

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SOĞUTMA SİSTEMİNİN DİNAMİK MODELLENMESİ VE ŞARJ
DAĞILIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Bekir ÖZYURT**

**Ana Bilim Dalı : Makina Mühendisliği
Programı : Enerji**

OCAK 2009

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SOĞUTMA SİSTEMİNİN DİNAMİK MODELLENMESİ VE ŞARJ
DAĞILIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ
Y. Müh. Bekir ÖZYURT
(503012001)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 30 Haziran 2008
Tezin Savunulduğu Tarih : 16 Ocak 2008**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. A.Nilüfer EĞRİCAN (İTÜ-YÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Hasan HEPERKAN (YTÜ)
Prof. Dr. Sibel ÖZDOĞAN (MÜ)
Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Erhan BÖKE (İTÜ)**

OCAK 2009

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının gerçekleşmesini sağlayan Arçelik A.Ş. Arge Merkezi adına Arge Direktörü Dr. Cemil İnan'a, Mekanik Teknolojiler Yöneticisi Sn. Fatih Özkadı'ya, çalışmayla ilgili deneysel çalışmaların yapılmasındaki ve yorumlanmasındaki değerli katkılarından dolayı Sn Sabahatin Hocaoğlu ve Sn Faruk Kocabıyık başta olmak üzere tüm Termodinamik ailesi çalışanlarına, çalışmadaki fikri katkılarında dolayı Sn Yalçın Güldalı'ya,

Çalışma boyunca bana destek olan arkadaşlarıma...

Değerli tez izleme komitesi üyeleri Prof. Dr. Feridun Özgüç ve Prof. Dr. Hasan Heperkan'a

Çalışmanın oluşturulması ve tamamlanmasındaki katkılarından ve çalışma ortamının kurulmasını sağlayan tez danışmanım Prof. Dr. A. Nilüfer Eğrican'a

Yaşamım boyunca beni karşılıksız seven ve destekleyen AİLEME

Teşekkür ederim...

İstanbul, Haziran 2008

Bekir ÖZYURT

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
İÇİNDEKİLER	iii
KISALTMALAR	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	x
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1 Dinamik Modelleme Çalışmaları	6
2.1.1 Soğutma sisteminin tamamı için yapılan modeller	8
2.1.2 Soğutma sistemi elemanları için yapılan modeller	36
2.2 İki Fazlı Akış- Boşluk Oranı İle İlgili Çalışmalar	39
2.3 Şarj Miktarı Ve Dağılımı İle İlgili Çalışmalar.....	44
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	49
3.1 Yük Hücresi Deney Düzeneği	50
3.2 Vana Deney Düzeneği	57
3.2.1 Belirsizlik analizi	64
3.3 Deney Sonuçları	65
3.3.1 Farklı çevrim sürelerinin şarj dağılımına etkisi	66
3.3.2 Değişken kapasiteli kompresörün şarj dağılımına etkileri.....	67
3.3.3 Toplam şarj miktarı değişimleri.....	72
4. SAYISAL ÇALIŞMALAR	77
4.1 İki Fazlı Akış- Boşluk Oranı Etkisi	77
4.2 Statik Model Çalışmaları	83
4.2.1 Buharlaştırıcı termodinamik modeli	85
4.2.2 Buharlaştırıcı ısı transferi modülü	86
4.2.3 Yoğuşturucu termodinamik hesap modülü	89
4.2.4 Yoğuşturucu Isı transferi modülü	91
4.2.5 Kabin Modülü.....	95
4.3 Statik Model Şarj Çalışmaları.....	96
4.3.1 Kompresör yağı içinde çözünen şarj miktarı	96
4.3.2 Tek fazlı akış bölgelerinde şarj miktarı	98
4.3.3 İki fazlı akış bölgelerinde şarj miktarı	98
4.4 Dinamik Model Çalışmaları	101
4.4.1 Isı değiştirici hesaplanması	101
4.4.2 Kompresör hesaplamaları	103
4.4.3 Kılcal boru modelleme çalışmaları	104
4.4.4 Dinamik model sonuçları.....	109
5. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	113
KAYNAKLAR	117
ÖZGEÇMİŞ	125

KISALTMALAR

LC	: Y¼k H¼cresi (Load cell)
VCC	: Değişken kapasiteli kompresör
PLC	: Programlanabilir mantık kontrolcüsü
S.E.K.	: Soğutma Etkenlik Katsayısı
ACRC	: Air Conditioning and Refrigeration Center
FF	: Taze-gıda Bölmesi
FRZ	: Dondurucu Bölmesi
CFC	: Chlorofluorocarbon
HFC	: Hydrofluorocarbon
HC	: Hydrocarbon
WMO	: World Meteorological Organization
IPCC	: Intergovernmental Panel on Climate Change
ODP	: Ozon Bozma Potansiyeli
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli
VDI	: Almanya Mühendisler Odası
ORNL	: Oak Ridge Ulusal Laboratuvarı
ASHRAE	: Amerika Soğutma ve iklimlendirme Mühendisleri Derneği

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Melo modeli deney model karşılaştırma grafikleri	12
Şekil 2.2	: Xu kompresör modeli ısıl ağ yapısı	13
Şekil 2.3	: Kabin kontrol elemanları	15
Şekil 2.4	: Kompresör giriş çıkış verileri ve parametreleri	17
Şekil 2.5	: Yoğuşturucu şarjına göre ısı geçiş alanları değişimi	19
Şekil 2.6	: Kompresör kontrol hacimleri	22
Şekil 2.7	: Kılcal boru ve dönüş hattı ısı değiştiricisi kontrol hacimleri	25
Şekil 2.8	: Tüm sistem elemanları için giriş çıkış dataları	27
Şekil 2.9	: Model kızgınlık derecelerinin deneysel veriler ile karşılaştırması	39
Şekil 2.10	: Buharlaştırma ve yoğuşmada boşluk oranı karşılaştırması.....	41
Şekil 2.11	: Isı akısı yaklaşımlarının karşılaştırması	42
Şekil 2.12	: Björk deney düzeneği	45
Şekil 2.13	: Farklı ısı yüklerinde şarj dağılımı değişimi	46
Şekil 2.14	: Bir durma /çalışma periyodunda şarj dağılımının değişimi	47
Şekil 2.15	: Soğutkan şarj miktarına göre sistem karakterinin değişimi	48
Şekil 3.1	: Yük hücreleri.....	51
Şekil 3.2	: Buharlaştırıcı yük hücresi ölçüm şeması.....	51
Şekil 3.3	: Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı bağlantıları	52
Şekil 3.4	: Esnek bağlantılar	52
Şekil 3.5	: Isı değiştiricilerde 10/50 dakika çalışma profili ağırlık ölçümleri.	53
Şekil 3.6	: Aşırı karlanma gözlenen 1. raf	54
Şekil 3.7	: LC deney düzeneği değişiklikler.....	54
Şekil 3.8	: Buharlaştırıcı ağırlık hassasiyet ve tekrarlanabilirlik ölçümleri.....	55
Şekil 3.9	: Yüklenen ağırlık ve LC ile ölçülen ağırlık karşılaştırması.....	56
Şekil 3.10	: Yoğuşturucu ağırlık hassasiyet ve tekrarlanabilirlik ölçümleri.....	56
Şekil 3.11	: Deney düzeneği şeması ve vana yerleşimi	57
Şekil 3.12	: Vana deney düzeneği.....	58
Şekil 3.13	: Kompresör ve solenoid bölgesi termal kamera görüntüsü	58
Şekil 3.14	: PLC ünitesi ve röleler.....	59
Şekil 3.15	: Vana deney düzeneği akış şeması	61
Şekil 3.16	: Tank sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları	63
Şekil 3.17	: Bir ölçüm noktasına ait işlem adımları.....	63
Şekil 3.18	: LC düzeneği ölçüm sonuçları ile hesaplanmış şarj miktarları.	65
Şekil 3.19	: 30-60 dakikalık çevrim sürelerinde buharlaştırıcı şarj miktarı.	66
Şekil 3.20	: 30-60 dakikalık çevrim sürelerinde yoğuşturucu şarj miktarı.....	67
Şekil 3.21	: VCC devir sayacı ve frekans değiştirme modülü.....	68
Şekil 3.22	: VCC %100 çalışma farklı devirlerde yoğuşturucu şarj miktarı.	69
Şekil 3.23	: VCC %100 çalışma farklı devirlerde buharlaştırıcı şarj miktarı.	70
Şekil 3.24	: VCC %50 çalışma farklı devirlerde buharlaştırıcı şarj miktarı.....	71
Şekil 3.25	: VCC %50 çalışma farklı devirlerde yoğuşturucu şarj miktarı.	71
Şekil 3.26	: 62,6 g vana deney düzeneği şarj dağılımı	72

Şekil 3.27 :	62,6 g devamlı çalışma şarj miktarı dağılımı.....	73
Şekil 3.28 :	74 g şarj dağılımı grafiği.....	74
Şekil 3.29 :	57 g toplam şarj miktarı şarj dağılımı.....	74
Şekil 3.30 :	Farklı şarj miktarlarında buharlaştırıcı şarj miktarı.....	75
Şekil 3.31 :	Farklı toplam şarj miktarlarında yoğuşturucu şarj dağılımı.....	76
Şekil 3.32 :	Farklı şarj miktarlarında yoğuşturucu şarj miktarı.....	76
Şekil 4.1 :	Buharlaştırıcı çalışma şartları.....	78
Şekil 4.2 :	Yoğuşturucu çalışma şartları.....	78
Şekil 4.3 :	Buharlaştırıcı boyunca farklı şarj dağılımı.....	82
Şekil 4.4 :	Farklı korelasyonlara göre toplam buharlaştırıcı şarj miktarı.....	83
Şekil 4.5 :	Statik model akış diyagramı.....	84
Şekil 4.6 :	Boru üstü telli buharlaştırıcı ısı transfer modülü akış şeması.....	88
Şekil 4.7 :	Model sonuçlarına göre elemanlara göre şarjın dağılımı.....	100
Şekil 4.8 :	Deney düzenekleri ve model sonuçlarının karşılaştırılması.....	100
Şekil 4.9 :	Yoğuşturucu şarjına göre ısı geçiş alanları değişimi.....	102
Şekil 4.10 :	Regresyon modeli ile deney sonuçlarının uyumu.....	108
Şekil 4.11 :	Basınç değişim grafiği.....	109
Şekil 4.12 :	Sıcaklık değişim grafiği.....	110
Şekil 4.13 :	Şarj miktarı değişimleri.....	111
Şekil 4.14 :	Enerji tüketimi ve güç değeri.....	112

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 1.1 : Soğutucu akışkanların çevresel etkileri [1, 2]	1
Çizelge 2.1 : Jiang'ın deney-model karşılaştırması [11]	28
Çizelge 2.2 : Boşluk oranı korelasyonlarının özeti [17]	43
Çizelge 3.1 : LCEB-10 Yük Hücresi teknik özellikleri	50
Çizelge 3.2 : Kontrol hacimlerinde yer alan elemanlar	57
Çizelge 3.3 : Vana deney düzeneği Ölçüm adımları	60
Çizelge 3.4 : Kontrol hacim elemanları için iç hacim hesabı	62
Çizelge 4.1 : Isı değiştiriciler için Geometrik bilgiler	77
Çizelge 4.2 : Model sonuçlarına göre elemanlardaki şarj dağılımı.	99
Çizelge 4.3 : Kılcal boru akış analizinde kullanılan fiziksel büyüklükler	105

SEMBOL LİSTESİ

Re	: Reynolds Sayısı
Nu	: Nusselt Sayısı
Gr	: Grasshof Sayısı
Pr	: Prandtl Sayısı
T	: Sıcaklık
P	: Basınç
Q	: Isı enerjisi
S	: Kayma Oranı
f	: Sürtünme Katsayısı
k	: Isı İletim katsayısı
G	: Kütleli soğutkan akısı
D	: Çap
A	: Alan
L	: Uzunluk
h	: Entalpi
m	: Kütle
V	: Hacim
W	: Güç
C	: Özgül ısı
UA	: Toplam ısı geçiş katsayısı
Fin	: Kanat verim değeri
N	: Devir sayısı
X_{tt}	: Türbülans Lochart Martinelli parametresi
x	: Kuruluk derecesi
U	: İç enerji değeri
α	: Boşluk oranı
μ	: Dinamik viskozite değeri
ρ	: Yoğunluk
β	: Hacimsel kuruluk oranı
η	: Verim

Alt İndisler:

com	: Kompresör
in	: Giriş
out	: Çıkış
sh	: Aşırı kızmış
sc	: Aşırı soğuma
2ph	: İki faz
rec	: Sıvı Toplayıcı
w	: Duvar
g	: Gaz faz
f	: Sıvı faz

<i>sat</i>	: Doymuş hal
<i>amb</i>	: Ortam şartları
<i>char</i>	: Karakteristik birim
<i>eva</i>	: Buharlaştırıcı özellikleri
<i>con</i>	: Yoğuşturucu özellikleri
<i>air</i>	: Hava özellikleri
<i>ref</i>	: Soğutucu akışkan özellikleri

SOĞUTMA SİSTEMİNİN DİNAMİK MODELLENMESİ VE ŞARJ DAĞILIMININ DENEYSSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada R600a ile yapılan deneylerle sistem çalışma şartlarını daha iyi anlaşılması amacıyla sistem elemanlarındaki şarj dağılımı ve çeşitli parametrik değişimlerin bu dağılıma etkileri incelenmiştir. Bu amaçla iki adet farklı deney düzeneği kurulmuştur; ilk deney düzeneği literatürde tartı üzerine ısı değiştiricilerin yerleştirilmesi ile uygulanan sistemin yük hücreleri ile uygulanmış halidir. İkinci düzenek ise soğutma sistemi elemanlarında şarjın çevrimin belli bir anında vanalar yardımıyla birbirinden izole edilmesini ve büyük bir tanka genişletilmesi ile aşırı kızmış şartlara geçmesi ile sıcaklık ve basınç değerleri yardımıyla yoğunluğunun hesap edilmesi prensibine dayanmaktadır. Bu deney düzenekleri yardımıyla devamlı çalışma durumu ve çevrimsel çalışma durumundaki şarj dağılımları yanında kaynaklarda rastlanmamış olan toplam şarj miktarı, değişken kapasiteli kompresör kullanımı ve çevrim süresi değişimlerinin soğutma sistemi elemanlarında biriken şarj miktarı tespit edilmiştir. Farklı toplam şarj miktarı ile yapılan deneysel çalışmalar eleman bazında incelendiğinde en önemli değişimin buharlaştırıcı şarj miktarlarında olduğu görülmektedir. 75 gram toplam şarj yüklenen soğutma çevriminde düzenli çalışma anında ortalama 35 gram şarj varken 57 gram toplam şarj miktarında bu değer 24 gram değerine düşmektedir. Ölçüm yapılan diğer elemanlar olan kurutucu, kompresör gaz ve hesap edilen yağ içinde çözünen şarj miktarlarının incelendiğinde toplam şarj miktarının değişimine bağlı olarak ciddi bir farklılık görülmemektedir. Bu sonuçlardan sistemin çalışması için yeterli belli bir şarj değerinin üstünden yapılan değişikliklerin direk olarak buharlaştırıcı doluluk oranı üstünde etkili olduğu diğer elemanların belirli bir denge içinde çalışmaya devam ettikleri görülmektedir.

Soğutma sisteminde şarjın en önemli kısmını barındıran ve sistem üstünde zaman bağlı şartların gerçek etkisinin takip edilebildiği ısı değiştiricilerde akışın önemli bir kısmı iki-fazlı akış koşullarındadır. İki fazlı akış koşullarındaki şarj miktarının hesaplanması için en önemli göstergenin boşluk oranı değeri ve boşluk oranının hesaplanması için yapılan kabuller olduğu bilinmektedir. Bu sebeple literatürde yer alan temel boşluk oranı korelasyonları için deneysel şartlarda belirlenmiş olan ısı değiştirici koşulları için dağılımlı şarj miktarı hesaplamaları yapılmıştır. İncelenen boşluk oranı korelasyonlarının ısı değiştiricilerdeki şarj miktarı hesabını ciddi olarak etkilediği görülmektedir. Deneysel sonuçlar ile en uyumlu olan korelasyon ısı akısına bağlı olarak hesap yapan Premoli boşluk oranı korelasyonu olmuştur.

Isı değiştirici hesaplamalarından seçilen boşluk oranı korelasyonu kararlı halde soğutma sistemi performansını hesaplandığı bir soğutma sistemi modelinde sistem elemanlarındaki şarj miktarının hesaplanması için kullanılmıştır. Bu model ile farklı ısı değiştirici tiplerinde bulunan şarj miktarlarının hesaplanması mümkün olmaktadır. Deney sisteminden telli borulu ısı değiştiricili bir derin dondurucu için

ölçülen değerler kararlı hal modeli sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma vana deney düzeneği için olan ölçümlerin model sonuçları ile uyumlu olduğu, yük hücresi deney düzeneği ile buharlaştırıcıda şarj miktarını daha yüksek ölçüldüğü görülmektedir

Ayrıca yine çevrimsel çalışmayı incelemeyi mümkün kılan bir dinamik ısı sistem modeli kurulmuş ve şarj dağılımı bu model yardımıyla da incelenmiştir. Kurulan zamana bağlı model akış bölgesi ısı değiştirici çözümü, kompresör ve kılcal boru için deneysel sonuçlardan oluşturulmuş korelasyonlar ile hesap yapmaktadır. Seçilen çözüm yöntemi sayesinde tam dağılımlı ısı değiştirici ve teorik kompresör ve kılcal boru çözümlerine göre yeterli doğrulukta ve daha hızlı çözümler elde edilebilmektedir.

Yapılan çalışmalar ile farklı koşullarda soğutma sistemi şarj dağılımı deneysel olarak tespit edilmiş. Soğutma sistemi tasarım aşamasında toplam şarj miktarının tespit edilmesini sağlayacak model yaklaşımı geliştirilmiştir

DYNAMIC MODELLING OF REFRIGERATION CYCLE AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CHARGE DISTRIBUTION

SUMMARY

In this study, the charge distribution at the system components and effects of different parameters to this distribution is investigated with R600a refrigerant for better understanding of system working conditions. Two experimental setups are prepared for this purpose; first one is extended version of balance system in literature with replacing balance with load cells that have a higher precision. Second setup is based on principle of expanding the refrigerant, closed in components by quick closing valves at a specified moment of the cycle. The refrigerant amount can be easily calculated from pressure and temperature values for the expanded gas that have superheated condition. The refrigerant distribution is measured under steady state and cyclic working conditions, and effect of parameters like total charge value, use of variable capacity compressor and different cycle times with these setups. Experiments with different total charge values show that most change happens in evaporator. In a system with 75 grams total charge, 35 gram accommodates in evaporator when evaporator charge decreases to 24 gram for 57-gram total charge. The other measured charge from components like dryer, compressor volume, and calculated charge dissolved in compressor oil is not affected by total charge change. The results show that for total charge values over the necessary amount of refrigerant changes the charge load for evaporator and the other components are not affected much.

The refrigerant flow regime in heat exchangers that holds the most of the refrigerant and shows the effect of dynamic working conditions is generally two-phase flow. The most important parameter for two-phase charge calculations is void fraction value and assumptions for void fraction correlation. The distributed charge amount is calculated for experimental working conditions and literature void fraction correlations. It is obvious that the selection of void fraction correlation have a major effect on charge amount calculation. The Premoli void fraction correlation based on mass flux value gives best validation with the experimental results.

The void fraction correlation chosen from heat exchanger calculations is used for charge predictions in a steady state model that calculates the system performance values. The model can calculate the charge amount for different heat exchanger types. The calculated charge distribution for a freezer with wire and tube heat exchangers is compared with charge measurements from two setups. The model result gives good agreement with the valve experiment setup; the evaporator charge is seemed to over measured by load cell setup.

A dynamic thermal model is prepared for investigating cyclic working conditions and charge distribution. The model has a solution based on flow regimes for heat exchangers and empiric correlations for compressor and capillary tube. The

A dynamic thermal model is prepared for investigating cyclic working conditions and charge distribution. The model has a solution based on flow regimes for heat exchangers and empiric correlations for compressor and capillary tube. The solution set gives enough precision and speed compared to fully distributed heat exchanger and theoretical compressor and capillary tube solutions.

Refrigerant system charge distribution for different conditions is calculated and modeling approach for charge assumptions at design period is developed in this study.

1. GİRİŞ

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, endüstriyel ve ev tipi soğutma sistemlerinde en sık kullanılan soğutma çevrimidir. Sistem performansı; ana soğutma sistemi elemanları olan kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşurucu ve genleşme cihazlarının seçimi ve boyutlandırmasına olduğu kadar sisteme yüklenen soğutucu akışkan miktarına da büyük oranda bağlıdır.

1851’de ilk mekanik soğutma cihazının patentlenmesi ve 1902’de Carrier tarafından ilk modern soğutma sisteminin kurulmasından sonra en önemli problem uygun soğutucu akışkanın seçilmesi olmuştur. 1920’lerde buzdolabı, mutfaklarda kullanımı artan bir cihaz haline geldi ve 1921 de ABD de 5000 dolap üretildi ve 10 sene içinde bu sayı 1 milyona kadar çıktı. Artan ihtiyaç, başlangıçta yanıcı, zehirli ve verimsiz gazlar kullanan endüstriyi yeni akışkanlar araştırmaya itti ve beklenen gelişme 1930’da “dichlorodifluoromethane” ya da bilinen adıyla R-12’nin bulunmasıyla gerçekleşti. CFC’lerin bulunması soğutma sektörü için bir devrim niteliği taşımaktaydı. En önemli iki avantajları yüksek molekül kütlesi ve yanıcı olmamalarıydı. Yanıcı olmayan bu soğutkanların kullanımı soğutma endüstrisine büyük bir ivme kazandırdı. Alınan ilk patentlerin iptal olması ile beraber 1961 ve 1971 yılları arasında dünya CFC üretimi yıllık % 8.7 artış ile birlikte yılda bir milyon tonun üstüne çıktı. Çizelge 1.1’de soğutkanların çevresel etkileri verilmiştir.

Çizelge 1.1 : Soğutucu akışkanların çevresel etkileri [1, 2]

Soğutucu akışkan	R12	R22	R134a	R600a	R290
Sınıf	CFC	HCFC	HFC	HC	HC
Atmosferik ömür (yıl)	130	15	16	<1	<1
Ozon bozma potansiyeli (ODP)	1.0	0.07	0	0	0
Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	8500	1700	1300	8	8

1985'de Antarktika'da ozon deliğinin bulunması ve CFC emisyonundaki artışın ozon tabakasına olan zararının kanıtlanması sonucunda 1987'de Montreal protokolü ile 10 yıllık periyot içinde CFC kullanımının % 50 azaltılması kararı alındı. 1990 yılında da HFC R-134a ticari ürün olarak piyasaya sürüldü. 90'lı yıllar boyunca farklı CFC'lerin alternatifi olacak birçok HFC türevi üretime girdi. Ozon bozma potansiyelinde (ODP) düşüklüğüne rağmen HFC'lerin küresel ısınma potansiyeli (GWP) radyasyon içeriği nedeniyle yine de tatmin edici derecede düşük değildi.

HFC'lerin yüksek GWP değerleri uygun soğutkan arayışlarının devam etmesine neden oldu. Uygun bir tercih için beklenen tüm özellikleri, biri hariç sağlamakta olan HC'lar ve özellikle R600a araştırmalarda ön plana çıktı. Yanıcılık özelliği konusunda ise küçük sistemlerde kullanılan miktarın az olması tehlikeyi azaltmaktadır. Bu verilere dayanılarak son yıllarda özellikle ev tipi soğutucularda Avrupalı üreticiler arasında giderek R600a kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. Artan kullanım ile R600a ile ilgili deneysel veriler oluşturulması ihtiyacı da artmaktadır.

Bu çalışmada, R600a akışkanlı soğutma sisteminin çalışma şartlarının daha iyi anlaşılmasını sağlamak amacıyla; sistem elemanlarındaki şarj dağılımı ve çeşitli parametrik değişimlerin bu dağılıma etkileri incelenmiştir. Bu amaçla iki adet farklı deney düzeneği kurulmuştur; ilk deney düzeneği literatürde tartı üzerine ısı değiştiricilerin yerleştirilmesi ile uygulanan sistemin yük hücreleri ile uygulanmış halidir. İkinci düzenek ise soğuma sistemi elemanlarında şarjın, çevrimin belli bir anında vanalar yardımıyla birbirinden izole edilmesini ve büyük bir tanka genişletilmesi ile aşırı kızmış şartlara geçmesi ve sıcaklık ve basınç değerleri yardımıyla yoğunluğunun hesap edilmesi prensibine dayanmaktadır. Bu deney düzenekleri yardımıyla devamlı çalışma durumu ve çevrimsel çalışma durumundaki şarj dağılımları yanında kaynaklarda rastlanmamış olan toplam şarj miktarı, değişken kapasiteli kompresör kullanımı ve çevrim süresi değişimlerinin soğutma sistemi elemanlarında biriken şarj miktarı tespit edilmiştir.

Soğutma sisteminde şarjın en önemli kısmını barındıran ve sistem üstünde zamana bağlı şartların gerçek etkisinin takip edilebildiği ısı değiştiricilerde akışın önemli bir kısmı iki-fazlı akış koşullarındadır. İki fazlı akış koşullarındaki şarj miktarının hesaplanması için en önemli göstergenin boşluk oranı değeri ve boşluk oranının

hesaplanması için yapılan kabuller olduğu bilinmektedir. Bu sebeple literatürde yer alan temel boşluk oranı korelasyonları için deneysel şartlarda belirlenmiş olan ısı değiştirici koşulları için dağılımlı şarj miktarı hesaplamaları yapılmıştır.

Isı değiştirici teorik hesaplamaları ile seçilen boşluk oranı korelasyonu, kararlı halde soğutma sistemi performansının hesaplandığı bir soğutma sistemi modelinde sistem elemanlarındaki şarj miktarının hesaplanması için kullanılmıştır. Bu model ile farklı ısı değiştirici tiplerinde bulunan şarj miktarlarının hesaplanması mümkün olmaktadır. Deneysel sisteminden telli borulu ısı değiştiricili bir derin dondurucu için ölçülen değerler kararlı hal modeli sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Ayrıca yine çevrimsel çalışmayı incelemeyi mümkün kılan bir dinamik termal sistem modeli kurulmuş ve şarj dağılımı bu model yardımıyla da incelenmiştir. Kurulan zaman bağımlı model akış bölgesi ısı değiştirici çözümü, kompresör ve kılcal boru için deneysel sonuçlardan oluşturulmuş korelasyonlar ile hesap yapılmaktadır. Seçilen çözüm yöntemi sayesinde tam dağılımlı ısı değiştirici ve teorik kompresör ve kılcal boru çözümlerine göre yeterli doğrulukta ve daha hızlı çözümler elde edilebilmektedir.

Yapılan çalışmalar ile farklı koşullarda soğutma sistemi şarj dağılımı deneysel olarak tespit edilmiştir. Soğutma sistemi tasarım aşamasında toplam şarj miktarının tespit edilmesini sağlayacak model yaklaşımı geliştirilmiştir.

Yapılan çalışmaların sonucu olarak soğutma sistemlerinde şarj dağılımı ile ilgili genel bilgi birikiminin artırılması ve elde edilen deneysel verilerden oluşturulan ampirik ifadeler ve teorik yaklaşımlar yardımı ile doğruluk oranı artırılmış şarj miktarı tahminlerinin yapılması amaçlanmaktadır.

Uygun doğruluk değerleri ile yapılabilecek şarj tahminlerinin buzdolabı soğutma sistemi tasarım çalışmaları için büyük önem taşıyacağı düşünülmektedir. Mevcut tasarım aşamasında şarj miktarı tahmini geçmiş bilgilere dayalı olarak yapılmakta, bunun sonucu olarak doğru şarj miktarının deneysel olarak bulunması gerekmektedir. Önce normal şart kabul edilen ortam sıcaklığında deneme–yanılma metodu ile farklı şarj miktarlarının denenecek en düşük enerji tüketiminin bulunmakta ve daha sonra belirlenen bu şarj miktarının da düşük ve yüksek ortam sıcaklığı testlerinde uygunluğu test edilmektedir. Bu deneysel çalışma ciddi bir

insan ve cihaz yüküne neden olmaktadır. Uygun şarj tahmini yapabilen bir matematiksel model ile bu insan ve cihaz yüklerinin azaltılarak tasarım sürecinin kısaltılabileceği düşünülmektedir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Soğutma sistemlerinin zamana bağlı olarak modellenmesi son yıllarda literatürde artan bir ilgi görmektedir. Yapılan çalışmalar genelde bir eleman üzerine yoğunlaştırılmakta genel sistem çözümlenmesi çoğunlukla yapılmamaktadır.

Tüm soğutma çevriminin çalışma süresi iki ana rejim olarak tanımlanabilir. Bunlar giriş çıkış parametrelerinin sabit olduğu kararlı rejim ve çalışmanın başlama, bitiş ve çeşitli düzensizlikler nedeniyle kararlı halden çıktığı geçici rejimdir. Sistemde oluşacak düzensizlikler yük veya ortam sıcaklığı değişimi gibi çalışma şartlarındaki değişimler ve sistemde yer alan kontrol elemanlarının etkileridir.

Aslında iki ana rejim arasında sanki-kararlı hal (quasi-steady state) olarak adlandırılabilir, sistemin geçici tepkilerinin geçici hal etkilerinden daha hızlı olduğu üçüncü bir bölge daha vardır. Bu bölge aslında birbiri ardına gelen kısa süreli kararlı hallerden oluşmaktadır. Bu gibi durumlarda geçici etkiler kararlı hal modellemesi ile tanımlanabilir.

Dinamik modellemenin genel yapısı sistemi oluşturan elemanların tek tek modellenmesi ve genel sistem altında toplanmasından oluşmaktadır. Her bir elemanın istenen ayrıntıda modellenmesi için gerçekleşen olayların fiziksel olarak iyi anlaşılması ve matematiksel olarak ifade edilebilmesi gereklidir.

Şarj dağılımının incelenmesi üzerine çalışmalar çok fazla değildir. Çalışmaların azlığı deneysel yöntemlerin zor ve süre alıcı olmasına bağlanabilir. Rastlanan yakın zamanlı çalışmalar da basitleştirilmiş ölçüm yöntemleri ve bunlarla yapılan incelemeleri içermektedir. Bu çalışmalarda da toplam şarj farklı on-off süreleri, kompresör devir etkileri gibi geniş çapta parametrik incelemeler yapılmamıştır.

2.1 Dinamik Modelleme Çalışmaları

Soğutma sistemi elemanların zamana bağlı modellenmesinde bir çok farklı modelleme yaklaşımı ve basitleştirici kabuller uygulanabilmektedir. Modelleme sırasında seçilecek yaklaşım oluşturulacak modelin çalışma hassasiyetini ve çalışma süresini etkileyecektir. Daha ayrıntılı modeller kullanarak ve basitleştirici kabullerden kaçınarak daha hassas bir model oluşturulması mümkün olmakla birlikte artan çalışma süreleri modelin pratik kullanımını olumsuz yönde etkilemektedir.

Modellemede ilk yaklaşım eleman özelliklerinin temel mühendislik denklemleri ile modellenmesi veya üretici tarafından çıkarılmış performans haritalarının kullanılmasıdır. Soğutma elemanı performans korelasyonlarının kullanılması, model karmaşıklığını azaltmakla beraber, korelasyon dışındaki değerlere çıkılması durumunda hata oranını arttırmakta ve esnekliği azaltmaktadır. Literatüre bakıldığında en çok kompresör için performans haritalarının kullanıldığı görülmektedir. Bazı çalışmalarda sistemi kolaylaştırmak için kılcal boru için karmaşık bir modelin çıktılarından elde edilen korelasyonun kullanıldığı görülmüştür.

Isı değiştiricilerin modellenmesinde bir alt ayırım yapılabilir, faza bağlı hareketli sınır metodu ya da fazdan bağımsız sonlu farklar metodu. İlk metoda ısı değiştiricisi duruma göre üç veya iki bölgeye ayrılır ve zaman içinde bu bölgeyi ayıran sınırın hareketi gözlenir. Her bölge için farklı ısı transfer denklemleri uygulanmaktadır. Örneğin yoğuşturucuda bu durum iki sınırı takip etmektir; aşırı kızmış buhar ile iki faz arasındaki sınır ve iki fazlı akış ile aşırı soğumuş sıvı arasındaki sınır. Faz sınırının, ısı değiştiricisinin dışına çıktığı durumlara dikkat etmek gereklidir. Sonlu farklar yaklaşımında ise, ısı değiştirici belli sayıda elemana bölünür ve her eleman kendi durum özelliklerine göre çözümlenir. Bu durumda genel denklemler fazdan bağımsız olduğu için tüm elemanlar için aynı olacaktır.

Bir diğer sınıflandırma da yığın (lumped) modelleme ve dağılımlı modellemedir. Yığın modelleme, çözüm açısından sonlu sayıda birinci dereceden denklemler oluşturduğu için daha basittir. Buna karşın tüm kontrol hacminde özellikler eşit kabul edildiğinden detayların kaybolmasına neden olur. Dağılımlı modellemede ise

bu detayların hesaplanabilmesine karşılık, daha uzun simülasyon süreleri gerekmekte ve olası nümerik kararsızlıkların sayısı artmaktadır.

Bu sınıflandırmaların dışında iki fazlı akışın modellenmesi sırasında yapılabilecek iki çözüm yöntemi vardır. Bunlar, homojen ve kaymalı akış modelidir. Homojen iki fazlı akışta sıvı ve buhar fazı termal dengede ve aynı hızda kabul edilir. Diğer seçenekte ise iki fazın akış hızları birbirinden farklıdır ve model akışın doğasına göre kurulmalıdır.

Literatürde bulunan bazı çalışmalarda yalnız, yoğuşturucudaki basıncın artmaya, buharlaştırıcıdaki basıncın düşmeye başladığı ilk birkaç saniyedeki geçiş süreci dikkate alınarak ağırlıklı olarak kompresörün kalkış torku ile ilgili irdeleme yapılması amaçlanmıştır. Çalışmalarda, ısı pompalarının durması ve kalkması üzerinde de yoğunlaşmıştır. Yayınların bir bölümünde soğutucudaki ilk soğutma işlemi (pull-down process) üzerinde durulmuştur.

Normal bir soğutma sisteminde, yüksek bir etkenlik elde edebilmek için yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdaki basınç kayıpları en aza indirilir. Isı değiştiricilerindeki basınç karakteristiğini hesaba katabilmek için mevcut diferansiyel denklem takımlarına momentum denklemi de ilave edilmelidir. Literatürde geçici rejim terimlerinin de bulunduğu momentum denklemini içeren çalışmalar bulunmaktadır. Isı değiştiricilerinin ısıl cevabına nazaran basınç cevabı daha hızlı olduğundan, momentum denklemi ile birlikte basınç teriminin hesaplamaya katılması hesaplama süresinin uzamasına neden olacaktır. Bunun sonucunda küçük zaman aralıkları kullanımı gerekmektedir.

Kılcal genişleme borusu, sabit uzunluk ve kesite sahip pasif bir cihaz olup, kütleli akış debisi giriş ve çıkış koşullarına bağlı sabit bir değer ile sınırlıdır. Genişleme vanası ise buharlaştırıcı çıkışındaki bir algılayıcı (sensör) vasıtasıyla kontrol edilebilmektedir. Bu nedenle; sistemde kullanılan genişleme cihazının cinsi kullanılan model açısından önemlidir.

Soğutkanın kompresör yağı içindeki çözünürlüğü, sıcaklık ve basıncın bir fonksiyonudur. Evsel kullanım amaçlı soğutucularda, düşük sıcaklıklarda büyük miktarda soğutkan yağ içinde çözünebilir. Bu nedenle geçici rejimde çalışma

durumu da hesaba katılarak, soğutkanın kompresör yağı içinde çözünmesi modellenmelidir.

2.1.1 Soğutma sisteminin tamamı için yapılan modeller

Dhar ve Soedel 1979 yılındaki çalışmalarında [3]; iklimlendirme uygulamalarında kullanılan buhar sıkıştırılmalı bir sistemi bütün halinde ele almışlardır. Sistemde pistonlu hermetik bir kompresör kullanılmakta ve buharlaştırıcı ile kompresör arasında akümülatör bulunmaktadır. Soğutkanın kompresör yağı içindeki çözünübilirliği de modellenmiştir. Sistemde genişleme cihazı olarak termostatik genişleme vanası bulunmaktadır.

Model, kalkış esnasındaki kompresör davranışına açıklık getirmek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Kompresöre sıvı fazda soğutkan ulaşmasına neden olan koşulların irdelenmesine odaklanılmış ve sistem tasarımı aşamasında optimum performansın tespit edilmesine yardımcı bir model geliştirilmesi hedeflenmiştir.

Modelde uygulanan kabuller:

- Sıkıştırma işlemi politropiktir.
- Vanadaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Metalik elemanların iç direnci ihmal edilmiştir.

Soğutkanın kendi dinamiğine ek olarak; ısı değiştiricisi ve kompresör cidarlarındaki ısı kapasitesi, kompresördeki piston-silindir kütleli etkisi, kompresör bünyesindeki yağ miktarı, akümülatörde soğutkanın birikmesi ve genişleme vanalarının termostatik algılayıcılarının (bulb) kütleli etkisi de modellenmiştir.

Modelde, hareketli sınır denklemleri uygulanmıştır. Yoğuşturucu, üç farklı faz durumu kombinasyonu için modellenmiştir:

- Bütün yoğuşturucuda bütünüyle kızgın buhar bölgesi
- Kızgın buhar bölgesi ile birlikte iki fazlı akış bölgesi

- Kızgın buhar, iki fazlı akış ve sıvı fazda (sub-cooled) akış bölgelerinin birlikte bulunması

Yoğuşturucudan farklı olarak, buharlaştırıcı iki ayrı sıvı ve buhar bölgesinden oluşan tek bir durumda modellenmiştir. Yoğuşturucunun iki fazlı akış bölgesinde sıvı ve buhar fazları ısıl dengede ele alınırken, buharlaştırıcıda sıvı ve buhar fazlarının arasında ısı alışverişi gerçekleştiği düşünülmüştür. Böylelikle buharlaştırıcıda kızgın buhar bölgesinin ayrıca modellenme gerekliliği ortadan kalkacaktır.

Kompresörün modellenmesinde; kompresör bünyesinde bulunan soğutkan hacmi, kompresör dibinde biriken yağ hacminin ve silindirdeki soğutkan hacminin değişimi ve piston-silindir düzeneği ile kompresör cidarının ısıl kütle etkileri ele alınmıştır.

Tanımlanan modelleme bölgelerindeki ilgili kütle ve enerji dengelerinin uygulanması, birbiriyle ilişkili cebirsel ve adi diferansiyel denklem takımlarını beraberinde getirecektir. Her bölge, çıkış koşullarının içerideki ortalama koşullara eşit olduğu tamamıyla karıştırılmış bölge (fully mixed region) olarak ele alınmıştır. Hesaplamaları basitleştirmek amacıyla ısı değiştiricilerindeki basınç düşümleri ihmal edilmiştir. Basınç düşümlerinin ihmal edilmesi ile birlikte, momentum denkleminde ihtiyaç kalmamıştır. Ancak; sistemin dinamik çözümü gerçekleştirildikten sonra, ısı değiştiricilerinde sürekli rejim halinde meydana gelen basınç düşümleri hesap edilmiş ve söz konusu basınçlar uygun bir şekilde ayarlanmıştır.

Hesaplama süresini en aza indirmek amacıyla adi diferansiyel denklemler (ODE's) Euler Yöntemi ile çözülmüştür. Rasgele bir zaman aralığı (time-step) ile başlanıp, istenen doğrulukta kabul edilebilir çözümler elde edilene kadar mevcut zaman aralığı yarıya bölünerek, çözüm için gerekli olan zaman aralığı ortaya çıkmaktadır. Sistemin bir döngülük çalışmasında; her bölgeye ait oluşturulan alt programlar (subroutines) bir dizi halinde çağrılmakta ve bütün denklemler birer kez çözümlene kadar, bir alt programın ardından diğeri hesaplanmaktadır.

Modelde sistemin soğutkan tarafı ele alındığından, model farklı ısı değiştiriciler için uygulanabilir. Hava soğutmalı ısı değiştiricilerinde uygulanabileceği gibi,

gövde borulu ısı değiştiricileri için de kullanılabilir. Ancak, ikincil soğutkan için modele bir başka özel model eklenmelidir. Sistemdeki soğutkan cinsinin seçimi bağımsız bırakılmıştır. Model, sistemde hermetik kompresör ve termostatik genişleme vanası kullanımıyla sınırlandırılmıştır. Başka tip sıkıştırma ve genişleme cihazı kullanılan sistemlerde uygulanamaz. Ancak modelde oluşturulan kod, başka genişleme ve sıkıştırma kombinasyonlarının modele uygulanmasına modüler olarak elverişlidir.

Chi & Didion 1982 yılındaki çalışmalarında [4], havadan havaya ısı transferi yapan bir ısı pompasının geçici rejimdeki analizi yapılmaktadır. Hazırlanan alt dosyaların 14'ü soğutkan ve hava özelliklerinin belirlenmesinde, 28'i iki veya tek fazlı akış, kütle ve momentum korunumunun hesaplanmasında, 7 adeti de elektrik motoru, hermetik kompresör fan, termostatik genişleme vanası ve akü gibi elemanların dinamik etkileri hesaplanmasında kullanılmaktadır.

Yoğuşturucuda basınç düşümünde *Lockhart ve Martinelli*, yoğuşma ısı transfer katsayısı için *Traviss, Baron, Rohsebnow* korelasyonu, buharlaşma basınç düşümü için *Pierre* korelasyonu, buharlaştırıcıdaki ısı transfer katsayısı içinde *Chaddock* korelasyonu kullanılmıştır.

Çözüm metodu olarak birinci dereceden Euler metodu seçilmiştir. Bu metodun zaman aralığı yeterince küçük olduğu sürece sorunsuz çalıştığı görülmüştür. Optimum zaman aralığının belirlenmesi için adım yarılama yöntemi kullanılarak seçilen bir zaman adımı ve onun yarısındaki sonuçlar yeterince yakın olmadığı sürece zaman adımı yarılanmaya devam edilmiştir. Bunun sonucu olarak optimum zaman adımı 0.005 saniye olarak belirlenmiştir.

Melo, 1988 yılında iki kabinli bir buzdolabı üstünde kurulmuş bir simülasyon çalışması [5] yapmıştır. Farklı elemanlar farklı sayılarda kontrol hacimleri içermektedir. Yoğuşturucu aşırı kızgın, iki fazlı bölge ve aşırı soğuma bölgesi olmak üzere üç kontrol hacmine sahiptir. Buharlaştırıcı sıvı ve gaz bölgeler olarak iki kontrol hacminde modellenmiştir. Kompresör ve kompresör kabuğu iki ayrı kontrol hacmidir. Aküde doymuş ve aşırı kızgın şartlar olarak ayrılmıştır. Kılcal boruda ise aşırı kızgın buhar, doymuş buhar ve aşırı soğumuş sıvı olarak üç kontrol

hacmi vardır. Makalede yoğuşturucu, kılcal boru ve kabin modelleri de anlatılmıştır.

Yoğuşturucu modeli önceden bahsedildiği gibi üç kontrol hacminden oluşmaktadır. Başlangıç anında aşırı kızmış kontrol hacmi şartları uygulanmakta, yoğuşma başladıktan sonra aşırı kızmış kontrol hacmi ihmal edilerek sadece doymuş buhar kontrol hacmi çözümü uygulanmaktadır. Yoğuşturucuda bir miktar sıvı oluşuktan sonra aşırı kızgın kısmın etkisinin tamamen ihmal edilmesinin sebebi toplam hacimde en fazla %10-15 yer kaplamasıdır. Yoğuşturucu tam karışmış bir hacim olarak kabul edilmektedir. Buna bağlı olarak hacim çıkışındaki şartlar, hacim iç kısmındaki şartlarla özdeştir. Boru içindeki ısı transfer katsayıları Dittus-Boelter denklemi ile hesaplanmaktadır.

Kılcal boru fiziksel olarak basit tanımlanan bir işleve sahip olmakla beraber, analiz sırasında iki fazlı akıştaki sürtünme katsayıları, dönüş hattı ile termal kontak, metastable akış, soğutkan ile beraber yağ dolaşımı gibi sebeplerden dolayı daha kompleks bir davranış göstermektedir. Bu sebeple kılcal boruda yapılan basitleştirici kabuller şunlardır.

- Kılcal boru düz, yatay ve sabit iç çapa sahip bir borudur
- Kılcal boruda akış tek boyutlu, homojen ve adiabatiktir
- Soğutkanda yağ bulunmamaktadır
- Metastable fenomen ve tıkalı akış şartları ihmal edilmiştir.

Sürtünme faktörü için iki adet denklem uygulanmıştır. Tek fazlı akış için Moody diyagramından çıkarılan:

$$\bar{f} = \left[\exp(0.75 - 0.68 \ln . Re + 0.024 (\ln Re)^2) \right] / 4 \quad (2.1)$$

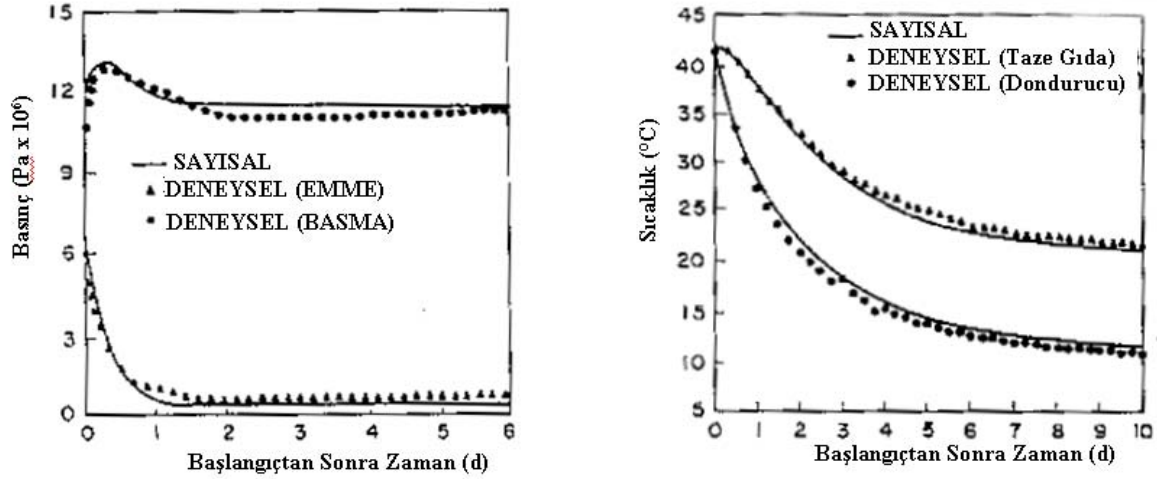
İki fazlı akış durumunda ise Erth denklemi

$$\bar{f} = \left[0.775 . \exp \left[(1 - S^{0.25}) / 2.4 \right] / (Re)^{1/2} \right] \quad (2.2)$$

kullanılmaktadır.

Model sonuçlarının karşılaştırılması amacıyla kılcal boru dış ortamdan yalıtılmış bir dolap ile deneyler yapılmıştır. Bu deneyler sonucunda elde edilen basınç ve sıcaklık karşılaştırmaları Şekil 2.1’de verilmektedir.

10 saatlik bir çalışmanın simülasyonu 3.75 saat sürdüğü bildirilmiştir.



Şekil 2.1 : Melo modeli deney model karşılaştırma grafikleri [5]

Xu ve Clodic 1996 yılında soğutma sisteminin tamamı buzdolabı kabinini de içine alacak şekilde dinamik olarak modellenmiştir[6]. Sistemde kılcal boru ve dönüş hattı ısı değiştiricisi de yer almıştır ve hermetik kompresör modeli yağ etkisini ve kompresör içindeki ısı transferini de dikkate almaktadır.

Buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve dönüş hattı ısı değiştiricilerinde şu kabuller yapılmıştır.

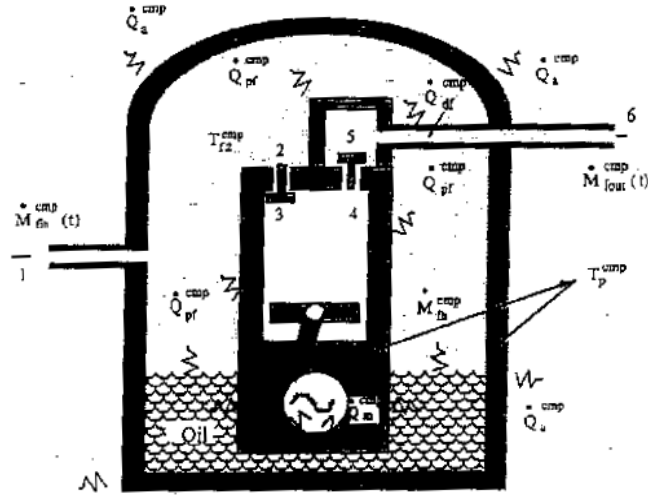
- Akış tek boyutlu kabul edilmiştir
- Viskoz dağılım ihmal edilmiştir
- Eksenel yönde iletim yoktur
- Kütleli terimler ihmal edilmiştir

Isı değiştiricilerin dış tarafındaki ısı transfer katsayıları doğal taşınım ve radyasyonu dikkate alan ampirik ifadeler ile belirlenmiştir. Boru içinde iki fazlı akış için *Zivi'nin* boşluk oranı korelasyonu seçilmiştir.

Isı değiştircilerdeki sınır koşulları girişteki debi ve entalpi değeri ve çıkıştaki debi değeridir. Denklemlerin ayrıklaştırılması için Patankar'ın [7] kontrol hacmi formülasyonu uygulanmıştır. Tam kapalı ve up-wind çözüm uygulanmıştır. Non linear denklemlerin çözümü için SIMPLE C metodu kullanılmıştır.

Kılcal boru ve dönüş hattı ısı değiştircisi modeli de buharlaştırıcı ve yoğuşturucu modeline benzerdir. Fakat kılcal borunun zaman sabiti kısa olduğu için, zamana bağlı terimler ihmal edilmiş ve sanki-kararlı denge bir çözüm uygulanmıştır. Metastable fenomenin ktle akışına etkisi, bu fenomeni fiziksel olarak doğru tanımlayan bir model bulunmadığından ve toplam üstündeki etkisi küçük olduğundan hesaplarda dikkate alınmamıştır. Akışkan ve kılcal boru duvarı arasındaki sürtünme katsayısının hesabı için Colebrook korelasyonu kullanılmıştır.

Kompresör içindeki ısı transferi de modellenmiştir. Şekil 2.2'de ısı akışı modeli gösterilmektedir. İlk olarak hermetik karterdeki akışkan aşırı kızgın durumdadır, daha sonra silindirde sıkıştırıldıktan sonra çıkış hattında tekrar aşırı kızgın olmaktadır. R134a ve polyolester yağın znebilirlik miktarı Takaishi korelasyonu ile bulunmaktadır. Kompresör çıkışındaki kütlesel debi miktarı kompresör datalarından oluşturulmuş bir korelasyon ile bulunmaktadır.



Şekil 2.2 : Xu kompresör modeli ısı ağ yapısı [6]

Kabin tek boyutlu duvarların bileşimi olarak kabul edilmiştir. Deneyler, radyasyon ısı transferinin hava ve duvarlar arasındaki genel ısı transferinde etkin rol aldığını

göstermiştir. Bu sebeple duvar görüş faktörleri hesaplanarak doğal taşınım ve radyasyona dayanan bir ısı transferi çözümü yapılmıştır.

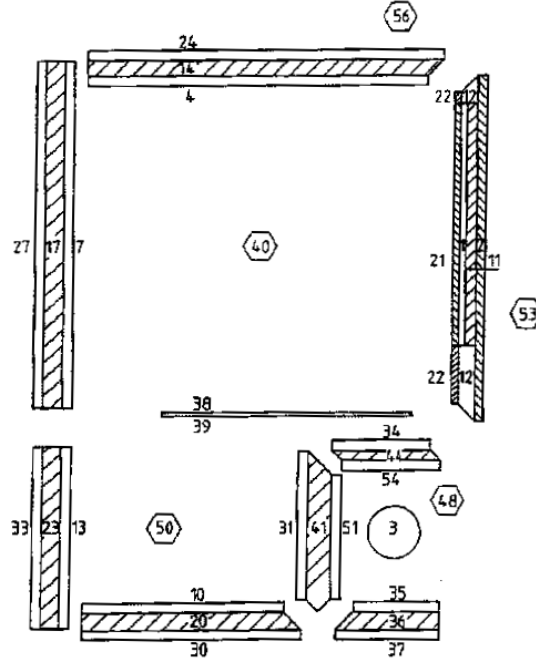
Sistem çözümlenmesinde tam kapalı yaklaşıma dayanan yeni iteratif çevrim uygulanmıştır. Buna göre öncelikle ısı değiştiricilerdeki basınç alanları tahmin edilmektedir. Bu değere bağlı olarak kompresör ve kılcal boru çıkışlarındaki debiler ve entalpiler bulunmaktadır. Bu değerler kullanılarak ısı değiştiriciler tekrar çözülmekte ve yeni basınç değerleri hesaplanmaktadır. Yakınsama kriteri sağlanana kadar bu işlem devam etmektedir.

Buzdolabında sistem elemanlarından çok ısı kütlesi büyük olan kabinin geçici rejim etkileri daha yavaş olduğundan dinamik etkileri daha fazladır. Bu amaçla genel sistem modellemelerinin dışında Tiedeman'ın [8] bu çalışmasında kabin duvarları iç kaplama ara yalıtım malzemesi ve dış malzeme gibi katmanları da dikkate alarak Şekil 2.3'de verilen tek boyutlu ısı geçiş elemanları olarak tanımlanmıştır. Daha sonra ısı iletimi, ısı taşınımı ve ısı radyasyon gibi temel ısı transfer yöntemlerine bağlı olarak ısı dengeleri yazılmıştır. Radyasyon ve taşınım korelasyonları için VDI Warheatlas'ın denklemlerinden yararlanılmıştır.

Buharlaştırıcı yoğuşturucu ve kompresör gibi soğutma sistemi elemanları genel ısı transferi dengelerinde birer adet de ısı kaynağı terim içermektedirler. Bu terimle ilgili bilgiler de soğutma sistemi çözümünden gelmektedir. Kompresör için buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına dayanan performans verileri kullanılmıştır. Akışkanın özellikleri için Lee-Kessler_Plöcker denge denklemleri kullanılmıştır.

Sistemde tanımlanmış herhangi bir eleman sıcaklık kontrolü için kullanılabilir. Belirlenen alt ve üst sıcaklık limitleri ile sistemi açma kapama komutu verilebilir.

Standart tek sıcaklık bölmeli bir buzdolabı kabini ve soğutma elemanları Şekil 2.3'de görüldüğü gibi 53 kontrol elemanına bölünerek modellenmiştir.



Şekil 2.3 : Kabin kontrol elemanları [8]

Simülasyon sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırıldığında sürekli çalışma ve yüksek ortam sıcaklığı şartları dışında iyi oranda bir yakınsama görülmektedir. Farklı kabin kalınlıkları veya farklı yalıtım malzemeleri ile de deneme analizleri yapılmıştır. Son olarak benzer bir yaklaşım ile bir derin dondurucuda modellenmiştir. Fakat bölme hava arasındaki ilişkiler tanımlanmadığı için çok iyi sonuçlar elde edilememiştir. Olası geliştirme çalışmaları kabin içi hava akışının modellenerek sıcaklık dağılımının bulunması ve yüklü testlerin analiz edilebilmesi amacıyla paketli durumun modellenmesidir.

Literatürde yapılan modelleme çalışmalarının çoğu saf soğutkanlar üzerindedir. Zeotropik soğutkan karışımları üstüne sınırlı çalışma yer almıştır. Haberschill'in [9] 2003 tarihli çalışmasında zeotropik R 407C soğutkan karışımı ile çalışan bir soğutma sisteminin geçici rejim davranışlarını incelenmiştir. Kullanılan akışkana göre sistem modellemesinde değişim en çok ısı transferi için kullanılan bağıntılarda olmaktadır.

Modellenen sistem, plaka ısı değiştiricileri, pistonlu bir kompresör ve elektronik genişleme vanası içermektedir. Plaka ısı değiştiricileri sıcaklık kaymasına sahip karışımlar kullanıldığında sistemin performansını arttırmaktadır.

Kompresörün sistem içinde anlık değişimlere olan tepkileri diğer elemanlardan özellikle de ısı değiştiricilerden daha hızlı olduğu için kompresör modellemesinde kararlı denge hali için hazırlanmış bir model kullanılmıştır. Kompresörün dört çalışma dönemi de modellenmiştir. Dönüş hattı sıcaklık ve basıncı kompresörün giriş verileriyle, basma hattı basıncıda modelin çıkış verisidir.

Buharlaştırıcı modellemesinde yapılan iki ana kabul: basınç değişiminin ihmal edilmesi ve geçici rejimdeki soğutkan kompozisyonunun kararlı haldeki ile aynı olmasıdır. Buharlaştırıcı boyunca ilerleyen elemanlarda sonlu farklar metodolojisi ile denklemler kurulmuş ve çözüm yapılmıştır. Örneğin soğutkan için yazılan enerji korunumu denklemi ve ayrıklaştırılmış hali şu şekildedir.

$$A \cdot \frac{\partial}{\partial t} (\rho h - P) dz + \frac{\partial m h}{\partial z} dz + \alpha \cdot dS(T - T_w) = 0 \quad (2.3)$$

$$h_i = \frac{m_{j-1} \cdot h_{i-1} + \alpha \cdot S_i (T_{wi} - T_i) - S_i e \rho_i^0 dh/dt + S_i e dP/dt}{\dot{m}_j} \quad (2.4)$$

R 407 C için özel ısı transferi bağıntıları tek fazlı ve iki fazlı akış çözümlerinde kullanılmıştır.

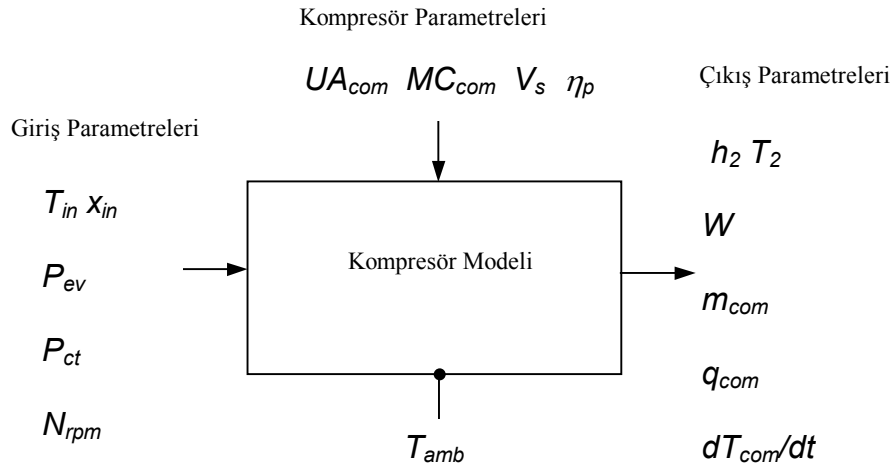
Jakobsen'in [10] doktora tezinde genel olarak standart bir soğutma çevrimindeki verimsizliklerin incelenmesi ve kayıp mekanizmalarının incelenmesi ve farklı kontrol stratejilerine göre enerji optimizasyonunda kullanılacak bir simülasyon modelinin hazırlanması amaçlanmıştır.

Dönüş hattından kompresöre giren akışkan iki ayrı parçaya ayrılır. İlk parça kompresör kafasının içine giderken ikinci parça kompresör silindrine girer. İlk kısım yağ ve pistondan kaçan soğutkan ile karışır ve motoru soğutkan ısıyı kompresör kabuğuna iletir.

Silindir hareket ettikçe silindir içindeki basınç düşmeye başlar ve muhafaza içindeki basınca eşit olunca giriş vanası açılarak silindir içine akış başlar. Silindir yukarı doğru hareket etmeye başlayınca giriş vanası kapanır ve sıkıştırma başlar. Silindir içindeki basınç çıkış hattındaki basınca eşit olunca, çıkış vanası açılır.

Sıkıştırma işlemi adyabatik bir işlem değildir, sıkıştırma başlangıcında buhar silindir duvarından ısı çekerken, sıkıştırmanın sonuna doğru silindir duvarı tarafından soğutulmaya başlar.

Kompresör içindeki işlemler daha kompleks olmasına rağmen daha basit bir model ile tanımlanmıştır. Şekil 2.4’de giriş ve çıkış parametreleri görülmektedir.



Şekil 2.4 : Kompresör giriş çıkış verileri ve parametreleri [10]

Kompresörün debi değeri hacimsel verim ile tanımlanmaktadır. Hacimsel verim değeri de basınç oranına bağlı bir fonksiyon ile tanımlanmıştır.

$$\dot{m}_{com} = \eta_{vol} \rho_{in} V_s \frac{N_{rpm}}{60} \quad (2.5)$$

Kompresörün çektiği güçte isentropik verime bağlı olarak tanımlanmış, isentropik verim değeri de buharlaşma değerine göre değişen bir korelasyonla ifade edilmiştir.

$$\dot{W} = \dot{m}_{com} \frac{h_{out,s} - h_{in}}{\eta_s} \quad (2.6)$$

Politropik sıkıştırma kabulü ile çıkış sıcaklığı hesaplanır ve termodinamiğin birinci kanunu uygulanırsa kompresör denklemleri tamamlanmış olur. Kompresör normal çalışma şartlarındaki karmaşıklığa rağmen modelin basit görünmesinin sebebi tüm karmaşık ifadelerin η_v , η_s , UA_{com} ve η_p gibi katsayılarla gizlidir.

Yoğuşturucu: Yoğuşturucu çoğu benzer çalışmada olduğu gibi üç bölge üstünden modellenmiştir. Bu çalışmada yoğuşmanın başlaması ile aşırı kızgın bölgesinin yok olduğu kabul edilmiştir.

Bu seçimin sebebi şu şekilde tanımlanabilir. Kompresör çalışmaya başladıktan sonra basınç yoğuşturucu duvarının sıcaklığına denk gelen doyma basıncının üstüne çıkacak ve tüm yoğuşturucu iç yüzeyinde yoğuşma başlayacaktır. Belli bir süre giriş kısmı kompresörden gelen aşırı kızmış soğutkana bağlı olarak diğer yoğuşturucu bölgesinden daha sıcak olacaktır. Bu bölgenin varlığı yoğuşturucu duvarındaki ısının aksel dağılımına bağlıdır. Duvar malzemesi sonsuz ısı iletiminde olduğu kabul edilirse tüm duvar aynı sıcaklıkta olacak ve her noktada yoğuşma başlayacaktır. Her ne kadar borunun iç kısmından akan akışkan daha yüksek sıcaklıkta olsa da duvar ve soğutkan arasındaki ısı transferi özelliği yoğuşmadır.

İki fazlı akış yoğuşması modellenmesinde üç ana faktör önemlidir: Basınç kaybı, ısı transferi ve kütle birikimi.

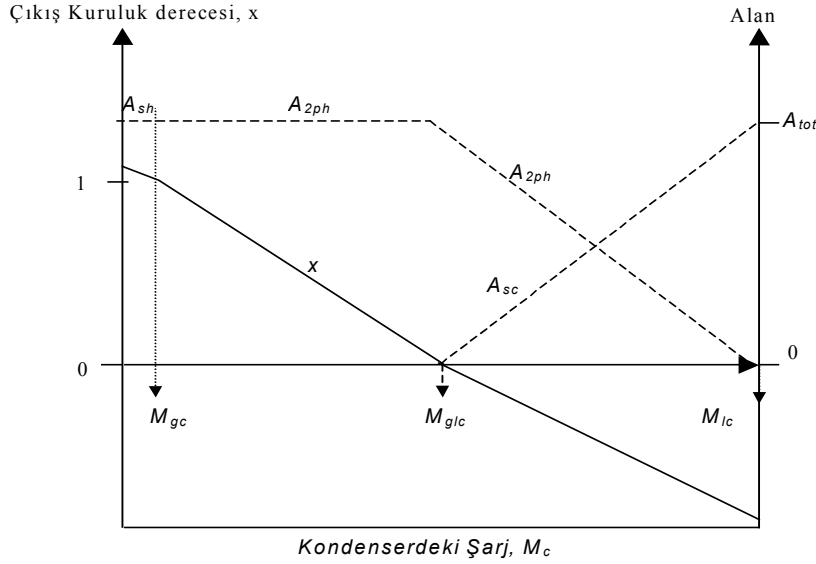
Basınç kaybı ifadesi mevcut çalışmada ihmal edilmiştir. Yoğuşma sırasındaki ısı transferi de doğal taşınım ile hava soğutmalı yoğuşturucuda toplam ısı transferini etkileyen temel parametre değildir. Kütle birikimi ise temel olarak boşluk oranı ile ilgilidir.

Yoğuşturucunun dinamik modellenmesi ile ilgili olarak temel fikir hangi akış bölgesinin ne kadar alan kapladığının bulunmasıdır.

Yoğuşturucudaki akışkan miktarı az olduğu sürece ($M_c < M_{gc}$) tüm alan aşırı kızmış buhar ile kaplıdır ve ısı transferi bu bölgenin denklemlerine göre hesaplanmaktadır. Çıkış kuruluk derecesi de doğal olarak $x=1$ dir.

Akışkan miktarı arttığı sürece ve basınç sıvı yoğuşması için yeterli yüksek değere ulaşırsa aşırı kızgın bölgesi sıfırlanacak ve tüm alan iki fazlı akış olacaktır. Yoğuşturucu çıkışı da buhar sıvı karışımı olarak gerçekleşecektir. Yoğuşturucu soğutkan miktarı arttıkça sıvı miktarı artacaktır. Sonunda $M_c > M_{gic}$ olduğu durumda çıkış tamamen sıvı olacaktır ($x=0$). Bu aralıkta kuruluk derecesinin lineer olarak değiştiği kabul edilmektedir.

Soğutkan miktarı M_{glc} değerini aştığında iki faz bölgesi doymuş olacak ve daha fazla akışkan alamayacaktır. Bu durumda sıvı bölgesi oluşacak ve çıkış aşırı soğumuş olarak gerçekleşecektir. $M_c > M_{glc}$ durumunda çıkış kuruluk derecesi 0 dır ve $M_c = M_{lc}$ olduğu durumda yoğuşturucu tamamen sıvı faz ile dolu olacaktır. Şarj değişimi Şekil 2.5’de gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Yoğuşturucu şarjına göre ısı geçiş alanları değişimi [10]

Termodinamiğin birinci kanunu uygulanırsa: U_{int_energy} akışkanın iç enerjisi Q_{int_energy} ise akışkana duvardan gelen ısı akısı olduğu durumda.

$$\frac{dU_{int_energy}}{dT} = \dot{m}_{com} \cdot h_2 - \dot{m}_{cap} \cdot h_3 - \dot{Q}_{int_energy} \quad (2.7)$$

Aşırı soğuma derecesinin bulunmasında sadece tek bir ortalama duvar sıcaklığı olması problemidir, çünkü aşırı soğuma derecesi bu değer altına düşebilir. Bu sebeple çıkış sıcaklığı T_{subc} aşırı soğuma oluşuyorsa sanki kararlı denge için yazılan ekteki denklem yardımıyla bulunur.

$$\dot{m}_{cap} \cdot C_{pl} \cdot DT = U_{sc} \cdot (T_c - T_a) \cdot dA_{sc} \Rightarrow T_3 = T_a + (T_c - T_a) \cdot \exp\left(\frac{U_{sc} \cdot A_{sc}}{\dot{m}_{cap} \cdot C_{pl}}\right) \quad (2.8)$$

Soğutkan ile yoğuşturucu duvarı arasındaki ısı transferi ilişkisi şu şekilde tanımlanabilir:

$$\dot{Q}_{ic} = A_g \cdot \alpha_g \cdot (T_g - T_{wc}) + A_{2phi} \cdot \alpha_{2ph} \cdot (T_c - T_{wc}) + \dot{m}_{cap} \cdot (h_{l3} - h_3) \quad (2.9)$$

Bu denklemin üç terimi vardır: Birincisi yoğuşturucu sadece aşırı kızgın içeriyorsa sıfır değildir, bu durumda son iki terim sıfır olacaktır, ikinci terim yoğuşma bölgesinde soğutkan ve duvar arasındaki ısı geçiştir, son terimde sıvı bölgede geçen ısıdır aşırı soğuma bölgesi yoksa sıfırdır.

Kılcal borunun ilk kısmında gerçekleşen işlem eşsıcaklıkta basınç düşümüdür. Basınç giriş sıcaklığına denk gelen doyma basıncına geldiğinde buharlaşma başlar. Basınç sürtünmeye ve akışın ivmelenmesine bağlı olarak düşmeye devam ettikçe sıcaklıkta buharlaşma olmasına rağmen düşmeye zorlanacaktır. İlk kısım adyabatik olmasına rağmen sıcaklık düşüşü görülecektir. Duyulur ısıdaki düşüş (sıcaklık düşüşü) faz değişimine bağlı gizli ısı artışı (buharın entalpisi sıvınınkinden yüksektir) ile dengelenecektir. Dönüş hattı ısı değiştiricisi ile temas başladığında basınç düşmeye devam edecektir. Sıcaklık düşümünün iki ana sebebi vardır: Dönüş hattı ısı değiştiricisine verilen ısı ve kılcal boru içindeki buharlaşma. Dönüş hattındaki soğutma etkisi doyma sıcaklığına ulaşmaya neden olursa buharlaşma duracaktır. Daha kötü durumlarda yeniden yoğuşma bile görülebilir. Fakat her durumda dönüş hattı ısı değiştiricisi buharlaştırıcı girişindeki kuruluk derecesinin düşmesine ve kompresör girişindeki sıcaklık değerinin yükselmesine neden olacaktır.

Temel olarak bir ters akışlı bir ısı değiştiricisi olarak düşünülebilen kılcal boru dönüş hattı ısı değiştiricisinde, sıcaklık profili temel olarak basınç değişimi ile etkilenir ve ısı transferi temel olarak kuruluk derecesi değişimini etkiler. Kuruluk derecesindeki değişim kütle akışını da etkiler çünkü düşük kuruluk derecesi (daha fazla sıvı) akışı hızlandıracaktır.

Genel modelin çalışma hızı düşünülerek kılcal boru için çok ayrıntılı bir model kurulmamıştır. Sürtünme kayıpları için Bandel-Scylinder bağıntısı, ivmeye bağlı basınç düşümü içinde Schmidt'in boşluk oranı korelasyonu kullanılmıştır.

Karmaşık bir kılcal boru modelinin sonuçları ile %8 yakınlık gösteren aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$\dot{m}_{cap} = a \cdot \sqrt{\frac{(pc - pe)}{v3}} + b \cdot \Delta Tsc + c \quad (2.10)$$

R134a akışkan, 2.9m boyunda ve 0.66mm çapında bir kılcal boru için yukardaki denklemin katsayıları:

$$a = 0.003755049$$

$$b = 0.03068930$$

$$c = 0.074415$$

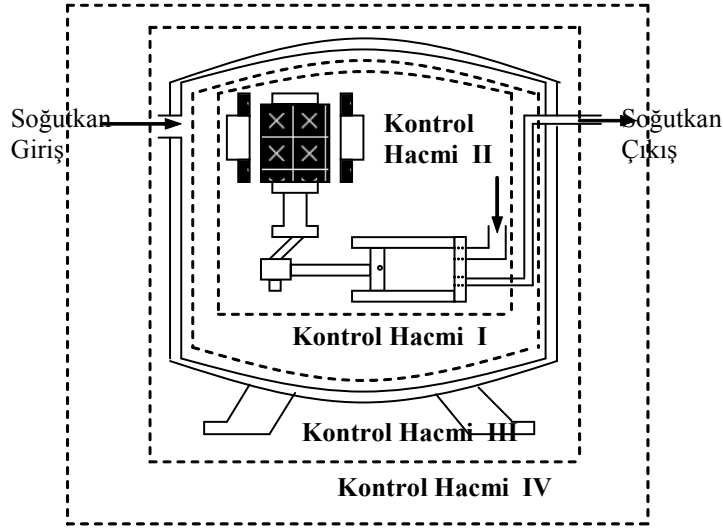
Kompresörün durma anlarında c katsayısı sıfır olarak alınmıştır.

Buharlaştırıcı modellenmesinde yoğuşturucuya çok benzer matematiksel denklemler içermektedir. Tek fark olarak yoğuşturucu girişi genel olarak aşırı kızmış buhar iken buharlaştırıcı girişi genellikle iki fazlı akış konumundadır. Çıkış şartları olarak yoğuşturucuda aşırı soğuma bazen görülürken buharlaştırıcı çıkışı büyük çoğunlukla aşırı kızmış durumdadır. Kabin modeli olarak yığın bir model kullanılmıştır.

DeneySEL çalışmalarla yapılan doğrulama karşılaştırmalarında genel olarak iyi uyum sağlamakla beraber güç ve basınç değerlerinde simülasyon modelinin bir miktar hızlı düştüğü, kabin sıcaklığında ise bir miktar yavaş cevap verdiği söylenebilir. Çalışma genelinde buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki şarj etkilerini dikkate alan gelişmiş bir model ve bu etkileri ihmal eden bir basit model geliştirilmiştir. Gelişmiş model dinamik etkilere kabul edilebilir cevaplar vermekle birlikte simülasyon süresini fazla uzadığı dikkat edilmiştir.

Jiang 2003 yılındaki çalışmasında [11] tüm elemanlar tek tek modellenerek yakınsama ve zaman adımı ayarlama tekniği ile birleştirilmiştir.

Kompresör Şekil 2.6’da gösterilen dört kontrol hacmi olarak incelenmiştir. Birinci kontrol hacmi kompresör emme ve karıştırma bölgesi, İkinci kontrol hacmi kompresör silindiri ve basma tarafı, üçüncü bölge kompresör duvarı, dördüncü ise kompresör duvarı etrafında akan havadır.



Şekil 2.6 : Kompresör kontrol hacimleri [11]

Birinci kontrol hacminde giren akışkan kompresör duvarı tarafından ısıtılmaktadır ve kompresör hacmi içindeki gazla karışmaktadır. Karışma tam olarak gerçekleşmemektedir, bu sebeple birinci kontrol hacminden ikinci kontrol hacmine geçen akışkanın sıcaklığı giriş sıcaklığı ile kompresör duvar sıcaklığının ortalamasıdır.

İkinci kontrol hacminde izentropik ve mekanik verimler dikkate alınarak modellenmiştir ve politropik genişlemeye göre çıkış sıcaklığı hesaplanır.

$$\text{Kompresör debi değeri: } \dot{m}_{com} = \frac{\eta_{vol} \rho_{in} V_{stroke} N_{rpm}}{60} \quad (2.11)$$

$$\text{Çıkış sıcaklığı: } T_{out} = T_{in} \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.12)$$

$$\text{Kompresör Gücü: } \dot{W} = \dot{m}_{com} \frac{h_{out,s} - h_{in}}{\eta_s \eta_m} \quad (2.13)$$

Üçüncü kontrol hacminde akış olmadığından kütle dengesi yazılmaz. İç duvar ısı transferi genel ısı transferi denklemleri ile tanımlanması zor olduğundan ısı dengesinden aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{innerwall} = \dot{W} - \dot{m}_{com} (h_{out} - h_{in}) \quad (2.14)$$

Dış kontrol hacmine kayıpta UA_{com} değeri üstünden hesaplanmaktadır.

Bu durumda :

$$MC_{com} \frac{dT_{com}}{dt} = \dot{Q}_{innerwall} + \dot{Q}_{outerwall} \quad (2.15)$$

Dördüncü kontrol hacmi için kompresör yüzeyinden ısı transferi:

$$\dot{Q}_{outerwall} = UA_{com} (T_{air} - T_{com}) \quad (2.16)$$

Özellikle kompresör yüzeyinden olan ısı transfer hesabında kullanılan UA_{com} değeri çok ampirik olarak kalmakta ve tüm sistem dengesini etkilemektedir.

Yoğuşturucu modeli akışkan tarafı, yoğuşturucu duvarı ve hava tarafı olarak üç kontrol hacmine ayrılmıştır.

Akışkan kontrol hacminde; çıkış bir boyutlu kabul edilmiştir, aşırı kızmış, iki faz ve aşırı soğumuş olarak üç bölgeye ayrılmıştır, basınç düşümü ihmal edilmiştir ve momentum denklemi çözülmemiştir, yoğuşmanın duvara yakın oluştuğu kabul

edilmiştir, sabit bir boşluk oranı uygulanmıştır, yoğuşturucudaki şarj miktarının ve ısı transfer katsayılarının bilindiği kabul edilmiştir. Yoğuşturucu duvarı kontrol hacmi tek sıcaklıkta kabul edilmiştir. Hava tarafında hava sıcaklığı sabit kabul edilmiştir.

Akışkan kontrol hacminde bölgelerin alanlarının seçilmesi ile ilgili yaklaşım Jakobsenn'in çalışmasından alınmıştır. Duvar kontrol hacminde kütle değişimi yoktur, giren ve çıkan ısı miktarları kontrol hacminin sıcaklık dengesini belirler. Hava tarafında ise giren ve çıkan hava debileri birbirine eşittir.

Isı transferi eşitliğinde tüm akış bölgelerinin ısı akıları ayrı olarak hesaba girmektedir.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{sh} + \dot{Q}_{2ph} + \dot{Q}_{sc} \quad (2.17)$$

Aşırı kızmış buhar bölgesinde:

$$\dot{Q}_{sh} = A_{sh} U_{sh} \Delta T_{LMTD} \quad (2.18)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\ln\left(\frac{T_{sh}}{T_{sat}}\right)}{\frac{1}{T_{sh}} - \frac{1}{T_{sat}}} \quad (2.19)$$

İki fazlı akış bölgesinde:

$$\dot{Q}_{2ph} = A_{2ph} U_{2ph} (T_{sat} - T_{c,wall}) \quad (2.20)$$

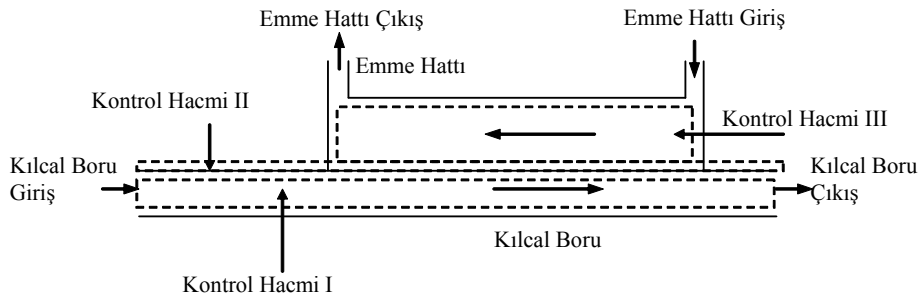
Aşırı soğumuş sıvı bölgesinde ise:

$$\dot{Q}_{sc} = A_{sc} U_{sc} \Delta T_{LMTD} \quad \Delta T_{LMTD} = \frac{\ln\left(\frac{T_{sc}}{T_{sat}}\right)}{\frac{1}{T_{sc}} - \frac{1}{T_{sat}}} \quad (2.21)$$

Bu aşamada aşırı soğuma sıcaklığı bilinmediği için aşağıda denklemi sağlayacak şekilde yapılan iterasyon sonrasında bulunur:

$$\dot{Q}_{2ph} = \dot{m}_{out} C(T_{sat} - T_{sc}) \quad (2.22)$$

Kılcal boru: Kılcal boru boyunca basınç düşümü ve ısı transferi özellikleri çok kritik olduğundan sonlu farklar yaklaşımı kullanarak çözüm yapılmıştır. Çözüm için üç kontrol hacmi uygulanmıştır (Şekil 2.7). Kılcal boru içi akışkan birinci, kılcal boru ve dönüş hattı duvarı ikinci, dönüş hattı akışkanı üçüncü kontrol hacmidir.



Şekil 2.7 : Kılcal boru ve dönüş hattı ısı değiştiricisi kontrol hacimleri [11]

Akış tek boyutlu, tam gelişmiş türbülanslı akış ve homojen dengede iki fazlı akış olarak kabul edilmiştir. Kılcal boruda şarj birikmediği düşünülmektedir. Metastable fenomen hesaba katılmamıştır.

Kılcal boru üç bölge olarak hesaplanmıştır: Dönüş hattı ısı değiştiricisi öncesi, dönüş hattı ısı değiştiricisi, ısı değiştiricisi sonrası.

Kılcal boru ve ısı değiştiricisi duvarı kontrol hacminde termal kütle ihmal edilmiş ve dış ortama ısı geçişi olmadığı kabul edilmiştir.

Dönüş hattı ısı değiştiricisinde basınç düşümü ihmal edilmiş ve tam gelişmiş türbülanslı akış kabul edilmiştir.

Kütlenin korunumu ve momentum korunumu denklemleri her üç ısı geçiş bölgesi içinde aynıdır. Fakat enerji denklemi ısı değiştirici bölgesinde değişiklik göstermektedir.

Momentum denkleminde sürtünme katsayısı, özgül hacim ve kütle akısına bağlı olarak kılcal boru boyunca basınç dağılımı elde edilebilir:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{fvG_{ct}^2}{2D_{ct}} + G_{ct}^2 \frac{dv}{dz} \quad (2.23)$$

Sürtünme katsayısı için Pate 1982 korelasyonu kullanılmıştır:

$$f = 3.49 \cdot Re^{-0.47} \quad (2.24)$$

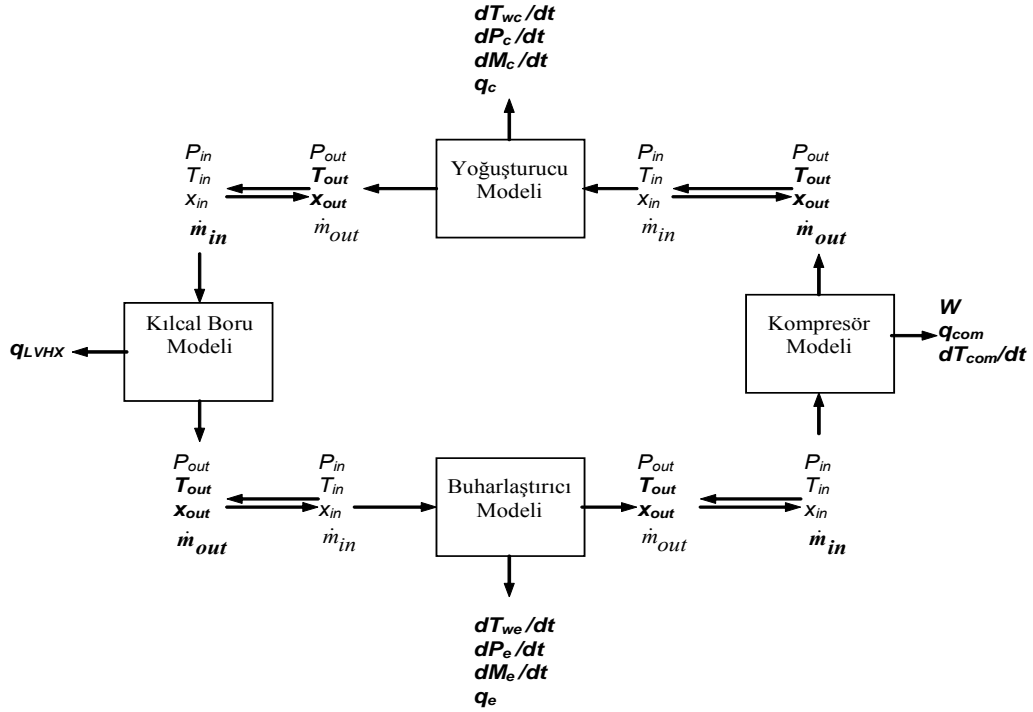
Isı transferi denklemi olarak Sleicher ve Rouse bağıntısı kullanılmaktadır.

$$\left. \begin{aligned} Nu &= 5 + 0.015 Re^a Pr^b \\ a &= 0.88 - 0.24 / (4 + Pr) \\ b &= 0.333 + 0.5e^{-0.6 Pr} \end{aligned} \right\} \quad (2.25)$$

Kılcal boru denklemleri sonlu farklar yöntemi ile çözülmüştür. Bu durumda iki adet durma kriteri vardır. Birincisi çıkış basıncının verilen basınca eşit olduğu sürtünme basınç düşümü limitli durum diğeri de çıkış hızının sonik hıza eşit olduğu durumdur. Sonlu farklar çözümü çok yavaş olduğundan yapılan çözüm sonucu aşağıdaki denklemler oluşturularak modelde bunlar kullanılmıştır.

$$\left. \begin{aligned} \dot{m} &= a(P_{in} - b)^{0.5} + c * \Delta T_{sub} + d * \Delta T_{sup} + e & \frac{P_{in}}{P_{out}} > 2 & \text{ için} \\ \dot{m} &= a(P_{in} - P_{out})^{0.5} + c * \Delta T_{sub} + f * \Delta T_{sup} + g & \frac{P_{in}}{P_{out}} \leq 2 & \text{ için} \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

Buharlaştırıcı modeli yoğuşturucuda kullanılan genel tekniğe benzer olarak modellenmiştir. Akümülatör, damper ve kabin elemanlarının da modellenmesi ile aşağıdaki genel tablo ortaya çıkmıştır.



Şekil 2.8 : Tüm sistem elemanları için giriş çıkış dataları [11]

Sistemin modellenmesinde her bir eleman bağımsız olarak çözülmektedir. Çıkış parametreleri diğer eleman için giriş parametresi olarak geçmektedir. Sıralı olarak tüm elemanlar çözüldükten sonra yakınsama kriterleri kontrol edilmektedir. Tüm elemanlar kendi içinde yakınsamak durumundadır. Elemanlardan birindeki tahmin değeri yüksek olarak verilmişse, eleman çıktılarının diğer elemanlara girdi olması sonucu diğerleri de etkilenecek sistem kendi içinde dengeye gelmektedir.

Denklem çözümlenmeleri explicit yaklaşım ile yapılmaktadır. Zaman aralığını optimum derecede tutmak amacıyla zaman aralığı buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç değişimine bağlanmıştır. Buna göre yüksek basınç değişimi olduğu durumlarda zaman aralığı küçülmekte ve çözümün iraksamasını engellemekte, basınç değişimi azaldığında ise zaman aralığı genişleyerek sistem çözüm hızını arttırmaktadır.

$$\text{Zaman_adımı} = \frac{1000}{\max(dP_c / dt, dP_c / dt)} \quad (2-27)$$

Deneysel ve model sonuçları Çizelge 2.1’de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 2.1 : Jiang’ın deney-model karşılaştırması [11]

	Deneysel	Simülasyon
Kompresör Gücü (W)	137	127
Kompresör Enerji Tüketimi (Wh)	147	135
Kompresör çalışma süresi (dakika)	30	30.5
Kompresör durma süresi (dakika)	33	32

Shah [12] çalışmasında, tek ya da çok sayıda buharlaştırıcıya sahip bir buhar sıkıştırma soğutma sistemi için bir dinamik model geliştirilmiştir. Sistem elemanları; yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genişleme vanası ayrı olarak modellenmiştir. Yoğuşturucu tek başına modellendiği gibi, yoğuşturucu çıkışında bir sıvı toplayıcı bulunması durumu için de yoğuşturucu modeli geliştirilmiştir. Buharlaştırıcı, çıkışında bulunan bir akümülatör ile birlikte modellenmiştir. Modelleme, tek buharlaştırıcı ve çok buharlaştırıcı durumlar için gerçekleştirilmiştir. Dinamik modelleme neticesinde esas olarak, buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde enerji tasarrufu sağlayacak kontrol stratejilerinin geliştirilmesi amaçlanmıştır.

Farklı faz bölgelerinin bulunması açısından yoğuşturucu, üç farklı koşul için modellenmiştir:

En genel haliyle yoğuşturucu girişinin kızgın buhar, çıkışının aşırı soğutulmuş sıvı fazında olması durumunda yoğuşturucuda; kızgın buhar bölgesi, iki fazlı akış bölgesi ve aşırı soğutulmuş sıvı bölgesi olmak üzere üç farklı faz bölgesi bulunacaktır.

Enerji açısından en verimli durumda, yoğuşturucu girişi kızgın buhar, çıkışı doymuş sıvı fazında olacaktır. Bu durumda yoğuşturucu da, kızgın buhar bölgesi ve iki fazlı akış bölgesi olmak üzere iki farklı faz bölgesi bulunacaktır. Sıvı toplayıcı ile birlikte uygun olarak tasarlanmış sistemlerde, sıvı toplayıcı çıkışında her zaman doymuş sıvı bulunacak ve yoğuşturucu da iki farklı faz bölgesi söz konusu olacaktır.

Yoğuşturucu da düzgün bir ısı geçişinin sağlanamadığı bir durumda, yoğuşturucu çıkışı kızgın buhar fazında olabilecektir. Bu durumda yoğuşturucu da yalnız kızgın buhar faz bölgesi bulunacaktır.

Isıl kütle, ısı geçiş yüzeyi ve kütle akısı gerçek elemanlarla uyumlu olacak şekilde, tipik çapraz akışlı bir ısı değiştiricisi, aksel tek yönlü boru tipi bir ısı değiştiricisi olarak modellenmiştir.

- Yoğuşturucu borularındaki aksel ısı iletimi ihmal edilebilir.
- Isı değiştiricisi metal malzemelerinin ısı dirençleri ihmal edilmiştir.

İlk aşamada sistemde sıvı toplayıcı bulunmadığı varsayılarak, yoğuşturucuda üç farklı faz bölgesinin geliştiği kabul edilmiş ve sıvı ortalama boşluk oranı zamandan bağımsız alınmıştır. Sistemde sıvı toplayıcı kullanılan ve yoğuşturucuda iki farklı faz bölgesinin geliştiği ikinci model aşamasında ise, ortalama boşluk oranı zamana bağlı olarak alınmıştır.

Yoğuşturucudaki basınç düşümleri ihmal edilmiş ve modelde momentum denkleminin kullanılmasına gerek kalmamıştır.

Üç farklı faz bölgesi için kütle ve enerji korunum denklemleri yazılmıştır. Yukarıda sıralanan kabuller çerçevesinde korunum denklemleri sadeleştirilmiştir:

Soğutkan tarafı kütle dengesi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = 0 \quad (2.28)$$

Soğutkan tarafı enerji dengesi:

$$\frac{\partial(\rho h - P)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h)}{\partial z} = \frac{4}{D_i} \cdot L_i \cdot \alpha_i \cdot (T_w - T_i) \quad (2.29)$$

Yoğuşturucu cidarındaki enerji dengesi :

$$(c_p \rho V)_w \frac{dT_w}{dt} = \alpha_i A_i (T_r - T_w) + \alpha_o A_o (T_o - T_w) \quad (2.30)$$

Kızgın Buhar Bölgesinde Kütle Korunumu:

Navier-Stokes kütle korunum denkleminin her iki tarafı kesit alanı ile çarpılırsa, kızgın buhar bölgesindeki kütle korunumunun soğutkan debisine bağlı ifadesi;

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \text{ olur.}$$

$L=0$ ve $L=L_1$ arasındaki boru uzunluğu kızgın buhar bölgesi olarak kabul edilip, kütle korunum denklemi bu uzunluk boyunca integre edilir.

$$\int_0^{L_1} \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} dz = A \cdot \left[\rho_l \frac{\partial L_1}{\partial t} + \frac{\partial \rho_l}{\partial t} L_1 - \rho_g \frac{\partial L_1}{\partial t} \right] \quad (2.31)$$

Kızgın buhar bölgesindeki yoğunluk $\rho_l = \rho(P, h_l)$ şeklinde basınç ve entalpinin bir fonksiyonu olarak ifade edilip, kızgın buhar entalpisi giriş ve çıkış koşullarının ortalaması olarak alınırsa ($h_l = \frac{h_i + h_g}{2}$) :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_l}{\partial t} &= \frac{\partial \rho_l}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial \rho_l}{\partial h_l} \frac{\partial h_l}{\partial t} = \frac{\partial \rho_l}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial \rho_l}{\partial h_l} \left[0,5 \left(\frac{\partial h_i}{\partial t} + \frac{\partial h_g}{\partial P} \frac{\partial P}{\partial t} \right) \right] \\ \Rightarrow \int_0^{L_1} \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} dz &= \left(\frac{\partial \rho_l}{\partial P} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_l}{\partial h_l} \frac{\partial h_g}{\partial P} \right) A \cdot L_1 \frac{\partial P}{\partial t} \\ &+ \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho_l}{\partial h_l} \right) A \cdot L_1 \frac{\partial h_i}{\partial t} + (\rho_l - \rho_g) A \cdot \frac{\partial L_1}{\partial t} \end{aligned} \quad (2.32)$$

$$\int_0^{L_1} \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} dz = \dot{m}_{\text{int}} - \dot{m}_i \quad (\text{int : arayüzey / i : giriş})$$

Buna göre, integre edilmiş kütle korunum denklemi:

$$\left(\frac{\partial \rho_l}{\partial P} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_l}{\partial h_l} \frac{\partial h_g}{\partial P} \right) A \cdot L_l \frac{\partial P}{\partial t} + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho_l}{\partial h_l} \right) A \cdot L_l \frac{\partial h_l}{\partial t} + (\rho_l - \rho_g) A \cdot \frac{\partial L_l}{\partial t} + \dot{m}_{int.1} - \dot{m}_i = 0 \quad (2.33)$$

İki Fazlı Akış Bölgesinde Kütle Korunumu :

Kızgın buhar bölgesi için kütleli debiye bağlı olarak yazılan kütle korunum denklemi, diğer faz bölgeleri için de geçerlidir. $L=L_1$ ve $L=L_1+L_2$ aralığındaki boru uzunluğu iki fazlı akış bölgesi olarak alınıp, kütle korunum denklemi bu uzunluk boyunca integre edilir. “ α ” ortalama boşluk oranı olmak üzere, iki fazlı akış bölgesindeki yoğunluk; $\rho = \rho_g \alpha + \rho_f (1 - \alpha)$ şeklinde ifade edilir. ρ_g doymuş buhar yoğunluğu, ρ_f doymuş sıvı yoğunluğudur. Buna göre, integre edilmiş kütle korunum denklemi:

$$A \cdot \left[\begin{aligned} & (\rho_g - \rho_f) \alpha \dot{L}_2 + \left(\frac{d\rho_f}{dP} (1 - \alpha) + \frac{d\rho_g}{dP} \alpha \right) \dot{P} L_2 \\ & + (\rho_g - \rho_f) L_2 \dot{\alpha} + (\rho_g - \rho_f) \dot{L}_1 \end{aligned} \right] + \dot{m}_{int.2} - \dot{m}_{int.1} = 0 \quad (2.34)$$

Aşırı Soğutulmuş (Sub-Cooled) Sıvı Bölgesinde Kütle Korunumu :

$L=L_1+L_2$ ve $L=L_1+L_2+L_3$ arasındaki boru uzunluğu sıvı bölgesi olarak kabul edilip, $\dot{L}_1 + \dot{L}_2 + \dot{L}_3 = 0$ olduğu göz önünde bulundurularak kütle korunum denklemi bu uzunluk boyunca integre edilir.

$$\int_0^{L_l} \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} dz = A \cdot \left[\rho_3 \frac{\partial L_3}{\partial t} + \frac{\partial \rho_3}{\partial t} L_3 - \rho_f \frac{\partial L_3}{\partial t} \right] \quad (2.35)$$

Aşırı soğutma bölgesindeki yoğunluk $\rho_3 = \rho(P, h_3)$ şeklinde basınç ve entalpinin bir fonksiyonu olarak ifade edilip, kızgın buhar entalpisi giriş ve çıkış koşullarının ortalaması olarak alınırsa ($h_l = \frac{h_f + h_o}{2}$), integre edilmiş kütle korunum denklemi:

$$\left(\frac{\partial \rho_3}{\partial P} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_3}{\partial h_3} \frac{\partial h_f}{\partial P}\right) A \cdot L_3 \dot{P} + \left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho_3}{\partial h_3}\right) A \cdot L_3 \dot{h}_o + (\rho_f - \rho_3) A \cdot (L_1 + L_2) + \dot{m}_o - \dot{m}_{int.2} = 0 \quad (2.36)$$

Kızgın Buhar Bölgesinde Enerji Korunumu :

$$\begin{aligned} & \left[\left(\frac{\partial \rho_1}{\partial P} + \frac{1}{2} \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} \frac{dh_g}{dP} \right) h_1 + \frac{1}{2} \frac{dh_g}{dP} \rho_1 - 1 \right] AL_1 \dot{P} \\ & + \left[\left(\frac{1}{2} \frac{\partial \rho_1}{\partial h_1} \right) h_1 + \frac{1}{2} \rho_1 \right] AL_1 \dot{h}_1 + (\rho_1 h_1 - \rho_g h_g) AL_1 \\ & + \dot{m}_{int.1} h_g - \dot{m}_1 h_1 = \alpha_{i1} A_i \frac{L_1}{L_{tot.}} (T_{w1} - T_{r1}) \end{aligned} \quad (2.37)$$

İki Fazlı Akış Bölgesinde Enerji Korunumu :

$$\begin{aligned} & A \left[(\rho_g h_g - \rho_f h_f) \dot{L}_2 + \left(\frac{d(\rho_f h_f)}{dP} (1 - \alpha) + \frac{d(\rho_g h_g)}{dP} \alpha \right) \dot{P} L_2 \right. \\ & \quad \left. + (\rho_g h_g - \rho_f h_f) L_2 \dot{\alpha} + (\rho_g h_g - \rho_f h_f) \dot{L}_1 \right] \\ & - A \cdot L_2 \dot{P} + \dot{m}_{int.2} h_f - \dot{m}_{int.1} h_g = \alpha_{i2} A_i \left(\frac{L_2}{L_{tot.}} \right) (T_{w2} - T_{r2}) \end{aligned} \quad (2.38)$$

Aşırı Soğutulmuş Sıvı Bölgesinde Enerji Korunumu :

$$\begin{aligned} & A \left[\frac{1}{2} \rho_3 L_3 \left(\dot{h}_o + \frac{\partial h_f}{\partial P} \dot{P} \right) + \left[\frac{\partial \rho_3}{\partial P} \dot{P} + \frac{\partial \rho_3}{\partial h_3} \left(\frac{1}{2} \left(\frac{\partial h_f}{\partial P} \dot{P} + \dot{h}_{out} \right) \right) \right] h_3 L_3 \right. \\ & \quad \left. + (\rho_f h_f - \rho_3 h_3) (L_1 + L_2) \right] \\ & - A \cdot L_3 \dot{P} + \dot{m}_{out} h_{out} - \dot{m}_{int.2} h_f = \alpha_{i3} A_i \frac{L_3}{L_{tot.}} (T_{w3} - T_{r3}) \end{aligned} \quad (2.39)$$

Boru Cidarında Enerji Korunumu :

Sırasıyla; kızgın buhar, iki fazlı akış ve aşırı soğutma faz bölgeleri için boru cidarlarındaki enerji korunum denklemleri integre edilmiştir:

Bu denklemler;

$$m_w c_{pw} \left[L_1 \frac{dT_{w1}}{dt} - (T_{w2} - T_{w1}) \frac{dL_1}{dt} \right] = [\alpha_{i1} A_i (T_{r1} - T_{w1}) + \alpha_{out} A_{out} (T_a - T_{w1})] \cdot L_1 \quad (2.40)$$

$$m_w c_{pw} \left[L_2 \frac{dT_{w2}}{dt} \right] = [\alpha_{i2} A_i (T_{r2} - T_{w2}) + \alpha_{out} A_{out} (T_a - T_{w2})] \cdot L_2 \quad (2.41)$$

$$m_w c_{pw} \left[L_3 \frac{dT_{w3}}{dt} - (T_{w3} - T_{w2}) \frac{d(L_1 + L_2)}{dt} \right] = [\alpha_{i2} A_i (T_{r3} - T_{w3}) + \alpha_o A_o (T_a - T_{w3})] \cdot L_3 \quad (2.42)$$

şeklinde elde edilir.

Böylelikle yoğuşturucu için; her faz bölgesinde 3'er adet olmak üzere toplam 9 adet diferansiyel denklem elde edilmiştir. Ancak yoğuşturucu modelinde dikkate alınacak bilinmeyen değişken sayısı 9 adetten daha azdır. Bu nedenle, bazı denklemler arasında ilişki kurularak çözülecek denklem sayısının azaltılması yoluna gidilmiştir. Kurulan bu ilişki, ara yüzeylerdeki (faz bölgeleri arasındaki iki adet geçiş yüzeyi) $\dot{m}_{int.1}$ ve $\dot{m}_{int.2}$ kütleli debilerinin ilgili denklemlerden çekilip, diğer denklemlerde yerine konması şeklinde sağlanmıştır. Yoğuşturucu için verilen bu model PDE (Kısmi Diferansiyel Denklem) Yöntemi ile oluşturulmuş olup, çalışmada iki adet de Enerji Yöntemi modellemesi verilmiş ve bu modelleme yöntemleri arasında karşılaştırma yapılmıştır.

Yoğuşturucu için uygulanan her üç modelleme yönteminde de benzer sonuçlar elde edilmiştir. Enerji yaklaşımı prosedür olarak daha basittir.

Sistemde sıvı toplayıcı bulunması durumunda, yoğuşturucu modellemesi üç farklı faz bölgesi yerine iki farklı faz bölgesi için gerçekleştirilecektir. Sıvı toplayıcı çıkışı her zaman doymuş sıvı olacak ve modelde kızgın buhar bölgesi ile iki fazlı akış bölgesi yer alacaktır.

Kızgın buhar bölgesindeki kütle ve enerji korunum denklemleri, önceki yoğuşturucu modelinde uygulanan denklemler ile aynı olacaktır.

Sıvı toplayıcı bulunan sistemde faz bölgesi sayısı 2 olduğundan, önceki modelden

farklı olarak $\dot{L}_1 + \dot{L}_2 + \dot{L}_3 = 0$ yerine $\frac{d(L_1 + L_2)}{dt} = \dot{L}_1 + \dot{L}_2 = 0$ olacaktır. Bu nedenle iki fazlı akış bölgesindeki kütle ve enerji korunum denklemleri biraz daha sadeleşecektir. Sıvı toplayıcı modelinin gerçek sisteme göre iki fazlı akış bölgesindeki doğruluğu daha kötü olabilecektir. Çünkü sıvı toplayıcı modelinde çıkış her zaman için doymuş sıvı olarak alınmıştır. Oysa gerçek sistem uygulamasında sıvı toplayıcı çıkışı çoğu zaman doymuş sıvı olmayabilir.

Boru cidarlarındaki enerji korunum denklemleri, her iki faz bölgesi için de önceki modeldeki ile aynı olacaktır, çünkü boru cidarı enerji dengesindeki esas değişken boruların dış yüzeyindeki hava koşullarıdır ve her iki durumda da hava koşulları aynıdır.

Sıvı Toplayıcıdaki kütle birikimi, giriş ve çıkıştaki kütleli akış debilerine bağlı olacak ve sıvı toplayıcıda biriken soğutkan, sıvı ve buhar fazlarının karışımı şeklinde bulunacaktır. Buna göre sıvı toplayıcıdaki kütleli akış debisi; $\dot{m}_{rec} = \dot{m}_{int.2} - \dot{m}_{out} = \dot{m}_g + \dot{m}_f$ olacaktır.

$$\dot{m}_g = V_g \rho_g \quad \text{ve} \quad \dot{m}_f = V_f \rho_f \quad \Rightarrow \dot{m}_{rec} = \dot{m}_g + \dot{m}_f = \frac{d(V_g \rho_g + V_f \rho_f)}{dt} \quad (2.43)$$

Buna göre, sıvı toplayıcıda gaz hacminin zamanla değişimi:

$$\dot{V}_g = \frac{\dot{m}_{rec} - \left(\frac{\partial \rho_g}{\partial P} V_g + \frac{\partial \rho_f}{\partial P} V_f \right) P}{\rho_g - \rho_f} \rho_g \quad (2.44)$$

Sıvı toplayıcı için enerji kaynağı yoğuşturucudan gelen soğutkan olacak ve bu enerji çıkış debisi ile genişleme vanası yönünde kaybedilecektir. Sıvı toplayıcı da biriken soğutkanın enerji korunum en genel haliyle:

$$\frac{d(\dot{m}_{rec} u_{rec})}{dt} = \dot{m}_{int.2} h_{int.2} - \dot{m}_{out} h_{out} - UA_{rec} (T_{rec} - T_a) \quad (2.45)$$

Sıvı toplayıcı çıkışında doymuş sıvı bulunduğu kabulüyle; $h_o=h_f$ alınabilir. Ayrıca sıvı toplayıcıdaki soğutkanın iç enerjisi; $m_{rec}u_{rec}=m_g u_g+m_f u_f$ şeklinde sıvı ve buhar fazlarının iç enerjileri toplamı olarak yazılacak olursa, enerji denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{d(\rho_g V_g u_g + \rho_l V_l u_l)}{dt} &= \dot{m}_{int.2} h_{int.2} - \dot{m}_{out} h_f - UA_{rec} (T_{rec} - T_a) \\ \left(\frac{\partial \rho_g}{\partial P} V_g u_g + \rho_g V_g \frac{\partial u_g}{\partial P} + \frac{\partial \rho_l}{\partial P} V_l u_l + \rho_l V_l \frac{\partial u_l}{\partial P} \right) & \quad (2.46) \\ + (\rho_g u_g + \rho_l u_l) \left[\frac{\dot{m}_{rec} - \left(\frac{\partial \rho_g}{\partial P} V_g + \frac{\partial \rho_l}{\partial P} V_l \right) P}{\rho_g - \rho_l} \right] &= \dot{m}_{int.2} h_{int.2} - \dot{m}_{out} h_f - UA_{rec} (T_{rec} - T_a) \end{aligned}$$

Yoğuşturucudaki iki farklı faz bölgesi için oluşturulan denklemler ile birlikte sıvı toplayıcı için çıkartılan denklemler birlikte değerlendirilerek model çözümlenir.

Sıvı toplayıcı bulunmayan yoğuşturucu modelinde ortalama boşluk oranı zamandan bağımsız kabul edilmiştir. Ancak sistemde sıvı toplayıcı bulunması durumunda, sıvı toplayıcıda belirli miktarda soğutkanın birikebilmesi için ortalama boşluk oranının zamana bağlı olarak alınması gerekir. Sıvı toplayıcı da biriken soğutkan iki fazın karışımından oluşur ve biriken soğutkan miktarı zamanla değişir. Bu nedenle ortalama boşluk oranının da zamana bağlı olarak değişmesi gerekir. Ortalama boşluk oranının zamanla değişimi en genel haliyle $\alpha = f \cdot \dot{P} + g_{in} h_{in} - g_{out} h_{out}$ şeklinde verilmektedir. Sistemde “sıvı toplayıcı ” bulunan durum için bu bağıntı:

$$\alpha = f \cdot \dot{P} + g_{in} h_g - g_{out} h_{int.2} = \left[f + g_{in} \frac{\partial h_g}{\partial P} \right] \dot{P} - g_{out} h_{int.2} \quad (2.47)$$

Akümülatör ile birlikte buharlaştırıcının modellenmesi, sıvı toplayıcı ile birlikte yoğuşturucunun modellenmesi ile benzerlik göstermektedir. Buharlaştırıcıda, iki fazlı akış bölgesi ve kızgın buhar bölgesi olmak üzere iki farklı faz bölgesi bulunacaktır. Buharlaştırıcının modellenmesinde; kütle ve enerji korunum denklemlerinin çözülmesi ile iki fazlı akış bölgesinin uzunluğu, buharlaştırıcı basıncı, çıkıştaki soğutkan entalpisi ve iki farklı faz bölgesindeki cidar sıcaklıkları tespit edilecektir.

Akümülatörün modellenmesi de sıvı toplayıcı modellemesi ile tamamen benzerlik göstermektedir. Akümülatörde biriken doymuş buhar ve sıvı fazlarının ısı dengede olması neticesinde, düzgün tasarlanan bir sistemde akümülatör çıkışı doymuş buhar fazında olacaktır. Akümülatörün modellenmesi iki durum için gerçekleştirilmiştir. Birinci durumda akümülatör çıkışı iki fazlı, çıkışı doymuş buhar olmaktadır. İkinci durumda ise anlık bozucu etkilerden dolayı buharlaştırıcıdan akümülatöre kızgın buhar fazında soğutkan girecek ve akümülatörde kısa bir uzunluk boyunca kızgın buhar bölgesi gözlenecektir. Bu durumda soğutkan basıncı artacak ve buna bağlı olarak buharlaştırıcı çıkışındaki entalpiye eşit olana kadar doymuş buhar entalpisi de artacaktır. Bu anlık etki, doymuş buhar entalpisi buharlaştırıcı çıkışındaki entalpiye eşit olana kadar sürecek ve bir sonraki bozucu etkiye kadar akümülatör girişinde yine kızgın buhar bulunmayacaktır.

2.1.2 Soğutma sistemi elemanları için yapılan modeller

Jia, çalışmasında [13] soğutma sisteminde bulunan buharlaştırıcının gerek sürekli rejim ve gerekse geçici rejim davranışının daha iyi analiz edilmesi amacıyla bir model geliştirmiştir. Bu konuda yayımlanan önceki çalışmalarda temel problemin iki fazlı akış bölgesinin modellenmesinde ortaya çıktığına değinilmiş ve iki fazlı akış bölgesinde boşluk oranının tanımlanmasına vurgu yapılmıştır. Modelde, iki fazlı buharlaşma bölgesindeki sıvı ve buhar fazlarının homojen olmayan akışı da hesaba katılmıştır. Model, paralel akışlı ya da ters akışlı ısı değiştiricileri için uygulanabilir.

Modelde uygulanan kabuller:

- Her buharlaştırıcı sarmalındaki soğutkan debisi tek değer kabul edilmiş ve sarmallar arasındaki ısı iletimi ihmal edilmiştir. Böylece buharlaştırıcı, tek bir sarmal olarak kabul edilebilir.
- Buharlaştırıcıdaki iki fazlı akış tek yönlü kabul edilmiştir.
- Soğutkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Hava tarafındaki ısı geçiş katsayıları tek değer kabul edilmiştir.
- Boru cidarlarındaki eksenel ısı iletimi ihmal edilmiştir.

- Hava için sıkıştırılmaz kabulü yapılmıştır. Böylece hava için kütle ya da enerji depolanması söz konusu olmayacaktır.
- Hava tarafındaki su yoğuşması, buharlaştırıcı dış yüzeylerinde kar oluşumuna neden olmamaktadır.

İki fazlı akış göz önünde bulundurularak kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri yazılmıştır:

$$\frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(\tilde{\rho}u) = 0 \quad \text{Kütle Korunumu denklemi} \quad (2.48)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\tilde{\rho}u) + \frac{\partial}{\partial z}(\beta \tilde{\rho}u^2) = \frac{\partial P}{\partial z} - f_x \quad \text{Momentum denklemi} \quad (2.49)$$

$$\frac{\partial \tilde{h}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(h \tilde{\rho}u) = \frac{A_i}{A_{tub}} \dot{q}_{wf} \quad \text{Soğutkan için enerji korunumu} \quad (2.50)$$

$$c_{pw} M_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{U_o A_o}{c_{po}} (h_a - h_w) - U_i A_i (T_w - T_f) \quad \text{Boru cidarları için enerji} \quad (2.51)$$

$$m_a \frac{dh_a}{dy} = \frac{U_o A_o}{c_{pa}} (h_a - h_s) \quad \text{Hava tarafı için enerji denklemi} \quad (2.52)$$

$$m_a \frac{d\omega_a}{dy} = U_m A_o (\omega_a - \omega_s) \quad \text{Havadakine için kütle geçişi} \quad (2.53)$$

$$\tilde{\rho} = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l \quad (2.54)$$

Boşluk oranı ifadesindeki S kayma oranı olup, iki fazlı bölgedeki buhar hızının sıvı hızına oranı olarak tanımlanır. Homojen akış söz konusu olduğunda S=1 olacaktır. Homojen akış olmaması durumunda ise kayma oranı S; soğutkan özellikleri, kuruluk derecesi ve kütleli akıya bağlı olabilecektir. Buharlaştırıcıdaki gibi

homojen olmayan iki fazlı akış modellemesinde, boşluk oranının hesaplanabilmesi için S kayma oranının tespiti önem kazanmaktadır. Bu çalışmada geliştirilen modele üç farklı sürüklenme akısı akış modeli uygulanmıştır. Bunlar Chilsom, Smith ve Cise modelleridir [28, 29].

Sürekli rejim söz konusu olduğunda, bütün ifadelerdeki zaman terimleri düşecektir. İki fazlı bölge için uygulanan yukarıdaki denklem takımları; α , β ve x değerleri “=1” alınarak tek fazlı akış bölgelerinde de uygulanabilir.

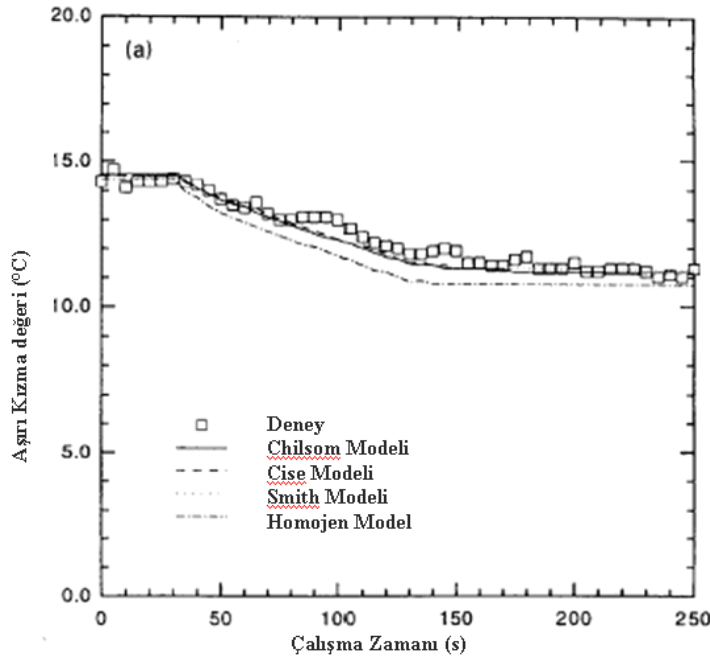
Modelde, yukarıdaki denklem takımları ile birlikte; ısı geçiş katsayıları ve sürtünme basınç kayıpları ile ilgili bağıntılar, soğutkan ve havanın ısıl özellikleri de bulunmaktadır. Hava tarafındaki ısı geçiş katsayıları için, Turaga korelasyonu kullanılmıştır. Buharlaştırma durumundaki iki fazlı akış bölgesindeki yerel ısı geçiş katsayıları için Chen korelasyonu, sürtünme basınç kayıpları için ise Friedel ve Chisholm korelasyonları kullanılmıştır.

İlgili diferansiyel denklemler, sonlu farklar formunda ayrıklaştırılmış ve buharlaştırıcı birim hücrelere ayrılmıştır. Denklem takımlarında; iki fazlı bölge için 6 bilinmeyen (α , u , T_f , T_w , T_a ve ω_a), tek fazlı bölge için ise 4 bilinmeyen (T_f , T_w , T_a ve ω_a) mevcuttur. Buharlaştırıcı paralel akışlı olarak alındığında; soğutkan girişinden başlanarak bütün hücrelerde 6 (iki fazlı bölge) ya da 4 (tek fazlı bölge) denklem eş olarak çözülür (cell-by-cell method). Ancak buharlaştırıcı ters akışlı bir ısı değiştiricisi olarak alındığında soğutkan girişinden başlandığı taktirde, mevcut konumdaki hava ile ilgili koşullar bilinmiyor olacaktır. Bu nedenle ters akışlı ısı değiştiricisi durumunda aynı çözüm yöntemi kullanılamaz. Ters akışlı durum için model, iki aşamalı iterasyon yöntemi ile çözülmüştür.

Deneysel çalışmada R134a ile çalışan ve no-frost buharlaştırıcıya sahip bir soğutma sistemi kullanılmış ve deneysel sonuçlar ile üç farklı sürüklenme akısı akış modeli ve homojen akış modeli karşılaştırılmıştır. Sonuçlar şöyle sıralanabilir:

Deneysel ölçümler neticesinde ortaya çıkan buharlaştırıcı performansı ile karşılaştırıldığında, her üç model de buharlaştırıcı performansının tespitinde başarılı sonuçlar vermiştir. Chisholm, Cise ve Smith sürüklenme akısı akış modellerinin kullanıldığı çözümlerde, deneysel sonuçlara göre %5 yaklaşıklık sınırı içinde buharlaştırıcı performansı tespit edilmiştir.

Üç sürüklenme akısı akış modeli ile karşılaştırıldığında; homojen akış modeli, kızgınlık derecesini daha düşük hesaplamış ve soğutkan debisinde sıçramaya neden olan daha hızlı bir geçici rejim cevabı vermiştir. Bunun sebebi; homojen akış modelinde sıvı ve buhar hızlarının eşit kabul edilerek, sıvı ve buhar fazları arasındaki etkileşimlerin hesaba katılmamasıdır. Üç sürüklenme akısı akış modeli ve homojen model ile deneysel olarak elde edilen buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık dereceleri Şekil 2.9’da verilmiştir.



Şekil 2.9 : Model kızgınlık derecelerinin deneysel veriler ile karşılaştırması [11]

2.2 İki Fazlı Akış- Boşluk Oranı İle İlgili Çalışmalar

İki fazlı akışın tanımlanmasında buhar akış alanının sıvı akış alanına oranının olan Boşluk oranı ifadeleri kullanılmaktadır. Boşluk oranı korelasyonları ilk olarak gaz faz ile sıvı fazın hızların eşit kabul edildiği homojen yaklaşımla başlayıp, kayma oranı korelasyonları ve kütleli debiye bağımlı korelasyonlar olarak geliştirilmiştir.

Rice [14] 1987 yılındaki çalışmasında 10 farklı boşluk oranı korelasyonunun ve 4 adet ısı akısı yaklaşımının akışkan şarj miktarı tahminlerine etkisini incelemiştir. Boşluk oranı korelasyonu seçiminin şarj miktarı hesaplarına büyük etkisi olduğu görülmektedir.

Dizayn ve dizayn dışı çalışma koşullarında iyi performans gösterecek şarj miktarının seçilmesi ciddi bir deneme yanılma çalışmasıdır. Bu değerinin hassas olarak modellenmesi dizayn çalışmalarında önemli sonuçlar verecektir.

şarj dağılımı analizinin en önemli zorluğu buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki ikifazlı bölgeler nedeniyle iki bilinmeyen olmasıdır; iki faz bölgedeki buhar sıvı ilişkisi ve akışkan kuruluk derecesinin iki fazlı akış bölgesindeki değişimi.

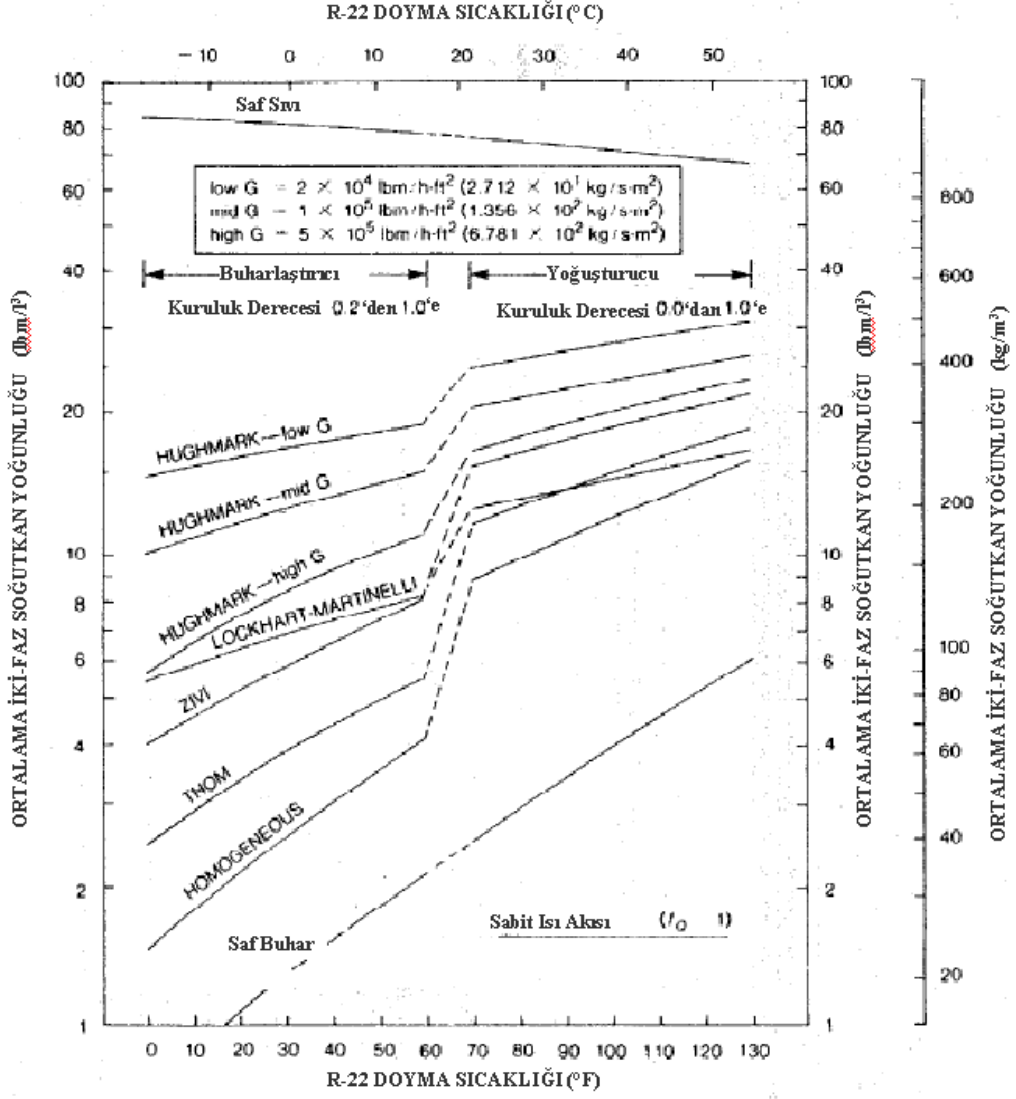
En basit yaklaşım kayma oranını 1 kabul etmek ve sabit ısı akısı sonucu lineer kuruluk derecesi değişimi kabul etmektir. Bunun dışında çeşitli araştırmacılar kayma oranını veya ısı akısı kabullerini değiştirerek çalışmalar yapmışlardır.

Boşluk oranı 4 ana başlık altında incelenmiştir.

- Homojen model (Kayma oranı 1, sıvı ve gaz faz aynı hızla hareket ediyor.
- Kayma oranı korelasyonları
- Lockhart martinelli katsayısına bağlı
- Kütle akısına bağlı

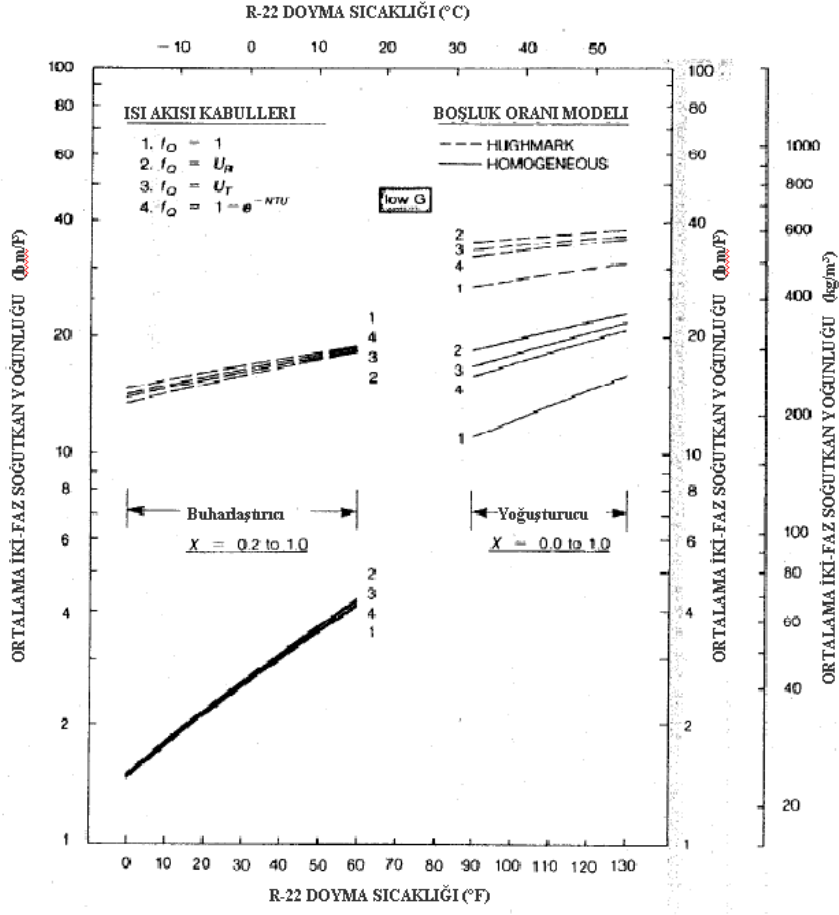
Dört temel ısı akısı kabulü incelenmiştir: akışkan kuruluk derecesinde lineer bir artışa neden olan sabit ısı akısı yaklaşımı, boya bağlı değişken ısı transfer katsayısı kullanılan sabit duvar sıcaklığı kabulü, sabit ortalama hava akışkan sıcaklık farkı kabulü, sabit hava giriş sıcaklığı ile değişken hava- akışkan sıcaklık farkı kabulü.

Genel olarak homojen model en düşük ortalama akışkan yoğunluğu değerini vermektedir. Baroczy ve Zivi korelasyonları da en yüksek değerleri vermektedir. Lockhart Martinelli en farklı eğimi veren korelasyondur. Düşük kütlesel akıdaki Hughmark en yüksek değerleri vermektedir. Bu değişimler şekil 2.10'da verilmiştir.



Şekil 2.10 : Buharlaşma ve yoğuşmada boşluk oranı karşılaştırması[14]

Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına karşılık gelen sıcaklık değerleri de aynı grafik üstünde değerlendirilebilir.



Şekil 2.11 : Isı akısı yaklaşımlarının karşılaştırması [14]

Farklı ısı akısı yaklaşımları ve buna bağlı kuruluk derecesinin boya bağlı değişimleri incelendiğinde; buharlaştırıcı koşullarında kabullerin fazla değişiklik yaratmadığı, yoğuşturucu şartında ise hem homojen hem de Hughmark korelasyonu için sabit ısı akısı değerinin diğerlerinden fark edilir derecede düşük olduğu görülmektedir. Şekil 2.11’de yüksek ısı akısı kabulüyle 2 ve 3 yaklaşımlarının sonuçlarının sabit ısı akısı yaklaşımına yaklaştıkları görülmektedir. Buharlaştırıcı için yine önemli değişimler görülmemiştir.

Çalışmada iki deneysel karşılaştırma incelenmiştir. Domanski, Didion [15] (1983) yoğuşturucudaki miktarı Lockhart Martinelli ve boru dan boruya ısı geçişi ile hesaplanmışlardır. Toplamda % 26.5 az hesaplama yapıldığı görülmektedir.

Otaki[16]; Hughmark ve sabit ısı akısı ile kurduğu modelini farklı cihazlar üstünde denemiş ve % 10 içinde kalan doğruluk sağlanmıştır. Burada Hughmark modelinin fazla hesabının sabit ısı akısı yaklaşımının düşük değeri ile dengelendiği

düşünülmektedir. Genel olarak yüksek hesaplama yapan boşluk oranı korelasyonlarının uyumunun sebebinin iki fazlı bölgede doğru hesaplama yapılması mı yoksa sistemin diğer kısımlarında dikkate alınmayan eksik şarjın etkisi mi olduğu belirsizdir.

Boşluk oranı modeli seçimi şarj miktarı hesabında büyük önem taşımaktadır. Isı akısı kabulü buharlaştırıcıda büyük önem taşımakla beraber, yoğuşturucu şartlarında ikincilde olsa etkilidir. Literatür karşılaştırması yüksek hesaplama yapan Hughmark, Premoli, Tandon ve Baroczy korelasyonların en uygunları olduğunu göstermektedir. Premoli bunların yaklaşık ortalamasında yer almaktadır. Şarj miktarı tespitinin steady state modelleme koşullarından çok dinamik modellemede önemli olacağı söylenebilir

Farzad'ın [17] çalışmasında ise sekiz farklı boşluk oranı korelasyonu ile kılcal boru borulu bir 10.6 Kw lık klima sisteminde ısı pompası modeli (ORNL ısı pompası modeli) çalıştırılmıştır. Modeller debiye bağımlı ve debiden bağımsız modeller olarak ikiye ayrılmıştır. Performans değerini karşılaştırmak amacıyla akışkan debisi, aşırı kızma ve aşırı soğuma sıcaklıkları incelenmiştir. Normal şarj miktarının % 5 lik adımlarla +/-%20 şarj durumlarında analizler yapılmış ve sonuçlar sistem parametreleri üstünden karşılaştırılmıştır.

Çizelge 2.2 : Boşluk oranı korelasyonlarının özeti [17]

	Homojen	Lockhart ve Martinelli	Zivi	Baroczy	Hughmark	Premoli	Tandon
Aşırı Kızma	-	-	+	+	++	+	+
Aşırı Soğuma	-	-	+	+	--	+	+
Soğutkan akışı	-	-	-	-	++	-	-
Kapasite	-	-	-	-	++	-	-
Güç	-	-	+	+	++	+	+
S.E.K.	-	-	-	-	++	-	-

- Zayıf; + İyi; ++ Mükemmel

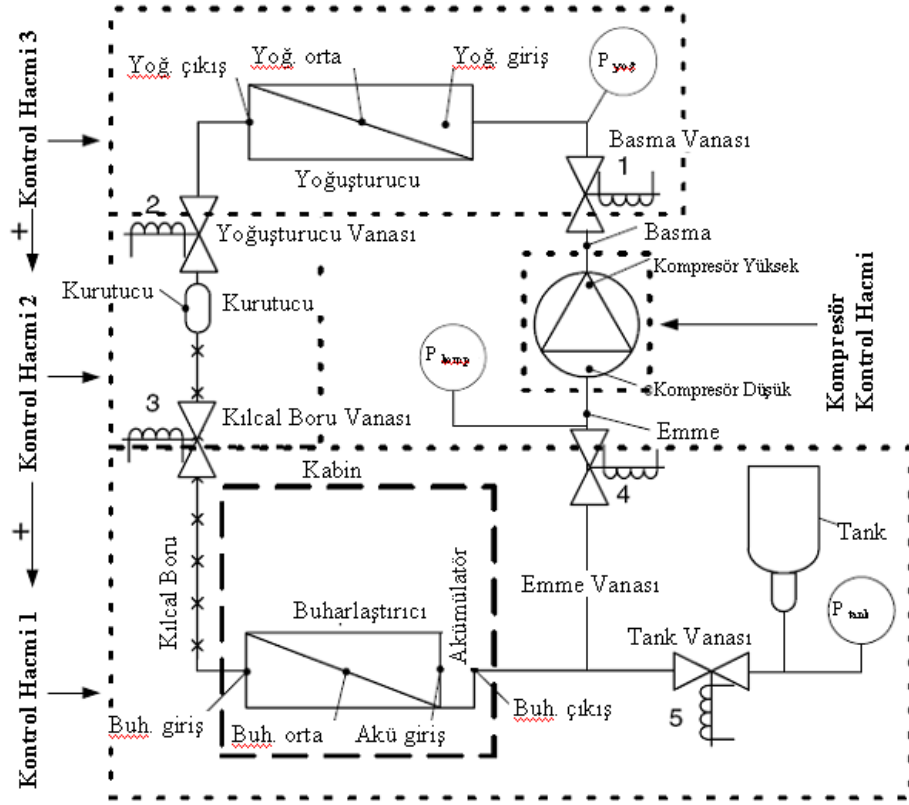
Çizelge 2.2’de verilen genel karşılaştırma tablosuna bakıldığında Hughmark boşluk oranı korelasyonun aşırı soğuma sıcaklığı hariç tüm değerlerde en iyi deney yaklaşıklığı gösteren model olduğu görülmektedir. Debiden bağımsız modeller incelendiğinde Baroczy ve Zivi diğerlerine oranla deneysel verilere daha yakın sonuçlar vermektedir. Tüm korelasyonlar içinde en yakın sonuçlar Hughmark korelasyonuna aittir

2.3 Şarj Miktarı Ve Dağılımı İle İlgili Çalışmalar

Poggi [18] soğutkan kütle ölçümü ile ilgili olarak çalışmaları özetlemiş ve soğutkan kullanımının azaltılmasına dair önerilerde bulunmuştur. Soğutkan ölçümü ile ilgili çalışmalar ağırlıklı olarak ısı değiştiriciler üstüne yoğunlaşmıştır ve iki ana grup altında incelenebilir; Çabuk kapanan vanalar ve hat üstü ölçümler. Vanalı sistemler genelde sistemden kontrol hacimlerinin ayrılmasını gerektirdiği için uygulaması zor ve iş gücü yoğun deneysel çalışmalardır. Hat üstü ölçümlerin çoğu ise elektriksel veya optik algılayıcılarla boşluk oranı ölçümüne dayandıklarından pahalı yöntemler olarak ortaya çıkmaktadır. Bir çok araştırmacı bu optimum şarj miktarı üstüne incelemeler yapmışlardır. Farzad [17] soğutma kapasitesin akışkan miktarı artışı ile bir maksimum değere ulaştığını belirtmiştir. Bu artış genel olarak ısı değiştiricilerin daha iyi doldurulması ile ilişkilidir. Belirli bir değerin üstünde ise yoğunlaştırıcı da aşırı yükleme ile yoğunlaşma basıncında artış ve buna bağlı olarak kompresör hacimsel veriminin ve SEK değerinin düşmesine neden olmaktadır. Sistemlerde şarj miktarı azaltımı için iç hacmi küçük elemanların seçimi, elektronik genişleme vanası kullanımı, direk soğutma yerine ikincil soğutmanın tercih edilmesi, aşırı beslemeli ısı değiştiricilerin kullanılmaması önerileri yapılmaktadır.

Björk [19] yaptığı çalışmalarda şarj dağılımı için uygun basit bir yöntemi tanıtmış ve bu yöntemle yapılan düzenli hal ve geçici rejim şartlarındaki deney sonuçlarını anlatmıştır.

Ölçüm yöntemi temel olarak elemanların sistemden ayrılıp tartılması yönteminin insan gücü gereksinimi ve kaçak gibi problemlerini gidermek amacıyla seçilmiş, kullanılan cihazlar açısından da gelişmiş yöntemler açısından daha basit ürünler kullanmıştır.

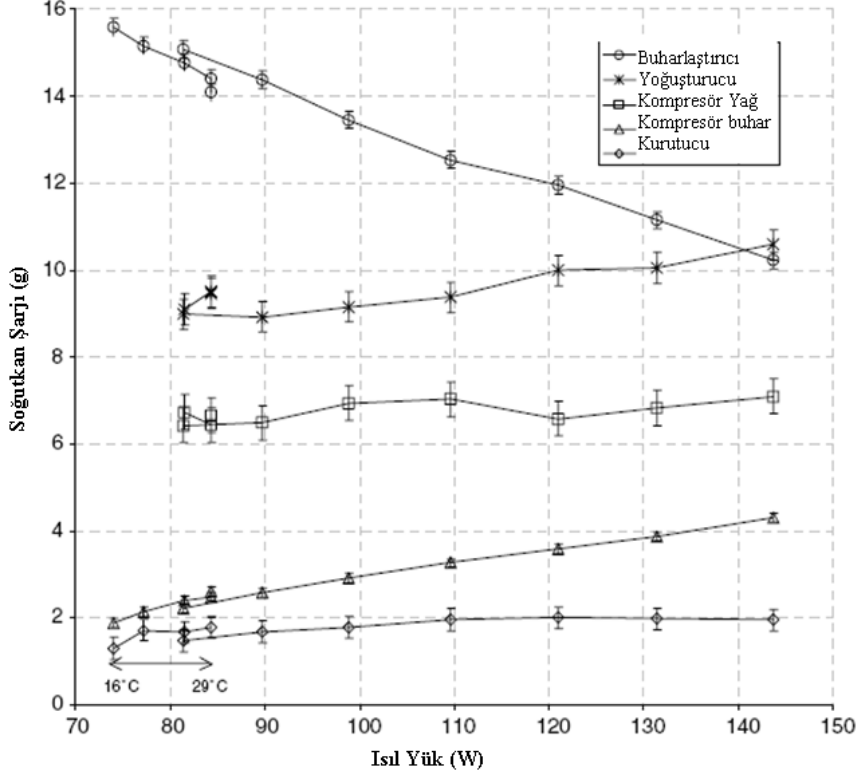


Şekil 2.12 : Björk deney düzeneği [19]

Ölçüm sistemi Şekil 2.12’de görülen soğutma sistemi elemanları arasında yerleştirilmiş vanalar ile istenen zaman anında sistemin durdurulması ve soğutkanın bulunduğu elemanda hapsedilmesi yöntemine dayanmaktadır. Elemanların içinde yer alan şarj miktarının hesabı ise sisteme eklenmiş tanka kontrol hacimlerinin tek olarak açılması ile tankta genişleyen akışkanın tek faza geçmesi ve basınç sıcaklık değerlerinden yoğunluğun bulunmasına dayanmaktadır.

Yöntem, kontrol hacimlerinin ayrılmasını gerektirmediği için tüm bir çevrimin farklı anlarının ölçümü için bilgisayar programı yardımıyla otomatize edilerek sürekli olarak ölçüm alınabilmektedir.

Sürekli hal rejimi durumunda [20] farklı ısı yükleri durumunda sistem içinde şarj dağılımının değişimi incelenmiştir. Isıl yükün değiştirilmesi iki şekilde yapılmıştır; kabin içine farklı ısıtıcı güçleri ile verilen ısı yükü ve ortam sıcaklığının değişimi. Kabin içi yük değeri 0–150 W arasında değiştirilmiştir. Ortam sıcaklığının değişimi ise 16°, 20°, 25° ve 29° C değerlerinde gerçekleştirilmiştir.



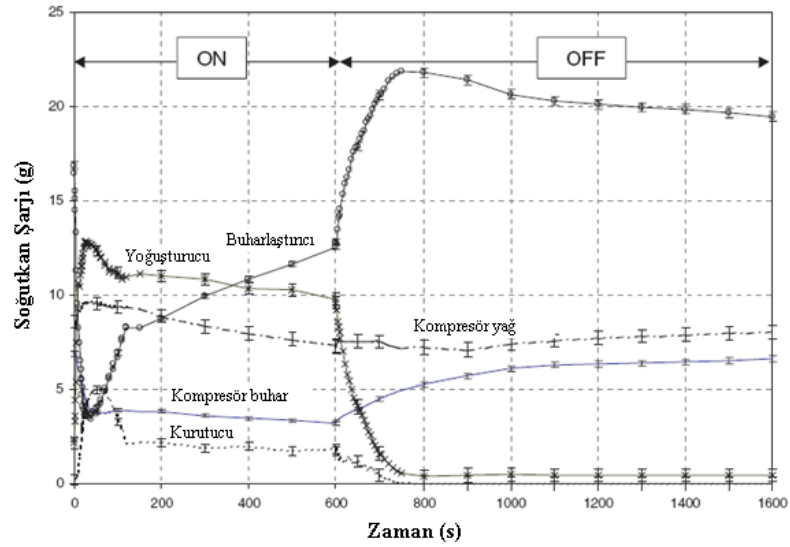
Şekil 2.13 : Farklı ısıl yüklerde şarj dağılımı değişimi [20]

Isıl yük artışına bağlı olarak yoğuşturucu şarj değeri ve kompresör buhar şarj miktarı artarken buharlaştırıcı şarjı azalmaktadır. Isıl yüke bağlı en yüksek şarj miktarı değişimi buharlaştırıcıda olmakta ve en düşük ve en yüksek ısıl yükler arasında buharlaştırıcı şarj miktarında % 30 değişim görülmektedir.

Kompresördeki artış artan buharlaşma basıncı ve gaz yoğunluğu, yoğuşturucudaki artış artan yoğuşma basıncı ve gaz yoğunluğu ve boşluk oranındaki azalma ile açıklanabilir. Fakat buharlaştırıcıdaki şarj miktarındaki büyük azalma sadece giriş kurulum derecesinin artışı ve artan akış debisi ile açıklanamaz. Buna ek olarak buharlaştırıcı çıkışındaki aküdeki şarj miktarında da azalma gerçekleşmektedir. Fakat boşluk oranı korelasyonları akü içinde durgun halde biriken sıvıyı göz önüne almadıkları için bu etki simülasyon sonuçlarında görülememektedir.

Yoğuşturucudaki şarj değişiminin ortam sıcaklığına bağlı ısıl yük durumunda iç ısıl yük durumuna göre daha fazla değiştiği görülmüştür.

Björk [21] aynı çalışmanın diğer bölümünde de aynı deney düzeneği ile geçici rejim şartlarında şarj dağılımını incelemiştir.



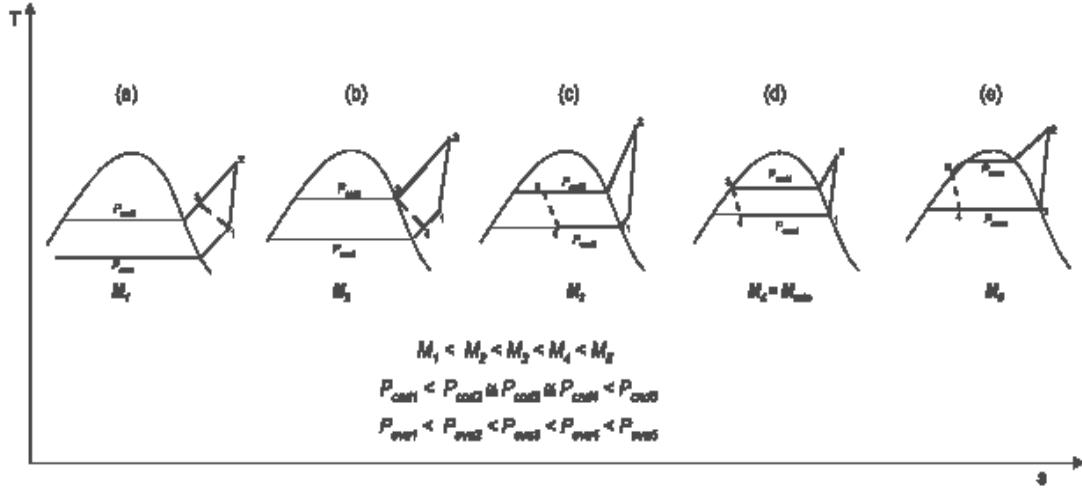
Şekil 2.14 : Bir durma /çalışma periyodunda şarj dağılımının değişimi [21]

Başlangıçta normal kararlı dağılıma gelene kadar şarjın çoğunun geçici olarak yoğuşturucuda toplandığı görülmektedir. Bunun sonucu olarak buharlaştırıcı düşük bir buharlaşma sıcaklığı ve pik değer olan 10°C aşırı kızma sıcaklığı ile çalışmaya başlamıştır. Aşırı kızma şartı 3 dakika içinde buharlaştırıcının soğutkan ile dolması sonucunda kaybolmaktadır. Kompresörün durması ile yine 3 dakika içinde basınç eşitlenmekte ve soğutkan yoğuşturucudan buharlaştırıcıya gönderilmektedir. Bu şarj hareketi sırasında kayıpların kapasite için % 11 verim içinde % 9 olduğu tahmin edilmektedir.

Vjacheslav [22] soğutma cihazlarındaki toplam şarj miktarının belirlenmesi için bir yöntem önermiş ve toplam sistem SEK'sinin şarj miktarına büyük ölçüde bağlı olduğunu göstermiştir. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde performansı etkileyen ve farklı çalışma koşullarında sistemin yeterli cevap vermesini sağlayacak şekilde optimizasyonu gerekli olan parametre sistem toplam şarj miktarıdır. Sistem şarj miktarının artmasına bağlı olarak sistem performansı yükselmekte, optimum bir şarj değerinden sonra ise tekrar düşmeye başlamaktadır.

Çok düşük miktarlarda şarj verilmesi durumunda (a) kompresör gazı istenen basınca kadar yükseltmez, bu durumda yoğuşturucu çıkışında soğutkan hala gaz fazında ve ortam sıcaklığına yakın bir sıcaklık değerindedir. Bu durumda kısılma sonucu sistem dizayn noktasından çok daha yüksek sıcaklıkta bir buharlaşma giriş sıcaklığı elde edilir. Şarj miktarının bir miktar daha artırılması ile (b) yoğuşturucu

çıkış noktası tam buharlaşma değerine ulaşacaktır, bu durumda buharlaşma giriş sıcaklığı bir miktar daha düşmekle birlikte buharlaşma basıncı yükselecektir ve bu sıcaklık değerindeki soğutma kapasitesi oldukça düşüktür.



Şekil 2.15 : Soğutkan şarj miktarına göre sistem karakterinin değişimi [22]

Şarj miktarının bir miktar daha arttırılması (c) yoğuşturucu şartlarını iki-fazlı bölgeye taşıyacaktır fakat yoğuşturucu çıkışı tam olarak yoğuşmamıştır. Bu durumda daha fazla sıcaklık ve basınç düşümü sağlanmasına rağmen, basınç değeri dizayn noktasından düşüktür. Soğutma kapasitesi değeri artmış olmasına rağmen, buharlaştırıcının önemli bir bölümü buhar akışkan bulunduğu için istenen seviyede değildir. Soğutkan miktarının bir miktar daha arttırılması (d) halinde yoğuşturucu çıkışı tam yoğuşma koşuluna gelecek ve yeterli kısılma ile buharlaştırıcıda istenen sıcaklık ve basınç değerlerine ulaşılacaktır. Sistem istenen şartlarda çalışmakla beraber kararsız bir çalışma karakteri sergileyebilir. Bunun sebebi de ortama veya yükleme şartlarındaki ufak değişiklikler sonucu kısılma elemanı giriş noktasının yoğuşma eğrisinin öncesi ve sonrasına kayarak girişte tek fazlı ve iki-fazlı akış şartı yaratmasıdır. Bu durumdaki şarj miktarı $M=M_{min}$ olarak adlandırılabilir. Şarjın bu değerden bir miktar daha arttırılması (e) kısılma elemanı girişinde sıvı akışı garantileyecek ve sistem için en uygun çalışma koşulu olacaktır. Bu değerinin üstüne çıkılması halinde ise buharlaşma ve yoğuşma basınçlarında ciddi artışlarla beraber kompresör gücünde artış ve soğutma kapasitesinde düşüşe neden olacaktır [22].

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Modelleme çalışmaları sonucu elde edilecek şarj dağılımı değerinin ve kullanılan boşluk oranı korelasyonu doğruluğunun tespit edilebilmesi amacıyla ısı değiştiricilerde yer alan şarj miktarının deneysel olarak ölçülmesi planlanmıştır. Komplike ve pahalı ölçme yöntemleri dışında temel ölçüm planı soğutma sistemi elemanlarının sistemden belirli zamanlarda vana ile ayrılması ve tartılması yöntemidir. Bu yöntemin en büyük sıkıntıları zaman bağılı ölçüm için fazla miktarda işgücü gerektirmesi ve bağlantıların sökölüp takılması nedeniyle olası şarj kayıplarıdır.

İki fazlı akış ısı transferi ve basınç düşümleri yerel boşluk oranı bilgisinin zorunlu olduğu araştırma alanlarıdır. Hewitt boşluk ölçümleri için, radioaktif emilme ve dağılıma, ses hızı, elektro manyetik akış mikrodalga emilimi, ışın yayınması gibi temellere dayanan metotlardan bahsetmiştir. Mulroy ve Didion [24] çabuk kapanan vanalar ile bölgelerin ayrılması ve sistemdeki akışkanın tartılması yoluna gitmişlerdir. Janssen [25] hat üstü ölçümü uygulamıştır. Whalley vana yönteminin basit fakat uygulama zorlukları olan bir sistem olduğunu vurgulamıştır. Genel olarak tüm hat üstü ölçüm yöntemleri uygulanabilir olmanın yanında pahalı ve karmaşık yöntemlerdir, çabuk kapanan vanalar ve tartma ise zaman almakta ve şarj kaybı riski taşımaktadır.

Bu zorlukları aşmak amacıyla iki adet deney düzeneği planlanmıştır. Birinci düzenekteki amaç yük hücresi yardımıyla sisteme esnek bağlantı ile birleştirilmiş olan elemanın ağırlığının ölçülmesi ile şarj miktarına ulaşılmasıdır.

Erik Björk [19] yılında akışkan kütle ölçümleri için basit bir teknik tanımlanmış ve uygulanmıştır. İlk olarak çabuk kapanan vanalar yardımıyla akışkan ilgilenilen bölgeye hapsedilmekte ve daha sonra aşırı kızma koşuluna gelecek şekilde bir tanka genişletilmektedir. Daha sonra P-v-T bağıntılarından kütle hesaplanmaktadır.

Teknik bir buzdolabına uygulanmıştır. Sistem tamamen otomatik olarak çalışmaktadır.

İkinci bir deney düzeneği de Björk çalışmasındakine benzer olarak sistem elemanlarının arasına yerleştirilen vanalar ve sisteme bağlı bir tank ile gerçekleştirilecektir. Çevrimin istenen bir zamanında tüm vanalar otomatik olarak kapatılarak elemanlarda hapsedilecek ve sırayla tanka genişlemeleri sağlanarak aşırı kızma şartına getirilecekler ve buradan ölçülen basınç sıcaklık değerleri ve hacim yardımıyla miktar belirlenecektir.

3.1 Yük Hücresi Deney Düzeneği

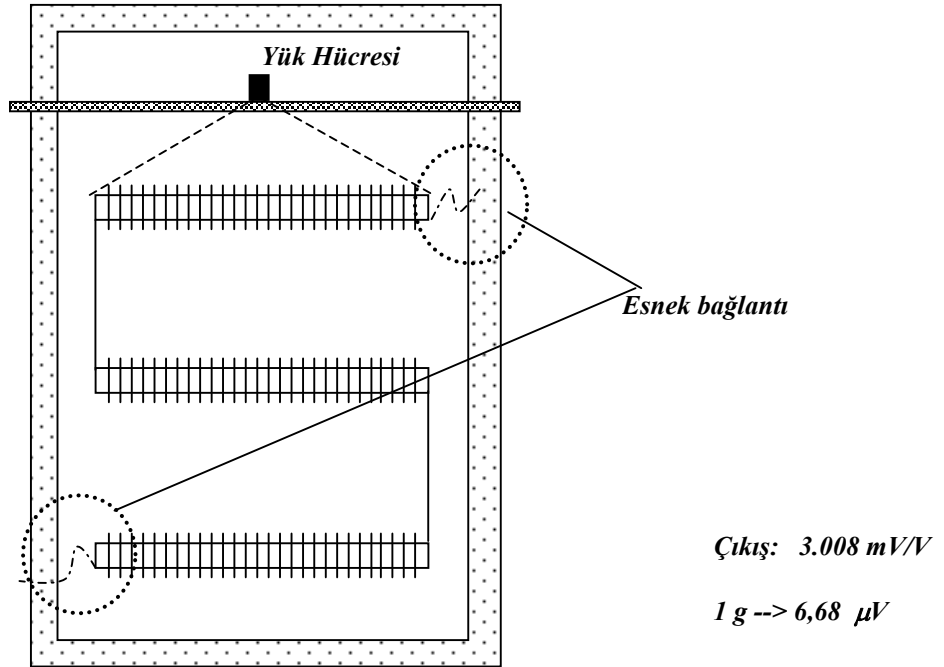
Ağırlık ölçümleri için Omega firmasından teknik özellikleri Çizelge 3.1’de verilen LCEB-10 model numaralı yük hücreleri temin edilmiştir. Çalışmaların bir adet derin dondurucu dolap üstünde devam etmesine karar verilmiştir. Bu sebeple 5 katlı telli borulu çelik buharlaştırıcı bir büyük tip dolap kabini içine Şekil 3.1’de gösterildiği gibi askı sistemi ile yük hücresine bağlanmıştır. Buharlaştırıcının soğutma sistemine bağlantısı esnek hortumlar ile sağlanarak ağırlık ölçümünün etkilenmemesi sağlanmıştır.

Çizelge 3.1 : LCEB-10 Yük Hücresi teknik özellikleri

Besleme	10 V DC(15V max)
Çıkış	3 mV/V nominal
Doğrusallık	$\pm 0.03\%$ FS
Çalışma sıcaklığı	-55 /90°C
Güvenli aşırı yükleme	150% Kapasite
Malzeme	Yüksek karbonlu çelik
Tekrarlanabilirlik	$\pm 0.01\%$ FS

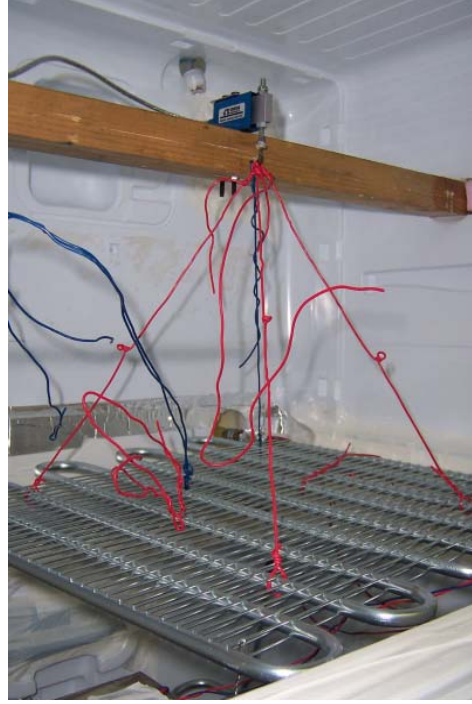
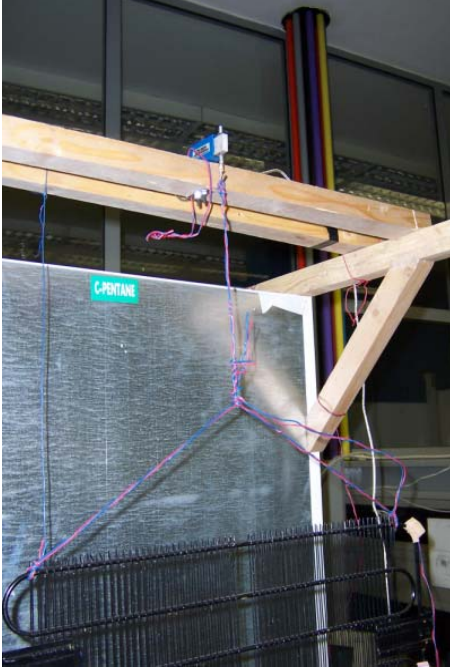


Şekil 3.1 : Yük hücreleri



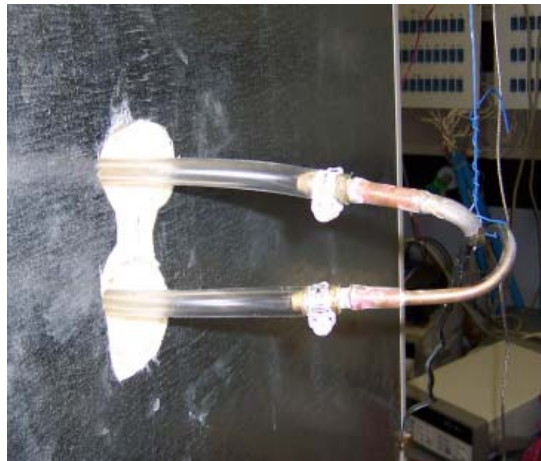
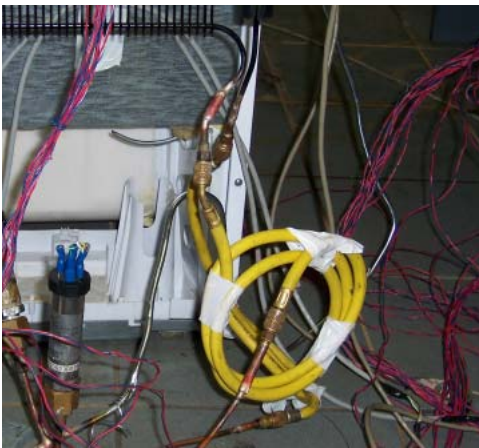
Şekil 3.2 : Buharlaştırıcı yük hücresi ölçüm şeması

Yük hücrelerinin yerleştirilmesi amacıyla kabinin dış kısmına ahşap bir çerçeve oluşturulmuştur. Yük hücreleri Şekil 3.3’de görüldüğü gibi ahşaba yerleştirilen metal desteklerin üstüne cıvatalar ile yerleştirilmiştir.



Şekil 3.3 : Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı bağlantıları

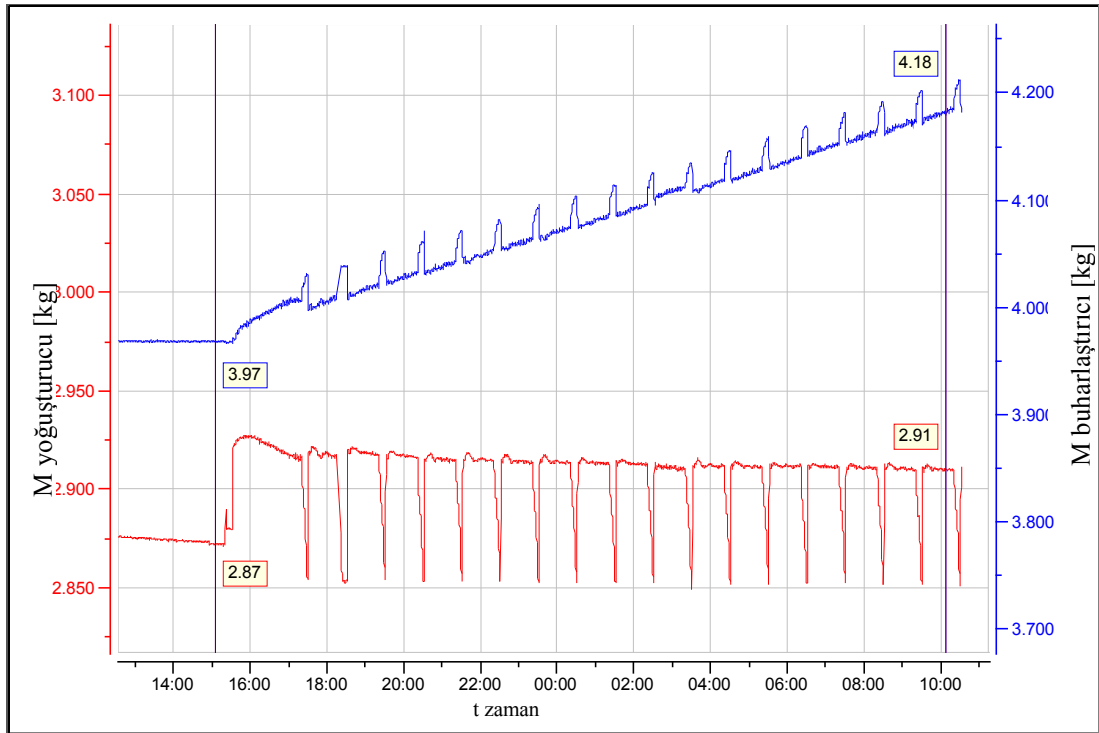
Sistem bağlantılarının olabildiğince esnek yapılmasına dikkat edilmiştir. Buharlaştırıcı giriş ve çıkışında Şekil 3.4’de görüldüğü gibi şeffaf plastik hortum kullanılarak buradaki akışında gözlenmesi sağlanmıştır. Kompresör çıkışında ise şeffaf hortum yüksek basınç ve sıcaklığa dayanamadığı için bu kısma soğutma hortumu yerleştirilmiştir.



Şekil 3.4 : Esnek bağlantılar

Yapılan ilk grup deneylerde şeffaf bağlantılar sayesinde çevrim başlangıcında buharlaştırıcı girişinde gaz akış ve buna bağlı olarak yağ sürüklenmesi gözlemlenmektedir. Rengi sıvı akışkandan daha koyu ve daha viskoz olan yağ üst kısmında akan gaz akış sebebiyle dalgalı bir akış rejimi göstermektedir.

Yapılan kurulum çalışmalarının ardından sistemde bir deneme ölçümü yapılmıştır. Sisteme şarj eklendikten sonra denge halinde başlayan ölçümün ardından 150 dakikalık ilk çalışmadan sonra 10 dakika durma 50 dakika çalışma koşulu zamanlayıcı ile ayarlanmıştır. Kabinin normalden büyük olması ve kabindeki delikler nedeniyle termostatik çalışma koşulu uygun bulunmamış ve zaman kontrolcüsü ile çalışılmıştır.



Şekil 3.5 : Isı değiştiricilerde 10/50 dakika çalışma profili ağırlık ölçümleri.

Yapılan ilk deneme çalışmasında yoğuşturucu çalışma koşulları ölçümünde problem yaşanmazken buharlaştırıcı üstünde Şekil 3.6'da gösterilen kar oluşumuna bağlı olarak devamlı artan bir ağırlık ölçümü gerçekleşmiştir. Kabinin buharlaştırıcı bağlantısının esnekliğinin sağlanabilmesi için etrafı açık olduğundan sistemin nem yükü normalden daha da yüksektir.



Şekil 3.6 : Aşırı karlanma gözlenen 1. raf

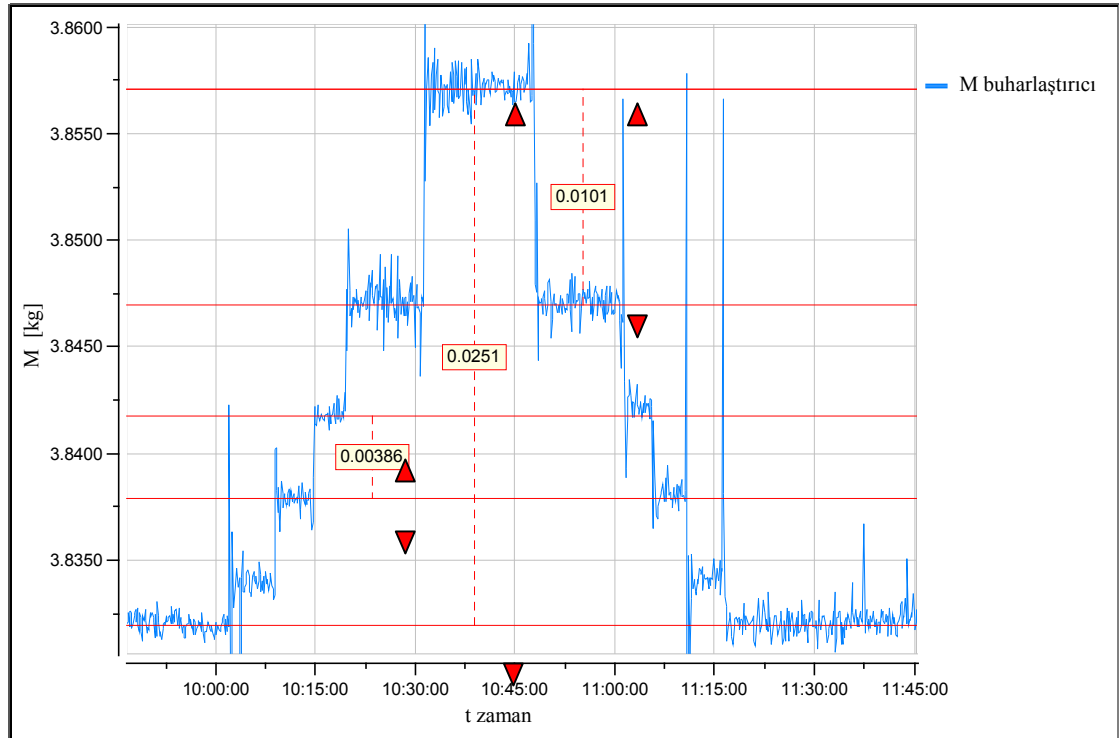


Şekil 3.7 : LC deney düzeneği değişiklikler

Deney düzeneklerinin ilk kurulumu ve başlangıç deneyleri sonrasında buharlaştırıcı girişindeki şeffaf hortum bağlantılarından zamanla kaçaklar oluştuğu görülmüştür.

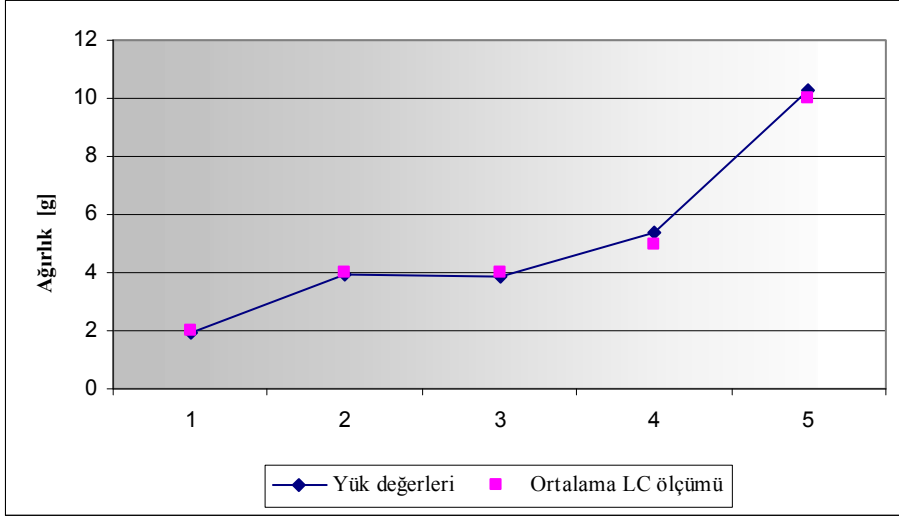
Bu sebeple bu bağlantı ve standart soğutma hortumu kullanıldığı için uzun ve sarımlı bırakılmış yoğuşturucu giriş çıkış hortumları istenen boylarda özel olarak yapılmış, Şekil 3.7'de gösterilen çelik örgülü soğutma hortumları ile değiştirilmiştir.

Yapılan sistem değişikliği ve bağlantı düzenlemelerinin ardından yük hücrelerinin buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda bağlı konumda hassasiyetlerinin ve ölçüm tekrarlanabilirliğinin görülmesi amacıyla farklı ağırlıklarda hazırlanan yüklerin buharlaştırıcı üstüne konmuş veya yoğuşturucu tellerine asılmıştır.

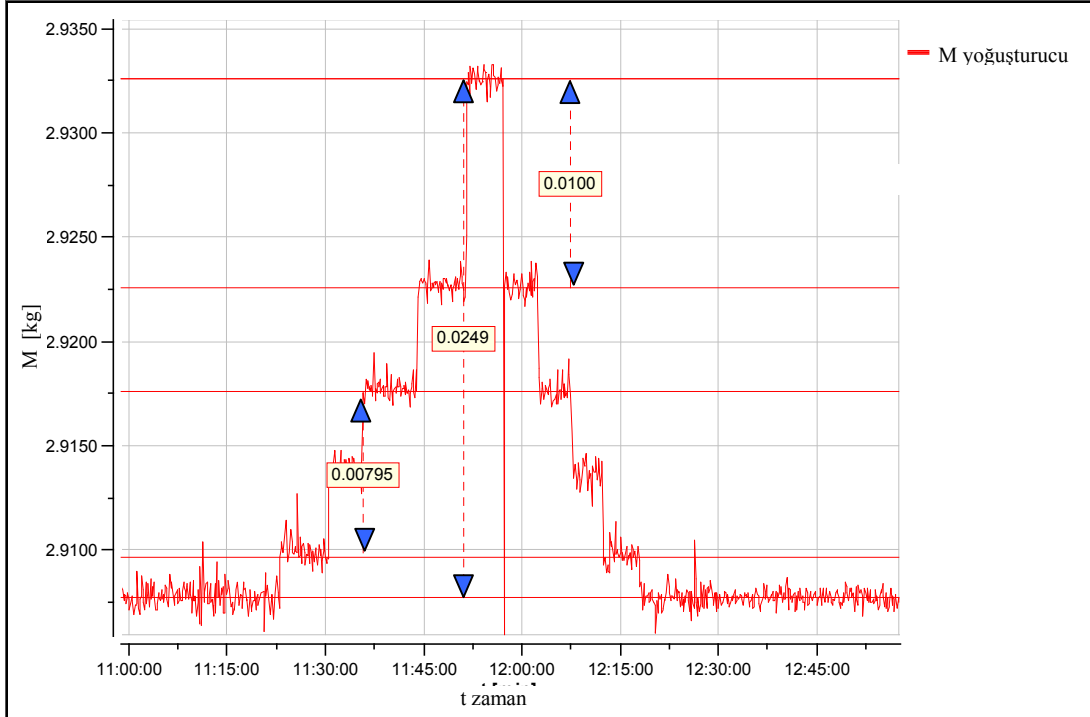


Şekil 3.8 : Buharlaştırıcı ağırlık hassasiyet ve tekrarlanabilirlik ölçümleri.

Buharlaştırıcı üstüne sırasıyla 2, 4, 4 ve 10 g'lık yükler konulmuş ve yaklaşık 2'şer dakikalık beklemlerin ardından geri alınmışlardır. Ölçüm düzeneğinin yapısından kaynaklanan genelde Şekil 3.8'de verilen ± 0.5 g aralığında değişen bir salınım değeri vardır. Her ölçüm noktasının ortalama değerleri alınarak karşılaştırıldığında Şekil 3.9'da görüldüğü gibi ölçüm sonuçlarının yeterli hassasiyette olduğu görülmektedir.



Şekil 3.9 : Yüklenen ağırlık ve LC ile ölçülen ağırlık karşılaştırması

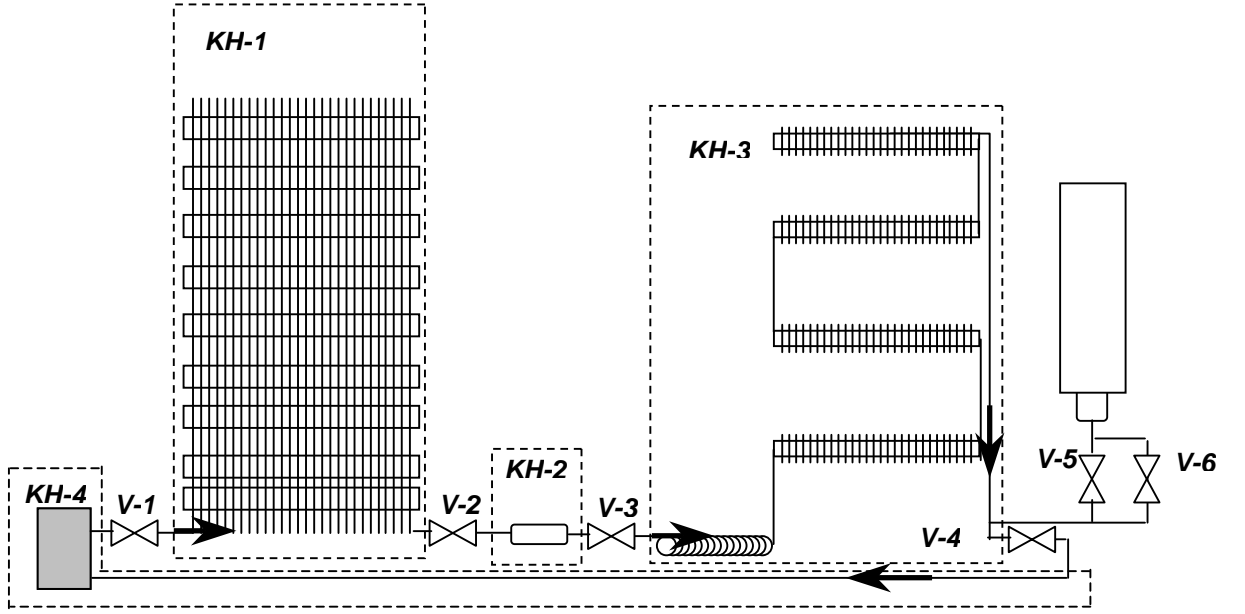


Şekil 3.10 : Yoğuşturucu ağırlık hassasiyet ve tekrarlanabilirlik ölçümleri

Buharlaştırıcı için yapılan hassasiyet ve tekrarlanabilirlik çalışması yoğuşturucu içinde Şekil 3.10'da verilmiştir. Burada alınan ölçümlerinde istenen değerler için yeterli olduğu görülmektedir.

3.2 Vana Deney Düzeneği

Sistemde amaç, soğutma çevriminin ölçüm yapılmak istenen anında vanaların kapatılması ile kontrol hacimlerdeki şarjın birbirinden ayrılması ve daha sonra kontrol hacimlerinin sıra ile tanka genişletilmesi ve ulaşılan aşırı kızmış şartta basınç ve sıcaklık değeri yardımıyla akışkan yoğunluğunun hesaplanması ve bilinen hacim değeriyle yola çıkılarak akışkan miktarının bulunmasıdır.

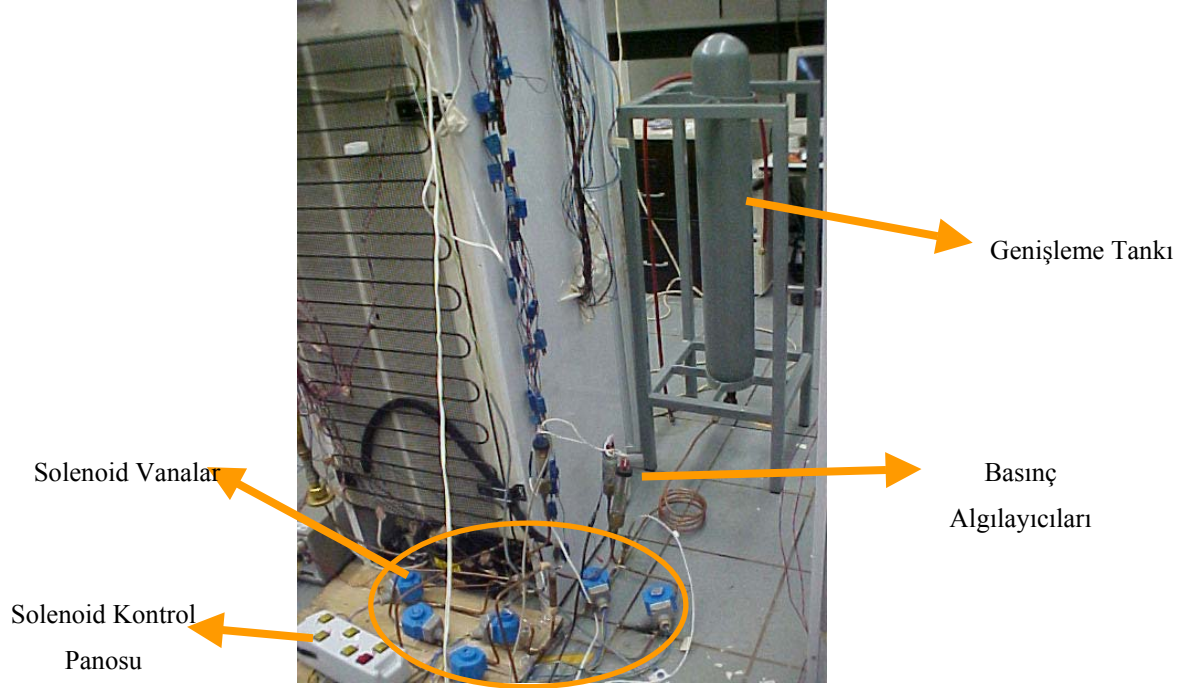


Şekil 3.11 : Deney düzeneği şeması ve vana yerleşimi

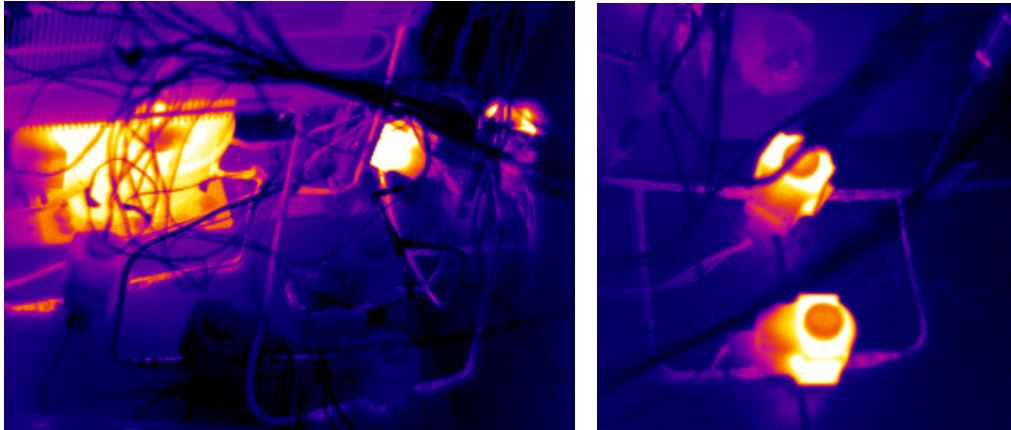
Çizelge 3.2 : Kontrol hacimlerinde yer alan elemanlar

No:	Kontrol hacmi elemanları
<i>KH-1</i>	Yoğuşturucu ve Çevre Isıtıcısı
<i>KH-2</i>	Kurutucu
<i>KH-3</i>	Kılcal boru ve buharlaştırıcı
<i>KH-4</i>	Kompresör hacmi ve dönüş borusu

Sistemde Şekil 3.11 ve Şekil 3.12’de yerleşimi verilen 6 adet 24V DC beslemeli DANFOSS solenoid vana kullanılmaktadır. Bu vanalar şekilde gösterildiği gibi yerleştirilmiştir. Bir adet 12 litrelik genişleme tankı kompresör giriş tarafından sisteme bağlanmıştır. Yapılan hesaplamalar bu tankın genişliğinin ortam şartlarında aşırı kızma sıcaklığına geçmek için yeterli olduğunu göstermektedir.



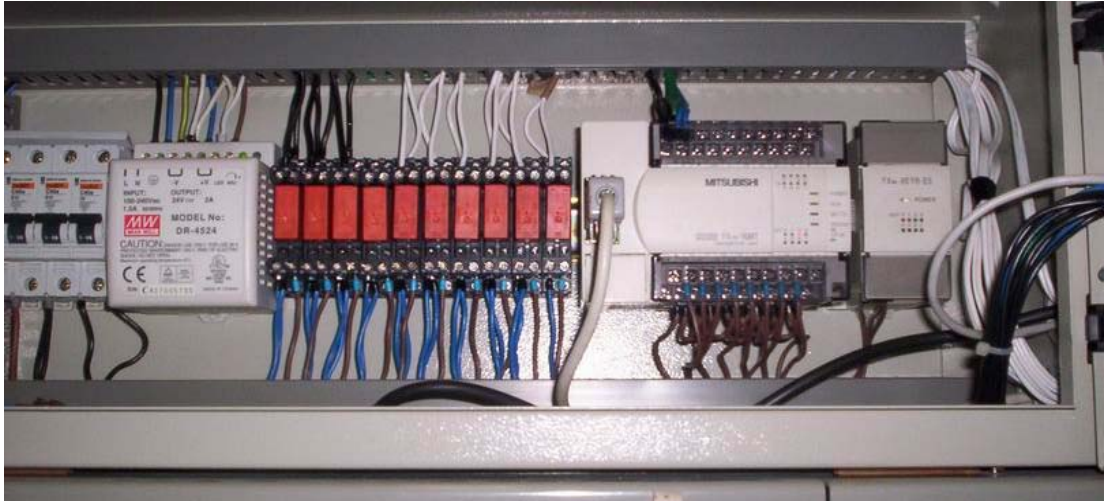
Şekil 3.12 : Vana deney düzeneği



Şekil 3.13 : Kompresör ve solenoid bölgesi termal kamera görüntüsü

Şekil 3.13'deki termal kamera görüntülerinden de görülebileceği gibi devresi açık olan solenoidler ısınarak sistemi bozucu etki yapabilirler, bu sebeple normal çalışma koşullarında sistemi etkilememeleri amacıyla normalde açık tipte solenoidler tercih edilmiştir. Böylece sadece tank bağlantısındaki 5 ve 6 numaralı solenoidlerde ısınma gerçekleşmekte, normal hattan ayrı oldukları için sistemin çalışma şartlarını etkilememektedirler.

Vana şarj düzeneği için başlangıçta kurulmuş olan elle kontrollü sistem yerine soğutma çevriminin tüm şarj dağılımını çıkarabilecek belirli zaman adımları ile ölçüm noktası artarak ilerleyen otomatik bir sistem kurulmuştur. Sistem kontrolü Şekil 3.14'de gösterilen bir PLC ünitesi yardımıyla kontrol edilen rölelerle yapılmaktadır. Sistemde kontrol edilen elemanlar 6 adet solenoid vana, kompresör, kabin içi ısıtıcı ve fandır.

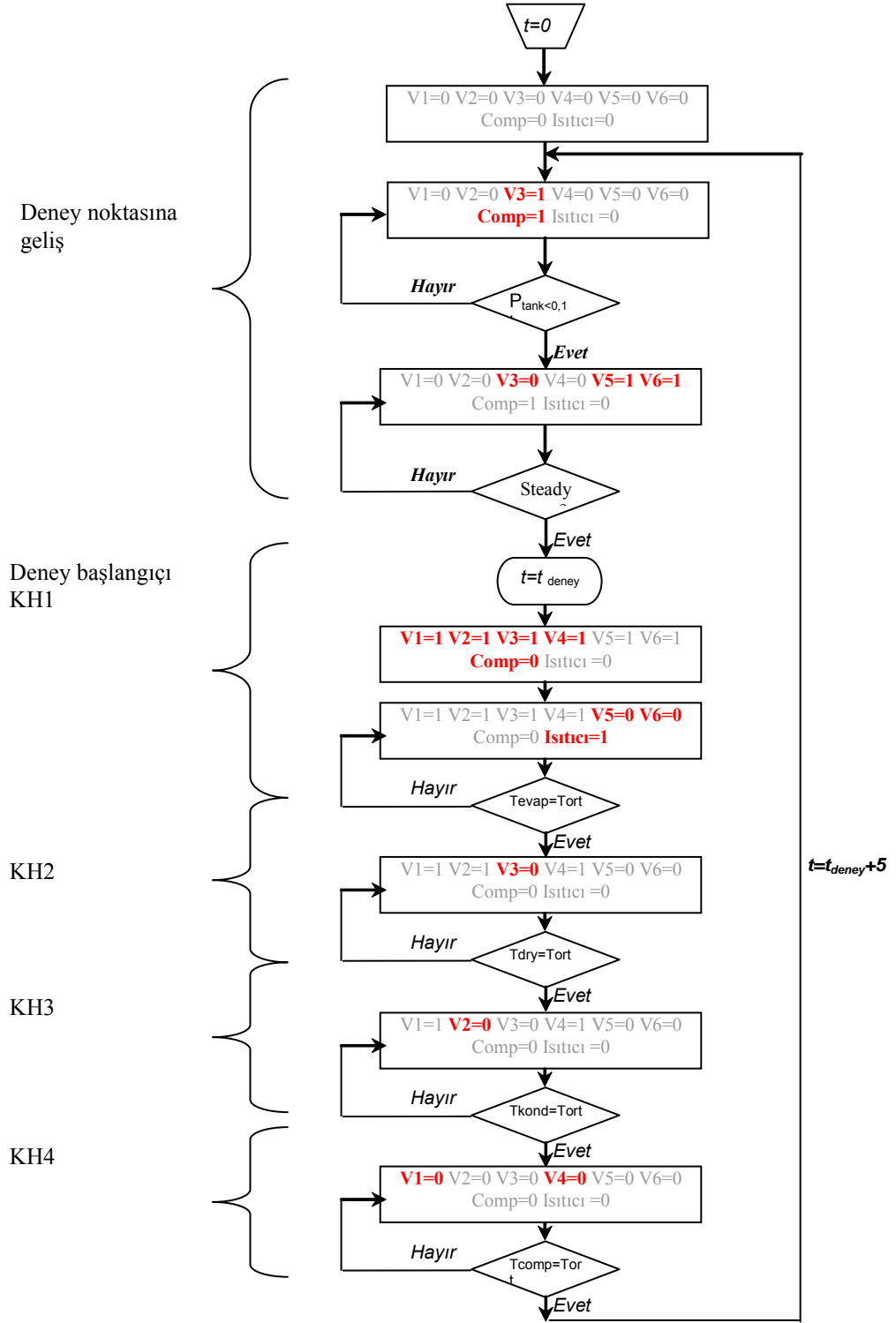


Şekil 3.14 : PLC ünitesi ve röleler

Çizelge 3.3 : Vana deney düzeneği Ölçüm adımları

	<i>Kompresör</i>	<i>Açık vanalar</i>	<i>Kapalı vanalar</i>	<i>Isıtıcı</i>
Basınç dengeleme	Kapalı	1,2,3,4,5,6	-	Kapalı
Vakum başlangıcı	Açık	1,2,4,5,6	3	Kapalı
Vakum sonu	Açık	1,2, 3 ,4 ,6	5,6	Kapalı
Normal çalışma	Termostatik	1,2, 3 ,4 ,6	5,6	Kapalı
Ölçüm Başlangıcı, KH 1	Kapalı	5,6	1,2,3,4	Açık
Isıtıcı kapalı	Kapalı	5,6,	1,2,3,4	Kapalı
KH 2 Ölçümü	Kapalı	3,5,6	1,2,4	Kapalı
KH 3 Ölçümü	Kapalı	2,3,5,6	1,4	Kapalı
KH 4 Ölçümü	Kapalı	1,2,3,4,5,6	-	Kapalı
Basınç dengeleme	Kapalı	1,2,3,4,5,6	-	Kapalı

Deney düzeneğinde işlem adımlarına göre kontrol elemanlarının durumları Çizelge 3.3’de ve karar mekanizmalarıyla ilgili sistem akış şeması da Şekil 3.15’de verilmiştir. Sistemde her bir ölçüm 3 numaralı vananın kapatılması ve kompresörün çalışması ile tankın vakumlanması işlemi ile başlamakta, Tank basınç seviyesi 0,1 bar’a düştüğünde tank vanaları kapatılarak 3 numaralı vana açılmakta ve normal çalışma başlamaktadır. Sistem denge noktasına gelene kadar 5 tam çevrim yapması beklenmekte ve her deney noktasında artarak ilerleyen zamanda 1,2,3,4 numaralı vanaların kapatılması ve tank vanalarının (5,6) açılması ile ölçüm başlamaktadır. Daha sonra sırayla tüm vanalar açılarak Çizelge 3.4’de verilen hacimlerin tanka genişlemesi beklenmektedir. Genişlemenin tamamlanması için öncelikli olarak eleman sıcaklığı ile ortam sıcaklığı karşılaştırması yapılmakta, daha sonra belirlenene adım sayısı beklenmektedir. Tüm hacimlerin genişlemesinin ardından vakumlama ile işlem tekrar başlatılmaktadır.



Şekil 3.15 : Vana deney düzeneği akış şeması

Kızmış buhar yoğunluğunun hesabı için sıcaklık ve basınç ölçümleri dışında en kritik bilgi hacmin doğru olarak hesaplanmasıdır. Ölçüm için belirlenen kontrol hacimlerine ait hacim değerleri bağlantı borularını içerecek şekilde hesaplanmış ve Çizelge 3.4’de verilmiştir.

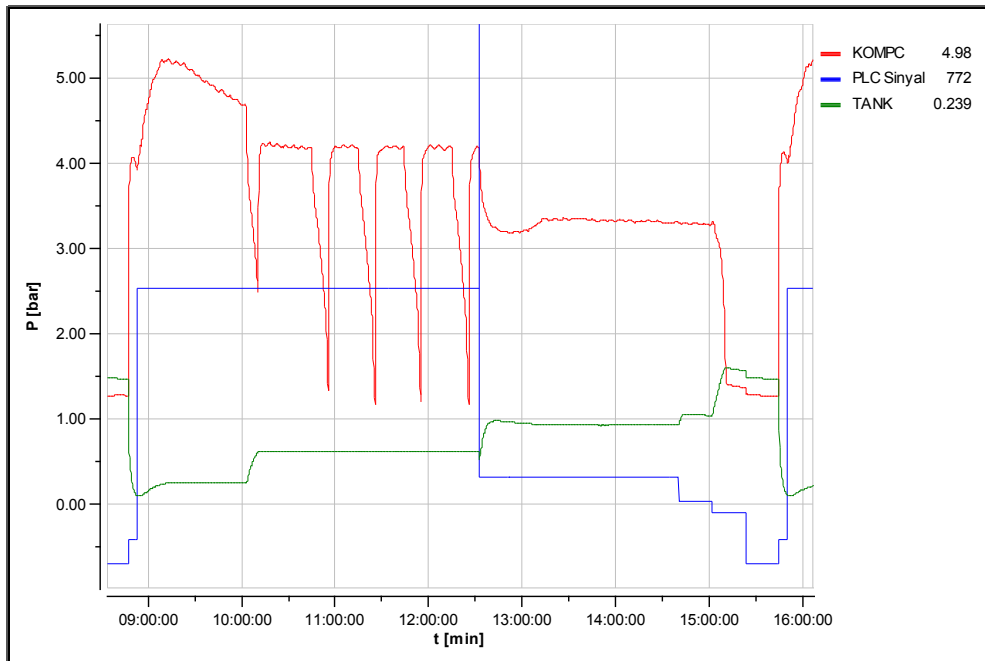
Çizelge 3.4 : Kontrol hacim elemanları için iç hacim hesabı.

		Boru boyu [m]	Dış Çap [m]	İç Çap [m]	Hacim [m ³]
Tank hacmi	Tank				1.2200E-02
	Sarım	1.50	6.40E-03	4.80E-03	2.7260E-05
	Tank 5-6 arası boru	0.94	6.40E-03	4.80E-03	1.7001E-05
					1.2244E-02
Buharlaştırıcı+kılcal boru	5-6 ve 4 arası boru	1.15	0.0064	0.0048	2.0799E-05
	Dönüş borusu				3.0000E-06
	Buharlaştırıcı				5.1400E-04
	Kılcal boru	4.00		6.60E-04	1.3678E-06
					5.3917E-04
Kurutucu	Kurutucu	0.13	1.60E-02		2.6125E-05
	3-2 arası boru	0.69	0.0064	0.0048	1.2480E-05
					3.8604E-05
Yoğuşturucu	Yoğuşturucu				2.4200E-04
	Çevre Isıtıcısı				3.0000E-06
	2-1 arası boru	0.83	0.0064	0.0048	1.5012E-05
					2.6001E-04
Kompresör	Kompresör				1.6000E-03
	1-4 arası boru	0.70	0.0064	0.0048	1.2660E-05
	1-4 arası boru(ince)	0.45	4.80E-03	3.80E-03	5.1009E-06
					1.6178E-03



Şekil 3.16 : Tank sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları

Genişleme tankı sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları Şekil 3.16’da gösterilmiştir. Bir ölçüm noktası için işlem adımlarını gösteren Şekil 3.17’de kompresör çıkış ve tank basınç değerleri ile kontrol sinyali verilmiştir. Bir ölçüm noktasının ölçümü 8-10 saat arası değişmektedir.



Şekil 3.17 : Bir ölçüm noktasına ait işlem adımları.

3.2.1 Belirsizlik analizi

Deney düzeneklerinden vana deney düzeneği için belirsizlik analizi yapılmıştır. Deney düzeneğinde yapılan temel ölçüm işlemi kızgın şarttaki akışkanın basınç ve sıcaklık ölçümü ve buna bağlı hesaplanan yoğunluk değeri ve ölçülen hacim değerine göre kütle değerinin bulunmasıdır. Sıkıştırılabilir bir gaz için ilgili bağıntı şu şekildedir.

$$m = \frac{1}{Z} \cdot \frac{P.V}{R_{molar} \cdot T} \quad (3.1)$$

Normal şartlar altında sıcaklık ve basınç değerlerine göre yoğunluk değeri tablolardan okunmaktadır. Belirsizlik analizi yapılabilmesi için tablolarda verilen yoğunluk değeri üstünden geri gelinerek Z sıkıştırılabilme faktörü hesaplanmıştır. Buna göre Z değeri yaklaşık 0.96 olarak hesaplanmaktadır.

Eğer genel belirsizlik analizi denklemi :

$$w_m = \sqrt{\left(\frac{\partial m}{\partial P}\right)^2 (w_p)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial T}\right)^2 (w_T)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial V}\right)^2 (w_v)^2} \quad (3.2)$$

$$w_m = \sqrt{\left(\frac{V}{ZRT}\right)^2 (w_p)^2 + \left(\frac{P}{ZRT}\right)^2 (w_T)^2 + \left(\frac{-PV}{ZRT^2}\right)^2 (w_v)^2} \quad (3.3)$$

Ölçüm değerleri için bilinen belirsizlik değerleri şu şekilde ise:

$$w_p = 0,3 \text{ kPa} \quad (3.4)$$

$$w_T = 0,1 \text{ K} \quad (3.5)$$

$$w_v = 0,0001 \text{ m}^3 \quad (3.6)$$

Bunlara göre hesaplanan ;

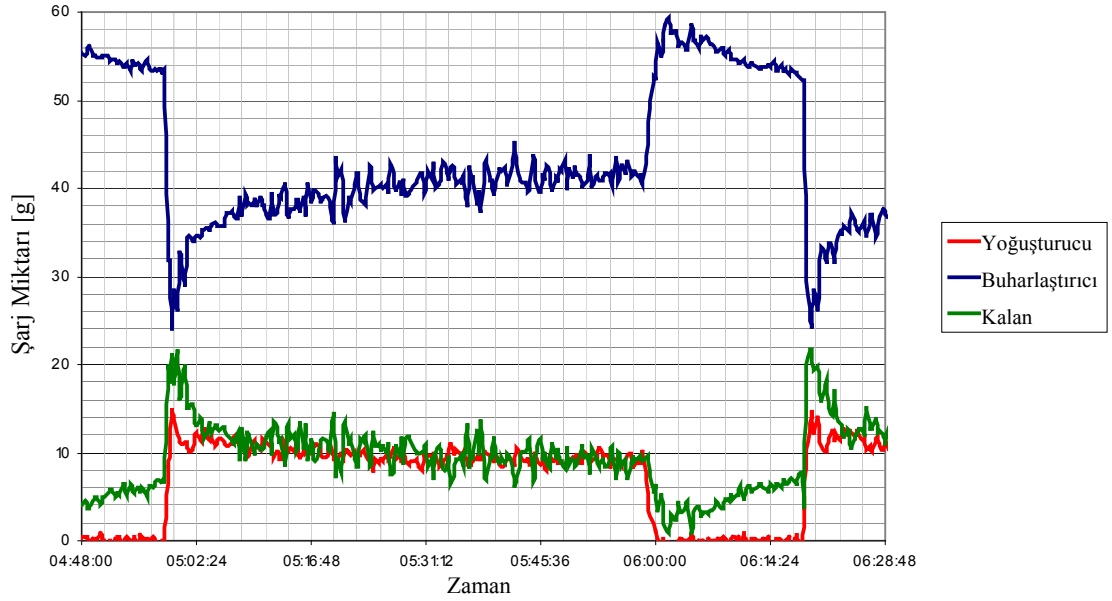
$$w_m = 0,00024 \text{ kg} \quad (3.7)$$

olarak gerçekleşmektedir.

3.3 Deney Sonuçları

Yük hücresi deney düzeneği verilerinin analizi için yapılan işlemler şunlardır, kompresörün bir kez açılıp kapanma çevrimine ait sonuçlar Şekil 3.18’de gösterilmektedir:

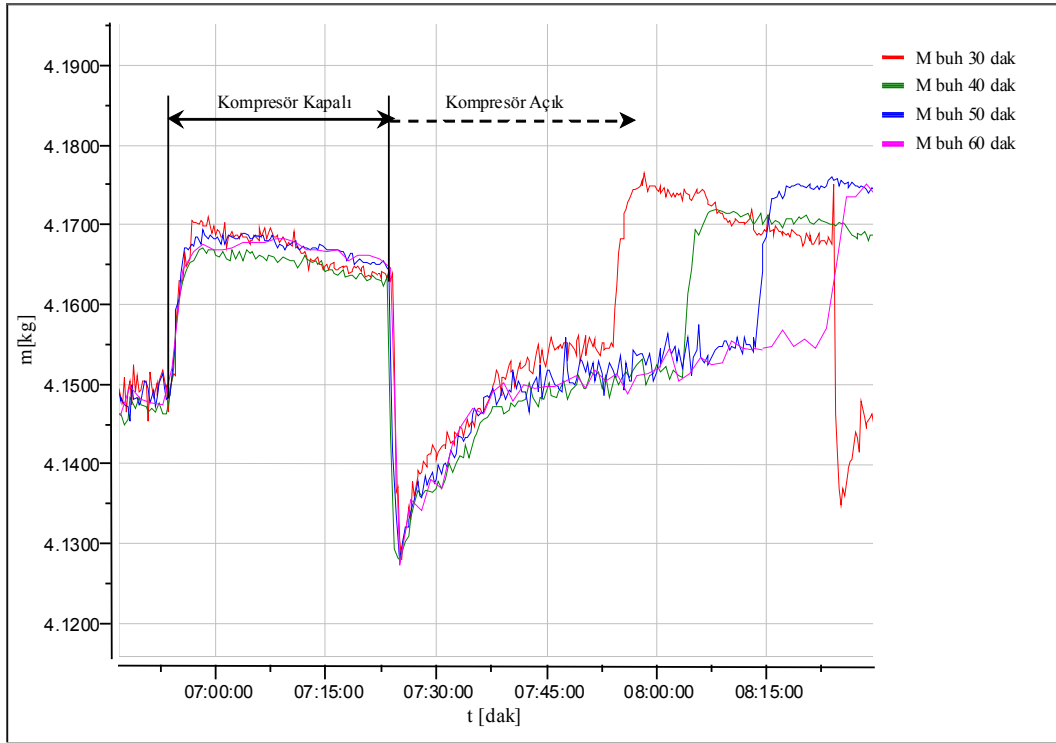
- Kar miktarının çıkarılması için karlanmanın başlangıçtan sonra doğrusal olarak arttığı kabulü yapılmış ve deney sonu değerinden doğrusal değişim gösteren bir eğri çizilerek tüm verilerden çıkarılmıştır.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için başlangıç denge konumunda sıcaklık ve basınç değerleri incelenerek bu şartlarda kızgın buharın yoğunluğu bulunmuş ve hacim bilgisi yardımıyla başlangıç şarj miktarları bulunmuştur.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıya ait vakum değerleri tüm verilerden çıkarılmıştır.
- Toplam şarj miktarından çıkarılarak yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dışı şarj bulunmuştur.



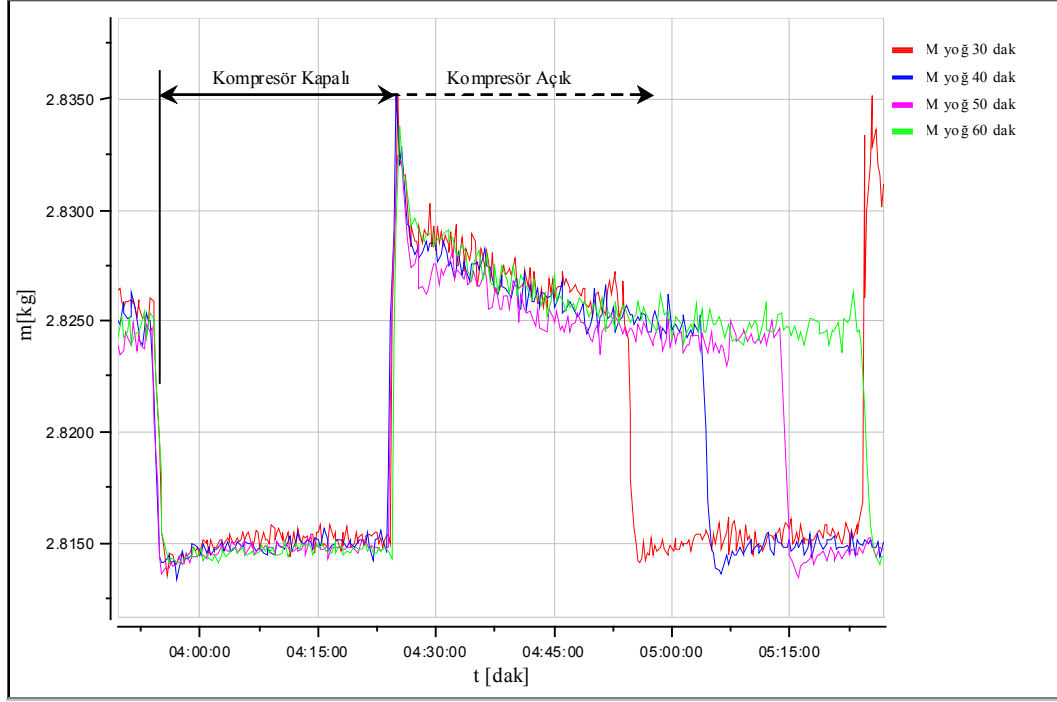
Şekil 3.18 : LC düzeneği ölçüm sonuçları ile hesaplanmış şarj miktarları.

3.3.1 Farklı çevrim sürelerinin şarj dağılımına etkisi

Kompresörün durma kalkma hareketleri sonrasında yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda şarj dağılımı ve bunun zamana bağlı değişiminin takibi için farklı durma kalkma süreleri ile yük hücreli sistem üstünde ölçümler yapılmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun asılması sebebiyle sistem daha büyük bir kabine yerleştirildiği ve kabinde sabit olmayan buharlaştırıcı bağlantısı için delikler olduğundan kompresör termostat kontrollü değil zamanlayıcı ile kontrol edilmektedir. Bu sebeple farklı çevrim sürelerinin kabin içinde ayrı sıcaklıklara neden olduğu unutulmamalıdır.



Şekil 3.19 : 30-60 dakikalık çevrim sürelerinde buharlaştırıcı şarj miktarı.

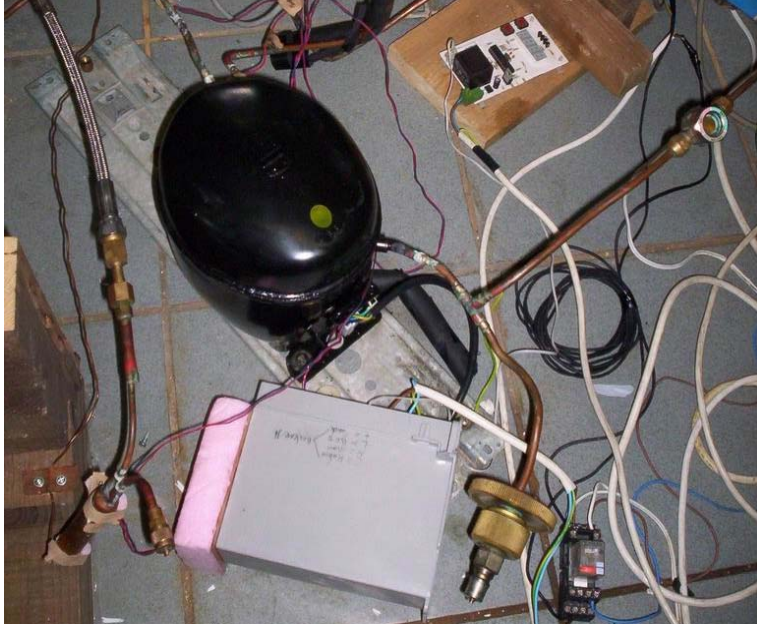


Şekil 3.20 : 30-60 dakikalık çevrim sürelerinde yoğuşturucu şarj miktarı.

Şekil 3.19 ve Şekil 3.20’de verilen buharlaştırıcı ve yoğuşturucu şarjları incelendiğinde farklı “on” sürelerine bağlı olarak genel karakterde bir değişim olmadığı ve 60 dakikalık açık kalma deneyinde yaklaşık denge şartlarına yaklaşılmakta olduğu görülmektedir.

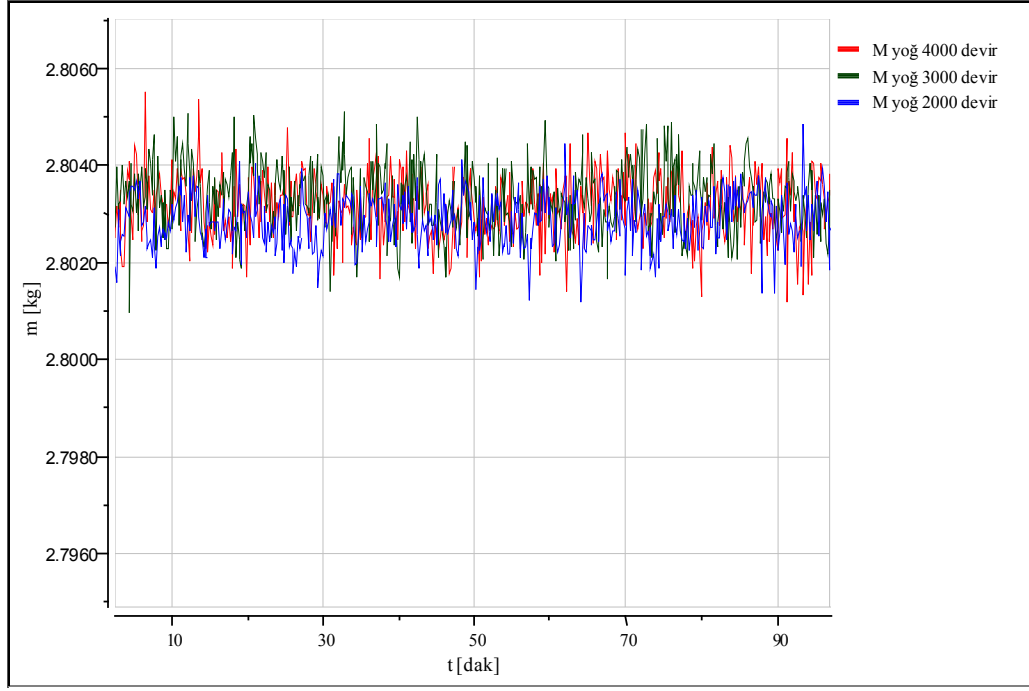
3.3.2 Değişken kapasiteli kompresörün şarj dağılımına etkileri

Buzdolaplarında anlık optimum çalışma şartlarını sağlayarak genel sistem performansını arttırdığı bilinen değişken kapasiteli kompresörlerin farklı çalışma frekanslarındaki şarj dağılımı tepkileri incelenmiştir. Bu amaçla Şekil 3.21’de gösterilmiş olan bir adet devir sayacı ve frekans ayarlayıcısı bulunan bir Embraco VEGY 80 model VCC kompresör yük hücresi sistemine bağlanmıştır.



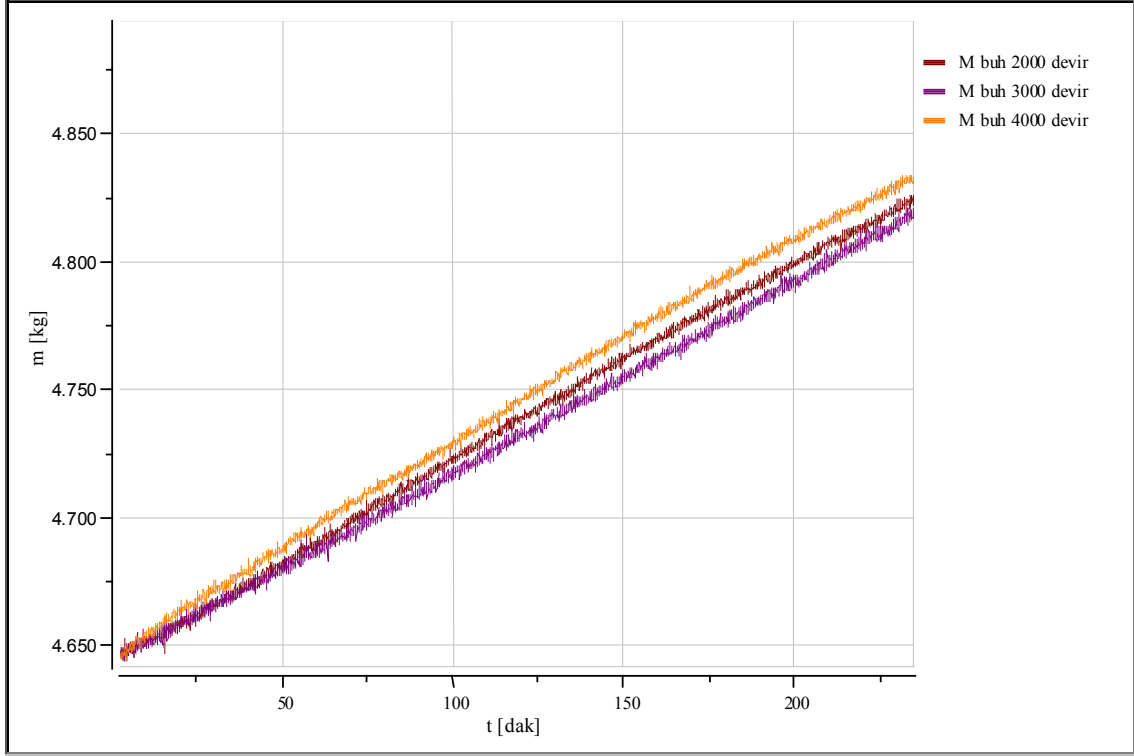
Şekil 3.21 : VCC devir sayacı ve frekans değiştirme modülü.

Kompresör dakikada 2000-4000 devir arası devirlerde öncelikli olarak dakikada 1000 devirlik adımlarla % 100 çalışma koşulunda incelenmiştir. Şekil 3.22’de verilen % 100 çalışma koşulunda yoğuşturucu şarj miktarında belirgin bir farklılık görülmemektedir. Tüm devirlerdeki değerler ölçüm sistemi salınımı içinde aynı olarak ilerlemektedir.



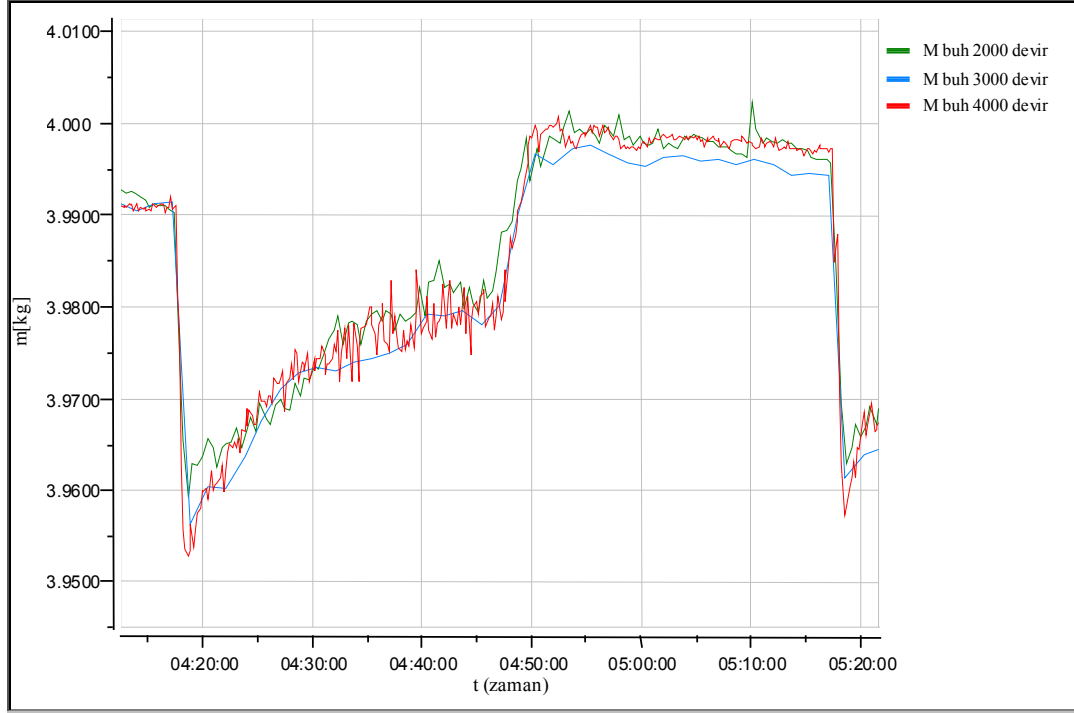
Şekil 3.22 : VCC %100 çalışma farklı devirlerde yoğuşturucu şarj miktarı.

Şekil 3.23’de verilen buharlaştırıcı ağırlık değişim verileri incelendiğinde kompresör devir değişimine bağlı olarak iç sıcaklık değişimi ve bunun sebep olduğu karlanma miktarındaki artış dışında bir farklılık görülmemiştir.



Şekil 3.23 : VCC %100 çalışma farklı devirlerde buharlaştırıcı şarj miktarı.

%100 çalışma deneyinin ardından 30/30 dakika çevrim süresi ile deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde kompresör devri ile doğru orantılı olarak artan debinin etkisiyle ilk çalışma anında sistemin hem buharlaştırıcı (Şekil 3.24) hem yoğuşturucu (Şekil 3.25) tarafında gördüğü maksimum değerler artmakta, fakat dengeli hale yaklaşıldıkça şarj dağılımının tüm devirler için birbirine yakın değerlere ulaştığı görülmektedir.



Şekil 3.24 : VCC %50 çalışma farklı devirlerde buharlaştırıcı şarj miktarı.

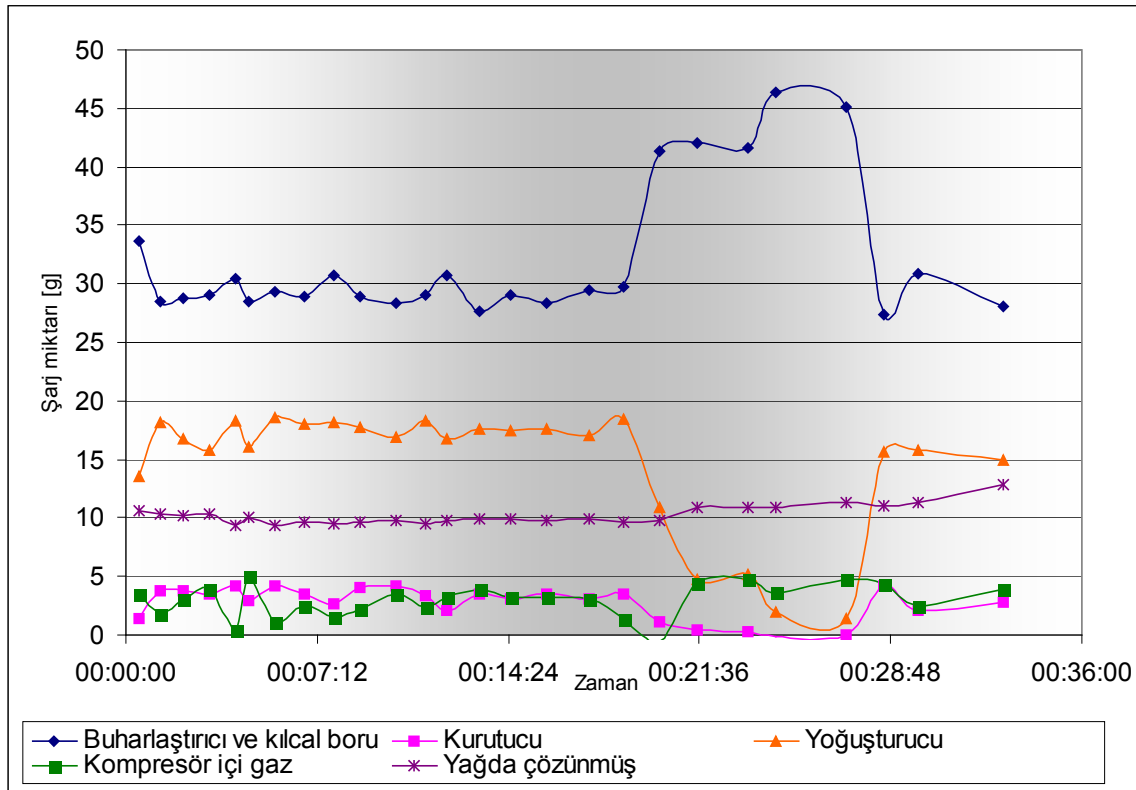


Şekil 3.25 : VCC %50 çalışma farklı devirlerde yoğuşturucu şarj miktarı.

Dakikada 1000 devirlik adımlarla yapılan deneylerin doğrulanması amacıyla 250 devir adımla %50 çalışma deneyleri tekrarlanmıştır. Bunların sonucunda elde edilenlerde şarj dağılımının değişmediğini göstermektedir.

3.3.3 Toplam şarj miktarı değişimleri

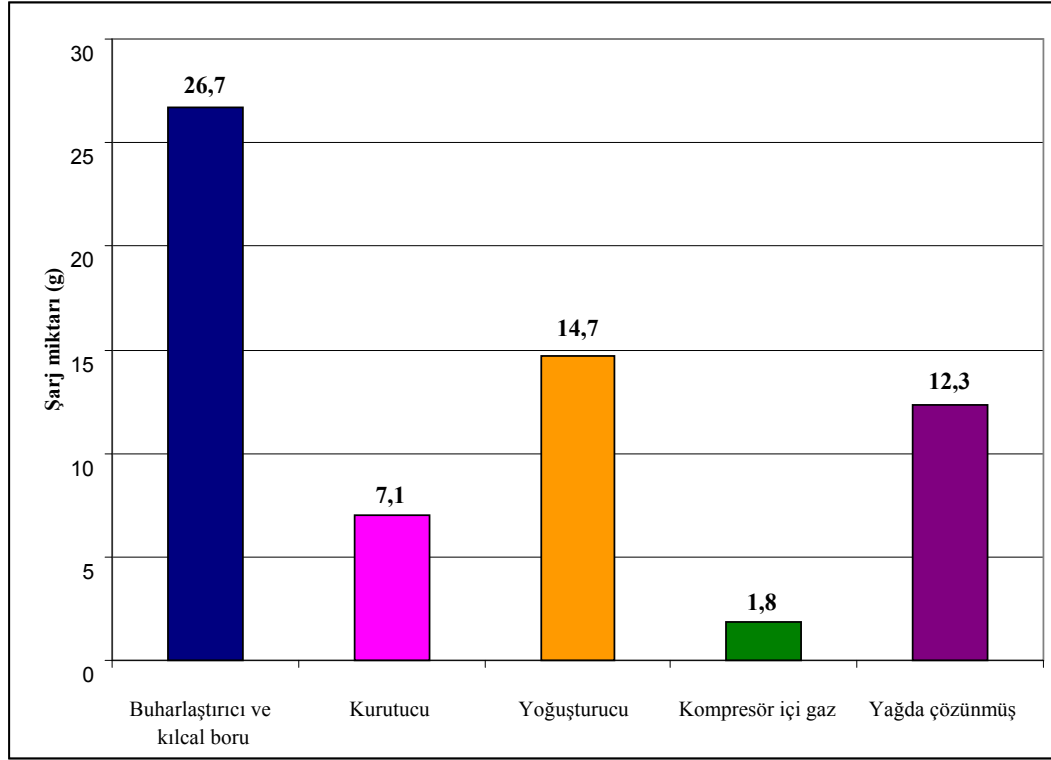
Vana deney düzeneği ile toplam şarj miktarının soğutma sistemi elemanlarına göre dağılımı ve elemanlardaki şarjın toplam şarja göre değişimi incelenmiştir. Çalışma için nominal şarj miktarı olan 63 g dışında 74 g, 57 g deneyleri yapılmıştır.



Şekil 3.26 : 62,6 g vana deney düzeneği şarj dağılımı

Şekil 3.26'da verilen 62,6 g ile yapılan deneylerde çalışma anında sistem şarjının yaklaşık yarısı olan 30 g'ın buharlaştırıcıda bulunduğu görülmektedir. Bu zaman diliminde yoğuşturucu yaklaşık 17-18 g şarj barındırmaktadır. Yağ içinde çözülmüş olan yağ miktarı 10 g civarındadır ve kompresörün durma anında bu değerinin kompresör haznesindeki basıncın düşmesiyle beraber yaklaşık 2-3 g'lık bir artış olduğu görülmektedir. Durma anında buharlaştırıcıdaki şarj miktarı artarken, yoğuşturucuda ve özellikle kurutucudaki şarj miktarı düşmektedir.

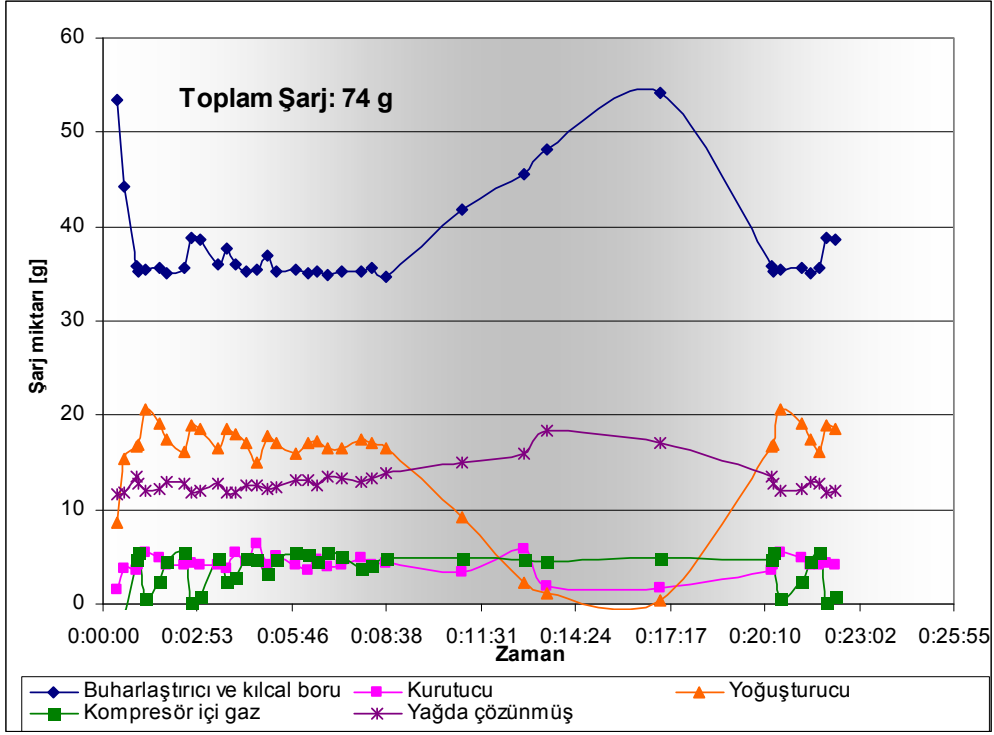
Kompresör haznesinde gaz fazında bulunan şarj miktarında ise bir miktar artış yaşanmaktadır.



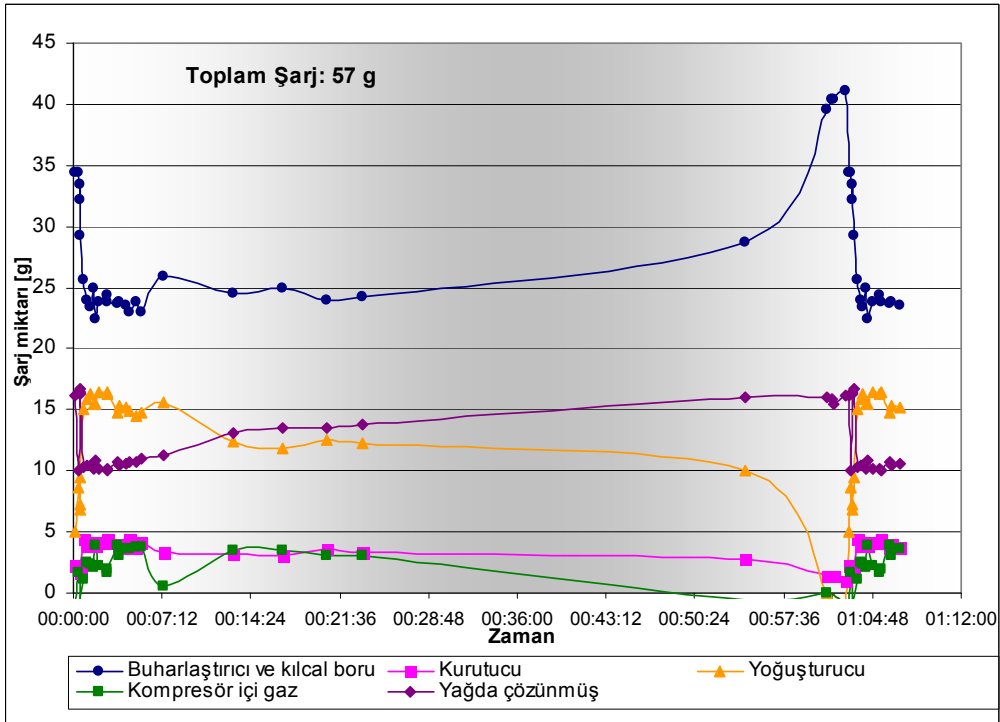
Şekil 3.27 : 62,6 g devamlı çalışma şarj miktarı dağılımı.

62,6 g şarj durumunda devamlı çalışma koşullarında yapılan ölçümler sonucunda Şekil 3.27’de buharlaştırıcı ve kılcal boruda bulunan şarj miktarının 26,7 g, yoğuşturucu 14,7 g, kurutucuda 7,1 g kompresörde gaz halinde 1,8 g ve kompresör yağında çözülmüş 12,3 g olduğu belirlenmiştir. Bu değerler normal çalışma koşulunda kompresörün devrede olduğu zamanda sağlanan koşullarla benzer olduğundan çalışma periyodunun büyük bir kısmının şarj dağılımı açısından dengeli hale yakın geçtiği söylenebilir.

Toplam şarj miktarının 74 g çıkması durumunda Şekil 3.28’den de görüldüğü gibi en önemli değişimin buharlaştırıcı şarj miktarında olduğu görülmektedir. Kompresör çalışma periyodunda 30 g seviyesinde bulunan şarj 35 g seviyesine ulaşmıştır. Yağ içinde biriken miktarda yaklaşık 3 gramlık bir artış göstermektedir.



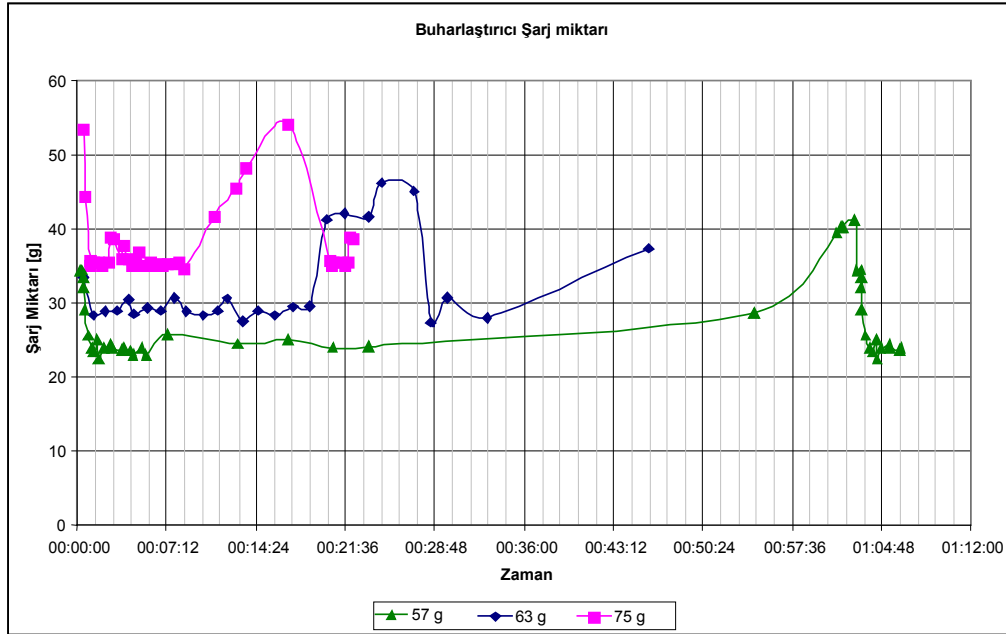
Şekil 3.28 : 74 g şarj dağılımı grafiği.



Şekil 3.29 : 57 g toplam şarj miktarı şarj dağılımı.

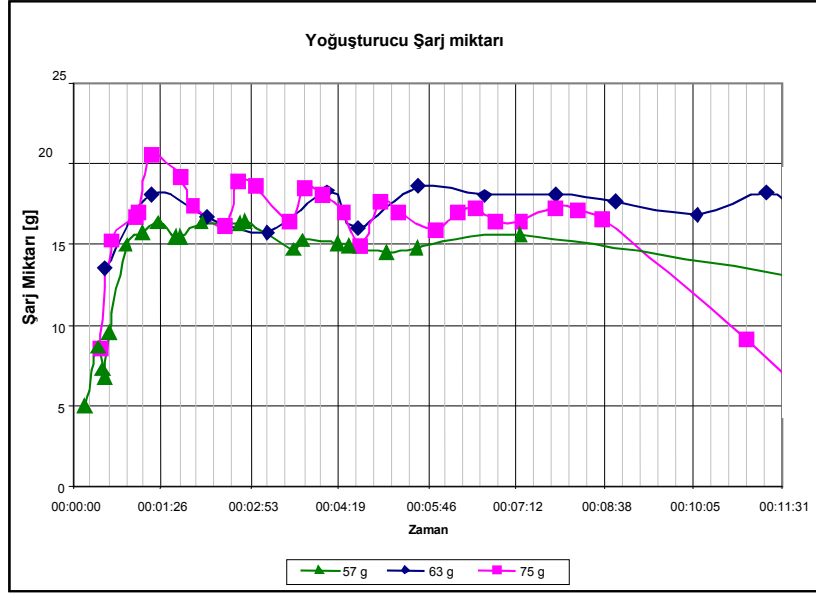
Şarj miktarının 57 g düşürülmesi sonucu kompresör devrede kalma süresinin uzadığı Şekil 3.29'da görülmektedir. Buharlaştırıcıda bulunan şarj miktarının 25 g civarında seyrettiği , yoğuşturucu şarjının ise 10-15 g arası değiştiği görülmektedir. Şarj miktarındaki azalmaya bağlı olarak kompresör devrede kalma süresinde artışlar olduğu görülmektedir.

Farklı toplam şarj miktarı ile yapılan deneysel çalışmalar komponent bazında incelendiğinde en önemli değişimin buharlaştırıcı şarj miktarlarında olduğu Şekil 3.30'da görülmektedir. 75 g toplam şarj yüklenen soğutma çevriminde düzenli çalışma anında ortalama 35 g şarj varken 57 g toplam şarj miktarında bu değer 24 g değerine düşmektedir. Deneyler kompresör çalışma anlarında toplam şarjın % 42-47 arası miktarının buharlaştırıcıda biriktiğini göstermektedir. Durma anının dengelenmiş halinde ise toplam şarjın %70-72 arası buharlaştırıcı içerisinde birikmektedir.



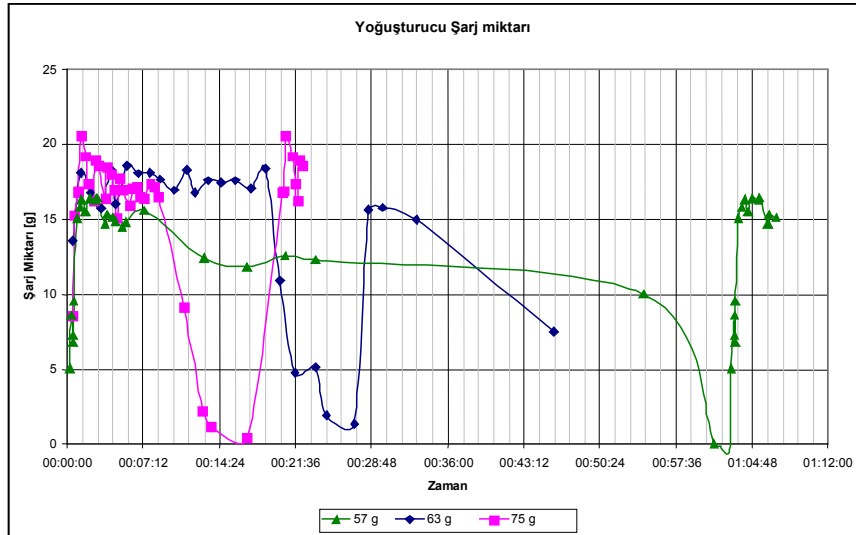
Şekil 3.30 : Farklı şarj miktarlarında buharlaştırıcı şarj miktarı.

Yoğuşturucu içinde şarj birikimi ise toplam şarj miktarına göre önemli bir değişim göstermemektedir. Şekil 3.31'de kompresör çalışma zamanında denenen her üç şarj miktarı için yoğuşturucu üstünden yapılan ölçümler 15-18 g arasında değişmektedir. Şekil 3.32'de ise tüm çevrim için yoğuşturucu şarj değişimleri verilmiştir.



Şekil 3.31 : Farklı toplam şarj miktarlarında yoğuşturucu şarj dağılımı

Ölçüm yapılan diğer elemanlar olan kurutucu, kompresör gaz ve hesap edilen yağ içinde çözünen şarj miktarların incelendiğinde toplam şarj miktarının değişimine bağlı olarak ciddi bir farklılık görülmemektedir. Bu sonuçlardan sistemin çalışması için yeterli belli bir şarj değerinin üstünden yapılan değişikliklerin direk olarak buharlaştırıcı doluluk oranı üstünde etkili olduğu diğer elemanların belirli bir denge içinde çalışmaya devam ettikleri görülmektedir.



Şekil 3.32 : Farklı şarj miktarlarında yoğuşturucu şarj miktarı

4. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Sayısal çalışmalar başlığı altında öncelikle boşluk oranı korelasyonlarının şarj miktarı hesabına etkisi deneysel ısı değiştiricilerin verileri ile incelenmiştir. Bu inceleme sonuçlarına göre seçilen boşluk oranı korelasyonun hesaplanan şarj miktarı üstünde büyük önemi olduğu görülmektedir. Daha sonra devamlı çalışma şartları altındaki değerler bulunmuştur. Bu hesaplama bir kaç farklı model dolap için tekrarlanmıştır. Son olarak kurulan dinamik model tanıtılmış ve bununla gerçekleştirilen soğutma sistemi incelenmelerine yer verilmiştir.

4.1 İki Fazlı Akış- Boşluk Oranı Etkisi

Literatürden alınan boşluk oranı korelasyonları ile çalışılmakta olan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için çalışma şartlarında toplam şarj miktarını hesaplamaya yönelik analiz çalışmaları yapılmıştır.

Teorik çalışmalarda 5 katlı telli borulu tip bir dondurucu buharlaştırıcı göz önüne alınmıştır. Sistemde kullanılan yoğuşturucu ise 13 sıralı bir telli yoğuşturucudur.

Çizelge 4.1 : Isı değiştiriciler için Geometrik bilgiler

	Birim	Buharlaştırıcı	Yoğuşturucu
Toplam Boru boyu	[m]	15,13	13,58
İç çap	[m]	6,58. 10-3	3,36 10-3
Dış çap	[m]	8. 10-3	4,76 10-3
Akış alanı	[m ²]	3,4 10-5	1,78 10-5
Toplam iç hacim	[m ³]	5,14 10-4	2,42 10-4
Toplam dış ısı transfer Alanı	[m ²]	0,918	0,776

Kayma oranı tanımlanmış korelasyonlar: Homojen akış kabulünden bir ileri yaklaşım olarak sıvı ve gaz fazlarının birbirlerine göre farklı hızlarla ilerledikleri ve bu hızların oranının kayma oranı olarak tanımlandığı korelasyonlardır.

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left[\frac{1-x}{x} \right] \cdot \frac{\rho_g}{\rho_s} \cdot \frac{u_g}{u_s}} = \frac{1}{1 + \left[\frac{1-x}{x} \right] \cdot \frac{\rho_g}{\rho_s} \cdot S} \quad (4.2)$$

Zivi (1964) sıfır duvar sürtünmesi ve sıfır sıvı sürüklenmesi şartlarında minimum entropi üretimi prensibine dayanan çevresel akış şartı için bir korelasyon önermiştir. [27]

$$S = \left[\frac{\rho_g}{\rho_s} \right]^{-1/3} \quad (4.3)$$

Chilsom (1973) tarafından da yoğunluk oranına bağlı bir kayma oranı korelasyonu önerilmiştir. [28]

$$S = \left[1 - x \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_s} \right) \right]^{0,5} \quad (4.4)$$

Smith (1969) çevresel bir sıvı akışı merkezinde homojen akış kabulü ile bir korelasyon geliştirmiştir. Kayma oranının yoğunluk oranı, kuruluk derecesi ve sürüklenme sabiti K'ya göre tanımlamıştır. Farklı üç deney seti sonuçlarına göre sürüklenme sabiti K=0,4 olarak alınmıştır. [29]

$$S = K + (1 - K) \left[\frac{1 / \frac{\rho_g}{\rho_s} + K \left[\frac{1-x}{x} \right]}{1 + K \left[\frac{1-x}{x} \right]} \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

Kütle Akısı bağımlı Korelasyonlar: Tandon (1985) Zivi korelasyonunun duvar sürtünmesi eklenerek geliştirilmiş halidir. [30]

$$\alpha = \left[1 - 1,928 \text{Re}_L^{-0,315} / F(X_u) + 0,9293 \cdot \text{Re}_L^{-0,63} / F(X_u)^2 \right], \quad 50 < \text{Re}_L < 1125 \quad (4.6)$$

$$\alpha = \left[1 - 0,38 \text{Re}_L^{-0,088} / F(X_u) + 0,0361 \cdot \text{Re}_L^{-0,176} / F(X_u)^2 \right], \quad \text{Re}_L > 1125 \quad (4.7)$$

$$F(X_u) = 0,15 \left(1/X_u + 2,85 / X_u^{0,476} \right) \quad (4.8)$$

$$\text{Re}_L = \frac{G \cdot D_i}{\mu_s} \quad (4.9)$$

Premoli (1971) [31] Korelasyonu sıvı yoğunluğu önerme hatalarını minimize edebilecek şekilde düzenlemiştir.

$$S = 1 + F_1 \left[\frac{y}{1 + yF_2} - yF_2 \right]^{1/2} \quad (4.10)$$

$$F_1 = 1,578 \text{Re}_L^{-0,19} \left(\rho_s / \rho_g \right)^{0,22} \quad (4.11)$$

$$F_2 = 0,0273.We_L Re_L^{-0,51} (\rho_s/\rho_g)^{-0,08} \quad (4.12)$$

$$Y = \frac{\beta}{1-\beta} \quad (4.13)$$

$$\beta = \frac{1}{1 + \left[\frac{1-x}{x} \right] \cdot \frac{\rho_g}{\rho_s}} \quad (4.14)$$

$$We_L = \frac{G^2 D_i}{\sigma \cdot \rho_s g_c} \quad (4.15)$$

Lockhart Martinelli Parametresine bağlı korelasyonlar: Lockhart Martinelli çalışması sonucu ortaya çıkan veriler Wallis (1969) [32] ve daha sonra Domanski Didion (1983) [15] tarafından derlenmiştir.

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\mu_s}{\mu_g} \right)^{0,2} \frac{\rho_g}{\rho_s} \quad (4.16)$$

$$\alpha = \left(1 + X_u^{0,8} \right)^{-0,378} \quad , \quad X_u \leq 10 \quad (4.17)$$

$$\alpha = 0,823 - 0,157 \ln X_u \quad , \quad X_u > 10 \quad (4.18)$$

Graham (1998) [33] Lockhart-Martinelli parametresine ve Froude sayısına dayanan bir korelasyon önermiştir.

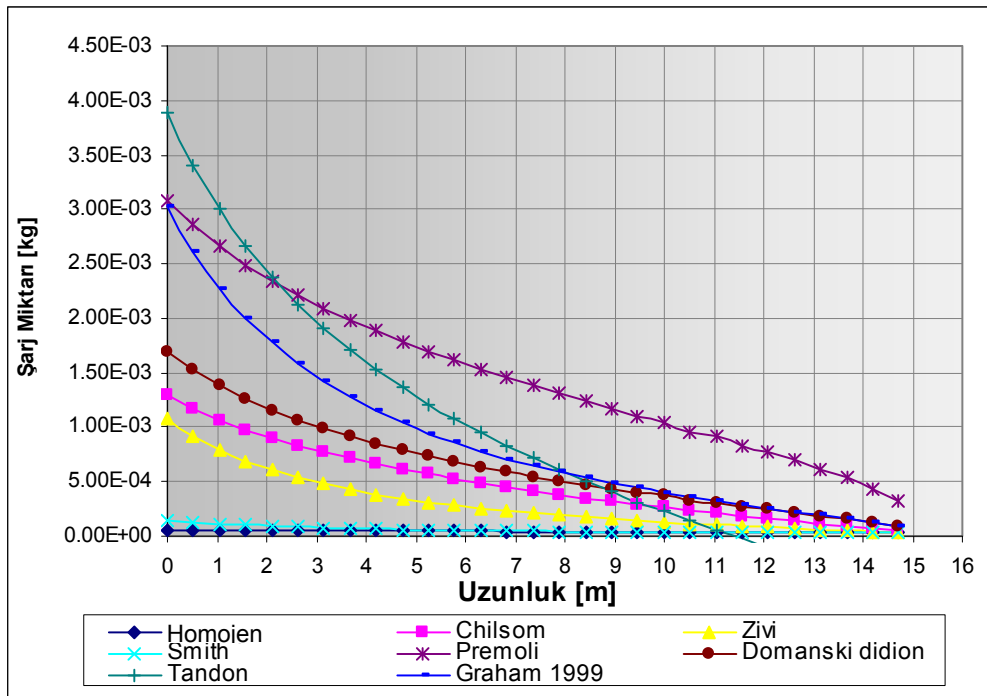
$$Ft = \left[\frac{G^2 x^3}{(1-x)\rho_g^2 qD} \right]^{0,5} \quad (4.19)$$

$$\alpha = \left(1 + \frac{1}{Ft} + X_u \right)^{-0,321} \quad (4.20)$$

Boru boyunca sonlu elemanlara bölünür ve sabit ısı akısı ve buna bağlı olarak doğrusal kuruluk oranı değişimi kabul edilirse bunun sonunda her eleman için şarj miktarı denklemi:

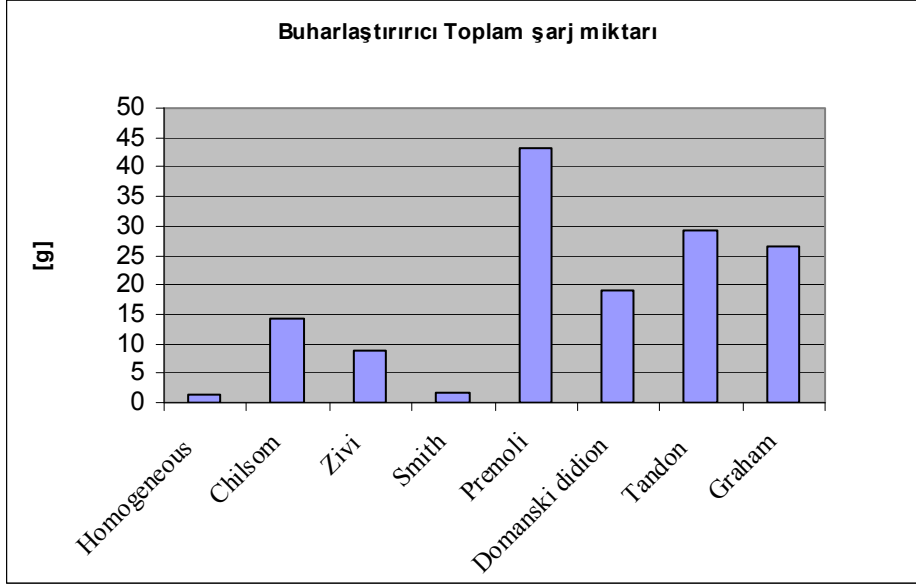
$$m_{top} = \alpha x \cdot A_{top} \cdot \left[\frac{\alpha}{v_g} + \frac{1-\alpha}{v_s} \right] \quad (4-21)$$

Bu şartlarda farklı korelasyonlara göre buharlaştırıcı çalışma şartlarındaki şarj miktarı dağılımı Şekil 4.3’de verildiği gibi hesaplanmaktadır.



Şekil 4.3 : Buharlaştırıcı boyunca farklı şarj dağılımı.

Bu şarj miktarı dağılımına göre tüm buharlaştırıcı boyu için hesaplanan toplam şarj miktarı ise aşağıdaki Şekil 4.4’de gösterilmektedir. Görüldüğü gibi boşluk oranı korelasyonu toplam şarj miktarı hesabını ciddi olarak değiştirmektedir.



Şekil 4.4 : Farklı korelasyonlara göre toplam buharlaştırıcı şarj miktarı.

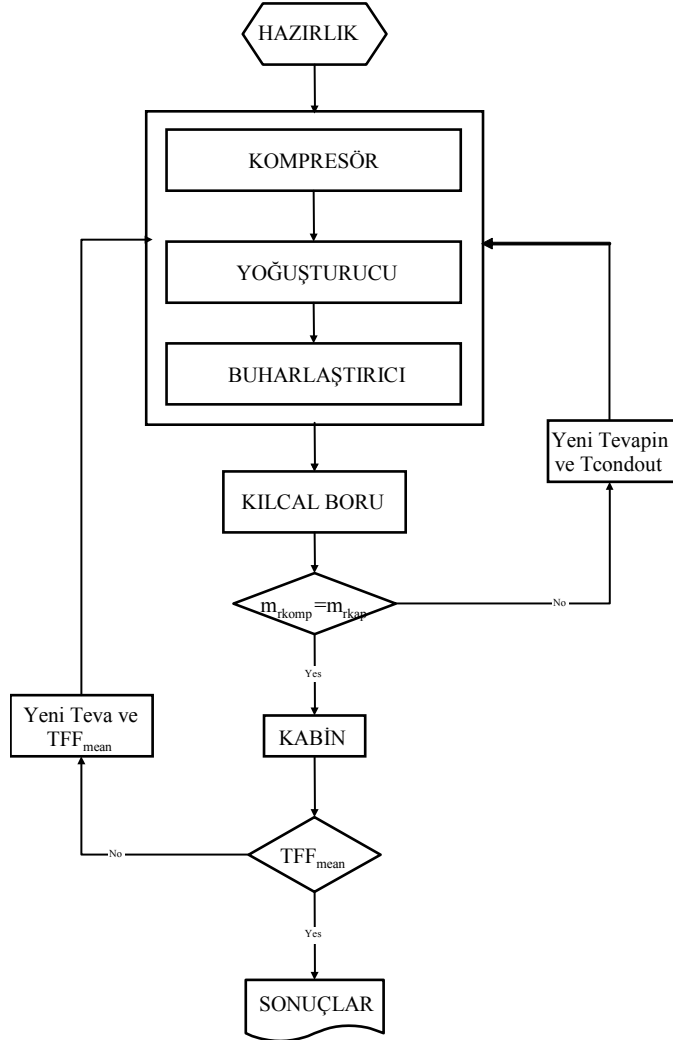
Literatür çalışmaları ve teorik çalışmalar ısı değiştirici şarj miktarının belirlenmesi ve buna bağlı olarak performans değerlerinin hesaplanmasında kullanılan boşluk oranı korelasyonun büyük önemi olduğunu göstermiştir.

4.2 Statik Model Çalışmaları

Soğutma sistemi içi şarj dağılımı etkileri sayısal olarak dengeli hal kabulü ile kurulmuş bir model üstünde elemanlarındaki şarj miktarlarının hesaplanması amacıyla kullanılmıştır. Kullanılan model temel buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi hesaplamalarının buzdolabı çalışma ve kabin şartlarındaki enerji tüketimi ve diğer performans hesaplarının bulunması amacıyla kurulmuştur. Model temel ısı transferi ve termodinamik çözümlerinin yanında ampirik ifadelerden de yararlanmaktadır.

Termal model öncelikli olarak kılcal boru haricindeki elemanları seçilen kompresör debisinde çalıştırır. Bu şekilde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları belirlenir. Bu işlem gerçekleşikten sonra belirlenen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları arasında kılcal borunun geçirebileceği debi belirlenir. Bulunan kılcal boru debisi ile kompresör debisi karşılaştırılır. Kılcal borunun kompresörle aynı debiyi geçirmesini sağlayacak şekilde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları değiştirilerek başa dönlür. Bu döngü kompresörün seçilen debisi ile kılcal borunun geçirdiği

debi belirli hassasiyette yakın oluncaya kadar devam ettirilir. Statik model akış diyagramı Şekil 4.5’de verilmiştir.



Şekil 4.5 : Statik model akış diyagramı.

Soğutma çevrimi hesabının yapılmasının ardından kabin modülünü çalıştırılır. Yukarıda anlatılan soğutma çevrimi ile bulunan buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarından kabin içi sıcaklıklarına geçilir. Bulunan kabin içi sıcaklıkları eğer istenilen kabin içi sıcaklıklarını sağlamıyorsa tekrar başa dönülür ve tüm bu işlemler tekrar edilir. Analiz yapılan dolabın iki veya daha çok sayıda kabine sahip olması durumunda kontrol için seçilen kabin sıcaklığına göre işlem sonlandırılır.

Bu modül içerisinde buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpi değerleri ve buharlaştırıcı tarafından çekilen ısı miktarları belirlenir [34].

4.2.1 Buharlaştırıcı termodinamik modeli

Termodinamik model çözümünde giriş ve çıkıştaki soğutkan şartlarına bağlı olarak toplam buharlaştırıcı yükü hesaplanmaktadır. Eğer buharlaştırıcı girişinde soğutucu akışkanın kuruluk derecesi sıfır (doymuş sıvı) ise soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı buharlaşma sıcaklığına eşit veya daha düşük olacaktır.

$$T_{in} = T_{eva} - T_{evapin} \quad (4.22)$$

Bu durumda girişte soğutucu akışkanın entalpisi (h_{in}) giriş sıcaklığındaki (T_{in}) doymuş sıvının entalpisi olacaktır.

Eğer buharlaştırıcı girişinde soğutucu akışkanın kuruluk derecesi sıfırdan farklıysa girişte soğutucu akışkanın entalpisi,

$$h_{in} = h_f + h_{fg} \cdot x_{evapin} \quad (4.23)$$

H_f ve H_{fg} buharlaşma sıcaklığında soğutucu akışkanın sırasıyla doymuş sıvı ve buharlaşma entalpileridir.

Buharlaştırıcı çıkışında aşırı kızma varsa çıkış sıcaklığı,

$$T_{out} = T_{eva} + \Delta T_{sh} \quad (4.24)$$

Bu sıcaklıktaki kızgın buharın entalpisi çıkış entalpisi olacaktır. Doymuş bölge ve kızgın buhar bölgesinde çekilen ısı miktarları ayrı ayrı hesaplanacak olursa,

$$Q_{evash} = \dot{m}_{com} \cdot (h_{out} - h_g) \quad (4.25)$$

$$Q_{eva.st} = \dot{m}_{com} \cdot (h_g - h_{in}) \quad (4.26)$$

Buharlaştırıcı çıkışında aşırı kızma yoksa çıkış entalpisi çıkıştaki kuruluk derecesine bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanacaktır.

$$h_{out} = h_f + h_{fg} \cdot x_{sh} \quad (4.27)$$

Isı geçiş miktarları farklı akışkan şartı olan bölgelere göre ayrı ayrı hesap edilmektedir.

$$Q_{eva.sh} = 0 \quad (4.28)$$

$$Q_{eva.st} = \dot{m}_{com} \cdot (h_{out} - h_{in}) \quad (4.29)$$

Bu durumda toplam buharlaştırıcının çektiği ısı miktarı bu değerlerin toplamı olacaktır,

$$Q_{eva} = Q_{eva.sh} + Q_{eva.st} \quad (4.30)$$

4.2.2 Buharlaştırıcı ısı transferi modülü

Buharlaştırıcı ısı transferi modülü ile ilgili hesaplamalara ait akış şeması Şekil 4.6'da verilmiştir.

Buharlaştırıcı için hava tarafı katsayısı eğer önceden ısı değiştirici test düzeneklerinde belirlenecek değerler kullanılabileceği gibi yatay telli borulu buharlaştırıcılar için geliştirilmiş aşağıdaki korelasyonla bulunabilir.

Hesaplarda kullanılacak karakteristik uzunluk değeri:

$$D_{char} = \frac{A_{out}D_{out} + A_{wire}D_{wire}}{A_{wire} + A_{out}} \quad (4.31)$$

Grasshoff sayısı:

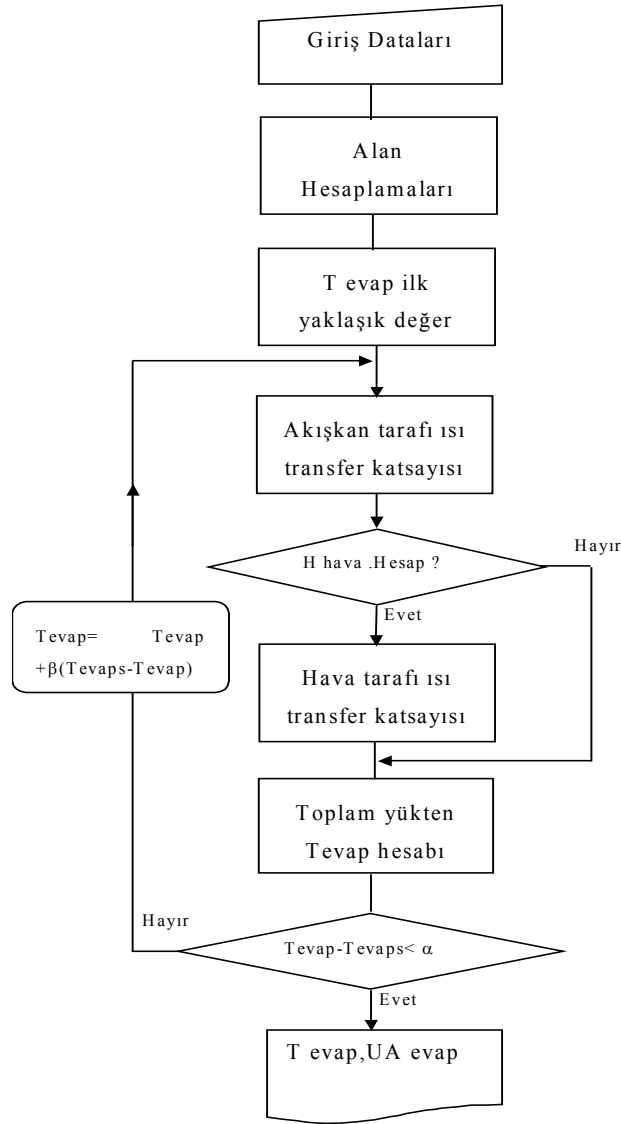
$$Gr = \frac{\left[9.81 \left(\frac{1}{T_{mean} + 273} \right) (|T_{mean} - T_{evap}|) \right] D_{char}^3}{\left(\frac{\mu}{\rho} \right)^2} \quad (4.32)$$

Nusselt sayısı:

$$Nu = 0.4724.Gr^{0.2215} \quad (4.33)$$

$$h_{air} = Nu \cdot \frac{K_{air}}{D_{char}} \quad (4.34)$$

Bu denklemlerde kullanılan havanın dinamik viskozite, ısı iletim katsayısı, yoğunluk gibi termofiziksel özellikleri ortalama kabin havası sıcaklığına (T_{mean}) göre bulunur.



Şekil 4.6 : Boru üstü telli buharlaştırıcı ısı transfer modülü akış şeması.

Borular üstündeki tellerin ısı değiştirici performansına etkilerinin incelenebilmesi amacıyla kanat verimi tanımlanırsa:

$$Fin_m = \sqrt{4 \cdot \frac{h_{air}}{K_{steel} D_{wire}}} \quad (4.35)$$

$$Fin_L = \frac{ST}{2} \quad (4.36)$$

$$Fin_{eff} = \frac{\tanh(Fin_m Fin_L)}{Fin_m Fin_L} \quad (4.37)$$

Tüm bu ısı dirençlerin birleştirilmesiyle birlikte toplam ısı değıştiricisi ısı performans katsayısı şu şekilde ortaya çıkar:

$$UA_{eva} = \frac{I}{\frac{I}{\frac{h_{air}}{A_{out} + Fin_{eff} A_{wire}} + \frac{I}{h_{in} A_{in}}}} \quad (4.38)$$

Buharlaştırıcı termodinamik modülünden gelen toplam buharlaştırıcı soğutma yükü (Qeva) değeri ve yukarda hesaplanan ısı performans katsayısı ve kabin sıcaklığı kullanılarak buharlaşma sıcaklığının yeni değeri belirlenir. Bu süreç programın genel iteratif çalışma şartları altında devam eder.

4.2.3 Yoğuşturucu termodinamik hesap modülü

Bu modülde yoğuşturucunun attığı ısı miktarı, varsa aşırı kızma ve aşırı soğuma miktarları belirlenir. Yoğuşma sıcaklığında (T_{con}) doymuş sıvı ve gazın entalpisi ve buharlaşma entalpisi belirlenir. h_f , h_g , h_{fg}

Eğer akışkan kızgın olarak yoğuşturucuya giriyorsa. $\Delta T_{sh} > 0$ ise yoğuşturucuya giriş sıcaklığı

$$T_{con.in} = T_{con} + \Delta T_{sh} \quad (4-39)$$

Bu durumda girişteki entalpi h_{in} yoğuşturucu giriş sıcaklığında hesaplanır.

Eğer yoğuşturucu girişinde soğutucu akışkan doymuş bölgede ise giriş entalpisi

$$h_{in} = h_f + x_{sh} \cdot h_{fg} \quad (4.40)$$

Kondenser çıkış sıcaklığı subcooling varsa aşağıdaki gibi yazılır.

$$T_{con.out} = T_{con} - T_{subc} \quad (4.41)$$

Çıkışta entalpi değeri (kJ/kg),

$$h_{out} = h_f + x_{subc} \cdot h_{fg} \quad (4.42)$$

Yoğuşturucudan atılan ısı miktarlarının belirlenmesi

- Aşırı kızma varsa,

$$Q_{sh} = \dot{m}_{com} \cdot (h_{in} - h_g) \quad (4.43)$$

- Aşırı soğuma varsa,

$$Q_{subc} = \dot{m}_{com} \cdot (h_f - h_{out}) \quad (4.44)$$

Yoğuşturucudan atılan toplam ısı miktarı,(w)

$$Q_{con} = \dot{m}_{com} \cdot (h_{in} - h_{out}) \quad (4.45)$$

Doyma bölgesinde atılan ısı miktarı,

$$Q_{sat} = Q_{con} - Q_{sh} - Q_{subc} \quad (4.46)$$

4.2.4 Yoğuşturucu Isı transferi modülü

Burada yatay boru düşey kanatlı bir yoğuşturucuya ait ısı transferi hesaplamaları tanıtılacaktır. Yoğuşturucu üç ayrı bölgeye ayrılmıştır. Doymuş bölge, kızgın buhar bölgesi ve aşırı soğutulmuş bölge.

Toplam boru boyu (m),

$$L_T = \left(S_T + D_{bük} + \frac{S_T \cdot \pi}{2} \right) \cdot N_T \quad (4.47)$$

Tek bir telin uzunluğu (m),

$$W_L = N_T \cdot S_T \quad (4.48)$$

Boru dış yüzey alanı (m²),

$$A_{To} = \pi \cdot D_o \cdot L_T \quad (4.49)$$

Boru iç yüzey alanı (m²),

$$A_{Ti} = \pi \cdot D_i \cdot L_T \quad (4.50)$$

Telin dış yüzey alanı (m²),

$$A_w = N_w \cdot \pi \cdot D_w \cdot L_w \quad (4.51)$$

Önce soğutucu akışkan tarafı için ısı geçiş katsayıları tahmin edilir.

href_st = 4000 W/m²°C Doymuş bölge

href_sh = 400 W/m²°C Kızgın buhar bölgesi

href_sc = 80 W/m²°C Aşırı soğutulmuş bölge

Yapılan bu kabuller kullanılarak yoğuşturucu sıcaklığı belirlenir.

Yoğuşturucu kanat etkinliği ve toplam hava tarafı ısı transfer katsayısı buharlaştırıcıda verilmiş olan (4.35-38) denklemleri ile hesap edilmektedir.

Yoğuşma sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

$$T_{cond} = \frac{Q_{cond}}{UA_{cond}} + T_{amb} \quad (4.52)$$

Kütle hızı ($\text{kg/m}^2\text{s}$),

$$G = \frac{4.\dot{m}_{rcomp}}{\pi.D_i^2} \quad (4.53)$$

Yoğuşturucuyu, doymuş bölge, kızgın buhar bölgesi ve aşırı soğutulmuş bölge olarak üç bölgeye ayırmıştık. Bu durumda, ilk başta tüm yoğuşturucunun doymuş bölgeye sahip olduğunu kabul ederek ($A_{Ti_st} = A_{Ti}$, $A_{Ti_sc} = 0$, $A_{Ti_sh} = 0$) aşağıda anlatılan hesaplama yöntemi gerekli yakınsama sağlanıncaya kadar tekrar edilir.

İlk adım olarak hava sıcaklığı ile yoğuşma sıcaklığı arasındaki fark tanımlanır. Bu değer doymuş bölgede,

$$\Delta T = T_{con} - T_{amb} \quad (4.54)$$

Eğer yoğuşturucu girişinde soğutucu akışkan kızgın buhar fazında ise ($\Delta T_{sh} > 1$ ise) sıcaklık farkı logaritmik sıcaklık farkı olarak yazılmalıdır.

$$\Delta T_{lms} = \frac{T_{sh}}{\ln\left(\frac{T_{sh} + \Delta T}{\Delta T}\right)} \quad (4-55)$$

Eğer soğutucu akışkan sıcaklığı girişte, $T_{sh} \leq 1$ ise doymuş olarak kabul edilir. Bu durumda logaritmik sıcaklık farkı,

$$\Delta T_{lmsb} = \Delta T \quad (4.56)$$

Yoğuşturucu çıkışında soğutucu akışkan aşırı soğutulmuş bölgede ise ($T_{subc} > 1$) logaritmik sıcaklık farkı

$$\Delta T_{lmsc} = \frac{\Delta T - \Delta T_{sc}}{\ln\left(\frac{\Delta T}{\Delta T_{sc}}\right)} \quad (4.57)$$

$$\Delta T_{sc} = T_{cond} - T_{subc} - T_{amb} \quad (4.58)$$

$T_{subc} \leq 1$ ise aşağıdaki kabul yapılır.

$$\Delta T_{sc} = \Delta T \quad (4.59)$$

Bu adımdan sonra soğutucu akışkanın ısı transfer katsayıları her bir bölge için ayrı ayrı hesaplanır. Bu hesaplamada, soğutucu akışkana ait özellikler Refprop 6.0 modülleri kullanılarak hesaplanmıştır.

$$Q_{flu} = \frac{Q_{sat}}{A_{Ti_st}} \quad (4.60)$$

Doymuş Bölge;Ortalama kuruluk derecesi,

$$x_m = \frac{(x_{sh} + x_{subc})}{2} \quad (4.61)$$

Lochart Martinelli parametresi,

$$X_{TT} = \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{1-x_m}{x_m}\right)^{0,9} \quad (4.62)$$

$$Fx_{TT} = \frac{0,375}{X_{TT}^{0,23}} \quad (4.63)$$

Isı geçiş katsayısı (W/m²°C),

$$h_{ref_st} = \left[Fx_{TT} \cdot \left[\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot 9,81 \cdot H_{fg} \cdot k_l^3}{D_i \cdot Q_{flu} \cdot \mu_l} \right]^{0,25} \right]^{1,333} \quad (4.64)$$

Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m²°C),

$$U_{Ti_cond_st} = \frac{1}{\frac{A_{Ti}}{h_{air} \cdot (A_{To} + \eta_{fin} \cdot A_w)} + \frac{A_{Ti}}{h_{ref_st} \cdot A_{Ti}}} \quad (4.65)$$

Kızgın bölge;

$$Nu_{sh} = 0,023 \cdot Re_{sh}^{0,8} \cdot Pr_{sh}^{0,3} \quad (4.66)$$

$$h_{ref_sh} = \frac{Nu_{sh} \cdot k}{D_i} \quad (4.67)$$

$$U_{Ti_cond_sh} = \frac{1}{\frac{A_{Ti}}{h_{air} \cdot (A_{To} + \eta_{fin} \cdot A_w)} + \frac{A_{Ti}}{h_{ref_sh} \cdot A_{Ti}}} \quad (4.68)$$

Aşırı soğutulmuş bölge;

$$Nu_{sc} = 4,36 \quad (4.69)$$

$$h_{ref_sc} = \frac{Nu_{sc} \cdot k_l}{D_i} \quad (4.70)$$

$$U_{Ti_cond_sc} = \frac{1}{\frac{A_{Ti}}{h_{air} \cdot (A_{To} + \eta_{fin} \cdot A_w)} + \frac{A_{Ti}}{h_{ref_sc} \cdot A_{Ti}}} \quad (4.71)$$

Bulunan bu ısı geçiş katsayıları kullanılarak yoğuşturucudaki her bir bölgenin alanları yeniden hesaplanır.

$$A_{Ti_sh} = \frac{Q_{sheat}}{\Delta T_{lmsh} \cdot U_{Ti_cond_sh}} \quad (4.72)$$

$$A_{Ti_sc} = \frac{Q_{subc}}{\Delta T_{lmsc} \cdot U_{Ti_cond_sc}} \quad (4.73)$$

$$A_{Ti_st} = A_{Ti} - A_{Ti_sh} - A_{Ti_sc} \quad (4.74)$$

Bu olanlar kullanılarak yoğuşma sıcaklığı aşağıdaki ifade yardımıyla yeniden hesaplanır.

$$T_{cond} = \frac{Q_{sat}}{U_{Ti_cond_st} \cdot A_{Ti_st}} + T_{amb} \quad (4.75)$$

Bulunan bu yeni yoğuşma sıcaklığı ile ilk başta yoğuşturucunun tamamen doymuş bölgede olduğu kabulü ile belirlenen yoğuşma sıcaklığı karşılaştırılır ve gerekli yakınsama sağlanıncaya kadar işlemler tekrarlanır.

4.2.5 Kabin Modülü

Bu modülde kabinlerinin ısı yükleri ve kompresörün çalışma oranı hesaplanır. Model Soğutma çevrimin buzdolabı uygulaması durumunda kullanılmak için dizayn edildiğinden bu çalışmada dikkate alınmayan defrost yükü, kapı açılma, çevre ısıtıcısı yükü gibi değerleri de sabit yükler adı altında hesap edebilmektedir..

Kompresörün çalışma süresinin belirlenmesi,

$$Run = \frac{UA_{ff} \cdot (T_{amb} - T_{ffmean}) + Q_{ffix}}{UA_{evaff} \cdot (T_{ffmean} - T_{evap}) - Q_{ffrun}} \quad (4.76)$$

Eğer yapılan hesaplama sonucunda $Run \geq 1$ çıkarsa $Run = 1$ alınır ve taze-gıda kabin sıcaklığı aşağıdaki gibi yeniden hesaplanır.

$$T_{ffmean} = \frac{Q_{ffix} + Q_{ffrn} + UA_{evaff} \cdot T_{evap} + UA_{ff} \cdot T_{amb}}{UA_{evaff} + UA_{ff}} \quad (4.77)$$

Dondurucu bölmesinde buharlaştırıcı üzerinden dolaşan havanın kabine giriş sıcaklığı aşağıdaki gibidir.

$$T_{frin} = T_{airout} + \frac{P_{fan}}{\dot{m}_{air} \cdot C_{pair}} \quad (4.78)$$

T_{airout} \Rightarrow Dondurucu buharlaştırıcısı hava çıkış sıcaklığı

P_{fan} \Rightarrow Buharlaştırıcıdan sonra kullanılan fanın gücü

\dot{m}_{air} \Rightarrow Buharlaştırıcı üzerinden geçen havanın debisi

Dondurucu kabininin ortalama sıcaklığı

$$T_{frmean} = \frac{UA_{fr} \cdot T_{amb} + Q_{ffix} + Run \cdot Q_{ffrun} + Run \cdot \dot{m}_{air} \cdot C_{pair} \cdot T_{frin}}{Run \cdot \dot{m}_{air} \cdot C_{pair} + UA_{fr}} \quad (4.79)$$

4.3 Statik Model Şarj Çalışmaları

4.3.1 Kompresör yağı içinde çözünen şarj miktarı

Kompresör yağı içinde çözünen yağ miktarının bulunması özellikle amacıyla Yüzer ve Kerpiçi [35] tarafından yapılan R600a üzerine çalışmalardan yararlanılmıştır. Bu çalışmalardan çıkan önemli sonuçlar olarak:

Testler dengeli konumda yapılmış olmasına rağmen sonuçlar çalışma anındaki karışma etkisini göz önüne alınarak durma ve çalışma anları için kullanılabilir

Deneylelerden elde edilen sonuçlar farklı kompresörlerdeki R600a ve mineral yağ çiftleri için kullanılabilir hassasiyettedir.

Basınç sıcaklık ve çözünürlük bilgileri alttaki korelasyona konularak ilgili katsayılar elde edilmiştir.

$$P_{comp} = m_1 m_f + m_2 m_f T_{comp} + m_3 m_f^2 + m_4 m_f^2 T_{comp} + m_5 m_f^2 T_{comp}^2 \quad (4.80)$$

$$m_1 = -0,09756$$

$$m_2 = 0,009622$$

$$m_3 = 0,009026$$

$$m_4 = -0,0008225$$

$$m_5 = 0,000004126$$

R 134a ile ilgili yağ çözünürlük bilgisi ACRC simülasyon modelinden alınmıştır. Bu korelasyonun oluşturulmasında da Cavestri'nin 2002 ASHRAE Handbook yer alan bilgileri kullanılmıştır [36].

$$P_{comp} = m_1 + m_2 T_{comp} + m_3 T_{comp}^2 + m_4 T_{comp}^3 + m_5 m_f + m_6 m_f^2 + m_7 m_f^3 + m_8 m_f T_{comp}^2 + m_9 m_f^2 T_{comp} + m_{10} m_f T_{comp} + m_{11} m_f^2 T_{comp}^2 + m_{12} T_{comp}^4 + m_{13} m_f^4 + m_{14} m_f T_{comp}^3 + m_{15} m_f^3 T_{comp} \quad (4.81)$$

$$M1=0.1027$$

$$M2=0.007466$$

$$M3=-0.0002145$$

$$M4=0.000002621$$

$$M5=0.0007973$$

$$M6=0.0002892$$

$$M7=-0.000005073$$

$$M8=0.00001644$$

$$M9=0.00002104$$

$$M10=-0.0003551$$

$$M11=-1.712E-07$$

$$M12=-1.410E-08$$

$$M13=7.397E-09$$

$$M14=-2.126E-08$$

$$M15=-2.574E-07$$

Program içinde kompresör modülünde iteratif bir yaklaşımla kompresör sıcaklık ve basınç değerine göre çözünürlük yüzdesi bulunmaktadır. Daha sonra kompresör veri giriş bilgileri arasına yeni eklenen yağ miktarı ile çarpılarak kompresör yağı içinde çözünmüş olarak bulunan soğutkan miktarı hesap edilmektedir.

4.3.2 Tek fazlı akış bölgelerinde şarj miktarı

Soğutma sisteminde yoğuşturucu giriş çıkış bölgeleri, buharlaştırıcı kızgın buhar çıkış bölgesi, kurutucu, akü ve kompresör iç hacminde tek fazlı akışkan bulunmaktadır. Bu bölgeler için şarj miktarının hesabı akışkan şartları ve hacim üzerinden kolay olarak yapılmaktadır. Ayrı elemanların hacimleri problemsiz olmakla beraber en kritik bilgi ısı değiştiricilerde tek fazlı bölge boylarının bilinmesidir.

4.3.3 İki fazlı akış bölgelerinde şarj miktarı

Soğutma sistemindeki akışkanın önemli bir kısmı, hacminde büyük bir kısmını oluşturan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu bölgelerinde iki fazlı akış şartlarında bulunmaktadır. İki fazlı akış alanında şarj miktarının bulunması çalışmanın kritik kısmını oluşturmaktadır. Uygun boşluk oranı korelasyonun seçimi için literatür bilgileri ve yapılan şarj miktarı ölçümlerinden yararlanılmıştır.

Yapılan hesaplamalarda sabit ısı akısı kabulü sonucu olarak iki fazlı bölge boyunca kuruluk oranı değerinin doğrusal olarak değiştiği kabulü yapılmıştır. Boşluk oranı için ise 5 adet farklı yaklaşım denenerek en uygunu seçilmesi hedeflenmiştir.

Çalışmalarda homojen akış koşulu, Zivi ve Chilsom kayma oranı korelasyonları ile Graham ve Premoli kütleli debi etkili boşluk oranı korelasyonları ile hesap yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında en uygun sonuçların Premoli korelasyonu ile elde edildiği görülerek, iki fazlı akış bölgelerindeki final değerler bu korelasyon ile hesaplanmıştır.

Öncelikle buharlaştırıcı giriş kuruluk derecesinden tamamen buharlaşma gerçekleştiği kabulü ve kuruluk derecesinin doğrusal değiştiği kabulü ile 0,01'lik değişimlerle toplam hücre sayısı bulunmaktadır.

$$Num_{\Delta x} = \frac{(1 - x_{buharlastruc_giri})}{0,01} \quad (4.82)$$

Hesap edilen hücre sayısı toplam boya bölünerek 0.01'lik kuruluk derecesi değişimi gözlenen hücrenin uzunluğu Δx hesap edilir.

$$\Delta x = \frac{L_{toplam}}{Num_{\Delta x}} \quad (4.83)$$

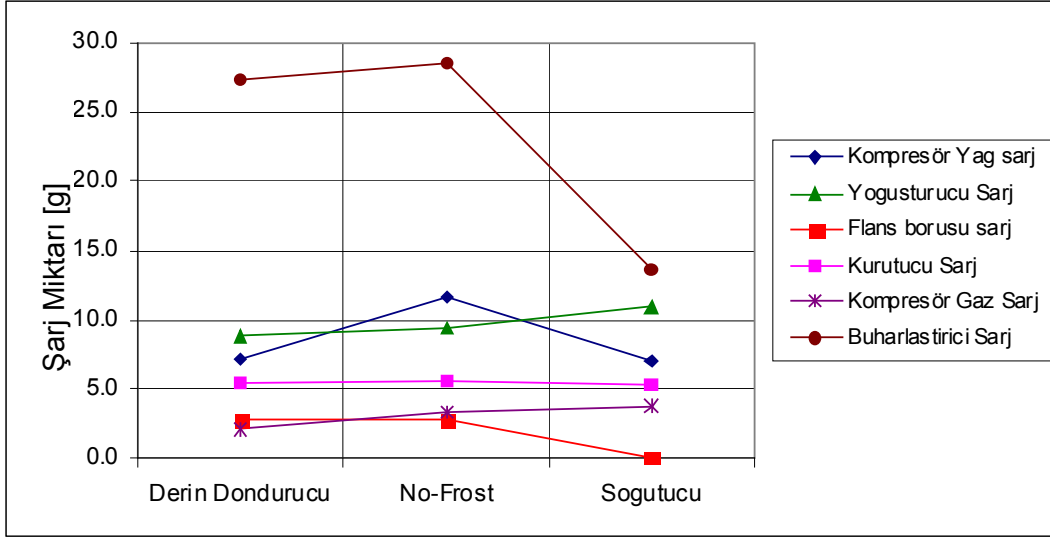
Daha sonra bir döngü yardımıyla ve (4.10-15) arası Premoli boşluk oranı formülleri kullanılarak her bir hücre için boşluk oranı hesaplanmaktadır. Boşluk oranı hesabının ardından (4.21) formülü ile her bir hücrenin içerdiği soğutkan miktarı hesap edilmektedir.

Yapılan hesaplamalar üç farklı kabin ve soğutma elemanı tipine sahip buzdolabı üzerinde denenmiştir. Elde edilen sonuçlar Çizelge 4.2 ve Şekil 4.7'de verilmektedir.

Çizelge 4.2 : Model sonuçlarına göre elemanlardaki şarj dağılımı.

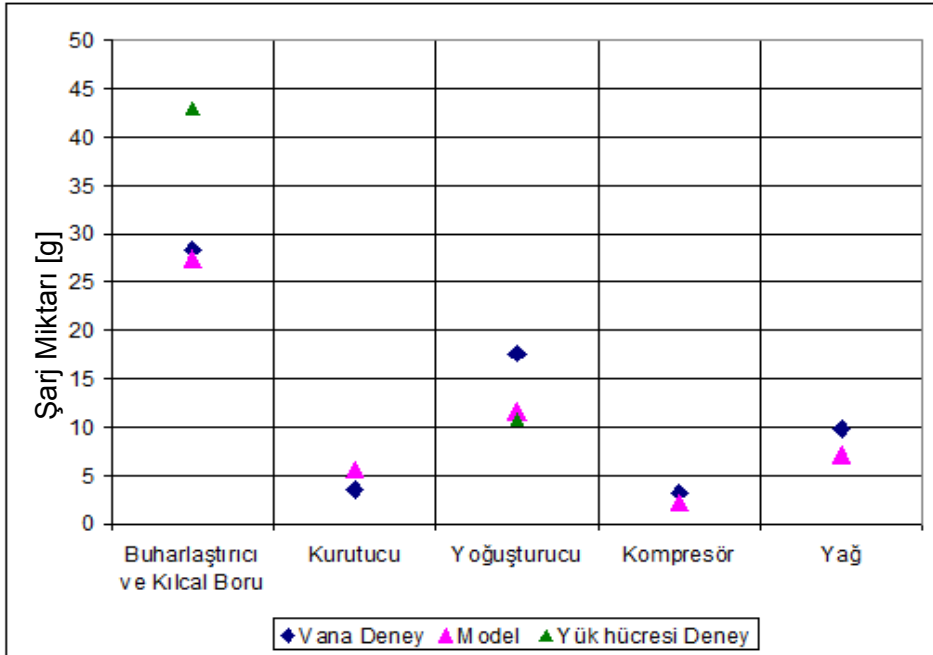
Model	Yoğuşturucu Şarj	Çevre Isıtıcısı şarj	Kompresör Yağ şarj	Buharlaştırıcı şarj	Kompresör Gaz Şarj	Kurutucu Şarj
Derin dondurucu	8.8	2.9	7.1	27.4	2.2	5.5
No- Frost	9.4	2.8	11.6	28.4	3.4	5.6
Soğutucu	10.9	0.0	7.1	13.6	3.8	5.4

Sistem içi şarj dağılımı model sonuçlarına göre incelendiğinde şarjın önemli bir kısmını buharlaştırıcıda bulunduğu görülmektedir. Daha sonra gelen iki grup olan kompresör yağ içinde çözülmüş ve yoğuşturucuda bulunan miktarlardan yoğuşturucu şarjı model bazında yoğuşma basıncının artışı ile bir artış göstermektedir. Kurutucu birbirine eşit hacimde olduğu ve tamamı sıvı kabulü ile hesaplandığından birbirine çok yakın değerlere sahiptir.



Şekil 4.7 : Model sonuçlarına göre elemanlara göre şarjın dağılımı.

Model ve deney sonuçları uyumunun iyileştirilmesi için akü ve bağlantı borularının modele eklenmesi, ısı değiştiriciler için farklı korelasyonlar kullanımı, modelin aşırı soğuma değerine olan hassasiyetinin çalışılması gerekmektedir.



Şekil 4.8 : Deney düzenekleri ve model sonuçlarının karşılaştırılması.

Deney düzenekleri sonuçları ile modelden elde edilen eleman bazlı sonuçlar şekil 4.8’de karşılaştırıldığında vana deney düzeneği ve model sonuçlarının birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. İki set arasındaki en önemli fark yoğunlaştırıcı şarj miktarında görülen farktır. Yük hücresi deney düzeneği sonuçlarında ise yoğunlaştırıcı şarjında model ile uyum olmakla beraber buharlaştırıcı şarj miktarının oldukça yüksek ölçüldüğü görülmektedir, bunun başlıca sebebi olarak buharlaştırıcı üstünde biriken kar miktarının doğru olarak verilerden ayrıştırılamaması gösterilebilir.

4.4 Dinamik Model Çalışmaları

Dinamik modelleme çalışmaları için model karmaşıklığı ve hesap süresi açısından en avantajlı olan yığın bir model üzerinden sistemin dinamik davranışı ve şarj miktarları incelenmiştir.

4.4.1 Isı değıştirici hesaplanması

Kullanılan yığın modelleme yaklaşımı temel olarak Jakobsen (1995) tarafından yapılan çalışma üzerine geliştirilmiştir [10].

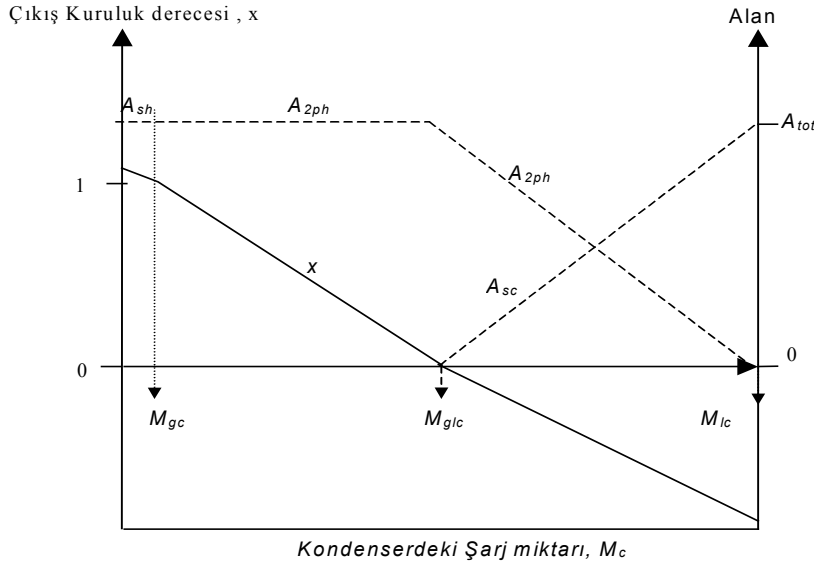
Isı değıştiricilerin dinamik modellenmesi ile ilgili olarak temel fikir hangi akış bölgesinin ne kadar alan kapladığının bulunmasıdır.

Yoğuşturucudaki akışkan miktarı az olduğu sürece ($M_c < M_{gc}$) tüm alan aşırı kızmış buhar ile kaplıdır ve ısı transferi bu bölgenin denklemlerine göre hesaplanmaktadır. Çıkış kuruluk derecesi de doğal olarak $x=1$ dir.

Akışkan miktarı arttığı sürece ve basınç sıvı yoğunlaşması için yeterli yüksek değere ulaşırsa aşırı kızgın bölgesi sıfırlanacak ve tüm alan iki fazlı akış olacaktır. Yoğuşturucu çıkışı da buhar sıvı karışımı olarak gerçekleşecektir. Yoğuşturucu soğutkan miktarı arttıkça sıvı miktarı artacaktır. Sonunda $M_c > M_{glc}$ olduğu durumda çıkış tamamen sıvı olacaktır ($x=0$). Bu aralıkta kuruluk derecesinin lineer olarak değıştiği kabul edilmektedir. Şekil 4.9’da bu değışim gösterilmiştir.

Soğutkan miktarı M_{glc} değerini aştığında iki faz bölgesi doymuş olacak ve daha fazla akışkan alamayacaktır. Bu durumda sıvı bölgesi oluşacak ve çıkış aşırı

soğuma olarak gerçekleşecektir. $M_c > M_{g/c}$ durumunda çıkış kuruluk derecesi 0 dir ve $M_c = M_{l/c}$ olduğu durumda yoğuşturucu tamamen sıvı faz ile dolu olacaktır.



Şekil 4.9 : Yoğuşturucu şarjına göre ısı geçiş alanları değişimi

Termodinamiğin birinci kanunu uygulanırsa: U_{int_energy} akışkanın iç enerjisi Q_{int_energy} ise akışkana duvardan gelen ısı akısı olduğu durumda.

$$\frac{dU_{int_energy}}{dT} = \dot{m}_{com} \cdot h_2 - \dot{m}_{cap} \cdot h_3 - \dot{Q}_{int_energy} \quad (4.84)$$

Aşırı soğuma derecesinin bulunmasında sadece tek bir ortalama duvar sıcaklığı olmak problemidir, çünkü aşırı soğuma derecesi bu değer altına düşebilir. Bu sebeple çıkış sıcaklığı T_{subc} aşırı soğuma oluşuyorsa sanki kararlı denge için yazılan ekteki denklem yardımıyla bulunur.

$$\dot{m}_{cap} \cdot C_{pl} \cdot DT = U_{sc} \cdot (T_c - T_a) \cdot dA_{sc} \Rightarrow T_{subc} = T_a + (T_c - T_a) \cdot \exp\left(\frac{U_{sc} \cdot A_{sc}}{\dot{m}_{cap} \cdot C_{pl}}\right) \quad (4.85)$$

Soğutkan ile yoğuşturucu duvarı arasındaki ısı transferi ilişkisi şu şekilde tanımlanabilir:

$$\dot{Q}_{ic} = A_g \cdot \alpha_g \cdot (T_g - T_{wc}) + A_{2phi} \cdot \alpha_{2ph} \cdot (T_c - T_{wc}) + \dot{m}_{cap} \cdot (h_{l3} - h_3) \quad (4.86)$$

Bu denklemin üç terimi vardır: Birincisi yoğuşturucu sadece aşırı kızgın içeriyorsa sıfır değildir, bu durumda son iki terim sıfır olacaktır, ikinci terim yoğuşma bölgesinde soğutkan ve duvar arasındaki ısı geçiştir, son terimde sıvı bölgede geçen ısıdır aşırı soğuma bölgesi yoksa sıfırdır.

Buharlaştırıcı hesaplamaları da temel yaklaşım olarak yoğuşturucu modeline benzemektedir. Temel fark buharlaştırmacıda iki-faz ve aşırı kızma olarak iki bölge bulunmasıdır.

4.4.2 Kompresör hesaplamaları

Modelde kompresör elemanı için kullanılan yaklaşım Jakobsen'in [10] kullandığı hacimsel verim ve isentropik verimin ampirik verilere dayanması yerine debi ve güç tüketiminin buharlaşma ve yoğuşma basınçlarına dayandığı ampirik ifadedir. Bu ifade temel olarak şu şekilde ifade edilebilir.

$$\dot{m} = x_1 + x_2 * T_{buh} + x_3 * T_{buh}^2 + T_{yoğ} * (x_4 + x_5 * T_{buh} + x_6 * T_{buh}^2) + T_{yoğ}^2 * (x_7 + x_8 * T_{buh} + x_9 * T_{buh}^2) \quad (4.87)$$

$$P = y_1 + y_2 * T_{buh} + y_3 * T_{buh}^2 + T_{yoğ} * (y_4 + y_5 * T_{buh} + y_6 * T_{buh}^2) + T_{yoğ}^2 * (y_7 + y_8 * T_{buh} + y_9 * T_{buh}^2) \quad (4.88)$$

Deneysel verilere dayanan bu denklem sayesinde kompresör sonuçları daha kesin olarak ifade edilebilmekte ve kompresörden gelecek farklılıklar model üstünde etkin olması engellenmektedir.

Kompresör çıkış şartları ise kompresör kontrol hacmi enerji dengesi üstünden hesap edilmektedir.

$$h_{out} = h_{in} + \frac{(P - Q_{kafa})}{\dot{m}} \quad (4.89)$$

$$Q_{kafa} = UA_{kafa} \cdot (T_{komp_çıkı} - T_{ortam}) \quad (4.90)$$

Elde edilen h_{out} değeri üzerinden bilinen yoğuşma basıncı değerindeki kompresör çıkış sıcaklığı iteratif bir yaklaşım ile hesap edilmektedir.

4.4.3 Kılcal boru modelleme çalışmaları

Kılcal boru hesaplamalarında Bilgiç tarafından R600a akışkan için yapılan deneysel çalışmalar tarafından elde edilen denklemden yararlanılmıştır [37].

Buckingham π teoremi ile m adet boyuta sahip n tane büyüklüğün konusu olduğu fiziksel bir problemin n-m adet boyutsuz parametre ile tanımlanabileceğini ispatlamıştır. Örneğin, $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ büyüklüklerini içeren bir problem düşünülün. Tüm büyüklüklerin problem çözümü için bilinmesi ve aralarında fonksiyonel bir ilişkinin var olması gerekmektedir

$$F(A_1, A_2, A_3, \dots, A_n) = 0 \quad (4.91)$$

Eğer π_1, π_2, \dots , boyutsuz sayıları, m adet boyuta sahip A_1, A_2, \dots, A_n büyüklüklerinin boyutsuz ifadeleri olur ise, eşitlik aşağıdaki formu alır

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0 \quad (4.92)$$

π parametrelerinin üretilmesi için izlenen metot, farklı boyutlarda m adet A büyüklüğünün seçilerek, tekrarlanan üstel biçimleri ve tekrarlanmayan ifadenin yalın halinin çarpılması, ifadeyi boyutsuz hale getirecek katsayıların elde edilmesidir,

$$\pi_1 = A_1^{X1} A_2^{X2} A_3^{X3} A_4 \quad (4.93)$$

Deneysel çalışma sonucu tespit edilen, kılcal boru akışını etkileyen 11 adet fiziksel büyüklük mevcuttur.

$$\dot{m} = f((P_g - P_c), \Delta T, L, d, \mu_s, \mu_g, \rho_s, \rho_g, \sigma, h_{sg}, T_{kr}) \quad (4.94)$$

Temel fiziksel büyüklükler için boyut analiz yapılmış, büyüklüklerin boyutları Tablo 4.3 ile sunulmuştur.

Çizelge 4.3 : Kılcal boru akış analizinde kullanılan fiziksel büyüklükler

Büyüklük	Sembol	Boyut
Boy	l	L
Zaman	t	T
Kütle	m	M
Sıcaklık Farkı	Δt	T
Kuvvet	f	MLT^{-2}
Basınç	p	$ML^{-1}T^{-2}$
Entalpi	h	L^2T^{-2}
Viskozite	μ	$ML^{-1}T^{-1}$
Yoğunluk	ρ	ML^{-3}
Yüzey gerilimi	σ	MT^{-2}

Buckingham yöntemi kullanılarak, seçilen büyüklükler boyutsuz sayılara dönüştürülmüştür. Sırası ile elde edilen boyutsuz sayılar ve ifade ettikleri etki aşağıda sunulmuştur;

π_1 parametresi kütleli debi etkisini göstermek amacı ile aşağıdaki şekilde oluşturulmuştur.

$$\pi_1 = \frac{\dot{m}}{d^2 \sqrt{\rho_f P_{in}}} \quad (4.95)$$

π_2 parametresi giriş basıncı (yoğuşurucu basıncı) etkisini ifade etmek amacı ile oluşturulmuştur.

$$\pi_2 = \frac{(P_{in} - P_{sat})}{P_c} \quad (4.96)$$

π_3 parametresi kılcal boru girişinde aşırı soğuma etkisini görmek amacı ile oluşturulmuştur.

$$\pi_3 = \frac{\Delta T_a}{T_c} \quad (4.97)$$

π_4 parametresi kılcal boru geometrisini ifade etmek amacı ile oluşturulmuştur.

$$\pi_4 = \frac{L}{d} \quad (4.98)$$

π_5 parametresi kabarcık oluşumu etkisini göstermektedir.

$$\pi_5 = \frac{\sigma}{dP_g} \quad (4.99)$$

π_6 parametresi fazların ısı kapasitelerini göstermektedir.

$$\pi_6 = \frac{c_{pg} - c_{pl}}{c_{pg}} \quad (4.100)$$

Boğulmuş akış koşulları tüm deneylerde sağlandığından, buharlaştırıcı basıncı (kılcal boru çıkış basıncı) bir değişken olarak korelasyonda yer almamıştır.

Elde edilen boyutsuz parametreler arasındaki bağımlılık (4.100) denkleminde ifade edilmiştir.

$$\pi_1 = a.\pi_2^b.\pi_3^c.\pi_4^d.\pi_5^e.\pi_6^f \quad (4.101)$$

Değişkenler arasında bağımlılığı sağlayan a, b, c, d, e, f parametrelerinin tespiti için regresyon analizi yapılmıştır. Regresyon analizi, aralarında sebep-sonuç ilişkisi bulunan iki veya daha fazla değişken arasındaki ilişkiyi, o konu ile ilgili tahminler ya da kestirimler yapabilmek amacıyla regresyon modeli olarak adlandırılan matematiksel bir model ile karakterize eden bir istatistik analiz tekniğidir

Regresyon analizi ile uydurulacak modelde yer alacak bağımsız değişkenlerin seçimi çalışmanın ilk adımıdır. Burada dikkat edilecek en önemli hususlar; bağımlı değişkenin doğru seçilmesi, bağımlı değişken ile bağımsız değişken veya değişkenler arasında doğrusal bir sebep-sonuç ilişkisi bulunması, modele sadece ilgili bağımsız değişkenlerin dahil edilmesidir.

Seçtiğimiz denklem mevcut hali ile doğrusal bir karakterde olmadığından, regresyon analizi yapmamız mümkün görünmemektedir. Bu nedenle regresyon analizi öncesi denklemi lineerleştirmemiz gerekmektedir. İfadenin her iki tarafının doğal logaritması alınarak denklem doğrusallaştırılabilmektedir.

$$\ln \pi_1 = a + b.\ln \pi_2 + c.\ln \pi_3 + d.\ln \pi_4 + e.\ln \pi_5 + f.\ln \pi_6 \quad (4.102)$$

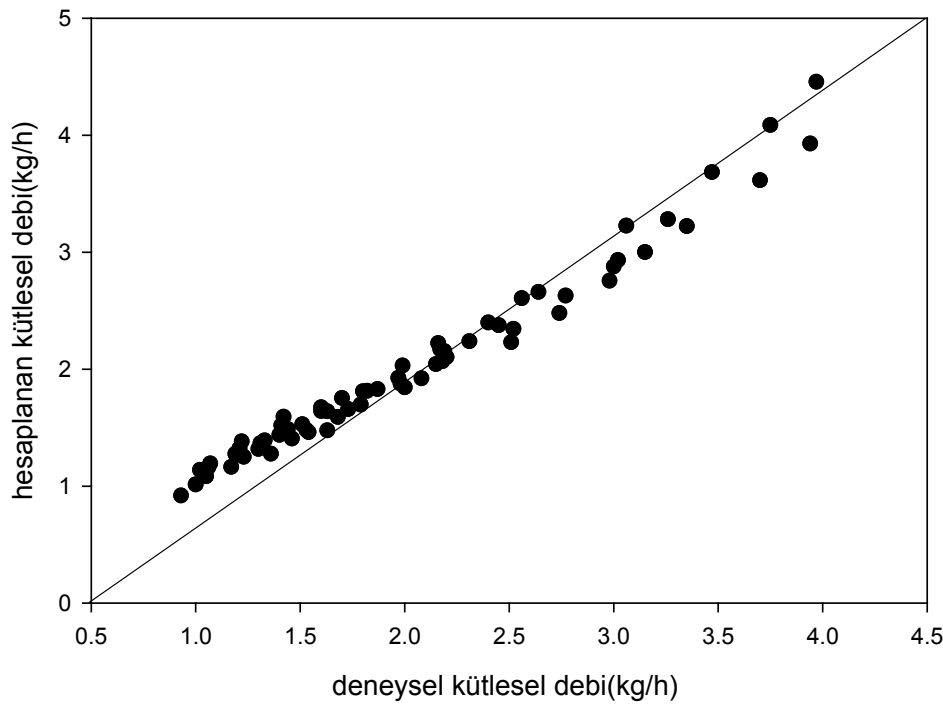
Elde ettiğimiz denklem çoklu bir regresyon modelidir. Modeldeki bağımsız değişken veya değişkenlerin bağımlı değişkeni ne oranda etkilediğine katsayılar

dahilinde bakılır. Çoklu regresyon modelleri en küçük kareler yöntemi kullanılarak çözümlenebilmektedir

Regresyon modelinin çözümlenmesi amacıyla en küçük kareler regresyonu ile çözüm yapan Sigmaplot 2001 programı kullanılarak, doğrusallaştırılmış denklemin çözümü yapılmıştır. Çözüm için 0.0001 tolerans ile 0.01 adımda 10000 adet iterasyon yapılmıştır. Elde edilen regresyon modeli denklem 7.28'de sunulmuştur.

$$\ln \pi_1 = 13.304 + 0.035 * \ln \pi_2 + 0.148 * \ln \pi_3 + -0.504 * \ln \pi_4 + 0.554 * \ln \pi_5 + 0.943 * \ln \pi_6 \quad (4.103)$$

Elde edilen regresyon modelinin anakütle (deney sonuçları) ile arasındaki hata yüzdesi $\pm 10\%$ sınırları içindedir. Model, deney sonuçlarını 0.19 ortalama sapma, 1.58 standart sapma ile tahmin etmektedir.



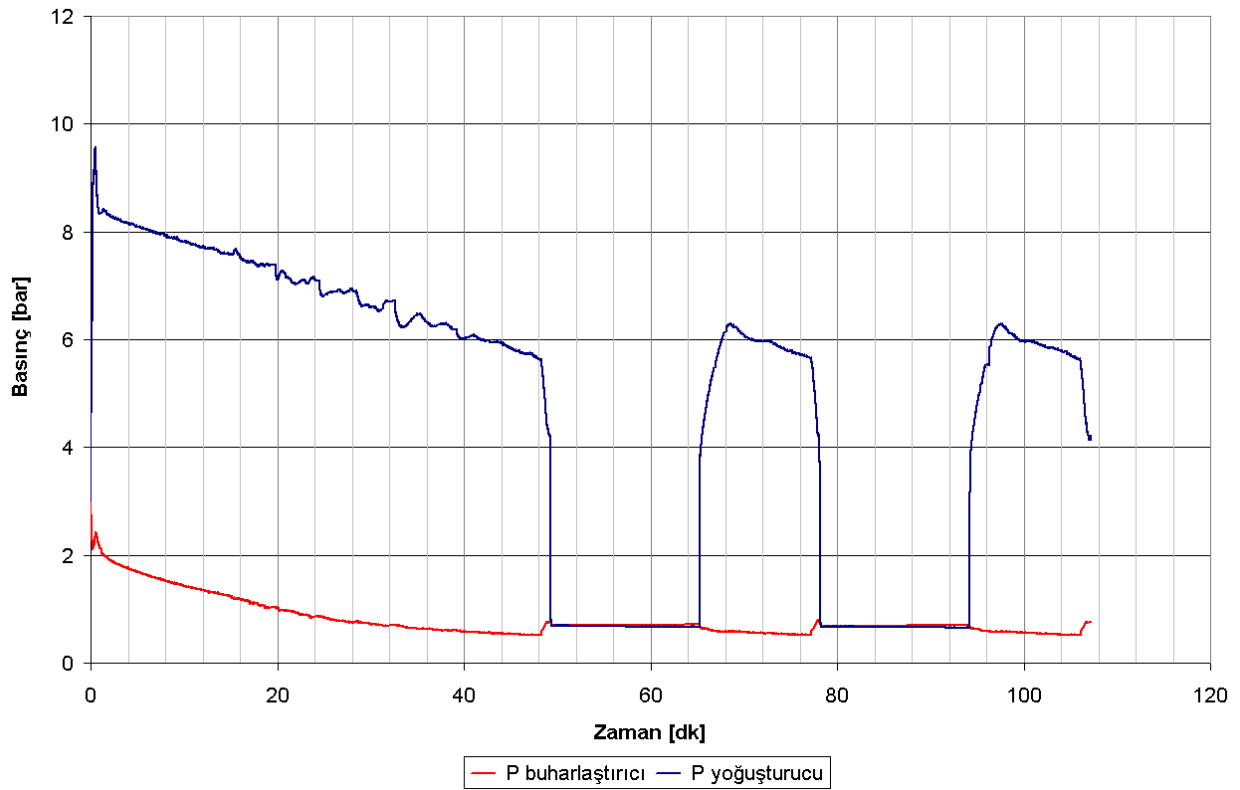
Şekil 4.10 : Regresyon modeli ile deney sonuçlarının uyumu.

Regresyon modeli için yapılan kabullerin ve uygulanan çözüm yönteminin sağlanması amacıyla, testler uygulanmıştır. Elde edilen model için sonuçlar şöyledir:

Tahmin edilen modelde bağımlı değişkendeki değişimin açıklayıcı değişkenlerle topluca açıklanabilme oranını veren değer çoklu belirlilik katsayısı (R^2) tahmin edilen modelde R^2 değeri 0.97407422 bulunmuştur. Bu değer bağımlı değişkendeki (π_1 in logaritması alınmış değerindeki) değişimin yüzde 97 kadarının açıklayıcı değişkenler tarafından birlikte (π_2, π_3, π_4 ve π_5 in logaritması alınmış değerince) açıklandığı anlamına gelir. R^2 'nin en çok 1 olacağı düşünülürse bu açıklama gücü bir hayli yüksektir.

4.4.4 Dinamik model sonuçları

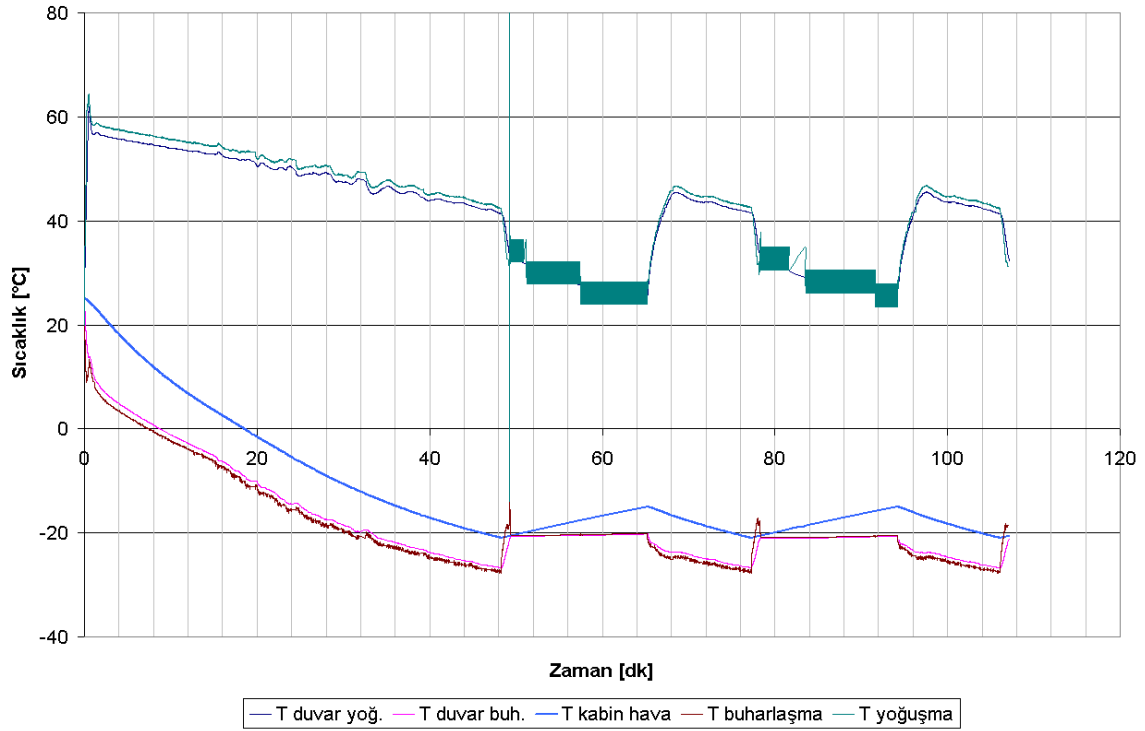
Kurulan dinamik modelin parametrik veri girişine göre çalıştırılması ile elde edilen sonuçlar yazılan program yardımıyla grafiksel olarak gerçek zamanlı takip edilebilmektedir.



Şekil 4.11 : Basınç değişim grafiği.

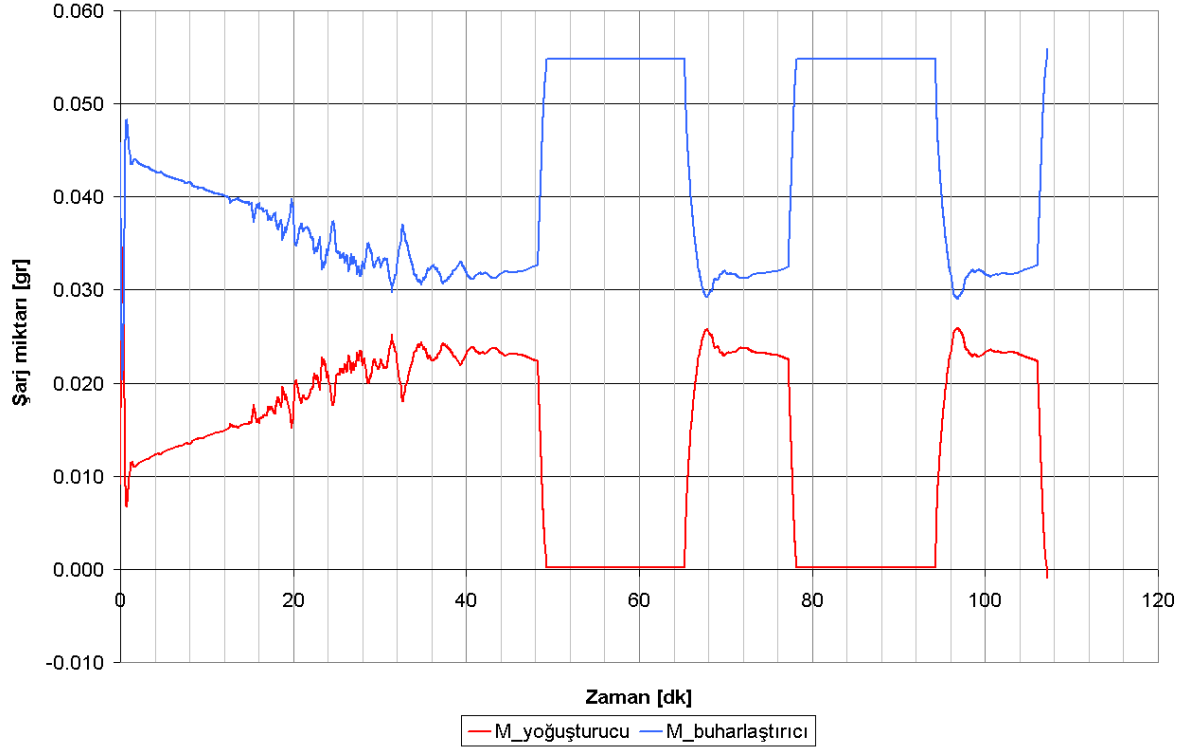
Modelde ısı değiştirici hesaplamasının temelini basınç hesabı oluşturmaktadır. Şekil 4.11'de görüldüğü gibi ilk kalkış anında gerçekleşen ani yoğuşturucu basıncı artışının ardından sistemin dengelenmesi ile beraber daha düşük değerlere

ulaşmaktadır. Kompresör durma anında hızla yoğuşma basıncı düşmekte ve denge şartlarına ulaşmaktadır.



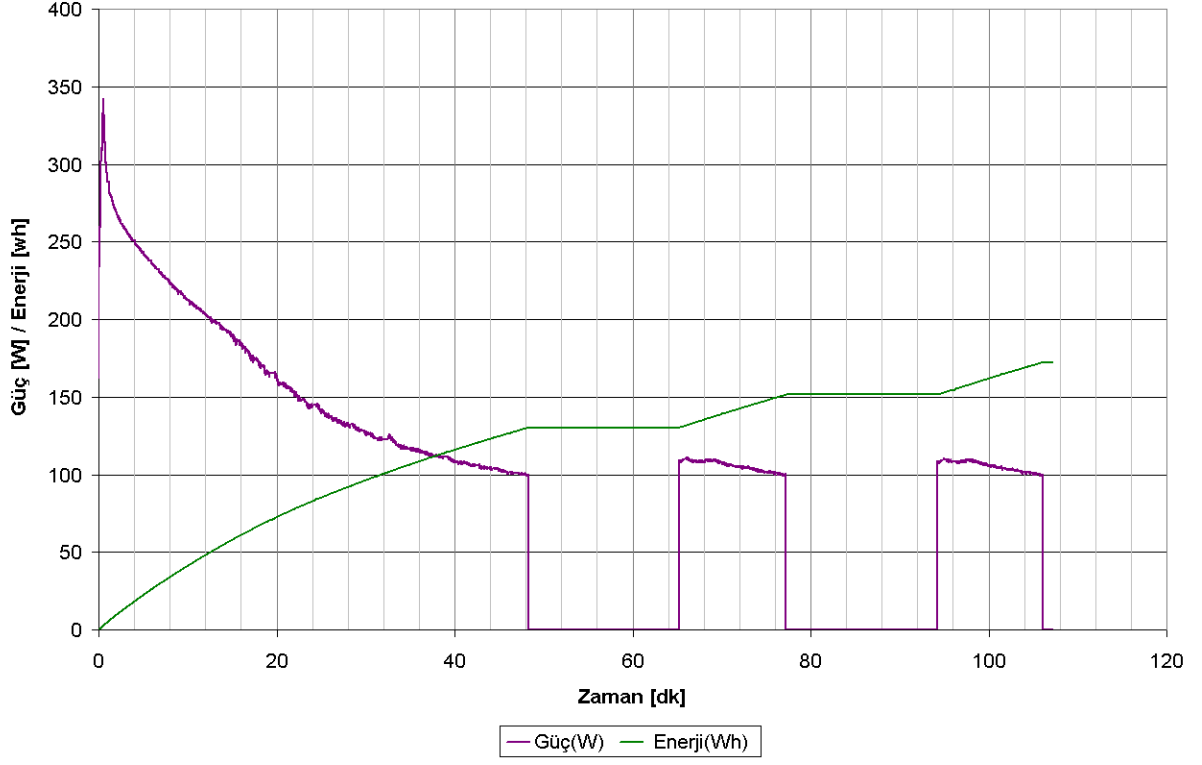
Şekil 4.12 : Sıcaklık değişim grafiği.

Temel sıcaklık değerleri olarak buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, bu ısı değiştiricilerin duvar sıcaklıkları gibi değerler takip edilmektedir. Kompresör için çalışma kontrolü kabin sıcaklığı için belirlenen sıcaklık değeri ve bu sıcaklık için termostat hassasiyeti olarak tanımlanan sıcaklık genlik değeri olarak verilmektedir. Şekil 4.12'de verilen analiz grafiğinde hedef sıcaklık olarak -18°C ve hassasiyet değeri olarak 3°C değeri verilmiştir.



Şekil 4.13 : Şarj miktarı değişimleri.

Modelde şarj miktarı değişimleri ısı değiştirici şarj miktarları üzerinden takip edilmektedir. Deneylede gözlenen değişimlere benzer olarak durma anlarında soğutkanın önemli bir miktarının buharlaştırıcıda biriktiği Şekil 4.13’de görülmektedir. Yoğuşturucu şarj miktarı durma anlarında önemli miktarda düşmektedir. Bu düşüş modelde deneylede göre daha etken olmakta ve sıfıra yaklaşan yoğuşturucu değerleri ile karşılaşılmaktadır.



Şekil 4.14 : Enerji tüketimi ve güç değeri.

Kompresörün güç değeri ve bu hesap üstünden hesaplanan toplam enerji tüketimi değeri zaman bağlı olarak Şekil 4.14’de takip edilmektedir.

5. SONUÇLAR, DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Son yıllarda soğutma endüstrisinde uygun bir soğutkan alternatifi olarak beklenen tüm özellikleri biri hariç sağlamakta olan HC'lar ve özellikle R600a araştırmalarda ön plana çıktı. Yanıcılık özelliği konusunda ise küçük sistemlerde kullanılan miktarın az olması tehlikeyi azaltmaktadır. Bu verilere dayanılarak son yıllarda özellikle ev tipi soğutucularda Avrupalı üreticiler arasında giderek R600a kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. Artan kullanım ile R600a ile ilgili deneysel veriler oluşturulması ihtiyacı da artmaktadır. Bu doktora çalışmasında R600a ile yapılan deneylerle sistem çalışma şartlarını daha iyi anlaşılmasını sağlamak amacıyla sistem elamanlarındaki şarj dağılımı ve çeşitli parametrik değişimlerin bu dağılıma etkileri incelenmiştir

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan miktarı ve bunun sistem içinde dağılımı genel sistem performansı açısından büyük önem taşımaktadır. Sistem tasarım aşamasında akışkan miktarının belirlenmesi önemli tasarım problemlerinden biri olmaktadır. Bu tahminin doğru olarak yapılabilmesi için akışkanın sistem içinde düzenli çalışma ve çevrimsel çalışma anlarındaki dağılımın dikkatli şekilde gözlenmesi ve anlaşılması gereklidir.

Çalışmanın deneysel bölümünde buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimindeki soğutucu akışkanın elemanlarındaki dağılımı ve farklı şartlarda bu dağılımın değişimi iki farklı deneysel yöntemle ölçülmüştür.

Birinci deney düzeneği olan yük hücresi sisteminde şarj etkisinin ölçümü için kullanılan ana sistem elemanları olan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu özel bir sistem ile yük hücrelerine asılmıştır. Isı değiştiricilerin sisteme olan bağlantıları ensek boru bağlantıları ile yapılmıştır. Yük hücreleri ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ağırlıkları anlık olarak ölçülebilmektedir. Sistemin genel özelliği sebebiyle gerçekleşen salınım değeri dışında ağırlık değişimleri doğrulukla ölçülebilmektedir.

Bu deney düzeneği ile toplam şarj miktarının değişimi, farklı çevrimsel çalışma sürelerinin değişimi, değişken kapasiteli kompresör ile farklı devirlerin değişiminin şarj dağılımına etkisi incelenmiştir. Bu ölçümler sonucu farklı çevrim sürelerinin ve farklı kompresör devirlerinin ilk kalkış anında ufak değişimlere neden olmakla beraber düzenli çalışma koşullarına gelindiğinde şarj dağılımında önemli bir değişim oluşturmadığı gözlenmiştir. Kompresör kalkış ve durma anlarındaki saniye düzeyindeki değişimlere sistem çok çabuk cevap verebilmektedir.

İkinci deney düzeneği olan vana şarj düzeneğinde ise amaç soğutma çevriminin ölçüm yapılmak istenen anında vanaların kapatılması ile kontrol hacimlerindeki şarjın birbirinden ayrılması ve daha sonra kontrol hacimlerinin sıra ile tanka genişletilmesi ve ulaşılan aşırı kızmış şartta basınç ve sıcaklık değeri yardımıyla akışkan yoğunluğunun hesaplanması ve bilinen hacim değerinden yola çıkılarak akışkan miktarının bulunmasıdır.

Deney çalışma düzeni şu şekildedir: Sistem denge konumuna gelmesi sonrası kompresör çalışma çevriminin belirli bir anında vanaların kapatılması, kontrol hacimlerinin tek-tek tanka genişletilmesi, aynı işlemin kompresör çalışma çevriminin başka bir anı için tekrarı. İşlem adımları HP VEE dilinde hazırlanan bilgisayar programı yardımıyla otomatik olarak yapılsa da herhangi bir çevrimin tüm noktaların ölçümü ciddi bir zaman almaktadır. Bir ölçüm noktasının ölçümü 8-10 saat arası değişmektedir. Durma ve kalkma anlarında sık ölçüm yapılması gerekliliği hesaba katıldığında bir ölçüm haftalar sürebilmektedir.

Kararlı rejim çalışma şartlarında toplam şarj miktarının %43'ü buharlaştırıcıda, %24'ü yoğunlaştırıcıda, %20'si ise kompresör yağı içinde çözülmüş olarak bulunmaktadır.

Vana deney düzeneği yardımıyla düzenli çalışma anındaki soğutkan dağılımı ve toplam şarj miktarının dağılıma etkisi incelenmiştir. Farklı toplam şarj miktarı ile yapılan deneysel çalışmalar eleman bazında incelendiğinde en önemli değişimin buharlaştırıcı şarj miktarlarında olduğu görülmektedir. 75 gram toplam şarj yüklenen soğutma çevriminde düzenli çalışma anında ortalama 35 gram şarj varken, 57 gram toplam şarj miktarında bu değer 24 gram değerine düşmektedir. Deneyler kompresör çalışma anlarında toplam şarjın % 42-47 arası miktarının buharlaştırıcıda biriktiğini göstermektedir. Durma anının dengelenmiş halinde ise

toplam şarjın %70-72 arası buharlaştırıcı içerisinde birikmektedir. Ölçüm yapılan diğer elemanlar olan kurutucu, kompresör gaz ve hesap edilen yağ içinde çözünen şarj miktarların incelendiğinde toplam şarj miktarının değişimine bağlı olarak ciddi bir farklılık görülmemektedir. Bu sonuçlardan sistemin çalışması için yeterli belli bir şarj değerinin üstünden yapılan değişikliklerin direkt olarak buharlaştırıcı doluluk oranı üstünde etkili olduğu diğer elemanların belirli bir denge içinde çalışmaya devam ettikleri görülmektedir.

Teorik çalışmalar için öncelikli olarak farklı boşluk oranı korelasyonlarının şarj dağılımı hesaplarına etkileri incelenmiştir. İncelenen boşluk oranı korelasyonlarının ısı değiştiricilerdeki şarj miktarı hesabını ciddi olarak etkilediği görülmektedir. Kayma oranı üzerinden hesap yapan korelasyonların ve özellikle gaz ve sıvı fazlarını aynı hızda kabul eden homojen yaklaşım ile gerekçe durumun çok altında değerlerde şarj hesabı yapılmaktadır. Deneysel sonuçlar ile en uyumlu olan korelasyon ısı akısına bağlı olarak hesap yapan Premoli boşluk oranı korelasyonu olmuştur.

Yapılan teorik şarj dağılımı hesaplamaları düzenli rejim şartlarına göre hesap yapan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi modeli üstüne uygulanmıştır. Kullanılan model temel buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi hesaplamalarının buzdolabı çalışma ve kabin şartlarındaki enerji tüketimi ve diğer performans hesaplarının bulunması amacıyla kurulmuştur. Model temel ısı transferi ve termodinamik çözümlerinin yanında ampirik ifadelerden de yararlanmaktadır

Farklı dolap tipleri için statik model ile şarj dağılımı hesaplamaları yapılmıştır. Deneysel düzenekleri sonuçları ile modelden derin dondurucu dolap tip için elde edilen eleman bazlı sonuçlar karşılaştırıldığında vana deney düzeneği ve model sonuçlarının birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. İki set arasındaki en önemli fark yoğuşturucu şarj miktarında görülen farktır. Yük hücresi deney düzeneği sonuçlarında ise yoğuşturucu şarjında model ile uyum olmakla beraber buharlaştırıcı şarj miktarının oldukça yüksek ölçüldüğü görülmektedir, bunun başlıca sebebi olarak buharlaştırıcı üstünde biriken kar miktarının doğru olarak verilerden ayrıştırılamaması gösterilebilir. Model ve deney sonuçları uyumunun iyileştirilmesi için akü ve bağlantı borularının modele eklenmesi, modelin aşırı soğuma değerine olan hassasiyetinin çalışılması gerekmektedir

Dinamik model çalışmaları başlığı altında ısı değiştiricilerin faz bölgelerine göre modellendiği, kılcal boru ve kompresörün ise hem doğruluk hem de hız sebebiyle ampirik ifadelerle çözüldüğü bir model kurulmuştur. Modelde şarj miktarı değişimleri ısı değiştirici şarj miktarları üzerinden takip edilmektedir. Deneylerde gözlenen değişimlere benzer olarak durma anlarında soğutkanın önemli bir miktarının buharlaştırıcıda biriktiği görülmektedir. Yoğuşturucu şarj miktarı durma anlarında önemli miktarda düşmektedir. Bu düşüş modelde deneylere göre daha etken olmakta ve sıfıra yaklaşan yoğuşturucu değerleri ile karşılaşılmaktadır. Temel çevrim değerleri olan basınç ve sıcaklık değerleri deneysel sonuçlar ile uyumlu sonuçlar vermektedir.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki çalışmalarının yapılmasının yararlı olacağı düşünülmektedir;

1. Farklı ısı değiştirici tipleri için şarj dağılımı ölçümlerinin yapılması, özellikle ev tipi küçük soğutma sistemlerinde kullanılan kanatlı buharlaştırıcı, doğal taşınım yerine zorlanmış taşınım kullanılan kabin dibi yoğuşturucular, levha-boru tipi gizli yoğuşturucular için deneyler yapılması yararlı olacaktır.
2. Farklı ortam sıcaklığı ve kabin yük şartlarının buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi şarj dağılımına etkilerinin deneysel olarak incelenmesi,
3. Isı değiştirici özelinde hazırlanacak bir matematiksel model ile şarj dağılım etkilerinin diğer sistem dinamiklerinden ayıklanmış olarak incelenmesi ve sonuçların deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması,
4. Çalışma koşullarında çevrimsel karakterin daha iyi tahmin edilebilmesi için kabin içi hava değerinin dağılımlı olarak çözülmesi gerekli olabilir, bu sayede enerji tüketimi değerleri için gerekli olan paketli test koşulları da hesap edilebilecektir.
5. Zamana bağlı modelin analiz süresinin kısaltılması amacıyla yapılan hesaplamaların hız özelinde gözden geçirilmesi ve grafik modülünden ayrı hesap yapılma olanağı sağlanması gereklidir.

KAYNAKLAR

- [1] **Houghton, J.T., Meira Filho, L.G., Bruce, J.P., Hoesung Lee, B.T., Callander, E.F., Haites, N., Harris, K.,** 1994. *IPCC Climate change: radiative forcing of climate change and an evaluation of the IPCC IS92 emission scenarios* . Cambridge University Press, pp.339., New York.
- [2] **WMO, World Meteorological Organization,** 1991. Scientific assessment of ozone depletion:. *World meteorological organization global ozone research and monitoring project*, Report no. 25.,Geneva.
- [3] **Dhar, M., Soedel, W.,** 1979. Transient Analysis of a vapor compression refrigeration system: Part 1 The Mathematical Model, *15. International Refrigeration Conference Proceedings*, Venice , Italy.
- [4] **Chi, J., Didion, D.,** 1982. A simulation model of the transient performance of a heat pump, *International Journal of Refrigeration* Vol.5. No.3, pp. 176-184.
- [5] **Melo, C., Ferreira, R.T.S., Pereira, R.H., Negrao, C.O.R.,** 1988. Dynamic behaviour of a vapor compression refrigerator: A theoretical and experimental analysis, *Proc. of the 1998 IIR Meeting*, Purdue University, pp. 141-149., USA.
- [6] **Xu, X., Clodic, D.,** 1996. Dynamic simulation model of a vapor compression domestic refrigerator running with R134a, *International Refrigeration Conference*, Purdue University, pp. 489-494., USA.
- [7] **Patankar, S.V.,** 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington.

- [8] **Tiedemann, T., Kruse, H.**, 1994. Simulation of the transient behavior of household refrigerators and freezers, *International Refrigeration Conference*, Purdue University, pp. 191-198., USA.
- [9] **Haberschill, P., Gay, L., Aubouin, P., Lallemand, M.**, 2003. Dynamic model of a vapor compression refrigerating machine using R-407C , *Ashrae HVAC&R Research* Vol. 9 No.4.
- [10] **Jakobsen, A.**, 1995. Energy optimisation of refrigeration system, Technical University of Denmark, PhD Thesis, Denmark.
- [11] **Jiang, H., Aute, V., Radermacher, R.**, 2003. Prediction of the transient performance of household refrigerators, CEEE, University of Maryland.
- [12] **Shah, R., Alleyne, A.G., Bullard, C., Rasmussen, B., Hrnjak, P.**, 2003. Dynamic modeling and control of single and multi-evaporator subcritical vapor compression systems , ACRC Technical Report, TR-216, University of Illinois at Urbana-Champaign, USA.
- [13] **Jia, X., Tso, C.P., Jolly, P., Wong, Y.W.**, 1999. Distributed steady and dynamic modelling of dry-expansion evaporators, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 126-136.
- [14] **Rice, K.**, 1987. The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions, *ASHRAE Transactions* Vol. 93-1 pp 47-55.
- [15] **Domanski, P., Didion, D.**, 1983. Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion devices, *NBS building science series* 155.
- [16] **Otaki, T.**, 1973. Holding refrigerant in refrigeration unit, *XIII International congress of refrigeration, Progress in refrigeration science and technology*, pp. 535-544., Washington.

- [17] **Farzad, M., O'neal, D.**, 1994. The effect of void fraction model on estimation of air conditioner system performance variables under a range of refrigerant charging conditions, *Rev.Int. Froid* 17, pp. 85-93.
- [18] **Poggi, F., Macchi-Tejeda, H., Leducq, D., Bontemps, A.**, 2008. Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction , *International Journal of Refrigeration* 31, pp. 353-370.
- [19] **Björk, E.**, 2005. A simple Technique for refrigerant measurement, *Applied Thermal Engineering*, Volume 25, Issues 8-9, Pages 1115-1125.
- [20] **Björk, E., Palm, B.**, 2006. Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part II: Steady State conditions, *Applied Thermal Engineering*, Volume 26, 866-871.
- [21] **Björk, E., Palm, B.**, 2006. Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part I: Transient conditions, *Applied Thermal Engineering*, Volume 26, 829-837.
- [22] **Vjacheslav, N., Rozhentsev, A., Wang, C.**, 2001. Rationally based model for evaluating the optimal refrigeration mass charge in refrigerating machines, *Energy Conversion & Management*, 42, 2083-2095.
- [23] **Woldesemayat, M.A., Ghajar, A.J.** 2007. Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes, *International Journal Of Multiphase Flow*, Vol. 33, 347-370.
- [24] **Mulroy, W.J., Didion, D.A.**, 1985. Refrigerant migration in a split-unit air conditioner, *ASHRAE Transactions* 92 (1A),193–206.
- [25] **Kuijpers, L., Janssen, M.J.P., Verboven ,P.J.M.**, 1988. The influence of the refrigerant charge on the functioning of small refrigerating appliances, *ASHRAE Transactions* 94, 813-828.

- [26] **Rasmussen, B. P., Shah, R., Musser, A. B., Alleyne, A. G.**, 2002. Control-Oriented Modeling of Transcritical Vapor Compression Systems, *ACRC TR-204*, University of Illinois Urbana Champaign, USA.
- [27] **Zivi, S.M.**, 1964. Estimation of steady-state steam void fraction by means of the principle of minimum entropy production, *Journal of Heat Transfer* 86 (May), 247-252.
- [28] **Chilsom, D.**, 1967. A Theoretical basis for the Lockhart Martinelli correlation for two-phase flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 10, 1767-1778.
- [29] **Smith, S.L.**, 1969. Void Fractions in two phase flow: a correlation based upon an equal velocity head model. *Proc. Inst Mech. Engrs.* 184, 647-657., London.
- [30] **Tandon, T. N. ,Varna, H.K., Gupta, C.P.**,1985. Void fraction model for annual two-phase flow, *International Journal of Heat and mass Transfer* 28, 191-198.
- [31] **Premoli, A., Di-Francesco, D., Prina, A.**, 1970. Una correlazione adimensionale per la determinazione delle densità di micelle bifasiche., *XXV Congresso Nazionale ATI*, Trieste, Italia
- [32] **Wallis, G.B.**, 1969. One Dimensional Two-phase flow, McGraw-Hill Inc, New York.
- [33] **Graham, D.M., Kopke, H.R., Wilson, M.J., Yashar, D.A., Chato, J.C., Newell, T.A.**, 1998. An Investigation of void fraction in the stratified/annular/intermittent flow regions in smooth, horizontal tubes, *ACRC TR-144*, University of Illinois, Urbana- Champaign, USA.
- [34] **Gemici, Z., Aydın, C.**, 2000. No-frost kombi buzdolabı simülasyonu (Refsim), *Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Raporu ARN-120*, İstanbul.

- [35] **Yüzer, S. Kerpiçci, H.**, 2005. Kompresör Durma anında yağ soğutkan ilişkisi, *Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Raporu ANN 648*, İstanbul.
- [36] **ASHRAE Handbook – 2002 Fundamentals**, Fourth Printing.
- [37] **Bilgiç, Ö.**, 2006. R600a Soğutkanlı Soğutma Devrelerinde Kılcal Boru Akış Karakteristiklerinin Deneysel İncelenmesi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul.
- [38] **Dağsöz, A.K.**, 1990. *Soğutma Tekniği, Isı Pompaları, Isı boruları*, İstanbul.
- [39] **Gerlach, D.W.**, 2000. Dual evaporator household refrigerator performance testing and simulation, MSc Thesis, University of Illinois at Urbana-Champaign, USA
- [40] **Technical University of Denmark**, Refrigeration Utilities, Refrigerant Calculator Version 2.03 , Department of Energy Engineering
- [41] **ASHRAE Handbook –Fundamentals, 1982**, Third Printing.
- [42] **Çengel, Y., Boles, M.**, 2002. *Thermodynamics: An engineering approach*, Fourth Edition, McGraw-Hill.
- [43] **Özyurt, B.**, 2004. Refsim parametrik validasyon raporu, *Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Raporu ANN 586*, İstanbul.
- [44] **Özyurt, B., Kocatürk, S.**, 2004. Soğutma sisteminin dinamik modellenmesi literatür araştırması, *Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Raporu ANN 534*, İstanbul.
- [45] **Özyurt, B., Hocaoğlu, S.**, 2006. Soğutma sistemi zamana bağlı şarj ölçümleri ve modelleme, *Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Raporu ANN 853*, İstanbul.
- [46] **Özyurt, B., Hocaoğlu, S.**, 2005. Refsim deneysel çalışmalar , *Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Raporu ANN 749*, İstanbul.
- [47] **Özyurt, B.**, 2004. Dinamik modelleme ön raporu, *Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Raporu ANN 642*, İstanbul.

- [48] **Graham, D.M., Newell, T.A., Chato, J.C.**, 1998. Experimental investigation of void fraction during refrigerant condensation, *ACRC TR-135*, University of Illinois, Urbana-Champaign, USA.
- [49] **Kuijpers, L., Janssen, M., De-Wit, J.**, 1987. Experimental verification of liquid hold-up predictions in small refrigeration heat exchanger, *XVII International congress of refrigeration* , pp. 307-315., Wien Austria.
- [50] **Willatzen, M., Pettit, O.L., Sorensen, P.**, 1997. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration Part 1: Moving boundary formulation of two phase flows with heat exchanger, *International journal of refrigeration* 5, pp. 398-403.
- [51] **Harms, T.D., Braun, J.E., Groll, E.A.**, 2004. The impact of modeling complexity and two-phase flow parameters on the accuracy of system modeling for unitary air conditioners, *ASHRAE HVAC&R Research*, Vol. 10, Number 1, pp. 5-20.
- [52] **Pierre, B.** , 1964. Flow resistance with boiling refrigerants-Part 1, *ASHRAE Journal*, 58-65.
- [53] **Pierre, B.** , 1964. Flow resistance with boiling refrigerants-Part 2, *ASHRAE Journal*, 73-77.
- [54] **Wang, F.Q., Maidment, G.G., Missenden, J.F., Tozer, R.M.**, 2007. A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation, *International Journal Of Refrigeration* 30, 887-903.
- [55] **Yashar, D.A., Wilson, M.J., Kopke, H.R., Graham, D.M., Chato, J.C., Newell, T.A.**, 2001. An investigation of refrigerant void fraction in Horizontal, microfin tubes, *HVAC&R Research*, Vol 7, No 1, 67-82.
- [56] **Judge, J., Radermacher, R.**, 1997. A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations, *International Journal of refrigeration*, Vol.20, pp. 244-255.

- [57] **Dirik, E., İnan, C., Tanes, M.Y.**, 1994. Numerical and experimental studies on adiabatic and non-adiabatic capillary tubes with HFC-134a, *International refrigeration congress*, pp.365-370., USA.
- [58] **Melo, C., Vieria, L.A., Pereira, R.H.**, 2002. Non-adiabatic capillary tube flow with isobutane, *Applied thermal engineering* 22, pp.1661-1672.
- [59] **Porkhial, S., Khastoo, B., Razavi, M.R.**, 2006. Transient response of finned-tube condenser in household refrigerators, *Applied thermal engineering* 26, pp. 1725-1729.
- [60] **Domanski, P., McLinden, M.O.**, 1992. A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerant mixtures, *International Journal Of refrigeration* 15, pp. 81-88.
- [61] **Yuan, X., O'Neal, D.**, 1994. Development of a transient simulation model of a freezer Part I: Model development, *International Refrigeration Congress*, pp. 213-218.
- [62] **Yuan, X., O'Neal, D.**,1994. Development of a transient simulation model of a freezer Part II: Comparison of experimental data with model, *International Refrigeration Congress*, pp. 219-224.
- [63] **Bechtler, H., Browne, M.W., Bansal, P.K., Kecman, V.**, 2001. New approach to dynamic modelling of vapour-compression liquid chillers: artificial neural networks, *Applied thermal engineering* 21, pp. 941-953.
- [64] **Pfafferott, T., Schmitz, G.**, 2004. Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with Modelica, *International journal of refrigeration* 27, pp. 42-52.
- [65] **Ataer, Ö.E., İleri, A., Göğüş, Y.**, 1995. Transient behavior of finned-tube cross-flow heat exchangers, *International journal of refrigeration* 18, pp. 153-160.

- [66] **Koury, R.N.N., Machado, L., Ismail, K.A.R.**, 1999. Numerical model of a vapor compression refrigeration system, *20th international congress of refrigeration*, , Vol. 3, Paper 367 Sydney, Australia
- [67] **Björk, E., Palm, B.**, 2006. Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature, *International journal of refrigeration* 29, pp.789-798.
- [68] **Jakobsen, A.**, 1995. Dynamic modeling and simulation of a domestic refrigerator, *19th International Congress of Refrigeration, Proceedings*, Vol. IIIa, pp. 345-352.
- [69] **Bendapudi, S., Braun, J.E., Groll, E.A.**, 2005. Dynamic model of a centrifugal chiller system: Model development, numerical study, and validation, *ASHRAE Transactions* 2005, pp. 132-148.
- [70] **Shah, R., Alleyne, A.G., Bullard, C.W.**, 2004. Dynamic modeling and control of multi-evaporator air-conditioning systems, *ASHRAE Transactions* 2004, pp. 109-119.
- [71] **Jia, X., Tso, C.P., Chia, P.K.**, 1995. A distributed model for prediction of the transient response of an evaporator, *International journal of refrigeration* 18, pp. 336-342.
- [72] **Mithraratne, P., Wijesundera, N.E.**, 2001. An experimental and numerical study of the dynamic behavior of a counter-flow evaporator, *International journal of refrigeration* 24, pp. 554-565.
- [73] **Cheng, T., He, X.D., Asada, H.H., Kasahara, S.**, 2005. Heat exchanger dynamic observer design, *ASHRAE Transactions* 2005, pp. 328-335.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Bekir Özyurt
Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara, 1978
Adres: Bağdat Cad. 541-2 Daire:13 Özlem Apt. Çatalçeşme-
Suadiye 81110 İSTANBUL
Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi

Yayın Listesi:

- **Özyurt, B., Kayıhan, A., Inan, C., Egrican, N., Gürel, S.,** 2003. Thermal modeling of an electric domestic oven, *IATC 2003 Proceedings*, USA.
- **Kayıhan, A., Özyurt, B., Inan, C., Egrican, N.,** 2003. Method for determining the heat loss characteristics of an oven, *IATC 2003 Proceedings*, USA.
- **Özyurt, B., Karatas, H., Inan, C., Egrican, N., Hocaoglu, S.,** 2002. Defrost Efficiency in a no-frost type household refrigerator, *ASHRAE Winter Meeting Transactions 2002*, Vol. 108 Part 1, pp.460-466.
- **Özyurt, B., Arısoy, A.,** 1999. Yapıların yaz koşullarındaki performansı, *Yapı Fiziği Fiziksel Çevre Denetimi Kongresi*, 6-7 Aralık 1999, Bildiri Kitabı 47-51. İstanbul.