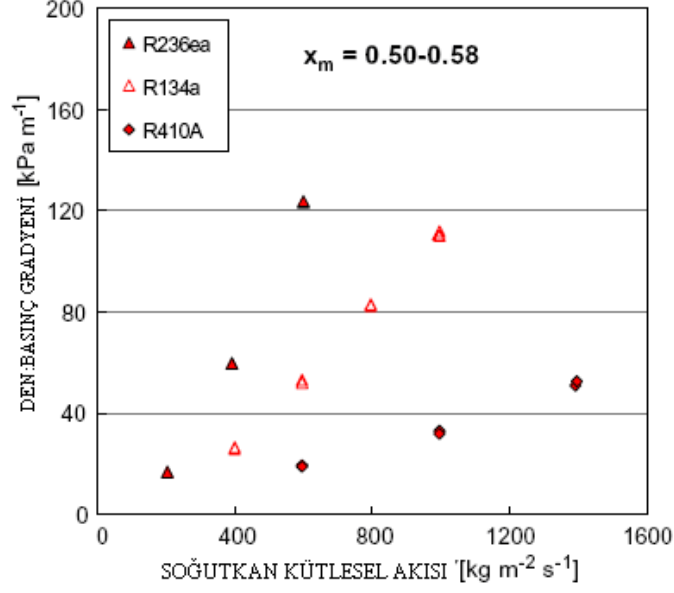
Bir T tipi thermopile ve iki T tipi ısı çiftin alüminyum kanala sabitlenmeleri ile ölçüm yapılmaktadır. 1.13 m kanal boyunca olan basınç düşüşü değerleri elde edilmektedir. Basınç düşüşü deneyleri sırasında tüm bölümler adyabatik durumdadır. İki fazlı basınç düşüşü deneyleri R236ea, R134a ve R410A soğutkanları ile sırasıyla 0.096, 0.25 ve 0.49 indirgenmiş basınçlarda ve 40 °C doyma sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Thermopile ölçümleri için deneysel belirsizlik ± 0.03 °K’ dir. Test kesitinde adyabatik akış sırasında basınç düşüşüne bağlı kuruluk derecesi değişimi dışında kuruluk derecesi herhangi bir nedenle değişmemektedir. Basınç düşüşüne bağlı kuruluk derecesinin değişimi R410A ve R134a için %1-2 iken R236ea için %5 dolayındadır. İlk deneyler R134a soğutucu akışkanı ile 400-1000 kg/m²s kütleli akımlarında gerçekleştirilmiştir. Deneyler $x = 0.25, 0.5, 0.75$ olmak üzere üç farklı kuruluk derecesinde 0.01-0.02 arası giriş-çıkış değişimlerinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel veriler Şekil 2. 25’ de verilmiştir. Basınç gradyanı için nominal belirsizlik %1-6 arasında değişmekte, ortalama belirsizlik ise %1.7 olmaktadır. Basınç düşüşü, buhar kuruluk derecesi ve kütleli akının artışına bağlı olarak artmaktadır. R410A soğutucu akışkanının 0.25, 0.50 ve 0.75 kuruluk derecesi ve 600-1400 kg/m²s kütleli akı değerlerindeki basınç gradyanları incelendiğinde R410A soğutucu akışkanında aynı koşullar altında basınç gradyanı R134a’ ya göre belirgin bir biçimde daha küçüktür. R236ea soğutucu akışkanı ile gerçekleştirilmiş basınç düşüşü deneylerinde de diğer soğutkanlarda olduğu gibi $x = 0.25,$

0.50, 0.75 değerlerinde olup %5 oranında değişim görülmektedir. R236ea soğutucu akışkanında basınç düşüşü daha büyüktür.



Şekil 2. 25: Deneysel veriler

Deneysel olarak çalışılmış üç soğutucu akışkanın basınç düşüşleri karşılaştırıldığında Şekil 2. 26' da görüldüğü üzere $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ve $x = 0.5$ için R410A soğutucu akışkanında basınç gradyanı 19.5 kPa/m iken R134a soğutucu akışkanında 53 kPa/m ve R236ea soğutucu akışkanında 123.6 kPa/m olarak tespit edilmiştir. $G = 1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ve $x = 0.5$ kuruluk derecesinde R410A ve R134a soğutkanları için basınç gradyanları sırasıyla 33.3 kPa/m ve 112.5 kPa/m olup R134a soğutucu akışkanında basınç gradyanı R410A soğutucu akışkanındaki basınç gradyanının yaklaşık olarak dört katıdır. Bu farklılık iki soğutucu akışkanın 40 °C doyma sıcaklığında buhar faz yoğunluklarının farklı olmasından kaynaklanmaktadır. Üç soğutkan kıyaslandığında düşük basınca sahip R236ea soğutucu akışkanı en yüksek basınç düşüşünü; yüksek basınca sahip R410 soğutucu akışkanı ise en düşük basınç düşüşü değerini vermiştir.



Şekil 2. 26: Sabit kuruluk derecesinde soğutkanların kütleli akıya bağlı basınç gradyanları

Lie, Lai ve Lin (2007), R134a ve R407C soğutkanlarının 0.83 mm ve 2.0 mm iç çapa sahip yatay kanallar içinde buharlaşmaları sırasındaki sürtünme basınç düşüşleri deneysel olarak incelenmiştir. 2.0 mm boru ile gerçekleştirilen deneylerde soğutkan kütleli akısı 200-400 kg/m²s arasında , uygulanan ısı akısı 5-15 kW/m² arasında giriş kuruluk derecesi x_{in} 0.2-0.8 arasında ve soğutkan doyma sıcaklığı 5-15 °C arasındadır. 0.83 mm boruda ise soğutkan kütleli akısı 800-1500 kg/m²s arasında olup diğer parametreler bir önceki borunun değerleriyle aynıdır. Çalışmada giriş kuruluk derecesinin, kütleli akının, ısı akısının ve doyma sıcaklığının ölçülen sürtünme basınç düşüşüne etkileri belirlenmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki her iki soğutkanda da düşük kütleli akı, yüksek ısı akısı durumu haricinde kuruluk derecesi arttıkça basınç düşüşü artmaktadır. Bununla birlikte ısı akısının basınç düşüşüne etkisinin düşük olduğu görülmüştür. Doyma sıcaklığı yükseldikçe basınç düşüşü önemli şekilde azalmakta, kütleli akı arttıkça basınç düşüşü artmaktadır. Bununla birlikte eşit parametrik değerlerde R407C soğutucu akışkanında basınç düşüşünün, R134a soğutucu akışkanından düşük olduğu görülmüştür. Aynı soğutkan için kanal çapının düşürülmesi basınç düşüşünün artmasına neden olmuştur.

Zhang ve Webb (2001) tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada R134a, R22 ve R404A soğutkanlarının; 2.13 mm hidrolik çapa sahip 8 dairesel portlu minikanal ile 6.25 mm ve 3.25 mm iç çapa sahip konvansiyonel bakır kanallardaki tek fazlı ve adyabatik iki fazlı akışındaki basınç düşüşleri ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Deneysel koşulları; $G = 200-1000$ kg/m²s, $x = 0.20-0.89$ ve $T_{doyma} = 20-65$ °C şeklindedir. Basınç düşüşü, kanalların giriş ve çıkışına yerleştirilen fark basınç algılayıcısıyla gerçekleştirilmektedir. Ölçülen basınç düşüşü, yatay

konvansiyonel kanallarda adyabatik koşullarda ivmelenme ve yerçekimi bileşenleri olmayıp yalnızca sũrtũnme bileşeni iken minikanalda sũrtũnme basınç dũřũřũne ek olarak giriş ve çıkış parçalarındaki yerel kayıplarını da içermektedir. Giriş ve çıkıştaki kayıplar bilindiği üzere ani genişleme ve daralmadan kaynaklanan kayıplardır. Literatũrde yer alan Collier ve Thome eşitliği yardımıyla giriş ve çıkıştaki basınç dũřũřũnũn, toplam basınç dũřũřũne katkısının %3-18 olduğu hesaplanmıştır. Deneysel lũmler sonucunda iki faz çarpanın hesaplanmasındaki belirsizlik %9 değerindedir. Bu çalışmada ayrıca minikanalda soğutucu akışkanın portlara homojen bir şekilde dağılıp dağılmama durumu da ele alınmıştır. Soğutucu akışkanın portlara homojen dağılamamasının girişte iki fazın iyi bir şekilde karışamamasından kaynaklandığı belirtilmiş ve bu durum için örnek bir hesaplama da gerçekleştirilmiştir. şoyle ki, R134a soğutucu akışkanın 40 °C doyma sıcaklığında 600 kg/m²s kũtlesel akıda ve 0.5 kuruluk derecesinde minikanalın giriş parçasına girip iki adet yatay paralel portla dağıldığı; portların birinde 0.8 kuruluk derecesinde soğutucu akışkanın aktığı kabul edilsin. Literatũrde yer alan Friedel korelasyonu ve iteratif hesaplanma metodu kullanılarak soğutkan debileri ve diğer portta akan soğutucu akışkanın kuruluk derecesi hesaplanabilmiştir. Hesaplama da her iki portta da eşit basınç dũřũřũ kısıtı alınmıştır.

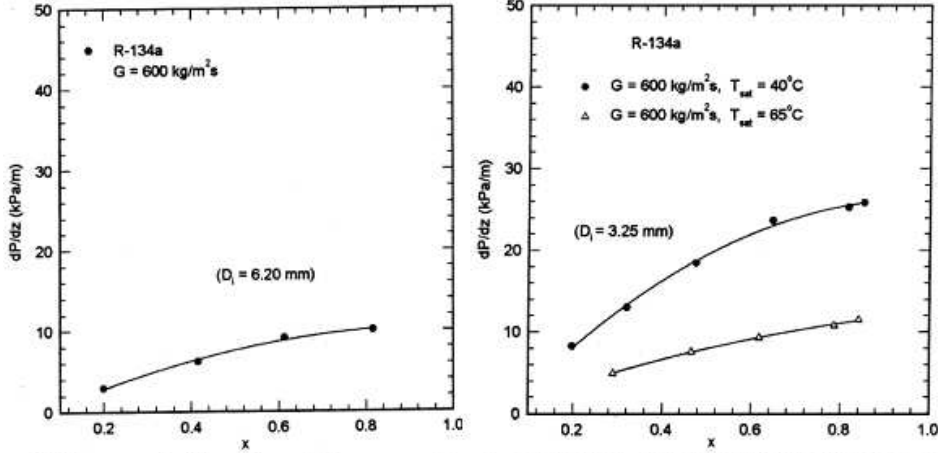
Çizelge 2. 4' de soğutucu akışkanın portlara eşit dağılması durumunda hesaplanan basınç dũřũřũ ile eşit dağılmama durumunda portlarda ayrı ayrı meydana gelen basınç dũřũřũleri arasında %3.3 oranında farkın olduğu grũlmektedir. Sonuçlar göstermektedir ki daha az eşit dağılmama daha dũřũk basınç dũřũřũne neden olmakta, ancak oluşan fark deneysel belirsizliğe göre daha kũũk bir değer almaktadır.

Çizelge 2. 4: Eşit dağılmama rneği için hesap sonuçları

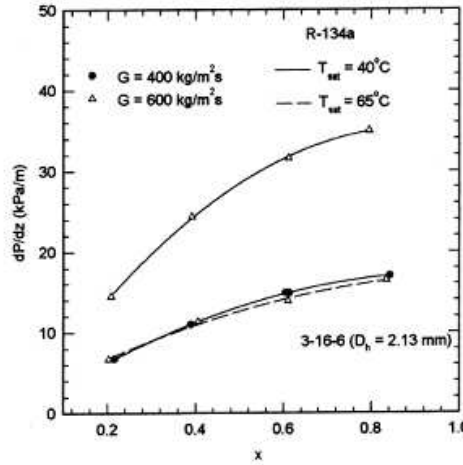
Kanal	G (kg/m ² s)	x	dP/dz (kPa/m)
A	470	0.80	29.5
B	730	0.31	29.5
A ve B' de eşit akış	600	0.50	30.5

şekil 2. 27(a,b,c)' de iki fazlı akışta basınç gradyeni verileri, kuruluk derecesi, kũtlesel akı ve doyma sıcaklığına bağlı olarak verilmiştir. Basınç dũřũřũ kuruluk derecesi veya kũtlesel akının artışına bağlı olarak artmakta, doyma sıcaklığı artışına bağlı olarak azalmaktadır. Grafikselsel veriler incelendiğinde $G = 600$ kg/m²s, $x = 0.6$ ve $T_{doyma} = 40$ °C değerlerinde 6.20 mm çaplı boruda basınç gradyeni 10 kPa/m, 3.25 mm çaplı boruda 25 kPa/m ve 2.13 mm hidrolik çaplı minikanalda yaklaşık olarak 32 kPa/m değerindedir. Grũldũđu üzere kanal

çapı küçüldükçe eşit kütleli akı değerinde soğutkan hızı arttığından basınç düşüşü de artmaktadır.



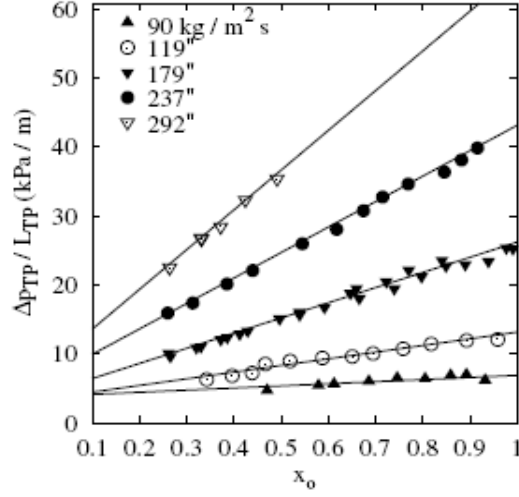
a. 6.20 mm çaplı dairesel boruda basınç gradyeni b. 3.25 mm çaplı dairesel boruda basınç gradyeni



c. 2.3 mm hidrolik çaplı minikanalda basınç gradyeni

Şekil 2. 27: Farklı kanallarda ölçülen iki faz basınç gradyeni değerleri

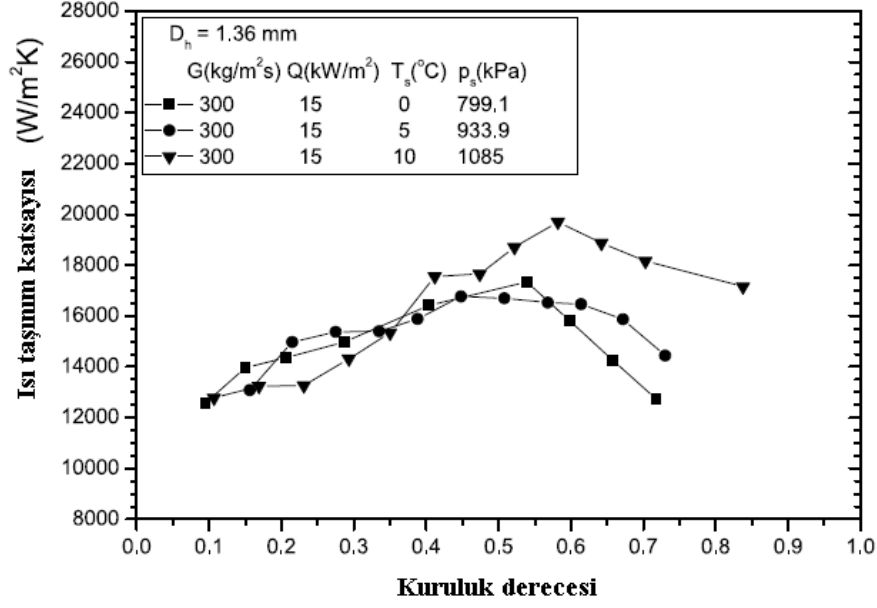
Agostini ve Bontemps (2004) tarafından gerçekleştirilen çalışmada minikanal içerisinde R134a soğutucu akışkanının dikey akış kaynaması deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel olarak kullanılan minikanal 11 adet dikdörtgen paralel porta, 3.28 mm x 1.47 mm ölçülerinde 2.01 mm hidrolik çapa sahiptir. Kütleli akı 90-295 $\text{kg/m}^2\text{s}$ arasında ve ısı akısı 6.0-31.6 kW/m^2 arasında değişmektedir. Soğutkan doyma basınçları 405 ve 608 kpa olup giriş aşırı soğutma değeri 1-17 $^\circ\text{K}$ arasında değişmektedir. Soğutucu akışkanın minikanala iki fazda girerek eşit dağılamaması problemine karşı soğutkan aşırı soğutularak minikanala girmektedir. Şekil 2. 28' da iki fazlı bölgenin basınç düşüşü $(\Delta P_{ölçülen} - \Delta P_{lo}) / L_{TP}$ 'nin çıkış kuruluk derecesi ve kütleli akıya bağlı değişimi görülmektedir. Önceki çalışmalarda görüldüğü üzere kuruluk derecesi veya kütleli akı arttıkça basınç düşüşü de doğrusal olarak artmakta bununla birlikte kütleli akı arttıkça basınç düşüşünün eğimi de artmaktadır.



Şekil 2. 28: Basınç gradyeninin çıkış kuruluk derecesine bağlı değişimi

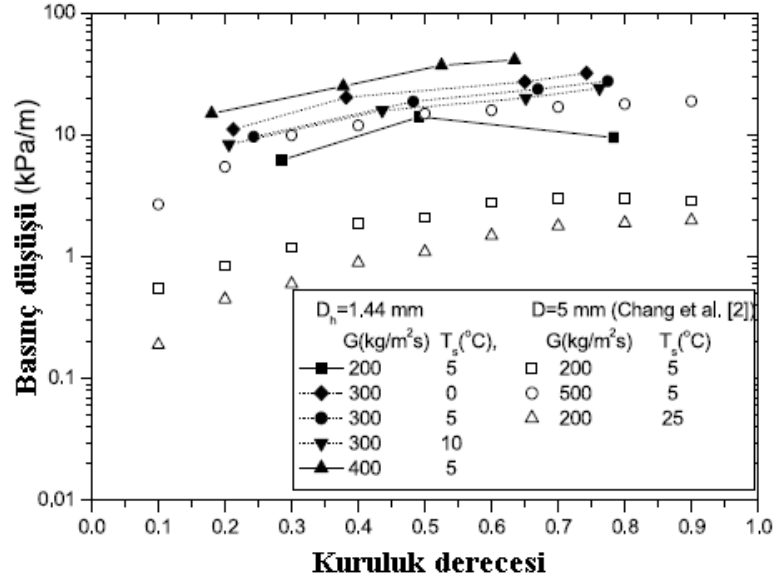
Bu deneysel çalışmada kanal içinde soğutkan ısı taşınım katsayısının değişimi de incelenmiştir. Elde edilen verilere göre ısı akısı 14 kW/m^2 değerinin altında ve kuruluk derecesi 0.1-0.3 değerleri arasında iken ısı taşınım katsayısı h ısı akısından bağımsız, kütleli debinin artmasına bağlı olarak artmaktadır. 14 kW/m^2 ısı akısının üzerinde ısı taşınım katsayısı ısı akısı ile doğru orantılı olarak artmakta, kütleli debinin artışından zayıf şekilde etkilenmektedir. Yerel ısı taşınım katsayısının, yerel kuruluk derecesine göre değişimi incelendiğinde; Kaynama sayısı $Bo \geq 4.3 \times 10^{-4}$ ve $x \leq 0.4$ için ısı taşınım katsayısı ısı akısıyla doğru orantılı olup kuruluk derecesine zayıf şekilde bağlıdır. Bu durum kabarcıklı kaynama rejiminin bölgeye hakim olduğunu göstermektedir. $Bo \geq 4.3 \times 10^{-4}$ ve $x \geq 0.4$ için ısı taşınım katsayısı kuruluk derecesiyle ters, ısı akısıyla doğru orantılıdır. Bu durum sıkıştırılmış buhar kabarcıklarının kısmi kurumalar meydana getirerek kanal cidarındaki sıvı film tabakasını inceltmesinden kaynaklanmaktadır. Bununla birlikte daha büyük kütleli debilerde sıvı filminin hızlanarak yüzeyden sürüklenmesi nedeniyle kuruma artmaktadır.

Yun vd. (2005) tarafından gerçekleştirilen çalışmada R410A soğutucu akışkanı ile 1.36 mm ve 1.44 mm hidrolik çapa sahip sırasıyla 8 ve 7 portlu minikanallarda kaynamada ısı taşınım katsayısı ve iki fazlı basınç düşüşü deneysel olarak araştırılmıştır. Kütleli akı $200\text{-}400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ aralığında, ısı akısı $10\text{-}20 \text{ kW/m}^2$ aralığında olup doyma sıcaklığı 0, 5 ve $10 \text{ }^\circ\text{C}$ olacak şekilde seçilmiştir. Şekil 2. 29' da doyma basıncının 1.36 mm hidrolik çaplı minikanalda ısı taşınım katsayısına etkisi görülmektedir. Kurumanın ortaya çıktığı kuruluk derecesinden önce doyma basıncının ısı taşınım katsayısına etkisi ihmal edilebilir derecededir. Bununla birlikte kurumanın ortaya çıktığı kuruluk derecesinden sonrası için doyma basıncının yükselişi ısı taşınım katsayısını artırmaktadır. Doyma basıncının yükselmesi sıvı-buhar yoğunluk oranının azalmasını ve portlardaki iki fazlı akışın homojenleşmesini artırmaktadır.



Şekil 2. 29: Doyma basıncının ısı taşınım katsayısına etkisi

Isı akısının, ısı taşınım katsayısına etkisi doyma basıncının etkisiyle benzerdir. Kuruluk derecesi 0.5 değerinin altında iken ısı akısının etkisi çok azdır. Fakat 0.5 değerinin üzerinde ısı akısının yükselmesi ısı taşınım katsayısının artmasını sağlamaktadır. Çalışmada iki farklı hidrolik çapa ve port sayısına sahip minikanallar test edildiğinden deneysel sonuçlar incelendiğinde eşit kütleli akı, ısı akısı ve doyma sıcaklığında 1.36 mm hidrolik çapa sahip kanalda ısı taşınım katsayısı, 1.44 mm hidrolik çaplı minikanala göre daha yüksektir. Yaklaşık bir değer vermek gerekirse, 0.6 kuruluk derecesinde küçük çaplı kanalda ısı taşınım katsayısı yaklaşık olarak 16000 W/m²K iken daha büyük çaplı olan kanalda 12000 W/m²K yaklaşık değerini almaktadır. Şekil 2. 30' da 1.44 mm hidrolik çaplı minikanal ile Chang vd. tarafından 5 mm çaplı dairesel boruda benzer deneysel koşullarında elde edilen basınç düşüşü değerleri görülmektedir. İki kanalda da benzer bir eğilim görülmektedir. Verilen bir doyma sıcaklığı için kütleli akının yükselmesi basınç düşüşünü artırmaktadır. Doyma sıcaklığı düştükçe viskozite ve yoğunluk oranlarının değişmesiyle basınç düşüşü artmaktadır. Beklendiği üzere minikanaldaki basınç düşüşü her durumda konvansiyonel kanaldan daha büyüktür. Sayısal değer olarak 0.5 kuruluk derecesinde 200 kg/m²s kütleli akıda ve 5 °C doyma sıcaklığında konvansiyonel kanalda basınç gradyanı 2 kPa/m iken minikanalda 20 kPa/m değerindedir.



Şekil 2. 30: Deney koşullarının iki fazlı basınç düşüşüne etkisi

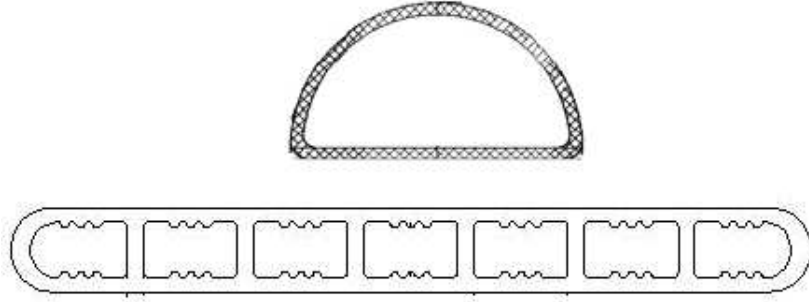
Yukarıda dar kesitli kanallar ağırlık olmak üzere kanallarda akış kaynaması ile ilgili olarak literatür çalışmalarına yer verilmiştir. Bu çalışmalar göstermektedir ki, dar kesitli kanallarda akış kaynaması konvansiyonel kanallara göre farklılık göstermektedir. Dar kesitli kanallarda akış kaynamasında ısı taşınım katsayısı konvansiyonel kanallara göre daha yüksek olmakla birlikte iki fazlı basınç düşüşü de konvansiyonel kanallara göre daha yüksektir. Bu durumların temel nedenleri yukarıdaki literatür araştırmasında verilmeye çalışılmıştır. Tez çalışmasının bundan sonraki aşamasında deney düzeneğinin kurulum aşaması, ölçüm sistemi, deneylerin gerçekleştirilmesi ve deneysel sonuçları irdelenmesi bilgilerine yer verilmiştir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Aşağıda detaylı şekilde açıklanmış olan deney düzeneğinde yukarıda da belirtildiği üzere biri konvansiyonel diğeri minikanal sınıfına dahil olan iki kanal kullanılarak hazırlanan iki farklı buharlaştırıcının ısı performansları ve akış kaynamasında iki fazlı basınç düşüşü karakteristikleri deneysel olarak incelenmiş, elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

3.1 Deneysel Çalışmada Kullanılan Kanal Geometrileri

Tez çalışması kapsamında kullanılan kanal geometrileri Şekil 3. 1’ de görülmektedir. Buharlaştırıcıların hazırlanması aşamasında kanallar alüminyum levhaya sarıldığından seçilen konvansiyonel kanalın bir yüzeyi düzleştirilerek kanal D şeklini almakta, bu şekilde levhayla olan temas alanı artmaktadır. Minikanal ise düz yüzeylere sahip olduğundan levhayla olan teması istenilen düzeydedir.



Şekil 3. 1 Kullanılan kanal geometrilerin şematik gösterimi

Çizelge 3. 1’ de kanal geometrik boyutları verilmiştir. Görüldüğü üzere minikanalda soğutucu akışkanın geçtiği akım kesit alanı konvansiyonel kanala kıyasla daha küçük, ıslak çevresi ise daha büyüktür. Kanalların hidrolik çap değerleri :

$$D_h = 4 \times \frac{A}{P} \quad (3.1)$$

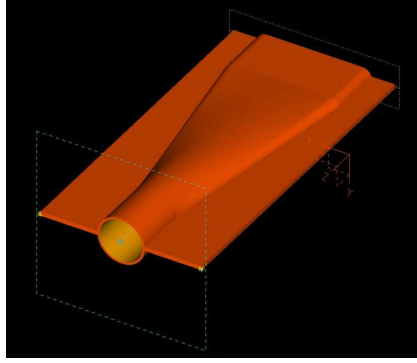
şeklinde formülize edilmektedir. Burada A; akım kesit alanı, P; ıslak çevredir.

Çizelge 3. 1: Kanalların geometrik boyut oranları

Kanal Tipi	Kesit Alan Oranı	Islak Çevre Oranı	Hidrolik Çap Oranı
Minikanal/Konvansiyonel	0,70	2,26	0,28

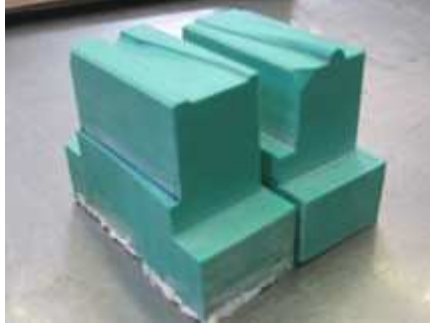
3.2 Deneysel Çalışmada Kullanılan Buharlaştırıcıların Hazırlanması

Minikanal bir ısı değiştiricinin, dahil edildiği bir soğutma sisteminde sistemin diğer elemanları ile bağlantısının sağlanabilmesi için geometrik yapısı itibariyle giriş ve çıkış kısımlarına manifold veya benzeri bir yapıya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle tez çalışması kapsamında deney sistemine minikanal buharlaştırıcının entegre edilebilmesi için bir ara parça tasarımı öncelikli olarak gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda I-deas programında ara parçanın cad modeli Şekil 3. 2' de görüldüğü üzere çizilmiştir.



Şekil 3. 2: Ara parçanın I-deas programında çizilmiş cad modeli

Ara parçanın bir ucu minikanala, diğer ucu ise dairesel boruya uygun şekilde alt ve st olmak üzere iki parçalı olarak tasarlanmıştır. Ara parçanın boyutlarına uygun olarak Şekil 3. 3' de verildiği üzere yine iki parçalı plastik malzemeden kalıp imal edilmiştir.



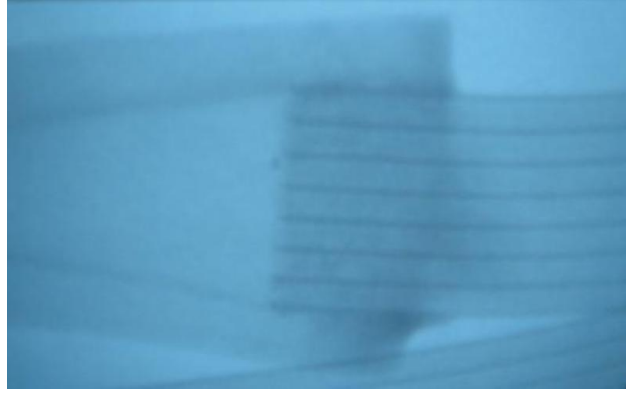
Şekil 3. 3: Ara parçanın iki parçalı olarak imal edilmiş kalıbı

st üste yerleştirilen kalıpların arasına yerleştirilen ince sac, preste basma uygulaması ile istenen boyutlarda şekillendirilmektedir. Bundan sonraki aşama, ara parçanın minikanal ve dairesel boruya birleştirilme aşamasıdır. Öncelikli olarak ara parçanın st ve alt kısımları st üste yerleştirilerek sert lehimleme işlemi ile birleştirilmektedir. Ardından dairesel boru ve minikanal ara parçaya geçirilerek yine sert lehimleme işlemi gerçekleştirilerek Şekil 3. 4' de verildiği üzere minikanalın soğutma sistemine entegrasi sağlanmaktadır.



Şekil 3. 4: Sert lehimleme işlemi ile birleştirme işlemi

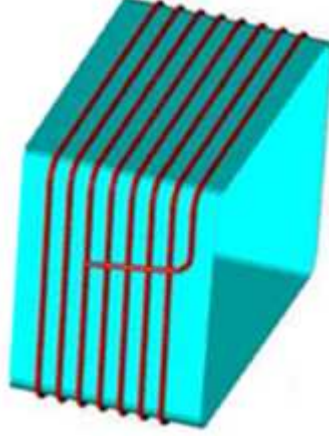
Sert lehimleme işleminde lehimin akarak minikanal portlarını tıkanması ihtimali göz önünde bulundurulması gereken bir durumdur. Bu nedenle lehimleme işleminden sonra birleştirilmiş bölge X-ray ışınları yardımıyla görüntülenmiştir. Şekil 3. 5' de görüldüğü üzere minikanal portlarında herhangi bir tıkanıklık olmamıştır. Tıkanıklık istenmeyen bir durumdur. Şöyle ki minikanalın herhangi bir portunun tıkanması, porta giden soğutkan akışını engelleyeceğinden kullanılan geometrinin ıslak çevre, akım kesit alanı vb. geometrik özelliklerin tamamı değişecek, buharlaştırıcı ısıl performansı beklenenin altında olacaktır.



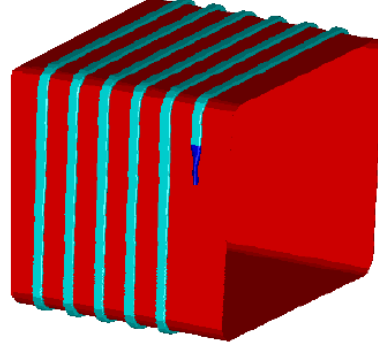
Şekil 3. 5: X-ray ışınları yardımıyla birleşme noktalarının görüntülenmesi

Minikanal giriş ve çıkışlarının lehimleme işlemiyle dairesel boruya dönüştürülmesinin ardından buharlaştırıcılar hazırlanmıştır. Minikanal ve konvansiyonel kanalın sarılacağı alüminyum levhalar dikdörtgen şekline getirilerek ahşap malzemeden hazırlanmış olan maçaya geçirilir. Bu maça yardımıyla alüminyum levhanın iç kısmı doldurularak levhanın dışına minikanal veya konvansiyonel kanalın istenen ölçülere uygun olarak daha kolay sarılması sağlanmaktadır. Maçaya geçirilen alüminyum levhaya D şekline getirilmiş olan dairesel boru sarılmak suretiyle buharlaştırıcılardan biri hazırlanmış olur. Şekil 3. 6' da daire borulu buharlaştırıcının I-deas programında çizilmiş cad modeli görülmektedir. Daire borulu buharlaştırıcıya benzer şekilde maçaya geçirilen diğer alüminyum levhaya ise minikanal sarılarak diğer buharlaştırıcı da hazırlanmıştır. Kanalların levhaya sarılmalarının ardından yüzey temasının geliştirilebilmesi için kanalların levhaya temas etmeyen yüzeylerine elastik bant sarılmıştır. Bant uygulamasının, yüzey temasını iyileştirmesinin haricinde ısı transferine

olumlu veya olumsuz bir etkisi yoktur. Minikanallı buharlaştırıcının cad modeli Şekil 3. 7' de verilmiştir.



Şekil 3. 6: Daire borulu buharlaştırıcının cad modeli



Şekil 3. 7: Minikanallı buharlaştırıcının cad modeli

Çizelge 3. 2' de buharlaştırıcıda kullanılan konvansiyonel ve minikanalın boyutsal oranları verilmiştir. Görüldüğü üzere minikanalın boyu, konvansiyonel kanala göre daha az iken alüminyum levhayla olan teması daha fazladır. Minikanal akım kesit alanı ve boyunun daha az olması soğutkan akış hacminin konvansiyonel kanala göre yarıya düşmesine neden olmuştur. Bu durum literatür araştırmasında da belirtildiği üzere sistemde kullanılacak soğutkan şarj miktarının azalmasını sağlayacaktır.

Çizelge 3. 2: Buharlaştırıcı kanal boyutlarının karşılaştırılması

Kanal Tipi	Kanal Boy Oranı	İç Hacim Oranı	Temas Alanı Oranı	Ağırlık Oranı
Minikanal/Konvansiyonel	0,70	0,49	1,71	0,88

3.3 Deneysel Çalışma

3.3.1 İsobütan Soğutucu akışkanın Özellikleri

R600a diğer adıyla anılan “2-methylpropane” kimyasal yapısı C_4H_{10} olan bir hidrokarbondur. Alternatif soğutucu arayışlarında en önemli parametre olarak kabul edilen ozon etkisi (ODP) ve sera etkisi (GWP) gibi özellikler R600a için sıfırdır. İsobütan renksiz ve kokusuz bir gaz olmasına rağmen yanıcı bir gazdır. R600a, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarına ait bazı özellikler Çizelge 3. 3’de verilmiştir. Görüldüğü üzere R600a soğutucu akışkanının atmosferdeki ömrü, ozon tabakasına etkisi ve sera etkisi değerleri gibi özellikleri diğer akışkanlara göre çok düşük değerlerde ve hatta sıfıra yakın değerlerdedir.

Çizelge 3. 3: Soğutucu Akışkanların Özellikleri

Soğutucu Akışkan	R12	R22	R134a	R600a
Molekül Formülü	CCL_2F_2	CHF_2Cl	$C_2H_2F_4$	$CH(CH_3)_3$
Atmosferdeki Ömrü	130	15	16	<1
Ozon Tabakasına Etkisi	1	0,07	0	0
Sera Etkisi	7300	1500	1200	8
Kritik Basınç (bar)	41,1	49,9	40,7	36,5
Kritik Sıcaklık ($^{\circ}C$)	112,0	96,145	101,2	135

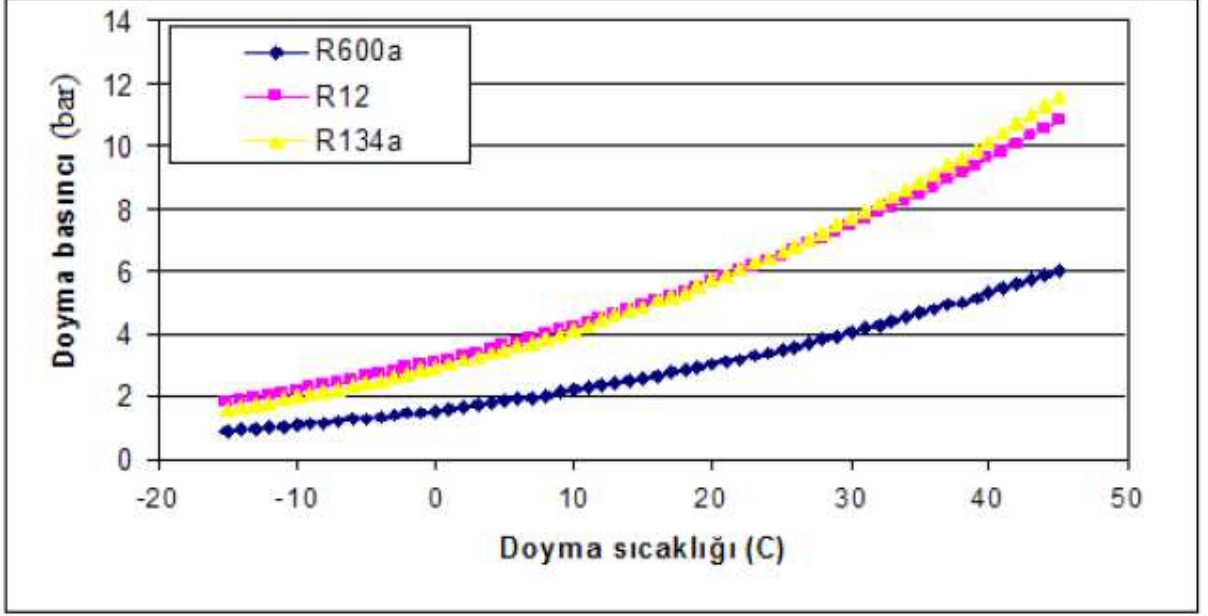
Kritik basınç ve kritik sıcaklık değerleri, soğutucu akışkana ait kritik noktayı belirlemektedir. Soğutma sisteminde, kritik nokta üzerindeki sıcaklıklarda çalışılmaz. Bu nokta üzerinde iki fazlı bölge yoktur ve dolayısı ile yoğunlaşma ve buharlaşma gerçekleşmez. Çizelge 3. 3’de özellikleri belirtilen diğer soğutucu akışkanlara göre R600a’nın kritik noktası; daha düşük basınçta daha yüksek sıcaklıkta bulunmaktadır. Çizelge 3. 4’de ise yukarıda bazı özellikleri verilen akışkanların termodinamik özelliklerinin üç farklı sıcaklıktaki değerleri Refprop 7.0 programından alınarak gösterilmiştir.

Çizelge 3. 4: Soğutucu akışkanların fiziksel ve termodinamik özellikleri

	T ($^{\circ}C$)	P (bar)	ρ_s (kg/m^3)	ρ_b (kg/m^3)	h_{sb} (kJ/kg)	$k_{sıvı}$ (W/mK)	$\mu_s * 10^{-6}$ (Pa.s)	$\mu_b * 10^{-6}$ (Pa.s)	$Pr_{sıvı}$	σ (N/m)
R600a	-25	0,581	608,62	1,685	377,68	0,109	269,23	6,26	5,36	0,0160
	-30	0,463	614,02	1,365	381,9	0,111	287,41	6,14	5,55	0,0166
	-35	0,365	619,36	1,095	386,05	0,113	307,33	6,01	5,76	0,0172
R134a	-25	1,064	1373,40	5,51	216,26	0,103	372,92	9,82	4,62	0,0152
	-30	0,843	1388,40	4,42	219,53	0,105	400,95	9,63	4,82	0,0160
	-35	0,661	1403,10	3,52	222,73	0,108	432,13	9,45	5,04	0,0168

Termodinamik bir özellik olan doyma basıncı, sistemde belirli sıcaklıkta oluşacak basıncı göstermektedir. Şekil 3. 8’de R12, R134a, R600a soğutucu akışkanlarına ait çeşitli

sıcaklıklardaki doyma basıncı değişimleri verilmektedir. Görüleceği üzere R600a, en düşük sistem basınçlarına sahiptir. Bu da İsobütan'ın diğer akışkanlara göre daha düşük kompresör gücü ihtiyacı ve dolayısı ile daha yüksek COP değerine sahip olduğunu göstermektedir (O.Ağra, 2008).



Şekil 3. 8: Doyma basıncının doyma sıcaklığına göre değişimi

Diğer bir fiziksel özellik olan buhar yoğunluğu açısından çizelgeyi incelersek buhar yoğunluğu düşük olan soğutucu akışkanların buhar hızı diğerlerine göre daha büyük olacağından yoğuşma esnasında sıvı filmini inceltici etki gösterir ve taşınım katsayısı değerini artırıcı yönde etki eder. Çizelge 3. 7'den de görüleceği üzere R600a soğutucu akışkanının buhar yoğunluğu diğerlerine göre düşük olduğundan taşınım katsayısı açısından olumlu özellik gösterirken sürtünmeden dolayı meydana gelen basınç düşümü değeri diğerlerine göre daha fazla olacaktır. Buharlaşma gizli ısı, söz konusu basınçtaki doymuş buhar ile doymuş sıvı entalpileri arasındaki farktır. Bu değer, belirli bir basınç ve sıcaklıktaki birim kütle soğutucu akışkan başına düşen maksimum yoğuşma ve buharlaşma ısını belirlemektedir. R600a'nın buharlaşma ısı R12'nin buharlaşma ısısından yaklaşık olarak iki kat daha fazladır. Soğutma kapasitesi, buharlaşma gizli ısı ve kütleli debi ile doğru orantılıdır. Bu durumda aynı soğutma kapasitesi için, soğutma sisteminde, R600a için R12'nin yaklaşık olarak yarısı kadar soğutucu akışkan debisi yeterli olacaktır. Bir başka şekilde, soğutma sistemindeki soğutkan şarj miktarı, aynı buharlaşma sıcaklığında aynı buharlaştırıcı hacmini dolduracak soğutkan miktarı şeklinde tanımlanır. Buna göre buharlaştırıcı hacmi aşağıdaki gibi ifade edilirse;

$$V_{evap} = \frac{m_r}{\rho} = \frac{m_{R600a}}{\rho_{R600a}} = \frac{m_{R134a}}{\rho_{R134a}} = \frac{m_{R12}}{\rho_{R12}} \quad (3.1)$$

$$m_{R600a} \rho_{R12} = m_{R12} \rho_{R600a} = m_{R134a} \rho_{R600a} \quad (3.2)$$

$$m_{R600a} = m_{R12} \frac{\rho_{R600a}}{\rho_{R12}} = m_{R134a} \frac{\rho_{R600a}}{\rho_{R134a}} \text{ yazılabilir.} \quad (3.3)$$

Bu durum bir örnekle açıklanacak olursa ; -10 °C buharlaştırıcı sıcaklığında sıvı R600a özgül kütlesi 606,77 kg/m³ iken aynı sıcaklıkta R12 soğutucu akışkanının özgül kütlesi 1427,6 kg/m³ ve R134a soğutucu akışkanının özgül kütlesi ise 1327,1 kg/m³ dir. Bu değerlerde Eşitlik 3.3

$$m_{R600a} = 0,425 \times m_{R12} = 0,457 \times m_{R134a} \quad (3.4)$$

şeklini alır. Bu da bize soğutma çevriminde isobütan kullandığımızda R134a ve R22 soğutucu akışkanlarının yaklaşık yarısı kadar R600a kütlesinin yeterli olacağını göstermektedir. Taşınım katsayısına etkileyen parametrelerden birisi de ısı geçişindeki aktarma özelliğini gösteren ısı iletim katsayısıdır ve bunun yüksek olması istenir. Çizelge 3. 4’de diğer soğutucu akışkanlara göre R600a’nın ısı iletim katsayısının daha yüksek olduğu görülüyor. İsobütan çevre ile dost, enerji verimliliğinde de avantajlı ve R12 ve R134a gibi soğutucu akışkanlardan daha ucuz olmasına rağmen yanıcılık gibi olumsuz bir özelliğe sahiptir. Dolayısı ile bu soğutucu akışkanın kullanıldığı uygulamalarda potansiyel yangın, patlama tehlikelerini en az seviyeye indirmek ve kullanıcıları bilinçlendirmek gerekmektedir.

Çizelge 3. 5: İsobütanın patlama limitleri

Alt patlama sınırı (LEL)	1,50%	Yaklaşık 38 gr/m ³
Üst patlama sınırı (UEL)	8,50%	Yaklaşık 203 gr/m ³
En düşük yanma sıcaklığı	460 °C	

Çizelge 3. 5’den de anlaşılacağı üzere isobütanın hava içersinde hacimsel oranı % 1,5 – 8,5 aralığına ulaştığı zaman patlama riski ortaya çıkmaktadır. Dolayısı ile alınacak emniyet tedbirlerinin önemi büyüktür. Soğutucu akışkanın kullanılacağı ekipmanın mümkün olduğu kadar havadar bir yerde olması gerekmektedir. Herhangi bir kaçak durumunda gazın belli yerlerde birikip patlama riski yaratacak bir ortam oluşturmasına engel olmak gerekir. Çevresel özelliklerinin yanı sıra R600a kullanan soğutma cihazlarındaki elektrik tüketimi diğer soğutucu akışkanlara göre daha azdır. R600a’nın kullanıldığı buzdolaplarında harcanan elektrik enerjisi. R134a ve R12’nin kullanıldığı buzdolaplarının enerji tüketimlerinden yaklaşık olarak %20 daha azdır. Günümüzdeki enerji darboğazı düşünülürse bu değer

azımsanmayacak kadar önemlidir. Çizelge 3. 6'da değişik soğutucu akışkanlarla çalışan buzdolaplarının ISO 7371'e (iç sıcaklık 5°C ve çevre sıcaklığı 25 °C) göre enerji tüketim miktarı ölçümleri gösterilmiştir.

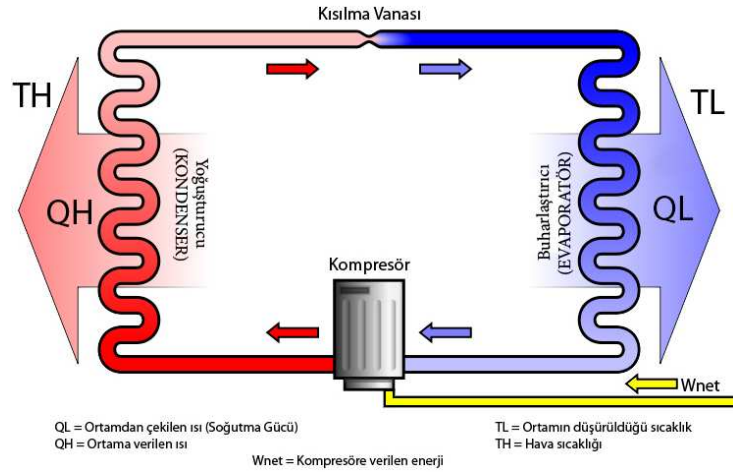
Çizelge 3. 6: Eysel soğutucuların enerji tüketim değerleri (Leonardi, 1997)

Marka	Model	Soğutucu akışkan	Kapasite (litre)	Enerji Tüketimi (kwh/gün)
UK	A	R12	129	0,75
UK	B	R12	160	0,71
Liebherr	KT1580	R600a	155	0,38
Siemens	KT15RSO	R600a	144	0,52

Sonuç olarak, hidrokarbonlar, her ne kadar yanıcı olmaları sebebi ile şüphe ile karşılanıyorsa da CFC-12 soğutucu akışkanına nazaran çevreyle daha dost alternatif soğutucu akışkanlar arasında en kuvvetli aday olarak gözükmektedirler. Bugüne kadar yapılan kısıtlı sayıda ki çalışmalar neticesinde de. isobütan. propan ve propan/isobütan karışımlarının düşük kapasiteli soğutma sistemleri için uygun hidrokarbon türü soğutkanlar olduğu görülmüş olup kullanımları gittikçe artmaktadır.

3.3.2 Deney Düzeneği Soğutma Sistem Elemanları

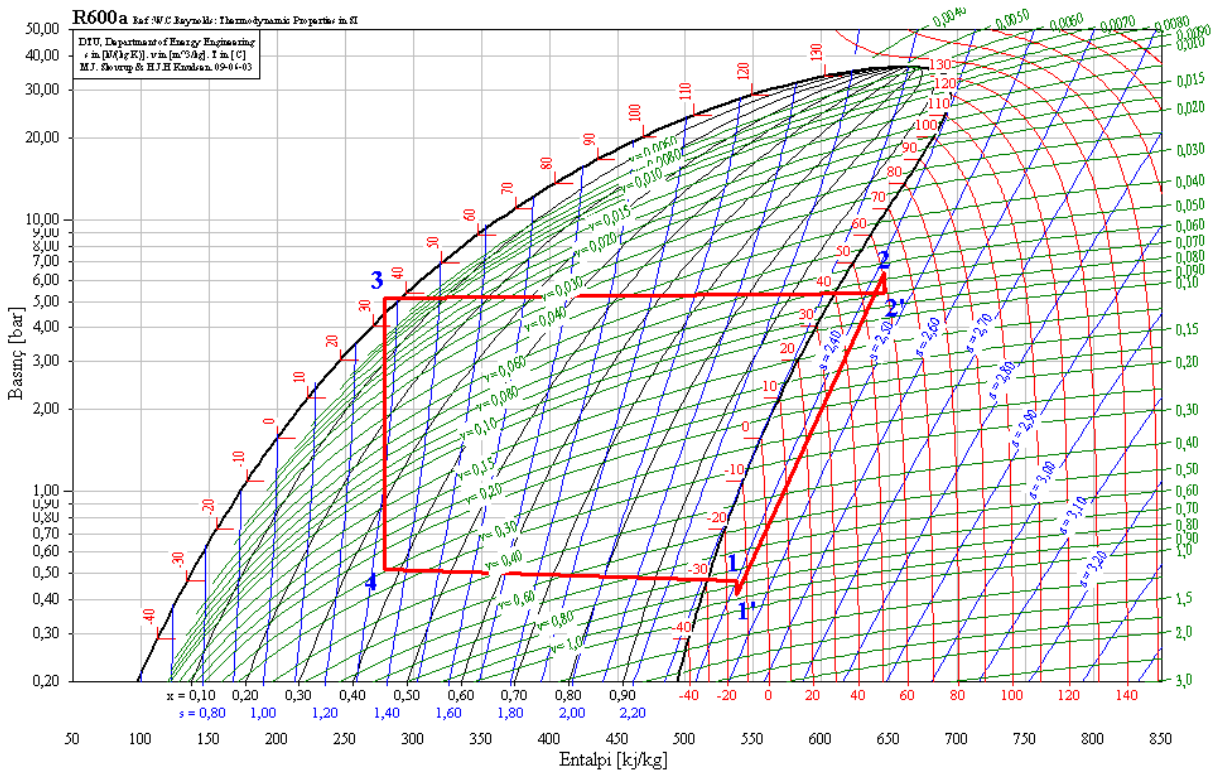
Tez çalışması kapsamında hazırlanan deney tesisatı Şekil 3. 9' da görülmekte olan klasik soğutma sistemi temeline dayanmaktadır. En genel tanımı ile soğutma, soğutulacak maddenin kendisinden daha düşük sıcaklıktaki bir madde ile ısı temas halinde bulunması durumunda gerçekleşir. Buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinde, soğutma etkisi buharlaştırıcıda sıvı soğutucu akışkanın kabin içerisinden ısı çekerek buharlaştırması ile gerçekleşir. Soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığını belirleyen parametre ise basınçtır.



Şekil 3. 9: Klasik soğutma sistemi

İdeal gaz kanunu gereği, sabit bir hacimde bulunan gazın basıncının artması ile sıcaklığında artış görülür. Bu noktadan hareket ile, soğutma sistemi içerisinde basınçları kontrol ederek sistemin istenen şartlarda çalışması sağlanabilir. Söz konusu kontrol işlemi, buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde kompresör yardımı ile gerçekleştirilmektedir. Dolayısıyla, kompresörün kapasitesinin artışı ile birlikte, buharlaştırıcı basıncı (ve buharlaştırıcı sıcaklığı) daha fazla azalacak bunun sonucunda da ortamdaki çekilen ısı miktarında artış meydana gelecektir. Bu proses, kompresöre giden akışkanın buharlaşma ısısının ortamdaki çekilen ısıya eşitlenmesi ile son bulmaktadır. Bu noktada, buharlaştırıcının sıvı soğutkanla (kuruluk derecesi düşük) sürekli olarak dolduruluyor olması soğutma sisteminin devamlılığı için büyük önem taşımaktadır.

Standart bir buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde, kompresör buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkanın buharlaşma basıncını vakum yaparak istenilen seviyede tutmaktadır. Kompresörden çıkan soğutkan yoğuşturucuya girmekte, burada sıvı faza geçerek kılcal boru üzerinden tekrar buharlaştırıcıya girmektedir. Şekil 3. 10' da R600a (izobütan) soğutucu akışkanını için Coolpack programında çizilmiş olan gerçeğe yakın bir lnP-h diyagramı görülmektedir.



Şekil 3. 10: R600a soğutucu akışkanına ait lnP-h diyagramı

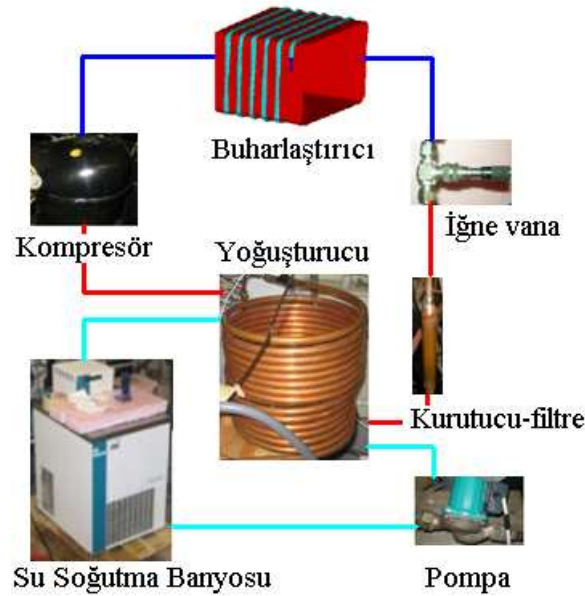
Kompresörden 2' noktasında aşırı kızmış ve yüksek basınçta çıkan soğutkan buharı yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucuda gizli ısısını atan soğutkan tamamen sıvı faza geçer ve

aşırı soğuyarak 3 noktasında kılcal boruya ulaşır. Kılcal boruda (veya iğne vana) kısılıp basıncı düşen soğutkan, iki fazlı olarak 4 noktasında buharlaştırıcıya girerek ısı çeker ve kaynar. Bundan sonra aşırı kızmış halde kompresöre girerek çevrim tamamlanmış olur.

Kompresörün durmasından sonra, yoğuşturucuda bulunan sıvı soğutkan basınçların dengeye oturacak olmasından dolayı kılcal boru üzerinden buharlaştırıcıya ilerlemekte ve yoğuşturucuda sadece aşırı kızmış soğutkan buharı bulunmaktadır. Durma periyodunun devamı ile, yoğuşturucu yaklaşık ortam sıcaklığına gelmekte ve bütün komponentler, komponentlerdeki basınç değeri eşitlenmesi ile buharlaştırıcının doyma basıncına karşılık gelen sıcaklığa gelmektedir. Durma periyodunda soğutucu akışkanın büyük bir bölümü buharlaştırıcıda ve yağ içinde çözülmüş bir şekilde kompresörde bulunmaktadır.

Çalışma periyodunun başlamasından sonra geçen ilk süre geçiş periyodu olarak adlandırılmaktadır. Kompresörün çok hızlı bir şekilde çalışmaya başlaması ile kompresörden en çok etkilenen komponent yoğuşturucu olmaktadır. Kompresörden çıkan yüksek debiye sahip soğutkan, yoğuşturucu basıncını, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncından, yoğuşturucu boru iç sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncına çok hızlı bir şekilde çıkartmaktadır. Normal olarak, bu durum kompresör kapasitesine ve yoğuşturucu hacmine bağlı olarak değişiklik gösterir. Bu noktada yoğuşma başlamakta ve basınç artışı çok daha yavaş gerçekleşmektedir. İlk etapta, kompresörden yoğuşturucuya doğru olan soğutucu akışkanın debisi çok yüksektir. Bunun sonucunda basıncın artışı ile beraber, yoğuşturucudan, kılcal boru üzerinden, buharlaştırıcıya akış başlar, fakat başlangıçta kompresörden yoğuşturucuya gelen soğutkan miktarı, kılcal boru ile yoğuşturucudan çıkan soğutkandan çok daha fazla olmaktadır. Bunun sonucunda, yoğuşturucuda bulunan soğutkan miktarı, yoğuşturucudan çıkan soğutkan debisinin kompresörden çıkan soğutkan debisine eşit veya daha fazla olması durumuna kadar artmaya devam etmektedir. Sıvı oluşumundan dolayı aşırı soğuma (sub-cool) miktarı, artan basınç ile birlikte artmakta ve bunun sonucunda kılcal borudan geçen soğutkan debisinde artış meydana gelmektedir. Aynı zamanda, kompresör emme basıncının düşmesinin ve kompresöre giren aşırı kızmış soğutkan buharının artışı ile birlikte artan yoğuşma basıncının sonucunda kompresörden çıkan soğutkan miktarı azalmaktadır. Bir süre sonra, kılcal borudan geçen soğutkan miktarı ile kompresörden çıkan soğutkan miktarı yaklaşık olarak eşitlenmekte ve bunun sonucunda komponentlerde bulunan soğutkan miktarında çalışma periyodu boyunca büyük değişiklikler gözlenmemektedir (Ö.Balioğlu, 2007)

Deney düzeneğine ait soğutma sistemi termostat kontrollü olmayıp tüm buharlaştırıcı paslarının belli bir sıcaklık değerine inip bu sıcaklıklarda kararlı hale geldiği durum incelenmektedir. Bu yönüyle sistem bir iklimlendirme veya buzdolabı soğutma sisteminden ayrılmaktadır. Deneysel çalışmada kritik olan iki husus vardır. Bunlar yoğuşturucu çıkışında soğutucu akışkanın aşırı soğutulmuş, buharlaştırıcı çıkışında ise aşırı kızdırılmış olması gerekmektedir. Soğutkan yoğuşturucudan iki fazlı halde çıkarsa kılcal boruya InP-h diyagramında hangi noktada giriş yaptığı; buharlaştırıcıdan iki fazlı çıkarsa buharlaştırıcıdan hangi noktada çıktığı bilinmeyecektir. Bu durum gerçekleştirilen deneylerin analizini mümkün kılmayacaktır. Hazırlanan buharlaştırıcıların ısıl performans ve basınç düşüşü karakteristiklerinin araştırıldığı klasik bir soğutma sistemini ihtiva eden deney düzeneğinin soğutma sistemine ait elemanlar Şekil 3. 11’ de görülmektedir. Genel olarak deney düzeneği; buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kompresör, kılcal boru, iğne vana, soğutma banyosu, veri toplama sistemi ve bir bilgisayardan oluşmaktadır. Düzenekteki elemanlar aşağıda daha detaylı bir şekilde açıklanmışlardır.



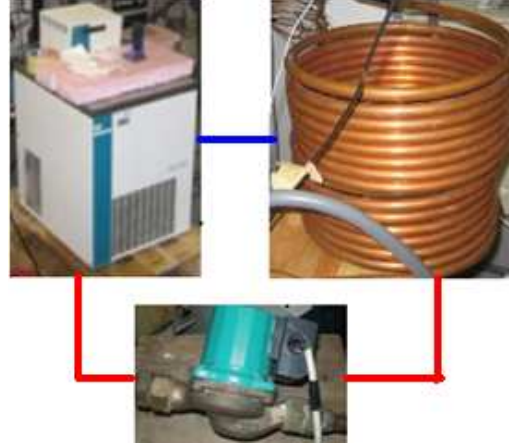
Şekil 3. 11: Deney düzeneğinde bulunan soğutma sisteminin elemanları

3.3.2.1 Değişken Devirli Kompresör

Deney düzeneğinde Embraco firmasına ait VEMZ9C model R600a değişken devirli kompresör kullanılmıştır. Kompresör 1600-4500 d/d aralığında çalışmaktadır. Deneysel çalışmalarda soğutkan olarak R600a (izobütan) kullanıldığından söz konusu kompresör bu soğutucu akışkanına uyumludur. Gerçekleştirilen tüm deneyler 3000 d/d devir sayısında gerçekleştirilmiştir.

3.3.2.2 Yoğuşturucu ve Soğutma Banyosu

Su soğutmalı yoğuşturucu sistemlerinde yoğuşma sıcaklığının kontrolü hava soğutmalı yoğuşturuculara göre daha kolaydır. Bu nedenle deneyler sırasında yoğuşma sıcaklığını bir değişken olarak kullanabilmek amacıyla düzenekte su soğutmalı iç içe borulu, sarmal ısı değiştirici kullanılmıştır. İç içe geçmiş bakır borulardan her birinin uzunluğu 16 m dir. Suyun belirlenen sıcaklık değerinde ısı değiştiricisine gönderilmesi için NESLAB marka RTE300 model su soğutma banyosu ve Danfoss marka bir sirkülasyon pompası kullanılmaktadır. Şekil 3. 12' de yoğuşturucu, banyo ve pompa üçlüsü görülmektedir.



Şekil 3. 12: Su soğutmalı yoğuşturma sistemi

Sistemde %100 oranında su kullanılması banyodan buharlaşma ile olan sıvı kaybını artıracığından %100 yerine %50 su- %50 antifriz karışımı kullanılmıştır. İç içe geçmiş borulardan içteki borudan R600a soğutucu akışkanı, dıştaki borudan ise antifriz-su karışımı akmaktadır. Antifriz-su karışımının sirkülasyonu, soğutkan akışının tersine gerçekleştirildiğinden karşıt akışlı bir durum elde edilmektedir. Soğutma sistemi üzerinde ayrıca yoğuşturucu çıkışında kurutucu-filtre ikilisi bulunmaktadır

3.3.2.3 Kapileri – İğne Vana İkili

Düzenekte yoğuşturucu çıkışında kısılma işleminin gerçekleşmesi amacıyla 120 cm uzunluğunda kılcal boruya ek olarak bir adet Hoke marka iğne vana yerleştirilmiştir. İğne vananın yerleştirilmesinin amacı kısılma oranının değiştirilerek buharlaşma sıcaklığının farklı değerler almasını sağlamaktır.

3.3.2.4 Buharlaştırıcı

Soğutma sisteminin diğer önemli elemanı sarma buharlaştırıcılardır. Yukarıdaki bölümlerde belirtildiği üzere deney düzeneginde performans ölçümleri gerçekleştirilen

buharlaştırıcılardan biri minikanal sarma buharlaştırıcı olup diğeri ise karşılaştırma yapılacak olan borulu sarma buharlaştırıcıdır.

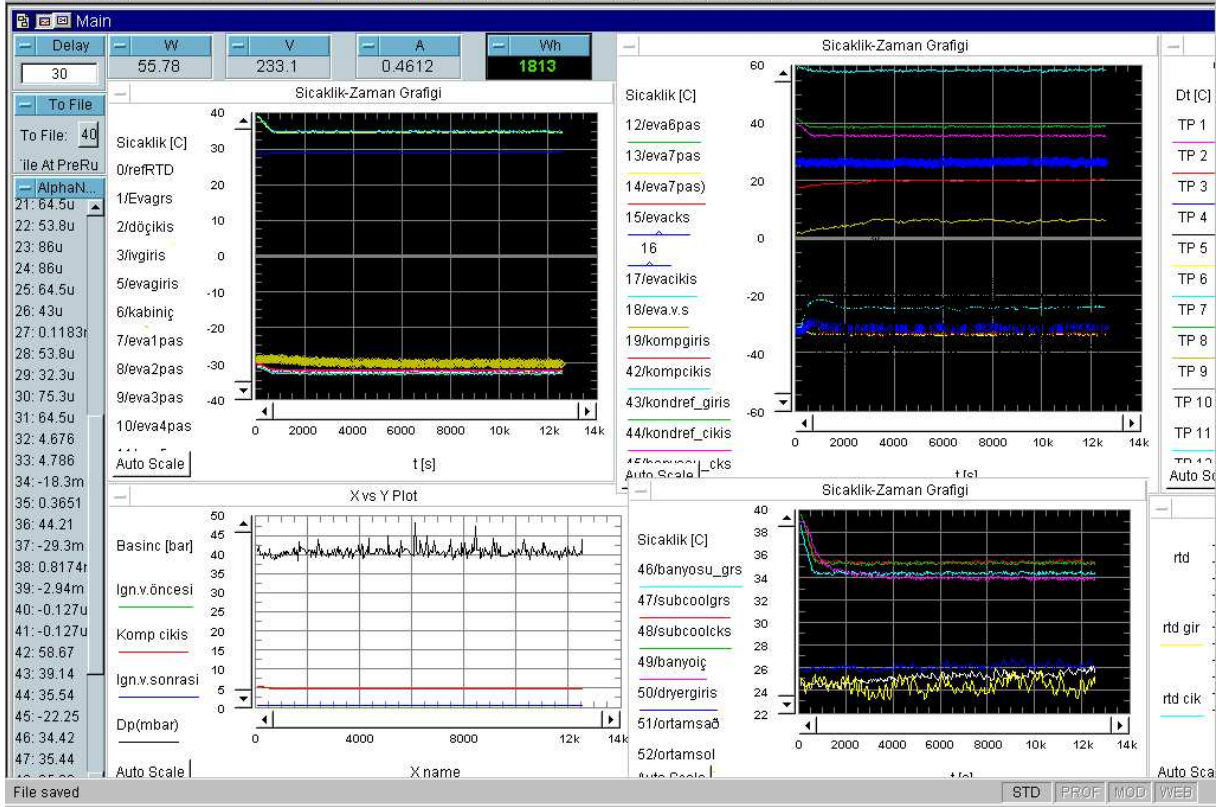
3.3.3 Ölçüm Sistemi Elemanları

Deney tesisatında ölçülen sıcaklık, basınç vb. büyüklüklerin değişimlerinin anlık olarak görülebilmesi, sistemin rejim haline ulaşp ulaşmadığının grafiksel olarak görsel hale getirilmesi ve elde edilen deneysel verilerin bilgisayar ortamına aktarılarak analiz edilmesi için veri toplama ünitesi kurulmuştur. Kurulan veri toplama ünitesinde basınç algılayıcılarının beslenmesi için bir adet DC güç kaynağı, kompresörün akım-güç-enerji değerlerini bilgisayara aktarmak için kullanılan Integra marka enerji analizörü, fark basınç algılayıcısına ait indikatör (gösterge), bir adet Agilent marka veri toplama cihazı ile bir adet PC bulunmaktadır. Ayrıca ünite dahilinde termo elemanların kolayca takılıp çıkarılmasını sağlayan prizler yer almaktadır. Şekil 3. 13' de ölçüm sisteminde bulunan elemanlar görülmektedir.



Şekil 3. 13: Ölçüm sisteminde yer alan elemanlar

Ölçüm elemanlarından gelen sinyaller Agilent marka veri toplama cihazı ile değerlendirilmekte ve bilgisayara aktarılmakta, bilgisayara aktarılan veriler ise HP VEE ile hazırlanan veri analiz programı yardımıyla takip ve analiz edilebilmektedir. HP VEE programının ara yüz ekranı Şekil 3. 14' de verilmiştir. Görüldüğü üzere ara yüz ekranında anlık değerler hem liste halinde, hem de grafiksel olarak gözlemlenebilmektedir. Bu şekilde soğutma sisteminin nasıl davranış gösterdiği, rejim halinin bulunup bulunmadığı hakkında karar verilebilmektedir.



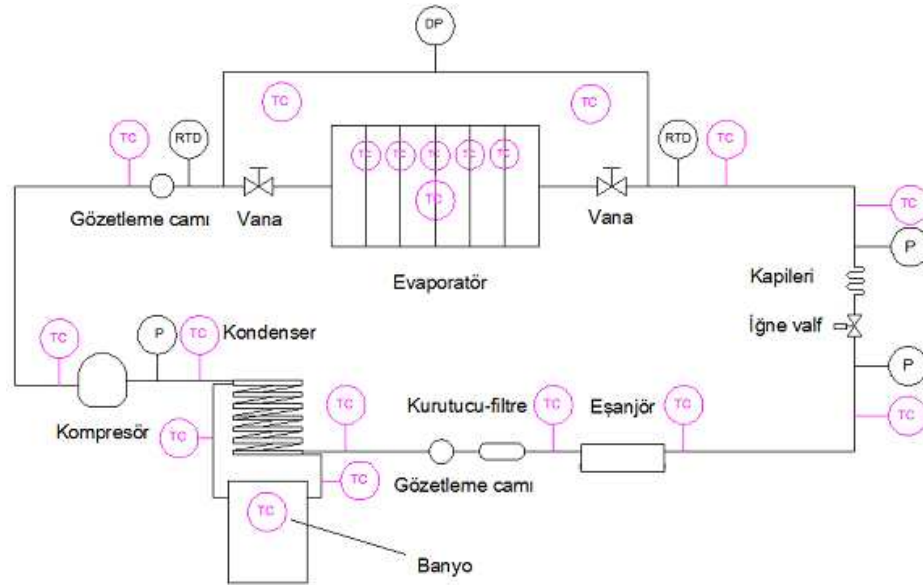
Şekil 3. 14: HP VEE programının arayüz ekranı

3.3.3.1 Sıcaklık Ölçümü

Deney tesisatında soğutma sistemi üzerinde sıcaklık ölçümleri RTD ve termo elemanlar kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte deney düzeneğinde 28 farklı noktaya termo eleman yerleştirilmiştir. Termo elemanlar T tipi bakır ve konstantan ısı çiftinden oluşmakta olup 0.2°C ölçüm belirsizliğine sahiptirler. Çizelge 3. 7' de düzeneğin üzerinde termo elemanlarla sıcaklık ölçümünün gerçekleştirildiği noktalar görülmektedir. Termo elemanlar, boru dış yüzeylerine lehimlenmiş ve yalıtılmıştır. Bilindiği üzere boru dış yüzeylerinden termo eleman ile sıcaklık ölçümü yapılması, boru malzemesinin ısı direnci ve çevre etkileri nedeniyle hassas bir şekilde yapılamamaktadır. Bu nedenle kritik iki nokta olan buharlaştırıcı giriş ve çıkışında sıcaklık ölçümü termo elemanların yanı sıra iki adet RTD ile gerçekleştirilmiştir. Bilindiği üzere RTD, soğutkan ile direkt temas halinde bulunduğundan soğutkan sıcaklığını daha doğru olarak verecektir. RTD'lerin tam ölçekteki belirsizliği ise 0.15°C olarak üretici firma tarafından deklare edilmiştir. Şekil 3. 15' de şematik çizilmiş deney düzeneği üzerinde termo eleman, RTD'ler, fark basınç ve basınç transduserlerinin konumları verilmiştir.

Çizelge 3. 7: Sıcaklık ölçüm noktaları

TC No	Ölçüm Alınan Nokta	TC No	Ölçüm Alınan Nokta
1	İğnevana sonrası	15	Buh Çıkış
2	Buh.giriş	16	Kompresör Giriş
3	Buh.giriş	17	Kompresör Çıkış
4	Kabin İç	18	Yoğuşturucu Giriş
5	Buh.giriş	19	Yoğuşturucu Çıkış
6	Buh Pas	20	Antifriz Giriş
7	Buh Pas	21	Antifriz Çıkış
8	Buh Pas	22	Kurutucu Giriş
9	Buh Pas	23	Subcool Giriş
10	Buh Pas	24	Subcool Çıkış
11	Buh Pas	25	Banyo İç
12	Buh Pas	26	İğnevana Öncesi
13	Buh Çıkış	27	Ortam Sol
14	Buh Çıkış	28	Ortam Sağ



Şekil 3. 15: Sıcaklık ve basınç ölçüm noktalarının şematik deney düzeneğinde gösterimi

Buharlaştırıcı paslarından sıcaklık ölçümlerinin gerçekleştirilmesi amacıyla tüm pasların üst kısımlarının tam orta noktalarına termoelemanlar Şekil 3. 16' da gösterildiği üzere yerleştirilmiştir.



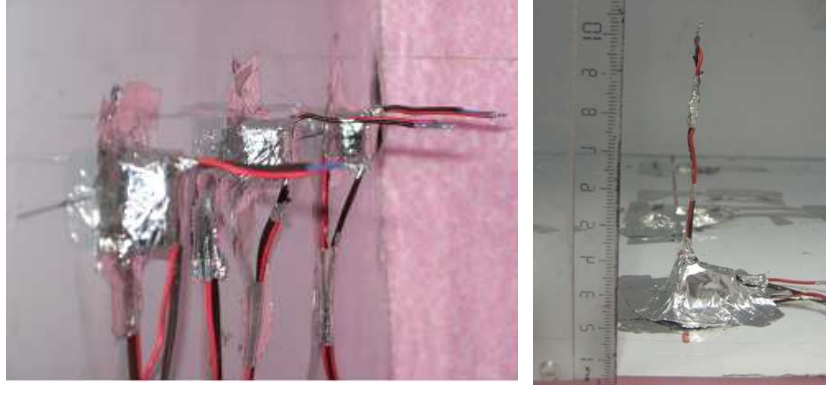
Şekil 3. 16: Minikanallı buharlaştırıcı paslarına termokupl bağlanması

Yukarıda verildiği gibi önceden paslarına termoeleman yerleştirilen buharlaştırıcının çevresi 60 mm kalınlığına sahip taşıyıcı ısı yalıtım malzemesiyle yalıtılmış, daha sonra Şekil 3. 17’ de görüldüğü üzere buharlaştırıcı için ayrılmış, etrafı yalıtımlı ahşap bölmeye yerleştirilmiş ve sisteme dahil edilmiştir.



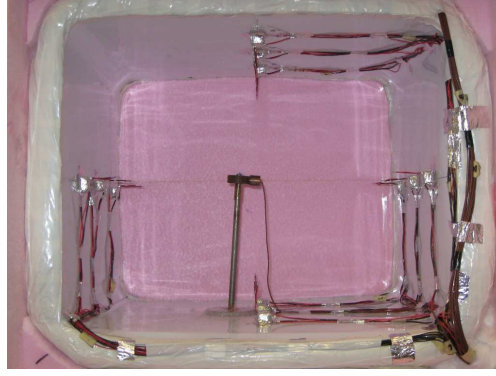
Şekil 3. 17: Buharlaştırıcının bölmeye yerleştirilmesi

Şekil 3. 18’ de verildiği üzere kabin yüzey sıcaklığı ile soğutkan sıcaklık farkını direk olarak veri toplama ünitesinde gösterecek şekilde hazırlanan 12 adet termoeleman kabin içerisine yerleştirilmiştir. Bu termoelemanlar T tipi termoelemanların değiştirilmesiyle elde edilmişlerdir. Şöyle ki iki T tipi termoelemanın konstantan uçları ayrılır, bu konstantanlardan birinin bir ucu termoelemanların birinin bakır ucuna, diğer ucu da diğerinin bakır ucuna lehimlenmek suretiyle elde edilirler. Bakır uçlardan biri soğuk olan buharlaştırıcı yüzeyine, yerleştirilerek yalıtılmış, diğeri ise yüzeydekiyle arasında 100 mm mesafe olacak şekilde daha sıcak olan kabin içerisine sabitlenmiştir. Bu şekilde soğuk ve sıcak yüzeyler arasındaki sıcaklık farkı voltaj cinsinden elde edilmektedir.



Şekil 3. 18: Buharlaştırıcı kabini içerisine termoelemanların bağlanması

Termoelemanların bağlanmasının ardından kabinin tam ortasından sıcaklık değeri alacak şekilde bir adet pirinç blok yerleştirilmiştir. Şekil 3. 19’ da kabin içinin deneylere hazır hale getirilmiş son hali görülmektedir.



Şekil 3. 19: Sıcaklık ölçüm elemanlarının kabin içerisine yerleştirilmesi

Kabin içerisine ölçüm elemanlarının yerleştirilmesinin ardından kabinin dışarıdan ısı yalıtımını sağlayan taşıyıcı ile extrude polistren (XPS) malzeme arasındaki hava boşluğunun camyünü ısı yalıtım malzemesiyle doldurulmasının ardından kabinin ön tarafına Şekil 3. 20’ deki gibi XPS levhası yerleştirilerek kabin dış ortama kapatılmıştır.



Şekil 3. 20: Kabinin yalıtımlı son hali

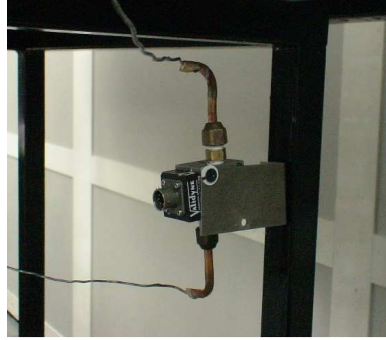
3.3.3.2 Basınç Ölçümü

Sistem üzerinden basınç değerleri Kulite marka basınç transduserleri ile üç noktadan yapılmaktadır (Şekil 3. 21). Basınç ölçülen noktalar; kompresör çıkışı, iğne vana girişi ve iğne vana çıkışıdır. Bilindiği üzere kompresör çıkışındaki basınç yoğuşma basıncı, iğne vana çıkışındaki basınç buharlaştırıcı giriş basıncıdır.



Şekil 3. 21: Kulite marka basınç transduseri

Bununla birlikte sistem üzerinde buharlaştırıcı giriş ve çıkışına Şekil 3. 22' de görülen Validyne marka DP 15 model bir fark basınç transduseri bağlanmıştır. Bu sensör 0.55-22000 kpa aralığındaki basınç farklarını ölçebilecek kapasitededir. Ayrıca bu sensör, Validyne marka CD23 model gösterge ile eş zamanlı çalışmaktadır.



Şekil 3. 22: Fark basınç transduseri

Fark basınç transduserinin kullanılması ile farklı tipte buharlaştırıcılardaki iki fazlı basınç düşüşü değerleri tespit edilerek birbirleriyle karşılaştırma olanağı sağlanmaktadır. Ayrıca buharlaştırıcı giriş basıncı ve buharlaştırıcıdaki basınç düşüşü bilindiğinden buharlaştırıcı çıkışındaki basınçta bilinmektedir. Bu bilgi, aşağıda açıklanacağı üzere soğutkan debisinin belirlenmesi için gereklidir.

3.3.3.3 Debi Ölçümü

Soğutma sistemi içerisinde gerekli hesaplamaların yapılması adına, sistemde dolaşan debinin tespit edilmesi büyük önem taşımaktadır. Sistemin belirli çalışma şartları için soğutkan debisini belirlemek amacıyla kompresör kalorimetresinde, düzenekte kullanılan kompresörün deneysel soğutma sistemi çalışma şartlarında 9 nokta performans deneyi gerçekleştirilmiştir.

Deneiler sırasında termodinamiksel açıdan kararlı hal durumu inceleniyor olduğundan sistemin debisi değişmemektedir. Bu performans deneyi sonucunda elde edilen non-lineer eşitlik yardımıyla belirli yoğuma ve buharlaşma sıcaklıkları için kompresörün sisteme gönderdiği debi %3 belirsizlik ile hesaplanabilmektedir. Soğutkan debisinin belirlenmesi aşamasında, önceden belirlenen 3 farklı buharlaşma ve 3 farklı yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak elde edilen kalorimetre ölçüm verileri yardımıyla aşağıda verilen non-lineer eşitliğin katsayıları elde edilmektedir.

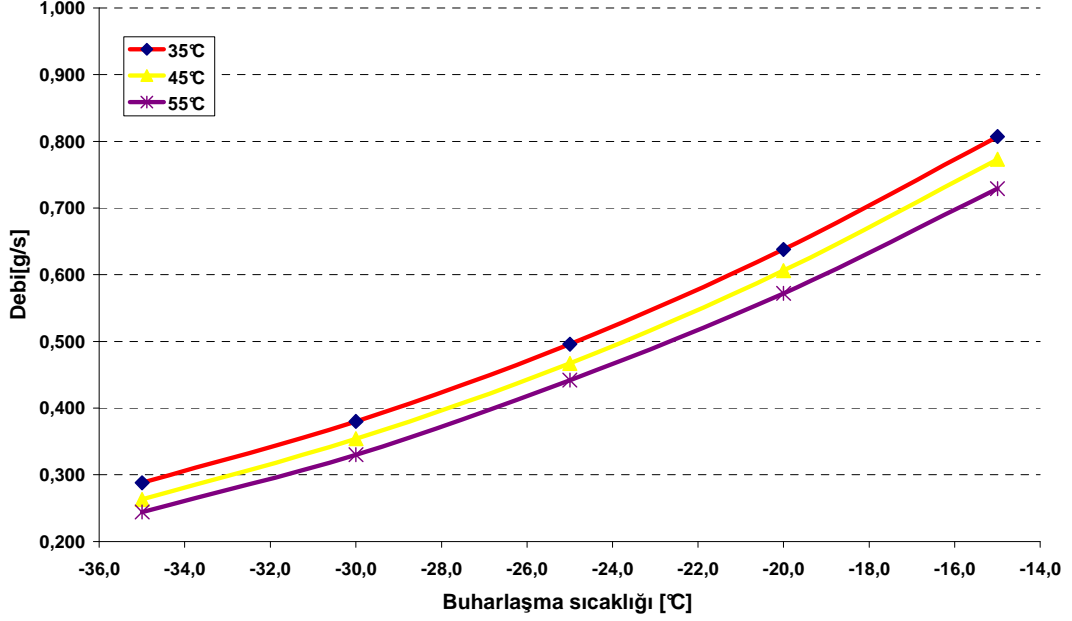
$$m = a_1 + a_2.T_{buh} + a_3.T_{buh}^2 + (a_4 + a_5.T_{buh} + a_6.T_{buh}^2)T_{yoğ} + (a_7 + a_8.T_{buh} + a_9.T_{buh}^2)T_{kond}^2 \quad (3.5)$$

Eşitlik (3.5)' e ait a_n katsayılarının belirlenmesinde 'REFSİM Analiz Programı' kullanılmıştır. Çizelge 3. 8' daki katsayılar yardımıyla istenen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının belirlenmesinde Excel programından faydalanılmıştır.

Çizelge 3. 8: Debi hesabına kullanılacak katsayılar

a_n	katsayı
a_1	4,58E+00
a_2	1,10E-01
a_3	6,27E-04
a_4	4,78E-02
a_5	4,05E-03
a_6	6,38E-05
a_7	-7,97E-04
a_8	-5,41E-05
a_9	-8,23E-07

Şekil 3. 23' de kompresöre ait 9 nokta performans deneylerinin sonuçları grafiksel olarak görülmektedir. Debinin belirlenmesinde bilinmesi gereken yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları, kompresöre en yakın konumlar olan yoğuşturucu giriş basıncı ve buharlaştırıcı çıkış basıncına karşılık gelen sıcaklıklar olmalıdır. Buharlaştırıcı giriş basıncı ve buharlaştırıcıdaki basınç düşüşü ölçülebildiğinden çıkış basıncı hesaplanabilmekte, basınca karşılık gelen iki fazlı soğutkan sıcaklığı Refprop programından alınabilmektedir.



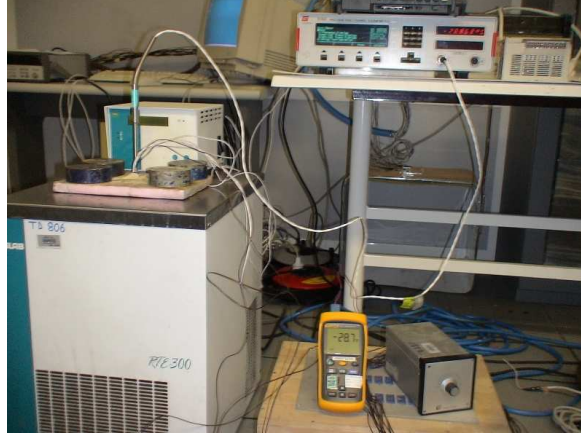
Şekil 3. 23: Kompresörün yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına göre debi değerleri

3.3.3.4 Güç Ölçümü

Deneyler sırasında kompresörün yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına göre değişen güç değerlerinin belirlenmesi amacıyla deney düzeneğinde bir adet Integra marka enerji analizörü yer almaktadır. Enerji analizörünün kalibrasyonu FLUKE 5500 kalibratör ile gerçekleştirilmiştir. Sistemin çalışma şartları göz önüne alınarak oluşturulan kalibrasyon ölçeği içerisinde uygun aralıklarla cihaza gönderilen güç ve enerji değerlerinin referanstan olan sapması belirlenerek kalibrasyon eğrisi oluşturulmuştur.

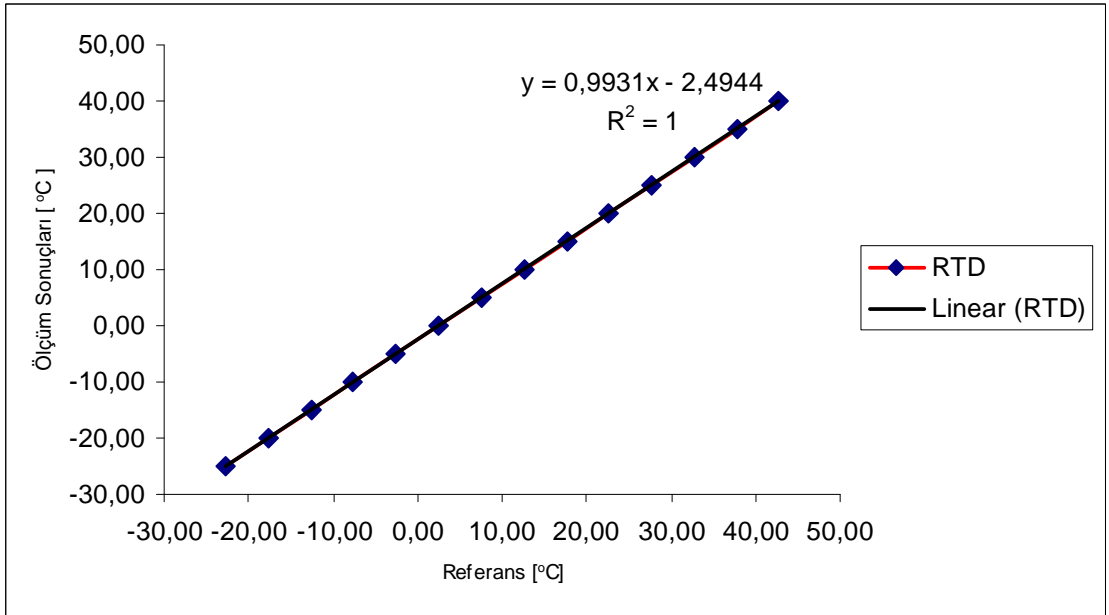
3.3.4 Ölçüm Sistemi Elemanlarının Kalibrasyonu

Deney düzeneği revizyon çalışmaları kapsamında deneylerde kullanılacak olan termoeleman, RTD, basınç transduseri, fark basınç transduseri ve enerji analizörünün kalibrasyonu gerçekleştirilmiştir. Termoelemanların kalibrasyonu bilindiği üzere bir banyonun içerisine termoelemanlarla birlikte önceden kalibre edilmiş referans termometrenin de yerleştirilmesi ile gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kullanılan iki adet RTD' nin kalibrasyonu için önceden kalibre edilmiş referans RTD kullanılmıştır. Banyo içerisine yerleştirilen pirinç blok içerisindeki boşluklara yerleştirilmiştir. Şekil 3. 24' de kalibrasyon işleminin genel görünümüne yer verilmiştir.



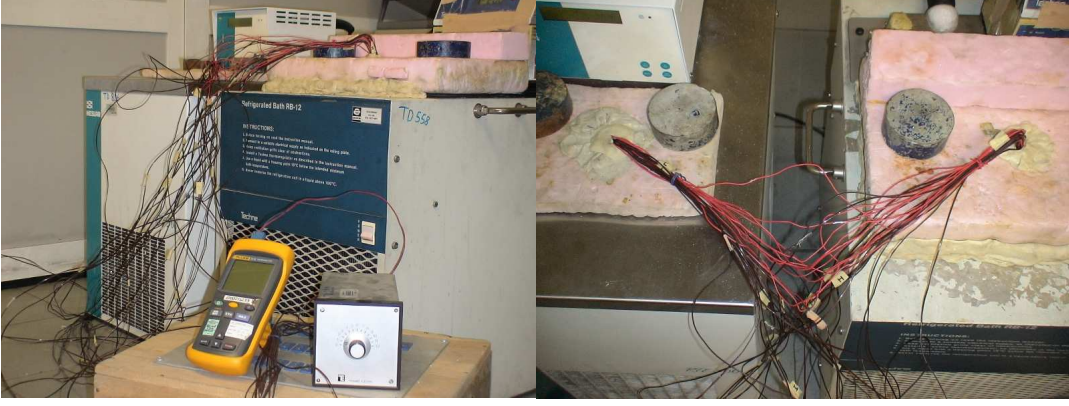
Şekil 3. 24: RTD kalibrasyonu

Kalibrasyon için iki adet RTD ve referans RTD' den farklı banyo sıcaklıklarında elde edilen sıcaklık verileri alınarak, referans RTD' nin banyo sıcaklığına karşılık gelen sıcaklık değerlerinin referans alınmasıyla diğer iki RTD için eğri uydurma metoduyla kalibrasyon katsayıları elde edilmiştir. Şekil 3. 25' de örnek bir kalibrasyon eğrisi görülmektedir.



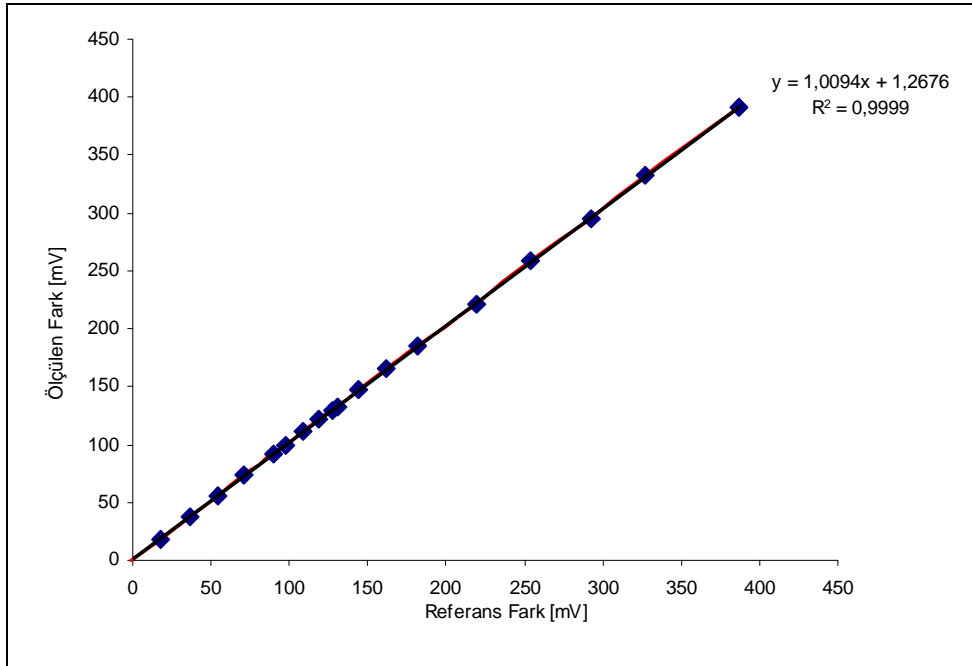
Şekil 3. 25: Kalibrasyonu gerçekleştirilen bir RTD için örnek kalibrasyon eğrisi

Buharlaştırıcı içerisine yerleştirilen ve buharlaştırıcı UA değerinin hesaplanması için gerekli olan sıcaklık farkını veren 12 adet termoelemanın kalibrasyonu işlemi için iki banyo ve iki banyonun sıcaklık değerlerini ölçecek olan iki referans sıcaklık ölçüm elemanı gerekmektedir. Şekil 3. 26' da bu termoelemanların kalibrasyonu görülmektedir.



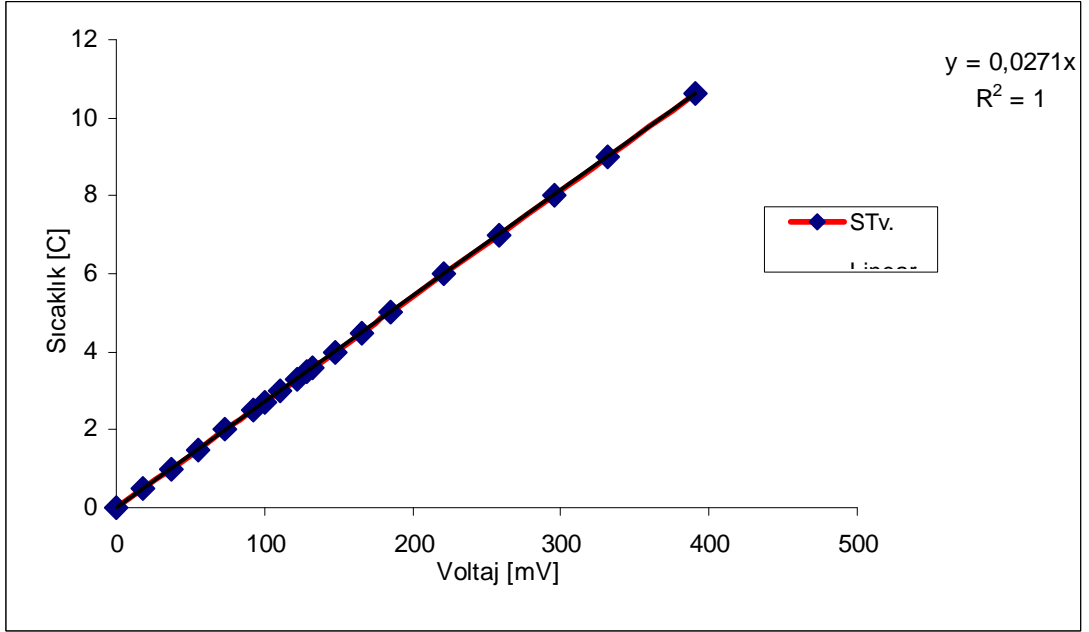
Şekil 3. 26: Thermopile kalibrasyonu

Termoelemanların kalibrasyonunda farklı sıcaklıklara set edilen banyolara termoelemanlar ve referans termometreye bağlı T tipi termoelemanlar yerleştirilir. Termoelemanların bakır uçlarından biri düşük sıcaklığa sahip banyoya, diğeri ise yüksek sıcaklığa sahip banyoya yerleştirildiğinden termoelemanların iki ucu arasındaki sıcaklık farkı nedeniyle diğ er uçta mV cinsinden gerilim oluşur. Bu gerilim, iki bakır uç arasındaki sıcaklık farkına karşılık gelen voltaj farkıdır. Bu voltaj değerleri veri toplama cihazından alınarak kalibrasyonun teorik aşamasına geçilmektedir. Şöyle ki elde edilen voltaj farkı verileri öncelikli olarak literatürdeki voltaj farkı değerleriyle karşılaştırılarak birincil katsayılar bulunmaktadır. Literatürden alınan bu voltaj değerleri, bir T tipi termoelemanın farklı sıcaklıklarda oluşturduğu voltaj değerlerinin farkları olmaktadır. Şekil 3. 27' de bir termoeleman için kalibrasyon eğrisi görülmektedir.



Şekil 3. 27: Bir thermopile için örnek mV-mV kalibrasyon eğrisi

Termoelemanların alınan voltaj değerleri ile literatürdeki referans değerlerin karşılaştırılarak katsayıların elde edilmesinin ardından farklı banyo sıcaklıkları için referans T tipi termoelemanlardan alınan sıcaklık değerleri birbirinden çıkarılarak sıcaklık farkları elde edilir. Bu sıcaklık farkları, termoelemanlarda aynı sıcaklık farklarına karşılık gelen voltaj değerlerini ifade etmektedir. Bu durumda ikinci kalibrasyon eğrisi referans termoelemanların sıcaklık farkına karşılık gelen voltaj farklarına göre çizilmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta ele alınacak voltaj değerlerinin birincil kalibrasyon eğrisinden elde edilecek değerler olmasıdır. Şekil 3. 28’ de ikinci kalibrasyon eğrisi görülmektedir. Bu eğriden elde edilecek katsayılar, thermopilelerle ölçülen sıcaklık farkının direk olarak sıcaklık cinsinden tespit edilmesini sağlayacaktır.



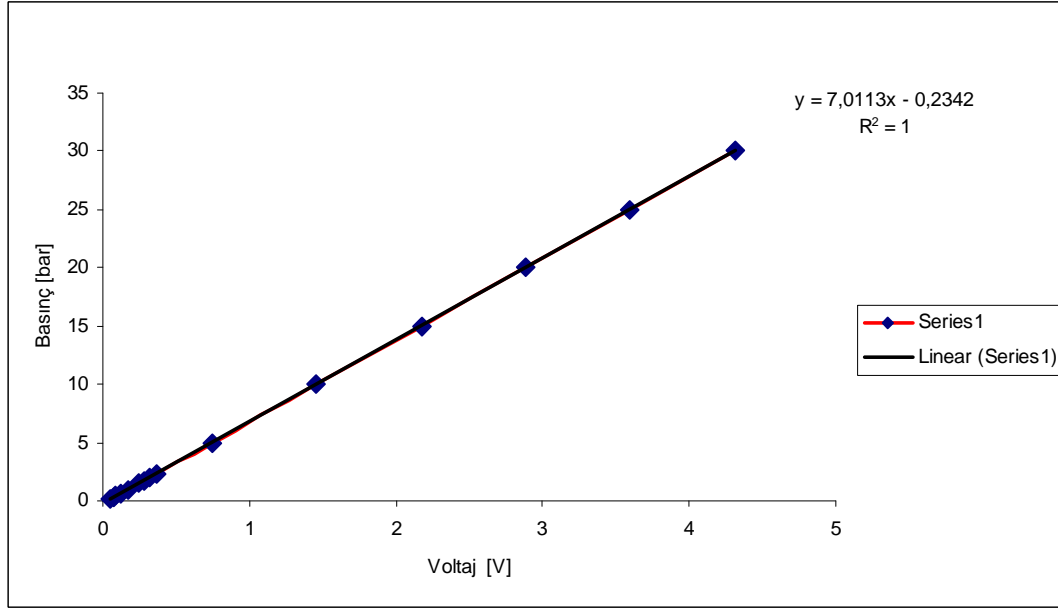
Şekil 3. 28: Bir thermopile için örnek °C-V kalibrasyon eğrisi

Soğutma sistemi üzerinde üç noktadan basınç değerlerinin alınması amacıyla kullanılan basınç transduserlerinin kalibrasyonu için Şekil 3. 29’ da görülen referans kalibratör cihazı kullanılmıştır.



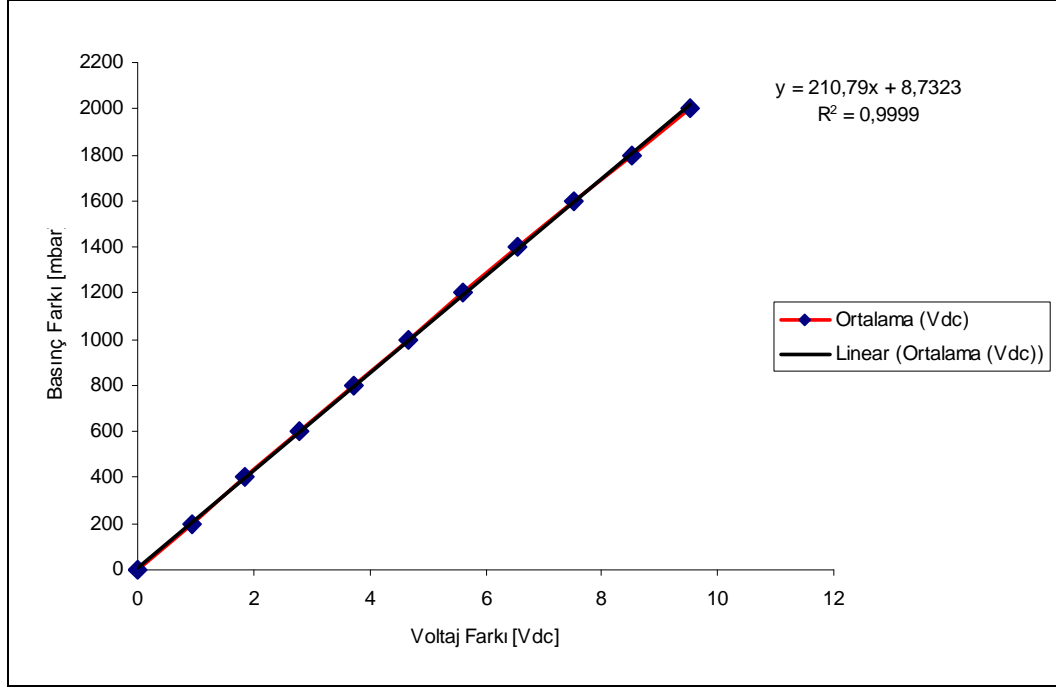
Şekil 3. 29: Transduserlerin kalibrasyonunda kullanılan kalibratör

Kalibratöre bağlanan transdusere 0-35 bar aralığında basınç uygulanır. Basınç transduserinin çalışacağı basınç aralıklarında (Yüksek basınç tarafında ise 5-10 bar, alçak basınç tarafında ise 0-1 bar) daha sık tarama yapılır. Öncelikli olarak 0 bardan 35 bara kadar çıkılır, sonra 35 bardan 0 bara inilir. Bu işlem üç kez tekrarlanır. Ortalama değerler alınır. Bu şekilde transdusere uygulanan basınca karşılık gelen voltaj 0-10 V arası voltaj değerleri belirlenerek Şekil 3. 30' da görülen kalibrasyon eğrisi çıkarılır. Bu eğriden elde edilen katsayılar yardımı ile transduserlerden basınç verileri veri toplama sisteminde bar cinsinden okunmaktadır.



Şekil 3. 30: Bir basınç transduseri için kalibrasyon eğrisi

Buharlaştırıcı giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkının ölçülmesi amacıyla kullanılan fark basınç transduserinin kalibrasyonu referans kalibratör cihazla yapılmıştır. Fark basınç transduserinin (+) ucu referans cihazın çıkışına bağlanırken (-) uç atmosfere açık bırakılır ve referans cihazın girişine bağlanan el pompasıyla basınç uygulanarak basınç transduserlerinin kalibrasyonunda gerçekleştirilen işlemler tekrarlanır. Şekil 3. 31' de fark basınç transduseri için kalibrasyon eğrisi görülmektedir.



Şekil 3. 31: Fark basınç transduseri kalibrasyon eğrisi

3.4 Ölçümler

Borulu ve minikanal buharlaştırıcılara ait toplam ısı geçiş performansı hesaplanırken 4 farklı ısı dirençten söz etmek mümkündür. Bunlar; iç taraf (soğutkanla kanal iç yüzeyi arasındaki) ısı taşınım direnci, kanal ve buharlaştırıcı levhası arasındaki temas direnci, kanal malzemesi ve buharlaştırıcı levhasındaki iletim direnci ile hava tarafı (buharlaştırıcı levhası ile kabin havası arasındaki) doğal taşınım direnci sayılabilir. Bu dirençlerden temas direnci çalışma kapsamına dahil edilmemiştir. Ayrıca hem kanal malzemeleri, hem de buharlaştırıcı levha malzemesi alüminyum olduğundan, malzemenin sahip olduğu yüksek ısı iletim kabiliyeti nedeniyle iletim dirençleri ihmal edilmiştir. Bununla birlikte doğal taşınımlı buharlaştırıcılarda hava tarafı ısı taşınım direncinin buharlaştırıcının ısı performansına etkisinin büyük olduğu bilinmektedir. Hava tarafı ısı transfer performansı, buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçişinin, kabin havası ve buharlaştırıcı yüzey sıcaklık farkına (hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkı) oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Bu nedenle, bu bölümde buharlaştırıcı ısı performansının belirlenmesi amacıyla, buharlaştırıcıya olan ısı geçişinin ve hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının birlikte irdelenmesi gerekmektedir.

Deney düzeneğinde, performans değerlerinin ölçüleceği buharlaştırıcıların bulunduğu yalıtımlı kabin kontrol hacmi olarak ele alındığında enerjinin korunumu ilkesi gereği kabinle dış ortam sıcaklık farkından dolayı kabine giren ısıyla kabin içinde herhangi bir nedenden üretilen ısı toplamının, buharlaştırıcı tarafından kabin havasından çekilen ısıyla kabin içinde depolanan ısının toplamına eşit olması gerekmektedir:

$$\text{Giren enerji} + \text{üretileen enerji} = \text{çıkan enerji} + \text{depolanan enerji} \quad (3.6)$$

Enerji korunum ilkesi sürekli rejim halinde uygulandığında kabin içindeki ortam havasının ve kabin malzeme sıcaklığının zamanla değişmeyeceği söylenebilir. Yapılan çalışma dahilinde buharlaştırıcıların sürekli rejim halindeki performans değerleri incelendiğinden enerjinin korunum ifadesinde depolanan enerji terimi geçerliliğini yitirir. Ayrıca kabin içinde ısı enerjisi üretebilecek herhangi bir cihaz veya ısıtıcı olmadığından üretilen enerji terimi de yukarıdaki genel ifadeden çıkarılarak aşağıdaki basitleştirilmiş ifade elde edilmektedir.

$$\text{Giren enerji} = \text{çıkan enerji} \quad (3.7)$$

Bununla birlikte ısı geçişinin termodinamiksel ve ısı transferi ifadeleri birbirine eşitlendiğinde buharlaştırıcı ısı performans değeri (UA) elde edilebilmektedir:

$$\dot{m}(h_{\text{çıkı}} - h_{\text{giriş}}) = (UA)_{\text{buh}} (T_{\text{kabin,ort}} - T_{\text{levha,ort}}) \Rightarrow (UA)_{\text{buh}} = \frac{\dot{m}(h_{\text{çıkı}} - h_{\text{giriş}})}{(T_{\text{kabin,ort}} - T_{\text{levha,ort}})} \quad (3.8)$$

Bu ifadede \dot{m} soğutkan kütleli debisini, $h_{\text{giriş}}$ ve $h_{\text{çıkı}}$ sırasıyla buharlaştırıcı giriş ve çıkışına ait soğutkan entalpi değerlerini, $(T_{\text{kabin,ort}} - T_{\text{levha,ort}})$ ise Şekil 3. 18' de görülmekte olan 12 adet termo elemandan okunan sıcaklık farkıdır.

Deneylerde farklı buharlaşma sıcaklıkları için UA değerleri ve buharlaştırıcılardaki iki fazlı basınç düşüşleri tespit edilmiştir. Su soğutmalı yoğuşturucuda, yoğuşma sıcaklığının değiştirilmesi ve buharlaştırıcı girişinde yer alan iğne vananın açıklık konumun değiştirilmesiyle farklı buharlaşma sıcaklıkları için deneyler gerçekleştirilmiştir. 5 farklı yoğuşma sıcaklığı ve 2 farklı iğne vana açıklığının kombinasyonu sonucu her bir buharlaştırıcı için 10 farklı deney koşulu oluşturulmuştur. Bununla birlikte kabin içerisine yerleştirilen ve bir varyak ile kontrol edilen 60 W'lık ısıtıcı sayesinde 3 farklı buharlaşma sıcaklığı elde edilmiş; bu sıcaklıklar için yalnızca basınç düşüşü verileri değerlendirilmiştir. Isıl performans değerlerinin belirlenmesinde ısıtıcının aktif olmadığı 10 deneyin verileri analiz edilmiştir. Deneyler iki tekrarlı olarak gerçekleştirilmiştir. Ayrıca deneyler ortalama 25 °C ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir.

Deneyler sırasında soğutkan şarj miktarının belirlenmesinde yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları etkindir. Şöyle ki, yoğuşma sıcaklığının değişmesi buharlaşma sıcaklığının değişmesine neden olmakta bu da buharlaştırıcıdaki sıvı soğutkan miktarının azalıp artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle sabit şarj miktarında deneyler gerçekleştirilmeyip yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığına göre sisteme şarj ilave edilmiş veya sistemden şarj alınmıştır.

3.4.1 Daire borulu buharlaştırıcıya deneyler

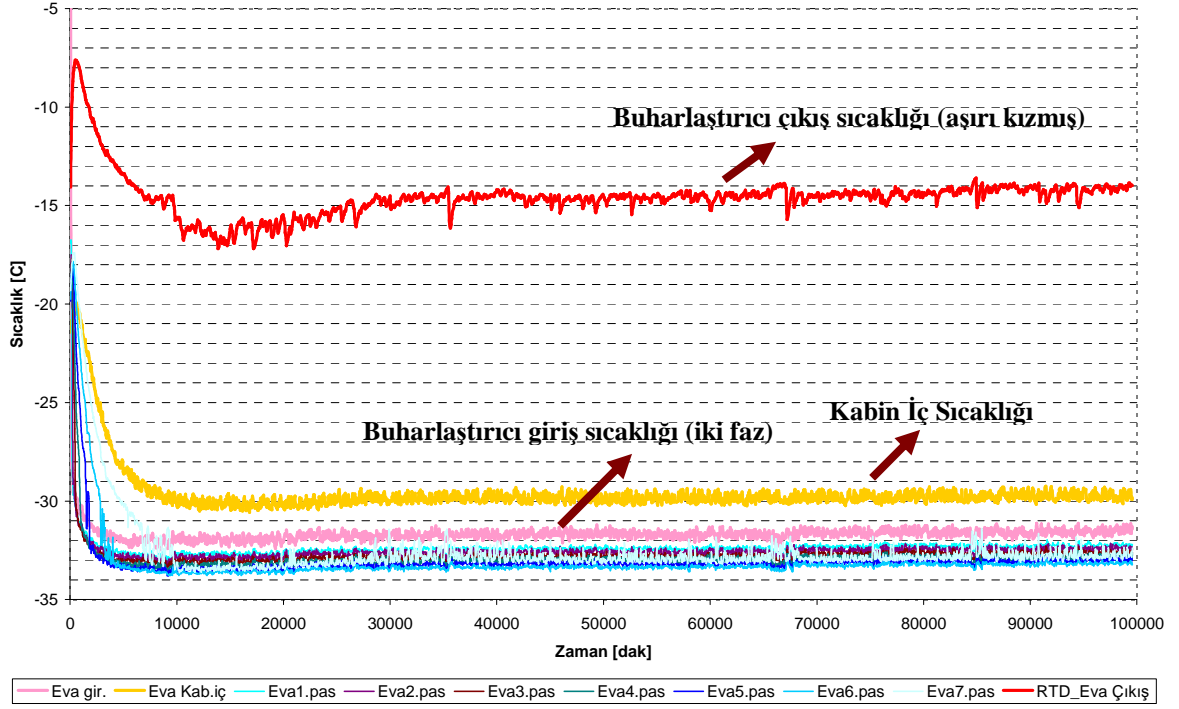
Çalışma kapsamında deneyleri gerçekleştirilen dairesel borulu ısı değiştirici Şekil 3. 32' de görülmektedir.



Şekil 3. 32: Dairesel borulu buharlaştırıcı

UA değerinin ve iki fazlı basınç düşüşünün belirlendiği deneylerin gerçekleştirilmesinde belli bir yol izlenmiştir. Öncelikli olarak yoğuşturucunun bağlı olduğu su banyosu istenen ayar sıcaklığına set edilerek belli bir süre sıcaklığın bu değerde dengeye gelmesi beklenmektedir. Yoğuşturucu tarafının dengeye gelmesinin ardından kompresör, bağlı olduğu kart yardımıyla istenen devir sayısına ayarlanarak sürülür. Kompresörün yani soğutma sisteminin çalışmasının ardından buharlaştırıcının dengeye gelerek kabini de belirli bir sıcaklıkta dengeye getirmesi beklenmektedir. Buharlaştırıcıdaki soğutkan hareketi veri toplama sisteminde gözlemlenmektedir. Şekil 3. 33' de dairesel borulu buharlaştırıcıya ait sıcaklık değerleri görülmektedir. Görüldüğü üzere soğutma sisteminin aktif olmasıyla birlikte soğutucu akışkan önce buharlaştırıcının giriş kısmını doldururken buharlaştırıcının pasları aşırı kızmış durumdadır. Çünkü henüz paslara sıvı soğutucu akışkan akışı yeterli değildir. Bir süre sonra iki fazlı soğutucu akışkan buharlaştırıcının birinci pasına ulaşır, ardından sırayla diğer paslara ulaşarak bu pasların da doyma sıcaklığına gelmesini sağlar. Paslara soğutucu akışkanın ulaşma hızı birbirinden farklıdır. Grafikte de görüldüğü üzere ikinci pasa iki fazlı soğutkan ilk pasa göre daha geç ulaşmaktadır. Benzer şekilde son pasa soğutkan deneysel koşullara göre 2-3 saatte ulaşmaktadır. Sıvı soğutucu akışkanın ulaştığı her pasın sıcaklığı bir önceki pastan daha düşük olmaktadır. Bunun nedeni basınç düşüşü nedeniyle doyma sıcaklığının düşmesidir. Grafikte görüldüğü üzere buharlaştırıcı çıkışında RTD ile ölçülen sıcaklık doyma sıcaklığının üzerinde olup soğutucu akışkan bu noktada aşırı kızmış vaziyettedir. Verilerin analiz edilmesi noktasında buharlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkanın aşırı kızmış olması gerekmektedir. Aksi durumda soğutucu akışkan iki fazlı olarak buharlaştırıcıyı terk ederse ln P-h diyagramından soğutucu akışkanın entalpi değeri tespit edilemeyeceğinden buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı ve buharlaştırıcının UA değeri belirlenemeyecektir. Aşırı kızgınlık değerinin az ya da çok olması önemli değildir. Soğutucu

akışkanın aşırı kızgınlık değerini sistemdeki şarj miktarı ile buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklığına bağlı debi miktarı belirlemektedir.



Şekil 3. 33: Buharlaştırıcıda denge durumunun oluşumu

Deneyin sonlandırılması için kabin sıcaklığının dengeye gelmesi beklenmektedir. Kabin sıcaklığı da buharlaştırıcı pasları gibi yavaşça düşerek pas sıcaklıklarının üzerinde bir sıcaklık değerinde sabit kalır. Bu noktadan sonra analizin yapılması için gerekli veri sayısı sağlanana kadar beklenmektedir. Bir deney yaklaşık olarak 4-5 saat sürmektedir.

Çizelge 3. 9' de dairesel borulu buharlaştırıcı ile gerçekleştirilen deneylerde buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki basınç ve sıcaklık değerleri ile buharlaştırıcıdaki basınç düşüşü değerleri görülmektedir. Deneyler, 1'den 10'a kadar numaralandırılmıştır. Buharlaştırıcı giriş basıncından, fark basınç transduseri yardımıyla ölçülen basınç düşüşü değeri çıkarılarak buharlaştırıcı çıkışındaki doyma basıncı hesaplanır, hesaplanan doyma basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı Refprop programı yardımıyla belirlenir, doyma sıcaklığı ile ölçülen buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı arasındaki fark aşırı kızgınlık değerini vermektedir. Sıcaklık değerlerinde virgülden sonra tek hane, basınç değerlerinde çift hanenin anlamlı rakamlar olarak verilmesi uygun görülmüştür.

Çizelge 3. 9: Buharlaştırıcı giriş ve çıkışında ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri

Deney No	$P_{\text{buhçıkış}}$ (bar)	$T_{\text{buhçıkış}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$\text{RTD}_{\text{buhçıkış}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$\Delta T_{\text{aşırıkızma}}$ ($^{\circ}\text{C}$)
1	0,467	-29,8	-15,4	14,4
2	0,441	-31,1	-16,1	15,0
3	0,409	-32,7	-13,4	19,3
4	0,379	-34,3	-14,5	19,8
5	0,346	-36,1	-14,1	22,0
6	0,338	-36,6	-16,9	19,7
7	0,346	-36,1	-14,6	21,5
8	0,373	-34,5	-13,6	20,9
9	0,418	-32,2	-14,8	17,4
10	0,432	-31,5	-17,0	14,5

Deneylerde buharlaşma sıcaklığını etkileyen temel parametreler yoğuşma sıcaklığı ve iğne vana konumlarıdır. Çizelge 3. 10' da yoğuşma sıcaklıkları ve iğne vana konumları ile bu parametrelere göre buharlaşma sıcaklıklarının değişimi verilmiştir. Bununla birlikte deneylerdeki şarj miktarları ve yoğuşturucudaki aşırı soğuma değerleri de görülmektedir.

Çizelge 3. 10: Yoğuşma sıcaklığı ve iğne vana konumları

Deney No	İğnevana	Şarj Miktarı (g)	$P_{\text{yoğ}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{\text{yoğ}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{\text{yoğçıkış}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$\Delta T_{\text{aşırısoğ}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	T_{buh} ($^{\circ}\text{C}$)
1	18. Konum	41,7	7,69	54,8	50,98	3,8	-29,8
2	18. Konum	45,1	6,94	50,5	45,93	4,6	-31,1
3	18. Konum	45,1	6,25	46,3	41,71	4,6	-32,7
4	18. Konum	49,3	5,44	41,0	37,21	3,8	-34,3
5	18. Konum	51,3	4,88	36,8	33,05	3,8	-36,1
6	1. Konum	52,9	4,71	35,6	34,39	1,2	-36,6
7	1. Konum	46,0	5,28	39,8	38,84	1,0	-36,1
8	1. Konum	44,1	5,94	44,3	43,52	0,8	-34,5
9	1. Konum	43,3	6,66	48,9	48,11	0,8	-32,2
10	1. Konum	42,0	7,44	53,4	52,68	0,7	-31,5

Çizelgeler incelendiğinde soğutma sisteminin davranışı üzerine yapılan yorumlar şu şekilde sıralanabilir:

- İğne vana açıklığı sabitken yoğuşma sıcaklığı düştükçe buharlaşma sıcaklığı da düşmektedir.
- Yoğuşma sıcaklığı sabitken iğne vana açıklığı azaldıkça (18' den 1 konumuna) beklendiği üzere buharlaşma sıcaklığı düşmektedir.
- Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığı düştükçe şarj miktarı artmaktadır.

Verilen şarj miktarı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığının belirlediği soğutucu akışkan debisi ile ilişkilidir. Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin belirlenmesi Bölüm 3.3.3.3' de ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Çizelge 3. 11' de yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına bağlı

soğutkan debileri (kütleli akı şeklinde) görülmektedir. Her iki çizelgede ilk beş deney sonucu incelendiğinde yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığı düştükçe soğutucu akışkan debisinin azaldığı, buna karşın şarj miktarının arttığı görülmektedir. Bu iki durum arasında sebep-sonuç ilişkisi vardır. Şöyle ki buharlaşma sıcaklığının düşmesiyle soğutkan debisinin azalması, buharlaştırıcı içerisinde daha az sıvı soğutkan hareketinin olması anlamına gelmektedir. Sıvı soğutkan miktarı az ise buharlaştırıcıdan olan ısı transferiyle soğutucu akışkanın buhar fazına geçme süresi kısaldığından özellikle buharlaştırıcının son paslarında soğutkan aşırı kızgın duruma geçmektedir. Bunlarla birlikte şarj miktarının artırılmasının buharlaşma sıcaklığının yükselmesine neden olduğu bilinmelidir. Özetlemek gerekirse, yoğuşma sıcaklığının düşmesi buharlaşma sıcaklığını düşürmekte ve şarj miktarı yetersiz kalmakta, bunun sonucu olarak şarj miktarı artırıldığında buharlaşma sıcaklığı tekrar yükselmektedir. Fakat bilinmesi gereken, yoğuşma sıcaklığının düşmesiyle buharlaşma sıcaklığında görülen düşme oranı, şarj miktarının artırılmasına bağlı buharlaşma sıcaklığındaki yükselme oranına kıyasla daha büyüktür. Çizelge 3. 10' da ilk iki deneyde yoğuşma sıcaklıkları arasındaki fark 4.3 °C ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark 1.2 °C'dir. Eğer sisteme şarj ilave edilmeseydi buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark daha büyük olacaktır. Ancak bu fark yoğuşma sıcaklıkları arasındaki fark (4.3 °C) kadar olmayacaktır.

Çizelge 3. 11: Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına bağlı soğutkan kütleli akıları

Deney No	$T_{yoğ}$ (°C)	T_{buh} (°C)	G (kg/m ² s)
1	54,8	-29,8	10,42
2	50,5	-31,1	9,90
3	46,3	-32,7	9,28
4	41,0	-34,3	8,83
5	36,8	-36,1	8,30
6	35,6	-36,6	8,18
7	39,8	-36,1	8,07
8	44,3	-34,5	8,49
9	48,9	-32,2	9,38
10	53,4	-31,5	9,49

Debi değerlerinin belirlenmesi ve kabin içerisine yerleştirilen termo elemanlar sayesinde sıcaklık farkının bulunmasının ardından Bölüm 3.4'de yer alan UA değerinin hesaplanması bilgileri ışığında buharlaştırıcı giriş ve çıkışına ait entalpi değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Coolpack analiz programına veriler girilerek, diyagram çizilir ve gerekli olan entalpi değerleri alınır.

Çizelge 3. 12'de, k herhangi bir sayı ve $0 < k < 1$ olmak üzere deneysel olarak hesaplanan UA değerleri, buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı ve kompresör güç değerleri verilmiştir. Görüldüğü üzere buharlaşma sıcaklığı düştükçe, debi azalmakta ve buharlaştırıcının UA

değeri de azalmaktadır. Bununla birlikte buharlaştırıcı kapasitesinde düşüş görülmektedir. Kompresörün güç değerleri incelendiğinde ise buharlaşma sıcaklığı düştükçe güç değerlerinin düştüğü görülmektedir. Bunun nedeni; güç = debi x entalpi farkı eşitliğinde debi düşüşünün, entalpi farkının artmasına göre daha etkin parametre olmasıdır.

Çizelge 3. 12: Deneysel bulgular

Deney No	T _{yoğ} (°C)	T _{buh} (°C)	G (kg/m ² s)	hfg (kJ/kg)	UA x k (W/°C)	ΔT (°C)	Q x k (W)	GÜÇ x k (W)
1	54,8	-29,8	10,42	214,88	29,41	1,84	54,06	55,08
2	50,5	-31,1	9,90	227,12	30,09	1,81	54,32	52,70
3	46,3	-32,7	9,28	240,63	29,47	1,83	53,91	49,50
4	41,0	-34,3	8,83	252,16	28,67	1,87	53,70	46,49
5	36,8	-36,1	8,30	263,28	27,93	1,89	52,73	43,47
6	35,6	-36,6	8,18	255,90	27,26	1,85	50,48	42,56
7	39,8	-36,1	8,07	248,02	26,28	1,80	48,27	44,10
8	44,3	-34,5	8,49	237,46	27,52	1,77	48,61	46,68
9	48,9	-32,2	9,38	223,63	28,96	1,75	50,60	49,65
10	53,4	-31,5	9,49	208,15	27,03	1,70	47,66	51,97

Çizelge 3. 13'te UA değerlerinin hesaplandığı on deney ve ısıtıcının kullanılarak buharlaşma sıcaklığının yapay olarak yükseltildiği üç deney olmak üzere toplam 13 deneye ait basınç düşüşü değerleri birim buharlaştırıcı boyuna indirgenerek verilmiştir. Sonuçlar göstermektedir ki, kütleli debi azaldıkça basınç düşüşü de azalmaktadır. Çünkü kütleli debinin azalması aynı kesit alanında akmakta olan soğutkan hızını azaltacağından basınç düşüşü de hız ile ters orantılı olarak azalmaktadır. Buharlaştırıcıda dikey ve yatay akış birlikte görüldüğünden ölçülen iki fazlı basınç düşüşünün sürtünme, ivmelenme bileşenlerine ek olarak, yatay akış koşullarında yerçekimi bileşeni yok iken dikey akış koşullarında yerçekimi bileşeni de dahil olmaktadır.

Çizelge 3. 13: Deneysel iki fazlı basınç düşüşü değerleri

Deney No	G (g/m ² s)	T _{buh} (°C)	ΔP _{buh} (mbar/m)
1	10,42	-29,8	3,67
2	9,90	-31,1	3,54
3	9,28	-32,7	3,40
4	8,83	-34,3	3,31
5	8,30	-36,1	3,19
6	8,18	-36,6	3,09
7	8,07	-36,1	3,13
8	8,49	-34,5	3,18
9	9,38	-32,2	3,25
10	9,49	-31,5	3,27
11	11,54	-28	3,84
12	12,00	-27,3	4,08
13	14,23	-24,2	4,62

3.4.2 Minikanallı buharlaştırıcıya ait deneyler

Daire borulu buharlaştırıcı deneyleriyle aynı süreçte gerçekleşen minikanallı buharlaştırıcı deneylerine ait veriler aşağıdaki çizelgelerde yer almaktadır. Gerek minikanal gerekse daire borulu buharlaştırıcı çizelgelerinde 1' den 10'a kadar numaralandırılmış deneylerde yoğuşma sıcaklıkları her iki buharlaştırıcı da birbirlerine çok yakın değerler olup, iğne vana konumları aynıdır. Buharlaştırma basınç ve sıcaklıkları Çizelge 3. 14' de görülmektedir. Bununla birlikte Çizelge 3. 15' de yoğuşma sıcaklıkları ile birlikte deneylere ait şarj miktarları görülmektedir. Daire borulu buharlaştırıcının davranışına benzer şekilde yoğuşma sıcaklığı düştükçe buharlaşma sıcaklığı da düşmekte, şarj miktarı artmaktadır.

Çizelge 3. 14: Buharlaştırıcı giriş ve çıkışında ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri

Deney No	$P_{\text{buhçıkış}} \text{ (bar)}$	$T_{\text{buhçıkış}} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$RTD_{\text{buhçıkış}} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$\Delta T_{\text{aşırıkızma}} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$
1	0,452	-30,5	-13,6	16,9
2	0,405	-32,9	-12,6	20,3
3	0,380	-34,2	-12,3	21,9
4	0,356	-35,5	-13,4	22,1
5	0,331	-37,0	-16,0	21,0
6	0,338	-36,6	-14,6	22,0
7	0,340	-36,4	-13,9	22,5
8	0,362	-35,2	-13,4	21,8
9	0,383	-34,0	-14,4	19,6
10	0,420	-32,1	-12,8	19,3

Çizelge 3. 15: Yoğuşma sıcaklığı ve iğne vana konumları

Deney No	İğnevana	Şarj Miktarı (g)	$P_{\text{yoğ}} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$T_{\text{yoğ}} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$T_{\text{yoğçıkış}} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$\Delta T_{\text{aşırısoğ}} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$T_{\text{buh}} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$
1	18. Konum	38,8	7,70	54,9	51,07	3,8	-30,5
2	18. Konum	40,1	6,99	50,8	46,25	4,5	-32,9
3	18. Konum	41,6	6,33	46,9	42,00	4,9	-34,2
4	18. Konum	44,2	5,69	42,7	37,01	5,7	-35,5
5	18. Konum	46,3	5,14	38,8	32,87	5,9	-37,0
6	1. Konum	49,0	5,14	38,8	32,11	6,7	-36,6
7	1. Konum	46,3	5,60	42,0	36,22	5,8	-36,4
8	1. Konum	45,9	6,18	45,9	41,59	4,3	-35,2
9	1. Konum	44,9	6,87	50,2	46,12	4,1	-34,0
10	1. Konum	42,0	7,67	54,7	51,69	3,0	-32,1

Çizelge 3. 16' de yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörün 9 nokta testlerinden elde edilmiş debi değerlerine bağlı kütleli akı değerleri görülmektedir. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığı düştükçe kütleli akı düşmektedir.

Çizelge 3. 17' de ise deneysel hesap sonuçlarına yer verilmiştir. Daire borulu buharlaştırıcıda olduğu üzere k herhangi bir tamsayı ve $0 < k < 1$ arasında olmak üzere UA değerleri çizelgede görülmektedir. Beklendiği üzere minikanal buharlaştırıcıda da buharlaşma sıcaklığı düştükçe

UA değeri azalmaktadır. Benzer şekilde buharlaştırıcı kapasitesi düşmekte ve debinin azalması nedeniyle kompresör gücü düşmektedir.

Çizelge 3. 16: Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına bağlı soğutkan debileri

Deney No	$T_{yoğ}$ (°C)	T_{buh} (°C)	G (kg/m ² s)
1	54,9	-30,5	14,21
2	50,8	-32,9	12,63
3	46,9	-34,2	12,04
4	42,7	-35,5	11,56
5	38,8	-37,0	11,04
6	38,8	-36,6	11,28
7	42,0	-36,4	11,06
8	45,9	-35,2	11,44
9	50,2	-34,0	11,88
10	54,7	-32,1	12,92

Çizelge 3. 17: Deneysel bulgular

Deney No	$T_{yoğ}$ (°C)	T_{buh} (°C)	G (kg/m ² s)	hfg (kJ/kg)	UA x k (W/°C)	ΔT (°C)	Q x k (W)	GÜÇ x k (W)
1	54,9	-30,5	14,21	217,56	31,27	1,68	57,25	53,28
2	50,8	-32,9	12,63	231,83	30,37	1,63	54,92	49,34
3	46,9	-34,2	12,04	243,33	30,15	1,65	54,84	47,25
4	42,7	-35,5	11,56	254,55	28,94	1,72	54,02	44,72
5	38,8	-37,0	11,04	261,14	26,72	1,83	53,88	42,21
6	38,8	-36,6	11,28	265,00	27,86	1,82	53,20	41,33
7	42,0	-36,4	11,06	255,85	28,14	1,70	52,77	43,35
8	45,9	-35,2	11,44	242,80	29,34	1,61	52,32	45,32
9	50,2	-34,0	11,88	229,61	29,25	1,58	52,69	48,26
10	54,7	-32,1	12,92	217,35	30,13	1,58	54,28	51,47

Çizelge 3. 18' de gerçekleştirilen 10 deney ve daire borulu buharlaştırıcıda olduğu gibi ısıtıcılı 3 deneye ait deneysel iki fazlı basınç düşüşü değerleri birim buharlaştırıcı boyuna indirgenerek verilmiştir. Buharlaşma sıcaklığı düştükçe soğutucu akışkan kütleli akısı azaldığından basınç düşüşü de azalmaktadır.

Çizelge 3. 18: Deneysel iki fazlı basınç düşüşü değerler

Deney No	G (g/m ² s)	T _{buh} (°C)	ΔP_{buh} (mbar/m)
1	14,21	-30,5	17,21
2	12,63	-32,9	16,05
3	12,04	-34,2	15,58
4	11,56	-35,5	14,86
5	11,04	-37,0	13,78
6	11,28	-36,6	13,38
7	11,06	-36,4	13,93
8	11,44	-35,2	14,59
9	11,88	-34,0	15,16
10	12,92	-32,1	16,20
11	14,78	-29,8	18,45
12	16,68	-27,7	20,45
13	18,74	-25,6	21,93

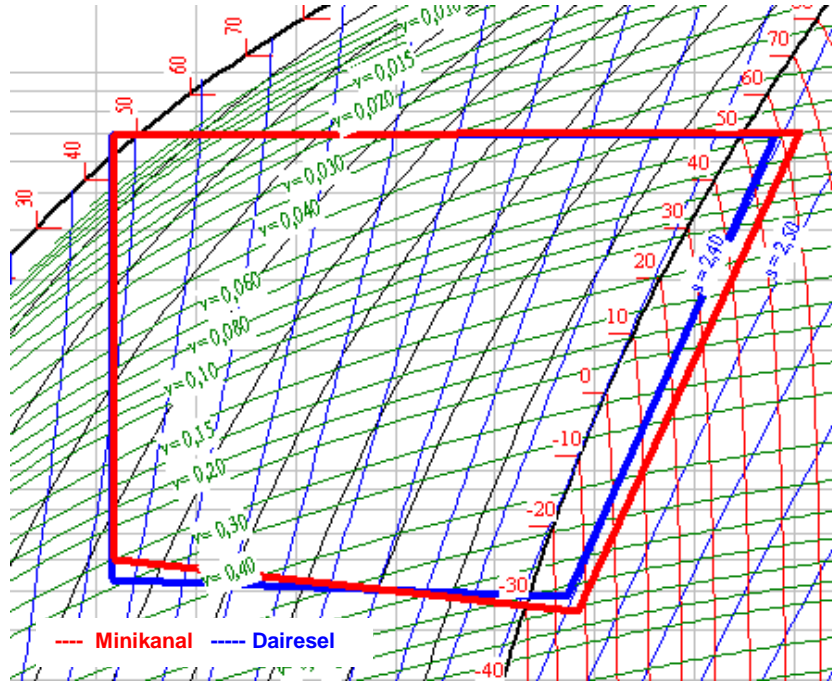
Daire borulu ve minikanalı buharlaştırıcıların deneysel çıktıları Bölüm 4'te detaylı bir şekilde karşılaştırılmıştır.

4. DENEYSEL ÖLÇÜMLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Daire borulu ve minikanal buharlaştırıcılara ait deneysel çıktılar; soğutma çevrimleri, kabin iç sıcaklıkları, şarj miktarları, kapasite ve ısı performans ile basınç düşüşleri olarak karşılaştırılmışlardır.

4.1 Soğutma çevrimlerinin karşılaştırılması

Belirtildiği üzere deneylerde beş farklı yoğuşma sıcaklığı ile iki farklı iğne vana konumu her iki buharlaştırıcının test edildiği deneylerde sabit tutularak benzer yoğuşma sıcaklığı ve aynı iğne vana konumunda buharlaşma sıcaklıklarının değişimi gözlemlenmiştir. Şekil 4. 1' de 50,5 °C yoğuşma sıcaklığında ve aynı iğne vana açıklığında daire borulu ve minikanal buharlaştırıcılarda, buharlaşma prosesinin farklılıkları açıkça görülebilmektedir. Şöyle ki aynı yoğuşma sıcaklığı ve kısılma oranında minikanalda buharlaştırıcı giriş doyma sıcaklığı borudaki doyma sıcaklığının üzerinde olmasına karşın buharlaştırıcı çıkış doyma sıcaklığı minikanalda, boruluya göre daha düşük bir değerde kalmaktadır. Bu durum basınç düşüşünün bir sonucudur. Minikanaldaki basınç düşüşü boruluya kıyasla daha büyük olduğundan doyma sıcaklığında daha büyük bir düşüş görülmektedir. Şöyle ki, borulu buharlaştırıcıda giriş ve çıkış doyma sıcaklıkları arasındaki fark 2-3 °C iken buna karşın minikanalda bu fark 6-7 °C mertebelerindedir.



Şekil 4. 1: Buharlaştırıcıların ln P-h diyagramında karşılaştırılması

Doyma sıcaklığının buharlaştırıcı çıkışında daha düşük olması benzer yoğuşma sıcaklığında minikanalda soğutkan debisinin düşmesi anlamına gelmektedir. Çünkü bir kompresörün

yüksek basınç tarafı sabitken düşük basınç tarafı daha alt bir noktaya indirgenirse kompresörün gücü ve sisteme pompaladığı soğutkan debisi düşmektedir. Bunun nedeni buharlaştırıcı çıkışında doyma sıcaklığı düşerse akışkan buhar yoğunluğu azalacak, özgül hacmi artacaktır. Özgül hacmin artması kompresörün bir kerede basacağı madde miktarının azalmasına neden olmaktadır.

4.2 Şarj miktarlarının karşılaştırılması

Kaynak araştırması kısmında minikanal ısı değiştiricilerin avantajlarından biri olarak sisteme şarj edilen soğutkan miktarının azalması olduğu belirtilmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde de minikanal buharlaştırıcının test edildiği durumlarda borulu buharlaştırıcıya göre şarj miktarlarında ortalama %10'a yakın azalmanın olduğu görülmüştür. Şarj miktarındaki azalmanın nedeni buharlaştırıcı iç hacmindeki azalmadır. Benzer yoğunlaşma sıcaklıklarında minikanal buharlaştırıcıda, buharlaşma sıcaklığının daha düşük olmasının sonucu olarak soğutkan debisinin daha az olması, daha yüksek şarj miktarı gereksinimini ortaya çıkarmaktadır. Buna rağmen minikanal buharlaştırıcıda şarj miktarı daha düşüktür. Bu nedenle her iki buharlaştırıcı için benzer yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklığının elde edilebileceği bir durum için soğutkan şarj miktarları arasındaki farkın görülenden daha büyük olacağı açıkça görülebilmektedir.

4.3 Kapasite ve ısı performans karşılaştırması

Gerçekleştirilen testlerde farklı buharlaştırıcılar için buharlaşma proseslerinde farklılıklar görülmektedir. Belirtildiği üzere minikanal buharlaştırıcıda, buharlaşma giriş basıncı görece daha yüksek olup basınç düşüşü nedeniyle çıkış basıncı daha düşük olmaktadır. Beklendiği üzere buharlaştırıcıların sarılı olduğu alüminyum levhanın oluşturduğu kabin iç sıcaklığı farklı değerler almaktadır. Çizelge 4. 1'de testlerde ölçülen kabin iç sıcaklıkları ile buharlaştırıcı UA değerleri, kapasiteleri ve kompresöre ait güç değerleri görülmektedir. Çizelgede ortalama buharlaşma sıcaklığı olarak belirtilen, buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklığının ortalamasıdır. Kanallar, kabin yüzeyine sarılı olduğundan iletim direnci ihmal edildiğinde ortalama buharlaşma sıcaklığı, ortalama kabin yüzey sıcaklığına eşit olduğu kabul edilebilmektedir. Çizelgede yukarıdan aşağıya doğru ortalama buharlaşma sıcaklığı ve yoğunlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Borulu ve minikanal buharlaştırıcının ilk sonuçlarına bakıldığında 54,8 °C yoğunlaşma sıcaklığında ve eşit kısılma oranında borulu buharlaştırıcıda $T_{\text{buh,ort}}$, -28,8 °C iken minikanal buharlaştırıcıda -27,1 °C olup fark 1,7 °C değerindedir. Görülen bu farkın nedeni bilindiği üzere minikanal buharlaştırıcıda buharlaşma giriş

sıcaklığının daha yüksek olmasıdır. Analizler, minikanal buharlaştırıcı giriş doyma sıcaklığı ile borulu buharlaştırıcı giriş doyma sıcaklığı arasındaki farkın 4 - 4,5 °C olduğu, buna karşın çıkış doyma sıcaklıkları arasındaki farkın 1 - 2 °C olduğunu göstermiştir.

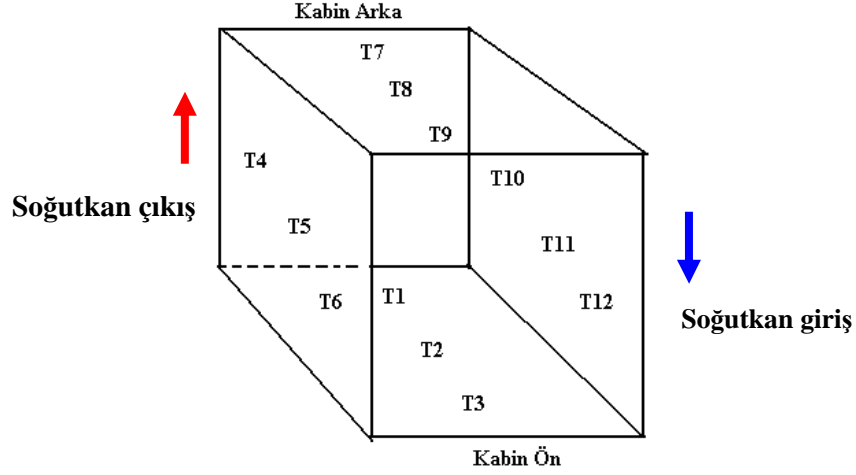
Çizelge 4. 1: Kabin sıcaklıkları ve buharlaştırıcı performanslarının karşılaştırılması

Daire borulu buharlaştırıcı							
T _{yoğ}	T _{buhort} (°C)	T _{kabiniç}	G (kg/m ² s)	ΔT (°C)	W _{komp} (W)	UA x k (W/°C)	Q x k (W)
54,8	-28,8	-24,5	10,42	1,84	55,08	29,41	54,06
50,5	-30,0	-25,8	9,90	1,81	52,70	30,09	54,32
53,4	-30,5	-25,7	9,49	1,70	51,97	27,03	47,66
48,9	-31,2	-26,8	9,38	1,75	49,65	28,96	50,60
46,3	-31,6	-27,1	9,28	1,83	49,50	29,47	53,91
44,3	-33,5	-27,9	8,49	1,77	46,68	27,52	48,61
41,0	-33,2	-28,4	8,83	1,87	46,49	28,67	53,70
39,8	-34,9	-29,2	8,07	1,80	44,10	26,28	48,27
36,8	-35,0	-29,8	8,30	1,89	43,47	27,93	52,73
35,6	-35,5	-30,0	8,18	1,85	42,56	27,26	50,48
Minikanalı buharlaştırıcı							
T _{yoğ}	T _{buhort} (°C)	T _{kabiniç}	G (kg/m ² s)	ΔT (°C)	W _{komp} (W)	UA x k (W/°C)	Q x k (W)
54,9	-27,1	-22,2	14,21	1,68	53,28	31,27	57,25
54,7	-28,7	-22,9	12,92	1,58	51,47	30,13	54,28
50,8	-29,4	-23,8	12,63	1,63	49,34	30,37	54,92
46,9	-30,7	-24,8	12,04	1,65	47,25	30,15	54,84
50,2	-30,5	-24,9	11,88	1,58	48,26	29,25	52,69
45,9	-31,8	-25,9	11,44	1,61	45,32	29,34	52,32
42,7	-32,0	-26,1	11,56	1,72	44,72	28,94	54,02
42,0	-33,5	-27,2	11,06	1,70	43,35	28,14	52,77
38,8	-33,5	-27,8	11,04	1,83	42,21	26,72	53,88
38,8	-33,3	-28,1	11,28	1,82	41,33	27,86	53,20

Borulu ve minikanal buharlaştırıcının ilk sonuçlarına bakıldığında 54,8 °C yoğuşma sıcaklığında ve eşit kısılma oranında soğutulan kabinin tam ortasında sıcaklık borulu buharlaştırıcıda -24,5 °C, minikanal buharlaştırıcıda -22,2 °C olarak ölçülmüştür. Minikanal buharlaştırıcı UA değerinin söz konusu deney koşullarında borulu buharlaştırıcıdan %6 daha büyük olmasına rağmen kabin iç sıcaklığının daha yüksek olmasının nedeni yukarıda açıklandığı üzere buharlaştırıcı giriş doyma sıcaklığının daha yüksek olması ve bunun sonucu ortalama yüzey sıcaklığının daha yüksek değerde kalmasıdır.

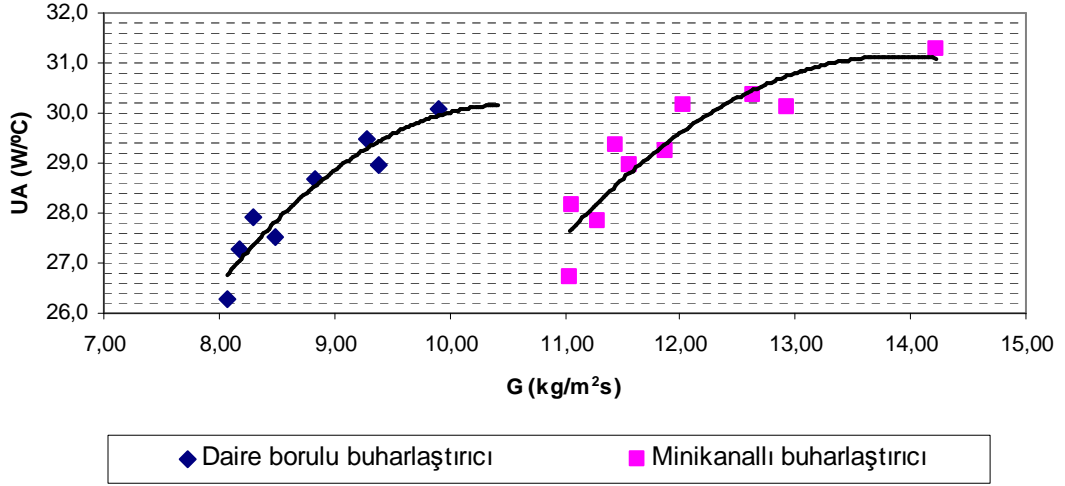
Buharştırıcı yüzeyi ile kabin içi arasındaki sıcaklık farkının 12 adet termo elemanla ölçülmesi işlemi Bölüm 3.3.3.1' de anlatılmıştır. Şekil 4. 2'de termo elemanların kabin içine yerleşimi görülmektedir. Soğutkan, kabine sarılı kanala ön sarıma yukarıdan girip, diğer sarımları geçtikten sonra arka kısımdaki son sarımdan çıkış yaparak kompresöre ulaşmaktadır. Çizelge 4. 1'de söz konusu termo elemanlarla ölçülen sıcaklık farklarının ortalama değerleri yer almaktadır. Görüldüğü üzere minikanal buharlaştırıcıda yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı

arasındaki fark borulu buharlaştırıcıya göre daha azdır. Bununla birlikte kabinin ön bölümüne yerleştirilen 3, 6, 9 ve 12 no'lu termo elemanların sıcaklıkları incelendiğinde hem diğer termo elemanların ölçtüğü değerlere kıyasla, hem de borulu buharlaştırıcıda ölçülen değerlere kıyasla daha düşük sıcaklık farklarının olduğu görülmüştür. Bunun nedeni soğutucu akışkanın minikanala giriş doyma sıcaklığının yüksek olması nedeniyle minikanalın ilk sarımına temas eden kabin ön yüzey bölgesinin arka yüzeylere göre nispeten daha sıcak olması ve sahip olduğu sıcaklığın kabin iç sıcaklığına daha yakın olmasıdır.

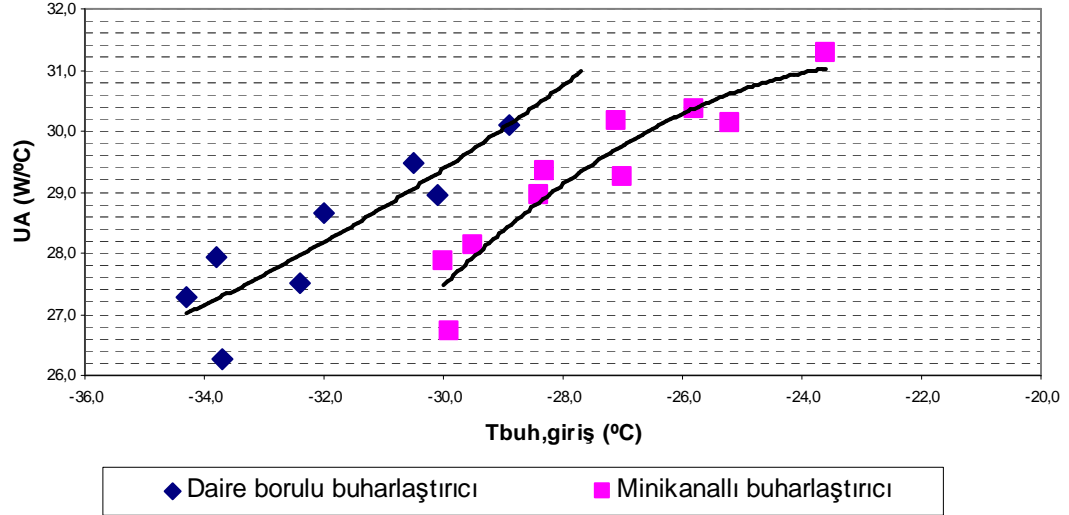


Şekil 4. 2: 12 adet termoelemanın kabine yerleşimi

Şekil 4. 3 ve Şekil 4. 4'de buharlaştırıcılara ait UA değerlerinin sırasıyla kütleli akıya ve buharlaştırıcı giriş sıcaklığına bağlı değişimi grafiksel olarak görülmektedir. Borulu buharlaştırıcıda kütleli akı değerinin 8-10,5 kg/m²s aralığında değiştiği ve bu aralıklarda UA değerinin 26-30,5k W/°C arasında olduğu görülmekte; minikanal buharlaştırıcıda ise kütleli akının 11-14,5 kg/m²s ve UA değerinin 26,5-31,5k W/°C aralığında değiştiği görülmektedir. Verilen UA değerleri bir k katsayısı ile çarpılmışlardır. Gerek kütleli akı, gerekse buharlaştırıcı giriş doyma sıcaklığına bağlı incelendiğinde her iki buharlaştırıcıda da UA değeri benzer eğilimi göstermektedir. Kütleli akı veya doyma sıcaklığı arttıkça UA değeri polinomal şekilde artmaktadır.



Şekil 4. 3: UA değerlerinin kütleli akıya bağlı değişimi



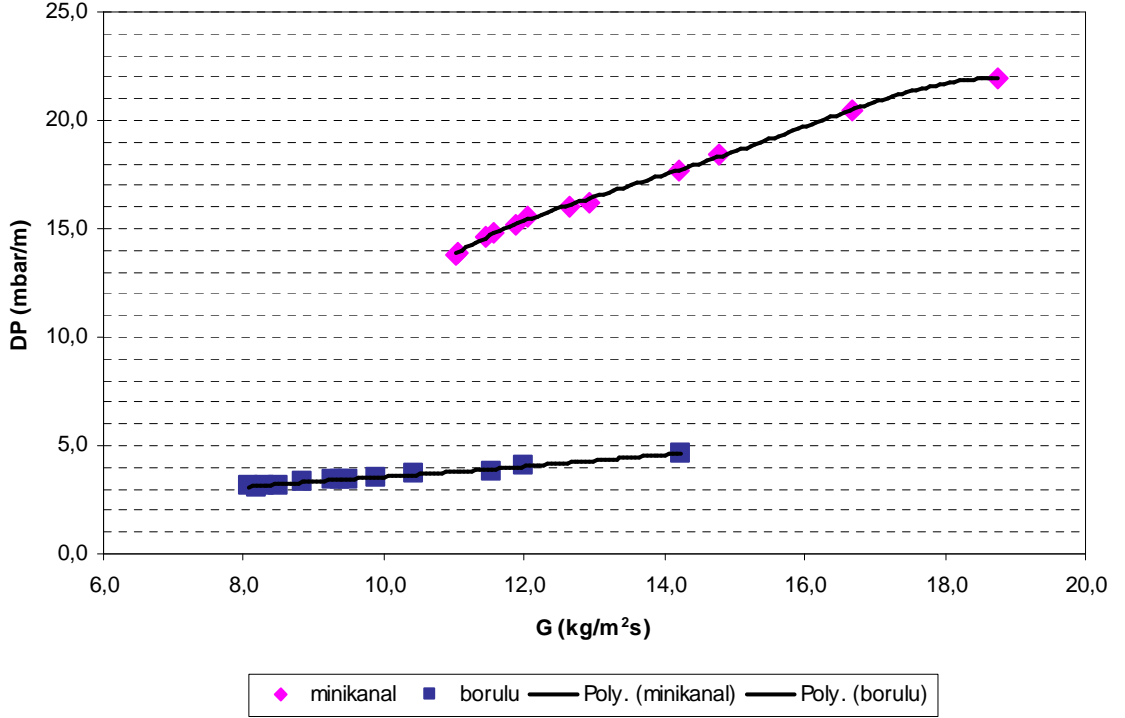
Şekil 4. 4: UA değerlerinin buharlaştırıcı giriş sıcaklığına bağlı değişimi

DeneySEL bulgular incelendiğinde farklı buharlaştırıcıların kullanıldığı durumlarda kompresörün tükettiği güç değerleri arasında fark olduğu tespit edilmiştir. Minikanal buharlaştırıcının test edildiği deneylerde borulu buharlaştırıcı testlerine kıyasla kompresör güç değerlerinin daha düşük olduğu ölçülmüştür. Bu fark, termostat kontrollü çalışan ve enerji tüketiminin kritik olduğu buzdolabı vb. soğutma sistemlerinde enerji tasarrufu için bir yoldur.

4.4 İki fazlı basınç düşüşlerinin karşılaştırılması

R600a soğutucu akışkanıyla gerçekleştirilen deneylerde buharlaştırıcılara ait birim boya indirgenmiş iki fazlı basınç düşüşü değerlerinin kütleli akıya bağlı değişimi Şekil 4. 5'de grafiksel olarak verilmiştir. Kütleli akı değerleri incelendiğinde minikanal buharlaştırıcıda

11-19 kg/m²s arasında değişen değerler, borulu buharlaştırıcıda ise 8-14 kg/m²s arasında değişen değerler olduğu görülmektedir. Minikanal buharlaştırıcıda akım kesit alanının daha küçük olması, kütlesel akı değerlerinin yüksek olmasını sağlamıştır. Bununla birlikte eşit kütlesel akı değerlerinde de minikanal buharlaştırıcıda basınç düşüşü daha fazladır.



Şekil 4. 5: Birim kanal boyuna indirgenmiş basınç düşüşü değerleri - kütlesel akı grafiği

İki fazlı akışlarda basınç düşüşünün birden fazla bileşeni olduğu Bölüm 2' de belirtilmiştir. Alüminyum levhaya sarılı bir borulu buharlaştırıcı kanalında iki fazlı basınç düşüşünün ivmelenme, yerçekimi ve sürtünme bileşenlerinin tamamı ölçülen basınç düşüşünün kapsamındadır. Levhaya sarılı vaziyette yatay akış koşullarında yerçekimi bileşeni ihmal edilirken, dikey yukarı ve dikey aşağı akışlarda basınç düşüşü bileşenlerinin tamamı iki fazlı basınç düşüşü içerisinde yer almaktadır.

Minikanal buharlaştırıcıda iki fazlı basınç düşüşü incelendiğinde yerçekimi, ivmelenme ve sürtünme bileşenine ek olarak giriş ve çıkış ara parça - minikanal bağlantılarında daralma ve genişleme kayıpları da toplam basınç düşüşü içerisinde yer almaktadırlar. Bu nedenle minikanal buharlaştırıcıda kanal boyunun daha kısa olmasına karşın basınç düşüşünün aynı kütlesel akıda daha büyük olmasının nedeni akış hızının yüksek olmasına ek olarak giriş ve çıkışta meydana gelen yerel kayıplardır.

Şekil 4. 5' de deneysel veri noktalarının birleştirilmesi ile elde edilen polinom denklemleri ile söz konusu buharlaştırıcılardaki basınç dşşleri hesaplanabilmektedir. Kompresör

kalorimetre deney sonuçlarından buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan debisi tespit edilir ve soğutucu akışkan debisine bağlı elde edilen kütleli akı değeri eğriye uydurulan denkleme yerleştirildiğinde birim boy için basınç düşüşü değerleri elde edilebilmektedir:

$$\Delta P = -0,0059G^4 + 0,3501G^3 - 7,6735G^2 + 75,305G - 264,98 \quad R^2 = 0,998 \quad (4.1)$$

$$\Delta P = -0,0011G^4 + 0,0507G^3 - 0,8391G^2 + 6,3028G - 14,969 \quad R^2 = 0,994 \quad (4.2)$$

Eğri uydurma yöntemi ile elde edilen eşitlikler yalnızca söz konusu kanal geometrileri ve deneysel kütleli akı değeri aralıklarında geçerli olmaktadır.

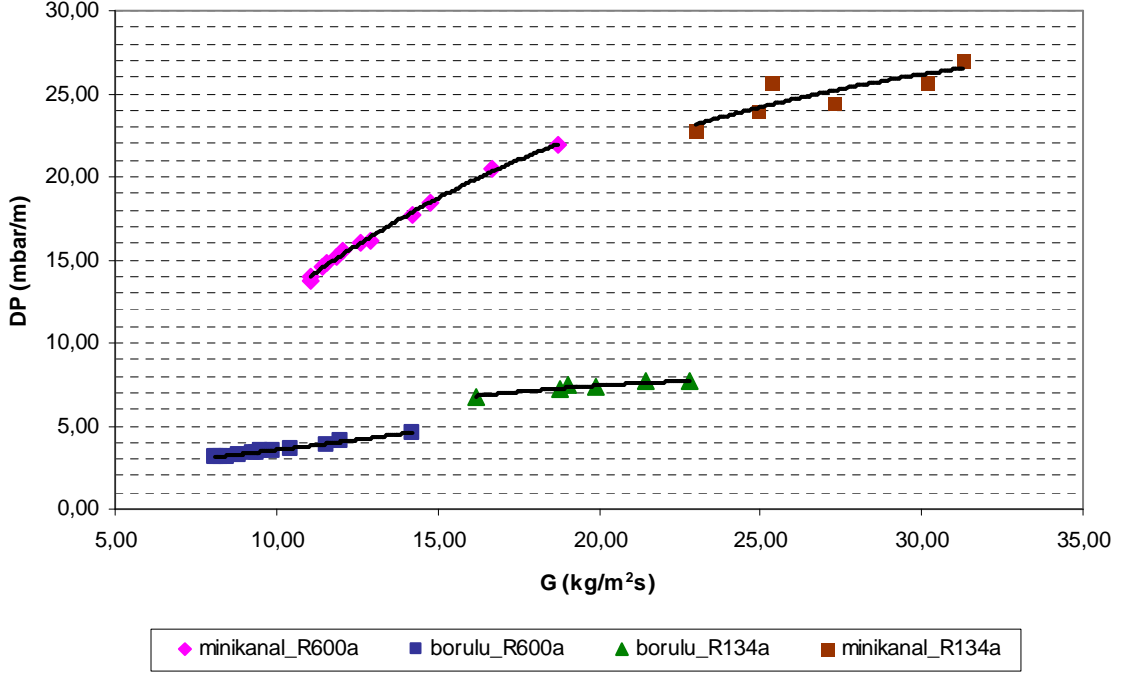
Deneysel çalışma kapsamında R600a soğutucu akışkanına ek olarak R134a soğutucu akışkanının kullanılması durumunda buharlaştırıcılarda görülen basınç düşüşlerinin tespit edilmesi amacıyla 12 adet deney gerçekleştirilmiştir. R600a akışkanından R134a akışkanına geçilmesi durumunda soğutma sisteminde birtakım değişikliklerin yapılması gerekmektedir. Bu kapsamda R600a soğutucu akışkanı ile gerçekleştirilen deneylerde kullanılan buharlaştırıcılar aynılarıyla değiştirilmiş, kullanılan kompresör R134a soğutucu akışkanına uygun kompresörle değiştirilmiştir. Ayrıca sistem üzerindeki diğer elemanlarda temizlenmiştir.

Çizelge 4. 2' de gerçekleştirilen deneylerde buharlaştırıcılara ait kütleli akı değerleri ve birim kanal boyuna indirgenmiş basınç düşüşü değerleri görülmektedir. Elde edilen veriler R600a ile benzerlik göstermektedir. Borulu buharlaştırıcıda G, 16-23 kg/m²s aralığında iken minikanal buharlaştırıcıda 23-31 kg/m²s aralığındadır. Birim kanal boyuna indirgenmiş basınç düşüşü minikanal buharlaştırıcıda daha yüksektir.

Çizelge 4. 2: Hesaplanan kütleli akı ve ölçülen basınç düşüşü değerleri

	T _{yoğ} (°C)	T _{buh,çkş} (°C)	G (kg/m ² s)	ΔP _{buh} (mbar/m)
borulu	30,8	-39,3	16,18	6,79
	44,8	-33,7	18,76	7,21
	31,0	-36,0	19,01	7,44
	40,2	-33,7	19,88	7,29
	40,2	-32,5	21,48	7,67
	44,9	-30,7	22,80	7,70
	T _{yoğ} (°C)	T _{buh,çkş} (°C)	G (kg/m ² s)	ΔP _{buh} (mbar/m)
minikanal	30,9	-39,3	23,02	22,76
	39,9	-35,7	24,94	23,94
	44,4	-34,5	25,33	25,70
	31,2	-36,3	27,26	24,50
	40,3	-32,7	30,17	25,69
	44,8	-31,3	31,28	27,00

Şekil 4. 6'da R600a ve R134a soğutkanlarına ait iki fazlı basınç düşüşleri karşılaştırılmıştır. Grafik incelendiğinde gerek borulu gerekse minikanal buharlaştırıcıda, R134a soğutucu akışkanıyla gerçekleştirilen deneylerde basınç düşüşü R600a soğutucu akışkanında görülen basınç düşüşünden daha büyüktür. R600a akışkanın buharlaşma gizli ısısı R134a akışkanının yaklaşık iki katı olduğundan benzer soğutma kapasiteleri için soğutucu akışkan debisi ve dolayısıyla kütleli akışı, R134a akışkanının yarısı kadar olmaktadır.



Şekil 4. 6: R600a ve R134a soğutucu akışkanlarına ait basınç düşüşlerinin karşılaştırılması

Deneysel bulgularda birbirine en yakın veri noktaları incelendiğinde minikanal buharlaştırıcıda R600a soğutucu akışkanı kullanılması durumunda $18,74 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütleli akı değerinde basınç düşüşü $21,93 \text{ mbar/m}$ iken R134a kullanılması durumunda $23,02 \text{ kg/m}^2\text{s}$ kütleli akı değerinde $22,76 \text{ kg/m}^2\text{s}$ basınç düşüşü değeri ölçülmüştür. Bu durumda doğru orantı kurularak düşünüldüğünde, R600a akışkanında kütleli akımın R134a ile gerçekleştirilen deneylerdeki değerler ulaşması durumunda basınç düşüşünün, R600a akışkanında R134a akışkanına kıyasla daha büyük olması beklenmektedir. Bölüm 3.3.1' de verilen soğutucu akışkan özellikleri incelendiğinde bu durumun gerekçesi ortaya çıkmaktadır. İki fazlı akışta basınç düşüşüne etkileyen en kritik soğutucu akışkan özellikleri viskozite ve buhar yoğunluğudur. Çizelge 3. 4 tekrar incelendiğinde buhar yoğunluklarının aynı sıcaklıkta, R600a akışkanında daha küçük olduğu görülmektedir. Buhar yoğunluğunun küçük olması buhar hızlarının daha yüksek olmasını sağlamakta ve iki fazlı akış basınç düşüşünün R600a akışkanında daha yüksek değerler almasına neden olmaktadır. Bölüm 2' de de verilmiş olan

Cavallini vd (2005) tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada da benzer sonuçlar ortaya konmuştur. Aynı deneysel koşullarda R134a soğutucu akışkanında görülen basınç gradyeni 11,2 kPa/m iken R410A soğutucu akışkanında 33,3 kPa/m basınç gradyeni değeri bulunmuş, bu farkın soğutucu akışkanların buhar faz yoğunluklarından ($\rho_{v,R410A} < \rho_{v,R134a}$) kaynaklandığı ifade edilmiştir. Bu durum itibariyle elde edilen basınç düşüşü verileriyle literatürdeki verilerin birbirine uyum gösterdiği söylenebilmektedir.

Bölüm 3.4'de minikanal ve borulu buharlaştırıcıya ait basınç düşüşü verileri incelenirken buharlaşma sıcaklığı düştükçe basınç düşüşün azaldığı belirtilmişti. Buhar yoğunluğunun değişimi göz önüne alındığında buharlaşma yani doyma sıcaklığı düştükçe buhar yoğunluğunun azaldığı, bunun sonucu olarak basınç düşüşünün artması beklenmektedir. Fakat deneylerde tam tersi bir durum söz konusudur. Bunun nedeni deneylerde buharlaşma sıcaklığının düştükçe kütleli akının düşmesi ve kütleli akı düşüşü parametresinin buhar yoğunluğunun azalması parametresine kıyasla basınç düşüşünde daha etkin olmasıdır. Bunun sonucu olarak buharlaşma sıcaklığı düştükçe kütleli akı ve buna bağlı basınç düşüşünün azaldığı açıkça belirtilebilmektedir.

5. ISIL PERFORMANS DENEY SONUÇLARININ BOYUTSUZLAŞTIRILMASI VE MODEL OLUŞTURMA

5.1 Boyut Analizi

Boyut analizi deneysel ölçümlerde bağımlı ve bağımsız deney değişkenleri arasındaki karmaşık ifadeleri belirlemekte kullanılan bir yöntemdir. Bir fiziksel büyüklüğün boyutları (M) kütle, (L) uzunluk ve (T) zaman ile bağlantılıdır. Bunların her biri kuvvetleriyle orantılı olarak artar. Örneğin; fiziksel bir büyüklük olan hızın boyutu "uzunluk/zaman"dır (L/T) ve kuvvetin de boyutu "kütle×ivme" veya "kütle×(uzunluk/zaman)/zaman"dır (ML/T²).

Fiziksel bir büyüklüğün birimi ile boyutu birbirleri ile bağlantılıdır. Fakat kesin tanımlayıcı kavramlar değildir. Fiziksel bir büyüklüğün birimleri geleneksel olarak tanımlanır ve bazı standartlarla ilişkilidir. Örneğin uzunluğun birimi metre, feet, inch veya mikrometre olabilir. Fakat herhangi bir uzunluk, onu ölçmek için keyfi olarak seçilen birimden bağımsız olarak daima L boyutuna sahiptir. Aynı fiziksel büyüklüğün iki farklı birimi çeşitli dönüştürme faktörleriyle birbirlerine dönüştürülebilirler. Örneğin; 1 inç = 2.54 cm; böylece (2.54 cm/in) dönüşüm faktörü olarak adlandırılmakta (yaygın bir büyüklüğün farklı birimleriyle gösterimlerinin arasındaki dönüşümü yapar) ve boyutsuz olup bire eşittir. Boyut sembolleri arasında dönüşüm faktörleri yoktur.

5.2 Buckingham Pi Teoremi (II Teoremi)

Buckingham π teoremi boyut analizinin temelini oluşturan bir yöntemdir. Bu teorem n adet değişken içeren her anlamlı fiziksel denklemin n – m boyutsuz parametrelili denklemlerle yeniden yazılabileceğini söylemektedir. Burada m kullanılan temel boyutların sayısıdır. Daha önemlisi, teorem bu boyutsuz değişkenleri verilen değişkenlerden hesaplamak için bir yöntem sağlamaktadır. Örnek olarak, q_1, q_2, \dots, q_n fiziksel büyüklüklerini kapsayan bir problem ele alalım. Söz konusu bu fiziksel büyüklüklerin aralarında fonksiyonel bir ilişki olduğu şartı sağlanarak;

$$F(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0 \quad (5.1)$$

elde edilir. Eğer $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n$ boyutsuz ifadeleri q_1, q_2, \dots, q_n fiziksel büyüklüklerinden türetilmiş boyutsuz sayılar ise, 5.1 eşitliği aşağıdaki biçimde yazılır.

$$f(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m}) = 0 \quad (5.2)$$

Söz konusu farklı π parametrelerinin oluşturulması için takip edilen yöntem, farklı boyutlara sahip olan m adet q büyüklüğünün tekrarlanan üstel biçimleri ve tekrarlanmayan ifadenin yalın halinin çarpılması ile ifadeyi boyutsuz duruma getirecek katsayıların elde edilmesidir.

$$\Pi_1 = q_1^{K_1} q_2^{K_2} q_3^{K_3} \quad (5.3)$$

Gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonucunda, deneysel çalışmalara konu olan buharlaştırıcıların UA değerine etki eden 6 adet boyutlu ve 1 adet boyutsuz sayının olduğu görülmüştür.

$$\text{Isıl Performans (UA)} = f(T_{\text{buh}}, T_{\text{yoğ}}, \Delta T, m, h_{\text{fg}}, W_{\text{komp}}, \text{İğne vana açıklık oranı}) \quad (5.4)$$

Bu fiziksel büyüklüklerin boyut analizleri Çizelge 5. 1'de sunulmaktadır.

Çizelge 5. 1: UA analizinde kullanılan fiziksel büyüklükler

Büyüklik	Sembol	Boyut
Sıcaklık	T	K
LMTD	ΔT	K
Buharlaşma Gizli Isısı	h_{fg}	ML^2T^{-2}
Kompresör Gücü	W	ML^2T^{-3}
Soğutucu Akışkan Debisi	m	MT-1
İğne vana açıklık oranı	-	-

Çizelge 5. 1'deki büyüklüklerden ve Π teoreminden yararlanılarak boyutsuz sayılar oluşturulmuştur. Oluşturulan boyutsuz sayılar aşağıda verilmektedir.

$$\Pi_1 = (T_{\text{yoğ}} - T_{\text{buh}}) / \Delta T \quad (5.5)$$

$$\Pi_2 = \text{İğne vana açıklık oranı} \quad (5.6)$$

$$\Pi_3 = (m \cdot h_{\text{fg}}) / W_{\text{komp}} \quad (5.7)$$

Boyutsuz sayıların tanımlanması ile birlikte 5.4 eşitliğinde tanımlanan UA değeri eşitliği 3 adet boyutsuz sayı ile ifade edilir hale gelmiştir. Boyutsuzlaştırma sonucunda 5.4 eşitliği 5.8 eşitliğine dönüşmektedir:

$$\text{UA değeri (UA)} = f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3)$$

$$UA = a_4 \cdot \Pi_1^{a_1} \cdot \Pi_2^{a_2} \cdot \Pi_3^{a_3} \quad (5.8)$$

Elde edilen boyutsuz sayılar ile UA değerleri arasında ilişki kurulabilmesi için boyutsuz Π parametreleri için uygun katsayıları elde edilmesi gerekmektedir. Uygun sayılara elde edildikten sonra UA değeri üzerinde değerlendirme yapmak mümkün olacaktır. Bu amaç ile uygun katsayıların belirlenebilmesi için regresyon analizi yönteminden yararlanılmıştır.

Regresyon, iki ya da daha çok değişken arasında doğrusal bir ilişki olup olmadığının bulunması ve bu doğrusal ilişkinin bir doğrusal denklemle nasıl ifade edildiğinin gösterilmesidir. Regresyon modeli içerisinde, bağımlı ve bağımsız değişkenlerin net bir biçimde ayırt edilmiş olması gerek modelin doğruluğu gerekse problemin sağlıklı bir biçimde çözümünü için gerekli bir şarttır. Ayrıca analizde kullanılacak eşitliğin (5.8) doğru bir formda olması gerekir bu amaç ile 5.8 eşitliğinin her iki tarafının doğal logaritması alınarak denklem doğrusal forma dönüştürülür.

$$\ln UA = a_4 + a_1 \ln \Pi_1 + a_2 \ln \Pi_2 + a_3 \ln \Pi_3 \quad (5.9)$$

Regresyon analizi sonucunda bağımsız değişkenlerin UA değeri üzerinde ne derecede etkili olduğu analiz sonucunda elde edilecek katsayılar (a_n) ile belirlenecektir.

5.3 En Küçük Kareler Yöntemi

Yapılan çeşitli çalışmalarda herhangi bir uygulama ile toplanan veriler tablo şekline getirilerek incelenir ve toplanan veriyi modelleyen bir fonksiyon bulunmaya çalışılır. Çoğu zaman bu veri tablosuna tam olarak uyan bir fonksiyon bulmak mümkün olmaz; veri tablosuna en iyi uyan fonksiyon belirlenmeye çalışılır. Bir veri tablosuna en iyi uyan fonksiyonu bulma sürecine regresyon analizi denir. Regresyon analizi yaparken en çok kullanılan yöntemlerden biri en küçük kareler yöntemidir.

Büyük matematikçi C. F. Gauss'un 18 yaşındayken (1795) geliştirdiğı bu yöntem, ilk kez 1801 de Cres astroidinin yörüngesinin belirlenmesinde kullanılmış ve ilk kez Gauss'un toplu eserlerinin yayınlandığı ciltlerden ikincisinde 1809 yılında yayınlanmıştır. Fransız matematikçi A. Legendre 1805 ve Amerikalı matematikçi R. Adrain de 1808 yıllarında aynı yöntemi Gauss'dan habersiz ve bağımsız olarak keşfetmişlerdir. En küçük kareler yöntemi, tıp, finans, mühendislik, ziraat, biyoloji ve sosyoloji gibi çeşitli bilim dallarında çeşitli değişkenler arasındaki ilişkiler belirlenirken kullanılan en önemli araçlar arasındadır.

Belli ölçümler sonucunda $i = 1, 2, \dots, n$ için (x_i, y_i) verileri elde edilmiş olsun. Burada, her bir y_i nin x_i ye bağlı olarak değiştii varsayılmaktadır. (x_i, y_i) düzlemde noktalar olarak düşünöldüğünde, pratikte bu noktalar düzgün bir eğri üzerinde, başka bir deyimle, bilinen bir fonksiyonun grafiğı üzerinde bulunmazlar. Hatta bazı durumlarda, (x_i, y_i) ler arasında ne tür bir bağıntı bulunduğu dahi bilinmeyebilir. Ancak, yapılan ölçümlerin doğası gereğı, her $i = 1, 2, \dots, n$ için $y_i = f(x_i)$ olacak biçimde bir fonksiyonun var olduğu, ölçümlerde yapılan hata nedeniyle bu eşitliklerin bazıları veya hepsinin sağlanmadığı kabul edilebilir. Bu düşünceyle, ölçülen y_i değeri $f(x_i)$ için yaklaşık değer kabul edilerek bu yaklaşımdaki hatanın minimum

olduğu f fonksiyonu belirlenmeye çalışılır. Bu amacı gerçekleştirmek için f fonksiyonunun bir takım parametrelere bağlı bir ifadesi bulunduğu varsayıp eldeki veriler yardımıyla bu parametreler belirlenmeye çalışılır. Örneğin, f fonksiyonu

$$y = f(x) = mx + b \quad (5.10)$$

ifadesinde olduğu gibi bir doğrusal fonksiyon veya

$$y = f(x) = ax^2 + bx + c \quad (5.11)$$

ifadesinde olduğu gibi bir karesel fonksiyon olabilir ki bu durumda belirlenmesi gereken parametreler a , b , c , m dir. y_i değeri $f(x_i)$ için yaklaşık değer, $f(x_i) \approx y_i$, kabul edilince yapılan hata

$$y_i - f(x_i)$$

olur ve amaç, bu hatalar minimum olacak şekilde bir f fonksiyonu bulmaktır.

En küçük kareler yönteminde aranan fonksiyon, ya da onun parametreleri, tüm artıkların

kareleri toplamı olan

$$\sum_{i=1}^n (y_i - f(x_i))^2 = (y_1 - f(x_1))^2 + \dots + (y_n - f(x_n))^2 \quad (5.12)$$

ifadesini minimum yapacak şekilde belirlenir. Bu, yönteme neden en küçük kareler yöntemi dendiğini açıklamaktadır. En küçük kareler yöntemi kullanılarak elde edilen regresyon ifadesinin sonucunun, karşılaştırılacak veriler ile yeterli doğruluk göstermesi beklenmektedir. Ancak bu şekilde kurulan modelin geçerliliği sağlanmış olabilmektedir.

5.4 Regresyon Modelinin İncelenmesi

Regresyaon analizini yapabilmek için SigmaPlot programından yararlanılmıştır. Analiz sırasında 1000000 iterasyon 100'er adım kullanılmış ve 0,000001 tolerans aralığı içerisinde analizin çözümü gerçekleştirilmiştir. Analizler minikanal ve botulu buharlaştırıcılar için ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda elde edilen katsayılar (a_n) Çizelge 5. 2'de verilmektedir.

Çizelge 5. 2: Regresyon analizi sonucunda elde edilen katsayılar

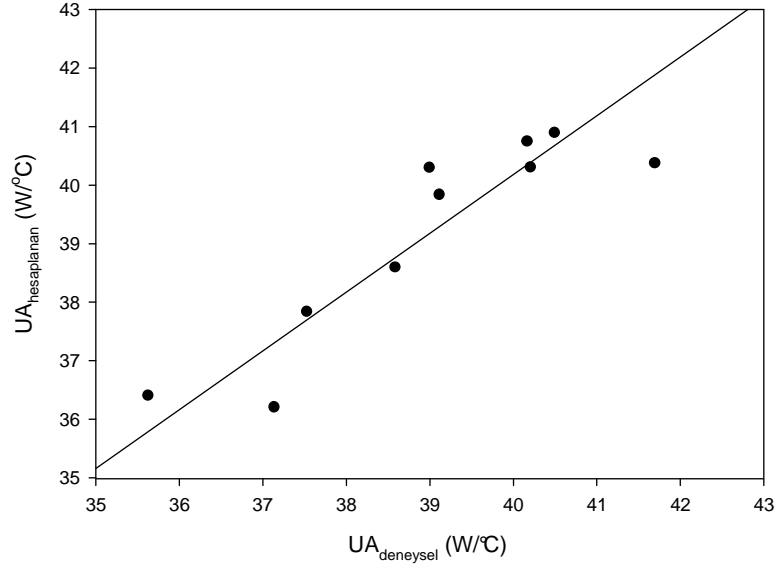
	a1	a2	a3	a4
Minikanal	0,806	0,013	0,386	0,535
Borulu	1,052	0,027	0,727	-0,351

Elde edilen katsayıların 5.9 eşitliğinde yerine koyulması ile eşitlik

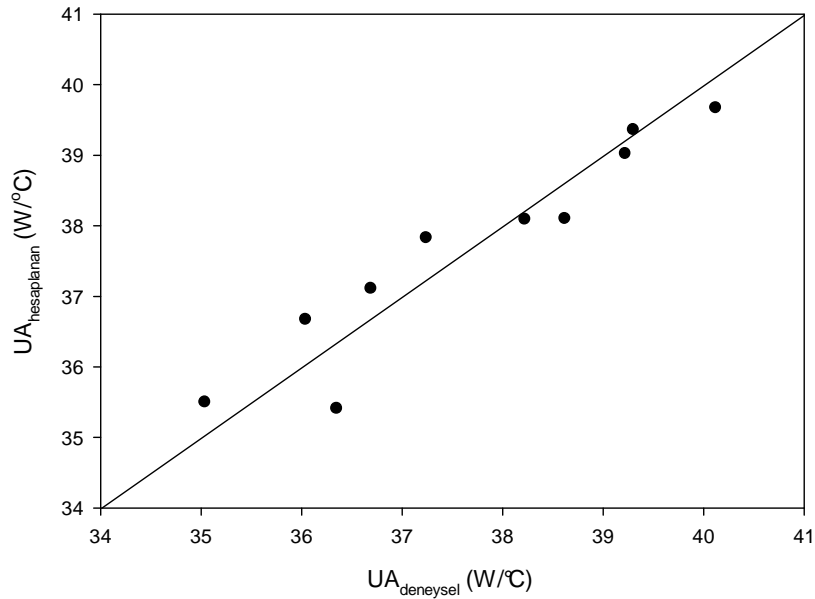
$$\ln UA = 0,5346 + 0,8064 \ln \Pi_1 + 0,01261 \ln \Pi_2 + 0,3863 \Pi_3 \quad (5.10)$$

$$\ln UA = -0,3503 + 1,054 \ln \Pi_1 + 0,02738 \ln \Pi_2 + 0,727 \Pi_3 \quad (5.11)$$

biçimine dönüşmektedir. Analiz sonucunda elde edilen modelin hata oranı $\% \pm 4$ olup sonuçlar bu aralık içerisinde kalmaktadır. Model oluşturulurken buharlaştırıcılara ait 10' ar deneyin 8 tanesi kullanılmış, geri kalan ikişer deney verisi ise modelin validasyonunda kullanılmıştır. Deneyler sonucunda elde edilen UA değerleri ile modelden çıkan sonuçların karşılaştırılması Şekil 5. 1 ve Şekil 5. 2 de sunulmuştur.



Şekil 5. 1: Minikanal buharlaştırıcı UA modeli ile deneysel çalışmaların karşılaştırılması



Şekil 5. 2: Borulu buharlaştırıcı UA modeli ile deneysel çalışmaların karşılaştırılması

Şekil 5. 1 ve Şekil 5. 2’de görüldüğü üzere model sonucunda elde edilen veriler uygun bir aralıkta dağılım göstermektedir. Oluşturulan model deneylerde kullanılmış olan yalnızca iki iğne vana konumu için geçerlidir. Modelin daha geniş aralıkta doğru sonuçlar verebilmesi için farklı iğne vana konumlarında deneylerin gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışması kapsamında hazırlanan deney düzeneğinde konvansiyonel borulu ve minikanal buharlaştırıcıların UA değerleri ve iki fazlı basınç düşüşleri tespit edilmiştir. Gerçekleştirilen çalışmanın sonuçları şu şekildedir:

- R600a soğutucu akışkanıyla gerçekleştirilen deneylerde buharlaşma sıcaklığı düştükçe buharlaştırıcı UA değerleri azalmaktadır. Buharlaşma sıcaklığının düşmesini yoğuşma sıcaklığının düşmesi ve/veya kılcal boru uzunluğunun artması neden olduğundan her iki durumda da soğutucu akışkan debisi düştüğünden UA değerleri azalma eğilimi göstermektedir.
- Minikanal buharlaştırıcı UA değerlerinin borulu buharlaştırıcıya kıyasla daha büyük olduğu tespit edilmiştir.
- Minikanal buharlaştırıcı deneylerinde kullanılan şarj miktarı borulu buharlaştırıcıya göre %7 daha azdır.
- R600a soğutucu akışkanıyla gerçekleştirilen deneylerde minikanal buharlaştırıcıda giriş doyma sıcaklığı, borulu buharlaştırıcının giriş doyma sıcaklığına kıyasla daha yüksek iken çıkış doyma sıcaklığı boruluya kıyasla daha düşüktür. Aynı yoğuşma sıcaklığı ve iğne vana konumunda bu durumun oluşma nedeni minikanal buharlaştırıcıda iki fazlı basınç düşüşünün daha yüksek olmasıdır.
- İki fazlı basınç düşüşünün minikanal buharlaştırıcıda daha yüksek olmasının nedeni soğutucu hızlarının daha yüksek olması ve giriş ve çıkış parçalarındaki yerel kayıplardır.
- R134a ve R1600a soğutucu akışkanlarıyla elde edilen deneysel bulgular incelendiğinde R134a soğutucu akışkanında basınç düşüşlerinin daha yüksek olduğu görülmüştür. Soğutucu akışkanların buhar yoğunlukları incelendiğinde R600'nun buhar yoğunluğunun daha düşük olması nedeniyle basınç düşüşünün daha az olması beklenmektedir. Fakat gerçekleştirilen deneylerde R134a soğutucunun kütleli akı değerlerinin daha büyük olduğu, bu nedenle basınç düşüşlerinin daha yüksek olduğu görülmüştür.
- R600a soğutucu ile elde edilen basınç düşüşü verileri ile eğri uydurma yöntemi ile basınç düşüşünün kütleli akıya bağlı değişim denklemleri elde edilmiştir.

- Deneysel UA değerlerinin boyutsuz olarak ifade edilmesi amacıyla Buckingham-II teoremi kullanılarak boyutsuzlaştırma yapılmış ve model oluşturulmuştur.

Gerçekleştirilen çalışma ile elde edilen sonuçlar ve literatürde minikanal ısı değiştiricileri ile yapılmış çalışmalar ile beraber değerlendirildiğinde, önerilen çalışmalar şu şekildedir:

- Bu çalışmada yalnızca iki farklı kanal geometrisine sahip buharlaştırıcının testleri gerçekleştirilmiştir. Aynı kanal geometrisine fakat farklı kanal uzunluğuna sahip iki veya üç buharlaştırıcının test edilmesi buharlaştırıcı UA değeri ve iki fazlı basınç düşüşünün kanal uzunluğuna bağlı değişimi elde edilebilecektir. Ancak bu şekilde mevcut kanal geometrileri için optimum kanal uzunlukları ayrı ayrı belirlenebilir.
- Bilindiği üzere evsel soğutma sistemleri termostat kontrollü olarak çalışmaktadır. Bu sistemler deney düzeneğindeki mekanik soğutma sisteminden farklı olarak geçici rejimde çalışan sistemlerdir. Bu nedenle bu gibi termostat kontrollü çalışan sistemler için buharlaştırıcının geçici rejimdeki ısıl performans ve basınç düşüşü karakteristiklerinin belirlenmesi için deney düzeneğinde, zamanlayıcının kullanıldığı deneylerin gerçekleştirilmesi uygun olacaktır.

KAYNAKLAR

Agostini, B Bontemps, A, (2004), “Vertical Flow Boiling of Refrigerant R134a In a Small Channels” International Journal of Heat and Fluid Flow 26:296-306

Ağra O, (2007),”Soğutucu Akışkanların Yatay Boru İçinde Halka Akış Şartlarında Yoğuşmasının İncelenmesi” Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Balioğlu, Ö, (2008),”Soğutma Sistemlerinde Sistem Bileşenlerinin Termodinamiksel Toplam Performansa Etkisinin İncelenmesi” Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Buckingham E. (1914) “On physically similar systems: illustrations of the use of dimensional equations” Physical Review, 4(4): 345–76.

Cavallini, A, Col, D.D, Doretti, L, Matkovic, M, Rossetto, L, Zilio, C (2005),”Two-phase Frictional Pressure Gradient of R236ea, R134a and R410A Inside Multi-Port Mini-Channels” Experimental Thermal and Fluid Science 29:861-870

İstif, O, (2009), “Paralel Bağlı ve Paralel Soğutmalı Soğutucu Kabinlerin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Kandlikar S.G (2007)”A Roadmap for Implementing Minichannels in Refrigeration and Air-conditioning Systems-Current Status and Future Directions” Heat Transfer Engineering 28: 973-985

Kandlikar S, Garimella S, Li D, Colin S, King M.R, (2005), “Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels’ Kaynak Kitap Bölüm: 1 ve 5

Lie, Y.M, Su, F.Q, Lai, R.L, Lin, T.F (2007), “Experimental Study of Pressure Drop Characteristics of Refrigerant R134a and R407C in Horizontal Small Tubes” International Journal of Heat and Mass Transfer 51: 294-301

Revellin R. (2006), “Experimental Two-phase Flow in Microchannels”, Ecole Polytechnique Federale De Lausanne (EPFL), Doktora Tezi

Refprop 7.0, NIST Standart Reference Data Program

Sara, O.N, Yapıcı, S, (2007), “Mikrokanallarda Basınç Düşüşü ve Isı/Kütle Aktarımı: I- Basınç Düşüşü ve Sürtünme Faktörü Bağlıları” Mühendis ve Makina Dergisi Cilt 48 Sayı 570

Steinke, M.E, Kandlikar S.G (2004) “An Experimental Investigation of Flow Boiling Characteristics of Water in Parallel Microchannels” Journal of Heat Transfer 127: 518-526

Sigma plot 2001 for Windows Version 7.0, 1983-2001 SPSS Inc.

Tran, T.N, Chyu, M.C, Wambsganss, M.W, France, D.M, (1999), "Two-phase Pressure Drop of Refrigerants During Flow Boiling In Small Channels: An Experimental Investigation and Correlation Development", Department of Mechanical Engineering, University of Illinois at Chicago

Zhang, M. Webb, R, (2001),"Correlation of Two-phase Friction for Refrigerants In Small-Diameter Tubes" Experimental Thermal and Fluid Science 25:131-139

Yun,R, Heo, J.H, Kim, Y (2005)," Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop of R410A in Microchannels" International Journal of Refrigeration 29:92-100

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi 05.09.1985

Doğum Yeri İzmit/Kocaeli

Lise 2000-2003

Gölcük İhsaniye Anadolu Lisesi

Lisans 2003-2007

Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2007-2009

Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Ens.
Makine Mühendisliği ABD, Isı-Proses Programı,

Çalıştığı kurum(lar)

2007-2009

Arçelik A.Ş. ArGe Akışkanlar Dinamiği Tekno.
Ailesi, Proje Asistanlığı