

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

139624

**GIDA MADDELERİNİN SOĞUTULMASININ
İNCELENMESİ , SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN
KARŞILAŞTIRILMASI VE ÖNERİLER**

Mak. Müh. Harun YELTEKİN

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Galip TEMİR

Doç. Dr. Nurten Vardar

Nurten Vardar

Prof. Dr. Hasim Hepeskan
Hasim Hepeskan

İSTANBUL, 2003

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	i
KISALTMA LİSTESİ.....	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vi
ÖNSÖZ.....	vii
ÖZET.....	viii
ABSTRACT.....	ix
1 GİRİŞ.....	1
2 SOĞUK HAVA DEPOLARI.....	6
2.1 Gıda Maddelerinin Muhafazası.....	7
2.2 Soğuk Depolarda Kuruluş Esasları.....	8
2.3 Soğuk Depoculukta Muhafaza Usülleri.....	9
2.4 Soğutma Sistemindeki Diğer Maddeler ve Reaksiyonları.....	10
2.5 Soğutma Cihaz ve Ekipmanları.....	12
2.5.1 Soğutma Kompresörleri.....	14
2.5.2 Kondenser (Yoğuşturucu).....	16
2.5.3 Evaporatör (Buharlaştırıcı-Soğutucu).....	18
2.5.3.1 Sıvı Akışkanın Evaporatöre Geçişinin Kontrolü.....	20
2.5.4 Yardımcı Akışkan ve Akışkan Kontrol Elemanları.....	21
2.5.5 Kapama Valfleri.....	21
2.5.6 Geri Tepme Valfleri(Check Valf).....	21
2.5.7 Selonoid Valfler.....	22
2.5.8 Emniyet Vanaları ve Tıpaları.....	22
2.5.9 Filtre-Kurutucu.....	22
2.5.10 Termostatik Genişleme Vanası.....	22
2.5.11 Yağ Ayırıcılar.....	22
2.5.12 Likit Tutucular.....	23
2.5.13 Likit Deposu(Receiver).....	23
2.5.14 Alçak ve/veya Yüksek Basınç Otomatikleri.....	23
2.6 Soğuk Odalarda Hava Hareketi.....	23
2.7 Temizlik ve Kokunun Alınması.....	23
3 SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	25
3.1 R-12 Soğutucu Akışkanının Özellikleri.....	27
3.2 R-22 Soğutucu Akışkanının Özellikleri.....	28

3.3	R-717 (Amonyak) Soğutucu Akışkanının Özellikleri.....	28
3.4	R-134a Soğutucu Akışkanının Özellikleri.....	29
3.5	R-404a Soğutucu Akışkanının Özellikleri.....	30
3.6	R-507 Soğutucu Akışkanının Özellikleri.....	30
3.7	R-290 Soğutucu Akışkanının Özellikleri.....	30
4	SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ	31
4.1	Tek Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı İdeal Soğutma Çevrimi.....	31
4.1.1	Enerjinin Korunumu ve Birinci Kanun Analizi.....	33
4.1.2	Kompresörün Termodinamik Analizi.....	34
4.2	Kompresörlü Soğutma Sistemlerinin İkinci Kanun Analizi.....	36
4.2.1	Ters Carnot Çevrimi.....	37
4.3	Tek Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı Gerçek Soğutma Çevrimi.....	40
4.3.1	Karmaşık Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimleri.....	40
4.3.2	En Uygun Çevrim Dizaynı İçin İkinci Kanun Analizi.....	40
4.3.3	İki Kademeli Soğutma Sistemlerinde Ara Soğutucu Basıncının Seçimi.....	45
4.3.4	Soğutma Sistemleri Tersinmezliklerinin Karşılaştırılması.....	45
4.4	Absorbsiyonlu (Yutmalı) Soğutma Çevrimleri.....	54
4.4.1	Pratik Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimleri.....	56
4.4.2	Soğutucu Akışkan-Absorbe Edici Çiftinin Karakteristikleri.....	58
4.4.3	Termodinamik Analiz.....	60
4.5	Su-Lityum Bromid Absorbsiyonlu Soğutma Makinaları.....	60
4.6	Amonyak-Su Çevrimi.....	65
5	BESİNLERİN SOĞUTMA VE DONMA SÜRELERİ	74
5.1	Teorik Yöntemler.....	74
5.1.1	Tek Bir Sıcaklıktaki Faz Değişimi.....	74
5.1.2	Sıcaklık Aralığının Üzerindeki Faz Değişimi.....	81
5.2	Yarı Teorik Yöntemler.....	91
5.3	Soğutma Süresi Hesabı İçin Deneysel Bağlıntılar.....	92
6	BESİNLERİN ISIL ÖZELLİKLERİ	101
6.1	Ürünlerin Soğutma Yüklerine Ait Veriler.....	101
6.1.1	Meyve ve Sebzelerin Terlemesi.....	106
6.2	Antalpi, Özgül Isı ve Isı Yayılm Katsayısı.....	107
6.2.1	Donmuş Besin Maddeleri.....	107
6.2.2	Et, Meyve, Sebze ve Etlerin Antalpisi.....	109
6.2.3	Taze Besinler.....	113
6.2.4	Besin Maddeleri Paketleme Malzemeleri.....	117
6.3	Isı İletim Katsayıları.....	118
6.3.1	Karışımların Isı İletim Katsayıları.....	118
6.3.2	Sıcaklık Etkisi.....	120
6.3.3	Isı İletim Katsayısı ve Su İçeriği.....	121
6.3.4	Veri Çizelgesi.....	122
6.4	Isı Taşınım Katsayısı.....	122
6.4.1	Isı Taşınım Katsayısı Verileri.....	124
6.4.2	Çizelgelerin Kullanılışı.....	127

7	ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARDA , SOĞUTMA SİSTEMİNDEKİ CİHAZLAR VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI	147
7.1	Evaporasyon Sıcaklığının ve Aşırı Isıtmanın Etkileri	147
7.2	Kondensasyon Sıcaklığının ve Aşırı Soğutmanın Etkileri	148
7.3	Cihaz Seçim Kriterleri	152
7.3.1	Cihaz Seçim Kriterlerine Göre Sistem Ekipmanlarının Ortalaması ve Karşılaştırılması	156
7.4	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri ile Mekanik Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Karşılaştırılması	159
7.5	Soğutma Sistemlerinin Maliyet Açısından Karşılaştırılması	163
7.6	Mekanik Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Maliyet Analizi	163
7.6.1	Yatırım Maliyeti	163
7.6.2	İşletme ve Bakım (O&M) Maliyeti	165
7.7	Sıvı Yakıtlı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Maliyet Analizi	165
7.7.1	Yatırım Maliyeti	165
7.7.2	İşletme ve Bakım (O&M) Maliyeti	166
7.7.3	Yakıt Maliyeti	166
7.8	Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Maliyet Analizi	168
7.8.1	Yatırım Maliyeti	168
7.8.2	İşletme ve Bakım (O&M) Maliyeti	168
8	SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	172
	KAYNAKLAR.....	173
	EKLER.....	174
Ek 1	Soğuk Oda Sistemlerinin Uygun Çalışma Aralıkları	175
	Donmuş Muhafaza Sistemlerinin Uygun Çalışma Aralıkları	175
Ek 2	Soğutma Yüğü Hesabı	177
Ek 3	Sıvı Yakıtlı Absorbsiyonlu Soğutma Cihazı Teknik Bilgileri	178
	Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Cihazı Teknik Bilgileri.....	179
	ÖZGEÇMİŞ	180

SİMGE LİSTESİ

A	Alan (m^2)
B	Birim kütle için kullanılabilirlik
B_i	Biot sayısı
C	Açıklık oranı
C_f	Yıllık yakıt masrafı (€ / yıl)
C_k	Yıllık yatırım masrafı (€ / yıl)
C_m	Yıllık işletme ve bakım masrafı (€ / yıl)
c_p	Özgül ısı ($kJ/kg.K$)
d	Çap (m)
E	Enerji (J)
E_e	Yıllık elektrik enerjisi üretim miktarı (kWh / yıl)
f	deneysel sabit
F	Yakıt fiyatı (€ / kg)
G	Geometrik indis
g_f	Üretilen enerji başına yakıt maliyeti (€ / kwh)
g_k	Üretilen enerji başına yatırım maliyeti (€ / kwh)
g_m	Üretilen enerji başına işletme ve bakım maliyeti (€ / kwh)
g_t	Birim enerji maliyeti (€ / kwh)
h	Antalpi (kJ/kg)
H_u	Yakıtın alt ısı değeri ($kcal/kg$)
I_k	Sabit yıllık yatırım maliyeti (€ / yıl)
i	Yıllık faiz ödemesi (yıl)
j	Deneysel sabit
k	Isı iletim katsayısı ($W/m.K$)
L_f	Sistemin ömrü boyunca şebeke yük ortalaması
M	Soğutucu akışkan debisi ($kg / s.kW$)
m	Kütle (kg)
m_f	Yıllık yakıt tüketimi (kg / yıl)
n	Sistemin ömrü (yıl)
N_e	Sistemin gücü (kWh)
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç (kPa)
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı (kJ)
q	Isı akışı (W/m^2)
r	Yarıçap (m)
Re	Reynolds sayısı
s	Antropi ($kJ/kg.K$)
S_{te}	Stefan sayısı
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
V	Hacim (m^3)
x,y,z	Yön
w	Su
W	İş (kj)
μ	Isıl yayılım katsayısı, (mm^2/s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)

η_v	Hacimsel etkenlik
η_t	Sistemin termik verimi
α	Isı taşınım katsayısı ($W/m^2.K$)
β	Oran
θ	Boyutlu zaman



KISALTMA LİSTESİ

ATP	Adenosine Triphosphate
COP	Coefficient of Performance
FE	Fakir Eriyik
ODP	Phaseout of Ozone Depleting
PK	Performans Katsayısı
Sf	Şekil Faktörü
ZE	Zengin Eriyik



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Merkezi sistem soğutma grubu ve elemanları	13
Şekil 2.2	Yarı hermetik kompresör	15
Şekil 2.3	Hermetik kompresör	15
Şekil 2.4	Vidalı tip kompresör	16
Şekil 2.5	Ticari tip kondenser	17
Şekil 2.6	Ayaklı tip kondenser	18
Şekil 2.7	Hava soğutmalı evaporatör.....	20
Şekil 4.1	Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı basit bir soğutma çevrimi prensip şeması	31
Şekil 4.2	Tek kademeli kompresörlü ideal bir soğutma çevriminin basınç-antropi diyagramında gösterilişi	32
Şekil 4.3	Tek kademeli kompresörlü ideal bir soğutma çevriminin sıcaklık-antropi diyagramında gösterilişi	32
Şekil 4.4	İdeal bir pistonlu kompresörün P-v diyagramındaki çevrimi.....	34
Şekil 4.5	Örnek 4.1 için verilen ideal ters Carnot çevrimine ait sıcaklık antropi diyagramı.....	37
Şekil 4.6	Tek kademeli soğutma sistemi	41
Şekil 4.7	İki kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi	42
Şekil 4.8	Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde T-s ve P-h diyagramları.....	44
Şekil 4.9	İki kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde T-s ve P-h diyagramları.....	44
Şekil 4.10a	Lityum bromid-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi	55
Şekil 4.10b	Lityum bromid-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç-sıcaklık diyagramı.....	56
Şekil 4.11	Amonyak-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi	57
Şekil 4.12	Antalpi dengesi yöntemi	70
Şekil 5.1	Dikdörtgen prizması şeklindeki cisimler için Pve R değerleri.....	76
Şekil 5.2	Sonsuz levha, sonsuz silindir veya küre için $f \alpha/r$ boyutsuz parametresinin, hr/k biot sayısı ile değişimi	95
Şekil 5.3	Sonsuz levha, sonsuz silindir veya kürenin ısı merkezinde j_c değerinin, hr/k biot sayısı ile değişimi	96
Şekil 5.4	Sonsuz levha, sonsuz silindir veya kürenin ısı merkezinde j_m değerinin hr/k biot sayısı ile değişimi	96
Şekil 5.5	Sonsuz levha, sonsuz silindir veya kürenin ısı merkezinde j_s değerinin hr/k biot sayısı ile değişimi	97
Şekil 6.1	Meyve ve sebzelerin terlemesinde ilgili faktörler ve olaylar	108
Şekil 6.2	Sıgır etinin antalpsisi	111
Şekil 6.3	Meyve ve sebze suyu antalpileri.....	113
Şekil 6.4	4 ila 32°C sıcaklık arasında besinlerin özgül ısılarının değişimi	114
Şekil 6.5	Tereyağ ile jelatin jeli karışımının 4°C sıcaklıkta ısı iletim katsayısı değişimleri.....	120
Şekil 6.6	-25 ila 10°C sıcaklıkları arasında λ , etlerin, yağların, jelatin jelinin ve suyun ısı iletim katsayısının değişimleri	121
Şekil 6.7	Besin maddelerinin ısı iletim katsayısı üzerine sıcaklık ve su içeriğinin etkisi.....	123

Şekil 7.1	Soğutma yükü 500 W olan evaporatörün kompresör gücünün farklı akışkanlar için evaporasyon sıcaklığı ile değişimi	149
Şekil 7.2	Soğutma yükü 500 W olan evaporatörün farklı akışkanlar için akışkan kütle debisinin evaporasyon sıcaklığı ile değişimi	149
Şekil 7.3	Soğutma yükü 500 W olan evaporatörün kompresör performans katsayısının farklı akışkanlar için evaporasyon sıcaklığı ile değişimi.....	150
Şekil 7.4	Farklı akışkanlar için kompresör işinin aşırı ısıtma ile değişimi.....	150
Şekil 7.5	Farklı aşırı soğutma ve kondensasyon sıcaklığı şartlarındaki R-12 ile çalışan evaporatörün COP'sinin evaporasyon sıcaklığı ile değişimi	151
Şekil 7.6	Farklı aşırı soğutma ve kondensasyon sıcaklığı şartlarındaki R-134A ile çalışan evaporatörün COP'sinin evaporasyon sıcaklığı ile değişimi	151
Şekil 7.7	Güneş enerjili absorpsiyon soğutma sistemi şeması	160
Şekil 7.8	Sıvı yakıtlı absorpsiyonlu soğutma cihazı.....	170
Şekil 7.9	Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi	170



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 4.1	Ara kademe basıncının etkisi.....	36
Çizelge 4.2	Standart çalışma şartları	43
Çizelge 4.3	Ara kademe basıncının etkisi.....	48
Çizelge 4.4	Soğutucu akışkan özellikleri.....	48
Çizelge 4.5	Standart durum şartları için ikinci kanun analizine ait örnek.....	49
Çizelge 4.6	Sistemin tersinmezlik değerleri	50
Çizelge 4.7	Enerji dengesi ve soğutucu akışkan kütleli debisi	51
Çizelge 4.8	Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı sistemlerde, dizayn parametresi aralığı için sistem tersinmezlik değerleri	53
Çizelge 4.9	İki kademeli buhar sıkıştırırmalı sistemlerde, dizayn parametresi aralığı için sistem tersinmezlik değerleri	53
Çizelge 5.1	Isıl denge denklemlerinin analitik veya sayısal çözümlerin çıkarılabilmesi için gerekli olan kısıtlayıcı kabüllerin sınıflandırılması.....	75
Çizelge 5.2	Önemli parametrelerin minimum, maksimum ve ortalama değerleri	87
Çizelge 5.3	Donma süresinin hesabında bağıl hatalar	88
Çizelge 5.4	(5.35) ve (5.36) bağıntılarının kullanılması için seçilmiş gerekli deneysel parametreler	89
Çizelge 6.1	Besin maddelerinin ve bunlardan yapılmış ürünlerin ısı ve ilgili özellikleri	129
Çizelge 6.2	Çeşitli sıcaklıklarda tutulan taze meyve ve sebzelerin solunum ısıları.....	131
Çizelge 6.3	Çeşitli ürünlerde solunum ısılarının zamanla değişimi	134
Çizelge 6.4	Bazı meyve ve sebzelerin terleme katsayıları	135
Çizelge 6.5	Donmuş besinlerin entalpileri.....	136
Çizelge 6.6	-40 C sıcaklığının altında, sığır etinin özgül ısılarının değişimi	112
Çizelge 6.7	Bazı besinlerin ısı yayılım katsayıları	137
Çizelge 6.8	Besin paketlenme malzemeleri ısı özellikleri.....	137
Çizelge 6.9	Besin maddelerinin ısı iletim katsayıları.....	138
Çizelge 6.10	Besinler için ısı taşınım katsayıları	143
Çizelge 7.1	Soğutma gücü 500 W olan bir ticari soğutucunun farklı soğutucu akışkanlarda çalışması durumunda bazı çalışma parametreleri.....	148
Çizelge 7.2	Soğutma kompresörlerinin soğuk odalarda kullanım durumları	153
Çizelge 7.3	Değişik model kondenserlerin alan-kapasite durumları.....	154
Çizelge 7.4	Değişik lamel aralıklarında evaporatörlerin kapasite durumları	155
Çizelge 7.5	Kondenser seçimi için faktör tabloları	156
Çizelge 7.6	Kondenser seçim faktörleri 2.....	156
Çizelge 7.7	Evaporatör seçimi için faktör tablosu	157
Çizelge 7.8	Soğutma sistemleri durum tabloları	158
Çizelge 7.9	Soğutma sistemleri durum tabloları 2	159
Çizelge 7.10	Soğutma sistemlerinin enerji ve maliyet kıyaslaması	169

ÖNSÖZ

Soğutma , bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemine verilen addır.

Soğutmanın uygulama alanı çok geniştir, artık soğutma modern yaşamın vazgeçilmez bir unsuru olmuş bulunmaktadır. Yiyeceklerin ve içeceklerin soğuk olarak kullanılması, yiyeceklerin soğuk veya donmuş olarak muhafazası ve taşınması, endüstriyel veya konfor maksadı ile yapılan soğuk havalandırma, buz üretimi, soğutmanın tıp alanındaki uygulamaları soğutmanın imalat alanlarındaki özel uygulamaları gibi birçok alanda soğutmadan faydalanılmaktadır.

Bu projede gıda maddelerinin soğutulmasının incelenmesi ve çeşitli soğutma sistemlerinin karşılaştırılması yapılacaktır.

Böyle geniş bir alanı tanımamda ve soğuk hava depoları ,besinlerin saklanma şartları , soğutma sistemleri hakkında bilgi edinmemde yardımlarını esirgemeyen , değerli hocam Doç. Dr. Galip Temir'e , bana her konuda destek veren sevgili dayım Metin Terzibaşoğulları'na ve her zaman yanımda olan biricik eşim Mak. Müh. Aysun Yeltekin'e teşekkür ederim.



ÖZET

Gıda maddelerinin soğutulması ve muhafaza edilmesi , eskiden beri incelenip, geliştirilen bir konudur.

Gıda maddelerinin soğuk depolaması sırasında dikkat edilmesi gereken önemli hususlar arasında , gıda maddelerinin durumu , soğutma sistemi ve cihazları gösterilebilir .

Meyve , sebze ve et gibi değişik gıda maddelerinin , soğutma ve donma süreleri , ısı özellikleri incelenip , örnekler verilerek , bunların sonucunda oluşturulan çizelgelerin açıklanması yapılmıştır.

Çeşitli soğutma çevrimlerinin tanımı yapıldıktan sonra soğutma sistemlerinde , farklı soğutucu akışkanların ve soğutma sistemindeki cihazların seçiminin , gıda maddelerinin muhafazasını nasıl ve ne yönde etkilediği incelenmiştir. Ayrıca , mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi ile absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin birim enerji maliyetleri karşılaştırılıp , en uygun soğutma sisteminin seçimi yapılmıştır.

Anahtar kelimeler: Soğutma , gıda , absorpsiyon , soğutma sistemleri.



ABSTRACT

Subject of refrigeration and storage of food products has been examined and developed from the old times to nowadays.

Most important cases like food product condition , refrigeration system and equipments can be shown during the cold storage of food products.

Refrigeration and freezing times and thermal characteristics of different food products like vegetable , fruit and meat have been examined and have been given some examples related to them. As a result , some tables were produced and explained.

After explaining the different refrigeration cycle definitions , we can investigate , different refrigerants and choosing of equipments in refrigeration system how effect the food products storage. In addition that , unit energy cost of mechanical compressed refrigeration system and refrigeration with absorbtion systems were compared and the decision was made regarding which one is most applicable today.

Keywords: Refrigeration , food products , absorbtion , refrigeration systems



1 GİRİŞ

Soğutma kimyasal enzim tepkimelerini yavaşlatıp mikroorganizmaların çoğalmasını geciktirerek besin maddelerini ilk hallerine çok yakın bir halde saklamaya olanak verir. İster canlı ister cansız olsun maddenin bozulma mekanizmalarını ve canlı organların hücre mekanizmalarını (solunum, büyüme ve olgunlaşma) frenler. Soğutma, mikrop popülasyonlarının çoğalmasını geciktirmekle beraber ancak sınırlı sayıda mikrobun ölmesini sağlar. Soğutma, mikropsuz bir ürüne uygulanmalı ve ürünün toplanmasından tüketimine kadar aralıksız sürdürülmelidir. Bununla birlikte saklama süresi yinede sınırlıdır ve üründen ürüne değişir. Soğutma bir çok alanda uygulanır. Biyokimyasal tepkileri ve biyolojik süreçleri yavaşlatmaya ve denetlemeye olanak verdiği için tarım, besin sanayisinde, eczacılıkta ve tıpta soğutmada önemli ölçüde yararlanılır. Besin maddelerini ya da biyoloji ürünlerini (kan plazması, sperm, kemik iliği vb.) kısa ya da uzun süre saklamak için soğutma, dondurma, liyofilleştirme, mayalanmayı yönlendirme (biracılık), kimi eczacılık ürünlerinin (serumlar, aşular, antibiyotikler) üretimi vb. havadaki nem oranını denetlemekte de (iklimlendirme) soğutmaya baş vurulur.

Araştırmalar göstermiştir ki soğuk odalara muhafaza edilmek üzere konulacak sebze, meyve, et, süt, yumurta vs. gibi çoğu gıda maddelerini tabii kaynaklarından alındıktan hemen sonra bir ön soğutmaya tabii tutulup süratle soğutulması ve daha sonra uzun süreli muhafaza odalarına konulması bu maddelerin soğuk odada muhafaza süresini uzatmaktadır.

Soğutma sürecinde, önce soğutulacak hacim arzu edilen sıcaklığa getirilir ve devamında sürekli olarak bu değerde tutulur. Bu esnada çevre ile soğutma hacmi arasında kendini termik yönden sürekli dengelemek isteyen bir sıcaklık farkı oluşur.

En basit ve eski soğutma şekli, soğuk yörelerde tabiatın meydana getirdiği buzları muhafaza edip bunları sıcak veya ısı alınmak istenen yerlere koyarak soğutma sağlanması şeklinde uygulanmıştır. Kışın meydana gelen kar ve buz muhafaza ederek sıcak mevsimlerde bunu soğutma maksatları için kullanma usulünün M.Ö. 1100 yıllarından beri uygulanmakta olduğu bilinmektedir. Bu uygulamanın bugün dahi yurdumuzun bazı yörelerinde geçerli bir soğutma şekli olduğu görülmektedir. Diğer yandan, eski Mısırlılardan beri geceleri açık gökyüzünü görecektarзда yerleştirilen seramik testilerde suyun soğutulabileceği bilinmektedir. Bu

soğutma şekli, gökyüzünün gece karanlıktaki sıcaklığının mutlak sıfır (-273°C) seviye olmasından ve ışıma (radyasyon) yolu ile ısının gökyüzüne iletilmesinden yararlanılarak sağlanmaktadır.

Ticari maksatla ilk büyük buz satışı 1806 yılında Frederic Tudor tarafından ve Antil Adaları'na (Martinique Adasının St. Pierre Limanına) 130 tonluk bir buz hamulesinin Favorite adlı tekneyle götürülmesi ile başlamıştır. Daha sonraları “ Buz Kralı” adı ile tanınan bu şahıs, ilk macerasından 3500 dolar para kaybetmesine rağmen, bu zararın tamamen depolama olanaklarının bulunmayışından meydana geldiğini, gerçekte ise buz işinde büyük kazançlar bulunduğunu görebilmiş, ve buz ticaretine devam ederek 1850 yılında senede 150.000 tona ulaşan bir buz ticareti hacmi geliştirmiştir. 1864'te ise buz sattığı ülkeler arasında Antiller, İran, Hindistan, Güney Amerika ülkeleri bulunuyor ve gemilerinin uğradığı limanların sayısı 53'ü buluyordu. Tabiatın bahşettiği buz ile soğutma şeklinden 1880'lere kadar geniş ölçüde yararlanılmıştır.

Buz ile elde edilen soğutma şeklinin gerek zaman ve gerekse bulunduğu yer bakımından çoğu kez pratik ve ucuz bir soğutma sağlamayacağı bellidir. Bunun yerine mekanik araç ve cihazlarla soğutma sağlanması tercih edilir ki Soğutma Bilimi de bu ikincisi ile ilgilenir. Laboratuvar deneyi sayesinde ilk defa yapay soğutmayı 1748 yılında Glaskow Üniversitesi Profesörü Dr. William Cullen, Eteri kısmi vakum altında buharlaştırmak suretiyle gerçekleştirmiştir. Mekanik soğutma ile ilgili bilinen ilk patent 1790 yılında İngiliz Thomas Harris ile John Long'a aittir. 1834 yılında da Amerikalı Jacob Perkins eter ile çalışan pistonlu bir soğutma makinasının patentini almıştır. Bu makine, bir emme basma tulumbaya benzer. Bir tıp doktoru olan John Gorrie (1803 – 1855) ilk defa, ticari gaye ile çalışan bir soğutma makinası yapmış (1844-Apalachicola, Florida, ABD) ve “Klima-Soğutma-Ticari buz imali” konularının babası olarak tarihe geçmiştir.

Uygulama alanında ilk defa 1860 yılında Dr. James Harrison (Avustralya) üretim işlemi sırasında birayı soğutmak maksadıyla mekanik soğutmayı başarıyla kullanmıştır. Sistemde soğutucu akışkan (akışkan madde) olarak sülfirik eter kullanılmıştır. 1861'de Dr. Alexander Kirk kömür ısı ile çalışan ilk absorpsiyonlu soğutma aygıtını gerçekleştirmiştir. Mekanik soğutma vasıtasıyla buz imalinin ticari sahaya girmesi ise 1890 yıllarını bulmuştur. Klima sahasında büyük çapta ilk uygulama 1904 yılında New York Ticaret Borsasına 450 ton/frigo'luk bir makine konularak gerçekleştirilmiştir. Konutlarda kullanılmak maksadıyla

soğutucu (buzdolabı) yapımı 1910 yıllarında görülmeye başlandı. J.M. Larsen 1913'te elle çalışan böyle bir soğutucu (buzdolabı) yaptı. Otomatik olarak çalışan buzdolapları 1918'de Kelvinator Company tarafından imal edilmeye başlandı ve ilk yıl 67 dolap satıldı. 1918 – 1920 yılları arasında toplam 200 dolap yapılarak satıldı. Absorbsiyon prensibiyle çalışan otomatik bir buzdolabı da (Electrolux) 1927 yılında Amerika'da satışa çıktı (Genceli, 1999).

Soğutmanın insan hizmetinde kullanılması 19.asrın ikinci gelişmeye başlamıştır.ABD'de Dr.John Gorrie 1884 yılında buz makinası geliştirmiş ve sıtmal hastalar için buz kullanmıştır. Dr.Henry Pyeton Howard, 1869 ilk olarak gemi ile soğutulmuş biftek taşınmasını gerçekleştirmiştir.Soğutmanın tıp alanındaki esas uygulaması operasyonlardan önce kol ve bacaklarının soğutulması ile başlamıştır.

Demir ve çelik endüstrisinde soğutmanın kullanılması çok eskilere dayanır.Pik demir imalatında ocağa verilen havanın kurutulması için merkezkaç kompresörlü soğutma makinaları kullanılmıştır.Krom Nikel çeliği imalatında çeliğin elastiklik özelliklerini gerçekleştirmek için çok düşük sıcaklıklara inilmesi gerektiği 1914'ten beri bilinmektedir. Alüminyum alaşımlarının imalatında çeliğin elastiklik özellikleri ve sertleşme temin edebilmesi için -35°C ila -43°C sıcaklıklarına inilmesi gerektiği bilinmektedir.Geçme parçaların montajı esnasında ısıtma yerine soğutma kullanılabilir.

Sentetik kauçuk imalatında kullanılan "Styrene" ve "Butadiyene" nin 0°C sıcaklığında muhafaza gerekmektedir. Ham petrolün tasfiye işlemlerinde de, çeşitli özellikte yakıt üretimi için 10°C sıcaklığında çalışma zorunluluğu vardır.

Kimya sanayinde de bir çok hallerde soğutmaya ihtiyaç duyulur.Denge reaksiyonlarının kontrolünde, yoğuşan gazlar ve katılaştıran sıvılarda çalışmada soğutma gerekli olmaktadır. ABD'de "Sheel Chemical Comp." etil alkol tesislerinde 24.000 BG büyüklünde soğutma tesisatı vardır. Şekillerin fermantasyonunda, Klor, Hidroklorür asit gibi bazı maddelerin taşınmasında, pamuk yağı imalatında, parfümeri endüstrisinde ve diğer bazı endüstrilerde soğutma çok yararlı olmaktadır.

Uzun müddetli muhafazalarda donmuş muhafaza usulü uygulanır.Gene gıda maddelerinin özelliği, muhafaza müddetlerine göre bir donmuş muhafaza deposunun sıcaklığı -12°C ile -25°C arasında değişir.

sıcaklıklara ihtiyaç göstermektedir. Soğutmalı rüzgar tünellerinde -62°C kadar inilerek deneyler yapılmaktadır.

Soğutmanın ilginç bir uygulaması da yapay yağmur veya kar yağdırılmasıdır. Bu maksatla 2-3 mil kalınlığı olan “Stratus” ve “Cumulus” bulutları içine bir uçaktan dondurulmuş karbon-dioksit (kuru buz) serilmesi gerekmektedir. Bu metot 1989 yılında İstanbul’da uygulanarak kurak geçen sonbaharın etkisi hafifletilmiştir (Özkol , 1999).



2 SOĞUK HAVA DEPOLARI

18. asrın başlarından itibaren yiyeceklerin muhafazasında konservecik yaygın bir metot haline gelmiş ise de bu asrın sonuna doğru yiyeceklerin soğutma yoluyla muhafazası önem kazanmaya başlamıştır. Bunun, büyük çaptaki ilk örneği 1875 yılında ABD'den İngiltere'ye dondurulmuş et sevkiyatıdır.

Çabuk dondurma ile muhafaza ilk olarak meyve ve sebzeler için uygulanmış ise de kısa süre sonra diğer yiyecekler içinde kullanılmıştır. Yavaş donmada yiyecek maddeleri içindeki küçük organizmaların tamamen yok olduğu ve gıda değerinin azaldığı bilinmektedir. Çabuk donmada ise, canlı hücrelerin tahrip olmadan çabucak dondukları ve tekrar ilk sıcaklıklarına getirdikleri zaman hayatiyetlerini ve gıda değerlerini muhafaza ettiklerini anlamış bulunmaktayız.

Sıvı hava ile yapılan dondurma çok hızlı olmakla beraber, ekonomik ve pratik bakımdan soğutma makinalarının kullanılması daha avantajlı olmaktadır. Bugün dondurmak suretiyle muhafaza, balıklar, etler, kümes hayvanları, sebzeler, meyveler, meyve suları gibi pek çok yiyecek maddesinin korunmasında kullanılmaktadır. Donmaya sebep olmadan kısa süreli soğukta muhafazada soğutma endüstrisinde önemli bir yer tutmaktadır.

Muhafaza usulleri görüldüğü üzere soğuk ve donmuş olmak üzere ikiye ayrılır.

Kısa süreli muhafazalar için soğuk muhafaza uygulanır. Gıda maddelerin özelliğine göre ve muhafaza müddetlerine göre bir soğuk muhafaza deposunun sıcaklığı $\pm 10^{\circ}\text{C}$ ile $+15^{\circ}\text{C}$ arasında değişir.

Bir soğuk hava deposu çok özel hallerde ön soğutma depoları hariç genel olarak üretim, tüketim ve pazarlama imkan ve şartlarının yarattığı nedenlerle her gün sadece belirli oranda boşaltılır ve doldurulur. Yani her gün toplam depolama kapasitesinin sadece belirli oranda gıda maddesi alınır veya bir soğuk depoya toplam depolama kapasitesinin sadece belirli bir oranda gıda maddesi depolanır. Bu oran genellikle %2 ila %3 olup, tüketim bölgesinde olan çok hareketli soğuk depolarda %5 ila %6 kadar soğuk muhafaza şartlarında dayanma müddeti kısa olan gıda maddelerinin depolanmasında daha da yüksek olabilir.

2.1 Gıda Maddelerinin Muhafazası

Bugün, insanlığın en önemli sorunlarının başında yer alan açlık tehlikesi, gıda maddelerinin daha iyi değerlendirilmesini, israf edilmemesini, fazla üretimin bir süre, besin değerini fazla kaybetmeden muhafaza edilmesini gerektirmektedir. Buna ilaveten, gıda maddelerinin lezzet ve dış görünüşünün de mümkün olduğunca korunmayı isteriz. Bilhassa taze meyve ve sebzelerle et-balık-tavuk, süt ve süttten yapılan maddelerin bozulmadan, tazeliğini ve dış görünüşünü koruyarak kullanım anına kadar bir müddet muhafaza edilebilmesi en iyi şekilde "Soğuk Muhaza" tekniğiyle mümkün olmaktadır. Ancak, tasarlanan soğuk muhafaza süresinin burada önemli bir rolü olduğu gibi soğukta muhafaza edilecek olan gıda veya diğer maddelerin türü, meyve ve sebzelerin cinsi, çeşidi, yetiştirildiği bölge, mevsim koşulları, bekleme süreleri, paketlenme tarzı, dış darbelere uğrama durumu gibi daha bir çok etken soğuk muhafazadan beklenen sonuçların alınmasında farklılıklar meydana getirmektedir. Soğuk muhafaza hacimlerinin tertiplenmesin de, projelendirilmesinde ve hatta işletilmesinde de muhafazası öngörülen maddelerin cinsi, miktarı ve muhafaza süresi büyük farklılıklar ortaya koyacaktır, örneğin, taze muhafaza ile donmuş muhafaza ve bunların kısa süreli (günlük diye anılan) veya uzun süreli muhafaza amaçlı olanları birbirinden az veya çok farklılık gösterir. Uzun süreli muhafaza amaçlı olanlar için genellikle bir ön soğutma ve/veya şoklayarak dondurma öngörülür. Diğer yandan, kullanım amaç ve şekline göre de ;

Ev tipi, ticari tip, endüstriyel tip, portatif tip, deney amaçlı tip, transport/tasarım tipleri (karayolu, demiryolu, deniz ve hava yolu) gibi fiziksel ölçü ve yapı bakımından farklı birçok soğuk muhafaza hacmi geliştirilmiş ve kullanılmaktadır.

Hatırdan çıkarmamak gerekir ki, en iyi sonuçlara ulaşabilmek üzere soğuk muhafazası istenilen gıda maddelerinin her birisi diğerinden farklı ortam şartları (sıcaklık , relatif nem , iç hava yapısı) gerektirmekte ve ayrıca tasarlanan muhafaza süresinin uzun veya kısa, oluşuna göre gerek hacmin yapısı ve tecrit kalınlıkları gerekse soğutma aksamının elemanları (bilhassa evaporator) farklı özellikler gerektirmektedir. Soğuk muhafaza hacminin tertibinde, kapasitesinin(büyüküğünün) de hızlı bir yükleme ve boşaltma bakımından dikkate alınması gerekecektir. Kısacası, amaç ve hedef, muhafaza edilecek olan maddedir, o'nun gerektirdiği ortam şartlarının sağlanmasıdır. Diğer yandan, bilhassa meyve, sebze, çiçek türleri ve diğer nebatat için yetiştirme şekli (soy-ırk, hastalıklar, ilaçlama ve gübreleme durumları, vs) ve hasat anındaki olgunlaşma durumu (renk, parlaklık, meyveler için ayrıca nişasta muhteviyatı,

yüzey sertliği, kopma kolaylığı) ile toplama özellikleri (el ile veya makinayla toplama, sepetlere, çuvalara, silolara yığılma, toplayıcının hasar vermemek için gösterdiği dikkat ve itina, nakliye sırasındaki titizlik, vs) ve yıkama ayıklama (grading-sizing), yüzey kaplama işlemi uygulama (muımlama, yağlama, vs), ön soğutma uygulama, paketleme gibi konularının bilinçli, tekniğine uygun ve zamanında yapılması, uygulanacak olan uzun süreli soğuk muhafaza işleminin başarı oranında son derece etkin olmaktadır. Tabi ki, daha sonraki dağıtım işlemleri sırasında da; kalite kontrolü ve tekrar ayıklamadan sonra satış yerlerine nakliye ve satış yerinde depolama, perakende satışa kadar teşhir ederek muhafaza (açık ve kapalı soğutmalı vitrin dolaplarda) gibi hususların bilinçli, dikkatli ve gereken şekilde yapılması gerekmektedir.

Soğutma makinelerinden yararlanılarak gıda maddelerinin muhafazasında düşünülen veya uygulanan tesis, teçhizat çok çeşitlidir. Bu çeşitlerden bazıları şunlardır.

a) Soğuk depolar

Gıda maddelerinin muhafazasında soğuk depolar ticari amaçla geliştirilmiştir. Ticari amaçla bazı hallerde soğuk, bazı hallerde ise donmuş olarak muhafaza edilir.

b) Buzdolapları

c) Deep-freezler

d) Su ve meşrubat soğutucuları

e) Soğuk taşıt araçları

2.2 Soğuk Depolarda Kuruluş Esasları

Soğuk depolar ticari amaçlara göre çok değişik tip, mahal ve bölgelerde yapılabilirler. Bütün bu hususlar tamamen ticari esaslara göre belirlenirler.

a) Mutfak Tipi Soğuk Depolar

Genellikle büyük mutfaklarda buzdolapları ihtiyaç karşılamaz. Bu nedenle soğuk depolara ihtiyaç duyulur.

b) Koltuk Soğuk Depoları

Çeşitli masraflara sebebiyet vermemek için genellikle toptan gıda maddesi ticareti yapan firmalarla, büyük gıda maddesi pazarlama firmaları ticarethanelerinin uygun bir mahalline veya bodrum katlarına uygun boyut ve tipte depolar tesis ederler.

c) Tüketim Bölgeleri İçin Soğuk Depolar

Tüketim bölgelerine tesis edilen soğuk depolar genellikle büyük ve çok maksatlı soğuk depolardır.

d) Üretim Bölgeleri İçin Soğuk Depolar

Üretim bölgelerine tesis edilen soğuk depolar genellikle frigorifik taşıma ve sevk için gıda maddesi toplama mahiyetinde olup, küçük ölçüdeki soğuk depolardır.

e) Pazarlama Bölgeleri İçin Soğuk Depolar

Büyük ölçüdeki pazarlama bölgeleri genellikle “hal” olarak adlandırılır. Gıda maddesinin bozulmadan ve çürüme temayülü tüketime arzı esas olduğuna göre gıda maddesi ihtiyaca göre üretim bölgesinden tüketime kadar soğuk muhafaza ve ya donmuş muhafaza altında tutulmalıdır. Buna soğuk depoculukta soğutma zinciri denir.

f) Terminal, İstasyon ve Liman Tipi Soğuk Depolar

Taşıt aracı cinsine göre frigorifik nakliyatın başlama ve bitim noktaları genellikle terminal, istasyon ve limanlardır. Frigorifik nakliyat bir soğutma zinciri çerçevesinde yapılığına göre soğutma zincirinin terminal, istasyon ve limanlarda devamına zaruret vardır.

2.3 Soğuk Depoculukta Muhafaza Usulleri

Gıda maddeleri soğuk depoculukta üç şekilde muhafaza edilir.

- a) Soğuk muhafaza
- b) Donmuş muhafaza
- c) Şok muhafaza

Kısa süreli muhafazalar için soğuk muhafaza usulü uygulanır. Gıda maddelerini özelliği ve muhafaza süresine göre bir soğuk muhafaza deposunun sıcaklığı ± 10 °C ile +15 °C arasında değişir.

Uzun süreli muhafazalar için de donmuş muhafaza usulü uygulanır. Gıda maddelerinin özelliklerine ve muhafaza sürelerine göre bir donmuş muhafaza deposunun sıcaklığı -12 °C ile -25 °C arasında değişir.

Gıda malzemelerinin donmuş muhafaza odasına konmadan önce , şok odası diye tabir edilen odalara konur . Buda gıda maddelerinin daha uzun süreli donmuş muhafaza odasında

saklanabilmesini sağlar. Gıda maddelerinin özelliği ve muhafaza müddetlerine göre bir donmuş muhafaza deposunun sıcaklığı $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişir.

Soğuk hava depolarında saklanacak ürünler için optimum depolama koşulları , ister kısa süreli muhafaza , ister uzun süreli muhafaza olsun , ürünün ilk giriş sıcaklığına , soğuk hava deposunda ne kadar zaman saklanmak istendiğine ve ürünün paketlenmiş veya paketlenmemiş olduğuna bağlıdır.

Genellikle , kısa süreli depolama koşulları , uzun süreli depolama koşullarına göre daha esneklerdir. Çoğunlukla kısa süreli muhafazası sırasında ürünün yüksek sıcaklıkları uygun görülebilir (Dossat , 1997).

2.4 Soğutma Sistemindeki Diğer Maddeler ve Reaksiyonları

Soğutma sisteminde bulunması istenmeyen fakat alınan önlemlerin yetersizliği halinde sisteme kolayca giren iki zararlı madde *su ve havadır*.

Her şeyden önce, soğutucu akışkan ve yağlama yağının sisteme verilmesiyle bu maddelerin de sisteme girmesi kolaylaşır fakat bu önlenemez. Su, yağlama yağında ve soğutucu akışkanda, bunların cinsine ve sıcaklığına göre değişik oranlarda eriyebilir. Depolama, nakliye sisteme şarj etme sırasında hava ile beraber havadaki neminde bilhassa yağlama yağına karışması kolayca mümkündür.

Yüksek sıcaklık, su (rutubet) ve oksijen her türlü soğutma sisteminin en büyük üç düşmanıdır. Bunların mevcudiyeti ile korozyon, çamurlaşma-petleşme, bakır kaplama, karbonlaşma gibi kompresöre çok zarar veren reaksiyonlar meydana gelir ve sonuç daima kompresör arızası, hatta hasarıdır. Çoğu zaman sistemin çalışma rejimi icabı, buhar sıkıştırma kompresörlerinde sıcaklık yükselmesi kaçınılmaz durumdadır ve 100°C 'yi aşan sıcaklıklar ile karşılaşılabilir. Bu nedenle, rutubet (su) ve oksijen (hava) ile pislik gibi maddelerin sisteme sokulmaması, girmiş ise atılması mümkündür ve mutlaka yapılmalıdır.

Soğutma Sisteminde Rutubet (su) : Soğutma sistemine genellikle su buharı Şekilinde ve çoğu zaman hava ile birlikte giren su sisteme girdikten sonra buhar, sıvı veya katı

(buz) hallerden herhangi birisi halinde bulunabilir. Havanın su buharını tutma kabiliyeti sıcaklık arttıkça artar. Etrafımızdaki atmosferik havanın içinde bulunan su buharı havadan tamamı ile bağımsız hareket eder. Su buharının buhar basıncı havanın kısmi basıncından tamamı ile bağımsızdır.

Soğutma tekniği uygulamalarında, sistemin atmosfere açılacak kısımlarında biraz üst basınç bırakılması alışılmış ve tavsiye edilen bir unsurdur. Böylece sistem atmosfere açıldığında soğutucu akışkanın basıncı havanın sisteme girmesini önler. Fakat bu rutubetin sisteme girmesini engellemez. Sistem atmosfere açık tutulduğu sürece sisteme su buharının girmesi önlenemez, şöyle ki; atmosfere açılan kısmın sıcaklığı atmosferin çığ noktası sıcaklığından daha yüksek veya açık tutulma zamanı çok kısa değil ise; sistemde rutubet (su) bulunmasının meydana getirebileceği zararlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

- 1) Kılcal boru veya ekspansiyel valf inde donma-tıkanma yaparak soğutucu akışkanın geçişini engeller.
- 2) Metalin korozyonuna sebep olur.
- 3) Bakır kaplanması olayına sebep olur. (Hidroliz ile)
- 4) Hermetik kompresör motorunun izolesini bozar ve sonuçta yanmasına sebep olur.

Soğutma sistemine girmiş olan rutubetin (suyun) tutulması ve zararlarının en düşük seviyeye indirilebilmesi için filtre-dryer (kurutucu) adı ile anılan yardımcı aksamdan yararlanır. Filtreler, rutubete karşı çekiciliği fazla olan kimyasal madde ile (Desiskan) teçhiz edilmiştir. En çok kullanılan desiskan maddeler fiziksel absorpsiyon ile nemi tutan türler olup bunlar aşağıda gösterilmiştir.

- a) Aktif Alumina ; 200-315 °C'de
- b) Silila jel 180-315 °C
- c) Çok sık gözenekli elek 260-350 °C

Soğutma Sisteminde Hava : Teneffüs ettiğimiz havanın Azot ve Oksijenden meydana geldiği malumdür. Soğutma tekniği uygulamalarında karşılaşılan sıcaklıklarda her iki maddede gaz haldedir ve sıvılaşamaz. Bu sebeple soğutmacılıkta bu maddelere yoğuşmayan gazlar denir.

Soğutma sistemlerinde rastlanabilecek rastlanabilecek yoğuşmayan gazlar şöylece gruplanabilir.

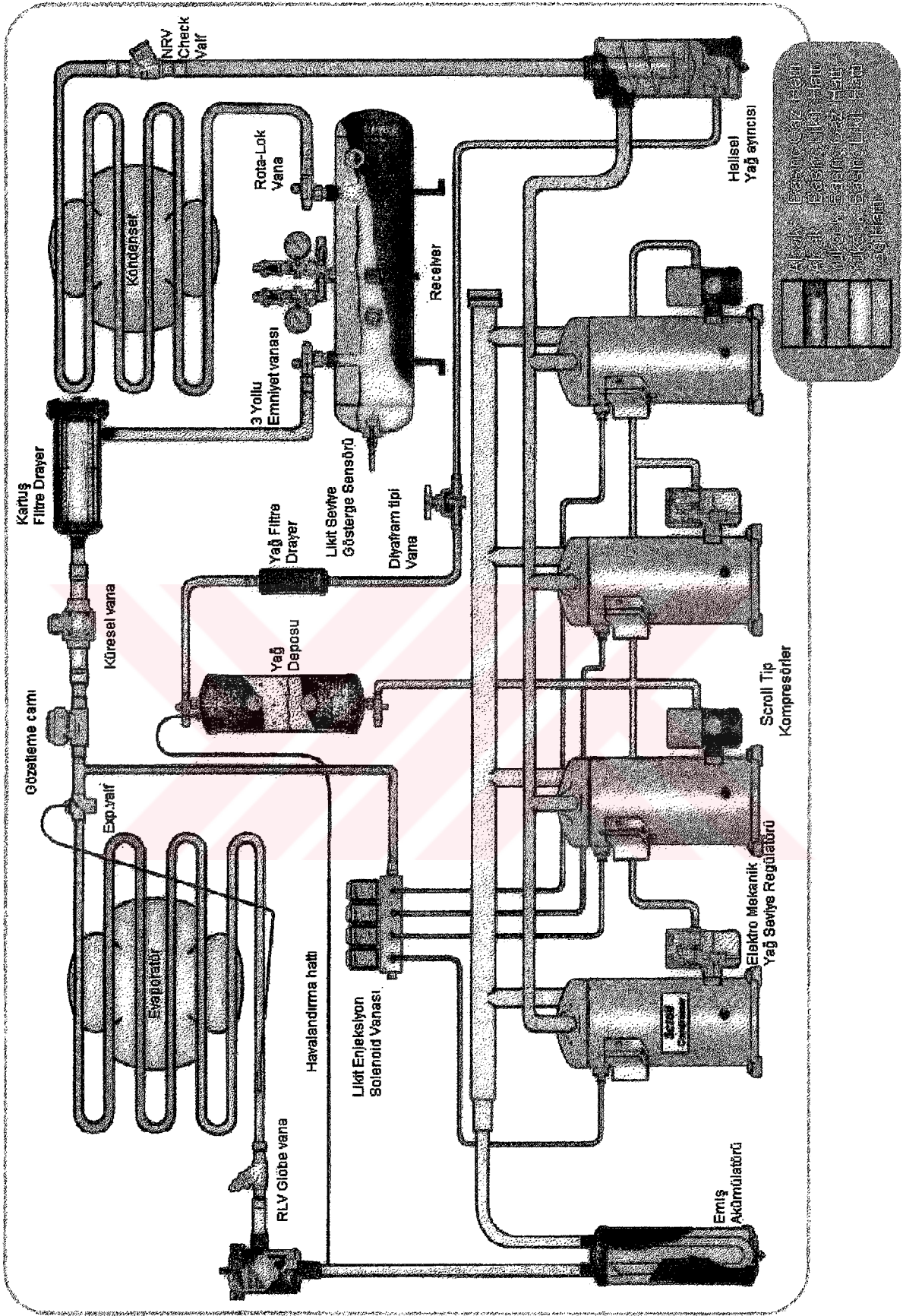
- a) Azot, Oksijen, Hava : Sistemin iyi bir şekilde vakuma alınmamasından veya alçak basınç tarafından atmosfer basıncının altında bir çalışma şartı bulunması sırasında sistemde kaçak olmasından.
- b) Karbonmonoksit ve karbondioksit : Organik izole maddesinin aşırı sıcaklıktan etkilenmesi ile.
- c) Hidrojen : Aşırı yatak aşınmalarının oluşu sırasında.

2.5 Soğutma Cihaz ve Ekipmanları

Bir buhar sıkıştırma çevrimi beş ana kısımdan meydana gelmektedir.

- a) Soğutma kompresörü (buhar sıkıştırma aparatı)
- b) Kondenser (sıkıştırılan buharı yoğuşturucu)
- c) Evaporatör (buharlaştırıcı-soğutucu)
- d) Genişleme aparatı (ekspansiyon valfleri, kılcal borular, seviye kontrol cihazları)
- e) Boru donanımı ile yardımcı aksam ve soğutucu akışkan kontrol elemanları (Özkol ,1999)

Tüm bu malzemelerin bir sistemde toplandığı bir merkezi sistem soğutma grubunu , Şekil 2.1'de görebilirsiniz.



Şekil 2.1 Merkezi sistem soğutma grubu ve elemanları

2.5.1 Soğutma Kompresörleri

Kompresör bir emme-basma pompasıdır. Soğutma kompresörünün sistemdeki görevi;

- a) Evaporatördeki ısı ile yüklü soğutucu akışkanı buradan uzaklaştırmak ve böylece arkadan gelen ısı yüklenmemiş akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğini sağlamak
- b) Buhar haldeki soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğuşma sıcaklığının karşıtı olan seviyeye çıkarmaktır

İdeal bir kompresörde şu genel ve kontrol karakteristikleri aranır :

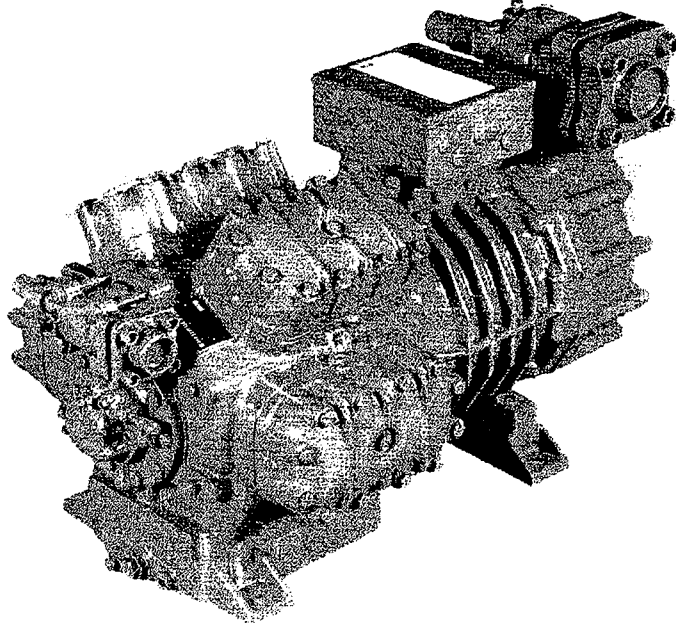
- c) Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi-çalışma rejimine uyabilme
- d) İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olma
- e) Verimlerin kısmi yüklerde de düşmemesi
- f) Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenilirliği muhafaza etmesi
- g) Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyenin üstüne çıkmaması
- h) Ömrünün uzun olması ve arızasız çalışması
- i) Daha az bir güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilmesi
- j) Maliyetinin mümkün olduğu kadar düşük olması

Kompresörlerde sıkıştırılan soğutucu akışkan sebebi ile silindirin aşırı ısınmasını önlemek için doğrudan doğruya hava veya su ile soğutulur.

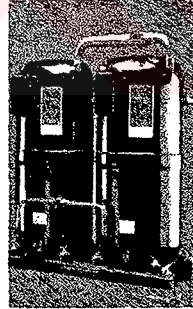
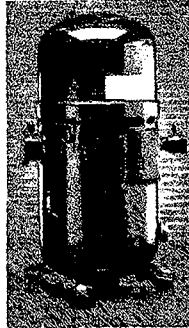
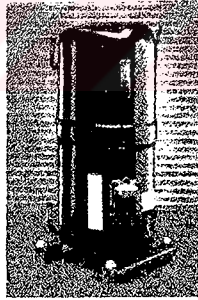
Fakat bu karakteristiklerin tümüne birden sahip olan kompresör yoktur denebilir. Uygulamadaki şartlara göre yukarıdaki karakteristikliklerin en fazlasını sağlayabilen kompresör, seçimde tercih edilecektir.

Genel yapıları itibariyle soğutma kompresörlerini aşağıdaki şekilde sınıflandırmak mümkündür:

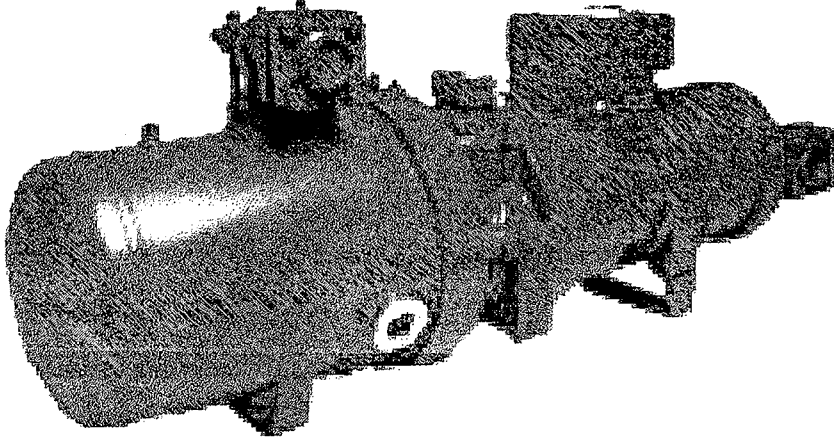
- Pozitif Sıkıştırımalı Kompresörler
 - a) Pistonlu Kompresörler
 - b) Paletli Dönel Kompresörler
 - c) Helisel-Vida Tipi Dönel Kompresörler
- Santrifüj Kompresörler



Şekil 2.2 Yarı Hermetik Kompresör [1]



Şekil 2.3 Hermetik Kompresör [2]



Şekil 2.4 Vidalı Tip Kompresör [1]

2.5.2 Kondenser (Yoğuşturucu)

Soğutma sisteminde soğutucu akışkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma sırasında ilave olunan ısının sistemden alınması kondenserde yapılır. Böylece, akışkan sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genişletilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilir.

Buhar ve gazların bir yüzeyde yoğuşması , yüzeyin vasıfları (düzgünlüğü, parlaklığı, geometrik durumu, ıslanırılığı, vs.) bağlı olarak "damla veya film teşekkülü" tarzlarında oluşur. Damla teşekkülü ile yoğuşma durumunda çok daha yüksek ısı geçirgenlik katsayıları sağlanabilmekte ve bu tercih edilmekte ise de uygulamada, soğutucu akışkan özellikleri ve kondenser imalatının ekonomik faktörlerle sınırlanmaları nedeniyle ancak film tarzı yoğuşma ve az ölçüde de damla teşekkülü ile yoğuşma birlikte olmaktadır.

Kondenserdeki ısı alış verişinin 3 safhada oluştuğu düşünülebilir, bunlar:

- 1) Kızgınlığın alınması
- 2) Soğutucu akışkanın yoğunlaşması
- 3) Aşırı soğutma

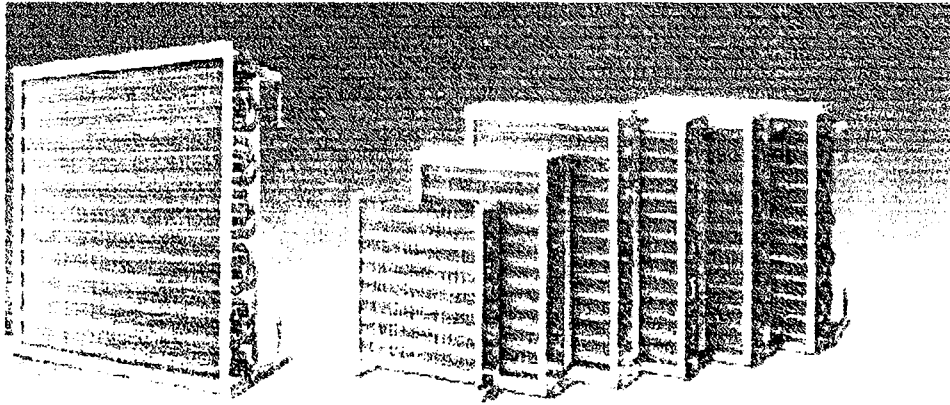
Kondenser dizaynına bağlı olarak aşırı soğutma kondenser alanının %0-10'unu kullanacaktır. Kızgınlığın alınması için ise kondenser alanının %5 'ini bu işleme tahsis etmek gerekir. Bu üç değişik ısı transferine bağlı olarak kondenserdeki ısı geçirme

katsayıları ile sıcaklık aralıkları da farklı olacaktır. Ancak, kızgınlığın alınması safhasındaki ortalama sıcaklık aralığının fazlalığına karşı daha düşük bir ısı transfer katsayısı mevcut olacak, fakat aşırı soğutma sırasında bunun aksine sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme katsayısı daha fazla olacaktır. Yoğuşma sırasında ise her iki değerde alt-üst seviyelerin arasında bulunacaktır. Yapılan deneylerde ısı transferi katsayısının artması karşısında sıcaklık farkının azalması (veya tersi) yaklaşık olarak aynı çarpım sonucunu vermektedir ve bu değerlerin ortalamasını kullanmak mümkün olmaktadır. Hesaplama sağladığı basitlik de göz önünde bulundurularak, kondenserlerin hesabında tek bir ısı geçirme katsayısı ile tek bir ortalama sıcaklık aralığı değerleri uygulanmaktadır.

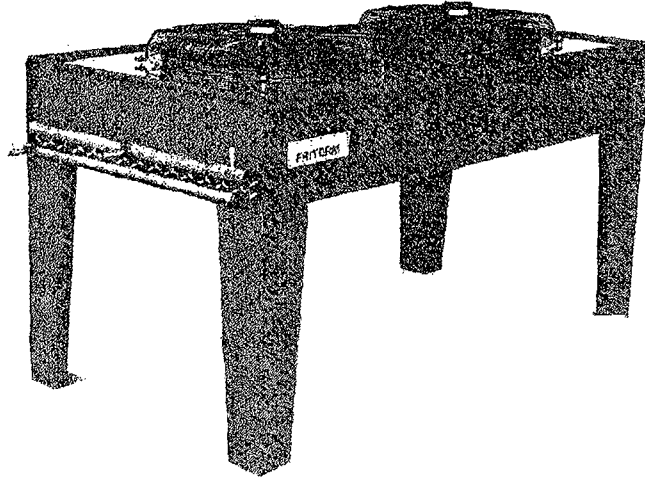
Genel olarak 3 değişik tip kondenser mevcuttur :

- a) Su soğutmalı kondenserler
- b) Hava soğutmalı kondenserler
- c) Evaporatif (Hava-Su) kondenserler

Uygulamada, bunlardan hangisinin kullanılacağı daha ziyade ekonomik yönden yapılacak bir analiz ile tespit edilecektir. Bu analizde kuruluş ve işletme masrafları beraberce etüt edilmelidir. Diğer yandan, su soğutmalı ve evaporatif kondenserlerde yoğuşma sıcaklığının daha düşük seviyelerde olacağı ve dolayısıyla soğutma çevrimi termodinamik verimi daha yüksek olacağı muhakkaktır, bu nedenle yapılacak analizde bu hususun dikkate alınması gerekir.



Şekil 2.5 Ticari Tip Kondenser



Şekil 2.6 Ayaklı Tip Kondenser

2.5.3 Evaporatör (Buharlaştırıcı – Soğutucu)

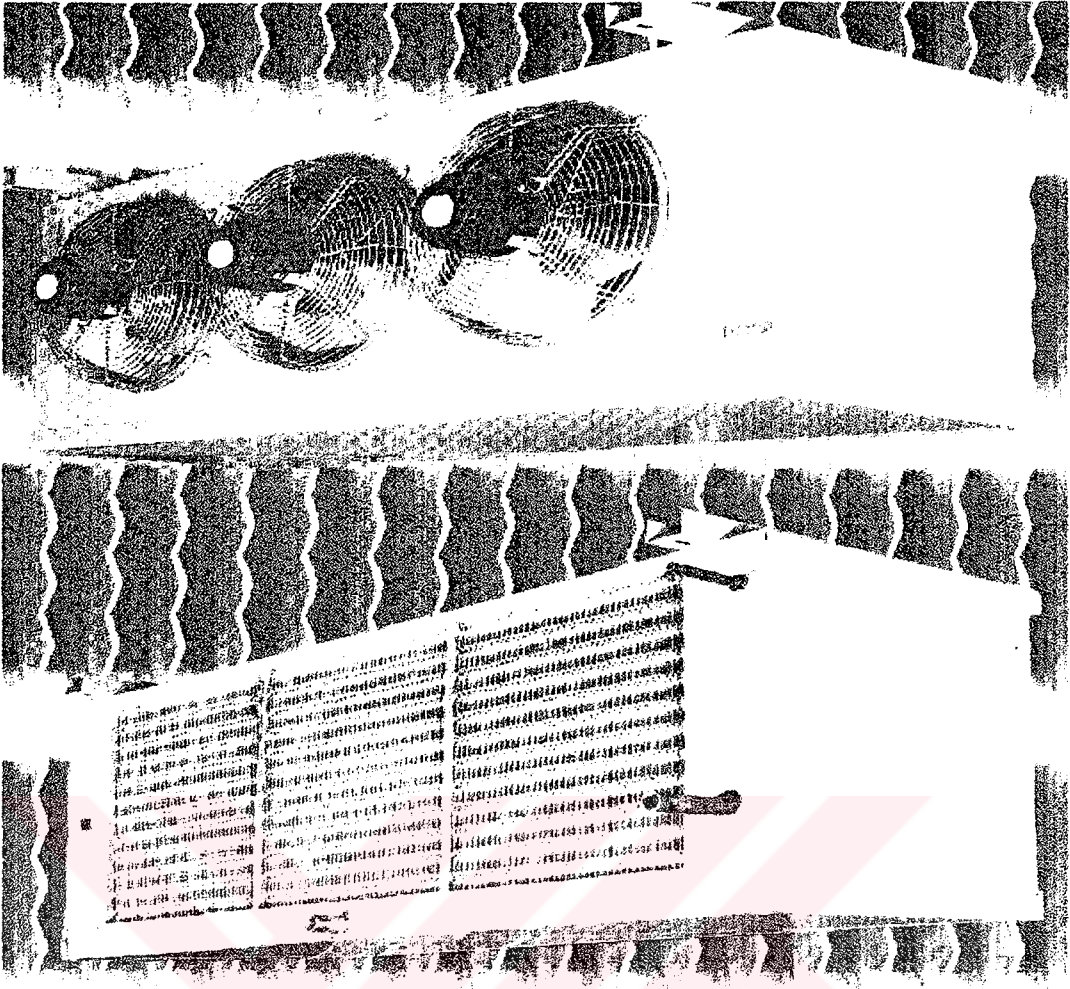
Bir soğutma sisteminde evaporatör sıvı akışkanın buharlaştığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısıyı aldığı cihazdır. Diğer bir ifadeyle, evaporatör bir soğutucudur. Kondenserden direk olarak veya likit deposundan geçerek ve direk ekspansiyonlu sistemde (kuru tip) ekspansiyon valfi, kılcal boru veya benzer bir basınç düşürücü elemanda adyabatik olarak genişletildikten sonra evaporatöre sıvı-buhar karışımı şekline giren akışkanın büyük bir kısmı sıvı haldedir. Evaporatörde ısı alarak buharlaşan akışkana, emiş tarafına geçmeden önce bir miktar daha ısı verilmesi ve 3-8 °C arasında kızgınlık verilerek kızgın buhar gelmesinin birçok faydaları vardır. Bunların en dışında, kompresöre büyük zarar verebilen sıvı akışkanın kompresöre gelmesi gösterilebilir. Sıvı taşmalı tip evaporatörlerde ise akışkan evaporatörde sıvı halde bulunur ve ısıyı alarak buharlaşan kısmı bir sıvı-buhar ayırıştırıcısından (surge tank) geçtikten ve sıvı kısmı ayrıldıktan sonra buhar halinde kompresöre ulaşır. Sıvı akışkanın evaporatöre beslenmesi seviye kumandalı (flatörlü, manyetik, vs.) bir vana ile yapılır. Sıvı ayırıştırıcı tankta biriken sıvı akışkan tekrar evaporatöre geri gönderilir ve soğutma işlemin yararlanır. Direkt veya sıvı taşmalı tertiplerde çalışan evaporatörlerin hepsinde de akışkan basıncı, kondenser tarafındaki basınca oranla çok daha düşüktür. Bu nedenle, evaporatör tarafına sistemin alçak basınç tarafı adı verilir.

Evaporatörün yapısı, akışkanın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayacak, soğutulan maddenin (hava, su, salamura, vs..) ısını iyi bir ısı geçiş sağlayarak, yüksek bir

verimle alacak ve akışkanın giriş ve çıkıştaki basınç farkını (kayıpları) asgari seviyede tutacak tarzda dizayn edilmelidir. Ancak, bunlardan sonuncusu ilk ikisiyle genellikle ters düşmektedir. İyi bir ısı geçişi ve iyi bir buharlaşma için gerekli şartlar iç ve dış yüzeylerin daha girintili ve daha kolay ıslanır. Kılcallığın fazla olmasını gerektirirken bu durum basınç kayıplarını arttırmaktadır. Bu nedenle, evaporatör dizaynı geniş tecrübe ve dikkat isteyen, ayrıca deneylere sık sık başvurulmuş bir çalışma Şekilini gerektirir. Bu çalışmaların yönlendirilmesinde en başta gelen etken soğutulacak maddenin cinsi ve konumdur (sıvı, katı, gaz). Ayrıca, akışkan ısı alış verişi yaparken içinde bulunduğu ve hareket ettiği hacmin durumu da evaporatör dizaynında önemli değişiklikler meydana getirir. Burada, akışkanın bir boru serpantininde hareket etmesi ve soğutulacak maddenin boruların dışından geçmesi veya bunun tersi söz konusu olmaktadır ki bunlardan ilki genellikle kuru tip-direkt ekspansiyonlu evaporatörlerde, ikincisi ise sıvı taşmalı tip evaporatörlerde uygulanmaktadır. Akışkanın boru içinden geçmesi halinde, akış hızının artırılmasının içteki film katsayısını ve dolayısıyla ısı geçişini artırıcı yönde bir etkisi beklenir, fakat bu durum akışkanın basınç kayıplarını artıracığı için akış debisini azaltacak ve kapasiteyi düşürecektir. Burada, her iki etkenin durumu beraberce göz önünde bulundurularak ısı geçiş ve kapasitenin optimum olduğu değerler saptanmalıdır.

Evaporatör tipleri, uygulamanın özelliklerine göre 3 ana grupta toplanabilir:

- a) Gaz haldeki maddeleri soğutmak için kullanılan evaporatörler (genellikle hava)
- b) Sıvı haldeki maddeleri soğutucu evaporatörler (su, salamura, antifriz, metilen glikol, kimyasal akışkanlar, vs..)
- c) Katı maddeleri soğutucu evaporatörler (buz, buz paten sahası, metaller, vs..)



Şekil 2.7 Hava Soğutmalı Evaporatör

2.5.3.1 Sıvı Akışkanın Evaporatöre Geçişinin Kontrolü

Akışkanın evaporatörde buharlaşarak ısı alabilmesi için basıncının, evaporatör sıcaklıklarında buharlaşmasına imkan verecek seviyeye düşürülmesi gerekir. Keza sıvı taşmalı sistemlerde de akışkanın, evaporatör sıcaklığında buharlaşmaya hazır halde (doymuş buhar-sıvı) bulunmasını sağlayacak bir basınca düşürülmesi gerekecektir. Bunu sağlayan kontrol elemanları direkt ekspansiyonlu sistemlerde ekspansiyon (genişleme) valfleri veya kılcal boru, sıvı taşmalı sistemlerde ise seviye kontrollü valf olarak tanımlanabilir. Her iki tür uygulamada da bu kontrol elemanlarında beklenen husus, evaporatörde buharlaşan akışkan kadar sıvı akışkanı evaporatöre aynen beslenmektir.

2.5.4 Yardımcı Aksam ve Akışkan Kontrol Elemanları

Bir soğutma sisteminde değişik maksatlarla pek çok yardımcı aksam kullanılmaktadır. Bunlardan beklenen ana işlemler :

- a) Servis-bakım-tamir sırasında akışkanı açıp kapamak
- b) Normal çalışma sırasında akışkanı açıp kapamak
- c) Çalışma emniyetini sağlamak
- d) Çalışma şartlarını ve verimliliğini daha iyi bir seviyede tutmak
- e) Akış daha sonra çıkması muhtemel aksaklıkları önceden kontrol ve tespit edebilmek
- f) Akışkanın ve yağlama yağının temiz tutulmasını sağlamak, şeklinde sıralanabilir.

- Kapama Valfleri (Ara vanaları)
- Geri Tepme Valfleri (Çek Valfleri)
- Selenoid Valfler (Magnetik Ventiller)
- Emniyet Valfleri ve Tapalar
- Gözetleme ve Nem Kontrol Camları
- Filtre Kurutucular Emiş Filtreleri
- By-Pass Valfleri, Basınç Düşürücü Regülatörler
- Expansion Valfler
- Sıvı Akışkan ve Yağ Akışını Düzenleyici Elemanlar

2.5.5 Kapama Valfleri

Soğutma sisteminin bir kısmını gerektiğinde diğer kısımlardan tecrit etmek üzere kullanılır. Kapatma valflerinin sayısı mümkün olduğu kadar az tutulmalıdır.

2.5.6 Geri Tepme Valfleri (Check Valf)

Soğutma tesisatında normal akış yönünün tersi yönde bir akışın olmaması istenen durumlarda kullanılabilir. Bu valfler normal yöndeki akış sırasında valfin giriş ve çıkış ağzları arasında meydana gelen basınç farkları ile açılır (fark azaldığında açılır).

2.5.7 Selenoid Valfler

Soğutma sisteminde sıvı veya gaz halindeki akışkanın akışını elektrik sinyali ile uzaktan kumandalı bir şekilde açıp kapamaya yarar. Valfin normal açık veya normal kapalı yapılış şekline göre valf yer çekimi tesiri ile veya akışın kendi basıncı ile normal konumda iken elektrik sinyali ile meydana gelen manyetik bir alanın sağladığı hareket vasıtasıyla normalin aksi konuma girer.

2.5.8 Emniyet Vanaları Ve Tıpaları

Basınç seviyelerinin emniyet sınırını aşmasını önlemek amacıyla kullanılırlar. Basıncın artmasıyla sistemi ya atmosfere yada basıncın daha düşük olduğu bir yere açarlar.

2.5.9 Filtre – Drayer

Suyu veya nemi tutmak, asidi tutmak, talaş kaynak çapağı, tortu vs. gibi pislikleri tutmak için kullanılır.

2.5.10 Termostatik Genişleme Vanası (Expansiyon Vanası)

Genleşme valfini terk eden akışkan çok bölümlü (devreli) bir evaporatörün münferit devrelerine verilirken iyice karıştırılıp düzgün bir şekilde verilmezse bazı devreler yalnız sıvı akışkan alacak, bazıları ise buhar haldeki akışkan olarak soğutma yapamayacaktır.

2.5.11 Yağ Ayırıcılar

Yağlama yağı akışkan ile karışarak soğutma sisteminde bazı kısımlarda birikir. Kompresör çıkışına konulacak bir yağ ayırıcı ile sisteme giden yağlama yağının miktarını asgari seviyede tutmak mümkündür.

2.5.12 Likit Tutucular

Akışkanın kompresöre likit olarak gelmesi durumunda çok önemli hasarlar meydana gelebilir. Kompresör girişine konulacak bir likit tutucu ile kompresöre gelebilecek likiti asgari seviyede tutmak mümkündür.

2.5.13 Likit Deposu (Receiver)

Servis amacıyla akışkanın sistemden toplanıp depolanması, sistemde meydana gelen dalgalanmaların ve bazı sistemlerdeki sıvı depolama gereksiniminin karşılanması amacıyla sistemin yüksek basınç tarafında kullanılır.

2.5.14 Alçak ve / veya Yüksek Basınç Otomatikleri

Soğutma sisteminin alçak basınç (emiş) , yüksek basınç (basma) tarafındaki basınçları çalışma esnasında sürekli olarak izleyip tehlikeli sınırlara ulaşıldığında kompresör motorunu durdurmak üzere sisteme bağlanırlar.

kutu vs. dezenfektan suyla (%0.25 kalsiyumhipoklorür veya buhar ile 2-3 dakika süre ile) iyice temizlenmelidir. Soğuk deponun duvar, tavan ve döşemelerinde küflenme görülürse bunlar sodyumhipoklorür veya trisodyum fosfat ihtiva eden temizleyici bir maddeyle iyice fırçalandıktan sonra bol temiz su ile yıkanmalıdır. Kokunun giderilmesi için oda havalandırılmalı veya aktif tip karbonlu arıtıcılarla oda havası temizlenmelidir (Özkol , 1999).



3 SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alış verişini genellikle sıvı halden buhar haline (Soğutucu – Evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı haline (Yoğuşturucu – Kondenser devresi) dönüşerek sağlarlar. Bu durum bilhassa buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir.

Soğutucu akışkanların, tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olmaları gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişeceği gibi her zaman bu özelliklerin hepsini yerine getirmek mümkün olmayabilir. Genel kaide olarak bir soğutucu akışkanda aranması gereken özellikler şunlardır :

- Az bir enerji (güç) sarfi ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Evaporatörde basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma (Kondenser) basıncı düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcalığı) az olmalıdır. (Bu özellik, yüksek ısı geçişini sağlayan, damlaşarak yoğuşmayı zorlaştırmaktadır ve kondenserde bu istenmez)
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
- Yağlama yağı ile ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuç verebilecek reaksiyonlara girmemelidir.
- Soğutma devresinde bulunması gereken rutubet (su) ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmelidir.
- Sistemden kaçması halinde, bilhassa yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır.
- Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara (ve diğer canlılara) zarar vermemelidir.
- Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam meydana getirmemelidir.
- Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, bütün özelliklerine muhafaza etmelidir.
- Elektriksel özellikleri (bilhassa hermetik tip kompresörler için) uygun olmalıdır.

Bu özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen üniversal bir soğutucu akışkan mevcut değildir.

Bilhassa emniyet ve güvenilirlik yönünden iyi olan, ayrıca iyi bir ısı özelliğe de sahip olan soğutucu akışkan için 1920'ler de araştırmalar fluokarbon refrijeranların (floride edilmiş hidrokarbonların) bulunmasını sağlamıştır. halokarbon (halojene edilmiş hidrokarbonlar) ailesinden olan fluokarbonlar, metan (CH₄) veya etan (C₂H₆) içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yerine klor, flor veya brom (halojen) yerleştirmek suretiyle elde edilmektedir. Fluokarbonlardan en sık rastlanılanlar ; metandaki 4 hidrojen atomu yerine 2 klor ile 2 flor ikame edilen dichloro-difluoro-methane / CCl₂F₂ (freon-12 veya R12) ve yine metandaki 4 hidrojen yerine bir klor ile iki flor atomu yerleştirilen chlorodifluoromethane (freon-22 veya R-22) soğutucu akışkanlarıdır (Özkoç,1999).

Diğer taraftan soğutucu akışkan seçiminde , bu soğutucu akışkanlardan istenen termodinamik özelliklerin gerçekleşmesi de sağlanmalıdır. Bir soğutma sisteminde , evaporatör basıncının mümkün olduğu kadar yüksek , kondenser basıncının ise de mümkün olduğu kadar düşük olması arzu edilir. Evaporatör basıncının yüksek olması, buhar yoğunluğunu artırdığından , verilen bir kompresör için daha büyük sistem kapasitesine ulaşabilir. Bununla beraber, kondenser basıncının düşük tutulması, özellikle kritik basınca yakın olması durumlarında, soğutma sisteminin verimi azalır.

Soğutucu akışkanların gizli buharlaşma ısıları, diğer önemli bir özelliktir. Moleküller açısından, benzer kaynama noktalarına sahip akışkanların gizli buharlaşma ısıları hemen hemen birbirinin aynıdır. Kompresörler gaz hacmine göre çalıştılarından, benzer kaynama noktalarına sahip soğutucu akışkanlar, verilen bir kompresör için benzer kapasitelere sahiptirler. Kütleli açıdan bakıldığında ise, soğutucu akışkanların gizli ısılarının çok geniş bir aralıkta değiştiği görülür. Teorik buhar sıkıştırmalı bir çevrimin maksimum verimine, düşük buhar ısı kapasiteli akışkanlar ile ulaşılır. Basit moleküller yapıya ve izafi olarak küçük moleküller kütleli sahip akışkanlar için bu husus, ortak bir özelliktir.

Soğutucu akışkanın suda ve yağda erime durumunun da gözden uzak tutulmaması gerekir. Suda erime kolay oluyorsa makina içerisinde donma tehlikesi azalır, zira suda

erime sonunda karışımın donma noktası daha alçak olur. Aksi halde çevre basıncının altında olan kısımlara dışarıdan giren hava içerisindeki su buharı kolayca yoğuşur, genişleme valfindeki kısılma sonunda sıcaklık düşmesi ile katılaştır ve tıkanmalara, işletme aksaklıklarına yol açar. Yağda erimeye gelince, yağlama yağı segman aralıklarından sızarak soğutucu akışkana karışabilir, Eğer akışkan buharı yağda erimiyorsa, akışkanla sürüklenen yağ kondenser ve hatta evaporatör yüzeylerinde birikir ve burada bir yağ filmi oluşturur. Bu durum ısı geçişini kötüleştirir ve ayrıca kompresörde yağın eksilmesine sebep olur. Bu tür akışkanlar için kompresör çıkışında bir yağ ayırıcı kullanılmalıdır.

Burada sözü edilen özelliklerin hepsine uygun olan ideal bir soğutucu akışkan yoktur, duruma göre bu özelliklerin bazılarında vazgeçilir. Şu anda R-404a , R-407 ve R-410 soğutucu akışkanları, geliştirilerek ve üretimleri artırılarak uygulaması devam etmektedir. En çok kullanılan soğutucu akışkan olan amonyak ve Freon gruplarına ait soğutucu akışkanların bilgileri aşağıda verilmiştir (Genceli , 2001).

3.1 R-12 Soğutucu Akışkanının Özellikleri

Zehirli, patlayıcı ve yanıcı olmaması sebebiyle tamamen emniyetli bir maddedir. En ekstrem çalışma şartlarında dahi stabil ve bozulmayan, özelliklerini kaybetmeyen bir maddedir. Ancak, açık bir aleve veya aşırı sıcaklığa haiz bir ısıtıcı ile temas ettirilirse çözülür ve zehirli bileşkelere ayrışır. Kondenserde, ısı transferi ve yoğuşma sıcaklıkları bakımından oldukça iyi bir durum gösterir. Yağlama yağı ile tüm çalışma şartlarında karışabilir ve yağın kompresöre dönüşü basit önlemlere sağlanabilir. Yağı çözücü (Solvent) özelliği, kondenser ve evaporatör ısı geçiş yüzeylerinde yağın toplanıp ısı geçiş yüzeylerinde yağın toplanıp ısı geçişini azaltmasını önler.

Buharlaştırma ısısının düşük olması sebebiyle sistemde dolaşması gereken akışkan debisi fazladır. Fakat bu önemli bir mahzur olmadığı gibi küçük sistemlerde, akış kontrolünün daha iyi yapılması yönünden tercih edilir. Büyük sistemlerde ise buhar yoğunluğunun fazlalığı ile birim soğutma için gerekli soğutma hacmi R-22, R-500 ve R-717 (Amonyak) dan çok farklı değildir. Birim soğutma için harcanan beygir gücü de takriben aynı seviyededir.

3.2 R-22 Soğutucu Akışkanının Özellikleri

Bugün, soğutma maksadı için en çok kullanılan soğutucu akışkanlardan biridir. Diğer fluo-karbon soğutucu akışkanlarda olduğu gibi R-22'de emniyetle kullanılacak zehirsiz, yanmayan, patlamayan bir akışkandır. R22, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiş bir soğutucu akışkandır, fakat paket tipi klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda da, bilhassa daha kompakt kompresör gerektirmesi (R-12'ye nazaran takriben 0.60 katı) ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Çalışma basınçları ve sıcaklıkları R-12 den daha yüksek seviyede ve fakat birim soğutma kapasitesi için gerekli tahrik gücü takriben aynıdır. Çıkış sıcaklıklarının oldukça yüksek olması sebebiyle, bunun aşırı sebeplere ulaşmasına engel olmak için emiştaki kızgınlık derecesini mümkün mertebede düşük tutulmalıdır (Bilhassa hermetik tip kompresörlerde). Hava soğutmalı kondenser kullanıldığında kondenser kapasitesi (alanı) ihtiyaçtan biraz yüksek tutulmalıdır. Derin soğutma uygulamalarında, aşırı çıkış sıcaklıkları ile karşılaşılacağından (yüksek sıkıştırma oranı sebebiyle) silindirlerin su gömleli olması tavsiye edilir. Yağ dönüşünü sağlamak için R-12'ye nazaran daha dikkatli ve iyi işlenmiş dönüş boruları döşenmeli, derin soğutma uygulamalarında muhakkak yağ ayırıcı konulmalıdır. R-12 yağ ile daha çabuk ve iyi karışmaktadır. Su ileyse R-22 daha çabuk ve yüksek oranda karışır.

3.3 R-717 (Amonyak) Soğutucu Akışkanının Özellikleri

Bugün, fluo-karbon ailesinin dışında geniş ölçüde kullanılmaya devam eden tek soğutucu akışkan amonyaktır. Zehirleyici ve bir ölçüde yanıcı-patlayıcı olmasına rağmen mükemmel ısı özelliklere sahip olması sebebiyle, iyi eğitilmiş işletme personeli ile ve zehirleyici etkisinin fazla önem taşımadığı hallerde, büyük soğuk depoculukta, buz üretiminde, buz pateni sahalarında ve donmuş paketleme uygulamalarında başarıyla kullanılmaktadır. Buharlaşma ısısının yüksek oluşu ve buhar özgül hacminin de oldukça düşük olması sistemde dolaştırılması gereken akışkan miktarının düşük seviyede olmasını sağlar. R-22'de olduğu gibi çıkış sıcaklıkları yüksek seviyeli olup kompresör kafa ve silindirlerinin su soğutma gömleli olması tercih edilir.

Amonyak yağ ile karışmaz, fakat karterdeki çalkantı ve silindirdeki yüksek hızlar yağın sisteme sürüklenmesine sebep olur. Bu nedenle, gerek kompresör çıkışına yağ ayırıcı koymak suretiyle, gerekse evaporatörden kompresöre yağın dönüşünü kolaylaştıracak tarzda boru tertibiyle yağın kompresör karterine birikmesi sağlanmalıdır.

Hacimsel özgül soğutma yükünün büyük olması nedeniyle Özellikle büyük endüstri tesislerinde amonyak kullanılır. Bakır, bakır-çinko alaşımları ve galvaniz kaplamalı malzeme üzerinde korozif etkisi vardır. Amonyak kullanan tesislerde yalnız çelik ve dökme demir kullanılması zorunludur. Bronz malzemeye de fazla etki etmez.

Atmosfer basıncında buharlaşma sıcaklığı -33°C civarındadır. Bu gazla çift kademeli olmak koşuluyla -58°C sıcaklıklarına inilebilir. Bu sistemler vidalı kompresörler kullanarak, alçak/yüksek kademe çalışan çevrimlerde, endüstriyel sistemlerde başka alternatifi olmayan hemen hemen tek çözümdür. Yeni geliştirilen mekanik salmastralar ile sisteme hava girişi önemli derecede engellenebilmektedir. Bunun yanında sisteme herhangi bir yolla girebilen havanın, otomatik olarak atılabildiği özel devreler geliştirilmiştir.

Amonyak küçük soğutma yüklen için pek elverişli bir akışkan değildir, zira sistemde dolaşan akışkan miktarı çok az olunca, ayar ve kontrolü zorlaşır. Yüksek özgül soğutma yükü sayesinde kompresör boyutları amonyaklı sistemlerde küçük tutulur. Gaz hızı kompresör emme borularında 18 m/s ve basma borularında 25 m/s değerlerine çıkabilir (Genceli , 2001).

3.4 R-134a Soğutucu Akışkanının Özellikleri

R 134a soğutucu akışkanının ODP'si sıfırdır ve diğer özellikleri dikkate alındığında en uygun alternatif soğutucu akışkandır. Fiziksel özellikleri R-12'ye yakındır. Saf bir soğutucu akışkandır. Ev tipi ve araç soğutucuları için uygun soğutucu akışkandır. Düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında çift kademeli sıkıştırma gerektirir. R-134a mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliester veya poliolakalinglikol bazlı yağlarla kullanılması önerilmektedir. Isı aktarım performansının düşük ve büyük kompresör ötelemesi gerektiren düşük özgül hacim değerine sahip olması R-134a'nın dezavantajlarıdır.

3.5 R-404a Soğutucu Akışkanının Özellikleri

R-404a soğutucu akışkanı, R-125, R-134a ve R-143a soğutucu akışkanlarından ağırlıkça sırası ile % 44, 4,52 oranında oluşturulan bir karışımdır ve ODP oranı sıfırdır. Yapısında R-143a bulunduğundan yüksek küresel ısıtma potansiyeline sahiptir. R-502 ve R-22 soğutucu akışkanlarına alternatif olarak geliştirilmiştir. Genel olarak süpermarket soğutucuları, soğuk taşımacılık, buz makineleri ve teşhir soğutucuları gibi düşük ve orta düzeyde evaporasyon sıcaklığı gerektiren uygulamalar için düşünülmektedir.

R-404a soğutucu akışkanının ısıl performansı ve kritik sıcaklığı R-502 soğutucu akışkanına çok yakındır. Yoğuşma sıcaklığının R-22'den daha yüksek ve kritik sıcaklığının daha düşük olması R-404a'nın bir dezavantajıdır.

3.6 R-507 Soğutucu Akışkanının Özellikleri

R-507 soğutucu akışkanı, derin dondurucular, buz makineleri vb düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılan, ODP oranı 0.33 olan R-502 soğutucu akışkanına alternatif olarak geliştirilmiştir. R-125 ile R-143a'nın bir karışımıdır. Ağırlık olarak karışım oranları % 50 R-125 ve % 50 R-143a'dır. ODP oranı sıfırdır. Karışımın içinde R-143a'nın bulunması küresel ısıtma potansiyeline neden olmaktadır.

R-507 soğutucu akışkanı ile çalışacak soğutucularda polyester yağlama maddeleri kullanılmalıdır. R-507 soğutucu akışkanı zehirli olmayıp, çevre sıcaklığında ve atmosfer basıncında yanıcı değildir. Ancak yüksek basınç ve sıcaklıklarda hava ile karışması halinde yanıcı olabilir.

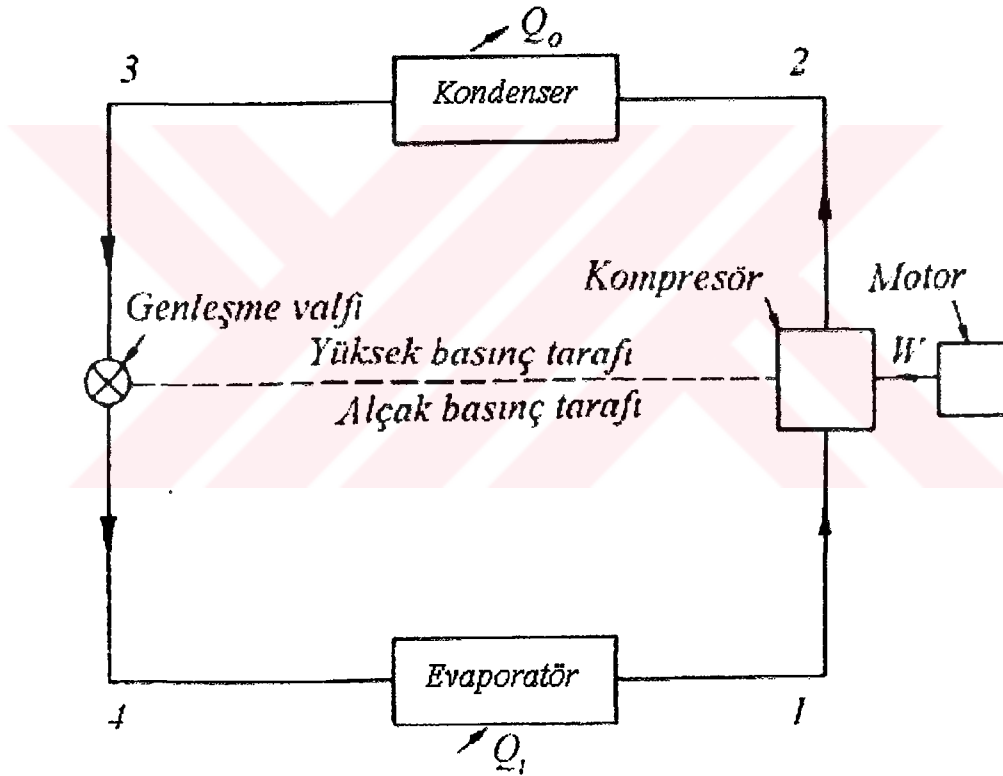
3.7 R-290 Soğutucu Akışkanının Özellikleri

R-290 soğutucu akışkanı hidrokarbonlar sınıfına giren doğal soğutucu akışkandır. ODP oranı sıfır olup sera etkisi çok düşüktür. Bu özellikleri sebebiyle R-502, R-22 ve R-12 soğutucu akışkanları için bir alternatif olabilir. Yanıcılık özelliği ve solunum güçlüğü yaratması sebebiyle kullanım alanı kısıtlıdır. R-12 ile kullanılan yağlara uyum göstermektedir, ucuz ve kolay temin edilebilir (Ataer ve Usta , 1999).

4 SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Bu kısımda , termodinamik prensiplerin sıkıştırımlı (kompresörlü) soğutma çevrimleri üzerine uygulanması açıklanacaktır. Verilen örneklerle tek kademeli temel buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile aşırı soğutulmuş ve içten soğutulmuş iki kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizleri yapılacaktır. Ayrıca iki kademeli buhar kompresörleri, termodinamik açıdan incelenecektir.

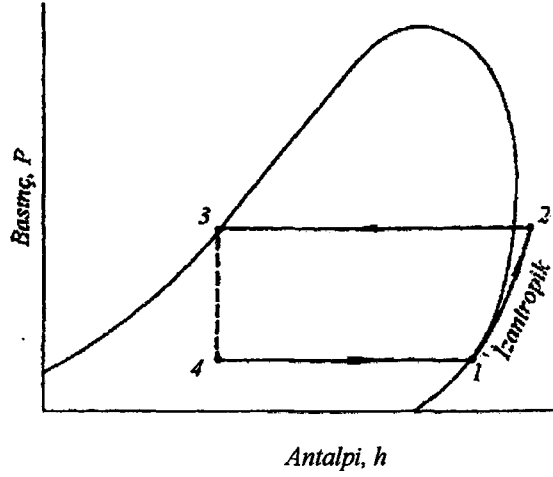
Soğutma çevrimlerinin açıklanmasında genel olarak, basınç-entalpi (P-h) diyagramının kullanılması binlik kolaylık sağlamasına rağmen, ikinci kanun ile ilgili verilen örneklerde, daha uygun olması nedeniyle, sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı kullanılacaktır.



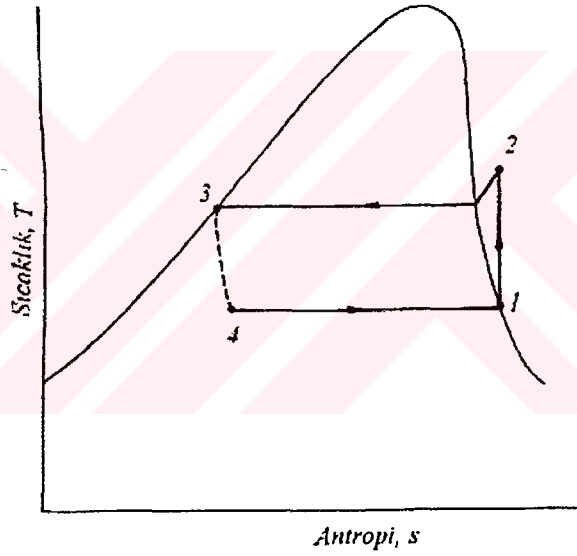
Şekil 4.1 Tek kademeli buhar sıkıştırımlı basit bir soğutma çevrimi prensip şeması

4.1 Tek Kademeli Buhar Sıkıştırımlı İdeal Soğutma Çevrimi

Tek kademeli buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin prensip şeması Şekil4.1'de görülmektedir. Bu çevrime ait P-h ve T-s diyagramları ise Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te verilmiştir. Bu çevrimdeki belli başlı elemanlar sırasıyla, kompresör, kondanser, genleşme valfi ve evaporatör olarak sayılabilir.



Şekil 4.2 Tek kademeli kompresörlü ideal bir soğutma çevriminin basınç-entalpi diyagramında gösterilişi



Şekil 4.3 Tek kademeli kompresörlü ideal bir soğutma çevriminin sıcaklık- entropi diyagramında gösterilişi

İdeal bir soğutma çevriminde, evaporatörde ve kondenserdeki ısı geçişlerinde basınç kayıplarının olmadığı, kompresörün tersinir adyabatik (izantropik) olduğu, genişleme valfindeki olayın adyabatik olduğu ve bu elemanlar arasındaki boru donanımlarında herhangi bir basınç kaybının olmadığı ve boru donanımı ile çevre arasında bir ısı geçişinin olmadığı kabul edilir.

Düşük basınçta, düşük sıcaklıkta ve doymuş olarak evaporatörden 1 noktasında çıkan soğutucu akışkan, bu noktada kompresöre girerek, tersinir ve adyabatik (izantropik) olarak sıkıştırılır.

Yüksek sıcaklıkta, yüksek basınçta ve kızgın bir halde 2 noktasında kompresörden çıkan soğutucu akışkan buharları, bu noktada sabit basınçta önce kızgınlığının alındığı sonra yoğuşturulduğu bir eleman olan kondensere girer. Yüksek basınçta orta bir sıcaklıkta doymuş sıvı olarak 3 noktasından kondenserden çıkan soğutucu akışkan, bu noktada tersinir ve adyabatik (sabit entalpide) genişleme işleminin olduğu, genişleme valfine girer. Düşük sıcaklıkta, düşük basınçta ve küçük kuruluk derecesinde 4 noktasında genişleme valfinden çıkan soğutucu akışkan, bu noktada sabit basınçta tersinir olarak buharlaşma işleminin olduğu evaporatöre girer. Evaporatördeki işlem, soğutucu akışkanın 1 şartlarında doymuş buhar elde edilmesine kadar devam eder. Soğutucu akışkanın kondenserdeki kızgınlığının alınması dışında, evaporatördeki ve kondenserdeki akışkan ile ortam arasındaki bütün ısı geçiş olaylarında sıcaklık farkının sonsuz küçük olduğu kabul edilir.

4.1.1 Enerjinin Korunumu ve Birinci Kanun Analizi

Termodinamiğin birinci kanunu yardımı ile bir sisteme ait enerjinin korunumu yazılabilir ve bu sisteme ait bazı performans parametreleri çıkarılabilir. Buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin her bir elemanına, sürekli rejim halinde termodinamiğin birinci kanunu uygulandığında

$$1-2 \text{ Kompresör} \quad {}_1W_2 = - (h_2 - h_1) m \quad (4.1)$$

$$2-3 \text{ Kondenser} \quad {}_2Q_3 = - (h_2 - h_3) m \quad (4.2)$$

$$3-4 \text{ Genleşme valfi} \quad h_3 = h_4$$

$$4-1 \text{ Evaporatör} \quad {}_4W_1 = (h_1 - h_4) m \quad (4.3)$$

bağıntıları yazılabilir. Kompresörde soğutucu akışkana bir iş yapıldığı için (4.1) eşitliğinde negatif işaret alınmıştır.

Akışkan hızlarının ve soğutucu elemanlar arasındaki yüksekliklerin küçük olması nedeniyle, sürekli rejim halinde yazılan bu denklemlerde, kinetik enerji ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmiştir. Sistem bir çevrim boyunca çalıştığından, kondenserden atılan ısı miktarı, evaporatörde yutulan ısı ile kompresörde verilen işin toplamına eşit olmalıdır.

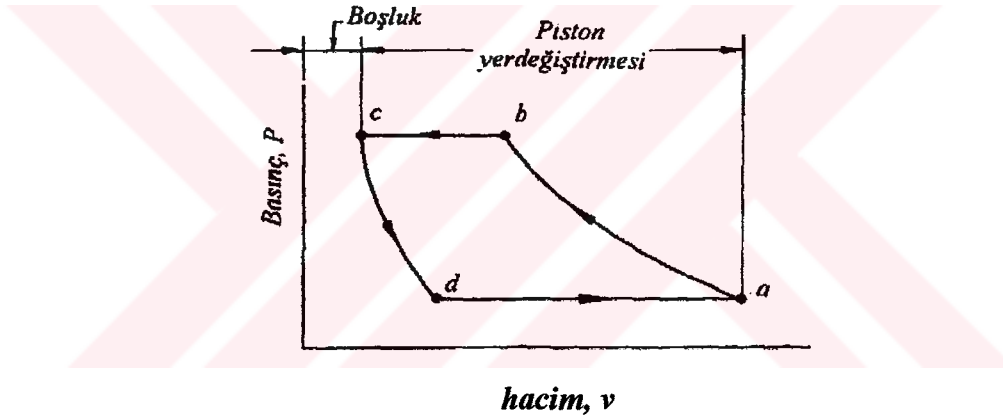
Soğutma sistemlerinde etkenlik parametresi, COP (*coefficient of performance*), soğutma etkisinin net iş girişine oranı şeklinde soğutma tesir katsayısı olarak verilmiş idi. Bu durumda tek kademeli kompresörlü ideal bir soğutma çevrimi için COP katsayısı, (4.1) ve (4.3) eşitlikleri yardımı ile

$$\text{COP}=(h_1-h_4)/(h_2-h_1)$$

şeklinde yazılabilir.

4.1.2 Kompresörün Termodinamik Analizi

Termodinamik sistemlerde kompresörlerin incelenmesinde, kompresöre akışkanın giriş ve çıkışı arasındaki hal değişimlerinde, (1) ideal bir kompresör için tersinir ve adyabatik (izantropik), veya (2) adyabatik ve tersinir olmayan (kompresörde entropi artımının göz önüne alındığı) iki farklı işlem şeklinde olduğu kabul edilir. İdeal kompresör durumundan olan farklılıklar, adyabatik kompresör verimi ile göz önüne alınır.



Şekil 4.4 İdeal bir pistonlu kompresörün P-v diyagramındaki çevrimi

Pozitif yer değiştirmeli kompresörlerde, termodinamik açıdan önemli olan diğer bir tanım, *hacimsel etkenliktir*. Bu etkenlik, bu tip kompresörler içinde hareketli elemanın süpürdüğü hacim ile soğutucu akışkanın net hacimsel debisi arasındaki farktan ortaya çıkar. Pistonlu bir kompresörde, piston üst ölü noktada iken, piston ile silindir arasında bir miktar boşluk vardır. Şekil 4.4'te görüldüğü gibi, silindir içindeki sıkıştırılmış gaz boşaldıktan sonra bu hacimdeki gaz, giriş basıncına kadar genişler. Bunun sonucunda da kompresörden kütleli olarak daha az soğutucu akışkan basılmış olur. Bir kompresörün hacimsel etkenliği

$$\eta_v = m_a / m_i \quad (4.4)$$

bağıntısı ile verilir. Bu bağıntıda

m_a stroku başına kompresöre yeni giren gerçek akışkan kütlesi

m_i kompresörün giriş sıcaklığında ve basıncında tanımlanan ve yer değiştirme hacmine göre belirlenen teorik gaz kütlesi

anlamlandırılır.

Buhar sıkıştırılmalı basit bir çevrimde, hacimsel etkenlik

$$\eta_V = \frac{V_a - V_d}{V_a - V_c} = 1 + C - C v_1 / v_2 \quad (4.5)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitlikte

$C = V_c / (V_a - V_c)$ açıklık oranı

v_1 sıkıştırma işleminin başında soğutucu akışkanın özgül hacmi

v_2 sıkıştırma işleminin sonunda soğutucu akışkanın özgül hacmi

anlamlandırılır.

Soğutucu akışkana göre v_1 özgül hacmi değiştiğinden, soğutucu akışkanın cinsi, kompresörün bastığı kütleli debiye etki eder.

Çok kademeli kompresörlerde tasarım parametrelerinden birisi de ara kademe basıncının seçimidir. Bu kademede kompresördeki iç soğutma yardımı ile soğutucu akışkan sıcaklığı düşürülebilir. Ara kademe basıncının en uygun seçimi, sistemdeki işin minimum olduğu durumdur. Bir ideal gazın ($Pv=RT$) iki kademeli sıkıştırılması için, uygun ara kademe basıncı, emme basıncı ile basma basıncının çarpımının kareköküne eşit olduğunda (geometrik ortalama değerinde) gerçekleşir. Bu durumda iki kademede işler birbirine eşittir. Bununla beraber, gaz kompresörlerinden farklı olarak, soğutma sistemlerinde kullanılan çok kademeli kompresörlerde, ara kademe devresi, soğutma çevriminin diğer taraflarından gelen soğutucu akışkan tarafından bir miktar soğutulur.

Çizelge 4.1'de iki kademeli R-12 (Freon 12) soğutucu akışkanını kullanan bir çevrimde yapılan analiz sonucu görülmektedir. Bu analizde soğutucu akışkanın alçak basınç kompresörüne giriş sıcaklığı $-19,4^{\circ}\text{C}$, basıncı 124 kPa, yüksek basınç kompresöründen çıkış sıcaklığı $47,7^{\circ}\text{C}$, basıncı ise 827 kPa değerlerindedir. Ayrıca kompresörlerin adyabatik etkenlikleri % 80, soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı elemandaki basınç kaybı 10,3 kPa ve soğutucu akışkanın kızgınlığı alıcı elemanı, doyma sıcaklığından $2,8^{\circ}\text{C}$ daha sıcak çıktığı kabul edilmektedir.

Çizelge 4.1 Ara kademe basıncının etkisi

Ara kademe basıncı (kPa)	Birim soğutma başına yapılan iş (kJ/kg.)		
124.1	0.0	0.395	0.395
150	0.03	0.36	0.39
200	0.05	0.30	0.38
300	0.15	0.22	0.37
400	0.205	0.16	0.365
500	0.25	0.11	0.36
760	0.279	0.075	0.354
700	0.312	0.038	0.350
793	0.334	0.012	0.346

Çok kademeli soğutma çevrimlerinin çoğunda, minimum işi veren ara kademe basıncı; geometrik ortalama basıncından biraz büyük değerde gerçekleşir. Çizelge 4.1'de göz önüne alınan durumda, ara kademe basıncının seçiminde minimum iş kriteri geçerli değildir. Bu gibi durumlarda, ara kademe basıncı, iki kademedeki hacimsel etkenliklerin yaklaşık eşit olduğu durumda seçilir. Bu nedenle, bundan sonraki incelemelerde gösterileceği gibi, her bir çevrim termodinamiğin ikinci kanununa göre ayrı ayrı analiz edilmelidir.

4.2 Kompresörlü Soğutma Sistemlerinin İkinci Kanun Analizi

Kompresörlü soğutma çevrimlerinin termodinamiğin ikinci kanununa göre analizinde, tersinir işlem ve kullanılabilir enerji, bu sistemlerin temel kavramlardır. Bu temel kavramlardan hareket ederek, herhangi bir işlemin veya sistemin performansı, kullanılabilir enerjinin bir yüzdesi olarak ifade edilebilir. İleride verilecek olan örneklerde, kompresörlü soğutma sistemlerinde bu kavramlar, tersinmezlik ($I = T_0 \Delta s_{\text{toplam}}$), kullanılabilir enerjideki azalma (ΣE_A) değerleri üzerinde durulacak ve soğutma sistemlerinde kayıpların etkisini gösterebilmek için T-s diyagramlarından yararlanılacaktır .

4.2.1 Ters Carnot Çevrimi

Soğutulan ortam sıcaklığı ile atmosfer (çoğunlukla hava veya ekonomik olarak elde edilebilen su) sıcaklığı verildiğinde, bu sıcaklıklar arasında çalışan ters Carnot çevrimi gibi herhangi bir termodinamik tersinir çevrimin soğutma tesir katsayısı en yüksek değerdedir.

Şekil 4.5'deki T-s diyagramında gösterildiği gibi, bu çevrim dört tersinir işlemden oluşur: (1) ısının (soğutma yükünün) soğutulan ortamdaki soğutucu akışkana geçtiği, eş sıcaklıkta genişleme 4-1; (2) adyabatik sıkıştırma 1-2; (3) ısının soğutucu akışkandan atmosfere geçtiği, eş sıcaklıkta sıkıştırma, 2-3; (4) adyabatik genişleme, 3-1. Şekil 4.5'de (b) alanı soğutma yükünü, (a) alanı net işi ve (a+b) alanı ise atmosfere atılan ısıyı göstermektedir. Bu durumda (b/a) alanlar oranı, bu çevrime ait COP ile gösterilen soğutma tesir katsayısını vermektedir

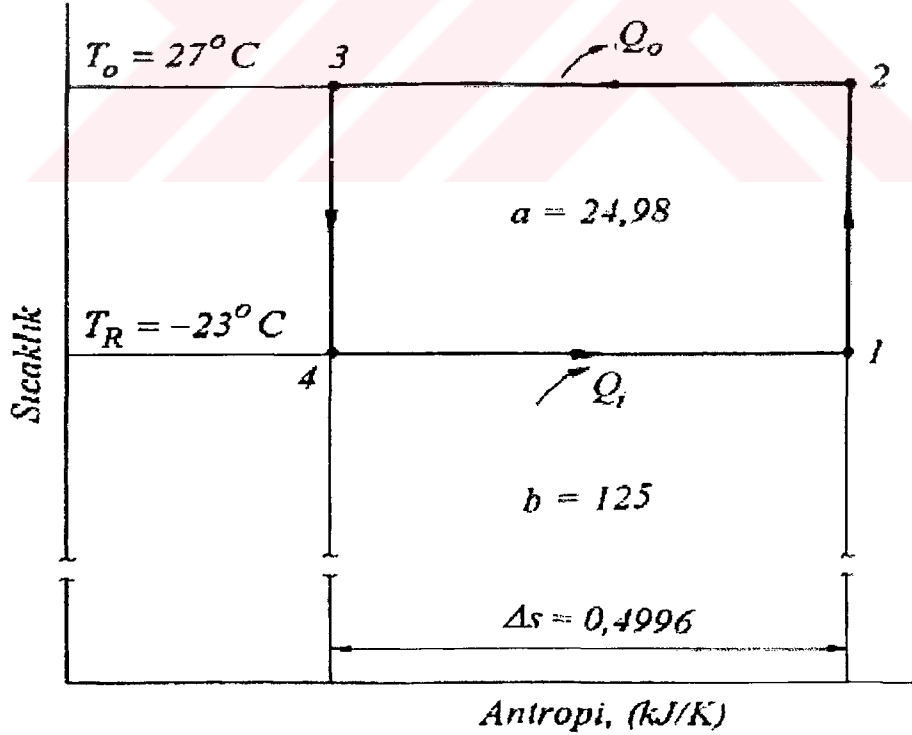
Şekil 4.5'de verilen ters Carnot çevriminin COP soğutma tesir katsayısı değeri,

COP = Soğutma yükü / Net iş girişi

$$= Q_i / (Q_0 - Q_i) = Q_i / W = T_g \Delta s / (T_o \Delta s - T_g \Delta s)$$

$$= 1 / (T_o / T_g - 1)$$

(4.6)



Şekil 4.5 Örnek 4.1 için verilen ideal ters Carnot çevrimine ait sıcaklık entropi diyagramı

şeklinde ifade edildiği gibi, soğutulan ortamın T_g mutlak sıcaklığı ile atmosferin T_0 mutlak sıcaklığının bir fonksiyonudur.

Isı geçişinin sonlu sıcaklık farklarında ve işlemlerin tersinir olmaması nedeniyle, gerçekteki soğutma çevrimlerinde bu çevrimden daha büyük bir işe gerek duyulur. Bu şekilde ideal durumdan ayrılmalar, kullanılabilir enerji miktarının azalmasına ve sistem ile çevrenin Δs_{toplam} entropi artmasına neden olur. Sistemdeki net işteki artma, toplam bütün kullanılabilir enerjideki azalmaya eşit olup, bu da aynı zamanda $T_0 \Delta s_{\text{toplam}}$ şeklinde, atmosferin mutlak sıcaklığı ile toplam entropi artmasının çarpımına eşittir.

Örnek 4.1 : Şekil 4.5'te verilen çevrime ait, entropi değişimini, işi ve COP soğutma tesir katsayısını bulunuz. Soğutulan ortamın sıcaklığı $T_R = -23^\circ\text{C} = 250,2 \text{ K}$, atmosfer sıcaklığı $T_0 = 27^\circ\text{C} = 300,2 \text{ K}$, soğutma yükü ise 125 kJ değerindedir.

Çözüm : Verilen değerlere göre

$$\Delta s = s_J - s_2 = Q_i / T_R = 125 / 250,2 = 0,4996 \text{ kJ/K}$$

$$W = \Delta s (T_0 - T_R) = 0,4996 (300,2 - 250,2) = 24,98 \text{ kJ}$$

$$\text{COP} = Q_c / (Q_c - Q_i) = Q_c / W = 125 / 24,98 = 5,004$$

elde edilebilir.

Şekil 4.5'te gösterilen bu örneğe ait, akış enerjisi, E_A kullanılabilir enerji, E_u kullanılmayan enerjiler aşağıdaki tabloda özet halinde sunulmuştur.

Enerji	kJ	Alan
Q	125	b
Q_0	149,98	a+b
W	24,98	a
$(E_A)_i$	-24,98	-a
$(E_U)_i$	149,98	a+b
$(E_A)_0$	0	
$(E_U)_0$	149,98	a+b

Bir çevrimde, herhangi bir soğutucu akışkanın net entropi değişimi sifıra eşittir. Örnek 4.1'de soğutulan ortamın entropi değişimi

$$\Delta s_R = 125 / 250,2 = 0,4996 \text{ kJ/K}$$

atmosferin entropi değişimi ise

$$\Delta s_0 = -125 / 250,2 = -0,4996 \text{ U/K}$$

olduğundan, yalıtılmış sistemin entropi değişimi

$$\Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_R + \Delta S_o = 0$$

değerini verir.

Örnek 4.1'de bütün ısı geçişlerindeki sıcaklık farkının sonsuz küçük ve çevrimdeki bütün işlemlerin tersinir olduğu kabul edildiğinden, kullanılabilir enerji miktarında bir azalma yoktur.

Gerçek çevrimlerde ise, ısı geçişlerinde sonlu bir sıcaklık farkı ve bütün soğutucu akışkana ait işlemlerde sürtünme vardır. Bu işlemlerin tersinir olmaması, kullanılabilir enerji miktarının azalmasına, sistemin entropisinin artmasına ve çevrime verilen işin de artmasına neden olur.

Bu kavramların ışığı altında

$$\Delta W = W - W_{id} \quad (4.7)$$

$$W = Q_o - Q_i \quad (4.8)$$

$$W_{id} = (T_o - T_R)(-\Delta S_R) \quad (4.9)$$

$$Q_o = T_o \Delta S_o \quad (4.10)$$

$$Q_i = T_R(-\Delta S_R) \quad (4.11)$$

olduğundan

$$\begin{aligned} \Delta W &= T_o \Delta S_o - T_R(-\Delta S_R) - (T_o - T_R)(-\Delta S_R) \\ &= T_o(\Delta S_o + \Delta S_R) = T_o \Delta S_{\text{toplam}} \end{aligned} \quad (4.12)$$

yazılabilir. Ayrıca

$$Q_o = (E_A)_o + (E_U)_o \quad (4.13)$$

$$(E_U)_o = (E_U)_R + (\sum E_{Ad})_r + (\sum E_{Ad})_i \quad (4.14)$$

$$(E_U)_R = T_o(-\Delta S_R) \quad (4.15)$$

olduğundan ,

$$\begin{aligned} W &= (E_A)_o + T_o(-\Delta S_R) + (\sum E_{Ad})_r + (\sum E_{Ad})_i - T_R(-\Delta S_R) - (T_o - T_r)(-\Delta S_R) \\ &= (E_A)_o + (\sum E_{Ad})_r + (\sum E_{Ad})_i \\ &= \sum E_{Ad} \end{aligned} \quad (4.16)$$

elde edilir. Bu bağıntılar da

$(E_U)_R$ T_R sıcaklığında soğutulan ortamdan çekilen enerjinin kullanılmayan kısmı

$(\sum E_{Ad})_r$ Çevrim işlemi esnasında soğutucu akışkan tarafından kullanılabilir enerji seviyesindeki toplam azalma miktarı

$(E_A)_0$ Soğutucu akışkan tarafından ısı atılışı esnasında kullanılabilir enerji miktarı; atmosfer tarafından yutulduğunda, $(E_A)_0$ değeri kullanılamaz

$(E_A)_0$ Sonlu sıcaklık farklarının kullanılması

durumunda, soğutucu akışkandan soğutulan ortama geçen ısı transferi esnasında kullanılabilir enerjideki azalma miktarı

anlamlandırılır (Genceli, 1996).

4.3 Tek Kademeli Buhar Sıkıştırma Gerçek Soğutma Çevrimi

Diyagramları Şekil 4.2 ve 4.3'te verilen tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri ideal olarak tanımlanmasına rağmen, bu çevrimde tersinirliği bozan iki nokta vardır. Bunlar da, (1) genişleme valfinde iç tersinir olmayan işlem, ve (2) kondenserde buharın kızgınlığının alınması esnasında, ısı transferindeki sonlu sıcaklık farkının bulunmasıdır. Birinci tip tersinir olmayan işlemin tersinir hale getirilebilmesi için, genişleme valfi yerine bir tersinir adyabatik genişleme makinası kullanılmalıdır. Bu durumda bu makinadan elde edilen iş çevrime verilmelidir.

4.3.1 Karmaşık Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri

Büyük soğutma sistemlerinde, Şekil 4.1'de verilen temel soğutma çevriminde kullanılan elemanlardan daha fazla elemanın kullanılması, bu sistemlerde bazı üstünlükler sağlar. Bir soğutma sisteminin dizaynı için birkaç kompresör, evaporatör, genişleme valfi ve serbest genişleme kabı gerekebilir. Bununla beraber, sistem dizaynı için iyi bir optimizasyon ve bütün ve bütün ekonomik faktörler göz önüne alınmalıdır.

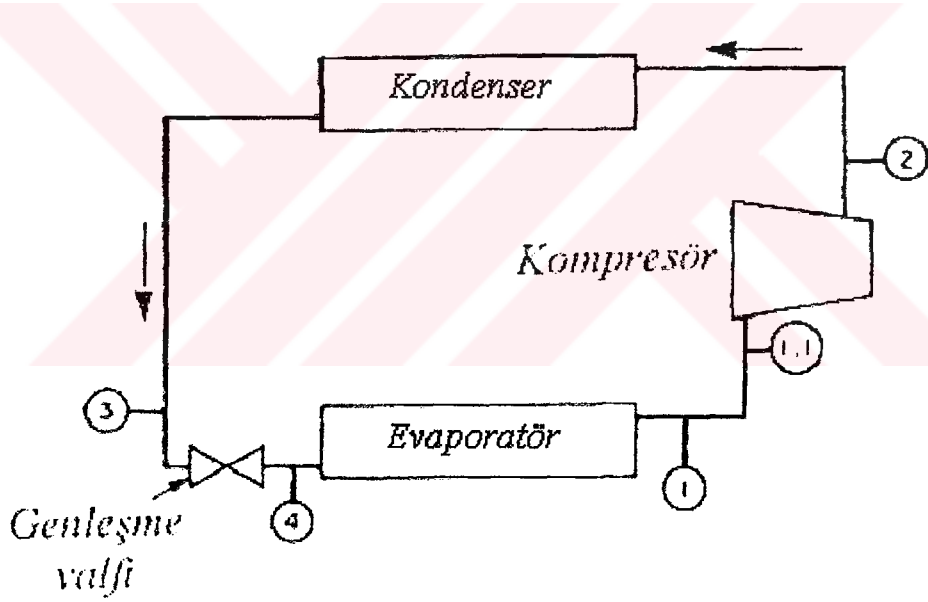
4.3.2 En Uygun Çevrim Dizaynı İçin İkinci Kanun Analizi

Kullanılabilir ve kullanılmayan enerji, kullanılabilir enerji derecesindeki azalma ve tersinmezlik kavranılan, bir soğutma sisteminin en uygun dizayn parametrelerinin seçiminde, mantıksal ve

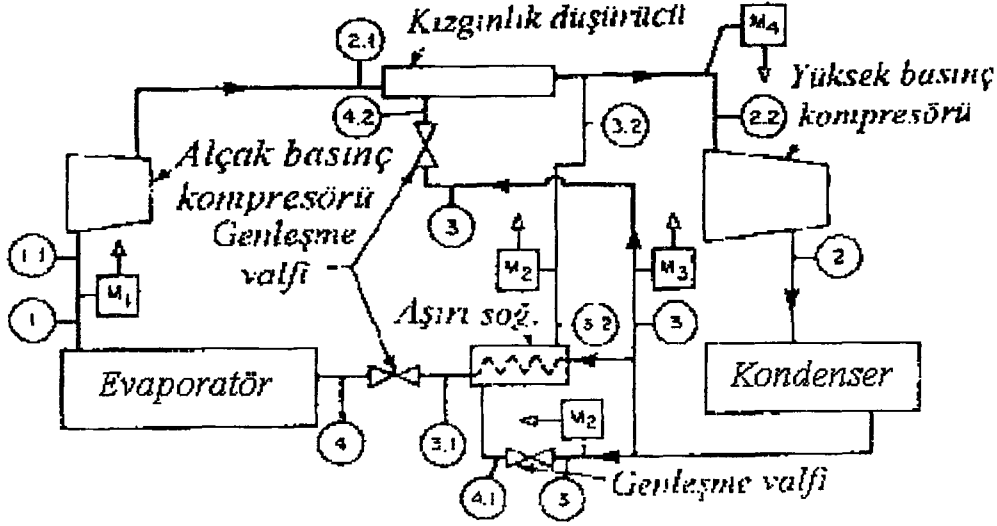
sistematik bir yöntemin açıklanabilmesi için bazı araştırmacılar tarafından sıkça kullanılmıştır . Bu yöntem, hem tek kademeli buhar sıkıştırmalı bir sistem, hem de kademeleri arasında iç soğutma ve esas genleşme valime girmeden önce soğutucu akışkanda aşırı soğumanın olduğu iki kademeli sistemler için yapılmıştır.

Ayrıca bu örnekler, çalışma şartlarının bir aralığı için soğutma sistemlerinde tersinmezlik etkilerini, devredeki her bir elemanın tersinmezlik değerini açıklayabilmekte ve iki soğutma sisteminin birbirlerine göre parametreleri ile tersinmezlik derecelerinin karşılaştırılmasını yapabilmektedir.

Tek kademeli ve iki kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinin prensip Őemaları Şekil 4.6 ve 4.7'de görölürken, bu sistemlere ait T-s ve P-h diyagramları, Şekil 4.8 ve 4.9'da verilmiştir. İki sistemin karşılaştırmasını yapabilmek için, her dört Şekilde aynı noktalar, aynı sayılar ile işaretlenmiştir. Bu noktalardaki basınçlar ve sıcaklıklar, bu sayıların alt indis olarak kullanılması ile



Şekil 4.6 Tek kademeli soğutma sistemi



Şekil 4.7 İki kademeli buhar sıkıştırma soğutma sistemi

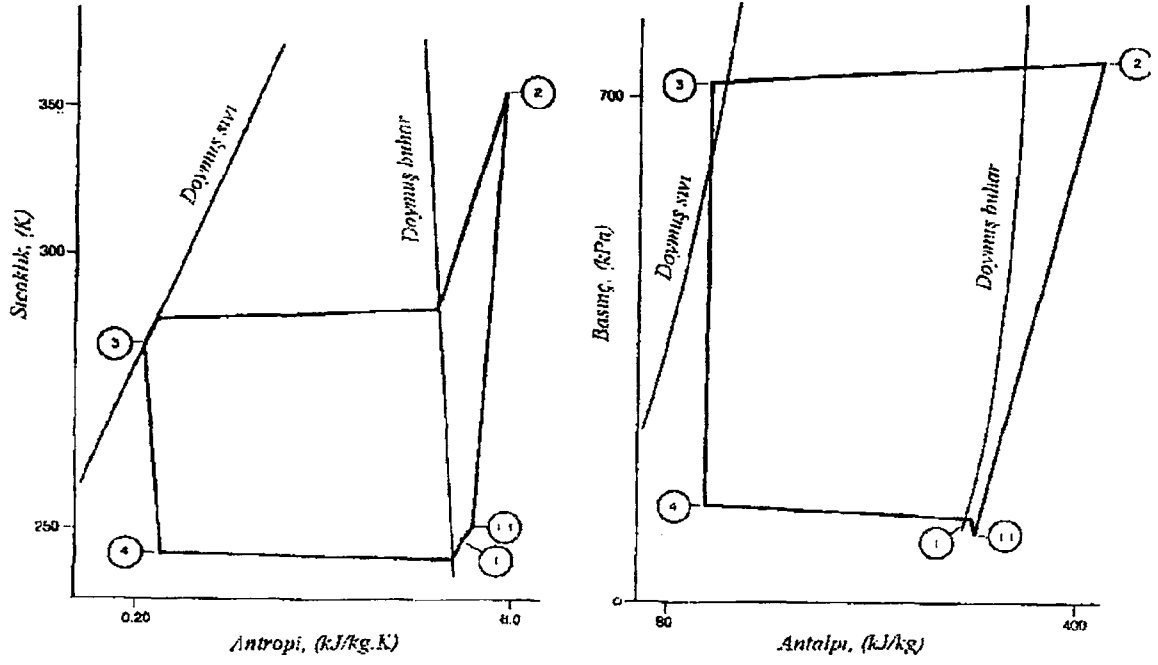
belirlenmiştir. İki kademeli sistemlerde, çeşitli yerlerdeki soğutucu akışkan debisi M_1 , M_2 , M_3 ve M_4 ile gösterilmiştir.

Bu iki sistemin - karşılaştırılması yapılırken, bu bölümün başlangıç kısımlarında verilen R-12 soğutucu akışkanına ait termodinamik özellik bağıntıları için bilgisayarlar programları hazırlanmış ve çevrimlerin analizlerinde, bilgisayarlar çözümlerinden yararlanılmıştır.

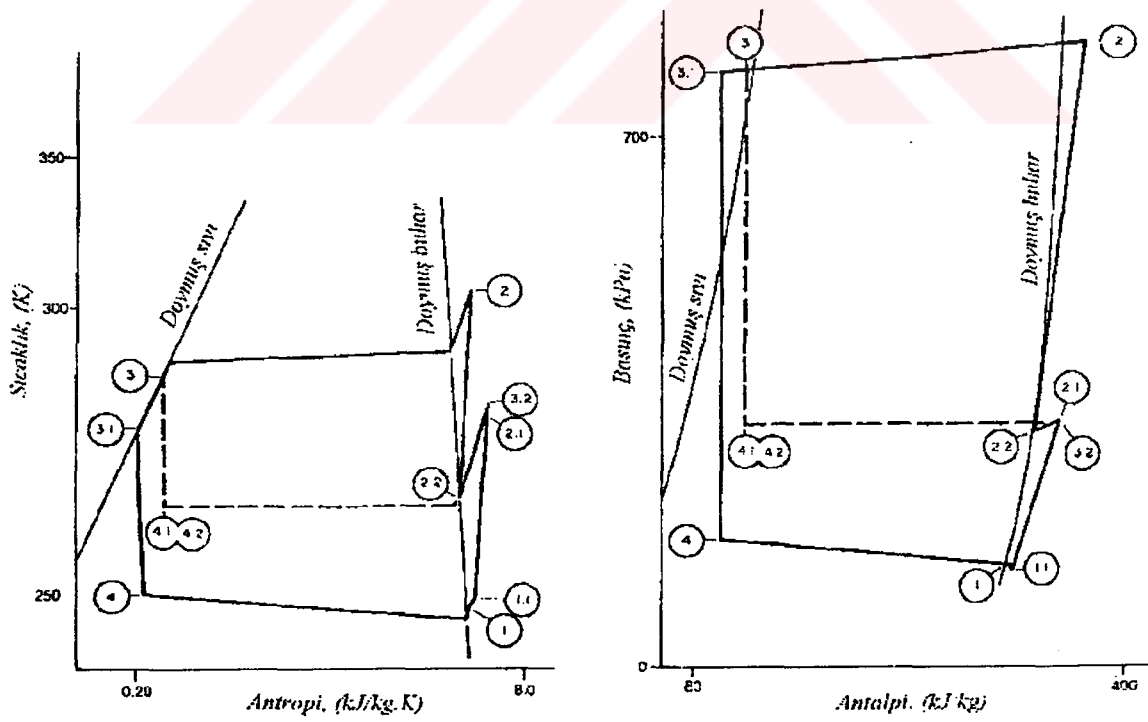
Burada analizi yapılan çevrim, çevrimin çeşitli noktalarında soğutucu akışkana ait sıcaklık ve basınç değerleri ile soğutucu ortamın sıcaklığı ve soğutma yükü yardımıyla tanımlanmıştır. Veri olarak düşünülebilen bu sıcaklık ve basınçlar birbirinden bağımsız olup, biri diğerine etki etmemektedir. Bu çevrimler için standart bir çalışma şartları Çizelge 4.2'de verilmiştir. Bu parametrelerin her birinin etkisi, her bir verinin belirli bir aralıkta değiştirilmesi ile çevrimin analizi sonucunda belirlenmiştir. Bu analizde sistem içindeki elemanlardaki akışa ve ısı geçişine ait karakteristikler göz önüne alınmamıştır, fakat ısı geçişini ve akış karakteristiklerini yansıtmak üzere, sıcaklık ve basınç parametreleri, birer veri olarak girilmiştir.

Çizelge 4.2 Standart çalışma şartları

Açıklama	Tek kademeli	iki kademeli
Soğutulan ortamın sıcaklığı. T_R , °C	-17,8	-17,8
Atmosfer sıcaklığı, T_0 , °C	21,1	26,7
Kompresör verimi, %	10	80
Kondenserde soğutucu akışkan ile atmosfer arasındaki sıcaklık farkı, $T_3 - T_0$ °C	2,8	2,8
Evaporatörde soğutucu akışkan ile soğutulan ortam arasındaki sıcaklık farkı, $T_R - T_1$ °C	2,8	2,8
Kondenserde giriş ile çıkış arasındaki basınç farkı. $P_2 - P_3$. kPa	34,5	54,5
Evaporatörde giriş ile çıkış arasındaki basınç farkı. $P_4 - P_1$ kPa	13,8	34,5
Kondenser çıkışındaki basınç. P_3 , kPa	724	793
Evaporatör çıkışındaki basınç, P_1 , kPa	117,2	131
Evaporatör çıkışı ile alçak basınç kompresörüne girişte soğutucu akışkan sıcaklığındaki artma, $T_{1.1} - T_1$ °C	1,7	1,1
Evaporatör çıkışı ile alçak basınç kompresörü arasında girişte basınç düşümü, $P_1 - P_{1.1}$, kPa	20,7	6,9
Kızgınlık düşürücü çıkışı ile giriş, arasındaki basınç düşümü. $P_2 - P_{2.2}$, kPa		10,3
Kızgınlık düşürücü eleman çıkışında, kızma miktarı. $T_{doy} - T_{2.2}$, °C		2,8
Aşırı soğutucu çıkışında, aşırı soğuma miktarı. $T_{dov} - T_{3.3}$, °C		11,1
Aşırı soğutucu girişi ile çıkışı arasındaki sıcaklık farkı, $T_{3.2} - T_{3.1}$, °C		5,6



Şekil 4.8 Tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevriminde T-s ve P-h diyagramları



Şekil 4.9 İki kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevriminde T-s ve P-h diyagramları

4.3.3 İki Kademeli Soğutma Sistemlerinde Ara Soğutucu Basıncının Seçimi

Daha önce de belirtildiği gibi, iki kademeli sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin önemli dizayn parametrelerinden birisi de ara kademe basıncının tespitidir. Çizelge 4.1'de kompresör işine ara kademe basıncının etkisi görülmektedir. İç soğutma basıncının değişiminin bütün çevrimde etkili olması nedeniyle, bu basıncın seçiminde, bütün sistemin tersinmedik durumunun göz önüne alınması daha gerçekçidir. Çizelge 4.3'te ara kademe basıncının bir fonksiyonu olarak, sistemin tersinmezlik değerleri verilmiştir. Karşılaştırma gayesi ile, yine bu tabloda ilave olarak Çizelge 4.1'de verilen alçak basınç ve yüksek basınç kompresörlerinin işleri ile bunların tersinmezlik değerleri de verilmiştir. Bu örnekte birinci kademe kompresörüne girişte basınç 124, 1 kPa, ikinci kademe kompresöründen çıkışta basınç 827,4 kPa değerlerinde alınmış olup, çevrime ait diğer çalışma şartları Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.3'de verilen değerler, bu özel örnek için, minimum toplam iş ile sistemin minimum toplam tersinmezlik değerinin, ara kademe basıncının maksimum (yani tek kademeli halin çıkış basıncında), olduğu görülmektedir. Bu durum, ara soğutmanın ayrı bir soğutucu akışkan ile sağlandığı iki kompresörlü sistemlerden farklıdır, çünkü bu sistemde iç soğutma için soğutucu akışkanın kullanılması tersinmezliğe neden olur. İlave olarak, kızgınlığın alınması için ikinci kademedeki soğutucu akışkan döndürüldüğünden, ara kademe basıncının azalması, yüksek basınç kompresöründe soğutucu akışkanın kütleli debisinin artmasına neden olur. Bu sonuçlar, alçak basınç kompresörü ile yüksek basınç kompresörünün işlerinin birbirine eşit olduğu, ara kademe basıncının yaklaşık 344,7 kPa olduğu durumda da belirtilebilir. Bu durumda sistemdeki emme ve basma basınçlarının geometrik ortalaması 320,4 kPa değerindedir.

İki kademedeki hacimsel etkenliklerin yaklaşık eşit olması nedeniyle, aşağıdaki denklemlerde geometrik ortalama basınç olan, 320,4 kPa değeri kullanılmıştır.

4.3.4 Soğutma Sistemleri Tersinmezliklerinin Karşılaştırılması

Tek kademeli ile iki kademeli soğutma sistemlerindeki çalışma şartlarındaki değişimin etkisinin belirlenmesi için, Çizelge 4.2'deki değerler ile hesaplanmıştır. Daha sonra Çizelge 4.2'deki her bir özelliğin çalışma şartları belirli bir aralıkta değiştirilmiştir.

Bu analiz yapılırken aşağıdaki kabuller göz önünde tutulmuştur ;

1. Soğutulan ortam sıcaklığı sabittir.
2. Kondenserden ısının atıldığı ortam olan atmosfer sıcaklığı, T_0 sabit değerindedir.
3. İki kademeli sistemlerde iki kompresörün verimleri birbirine eşittir.
4. Evaporatör çıkışı ile alçak basınç kompresörü arasındaki boru bağlantısının dışında, her iki sistemde de elemanlar arasındaki borular adyabatik ve bunlar içinde akışkanın sürtünmesi ihmal edilmektedir. (Bir çok durumda borulardaki kayıplar, bağlı oldukları elemanlara ilave edilir).

Standart çalışma şartları için, çeşitli noktalarda soğutucu akışkanın fiziksel özellikleri, Çizelge 4.4'de verilmiştir. Standart şartlarda tersinmezlik değerlerinin hesabı ile ilgili bir örnek ise Çizelge 4.5'de görülmektedir.

Sistemlerin ikinci kanun analizine ait sonuçlar, devredeki çeşitli elemanların tersinmezlik değerleri cinsinden verilmiştir. Standart şartlar için, hem tek kademeli hem de iki kademeli soğutma sistemlerine ait tersinmezlik değerleri, Çizelge 4.6'da sunulmuştur. İki sistemdeki çalışma şartlarının aynı olmaması nedeniyle, iki kademeli sistemlerde atmosfer sıcaklığı $26,7\text{ }^\circ\text{C}$, tek kademeli sistemlerde ise atmosfer sıcaklığı $21,1\text{ }^\circ\text{C}$ alınarak bu değerlerde, standart şartlara ait sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 4.6'da verilen sonuçlara göre, iki kademeli kompresörlü sistemde her bir elemana ait tersinmezlik değeri, tek kademeli sisteme göre daha küçüktür ve iki kademeli sistemde toplam tersinmezlik değeri, tek kademelinin değerinden yaklaşık üçte bir daha azdır. Her iki sistemde de en büyük tersinmezlik değeri kompresörde, ikinci büyük değer ise evaporatörde görülmektedir. Genleşme valfindeki kayıplar önemli olmasına rağmen, soğutma devresinin esas elemanları arasında en küçük değerdedir.

En uygun ekonomik dizaynın belirlenebilmesi için, Çizelge 4.6'da verilen sonuçlarda, büyüklükleri artan ısı değiştiricilerinin ve kompresörlerin ilk yatırım maliyetleri göz önüne alınmalıdır. En uygun sistemi elde edebilmek için, birkaç değişik çevrim arasında bu tip bir analizin yapılması gereklidir.

Bu sistemlerin enerji dengesine ait bir liste ve iki kademeli sistemlerdeki soğutucu akışkanın kütleli debi değerleri, Çizelge 4.7'de verilmiştir.

Çalışma şartlarının belirli bir aralığında, tek kademeli ve iki kademeli sistemlerin dizayn parametrelerinin izafi değişimleri, Çizelge 4.8 ve 4.9'da verilmiştir. Bu tablolar, standart çalışma şartlarından farklı olan ve Çizelge 4.'de verilen parametreler için çevrimdeki elemanların tersinmezlik değerlerini göstermektedir.

Aşağıdaki paragraflar, Çizelge 4.8 ve 4.9'daki bazı çalışma parametrelerinin etkilerini analiz etmektedir. Buradaki paragraf numaralan, Çizelge 4.2 ile ilişkili olarak, Çizelge 4.8 ve 4.9'daki sütunları göstermektedir.

Sütun 1 : Her iki sistemde de, soğutucu ortam sıcaklığının değişimi, evaporatör tersinmezliğine etki etmektedir. Buradaki hesaplarda evaporatörden sabit basınçta çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutucu ortam sıcaklığından 3°C daha soğuktur. Tek kademeli sistemde evaporatör çıkış basıncı 777 kPa , iki kademeli sistemde ise 750 kPa değerlerindedir. Evaporatör çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı, doyma sıcaklığının üzerindedir. Kızma derecesi soğutucu ortam sıcaklığına bağlıdır. Bu nedenle soğutucu ortam sıcaklığındaki değişimler, evaporatör çıkışındaki kızma derecesine de etki eder. Evaporatöre giriş şartları, bu değişimden etkilenmez.

Sütun 2 : Atmosfer sıcaklığındaki değişim, kondenserin tersinmezliğine etki etmektedir. Bu değişim, tek kademeli sistemde genleşme valfinin tersinmezliğine oldukça önemli derecede bir etki yapmaktadır. Kondenser giriş şartları sabit olduğundan, atmosfer sıcaklığındaki değişimler, kondenser tersinmezliğinde büyük değişimlere neden olur. Bu yüzden, atmosfer sıcaklığındaki değişimler ile ısı değiştirici boyunca ortalama sıcaklık gradyanı önemli ölçüde değişir. Buradaki hesaplarda kondenserden sabit basınçta çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı, atmosfer sıcaklığından 3°C daha sıcaktır. Tek kademeli sistemde kondenser çıkış basıncı 725 kPa , iki kademeli sistemde ise 795 kPa değerlerindedir. Her iki durumda da kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklıkları, doyma sıcaklıklarının altındadır.

Sütun 2A : Bu sütunda da atmosfer sıcaklığının etkisi incelenmekte olup, bir önceki sütundan farklı olarak kondenser çıkış sıcaklığı tek kademeli sistemde $23,9^{\circ}\text{C}$, iki kademeli sistemde ise $29,5^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarında sabit tutulmaktadır. Her iki sistemin performanslarındaki en önemli fark, kondenser tersinmezliği değerlerinde görülmektedir. Kondenserden çıkışta sıvının aşırı soğumasında bir değişim yoktur ve tek kademeli sistemde genleşme valfinin tersinmezliği fazla değişmemektedir.

Çizelge 4.3 Ara kademe basıncının etkisi

Ara kademe basıncı, (kPa)	Birim soğutma başına yapılan iş, (kJ/kg)			Birim soğulma başına yapılan tersinmezlik, (kJ/kg)				
	A.B. Komp.	Y.B. Komp.	Toplam komp.	A.B. Komp.	Y.B. Komp.	Toplam Komp.	Toplam Sistem	
124,1	0	0,395	0,395	0,0000	0,0721	0,0721	0,2210	
193,1	0,075	0,308	0,373	0,0166	0,0572	0,0738	0,2090	
262	0,128	0,246	0,374	0,0273	0,0462	0,0735	0,2011	
330,9	0,170	0,198	0,368	0,375	0,0353	0,0728	0,1951	
399,9	0,205	0,159	0,364	0,0412	0,0302	0,0714	0,1902	
468,8	0,234	0,126	0,36	0,0461	0,0239	0,07	0,1861	
53,8	0,26	0,096	0,356	0,0501	0,0184	0,0685	0,1825	
606,7	0,283	0,07	0,353	0,0536	0,0135	0,0671	0,1795	
675,7	0,304	0,047	0,351	0,0567	0,0096	0,0663	0,1764	
792,9	0,334	0,012	0,346	0,0610	0,0023	0,0633	0,1721	

Çizelge 4.4 Soğutucu akışkan özellikleri

Tek kademeli buhar sıkıştırma sistemi Soğutucu ortam 258 K. Atmosfer 300 K sıcaklıkta							İki kademeli buhar sıkıştırma sistemi Soğutucu ortam 258 K. Atmosfer 300 K sıcaklıkta						
Nokta	Sıcak. (K)	Basınç (kPa)	Yoğunluk (kg/m ³)	Antalpi (kJ/kg)	Antropi (kJ/kg.K)	Ku. Der. (%)	Nokta	Sıcak. (K)	Basınç (kPa)	Yoğunluk (kg/m ³)	Antalpi (kJ/kg)	Antropi (kJ/kg.K)	Ku. Der. (%)
1	255,0	117,0	6,9403	563,72	4,7779	-	1	255	130	7,7476	563,43	4,7699	-
1.1	253,0	97,0	5,6636	565,3	4,7966	-	1,4	254	123	7,2789	564,17	4,7764	-
							2,1	295,92	319,5	16,798	585,32	4,7908	-
							2,2	276,22	309,5	17,725	572,87	4,7493	-
2	255,0	117	6,9403	563,72	4,7779	-	2	321,15	830	43,599	595,09	4,7633	-
3	255,0	117	6,9403	563,72	4,7779	-	3	303	795	1293,1	447,43	4,2837	-
	255,0	117	6,9403	563,72	4,7779	-	3,1	291,5	795	1334,5	436,02	4,2458	-
	255,0	117	6,9403	563,72	4,7779	-	3,2			586,60	4,7054	-	
4	255,0	117	6,9403	563,72	4,7779	-	4	255,45	165,0	46,02	436,02	4,2555	21,06
	255,0	117	6,9403	563,72	4,7779	-	4,1	274,19	319,5	95,05	447,43	4,2899	18,42
	255,0	117	6,9403	563,72	4,7779	-	4,2	274,19	319,5	95,05	447,43	4,2899	18,42

Çizelge 4.5 Standart durum şartları için ikinci kanun analizine ait örnek

Tek kademeli buhar sıkıştırma sistemi, (T ₀ = 300 K)	
Birim soğutma yükü basma soğutucu akışkan debisi	$M = 1,0 / (h_1 - h_2)$ $M = 1,0 / (563,72 - 447,43) = 0,00860 \text{ kg/s.kW}$
1-1.1 Borusu (atmosfere ısı geçişi)	$I = To \Delta \text{ stop. } M = To [(s_{1.1} - s_1) + (-1)Q_{1.1} / To]$ $M = To [(s_{1.1} - s_1) + (h_1 - h_{1.1}) / To] M$ $I = 300 [(4,79656 - 4,77791) + (563,72 - 565,3 / 300)] (0,00860) = 0,0345 \text{ kW / kW}$
1-1.2 Kompresör (adyabatik)	$I = To (s_2 - s_{1.1}) M$ $I = 300 [(4,84498 - 4,79656) (0,00860)] = 0,1249 \text{ kW / kW}$
-3 Kondenser (atmosfere ısı geçişi)	$I = To [(s_3 - s_2) + (-2)Q_3 / To]$ $M = To [(s_3 - s_2) + (h_2 - h_3) / To] M$ $I = 300 [(4,28371 - 4,84498) + (447,43 - 620,90 / 300)] (0,00860) = 0,0438 \text{ kW / kW}$
3-4 Genleşme valfi (adyabatik)	$I = To (s_4 - s_3) M$ $I = 300 [(4,30466 - 4,28371) (0,00860)] = 0,0541 \text{ kW / kW}$
-1 Evaporatör (soğutulan ortamdaki soğutucu akışkana ısı geçişi)	$I = To [(s_1 - s_4) + (-4)Q_1 / Tr]$ $M = To [(s_1 - s_4) + (h_4 - h_1) / Tr] M$ $I = 300 [(4,77791 - 4,30466) + (447,43 - 563,72 / 258)] (0,00860) = 0,05813 \text{ kW / kW}$

Çizelge 4.5 Standart durum şartları için ikinci kanun analizine ait örnek (Devam)

İki kademeli buhar sıkıştırılmalı sistem, (To =300 K)	
Soğutma yükü basma	$M1 = 1,0 / (h_1 - h_2) = 1,0 / (563,43 - 436,02) = 0,00785 \text{ kg/s.kW}$
Soğutucu akışkan debisi	$M2 = M1 [(h_1 - h_{3.1}) / (h_{3.2} - h_{4.1})] = [0,00785 (447,43 - 436,02)] / (586,01 - 447,34) = 0,00064 \text{ kg/s.kW}$
a. Evaporatörde	$M3 = [M1 (h_{2.1} - h_{2.2}) + M2 (h_{3.2} - h_{2.2})] / (h_{2.2} - h_{4.2})$
Aşırı Soğutucuda	$M3 = [0,00785 (585,32 - 572,87) + 0,00064 (586,6 - 572,87)] / (572,87 - 447,43) = 0,000847 \text{ kg/s.kW}$
Çılgın alıcı kısımda	$M4 = M1 + M2 + M3 = 0,00934 \text{ kg/s.kW}$
d. Kondenserde	
Isı geçişi (atmosfere ısı geçişi)	$I = To [(s_{1.1} - s_1) + (-Q_{1.1} / To)] M1 = To [(s_{1.1} - s_1) + (h_1 - h_{1.1}) / To] M1$ $I = 300 [(4,777639 - 4,76985) + (563,72 - 564,17 / 300)] (0,00785) = 0,01540 \text{ kW / kW}$
Evaporatör (soğutulan akışkanın soğutucu akışkana ısı geçişi)	$I = To [(s_1 - s_4) + (-Q_1 / Tr)] M1 = To [(s_1 - s_4) + (h_4 - h_1) / Tr] M1$ $I = 300 [(4,777639 - 4,76985) + (563,02 - 563,43 / 258)] (0,00785) = 0,0483 \text{ kW / kW}$
3. Kompresör (adyabatik)	$I = To (s_{2.1} - s_{1.1}) M1$ $I = 300 [(4,79084 - 4,77639) (0,00785)] = 0,03403 \text{ kW / kW}$
alıcı kısımda (adyabatik)	$I = To (s_{2.2} - s_{2.1}) M1 + To (s_{2.2} - s_{4.2}) M3 + To (s_{2.2} - s_{3.2}) M2$ $I = 300 [(0,00785 (4,74933 - 4,79084)) + 0,000847 (4,74933 - 4,28986) + 0,00064622 (4,74933 - 4,705431)] = 0,01048 \text{ kW / kW}$
B. Kompresör (adyabatik)	$I = To (s_2 - s_{2.2}) M4$ $I = 300 [(4,76330 - 4,74983) (0,00934)] = 0,0392 \text{ kW / kW}$
Isı geçişi (atmosfere ısı geçişi)	$I = To [(s_3 - s_2) + (-Q_3 / To)] M4 = To [(s_3 - s_2) + (h_2 - h_3) / To] M4$ $I = 300 [(4,20371 - 4,76330) + (595,09 - 447,43 / 358)] (0,00934) = 0,0392 \text{ kW / kW}$
Aşırı Soğutucu (adyabatik)	$I = To (s_{3.1} - s_3) M1 + To (s_{3.2} - s_{4.1}) M2$ $I = 300 [(0,00785 (4,24584 - 4,28371)) + 0,00065 (4,70543 - 4,28986)] = 0,00840 \text{ kW / kW}$
Isı geçişi Valfi A (adyabatik)	$I = To (s_4 - s_{3.1}) M1$ $I = 300 [(4,25548 - 4,24584) (0,00785)] = 0,02270 \text{ kW / kW}$
Isı geçişi Valfi B (adyabatik)	$I = To (s_{4.2} - s_3) M3$ $I = 300 [(4,28986 - 4,28371) (0,00085)] = 0,0016 \text{ kW / kW}$
Isı geçişi Valfi C (adyabatik)	$I = To (s_{4.1} - s_3) M2$ $I = 300 [(4,28986 - 4,28371) (0,00065)] = 0,0012 \text{ kW / kW}$

Çizelge 4.6 Sistemin tersinmezlik değerleri

Eleman	Tek kademe ($T_0=300K$)	İki kademe ($T_0=300K$)
Evaporatör	0,05813	0,04834
Boru (1-1.1)	0,03446	0,01540
A.B.Kompresörü	-	0,03403
Y.B.Kompresörü	-	0,03917
Toplam Kompresör	0,1249	0,07319
Kızgınlık alıcı	-	0,01048
Kondenser	0,04378	0,03533
Genleşme valfi A	-	0,02270
Genleşme valfi B	-	0,00156
Genleşme valfi C	-	0,00119
Toplam gen. Valfi	0,05406	0,02546
Aşırı soğutucu	-	0,00840
Toplam		
Tersinmezlik	0,3153	0,18154
Carnot işi	-	0,16279

Not : Tablodaki bütün değerler, birim soğutma yükü başına kW/kW birimindedir.

Sütun 3 : Kompresörün tersinmezliği, kompresör verimi ile doğrudan doğruya orantılıdır ve verimdeki değişimler tersinmezliğe etki etmektedir. Kompresör verimindeki artma, aynı zamanda kondenserin tersinmezliğinde de bir azalma yaratmaktadır, çünkü verimin artması kompresör çıkış sıcaklığının düşmesine, atmosfer ile kondenserdeki kızgın buhar arasındaki sıcaklık gradyanının değişmesine neden olmaktadır. Benzer etki, iki kademeli sistemlerde kızgınlık alıcının performansı için de belirtilebilir. Buradaki hesaplarda kompresörlerin adyabatik çalıştıkları ve kompresör kayıplarının adyabatik verim ile belirlendiği kabul edilmektedir.

Sütun 4, 5, 6, 10 ve 12 : Çizelge 8 ve 9'da, (4), (5), (6), (10) ve (12). sütunlarda gösterilen parametrelerin belirtilen aralıktaki değişimleri, sistem performansı üzerine fazla etki etmemektedir. Bazı durumlarda bu tip değişimler, bir elemandaki tersinmezlik değerini artırırken, bazı elemanların tersinmezliklerini azaltabilmektedir.

Sütun 7 : Evaporatör basınç kaybındaki artma, evaporatörün tersinmezliğini artırmakta, fakat bu artma evaporatör önündeki genişleme valfinin tersinmezliğini aynı miktarda azaltmaktadır. Bu nedenle toplam tersinmezlik değeri aynı kalmaktadır. Genleşme valfi girişi ile evaporatör çıkışındaki şartlar aynı olduğundan, evaporatörde çekilen ısı değişmez ve bunun sonucu olarak da sistemin toplam performansında bir değişiklik olmaz. Bununla beraber, evaporatör basınç kaybındaki değişim, soğutucu akışkan ile soğutulan ortam sıcaklıkları arasındaki farkın değişmesine etki etmesi nedeniyle, evaporatör ısı geçiş yüzeyinde etkili olabilmektedir.

Çizelge 4.7 Enerji dengesi ve soğutucu akışkan kütleli debisi

	Tek kademe ($T_0=300K$)	İki kademe ($T_0=300K$)
Enerji (kW/kW)		
Kondenser ısısı	1,492	1,159
A. B. Komp. işi	-	0,168
Y. B. Komp. işi	-	0,176
Komp. toplam işi	0,478	0,344
Kızgınlık alıcıda ısı		
M_1 tarafından	-	0,082
M_2 tarafından	-	0,007
M_3 tarafından	-	0,059
Aşırı soğutucuda ısı	.	0,90
Boruda ısı (1 - 1.1)	0,014	0,006
Debi (kg/s.kW)		
Evaporatör, M_1	-	0,00785
Aşırı soğutucu, M_2	-	0,00065
Kızgınlık alıcı, M_3	-	0,00085
Kondenser, M_4	0,00860	0,00934

Sütun 8 : Kondenser başmandaki değişim, kondenser tersinmezliğine birinci dereceden etki etmektedir. Kompresörün çıkış başmandaki bir artma, kompresör işini artırdığından, kompresörün tersinmezliğini artırır. Tersinmezlikteki bu değişim, kondenser basıncının bir fonksiyonu olan yoğuşma sıcaklığındaki değişimin bir sonucudur.

Sütun 9 : Evaporatör basıncındaki artma, her iki sistemdeki bütün elemanların tersinmezliklerini azaltır. Evaporatör basıncı, genişleme valfindeki basınç farkına, kompresördeki sıkıştırma basıncına ve kompresörden çıkış (kondensere giriş) sıcaklıklarına etki eder. Bütün bu değişimler, bu elemanların tersinmezliklerindeki farkların sonucudur. İki kademeli sistemlerdeki ilave elemanlar için de bu benzer değişimler vardır. Tek kademeli sistemde, evaporatörün tersinmezliğindeki değişim, diğer elemanlardaki değişimlerden daha fazladır. İki kademeli sistemde de evaporatördeki tersinmezlik, diğer elemanlara göre büyüktür, fakat diğer elemanlar ile arasındaki fark fazla değildir. Evaporatörün tersinmezliğindeki değişim, soğutulan ortam ile soğutucu akışkan sıcaklıklarının arasındaki farkın bir niteliğidir.

Sütun 11 : Kompresör girişindeki borudaki basınç düşümünün etkisi, Sütun 10'da verilen bu borudaki sıcaklık artmasındaki etkilere göre daha fazladır. Borudaki basınç düşümündeki artma, borulardaki tersinmezliği artırıp, kompresör tersinmezliğinde de büyük değişimlere neden olur.

Diğer taraftan, aşırı soğutucu elemandaki, aşırı soğumanın sistem performansı üzerine esas etkisi, bu elemanın tersinmezliğinde ve ana genişleme valfinden görülür. Aşırı soğutucudaki tersinmezliğin artması bu elemandaki ısı geçişinin artması sonucudur. Bu husus, genişleme valfinin tersinmezliğindeki azalma ile dengelenir. Aşırı soğutma miktarındaki artmalar, sistemin toplam tersinmezliğini önemli derecede azaltır ve sistemdeki diğer elemanların tersinmezliklerinin değişimine neden olur (Genceli, 1996).

4.8 Tek kademeli buhar sıkıştırımlı sistemlerde, dizayn parametresi aralığı için sistem verimlilik değerleri

Parametreler	Standart Şartlar	Soğ. ortam sıcaklığı (1)		Atmosfer sıcaklığı (2)		Atmosfer sıcaklığı (2A)		Kompresör verimi (3)		T3-To (4)	
		-22	10	10	25	24	%55	%85	0	5	
Verimlilik											
Ör	0,0581	0,0267	0,0789	0,0526	0,0574	0,0571	a	a	0,0577	0,0585	
	0,0345	0,0361	0,0334	0,0217	0,0356	0,0332	a	a	0,0336	0,0351	
Ör	0,1295	0,1284	0,1225	0,1030	0,1220	0,1206	0,2314	0,0548	0,1218	0,1271	
Ör	0,0418	0,0377	0,0484	0,1164	0,0530	0,0575	0,0677	0,0318	0,0432	0,0-190	
Ör valfi	0,0541	0,0560	0,0527	0,0213	0,0403	0,0446	a	a	0,0472	0,0591	
M	0,3200	0,2702	0,3359	0,3150	0,3083	0,3130	0,4458	0,2333	0,3035	0,3288	

Parametreler	TR-T1 [5]		P2-P3 [6]		P4-P1 [7]		P3 [8]		P1 [9]		T1.1 - T1 [10]		P1 - P1.1 [11]	
	0	5	14	70	0	27	675	770	105	130	0,0000	3	0	35
Verimlilik														
Ör	0,0574	0,0585	a	a	0,0520	0,0631	a	a	0,0713	0,0452	a	a	a	a
	0,0338	0,0349	a	a	a	a	a	a	0,0386	0,0309	0,3270	0,0353	0,0017	0,0639
Ör	0,1234	0,1259	0,1235	0,1271	a	a	0,1216	0,1277	0,1179	0,1179	0,1246	0,1250	0,1140	0,1345
Ör	0,0466	0,0420	0,0381	0,0529	a	a	0,0301	0,0555	0,0502	0,0383	0,0416	0,0449	0,3556	0,0522
Ör valfi	0,0533	0,0546	a	a	0,0618	0,0491	a	a	0,0591	0,0493	0,0540	a	a	a
M	0,3145	0,3159	0,3083	0,3267	0,3216	0,3153	0,3299	0,3299	0,3514	0,2816	0,3110	0,3174	0,2635	0,3628

4.9 İki kademeli buhar sıkıştırımlı sistemlerde, dizayn parametresi aralığı için sistem verimlilik değerleri

Parametreler	Standart Şartlar	Soğ. ortam sıcaklığı (1)		Atmosfer sıcaklığı (2)		Atmosfer sıcaklığı (2A)		Kompresör verimi (3)		T3-To (4)		TR-T1 (5)	
		-20	-10	29	15	30	70%	90%	0	5	0	5	
Verimlilik													
Ör	0,4830	0,0259	0,0694	0,0487	0,0464	0,0488	a	a	a	a	0,0478	0,0486	
Ör (-1..)	0,0154	0,0160	0,0149	0,0155	0,0148	0,0156	a	a	a	a	0,0151	0,0156	
Ör	0,0340	0,0347	0,0333	0,0342	0,0327	0,0344	0,0579	0,0152	a	a	0,0336	0,0343	
Ör alıcı	0,0105	0,0086	0,0127	0,0108	0,0092	0,0110	0,0127	0,0090	0,0102	0,0107	0,0117	0,0097	
Ör	0,0392	0,0392	0,0725	0,0401	0,0343	0,0405	0,0680	0,0172	0,0382	0,0398	0,0392	0,0392	
Ör	0,0354	0,0353	0,0353	0,0263	0,0858	0,0218	0,0382	0,0334	0,0350	a	0,0353	0,0353	
Ör (C)	0,0012	0,0012	0,0012	0,0016	0,0000	0,0018	a	a	0,0007	0,0016	0,0012	0,0012	
Ör (B)	0,0016	0,0012	0,0019	0,0019	0,0005	0,0020	0,0012	0,0013	0,0012	0,0018	0,0018	0,0014	
Ör (A)	0,0227	0,0232	0,0222	0,0229	0,0218	0,0229	0,0227	a	0,0227	0,0227	0,0224	0,0229	
Ör	0,0084	0,0086	0,0082	0,0102	0,0000	0,0112	0,0084	a	0,0059	0,0102	0,0088	0,0084	
M	0,2167	0,1826	0,1826	0,1705	0,2091	0,1753	0,1628	0,1628	0,1761	0,1627	0,1809	0,1820	

Parametreler	P2-P3 [6]		P4-P1 [7]		P3 [8]		P1 [9]		T1.1 - T1 [10]		P1 - P1.1 [11]		P2.1 - P2.2 [12]	
	14	48	0	52	735	825	117	145	0	1.5	0	3	0	2
Verimlilik														
Ör	a	a	0,0399	0,0515	a	a	0,0618	0,0343	a	a	a	a	a	a
Ör (-1..)	a	a	a	a	a	a	0,0613	0,0145	0,0100	0,0180	0,0054	0,3700	a	a
Ör	0,0336	0,0343	a	a	0,0328	0,0346	0,0360	0,0320	0,0340	0,0340	0,0330	0,0362	a	a
Ör alıcı	0,0105	0,0105	a	a	0,0106	0,0104	0,0128	0,0085	0,0100	0,0107	0,0095	0,0130	0,0048	a
Ör	0,0368	0,394	a	a	0,0380	0,0397	0,0420	0,0363	0,0390	0,0393	0,0377	0,0424	0,0078	0,0128
Ör	0,0308	0,0381	a	a	0,0220	0,0417	0,0362	0,0345	0,0352	0,0354	0,0349	0,0363	0,0378	0,0379
Ör (C)	0,0012	0,0012	a	a	0,0013	0,0012	0,0013	0,0011	a	a	0,0011	0,0013	0,0012	a
Ör (B)	0,0016	0,0015	a	a	0,0017	0,0015	0,0020	0,0011	0,0015	0,0016	0,0013	0,0021	0,0015	0,0016
Ör (A)	0,0227	0,0027	0,0312	0,0196	a	a	0,0254	0,0200	a	a	a	a	a	a
Ör	0,0085	0,0083	a	a	0,0088	0,0082	0,0089	0,0078	a	a	0,0081	0,0090	a	a
M	0,1759	0,1849	0,1900	0,1784	0,1651	0,1893	0,1628	0,1628	0,1809	0,1819	0,1766	0,1925	0,1785	0,1828

Ör verimlilikler birim soğutma yükü başına (kW/kW), sistemin soğutma kapasitesi 3,52 kW, sıcaklıklar (C), basınçlar (kPa) olarak verilmektedir. a değeri, tersinmezliklerin standart değerde aynı olduğunu göstermektedir.

4.4 Absorbsiyonlu (Yutmalı) Soğutma Çevrimleri

Absorbsiyonlu soğutma çevrimleri, birinci ve ikinci olarak adlandırılan, iki farklı akışkanla ve ısı enerjisi ile çalışan sistemlerdir. Evaporatörde buharlaşan gaz birinci akışkan olup, soğurucu görevi yapmaktadır, bu akışkanın çevrimi gerçekleşebilmesi için ikinci bir akışkan tarafından yutulması (absorbe edilmesi) gerekir.

Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde, alçak basınçtaki soğutucu akışkan buharları, yine alçak basınçta sıvı fazına (eriyiğe) dönüştürülür. Bu dönüşüm, yutucu (absorban) adı verilen ikinci bir akışkan tarafından gerçekleştirilebilir. Absorbsiyon işlemi, karışabilen maddelerin birbirleriyle karışabilme özelliği ve genel olarak soğutucu akışkan ile yutucu madde molekülleri arasındaki birleşme eğilimi nedeni ile meydana gelir. Absorbsiyon işlemi esnasında açığa çıkan ısı enerjisi, bir kaynak tarafından alınmalıdır. İşlem esnasında çıkan bu enerji de yoğunlaşma, duyulur ve seyreltilme ısılarından meydana gelir.

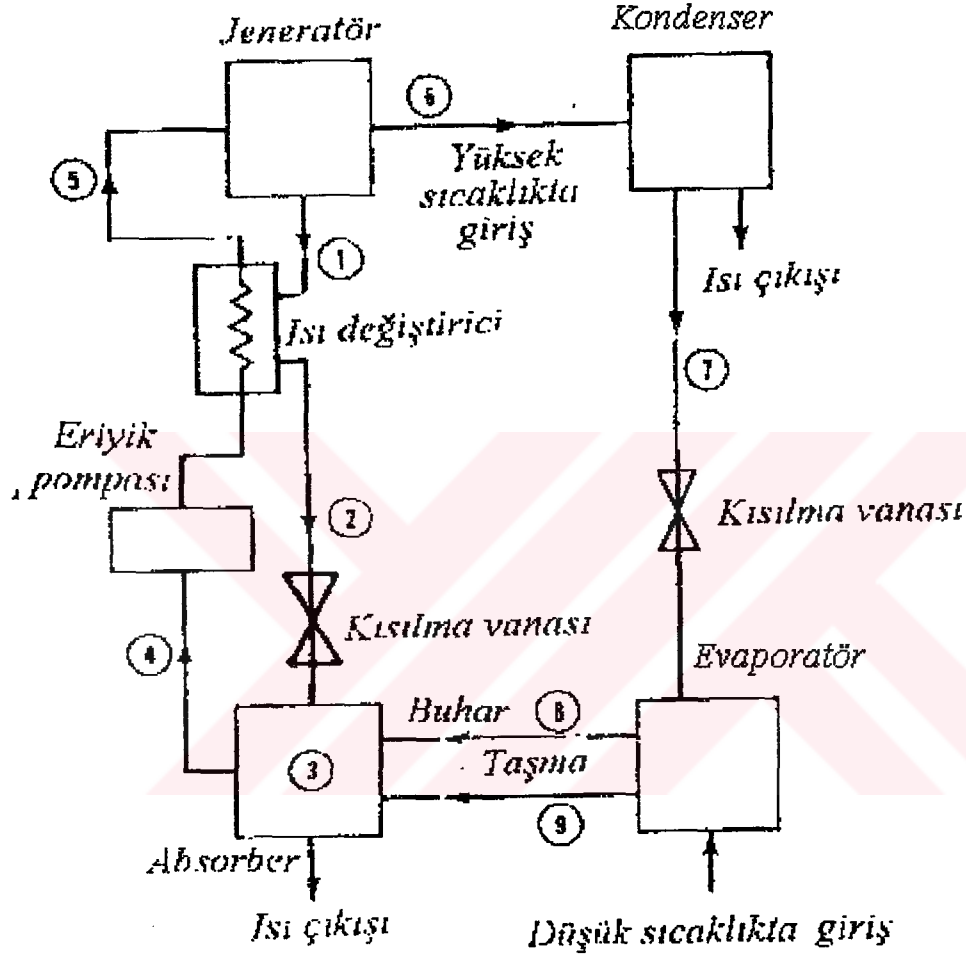
Soğutucu akışkan-yutucu eriyiğinin basıncı, bir eriyik pompası yardımı ile artırılır ve bir ısı değiştiriciden geçirilerek, jeneratöre gönderilir. Damıtma (distilasyon) işlemi ile rejenerasyonun yapıldığı bu jeneratörde, soğutucu akışkan ile yutucu birbirinden ayrılır. Su-lityum bromid sisteminde olduğu gibi, saf yutucu maddenin buharlaşmayan bir madde olması hali, basit bir damıtma işlemindeki ayrılma için yeterlidir. Buna karşılık, amonyak-su sisteminde olduğu gibi, saf yutucu maddenin buharlaşabilen bir madde olması halinde, parçalı bir damıtma cihazına gerek vardır. Evaporatör içindeki soğutucu akışkan, yutucu maddeden tam olarak ayrılmış halde değildir .

Rejenerasyon yapılmış yutucu madde, normal olarak bir miktar soğutucu akışkan içerir. Su-lityum bromid sisteminde olduğu gibi, yutucu madde katılaşmaya meyleder ise, her zaman çözünür halde saf yutucu maddeyi tutabilmek için, yeterli soğutucu akışkan mevcut olmalıdır. Bazı pratik yöntemler ile, özellikle jeneratör içinde yüksek sıcaklıklardan sakınılarak, rejenere edilmiş yutucu içinde istenilen miktarda soğutucu akışkan bırakılabilir.

Suyun soğutucu akışkan, lityum bromid ve su çözeltisinin yutucu olarak kullanıldığı, tek kademeli bir absorbsiyon çevrimi şeması, Şekil 4.10a'da verilmiştir. Şekil 4.10b'de ise bu çevrimin basınç-sıcaklık diyagramındaki değişimi görülmektedir. Bu devredeki karakteristik değişimler aşağıda sunulmuştur.

1 - 2 Değişimi : Sıcak ve yüksek derişiklikteki (1) ile gösterilen eriyik, kondenser basıncında jeneratörden çıkar. Bu eriyik, absorberden gelen eriyik ile bir ısı değiştiricide soğutulurak, (2) noktasında makaslanarak absorbere gönderilir.

2 - 4 Değişimi : Soğuk ve yüksek derişiklikteki (2) ile gösterilen eriyik, absorber içinde buharlaşma basıncı ile aynı olan düşük bir basınçta, (8 ve 9) ile gösterilen soğutucu akışkanı absorbe eder.



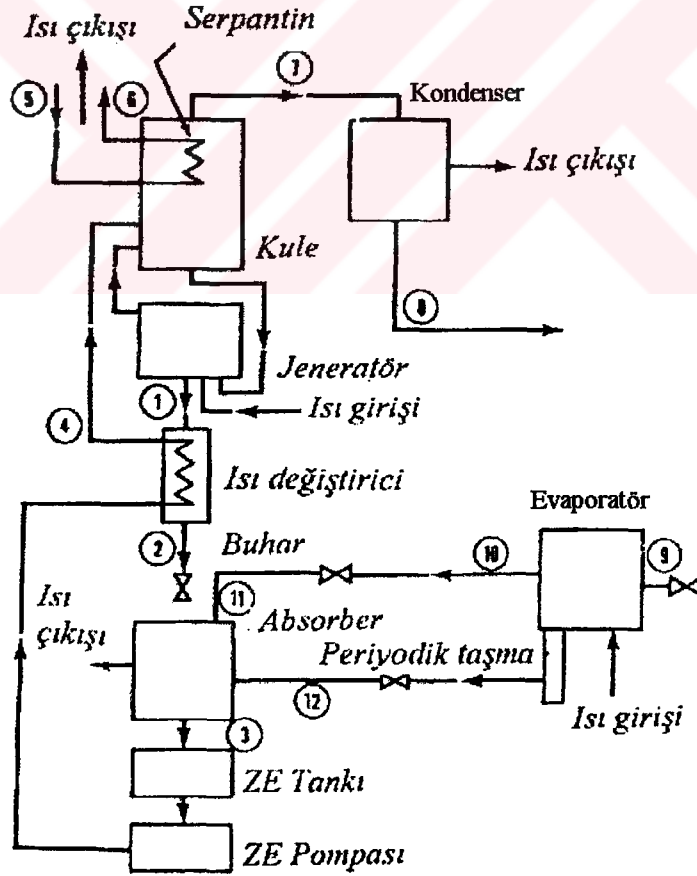
Şekil 4.10a Lityum bromid-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi

4 - 5 Değişimi : (4) ile gösterilen eriyik, ısı değiştiricide (5) noktasına kadar ısıtıldıktan sonra jeneratöre pompalanır.

5 - 1 Değişimi: (5) noktasında sıcak ve seyreltik olarak jeneratöre giren eriyik, burada ısı ilavesi ile soğutucu akışkanı damıtır. Soğutucu akışkan (6) noktasında jeneratörden çıkarken, sıcak ve yüksek derişiklikteki eriyik ise jeneratörü (1) noktasında terk eder.

Kullanılan bir sıvı-sıvı tipi ısı değiştiricisi, jeneratörden çıkan absorbe edici akışkandaki bu ısı enerjisinin önemli bir kısmının, jeneratöre geri dönen eriyiğe geçerek bir ısı kazancı sağlanmasına yardımcı olur. şekil 4.10a'da su-lityum bromid çevriminde, şekil 4.11'de ise amonyak-su çevriminde bu tip sıvı ısı değiştiricinin akış diyagramındaki yerleri görölmektedir (Genceli , 1996).

Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminde yapılacak düzeltmeler, bu sistemin performans katsayısını birden büyük yapamaz. Başka bir deyişle, soğutucu akışkanın birim kütesinin üretimi için jeneratörde kullanılan ısı, soğutucu akışkanın birim kütesinin evaporatörde buharlaşırken çevreden aldığı ısıdan fazla olamaz. İstenirse çift etkili evaporatör ve çift etkili jeneratör prensipleri kullanılarak, sistemin performansı bir miktar artırılabilir . Su-lityum bromid çiftinde, biri dışarıdan ısı enerjisi ile çalışan yüksek sıcaklık ve basınçta jeneratör, diğeri bu jeneratörden çıkan yoğuşma ısısı ile çalışan diğer bir jeneratör olmak üzere, sistemde iki jeneratör kullanılır. Her iki jeneratörden çıkan soğutucu akışkan evaporatöre gönderilir.



şekil 4.11 Amonyak-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi

4.4.2 Soğutucu Akışkan-Absorbe Edici Çiftinin Karakteristikleri

Soğutucu akışkan ve absorbe edici çiftinden oluşan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için aşağıdaki şartların yerine getirilmesi gerekir.

1. *Katı fazın olmaması* : Göz önüne alınan sıcaklık ve derişiklik aralıklarında, hiçbir zaman soğutucu akışkan-absorbe edici çifti katı fazda olmamalıdır. Herhangi bir yerde katılaşma olduğu takdirde, burada akış duracağından buradaki cihazın devre dışı kalmasına neden olacaktır.

2. *Buharlaşma oranı*: Soğutucu akışkan, absorbe ediciye göre çok daha kolayca buharlaşabilmelidir. Bu şekilde iki akışkan kolaylıkla birbirinden ayrılabilir.

3. *Birleşme eğilimi*: Absorbe edici, absorpsiyonun olduğu şartlarda soğutucu akışkanla kuvvetli bir birleşme eğiliminde olmalıdır . Bu eğilim :

(a) Raoult kanunundan negatif bir sapmaya neden olur ve bunun sonucunda soğutucu akışkan için aktivite katsayısını bir değerinin altına düşürür,

(b) sistemde devreden absorbe edici miktarını azaltır ve sonuçta duyulur ısı etkilerinden olan enerji kaybını azaltır,

(c) ısı değiştirici boyutlarını küçültür.

Seyreltik eriyiklerde bu eğilimin olması, jeneratörde absorbe edici ile soğutucu akışkanın birbirinden ayrılması için ilave ısıya gerek duyurur.

4. *Basınç*: Sistemdeki işletme basınçları normal seviyelerde olmalıdır. Yüksek basınçlar kalın cidarlı cihazlar gerektirir ve akışkanın pompalanması için önemli elektrik gücüne ihtiyaç doğurur. Alçak basınçlar (vakum) ise büyük hacimli cihazları ve soğutucu akışkan buharlarının basınç düşümü için özel elemanları gerektirir.

5. *Kararlılık*: Sistemdeki akışkanların yıllarca görev yapabilmesi ve zamanla özelliklerinin değişmemeleri için, devrede kullanılan akışkanların hemen hemen mutlak anlamda kararlı olması istenir.

6. *Korozyon* : Kararsızlık sonucunda akışkanlar veya çeşitli maddeler, konstrüksiyonda kullanılan malzemeleri aşındırabilir. Olumsuz etkileri azaltabilmek için devrede korozyon önleyici maddeler kullanılmalıdır.

7. *Emniyet* : Konutlarda kullanılan soğutma devrelerindeki akışkanlar, zehirsiz ve yanmaz olmalıdır. Endüstriyel kullanımlarda bu şart, fazla önemli değildir.

8. *Taşınım özellikleri* : Soğutucu akışkanın ve absorbe edicinin viskozite, yüzey gerilme, ısı yayılım ve difüzyon (yayılm) katsayıları önemli karakteristik özellikleridir. Örnek olarak,

akışkanın düşük viskoziteye sahip olması, ısı ve kütle geçişini iyileştirirken, pompalama problemlerini azaltır.

9. *Gizli buharlaşma ısısı* : Devrede dolaşan soğutucu akışkan ve absorbe edici miktarının en az değerde olabilmesi için, soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısısı büyük olmalıdır.

Burada sıralanan bütün istekleri gerçekleştiren bir soğutucu akışkan-absorbe edici çiftini pratikte bulmak mümkün değildir. Amonyak-su ve su-lityum bromid çiftleri bu istekleri belirli şartlarda yerine getirdiklerinden ticari olarak çok kullanılırlar.

Amonyak-su çifti birçok isteği karşılamasına rağmen, buharlaşma oranı çok küçük ve çalışma basıncı oldukça yüksektir. Ayrıca amonyağın bina içi kullanımları için sınırlamalar vardır.

Su-lityum bromid çiftinin üstünlükleri, yüksek emniyet, büyük buharlaşma oranı, büyük birleşme eğilimi, büyük kararlılık ve büyük gizli buharlaşma ısısı olarak sayılabilir. Bununla beraber bu çift, katılaşmaya meyillidir. Soğutucu akışkan, 0°C sıcaklıkta buz haline dönüştüğünden, bu çift düşük sıcaklıklardaki soğutma için kullanılamaz. Absorberde özellikle hava ile soğutma veya bazı sınırlı uygulamalarda ise su ile soğutma kullanılıyorsa, orta derişikliklerde lityum bromid kristalleşir. Bununla beraber, absorbe edici için bazı tuz karışımları kullanmak, hava ile soğutma halinde kristalleşme tehlikesini azaltabilir . Su-lityum bromid çiftinin diğer sakıncaları ise, bu çiftin düşük çalışma basıncı gerektirmesi ve bu basınçlarda, lityum bromid eriyiğinin viskozitesinin büyük olmasıdır. Pratikte uygun cihaz dizaynları kullanılarak, bu sakıncalar yok edilebilir. Diğer bazı önemli soğutucu akışkan-absorbe edici çiftleri aşağıda sıralanmıştır

1. Amonyak-çeşitli tuzlar ,
2. Metil amin-çeşitli tuzlar ,
3. Alkoller-çeşitli tuzlar ,
4. Amonyak-çeşitli organik çözücüler ,
5. Kükürt dioksit-çeşitli organik çözücüler ,
6. Halojenize edilmiş hidrokarbonlar-çeşitli organik çözücüler .

Bu çiftlerden birkaçı, nispeten basit çevrimler için uygun olup, su-lityum bromid çiftinde görülen kristalizasyon problemi bu çiftlerde yoktur. Henüz bu çiftlerin çoğu hakkında kararlılık ve korozyon bilgileri yetersizdir. Bununla beraber, fluoro soğutucu akışkanlar dışındaki diğer soğutucu

akışkanların bir miktar zararlı olduğu bilinmektedir. Karşılaşılabilen bazı problemler, korozyon giderici, kristalleşmeyi önleyici veya ısı geçişini artıncı katkı maddeleri ile çözülebilir.

4.4.3 Termodinamik Analiz

Termodinamiğin birinci kanun analizi, yeni soğutucu akışkan-absorbe edici çiftlerinin araştırılmasında, çevrimlerin performansının iyileştirilmesinde, işletme şartlarının etkilerinin belirlenmesinde gereklidir. Aşağıda su-lityum bromid ve amonyak-su çiftleri ile çalışan absorpsiyonlu soğutma makinalarına ait iki örnek verilmiştir.

Termodinamiğin ikinci kanun analizi ise çevrimdeki her bir işlemin, tersinmezlik değerinin bulunuşu için gereklidir . Bu tip analiz için *kullanılabilirlik* kavramı göz önüne alınmalıdır. Kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edildiği durumda, bir sistem için kullanılabilirlik

$$B = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (4.17)$$

şeklinde hesaplanır. Bu bağıntıda

B birim kütle için kullanılabilirlik

h entalpi

h_0 ortam şartlarındaki entalpi

T_0 ortamın mutlak sıcaklığı

s entropi

s_0 ortam şartlarındaki entropi

anlamlarındadır. Absorpsiyonlu soğutma makinalarına ikinci kanun uygulaması, en büyük kullanılabilirlik kaybının jeneratörde olduğunu vermektedir.

4.5 Su-Lityum Bromid Absorpsiyonlu Soğutma Makinaları

Şekil 4.11 göz önüne alındığında, evaporatördeki soğutucu akışkan debisi için

$$R_E = Q_E / (h_v - h_1) \quad (4.18)$$

eşitliği yazılabilir. Bu eşitlikte

R_E evaporatördeki soğutucu akışkan kütleli debisi,

Q_E evaporatör soğutma yükü,

h_v evaporatör çıkışında soğutucu akışkan buharlarının entalpisi,

h_1 kondenserdan gelen sıvı soğutucu akışkanın entalpisi

anlamlandırılır. Diğer taraftan, absorberden çıkan seyreltik soğutucu akışkan miktarından, jeneratörden gelen zengin karışım miktarının çıkarılması, göz önüne alınan soğutucu birim kütleli eşit olduğundan

$$R_A X - R_G (X-1) = 1 \quad (4.19)$$

yazılabilir. Bu eşitlikte ise

R_A absorberden çıkan eriyik içindeki soğutucu akışkan kütleli oranı

R_G jeneratörden çıkan eriyik içindeki soğutucu akışkan kütleli oranı

X absorberden çıkan eriyik kütleli birim soğutucu akışkan kütleli oranı

$X-1$ jeneratörden çıkan eriyik kütleli birim soğutucu akışkan kütleli oranı

1 soğutucu akışkan birim kütleli anlamlandırılır. Bu eşitlik

$$(1 - WFS_A)X - (1 - WFS_G)(X-1) = 1 \quad (4.20)$$

şeklinde yeniden düzenlenebilir. Burada

WFS_A absorberden çıkan eriyikteki lityum bromid kütleli oranı

WFS_G jeneratörden çıkan eriyikteki lityum bromid kütleli oranı

anlamlandırılır. Lityum bromid derişiklikleri

$$WFS_A = 0,589 \quad \text{ve} \quad WFS_G = 0,65$$

değerlerinde alındığında, denklem. (4.20)

$$(1 - 0,595)X - (1 - 0,646)(X-1) = 1$$

$$0,405X - 0,354(X-1) = 1$$

$$X = 12,67$$

değerini verir.

Örnek 4.2 : Akış ve basınç-sıcaklık diyagramları, şekil 4.10a ve 4.10b'de verilen tek kademeli lityum bromid absorpsiyonlu sistemi için aşağıdaki dizayn şartları verilmiştir.

1. Soğutma yükü, $1000kW$
2. Evaporatör sıcaklığı (8 noktası), $5^{\circ}C$
3. Absorber denge sıcaklığı (3 noktası), $42^{\circ}C$
4. 4 noktasında eriyik sıcaklığı, $38^{\circ}C$
5. 5 noktasında eriyik sıcaklığı, $82,4^{\circ}C$
6. 1 noktasında eriyik sıcaklığı, $103,8^{\circ}C$
7. 2 noktasında eriyik sıcaklığı, $55^{\circ}C$
8. 6 noktasında soğutucu akışkan buhar sıcaklığı, $96,1^{\circ}C$
9. 7 noktasında soğutucu akışkan sıcaklığı, $45^{\circ}C$
10. 9 noktasındaki soğutucu akışkanın taşması, 8 noktasındaki debiye göre, % 2,5
11. Absorberden çıkan eriyik kütesinin birini soğutucu akışkan kütesine oranı,
 $X = 12,67$
12. Soğuk suyun sıcaklığı, $12,7^{\circ}C$
13. Soğutma suyu giriş sıcaklığı, $30^{\circ}C$
14. Sistemde asal madde yoktur,
15. Soğutma kulesi su debisi, $0,0646 m^3 / s$.

Lityum bromid diyagramları ve su buharı tabloları kullanılarak, sistemdeki çeşitli elemanlardaki akışkan debilerini, ısı yüklerini ve soğutma tesir katsayısını (COP) bulunuz.

Çözüm : Evaporatöre giriş ve çıkıştaki entalpiler :

Nokta	Entalpi (kJ/kg)
8 Noktası	$h_v = 2515,0$
7 Noktası	$h_l = 188,7$
8 ile 9 arasındaki fark	$\Delta h = h_v - h_l = 2363,3$

Soğutucu akışkan debisi:

$$R_E = 1,025 \frac{1000(kW)}{2363,3(kJ / kg.)} = 0,4406 kg/s$$

$$\text{Seyrek eriyik : } X R_E = (10,35)(0,4406) = 4,5603 kg/s$$

$$\text{Konsantre eriyik : } (X - 1) R_E = 4,1197 kg/s$$

Jeneratörde yaklaşık mutlak basınç : 9,60 kPa

Karakteristik noktalardaki entalpiler

Nokta	Entalpi (kJ/kg)
9 Noktası	$H_1 = 20,97$
2 Noktası	$H_1 = 174,52$
4 Noktası	$H_1 = 106,15$
5 Noktası	$H_1 = 193,48$
1 Noktası	$H_1 = 261,85$
6 Noktası	$H_v = 2685,30$

Her bir elemanın ısı ve kütle dengesi:

Absorber

Isı girişi:

$$(2) \text{ Noktasından} \quad (4,1197)(174,52) = 719,0 \text{ kW}$$

$$(8) \text{ Noktasından} \quad (0,4406/1,025)(2515) = 1081,1 \text{ kW}$$

$$(9) \text{ Noktasından} \quad (0,4406/1,025)(0,025)(20,97) = 0,2 \text{ kW}$$

$$\text{Toplam} = 1800,3 \text{ kW}$$

Isı çıkışı :

$$(4) \text{ Noktasından} \quad (4,5603)(106,15) = 484,1 \text{ kW}$$

$$\text{Absorber net ısı yükü} = 1316,2 \text{ kW}$$

Jeneratör

Isı çıkışı :

$$(1) \text{ Noktasından} \quad (4,1197)(261,85) = 1078,8 \text{ kW}$$

$$(6) \text{ Noktasından} \quad (0,4406)(2685,3) = 1183,1 \text{ kW}$$

$$\text{Toplam} = 2261,9 \text{ kW}$$

Isı girişi :

$$(5) \text{ Noktasından} \quad (4,5603)(193,48) = 882,4 \text{ kW}$$

$$\text{Jeneratör net ısı yükü} = 1379,5 \text{ kW}$$

Kondenser

$$\begin{aligned} \text{Isı girişi :} \\ (6) \text{ Noktasından} \quad (0,4406)(2685,3) &= 1183,1 \text{ kW} \\ \text{Isı çıkışı :} \\ (5) \text{ Noktasından} \quad (0,4406)(188,7) &= 83,1 \text{ kW} \\ \hline \text{Kondenser net ısı yükü} &= 1379,5 \text{ kW} \end{aligned}$$

Evaporatör

$$\text{Evaporatör net ısı yükü} = 1000 \text{ kW}$$

Sistemin ısı dengesi ve COP

$$\begin{aligned} \text{Isı girişi :} \\ \text{Evaporatör ısı yükü} &= 1000 \text{ kW} \\ \text{Jeneratör net ısı yükü} &= 1379,5 \text{ kW} \\ \hline \text{Toplam} &= 2379,5 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Isı çıkışı :} \\ \text{Absorber ısı yükü} &= 1316,2 \text{ kW} \\ \text{Kondenser net ısı yükü} &= 1100,0 \text{ kW} \\ \hline \text{Toplam} &= 2416,2 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\text{Isıl dengedeki fark} = \%1,52$$

Soğutma tesir katsayısı :

$$\text{COP} = \frac{\text{Buharlaştırıcı net ısı yükü}}{\text{Jeneratör net ısı yükü}}$$

Ortama % 2 ısı kaybı halinde, COP = 0,710 elde edilir.

Jeneratörde gerekli olan buhar veya kaynar su debisi, bunların jeneratöre giriş entalpileri ile jeneratörden yoğunlaşmış buharın veya suyun çıkış entalpisinden bulunabilir. Bu sistemde jeneratöre doymuş buharın 170 kPa basınçta girdiği. 2°C aşırı soğumuş olarak yoğunlaşmış halde çıktığı kabul edildiğinde, gerekli buhar debisi

$$(1379,5)(1,036) / (2698 - 474) = 0,643 \text{ m}^3/\text{s}$$

değerindedir. Aynı sistemde 115°C sıcaklıkta giren kaynar su, jeneratörde $5,6^\circ \text{C}$ soğuduğu kabul edilir ise, bu kaynar suyun debisi

$$(1379,5)(0,001056) / (482,9 - 461,9) = 0,0693 \text{ m}^3/\text{s}$$

olarak bulunur.

Dizaynda elde edilen ısı geçiş yüzeyinin büyüklüğüne ve pratikteki şartlara bağlı olarak jeneratördeki ısı kaynağının gerçek sıcaklıkları değişebilir. Sistemde elde edilen soğuk suyun sıcaklığı ve soğutma kulesinden gelen suyun sıcaklığının sabit olması durumu için, jeneratörü besleyen buharın veya kaynar suyun sıcaklığındaki azalma, lityum bromid-su eriyiği derişikliği ile sistemin soğutma tesir katsayısının (*COP*) düşmesine neden olur. Soğutma kulesinin düşük su sıcaklıklarında, jeneratörü besleyen ısı kaynağının sıcaklığının verilen bir dizayn sınırları içinde azalması durumunda bile, sistemdeki derişiklikler ve soğutma tesir katsayısı sabit kalır.

4.6 Amonyak-Su Çevrimi

Tek kademeli amonyak-su çevrimine ait absorbsiyonlu çevrim şeması Şekil 4.11'de verilmiştir. Bu çevrim prensip olarak lityum bromid-su absorbsiyonlu soğutma sistemine benzemektedir. Sadece büyük kapasiteli amonyaklı sistemlerde amonyak ve suyun kolayca buharlaşabilmesi için paket, kabarcıklı veya elekli tepsi ilave edilmiş kademeli distilasyon kulesi fark etmektedir. Kulenin üst kısmına yerleştirilmiş bir geri kazanma serpantini yardımı ile soğutucu akışkan içindeki suyun mümkün olduğu kadar az olması sağlanır. Bir ısı değiştiricide ısınan amonyak-su çözeltisi kulenin alt kısımlarından kuleye verilir (Genceli , 1996).

Küçük kapasiteli sistemlerde, kulenin üstünden alınan amonyak buharlarının saflığı, genel olarak aşağıda verilen örnekteki değerden daha kötüdür. Sonuç olarak, kule ve kondenser basıncı daha azdır, fakat soğutucu akışkanın içerdiği su evaporatördeki bir taşma devresi ile sürekli olarak absorbere gönderilmelidir. Büyük sistemlerde amonyağın saflığı fazla olduğundan, evaporatörden absorbere olan taşmanın sürekli olmasına gerek yoktur, işlem belirli aralıklarla yapılabilir. Evaporatör ile absorber arasındaki küçük basınç farkı nedeniyle, soğutucu akışkan devresi üzerinde

otomatik olarak açık kalır. Bu valfe, evaporatördeki basınç ile evaporatördeki sıvı sıcaklığı arasındaki ilişkiye göre otomatik olarak kumanda edilir.

Büyük kapasiteli sistemlerde, evaporatör altındaki düşey sıvı kolonu izafi olarak aktif olmayan bir alan ve su bakımından zengin amonyak sıvısının toplanmasını sağlar. Taşma hattı bu sıvı kolonundan alınır. Evaporatör basıncının 577 kPa olduğu bir sistem için soğutucu akışkan sıcaklığının $5,1^\circ\text{C}$ değerinden $7,7^\circ\text{C}$ sıcaklığına $2,6^\circ\text{C}$ bir farkla artması durumunda, taşma hattındaki su miktarında ağırlıkça %10 artma olur. Kulenin üst kısmından saf amonyağın alınabilmesi için, kondenserde uygun soğutma sıcaklığının sağlanabilmesi açısından, kuledeki, jeneratördeki ve kondenserdeki basınç ile sıcaklığın izafi olarak yüksek olması gerekir.

Lityum bromid-su absorpsiyonlu sistemlerinde, soğutma kulesinden alınan su önce absorbere sonra da kondensere girer. Amonyak-su absorpsiyonlu sistemlerinde ise soğutma kulesinden gelen su önce kondensere daha sonra absorbere girer. Her iki sistemde de etkenliği artırmak için akış paralel akımlı yapılabilir, fakat bu durumda izafi olarak büyük soğutma kulelerine ve soğutma suyu debisine gerek duyulur.

Amonyak-su absorpsiyonlu çevrimlerinde, geri kazanma serpantini ayrı bir kondenser veya esas kondenser yardımı ile yapılabilir. Bunun içindeki akışkan hareketi yerçekimi ivmesi veya bir pompa ile sağlanır. Lityum bromid-su sistemlerinde görülen eriyiğin kristalleşme problemi, amonyak-su absorpsiyonlu sistemlerinde olmadığından, bu sistemlerin kontrolü çok daha basittir. Ayrıca amonyak-su eriyiğinin korozyon etkisi daha azdır. Bununla beraber her iki sistemde de korozyon önleyici bazı katkı maddelerinin kullanılması uygun olur. Lityum bromid-su absorpsiyonlu sistemlerinde depo ve ısı geçiş yüzeyleri için çelik alaşımları, bakır, bakır-nikel alaşımları kullanılırken, amonyak-su absorpsiyonlu sistemlerinde bakır malzeme kullanılamaz.

Amonyak-su absorpsiyonlu çevriminde, soğutucu akışkan debisi (4.18) eşitliği ile bulunurken, birim akışkan kütlesi başına eriyik miktarı

$$WFS_A(X) - WFS_G(1 - X) = 1 \quad (4.21)$$

bağıntısından bulunabilir. Bu bağıntıda

WFS_A absorberden çıkan eriyikteki amonyağın kütleli oranı

WFS_G jeneratörden çıkan eriyikteki amonyağın kütleli oranı

X absorberden çıkan eriyik kütlesinin birim soğutucu akışkan kütlesine oranı

$X - 1$ jeneratörden çıkan eriyik kütlesinin birim soğutucu akışkan kütlesine oranı anlamlarındadır.

Büyük kapasiteli sistemlerde evaporatör ile absorber arasındaki basınç düşümü yaklaşık 10 kPa mertebesinde alınabilir.

Örnek 4.3 : Akış diyagramı, Şekil 4.11'de verilen büyük kapasiteli bir amonyak-su absorpsiyonlu sistemi için aşağıdaki dizayn şartları verilmiştir.

1. Soğutma yükü, 1758,4 kW
2. Evaporatör sıcaklığı (10 noktası), $5^{\circ} C$
3. Evaporatör basıncı (10 noktası), 517 kPa
4. Absorber basıncı (11 noktası), 507 kPa
5. 3 noktasında zengin eriyik sıcaklığı, $41^{\circ} C$
6. Kondenser sıcaklığı (8 noktası), $38^{\circ} C$
7. Kondenser ve kule basıncı (7 noktası), 1460 kPa
8. Jeneratör ile absorberdeki kütle oran farkı ($WFS_G - WFS_A$), kütle olarak %6
9. Soğutma kulesinden su çıkış sıcaklığı, $29,4^{\circ} C$.

Amonyak-su karışımına ait entalpi-derişiklik diyagramı ve amonyağa ($R-717$) ait özellik tabloları kullanılarak, sistemdeki çeşitli elemanlardaki akışkan debilerini, ısı yüklerini ve soğutma tesir katsayısını (COP) bulunuz. Yüksek sıcaklıktaki depoların dış yüzeylerinden ortama olan ısı kayıpları ve evaporatördaki ısı kazançları nedeniyle, teorik olarak hesaplanan akışkan debisi % 3 artırılabilir.

Çözüm : Absorberden çıkışta, eriyikte aşırı soğuma olmaması kabulü altında, amonyak-su diyagramından 507 kPa basınç ve $41^{\circ} C$ sıcaklık için zengin eriyiğin (ZE) kütle oranı %49 olarak bulunabilir. Yerçekimi ivmesi ile akışın sağlandığı büyük sistemlerde absorber düzenlemesinde 25 mm çapa kadar düz yatay boruların kullanılması halinde, jeneratör ile absorberdeki kütle oran farkının % 6 ila 8 arasında olması, borularda yeterli bir akışı ve uygun bir ısılanmayı sağlar. Aynı zamanda bu oran farkının bu değerlerde olması, pahalı etkin ısı değiştiricisi ile kulede kabul edilebilir bir maksimum sıvı akışı ve jeneratör ısı kaynağı için de pratik açıdan minimum bir sıcaklığın gerçekleşmesini sağlar. Kütle oran farkının büyümesi,

akış debisini, verimi, absorber ile ısı değiştirici etkenliğini azaltır. Ayrıca sistemde bir eriyik soğutucu absorber gibi bir cihaz kullanılmadığı, bu oran farkının büyümesi ısı kaynağının sıcaklığının artmasını gerektirir. Kütlesel oran farkının % 6 olması, jeneratörden veya kuleden çıkan fakir eriyikteki (*FE*) amonyak derişikliğinin kütlesel olarak % 43 olması değerini verir. Bu farkın % 30 değerinde olması ise, fakir eriyiğin kütlesel amonyak derişikliğini % 19 verir. (4.21) eşitliğinin kullanılması ile akış debileri için

% 6 kütlesel oran farkı halinde :

$$0,49X - 0,43 (X-1) = 1$$

$$0,06X + 0,43 = 1$$

$$X = 0,57/0,06 = 9,5$$

$$X - 1 = 8,5$$

% 30 kütlesel oran farkı halinde :

$$0,49X - 0,19 (X - 1) = 1$$

$$0,30X + 0,19 = 1$$

$$X = 0,81/0,30 = 2,7$$

$$X - 1 = 1,7$$

değerleri bulunabilir.

Jeneratör besleme valfinde flaşing olayını önlemek için, kule içindeki zengin eriyik (*ZE*), denge sıcaklığından $1,7^{\circ}\text{C}$ düşük kalacak şekilde ısıtılır. Bunun sonucunda zengin eriyiğin basıncının aşın artması önlenir, zengin eriyik pompasının enerji ve basınç gereksinimi azalır. %49 derişikli eriyiğin 1460kPa basıncındaki denge sıcaklığı $80,5^{\circ}\text{C}$ değerindedir. Bu durumda kuledeki *ZE* sıcaklığı $8,8^{\circ}\text{C}$ olacaktır. %6 kütlesel oran farkı için, *FE* kuleyi veya jeneratörü %43 derişiklikte ve $90,5^{\circ}\text{C}$ denge sıcaklığında terkedecektir. %30 kütlesel oran farkı için ise, *FE* kuleyi veya jeneratörü %19 derişiklikte ve $144,4^{\circ}\text{C}$ denge sıcaklığında terkedecektir.

Çeşitli noktalarda eriyiklere ait entalpi değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Nokta	%6 Kütlesel oran farkında entalpi (kJ/kg)	%30 Kütlesel oran farkında entalpi (kJ/kg)
1 Noktası	166,2	509,1
4 Noktası	112,4	112,4
3 Noktası	-65,9	-65,9

Aşağıda gösterildiği gibi, enerji dengesinden (2) noktasının antalpileri:

%6 kütleli oran farkı için (%43 FE) değerinde $166,2-9,5[112,4-(-65,9)]/8,5 = -33,1\text{kJ/kg}$

%30 kütleli oran farkı için (%19FE) değerinde $509,1-2,7[112,4-(-65,9)]/1,7 = 225,9\text{kJ/kg}$ olarak hesaplanabilir.

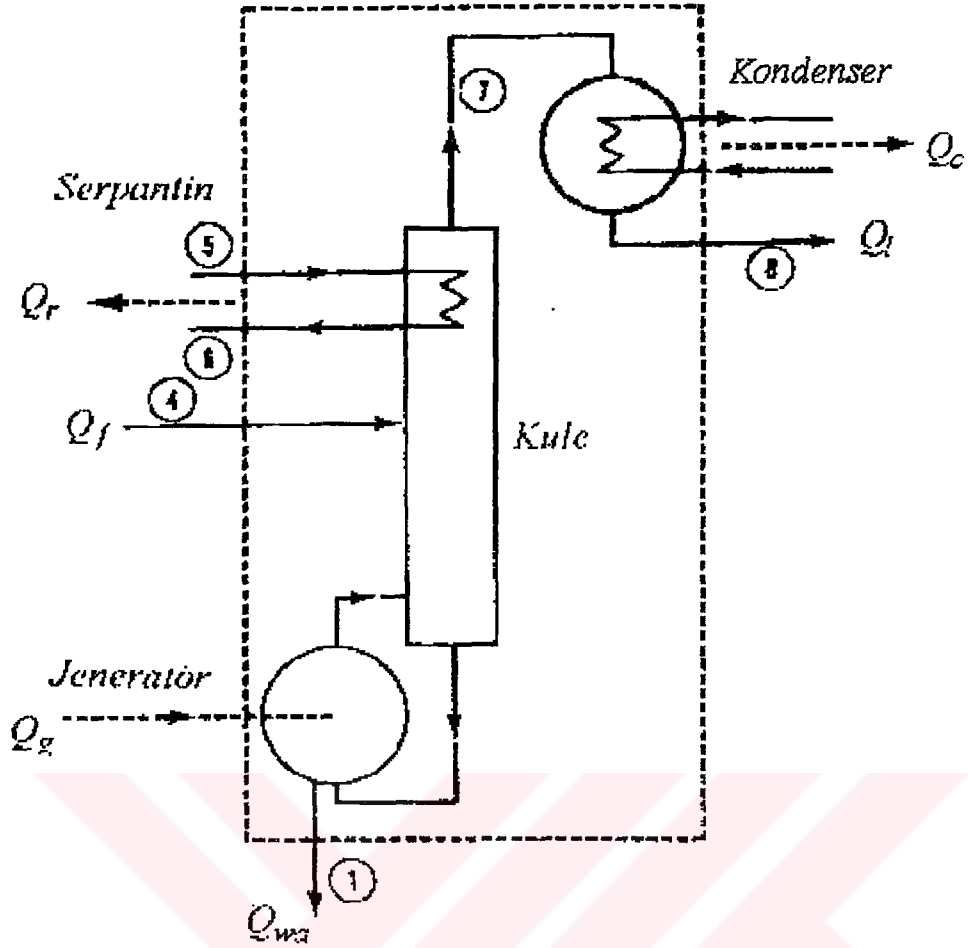
Bu antalpi değerlerine sahip olan eriyiğin absorbere giriş sıcaklıkları ise

%6 kütleli oran farkı için $-47,8^\circ\text{C}$

%30 kütleli oran farkı için $-83,1^\circ\text{C}$ değerindedir.

Zengin eriyik derişikliği, kule basıncı ve besleme sıcaklığı ile belirli bir kule basıncında esas kondenserde üretilen amonyakın saflığı verildiğinde, kulenin tepesinde minimum bir tekrar besleme vardır ki bu da kule içinde ya sonsuz sayıda tepsi ya da kulenin sonsuz yükseklikte olmasını gerektirir . Amonyak su karışımı için IGT antalpi-derişiklik diyagramı ile Brown'un yöntemi kullanıldığında, kule basıncının 1460 kPa besleme sıcaklığının $8,8^\circ\text{C}$ değerinde olması durumunda, minimum tekrar besleme miktarı $0,0658\text{ kg/kg}$ elde edilir . Kabul edilebilir bir kule yüksekliği için bu değer, en az 1,15 ile çarpılarak $0,0758\text{ kg/kg}$ değerinde olması gerekir.

Kuleye, jeneratöre, kondensere ve tekrar besleme serpantinine akışkanın giriş ve çıkış borularının konstrüksiyonu, kütleli antalpi dengesini veren Şekil 4.12 yardımı ile belirlenebilir.



Şekil 4.12 Antalpi dengesi yöntemi

Nokta	Antalpi (kJ/kg)
7 Noktası	1468,80
10 Noktası	1450,26
8 Noktası	361,27
10 ile 8 Noktası farkı	1088,99

Soğutucu akışkan debisi

$$1,03(1000 \text{ kW}) / 1088,99 = 0,946 \text{ kg / s}$$

elde edilir.

Jeneratör Isı Giriş/Çıkışı*% 6 Kütleli oran farkı halinde*

Isı Çıkışı	kW
$Q_1 (0,946)(361,27)$	341,8
$Q_c 0,946(1486,2-361,27)$	1064,8
$Q_r (0,167)(0,946)(1486,8-361,27)$	177,8
$Q_1 + Q_c + Q_r$ Toplamı	1584,4
$Q_{wa} (8,5)(0,946)(166,2)$	1336,4
Toplam ısı geçişi	2920,8
Isı Girişi	
$Q_f (9,5)(0,946)(112,4)$	1010,1
O_g Jeneratörde giriş/çıkış net ısı farkı	1910,7

% 30 Kütleli oran farkı halinde

Isı Çıkışı	kW
$Q_1 + Q_c + Q_r$ Toplamı	1534,4
$O_{wa} (1,7)(0,946)(509,1)$	818,7
Toplam ısı çıkışı	2403,1
Isı Girişi	
$O_f (2,7)(0,9468)(112,4)$	287,1
Q_g Jeneratörde giriş/çıkış net ısı farkı	2116,0

Absorber Yüğü% 6 Kütlesel oran farkı halinde

Isı Girişı		kW
1 Noktası	(0,946)(1450,26)	1371,9
2 Noktası	(8,5)(0,946)(-33,1)	-266,2
Toplam ısı girişı		1105,7
Isı Çıkışı		
3 Noktası	(9,5)(0,946)(-65,9)	-592,2
Q _a Absorber yüğü, Isı Farkı		1697,9

% 30 Kütlesel oran farkı halinde

Isı Girişı		kW
1 Noktası	(0,946)(1450,26)	1371,9
2 Noktası	(1,7)(0,946)(225,9)	363,3
Toplam ısı girişı		1735,2
Isı Çıkışı		
3 Noktası	(2,7)(0,946)(-65,9)	-168,3
Q _a Absorber yüğü, Isı Farkı		1903,5

Isı Dengesi

Isı Girişi	%6 Kütlesel oran farkı için (kW)	%30 Kütlesel oran farkı için (kW)
Evaporatör	1030,1	1030,1
Jeneratör	1910,7	2116,0
	2940,8	3146,1
Isı Çıkışı		
Kondenser	1064,8	1064,8
Tekrar besleme	177,8	177,8
Absorber	1697,9	1903,5
	1030,1	1030,1
COP	$\frac{1030,1}{(1,03)(1910,7)}$ 0,523	$\frac{1030,1}{(1,03)(2116,0)}$ 0,473

Ekonomik açıdan en etkin olan soğutma suyu sisteminde, kondenser ve absorberler soğutma kulesinin su debisini belirler. Amonyak-su absorpsiyonlu soğutma çevriminde, soğutma suyu debisindeki $0,114m^3/s$ değerindeki bir artına, %6 kütlesel oran farkında sıcaklıkta $10,9^\circ C$, %30 kütlesel oran farkında ise sıcaklıkta $11,7^\circ C$ artmaya neden olur. Bu değer, aynı buharlaşma sıcaklığında çalışan lityum bromid-su çevrimi için yaklaşık %25 daha büyük bir aralıktır.

Düz çelik boru kullanan klasik taşmalı bir su soğutmalı amonyak sisteminin ürettiği soğuk suyun sıcaklığı, daha önce açıklanan lityum bromid-su çevrimine göre yaklaşık $2,8^\circ C$ daha sıcaktır. $6,7^\circ C$ soğuk su sıcaklığında ve düşük amonyak evaporatör sıcaklığında, çevrimin çalışma sıcaklıklarını ve COP değerini ayarlayabilmek için, verilen örnekteki yöntem kullanılmalıdır (Genceli, 1996).

5 BESİNLERİN SOĞUTMA VE DONMA SÜRELERİ

Bu bölümde, besinlerin soğutulması, dondurulması ve donmuş besinlerin çözülmesi esnasında oluşan ısı iletiminin hesaplanabilmesi için seçilmiş bazı uygun işlemler özetlenmektedir. Literatürde bu işlemler, *yarı teorik* veya *teorik* olmak üzere iki grupta sınıflandırılabilir. Yarı teorik yöntemler, deneysel bulgular ile ısı denge denklemlerinin bir karışımından elde edilebilirken, teorik yöntemler sadece matematik çözümlere dayanmaktadır. Bu bölümde sunulan örneklerde, besinlerin soğutma veya donma sürelerini hesaplayabilmek için seçilmiş işlemler kullanılmıştır.

5.1 Teorik Yöntemler

Birçok teorik yöntemde, Fourier denklemine benzer olan ısı iletim denklemleri kullanılır. Basit geometrik şekiller analitik olarak kolayca çözülebilirken, karmaşık geometriler için sayısal çözümlere gerek duyulur. Sunulan bu bölümdeki teorik yöntemlerde,

- (1) donmanın veya donmuş maddelerin çözülmesinin tek bir sıcaklıkta olduğu ve
- (2) faz değişiminin bir sıcaklık aralığının üzerinde tamamlandığı kabulleri yapılır.

5.1.1 Tek Bir Sıcaklıktaki Faz Değişimi

Bu tip incelemelerde matematik basitliği olması nedeniyle, Planck formülü (1941) yaygın olarak kullanılır. Bu formül sadece donma veya çözülme sürelerinin bulunmasında kullanılabilir, geçici sıcaklık dağılımları hakkında bilgi vermez. Çizelge 5.1'de tanımlandığı gibi, bu formül B2, I1, P2 ve M1 koşullarının göz önünde tutulması ile çıkarılmıştır. Ayrıca bu formül çıkarılırken, ortamın da kararlı rejimde olduğu kabul edilmiştir.

$$Q_f = L_p / |t_f - t_a| (Pd / h + Rd^2 / k) \quad (5.1)$$

Şeklinde verilen Planck formülü, sonsuz büyüklükteki levhalara, sonsuz uzunluktaki silindirlere, kürelere veya dikdörtgenler prizmalarına uygulanabilir.

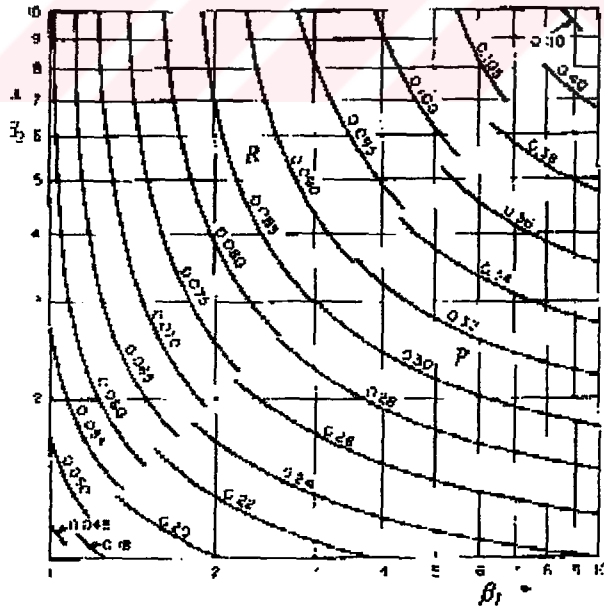
Planck formülü donma halinde kullanılırken, ısının donmuş tabakalardan çekilmesi nedeniyle, k (W/m.K) ısı iletim katsayısı ve ρ (kg / m³) yoğunluk değerleri, donmuş besinlere ait

olmalıdır. Aynı formülü çözüme halinde kullanırken ise bu fiziksel özellikler, doymamış besinlere ait olmalıdır.

Çizelge 5.1 Isıl denge denklemlerinin analitik veya sayısal çözümlerin çıkarılabilmesi için gerekli olan kısıtlayıcı kabullerin sınıflandırılması

No	Koşullar	Kabuller
B1	Sınır Koşullar	Örnek parçanın yüzey sıcaklığının belirli olması veya sonsuz Biot sayısı.
B2		Örnek parçanın yüzeyi ile ortam arasındaki taşınım ile ısı geçişinin belirli olması veya sonlu Biot sayısı.
B3		Örnek parça yüzeyi ile ısı kaynağı arasında ışınlama ile ısı geçişi.
B4		Yüzeyde tanımlanmış ısı akışı.
B5		Yüzeyde nem kaybetme veya kazanma.
I1	Başlangıç Koşullar	Örnek parçanın sabit başlangıç sıcaklığı, faz değişim sıcaklığı ile aynı veya faz değişim sıcaklığının üst veya aynı sınırları ile aynı
I2		Örnek parçanın sabit başlangıç sıcaklığı, faz değişim sıcaklığının farklı.
I3		Başlangıç sıcaklığının yerel olarak faz değişim sıcaklığından farklı olarak değişmesi.
D1	Örnek Parçanın Yoğunluğu	Donmuş ve donmamış örneğin yoğunlukları arasında bir fark olmaması. Yoğunluğun sıcaklıktan bağımsız olması.
D2		Donmuş ve donmamış örneğin yoğunlukları arasında fark olması. Yoğunluğun sıcaklıktan bağımsız olması
D3		D2 ile aynı koşul. Yoğunluğun sıcaklıktan bağımsız olması

P1	Diğer Fiziksel Özellikler	Fiziksel özelliklerin sıcaklıktan bağımsız olması. Donmuş örneğin fiziksel özellikleri, donmamış örnekten farklı.
P2		Fiziksel özelliklerin sıcaklığa bağlı olması
M1	Donmamış Fiziksel Özellikler	Örnek parçanın donmamış kütlelerinin taşınım veya difüzyon (yayılım) hareketinin olmaması
M2		Donmamış kütlelerinin taşınım ile hareketi veya hacimsel değişim yüzünden çözülme
M3		Donmamış kütlelerinin difüzyon hareketi veya derişikli gradyanı yüzünden çözülme
M4		M2 ve M3 koşullarının her ikisinin de olması



Şekil 5.1 Dikdörtgen prizması şeklindeki cisimler için P ve R değerleri

(5.1) eşitliğinde verilen, çeşitli geometrilere ait P ve R değerleri aşağıdaki çizelge yardımı ile bulunabilir.

Şekiller	P	R
Levha	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{8}$
Silindir	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{16}$
Küre	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{24}$
Dikdörtgen prizma ^a	Şek. 5.1'e bkz.	Şekil 5.1'e bkz.

a , Şekil 5.1, $(d) x(\beta_1 d) x(\beta_2 d)$ boyutlarındaki bir besin maddesine ait P ve R değerlerini göstermektedir. Bu şekilde P ve R değerleri 45° 'lik doğruya göre simetrik olduğundan β_1 ve β_2 katsayılarını yer değiştirebilir.

Elde (1949), dikdörtgen prizması şeklindeki besin maddelerinin donma sürelerinin hesabını basitleştirmek için çeşitli çizelgeler hazırlamıştır.

Yuen (1980), I2, D1, P1 ve M1 kadar B1, B2 ve B4 koşullarını da göz önüne alarak, yarı sonsuz cisim içindeki sıcaklık dağılımını ve ergime sınırının yerini belirleyebilmek için yaklaşık bir analitik çözüm elde etmiştir. Bu incelemede, faz değişmesi ile cismin özgül ısısının ve yoğunluğunun değişmediği kabul edilmiş olup, ilgili bağıntıların elde edilebilmesi için Goodman'ın integral yöntemi kullanılmıştır. B1 ve B2 sınır koşulları altında elde edilen formüller kapalı formda oldukça basittir ve pratikte bu koşullar sağlanır ise, elde edilen bu formüller emniyetli şekilde kullanılabilir. B2 sınır şartı kabulünde, lineer olmayan adi bir diferansiyel denklemin çözülmesi gerekir. Lunardini (1983a, 1983b) bir yarı sonsuz cismin donması ve ergimesi için kapalı formda yaklaşık analitik formüller elde edilmiştir. Bu incelemelerdeki kabuller, faz değişimi ile cisimdeki özgül ısı ve yoğunluğun değişimi dışında, Yuen'in kabulleri ile aynıdır. Ayrıca, Lunardini kendi çözümü ile elde ettiği sonuçların, diğer araştırmacıların elde ettiği tam veya yaklaşık çözüm sonuçları ile uyumlu içinde olduğunu göstermiştir.

Bazı örnek cisimler içindeki başlangıçtaki sıcaklık dağılımı üniform olmayabilir. Bu durumda, Lunardini (1983a) yarı sonsuz bir cisim içinde, geçici rejimdeki sıcaklık dağılımını bulabilmek için analitik bir çözüm elde etmiştir. Başlangıçta cisim içindeki sıcaklığın yere

göre doğrusal değiştiğini kabul ederek (I3 koşulu gibi), çözüme ulaşmıştır. Bu durumdaki diğer koşullar B1, D2, P1 ve M1 olarak alınmıştır.

Lunardini (1983b), B1, I2, D2, P1 ve M1 koşullarını kullanarak , suyun donduğunda hacimsel genişlemesini göz önüne alarak, yarı sonsuz bir cismin donmasına ait yaklaşık bir analitik çözüm elde edilmiştir. Problemin çözümünde x_1 ve x_2 gibi iki koordinat değişkeni kullanmıştır. x_1 değişkenin başlangıç noktası, donma ile genişleyen ergime ile büzülen yüzey üzerinde iken, x_2 değişkenin başlangıç noktası orjinal yüzey üzerindedir. Aşağıda verilen denklemler, 1 bölgesindeki (donma esnasında donma bölgesindeki) ve 2 bölgesindeki (donma esnasında donmamış bölgesindeki ve ergime esnasında donmuş bölgesindeki) sıcaklık dağılımlarının hesaplanması için kullanılabilir.

$$t_1 = t_s + (t_{fp} - t_s) x_c / X_c \quad (5.2)$$

$$t_2 = t_{fp} + (t_o - t_{fp}) \left[2 \frac{xg - Xg}{\delta - Xg} - \left(\frac{xg - Xg}{\delta - Xg} \right)^2 \right] \quad (5.3)$$

burada

$$Xg = 2 (\rho_1/\rho_2)\gamma\sqrt{\alpha_1\theta}$$

$$\delta = b.X_g, \quad b = \left(\frac{9}{4} + \frac{3(\alpha_2 - \alpha_1)}{(\rho_1/\rho_2)^2\gamma^2} \right)^{0,5} - 0,5 \quad (5.4)$$

$$X_c = 2\gamma\sqrt{\alpha_1\theta} \quad \gamma^2 = \frac{b_1 - \sqrt{b_1^2 - 4\alpha S_T^2}}{2\alpha} \quad (5.5)$$

$$b_1 = 2S_T[2 + S_T + \phi(k_2/k_1) (\rho_1/\rho_2)S_T / (\alpha_2/\alpha_1)] + 4/3 (\phi k_2 S_T / k_1)^2 / (\alpha_2/\alpha_1)$$

$$a = (2+S_T)[2 + S_T + 2 S_T\phi k_2\rho_1\alpha_1 / (k_1\rho_2\alpha_2)]$$

$$X_c - X_g = 2\gamma\sqrt{\alpha_1\theta} (1-2\rho_1 - \rho_2)$$

anlamındadır.

(5.5) eşitliğindeki ($X_c - X_g$) farkı , serbest yüzeyin genişlemesi halindeki değişimde pozitif, bu yüzeyin büzülmesi halindeki değişimlerde ise negatif değerlere sahiptir.

Talmon ve Davis (1981), B2, I2, D2, P1 ve M1 koşullarını kabul ederek ve değiştirilmiş eş sıcaklık hareketi yöntemini kullanarak, sonsuz bir levha şeklindeki cismin donma ve ergime sürelerini bulmuşlardır. Bulunan bu donma ve ergime süreleri, bu konuda sonlu farklar işlemi ile elde edilen yayınlanmış sonuçlar ile iyi bir uyum içindedir.

Charm ve ark. (1972), besinlerin içinde sanal olarak dilimlenmiş tabakalar düşünerek, bu tabakalarda ısı denge denklemlerini sayısal olarak çözerek, silindir veya sonsuz levha şekillerindeki besin maddelerinin içlerinde, geçici rejimdeki sıcaklık dağılımlarını bulmuşlardır. Bu çözümlerde B2, I2, D1, P1 ve M1 koşullarının oldukları kabul edilmiştir.

Tao (1967, 1968), sonsuz silindir, sonsuz levha ve küre şeklindeki cisimlerin faz değişim sürelerinin bulunuşu için çok kullanışlı formüller ve diyagramlar hazırlamıştır. Bu formüllerin ve diyagramların hazırlanışında, Fourier'in ısı iletim denklemine sonlu farklar yöntemi uygulanarak ve B2, I1, D1, P1 ile M1 koşulları kabul ederek, bu denklemler sayısal olarak çözülmüştür. Bir kürenin faz değişim süresi (Genceli , 1998)

$$\theta_f = 1/6 + f / (3Bi) + \eta_1 + \eta_2 / Bi - \eta_3 e^{-1/Bi} \quad (5.6a)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanabilir. Burada

$$\eta_1 = 0,096 [1 - \exp(5,49\gamma^3 - 6,62\gamma^2 - 4,59\gamma)] + 0,176 / Bi \quad (5.6b)$$

$$\eta_2 = \gamma [0,024 + 0,179 \exp(-2,19\gamma)] \quad (5.6c)$$

$$\eta_3 = 0,051 [1 - \exp(-2,52\gamma)] + 0,104\gamma \quad (5.6d)$$

anlamındadır.

Voller ve Cross (1981), B2, I1, D1, P1 ve M1 koşullarını kabul ederek, donmaya maruz kalan sonsuz bir silindirdeki ısı iletimini incelemişlerdir ve donma süresinin hesabı için

$$F_{of} = (0,14 + 0,085Y_o) + (0,252 - 0,0025Y_o)Ld \quad (5.7)$$

basit denklemini elde etmişlerdir.

$0 \leq Y_o \leq 2$ ve $2 \leq Ld \leq 50$ iken, sayısal çözümler ile elde edilen donma süresi ile bu denklemden elde edilen donma süresi arasında %2'den az bir fark vardır.

Birçok besin maddesi, ışınlama ısı geçişine göre saydam değildir. Bununla beraber, saf jelatin veya saf çözelti şeklindeki bazı besin maddelerinin saydam kaplar içinde bulunması durumunda, donma veya çözülmede bu maddeler içindeki ısı ışınlama oldukça önem kazanır. Chan ve ark. (1986), B1, I1, D1, P1 ve M1 koşulları altında, saydam yarı sonsuz cisimlerin donma ve çözülme durumlarını incelemişlerdir. İncelemede iç ısı iletim göz önüne alınmadan, iç ısı ışınlama ile donma ve çözülme durumlarını da içeren birkaç sınır duruma ait modelin çözümü yapılmıştır.

Zamanın ve sıcaklık dağılımının bir fonksiyonu olarak donma ve çözülme cephesinin yerinin bulunması, faz değişimli bir ısı iletim denkleminin çözümünde karşılaşılan bir güçluktur. Bu güçlük, sıcaklığa ilave olarak entalpiye bağımlı bir değişken olması ile giderilebilir (entalpi yöntemi). Örnek olarak, bir boyutlu ısı iletimi, Kartezyen koordinatlarda

$$\rho \frac{\delta H}{\delta \theta} = \frac{\delta}{\delta x} \left(k \frac{\delta \theta}{\delta x} \right) \quad (5.8)$$

şekline gelir.

H entalpiyesinin sadece sıcaklığa bağımlı olması nedeniyle, yukarıdaki denklem uygun bir sayısal yöntem kullanılarak çözülebilir. Tahmin edilen entalpi veya sıcaklık dağılımlarından, donma veya çözülme cephesinin yerleri bulunabilir.

Bazı araştırmacılar, donmaya veya çözülmeye uğrayan bir cisim içindeki donmamış sıvının akışını bulmak için bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu yöntemlerin çoğu, besin maddelerinin dışındaki cisimleri incelemesine rağmen, bu yöntemler besin maddeleri için de uygulanabilir.

5.1.2 Sıcaklık Aralığının Üzerindeki Faz Değişimi

Birçok besin maddesindeki donma ve çözülme işleminin belirli bir sıcaklıkta tamamlanmayıp, bir sıcaklık aralığının üzerinde olması yüzünden, bu kısımdaki matematik işlemler besin maddelerindeki ısı geçişini karakterize etmektedir.

Mascheroni ve Calvelo (1982), B2, 12, D3, P2 ve MI koşullarını göz önüne alarak, sonsuz bir levhanın donma süresinin bulunuşu için bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu çalışmada, ön soğutma, faz değişimi ve temperleme sürelerinin ilavesi ile bir donma süresi hesabı yapılmıştır. Birinci ve üçüncü süreler, faz değişimi olmaksızın basit ısı iletim denkleminin analitik çözümü hesaplanırken, ikinci süre doğrusal olmayan ısı iletim denkleminin sayısal çözümü ile elde edilmiştir. Mascheroni ve Calvelo (1982) çalışmalarında, (1) orta düzlemdeki sıcaklığın ilk donma noktasına eriştiği zaman ön soğutmanın bittiğini, (2) geometrik merkezdeki sıcaklığın ilk donma noktasına eriştiği zaman faz değişiminin sona erdiğini, ve (3) ısı merkez sıcaklığının -10 ila -18 °C sıcaklığına ulaştığında temperleme süresinin tamamlandığını kabul etmişlerdir.

Faz değişim süresi

$$\theta = [\rho_w f_w L_w f_{ri} a^2 / (t_{sh} - t_a) k] \cdot (k/ha + 1/2) \quad (5.9)$$

eşitliğinden bulunabilir. Bu eşitlikte besin maddesinin ısı iletim katsayısı k , ilk donma noktası sıcaklığı ile soğutucu ortamın sıcaklığının aritmetik ortalaması olan sıcaklıkta alınır.

Cleland ve Earle (1979), B2, 12, D3, P2 ve MI koşullarını ve Karlsruhe test sonuçları ile elde edilen yağsız ete ait termofiziksel özelliklerini göz önüne alarak, sonsuz silindir, küre ve dikdörtgenler prizması şekilli besin maddeleri içindeki ısı iletimini incelemişlerdir.

İncelemelerinde

$$\theta_f = \frac{\Delta H_v}{t_{sh} - t_a} (P_2 d / h + R_2 d^2 / k_s) \quad (5.10)$$

şeklinde, Plank tipi formül elde etmişlerdir. P_2 ve R_2 değiştirilmiş Plank sabitlerine ait değerler aşağıdaki iki adımlı işlem yardımı ile bulunabilmektedir.

1. Adım : Orjinal Plank sabitleri P ve R yardımı ile P_1 ve R_1 hesaplanır.

$$P_1 = P[1,026 + 0,5808P_k + Ste(0,2296P_k + 0,0182 / B_l + 0,1050)] \quad (5.11)$$

$$= R[1,202 + Ste(0,4WP_k + 0,7336)] \quad (5.12)$$

2. Adım : Değişik geometriler için P_2 ve değerleri hesaplanır.

Sonsuz Levha için

$$P_2 = P_1 \text{ ve } R_2 = R_1 \quad (5.13)$$

Sonsuz Levha için

$$P_2 = P_1 + 0,128P \quad (5.14)$$

$$R_2 = R_1 - 0,1888R \quad (5.15)$$

Dikdörtgen prizma için

$$P_2 = P_1 + P [0,1136 + Ste(5,766P - 1,242)] \quad (5.16)$$

$$R_2 = R_1 + R [0,7344 + Ste(49,89R - 2,900)] \quad (5.17)$$

Bu eşitlikler, parametrik değerlerin aşağıdaki aralıkları için geçerlidir.

$$0,155 < Ste < 0,34$$

$$0 < P_k < 0,55$$

$$0,2 < B_l < 20 \quad (\text{levha için})$$

$$0,5 < B_l < 4,5 \quad (\text{silindir ve küre için})$$

$$0,5 < B_l < 22 \quad (\text{prizma için})$$

$$1 < \beta_1 < 4 \quad (\text{prizma için})$$

$$1 < \beta_2 < 4 \quad (\text{prizma için})$$

Cleland ve Earle (1979)'nin çalışmalarına göre, teorik olarak elde edilen sonuçlar ile deneysel olarak bulunan sonuçlar arasında %10 değerinden daha az bir hata bulunmaktadır. (5.10) bağıntısının, yağsız et için sınırlı olduğu unutulmamalıdır.

Hayakawa ve ark. (1983), Comini ve Del Giudice (1976) tarafından yazılan bir programı değiştirerek, herhangi bir geometrik şekildeki anizotropik besin maddeleri içindeki iki boyutlu ısı iletimini bulmak için bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Çalışmada B2, B3, B4, B5, 12, D3, P2 ve MI koşulları göz önüne alınmıştır. Geliştirilen bu bilgisayar programında, termofiziksel özelliklerin sıcaklıkla değişimleri için aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır.

Yoğunluk :

$$t \geq t_{sh} \text{ için } \rho = f_1 \quad (5.18)$$

$t < t_{sh}$ için

$$\rho = \rho_p + S_{ds}(t_{sh} - t) + (\rho_l + \rho_r)(t_{sw} - t_{sh})(t_{sw} - t) \quad (5.19)$$

Görünen özgül ısı :

$$t \geq t_{sh} \text{ için } C = C_1 \quad (5.20)$$

$$t < t_{sh} \text{ için } C = C_r + E / (t_{sw} - t)^{nc} \quad (5.21)$$

Anizotropik ısı iletim katsayısı:

$$t \geq t_{sh} \text{ için } k_x = k_{lx} + S_{kix}(t - t_{sh}) \quad (5.22)$$

$$t \geq t_{sh} \text{ için } k_y = k_{ly} + S_{kly}(t - t_{sh}) \quad (5.23)$$

$$t < t_{sh} \text{ için } k_x = k_{rx} + S_{ksx}(t_{sh} - t) + (k_{lx} - k_{rx})(t_{sw} - t_{sh}) / (t_{sw} - t) \quad (5.24)$$

$$t < t_{sh} \text{ için } k_y = \gamma k_x \quad (5.25)$$

burada

$$k_{ly} = \gamma k_{lx} \quad (5.26)$$

anlamındadır.

Dikkat edilirse (5.24) eşitliğindeki teorik parametreler, deneysel parametreler ile yer değiştirirse, bu eşitlik, y doğrultusundaki veya izotropik ısı iletim katsayısının bulunuşu için kullanılabilir. Örnek olarak, y doğrultusundaki ısı iletim katsayısını bulabilmek için, k_{rx} , S_{ksx} ve k_{lx} değerleri k_{ry} , S_{ksy} ve k_{ly} ile yer değiştirilir. (5.26) eşitliği yüzünden, $k_{rx} = \gamma k_{rx}$, $S_{ksy} = \gamma S_{ksx}$ ve $k_{ly} = \gamma k_{lx}$ eşitlikleri yazılır.

Scwartzberg'in bağıntısının biraz değiştirilmesi ile elde edilmiş olan (5.26) eşitliği faz değişiminde gizli ısıyı içermektedir. t_{sh} yüksek donma sıcaklığı altındaki sıcaklıklarda ısı iletim katsayısının bulunuşu için kullanılan (5.24) eşitliği ise, doğrudan doğruya Scwartzberg'in bağıntısına dayanmaktadır. Eldeki bulgulara göre, $t \leq t_{sh}$ iken kas liflerine paralel ve dik yönlerdeki ısı iletim katsayılarının oranı yaklaşık olarak sabittir; bu nedenle (5.25) eşitliği kullanılır.

Hayakawa ve ark. (1983), sonsuz dikdörtgen prizma veya sonlu silindir şeklinde kabul edilen besinlerin donmaları esnasında, bütün bağımsız parametrelerin etkisini incelemiştirler. Bu incelemede, (5.18)'den (5.26)'ya kadar olan eşitliklerdeki deneysel sabit değerlerinin maksimum aralığı kullanıldığı gibi; dondurucu ortamın sıcaklığı, besin maddesinin başlangıç ve son sıcaklıkları, yüzeydeki ısı iletimi, nem kaybı miktarı ve ışınım ısı geçişi ile ilgili bazı ticari donma parametreleri de kullanılmıştır (Genceli, 1998).

Hesapları basitleştirmek için aşağıdaki boyutsuzlaştırma işlemi yapılmıştır.

Boyutsuz yoğunluk

$$U > U_{sh} \text{ için } Pd = Rd + 1 \quad (5.27)$$

$$U > U_{sh} \text{ için } Pd = 1 + Md(U_{sh} - U) + Rd/(D_a - U_d) \quad (5.28)$$

Boyutsuz görünen özgül ısı

$$U \geq U_{sh} \text{ için } Pc = Rc + 1 \quad (5.29)$$

$$U > U_{sh} \text{ için } Pc = 1 + C_{sh}/(D_a - U_d)^{nc} \quad (5.30)$$

Boyutsuz ısı iletim katsayısı

$$U \geq U_{sh} \text{ için } P_{kx} = 1 + R_{kx} + M_{kdx}(U - U_{sh}) \quad (5.31)$$

$$U > U_{sh} \text{ için } P_{kx} = 1 + L_{kx}U - M_{kdx} + R_{kx}/(D_a - U_{dh}) \quad (5.32)$$

$$U \geq U_{sh} \text{ için } P_{ky} = 1 + R_{ky} + M_{kdy}(U - U_{sh}) \quad (5.33)$$

$$U > U_{sh} \text{ için } P_{ky} = \gamma P_{kx} \quad (5.34)$$

Hesaplanan sonuçların istatistikî analizine göre, aşağıda verilen parametreler dikdörtgenler prizması ve silindir şeklindeki besin maddelerinin F_{of} boyutsuz donma süresine önemli derecede etki etmektedirler. Bu parametreler de U_o (besin maddesinin başlangıç sıcaklığı), U_a (soğutucu ortam sıcaklığı), U_f (besin maddesinin son sıcaklığı), U_{sh} (besin maddesinin ilk donma noktası sıcaklığı), C_{eh} , (5.30)'daki sabit, Bi_u (sonsuz dikdörtgen prizmasının üç yanını veya sonsuz bir silindirin üst ve alt yüzeylerini göz önüne alan parametre), Bi_n (her iki geometri için kalan diğer yüzeyleri göz önüne alan parametre) ve Sf (şekil faktörü) olarak sıralanabilir. Sf şekil faktörü, dikdörtgen prizması şeklindeki besinler için iki kenarın oranını; silindir şeklindeki besinler için ise *yükseklik/yarıçap* oranını gösterir.

Işınım kaynak sıcaklığı, ışınım yutma katsayısı, ısı iletim katsayısının sıcaklığa bağlılığı, ısı iletim katsayısının anizotropisi, yoğunluğun sıcaklığa bağlılığı ve yüzeydeki nem kazancı ile kaybı gibi etkenlerin, donma süresine etkisi önemsizdir.

Dikdörtgen prizma şeklindeki besinler:

$$\begin{aligned} \ln(F_{of}) = & 2,454463 + 0,032643X_o - 0,240336 X_a - 0,257882 X_{sh} \\ & + 0,070507X_f + 0,292865X_{eh} + 0,830827X_{iu} + 0,257515X_{in} \\ & + 0,070274 X_{sf} - 0,012814X_o^2 - 0,051904X_a^2 - 0,078139X_{sh}^2, \\ & 0,056448X_{eh}^2 + 0,067824X_{iu}^2 - 0,028723 X_{in}^2, \\ & - 0,068525X_{sh} + 0,030382X_aX_f + 0,013005 X_f, X_{eh}, \\ & + 0,021406X_{in}X_{sf} + 0,096347 X_{iu}X_{in} - 0,015276X_{sh}^3 \\ & - 0,004532 X_{sh}^3 - 0,010683 X_{in}^3 - 0,006472X_{in}^3 + 0,0016285 X_{sh}^3 \end{aligned} \quad (5.35)$$

Silindir şeklindeki besinler:

$$\begin{aligned} \ln(F_{of}) = & 2,298986 + 0,035752X_o - 0,229786X_a - 0,258789X_{sh} \\ & + 0,078752X_f + 0,291006X_{eh} + 0,777841 X_{in} + 0,070700 X_{in} \\ & + 0,137491 X_{sf} - 0,035143X_a^2 - 0,068954X_{sh}^2 - 0,011703 X_f^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -0,038801 X_{ch}^2 + 0,137763 X_{in}^2 - 0,129691 X_{sf}^2 - 0,028044 X_a X_f \\
& + 0,010418 X_f X_{ch} - 0,01739 X_f X_{in} + 0,037177 X_{in} X_{in} \\
& + 0,028813 X_{in} X_{in} - 0,036392 X_{in} X_{sf} - 0,016211 X_{ch}^3 \\
& - 0,006843 X_{in}^3 - 0,004018 X_{in}^3 - 0,037937 X_{sf}^3
\end{aligned} \tag{5.36}$$

(5.35) ve (5.36)'daki bağıntıları, sadece içlerindeki parametrelerin, Çizelge 5.2'de verilen maksimum ve minimum değerleri arasında olması halinde uygulanabilir. Buradaki eşitlikler, istatistik bir işlemin uygulanmasıyla regresyon analizi ile elde edildiğinden,

$$X_x = G_1 \ln(\pi_x + G_3) + G_3$$

bağıntısı yardımıyla, önemli parametrelerden oluşan yeni değişkenler kullanılır. Burada π_x herhangi bir önemli değişkeni, X_x yeni değişkeni göstermektedir.

(5.37a) eşitliğinde verilen G_1 , G_2 ve G_3 sabitleri, Çizelge 5.2'de verilen minimum, maksimum ve ortalama değerler kullanılarak

$$G_1 = 5,6568 / \ln [(\pi_{x_{max}} + G_2) / (\pi_{x_{min}} + G_2)]$$

$$G_2 = (\pi_{x_{max}} \pi_{x_{min}} - \pi_{x_{ort}}^2) / (2\pi_{x_{ort}} - \pi_{x_{min}} - \pi_{x_{max}})$$

$$G_3 = -G_1 \ln(\pi_{x_{ort}} + G_2) \tag{5.37a}$$

bağıntılarından hesaplanabilir.

Önemli değişkenlerde hatalar olduğunda, donma süresinin hesabındaki hatanın oranını bilmek yararlıdır. Önemli değişkenlerin pratik veya ortalama değerlerinde, (5.35) ve (5.36) eşitlikleri kullanılarak elde edilen hata analizinin sonuçları, Çizelge 5.3'te görülmektedir.

1. Durumdaki analizde, besin sıcaklığının ilk ve son sıcaklıklarındaki 1°C, soğutma ortamı sıcaklığındaki 2°C, özgül ısıdaki %5, ısıl yayılımda %10, Biot sayılarında %10 ve besin boyutlarında 1 mm hatalar olduğu kabul edilmektedir.

2. Durum sonuçları, 1. Durumdaki işletme sıcaklıklarındaki, özgül ısı parametrelerindeki, ısı yayılımındaki hataların beşte biri olduğu zaman elde edilmişlerdir. Diğer hataların azaltılması hemen hemen imkansızdır. Küçük hata kaynaklarına dayanan hata analizlerinde dahi maksimum hatalar %25'den daha azdır. Donma süresinin hesabında kullanılan yöntemin neden olduğu bir hata varsa, yukarıdaki hata oranlarına ilave edilmelidir.

Çizelge 5.2 Önemli parametrelerin minimum, maksimum ve ortalama değerleri

Para- metre	Minimum	Ortalama	Maksimum	(5.35) ve (5.36)'da ki değiş- kenler
U_o	0,813	7,000	1,46	X_o
C_{ch}	19,4	757,74	769,0	X_c
U_{ch}	$0,07665 \log C_{ch} + 0,58879$	$0,04064 \log C_{ch} + 0,70165$	0,829	X_{sh}
U_f	0,20833	$0,70498 U_{sh} - 0,16228$	$1,63645 U_{sh} - 0,65197$	X_f
U_a^a	$-0,9902 U_f - 0,041459$	$0,87688 U_f + 0,13828$	0,83333	X_a
$1/Bi_n^b$	0,008226	1,43	146,512	X_{in}
$1/Bi_n^b$		0,008226 < $1/Bi_n$, < 1,43 için		X_{in}
	$0,052605 3/Bi_n + 0,0077933$	$0,9061257/Bi_n + 0,134240$	$8,42908/Bi_n + 1,248744$	
$1/Bi_n^b$		1,43 < $1/Bi_n$, < 146,512 için		X_{in}
	$0,0057302/Bi_n + 0,074825$	$0,098703/Bi_n + 1,28886$	$0,918168/Bi_n + 11,98935$	
$1/Bi_n^c$	0,0126	1,021	109,88	X_{iu}
$1/Bi_n^c$		0,0126 < $1/Bi_n$, < 1,021 için		X_{iu}
	$0,04631 1/Bi_n + 0,012016$	$0,796807/Bi_n + 0,207460$	$7,417691/Bi_n + 1,92654$	
$1/Bi_n^c$		1,021 < $1/Bi_n$ < 109,88		X_{in}
	$0,0057478/Bi_n + 0,053432$	$0,0991098/Bi_n + 0,919809$	$0,922110/Bi_n + 8,55853$	
S_f^d	0,5	4	16	X_{sf}
S_f^d	0,125	2,4	5	X_{sf}
^a Negatif U_a , X_a tasarım değişkenin değiştirilmesinde kullanılır			^b Dikdörtgen	^c Silindir

Çizelge 5.3 Donma süresinin hesabında bağıl hatalar^a

Hata kaynakları	Dikdörtgen		Silindir	
	1. Durum ^b	2. Durum ^c	1. Durum	2. Durum
Çalışma sıcaklığı	10,9	2,2	7,7	1,5
Besin boyutları Termofiziksel özellik	7,6	7,6	5,1	5,1
Sınır özeliği	30,4	6,1	30,4	6,1
Toplam	8,4	8,4	5,6	5,6
	57,3	24,3	48,6	18,3

^aBağıl hata 100 (hata kaynağından donma süresindeki hata)/(donma süresi)

^b Büyük hata kaynaklarına dayanan hata analizi.

^c Küçük hata kaynaklarına dayanan hata analizi.

(5.35) ve (5.36) eşitliklerinin uygulanmasında gerekli olan parametrik değerler Çizelge 5.4'te verilmiştir. Parametrelerin bazı kombinasyonları için Bi sayısındaki artma ile bu eşitlikler yardımıyla hesaplanan donma süreleri, monoton bir azalma yerine dalgalanma gösterir ve bunların uygulamalarında dikkatli olmak gerekir.

Donma süresini hesaplamak için kullanılan bir yöntem, sıcaklıkla fiziksel özelliklerin değiştiği zaman, ergime süresinin hesabı için kullanılamaz. Bu nedenle ,

Geliştirilen bağıntı

$$\begin{aligned}
 \ln(Fo_s) = & 2,5949 + 0,0222 X_o - 0,2117X_a - 0,2181 X_{sh} + 0,05161X_f + 0,249 X_{eh} \\
 & + 0,770X_{iu} + 0,2411 X_{in} - 0,3756X_f^2 + 0,0507X_{in}^2 + 0,083X_{in}X_{iu} - 0,0092X_{sh}^3 \\
 & - 0,0107X_{iu}^3 - 0,0044X_{sh}^4 + 0,0334 X_f^4 - 0,0028X_a^4 - 0,026X_{eh}^4 - 0,0010X_{in}^4
 \end{aligned} \quad (5.38)$$

Çizelge 5.4 (5.35) ve (5.36) bağıntılarının kullanılması için seçilmiş gerekli deneysel parametreler a

t _{sh} sıcaklığının altında görünen özgül ısı						
Besin maddesi	Nem içeriği (kütle oran)	t _{sh} (K)	C ₁ (kJ/kg.K)	E (kJ.K ^{nc-1} /K)	C _r (kJ/kg.K)	n _c
Selüloz jel ^b	0,77	272,55	3,66	122,2	1,42	1,696
Selüloz jel + NaCl	0,77	272,20	3,68	162,0	1,11	1,597
Sığır eti (yağsız)	0,74	272,16	3,49	216,0	1,87	1,968
tsh ≥ t ≥ 233 K	0,70	272,14	3,39	169,5	1,54	1,717
	0,63	271,39	3,24	311,4	1,74	1,981
	0,57	271,13	3,10	161,6	0,98	1,497
	0,45	269,06	2,93	165,3	0,57	1,416
Balık eti (yağsız)	0,82	272,35	3,83	206,4	1,87	1,999
tsh ≥ t ≥ 233 K	0,75	272,15	3,66	174,1	1,18	1,628
	0,66	271,20	3,42	349,5	1,62	1,934
	0,57	270,19	3,25	414,0	1,56	1,933
aze meyve ve sebze	0,96	272,76	4,05	128,9	1,53	1,928
tsh ≥ t ≥ 233 K	0,87	271,77	3,90	356,6	1,74	1,896
	0,75	269,96	3,61	490,2	1,95	1,750
	0,61	266,17	3,23	691,5	1,37	1,675
Sakroz çözeltisi	0,96	272,94	4,09	70,7	1,79	1,903
tsh ≥ t ≥ 233 K	0,61	268,79	3,27	586,9	0,61	1,799

Isı iletim katsayısı

Besin maddesi	Nem içeriği (kütle oran)	t _{sh} (K)	K _{lx} veya k _{ly} (W/m.K)	K _{lr} veya k _{ly} (W/m.K)	S _{lsx} veya S _{lsy} (W/m ² .K)
Selüloz jel ^b	0,77	272,55	0,490	1,578	0,00773
Sığır eti (yağsız) k _x ^c	0,75	272,16	0,477	1,403	0,00765
Sığır eti (yağsız) k _y ^c	0,74	272,16	0,477	1,078	0,00623
Morina balığı	0,82	272,35	0,523	1,302	0,01206
Morina ve mezigit	0,75	272,15	0,523	1,550	0,01518
Kuşkonmaz	0,93	272,45	0,530	1,299	0,01671
Çilek	0,89	272,25	0,540	1,950	0,01460
Havuç	0,88	272,05	0,500	1,284	0,02214
Kiraz	0,87	271,75	0,530	1,718	0,01939
Bezelye	0,76	271,35	0,470	1,983	0,01172
Erik	0,76	270,85	0,510	2,316	0,00147

Yoğunluk

Besin maddesi	Nem içeriği (kütle oran)	t _{sh} (K)	ρ ₁ (kg/m ³)	ρ _r (kg/m ³)	S _{ds} (kg/m ³ .K)
Selüloz jel ^b	0,77	272,55	1006	938	0,1542
Sığır eti (yağsız)	0,70	272,14	1070	1012	0,0056
	0,63	271,39	1075	1019	0,2027
	0,57	270,19	1080	1025	0,3322
	0,45	269,06	1090	1057	0,1104
Balık eti (yağsız)	0,82	272,35	1060	985	0,2036
	0,75	272,15	1070	1008	-0,0426
	0,66	271,20	1075	1016	0,2000
	0,57	270,19	1080	1030	0,2437
aze meyve ve sebze	0,96	272,76	880	817	0,1348
	0,87	271,77	943	943	0,1079
	0,75	269,96	1100	1030	-0,1079
	0,61	266,17	1227	1145	0,2248
Sakroz çözeltisi	0,96	272,94	1000	921	0,0566
	0,61	268,79	1009	957	0,2735

bens, Wiss, U. Technol., vol. 16, pp. 326-331, 1983'ten değişiklikler ile elde edilmiştir.

ristalize edilmiş selüloz, Tylose MH 1000, American Hoechst Corp.

= et liflerine paralel, k_y = et liflerine dik.

şeklinde olup, burada $F_{ol} = \alpha t/d^2$ anlamındadır. Bağlıdaki X_o , X_a , X_{sh} , X_f ve X_{eh} değerleri Çizelge 5.2'de ve (5.37a) eşitliğinde verilen bilgiler yardımı ile elde edilebilir. (5.37a) eşitliğindeki G_1 , G_2 ve G_3 değerleri, (5.37b) eşitliğindeki 5,6568 sabit katsayısı yerine 3,76374 katsayısı alınarak bulunur. X_{iu} ve X_{in} değerleri ise

$$X_{iu} = 0,72720 \ln(1/Bi_u + 0,005845 - 0,2630) \quad (5.39)$$

$0,0082 \leq 1/Bi_u < 1,43$ için

$$X_{in} = 1,54552 \ln \left[\frac{1/Bi_{in} + 0,05664/Bi_{in} + 0,0084}{0,96275/Bi_{iu} + 0,14263} \right] \quad (5.40)$$

$1,43 \leq 1/Bi_{in} < 146,4$ için

$$X_{in} = 1,54552 \ln \left[\frac{1/Bi_{in} + 0,006168/Bi_{iu} + 0,08054}{0,10487/Bi_{iu} + 1,369396} \right] \quad (5.41)$$

eşitliklerinden hesaplanır.

(5.38) eşitliği sonsuz bir levhada simetrik olmayan sınır koşulunda, donma süresinin hesabı için kullanılabilir. Parametrik analizlere göre, ışınlama ısı yutma katsayısının donma süresine fazla etki etmemesi nedeniyle, bu eşitlik elde edilirken yutma katsayısı 0,8 gibi ortalama bir değerde kabul edilmiştir. (5.39)'dan (5.41)'e kadar olan bütün eşitliklerde, Bi_u ve Bi_n değerlerinin bulunuşunda, d levha kalınlığı karakteristik boyut olarak kullanılmıştır.

Her ne kadar burada açıklanan sayısal işlemler, üç boyutlu genel ısı iletimine ait ise de örnek çözümler nispeten basit geometriler için yapılmıştır. Comini ve Del Giudice (1976), soğuk cerrahi esnasında biyolojik dokulardaki sıcaklık dağılımının bulunuşu için benzer bir sayısal hesap işlemi uygulamışlardır. Rebellato ve ark. (1978) ise aynı işlemleri kullanarak, hava üfleli soğutmada (airblast freezing) kuzu ve sığır etleri içinde iki boyutlu ısı iletimini analiz etmişlerdir.

O'Callaghan ve ark. (1982) ile Levin (1980), bir çözeltideki madde taşınımını hesaplamışlardır. Bu hesaplamada, sistemde sabit bir soğutma ısı akısı veya soğurucu ortam ile göz önüne alınan cisim arasında bir ısı dengenin olduğu kabul edilmiştir. Besin maddesi içindeki aşırı kütle taşınımının besin kalitesini bozması nedeniyle, bu çalışmalar ile sunulan yöntemler, besinlerin donma sonrası muhafazaları için gerekli yöntemlere yardımcı olmaktadır. Bununla beraber, bu

araştırmaların çoğunda bilinen, sabit soğutma ısı akısı veya besin maddesi içinde zamana bağlı olmayan sıcaklık dağılımı kabul edildiğinden, bu yöntemler donma süresinin bulunuşu için uygulanamaz (Genceli, 1998).

5.2 Yarı Teorik Yöntemler

Hung ve Thomson (1983), (termofiziksel özellikleri yağsız sığır etine benzeyen) Karlsruhe deney parçası için elde edilen deneysel bulgularını kullanarak, regresyon analizi yardımıyla, donma halinde Plank formülüne benzer bağıntılar elde etmişlerdir. Bulunan bu formüller yardımı ile yağsız sığır etinin, püre halindeki patatesin, doğranmış sazan balığı etinin ve kıyılmış sığır etinin donma süreleri hassas olarak hesaplanabilmektedir. Yine de, yağsız sığır etinden farklı özelliklerdeki besin maddeleri için bu formüllerin uygulanması halinde dikkatli olmak gerekir. Mott (1964), bir kaç farklı besin maddesinin donma süresinin bulunuşu için bir yöntem geliştirmiştir. Bailey ve James (1974), domuz ayaklarının çözülme zamanı hesabı için bir diyagram hazırlamışlardır.

Cleland ve Earle (1982), (5.10) eşitliğini değiştirerek

$$\theta_f = \frac{\Delta H_v}{(t_{sh} - t_2)W} (P_2 d / h + R_2 d^2 / k_s) \quad (5.42)$$

bağıntısını elde etmişlerdir. Burada, W eşdeğer ısı geçişi boyutu anlamındadır.

W değeri dikdörtgenler prizması şeklindeki geometri için $d \times \beta_1 d \times \beta_2 d$ şeklinde tanımlanıp,

$$W = 1 + W_1 + W_2 \quad (5.43)$$

eşitliğinden bulunmaktadır. Bu eşitlikte

$$W_i = \left(\frac{Bl}{Bl + 2} \right) \left(\frac{5}{8\beta_i^3} \right) \left(\frac{2}{Bl + 2} \right) \left(\frac{2}{\beta_i(\beta_i + 2)} \right)$$

olup, $i = 1$ veya 2 ve $Bl = hd/k$ anlamlarındadır.

Birçok durumda, t_a soğutucu ortam sıcaklığı ile h ısı taşınım katsayısı, donma işlemi esnasında zamana bağlı olarak değişebilmektedir. Elle yapılan hesaplarda kolaylık sağlaması için birçok yöntemde, t_a ve h değerleri sabit kabul edilir. Loffen ve ark. (1981), ortam sıcaklığının ve ısı taşınım katsayısının değişken olması halleri için iki yöntem geliştirmişlerdir. Geliştirilen yöntemlerden birincisi, t_a ve h değişkenleri için Plank denkleminin sayısal integrasyonuna dayanmaktadır.

İncelemede donma işlem süresi, t_a ve h değerlerinin her bir aralıkta sabit kabul edildiği, uygun Ad zaman aralıklarına bölünmüştür. Her bir zaman aralığındaki koşullar için (5.10) eşitliği kullanılarak, θ_f donma süresi hesaplanmıştır. İncelemede $\Delta\theta/\theta_f$ oranlarının toplamının bire eşit olduğu zaman, değişken ortam koşulları için donma süresinin sona erdiği kabul edilmiştir.

5.3 Soğutma Süresi Hesabı İçin Deneysel Bağlılıklar

Sunulan bu bölümün esas gayesi, donma ve çözülme süresinin hesabı için çeşitli yöntemleri vermek olmasına rağmen, çoğu zaman bu işlemlerde ön soğutma süresinin de göz önüne alınması gerekir. Bu nedenle sunulan bu kısım, sadece besin işlem mühendisliğinde uygulama alanı bulan deneysel bağıntıları kapsar.

f ve j gibi iki deneysel sabiti içeren deneysel bağıntılar, besin maddesinin sabit sıcaklıktaki bir ortam içine sokulduğunda sıcaklığının hesabı için kullanılırlar. Bu sabitler ilk defa, ısı işlemler esnasında konserve edilmiş besin maddelerinin sıcaklıklarının bulunabilmesi için Ball (1932) tarafından tanımlanmıştır. f ve j değerleri, sırasıyla sıcaklık değişim eğrisinin doğrusal bir kısmının eğimini ve aralığını göstermektedir. Bu değişim eğrisi ya bir bilgisayar analizi ile ya da yarı logaritmik grafik kağıdında besin maddesi ile soğutucu ortam arasındaki sıcaklık farkının zamana göre değişiminin çizilmesiyle elde edilir. f değeri, değişim eğrisinin doğrusal kısmının bir log devrini (cycle) geçirmek için gerekli olan süreyi göstermektedir, j değeri ise, sıfır zamanında sanal ve gerçek sıcaklık farklarının oranından bulunur. İlk sıcaklık farkı, sıfır zamanına doğrusal kısmı uzatarak elde edilir, f ve j değerleri her bir besin maddesi için ısıtma ve soğutma işleminde deneysel olarak bulunmuş ise, bu değerleri içeren denklemler, besin maddesinin şekline ve ısı geçişindeki herhangi bir koşula bağlı kalmaksızın bütün besin maddeleri için uygulanabilir. Besin maddesi sadece iletim ile ısıtılıyor ise, f ve j değerleri ortam ile besin arasındaki ilk sıcaklık farkından bağımsızdır.

$j = 1,0$ değerinin dışında, zamana göre değişimi çizilen yarı logaritmik sıcaklık eğrisinin, daima bir kısmı eğrisel, bir veya bir kaç kısmı ise doğrusaldır. Aşağıda verilen deneysel bağıntılar, hem doğrusal hem de doğrusal olmayan kısımlarda, besin maddelerinin sıcaklıklarının bulunuşu için kullanılabilir.

Başlangıçta eğrisel kısım ($0 < \theta < \theta_v$)

1. $0,001 \leq j \leq 0,4$

$$\Delta t = 10 \Delta t_0 - (\theta / B)^{1/u} \quad (5.45)$$

$$\theta_v = f(0,3913 - 0,3737 \log j) \quad (5.46)$$

$$u = (\theta_v / f - \log j) / (\theta_v / f) \quad (5.47)$$

$$B = \theta_v (\theta_v / f - \log j) \quad (5.48)$$

2. $0,4 \leq j < 1$

$$\Delta t = \Delta t_0^{\cos(B\theta + \pi/4)} \quad (5.49)$$

$$\theta_v = 0,9f(1-j) \quad (5.50)$$

$$B = 1/\theta_v \left[\tan^{-1} \left(\frac{\log \Delta t_0}{\log(j\Delta T_0) - \theta_v / f} \right) - \pi / 4 \right] \quad (5.51)$$

3. $1 < j$

$$\Delta t = \Delta t_0^{\cos(B\theta)} \quad (5.52)$$

$$1 < j < 5,8 \text{ için } \theta_v = 0,7f(j-1) \quad (5.53a)$$

$$5,8 < j \text{ için } \theta_v = 1,54f \log(j/1,8) \quad (5.53b)$$

$$B = \frac{\cos^{-1} \left(\frac{\log(j\Delta T_0) - \theta_v}{\log \Delta t_0} \right)}{\theta_v} \quad (5.54)$$

Doğrusal kısım ($\theta_v < \theta$)

$$\Delta t = j\Delta t_0 \times 10^{-\theta_v/f} \quad (5.55)$$

Boyutsuz sıcaklık oranı, yarı logaritmik bir grafik kağıdında çizildiğinde, $\Delta t_0 \leq l$ veya $\log(j\Delta t_0) < \theta_v / f$ şekillerine benzer. Bu durumda, Δt_0 başlangıçtaki bir sıcaklık farkı,

$$0,2 < \log(j\Delta t_{oh}) - \theta_v / f \leq 1 \quad (5.56)$$

bağıntısını sağlayan, Δt_{oh} bir hipotetik sıcaklık farkı ile yer değiştirmelidir.

Bu sıcaklık farkı ile, Δt_h bir hipotetik sıcaklık farkı, (5.45) ile (5.54) eşitlikleri arasındaki uygun eşitlikler kullanılarak bulunabilir. Bu hipotetik sıcaklık farkı, daha sonra

$$\Delta t = \Delta t_h \Delta t_0 / \Delta t \quad (5.57)$$

bağıntısı yardımı ile gerçek sıcaklık farkına dönüştürülür.

Yarı soğutma süresi olarak tanımlanan Z değeri, taze meyve ve sebzelerin soğutma süresinin hesabı için kullanılır. Bu Z değeri, özellikle $j = 1$ için yararlıdır. Aksi takdirde, besin maddesinin sıcaklığa göre davranışı hesaplanamayacaktır. Z değeri, yarı logaritmik eğri kısmının doğrusal kısmında ise, f, j ve Z arasında

$$Z = f \log(Zj) \quad (5.58a)$$

bağıntısı vardır. Z değeri, eğrisel kısımda ise, uygun eğrisel bağıntılar kullanılmalıdır. Örnek olarak,

$$0,001 \leq j \leq 0,4 \text{ ise}$$

$$\log Z = \log B - 0,52140 U \quad (5.58b)$$

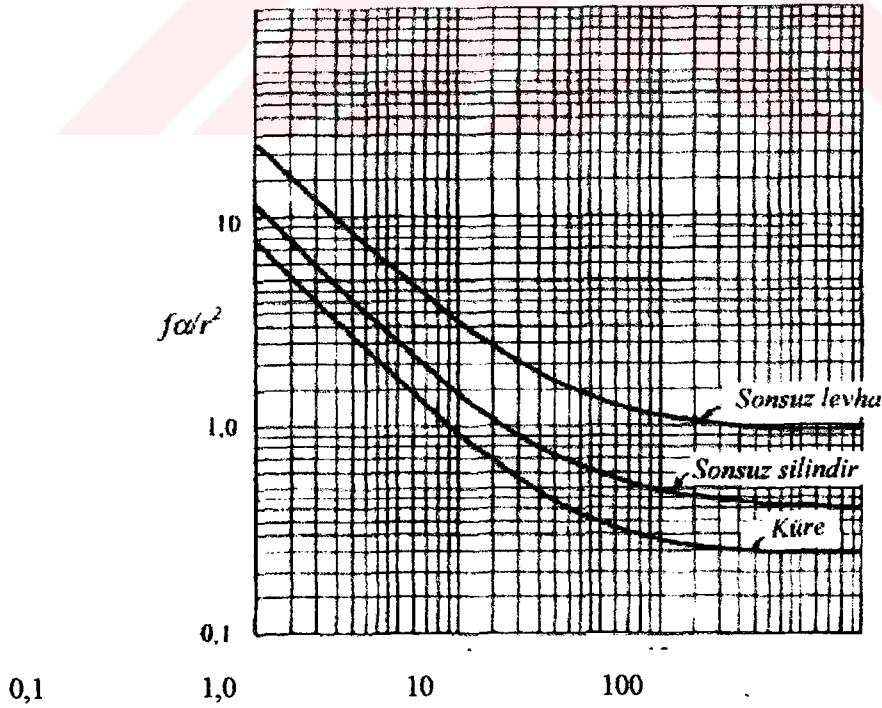
eşitliği göz önüne alınmalıdır.

Pflug ve ark. (1965), sonsuz bir levha, sonsuz silindir veya küre şeklindeki termofiziksel yaklaşım yapılmış besin maddelerinin iletim ile ısıtılmaları hallerinde f ve j değerlerinin bulunuşu için diyagramlar geliştirmişlerdir. Bu diyagramların çıkarılışında, cisim içinde başlangıçta uniform bir

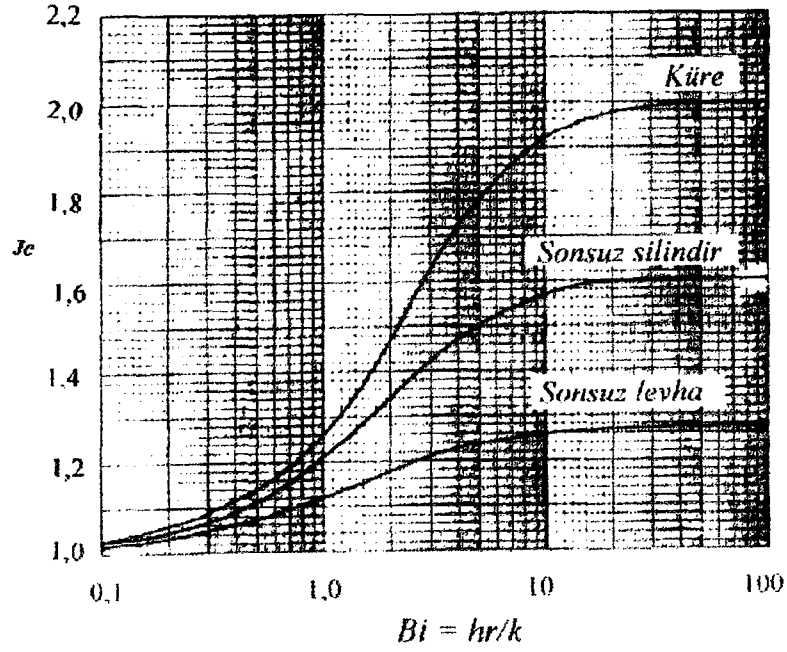
sıcaklık dağılımı, ortam sıcaklığının, yüzeydeki ısı taşınım katsayısının ve termofiziksel özelliklerin sabit olduğu kabul edilmiştir. Şekil 5.2 boyutsuz f değerini gösterir. Şekil 5.3, 5.4 ve 5.5 ise sırasıyla bir besin maddesinin, geometrik merkezi için; hesaplanmış hacimsel ortalama sıcaklık için; yüzeyi için j değerleri vermektedir. f değeri, yere bağlı olmadığından sadece bir şekil ile belirlenir. Bazı durumlarda, levhanın bir yüzeyi ısı olarak yalıtılırken, diğer yüzeyinde ısı taşınım vardır. Bu durumda, f ve j değerlerinin bulunuşu için diyagramlar kullanılırken, levhanın tam kalınlığı r olarak alınmalıdır.

Pflug ve ark. (1965)'nin burada verilen diyagramları kullanılarak: (1) sonsuz dikdörtgen prizma, (2) sonlu silindir ve (3) sonlu dikdörtgen prizma gibi karmaşık şekiller için f ve j değerleri bulunabilir.

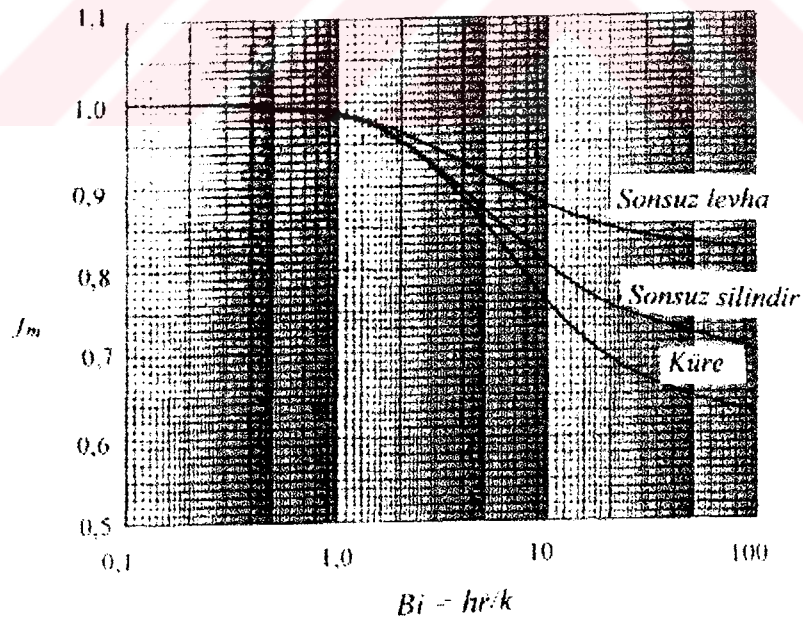
Bütün bu şekillerinin her biri, uygun kalınlıklardaki iki adet sonsuz levhanın (sonsuz dikdörtgen prizma için), bir sonsuz levha ile sonsuz bir silindirin (sonlu silindir için) veya uygun kalınlıklardaki üç adet sonsuz levhanın (sonlu dikdörtgen prizma için) kesştirilmesi olarak göz önüne alınabilir. Karmaşık bir şekil için f ve j değerleri (Genceli, 1998).



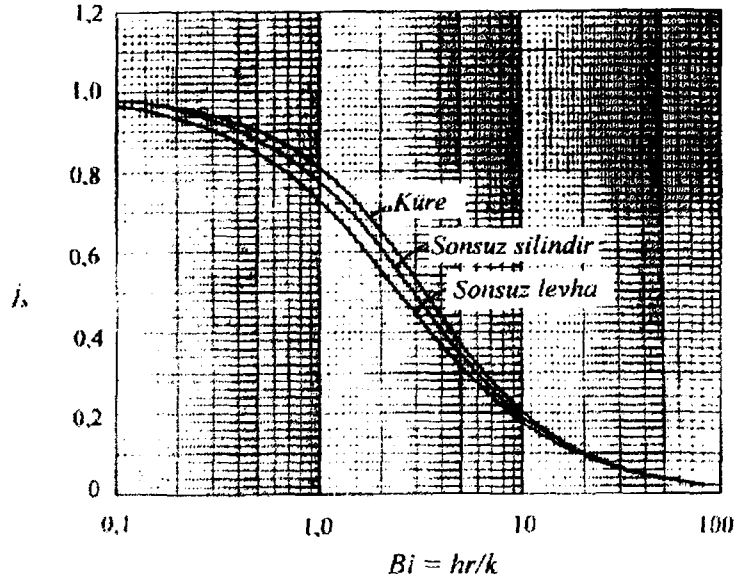
Şekil 5.2 Sonsuz levha, sonsuz silindir veya küre için fa/r boyutsuz parametresinin, hr/k biot sayısı ile değişimi



Şekil 5.3 Sonsuz levha, sonsuz silindir veya kürenin ısı merkezinde, j_c değerinin, hr/k biot sayısı ile değişimi



Şekil 5.4 Sonsuz levha, sonsuz silindir veya kürenin ısı merkezinde, j_m değerinin, hr/k biot sayısı ile değişimi



Şekil 5.5 Sonsuz levha, sonsuz silindir veya kürenin ısı merkezinde, j_s değerinin, hr/k Biot sayısı ile değişimi

$$1 / f_{kar.} = \Sigma (1 / f_i) \quad (5.59)$$

$$j_{kar.} = \Pi_i j_i \quad (5.60)$$

eşitliklerinden hesaplanabilir. Bu eşitliklerde, i indisi sonsuz silindir veya sonsuz levha için f ve j değerlerini, Σ toplamı, Π ise arda arda çarpımı göstermektedir.

Bir çok durumda h ısı taşınım katsayıları sabit olmasına rağmen, sonsuz şekillerde karakteristik r boyutunun farklı olması nedeniyle, bu şekillerde Biot sayıları farklı değerlerdedir.

Smith ve ark. (1968), G geometrik indeks tanımını kullanarak, bir şekil faktörü yardımı ile düzensiz geometriye sahip besin maddeleri için yararlı bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu indeks

$$G = 1/4 + 3 / (8A_1^2) + 3 / (8A_2^2) \quad (5.61)$$

şeklinde tanımlanmakta olup, A_1 ve A_2 değerleri besin maddesinin kesit alanları

$$A_1 = 1.Alan / (\pi r^2) \quad ; \quad A_2 = 2.Alan / (\pi r^2) \quad (5.62)$$

olarak alınmaktadır.

(5.62) eşitliğindeki r karakteristik boyutu, besin maddesinin ısı merkezini ile ısı değişimi olan ortam yüzeyine en kısa mesafe şeklinde tanımlanmaktadır. 1. alan, karakteristik boyutta tanımlanan radyal segmenti içeren en küçük kesit, 2. alan ise, 1. alana dik kesit alanları olarak göz önüne alınır.

Şekil 5.5'de gösterildiği gibi f ile ilgili M_1^2 değeri, geometrik indeks ve Biot sayısının tersinden grafik olarak bulunabilmektedir. Besin maddesinin kütleli ortalama sıcaklığının belirlenebilmesi için

$$f = 2,303r^2 / (M_1^2\alpha) \quad (5.63)$$

$$j_{Gm} = 0,892 \exp(-0,0388M_1^2) \quad (5.64)$$

eşitliklerinden yararlanılır.

Ortalama sıcaklık bulunuşunda, j_{Gm} değerinin kullanılması, en fazla %4 gibi bir hata vermektedir.

Bir cismin kütleli ortalama sıcaklığı ile aynı sıcaklık davranışı gösteren ζ boyutsuz konumunun

$$\zeta = G^{0,14} - 0,25 \quad (5.65)$$

eşitliği ile bulunabileceğini göstermişlerdir.

Bir küre için $G = 1,0$ olması nedeniyle, $\zeta = 0,25$ değerindedir. Smith ve ark. (1968), düzgün olmayan şekilli cisimlerde kütleli ortalama sıcaklığın bulunuşu için aşağıdaki yöntemi önermektedirler.

1. Düzensiz şekilli cisim için Şekil 5.5'den, G ve $1/Bi$ değerleri yardımı ile M_1^2 bulunur.
2. Bu M_1^2 değeri ile geometrik indeks $1,0$ değeri birleştirilerek küreye uygulanabilen değiştirilmiş $1/Bi$ değeri bulunur.
3. Bir önceki 2. Adımda bulunan değiştirilmiş Bi sayılı soğuma veya ısınmaya maruz bir kürenin $0,75$ çapsal, boyutsuz konumdaki ısı davranışından, kütleli ortalama sıcaklık hesaplanır.

Aynı M_1^2 değeri, küre için de uygulanabileceğinden, (5.63) eşitliğindeki f değerinin hesabı için kullanılabilir. Küre için j_{Gx} değeri ise

$$j_{Gx} = j_c \sin(0,75\beta_1) / (0,75\beta_1) \quad (5.66)$$

bağıntısından bulunabilir. Buradaki β_1 değeri

$$Bi = 1 - \beta_1(\cot\beta_1) \quad (5.67)$$

denkleminin pozitif ilk kökü, j_c ise kürenin merkezindeki j değeridir.

Belirli Bi değerlerine göre hesaplanmış j_{Gx} değerleri Çizelge 5.5'de görülmektedir.

Şekil 5.6'nın kullanılması nedeniyle, Smith ve ark. (1968)'nin hesap yöntemi ile bulunuşu zordur. Bu nedenle, Hayakawa ve Villalobos (1988), regresyon analizi ile M_1^2 değerlerini, G geometrik indeks ve Bi sayısının fonksiyonu şeklinde alarak aşağıdaki şekillerde ifade etmişlerdir.

$Bi \rightarrow \infty$ iken

$$\ln M_1^2 = 2,2893825 + 0,35330539Y_g - 3,8044156Y_g^2 - 9,6821811Y_g^3 - 12,0321827Y_g^4 - 7,1542411Y_g^5 - 1,6301018Y_g^6 \quad (5.68)$$

$Bi < \infty$ iken

$$\ln M_1^2 = 0,92083090 + 0,83409615Y_g - 0,7876539Y_b - 0,04821784Y_g Y_b - 0,0408987Y_g^2 - 0,10045526Y_b + 0,01521388Y_g^3 + 0,00119941Y_g Y_b^3 + 0,00129982Y_b^4$$

Bu eşitliklerde $Y_g = \ln G$ ve $Y_b = \ln(1/Bi)$ anlamlarındadır.

(5.68) ve (5.69) eşitliklerinden hesaplanan M_1^2 değerleri, (5.63) ve (5.64) eşitlikleri yardımı ile düzgün olmayan şekillerin kütleli ortalama sıcaklıklarının bulunuşundaki f ve j_{Gm} değerlerinin bulunuşu için de kullanılabilir. (5.64) eşitliği yerine, aşağıda verilen daha hassas eşitlikler [(5.70) ve (5.71)] kullanılabilir; çünkü (5.65) eşitliğine göre, j_{Gm} değeri küre halinde boyutsuz 0,75 noktasındaki j değerine ve levha halinde boyutsuz 0,57359 noktasındaki $-j$ değerine eşittir.

$0,01 \leq M_1^2 \leq 0,03$ için

$$j_{Gm} = \frac{2 \sin M_1 \cos(0,57359M_1)}{M_1 + \sin M_1 \cos M_1} \quad (5.70)$$

$0,03 \leq M_1^2$ için

$$j_{Gm} = \frac{2(\sin M_1 - M_1 \cos M_1) \sin(0,75M_1)}{0,75M_1 (M_1 + \sin M_1 \cos M_1)} \quad (5.71)$$

(5.70) ve (5.71) eşitliklerinde görülen M_1 değeri, M_1^2 değerinin karekökü olarak kullanılmalıdır.

Sonsuz bir levhanın iki yüzeyindeki ısı taşınım katsayıları birbirinden farklı olabilir. Bu durumlarda f ve j değerleri ile ısı merkezini yerinin bulunması için Uno ve Hayakavva (1979) diyagramlarından yararlanılabilir.

Yukarıda açıklanan yöntemlerin hepsi, sadece ısı değişim ortamının sıcaklıklarının sabit olması halinde geçerlidir. f ve j değerleri bilindiğinde, ortam sıcaklığının değişken olması halinde besin maddesinin sıcaklığını hesaplamışlardır (Genceli, 1998).

6 BESİNLERİN ISIL ÖZELİKLERİ

Sunulan bu bölüm, çeşitli besin maddelerinin ve bu maddelerin özlerinin ısıtılması, soğutulması, dondurulması ve donlarının çözülmesi esnasındaki ısı işlemler ile ilgili hesaplan özetlemektedir. Buradaki bilgiler, özellikle endüstride, eğitimde ve araştırmada besin maddeleri ile ilgili bu işlemlerle uğraşan mühendis ve tasarımcılara yararlıdır. Bu bölüm sonunda sıralanan kaynaklardan, çeşitli araştırmacıların verdiği bulgulardaki hatalar ve yöntemler için daha fazla bilgi elde edilebilir.

Besin maddelerinin yapılarındaki ve bileşimlerindeki değişim, bu maddelerin ısı özelliklerine büyük ölçüde etki eder. Ayrıca bu maddelerin kimyasal ve fiziksel (bunların sonucu olarak ısı) özellikleri, zaman, sıcaklık ve diğer ortam koşulları ile de değişir. Depolanmış meyve ve sebzelerde olduğu gibi, bu besin maddeleri canlı ise, depolandıkları ortama belirli bir ısı yayarlar; atmosferin oksijenini kullanırlar; ortama karbon dioksit, su buharı ve diğer gazları verirler. Bütün bu işlemler, ortama, besin maddesinin kalitesine ve depolanma süresine etki eder.

Bir etin bileşimi (yağlı, yağsız, kemikli, nemli, kaslı, içindeki kemiklerinin boyu ve şekli, liflerinin doğrultusu), hayvanın cinsine, yaşına, beslenmesine, kesime ve kesim sonrası saklanma koşullarına bağlı olarak değişir. Donma noktasının üzerindeki bir sıcaklık değişimi, et içindeki yağa etki ettiğinden, ısı iletim katsayısını değiştirir. Et, donma sıcaklığının altında ise içindeki bütün su tamamen donana kadar, ısı iletim katsayısı hızlı bir şekilde değişir. Buzu çözüldükten ve tekrar dondurulduktan veya donma sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklıkta belirli bir süre saklandıktan sonra, su kaybı ve diğer değişiklikler nedeniyle etin ısı iletim katsayısı değişebilir.

6.1 Ürünlerin Soğutma Yüklerine Ait Veriler

Su içeriği: Su içeriği ısı bir özellik olmamasına rağmen, hemen bütün özelliklere önemli derecede etki eder. Çizelge 6.1'de verilen özgül ısı ve erime gizli ısı değerleri, doğrudan doğruya nem içeriğinden hesaplanır.

Çizelge 6.1'de çeşitli ürünler için verilen su içeriklerinin yüzdeleri ortalama değerlerdir. Meyveler ve sebzeler için su içerikleri, bu ürünlerin hasatlarının yapıldıkları olgunluklarına veya gelişmelerine, büyüme koşullarına ve hasatlarından sonraki nem kaybına bağlıdır. Burada verilen değerler, normal olarak hasattan kısa bir süre sonraki durumu karakterize etmektedir. Taze etler için su içeriği değerleri, belirli bir yaşlanma süre sonrası veya kesim zamanı için verilmiştir. Konserve veya işlenmiş ürünlerin su içerikleri, uygulanan bu özel işlemlere ve ürün cinslerine

bağlıdır.

Bazı besin maddeleri higroskopik karakterdedir, depolanmaları esnasında ortamdan nem alabilirler, fakat çoğu besin maddesi ise kaybettikleri nemi tekrar geri alamayacak şekilde nem kaybederler. Çizelge 6.1'de çeşitli ürünlere ait verilen özgül ısı ve erime gizli ısı değerleri, sadece verildikleri nem içerikleri için kullanılmalıdır.

Donma noktası sıcaklığı: Çizelge 6.1'deki donma noktası sıcaklık değerleri, donma oluşuna kadar yavaşça soğutulmuş ürünlerin deney sonuçlarına dayanır. Bu deneylerde, termo eleman gibi duyulur sıcaklık ölçen probalar ürünün içine yerleştirilir ve buz oluşumunda, sıcaklıktaki ani bir yükselme, donma noktasının başlangıcını belirler. Meyveler ve sebzeler için Çizelge 6.1'de göz önüne alınan örneklerin donduğu en yüksek sıcaklıklar verilmiştir; bu ürünler donma sonucunda önemli ölçüde hasara uğrayabilir. Diğer besin maddelerinde, başlangıçtaki donma sıcaklığı elde edilemediğinden, besin maddesinin ortalama donma sıcaklığı verilir. Besin maddelerinin donma noktası sıcaklıkları yapıları ile değişir. Örnek olarak, bir grup içindeki elmaların hepsi aynı sıcaklıkta donmazlar.

Bir besin maddesi donduğunda, buz kristalleri oluşurken, donmamış kısmın derişikliği artar ve donma sıcaklığı düşer. Yüksek miktarda şeker içeren veya kurutulmuş meyveler gibi yüksek miktarda şurup derişikliğinde paketlenmiş besin maddeleri, donmuş besin depolama sıcaklığında dahi tamamen dondurulamazlar. Diğer taraftan, kuru fasulye ve bezelyelerde olduğu gibi, nem içerikleri normalde düşük olan besin maddeleri de bu sıcaklıklarda dondurulamazlar.

Özgül ısı: Donma noktasının altındaki ve üstündeki sıcaklıklarda özgül ısıların hesabı için Siebel'in önerdiği

$$c_p = 0,035a + 0,84 \quad (6.1)$$

$$c_p = 0,0126a + 0,84 \quad (6.2)$$

bağıntılar kullanılabilir . Bu bağıntılarda, c_p ($kJ/kg.K$) özgül ısıyı, a su içeriği yüzdesini, $0,84$ ise katı kısmın özgül ısını göstermektedir.

Örnek 6.1 : İçinde %75 su bulunan bir besin maddesi, başlangıçtaki $0^\circ C$ sıcaklığından, $-20^\circ C$ sıcaklığına kadar soğutuluyor. Suyun donma gizli ısısının $334 kJ/kg$, buzun özgül ısısının $2,70 kJ/kg.K$, suyun özgül ısısının $4,23 kJ/kg.K$, besin maddesinin %25 olan nemsiz kısmının özgül

ısının (6.2) eşitliğinden $0,84 \text{ kJ/kg.K}$ olduğu bilindiğine göre; suyun %90 kadarının donması kabulü altında bu besin maddesinin bir kilogramının soğutulması için gerekli ısıyı bulunuz.

Çözüm :

(a) % 90 suyun donması için gerekli gizli ısı

$$334 \times 0,75 \times 0,9 \qquad 225,5 \text{ kJ/kg}$$

(b) Buzun duyulur soğuması

$$(0,75 \times 0,9 \times 2,10)20 \qquad 28,4 \text{ kJ/kg}$$

(c) % 10 donmamış suyun duyulur soğuması

$$(0,75 \times 0,1 \times 4,18)20 \qquad 6,3 \text{ kJ/kg}$$

(d) Su olmayan besin maddesinin duyulur soğuması

$$(0,25 \times 0,84)20 \qquad 4,2 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Toplam} \qquad \underline{264,4 \text{ kJ/kg}}$$

Sadece suyun donması için gerekli ısı ($0,75 \times 334 = 250,5 \text{ kJ/kg}$) hesaplandığında, yapılan hata;

$$100 (264,4 - 250,5) / 250,5 = \%5,5$$

kadardır.

Örnek 6.2 : İçinde % 50 su bulunan besin maddesi için, örnek 5.'deki hesapları tekrar yapınız.

Çözüm :

$$(a) \qquad 150,3 \text{ kJ/kg}$$

$$(b) \qquad 18,9 \text{ kJ/kg}$$

$$(c) \qquad 4,2 \text{ kJ/kg}$$

$$(d) \qquad 8,4 \text{ kJ/kg}$$

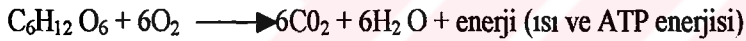
$$\text{Toplam} \qquad \underline{181,8 \text{ kJ/kg}}$$

Sadece suyun donması göz önüne alındığında, sistemden çekilmesi gereken ısı 167 kJ/kg değerindedir ki, bu da % 0,5 hata verir. Su içeriği az olan besin maddelerinde, -20°C sıcaklıkta suyun çok küçük bir miktarı donar. Bu durumlarda, suyun %90 kadarının donması kabulü büyük hatalara neden olabilir.

Donmuş ürünlerin soğutma ve donma yüklerini hesaplayabilmek için, donma sıcaklığının altında özgül ısı ve donma gizli ısısı birbirlerine bağlıdır ve birlikte kullanılmalıdır. Birçok besin maddesi için, donmuş maddenin sıcaklık değişimi ile donma aynı zamanda meydana gelir. Bu durum, nispeten az katı madde içeren besin maddelerinde dar bir aralıkta, nispeten fazla katı madde içeren besin maddelerinde ise geniş bir aralıkta oluşur.

İçindeki nemin donmayacak kadar az olduğu besin maddeleri için, Çizelge 6.1'de donma gizli ısısı veya donma sıcaklığı altındaki özgül ısı değerleri verilmemiştir.

Solunum ısısı: Canlı bütün besin maddeleri solunum yapar. Solunum esnasında, bir kısım şeker, genellikle de glikoz, enzim içeren bir işlem ile oksijenle birleşir. Bu işlemin basitleştirilmiş formülü



şeklinde verilir. İşlem sonunda CO_2 , H_2O ile birlikte ısı ve hücrenin büyümesi, gelişmesi için

kullanılan adenosine triphosphate (*ATP*) adı verilen bir enerji de açığa çıkar. Depolanmış çoğu besin maddesinde, hücre gelişmesinin ve solunum enerjisinin büyük bir kısmı ısı enerjisi şeklinde oluşmakta olup, bu tip canlı besin maddelerinin soğutulmasında ve depolanmasında göz önüne alınması gereken hususlardır.

Bütün kimyasal reaksiyonlarda olduğu gibi, sıcaklık, solunum işleminde de önemli rol oynar. Yaklaşık 0 ila 30°C sıcaklık aralığında, sıcaklıktaki 10°C kadar bir artma, solunum işleminde iki veya üç kat artmaya neden olur. Daha yüksek sıcaklıklar, çoğunlukla solunum işlemini geciktirir.

Meyveler, sebzeler, çiçekler, çiçek soğanları, çiçekçi yeşillikleri ve fidanlar önemli ölçüde solunum işlemi yapan depolanma ürünleridir. Tohum, fındık, ceviz gibi kuru bitki ürünleri çok az solunum işlemi yaparlar. Kuşkonmaz, brokoli ve ıspanak gibi genç ve etkili büyüyen yapraklara sahip bitkiler, yeşil bezelye ve mısır ham tohumlarda olduğu gibi yüksek solunum işlemlerine sahiptirler. Çilek, ahududu ve böğürtlen gibi hızlı büyüyen meyvelerin solunum işlemleri ;

elma , üzüm ve turunçgil gibi yavaş büyüyen meyvelerin solunum işlemlerinden daha fazladır.

Çizelge 6.2’de verilen hemen bütün ürünler için , her bir sıcaklıkta solunum ısıları, bir düşük ve bir yüksek değer olmak üzere bir aralık halinde sunulmuştur. Solunum ısıları için bir aralık verilmediğinde, verilen değer, belirli bir sıcaklık için ortalama bir değer olup, bu değer birçok günün ortalaması olarak alınabilir.

Kökü olmayan ürünlerin dışındaki çoğu sebze, hasatlarından sonraki bir veya iki gün sonra yüksek bir solunum ısısına sahiptir. Daha sonra birkaç gün içinde hızlı denge solunum ısı değerine düşer . Kuşkonmaz bitkisi bunun için iyi bir örnektir. Hasadın birinci gününde 0°C sıcaklıktaki solunum ısıları 238 mW/kg.gün değerindedir. Üç gün içinde bu değer 117 ve onaltı gün içinde ise 83 mW/kg. düşer (Çizelge 6.3). Kabuğu soyulmuş taze mısır 0°C sıcaklıktaki solunum ısıları hasadın birinci gününde 152 mW/kg.gün ve dört gün içinde ise 91,2 mW/kg.gün değerine düşer. Soğan bir istisna olup , bu değişim zamanla artar. Sarımsak için de aynı husus geçerlidir (Çizelge 6.3).

Meyvelerin davranışı çoğu sebzeninkinden farklıdır. Turunçgiller ve üzüm gibi olgunlaşmamış meyvelerin depolanması, oldukça sabit bir solunum ısısına sahiptir. Elma, şeftali ve avokado gibi olgun meyvelerin depolanmasında artan solunum ısıları vardır. Bir meyve 0°C sıcaklıkta tutulur ise, birçok elma cinsinde olduğu gibi , olgunlaşma olmadığından , solunum ısıları nadiren artar. Buna karşılık meyveler 10 veya 15°C gibi daha yüksek sıcaklıkta tutulur ise, solunum ısıları önce artar daha sonra azalır (Çizelge 6.3’te elmaya bakınız). Böğürtlen , incir , çilek gibi yumuşak meyveler 0°C sıcaklıkta solunum ısılarında bir düşme gösterirler. Bu meyvelerde çürütücü organizmaların bulaşması durumunda bir bozulma varsa, solunum ısıları artar.

Çizelge 6.2’nin kullanılmasında, denge halinde depolama için solunum ısılarının küçük değeri seçilir . Çizelge 6.2’deki büyük değerler ise , bir veya iki günlük ön soğutma ile kısa mesafeli nakliyeler halleri için kullanılır. Depolama sıcaklığı 0 veya 5°C sıcaklığında ise, meyvelerde olgunlaşmanın neden olduğu solunum ısıları artışı çok küçüktür. Mango, avokado ve muz gibi, 10°C veya daha yüksek sıcaklıklarda saklanması gereken tropikal meyvelerde olgunlaşma meydana gelir ve bu durumda solunum ısıları için büyük değerler kullanılmalıdır. Soğan, sarımsak ve lahana gibi sebzelerin depolanmasında, uzun bir depolanma süresinden sonra ,ısı üretiminde artış olabilir.

Solunum ısısındaki değişimlerin tamamı, sadece zamanla değişimden dolayı olmayabilir. Çiçekli kısmı fazla olan brokilinin solunumu , sap kısmı fazla olana göre daha hızlıdır. Olgunlaşmamış meyve ve sebzeler, çoğunlukla olgun olana göre daha hızlı solunum yapar(Çizelge 6.2'deki patatese bakınız). Genelde erken, hızlı büyüyen kültür sebze ve meyvelerinin solunumları, geç ve yavaş büyüyen sebze ve meyvelere göre daha fazladır.

Çizelge 6.2 ve 6.3'deki değerleri elde edebilmek için, burada bağıntısı daha önce verilen glikoz oksidasyonu reaksiyonundan açığa çıkan solunum ısısının olduğu kabul edilmiştir. Bir mol glikoz (180 kg) altı mol oksijen ile okside olarak, altı mol CO_2 (264 kg) üretir. Glikoz oksidasyonunda mol başına 2820 MJ açığa çıkar. Bu nedenle bir kilogram CO_2 üretiminde

$$2820 / 264 = 10,68 \text{ MJ}$$

ısı açığa çıkar.

Glikozdan başka elemanların solunum işlemindeki oksitlenmesinde, organik asitler nispeten az ısı üretirken, yağlar oldukça fazla ısı üretirler.

6.1.1 Meyve ve Sebzelerin Terlemesi

Taze meyve ve sebzelerden terleme ile nem çıkışı, ürün yüzeyinden ortam havasına su buharının bir kütle geçişi işlemidir. Bu ürünlerde en çok bulunan bileşen olan su, meyve ve sebzeler içinde/sürekli olarak sıvı fazındadır. Terleme işlemini açıklayan terimlerin tanımları aşağıda verilmiştir.

Bir meyve veya sebzenin *terleme katsayısı*, ürünün birim kütlesi başına, birim su buharı basıncı farkında ve birim zamanda terleme ile çıkan nem kütlesidir. Bazı durumlarda, terleme katsayısı, ürünün birim kütlesi yerine, daha çok birim yüzeyi olarak da tanımlanır.

Bir meyve veya sebzenin *terleme miktarı*, ürünün birim kütlesi başına, birim zamanda terleme ile çıkan nem kütlesidir. Bu miktar da bazen ürün birim yüzeyine göre de tanımlanır. Bir ürünün terleme miktarı, diğer faktörlerle birlikte, çevre koşulları ile değişir.

Sebze ve meyvelerdeki terleme miktarı, ürün kalitesine etki eder. Meyve ve sebzelerin işlenmesi ve depolanması sırasında, ürün ile ortam arasında su buharı basıncı farkı olduğu müddetçe, sürekli olarak nem geçişi görülür. Bazen nem kaybı kaçınılmaz olur ve belirli bir değer olarak göz önüne alınır. Bununla beraber, bazı koşullar altında, belirli bir nem kaybı, ürünün

kuruyup büzüşmesine neden olabilir. Kütleli olarak meydana gelen bu azalma, ürünün sadece görünüşüne, bünyesine ve tadına etki etmeyip, aynı zamanda satılabilir kütlenin de azalmasına sebep olur.

Aynı koşullar altında tutuldukları halde, bütün meyve ve sebzeler, aynı miktarda nem kaybetmezler. Günümüzde taze üründen olan nem kaybını azaltmak için geliştirilen sistemler, ilk hasadın kalitesini uzatmayı sağlar. Taze meyve ve sebzelerin en uygun soğuk depolama koşullarını elde edebilmek için, depolanan üründeki terleme miktarı bilinmelidir.

Terleme miktarına etki eden faktörlerin veya depolanmış sebze ve meyvelerin terleme davranışlarının bazıları ile terlemeyle ilgili bazı olaylar, Şekil 6.1'de görülmektedir.

Bazı meyve ve sebzelerin terleme katsayıları, Çizelge 6.4'te sunulmuştur. Birçok faktör ve değişken içermesi, verilerin elde edilmesinde kullanılan çeşitli yöntemler nedeniyle, Çizelge 6.4'te verilen bütün değerler güvenilir değildir. Bu değerler, öncelikle bir rehber olarak veya literatürden elde edilen bazı ürünlerdeki terleme miktarları ile karşılaştırmak için kullanılabilir (Genceli, 1998).

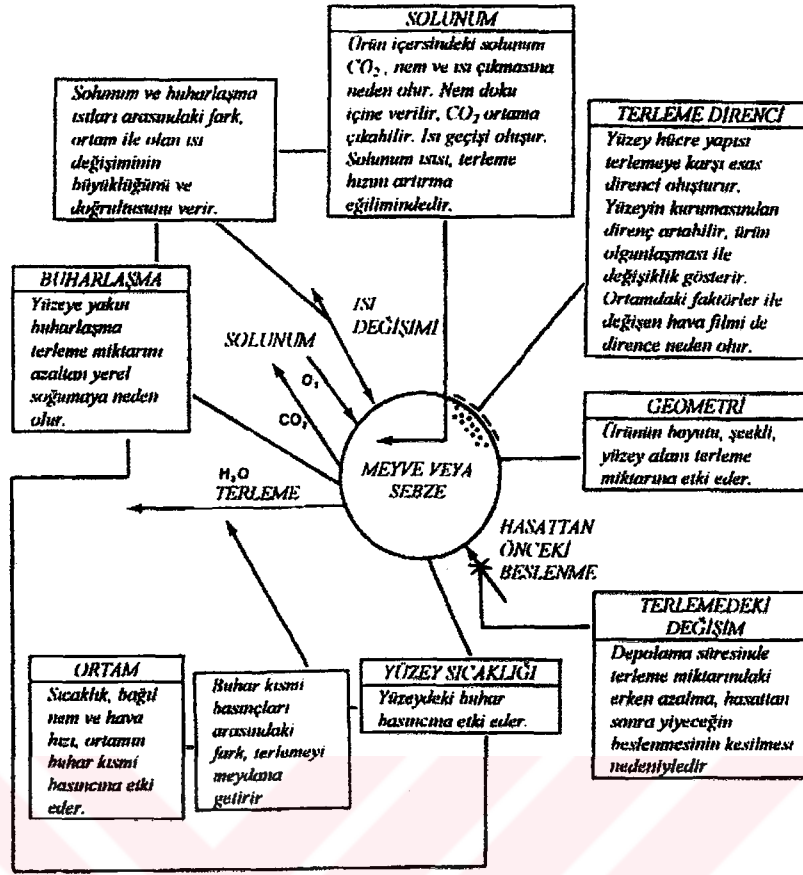
6.2 Antalpi, Özgül Isı ve Isıl Yayılm Katsayısı

6.2.1 Donmuş Besin Maddeleri

Çizelge 6.1'de çeşitli besin maddeleri için, donma noktasındaki gizli ısıyı ve donma noktası sıcaklığının altında ve üstündeki özgül ısıları vermektedir. Çizelge 6.1 ;

1. Donma noktası sıcaklığı üzerindeki özgül ısı kullanılarak, başlangıç sıcaklığından, donma noktası sıcaklığına kadar çekilmesi gereken ısının hesabı ile,
2. Gizli ısı kullanılarak, donma esnasında çekilmesi gereken gizli ısı ile,
3. Donma noktası sıcaklığı altındaki özgül ısı kullanılarak, donma sıcaklığından, soğuk depolamanın son sıcaklığına kadar çekilmesi gereken ısının hesabı ile

besinlerin soğutma yüklerinin bulunuşu için kullanılabilir. Bu işlemde, donma için gizli ısının çekilişinin sabit sıcaklıkta (donma sıcaklığında) olduğu kabul edilmektedir.



Şekil 6.1 Meyve ve sebzelerin terlemesinde ilgili faktörler ve olaylar

Böyle bir kabul yapılmış olmasına rağmen, besinler sabit sıcaklıkta donmazlar. Sığır eti yaklaşık $-1^{\circ}C$ sıcaklıkta donmaya başlar, fakat gizli ısısının %25 kadarı $-4^{\circ}C$ sıcaklıkta atılmalıdır. Mezgit balığında, bir miktar su proteinlere bağlıdır ve $-40^{\circ}C$ sıcaklıkta donmaz. Besinlerin özgül ısıları ve gizli ısıları ile ilgili çalışmalarda, taze sığır etinin $-62^{\circ}C$ sıcaklıkta, portakal suyunun ise $-95^{\circ}C$ sıcaklıkta tam olarak donmadığını belirtmektedir.

Bir besin maddesi donmaya başladığında, besinde geriye kalan donmamış su içindeki besinin katı derişikliği artar, bu esnada ilave faz değişimi için daha düşük bir donma noktası oluşur. İlave donma ile, besindeki donabilecek bütün su donana kadar, donma noktası sıcaklığında sürekli bir azalma vardır. Donma esnasında çekilen ısının ölçülmesinde, hem gizli hem de duyulur ısıların her ikisi de vardır. Sonuç olarak, genelde gizli ısı olarak kabul edilen kriter (sabit sıcaklıktaki faz değişimi), besinlerin donma işlemlerinde kesin bir şekilde uygulanamaz. Bir besinin donma işleminde, özgül ısı bileşenlerini, gizli ısı bileşenlerinden ayıran bir yöntemin olmaması nedeniyle, ne özgül ısı, ne de ısı yayılım kavramları kullanılır.

Çizelge 6.1'de hesaplanan donma yükünün, gerekli olan donma yükünden bir miktar fazla

olması gibi bir sonuç ortaya çıkar. Bu hata, nispeten düşük donma sıcaklıkları için ihmal edilebilir mertebelerdedir. Buna karşılık, bir ürün başlangıç donma sıcaklığının biraz altındaki bir sıcaklığa soğutuluyor ise, üründen gizli ısının küçük bir kısmı çekildiği için, Çizelge 6.1'in kullanılması büyük hatalara neden olabilir. Çizelge 6.1'deki değerler, üründen bütün gizli ısının çekildiği kabulü altında verilir.

Göz önüne alınan ürün, ilk donma sıcaklığının biraz altındaki bir sıcaklığa soğutuluyor veya soğuk depolama son sıcaklığı için daha hassas bir sonuç isteniyor ise, donmuş besinin hesabında toplam ısı içeriği veya entalpi fiziksel yaklaşımı kullanılır. Bu yaklaşımın, donmamış suyun yüzdesini hesaplayabilmesi gibi ilave bir üstünlüğü de vardır.

Entalpi, sıcaklığın bir fonksiyonu olarak belirlendiğinde, referans bir sıcaklığın tanımlanması gerekir. Bu bölümde bu referans sıcaklık, -40°C olarak alınmakta olup, bu sıcaklıkta entalpi sıfır değerinde kabul edilmektedir.

6.2.2. Et, Meyve, Sebze ve Etlere Entalpi

Bazı donmuş besinlerin entalpi ve besin içindeki donmamış suyun kütleli yüzdesi Çizelge 6.5'de verilmiştir. Besin maddesinden transfer edilen ısının hesabı için

$$Q = m(h_2 - h_1) \quad (6.3)$$

denklemi kullanılabilir. Bu denklemde ;

Q = transfer edilen toplam ısı, kJ

m = besin maddesi kütlesi, kg

h = entalpi, kJ/kg

anlamlandırılır.

Örnek 6.3: 150 kg kütlesindeki sığır eti, -20°C sıcaklıkta dondurulmaktadır. Sığır etinin başlangıçtaki sıcaklığı $+10^{\circ}\text{C}$, nem içeriği $\%74,5$ olduğuna göre, -20°C sıcaklığa dondurulduğunda çekilmesi gereken ısı ve toplam kütlede donmamış su miktarı ne kadardır?

Çözüm : 10° C sıcaklıktan 0°C sıcaklığa kadar soğuma esnasında çekilen ısı, sıcaklık farkı ve c_p özgül ısısından bulunur. Çizelge 6.5'den özgül ısı 3,52 kJ/kg.K olduğundan, 10°C sıcaklıktan 0°C sıcaklığa kadar soğuma esnasında çekilen ısı:

$$150 \times 3,52(10-0) = 5280 \text{ kJ} \quad \text{Çizelge 6.5'den}$$

$$0^\circ\text{C 'da } h_2 = 304 \text{ kJ/kg; } -20^\circ\text{C 'da } h_1 = 42 \text{ kJ/kg}$$

O halde, 0°C sıcaklıktan -20°C sıcaklığa kadar soğuma esnasında çekilen ısı:

$$Q = m (h_2 - h_1) = 150(304 - 42) = 39300 \text{ kJ}$$

Çekilen toplam ısı ise:

$$Q_{\text{toplam}} = 5280 + 39300 = 44580 \text{ kJ.}$$

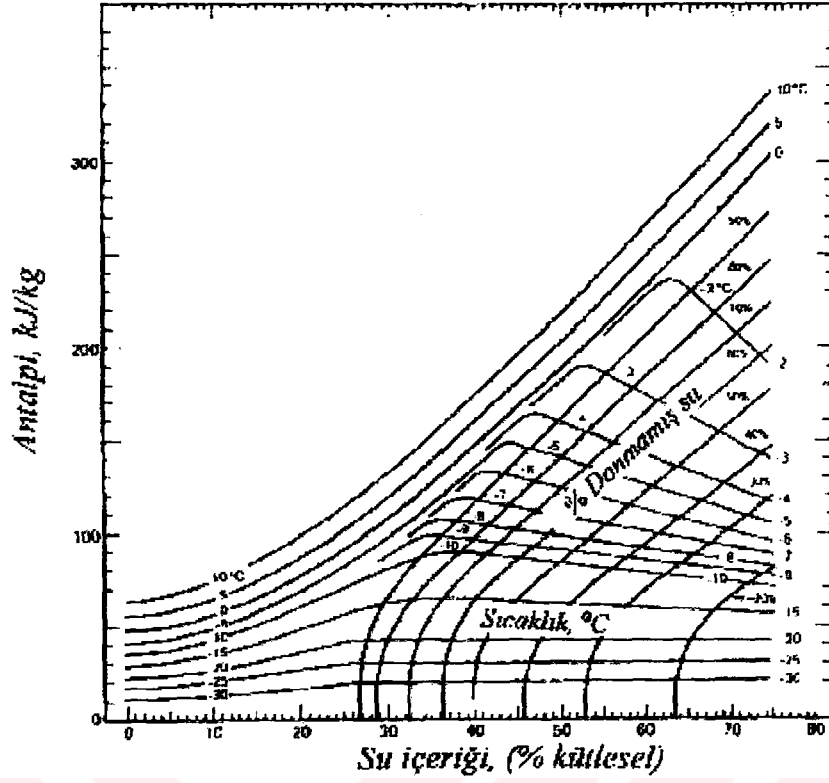
Çizelge 6.5'den -20°C sıcaklıkta donmamış su % 11 olduğundan, donmamış toplam su kütlesi için

$$150 \times 0,745 \times 0,11 = 12,3 \text{ kg}$$

elde edilir.

Sığır etinde, su içeriğine göre entalpi değişimi ile sıcaklığa göre donmuş su yüzdesi değişimini veren iki grafik elde etmiştir. Şekil 6.2'de görüldüğü gibi, bu iki grafiği tek bir grafik haline getirilmiştir. -40°C sıcaklığının altında, sığır eti hemen hemen donmuş durumdadır ve hesaplar için özgül ısı değerleri Çizelge 6.6'dan alınabilir.

Riedel (1951), oniki çeşit meyve suyu üzerindeki çalışma sonucunda, meyve sularının entalpilerininin %2 hata ile Şekil 6.3'te gösterildiği gibi değiştiğini bulmuştur.



Şekil 6.2 Sığır etinin antalpisi

Gizli ısının kalktığı sıcaklık aralığının üzerinde, meyve ve sebze suyu içindeki eriyebilir katıların etkisi, Şekil 6.3'te açık olarak görülmektedir. Örnek olarak, %95 su içeriğini gösteren düşey bir doğru, donma esnasında çekilmesi gereken ısıyı gösterir. Böyle bir yüksek su içeriği için donma noktası 0°C sıcaklığına çok yakındır ve donma işleminin esas kısmı, dar bir sıcaklık aralığının üzerinde meydana gelir. Buna karşılık, %60 su içeriği için donma işlemi daha düşük bir sıcaklıkta başlar ve düşük su içeriği nedeniyle, hissedilir donma noktası büyük bir sıcaklık aralığının üzerinde meydana gelir. Bununla beraber, bu durumdaki donma ile ilgili ısı, önemli derecede azalır.

Faz değişimi esnasında olaya katılmayan ve meyve ve sebze sularının bir parçası olmayan (lif, kabuk, zar, sap ve tohum gibi) katıların etkisi nedeniyle, Şekil 6.3 bütün meyve ve sebzelerin antalpisini veremez. Onaltı meyve ve sebzeden alınan deneysel bulgulara göre, meyve ve sebze sularının antalpisi (Şekil 6.3) ile (meyve ve sebze suyu olmayan) katı kısmın yüzdesini kullanarak, meyve ve sebzelerin antalpisinin bulunması için,

Çizelge 6.6 -40°C sıcaklığının altında, sığır etinin özgül ısılarının değişimi

Ürün	Sıcaklık, °C	Özgül ısı, kJ/kg.K
Sığır eti , antrkot	-110	1,0
	-80	1,5
	-50	1,8
	-40	2,1

$$\Delta h = (1 - X_{suj}/100) \Delta h_j + 1,22(X_{suj}/100) \Delta t \quad (6.4)$$

bağıntısını vermiştir. Bu bağıntıda,

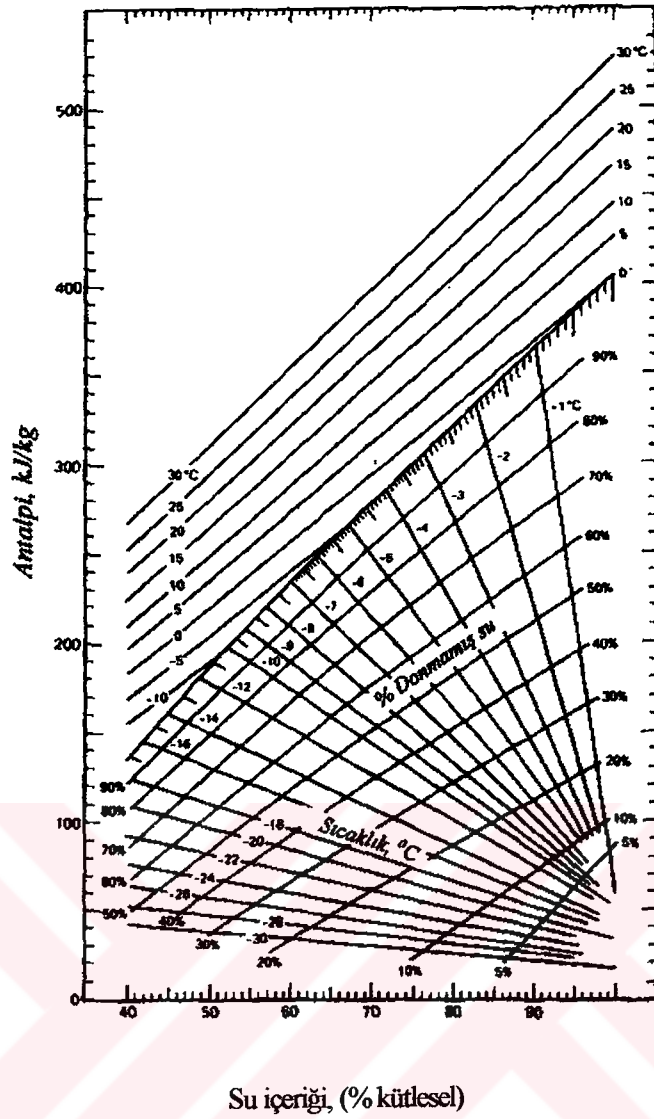
Δh meyve ve sebzenin antalpi farkı, kJ/kg

X_{suj} meyve ve sebze suyu olmayan katı kısım, kütleli yüzde

Δh_j Çizelge 6.3'ten alınan, meyve ve sebze suyunun antalpi farkı, kJ/kg

Δt sıcaklık farkı, °C

anlamlandırılır. Çizelge 6.5'de verilen meyve sebzelerin antalpileri, (6.4) eşitliği ve Şekil 6.5 kullanılarak hesaplanmıştır, 0 °C sıcaklıkta, erik ve soğan dışında, Çizelge 6.5'deki meyve ve sebzelerin antalpi değerleri, Rieder'in bulduğu değerlerden %5 daha azdır. Erik ve soğandaki maksimum sapma ise %12 değerindedir.



Şekil 6.3 Meyve ve sebze suyu antalpileri

Ayrıca , yumurta akı, sarısı ve kabuğu için ölçülen antalpi değerlerini kullanarak, kabuklu bütün yumurtanın antalpisini hesaplamıştır.

Hesaplanan bu değerler, Çizelge 6.5'de görülmektedir. Ayrıca Çizelge 6.5'de donmuş yumurta ürünlerinin antalpi değerleri de verilmiştir.

6.2.3 Taze Besinler

Özgül ısı: Donma noktasının üstündeki sıcaklıklarda, antalpi yerine özgül ısı kullanılır. Meyvelerin, sebzelerin, bunların sularının, etlerin, ekmeklerin ve yumurtaların özgül ısıları, Çizelge 6.5'de verilmiştir. Seçilmiş bazı besinlerin nem içeriğine göre, özgül ısılarının değişimine ait fonksiyon ise Şekil 6.4'te görülmektedir. Meyve sebze sularının özgül ısılarının su içeriği ile değişimleri doğrusal olup

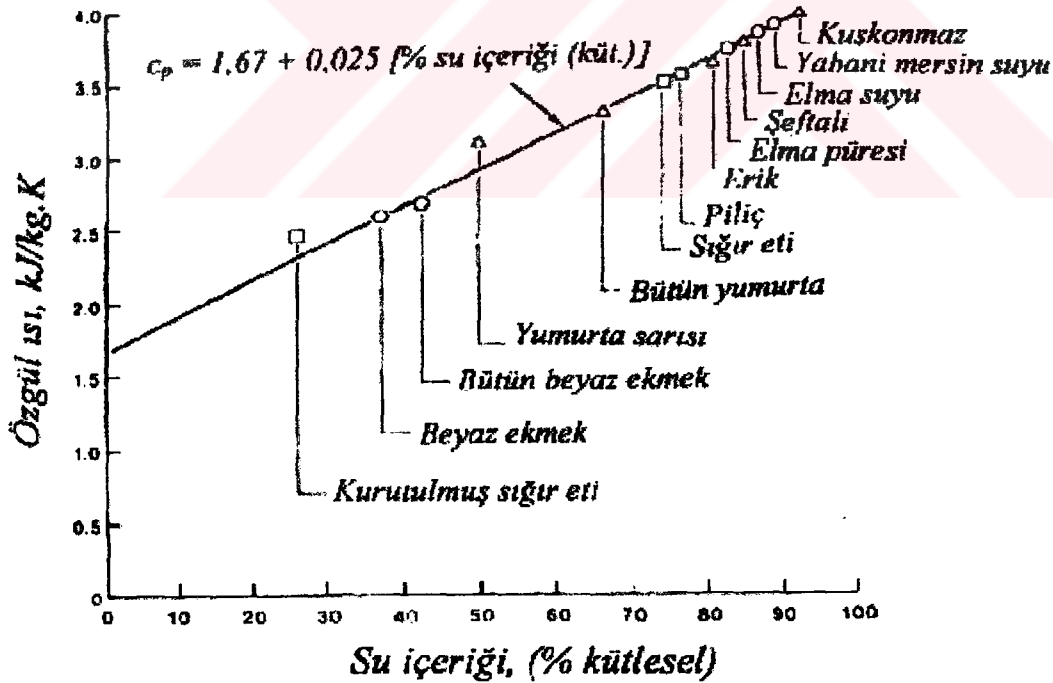
$$c_p = 1,67 + 0,025[\% \text{ su içeriği (kütlesel)}] \quad (6.5)$$

bağıntısına iyi bir şekilde uymaktadır. Bu bağıntıda, c_p (kJ/kg.K) biriminde özgül ısıdır.

Şekil 6.4'te verilmeyen meyve ve sebze sularının özgül ısılarına gerek duyulduğunda, bu değer (6.5) eşitliği yardımı ile bulunabilir.

Diğer besinlerin özgül ısıları için, içlerindeki yağ, lif, kabuk, zar ve tohumların bozucu etkisi yüzünden, (6.5) eşitliği tam doğru sonuç vermez. Bununla beraber, hata miktarı fazla olmayıp, yeteri kadar bilginin bulunamaması durumunda, diğer besin maddelerinin özgül ısılarının bulunması için (6.5) eşitliği kullanılabilir.

Şekil 6.4'te etler için özgül ısı değerleri, 0 ile 20°C arasındaki sıcaklıklar için geçerli olup, özellikle yüksek yağlı etler için 20 ila 50°C arasında ekstrapolasyon yaparken dikkatli olunmalıdır. Sığır etinin yağı için, 20 ila 50°C arasındaki sıcaklıklarda entalpi değişimi, sadece özgül ısı yüzünden olan duyulur ısının değişiminin iki katından fazladır. Buradaki ilave ısı, yağın erimesi için gereklidir.



Şekil 6.4 4 ila 32°C sıcaklık aralığında besinlerin özgül ısılarının değişimi (etler için 0 ila 20°C, yumurta sarısı için 20 ila 40°C)

40 ila 0°C arasında, sığır eti yağının özgül ısı 1,67 kJ/kg.K sabit değerindedir. 50°C üzerinde ise bu değer 1,89 kJ/kg.K değerinde sabittir. Sığır eti yağının bileşenlerinin farklı sıcaklıklarda değişmesi

nedeniyle, 0 ila 50°C arasında sıcaklıktaki bir derecelik sıcaklık değişimi için gerekli olan enerji oldukça değişkendir. 26 cins değişik katı ve sıvı yağ için de benzer bulgular elde edilmektedir .

Aynı nedenlerden dolayı, 0 ila 20°C arasındaki sıcaklıklarda yumurta sarısına ait buğular için de ekstrapolasyon yapılamaz.

Isıl Yayılım Katsayısı: Geçici rejimdeki ısı geçişinde, Fourier denklemi ile tanımlanan μ ısı yayılım katsayısı önemli bir özelliktir.

$$\delta t / \delta \tau = \mu [(\delta^2 t / \delta x^2) + (\delta^2 t / \delta y^2) + (\delta^2 t / \delta z^2)] \quad (6.6)$$

Bu eşitlikte

x, y, z dik koordinatlar, m

t sıcaklık, °C

τ zaman, s

μ ısı yayılım katsayısı, mm²/s

anlamlandırılmıştır. (6.6) eşitliği çeşitli sınır koşulları altında çözülmüş olup, sonuçlar çeşitli araştırmacılar tarafından grafik olarak sunulmuştur. Bununla beraber, donma sıcaklığının yukarısında, (6.6) eşitliğinin kullanımı, matematiksel açıdan, homojen, izotropik elemanlar ile sınırlandırılmıştır. Genel olarak, besinler homojen ve anizotropik yapıdadırlar, bununla beraber, birçok araştırmacı tarafından, (6.6) eşitliği besinlerin ısı davranışlarının bulunması için kullanılmıştır (Genceli , 1998).

Isıl yayılım katsayısı

$$\mu = k / \rho c_p \quad (6.7)$$

şeklinde de tanımlanabilir. Burada

μ Isıl yayılım katsayısı , mm²/s

k Isı iletim katsayısı, W/m.K

ρ yoğunluk , kg / m³

c_p sabit basınçta özgül ısı, kj/kg.K

anlamlandır. (6.7) eşitliğinin sağ tarafındaki payda, cismin ısıyı yutma kabiliyetini; pay ise bu madde içindeki ısının iletimle geçişini gösterir. Schneider (1955), ısıtma zamanı terimleri cinsinden ısı yayılım katsayısını aşağıdaki şekilde açıklamıştır (Genceli , 1998).

"Geçici rejimdeki bir ısıtma işleminde ısı iletimi olan maddenin ısı kapasitesi, yutulan ısı miktarını belirler ve maddenin ısı iletim katsayısı da bu ilave ısı miktarını ayarlar. Isıl yayılım katsayısının tersi, $1/\mu = s/mm^2$, bu maddeyi belirlenen bir sıcaklık seviyesine çıkarmak için gerekli zamanın ölçüsüdür ve açıkça bu değer, iletim yolu uzunluğunun karesi ile orantılıdır."

Besin maddeleri için deneysel ısı yayılım katsayısı değerlerini bulmak oldukça güçtür, fakat uygun kabuller altında ısı iletim katsayısı, özgül ısı ve yoğunluk yardımı ile (6.7) eşitliğinden kolayca hesaplanabilir. Bu konuda birkaç deneysel değer Çizelge 6.7'de bulunmaktadır. Besinlerin diğer özellikleri gibi,

$$\mu = 0,088 + (\mu_w - 0,088)[\% \text{ nem (kütlesel)}/100] \quad (6.8)$$

(6.8) bağıntısında görüldüğü şekilde, ısı yayılım katsayısı da nem içeriğine kuvvetli olarak bağlıdır. Bu bağıntıda

μ ısı yayılım katsayısı, mm²/s

μ_w istenen sıcaklıkta suyun ısı yayılım katsayısı, mm²/s

anlamlandır. Sadece nem içeriğinin bilinmesi ile (6.8) eşitliği yardımıyla, besinlerin ısı

yayılım katsayısı bulunabilir fakat bu eşitlik, nem içeriğinin kütlece %40'ın yukarısında olması halinde kullanılır. Nem içeriğinin %40 değerinin altında olması durumunda, nemin fazının sürekliliği konusunda bazı problemler ortaya çıkmaktadır. Sürekli faz olarak, yağ gibi diğer bir bileşen, nemin yerine geçtiği takdirde, ısı iletim ve ısı yayılım katsayılarında ani düşmeler görülmektedir.

Etlar: (6.8) eşitliği, değişik oranlarda nem, yağ ve lif içeren besinlere uygulanabilir; eğer nem oranı düşük ise nem yerine yağ oranı kullanılabilir. Sıfır nem içeriği halinde, (6.8) eşitliği ısı yayılım katsayısı için $0,088 \text{ mm}^2/\text{s}$ değerini vermektedir. Bu değer ise, (6.7) eşitliğinden yağ için hesaplanan değere oldukça yakındır. Bu nedenle, (6.8) eşitliği sadece su içeriği düştüğünde, bunun yağ içeriğinin artması ile dengelendiği durumlarda uygulanabilir. Su içeriğininin azalması, bu azalmanın hava içeriğinin artması ile dengelendiği dondurulmuş-kuru besin maddelerinde, (6.8) eşitliği kullanılmaz.

Et parçaları 40 ila $65 \text{ }^\circ\text{C}$ arasındaki bir sıcaklığa ısıtıldığında, bazen su sızdırır. Sızan bu suyun ette kalmasına veya uzaklaşmasına bağlı olarak, ısı geçişi önemli derecede değişir. Çizelge 6.7'de et için 40 ila $65 \text{ }^\circ\text{C}$ arasındaki sıcaklıklar için verilen örneklerde, suyun et içinde kalması halindeki deneysel bulgular sunulmuştur.

Meyveler: Çizelge 6.7'de verilen birçok meyvelere ait bulgular, bu meyvelerin etli kısmına uygulanır; elma, kiraz ve şeftali gibi ürünlere ait bulgular, kabuklarının çok ince olması ve bu kabuğun ısı geçişini artırma ve azaltma gibi bir özelliğinin olmaması nedeniyle, bu ürünlerin tamamı için kullanılabilir.

Buna karşılık, greyfurt, portakal ve limon gibi ürünlerin izafi olarak kalın olan kabuklarının ısı yayılım katsayılarının yaklaşık meyve içindeki su kesecikleri ile aynı olmasına rağmen, bu kabuklar ısı geçişine etki etmektedir. Bu tip meyvelerin kabuğu ile iç kısmının ısı yayılım katsayılarının birbirine eşit olmasına karşılık, kabuğun ısı iletim katsayısının iç kısmının ısı iletim katsayısının yarısı kadar olması dolayısıyla, problem ortaya çıkar. Kabuk kısmı, iyi bir yalıtım etkisine sahip, içleri gaz dolu birçok hücrenin oluşturduğu süngerimsi bir yapıdadır. Bu gaz dolu kısımlar nedeniyle, kabuk kısmının yoğunluğu, iç kısmın yoğunluğunun yarısı kadardır. Kabuktaki düşük yoğunluk, düşük ısı iletim katsayısını dengelediğinden, ısı yayılım katsayısının iç tarafla aynı olmasına neden olur.

6.2.4 Besin Maddeleri Paketleme Malzemeleri

Besinlerin ısı geçişi hesaplarında, besin maddesi paketlenmesinin etkisi de göz önüne alınmalıdır. Bazı besin paket malzemelerine ait ısı özellikleri, Çizelge 6.3'te verilmiştir; plastikler için verilen değerler tek tabakalı malzemeler için kullanılmalıdır, plastik tabakalar için uygulanmamalıdır. İnce plastik filmler arasında mükemmel bir temasın sağlanamaması ve plastiğin su tutmaz yüzeyinde gaz kabarcıklarının oluşması nedeniyle, ince plastik filmlerin ısı dirençleri, ısı iletim katsayısı ile belirlenenenden çok büyük olabilir.

Kalın bir kabuğun, meyvenin etli kısmını yalıtmasına benzer şekilde, besinlerin etrafına konulan kaplar da bu besin maddelerini ısı olarak yalıtabilir. Camın ve paslanmaz çeliğin ısı yayılım katsayıları ve ısı iletim katsayıları, bu besinlerden çok büyüktür (Çizelge 6.7 ve 6.8). Sonuç olarak, bu iki madde besinlerin ısı geçişini geciktirmez. Bununla beraber, besin ile kap arasında sıkı bir temas yok ise, ısı geçişinde, arada oluşan boşluk, kabın ısı direncinden daha büyük olabilir.

6.3 Isı İletim Katsayısı

Molekül, atom ve elektron gibi parçacıkların önemli bir yer değiştirmesi veya hareketi ile oluşan, ısı taşınımından ve ısı ışınmından farklı olarak, ısı iletimindeki ısı geçişi olayı bu parçacıkların titreşim hareketi ile açıklanabilir. Isı geçişinin bu şekli; levha şeklinde düşünülen birim kalınlıktaki maddenin, birim alanından, birim zamanda birim sıcaklık farkında geçen ısı miktarı olarak tanımlanan ve *ısı iletim katsayısı* olarak adlandırılan özelliğe bağlıdır.

Isı iletim katsayısı; maddenin cinsi (metal, dielektrik, kristal, amorf, katı, sıvı, gaz); kompozisyon (saf, karışım); maddenin yapısı ve yapısal oriyantasyonu; sıcaklık; ve basınç gibi birçok faktöre bağlıdır. Her ne kadar pratik gayeler için birçok besin maddesinde yeterli hassasiyette ısı iletim katsayısı tahmin edilebilmesine veya hesaplanabilmesine rağmen, bu katsayının birçok hassas bir şekilde ölçümü ve bulunuşu oldukça zor olabilmektedir.

6.3.1 Karışımların Isı İletim Katsayıları

Lentz (1961) tarafından yapılan kapsamlı bir çalışmadan uyarlanan Şekil 6.5'de, %6 jelatin jel ile tereyağ karışımının değişik şekillerdeki düzenlenmelerine ait ısı iletim katsayılarının değişimleri görülmektedir. Tereyağ ile %6 jelatin jelin ısı iletimlerinin oranı yaklaşık olarak, hayvansal yağ ile yağsız etinki ile aynı olduğundan, Şekil 6.5'de verilen eğriler etin ısı iletim katsayılarının değişimi olarak göz önüne alınabilir. Tabakaların ısı akışına paralel olduğunda (*A Eğrisi*), ısı iletim katsayısı maksimum değerde iken; tabakaların ısı akışına dik olduğunda (*D Eğrisi*), ısı iletim katsayısı minimum değerdedir; diğer düzenlemeler iki eğri arasında kalır. Hesaplanmış olan *B Eğrisi* ve deneysel olarak bulunmuş *C Eğrisi*, jel içinde serpiştirilmiş (*dispersed*) küçük küresel tereyağına ait sonuçları göstermektedir. Hesaplanmış eğri, bir bileşenin diğer bir bileşen içinde serpiştirilmesi halinde küçük kürelerin karışım bileşenlerinin ısı iletim katsayılarını veren, Maxwel (1904)'in eşitlikten, Eucken (1940)'in uyarlaması ile elde edilen,

$$K = k_c \frac{1 - [1 - \alpha(k_d - k_c)]^b}{1 + (a - 1)b} \quad (6.9)$$

bağıntısı kullanılmıştır. Bu bağıntıda

k karışımın ısı iletim katsayısı

k_c esas bileşenin ısı iletim katsayısı

k_d serpiştirilen bileşenin ısı iletim katsayısı

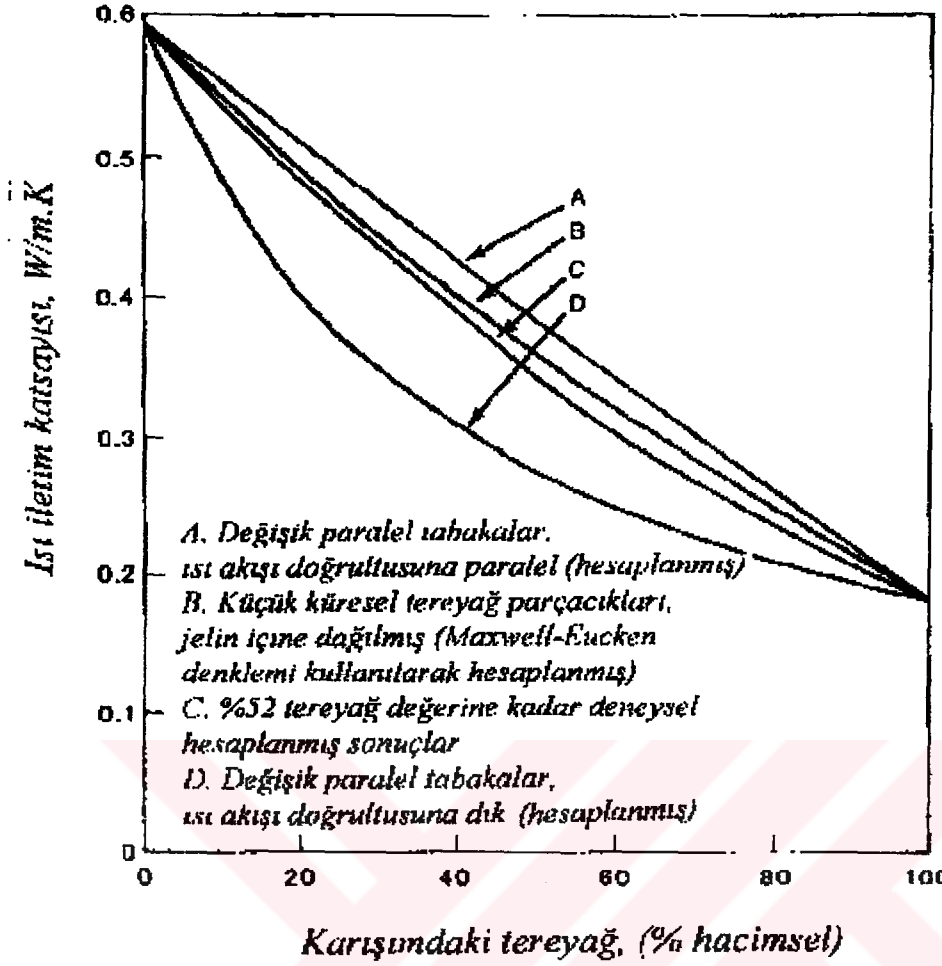
$$a = 3k_c / (2k_c + k_d)$$

$$b = V_d / (V_c + V_d)$$

V_d esas bileşenin hacmi

V_c serpiştirilen bileşenin hacmi

anlamlandırılır. Bu eşitliğin çıkarılışında, esas bileşen içine serpiştirilen bileşenlerin ısı akışını bozmayacak şekilde birbirlerinden yeteri kadar uzakta oldukları kabul edilmektedir. (6.9) eşitliğinde ısı iletim katsayıları aynı birimde, hacim birimleri de aynı olmak koşulu ile, bu eşitlik herhangi birimlerde kullanılabilir.



Not: Hesaplarda, deneysel olarak bulunan tereyağın ısı iletim katsayısı 0,176 W/m.K ve jelatin jelinin ısı iletim katsayısı 0,591 W/m.K değerleri kullanılmıştır.

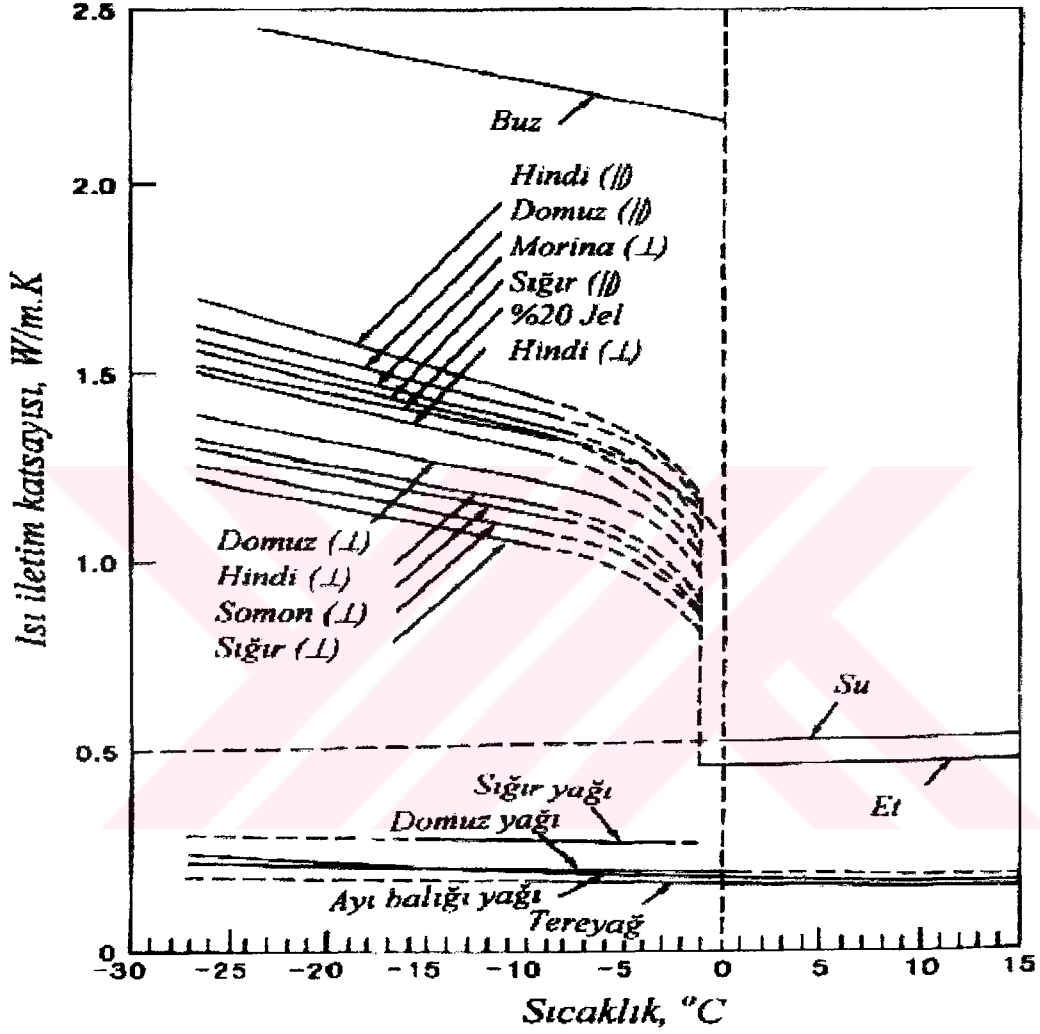
Şekil 6.5 Tereyağ ile jelatin jeli (%6 kütsel) karışımının 4°C sıcaklıkta ısı iletim katsayısı değişimleri

6.3.2 Sıcaklık Etkisi

Lentz (1961)'in çalışmasından uyarlanan, Çizelge 6.9'da verilen örnek besin maddeleri için, etlerin, yağların, jelatin jelinin ve suyun 10 ila -25 °C arasında, ısı iletim katsayılarına sıcaklığın etkisi, Şekil 6.6'da görülmektedir. Hızlı faz değişimi, aşırı soğuma ihtimali ve kararsız durumlar, diğer sıcaklıklara göre, 0 ila -10 °C sıcaklıkları arasındaki ölçmeler, hem daha güç hem de bulunan sonuçların güvenilirliği daha azdır. Donma halinde, et liflerinin veya bunların yapısal oryantasyonu, sonuçlara %10 ila 20 etki etmektedir. Yağların ısı iletim katsayısı, çalışılan sıcaklık aralığında sıcaklıkla çok az değişir.

6.3.3 Isı İletim Katsayısı ve Su İçeriği

Maxwell-Eucken denklemini kullanılarak, yapılan bir çalışmaya göre, besin maddelerinin geniş bir aralıkta nem içerikleri ile ısı iletim katsayılarının değişimleri Şekil 6.7'de görülmektedir. Bu şekilde sıcaklık etkisi de görülmektedir.



- (//) Lif yapılarına paralel ısı akışı
 (⊥) Lif yapılarına dik ısı akışı

Şekil 6.6 -25 ila 10°C sıcaklıkları arasında, etlerin, yağların, jelatin jelinin ve suyun ısı iletim katsayısının değişimleri

Şeker çözeltisinin ve meyve sularının , tereyağın ve jelatin jelinin , yağların , ve eğer donmuş ellerdeki liflerin doğrultuları $\pm\%7$ sapma ile olması halinde, bu şekilde sunulan eğriler, $\pm\%10$ hata ile deneysel bulgu sonuçlarını temsil etmektedir. Isı akışının liflere paralel olması durumunda hata sapması pozitif, ısı akışının liflere dik olması durumunda ise negatiftir.

Şekil 6.7'deki çalışma, su içeriği kütleli bazdan çok hacimsel baza göre hesaplanmıştır ve geniş bir aralıktaki besinleri ve sıcaklığı kapsamaktadır. İlave olarak bu çalışmada, kabul edilebilir hava içermeyen maddeler de yer almaktadır. Donma noktasının yukarıdaki sıcaklıklarda eğriler, suyun sürekli fazda ve susuz besin maddesi kısmının serpiştirilen olarak kabul edildiği, Maxwell-Eucken denklemi ile uyum içindedir. Donma noktasının altındaki sıcaklıklarda ise, deneysel bulgular ile en iyi uyum içindeki eğriler, buz parçacıklarının bir örnek içinde serpiştirilen ve su olmayan kısımlar ile donmamış suyun başka bir örnek içinde serpiştirilen olarak kabul edilmesi halinde, hesaplanmış sonuçların bir ortalamasını verir.

Yapılan kabuller ile tam olarak uyuşmamasına rağmen, su içeriği yardımı ile Maxwell-Eucken denkleminden ısı iletim katsayısı bulunur.

1. Özellikle donma noktasının altındaki sıcaklıklarda besin maddesinin susuz bileşenleri ile karşılaştırıldığında, suyun ısı iletim katsayısı çok yüksektir.
2. Susuz bileşenlerin ısı iletim katsayısı, izafi olarak dar bir bölge içindedir. Birçok organik bileşende bu katsayı 0,14 ila 0,20 $W/m.K$ arasında iken, yağlarda 0,16 ila 0,18 $W/m.K$ arasındadır.
3. Yağların, proteinlerin ve karbonhidratların yoğunlukları, izafi olarak birbirlerine yakın aralıklar içindedir. Yağ, protein ve karbonhidrat için bu çalışmada kullanılan yoğunluklar, sırasıyla 920, 7550, 7550 kg/m^3 değerlerinde alınmıştır (Genceli, 1998).

6.3.4 Veri Çizelgesi

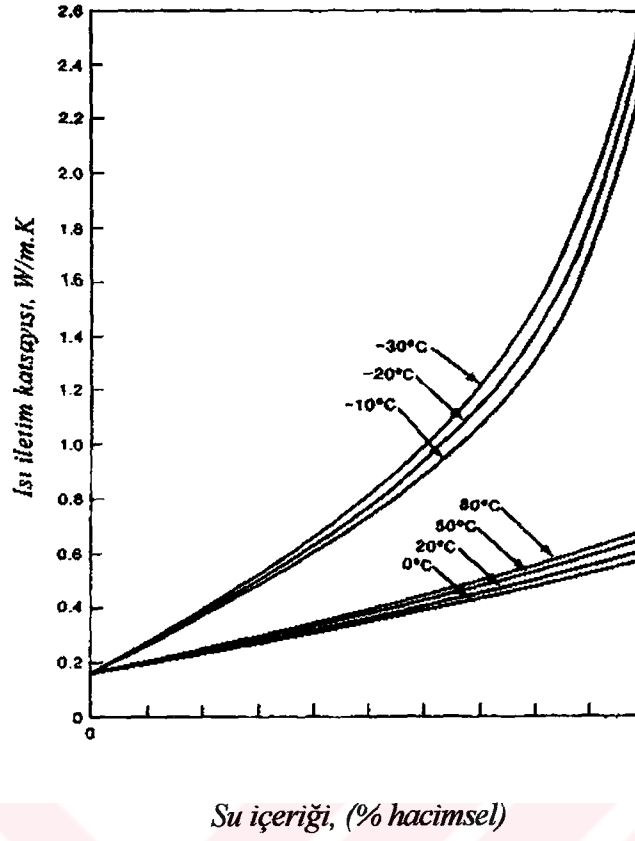
Birçok besin maddesine ait ısı iletim katsayıları, Çizelge 6.9'da sunulmuştur. Bu çizelgedeki veriler, orjinal araştırma verilerinden, ortalama alınarak, seçilerek, interpolasyon veya ekstrapolasyon yapılarak elde edilmiştir.

6.4 Isı Taşınım Katsayısı

Isı taşınım katsayısı, bir besinin veya bir maddenin ısı özeliği olmamasına rağmen, taşınım ısı geçişini içeren besinlerin ısı geçiş cihazlarının tasarımı için gerekli bir büyüklüktür. Newton'un soğuma kanunu, tek boyutlu ısı geçişini

$$\text{Zaman} > 0 \text{ için} \quad q = \alpha (t_s - t_\infty) = -k (\partial t / \partial h) \quad (6.10)$$

bağıntısı ile vermektedir. Bu bağıntıda



Şekil 6.7 Besin maddelerinin ısı iletim katsayısı üzerine sıcaklık ve su içeriğinin etkisi

- q ısı akısı
- α ısı taşınım katsayısı
- t_s yüzey sıcaklığı
- θ_s ortam sıcaklığı
- k ısı iletim katsayısı
- n yüzeye dik doğrultu

anlamlandırılır.

Isı iletim denkleminin çözümünde lineer bir sınır şartını kullanmak, matematikçilere büyük kolaylık sağlar, fakat bu durumda deneylerden bulunması gerekli bir α katsayısına ihtiyaç vardır. Diğer taraftan, basit geometriler ve laminer akış için, Navier-Stokes ve süreklilik denklemlerini aynı anda çözerek, α katsayısının teorik olarak bulunabilmesi için bazı çalışmalar bulunmaktadır.

Bu konuda yapılan inceleme sonuçlarına göre; ısı taşınım katsayısına, soğutulmuş, dondurulmuş veya buzu çözülmüş maddelerin iç yapısına bağlı olmayıp, bu maddelerin dış tarafında oluşan sınır tabakaya bağlıdır. Bu sınır tabakaya, maddenin etrafındaki akışkanların dinamiği ve bu maddenin yüzeyindeki şartlar etki etmektedir. Yüzey pürüzlülüğü, paketleme gibi değişkenler veya işlemler, maddenin etrafındaki akış rejimine, dolayısıyla ısı taşınım katsayısına etki etmektedir.

Isı taşınım katsayısı, ısının geçtiği akışkanın hızına bağlı olması yüzünden; bu konulardaki araştırma sonuçları, Nusselt sayısının, Reynolds ve Prandtl sayılarının fonksiyonu olarak korelasyon bağıntıları şeklinde sunulur. Bu *Nu-Re* korelasyon bağıntıları, düzlem levha gibi basit geometriler için teorik değerleri hassas olarak bulabilmektedir.

Laboratuvar deneyleri yanı sıra, teorik incelemeler, en basit geometrilerde ve akış hallerinde dahi, α katsayısının sabit bir değer olmadığını ve bu katsayının yerel olduğunu göstermektedir. *Nu-Re* korelasyonunda kullanılan α değeri, yerel ısı taşınım katsayısının yüzey boyunca ortalaması alınmış halidir.

6.4.1 Isı Taşınım Katsayısı Verileri

Bu konuda Çizelge 6.10'da toplanmış veriler, basit kullanım için yeterli derecede kompakt ve kapsamlı olarak sunulmuştur. Çizelgenin ilk iki sütunu, deneylerde kullanılan ürünü ve geometrik şekli açıklamaktadır. 3. Sütun'dan, 7. Sütun'a kadar olan kısımlarda, α katsayısının bulunuşu için kullanılan deneysel koşullar açıklanmaktadır. 8. Sütun deneyde kullanılan ısı geçişi cinsini vermektedir. 9. Sütun'dan, 12. Sütun'a kadar olan kısımlarda sırasıyla, Nusselt sayısı korelasyonu, α katsayısındaki hata miktarı, Reynolds sayısı veya Grashof sayısı aralığı, ve ısı taşınım katsayısı değerleri verilmiştir. Son üç sütun ise, sınıflamayı, kaynakları ve açıklamaları içermektedir. Her bir sütun ile ilgili açıklama aşağıda ayrıntılı olarak verilmiştir.

1. *Ürün* , Bu sütunda besin maddelerinin adları sıralanmıştır.
2. *Şekil ve karakteristik uzunluk* , α katsayısının hesaplanması için kabul edilen şekil verilmiştir: Verilen karakteristik uzunluk Nusselt sayısının hesabı için kullanılmaktadır. Eğer Reynolds sayısının hesabı için başka bir uzunluk kullanılıyor ise, bu uzunluk *Açıklama* sütununda verilmiştir.
3. *Taşınım ortamı* , Akışkanın zorlanmış ısı taşınımının: maruz kaldığı ortam bu sütunda listelenmiştir. Fark! akışkanların taşınım ortamı olarak kullanılması durumunda, α katsayısının hesabında Prandtl sayısının önemli etkileri olması nedeniyle, korelasyon bağıntılarında Prandtl

sayısı görülürken; benzer deneysel koşullardaki akışkanlar halinde, korelasyon bağıntısında, Prandtl sayısı görülmemektedir. Korelasyon bağıntısında Prandtl sayısı kullanılıyor ise, diğer ortamların göz önüne alınması durumunda bu ortamların boyutsuz Prandtl sayıları, aynı mertebede korelasyon bağıntısına sokulmalıdır.

4. *Sıcaklık farkı (Δt) veya Ortamın sıcaklığı* , Sıcaklığı ısı taşınım katsayısına zayıf bir etkisi vardır. Bu nedenle, hassas hesaplar için cidar ve orta sıcaklıkları bilinmelidir. Kullanıcı, tasarım şartlar: deneyler ile karşılaştırabilir.

5. *Ortamın hızı* , Bu sütun, ya ortamın hızını ya da taşınım katsayısı ile ilişkili uygun hız göstermektedir. Hızın ölçüldüğü konum, *Açıklama* sütununda verilmiştir.

6. *Deneysel yöntem* , Her bir bulgu, kullanılan deneysel yöntemi temsil etmektedir. Isı taşınım katsayısının bulunduğu yöntemler, esas olarak üç sınıf için: düşünülebilir: (1) bir cisimden verilen bir ısı akısı U zamana bağlı yüzey sıcaklığının ölçülmesi, (2) cisim ısıtıldıkça veya soğutuldukça zamana bağlı olmayan yüzey sıcaklığının ölçülmesi, ve (3) cismin yüzeyinden olan ısı akısının ölçülmesi. Deneysel yöntem tiplerini açıklayan bilgiler, Çizelge altında not olarak verilmiştir.

7. *Sıcaklık ölçümü* , Bu sütunda, deneylerde kullanılan: sıcaklık sensörünün boyutu, tipi ve yerleştirilme yeri açıklanmıştır. Bu bilgiler, sıcaklık ölçmelerin uygunluğunu ve hassasiyetlerinin bulunuşunda , yardımcı olabilmektedir.

8. *Isı geçişi tipi* , Tarımsal besin maddelerinin ısıtılma soğutulması ve dondurulması özellikle zorlanmış geçişi ile olur. Diğer iki ısı geçişi ise buharlaşmalı serinletme ve ışınlama olabilir. Buharlaşmalı serinletme, nem içeren cisimlerin doğası gereği ortaya çıkan bir olgudur. Işınlama soğutma, özellikle yüzey sıcaklıklarından daha düşük bir sıcaklıktaki bir ortam içinde bulunan tek cisimlerin soğutulmasında uygulanmaktadır. Bazı araştırmacılar, bu tip ısı geçişi ölçmelerinde çeşitli düzeltmeler yapmışlardır, düzeltmelerin tipleri de bu sütunda sunulmuştur.

9. *Nu-Re korelasyonu* , Bu sütunda Nusselt sayısı, Reynolds sayısının, Prandtl sayısının ve G gibi geometrik faktörlerin fonksiyonu olarak sıralanmıştır. Buradaki bütün korelasyonlar $Nu=c_1Re^nPr^{1/3}$ şeklinde verilmiş olup, bu ifadede ısı geçişini karakterize eden hD/k Nusselt sayısında, h ısı taşınım katsayısını, D karakteristik uzunluğu ve k yüzey sıcaklığındaki akışkanın ısı iletim katsayısını göstermektedir. $DV\rho/\mu$ şeklindeki Reynolds sayısı, akışkanın dinamik özelliklerini göstermekte olup, D aynı karakteristik uzunluğu, V akışkan hızını, ρ ve μ sırasıyla ortalama sıcaklıktaki

akışkanın yoğunluğunu ve dinamik viskozitesini göstermektedir. $c_p \mu / \rho$ şeklinde tanımlanan Prandtl sayısı ise, akışkanın ortalama sıcaklıktaki ısı geçişi özelliklerini karakterize etmektedir.

10. *Korelasyon katsayısının hatası* , Ölçme hataları bu sütunda verilmiştir. Bütün girdiler aynı bazda kullanılmaz: bazı araştırmacılar deneysel bulgulara uyan en küçük kareler yönteminin korelasyon katsayısını hata olarak göz önüne alırken; diğer araştırmacılar deneysel sonuçlarını, buldukları ortalama değerler ile veya bilinen bazı korelasyon bağıntıları ile karşılaştırarak hata hesabı yapmışlardır. r korelasyon katsayısı izafi bir büyüklüktür ve sadece aynı şartlar altındaki deneyler için karşılaştırma gayesi ile kullanılmalıdır. Diğer şartlar için r katsayısının daha küçük değerlerinde deneysel bulgular ile iyi bir uyum içinde olsa dahi, korelasyon katsayısının 0,95 değerinden daha büyük olması, bağıntının deneysel bulgular ile iyi bir uyum içinde olduğunu gösterir.

11. *Reynolds sayısı aralığı* , Bu sütunda, Nusselt-Reynolds sayısı korelasyonundaki, ekstrapolasyon yapmaktan kaçınmak için, Reynolds sayısının aralığı verilmiştir. G geometrik faktörde olduğu gibi, eğer kullanılıyor ise başka diğer değişkenlerin aralıkları, *Açıklama* sütununda bulunmaktadır.

12. *α ısı taşınım katsayısı* , Literatürden elde edilmiş değerler bu sütunda verilmiştir. Pratik açıdan uygun olmayanların dışında, bulunabilen bütün deneysel bulgular burada göz önüne alınmıştır. Böyle bir durum, sunulan örnek deneysel koşullarının bütün aralığını içermektedir. Isı taşınım katsayıları $W/m^2.K$ biriminde verilmiştir, α ısı taşınım katsayısı değerleri, ayrı sütunlarda verilen buharlaşmalı soğutma gibi diğer ısı geçişlerini de içerir. Bu sütunda verilen her bir α ısı taşınım katsayısı değeri, bu değer elde edildiği hız, karakteristik uzunluk ve sıcaklık değerleri grubu ile uyumlu olmalıdır.

13. *Sınıflama* , Bu sütunda, tasarımcılara yardımcı olması bakımından, ısı taşınım katsayısı için kaynaklardan elde edilmiş verilerin sınıflanması sunulmuştur. Burada verilen rakamlar, kullanılan teorik yöntemi, hassasiyeti ve rapor edilen diğer verilere göre bir karşılaştırmayı göstermektedir. Bu yüzden, (a) kullanılan teorik yöntem için, (b) izafi hassasiyet için ve (c) rapor edilen diğer veriler ile uyumluluk için, üç değere ihtiyaç vardır.

(a) *Teorik yöntem* , Bu değer, α ısı taşınım katsayısının hesabında kullanılan yöntemin hassasiyetini göstermektedir. Örnek olarak, trankated sonsuz seri çözümünü kullanarak hesaplanmış bir α değeri, kalorimetrik belirleme ile hesaplanmış α değerinden daha hassas olacaktır. Bu sınıflama, deneysel tesisatın değerlendirilmesinde ve verilerin analizinde kullanılamaz. 2 rakamı, kullanılan yöntemin 7 rakamına göre daha hassas olduğunu ve 0 rakamı ise kullanılan yöntemin rapor

edilmediğini göstermektedir.

(b) *İzafi hata* , Buradaki izafi hata değerleri, nitel olarak aşağıdaki parametrelerden bulunmuştur. Sunulan çalışmada *hatanın rapor edilmesi*, (örnek olarak korelasyon katsayısı, standart sapma veya ortalama değerden sapma); Reynolds sayısının log çevrimi başına *veri noktası sayısı*; ve elde edilebilecek *doğruluğun belirtisi* (örnek olarak kabul edilen bir sabitin gerçek ölçümleri). 7 ve 2 arasındaki noktalar, korelasyon katsayısının 0,8, deneydeki hatanın %40 veya daha fazla olmasını, veya rapor edilen Nu-Re korelasyonda log çevrimi başına beş veya daha az veri olmasına karşılık gelir. 2 rakamı, 7 rakamına göre daha hassas olup. 0 rakamı hata verisinin bulunmadığını göstermektedir.

(c) *Rapor edilen diğer verilerle uyumluluk* , Sınıflama için elde edilen Nu-Re korelasyon bağıntısının ve eğrilerin izafi yeri belirtilmiştir. Reynolds sayısının hesaplarında, ölçüldükleri yerlere bağlı olarak, farklı hız ve karakteristik uzunlukların kullanılması nedeniyle, eğrilerin kağıt üzerinde yerleştiriliş yerinden çok, bunların eğimleri üzerinde durulmuştur. 2 rakamı, sunulan bulguların diğer benzer veriler ile iyi bir uyum içinde olduğunu, 7 rakamı uyumun az olduğunu, 0 rakamı ise bir karşılaştırma yapılmadığını göstermektedir.

14. *Açıklamalar* , Bu sütun ilave bilgileri içermektedir.

6.4.2 Çizelgelerin Kullanılışı

α ısı taşınım katsayısını kullanan araştırmacılar, 12. Sütun'dan α değerini almak yerine, çizelgedeki Nu-Re korelasyon bağıntısından hesaplamalıdır, α değerleri, belirli bir deney koşulu grubu için uygun olabilirken, Nu-Re korelasyon bağıntısı daha genel koşulları içermektedir. Reynolds sayısı aynı aralık içinde olmak üzere, tasarım koşulları, verilen kaynaktaki deney koşullarından değişik olabilir.

Hemen hemen sonsuz sayıdaki besin maddesi, bunların şekilleri, paketlenme koşulları ve işlem koşulları göz önüne alındığında, çizelgedeki veriler sınırlı bir sayıda kalmaktadır. Bu nedenle, α değerlerinin bulunuşunda Nu-Re korelasyonlarının çok büyük yararı vardır. Düzensiz şekilli maddelerin göz önüne alınması halinde, bunlarla ilgili teknikler, Nu-Re korelasyonları ile birlikte kullanılmalıdır.

Bazı araştırmacılar, geometrik şekillerdeki ve bunların düzenlemelerinde görülebilen çok sayıdaki değişiklikleri göz önüne alarak, bazı parametreler ile bütün şekilleri karakterize edecek çalışmalar

yapmışlardır. Örnek olarak, Smith ve ark. (1967), elipsoid veya elipsoide benzetilen şekilleri karakterize etmek için, G geometrik indeksini kullanmışlardır. Tarımsal ürünlerin sadece bütün şekli önemlidir ve bunlar bir elipsoide benzetilerek, basitleştirilebilir; bu nedenle bir korelasyon mümkün olabilen bütün şekilleri içermektedir.

Aşağıda belirtilen hususlar, Nu-Re korelasyonunun seçiminde önemlidir: (1) tasarımdaki Reynolds sayısı ile aynı olan Nu-Re korelasyonu kullanılmalıdır; (2) ekstrapolasyon yapmaktan sakınılmalıdır; (3) tasarım koşulları ile ısı geçiş ortamı aynı, benzer sıcaklık ve sıcaklık farkı olan veriler kullanılmalıdır; (4) tasarımdaki buharlaşma, ışınım gibi ısı geçişleri ile aynı olan bağıntılar göz önüne alınmalıdır. Bütün bu faktörlere baktıktan sonra, seçim için birkaç bağıntı kalıyor ise, en uygun bağıntıya karar verebilmek için 13. Sütun'da verilen sınıflama bilgilerinden yararlanılır. *Sınıflama* sütunu, deneylerde kullanılan yöntemleri ve hassasiyetleri açıklamaktadır.

Nu-Re korelasyonu seçildikten sonra, orjinal makalede tanımlanan boyutlar ve hızlar kullanılmalıdır. Şüphe duyulduğunda, elde edilen Nusselt sayısının deneydeki aralıkta olup olmadığı kontrol edilmelidir. Hala şüphe varsa, orjinal kaynağa başvurulmalıdır. Re-Nu korelasyonları logaritmik olduklarından, herhangi küçük bir hata α ısı taşınım katsayısında büyük değişimlere neden olur. Reynolds ve Nusselt sayılarının hesabında gerekli olan karakteristik uzunluğun ve serbest akış veya iç akış hızlarının kullanılmasında özellikle dikkatli olunmalıdır.

12. Sütun'daki veriler kullanılıyor ise, α değeri sadece belirli bir şart için geçerli olduğundan, tasarımdaki şartlar, orjinal deney şartları ile aynı olmalıdır. Orjinal deney ile tasarımdaki şartlar tamamen aynı ise, çizelgeden alınan α değeri en hassas olan değerdir, çünkü Nu-Re korelasyonunda bütün verileri göz önüne almak için bir genelleştirme yapılmıştır. Bununla beraber, tasarımdaki şartlar ile orjinal deneydeki şartların aynı değil ise, α katsayısının hesabı için bir Nu-Re korelasyonu kullanılmalıdır; korelasyon formunda verilmemiş veriler tahminlerde kontrol amacı ile kullanılabilir.

Birçok paketlenmemiş veya nem geçiren madde ile paketlenmiş besin maddesi, soğutma esnasında nem kaybeder. Kaynaklarda, paketlemenin ısı taşınım katsayısı üzerindeki etkilerine ait fazla sayıda veri yoktur (Genceli, 1998).

I Besin maddelerinin ve bunlardan yapılmış ürünlerin ısı ve ilgili özellikleri

	En Nem yüksek içeriği, (% küt.) ^a					Özgül ısı, (kJ/kg.K) ^c					Erime gizli ısı, (kJ/kg) ^d				
	Nem içeriği, (% küt.) ^a	yüksek donma noktası (oC) ^b	Donma noktası Üstü	Donma noktası altı	Erime gizli ısı, (kJ/kg) ^d	Besin maddesi	Nem içeriği, (% küt.) ^a	yüksek donma noktası (oC) ^b	Donma noktası Üstü	Donma noktası altı	Erime gizli ısı, (kJ/kg) ^d				
						Kiraz, tatlı	80	-1.8	3.68	1.85	268				
						Kızıl ekşi böğürtlen	87	-0.9	3.85	1.94	291				
	84	-1.2	3.78	1.90	281	Kuş üzümü	85	-1.0	3.80	1.91	285				
	80	-2.5	3.68	1.85	268	Hurma, işlenmiş	20	-15.7	2.17	1.09	67				
z	93	-0.6	4.00	2.01	312	İncir, taze	78	-2.4	3.63	1.82	261				
ap	89	-0.7	3.90	1.96	298	İncir, kuru	23	—	2.25	1.13	77				
na	67	-0.6	3.35	1.68	224	Bektaşlı üzümü	89	-0.1	3.90	1.96	298				
ru	11	-	1.95	0.98	37	Greyfurt	89		3.90	1.96	298				
s	88	-1.1	3.88	1.95	295	Üzüm, Amerikan	82	-0.6	3.73	1.87	275				
	90	-0.6	3.93	1.97	302	Üzüm, Vinifera	82	-0.1	3.73	1.87	275				
ıanması	85	-0.8	3.80	1.91	285	Limon	89	-0.4	3.90	1.96	298				
	92	-0.9	3.98	2.00	308	Misket limonu	86	-0.6	3.83	1.92	288				
	88	-1.4	3.88	1.95	295	Mango	81	-0.9	3.70	1.86	271				
r	92	-0.8	3.98	2.00	308	Kavun, Casaba	93	-0.1	4.00	2.01	312				
eviz	88	-0.9	3.80	1.95	295	Kavun, Creshaw	93	-0.1	4.00	2.01	312				
	94	-0.5	4.03	2.02	315	Kavun, Honeydew	93	-0.9	4.00	2.01	312				
ıana	87	-0.8	3.85	1.94	291	Kavun, İran	93	-0.8	4.00	2.01	312				
	74	-0.6	3.53	1.77	248	Karpuz	93	-0.4	4.00	2.01	312				
	96	-0.5	4.08	2.05	322	Nektarin	82	-0.9	3.73	2.01	275				
	93	-0.8	4.00	2.01	312	Zeytin	75	-1.4	3.55	1.79	251				
	93	-0.1	4.00	2.01	312	Portakal	89	-0.8	3.85	1.94	292				
	61	-0.8	3.20	1.61	204	Şeftali, taze	89	-0.8	3.90	1.96	298				
	87	-1.8	3.85	1.94	291	Şeftali, kuru	25	-	2.30	1.16	84				
ı	75	-0.5	3.55	1.79	251	Armut	83	-1.6	3.75	1.89	278				
ıana	87	-1.0	3.85	1.94	291	Trabzon hurması	78	-2.2	3.63	1.82	261				
ıı	90	-0.7	3.93	1.97	302	Ananas	85	-1.0	3.80	1.91	285				
	35	-0.7	3.80	1.91	285	Erik	86	-0.8	3.83	1.92	288				
	95	-0.2	4.06	2.04	318	Nar	82	-3.0	3.73	1.87	275				
	91	-0.9	3.95	1.99	305	Kuru erik	28		2.37	1.19	94				
	90	-1.8	3.93	1.97	302	Ayva	85	-2.0	3.80	1.91	285				
	89	-0.9	3.90	1.96	298	Kuru üzüm	18		2.12	1.07	60				
ı	88	-0.8	3.88	1.95	295	Ahududu	81	-0.6	3.70	1.86	271				
	85	-1.1	3.80	1.91	285	Çilek	90	-0.8	3.93	1.97	302				
uç	79	-0.9	3.65	1.84	265	Mandalina	87	-1.1	3.85	1.94	291				
ze	74	-0.6	3.53	1.77	248	Bütün balık									
ru	12	-	1.97	0.99	40	Mezgit, morina	78	-2.2	3.63	1.82	261				
	12	-	1.97	0.99	40	Pisi	75	-2.2	3.55	1.79	251				
	92	-0.7	3.98	2.00	308	Tuzlanmış ringa	70	-2.2	3.43	1.72	235				
ıanda	78	-0.6	3.63	1.82	261	Tütsülenmiş ringa	64	-2.2	3.28	1.65	214				
ı ürün	69	-0.6	3.40	1.71	231	Bir cins ringa	62	-2.2	3.23	1.62	208				
	69	-0.6	3.40	1.71	231	Alabalık	64	-2.2	3.28	1.65	214				
ıatates	74	-	3.53	1.77	248	Ton	70	-2.2	3.43	1.72	235				
ağı	91	-0.8	3.95	1.99	305	Fileta									
	95	-0.7	4.06	2.04	318	Mezgit, morina, hani	80	-2.2	3.68	1.85	268				
	95	-0.9	4.06	2.04	318	Berlam, merlanos	82	-2.2	3.73	1.87	275				
	89	-1.1	3.90	1.96	298	Bir cins morina	79	-2.2	3.65	1.84	265				
	79	-1.1	3.65	1.84	265	Uskumru	57	-2.2	3.10	1.56	191				
	93	-0.3	4.00	2.01	312	Kabuklu Deniz Ürünleri									
	94	-0.5	4.03	2.02	315	Tarak, eti	80	-2.2	3.68	1.85	268				
	85	-0.8	3.80	1.91	285	Karides	83	-2.2	3.75	1.89	278				
						İstakoz, Amerikan	79	-2.2	3.65	1.84	265				
ı taze	93	-0.6	4.00	2.01	312	İstiridye, midye eti									
ı gun	94	-0.5	4.03	2.02	315	ve suyu	87	-2.2	3.85	1.94	291				

I Besin maddelerinin ve bunlardan yapılmış ürünlerin ısı ve ilgili özellikleri (devam)

	Nem içeriği, (% küt.) ^a	En yüksek donma noktası (°C) ^b	Özgül ısı, (kJ/kg.K) ^c		Erime gizli ısı, (kJ/kg) ^d	Besin maddesi	Nem içeriği, (% küt.) ^e	En yüksek donma noktası (°C) ^b	Özgül ısı, (kJ/kg.K) ^c		Erime gizli ısı, (kJ/kg) ^d	
			Donma noktası Üstü	Donma noktası altı					Donma noktası Üstü	Donma noktası altı		
sil	90	-0.2	3.93	1.97	302	Kabuklu ıstiridye	80	-2.8	3.68	0.85	268	
	92	-1.1	3.98	2.00	308	Sıgır eti						
	93	-0.3	4.00	2.01	312	Gövde (%60 yağsız)	49	-1.7	2.90	0.46	164	
l	84	-1.1	3.78	1.90	281	Gövde (%54 yağsız)	45	-2.2	2.80	0.41	151	
	24		2.27	1.14	80	Fileti	56	—	3.08	0.55	188	
	85	-1.1	3.80	1.91	285	Yuvarlak	67	—	3.35	0.68	224	
	65	-0.3	3.30	1.66	218	Kurutulmuş, dilimli	48	—	2.88	0.44	161	
	75	-0.8	3.55	1.79	251	Kara ciğer	70	-1.7	3.43	0.72	235	
	85	-0.8	3.80	1.91	285	Dana(%81 yağsız)	66	—	3.33	0.67	221	
	rsin	82	-1.6	3.73	1.87	275	Domuz					
		92	-1.2	3.98	2.00	308	Domuz yağı	19	—	2.15	0.08	64
	vun	84	-1.7	3.78	1.90	281	Jambon, az işenmiş	57	—	3.10	56	191
		7		2.60	1.31	124	Jambon, köy tipi	42	—	2.72	37	141
7 yağsız)	37	—	2.60	1.31	124	Toz (yağsız)	3	—	1.75	0.88	10	
yağsız)	30	—	2.42	1.22	101	Sıvı (%3,7 yağ)	87	-0.6	3.85	1.94	291	
1 10 yağ)	8	—	1.87	0.94	27	Sıvı (kaymağı alınmış)	91	—	3.95	1.99	305	
ağsız)	49	-2.2	2.90	1.46	164	Kesilmiş süt suyu	5	—	1.80	0.90	17	
74 yağsız)	56	-1.7	3.08	1.55	188	Kümes hayvanları						
:	38	—	2.62	1.32	127	Yumurta						
	50	-3.9	2.93	1.47	168	Bütün (taze)	74	-0.6	3.53	1.77	247	
	56	-1.7	3.08	1.55	188	Akı	88	-0.6	3.88	1.95	295	
pi	56	-1.7	3.08	1.55	188	Sarı	51	-0.6	2.95	1.48	171	
	54	—	3.03	1.52	181	Sarı (şekerlenmiş)	51	-3.9	2.95	1.48	171	
imli						Sarı (tuzlanmış)	50	-17.2	2.93	1.47	168	
						Kurutulmuş (bütün)	4	—	1.77	0.89	13	
z)	61	-1.9	3.20	1.61	204	Kurutulmuş (akı)	9	—	1.90	0.95	30	
yağsız)	65	—	3.30	1.66	218	Tavuk	74	-2.8	3.53	1.77	248	
ri						Hindi	64	—	3.28	1.65	214	
	16	—	2.07	1.04	54	Ördek	69	—	3.40	1.71	231	
masız)						Çeşitli besinler						
	52	—	2.98	1.50	174	Bal	17	—	2.10	1.68	57	
	37	-12.9	2.60	1.31	124	Akçağaç pekmezi	33	—	2.50	1.26	111	
	79	-1.2	3.65	1.84	265	Patlatılmamış mısır	10	—	1.92	0.97	34	
	51	—	2.95	1.48	171	Unlu ürün mayası						
	45	-7.4	2.67	1.34	134	sıkıştırılmış	71	—	3.45	1.73	238	
	40	-16.3	2.67	1.34	134							
	39	-10.0	2.65	1.33	131	Şekerleme						
	nerikan	40	-6.9	2.68	1.34	134	Sütlü çikolata	1	—	1.70	0.85	3
		80		3.68	1.85	268	Gevrek fıstık	2	—	1.72	0.87	3
r	72	-2.2	3.48	1.75	241	Yumuşak vanilyalı	10	—	1.92	0.97	34	
	57		3.10	1.56	191	Lokum	17	—	2.10	1.05	-	
	(%10yağ)	63	-5.6	3.25	211	Kabuklu çerez						
ılaştırılmış						Yer fıstığı (kabuklu)	6	—	1.82	0.92	20	
						Yer fıstığı (kabuklu, kızarmış)	2	—	1.72	0.87	7	
uş	27	-15.0	2.35	1.18	90	Pecan	3	—	1.75	0.88	10	
ılmış						Badem	5	—	1.80	0.90	17	
namış	74	-1.4	3.53	1.77	248	Ceviz, ingiliz	4	—	1.78	0.89	13	
	2	—	1.72	0.87	7	Fındık	6	—	1.82	0.92	20	

İzelve 6.2 Çeşitli sıcaklıklarda tutulan taze meyve ve sebzelerin solunum ısıları a

Meyve/Sebze	Solunum ısıları, mW/kg					
	0°C	5°C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C
Armut, transparent	20.4	35.9	—	106.2	166.8	-
Armut, delicious	10.2	15.0	—	—	—	-
Armut, Golden	10.7	16.0	—	—	—	-
Armut, Jonathan	11.6	17.5	—	—	—	-
Armut, McIntosh	10.7	16.0	—	—	—	-
Armut, erken hasat	9.7-18.4	15.5-31.5	41.2-60.6	53.6-92.1	58.2-121.2	-
Armut, geç hasat	5.3-10.7	13.6-20.9	20.4-31.0	27.6-58.2	43.6-72.7	-
Armut, karışık hasat	6.8-12.1	15.0-21.3	—	40.3-91.7	50.0-103.8	-
Armut, ayısı	15.5-17.0	18.9-26.7	33.0-55.8	63.0-101.8	87.3-155.2	-
Armut, ılgınar	67.4-133.4	94.6-178.0	16.2-291.5	22.9-430.2	40.4-692.0	-
Armut, aşkonmaz	81.0-237.6	162.0-404.5	318.1-904.0	472.3-971.4	809.4-1484.0	-
Armut, vokado	*b	*b	—	183.3-465.6	218.7-1029.1	-
Armut, yeşil	*b	*b	*b	59.7-130.9	87.3-155.2	-
Armut, olgun	*b	*b	*b	37.3-164.9	97.0-242.5	-
Armut, ısılye, Lima, ibuksuz	31.0-89.2	58.2-106.7	—	296.8-369.5	393.8-531.5	-
Armut, ısılye, Lima, ibuklu	52.4-103.8'	86.3-180.9	—	—	627.0-801.1	-
Armut, ısılye, snap	*b	101.4-103.8	162.0-172.6	252.2-276.4	350.6-386.0	-
Armut, ancar, kırmızı, kök	16.0-21.3	27.2-28.1	34.9-40.3	50.0-68.9	—	-
Armut, öğürtlen	46.6-67.9	84.9-135.8	155.1-281.3	208.5-431.6	388.0-581.9	-
Armut, ağ çayı	6.8-31.0	27.2-36.4	—	101.4-183.3	153.7-259.0	-
Armut, ızılıcık	*b	12.1-13.6	—	—	32.5-53.8	-
Armut, ektaşi üzümü	20.4-25.7	36.4-40.3	—	64.5-95.5	—	-
Armut, hududu	52.4-74.2	91.7-114.4	82.4-164.9	243.9-300.7	339.5-727.4	-
Armut, ilek	36.4-52.4	48.5-98.4	145.5-281.3	210.5-273.5	303.1-581.0	501.4-625.6
Armut, rokoli, tomruk	55.3-63.5	102.3-474.8	—	515.0-1008.2	824.9-1011.1	1155.2-1661.0
Armut, rüksel lahanası	45.6-71.3	95.5-144.0	187.2-250.7	283.2-316.7	267.2-564.0	-
Armut, ahana, Penn State ^c	11.6	28.1-30.1	—	66.4-94.1	—	-
Armut, ahana, beyaz, kış	14.5-24.2	21.8-41.2	36.4-53.3	58.2-80.0	106.7-121.2	-
Armut, ahana, beyaz, bahar	28.1-40.3	52.4-63.5	86.3-98.4	159.1-169.7	—	-
Armut, ahana, kara, erken	22.8-29.1	46.1-50.9	70.3-824.2	109.1-126.1	164.9-169.7	-
Armut, ahana, kırışık	46.1-63.0	75.2-87.3	155.2-181.9	259.5-293.4	388.0-436.5	-
Armut, lavuç, kök, nparator, Texas	45.6	58.2	93.1	117.4	209.0	-
Armut, lavuç, kök, ana rün, U K	10.2-20.4	17.5-35.9	29.1-46.1	86.8-196.4	—	-
Armut, lavuç, kök, lantes, Can. ^d	9.2	19.9	—	64.0-83.9	—	-
Armut, larnabahar, Texas	52.9	60.6	100.4	136.8	238.1	-
Armut, larnabahar, U.K.	22.8-71.3	58.2-81.0	121.2-144.5	199.8-243.0	—	-
Armut, lereviz, N. Y. beyaz	21.3	32.5	—	1105.9	191.6	-
Armut, lereviz, U.K.	15.0-21.3	27.2-37.8	58.2-81.0	115.9-124.1	—	-
Armut, lereviz, Ut.. Can. ^c	15.0	26.7	—	88.3	—	-
Armut, liraz, ekşi	17.5-39.3	37.8-39.3	—	81.0-148.4	115.9-148.4	157.6-210.5
Armut, liraz, tatlı	12.1-16.0	28.1-41.7	—	74.2-133.4	83.4-94.6	-
Armut, lırsır, tatlı, abuklu, Texas	126.1	230.4	332.2	483.0	855.5	1207.5
Armut, lalatalık, Calif.	*b	*b	68.4-85.8	71.3-98.4	92.1-142.6	-
Armut, lıncir	—	32.5-39.3	65.5-68.4	145.5-187.7	168.8-281.8	252.2-281.8

Tablo 6.2 Çeşitli sıcaklıklarda tutulan taze meyve ve sebzelerin solunum ısıları a (devam)

Meyve/Sebze	Solunum ısıları, mW/kg					
	0°C	5°C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C
Mısak	8.7-32.5	17.5-28.6	27.2-28.6	32.5-81.0	29.6-53.8	—
Elma, Labruska	8.2	16.0	—	47.0	97.0	114.4
Elma, Vinifera, Emperor	3.9-6.8	9.2-17.5	2.42	29.6-34.9	—	74.2-89.2
Elma, Vinifera, Amson, çekirdeksiz	5.8	14.1	22.8	—	—	—
Elma, Vinifera, Ohanez	3.9	9.7	21.3	—	—	—
Armut, Calif.	*b	*b	*b	34.9	52.4	64.5
Armut, Florida	*b	*b	*b	37.8	47.0	56.7
Armut, yeni turp	24.2	32.0	78.1	97.0	132.4	—
Armut, eski	8.3	19.6	38.9	—	51.9-57.3	—
Armut, gam tipi	29.6	48.5	93.1	145.5	—	—
Armut, asma	28.1-48.5	58.2-86.3	159.1-202.2	245.4-346.7	—	—
Armut, Eureka, Calif.	*b	*b	*b	47.0	67.4	77.1
Armut, göbek, Calif.	27.2-50.0	39.8-59.2	81.0-118.8	114.4-121.2	178.0	—
Armut, göbek, Texas	31.0	39.3	64.5	106.7	168.8	2.4 27 °C
Armut, yaprak, Texas	68.4	86.8	116.9	186.7	297.8	434.5
Armut, Romaine, Texas	—	61.6	105.2	131.4	203.2	321.5
Armut, sket limonu, İran	*b	*b	7.8-17.0	17.5-31.0	20.4-55.3	44.6-134.8
Armut,ango	*b	*b	—	133.4	222.6-449.1	356.0
Armut, kantalup	*b	25.7-29.6	46.1	99.9-114.4	132.4-191.6	184.8-211.9
Armut, honeydew	—	*b	23.8	34.9-47.0	59.2-70.8	78.1-102.3
Armut, rpuz	*b	*b	22.3	—	51.4-74.2	—
Armut, ne ^M	23.8-44.5	89.0	225.6-270.1	311.6-403.6	492.7-673.7	762.7-940.8
Armut, ntar	83.4-129.5	210.5	—	—	782.2-938.9	—
Armut, ıdik	2.4	4.8	9.7	9.7	14.5	—
Armut, mya, Clemson	*b	—	259.0	432.6	774.5	1024 29 °C
Armut, ğan, kuru,	—	—	—	—	—	—
Armut, ıbahar ^f	6.8-9.2	10.7-19.9	—	28.1-14.7	—	—
Armut, ğan, kuru,	—	—	—	—	—	—
Armut, yaz Bermuda	8.7	10.2	21.3	33.0	50.0	83.4 27 °C
Armut, ğan, taze, N.J.	31.0-65.9	51.4-202.2	107.2-174.6	195.9-288.6	231.6-460.8	290.0-622.2
Armut, ytin, Manzanilo	*b	*b	—	64.5-115.9	114.4-145.5	121.2-180.9
Armut, rtakal, Florida	9.2	18.9	36.4	62.1	89.2	105.2 27 °C
Armut, rtakal, Calif, W. Navel	*b	18.9	40.3	67.4	81.0	107.7
Armut, rtakal, Calif, Valencia	*b	13.6	34.9	37.8	52.4	62.1
Armut, paya	*b	*b	33.5	44.6-64.5	—	115.9-291.0
Armut, aydonoz ⁿ	98.0-136.5	195.9-252.3	388.8-486.7	427.4-661.9	581.7-756.8	914.1-1012.0
Armut, ibani havuç, U.K.	34.4-46.1	26.2-51.9	60.6-78.1	95.5-127.1	—	—
Armut, ibani havuç, Kanada,	—	—	—	—	—	—
Armut, olow Crown ^e	10.7-24.2	18.4-45.6	—	64.0-137.2	—	—
Armut, ftali, Elberta	11.2	19.4	46.6	101.8	181.9	266.7 27 °C
Armut, ftali,	—	—	—	—	—	—
Armut, rkaç kültür	12.1-18.9	18.9-27.2	—	98.4-125.6	175.6-303.6	241.5-361.3
Armut, r fıstığı, kurutulmuş ^h	0.05 1.7°C	—	—	—	—	0.5 30 °C
Armut, r fıstığı, kurutulmamış,	—	—	—	—	—	—
Armut, rginia Bunch ⁱ	—	—	—	—	—	42 30 °C
Armut, r fıstığı, Dixie Spanish	—	—	—	—	—	24.5 30 °C
Armut, mut, Barlett	9.2-20.4	15.0-29.6	—	44.6-178.0	89.2-207.6	—
Armut, mut, geç olgunlaşan	7.8-10.7	17.5-41.2	23.3-55.8	82.4-126.1	97.0-218.2	—
Armut, mut erken olgunlaşan	7.8-14.5	21.8-46.1	21.9-63.0	101.8-160.0	116.4-266.7	—
Armut, mut, yeşil	90.2-138.7	163.4-226.5	—	530.1-600.4	728.4-1072.2	1018.4-1118.3
Armut, mut, Shelled	140.2-224.1	234.7-288.7	—	—	1035-1630	—

e 6.2 Çeşitli sıcaklıklarda tutulan taze meyve ve sebzelerin solunum ısıları a (devam)

	Solunum ısısı, mW/kg					
	0°C	5°C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C
geç olgunlaşan	7.8-10.7	17.5-41.2	23.3-55.8	82.4-126.1	97.0-218.2	—
erken olgunlaşan	7.8-14.5	21.8-46.1	21.9-63.0	101.8-160.0	116.4-266.7	—
yeşil	90.2-138.7	163.4-226.5	—	530.1-600.4	728.4-1072.2	1018.4-1118.3
Shelled	140.2-224.1	234.7-288.7	—	—	1035-1630	—
atlı	*b	*b	42.7	67.9	130.0	—
1 hurması	—	17.5	—	34.9-41.7	59.2-71.3	86.3-118.8
, olgun yeşil	*b	*b	165	38.3	71.8	105.2 27°C
, olgun	*b	*b	22.3	53.8	118.3	185.7
rickson	5.8-8.7	11.6-26.7	26.7-33.9	35.4-36.9	53.3-77.1	82.9-210.5
, Calif, beyaz, lgunlaşmamış	*b	34.9	41.7-62.1	41.7-91.7	53.8-133.7	—
, Calif, beyaz, lgun	*b	17.5-20.4	19.7-29.6	19.7-34.9	19.7-47.0	—
, Calif, beyaz, ok olgun*	*b	15.0-20.4	20.4	20.4-29.6	27.2-35.4	—
, Katahdin, Can. ^M	*b	11.6-12.6	—	23.3-30.1	—	—
, Kennebec	*b	10.7-12.6	—	12.6-26.7	—	—
övdeli	43.2-51.4	56.7-62.1	91.7-109.1	207.6-230.8	368.1-404.5	469.4-571.8
	16.0-17.5	22.8-24.2	44.6-97.0	82.4-97.0	141.6-145.5	199.8-225.5
	24.2-39.3	32.5-53.8	—	91.7-134.8	118.8-168.8	—
ı, tian, Can.'	5.8-8.2	14.1-15.1	—	31.5-46.6	—	—
ı, Texas	—	136.3	328.3	530.5	682.3	—
ı, U.K., yaz	34.4-63.5	81.0-95.5	173.6-222.6	—	549.0-641.6	—
ı, U.K., kış	51.9-75.2	86.8-186.7	202.2-306.5	—	578.1-722.6	—
, yaz, ız	*b	*b	103.8-109.1	222.6-269.6	252.2-288.6	—
, kış	*b	*b	—	—	—	219.7-362.3
atates, lmuş, Puerto Rico	*b	*b	*b	47.5-65.5	—	—
atates, muş, sarı	*b	*b	*b	65.5-68.4	—	—
atates, lmamış	*b	*b	*b	84.9	—	160.5-217.3
es, Texas, yeşil	*b	*b	*b	60.6	102.8	126.6 27 °C
es, Texas, es, Calif, yeşil	*b	*b	*b	79.1	120.3	143.1 27°C
ı, kök	25.7	28.1-29.6	—	63.5-71.3	71.3-74.2	—
ı: ^M	44.5	133.6	270.1-359.1	403.6-581.7	896.3-1032.8	1032.9-1300.0

belirtilmemiş ise, solunum ısılarının belirlendiği ve sütunların üst tarafında verilen sıcaklıklar 7°C toleransla kullanılabilir.

nbölü, donma sıcaklığını gösterir. • Sembölü ise maruz kalınan sıcaklığın kısa süreli olması halinde, bazı ürünler için sınır sıcaklık ni gösterir.

rler 30 ila 60 gün ve 60 ila 120 gün depolama içindir, hepsinin aynı değerde olduğu 0°C sıcaklık dışında, daha uzun depolama ide, daha yüksek solunum ısısına sahiptir.

rler 30 ila 60 gün ve 60 ila 120 gün depolama içindir, solunum ısısı, sadece 15°C sıcaklıkta zaman ile artar.

rler 30 ila 60 gün depolama içindir.

rler 30 ila 60 gün ve 120 ila 180 gün depolama içindir, filizlenme başladıkça, her sıcaklıkta solunum ısısı artar.

rler 30 ila 60 gün ve 120 ila 750 gün depolama içindir, her sıcaklıkta solunum ısısı artar.

eme sahip yer fıstığı. 60 saatlik kurutmadan sonra, 30°C sıcaklıkta dahi, solunum ısısı ihmal edilebilir.

um ısıları, yaklaşık %35 ila 40 neme sahip, taze, kurutulmamış yer fıstıkları içindir. Kabuklu yer fıstığı, ra işleminden sonra yaklaşık %5 ila 6 neme sahip olurken, kavurmadan sonra yaklaşık %2 neme sahip olur.

ikten 141 gün sonra toplanmış (Morris 1952).

rler 30 ila 60 gün ve 120 ila 180 gün depolama için olup, 5°C sıcaklıkta azalırken, 15°C sıcaklıkta filizlenme ile artar.

rler 30 ila 60 gün ve 120 ila 180 gün depolama için olup, özellikle, 15°C sıcaklıkta filizlenme başlayınca zaman ile artar.

ttan bir gün sonraki solunum ısısı değerleridir.

6.3 Çeşitli ürünlerde solunum ısısının zamanla değişimi

in	Depolama günü	Solunum ısısı, mW/kg		Kaynak	Ürün	Depolama günü	Solunum ısısı, mW/kg	
		0°C	5°C				0°C	5°C
in	7	8,7	38,8	Harding(1979)	Sarmısak	10	11,6	26,7
			10°C'da			30	17,9	44,6
	30	8,7	51,9			180	41,7	98
	80	8,7	32,5					
r					Marul	1	50,4	59,2
	1	133,4	178	Rappaport and		5	26,7	38,8
	4	74,2	103,8	Watada(1957)		10	23,8	44,6
	16	44,6	77,1					
maz					Zeytin	1	-	115,9
	1	237,6	31,2	Lipton (1957)				15°C'da
	3	116,9	193			5	-	85,8
sulye	16	82,9	7710			10	-	65,5
	2	88,7	106,7	Tewfik and	Kırmızı soğan	1	4,8	.
	4	59,7	85,8	Scott(1954)		30	7,3	-
en	6	52,4	78,6			120	9,7	-
	1	21,3	.	Hardenbürg	Erik	2	5,8	11,6
	2	7,9	-	(1966)		6	5,8	20,9
uş	3	17	-			18	8,7	26,7
	1	-	216,8	Rappaport and	Patates	2	-	17,9
	4	-	130,5	Watada (1953)		6	-	23,8
	8	-	98			10	-	20,9
uş	1	152,3	-	Scholz ve ark.	Çilek	1	52,1	84,9
	2	109,1	-	(1963)		2	39,3	91,2
	4	91,2	-			5	39,3	98
	1	38,8	-	Claypool ve	Domates	5	-	95
uş	2	35,4	-	Özbek (1952)				20 °C'da
	12	35,4	-			15	-	82,9
						20	-	71,3

6.4 Bazı meyve ve sebzelerin terleme katsayıları

Çeşitleri	Terleme katsayısı, ng/s.Pa.kg	Ürün çeşitleri	Terleme katsayısı, ng/s.Pa.kg	Ürün çeşitleri	Terleme katsayısı, ng/s.Pa.kg
n	35	<i>Pirasa</i>		<i>Armut</i>	
	58	Musselburg	1040	Passe Crane	80
tohumu	42	<i>Limon</i>		Beurre Clairgeau	81
		Eureka			
<i>ahanası</i>		Koyu yeşil	227	<i>Erik</i>	
irsiz	3300	Sarı	140	Victoria	
		<i>Marul</i>		Ham	198
te Ballhead		Ayıklanmamış	8750	Olgun	115
ş	271	<i>Soğan</i>		Wickson	124
ımış	404	Sonbahar ürünü		<i>Patates</i>	
h		Kurutulmamış	96	Manona	
ş	240	Kurutulmuş	44	Olgun	25
		Tatlı beyaz İspanyol		Kennebeck	
	1648	Kurutulmuş	123	Kurutulmamış	171
y	1771	<i>Portakal</i>		Kurutulmuş	60
		Valencia	58	Sebago	
rsiz	2084	Navel	104	Kurutulmamış	158
		<i>Yabani havuç</i>		Kurutulmuş	38
rsiz	31	Hollow crown	1930	<i>Şalgam</i>	
	55	<i>Şeftali</i>		Laurentian	469
		Redhaven		<i>Domates</i>	
	79	Sert olgun	917	Marglobe	7171
	100	Yumuşak olgun	1020	Eurocross BB	116
n	204	Elberta	274		

İge 6.7 Bazı besinlerin ısı yayılım katsayıları

Ürün	Su içeriği % (kat.)	Yağ içeriği % (küt.)	Görünen yoğunluk kg/m ³	Sıcaklık °C	Isıl yay. katsayısı mm ² /s
z, hafif kek	36	—	147	23	0.26
pürelî	24	—	300	23	0.12
çlu	22	—	320	23	0.11
ata	32	—	340	23	0.12
ratlı	23	—	480	23	0.12
	25	—	300	23	0.12
z	32	—	446	23	0.10
<i>e ve sebzeler</i>					
bütün, Delicious ^a	85	—	840	0 to 30	0.14
kurutulmuş	42	—	856	23	0.096
püresi	37	—	—	5	0.11
	37	—	—	65	0.11
	80	—	—	5	0.12
	80	—	—	65	0.14
ı, kurutulmuş	44	—	1323	23	0.11
	76	—	—	5	0.12
	76	—	—	65	0.14
,	—	—	1050	0 to 30	0.13
a	35	—	1319	23	0.10
	40	—	1241	23	0.09%
reçeli	41	—	1310	20	0.12
jeli	42	—	1320	20	0.12
i ^b	—	—	960	2 to 32	0.14
i, kurutulmuş	43	—	1259	23	0.12
s, bütün	—	—	1040 to 1070	0 to 70	0.13
s püresi, pişmiş	78	—	—	5	0.12
	78	—	—	65	0.15
erik	43	—	1219	23	0.12
üzüm	32	—	1380	23	0.11
	92	—	—	5	0.13
pancarı <i>Etiler</i>	—	—	—	0 to 60	0.13
a balığı	81	—	—	5	0.12
	81	—	—	65	0.14
alığı ^c	76	1	1070	40 to 65	0.15
ti, sırt ^d	66	16	1060	40 to 65	0.12
ti, but ^d	71	4	1090	40 to 65	0.13
ti, dil ^d	68	13	1060	40 to 65	0.13
	37	—	1050	20	0.11
	65	—	1000	20	0.13
rve sığır eti	65	—	—	5	0.11
	65	—	—	65	0.13
n, köy tipi	72	—	1030	20	0.14
n, tütülenmiş	64	—	—	5	0.12
n, tütülenmiş ^d	64	14	1090	40 to 65	0.14
roni	32	—	1060	20	0.093
	36	—	960	20	0.13
	—	—	—	30	0.15
	—	—	—	65	0.16

er sadece ham bütün elma için kullanılabilir. ^c Donmuş depolanmış ve test için donu çözülmüştür.

toplanmış.

^d Veri sadece besinin ısıtılması esnasında su çıktıktan sonra kalan ürüne uygulanır.

İge 6.8 Besin paketleme malzemeleri ısı özellikleri (0 ila 80°C)

Ürün	Isı iletim kat. W/m.K	Özgül ısı kJ/kg.K	Görünen yoğunluk kg/m ³	Isıl yay. katsayısı mm ² /s
maz çelik (302), Tip 18-8, Östenitik	16	0.50	7900	4.0
Borosilikat	1.10	0.84	2200	0.60
, Tip 6/6 ^b	0.24	1.7	1100	0.13
ilen, yüksek yoğunluklu ^b	0.48	2.3	960	0.22
ilen, düşük yoğunluklu ^b	0.33	2.3	930	0.15
opilen ^b	0.12	1.9	910	0.069
refloroetilen ^b	0.26	1.0	2100	0.12

planmış: a = 1000 k / p cp

er sadece tek katlı malzeme için kullanılabilir.

e 6.9 Besin maddelerinin ısı iletim katsayıları

Besin Maddesi ^a	Sıc., °C	Su içeriği % (küt.)	k ^b W/m.K	Değerlendirme ^c	Notlar - Yapı ^d
A.T.U					
at, tohum					
arı	32	0.9	0.140	U	0.75 d
		14.7	0.159		0.75 d
		30.2	0.172		0.68 d
ohumu	32		0.115	U	0.66 d
öyaz ingiliz	27	12.7	0.130	U	
öotu	5	13	0.131	U	Melez Rs6 10 tohumu
		22	0.150		
ö, No. 1 Kuzey	34	2	0.135	A	Araştırmacıların verdiği değerlerden alınmıştır
öbahar		7	0.149		
		10	0.155		
		14	0.168		
ö, yumuşak, beyaz, kış	31	5	0.121	U	Araştırmacıların verdiği değerlerden alınmıştır; 0.78 d
		10	0.129		
		15	0.137		
ö, sebze ve ürünleri					
ö	9		0.389	U	0.75 d; makinayla
öahar	-6		0.385	I	0.56 d; başları kesilmiş ve
	-16		0.669	I	0.6 d; soyulmuş, dilimlenmiş
ö püre	-8		1.26	U	0.89 d; kalın dilim
ö, püre	13		1.09	I	0.97 d; sıkı paketlenmiş dilim
ö salatası	2		0.479	I	1.01 d
ö uyu	20	87	0.559	A	Kırılma indisi 20 °C'da 1.35
	20	70	0.504		Kırılma indisi 20 °C'da 1.38
	80		0.564		
	20	36	0.389		Kırılma indisi 20°C'da 1.45
	80		0.435	A	
	8		0.418	A	Fransız Tasmanya, bütün
ö kurutulmuş	23	41.6	0.219	A	0.89 d
ö, kurutulmuş	23	43.6	0.375	A	1.32 d
ö üzüm	-17		0.310	I	0.64 d
ö	23	34.5	0.337	A	1.32 d
	23	40.4	0.310	A	1.24 d
ö üzümlü	-15		0.276	I	0.58 d; değişik boyutta
ö irt, suyu	30		0.464	A	Çekirdeksiz; 786 p
ö irt, kabuklu	30		0.237	A	Çekirdeksiz; 8 12 p
ö, taze, suyu	20	89	0.567	A	Kırılma indisi 20 °C'da 1.35
	80		0.639		
	20	68	0.4%		Kırılma indisi 20 °C'da 1.38
	80		0.554		
	20	37	0.396		Kırılma indisi 20 °C'da 1.45
	80		0.439		
ö çilek	25		0.439	A	Eureka
	20	41.0	0.338	A	1.31 d
ö üzüm	20	42.0	0.391	A	1.32 d
ö al, suyu	30		0.435	A	Valencia; 104 p
ö al, kabuklu	30		0.179	A	Valencia; 108 p
ö i, kurutulmuş	23	43.4	0.361	A	1.29 d
ö t, suyu	20	85	0.550	A	Kırılma indisi 20 °C'da 1.36
	80		0.629		
	20	60	0.475		Kırılma indisi 20 °C'da 1.40
	80		0.532		
	20	39	0.402		Kırılma indisi 20 °C'da 1.44
	80		0.446		
	-16		0.247	I	0.61 d; 4 cm çap, 5 cm uzunluk
ö erik	23	42.9	0.375	A	1.22 d
ö üzüm	23	32.2	0.336	A	1.38 d
	-14		1.10	I	Değişik boyutta, 0,80 d paket
	-15		0.96		Değişik boyutta %57 sakroz şurubunda, paket
ö hayvan ürünleri					
ö beyni	35	77.7	0.496	A	%12 yağ; %10.3 protein; 1.04
ö yağı	35	0.0	0.190	A	Eritilmiş %100 yağ; 0,81 d
	35	20	0.230		0.86 d
ö yağı 1 ^e	2	9	0.217	A	%89 yağ
	-9		0.287		
ö böbreği	35	76.4	0.524	A	%8.3 yağ; %15.3 protein; 1.02 d
ö karaciğeri	35	72	0.488	A	%7.2 yağ; %20.6 protein

zelge 6.9 Besin maddelerinin ısı iletim katsayıları (devam)

Besin Maddesi ^a	Sıc., °C	Su içeriği %(kitt.)	k ^b W/m.K	Değerlendirme' A, I, U	Notlar - yapı ^d
ır eti, yağsız = ^a	3	75	0.506	A	Fileto; %0,9 yağ
	-15		1.42		
ır eti, yağsız = ^a	20	79	0.430	A	%1 .4 yağ
	-15		1.43		
ır eti, yağsız = ^a	6	76.5	0.400	A	%2.4 yağ
	-15		1.36		
ır eti, yağsız = ^a	20	79	0.480	A	%0.8 yağ
	-15		1.35		
ır eti, yağsız = ^a	6	76	0.410	A	%3 yağ
	-15		1.14		
ır eti, yağsız = ^a	3	74	0.471	A	Böğür, %3 ila 4 yağ
	-15		1.12		
ır eti, kıyma	6	67	0.406	A	%12.3 yağ; 0.95 d
	4	62	0.410		%16.8 yağ; 0.98 d
	6	55	0.351		%18 yağ; 0.93 d
tek	3	53	0.364		%22.2 yağ; 0.95 d
cuk	20	36.6	0.297	A	1.05 d
	20	64.7	0.421	A	1.00 d
pek yemi	23	30.6	0.319	A	1.24 d
di yemi	23	39.7	0.326	A	1.14d
nbon, köy tipi	20	71.8	0.480	A	1.03 d
eti I ^a	30	70	0.460	I	Yağsız
zu eti I ^a	20	72	0.456	A	%8.7 yağ
	-15		1.12		
zu eti = ^a	20	71	0.399	A	%9.6 yağ
	-15		1.27		
lyan sosisi (pepperoni)	20	32.0	0.256	A	1.09 d
muz yağı	3	6	0.215	A	%93 yağ
	-15		0.218		
muz eti, yağsız = ^a	4	72	0.478	A	%6.1 yağ
	-15		1.49		
muz eti, yağsız = ^a	20	76	0.453	A	%6.7 yağ
	-13	76	1.42		
muz eti, yağsız I ^a	4	72	0.456	A	%6.1 yağ
	-15		1.29		
muz eti, yağsız I ^a	20	76	0.505	A	%6.7 yağ
	-14		1.30		
lam	20	35.6	0.311	A	0.96 d
sis	25	68	0.427	A	Sığır ve domuz karışımı; %16.1 yağ;
	25	62	0.385	A	Sığır ve domuz karışımı;
					%10.3 protein
ma eti, yağsız I ^a	20	75	0.470	A	%2.1 yağ
	-15		1.38		
ma eti = ^a	28	75	0.445	A	%2.1 yağ
	-15		1.46		
İmes hayvanları ve yumurta					
liç, göğüs I ^a	20	69-75	0.412	I	%0.6 yağ
liç, göğüs, derili	20	58-74	0.366	I	%0.3 yağ
ımurta akı	36	88	0.558	I	
ıtün yumurta	-8		0.960	I	0.98 d
ımurta sarısı	31	50.6	0.420	A	%32.7 yağ; %16.7 protein; 1.02 d'
ndi, göğüs I ^a	3	74	0.496	A	%2.1 yağ
	-15		1.38		
ndi, but I ^a	4	74	0.497	A	%3.4 yağ
	-15		1.23		
ndi, göğüs I ^a	3	74	0.502	A	%2.1 yağ
	-15		1.53		
ılık ve deniz ürünleri					
ılık, morina I ^a	3	83	0.534	A	%0. 1 yağ
	-15		1.46		
ılık, morina	1		0.560	I	
ılık, ringa	-15		1.69	I	0.91 d; içi temizlenmiş bütün
	-19		0.80		

Tablo 6.9 Besin maddelerinin ısı iletim katsayıları (devam)

Besin Maddesi ^a	Sıc., °C	Su içeriği % (küt.)	k ^b W/m.K	Değerlen- dirme c A, I, U	Notlar- Yapı ^d
k, somon I ^a	5	73	0.498	A	%5.4 yağ; British Colombia'dan
	-15		1.13		
balığı yağı I ^a	5	4.3	0.197	A	Oncorhynchus
	-15	2.19			
na yağı I ^a	18		0.209	I	1.04 d
na eti	32		0.649	I	1.07 d
	-9		1.44		
	-12		1.28	I	%0.51 yağ; 1.00 d
ürünleri					
yağ	6	0.6	0.173	A	
	-15		0.179		
yağ	4		0.197	I	
ermilk	20	89	0.569	A	%0.35 yağ
	28	90	0.580	A	%3 yağ
	2	83	0.522	A	%3.6 yağ
	20		0.550		
	50		0.586		
	80		0.614		
yağı alınmış	2	90	0.538	A	%0.1 yağ
	20		0.566		
	50		0.606		
	80		0.635		
, buharlaştırılmış	2	72	0.486	A	%4.8 yağ
	20		0.504		
	50		0.542		
	80		0.565		
, buharlaştırılmış	2	62	0.456	A	%6.4 yağ
	20		0.472		
	50		0.510		
	80		0.531		
, buharlaştırılmış	23	67	0.472	A	%10yağ
	41		0.504		
	60		0.516		
	79		0.527		
, buharlaştırılmış	26	50	0.324	A	%15yağ
	40		0.340		
	59		0.357		
	79		0.364		
silmiş süt suyu	2	90	0.540	A	Yağsız
	20		0.567		
	50		0.630		
	80		0.640		
er, nişasta, hamur ürünleri					
er pancarı suyu	25	79	0.550	A	
		82	0.569		
croz çözeltisi	0	90	0.535	A	Şeker kamışı veya pancarı çözeltisi
croz çözeltisi	20		0.566		
	50		0.607		
	80		0.636		
	0	80	0.504		
	20		0.535		
	50		0.572		
	80		0.600		
	0	70	0.473		
	20		0.501		
	50		0.536		
	80		0.563		
	0	60	0.443		
	20		0.470		
	50		0.502		
	80		0.525		
	0	50	0.413		
	20		0.437		
	50	93-80	0.467		
	80		0.490		
	0	40	0.382		
	20		0.404		
	50		0.434		
	80		0.454		

Tablo 6.9 Besin maddelerinin ısı iletim katsayıları (devam)

Besin maddesi ^a	Sic., °C	Su içeriği % (küt.)	kb W/m.K	Değerlen- dirme c A, I, U	Notlar- Yapı ^d
glükoz çözeltisi	2	89	0.539	A	
	20		0.566		
	50		0.601		
	80		0.639		
	2	80	0.508		
	20		0.535		
	50		0.571		
	80		0.599		
	2	70	0.478		
	20		0.504		
	50		0.538		
	80		0.565		
	2	60	0.446		
20	0.470				
50	0.501				
80	0.529				
fıstık surubu	25		0.562	I	1.16 d
			0.484		1.31 d
			0.467		
eker pekmezi	30	23	0.346	U	1.34 d
bir cins beyaz kek	23	36.1	0.099	A	0.15 d, %88 gözenekli
limalı kek	23	23.7	0.079	A	0.30 d, %78 gözenekli
lavuçlu kek	23	21.6	0.084	A	0.32 d, %75 gözenekli
vikulatalı kek	23	31.9	0.106	A	0.34 d, %74 gözenekli
round kek	23	22.7	0.131	A	0.48 d %58 gözenekli
arı kek	23	25.1	0.110	A	0.30 d %78 gözenekli
beyaz kek	23	32.3	0.082	A	0.45 d %62 gözenekli
rağlar ve ürünleri					Isı iletim katsayısı, deney
jelatin jüt	5	94-80	0.522	A	aralığında (%6, 12, %6 jelatin derişikliği %12 jelatin derişikliği %20 jelatin derişikliği
	- 15	94	2.14		
	- 15	88	1.94		
	- 15	80	1.41		
Margarin	5		0.233	I	1.00 d
badem yağı	4		0.176	U	0.92 d
balık yağı	35		0.170	I	
limon yağı	6		0.156	U	0.82 d
hardal yağı	25		0.170	U	1.02 d
hindistan cevizi yağı	4		0.156	U	0.94 d
zeytin yağ	7		0.175	U	0.91 d
zeytin yağ	32		0.168	U	0.91 d
	65		0.166		
	151		0.160		
	185		0.156		
fıstık yağı	4		0.168	U	0.92 d
fıstık yağı	25		0.169	I	
koza yağı	20		0.160	U	0.91 d
busam yağı	4		0.176	U	0.92 d

6.9 Besin maddelerinin ısı iletim katsayıları (devam)

maddesi ^a	Sıc.,	Su içeriği	k ^b	Değerlen- dirme c	Notlar- Yapı ^c
	°C	% (küt.)	W/m.K		
Basınç, Pa					
-kurutulmuş besinler					
	35	2.66	0.0156	A	Delicious; %88 gözenekli; 5.1 eğrilik faktörü; ölçmeler havada yapılmıştır
		21.00	0.0185		
		187.0	0.0282		
		2880.0	0.0405		
	35	6.0	0.0164	A	Clingstone; %91 gözenekli; 4.1 eğrilik faktörü; ölçmeler havada yapılmıştır
		21.5	0.0185		
		187.0	0.0279		
		2670.0	0.0410		
	35	2.13	0.0186	A	%97 gözenekli; ölçmeler azot gazında yapılmıştır
		19.5	0.0207		
		187.0	0.0306		
		2150	0.0419		
= ^a	35	1.46	0.0382	I	Yağsız; %64 gözenekli; 4.4 eğrilik faktörü; ölçmeler havada yapılmıştır
		22.7	0.0412		
		238.	0.0532		
		2700.	0.0620		
albumin jeli	41	101 000.	0.0652	U	%2 su içeriği; ölçmeler havada yapılmıştır (1965)
		101 000.	0.0393		
albumin jeli	41	4.40	0.0129	U	Öçmeler havada yapılmıştır
	—	5.33	0.0287	U	%68 ila 72 gözenekli ölçmeler havada yapılmıştır
		15.0	0.0443		
		467.0	0.0706		
		2130.0	0.0861		
	—	98 500.	0.0927	U	Pişmiş beyaz et; %68 ila 72 gözenekli ölçmeler havada yapılmıştır
		5.60	0.0170		
		18.9	0.0174		
		133.	0.0221		
ışastası jeli	—	1250.	0.0417	U	Öçmeler havada yapılmıştır
		87 600.	0.0586		
		4.3	0.0091		
		181	0.0144		
	—	2210	0.0291	U	
		102 700.	0.0393		

Ölçülen ısı akışının taneciğe veya yapıya dik olduğunu, = sembolü ise paralel olduğunu göstermektedir.

Ölçülen ısı iletim katsayısını göstermektedir.

Değerlendirmesi, pratik sınırlar içinde, TC 11.9 grubu tarafından verilerin güvenilir olduğunu belirtilmektedir. I değerlendirme, pratik içinde güvenilir olmasına rağmen, elde edildiği temel bilgiler (örnek olarak, yapısal faktörler veya ölçme koşulları) bir firma değeri için yetersizdir. L' değerlendirme ise, TC 11.9 grubundaki üyelerden herhangi birinin ihtisas konusu içine girmemektedir.

Verilerin dayandığı kaynaklar gösterilmektedir, bu tablodaki gerçek değerler, ortalama alınarak, interpolasyon veya ekstrapolasyon yapılarak, seçilerek veya yuvarlatılarak konulmuştur.

Not: d(kg/m³) yoğunluğu, P(Pa) basıncı, yağ içeriği (%)'yi göstermektedir.,

ge 6.10 Besinler için ısı taşınım katsayıları

un	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ürün	Şekil, uzunluk, mm a	Taşınım ortamı	Δt veya ortamın sıcaklığı, °C	Ortamın hızı, m/s	Deneysel yöntem b	Sıcaklık ölçümü c	Isı geçişi tipi d	Nu-Re korelasyonu e	
patlıhan	Küresel 52	Hava	$t = 27$	0.0	TI	24ga.T	FC RAD	N/A	
				0.40					
				0.90					
	58	Hava	$t = 27$	2.0	TI	24ga.T	FC RAD	N/A	
				5.1					
				0					
	62	Hava	$t = 27$	0.40	TI	24ga.T	FC RAD	N/A	
				0.9					
				2.0					
	ermızı licious	63	Hava	$\Delta t = 22.8$ $t = -0.6$	1.5	TI	24ga.T	FC RAD	N/A
					4.6				
					1.5				
72		Hava	$\Delta t = 22.8$ $t = -0.6$	4.6	TI	24ga.T	FC RAD	N/A	
				0					
				1.5					
76		Hava	$\Delta t = 22.8$ $t = -0.6$	0	TI	24ga.T	FC RAD	N/A	
				1.5					
				3.0					
57 70 75		Su	$\Delta t = 25.6$ $t = 0$	0.27	TI	24ga.T	FC RAD	N/A	
				4.6					
				0.27					
eti e	64.5 kg*	Hava	$t = -19.5$	1.8	TF	Isı akısı probu	FC RAD EVAP	N/A	
	85 kg			0.3					
rt tori	34	45	$\Delta t = 45$	2-8	TB	T yüzeyden 0.25D	FC RAD	$Nu = 0.46 Re^{0.56}$	
	44	45	$\Delta t = 45$	2-8					T yüzeyden 0.25D
rt rn	Verilmemiş		N/A	1.0-6.6	NS	Belirtilmemiş	FC RAD EVAP	$Nu = 4.5 Re^{0.28}$	
	$G^* = 0.4-0.45$		$\Delta t = 73.3$ $t = 65.6$	N/A					TI
niş niş	N/A	Hava	$t = -23.3$ $t = -48.3$ $t = -51.1$ $t = -56.7$ $t = -62.2$	0.61	TI	36 ga.T	FC cksende ve eksen boyunca her 13	N/A	
				0.56					
				1.4					
				3.7					
				0.56					
al rt	Küre 58 2.3	Hava	$\Delta t = 39$ to 31	0.11-0.33	TC	36 ga.T çap boyunca her 6.3 mm'de	FC RAD EVAP	$Nu = 5.05 Re^{0.333}$	
				0.11-0.33					
				0.11-0.33					
				0.11-0.33					
				0.11-0.33					
alina etlenmiş	80 53	Hava	$t = -9$	0.051-2.03	TN	36ga.T	FC RAD EVAP	$Nu = 1.17Re^{0.529}$	
				0.051-2.03					
al rt etlenmiş	Küre 77 107	Hava	$\Delta t = 32.7$ $t = 0$	0.051-2.03	TN	36ga.T	FC RAD EVAP	$Nu = 1.17Re^{0.529}$	
				0.051-2.03					

10 Besinler için ısı taşınım katsayıları (devam)

10	11	12	13	14
yon	Reynolds	α ,	Sınıflama'	Açıklamalar
ısı	sayısı aralığı	$W/(m^2 \cdot K)^h$		
1	N/A	11.1 17.0 27.3 45.3 53.4 11.2 17.0 27.8 44.8 54.5 11.4 15.9 26.1 39.2 50.5	220	N/A ifadesi, orjinal makalede bu konuda bir veri olmadığı göstermektedir
		27.3 56.8 14.2 36.9 10.2 22.7 32.9 34.6 90.9 79.5 55.7	110	Termoelemanlar meyvenin merkezinde
		21.8 10.0	120	* Boyut belirlemek için
		(m ² -K)		
		(m ² -K)		
%	6000-15000	N/A	112	Korelasyonda 5 nokta
%	8000-25000	N/A	112	Korelasyonda 5 nokta
%	5000-35000	N/A	22	Korelasyonda 32 nokta
A	1000-86000	N/A	222	* Büzmeli plastik torbalar için geometrik faktör: $G = 1/4 + 3/(8A^2) + 3/(8B^2)$ $A = a/Z$, $B = b/Z$ A = karakteristik uzunluk = akışa dik mesafenin min. 0.5 a = küçük eksen b - büyük eksen Korelasyon 18 nokta içermektedir Akışa dik minimum mesafe yeniden hesaplanmıştır Nusselt sayısı, karakteristik uzunluğun yarısı ile hesaplanmıştır.
iki max.	N/A	20.39 20.44 19.70 19.99 18.17	220	Toplam 38 nokta, değerler ortalama alınmıştır
= %12				
A	N/A	10.6 20.0 35.0	200	
.586	35000-135000	*66.4	111	Paketler 1.07 x 1.07x4 m. Korelasyon 36 nokta içermektedir, paketleme gelişigüzel. Hız aralardaki değerlerdir. * Portakal için ortalama değer.
.996	180-18000	N/A	222	Korelasyon 20 nokta içermektedir Yatak derinliği 670 mm.

10 Besinler için ısı taşınım katsayıları (devam)

2	3	4	5	6	7	8	9
Şekil, uzunluk, mm. ^a	Taşıma ortamı	At veya ortamın sıcaklığı, °C	Ortamın hızı, m/s	Deneysel yöntem ^b	Sıcaklık Ölçümü ^c	Isı Geçişi Tipi ^d	Nu-Re korelasyonu ^e
Küre	Hava	t = -26	1.5-7.2	TB	4 takım direnç	FC	$Nu = 3.5 \times 10^{-4} Re^{1.5}$
N/A		to -37	±0.3		termometresi	RAD	
						EVAP	
Küre	Hava	t = -26	1.5-7.2	TB	4 takım direnç	FC	$Nu = 0.016 Re^{0.95}$
N/A		to -37	±0.3		termometresi	RAD	
						EVAP	
Elipsoid	Hava	t = 4.4	0.66	TI	36 ga.T	FC	$Nu = 0.364$
N/A			4.0			RAD	
			1.36			EVAP	
			1.73				
1185 - 9425 gms. +	*	At = 17.8	**	TC	30 ga.T	FC RAD	N/A
	Açıklamalara bakınız		Açıklamalara bakınız				
esi Küre 66	Hava	N/A	6.8	TS	N/A	FC	$Nu = 1.07 Re^{0.64}$
1 boyutlu	Hava	At = 53 t = 38	N/A	SS	T	FC	N/A
Silindir 70 x 100 70 x 150 70 x 250	Hava	At = 5.28	N/A	TB	30 ga.T	RAD	$Nu = 0.75 Gr^{0.264}$

sayısı için kullanılan karakteristik uzunluk, açıklama sütununda verilmiştir.

yöntemler aşağıdaki gibi kodlanmıştır.

ı bağlı rejim; sonsuz seri şeklinde çözülen ısı geçişi, tek terim alınarak basitleştirilmiştir

a bağlı rejim; besin maddesinin üniform sıcaklıkta alındığı ısı taşınım sınır şartı çözümü

a bağlı rejim; ısı akısının, kalorimetre kullanarak belirlenmesi

a bağlı rejim; ısı akısının, ısı akısı ölçer ile belirlenmesi

ia bağlı rejim; ısı iletim denkleminin sayısal çözümü

sel yöntemin belirtilmediği durum

se termoeleman ölçüsü (gage); T Termoeleman tipi, bakır-konstantan

nmış ısı taşınımı; RAD: ısı ışınımı etkileri dahil edilmiş.

arlaşma etkisi dahil edilmiş; NC: doğal ısı taşınımı

ısel savısı, Re = Reynolds sayısı, Gr = Grashoff sayısı, Pr = Prandtl sayısı.

: 6.10 Besinler için ısı taşınım katsayıları (devam)

10	11	12	13	14
Korelasyon hata payı f	Reynolds sayısı aralığı g	α , K ^h	W/(m ² ·K) ^h Sınıflama ^h	Açıklamalar
1/A	1000-4000	N/A	111	Akışkan yatak, 50 mm derinliklik.
1/A	1000-6000	N/A	111	
0.866	3000-9000	*14.0	121	Re sayısı hesabı için aradaki hız değerleri kullanılacaktır.
üzerinde		19.1 20.2 24.4		Paketler 760 x 510 x 230 mm. Her bir h değeri, akışın yukarisından aşağısına kadar üç değerin ortalaması olarak alınmıştır.
6%	N/A	420 to 473	120	Cry-o-vac paketlenmesi yapılmıştır.
mmasına maktadır				* Kütleli olarak %26 CaCl ₂ salamurası. ** "Hafifçe karıştırılmaktadır". Piliçler 1.1 ila 2. 9 kg arasındadır. Hindiler 5.4 ila 9. 5 kg arasındadır. * + boyut göstermektedir.
1/A	420 to 473 1200-4600	N/A	222	Korelasyon 8 nokta içermektedir. Yatak derinliği 32 mm.
20%	N/A	16.4	220	Paketler kalay folye ve ambalaj kağıdıyla yapılmıştır.
= 5.5	Gr = 10*6-5 x 109	N/A	222	Isınım yayma katsayısı = 0.7 Korelasyon 300 nokta içermektedir. L = karakteristik uzunluk. Bütün silindirler 70 mm çapındadır.

r, ölçülen değerin yüzdesi olarak verilmiştir. Korelasyon katsayısı r değerleri olarak verilmiştir.

teristik uzunluk, 2. Sütun'da verilmiştir, 15. Sütun'da aksi belirtilmedikçe hız için serbest akış hızı alınmıştır.

areti, orjinal kaynaktan h katsayısı için bir değer verilmediğini göstermektedir.

undaki üç rakam; h katsayısının elde edilmesinde kullanılan yöntemi, rapor edilen hassasiyeti ve elde edilen bulgunun
zilere göre izafi durumunu karşılaştırır.

rakam, kullanılan yöntem; 0 = rapor edilmemiş, 1 = hassasiyeti az yöntem, 2 = hassasiyeti fazla yöntem.

akam, rapor edilen hassasiyet; 0 = rapor edilmemiş, 1 = az hassasiyet, 2 = fazla hassasiyet.

rakam, diğer veriler ile karşılaştırma, 0 = karşılaştırma mümkün değil, 1 = diğer verilerden farklı,

ılmış diğer verilere yakın bulgular (Genceli , 1998).

7 ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLARDA , SOĞUTMA SİSTEMİNDEKİ CİHAZLAR VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

7.1 Evaporasyon Sıcaklığının ve Aşırı Isıtmanın Etkileri

Kondensasyon sıcaklığının 45°C değerinde, 500 W soğutma gücündeki evaporatörün farklı akışkanlar için, kompresör gücünün evaporasyon sıcaklığı ile değişimi Şekil 7.1'de verilmiştir. Görüldüğü gibi, evaporasyon sıcaklığı arttıkça, istenilen soğutmanın yapılabilmesi için gerekli olan kompresör gücü azalmaktadır. R-404a en fazla kompresör işi gerektiren soğutucu akışkandır. Aynı kondensasyon sıcaklığı için soğutucu akışkan kütle debisinin evaporasyon sıcaklığı ile değişimi Şekil 7.2'de verilmiştir. Sabit soğutma yükü şartlarında evaporasyon sıcaklığı arttıkça akışkan kütle debisi yaklaşık doğrusal olarak azalmaktadır.

Soğutma yükü 500 W olan soğutucunun farklı akışkanlar ile performans katsayısının evaporasyon sıcaklığı ile değişimi Şekil 7.3'te verilmiştir. Görüldüğü gibi, evaporasyon sıcaklığı arttıkça, performans katsayısı artmaktadır. Evaporasyon sıcaklığı -5°C değerinde, alternatif akışkan R-134a için 3.25'e ulaşmaktadır.

Farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak, 0°C evaporasyon ve 50°C kondensasyon sıcaklığında 500W soğutma yüküne sahip bir dolap için elde edilen bazı sonuçlar Çizelge 7.1'de verilmiştir. Bu soğutucu için R-12 kullanıldığında COP 2.86 iken R-134a ve R-404a kullanıldığında COP azalmakta ve sırasıyla 2.65 ve 2.73 olmaktadır. R-12 yerine R-134a veya R-404a'nın kullanılması durumunda kompresör güçleri arasındaki fark ihmal edilebilecek kadar azdır. Alternatif akışkanlardan R-404a'nın kullanılması durumunda kondenserde oluşan yüksek basınç 22.96 bara kadar yükselmektedir. R-134a'nın, yüksek ve düşük çalışma basınçları diğer soğutucu akışkanlardan daha düşüktür ve bu durum R-134a için bir avantajdır.

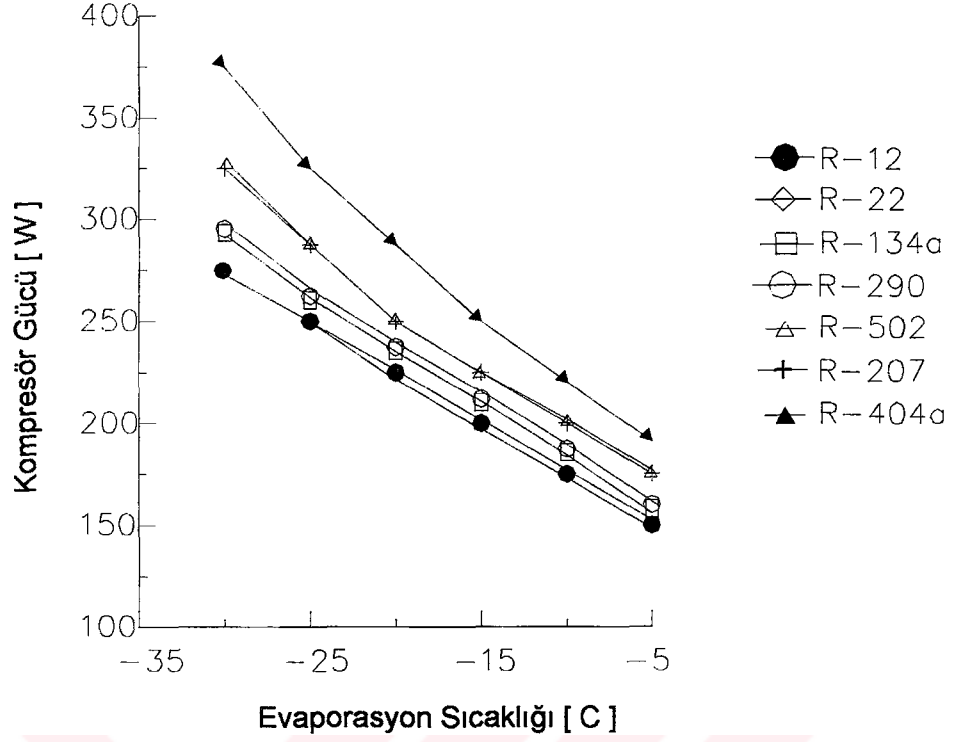
Aşırı ısıtmanın kompresör işini nasıl etkilediği Şekil 7.4'te görülmektedir. Aşırı ısıtma arttıkça kompresör işi artmaktadır. Daha öncede açıklandığı gibi aşırı ısıtma, kompresör girişinde soğutucu akışkanın özgül hacminin artmasına neden olur. Bu da kompresörün, soğutucu akışkanı sıkıştırabilmesi için gerekli işin artmasına neden olur.

Çizelge 7.1 Soğutma gücü 500 W olan bir ticari soğutucunun farklı soğutucu akışkanlarda çalışması durumunda bazı çalışma parametreleri

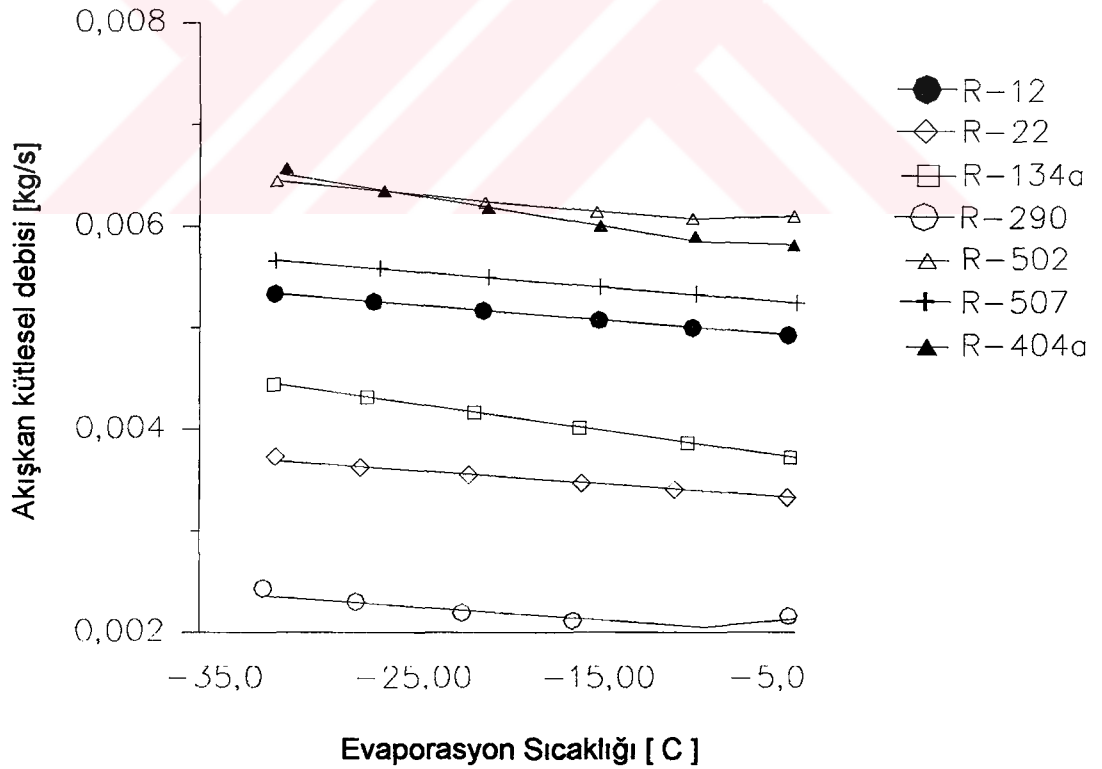
Soğutma yükü (W)	500					
Soğutucu akışkan	R 12	R 502	R 22	R 134a	R 404a	R 290
Evaporatör basıncı (bar)	2.76	5.05	4.34	2.52	5.29	4.23
Kondenser basıncı (bar)	12.15	21.02	19.40	13.18	22.96	17.02
Kondenser kapasitesi (W)	673.9	716.2	681.3	687.6	681.1	682.7
Kompresör gücü (W, HP)	174.8 0.23	199.8 0.26	181.1 0.24	188.4 0.25	182.6 0.24	186.3 0.25
Soğutucu akışkan kütleli debisi (kg/s)	0.00496	0.00594	0.00356	0.00405	0.00602	0.00212
Hacimsel debi (m ³ /s)	0.00029	0.00021	0.00019	0.00032	0.00023	0.00022
Kılcal boru uzunluğu(m)	1.3	2.1	3.2	1.8	1.2	2.9
COP	2.86	2.50	2.76	2.65	2.73	2.68

7.2 Kondensasyon Sıcaklığı ve Aşırı Soğutmanın Etkileri

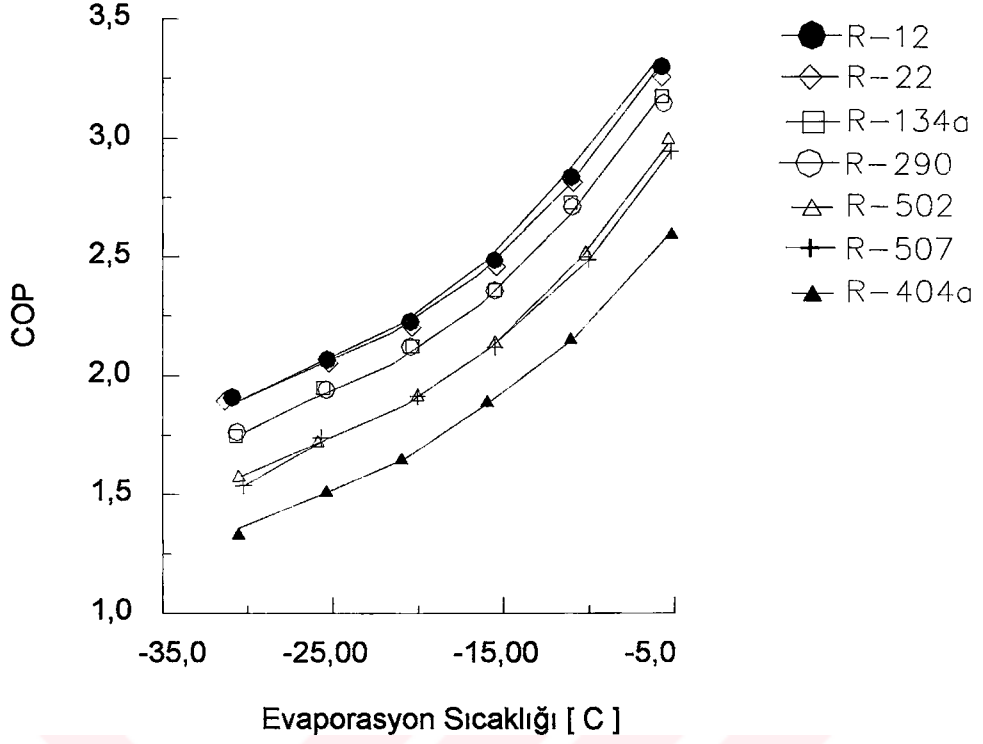
Kondensasyon sıcaklığı ve aşırı soğutmanın performans katsayısı üzerine etkisi, R-12 ve R-134a ile çalışan soğutma sistemleri için sırasıyla Şekil 7.5 ve 7.6'da verilmiştir. Görüldüğü gibi, her iki akışkanla çalışan sistemde de kondenser sıcaklığı arttıkça COP azalmaktadır. Buna karşılık, aşırı soğutma arttıkça, sistemin performans katsayısı artmaktadır. Diğer soğutucu akışkanlarla çalışan sistemlerde de aşırı soğutmanın sistem performansı üzerine etkisi aynıdır (Ataer vd., 1999).



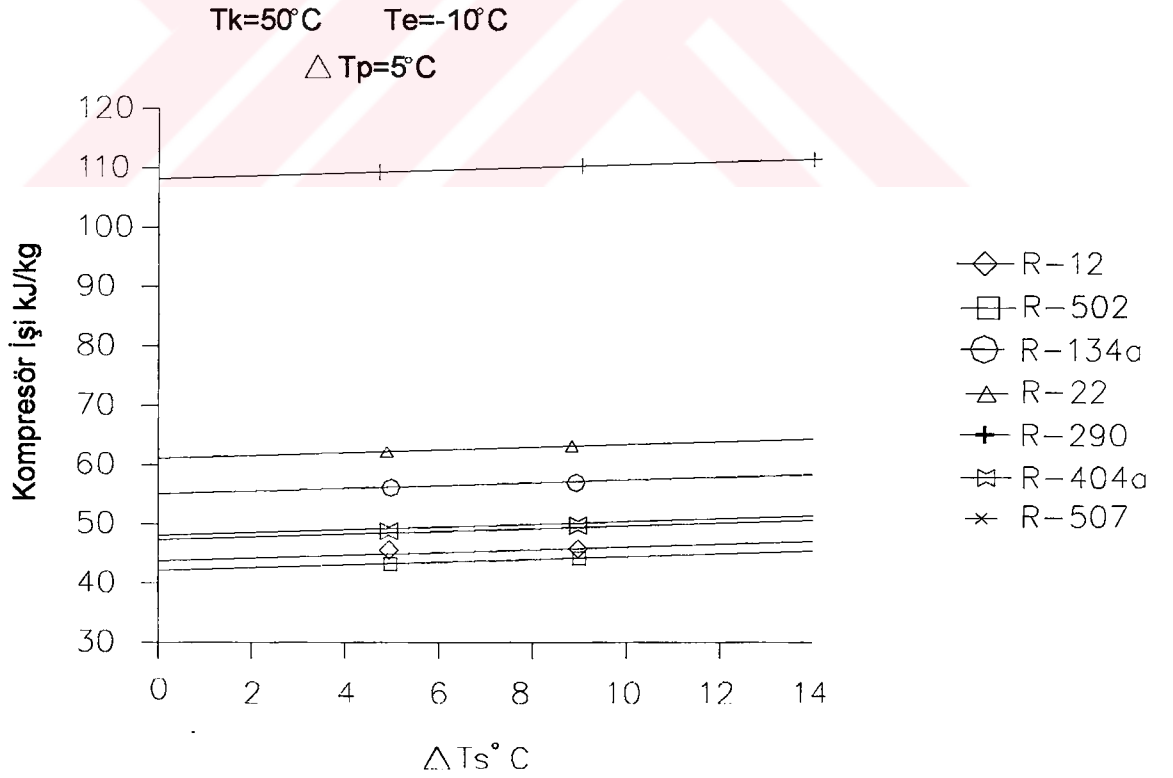
Şekil 7.1 Soğutma yükü 500 W olan evaporatörün kompresör gücünün farklı akışkanlar için evaporasyon sıcaklığı ile değişimi ($T_k = 45^\circ\text{C}$)



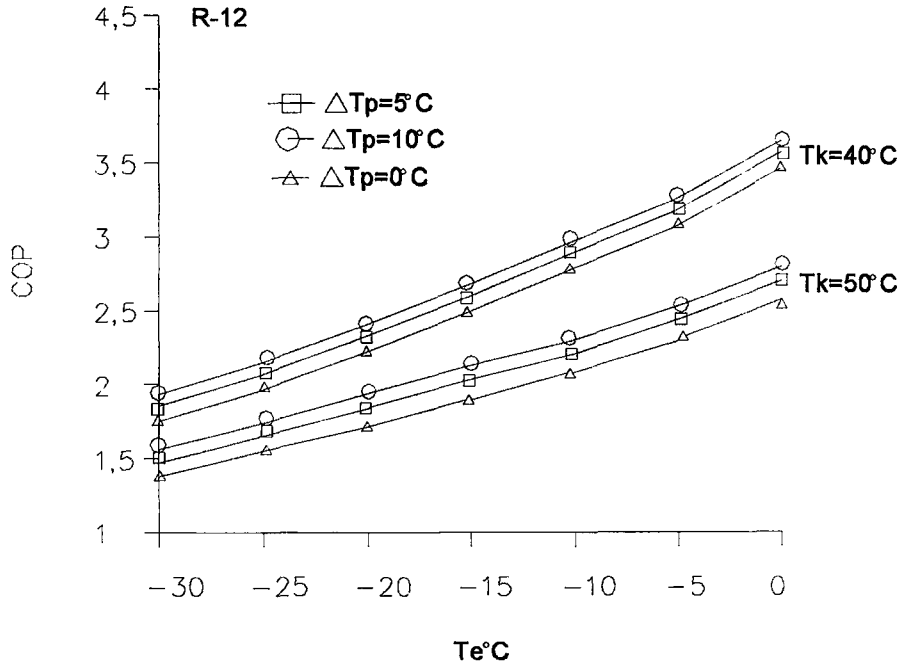
Şekil 7.2 Soğutma yükü 500 W olan evaporatörün farklı akışkanlar için akışkan kütle debisinin evaporasyon sıcaklığı ile değişimi ($T_k = 45^\circ\text{C}$)



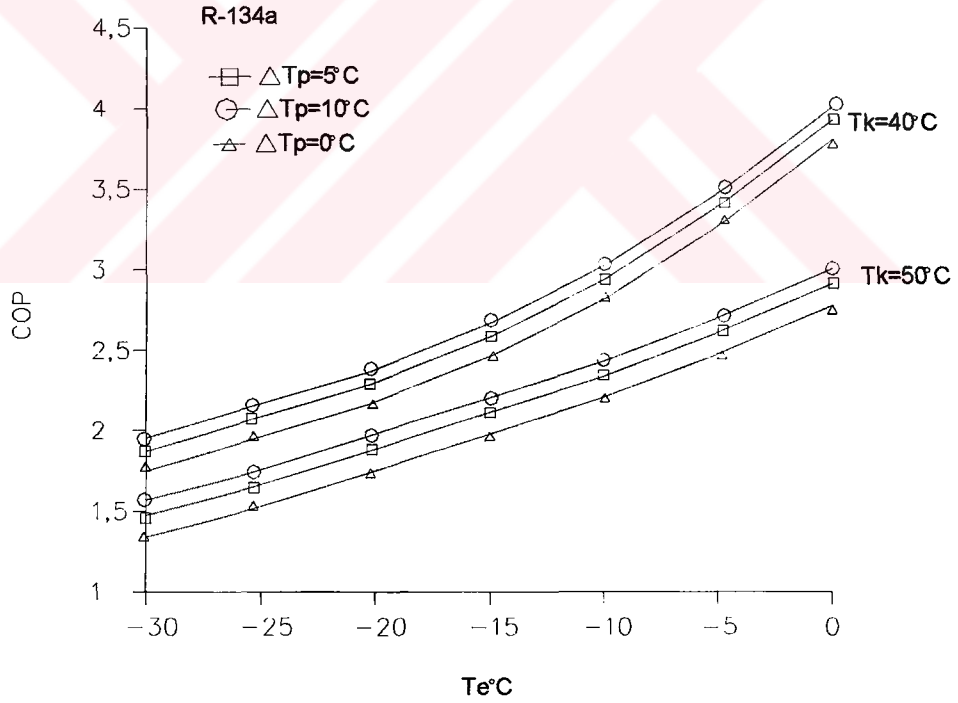
Şekil 7.3 Soğutma yükü 500 W olan evaporatörün performans katsayısının farklı akışkanlar için evaporasyon sıcaklığı ile değişimi ($T_k = 45^\circ\text{C}$)



Şekil 7.4 Farklı soğutucu akışkanlar için kompresör işinin aşırı ısıtma ile değişimi



Şekil 7.5 Farklı aşırı soğutma ve kondensasyon sıcaklığı şartlarında R-12 ile çalışan evaporatörün COP'sinin evaporasyon sıcaklığı ile değişimi



Şekil 7.6 Farklı aşırı soğutma ve kondensasyon sıcaklığı şartlarında R-134a ile çalışan evaporatörün COP'sinin evaporasyon sıcaklığı ile değişimi

7.3 Cihaz Seçim Kriterleri

Soğuk hava depoculuğundaki en önemli hususlardan biri de soğutma sistemlerinde kullanılan cihaz seçim kriterleridir. Soğutma sistemlerinde kullanılan malzemeleri , kalite ve fiyat açısından ayrı ayrı sınıflandırabiliriz. Her cihazın hemen hemen aynı işlevi görebilecek şekilde muadilini bulmamız mümkündür.

Bu noktada önemli olan, cihazın fiyatından ziyade , kalitesi , devamlılığının olması , kolay bulunabilmesi , doğru şekilde yapılan servis ve sık sık arızalanmaması gibi nedenlerdir.

Özellikle kompresör , kondenser ve evaporatör soğuk hava depoculuk sistemlerinde çok önemli yer tutar.

Bu cihazlardan , kompresör yurt dışından ithal edilir. Kompresörle birlikte kullanılan likit deposu , likit tutucu , yağ ayırıcı , kovan gibi yardımcı cihazlar , hem ithal olarak hem de yerli imalat olarak bulunmaktadır. Genellikle İtalya , Almanya , Fransa ve Amerikan menşei hermetik ve yarı-hermetik kompresörler , kullanıcılar tarafından tercih edilir.

Kompresör seçiminde en önemli etkenler , sağlamlık , kalite , uzun ömür , fiyat ve verimliliğidir.

Genellikle bazı firmalar , belirli bir model kompresörü kullanıp , sistemde bir sorun olmadıktan sonra , hep aynı model kompresörü kullanırlar. Model veya tip değiştirme riskine girmezler. Oysa önemli olan , soğutma sisteminin şartlarına en uygun ve en verimli kompresörü seçebilmektir.

Farklı tipteki kompresörlerin , hangi oda koşullarında kullanılması gerektiğini , Çizelge 7.2'de görebiliriz. Bu çizelge R-404a gazıyla çalışan farklı tipteki kompresörlerin , katalog kapasitelerine göre hazırlanmıştır. Örneğin hermetik veya scroll tip bir kompresörün kapasite aralığı , kataloglarda -20°C evaporasyon sıcaklığına kadar gösterilse de , 45-50°C gibi yüksek kondensasyon sıcaklıklarında kapasite gösterilmemektedir. Dolayısıyla , farklı tip kompresör kullanılması daha uygun olabilir. Doğru tipte kompresör kullanılması ile istenilen soğuk oda rejiminde , en uygun verim alınabilir (Bristol,2002 ; Frascold, 2002) .

Çizelge 7.2 Soğutma kompresörlerinin soğuk odalarda kullanım durumları

	Soğuk Muhafaza Odaları -5°C / +5°C	Donmuş Muhafaza Odaları -15°C / -20°C	Şok Odaları -35°C / -45°C
Hermetik	√	x	x
Yarı – Hermetik	√	√	√
Vidalı	√	√	x
Çift Kademe	x	√	√
Scroll	√	x	x

Soğuk hava depoculuğunda önemli yer tutan diğer malzemeler de kondenser ve evaporatördür. Bu malzemeler , kompresörlerin tersine , yurt içinde imal edilirler. Yurt içinde belirli kriterlere uygun imalat yapabilecek az sayıda yerli büyük firma vardır. Bu firmalardan sadece bir tanesi TSE belgeli'dir (ISO 9001).

Eğer herhangi bir monoblok , split veya chiller soğutma grubu , ithal değilde yurt içinden bir firma tarafından imal edilmişse , bu grubun kondenser ve evaporatörü (sulu veya havalı tip) , bu firmalardan biri tarafından imal edilmiştir.

Kalite yönünden , ithal edilen yabancı markalardan hiçbir eksiği olmayan yerli kondenser ve evaporatörler , her türlü testten geçirilerek , istenilen şartlardaki kapasiteyi verecek şekilde , garantili olarak imal edilirler.

Genelde , kondenser ve evaporatör tercihi yapılırken , ısı transfer yüzeyi (m^2) hesabından hareket edilir. Kapasite ikinci planda tutulur. Bu oldukça hatalı bir seçim yöntemidir. Nedeni ise , aynı ısı transfer yüzeyine (m^2) sahip kondenserlerin , farklı kalıp ve dizaynda , farklı boru çapıyla , farklı farklı kapasite değerleri göstereceğidir. Aynı zamanda evaporatörler de aynı ısı transfer yüzeyinde (m^2) , farklı lamel aralıklarında , farklı kapasiteler göstereceğidir.

Çizelge 7.3 Değişik model kondenserlerin alan - kapasite durumları (Friterm ,2001)

32 x 32 kalıbında 3/8" bakır borulu			25 x 22 kalıbında 5/16" bakır borulu		
Kondenser			Kondenser		
Alan	Fan	Kapasite	Alan	Fan	Kapasite
10 m ²	1 ad. Ø 35 cm.	3.770 W	10 m ²	2 ad. Ø 30 cm.	5.450 W
30 m ²	1 ad. Ø 50 cm.	11.000 W	30 m ²	2 ad. Ø 40 cm.	14.750 W
40 m ²	2 ad. Ø 45 cm.	15.300 W	40 m ²	3 ad. Ø 35 cm.	16.660 W

Kondenser ve evaporatör seçimi yapılırken ,dikkat edilmesi gereken en önemli hususlardan biri de “yer sorunu”dur.

Kondenser seçerken , “kondensasyon dış grubu” denilen , genellikle dış ortamda bulunan grupta , kondenserdeki fan sayısı dikkate alınmalıdır. Örneğin 3 adet Ø 35 cm.’lik fan ile alabileceğiniz kapasiteyi , bir tek Ø 50 cm.’lik fan ile alabilirsiniz. Burada kapasiteler aynı olurken , kondenser boyutu değişir. Başka bir örnekte de , 6 adet Ø 50 cm.’lik fanın debisiyle, 2 adet Ø 63 cm.’lik fanın debisi aynıdır. Bu gibi örnekler ile kondenser tasarımını yaparken , birçok etken olduğunu ve bunların hepsinin de kondenser kapasitesini değiştirebileceğini görebiliriz. Ayrıca kondenser seçimi yaparken , uygun kalıbı , bakır boru çapını , lamel aralığını seçebilmekte çok önemlidir.

Kondenser seçimi yapılırken , genellikle olması gerekenden daha büyük kapasiteli kondenser seçilir. Kondenserin büyük olması sistem için sorun sayılmaz ama maliyeti arttırır. Bunun için kapasite hesabını yaparken , belirli bir tolerans kullanıp , kondenseri verim ve maliyet açısından en uygun şekilde seçmeliyiz.

Bu kriterlerin hepsini bir bütün olarak değerlendirerek , en uygun , kondenseri seçebiliriz.

Evaporatör seçimi yapılırken de , soğuk muhafaza odasının boyutları ve soğutulacak gıda malzemelerinin cinsi de önemli bir yer tutar. Ayrıca soğuk odanın çalışma rejimine göre , evaporatörler uygun lamel aralığında seçilmelidir. Soğutulacak ortamın çalışma sıcaklığı düştükçe , evaporatörün lamel aralıkları da arttırılmalıdır. Bunun da nedeni , donmuş muhafaza odalarında (-18°C / -25°C) veya şok odalarında (-35°C / -45°C) , sıcaklık düşük

olduğu için , evaporatörün lamellerinde donma meydana gelir. Lamel aralığı ne kadar büyük olursa , bu “donma” sorunu , o kadar çabuk halledilir. Bu donmanın çözülmesi olayına kısaca “defrost” denir. Defrost , evaporatörün içine yerleştirilen elektrikli ısıtıcılar vasıtasıyla veya evaporatörden geçirilecek sıcak gaz ile yapılabilir.

Soğutma sistemlerinin hesabı hususunda önemli bir nokta da , soğuk odaların içindeki evaporatör sayısı ve bu evaporatörlerin debisinin optimum olmasıdır. Örneğin bir et muhafaza odasındaki evaporatörü ve fanlarını iyi bir şekilde seçmek gerekir. Eğer fanların debisi yüksek seçilirse , etler kuruyabilir. Aynı şekilde meyve ve sebze muhafaza odalarında , soğuk oda içindeki nemi belirli bir seviyede tutmak gerekir. Aksi halde , meyve veya sebzeler kurur ya da bozulmaya yüz tutabilir.

Çizelge 7.4 Değişik lamel aralıklarında evaporatörlerin kapasite durumları (Friterm ,2002)

Alan	Fan	Kapasite
6 mm. Lamel aralıklı Evaporatör		
25 m ²	1 ad. Ø 40 cm.	4.131 W
35 m ²	1 ad. Ø 50 cm.	6.794 W
50 m ²	2 ad. Ø 40 cm.	8.250 W
8 mm. Lamel aralıklı Evaporatör		
25 m ²	1 ad. Ø 45 cm.	4.890 W
35 m ²	1 ad. Ø 50 cm.	7.062 W
50 m ²	2 ad. Ø 45 cm.	9.697 W
10 mm. Lamel aralıklı Evaporatör		
25 m ²	1 ad. Ø 50 cm.	4.690 W
35 m ²	2 ad. Ø 45 cm.	6.171 W
50 m ²	2 ad. Ø 50 cm.	9.522 W

Bahsedilen soğutma cihazları dışında kullanılan diğer soğutma cihazları , soğutulacak ortama , gıda malzemesine ve sisteme göre seçilmelidir. Soğutma cihazlarının tümünü tek bir sistemde kullanmak , o sistemin kusursuz çalışacağını göstermez.

Örneğin , kompresöre likit gelmesini engelleyen likit tutucuyu , klima şartlarındaki odalarda kullanmaktan ziyade donmuş muhafaza ve şok odalarında kullanmaya çalışmalıyız. Klima şartlarındaki odalarda , soğutma sistemini düzgün bir şekilde dizayn edip , termostatik genişleme vanasını ayarlayarak ta kompresöre likit gelmesini önleyebiliriz.

Soğutma sistemleri seçilirken , düşülen en büyük hatalardan birisi de , soğutma sistemini geniş bir sıcaklık aralığında ve başka malzemelerle de kullanmak istenmesidir. Bu yüzden çoğu zaman istenilen verim alınmaz. Örneğin , bir soğuk odanın hem -5°C 'de , hem de $+5^{\circ}\text{C}$ 'de kullanılmak istenmesi , muhafaza edilecek gıda malzemesi açısından ve istenilen soğutma şartları açısından pek uygun değildir. Bunun en büyük nedeni tüm gıda malzemelerinin farklı ısınma ısılarına , farklı donma ısılarına ve içerdikleri , farklı su miktarlarına bağlı olmasıdır.

Bu örnekleri çoğaltmamız mümkündür. Bunun için hazırlanmış soğuk oda ve donmuş muhafaza sistemlerinin uygun çalışma aralıkları , Ek 1'de gösterilmiştir.

7.3.1 Cihaz Seçim Kriterlerine Göre Sistem Ekipmanlarının Ortalaması ve Karşılaştırılması

Çizelge 7.5 Kondenser seçimi için faktör tablosu (Friterm , 2001)

T_1 ($^{\circ}\text{C}$)	15	20	25	30	35	38	40	45	50
F_1	0,95	0,96	0,98	1	1,02	1,03	1,04	1,06	1,08

Çizelge 7.6 Kondenser seçim faktör tablosu 2

ΔT_1 ($^{\circ}\text{C}$)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
F_2	1,78	1,56	1,44	1,32	1,22	1,12	1,06	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75

Çizelge 7.7 Evaporatör seçimi için faktör tablosu (Friterm , 2002)

Soğutucu Akışkan	K ₁									K ₂	
	R22 / R 507									R-134a	R-404a
ΔT_2 (°C)	4	5	6	7	8	10	12	14			
Evaporasyon Sıcaklığı	10°C	0,63	0,78	0,93	1,08	1,24	1,54	1,84	2,15	1,07	1,16
	5°C	0,60	0,75	0,90	1,05	1,20	1,50	1,80	2,10	1,03	1,14
	0°C	0,58	0,73	0,88	1,03	1,17	1,48 (SC1)	1,77	2,06	1,00	1,12
	-5°C	0,56	0,71	0,85	1,00	1,14	1,43	1,72	2,01	0,97	1,10
	-10°C	0,50	0,63	0,76	0,88	1,00 (SC2)	1,26	1,51	1,76	0,94	1,09
	-15°C	0,49	0,61	0,73	0,86	0,98	1,23	1,48	1,73	0,93	1,08
	-20°C	0,48	0,60	0,72	0,84	0,96	1,19	1,43	1,66	0,89	1,07
	-25°C	0,46	0,58	0,69	0,81	0,92	1,15	1,38	1,61	0,86	1,04
	-30°C	0,44	0,55	0,66	0,77 (SC3)	0,88	1,10	1,32	1,54	0,82	1,03
	-35°C	0,42	0,53	0,63 (SC4)	0,74	0,84	1,05	1,26	1,47	-	1,01
	-40°C	0,39	0,49	0,59	0,69	0,79	0,99	1,19	1,39	-	0,99
-45°C	0,37	0,46	0,55	0,64	0,73	0,91	1,09	1,27	-	0,97	

T_1 Ortam Sıcaklığı

ΔT_1 Kondensasyon Sıcaklığı - Ortam Sıcaklığı

ΔT_2 Ortam Sıcaklığı - Evaporasyon Sıcaklığı

SC1 , SC2 , SC3 , SC4 Eurovent standartlarına göre evaporasyon – ortam sıcaklığına bağlı faktörler

Bu faktör tabloları kullanılarak , çeşitli Δt değerlerinde , kondenser , evaporatör ve sistemin durumunu incelenmiştir. Çizelge 7.8'de T_1 sıcaklığı 33°C , ΔT_1 sıcaklığı 12°C , ΔT_2 sıcaklığı 8°C olarak alınmıştır.

Çizelge 7.8 Soğutma sistemleri durum tabloları

Kompresör gücü	Kompresör Hacmi	Nominal Kapasite	Evaporatör Yüzeyi	Evaporatör Kapasitesi	Fan Çapı ve Adedi	Kondenser Yüzeyi	Kondenser Kapasitesi	Fan Çapı ve Adedi	Expansion Valf	Likit Hatlı Elemanları	FİYAT
hP	m3/h	kW	m2	kW	cm -adet	m2	kW	cm -adet	ton	inch	euro
1	6	2,43	13,3	3,19	30 - 2	15,78	5,78	40 - 1	0,90	3/8"	1.819,00 €
2	11	5,52	33,3	6,90	45 - 1	29,9	11,00	50 - 1	1,90	3/8"	2.341,77 €
3	15	7,39	33,3	7,86	40 - 2	40,5	15,30	45 - 2	1,90	1/2"	2.654,14 €
4	18	8,97	46,8	10,58	50 - 1	45,6	16,70	45 - 2	2,80	1/2"	3.022,32 €
5	25	12,5	66,6	13,97	45 - 2	63,6	23,30	50 - 2	3,80	1/2"	3.713,46 €
7,5	33	15,3	74,9	16,56	40 - 3	87,1	27,90	50 - 2	4,70	1/2"	4.310,25 €
10	39	18,4	92,2	19,31	40 - 4	100,5	36,10	50 - 3	5,70	5/8"	4.966,39 €
15	51	23,6	105,4	26,42	50 - 3	128	46,60	50 - 4	8,00	5/8"	5.825,36 €
20	59	28,9	140,5	31,88	50 - 3	144	50,00	50 - 4	10,00	5/8"	7.675,68 €
30	84	40,9	187,3	43,14	50 - 4	200	72,20	50 - 6	12,50	7/8"	9.854,59 €

Çizelge 7.9'da T_1 sıcaklığı 35°C , ΔT_1 sıcaklığı 10°C , ΔT_2 sıcaklığı 10°C olarak alınmıştır.

Çizelge 7.8'e baktığımızda , olması gereken eurovent standartlarında seçilmiş olan evaporatör ve kondenserlerin , ısı transfer yüzeyi , kapasite ve bunların soğutma sistemine getirmiş oldukları işletme masraflarını görebiliyoruz.

Çizelge 7.9'da ΔT 'leri (sıcaklık farklılıklarını) değiştirip , evaporatör ve kondenserlerin , ısı transfer yüzeyi , kapasiteleri incelendiğinde , bunların arttığını ve bunun sonucunun da maliyetlere yansıdığını görebiliyoruz.

Bu yüzden soğutma sistemlerini oluşturan cihazları seçerken , cihazın cinsi , toplam kapasitesi , saklanacak gıda miktarı ve sirkülasyonu , soğuk odanın izolasyonu , bulunduğu ortamın sıcaklığını (ili) gibi kriterlerin hepsini bir arada düşünmemiz lazımdır.

Çizelge 7.9 Soğutma sistemleri durum tabloları 2

Kompresör gücü	Kompresör Hacmi	Nominal Kapasite	Evaporatör Yüzeyi	Evaporatör Kapasitesi	Fan Çapı ve Adedi	Kondenser Yüzeyi	Kondenser Kapasitesi	Fan Çapı ve Adedi	Expansion Valf	Likrit Hatır Elemanları	FİYAT
hP	m3/h	kW	m2	kW	cm -adet	m2	kW	cm -adet	ton	inch	euro
1	6	2,43	13,3	3,19	30 - 2	15,78	5,78	40 - 1	0,90	3/8"	1.819,00 €
2	11	5,52	33,3	7,86	40 - 2	35	12,20	50 - 1	1,90	3/8"	2.443,28 €
3	15	7,39	49,9	10,45	40 - 2	45,6	16,70	45 - 2	2,80	1/2"	2.752,14 €
4	18	8,97	49,9	11,54	40 - 3	63,6	23,30	50 - 2	2,80	1/2"	3.346,62 €
5	25	12,5	74,9	16,56	40 - 3	87,1	27,90	50 - 2	4,70	1/2"	3.882,59 €
7,5	33	15,3	99,9	19,56	45 - 3	100,5	36,10	50 - 3	5,70	1/2"	4.817,17 €
10	39	18,4	122,9	26,48	45 - 4	128	46,60	50 - 4	8,00	5/8"	5.652,32 €
15	51	23,6	140,5	31,88	50 - 3	144	50,00	50 - 4	10,00	5/8"	6.081,51 €
20	59	28,9	140,5	35,25	50 - 4	200	72,20	50 - 6	10,00	5/8"	8.472,52 €
30	84	40,9	210,8	52,84	50 - 6	256	92,50	50 - 8	15,00	7/8"	11.240,32 €

7.4 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri ile Mekanik Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Karşılaştırılması

Soğutma en önemli güneş enerjisi uygulamalarındandır. Bilhassa sistem hem ısıtma hem de soğutma için çok amaçlı kullanılacaksa oldukça ekonomik olmaktadır. Bilindiği gibi Termodinamiğin II. Kanunu Clasius ifadesine göre ; ısı , soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama kendiliğinden geçemez. Sisteme dışarıdan bir müdahale gereklidir. Bu tesir için kaynak olarak güneş enerjisinden faydalanılabilir. Genel bir kural olarak; soğutma işini yapan soğutucu akışkan , soğutulacak ortamdan ısıyı mümkün olduğu kadar düşük basınçlı iken alır. Böylece, soğutulacak ortamdan düşük sıcaklıkta ısı çekilebilir. Daha sonra, akışkan üzerine dışarıdan iş yapılarak enerjisi arttırıldıktan sonra, mümkün olduğu kadar yüksek basınçlı iken de dış ortama ısı atılır. Böylece termodinamik soğutma çevrimi oluşturulur. Çalışma sıcaklıklarında, kullanılan akışkan, faz değişimine uğruyorsa, yoğuşmalı çevrim söz konusudur ve ısı alışverişi işlemleri daha tesirlidir.

Absorbsiyon soğutma çevriminde bir soğutucu akışkan (su , amonyak gibi) bir de soğutucu akışkan gazını absorblayan absorblayıcı sıvı akışkan bulunur. Absorberde belli oran sınırları içinde karışmış olan çözelti, bir sıvı pompası ile basınçlandırılır. Sonra basınçlı sıvı içindeki soğutucu akışkan 'Jeneratörde' buharlaştırılır. Jeneratör enerjisi güneş kollektörlerinden sağlanabilir. Basınç artışı sıvı fazda olduğu için, buhar kompresörü işinden daha az enerji harcanarak sağlanmış olur. Basınçlı gaz, mekanik sistemdekinin aynı bir termodinamik çevrimden geçerek soğutma temin edilir. Evaporatörden çıkışta gaz absorber tarafından absorblanır. Absorblama kapasitesini arttırmak için absorber soğutulmalıdır.

Zamanla absorber, soğutucu akışkanca doymuş hale gelecektir. Jeneratörde de buhar üretildiği için , çözelti soğutucu akışkanca fakirleşecektir. Jeneratörde akış iki kola ayrılır ve bir koldan zengin (%98) buhar karışımı devreyi beslerken, diğer koldan fakir sıvı karışımı basıncı düşürülerek absorbere geri döndürülür. Bu sırada ısı değiştirgecinde, absorbere dönen karışım ön soğutmaya uğrarken, jeneratöre pompalanan çözeltinin ön ısıtmasını sağlar.

Sistemde, çalışma sıvısına basınç kazandırılması, absorbent sıvı içinde çözünmüş bulunan soğutucu akışkanı (çalışma sıvısı), bir sıvı pompası ile sıkıştırılarak temin edilebilmektedir. Sonra düşük buharlaşma sıcaklığına sahip olan soğutucu akışkan, jeneratörde ısı ilavesi ile buharlaşarak çözülden ayrılır. Absorbent sıvı, içersindeki soğutucu akışkan miktarı azalmış olarak ve bir miktar ısıtılarak jeneratörden ayrılır. Bunun ısısı, ilk çözeltiyi jeneratöre gelmeden önce bir miktar ön ısıtmaya tabi tutmakta kullanılabilir.

Böylece, soğutucu akışkana sıvı halde iken istenen basınç kazandırılabilmiştir. Bu basıncı temin için sıvı pompaya gereken güç, aynı basıncı buhar halinde iken temin eden buhar kompresörüne harcanan güç yanında çok küçüktür. Sistemin diğer elemanları buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine benzemektedir.

Buhar halindeki soğutucu akışkan, absorblayıcıda, absorbent sıvı tarafından emilir ve çevrimin tekrarına hazır hale gelir.

LityumBromür-su çiftini kullanan sistem, amonyak-su çifti kullanan sistemden daha basittir. Çünkü, ikinci sistemde soğutucu akışkan amonyaktır ve soğutma devresine su buharının

karışmaması için tedbir alınması gerekir. Evaporatöre giden devrede amonyak içinde, su buharı bulunacak olursa, orada donma yapacaktır. Bu ise mahzurludur.

LityumBromür-su kullanan sistemde ise su buharı soğutucu akışkan olarak, soğutma devresinde dolaşır. Diğer taraftan amonyak-su'lu sistemlerin çalışması için gerekli sıcaklıklar (120-150°C), özel teknikler kullanılmadan elde edilecek düzlemsel güneş toplayıcı sıcaklıklarından fazladır. LiBr-su sistemi ise, bu kollektörlerden elde edilebilecek sıcaklıklarda (88-93°C) uygun bir şekilde çalışılabilir ve performans sabiti ötekenden daha büyüktür. Buna karşı, LiBr-su sisteminin tek mahzuru, evaporasyon sıcaklığının 4°C'nin çok altında ,soğutucu su buharı olduğundan , çalışmamasıdır.

Sonuç olarak, soğutulacak ortam sıcaklığının +4°C'nin altında olmasını gerektirmeyen işlemler için en uygun çözüm LiBr-su çiftidir. Ayrıca elektrik sorunu olabilecek yerlerde de mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimi yerine , güneş enerjili absorpsiyon soğutma sistemlerini kullanabiliriz.

Sıvı çiftinin seçiminde göz önünde bulundurulması gereken özellikler şunlardır:

- 1) Çalışma şartlarında, absorblayıcının katı halde bulunmaması,
- 2) Soğutucu akışkanın absorbent akışkandan daha uçucu olması,
- 3) Akışkan çiftinin birbirine uygun olması,
- 4) Uzun süre çalışmada çiftin stabil olması,
- 5) Soğutucu akışkan buharlaşma gizli ısısının yüksek olması (Devrede minimum akışkan debisi sirkülasyonu için)
- 6) Korozyon tesiri az ve emniyetli olması.

Absorpsiyon soğutma sistemlerinde, pratikte gerçekleştirilen soğutma tesir katsayısı (performans katsayısı, COP) 0.5-0.7 arasında olabilmektedir. Isı enerjisi kaynaklı mekanik sistemlerde bu oran 0.15 civarındadır (Uyarel ve Öz , 1987).

0°C'nin altındaki sıcaklıklarda ise , mekanik sıkıştırımlı sistemler tercih edilir. Bu sistemleri tercih ederken de , kompresör modellerine ve soğutulacak gıda malzemesinin bulunduğu ortamlara bağlı olarak , çoklu kompresörün (merkezi sistem) kullanılabileceği sistemler tercih edilmelidir.

7.5 Soğutma Sistemlerinin Maliyet Açısından Karşılaştırılması

Burada R-404a freon gazıyla çalışan mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi , sıvı yakıtla çalışan LiBr-su'lu absorpsiyon soğutma sistemi ve güneş enerjili absorpsiyon soğutma sistemi maliyet açısından karşılaştırılacaktır.

Antalya'da kurulması düşünülen 90 ton portakal kapasiteli soğuk muhafaza odası için üretim maliyeti hesabı yöntemine göre maliyet analizi , aşağıdaki gibi yapılmıştır.

Bu 90 ton portakalın istenilen soğuk muhafaza koşulunda saklamak için gerekli olan soğutma yükü kapasitesi 122,5 kW olarak hesaplanmıştır (Ek 2).

7.6 Mekanik Sıkıştırımlı Soğutma Sisteminin Maliyet Analizi

Elektrik enerjisi üretim maliyetini hesaplayabilmek için sisteme yapılan masrafların bilinmesi gerekir. Genellikle bu masraflar sırasıyla ; sistemin yeri , inşaat masrafları , işletme bahis konusu olan yakıt masrafları , işletme ve bakım masraflarıdır. Belirli bir süre içinde bu masrafların tamamı , aynı sürede üretilen birim enerji başına maliyet hesaplanabilir.

$$g = \frac{C_k + C_m + C_f}{E_e} = \frac{C_T}{E_e} \quad (7.1)$$

Burada ; C_k , yıllık sabit sermaye veya yatırım masraflarını , C_m , yıllık işletme ve bakım masraflarını , C_f , yıllık yakıt masraflarını , C_T , yıllık toplam masraflarını , E_e ise yıllık elektrik enerjisi üretimini göstermektedir (Aybars ve Şahin , 1995).

7.6.1 Yatırım Maliyeti

Sabit yıllık sermaye masrafı metoduna göre :

$$C_k = I_k (a/p , i , n) = I_k \left[\frac{i(1+n)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (7.2)$$

I_k : Sabit yıllık sermaye maliyeti

n : Sistemin ömrü

i : Yıllık faiz ödemesi

Sistemin ömrü 15 yıl , yıllık faiz ödemesi de %10 kabul edilirse , C_k değeri ;

$$C_k = 24.232 \text{ €} \times \left[\frac{0,10(1+0,10)^{15}}{(1+0,10)^{15} - 1} \right] = 3185,88 \text{ € / yıl}$$

Yatırım için kullanılan I_k miktarı yatırımcının öz sermayesidir.

I_k değeri , yarı-hermetik kompresör , hava soğutmalı kondenser , evaporatör ve diğer yardımcı cihazların fiyatları hesaplanarak elde edilmiştir.

Mekanik sıkıştırımlı bir sistemin , yılda 365 gün , günde 18 saat kullanılacağı kabulüyle

Yıllık elektrik enerjisi üretim miktarı ;

$$E_e = E \times t \quad (7.3)$$

E_e : Yıllık elektrik enerjisi

t : Mekanik sıkıştırımlı soğutma sisteminin yıllık kullanım süresi

E : Mekanik sıkıştırımlı soğutma sisteminin çektiği elektrik miktarı

$$E : E_1 + E_2 + E_3 \quad (7.4)$$

E_1 : Kompresörün çektiği güç , 37 kW

E_2 : 12 adet evaporatör fanının çektiği toplam güç , $0,42\text{kWh} \times 12 = 5,04 \text{ kW}$

E_3 : 10 adet kondenser fanının çektiği toplam güç , $0,63\text{kWh} \times 10 = 6,3 \text{ kW}$

$E : 37 \text{ kW} + 5,04 \text{ kW} + 6,3 \text{ kW} = 48,34 \text{ kW}$

$t : 18 \text{ saat/gün} \times 365 \text{ gün/yıl} = 6.570 \text{ h/yıl}$

$$E_e = 48,34 \text{ kW} \times 6.570 \text{ h/yıl} = 317.593,8 \text{ kWh/yıl}$$

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde sermaye maliyeti

$$g_k = \frac{C_k}{E_e} \quad (7.5)$$

$$g_k = 3185,88 \text{ € / yıl} \div 317.593,8 \text{ kWh/yıl}$$

$$g_k = 0,01003 \text{ € / kWh}$$

7.6.2 İşletme ve Bakım (O&M) Maliyeti

O&M masrafları , işletme esnasındaki tüm işçilik , malzeme tedarik ve depolama , tamir ve bakım , sigorta v.b. masraflarını kapsar. O&M masrafları yıldan yıla değişik olabilir , bazı yıllar yenilenen parçalar nedeniyle tamir ve bakım masrafları farklıdır.

C_m : Yıllık işletme ve bakım masrafları

$$C_m = 2500 \text{ € / yıl}$$

Sistemin üretilen enerji başına O&M maliyeti ;

$$g_m = \frac{C_m}{E_e} \quad (7.6)$$

$$g_m = 2500 \text{ € / yıl} \div 317.593,8 \text{ kWh/yıl}$$

$$g_m = 0,0079 \text{ € / kWh}$$

Sonuç olarak birim enerji maliyeti

$$g_T = g_k + g_m \quad (7.7)$$

$$g_T = 0,01003 \text{ € / kWh} + 0,0079 \text{ € / kWh}$$

$$g_T = 0,01793 \text{ € / kWh}$$

olarak bulunur.

7.7 Sıvı Yakıtlı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Maliyet Analizi

7.7.1 Yatırım Maliyeti

Sabit yıllık sermaye masrafı metoduna göre :

$$C_k = 65.000 \text{ €} \times \left[\frac{0,10(1 + 0,10)^{15}}{(1 + 0,10)^{15} - 1} \right] = 8545,81 \text{ € / yıl}$$

I_k değeri , sıvı yakıtlı absorbsiyonlu soğutma cihazı , su kulesi , kazan ve brülör cihazlarının fiyatları hesaplanarak elde edilmiştir.

Yıllık elektrik enerjisi üretim miktarı ;

$$E_e = 8760 \times N_e \times L_f \quad (7.8)$$

N_e : Sistemin elektrik gücü

N_e hesaplanırken , sistemdeki kule fanının , pompaların ve brülörün güçleri dikkate alınmıştır.

L_f : Sistemin ömrü boyunca şebeke yük ortalaması (Aybars ve Şahin , 1995).

$$E_e = 8760 \times 2,15 \text{ kWh} \times 0,7$$

$$E_e = 13183,8 \text{ kWh/yıl}$$

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde sermaye maliyetinin hissesi

$$g_k = \frac{C_k}{E_e} = 8545,81 \text{ € / yıl} \div 13183,8 \text{ kWh/yıl}$$

$$g_k = 0,64821 \text{ € / kWh}$$

7.7.2 İşletme ve Bakım (O&M) Maliyeti

$$C_m = 2500 \text{ € / yıl}$$

Sistemin üretilen enerji başına O&M maliyeti ;

$$g_m = 2500 \text{ € / yıl} \div 13183,8 \text{ kWh/yıl}$$

$$g_m = 0,18963 \text{ € / kWh}$$

7.7.3 Yakıt Maliyeti

Kömür , fuel-oil , ağır yağ , linyit ve doğal gaz gibi fosil yakıtlarla çalışan yakıtlarla çalışan klasik sistemlerde üretilen birim enerji başına yakıt maliyeti aşağıdaki gibi bulunur.

Sıvı yakıtlı absorpsiyonlu soğutma sisteminde yakıt olarak fuel-oil No:6 kullanılmıştır.

Yıllık yakıt tüketimi

$$m_f = E_e \cdot q / H_u \quad (7.9)$$

Yıllık yakıt masrafı

$$C_f = m_f \cdot F \quad (7.10)$$

F : Yakıt fiyatı

q : Sistemin özgül ısı sarfiyatı

Hu : Kullanılan yakıtın alt ısıl değeri

$$q = 860 / \eta_t \text{ kcal / kWh} \quad (7.11)$$

η_t : Sistemin termik verimi ; 0,35

$$q = 860 / 0,35 = 2.457,14 \text{ kcal / kWh}$$

$$m_f = 13183,8 \text{ kWh/yıl} \times 2.457,14 \text{ kcal / kWh} \div 9.200 \text{ kcal/kg}$$

$$m_f = 3521,14 \text{ kg / yıl}$$

$$F = 0,2 \text{ € / kg}$$

$$C_f = 0,2 \text{ € / kg} \times 3521,14 \text{ kg / yıl}$$

$$C_f = 704,23 \text{ € / yıl}$$

Sistemin üretilen enerji başına yakıt maliyeti ;

$$g_f = C_f / E_e \quad (7.12)$$

$$g_f = 704,23 \text{ € / yıl} \div 13183,8 \text{ kWh/yıl}$$

$$g_f = 0,05342 \text{ € / kWh}$$

Sonuç olarak birim enerji maliyeti

$$g_T = g_k + g_m + g_f \quad (7.13)$$

$$g_T = 0,64821 \text{ € / kWh} + 0,18963 \text{ € / kWh} + 0,05342 \text{ € / yıl}$$

$$g_T = 0,89126 \text{ € / kWh}$$

olarak bulunur.

7.8 Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Maliyet Analizi

7.8.1 Yatırım Maliyeti

Sabit yıllık sermaye masrafı metoduna göre :

$$C_k = 112.000 \text{ €} \times \left[\frac{0,10(1 + 0,10)^{15}}{(1 + 0,10)^{15} - 1} \right] = 14.725,01 \text{ € / yıl}$$

I_k değeri , absorbsiyonlu soğutma cihazı , su kulesi prizmatik camlı selektif yüzeyli güneş kollektörleri ve su deposu cihazlarının fiyatları hesaplanarak elde edilmiştir.

$$E_e = 8760 \times N_e \times L_f \quad (7.14)$$

N_e : Sistemin elektrik gücü

N_e hesaplanırken , sistemdeki kule fanının , pompaların ve kollektörlerin günde 12 saat yılda 150 gün çalıştığı düşünülerek toplam güç hesaplanmıştır.

L_f : Sistemin ömrü boyunca şebeke yük ortalaması

$$E_e = 8760 \times 1,75 \text{ kWh} \times 0,7$$

$$E_e = 10731 \text{ kWh/yıl}$$

Birim elektrik enerjisi üretim maliyeti içinde sermaye maliyetinin hissesi

$$g_k = \frac{C_k}{E_e} \quad (7.15)$$

$$g_k = 14.725,01 \text{ € / yıl} \div 10731 \text{ kWh / yıl}$$

$$g_k = 1,3722 \text{ € / kWh}$$

7.8.2 İşletme ve Bakım (O&M) Maliyeti

$$C_m = 2500 \text{ € / yıl}$$

Sistemin üretilen enerji başına O&M maliyeti ;

$$g_m = 2500 \text{ € / yıl} \div 10731 \text{ kWh/yıl}$$

$$g_m = 0,233 \text{ € / kWh}$$

Sonuç olarak birim enerji maliyeti

$$g_T = g_k + g_m$$

(7.16)

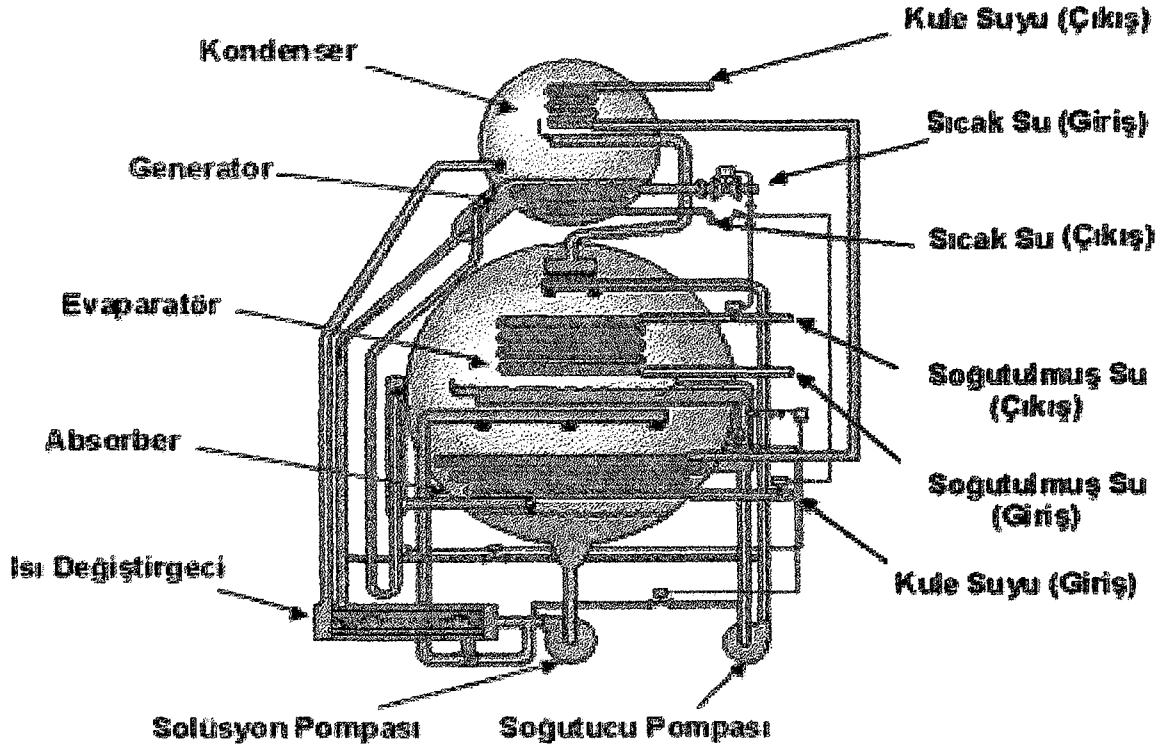
$$g_T = 1,3722 \text{ € / kWh} + 0,233 \text{ € / kWh}$$

$$g_T = 1,6052 \text{ € / kWh}$$

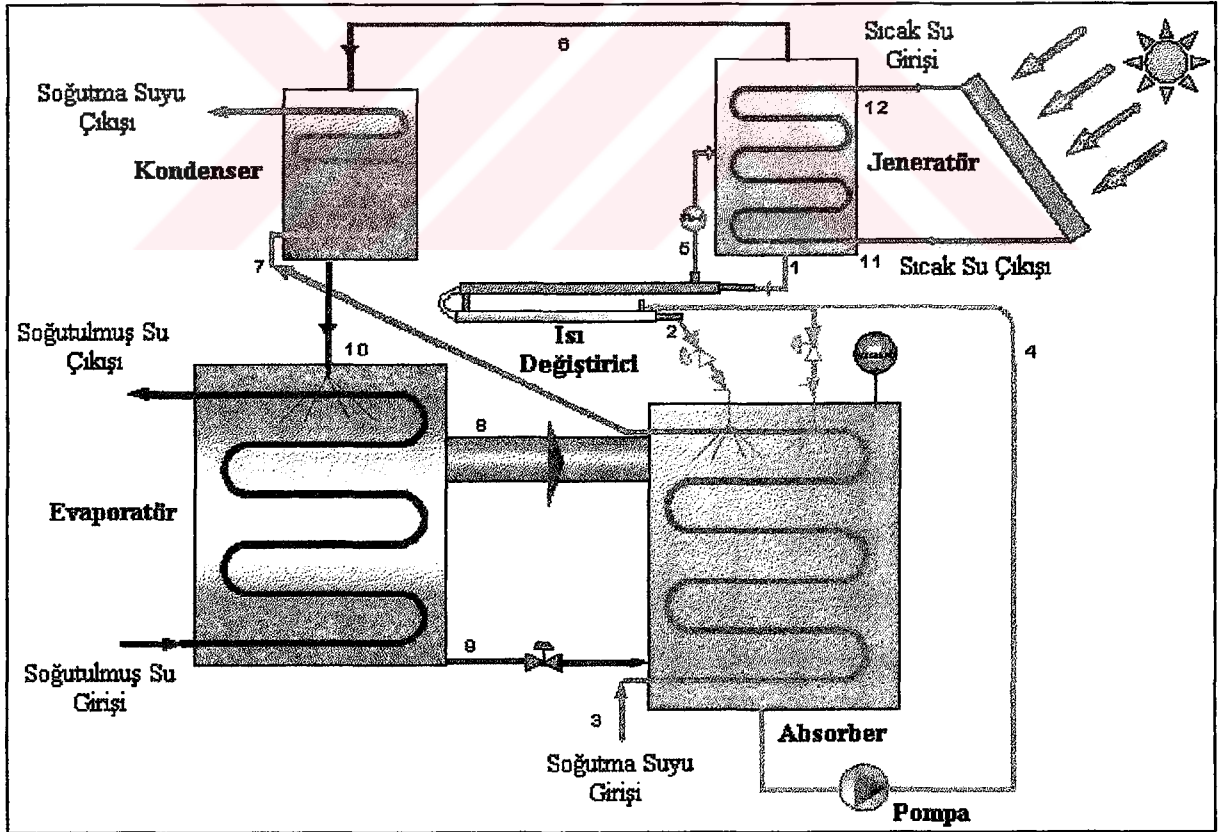
Çizelge 7.10 Soğutma sistemlerinin enerji ve maliyet kıyaslaması

	Yatırım Maliyeti C_k (€ / yıl)	İşletme ve Bakım Maliyeti C_m (€ / yıl)	Yakıt Maliyeti C_f (€ / yıl)	Elektrik Enerjisi Üretimi E_e (kWh / yıl)	Birim Enerji Maliyeti g_T (€ / kWh)
Mekanik Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi	3185,88	2500	-	317593,8	0,01793
Sıvı yakıtlı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	8545,81	2500	704,23	13183,8	0,89126
Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	14725,01	2500	-	10731	1,6052

Çizelge 7.10'da mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminin yatırım maliyetinin , absorbsiyonlu soğutma sistemlerine göre çok düşük olduğu görülmektedir. Buna karşın mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde , absorbsiyonlu soğutma sistemlerine göre çok daha fazla elektrik sarfıyatı görülmektedir. Birim enerji maliyeti karşılaştırıldığında ise , mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin , absorbsiyonlu soğutma sistemlerine göre daha avantajlı olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 7.8 Sıvı Yakıtlı Absorbsiyonlu Soğutma Cihazı [3]



Şekil 7.9 Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi [4]

Şekil 7.8 ve 7.9'da güneş enerjili ve sıvı yakıtlı absorpsiyon soğutma sisteminde kullanılan cihazları ve prensip şemasını görebiliriz. Mekanik sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde , kompresör , evaporatör , kondenser ve termostatik genişleme vanasından oluşur. Bu cihazlarla birlikte yağ ayırıcı , likit tutucu , receiver , manometre , presostatlar , vanalar gibi çeşitli yardımcı elemanlar da kullanılır (Şekil 2.1). Güneş enerjisiyle çalışacak bir absorpsiyon soğutma sisteminde kullanılan cihazlar ise , kompresör yerine jeneratör olmak üzere kondenser , evaporatör , absorber , ısı değiştirgeci , su kulesi , pompa , güneş kolektörleri ve diğer yardımcı cihazlardır.

Güneş kolektörleri güneş radyasyonunu toplayan ve ısı enerjisine dönüştüren düzeneklerdir. Diğer taraftan absorpsiyonlu soğutma sistemleri , kendileri için gerekli enerjiyi ısı olarak dışarıdan almaktadır. Güneş kolektörlerinin ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ortak özelliklerinden dolayı , soğutma sistemlerinde güneş enerjisini soğutma amaçlı kullanmak bugüne kadar birçok insanın hayallerini süslemiştir. Fakat düzlemsel ve vakum tüplü güneş kolektörleri ile ulaşılabilen maksimum sıcaklık , soğutma sistemindeki amonyağın buharlaşmasına yeterli değildir. Konsantre edilmiş güneş kolektörleri , amonyakla çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilir. Fakat bu sistemlerin maliyetleri yüksek , kullanımları da zordur. Ayrıca LiBr-su karışımli absorpsiyonlu soğutma sistemlerine güneş kolektörleri uygulanabilmektedir. Bu sistemlerde soğutucu akışkan olarak su kullanılmaktadır. Fakat su ile 0°C'nin altında soğutma yapmak mümkün olmadığı için , günümüzde kullanım alanları kısıtlıdır (Yazar vd., 1999).

Muhafaza edilmek istenen 90 ton portakalın , mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile soğutulması , maliyetleri açısından da karşılaştırılmıştır. Bunun sonucunda da, günümüzde gıda maddelerinin soğuk muhafazasında mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin kullanılmasının , daha basit , elverişli ve birim enerji maliyeti (g_T) düşük olduğu için daha avantajlı olduğu görülmüştür.

8 SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Gıda maddelerinin soğutulmasında, her gıda farklı ısı özelliklerine sahip olduğu için , gıda maddelerini muhafaza ederken , bu özelliklere dikkat edilmesi gerekir. Tüm gıda malzemelerinin ayrı ayrı düşünülüp , soğuk ve donmuş muhafaza için soğutma yükü hesabının yapılması , hata oranının minimuma indirgenmesini sağlar.

Gıda maddeleri muhafaza edilirken , genellikle mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi tercih edilir. Bunun en büyük nedeni , her türlü gıda maddelerini (meyve, sebze, et, ...) bu soğutma sistemi ile soğutabiliriz. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri , mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemleri ile birçok ortak özelliğe sahip olmasına karşın , tesisatta oluşabilecek sorunlardan dolayı ve birim enerji maliyetlerinin , mekanik sıkıştırımlı bir soğutma sistemine göre oldukça yüksek olması nedeniyle , absorbsiyonlu soğutma sistemleri fazla kullanım alanı bulamamıştır.

R-404a soğutucu akışkanlı mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimi , günümüzde en yaygın ve en ideal soğutma sistemidir. Bununla birlikte gıda maddelerini daha verimli bir şekilde soğutulabilmek için alternatif çözümler devamlı araştırılmaktadır. Scroll veya hermetik tip kompresörler , yerini çift kademeli , vidalı tip kompresörlere bırakmıştır. Bu kompresör modellerinde farklı farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak elde edilen kapasite farklılıkları ve verimlilik incelenmektedir. Günümüzde R-404a soğutucu akışkanı çevre açısından en iyi soğutucu akışkan olarak karşımıza çıkmasına rağmen , sürekli bu tip soğutucu akışkanlar üzerinde yapılan çalışmalar sonucunda bulunan soğutucu akışkanların soğutma sistemlerinde denenmesi ve daha iyi neticeler alınması , bu soğutma sistemlerini hep ilk planda tutmaktadır.

Soğutma sistem elemanlarını seçerken de evaporatör ve kondenserdeki ΔT sıcaklık farklılıkları göz önüne alınmalıdır. Bu hesap , gıdanın verimli bir şekilde soğutulmasından , yatırım ve işletme maliyetlerine kadar her şeyi çok etkiler. Yapılması gereken en önemli husus, soğutulacak gıda malzemesine en uygun soğutma sistemini uygulayarak buna dayalı en verimli , en ekonomik ve ideal şartlardaki sistem elemanlarını seçebilmektir.

KAYNAKLAR

Ataer, Ö.E., Türkoğlu, H. ve Usta, H., (1999), “Ticari Soğutucularda Alternatif Soğutucu Akışkanların Kullanımı”, Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı, Aralık 1999, Ankara.

Aybers, N. ve Şahin, B., (1995), “Enerji Maliyeti” , Yıldız Teknik Üniversitesi Yayını , İstanbul.

Bristol , (2002) , Hermetik ve Scroll Tip Kompresör Katalogları

Dossat, R.J., (1997), Principles of Refrigeration , Prentice – Hall International Inc. , New Jersey.

Frascold , (2002) , Yarı-Hermetik , Çift Kademeli , Vidalı Tip Kompresör Katalogları

Friterm , (2001) , Hava Soğutmalı Kondenser Kataloğu

Friterm , (2002) , Oda Soğutucuları Kataloğu

Genceli, O.F., (1998), “Besinlerin Isıl Özellikleri”, Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınları, Nisan 1998 , İstanbul.

Genceli, O.F., (1998), “Besinlerin Soğutma ve Donma Süreleri”, Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınları, Nisan 1998 , İstanbul.

Genceli, O.F., (1996), “Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri”, Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınları, Haziran 1996 , İstanbul.

Genceli, O.F., (2001), Soğutma Tesisatı, Makine Mühendisleri Odası Yayınları, Ankara.

Özkol, N., (1999), Uygulamalı Soğutma Tekniği, Makine Mühendisleri Odası Yayınları, Ankara.

Uyarel, A.Y., ve Öz, E.S., (1987), Güneş Enerjisi ve Uygulamaları , Birsen Yayınevi, Ankara.

Yazar, A., Güngör C., ve Tırıs M., (1999) , “ Absorbsiyonlu Soğutma Sistemine Güneş Enerjisi Uygulanabilmesi için Deneysel Çalışma” , Termodinamik Dergisi , 8(77) : 54-59.

İNTERNET KAYNAKLARI

[1] <http://www.frascold.it>

[2] <http://www.bristolcompressors.com>

[3] <http://www.enkogen.com/enko/tur/absorb/default.htm>

[4] <http://www.mam.gov.tr/~cgungor/AbsSogutma.htm>

EKLER

- Ek 1 Soğuk Oda Sistemlerinin Uygun Çalışma Aralıkları
Donmuş Muhafaza Sistemlerinin Uygun Çalışma Aralıkları
- Ek 2 Soğutma Yüğü Hesabı
- Ek 3 Sıvı Yakıtlı Absorbsiyonlu Soğutma Cihazı Teknik Bilgileri
Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Cihazı Teknik Bilgileri



İa Sistemlerinin Uygun Çalışma Aralıkları

Sogutucu Akışkan	Oda Hacmi (Net)			Çalışma Kapasitesi			Evaporatör Fan Sayısı			Oda Hacmi (Net)			Çalışma Kapasitesi			Evaporatör Fan Sayısı			Oda Hacmi (Net)	Çalışma Kapasitesi			Evaporatör Fan Sayısı	ŞEHİR	Dış Sıcaklık (°C)	Tıvayış Edilen Bölge													
	m3	watt	Ad.	m3	watt	Ad.	m3	watt	Ad.	m3	watt	Ad.	m3	watt	Ad.	m3	watt	Ad.																					
A)	ET MUHAFAZA (0°C / %85RH)									ŞARKÜTERİ MUH. (2°C / %70RH)									MEYVE/SEBZE MUH. (8°C / %85RH)									ET HAZIRLIK (12°C / %70RH)									Adana	38	E
	R22	2-8	1.158	1	2-8	1.158	2	2-23	1.827	1	2-23	1.827	2	2-23	1.827	2	2-23	1.827	2	Adapazarı	35	C																	
	R22	9-10	1.408	1	9-10	1.408	2	24-28	2.199	1	24-28	2.199	3	24-28	2.199	3	24-28	2.199	3	Afyon	34	C																	
	R22	11-12	1.662	1	11-12	1.662	1	29-43	2.777	2	29-43	2.777	3	29-43	2.777	3	29-43	2.777	3	Amasya	31	C																	
	R22	13-22	2.637	2	13-22	2.637	1	44-82	4.145	2	44-82	4.145	2	44-82	4.145	2	44-82	4.145	2	Ankara	34	C																	
	R22	13-22	2.638	2	13-22	2.638	1	44-82	4.147	1	44-82	4.147	2	44-82	4.147	2	44-82	4.147	2	Antakya	37	C																	
	R22	14-23	2.810	2	14-23	2.810	1	45-90	4.557	2	45-90	4.557	2	45-90	4.557	2	45-90	4.557	2	Antalya	39	E																	
	R22	14-23	2.812	2	14-23	2.812	1	45-90	4.558	2	45-90	4.558	2	45-90	4.558	2	45-90	4.558	2	Aydın	40	E																	
	R22	24-35	4.012	1	24-35	4.012	2	91-141	6.515	1	91-141	6.515	2	91-141	6.515	2	91-141	6.515	2	Balıkesir	38	E																	
	R22	24-35	4.013	1	24-35	4.013	2	91-141	6.515	1	91-141	6.515	1	91-141	6.515	1	91-141	6.515	1	Bilecik	34	C																	
	R22	36-55	4.924	2	36-55	4.924	2	142-261	8.841	2	142-261	8.841	3	142-261	8.841	3	142-261	8.841	3	Bingöl	33	C																	
	R22	37-56	5.000	2	37-56	5.000	2	143-266	9.026	2	143-266	9.026	3	143-266	9.026	3	143-266	9.026	3	Bitlis	34	C																	
	R22	57-75	6.076	2	57-75	6.076	2	267-310	10.485	1	267-310	10.485	2	267-310	10.485	2	267-310	10.485	2	Bolu	34	C																	
	R22	76-93	7.022	2	76-93	7.022	1	311-370	12.197	2	311-370	12.197	2	311-370	12.197	2	311-370	12.197	2	Burdur	36	C																	
	R22	94-106	7.677	2	94-106	7.677	3	371-462	13.658	2	371-462	13.658	2	371-462	13.658	2	371-462	13.658	2	Bursa	37	C																	
	R22	107-120	8.587	2	107-120	8.587	3	463-511	14.544	2	463-511	14.544	2	463-511	14.544	2	463-511	14.544	2	Çanakkale	34	C																	
	R22	121-158	10.590	2	121-158	10.590	2	512-638	18.102	2	512-638	18.102	3	512-638	18.102	3	512-638	18.102	3	Çankırı	37	C																	
R22	159-209	11.395	2	159-209	11.395	2	639-700	19.331	3	639-700	19.331	3	639-700	19.331	3	639-700	19.331	3	Çorum	35	C																		
R22	210-273	13.943	2	210-273	13.943	2	701-930	23.774	2	701-930	23.774	2	701-930	23.774	2	701-930	23.774	2	Denizli	38	E																		
R22	274-326	16.506	3	274-326	16.506	3	931-1125	28.669	4	931-1125	28.669	4	931-1125	28.669	4	931-1125	28.669	4	Dişarbakır	43	E																		
C)	ET MUHAFAZA (0°C / %85RH)									ŞARKÜTERİ MUH. (2°C / %70RH)									MEYVE/SEBZE MUH. (8°C / %85RH)									ET HAZIRLIK (12°C / %70RH)									Elazığ	37	C
	R22	2-6	1.042	1	2-6	1.042	2	2-21	1.672	1	2-21	1.672	1	2-21	1.672	1	2-21	1.672	1	Erzincan	36	C																	
	R22	7-9	1.266	1	7-9	1.266	2	22-25	2.014	1	22-25	2.014	1	22-25	2.014	1	22-25	2.014	1	Erzurum	35	C																	
	R22	10-11	1.494	1	10-11	1.494	2	26-34	2.542	1	26-34	2.542	1	26-34	2.542	1	26-34	2.542	1	Eskişehir	39	E																	
	R22	12-20	2.372	1	12-20	2.372	3	35-70	3.794	2	35-70	3.794	1	35-70	3.794	1	35-70	3.794	1	Gaziantep	34	C																	
	R22	12-20	2.373	1	12-20	2.373	3	35-70	3.795	2	35-70	3.795	1	35-70	3.795	1	35-70	3.795	1	Giresun	30	A																	
	R22	13-21	2.529	1	13-21	2.529	1	36-86	4.355	2	36-86	4.355	2	36-86	4.355	2	36-86	4.355	2	Gümüşhane	33	C																	
	R22	13-21	2.529	1	13-21	2.529	1	36-86	4.356	2	36-86	4.356	2	36-86	4.356	2	36-86	4.356	2	Hakkari	34	C																	
	R22	22-32	3.608	2	22-32	3.608	1	87-129	5.964	2	87-129	5.964	2	87-129	5.964	2	87-129	5.964	2	İğdır	37	C																	
	R22	22-32	3.609	2	22-32	3.609	1	87-129	5.965	2	87-129	5.965	2	87-129	5.965	2	87-129	5.965	2	İskenderun	36	C																	
	R22	33-46	4.430	2	33-46	4.430	2	130-213	7.728	1	130-213	7.728	2	130-213	7.728	2	130-213	7.728	2	İsparta	34	C																	
	R22	34-47	4.499	1	34-47	4.499	2	131-230	8.264	2	131-230	8.264	1	131-230	8.264	1	131-230	8.264	1	İstanbul	33	C																	
	R22	48-64	5.465	3	48-64	5.465	2	231-283	9.598	1	231-283	9.598	3	231-283	9.598	3	231-283	9.598	3	İzmit	36	C																	
	R22	65-78	6.316	2	65-78	6.316	3	284-330	11.165	1	284-330	11.165	2	284-330	11.165	2	284-330	11.165	2	İzmir	37	C																	
	R22	79-95	7.174	2	79-95	7.174	2	331-379	12.503	1	331-379	12.503	2	331-379	12.503	2	331-379	12.503	2	Kars	30	A																	
	R22	96-107	7.726	3	96-107	7.726	3	380-447	13.315	2	380-447	13.315	2	380-447	13.315	2	380-447	13.315	2	Kastamonu	34	C																	
	R22	108-138	9.527	2	108-138	9.527	3	448-582	16.572	2	448-582	16.572	2	448-582	16.572	2	448-582	16.572	2	Kayseri	36	C																	
R22	139-153	10.251	2	139-153	10.251	2	583-622	17.698	2	583-622	17.698	2	583-622	17.698	2	583-622	17.698	2	Kırşehir	35	C																		
R22	154-232	12.543	2	154-232	12.543	2	623-851	21.765	3	623-851	21.765	3	623-851	21.765	3	623-851	21.765	3	Konya	34	C																		
R22	233-291	14.848	3	233-291	14.848	2	852-1026	26.244	3	852-1026	26.244	3	852-1026	26.244	3	852-1026	26.244	3	Kütahya	33	C																		
E)	ET MUHAFAZA (0°C / %85RH)									ŞARKÜTERİ MUH. (2°C / %70RH)									MEYVE/SEBZE MUH. (8°C / %85RH)									ET HAZIRLIK (12°C / %70RH)									Malatya	38	E
	R22	2-5	937	2	2-5	937	2	2-19	1.534	1	2-19	1.534	1	2-19	1.534	1	2-19	1.534	1	Manisa	40	E																	
	R22	6-8	1.140	1	6-8	1.140	2	20-23	1.845	1	20-23	1.845	1	20-23	1.845	1	20-23	1.845	1	Mardin	38	E																	
	R22	9-10	1.344	1	9-10	1.344	2	24-31	2.330	1	24-31	2.330	1	24-31	2.330	1	24-31	2.330	1	Mersin	35	C																	
	R22	11-19	2.303	1	11-19	2.303	1	32-63	3.600	2	32-63	3.600	1	32-63	3.600	1	32-63	3.600	1	Muğla	37	C																	
	R22	11-19	2.305	1	11-19	2.305	1	32-63	3.601	2	32-63	3.601	2	32-63	3.601	2	32-63	3.601	2	Muş	32	A																	
	R22	12-20	2.456	1	12-20	2.456	1	33-82	4.130	2	33-82	4.130	2	33-82	4.130	2	33-82	4.130	2	Neveşehir	30	A																	
	R22	12-20	2.457	1	12-20	2.457	1	33-82	4.131	2	33-82	4.131	2	33-82	4.131	2	33-82	4.131	2	Niğde	34	C																	
	R22	21-27	3.245	2	21-27	3.245	1	83-115	5.469	2	83-115	5.469	2	83-115	5.469	2	83-115	5.469	2	Ordu / Rize	30	A																	
	R22	21-27	3.247	2	21-27	3.247	1	83-115	5.470	2	83-115	5.470	2	83-115	5.470	2	83-115	5.470	2	Samsun	32	A																	
	R22	28-42	3.985	2	28-42	3.985	2	116-160	7.086	1	116-160	7.086	2	116-160	7.086	2	116-160	7.086	2	Siirt	40	E																	
	R22	29-42	4.047	2	29-42	4.047	2	117-172	7.577	2	117-172	7.577	2	117-172	7.577	2	117-172	7.577	2	Sinop	30	C																	
	R22	43-55	4.915	2	43-55	4.915	2	173-260	8.800	1	173-260	8.800	3	173-260	8.800	3	173-260	8.800	3	Sivas	33	C																	
	R22	56-72	5.863	3	56-72	5.863	2	261-302	10.238	1	261-302	10.238	3	261-302	10.238	3	261-302	10.238	3	Tarsus	36	C																	
	R22	73-85	6.453	2	73-85	6.453	3	303-338	11.465	1	303-338	11.465	2	303-338	11.465	2	303-338	11.465	2	Tekirdağ	33	C																	
	R22	86-92	6.949	2	86-92	6.949	2	339-360	12.208	2	339-360	12.208	2	339-360	12.208	2	339-360	12.208	2																				


İklim Sistemlerinin Uygun Çalışma Aralıkları

Sogutma Aralığı	Oda Hacmi (Net)			Çalışma Kapasitesi			Evaporatör Fan Sayısı			Oda Hacmi (Net)			Çalışma Kapasitesi			Evaporatör Fan Sayısı			ŞEHİR	Dış Sıcaklık (°C)	Tıvayışlı Bölge
	m3	watt	Ad.	m3	watt	Ad.	m3	watt	Ad.	m3	watt	Ad.	m3	watt	Ad.	m3	watt	Ad.			
i) Kadar	DONMUŞ MUH. (-21/-18°C / %65RH)									DONMUŞ MUH. (-25/-23°C / %85RH)									Adana	38	E
	DONMUŞ MUH. (-21/-18°C / %70RH)									DONMUŞ MUH. (-25/-23°C / %70RH)									Adapazarı	35	C
	104A	1,0 - 2,4	480	1	1,0 - 1,8	375	1	1,0 - 1,5	375	1	1,0 - 1,3	251	1	1,0 - 1,3	251	1	Afyon	34	C		
	104A	2,5 - 2,9	572	2	1,9 - 2,0	405	1	1,6 - 2,0	405	2	1,4 - 1,7	268	1	1,4 - 1,7	268	1	Amasya	31	C		
	104A	3,0 - 4,7	809	2	2,1 - 2,9	571	1	2,1 - 2,9	571	2	1,8 - 2,0	363	1	1,8 - 2,0	363	1	Ankara	34	C		
	104A	4,8 - 6,6	1.116	2	3,0 - 4,5	785	2	3,0 - 4,5	785	1	2,1 - 2,5	496	1	2,1 - 2,5	496	1	Antakya	37	C		
	104A	6,7 - 12	1.569	3	4,6 - 6,3	1.065	1	4,6 - 6,3	1.065	1	2,6 - 3,3	635	2	2,6 - 3,3	635	2	Antalya	39	E		
	104A	13 - 18	2.239	2	6,4 - 12	1.627	3	6,4 - 12	1.627	1	3,4 - 8,4	1.188	1	3,4 - 8,4	1.188	1	Aydın	40	E		
	104A	19 - 25	3.091	1	13 - 18	2.183	1	13 - 18	2.183	2	8,5 - 11	1.500	3	8,5 - 11	1.500	3	Balıkesir	38	E		
	104A	26 - 34	3.945	1	19 - 23	2.840	2	19 - 23	2.840	1	12 - 17	2.046	1	12 - 17	2.046	1	Bilecik	34	C		
	104A	35 - 56	5.110	1	24 - 41	3.980	1	24 - 34	3.980	1	18 - 24	3.045	2	18 - 24	3.045	2	Bingöl	33	C		
	104A	57 - 82	6.245	3	42 - 54	4.865	3	35 - 54	4.865	2	25 - 32	3.725	1	25 - 32	3.725	1	Bitlis	34	C		
	104A	83 - 92	7.155	2	55 - 64	5.570	1	55 - 65	5.570	1	33 - 44	4.265	2	33 - 44	4.265	2	Bolu	34	C		
	104A	93 - 119	8.554	2	65 - 88	6.691	3	66 - 88	6.691	1	45 - 58	5.194	1	45 - 58	5.194	1	Burdur	36	C		
	104A	120 - 147	10.260	2	88 - 111	8.025	2	88 - 112	8.025	3	59 - 82	6.230	1	59 - 82	6.230	1	Bursa	37	C		
	104A	148 - 270	14.100	3	112 - 162	11.000	3	113 - 163	11.000	3	83 - 116	8.260	2	83 - 116	8.260	2	Çanakkale	34	C		
104A	271 - 300	15.730	3	163 - 218	12.170	2	164 - 196	12.170	3	117 - 132	9.170	2	117 - 132	9.170	2	Çankırı	37	C			
104A	301 - 430	19.990	3	219 - 295	15.460	3	197 - 296	15.460	3	133 - 186	11.650	2	133 - 186	11.650	2	Çorum	35	C			
104A	431 - 540	23.000	4	296 - 342	17.900	3	297 - 343	17.900	4	187 - 260	13.600	3	187 - 260	13.600	3	Denizli	38	E			
104A	541 - 695	28.700	4	343 - 532	22.640	3	344 - 532	22.640	4	261 - 335	17.500	4	261 - 335	17.500	4	Dişarbakır	43	E			
104A	696 - 883	33.550	4	533 - 622	26.460	3	533 - 622	26.460	4	336 - 444	20.460	4	336 - 444	20.460	4	Edirne	37	C			
j) Kadar	DONMUŞ MUH. (-21/-18°C / %85RH)									DONMUŞ MUH. (-25/-23°C / %85RH)									Elazığ	38	E
	DONMUŞ MUH. (-21/-18°C / %70RH)									DONMUŞ MUH. (-25/-23°C / %70RH)									Erzincan	36	C
	104A	1,0 - 2,1	411	2	1,0 - 1,5	297	1	1,0 - 1,4	297	1	1,0 - 1,3	198	1	1,0 - 1,3	198	1	Erzurum	35	C		
	104A	2,2 - 2,5	490	2	1,6 - 1,8	377	1	1,5 - 1,9	377	1	1,4 - 1,5	212	1	1,4 - 1,5	212	1	Eskişehir	34	C		
	104A	2,6 - 4,0	692	3	1,9 - 2,4	475	1	2,0 - 2,4	475	2	1,6 - 1,7	287	1	1,6 - 1,7	287	1	Gaziantep	39	E		
	104A	4,1 - 5,6	955	3	2,5 - 3,4	653	2	2,5 - 3,4	653	2	1,8 - 2,0	393	1	1,8 - 2,0	393	1	Giresun	30	A		
	104A	5,7 - 9,4	1.326	1	3,5 - 5,3	886	2	3,5 - 5,3	886	1	2,1 - 2,5	502	1	2,1 - 2,5	502	1	Gümüşhane	33	C		
	104A	10 - 15	1.915	2	5,4 - 10	1.353	3	5,4 - 10	1.353	1	2,6 - 5,6	939	2	2,6 - 5,6	939	2	Hakkari	34	C		
	104A	16 - 21	2.646	1	11 - 14	1.816	1	11 - 14	1.816	2	5,7 - 8,4	1.186	3	5,7 - 8,4	1.186	3	Iğdır	36	C		
	104A	22 - 27	3.377	1	15 - 19	2.378	2	15 - 19	2.378	2	8,5 - 12	1.619	4	8,5 - 12	1.619	4	İskenderun	37	C		
	104A	28 - 43	4.243	3	20 - 26	3.153	2	20 - 25	3.153	1	13 - 18	2.285	2	13 - 18	2.285	2	İsparta	34	C		
	104A	44 - 57	5.138	2	27 - 33	3.820	2	26 - 33	3.820	1	19 - 22	2.167	2	19 - 22	2.167	2	İstanbul	33	C		
	104A	58 - 67	5.825	2	34 - 39	4.330	2	34 - 44	4.330	3	23 - 25	3.177	2	23 - 25	3.177	2	İzmir	37	C		
	104A	68 - 99	7.633	3	40 - 67	5.814	3	45 - 74	5.814	2	26 - 45	4.320	2	26 - 45	4.320	2	İzmit	36	C		
	104A	100 - 130	9.063	4	68 - 90	6.904	2	75 - 90	6.904	2	46 - 57	5.130	1	46 - 57	5.130	1	Kars	30	A		
	104A	131 - 205	11.447	2	91 - 121	8.720	2	91 - 125	8.720	2	58 - 85	6.480	3	58 - 85	6.480	3	Kastamonu	34	C		
104A	206 - 260	13.581	3	122 - 152	10.345	2	126 - 152	10.345	3	86 - 107	7.687	2	86 - 107	7.687	2	Kayseri	36	C			
104A	261 - 328	17.170	4	153 - 237	13.079	2	153 - 237	13.079	4	108 - 140	9.720	2	108 - 140	9.720	2	Kırşehir	35	C			
104A	329 - 425	19.680	4	238 - 287	14.999	3	238 - 287	14.999	3	141 - 177	11.140	2	141 - 177	11.140	2	Konya	34	C			
104A	426 - 580	24.762	4	288 - 355	18.522	2	288 - 354	18.522	3	178 - 260	13.570	4	178 - 260	13.570	4	Kütahya	33	C			
104A	581 - 690	28.651	4	356 - 500	21.430	3	355 - 504	21.430	4	261 - 301	15.700	3	261 - 301	15.700	3	Malatya	38	E			
k) Kadar	DONMUŞ MUH. (-21/-18°C / %85RH)									DONMUŞ MUH. (-25/-23°C / %85RH)									Manisa	40	E
	DONMUŞ MUH. (-21/-18°C / %70RH)									DONMUŞ MUH. (-25/-23°C / %70RH)									Mardin	38	E
	104A	1,0 - 1,7	355	1	1,0 - 1,4	247	1	1,0 - 1,4	247	1	1,0 - 1,1	156	1	1,0 - 1,1	156	1	Mersin	35	C		
	104A	1,8 - 2,1	421	1	1,4 - 1,5	281	1	1,4 - 1,7	281	1	1,2 - 1,3	167	1	1,2 - 1,3	167	1	Muğla	37	C		
	104A	2,2 - 3,2	595	2	1,6 - 2,0	396	1	1,8 - 2,0	396	1	1,4 - 1,5	226	1	1,4 - 1,5	226	1	Muş	32	A		
	104A	3,3 - 4,8	821	1	2,1 - 2,7	544	2	2,1 - 2,7	544	2	1,6 - 1,7	309	1	1,6 - 1,7	309	1	Neveşehir	30	A		
	104A	4,9 - 8,0	1.140	1	2,8 - 4,3	738	2	2,8 - 4,3	738	2	1,8 - 2,0	395	1	1,8 - 2,0	395	1	Niğde	34	C		
	104A	8,1 - 12	1.591	1	4,4 - 6,4	1.081	2	4,4 - 6,4	1.081	1	2,1 - 4,0	698	1	2,1 - 4,0	698	1	Ordu / Rize	30	A		
	104A	13 - 18	2.275	2	7,4 - 11	1.513	1	7,4 - 11	1.513	1	4,1 - 5,5	934	2	4,1 - 5,5	934	2	Samsun	32	A		
	104A	19 - 23	2.904	1	12 - 16	1.982	1	12 - 16	1.982	2	5,6 - 9,0	1.274	1	5,6 - 9,0	1.274	1	Siirt	40	E		
	104A	24 - 32	3.681	3	17 - 22	2.692	2	17 - 22	2.692	1	9,1 - 16	1.922	1	9,1 - 16	1.922	1	Sinop	30	C		
	104A	33 - 46	4.458	1	23 - 26	3.260	2	23 - 26	3.260	2	17 - 19	2.328	2	17 - 19	2.328	2	Sivas	33	C		
	104A	47 - 56	5.054	3	27 - 32	3.697	2	27 - 32	3.697	1	20 - 21	2.639	2	20 - 21	2.639	2	Tarsus	36	C		
	104A	57 - 89	6.782	1	33 - 57	5.141	3	33 - 57	5.141	2	22 - 33	3.823	1	22 - 33	3.823	1	Tekirdağ	33	C		
	104A	90 - 112	8.053	2	58 - 80	6.105	3	58 - 77	6.105	1	34 - 47	4.540	3	34 - 47	4.540	3	Trabzon	31	A		
	104A	113 - 146	10.171	3	81 - 107	7.710	2	78 - 107	7.710	2	48 - 72	5.733	3	48 - 72	5.733	3	Tunceli	37	C		
104A	147 - 193	12.067	3	108 - 132	9.147	2	108 - 132	9.147	2	73 - 89	6.802	1	73 - 89	6.802	1	Urfa	43	E			
104A	194 - 290	15.256	3	133 - 208	11.565	2	133 - 185	11.565	3	90 - 120	8.600	2	90 - 120	8.600	2	Uşak	35	C			
104A	291 - 335	17.486	3	209 - 253	13.225	2	186 - 240	13.225	2	121 - 142	9.857	2	121 - 142	9.857	2	Van	33	C			
104A	336 - 470	21.447	3	254 - 305	15.914	3	241 - 305	15.914	3	143 - 185	11.535	2	143 - 185	11.535	2	Yozgat	32	C			
104A	471 - 586	24.966	4	306 - 400	18.413	4	306 - 400	18.413	3	186 - 256	13.346	3	186 - 256	13.346	3	Zonguldak	32	A			

K 2 Soğutma Yüğü Hesabı

SOĞUTMA YÜĞÜ HESABI								
N ADI ,YERİ , MAL SAHİBİ :								
SABI YAPAN : MAK.MÜH.HARUN YELTEKİN			FİRMA :					
KULLANIM AMACI : PORTAKAL MUHAFAZA ODASI			SOĞUTMA			SÜRESİ (h): 24		
SICAKLIK (°C) :		39	ODA SICAKLIK (°C) :		10	MAL GİRİŞ SICAKLIĞI (°C): 30		
İNLÜK MAL SİRKÜLASYONU kg:		90.000	NEM : %30		ODA HACMİ (m3) :			675
A ÖLÇ. (m) EN :		15,00	BOY :		15,00	YÜKS. : 3,00		
TRANSMİSYON ISISI (DUVAR , TAVAN , DÖŞEME)								
İŞARET	ENİ	BOYU	YÜZEYİ	ADET	Ku	ΔT (C°)	SAATTE ISI KAZANCI (Kcal/h)	GÜNLÜK ISI KAZANCI (Kcal/h)
	m.	m.	m2					
YD	15,00	3,00	45,00	1	0,25	29	326,25	7.830
YD	15,00	3,00	45,00	1	0,25	29	326,25	7.830
YD	15,00	3,00	45,00	1	0,25	29	326,25	7.830
YD	15,00	3,00	45,00	1	0,25	29	326,25	7.830
TA	15,00	15,00	225,00	1	0,25	29	1631,25	39.150
DÖ	15,00	15,00	225,00	1	0,35	29	2283,75	54.810
TOPLAM TRANSMİSYON ISISI KAZANCI								125.280
İd = Dış hava ısı tutumu (Kcal/h) :								20,38
HAVA DEĞİŞİMİNDEN GELEN ISI								
İç = İç hava ısı tutumu (Kcal/h) :								5,52
ODA HACMİ		24 SAATTE HAVA DEĞİŞİMİ			ISI TUTUMU/AVA YOĞUNLUĞU			
675		3			14,86		1,143	
							34.395	
MALLARDAN GELEN ISI								
ISI CİNSİ	MAL CİNSİ	AĞIRLIK (KG.)	SIC. FARKI ΔT (C°)	SOĞUMA ISISI DONMA ISISI OLGUNLAŞMA	SOĞUMA SÜRESİ (SAAT)	SAATTE ISI KAZANCI (Kcal/h)	GÜNLÜK ISI KAZANCI (Kcal/h)	
SOĞUMA	PORTAKAL	90.000	20	0,90	24	67.500	1.620.000	
DONMA								
İ.SN.SOĞ.								
OLGUNLAŞMA		90		700			63.000	
AN ISILAR								
TOPLAM MAL ISISI KAZANCI								1.683.000
ODA İÇİNDE MEYDANA GELEN MUHTELİF ISILAR								
		KİŞİ / ADET	ISI/GÜÇ	GÜNLÜK ÇALIŞMA ZAMANI (h)				
İNSAN		3	180	5	2.700			
AYDINLATMA		4	30	8	0,86	826		
EVAPORATÖR FANI		6	360	20	43.200			
ELEKTRİKLİ DEFROST					0			
SICAK GAZ DEFROST					0			
DİĞERLERİ					0			
GÖRÜLMEMEYEN ISI KAZANÇLARI İÇİN :							%15	7.009
MUHTELİF ISI KAZANÇLARI								53.734
GÜNLÜK TOPLAM ISI KAZANÇLARI								1.896.409
SOĞUTMA EKİPMANLARI SEÇİMİNDE ESAS ALINACAK SAATTEKİ ISI YÜĞÜ								
GÜNLÜK TOPLAM ISI KAZANCI (Kcal)					1.896.409	105.356		
GÜNLÜK ÇALIŞMA SAATİ (saat)					18	kcal/h		
								122.507
								Watt

EK 3 Sıvı Yakıtlı Absorbsiyonlu Soğutma Cihazı Teknik Bilgileri

 Asan, Korea		DIRECT FIRED ABSORPTION CHILLER-HEATER SPECIFICATION		Customer name		if	
				Project name		if	
				Date		2002/12/25	
Model	AR-F40G3		Spec. code	Refrigerant		H2O	
		1GAGX		Absorbent		LiBr solution(53wt%)	
Item		Unit	Spec.	Item		Unit	Spec.
Cooling capacity		usRT	35.5	Heating capacity		kcal/h	
		kw	125				
Chilled water	Inlet temp.	C	11,0	Cooling water	Inlet temp.	C	30,0
	Outlet temp.	C	6,0		Outlet Temp.	C	35,0
	Flow rate	m ³ /h	21,5		Flow rate	m ³ /h	40,5
	Pressure drop	mAq	,0		Pressure drop	mAq	,0
	Working pressure	kg/cm ² G	8,0		Working pressure	kg/cm ² G	8,0
	Fouling factor	h ² C/kca	0,0001		Fouling factor	h ² C/kca	0,0001
	Pipe Size	A	0		Pipe Size	A	0
	Pass no.	-	10		Pass no.	-	8+2
	Inlet direction	A or B			Inlet direction	A or B	
	Outlet direction	A or B			Outlet direction	A or B	
Hot water	Inlet temp.	C		Fuel spec. (Light oil:(diesel))			
	Outlet Temp.	C		Gas	Higher heating value	kcal/Nm ³	
	Flow rate	m ³ /h			Specific gravity		
	Pressure drop	mAq			Consumption rate(Cooling)	Nm ³ /h	
	Working pressure	kg/cm ² G			Consumption rate(Heating)	Nm ³ /h	
	Fouling factor	h ² C/kca		Oil	Supplied gas pressure	mAq	
	Pipe Size	A			Lower heating value	kcal/kg	9.200
	Pass no.	-			Consumption rate(Cooling)	kg/h	11,8
	Inlet direction	A or B			Consumption rate(Heating)	kg/h	
	Outlet direction	A or B			Specific gravity		0,85
Capacity modulation		Approx.100-90%		Exhaust gas duct size		mm	
Electric capacity		kVA	0,0	Size	Length	mm	0
Electric Power	Phase	ø	3		Width	mm	0
	Voltage	V	380		Height	mm	0
	Frequency	Hz	50		Tube length	mm	
Motor output	Solution pump	kw		Weight	Operating	ton	0,0
	Refrigerant pump	kw			Rigging	ton	0,0
	Vacuum pump	kw		Insulation Area	Hot surface	m ²	0,0
	Burner blower	kw			Cold surface	m ²	0,0
	Oil pump	kw		Color(Munsell code)			5Y 6.5/1

Güneş Enerjili Absorbsiyon Soğutma Cihazı Teknik Bilgileri

 Century Asan, Korea		HOT WATER FIRED ABSORPTION CHILLER SPECIFICATION		Customer name	ii		
				Project name	ji		
				Date	2002/12/25		
Model	AR-D40L2		Spec. code	Refrigerant		H2O	
			IGGGX	Absorbent		LiBr solution(53wt%)	
Item	Unit	Spec.	Item	Unit	Spec.		
Cooling capacity	usRT	35,5	Cooling Water	Inlet temp.	C	30,0	
	kw	125		Outlet Temp.	C	35,0	
Chilled Water	Inlet Temp.	C		11,0	Flow rate	m ³ /h	53,1
	Outlet Temp.	C		6,0	Pressure drop	mAq	5,8
	Flow rate	m ³ /h		21,5	Working pressure	kg/cm ² G	8,0
	Pressure drop	mAq		4,5	Fouling factor	m ² hC/kca	0,0001
	Working pressure	kg/cm ² G		8,0	Pipe Size	A	80
	Fouling factor	m ² hC/kca		0,0001	Pass no.	-	8+2
	Pipe Size	A		65	Inlet direction	A or B	A
	Pass no.	-		10	Outlet direction	A or B	A
	Inlet direction	A or B	A	Electric capacity		kVA	45,0
	Outlet direction	A or B	A	Electric power	Phase	Ø	3
Hot water	Inlet temp.	C	90,0		Voltage	V	380
	Outlet Temp.	C	80,0		Frequency	Hz	50
	Motor output	Flow rate	m ³ /h	15,8	Solution pump	kw	0.55
		Pressure drop	mAq	4,8	Solution spray pump	kw	0.4
		Working pressure	kg/cm ² G	8,0	Refrigerant pump	kw	0.2
		Fouling factor	m ² hC/kca	0,0001	Vacuum pump	kw	0.4
	Pipe Size	A	40	Capacity modulation		Approx. 100-25%	
	Pass no.	-	10	Size	Length	mm	1.816
	Inlet direction	A or B	A		Width	mm	1.849
		Outlet direction	A or B		A	Height	mm
Insulation Area	Hot surface		m ²		6,0	Tube length	mm
	Cold surface	m ²	45,0	Weight	Operating	ton	34,0
Color(Munsell code)		-	SY 6.5/1		Rigging	ton	33,0

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	02.08.1976	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1991-1994	Özel Kültür Koleji
Lisans	1994-1999	Trakya Üniversitesi Müh.-Mim. Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1999-2002	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurum

1998-Devam ediyor Teknion San. Mam. Paz. ve Tic. A.Ş.

