

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUZDOLAPLARINDA MİKROKANAL DONDURUCU BÖLME
EVAPORATÖR PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK
BELİRLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Sevan AGOPYAN

Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı: ISI-AKIŞKAN

HAZİRAN 2007

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUZDOLAPLARINDA MİKROKANAL DONDURUCU
BÖLME EVAPORATÖR PERFORMANSININ
DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Sevan AGOPYAN

503041122

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 7 Mayıs 2007

Tezin Savunulduğu Tarih : 11 Haziran 2007

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU

Diğer Jüri Üyeleri Doç.Dr. Lütfullah KUDDUSİ

Doç.Dr. Aydın MISIRLIOĞLU

HAZİRAN 2007

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştiri ve önerileri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan U. ONBAŞIOĞLU' na teşekkür ederim.

Bu çalışmanın hayata geçmesi için hertürlü imkanı sağlamış olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta Sn. Cemil İNAN ve Sn. Fatih ÖZKADI'nın şahsında teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında desteğini esirgemeyen Sn. Levent AKDAĞ'a, tüm çalışma boyunca değerli öneri, fikir ve eleştirilerinden dolayı Sn. Dr. Hüsnü KERPİÇÇİ'ye, deneysel çalışmalardaki katkılarından dolayı başta Sn. Sabahattin HOCAOĞLU olmak üzere, Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU, Sn. Faruk KOCABIYIK, Sn. İlhan BALIKÇI' ya ve tüm Arçelik ARGE Termodinamik Teknolojileri Laboratuvarı çalışanlarına teşekkür ederim.

Hayatımda doğru kararlar vermeme yardımcı olup bugünlere gelmemi sağlayan, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok değerli AİLEME ve en zor anlarımda bana destek olan çok sevgili ANNEANNEME minnetimi sunmayı bir borç bilirim.

Yaşamın güzelliklerini tanımaya başlamamı sağlayan kız arkadaşıma ve tüm dostlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2007

Sevan AGOPYAN

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	II
KISALTMALAR	V
TABLO LİSTESİ	VI
ŞEKİL LİSTESİ	VII
SEMBOL LİSTESİ	X
ÖZET	XI
SUMMARY	XIII
1 GİRİŞ	1
1.1 Mikrokanal borulu ısı değıştiricileri	4
1.2 Mikrokanallarda iki fazlı akış	7
1.2.1 Ayrık akış	10
1.2.2 Kesikli akış	11
1.2.3 Halka akış	11
1.2.4 Yayılmış akış	11
1.3 Çalışmanın amacı	12
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	14
3 DENEYSEL ÇALIŞMA	29
3.1 Evaporatörlerin hazırlanması	29
3.1.1 Borulu evaporatörün hazırlanması	30
3.1.2 Mikrokanal evaporatör	31
3.1.3 Ara parça	31
3.2 Deney tesisatı	33
3.2.1 VCC kompresör	33
3.2.2 Basınç sensörleri	33
3.2.3 Fark basınç sensörü	33
3.2.4 Debi ölçer	33
3.2.5 Diğer komponentler	34
3.2.6 Termo elemanlar (TC)	34

3.3	Deney düzeneğinin çalışma prensibi	36
3.4	Ölçümler	39
3.4.1	Borulu evaporatör için performans deneyleri	41
3.4.2	Mikrokanal evaporatör için performans deneyleri	48
3.5	Belirsizlik analizi	55
4	ÖLÇÜMLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ VE SONUÇLAR	56
4.1	Borulu evaporatör ölçümleri	56
4.2	Mikrokanal evaporatör ölçümleri	58
5	SONUÇ	62
	KAYNAKLAR	64
	ÖZGEÇMİŞ	67

KISALTMALAR

BUH	: Buharlaştırıcı
EVAP	: Evaporatör (Buharlaştırıcı)
KOMP	: Kompresör
KOND	: Kondenser (Yoğuşturucu)
ORT	: Ortalama değer
RTD	: Direnç esaslı sıcaklık sensörü (Resistance Temperature Detector)
TC	: Termo-eleman çifti (Termocouple)
VCC	: Değişken kapasiteli kompresör (Variable Capacity Compressor)
VDC	: Doğru akım gerilim birimi (Voltage Direct Current)
XPS	: Yalıtım malzemesi (Extruded Polystyrene Foam)

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1: Isı değıştiricilerin hidrolik çapa göre sınıflandırılması	5
Tablo 1.2: Kanalların hidrolik çapa göre sınıflandırılması	5
Tablo 1.3: Ana akış rejimleri ve bunların alt bölümleri (Coleman ve Garimella, 1999)	9
Tablo 1.4: Mikrokanal ve borulu evaporatörler arasındaki performans farkı	13
Tablo 2.1: Wijnstekers, J. and Janssen, M.(2005)'nin deney sonuçları	24
Tablo 3.1: Boru ve mikrokanal boru için geometrik özellikler	30
Tablo 3.2: Deney düzeneğindeki termo elemanların yerleri	35
Tablo 3.3: Borulu evaporatörle yapılan deney sonuçları	42
Tablo 3.4: Borulu evaporatör giriş - çıkış sıcaklıklarıyla sistem basınçları	45
Tablo 3.5: Borulu evapoartörle yapılan deneylerde ölçülen kabin içi sıcaklıkları, evaporatör basınç kaybı ve soğutkan debisi	47
Tablo 3.6: Mikrokanal evapoartörle yapılan deney özetleri	49
Tablo 3.7: Mikrokanal evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıklarıyla sistem basınçları ..	52
Tablo 3.8: Borulu evaporatörle yapılan deneylerde ölçülen kabin içi sıcaklıkları, evaporatör basınç kaybı ve soğutkan debisi	54
Tablo 3.9: Deney düzeneğinin belirsizlik analizinin için kullanılan değerler	55
Tablo 4.1: Borulu evaporatörle yapılan deney sonuçları	56
Tablo 4.2: Mikrokanal evaporatörle yapılan deney özetleri	59
Tablo 4.3: Mikrokanal ve borulu evaporatörler arasındaki performans farkı	61

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1: İdeal bir soğutma çevriminin basınç-entalpi diyagramı	1
Şekil 1.2: Soğutma çevrimine ait ana komponentler	3
Şekil 1.3: Farklı kanal sınıflandırma tanımlarının değişik akışkanlar için karşılaştırması [(a) su, (b) R134a, (c) R22, (d) CO ₂]	7
Şekil 1.4: Ana akış rejimleri ve bunların alt bölümleri (Coleman ve Garimella, 1999).....	10
Şekil 1.5: Borulu evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimi	12
Şekil 1.6: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimi	13
Şekil 2.1: Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi (Jokar vd., 2006)	14
Şekil 2.2: Deney düzeneğinin şematik gösterimi (Coleman ve Garimella, 1999)....	16
Şekil 2.3: Dairesel (D= 5,5 mm) ve dikdörtgen kanal (D _h =5,36 mm) akış haritalarının karşılaştırılması (Coleman ve Garimella, 1999)	17
Şekil 2.4: Pehlivan vd. (1998) çalışmasındaki deney düzeneğinin gösterimi	18
Şekil 2.5: 0,8, 1,0 ve 3,0 mm çapında kanallarda homojen model kullanılarak hesaplanan basınç düşümüyle deneysel olarak ölçülen basınç düşümlerinin karşılaştırılması. (Pehlivan vd., 2005).....	19
Şekil 2.6: Tek sıralı açık telli borulu ısı değiştiricisi ve hücum açısı (Hoke vd., 1997)	20
Şekil 2.7: Hava tarafı ısı taşınım katsayısının hücum açısı ile değişimi (Hoke vd., 1997)	21
Şekil 2.8: Wijnstekers, J. and Janssen, M., (2005) çalışmasındaki buharlaştırıcı kalorimetresinin ölçme prensibi	22
Şekil 2.9: Buharlaştırıcı kalorimetresi (Wijnstekers, J. and Janssen, M., 2005)	23

Şekil 2.10: Buharlaştırıcı ısı geçiş performansının kızgınlık derecesi ile değişimi (Wijnstekers, J. and Janssen, M., 2005)	25
Şekil 2.11: Çok portlu bir kanalda farklı portlarda değişik akış rejimlerinin oluşması (Nino, V. G. vd., 2003)	26
Şekil 2.12: Akış görsellemesi için kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi (Nino, V. G. vd. 2003)	27
Şekil 3.1: Çalışmada kullanılan mikrokanal'ın geometrik ölçüleri	29
Şekil 3.2: Çalışmada kullanılan boru kesiti ve geometrik ölçüleri (D-Formu)	29
Şekil 3.3: Borulu evaporatör resmi	30
Şekil 3.4: Mikrokanal evaporatör resmi	31
Şekil 3.5:. Bağlantı parçasına boru ve mikrokanal girişleri	32
Şekil 3.6: Bağlantı parçasını oluşturan alt ve üst parçalar	32
Şekil 3.7: Sert lehimle birleştirilmiş ara parça	32
Şekil 3.8: Deney düzeneğine bağlı cihazlar	34
Şekil 3.9: Termo elemanların kabin içindeki yerleşimleri	35
Şekil 3.10:. Termo elemanların deney düzeneğindeki yerlerinin gösterimi (kırmızı noktalar termo elemanları temsil etmektedir)	36
Şekil 3.11: Deney düzeneğinin genel görünüşü	37
Şekil 3.12: Kabin içinde yalıtım ve evaporatör yerleşimi	38
Şekil 3.13: Deney düzeneği şeması	38
Şekil 3.14: Evaporatörün içinde bulunduğu kabin ve kapak yalıtımı	41
Şekil 3.15:. Deney düzeneğinde ölçülen 10 sarımlı mevcut borulu evaporatör	41
Şekil 3.16: Borulu evaporatör giriş ve çıkış'ındaki RTD'lerden okunan sıcaklık değerlerinin zaman göre değişimi	43
Şekil 3.17: Borulu evaporatörle yapılan deneyde basınç sensörlerinden okunan değerlerin zaman göre değişimi	44
Şekil 3.18: Borulu evaporatörle yapılan deneyde kabin içine yerleştirilen termo elemanlardan ölçülen sıcaklıkların zamanla değişimi	45
Şekil 3.19: Borulu evaporatörle yapılan deneyde fark basınç sensöründen okunan değerlerin zamanla değişimi	46
Şekil 3.20: Borulu evaporatörle yapılan deneyde R134a soğutkanının kütlelesel debisi	47
Şekil 3.21: Ahşap maçaya yerleştirilen ve sarımı tamamlanan mikrokanal evaporatör	48

Şekil 3.22: Mikrokanal evaporatörle dondurucu bölme kabini içersine yerleştirilmiş hali	49
Şekil 3.23: Mikrokanal evaporatör giriş ve çıkış' ındaki RTD' lerden okunan sıcaklık değerlerinin zaman göre değişimi	50
Şekil 3.24: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneyde basınç sensörlerinden okunan değerlerin zaman göre değişimi	51
Şekil 3.25: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneyde kabin içine yerleştirilen termo elemanlardan ölçülen sıcaklıkların zamanla değişimi	52
Şekil 3.26: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneyde fark basınç sensöründen okunan değerlerin zamanla değişimi	53
Şekil 3.27: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneyde, soğutkanının kütle debisi	54
Şekil 4.1: Borulu evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör basınç kaybının kompresör devriyle değişimi	57
Şekil 4.2: Borulu evaporatörle yapılan deneylerde soğutkan debisinin kompresör devriyle değişimi	57
Şekil 4.3: Borulu evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimi	58
Şekil 4.4: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör basınç kaybının kompresör devriyle değişimi	59
Şekil 4.5: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör soğutma kapasitesinin kompresör devriyle değişimi	60
Şekil 4.6: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimi	60

SEMBOL LİSTESİ

UA	: Toplam ısı geçiş performansı (W/°C)
C.O.P	: Performan katsayısı
Dh	: Hidrolik ap (mm)
σ	: Yüzey gerilimin
g	: Yer ekim ivmesin (m/s ²)
ρ_1	: Sıvı yoğunluğu (kg/m ³)
ρ_v	: Sırasıyla sıvı ve buhar yoğunluğu (kg/m ³)
Co	: Confinement sayısı
Eö	: Eotvös sayısı
L	: Laplace sayısı
UL	: Sıvı fazın görünen hızı (m/s)
Ug	: Buhar fazın görünen hızı (m/s)
ΔP	: Buharlaştırıcı basınç düşümü (kPa)
$\dot{Q}_{BUH.}$	: Soğutma kapasitesi, buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçişi (W)
$\dot{m}$	: Soğutkanın kütlelel debisi (kg/s)
$i_$	: Buharlaştırıcı ıkış entalpisi (kJ/kg)
i_g	: Buharlaştırıcı giriş entalpisi (kJ/kg)
T_{Kabinhava}	: Kabin hava ortamı sıcaklığı (°C)
T_{Buharlaşma}	: Buharlaştırıcı sıcaklığı (°C)

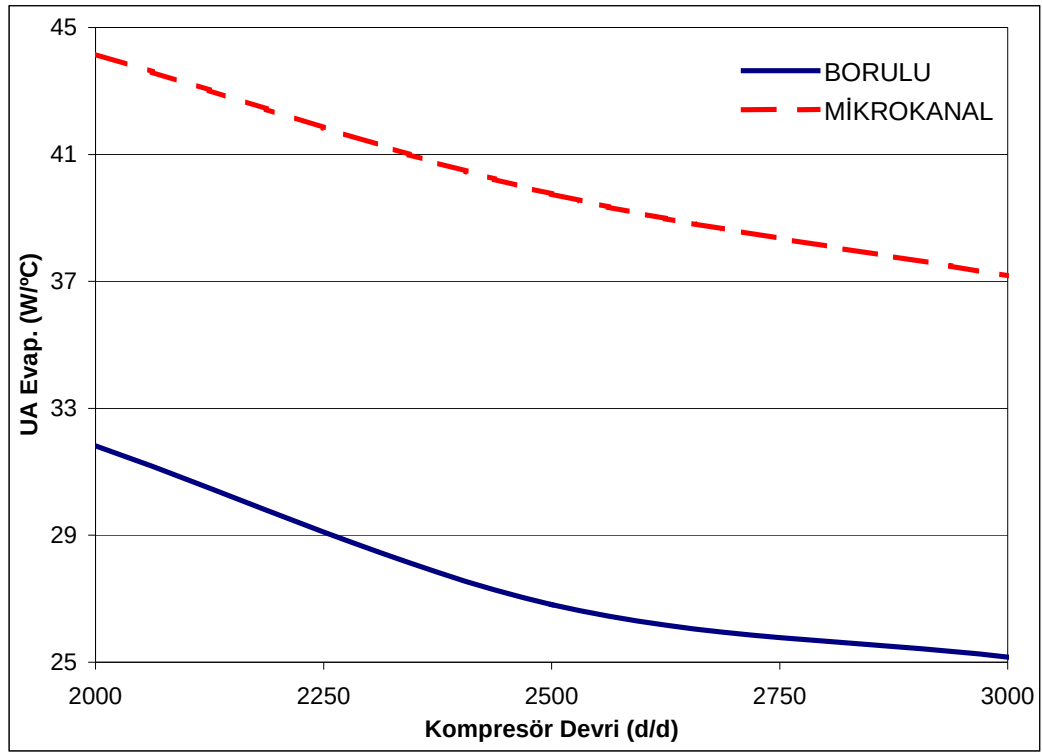
BUZDOLAPLARINDA MİKROKANAL DONDURUCU BÖLME EVAPORATÖR PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ

ÖZET

Küçük ölçekli kanallarda, iki fazlı akış özelliklerinin, konvansiyonel kanallardan farklı olduğu bilinmektedir. Bu farklılıktan dolayı küçük ölçekli kanallarda buharlaşma ve yoğunlaşma olaylarındaki ısı transferi ve basınç düşümü üzerine araştırmalar devam etmektedir. Ancak iki fazlı akışların teorik çözümlemeleri, basitleştirilmiş matematiksel modeller kullanılarak yapılabildiğinden, yaklaşık çözümler sunmaktadırlar. Bu bakımdan küçük ölçekli kanallarda, iki fazlı akış çözümlemeleri 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, evaporatör performansları üzerindeki etkisi gözardı edilmiştir. Bu da gerçek hayattaki mühendislik uygulamalarında kullanılan ısı değiştirici performanslarının, deneysel çalışma sonuçlarıyla uyuşmayacağını gösterir.

Mevcut çalışmada, buzdolabı derin dondurucusunda kullanılan borulu evaporatörle, mikrokanal uygulamasının yapıldığı evaporatörün performansları ölçülmüş ve farklı kompresör devirlerindeki karşılaştırmaları verilmiştir. Kurulan deney düzeneği sayesinde soğutma sistemi basınç ve sıcaklık değerleriyle, evaporatörlerdeki basınç kaybı ölçülmüş ve farklı kompresör devirleri için karşılaştırılmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda mikrokanal uygulaması sayesinde evaporatör performansında %48' e varan iyileşme sağlanmış, elde edilen evaporatör performansı-kompresör devri ilişkisinin önceki çalışmalarla uyum içerisinde olduğu vurgulanmıştır.



Şekil 1: Borulu ve mikrokanal evaporatörlerle yapılan deneylerde evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimi

Bu tez kapsamında yapılan deneysel çalışmanın sonunda, buzdolabı dondurucu bölme evaporatöründe mikrokanal uygulamasının sağladığı performans artışı aşağıdaki tabloda verilmiştir. Tablo incelendiğinde artan kompresör kapasitesiyle evaporatör çıkışındaki kuruluk derecesinin artmasından dolayı, her iki evaporatör performansının da azaldığı görülmektedir.

Tablo 1: Mikrokanal ve borulu evaporatörler arasındaki performans farkı

DEVİR	UA MİKROKANAL EVAP.	UA BORULU EVAP.	PERFORMANS ARTIŞI
d/d	W/°C	W/°C	%
2000	44,16	31,82	38,79
2500	39,76	26,82	48,25
3000	37,17	25,16	47,73

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE PERFORMANCE OF A MICROCHANNEL EVAPORATOR IN REFRIGERATOR'S FREEZER

SUMMARY

It has already been known that two-phase flow properties are different for small-scale and conventional channels. For that reason, researches on heat transfer and pressure drop of evaporation and condensation phenomena in small-scale channels are still being performed. However, the use of simplified mathematical models for theoretical solutions of two-phase flows, only presents approximate results. Because of that, experimental studies are vital while studying two-phase flow solutions of small-scale channels.

Experimental studies in the literature are performed only for idealized cases for quite short length channels and for limited flow conditions. The oil that is transferred to the cooling system by the compressor is neglected in these experimental studies. This fact shows that the performances of the heat exchangers in the real engineering applications will not match with the experimental results.

In the present work, performances of a tube and a microchannel evaporator of a refrigerator's freezer are calculated experimentally and are compared for various compressor speeds. By the help of the prepared test facility, pressure and temperature values of the cooling system, as well as the pressure drop in both tube and microchannel evaporators are measured and compared for different compressor speeds. As the result of the present study, up to 48% increase in the evaporator performance is achieved. Evaporator-compressor speed relation is in accordance with the previous studies.

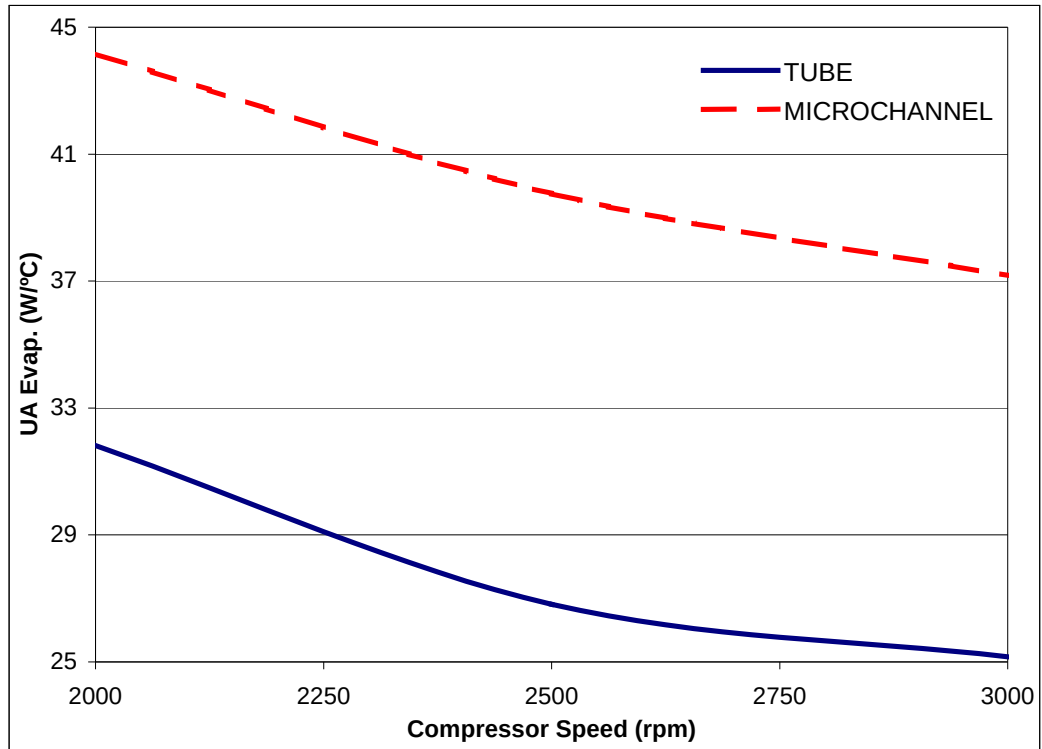


Figure 1: Change of performance of the tube and the microchannel evaporators with compressor speed

As the result of the experiments in the present study, the increase of the evaporator performance by the means of microchannel application in a refrigerator's freezer are shown in a table below. When the table is investigated it is observed that the increase of the compressor capacity results in the increase of vapour quality and decrease of both evaporators' performances.

Table 1: The difference of the performance of the microchannel and the tube evaporator

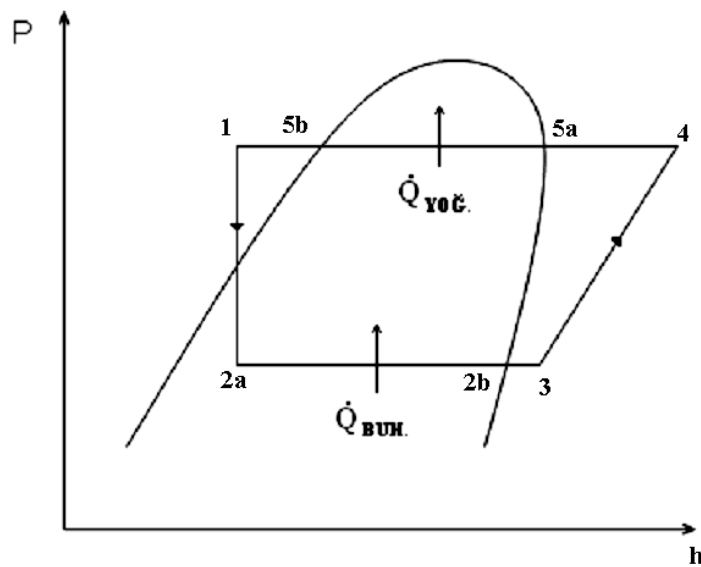
SPEED	UA OF MICROCHANNEL EVAP.	UA OF TUBE EVAP.	INCREASE OF PERFORMANCE
rpm	W/°C	W/°C	%
2000	44,16	31,82	38,79
2500	39,76	26,82	48,25
3000	37,17	25,16	47,73

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.

Buzdolabı çalışma prensibini yakından incelemek için, ideal bir soğutma çevrimini ele almakta fayda vardır:

İdeal bir soğutma çevrimine ait basınç-entalpi diyagramı ve sahip olduğu ana komponentler, sırasıyla Şekil 1.1' de ve Şekil 1.2' de gösterilmiştir.



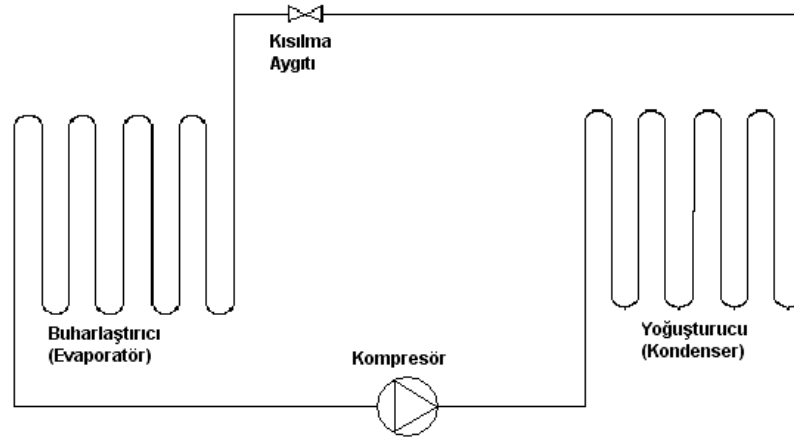
Şekil 1.1: İdeal bir soğutma çevriminin basınç-entalpi diyagramı

Şekil 1.1` de görülmekte olan basınç-entalpi diyagramındaki numaralandırma doğrultusunda ideal soğutma çevrimi elemanları ve çevrim bölgeleri tanıtlanacak olursa:

- 3-4 entalpi farkı ile kompresörün sıkıştırma işi ifade edilmiştir. Bu bölgede alçak basınç tarafından buhar halinde emilen soğutucu akışkan, sıkıştırılarak yüksek basınç bölgesine çıkartılır.
- 4-5a entalpi farkı yüksek basınç tarafı aşırı kızgınlık (superheat) bölgesidir ve kondenser (kondenser) girişinde bulunmaktadır.
- 5a-5b entalpi farkı kondenser yoğuşma bölgesi olarak adlandırılır.
- 5b-1 entalpi farkı yüksek basınç tarafı aşırı soğutma (subcool) bölgesi olarak ifade edilir ve kondenser çıkışında bulunmaktadır.
- 1-2a noktaları arasında adyabatik genişleme işlemi tanımlanmıştır. Burada, bir genişleme aygıtı yardımı ile (kapileri) soğutucu akışkanın basıncı yüksek basınç bölgesinden alçak basınç bölgesine düşürülür.
- 2a-2b entalpi farkı ile soğutma kapasitesi ifade edilmiştir. Bu bölgede ortamdan ısı çekilir ve evaporatör (buharlaştırıcı) yardımı ile soğutucu akışkan buharlaştırılır.
- 2b-3 bölgesi ise alçak basınç tarafı aşırı kızdırma bölgesi olarak ifade edilir. Bu bölgede soğutucu akışkan aşırı kızdırılarak kompresör emniyeti sağlanır.

Bir buzdolabı soğutma sisteminden istenen, buzdolabı kabin iç hava sıcaklığını belli bir değere düşürüp, bu sıcaklık değerini korumaktır. Sürekli rejim hali dikkate alındığında kabin içindeki düşük hava sıcaklığını korumak için buzdolabının ısı kazancı kadar iç havadan ısı çekmek gerekir. Dolap kabini iç havasından çekilen ısı miktarının, soğutma sistemini çalıştırmak için harcanan elektrik enerjisine oranı, soğutma sisteminin performansı (C.O.P) olarak tanımlanır. Soğutma sisteminde

bulunan evaporatörün toplam ısı geçiş katsayısı ise evaporatör performansı olarak adlandırılır. Soğutma sisteminin performansını Şekil 1.1’ de 2a-2b entalpi farkı ile tanımlanmış olan evaporatör soğutma kapasitesi ile örneklemek mümkündür. Aynı buharlaşma giriş koşullarında, evaporatör performansının artışı, soğutma kapasitesinin artışı, soğutma kapasitesindeki artış ise 3-4 entalpi farkıyla tanımlanan, kompresörün sıkıştırma işi için harcayacağı enerjinin azalmasına neden olacaktır.



Şekil 1.2: Soğutma çevrimine ait ana komponentler

Bir soğutma sisteminin performansı, cihazı oluşturan komponentlerin performanslarıyla birebir ilişkilidir. Buzdolabı ve derin dondurucularda asıl soğutma işlemini gerçekleştiren evaporatörler de cihazın komponentlerinden biri olmasından dolayı, performans iyileştirme çalışmalarına konu olmuşlardır.

Evaporatörlerde mini kanal ve mikrokanal kullanımı performansın artırılması için uygulanan yöntemlerden biridir. Bu sayede evaporatörde hem dış taraf ısı iletim katsayısı, hem de iç taraf ısı taşınım katsayısında iyileşme sağlanarak evaporatör toplam ısı geçiş katsayısı artmaktadır.

1.1 Mikrokanal borulu ısı değiştiricileri

Günümüzde mikrokanal borulu ısı değiştiricileri özellikle otomotiv endüstrisinde daha yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Üretim ve birleştirme tekniklerindeki gelişmeler, uygulamaların soğutma endüstrisinde de yaygınlaşmasını sağlamaktadır. Son yıllarda özellikle klima santrallerinde mikrokanal uygulamalarına daha sık rastlanır olması, uygulamaların önümüzdeki yıllarda buzdolabı sektörüne de sıçrayacağının habercisidir.

Otomotiv endüstrisindeki uygulamalarda çalışılan debiler, konutsal kullanım amaçlı tasarlanan buzdolabı ve dondurucu soğutma çevrimlerine göre daha yüksek olduğundan, tüm mikrokanal ısı değiştiricilerinde manifold uygulamasına rastlanmaktadır. Bu sayede kullanılan akışkanın kanallara homojen dağılması sağlandığı gibi, hız değerleri düşürölerek basınç kayıpları azaltılmaktadır. Ancak konutsal kullanım amaçlı soğutma endüstrisinde debi değerleri çok daha düşüktür. Bu nedenle çevrimde kullanılan soğutkanın kanallara, örneğin evaporatör paslarına eşit dağıtılması ideal durum olmasına rağmen manifoldsuz uygulamanın mevcut borulu uygulamaya göre önemli basınç kayıplarına neden olmayacağı düşünölmektedir.

Küçük kanallardaki aktarım olaylarının normal boyutlardaki kanallardan farklı olması küçük boyutlu ve normal boyutlu kanallar arasında bir ayırım yapılmasını gerektirir. Buna rağmen literatürde kanal boyutlarının sınıflandırılması konusunda bir görüş birliği bulunmadığından, farklı tanımlar mevcuttur. Shah (1989) çalışmasında, ısı değiştirici ısı transfer yüzey alanının, ısı değiştirici hacmine oranının $> 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ olduğu ısı değiştiricilerini kompakt ısı değiştiricisi olarak tanımlamıştır. Mehendale vd. (2000) çalışmasında, değişik küçük ve mini ısı değiştiricilerini hidrolik çapa göre sınıflandırma yapmışlardır (Tablo 1.1)

Tablo 1.1: Isı değiştiricilerin hidrolik çapa göre sınıflandırılması

Isı Değiştiricisi Tipi	Hidrolik ap (D_h)
Mikro	1- 100 μm
Meso	100 μm - 1 mm
Kompakt	1-6 mm
Konvansiyonel	> 6 mm

Shah (1989) ve Mehendale vd. 'nin (2000) yaptıkları tanımlar, hidrolik çapı < 6 mm olan kanalları küçük kanal olarak sınıflandırır.

Küçük boyutlu kanallar üzerine çok sayıda çalışması bulunan Kandlikar (2001,2002) ise kanalları, hidrolik çapa göre şöyle sınıflandırmıştır (Tablo 1.2).

Tablo 1.2 Kanalların hidrolik çapa göre sınıflandırılması

Kanal Tipi	Hidrolik ap (D_h)
Mikro	10 - 200 μm
Mini	200 μm - 3 mm
Konvansiyonel	> 3 mm

Yukarıdaki tanıma göre $D_h \leq 3$ mm olan kanallar, küçük kanal olarak sınıflandırılmıştır. Bunlara ek olarak küçük ve minikanallar içindeki akış özeliklerini belirten boyutsuz sayılar kullanılarak da kanal sınıflandırması yapmak mümkündür. Triplett vd. (1999) kanal sınıflandırmasını Laplace sabitini (L) kullanarak yapmışlardır. Buna göre $D_h \leq L$ olan kanallar küçük kanallar olarak sınıflandırılmışlardır.

$$L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (1.1)$$

Burada σ yüzey gerilimini, g yer çekim ivmesini, ρ_l ve ρ_v sırasıyla sıvı ve buhar yoğunluklarını göstermektedir.

Kew ve Cornwell (1997) alışmalarında kanal sınıflandırması için Laplace sabitini temel alan Confinement (Co) sayısını önermişlerdir.

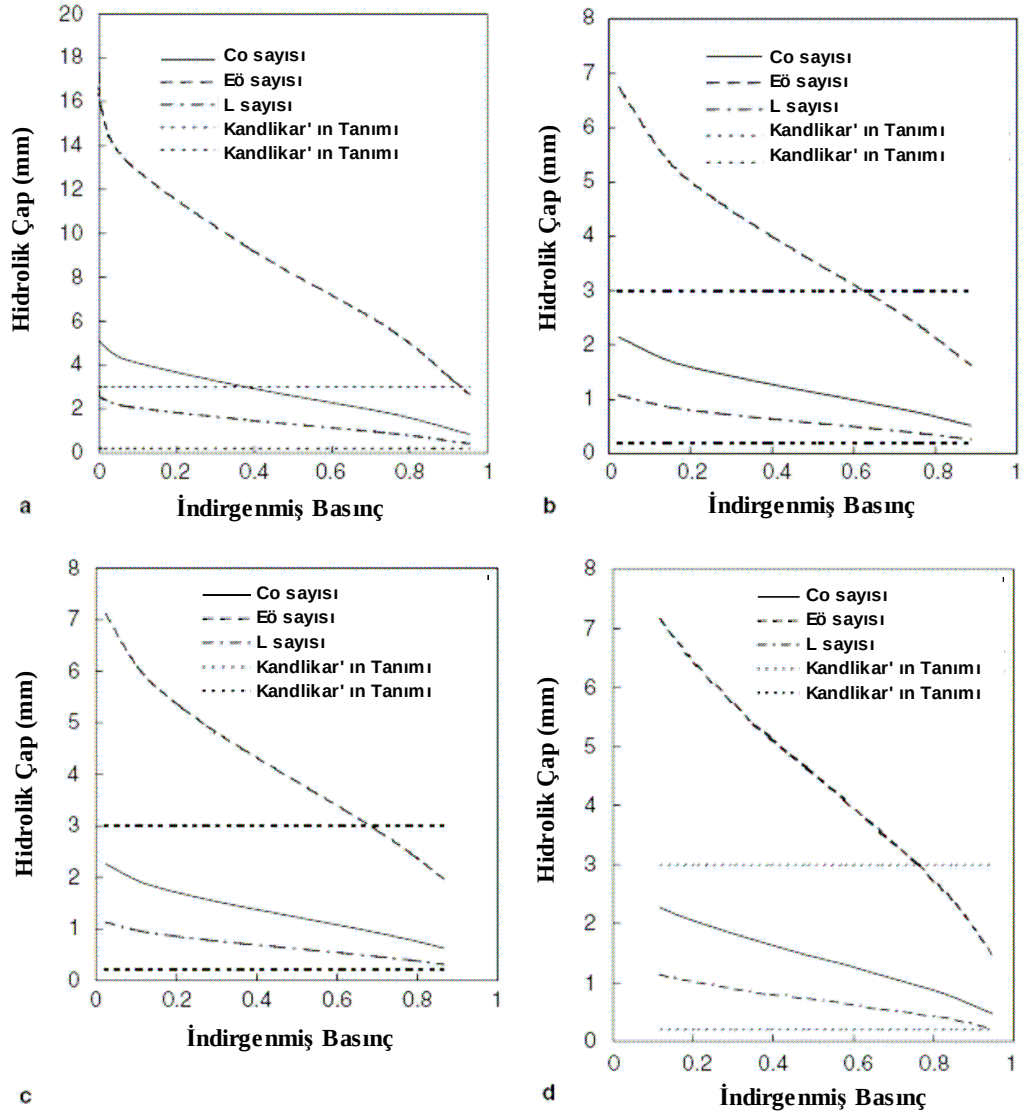
$$Co = \frac{1}{D_h} \sqrt{\frac{4\sigma}{g(\rho_1 - \rho_v)}} \quad (1.2)$$

Brauner ve Moalem-Marón (1992) tabakalı akışın lineer stabilite analizini temel alan ve küçük boyutlu kanallardaki yüzey geriliminin bir ölçüsü olan boyutsuz Eotvös (Eö) sayısını tanımlamışlardır.

$$Eö = \frac{(2\pi)^2 \sigma}{(\rho_1 - \rho_v) D_h^2 g} > 1 \quad (1.3)$$

Bunun dışında bazı araştırmacılar (Wolk vd., 2000) küçük kanalların hidrolik çaplarını $D_h \leq 6$ mm olarak tanımlarken, bazı çalışmalarda ise (Wongwises vd. 2000a) $D_h \leq 7,5$ mm olarak alırlar. Görüldüğü üzere kanal boyut sınıflandırması üzerinde bir görüş birliğinden söz edilemez. Bu çalışma kapsamında mikrokanal, görece küçük kanal anlamında kullanılmıştır.

Yukarıda özetlenmiş olan kanal sınıflandırmalarının farklı akışkanlar için karşılaştırmaları Şekil 1.3’ de verilmiştir.



Şekil 1.3: Farklı kanal sınıflandırma tanımlarının değişik akışkanlar için karşılaştırması [(a) su, (b) R134a, (c) R22, (d) CO₂] (Cheng ve Mewes, 2005)

1.2 Mikrokanallarda iki fazlı akış

Bu tanımlar ışığında, literatürde, tek fazlı iç akış davranışlarının oldukça geniş çalışma koşulları için teorik analizlerine rastlanmaktadır. Ancak; iki fazlı akışlar basitleştirilmiş matematiksel modeller uygulanarak, çoğu kez, teorik olarak hesaplanmışlardır. Dolayısıyla; bu modellerin kullanıldığı hesaplar, yaklaşık çözümler sunmaktadır. Bilgisayarların kullanıldığı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) analizleri de ancak doğruya yakın sonuçlar verebilmektedir. Bu nedenle, iki

fazlı akış davranışlarının çözülebilmesi için deneysel çalışmalara başvurulması kaçınılmazdır. İki fazlı iç akışlar üzerine yapılan deneysel çalışmaların büyük kısmı makro ölçekteki kanallar üzerine yoğunlaşmıştır. Ancak mini ve mikro ölçeklerde çalışıldığında, yüzey gerilim etkisinin artmasıyla birlikte yerçekimi etkisinin azalmasından dolayı, makro ölçekteki kanallar için yapılan deneysel çalışmalar ve bu çalışmaların sonucunda geliştirilen modellerin, iç akışların termo-hidrokinamik özelliklerinin belirlenmesi için kullanılmaları doğru değildir (Victor vd., 2003)

İki fazlı akışlardaki basınç düşümünü hesaplamak için geliştirilen korelasyonlar temel olarak iki basınç düşüm modelini esas alırlar: Bunlardan ilki, iki fazlı akıştaki basınç düşümünü tek fazlı akış halindeki basınç düşümüyle ilişkilendirir. Bu modelde tek fazlı basınç düşümü hesaplanırken fazlardan bir tanesinin akışkan özellikleriyle birlikte ya tek başına sahip olduğu kütleli akıda veya iki fazlı akış durumundaki toplam kütleli akıda kanal içinde akması durumundaki basınç düşümü kullanılır. İkinci model ise akış parametrelerini içeren boyutsuz sayılardan yararlanır. Bu temel yaklaşımlardan birinin kullanılması yoluyla geliştirilen basınç düşüm modeli, belli bir akış rejiminde akan akışkanın basınç düşümünü belirleyebilir. Bu sebeple basınç düşümünü doğru hesaplayabilmek için akış rejimlerinin tanımlanması ve araştırılması önemlidir.

Mikrokanalların, günümüzdeki en önemli kullanım alanı otomotiv hava şartlandırıcısı kondenseridir. Yapılan araştırmaların amacı, ısı değiştiricileri mikrokanal olan değişik hava şartlandırma sistemleri tasarımları yapmaktır. Evaporatörlerdeki sorun iki fazlı akışın portlara eşit dağılmama problemidir (Victor vd., 2003). İki fazlı akışta sıvı ve buhar faz etkileşimi basınç kaybı ve ısı transferini etkilemektedir. Bu etkileşim de, her iki fazın hızlarına, buhar kalitesine ve akışkan özelliklerine bağlıdır. Akış türlerini belirlemek için akış haritalarının kullanılması yaygın bir tekniktir. İki eksenli koordinatlarda verilen bu haritalarda genelde koordinat olarak buhar ve sıvının görünür hızları yer almaktadır. Ayrıca eksenlerinde kütleli akı ve buhar kalitesini içeren haritalar da mevcuttur.

Büyük ve küçük hidrolik çaplı, yatay ve dikey kanallarda farklı akışkanlar ve akış hızlarında adyabatik ve faz değişim koşulları için iki fazlı akış tipleri araştırılmıştır. Genelde tek kanalda, çeşitli akış koşullarındaki akışkanlar için akış karakteristikleri bilinmektedir. Ancak iki ve daha fazla cepli kanalların akış karakteristikleriyle ilgili sınırlı sayıda çalışma mevcuttur.

Akış rejimleri ve bu rejimler arasındaki geçiş bölgeleri konusunda literatürde bir görüş birliği olmamakla beraber genelde dört ana akış rejimi tanımlanmış (Tablo 1.3 ve Şekil 1.4), diğer akış rejimleri ise bunların alt bölümlerini oluşturduğu kabul edilmiştir (Coleman ve Garimella, 1999).

Tablo 1.3: Ana akış rejimleri ve bunların alt bölümleri (Coleman ve Garimella, 1999).

Akış Rejimi	Akış Şekli
Ayrık Akış (stratified)	Pürüzsüz Ayrık Akış
	Dalgalı Ayrık Akış
Kesikli Akış (intermittent)	Tıkaç Akış (plug)
	Mermi Akış (slug)
Halka Akış (annular)	Dalgalı Halka Akış
	Halka Akış
	Halka Sis Akış (annular mist)
Yayılmış Akış (dispersed)	Kabarcıklı Akış
	Yayılmış Kabarcıklı Akış

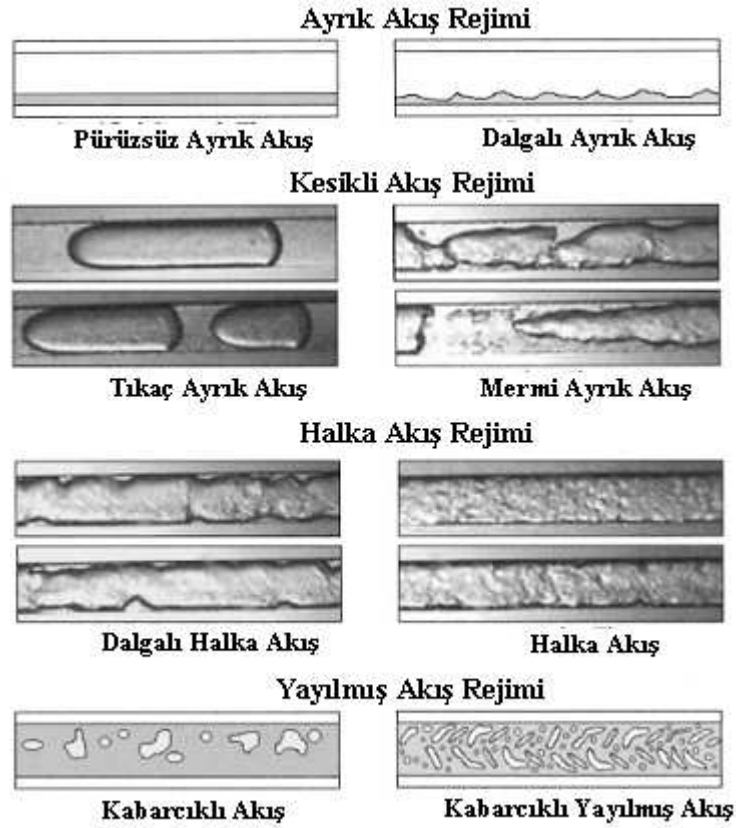


Figure 2 Two-phase flow regimes and their flow patterns (direction of flow is from right to left).

Şekil 1.4: Ana akış rejimleri ve bunların alt bölümleri (Coleman ve Garimella, 1999).

1.2.1 Ayrık akış

Bu akış rejiminde sıvı ve buhar fazı birbirlerinden tamamen ayrılmış bir şekilde akmaktadırlar. Büyük çaplı kanallarda ($D_h > 4$ mm) düşük buhar ve sıvı hızlarında, sıvı faz aşağıda, buhar fazı yukarda olmak üzere bu akış rejimine rastlanır. Pürüzsüz ayrık akış ve dalgalı ayrık akış olmak üzere ikiye ayrılır. Dalgalı ayrık akışta sıvı ve buhar fazlarının birbirinden ayrıldığı ara yüzde küçük dalgalanmalar gözlenirken, pürüzsüz ayrık akışta ara yüzde bir dalgalanma yoktur. Hidrolik çapı 2 mm' nin altındaki kanallarda bu akış rejimine rastlanmaz.

1.2.2 Kesikli akış

Sıvı veya buhar fazında süreksizliklerin olduğu bu akış rejimi düşük kütleli akı ve düşük kuruluk derecelerinde rastlanır. Tıkaç (plug) ve mermi (slug) akış şekillerinde görülür. Tıkaç akış rejiminde buhar fazın oluşturduğu tıkaçlar birbirlerinden ince bir sıvı tabakası tarafından ayrılırlar. Tıkaç, üniform bir şekle sahip olmakla birlikte, tıkaç sonlarında küçük düzensizlikler görülebilir. Buhar faz miktarı arttıkça tıkaçın uç noktalarında meydana gelen ayrılmalar, küçük kabarcıkların oluşmasına yol açar. Bu tip akış mermi akış (slug flow) olarak adlandırılır.

1.2.3 Halka akış

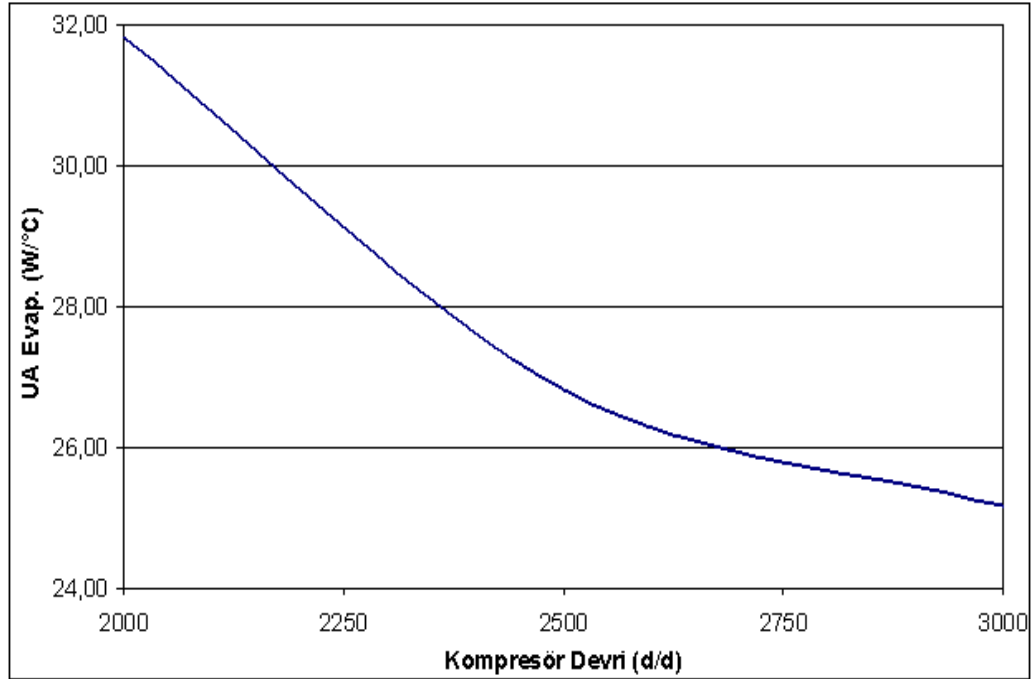
Bu akış rejiminde buhar faz, kanal merkezinden akarken, halka şeklinde akan sıvı faz tarafından çevrelenmiştir. Bu akış rejiminin olabilmesi için buharın yerçekimini yenerek sıvı fazı kanal çeperlerine itebilecek enerjiye sahip olması gerekmektedir. Bu akış rejimi; buhar ve sıvı faz ara yüzünde dalgalanmaların olduğu dalgalı halka akış, ara yüzde dalgalanmaların olmadığı halka akış ve gaz fazda sıvı tanelerinin görüldüğü sisli halka akış tipleri olmak üzere ayrılır.

1.2.4 Yayılmış akış

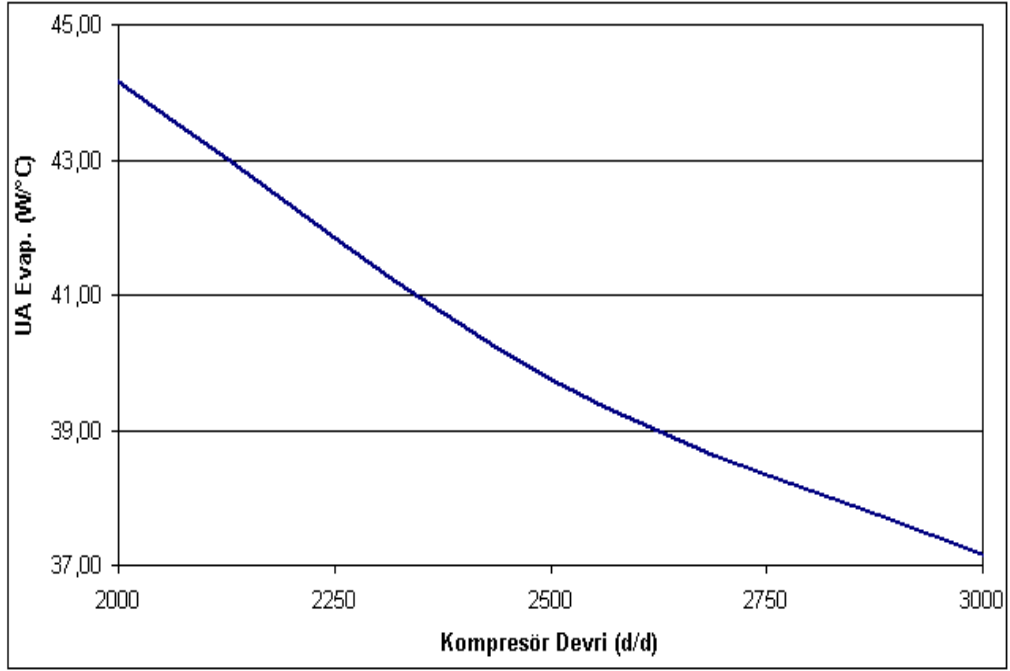
Bu akış rejiminde küçük buhar kabarcıkları türbülanslı sıvı faz içerisinde dağılmış haldedir. Çok yüksek kütleli akılarda görülen bu akış tipi, kabarcıklı ve kabarcıklı yayılmış (yayılmış) akış tipleri olarak ikiye ayrılır. Kabarcıklı akış rejiminde, türbülanslı sıvı fazı içindeki laminar gaz fazında bulunan kabarcıklar belli bir şekle sahip değildir. Buhar fazın artan kütleli akısıyla beraber kabarcıklar küçülür ve sıvı içinde dağılıp yayılmış kabarcıklı akış tipini oluştururlar.

1.3 Çalışmanın amacı

Bu çalışmanın amacı, buzdolabı derin dondurucusunda kullanılan borulu evaporatörle, mikrokanal uygulamasının yapıldığı evaporatörün performanslarının, mikrokanelerde iki fazlı akış çerçevesinde belirlenerek; farklı kompresör devirleri için karşılaştırmalarının yapılmasıdır. Literatürde, artan kompresör devriyle evaporatör çıkışındaki kızgınlık derecesi arttığından, evaporatör performansları kompresör devriyle ters orantılı olarak değişmektedir (Wijnstekers ve Jansen, 2005). Bu çalışmada, Şekil 1.5 ve Şekil 1.6’ da verilen bu ilişki sırasıyla borulu evaporatör ve mikrokanal evaporatör için araştırılmıştır.



Şekil 1.5:Borulu evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimi



Şekil 1.6: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimi

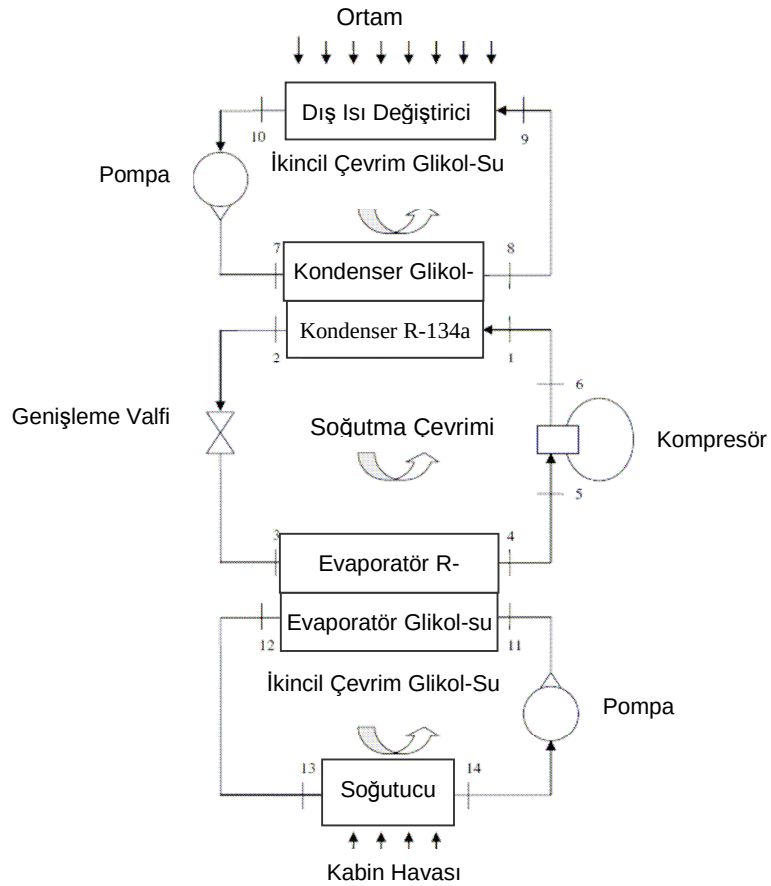
Bu tez kapsamında yapılan deneysel çalışmanın sonunda, buzdolabı dondurucu bölme evaporatöründe mikrokanal uygulamasının sağladığı performans artışı Tablo 1.4’ te verilmiştir.

Tablo 1.4: Mikrokanal ve borulu evaporatörler arasındaki performans farkı

DEVİR	UA MIKROKANAL EVAP.	UA BORULU EVAP.	PERFORMANS ARTIŞI
d/d	W/°C	W/°C	%
2000	44,16	31,82	38,79
2500	39,76	26,82	48,25
3000	37,17	25,16	47,73

2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde benzer konularda yapılan çalışmalar son yıllarda artmıştır. Örneğin; Jokar vd.' nin (2006) gerçekleştirdikleri çalışmanın amacı, minikanal levha tipli ısı değiştiricilerinde iki fazlı ısı transferini etkileyen parametreleri deneysel olarak araştırmak ve boyutsal analiz tekniği yardımıyla gerekli korelasyonları oluşturmaktır. Bunun için bir tarafından soğutkan R134a, diğer tarafından %50' lik glikol-su karışımının aktığı 3 farklı geometrideki levha tipi ısı değiştiricinin termo-hidrodinamik performansları deneysel olarak belirlenmesi için Şekil 2.1' de şematik olarak gösterilen deney düzeneği kullanılmıştır.

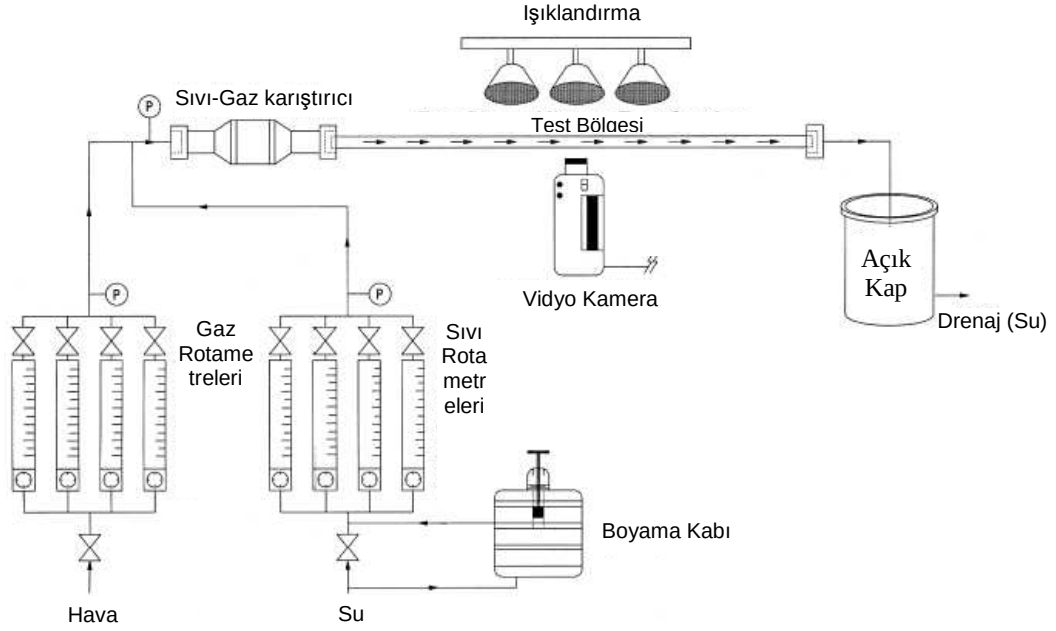


Şekil 2.1: Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi (Jokar vd., 2006)

Bu düzenekte soğutma çevrimi elemanlarının giriş ve çıkışlarında basınç ve sıcaklık sensörleri konmuştur. Soğutkan devri değişken devirli kompresör yardımıyla ayarlanır. Glikol-su karışımı içeren ikincil çevrimlerin görevi evaporatör ve kondenserden ısı transferini sağlamak için tasarlanmıştır. Deneylerde levha sayıları 34, 40 ve 54 ve levha ortalama aralığı 2 mm olan levha tipi ısı değiştiriciler kullanılmıştır. Yapılan deneyler sonunda farklı koşullarda evaporatördeki iki fazlı ısı transfer katsayısının 500-2800 W/m²K aralığında, kondenserdeki iki fazlı ısı transfer katsayısının ise 700-11000 W/m²K aralığında değiştiği belirlenmiştir.

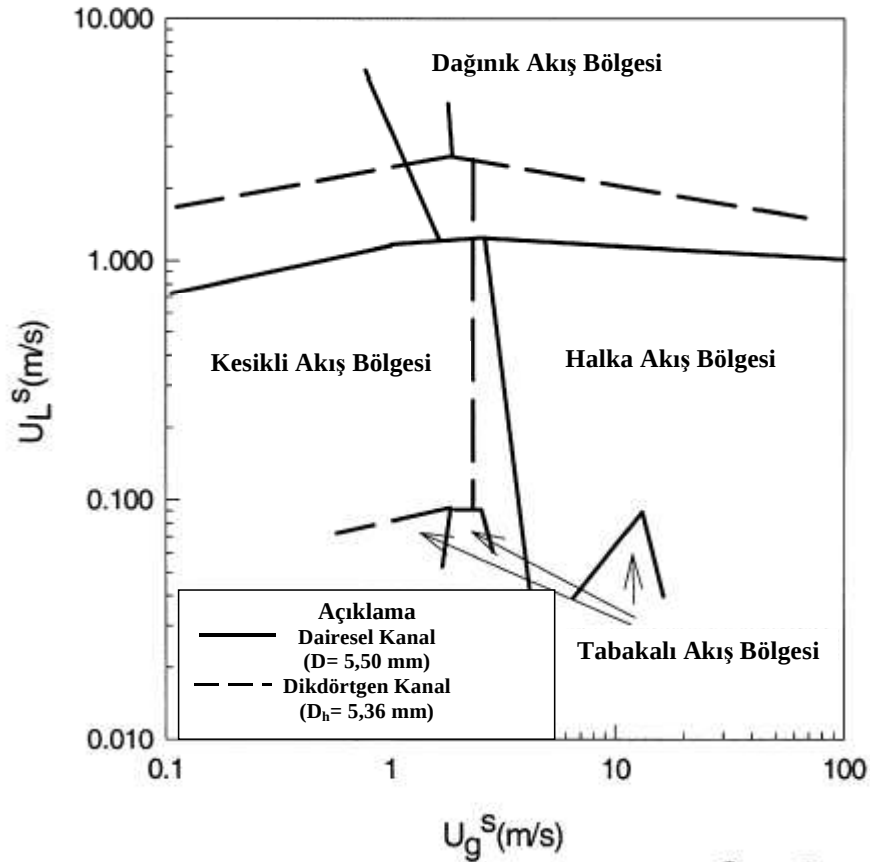
Çalışmada sonuç olarak konvansiyonel kanallardaki buharlaşma ve yoğuşmadaki ısı transferi için geliştirilen korelasyonların mini/mikrokanallar için kullanılamayacağını göstermiştir.

Coleman ve Garimella (1999) çalışmalarında düşük hidrolik çaplardaki dairesel ve dikdörtgen kanallarda, adyabatik durum için hava-su ikilisinin çift-fazlı akışını incelemişlerdir (bu sebeple çalışma çıktıları faz değişiminin olduğu durumlar için doğrudan kullanılamayacağı belirtilmiştir). Çalışma sonunda $D_h < 10\text{mm}$ (D_h : hidrolik çap) sahip kanallarda kanal boyutu ve yüzey gerilimi etkilerinin akış tipleri üzerindeki önemi arttığı belirlenmiştir. Bu sebepten dolayı büyük çaplı kanallar için çıkarılan akış rejim haritalarının, teorik çözümlerin ve akış tiplerini belirleyen korelasyonların küçük çaptaki kanallar için kullanılamayacağı belirtilmiştir. Şekil 2.2' de çalışmada kullanılan deney düzeneğinin şeması görünmektedir. Deney düzeneğinde, hidrolik çapları 5,5-1,3 mm arasında değişen kanallarda gaz görünür hızının 0,1-100 m/s ve sıvı görünür hızının ise 0,01-10 m/s aralığında değiştiği durumlarda yüksek hızlı video kamerayla akış tipleri kaydedilmiştir.



Şekil 2.2: Deney düzeneğinin şematik gösterimi (Coleman ve Garimella, 1999)

Küçük hidrolik çaptaki kanallarda ($D_h < 10\text{mm}$), azalan kanal çapıyla beraber yüzey gerilimi etkisi artmakta, dağınık akış ve ayırık akış biçimleri daha yüksek görünür sıvı hızlarında görülmekte. Ayrıca halka akış biçimi sabit bir görünür gaz hızında oluşmakta ve çap azaldıkça limit değere yaklaşmaktadır. Yukarıda özetlenen etkilerin küçük çaplardaki dikdörtgen kanallar için de geçerli olduğu ve dairesel kanaldan farklı olarak dikdörtgen kanallarda yükseklik-genişlik oranının da akışı etkilediği belirtilmiştir. Şekil 2.3’ de 5,36 mm hidrolik çaplı dikdörtgen ve 5,5 mm çaplı dairesel kanalın akış haritaları karşılaştırılmıştır.

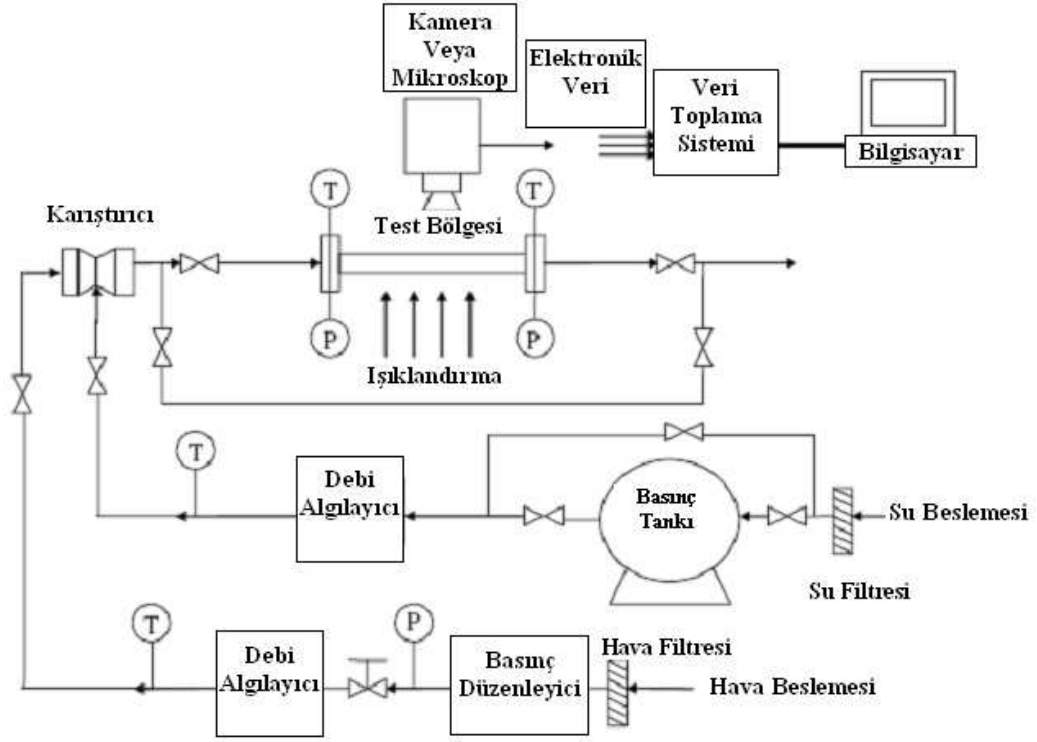


Şekil 2.3: Dairesel ($D= 5,5$ mm) ve dikdörtgen kanal ($D_h=5,36$ mm) akış haritalarının karşılaştırılması (Coleman ve Garimella, 1999)

Hazırlanan bu akış haritası incelendiğinde dikdörtgen kanalda sıvı fazın, kanal köşelerinde daha iyi tutunabilmesinden ve yüzey geriliminin dairesel boruya göre daha baskın olmasından dolayı dağınık akış rejimine geçiş daha yüksek sıvı hızlarında meydana gelmiştir. Her iki kanalda da ayrık akış gözlemlendiği, ancak bunun dikdörtgen kanal için daha düşük gaz hızlarında meydana geldiği belirtilmiştir.

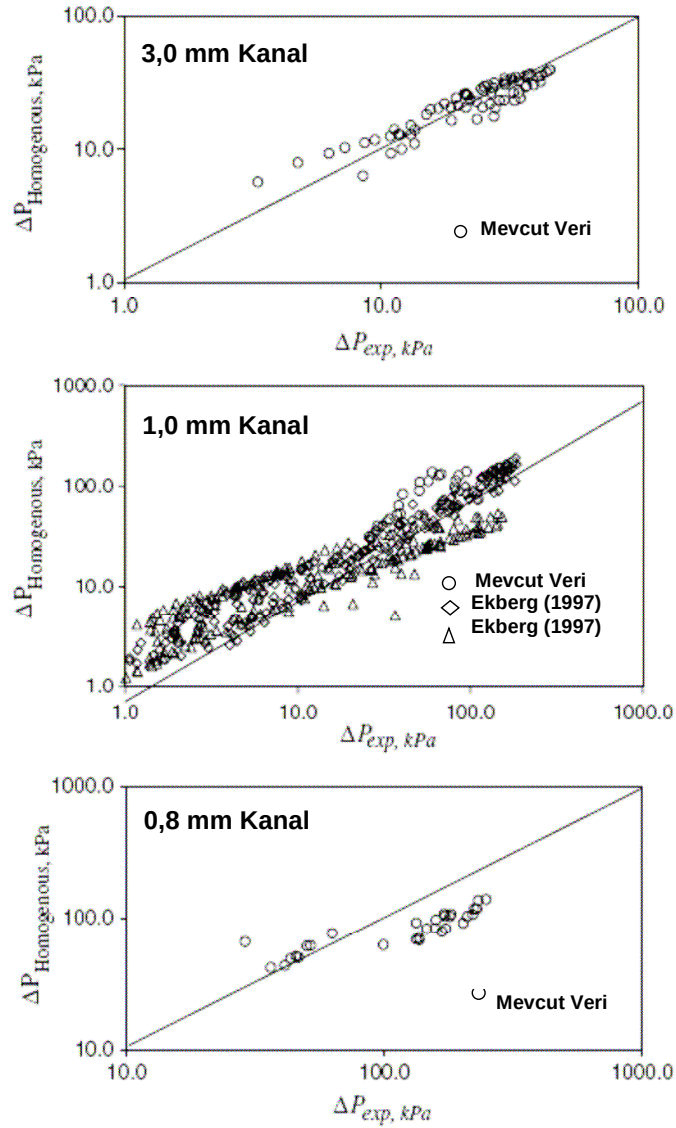
Pehlivan vd. (2005) ise, mini ve mikro kanallarda su-hava ikilisinin iki fazlı akış karakteristikleri ve basınç düşümleri üzerine çalışmışlardır. Çalışma kapsamında 3 mm, 1 mm ve 0,8 mm çaplı ve 200 mm uzunluğunda borosilikat cam kanallardaki akış araştırılmıştır. Deneyle bulunan basınç düşümleri 3 farklı basınç düşüm modeliyle karşılaştırılmıştır. Bunlar Homojen model, Friedel ve Chrisholm modelleridir. Amaç bu modellerin mini ve mikro kanallarda geçerliliğini sorgulamaktır. Bunlardan Homojen ve Chrisholm modelleri 1,0 mm ve 0,8 mm çaplı kanal için iyi sonuçlar verirken, Friedel modeli basınç düşümlerini fazla

hesaplamıştır. Yapılan çalışmanın çıktıları ve önceki deney sonuçları kullanılarak akış rejim haritaları oluşturulmuştur. Bu haritada kabarcıklı, kesikli, çalkantılı (churn) ve halka (annular) akış tipleri gösterilmiştir. Aşağıda Şekil 2.4’ te deney düzeneğinin şematik gösterimi sunulmuştur.



Şekil 2.4: Pehlivan vd. (1998) çalışmasındaki deney düzeneğinin gösterimi

Deney sırasında gözlenen iki fazlı akış rejimleri birçok faktöre bağlıdır. Bu faktörler akış debileri, akışkan özellikleri, kanal eğimi, kanal geometri ve boyutları (uzunluk, kesit). Akış rejiminden bağımsız olarak kanallardaki basınç düşümünü ölçen korelasyonlar yukarıda belirtilmişti. Bunlar, makro ölçekteki kanallardaki iki fazlı akışlar için basınç düşümünü yaklaşık hesaplayabilirken, bu çalışmanın amacı söz konusu modellerin mini-mikro kanallar için de geçerliliğinin ortaya konmasıdır. Basınç düşüm modelleri arasından homojen basınç düşüm modeli 3,0 mm, 1,0 mm ve 0,8 mm’ lik kanallar için sırasıyla %1,2, %15,6 ve %24,1 ortalama hatayla deneysel sonuçlara en yakın değerleri vermiştir. Şekil 2.5’ te farklı çaplardaki kanallar kullanılarak deneysel olarak ölçülen basınç düşümleriyle, homojen model kullanılarak hesaplanan basınç düşümlerinin karşılaştırması verilmiştir.

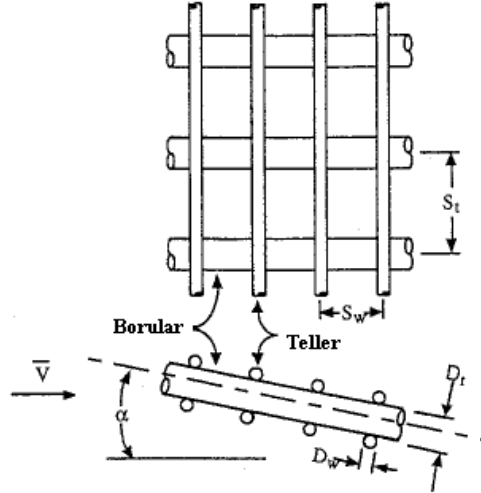


Şekil 2.5:0,8, 1,0 ve 3,0 mm çapında kanallarda homojen model kullanılarak hesaplanan basınç düşümüyle deneysel olarak ölçülen basınç düşümlerinin karşılaştırılması. (Pehlivan vd., 2005)

Çalışmada, yapılan deneylerden elde edilen bilgilerle hazırlanan akış haritaları, konu üzerinde çalışmalarda bulunmuş diğer kişilerin hazırladığı akış haritalarıyla karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlarla daha önce hazırlanmış akış haritalarına bakıldığında farklı akış rejimleri arasındaki (1,0 mm ve 0,8 mm için) geçiş bölgelerinin konumları arasında farklılıklar olduğu görülmüştür. Bu da herkes tarafından kabul edilen bir akış haritasının hazırlanmasının gereğini ortaya koymuştur.

Hoke vd.'nin. (1997) gerçekleştirdiği çalışmada, açık telli borulu ısı değiştiricisinin hava tarafı doğal ve zorlanmış taşınım ile ısı geçiş katsayısı, havanın hızı, hücum açısı ve akış doğrultusu parametrelerine bağlı olarak incelenmiştir. Deneylerde tek sıralı açık telli borulu ısı değiştiricisi içerisinde akışkan olarak su geçirilmiştir. Isı değiştiricisi etrafından geçen havanın hızı 0 ile 2 m/s aralığında, hücum açısı ise 0° ile $\pm 90^\circ$ arasında değiştirilmiştir. Tüm ısı değiştiricileri, bir hava tüneline üniform ve yatay akışa maruz bırakılarak, 0,30 m yükseklik 0,91 m genişlik ve 0,76 m uzunluğunda bir test bölümünde incelenmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde, akışın boruya ve tellere dik geldiği durumlar için de inceleme yapılmıştır.

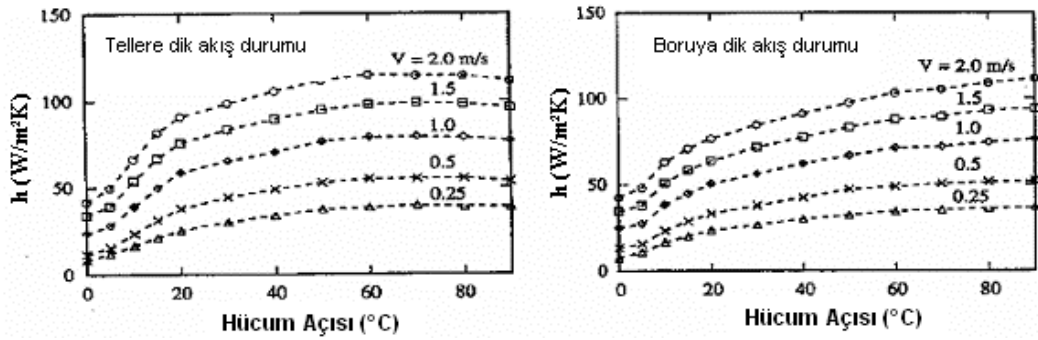
Şekil 2.6'da tek sıralı açık telli borulu bir ısı değiştiricisi ve bu ısı değiştiricisine ait karakteristik büyüklükler olan tel çapı, boru çapı, tel aralığı, boru aralığı ile hücum açısı da tanımlanmıştır. Şekil 2.6'da gösterilmeyen diğer karakteristik büyüklüklerin ise toplam tel uzunluğu ve bir boru sırasının uzunluğu olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.6: Tek sıralı açık telli borulu ısı değiştiricisi ve hücum açısı (Hoke vd., 1997)

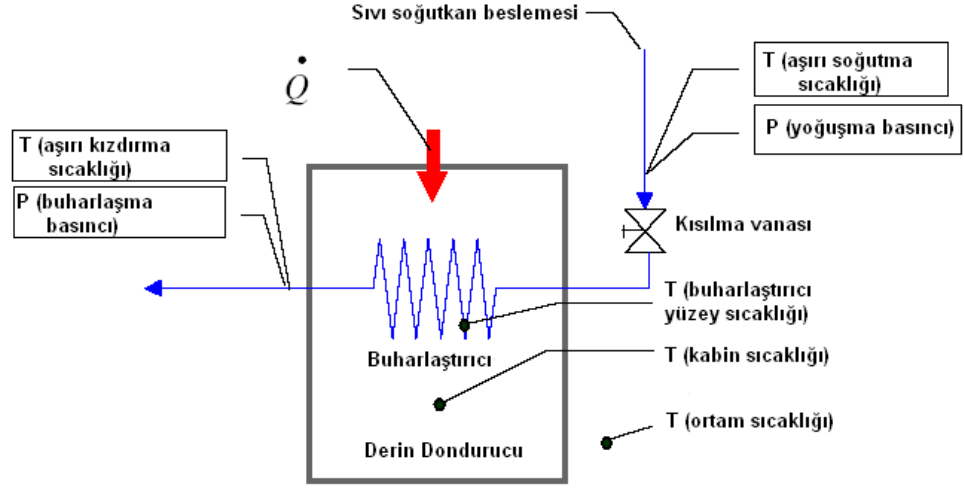
Çalışma sonucunda açık telli borulu yoğunlaştırıcılarda, en büyük ısı direncin hava tarafında gerçekleştirdiği, boru içindeki akışın iki fazlı olduğu durumda bu direncin toplam direncin % 95'ini oluşturduğu belirtilmiştir. Ayrıca açık telli borulu ısı değiştiricilerinde, yatay durumda hava akışının tellere dik veya paralel gelmesinin ısı

değiştiricisi performansından bağımsız olduğu görülmüştür. Tele dik olarak gerçekleşen akış durumunda, 0°'den itibaren artan hücum açısı değerleri ile ısı geçiş katsayısında artış gözlemlenmiş, hücum açısının 80°'den 90°'ye çıkmasıyla, ısı geçiş katsayısında da küçük, fakat belirgin bir düşüş tespit edilmiştir.



Şekil 2.7: Hava tarafı ısı taşınım katsayısının hücum açısı ile değişimi (Hoke vd., 1997)

Bu tez çalışması kapsamında model olarak incelenen, açık telli borulu buharlaştırıcıya sahip derin dondurucu üzerinde Wijnstekers ve Janssen (2005) tarafından kalorimetrik ölçümler gerçekleştirilmiştir. Yoğuşma basıncı ve aşırı soğutma sıcaklığı koşullarındaki entalpideki (buharlaştırıcı giriş entalpisi) sabit debili sıvı soğutucu akışkan, kısılma vanası yoluyla buharlaştırıcıya girmektedir. Buharlaştırıcıdaki buharlaşma sürecinden sonra, buharlaştırıcı çıkışındaki kızgın buhar sıcaklığı ölçülmektedir. Böylece, buharlaşma basıncı ve kızgın buhar sıcaklığı doğrultusunda, buharlaştırıcı çıkış koşulları belirlenmiş olmaktadır. Buharlaştırıcı boyunca tespit edilen entalpi farkı ile kütleli debinin çarpılması neticesinde buharlaştırıcıdaki toplam ısı geçiş miktarı hesaplanmaktadır. Şekil 2.8'de, buharlaştırıcı kalorimetresinin ölçüm prensibi şematik olarak verilmektedir. Buna göre, buharlaştırıcının toplam ısı geçiş performans katsayısının ($UA_{BUH.}$) bulunuş şekli aşağıdaki formülle verilmiştir.

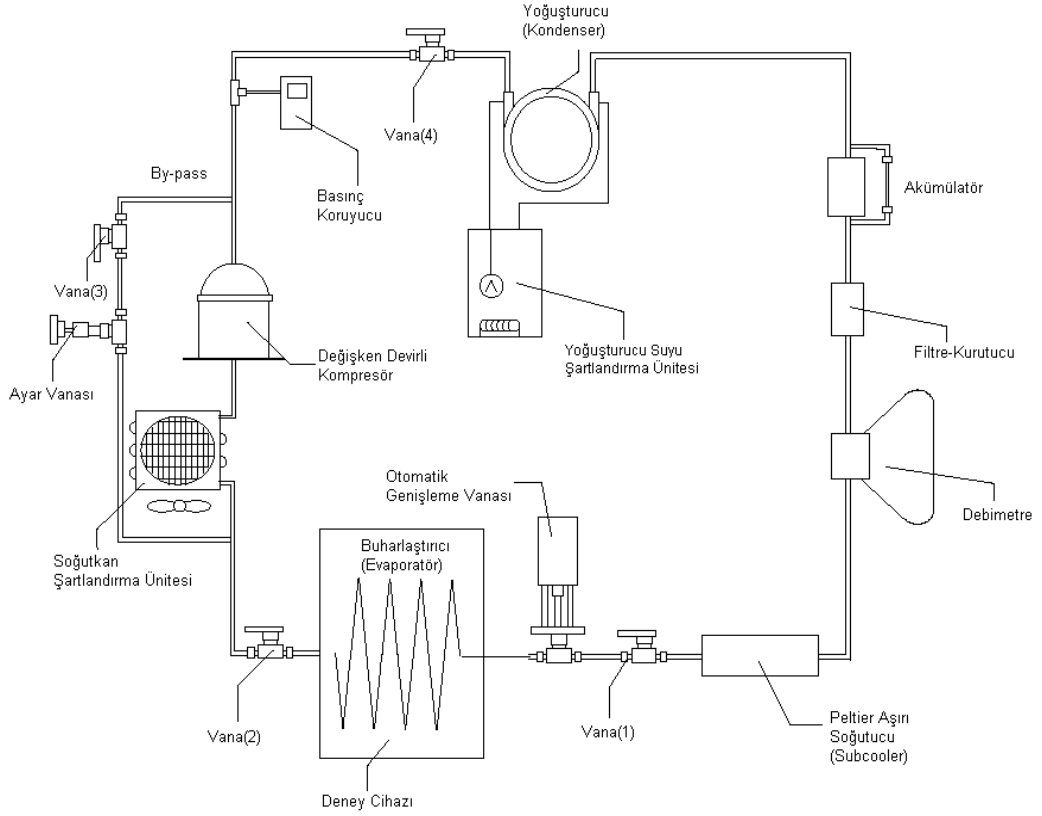


Şekil 2.8: Wijnstekers, J. and Janssen, M., (2005) çalışmasındaki buharlaştırıcı kalorimetresinin ölçme prensibi

$$\dot{Q}_{BUH.} = \dot{m}(i_{\phi} - i_g) \quad (2.1)$$

$$(UA)_{BUH.} = \frac{\dot{Q}_{BUH.}}{(T_{Kabin\ hava} - T_{Buharlasma})} \quad (2.2)$$

Ölçüm sistemi ve elemanları, Şekil 2.9’da şematik olarak gösterilmekte ve özetlenmektedir. Burada soğutucu akışkanın kütleli debisi, kompresör frekansının değiştirilmesi yoluyla kontrol edilmektedir. Kompresör kapasitesinin çok yüksek olması durumunda, baypas hattı açılabilir. Bu baypas hattının kullanılması, kütleli debinin kompresör frekansı ile uyumlu olarak kontrol edilebileceği aralıkta ayarlanmasını sağlamaktadır. Deneyler R600a soğutucu akışkan kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.9:Buharlaştırıcı kalorimetresi (Wijnstekers, J. and Janssen, M., 2005)

Sistemde yoğuşma sıcaklığı, su soğutmalı bir kondenser ile sağlanmaktadır. Kondenser soğutma suyu, pompa vasıtasıyla bir su tankından kondensere basılmaktadır. Elektrikli ısıtıcı ve ayrı bir soğutma sistemi ile su tankındaki sıcaklık kontrol edilmektedir. Soğutucu akışkan hattı üzerindeki akümülatör, sistemde dolaşan soğutucu akışkan açısından tampon vazifesi görmektedir. Soğutma kapasitesinde meydana gelen salınımlar, bu akümülatör vasıtasıyla telafi edilmektedir. Aşırı soğutma ünitesi (subcooler), kondenserde yoğuşan soğutucu akışkanın genişleme cihazı giriş koşullarına şartlandırılmasını sağlamaktadır. Bu çalışmada aşırı soğutucu olarak Peltierli bir ısı değiştiricisi kullanılmış olmakla beraber, kondenser suyu şartlandırma hattında olduğu gibi aşırı soğutma suyu şartlandırma hattında da su soğutmalı bir ısı değiştiricisi kullanılabilir. Kondenser sonrasındaki aşırı soğutma sıcaklığının ayarlanması ile birlikte, buharlaştırıcı giriş koşulları da kontrol edilmiş olmaktadır (adyabatik genişleme kabulüyle, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı girişindeki entalpisi genişleme cihazı öncesindeki entalpisine eşit olacaktır). Sistemde bir otomatik genişleme valfi kullanılmış olmakla beraber,

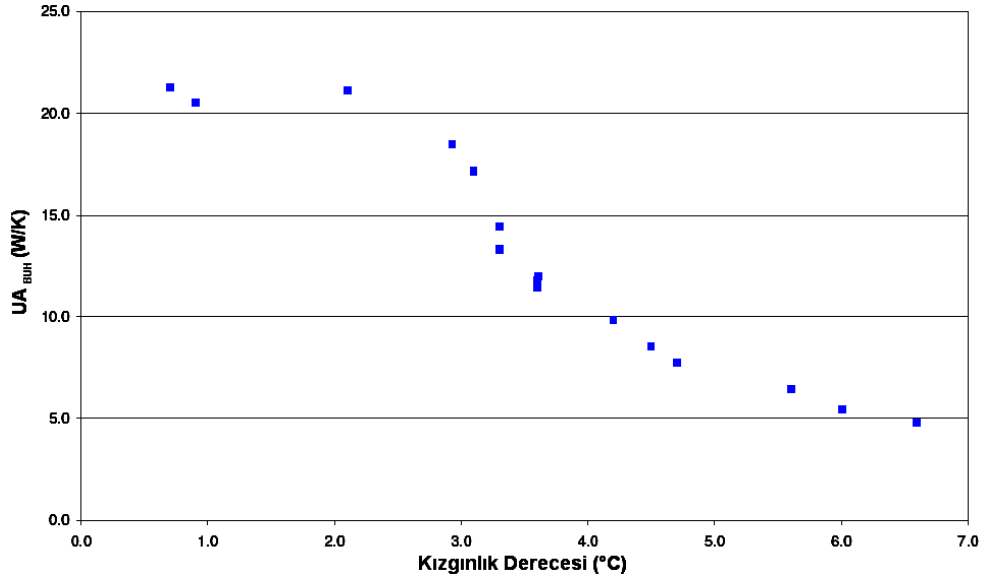
kalorimetre düzeneği ilk kurulduğunda genleşme cihazı olarak birbirine seri bağlı bir el vanası ve kılcal boru birlikte kullanılmıştır. Buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık derecesinin ayarlanabilmesi için, genleşme valfinin kullanımı gerekli olmaktadır. Çevrimdeki kütleli akış debisinin tespiti amacıyla, sistemde bir debimetre bulunmaktadır. Buharlaştırıcıdaki uygun buharlaşma koşullarının sağlanması için kontrol edilmesi gereken parametreler, buharlaşma sıcaklığı (basıncı) ve soğutucu akışkanın kızgınlık derecesidir. Bu iki parametrenin kontrolü, kompresör kapasitesi ve otomatik genleşme valfi açıklığının bileşik kontrolü ile sağlanmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör belirli bir devirde çalışırken genleşme valfi açıklığının artırılması neticesinde, buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık derecesi azalır buharlaşma sıcaklığı (basıncı) artış gösterecektir. Genleşme valfinin belirli orandaki açıklığı için kompresör kapasitesi artırıldığında ise buharlaşma sıcaklığı (basıncı) düşecek ve çıkıştaki kızgınlık derecesi artacaktır.

Bu çalışmada, açık telli borulu buharlaştırıcı orijinal derin dondurucu kabinde ve daimi rejim şartlarında, buharlaştırıcı çıkışındaki farklı kızgınlık derecesi değerleri için test edilmiştir. Deneyler sonucunda, farklı kızgınlık dereceleri için elde edilen soğutma kapasitesi, buharlaştırıcı ve kabin toplam ısı geçiş performansları, buharlaştırıcı basınç düşümü ve raf sıcaklıkları Tablo 2.1`de gösterilmiştir.

Tablo 2.1: Wijnstekers, J. and Janssen, M.(2005)'nin deney sonuçları.

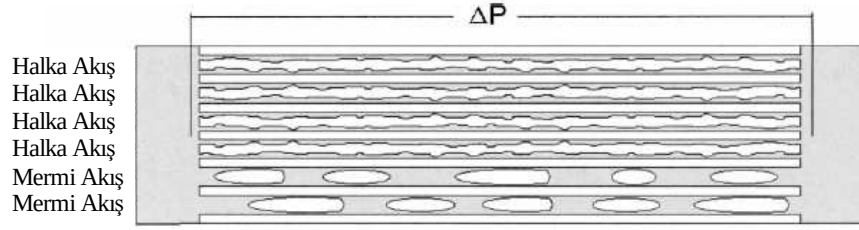
Kızgınlık Derecesi (°C)	Soğutma Kapasitesi (W)	UA _{BUH.} (W/K)	UA _{Kabin} (W/K)	$\Delta P_{BUH.}$ (bar)	T _{Raf1} (°C)	T _{Raf2} (°C)	T _{Raf3} (°C)	T _{Raf4} (°C)	T _{Raf5} (°C)	T _{Raf6} (°C)	T _{Raf7} (°C)	T _{Raf_ort} (°C)
0,7	51,29	21,3	0,97	0,030	-26,0	-27,2	-27,4	-28,0	-28,3	-28,1	-28,1	-27,6
0,9	48,47	20,6	0,92	0,030	-25,9	-27,2	-27,5	-28,1	-28,5	-28,2	-28,2	-27,7
2,1	48,50	21,1	0,92	0,029	-26,1	-27,3	-27,6	-28,2	-28,5	-28,2	-28,2	-27,7
2,9	47,42	18,5	0,90	0,028	-25,9	-27,2	-27,6	-28,1	-27,8	-27,7	-27,8	-27,4
3,1	47,46	17,2	0,92	0,029	-25,9	-27,1	-27,4	-27,9	-27,6	-27,2	-27,2	-27,2
3,3	46,12	13,3	0,90	0,023	-26,0	-27,2	-27,4	-27,3	-26,7	-25,5	-25,6	-26,5
3,3	47,09	14,5	0,91	0,027	-25,8	-26,9	-27,3	-27,7	-27,2	-26,1	-26,1	-26,7
3,6	47,22	11,5	0,93	0,026	-25,5	-26,8	-26,9	-26,0	-25,9	-25,2	-24,8	-25,9
3,6	47,01	12	0,92	0,027	-25,6	-26,7	-27,5	-26,5	-26,0	-25,4	-25,3	-26,1
3,6	46,51	11,8	0,91	0,028	-25,5	-26,6	-27,1	-26,4	-25,9	-25,4	-25,4	-26,0
4,2	45,83	9,8	0,91	0,029	-25,1	-26,3	-26,5	-25,5	-25,1	-24,4	-24,3	-25,3
4,5	45,61	8,5	0,91	0,031	-24,8	-26,0	-26,2	-24,6	-24,1	-23,4	-23,6	-24,7
4,7	45,10	7,8	0,91	0,031	-24,7	-25,8	-24,8	-23,9	-23,9	-23,3	-23,3	-24,2
5,6	43,59	6,5	0,91	0,030	-23,7	-25,1	-23,9	-22,8	-22,5	-22,1	-22,3	-23,2
6,0	43,21	5,5	0,92	0,030	-23,2	-22,5	-21,7	-21,7	-21,6	-21,5	-21,9	-22,0
6,6	42,96	4,8	0,93	0,029	-22,5	-21,5	-20,7	-20,6	-20,6	-20,4	-20,9	-21,0

Şekil 2.10`da buharlaştırıcı toplam ısı geçiş performansının, buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık derecesi ile değişimi görülmektedir. Buna göre, 2 °C`lık kızgınlık derecesi değerine kadar buharlaştırıcı performansı ($UA_{BUH.}$) değişim göstermemiş ve 20-21 W/K arasında değerler almıştır. Bu noktadan sonra buharlaştırıcı performansının doğrusal olarak düştüğü görülmektedir. Kızgınlık derecesinden bağımsız olarak basınç düşümü ($\Delta P_{BUH.}$) 0,03 bar mertebelerinde değerler almıştır.



Şekil 2.10:Buharlaştırıcı ısı geçiş performansının kızgınlık derecesi ile değişimi (Wijnstekers, J. and Janssen, M., 2005)

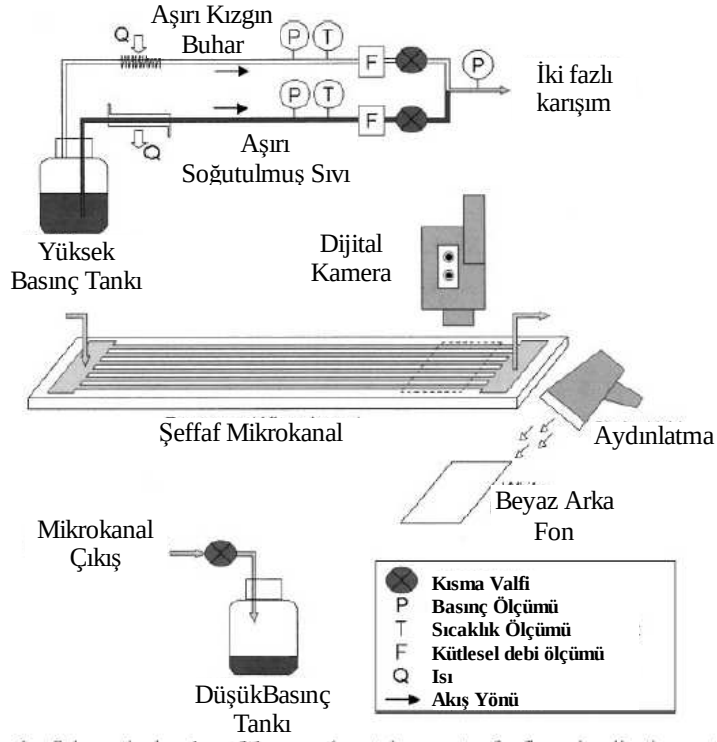
Nino, V. G. vd. (2003), adyabatik koşullardaki R134a' nın, hidrolik çapı 1,5 mm olan 6 portlu yatay mikro kanallarda, 50–300 kg/s.m² kütleli akı ve %10-90 kuruluk derecesi aralığında akış görsellemesi yapılmıştır. Aynı akış özelliklerinde (kütleli akı ve kuruluk derecesinde) farklı portlarda, farklı akış tipleri olduğu görünmüştür. Şekil 2.11' de çok portlu bir kanalda farklı potlardaki değişik akış tipleri gösterilmiştir. Bunun sebebi, kuruluk derecesi düşük olan akışkanın buharlaştırıcı kanal portlarına eşit dağıtılamamasıdır. Bu da önceden hazırlanan akış rejimi haritalarının çok portlu mikro kanallarda kullanılamayacağını gösterir.



Şekil 2.11: Çok portlu bir kanalda farklı portlarda değişik akış rejimlerinin oluşması (Nino, V. G. vd., 2003)

Çalışmada mikrokanaldaki basınç düşümü de araştırılmıştır. Burada kullanılan basınç kayıp modelleri homojen ve ayrık akış modelleridir. Homojen akış modelinde; her iki fazın tek bir hızla aktığı ve akışkan özelliklerinin, kuruluk derecesine bağlı olarak, sıvı ve buhar fazın ortalama özelliklerinden oluştuğu kabul edilmektedir. Bu model kesikli (intermittent) akış modeli için uygundur. Diğer taraftan ayrık akış modeli, her iki fazın birbirinden bağımsız olarak aktığını kabul eder. Bu modelde sıvı ve buhar fazın statik basınç düşümünün eşit kabul edilir. Ayrık akış tipi için uygundur. Diğer basınç düşüm korelasyonları halka akış bölgesi içindir.

Şekil 2.12’de akış görsellemesi için kullanılan deney düzeneğinin şeması görülmektedir. Düzenekteki önemli komponentler; yüksek ve düşük sıcaklıktaki soğutkan hazneleri, basınç sensörleri, termo elemanlar, kütleli debi sensörleri ve şeffaf test bölmesidir. Her iki fazdan da akışkan alınıp sıcaklıkları, basınçları ve debileri ölçüldükten sonra karıştırılıp mikro kanallara verilmiştir. Valflerle debiler ayarlanabilmektedir. Çıkıştaki valf yardımıyla, çıkış tankına giren karışımın doyma basınç/sıcaklığı ayarlanabilmektedir.



Şekil 2.12: Akış görsellemesi için kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi (Nino, V. G. vd. 2003)

Mikrokanallar üzerine yapılan literatür araştırması sonucunda; sıvı ve gaz fazındaki akışkanların sabit bir oranda adyabatik koşullarda karıştırılıp, boşluk oranının akış boyunca değişmediği durumlar için çok sayıda akış haritası düzenlendiği; basınç düşümünü ve iki fazlı ısı geçiş katsayısını yaklaşık hesaplayabilen bağıntıların geliştirildiği görülebilir. Ancak; akış boyunca faz oranlarının değiştiği buharlaşma ve yoğunlaşma üzerine az sayıda araştırma yapılmıştır. Bu çalışmalarda incelenen kanalların uzunlukları, değişik mühendislik uygulamalarındaki ısı değiştiricilerinde kullanılan kanal uzunluklarına kıyasla oldukça kısadır (Pehlivan vd. 2005). Çalışmalardaki korelasyonlar kanalların yatay ve dikey yerleşimlerine göre değişiklik göstermektedir. Bergles vd. 'nin (2003) belirttiği gibi, akış görsellemesinin yapıldığı çalışmalarda kullanılan mikrokanallar, ya tamamen şeffaf malzemeden imal edilmekte veya kanal yüzeylerinden biri kesilerek şeffaf malzemeyle kapatılmaktadır. Bu durumda ısı geçişi, sadece şeffaf olmayan diğer yüzey aracılığıyla gerçekleştiğinden üniform olmayan ısı akısı ve dolayısıyla sıcaklık

dağılımı gözlenir. Bununla beraber yapılan çalışmaların büyük bölümü sadece iki komponentli iki fazlı akışı göz önüne alır.

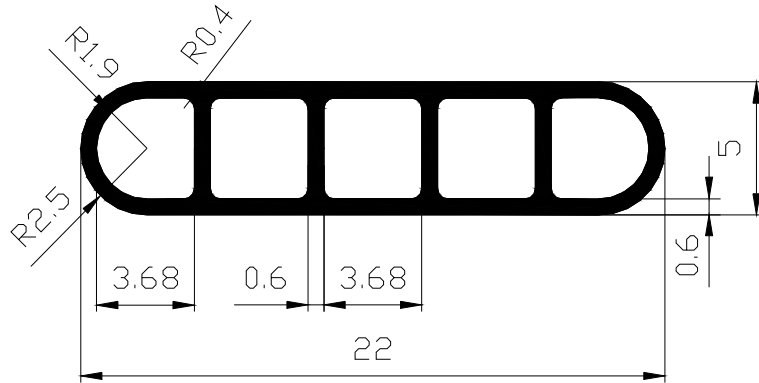
Bu tez çalışmasında ise, mikrokanal kullanılarak imal edilmiş bir evaporatörün girişinde R134a soğutkan akışkanı sıvı haldeyken çıkışında buhar fazındadır. Bu da iki fazlı akışı oluşturan sıvı ve buhar bileşenlerinin miktarlarının akış boyunca değiştiği anlamına gelir. Evaporatörde kullanılan kanal, 12,45 m uzunluğunda olduğundan mevcut çalışmalardan farklılık göstermektedir. Çalışma kapsamında incelenen kanal, evaporatör levhası etrafına sarıldığı için, soğutkan , hem yatay hem de dikey kanallarda akar. Bu yüzden sabit bir açıda yerleştirilen kanallar için geliştirilen bağıntılar doğrudan kullanılamaz. Bununla birlikte, her ne kadar kanal bir levha üzerine sarılı şekilde kullanılsa da, ısı transferi sadece kanalın levhayla temas ettiği yüzeyden olduğu söylenemez. Ayrıca soğutma sistemlerinde önlenemeyen belli orandaki yağın, kompresör tarafından soğutma sistemine basılmasıyla iki fazlı ancak iki bileşenli (soğutkan-yag) bir akıştan söz edilebilir. Son olarak iki fazlı akışlarda akış rejimi, ısı transferini ve basınç düşümünü doğrudan etkilemekle birlikte, Nino V.G. vd. (2003) çalışmalarında belirtildiği gibi, portlar arasında akış rejim farklılıklarından dolayı tek bir akış rejimi üzerine yoğunlaşan modellerin doğrudan kullanılması doğru olmaz.

Mevcut çalışmada, mikrokanal kullanılarak bütün bir buzdolabı dondurucu bölme evaporatörü imal edilmiş, imal edilen evaporatörle, hazır alınan borulu evaporatörün basınç düşümü ve performansı deneysel olarak belirlenmiştir. Yukarıda belirtilen etkenler, mevcut deneysel çalışmada göz önüne alındığından dolayı, daha önce yapılan çalışmalardan farklılık göstermektedir.

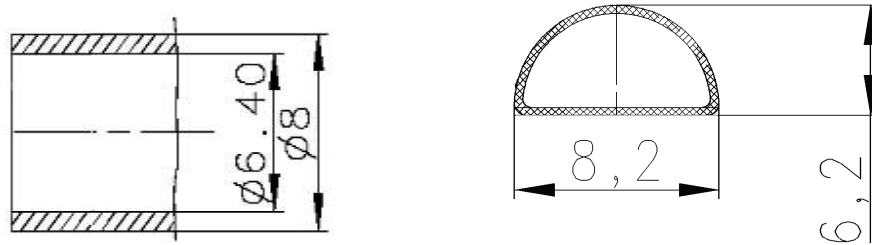
3 DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1 Evaporatörlerin hazırlanması

Performans ölçümleri yapılan borulu ve mikrokanal evaporatörlerde kullanılan kanal kesitleri ve ölçüleri Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’ de gösterilmiştir. Şekil 3.1’ de görülen mikrokanal, alüminyum malzemeden 5 porlu olarak imal edilmiştir. Şekil 3.2’ deki alüminyum malzemeden imal edilen boru, evaporatör levhasına temasının iyileştirilmesi için haddelenerek D formuna getirilmiştir.



Şekil 3.1:Çalışmada kullanılan mikrokanal’ın geometrik ölçüleri



Şekil 3.2:Çalışmada kullanılan boru kesiti ve geometrik ölçüleri (D-Formu)

Tablo 3.1’ de evaporatör yapımında kullanılan boru ve mikrokanalın geometrik ölçüleri verilmiştir. Birim boy için mikrokanal yapıdaki boru D formundaki boruya

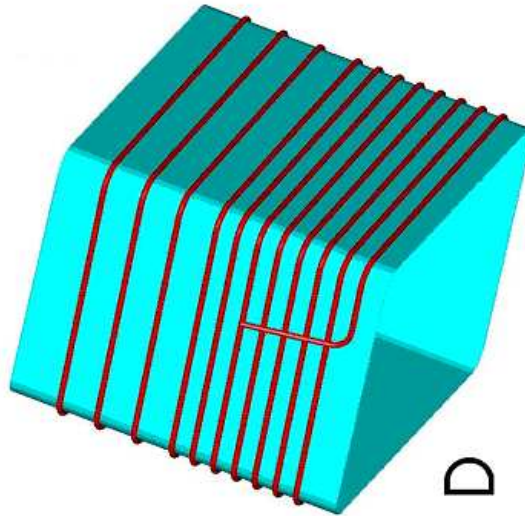
göre yaklaşık 2.5 kat daha fazla temas alana sahiptir. Bu durum mikrokanal borunun ısı transferi açısından önemli bir avantaj sağlayacağını göstermektedir.

Tablo 3.1: Boru ve mikrokanal boru için geometrik özellikler

Kanal tipi	Akım kesit alanı (mm ²)	Islak Çevre (mm)	Hidrolik çap (mm)
Boru	32,17	20,10	6,40
Mikrokanal	66,82	71,53	3,73

3.1.1 Borulu evaporatörün hazırlanması

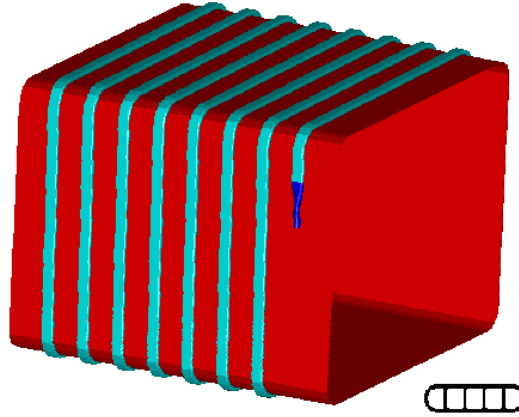
Borulu evaporatörü imal etmek üzere ilk önce 18,17 m uzunluğundaki dairesel profildeki alüminyum (Al) boru, kademeli olarak haddelenerek D formuna getirilir. Bu işlemin amacı ezilmiş borunun düz yüzeyini evaporatör levhasına temas ettirerek ısı geçiş alanını artırmaktır. Evaporatörün sarılması için evaporatör yüzey formunu sağlayan, ayarlanabilir bir maçaya yerleştirilen alüminyum levha döndürülerek D formunda hazırlanmış boru levha çevresine sarılmaktadır. Paslar arasındaki aralık, sabit dönüş hareketine sahip maçanın, değişen hızlardaki dikey hareketiyle belirlenir. Sarımla eş zamanlı olarak borular üzerinden bant geçirilerek pasların levhaya temasının iyileştirilmesi sağlanmaktadır. Şekil 3.3’ deki 10 sarımlı evaporatöre soğutkan girişi sol yan yüzeyden gelen borudan yapılmaktadır.



Şekil 3.3: Borulu evaporatör resmi

3.1.2 Mikrokanal evaporatör

Evaporatörün hazırlanması sırasında öncelikle 1,0 mm kalınlığındaki sac levhalar, istenilen ölçülerde bükülüp sonradan açılmamaları için kenetlenir. Evaporatör boyutlarında daha önceden hazırlanmış olan ahşap maça üzerine geçirilip, kanal sarımlarının düzgün yapılabilmesi için pas aralıkları levha üzerine işaretlenir. 12,45 m uzunluğunda kesilen mikrokanal, evaporatör girişinden itibaren helisel şekilde sarılır ve sarımların sabitlenmesi amacıyla üzerine bant uygulanır. Mikrokanal evaporatör sarım aralıkları ve sayısı belirlenirken, mevcut borulu evaporatörün kullanıldığı buzdolabına uyarlanacağı dikkate alınmıştır. Aşağıdaki Şekil 3.4’ de, hazırlanan mikrokanal evaporatörün CAD tasarımı görünmektedir.



Şekil 3.4: Mikrokanal evaporatör resmi

3.1.3 Ara parça

Yukarıda imalatı açıklanan mikrokanalın soğutma sistemine bağlanabilmesi dairesel borudan mikrokanal profile geçisi sağlamak için Şekil 3.5’de gösterilen ara parçaya ihtiyaç vardır.



Şekil 3.5:. Bağlantı parçasına boru ve mikrokanal girişleri

Bağlantı parçası istenilen geometride daha hızlı üretilebilmesi için Şekil 3.6’da gösterildiği gibi simetrik 2 parça halinde hazırlanmıştır. Geometrinin sağlanabilmesi için bir kalıp hazırlanarak 1 mm kalınlığındaki sac levhalar el presinde basılarak şekillendirilmiştir.



Şekil 3.6: Bağlantı parçasını oluşturan alt ve üst parçalar

Plastik şekillendirme yöntemiyle imal edilen alt ve üst ara parça Şekil 3.7’de gösterildiği gibi sert lehim yöntemiyle birleştirilmişlerdir.



Şekil 3.7: Sert lehimle birleştirilmiş ara parça

3.2 Deney tesisatı

3.2.1 VCC kompresör

Düzenekte R134a soğutkanıyla çalışan Embraco marka VEGT 7H (220- 240 V 50-60 Hz) model değişken kapasiteli (Variable Capacity Compressor) kompresör kullanılmaktadır. Kompresör 1600- 4500 d/d aralığı için ve ASHRAE şartlarında (kondensasyon 54,4 °C ve evaporasyon –23,3 °C) 101– 290 W aralığında güç çekmektedir. Kompresörü çalıştırmak için Embraco’ nun VCC2 model (giriş: 220-240 V 50-60 Hz, çıkış: 230 V 53-150 Hz) kompresör elektronik kontrol ünitesi kullanılmıştır.

3.2.2 Basınç sensörleri

Deney düzeneğinde toplam 3 adet Kulite marka KPM780AR- 35 model basınç sensörü kullanılmıştır. Bu sensörler 0- 35 bar (mutlak) basınç aralığında 0- 5 V çıkış gerilimi üretebilmektedirler.

3.2.3 Fark basınç sensörü

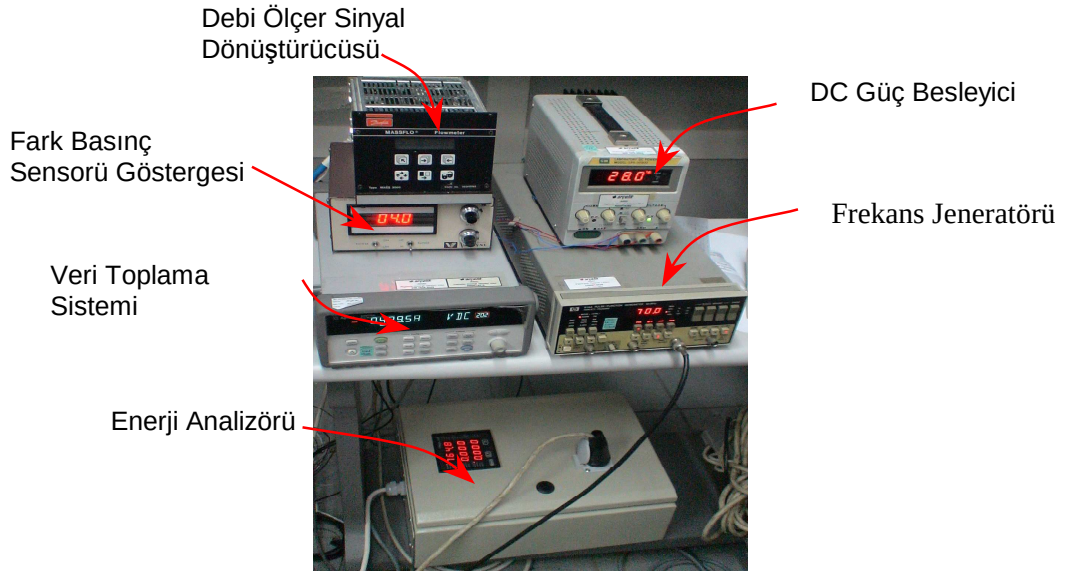
Dondurucu bölme evaporatöründeki basınç kaybını ölçebilmek amacıyla sistemde 1 adet Validyne marka DP15 model fark basınç sensörü kullanılmıştır. Bu sensör 0,55-22000 kPa aralığındaki basınç farklarını ölçebilecek kapasitededir. Sensör, Validyne marka CD23 model göstergeyle çalışabilmektedir. Bu göstergenin görevi sensörü beslemek, kolay kalibrasyon yapılmasına imkan tanımak ve sensörün çıkış sinyalini göstermektir.

3.2.4 Debi ölçer

Sistemde 1 adet Danfoss marka MASS 2100- DI 1,5 mm model debi ölçer kullanılmıştır. Debi ölçer 0- 65 kg/h aralığındaki kütleli debileri ölçebilmektedir. Debi ölçer MASS 3000 model sinyal dönüştürücüsüyle beraber çalışmaktadır. Sinyal dönüştürücü sensörü beslemek, debi metrenin kalibrasyon eğrisine göre ölçülen değerleri göstermek amacıyla kullanılmıştır.

3.2.5 Diğer komponentler

Düzenekte bulunan 3 adet Kulite marka basınç sensörünü besleyebilmek amacıyla sistemde 1 adet DC güç kaynağı, kompresör devrini ayarlayabilmek için 1 adet HP marka frekans jeneratörü, 2 adet Watlow marka RTD (Resistance Temperature Detector) kullanılmış. RTD; melzeme direncinin, sıcaklıkla orantılı olarak, lineer bir şekilde değişmesi özelliğini kullanıp, bu sayede sıcaklık ölçen sensörlerdir. Bunların dışında deney düzeneğinde 21 adet T tipi termo-eleman çifti, 1 adet kabin dibi coil kondenser+fan ikilisi, Techne marka RB-12 model banyo, Integra marka enerji analizörü, 2 adet gözetleme camı, Hoke marka iğne valf, 1 adet Agilent marka 34970 model veri toplama ünitesi ve PC mevcuttur. Şekil 3.8’ de deney düzeneğine bağlı cihazlar görünmektedir.

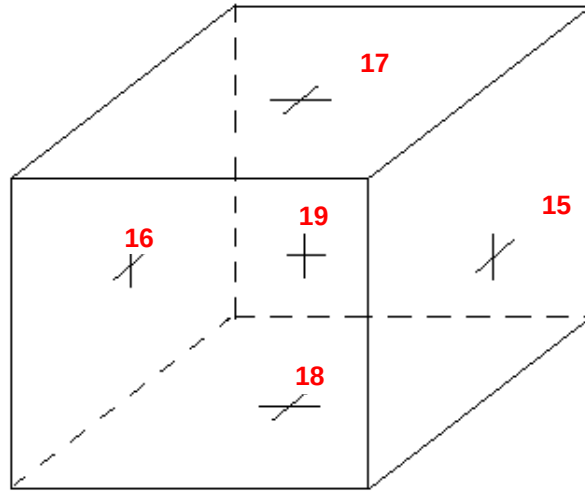


Şekil 3.8: Deney düzeneğine bağlı cihazlar

3.2.6 Termo elemanlar (TC)

Deney düzeneğinde soğutkan sıcaklığını ölçmek için kullanılan RTD’ lerin dışında sıcaklık ölçümü için kullanılan 21 adet T tipi termo elemanın yerleri Tablo 3.2’ de verilmiştir. Daha sonra evaporatör performans değerlerinin belirlenmesinde kullanılacak olan kabin içi hava sıcaklığının hassas ölçümü için evaporatör kabininin

iç hacim merkezine ve evaporatör sıcaklığını belirleyebilmek amacıyla evaporatör levhasının her bir yüzeyinin orta noktasına termo elemanlar yerleştirilmiştir (15-19). Levha üzerlerindeki termo elemanların levha yüzey sıcaklığını doğru ölçebilmeleri için levha üzerlerine bant yardımıyla tutturulduktan sonra üzerlerine yalıtım konulmuştur. Bu termo elemanların kabin içindeki yerleşimleri Şekil 3.9’ de gösterilmiştir.

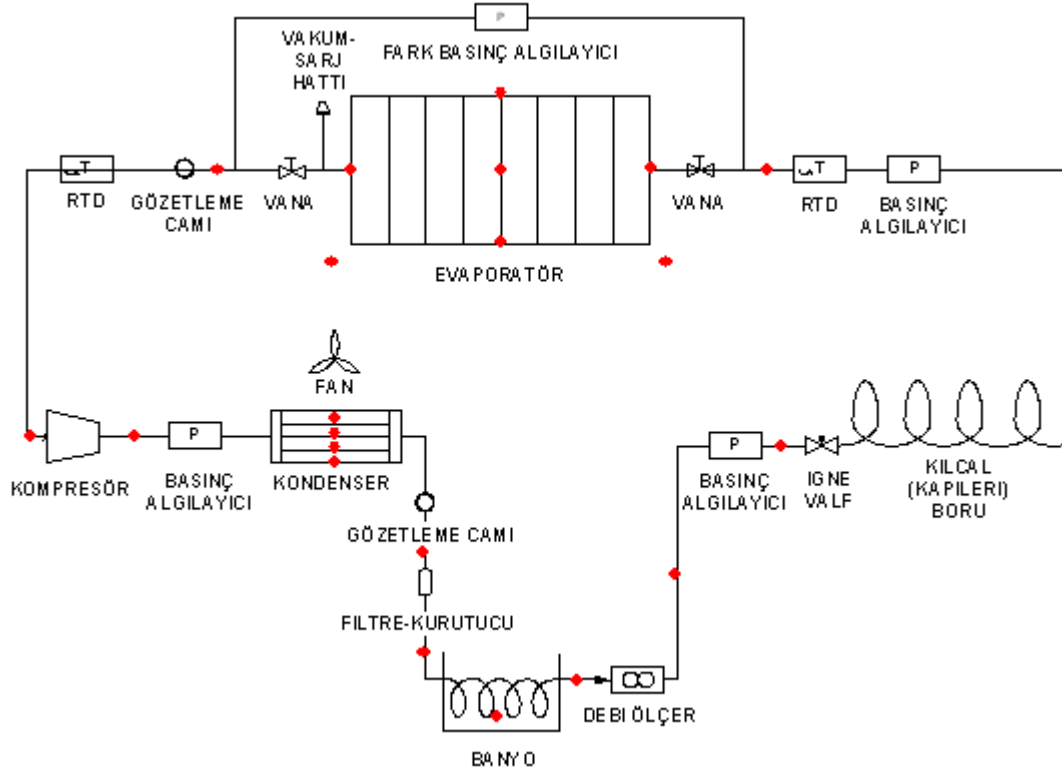


Şekil 3.9: Termo elemanların kabin içindeki yerleşimleri

Ayrıca sistem davranışlarını takip edebilmek için ortam havası sıcaklığını ölçmek amacıyla evaporatör kabininin her iki yanına birer adet, kondensasyon sıcaklığını ölçmek için 4 farklı pas üzerinden toplam 4 adet ve kompresör giriş-çıkış şartlarını belirleyebilmek için termo elemanlar yerleştirilmiştir. Sistemde kullanılan termo elemanların deney düzeneği şemasındaki yerleşimleri Şekil 3.10’ de gösterilmiştir.

Tablo 3.2: Deney düzeneğindeki termo elemanların yerleri

1	KOMP. GİRİŞ	8	İĞNE VALF GİRİŞ 1	15	LEVHA SAĞ
2	KOMP. ÇIK	9	İĞNE VALF GİRİŞ 2	16	LEVHA SOL
3	KOND. 36. PAS	10	BANYO GİRİŞ	17	LEVHA ÜST
4	KOND. 46. PAS	11	BANYO İÇ	18	LEVHA ALT
5	KOND. 54. PAS	12	BANYO ÇIKIŞ	19	KABİN İÇ
6	KOND. 60. PAS	13	EVAP GİRİŞ	20	ORTAM SOL
7	DRYER GİRİŞ	14	EVAP ÇIKIŞ	21	ORTAM SAĞ

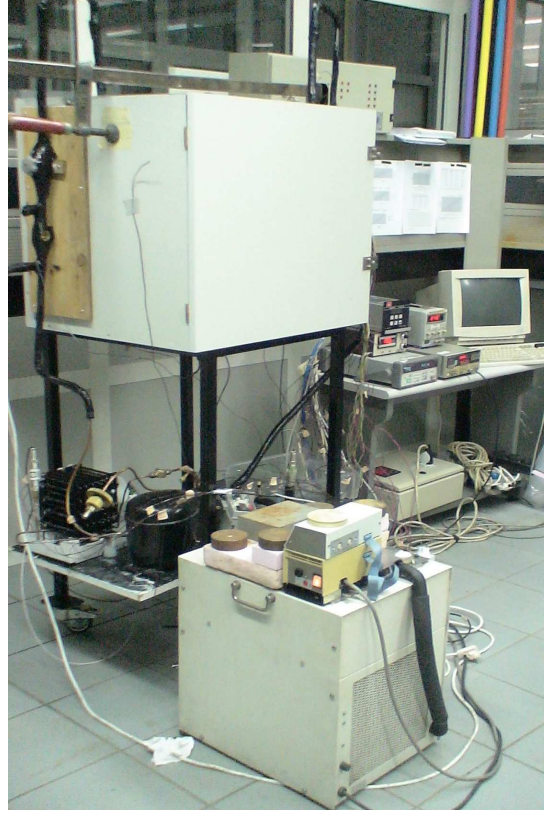


Şekil 3.10:. Termo elemanların deney düzeneğindeki yerlerinin gösterimi (kırmızı noktalar termo elemanları temsil etmektedir)

3.3 Deney düzeneğinin çalışma prensibi

Kompresör tarafından sıkıştırılan ve sıcaklığı yükseltlen buhar fazındaki soğutkanın basıncı, basınç sensörüyle ölçüldükten sonra koil kondensere girer. Buradan çıkan soğutkanın, gözetleme camı yardımıyla, tek-çift faz kontrolü yapıldıktan sonra filtre-kurutucu ikilisine ulaşır. Burada filtre, soğutkan içindeki katı parçacıkları tutarken silikajeller soğutkan içindeki su buharının kapileriye girmesini engeller. Hala iki fazlı olan soğutkan sistemde bulunan banyo yardımıyla aşırı soğutulur, debi ölçerde kütsel debisi ölçüldükten sonra basınç sensörü yardımıyla basıncı ölçülür. İğne valf ve kapileri yardımıyla kısılan soğutkanın basıncı ve sıcaklığı sırasıyla basınç sensörü ve RTD yardımıyla ölçülür. Evaporatörde buharlaşan akışkanın basınç kaybı fark basınç sensörü yardımıyla ölçülür. Evaporatör çıkışında gözetleme camı yardımıyla faz kontrolü yapılan soğutkanın sıcaklığı RTD yardımıyla ölçüldükten sonra tekrar

kompresöre emiş hattından giriş yapar. Deney düzeneğinin genel görünüşü Şekil 3.11’ da, deney düzeneği şeması Şekil 3.13’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.11:Deney düzeneğinin genel görünüşü

Deney düzeneğinde evaporatörün içinde bulunduğu yalıtımlı kabinin tasarımı yapılırken, buzdolabı dondurucu bölmesini simüle etmesi için, benzer kabin UA değerini verecek şekilde boyutlandırılmıştır. Ahşap malzemeden tasarlanan kabin içine XPS (Extruded Polystyrene Foam) malzemeler Şekil 3.12’ daki gibi yerleştirilmişlerdir. Evaporatör borularıyla XPS malzeme arasındaki boşluğu doldurmak için cam yünü kullanılmıştır.

3.4 Ölçümler

Dairesel borulu ve mikrokanal dondurucu bölme evaporatörü toplam ısı geçiş performansı hesaplanırken 4 farklı ısıl dirençten söz etmek mümkündür. Bunlar; iç taraf (soğutkanla kanal iç yüzeyi arasındaki) ısı taşınım direnci, kanal ve evaporatör levhası arasındaki temas direnci, kanal malzemesi ve evaporatör levhasındaki iletim direnci ile dış taraf (evaporatör levhası ile kabin havası arasındaki) taşınım direnci sayılabilir. Bu dirençlerden temas direnci çalışma kapsamına dahil edilmemiştir. Ayrıca hem kanal malzemeleri, hem de evaporatör levha malzemesi alüminyum olduğundan, malzemenin sahip olduğu yüksek ısıl iletim kabiliyeti nedeniyle iletim dirençleri ihmal edilmiştir. Bunun yanında doğal taşınımlı evaporatörlerde hava tarafı ısı taşınım direncinin evaporatör toplam performansına etkisinin büyük olduğunu Jökar, A. vd. (2006) çalışmalarında bahsetmişlerdir. Hoke J. L. vd. (1997) çalışmalarında, R134a soğutkanının kullanıldığı evaporatördeki iki fazlı ısı taşınım katsayısı değerlerinin oldukça yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Bu sebeplerden dolayı iç taraf ısı taşınım direnci, hava tarafındaki ısı taşınım direnci yanında ihmal edilebilecek mertebelere sahiptir.

Hava tarafı ısı geçiş performansı, evaporatöre gerçekleşen ısı geçişinin, kabin hava ve evaporatör yüzey sıcaklık farkına (hava-evaporatör sıcaklık farkı) oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Dolayısıyla, bu bölümde evaporatör ısı geçiş performansının belirlenmesi amacıyla, evaporatöre olan ısı geçişinin ve hava-evaporatör sıcaklık farkının birlikte irdelenmesi gerekmektedir.

Deney düzeneğinde, performans değerlerinin ölçüleceği evaporatörün bulunduğu yalıtımlı kabin kontrol hacmi olarak ele alınabilir. Enerjinin korunumu ilkesi gereği, dış ortamdan kabine giren ısıyla, kabin içinde herhangi bir nedenle üretilen ısı toplamının; evaporatör tarafından çekilen ısıyla, kabin içinde depolanan ısı toplamına eşit olması gerekmektedir.

Enerji korunum ilkesi, sürekli rejim halinde uygulandığında kabin içindeki ortam havasının ve kabin malzeme sıcaklığının zamanla değişmeyeceği söylenebilir.

Yapılan çalışma dahilinde evaporatörlerin 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 bulunmamaktadır. Dolayısıyla;

$$\dot{m}(h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}}) = (UA)_{\text{evap}} (T_{\text{kabin}} - T_{\text{levha,ort}}) \Rightarrow (UA)_{\text{evap}} = \frac{\dot{m}(h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}})}{(T_{\text{kabin}} - T_{\text{levha,ort}})} \quad (3.1)$$

Bu ifadede $\dot{m}$ kütleli debiyi, $h_{\text{giriş}}$ ve $h_{\text{çıkış}}$ sırasıyla evaporatör giriş ve çıkış entalpilerini, $(UA)_{\text{evap}}$ evaporatör performans değerini, T_{kabin} kabin hava sıcaklığını ölçen termo elemandan okunan değeri ve $T_{\text{levha,ort}}$ evaporatör levhasının dört yüzeyinin orta noktaları üzerlerinde bulunan termo elemanlardan okunan sıcaklık değerlerinin ortalamasını ifade etmektedir.

Deney düzeneğiyle yapılan deneylerin tekrar edilebilirliklerini göstermek amacıyla, yapılan her deney için kabin UA değerleri hesaplanmıştır. Kabin yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı üzerine sıcaklık değişimi etkisi ihmal edildiğinde, farklı deneyler için kabin UA değerlerinin sabit kalması gerekmektedir. Kabin UA değerinin bulunuşunda aşağıdaki formülden faydalanılmıştır.

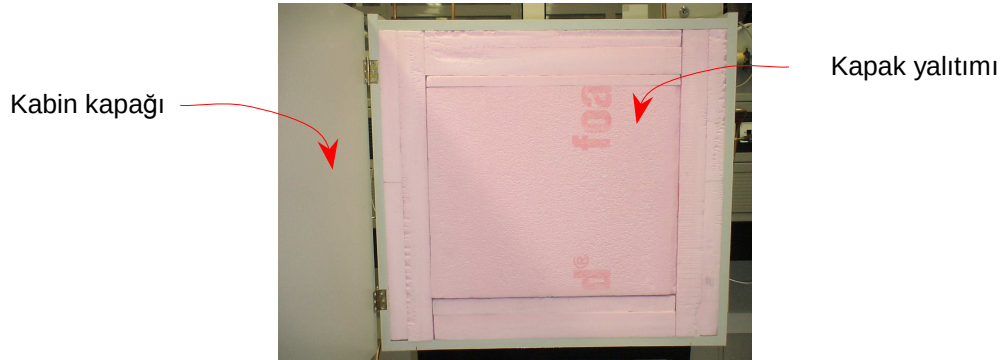
$$\dot{m}(h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}}) = (UA)_{\text{kabin}} (T_{\text{ortam,ort}} - T_{\text{kabin}}) \Rightarrow (UA)_{\text{kabin}} = \frac{\dot{m}(h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}})}{(T_{\text{ortam,ort}} - T_{\text{kabin}})} \quad (3.2)$$

Bu ifadede $\dot{m}$ kütleli debiyi, $h_{\text{giriş}}$ ve $h_{\text{çıkış}}$ sırasıyla evaporatör giriş ve çıkış entalpilerini, $(UA)_{\text{kabin}}$ kabinin UA değerini, T_{kabin} kabin hava sıcaklığını ölçen termo elemandan okunan değeri ve $T_{\text{ortam,ort}}$ ortam sıcaklığını ölçen iki adet termo elemandan okunan değerlerin ortalamasını ifade etmektedir.

Deney düzeneğinde mevcut borulu ve mikrokanal evaporatör performans deneyleri yapılmıştır.

3.4.1 Borulu evaporatör için performans deneyleri

Yapılan deneylerin tümünde kapı arkası yalıtımı yerleştirilmiştir. Şekil 3.14’ de kabin kapağı yalıtımı konmuş durum görünmektedir. Performansı ölçülen borulu evaporatörün resmi ise Şekil 3.15’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.14: Evaporatörün içinde bulunduğu kabin ve kapak yalıtımı



Şekil 3.15:. Deney düzeneğinde ölçülen 10 sarımlı mevcut borulu evaporatör

Deneyler 119 g sabit şarjda, 3 farklı devirde (2000 d/d, 2500 d/d ve 3000 d/d), 3 farklı valf konumunda ve $-13,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ sabit banyo (aşırı soğutma ünitesi) sıcaklığında yapılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan iğne valf 0 (tam kapalı) ve 20 (tam açık olmak) konumları arasında eşit şekilde bölmelendirilmiştir. Deneylerin yapıldığı 3, 2 ve 1 konumları, açıktan daha çok kısık olan konuma doğru sıralanmaktadır. Yapılan deneylerin sonuçları Tablo 3.3’ de özetlenmiştir. Buradaki değerler soğutma çevrimi sürekli rejime girdikten sonra alınan dataların ortalama değerlerini göstermektedir. Her 5 s’ de sensörlerden okunan değerler kaydedilmiştir. Bu dataların sayısı

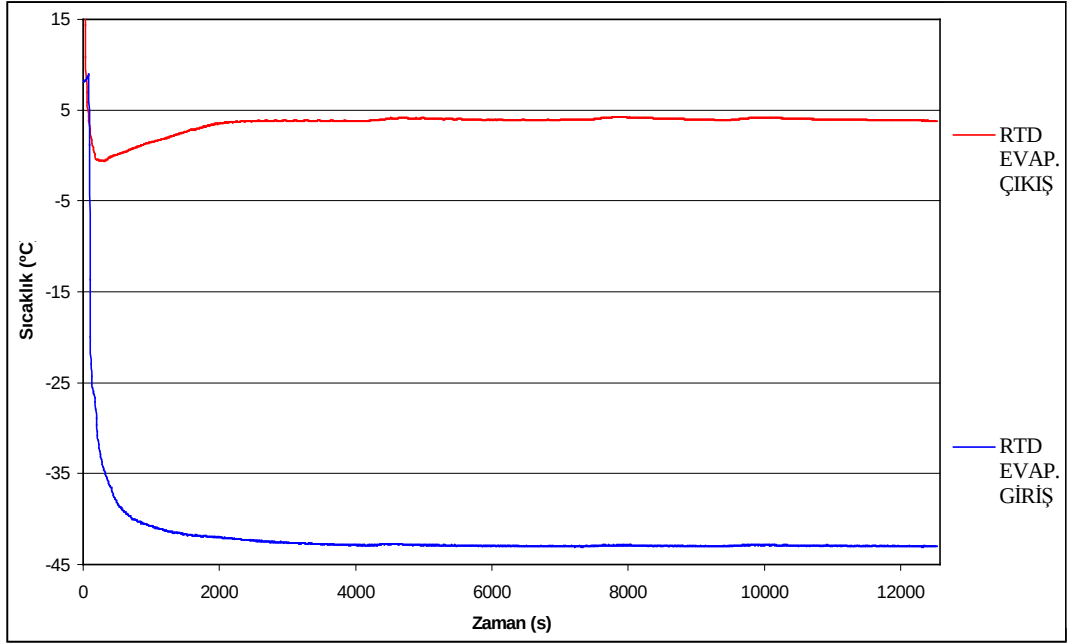
deneyden deneye farklılık göstermekle beraber ortalama olarak 1000 adet datanın kullanılmasıyla bu tablo oluşturulmuştur.

Tablo 3.3: Borulu evaporatörle yapılan deney sonuçları

EVAP TİPİ	DEVİR	VALF KONUM	ŞARJ	RTD EVAP GİRİŞ	RTD EVAP ÇIKIŞ	FARK BASINCI	DEBİ	TC KABİN İÇ	TC LEVHA ORT.	TC ORTAM ORT.	UA KABİN	UA EVAP
	d/d		g	°C	°C	kPa	g/s	°C	°C	°C	W/°C	W/°C
Borulu	2000	3	119	-40,13	6,23	9,07	0,30	-33,85	-36,45	18,96	1,40	29,75
	2500		119	-41,69	4,70	10,88	0,32	-36,44	-39,55	19,11	1,43	27,03
	2000	2	119	-39,46	6,03	9,23	0,31	-33,10	-35,68	18,86	1,48	31,36
	3000		119	-42,95	3,96	13,32	0,33	-38,03	-41,51	18,97	1,43	24,82
	2000	1	119	-39,31	6,38	9,35	0,31	-33,04	-35,59	19,20	1,48	31,82
	2500		119	-41,52	4,79	10,27	0,33	-36,37	-39,55	19,33	1,45	26,82
	3000		119	-42,65	3,99	10,77	0,33	-37,84	-41,34	19,26	1,45	25,16

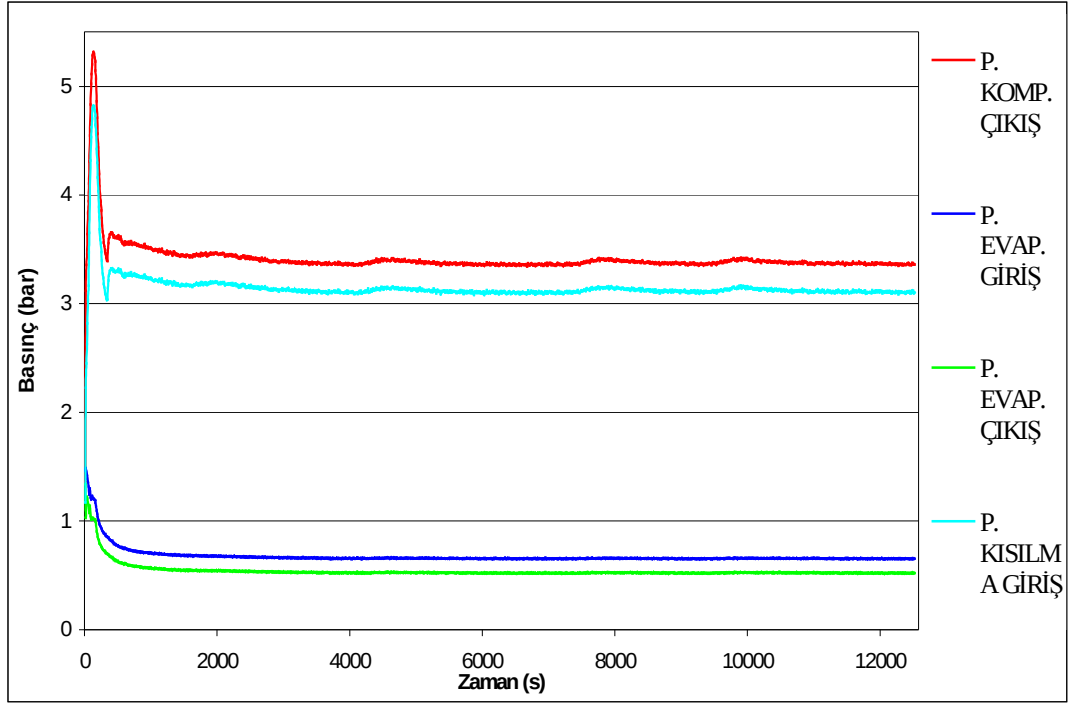
Aşağıdaki grafiklerde kompresör devrinin 3000 d/d olduğu ve iğne valfin 2 konumuna ayarlandığı deney için sıcaklık, basınç ve debi değerlerinin zamanla değişimlerini gösteren grafikler verilmiştir. Sistem 10013 s sonunda rejime ulaşmış ve deney 12524 s sürmüştür. Sistemin rejime ulaştığı nokta belirlenirken, farklı sensörlerden okunan değerler arasından en geç rejime ulaşan değer dikkate alınmıştır. Bu değer ise genellikle kabin iç hava sıcaklığını gösteren sensörden okunan değerdir.

Evaporatör giriş ve çıkışındaki RTD’lerden okunan sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimleri Şekil 3.16’da gösterilmiştir. Kompresörün çalışmasıyla birlikte kapileri borudaki sürtünme basınç kaybından dolayı, evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları düşme eğilimi göstermiş ve 10013 s sonunda sistemin sürekli rejime ulaştığı kabul edilerek, giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla -42,95 °C ve 3,96 °C değerlerinde sabitlenmişlerdir. Borulu evaporatörle yapılan diğer deneylerde ölçülen evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları Tablo 3.4’te verilmiştir.



Şekil 3.16: Borulu evaporatör giriş ve çıkış' ındaki RTD' lerden okunan sıcaklık değerlerinin zaman göre değişimi

Şekil 3.17' de evaporatör girişi, kompresör çıkışı ve iğne valf girişine yerleştirilen mutlak basınç sensörlerinden okunan değerlerin zamana göre değişimini göstermektedir. Evaporatör çıkışındaki basınç değerleriyse, evaporatör girişindeki basınç değeri ve evaporatördeki basınç kaybını gösteren fark basınç sensöründen okunan değerlerin kullanılmasıyla hesaplanmıştır.



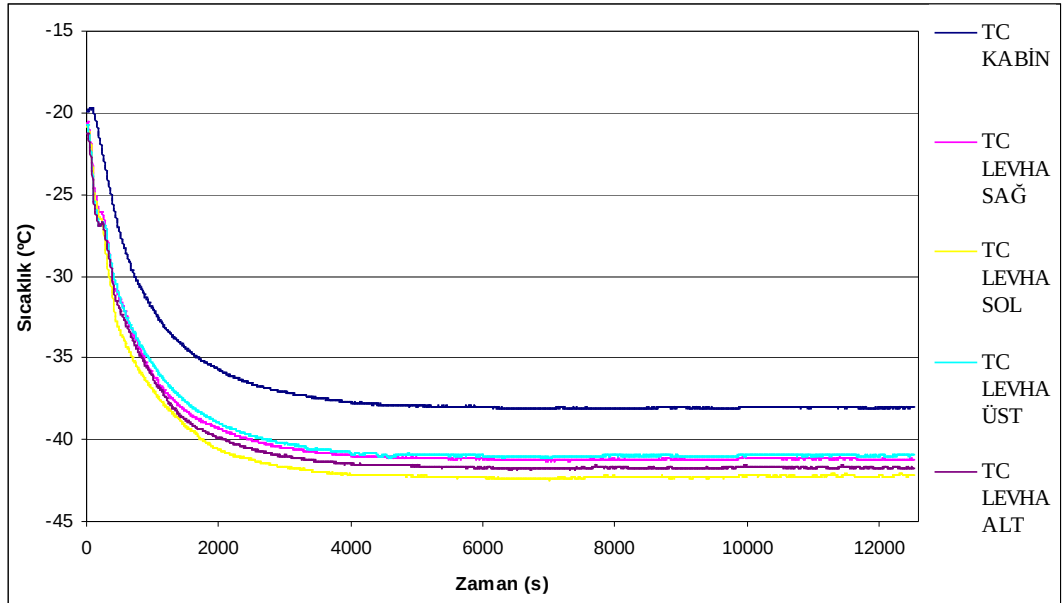
Şekil 3.17: Borulu evaporatörle yapılan deneyde basınç sensörlerinden okunan değerlerin zaman göre değişimi

Grafikten görüldüğü üzere sistem, kapalı olduğunda (kompresör çalışmaya başlamadan önce) 1,3 bar değerindeki denge basıncındadır. Kompresörün çalışmaya başlamasıyla birlikte, kompresör çıkışı ve kısılma girişine yerleştirilen basınç sensörlerinden okunan değerler artmakta, evaporatör giriş ve çıkış basınçlarıysa kapileri borunun kısma etkisinden dolayı düşmeye başlamaktadır. Evaporatör girişi, evaporatör çıkışı, kısılma (iğne valf) girişi ve kompresör çıkışlarındaki basınç değerleri sürekli rejim için sırasıyla 0,65 bar, 0,52 bar, 3,37 bar ve 3,11 bar olarak ölçülmüştür. Borulu evaporatörle yapılan diğer deneylerde ölçülen sistem basınçları Tablo 3.4’ te verilmiştir.

Tablo 3.4: Borulu evaporatör giriş - çıkış sıcaklıklarıyla sistem basınçları

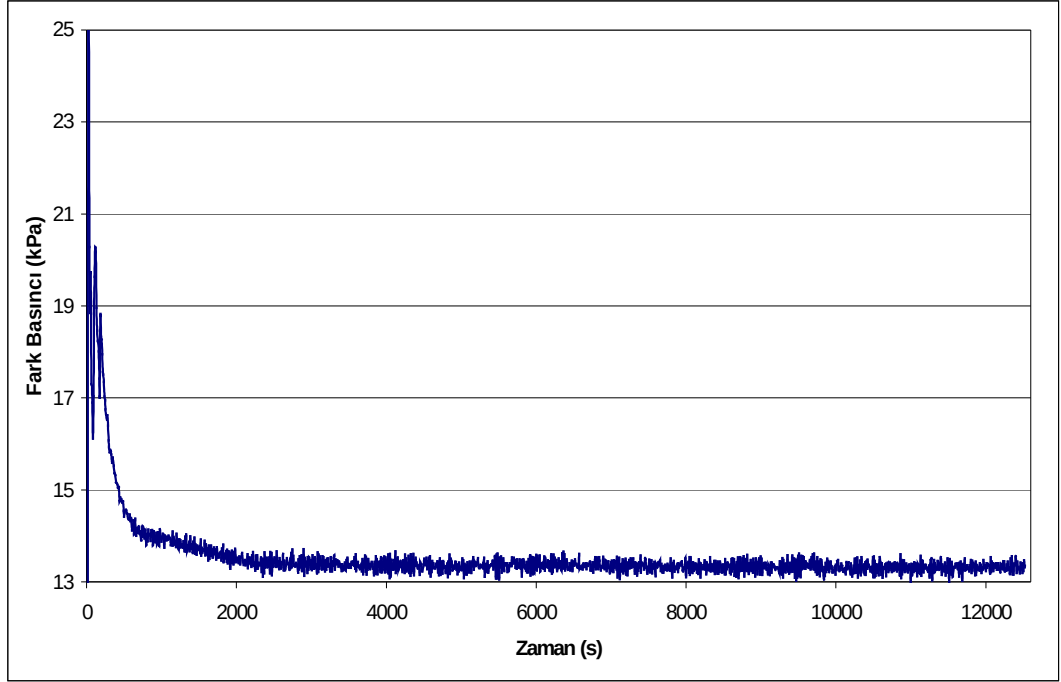
EVAP TİPİ	DEVİR	VALF KONUM	RTD EVAP. GİRİŞ	RTD EVAP. ÇIKIŞ	P. EVAP. GİRİŞ	P. EVAP. ÇIKIŞ	P. KISILMA GİRİŞ	P. KOMP. ÇIKIŞ
	d/d		°C	°C	bar	bar	bar	bar
Borulu	2000	3	-40,13	6,23	0,72	0,63	3,05	3,30
	2500		-41,69	4,70	0,69	0,58	3,07	3,33
	2000	2	-39,46	6,03	0,74	0,65	3,10	3,35
	3000		-42,95	3,96	0,65	0,52	3,11	3,37
	2000	1	-39,31	6,38	0,75	0,66	3,16	3,41
	2500		-41,52	4,79	0,69	0,59	3,19	3,44
	3000		-42,65	3,99	0,66	0,55	3,20	3,46

Aşağıdaki Şekil 3.18’ de evaporatör levha yüzeylerinin orta noktalarına yerleştirilen termo elemanlardan ve evaporatör kabin hacmi ortasına yerleştirilen termo elemandan okunan sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimi gösterilmiştir. Kompresörün çalışmasıyla birlikte levha ve kabin hava sıcaklıkları hızlı bir şekilde azalmaya başlamışlardır. Sıcaklıkların zamana göre değişim hızı giderek azalmaktadır. Sistem sürekli rejime ulaştığındaysa sıcaklıkların zamanla değişmediği görülmüştür. Borulu evaporatörle yapılan diğer deneylerde ölçülen evaporatör kabin ve levha sıcaklıkları Tablo 3.5’ de verilmiştir.



Şekil 3.18: Borulu evaporatörle yapılan deneyde kabin içine yerleştirilen termo elemanlardan ölçülen sıcaklıkların zamanla değişimi

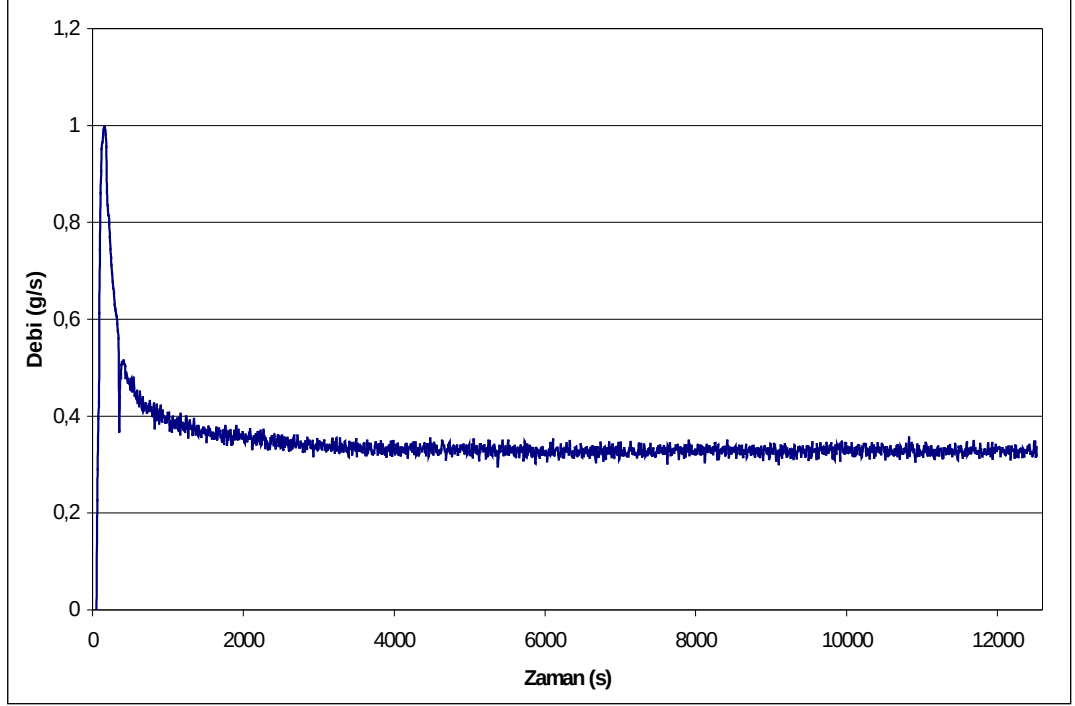
Aşağıda Şekil 3.19’ da uçlarından birisi evaporatör girişine, diğeryse evaporatör çıkışına bağlanan diyaframlı fark basınç sensöründen alınan değerlerin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Kompresör çalışmadığı zaman sistemde bir akış olmadığından dolayı fark basınç sensörü fark basınç değeri göstermemektedir. Kompresör çalıştığı anda akışkan önce evaporatör girişine ulaştığından ve kompresörün evaporatör çıkışındaki akışkanı aniden emmesinden dolayı fark basıncı hızlı bir şekilde artmaktadır. Belli bir süre sonunda sistem dengeye geldiğinden fark basıncının değişmediği gözlenir. Borulu evaporatörle yapılan diğer deneylerde ölçülen evaporatör basınç düşüm değerleri Tablo 3.5’ de verilmiştir.



Şekil 3.19: Borulu evaporatörle yapılan deneyde fark basınç sensöründen okunan değerlerin zamanla değişimi

Aşağıdaki Şekil 3.20’ de sistemden geçen soğutucu akışkanın (R134a) kütleli debi değerinin zamanla değişimi verilmiştir. Kompresör dururken sistemde akış olmadığından dolayı okunan debi değeri 0,00 g/s’ dir. Kompresörün ilk çalışma anında debi değeri yükselmeye başlar ve belli bir süre sonunda sürekli rejim haline girildiğinden dolayı debi değerleri sabit kalır. Borulu evaporatörle yapılan diğer

deneylerde ölçülen soğutucu akışkanın kütleli debi değeri Tablo 3.5’ de verilmiştir.



Şekil 3.20: Borulu evaporatörle yapılan deneyde R134a soğutkanının kütleli debisi

Dairesel borulu evaporatörün performansının belirlenmesi için yapılan diğer deneyler de yukarıdaki grafiklerle benzer karakteristikler göstermektedir.

Tablo 3.5: Borulu evaporatörle yapılan deneylerde ölçülen kabin içi sıcaklıkları, evaporatör basınç kaybı ve soğutkan debisi

EVAP TİPİ	DEVİR d/d	VALF KONUMU	TC KABİN °C	TC LEVHA SAĞ °C	TC LEVHA SOL °C	TC LEVHA ÜST °C	TC LEVHA ALT °C	FARK BASINCI kPa	DEBİ g/s
Borulu	2000	3	-33,85	-36,11	-37,07	-35,74	-36,87	9,07	0,30
	2500		-36,44	-39,42	-40,02	-39,16	-39,61	10,88	0,32
	2000	2	-33,10	-35,35	-36,30	-34,97	-36,10	9,23	0,31
	3000		-38,03	-41,18	-42,22	-40,96	-41,69	13,32	0,33
	2000	1	-33,04	-35,28	-36,19	-34,89	-36,00	9,35	0,31
	2500		-36,37	-39,39	-39,96	-39,09	-39,75	10,27	0,33
	3000		-37,84	-40,97	-42,11	-40,84	-41,45	10,77	0,33

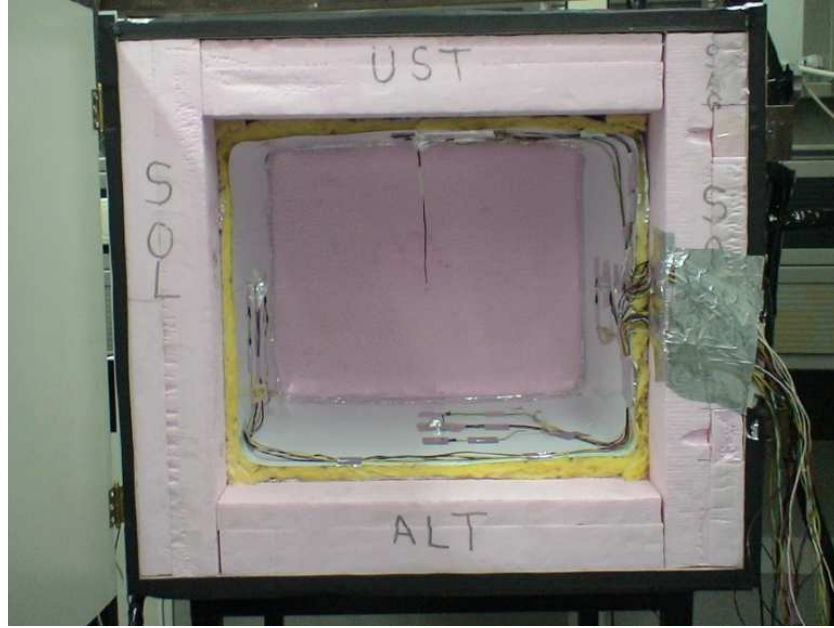
Yapılan deney sonuçları incelendiğinde, deney tekrarlanabilirliğinin göstergesi olan kabin UA değerlerinin standart sapma değeri %3 olarak hesaplanmıştır. Sadece kabin içindeki termo elemanların hassasiyetinin ($\pm 0,2$ °C) kabin UA değeri hesaplanmasına ± 10 ' luk bir fark getirebildiği düşünüldüğünde deney düzeneğinde yapılan deneylerin tekrarlanabilir olduğu söylenebilir.

3.4.2 Mikrokanal evaporatör için performans deneyleri

Mikrokanal evaporatör daha önce anlatıldığı gibi Şekil 3.21' de gösterilmiştir. Elde imal edilen mikrokanal evaporatörün kabin içine yerleştirilmiş ve etrafına yalıtımların konmuş hali Şekil 3.22' de görünmektedir.



Şekil 3.21: Ahşap maçaya yerleştirilen ve sarımı tamamlanan mikrokanal evaporatör



Şekil 3.22: Mikrokanal evaporatörle dondurucu bölme kabini içerisine yerleştirilmiş hali

Deneyler 150,4 g sabit şarjda, 1 nolu valf konumunda, $-15,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ sabit banyo (aşırı soğutma ünitesi) sıcaklığında ve 3 farkı devirde (2000 d/d, 2500 d/d ve 3000 d/d) yapılmıştır. Evaporatör performans değerini belirlemek için kullanılan değerler soğutma çevrimi sürekli rejime girdikten sonra alınan dataların ortalama değerlerini göstermektedir. Her 5 s’ de sensörlerden okunan değerler kaydedilmiştir. Aşağıda Tablo 3.6’ da mikrokanal evaporatörle yapılan deney özetleri görünmektedir.

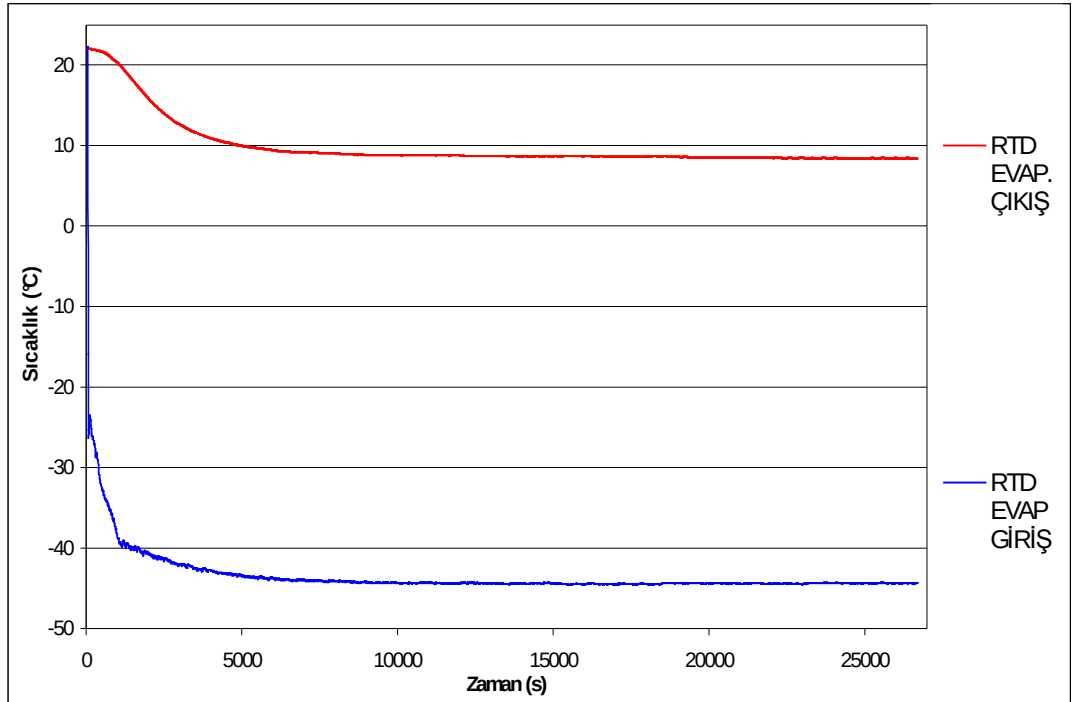
Tablo 3.6: Mikrokanal evapoartörle yapılan deney özetleri

EVAP TİPİ	DEVİR	ŞARJ	RTD EVAP. CIKIS	RTD EVAP. GIRIS	FARK BASINCI	TC KOND. ORT.	TC ORTAM ORT.	DEBİ	TC KABİN	TC LEVHA ORT.	UA EVAP.
	d/d	g	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	kPa	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	g/s	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	W/ $^{\circ}\text{C}$
Mikro Kanal	2000	150,40	10,05	-41,27	6,67	22,48	21,35	0,28	-26,61	-28,31	44,16
	2500	150,40	8,22	-43,31	9,02	22,26	20,87	0,30	-29,95	-31,98	39,76
	3000	150,40	8,43	-44,37	9,59	22,59	21,17	0,31	-30,36	-32,56	37,17

Aşağıdaki grafiklerde kompresör devrinin 3000 d/d olduğu deney için sıcaklık, basınç ve debi değerlerinin zamanla değişimlerini gösteren grafikler verilmiştir. Sistem 23501 s sonunda rejime ulaşmış ve deney 26683 s sürmüştür. Deneye ait tablolar hazırlanırken 636 datanın ortalaması alınmıştır. Borulu evaporatörle yapılan

deneylerde olduğu gibi, mikrokanal evapoartörle yapılan deneylerde de, sistemin rejime ulaştığı nokta belirlenirken, farklı sensörlerden okunan değerler arasından en geç rejime ulaşan değer dikkate alınmıştır. Bu değer ise borulu evaporatörde olduğu gibi, genellikle, kabin iç hava sıcaklığını gösteren sensörden okunan değerdir.

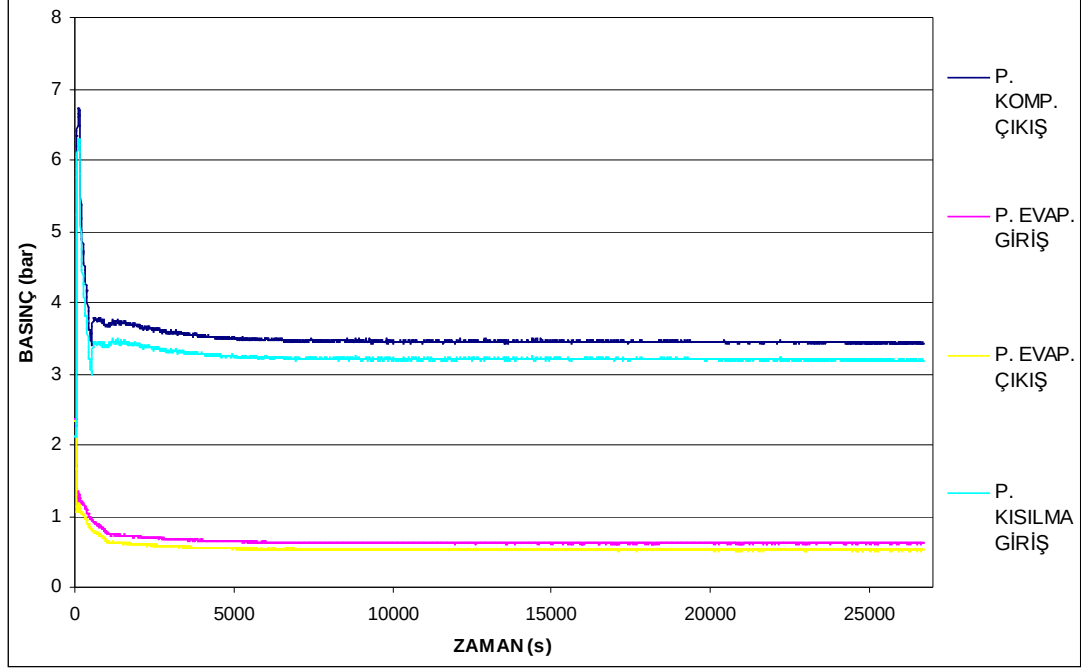
Mikrokanal evaporatör giriş ve çıkışındaki RTD'lerden okunan sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimleri aşağıda Şekil 3.23'de gösterilmiştir. Kompresörün çalışmasıyla birlikte kapileri borudaki sürtünme basınç kaybından dolayı evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları düşme eğilimi göstermiş ve 23501 s sonra sistem sürekli rejime ulaştığından giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla $-44,37^{\circ}\text{C}$ ve $8,43^{\circ}\text{C}$ değerlerinde sabitlenmişlerdir. Mikrokanal evaporatörle yapılan diğer deneylerde ölçülen evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları Tablo 3.7' de verilmiştir.



Şekil 3.23: Mikrokanal evaporatör giriş ve çıkış'ındaki RTD'lerden okunan sıcaklık değerlerinin zaman göre değişimi

Aşağıda Şekil 3.24' te evaporatör girişi, kompresör çıkışı ve iğne valf girişine yerleştirilen basınç sensörlerinden okunan değerlerin zamana göre değişimini göstermektedir. Evaporatör çıkışındaki basınç değerleri; evaporatör girişindeki

basınç değeri ve evaporatördeki basınç kaybını gösteren fark basın sensöründen okunan değerler yardımıyla hesaplanmıştır.



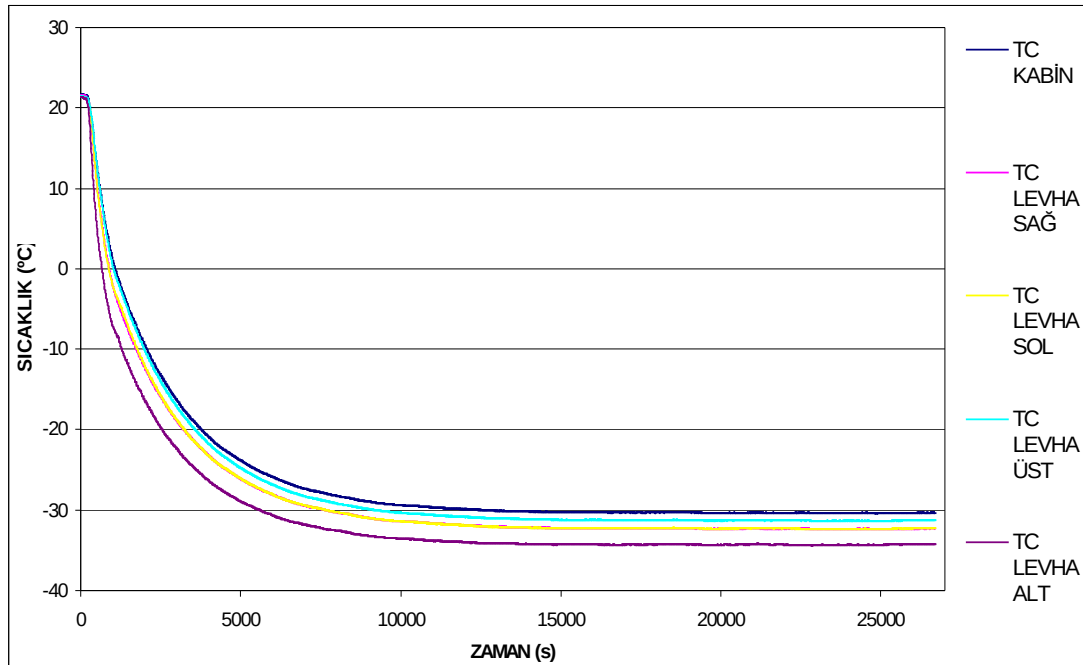
Şekil 3.24: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneyde basınç sensörlerinden okunan değerlerin zaman göre değişimi

Önceki bölümde anlatılan borulu evaporatörle yapılan deneylere benzer şekilde; Şekil 3.24’ te görüldüğü üzere, sistem kapalı olduğunda (kompresörün çalışmaya başlamadan önce) 2,3 bar değerindeki denge basıncındadır. Kompresörün çalışmaya başlamasıyla birlikte kompresör çıkış ve kısılma girişine yerleştirilen basınç sensörlerinden okunan değerler artmakta, evaporatör giriş ve çıkış basınçlarıysa kapileri borunun kısma etkisinden dolayı düşmeye başlamaktadır. Evaporatör girişi, evaporatör çıkışı, kısılma (iğne valf) girişi ve kompresör çıkışlarındaki basınç değerleri sürekli rejim için sırasıyla 0,62 bar, 0,52 bar, 3,19 bar ve 3,44 bar olarak ölçülmüştür. Borulu evaporatörle yapılan diğer deneylerde ölçülen sistem basınçları Tablo 3.7’ de verilmiştir.

Tablo 3.7: Mikrokanal evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıklarıyla sistem basınçları

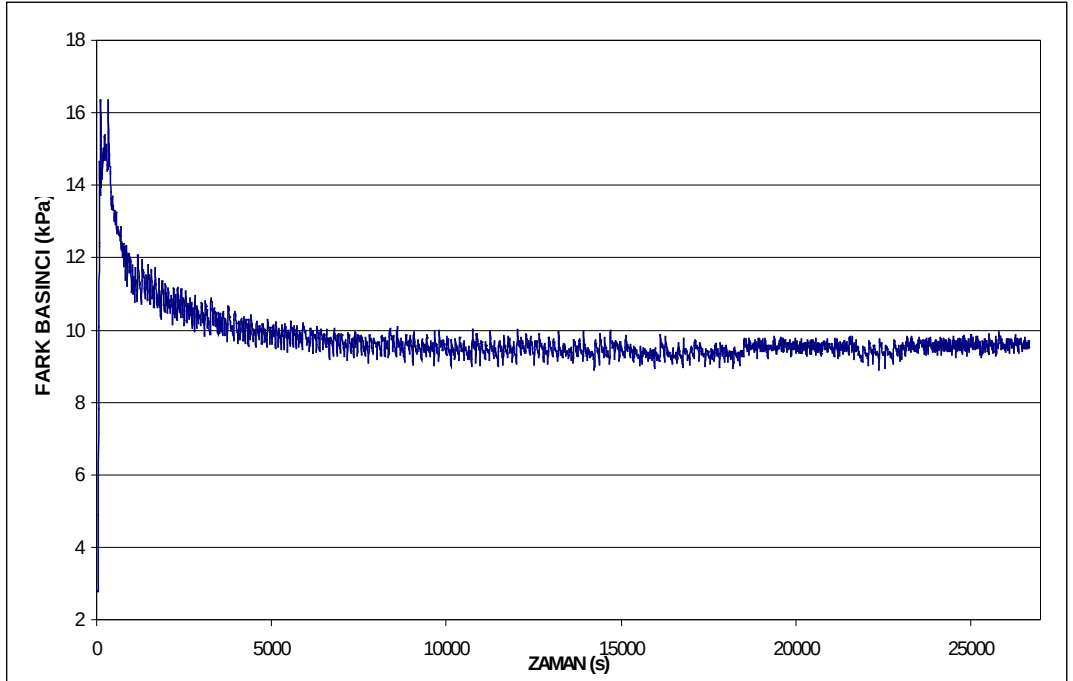
EVAP TİPİ	DEVİR	RTD EVAP. ÇIKIŞ	RTD EVAP. GİRİŞ	P. KOMP. ÇIKIŞ	P. EVAP. GİRİŞ	P. EVAP. ÇIKIŞ	P. KISILMA GİRİŞ
	d/d	°C	°C	bar	bar	bar	bar
Mikro Kanal	2000	10,05	-41,27	3,38	0,69	0,62	3,15
	2500	8,22	-43,31	3,41	0,64	0,55	3,17
	3000	8,43	-44,37	3,44	0,62	0,52	3,19

Şekil 3.25’ de evaporatör levha yüzeylerinin orta noktalarına yerleştirilen termo elemanlardan ve evaporatör kabin hacmi ortasına yerleştirilen termo elemandan okunan sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimi gösterilmiştir. Kompresörün çalışmasıyla birlikte levha ve kabin hava sıcaklıkları hızlı bir şekilde azalmaya başlamışlardır. Sıcaklıkların zamana göre değişim hızı giderek azalmaktadır. Sistem sürekli rejime ulaştığındaysa sıcaklıkların zamanla değişmediği görülmüştür. Mikrokanal evaporatörle yapılan diğer deneylerde ölçülen evaporatör kabin ve levha sıcaklıkları Tablo 3.8’ de verilmiştir.



Şekil 3.25: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneyde kabin içine yerleştirilen termo elemanlardan ölçülen sıcaklıkların zamanla değişimi

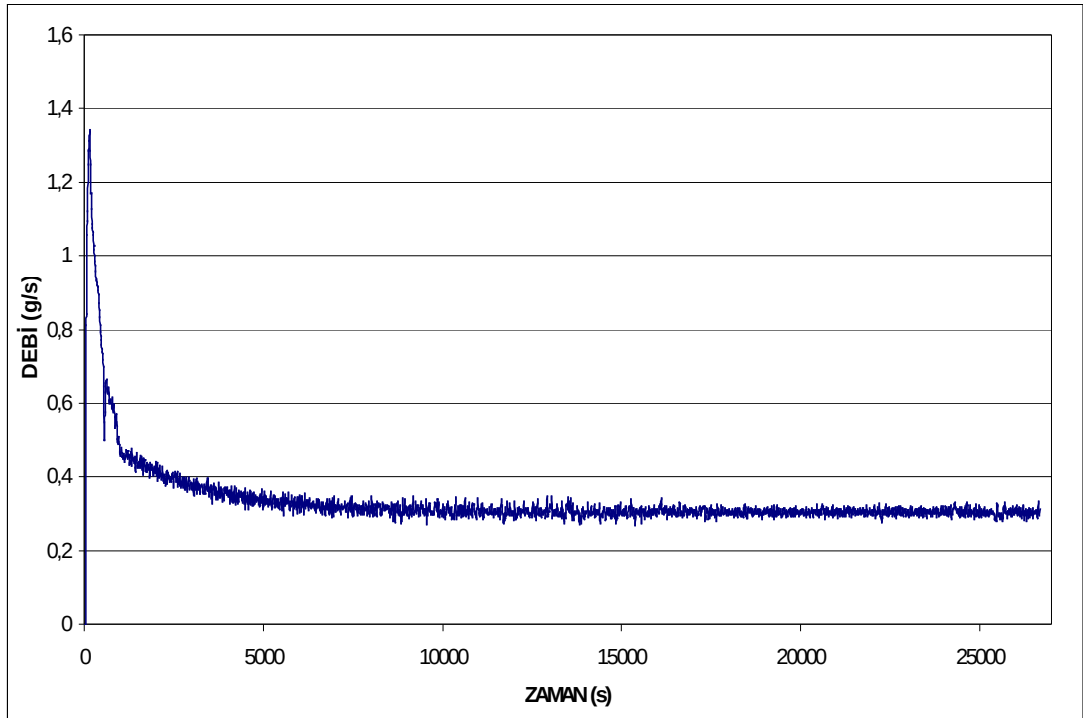
Aşağıda Şekil 3.26’ da uçlarından birisi evaporatör girişine, diğeryse evaporatör çıkışına bağlanan diyaframlı fark basınç sensöründen alınan değerlerin zamana bağlı değişimi görülmektedir. Kompresör çalışmadığı zaman sistemde bir akış olmadığı için, fark basınç sensörü fark basınç değeri göstermemektedir. Kompresör çalıştığı anda, akışkan önce evaporatör girişine ulaştığından ve kompresörün evaporatör çıkışındaki akışkanı aniden emmesinden dolayı fark basıncı hızlı bir şekilde artmaktadır. Belli bir süre sonunda sistem dengeye geldiğinden fark basıncının değişmediği gözlenir. Mikrokanal evaporatörle yapılan diğer deneylerde ölçülen evaporatör basınç düşüm değerleri Tablo 3.8’ de verilmiştir.



Şekil 3.26: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneyde fark basınç sensöründen okunan değerlerin zamanla değişimi

Aşağıdaki şekil 3.27’ de sistemden geçen soğutucu akışkanın (R134a) kütleli debi değerinin zamanla değişimi verilmiştir. Kompresör dururken sistemde akış olmadığından dolayı okunan debi değeri 0,00 g/s’ dir. Kompresörün ilk çalışma anında debi değeri yükselmeye başlar ve belli bir süre sonunda sürekli rejim haline girildiğinden dolayı debi değerleri sabit kalır. Mikrokanal evaporatörle yapılan diğer

deneylerde ölçülen soğutucu akışkanın kütleli debi değeri Tablo 3.8’ de verilmiştir.



şekil 3.27: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneyde, soğutkanının kütleli debisi

Tablo 3.8: Borulu evaporatörle yapılan deneylerde ölçülen kabin içi sıcaklıkları, evaporatör basınç kaybı ve soğutkan debisi

EVAP TİPİ	DEVİR	TC KABİN	TC LEVHA SAĞ	TC LEVHA SOL	TC LEVHA ÜST	TC LEVHA ALT	FARK BASINCI	DEBİ
	d/d	°C	°C	°C	°C	°C	kPa	g/s
Mikro Kanal	2000	-26,61	-28,39	-28,10	-27,58	-29,17	6,67	0,28
	2500	-29,95	-31,88	-31,74	-30,92	-33,36	9,02	0,30
	3000	-30,36	-32,33	-32,31	-31,31	-34,29	9,59	0,31

3.5 Belirsizlik analizi

Belirsizlik analizi yapılırken, ölçülen her bir değişkendeki belirsizlik kullanılarak, hesaplanan değerdeki toplam belirsizlik ve tüm değişkenlerin toplam belirsizliğe katkısı bulunur. Belirsizlik analizi için $Y=f(X_1, X_2, \dots)$ olmak üzere hesaplanmak istenen Y değerindeki belirsizlik, X_1 ve X_2 bağımsız değişkenlerinin ölçülen belirsizlikleri cinsinden aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır (Taylor B.N. ve Kuyatt, 1994) .

$$U_y = \left[\sum_i \left(\frac{\partial(Y)}{\partial X_i} \right)^2 U_{xi}^2 \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

Burada U_{xi} , i nolu bağımsız değişkendeki belirsizlik ve U_y ise Y bağımlı değişkeninin belirsizliğini gösterir. Yukardaki denklem $(UA)_{\text{evap}} = f(m, h_{\text{çıkış}}, h_{\text{giriş}}, T_{\text{kabin hava}}, T_{\text{levha ort}})$, $h_{\text{çıkış}} = f(T_{\text{evap çıkış}}, P_{\text{evap çıkış}})$, $P_{\text{evap çıkış}} = f(P_{\text{evap giriş}}, DP)$, $h_{\text{giriş}} = f(T_{\text{evap giriş}}, P_{\text{evap giriş}})$ ve $T_{\text{levha ort}} = f(T_{\text{levha alt}}, T_{\text{levha sağ}}, T_{\text{levha sol}}, T_{\text{levha üst}})$ olmak üzere 3.3 nolu formülü uygulandığında aşağıda Tablo 3.9’ daki sonuçlar elde edilir.

Tablo 3.9: Deney düzeneğinin belirsizlik analizinin için kullanılan değerler

Değişkenler	Değişkenlerin Değerleri	Değişkenlerin Belirsizliği	Kısmi Türevler	Kısmi Türev Değerleri	Değişkenlerin Toplam Belirsizlik İçindeki % Oranı
DP	8,75 kPa	$\pm 0,09$	$\partial UA / \partial DP$	0,00	0,00
m	0,28 g/s	$\pm 0,02$	$\partial UA / \partial m$	164,35	19,43
$P_{\text{evap giriş}}$	69,00 kPa	$\pm 1,40$	$\partial UA / \partial P_{\text{evap giriş}}$	-0,00	0,00
$T_{\text{evap çıkış}}$	10,50 °C	$\pm 0,20$	$\partial UA / \partial T_{\text{evap çıkış}}$	0,10	0,00
$T_{\text{evap giriş}}$	-41,50 °C	$\pm 0,20$	$\partial UA / \partial T_{\text{evap giriş}}$	-0,22	0,00
$T_{\text{kabin hava}}$	-26,00 °C	$\pm 0,20$	$\partial UA / \partial T_{\text{kabin hava}}$	-28,00	64,45
$T_{\text{levha alt}}$	-28,46 °C	$\pm 0,20$	$\partial UA / \partial T_{\text{levha alt}}$	7,09	4,03
$T_{\text{levha sağ}}$	-27,61 °C	$\pm 0,20$	$\partial UA / \partial T_{\text{levha sağ}}$	7,09	4,03
$T_{\text{levha sol}}$	-27,26 °C	$\pm 0,20$	$\partial UA / \partial T_{\text{levha sol}}$	7,09	4,03
$T_{\text{levha üst}}$	-26,92 °C	$\pm 0,20$	$\partial UA / \partial T_{\text{levha üst}}$	7,09	4,03

Yapılan belirsizlik analizi sonucunda, deneysel olarak hesaplanan evaporatör performansındaki toplan belirsizlik: $UA=46,02 [W/^{\circ}C] \pm 7,066$ olarak hesaplanmıştır.

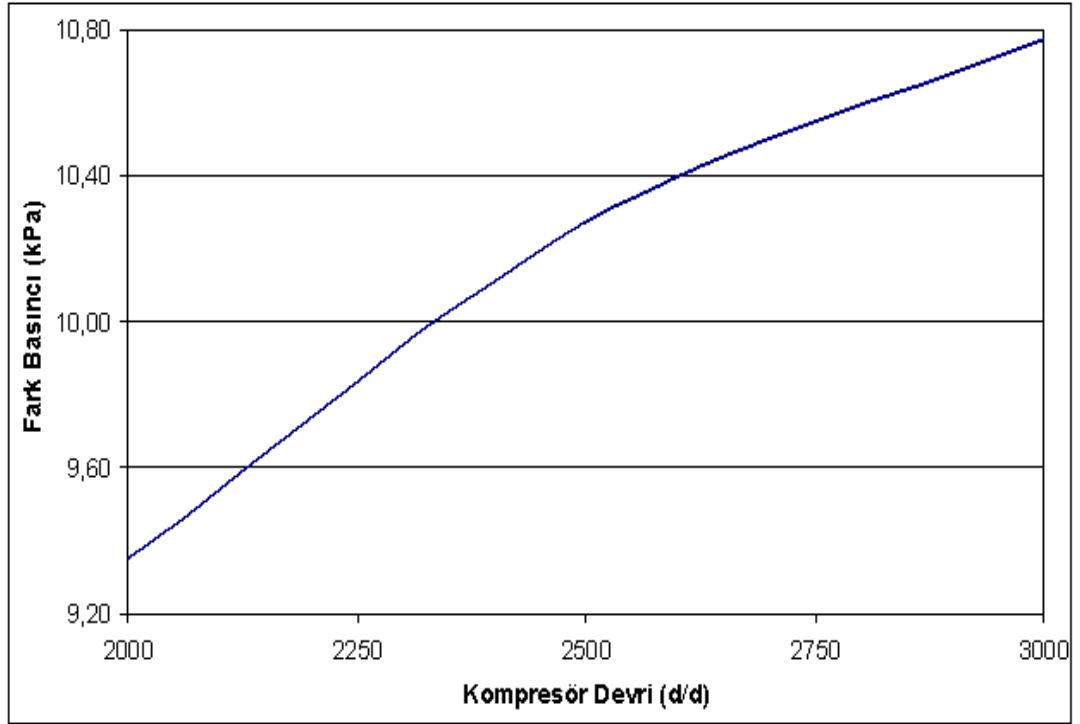
4 ÖLÇÜMLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ VE SONUÇLAR

4.1 Borulu evaporatör ölçümleri

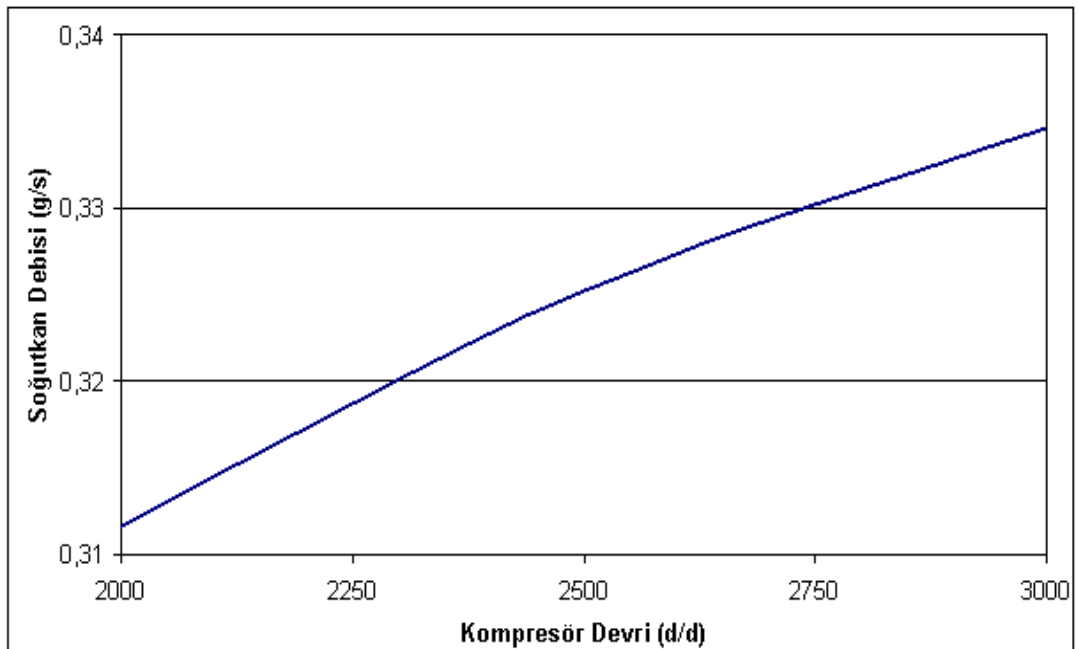
Borulu evaporatörle yapılan ölçümler aşağıda Tablo 4.1’ da özetlenmiştir. Bu bölümdeki şekillerde evaporatör basınç farkının, soğutkan debisinin ve evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimi gösterilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde, evaporatördeki basınç kaybının ve sistemde dolaşan soğutkan debisinin kompresör devriyle doğru orantılı olarak değiştiği görülmüştür. Evaporatör performans değerinin kompresör devrine göre değişiminin; Wijnstekers ve Janssen’in (2005) de belirttiği gibi, çıkıştaki kızgınlık değerinin, artan kompresör devriyle birlikte yükselmesi nedeni ile; ters orantılı olduğu görülmektedir.

Tablo 4.1: Borulu evaporatörle yapılan deney sonuçları

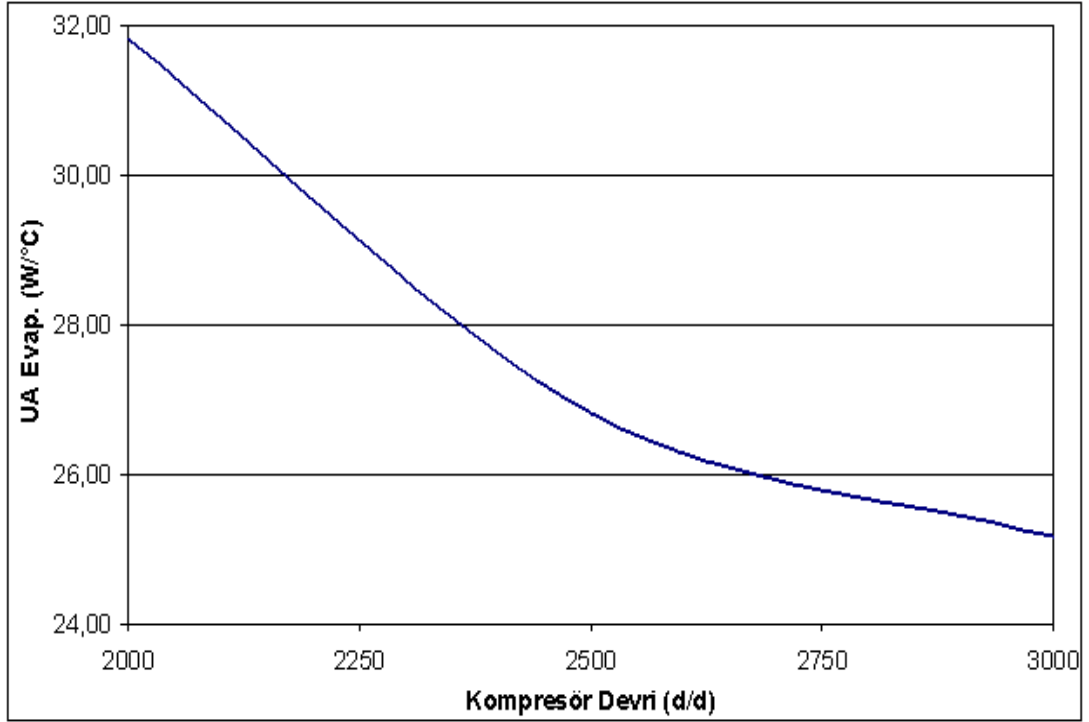
EVAP TİPİ	DEVİ R	VALF KONU M	ŞARJ	RTD EVAP GİRİŞ	RTD EVAP ÇIKIŞ	FARK BASINCI	DEBİ	TC KABİN İÇ	TC LEVHA ORT.	TC ORTA M ORT.	UA KABİN	UA EVAP
	d/d		g	°C	°C	kPa	g/s	°C	°C	°C	W/°C	W/°C
Borulu	2000	3	119	-40,13	6,23	9,07	0,30	-33,85	-36,45	18,96	1,40	29,75
	2500		119	-41,69	4,70	10,88	0,32	-36,44	-39,55	19,11	1,43	27,03
	2000	2	119	-39,46	6,03	9,23	0,31	-33,10	-35,68	18,86	1,48	31,36
	3000		119	-42,95	3,96	13,32	0,33	-38,03	-41,51	18,97	1,43	24,82
	2000	1	119	-39,31	6,38	9,35	0,31	-33,04	-35,59	19,20	1,48	31,82
	2500		119	-41,52	4,79	10,27	0,33	-36,37	-39,55	19,33	1,45	26,82
	3000		119	-42,65	3,99	10,77	0,33	-37,84	-41,34	19,26	1,45	25,16



Şekil 4.1: Borulu evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör basınç kaybının kompresör devriyle değişimi



Şekil 4.2: Borulu evaporatörle yapılan deneylerde soğutkan debisinin kompresör devriyle değişimi



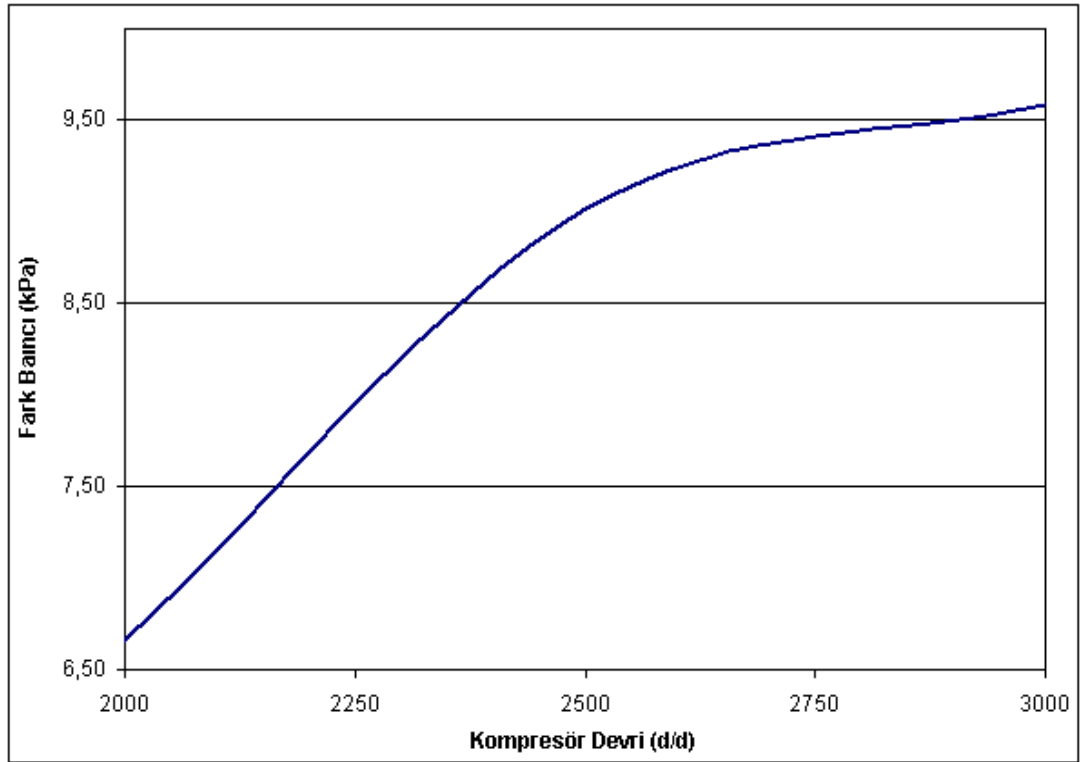
Şekil 4.3: Borulu evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimi

4.2 Mikrokanal evaporatör ölçümleri

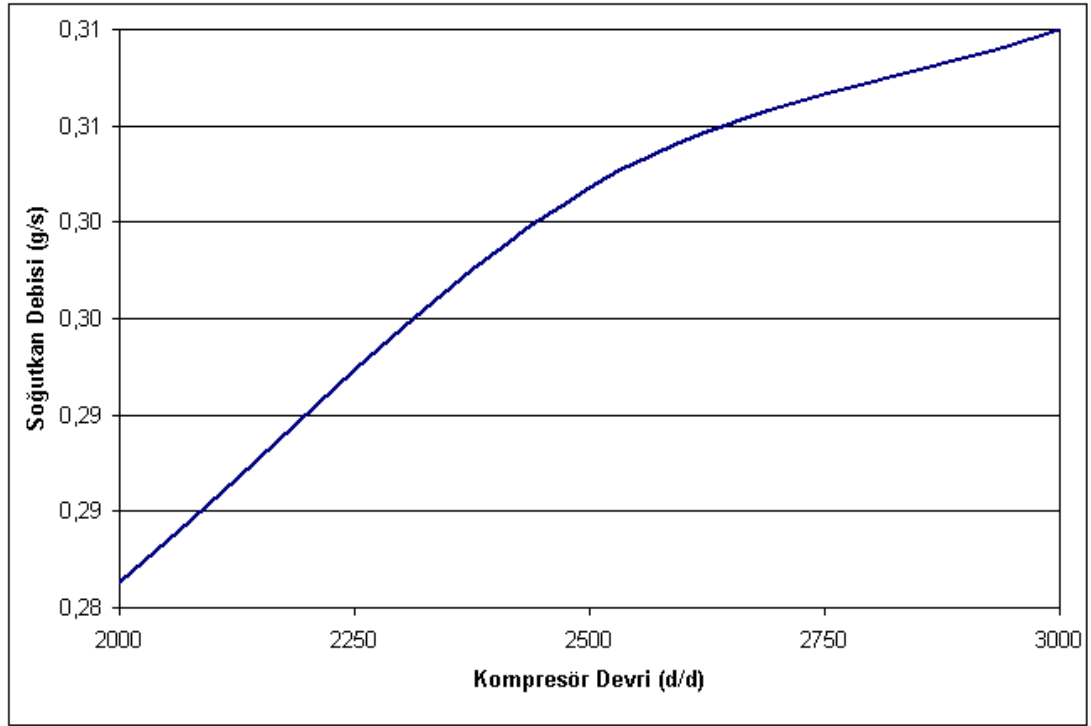
Mikrokanal evaporatörle yapılan ölçümler aşağıda Tablo 4.2’ de özetlenmiştir. Aşağıdaki şekillerde evaporatör basınç farkının, soğutkan debisinin, evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimin gösterilmiştir. Önceki bölümde anlatılan borulu evaporatör deney sonuçlarına benzer olarak, mikrokanal evaporatördeki basınç kaybının ve sistemde dolaşan soğutkan debisinin kompresör devriyle doğru orantılı olarak değiştiği görülmüştür. Evaporatör performans değerinin ise artan kompresör devriyle çıkıştaki kızgınlık değerindeki artıştan dolayı ters orantılı olarak değiştiği görülmektedir.

Tablo 4.2: Mikrokanal evaporatörle yapılan deney özetleri

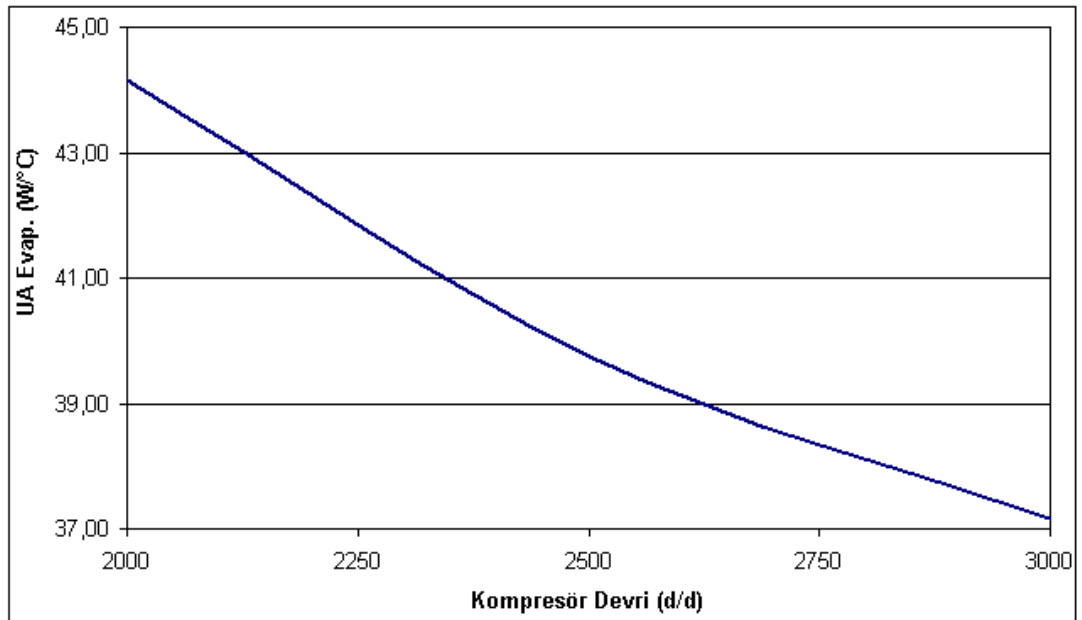
EVAP TİPİ	DEVİR	ŞARJ	RTD EVAP. ÇIKIŞ	RTD EVAP. GİRİŞ	FARK BASINCI	TC KOND. ORT.	TC ORTAM ORT.	DEBİ	TC KABİN	TC LEVHA ORT.	UA EVAP.
	d/d	g	°C	°C	kPa	°C	°C	g/s	°C	°C	W/°C
Mikro Kanal	2000	150,4	10,05	-41,27	6,67	22,48	21,35	0,28	-26,61	-28,31	44,16
	2500	150,4	8,22	-43,31	9,02	22,26	20,87	0,30	-29,95	-31,98	39,76
	3000	150,4	8,43	-44,37	9,59	22,59	21,17	0,31	-30,36	-32,56	37,17



Şekil 4.4: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör basınç kaybının kompresör devriyle değişimi



Şekil 4.5: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör soğutma kapasitesinin kompresör devriyle değişimi



Şekil 4.6: Mikrokanal evaporatörle yapılan deneylerde evaporatör performans değerinin kompresör devriyle değişimi

Yapılan deneysel çalışmanın sonunda buzdolabı dondurucu bölme evaporatöründe mikrokanal uygulamasının sağladığı performans artışı aşağıda Tablo 4.3’ de gösterilmiştir.

Tablo 4.3: Mikrokanal ve borulu evaporatörler arasındaki performans farkı

DEVİR	UA MIKROKANAL EVAP.	UA BORULU EVAP.	PERFORMANS ARTIŞI
d/d	W/°C	W/°C	%
2000	44,16	31,82	38,79
2500	39,76	26,82	48,25
3000	37,17	25,16	47,73

5 SONUÇ

Bu yüksek lisans tez çalışması dahilinde, uygulamada kullanılan borulu evaporatörde, mikrokanal uygulamasının sağlayacağı faydalar ve beraberinde getireceği performans iyileşmesi araştırılmıştır. Buzdolabı dondurucu bölümünde kullanılmakta olan borulu evaporatörle karşılaştırılabilmesi için, aynı dış boyutlara sahip mikrokanal evaporatör imal edilmiştir. Her iki evaporatörün de performanslarının ölçülebileceği bir deney düzeneği kurulmuştur. Kurulan bu düzenek sayesinde; her iki evaporatörün performanslarının değişen kompresör devirleriyle değişimleri araştırılmış ve karşılaştırmaları, ilgili tablolarda sunulmuştur. Elde edilen evaporatör performansı-kompresör devri ilişkisinin önceki çalışmalarla uyum içerisinde olduğu vurgulanmıştır. Mevcut çalışmanın sonucunda; mikrokanal uygulaması sayesinde, evaporatör performansında %48' e varan iyileşme sağlanmıştır.

Mevcut tez çalışması; literatürdeki, mikrokanal evaporatörlere yapılan deneysel çalışmaların eksikliği nedeniyle önem kazanmaktadır. Özellikle, mikrokanal uygulaması yapılan bir buzdolabı dondurucu bölme evaporatörünün, farklı kompresör devirlerinde performans deneylerinin yapılmış olması, bu yüksek lisans tezini mevcut çalışmalardan ayırmaktadır. Literatürdeki mevcut açığı kapatma çabası bakımından ve gelecek çalışmalara yol gösterici niteliği dolayısıyla söz konusu çalışma, önceki araştırmalardan farklılık arz etmektedir.

İleride yapılması muhtemel benzer araştırmalarda, farklı mikrokanal evaporatörler kullanılabilir. Özellikle otomotiv ve hava şartlandırıcı sektörlerinde mevcutta kullanılmakta olan manifoldlu evaporatör tasarımlarının, farklı soğutkan türleri için ve değişik akış debilerinde, basınç düşümü ve performans davranışları incelemeye değer konulardır.

Soğutma sistemlerinde, engellenemeyen kompresör kaynaklı bir yağ göçü oluşmaktadır. Mevcut deney düzeneğinde yapılması muhtemel değişiklikler sayesinde sisteme verilen bu yağın, evaporatör performansı üzerine etkisi araştırılabilir. Farklı mikrokanal profillerine sahip evaporatörlerin yağ tutma miktarları karşılaştırılabilir. Bunların dışında, düzeneğe yapılabilecek bir takım tasarım ve ekipman değişiklikleri sayesinde evaporatör giriş ve çıkışındaki kuruluk değerleri kontrol edilebilir. Kuruluk değerlerinin, mikrokanal evaporatör performansı üzerine etkisi araştırmaya değer bir başka konudur.

KAYNAKLAR

- Bergles, A. E., Lienhard, J.H., Kendall, G. E., Griffith, P.,** 2003. Boiling and Evaporation in Small Diameter Channels, *Heat Transfer Engineering* 24 (1): 18-40 Jan-Feb 2003
- Brauner, N., Moalem-Maron, D.,** 1992. Identification of the Range of Small Diameter Conduits Regarding Two-Phase Flow Pattern Transitions, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 19, 29–39
- Cheng, L., Mewes, D.,** 2005. Review of Two-Phase Flow and Flow Boiling of Mixtures in Small and Mini Channels, *International Journal of Multiphase Flow* 32 (2006) 183-207
- Coleman, J. W., Garimella, S.,** 1999. Characterization of Two-Phase Flow Patterns in Small Diameter Round and Rectangular Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42 (15): 2869-2881
- English, N. J., Kandlikar, S. G.,** 2006. An Experimental Investigation into the Effect of Surfactants on Air-Water Two-phase Flow in Minichannels, *Heat Transfer Engineering* 27 (4): 99-109 May 2006
- Hoke, J. L., Clausing, A. M., Swofford, T. D.,** 1997. An Experimental Investigation of Convective Heat Transfer from Wire-on-Tube Heat Exchangers, *Journal Of Heat Transfer-Transactions of The ASME* 119 (2): 348-356 May 1997
- Jokar, A., Hosni, M.H., Eckels, S.J.,** 2006. Dimensional Analysis on the Evaporation and Condensation of Refrigerant R-134a in Minichannel Plate Heat Exchangers, *Applied Thermal Engineering* 26 (17-18): 2287-2300 Dec 2006

- Kandlikar, S.G.**, 2001. Two-Phase Flow Patterns, Pressure Drop and Heat Transfer During Boiling in Mini-Channel and Micro-Channel Flow Passages of Compact Evaporators, *In: Proc. of The Third International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, 1–6 July 2001, Davos. Begell House Inc., New York, pp. 319–334*
- Kandlikar, S.G.**, 2002. Fundamental Issues Related to Flow Boiling in Minichannels and Microchannels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 26, 38–47
- Kew, P.A., Cornwell, K.**, 1997. Correlations for the Prediction of Boiling Heat Transfer in Small Diameter Channels, *Appl. Thermal Eng.* 17, 705–715
- Mehendale, S.S., Jacobi, A.M., Ahah, R.K.**, 2000. Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scales with Application to Heat Exchanger Design, *ASHRAE Transactions*, Vol. 106:1, pp. 446-452
- Nino, V. G., Hrnjak, P. S., Newell, T.A.**, 2003. Two-Phase Flow Visualization of R134a in a Multiport Microchannel Tube, *Heat Transfer Engineering* 24 (1): 41-52 Jan-Feb 2003
- Shah, R.K.**, 1986. Classification of Heat Exchangers, *in: Kakac S, Bergles A, Mayinger F (eds) Heat Exchangers, Thermal-hydraulic Fundamentals and Design Hemisphere Publishing, New York*
- Taylor B.N. and Kuyatt**, 1994 c.e., Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results, National Institute of Standards and Technology Technical Note 1297
- Tillner-Roth, R. and Baehr, H. D.**, 1994 An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa, *J. Phys. Chem, Ref. Data*, Vol. 23, No. 5

- Triplett, K.A., Ghiaasiaan, S.M., Abdei-Khalik, S.I., Sadowski, D.L.,** 1999. Gas–Liquid Two-Phase Flow in Micro-channels, *Part 1: Twophase Flow Patterns. Int. J. Multiphase Flow* 25, 377–394.
- Pehlivan, K., Hassan, I., Vaillancourt, M.,** 2005. Experimental Study on Two-Phase Flow and Pressure Drop in Millimeter-Size Channels, *Applied Thermal Engineering* 26 (14-15): 1506-1514 Oct 2006
- Wijnstekers, J. and Janssen, M.,** 2005. Evaporator Calorimeter Measurements on a Freezer with a Wire on Tube Evaporator, *RE/GENT Report for Arçelik A.Ş. Research and Development Center*
- Wolk, G., Dreyer, M., Rath, H.J.,** 2000. Flow Patterns in Small Diameter Vertical Non-Circular Channels, *Int. J. Multiphase Flow* 26, 1037–1061
- Wongwises, S., Disawas, S., Kaewon, J., Onurai, C.,** 2000a. Two-Phase Evaporative Heat Transfer Coefficients of Refrigerant HFC-134a Under Forced Flow Conditions in a Small Horizontal Tube. *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 27, 35–48

ÖZGEÇMİŞ

Sevan Agopyan, 1982 yılında İstanbul’ da doğdu. 2000 yılında orta öğrenimini Özel Pangaltı Ermeni Lisesi’nde tamamladı. 2004 yılında Y.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü’ nden mezun oldu. Aynı sene İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Isı Akışkan Programı’ nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı’ nda yüksek lisans öğrencisi olup, İ.T.Ü. ve Arçelik A.Ş. arasında Üniversite-Sanayi İşbirliği çerçevesinde imzalanmış olan özel bir anlaşma dahilinde Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Bölümü’ nde çalışmalarına devam etmektedir.