

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PARALEL BAĞLI ve PARALEL SOĞUTMALI
SOĞUTUCU KABİNLERİN İRDELENMESİ**

Makine Mühendisi Oğuz İSTİF

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan HEPERKAN

İSTANBUL, 2009

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
SİMGE LİSTESİ.....	iii
KISALTIMA LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vi
ÖNSÖZ	vii
ÖZET	viii
ABSTRACT.....	ix
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ve PATENT ARAŞTIRMASI	2
2.1 Literatür Araştırması	2
2.2 Patent Araştırması	12
3. SOĞUTMA SİSTEMİNİN İNCELENMESİ.....	17
3.1 Soğutma Çevrimi.....	17
3.2 Soğutma Sisteminin Performansı	18
4. DENEY DÜZENEGİ	22
4.1 Soğutma Kabinleri.....	23
4.2 Dış Ünite	24
4.3 Oransal Kontrollü Valf.....	25
4.4 Kontrol Ünitesi	26
4.5 Veri Toplama Sistemi.....	27
4.5.1 Ölçüm Sistemi	28
4.5.1.1 Sıcaklık Ölçümü	29
4.5.1.2 Basınç Ölçümü	29
4.5.1.3 Gerilim ve Akım Ölçümü.....	30
4.5.2 Ölçüm Belirsizliği	30
4.6 Kontrol Sistemi ve Algoritması.....	32
5. DENEYLER.....	33
6. TEMEL KAVRAMLAR ve TEORİK İNCELEME	34

6.1	İş ve Enerji	34
6.2	Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Performansı	37
7.	DENEY VERİLERİNİN ANALİZİ.....	39
7.1	Boyut Analizi	39
7.2	Buckingham Pi Teoremi (II Teoremi)	39
7.3	En Küçük Kareler Yöntemi.....	41
7.4	Regresyon Modelinin İncelenmesi.....	43
7.5	Paralel Soğutmada Farklı Kompresör Devrinin Sistem Enerji Tüketimi Üzerine Etkisi	44
7.6	Paralel Soğutmada Valf Açıklık Oranının Sistem Enerji Tüketimi Üzerine Etkisi .	46
7.7	Sıralı ve Paralel Soğutmanın Enerji Tüketimi Üzerine Etkisi.....	48
8.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	49
	KAYNAKLAR.....	50
	EKLER	52
	ÖZGEÇMİŞ	55

SİMGE LİSTESİ

COP_{sistem}	Sistem performansı [-]
$DDVAO$	Derin dondurucu valf açıklık oranı [%]
$ET_{ölç}$	Deneyle neticesinde tespit edilen (ölçülen) enerji sarfiyatı [Wh/gün]
$ET_{DÜZ}$	Ortam sıcaklığındaki değişimler için düzeltilmiş enerji tüketimi [Wh/gün]
KD_{min}	Minimum kompresör devri [devir/dakika]
KD_{max}	Maksimum kompresör devri [devir/dakika]
Q_{TG}	Taze gıda bölmesi ısı kazancı [W]
Q_{DD}	Derin dondurucu bölmesi ısı kazancı [W]
Q_{buh}	Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı [W]
$Q_{yoğ}$	Yoğuşturucudan transfer olan ısı miktarı [W]
T_{TG}	Taze gıda bölmesi sıcaklığı [°C]
T_{DD}	Derin dondurucu bölmesi sıcaklığı [°C]
T_H	Yoğuşma sıcaklığı [°C]
T_C	Buharlaşma sıcaklığı [°C]
T_i	Sistemin ilgili kabininin ayarlanan sıcaklığı [°C]
T_{iort}	Sistemin ilgili kabininin ortalama raf sıcaklıkları [°C]
$T_{ortölç}$	Ortam sıcaklığının ölçülen değeri [°C]
T_{kmpmin}	Kompresörün minimum çalışma süresi [dakika]
T_{kmpmax}	kompresörün maksimum çalışma süresi [dakika]
$t_{TG/DDC-Max-Set}$	DD ve TG bölmesi için maksimum çalışma (soğutma) süresi [saniye]
$t_{TG-Max-Set}$	Taze gıda bölmesi için maksimum kompresör açık kalma süresi [saniye]
$t_{DD-Max-Set}$	Dondurucu bölmesi için maksimum kompresör açık kalma süresi [saniye]
$t_{DD-Max-Set}$	Dondurucu bölmesi için maksimum kompresör açık kalma süresi [saniye]
UA	Toplam ısı transfer katsayısı [W/K]
UA_{TG}	Taze gıda bölmesi toplam ısı transfer katsayısı [W/K]
UA_{DD}	Derin dondurucu bölmesi toplam ısı transfer katsayısı [W/K]
V_i	Sistemin ilgili kabinin net hacmi [L]
V_T	Sistemdeki kabinlerin toplam net hacmi [L]
VAO_{DD}	Derin dondurucu kabini valf açıklık oranı [%]
VAO_{TG}	Taze gıda kabini valf açıklık oranı [%]

KISALTMA LİSTESİ

ACRC	Air Conditioning and Refrigeration Center
AED	Değiştirilebilir buharlaştırıcı çevrimi
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
COP	Coefficient of Performance
DC	Direct Current
DD	Derin dondurucu
TEE	Türk Elektrik Endüstrisi
TG	Taze gıda
VCC	Variable Capacity Compressor

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Konvansiyonel soğutucu kabin soğutma çevrimi (A.Örs).....	4
Şekil 2.2: AED deney düzeneği (A.Örs).....	5
Şekil 2.3: TG ve DD bölmesi buharlaştırıcılarının paralel bağlanması	7
Şekil 2.4: Soğutucu kabin şematik gösterimi	9
Şekil 2.5: Soğutucu kabin soğutma devresi ve elemanları.....	10
Şekil 2.6: Kısa fan çevrimi deneyinde TG fanının çalışma süresi değişimi.....	11
Şekil 2.7: TG Buharlaştırıcısında ısı geçişi	11
Şekil 2.8: US2008156028 Soğutma sistemi.....	12
Şekil 2.9: US2008156031 Soğutma sistemi.....	13
Şekil 2.10: US5465591-Soğutma çevrimi.....	14
Şekil 2.11: Soğutma çevrimi	15
Şekil 2.12: WO2008120865 - Soğutma çevrimi	16
Şekil 3.1: Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	17
Şekil 3.2: İdeal soğutma çevrimi şematik gösterimi	18
Şekil 3.3: İdeal soğutma çevrimi lnP-h diyagramı	19
Şekil 3.4: Aşırı ısınmalı soğutma çevriminin lnP-h diyagramı	20
Şekil 3.5: Aşırı soğumalı soğutma çevriminin lnP-h diyagramı	20
Şekil 3.6: Sıvı-Buhar ısı değiştiricili soğutma çevriminin lnP-h diyagramı	21
Şekil 4.1: Şematik deney düzeneği	23
Şekil 4.2: Dış ünite soğutma çevrimi elemanları	24
Şekil 4.3: Kompresörün dönme hızına bağlı kapasite değişimi	25
Şekil 4.4: Oransal kontrollü valf	26
Şekil 4.5: Kabin elektronik kartı	26
Şekil 4.6: Veri toplama sistemi elemanları	27
Şekil 4.7: Isıl çift fiş ve prizleri.....	28
Şekil 4.8: Örnek ısıl çift kanalının kalibrasyon eğrisi	29
Şekil 4.9: Yüksek basınç tr. kalibrasyon eğrisi	30
Şekil 6.1: Silindir-piston düzeneği	35
Şekil 6.2: Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi (gerçek).....	37
Şekil 7.1: ET modeli ile deneysel çalışmaların karşılaştırılması.....	43
Şekil 7.2: Eş zamanlı soğutmadaki kompresör devri değişimi ile ET arasındaki ilişki	44
Şekil 7.3: Tek kabin soğutma kompresör devri ile çalışma süresi arasındaki ilişki.....	45
Şekil 7.4: Valf açıklık oranı değişimin enerji tüketimi üzerindeki etkisi.....	46
Şekil 7.5: Eş zamanlı soğutmada kabin sıcaklıkların değişimi	47
Şekil 7.6: Seri soğutma DD kabini raf sıcaklık değişimi	48

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 4.1: Soğutucu kabinlerin özellikleri	23
Çizelge 4.2: Yoğuşturucu fan hızları.....	25
Çizelge 4.3: Veri toplama sistemi komponent listesi.....	27
Çizelge 4.4: Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm elemanları listesi.....	28
Çizelge 4.5: Deney düzeneğindeki ölçüm cihazlarının doğruluk değerleri	31
Çizelge 5.1: Deneyleerde kullanılan kompresör devri ve valf açıklık oranı.....	33
Çizelge 7.1: Sistem ET analizinde kullanılan fiziksel büyüklükler	40
Çizelge 7.2: Regresyaon analizi sonucunda elde edilen katsayılar	43
Çizelge 7.3: Farklı devir ile sabit devir uygulamasının karşılaştırılması.....	45

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenim hayatım ve tez çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübeleri ile desteğini hiçbir zaman esirgmeden katkıda bulunan danışman hocam Sn. Prof. Dr. Hasan HEPERKAN'a en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

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

DeneySEL çalışmalar için her türlü donanımın sağlanmasında yardımcı olan Termodinamik Teknoloji Ailesi lideri Sn. Yalçın GÜLDALI'ya, deney düzeneği kurmamda ve tez çalışmamın planlı ve başarılı bir şekilde ilerlemesi için bana her zaman destek olan Sn. Aslı Kayıhan'a bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan ve tez çalışmama katkıda bulunan Sn. Alper SOYSAL'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneğinin kurulmasında, deneySEL çalışmalar ve analizler süresince vermiş oldukları teknik destekten ötürü Sn. Sabahattin HOCAOĞLU'na ve Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU'na teşekkürü bir borç bilirim.

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

Tez çalışmaların sırasında sıkıntılı zamanlarımda bana her konuda destek olan başta Tolga APAYDIN, Selçuk KARAGÖZ, Hüsnü ÖZPEDAL ve Ar-Ge yüksek lisans öğrencisi arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

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

Haziran 2009

Oğuz İSTİF

ÖZET

İnsanoğlu var oluşundan günümüze kadar devamlı tüketim halinde olmuştur. Zaman geçtikçe teknolojinin gelişmesi ile birlikte insanoğlunun ihtiyaçları artış göstermiş ve buna bağlı olarak tüketim de artmıştır. Bu artış mevcut enerji kaynaklarının azalmasına neden olmuştur. Enerji kaynaklarının azalması ve buna bağlı olarak enerji tüketim maliyetlerinin artışı bilimsel ve teknolojik alanda enerji verimliliğinin önemini ön plana çıkarmıştır. Enerji verimliliğinin ön plana çıkması ile birlikte rakip firmalar arasında var olma çalışmaları hız kazanmıştır. Firmalar çalışma alanlarında ön plana çıkabilmek için üretim aşamasında düşük enerji tüketim değerlerini elde etmeye yönelik projeler geliştirmişlerdir. Bu projeler sonucunda enerji verimliliğinin söz konusu olduğu sistemlerde yenilikçi fikirlerin, uygulamaların ve optimizasyonların geliştirilmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır.

Evlerde kullanılan buzdolapları bu açıdan incelendiğinde enerji verimliliğinin artırılması için soğutucu kabini oluşturan komponentlerin etkinliklerinin artırılması ve optimize edilmesi gerektiği bilinmektedir. Bu çalışma içerisinde, buhar sıkıştırma çevrim ile çalışan ve iki ayrı kabinin birbirine paralel olarak bağlanarak soğutmanın paralel yapıldığı sistemde yer alan temel komponentlerin performanslarının değişimi ile farklılaşan çalışma noktalarının sistem enerji tüketimi üzerine olan etkilerini tespit etmeyi yöneliktir. Deneysel incelemeler yardımı ile farklı kompresör devirlerinin ve farklı valf açıklık oranlarının soğutma sistemi üzerine olan etkisi belirlenmiştir.

Sistem enerji tüketim üzerinde etkisi olan değişkenler Buckingham π teoremi kullanılarak boyutsuzlaştırılmıştır. Elde edilen boyutsuz değişkenler ile sistem enerji tüketimi arasındaki ilişkinin genelleştirilebilmesi amacıyla, doğrusal en küçük kareler regresyon algoritması kullanılarak model oluşturulmuştur.

Anahtar kelimeler: Enerji tüketimi, kompresör, farklı kompresör devri, farklı valf açıklık oranı, deneysel çalışma, regresyon analizi

ABSTRACT

Humankind has been consuming since their existence. With the improvement of technology, needs of humankind has increased. The increase of consumption has resulted in a reduction of energy resources. This reduction has caused the energy costs to increase; thus giving energy efficiency a more important role in technology. Companies have started developing projects to increase system efficiency.

Analysis on commercial refrigerators has shown that increasing and optimizing the component efficiency plays a very important role for reducing the energy consumption of the system. This study has been made on a parallel cooling system with two different cabinets for determining the effects of different working conditions caused by the changes in the performances of system components on the system energy consumption. The effects of different compressor revolution numbers and valve section opening ratios on cooling system have been investigated.

The variables of system energy consumption have been nondimensionalized by using Buckingham π theorem. A model has been built by using linear least squares regression algorithm to generalize the relationship between dimensionless variables and system energy consumption.

Keywords: Energy consumption, compressor, different compressor revolution, valve section opening ratios, experimental study, regression analysis, correlation.

1. GİRİŞ

İnsanların ihtiyaçları gün geçtikçe farklılık göstermekte ve artmaktadır. Bu farklı gereksinimleri karşılamak için birçok alanda birçok firma tarafından yeni teknolojiler geliştirilmektedir. Teknolojinin gelişmesi ile birlikte yeni buluşlar ortaya çıkmakta ve bunlar kullanmak için enerjiye duyulan ihtiyaç artmaktadır. Enerjiye duyulan ihtiyacın artması enerji kaynaklarının azalmasına ve enerji maliyetlerinin hızla yükselmesine neden olmaktadır. Birçok dünya ülkesi yeni enerji kaynakları bularak bunları daha verimli kullanma yönünde araştırma yapmaktadır. Ayrıca mevcut enerji kaynaklarının tasarruflu kullanılması için standartlar getirerek enerji tüketimini azaltmaya çalışmaktadır. Getirilen standartlarda enerji tasarrufu ve verimliliği üzerinde önemle duruluyor olması, enerji verimliliğinin önemini ve gerekliliğini daha da ön plana çıkarmaktadır.

Enerji tüketimi verimliliğinin yanında üretilen ürünlerin insanların ihtiyaçlarını karşılayan ve kullanılabilirliği kolay olmalıdır. Geçmişten günümüze soğutucu kabinler hem enerji tüketimi hem de insan ihtiyaçlarına karşılık verebilmek için geliştirilmiştir. Özellikle aynı kabin içerisinde farklı sıcaklıklara ayarlanabilen bölmelerin bulunduğu ve her bölme için bir buharlaştırıcının kullanıldığı sistemler (ikili buharlaştırıcı) için soğutma çevrimi üzerinde değişiklikler yapılarak hem enerji tüketim değeri iyileştirilmiş hem de yiyeceklerin daha iyi koşullarda saklanması için çalışmalar yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında paralel bağlı çift buharlaştırıcılı bir soğutma sistemi kullanılmıştır. Sistemde birbirinden ayrı farklı tipteki (dondurucu, taze gıda) iki kabin harici bir soğutma grubu (devir değişkenli kompresör, yoğuşturucu) tarafından soğutulmaktadır. Soğutulacak kabinlerin buharlaştırıcıları birbirlerine paralel bağlı olup aynı anda iki kabinin buharlaştırıcısına soğutkan gönderilmektedir. Gönderilen akışkan miktarının oranını ayarlamak için her ünitenin kapileri girişine birer adet oransal olarak kontrol edilebilen valf takılmıştır. Sözü edilen komponentlerin (oransal valf, devir değişkenli kompresör) parametrelerinin (valf açıklık oranı, kompresör devri) değişimi ile sistem enerji tüketiminde meydana gelen farklılaşmalar deneysel yolla incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar neticesinde boyutsuzlaştırma yöntemi ile sistem enerji tüketim korelasyonu oluşturulmuştur.

2. LİTERATÜR ve PATENT ARAŞTIRMASI

2.1 Literatür Araştırması

Aynı kabin içerisinde farklı sıcaklıklara ayarlanabilen bölmelerin bulunduğu ve her bölme için bir buharlaştırıcının kullanıldığı sistemler (ikili buharlaştırıcı) için yapılan literatür araştırmasında geçmişten günümüze soğutma çevrimi üzerinde değişiklikler yapılarak hem enerji tüketim değerinin iyileştirilmesi hem de yiyeceklerin daha iyi koşullarda saklanması için çalışmaların yapıldığı görülmüştür.

1998 yılında Lavanis'in yapmış olduğu çalışmada alternatif buharlaştırıcı soğutma devresi üzerinde olmuştur. Bu çalışmada tek kompresör, tek yoğuşturucu ve emme hattı üzerinde ısı değiştiricisi kullanmıştır. Soğutucu kabinde ikili buharlaştırıcı kullanmış ve bir adet selonoid valf yardımı ile akışkanı soğutma ihtiyacına göre ya dondurucu bölme buharlaştırıcısına ya da taze gıda bölmesi buharlaştırıcısına göndererek soğutma işlemini gerçekleştirmiştir. Buna benzer bir çalışma yine Lavanis tarafından yapılmış. Bu çalışmada buharlaştırıcılar birbirlerine seri bağlanmıştır. Lavanis'in yapmış olduğu bu çalışmalarda enerji tüketim değerinde % 8,5 oranında iyileşme elde etmiştir.

Won tarafından 1994 yılında yapılan çalışmada ise yine ikili buharlaştırıcı sistemi kullanılmış ve her buharlaştırıcıyı besleyecek birer kompresör kullanılmıştır. Yapılan bu çalışmada %3,5 oranında enerji tüketiminde iyileşme sağlandığı görülmüştür. Bu sistemde daha küçük boyutta kompresör kullanıldığı için kabinler kompresör sıcaklığından daha az etkilenmiş ve kabinin ısı kazancını azalmıştır.

Kim'in (1995-1996) yapmış olduğu çalışmada ikili buharlaştırıcı kullanmış ve bu sisteme "tandem sistem" adı verilmiştir. Bu sistemde yoğuşturucudan çıkan akışkan taze gıda bölmesi buharlaştırıcısı ile ısı temas halinde bulunan bir boru içerisinden geçerek genleşme elemanına ve buradan dondurucu bölme buharlaştırıcısına girmektedir. Akışkan dondurucu bölme buharlaştırıcısından çıktıktan sonra taze gıda bölme buharlaştırıcısına girerek kompresöre geri dönmektedir. Burada taze gıda bölme buharlaştırıcısı ara soğutucu gibi çalışmaktadır. Tanımlanan bu sistem benzer tek buharlaştırıcılı sisteme göre enerji tüketiminde % 18 iyileşme sağlamıştır. Aynı zaman kompresörün durma anında soğutkanın göç etmesi azaltılmış ve kontrol edilmiştir.

Günümüzde Samsung firması tarafından iki buharlaştırıcılı buzdolapları üretilmektedir ve kullandıkları bu sisteme "twin cooling system" adını vermişlerdir. Her ne kadar sistem

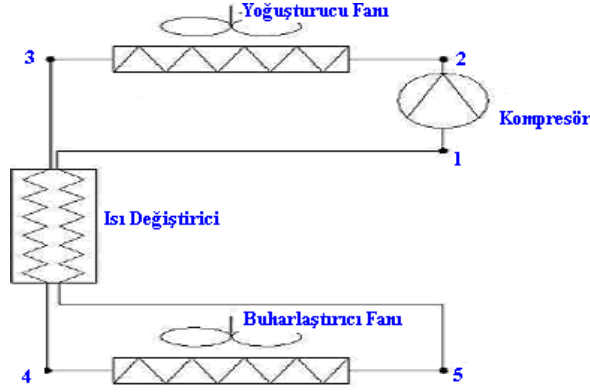
hakkında bilgiye ulaşılamıyorsa da bilinen bir gerçek sistemin enerji verimliliğini artırıyor olmasıdır. Çünkü iki kabin arasındaki hava ayrıldığından dondurucu buharlaştırıcısı üzerinde çok nemli hava geçmiyor, buzlanma olmuyor ve bunun sonucunda defrost ısıtıcısı kullanımı azaltılarak enerji verimliliği artırılmaktadır.

Sonuç olarak soğutucu kabinde kullanılan soğutma çevriminin verimini artırmak ve enerji tüketimini düşürmek için iki farklı buharlaşma sıcaklığında çalışacak çevrimler üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Bu çevrimleri dört başlık altında toplamak mümkündür.

- a) **Dual-Loop Sistemi:** İki adet birbirinden bağımsız soğutma çevrimi kullanılarak hem taze gıda hem de dondurucu bölmesi birbirilerinden bağımsız olarak soğutulmaktadır.
- b) **Lorenz-Meutzner Çevrimi:** Soğutma sistemi içerisinde soğutucu akışkan olarak saf soğutkan yerine izotrop olmayan (non-azeotropic) soğutkan kullanılmaktadır. Kullanılan soğutkan karışımdan oluşmaktadır (% 65 R22 / % 35 R123 veya % 80 R22 / %20 R141b).
- c) **İki Basınç Kademeli Kompresör Sistemi:** Sistem iki adet seri bağlı buharlaştırıcı ve bir adet çift basınç kademeli kompresörden oluşmaktadır. Her buharlaştırıcıya farklı basınçta soğutkan gönderebilmek için bir faz ayırıcı kullanılmaktadır. Faz ayırıcı sayesinde ikinci kademe kompresöründen çıkan soğutkan yoğuşturucudan sonra buharlaştırıcıya gelir ve burada bir kısmı buharlaşır. Soğutkan daha sonra ayırıcıya gelerek gaz kısmı kompresör birince kademesine sıvı kısmı dondurucu buharlaştırıcısına gönderilerek bölmeler soğutulmaktadır.
- d) **Paralel Bağlı Çift Buharlaştırıcı Sistem:** Sistemde yoğuşturucudan çıkan akışkan valf yardımı ile iki ayrı soğutma hattına dağıtılır. Her bir soğutma hattının kendine ait buharlaştırıcı ve bölme tipine (taze gıda-dondurucu) göre farklı çap ve boyda genleşme elemanı bulunmaktadır. Bu şekilde sistemin verimi artırılmaktadır.

Ayrıca ikili buharlaştırıcıların seri veya paralel olarak kullanılması durumunda soğutma çevriminde görülen problemlere yönelik çözümlerin üretilmiş ve soğutucu kabin enerji tüketimini azaltacak çalışmalar yapılmıştır.

Ahmet ÖRS (2006), bir soğutucu kabinde enerji tüketimini azaltma amaçlı olarak konvansiyonel çevrim yerine değiştirilebilir buharlaştırıcı (evaporatör) yük çevrimi (AED) uygulamasının sonuçlarını irdelemiştir. Çalışmada kullanılan konvansiyonel soğutucu kabinin çevrimi şekilde sunulmaktadır.



Şekil 2.1: Konvansiyonel soğutucu kabin soğutma çevrimi (A.Örs)

Literatürde, bu tür soğutucularda, tek buharlaştırıcılı çevrim, seri bağlı iki buharlaştırıcılı çevrim, paralel bağlı iki buharlaştırıcılı çevrim, alternatif olarak değiştirilebilir paralel iki buharlaştırıcılı çevrim (AED), Lorentz-Meutzner iki ara ısı değiştiricili, seri iki buharlaştırıcılı çevrim gibi çevrim uygulamaları mevcuttur. Çalışmada kullanılan AED çevrimi ise akış doğrultusunun bi-stable solenoid valf ile kontrol edildiği modifiye bir paralel iki buharlaştırıcılı soğutma çevrimidir. Soğutma ihtiyacı değişikliklerinde kapasitesi by-pass hattı ile kontrol edilen bir kompresör kullanıldığı bir AED çevrimi dizayn edilmiştir (Şekil 2.2).

Soğutucu kabin üzerinde gerçekleştirilen çalışma kapsamındaki faaliyetler:

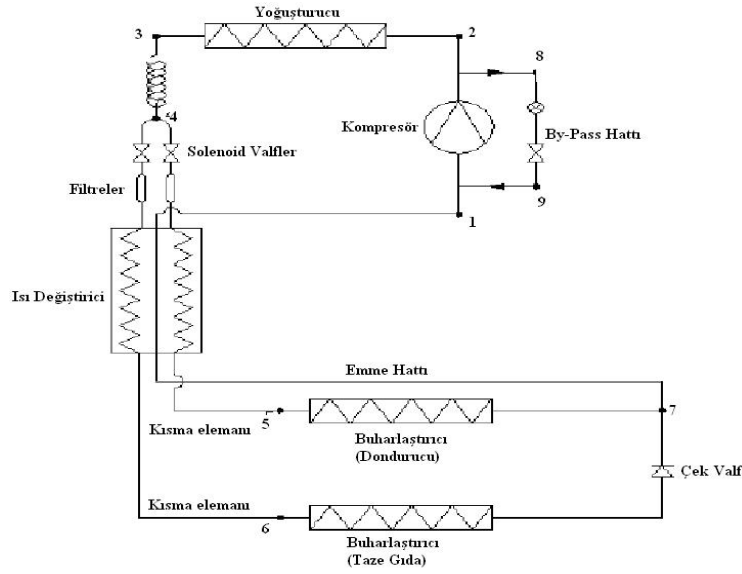
- Soğutma sistem komponentlerinin baz çevrim için modellenmesi ve simülasyonu
- Soğutma sistem komponentlerinin ve soğutma çevriminin değiştirilebilir buharlaştırıcı yük çevrimi için modellenmesi (Coil Designer programı yardımıyla) ve simülasyonu
- Değiştirilebilir buharlaştırıcı yük çevrimi (AED Cycle) için soğutucu kabin üzerinde ilgili değişikliklerin gerçekleştirilmesi
- Oluşturulan düzenekte zorlanmış ve doğal taşınımı buharlaştırıcı deneylerinin gerçekleştirilmesi ve deney sonuçlarının analizi

Kompresör kapasitesini düzenlemek için sisteme bir by-pass hattı ve kısılma vanası yerleştirilmiştir. AED çevriminde yerleştirilen paralel buharlaştırıcıların kapasitesi sistem yalnızca taze gıda bölmesi soğutulurken düşük kapasite, yalnızca dondurucu bölmesi soğutulurken ise tam kapasite çalışacak şekilde belirlenmiş ve çevrim buna göre düzenlenmiştir. Deneysel çalışmalar hem simülasyon hem de deneysel olarak yapılmıştır.

Simülasyon sonuçları:

- ✓ Simülasyon çalışmalarında 3 farklı tip yoğuşturucu, 4 farklı tipi taze gıda bölmesi buharlaştırıcısı ile 4 farklı tip dondurucu buharlaştırıcısı farklı kompresör “displacement” hacim değerlerinde buharlaşma, yoğuşma sıcaklıkları gibi sistem parametrelerine bağlı olarak 262500 simülasyon gerçekleştirilmiştir.
- ✓ Alternatif çalışma sıcaklıkları ve sistem komponentleri ile %4-%10 aralığında değişen oranlarda enerji tüketiminde azalmanın zorlanmış taşınımlı buharlaştırıcıların bulunduğu AED çevrimi ile sağlanabileceği belirlenmiştir. Tasarlanan doğal taşınımlı buharlaştırıcılar ile enerji tüketiminde sağlanabilecek kazançların %1,5-%3 aralığında olmasının beklendiği belirtilmiştir.

Modifiye AED çevrimli deney düzeneğinin sistem elemanlarının Şekil 2.2’de sunulmaktadır.



Şekil 2.2: AED deney düzeneği (A.Örs)

Deneysel çalışma sonuçları:

- ✓ Dondurucu (DD) ve taze gıda (TG) bölmelerinin ortalama sıcaklıkları zorlanmış taşınımlı taze gıda bölmesi buharlaştırıcılı çevrim için sırasıyla $-16,9^{\circ}\text{C}$ ve $3,1^{\circ}\text{C}$ iken, doğal taşınımlı taze gıda bölmesi buharlaştırıcılı çevrim için $-16,2^{\circ}\text{C}$ ve $2,4^{\circ}\text{C}$ olarak elde edilmiştir.
- ✓ AED çevriminde, doğal taşınımlı durumda taze gıda bölmesi sıcaklıkları daha düşük olduğundan bu durumda bölmenin nem oranı zorlanmış taşınıma göre daha yüksek tutulabilmektedir.

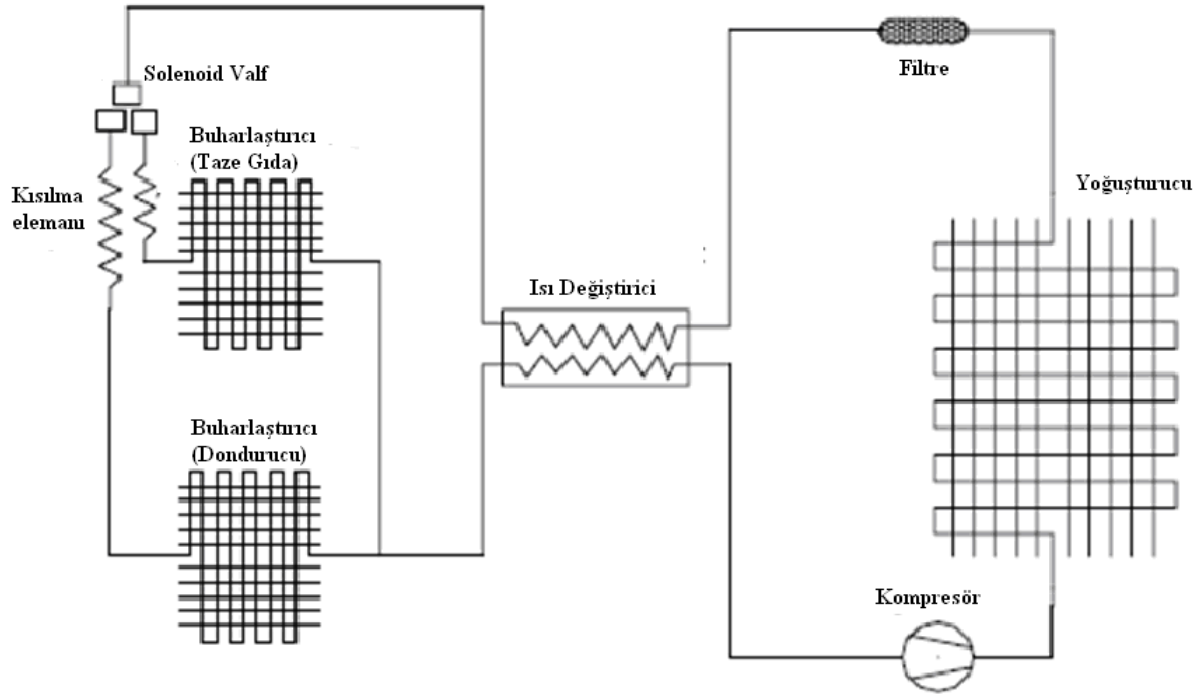
- ✓ Taze gıda bölmesi buharlaştırıcısı üzerinde oluşan karlanma, bölmenin hava sıcaklığı 0°C üstü olduğundan off (durma) periyodunda kendiliğinden defrost olmakta ve bu nedenle klasik çevrime kıyasla defrost ısıtıcı gücünde 93 Wh/gün kazanç olması beklenmektedir.
- ✓ Deneysel sonuçları incelendiğinde, AED çevriminin klasik çevrime kıyasla daha yüksek evaporasyon sıcaklıkları ve daha düşük kondenzasyon sıcaklıkları sağladığı gözlemlenmiştir. Bu durumda, çevrim performansı daha iyi olmaktadır. Fakat, AED çevrim sonuçlarında buharlaştırıcı giriş kurulum derecesi yüksek olduğu belirlendiğinden, buharlaştırıcı kapasitesi de klasik çevrime göre düşük olmaktadır.

Zhili Lu, Guoliang Ding (2005), paralel bağlı soğutma kabinleri birbirlerinden bağımsız olarak kontrol edildiklerinde enerji tüketimleri azalmaktadır bilgisinden yola çıkarak ikili buharlaştırıcıya sahip bir soğutucu kabin için kontrol algoritması geliştirmiştir. Kontrol algoritması taze gıda (TG) ya da dondurucu (DD) bölmenin yiyecek ile yüklendiği zaman o bölmenin sıcaklığının ani bir şekilde yükselmesini önlemek için geliştirilmiştir. Bu ani yükselişe karşılık sistemin hızlı bir şekilde cevap verebilmesi için algoritma çalışmasında hem sıcaklık hem de zamana bağlı olarak çözüm oluşturulmaya çalışılmıştır.

Buharlaştırıcıların paralel olarak bağlı olduğu soğutma sisteminin enerji tüketimi seri bağlı sisteme göre % 2,3 – 8,5 oranında daha düşüktür. Paralel bağlı sistemde aynı anda hem TG hem de DD bölmesi soğutulmamakta ve her iki bölme farklı sıcaklıklara ayarlanarak soğutulması durumunda bölme içerisindeki sıcaklıkların kontrolünde zorluklar ortaya çıkmaktadır. Bu zorluk bölmelerin rejim durumunda görülmemektedir. Ancak bölme içerisindeki ani yük değişimlerinde (bölmeye dışarıdan yiyecek konulması) sistem bölme içerisinde istenilen sıcaklıkları elde etmekte sorunlar yaşanmaktadır. Örneğin taze gıda bölmesine dışarıdan sıcak bir yük ile yüklendiğinde bölme içerisindeki sıcaklık yükselecek ve bölmenin soğutma ihtiyacı doğacaktır. Sisteme taze gıda bölmesini ayarlanan sıcaklık değerine soğuturken diğer bölme ısınarak ayarlanan sıcaklık değeri üzerine çıkabilmektedir. Tanımlanan yeni kontrol sistemi ile yukarıda sözü edilen durum da göz önünde bulundurularak TG ve DD bölmelerinin istenilen sıcaklıklara getirilmesi için soğutma zamanı bölmeler arasında paylaştırılmıştır. Yapılan çalışmada bölmelerin istenilen sıcaklık değerine soğutulmasında hem sıcaklık hem de soğutma zamanının bölmelere paylaştırılmasından yararlanılmıştır.

Buharlaştırıcıların paralel bağlı olduğu sistemde akışkan solenoid valf (üç yollu valf) yardımı ile ya TG bölmesine ya da DD bölmesine gönderilmektedir (Şekil 2.3). Kontrol sisteminde

öncelikli olarak hangi bölmenin soğutması gerektiği belirlenmiştir. İki bölmenin soğutma ihtiyacı duyduğu anda soğutkan öncelikli olan bölmeye gönderilmektedir.



Şekil 2.3: TG ve DD bölmesi buharlaştırıcılarının paralel bağlanması

Mevcut kontrol algoritması;

- (1) Eğer DD sıcaklığı ayarlanan sıcaklık değerini cut-in değerinden büyük ise kompresör çalışmaya başlamaktadır. Üç yollu valf akışkanı FZ bölmesinin soğutma devresine göndermektedir. Soğutma işlemi bölmenin sıcaklık değerinin cut-out sıcaklık değerine ulaşınca kadar devam etmektedir.
- (2) Eğer TG sıcaklığı ayarlanan sıcaklık değerini cut-in değerinden büyük ise kompresör çalışmaya başlamakta ve TG bölmesi soğutulmaktadır. Ancak DD sıcaklığı ayarlanan sıcaklık değerinin cut-in değerinden yüksek olursa üç yollu valf akışkanı DD bölmesine göndermekte ve öncelikli olan bu bölmeyi soğutmaktadır. DD bölmesi soğutulduktan sonra diğer bölmenin soğutulma işlemine devam edilmektedir.

Bu kontrol yönteminde bazı problemler görülmektedir. Bu problemler;

- (1) Eğer TG bölmesi soğutulurken bölme içerisine yüksek miktarda yük yerleştirildiğinde bölme sıcaklığı ayarlanan sıcaklığın cut-out değerinin çok üstünde olmakta ve o bölme

için kompresör uzun süre çalıştırılmaktadır. Bu sırada TG bölmesi soğutulamayarak ve bu bölmedeki yiyecekler yüksek sıcaklığa maruz kalarak bozulmaktadır.

- (2) Diğer bir problem ise dış ortam sıcaklığı ile DD bölme sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının büyük olma durumudur. Bu durumda yine DD bölmesi için kompresör uzun süreli soğutma yapacak ve TG bölmesi yeterli soğutulamamaktadır.

Yeni Kontrol Algoritması ve Analizi

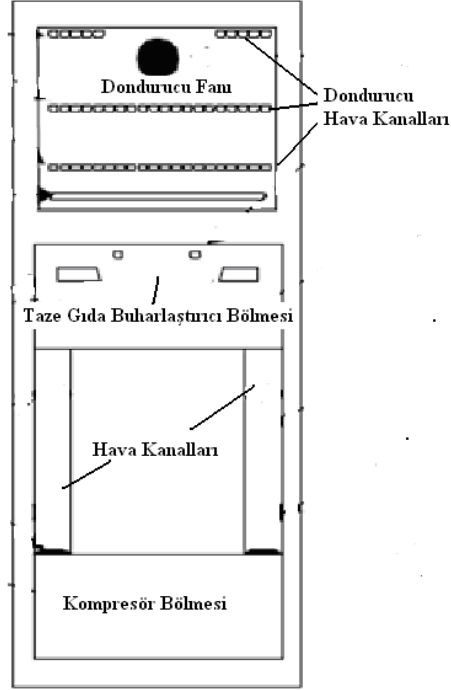
Yeni kontrol algoritması TG ya da DD bölmelerinden biri soğutulmayı beklerken bu bekleme süresinin çok uzun olmasını önlemeye yöneliktir. Kontrol algoritmasında hem DD hem de TG bölmesi için maksimum çalışma süresi ($t_{TGC/DDC-Max-Set}$) tanımlanmıştır. Taze gıda bölmesi veya dondurucu bölmesi için belirlenen çalışma süresine ulaşıldığında (dondurucu bölmesinin sıcaklığı veya taze gıda bölmesinin sıcaklığı ayarlanan sıcaklıktan yüksek olma koşulu da göz önünde bulundurularak) üç yollu valf akış yönünü dondurucu bölmesine veya taze gıda kabineine yönlendirmektedir. Bu sayede bölmeler içerisinde aşırı sıcaklık yükselmesi önlenmiş ve bölmeler kabul edilebilir bir sıcaklık aralığında soğutulmaktadır.

Yapılan Deneysel Çalışmalar Sonucunda;

- (1) TG ve DD bölmeler arasında soğutma zamanlarının oransal olarak dağıtılmasının yararlı olduğu,
- (2) TG bölmesi için belirlenmiş olan maksimum kompresör açık kalma süresi TG ve DD bölme sıcaklıkları önemli ölçüde etkilemektedir. Uzun $t_{TG-Max-Set}$ (taze gıda bölmesi için tanımlanmış olan maksimum kompresör açık kalma süresi) değerinde DD bölmesinde, uzun $t_{DD-Max-Set}$ (dondurucu bölmesi için tanımlanmış olan maksimum kompresör açık kalma süresi) değerinde ise TG bölmesinde yüksek sıcaklık değerlerine ulaşıldığı,
- (3) Her iki bölme için tanımlanmış olan $t_{TG/DD-Max-Set}$ ve $t_{TG/DD-Cool-Max}$ değerleri izolasyon kalınlığına, bölmenin soğutma kapasitesi, ayarlanan sıcaklık değerlerine ve atmosfer sıcaklığına bağlı olduğu,
- (4) Yeni kontrol algoritması kullanılması durumunda enerji tüketim değerinde çok az artış olduğu görülmüştür.

D. W. Gerlach, T. A. Newell (2001), yapmış olduğu çalışmada buharlaştırıcılar birbirlerine basınç düşüşü olmadan seri bağlanarak soğutucu kabinin performans deneyleri ve simülasyonu yapılmıştır. Soğutucu kabinin üst kısmında dondurucu bölmesi olup alt bölmesi

taze gıda bölmesidir (Şekil 2.4). İki bölme arasında hava geçişini sağlayacak bir kanal bulunmayıp iki bölme birbirinden bağımsız olarak kontrol edilmektedir.



Şekil 2.4: Soğutucu kabin şematik gösterimi

Kabin üzerindeki soğutucu grubu elemanları Şekil 2.5'te gösterilmektedir. Soğutucu devre üzerinde bypass ve iğne valf bulunmaktadır. Bypass valfi kapalı olduğu zaman sistem elemanları arasındaki basınç düşümü iğne valf ile ayarlanmaktadır.

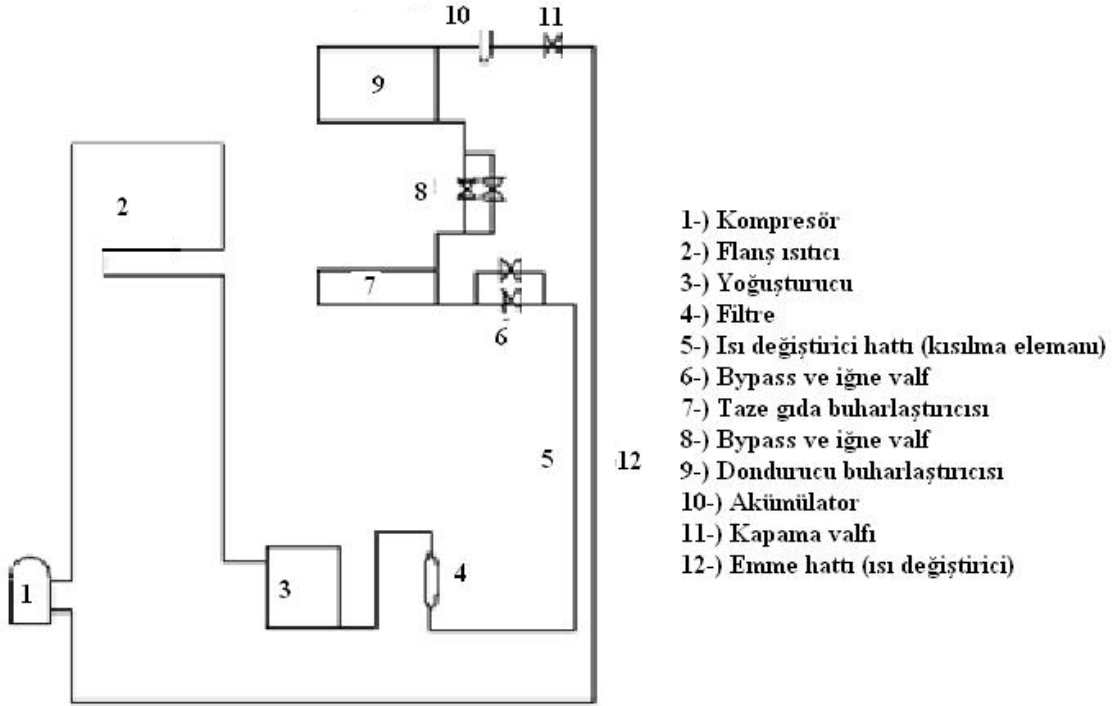
Kabinin ısı geçiş katsayısı (UA) dış ortamdan içeriye giren ısı miktarına eşittir. Bu amaçla yapılan deneylerde aşağıdaki denklem kullanılmıştır.

$$Q = UA \cdot (T_{\text{dış ortam}} - T_{\text{iç ortam}})$$

Kabin ters ısı kazancı için yukarıdaki denklem esas alınarak aşağıdaki denklemler kullanılmıştır:

$$0 = UA_{DD} \cdot (T_{\text{dış ortam}} - T_{DD}) + UA_{\text{ara bölme}} \cdot (T_{TG} - T_{DD}) + Q_{DD}$$

$$0 = UA_{DD} \cdot (T_{\text{dış ortam}} - T_{TG}) + UA_{\text{ara bölme}} \cdot (T_{DD} - T_{TG}) + Q_{TG}$$



Şekil 2.5: Soğutucu kabin soğutma devresi ve elemanları

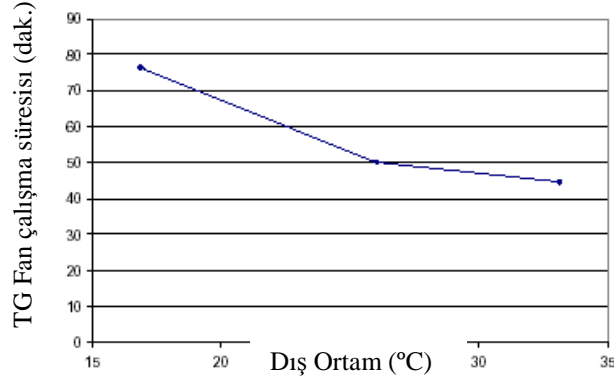
Çalışmada iki adet prototip kullanılmıştır. İlk prototipte TG bölmesi için $1.90 \text{ W/}^\circ\text{C}$, DD bölmesi için $0.99 \text{ W/}^\circ\text{C}$ ve ara bölme için $0.27 \text{ W/}^\circ\text{C}$ ve ikinci prototip içinse sırasıyla 2.09 , 0.73 , $0.13 \text{ W/}^\circ\text{C}$ sonuçları elde edilmiştir. Sonuçta elde edilen değerler hedeflenen tasarım değerlerinden büyük çıkmıştır. Bunun nedeni ise mevcut ve özel olarak üretilen prototiplerin yalıtım malzemesi dolumu sırasındaki hatalardan kaynaklanmaktadır.

Performans Testleri ACRC test laboratuvarlarında 16 , 25 , 32 ve 43°C sıcaklıkları için yapılmıştır. Sıcaklık farkları arasında değişen şarj miktarı hata oranı 10 - 15 gram veya $\% 3$ - 6 civarındadır.

Test sırasında kompresör ile birlikte DD fanı da sürekli çalıştırılmıştır. TG fanı ise TG bölmesi sıcaklığına göre durup çalışmaktadır. Kompresör ve fanların güç kullanımı bağımsız olarak ölçülmüştür. Sistem denge konumuna geldiğinde ölçümler alınmaya başlanmakta ve farklı sıcaklık değerleri arasında bu süre 3 ile 5 saat arasında değişmektedir. Her sıcaklık değeri için ise sistem 10 - 48 saat arasında çevrim tekrarı yapmaya kadar ölçüm yapılmıştır.

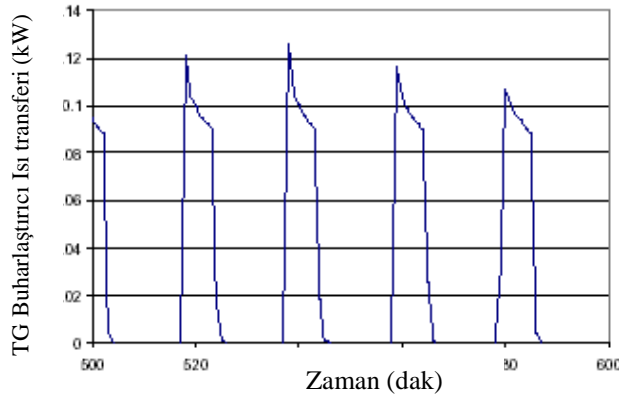
Fanın kısa süreli çalıştırıldığı deneylerde dış ortam sıcaklığıyla fan çalışma süresi değişmektedir. TG fanının çalışma süresinin 1 dakika civarına indirilmesi daha kararlı bir durum sağlandığı görülmüştür. Fanın çalışmaya başladıktan sonraki süre içerisinde soğuk havanın orta kısma ulaşması gecikmeli olmaktadır. Dolayısıyla fan kontrolü et bölgesinde

bulunan termostat ile yapılarak deneyler tekrarlanmıştır. Et bölümü sıcaklığı orta bölmeye göre daha soğuk olduğundan fanın durması daha erken olmaktadır. Bu durum bölmede daha yüksek ortalama sıcaklık oluşmasına neden olmuştur. Bunu engellemek için fanın devreye giriş sıcaklık koşulları değiştirilmiştir.



Şekil 2.6: Kısa fan çevrimi deneyinde TG fanının çalışma süresi değişimi

TG fanı durduğunda buharlaştırıcılarda kalan iki fazlı soğutkanda gaz olanı DD buharlaştırıcısına giderken sıvı soğutkan TG buharlaştırıcısında kalmaktadır. Dolayısıyla fan durma sürecinde TG buharlaştırıcısında verim kaybı ve buharlaştırıcı yüzeyinde buzlanma meydana gelmektedir.



Şekil 2.7: TG Buharlaştırıcısında ısı geçişi

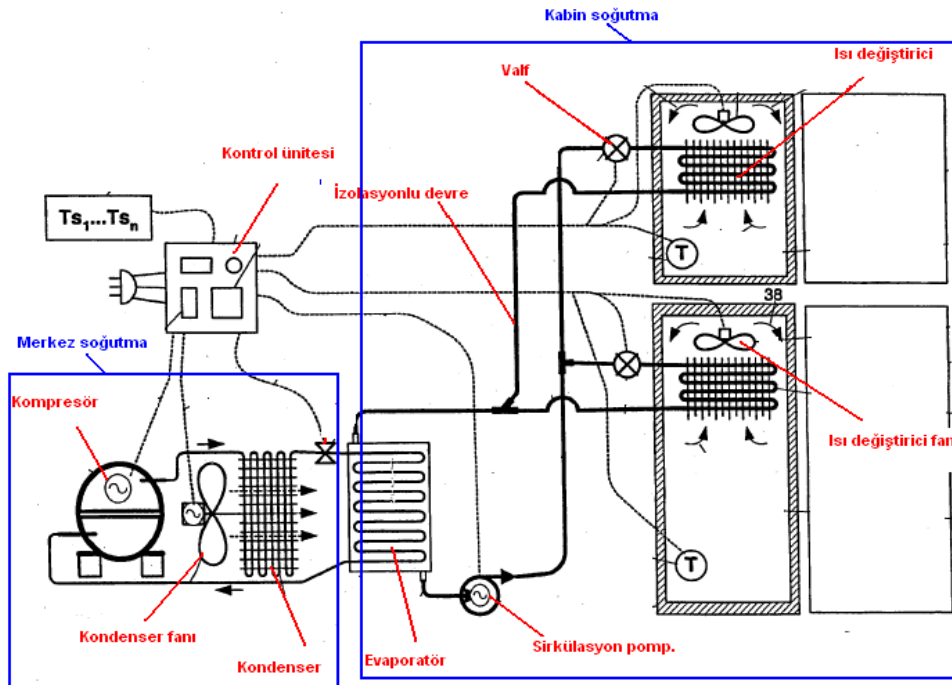
Sonuç olarak seri çift buharlaştırıcılı bir soğutucu kabin ısı geçiş katsayısı ve optimum şarj miktarı TG bölümü sıcaklık kontrolü TG buharlaştırıcı fanının çalışıp/durmasına göre ayarlanarak çevrimin verimli çalıştığı görülmüştür. Farklı şarjlarda ve farklı ortam sıcaklıklarında uzun ve kısa fan çalışma deneylerine göre dış ortam sıcaklığı arttıkça fanın çevrim süresi daha da azaldığı belirtilmiştir.

2.2 Patent Araştırması

Yapılan patent araştırmasında paralel buharlaştırıcılı soğutma çevrimlerine yönelik uygulamaların son yıllarda arttığı görülmüştür. Ayrıca birbirinden bağımsız olarak mahal içerisinde farklı yerlerde bulunan kabinleri soğutmak için farklı yöntemlerde geliştirilmiştir.

İncelenen patentlerde soğutma sistemi, soğutulacak kabinlerden bağımsız olarak mutfak içerisinde uygun bir yerde ya da balkon gibi farklı bir yerde olacak şekilde tasarlanmıştır. Tek bir soğutucu ünite ile bir ya da birden fazla farklı tipteki soğutma kabinleri (dondurucu, soğutucu, şaraplık gibi) istenilen sıcaklık koşullarına getirilmektedir. Sistem üzerinde elektronik kontrol ünitesi bulunmaktadır. WHIRLPOOL tarafından 03.07.2008 tarihinde yayınlanan patentler ile ilgili bilgiler aşağıda verilmektedir.

- US2008156028 numaralı patent incelendiğinde kabinleri soğutmak için farklı soğutma sistemlerinden söz edilmiştir. Tanımlanan ilk soğutma sistemi iki ayrı soğutma grubundan oluşmaktadır. Şekil 2.8'de görüldüğü üzere soğutma gruplarından birincisi merkezi soğutma diğeri ise kabin soğutma grubudur. Sistemde kullanılan buharlaştırıcı fanı, kondenser fanı ve kompresörün değişken olduğu ve soğutma yüküne göre kontrol edildiği söylenmiştir.



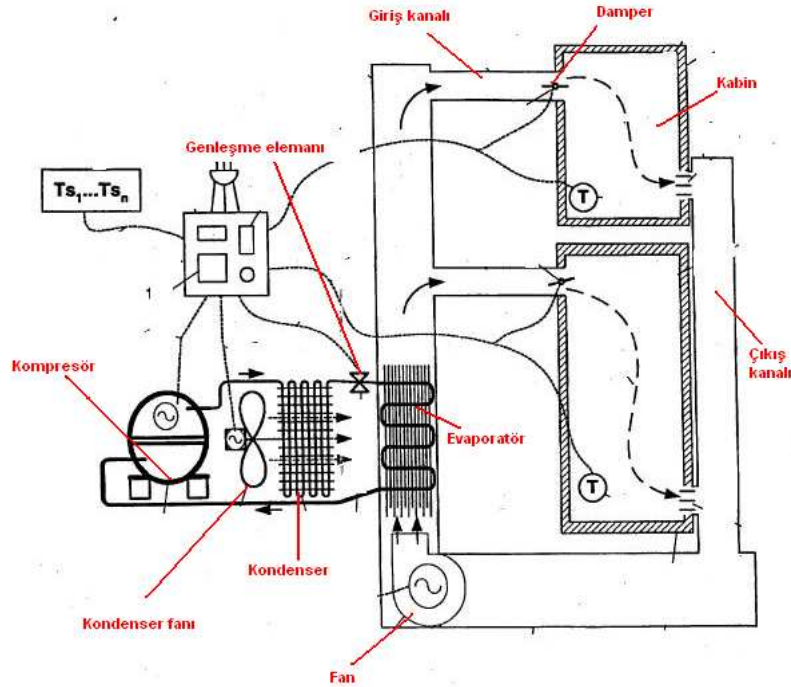
Şekil 2.8: US2008156028 Soğutma sistemi

Buharlaştırıcı (evaporatör) yardımı ile merkezi soğutma grubunda soğuyan akışkan kabinleri soğutmada kullanılan akışkanı soğutmaktadır. Soğutulan akışkan sirkülasyon pompası ile kabinlere gönderilerek soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Kabinleri soğutma işleminde kullanılan akışkan olarak DYNALENE HC** kullanılmaktadır.

Patentte tanımlanan ikinci sistemde Şekil 2.10'da görülen buharlaştırıcı ve sirkülasyon pompası kaldırılmış yerine bir adet elektrikli kolektör konulmuştur. Yoğuşturucu (kondenserden) çıkan akışkan kolektöre girmekte ve buradan kabinlere dağılmaktadır. Soğutma ihtiyacına göre her kabinde yer alan, kontrol edilebilir olduğu söylenen, valfler ile kabinlerin soğutulduğu söylenmektedir.

Ayrıca merkezi soğutma grubu içerisinde, dış ortam şartları göz önünde bulundurularak nem alıcı ve kontrol ünitesi işlemcisini soğutma amaçlı fanın kullanıldığı belirtilmiştir.

- US2008156030 ve US2008156031 numaralı patentlerde US2008156028'deki patendeki soğutma sisteminden farklı olarak soğutucu kabin içerisindeki buharlaştırıcılar çıkartılarak bunun yerine tek bir buharlaştırıcı kullanılarak tüm kabinler soğutulmaktadır (Şekil 2.9).



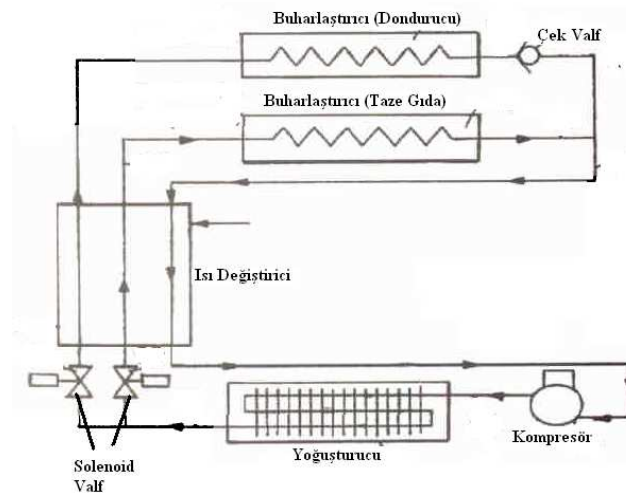
Şekil 2.9: US2008156031 Soğutma sistemi

** Dynalene firması tarafından üretilen su bazlı bir ısı transferi akışkanıdır. (-50) °C 'ye kadar kullanılabilir.

Kabinler ile buharlaştırıcı arasında hava akışını sağlamak için izolasyonlu kanallar kullanılmıştır. Hava fan yardımı ile buharlaştırıcı üzerinden geçirilerek soğutulmakta ve kabinlere gönderilmektedir. Şekil 2.9'daki soğutma sisteminde kabinlerin birbirinden bağımsız olarak soğutulabilmesi için elektronik kontrol ünitesi tarafından kontrol edilebilen damperler kullanılmaktadır. Patentte sözü edilen damperlerin açma-kapama (on-off) ya da oransal olarak kontrol edilebilen ve aynı zamanda kullanıcı tarafından da ayarlanabilir olduğu söylenmektedir. Ayrıca damper yerine fanın da kullanılacağı söylenmiştir. Kabinlerin birleşik olması durumunda iki kabin arasında hava geçişini sağlamak için damper ya da fan kullanarak her iki bölmenin soğutulabileceği belirtilmiştir.

- US2008155993 numaralı patentte soğutma sistemi olarak US2008156028 numaralı patentte kullanılan sistemi benzeri kullanılmıştır. Diğer patentten farklı olarak soğutulacak kabinlerin birine ikinci bir soğutma ünitesi yerleştirilerek kademeli soğutma sistemi oluşturulmuştur. Patentte merkezi soğutma grubu için buhar sıkıştırıcı soğutma, absorpsiyonlu soğutma, stirling soğutma çevrimleri ile kademeli soğutma grubu için buhar sıkıştırıcı soğutma, termoelektrik soğutma ve stirling soğutma çevrimlerinin kullanılacağı söylenmektedir. Söylenen bu çevrimler ile farklı varyasyonlar oluşturularak farklı dış ortam sıcaklıklarında kabin içerisinde soğutma ya da ısıtma işlemleri gerçekleştirildiği belirtilmiştir.

Whirlpool firmasının 1995 yılında almış olduğu US5465591 numaralı patentte paralel bağlı çift buharlaştırıcılı soğutma sisteminden söz edilmektedir. Sistemde yoğuşturucudan sonra buharlaştırıcıya giden akış hattı iki solenoid valf kullanılarak ayrılmıştır (Şekil 2.10).

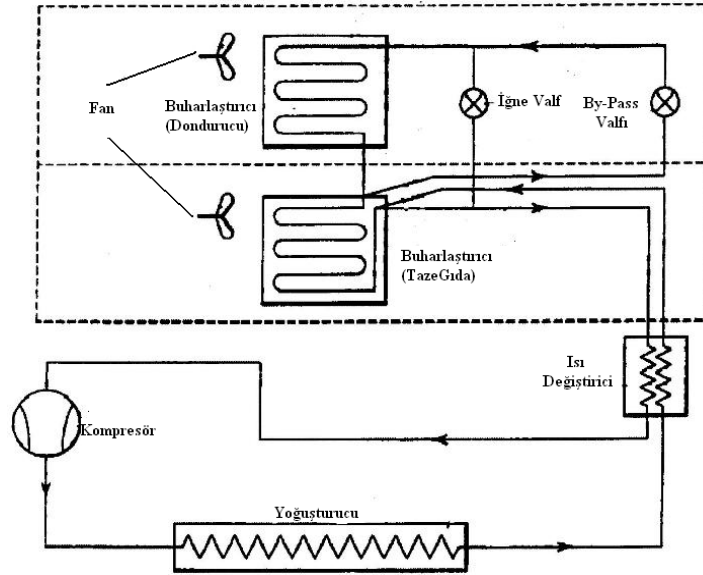


Şekil 2.10: US5465591-Soğutma çevrimi

Solenoid valflerden sonra buharlaştırıcıya giden akış hattını ve kompresör dönüş hattını içeren bir ısı değiştirici yer almaktadır. Dondurucu yoğuşturucusundan sonra geri kaçıışı engellemek için bir çekvalf kullanılmıştır. Patentte iki solenoid valf yerine bir adet üç yollu kontrol valfi kullanılması ve kompresör giriş çıkışı arasına bypass hattı eklenmesi de önerilmektedir.

University of Maryland tarafından 1995 yılında patenti alınan buluşta soğutucu kabının soğutma sistemindeki kayıpları azaltmaya yönelik çalışmalar yapılmıştır. Sistemin çalışmadırma (on-of) karakteristikleri ve otomatik defrost ile ilgili kayıplar (Transient Cycle Loses) geçici çevrim kayıpları olarak adlandırılmıştır. Çevrimin başlangıcında olulan kayıplar ise önemli çevrim kayıplarıdır.

Kompresör çalışmaya başladıktan sonra bölme havasından buharlaştırıcıya hava transferini zorlayan kuvvet oluşana kadar ısı birkaç dakika boyunca akışkandan dondurucu bölmesi havasına geçmektedir. Kompresörün durması esnasında ise atalet kuvvetlerinden dolayı yoğuşturucudan kaçan akışkan taze gıda buharlaştırıcısına toplanmaktadır. Kompresör çalıştığında taze gıda bölmesi fanı çalışır ve buharlaştırıcıdaki akışkan buharlaşmaya başlar. Basınç ve sıcaklık seviyesi düştükçe, taze gıda bölmesi soğutması tamamlanmış olur. Böylece taze gıda bölmesinin soğutulma işlemi kompresör çalışma periyodunun geçici zamanında yapılmış olmaktadır. Soğutma işleminin bu geçici zamanda yapılması termodinamik açıdan çeşitle avantajlar sağlamaktadır.

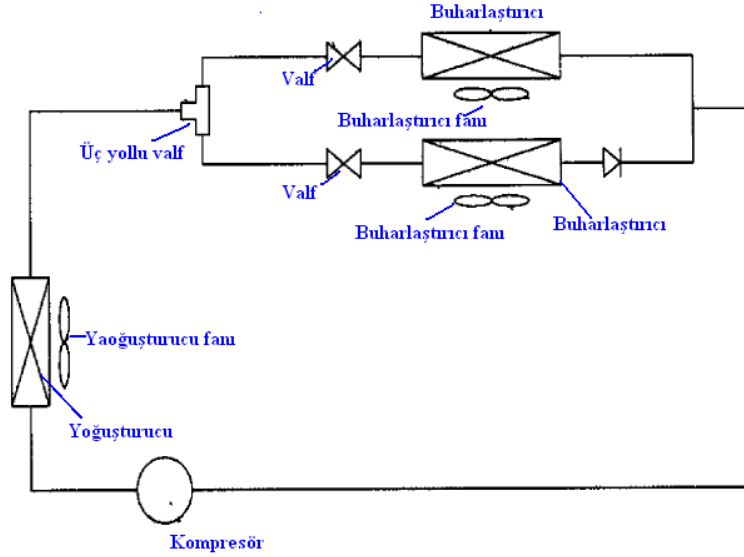


Şekil 2.11: Soğutma çevrimi

Soğutma sisteminde kullanılan ara soğutucu (intercooler) ile sıcak akışkan ve soğuk iki fazlı akışkan arasındaki ısı transferi karşılanmaktadır. Ara soğutucu sistemi performansını etkilemez

ve taze gıda ara soğutucu buharlaştırıcısından geçen ılık akışkan dondurucunun soğutulması sırasında taze gıda bölmesinin gereğinden fazla soğutulmasını engellemektedir. Kim, Kopko ve Radermacher tarafından paralel soğutma sistemi kullanılarak yapılan deneysel çalışmalarda enerji sarfiyatında % 18 kadar azalma sağlanabileceği görülmüştür.

LG firmasının 2008 yılında almış olduğu WO2008120865 numaralı patentte paralel bağlı çift buharlaştırıcılı soğutma sisteminde buharlaştırıcılara aynı anda soğutkan göndererek soğutma işlemi yapılmaktadır. Soğutucu kabin taze gıda ve dondurucu bölmesinden oluşmakta ve her bölmenin kendine ait birer buharlaştırıcı bulunmaktadır. Buharlaştırıcılar birbirlerine paralel bağlanarak soğutma devreleri ayrılmıştır. Kondenser çıkışına 3 yollu valf konularak akışkan algoritmaya bağlı olarak bölmelere sıralı ya da aynı anda (paralel) gönderilmektedir (Şekil 2.12).



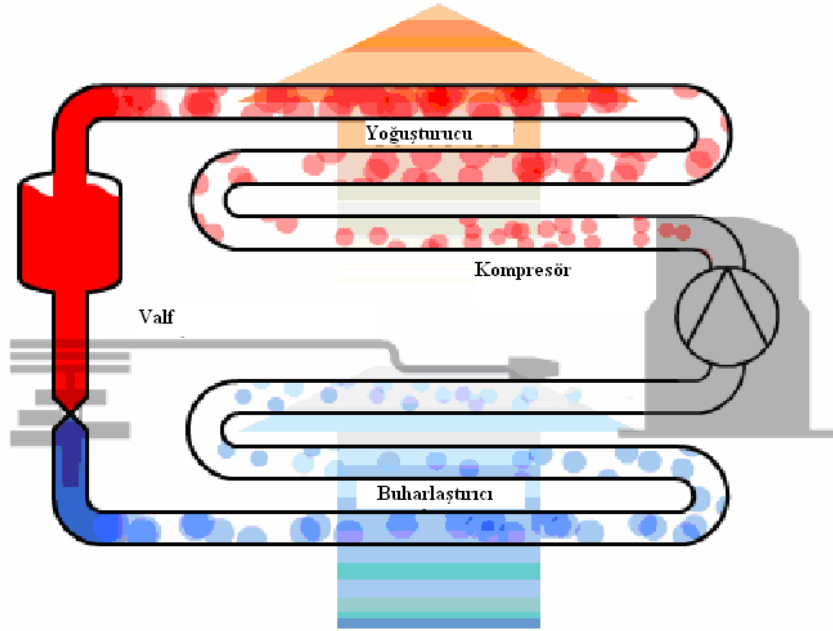
Şekil 2.12: WO2008120865 - Soğutma çevrimi

Kabinleri aynı anda (paralel) soğutabilmek için bölmelerdeki sıcaklıkların algoritmada tanımlanmış olan eş zamanlı çalışma şartlarına getirilmesine çalışılmaktadır. Bunun için ilk önce kabinler sıralı soğutulmaktadır. Sıralı soğutulan kabinlerden herhangi biri soğutulduktan sonra 3 yollu valf kapatılarak kompresör çalıştırılmaya devam ettirilmektedir. Soğutulan kabinin buharlaştırıcı fanı düşük hızda çalıştırılarak buharlaştırıcıdaki soğutkan buharlaştırılıp kompresörde toplanmaktadır. Bu şekilde soğutkanın geri kazanılması ile kabinlerin hem daha hızlı hem de verimli soğutulduğu söylenmektedir. Tanımlanan bu çalışma şekli eş zamanlı çalışma şartları sağlanana kadar devam etmekte ve şartlar sağlandıktan sonra iki bölme aynı anda soğutkan gönderilerek soğutma işlemi yapılmaktadır.

3. SOĞUTMA SİSTEMİNİN İNCELENMESİ

3.1 Soğutma Çevrimi

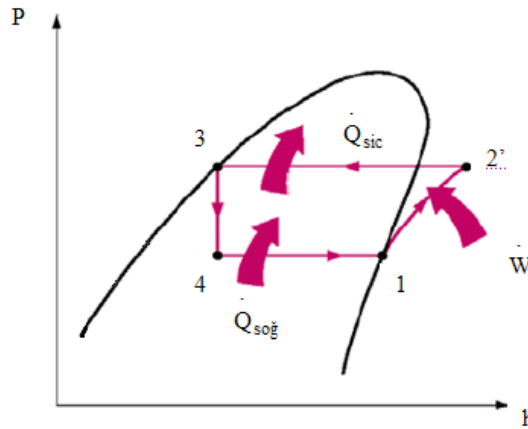
Soğutma, bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemi olarak tanımlamak mümkündür. Basit ve eski soğutma şekli, soğuk yörelerde tabiatın meydana getirdiği buzları muhafaza edip bunları sıcak veya ısı alınmak istenen yerlere koyarak soğutma işlemi yapılmıştır. Buz ile elde edilen soğutma şeklinin, gerek zaman ve gerekse bulunduğu yer bakımından çoğu kez pratik ve ucuz bir soğutma sağlayamayacağı bellidir. Bunun yerine mekanik araç ve cihazlarla soğutma sağlanması tercih edilir ki soğutma yöntemleri bilimi de bu ikincisi ile ilgilenmektedir. Mekanik soğutma ile ilgili bilinen ilk patent 1790 yılında İngiliz Thomas Harris ile John Long' a aittir. 1834 yılında da Amerikalı Jacop Perkins, eter ile çalışan pistonlu bir cihazın patentini almıştır. Bu makine, bir emme basma tulumbaya benzemektedir. Bir tıp doktoru olan John Gorrie (1803-1855) ilk defa, ticari gaye ile çalışan bir soğutma makinası yapmış (1844-Apalachicola, Florida, ABD) ve “Klima Sistemleri – Soğutma - Ticari buz imali” konularının babası olarak tarihe geçmiştir.



Şekil 3.1: Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

Soğutma çevrimi, soğutucu bir akışkanın ısıyı emmesi ve daha sonra yayması ile oluşan değişikliklerin tanımlandığı, bir soğutucu içinde gerçekleşen çevrimdir. En genel haldeki soğutucu sistemler, faz değişimli ısı pompasını temel alan çevrimi kullanır, bununla beraber

absorbeli (soğurmalı) ısı pompaları da uygulamaların bir çoğunda kullanılır. Buzdolaplarında kullanılan soğutma çevrimi buhar sıkıştırımlı çevrimdir. Soğutma işlemi yapılırken soğutulacak mahalden ısı çekmek gerekir ve bu iş için buharlaştırıcı ünitesinden yararlanılmaktadır. Buharlaştırıcı içerisinden geçirilen sıvı soğutkan ile ortamdaki ısı çekilerek soğutma işlemi gerçekleştirilmektedir. Isıyı alan soğutkan buharlaşmaktadır. Soğutma işlemi yapılırken sistem içerisindeki basınçlar kontrol edilerek istenilen basınçlarda (dolayısıyla sıcaklıkta) sistemin çalışması sağlanabilmektedir. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi incelendiğinde, buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buhar kompresörde izentropik olarak daha yüksek bir basınç ve sıcaklığa sıkıştırılarak kızgın buhar haline getirilmektedir (1 – 2' durumu). Yoğuşturucuya giren kızgın buhar, kullanılabilir ısıyı dışarıya vererek sabit basınçta yoğuşmaktadır (2' – 3 durumu). Doymuş sıvı haldeki yüksek basınçlı akışkanın basıncı ve sıcaklığı genişleme vanasında buharlaştırıcı şartlarına getirilmektedir (3 – 4 durumu). Buharlaştırıcıya giren akışkanın sıcaklığı ısı kaynağının sıcaklığından düşük olduğundan, ısı kaynağından akışkana sabit basınçta ısı geçişi olmaktadır ve akışkan buharlaşmaktadır (4 – 1 durumu). Çevrim tekrar başa dönerek devam etmektedir. (Şekil 3.2).

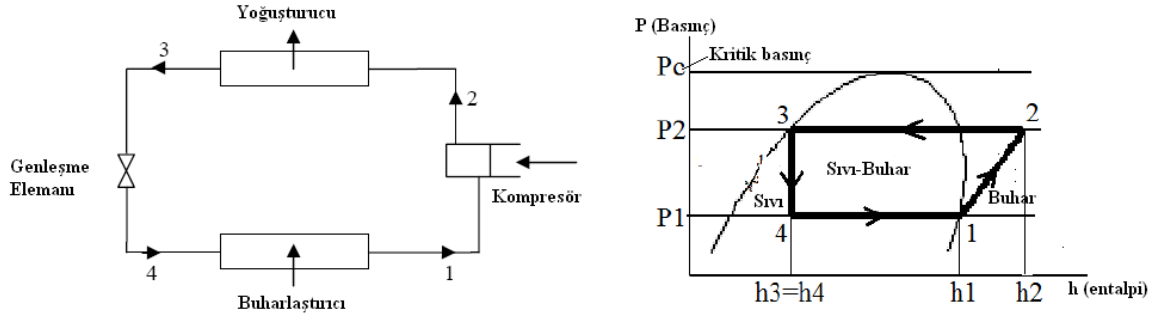


Şekil 3.2: İdeal soğutma çevrimi şematik gösterimi

3.2 Soğutma Sisteminin Performansı

Bir soğutma çevriminin en önemli karakteristiği performans değeridir (COP). Soğutma çevriminde amaç soğutulan ortamdaki ısı çekmektir. Bu amacı karşılamak için bir iş yapılması gerekmektedir. Bu durumda en genel halde soğutma çevriminin performans katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$COP = \frac{\text{elde edilmek istenendeğer}}{\text{harcanması gerekendeğer}} \quad (3.1)$$



Şekil 3.3: İdeal soğutma çevrimi lnP-h diyagramı

Şekil 3.3'te ideal soğutma çevrimi için basınç ile entalpinin (lnP-h) değişimini gösteren diyagram yer almaktadır. Bu diyagramda sistemin soğutma kapasitesi 4 ile 1 noktaları arasındaki entalpi değişimi, sisteme verilen elektrik işi (kompresör) işi ise 1 ile 2 noktaları arasındaki entalpi değişimi olarak tanımlanmaktadır. Bu tanımlamalardan yola çıkılarak sistemin performans katsayısı aşağıdaki denklem ile hesaplamak mümkündür.

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.2)$$

Soğutma çevriminin rejim durumundaki enerji denklemi:

$$Q - W = \sum m_o \left(h_o + \frac{c_j^2}{2} + z_o \right) - \sum m_i \left(h_i + \frac{c_i^2}{2} + z_i \right) \quad (3.3)$$

şeklinde.

Burada soğutma kapasitesi (kW)

$$Q_{buh} = \dot{m} \cdot (\Delta h)_{buh} \quad (3.4)$$

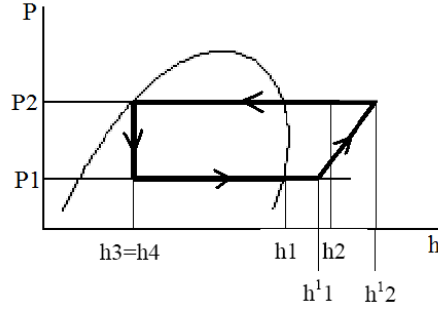
yoğuşturucusu kapasitesi (kW)

$$Q_{yoğ} = \dot{m} \cdot (\Delta h)_{yoğ} \quad (3.5)$$

kompresör kapasitesi (kW)

$$W = \dot{m} \cdot (\Delta h)_{kompresör} \quad (3.6)$$

Denklemleri ile hesaplanmaktadır.

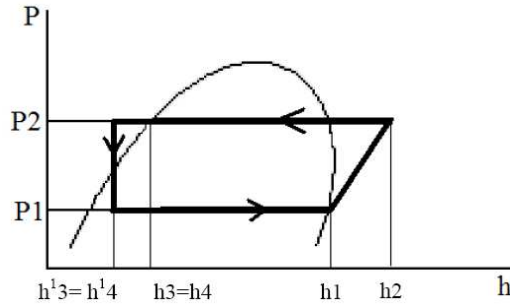


Şekil 3.4: Aşırı ısınmalı soğutma çevriminin lnP-h diyagramı

Şekil 3.4'te ki lnP-h diyagramında görüldüğü üzere soğutma çevriminde soğutkan aşırı ısınmış ($h_1'1 - h_1$ arası) ise sistemin performans değeri

$$COP = \frac{h_1'1 - h_4}{h_2 - h_1'1} \quad (3.7)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır. Aşırı ısınma durumunda entalpi farkı (Δh) artmaktadır. Bu durumda sistemin soğutma kapasitesi artmaktadır. Aşırı ısınma sayesinde sıvı soğutkanın tamamının buhar olduğundan emin olunmakta ve akışkan kompresör buhar fazında girmektedir. Ancak aşırı ısıtma ile birlikte kompresör gücü ve yoğuşturucuda atılması gereken ısı yükü artmaktadır. Kompresörün çalışmış olduğu entalpi farkı (Δh) değeri soğutma kapasitesindeki artış değerinden fazla olduğu için sistemin soğutma performansında (COP) azalma meydana gelmektedir.

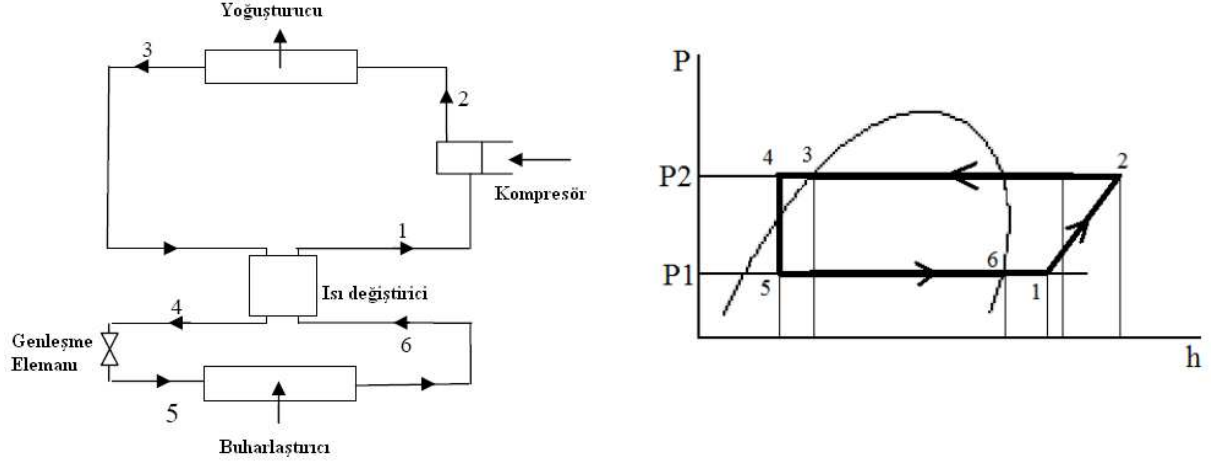


Şekil 3.5: Aşırı soğumalı soğutma çevriminin lnP-h diyagramı

Şekil 3.5'te ki lnP-h diyagramında görüldüğü üzere soğutma çevriminde soğutkan aşırı soğumuş ($h_3 - h_1'3$ arası) ise sistemin performans değeri

$$COP = \frac{h_1 - h_1'3}{h_2 - h_1} \quad (3.8)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır. Soğutma kapasitesini artırmanın diğer bir yolu olan aşırı soğutma işlemidir. Aşırı soğutma ile birlikte soğutma kapasitesi ve buna bağlı olarak sistem performansı artmaktadır. Şekil 3.4'te görüldüğü üzere ideal çevrime göre buharlaştırıcının entalpi farkı (Δh) büyümektedir. Kompresör için bir değişim söz konusu değildir. Bu durumda COP denkleminde (8) görüldüğü üzere sistemin soğutma performansı artmaktadır.



Şekil 3.6: Sıvı-Buhar ısı değiştiricili soğutma çevriminin lnP-h diyagramı

Şekil 3.6'da görüldüğü üzere soğutma sistemine bir adet sıvı buhar ısı değiştiricisi eklenmiştir. Bu ısı değiştiricinin amacı aşırı ısıtılmış buhar ile aşırı soğutulmuş sıvının birbirleri ile etkileşimini sağlamaktır. Isı değiştirici üzerinde aşırı soğutulmuş sıvının kaybetmiş olduğu ısı aşırı ısıtılmış soğutkanın kaybetmiş olduğu ısıya eşittir. Burada sıvı ve buhar durumundaki soğutkanın debileri birbirlerine eşit olduğundan

$$h_1 - h_6 = h_3 - h_4 \quad (3.9)$$

şeklinde yazılır.

Sistemin soğutma performans değeri

$$COP = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (3.10)$$

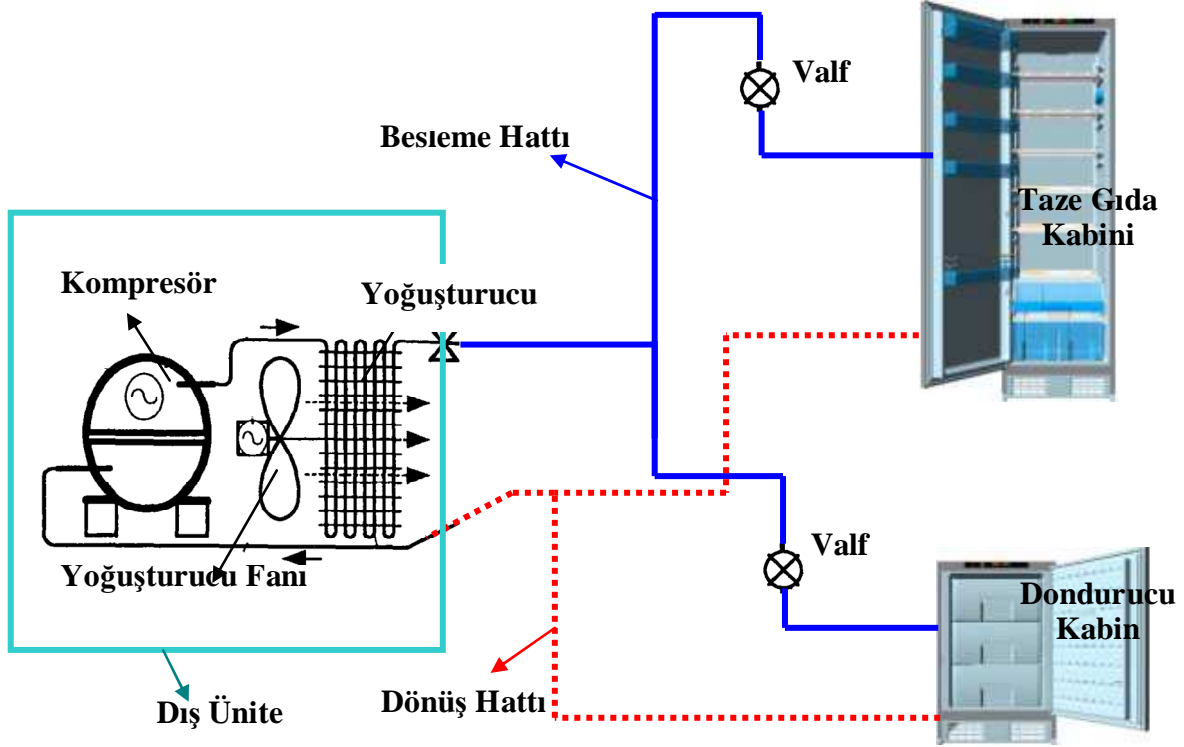
ifadesi ile hesaplanmaktadır.

4. DENEY DÜZENEGİ

Birbirinden bağımsız kabinlerden ve soğutma grubundan oluşan deney düzeneğinde yer alan üniteler aşağıda verilmektedir;

- Soğutma kabinleri (Taze gıda ve dondurucu)
- Dış ünite (Devir değişkenli kompresör, kondenser ve kondenser fanı)
- Valf (Oransal kontrol edilebilen)
- Kontrol ünitesi
- Ölçüm ve veri toplama ünitesi

Paralel bağlanan kabinleri soğutmak için kabinlerden ayrı olarak muhafaza edilen dış ünite (soğutma grubu) kullanılmaktadır. Dış ünite içerisinde yer alan devir değişkenli kompresör yardımı ile soğutkan yoğuşturucuya gönderilmektedir. Yoğuşturucuda soğutkanın almış olduğu ısıyı atmak için fan kullanılmaktadır. Fan farklı devirlerde çalışmakta ve dış ortam sıcaklığına bağlı olarak kontrol edilmektedir. Yoğuşturucu üzerinde almış olduğu ısıyı ortama atan akışkan kabinlere yönelmektedir. Soğutma ihtiyacına göre algoritmaya bağlı olarak çalışan ve açıklık miktarı kontrol edilebilen valfler soğutkanı kabinlerdeki yoğuşturuculara oransal olarak dağıtabilmektedir. Buharlaştırıcı içerisindeki soğutkan kabin içerisindeki ısıyı çekerek kabini soğutmakta ve aldığı ısı ile buharlaşmaktadır. Buharlaşan akışkan tekrar kompresöre geri dönmektedir. Kabinleri beslemekte kullanılan boru ile dönüş hattı borusu aynı uzunlukta ve farklı çapta seçilmiştir. Dönüş hattı borusu üzerinde buzlanma olmaması için boru hattı izolasyon malzemesi ile kaplanmıştır. Soğutma sistemindeki elemanların (kompresör, valf, kondenser fanı) kontrolü, algoritmaya bağlı olarak çalıştırılması ve veri toplama işlemi bilgisayar ile yapılmıştır.



Şekil 4.1: Şematik deney düzeneği

4.1 Soğutma Kabinleri

Yapılan deneysel çalışmalarda bir adet taze gıda kabini ve bir adet dondurucu kabini kullanılmaktadır. Kabinler boyut ve şartlandırılabilirdiği sıcaklıklar bakımından birbirinden farklıdır. Deneysel çalışmalarda kullanılan kabinlere ait özellikler Çizelge 4.1’de verilmektedir;

Çizelge 4.1: Soğutucu kabinlerin özellikleri

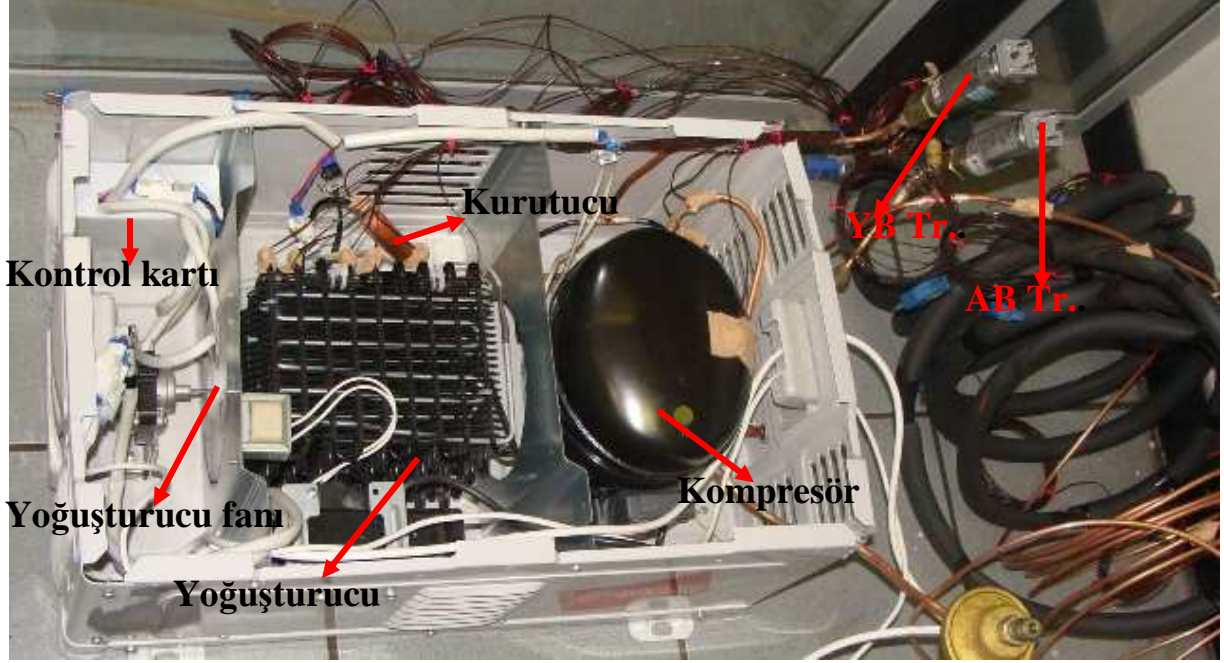
Kabin Özelliği	Çalışma Sıcaklığı [°C]	Soğutma Hacmi [lt]	Q^{**} [W]	UA [W/K]
Taze Gıda Kabini	5	310	22	1.100
Dondurucu Kabin	-22	110	35,58	0.757

Kabinlerin her bir tarafına standarttaki (TS EN ISO 15502) tarife uygun olarak ısıt çift yerleştirilmiştir. Kabinlere yerleştirilen ısıt çiftlere ait bilgiler Çizelge 4.5’te verilmiştir.

** Q değerleri 25 °C ortam sıcaklığı için hesaplanmıştır.

4.2 Dış Ünite

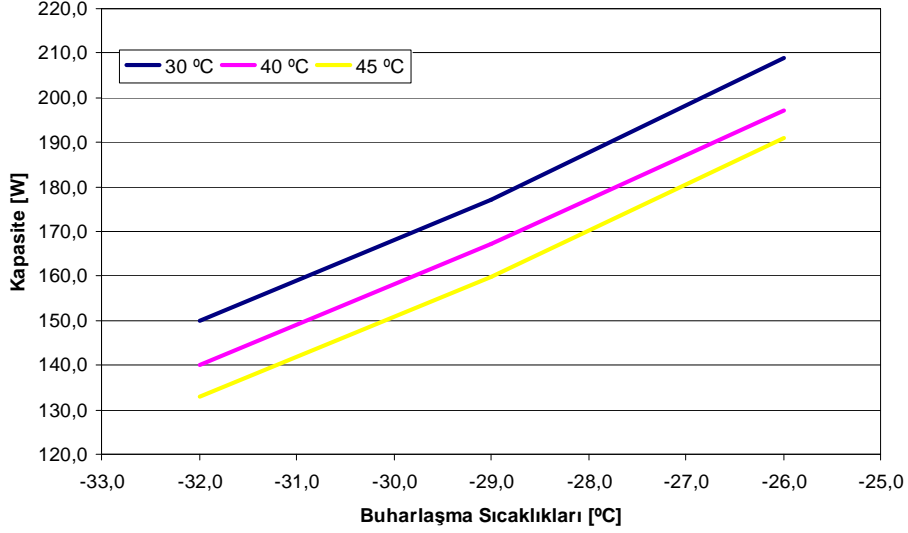
Birbirinden bağımsız olarak yerleştirilen kabinleri soğutmak için kullanılan ortak dış ünite içerisinde devir değişkenli kompresör, yoğuşturucu ve yoğuşturucu fanı yer almaktadır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2: Dış ünite soğutma çevrimi elemanları

Şekil 4.2’de görüldüğü üzere dış ünite içerisinde soğutma çevrimi elemanlarından kompresör, yoğuşturucu, yoğuşturucu fanı, yoğuşturucu ısıtıcısı, kurutucu, kontrol kartı ve basınç transdüserleri yer almaktadır. Yoğuşturucu ısıtıcı dış ortam sıcaklığında düşük olduğu değerlerde (5 °C, 0 °C gibi) kullanılmak üzere tasarlanmıştır.

Deney düzeneğinde kullanılan kompresör 1600 devir/dakika ile 4500 devir/dakika arasında çalışabilmekte ve minimum soğutma kapasitesinin 101 Watt, maksimum soğutma kapasitesinin 290 W olduğu belirtilmiştir. Kompresörün 3000 devir/dakika için farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına ait kalorimetre deney sonuçları Şekil 4.3’te verilmektedir.



Şekil 4.3: Kompresörün dönme hızına bağlı kapasite değişimi

Dış ünite içerisinde kare tipteki kangal borulu yoğuşturucu kullanılmıştır. Yoğuşturucu, gücü 8 W olan bir fan ile birlikte kullanılmaktadır. Yoğuşturucunun kendisine ait fanı bulunmaktadır. Fan iki farklı devirde çalışabilmektedir. Devir sayısı yoğuşturucu üzerine yerleştirilen sıcaklık sensörü ile belirlenen değere bağlı olarak ayarlanmaktadır. Fanın hangi sıcaklık şartlarında hangi hızda çalışması gerektiğini gösteren değerler Çizelge 4.2'de sunulmaktadır.

Çizelge 4.2: Yoğuşturucu fan hızları

	Fan
Tyoğ \geq 58°C	2.Hız
Tyoğ \geq 48°C	1.Hız
Tyoğ < 48°C	Fan çalışmaz

Yoğuşturucu toplam yüzeyinden 1 derecelik sıcaklık farkında meydana gelen ısı transfer miktarı doğal taşınım için 1,75 W/°C, zorlamalı taşınım için ise 4,29 W/°C olarak REFSIM*** programı ile hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değerler dış ortam sıcaklığı 25 °C seçilerek yapılmıştır.

4.3 Oransal Kontrollü Valf

Step motorlu valfin (Şekil 4.4) mevcut durumda tam açık veya kapalı konumda çalıştırılması yerine oransal olarak kullanılması için çalışma yapılmıştır.

*** Soğutucu kabinler için geliştirilmiş olan simülasyon programıdır.

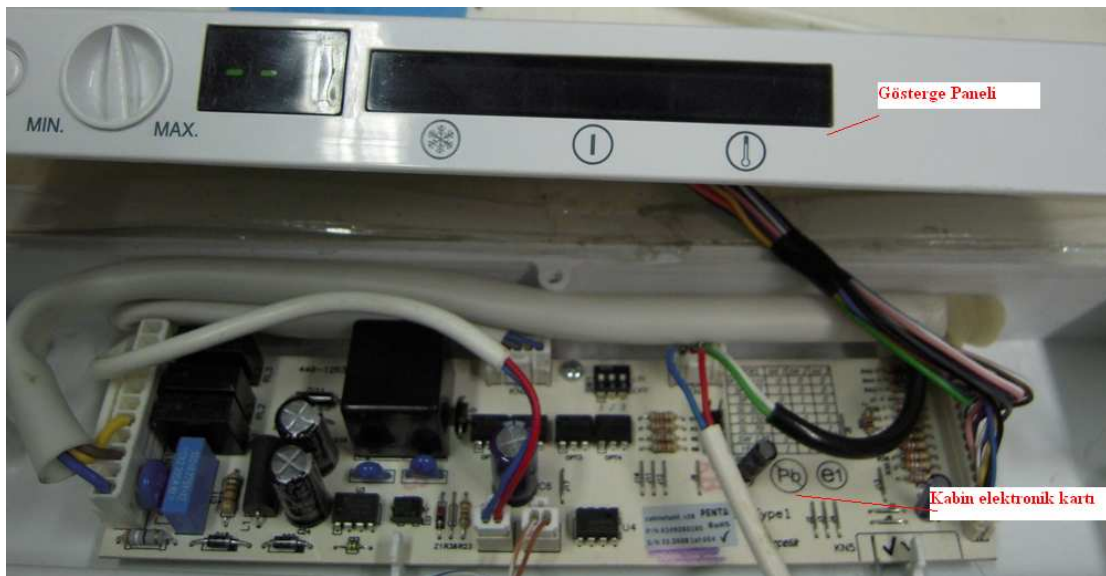


Şekil 4.4: Oransal kontrollü valf

Şekil 4.5'te deney düzeneğinde kullanılan oransal kontrollü valf görülmektedir. Valfın bir giriş borusu olmak üzere iki adet çıkış borusu bulunmaktadır. Düzenekte her kabinin kendine ait valfı olduğundan valf üzerindeki çıkışlardan biri iptal edilerek deneyler yapılmıştır.

4.4 Kontrol Ünitesi

Deney düzeneğinde kullanılan her kabinin kendine ait bir adet elektronik kartı bulunmaktadır. Kartlar birbirleri ile seri olarak bağlanarak kontrol bilgisayarı ile iletişim halindedirler. Elektronik kart üzerine buharlaştırıcı sensorleri, hava sensorleri ve kabin gösterge paneli bağlanmıştır. Kabinlerin olduğu gibi dış ünite grubunun (kompresör, yoğuşturucu fanı ve ısıtıcısı) kendine ait bir kontrol kartı bulunmaktadır. Tüm elektronik kartlardan alınan veriler bilgisayar ortamında toplanarak algoritmaya bağlı olarak kartlar üzerinde bağlı olan bileşenler (kompresör, valf, yoğuşturucu fanı) çalıştırılmaktadır. Dış ünite kontrol kartı da kabin kartları ile seri bağlı olup bilgisayar üzerinden kontrol edilmektedir. Dış ünite elektronik kontrol kartı ve kabinlerin elektronik kontrol kartı Şekil 4.5'te verilmektedir.



Şekil 4.5: Kabin elektronik kartı

4.5 Veri Toplama Sistemi

Deney düzeneği üzerinden ölçülen sıcaklık, basınç, akım ve güç gibi büyüklüklerin deney boyunca takip edilebilmesi, kaydedilmesi ve bütün ölçülen değerlerin bilgisayar ortamına aktarılması için veri toplama sistemi kurulmuştur. Veri toplama düzeneğine ait resim Şekil 4.6'da sunulmaktadır.



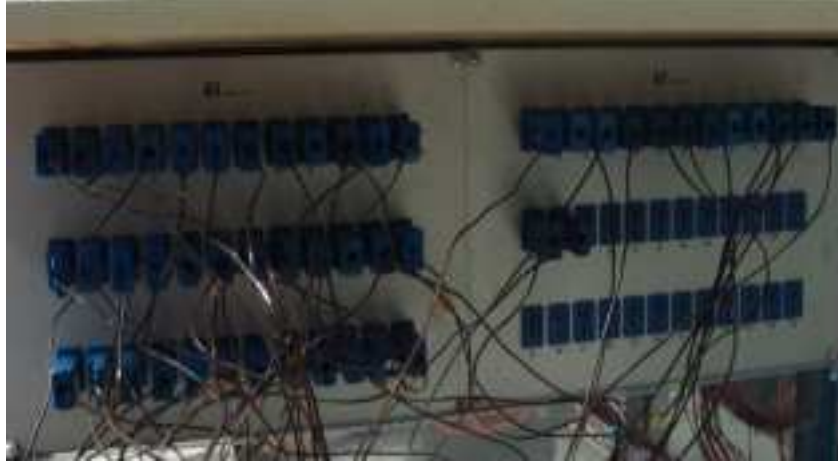
Şekil 4.6: Veri toplama sistemi elemanları

Veri toplama sisteminde yer alan komponent listesi Çizelge 4.3'te yer almaktadır.

Çizelge 4.3: Veri toplama sistemi komponent listesi

Komponent Adı	Adet
Veri toplama cihazı	1
Veri toplama kartı	3
Güç transdüseri	1
Basınç transdüseri	3
Akım transdüseri	1
Gerilim transdüseri	1
Doğru akım güç kaynağı	1
Isıl Çift	60

Çizelge 4.3'te görüldüğü üzere veri toplama sistemi içerisinde bir adet Agilent 34950A marka veri toplama cihazı, gücün ölçülebilmesi için bir adet güç transdüseri, basınç transdüserlerini sabit 24 Volt gerilim ile besleyebilmek için doğru akım (DC) güç üretici, gerilim ve akım değerlerinin ölçülebilmesi için birer adet transdüser ve ısıl çift fişlerinin takılabilmesi için 60 adet ısıl çift prizi yer almaktadır (Şekil 4.7).



Şekil 4.7: Isıl çift fiş ve prizleri

4.5.1 Ölçüm Sistemi

Deney sisteminde sıcaklık, basınç, gerilim, akım ve güç ölçümleri yapılmıştır. Aşağıdaki Çizelgede, sistem üzerine yerleştirilen ölçüm elemanlarının listesi Çizelge 4.4'te verilmektedir.

Çizelge 4.4: Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm elemanları listesi

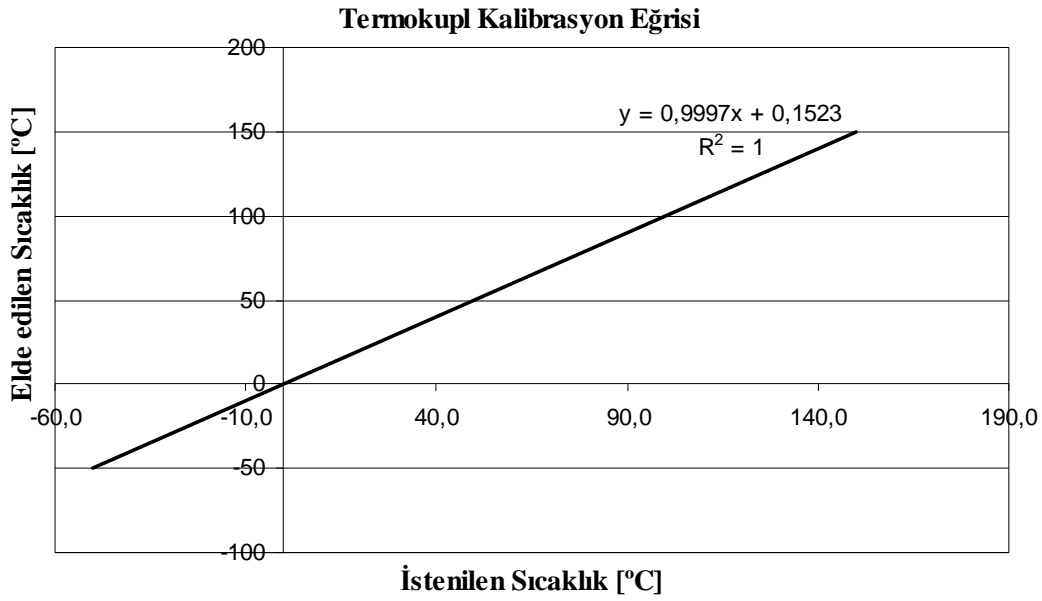
Kompresör	Yoğulturucu	Besleme Hattı	Dönüş Hattı	Taze Gıda Kabini	Dondurucu Kabin	Ortam
Komp. Çıkış	Yoğ. 5.Sıra 1.Pas	Besleme Çıkış	Dönüş H. Başlangıç	TG Buh. Giriş	D. Buh. 1.Sıra Giriş	Ortam Sol
Komp. Dönüş	Yoğ. 6.Sıra 1.Pas	Besleme 2m.	Dönüş H. Birleşme	TG Buh. 1.Boru	D. Buh. 2.Sıra Giriş	Ortam Sağ
Komp. Üstü	Yoğ. 7.Sıra 1.Pas	Besleme 4m.	Dönüş H. 2m.	TG Buh. 2.Boru	D. Buh. 3.Sıra Giriş	
Komp. Çıkış*	Yoğ. 8.Sıra 1.Pas	Besleme 6m.	Dönüş H. 4m.	TG Buh. 3.Boru	D. Buh. 3.Sıra Orta	
Komp. Dönüş*	Kurutucu Giriş	Besleme 8m.	Dönüş H. 6m.	TG Buh. 4.Boru	D. Buh. Çıkış	
	Kurutucu Çıkış		Dönüş H. 8m.	TG Buh. 5.Boru	D. Buh. ID. Sonu	
	Yoğ. Sensörü		Dönüş H. Birleşme*	TG Buh. 6.Boru	D. 1.Raf	
				TG Buh. 7.Boru	D. 2.Raf	
				TG Buh. 8.Boru	D. 3.Raf	
				TG Buh. Çıkış	D. Sensörü	
				TG Buh. Sonu		
				TG 1.Raf		
				TG 2.Raf		
				TG 3.Raf		
				TG 4.Raf		
				TG 5.Raf		
				TG 6.Raf		
				TG 7.Raf		

ID: Isı değiştirici
TG: Taze Gıda
D: Dondurucu
* Basınç TR

Kabin içerisinde bulunan ortalama raf sıcaklıklarının ölçümü için, rafların merkezlerine konumlandırılmış 3" ısı çiftleri ile ölçüm alınmıştır. Diğer boru üzerinden alınan ölçümlerde ise, ısı çiftlerinin ortamdaki etkilenmemesi amacıyla dış yüzeyleri yalıtılmış ve ısı çiftleri yüzeye lehim ile tutturulmuştur. Basınçlı ısı çiftleri ise soğutucu kabinin çalışma şartlarında çalışmadıklarından dolayı kapileri borular ile kabin dışına alınmıştır.

4.5.1.1 Sıcaklık Ölçümü

Sıcaklık ölçümlerini gerçekleştirmek amacıyla ısı çiftleri kullanılmıştır. Isı çiftlerinin kalibrasyonu FLUKE 5500 kalibratör yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Bu cihaz, ısı çift kanallarına istenen sıcaklığa karşılık gelen gerilim değerini yollayarak ısı çift kalibrasyonu yapabilmektedir. Isı çiftleri -50 °C, -25 °C, 0 °C, 25 °C, 50 °C, 100 °C ve 150 °C sıcaklıkları için kalibre edilmiştir. Gerçekleştirilen kalibrasyon sonucunda, tüm ısı çiftleri için gerekli düzeltme katsayıları elde edilmiştir. Örnek bir ısı çift kanalının kalibrasyonu sonucu Şekil 4.8’de verilmektedir.

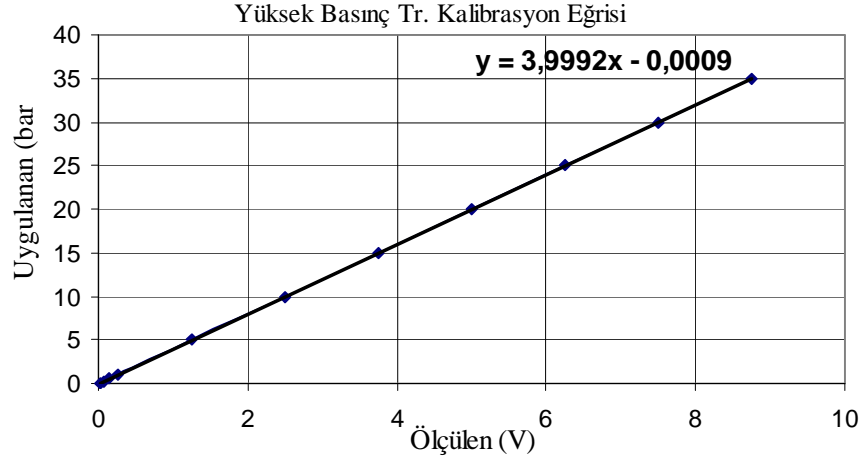


Şekil 4.8: Örnek ısı çift kanalının kalibrasyon eğrisi

Sistemde kullanılan ısı çiftleri, bakır ve konstantan uçların birleştirilmesi ile üretilmektedir ve tam ölçekte (full scale) yaklaşık olarak 0,2 °C ölçüm belirsizliğine sahiptir.

4.5.1.2 Basınç Ölçümü

Sistem üzerinden basınç ölçümü için Haeni marka basınç transduserleri kullanılmıştır. Soğutma sistemi üzerinde yüksek basınç tarafında kullanılan basınç transduserlerinin belirsizliği %0,4 ve alçak basınç tarafında kullanılan basınç transduserinin belirsizliği ise %0,2 olarak üretici firma tarafından deklare edilmiştir. kullanılan basınç transduserlerine örnek kalibrasyon eğrisi Şekil 4.9’da sunulmaktadır.



Şekil 4.9: Yüksek basınç tr. kalibrasyon eğrisi

Sıcaklık kalibrasyonunda olduğu gibi, basınç transduserleri kalibrasyonunda kalibrasyon laboratuvarı tarafından kalibrasyonu yapılmış referans cihaz kullanılmıştır. Basınç transduserleri referans cihaza bağlanarak, belirlenen adımlarda transduserlere basınç uygulanmış ve transduserin okuduğu değerler alınarak kalibrasyon eğrisi oluşturulmuştur.

4.5.1.3 Gerilim ve Akım Ölçümü

Deney düzeneğinde, gerilim ve akım büyüklüklerinin ölçümü Rochester marka gerilim ve akım transduserleri ile yapılmıştır. Isıl çift kalibrasyonunda olduğu gibi cihazların kalibrasyonunda FLUKE 5500 kalibratör kullanılmıştır. Sistemin ve şebekenin çalışma şartlarına göre belirlenen gerilim ve akım alt ve üst limitlerinde, belirli aralıklarda transduserlere elektriksel sinyal uygulanmıştır. Transduserlerin uygulanan büyüklüklere karşı gösterdiği değerler alınarak kalibrasyon eğrisi oluşturulmuştur.

Sisteme gerilim ve akım transduserlerinin yerleştirilmesinin amacı, şebeke geriliminde meydana gelebilecek dalgalanmaları tespit edebilmek, sonuçların analizinde de olası dalgalanmaların bulunmadığı veya şebeke geriliminin $\pm\%1$ bandı içerisinde bulunduğu aralıkları tespit edebilmektir.

4.5.2 Ölçüm Belirsizliği

Deney düzeneğinde, soğutma çevrimi elemanlarından olan devir değişkenli kompresörün, oransal kontrollü valfin, akışkan miktarının ve kısılma elemanının soğutma sistemi performansı üzerine olan etkileri araştırılacağından ölçüm belirsizliği kritik önem taşımaktadır.

Ölçüm belirsizliği hesabı için yöntem olarak Kline ve McClintock tarafından geliştirilmiş olan yöntem kullanılmıştır.

Bu yönteme göre deney düzeneğinde ölçümler yapılarak hesaplanması ve belirlenmesi gereken büyüklükler P ile, bu büyüklüğe etki eden bağımsız değişkenler ($x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$) ile ifade edilmektedir. Bu ifade $P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ şeklinde yazılmaktadır. Deneydeki bağımsız değişkenlerin hata oranları w_n ve P büyüklüğünün hata oranı w_p ile gösterilmektedir. Yönteme göre P büyüklüğünün hata oranı;

$$w_p = \sqrt{\pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]} \quad (4.1)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Deney düzeneğinde kullanılan cihazların ölçüm belirsizliği şu şekildedir;

Çizelge 4.5: Deney düzeneğindeki ölçüm cihazlarının doğruluk değerleri

Ölçüm Cihazı	Doğruluk
Gerilim Transdüseri	0,25%
Akım Transdüseri	0,25%
Güç Transdüseri	0,05%
Basınç Transdüseri	0,40%
Basınç Transdüseri	0,20%
Termokupl	0,2 °C

Yapılan deneylerden sonra elde edilen sonuçlarda yola çıkılarak hesaplanacak olan sistem Enerji tüketim değeri

$$ET = ET_{ölç} + \left(\frac{(T_{iort} - T_i) * ET_{ölç}}{T_i} \right) \quad (4.2)$$

Enerji tüketiminin düzeltme değeri

$$ET_{DÜZ} = ET \left[\sum \frac{(25 - T_i) V_i}{(T_{ortölç} - T_i) V_T} \right] \quad (4.3)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır.

$ET_{ölç.}$: Deneyler neticesinde tespit edilen (ölçülen) enerji sarfıyatı [Wh/gün]

$ET_{DÜZ.}$: Ortam sıcaklığındaki değişimler için düzeltilmiş enerji tüketimi [Wh/gün]

T_i : Sistemin ilgili kabininin ayarlanan sıcaklığı [$^{\circ}C$]

T_{iort} : Sistemin ilgili kabininin ortalama raf sıcaklıkları [$^{\circ}C$]

$T_{ortölç.}$: Ortam sıcaklığının ölçülen değeri [$^{\circ}C$]

V_i : Sistemin ilgili kabinin net hacmi [L]

V_T : Sistemdeki kabinlerin toplam net hacmi [L]

Sonuç olarak Kline ve McClintock tarafından geliştirilmiş olan yönteme göre sistem performansı için ölçüm belirsizliği hesaplandığında % 4 sonucuna ulaşılmıştır.

4.6 Kontrol Sistemi ve Algoritması

Kurulan paralel soğutmalı deney düzeneğinde yer alan soğutma elemanları (kompresör, kondenser fanı, oransal valf gibi) bir algoritmaya bağlı olarak kontrol edilmektedir. Soğutma elemanlarından kompresörün çalıştırılıp durdurulması kabin içi sıcaklıklarına bağlı olarak, devri ise kabinlerin aynı anda ya da tek bir kabinin soğutma ihtiyacına göre farklı devirlerde çalıştırılmaktadır. Kabinlerin her ikisinin soğutma ihtiyacı olduğu durumda valflerin açıklık oranı algoritmada tanımlanan değere göre çalıştırılmaktadır. Örneğin valflardan birinin açıklık oranı taze gıda bölmesi için % 75 dondurucu kabin için ise % 25 ya da tam tersi olacak şekilde valf açıklık pozisyonu ayarlanmaktadır. Eğer kabinlerden sadece biri soğutulacak ise valf tamamen açık pozisyona getirilmektedir. Kabinlerin ikisinin soğutma ihtiyacı olduğu durumda kompresör soğutma kapasitesi yüksek, tek kabinin soğutma ihtiyacı durumunda ise kompresör soğutma kapasitesi düşük devir seçilmiştir.

Soğutma sisteminin çalışmasında yukarıda sözü edilen kriterlere bağlı olarak gerekli devir, valf açıklık oranı belirlendikten sonra bir kontrol algoritması yazılmış ve bilgisayara yüklenmiştir. Bilgisayar üzerinden sistemin çalıştırılması ve kontrol işlemleri yapılmıştır.

5. DENEYLER

Kurulan paralel soğutmalı deney düzeneğinde deneyler üç aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada birbirlerine paralel olarak bağlanan kabinler sıralı olarak soğutulmuştur. Sıralı soğutmada iki kabinin aynı anda soğutulma ihtiyacında soğutma önceliği taze gıda kabine verilmiştir. Bir kabin soğutulurken o kabinin valfi %100 açılmakta diğer kabinin valfi ise tamamen kapatılmaktadır. Soğutulma işlemi bittikten sonra diğer kabinin soğutma ihtiyacı var ise o kabinin valfi %100 açılarak soğutkan o kabine yönlendirilmektedir. Bu şekilde kabinlerin sıralı olarak soğutulma işlemi gerçekleştirilmektedir. Kabinlerin sıralı olarak soğutulduğu deneylerde üç farklı kompresör devri seçilmiştir. Her devir için deneyler yapılmış ve iki kabin (taze gıda ve dondurucu) için aynı kompresör devri kullanılmıştır.

Deneylerin ikinci aşamasında ise paralel olarak bağlanmış olan kabinler aynı anda soğutacak şekilde sistem çalıştırılmıştır. İki kabinin aynı anda soğutulması için valfler seçilen açıklık oranına göre ayarlanmakta ve kompresör devri kabinler için belirlenen devirlerde çalıştırılmaktadır. Kabinlerin ikisinin aynı anda soğutulduğu durum için yüksek soğutma kapasitesine sahip kompresör devri, kabinlerin tek olarak soğutulduğu durum için düşük soğutma kapasitesine sahip kompresör devirleri seçilmiştir. Yapılan ikinci aşama deneylerinde yine birinci aşama deneylerinde kullanılan soğutkan miktarı kadar akışkan kullanılmıştır. Seçilen kompresör devirleri ve valf açıklık oranları Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1: Deneylerde kullanılan kompresör devri ve valf açıklık oranı

1. AŞAMA (SIRALI SOĞUTMA) DENEYLERİ
Kompresör Devri: 2000 rpm - 2500 rpm 3000 rpm - 3500 rpm - 4000 rpm - 4500 rpm
2. AŞAMA (PARALEL SOĞUTMA) DENEYLERİ
Kompresör Devri
İki Kabin: 3500 rpm - 4000 rpm - 4500 rpm
Tek Kabin: 1600 rpm -2000 rpm - 2500 rpm - 3000 rpm
Valf Açıklık Oranı
Taze Gıda Kabini: %75 - %50 - %25 - %10
Dondurucu Kabin: %25 - %50 - %75 - %90

Üçüncü aşama deneylerinde kabinler yine aynı anda soğutulacak şekilde sistem çalıştırılmıştır. Kompresör devri tek ya da iki kabinin soğutulma durumu için değiştirilmeden sadece tek devir (sabit devir) seçilerek deneyler yapılmıştır. Bu aşamada kullanılan kompresör devirleri iki kabinin aynı anda soğultma durumu için seçilmiş olan kompresör devirleri ile aynıdır.

6. TEMEL KAVRAMLAR ve TEORİK İNCELEME

Mühendislik analizlerinde veya incelemelerinde prosesi tanımlamak oldukça önemlidir. İncelenen veya analiz edilen bir prosesi tanımlamak için sistem tanımı yapılır. Sistemi birbiriyle etkileşen veya ilişkisi olan, bir bütün oluşturan cisim veya varlıkların, bunlar soyut veya somut olabilirler, bileşkesidir şeklinde tanımlamak mümkündür. Ayrıca sistem birbiriyle madde, enerji veya bilgi alışverişinde bulunan elemanlar veya parçalar anlamına gelebilir. Bir Termodinamik sistem, sınırları tespit ve izole edilmiş bir hacim veya büyüklüğü belirli bir maddedir. Termodinamik bir sistem, sınırları sabit veya hareketli ve gerçek veya hayali olabilir. Termodinamik bir sisteme işlerlik kazandıran değerler entropi (S) ve enerji'dir. Entropi, belirli bir sistemin moleküler düzensizliğinin ölçüsüdür. Sistem ne kadar karmaşık/dağınık ise Entropisi o kadar büyüktür ve bunun aksi, düzgün bir sistemin Entropisi de düşüktür. Sistemin iç enerjisi (u), moleküler hareketin ve moleküller arası kuvvetlerin meydana getirdiği enerjidir.

Sistem tanımlandıktan sonra geride kalan her şey çevre olarak tanımlanır ve sistemin çevresi ile olan ilişkisi termodinamiğin temel konusunu oluşturmaktadır. Sistem ile çevresi arasındaki ilişkiyi tanımlamak için kavramsal olarak çevresinden izole edilmiş bir sistem düşünülebilir. Söz konusu sistem izole olduğundan dolayı çevresi ile herhangi bir ilişki içerisinde değildir ve sistemin kütlelerinde herhangi bir değişim meydana gelmediğinden dolayı enerjisinde de bir değişim meydana gelmez.

6.1 İş ve Enerji

Enerji bir cismin veya sistemin iş yapabilme yeteneği olarak ya da değişikliklere yol açan etken olarak tanımlanabilir. Doğrudan ölçülemeyen bir değer olup fiziksel bir sistemin durumunu değiştirmek için yapılması gereken iş yoluyla veya enerji türüne göre değişik hesaplamalar yoluyla bulunabilir. Enerjinin başka bir tanımı ise, bir fiziksel sistemin ne kadar iş yapabileceğini ya da ne kadar ısı transferi yapabileceğini belirleyen bir durum fonksiyonudur.

Enerjinin işe dönüşebilmesi için, sistem ile çevresi arasında bir enerji alışverişinin olması gerekmektedir. Sistem sınırlarında çevreye enerji alışverişi iş veya ısı olabilir. Eğer çevre şartı ile sınır şartı arasında sıcaklık farkı var ise enerji geçişi ısı olarak tanımlanır. Çevre ile sistem arasında sıcaklık farkının neden olmadığı enerji alışverişi iş olarak tanımlanır. Mekanikteki

tanımı ile, F sabit kuvvetinin etkide bulunduğu bir cisim, kuvvetin etki ettiği yönde X uzunluğunda yer değiştirmesi iş olarak tanımlanmaktadır. Yapılan iş;

$$dW = \mathbf{F} \cdot d\mathbf{X} \quad (6.1)$$

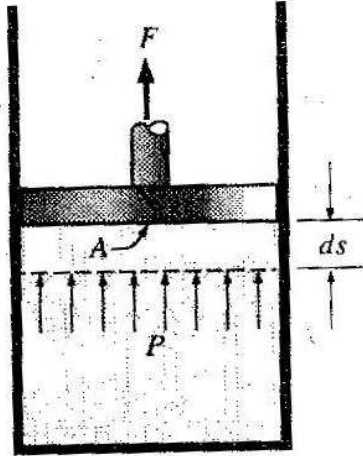
ifade edilmektedir.

Eğer kuvvet yol boyunca değişiyor ise toplam iş, diferansiyel miktarlarda işi yol boyunca toplayarak (integral alarak) hesaplanır.

$$W_{12} = -\int_1^2 dW = \int_1^2 FdX \quad (6.2)$$

İntegrali hesaplayabilmek için kuvvetin yol boyunca nasıl değiştiğini bilmek gerekmektedir. Mekanik iş uygulama örneklerinden piston silindir sistemi ilk akla gelendir. Sistemde gazın silindir içerisinde piston yardımı ile sıkıştırılıp veya genişlemesi ile hareketli sınır işi meydana gelmektedir.

Kompresörlerde hareketli sınır işi sadece termodinamik çözümleme ile hesaplanmamaktadır. İş yola bağlı bir fonksiyon olduğundan yol bilinmeden analitik olarak hesaplama yapmak mümkün değildir. Sınır işini hesaplamalarında sistemin her an dengede olduğu durum için inceleme (hesaplama) yapılmaktadır.



Şekil 6.1: Silindir-piston düzeneği

Şekil 6.1'deki silindir piston düzeneğinde piston üzerindeki birim alana akışkan tarafından uygulanan basınç P , piston kesit alanı A , silindir toplam hacmi V ve pistonun s yönünde genişlemesi ds olarak ifade edilirse, hal değişimi sırasında yapılan diferansiyel büyüklükteki iş

$$dW = Fdx = PAdx = PdV \quad (6.3)$$

şeklinde yazılabilir.

Başka bir ifade ile sınır işi mutlak basınç (P) ile diferansiyel hacim değişiminin (dV) çarpımı şeklindedir.

Hal değişimi sırasında, piston hareket ederken yapılan toplam sınır işi, ilk ve son haller arasında yapılan diferansiyel işlerin toplamı şeklindedir.

$$W_s = \int_2^1 P dV \quad (6.4)$$

İzotermal bir proses düşünüldüğünde basıncın sıcaklık ile değişimi (6.4) numaralı denklemde ifade edilmelidir. İdeal gaz yaklaşımı ile;

$$PV = MRT \quad (6.5)$$

(6.4) numaralı eşitlikte yerine yazılırsa;

$$W_{12} = -M \int_1^2 \frac{RT}{V} dV = -MRT \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (6.6)$$

elde edilir. Açık sistem kompresör işi düşünüldüğünde;

$$W_{12} = \int_1^2 -V dP \quad (6.7)$$

şeklinde 1 ve 2 noktaları arasında yapılan iş ifade edilmektedir. Bu noktadan hareket ile, kompresör için Termodinamiğin Birinci Kanunu analizi gerçekleştirirsek;

$$Q_{\text{Giren Enerji}} = W_{\text{Çıka Enerji}} + \Delta U_{\text{Depolanan Enerji Arttı}} \quad (6.8)$$

$\Delta U = M(u_2 - u_1)$ şeklinde iç enerji ifadesi ve $W = MP(v_2 - v_1)$ iş ifadesi (6.8)de yerine yazılırsa,

$$Q = M(u_2 - u_1) + Mv(P_2 - P_1) \quad (6.9)$$

$$= M[(u_2 + P_2 v_2) - (u_1 + P_1 v_1)] \quad (6.10)$$

Şeklinde yazılır. Termodinamikte entalpi, tanımı gereği aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$h = u + Pv \quad (6.11)$$

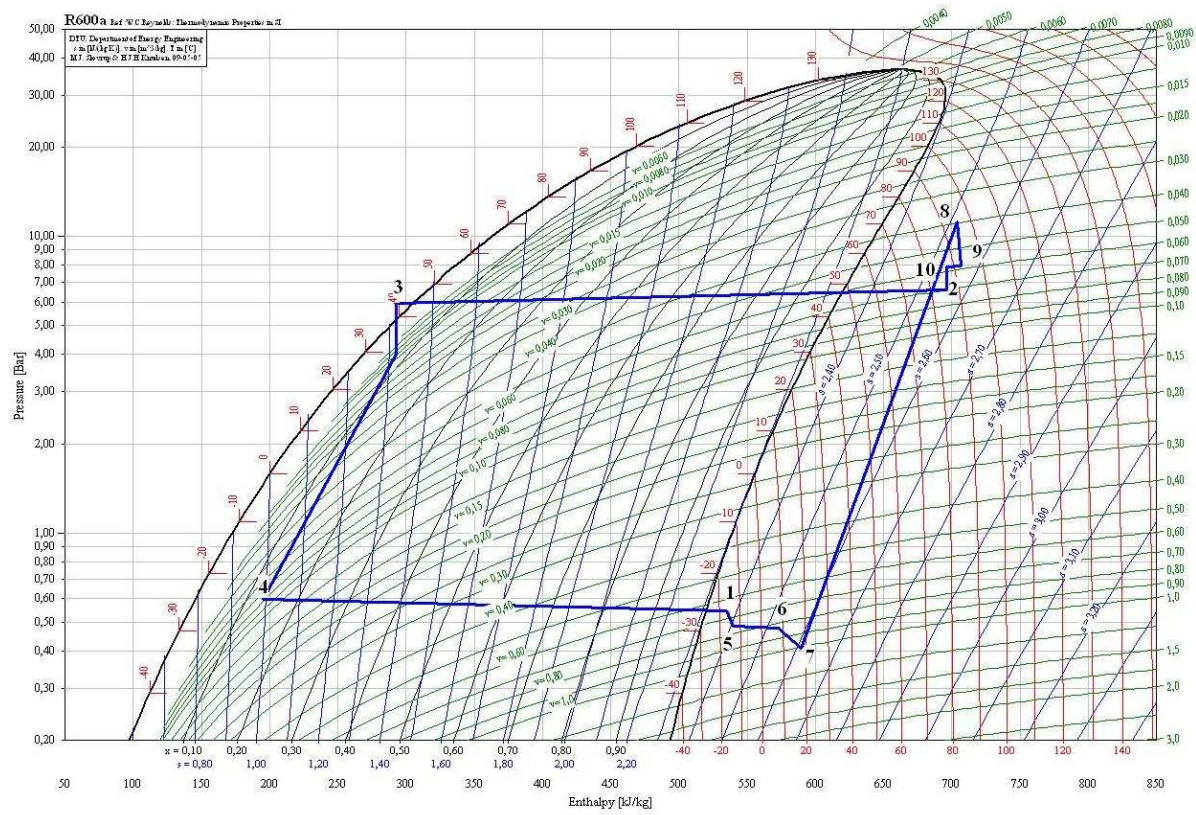
Entalpi ifadesinden yola çıkılarak Denklem (6.11)'de entalpi ifadesi ortaya çıkmaktadır.

$$Q = M(h_2 - h_1) \quad (6.12)$$

6.2 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Performansı

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi, kapalı bir devre içinde dolaştırılan soğutucu akışkanın fiziksel durumunun değiştirilmesi ile, yani sıvı halden gaz haline, gaz halinden sıvı haline geçirilmesiyle soğutma yapılan sistemlerdir. Soğutma sisteminde soğutucu akışkan buhar halinden sıvı hale, sıvı halden buhar haline dönüşmektedir. Bu dönüşüm, sistem çalışma süresince devam eder.

Teorik buhar sıkıştırılmalı çevrim gerçek anlamda sistemlere tam olarak uygulanamamaktadır. Bunun nedeni olarak basınç kayıpları, akışkan sürtünmesi, mekanik sürtünme ve dış ortam ile olan ısı alışverişleri gösterilebilir.



Şekil 6.2: Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi (gerçek)

Şekil 6.2’de gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine ait basınç-entalpi (lnP-h) değişimini gösteren grafik yer almaktadır. Grafikten görüldüğü üzere buharlaştırıcıyı 1 noktasında terk eden soğutucu akışkanın 1 – 5 arasında emme hattındaki vakumdan dolayı basınç düşmektedir. Soğutucu akışkana çevreden ısı geçişi sonucunda 5 – 6 arasında sıcaklık artmakta ve 6 – 7 arasında ise emme valfindaki basınç kaybı nedeni ile basınç azalmaktadır. Kompresöre 7 noktasında giren soğutucu akışkanın, 8 noktasında kompresörü terk ettikten sonra, 8 – 9 arasında çıkış valfindaki kayıptan dolayı basınç düşmekte, 9 – 10 arasında

çevreye olan ısı geçişi yüzünden akışkanın sıcaklığı azalmakta, 10 – 2 arasında borulardaki yük kayıplarından dolayı basıncı düşmektedir. Soğutucu akışkan yoğuşturucuya 2 noktasında girer ve yoğuşturucudaki borularda sürtünmeler sebebiyle basınç çok az azalmaktadır. Soğutucu akışkan 3 noktasında yoğuşturucuyu terk eder ve kısılma elemanına girer ve 3 – 4 arasında kısılma işleminde soğutucu akışkan genişlerken basıncı ve sıcaklığı düşmektedir. Kısılma işlemi gerçek çevrimde sabit entalpide gerçekleşmemektedir. Soğutucu akışkan 4 noktasında buharlaştırıcıya girmekte, çevresinden ısı çekerek buharlaştırıcıyı kızgın buhar olarak 1 noktasında terk etmektedir. Yoğuşturucuda olduğu gibi borulardaki sürtünmeler sebebiyle buharlaştırıcıda da basınç düşüştü olmaktadır.

Genel olarak buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri incelendiğinde, kullanılan soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdan daha düşük sıcaklığa getirilmesi amacıyla basıncının düşürülmesi ile ortamdan ısı çekilmekte (buharlaştırıcı) ve kompresör yardımı ile soğutkanın basıncı, yani sıcaklığı yükselttilerek soğutulacak bölümden çekilen ısı dış ortama transfer edilmektedir (yoğuşturucu).

Bir soğutma sisteminin performansını belirtmek için etkinlik katsayısı (COP) tanımlanmıştır. Etkinlik katsayısı, bir sistemin (ısı pompası ya da soğutma makinesi) soğutma veya ısıtma kapasitesinin sisteme verilen işe (elektrik) oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Bu tanıma göre bir soğutma sisteminin etkinlik katsayısı:

$$COP = \frac{\text{Soğutma}}{\text{Verilen iş}} \quad (6.13)$$

veya

$$COP = \frac{Q_{\text{buhar}}}{Q_{\text{yoğuş}} - Q_{\text{buhar}}} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (6.14)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Eşitlik (6.14)'ten görüldüğü üzere, T_H yoğuşma sıcaklığını T_C buharlaşma sıcaklığını ifade etmektedir. Şekil 6.2'de R600a soğutkan ile çalışan bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin lnP-h diyagramında gösterimi sunulmuştur. Eşitlik (6.12)'den ve lnP-h diyagramından yola çıkılarak COP_{sistem} formülü aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$COP_{\text{sistem}} = \frac{\dot{m}\Delta h_{\text{buharlaşuh}}}{\dot{m}\Delta h_{\text{kompresör}}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \quad (6.15)$$

7. DENEY VERİLERİNİN ANALİZİ

7.1 Boyut Analizi

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

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

7.2 Buckingham Pi Teoremi (II Teoremi)

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

$$F(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0 \quad (7.1)$$

elde edilir. Eğer $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n$ boyutsuz ifadeleri q_1, q_2, \dots, q_n fiziksel büyüklüklerinden türetilmiş boyutsuz sayılar ise, 7.1 eşitliği aşağıdaki biçimde yazılır.

$$f(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m}) = 0 \quad (7.2)$$

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

$$\Pi_1 = q_1^{K_1} q_2^{K_2} q_3^{K_3} \quad (7.3)$$

Gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonucunda, deneysel çalışmalara konu olan sistemin enerji tüketimine etki eden 9 adet boyutlu ve 1 adet boyutsuz sayının olduğu görülmüştür.

$$ET = f(T_{DD}, T_{TG}, KD_{min}, T_{kmpmin}, KD_{max}, T_{kmpmax}, VAO_{DD}, VAO_{TG}, T_{ortam}, ET) \quad (7.4)$$

Bu fiziksel büyüklüklerin boyut analizleri Çizelge 7.1’de sunulmaktadır.

Çizelge 7.1: Sistem ET analizinde kullanılan fiziksel büyüklükler

Büyükük	Sembol	Boyut
Sıcaklık	°C	K
Kompresör Devri	t	1/T
Kompresör Çalışma Süresi	t	T
Enerji Tüketimi	$V^2/2, gz$	L^2/T^2
Valf Açıklık Oranı	-	-

Çizelge 7.1’deki büyüklüklerden ve Π teoreminden yararlanılarak boyutsuz sayılar oluşturulmuştur. Oluşturulan boyutsuz sayılar aşağıda verilmektedir.

Π_1 ve Π_2 parametresi, boyutsuz olan valf açıklık oranlarını ifade etmektedir.

$$\Pi_1 = \text{Dondurucu kabin valf açıklık oranı (VAO}_{DD}) \quad (7.5)$$

$$\Pi_2 = \text{Taze gıda kabini valf açıklık oranı (VAO}_{TG}) \quad (7.6)$$

Π_3 parametresi, minimum kompresör devri (KD_{min}) ile çalışma süresi arasında boyutsuz olarak tanımlanmıştır.

$$\Pi_3 = KD_{min} * T_{kmpmin} \quad (7.7)$$

Π_4 parametresi, maksimum kompresör devri (KD_{max}) ile çalışma süresi arasında boyutsuz olarak tanımlanmıştır.

$$\Pi_4 = KD_{max} * T_{kmpmax} \quad (7.8)$$

Π_5 parametresi, taze gıda kabini, dondurucu kabin ve ortam sıcaklığı arasında boyutsuz olarak tanımlanmıştır.

$$\Pi_5 = \frac{T_{FF} - T_{FRZ}}{T_{ortam}} \quad (7.9)$$

Boyutsuz sayıların tanımlanması ile birlikte 7.4 eşitliğinde tanımlanan enerji tüketim eşitliği 5 adet boyutsuz sayı ile ifade edilir hale gelmiştir. Boyutsuzlaştırma sonucunda 7.4 eşitliği 7.10 eşitliğine dönüşmektedir.

Enerji Tüketimi (ET) = f($\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5$)

$$ET = a_6 x \Pi_1^{a_1} x \Pi_2^{a_2} x \Pi_3^{a_3} x \Pi_4^{a_4} x \Pi_5^{a_5} \quad (7.10)$$

Elde edilen boyutsuz sayılar ile enerji tüketimi arasında ilişki kurulabilmesi için boyutsuz Π parametreleri için uygun katsayıları elde edilmesi gerekmektedir. Uygun sayılara elde edildikten sonra enerji tüketimi üzerinde değerlendirme yapmak mümkün olacaktır. Bu amaç ile uygun katsayıların belirlenebilmesi için regresyon analizi yönteminden yararlanılmıştır. Regresyon, iki ya da daha çok değişken arasında doğrusal bir ilişki olup olmadığının bulunması ve bu doğrusal ilişkinin bir doğrusal denklemle nasıl ifade edildiğinin gösterilmesidir. Regresyon modeli içerisinde, bağımlı ve bağımsız değişkenlerin net bir biçimde ayırt edilmiş olması gerek modelin doğruluğu gerekse problemin sağlıklı bir biçimde çözümü için gerekli bir şarttır. Ayrıca analizde kullanılacak eşitliğin (7.10) doğru bir formda olması gerekir bu amaç ile 7.10 eşitliğinin her iki tarafının doğal logaritması alınarak denklem doğrusal forma dönüştürülür.

$$\ln ET = a_6 + a_1 \ln \Pi_1 + a_2 \ln \Pi_2 + a_3 \ln \Pi_3 + a_4 \ln \Pi_4 + a_5 \ln \Pi_5 \quad (7.11)$$

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

7.3 En Küçük Kareler Yöntemi

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

Büyük matematikçi C. F. Gauss'un 18 yaşındayken (1795) geliştirdiği bu yöntem, ilk kez 1801 de Cres astroidinin yörüngesinin belirlenmesinde kullanılmış ve ilk kez Gauss'un toplu

eserlerinin yayınlandığı ciltlerden ikincisinde 1809 yılında yayınlanmıştır. Fransız matematikçi A. Legendre 1805 ve Amerikalı matematikçi R. Adrain de 1808 yıllarında aynı yöntemi Gauss'dan habersiz ve bağımsız olarak keşfetmişlerdir. En küçük kareler yöntemi, tıp, finans, mühendislik, ziraat, biyoloji ve sosyoloji gibi çeşitli bilim dallarında çeşitli değişkenler arasındaki ilişkiler belirlenirken kullanılan en önemli araçlar arasındadır.

Belli ölçümler sonucunda $i = 1, 2, \dots, n$ için (x_i, y_i) verileri elde edilmiş olsun. Burada, her bir y_i nin x_i ye bağlı olarak değiştiği varsayılmaktadır. (x_i, y_i) düzlemde noktalar olarak düşünüldüğünde, pratikte bu noktalar düzgün bir eğri üzerinde, başka bir deyimle, bilinen bir fonksiyonun grafiği üzerinde bulunmazlar. Hatta bazı durumlarda, (x_i, y_i) ler arasında ne tür bir bağıntı bulunduğu dahi bilinmeyebilir. Ancak, yapılan ölçümlerin doğası gereği, her $i = 1, 2, \dots, n$ için $y_i = f(x_i)$ olacak biçimde bir fonksiyonun var olduğu, ölçümlerde yapılan hata nedeniyle bu eşitliklerin bazıları veya hepsinin sağlanmadığı kabul edilebilir. Bu düşünceyle, ölçülen y_i değeri $f(x_i)$ için yaklaşık değer kabul edilerek bu yaklaşımdaki hatanın minimum olduğu f fonksiyonu belirlenmeye çalışılır. Bu amacı gerçekleştirmek için f fonksiyonunun bir takım parametrelere bağlı bir ifadesi bulunduğu varsayıp eldeki veriler yardımıyla bu parametreler belirlenmeye çalışılır. Örneğin, f fonksiyonu

$$y = f(x) = mx + b \quad (7.12)$$

ifadesinde olduğu gibi bir doğrusal fonksiyon veya

$$y = f(x) = ax^2 + bx + c \quad (7.13)$$

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

$$y_i - f(x_i)$$

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

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

$$\sum_{i=1}^n (y_i - f(x_i))^2 = (y_1 - f(x_1))^2 + \dots + (y_n - f(x_n))^2 \quad (7.14)$$

ifadesini minimum yapacak şekilde belirlenir. Bu, yöntemine neden en küçük kareler yöntemi

dendiğini açıklamaktadır. En küçük kareler yöntemi kullanılarak elde edilen regresyon ifadesinin sonucunun, karşılaştırılacak veriler ile yeterli doğruluk göstermesi beklenmektedir. Ancak bu şekilde kurulan modelin geçerliliği sağlanmış olabilmektedir.

7.4 Regresyon Modelinin İncelenmesi

Regresyon analizini yapabilmek için SigmaPlot programından yararlanılmıştır. Analiz sırasında 1000000 iterasyon 100'er adım kullanılmış ve 0,000001 tolerans aralığı içerisinde analizin çözümü gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda elde edilen katsayılar (a_n) Çizelge 7.2'de verilmektedir.

Çizelge 7.2: Regresyon analizi sonucunda elde edilen katsayılar

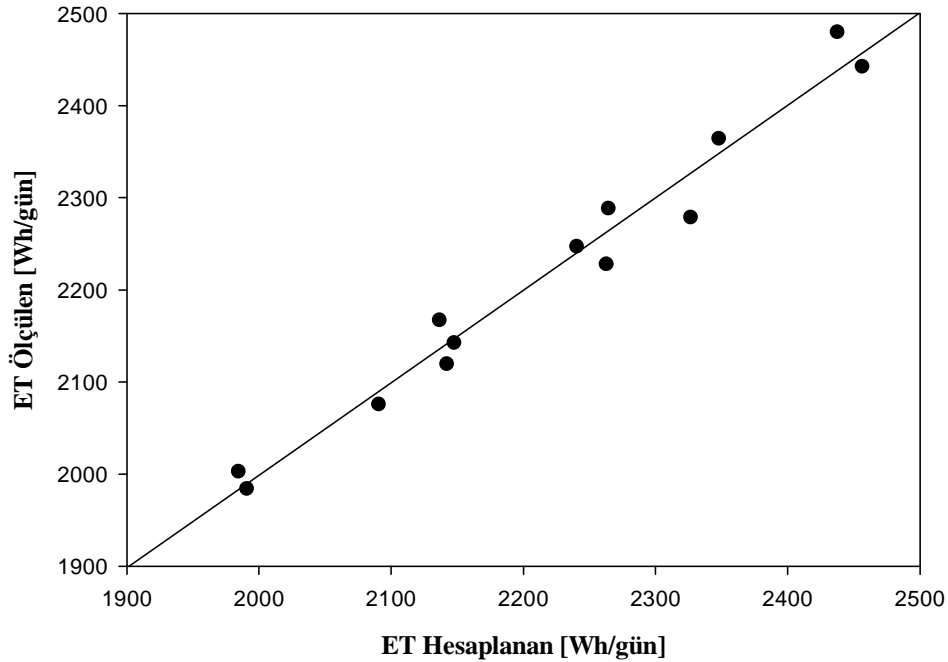
a1	a2	a3	a4	a5	a6
0,302	0,086	-0,084	0,024	-4,053	9,081

Elde edilen katsayıların 7.11 eşitliğinde yerine koyulması ile eşitlik

$$\ln ET = 9,081 + 0,302 \ln \Pi_1 + 0,086 \ln \Pi_2 - 0,084 \Pi_3 + 0,024 \ln \Pi_4 - 4,053 \ln \Pi_5 \quad (7.15)$$

biçimine dönüşmektedir.

Analiz sonucunda elde edilen modelin hata oranı $\% \pm 2$ olup sonuçlar bu aralık içerisinde kalmaktadır. Deneyler sonucunda elde edilen enerji tüketim değerleri ile elde edilen modelin üretmiş olduğu sonuçları karşılaştırıldığı grafik Şekil 7.1'de sunulmuştur.

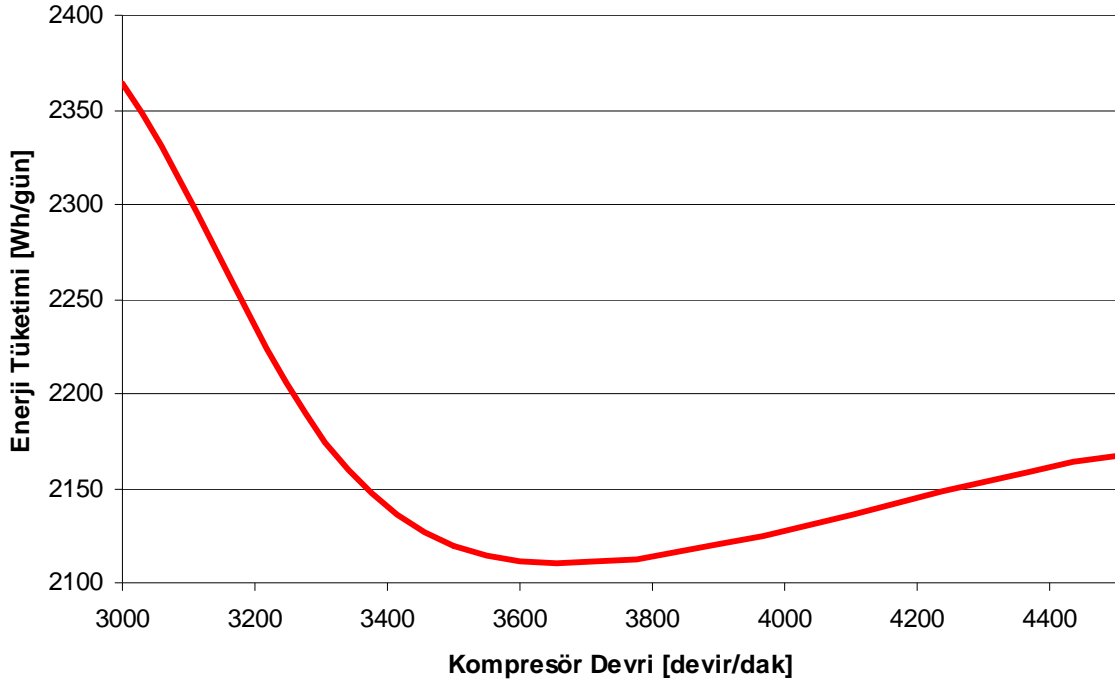


Şekil 7.1: ET modeli ile deneysel çalışmaların karşılaştırılması

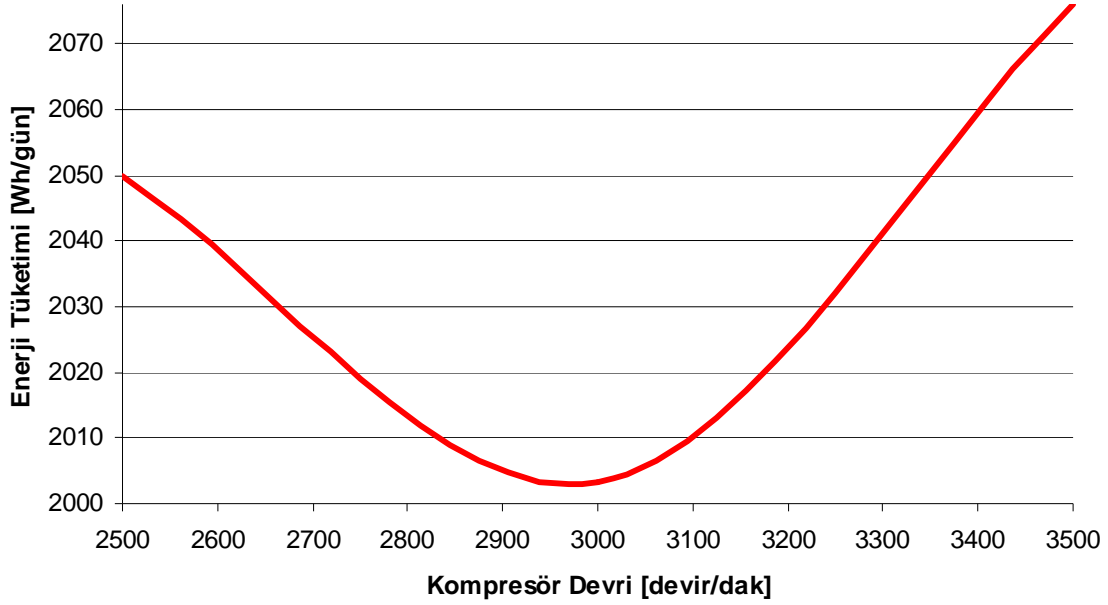
Şekil 7.1’de görüldüğü üzere model sonucunda elde edilen veriler uygun bir aralıkta dağılım göstermektedir. Hata oranının % 2 olmasını neden olan deney sayısı 1 adet olup diğer deneylerin hata oranı % 1 ve altındadır.

7.5 Paralel Soğutmada Farklı Kompresör Devrinin Sistem Enerji Tüketimi Üzerine Etkisi

Paralel soğutmalı sistemde kullanılan kabinlerin ısı kazançları birbirinden farklı olduğundan ve iki kabinin eş zamanlı olarak soğutulduğu durumda toplam soğutma ihtiyacının artacağından dolayı hem paralel soğutma durumu hem de kabinlerin tek olarak soğutma durumu için farklı kompresör devirleri kullanılarak enerji tüketiminin azaltılabileceği düşünülmüştür. Bu amaç doğrultusunda seçilen devirler (Çizelge 5.1) ve valf açıklık oranları ile yapılan deneyler kendi içerisinde değerlendirildiğinde enerji tüketim değerleri arasında ~% 9 oranında değişim olduğu görülmüştür. TG kabini için valf açıklık oranının % 75 ve DD kabini için valf açıklık oranının % 25 olduğu deney için enerji tüketimi incelendiğinde iki kabinin eş zamanlı soğutulması için seçilen kompresör devri arttıkça enerji tüketiminin belli bir devre kadar azaldığı ve bu noktadan sonra ise enerji tüketim değerinin arttığı (Şekil 7.2), ayrıca tek kabin için seçilen kompresör devri arttıkça enerji tüketiminin belirli bir devre kadar azaldığı ve bu devirden sonra enerji tüketiminin arttığı görülmüştür.



Şekil 7.2: Eş zamanlı soğutmadaki kompresör devri değişimi ile ET arasındaki ilişki



Şekil 7.3: Tek kabin soğutma kompresör devri ile çalışma süresi arasındaki ilişki

Şekil 7.3'te görüldüğü üzere tek kabin için seçilen kompresör devirleri arasında hem enerji tüketim hem de kompresör çalışma süresi açısından uygun kompresör devri belirlenmiştir.

Sistem çalışırken kompresör devrinin değiştirilmesi ile sistem içerisinde kayıpların olacağı düşünülerek hem eş zamanlı hem de tek kabin soğutma durumu için kompresör sabit bir devirde çalıştırılıp sonuçlar farklı devir durumu ile karşılaştırılmıştır. Her iki durum için (tek kabin ve iki kabin soğutma) sabit bir kompresör devrinin seçilmesi ile farklı kompresör devirlerinin kullanılması durumu karşılaştırıldığında enerji tüketim değerlerinin birbirlerine yakın olduğu (% 0,9 fark) ancak kompresör çalışma süresi farklı devirler seçilme durumunda % 11 ve COP değerinin % 1,5 daha iyi olduğu görülmüştür. Karşılaştırmanın yapıldığı deneylerde DD kabinin valf açıklık oranı % 75 ve TG kabininin valf açıklık oranı % 25 olarak ayarlanmıştır. Sonuçlar Çizelge 7.3'te verilmiştir.

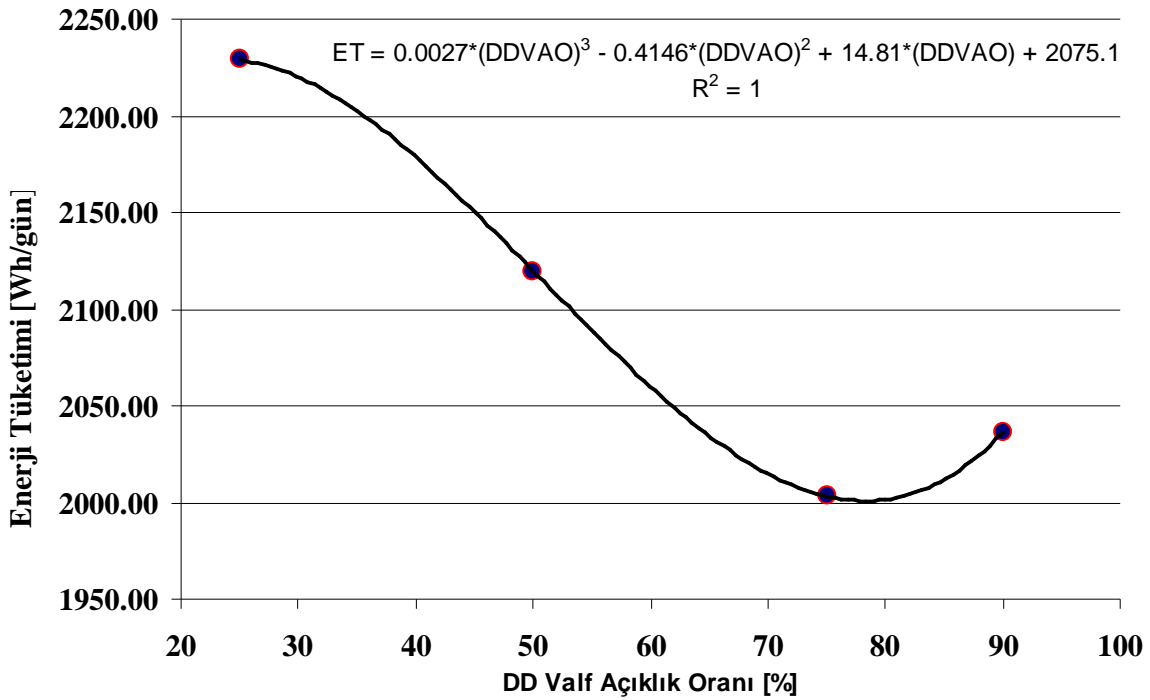
Çizelge 7.3: Farklı devir ile sabit devir uygulamasının karşılaştırılması

Tek Kabin 3000 devir/dak İki Kabin 3500 devir/dak				
TG [°C]	DD [°C]	ENERJİ [Wh/gün]	KOMP. Ç.[%]	COP
-23.73	5.81	2003.2	57	1.94
Tek Kabin 3500 devir/dak İki Kabin 3500 devir/dak				
TG [°C]	DD [°C]	ENERJİ [Wh/gün]	KOMP. Ç.[%]	COP
-23.48	5.49	2076.00	60	1.86
Tek Kabin 3000 devir/dak İki Kabin 3000 devir/dak				
TG [°C]	DD [°C]	ENERJİ [Wh/gün]	KOMP. Ç.[%]	COP
-23.44	5.68	1984.40	64	1.91

Eş zamanlı çalışma şartı ile tek kabin soğutma şartı için uygun kompresör devirleri seçildiğinde enerji tüketim ve kompresör çalışma süresinde iyileşme sağlandığı görülmüştür.

7.6 Paralel Soğutmada Valf Açıklık Oranının Sistem Enerji Tüketimi Üzerine Etkisi

Çalışmada kullanılan kabinlerin ısı kazançları ve ayarlanan sıcaklıkları farklı olduğundan dolayı iki kabinin soğuma hızının aynı olmayacağı bilinmektedir. Dondurucu kabinin sıcaklığın taze gıda kabine göre daha düşük sıcaklığa ayarlandığı için kompresör tarafından gönderilen akışkan dondurucu bölmesi soğutma hattına doğru hareket edeceği ve taze gıda bölmesi kabini buharlaştırıcısında dondurucu kabine göre daha az miktarda akışkan gideceği bilinmektedir. Bu bilgiler doğrultusunda hem eşit hızda soğutma sağlayabilmek hem de kabin içerisindeki sıcaklık değişiminin geniş aralıkta değişmesini önlemek için ilk deneylerde taze gıda kabinin valfi paralel çalışmada % 75 oranında ve dondurucu kabinin % 25 oranında açık olacak şekilde çalışma yapılmıştır. Bir sonraki aşamada ise her iki kabine eşit miktarda (%50) ve son aşamada ise taze gıda kabini için % 25 dondurucu kabini için ise % 75 oranında valf açıklıkları ayarlanmıştır. Kabin valf açıklık oranlarının değişiminin enerji tüketimi üzerinde etkisini gösteren grafik Şekil 7.3'te verilmiştir.



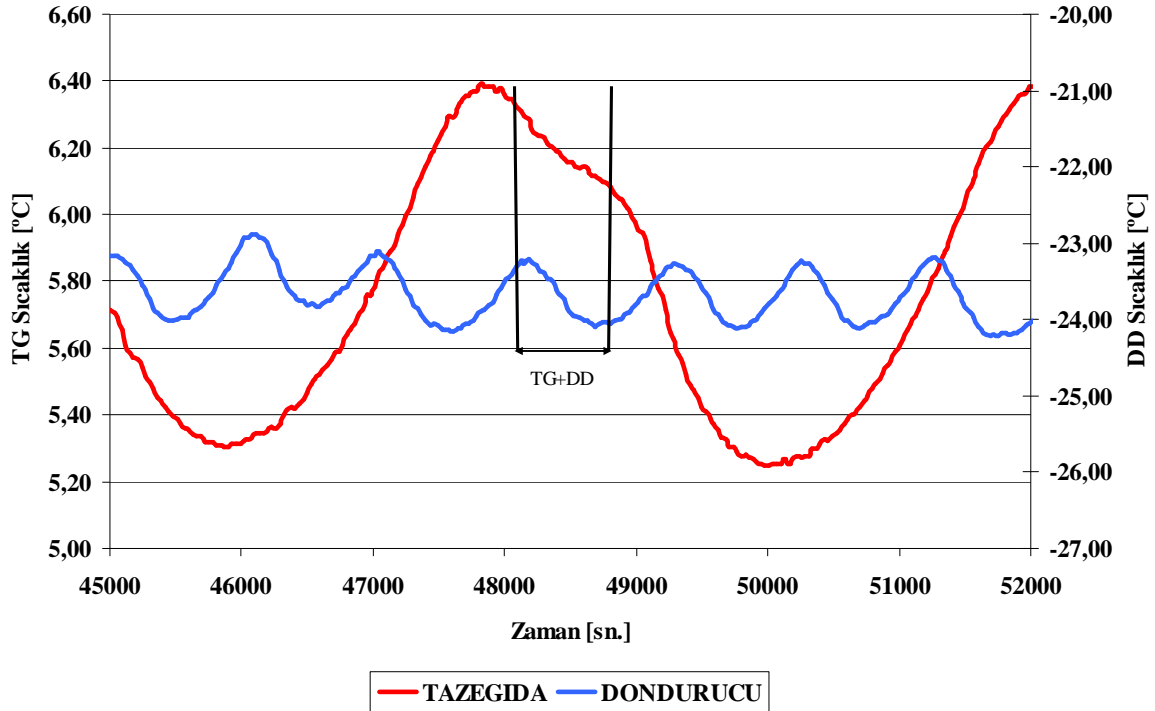
Şekil 7.4: Valf açıklık oranı değişiminin enerji tüketimi üzerindeki etkisi

Şekil 7.4'te dondurucu kabini valf açıklık oranının artması ve taze gıda bölmesi valf açıklık oranının azalması ile birlikte enerji tüketiminde azalma olduğu gözlemlenmiştir. Grafikteki

deneylerde kabinler eş zamanlı soğutulurken kompresör 3500 devir/dak'da kabinler tek olarak soğutulurken ise 3000 devir/dak.'da çalıştırılmıştır. En iyi durumdaki enerji tüketim ile en kötü durumdaki enerji tüketim arasındaki farkın % 11 olduğu görülmüştür. Enerji tüketimindeki bu düşüş soğutkan hareketinden dolayı kaynaklanmıştır. Taze gıda kabini için valf açıklık oranının % 75 dondurucu kabini için % 25 olduğu paralel soğutmalı deneyde her iki kabinin soğutma ihtiyacı olduğu durumda sıcak olan soğutkan dondurucu kabinine doğru hareket etmektedir. Dondurucu kabinin valf açıklığı az olduğu için akışkanın buharlaştırıcıyı doldurma süresi ve kabinin soğuma süresi uzamaktadır. Ayrıca akışkanın soğuk olan dondurucu kabine hareketi ile dondurucu kabine göre daha sıcak olan taze gıda bölmesi buharlaştırıcısı içerisinde soğutkan azalması olduğu görülmüştür.

Sonuç olarak akışkanın sıcak olan yerden daha soğuk olan yere göç etmesinden dolayı taze gıda kabini soğuma süresi ve dondurucu kabinin valf açıklık oranı düşük olduğu için akışkanın buharlaştırıcıyı doldurma süresi uzadığından enerji tüketiminin yüksek olduğu görülmüştür.

Enerji tüketiminin düşük olduğu deneyde raf sıcaklıklarının değişimi eş zamanlı soğutma durumu için incelendiğinde sıcaklıklarda ani sıcaklık yükselişlerin olmadığı görülmüştür. Paralel soğutma sırasında taze gıda kabini soğuma hızının değiştiği ancak bu değişim sıcaklık artış yönünde olmadığı görülmüştür (Şekil 7.4).

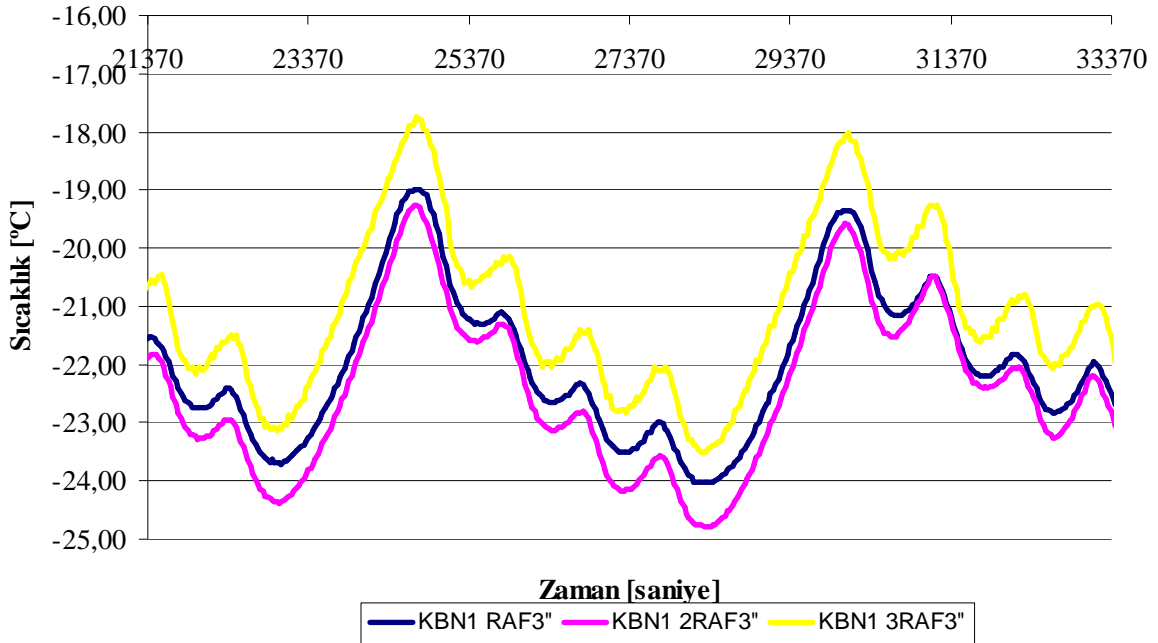


Şekil 7.5: Eş zamanlı soğutmada kabin sıcaklıklarının değişimi

Şekil 7.5'te ki grafikte görüldüğü üzere eş zamanlı (paralel) soğutma sırasında taze gıda kabinin soğuma hızında azalma meydana gelmektedir. Soğuma hızının azaldığı 7 dakikalık zaman periyodu içerisinde taze gıda kabini buharlaştırıcısına giden akışkan kabini soğutmaya devam ettirecek kadar yeterli olmuştur.

7.7 Sıralı ve Paralel Soğutmanın Enerji Tüketimi Üzerine Etkisi

Paralel bağlı kabinlerin sıralı olarak soğutulduğu deneylerde enerji tüketim değeri paralel soğutmaya yakın sonuçlar vermiştir. Ancak bu tip bir soğutma şeklinde bir kabin soğutulurken diğer kabinin soğutulma için beklemesi sırasında kabin içi sıcaklık değişiminin geniş bir aralıkta olduğu görülmüştür (Şekil 7.5).



Şekil 7.6: Seri soğutma DD kabini raf sıcaklık değişimi

Şekil 7.6'da görüldüğü üzere seri soğutma sırasında DD kabini içerisindeki raflarda sıcaklık ~6 °C aralığında değişmektedir. Paralel soğutma durumunda ise kabin içi sıcaklık değişimi 1 °C aralığında gerçekleşmektedir.

En iyi durumdaki paralel soğutmanın enerji tüketim değerinin sıralı soğutmadan % 1 yüksektir ancak Şekil 7.6'daki kabin içi sıcaklık değişimi göz önünde bulundurulduğunda paralel soğutmanın avantajlı olduğu görülmüştür.

8. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Soğutma kabinlerinin paralel bağlandığı ve kabinlerin eş zamanlı olarak soğutabildiği soğutma sistemi üzerinde yer alan bileşenlerin enerji tüketimi üzerine olan etkisi incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Sistem üzerindeki DD kabinin valf açıklık oranının artırılması ile birlikte kabinler içerisinde istenilen sıcaklıklara daha yakın değerler elde edilmektedir.
- DD kabinin valf açıklık oranı arttıkça enerji tüketimi azalmaktadır.
- Hem iki kabin hem de tek kabin için uygun kompresör devirlerinin seçilmesi enerji tüketiminde iyileşme sağlanmakta ve kompresör daha verimli çalışmaktadır.
- Uygun valf açıklık oranı ve kompresör devirleri seçildiğinde enerji tüketim değerinde ~% 20 iyileşme sağlanmaktadır.

Sonuç olarak tek ve eş zamanlı soğutma için uygun kompresör devri ve valf açıklık oranının seçilmesi ile enerji tüketim değeri üzerinde iyileşmenin ve kabin içi sıcaklıklarda istenilen değerlerin elde edildiği görülmüştür.

Yapılan çalışma ile elde edilen sonuçlar, literatürde paralel soğutma ile yapılmış çalışmalar ile beraber değerlendirildiğinde, yapılması önerilen çalışmalar aşağıda sıralanmıştır;

- Farklı dış ortam sıcaklıklarında kompresör devrinin ve valf açıklık oranının enerji tüketim üzerinde etkisinin araştırılması,
- Kabin sıcaklık değerlerinin değişimi ile birlikte kompresör devrinin ve valf açıklık oranının enerji tüketim üzerine etkisinin incelenmesi,
- Farklı soğutma yükü durumunda kompresör devrinin ve valf açıklık oranının sistem üzerine etkisinin incelenmesi.

KAYNAKLAR

Ahmet Ö., (2006), “Investigation of Two Performance Improvement Options for Household Refrigerators”, (Master of Science) University of Maryland.

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

Cur N.O., ve KUEHL S. J., (2008), “Utilities Grid for Distributed Refrigeration System”, United State Patent, No: US2008156028 dated 03.07.2008.

Cur N.O., ve KUEHL S. J., (2008), “Hybrid Multi-Evaporator Central Cooling System for Modular Kitchen”, United State Patent, No US2008156030 dated 03.07.2008.

Cur N.O., ve KUEHL S. J., (2008), “Temporary Refrigerator Storage Modules”, United State Patent, No: US2008156031 dated 03.07.2008.

Cur N.O., ve KUEHL S. J., (1995), “Dual Evaporator Refrigerator with Non-Simultaneous Evaporator”, United State Patent, No: US5465591 dated 14.11.1995.

Chao-Jen L., Chin-Chia S., (2005), “Characteristics of a Series-Connected Two-Evaporator Refrigerating System”, *Applied Thermal Engineering* 25: 519–532.

Eveleyn B. ve Francis .R. D., (1999), “Performance of a Two-Cycle Refrigerator/Freezer Using HFC refrigerants”, *ASHRAE Trans.* 105: 310–318.

Guoliang D. ve Zhili L., (2006), “Temperature and Time-Sharing Running Combination Control Strategy of Two-Circuit Cycle Refrigerator–Freezer with Parallel Evaporators”, *Applied Thermal Engineering* 26:1208–1217.

Guoliang D., Chunlu Z., ve Zhili L., (2004), “Dynamic Simulation of Natural Convection Bypass Two-Circuit Cycle Refrigerator–Freezer and Its Application Part I: Component Models”, *Applied Thermal Engineering* 24: 1513–1524.

Guoliang D., Chunlu Z., ve Zhili L., (2004), “Dynamic Simulation of natural convection Bypass Two-Circuit Cycle Refrigerator–Freezer and Its Application Part II: System Simulation and Application” *Applied Thermal Engineering* 24: 1525–1533.

Gerlach D. ve. Newell T., (2001), “Dual Evaporator Household Refrigerator Performance Testing and Simulation”, *Air Conditioning and Refrigeration Center CR-40*.

Kevin E. S., Imam H. ve Reinhard R., (1996), “Independent Compartment Temperature Control of Lorenz–Meutzner and Modified Lorenz–Meutzner Cycle Refrigerators”, *ASHRAE Trans.* 102:1085–1096.

Kline, S.A., (1992) “Engineering Equation Solver (EES)”, Commercial version 7.600

Kuehl S. J., (2008), “Thermal Cascade System for Distributed Household Refrigeration System”, United State Patent, No: US2008155993 dated 03.07.2008.

Kwangil K., Bill K. ve Reinhard R., (1995), “Application of Tandem System to High-Efficiency Refrigerator/Freezer”, ASHRAE Trans. 101: 239–1247.

Lubos V., John M.L. ve Aidan M.R., (2002), “Optimization of Temperature Control during Cooling in a Multi-Zone Refrigeration System”, ASHRAE International Summer Meeting, 22-26 June, USA.

Mahesh L. Imam H. ve Reinhard R., (1998), “Experimental Investigation of an Alternating Duty Refrigerator/Freezer”, ASHRAE Trans. 104: 1103–1111.

Satyam B. ve James E. B., (2002), “A Review of Literature on Dynamic Models of Vapor Compression Equipment, ASHRAE Report 4036-5.

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

Sung Ji W. ve Chan-Chun H., (2008), “Method for Controlling of Refrigerator”, Patent No: WO2008120865 LG Electronics Inc., KR.

U. Köktürk, Soğutma Tekniği, İstanbul, 1999.

EKLER

Ek 1 Sigmaplot regresyon çözüm raporu

EK 1 Sigmaplot regresyon çözüm raporu

[Variables]

z = col(6)

logpi1 = col(1)

logpi2 = col(2)

logpi3 = col(3)

logpi4 = col(4)

logpi5 = col(5)

[Parameters]

a1 = 0 ' {{previous: 0.301662}}

a2 = 0 ' {{previous: 0.0863706}}

a3 = 0 ' {{previous: -0.0843401}}

a4 = 0 ' {{previous: 0.0241034}}

a5 = 0 ' {{previous: -4.05322}}

a6 = 0 ' {{previous: 9.08076}}

[Equation]

f=a6+(a1*logpi1)+(a2*logpi2)+(a3*logpi3)+(a4*logpi4)+(a5*logpi5)

fit f to z

[Constraints]

[Options]

tolerance=0.000100

stepsize=100

iterations=100000

R = 0.98593394 Rsqr = 0.97206574 Adj Rsqr = 0.95211270

Standard Error of Estimate = 0.0153

	Coefficient	Std. Error	t	P
a1	0.3017	0.0517	5.8391	0.0006
a2	0.0864	0.0355	2.4324	0.0453
a3	-0.0843	0.0170	-4.9620	0.0016
a4	0.0241	0.0194	1.2417	0.2543
a5	-4.0532	0.5438	-7.4536	0.0001
a6	9.0808	0.4486	20.2414	<0.0001

Analysis of Variance:

	DF	SS	MS	F	P
Regression	5	0.0570	0.0114	48.7177	<0.0001
Residual	7	0.0016	0.0002		
Total	12	0.0586	0.0049		

PRESS = 0.0061

Durbin-Watson Statistic = 2.0920

Normality Test: Passed (P = 0.7724)

Constant Variance Test: Passed (P = 0.2863)

Power of performed test with alpha = 0.0500: 1.0000

Regression Diagnostics:

Row	Predicted	Residual	Std. Res.	Stud. Res.	Stud. Del. Res.
1	7.7142	0.0033	0.2143	0.2726	0.2538
2	7.7242	-0.0153	-1.0011	-1.3046	-1.3884
3	7.8063	-0.0054	-0.3559	-0.4967	-0.4681
4	7.7985	0.0175	1.1428	1.4244	1.5649
5	7.7519	-0.0204	-1.3344	-1.7856	-2.2402
6	7.6693	-0.0103	-0.6709	-0.7910	-0.7675
7	7.7248	0.0109	0.7111	0.8436	0.8240
8	7.6667	0.0145	0.9499	1.3697	1.4822
9	7.5928	0.0097	0.6356	1.2121	1.2624
10	7.6719	-0.0020	-0.1313	-0.2012	-0.1868
11	7.7610	0.0073	0.4756	0.7042	0.6764
12	7.6450	-0.0068	-0.4426	-0.7255	-0.6985
13	7.5960	-0.0030	-0.1930	-0.2417	-0.2247

Influence Diagnostics:

Row	Cook'sDist	Leverage	DFBETS
1	0.0077	0.3820	0.1995
2	0.1981	0.4111	-1.1601
3	0.0389	0.4863	-0.4555
4	0.1872	0.3563	1.1643
5	0.4201	0.4415	-1.9919
6	0.0407	0.2807	-0.4795
7	0.0483	0.2894	0.5258
8	0.3375	0.5191	1.5398
9	0.6456	0.7250	2.0499
10	0.0091	0.5739	-0.2168
11	0.0985	0.5439	0.7385
12	0.1480	0.6278	-0.9072
13	0.0055	0.3628	-0.1696

95% Confidence:

Row	Predicted	Regr. 5%	Regr. 95%	Pop. 5%	Pop. 95%
1	7.7142	7.6919	7.7366	7.6717	7.7567
2	7.7242	7.7010	7.7474	7.6812	7.7671
3	7.8063	7.7810	7.8315	7.7622	7.8503
4	7.7985	7.7770	7.8201	7.7564	7.8407
5	7.7519	7.7279	7.7759	7.7085	7.7953
6	7.6693	7.6501	7.6884	7.6284	7.7102
7	7.7248	7.7054	7.7443	7.6838	7.7659
8	7.6667	7.6407	7.6928	7.6221	7.7113
9	7.5928	7.5620	7.6236	7.5453	7.6403
10	7.6719	7.6445	7.6993	7.6265	7.7172
11	7.7610	7.7343	7.7877	7.7161	7.8059
12	7.6450	7.6163	7.6736	7.5988	7.6911
13	7.5960	7.5742	7.6178	7.5538	7.6382

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 17.10.1981

Doğum yeri İstanbul

Lise 1997-2000 General Ali Rıza Ersin Lisesi

Ön Lisans 2000-2002 İstanbul Teknik Üniversitesi Denizcilik Meslek Yüksek Okulu, Gemi Makineleri İşletme Bölümü

Lisans 2003-2007 Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2007-2009 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

2002-2003 Deniz Nakliyatı A.Ş Burdur Gemisinde Uzak yol Vardiya Mühendisi

2007-2009 Arçelik AŞ. Ar-Ge Termodinamik Teknolojileri Ailesinde Ar-Ge Mühendisi.