İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BUZDOLAPLARINDA KULLANILAN SERİ SIRALAMALI (TANDEM) SİSTEMLERİN DENEYSEL VE TEORİK İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Müh. Talip ÇAĞLAR

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Programı: Enerji

Tez Danışmanı: Pr. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN

HAZİRAN 2004

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BUZDOLAPLARINDA KULLANILAN SERİ SIRALAMALI (TANDEM) SİSTEMLERİN DENEYSEL VE TEORİK İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Talip ÇAĞLAR
503021112

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 26 Nisan 2004
Tezin Savunulduğu Tarih : 21 Mayıs 2004

Tez Danışmanı : Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN (Y.Ü.)

Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ (İ.T.Ü.)

Prof. Dr. İsmail TEKE (Y.T.Ü.)

HAZİRAN 2004

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasının danışmanı olan, görüş ve düşünceleriyle bu çalışmaya yön veren değerli hocam **Sn. Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN**'a teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gerçekleşmesine imkan sunan ve her aşamasında destek olan Arçelik Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta **Sn. Şemsettin EKSERT** ve **Sn. Dr. M. Yalçın TANES**'in şahsında teşekkür ederim.

Bu çalışmanın her aşamasında desteğini ve yönlendirici fikirlerini esirgemeyen **Sn. Yalçın GÜLDALI**'ya, değerli fikirleri ile katkıda bulunan **Sn. Sabahattin HOCAOĞLU**'na, deneyler öncesinde ve süresince verdikleri desteklerden ötürü Sn. **Fikri ÇAVUŞOĞLU**'na, **Sn. Faruk KOCABIYIK**'a, **Sn. Ercan KURTULDU**'ya ve **ATGM Termodinamik Teknolojileri Laboratuarı Çalışanları'**na teşekkür ederim.

Tüm çalışmalarım boyunca verdikleri destekten dolayı başta **Sn. Serdar KOCATÜRK** ve **Sn. Zihni GÜRLEK** olmak üzere **ATGM Yüksek Lisans Öğrencileri**'ne teşekkür ederim.

Bütün hayatımda olduğu gibi öğrenim hayatım boyunca verdikleri maddi ve manevi desteklerle bugünlere gelmemi sağlayan **AİLEME** teşekkür ederim.

Mayıs 2004 Talip ÇAĞLAR

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

KISALTMALAR **iv**
TABLO LİSTESİ **v**
ŞEKİL LİSTESİ **vi**
SEMBOL LİSTESİ **viii**
ÖZET **ix**
SUMMARY **x**

1. GİRİŞ **1**
1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı 1

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **6**

3. SERİ SIRALAMALI (TANDEM) SİSTEM VE TEORİSİ **21**
3.1 Konvansiyonel Seri Sıralamalı Soğutma Sistemleri 21
3.2 Konvansiyonel Seri Sıralamalı Soğutma Çevrimlerindeki Verimsizlik 25
3.3 Politropik Sıkıştırma Kabulü ile Bir Hermetik Kompresörün Yaptığı İş 28
3.4 Artan Buharlaşma Basıncının Bir Soğutma Sistemine Etkisi 31
3.4.1 Artan buharlaşma basıncında birim soğutkan kütlesinin yapabileceği soğutma 31
3.4.2 Artan buharlaşma basıncı için kompresörün çekeceği güç 33
3.4.3 Buharlaşma basıncı-kompresör SEK ve soğutkan debisi ilişkisi 34
3.4.4 Artan buharlaşma basıncı-entropi oluşumu ilişkisi: 35

4. DENEYLERDE KULLANILAN SOĞUTUCU **39**
4.1 Yoğuşturucu 41
4.2 Kılcal Boru 42
4.3 Dondurucu Buharlaştırıcısı 42
4.4 Taze Gıda Bölmesi Buharlaştırıcısı 43

5. DENEY DÜZENEĞİ **45**
5.1 Taze Gıda Buharlaştırıcısı Tasarımı 46
5.2 Kontrol ve Elektrik Bağlantıları 52
5.3 Deney Ölçüm Elemanları ve Belirsizlikleri 54
5.3.1 Sıcaklık Ölçümleri ve Ölçüm Belirsizliği 54
5.3.2 Basınç Ölçümleri ve Ölçüm Belirsizliği 55
5.3.3 Güç Ölçümleri ve Ölçüm Belirsizliği 56
5.3.4 Enerji Ölçümü Belirsizliği 56
5.3.5 Akım Ölçümü Belirsizliği 57

6. DENEYLER **58**
6.1 Referans Deneyleri 58
6.2 Geçici Rejim Etkisi Deneyleri 60

7. SONUÇLAR **61**
7.1 Dondurucu Bölmesi Açısından 61
7.2 Taze Gıda Bölmesi Açısından 71

KAYNAKÇA **73**

ÖZGEÇMİŞ **75**

KISALTMALAR

ATGM : Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi
EHİD : Emme Hattı Isı Değiştiricisi
ISO : International Standarts
RT : Çalışma Oranı
SD : Soğuk Depolama
SEK : Soğutma Etkenlik Katsayısı

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 1 bar buharlaşma basıncındaki R-134a'nın özelikleri 32
Tablo 3.2 2 bar buharlaşma basıncındaki R-134a'nın özelikleri 33
Tablo 4.1 Kombi yoğuşturucusuna ait özellikler 41
Tablo 4.2 Dondurucu buharlaştırıcısı özellikleri 42
Tablo 4.3 Taze gıda buharlaştırıcısının özellikleri 43
Tablo 7.1 Dondurucu fanının kompresörle eş zamanlı olarak çalışması durumunda dondurucu bölmesi ısı yükleri 67
Tablo 7.2 Dondurucu fanının kompresörden belirli bir süre sonra çalışması durumunda dondurucu bölmesi ısı yükleri 69

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Seri bağlantılı buharlaştırıcılara sahip buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi 2
Şekil 1.2 Seri çevrimlerde taze gıda bölmesi için varolan ve ideal basınç seviyeleri 3
Şekil 1.3 Sabit yoğuşma sıcaklıklarında Buharlaşma sıcaklığı-Kompresör SEK ilişkisi 3
Şekil 1.4 Kompresör çalışma süresince geçici rejim aralığının gösterimi 4
Şekil 2.1 Seri sıralamalı sistemin gösterimi 7
Şekil 2.2 Seri sıralamalı sistemdeki P-h diyagramı 10
Şekil 2.3 Bi-stable solenoid valf ile sağlanmış paralel çevrim 11
Şekil 2.4 Paralel sistemdeki P-h değişimi 11
Şekil 2.5 Lorenz-Meutzner Çevrimi 13
Şekil 2.6 Lorenz-Meutzner çevriminde soğutkan karışımının T-s diyagramı 14
Şekil 2.7 Farklı iki kılcal boru bağlantısıyla elde edilen soğutma çevrimi ve oluşan P-h diyagramı 15
Şekil 2.8 Çift valf kullanımıyla elde edilen paralel sistem 17
Şekil 2.9 Faz ayırıcı kullanılan iki buharlaştırıcısı soğutma çevrimi 18
Şekil 2.10 Faz ayırıcı aygıtın şematik gösterimi 19
Şekil 2. 11 Çift kademeli sıkıştırma yapılan paralel soğutma çevrimi 20
Şekil 3.1 Seri bağlantılı buharlaştırıcılara sahip buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi 21
Şekil 3.2 Temel soğutma çevriminde T-s ve P-h diyagramları 22
Şekil 3.3 Buhar sıkıştırmalı soğutma devresinin gerçek çevrimi 24
Şekil 3.4 Dondurucu buharlaştırıcısında kompresör çalışmasıyla ilk soğuma süreci 26
Şekil 3.5 İdeal pV ve T-s diyagramları 28
Şekil 3.6 Artan buharlaşma basınçları için R-134a'daki değişimler 32
Şekil 3.7 Kullanılan kompresörün çektiği gücün buharlaşma sıcaklığıyla değişimi 33
Şekil 3.8 Sabit yoğuşma sıcaklıklarında buharlaşma sıcaklığı-soğutkan debi ilişkisi34
Şekil 3.9 Sabit yoğuşma sıcaklıklarında buharlaşma sıcaklığı-kompresör SEK ilişkisi 35
Şekil 4.1 Deney buzdolabındaki soğutma çevrimi elemanları ve P-h diyagramı 40
Şekil 4.2 Kullanılan kombi buzdolabının dıştan görünüşü 40
Şekil 4.3 Dondurucu bölmesi 41
Şekil 4.4 Dondurucu buharlaştırıcısı 43
Şekil 4.5 Taze gıda bölmesi buharlaştırıcısı 44
Şekil 5.1 Sıralamalı (Tandem) sistem deneylerinin yürütültüğü deney düzeneği 45
Şekil 5.2 Taze gıda buharlaştırıcısı boru kesiti 46
Şekil 5.3 Serpantin şekilli bir ısı değiştirici 48
Şekil 5.4 Taze gıda bölmesinde kullanılan fanın performans eğrisi 50
Şekil 5.5 Taze gıda buharlaştırıcısı, fan ve tahta satıh 51
Şekil 5.6 Taze gıda bölmesi ve buharlaştırıcısı 51
Şekil 5.7 Taze gıda buharlaştırıcı altındaki satıh 52
Şekil 5.8 Deney düzeneği elektrik bağlantısı 53
Şekil 5.9 Deney düzeneği elektrik sisteminde kullanılan röleler ve bağlanışları 53

Şekil 6.1 Referans kontrol algoritması-I 59
Şekil 6.2 Referans kontrol algoritması-II 59
Şekil 6.3 Geçici rejim sürecinde sadece taze gıda bölmesinde soğutma yapılmasını sağlayan kontrol algoritması 60
Şekil 7.1 Dondurucu buharlaştırıcısı fanının kompresörle eş zamanlı çalışması durumunda bölmesini ısıtması 62
Şekil 7.2 Dondurucu buharlaştırıcısının kompresörle geçikmeli çalışması durumunda bölmesini ısıtmasının önlenmesi 63
Şekil 7.3 Soğuma süresince dondurucu bölmesindeki ısı etkileri (dolap yan kesiti) 64
Şekil 7.4 Dondurucu buharlaştırıcısında fan emme ve üfleme açıklıkları 66
Şekil 7.5 Dondurucu fanının kompresörle eş zamanlı olarak çalışması durumunda dondurucu bölmesi net ısı yükü 68
Şekil 7.6 Dondurucu fanının kompresörden belirli bir süre sonra olarak çalışması durumunda dondurucu bölmesi net ısı yükü 70
Şekil 7.7 Geçici rejimin taze gıda bölmesinin soğutulmasında kullanımı soğutma çevriminin çalıştığı buharlaşma ve yoğuşma basınçları 71
Şekil 7.8 Taze gıda bölmesinin geçici rejimde soğutulması ile oluşan buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları ve kompresör SEK değerleri 72

SEMBOL LİSTESİ

c_p	: Havanın özgül ısısı	[kj/kg˚C]
C, C_1	: Sabitler	
h	: Entalpi	[kj/kg]
h_{fg}	: Soğutucu akışkan buharlaşma entalpisi	[kj/kg]
k_l	: Soğutucu akışkan doymuş sıvı ısı iletim katsayısı	[W/m˚C]
K_f	: Pierre kaynama sayısı	
$\dot{m}$	: Hava debisi	[m^3/s]
Nu	: Nusselt sayısı	
P	: Basınç	[bar]
Pr	: Prandtl sayısı	
Q_D	: Dondurucu Bölmesi ısı yükü	[W]
Q_{DB}	: Dondurucu Buharlaştırıcısı soğutma kapasitesi	[W]
Q_{DH}	: Dondurucu Hava tarafından çekilen ısı	[W]
Q_{DF}	: Dondurucu Fanı ısı yükü	[W]
Q_{TG}	: Taze gıda bölmesi ısı yükü	[W]
Q_{TGB}	: Taze Gıda Buharlaştırıcısı soğutma kapasitesi	[W]
Q_{TGF}	: Taze Gıda Bölmesi Fanı ısı yükü	[W]
Re	: Reynolds sayısı	
Re_{lo}	: Soğutkanın tamamının sıvı fazda olması durumunda oluşacak Re	
S	: Entropi	[kj/kg]
T_{ort}	: Ortam sıcaklığı	[˚C]
T_B	: Buharlaşma sıcaklığı	[˚C]
T_D	: Dondurucu bölme sıcaklığı	[˚C]
$T_{DFÜ}$	: Dondurucu fan üfleme sıcaklığı	[˚C]
T_{DFE}	: Dondurucu fan emme sıcaklığı	[˚C]
T_{TG}	: Taze gıda bölme sıcaklığı	[˚C]
T_Y	: Yoğuşma sıcaklığı	[˚C]
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı	[W/K m^2]
UA	: Isıl etkenlik katsayısı	[W/K]
V	: Hacim	[lt]
w	: İş	[W]
w	: Belirsizlik	
Δx	: Buharlaştırıcıdaki kuruluk derecesi değişimi	

BUZDOLAPLARINDA KULLANILAN SERİ SIRALAMALI (TANDEM) SİSTEMLERİN DENEYSEL VE TEORİK İNCELENMESİ

ÖZET

Buzdolaplarında kullanılagelen çift buharlaştırıcılı, seri sıralamalı soğutma çevrimlerinde temel olarak iki verimsizlik mevcuttur. Bunlardan ilki buzolabında yer alan taze gıda bölmesinin gerekenden daha düşük bir buharlaşma basıncında ve sıcaklığında soğutulmasıdır. Düşük buharlaşma sıcaklıkları kompresörün dolayısıyla da sistemin SEK'ini düşürmektedir. Bu nedenle taze gıda bölmesi için gerekenden daha düşük bir buharlaşma basıncında (buharlaşma sıcaklığında) soğutma yapılması verimsiz bir soğutma işlemine sebep olmaktadır. Bunun çözümü için taze gıda bölmesinin, kendisi için daha verimli olan yüksek bir buharlaşma basıncında yani buharlaşma sıcaklığında soğutulması gerekmektedir. Bunu yaparken ise bu çalışmada kompresörün kalkış anından itibaren başlayan ve çevrim alt ve üst basınçları (buharlaşma ve yoğuşma basınçları) dengeye gelene kadar devam eden geçici rejim koşulları (aralığı) taze gıda bölmesinin soğutulmasında kullanılmıştır. Geçici rejim süresinden etkin bir şekilde yararlanmak için taze gıda buharlaştırıcısı olarak zorlanmış taşınımlı bir buharlaştırıcı kullanılmıştır.

Diğer bir verimsizlik ise dondurucu buharlaştırıcısı fanının çalışma zamanlamasından kaynaklanmaktadır. Kompresörün durmasıyla birlikte yüksek basınçlı basma hattı ile düşük basınçlı emme hattı arasındaki basınç farkından ötürü bir soğutkan göçü meydana gelmektedir. Bu göç neticesinde kompresör çalışmaz iken buharlaştırıcılar ısınmakta ve kompresörün çalışmaya başlamasıyla birkaç dakika bölmelerini soğutamamakta aksine bölmelerine ısıtabilmektedirler. Bu yüzdendir ki, kompresörün çalışmaya başlamasıyla birlikte özellikle dondurucu buharlaştırıcısı fanının da çalışmaya başlaması dondurucu bölmesinin ısı yükünü artırmaktadır. Bu durumun çözümü için ise dondurucu fanı kompresör çalışmasını takiben belli bir süre sonra çalıştırılmıştır.

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL INVESTIGATION OF THE SERIAL ARRANGEMENT (TANDEM) REFRIGERATION SYSTEM IN REFRIGERATORS

SUMMARY

The current conventional domestic serial cycles have two main inefficiencies. One of said inefficiencies is inappropriate pressure levels for cooling fresh food compartment. Lower evaporation pressure than required degrades COP of compressor and refrigeration system. Therefore, the refrigeration cycle operates inefficiently to keep the fresh food compartment at desired temperatures with inappropriate (lower) evaporation levels. In this study, transient regime was used to cool fresh food compartment. During the transient regime, evaporation temperature and pressure levels are suitable to provide efficient cooling for the fresh food compartment while evaporation pressure and temperature are higher than desired levels for the freezer compartment. Fresh food evaporator was changed from cold-wall natural-convection heat exchanger to forced-convection heat exchanger to enhance the transient regime effects on cooling of fresh food compartment.

The other inefficiency is related to the start time of freezer evaporator fan according to the compressor. When the compressor starts to operate, the FRZ evaporator can't cool its compartment in first few minutes because of increased evaporator temperature due to refrigeration migration during the compressor off period. Moreover, working of the freezer fan in this period cause extra heat load to the its cabinet. Therefore, in this study, freezer fan was started to operate after the adequate time of the compressor initiation.

1. GİRİŞ

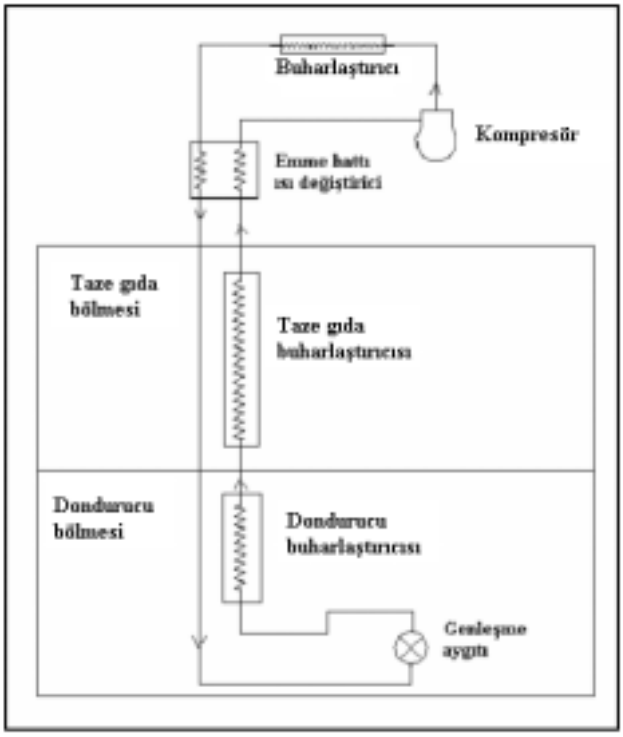
1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı

Dünyamızın yıldan yıla artan enerji ihtiyacı, özellikle de elektrik enerjisi ihtiyacı enerji kaynaklarının verimli kullanılması ihtiyacını doğurduğu gibi, var olan makina ve cihazların da enerji tüketim değerlerinin sürekli olarak daha da iyileştirilmesini gerektirmektedir. Dünyamız genelinde evsel kullanımdaki makina ve cihazların da bu bağlamda toplam elektrik enerjisi tüketimi içerisinde oldukça önemli bir paya sahip olduğu aşikardır. Dolayısıyla, evsel kullanımdaki cihaz ve makinalarda yapılacak enerji tüketimi iyileştirmeleri, küresel elektrik enerjisi tüketimini azaltma yönünde etkin bir paya sahip olmaktadır. Ev eşyaları içerisinde ise gerek kullanım yaygınlığı gerek ise enerji tüketim değeri açısından buzdolapları oldukça önemli bir konumdadır. Bu sebepten ötürü, buzdolaplarında yapılacak verim iyileştirmeleri gerek bireysel gerekse toplumsal açıdan önem arzetmektedir. Bu yüksek lisans tezinin konusunu ise buzdolaplarında var olan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri üzerinde temellenen ve geleneksel soğutma çevrimlerinde var olup, aşağıda da açıklanacak olan bir verimsizlik durumuna çözümü amaçlayan "Buzdolaplarında Sıralamalı (Tandem) Sistemlerin Kullanımı" oluşturmaktadır.

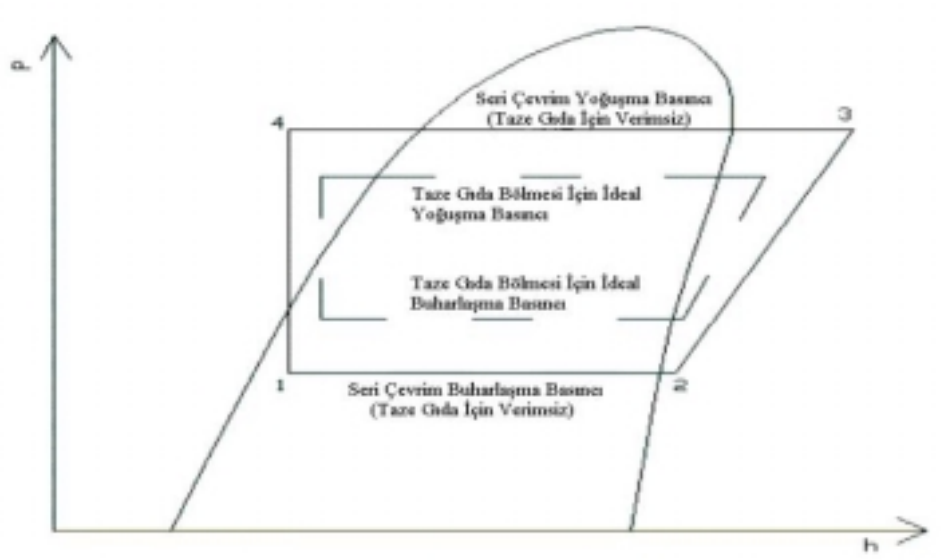
Bünyesinde dondurucu ve taze gıda bölmeleri barındıran ve ideal buhar sıkıştırma mantığına göre tasarlanmış çevrimlere sahip buzdolaplarında genellikle seri bağlı sistemler kullanılmaktadır. Burada seri kelimesindeki kasıt dondurucu ve taze gıda bölmesi buharlaştırıcılarının birbiri ardına yerleştirilmesi ve bu iki buharlaştırıcının birinden çıkan soğutkanın doğrudan diğerine girmesidir. Bu tip bir buzdolabı çevrimine genel örnek olarak Şekil 1.1'deki çizim gösterilebilir.

Buzdolaplarında barındırılacak bölmelerin ideal iç sıcaklıkları tasarım öncesinde bellidir ve bu bölmelerde kullanılacak buharlaştırıcılar bu şartlara göre belirli bir buharlaşma sıcaklığını ve soğutma kapasitesini sağlayacak şekilde

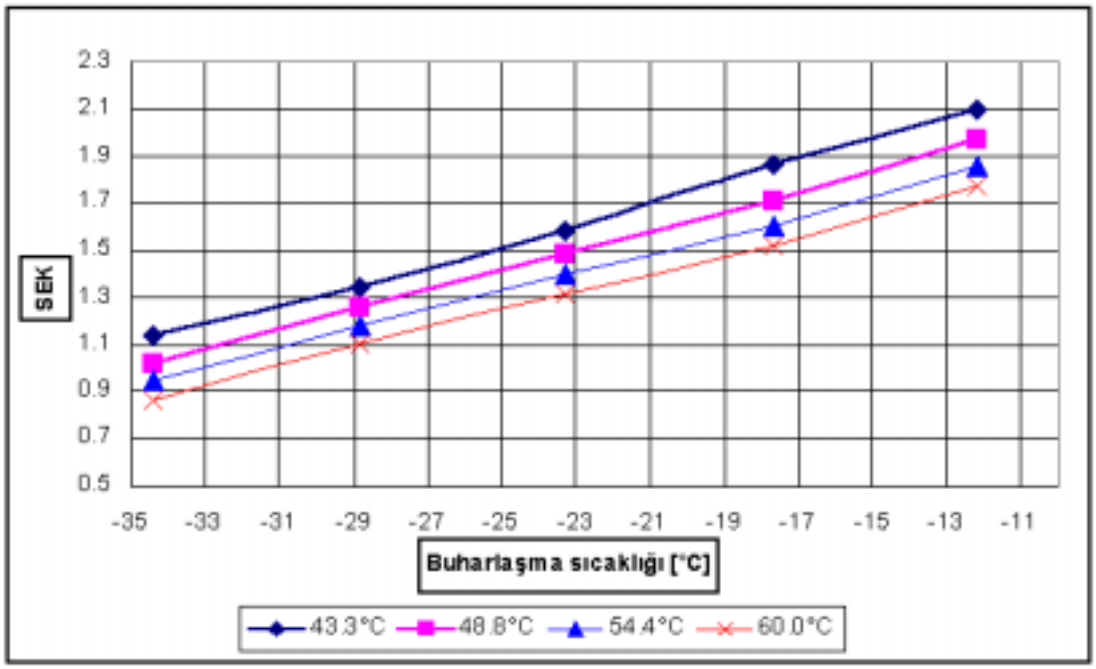
tasarlanmaktadırlar. Dondurucu bölmesi için ideal bölme içi sıcaklık –18 °C altı ve taze gıda bölmesi için ise 5 °C'dir [1]. Dondurucu bölmesi içeren seri bağlı çevrime sahip soğutuculardа buharlaşma sıcaklığı –30 °C civarındadır. Bu durumun anlamı, taze gıda bölmesi buharlaştırıcısının kendi bölmesinin soğutulması için gerekenden daha düşük bir buharlaşma basıncında (sıcaklığında) verimsiz olarak soğutma yaptığıdır (Şekil 1.2). Şekil 1.3'te ise buharlaşma sıcaklığının kompresör verimine etkisi görülmektedir.



Şekil 1.1 Seri bağlantılı buharlaştırıcılara sahip buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi



Şekil 1.2 Seri çevrimlerde taze gıda bölmesi için varolan ve ideal basınç seviyeleri

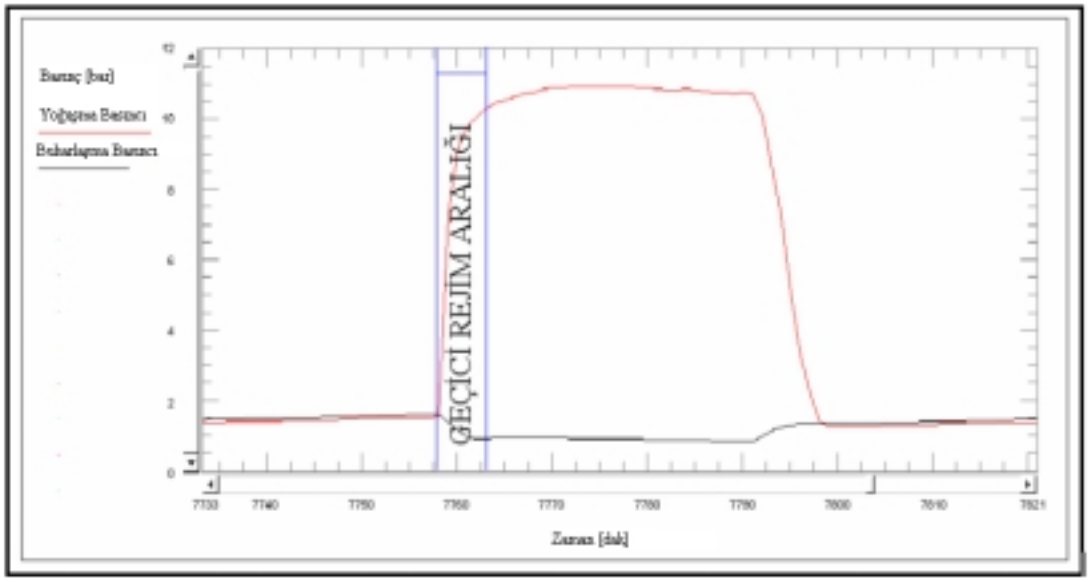


Şekil 1.3 Sabit yoğuşma sıcaklıklarında Buharlaşma sıcaklığı-Kompresör SEK ilişkisi

Görüldüğü gibi düşük buharlaşma sıcaklıkları kompresörün dolayısıyla da sistemin SEK'ini düşürmektedir. Bu nedenle taze gıda bölmesi için gerekenden daha düşük bir buharlaşma basıncında (buharlaşma sıcaklığında) soğutma yapılması verimsiz bir soğutma işlemine sebep olmaktadır. Bunun çözümü için taze gıda bölmesinin,

kendisi için daha verimli olan yüksek bir buharlaşma basıncında yani buharlaşma sıcaklığında çalışması gerekmektedir. Bunu yaparken ise bu çalışmada kompresörün kalkış anından itibaren başlayan ve çevrim alt ve üst basınçları (buharlaşma ve yoğuşma basınçları) dengeye gelene kadar devam eden geçici rejim koşulları (aralığı) taze gıda bölmesinin soğutulmasında kullanılmıştır. Geçici rejim süresinden etkin bir şekilde yararlanmak için taze gıda buharlaştırıcısı olarak zorlanmış taşınımlı bir buharlaştırıcı kullanılmıştır. Geçici rejim aralığının bir kompresör durma-çalışma döngüsü üzerinden gösterimi Şekil 1.4'te mevcuttur.

Geçici rejim koşullarında buharlaşma sıcaklığı kararlı rejime ulaşana kadar düşmekte, yoğuşma basıncı ise farklı olarak kararlı rejime ulaşana kadar artmaktadır. Bu fiziksel olgudan ötürü, geçici rejim süresince karşılaşılan buharlaşma basıncı ve sıcaklığı, taze gıda bölmesinin soğutulması için kompresör çalışması açısından daha verimli bir seviye vermektedir. Dolayısıyla, taze gıda bölmesinin soğutulması geçici rejim sürecinde yapıldığı sürece buzdolabı kompresörü Şekil 1.3'te de görüldüğü gibi daha yüksek bir SEK değeriyle daha verimli çalışacaktır.



Şekil 1.4 Kompresör çalışma süresince geçici rejim aralığının gösterimi

Bununla birlikte, kompresörün durmasıyla birlikte yüksek basınçlı basma hattı ile düşük basınçlı emme hattı arasındaki basınç farkından ötürü bir soğutkan göçü meydana gelmektedir. Bu göç neticesinde kompresör çalışmaz iken buharlaştırıcılar ısınmakta ve kompresörün çalışmaya başlamasıyla birkaç dakika bölmelerini

soğutamamakta aksine bölmelerine ısıtabilmektedirler. Bu yüzdendir ki, kompresörün çalışmaya başlamasıyla birlikte özellikle dondurucu buharlaştırıcısının soğutmaya başlaması dondurucu bölmesinin ısı yükünü artırmaktadır.

Geçici rejimin ve çalışmanın ayrıntılı açıklamalarına girilmeden önce bu tez konusuyla ilgili olan yapılan kaynak araştırması hakkında bilgi verilecektir. Bu kısımda gerek seri gerekse paralel soğutma çevrimleri ile ilgili olan makale ve patetentler sunulucaktır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Buzdolaplarında kullanılan ideal buhar sıkıştırma mantığına göre tasarlanmış soğutma çevrimleri en genel hali ile şu iki başlık altında toplanabilirler:

- Seri bağlı buharlaştırıcılı soğutma çevrimleri:

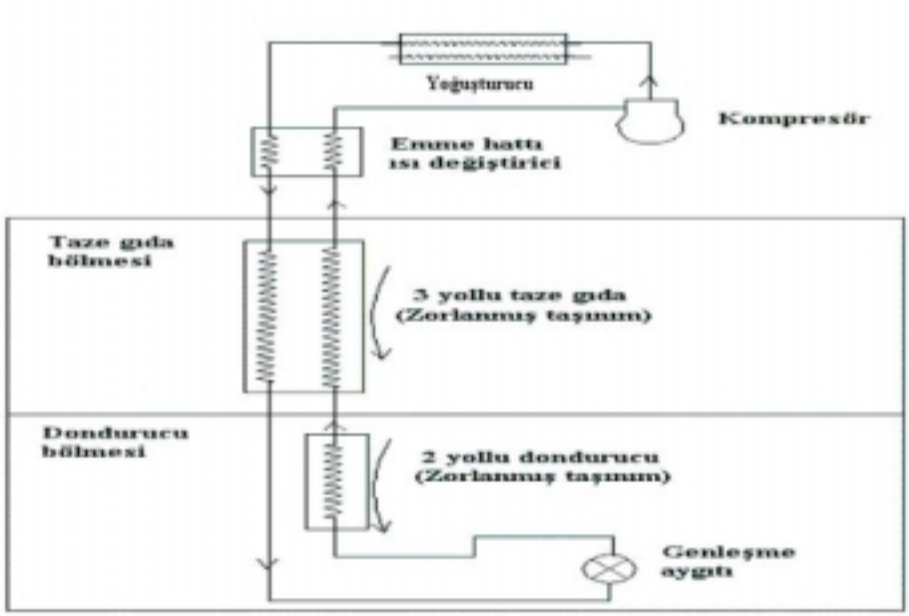
Bu çevrimlerde, bölme buharlaştırıcıları birbirlerine seri olarak bağlıdırlar. Soğutkanın aktığı tek bir hat vardır. Buharlaşma basıncı iki buharlaştırıcılı seri sistemlerde düşük buharlaşma basıncına yani dondurucu buharlaştırıcısına göre belirlenir. Soğutkan bir buharlaştırıcıya girdikten sonra diğerine girmektedir. Soğutma her iki buharlaştırıcıda da eş zamanlıdır.

- Paralel bağlı buharlaştırıcılı soğutma çevrimleri:

Bu çevrimlerde ise farklı olarak, soğutkan akışının olduğu iki kol vardır ve bu kollar yoğuşturucudan sonra ayrılırlar. Bölme buharlaştırıcılarının her biri ise farklı kollar üzerine yerleştirilmişlerdir. Akışın hangi taraftan olacağına ise bir valf (solenoid veya bi-stable solenid valfler) tarafından karar verilir. Her bir kol üzerindeki buharlaştırıcının girişinde kılcal boru bulunmaktadır. Bu kılcal borular bağlı bulunduğu buharlaştırıcının bölmesi için verimli çalışma koşullarına göre genleşme yapacak özelliktedirler. Çünkü, bu çevrimlerdeki temel fikir, taze gıda ve dondurucu buharlaştırıcılarının uygun basınç ve sıcaklıklarda soğutma yapmasının sağlanmasıdır. İhtiyaca bağlı olarak, paralel sistemlerde, seri/paralel çevrim uygulamaları yapılabilmektedir.

Verilecek olan makale incelemeleri bu iki çevrim tipinden birisi ya da ikisinin birleşimi şeklinde olmakta ise de, hepsindeki ortak nokta taze gıda ve dondurucu buharlaştırıcılarının farklı buharlaşma basınçlarında soğutma yapmasını sağlamalarıdır. Böylece taze gıda buharlaştırıcısının gerekenden daha düşük bir buharlaşma basıncıyla soğutma yapması probleminin önüne geçilmektedir.

Verilecek ilk çalışma R. Radermacher'in [2] bir makalesidir. Bu makalede buzdolaplarında taze gıda saklama ve dondurucu bölmelerinin iki ayrı sıcaklık değerlerinde çalışmasından kaynaklanan verim problemlerinin çözümü için seri sıralamalı bir soğutma çevrimi kullanılmıştır. Eğer bünyesindeki taze gıda buharlaştırıcısı ihmal edilirse ardışık çalışan buharlaştırıcılı seri çevrim, seri çevrime oldukça benzemektedir (Şekil 2.1). Yoğuşturucudan çıkan yüksek sıcaklık ve basınçtaki sıvı soğutkan emme hattı ısı değiştiricisine (EHID/SLHX) girer. Burada, kompresöre girecek olan soğuk emme buharını ısıtırken, kendisi ise aşırı soğumuş olarak ısı değiştiricisini terk eder ve taze gıda saklama bölmesine girer. Burada tekrar soğur ve ardından genleşme valfinde basıncı ve sıcaklığı düşürülür. Sonrasında, ilk önce dondurucu buharlaştırıcısına ardından da taze gıda saklama bölmesi buharlaştırıcısına giren soğutkan burada soğutma yaptıktan sonra EHID'ye girer ve ardından, aşırı ısınmış olarak çıkıp kompresöre girer. Böylece soğutkan kompresör basma hattından çıkıp yoğuşturucuya girerken çevrim tamamlanır.



Şekil 2.1 Seri sıralamalı sistemin gösterimi

Bu çalışmada kullanılagelen buzdolaplarındaki buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde var olan geçici çevrim kayıpları tanımlanmıştır. Geçici çevrim kayıpları şu şekilde ikiye ayrılabilir:

- Çevrimin durma süresince akışkan göçünden kaynaklanan kayıplar
- Kalkış kayıpları

Soğutma çevrimlerinde kompresör durduğu süre zarfında yüksek sıcaklıktaki soğutkanın önemli bir miktarının buharlaştırıcılara aktığı bilinmektedir. Bu göçün sebebi yoğuşturucu basıncının buharlaştırıcı basıncından yüksek oluşudur. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları eşitlendikten sonra ise akışkan, yoğuşturucu sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığından fazla olması nedeniyle oluşan sıcaklık gradyanı yönünde buharlaştırıcıya doğru akmaya devam etmektedir.

Diğer bir geçici çevrim kayıbı ise kalkış kayıplarıdır. Soğutma çevrimlerinde, buharlaştırıcıdaki soğutucu sıcaklığı çevrimin durma aralığının sonlarına doğru dondurucu bölmesindeki havanın sıcaklığı ile eşitlenir ya da onun biraz üzerine çıkar. Buharlaştırıcıdaki bu sıcaklık artışı akışkan göçü nedeniyle soğutkana geçen ısıdan kaynaklanmaktadır. Ayrıca buharlaştırıcıdaki soğutkan ile soğutma bölmesi içindeki hava arasındaki doğal taşınımda sıcaklık artışına sebep olan diğer bir etmendir. Soğutma çevriminin kompresörünün çalıştığı andaki soğutkan sıcaklığının dondurucu bölmesi sıcaklığından fazla olması nedeniyle soğutkan birkaç dakika boyunca dondurucu bölmesini soğutamaz aksine ısıtır. Bu durum buharlaştırıcıdaki soğutkan sıcaklığının, dondurucu bölmesinden ısı çekebilecek seviyeye düşmesine kadar devam eder. Soğutkan sıcaklığı bölme hava sıcaklığının altına düştüğünde önce buharlaştırıcı soğuyacak, sonrasında bunun üzerinden bölme soğutulmaya başlanacaktır. Bu soğutma süresi yüksek ve düşük basınç seviyelerinin dengeye oturmasına kadar (steady state regime), yani geçiş rejiminin sonuna kadar devam edecektir.

Seri bağlı iki buharlaştırıcının olduğu çevrimlerde kompresör durduğu sürece, basınç farkı nedeniyle yoğuşturucudan buharlaştırıcıya doğru akışkan göçü olur. Basınçları eşitlendikten sonra buharlaştırıcı sıcaklığı taze gıda saklama bölmesi sıcaklığı ile dondurucu bölmesi sıcaklığı arasındaki bir değerde sabitlenir. Kompresör çalışmaya başladığı an, taze gıda saklama buharlaştırıcı fanı çalışmaya başlar ve durma süresince bu bölme buharlaştırıcısında yerçekimi nedeniyle biriken ve sıcaklığı

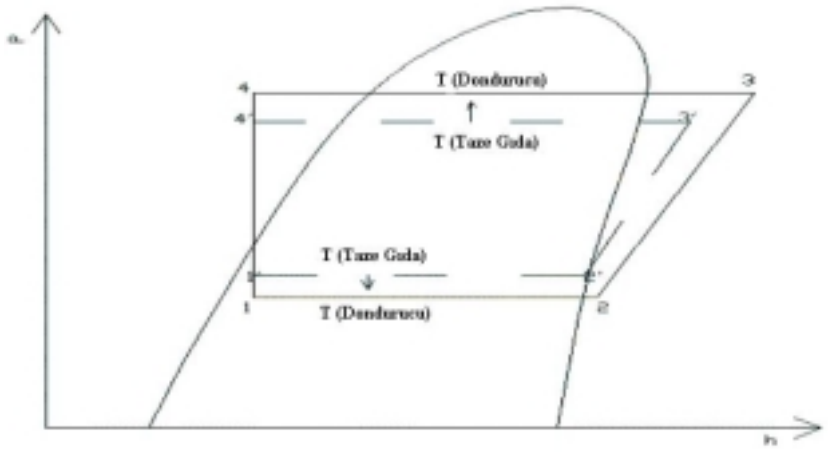
bölme sıcaklığından düşük olan soğutkan bölmeden ısı çekerek buharlaşmaya başlar. Soğutkanın sıcaklığı ve basıncı kararlı hale geldiğinde taze gıda saklama bölmesinde soğutma işlemi tamamlanır. Yani taze gıda saklama bölmesinde soğutma işlemi çevrim geçici halden kararlı hale oturuna kadar geçen sürede yapılır. Bu esnada dondurucu bölmesindeki buharlaştırıcı fanı çalışmadığından bu bölmede soğutma yapılmamaktadır. Taze gıda saklama bölmesinin bu süre zarfında soğutulmasının birkaç termodinamik avantajı vardır.

- Taze gıda saklama bölmesi arasoğutucusunda sıcak sıvı soğutkan ile çift fazlı soğuk soğutkan arasındaki ısı alışverişi birbirinin etkisini götürsede geçici haldeki soğutma kapasitesi kararlı haldekine nazaran daha yüksektir.

- Taze gıda saklama bölmesi soğutulurken, geçici rejim nedeniyle daha yüksek buharlaşma basıncında ve sıcaklığında soğutma yapılacaktır. Böylece, daha küçük logaritmik sıcaklık farkında çalışılacak ve seri sıralamalı sistemde taze gıda saklama bölmesi üzerinden SEK (COP) artacaktır.

- Dondurucu bölmesinde soğutma yapılırken taze gıda saklama bölmesindeki arasoğutucu taze gıda saklama bölmesindeki gereksiz soğutmaları önleyecektir.

Taze gıda saklama bölmesi soğutulduktan sonra kontrolörün kumandasıyla bu bölmedeki buharlaştırıcı fanı kapatılır. Böylece, çevrimin geçiş dönemi zarfında taze gıda bölmesi soğutulur. Çevrimin emme ve basma basınçları dengeye geldiğinde ise taze gıda saklama bölmesi fanı kapatılırken aynı anda dondurucu bölmesi fanı açılmaktadır. Bu süreç , Şekil 2.2'de verilen P-h diyagramı üzerinde gösterilmiştir. Şekilde kesikli çizgiyle gösterilen 1′2′3′4′ çevrimi geçiş dönemi çevriminlerinden birini göstermektedir. Taze gıda bölmesi, 1′2′3′4′ çevrimi 1234 ile gösterilen durgun çevrim haline gelene kadar geçen süreçteki geçiş dönemi zarfında soğutulmaktadır. Çevrim, 1234 ile gösterilen kararlı hale geldiğinde taze gıda bölmesi fanı kapatılırken aynı anda dondurucu bölmesi fanı açılır. Böylece dondurucu bölmesindeki soğutma işlemi çevrim basınçları kararlı hale geldikten sonra yapılmış olur.



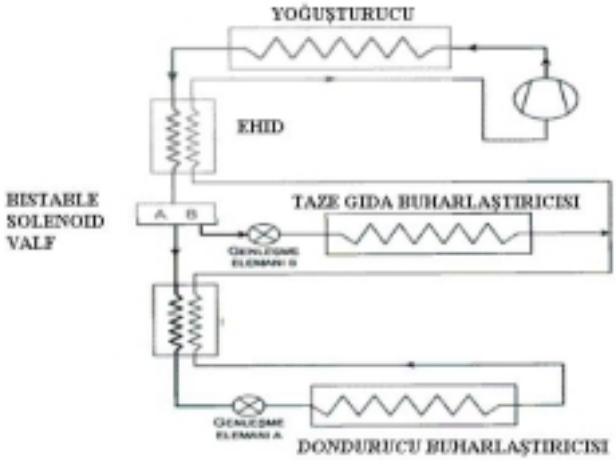
Şekil 2.2 Seri sıralamalı sistemdeki P-h diyagramı

Özet olarak, bu çalışmada elde edilen enerji tasarrufu ve üzerinde durulan konular şöyle sıralanabilir:

- İki buharlaştırıcı ve geçici rejim kontrollü buzdolaplarında tandem sistem kullanımı ile % 12.5 ve yukarı değerlerde enerji tasarrufu elde edilebilir.
- Seri sıralamalı sistemdeki farklı iki bölme sıcaklığı kontrolü sayesinde buzdolabı farklı çevre koşullarına uyum sağlayabilmektedir.

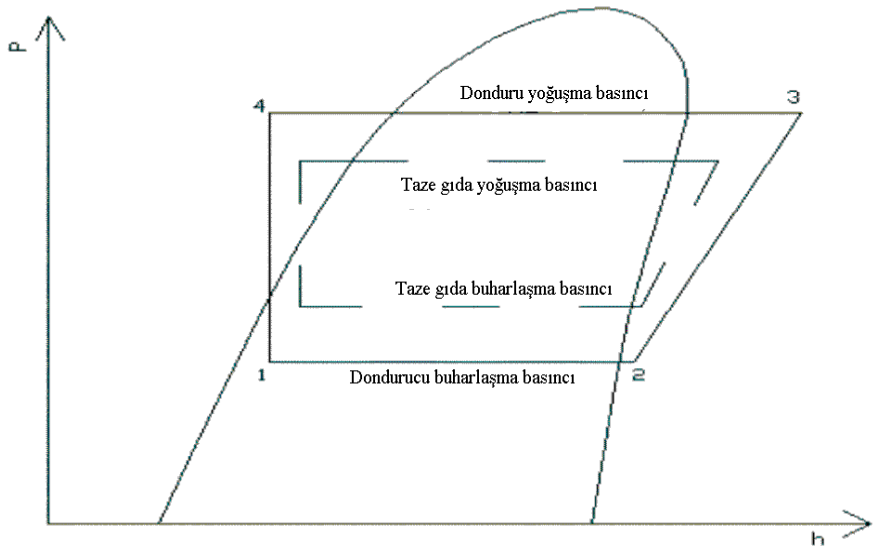
Yine Radermacher'in yaptığı diğer bir çalışmada [3] seri çevrimlerde taze gıda buharlaştırıcısının verimsiz soğutma yapması durumunun çözümüne alternatif oluşturacak şekilde paralel çevrimler incelenmiştir. Kullanılagelen çiftli çevrimler (dual-loop), birisi taze gıda diğeri ise dondurucuda olmak üzere birbirinden tamamen bağımsız iki adet çevrim kullanmaktadır. Burada her çevrim kendi içinde optimize edilebilir ve nispeten daha küçük kapasitede kompresörler kullanılır. Fakat kompresörlerin kapasitesi küçüldükçe verimi azalmaktadır. Ayrıca her bir çevrim için gerekli olan kompresör, yoğuşturucu ve EHID buzdolabının maliyetini arttırır.

Üç yollu valfin kullanımı ile bu problemlerin üstesinden gelinir. Bu valfin bir giriş ve iki çıkış olmak üzere toplam üç ağzı vardır. Valf elektronik olarak kontrol edilir ve soğutkan çıkış ağızlarından yalnızca birine verilir. Böylece, bu valf sayesinde, her biri bir bölmede olmak üzere iki buharlaştırıcı ve iki genleşme valfi ile yalnızca bir kompresör ve yoğuşturucu kullanarak ikili bir çevrim elde edilir.



Şekil 2.3 Bi-stable solenoid valf ile sağlanmış paralel çevrim

Bu sistemde, geleneksel sistemle benzer olarak kompresörden başlayan akış yoğuşturucu ve EHID ile devam eder. Ardından soğutkan bi-stable solenid valfe ulaşır ve valfin konumuna göre akış taze gıda bölmesi çevrimine ya da dondurucu bölmesi çevrimine yönlendirilir. Akışkanın aynı anda yalnızca bir çevrime (taze gıda ya da dondurucu) girmesinden ve soğutma yapmasından ötürü bu sistem "Değişmeli Buharlaştırıcı Kullanan Çevrim" olarak adlandırılır. Dondurucu bölmesi çevriminde taze gıdadan farklı olarak verimin arttırılması için bir arasoğutucu kullanılmıştır. Bu iki çevrim EHID girişinde birleşirler. Çevrimin her bir kolu için meydana gelecek P-h değişimi Şekil 2.4'te gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Paralel sistemdeki P-h değişimi

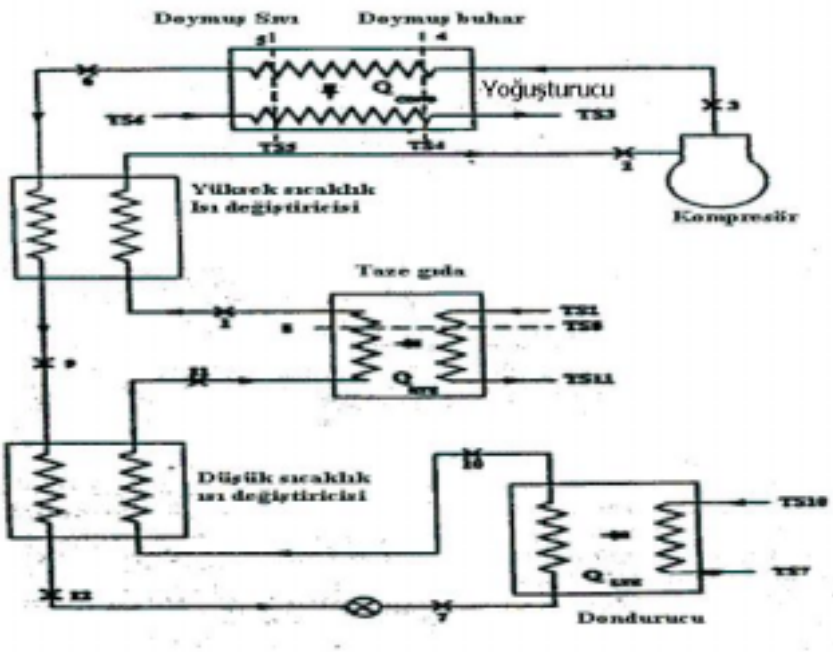
Valfin kontrolü ile soğutkan her zaman soğutulması gereken bölmeye yönlendirilir. Ayrıca bu çevrim taze gıda saklama bölmesindeki soğutmanın dondurucu bölmesine nazaran daha yüksek sıcaklıkta yapılmasına izin verir. Bu çevrim temel olarak konvansiyonel ikili çevrim sistemlerine eş olmasına rağmen, sadece bir kompresör ve yoğuşturucu kullanması bu sistemlerine avantaj sağlar. Fakat bu durum avantaj oluşturduğu gibi çevrimin kullanımında bazı kısıtlamalar getirir. Bunlardan birincisi bu sistemde aynı anda yalnızca bir bölmede soğutma yapılabilmesidir. Bu yüzden, eğer iki bölmede aynı anda soğutma ihtiyacı olursa, bir bölmenin soğutma işi bitene kadar diğer bölme beklemek zorunda kalacaktır. Diğer bir olumsuz yan ise ise bu sistemlerde her iki iç çevriminde (taze gıda ve dondurucu bölmeleri) aynı soğutucu miktarıyla çalışacak oluşudur. Bu koşullarda iki çevriminde ayrı ayrı optimize edilmesi imkansızdır. Bu çalışmanın sonuçları şöyle sıralanabilir:

- Seri bir çevrimle aynı kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve EHID kullanan bisolenoid valflı bu çevrim % 8.5 daha az enerji tüketmektedir.
- Bu çevrimin taze gıda saklama bölmesi ve dondurucu bölmesinin ayrı ayrı optimizasyonu mümkün değildir. Bu yüzden aynı kompresör kullanan bu tip çevrimler birbirinden bağımsız ikili soğutma çevrimlerine göre daha az verimlidir. Fakat bağımsız ikili çevrimlerde kullanılan küçük kompresörler (her bölmenin yükünün ayrı ayrı olması nedeniyle) bu sistemin verimini düşürür.
- Kompresörün durduğu süre zarfında gerçekleşen akışkan göçünün bölmelerin soğutulmasında rolü yoktur.
- Bi-stable solenoid valf yalnızca bağlantıyı değiştirdiği anda elektrik kullanır. Dolayısıyla elektrik tüketimi ihmal edilebilir.

Lorenz ve Meutzner'in [4] yapmış olduğu çalışmada ise seri soğutma çevrimi ve farklı buharlaşma sıcaklıklarındaki (Non-Azeotropik) soğutkan karışımı kullanımı irdelenmiştir. Çevrimde tek bir soğutkan kullanan buzdolaplarında soğutma yükündeki artışı karşılamak için daha yüksek sıkıştırma oranına sahip kompresörler ve daha fazla güç kullanımı gerekmektedir. Ayrıca bölmelerde de birer sıcaklık kontrol aygıtı bulunmaktadır. Bu uygulama yerine buharlaşma sıcaklıkları ihtiyaç duyulan ve çalışılacak seviyelerde olan bir non-azeotropik iki bileşenli soğutkan kullanımıyla buzdolabı bölmelerinde kararlı bir soğutma aralığında soğutma yapılabilir. Üstelik bu durumda konvansiyonel sistemlerde kullanılan sıcaklık kontrol

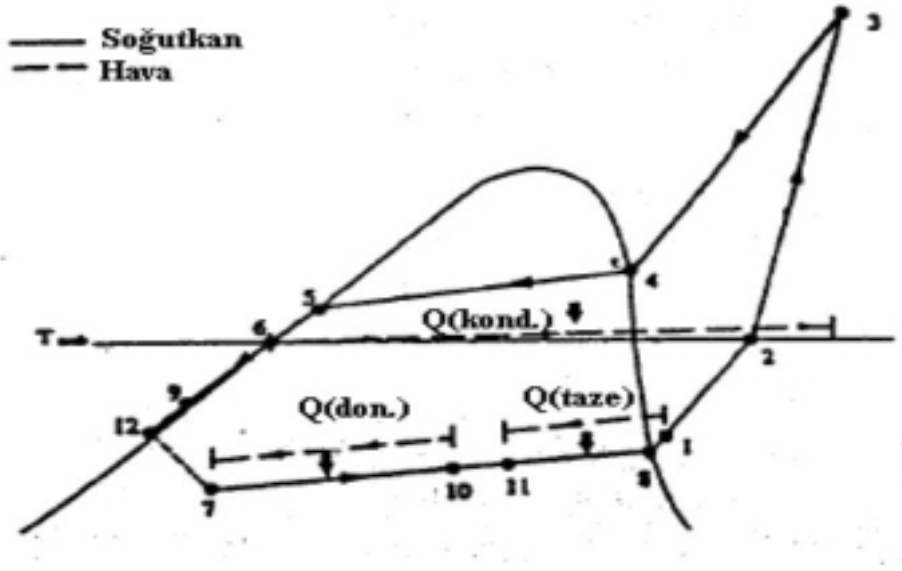
birimlerine ihtiyaç duyulmacaktır ve enerji tüketimi de azalacaktır. Şekil 2.5'te bu soğutma çevrimi gösterilmiştir. Bu karışımın kullanılmasından önce yanıt bekleyen bir kaç soru vardır:

- Soğutkan karışımının farklı sıcaklıklarda bulunan dondurucu ve taze gıda bölmelerinin ikisiyle de uyumlu olabileceği çevrimin tasarlanması
- Dondurucu bölmesinin sıcaklığının kontrol altında tutulabilmesi
- Geniş bir sıcaklık aralığında verimli olarak buharlaşmaya izin veren buharlaştırıcı tasarımı



Şekil 2.5 Lorenz-Meutzner Çevrimi

Bilinen tek tür soğutkanlardakilerin aksine iki farklı tür soğutkandan oluşan non-azeotropik soğutkan karışımlarının sıcaklıkları faz değiştirme esnasında sabit kalmamaktadır. Bu değişim Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 Lorenz-Meutzner çevriminde soğutkan karışımının T-s diyagramı

Bu çalışma bünyesinde şu sonuçlar çıkmıştır:

1-) 30 farklı soğutkan karışımı üzerinde yapılan deneyler sonrasında % 50'şer molar derişikliğe sahip soğutkanların en geniş çalışma aralığına sahip oldukları gözlenmiştir.

2-) Karışım içindeki düşük buharlaşma sıcaklığına sahip soğutkanın konsantrasyonu arttıkça sistem SEK'i de artmaktadır.

3-) Çevrimin verimli hale gelmesi ve uzun süreli olarak ortalama bir buharlaşma sıcaklığında kalınabilmesi için çevrime emme hattı ısı değiştiricisine (EHID) ek olarak ikinci bir ısı değiştirici daha eklenmiştir. Bu yeni ısı değiştirici dondurucu buharlaştırıcıüne giren soğutkanın aşırı soğumasına, taze gıda saklama bölmesine girecek soğutkanın ise nispeten ısınmasına sebep olmaktadır.

4-) Çevrimde dolaştırılan soğutkan karışımının başlangıç konsantrasyonu karışımı oluşturan soğutkanların yağ içindeki çözünürlüklerine bağlı olarak zamanla değişebilmektedir.

5-) İki bölmeli buzdolabında kullanılacak soğutkan karışımının seçiminde dikkat edilecek birkaç husus ise:

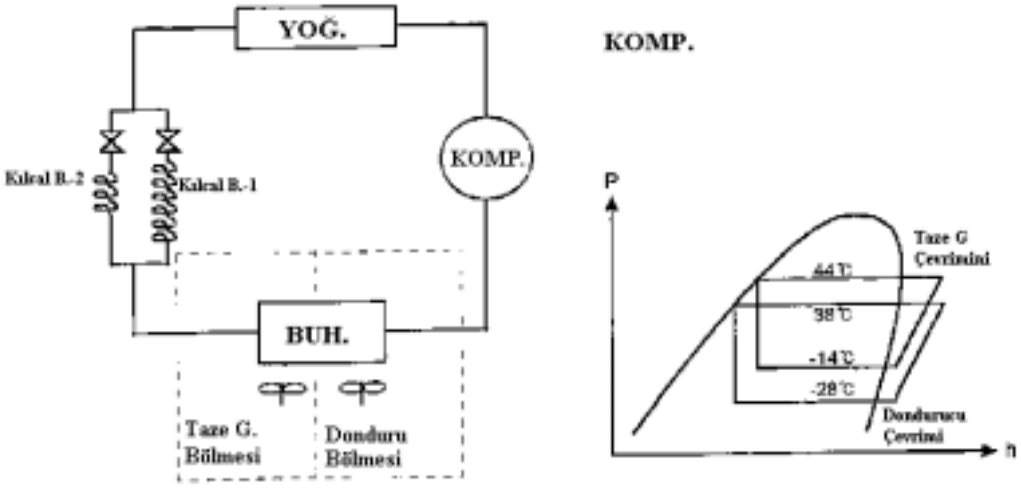
- Karışımın yağa karşı ısıl ve kimyasal kararlılığı olması ve Karışımın $\Delta T \cong 30K$ aralığında olması

- Karışımı oluşturan her iki soğutkanın da yüksek soğutma kapasitesine sahip olması

- Karışımı oluşturan soğutkanların buhar yoğunluklarının birbiriden farklı olması ve düşük maliyetli olmasıdır.

Yapılan deneylerden alınan sonuçlar göstermektedir seri soğutma çevrimi ve soğutkan karışımı kullanımı, buzdolabı enerji tüketimininde ve kontrolünde; taze gıda bölmesi buharlaştırıcısının defrostunda yararlar sağlamaktadır. Tetkik edilmesi ve aşılması gereken problemler ise uzun süreler zarfında yağ etkisindeki soğutkan karışımlarının kimyasal ve ısıl kararlılığının sağlanmasıdır.

J. Park ve arkadaşlarının [5] yaptığı bir çalışmada ise tek buharlaştırıcılı bir soğutma çevriminde farklı iç çap ve uzunlukta iki kılcal borunun buharlaştırıcıya bağlanmasıyla soğutma çevrimi buzdolabı bünyesinde yer alan dondurucu ve taze gıda bölmelerinin iç ortam şartları için ayrı ayrı optimize edilmiştir. Sistem genel tasarımı ve sistem P-h diyagramı Şekil 2.7'de verilmiştir.



Şekil 2.7 Farklı iki kılcal boru bağlantısıyla elde edilen soğutma çevrimi ve oluşan P-h diyagramı

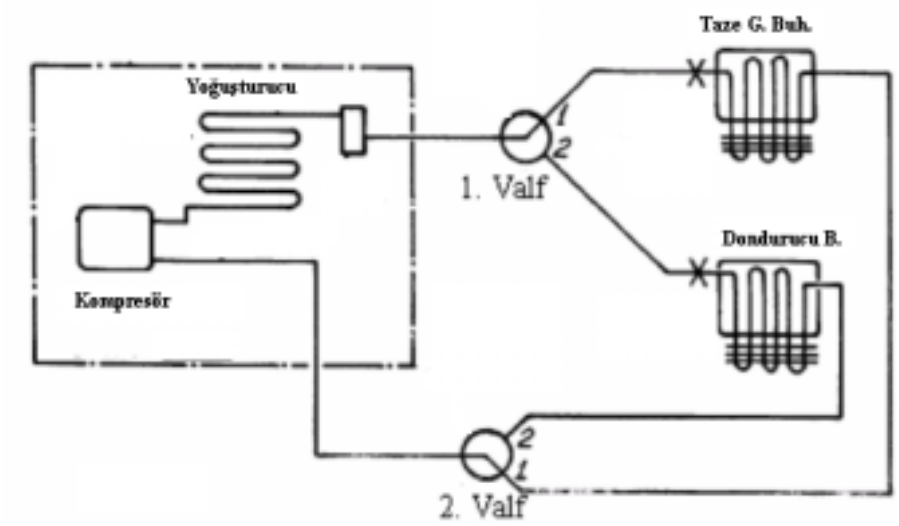
Bu soğutma çevriminde şekilden de anlaşıldığı gibi taze gıda buharlaştırıcısının dondurucu buharlaştırıcıyla aynı buharlaşma sıcaklığında soğutma yapmasından

kaynaklı verimsizlik probleminin önüne geçilmiştir. Bu yapılır iken çevrimde taze gıda bölmesinin soğutma yapacağı esnada, kılcal boruların öncesinde yer alan bir valf aracılığıyla soğutkan kılcal boru için optimize edilmiş olan kılcal boru-2 üzerinden gönderilmektetir. Kılcal boru-2 diğerine göre daha geniş bir iç çap ve daha kısa bir boya sahiptir. Böylece taze gıda bölmesi buharlaştırıcısının göreceli olarak kendi bölmesi için daha ideal bir buharlaşma sıcaklağında çalışması sağlanmıştır. Dondurucu bölmesinde soğutma ihtiyacı olduğunda valf, soğutkan akışını kılcal boru-1 üzerinden sağlamaktadır. Kılcal boru-1 ise dondurucu bölmesi için ideal iç ortam koşullarını verecek bir buharlaşma sıcaklığını sağlayacak şekilde optimize edilmiştir. Tablo 1'de bu iki kılcal boruya ait özellikler verilmiştir. Bu çevrimini yerleştirildiği buzdolabı çift bölmeli olup dondurucu bölmesi yukarıdadır. Dolap bünyesinde yer alan tek buharlaştırıcı iki bölmeyi birbirinden ayıran bölüm içine yerleştirilmiştir. Her iki bölme içinde soğutma bu buharlaştırıcı üzerinden her bölmede var olan fanlar aracılığıyla zorlanmış taşınımla yapılmaktadır. Taze gıda bölmesinde soğutma ihtiyacı olduğunda buharlaştırıcının dondurucu hava bağlantısı bir damper aracılığıyla kapatılmakta, taze gıda bölmesi hava kanalı ise açılmaktadır. Dondurucu bölmesinde soğutma ihtiyacı baş gösterdiğinde ise işlem tersi sırada yapılmaktadır. Böylece, her bir bölme için optimize edilmiş kılcal boruların sağladığı uygun buharlaşma basınçlarında (sıcaklıklarında) iki bölme de soğutularak verim artırılmaktadır. Kullanılan bu soğutma çevrimi ve kontrol mantığıyla bu çalışma sonucunda referans duruma göre %9'luk bir enerji tassarufu elde edildiği bildirilmiştir.

Tablo 2.1 Tek buharlaştırıcıyla ikili soğutma sistemindeki kılcal boruların özelikleri

Çap / Kılcal Boru	İç Çap [mm]	Uzunluk [mm]
Kılcal Boru-1 (Dondurucu)	0.8	2476
Kılcal Boru-2 (Taze gıda)	0.72	4180

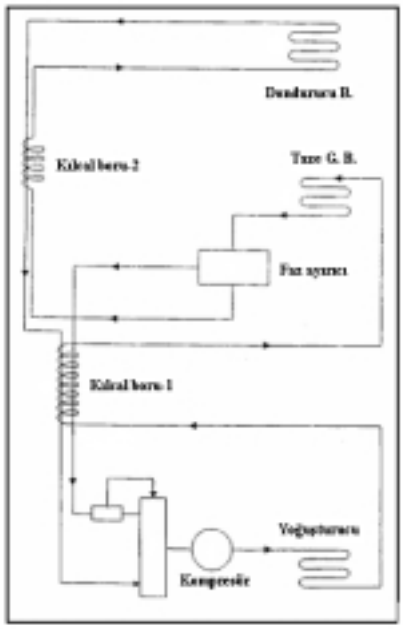
J. Timoty'nin almış olduğu bir patentte [6] ise taze gıda bölmesi buharlaştırıcısının verimsiz çalışması paralel bir soğutma çevrimi kullanılamıyla önlenmiştir. Şekil 2.8'den de görüldüğü gibi her bir bölme kendi buharlaştırıcısına sahiptir.



Şekil 2.8 Çift valf kullanımıyla elde edilen paralel sistem

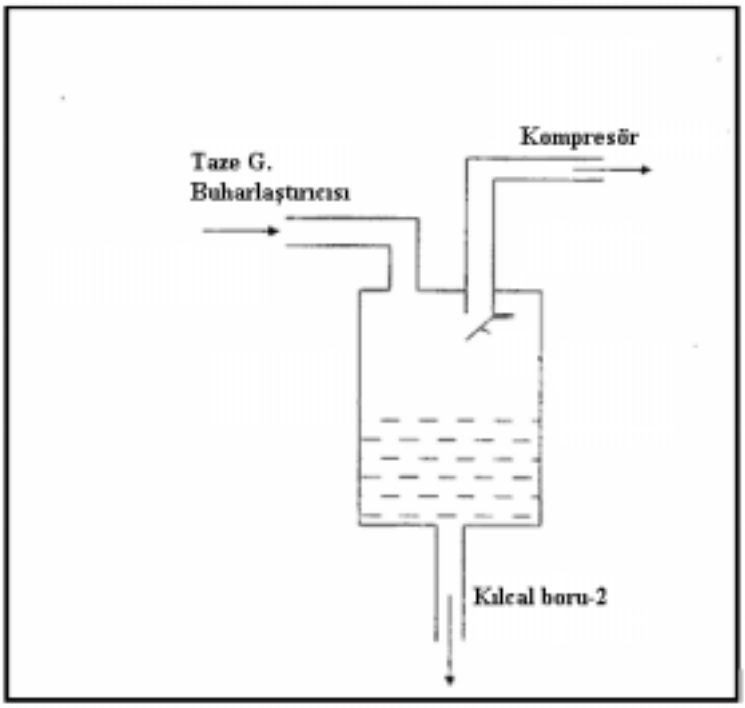
Bu çalışmada düşük maliyetli ve termodinamik olarak verimli olan iki bölmeli soğutma sisteminin bir buzdolabına uygulanışı gösterilmiştir. Bu patentteki icat kolaylıkla üretilebilen, ısıl verimi yüksek ve maliyeti düşük olan bir buharlaşma birimi içermektedir. Ayrıca yine bu çalışmada soğuk depolama modülü (SD-Thermal En. Storage Mod.) vardır. SD modülü bir sıvı ile doludur. Bu sıvı genellikle tuzlu bir su çözeltisidir. Buharlaştırıcı soğutma yapar iken bu sıvı da donmakta, sağladığı soğuk kütle etkisiyle de buharlaştırıcı soğutma yapmaz iken bölme içi sıcaklığın artış hızını azaltmaktadır. Bu çevim, enerji verimliliğini yüksek tutma amaçlı bir kontrol sistemi içermektedir. Bunların yardımıyla taze gıda ve dondurucu bölmelerinin sıcaklıklarının sabit tutulması, verimli bir defrost sürecinin sağlanması ve kompresörün durma süresince meydana gelen kayıpların en aza indirilmesi amaçlanmıştır. Burada buzdolabında iki adet buharlaştırıcıyla birlikte bir yoğuşturucu, bir kompresör, uygun çap ve uzunlukta borular ve valfler kullanılmıştır. Yine bu sistemde ek olarak kolaylıkla üretilebilen bir buharlaştırıcı ünitesi, SD modülü ve enerji verimliliğini arttırmaya yönelik olan bir kontrol sistemi kullanılmıştır.

J. H. Cho'nun aldığı bir patent [7] aynı zamanda soğutma yapan çift buharlaştırıcılı çevrimlerin olduğu buzdolapları ile ilgilidir. Tek bir buharlaştırıcıya sahip (ya da birden fazla parçalı da olabilir) çevrimler taze gıda saklama ve dondurucu bölmelerini farklı ideal sıcaklıkları olmasından ötürü ekonomik değildirler. Çünkü taze gıda bölmesinde ihtiyaç duyulan ortalama sıcaklık dondurucu bölmesinden daha yüksek olduğundan taze gıda bölmesi için ideal olan buharlaşma basıncı dondurucu için gereken buharlaşma basıncından daha yüksektir. Oysa ki, konvansiyonel çevrimlerde dondurucu bölmesine göre optimize edilmiş tek bir buharlaşma basıncı vardır. Bundan ötürü çevrim verimsizdir. Bu buluşun önerdiği çevrim ile taze gıda saklama bölmesi ve dondurucu bölmesi farklı buharlaştırıcılarla soğutulduğu gibi taze gıda buharlaştırıcısı daha yüksek bir buharlaşma basıncında çalışmaktadır. Şekil 2.9'da bu buluşta önerilen çevrim gösterilmiştir. Buradan da anlaşıldığı gibi kompresörün ardında yoğuşturucu yer almaktadır. Yoğuşturucu çıkışında da ilk kılcal boru bulunmaktadır. İlk kılcal boru taze gıda bölmesi buharlaştırıcısına bağlıdır. Bu buharlaştırıcının çıkışı ise faz ayırıcıya bağlıdır. Faz ayırıcı aygıtın iki çıkışı vardır. Bunlardan birisi dondurucu buharlaştırıcına bağlı olan ikinci kılcal boruya, diğeri ise doğrudan kompresöre bağlı olan soğutkan kontrol aygıtının basınç ananhtarına bağlıdır. Ayrıca dondurucu buharlaştırıcısı çıkışıda yine bu soğutkan kontrol aygıtına bağlıdır.



Şekil 2.9 Faz ayırıcı kullanılan iki buharlaştırıcısı soğutma çevrimi

Şekil 2.10'da ise taze gıda saklama bölmesi buharlaştırıcısının çıkışında yer alan faz ayırıcı aygıt gösterilmiştir. Bu aygıt bağlı bulunduğu buharlaştırıcıdan sıvı-gaz fazlı soğutkanı almakta ve içinde bunu sıvı ve gaz olmak üzere ikiye ayırmaktadır. Gaz fazlı soğutkan, soğutkan kontrol aygıtı üzerinden doğrudan kompresöre gönderilirken sıvı fazlı soğutkan ikinci kılcal boruda basıncı düşürüldükten sonra dondurucu buharlaştırıcısına girerek soğutma yapmaktadır.



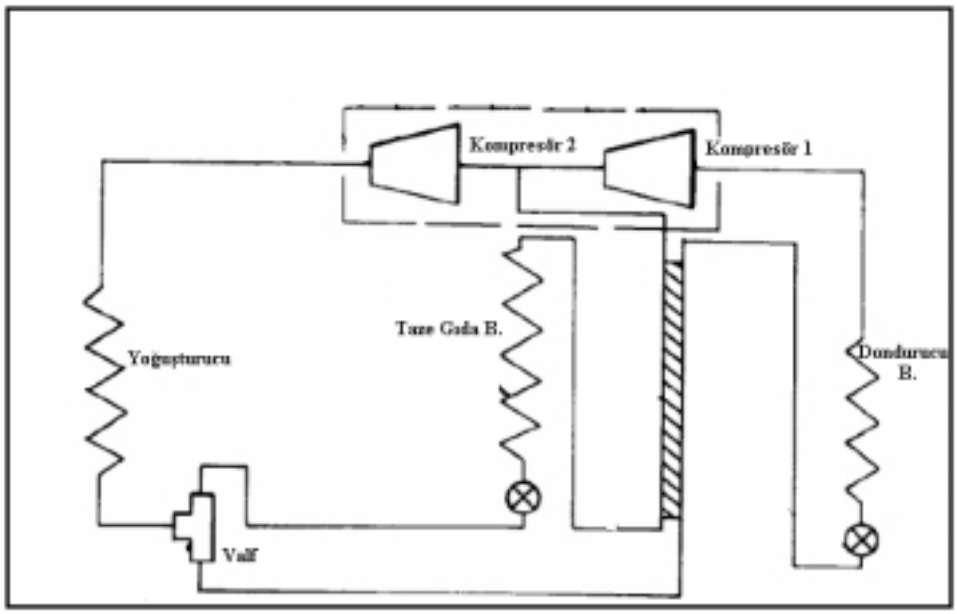
Şekil 2.10 Faz ayırıcı aygıtın şematik gösterimi

Görüldüğü gibi bu çevrimde soğutkanın izleyebileceği iki yol mevcuttur:

- Kompresör, yoğuşturucu, birinci kılcal boru, taze gıda bölmesi buharlaştırıcısı, faz ayırıcı ve kompresör
- Kompresör, yoğuşturucu, birinci kılcal boru, taze gıda bölmesi buharlaştırıcısı, faz ayırıcı, ikinci kılcal boru, dondurucu buharlaştırıcısı ve kompresör

Faz ayırıcı aygıtta ayrışan gaz fazlı soğutkan 1. yolu izlerken sıvı fazlı soğutkan 2. yolu izlemektedir.

L. J. Herbst'in aldığı bir patent [8] ise yine kullanılagelen seri bağlı soğutma çevrimine sahip dolaplarda görülen verimsiz soğutma probleminin çözümüne yöneliktir. Kullanılagelen seri soğutma çevrimlerinde dondurucu için uygun olan buharlaşma sıcaklığı ve basıncı yine aynı buharlaşma basıncı ve sıcaklığında soğutulan taze gıda bölmesi için gerekenden düşük olmaktadır. Bu çevrimde sıkıştırma birimi birbirine seri bağlı olan iki kompresörden oluşmaktadır. Bu kompresörlerden soğutkan akış doğrultusunda ilki dondurucu buharlaştırıcısından gelen soğutkanı alır ve ikinci kompresöre yönlendirir. Bahsedilen ilk kompresör düşük basınç kompresörüdür. İkinci kompresör ise yüksek basınç kompresörüdür. Birinci kompresör ve ikinci kompresör arasındaki bağlantıya ise taze gıda bölmesindeki yüksek basınçlı soğutkan hattı bağlanmaktadır. Dolayısıyla sıkıştırma işlemi şu sırayla yürümektedir. Valf akışı dondurucu buharlaştırıcısı üzerinden vermişse, düşük basınçlı dondurucu soğutkanı birinci kompresöre girmekte ve burada orta basınç seviyesine sıkıştırılarak çıkmakta ardından yüksek basınç kompresörüne girerek burada tekrar sıkıştırılıp yoğuşturucuya yönlendirilmektedir. Eğer valf akışı taze gıda buharlaştırıcısı üzerinden vermişse, buharlaştırıcıdan çıkan orta basınç seviyeli soğutkan gazı iki kompresör arasındaki bağlantıya açılmakta ve sadece yüksek basınç kompresöründe sıkıştırılarak yoğuşturucuya gönderilmektedir. Şekil 2. 11'de bu çevrim gösterilmiştir.

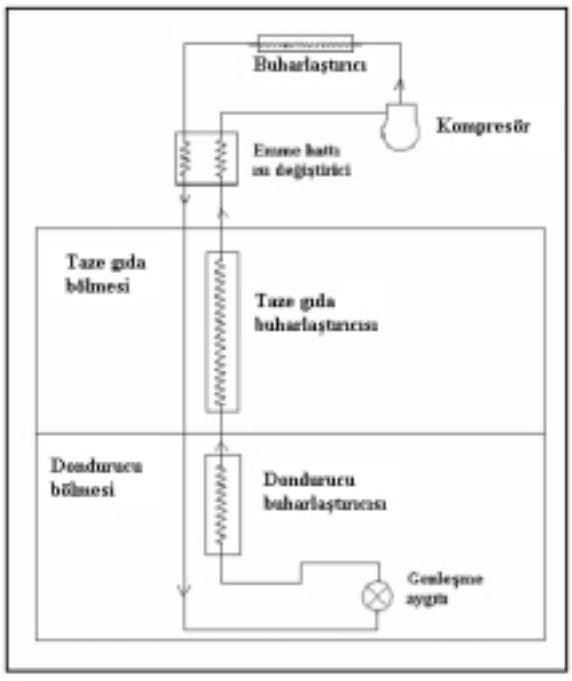


Şekil 2. 11 Çift kademeli sıkıştırma yapılan paralel soğutma çevrimi

3. SERİ SIRALAMALI (TANDEM) SİSTEM VE TEORİSİ

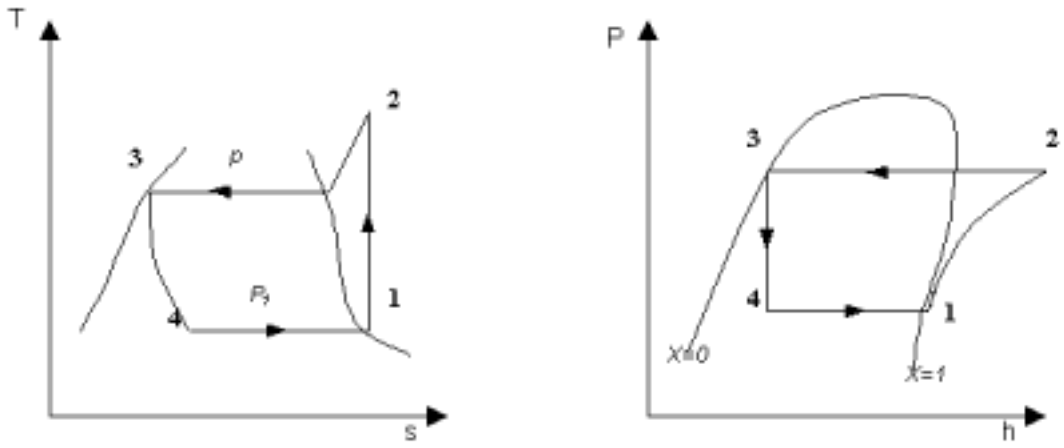
3.1 Konvansiyonel Seri Sıralamalı Soğutma Sistemleri

Konvansiyonel soğutma sistemleri bünyesinde dört temel eleman barındırmaktadırlar. Bunlar kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genleşme aygıtıdır. Bu tip soğutma sistemlerinde temel soğutma prensibi kompresör tarafından yüksek basınç ve sıcaklığa çıkarılan kızgın buharı yoğuşturucuda dışarıya ısı vererek yoğuşturmaktır. Fazla ısısını atmış olarak yoğuşturucudan çıkan yüksek basınçtaki sıvı, akışkan genleşme elemanında (genleşme valfi veya kılcal boru olabilir) alçak basınca düşürülür. Son olarak buharlaştırıcıya gelen akışkan burada dışardan ısı alarak soğutma görevini gerçekleştirir ve kendisi de buharlaşarak kompresöre döner [9]. Anlatılan şekilde bir soğutma çevrimi Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Seri bağlantılı buharlaştırıcılara sahip buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi

İdeal çevrim düşünüldüğünde bu işlemler kompresörde tersinir adyabatik sıkıştırma, yoğuşturucuda akışkandan sabit basınçta ısı çekilmesi, genleşme elemanında adyabatik kısılma ve buharlaştırıcıda sabit basınçta ısı geçişi olarak gerçekleşmektedir. Bu durumda şekil 3.2'de görülen basınç-entalpi (P-h) ve sıcaklık-entropi (T-s) diyagramlarında görülen çevrimler oluşmaktadır.



Şekil 3.2 Temel soğutma çevriminde T-s ve P-h diyagramları

Basit buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde çekilen ısı, atılan ısı, kompresör gücü ve soğutma etkenliği (SEK) değerleri şu şekilde bulunmaktadır.

$$q_{buh} = q_{soğ} = (h_1 - h_4) * \dot{m} \quad [W] \tag{3.1}$$

$$q_{yoğ} = q_{sıc} = (h_1 - h_4) * \dot{m} \quad [W] \tag{3.2}$$

$$w = (h_2 - h_1) * \dot{m} \quad [W] \tag{3.3}$$

Bu durumda soğutma etkenliği (SEK) alınan işin yapılan işe oranı olduğundan şu şekilde tarif edilebilir:

$$SEK = \frac{q_{buh}}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{3.4}$$

Sistem soğutma şekline kabin ısı yükleri ve buharlaştırıcı soğutma kapasiteleri açısından bakılacak olunur ise:

Dondurucu bölmesinin ve taze gıda bölmesinin ısı yükleri sırasıyıyla denklem (3.5) ve (3.6) ile gösterilmiştir.

$$Q_D = (UA)_D * (T_D - T_{Ort}) \qquad [W] \tag{3.5}$$

$$Q_{TG} = (UA)_{TG} * (T_{TG} - T_{Ort}) \qquad [W] \tag{3.6}$$

Yani buzdolabında meydana gelen toplam ısı yükü

$$Q = Q_D + Q_{TG} \qquad [W] \tag{3.7}$$

olacaktır. Bir buzdolabında bu ısı yükünü karşılamak için kompresör belirli bir çalışma oranı ile çalıştırılır. Kompresörün bu çalışma oranı (RT) boyunca ise taze gıda ve dondurucu buharlaştırıcısı soğutma kapasiteleri ise sırasıyla denklem (3.8) ve (3.9) ile verilmiştir.

$$Q_{TGB} = (UA)_{TGB} * (T_{TG} - T_B) \tag{3.8}$$

$$Q_{DB} = (UA)_{DB} * (T_{DB} - T_B) \tag{3.9}$$

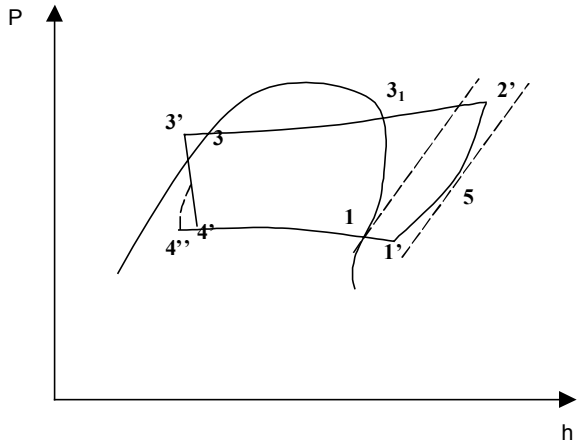
Buzdolabı dahilindeki ısı dengesi (3.10) ise şu şekilde oluşur:

$$Q_{TG} + Q_D = RT * (Q_{TGB} + Q_{DB}) \tag{3.10}$$

Ayrıca, bu çalışmada da kullanıldığı, gibi buharlaştırıcıların birer fan ile zorlanmış taşınım etkisiyle soğutma yaptığı düşünülürse fan motorlarının bölmelere yaptığı ısı yüklerinin de buzdolabı genel ısı dengesine eklenmesi gerekir. Yapılan değişiklikle denklem (3.10) şu hali alır:

$$Q_{TG} + Q_D + RT * (Q_{TGF} + Q_{DF}) = RT * (Q_{TGB} + Q_{DB}) \quad (3.11)$$

Gerçek soğutma çevrimlerinde ise ideal çalışma halinden bir miktar farklı bir karakterde çalışmaktadır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3 Buhar sıkıştırmalı soğutma devresinin gerçek çevrimi

Gerçek durumda hem buharlaştırıcıda hem de yoğuşturucuda konstrüksiyonları ve vanalar nedeniyle basınç düşümleri olur. Bu sebeple ideal çevrimde yatay yani sabit basınçta olan 4-1 ve 2-3 değişimleri aslında eğimli olarak gerçekleşmektedir. Buharlaşma sıcaklığı, ısı alınan ortamın sıcaklığından çok daha düşük olduğu genel halde, kompresörün emdiği buhar halindeki soğutucu akışkanda emme anında aşırı bir ısınma olur ve kompresöre 1 şartları yerine 1′ şartlarında emme yapılır. Böylece kompresör tarafından sıvı akışkan emilmesi de kesin olarak engellenmiş olur.

Akışkanın 1′ şartlarında kompresöre girdiği sırada kompresör silindirinin iç yüzey sıcaklığı 1′ sıcaklığına göre çok daha yüksektir ve bu yüzden silindir iç yüzeyinden buhar halindeki soğutucu akışkanın sıcaklığı yükselir. Sıkıştırmaya bağlı olarak soğutucu akışkanın sıcaklığı artar ve kompresör iç yüzey sıcaklığını geçer. Buhar halindeki soğutucu akışkanın sıcaklığının silindir iç yüzey sıcaklığı ile eşit olduğu nokta çevrim üstünde 5 numaralı nokta ile gösterilmiştir. 5 noktasından sonra buhar halindeki soğutucu akışkanın sıcaklığı silindir iç yüzey sıcaklığından daha fazla olmaktadır.

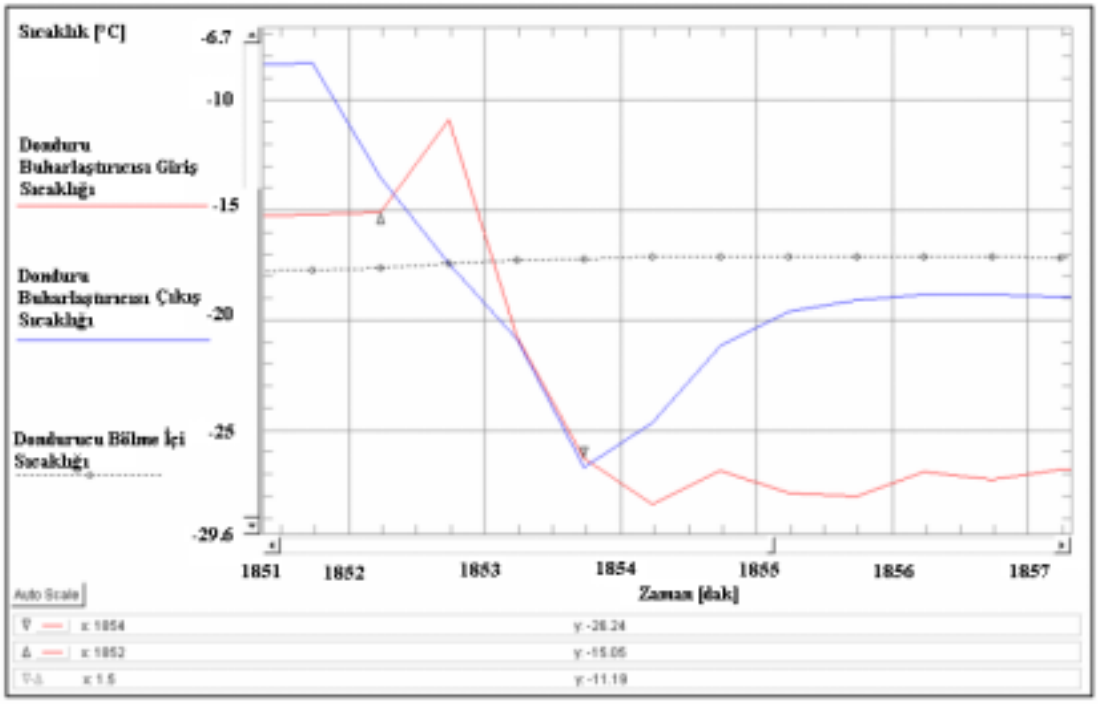
Yoğuşturucuda yoğuşan soğutucu akışkanın sıcaklığı yoğuşturucunun bulunduğu dış ortam sıcaklığından daha küçük olduğundan soğutucu akışkanda bir miktar aşırı soğutulmuş olur. Bu sebeple teorik 3 noktası gerçekte 3’ noktasında oluşur.

Genleşme valfindeki işlem adyabatik olarak gerçekleşmediği için gerçek 4 noktası 4' noktasında gerçekleşmektedir. Genleşme vanası yerine kılcal boru kullanılması ve bu borunun kompresöre dönüş hattı ile ısı geçişi ilişkisi olması durumunda bu nokta 4'' konumunda yer almaktadır. Böylece buharlaştırıcı giriş çıkış noktaları arasındaki entalpi farkı daha yüksek bir değere ulaşmaktadır. Bu şekilde buharlaştırıcıdan atılan ısı miktarı önemli ölçüde artırılmaktadır.

3.2 Konvansiyonel Seri Sıralamalı Soğutma Çevrimlerindeki Verimsizlik

Bünyesinde dondurucu bölmesi ve taze gıda bölmesi ve bu bölmelere ait olan ve birbirine seri bağlı zorlanmış taşınımlı buharlaştırıcıları barındıran konvansiyonel buzdolaplarındaki buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde çeşitli sebeplerden kaynaklanan verimsizlikler vardır.

Bu sebeplerden ilki dondurucu bölmesi buharlaştırıcısının kompresörün çalışmasını takiben belli bir süre soğutmada etkin olamamasıdır. Kompresörün durmasıyla birlikte yüksek basınçlı basma hattı ile düşük basınçlı emme hattı arasındaki basınç farkından ötürü bir soğutkan göçü meydana gelmektedir. Bu göç neticesinde kompresör çalışmaz iken buharlaştırıcılar ısınmakta ve kompresörün çalışmaya başlamasıyla gerek yeteri kadar soğuk olmayan soğutkan gerekse soğutma yapamayacak denli yüksek yüzey sıcaklıkları nedeniyle buharlaştırıcılar birkaç dakika bölmelerini soğutamamakta aksine bölmelerine ısıtabilmektedirler. Bu olgu dondurucu bölmesinde daha etkindir. Dondurucu buharlaştırıcısındaki bu süreç Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4 Dondurucu buharlaştırıcısında kompresör çalışmasıyla ilk soğuma süreci

Şekil 3.4'ten de görüldüğü dondurucu buharlatırıcısı girişi yüzey sıcaklığı (şekilde kırmızı çizgi) kompresörün çalışmaya başladığı anda (1852.2 dak) -15 ºC sıcaklığındadır. Dondurucu bölmesinde istenen ideal sıcaklığın -18 ºC olduğu hatırlanacak olursa, bu sıcaklıktaki bir buharlaştırıcının yüzey sıcaklıklığı yeterli soğutma yapacak denli düşmediği sürece, bulunduğu dondurucu bölmesine ısı yükü oluşturacağı görülmektedir. Dondurucu buharlaştırıcısı yüzey sıcaklığı kompresör çalıştıktan ancak 1.5 dakika sonra -25 ºC olmaktadır. Bu seviye dondurucu bölmesinde verimli bir soğutma yapacak uygunlukta bir buharlaşma sıcaklığıdır. Bu yüzdendir ki, kompresörün çalışmaya başlamasıyla birlikte dondurucu buharlaştırıcısının soğutmaya başlamaması sistem verimini artıracaktır. Dondurucu buharlaştırıcısı yüzey sıcaklığı yeteri kadar düştüğünde bölmesine soğutma yapmaya başlamalıdır. Sıralamalı sistem çalışmalarında, bu etki doğal taşınımlı bir dondurucu buharlaştırıcısı ile sağlanamayacağından zorlanmış taşınımlı bir buharlaştırıcı kullanılmıştır.

Seri bağlı soğutma çevrimlerindeki diğer bir verimsizlik problemi ise taze gıda bölmesi buharlaştırıcısının kendi bölmesi için gerekenden düşük bir buharlaşma sıcaklığında (basıncında) soğutma yapmasıdır. Seri bağlı iki buharlaştırıcının olduğu

çevrimlerde kompresörün durma süresince basınç farkı nedeniyle meydana gelen soğutkan göçü sonucunda basınçlar eşitlendikten sonra buharlaştırıcı sıcaklıkları taze gıda saklama bölmesi sıcaklığı ile dondurucu bölmesi sıcaklığı arasındaki bir değerde sabitlenir.

Sıralama sistemde, kompresör çalışmaya başladığı an, taze gıda saklama buharlaştırıcısı fanı da çalışmaya başlar ve soğutkanın sıcaklığı ve basıncı kararlı hale gelene kadar geçen süreçte (geçici rejim) taze gıda saklama bölmesinde soğutma işlemi tamamlanır. Yani taze gıda saklama bölmesinde soğutma işlemi çevrim geçici halden kararlı hale oturuna kadar geçen sürede yapılır. Bu esnada dondurucu bölmesindeki buharlaştırıcı fanı çalışmadığından bu bölmede soğutma yapılmamaktadır. Taze gıda saklama bölmesinin bu süre zarfında soğutulmasıyla, taze gıda buharlaştırıcısı bölmesini daha yüksek bir buharlaşma sıcaklığında soğuttuğu için çevrimin kompresörü bu süre zarfında daha yüksek bir SEK ile çalışacaktır. Bu etki ilerleyen bölümlerde ayrıntılı olarak açıklanacaktır.

Daha öncesinde de bahsedildiği gibi taze gıda bölmesinde yapılan soğutma, buharlaşma basıncının ve sıcaklığının bu bölme için gerekenden daha düşük olması nedeniyle daha verimsiz olarak yapılmaktadır. Bu bölme için ideal olan 5 °C iç sıcaklığa daha yüksek bir buharlaşma basıncı ile daha verimli olarak ulaşılabilir. Bu verime ulaşılmasındaki temel sebep ise kompresörün daha yüksek buharlaşma basıncındaki çalışma karakteristiği ve bunun sonucunda sisteme akseden soğutma kapasitesindeki değişimdir. Bir soğutma çevrimine teorik olarak bakıldığında alabileceği en yüksek SEK o yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki tersinir Carnot çevriminde olacaktır. Bu ifade ise:

$$SEK_{SM} = \frac{1}{\frac{T_Y}{T_B} - 1} \tag{3.12}$$

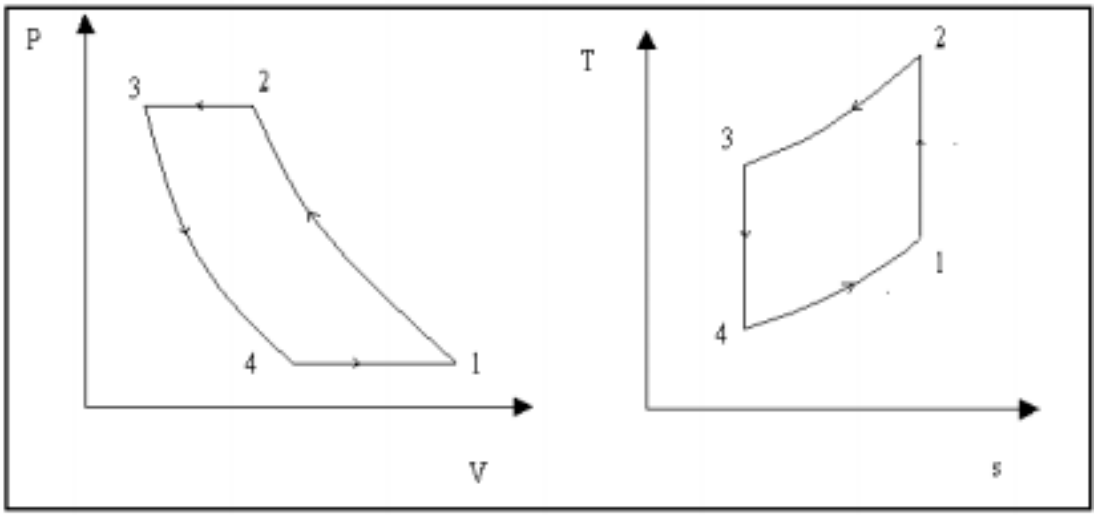
ifadesidir. Burada T_Y yoğuşma sıcaklığını, T_B ise buharlaşma sıcaklığını tanımlamaktadır. Görüldüğü gibi buharlaşma sıcaklığının artması ya da yoğuşma sıcaklığının azalması bir soğutma makinasının SEK değerini artırmaktadır. Özünde bu çevrime benzetilerek uygulanmaya çalışılan ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde ise buharlaşma basıncının artmasıyla gerçekleşen sistemdeki SEK

artışı yine buradaki mantık doğrultusunda, kompresörün çektiği güçteki değişme ve sistem soğutma kapasitesindeki değişimle açıklanabilir. Bu iki durum politropik sıkıştırma kabulü ile bir kompresörün yaptığı iş ve artan buharlaşma basıncının bir soğutma sistemine etkisi başlıkları dahilinde incelenecektir .

3.3 Politropik Sıkıştırma Kabulü ile Bir Hermetik Kompresörün Yaptığı İş

Sıralamalı (Tandem) soğutma sistemlerinde elde edilen verim artışının temelinde taze gıda bölmesinin daha yüksek bir buharlaşma sıcaklığında soğutulması ve dondurucu buharlaştırıcısı fanının kompresörden belli bir süre sonra çalıştırılması yatmaktadır. Fakat, bir buzdolabında enerji tüketimindeki en önemli payın kompresöre ait olduğu hatırlanırsa, buharlaşma sıcaklığının hermetik bir kompresörün çalışma karakteristiğine etkisi incelenmelidir.

Pistonlu kompresörlerde ideal termodinamik çevrim 4 işlemden oluşmaktadır. Bunlar sırasıyla izentropik sıkıştırma hal değişimi, gazın sabit basınçta dışarı atılması, izentropik genişleme hal değişimi ve gazın sabit basınçta silindir içine emilmesidir [10]. İdeal çevrimin basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramları aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3.5 İdeal pV ve T-s diyagramları

1 – 2 : Tersinir adyabatik sıkıştırma

2 – 3 : Sabit basınçta gazın silindir dışına atılması

3 – 4 : Tersinir adyabatik genişleme

4 – 1 : Sabit basınçta silindir içine taze gaz girişi

Sabit basınçta sanki - dengeli hareketli sınır işi,

$$ {}_1W_2 = P(V_2 - V_1) \tag{3.13} $$

Sabit entropide sanki - dengeli hareketli sınır işi,

$$ {}_1W_2 = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} \tag{3.14} $$

Şekil 3.5'te gösterilen dört hal değişimini toplamı teorik sıkıştırma işini vermektedir.

$$ W = {}_1W_2 + {}_2W_3 + {}_3W_4 + {}_4W_1 \tag{3.15} $$

(3.14) ve (3.15) no'lu eşitlikleri (3.16) no'lu eşitlikte yerlerine koyarsak,

$$ W = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} + P_2(V_3 - V_2) + \frac{P_4V_4 - P_3V_3}{1-n} + P_1(V_1 - V_4) \tag{3.16} $$

(3.16) eşitliğini düzenlersek,

$$ W = \frac{P_4V_4 - P_1V_1}{1-n} + P_2(V_3 - V_2) + \frac{P_2V_2 - P_3V_3}{1-n} + P_1(V_1 - V_4) \tag{3.17} $$

$P_4 = P_1$ ve $P_2 = P_3$ olduğundan dolayı (3.17) eşitliğinin tekrar düzenlenmesi sonucu (3.18) eşitliği elde edilir.

$$ W = \frac{n}{1-n}\left[P_1(V_4 - V_1) + P_2(V_2 - V_3)\right] \tag{3.18} $$

Teorik sıkıştırma işleminde atılan kütlesel debi ile emilen kütlesel debinin eşit

olduğu kabulünden,

$$\frac{P_2(V_2 - V_3)}{RT_2} = \frac{P_1(V_1 - V_4)}{RT_1} \tag{3.19}$$

(3.19) eşitliğinin düzenlenmesiyle,

$$P_2(V_2 - V_3) = P_1(V_1 - V_4)\frac{T_2}{T_1} \tag{3.20}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} \tag{3.21}$$

$$P_2(V_2 - V_3) = P_1(V_1 - V_4)\frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} \tag{3.22}$$

(3.22) eşitliğini (3.18) eşitliğinde yerine koyup düzenleme yapılırsa toplam iş,

$$W = \frac{n}{n-1}P_1(V_1 - V_4)\left[\frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \tag{3.23}$$

Buradan, toplam sıkıştırma işinin n politropik üssüne, toplam emilen gaz hacmine ve sıkıştırma oranına bağlı olduğu görülmektedir.

Yukarıda ifade edilen politropik sıkıştırma denklemi sabit basınçlar arasında sıkıştırma yapan kompresörün çektiği gücü ifade etmektedir. Görüldüğü gibi güç, yoğuşma ve buharlaşma basınçlarının ve bu basınç seviyelerindeki özgül hacimlerin fonksiyonudur. Matematiksel bir ifade ile kompresörün çektiği gücün,

$W = f(P_{buh}, P_{yoğ}, V_{bun}, Vy_{oğ})$

olduğu görülmektedir.

Teoride kompresör, böyle bir çalışma karakteristiğine sahiptir. Bu çalışma kapsamında, kompresörün sabit yoğuşma basıncında iken artan buharlaşma

basıncındaki çalışma karakteristiği önem kazanmaktadır. Sıralamalı (Tandem) etkisinde de irdelenen ve iyiye kullanılan geçici rejim koşullarındaki buharlaşma basıncı denge buharlaşma basıncından daha yüksektir ve böylece bu süre zarfında taze gıda bölmesinde yapılan soğutma daha verimli olmaktadır. Bu verimin açıklanmasına giden yol artan buharlaşma basıncının bir soğutma sistemininin performansını nasıl etkilediğine dair soruların cevaplandırılmasında yatmaktadır.

3.4 Artan Buharlaşma Basıncının Bir Soğutma Sistemine Etkisi

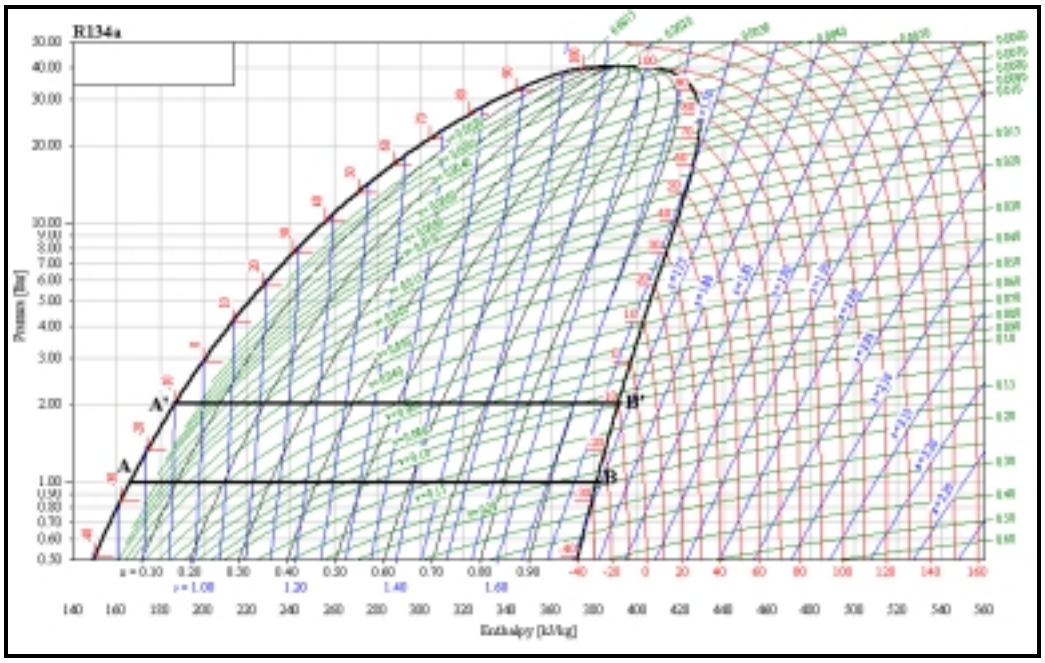
Artan buharlaşma basıncı sonucunda gerek kompresörde ve gerekse sistem soğutma kapasitesinde ve SEK'inde değişimler meydana gelmektedir. Bu değişimleri madde madde inceleyecek olursak şu başlıklar ortaya çıkmaktadır:

1. Artan buharlaşma basıncı için birim soğutkan kütlesinin yapabileceği soğutma
2. Artan buharlaşma basıncı için kompresörün çekeceği güç
3. Artan buharlaşma basıncı için soğutma kapasitesinde meydana gelen değişim
4. Artan buharlaşma basıncı için entropi oluşumundan doğan tersinmezliklerin azalması

Bu dört başlık kendi içlerinde incelenecektir. Bu incelemelerde deneylerde de kullanılan buzdolabındaki R-134a soğutkanı özelikleri ve yine bu buzdolabında kullanılan kompresörün çalışma haritası verilerinden yararlanılacaktır.

3.4.1 Artan buharlaşma basıncında birim soğutkan kütlesinin yapabileceği soğutma

Artan buharlaşma basıncıyla yani buharlaşma sıcaklığı ile birlikte, sabit buharlaşma sıcaklığında bulunduğu bölmeden ısı çeken buharlaştırıcının daha doğrusu soğutkan kütlesinin yapabileceği soğutma aralığı yani Δh entalpi farkı azalmaktadır. Bu durumu daha açıklıkla izah etmek için R-134a soğutkanın P-h diyagramından yararlanılacaktır. Şekil 3.3'te gösterildiği gibi farklı iki buharlaşma basınç seviyesinde elde edilecek maksimum Δh sorgulanacaktır.



Şekil 3.6 Artan buharlaşma basınçları için R-134a'daki değişimler

Buharlaşma basıncı 1 bar iken gerçekleşebilecek maksimum Δh Şekil 3.6'da gösterilen A-B aralığında olmaktadır. Bu basınç seviyesi için verilecek belirleyici özelikler Tablo 3.1'dedir.

Tablo 3.1 1 bar buharlaşma basıncındaki R-134a'nın özelikleri

P_{buh} [bar]	1
h_A [kj/kg]	166.16
h_B [kj/kg]	380.58
Δh [kj/kg]	214.42
T_{evp} [°C]	-26.47
v_g [kg/m^3]	0.196

Buharlaşma basıncı 2 bar iken gerçekleşebilecek maksimum Δh yine Şekil 3.6'da gösterilen A´-B´ aralığında olmaktadır. Bu basınç seviyesi için verilecek belirleyici özelikleri Tablo 3.2'dedir.

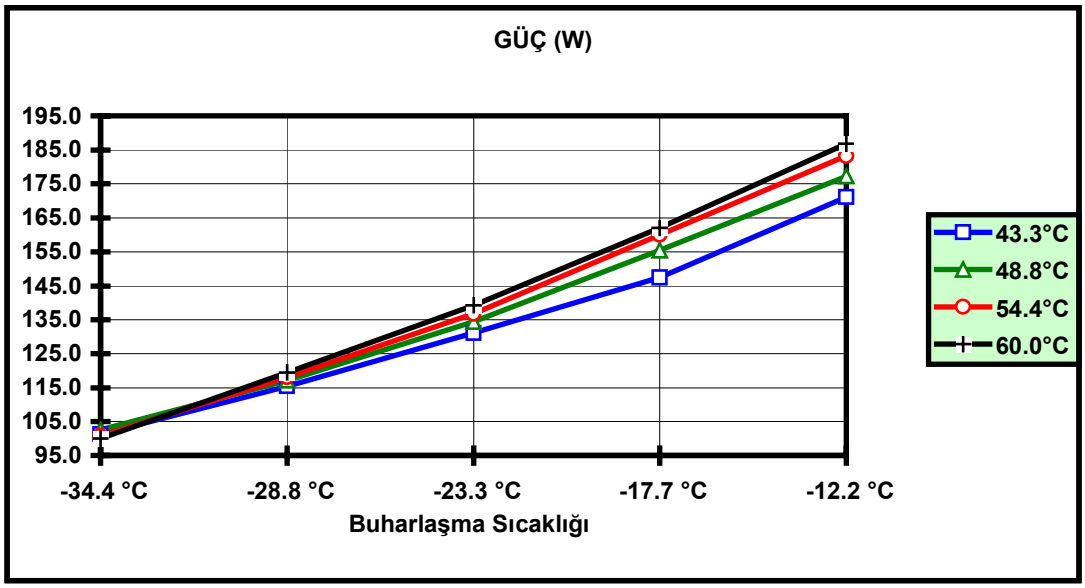
Tablo 3.2 2 bar buharlaşma basıncındaki R-134a'nın özelikleri

P_{evp} [bar]	2
$h_{A'}$ [kj/kg]	186.4
$h_{B'}$ [kj/kg]	389.42
Δh [kj/kg]	203.02
T_{evp} [°C]	-10.2
v_g [kg/m^3]	0.101

Görüldüğü gibi artan buharlaşma basınçlarında birim soğutkan kütlesinin yapabileceği maksimum entalpi değişimi de düşmektedir. 1 bar seviyesinde ki Δh 214.42 kj/kg iken bu değer 2 bar'lık buharlaşma basıncında 203 kj/kg'a düşmektedir.

3.4.2 Artan buharlaşma basıncı için kompresörün çekeceği güç

Artan buharlaşma basınçlarında kompresörler daha fazla güç çekmektedir. Bunun sebebi ise sıkıştırma hacmi içine giren daha yüksek yoğunluğundaki gaz fazlı soğutkanın yarattığı dirençten ileri gelmektedir. Şekil 3.4'te, deneylerde kullanılan n kompresörün çalışma haritasından alınmış veriler bulunmaktadır.

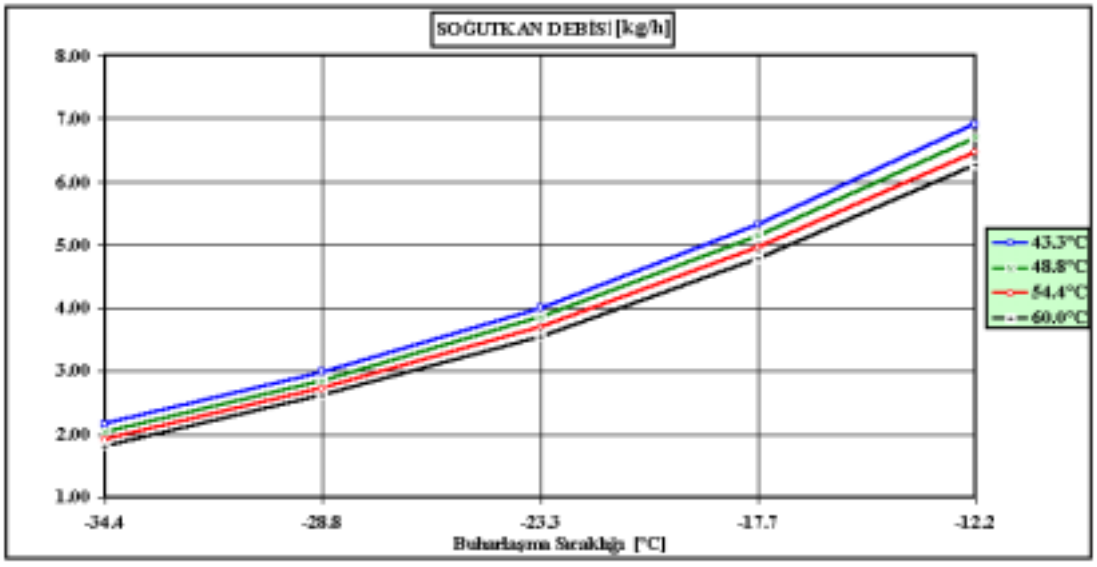


Şekil 3.7 Kullanılan kompresörün çektiği gücün buharlaşma sıcaklığıyla değişimi

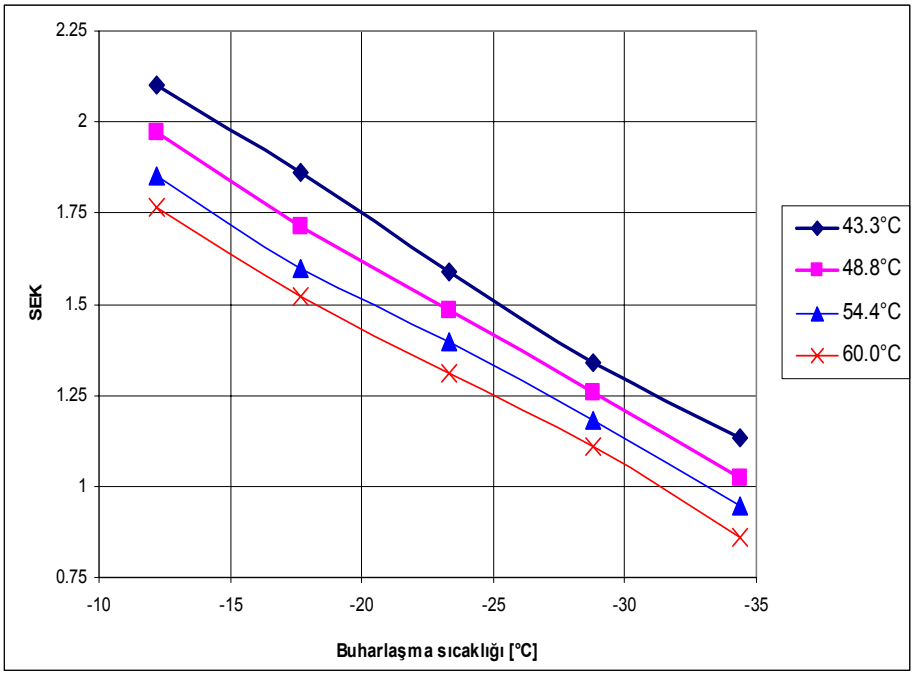
Şekilde görülen her bir eğri sabit bir yoğuşma sıcaklığını ifade etmektedir ve sabit yoğuşma sıcaklığında (yoğuşma basıncında) artan buharlaşma basınçları için kompresör aynı sıkıştırma oranı sağlamak için daha çok güç çekmektedir.

3.4.3 Buharlaşma basıncı-kompresör SEK ve soğutkan debisi ilişkisi

Artan buharlaşma basınçlarında kompresöre giren soğutkanın yoğunluğunun artması çevrimde dolaşan soğutkanın debisini artırmakta bu da kendini soğutma kapasitesindeki artmayla göstermektedir. Soğutkan debisindeki artışın dolayısıyla soğutma kapasitesindeki artışın oranı aynı durum için kompresörün çektiği güçteki artışın oranından daha büyüktür. Böylece, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olan sistem SEK değeri artan buharlaşma basınçlarıyla birlikte artmaktadır. Bu durumu deneylerde kullanılan kompresörünün çalışma haritası üzerinden gerçellemek için aşagıdaki Şekil 3.8'te farklı buharlaşma sıcaklıklarında soğutkan debisindeki değişim gösterilmiştir. Görülmektedir ki artan buharlaşma sıcaklığı ile birlikte sabit yoğuşma sıcaklıklarında (Şekil 3.8'deki seri adları) soğutkan debisi de artmaktadır. Şekil 3.9'da ise sabit yoğuşma sıcaklıklarında artan buharlaşma sıcaklığı ile kompresör SEK değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi artan buharlaşma basınçları neticesinde soğutkan debisi, kompresör ve dolayısıyla sistem SEK değerleri artmaktadır.



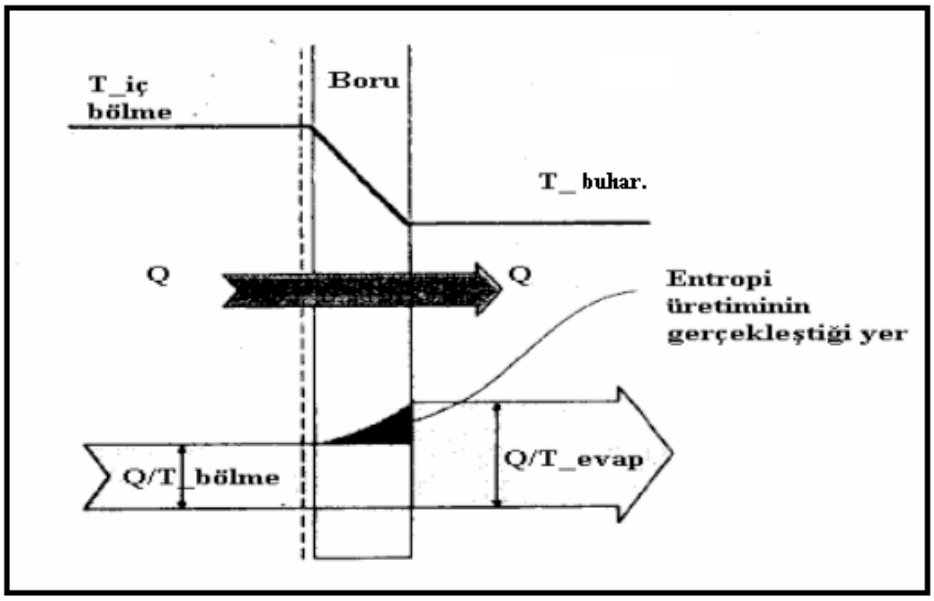
Şekil 3.8 Sabit yoğuşma sıcaklıklarında buharlaşma sıcaklığı-soğutkan debi ilişkisi



Şekil 3.9 Sabit yoğuşma sıcaklıklarında buharlaşma sıcaklığı-kompresör SEK ilişkisi

3.4.4 Artan buharlaşma basıncı-entropi oluşumu ilişkisi:

Bu bölümde taze gıda bölmesinde soğutmanın daha yüksek bir buharlaşma sıcaklığında yapılmasının bu bölmedeki soğutma kaynaklı entropi oluşumuna etkisi incelenecektir. Bilindiği gibi farklı iki sıcaklık arasında kalan bir yüzey üzerinden ısı geçişi olduğunda tersinmezliklerden ötürü entropi oluşumu meydana gelmektedir. Özünde de bir bölmenin soğututulması bölme içindeki havadan çekilen ısının buharlaştırıcı borusu içinden akan soğutkana boru cidarı üzerinden aktarılmasıyla olur. Bu durumda buharlaştırıcı borusu iç ve dış yüzeylerinde farklı iki sıcaklık olacak, bu yüzden de entropi artışı olacaktır. Yani soğutma işi iki farklı sıcaklık seviyesi gerektirdiğinden tersinmezlik oluşacaktır. Şekil 3.10'da bu durum gösterilmektedir.



Şekil 3.10 Üzerinden ısı akışı olan boru cidarı üzerinden entropi üretimi

Entropi üretimi cidar üzerinden geçen ısı ve ısı transferinin gerçekleştiği sıcaklıklar arasındaki farkla ilintilidir. Meydana gelen entropi değişimi ΔS ise geçen ısının yüzey sıcaklığına bölümüdür.

$$\Delta S = Q / T \tag{3.13}$$

Buradaki Q boru üzerinden gerçekleşecek ısı transferi olup miktarı bölmenin ısı yükü kadardır. Bölmenin ısı yükü ise irdelenen söz konusu bölme taze gıda bölmesi olduğu için bu bölme için yapılacak hesapla bulunacaktır. Deneylerde kullanılan buzdolabının taze gıda bölmesi için kabin UA değeri:

UA_{FF}= 0.742 W/K'dir.

Dış ortamın 25 °C ve bölme içi sıcaklığın 5 °C olduğu kabulüyle,

$$Q_{TG} = UA_{FF} * \Delta T \tag{3.14}$$

Q_{TG} =0.742*(25-5)= 14.84 W olur.

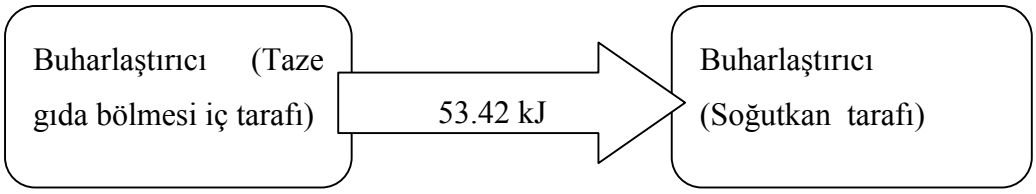
Buradan hareketle ısı yükünü bir saat bazında 53.42 kJ olarak kabul edebiliriz. Bu durumda taze gıda bölmesinde buharlaşma basıncının 1 bar ve 2 bar olduğu iki farklı durum için tersinmezlik hesaplarına bakılacaktır. Her iki basınç seviyesi için de buharlaştırıcının çekeceği ısı 53.42 kJ olacaktır. İlk olarak 1 bar'lık buharlaşma

basıncı için bakılacak olunursa:

T_{buh}= -26.47 °C= 246.53 K

$T_{iç}$= 5°C= 278 K

1 Bar için

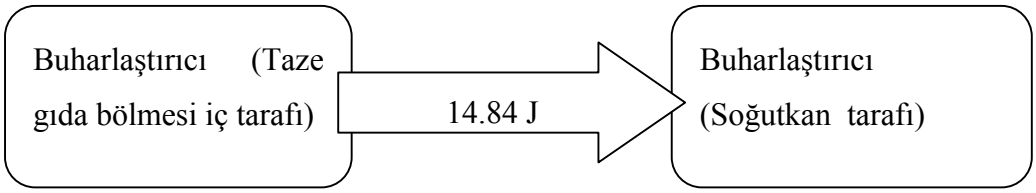


$\Delta S_{kaynak}= Q_{kaynak}/T_{kaynak}$= -53.42 kJ/ 278 K= -0.192 kJ/K

$\Delta S_{kuyu}= Q_{kuyu}/T_{kuyu}$= 53.42 kJ / 246.53 K= 0.216 kJ/K

ΔS_{toplam}= 0.216 -0.192 = $24.6*10^{-3}$ kJ/K

2 Bar için



$\Delta S_{kaynak}= Q_{kaynak}/T_{kaynak}$= -53.42 kJ / 278 K= -0.192 kJ/K

$\Delta S_{kuyu}= Q_{kuyu}/T_{kuyu}$= 53.42 kJ / 262.8 K= 0.203 kJ/K

ΔS_{toplam}= 0.203 -0.192 = $11.27*10^{-3}$ kJ/K

Görüldüğü gibi artan buharlaşma basıncı sayesinde 2 bar'lık buharlaşma basıncında tersinmezlik % 50 azalmaktadır.

Buraya kadar yapılan açıklamalar özünde, buharlaşma basıncındaki artışın (ya da yoğuşma basıncındaki azalışın) bir kompresör ve soğutma çevrimi üzerinde nasıl bir etkiye sahip olduğunu tanımlamaya yöneliktir. Bu yapılırken ise teorik yaklaşımlar ve deneysel veriler kullanılmıştır.

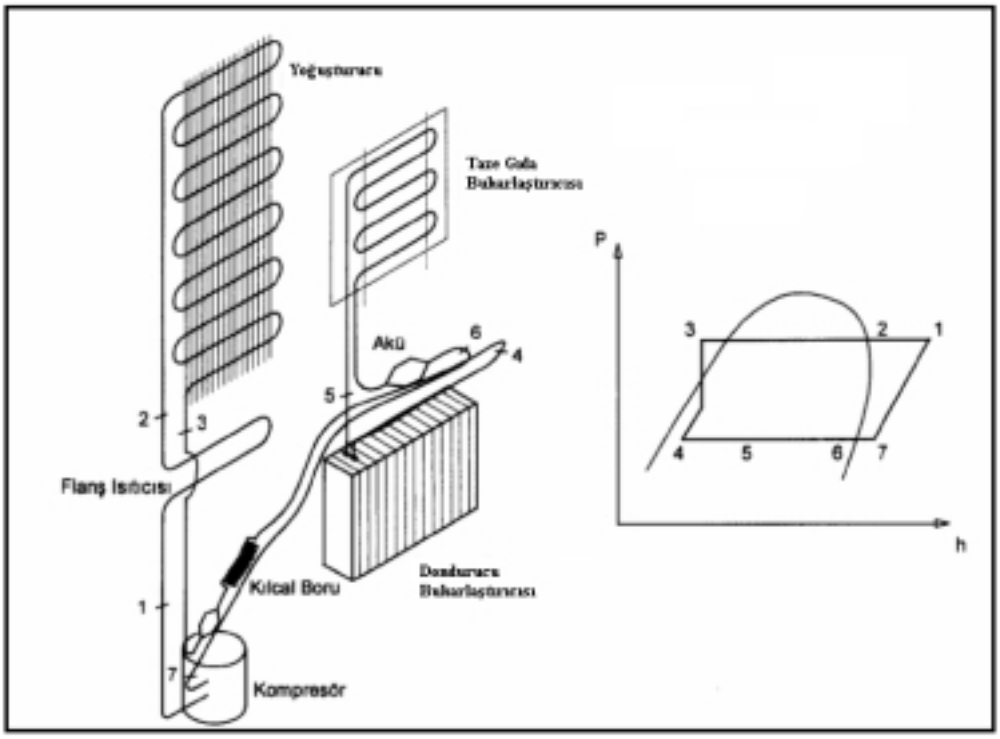
Bundan sonraki bölümlerde ise ilk önce deneylerin yapıldığı buzdolabı tanıtılacaktır. Sonrasında ise bu dolap üzerinden yapılan farklı prototiple ilgili bilgiler verilip ve onlara ait deney verilerinin analiz dökümleri aktarılacaktır.

4. DENEYLERDE KULLANILAN SOĞUTUCU

Sıralamalı (Tandem) sitem deneyleri ile ilgili bilgi verilmeden önce bu bölümde deneylerin yürütüldüğü buzdolabı hakkında bilgi verilecektir. Ardından ise sıralamalı (tandem) sistem amacı doğrultusunda bu dolap üzerinde yapılan değişikliklerle elde edilen deney düzeneği ve özellikleri verilecektir.

Çalışma deneylerinin tümü Kombi tipi bir buzdolabında yapılmıştır. Bu ticari olarak satışta olan 311L toplam net iç hacimli bir buzdolabı olup birisi taze gıda bölmesi öteki dondurucu bölmesi olmak üzere iki bölmeye sahiptir. Kombilerin özelliği olarak, taze gıda saklama bölmesi yukarıda, dondurucu bölmesi ise aşağıdadır. Dolabın soğutma çevriminde R-134a soğutkanı kullanılmaktadır.

Soğutma çevriminde bulunan elemanlar sırasıyla kompresör, flanş ısıtıcısı, yoğuşturucu, kılcal boru, dondurucu buharlaştırıcısı, taze gıda buharlaştırıcısı ve son olarakta akümülatördür. Şekil 4.1'de bu çevrim ve P-h diyagramı, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te ise buzdolabı ve dondurucu bölmesi görülmektedir.



Şekil 4.1 Deney buzdolabındaki soğutma çevrimi elemanları ve P-h diyagramı



Şekil 4.2 Kullanılan kombi buzdolabının dıştan görünüşü



Şekil 4.3 Dondurucu bölmesi

Aşağıda ise buzdolabınındaki bölümlerle ilgili bilgiler yer almaktadır.

4.1 Yoğuşturucu

Buzdolabındaki yoğuşturucu yatay borulu düşey kanatlı bir yoğuşturucudur ve gerekli ayrıntılar Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1 Kombi yoğuşturucusuna ait özellikler

Boru iç çapı [mm]	3.35
Boru dış çapı [mm]	4.76
Boru sayısı	21, 23, 25, 28
Borular arası mesafe [mm]	50
Yoğuşturucu genişliği [mm]	410
Kanat sayısı [tel]	128
Kanat çapı [mm]	1.5
Isı geçiş katsayısı [W/m^2K]	6.5
Stoper boyu [mm]	25-55

4.2 Kılcal Boru

Orijinal buzdolabı 0.66 mm çaplı 3000 mm'lik bir kılcal boruya sahiptir. Bu 3000 mm'nin 1600 mm'si emme hattı ısı değiştiricisinde dönüş borusu ile temasta olacak şekildedir. Deneylere geçilme aşamasında bu kılcal boru iptal edilerek deney için gerekli olan kılcal boru uzunlukları tercih edilmiştir.

4.3 Dondurucu Buharlaştırıcısı

Buzdolabında var olan dondurucu buharlaştırıcısı zorlanmış taşınımla soğutma yapmakta olup, buharlaştırıcı bölmesiyle doğal taşınımı önleyen bir kapakla örtülü şekilde bölmenin arka yüzüne yerleştirilmiştir. Dondurucu buharlaştırıcısı ile ilgili boyutlar Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.2 Dondurucu buharlaştırıcısı özellikleri

Kana uzunluğu [mm]	378
Kanal genişliğ [mm]	5
Köşeler dshil toplam uzunluk	375
Kanat genişliği [mm]	50
Kanat yüksekliği [mm]	304.8
Kanatlı bölümün uzunluğu [mm]	327
Kanat aralığı [mm]	10
Kanat kalınlığı[mm]	0.19
Boru dış çapı [mm]	8
Boru iç çapı [mm]	6.58
Bir sıradaki boru sayısı	2
Akışa dik borular arası mesafe [mm]	22

Bu çalışma süresince dondurucu buharlaştırıcısı da dahil dondurucu bölmesinde her hangi bir yapısal değişikliğe gidilmeyip, dondurucu buharlaştırıcısının orijinalliği korunmuştur. Şekil 4.4'te de dondurucu buharlaştırıcısının açık hali görülmektedir.



Şekil 4.4 Dondurucu buharlaştırıcısı

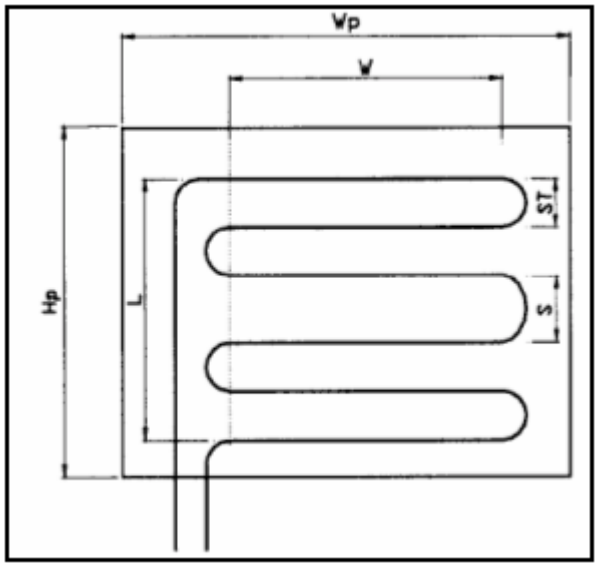
Dondurucu buharlaştırıcısında kullanılan fan eksenel bir fan olup çalışır iken 7.7W güç çekmektedir.

4.4 Taze Gıda Bölmesi Buharlaştırıcısı

Orijinal halde bu bölmede soğutma yapan buharlaştırıcı levha borulu tipinde bir buharlaştırıcısıdır ve bölmenin arka duvarına yerleştirilmiştir. Tablo 4.3'te bu buharlaştırıcısı ile ilgili özellikler verilmiştir. Şekil 4.5'te bu buharlaştırıcısı görülmektedir.

Tablo 4.3 Taze gıda buharlaştırıcısının özellikleri

Levha yüksekliği, H_p [mm]	320
Levha genişliği, W_p [mm]	425
Bir pasın uzunluğu, W [mm]	315
Borular arası mesafe, ST [mm]	50
Orta pasın genişliği, S [mm]	100
Düşey boru boyu, L [mm]	250

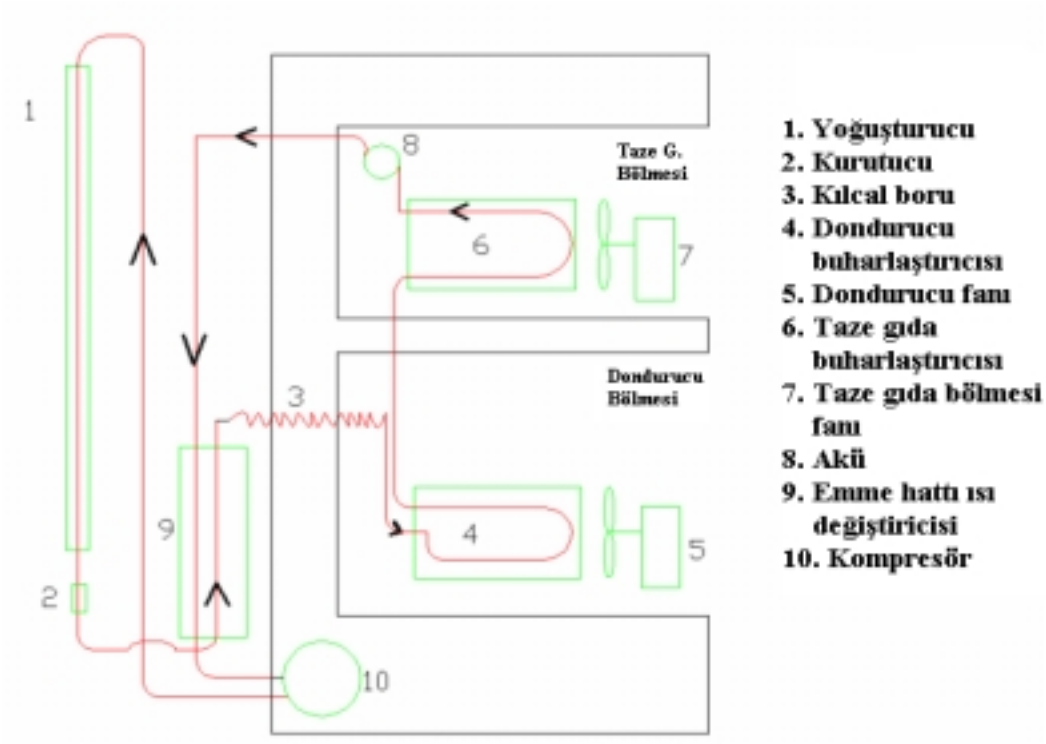


Şekil 4.5 Taze gıda bölmesi buharlaştırıcısı

Sistemde var olan bu buharlaştırıcı yalnızca doğal taşınımla soğutma yapmaktadır. Dolayısıyla, tandem etkilerinin inceleneceği deneyler için uygun bir buharlaştırıcı değildir ve bu nedenle deneyler aşamasında zorlanmış taşınımlı taze gıda buharlaştırıcısı tasarımı yapılmış ve kullanılmıştır. Bu buharlaştırıcıyla ilgili ayrıntılar deneyler aşamasında anlatılacaktır.

5. DENEY DÜZENEĞİ

Sıralamalı (Tandem) sistem deneylerinin yürütültüğü deney düzeneği Şekil 5.1'de verilmiştir.



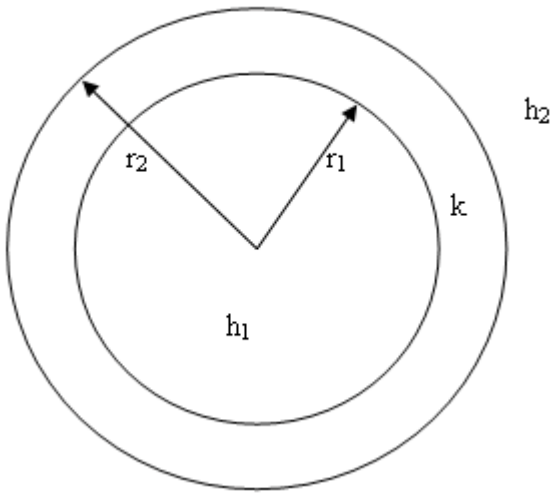
Şekil 5.1 Sıralamalı (Tandem) sistem deneylerinin yürütültüğü deney düzeneği

Deneylere başlamadan önce dolap üzerinde değişiklikler yapılması gerekmiştir. Bunlardan ilki doğal taşınımla soğutma yapan soğuk duvar (cold-wall) tipi taze gıda bölmesi buharlaştırıcısının iptal edilmesidir. Bunun yerine yatay helisel (yay) tipte sarılı bir buharlaştırıcı ve bunun zorlanmış taşınımını sağlayacak bir fan bölme içine yerleştirilmiştir. Bu düzenek çerçevesinde dondurucu buharlaştırıcısında ve bölmesinde her hangi bir değişiklik yapılmamıştır. Taze gıda bölmesi buharlaştırıcısı zorlanmış ve doğal taşınımlı iki halde de soğutma yapmaktadır. Bunun için

buharlaştırıcı bölme içinden yalıtılmamıştır. Sıralama (Tandem) etkisinin incelenmesi için fanın oluşu zorunludur. Fakat, taze gıda bölmesinde soğutmanın sadece zorlanmış taşınımla sağlanması istendiğinde gerekli buharlaştırıcısı boyutu oldukça büyümektedir. Bu da bölme içinde homojen bir hava dağılımının önüne geçebilecektir. Bu sebepten ötürü gerekli olan, tandem etkinin gözlemlenebileceği süre zafında taze gıda bölmesi buharlaştırıcısı fan ile sağlanan zorlanmış taşınım etkisiyle soğutma yapmakta, kalan diğer soğutma yükünü ise doğal taşınımla sağlamaktadır. Deneylerde kullanılan taze gıda buharlaştırıcısı tasarımı esasları ve hesabı aşağıda verilecektir.

5.1 Taze Gıda Buharlaştırıcısı Tasarımı

Bu deney düzeneğinde tasarlanacak buharlaştırıcısı içinde yatay helisel şekilli bir buharlaştırıcısı seçilmiştir. Bu tip bir buharlaştırıcı kullanılacağı taze gıda bölesi içinde açık halde dolap merkezine yereştirilecektir. Buharlaştırıcının boyutlandırılması süreci aşağıda aktarılacaktır. Şekil 5.2'de ise buharlaştırıcı boru kesiti verilmiştir.



Şekil 5.2 Taze gıda buharlaştırıcısı boru kesiti

r_1=3.3 mm

r_2=4 mm

Burada h_1 soğutkanın taşınım katsayısı h_2 ise hava tarafı taşınım katsayısıdır.

Soğutkan tarafı ısı taşınım katsayısının bulunması için Pierre [11] korelasyonundan yararlanılmıştır. Bu korelasyonla taşınım katsayısı soğutkan kuruluk derecesinden bağımsız olarak bulunabilmektedir (5.1).

$$Nu = \frac{h_i * d_i}{k_i} = 0.0011\left[\mathrm{Re}_{lo}{}^2 * K_f\right]^{0.5} \tag{5.1}$$

Burada,

$\mathrm{Re}_{lo} = \frac{G_r * d_i}{\mu_l}$: Soğutkanın tamamının sıvı fazda bulunması durumunda oluşacak Reynolds sayısı

$K_f = \frac{\Delta x * h_{fg}}{g * L}$: Pierre kaynama sayısıdır.

Δx: Buharlaştırıcıdaki kuruluk derecesi değişimi

L: Buharlaştırıcı boru uzunluğu (m)

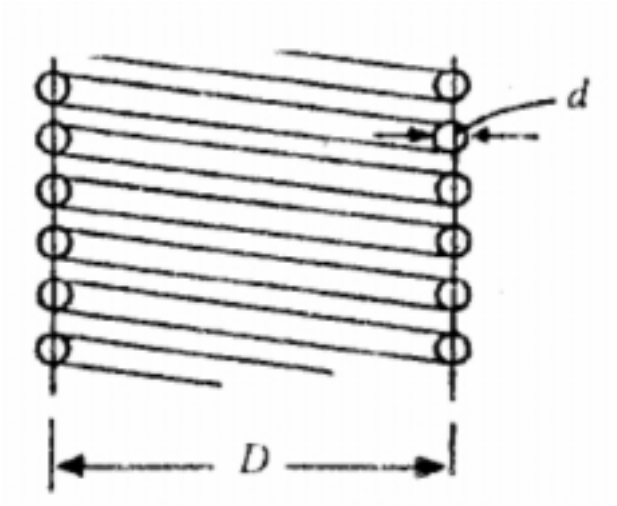
Denklem (5.1) 28.5<Nu<753 aralığında geçerlidir.

Pierre ifadesiyle soğutkan tarafı ısı taşınım katsayısı:

$h_{1_düz}$=414.7 W/m^{2}K

olarak elde edilmiştir.

Helisel (serpantin) şekilli ısı değiştiricilerdeki iç akış için taşınım katsayısı düz bir boruya nazaran farklılık göstermektedir [12]. Bu durum ve denklemi Şekil 5.3 ve ona bağlı denklem (5.2) ile gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Serpantin şekilli bir ısı değiştirici

$$h_{ser} = h_{düz}\left(1 + 3.54\frac{d}{D}\right) \tag{5.2}$$

d= 8 mm

D= 100 mm

Böylece,

h_{1_ser}= 532.14 W/m^{2}K

olacaktır.

Hava tarafı taşınım katsayısının belirlenmesinde ise Zhukauskas [13] korelasyonu kullanılmıştır (5.3).

$$Nu_D = C_2 * C * \mathrm{Re}_{D,\max}^{m} * \mathrm{Pr}^{0.36} * \left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_s}\right)^{1/4} \tag{5.3}$$

h_2=25.38 W/m^{2}K (Zorlanmış)

Buharlaştırıcı için bakır boru kullanılmıştır.

k=300 W/mK

Buharlaştırıcı için toplam ısı geçiş katsayısı:

$$U = \frac{1}{\frac{r_2}{r_1} * \frac{1}{h_1} + \frac{r_2}{k} * \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{h_2}} \tag{5.4}$$

Taze gıda bölmesi ısı kazancı hesabı:

$Q_{TG}=UA_{TG}*\Delta T=14.82W$

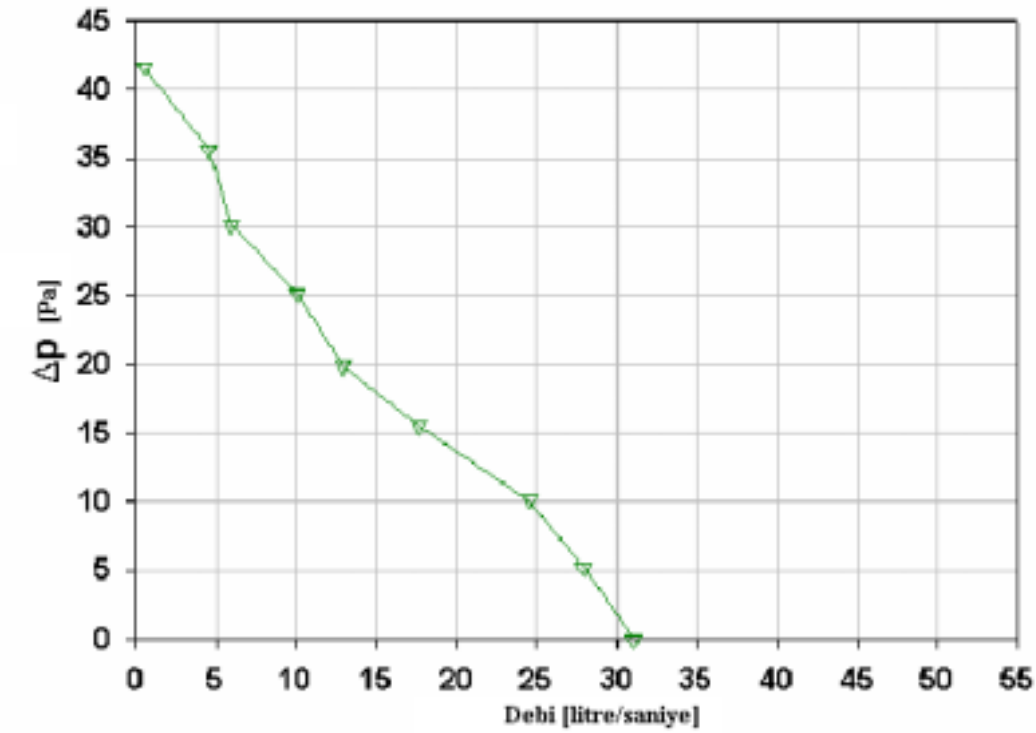
Bu ısı kazancını karşılamak üzere taze gıda buharlaştırıcısı hem zorlanmış taşınım, hem de doğal taşınım yapacaktır. Orijinal kombi buzdolabı verilerinden alınan bilgiler doğrultusunda uygun olan %RT ise 44.2'dir. Deneyler süresince kompresörün bir çalışma-durma aralığı için toplam 50 dakikalık sabit bir zaman seçilmiştir.

$$Q_{TG}= [\%RT_Doğ* U_{dış\ doğal}*A_{dış}*\Delta T]+[\ [\%RT_Zor* U_{dış\ zor}*A_{dış}*\Delta T] \tag{5.5}$$

Burada $\Delta T=(5-(-25))= 30\ ^{\circ}C$'dir.

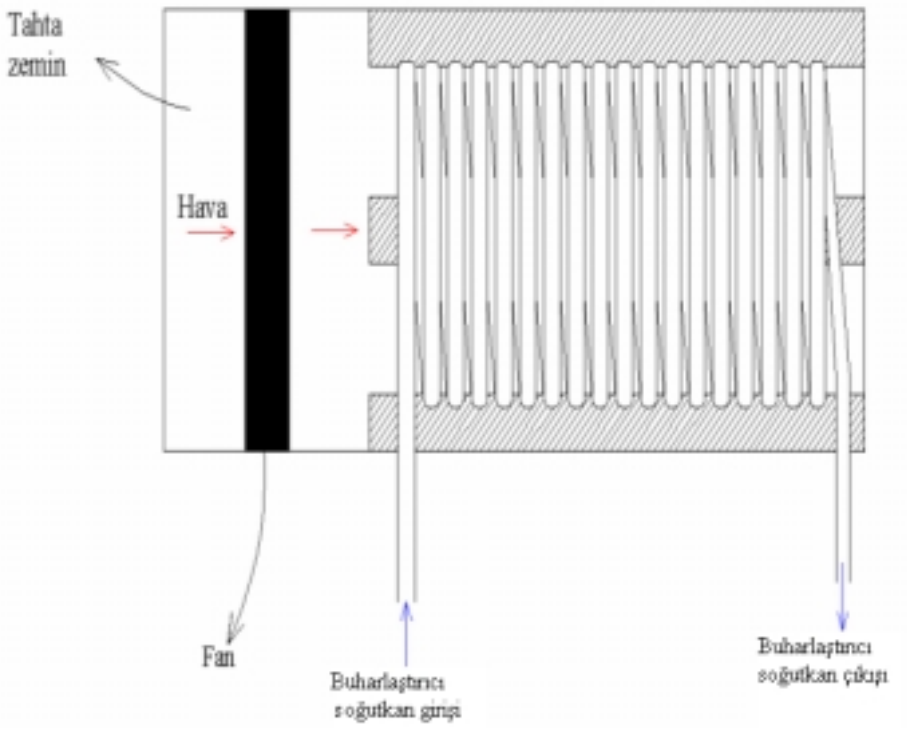
Böylece gerekli buharlaştırıcı yüzeyi üzerinden boya geçilmiştir. Kullanılan buharlaştırıcı boyu 3238 mm'dir.

Taze gıda bölmesinde kullanılan fan 2.66 W'lık olup 12 V gerilimle çalışan eksenel kare fandır. Dondurucu buharlaştırıcısı fanı ise değiştirilmeden kullanılmıştır. Bu fan ise 7.7 W'lık olup yine eksenel bir fandır. Taze gıda bölmesi fanının performans eğrisi aşağıdadır.

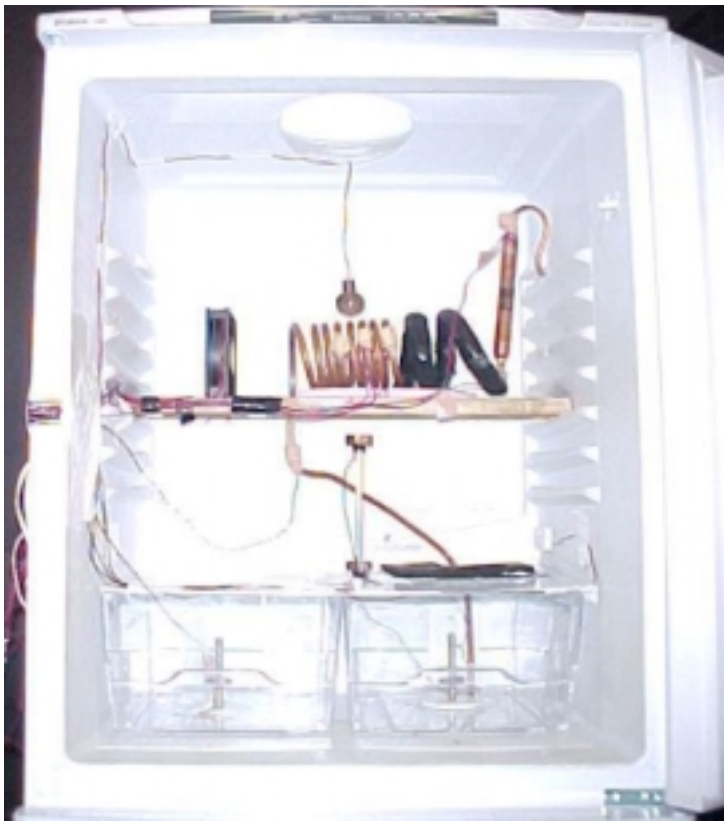


Şekil 5.4 Taze gıda bölmesinde kullanılan fanın performans eğrisi

Taze gıda bölmesinde fan ve yatay serpantin (helisel) buharlaştırıcı arasındaki mesafe için uygun bir boşluk bırakılmıştır. Bu boşluk fan kalınlığının 2.5 katından az olmamalıdır. Bunun için fan kalınlığı olan 25 mm'ye göre fan ile buharlaştırıcı ilk sarımı arasındaki mesafe ayarlanmıştır. Termodinamik açıdan daha uygun olacağından fanın üfleme tarafının buharlaştırıcıya (yüke) dönük olması tercih edilmiştir. Fanın emme tarafı ile bölme iç yan duvarı arasında en az 25 mm olması gereklidir ki bu mesefaden daha fazlası halihazırda mevcuttur. Fan ve sarmal buharlaştırıcının eksenlerinin eş eksenli olması için buharlaştırıcı sarımları altına 10 mm'lik bir yükseklik konmuştur. Bu yükseklik köpükten yapılmıştır ve eş eksenliliği sağladığı gibi, böylelikle buharlaştırıcı ile altındaki tahta zemin arasındaki olası bir ısı transferininde önüne geçilmiştir. Bu tahta zemin buharlaştırıcı ve fana eş yükseltili ortak bir düzlem oluşturmaktadır. Şekil 5.5 ve 5.6'da gıda buharlaştırıcısı görülmektedir.

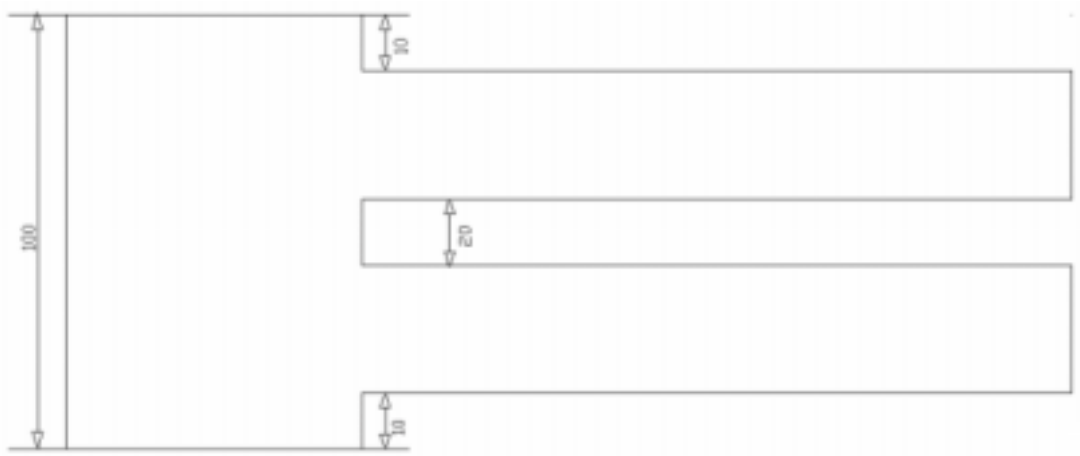


Şekil 5.5 Taze gıda buharlaştırıcısı, fan ve tahta satıh



Şekil 5.6 Taze gıda bölmesi ve buharlaştırıcısı

Görüldüğü gibi sarmal taze gıda buharlaştırıcısı ile fanın üzerinde bulunduğu tahta zeminin buharlaştırıcı altında kalan bazı kısımları (taralı olarak gösterilmiş bölge) buharlaştırıcının ısı transfer yüzeyini artırmak amacıyla kesilip çıkartılmıştır. Burada gösterilen taralı alanlar kesilen alanları göstermektedir. Bu işlem sonrasında kalan satıh ise Şekil 5.7'dedir.

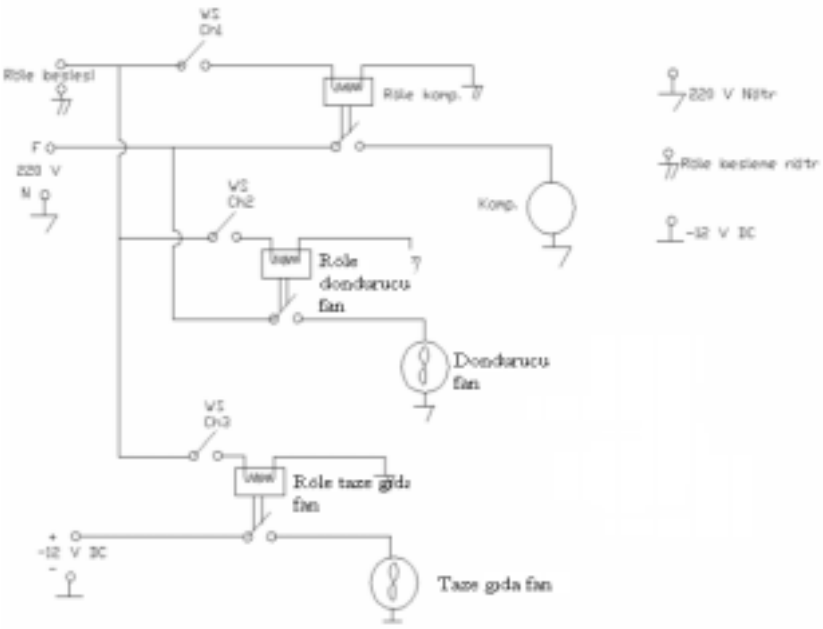


Şekil 5.7 Taze gıda buharlaştırıcı altındaki satıh

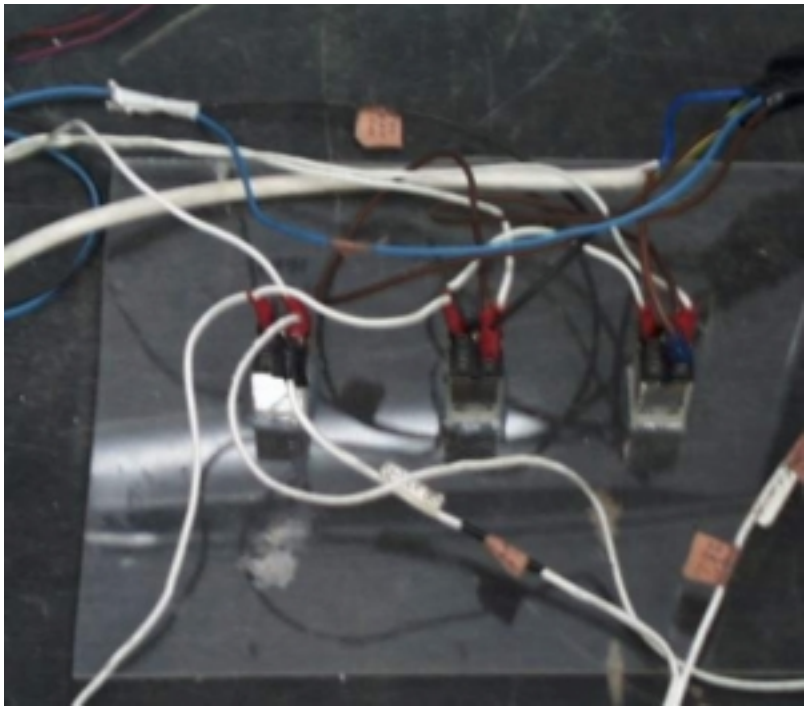
5.2 Kontrol ve Elektrik Bağlantıları

Sıralamalı sistem deneylerinde geçiş rejimi süresince taze gıda bölmesinde soğutma yapılabilmesi için kritik olan konu taze gıda bölmesi fanının kompresörün kalkışından sonra ilk dakikalar zarfında çalışarak bölmesinde soğutma yapmasıdır. Böylece konvansiyonel seri sistemlerdeki taze gıda bölmesinin verimsiz soğutulması probleminin önüne geçilecektir. Çünkü bu süre sistem SEK'i daha yüksek olacaktır. Buharlaşma basıncının dolayısıyla da buharlaşma sıcaklığının denge durumuna göre daha yüksek olmasından ötürü de verim artacak ve tersinmezlikler azalacaktır. Yalnız burada kritik olan bir diğer husus ise taze gıda bölmesi fanının çalışma süresi dahilinde dondurucu buharlaştırıcısı fanının çalışmamasının sağlanmasıdır. Çünkü taze gıda bölmesi fanının çalışacağı geçici rejim aralığı dondurucu bölmesi için verimsizdir. Bunun sebebi ise dondurucu buharlaştırıcısındaki sıcaklık seviyesinin geçici rejim süresince bölmeye soğutma sağlayamayacak hatta bölmeyi ısıtacak kadar yüksek olmasıdır. Bu yüzden basınçlar ve buharlaşma sıcaklıkları dengeye gelene kadar dondurucu buharlaştırıcısı fanı devreye girmemelidir. Bunun için orijinal halde doğrudan kompresöre bağlı olan ve kompresörün devreye girmesiyle

devreye giren dondurucu buharlaştırıcısı fanının ve kompresörün elektrik hattı iptal edilip yeni bir kontrol ve elektrik hattı kurulmuştur. Bu elektrik hattının bağlantı şeması Şekil 5.8'dedir.



Şekil 5.8 Deney düzeneği elektrik bağlantısı



Şekil 5.9 Deney düzeneği elektrik sisteminde kullanılan röleler ve bağlanışları

Şekillerden de görüldüğü gibi bu elektrik bağlantısı sayesinde dondurucu fanı ve taze gıda bölmesi fanı ayrı ayrı kontrol edilebilmektedir. Kompresör çalışırken her iki fan da istenirse çalıştırılabilmekte kompresör durduğunda ise her ikiside durmaktadır. Bu şekilde kompresör durduğunda her iki fanında çalışabilmesi sağlanmaktadır. Deneylerin yapıldığı ısı odalarında var olan bir program sayesinde ise kompresör ve fanlara istenen sürelerde çalışma ve durma aralıkları atanabilmektedir. Ayrıca gerektiğinde fanların geçikmeli çalışması da sağlanabilmektedir.

5.3 Deney Ölçüm Elemanları ve Belirsizlikleri

Bu bölümde, deney düzeneğinde kullanılmış olan ölçüm aletleri ve ölçümlerdeki belirsizlikler hakkında bilgi verilecektir. Belirsizliklerin hesaplanmasında Kline ve McClintock belirsizlik analizi [14] kullanılacaktır. Bu yönteme göre, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R, ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise x_1, x_2, x_3,....., x_n olsun. Bu durumda

$R=R(x_1, x_2, x_3,....., x_{n)}$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları w_1, w_2, w_3,.....,w_n ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + ... + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.6)$$

şeklinde hesaplanacaktır.

5.3.1 Sıcaklık Ölçümleri ve Ölçüm Belirsizliği

Deneyler süresince, deney düzeneğinin ilgili yerlerinden 41 adet T tipi termoeleman ile (termocouple) sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Bu termoelemanlardan 10 tanesi buzdolabında bulunan dondurucu ve taze gıda bölmesinde bulunan ilgili raflara kabin iç sıcaklıklarını ölçmek için yerleştirilmiştir. Bu 10 termoelemanın 6 tanesi taze gıda bölmesine ve 4 tanesi dondurucu bölmesinde kullanılmıştır. Yerleştirmeler yapılırken bu termoelemanlar standartlar gereğince [1] konumlandırılmıştır. Deneyler açısından kritik bir önemi olan taze gıda buharlaştırıcı üzerinde ise 6 adet termoeleman

kullanılarak gerekli yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Yüzey sıcaklıklarını ölçecek termoelemanlar ilgili yüzeye lehimlenerek tutturulmakta, ardından yalnızca ölçülmek istenen yüzeyle teması kalacak şekilde çevresi yalıtım malzemesiyle sarılmaktadır. Böylece, ölçülmesi istenen yüzeyin gerçek sıcaklık değerinin çevre sıcaklıklarından etkilenmeksizin elde edilmesi sağlanmaktadır. Ayrıca iki adet termoelemanda deney düzeneğinin sol ve sağından ortam sıcaklığını ölçmektedir.

Her bir termoeleman için:

Üretimden ve bağlantı şeklinden Gelen Belirsizlik : 0.3°C
Kalibrasyondan Gelen Belirsizlik : 0.18 °C

Ölçümden Gelen Belirsizlik : 0.2 °C

$W_T=[(0.2)^2 + (0.1)^2]^{1/2}=0.4$ °C

5.3.2 Basınç Ölçümleri ve Ölçüm Belirsizliği

Deneyler süresince birisi yüksek basınç tarafında kompresör çıkışına, öteki ise alçak basınç tarafında kompresör girişine olmak üzere iki adet basınç transduseri kullanılmıştır.

Yüksek Basınç Ölçümü Belirsizliği:

Transducerin Üretiminden Gelen Belirsizlik : % 0.4

Ölçümden Gelen Belirsizlik : % 2.346

$$w_{Y.B.} = \left[(\%0.4)^2 + (\%2.346)^2\right]^{1/2} = \%2.38$$

Alçak Basınç Ölçümü Belirsizliği:

Transducerin Üretiminden Gelen Belirsizlik : % 0.4

Ölçümden Gelen Belirsizlik : % 0.408

$W_{A.B}$ = % 0.57

5.3.3 Güç Ölçümleri ve Ölçüm Belirsizliği

- Kalibrasyondan Gelen Belirsizlik

$$w_{kalib.} = \left[(w_{geri\lim})^2 + (w_{akım})^2 + (w_{PF})^2\right]^{1/2}$$

$w_{gerilim}$ = 220 V*5*0.0001 + 6.6 mV = 116.6 mV

$w_{gerilim}$ = %100*116.6 mV / 220V = % 0.053

$w_{akım}$ = 0.6 A*0.001 + 300μA = 0.9 mA

$w_{akım}$ = %100*0.9 mA / 0.6 A = %0.15

w_{PF} = %0.1

$w_{kalib.}$ = % 0.19

- Ölçümden Gelen Belirsizlik : % 0.25

$$w_{Güç} = \left[(w_{kalib.})^2 + (w_{ölçüm})^2\right]^{1/2}$$

$w_{Güç}$ = % 0.314

5.3.4 Enerji Ölçümü Belirsizliği

Güç ve enerji ölçümleri aynı transducer üzerinden yapılmaktadır. Kalibrasyon cihazı her iki ölçüm için aynıdır. Dolayısıyla kalibrasyondan gelen belirsizlikler de aynıdır. ATGM'de yapılan çalışmalar sonucunda güç ve enerji ölçümleri için ölçüm belirsizliklerinin de aynı olduğu görülmüştür. Sonuç olarak güç ve enerji ölçümlerindeki toplam belirsizlik aynıdır.

w_{enerji} = % 0.314

5.3.5 Akım Ölçümü Belirsizliği

0.1 A akım çekilmesi halinde belirsizlik : 0.013 A

0.1 A akım çekilmesi halinde yüzde belirsizlik : % 13

0.3 A akım çekilmesi halinde belirsizlik : 0.0054 A

0.3 A akım çekilmesi halinde yüzde belirsizlik : % 1.8

0.5 A akım çekilmesi halinde belirsizlik : 0.004 A

0.5 A akım çekilmesi halinde yüzde belirsizlik : % 0.8

0.75 A akım çekilmesi halinde belirsizlik : 0.0035 A

0.75 A akım çekilmesi halinde yüzde belirsizlik : % 0.47

1.5 A akım çekilmesi halinde belirsizlik : 0.004 A

1.5 A akım çekilmesi halinde yüzde belirsizlik : % 0.27

Görüldüğü gibi çekilen akım arttıkça ölçüm belirsizliği artmaktadır. Bu çalışmada yapılan tüm deneylerde yaklaşık 0.6 Amper akım çekilmiştir. Bu durumda akım ölçümü belirsizliğinin ölçülen 0.6 Amper değerinin bulunduğu 0.5-0.75 A aralığının maksimum belirsizliği olan % 0.8 olduğu söylenebilir.

$W_{Akım}$=% 0.8

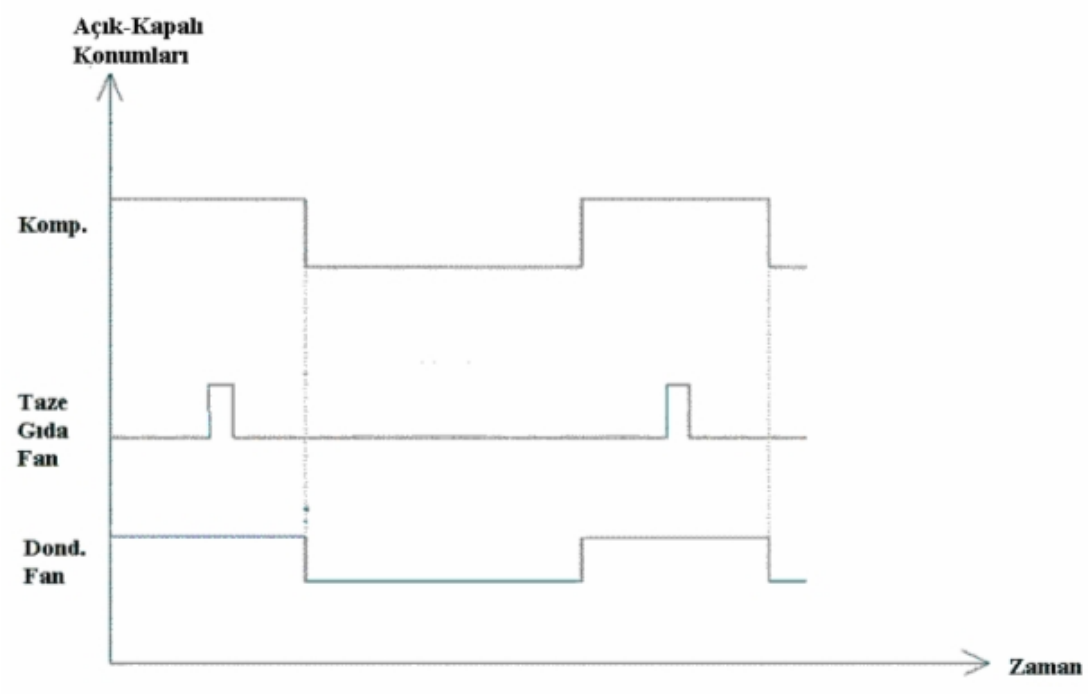
6. DENEYLER

Deneyler süresince kompresörün bir durma-çalışma aralığı sabit olacak şekilde ayarlama yapılmıştır. Bu süre bütün deneyler süresince 50 dakika olmuştur. Bunun yapılmasındaki amaç belirli bir zaman aralığındaki kompresör çevimleri üzerinden yapılan enerji tüketimi için kompresörün her deney koşulunda aynı sayıda dur-kalk yapmasının sağlanmasıdır. Böylece kalkış kayıpları bütün deneyler için sabit olmuştur. Deneyler içinde değişen çalışma oranları ise toplamda yine 50 dakika edecek şekilde kompresör durma-çalışma sürelerinin kendi içinde değiştirilmesiyle elde edilmiştir. Optimum şarj miktarı, uygun çalışma oranları ve fan çalışma süreleri aranmıştır [15].

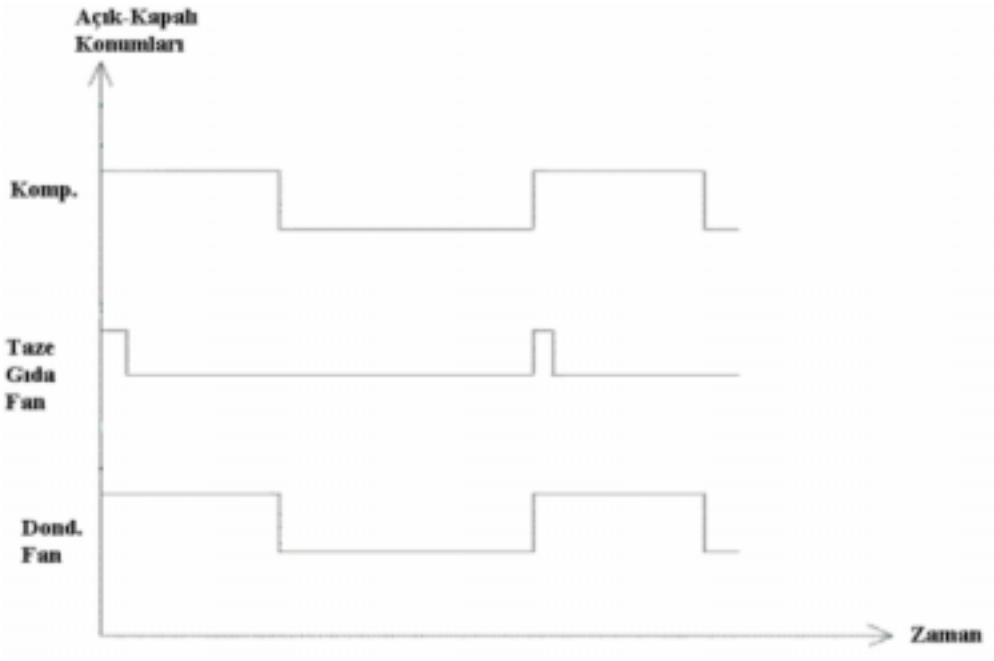
Deneyler, 2 deney grubu temelinde yürütülmüştür.

6.1 Referans Deneyleri

Ser sıralamalı (tandem) sistem deneyleri öncesinde, bu deneyler ile karşılaştırmada kullanılmak üzere referans çevrim mantıkları gerekmektedir. Kullanılagelen seri soğutma çevrimlerinde buharlaştırıcı fanları kompresörün çalışmasıyla birlikte çalışmaktadır. Fakat farklı olarak dondurucu bölmesi fanı kompresörün çalışmasıyla aynı anda çalışmaya başlamakta yani geçici rejim süresini kapsayacak şekilde soğutma yapmaktadır. Öte yandan, taze gıda buharlaştırıcı fanı ise olasılık açısından geçici rejim süresince soğutma yapabileceği gibi karalı rejim koşullarında da soğutma yapabilecektir. Bu iki durumu simüle etmek adına iki farklı fan ve kompresör kontrol algortiması kullanılmıştır. Bu fan ve kompresör kontrol algoritmaları Şekil 6.1 ve 6.2'de verilmiştir.



Şekil 6.1 Referans kontrol algoritması-I



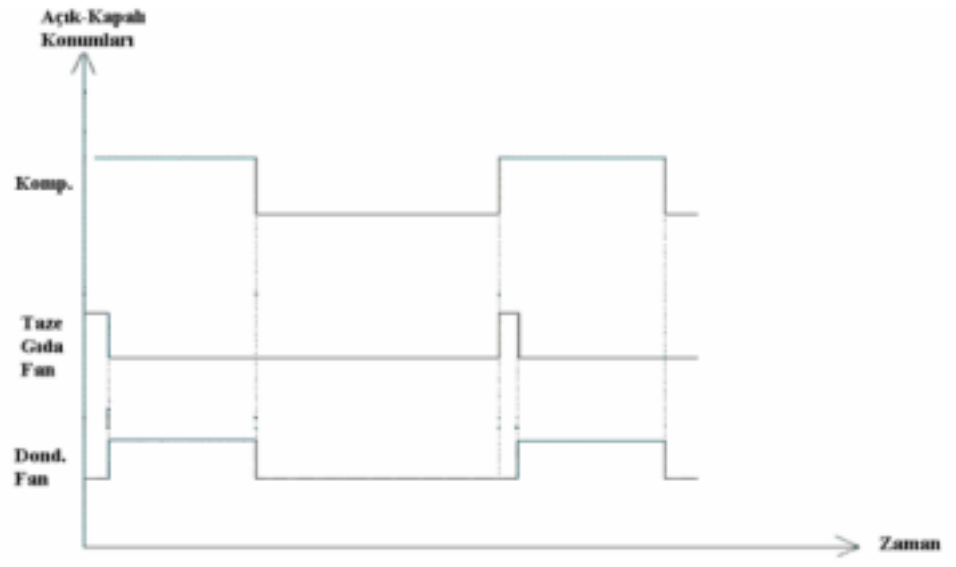
Şekil 6.2 Referans kontrol algoritması-II

Bu referans kontrol algoritmalarından ilki (Şekil 6.1) kompresörün çalışmasıyla devreye giren dondurucu fanını ve kararlı rejim koşullarında devreye giren taze gıda buharlaştırıcısı fanını modellemektedir. İkinci kontrol algoritması ise (Şekil 6.2)

kompresörün devreye girmesiyle geçici rejim sürecinde beraber çalışan dondurucu fanlarını modellemektedir.

6.2 Geçici Rejim Etkisi Deneyleri

Bu deneyler için kullanılan fan kompresör kontrol algoritması sayesinde kompresörün çalışmasıyla başlayan geçici rejim süresince yalnızca taze gıda bölmesi buharlaştırıcı fanı çalıştırılmış, donduru buharlaştırıcısı fanı geçici rejim süresince çalıştırılmamıştır. Bu dizgideki kontrol Şekil 6.3'te verilmiştir.



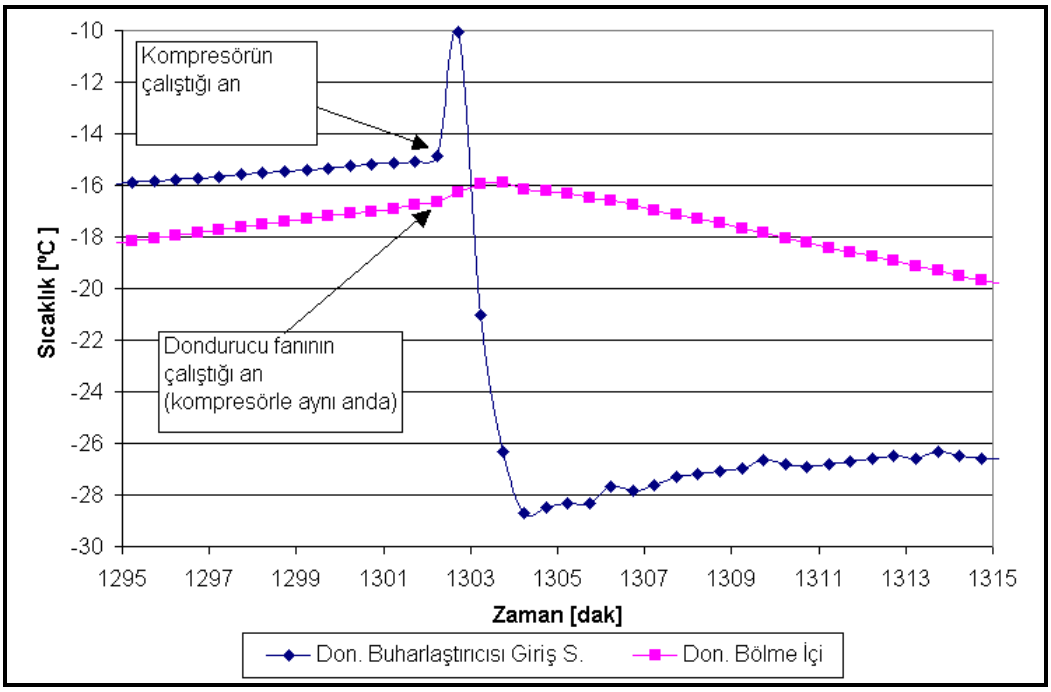
Şekil 6.3 Geçici rejim sürecinde sadece taze gıda bölmesinde soğutma yapılmasını sağlayan kontrol algoritması

buharlaştırıcısının daha fazla soğutkan şarjıyla dolu olması elde edilecek verimi daha da artırabilecektir. Bunun temini için, varolan deney düzeneği üzerinde, soğutkan akış yönünde ikinci olan taze gıda buharlaştırıcısı birinci sırayı alacak şekilde değişikliğe gidilmiştir. Değişikliğin ardından yapılan deneylerde kullanılan fan ve kompresör çalışma-durma algoritmaları Şekil 6.3'teki gibidir.

7. SONUÇLAR

7.1 Dondurucu Bölmesi Açısından

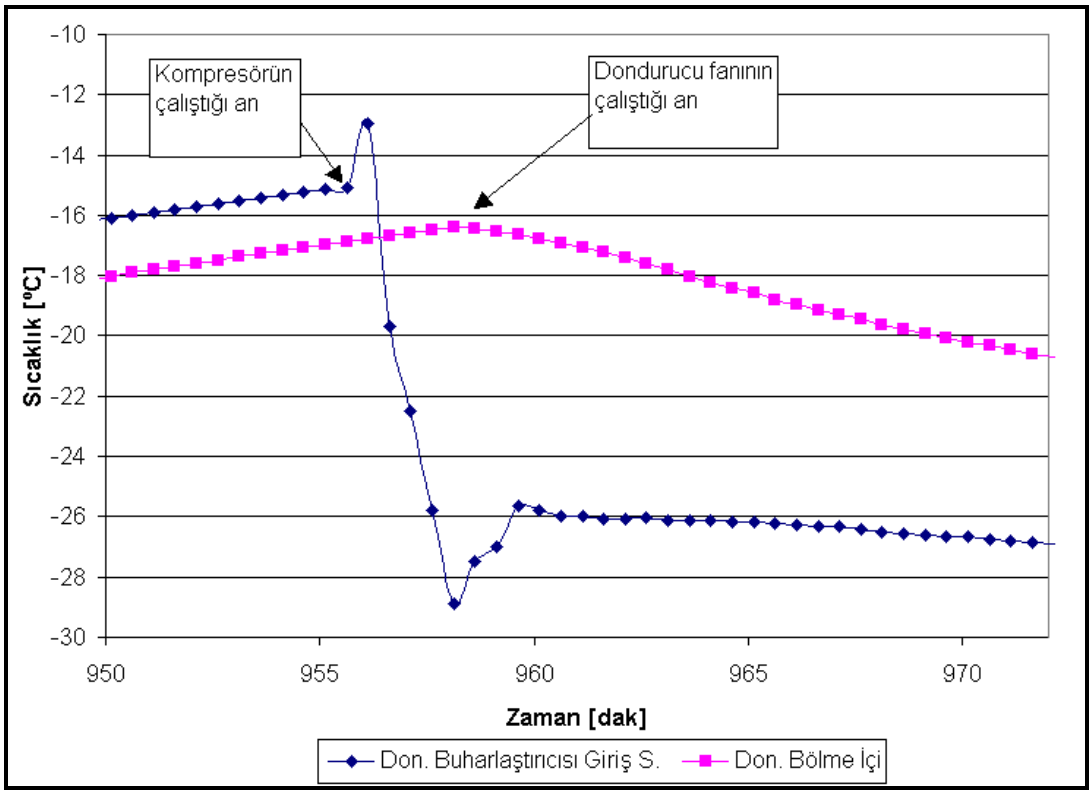
Bölüm 3.2'de de bahsedildiği gibi konvansiyonel soğutma çevrimlerinde kompresörün durmasıyla birlikte yüksek basınçlı basma hattı ile düşük basınçlı emme hattı arasındaki basınç farkından ötürü bir soğutkan göçü meydana gelmektedir. Bu göç neticesinde kompresör çalışmaz iken buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları (özellikle dondurucu buharlaştırıcısı) bölmesine soğutma yapamayacak denli ısınmakta ve kompresörün çalışmaya başlamasıyla gerek yeteri kadar soğuk olmayan soğutkan gerekse soğutma yapamayacak denli yüksek yüzey sıcaklıkları nedeniyle buharlaştırıcılar birkaç dakika bölmelerini soğutamamakta aksine bölmelerine ısıtabilmektedirler. Bu durum Şekil 7.1'de tanımlanmıştır. Şekil 7.1'den de görüleceği gibi kompresörün çalışma anından önce dondurucu buharlaştırıcısı girişinden alınan yüzey sıcaklığı (-14.84 ºC) bölme içinden (-16.7 ºC) daha yukarıdadır. Bu sebepten ötürü, dondurucu fanı kompresörle aynı anda çalışmaya başladığında şekilden de görüldüğü gibi dondurucu buharlaştırıcısının bölmesine henüz soğutma yapamayacak seviyelerdeki yüzey sıcaklığı nedeniyle bölmesine belli bir süre yükü oluşturmaktadır. Ayrıca bu süreçte dondurucu fanının kendi ısı yükü (7.7W*RT) de vardır.



Şekil 7.1 Dondurucu buharlaştırıcısı fanının kompresörle eş zamanlı çalışması durumunda bölmesini ısıtması

Kompresör ve dondurucu buharlaştırıcısı fanının aynı anda çalıştırılması sonucunda oluşan buharlaştırıcı kaynaklı ısı yükünün sebep olduğu sıcaklık artışı Şekil 7.1'de belirgindir (1302-1303.5 dakikaları arasında). Bu durumda dondurucu fanı çalıştıktan 7.5 dakika sonra dondurucu bölmesi sıcaklığı -18ºC seviyesine düşmüştür. Yukarıdaki anlatılan bu dondurucu bölmesi etkisi Bölüm 6'da referans kontrol algoritması olarak tanımlanan (Şekil 6.1 ve 2) dondrucu fanı ve kompresörün aynı anda çalıştığı algoritma durumunda meydana gelmektedir.

Dondurucu buharlaştırıcısının kompresörle eş zamanlı olarak çalışmasından kaynaklanan bu ısı yükünü önlemek için bu çalışmalarda geçici rejim fan ve kompresör kontrol algoritması (Bölüm 6.2, Şekil 6.3) kullanılmıştır. Kullanılan bu algoritmayla dondurucu buharlaştırıcısı fanı kompresör çalıştırıldıktan belirli bir süre sonra çalıştırılmıştır. Böylece dondurucu buharlaştırıcısının geçici rejim süresince bölmesine ısı yükü oluşturması önlenmiştir. Bu durum Şekil 7.2'de gösterilmektedir.

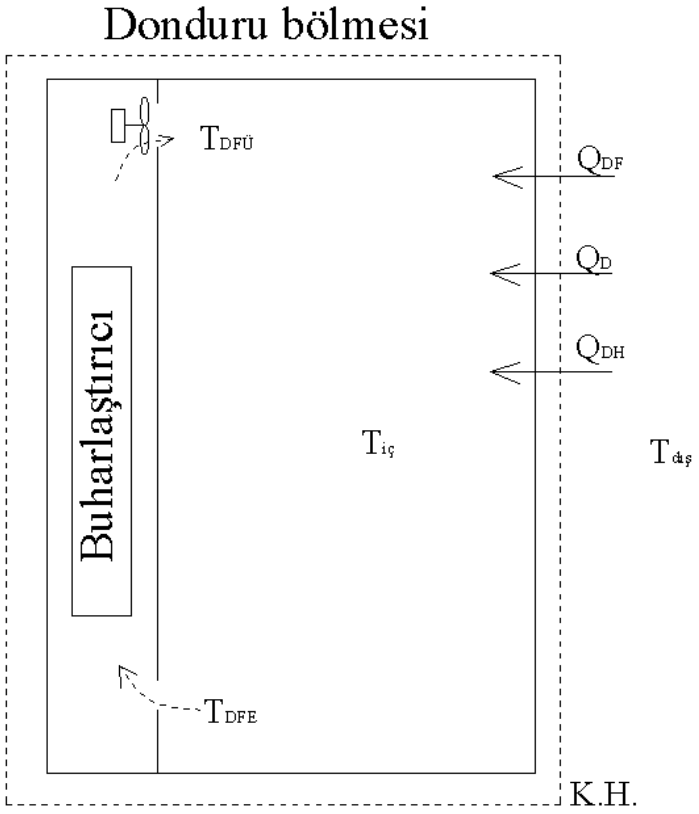


Şekil 7.2 Dondurucu buharlaştırıcısının kompresörle geçikmeli çalışması durumunda bölmesini ısıtmasının önlenmesi

Şekilden de görüleceği gibi kompresörün çalışma anından önce dondurucu buharlaştırıcısı girişinden alınan yüzey sıcaklığı (-15.08 ºC) bölme içinden (-16.88 ºC) daha yukarıdadır. Fakat, farklı olarak dondurucu fanı kompresörden sonra çalıştırılmıştır. Böylece dondurucu fanı çalıştırıldığında dondurucu buharlaştırıcısı yüzey sıcaklığı bölmesine yeterli soğutmayı sağlayacak denli düşmektedir (-28.9 ºC). Bu durumda dondurucu fanı çalıştırıldıktan 5 dakika sonra dondurucu bölmesi iç sıcaklığı -18 ºC seviyesine düşmektedir. Bu süre referans kontrol algoritmasında 7.5 dakikadır. Görüldüğü gibi dondurucu fanı geç devreye girmesine rağmen daha kısa sürede dondurucu bölmesi iç ortam sıcaklığı –18 ºC seviyesine düşmektedir. Kompresör çalışmasından dondurucu buharlaştırıcısı fanının devreye girmesine kadar geçen sürede (geçici rejim süresi) ise taze gıda bölmesi fanı çalıştırılarak geçici rejim süresince taze gıda bölmesi soğutulmuştur.

Kompresörün çalışmasıyla meydan gelen geçici rejim süresince dondurucu fanının çalışması (Şekil 6.1 ve 2) ve geç çalışması (Şekil 6.3) durumlarının birer sonucu olan Şekil 7.1 ve 7.2'deki bu faklılıkları anlamak için dondurucu bölmesinin soğuması süresince bölmeye olan ısı etkilerini incelemek gerekmektedir.

Bu deneylerdeki dondurucu bölmesi soğutulur iken meydana gelen ısı dengesi şöyle modellenebilir. Soğutma süresince dondurucu kabinine üç farklı ısı etkisi mevcuttur. Bunlardan ilki kompresörün ve fanın çalışmasından bağımsız olarak sürekli var olan dondurucu kabininin ısı yüküdür (Q_D). İkinci ısı etkisi ise dondurucu fanının çalışmasıyla birlikte fan motorundan kaynaklanan ısı yüküdür (Q_{DF}) ki bu da 7.7W'tır. Son ısı etkisi ise kompresör ve fan çalışma anında donduru buharlaştırıcısı üzerinden geçirilen havanın buharlaştırıcı aracılığıyla soğutulmasından kaynaklanmaktadır (Q_{DH}). Dondurucu bölmesinin soğutulması sürecindeki bu ısı etkileri Şekil 7.3'te tanımlanmıştır. Kompresör durduğunda dondurucu bölmesi sadece Q_D etkisiyle ısınmaktadır.



Şekil 7.3 Soğuma süresince dondurucu bölmesindeki ısı etkileri (dolap yan kesiti)

Dondurucu bölmesinde kompresör çalıştığı süre zarfında soğutma olabilmesi için,

$$(Q_{D_NET}=Q_D+Q_{DF}+Q_{DH}<0)_{KH} \quad (7.1)$$

olmalıdır.

Dondurucu bölmesinin sabit ısı yükü olan Q_D için,

$$Q_D=UA_D*(T_{dış}-T_{iç}) \quad (7.2)$$

UA_D=0.742 W/K

$T_{dış}$=25 ˚C

$T_{iç}$=-18 ˚C

Dolayısıyla Q_D=31.9W olmaktadır.

Dondurucu buharlaştırıcısı fanı ise çalışma anında 7.7W'luk güç çekmektedir.

Q_{DF}=7.7 W

Donduru bölmesi hava tarafına yapılan soğutma ise denklem (7.3) ile gösterilecektir.

$$Q_{DH}=\dot{m}*c_p*\left(T_{DFÜ}-T_{DFE}\right) \quad (7.3)$$

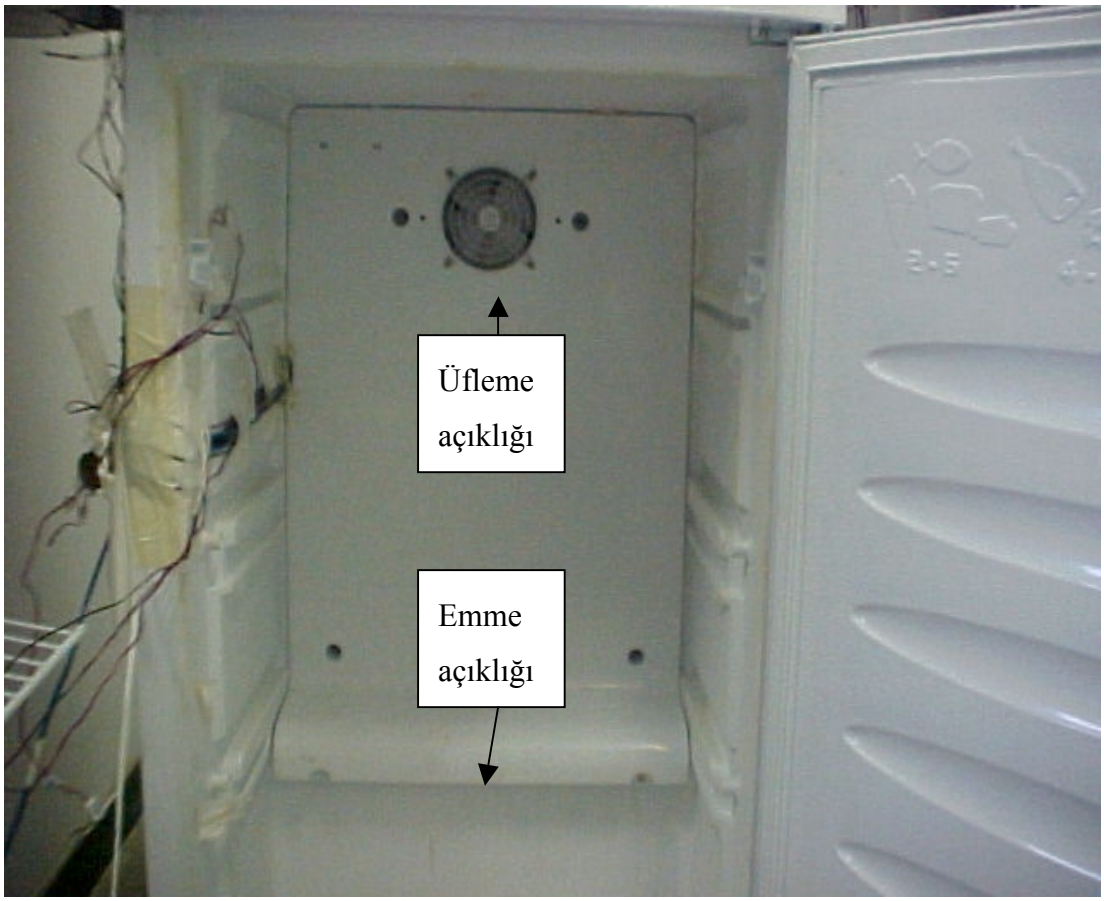
$\dot{m}$ =16*10^{-3} m^3/s (Fan hava debisi)

c_p=1.006 kj/kg.K (-18 ˚C için)

$T_{DFÜ}$: Dondurucu fan üfleme sıcaklığı [˚C]

T_{DFE}: Dondurucu fan emme sıcaklığı [˚C]

Dondurucu bölmesi buharlaştırıcısını kabinden ayıran plastik levhanın üstündeki fan, bölmenin altından emdiği havayı levhanın yukarısından bölme içine üflemektedir. Bu emme ve üfleme noktalarından alınan hava sıcaklığı ölçümleri, dondurucu bölmesine yapılan soğutma etkisini gösterecektir. Şekil 7.4'te dondurucu bölmesindeki bu üfleme ve emme noktaları gösterilecektir.



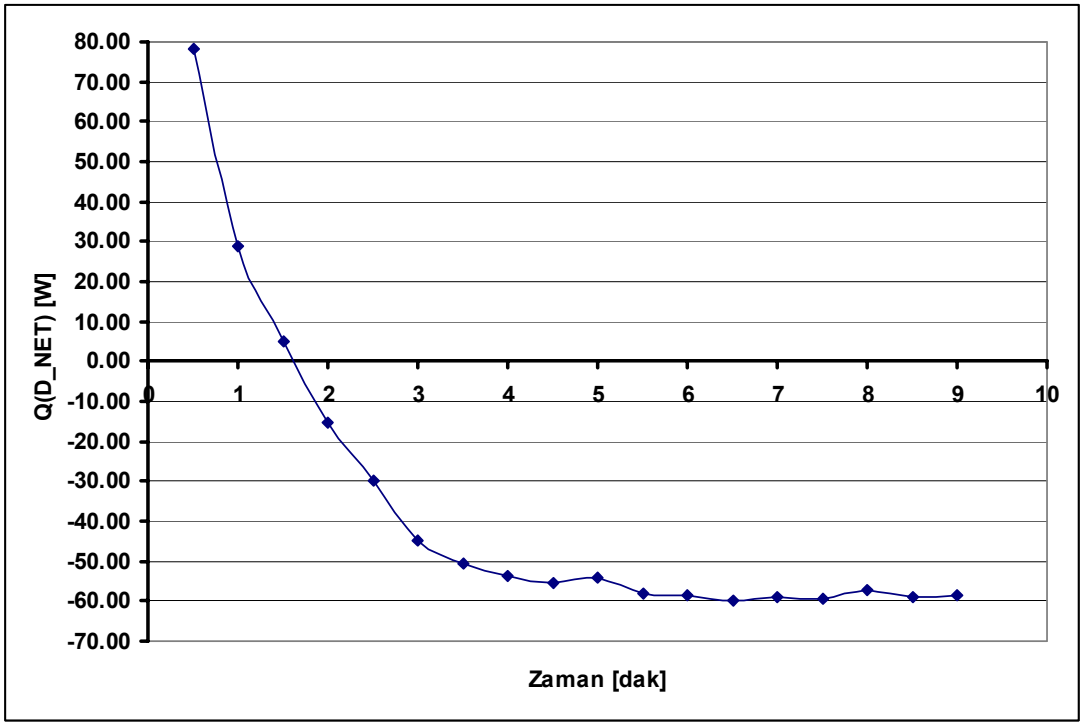
Şekil 7.4 Dondurucu buharlaştırıcısında fan emme ve üfleme açıklıkları

Tablo 7.1'de dondurucu fanının kompresörle eş zamanlı olarak çalışması durumunda (Bölüm 6.1, Referans Kontrol Algoritması ile) dondurucu bölmesine olan hava soğutma etkisi ve toplam net ısı yükleri görülmektedir. Bu ölçümler 30 saniye aralıkla yapılmış olup 9 dakikalık süreçteki değişimi göstermektedir. Ayrıca bölme sabit ısı yükleri de bu tabloya eklenmiştir.

Tablo 7.1 Dondurucu fanının kompresörle eş zamanlı olarak çalışması durumunda dondurucu bölmesi ısı yükleri

Ölçüm [dak]	D. Buharlaştırıcısı Yüzey Sıc. [ºC]	($T_{DFÜ}$-T_{DFE}) [ºC]	Q_{DH} [W]	Q_{DF} [W]	Q_D [W]	Q_{DNET} [W]
0.5	-15.06	1.72	38.48	7.7	31.9	78.08
1	-12.79	-0.49	-10.96	7.7	31.9	28.64
1.5	-19.43	-1.54	-34.45	7.7	31.9	5.15
2	-23.72	-2.46	-55.03	7.7	31.9	-15.43
2.5	-25.94	-3.11	-69.57	7.7	31.9	-29.97
3	-26.43	-3.78	-84.56	7.7	31.9	-44.96
3.5	-26.5	-4.03	-90.15	7.7	31.9	-50.55
4	-26.5	-4.17	-93.28	7.7	31.9	-53.68
4.5	-26.16	-4.24	-94.85	7.7	31.9	-55.25
5	-26.08	-4.18	-93.51	7.7	31.9	-53.91
5.5	-26.17	-4.37	-97.76	7.7	31.9	-58.16
6	-26.1	-4.38	-97.98	7.7	31.9	-58.38
6.5	-26.1	-4.44	-99.32	7.7	31.9	-59.72
7	-26.12	-4.41	-98.65	7.7	31.9	-59.05
7.5	-24.98	-4.42	-98.88	7.7	31.9	-59.28
8	-25.71	-4.33	-96.86	7.7	31.9	-57.26
8.5	-25.9	-4.41	-98.65	7.7	31.9	-59.05
9	-26.05	-4.39	-98.20	7.7	31.9	-58.60

Görüldüğü gibi dondurucu fanının kompresörle birlikte çalıştırılması durumunda ilk 1.5 dakika boyunca Q_{DNET} artı değerler almaktadır. Oysaki, denklem (7.1)'de de gösterildiği gibi dondurucu bölmesinde soğutma yapılabilmesi için bu değerin eksi değerler alması şarttır. Bu değerler için meydana gelenQ_{DNET} değişimi Şekil 7.5'te verilmiştir.



Şekil 7.5 Dondurucu fanının kompresörle eş zamanlı olarak çalışması durumunda dondurucu bölmesi net ısı yükü

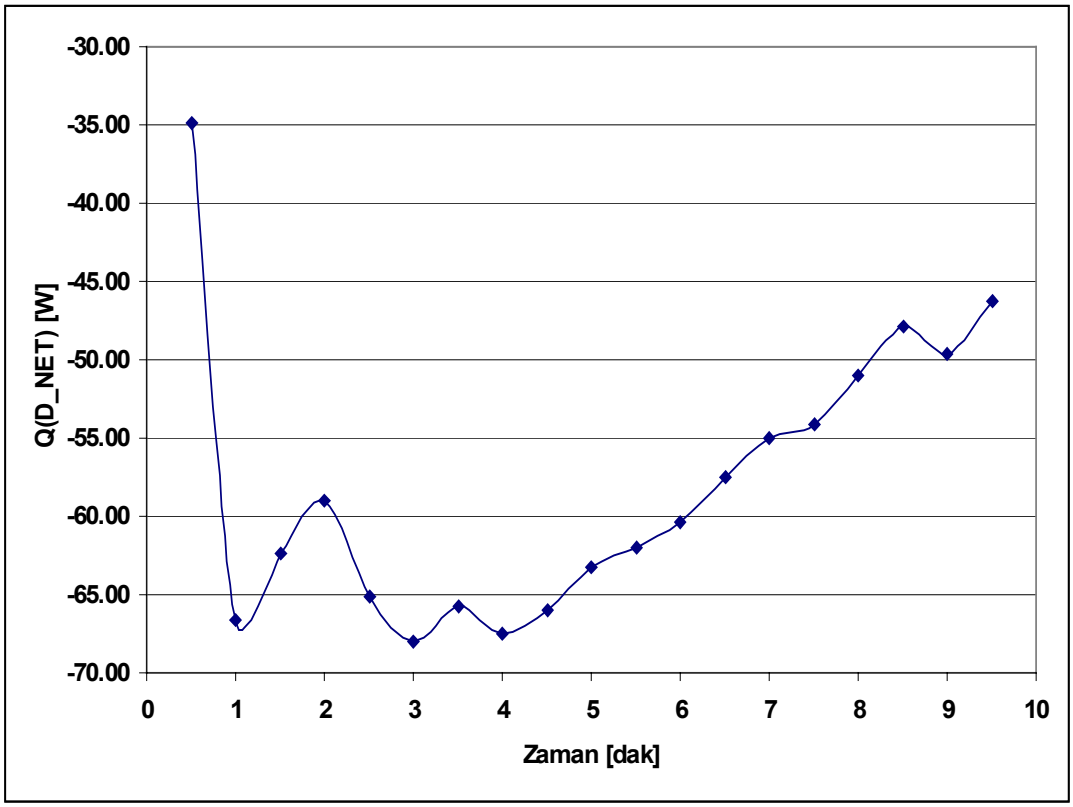
Şekil7.5'ten de görüldüğü gibi kompresörle dondurucu fanının aynı anda çalışmaya başlaması durumunda ilk 1.5 dakika dondurucu buharlaştırıcısı soğutma yönünde etki yapamamaktadır. Bu duruma kompresör çalışma anında bölme iç sıcaklığından daha yüksek bir yüzey sıcaklığına sahip olan dondurucu buharlaştırıcısı yüzey sıcaklığı sebep olmaktadır.

Tablo 7.2'de ise dondurucu fanının kompresör çalıştıktan belirli bir süre sonra çalışması durumunda (Bölüm 6.2, geçici rejim Kontrol Algoritması ile) dondurucu bölmesine olan hava soğutma etkisi ve toplam net ısı yükleri görülmektedir. Bu ölçümler 30 saniye aralıkla yapılmış olup 9 dakikalık süreçteki değişimi göstermektedir. Ayrıca, yine bölme sabit ısı yükleri de bu tabloya eklenmiştir.

Tablo 7.2 Dondurucu fanının kompresörden belirli bir süre sonra çalışması durumunda dondurucu bölmesi ısı yükleri

Ölçüm [dak]	**D. Buharlaştırıcısı Yüzey Sıc. [ºC]**	**($T_{DFÜ}$-T_{DFE}) [ºC]**	**Q_{DH} [W]**	**Q_{DF} [W]**	**Q_{D} [W]**	**Q_{DNET} [W]**
0.5	-27.48	-3.33	-74.49	7.7	31.9	-34.89
1	-27.02	-4.75	-106.26	7.7	31.9	-66.66
1.5	-25.64	-4.56	-102.01	7.7	31.9	-62.41
2	-25.77	-4.41	-98.65	7.7	31.9	-59.05
2.5	-25.97	-4.68	-104.69	7.7	31.9	-65.09
3	-25.97	-4.81	-107.60	7.7	31.9	-68.00
3.5	-26.09	-4.71	-105.36	7.7	31.9	-65.76
4	-26.07	-4.79	-107.15	7.7	31.9	-67.55
4.5	-26.04	-4.72	-105.59	7.7	31.9	-65.99
5	-26.13	-4.6	-102.90	7.7	31.9	-63.30
5.5	-26.12	-4.54	-101.56	7.7	31.9	-61.96
6	-26.13	-4.47	-99.99	7.7	31.9	-60.39
6.5	-26.16	-4.34	-97.09	7.7	31.9	-57.49
7	-26.18	-4.23	-94.63	7.7	31.9	-55.03
7.5	-26.24	-4.19	-93.73	7.7	31.9	-54.13
8	-26.27	-4.05	-90.60	7.7	31.9	-51.00
8.5	-26.31	-3.91	-87.47	7.7	31.9	-47.87
9	-26.33	-3.99	-89.26	7.7	31.9	-49.66

Görüldüğü gibi dondurucu fanının kompresörden belirli bir süre sonra çalıştırılması durumunda fan devreye girer girmez bölmesine soğutma etkisi sağlayabilmektedir. Çünkü geçikme sayesinde dondurucu buharlaştırıcısı yüzey sıcaklığı uygun sıcaklıklara düştükten sonra dondurucu buharlaştırıcısı fanı çalıştırılmaktadır. Bu değerler için meydana gelen Q_{DNET} değişimi Şekil 7.6'da verilmiştir.

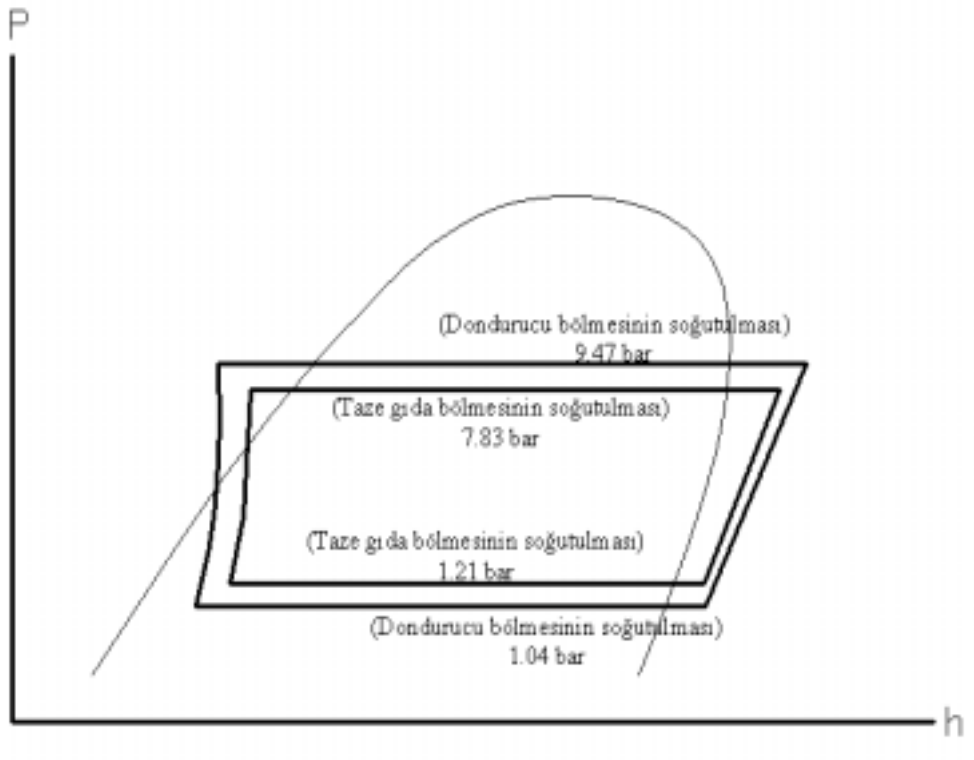


Şekil 7.6 Dondurucu fanının kompresörden belirli bir süre sonra olarak çalışması durumunda dondurucu bölmesi net ısı yükü

Şekil 7.6'dan da görüldüğü gibi dondurucu fanının kompresörden belirli bir süre sonra olarak çalışması durumunda fan çalıştığı andan itibaren bölmesine soğutma etkisi sağlayabilmektedir.

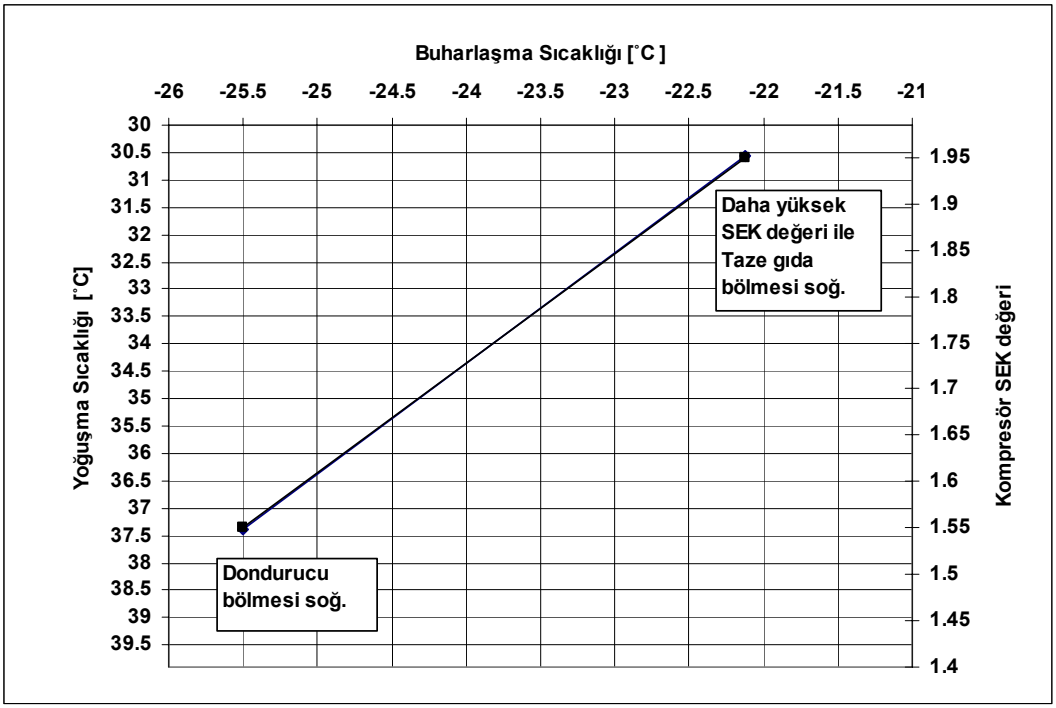
7.2 Taze Gıda Bölmesi Açısından

Geçici rejim şartlarının taze gıda bölmesinin soğutulmasına odaklanmasını sağlayan kontrol algoritmasıyla (Şekil 6.3) elde edilen P-h değişimi Şekil 7.7'de verilmiştir.



Şekil 7.7 Geçici rejimin taze gıda bölmesinin soğutulmasında kullanımı soğutma çevriminin çalıştığı buharlaşma ve yoğuşma basınçları

Şekilden de görüldüğü gibi geçici rejim aracılığıyla taze gıda bölmesi kendisi için daha ideal bir buharlaşma sıcaklığında soğutulmuştur.



Şekil 7.8 Taze gıda bölmesinin geçici rejimde soğutulması ile oluşan buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları ve kompresör SEK değerleri

Bu basınçların etkisiyle kompresörün çalıştığı SEK değerleri ise Şekil 7.8'de verilmiştir. Görüldüğü gibi geçici rejim sürecinde yalnızca taze gıda bölmesinin soğutulması sistem verimini artırmaktadır. Taze gıda bölmesinin geçici rejim koşullarının dışında soğutulması durumunda oluşacak basınç değerleri Şekil 7.7'de dondurucu bölmesi için verilen değerlerdir. Bu durumda, taze gıda bölmesi soğutulur iken kompresör verimsiz olarak 1.94 SEK değeri yerine 1.55 SEK değerinde çalışmaktadır.

KAYNAKÇA

[1] ISO-8187, 1991. Household refrigerating appliances Refrigerator-freezers Characteristics and test methods, *International Standart*.

[2] Radermacher, R. ve Kim, K ., 1995. Application of tandem system to high-efficiency refrigerator/freezer, *ASHRAE Transactions: Symposia*, 1239-1247.

[3] Radermacher, R. ve Lavanis, M., 1998. Experimental investigation of an Alternating Evaporator Duty Refrigerator/Freezer, *ASHRAE Transactions*, 104/2, 1-9.

[4] Lorenz, A., Meutzner, 1975. On application of non-azeotropic two-component refrigerants in domestic refrigerators and home freezers, *XIV International Cong. Refrigeration*, Moskova, Rusya.

[5] Park, J. K, Park S. T. ve Kwak T., 1998, Dual-controled indirect cooling refrigerator/freezer using two capillary tubes and an air flow switching system, *Proceedings of the 1998 International Refrigeration Conference at Purdue*, 449-454.

[6] Timoty J., 2002. Dual evaporator refrigeration and thermal energy storage unit therefore, *United States Patent,* No: US6370908 dated 16.4.2002.

[7] Cho H. J., 1998. Time shared dual evaporator cycle refrigerator, *United States Patent,* No: US5758510 dated 2.6.1998.

[8] Herbst L. J., 1993. Refrigeration systems, *Avrupa Patent Ofisi,* No: EP0541324 dated 12.5.1993.

[9] Özkol N., 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği, TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayın No: 115

[10] Cinisli, F., N. Eğrican., 2003. Hermetik Kompresörlerde Soğutucu Akışkanların İndikatör Diyagramına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *ARÇELİK, ATGM Araştırma raporu ARN-222*, İstanbul, Türkiye.

[11] Hambraeus, K., 1991. Heat transfer coefficient during two-phase flow boiling of HFC-134a, *International J. of Refrigeration*, Vol14.

[12] Genceli O. F., 1999. Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, s. 313.

[13] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 1996. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley Press, s.380.

[14] Genceli O. F., 2000. Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, s. 24.

[15] Çağlar, T. 2003. Seri evaporatörlü soğutma çevrimlerinde sıralamalı tandem çalışma uygulaması-I, *ARÇELİK, ATGM Araştırma raporu ANN-489*, İstanbul, Türkiye.

ÖZGEÇMİŞ

Talip ÇAĞLAR, 1980 yılında Kars'ta doğdu. 1996 yılında orta öğrenimini tamamlayarak Kadıköy Fenerbahçe Lisesi'nden mezun oldu. 2002 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden Makina Mühendisi ünvanı ile mezun oldu. Yine aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Enerji Yüksek Lisans Programı'nda öğrenci olup, İ.T.Ü. Geliştirme Vakfı ve ARÇELİK A.Ş. arasındaki bir anlaşma çerçevesinde ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi'nde çalışmalarına devam etmektedir. İngilizce bilmektedir.