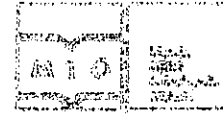


SOĞUTMA TEKNİĞİ ve KLİMA



№ 6705

F. 125 Lira

SATIŞ VE DAĞITIM YERİ: İstanbul'da Devlet Kitapları
Müdürlüğü ve illerde Millî Eğitim Bakanlığı Yaynevleri



DEVLET KİTAPLARI

Levit Baltacı
5-5-1986-URAK

Hallaç

MİLLİ EĞİTİM BAKANLIĞI



MESLEKİ VE TEKNİK ÖĞRETİM KİTAPLARI
ETÜD VE PROGRAMLAMA DAİRESİ YAYINLARI NO. 47

ORTA DERECELİ ENDÜSTRİYEL TEKNİK ÖĞRETİM OKULLARI
SOĞUTMA TEKNİĞİ ve KLİMA

HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI

DÖRDÜNCÜ KİTAP

TEMEL DERS KİTABI

Yazarlar

Mehmet Emin ZORKUN

Ali Rıza ARDIÇ

BİRİNCİ BASIŞ



DEVLET KİTAPLARI

MİLLİ EĞİTİM BASİMEVİ — İSTANBUL 1980

"Her hakkı saklıdır ve Millî Eğitim Bakanlığına aittir. Kitabın metin, ve şekilleri kısmen de olsa hiçbir surette alınıp yayımlanamaz.

Millî Eğitim Bakanlığı Talim ve Terbiye Kurulu'nun 11.3.1980 gün ve 7 sayılı kararı ile temel ders kitabı olarak kabul edilmiş, Yayınlar ve Basılı Eğitim Malzemeleri Genel Müdürlüğü'nün 25.4.1980 gün ve 3184 sayılı emirleri uyarınca 25.000 adet basılmıştır.

Ü N S Ü Z

Teknik liselerde okuyan öğrencileri meslek yaşamına hazırlamak amacıyla yönelik derslerin başında "HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI" dersi gelir. Zaten, "HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI" dersinin termodinamik ve nükleer enerjiden hidrolik kumanda sistemlerine dek birçok bilim ve bilim dallarına ilişkin özgün konuları içermiş olması da bu yargının doğruluğunu kanıtlar.

Konuların farklılığı, özgünlüğü ve çeşitliliği, "HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI" dersi için

UYGULAMALI HİDROLİK VE HİDROLOJİ,
HİDROLİK KUMANDA SİSTEMLERİ,
TERMODİNAMİK,
SOĞUTMA TEKNİĞİ VE KLİMA,
NÜKLEER ENERJİ,
TERMİK MOTORLAR

adlı temel ders kitaplarından oluşan bir dizinin hazırlanmasını gerektirmiş, bu amaçla da Mehmet Emin Zorkun'un başkanlığında Harun Yaşar Kutoğlu, Ali Rıza Ardaç, Demir Yücelen ve Vehbi Özyurt'un katıldıkları bir komisyon oluşturulmuştur. Komisyonun ilk toplantılarında çalışma yöntemleri saptanmış, Teknik Liselerin öğretim programları incelenmiş, temel ders kitaplarının yazımında uyulacak ve uygulanacak ortak kurallar, ortak ilkeler belirlenmiştir. Daha sonra, diziyi oluşturacak temel ders kitaplarının içeriğine kesinlik kazandırmak düşüncesiyle barajlar, hidrolik ve termik santraller, gözlem istasyonları, takım tezgâhı ve pompa imal eden fabrikalar, soğutma tesisleri, uçak bakım-onarım merkezleri gezilmiş, buralarda çalışan mühendis ve teknisyenlerin görüşleri alınmıştır. Ayrıca ileri düzeyde sanayileşmiş ülkelerde, orta

dereceli teknik öğretim kurumlarında okutulan ders kitapları gözden geçirilerek bunların değerlendirilmesi yapılmış ve konuların işlenmesinde yararlanılacak kaynak kitaplarla makaleler derlenmiştir. Bu tür hazırlık çalışmaları 1 yılı aşkın bir süre devam etmiş ve sonra "HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI" dizisini oluşturacak temel ders kitaplarının yazımına geçilmiştir.

Bu temel ders kitaplarının yazımında bilgilerin hazır ortaya konulmasından kaçınılmış, her konunun işlenmesinde "NEDEN" ve "NİÇİN" sorularının yanıtlanmasına önem ve ağırlık verilmiştir. Ayrıca konuların birbirine bağlanmasına ve birbirini tamamlamasına da özen gösterilmiştir. Yeni bilgilerin öğrenciler tarafından özümlemesinde daha önce kazanılmış olan doğru bilgilerin önemli bir yeri vardır. Bu gerçek daima gözönünde bulundurulmuş, diziyi oluşturan temel ders kitaplarına kendi içinde ayrı birer bütünlük kazandırmak düşüncesiyle de bazı konuların yinelenmesinden, değişik bir yaklaşımla ele alınıp incelenmesinden ve yorumlanmasından kaçınılmamıştır.

Her temel ders kitabının yazımında olduğu gibi, "HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI" dizisini oluşturan temel ders kitaplarının yazımında da kendine özgü bazı önemli güçlüklerle karşılaşmıştır. Özellikle, konuların seçiminde, sıralanmasında, düzeyinin belirlenmesinde ve işlenmesinde karşılaşılan bu güçlüklerin üstesinden ancak teknik öğretim kurumlarında öğrenimlerini sürdüren gençlere yararlı olabilmek tutkusuyla gelinebilmiştir. Hele yabancı teknolojinin ürünü olan araç, gereç ve organlara ad bulmakta karşılaştığımız zorluklar, uygulama alanında kullanılan birçok terimlerin tutarsızlığı ve anlam yetersizliği, çoğu zaman elimizi kolumuzu bağlamış, diziyi oluşturan temel ders kitaplarının hizmete sunulmasını geciktirmiştir.

"SOĞUTMA TEKNİĞİ VE KLİMA" adlı temel ders kitabı, "HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI" dersi için hazırlanması

öngörülen dizinin dördüncü kitabıdır. (4) bölümden oluşan bu temel ders kitabının I. Bölümünde "Temel Kavramlar", II. Bölümünde "Soğutma Devresini Oluşturan Ana ve Ara Organlar" işlenmiş, III. Bölümünde "Soğutma Devrelerinin Endüstriyel Uygulamalarına", yer verilmiş ve IV. Bölümünde de "Klima" konusu incelenmiştir.

Konuların seçiminde, öğrencilerin okulu bitirdikten sonra çalışabilecekleri işyerlerinin bilgi gereksinimi gözönünde bulundurulmuştur. Bilindiği gibi, Teknik Liseyi bitiren öğrencilerin yarıya yakın bir bölümü teknik öğretmenlik ve mühendislik öğrenimine yönelmektedir. Bunun için "SOĞUTMA TEKNİĞİ VE KLİMA" adlı temel ders kitabının içerdiği konuların işlenmesinde Teknik Lise öğrencilerini teknik öğretmenlik ve mühendislik öğrenimine hazırlamak da amaçlanmıştır.

Ana ve ara organların işlevlerinin, soğutma devresi üzerindeki yerlerinin ve klima hesapları ile klimada geçen temel kavramların bilinmesi çok önemlidir. Bunun için "SOĞUTMA TEKNİĞİ VE KLİMA" adlı temel ders kitabında soğutma devrelerinin fonksiyonel şemasının çizimi, açıklanması ve elemanter klima cihazlarının tanıtımı ile yetinilmemiş, soğutma devrelerini oluşturan kompresör, buharlaştırıcı, kondansör, regülatör ventil gibi organların işlevleri ile soğutucu akışkanların nitelikleri açıklanmış ve klimada geçen temel kavramların tanımına, diyagramların oluşumu ile kullanımına ve klima hesaplarına ayrıntılı olarak yer verilmiştir. Diğer yandan konuların kavranmasını ve özümlemesini kolaylaştırmak için temel ders kitabına uygulamaya dönük ilginç problemler alınmıştır. Bu problemlerin çözümünde ampirizmden kaçınılmış ve öğrencilerin kafasında düşünülme olasılığı bulunan her soruya bir yanıt getirilmeğe çalışılmıştır. "SOĞUTMA TEKNİĞİ VE KLİMA" adlı temel ders kitabını izleyen öğretmenlerin salt bu problemlerle sınırlı kalmayarak yeni ve daha kapsamlı problemler hazırlamalarını da yararlı bulduğumuzu özellikle belirtmek isteriz.

"SOĞUTMA TEKNİĞİ VE KLİMA" adlı temel ders kitabının yazımında dil ve anlatımın özgün olmasına ayrı bir özen gösterilmiştir. Yıllar süren uğraşların, yabana atılamayacak deneyim ve bilgi birikiminin ürünü olan bu temel ders kitabının kuşkusuz eksikleri ve eleştirilecek yanları vardır. Bunu itiraf etmekten kıvanç duyduğumuzu da özellikle belirtmek isteriz. Bizim için uygulayıcı meslekdaşlarımızın uyarıları ve eleştirileri soyut beğenilerden daha önemli ve daha değerlidir. Bu uyarı ve eleştiriler, "SOĞUTMA TEKNİĞİ VE KLİMA" adlı temel ders kitabının eksiklerinin giderilmesinde bize ışık tutacak, ileride daha yetkin ve daha yeterli bir eser durumuna getirilmesini sağlayacaktır.

Ocak - 1980

Mehmet Emin ZORKUN
Ali Rıza ARDIÇ

HİDROLİK VE ENERJİ MAKİNALARI DİZİSİ

1. Kitap

UYGULAMALI HİDROLİK VE HİDROLOJİ

2. Kitap

HİDROLİK KUMANDA SİSTEMLERİ

3. Kitap

TERMODİNAMİK

4. Kitap

SOĞUTMA TEKNİĞİ VE KLİMA

5. Kitap

NOKLEER ENERJİ

6. Kitap

TERMİK MAKİNALAR

GREK ALFABESİ VE HARFLERİN OKUNUŞU

A	α	alfa	N	ν	nü
B	β	beta	Ξ	ξ	ksi
Γ	γ	gamma	Ο	ο	omikron
Δ	δ	delta	Π	π	pi
E	ε	epsilon	P	ρ	ro
Z	ζ	dzeta	Σ	σ	sigma
H	η	eta	T	τ	to
Θ	θ	teta	T	υ	üpsilon
[ι	iyota	Φ	φ	fi
K	κ	kappa	X	χ	ki
Λ	λ	lambda	Ψ	ψ	psi
M	μ	mü	Ω	ω	omega

İÇİNDEKİLER

I. BÖLÜM

SOĞUTMA YÖNTEMLERİ VE TEMEL KAVRAMLAR

Sayfa
Numarası

1) Soğutma yöntemleri	3
1.a) Fiziksel yöntem	3
1.a.1) İlkel bir soğurmalı soğutma makinası . . .	3- 5
1.a.2) Endüstriyel tip soğurmalı soğutma makinası .	6- 8
1.b) Kimyasal yöntem	3- 9
1.c) Mekanik yöntem	9
1.c.1) Kompresörlü kapalı soğutma devresi ve elemanları	9-11
1.c.2) Kondansör ve buharlaştırıcı basınçları . .	11-12
1.c.3) Kritik basınç ve kritik sıcaklık kavramı .	12-14
1.c.4) Soğutucu akışkanlar	
1.c.4.a) Soğutucu akışkanların genel ve ortak nitelikleri	14-15
1.c.4.b) Freon - 12	15-16
1.c.4.c) Freon - 22	16
1.c.4.d) Freon - 502	16-17
1.c.4.e) Amonyak	17-18
1.c.4.f) Metilklorid	18-19
1.c.4.g) Karbondioksit	19-20
1.c.4.h) Kükürtdioksit	20-21
2) Soğutma tekniğinde kullanılan diyagramlar	
2.a) Çevrim	21-23
2.b) Antropik diyagram	23-31
2.c) İdeal çevrim	31-35
2.d) Antalpi diyagram	35-43

	<u>Sayfa</u> <u>Numarası</u>
2.e) Sıcaklık-Antropi diyagramları ile Basınç - Antalpi diyagramlarının karşılaştırılması	44- 47
3) Kademeli sıkıştırma ve kademeli genişleme	
3.a) Kademeli sıkıştırma	48- 51
3.b) Kademeli genişleme	51- 54
4) Aynı sıcaklıkta çok sayıda buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatı	54- 58
5) Farklı sıcaklıkta birden fazla buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatı	58- 62
6) Dolaylı soğutma yapan soğutma tesisatları	62- 64
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	65- 66

II. B Ü L Ü M

SOĞUTUCU DEVRELERDE ANA VE YARDIMCI ELEMANLAR

1) Soğutucu devrelerde ana elemanlar	
1.a) Kompresörler	
1.a.1) Kompresörün tanımı ve çeşitleri	69- 70
1.a.2) Kompresör kapasitesi	70- 72
1.a.3) Kompresörün gücü	72- 81
1.a.4) Endikatör diyagramı	81- 90
1.a.5) Kompresör kapasitesinin düzenlenmesi	91- 93
1.a.6) Kompresör ana elemanları	93- 96
1.a.6.a) Emme filtresi	97
1.a.6.b) Klapeler	97
1.a.6.b.1) Saplı klapeler	97- 98
1.a.6.b.2) Sipiral yay klapeler	98
1.a.6.b.3) Hörbiçer klapesi	99

	<u>Sayfa</u> <u>Numarası</u>
1.a.6.b.4) Düşey tip eşit akımlı kompresörlerde kullanılan klapeler	99-
1.a.6.b.5) Basma klapeleri	99-100
1.b) Kondansörler	
1.b.1) Kondansörlerin tanımı ve çeşitleri	100-101
1.b.2) Hava soğutmalı kondansörler	101
1.b.3) Su soğutmalı kondansörler	102
1.b.3.a) İçten su akımlı kondansörler	102-104
1.b.3.b) Dıştan su akımlı kondansörler	
1.b.3.b.1) Su içinde çalışan kondansörler	104-106
1.b.3.b.2) Yağmurlamalı kondansörler	106-108
1.b.3.b.3) Shell kondansörü	108-109
1.b.4) Karma kondansörler	109-110
2) Soğutucu devrelerde yardımcı elemanlar	
2.a) Hazne	110-111
2.b) Nem tutucu	111-113
2.c) Elektrovalflar	113-117
2.d) Soğutucu akışkanın kontrolü	117
2.d.1) Şamandıralı alçak basınç valfı	118-120
2.d.2) Şamandıralı yüksek basınç valfı	120-121
2.d.3) Otomatik genişleme valfı	121-123
2.d.4) Termostatik genişleme valfı	123-125
2.d.5) Denkleştiricili termostatik genişleme valfı	125-127
2.e) Isı dönüştürücüsü	127-128

	<u>Sayfa</u> <u>Numarası</u>
2.f) Hava gidericileri	123-131
2.g) Sıvı ayırıcısı	131
2.h) Yağ ayırıcıları	131-133
2.i) Ara soğutucular	133
2.j) Buharlaştırıcı basınç regülatörü	133-136
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	137-139

III. B Ö L Ö M

ÇEŞİTLİ UYGULAMALAR

1) Buz yapımı	
1.a) Genel tanım ve açıklamalar	142-143
1.b) Buz jeneratörü	143-146
1.c) Buz jeneratöründen çekilen ısı miktarının hesabı	146-150
2) Soğutucu akışkan olarak Freon kullanılan otomatik meyve soğutma tesisatının hesabı	150-171
3) Hızlı dondurma kavramı ve hızlı dondurma yöntemleri	
3.a) Tanım ve açıklamalar	171-172
3.b) Hızlı dondurma yöntemleri	
3.b.1) Hava ile hızlı dondurma yöntemi	172-178
3.b.2) Salamura ile hızlı dondurma yöntemleri	
3.b.2.a) Otessen yöntemi	178-179
3.b.2.b) Zarotschenzeff yöntemi	
3.b.2.c) Petersen yöntemi	
3.b.3) Değdirme ile hızlı dondurma	179-181
3.c) Soğuk hücrelerde depolama	181-182
3.d) Dondurma ortamı	183-193
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	194

IV. B Ö L Ö M

K L İ M A

1) Temel kavramlar ve tanımlar	
1.a) Giriş	195-197
1.b) Nemli hava	197-198
1.b.1) Mutlak nem	198-200
1.b.2) Bağıl nem	200-201
1.b.3) Çiğ noktası	201-207
1.b.4) Yaş termometre sıcaklığı	207-208
1.b.5) Bağıl nemin belirlenmesi	
1.b.5.a) Psikrometrik çizelgelerden yararlanılarak bağıl nemin belirlenmesi	208-211
1.b.5.b) Higrometrelerden yararlanılarak bağıl nemin belirlenmesi	211-225
1.b.6) Nemli havanın antalpisi	225-234
1.b.7) Nemli havanın antalpisinin grafik olarak gösterilmesi	
1.b.7.a) Antalpi diyagramının oluşumu	234-236
1.b.7.b) Antalpi diyagramının kullanımı	236-243
2) Bir elementer klima tesisinin hesabı	
2.a) Klima için hava hazırlanırken denetim altında bulundurulması gereken etkenler	243
2.a.1) Akım hızı	243-244
2.a.2) Sıcaklık ve bağıl nem derecesi	244
2.c) Klima cihazı	244
2.b.1) Kış işletmesi hesabı	247-252
2.b.2) Yaz işletmesi hesabı	252-267
KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI	267-268
YARDIMCI ÇİZELGELER	269-277
KAYNAKÇA	278

I. B Ü L Ü M

SOĞUTMA YÖNTEMLERİ VE TEMEL KAVRAMLAR

1) SOĞUTMA YÖNTEMLERİ

1.a) Fiziksel yöntem

1.a.1) İlkel bir soğurmalı soğutma makinası

1.a.2) Endüstriyel tip soğurmalı soğutma makinası

1.b) Kimyasal yöntem

1.c) Mekanik yöntem

1.c.1) Kompresörlü kapalı soğutma devresi ve elemanları

1.c.2) Kondansör ve buharlaştırıcı basınçları

1.c.3) Kritik basınç ve kritik sıcaklık kavramı

1.c.4) Soğutucu akışkanlar

1.c.4.a) Soğutucu akışkanların genel ve ortak nitelikleri

1.c.4.b) Freon - 12

1.c.4.c) Freon - 22

1.c.4.d) Freon - 502

1.c.4.e) Amonyak

1.c.4.f) Metilklorid

1.c.4.g) Karbondioksit

1.c.4.h) Kükürtdioksit

2) SOĞUTMA TEKNİĞİNDE KULLANILAN DİYAGRAMLAR

2.a) Çevrim

2.b) Antropik diyagram

2.c) İdeal çevrim

2.d) Antalpik diyagram

2.e) Sıcaklık - Entropi diyagramları ile Basınç - Entalpi diyagramlarının karşılaştırılması

- 3) Kademeli sıkıştırma ve kademeli genleşme.
 - 3.a) Kademeli sıkıştırma
 - 3.b) Kademeli genleşme
- 4) Aynı sıcaklıkta çok sayıda buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatı
- 5) Farklı sıcaklıkta birden fazla buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatı
- 6) Dolaylı soğutma yapan soğutma tesisatları

SOĞUTMA YÖNTEMLERİ VE TEMEL KAVRAMLAR

1) Soğutma Yöntemleri

Soğutma tekniği fizik kanunlarına dayandırılmıştır. Soğutma şu üç yöntemle gerçekleştirilir:

- 1°) Fiziksel yöntem,
- 2°) Kimyasal yöntem,
- 3°) Mekanik yöntem.

Fiziksel ve mekanik yöntemlerle gerçekleştirilen soğutmada, soğutucu akışkan kimyasal anlamda hiçbir yapı değişikliğine uğramaz. Ancak hem fiziksel yöntemde ve hem de mekanik yöntemde soğutucu akışkan farklı işlemlerin etkisi altında bulunur. Bunun için bu yöntemleri ayrı ayrı inceleyeceğiz.

1.a) Fiziksel Yöntem

Sıvılar buharlaşırken çevreden ısı çekerler. Buharlaşan sıvıların çevreden ısı çekmesi çevre sıcaklığının düşmesine neden olur. *Isı kaybının neden olduğu sıcaklık düşmesine ya da sıcaklık azalmasına soğuma denir.*

Elimize sürdüğümüz kolonyanın, yazın sıcak günlerinde cadde ve meydanlara serpilen suyun buharlaşarak serinlik vermesi, fiziksel yöntemle gerçekleştirilen soğutmaya ilişkin iki ilginç örnektir.

İlk zamanlarda kullanılan ispirotolu buz dolapları ile elektrik olmayan yörelerde kullanılan absorpsiyonlu yani soğurmalı buz dolaplarında soğutma hep fiziksel yöntemle gerçekleştirilir. Önemli olduğu için soğurmalı soğutma tekniğine kısaca değineceğiz.

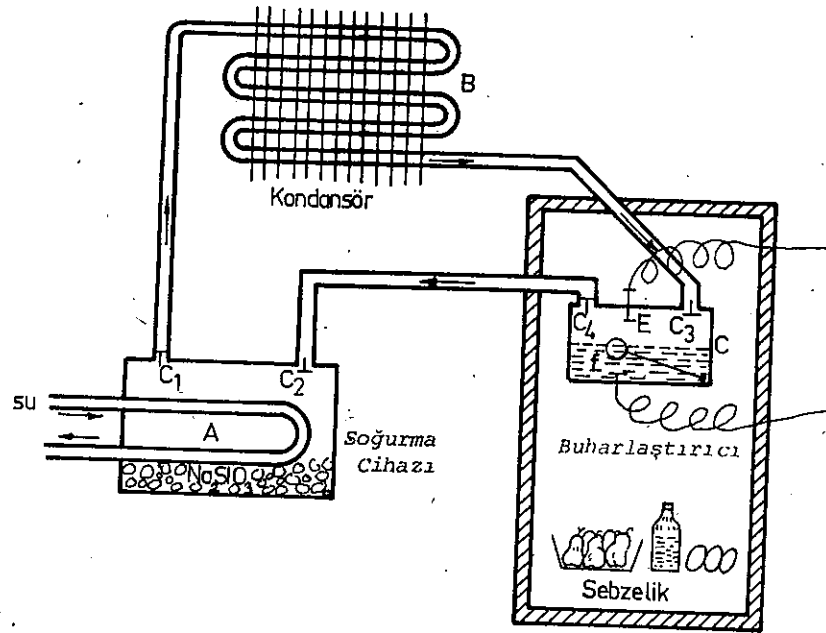
1.a.1) İlkel Bir Soğurmalı Soğutma Makinası

Fiziksel soğutma yönteminin endüstriye yansıyan en

önemli yanını soğurmalı soğutma oluşturur. Soğurmalı soğutma makinalarında ısı enerjisinden yararlanılır. Soğurmalı soğutma devresi üzerinde hareket iletme ve aktarma organları yoktur. Bu nedenle makina tamamen sessiz çalışır.

Soğutma devresinde soğurucu olarak SİLİKO-GEL ve su kullanılır. Siliko-Gel, nem tutucu ya da emici Siliko-Sodyuma madensel bir asitin etkimesi ile oluşur. Pelte kıvamındaki bu bileşik daha sonra yıkanıp kurutulur. Çok küçük tanecekler şeklinde soğutma devresine yerleştirilen Siliko-Gel amonyağı emer.

Amonyak, düşük sıcaklıklarda, bilindiği gibi, suda da kolayca çözülür ve bu çözelti (55°C) sıcaklıkta ısıtıldığı zaman amonyak buharlaşarak ayrılır. Suyun işlevi, soğutma devresindeki amonyağı çözmektir. (Şekil-1.1)'de, soğurmalı soğutma makinasının fonksiyonel şeması görülmektedir.



Şekil-1.1 Soğurmalı Soğutma Makinasının Fonksiyonel Şeması

Soğurmalı soğutma makinası kompresör yerine geçen (A) soğurma cihazı, (B) kondansörü ve (C) buharlaştırıcısından oluşmuştur. (A) soğurma cihazının alt bölümünde siliko-gel bulunur. Siliko-Gel'in işlevi buharlaştırıcıdan gelen amonyak buharını yoğunlaştıktan sonra emmektir. Buharlaştırıcıdan gelen amonyağı yoğunlaştırmak için (A) soğurma cihazına ayrıca içerisinde devamlı su akımı bulunan bir helisel boru yerleştirilir. (A) soğurma cihazı gerekli ısı enerjisini bir elektrik, bir ispirto ya da bir bütan gazı ocağından alabilir. Elektrik, ispirto ya da bütan gazı ocağından alınan ısı ile siliko-gel'in emmiş olduğu amonyak buharlaşır. Basınç belirli bir değere ulaştınca (C_1) klapesi açılır ve amonyak buharı (C_1) klapesinden geçerek (B) kondansörüne dolar. (B) kondansöründe soğutma yüzeyi büyük değerlere sahiptir. Bu nedenle (B) kondansörüne dolan amonyak buharı hiçbir güçlükle karşılaşmaksızın yoğunlaşır ve yoğunlaşan amonyak da (C) buharlaştırıcısına geçer. (C) buharlaştırıcısına dolan amonyak (D) şamandrasını yukarıya kaldırır. (A) cihazındaki amonyak tamamen (C) buharlaştırıcısına geçtiği zaman (D) şamandrası (E) kumanda düşmesine etkir ve (A) soğurma cihazına ısı enerjisi veren elektrik, ispirto ya da bütan gazı ocağı söner. (C) buharlaştırıcısına geçen sıvı amonyak çevreden ısı alarak yeniden buharlaşır. Basınç belirli bir değere ulaştınca (C_4) klapesi açılır ve buharlaşan amonyak (A) cihazına dolar. (A) cihazına dolan amonyak yoğunlaşır, yoğunlaşan amonyak da siliko-gel tarafından emilir. (C) buharlaştırıcısında buharlaşan amonyak tamamen (A) soğurma cihazına geçince bu kez (D) şamandrası (F) kumanda düşmesine etkir. (D) şamandrası (F) kumanda düşmesine etkiyince elektrik, ispirto ya da bütan gazı ocağı yeniden yanar. (C) buharlaştırıcısında buharlaşan amonyak buharlaşma sürecinde çevreden ısı çektiği için sıcaklık düşmesine yani soğumaya neden olur.

1.a.2) Endüstriyel tip soğurmalı soğutma makinası

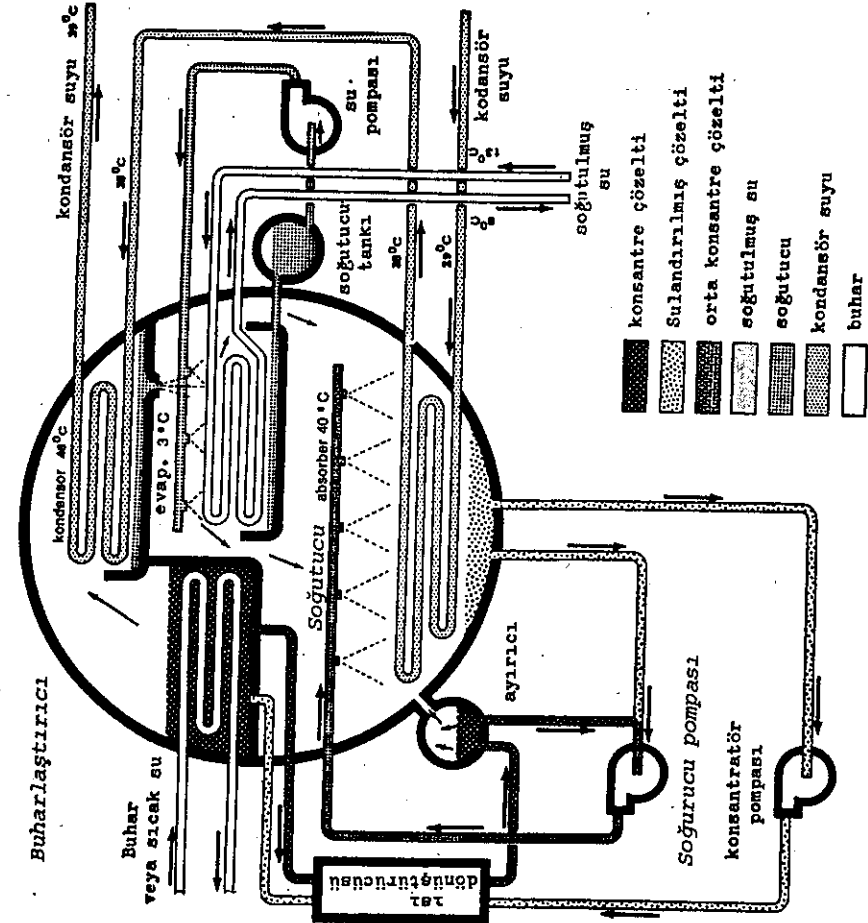
(Şekil-1.2)'de, endüstriyel tip bir soğurmalı soğutma makinasının fonksiyonel şeması görülmektedir. Endüstriyel tip soğurmalı soğutma makinası kondansör, buharlaştırıcı ve soğurma kabı gibi ana organlarla ısı dönüştürücüsü, konsantratör, konsantratör pompası, soğurucu pompası, soğutucu tankı ve su pompası gibi ara organlardan oluşmuştur.

Buharlaştırıcıdaki ve soğurma kabındaki basınç atmosferik basıncın (% 1)'i, konsantratördeki ve kondansördeki basınç da atmosferik basıncın (%10)'u kadardır. Buharlaştırıcıdaki, soğurma kabındaki, konsantratördeki ve kondansördeki basıncın korunması bir zorunluluktur. Çünkü yapılan deneysel araştırmalar sonunda, buharlaştırıcıdaki basınç (0,0042 kg/cm²) arttığı zaman soğutma makinasını terkeden soğutucu suyun sıcaklığının da (5,5 °C) arttığı saptanmıştır.

Soğutucu akışkanın yeniden kullanılış durumuna getirilmesi yöntemi, hemen belirtelim ki, bu soğutma makinasının en belirgin özelliğini oluşturur. Endüstriyel tip soğurmalı soğutma makinasında soğutucu akışkan olarak damıtık su ve soğurucu olarak da bir tuz çözeltisi kullanılır. Soğurucu çözeltinin şu iki özelliğe sahip bulunması gerekir:

- 10) Su ile kolayca karışabilmelidir,
- 20) Kaynama sıcaklığı suyun kaynama sıcaklığından daha yüksek olmalıdır.

Buharlaştırıcıda yağmurlama borusundan püskürtülen soğutucu akışkan çevreden ısı alarak buharlaşır. Buharlaşan soğutucu akışkan soğurucu yağmurlama borusundan püskürtülen soğurucu çözelti tarafından emilir. Bu çözeltiye sulandırılmış soğurucu çözelti adı verilir. Sulandırılmış soğurucu çözelti soğurma kabının dibinde toplanır. Soğurma kabının dibinde toplanan sulandırılmış soğurucu çözelti konsantratör pompası ile konsantratöre basılır. Ancak



Şekil-1.2 Soğurmalı soğutucunun fonksiyonel şeması

konsantratöre basılan sulandırılmış soğutucu çözelti, konsantratör pompası ve konsantratör arasına yerleştirilmiş olan bir ısı dönüştürücüsünden geçirilir. Isı dönüştürücüsünün işlevi, sulandırılmış soğutucu çözeltinin sıcaklığını yaklaşık olarak (18,3 °C)'ye yükseltmektir. Konsantratör, içerisinden sıcak su ya da buhar geçirilen bir boru demeti ile donatılmıştır. Konsantratörde, soğutucu akışkan buharlaştırılarak soğurucu çözeltinin ayrışması sağlanır. Buharlaşan soğurucu çözeltiden ayrılan soğutucu akışkan kondansörde yoğunlaşarak soğutucu tankında toplanır. Konsantratörde kalan soğurucu çözelti koyulaşır ve konsantre çözelti adını alır. Daha sonra konsantre çözeltinin bir bölümü ısı dönüştürücüsünden geçer, ayırıcı adı verilen bir hücreye dolar. Isı dönüştürücüsünden geçerken konsantre çözeltinin sıcaklığı (18,3 °C)'ye kadar düşer. Diğer yandan ayırıcıda konsantre çözelti basınç düşmesine uğradığı için sıcaklığından bir miktar daha kaybeder. Ayırıcıda iyice soğuyan konsantre çözelti soğurucu pompasını soğurma kabına bağlayan borunun içerisinde sulandırılmış çözeltiye karışarak orta konsantre çözeltiyi oluşturur. Orta konsantre çözelti de yeniden soğurucu pompası ile soğurucu yağmurlama borusuna basılır.

1.b) Kimyasal Yöntem

Normal sıcaklıkta oldukları halde bazı kimyasal maddeler belirli oranlarda birbiriyle karıştırıldıkları zaman daha düşük bir sıcaklık elde edilir. Bunun nedeni karışım oluşurken çevreden belirli bir miktar ısı alınmış olmasıdır. Modern soğutma makinalarının henüz girmediği yörelerde dondurmacılar, bilindiği gibi çok düşük bir sıcaklık elde ederek dondurma yapmak için kar ya da buzla sofr tuzu (NaCl) karışımından yararlanırlar. Aşağıda 1.1 numaralı çizelgede, kar ya da buzla bazı kimyasal maddelerin karıştırılmasından elde edilen düşük sıcaklıklar verilmiştir.

1.1 Numaralı Çizelge

Karıştırılan Maddeler ve ağırlık oranları	İlk Sıcaklık	Karışım Sıcaklığı
% 65 (Kar ya da Buz)- %35 (NaCl)	0°C	- 20°C
% 60 (Kar ya da Buz)- %40 (H ₂ SO ₄)	0°C	- 30°C
% 43 (Kar ya da Buz)- %57 (KOH)	0°C	- 46°C
% 45 (Kar ya da Buz)- %55 (CaCl ₂)	0°C	- 40°C

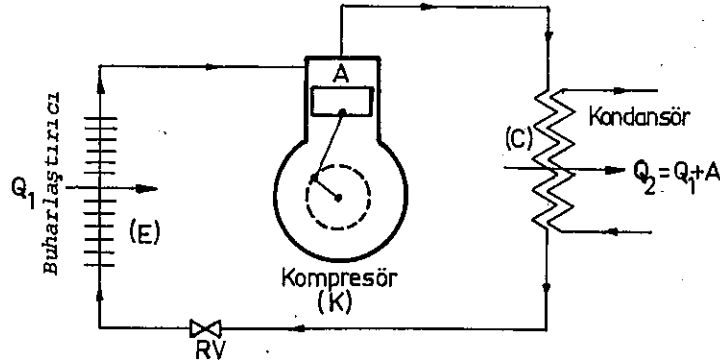
1.c) Mekanik Yöntem

Mekanik yöntemle soğutma, soğutucu akışkanın gördüğü işlemler bakımından "fiziksel yöntemle soğutmada", ayrılmaktadır. Gerçekte, mekanik yöntemle soğukluğun meydana getirilmesi olgusu da fiziksel bir öze sahiptir. Çünkü mekanik yöntemle soğutma, dışarıdan iş verilerek soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığının yükseltilmesi esasına dayanır. Clausius tarafından "BİR İŞ HARCAMADAN YA DA EŞZAMANDA SICAK KAYNAĞIN SOĞUK KAYNAĞA AYNI MİKTARDA ISI VERMESİNİ SAĞLAMADAN SOĞUK KAYNAKTAN SICAK KAYNAĞA ISI GEÇİRMEK OLANAKSIZDIR," şeklinde ifade edilen Termodinamiğin ikinci Kanununa göre, soğutmaya aracılık yapan soğutucu akışkanın ters yönde bir çevrimi izleyebilmesi daha açık bir deyişle soğuk kaynaktan aldığı ısıyı sıcak kaynağa geçirebilmesi için soğutucu akışkana mutlaka dışarıdan bir iş verilmesi gerekir.

1.c.1) Kompresörlü kapalı soğutma devresi ve elemanları

Soğutucu akışkanın ters yönde bir çevrimi izleyebilmesini sağlayarak soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ısı geçirmek için kapalı soğutma devresinde bir kompresörden yararlanılır. (Şekil-1.3)'de, kompresörlü kapalı soğutma devresinin işlev şeması görülmektedir. Kompresörlü kapalı soğutma devresi, esas olarak, kompresör, regülatör ventil, buharlaştırıcı ve

kondansörden oluşmuştur. Şimdi kısaca kompresörlü kapalı soğutma devresini oluşturan elemanların işlevine değinelim. Bir soğutma makinası da tıpkı bir termik makina gibi, sıcaklıkları farklı iki ısı kaynağına bağlı olarak devinir. Termik makinanın sıcak kaynaktan ısı almasına, aldığı ısının bir bölümünü Termodinamiğin Birinci Kanunu uyarınca çevreye mekanik enerji olarak iletmesine ve arta kalan ısıyı da soğuk kaynağa geçirmesine karşın soğutma makinası soğuk kaynaktan çektiği ısıyı çevreden mekanik enerji yani iş olarak sıcak kaynağa geçirir.



Şekil-1.3 Kompresörlü Kapalı Soğutma Devresinin Fonksiyonel Şeması

Buharlaştırıcının işlevi alçak basınçta soğutucu akışkanın çevreden ısı çekerek buharlaşmasını ve ortamın soğumasını sağlamaktır. Kompresör, buharlaştırıcıda buharlaşan soğutucu akışkanı emer ve kondansöre basar. Kondansöre basılan soğutucu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşırken çevreden çektiği ısı miktarı ile kompresörün verdiği mekanik enerjinin toplamına eşit bir enerji yüküne sahiptir. Kondansörün işlevi kompresörün bastığı soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda ve kompresörde yüklendiği enerjiyi atmosfere ya da soğutma sıvısına terketmesini sağlamak ve soğutucu akışkanı emme sürecindeki termodinamik koşullara uydurmaktır. Regülatör ventili

kondansörde yoğunlaşan soğutucu akışkanı süperhit miktarını ayarlayarak buharlaştırıcıya sevkeder. Süperhit miktarından buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığını aşan sıcaklık fazlası daha açık bir deyişle ifade etmek gerekirse buharlaştırıcının giriş ve çıkış sıcaklıkları arasında fark anlaşılmalıdır. Süperhit miktarı hiçbir zaman (20c)'den daha küçük ve (6,50c)'den de daha büyük olmamalıdır.

Kompresör ve regülatör ventili, kapalı soğutma devresini ikiye bölen elemanlardır. Soğutucu akışkan kompresör-kondansör ve kondansör-regülatör ventili arasında yüksek basınç altında, regülatör ventili-buharlaştırıcı ve buharlaştırıcı-kompresör arasında da alçak basınç altında bulunur.

Kompresör - kondansör arasında, gaz halindeki soğutucu akışkan kondansör ve kondansör çıkışında kısmen ve kondansör - regülatör ventili arasında da tamamen yoğunlaşır. Regülatör ventilden buharlaştırıcıya sıvı halde geçen soğutucu akışkan daha önce açıklamış olduğumuz gibi, çevreden ısı alarak buharlaştırıcıda buharlaşır gaz halini kompresöre kadar sürdürür. Kapalı soğutma devresinin kompresör ve regülatör ventili tarafından sınırlanan kondansör bulunan kesimine Yüksek Basınç Kanadı, regülatör ventili ve kompresör tarafından sınırlanan buharlaştırıcı bulunan kesimine de Alçak Basınç Kanadı denir.

1.c.2) Kondansör ve buharlaştırıcı basınçları

Daha önce de değinmiş olduğumuz gibi, gaz halinde kompresörden kondansöre basılan soğutucu akışkan kondansörde yoğunlaşmaya-başlar ve kondansör - regülatör ventili arasında tamamen yoğunlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya sıvı halde gelir ve burada çevreden ısı alarak buharlaşır. Buharlaşma alçak basınç altında ve yoğunlaşma da yüksek basınç altında gerçekleşir. Buharlaşma ve yoğunlaşma sürecinde basınç sabit kaldığı için sıcaklık da değişmez, sabit kalır.

Buharlaştırıcı ve kondansörde basınç ne kadar yükselirse buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklığı o kadar yükselir, basınç ne kadar düşerse buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklığı da o kadar düşer. Aşağıda 1.2 Numaralı çizelgede, soğutucu akışkanların buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarını karşılayan buharlaştırıcı basıncı ile kondansör basıncı verilmiştir.

1.2 Numaralı Çizelge

Soğutucu Akışkan	Buharlaşma Sıcaklığı		
	-11°C	0°C	11°C
Buharlaştırıcı Basıncı (Kg/cm ²)			
Amonyak	1,28	2,1	3,38
Freon - 12	1,08	1,68	2,62
Metilklorid	0,82	1,32	2,06
Kükürtdioksit	0,425	0,73	1,2
Soğutucu Akışkan	Yoğunlaşma Sıcaklığı		
	38,5°C	44,5°C	50°C
Kondansör Basıncı (Kg/cm ²)			
Amonyak	9,1	10,8	13,1
Freon - 12	6	7	8
Metilklorid	5	6	7,5
Kükürtdioksit	4,1	4,2	5

1.c.3) Kritik basınç ve kritik sıcaklık kavramı

Kritik basınç ve kritik sıcaklık kavramına bir açıklık getirmek için (13°C) sıcaklıkta belirli bir miktar karbondioksit alalım ve bu gazı sabit sıcaklıkta tutarak sıkıştıralım. Sıkıştırma basıncı (47 at)'ya yükselince karbondioksit

yoğunlaşmaya başlar. Yoğunlaşma sürecinde basınç sabit kalır. Karbondioksiti değişik ve sabit kalan sıcaklıklarda sıkıştıracak olursak her sıcaklık için ayrı bir yoğunlaşma basıncı elde ederiz. Ancak karbondioksit, (31,5°C) sıcaklıkta sıkıştırıldığı zaman sıkıştırma basıncı (75,3 at)'ya ulaşınca sıvı ve gaz fazlarına ayrılmadan doğrudan doğruya gaz halinden sıvı hale geçer. İşte sabit sıcaklıkta tutularak sıkıştırılan bir gaz kütesinin sıvı ve gaz fazlarına ayrılmadan bütünüyle gaz halinden sıvı hale geçtiği sıcaklığa KRİTİK SICAKLIK ve sıkıştırma basıncına da KRİTİK BASINÇ denir. Yukarıda yaptığımız açıklamaya göre, karbondioksitin kritik sıcaklığı (31,5°C) ve kritik basıncı da (75,3 at) olur.

Soğutucu akışkanların kullanım değerinin olabilmesi için kritik sıcaklık ve kritik basıncının kompresörde sıkıştırma sonunda elde edilen maksimal sıcaklık ve basınçtan daha yüksek değerlere sahip bulunması gerekir. Kompresörlü kapalı soğutma devrelerinde kullanılan soğutucu akışkanların kritik sıcaklık ve kritik basıncı 1.3 Numaralı çizelge ile 1.4 Numaralı çizelgede verilmiştir.

1.3 Numaralı Çizelge

Soğutucu Akışkan	Kritik Basıncı P _k (at)	Kritik Sıcaklık t _k (°C)
Amonyak	116	132
Metilklorid	68,1	143
Freon - 12	40,95	111,5
Karbondioksit	75,3	31,5
Kükürtdioksit	80,3	157,1

1.4 Numaralı Çizelge

	Freon Türleri			
	Freon -11	Freon -12	Freon -13	Freon -22
Kimyasal Formülü	C F Cl ₃	C F ₂ Cl ₂	C F ₃ Cl	C H F ₂ Cl
Atmosferik Basıncıta Kaynama Sıcaklığı (°C)	23,7	-29,8	-81,5	-40,8
Atmosferik Basıncıta Donma Sıcaklığı (°C)	-111	-155	-181	-160
Kritik Sıcaklık (°C)	198	111,5	28,8	96
Buharlaştırma Isısı (kcal/kg)	43,51	39,97	35,77	55,92
Kritik Basıncı (at)	46	40,36	39,36	48,7
(20°C)'de Özgül Ağırlık (kg/dm ³)	1,49	1,325	0,929	1,21
Freonun (30°C) sudaki çözeltisi	0,013	0,012		0,0015
Freonun (0°C) sudaki çözeltisi		0,0026		0,0006

1.c.4) Soğutucu Akışkanlar

1.c.4.a) Soğutucu akışkanların genel ve ortak nitelikleri

Önceleri soğutma tekniğinde soğutucu olarak amonyak (NH₃) ve karbondioksit (CO₂) kullanılırdı. Günümüzde, bu soğutucu akışkanlar yerini artık freona bırakmışlardır. Genellikle, soğutucu akışkanların şu niteliklere sahip bulunması istenilir:

1°) Buharlaştırma gizli ısı yüksek olmalıdır,

- 2°) Kritik sıcaklığı ve basıncı yüksek olmalıdır,
- 3°) Atmosferik basınçta kaynama sıcaklığı düşük olmalıdır,
- 4°) Doygunluk basıncı regülatör ventilin basıncının altında bulunmalıdır,
- 5°) Yanıcı ya da patlayıcı olmamalıdır,
- 6°) Karter yağına ve tesisatı oluşturan elemanların yapımında kullanılan gereçlere olumsuz yönde etkimemelidir,,
- 7°) Zehirleyici olmamalıdır,
- 8°) Ucuz olmalı ve kolay temin edilebilmelidir,
- 9°) Küçük kapasiteli bir kompresörün kullanımına elverişli olmalıdır,
- 10°) Kapalı devredeki kaçağın kolayca saptanmasını sağlayabilmelidir.

Freon, denilebilir ki, yukarıda açıklanan bu niteliklerin hemen hemen tümüne sahiptir. Freonun (F.11), (F.12), (F.13), (F.22) ve (F.502) gibi türleri vardır. En çok kullanılan Freon türleri (F.12), (F.22) ve (F.512)'dir. Freon dışında kullanılan soğutucu akışkanlar metilklorid (CH₃Cl), kü-kürtdioksit (SO₂) ve bugün artık büyük ölçekte terkedilmiş olan amonyakla karbondioksittir.

1.c.4.b) Freon - 12

(Freon - 12)'nin kimyasal formülü (CF₂Cl₂)'dir. Bileşiminde karbon (C), klor (Cl) ve flor (F) vardır. Her çeşit soğutma cihazında kullanımı mümkün olduğu halde daha çok (İKLİMLENDİRME-KLİMA) ve ticari tip soğutma cihazlarında kullanılır.

Atmosferik basınçta kaynama noktası (-129,8°C) ve donma noktası da (-157,78°C)'dir. Normal basınç ve sıcaklıkta

gaz halinde bulunan Freon - 12'nin özgül ağırlığı havanın özgül ağırlığından daha büyüktür. Renksiz olan Freon - 12 göz, burun, boğaz ve ciğerleri tahriş etmez, yanıcı ve patlayıcı değildir. Demir, çelik, prınç, bakır, alüminyum, kalay ve kurşun gibi madensel gereçlere de etkemez. Freon-12 kokusuz olduğu için, kullanıldığı tesislerde kaçakları saptamak oldukça güçtür. Gaz kaçaklarını saptamak ancak özel olarak yapılmış lâmbalarla mümkün olur. Freon -12, renksiz ve parlak olan lâmbanın alevinin açık yeşile dönüşmesine neden olur. Havaya karışan Freon - 12'nin miktarı arttıkça lâmbanın alevi de giderek mavileşir.

1.c.4.c) Freon - 22

Bileşiminde karbon, hidrojen, klor ve flor bulunan Freon - 22'nin kimyasal formülü (CH_2F_2)'dir. Freon - 22, genellikle, dip-friz tesisatında çok düşük buharlaşma sıcaklığı elde etmek için kullanılır. Atmosferik basınçta bu soğutucunun kaynama sıcaklığı (-40°C)'dir. Freon - 22'nin özellikleri Freon - 12'nin özelliklerine çok yakındır. Freon-12 ile birlikte sürüklenen yağlama yağı buharlaştırıcıda, hiç bir güçlükle karşılaşılmaksızın kendiliğinden ayrılır. Ancak Freon - 22 için aynı şeyleri söylemek mümkün değildir. Soğutma devresinde Freon - 22 kullanıldığı zaman, soğutucu akışkanla birlikte sürüklenen yağlama yağını ayırmak için kompresörle kondansör arasına bir yağ ayırma cihazı yerleştirmek gerekir. Kompresyon sonunda Freon - 22'nin sıcaklığı (130°C)'ye kadar yükselir. Freon - 22'nin sıcaklığının kompresyon sonunda (130°C)'ye kadar yükselmesi yağlama yağının olumsuz yönde etkiler ve yağlama yağının niteliklerinin bozulmasına neden olabilir.

1.c.4.d) Freon - 502

Freon - 502, Freon - 22 türünden bir soğutucu akışkandır ve atmosferik basınçta kaynama sıcaklığı (-45°C)'dir.

Freon-502'nin özellikle, düşük sıcaklıklarda soğutma etkisi büyüktür. (-40°C) ve (-20°C) arasındaki soğutma sıcaklıklarının elde edilmesinde kullanıldığı zaman Freon-502'nin kompresyon sonu sıcaklığı Freon-22'nin kompresyon sonu sıcaklığından daha düşük olur.

1.c.4.e) Amonyak

Soğutma sanayiinde, özellikle buz elde etmek ve üretmek amacıyla kurulan tesislerde, soğutucu akışkan olarak Amonyak (NH_3) kullanılır. Keskin ve yakıcı kokusu, boğucu ve zehirleyici etkisinden ötürü otel, okul, sinema, kışla, tiyatro ve konferans salonu gibi insanların toplu halde buldukları yerlerde soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanıldığı soğutma cihazlarından kesinlikle yararlanılmaz.

Amonyak, atmosferik basınçta, ($-33,3^\circ\text{C}$) sıcaklıkta kaynar. Suda kolay çözünür. ($15,5^\circ\text{C}$) sıcaklıktaki su diğer sıcaklıklardaki sudan yaklaşık olarak (900) kat daha fazla amonyağı çözer. Bu çözelti, hemen belirtelim ki, çok zararlı ve çok tehlikelidir.

Sıvı ya da gaz halindeki amonyak bakır, prınç ve tenekeye etkimesine karşın demir ve çeliğe kesinlikle etkemez. Bu nedenle soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanıldığı soğutma tesislerinde yapı malzemesi olarak demir ve çelikten yararlanılır. Soğutma devresinde, amonyağın çarpıcı bir kokusu olduğu için kaçak olup olmadığı kolay anlaşılır. Ancak bunun yerini saptamak biraz güçtür. Kaçakların yerini saptamakta kükürtdioksitten yararlanılır. Amonyak kükürtdioksit karışınca beyaz bir duman oluşturur. Bu da kaçakların yerinin kolayca belirlenmesini sağlar. Çoğu zaman kaçakların yerini belirlemede daha güvenilir olduğu için sabun köpüğünden yararlanmak gerekir. Soğutma tesislerinde soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanılmasının ve tercih edilmesinin nedenlerini şöyle sıralayabiliriz:

- 1°) Buharlaşma ısısı yüksektir,
- 2°) Yoğunlaşma basıncı ve yoğunlaşma sıcaklığı düşüktür,
- 3°) Üretimi kolay fakat maliyeti yüksek değildir,
- 4°) Kokulu olduğu için soğutma tesisinde kaçak olup olmadığı kolayca anlaşılabilir.

1.c.4.f) Metilklorid

Metilklorid, metilalkola klorlu hidrojenin etkimesinden oluşan bir kimyasal bileşiktir. Renksiz, kokusuz, fakat zehirli bir gazdır. Atmosferik basınçta (-24 °C) sıcaklıkta kaynar. Metilklorid (6,7 kg/cm²) basınç altında ve (30,5 °C) sıcaklıkta sıvı halde bulunur. Bu basınç ve sıcaklık, hemen belirtelim ki, soğutma tesisleri için elverişli olan bir sıcaklıktır. Metilklorid, genellikle, ev tipi küçük buz dolaplarında soğutucu sıvı olarak kullanılır. Ağırlık olarak (%10) metilklorid ve (% 90) hava patlayıcı bir karışım oluşturur. Demir, çelik, bakır ve prınç gibi madensel gereçlere etkimez. Metilklorid kokusuz olduğu için soğutucu akışkan olarak kullanıldığı tesislerde kaçakların saptanması güçtür. Kaçakların saptanması amacıyla özel yapılmış lambalardan yararlanır. Lâmba alevi kaçakların bulunduğu yere yaklaştırıldığı zaman mavimtrak yeşil bir renk alır. Metilkloridin soğutma tesislerinde soğutucu akışkan olarak kullanılmasının ve tercih edilmesinin nedenlerini şöyle açıklayabiliriz:

- 1°) Buharlaşma basıncı ve yoğunlaşma sıcaklığı düşüktür,
- 2°) Kandansörde soğutucu olarak hava kullanılabilir,
- 3°) Demir, çelik, bakır, prınç gibi madensel gereçlere etkimez,
- 4°) Yanma sıcaklığı oldukça yüksektir.

Zehirli olması, hava ile patlayıcı bir karışım oluşturmada yanında kaçak ve sızıntıların saptanmasındaki güçlükler ; metilkloridin soğutma tesislerinde kullanılmasını çoğu kez engellemektedir.

1.c.4.g) Karbondioksit

Karbon bakımından çok zengin olan örneğin kok ya da odun kömürü havada yanarsa doğrudan doğruya karbondioksit oluşur. Endüstride karbondioksit ya kok kömürünün havada yakılması ile ya da doğal karbonatlardan elde edilir ve üretilir. Kireç taşı denilen doğal madde kalsiyum karbonattır ve yüksek sıcaklıkta karbondioksit vererek bozunur.

Karbondioksit renksiz, kokusuz bir gazdır. Derişik bir halde solunursa hafif ekşimsi bir tad algılanır. Karbondioksitin özgül ağırlığı havanın özgül ağırlığından daha büyüktür. Karbondioksit soğutucu akışkan olarak bira, gazoz, pepsi-cola, coca-cola gibi içecekler için yapılmış soğutma tesislerinde kullanılır. Karbondioksitin kritik sıcaklığı (31,5 °C)'dir. Bu nedenle kondansörde ısı çekmek için sıcaklığı düşük soğutma suyundan yararlanması gerekir. Düşük sıcaklıkta soğutma suyu sağlanmasında güçlük çekilen yerlerde karbondioksitli soğutucular kullanılmamalıdır. Atmosferik basınçta karbondioksitin kaynama sıcaklığı (- 78 °C)'dir. Bu nedenle yağlamada dönma noktası düşük olan yağlardan yararlanılmalıdır. Karbondioksitin soğutucu akışkan olarak tercih edilmesinin nedenlerini şöyle sıralayabiliriz:

- 1°) Zehirli değildir,
- 2°) Soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanılan kompresörlü kapalı soğutma devrelerinde küçük boyutlu kompresörlerden yararlanılabilir,
- 3°) Soğutma için harcanan enerji miktarı çok azdır,
- 4°) Soğutma devresini oluşturan ana ve ara organların yapımında kullanılan madensel gereçlere etkimez,

5°) Elde edilmesi ve üretimi kolaydır.

Karbondioksitin yukarıda sıralamış olduğumuz tercih nedenleri yanında tercih edilmeme nedenleri de vardır. Bunları da şöyle açıklamak mümkündür :

- 1°) Emme ve boşaltma basınçları yüksektir,
- 2°) Soğutma tesisinin yapımında nitelikli malzeme kullanmak gerekir,
- 3°) Kondansörde kullanılan soğutma suyunun sıcaklığı çok düşük olduğu için sağlanması güçtür,
- 4°) Kritik sıcaklığı yüksek değildir,
- 5°) Buharlaştırma gizli ısısı düşüktür.

1.c.4.h) Kükürtdioksit

Kükürtdioksit renksiz, kokusu yakıcı ve boğucu olan bir gazdır. Amerika Birleşik Devletleri gibi elementel kükürdü bol olan ülkelerde kükürtdioksit, elementel kükürdün yakılması ile elde edilir. Elementel kükürdü bol olmayan çoğu sanayileşmiş ülkede kükürtdioksit üretimi için sülfür filizlerinden yararlanılır.

Kükürtdioksit, soğutma sanayinde, özellikle küçük ev tipi buzdolaplarında soğutucu akışkan olarak kullanılır. Düşük sıcaklıkta sıkıştırılan kükürtdioksit yine düşük yoğunluk basıncında yoğunlaşmaya başlar. Normal sıcaklık ve basınçta gaz halinde bulunur. Kaynama noktası (- 10 °C)'dir. Kükürtdioksit suda kolayca çözünür, (20 °C) sıcaklıktaki doymuş çözeltisi de (% 10) kadar kükürtdioksit içerir. Kükürtdioksitin doymuş çözeltisi asidiktir ve metallere etkir. Bu hemen belirtelim ki, soğutma tesislerinde soğutucu akışkan olarak kullanılan kükürtdioksitin en olumsuz özelliğini oluşturur.

Kükürtdioksit kullanılan tesislerde kaçakların yerini

belirlemek için sulandırılmış amonyaktan yararlanılır. Sulandırılmış amonyak bir beze emdirildikten sonra kaçakların bulunduğu yere yaklaştırılırsa kaçak olduğu taktirde yoğun bir dumanın oluştuğu görülür. Kaçakların yerinin belirlenmesinde sabun köpüğü kullanıldığı da olur.

Soğutma devresinde (0 °C) sıcaklıkta (0,54 kg/cm²) basınçta, (15,5 °C) sıcaklıkta (1,82 kg/cm²) basınçta ve (27,7 °C) sıcaklıkta (6 kg/cm²) basınçta kükürtdioksit daima sıvı halde bulunur. Amonyaktan daha iyi bir soğutucu olan kükürtdioksitin soğutma tesislerinde kullanımının tercih edilmesinin nedenleri şunlardır:

- 1°) Boşaltma basıncı çok düşüktür,
- 2°) Bakır ve prınçten yapılmış olan parçalara etki-
mez,
- 3°) Kondansörde soğutucu olarak hava kullanılır,
- 4°) Üretimi kolay, maliyeti düşüktür.

Zehirli ve kokusunun fena olması, düşük sıcaklıklar için kompresör boyutlarının büyük tutulması zorunluluğu çoğu zaman kükürtdioksitin soğutma tesislerinde soğutucu akışkan olarak kullanımını engellemektedir.

2) SOĞUTMA TEKNİĞİNDE KULLANILAN DİYAGRAMLAR

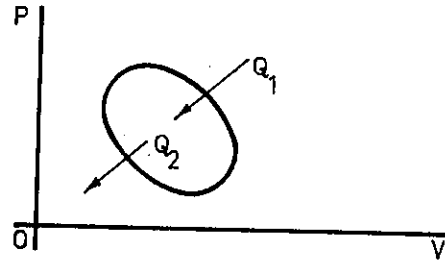
2.a) Çevrim

Çevrim, (op) ve (ov) eksenlerinden oluşan Clapeyron koordinatları sisteminde açık dönüşümleri gösteren en az iki eğri tarafından oluşturulur ve bir kapalı dönüşümü ifade eder. Kapalı dönüşümde ilk ve son durumların özdeşliği gerçekleşir yani maddesel sistem kapalı dönüşüm süreci sonunda ilk durumuna gelir. Kapalı dönüşüm, (op) ve (ov) eksenlerinden oluşan Clapeyron Koordinatları sisteminde, genellikle, bir kapalı eğri ile gösterilir. Kapalı eğrinin sınırladığı düzlem yüzeyin alanı, çevrim boyunca çevreye iletilen mekanik

enerjiye eşdeğerdir. Kapalı dönüşüm sürecinde, maddesel sistemin sıcaklığı (T_1) olan ısı kaynağından aldığı ısı miktarını (Q_1) ve sıcaklığı (T_2) olan ısı kaynağına verdiği ısı miktarını da (Q_2) ile gösterelim. Bu durumda, kapalı dönüşüm sürecinde çevreye mekanik enerji olarak iletilen ısı miktarı ($Q_1 - Q_2$) olur ve biz, (A) eşdeğerlik katsayısı olduğuna göre,

$$AW = Q_1 - Q_2$$

eşitliğini yazabiliriz. (Şekil-1.4)'de, Clapeyron Koordinatları sisteminde, kapalı dönüşümü ifade eden bir kapalı eğri yani bir çevrim görülmektedir. Çevrimin oluşum yönü



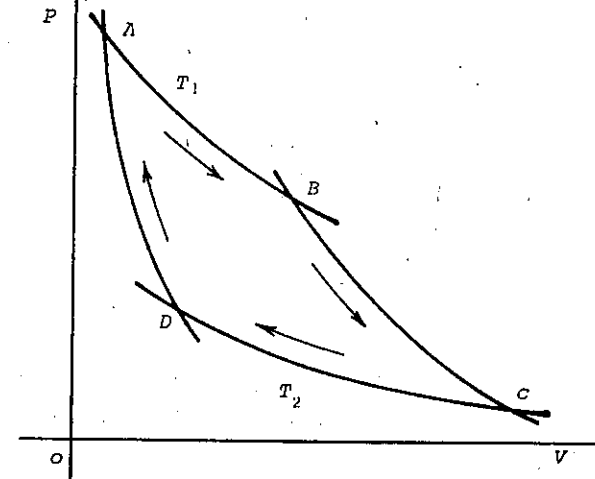
Şekil-1.4 Clapeyron Koordinatları Sisteminde kapalı dönüşümü ifade eden çevrim

çok önemlidir. Çevrim saatın akrep ve yelkovanının dönüş yönünde oluşursa maddesel sistem çevreye mekanik enerji iletir, yok eğer ters yönde oluşursa bu kez çevreden maddesel sisteme mekanik enerji iletilir. Bu doğaldır. Çünkü Clausius tarafından "Bir iş harcamadan ya

da eş zamanda sıcak kaynağın soğuk kaynağa aynı miktarda ısı vermesini sağlamadan soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ısı geçirmek olanaksızdır," şeklinde ifade edilen Termodinamiğin İkinci kanununa göre, soğutmayı gerçekleştirmek yani sıcaklığı düşük bir kaynaktan alınan ısıyı sıcaklığı yüksek bir kaynağa geçirmek için mutlaka bir iş harcamak gerekir.

Isının mekanik enerjiye dönüşümü tersinirdir ve Termodinamiğin Birinci Kanununa uyar. (T_1) ve (T_2) sıcaklık sınırları arasında tersinir yolla yapıldığı tasarlanan bütün işlemler gibi, dönüşümler de sadece izoterm ve adiyabatik olabilirler. (T_1) ve (T_2) sıcaklık sınırları arasında devreyi yalnız bir izoterm ve bir adiyabatla kapamak olanaksız olduğu için maddesel sistemin izleyeceği çevrimin iki izoterm

ve iki adiyabattan oluşması zorunluluğu vardır. İşte (T_1) ve (T_2) sıcaklık sınırları arasında maddesel sistemin izlediği ve iki izotermle iki adiyabatın oluşturdukları çevrime Carnot çevrimi denir. Carnot çevrimi verimi en yüksek olan çevrimdir. (Şekil-1.5)'de, Clapeyron Koordinatları sisteminde Carnot Çevrimi görülmektedir.

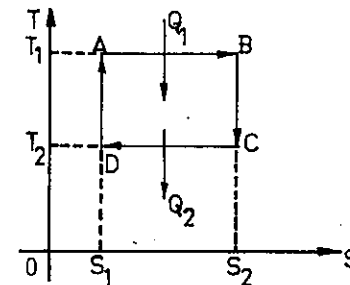


Şekil-1.5 Clapeyron Koordinatları sisteminde Carnot çevrimi

2.b) Antropik Diyagram

Antropik diyagram, (op) ve (os) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sistemine göre çizilen diyagramdır.

(oT) ve (os) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar



Şekil-1.6 (oT) ve (os) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sisteminde Carnot çevrimi

sisteminde izoterm dönüşüm (os) ve adiyabatik dönüşüm de (oT) eksenlerine paralel sınırlı doğrularla gösterilirler. (Şekil-1.6)'da, (oT) ve (os) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sisteminde Carnot çevrimi görülmektedir. Bu çevrimin sınırladığı düzlem yüzeyin alanı

çevrim boyunca çevreye mekanik enerji olarak iletilen ısı miktarına eşdeğerdir. Çevrim boyunca çevreye mekanik enerji olarak iletilen ısı miktarının sıcaklığı (T_1) olan ısı kaynağından alınan ısı miktarına oranına verim denir. Verimi (η) ile gösterecek olursak

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$Q_1 = T_1 (S_2 - S_1)$$

ve

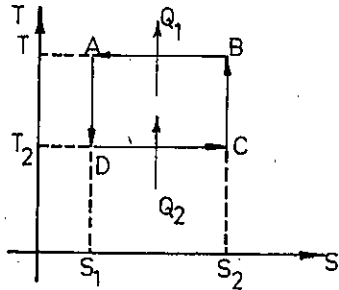
$$Q_2 = T_2 (S_2 - S_1)$$

olduğu için

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 (S_2 - S_1) - T_2 (S_2 - S_1)}{T_1 (S_2 - S_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

olur. Çevrim, saatın akrep ve yelkovanının dönüş yönüne ters yönde oluşursa soğutma çevrimi olur. Soğutma çevrimine negatif çevrim de denir. Negatif çevrim boyunca sıcaklığı (T_2) olan ısı kaynağından çekilen ısı sıcaklığı (T_1) olan ısı kaynağına geçirilir ve bunun için bir iş harcanır. (Şekil-1.7)'de, (OT) ve (OS) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sisteminde negatif Carnot çevrimi görülmektedir.



Şekil-1.7 (OT) ve (OS) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sisteminde negatif CARNOT ÇEVİRİMİ

Çevrimin sınırladığı düzlem yüzeyin alanı sıcaklığı (T_2) olan ısı kaynağından sıcaklığı (T_1) olan ısı kaynağına ısı geçirmek için harcanan işin ısıl eşdeğerini ifade eder. Sıcaklığı (T_2) olan ısı kaynağından çekilen ısı miktarını (Q_2), sıcaklığı

(T_1) olan ısı kaynağına geçirilen ısı miktarını da (Q_1) ile gösterebiliriz.

$$Q_1 = T_1 (S_2 - S_1)$$

$$Q_2 = T_2 (S_2 - S_1)$$

ve

$$Q_1 = AW + Q_2$$

olduğu için

$$AW = (T_1 - T_2) (S_2 - S_1)$$

eşitliğini yazabiliriz.

Sıcaklığı (T_2) olan ısı kaynağından, daha açık bir deyişle ifade etmek gerekirse soğutulan ortamdaki çekilen ısı miktarının harcanan işe oranına Soğutma Etkisi denir. Soğutma etkisini (SE) ile gösterecek olursak, bu tanım uyarınca

$$SE = \frac{Q_2}{AW}$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$Q_2 = T_2 (S_2 - S_1)$$

ve

$$AW = (T_1 - T_2) (S_2 - S_1)$$

olduğu için

$$SE = \frac{Q_2}{AW} = \frac{T_2 (S_2 - S_1)}{(T_1 - T_2) (S_2 - S_1)} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

$$SE = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

olur. (T_2) ve (T_1) sıcaklık sınırları arasında hiçbir negatif çevrimin soğutma etkisi negatif Carnot çevrimin soğutma etkisinden daha büyük olamaz. Şimdi ($t_1 = 25^\circ\text{C}$) ve ($t_2 = -10^\circ\text{C}$) sıcaklık sınırları arasında oluşan negatif Carnot çevriminin

soğutma etkisi ile ($t'_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$) ve ($t'_2 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$) sıcaklık sınırları arasında oluşan negatif Carnot Çevriminin soğutma etkisini hesaplayıp karşılaştıralım.

$$t_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 25 = 298 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 298 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$t_2 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 273 + t_2 = 273 - 10 = 263 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 263 \text{ }^\circ\text{K}$$

olduğu için (T_2) ve (T_1) sıcaklık sınırları arasında oluşan negatif Carnot Çevriminin soğutma etkisi

$$SE = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{263}{298 - 263} = 7,52$$

$$SE = 7,52$$

ve

$$t'_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T'_1 = 273 + t'_1 = 273 + 30 = 303 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T'_1 = 303 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$t'_2 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T'_2 = 273 + t'_2 = 273 - 15 = 258 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T'_2 = 258 \text{ }^\circ\text{K}$$

olduğu için (T'_2) ve (T'_1) sıcaklık sınırları arasında oluşan negatif Carnot çevriminin soğutma etkisi

$$SE' = \frac{T'_2}{T'_1 - T'_2} = \frac{258}{303 - 258} = 5,74$$

$$SE' = 5,74$$

olur. Elde edilen sonuçlar açık olarak göstermektedir ki, ısı çekilen kaynağın sıcaklığı ile ısı verilen kaynağın sıcaklığı arasındaki fark ne kadar büyük olursa soğutma etkisi de o kadar küçük olmaktadır. Bu olgu, bir soğutma tesisatında, buharlaştırıcı ve kondansör sıcaklıklarının sınırlandırılmasını zorunlu kılar.

Aşağıda 1.5 Numaralı çizelgede, Avrupa ve Amerika'da, soğutma tesisatı için belirlenen buharlaştırıcı ve kondansör sıcaklıkları görülmektedir.

1.5 Numaralı Çizelge

	Avrupa'da	Amerika'da
Buharlaştırıcı sıcaklığı (Kompresörden önceki sıcaklık)	-10 $^\circ\text{C}$	-15 $^\circ\text{C}$
Kondansör Sıcaklığı	25 $^\circ\text{C}$	30 $^\circ\text{C}$
Ventilden önceki sıcaklık	15 $^\circ\text{C}$	25 $^\circ\text{C}$

Atmosferik basınçta ve (15 $^\circ\text{C}$) sıcaklıkta ağırlığı (1 kg) olan su kütesinden, sıcaklığını (1 $^\circ\text{C}$) azaltmak için çekilmesi ya da alınması gereken ısı miktarına (FRIGORİ) denir.

Soğutucuda elde edilen kuramsal frigori miktarı genellikle, kompresörde harcanan 1 Beygir saat'lık endike işe karşılık bulunur. Soğutucuda elde edilen kuramsal frigori miktarından soğutulmuş ortamdaki kuramsal olarak çekilen ısı miktarı anlaşılmalıdır. Kompresörde harcanan 1 Beygir saat'lık işe karşılık soğutucuda elde edilen kuramsal frigori miktarını bulmak için

$$SE = \frac{Q_2}{AW}$$

eşitliğinden yararlanmak gerekir.

$$A = \frac{1}{427} \text{ kcal/kgm}$$

$$W = 1 \text{ Beygir saat} = 75 \cdot 3600 \text{ kgm}$$

olduğu için

$$SE = \frac{Q_2}{AW}$$

eşitliği yerine

$$Q_2 = SE \cdot A \cdot W = SE \cdot \frac{1}{427} \cdot 75 \cdot 3600 = 632,318 \cdot SE$$

$$Q_2 = 632,318 \cdot SE$$

eşitliğini yazmak mümkün olur.

UYGULAMA

Bir soğutma tesisatında buharlaştırıcı sıcaklığı ($t_2 = -10^\circ\text{C}$) ve kondansör sıcaklığı da ($t_1 = 20^\circ\text{C}$)'dir. Buna göre, kompresörde harcanan (1 Beygir saat)'lık işe karşılık soğutucuda elde edilen kuramsal frigori miktarını hesaplayalım.

Kompresörde harcanan (1 Beygir saat)'lık işe karşılık soğutucuda elde edilen kuramsal frigori miktarını bulmak için önce soğutma etkisini hesaplamak gerekir.

$$t_2 = -10^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 273 + t_2 = 273 - 10 = 263^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 263^\circ\text{K}$$

$$t_1 = 20^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 20 = 293^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 293^\circ\text{K}$$

olduğu için

$$SE = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{263}{293 - 263} = 8,766$$

$$SE = 8,766$$

olur.

$$Q_2 = 632,318 \cdot SE$$

eşitliğinde (SE)'nin yukarıda bulmuş olduğumuz değerini yerine koyacak olursak

$$Q_2 = 632,318 \cdot SE = 632,318 \cdot 8,766 = 5542,899 \text{ frigori}$$

$$Q_2 = 5542,899 \text{ frigori}$$

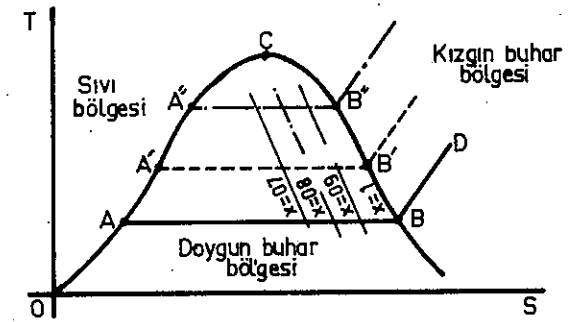
elde ederiz. Uygulama alanında, soğutucuda elde edilen gerçek frigori miktarının, kuramsal frigori miktarının (%60)'ına eşit olduğunu varsayalım. Bu durumda soğutucuda elde edilen gerçek frigori miktarı

$$Q_G = 0,60 \cdot Q_2 = 0,60 \cdot 5542,899 = 3325,739 \text{ frigori}$$

$$Q_G = 3325,739 \text{ frigori}$$

bulunur.

(Şekil-1.8)'de, (oT) ve (oS) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sisteminde, bir akışkana ait doygunluk eğrisi görülmektedir. Doygunluk eğrisi, bilindiği gibi, değişik sıcaklıklarda ve bu sıcaklıkları karşılayan basınçlarda buharlaşma sürecini sınırlayan noktaların geometrik yeri olarak tanımlanır. Doygunluk eğrisinin sol yanında kalan alan sıvı bölgesi, sağ yanında kalan alan kızgın buhar



Şekil-1.8

bölgesi ve sınırladığı alan da doygun buhar bölgesidir. Doygun buhar bölgesinde buhar ve buharı oluşturan sıvı bir arada bulunur. Doygunluk eğrisinin kritik durumu gösteren (C) noktası ile orijin noktası arasında kalan kesimine SIVI HATTI, diğer kesimine de BUHAR HATTI denir. Sıvı hattı üzerinde alınan (A) noktası ile buhar hattı üzerinde alınan ordinatı (A) noktasının ordinatına eşit (B) noktası buharlaşma sürecini sınırlar. (A) ve (B) noktalarının sınırladıkları aralıkta daima sıvı ve buhardan oluşan bir karışım bulunur. Buharlaşma sürecinde sıcaklık ve basınç sabit kalır. (A) ve (B) noktalarının sınırladıkları aralıkta, buharlaşma sürecinin herhangi bir anında, ağırlığı (1 kg) olan sıvı-buhar karışımının içerdiği buhar miktarına buhar titri ya da buhar oranı denir. Buhar titri ya da buhar oranı (x) ile gösterilir. (A) noktasında (x = 0) ve (B) noktasında (x = 1)'dir. Buna göre buharlaşma sürecini gösteren (AB) doğrusu üzerinde alınan herhangi bir (E) noktasında buhar titri

$$x = \frac{AE}{AB}$$

eşitliği ile ifade edilir.

Sıvının bulunduğu sıcaklığı (t_1), özgül ısınma ısısını (C) ve doygunluk sıcaklığını da (t_2) ile gösterecek olursak (1 kg) sıvıyı bulunduğu sıcaklıktan doygunluk sıcaklığına getirmek için gerekli ısı miktarını

$$Q = c (t_2 - t_1)$$

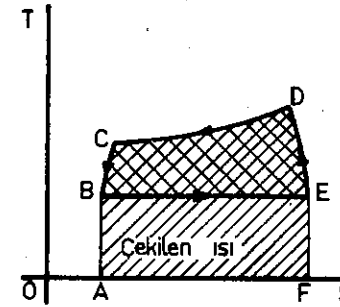
eşitliğinden yararlanarak hesaplayabiliriz. (x = 1) olduğu zaman doygun buhar kuru buhar adını alır. Sabit basınçta tutulan kuru buhar ısıtılarak kızgın buhar elde edilir. Kızdırma sıcaklığını (t_3), sabit basınçtaki özgül ısınma ısısını da (c_p) ile gösterelim. Bu durumda ağırlığı (1 kg) olan kuru buhar kütle-sini kızdırma sıcaklığına kadar ısıtmak için gerekli olan ısı miktarı

$$Q_p = C_p (t_3 - t_2)$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

Bu açıklamalardan sonra, kısaca, (oT) ve (oS) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sisteminde soğutma çevrimi üzerinde duracağız.

(Şekil-1.9)'da, (oT) ve (oS) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sisteminde, bir soğutma çevrimi görülmektedir. (ABEF) alanı soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarını, (BEDC) alanı kompresörün verdiği ya da uyguladığı işin ısıl eşdeğerini, (ABCDEF) alanı da kondansöre terk edilen ısı miktarını ifade eder.



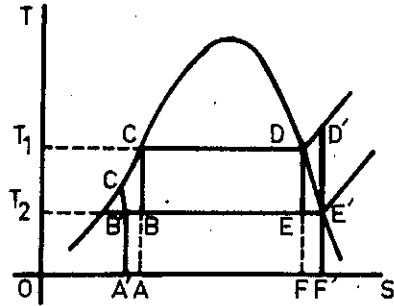
Şekil-1.9

(E) ve (D) noktalarının sınırladıkları aralıkta buhar kompresör tarafından sıkıştırılır. Sıkıştırılan buharın sıcaklığı artar ve (T_E)'den (T_D)'ye yükselir. (D) noktasında kompresör kondansörle bağlantılı duruma geçer. Kondansörde buhar, sıcaklığı soğutma suyunun sıcaklığına yakın bir sıcaklığa gelerek yoğunlaşır yani yoğunlaşma sabit sıcaklıkta gerçekleşir. (C) noktasında akışkan tamamen sıvı halde bulunur. Daha sonra ayar musluğu soğutucu sıvıyı soğutulan ortamla temasa getirir. Bu durumda hacimde önemli sayılabilecek nitelikte bir değişiklik meydana gelmeden soğutucu sıvının sıcaklığı (T_C)'den (T_B)'ye düşer.

2.c) İdeal Çevrim

En büyük soğutma etkisini meydana getirdiği için ters yönde oluşan Carnot çevrimi ideal bir çevrim olarak kabul edilir. (Şekil-1.10'da, (oT) ve (oS) eksenlerinden oluşan dik

açılı koordinatlar sisteminde Carnot Çevrimi görülmektedir. Bu çevrimin (Şekil-1.9)'da görülen çevrimden farkı (ED) doğrusu ile gösterilen sıkıştırma ve (CB) doğrusu ile gösterilen genişlemenin adiyabatik olmasıdır. Yoğunlaşma süreci



Şekil-1.10

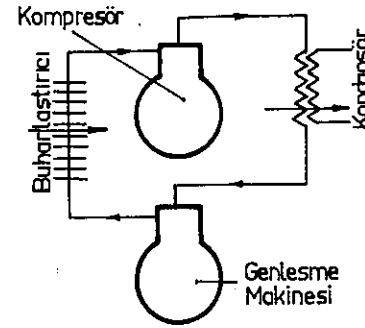
(DC) izotermi ile gösterilmiştir. Böyle bir çevrimin uygulama alanında gerçekleşmesi olanaksızdır. Şimdi kısaca bunun nedenlerini açıklayalım.

1°) Adiyabatik sıkıştırma sıvı-buhar bölgesinde olduğu için silindirin içersine doymuş buhar göndermek zorunluluğu vardır. Adiyabatik sıkıştırma sonunda doymuş buharı kuru buhar haline getirmek olanaksızdır. Bunun için kompresöre kuru buhar göndererek adiyabatik sıkıştırmayı sıvı-buhar bölgesi dışında gerçekleştirmek gerekir. (E') noktası doymuluk eğrisinin kızgın buhar bölgesi ile sıvı-buhar bölgesini ayıran kesimi üzerinde alınan bir noktadır. Bu noktanın koordinatları kompresöre gönderilen kuru buharın durumunu belirler. Adiyabatik sıkıştırma süreci sonunda, entropisi sabit kalan kuru buharın sıcaklığı yükselir ve (D') noktasının ordinatına eşit olur.

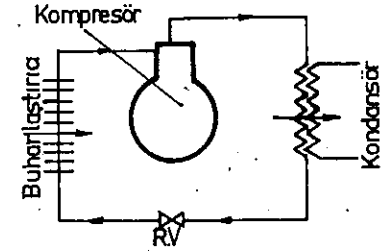
2°) Carnot çevriminde genişleme adiyabatik genişlemedir. Bu ancak soğutma devresine, (Şekil-1.11)'de görüldüğü gibi, bir genişleme makinası yerleştirilerek gerçekleştirilebilir. Soğutucu genişleme makinasında genişler ve sıcaklığı düşer. Bazı hallerde soğutma devresine genişleme makinası yerine (Şekil-1.12)'de görüldüğü gibi, bir regülatör ventili yerleştirildiği de olur. Regülatör ventilin işlevi soğutucu sıvının basıncını düşürmektir. Basınca bağlı olarak sıcaklık da düşer. Örneğin soğutucu sıvının regülatör ventile girmeden önce (18 °C) olan sıcaklığı regülatör ventilden çıkarken

(-10 °C) olur. Bu arada soğutucu sıvının (% 10)'u buharlaşır.

Genleşmenin kondansör sıcaklığından daha düşük bir sıcaklıkta gerçekleşmesi için kondansörde yoğunlaşan soğutma sıvısının sıcaklığını kondansör sıcaklığının altına düşürmek zorunluluğu vardır. Genleşme kondansör sıcaklığından daha



Şekil-1.11 Genleşme Makinası ile donatılmış soğutma devresi



Şekil-1.12 Regülatör ventili ile donatılmış soğutma devresi

düşük bir sıcaklıkta gerçekleşirse (Şekil-1.10)'daki diyagramda (C) noktası (C') noktasına kayar ve bu durumda soğukluk biraz daha artar.

3°) Doymuş buhar, soğutma devresinde, kompresörün işleyişine olumsuz yönde etkir. Kompresörün güvenliği için kuru buhar emilmesini sağlamak gerekir.

Adiyabatik sıkıştırma ya da adiyabatik genişleme sürecinde basınç ve sıcaklık arasındaki ilişki

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{1-\frac{1}{\gamma}}$$

eşitliği ile ifade edilir. Burada (T₀) ve (P₀) dönüşüm sürecinin başındaki mutlak sıcaklık ve mutlak basıncı, (T₁) ve (P₁) de dönüşüm sürecinin sonundaki mutlak sıcaklık ve mutlak

basıncı göstermektedir. (γ) bilindiği gibi, sabit basınçtaki özgül ısınma ısısının sabit hacimdeki özgül ısınma ısısına oranıdır ve akışkanın molekül yapısına bağlıdır. Uygulamada, genellikle, (CO_2) için ($\gamma = 1,32$), (NH_3) için ($\gamma = 1,30$), (SO_2) için ($\gamma = 1,27$) ve (CH_3CL) için ($\gamma = 1,20$) alınır.

UYGULAMA

Bir kompresör ($-10^\circ C$) sıcaklıkta ve ($1,2 \cdot 10^4 kg/m^2$) basınçta emdiği akışkanı ($6 \cdot 10^4 kg/m^2$) basınçta bir kapalı hazneye basmaktadır. Akışkanın molekül yapısı (2) atomlu olduğuna göre, sıkıştırma süreci sonundaki sıcaklığı hesaplayalım.

Sıkıştırma süreci sonundaki sıcaklığı bulmak için

$$\frac{T_0}{T_1} = \left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{1 - \frac{1}{\gamma}}$$

eşitliğinden yararlanmak gerekir. Akışkanın molekül yapısı (2) atomludur. Bu nedenle ($\gamma = 1,41$) alınır.

$$P_0 = 1,2 \cdot 10^4 kg/m^2$$

$$P_1 = 6 \cdot 10^4 kg/m^2$$

$$t_0 = 10^\circ C$$

$$T_0 = 273 + t_0 = 273 - 10 = 263^\circ K$$

$$T_0 = 263^\circ K$$

olarak verilmiştir. Buna göre,

$$T_1 = T_0 \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{1 - \frac{1}{\gamma}} = 263 \cdot \left(\frac{6 \cdot 10^4}{1,2 \cdot 10^4}\right)^{1 - \frac{1}{1,41}} = 419,42^\circ K$$

$$T_1 = 419,42^\circ K$$

bulunur. Diğer yandan

$$T_1 = 273 + t_1$$

olduğu için

$$t_1 = T_1 - 273 = 419,42 - 273 = 146,42^\circ C$$

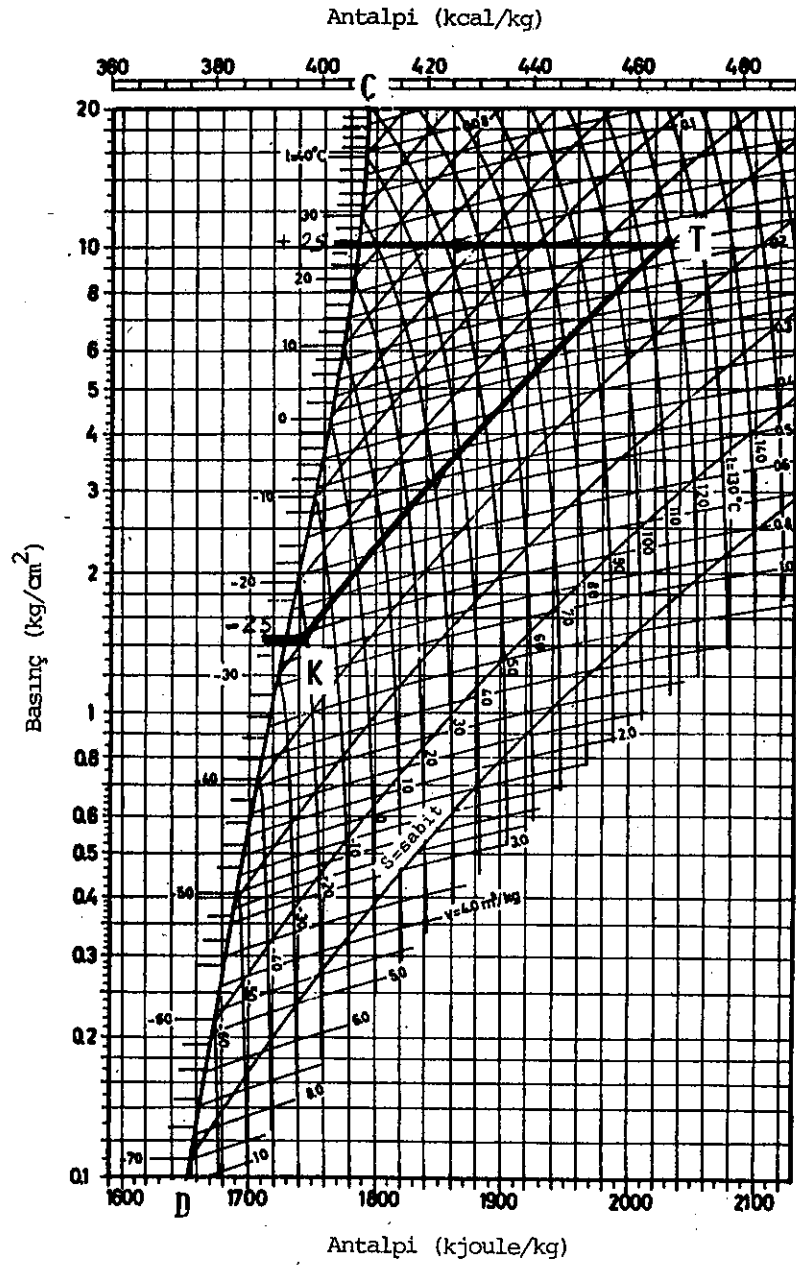
$$t_1 = 146,42^\circ C$$

bulunur.

2.d) Antalpik Diyagramlar

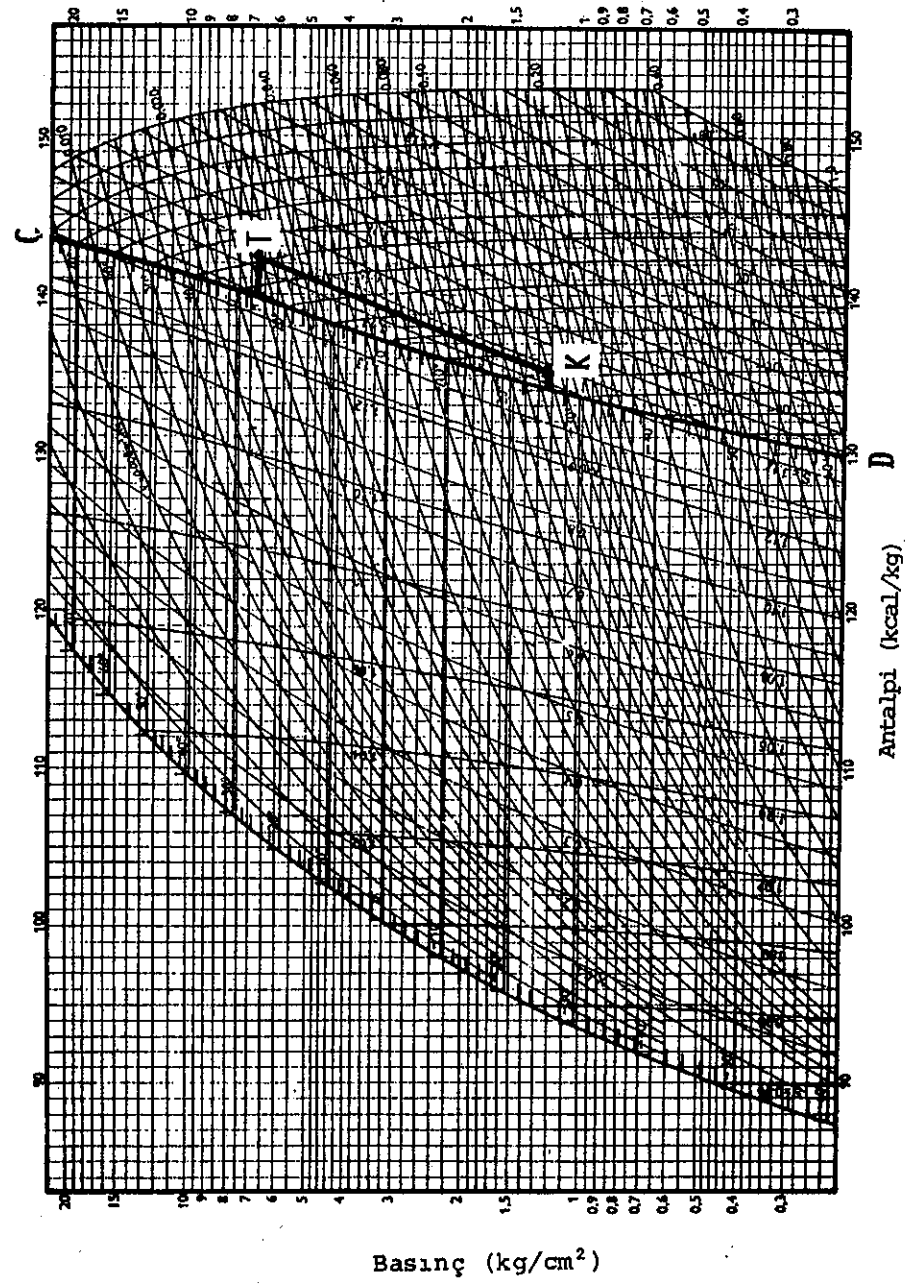
Soğutma tekniğinde kullanılan antalpik diyagramlar (op) ve (oh) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sistemine göre çizilen diyagramlardır. Bu diyagramlar esas olarak izotermler, izotitrler, izokorlar ve izantroplardan oluşmuştur. Ayrıca değişik sıcaklıktaki izotermler üzerinde bulunan ve yoğunlaşma ya da buharlaşma sürecini sınırlayan noktaların birleştirilmesinden doygunluk eğrisi elde edilir. Doymunluk eğrisi bilindiği gibi, sıvı-buhar bölgesini sınırlar, bu bölgeyi kızgın buhar bölgesi ile inceleme dışı bırakılan sıvı bölgesinden ayırır. Antalpik diyagramlardan yararlanarak soğutma devresinde, kompresörde soğutucu akışkana iletilen mekanik enerjinin ısı eşdeğerini, soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarını adiyabatik sıkıştırma süreci sonundaki sıcaklığı ve özgül hacmi bulmak mümkündür. (Şekil-1.13)'de (NH_3), (Şekil-1.14)'de Freon-12 ve (Şekil-1.15)'de de Freon-22 için düzenlenmiş olan antalpik diyagramlar görülmektedir. Bu diyagramların kullanımı bir yerde buharlaştırıcının sıcaklığı ile kondansörün sıcaklığının bilinmesine bağlıdır. Adiyabatik sıkıştırma süreci sonundaki sıcaklığı bulmak için önce doymunluk eğrisi üzerinde, buharlaştırıcının sıcaklığı ile kondansörün sıcaklığını karşılayan izotermlerin geçtiği noktaları saptamak gerekir. Doymunluk eğrisi üzerinde, buharlaştırıcının sıcaklığı ile kondansörün sıcaklığını karşılayan izotermlerin geçtiği noktalar saptandıktan sonra bu kez bu noktalardan (oh) eksenine paralel iki doğru çizilir. Doymun-

AMONYAK (NH₃)



Şekil-1.13

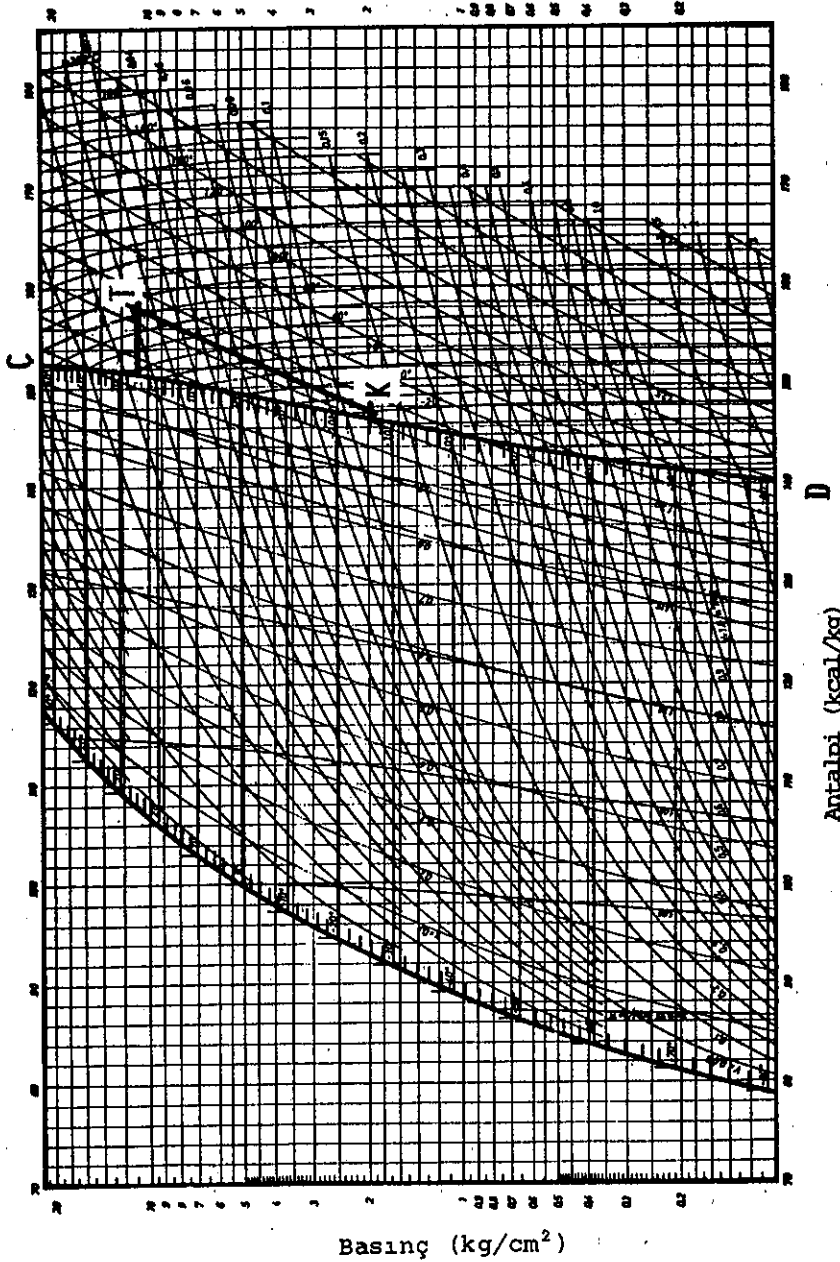
FREON - 12 (F12)



Basıncı (kg/cm²)

Şekil-1.14

FREON - 22 (F22)



Basmaç (kg/cm²)

Şekil-1.15

luk eğrisi üzerinde, kondansörün sıcaklığını karşılayan izotermi geçtiği noktadan çizilen (Oh) eksenine paralel doğruyun emilen soğutucu akışkanın sıcaklığını karşılayan izotermi kestiği nokta belirlenir. Daha sonra bu noktadan geçen izantropun, doygunluk eğrisi üzerinde, buharlaştırıcının sıcaklığını karşılayan izotermi geçtiği noktadan çizilen (oh) eksenine paralel doğruyu kestiği nokta bulunur. Adiyabatik sıkıştırma sürecinde soğutucu akışkanın entropisi sabit kaldığı için bu noktadan geçen izotermi olduğu sıcaklık adiyabatik sıkıştırma sürecinin sonundaki sıcaklığı ifade eder.

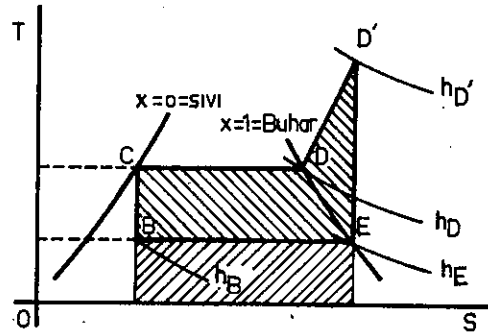
UYGULAMA

Bir soğutma devresinde buharlaştırıcı sıcaklığı (-25°C), kondansör sıcaklığı ($+25^{\circ}\text{C}$) ve emilen soğutucu akışkanın sıcaklığı da (-20°C)'dir. Ayrıca dönüştürücüde emilen soğutucu akışkan (10°C) ısıtılmaktadır. Bu verilerden yararlanarak (NH_3), Freon -12 ve Freon -22 için adiyabatik sıkıştırma süreci sonundaki sıcaklığı saptayalım.

Adiyabatik sıkıştırma süreci sonundaki sıcaklığın belirlenmesinde (NH_3) için (Şekil-1.13)'de görülen diyagramdan, Freon -12 için (Şekil-1.14)'de görülen diyagramdan ve Freon -22 için (Şekil-1.15)'de görülen diyagramdan yararlanır. Diyagramların kullanımına ilişkin olarak yukarıda yapılan açıklama uyarınca, adiyabatik sıkıştırma süreci sonundaki sıcaklık (NH_3) için (120°C), Freon -12 için (42°C) ve Freon -22 için (65°C) bulunur. Bunlar arasında en elverişli olan sıcaklık Freon -12 için bulunmuş olan sıcaklıktır. Antalpik diyagramlardan başka ayrıca soğutucu akışkanlar için doygunluk basıncı, doygunluk sıcaklığı, sıvı ve buharın özgül hacmi, sıvı ve buharın entalpisi arasındaki ilişkiyi gösteren çizelgeler de vardır. 1.6 numaralı çizelge (NH_3), 1.7 numaralı çizelge Freon -12 ve 1.8 numaralı çizelge Freon -22 için hazırlanmıştır.

2.e) Sıcaklık-Antropi diyagramları ile Basınç-Antalpi diyagramlarının karşılaştırılması

Sıcaklık - Antropi (T - S) diyagramlarında soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarı ve bu ısı miktarını çekmek için harcanan işin ısı eşdeğeri, yukarıda da değinmiş olduğumuz gibi, diyagramın sınırladığı düzlem yüzeylerin alanı ile belirlenir. Soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarını ve harcanan işin ısı eşdeğerini bulmak için mutlaka diyagramın sınırladığı düzlem yüzeylerin alanını bulmak gerekir. Basınç-Antalpi (p - h) diyagramları ile sıcaklık - Antropi (T - S) diyagramlarının bu sakıncası tamamen ortadan kaldırılmıştır. Çünkü Basınç - Antalpi (p - h) diyagramlarından yararlanarak soğutucu ortamdan çekilen ısı miktarı ile harcanan işin ısı eşdeğerini doğrudan doğruya belirlemek mümkündür. (Şekil - 1.16)'da, soğutucu akışkana ait bir (T - S) diyagramı görülmektedir. Bir soğutma devresinde sıkıştırmanın (ED) eğrisi



Şekil-1.16 Sıcaklık-Antropi (T - S) Diyagramı

ile ifade edilmesi istenir. Ancak uygulamada bunu gerçekleştirmek olanaksızdır. Çünkü sıkıştırma sürecinde soğutucu akışkandan ısı almak gerekir. Sıkıştırma sürecinde soğutucu akışkandan ısı alınmayacağı için sıkıştırma adiyabatik olur

ve (OT) eksenine paralel (ED') doğrusu ile ifade edilir. Adiyabatik sıkıştırma sürecinde ağırlığı (G) olan akışkan kütesine kompresörün ileteceği işin ısı eşdeğeri ağırlığı (1 kg) olan soğutucu akışkan kütesine göre düzenlenmiş Basınç-Antalpi (p - h) diyagramında (E) ve (D') noktalarının antalpisini saptanarak belirlenir. (E) noktasının antalpisini (h_E) ve (D') noktasının antalpisini de ($h_{D'}$) ile gösterelim. Bu durumda, adiyabatik sıkıştırma sürecinde kompresörün ağırlığı (1 kg) olan soğutucu akışkan kütesine ilettiği işin ısı eşdeğeri

$$h = h_{D'} - h_E$$

olur. (A) eşdeğerlik katsayısı ve (W) de adiyabatik sıkıştırma sürecinde kompresörün ağırlığı (G) olan soğutucu akışkan kütesine ilettiği iş olduğuna göre,

$$AW = G(h_{D'} - h_E)$$

eşitliğini yazabiliriz. Soğutma etkisi, bilindiği gibi,

$$SE = \frac{h_E - h_B}{h_{D'} - h_E}$$

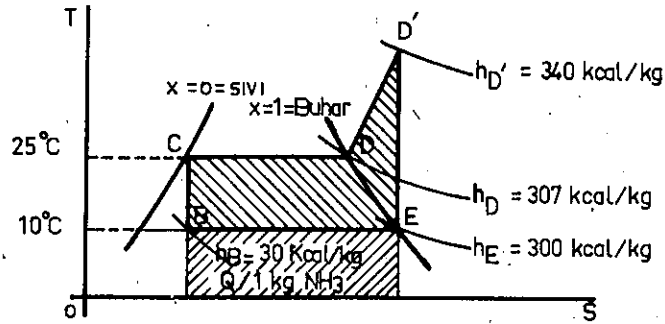
eşitliği ile ifade edilir. (1 Beygir saat)'lık işe karşılık soğutucuda elde edilen kuramsal frigori miktarı (632,318.SE)' dir. Gerçekte, (1 Beygir saat)'lık işe karşılık soğutucuda elde edilen frigori miktarı kuramsal frigori miktarından daha azdır. (1 Beygir saat)'lık işe karşılık soğutucuda elde edilen gerçek frigori miktarının kuramsal frigori miktarına oranını (η) ile gösterecek olursak 1 Beygir saat'lık işe karşılık soğutucuda elde edilen gerçek frigori miktarı (632,318.SE. η) olur. (1 saat)'ta sağlanması istenilen soğukluk miktarını (Q_S) ile gösterelim. Bu soğukluğu sağlayabilmek için gerekli işi (Beygir saat) olarak (W_S) ile gösterecek olursak

$$W_S = \frac{Q_S}{632,318 \cdot SE \cdot \eta}$$

eşitliğini yazabiliriz.

UYGULAMA

(Şekil-1.17)'de, soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanıldığı bir soğutma makinasına ait antropik diyagram görülmektedir. Bu makinanın (1 saat)'ta (25000 frigori) sağlaması istenildiğine ve endike verim ($\eta = 0,80$) olduğuna göre, (Beygirsaat) olarak harcanan işi hesaplayalım.



Şekil-1.17

$$h_B = 30 \text{ kcal/kg}$$

$$h_E = 300 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{D'} = 340 \text{ kcal/kg}$$

olarak saptanmıştır.

$$SE = \frac{h_E - h_B}{h_{D'} - h_E}$$

olduğu için

$$SE = \frac{h_E - h_B}{h_{D'} - h_E} = \frac{300 - 30}{340 - 300}$$

$$SE = 6,75$$

bulunur. Diğer yandan

$$Q_S = 25000 \text{ kcal}$$

$$\eta = 0,80$$

olarak verilmiş olduğuna göre,

$$W_S = \frac{Q_S}{632,318 \cdot SE \cdot \eta}$$

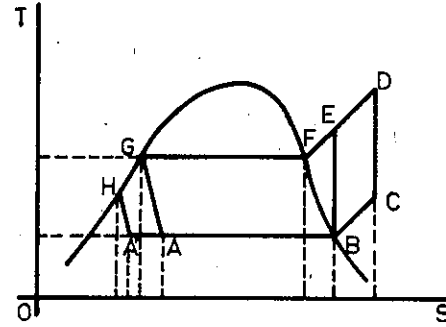
olduğu için

$$W_S = \frac{Q_S}{632,318 \cdot SE \cdot \eta} = \frac{25000}{632,318 \cdot 6,75 \cdot 0,80} = 7,321 \text{ Beygirsaat}$$

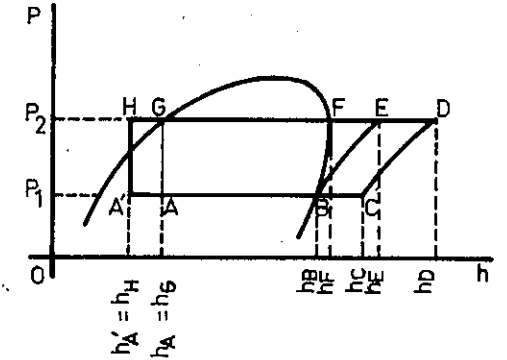
$$W_S = 7,321 \text{ Beygirsaat}$$

olur.

Aynı soğutucu akışkana ait (Şekil-1.18)'de, (T-S) diyagramı ve (Şekil-1.19)'da da (p-h) diyagramı görülmektedir.



Şekil-1.18 (T-S) Diyagramı



Şekil-1.19 (p-h) Diyagramı

(Şekil-1.19)'da görülen diyagramda ordinatların gerçek değeri ($\ln P$) ile ifade edilmiştir. Bunun nedeni, diyagramın gereksiz yere büyümesine engel olmak düşüncesidir.

3) Kademeli sıkıştırma ve kademeli genleşme

3.a) Kademeli sıkıştırma

Kademesiz sıkıştırmada, sıkıştırma süreci sonunda sıcaklık çok yükseldiği için yağlama yağı yanabilir ve kompresörün parçaları da kolay aşınarak kısa sürede kullanılamıyacak duruma gelebilir. İşte sıkıştırma süreci sonunda sıcaklığın yükselmesine engel olmak ve sıcaklık yükselmesinin sakıncalarını ortadan kaldırmak amacıyla kademeli sıkıştırma yöntemine baş vurulur. Sıkıştırmada, sıkıştırma süreci sonunda ulaşılabilecek sıcaklığın daha başlangıçta saptanması zorunluluğu vardır. Çünkü kademeli sıkıştırma yöntemine baş vurulup vurulmayacağı sıkıştırma süreci sonunda ulaşılabilecek maksimal sıcaklık saptandıktan sonra ancak belirlenebilir. Genellikle, sıkıştırma süreci sonunda ulaşılabilecek sıcaklığın (100 °C)'den daha büyük olmaması arzu edilir. Kademesiz sıkıştırmada, buharlaştırıcıda sıcaklık sınırı (-15 °C) ve (-25 °C) arasında değişir. Bilindiği gibi, kondansörün sıcaklığı ne kadar düşük olursa buharlaştırıcıda elde edilebilen sıcaklık da o kadar düşük olur. Sıkıştırma sürecinin sonundaki basıncın sıkıştırma sürecinin başındaki basınca oranına sıkıştırma oranı denir ve bu (ϵ) ile gösterilir.

$$4,5 \leq \epsilon \leq 5$$

olursa sıkıştırma iki kademede ve

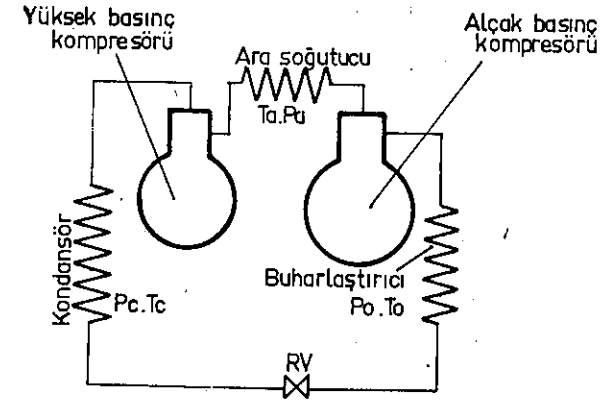
$$\epsilon > 20$$

olursa sıkıştırma üç kademede gerçekleştirilir. Bir soğutma tesisatında çok kademeli sıkıştırma yöntemi uygulandığı zaman farklı buharlaşma sıcaklıkları elde edilir. Farklı buharlaşma sıcaklıklarının elde edilmesi bir ara basıncı gerektirir. Kondansör basıncını (p), buharlaştırıcıda en düşük doygunluk sıcaklığını karşılayan doygunluk basıncı (p_0) ve ara basıncı da (p_a) ile gösterelim. Bu durumda

$$p_a = \sqrt{p \cdot p_0}$$

eşitliğini yazabiliriz. Ara basıncı, soğutma tesisatında, kondansörle buharlaştırıcı arasına sıvı ayırıcısı adı verilen bir cihazın yerleştirilmesini de zorunlu kılar.

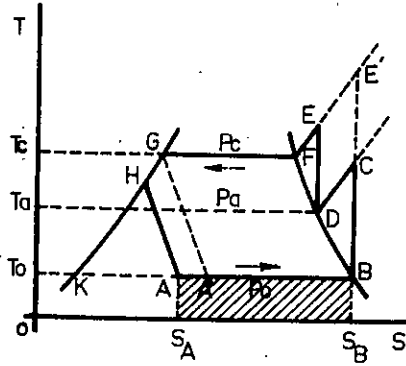
(Şekil-1.20)'de, sıkıştırmanın iki kademede gerçekleştirildiği bir soğutma tesisatı görülmektedir. Her sıkıştırma kademesi için ayrı bir kompresör vardır. Sıkıştırma sürecinin birinci kademesini gerçekleştiren kompresöre alçak basınç kompresörü ve ikinci kademesini gerçekleştiren kompresöre de yüksek basınç kompresörü adı verilir. Sıkıştırmanın iki kademede gerçekleştirildiği soğutma tesisatında yüksek ve alçak basınç kompresörlerinden başka bir buharlaştırıcı, bir kondansör, bir regülatör ventil ve su ile soğutulan borulardan oluşmuş bir ara soğutucu vardır. Alçak basınçlı



Şekil-1.20 Sıkıştırmanın iki kademede gerçekleştirildiği soğutma tesisatının fonksiyonel şeması

kompresör büyük hacimli, yüksek basınçlı kompresör de küçük hacimlidir. Alçak ve yüksek basınçlı kompresörlerin işlevi,

buharlaştırıcıdan emilen soğutucu akışkanın basıncını kondansör basıncına yükseltmektir. (Şekil-1.21)'de, sıkıştırmanın iki kademeyle gerçekleştirildiği soğutma tesisatına ait antropik diyagram görülmektedir. Sıkıştırma kademesiz gerçekleştirilmiş olsaydı adiyabatik sıkıştırma süreci, (oT) ve (oS) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sığteminde (oT) eksenine paralel (BE') doğrusu ile gösterilirdi. Sıkıştırma iki kademeyle gerçekleştirildiği için sıkıştırma sürecinin birinci kademesini (oT) eksenine paralel (BC) doğrusu ve ikinci kademesini de (oT) eksenine paralel (DE) doğrusu ile göstermek gerekir. (CD) eğrisi, ara soğutucuda sabit basınçta gerçekleştirilen soğutma sürecini ifade eder. (E) ve (E') noktaları kondansör basıncını karşılayan izobar üzerinde bulunurlar. Antropik diyagram üzerindeki bu açıklama iki



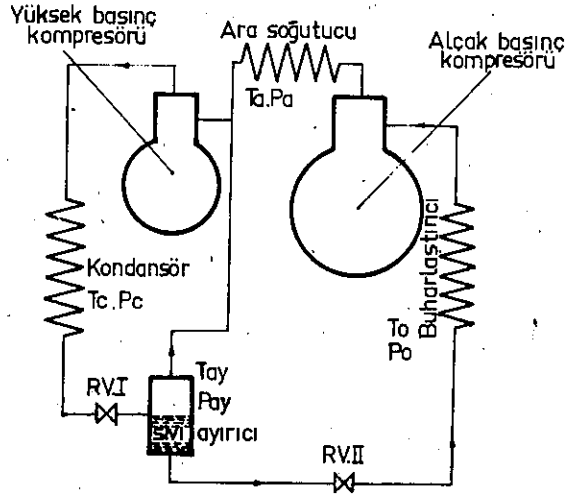
Şekil-1.21 Sıkıştırmanın iki kademeyle gerçekleştirildiği soğutma tesisatına ait antropik diyagram

kademeli adiyabatik sıkıştırma süreci sonundaki sıcaklığın kademesiz adiyabatik sıkıştırma süreci sonundaki sıcaklıktan daha düşük olduğunu gözler önüne sermektedir. İki kademeyle sıkıştırma süreci sonunda (E) noktasına gelen soğutucu akışkan kondansörde, kondansör basıncında, önce (F) noktasına ve sonra kondansör basıncında ve kondansör sıcaklığında yoğunlaşarak (G) noktasına gelir. (G) noktası yoğunlaşma sürecinin sonunu ifade eder. Kondansörde yoğunlaşan soğutucu akışkan aşırı soğutma ve basınç düşürme ile doygunluk eğrisi üzerinde (H) noktasına getirilebileceği gibi (K) noktasına da getirilebilir. Ancak soğutucu akışkan aşırı soğutma ve

basınç düşürme ile doygunluk eğrisi üzerinde (H) noktasına geldiği zaman basıncın ve sıcaklığın buharlaştırıcının basıncına ve sıcaklığına düşmesi (HA) eğrisini izler. (HA) eğrisinin izlenmesinin nedeni, basınç ve sıcaklık, buharlaştırıcının basınç ve sıcaklığına düşerken (H) noktasında tamamen sıvı halde bulunan soğutucu akışkanın yeniden sıvı ve gaz fazlarına ayrışmasıdır. (A) noktasında basıncı ve sıcaklığı buharlaştırıcının basınç ve sıcaklığına eşit sıvı ve gaz fazlarından oluşan bir karışım vardır. (A-B-S_B-S_A-A) alanı soğutulan ortamdaki çekilen ısı miktarını (ABCDEFGHA) alanı da çevrimin oluşum sürecinde harcanan işin ısı eşdeğerini ifade eder. (KBCDEFGK) alanı, görüldüğü gibi, (ABCDEFGHA) alanından daha büyüktür. Kondansörde yoğunlaşan soğutucu akışkan aşırı soğutma ve basınç düşürme ile doygunluk eğrisi üzerinde (H) noktasına değil de (K) noktasına getirilmiş olsaydı soğutma devresinde harcanan işin ısı eşdeğeri daha büyük olurdu. Bu kısa açıklama, hemen belirtelim ki, aşırı soğutma ve basınç düşürmenin soğutma devresinde fazladan bir iş harcanmayacağına kanıtlanmaktadır.

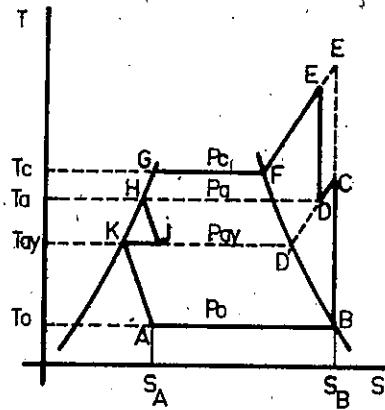
3.b) Kademeli genleşme

Bir soğutma tesisatında sıkıştırma nasıl iki kademeyle gerçekleştirilebiliyorsa genleşme de iki kademeyle gerçekleştirilebilir. Genleşmenin iki kademeyle gerçekleştirilebilmesi için bir sıvı ayırıcısı ile iki regülatöre gereksinim vardır. Sıvı ayırıcısı kondansörle buharlaştırıcı arasına yerleştirilir ve ayrıca bir boru hattı ile yüksek basınç kompresörüne bağlanır. Regülatör ventiller, sıvı ayırıcısını kondansöre ve buharlaştırıcıya bağlayan boru hatları üzerine monte edilir. Ara soğutucuya alçak basınç kompresörü ile yüksek basınç kompresörü arasında yer verilir. (Şekil-1.22)'de, hem sıkıştırmanın ve hem de genleşmenin iki kademeyle gerçekleştirildiği bir soğutma tesisatının fonksiyonel şeması, (Şekil-1.23)'de de bu soğutma tesisatına ait antropik diyagram görülmektedir.



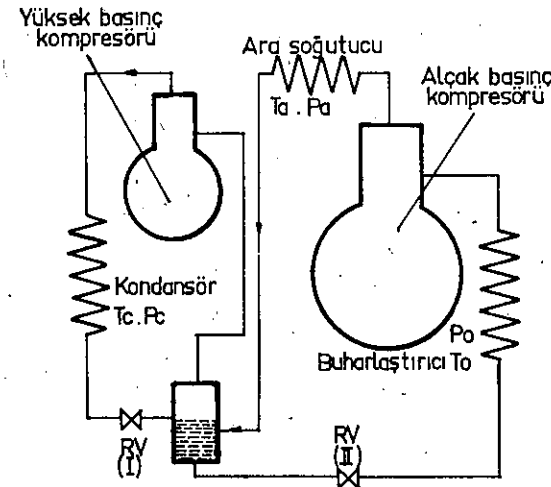
Şekil-1.22 Sıkıştırma ve Genleşmenin İki Kademe Gerçekleştirildiği Soğutma Tesisatının Fonksiyonel Şeması

Bu soğutma tesisatında yüksek basınç kompresörü ara soğutucudan geçen soğutucu akışkanla sıvı ayırıcısından gelen soğutucu akışkanı birlikte emer ve basıncı kondansör basıncına yükselterek kondansöre gönderir. Bu soğutma tesisatında sıvı ayırıcısının ara soğutucu gibi bir işlevi de vardır. (Şekil - 1.24)'de sıkıştırma ve genleşmesini iki kademe gerçek-



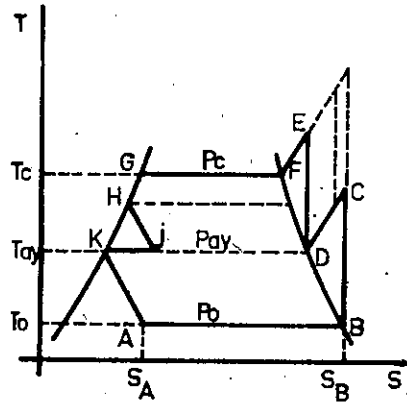
Şekil-1.23 Sıkıştırma ve Genleşmenin İki Kademe Gerçekleştirildiği Soğutma Tesisatına ait Antropik Diyagram

leştirildiğini soğutma tesisatının değişik bir şekli görülmektedir. Bu soğutma tesisatında alçak basınç kompresörü yüksek basınç kompresörü ile doğrudan bağlantılı değildir. Alçak basınç kompresörünün bastığı soğutucu akışkan ara soğutucudan geçerek sıvı ayırıcısında toplanır. Daha sonra emme sürecinde sıvı ayırıcısından gelerek yüksek basınç kompresörünün silindirine dolan soğutucu akışkan, sıkıştırma sürecinde basıncı kondansör basıncına yükseltilecek şekilde kondansöre basılır. Alçak basınç kompresörünün bastığı



Şekil-1.24 Sıkıştırma ve Genleşmenin İki Kademe Gerçekleştirildiği Soğutma Tesisatının Değişik bir Varyantının Fonksiyonel Şeması

ve ara soğutucudan geçerek sıvı ayırıcısına gelen soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı sıvı ayırıcısındaki sıcaklık ve basınca düştüğü için sıkıştırma sürecinin ikinci kademesi sonundaki sıcaklık daha düşük bir değere sahip olur. (Şekil-1.25)'de bu soğutma tesisatına ait antropik diyagram görülmektedir.



Şekil-1.25 Sıkıştırma ve Genleşmenin İki Kademede Gerçekleştirildiği Soğutma Tesisatının Değişik Bir Varyantına Ait Antropik Diyagram

(Şekil-1.23)'deki (A B C D E F G H J K A) diyagram alanı, (Şekil-1.25)'deki (A B C D E F G H J K A) diyagram alanından daha büyüktür. Bu, sıkıştırma ve genleşmenin iki kademede gerçekleştirildiği birinci soğutma tesisatında çevrimin oluşum sürecinde harcanan işin ısıl eşdeğerinin ikinci soğutma tesisatında çevrimin oluşum sürecinde harcanan işin ısıl eşdeğerinden daha fazla olduğunu gösterir.

4) Aynı sıcaklıkta çok sayıda buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatı

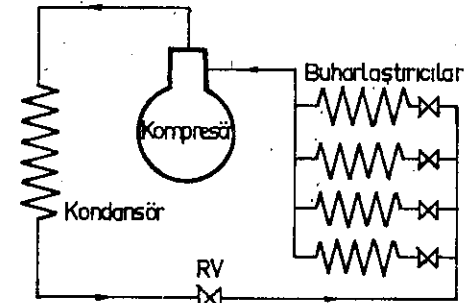
Aynı sıcaklıkta çok sayıda buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatında ana ilke, soğutucu akışkanın, aynı sıcaklığa sahip birden fazla buharlaştırıcıya dağıtılmasıdır. Böyle bir soğutma tesisatında buharlaştırıcıları ayrı ayrı çalıştırmak mümkün olduğu gibi tek bir buharlaştırıcı gibi çalıştırmak da mümkündür. Şimdi aynı sıcaklıkta çok sayıda buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatının neresinde ve hangi durumlarda kullanıldığına kısaca değinelim.

1°) Aynı sıcaklıkta çok sayıda buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatı genellikle, soğutulacak ortam çok geniş ve tek bir buharlaştırıcı ile dolaşımı sağlamak olanaksız olduğu zaman kullanılır. Soğutulacak ortam geniş

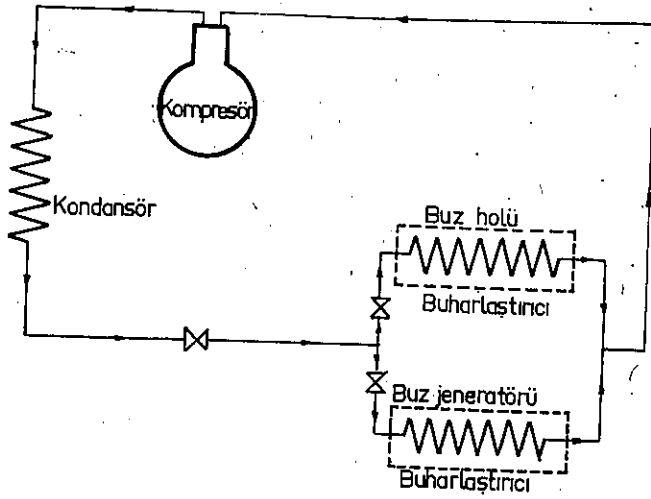
olursa birbirinden uzak bölgelerde iletişime rağmen farklı sıcaklıklar oluşur. Birbirinden uzak bölgelerde farklı sıcaklıkların oluşmasının soğutmada büyük sakıncaları vardır ve bu sakıncalar ancak soğutma tesisatında aynı sıcaklıkta çok sayıda buharlaştırıcı kullanılarak ortadan kaldırılabilir.

2°) Bazı durumlarda soğutulan ortamları birbirinden yalıtılmak zorunluluğu ortaya çıkar. İşte birbirinden yalıtılmış soğutulan ortamlarda sıcaklığın ve nem oranının aynı değerlere sahip olması istenilirse aynı sıcaklıkta çok sayıda buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatından yararlanmak gerekir.

3°) Buz, bilindiği gibi, buz jeneratörlerinde üretilir. Buz jeneratörlerinde üretilen buzun buz hollerinde, (0 °C)'nin biraz altındaki sıcaklıklarda bir süre bekletilmesi zorunluluğu ile karşılaşılır. Bunun için aynı sıcaklıkta iki buharlaştırıcı ile çalışan bir soğutma tesisatına gereksinme vardır. Paralel bağlanan bu buharlaştırıcılardan biri buz holünde diğeri de buz jeneratöründe kullanılır. (Şekil-1.26)'da, aynı sıcaklıkta paralel bağlanmış dört buharlaştırıcı ile çalışan bir soğutma tesisatının fonksiyonel şeması, (Şekil-1.27)'de de buz üretiminde kullanılan bir soğutma tesisatının fonksiyonel şeması görülmektedir.



Şekil-1.26 Aynı sıcaklıkta paralel bağlanmış dört buharlaştırıcı ile çalışan bir soğutma tesisatının fonksiyonel şeması



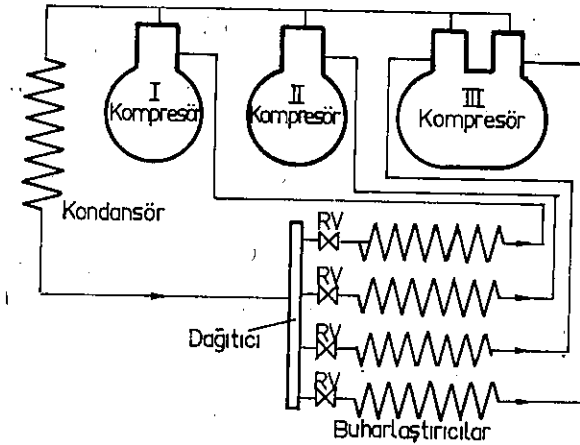
Şekil-1.27 Buz Üzeriminde Kullanılan Soğutma Tesisatının Fonksiyonel Şeması

Bir soğutma devresinde, paralel bağlanmış olan aynı sıcaklıkta buharlaştırıcıların aynı soğutma ortamını oluşturma olasılığı sanıldığı kadar fazla değildir. Çünkü soğutulan ortamların boyutları aynı olsa bile soğutulan maddelerin niteliklerinin farklı olması aynı soğukluğun elde edilmesini büyük ölçüde engeller. Ayrıca soğutulan ortamlardan birinin diğerlerinden daha fazla kullanılma olasılığı vardır ve bu çevre ile ısı alış-verişi yapıldığı için fazla kullanılan ortamda sıcaklığın yükselmesine neden olur. Paralel bağlanmış buharlaştırıcıların oluşturduğu soğutma ortamlarında aynı soğutma koşullarının gerçekleşmesi için bazen bunlar arasında bağlantı sağlamak zorunluluğu da ortaya çıkabilir.

Regülatör ventillerin aracılığı ile bir ya da birden fazla buharlaştırıcı soğutma devresi dışında bırakıldığı zaman kompresör kapasitesi devre dışı bırakılmayan

buharlaştırıcılar için fazla gelmeğe başlar. Bu durumda sıvı seviyesi yükselir ve sıvı seviyesini sabit tutmak için regülatör ventil aracılığı ile buharlaştırma hızlandırılır. Buharlaştırıcıda, bilindiği gibi, buharlaşma basıncı ve buharlaşma sıcaklığı daima sabit kalır. Bu hemen belirtelim ki, regülatör ventil aracılığı ile buharlaştırmanın hızlandırılmasına rağmen soğutma tesisatının ekonomik çalışma niteliğini kaybetmesine neden olur.

Aynı sıcaklıkta çok sayıda buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatının yukarıda açıklamış olduğumuz sakıncalarını ortadan kaldırmak için ya kompresöre bir kapasite ayarlayıcısı bağlanır ya da kompresörün devir sayısı düşürülür. Özellikle büyük soğutma tesisatlarında, toplam kompresör kapasitesi birden fazla kompresöre dağıtılarak yani yerine göre bir ve yerine göre birden fazla kompresör devreye sokularak bu soruna bir çözüm getirilir. (Şekil-1.28)'de, toplam kompresör kapasitesinin birden fazla kompresöre dağıtıldığı bir soğutma tesisatının fonksiyonel şeması görülmektedir. Kompresörlerden ikisi tek ve biri

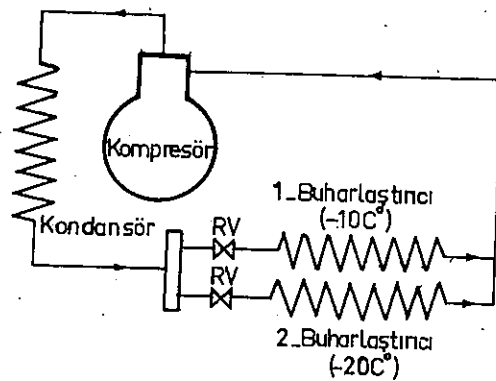


Şekil-1.28 Toplam Kompresör Kapasitesinin Üç Kompresöre Dağıtıldığı Bir Soğutma Tesisatının Fonksiyonel Şeması

de çift silindirlidir. Buharlaştırıcılar ayrı kompresörlerle bağlanmışlardır. Bu soğutma tesisatında yalnız bir kondansör vardır ve kondansörün dağıtıcı ile bağlantısını sağlayan boru hattı üzerine de regülatör ventil yerleştirilmiştir. Regülatör ventillerin dağıtıcı ile buharlaştırıcıların bağlantısını sağlayan boru hatları üzerine monte edilmesi gerekir.

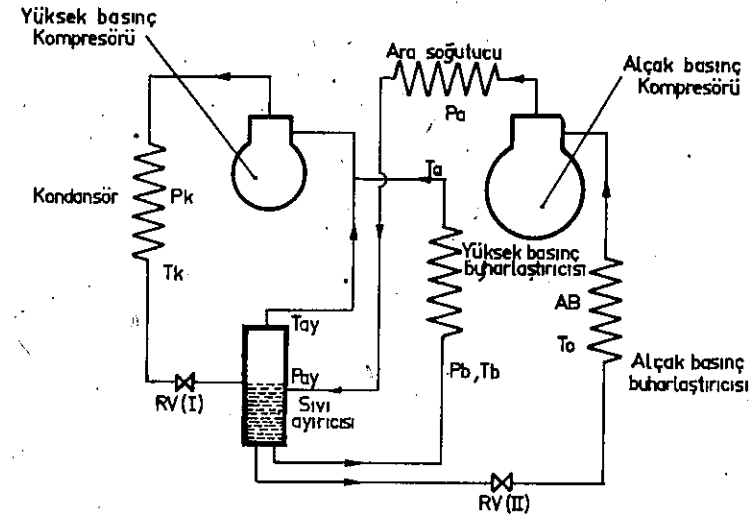
5) FARKLI SICAKLIKTA BİRDEN FAZLA BUHARLAŞTIRICI İLE ÇALIŞAN SOĞUTMA TESİSATI

Büyük soğutma tesislerinde çoğu zaman farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarına gereksinme duyulur. Bu durumda farklı sıcaklıkta buharlaştırıcılardan yararlanılır. Farklı sıcaklıktaki buharlaştırıcılar aynı sıcaklıktaki buharlaştırıcılar gibi paralel bağlanır ve böyle bir soğutma tesisatında sadece bir kompresör kullanmak da mümkündür. (Şekil-1.29)'da, farklı sıcaklıkta buharlaştırıcı ile çalışan tek kompresörlü bir soğutma tesisatının fonksiyonel şeması görülmektedir. Paralel bağlanmış oldukları için buharlaştırıcıların kompresörle bağlantısı ortak bir boru hattı ile



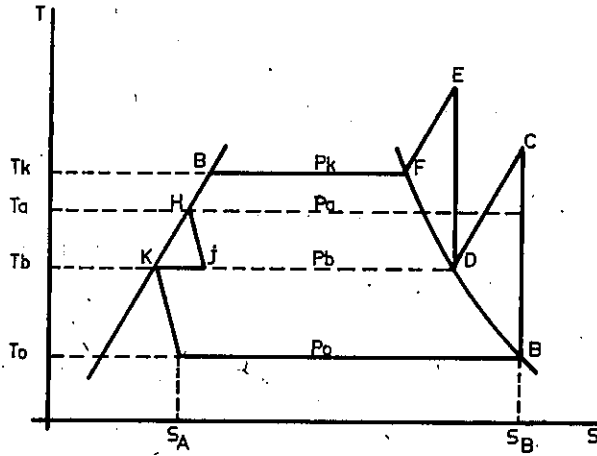
Şekil-1.29 Farklı Sıcaklıkta İki Buharlaştırıcı ile Çalışan Tek Kompresörlü Bir Soğutma Tesisatının Fonksiyonel Şeması

sağlanır. Uygulamada farklı sıcaklıkta buharlaştırıcı ile çalışan tek kompresörlü bir soğutma tesisatı pek kullanılmaz. Çünkü böyle bir soğutma tesisatında kompresörün boyutlarını en düşük sıcaklığa, örneğin (-20 °C)'ye göre saptamak zorunluluğuvardır ve bu, kompresörün boyutlarının olağanüstü büyütülmesini gerektirir. Kompresörün boyutlarını olağanüstü büyütme yerine soğutma tesisatında iki kompresör kullanmak ve sıcaklıkları farklı iki buharlaştırıcıyı da ayrı ayrı bu kompresörlere bağlamak soruna getirilecek daha gerçekçi bir çözüm olur. Çünkü bu durumda ancak her buharlaştırıcıyı hiçbir güçlükle karşılamak için ayrı bir sıcaklıkta çalıştırmak ve her buharlaştırıcıya uygun düşen ayrı kompresör seçmek olanağı vardır. Buharlaştırıcılardan birinde sıcaklığın (-20 °C)'den daha düşük olması istenilirse bu taktirde iki kademeli bir soğutma tesisatından yararlanılır. (Şekil-1.30)'da, buharlaştırma sıcaklığı farklı iki buharlaştırıcı ile çalışan iki kademeli bir soğutma tesisatının fonksiyonel şeması ve (şekil-1.31)'de de bu soğutma tesisatına ait antropik diyagram görülmektedir.



Şekil-1.30 Buharlaştırma Sıcaklığı Farklı İki Buharlaştırıcı ile Çalışan İki Kademeli Bir Soğutma Tesisatının Fonksiyonel Şeması

Soğutma tesisatı alçak ve yüksek basınçlı iki kompresör, bir kondansör, bir sıvı ayırıcısı, iki regülatör ventil, buharlaştırma sıcaklığı farklı iki buharlaştırıcı ve bir ara soğutucudan oluşmuştur. Buharlaştırıcılardan biri alçak basınç buharlaştırıcısı, diğeri de yüksek basınç buharlaştırıcısı olarak adlandırılır. Alçak basınç buharlaştırıcısı alçak basınç kompresörüne ve yüksek basınç buharlaştırıcısı da yüksek basınç kompresörüne bağlanır. Alçak

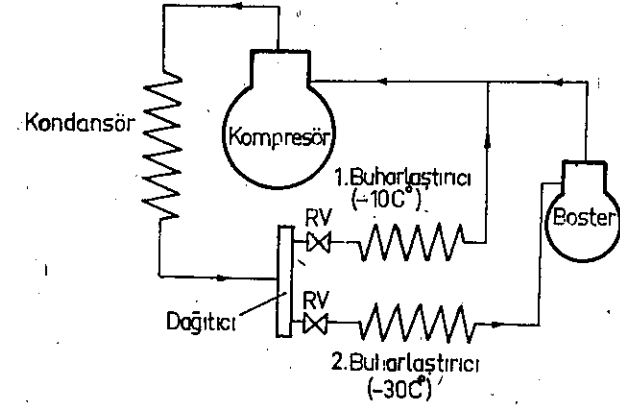


Şekil-1.31 Buharlaştırma Sıcaklığı Farklı İki Buharlaştırıcı ile Çalışan İki Kademeli Bir Soğutma Tesisatına Ait Antropik Diyagram

basınç buharlaştırıcısındaki buharlaştırma sıcaklığı yüksek basınç buharlaştırıcısındaki buharlaştırma sıcaklığından daha düşüktür. Her iki buharlaştırıcıya da soğutucu akışkan sıvı ayırıcısından gelir. Ara soğutucu alçak basınç kompresörü ile sıvı ayırıcısı arasına, regülatör ventillerden biri kondansörden çıkış hattı üzerine ve diğeri de alçak basınç buharlaştırıcısını sıvı ayırıcısına bağlayan boru hattı üzerine yerleştirilir. Yüksek basınç kompresörünün sıvı ayırıcısından emme yapabilmesi için sıvı ayırıcısı ayrı bir boru

hattı ile yüksek basınç kompresörüne bağlanır.

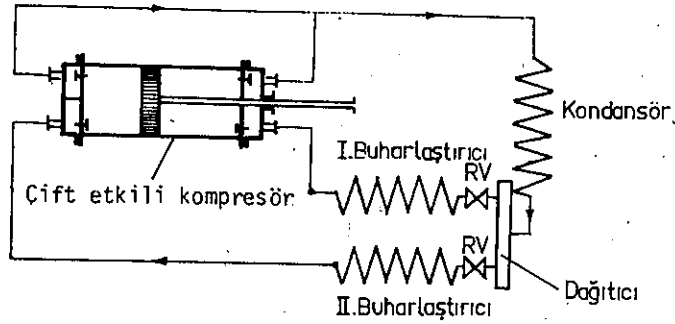
Buharlaştırıcılar arasındaki sıcaklık farkının çok yüksek ve buharlaştırıcılardan birinde buharlaşma sıcaklığının çok düşük olması istenildiği zaman soğutma tesisatında alçak basınç kompresörünün yerini soğutma tekniğinde BOSTER adı verilen küçük bir yardımcı kompresör alır. BOSTER'in işlevi, buharlaştırma sıcaklığı düşük olan buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkanın basıncını buharlaştırma sıcaklığı yüksek olan buharlaştırıcıdaki basınca yükseltmektir. (Şekil-1.32)'de, farklı sıcaklıkta iki buharlaştırıcı ile çalışan BOSTER monte edilmiş bir soğutma tesisatının fonksiyonel şeması görülmektedir. Bu soğutma



Şekil-1.32 Farklı Sıcaklıkta İki Buharlaştırıcı ile Çalışan BOSTER Monte Edilmiş Bir Soğutma Tesisatının Fonksiyonel Şeması

tesisatında, buharlaştırma sıcaklığı düşük olan buharlaştırıcı ile BOSTER seri, buharlaştırma sıcaklığı yüksek olan buharlaştırıcı ile buharlaştırma sıcaklığı yüksek olan buharlaştırıcı ve BOSTER paralel bağlanmışlardır. Kompresör, BOSTER'in bastığı soğutucu akışkanla buharlaştırma sıcaklığı yüksek olan buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkanı aynı boru hattından emer ve kondansöre basar. Sıcaklıkları

farklı iki buharlaştırıcı ile çalışan soğutma tesisatında çift etkili kompresörden de yararlanılabilir. Bu durumda buharlaştırıcılardan biri kompresörün bir kanadına diğeri de öbür kanadına bağlanır. Çift etkili kompresörden yararlanılan soğutma tesisatı artık kullanılmamaktadır. (Şekil-1.33)'de, sıcaklıkları farklı iki buharlaştırıcı ile çalışan ve çift etkili kompresörden yararlanılan bir soğutma tesisatının fonksiyonel şeması görülmektedir.



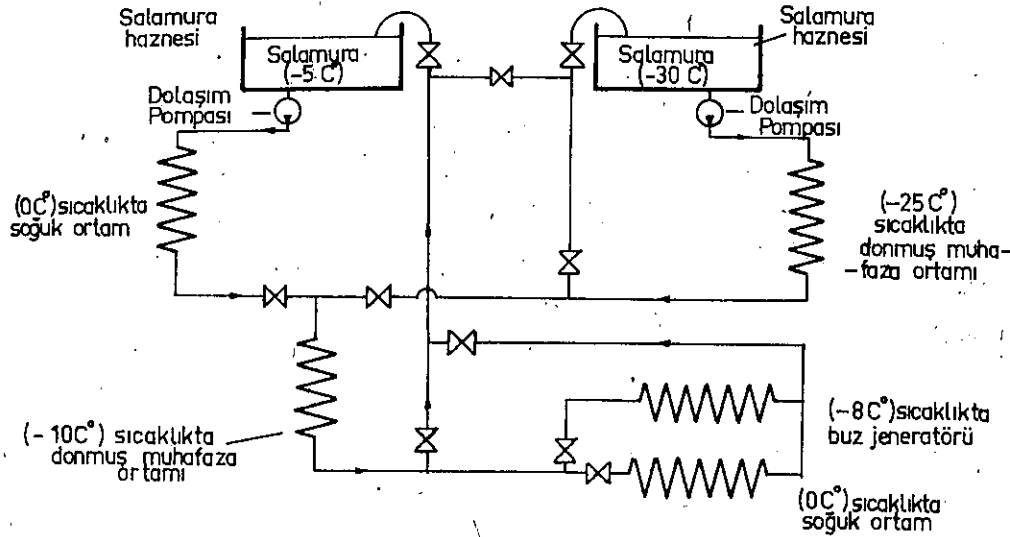
Şekil-1.33 Farklı Sıcaklıkta İki Buharlaştırıcı ile Çalışan ve Çift Etkili Kompresörden Yararlanılan Bir Soğutma Tesisatının Fonksiyonel Şeması

6) DOLAYLI SOĞUTMA YAPAN SOĞUTMA TESİSATLARI

Buraya değin doğrudan soğutma yapan soğutma tesisatlarından bahsettik. Doğrudan soğutma yapan soğutma tesisatlarında, bilindiği gibi, buharlaştırıcı soğutulan ortama yerleştirilir. Buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan çok düşük bir basınçta ve bu basıncı karşılayan sıcaklıkta buharlaşarak çevreden ısı çeker ve ortamı doğrudan soğutur. Doğrudan soğutmanın en büyük sakıncası, herhangi bir arıza nedeniyle kompresör çalışmadığı zaman buharlaştırıcının işlevini yapamayarak soğutulan ortamdan ısı çekmemesi ve bunun sonucu sıcaklığın yükselmesidir. Sıcaklığın yükselmesi, çoğu

zaman, soğutulan ortamda kullanılan besin maddelerinin bozulmasına neden olur. Soğutulan ortamda sıcaklığın yükselmesine ve dolayısıyla besin maddelerinin bozulmasına engel olmak için soğukluğun biriktirilerek kullanılması gerekir. Biriktirilen soğukluk, kompresördeki arıza kısa sürede giderilebilirse soğutulan ortamda sıcaklığın sabit kalmasını sağlar ve besin maddelerinin bozulmasını önler.

Soğukluğun biriktirilmesi için bir ara maddeye gereksinme vardır. Soğukluğun biriktirilmesinde ara madde olarak, genellikle, SALAMURA adı verilen sodyum klorür, kalsiyumklorür ve magnezyumklorür çözeltileri kullanılır. Dolaylı soğutma tesisatında buharlaştırıcı, (-37 °C) sıcaklıkta bile sıvı halde kalan salamuranın bulunduğu bir kabin içerisine yerleştirilir. Buharlaştırıcı, devamlı olarak salamuradan ısı çektiği için salamuranın sıcaklığı çok düşer. Sıcaklığı çok düşen salamura, bir dolaşım pompası ile soğutulması istenilen ortama yerleştirilen bağımsız serpantin birimlerine basılır ve böylece ortamın soğutulması sağlanmış olur. Soğutulması istenilen ortam salamuranın aracılığı ile soğutulduğu için bu soğutma yöntemine, soğutma tekniğinde dolaylı soğutma adı verilir. Dolaylı soğutma yönteminin uygulandığı bir soğutma tesisatında, kompresörün herhangi bir nedenle bozulması, dolaşım pompası işlevini yerine getirdiği taktirde soğutmayı olumsuz yönde etkilemez. Dolaylı soğutma yönteminin uygulandığı bazı soğutma tesisatlarında farklı sıcaklıkta salamuralar da kullanılır. (Şekil-1.34'de, sıcaklıkları farklı (5) ayrı soğutma ortamını içeren farklı sıcaklıkta iki ayrı salamuranın kullanıldığı dolaylı bir soğutma tesisatının fonksiyonel şeması görülmektedir. (-25 °C) sıcaklıktaki donmuş muhafaza ortamından (-30 °C)'ye kadar soğutulmuş salamura ile ve (0 °C) sıcaklıktaki soğutma ortamından da (-5 °C)'ye kadar soğutulmuş salamura ile ısı çekilir. (-25 °C) sıcaklıktaki donmuş muhafaza ortamını terkeden salamura, daha sonra, sırasıyla (-10 °C)



Şekil-1.34 Sıcaklıkları Farklı (5) Ayrı Soğutma Ortamını İçeren Farklı Sıcaklıkta İki Ayrı Salamuranın Kullanıldığı Soğutma Tesisatının Fonksiyonel Şeması

sıcaklıktaki donmuş muhafaza ortamı ve (-8 °C) sıcaklıktaki buz jeneratörü gibi yüksek sıcaklıktaki soğutma ortamlarına gönderilerek buraların da soğutulması sağlanır.

Dolaylı soğutma yönteminin uygulandığı soğutma tesisatlarında, sıcaklıkları farklı salamuraları belirli oranlarda karıştırarak değişik birçok ara sıcaklık elde etmek de mümkündür.

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

- 1) Soğutma hangi yöntemlerle gerçekleştirilir ?
- 2) Soğurmalı soğutma nasıl yapılır ? Soğurmalı soğutma makinasını oluşturan ana ve ara organlar nelerdir ?
- 3) Endüstriyel tip soğurmalı soğutma makinasında buharlaştırıcıdaki, soğurma kabındaki, konsantratör ve kondansördeki basıncın değişmemesine, aynı kalmasına neden özen gösterilir ?
- 4) Endüstriyel tip soğurmalı soğutma makinasında soğutucu akışkan olarak ne kullanılır ?
- 5) Endüstriyel tip soğurmalı soğutma makinasında soğurucu çözeltilinin hangi özelliklere sahip bulunması gerekir ?
- 6) Kimyasal yöntemle soğutma nasıl gerçekleştirilir ?
- 7) Mekanik yöntemle soğutma hangi yasaya dayanır ?
- 8) Kompresörlü kapalı soğutma devresini oluşturan ana ve ara organlar nelerdir ?
- 9) Süperhit miktarı nedir ?
- 10) Süperhit miktarı hangi sıcaklık sınırları arasında bulunmalıdır ?
- 11) Kapalı soğutma devresinin hangi kesimine yüksek basınç kanadı ve hangi kesimine de alçak basınç kanadı denir ?
- 12) Kapalı soğutma devresinde soğutucu akışkan hangi termodinamik koşullarda buharlaşır ve yoğunlaşır ?
- 13) Kritik basınç ve kritik sıcaklık nedir ?
- 14) Kapalı soğutma devrelerinde kullanılan soğutucu akışkanların kullanım değerini belirleyen öğeler ve bunların ortak nitelikleri nelerdir ?
- 15) Kompresörlü kapalı soğutma devrelerinde soğutucu akışkan olarak neler kullanılır ?

16. Çevrim nasıl oluşur ?
17. Kapalı dönüşüm nedir ve Clapeyron Koordinatları sisteminde nasıl gösterilir ?
- 18) Clapeyron Koordinatları sisteminde kapalı eğrinin sınırladığı düzlem yüzeyin alanı neyi ifade eder ?
- 19) Carnot çevrimi nedir ve nasıl oluşur ?
- 20) Antropik diyagram nasıl oluşur ve antropik diyagram alanı neyi ifade eder ?
- 21) Verim nedir ?
- 22) Soğutma etkisi nedir ?
- 23) Frigori nedir ? Soğutucuda elde edilen kuramsal frigori miktarı neye karşılık bulunur ?
- 24) Doğunluk eğrisi nedir ?
- 25) Doğunluk eğrisinin hangi kesimine, sıvı hattı ve hangi kesimine buhar hattı denir ?
- 26) Buhar titri nedir ?
- 27) Kuru buhar ve kızgın buhar nedir ?
- 28) İdeal çevrimin uygulamada gerçekleştirilememesinin nedenleri nelerdir ?
- 29) Regülatör ventil nereye yerleştirilir ve regülatör ventilin işlevi nedir ?
- 30) Antalpik diyagramlar hangi eğrilerden oluşur.
- 31) Hangi nedenle kademeli sıkıştırma yöntemine baş vurulur ?
- 32) Bir soğutma devresinde hangi nedenlerle genişleme kademeli olarak gerçekleştirilir ?
- 33) Bir soğutma tesisatında hangi nedenlerle aynı sıcaklıkta çok sayıda buharlaştırıcı kullanılır ?
- 34) Bir soğutma tesisatında hangi nedenlerle farklı sıcaklıkta birden fazla buharlaştırıcı kullanılır ?
- 35) Bosterin işlevi nedir ?
- 36) Dolaylı soğutma nedir ve nasıl gerçekleştirilir ?

II. B Ü L Ü M

SOĞUTUCU DEVRELERDE ANA VE YARDIMCI ELEMANLAR

1) Soğutucu devrelerde ana elemanlar

1.a) Kompresörler

- 1.a.1) Kompresörün tanımı ve çeşitleri
- 1.a.2) Kompresör kapasitesi
- 1.a.3) Kompresörün gücü
- 1.a.4) Endikatör diyagramı
- 1.a.5) Kompresör kapasitesinin düzenlenmesi
- 1.a.6) Kompresörün ana elemanları
 - 1.a.6.a) Emme filtresi
 - 1.a.6.b) Klapeler
 - 1.a.6.b.1) Saplı klapeler
 - 1.a.6.b.2) Sıpiral yay klapeler
 - 1.a.6.b.3) Hörbiger klapesi
 - 1.a.6.b.4) Düşey tip eşit akımlı kompresörlerde kullanılan klapeler
 - 1.a.6.b.5) Basma klapeleri

1.b) Kondansörler

- 1.b.1) Kondansörlerin tanımı ve çeşitleri
- 1.b.2) Hava soğutmalı kondansörler
- 1.b.3) Su soğutmalı kondansörler
 - 1.b.3.a) İçten su akımlı kondansörler
 - 1.b.3.b) Dıştan su akımlı kondansörler
 - 1.b.3.b.1) Su içinde çalışan kondansörler
 - 1.b.3.b.2) Yağmurlama kondansörler
 - 1.b.3.b.3) Shell kondansörü
- 1.b.4) Karma kondansörler

2) Soğutucu devrelerde yardımcı elemanlar

- 2.a) Hazne
- 2.b) Nem tutucu
- 2.c) Elektrovalflar
- 2.d) Soğutucu akışkanın kontrolü
 - 2.d.1) Şamandıralı alçak basınç valfı
 - 2.d.2) Şamandıralı yüksek basınç valfı
 - 2.d.3) Otomatik genleşme valfı
 - 2.d.4) Termostatik genleşme valfı
 - 2.d.5) Denkleştiricili termostatik genleşme valfı
- 2.e) Isı dönüştürücüsü
- 2.f) Hava gidericileri
- 2.g) Sıvı ayırıcısı
- 2.h) Yağ ayırıcıları
- 2.i) Ara soğutucular
- 2.j) Buharlaştırıcı basınç regülatörü

SOĞUTUCU DEVRELERDE ANA VE YARDIMCI ELEMANLAR

1) Soğutucu devrelerde ana elemanlar

1.a) Kompresörler

1.a.1) Kompresörün tanımı ve çeşitleri

Kompresörler, düşük basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkanı buharlaştırıcıdan emen ve sıkıştırarak yoğunlaştırıcıya basan cihazlardır.

Uygulama alanında şu tür kompresörlerle karşılaşılır:

- 1°) Pistonlu kompresörler,
- 2°) Santrifüj kompresörler,
- 3°) Rotatif kompresörler.

Santrifüj kompresörlerden genellikle, çok yüksek kapasiteli soğutma tesislerinde yararlanılır. Bununla beraber soğutma tesislerinde en çok kullanılan kompresörler pistonlu kompresörlerdir. Pistonlu kompresörler, silindirin uzunluk ekseninin konumuna göre yatay ve dikey silindirli kompresörler olmak üzere (2) bölüme ayrılırlar. Dikey silindirli kompresörler, soğutucu devrelerde tercih edilen kompresörlerdir. Bunlar tek ya da çift silindirli olarak yapılırlar. Yatay silindirli kompresörlerden büyük soğutma tesislerinde yararlanılmaktadır.

Soğutucu devrelerde kullanılan kompresörlerin basınçlı hava üretiminde kullanılan kompresörlerden farklı yanları vardır. Örneğin, basınçlı hava üretiminde kullanılan kompresörlerde silindir bloku üzerinde emme ve basma supapları bulunur. Halbuki soğutma kompresörlerinde emme ve basma supapları kaldırılmıştır. Bu kompresörlerde emme ve basma supaplarının işlevi piston üzerine yerleştirilmiş olan tek yönlü

özel bir klape aracılığı ile yerine getirilir. Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareket ederken soğutucu akışkan karterden silindire dolar ve alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru hareket ederken de silindirin içersine dolmuş olan soğutucu akışkan sıkıştırılarak yoğunlaştırıcıya basılır.

2.a.2) Kompresör kapasitesi

Kompresörün işlevi, bilindiği gibi, buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkanı emmek ve yoğunlaştırıcıya basmaktır. İşte buharlaştırıcıdan emilen ve yoğunlaştırıcıya basılan soğutucu akışkanın kompresörün aracılığı ile saat başına buharlaştırıcıdan yoğunlaştırıcıya taşıdığı ısı miktarına **KOMPRESÖR KAPASİTESİ** denir. Kompresör kapasitesi (kcal/saat) olarak ifade edilir. Kompresör kapasitesi buharlaştırıcının sıcaklığı ile yoğunlaştırıcının sıcaklığına bağlıdır. Kompresör kapasitesinin belirlenmesinde, çoğu zaman, (25°C)'lik yoğunlaşma sıcaklığı esas alınır.

(- 10 °C) buharlaştırıcı sıcaklığı ve regülatör ventilden önce (+ 10 °C) sıvı sıcaklığı için POHLMAN adlı araştırmacı tarafından düzenlenmiş kompresör kapasitesine ilişkin (2.1 Numaralı) çizelge görülmektedir.

Kuramsal kompresör kapasitesi, yukarıda yapmış olduğumuz tanımdan da anlaşılacağı gibi, pistonun süpürme hacmine, akışkanın soğutma kapasitesine, anamlin devir sayısı ile silindir sayısına bağlıdır. Kuramsal kompresör kapasitesini (kcal/saat) olarak (Q_T), pistonun süpürme hacmine (m^3) olarak (V_S), akışkanın soğutma kapasitesini (kcal/ m^3) olarak (q), silindir sayısını (a) ve anamlin devir sayısını da (dev/dak) olarak (n) ile gösterecek olursak

$$Q_T = 60 \cdot V_S \cdot q \cdot a \cdot n$$

eşitliğini yazabiliriz. Uygulamada, kuramsal kompresör

2.1 Numaralı Çizelge

Regülatör Ventilden Önceki Sıvı Sıcaklığı		Buharlaştırıcı Sıcaklığı				
		- 30 °C	- 20 °C	-10 °C	0 °C	+ 5 °C
+ 10 °C		Normal Kapasitenin Altı		Normal Kompresör Kapasitesi	Normal Kapasitenin Üstü	
Soğutucu Akışkan	Amonyak NH ₃	-% 58	-% 33		+ % 45	+ % 75
	Karbondioksit CO ₂	-% 47	-% 26		+ % 35	+ % 55
	Kükürtdioksit SO ₂	-% 61	-% 36		+ % 50	+ % 86

kapasitesine ulaşmak olanaksızdır. Bunun nedeni hemen belirtelim ki, alınan bir dizi önlemlere karşın önüne geçilemeyen kayıplardır. Bu kayıpları şöyle sıralayabiliriz:

- 1°) Yalıtmanın yetersizliği nedeniyle çevreden soğutulan ısı,
- 2°) Mekanik sürtünme kuvvetlerinin işinin ısıya dönüşmesi,
- 3°) Emme hattında meydana gelen tıkanma,
- 4°) Emme ve basma hatlarındaki kütleli ve ısı kayıpları.

Gerçek kompresör kapasitesinin bulunması için yükleme derecesinin bilinmesi gerekir. Bir kompresörde gerçek emme hacminin pistonun süpürme hacmine oranına **YÜKLEME DERECE-Sİ** denir. Yükleme derecesinin (λ), gerçek emme hacmini (V) ve pistonun süpürme hacmine de (V_S) ile gösterecek olursak yukarıda yapmış olduğumuz tanım uyarınca

$$\lambda = \frac{V}{V_S}$$

eşitliğini yazabiliriz. Yükleme derecesini, hemen belirtelim ki ölü hacim olumsuz yönde etkiler. Basma süreci sonunda ölü hacimde kalan soğutucu akışkan emmenin eksik yapılmasına yani gerçek emme hacminin küçülmesine neden olur. Gerçek emme hacmi küçülünce yükleme derecesi de düşer. Bunun için kompresörler, ölü hacim olanakların elverdiği ölçüde süpürme hacminin küçük bir kesrine eşit olacak şekilde projelendirilmeli ve imal edilmelidirler. Amonyak makinelerinde (50000 kcal/saat)'den daha küçük soğutma kapasiteleri için yükleme derecesinin (0,40 ve 0,60) arasında, (50000 kcal/saat)'den (100000 kcal/saat)'a kadar soğutma kapasiteleri için yükleme derecesinin (0,65 ve 0,75) arasında ve nihayet (100000 kcal/saat)'dan daha büyük soğutma kapasiteleri için yükleme derecesinin (0,75 ve 0,80) arasında bulunması istenir.

Gerçek kompresör kapasitesini bulmak için kuramsal kompresör kapasitesi ile yükleme derecesini çarpmak gerekir. Gerçek kompresör kapasitesini (Q_G) ile gösterecek olursak bu açıklama uyarınca

$$Q_G = Q_T \cdot \lambda = 60 \cdot V_S \cdot q \cdot a \cdot n \cdot \lambda$$

$$Q_G = 60 \cdot V_S \cdot q \cdot a \cdot n \cdot \lambda$$

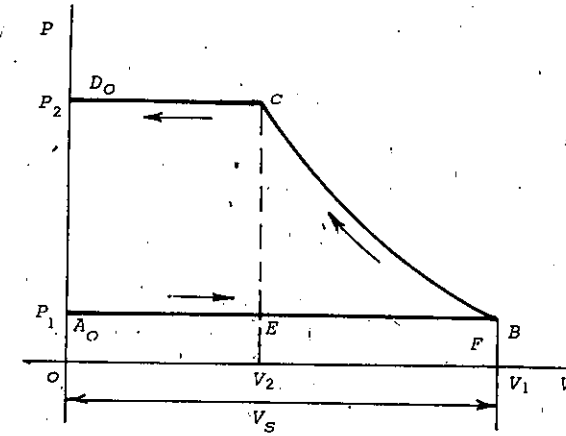
eşitliğini yazabiliriz. Kompresör çift etkili olursa kuramsal ya da gerçek kompresör kapasitesini bulmak için yukarıdaki eşitliklerden yararlanılarak bulunan değerleri (2) ile çarpmak gerekir.

1.a.3) Kompresörün gücü .

Bir kompresörün gücünün nasıl hesaplandığını açıklamadan önce Watt diyagramının oluşumu üzerinde duracağız. Watt diyagramının oluşumunu açıklarken kompresörde zararlı uzaklığın daha açık bir deyişle ölü hacmin sıfır olduğunu, dağıtımın yani emme ve basmanın yük kayıpları ile eylemsizlik

kuvvetlerinin bulunmadığı sonsuz küçük basınç farkı ile çalışan otomatik klapelele gerçekleştirildiğini, emme sürecinde sıcaklığın değişmediğini, mekanik sürtünme dirençlerinin bulunmadığını, sızdırmazlığın mükemmel olduğunu, emme ve basma süreçlerinde de silindir içerisinde basıncın sabit kaldığını kabul edeceğiz.

(Şekil-2.1)'de, tek etkili ve tek silindirli bir kompresöre ait kuramsal Watt diyagramı görülmektedir.



Şekil-2.1 Kuramsal Watt Diyagramı

Kompresörde, piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya gelirken emme klapesi açılır ve silindirin içerisine basıncı (P_1), sıcaklığı da (T_1) olan akışkan dolar. Akışkanın hacmi zararlı uzaklık sıfır olduğu için pistonun süpürme hacmine eşit olur. (oV) ve (op) eksenlerinden oluşan Clapeyron Koordinatları sisteminde, emme süreci, (oV) eksenine paralel (A0B) doğrusu ile gösterilir. Emme sürecinin sonunda emme klapesi kapanır ve piston geri dönüş hareketine başlar. Geri dönüş hareketine başlayan piston, emme sürecinde silindir içerisine dolan akışkanı sıkıştırır. Sıkıştırılan akışkanın hacmi azalır fakat buna karşın basıncı artar. Basınç basma basıncının değerine ulaştıkça basma klapesi kendiliğinden açılır

ve piston, sıkıştırılmış olan akışkanı sabit basınçta kullanım yerine basar. Clapeyron Koordinatları sisteminde sıkıştırma süreci (BC) eğrisi ve basma süreci de (oV) eksenine paralel (C D_o) doğrusu ile ifade edilir. Basma sürecinin sonunda, basma klapesinin kapandığı anda, emme klapesi yeniden açılır. Bu olgu salt çevrimin oluşumunu tamamlamak için (op) eksenini ile çakışan (D_oA_o) doğrusu ile gösterilir. Kompresörlerde pistonun arka yüzüne atmosferik basınç etki eder. Watt çevriminin oluşumu anamilin bir devrinde tamamlanır. Çevrim boyunca kompresörde akışkana iletilen mekanik yani endike iş çevrimin sınırladığı düzlem yüzeyin alanına eşdeğerdir. Bu açıklamadan da anlaşılacağı gibi, diyagram alanı endike işi ifade etmektedir. Emme işi (A_oB) doğrusunun altında kalan düzlem yüzeyin alanı ile, sıkıştırma işi (BC) eğrisinin altında kalan düzlem yüzeyin alanı ile ve basma işi de (C D_o) doğrusunun altında kalan düzlem yüzeyin alanı ile gösterilir. Bu durumda

(A_o B C D_o) alanı = (B C E F) alanı + (C D_o O E) alanı - (A_o B F O) alanı eşitliğini yazmak mümkün olur.

Kompresörde sıkıştırma ya izoterm, ya adiyabatik ya da politropiktir. İzoterm sıkıştırma sürecinde sıcaklık sabit kalır. Sıcaklığın sabit kalması için sıkıştırma sürecinde akışkanın soğutulması yani akışkandan ısı alınması gerekir. Bunu gerçekleştirmek, uygulama alanında sanıldığından da güçtür. Adiyabatik sıkıştırma kuramsaldır. Adiyabatik sıkıştırma sürecinde, akışkan çevre ile ısı alış-verişi yapmaz ve akışkanın sıcaklığı yükselir. Uygulama alanında karşılaşılan sıkıştırma politropik sıkıştırmadır. Politropik sıkıştırma bir yanı ile izoterm sıkıştırmaya diğer bir yanı ile de adiyabatik sıkıştırmaya benzer. Politropik sıkıştırma sürecinde hem sıcaklık yükselir ve hem de akışkan çevre ile ısı alış-verişi yapar.

Kompresörde endike iş yani diyagram alanına eşdeğer olan iş, doğrudan doğruya, sıkıştırmanın türüne bağlıdır. Endike iş, sıkıştırma izoterm olduğu zaman

$$W_T = G \cdot P_1 v_1 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

eşitliğinden, adiyabatik olduğu zaman

$$W_S = G \cdot \frac{\gamma}{\gamma-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} - 1 \right]$$

eşitliğinden ve politropik olduğu zaman da

$$W_K = G \cdot \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]$$

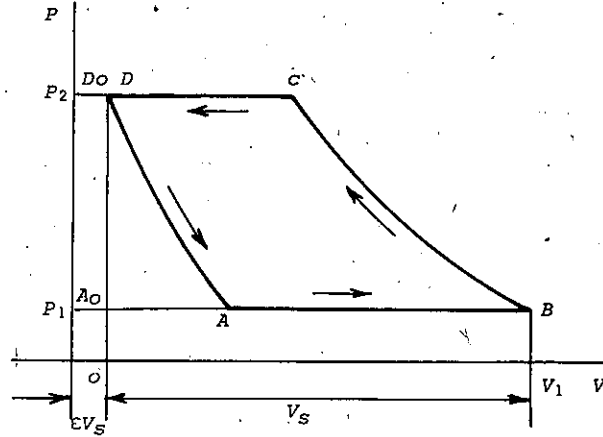
eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

Uygulamada, bilindiği gibi, ölü hacimden kaçınmak olanaksızdır. Ölü hacim, piston üst ölü noktada iken silindir kapağı ile pistonun etkin yüzü arasında kalan hacimdir. Ölü hacmin silindreye oranı (ϵ) ile gösterilir ve oran etkeni olarak adlandırılır. Kompresörde kullanılan klappenin tipi, büyük ölçekte, ölü hacmi etkiler. Oran etkeninin değeri, klappenin tipine göre, (0,02) ile (0,20) arasında değişir.

Basma süreci sonunda silindir içerisinde kalan akışkanın genişmesi nedeniyle kompresörlerde ölü hacmin ayrı bir yeri ve ayrı bir önemi vardır. Bunun için ölü hacme sahip bulunan tek etkili ve tek silindirli bir kompresöre ait Watt diyagramının oluşumunu da açıklayacağız.

(Şekil-2.2)'de, ölü hacme sahip bulunan tek etkili bir kompresöre ait kuramsal Watt diyagramı görülmektedir. Bu diyagramda (AB) doğrusu emme sürecini, (BC) eğrisi sıkıştırma sürecini, (CD) doğrusu basma sürecini ve (DA) eğrisi de

basma süreci sonunda ölü hacmin içerdiği akışkanın genleşme sürecini ifade eder. Zararlı uzaklığın bulunmadığı varsayılan kompresörde, bilindiği gibi, sıkıştırma sürecinin başındaki hacim silindreye eşittir. Halbuki ölü hacme sahip komp-



Şekil-2.2 Ölü Hacme Sahip Bulunan Tek Etkili Bir Kompresöre Ait Kuramsal Watt Diyagramı

resörde sıkıştırma sürecinin başındaki hacim silindreden daha büyüktür. Silindre (V_S) ve sıkıştırma sürecinin başındaki hacimde (V_1) ölçüne göre,

$$V_1 = V_S (1 + \epsilon)$$

eşitliği yazılabilir. Bu kompresörlerde basma, üst ölü noktayı karşılayan (D) noktası ile sınırlanmıştır. Basma sürecinin sonunda basma klapesi kapanır ve piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya gelirken ölü hacimde kalan akışkan genişler. Genleşme süreci, basınç emme basıncına düşüncüye dek sürer. Basınç emme basıncına düşüncüye genleşme süreci son bulur. Bu durumda emme klapesi açılır silindirin içerisine akışkan dolmağa başlar. (DA) genleşme süreci sonunda silindirin içerisinde bulunan akışkanın ağırlığını

(G_1) ve (BC) basma süreci sonunda silindirin içerisinde bulunan akışkanın ağırlığını da (G_2) ile gösterelim. Buna göre, ölü hacme sahip bulunan tek etkili kompresörde diyagram alanına eşdeğer endike iş, sıkıştırma ve genleşme izoterm olduğu zaman

$$W_T = (G_1 - G_2) P_1 v_1 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

eşitliğinden, adiyabatik olduğu zaman

$$W_S = (G_1 - G_2) \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1 - \frac{1}{\gamma}}{\gamma}} - 1 \right]$$

eşitliğinden ve politropik olduğu zaman da

$$W_K = (G_1 - G_2) \cdot \frac{k}{k - 1} \cdot P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1 - \frac{1}{k}} - 1 \right]$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

Gücün hesabı, endike işin hesabına bağlıdır. Endike iş hesaplandıktan sonra gücü hesaplamak kolaylaşır. Gücün hesaplanması için kompresörde anamilin devir sayısı ile silindir sayısının bilinmesi de gerekir. Anamilin devir sayısını (n), silindir sayısını da (a) ile gösterecek olursak kompresörün kuramsal gücünü (Beygir gücü) olarak

$$N = \frac{W \cdot n \cdot a}{60 \cdot 70}$$

eşitliğinden yararlanarak hesaplayabiliriz. Ancak bu eşitlikte (W) yerine, sıkıştırma ve genleşme izoterm olduğu zaman (W_T), adiyabatik olduğu zaman (W_S) ve politropik olduğu zaman da (W_K) koymak zorunluluğu vardır. Aynı verilere sahip çift etkili bir kompresörün gücünü hesaplamak için bu değerleri (2) ile çarpmak gerekir.

1. UYGULAMA

Bir kompresörde silindre ($V_s = 12 \text{ dm}^3$), oran etkeni ($\epsilon = 0,05$) ve anamilin devir sayısı da ($n = 120 \text{ dev/dak}$)'dır. Emme atmosferik basınçta ve ($17 \text{ }^\circ\text{C}$) sıcaklıkta, basma ($8,5 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$) basınçta ve ($227 \text{ }^\circ\text{C}$) sıcaklıkta yapılmaktadır. Bu kompresör tek silindirli ve tek etkilidir. Akışkan hava olduğuna göre, sıkıştırma ve genişlemenin politropik olduğunu varsayarak kompresörün kuramsal gücünü hesaplayalım.

Kompresörün kuramsal gücünü bulmak için

$$N_k = \frac{W_k \cdot n \cdot a}{60 \cdot 75}$$

eşitliğinden yararlanacağız. Kompresörde sıkıştırma ve genişleme politropiktir. Bu nedenle önce politropik katsayıyı bulmak gerekir. Politropik katsayı da

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{1-\frac{1}{k}}$$

olduğu için

$$k = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) - \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunabilir.

$$P_1 = P_{\text{atm}} = 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_2 = 8,5 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$t_1 = 17 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 17 = 290 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 500 \text{ }^\circ\text{K}$$

olarak verildiğine göre,

$$k = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) - \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{8,5 \cdot 10^4}{10^4}\right)}{\ln\left(\frac{8,5 \cdot 10^4}{10^4}\right) - \ln\left(\frac{500}{290}\right)} = 1,238$$

$$k = 1,238$$

olur. Bundan sonra sıkıştırma sürecinin başında silindirin içerisinde bulunan akışkanın ağırlığı ile basma sürecinin sonunda silindirin içerisinde bulunan akışkanın ağırlığını hesaplamak zorunluluğu vardır. Sıkıştırma sürecinin başında silindirin içerisinde bulunan akışkanın ağırlığı ile basma sürecinin sonunda silindirin içerisinde bulunan akışkanın ağırlığı Genel Gaz Kanunundan yararlanılarak bulunur. Genel Gaz Kanunu uyarınca

$$P_1 V_1 = G_1 R T_1$$

$$P_2 V_2 = G_2 R T_2$$

eşitliklerini yazabiliriz.

$$V_s = 12 \text{ dm}^3 = 12 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

ve

$$\epsilon = 0,05$$

olarak verilmiştir.

$$V_1 = V_s (1 + \epsilon)$$

ve

$$V_2 = \epsilon V_s$$

olduğu için

$$V_1 = V_S (1 + \epsilon) = 12 (1 + 0,05) = 12,6 \text{ dm}^3 = 12,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_1 = 12,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

ve

$$V_2 = \epsilon V_S = 0,05 \cdot 12 = 0,6 \text{ dm}^3 = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_2 = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

bulunur. Havanın gaz sabiti, bilindiği gibi, $(29,4 \text{ kgm/kg} \cdot \text{°K})$ dir. Bunları

$$P_1 V_1 = G_1 R T_1$$

ve

$$P_2 V_2 = G_2 R T_2$$

eşitliklerinde yerlerine koyacak olursak

$$G_1 = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{10^4 \cdot 12,6 \cdot 10^{-3}}{29,4 \cdot 290} = 0,0148 \text{ kg}$$

$$G_1 = 0,0148 \text{ kg}$$

ve

$$G_2 = \frac{P_2 V_2}{R T_2} = \frac{8,5 \cdot 10^4 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3}}{29,4 \cdot 500} = 0,003475 \text{ kg}$$

$$G_2 = 0,003475 \text{ kg}$$

elde ederiz. Endike işi bulmak için

$$W_k = (G_1 - G_2) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1-\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

eşitliğinden yararlanılır.

$$v_1 = \frac{R T_1}{P_1} = \frac{29,4 \cdot 290}{10^4} = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_1 = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

olduğu için

$$W_k = (G_1 - G_2) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1-\frac{1}{k}} - 1 \right] =$$

$$(0,0148 - 0,003475) \cdot \frac{1,238}{1,238-1} \cdot 10^4 \cdot 0,85 \cdot \left[\left(\frac{8,5 \cdot 10^4}{10^4} \right)^{1-\frac{1}{1,238}} - 1 \right] =$$

$$W_k = 254,745 \text{ kgm}$$

elde edilir. Diğer yandan

$$n = 120 \text{ dev/dak}$$

$$a = 1$$

olarak verilmiştir. Bu durumda

$$N_k = \frac{W_k \cdot n \cdot a}{60 \cdot 75} = \frac{254,745 \cdot 120 \cdot 1}{60 \cdot 75} = 6,775 \text{ BG}$$

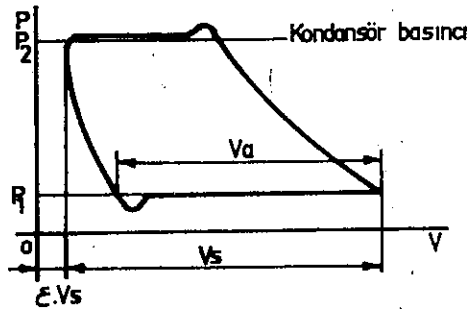
$$N_k = 6,775 \text{ BG}$$

olarak bulunur.

1.a.4) ENDİKATÖR DİYAGRAMI

Ölü hacme sahip bir kompresöre ait endikatör diyagramı kuramsal Watt diyagramından az da olsa farklıdır. Endikatör diyagramının kuramsal Watt diyagramından farklı olmasının nedeni, emme ve basma klapelerinde oluşan yük kayıpları ve eylemsizlik kuvvetleri, mekanik sürtünme dirençleri,

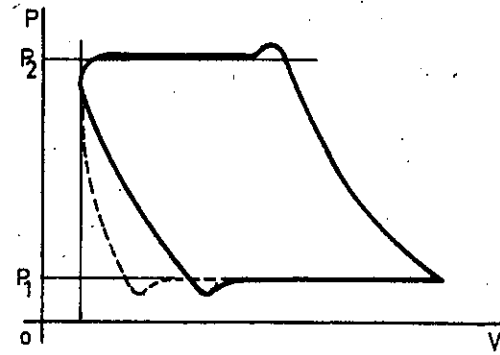
sıkıştırma sürecinin sonunda basma klapesinin açılması için basıncın basma basıncının üstüne çıkarılması ve genişleme sürecinin sonunda da emme klapesinin açılması için basıncın emme basıncının altına düşürülmesi gibi etkenlerdir. (Şekil-2.3)'de, tek etkili ve tek silindirli bir kompresöre ait endikatör diyagramı görülmektedir. Gerçek bir kompresörde piston üst ölü noktaya doğru hareket ederken ölü hacimde bulunan akışkan/ genişleme başlar. Genleşme, basınç buharlaştırıcı basıncına düşüncüye dek sürer. Emme klapesinin açılması için



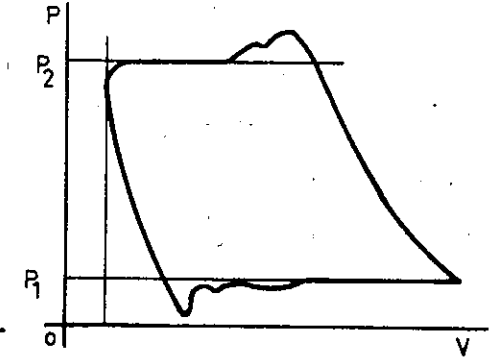
Şekil-2.3 Tek Etkili ve Tek Silindirli Bir Kompresöre ait Endikatör Diyagramı

genleşme süreci sonundaki basıncın buharlaştırıcı basıncının altına düşmesi zorunluluğu vardır ve bu genişleme süreci uzatılarak ancak gerçekleştirilebilir. Basınç buharlaştırıcı basıncının altına düşünce emme klapesi açılır, silindirin içersine buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan dolar. Piston alt ölü noktaya gelince emme süreci son bulur ve piston bu kez üst ölü noktaya doğru hareketine başlar. Sıkıştırma sürecinin daha başında basınç buharlaştırıcı basıncının üstüne çıktığı için emme klapesi kapanır. Sıkıştırma süreci basınç kondansör basıncına yükselinceye dek sürer. Sıkıştırma sürecinin sonunda basınç kondansör basıncına eşit olduğu için basma klapesi açılmaz. Basma klapesinin açılması ancak basma süreci sonundaki basınç kondansör basıncının üzerine çıkarılarak gerçekleştirilebilir. Bunun için basma sürecini uzatmak zorunluluğu ile karşılaşılır. Ölü hacmin büyük olması, emme ve basma klapelelerinin güç açılıp kapanması gibi teknolojik yetersizlikler ve yapım hataları kompresörün gücüne ve buna bağlı olarak endikatör diyagramının oluşumuna olumsuz yönde

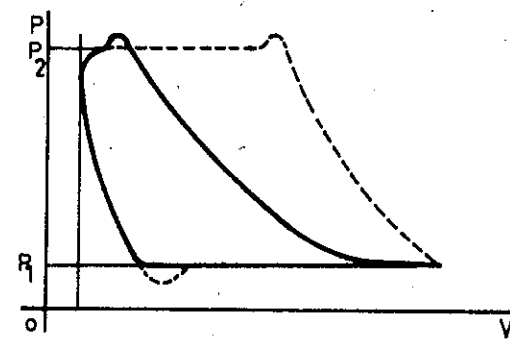
etkir. Aşağıdaki şekillerde, teknolojik yetersizliklerin ve yapım hatalarının bulunduğu tek etkili ve tek silindirli kompresörlere ait endikatör diyagramları görülmektedir.



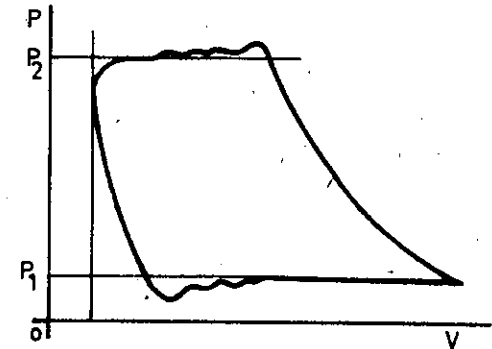
Şekil-2.4 Büyük Ölü Hacme Sahip Bir Kompresöre Ait Endikatör Diyagramı



Şekil-2.5 Emme ve Basma Klapeleleri Çok Güç Açılıp Kapanan Bir Kompresöre Ait Endikatör Diyagramı



Şekil-2.6 Emme Klapesi Geç Kapanan Bir Kompresöre Ait Endikatör Diyagramı



Şekil-2.7 Klape Yayları Yeterli Olmayan Bir Kompresöre Ait Endikatör Diyagramı

2. UYGULAMA

Buharlaştırıcı sıcaklığı (-10°C), kondansör sıcaklığı da ($+25^{\circ}\text{C}$) olan bir soğutma devresi oluşturulacaktır. Bu soğutma devresinde silindresi (8 dm^3), anamelinin devir sayısı ($n = 120\text{ dev/dak}$), oran etkeni de ($\epsilon = 0,05$) olan tek etkili ve silindirli bir kompresör kullanılacaktır. Soğutucu akışkan olarak amonyaktan yararlanılması düşünüldüğüne göre, pratik kompresör kapasitesi ile kuramsal kompresör gücünü hesaplayalım.

Kompresör kapasitesini bulmak için önce amonyağın buharlaştırıcı ve kondansör koşullarında durumunu belirlemek gerekir.

1.5 Numaralı çizelgeden yararlanarak amonyağın buharlaştırıcı koşullarında doymunluk sıcaklığını ($t_1 = -10^{\circ}\text{C}$), doymunluk basıncını ($P_1 = 2,97 \cdot 10^4\text{ kg/m}^2$), özgül hacmini ($v_1 = 0,418\text{ m}^3/\text{kg}$), buhar antalpisini ($h'' = 398,7\text{ kcal/kg}$) ve kondansör koşullarında da doymunluk sıcaklığını ($t_2 = 25^{\circ}\text{C}$), doymunluk basıncını ($P_2 = 10,22 \cdot 10\text{ kg/m}$), sıvı antalpisini ($h' = 128,1\text{ kcal/kg}$) olarak belirleyebiliriz.

Amonyagın soğutma kapasitesini bulmak için soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarını bulmak zorunluluğu vardır. Soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarı buharlaştırıcı koşullarındaki buhar antalpisinden kondansör koşullarındaki sıvı antalpisi çıkarılarak bulunur.

$$h'' = 398,7\text{ kcal/kg}$$

ve

$$h' = 128,1\text{ kcal/kg}$$

olarak belirlendiği için soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarı

$$h'' - h' = 398,7 - 128,1 = 270,6\text{ kcal/kg}$$

$$h'' - h' = 270,6\text{ kcal/kg}$$

olur. Akışkanın soğutma kapasitesini bulmak için buharlaştırıcı koşullarında amonyağın özgül ağırlığı ile soğutulan ortamdan çekilen ısı miktarını çarpmak gerekir. Buharlaştırıcı koşullarında amonyağın özgül ağırlığını (γ_{m1}) ile gösterelim. (v_1) özgül hacim olduğuna göre,

$$\gamma_{m1} = \frac{1}{v_1}$$

eşitliğini yazabiliriz. Diğer yandan

$$v_1 = 0,418\text{ m}^3/\text{kg}$$

olduğu için

$$\gamma_{m1} = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0,418} \approx 2,39\text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_{m1} = 2,39\text{ kg/m}^3$$

bulunur. Yukarıda yapmış olduğumuz açıklama uyarınca (q), (kcal/m^3) olarak amonyağın soğutma kapasitesi olduğuna göre,

$$q = \gamma_{m1}(h'' - h')$$

eşitliğini yazmak mümkün olur. Bu eşitlikte (γ_{m1}) ile ($h'' - h'$)'in değerlerini yerlerine koyacak olursak

$$q = \gamma_{m1}(h'' - h') = 2,39 \cdot 270,6 \approx 650\text{ kcal/m}^3$$

$$q = 650\text{ kcal/m}^3$$

elde ederiz.

Gerçek Kompresör kapasitesi, bilindiği gibi,

$$Q_G = 60 \cdot V_S \cdot q \cdot a \cdot n \cdot \lambda$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanabilir. Bu eşitlikte yer alan (λ) yükleme derecesidir ve yükleme derecesini bulmak için

de önce gerçek emme hacmini bulmak gerekir. Gerçek emme hacmi, sıkıştırma süreci başındaki hacimle genişleme süreci sonundaki hacim arasındaki farka eşittir. Sıkıştırma süreci başındaki hacmi bulmak için

$$V_1 = V_S(1 + \epsilon)$$

eşitliğinden yararlanılır.

$$V_S = 8 \text{ dm}^3 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\epsilon = 0,05$$

olarak verilmiştir. Bu nedenle

$$V_1 = V_S(1 + \epsilon) = 8 \cdot 10^{-3}(1 + 0,05) = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_1 = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

olur. Diğer yandan

$$P_1 = 2,97 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_2 = 10,22 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$t_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 - 10 = 263 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 263 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$t_2 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 273 + t_2 = 273 + 25 = 298 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 298 \text{ }^\circ\text{K}$$

olduğu için politropik katsayı

$$k = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) - \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{\ln\left(\frac{10,22 \cdot 10^4}{2,97 \cdot 10^4}\right)}{\ln\left(\frac{10,22 \cdot 10^4}{2,97 \cdot 10^4}\right) - \ln\left(\frac{298}{263}\right)} \approx 1,13$$

$$k = 1,13$$

olarak bulunur. Politropik genişlemede basınç ve hacim arasındaki ilişki, bilindiği gibi,

$$P_1 V_A^k = P_2 V_D^k$$

eşitliği ile ifade edilir. (V_D) genişleme sürecinin başındaki ya da basma sürecinin sonundaki hacimdir. Genleşme sürecinin başındaki ya da basma sürecinin sonundaki hacim ölü hacme eşittir. Bu durumda

$$V_D = V_2 = \epsilon \cdot V_S = 0,05 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_D = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

olur ve

$$P_1 V_A^k = P_2 V_D^k$$

olduğu için

$$V_A = V_D \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/k} = 0,4 \cdot 10^{-3} \left(\frac{10,22 \cdot 10^4}{2,97 \cdot 10^4}\right)^{1/1,13} \approx 1,208 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_A = 1,208 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

olarak bulunur. Gerçek emme hacmini, daha önce olduğu gibi, (V) ile gösterecek olursak

$$V = V_1 - V_A$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$V_1 = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_A = 1,208 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

olduğu için

$$V = V_1 - V_A = 8,4 \cdot 10^{-3} - 1,208 \cdot 10^{-3} = 7,192 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V = 7,192 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

olur ve

$$\lambda = \frac{V}{V_S} = \frac{7,192 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-3}} = 0,898$$

$$\lambda = 0,898$$

bulunur.

$$n = 120 \text{ dev/dak}$$

ve

$$a = 1$$

olarak verilmiştir.

$$Q_G = 60 \cdot V_S \cdot g \cdot a \cdot n \cdot \lambda$$

eşitliğinde, (q) ve (λ)'nin bulmuş olduğumuz değerleri ile (V_S), (a) ve (n)'nin verilmiş olan değerlerini yerlerine koyacak olursak

$$Q_G = 60 \cdot V_S \cdot g \cdot a \cdot n \cdot \lambda = 60 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 650 \cdot 1 \cdot 120 \cdot 0,898 = 33622 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_G = 33622 \text{ kcal/saat}$$

elde ederiz.

Kuramsal kompresör gücü,

$$N_k = \frac{W_k \cdot a \cdot n}{60 \cdot 75}$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Ancak bunun için

önce, sıkıştırma ve genişleme politropik olduğuna göre endi-ke işi bulmak gerekir. Endike işi bulmak için bilindiği gibi,

$$W_k = (G_1 - G_2) \frac{k}{k-1} P_1 V_2 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

eşitliğinden yararlanılır. Ancak daha önce sıkıştırma sürecinin başında ve basma sürecinin sonunda silindirin içerisinde bulunan soğutucu akışkanın ağırlığını bulmak zorunluluğu vardır. Sıkıştırma sürecinin başında ve basma sürecinin sonunda silindirin içerisinde bulunan soğutucu akışkanın ağırlığını bulmak için Genel Gaz Kanunu uyarınca yazılabilecek

$$P_1 V_1 = G_1 R T_1$$

$$P_2 V_2 = G_2 R T_2$$

eşitliklerinden yararlanılır. Bu eşitliklerde yer alan (R), amonyağın gaz sabitidir. Üniversal gaz sabiti (R_u = 0,848 kgm/mol.°K) ve amonyağın molar ağırlığı da (G_m = 17 · 10⁻³ kg/mol) olduğuna göre, gaz sabiti

$$R = \frac{R_u}{G_m} = \frac{0,848 \text{ kgm/mol.}^\circ\text{K}}{17 \cdot 10^{-3} \text{ kg/mol}} = 49,9 \text{ kgm/kg.}^\circ\text{K}$$

$$R = 49,9 \text{ kgm/kg.}^\circ\text{K}$$

olarak bulunur. Diğer yandan

$$P_1 V_1 = G_1 R T_1$$

$$P_2 V_2 = G_2 R T_2$$

$$V_2 = V_B$$

$$V_2 = V_D$$

olduğu için

$$G_1 = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{2,97 \cdot 10^4 \cdot 8,4 \cdot 10^{-3}}{49,9 \cdot 263} = 0,0191 \text{ kg}$$

$$G_1 = 0,0191 \text{ kg}$$

ve

$$G_2 = \frac{P_2 V_2}{R T_2} = \frac{10,22 \cdot 10^4 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}}{49,9 \cdot 288} = 0,00285 \text{ kg}$$

$$G_2 = 0,00285 \text{ kg}$$

olur. Şimdi

$$W_k = (G_1 - G_2) \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

eşitliğinde (G_1), (G_2), (k), (P_1), (P_2) ve (v_1)'in değerlerini yerlerine koyalım. Bu durumda

$$W_k = (0,0191 - 0,00285) \cdot \frac{1,13}{1,13-1} \cdot 2,97 \cdot 10^4 \cdot 0,418 \cdot \left[\left(\frac{10,22 \cdot 10^4}{2,97 \cdot 10^4} \right)^{\frac{1}{1,13}} - 1 \right] \# 89,5 \text{ kgm}$$

$$W_k = 89,5 \text{ kgm}$$

olur ve

$$N_k = \frac{W_k \cdot a \cdot n}{60 \cdot 75}$$

olduğu için

$$N_k = \frac{89,5 \cdot 1 \cdot 120}{60 \cdot 70} \# 2,39 \text{ BG}$$

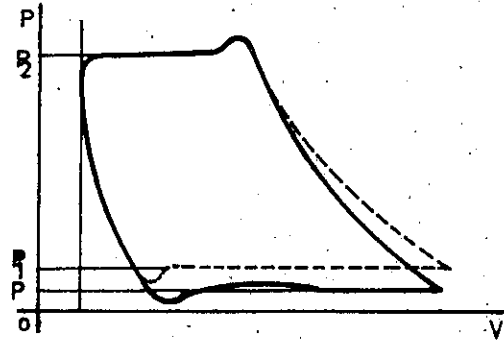
$$N_k = 2,39 \text{ BG}$$

olarak bulunur.

1.a.5) KOMPRESÖR KAPASİTESİNİN DÜZENLENMESİ

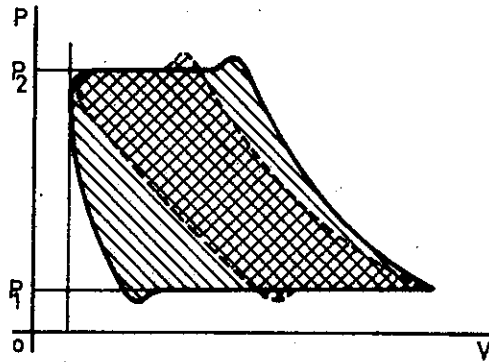
Soğutma tesisleri, bilindiği gibi, önceden saptanan kapasite için hesaplanır. Soğukluk gereksinmesi arttıkça soğutma tesisini büyütmek gerekir. Bu arada hemen belirtelim ki, çok düşük ortam sıcaklığını da göz önünde bulundurmamak zorunluluğu vardır. Isı, daima, yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan düşük sıcaklıktaki bir ortama akar. Soğuk ortamla çevre arasındaki sıcaklık farkı ne kadar büyük olursa ısı alış-verişi de o kadar büyük olur. Soğuk ortama soğutulmak üzere konulan besin maddeleri, soğuk ortamla çevre arasındaki sıcaklık farkının azalmasına neden olur. Genellikle, soğuk ortama yerleştirilen besin maddelerinin sıcaklığı istenilen sıcaklığa 24 ya da 36 saatte düşürülecekmiş gibi, soğutma tesisinin kapasitesi büyük tutulur. Soğutma devresindeki nem, kompresör kapasitesine olumsuz yönde etkir. Soğutma devresindeki nemin kompresör kapasitesine olumsuz yönde etkimesi güç kaybına ve soğutma maliyetinin yükselmesine neden olur. Kompresör kapasitesinin düzenlenerek soğutma maliyetinin düşürülmesinde baş vurulan birçok yöntem vardır. Biz bu yöntemlerden uygulama değeri yüksek olanlar üzerinde duracağız.

Kompresör kapasitesinin düzenlenmesinde izlenen en önemli yöntem, emme sürecinde kompresörün silindrine dolan soğutucu akışkanın miktarını regülatör ventil aracılığı ile azaltmaktır. Emme sürecinde kompresörün silindiri içerisine giren soğutucu akışkanın miktarı regülatör ventil aracılığı ile azaltılırsa emme basıncı düşer. Emme basıncının düşmesi genişleme süreci sonundaki hacmin büyümesine ve gerçek emme hacminin de küçülmesine neden olur. Gerçek emme hacmi küçülünce kompresör kapasitesi azalır. (Şekil-2.8)'de, regülatör ventil aracılığı ile emme sürecinde silindir içerisine gönderilen soğutucu akışkanın miktarı azaltılarak kapasitesi düşürülen bir kompresöre ait endikatör diyagramı görülmektedir.



Şekil-2.8

Kompresör kapasitesinin düzenlenmesinde başvurulan ikinci yöntem silindire bir kamara ekleyerek ölü hacmi arttırmaktır. Ölü hacim arttırılınca genleşme süreci sonundaki hacim de artar. Genleşme süreci sonundaki hacmin artması gerçek emme hacminin azalmasına ve diyagram alanının küçülmesine neden olur. Bu yöntemle kompresör kapasitesini (% 50) oranında azaltmak mümkündür. (Şekil-2.9)'da, silindire bir kamara eklenerek ölü hacmi arttırılan bir kompresöre ait endikatör diyagramı görülmektedir.



Şekil-2.9

Üçüncü yöntem çok silindirli kompresör kullanmak esasına dayanır. Çok silindirli kompresörden yararlanıldığı zaman kapasiteyi düşürmek için ya silindirlerden biri devreden çıkarılır ya da silindirlerin ölü hacimleri arasında bağlantı kurulur.

Kompresör kapasitesinin düzenlenmesinde başvurulan ikinci yöntem silindire bir kamara ekleyerek ölü hacmi arttırmaktır. Ölü hacim arttırılınca genleşme süreci sonundaki hacim de artar. Genleşme süreci sonundaki hacmin artması gerçek emme hacminin azalmasına ve diyagram alanının küçülmesine neden olur. Bu yöntemle kompresör kapasitesini (% 50) oranında azaltmak mümkündür. (Şekil-2.9)'da, silindire bir kamara eklenerek ölü hacmi arttırılan bir kompresöre ait endikatör diyagramı görülmektedir.

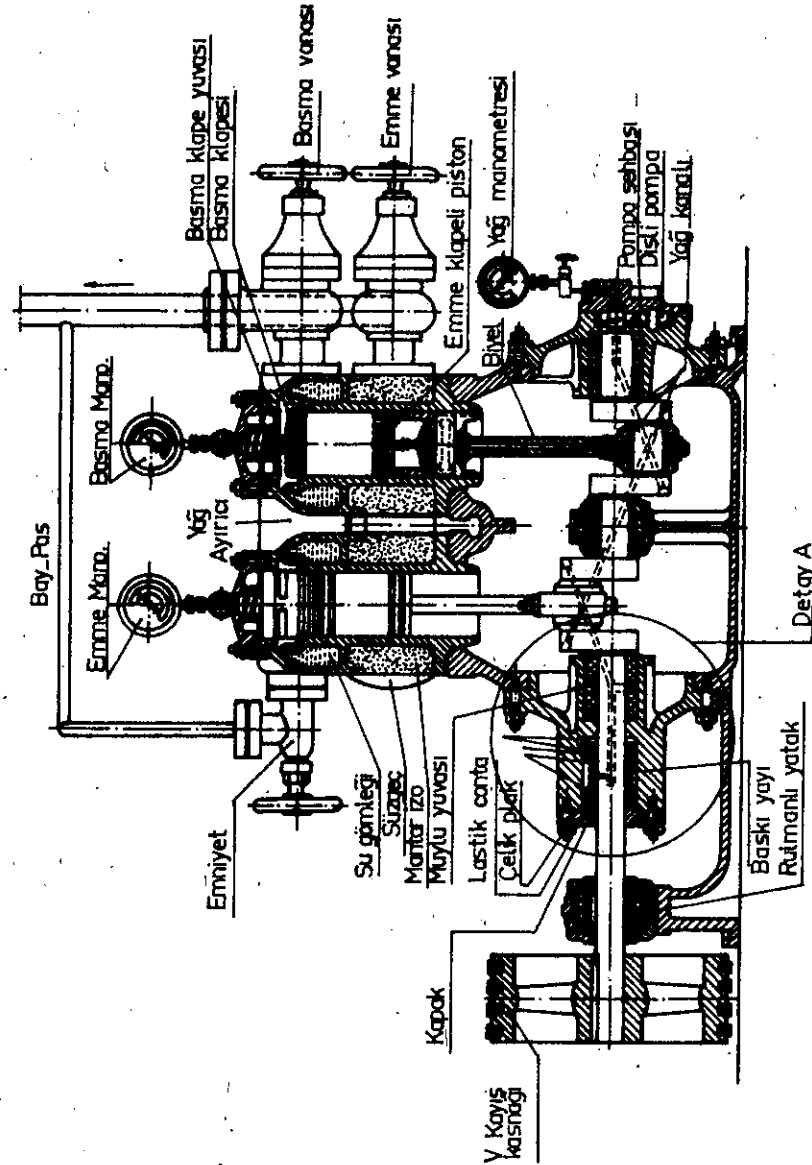
Kompröser kapasitesinin düzenlenmesinde izlenen dördüncü yöntem oldukça ilginçtir. Bu yöntemde emme sürecinin sonunda emme klapesi hemen kapanmaz, sıkıştırma süreci başladıktan sonra bir süre açık tutulur. Sıkıştırma süreci başladıktan sonra bir süre emme klapesinin açık tutulması soğutucu akışkanın bir bölümünün emme hattına basılmasına neden olur. Soğutucu akışkanın bir bölümü emme hattına basıldığı için kompresör kapasitesi düşer. Bu yöntemin uygulanabilmesi emme klapesinin silindir kapağı üzerinde bulunmasını gerektirir. Emme klapesi piston üzerinde bulunan eşit akımlı kompröserlerde emme klapesinin kapanmasını geciktirmek olanaksızdır.

Beşinci yöntem birinci yöntemi anımsatan bir kompresör kapasitesi düzenleme yöntemidir. Bu yöntemde regülatör ventil yerine emme hattı üzerine yerleştirilen bir musluk elle açılıp kapatılarak emme sürecinde silindirin içerisine dolan soğutucu akışkanın miktarı ayarlanır.

Altıncı yöntem kolay olan bir yöntemdir. Bu yöntemde anamilin devir sayısı düşürülür. Anamilin devir sayısının düşürülmesinde çoğu zaman kayış ve kademeli kasnak düzenlemelerinden yararlanılır.

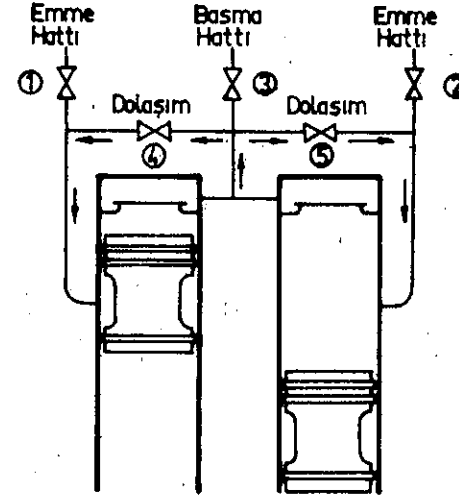
1.a.6) Kompresörün ana elemanları

(Şekil-2.10)'da, dik konumda çift silindirli bir kompresör görülmektedir. Silindirlerin kapasitesi aynı değere sahiptir. Uygulama alanında kapasitesi (300 000 kcal/saat) olan çift silindirli kompresörlerle de karşılaşılmaktadır. Çift silindirli kompresörlerde silindirlerden birini devreden çıkararak kapasiteyi (% 50) ve silindirlerin ölü hacimleri arasında bağlantı kurarak kapasiteyi (% 25) ve (% 75) arasında azaltmak mümkündür. Bir kompresörün ana elemanlarını şöyle sıralayabiliriz:



Şekil-2.10

- 1°) Silindir,
- 2°) Karter,
- 3°) Piston, piston kolu, krank mili, kasnak,
- 4°) Emme ve basma klapeleri,
- 5°) Kesici elemanlar (Ventiller)

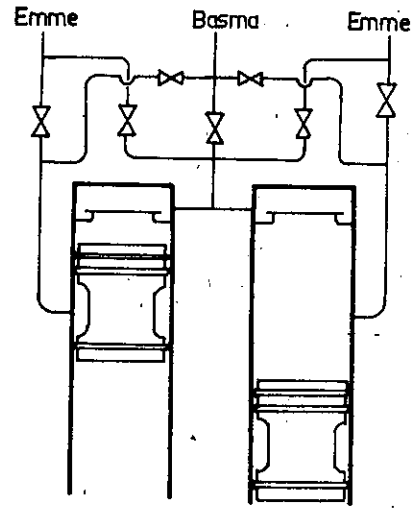


Şekil-2.11

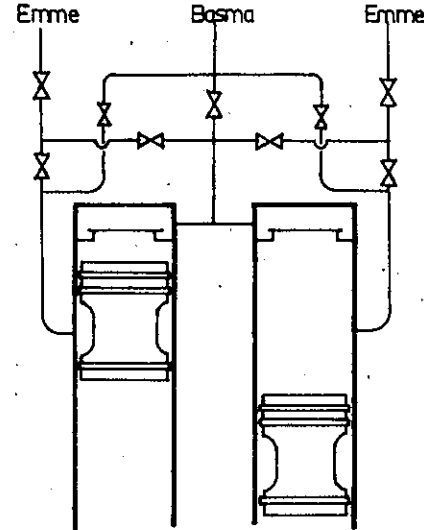
Çift silindirli kompresörlerin çoğu zaman doluşım hattı ile donatılması gerekir. Doluşım hattının işlevi, emme ve basma hatları arasında bağlantı kurarak kompresörün boşa çalışmasını sağlamaktır.

(Şekil-2.11)'de, çift silindirli bir kompresörde, emme ve basma hatları arasında dıştan bağlantı kuran bir doluşım hattının şeması görülmektedir. Emme ve basma hatları ile doluşım hattı üzerinde ventiller vardır. Emme ve basma hatları üzerindeki ventillerin işlevi kompresörün buharlaştırıcı ve kondansör ile bağlantısını kesmek doluşım hattı üzerindeki ventillerin işlevi de emme ve basma hatları arasında bağlantı kurarak doluşımı sağlamaktır. Emme ve basma hatları üzerindeki ventiller kapatılır, doluşım hattı üzerindeki ventiller de açılırsa kompresör boşa çalışma konumuna girer. Boşa çalışma konumunda sıcaklık çok yükselir.

Bazan buharlaştırıcının karlarının eritilmesi yani DEFROST için devrede soğutucu akışkanın akış yönünün tersine çevrilmesi ve kondansörün vakuma alınması zorunluluğu ortaya çıkar. Bu durumda (şekil-2.12)'de görülen çapraz hatlardan yararlanır. Bu hatlar, emme ve basma hatlarında emme ve basma ventillerinin altında ve üstünde kalan kesimler arasında çaprazlamasına bir bağlantı kurulmasını sağlar. Emme ve basma ventilleri kapatılır, çapraz hatlar üzerindeki ventiller de açılırsa emme hattı basma hattına, basma hattı da emme hattına dönüşür ve soğutucu akışkanın soğutma devresinde akış yönü değişmiş olur. (şekil-2.13)'de aynı zamanda dolaşım devresi olarak kullanılan çapraz hattın değişik bir varyantı görülmektedir.



Şekil-2.12 Soğutma Devresinde Soğutucu Akışkanın Akış Yönünün Değiştirilmesinde Kullanılan Çapraz Hat



Şekil-2.13 Soğutma Devresinde Soğutucu Akışkanın Akış Yönünün Değiştirilmesinde Kullanılan ve Kendisinden Dolaşım Devresi Olarak da Yararlanılan Çapraz Hattın Değişik Bir Varyantı

1.a.6.a) Emme Filtresi

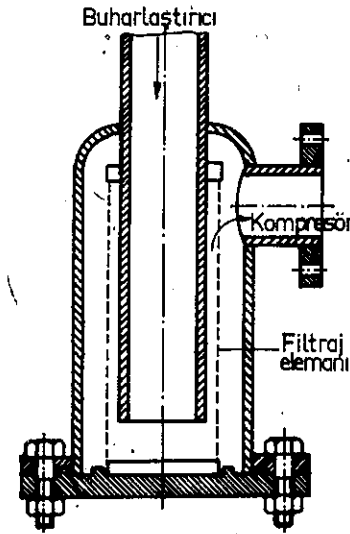
Emme hattı üzerine monte edilen emme filtresinin işlevi buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkanı soğutma devresine zararlı olabilecek yabancı maddelerden arındırmaktır. (Şekil-2.14)'de, emme hattı üzerine monte edilebilen böyle bir filtre görülmektedir. Yapılan deneysel araştırmalar sonunda filtraj elemanının ilk (50 saat) değiştirilmesi zorunluluğu ortaya çıkmıştır.

1.a.6.b) Klapeler

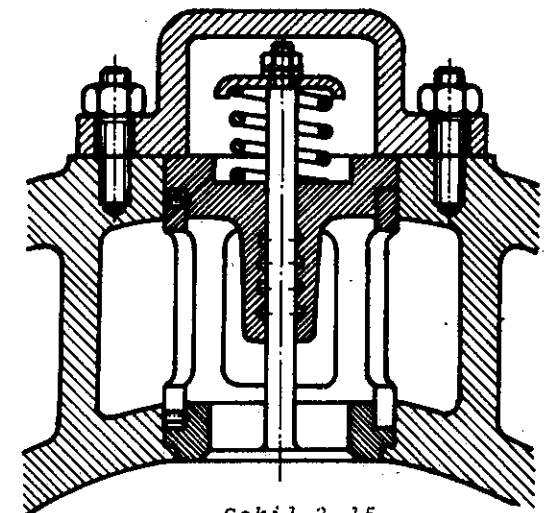
Klapeleri, gerçekte, bir kompresörün en önemli parçaları arasında saymak gerekir. Kompresörün düzenli çalışması için klapelerin işlevlerini eksiksiz yerine getirmesi zorunluluğu vardır. Klapelerin açılıp kapanması iki yüzü arasındaki basınç farkından ötürü kendiliğinden gerçekleşir.

1.a.6.b.1) Saplı Klapeler

İlkel buhar makinalarında kullanılan klapelere çok benzeyen saplı klapelerin ilginç bir örneği (şekil-2.15)'de görülmektedir. Klapenin taç adı verilen bölümü konik yapılıdır.



Şekil-2.14

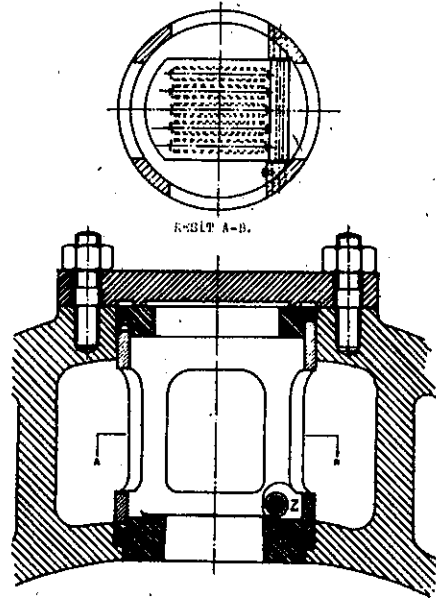


Şekil-2.15

Bunun nedeni klafenin klape yuvasına iyice oturmasını sağlamaktır. Ayrıca pistonun geri dönüşü geçtiği anda klafenin kapanması için klape sap tarafına yerleştirilen bir helisel yayla dengelenir.

1.a.6.b.2) Sipiral Yay Klapeleler

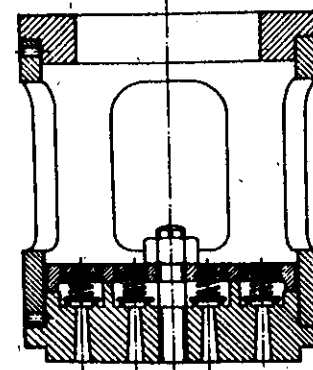
(Şekil-2.16)'da, bir sipiral yay klape görülmektedir. Bu klape, bir çelik plakanın bir ucu zemberek yani sipiral yay şekline getirilerek yapılır. Sipiral klafenin kolay açılıp kapanmasına karşın açılma yüksekliğinin azlığı ve hem yay hem de klape olarak işlevini sürdürmesi sakıncalı yanını oluşturur. Sipiral yay klapelelerden genellikle, kapasitesi 300 kcal/saat arasında değişen kompresörlerde yararlanılır.



Şekil-2.16 Sipiral yay klape

1.a.6.b.3) Hörbiger Klapesi

(Şekil-2.17)'de, Hörbiger klapesi görülmektedir. Hörbiger klapesi, bir helisel yayla bu helisel yayın dengelediği küçük bir dairesel plakadan oluşmuştur. Bu klape, sipiral yay klape gibi oturma yüzeyi ile



Şekil-2.17 Hörbiger Klapesi

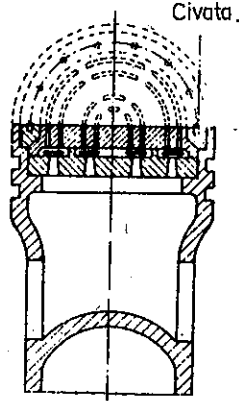
belirli bir açı yaparak değil uzunluk eksenini doğrultusunda hareket ederek menfezin açılmasını sağlar. Hörbiger klapesi, uzunluk eksenini doğrultusunda hareket ederek menfezi açtığı için soğutucu akışkan fazla yük kayıpları olmaksızın emme hattından silindire dolar ve silindirden de basma hattına basılır.

1.a.6.b.4) Düşey tip eşit akımlı kompresörlerde kullanılan klapeleler

Düşey tip eşit akımlı kompresörlerde emme klapeleleri piston üzerine yerleştirilir. Bunun nedeni, emme sürecinde, pistonun etkin yüzüne dağılmış menfezlerden silindir içersine soğutucu akışkanın girmesini sağlamaktır. (Şekil-2.18)'de, küçük tip kompresörlerde ve (Şekil-2.19)'da da büyük tip kompresörlerde piston üzerine yerleştirilmiş olan emme klapeleleri görülmektedir. Pul şeklindeki bu klapeleler, klape boşluğunda, uzunluk eksenini doğrultusunda rahatça hareket ederek emme menfezlerinin sıkıştırma sürecinde kapanmasını ve emme sürecinde açılmasını sağlarlar.

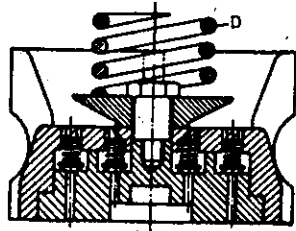
1.a.6.b.5) Basma Klapeleleri

Basma klapeleleri, özde emme klapelelerinden pek farklı değildir. Ancak basma klapelelerinin açılıp kapanma yönleri



Şekil-2.18 Küçük Tip Kompresörlerde Piston Üzerine Yerleştirilmiş Olan Emme Klapeleri

emme klapelerinin açılıp kapanma yönlerine terstir. (Şekil-2.20)'de, silindir kapağında, kafes adı verilen klapе yuvasına yerleştirilmiş basma klapeleri görülmektedir. Basma



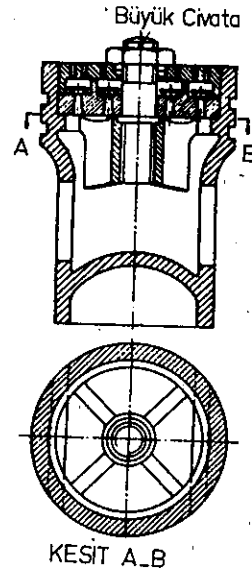
Şekil-2.20

klapeleri, basma süreci sonunda basma menfezlerinin hemen kapanması için helisel yayla dengelenirler.

1.b) Kondansörler

1.b.1) Kondansörlerin Tanımı ve Çeşitleri

Kompresör tarafından sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltilmiş olan soğutucu



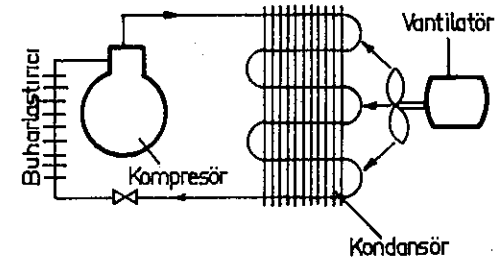
Şekil-2.19 Büyük Tip Kompresörlerde Piston Üzerine Yerleştirilmiş Olan Emme Klapeleri

akışkandan bu basınç ve sıcaklıkta ısı alarak yoğunlaşmasını yani sıvı hale gelmesini sağlayan cihazlara kondansör denir. Kondansör soğutma devresinin yüksek basınç kanadında bulunur. Uygulama alanında, soğutma devrelerinde şu tür kondansörlerden yararlanılır:

- 1°) Hava soğutmalı kondansörler,
- 2°) Su soğutmalı kondansörler,
- 3°) Karma kondansörler.

1.b.2) Hava soğutmalı kondansörler

Genellikle, gücü (5 B G)'ye kadar olan kompresör ya da kompresör grupları ile donatılmış soğutma devrelerinde hava soğutmalı kondansörler kullanılır. Hava soğutmalı kondansörler ya cebri dolaşimli ya da doğal dolaşimli olarak imal edilirler. Cebri dolaşimli hava soğutmalı kondansörlerde, soğutma bir vantilatörün sağladığı hava ile yapılır. Doğal dolaşimli hava soğutmalı kondansörlerde ise soğutmanın yapılabilmesi için çevredeki havanın doğal dolaşımından yararlanılır. Doğal dolaşimli kondansörler gürültüsüz çalışması istenilen ev tipi buzdolaplarında, cebri dolaşimli kondansörler de ev tipi buzdolaplarındaki kompresörlerden daha büyük kompresörlerin bulunduğu gıda pazarı, pastahane ve lokanta tipi soğutma tesislerinde kullanılırlar. (Şekil-2.21)'de, cebri dolaşimli hava soğutmalı bir soğutma devresinin fonksiyonel şeması görülmektedir.



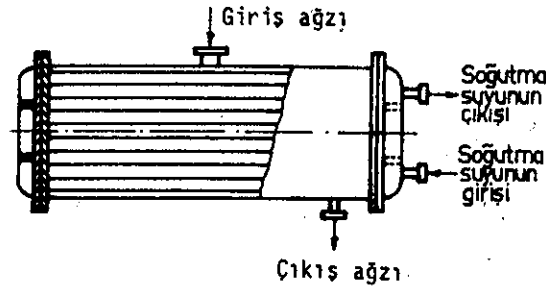
Şekil-2.21 Cebri Dolaşimli Hava Soğutmalı Soğutma Devresinin Fonksiyonel Şeması

1.b.3) Su Soğutmalı Kondansörler

Su soğutmalı kondansörlerden, genellikle, sanayi tipi soğutma tesislerinde yararlanılır. Uygulama alanında değişik varyantları ile karşılaşılan bu kondansörlerin projelendirilmesi ve yapımı, kompresörün bastığı soğutucu akışkanın sahip olduğu ısının bir bölümünü, bu akışkanın içerisinde bulunduğu kabin çevresinde içten ya da dıştan su dolaştırarak soğutmak esasına dayandırılır.

1.b.3.a) İçten Su Akımlı Kondansörler

İçten su akımlı kondansörler, genellikle (şekil-2.22)'de de görüldüğü gibi, içerisinde sürekli su akımı bulunan boru demeti ile bu boru demetini çevreleyen silindirik bir kabdan oluşurlar. Boru demetini çevreleyen silindirik kabin üzerinde, kompresör ve buharlaştırıcı ile bağlantıyı sağlayan iki menfez vardır. Kompresörün bastığı

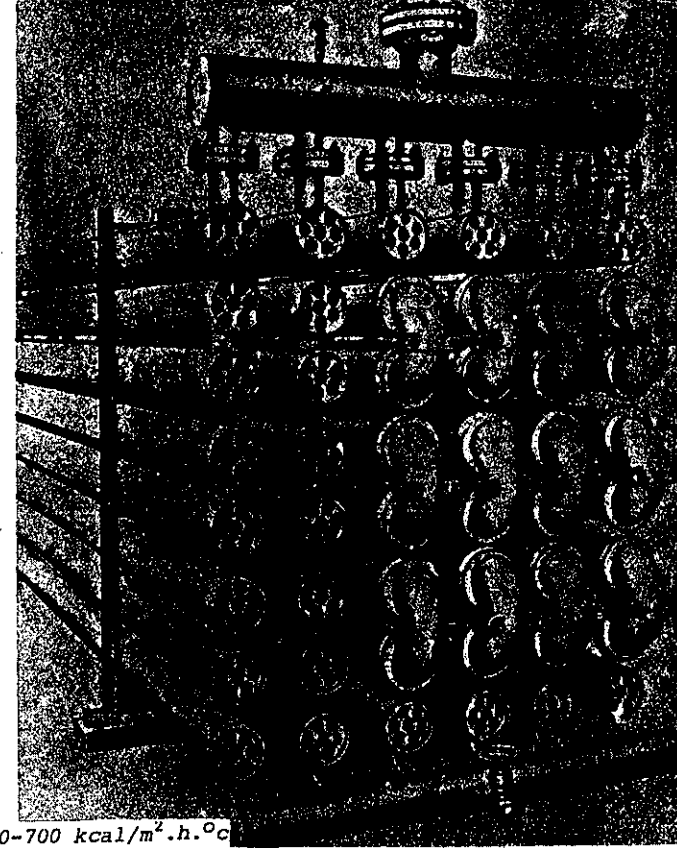


Şekil-2.22 İçten Su Akımlı Kondansör

soğutucu akışkan giriş menfezinden geçerek silindirik kabın dışı ve boruların içerisinden geçen su, sıcaklık farkından ötürü, çevreden devamlı ısı alarak soğutucu akışkanın yoğunlaşmasını sağlar.

(Şekil-2.23)'de, büyük endüstriyel tip bir soğutma tesisinin soğutma devresinde yer alan, içten su akımlı

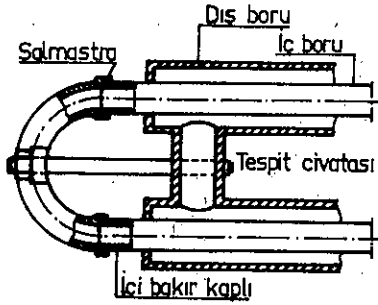
kondansörün değişik bir varyantı görülmektedir. Bu kondansörde, bir borunun içerisine, çapı bu borunun çapından daha



$$k = 600-700 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

Şekil-2.23

küçük olan bir ya da birkaç boru yerleştirilir ve iç borulardan soğutma suyu, dış borulardan ters yönde, kompresörün bastığı soğutucu akışkan geçirilir. Soğutma suyunun kullanımında savurganlığı önlemek ve bir birimde iç borulardan geçen soğutma suyunun kondansörü terk etmeden diğer bütün birimlerdeki iç borulardan da geçmesini sağlamak için iç boruları (şekil-2.24)'de görüldüğü gibi, dökmedemir dirseklerle birleştirmek gerekir.



Şekil-2.24 Dökme demir dirsekle birleştirilen iç borular

Bu kondansörlerde ısı geçirme katsayısı (600 kcal/m².saat.°C) ile (700 kcal/m².saat.°C) arasında değişir. Isı geçirme katsayısından, (1 m²)'lik soğutma yüzeyinde, soğutucu akışkanın sıcaklığı ile soğutma suyunun sıcaklığı arasındaki farkın her bir derecesi için saat başına soğutucu akışkandan çekilen ısı miktarı anlaşılmalıdır.

Aşağıda, 2.2 Numaralı çizelgede, giriş ve çıkış yerleri arasında soğutma suyunun sıcaklığında meydana gelen artış ile soğutucu akışkandan saat başına (1000 kcal) ısı çekmek için kondansöre (m³/saat) olarak gönderilmesi gereken su miktarı arasındaki ilişki görülmektedir.

2.2 Numaralı Çizelge

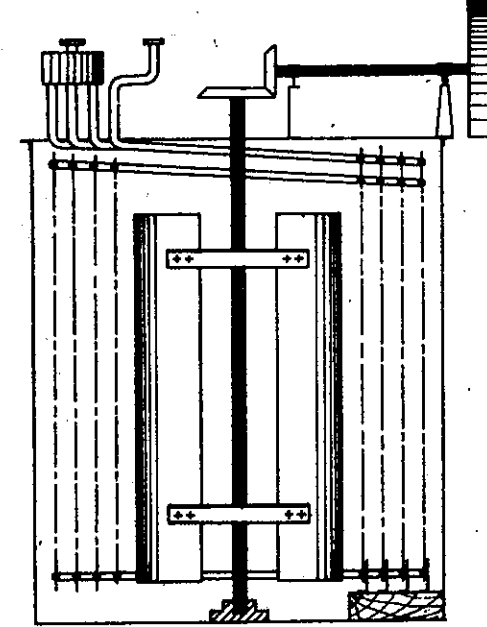
Giriş ve çıkış yerleri arasında soğutma suyunun sıcaklığında (°C) olarak meydana gelen artış	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Soğutucu akışkandan saat başına (1000 kcal) ısı çekmek için kondansöre (m ³ /saat) olarak gönderilmesi gereken su miktarı	0,68	0,45	0,34	0,27	0,23	0,19	0,17	0,15	0,135

1.b.3.b) Dıştan su akımlı kondansörler

1.b.3.b.1) Su içinde çalışan kondansörler

Dıştan su akımlı kondansörlerin değişik ve elemanter bir varyantı sayılan bu kondansörler, esas olarak, düşey

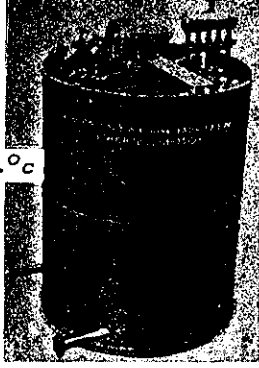
konumda silindirik bir kazanla bu kazan içerisine yerleştirilen helisel borulardan oluşmuşlardır. (Şekil-2.25)'de, su içinde çalışan bir kondansörün şeması görülmektedir. Soğutma



Şekil-2.25 Su içinde çalışan kondansör

suyu kazanın içerisinde bulunur. Soğutma suyunun zamana bağlı olarak dolaşımını ve değişmesini sağlamak için tavan ve tabana yakın yerlerde kazan üzerine ayrıca iki menfez yerleştirilir. Soğutma suyu, tabana yakın olan menfezden kazana girer ve tavana yakın olan menfezden de sıcaklığı artmış olarak kazanı terkeder. Kompresörün bastığı soğutucu akışkan helisel boruların içerisinden geçer. Boruların helisel yapılmasının nedeni, soğutucu akışkanın kondansörde kalma süresini uzatarak daha çok ısı terketmesini ve daha kolay yoğunlaşmasını sağlamaktır. Ayrıca soğutma suyunu hareketlendirerek serpantinlerin içerisinden geçen soğutucu akışkanın yoğunlaşma

hızını arttırmak için kazana uzunluk eksenine doğrultusunda monte edilmiş bir pervaneden yararlanır. Bu pervane hareketini konik dişli dizgesi ile bir motordan alır. Su içinde



$$K = 200 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

Şekil-2.25 a Batırıp daldırılmalı eski tip kondansör

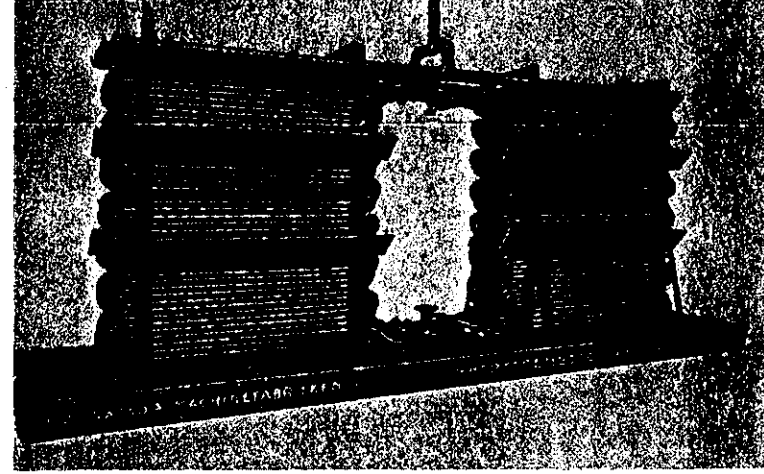
çalışan kondansörlerin ısı geçirme katsayısı yaklaşık olarak $(200 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{saat} \cdot \text{°C})$ 'dir. Günümüzde artık bu tip kondansörler soğutma devrelerinde pek kullanılmamaktadır.

1.b.3.b.2) Yağmurlamalı kondansörler

Yağmurlamalı kondansörler yağmurlama borusu, serpantinler ve yağmurlanan soğutma suyunun toplandığı bir havuzdan oluşan yoğunlaştırıcılardır. (Şekil-2.26)'de, sanayi tipi soğutma tesislerinde kullanılan bir yağmurlamalı kondansör görülmektedir.

Yağmurlamalı kondansörlerde, kompresörün bastığı soğutucu akışkanın yoğunlaşması, serpantinler üzerine, sürekli olarak, yağmurlama borusundan soğutma suyu yağmurlanarak gerçekleştirilir. Serpantinler üzerine yağmurlanan soğutma suyunun çok az bir bölümü buharlaşır, arta kalan bölümü de havuzda toplanır. Soğutma suyunun az da olsa bir bölümünün buharlaşması, yağmurlamalı kondansörlerin, binanın çatısına monte edilmesi zorunluluğunu ortaya çıkarır.

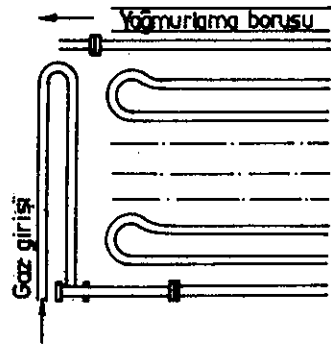
Kompresörün bastığı soğutucu akışkan serpantinlerde yukarıdan aşağıya doğru hareket eder. Soğutucu akışkanın akış yönü ile yağmurlanan suyun akış yönü aynı olduğu için bu kondansörlere eşit akımlı kondansörler de denir. Eşit akımlı



Şekil-2.26 Yağmurlamalı Kondansör

kondansörlerde soğutucu akışkanla soğutma suyunun akım yönünün aynı olması, yoğunlaşan soğutucu akışkanın yoğunlaşma sıcaklığında kondansörü terketmesine neden olur. Yoğunlaşan soğutucu akışkanın yoğunlaşma sıcaklığında regülatör ventile gelmesi sakıncalıdır. Bu sakıncayı ortadan kaldırmanın birinci yolu yoğunlaşan soğutucu akışkanı yardımcı su akımı ile soğutmak, ikinci yolu da karşı akımlı yağmurlamalı kondansörlerden yararlanmaktır.

Karşı akımlı yağmurlamalı kondansörlerde, (Şekil-2.27)'de de görüldüğü gibi, kompresörün bastığı soğutucu akışkan serpantinlerin içerisinde aşağıdan yukarıya doğru hareket eder. Serpantinlerin üst kısmına gelinceye kadar yoğunlaşan soğutucu akışkan, burada, taze soğutma suyu ile temas ederek sahip olduğu ısının büyük bir bölümünü bırakır ve sıcaklığı doyumluk sıcaklığının çok altına düşer.

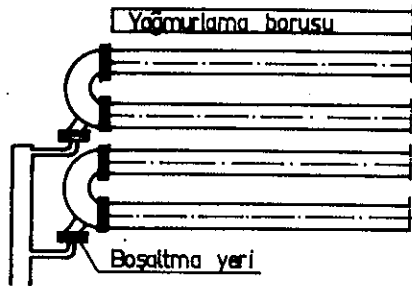


Şekil-2.27

Eşit akımlı kondansörlerin soğutma kapasitesinin (250 kcal/m².saat.°C) olmasına karşın karşı akımlı kondansörlerin soğutma kapasitesi (750 kcal/m².saat.°C) ile (1000 kcal/m².saat.°C) arasında değişir.

Yağmurlamalı kondansörlerde soğutma kapasitesini arttırmak için Amerika'da, ilginç bir yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemle (Şekil-2.28)'de görüldüğü gibi, büküntü yerlerinin

alt kısmına bir boşaltma borusu eklenerek soğutucu akışkanın yoğunlaşan bölümü soğutma devresi ile bağlantılı bir hazneye alınmakta ve yoğunlaşmayan bölümü de serpantinlerin içerisinde bırakılmaktadır. Yağmurlamalı kondansörlerde, soğutma kapasitesi böylece (900 kcal/m².saat.°C)'ye kadar çıkarılabilmektedir.



Şekil-2.28

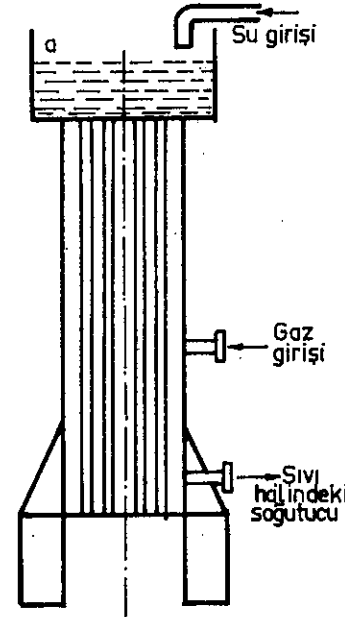
1.b.3.b.3) Shell Kondansörü

Shell kondansörü, Amerika'da sanayi tipi soğutma tesislerinde çok kullanılan içten su akımlı kondansörlerin değişik bir varyantı olarak kabul edilebilir. Bu kondansör, (Şekil-2.29)'da, da şematik olarak görüldüğü gibi, düşey

konumda bir tüple bu tübün içerisine yerleştirilmiş olan borulardan oluşmuştur. Tübün üzerinde, soğutucu akışkanın gaz halinde iken kondansöre girmesini ve yoğunlaştıktan sonra da kondansörden çıkmasını sağlayan iki menfez vardır. Tübün üst kısmı bir yalağa, alt kısmı da bir havuza bağlanmıştır. Yalağa devamlı olarak soğutma suyu gönderilir. Soğutma suyu borulardan geçerek havuza dökülür. Soğutma suyu na borularda akarken dönel bir hareket de vermek için fır döndüden yararlanılır. Böylece hem boruların cidarlarında

buhar kabarcıklarının oluşması önlenmiş ve hem de bir hava akımı oluşturularak soğutmanın daha iyi yapılması sağlanmış olur.

Shell kondansörlerinin yüksekliği (3 m) ile (5 m) arasında, ısı geçirme katsayısı da (650 kcal/m².saat.°C) ile (1500 kcal/m².saat.°C) arasında değişir. Bu kondansörlerin bakımı ve kullanımı çok kolaydır. Ayrıca soğutma suyu gereksiniminin karşılanması da fazla bir harcamayı gerektirmez.



Şekil-2.29 Shell Kondansörü

1.b.4) Karma Kondansörler

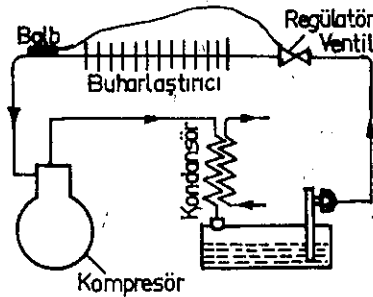
Karma kondansörlerin özde, su soğutmalı kondansörlerden fazla bir ayırımı yoktur. Bu kondansörlerde, genellikle, soğutma suyunun vantilatörlerin sağladığı hava akımı ile soğutulmuş yeniden kullanılması amaçlanır. Atmosferik sıcaklığın düşük olduğu durumlarda kondansörü sadece hava ile soğutmak da mümkündür.

Karma kondansörlerden soğutma suyu sağlamanın güç olduğu yörelerdeki soğutma tesislerinde yararlanılır. Bu kondansörlerdeki soğutma suyu gereksinimi su soğutmalı kondansörlerdeki soğutma suyu gereksiniminin ancak (0,1)' ini bulur.

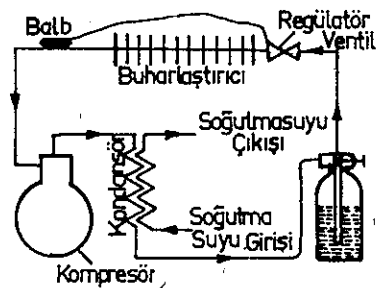
2) Soğutucu devrelerde yardımcı elemanlar

2.a) Hazne

Soğutma makinaları teknolojisinde, yedek sıvı tankı olarak da adlandırılan hazne, soğutma devresinin yüksek basınç kanadında kondansör çıkışına kondansörden daha düşük bir düzeyde monte edilir. Haznenin işlevi, kondansörde yoğunlaşan soğutucu akışkanın depolanmasını ve gereksindiği zaman kullanımını sağlamaktır. Bazan haznenin, kondansör çıkışına, kondansörle aynı düzeyde monte edilmesi zorunluluğu ortaya çıkar. Bu durumda kondansör çıkış borusunun haznenin üst kısmına bağlanması gerekir. Hazne, (şekil-2.30)'da görülen soğutma devresinde kondansörden daha düşük bir düzeyde ve (şekil-2.31)'de görülen soğutma devresinde de kondansörle aynı düzeyde kondansör çıkışına monte edilmiştir.



Şekil-2.30 Kondansörden daha düşük bir düzeyde, haznenin kondansör çıkışına monte edilmiş olduğu soğutma devresinin fonksiyonel şeması



Şekil-2.31 Kondansörle aynı düzeyde, haznenin kondansör çıkışına monte edilmiş olduğu soğutma devresinin fonksiyonel şeması

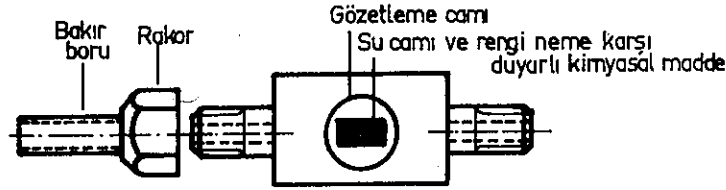
Haznenin hacmi, soğutma devresindeki tüm soğutucu akışkanın sıvı halde iken kapsadığı hacimden (% 20) daha büyük olmalıdır.

Kondansör çıkışında tamamen yoğunlaşmış olan soğutucu akışkan haznede toplanır. Bazan çeşitli nedenlerle kondansör çıkışında yoğunlaşmayan soğutucu akışkan da hazneye sürüklenir. Bu durumda gaz halindeki soğutucu akışkanın sıvı hattına girmesini önlemek için sıvı hattı haznenin tabanına dek uzatılır. Sıvı hattı haznenin tabanına dek uzatılınca haznenin üst kısmında toplanan gaz halindeki soğutucu akışkanın sıvı hattına girmesi önlenmiş olur. Gaz halindeki akışkan sıvı hattına girerek genişleme valfina kadar sürüklenirse buharlaştırıcının yüklem derecesi ve buna bağlı olarak devrenin soğutma kapasitesi düşer.

2.b) Nem Tutucu

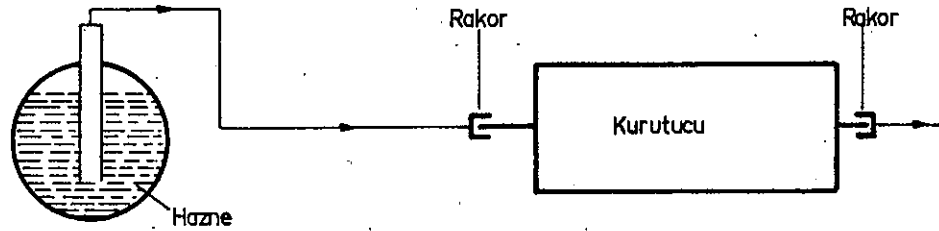
Soğutma devreleri kapalı çalışan devrelerdir. Buna rağmen aşınan yerlerden, sızdıran arızalı valflardan ve bağlantı elemanlarından soğutma devrelerine hava ve hava ile birlikte bir miktar nem girebilir. Nem, bilindiği gibi, soğutma devresi için çok tehlikelidir. Çünkü, termostatik genişleme valfinin kılcal kanalından geçerken buzlanmaya neden olur. Bu durumda kompresörün çalışmasına karşın soğutma gerçekleşmez, otomatik kontrol sistemi ile donatılmış soğutma devreleri durur ve genişleme valfi arızalanarak elden çıkar. Kılcal kanalın tıkanması soğutma kapasitesinin düşmesi yanında kompresörlerde vuruntuların meydana gelmesine de yol açar. Soğutma devreleri için çok tehlikeli olan nemin genişleme valfına ulaşmasını engellemek için soğutma devrelerinde hazne ile genişleme valfi arasında içerisinde SİLİKO-GEL (Na_2SiO_3) bulunan bir nem tutucu yerleştirilir. Nem tutucuya kurutucu da denir. (Şekil-2.32)'de, içerisine SİLİKO-GEL konulabilen bir nem tutucu görülmektedir. Nem tutucu, genellikle, soğutma

devresine seri olarak bağlanır. Nem tutucunun içerisinde bulunan siliko-Gel'in işlevini tamamladıktan sonra değiştirilmesi gerekir. Siliko-Gel'in işlevini yapıp yapmadığı siliko-Gel'e katılan, rengi neme karşı duyarlı kimyasal maddelerden yararlanılarak anlaşılır.

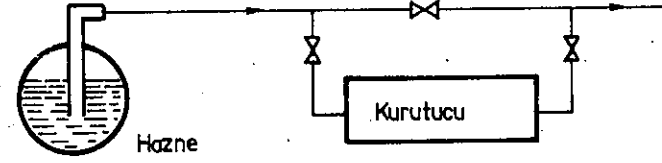


Şekil-2.32 Nem tutucu ve bağlantı elemanı

Küçük soğutma tesislerinde, nem tutucuyu, işlevini tamamladıktan sonra devre dışı bırakmak gerekir. Bunun için nem tutucu devreye paralel olarak bağlanır. Nem tutucunun ana soğutma devresi ile bağlantısı ventillerle sağlanır. (Şekil-2.33)'de soğutma devresine seri, (Şekil-2.34)'de de soğutma devresine paralel olarak bağlanmış olan nem tutucunun fonksiyonel şeması görülmektedir.



Şekil-2.33 Soğutma Devresine Seri Olarak Bağlanmış Nem Tutucunun Fonksiyonel Şeması



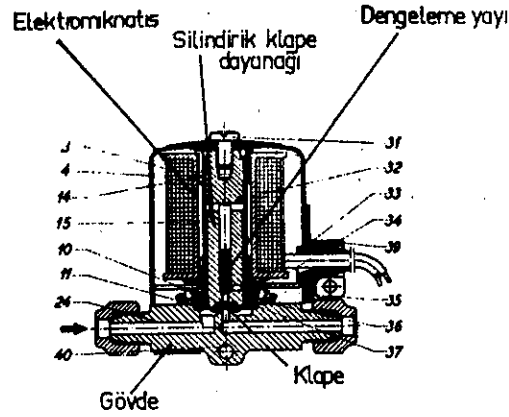
Şekil-2.34 Soğutma Devresine Paralel Olarak Bağlanmış Nem Tutucunun Fonksiyonel Şeması

Nemin, bilindiği gibi, hava ile karışık olduğu zaman oksitleyici etkisi vardır. Bunun için soğutma tesisatını çalıştırmadan önce kurutmak gerekir. Soğutma tesisatının bütünü ile kurutulmasında basınçlı kuru sıcak havadan ya da vakum kompresöründen, buharlaştırıcısının kurutulmasında ise karbondioksit ve alkolden yararlanılır.

2.c) Elektrovalllar

Elektrovalllar, genellikle, birden fazla buharlaştırıcısının bulunduğu soğutma devrelerinde kullanılırlar. Bir soğutma devresinde buharlaştırıcılar aynı ya da farklı sıcaklıkta çalışırlar. Buharlaştırıcıları aynı sıcaklıkta çalışan soğutma devrelerinde kondansörle buharlaştırıcılar arasında sıvı hattı üzerine yerleştirilen elektrovallların işlevi kompresörü, buharlaştırıcıları farklı sıcaklıkta çalışan soğutma devrelerinde yüksek sıcaklıktaki buharlaştırıcı ile kompresör arasında emme hattı üzerine yerleştirilen elektrovallın işlevi de yüksek sıcaklıktaki buharlaştırıcıyı devre dışı bırakmaktır.

(Şekil-2.35)'de, aynı ya da farklı sıcaklıkta birden fazla buharlaştırıcısının bulunduğu soğutma devrelerinde çok kullanılan bir elektrovall görülmektedir. Bu elektrovall, esas olarak, bir elektromıknatıs, yerleştirildiği hat üzerinde iki nokta arasında bağlantı sağlayan bir gövde ve bir

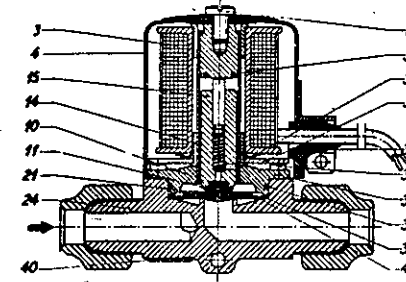


Şekil-2.35 Elektrovalf

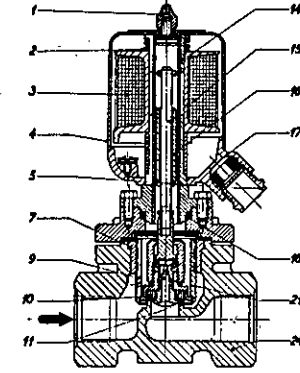
klape ile bu klapeye bağlı helisel yayla dengelenen bir silindirik dayanaktan oluşmuştur. Elektrovale termostatla kumanda edilir. Termostatın işlevi, matematik anlamda sonsuz küçük bir aralık için elektrovale bağlı olduğu elektrik devresini, sıcaklığın minimal değerinde açıp maksimal değerinde kapayarak soğutucu ortamda sıcaklığı sabit tutmaktır.

Sıcaklık maksimal değeri alınca termostat elektrovale bağlı olduğu elektrik devresini kapar. Bu durumda elektromıknatis oluşur ve oluşan elektromıknatis klapeyi bağlı olduğu helisel yayla dengelenen silindirik dayanağı yukarı çekerek gövde üzerindeki menfezin açılmasını sağlar. Menfez açıldıktan sonra kondansörden buharlaştırıcıya ya da buharlaştırıcıdan kompresöre yeniden soğutucu akışkan akımı başlar. Sıcaklığın minimal değere düşmesi, termostatla kumanda edilen elektrovale bağlı olduğu elektrik devresinin açılmasına neden olur. Elektrovale bağlı olduğu elektrik devresi açılınca elektrik akımı kesilir, elektromıknatis mıknatis olma özelliğini kaybeder, klapeyi bağlı olduğu silindirik dayanak helisel dengeleme yayı tarafından aşağıya itilir, klape de klape yuvasına oturarak soğutucu akışkan akımını durdurur. (Şekil-2.36), (Şekil-2.37)

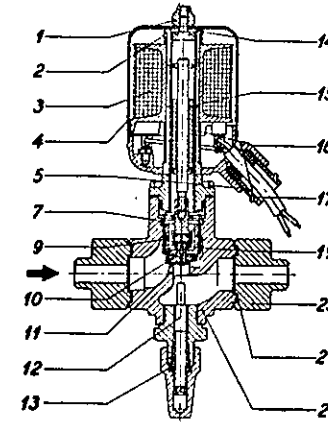
ve (Şekil-2.38)'de, uygulama alanında kullanılan değişik firmalar tarafından imal edilmiş elektrovalefler görülmektedir.



Şekil-2.36 Elektrovalf



Şekil-2.37 Elektrovalf

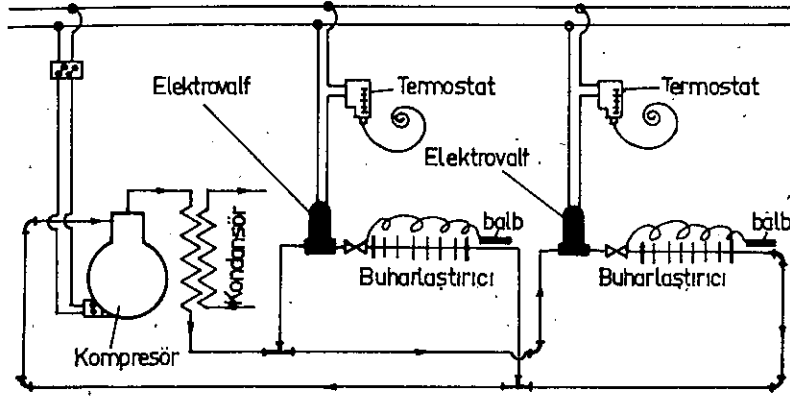


Şekil-2.38 Elektrovalf

Elektrovaleflerin soğutma devresine montajında elektromıknatisin düşey konumuna özen gösterilmelidir. Bazen bir elektrovaleflerin termostatik genişleme valfinden önce soğutma devresi üzerine yerleştirilmesi gerekir. Bu durumda, elektrovaleflerin içerisinde bulunabilecek nemin donarak çalışmasına engel olmaması için termostatik genişleme valfi ile elektrovalefler arasında en az (30 cm)'lik bir uzaklık bırakılır.

(Şekil-2.39)'da, aynı sıcaklıkta iki buharlaştırıcı içeren bir soğutma devresinin fonksiyonel şeması görülmektedir. Bu soğutma devresinde elektrovalefler, daha önce de açıklamış olduğumuz gibi, kondansörle buharlaştırıcılar

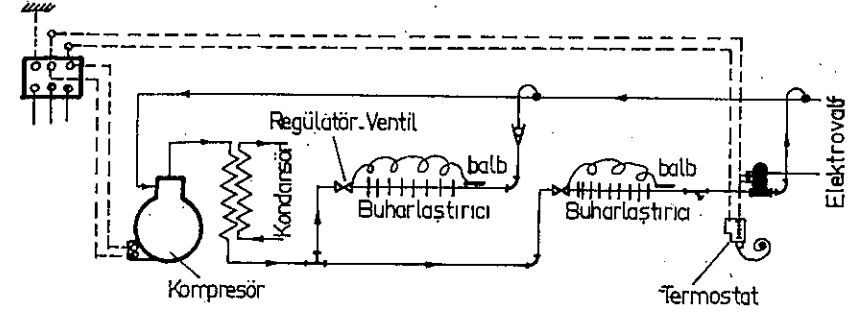
arasında sıvı hattı üzerine yerleştirilmişlerdir. Soğutulan ortamda sıcaklık minimal değeri alınca sıvı hattı üzerinde bulunan ve termostatla kumanda edilen elektrovalflar kondansörle buharlaştırıcıların bağlantısını keserler. Bu durumda



Şekil-2.39 Aynı sıcaklıkta iki buharlaştırıcı içeren soğutma devresinin fonksiyonel şeması

emme hattında basınç düşer ve sıvı hattında da basınç yükselir. Aradaki fark belirli bir değere ulaştınca başka bir düzenleme ile kompresör motorunun bağlı olduğu elektrik devresi açılır ve elektrik akımı kesildiği için kompresör durur. Kompresörün çalışması ve yeniden soğutucu akışkanı kondansöre basması, sıcaklığın maksimal değere yükselerek elektrovalfın açılmasına, soğutucu akışkan akımının başlamasına ve kanatlar arasındaki basınç farkının da önceki değerini almasına bağlıdır.

Buharlaştırıcılar arasındaki sıcaklık farkının (12°C)'yi bulduğu soğutma devrelerinde elektrovalf, (şekil-2.40)'da görüldüğü gibi, sıcaklığı daha yüksek olan buharlaştırıcının çıkışında emme hattı üzerine monte edilir. Soğutulan ortamın sıcaklığı istenilen değere ulaştınca termostatla kumanda edilen elektrovalf sıcaklığı yüksek olan buharlaştırıcıyı, kom-



Şekil-2.40 Farklı sıcaklıkta iki buharlaştırıcı içeren soğutma devresinin fonksiyonel şeması

presörle bağlantıyı keserek devre dışı bırakır. Sıcaklığı düşük olan buharlaştırıcı ile sıcaklığı yüksek olan buharlaştırıcı arasında hiçbir bağlantının olmaması gerekir. Bu, hemen belirtelim ki, sıcaklığı düşük olan buharlaştırıcının çıkışında emme hattı üzerine yerleştirilen tek yönlü bir klape ile sağlanır.

2.d) SOĞUTUCU AKIŞKANIN KONTROLU

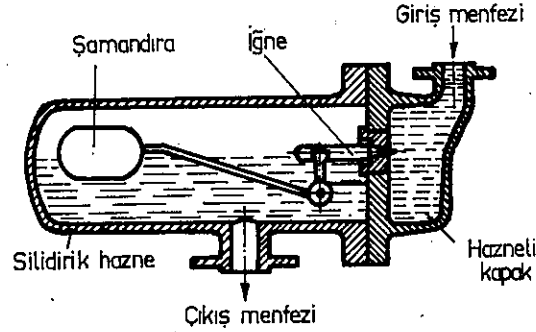
Bir soğutma devresinde, kompresörün aşırı yüklenmesinin yüksek verimle çalışması, soğutucu akışkanın gereksinme duyulan miktarda buharlaştırıcıya gönderilmesine bağlıdır. Soğutucu akışkanın gereksinme duyulan miktarda buharlaştırıcıya gönderilebilmesi için şu elemanlardan bir ya da birkaçının soğutma devresine monte edilmesi gerekir:

- 1°) Şamandıralı alçak basınç valfi,
- 2°) Şamandıralı yüksek basınç valfi,
- 3°) Otomatik genleşme valfi,
- 4°) Termostatik genleşme valfi,

2.d.1) Şamandıralı alçak basınç valfi

Buharlaştırıcıya gönderilen soğutucu akışkan, soğutma devresinin alçak basınç kanadını oluşturan buharlaştırıcının içine ya da aynı düzeyde olmak koşulu ile buharlaştırıcının dışına bir şamandıralı alçak basınç valfi yerleştirilerek kontrol edilir.

(Şekil-3.41)'de, şamandıralı alçak basınç valfi görülmektedir. Şamandıralı alçak basınç valfi, esas olarak, silindirik ana hazne, hazneli kapak, şamandıra ve şamandıra tarafından kumanda edilen iğnenin oluşmuştur. Ayrıca hazneli kapak üzerinde giriş menfezi ve silindirik ana hazne üzerinde

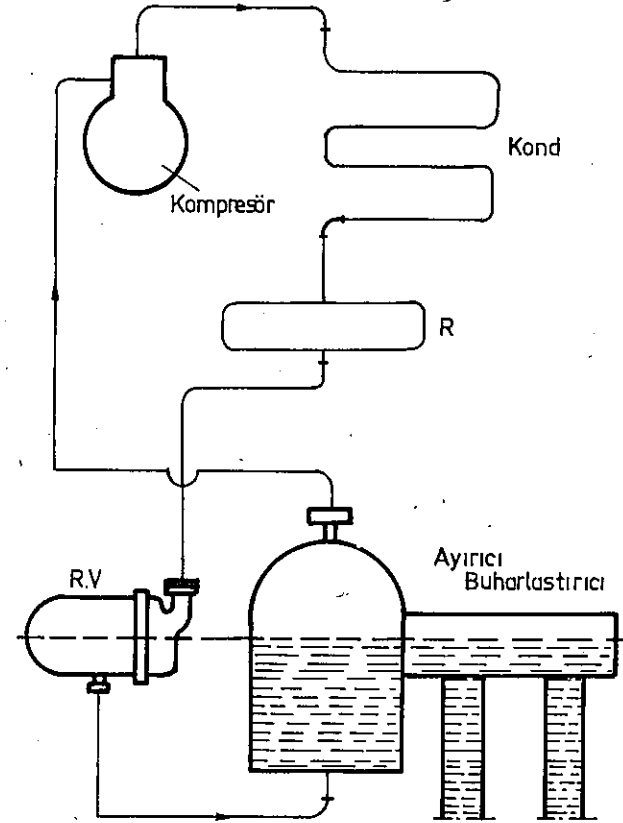


Şekil-3.41 Şamandıralı alçak basınç valfi

de çıkış menfezi vardır. Genellikle, buharlaştırıcının dışına, buharlaştırıcı ile aynı düzeyde yerleştirilen bu tip şamandıralı alçak basınç valfi, giriş menfezi ile kondansöre ve çıkış menfezi ile de buharlaştırıcıya bağlanır. Silindirik ana hazne ile hazneli kapağı birleştiren geçiş menfezi, şamandıra tarafından kumanda edilen bir iğne ile kontrol altında bulundurulur. Silindirik ana hazne, herhangi bir nedenle sıvı seviyesi azalınca şamandıra aşağıya iner ve şamandıra tarafından kumanda edilen iğne de sola doğru hareket ederek geçiş menfezinin daha fazla açılmasını, hazneli kapaktan silindirik ana

hazneye daha fazla sıvı geçmesini ve böylece sıvı seviyesinin aynı kalmasını sağlar.

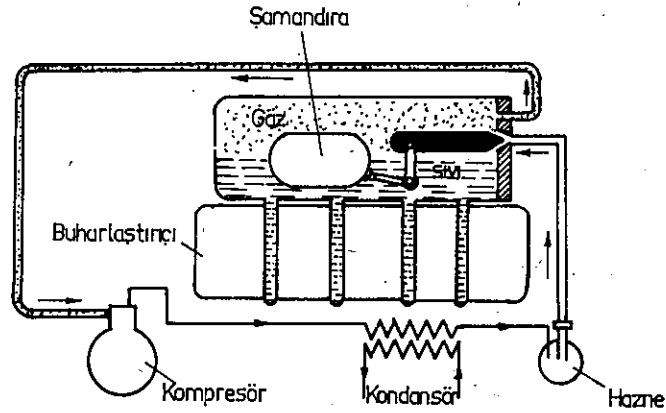
(Şekil-2.42)'de, buharlaştırıcının dışına, buharlaştırıcı ile kondansör arasında monte edilmiş şamandıralı alçak basınç valfinin bulunduğu bir soğutma devresinin fonksiyonel şeması görülmektedir.



Şekil-2.42 Buharlaştırıcının dışına, buharlaştırıcı ile kondansör arasında monte edilmiş şamandıralı alçak basınç valfinin bulunduğu bir soğutma devresinin fonksiyonel şeması

Şamandıralı alçak basınç valfi yukarıda açıklamış olduğumuz gibi, buharlaştırıcının içine de monte edilebilir. Soğutma devresinin yüksek basınç kanadında sıvı halde bulunan soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya gelinceye dek yaklaşık olarak (% 20)'si buhar haline gelir. Buharlaştırıcıya içten monte edilen şamandıralı alçak basınç valfinin bir diğer işlevi de hemen belirtelim ki, kondansörden buharlaştırıcıya gelirken oluşan buharın buharlaştırıcıya girmesini engellemektir.

(Şekil-2.24)'de, buharlaştırıcıya içten monte edilmiş şamandıralı bir alçak basınç valfi ile bu valfin bulunduğu soğutma devresinin şeması görülmektedir.



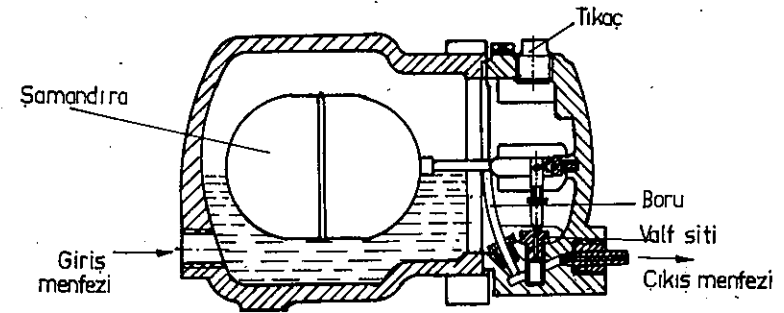
Şekil-2.43 Buharlaştırıcıya içten monte edilmiş şamandıralı alçak basınç valfi ve bu valfin bulunduğu soğutma devresinin şeması

2.d.2) Şamandıralı yüksek basınç valfi

Şamandıralı yüksek basınç valfi, soğutma devresinin yüksek basınç kanadında bulunan hazneye dıştan monte edilir. Kondansör çıkışında, tamamen yoğunlaşmış olan soğutucu

akışkan, bilindiği gibi, haznede toplanır. İçten şamandıralı yüksek basınç valfinin işlevi, haznede, sıvı seviyesini belirli bir düzeyde tutmak ve gereksindiği kadar soğutucu akışkanın sıvı halde buharlaştırıcıya gelmesini sağlamaktır.

(Şekil-2.44)'de, şamandıralı bir yüksek basınç valfi görülmektedir. Bu valflerin işleyişi, ilke olarak şamandıralı alçak basınç valflerinin işleyişinden farksızdır. Haznede



Şekil-2.44 Şamandıralı yüksek basınç valfi

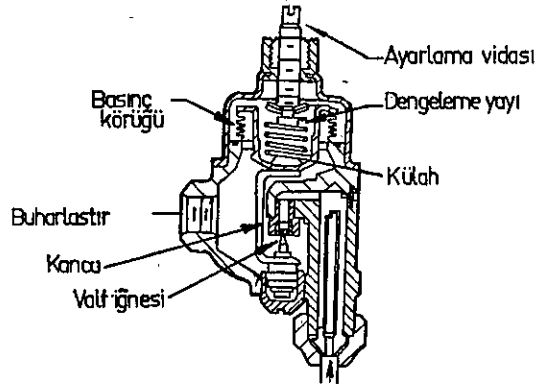
sıvı belirli bir düzeye ulaştıktan sonra ancak şamandıra tarafından kumanda edilen valf iğnesi yukarıya kalkarak menfezi açar ve soğutucu akışkana buharlaştırıcıya doğru yol verir.

Şamandıralı yüksek basınç valfleri, genellikle, buzdolapları ve dondurma makinaları gibi, soğutucu akışkan olarak (SO₂)'den yararlanılan tek buharlaştırıcılı tesislerde kullanılır.

2.d.3) Otomatik genişleme valfi

(Şekil-2.45)'de, otomatik genişleme valfi görülmektedir. Bu valfin asıl işlevi, kondansörden buharlaştırıcıya giden soğutucu akışkanın miktarını otomatik olarak ayarlamaktır. Otomatik genişleme valfi, üzerinde giriş ve çıkış ağzları bulunan gövde, kapak, ayarlama vidası, helisel dengeleme

yayı, basınç körüğü ve valf iğnesinden oluşmuştur. Valf iğnesi, kanca ile körük ve helisel dengeleme yayı tarafından dengelenen külâh adı verilen bir parçaya bağlanmıştır.



Şekil-2.45 Otomatik genişleme valfi

Valf kapalı konumda iken çıkış menfezi boşluğunda bulunan soğutucu akışkan çıkış menfezinden geçerek buharlaştırıcıya yönelir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşır ve çıkış menfezi boşluğunda basınç buharlaştırıcı basıncına düşer. Çıkış menfezi boşluğunda basınç buharlaştırıcı basıncına düşünce valf iğnesinin kondansörle bağlantılı olan yüzüne etkiyen basınç kuvvetleri valf iğnesini aşağıya doğru iterek ara menfezin açılmasını sağlar. Sonra kondansörden gelen soğutucu akışkan ara menfezden geçerek çıkış menfezi boşluğuna dolar ve buradaki basınç çok kısa bir zaman için kondansör basıncına eşit olur. Bu durumda basınç körüğü ve helisel dengeleme yayı tarafından dengelenen valf iğnesi külâh ve külâha bağlı kancanın aracılığı ile yukarıya doğru çekilerek ara menfezi kapatır. Ara menfezin açılması ve kondansörden gelen soğutucu akışkanın yeniden çıkış menfezi boşluğuna dolması için daha önce çıkış menfezi boşluğunda bulunan soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya yönlenererek orada buharlaşması gerekir. Kompresörün devreye girmesi ile kondansörden kompresöre

soğutucu akışkan akımını başlatan bu valf, kompresör devreden çıkıncaya dek çalışmasını otomatik olarak sürdürür.

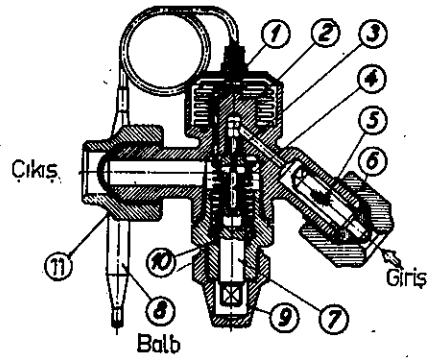
2.d.4) Termostatik genişleme valfi

Bilindiği gibi, soğutma makinaları teknolojisinde, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşma sıcaklığını aşan sıcaklık fazlasına, daha açık bir deyişle buharlaştırıcının giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farka SÜPERHİT MİKTARI denir. İşte termostatik genişleme valfinin işlevi, balb yani duyar eleman aracılığı ile buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığına bağlı olarak buharlaştırıcıya giden soğutucu akışkan miktarı ile süperhit miktarını ayarlamaktır.

(Şekil-3.46)'da, termostatik genişleme valfi görülmektedir. Bu termostatik genişleme valfinin ana elemanları şunlardır:

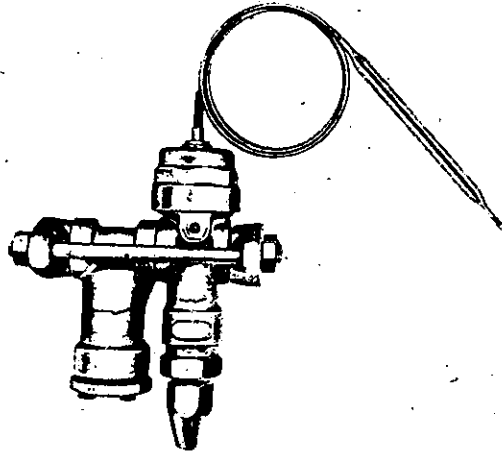
- 1) İtici pimler,
- 2) Basınç körüğü,
- 3) Valf kovanı,
- 4) Valf iğnesi,
- 5) Filtre,
- 6) Giriş menfezi rakoru,
- 7) Ayarlama vidası,
- 8) Duyar elemanla bağlantıyı sağlayan kuyruk,
- 9) Kör tapa,
- 10) Salmastra,
- 11) Çıkış menfezi rakoru.

Çeşitli tip ve kapasitede imal edilen termostatik genişleme valflerinin denemesi, genellikle, (28 At)'lik basınca göre yapılır. Duyar eleman (+ 80 °c) sıcaklığa kadar kullanılabilir. Valf soğutma devresine her konumda bağlanabilir. Ancak duyar elemanı yani balbı buharlaştırıcı çıkışına yatay konumda bağlamak gerekir. Bazan emme hattı düşey konumda

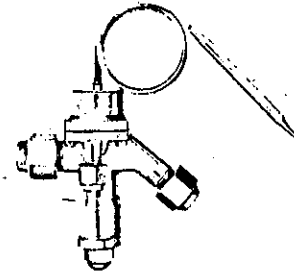


Şekil-2.46

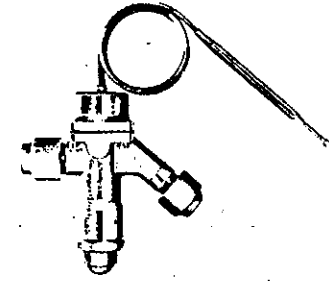
olur. Bu durumda yapılacak iş, duyar elemanı ağızı yukarıya gelecek şekilde monte etmektir. (Şekil-2.47), (Şekil-2.48) ve (Şekil-2.49)'da çeşitli firmalar tarafından imal edilmiş termostatik genişleme valfleri görülmektedir.



Şekil-2.47



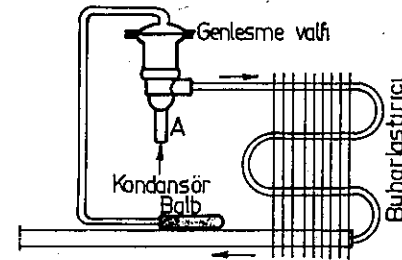
Şekil-2.48



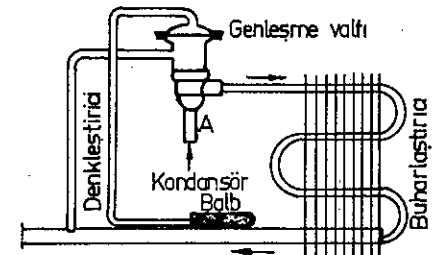
Şekil-2.49

2.d.5) Denkleştiricili termostatik genişleme valfi

Soğutma devresinin alçak basınç kanadında meydana gelen basınç düşmesi hem kompresör kapasitesinin ve hem de termostatik genişleme valfi kapasitesinin düşmesine neden olur. Bunun önüne geçmek için termostatik genişleme valfine bir denkleştirici eklenir. Denkleştirici emme hattını, buharlaştırıcıdan çıkışta termostatik genişleme valfine bağlayan ince bir borudur. (Şekil-2.50)'de denkleştiricisiz, (Şekil-2.51)'de de denkleştiricili termostatik genişleme valfinin soğutma devresi üzerindeki konumu görülmektedir.

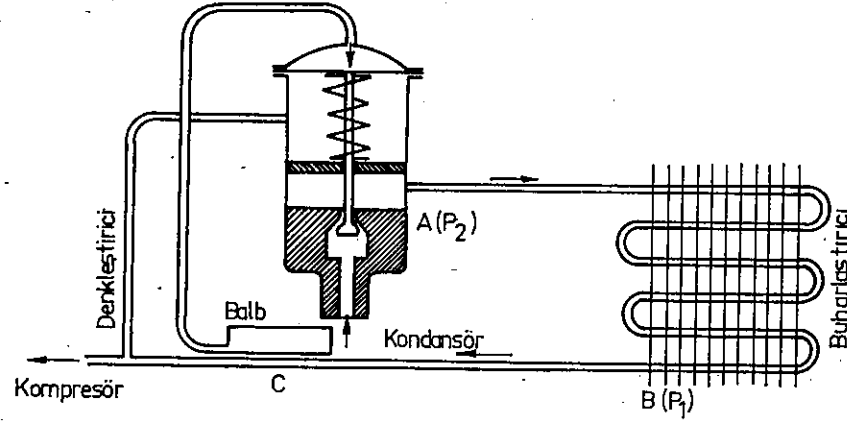


Şekil-2.50 Denkleştiricisiz termostatik genişleme valfinin soğutma devresi üzerindeki konumu



Şekil-2.51 Denkleştiricili termostatik genişleme valfinin soğutma devresi üzerindeki konumu

Bu kısa tanım ve belirlemeden sonra şimdi de (şekil-2.51)'de şematik olarak gösterilen elemanter bir denkleştiricili termostatik genişleme valfinin çalışmasını açıklayalım. Valf, görüldüğü gibi, esas olarak silindirik gövde,



Şekil-2.52 Denkleştiricili termostatik genişleme ve valfinin fonksiyonel şeması

kapak, kapakla silindirik gövde arasına yerleştirilmiş diyafram, ayırma plakası ve valf klapesi ile helisel denkleştirme yayından oluşmuştur. Diyaframın üstünde kalan bölüm duyar elemana, altında kalan bölüm de buharlaştırıcının çıkışında emme hattına bağlanmıştır. Basınç diyaframın altındaki bölümde emme basıncına, üstündeki bölümde de balb basıncına eşittir. Diyaframın alt yüzüne etkiyen kuvvet, alt hücredeki basınç kuvvetleri ile helisel dengeleme yayında oluşan gerilme kuvvetinin toplamıdır. Diyaframın alt yüzüne etkiyen kuvvet üst yüzüne etkiyen basınç kuvvetlerinden daha büyük olduğu zaman klape kapanır ve kondansörden buharlaştırıcıya soğutucu akışkan akımı kesilir, daha küçük olduğu zaman klape açılır ve bu kez kondansörden buharlaştırıcıya soğutucu akışkan

akımı sağlar. Aşağıda, 2.3 Numaralı çizelgede, emme basıncı, buharlaştırıcıya giriş ve buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklıkları ile süperhit miktarı gösterilmektedir.

2.3 Numaralı Çizelge

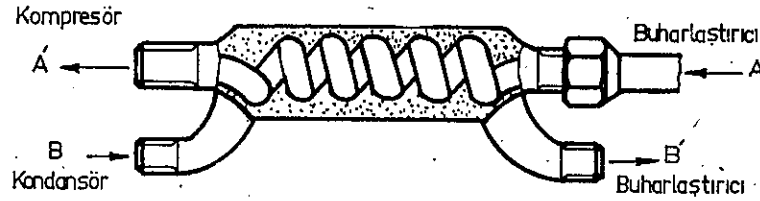
Emme Basıncı (Kg/cm ²)	Buharlaştırıcının girişindeki sıcaklık (°C)	Buharlaştırıcının çıkışındaki sıcaklık (°C)	Süperhit Miktarı (°C)
0,57	- 17,6	- 12,2	5,4
0,50	- 15,6	- 12,2	3,4
0,48	- 15	- 12,8	2,2
0,64	- 17,8	- 12,2	5,6
0,79	- 15,6	- 11,7	3,9
0,86	- 14,4	- 11,1	3,3
0,72	- 16,7	- 12,2	4,5

2.e) Isı dönüştürücüsü

Isı dönüştürücüsünün işlevi, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın kompresöre daha yüksek bir sıcaklıkta emilmesini sağlayarak kompresör kapasitesini yükseltmek ve işlevi düzgünleştirmektir.

Soğutma devresinde, kondansörden buharlaştırıcıya gelen soğutucu akışkanın sıcaklığının mümkün olduğu kadar düşük olması arzu edilir. Isı dönüştürücüsü kullanılmadığı zaman soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı kondansör sıcaklığına eşit olur yani (20 °C) ile (25 °C) arasında bulunur. Buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı (- 10 °C)'dir. Buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığının böylesine düşük olması

kompresörün işleyişine olumsuz yönde etkir. Bunun önüne geçmek için buharlaştırıcıdan kompresöre giden soğutucu akışkan, karşı akım esasına göre çalışan bir ısı dönüştürücüsünden geçirilir. Böylece hem kondansörden buharlaştırıcıya giden soğutucu akışkanın sıcaklığı düşürülmüş ve hem de buharlaştırıcıdan kompresöre giden soğutucu akışkanın sıcaklığı yükseltilmiş olur. (Şekil-2.53)'de, karşı akım esasına göre çalışan bir ısı dönüştürücüsü görülmektedir.



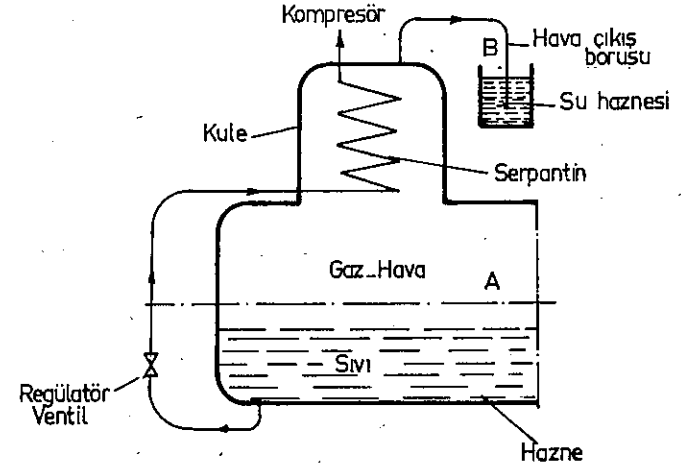
Şekil-2.53 Karşı akım esasına göre çalışan ısı dönüştürücüsü.

2.f) Hava gidericileri

Soğutma devrelerinin havadan arındırılması gerekir. Çünkü, soğutma devrelerinde bulunan hava, ısınan kompresör yağının yanmasına, kompresörde sıkıştırma sonundaki basıncın artmasına ve soğutma kapasitesinin düşmesine neden olur. Soğutma devrelerinin havası vakum kompresörü ile boşaltılır. Ancak soğutma devrelerine, zamanla, bağlantı yerlerinden, aşınmış kompresör contalarından hava sızabilir. Bağlantı yerlerinden ve aşınmış kompresör contalarından sızan hava, tesisat durunca bir boşaltma musluğundan yararlanılarak dışarıya atılır. Bu arada hava ile birlikte bir miktar soğutucu akışkan da süreklendir. (Şekil-2.54)'de amonyaklı soğutma tesisatında kullanılan bir hava giderme düzeninin fonksiyonel şeması görülmektedir.

Soğutma tesisatına sızmış olan hava, genellikle, haznenin kule adı verilen üst kısmında amonyak buharı ile birlikte

toplanır. Kulede amonyak buharı ile birlikte toplanmış olan hava bir boru ile alınır ve içerisinde su bulunan ayrı bir açık hazneye gönderilir. Burada amonyak suda çözülerek havadan ayrılır. Hava suda çözülmediği için açık hazneyi terkeder.

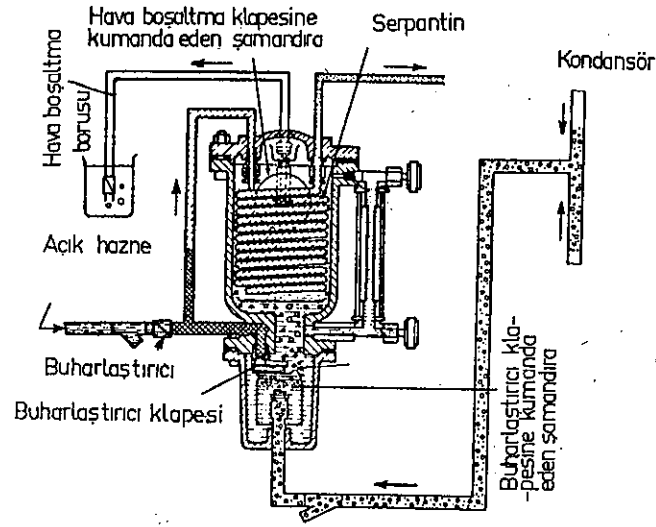


Şekil-2.54 Amonyaklı soğutma tesisatında kullanılan hava giderme düzeninin fonksiyonel şeması.

Böylece soğutma tesisatının havası alınmış olur.

(Şekil-2.55)'de, soğutma tesislerinde hava giderici olarak kullanılan geliştirilmiş bir cihaz ve bu cihazın fonksiyonel şeması görülmektedir. (Şekil-2.55)'de görülen cihazın çalışması, soğutucu akışkanı yoğunlaştırarak havadan ayırmak ve soğutucu akışkandan ayrılan havayı da dışarıya atmak esasına dayanır.

Hava giderme cihazı, görüldüğü gibi, hazne işlevini de yerine getiren silindirik gövde (8), kapak (9), serpantin (4) buharlaştırıcı klapesi (2), buharlaştırıcı klapesine kumanda eden şamandıra (1), seviye göstergesi (5), hava boşaltma klapesi (7) ve hava boşaltma klapesine kumanda eden şamandıradan (6) oluşmuştur.



Şekil-2.55 Soğutma tesislerinde hava giderici olarak kullanılan geliştirilmiş bir cihaz ve bu cihazın fonksiyonel şeması

Soğutucu akışkan - hava karışımı, cihaza alt taraftan girer. (1) numaralı şamandıradan toplanan soğutucu akışkan - hava karışımı, şamandıranın yukarıya kalkarak buharlaştırıcı klapesini kapamasını sağlar. Basınç belirli bir değere ulaştıca, şamandıra üzerindeki klape açılır ve bu klapenin kapandığı menfezden geçen soğutucu akışkan - hava karışımı içerisinde serpantin (4) bulunan silindirik gövdeye (8) dolar. Burada soğutucu akışkan ısı kaybederek yoğunlaşır ve hava da gövdenin üst kısmında toplanır. Sıvı seviyesi yükselince (3) numaralı şamandıra, yukarıya kalkarak, hava boşaltma klapesinin açılmasını sağlar. Bu durumda, gövdenin üst kısmında toplanmış olan hava, boşaltma borusundan geçerek dışarıya çıkar. Ancak hava ile birlikte az da olsa soğutucu akışkanın sürüklenileceği göz önünde bulundurularak boşaltma borusunun ucu, atmosfere değil de haznede su içerisine açılır. (1) Numaralı

şamandıra, dışındaki basınç içindeki basınçtan daha yüksek bir değere ulaştığı için aşağıya inerek buharlaştırıcı klapesinin açılmasını ve sıvı haldeki soğutucu akışkanın da buharlaştırıcıya yönelmesini sağlar.

2.g) Sıvı ayırıcısı

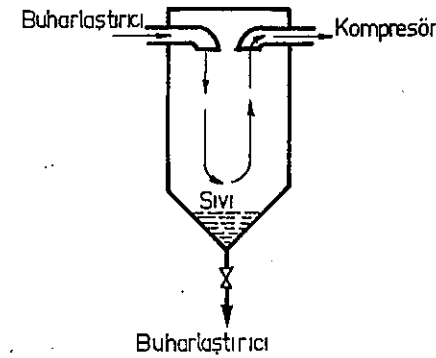
Helisel biçimde yapılmış olan buharlaştırıcılarda, çoğu zaman, kondansörden gelen soğutucu akışkanın tamamı buharlaşmaz ve bir bölümü sıvı halde kalır. Soğutucu akışkanın sıvı halde kalan bölümü buharlaşan bölümü ile birlikte emme hattından geçerek kompresöre sürüklenir. Bu, hemen belirtelim ki, kompresör kapasitesinin düşmesine neden olur. İşte, buharlaştırıcıda, soğutucu akışkanın sıvı halde kalan bölümünün buharlaşan bölümü ile birlikte kompresöre sürüklenmesine engel olmak için sıvı ayırıcısı denilen elemanter bir cihazdan yararlanır.

Emme hattına bağlanan bu cihaz, (şekil-2.56)'da da görüldüğü gibi, üzerinde içe dönük giriş ve çıkış lüleleri bulunan, tabanı konik yapılmış kapalı silindirik bir kabtır. Bu cihazda, buharlaştırıcıdan gelen buharın hızı ve yönü değiştirilerek beraberinde sürüklediği sıvının dipte toplanması sağlanır. Dipte toplanan sıvı bir boru ile yeniden buharlaştırıcıya

yönlendirilir. Ancak sıvıyı doygunluk sıcaklığından uzaklaştırmak için buharlaştırıcıya göndermeden önce bir ısı dönüştürücüsünden geçirmek gerekir.

2.h) Yağ ayırıcıları

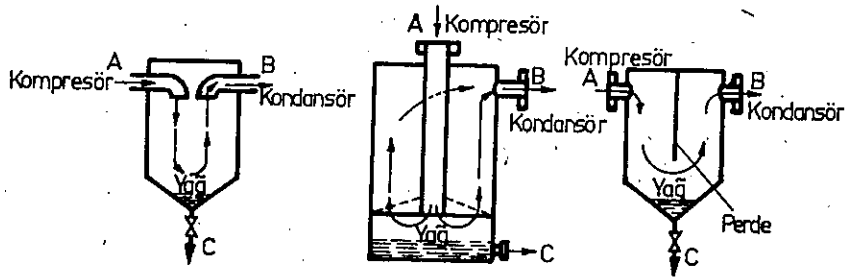
Kompresörlü soğutma devrelerinde, karterde bulunan soğutma yağı çoğu zaman soğutucu akışkanla birlikte sürüklenir. Bu hemen belirtelim



Şekil-2.56 Sıvı ayırıcısı

ki, karterdeki yağın azalarak yağlama işlevini yerine getirmemesine, pistonun ve yatakların sarımasına neden olabilir. Ayrıca kondansöre ve buharlaştırıcıya sürüklenen yağ, ısı alış-verişine engel olarak soğutma kapasitesini de düşürür. Kompresörün çıkışına yerleştirilen yağ ayırıcısının asıl görevi, soğutucu akışkana karışan yağlama yağının kondansöre ve buharlaştırıcıya geçmesini önlemektir.

(Şekil-2.57)'de, kompresörlü soğutma devrelerinde zorunlu olarak kullanılan yağ ayırıcısının üç değişik şekli görülmektedir. Bu yağ ayırıcılarında, soğutucu akışkan,



Şekil-2.57 Yağ ayırıcısının üç değişik varyantı

yön ve hız değişiminden yararlanılarak beraberinde sürüklenmiş olduğu yağdan arındırılır. Yağ, cihazın, genellikle konik yapılan dip tarafında toplanır. Toplanan yağı dışarıya almak için ayrıca cihazın dibine üzerinde ventil bulunan bir boşaltma borusu eklenir.

Kompresör çalışırken karterdeki yağ seviyesi devamlı olarak kontrol edilmelidir. Yağ seviyesinin düştüğü gözlenirse kartere hemen yağ eklenmelidir. Kartere yağ doldurulurken ve doldurulduktan sonra yapılması gereken işleri şöyle sıralayabiliriz:

- 1°) Emme hattı üzerindeki servis vanası kapatılır,
- 2°) Kompresör, karter basıncı ($0,0703 \text{ kg/cm}^2$)'ye düşünceye dek çalıştırılır ve sonra durdurulur.

3°) Yağ ventili yavaş yavaş açılarak kartere istenilen seviyede yağ doldurulur ve sonra bu ventil kapatılır,

4°) Emme ve basma hatları üzerindeki servis valfleri açılır ve kompresör çalıştırılarak yeniden soğutma devresine sokulur.

Karterde bulunan yağlama yağının yaklaşık (2000 saat)'lık bir çalışma döneminden sonra yenisi ile değiştirilmesi gerekir. Bu durumda karterdeki eski yağ boşaltılır. Karterdeki eski yağ boşaltılırken şunlara dikkat edilir:

- 1°) Emme hattı üzerindeki servis valfi kapatılır,
- 2°) Karter basıncı ($0,0703 \text{ kg/cm}^2$)'ye düşürüldükten sonra kompresör durdurulur.
- 3°) Basma hattı üzerindeki servis valfi kapatılır,
- 4°) Yağ boşaltma deliğinin tapası açılarak kirli yağ boşaltılır,
- 5°) Yağ boşaltma deliğinin tapası, kirli yağ tamamen boşaltıldıktan sonra yerine takılır.

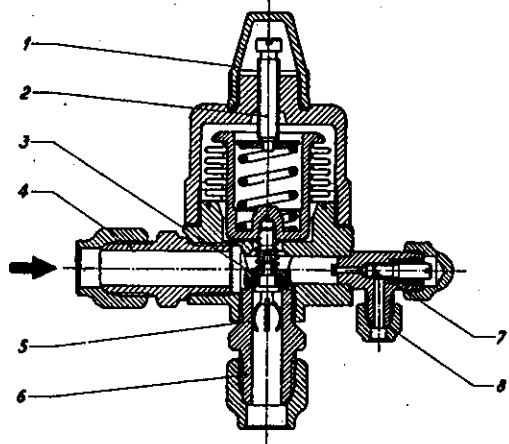
2.i) Ara soğutucular

Kompresörlerde, sıkıştırma sonu sıcaklığı, sıkıştırma oranına bağlı olarak değişir. Sıkıştırma sonu sıcaklığının yüksek olması çok sakıncalıdır. Çünkü bu hem yağlama yağının niteliğine ve hem de soğutma devresinin işleyişine olumsuz yönde etkir. Sıkıştırma sonu sıcaklığının düşük bir düzeyde kalması için çoğu kez kademeli sıkıştırma yöntemine başvurulur. Kademeli sıkıştırmada ayrıca ara soğutuculardan da yararlanılır.

2.j) Buharlaştırıcı basınç regülatörü

Buharlaştırıcının çıkışında emme hattına bağlanan buharlaştırıcı basınç regülatörünün işlevi, buharlaştırıcı basıncını sabit tutarak sıcaklığın değişmemesini sağlamaktır.

(Şekil-2.58)'de, bir buharlaştırıcı basınç regülatörü görülmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı soğutucu akışkanın doygunluk basıncına bağlıdır. Doygunluk basıncında meydana getirilecek küçük bir değişiklik buharlaştırıcı sıcaklığına olduğu gibi yansır. Doygunluk basıncı (2) numaralı ayar vidasından yararlanılarak ayarlanır. Buharlaştırıcı basınç regülatörüne,

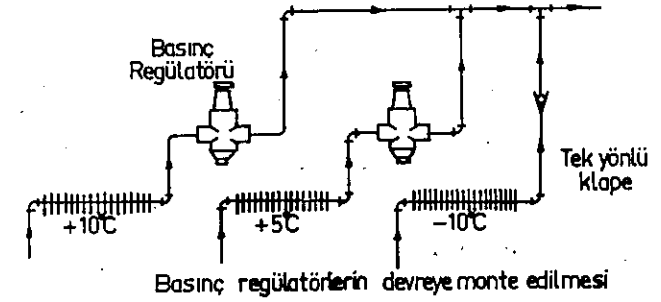


Şekil-2.58 Buharlaştırıcı basınç regülatörü

- | | | |
|---|------------------|-----------------|
| 1- Bakalit külah | 2- Ayar vidası | 3- Valf siti |
| 2- Giriş rakoru | 5- Baskı mandalı | 6- Çıkış rakoru |
| 7- Manometre ile bağlantıyı sağlayan servis valfi | | |
| 8- Manometre bağlantı rakoru | | |

doygunluk basıncını ayarlamak için önce (8) numaralı manometre bağlantı rakorundan yararlanılarak bir manometre takılır. (7) numaralı servis valfi açılır ve (2) numaralı ayar vidası sağa ya da sola çevrilerek manometrenin istenilen değeri göstermesi sağlanır. Manometrenin istenilen değeri göstermesi sağlandıktan sonra servis valfi kapatılır, manometre sökülerek yerine bir kör tapa takılır ve servis valfi yeniden açılır. Soğutucu akışkan akımının termostatik genişleme valfleri ile kontrol edildiği ve birden fazla buharlaştırıcının bulunduğu

soğutma devrelerinde, en soğuk buharlaştırıcının çıkışına tek yönlü klape, diğer buharlaştırıcıların çıkışına da mutlaka birer basınç regülatörü bağlanır. (Şekil-2.59)'da birden fazla buharlaştırıcının bulunduğu bir soğutma devresinde basınç regülatörleri ile tek yönlü klape konumu görülmektedir.



Şekil-2.59 Üç buharlaştırıcının bulunduğu bir soğutma devresinde basınç regülatörleri ile tek yönlü klape konumu

Aşağıda, 2.4 Numaralı çizelgede metilklorid, Freon-12, amonyak ve Freon - 22 gibi soğutucu akışkanlara ait doygunluk basıncı ile doygunluk sıcaklığı arasındaki ilişkiler gösterilmiştir.

BASINÇ VE SICAKLIK

2.4 Numaralı Çizelge

Sıcaklık		Metil Klorid CH ₃ Cl		Freon - 12		Amonyak NH ₃		Freon - 22	
°C	F°	kg/cm ²	Ibs/in ²	kg/cm ²	Ibs/in ²	kg/cm ²	Ibs/in ²	kg/cm ²	Ibs/in ²
- 50	- 58	0.26	3.7	0.39	5.3	0.4	5.9	0.6	9.4
- 45	- 49	0.36	5.1	0.51	7.1	0.55	7.9	0.85	12
- 40	- 40	0.49	6.87	0.65	9.3	0.7	10.4	1.0	15.3
- 35	- 31	0.64	9.0	0.82	12	1.0	13.5	1.35	19
- 30	- 22	0.78	11.0	1.0	14.6	1.2	17.3	1.7	23.8
- 25	- 13	1.0	14.0	1.26	18	1.54	22	2.0	29.2
- 20	- 4	1.2	17.2	1.53	21.9	1.94	27.6	2.5	35.4
- 15	+ 5	1.46	21	1.86	26.5	2.4	34.2	3.0	43
- 10	+ 14	1.78	25.7	2.2	31.8	2.96	42	3.6	51.6
- 5	+ 23	2.14	31.0	2.66	38	3.6	51.5	4.0	61
0	+ 32	2.57	37.0	3.14	44.8	4.37	62.3	5.0	72.5
+ 5	+ 41	3.0	44.0	3.69	52.5	5.25	74.8	6.0	85
+ 10	+ 50	3.62	60	4.31	61.4	6.27	89.2	7.0	99.4
+ 15	+ 59	4.26	62	5.0	72	7.42	105	8.0	115
+ 20	+ 68	4.98	71	5.77	82.2	8.74	124	9.4	133
+ 25	+ 77	5.8	81.4	6.6	94	10.2	145	10.6	153
+ 30	+ 86	6.7	94.7	7.5	108	11.9	169	12.3	174.5
+ 35	+ 95	7.74	108	8.6	123	13.8	196	14	198
+ 40	+104	8.87	124	9.77	139	15.6	225	15.8	225
+ 45	+113	10	140	11.0	156	18	258	18	253
+ 50	+122	11.3	158	12.4	176	20.7	295	20	284

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

- 1) Kompresörün işlevi nedir ? Uygulama alanında hangi tür kompresörlerle karşılaşılır ?
- 2) Soğutma devrelerinde kullanılan kompresörlerle basınçlı hava üretiminde kullanılan kompresörler arasındaki farklar nelerdir ?
- 3) Kompresör kapasitesi nedir ?
- 4) Kompresör kapasitesi hangi değişkenlere bağlıdır ?
- 5) Gerçek kompresör kapasitesinin kuramsal kompresör kapasitesinden daha küçük olmasının nedenleri nelerdir ?
- 6) Yükleme derecesi nedir ?
- 7) Gerçek kompresör kapasitesi nasıl bulunur ?
- 8) Watt diyagramı nasıl oluşur ? Diyagram alanı neyi ifade eder ?
- 9) Ölü hacim ve silindire neyi ifade eder ?
- 10) Oran etkeni nedir ve hangi sınırlar arasında değişir ?
- 11) Endikatör diyagramının kuramsal Watt diyagramından farklı olmasının nedenleri nelerdir ?
- 12) Kompresörün gücüne ve endikatör diyagramının oluşumuna olumsuz yönde etkiyen etkenler nelerdir ?
- 13) Kompresör kapasitesinin düzenlenmesinde hangi yöntemler izlenir ?
- 14) Çift silindirli kompresörlerin dolaşım hattı ile donatılmasının nedenleri nelerdir ?
- 15) Defrost yani buharlaştırıcıda biriken karların eritilmesi için ne yapılır ?
- 16) Emme filtresi hangi hat üzerine monte edilir ? Emme filtresinin işlevi nedir ?

- 17) Filtraj elemanı kaç saatta bir değiştirilmelidir ?
- 18) Kondansör nedir ve soğutma devresinin hangi kanadında bulunur ?
- 19) Soğutma devrelerinde hangi tür kondansörler kullanılır ?
- 20) Haznenin işlevi nedir ? Hazne, soğutma devresi üzerinde nereye monte edilir ?
- 21) Soğutma devresinde nemin neden olduğu arızalar nelerdir ?
- 22) Nem tutucunun işlevi nedir ?
- 23) Nem tutucu soğutma devresine genellikle, nasıl bağlanır ?
- 24) Hangi soğutma devrelerinde nem tutucu işlevini tamamladıktan sonra devre dışı bırakılır ?
- 25) Soğutma tesisatı hangi nedenlerle kurutulur ?
- 26) Soğutma tesisatının bütünüyle ve buharlaştırıcının kısmen kurutulmasında nelerden yararlanır ?
- 27) Elektrovalflar hangi soğutma devrelerinde kullanılır ?
- 28) Termostadın işlevi nedir ?
- 29) Elektrovalf soğutma devresine hangi konumda monte edilmiştir ?
- 30) Montajda, termostatik genişleme valfi ile elektrovalf arasında kaç (cm)'lik uzaklık bırakılmalıdır ?
- 31) Aynı sıcaklıkta iki buharlaştırıcı içeren bir soğutma devresinde elektrovalf nereye monte edilir ?
- 32) Farklı sıcaklıkta buharlaştırıcılar içeren bir soğutma devresinde elektrovalf nereye monte edilir ?
- 33) Soğutucu akışkanın gereksinme duyulan miktarda buharlaştırıcıya gönderilebilmesi için hangi elemanların soğutma devresi üzerine monte edilmesi gerekir ?
- 34) Şamandıralı alçak basınç valfinin işlevi nedir ve bu valf soğutma devresi üzerinde nereye monte edilir ?

- 35) Şamandıralı yüksek basınç valfinin işlevi nedir ve bu valf soğutma devresi üzerinde nereye monte edilir ?
- 36) Şamandıralı yüksek basınç valflerinden hangi soğutucu akışkanın kullanıldığı soğutma devrelerinde yararlanır ?
- 37) Otomatik genişleme valfinin işlevi nedir ?
- 38) Termostatik genişleme valfinin işlevi nedir ?
- 39) Termostatik genişleme valflerinin denemesi hangi basınca göre yapılır ?
- 40) Duyar elemanı yani BALB hangi sıcaklığa kadar kullanılabilir ?
- 41) Duyar elemanı buharlaştırıcıdan çıkış hattı üzerine hangi konumda monte etmek gerekir ?
- 42) Termostatik genişleme valfine hangi amaçla denkleştirici eklenir ?
- 43) Isı dönüştürücüsünün işlevi nedir ?
- 44) Isı dönüştürücüsü soğutma devresi üzerinde nereye monte edilir ?
- 45) Hava gidericileri hangi amaçla kullanılır ?
- 46) Sıvı ayırıcısının işlevi nedir ?
- 47) Sıvı ayırıcısı, soğutma devresinde hangi hatta bağlanır ?
- 48) Yağ ayırıcısının işlevi nedir ?
- 49) Kartere yağ doldurulurken hangi işler yapılır ?
- 50) Karterdeki eski yağ boşaltılırken hangi önlemler alınır ?
- 51) Ara soğutuculardan hangi amaçla yararlanır ?
- 52) Buharlaştırıcı basınç regülatörünün işlevi nedir ?

III. B Ü L Ü M
Ç E Ş İ T L İ U Y G U L A M A L A R

- 1) Buz Yapımı
 - 1.a) Genel tanım ve açıklamalar
 - 1.b) Buz jeneratörü
 - 1.c) Buz jeneratöründe çekilen ısı miktarının hesabı
- 2) Soğutucu akışkan olarak Freon kullanılan otomatik meyve soğutma tesisatının hesabı
- 3) Hızlı dondurma kavramı ve hızlı dondurma yöntemleri
 - 3.a) Tanım ve açıklamalar
 - 3.b) Hızlı dondurma yöntemleri
 - 3.b.1) Hava ile hızlı dondurma yöntemi
 - 3.b.2) Salamura ile hızlı dondurma yöntemleri
 - 3.b.2.a) Otessen Yöntemi
 - 3.b.2.b) Zarotschenzeff Yöntemi
 - 3.b.2.c) Petersen Yöntemi
 - 3.b.3) Değdirme ile hızlı dondurma yöntemi
 - 3.c) Soğuk hücrelerde depolama
 - 3.d) Dondurma ortamı

ÇEŞİTLİ UYGULAMALAR

1) BUZ YAPIMI

1.a) Genel tanım ve açıklamalar

Önceleri, kışın soğuk günlerinde doğal olarak elde edilen buz, büyük çukurlarda, üzeri saman ve toprakla örtülerek saklanır, yazın sıcak günlerinde de kullanılırdı.⁽¹⁾ Ancak buz gereksiniminin giderek artması ve büyük boyutlara ulaşması, teknolojik yöntemlerle yapay buz yapımını gündeme getirmiştir.

Doğal buz, her şeyden önce, arı ve temiz değildir. Doğal buzun arı ve temiz olmaması, her şeyden önce kullanım yerini sınırlar.

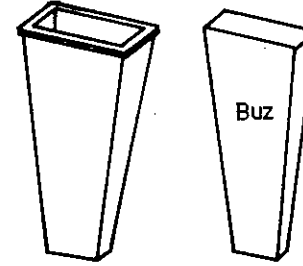
Yapay buz yapımında, genellikle, dolaylı soğutma yönteminden yararlanır. Dolaylı soğutma yöntemi uyarınca buz jeneratöründe salamura soğutulur ve su doldurulmuş buz kalıpları da salamuranın içerisine daldırılarak buz elde edilir.

Atmosferik basınçta su, bilindiği gibi, (0 °C) sıcaklıkta donar. Ancak donmanın hızlı olması için buz jeneratöründe salamura sıcaklığı, genellikle, (- 8 °C)'de tutulur.

Buzun kolay çıkması için buz kalıpları (şekil-3.1)'de görüldüğü gibi, kesik piramit şeklinde yapılır. Buz kalıplarının iç yüzünün de pürüzsüz olması gerekir. Buz kalıplarının

⁽¹⁾ Elektrik akımının, buzdolabının ve buz fabrikasının bulunmadığı dönemlerde, buz yapımı için kışın kar toplanır, ahşap kablara içerisine tokmakla dövülerek, iyice sıkıştırılır ve buz bloku haline getirilirdi. Bu buz blokları yerde açılan oldukça derin bir kuyuda bir saman tabakası üzerine yerleştirilerek yanları ve üzeri yine samanla örtülürdü. Daha sonra kuyunun üzerine kıl keçe serilir, kıl keçe top- rakla örtülür ve toprak da tokmakla dövülerek sıkıştırılırdı. Yazın bu çukurlar açılır, gerektiği kadar buz bloku alındıktan sonra yeniden kapatılırdı.

yapımında paslanmaz çelik sac kullanılır. Ancak paslanmaz çelik sacın bulunmadığı durumlarda galvanizli sac da kullanılabilir.



Şekil-3.1 Buz kalıbı

Buz jeneratöründe, buz kalıpları, şasi üzerinde, düşey konumda yan yana dizilerek askıya alınır.

Buzun hacmi, bilindiği gibi, kendisini oluşturan suyun hacminden daha büyüktür. Bu nedenle buz, buz kalıbına sıkışır. Buzun kalıptan kolayca çıkarılabilmesi için, kalıpların, içerisinde (+ 15 °C) sıcaklıkta su bulunan bir havuza daldırılıp çıkarılması gerekir.

Üretilen buzun saydam ve sert olması da önemlidir. Buz kalıbına doldurulan suyun içerisinde, donma sürecinde hava kabarcıklarının sıkışıp kalması buzun matlaşmasına neden olur. Bunun önüne geçmek yani donma sürecinde, suyun içerisinde hava kabarcıklarının sıkışıp kalmasını önlemek için buz kalıplarını, buzlanma başlayıncaya dek belirli aralıklarla sallanmak gerekir.

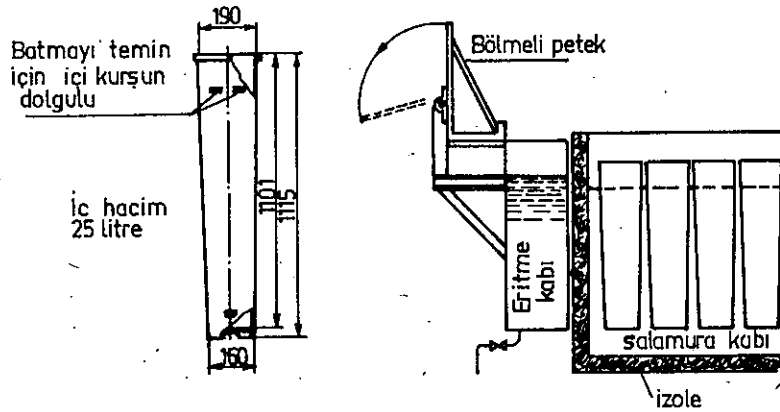
1.b) Buz jeneratörü

Buz jeneratörü, esas olarak, paslanmaz çelik sactan yapılmış üstü açık prizmatik bir kabla bir buharlaştırıcıdan oluşmuştur. Soğutma devresinin diğer ana ve ara elemanları dışında oldukları için buz jeneratörünü oluşturan elemanlar arasında bunlara yer verilmemiştir. Buz jeneratörünün çevre ile ısı alış-verişi yapmasını önlemek için iyi yalıtılması ve ayrıca tahtadan yapılmış bir zarfın içerisine yerleştirilmesi gerekir.

Prizmatik kabın içerisinde salamura vardır ve bu salamura buharlaştırıcı ile soğutulur. Buz jeneratörlerinde

buharlaştırıcı olarak ya eski tip serpantin ya da yeni tip çelik borulu kazan kullanılır. Salamuranın dolaşımını sağlamak için buz jeneratöründe buharlaştırıcının önüne ayrıca bir plaka yerleştirilir. Bu durumda plakanın arkasında kalan salamura kolay soğur ve meydana gelen sıcaklık farkı da salamuranın kab içerisinde kendiliğinden dolaşımını sağlar.

(Şekil-3.2)'de, bir buz jeneratöründe salamura kabı, şasi üzerinde askıya alınmış düşey konumda buz kalıpları ve içerisinde (+ 15 °C) sıcaklıkta su bulunan buz çözme kabı görülmektedir. Büyük işletmelerde, şasi üzerine yerleştirilen buz kalıplarının şasi ile birlikte toplu olarak çıkarılması ya da salamura kabına yerleştirilmesi için şasinin iki başına birer kanca monte edilir. Bu kancaların işlevi, hemen belirtelim ki, bir zincirle şasinin vinç kancasına bağlanmasını sağlamaktır. (Şekil-3.3)'de, iki başına birer kanca mon-

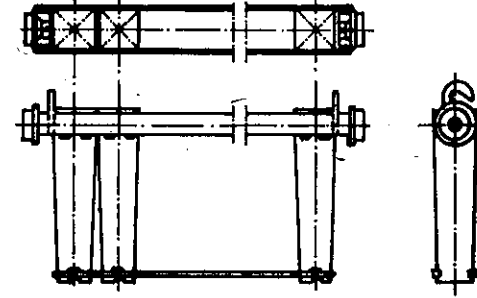


Şekil-3.2 Buz jeneratöründe salamura kabı, şasi üzerinde askıya alınmış buz kalıpları ve buz çözme kabı

te edilmiş olan bir şasi görülmektedir.

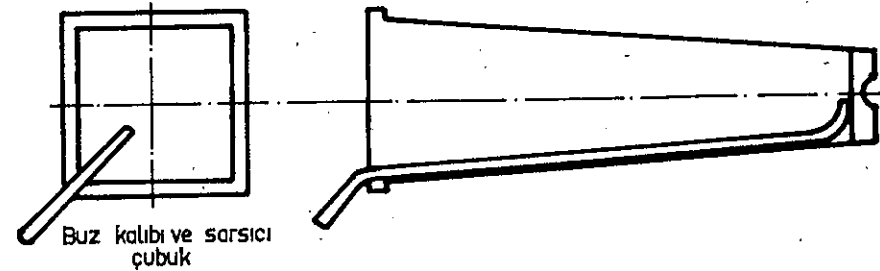
Buz jeneratöründe, buz kalıpları içerisinde bulunan su, çevreden merkeze doğru donmaya başlar. Şehir suyundan yapılan buz koyu beyaz renkte, damıtık sudan yapılan buz

da saydam olur. Damıtık sudan yapılan buza kristal buz adı verilir. Kristal buzun maliyeti yüksektir. Çünkü damıtık su elde etmek için ayrı bir tesis kurmak ve buna bağlı olarak ek bir harcama yapmak gerekir.



Şekil-3.3 İki başına birer kanca monte edilmiş olan şasi

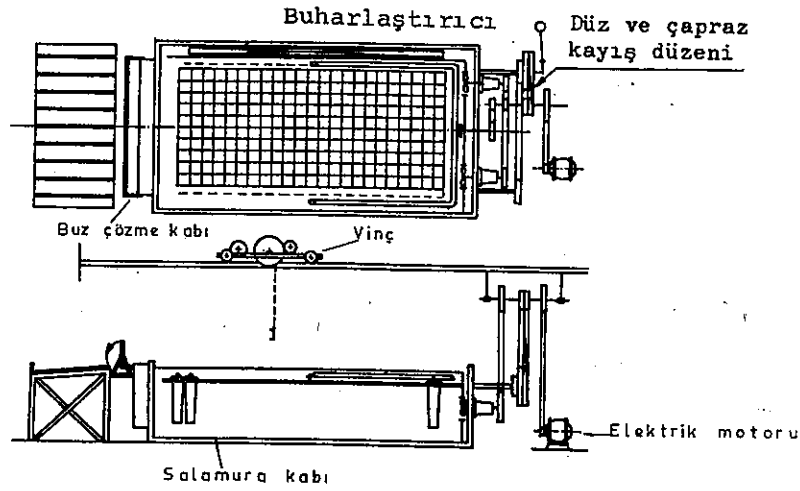
Buz kalıplardan kolayca çıkarmak ve donma başlayınca dek belirli aralıklarla kalıpları sarsarak hava karcıklarının sıkışıp kalmasını önlemek amacıyla buz kalıplarının içerisine, (şekil-3.4)'de görüldüğü gibi, boydan boya uçları eğri birer demir çubuk yerleştirilir. Büyük işletmelerde, buzlanma başlayınca dek belirli aralıklarla buz



Şekil-3.4

kalıplarının sarsılması, mekanik düzenleme ile bir elektrik motorundan güç ve hareket alınarak gerçekleştirilir.

Buz jeneratörlerinde ortalama donma süresi (16) saat olarak belirlenmiştir ve salamura sıcaklığı hiçbir zaman ($- 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$)'nin altına düşürülmemelidir. Salamura sıcaklığı ($- 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$)'nin altına düşürülürse buz kirli görümlü ve kırılğan olur. Aşağıda, (şekil-3.5)'de, komple bir buz jeneratörünün şeması örülmektedir.



Şekil-3.5 Komple bir buz jeneratörü

1.c) Buz jeneratörlerinde çekilen ısı miktarının hesabı

Buz jeneratörlerinde, buz oluşturulurken (kg) buz başına çekilen ısı miktarını bulmak için her şeyden önce, buz kalıbına doldurulan suyun sıcaklığı ile buzun oluşturduğu salamura sıcaklığını bilmek gerekir. Buz kalıbına doldurulan suyun sıcaklığını (t_1) ve buzun oluşturduğu salamura sıcaklığını da (t_2) ile gösterelim. Bilindiği gibi, suyun

özgül ısınma ısısı ($C_1 = 1 \text{ kcal/kg.}^{\circ}\text{C}$), buzun özgül ısınma ısısı ($C_2 = 0,5 \text{ kcal/kg.}^{\circ}\text{C}$) ve ($0 \text{ }^{\circ}\text{C}$) sıcaklıkta su için durum değiştirme ısısı da ($q_0 = 80 \text{ kcal/kg}$)'dir. Buz kalıbına doldurulan (t_1) sıcaklığındaki suyu (t_2) sıcaklığında buz haline getirmek için (kg) su başına çekilmesi gereken ısı miktarını (q_s) ile gösterecek olursak

$$q_s = q_0 + C_1(t_1 - t_0) + C_2(t_0 - t_2)$$

eşitliğini yazabiliriz. Ancak buna, kuramsal ısı miktarını bulmak için buz kalıbından çekilen ısı miktarını da eklemek gerekir. (25 kg)'lık buz üretiminde kullanılan standart bir buz kalıbının ağırlığı (10,5 kg)'dır. Sayısal olarak (kg) buz başına düşen buz kalıbı ağırlığına oran etkeni denir. Oran etkeni standart buz kalıbının ağırlığı, üretilen buzun ağırlığına bölünerek bulunur. Oran etkenini (m) ile gösterebiliriz. Bu durumda

$$m = \frac{10,5}{25} = 0,42$$

$$m = 0,42$$

olur. Buzun oluşum sürecinde (kg) buz başına buz kalıbından çekilmesi gereken ısı miktarı (q_c) ve buz kalıbının yapımında kullanılan gerecin özgül ısınma ısısı da (c) olsun. Buna göre,

$$q_c = c(t_1 - t_2)$$

eşitliği yazılabilir. Diğer yandan kuramsal ısı miktarını (q_T) ile gösterecek olursak, yukarıda yapmış olduğumuz açıklama uyarınca

$$q_T = q_s + q_c = q_0 + c_1(t_1 - t_0) + c_2(t_0 - t_2) + c(t_1 - t_2)$$

$$q_T = q_0 + C_1(t_1 - t_0) + C_2(t_0 - t_2) + c(t_1 - t_2)$$

eşitliğini yazabiliriz.

Salamura kabını çevreden tamamen yalıtılmak ve salamura kabı ile çevre arasındaki ısı alış-verişini önlemek olanaksızdır. Bu nedenle buzun oluşum sürecinde, (kg) buz başına çekilen gerçek ısı miktarı kuramsal ısı miktarından daha büyük olur. Yapılan deneysel araştırmalar sorunda gerçek ısı miktarının yaklaşık olarak kuramsal ısı miktarının (1,2) katına eşit olduğu kanıtlanmıştır. Gerçek ısı miktarını (q_G) ile gösterelim. Bu durumda

$$q_G = 1,2 q_T = 1,2 [q_0 + c_1(t_1 - t_0) + c_2(t_0 - t_2) + c(t_1 - t_2)]$$

$$q_G = 1,2 [q_0 + c_1(t_1 - t_0) + c_2(t_0 - t_2) + c(t_1 - t_2)]$$

eşitliği yazılabilir. Aşağıda, POHLMAN adlı araştırmacı tarafından düzenlenmiş olan 3.1 Numaralı çizelgede, (- 8 °C) sıcaklıkta, buz jeneratörlerinde, belirli ağırlık sınırları arasındaki buz üretiminde, (kg) buz başına çekilen gerçek ısı miktarı görülmektedir.

3.1 Numaralı Çizelge

Oretilen Buzun ağırlığı G (kg)	Çekilen gerçek ısı miktarı q_G (kcal/kg)	Oretilen Buzun ağırlığı G (kg)	Çekilen gerçek ısı miktarı q_G (kcal/kg)
G < 5	160	50 < G < 200	130 > q_G > 125
5 < G < 10	160 > q_G > 150	200 < G < 300	125 > q_G > 120
10 < G < 15	150 > q_G > 140	300 < G < 400	120 > q_G > 115
15 < G < 20	140 > q_G > 135	400 < G < 500	115 > q_G > 110
20 < G < 50	135 > q_G > 130	G > 500	110

UYGULAMA

Bir buz jeneratöründe, her biri (64 adet) buz kalıbından oluşan (5) ayrı batarya vardır. Bir buz kalıbı (25 dm³) su almaktadır. Buz kalıplarına doldurulan suyun sıcaklığı (+ 10 °C), buz jeneratöründe salamura sıcaklığı da (- 8 °C)'dir. Buz jeneratöründe buz (16 saat) oluşmaktadır. Buz kalıplarının yapımında kullanılan paslanmaz çeliğin özgül ısınma ısısı (c = 0,12 kcal/kg.°C) olduğuna göre, tesisin soğutma kapasitesini hesaplayalım.

Soğutma kapasitesini hesaplayabilmek için önce (kg) buz başına çekilen gerçek ısı miktarını bulmak gerekir. (kg) buz başına çekilen gerçek ısı miktarının hesaplanmasında,

$$q_G = 1,2 [q_0 + c_1(t_1 - t_0) + c_2(t_0 - t_2) + c(t_1 - t_2)]$$

eşitliğinden yararlanılır.

$$c = 0,12 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$$

$$c_1 = 1 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$$

$$c_2 = 0,5 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = - 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_0 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ve

$$q_0 = 80 \text{ kcal/kg}$$

olduğu için

$$q_G = 1,2[80 + 1.10 + 0,5.8 + 0,12(10 + 8)] = 115,392 \text{ kcal/kg}$$

$$q_G = 115,392 \text{ kcal/kg}$$

olur. Buz jeneratöründe, her biri (64 adet) buz kalıbından oluşan (5) ayrı batarya olduğu için (16 saatta)

$$G = 5 \cdot 64 \cdot 25 = 8000 \text{ kg}$$

$$G = 8000 \text{ kg}$$

buz üretilir. Bu durumda (saat) başına buz jeneratöründe üretilen buz miktarı (500 kg) olur. Tesisin soğutma kapasitesini bulmak için saat başına üretilen buz miktarı ile (kg) buz başına çekilen gerçek ısı miktarını çarpmak gerekir. Buna göre, tesisin soğutma kapasitesinin

$$q_G \cdot \frac{G}{16} = 115,392 \cdot 500 = 57696 \text{ kcal/saat}$$

olduğu ortaya çıkar.

Buz jeneratörlerinde donma süresi çok önemlidir. Buz kalıplarında bulunan su, önceleri, çeperlerle doğrudan temas ettiği için ısı kaybı yüksek olur. Fakat buz kalıplarında çeperlere en yakın olan yerlerde donma başlayınca buzun kötü bir iletken olması nedeniyle ısı kaybı azalır ve donmanın çevreden merkeze doğru ilerlemesi yavaşlar. (25 dm³)'lük buz kalıbında (25 kg)'lık bir buz bloku elde etmek için gerekli sürenin minimal değeri (14 saat)'tir. Bu süreyi azaltmak için ilk yaklaşımda buz kalıbının hacmini küçültmek ve kalınlığını azaltmak gerektiği anlaşılır.

2) Soğutucu akışkan olarak Freon kullanılan otomatik meyve soğutma tesisatının planlanması ve hesabı

Bir soğutma tesisatının planlanması ve hesabının yapılabilmesi için önce eldeki verilerin ortaya konması gerekir. Örneğin soğutulacak maddenin türü, hangi sıcaklıkta saklanacağı, saklama yerinin yapısı, kaç günde bir yükleneceği, soğutmanın doğrudan ya da dolaylı yapıp yapılmıyacağı,

soğutma tesisatının otomatik çalışıp çalışmayacağı, soğutma suyunun nitelik ve niceliği, hep saptanması, belirlenmesi ve bilinmesi zorunlu olan verilerdir.

Bir soğutma tesisatının planlanmasına ve hesabına geçilmeden önce yapılması zorunlu işlerle saptama ve belirlemeleri önemine göre şöyle sıralayabiliriz:

1°) Endüstriyel soğutma tesisleri yalnızca besin maddelerinin saklanması ve korunmasında değil bazı kimyasal ve endüstriyel maddelerin de saklanması ve korunmasında kullanılır. Bu nedenle her şeyden önce saklanacak ve korunacak maddelerin türü belirlenir,

2°) Saklanacak ve korunacak maddelerin nicelik ve niteliklerine göre, soğuk ortamın boyutları saptanır,

3°) Çeşitli besin maddeleri ile kimyasal ve endüstriyel maddelerin hangi sıcaklıkta saklanma ve korunmasının uygun olduğu araştırılır,

4°) Saklama ve koruma sıcaklığına göre, soğuk ortamın konstrüksiyon ve izolasyon kalınlığı saptanır,

5°) Soğuk ortama günlük olarak yerleştirilecek maddelerin miktarı araştırılır,

6°) Isı transmisyon hesabı yapılır,

7°) Soğutmanın nasıl yapılacağı belirlenir,

8°) Soğutulan ortamla buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan arasında bulunması istenilen sıcaklık farkına göre, bağıl nem, buharlaştırıcı ve kompresör kapasitesi hesaplanır,

9°) Kompresör kapasitesine uygun bir kompresör seçilir,

10°) Kondansör kapasitesi belirlenir ve soğutma suyunun niteliğine göre kondansör tipi saptanır,

11°) (saat) başına kullanılacak soğutma suyu miktarına göre, su pompasının boyutları hesaplanır,

12°) Salamuralı yani dolaylı soğutma sistemi kullanılacaksa salamura tankının boyutları belirlenir,

13°) Hava soğutucusunun kullanım amacına göre türü saptanır,

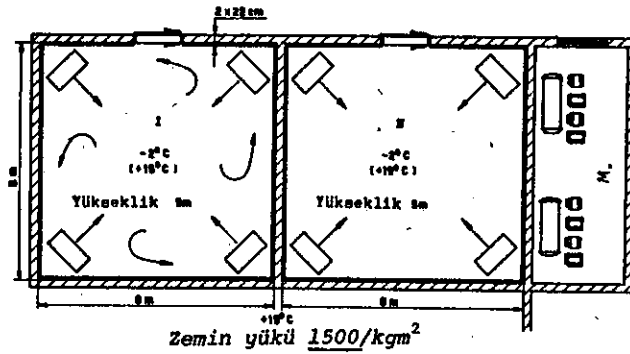
14°) Gönderilen havanın miktarı ve karşılaştığı dirençler göz önünde bulundurularak vantilatör kapasitesi hesaplanır,

15°) Hava dolaşım ve dağıtım borularının çapı belirlenir,

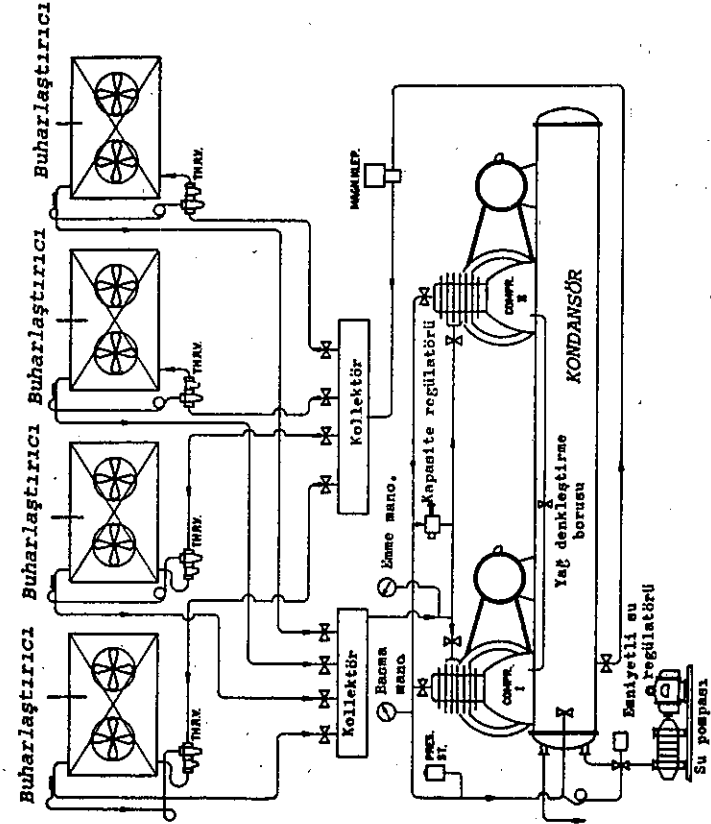
16°) Soğutma tesisatı otomatik çalışacağına göre, gerekli mekanik ve elektronik düzenleme araçları seçilir,

17°) Son olarak tesisatın yapım ve montaj resimleri çizilir.

(Şekil-3.6)'da, (2) kamaralı basit bir soğuk deponun yerleşim planı, (şekil-3.7)'de de bu soğuk depoya monte edilen soğutma tesisatının fonksiyonel şeması görülmektedir.



Şekil-3.6 (2) kamaralı soğuk deponun yerleşim planı



Şekil-3.7 (2) kamaralı soğuk depoya monte edilen soğutma tesisatının fonksiyonel şeması

UYGULAMA

(Şekil-3.6)'da görülen 2 kamaralı soğuk depoda elma, armut ve portakal gibi meyvelerin (- 2 °C) sıcaklıkta saklanması ve korunması istenmektedir. Soğuk deponun ön ve yan duvarları ile çatısı atmosferle bağlantılıdır. Arka duvar soğuk depoyu sıcaklığı (+15 °C) olan ortamdan ayırmaktadır. Dış hava sıcaklığı, çatı üzerinde (+ 50 °C), ön ve yan duvarlarının çevresinde de (+ 25 °C) olmaktadır. Soğuk depoda zeminin yüklenme dayanımı (1500 kg/m²) olarak saptanmıştır. Elma, armut ve portakallar taban alanı (0,212 m²) ve yüksekliği de (30 cm) olan kasaların içerisine yerleştirildikten sonra soğuk depoya konulmaktadır. Bir üretim merkezinden soğuk depoya günde bürüt (16290 kg) taze mal gönderilmektedir. Bu taze malın net (13864 kg)'nı meyveler ve (2444 kg)'ını da ağaç kasalar oluşturmaktadır. Soğuk deponun ana boyutları yerleşim planı üzerinde gösterilmiştir. Bu verilerden yararlanarak soğuk depoya yapılabilecek yüklemenin maksimal değerini, ısı transferini, meyve ve kasalardan çekilmesi gereken ısı miktarını, kompresörün çalışma sürecini hesaplayalım ve buharlaştırıcının seçimi ile kondansörün seçimini yapalım.

a) SOĞUK DEPOYA YAPILABİLECEK YÜKLEMENİN MAKSİMAL DEĞERİ

Soğuk depoya yapılabilecek yüklemenin maksimal değerini bulmak için önce soğuk depo tabanının alanını hesaplamak gerekir. Soğuk depo tabanının yaklaşık olarak (% 10)'u malı rahat yerleştirmek ve dolaşım için boş bırakılır. Buna göre, soğuk depoda yararlanılabilen alan

$$S = 2 \cdot 8 \cdot 8 \cdot \frac{90}{100} \approx 115 \text{ m}^2$$

$$S = 115 \text{ m}^2$$

olur. Zeminin yüklenme gerilimi bilindiği gibi, (1500 kg/m²) olarak saptanmıştır. Zeminin kaldırabileceği maksimal yükün

ağırlığını bulmak için yararlanılabilen alanla yüklenme gerilimini çarpmak gerekir. Tabanın kaldırabileceği yükün ağırlığını (M_p) ile gösterecek olursak

$$M_p = 115 \cdot 1500 = 172500 \text{ kg}$$

$$M_p = 172500 \text{ kg}$$

elde ederiz. Soğuk depoda yararlı alanı örten meyvelerin yerleştirildiği kasaların sayısını (n₁) ile gösterelim. Kasanın oturma yüzeyinin alanı (S₀ = 0,212 m²) ve yüksekliği de (h = 30 cm) olarak verilmiştir. Bu durumda yararlı alanı örten kasaların sayısı,

$$n_1 = \frac{S}{S_0} = \frac{115}{0,212} \approx 543$$

$$n_1 = 543$$

olur. Genellikle standart kasaların ağırlığı (3 kg)'dır ve bunların her birine (17 kg) kadar meyve yerleştirilebilir.

Yararlı alanı örten (543) dolu kasanın soğuk depoda zeminine yapabileceği etki

$$M_G = (3 + 17) \cdot n_1 = 20 \cdot 5430 = 10860 \text{ kg}$$

$$M_G = 10860 \text{ kg}$$

olarak bulunur. Soğuk depoya kaç sıra kasa konulabileceğini bulmak için tabanın taşıyabileceği maksimal yükün ağırlığını tek sıra yararlı alanı örten kasaların ağırlığına bölmek gerekir. Sıra sayısını (n₂) ile gösterecek olursak

$$n_2 = \frac{M_p}{M_G}$$

eşitliğini yazabiliriz. Buradan

$$n_2 = \frac{M_p}{M_G} = \frac{172500}{10860} \approx 15$$

$$n_2 = 15$$

elde ederiz. Buna göre soğuk depoya yerleştirilebilecek kasa sayısı

$$N = n_1 \cdot n_2 = 543 \cdot 15 = 8145$$

$$N = 8145$$

olur. Diğer yandan soğuk depoya günde (16290 kg) yani (815) kasa taze mal girmesi, soğuk depoda zeminin taşıyabileceği maksimal yükün ağırlığı (172500 kg) olduğuna göre, yaklaşık olarak (10) günlük yükleme yapılabileceğini gösterir.

b) ÇEVREDEDEN SOĞUK DEPOYA TRANSFER OLAN ISI MİKTARI İLE SOĞUK DEPODAN ÇEKİLECEK ISI MİKTARININ HESABI

Çevre ile soğuk depo arasında büyük sıcaklık farkının bulunması, yalıtım ne kadar iyi yapılırsa yapılsın çevreden soğuk depoya ısı transferine neden olur. Çevreden soğuk depoya transfer olan ısı miktarını bulmak için duvarların boyutlarını ve yapının niteliğini, duvarların iç yüzüne, zemin ve tavana kaplanan yalıtım maddesinin kalınlığı ile ısı geçirgenlik katsayısını bilmek gerekir.

Ön, arka ve yan duvarlar çift tuğla duvarlardır. Duvarların iç yüzü ile zemin ve tavana kaplanan yalıtım maddesinin kalınlığının (10 cm) olduğunu kabul edelim. 3.6 Numaralı çizelgeden yararlanılarak iç yüzü, (10 cm) kalınlığında yalıtım maddesi ile kaplı olan çift tuğla duvar için ısı geçirgenlik katsayısı ($K = 0,27 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{saat} \cdot \text{°C}$) olarak belirlenir. Ancak sıcaklığı (+ 15 °C) olan ortamla bağlantılı arka duvar için ısı geçirgenlik katsayısı, belirlenen bu değer (0,95) katına eşit alınır. Duvarlardan, zemin döşemesinden ve tavadan soğuk depoya transfer olan ısı miktarı, çevre ve soğuk depo arasındaki sıcaklık farkı ile bunların alanı ve ısı geçirgenlik katsayısı çarpılarak bulunur. Soğuk depoya ön duvardan transfer olan ısı miktarını (Q_1), yan duvarlardan transfer olan ısı miktarını (Q_1'), arka

duvardan transfer olan ısı miktarını (Q_2), zemin döşemesinden transfer olan ısı miktarını (Q_3) ve tavadan transfer olan ısı miktarını da (Q_4) ile gösterelim. Soğuk depoyu sınırlayan ön ve yan duvarların iç ve dış yüzleri arasındaki sıcaklık farkı (Δt_1), arka duvarın iç ve dış yüzleri arasındaki sıcaklık farkı (Δt_2), zemin döşemesinin üst ve alt kısımları arasındaki sıcaklık farkı (Δt_3), tavanın üst ve alt kısımları arasındaki sıcaklık farkı (Δt_4) olsun. Bu durumda yukarıda yapmış olduğumuz açıklama uyarınca

$$Q_1 = S_1 \cdot K \cdot \Delta t_1$$

$$Q_1' = S_1' \cdot K \cdot \Delta t_1$$

$$Q_2 = 0,95 \cdot S_2 \cdot K \cdot \Delta t_2$$

$$Q_3 = S_3 \cdot K \cdot \Delta t_3$$

$$Q_4 = S_4 \cdot K \cdot \Delta t_4$$

eşitliklerini yazabiliriz.

S_1 - ön duvar iç yüzünün alanı

$$S_1 = 2 \cdot 8 \cdot 5 = 80 \text{ m}^2$$

S_1' - Yan duvar iç yüzünün alanı

$$S_1' = 2 \cdot 8 \cdot 5 = 80 \text{ m}^2$$

S_2 - arka duvar iç yüzünün alanı

$$S_2 = 2 \cdot 8 \cdot 5 = 80 \text{ m}^2$$

S_3 - zemin döşemesinin alanı

$$S_3 = 2 \cdot 8 \cdot 8 = 128 \text{ m}^2$$

S_4 - tavan iç yüzünün alanı

$$S_4 = 2 \cdot 8 \cdot 8 = 128 \text{ m}^2$$

ve

$$\Delta t_1 = (+ 25 \text{ } ^\circ\text{C}) - (- 2 \text{ } ^\circ\text{C}) = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = (+ 15 \text{ } ^\circ\text{C}) - (- 2 \text{ } ^\circ\text{C}) = 17 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_3 = (+ 10 \text{ } ^\circ\text{C}) - (- 2 \text{ } ^\circ\text{C}) = 12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_4 = (+ 50 \text{ } ^\circ\text{C}) - (- 2 \text{ } ^\circ\text{C}) = 52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

olduğu için

$$Q_1 = S_1 \cdot K \cdot \Delta t = 80 \cdot 0,27 \cdot 27 = 583,2 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_1 = 583,2 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_1' = S_1' \cdot K \cdot \Delta t_1 = 80 \cdot 0,27 \cdot 27 = 583,2 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_1' = 583,2 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_2 = 0,95 \cdot S_2 \cdot K \cdot \Delta t_2 = 0,95 \cdot 80 \cdot 0,27 \cdot 17 = 348,84 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_2 = 348,84 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_3 = S_3 \cdot K \cdot \Delta t_3 = 128 \cdot 0,27 \cdot 12 = 414,72 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_3 = 414,72 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_4 = S_4 \cdot K \cdot \Delta t_4 = 128 \cdot 0,27 \cdot 52 = 1797,12 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_4 = 1797,12 \text{ kcal/saat}$$

olur.

Çevreden soğuk depoya transfer olan ısı miktarı, ayrı ayrı ön, yan ve arka duvarlarla döşeme ve tavandan soğuk depoya transfer olan ısı miktarlarının toplamıdır. Bu tanım uyarınca

$$Q = Q_1 + Q_1' + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$Q = Q_1 + Q_1' + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

eşitliğinden yararlanılarak

$$Q = 583,2 + 583,2 + 348,84 + 414,72 + 1797,12 = 3727,08 \text{ kcal/saat}$$

$$Q = 3727,08 \text{ kcal/saat}$$

elde edilir. Buna ayrıca işçilerin girip çıkması ve aydınlatmanın neden olduğu ısı transferi ile soğuk deponun havasının yenilenmesinin yol açtığı ısı transferini eklemek gerekir. Yapılan deneysel araştırmalarla işçilerin girip çıkması ile aydınlatmanın neden olduğu ısı transferinin çevreden soğuk depoya transfer olan ısı miktarının (% 12)'sine ulaştığı gösterilmiştir. Bu durumda işçilerin girip çıkması ve aydınlatma nedeniyle soğuk depoya transfer olan ısı miktarı

$$Q_p = 0,12 \cdot Q = 0,12 \cdot 3727,08 = 447,25 \text{ kcal/saat}$$

olur. Soğuk deponun havasının günde (2) kez yenilendiğini varsayalım. Buna göre yenilenen havanın hacmi

$$V = \frac{2 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 8,5}{24} = 53,33 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$V = 53,33 \text{ m}^3/\text{saat}$$

olarak bulunur. Soğuk depoya (+ 25 °C) sıcaklıkta giren hava, sıcaklığı (- 2 °C) oluncaya dek soğutulmaktadır. Soğuk depoda sabit hacimde tutulan havadan çekilen ısı miktarını bulmak için önce havanın sabit hacimdeki özgül ısınma ısısı ile ağırlığını bulmak gerekir. (A) eşdeğerlik katsayısı ve (R) de gaz sabiti olduğuna göre, havanın sabit hacimdeki özgül ısınma ısısı

$$C_v = \frac{AR}{\gamma - 1}$$

ve ağırlığı da

$$G = \frac{P \cdot V}{R T_1}$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Ayrıca sabit hacimde tutulan havadan çekilen ısı miktarını hesaplamak için

$$Q_H = G \cdot C_v (T_2 - T_1)$$

eşitliğinden yararlanılır.

$$Q_H = G \cdot C_v (T_2 - T_1)$$

eşitliği ile

$$C_v = \frac{A R}{\gamma - 1}$$

ve

$$G = \frac{P \cdot V}{R T_2}$$

eşitliklerinin birleşiminden

$$Q_H = \frac{P V}{T_2} \cdot \frac{A}{\gamma - 1} (T_2 - T_1)$$

eşitliği elde edilir.

$$P = P_{atm} = 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$V = 53,33 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$t_2 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 273 + t_2 = 273 + 25 = 298 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 298 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$t_1 = -2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 - 2 = 271 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 271 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$A = \frac{1}{427} \text{ kcal/kgm}$$

$$\gamma = 1,41$$

olduğu için

$$Q_H = \frac{P V}{T_2} \cdot \frac{A}{\gamma - 1} (T_2 - T_1) = \frac{10^4 \cdot 53,33}{298} \cdot \frac{1}{1,41 - 1} \cdot \frac{1}{427} \cdot (298 - 271) = 277 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_H = 277 \text{ kcal/saat}$$

olur. Bu durumda, çevreden soğuk depoya transfer olan toplam ısı miktarı

$$EQ = Q_H + Q_p + Q = 227 + 447,25 + 3727,08 = 4451,33 \text{ kcal/saat}$$

$$EQ = Q_H + Q_p + Q = 4451,33 \text{ kcal/saat}$$

olarak bulunur.

Soğuk depoda, elma, armut ve portakallar, genellikle, (-2 °C) sıcaklıkta bağıl nemi (0,90) olan havada saklanır ve korunurlar. Bağıl nem, bilindiği gibi, (1 m³) havanın içerdiği su buharı miktarının aynı sıcaklıktaki (1 m³) havayı doyuran su buharı miktarına oranıdır. Soğuk depoyu çevreleyen ve sıcaklığı (+25 °C) olan havanın bağıl nemi (0,70) kabul edilir. (-2 °C) sıcaklıkta (1 m³) havayı doyuran su buharının ağırlığı (4,209 · 10⁻³ kg) ve (+25 °C) sıcaklıkta (1 m³) havayı doyuran su buharının ağırlığı da (22,87 · 10⁻³ kg)'dır. Bu durumda (-2 °C) sıcaklıkta bağıl nemi (0,90) olan havanın mutlak nemi

$$G_{m1} = 0,9 \cdot 4,209 \cdot 10^{-3} = 3,788 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

$$G_{m1} = 3,788 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

ve (+ 25 °C) sıcaklıkta bağıl nemi (0,70) olan havanın mutlak nemi de

$$G_{m2} = 0,7 \cdot 22,87 \cdot 10^{-3} = 17,009 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

$$G_{m2} = 17,009 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

olur. (m³) hava başına soğuk depoda yoğunlaşan su buharının ağırlığını (ΔG) ile gösterecek olursak

$$\Delta G = G_{m2} - G_{m1}$$

eşitliğini yazabiliriz. Bu eşitlikten yararlanılarak

$$\Delta G = G_{m2} - G_{m1} = 16,009 \cdot 10^{-3} - 3,788 \cdot 10^{-3} = 12,221 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta G = 12,221 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

elde edilir. Bundan sonra havanın içerisinde bulunan su buharının (+ 25 °C) sıcaklıkta buhar halinden (- 20 °C) sıcaklıkta buz haline gelmesi için çekilmesi gereken ısı miktarını hesaplamak gerekir. (+ 25 °C) sıcaklıkta su buharının durum değiştirme ısısı (0 °C) ve (+ 200 °C) sıcaklık sınırları arasında geçerli olan

$$r = 606,5 - 0,695 t_2$$

şeklindeki Regnault Denkleminden yararlanılarak bulunur.

$$t_2 = 25 \text{ °C}$$

olduğu için

$$r = 606,5 - 0,695 t = 606,5 - 0,695 \cdot 25 = 589,125 \text{ kcal/kg}$$

$$r = 589,125 \text{ kcal/kg}$$

olur. Suyun özgül ısınma ısısı (c₁ = 1 kcal/kg.°C), (0 °C) sıcaklıkta suyun durum değiştirme ısısı (q₀ = 80 kcal/kg) ve buzun özgül ısınma ısısı da (c₂ = 0,5 kcal/kg.°C)'dir. (kg)

başına (+ 25 °C) ve (0 °C) sıcaklık sınırları arasında sudan çekilen ısı miktarını (q₁), (0 °C) ve (- 2 °C) sıcaklık sınırları arasında buzdan çekilen ısı miktarını (q₂) ile gösterelim.

$$q_1 = c_1(t_2 - t_0)$$

$$q_2 = c_2(t_0 - t_1)$$

olduğu için

$$q_1 = c_1(t_2 - t_0) = 1(25 - 0) = 25 \text{ kcal/kg}$$

$$q_1 = 25 \text{ kcal/kg}$$

$$q_2 = c_2(t_0 - t_1) = 0,5 [0 - (-2)] = 1 \text{ kcal/kg}$$

$$q_2 = 1 \text{ kcal/kg}$$

olarak bulunur. (+ 25 °C) sıcaklıkta buhar halinden (- 2 °C) sıcaklıkta buz haline getirmek için su buharından (kg) başına çekilmesi gerekli ısı miktarı (q) olsun. Bu durumda,

$$q = r + q_1 + q_0 + q_2$$

eşitliği yazılabilir.

$$r = 589,125 \text{ kcal/kg}$$

$$q_1 = 25 \text{ kcal/kg}$$

$$q_0 = 80 \text{ kcal/kg}$$

$$q_2 = 1 \text{ kcal/kg}$$

olarak bulunduğu için

$$q = r + q_1 + q_0 + q_2 = 589,125 + 25 + 80 + 1 = 695,125 \text{ kcal/kg}$$

$$q = 695,125 \text{ kcal/kg}$$

olur. Donma odasına giren havanın içerdiği su buharının yoğunlaşması, donması ve sonra (- 2 °C) sıcaklığa dek soğutulması

için çekilmesi gereken ısı miktarının hesabında

$$Q_B = V \cdot \Delta G \cdot q$$

eşitliğinden yararlanılır.

$$V = 53,33 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$\Delta G = 12,221 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

ve

$$q = 695,125 \text{ kcal/kg}$$

olduğu için

$$Q_B = V \cdot \Delta G \cdot q = 53,33 \cdot 12,221 \cdot 10^{-3} \cdot 695,125 = 453,044 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_B = 453,044 \text{ kcal/saat}$$

olur.

Soğutma kapasitesi, daha açık bir deyişle (saat) başına soğuk depodan çekilecek ısı miktarı bulunurken sadece soğuk depoya transfer olan toplam ısı miktarı ile giren havanın içerdiği su buharının yoğunlaşması, donması ve soğuması için çekilmesi gerekli ısı miktarını hesaplamış olmak yeterli değildir. Ayrıca soğuk depoya günlük giren taze maldan çekilecek ısı miktarını da hesaplamak gerekir. Soğuk depoya günlük giren taze malın yaklaşık olarak (2444 kg)'ını ağaç kasalar ve (13846 kg)'ını da elma, armut ve portakal gibi meyveler oluşturmaktadır. Meyvelerin özgül ısınma ısısı ($C_m = 0,92 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$) ve ağaç kasaların özgül ısınma ısısı da ($C_k = 0,60 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$)'dır. (saat) başına meyvelerden çekilecek ısı miktarını (Q_m) ve ağaç kasalardan çekilecek ısı miktarını da (Q_k) ile gösterebiliriz. Soğuk depoya günlük giren meyvelerin ağırlığını (G_m) ve kasaların ağırlığını (G_k) ile gösterirsek olursak bu durumda

$$Q_m = \frac{G_m}{24} \cdot C_m \cdot \Delta t_1$$

ve

$$Q_k = \frac{G_k}{24} \cdot C_k \cdot \Delta t_1$$

eşitliklerini yazabiliriz. Diğer yandan

$$G_m = 13846 \text{ kg}$$

$$G_k = 2444 \text{ kg}$$

$$\Delta t_1 = 25 - (-2) = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

olarak verildiği için

$$Q_m = \frac{G_m}{24} \cdot C_m \cdot \Delta t_1 = \frac{13846}{24} \cdot 0,92 \cdot 27 = 14332,68 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_m = 14332,68 \text{ kcal/saat}$$

ve

$$Q_k = \frac{G_k}{24} \cdot C_k \cdot \Delta t_1 = \frac{2444}{24} \cdot 0,60 \cdot 27 = 2749,41 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_k = 2749,41 \text{ kcal/saat}$$

bulunur.

Soğuk depodan çekilecek ısı miktarı, soğuk depoya transfer olan toplam ısı miktarı ile havanın içerdiği su buharının yoğunlaşması sonunda açığa çıkan ısı miktarı ve soğuk depoya giren taze maldan çekilmesi gereken ısı miktarının toplamıdır. Buna göre,

$$Q_T = Q_B + Q_m + Q_k + \Sigma Q$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$\Sigma Q = 4451,33 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_B = 453,044 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_m = 14332,68 \text{ kcal/saat}$$

ve

$$Q_k = 2749,41 \text{ kcal/saat}$$

olduğu için

$$Q_T = Q_B + Q_m + Q_k + \Sigma Q = 453,044 + 14332,68 + 2749,41 + 4451,33 = 21986,464 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_T = 21986,464 \text{ kcal/saat}$$

olur.

C) KOMPRESÖR KAPASİTESİ, BUHARLAŞTIRICI VE KONDANSÖR SEÇİMİ

Kompresör kapasitesi soğuk depodan çekilecek ısı miktarına eşdeğerdir ve bu yukarıda görüldüğü gibi ($Q_T = 21986,464 \text{ kcal/saat}$) olarak bulunmuştur. Gerçekte, kompresör kapasitesinin saptanmasında ayrıca ısıma ile soğuk depoya giren ısı miktarı ile meyvelerin yavaş yanması sonunda ortaya çıkan ısı miktarı da göz önünde bulundurulur. Hatta bunlara, soğuk depoda hava dolaşımını sağlayan vantilatörler için gereksinen gücün ısı eşdeğerini de eklemek gerekir. Ancak hesapların karmaşıklığı ve asıl amaçtan uzaklaşılacağı düşünülerek bunlardan kaçınılmıştır.

Soğuk deponun her kamarasında (4) buharlaştırıcı vardır. Bu durumda her buharlaştırıcının minimal soğutma kapasitesinin

$$\frac{21986,464 \text{ kcal/saat}}{8} = 2748,308 \text{ kcal/saat}$$

olması gerekir.

Büyük endüstriyel tesislerde, soğutma devresinde tek kompresör bulunması, konstrüktörler tarafından sakıncalı bulunmaktadır. Bu durumda hem kompresörün boyutlarını büyütmek hem de kompresörü bütün bir gün çalıştırmak zorunluluğu ortaya çıkar. İşte böylesine sakıncaları ortadan kaldırmak için büyük endüstriyel tesislerde soğutma devresine, paralel olarak, kapasitesi aynı olan (2) ve daha fazla kompresör bağlanır.

Örneğin soğutma devresine (2) kompresör bağlandığı zaman kompresör kapasitesi (10993,232 kcal/saat) (3) kompresör bağlandığı zaman kompresör kapasitesi de (7328,821 kcal/saat) olur. Uygulamada, kapasitesini bulmuş olduğumuz bu kuramsal değerlere yakın olan kompresör seçmek gerekir.

Endüstriyel soğutma tesislerinde, standart buharlaştırıcı ve kondansörler kullanılır. Standart buharlaştırıcı ve kondansörlerin seçimi, aşağıda görülen 3.2 Numaralı Çizelge ile 3.3 Numaralı çizelgeden yararlanılarak yapılır.

Buharlaştırıcılarda kanat aralığı kapasiteye bağlı olarak değişir. Ancak kanat aralığı ne kadar büyük olursa soğutma yüzeyi ve soğutma kapasitesi de o kadar küçük olur. Soğutma tekniğinde kanatlara lamel de denir. Lamel aralığı, soğuk ortamın sıcaklığı göz önünde bulundurularak saptanır.

Buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkanla soğutulan ortam arasındaki sıcaklık farkının (7°C) olduğunu varsayalım. Bu durumda her (1°C) sıcaklık farkı için soğutma kapasitesi

$$\frac{2748,308 \text{ kcal/saat}}{7} = 392,615 \text{ kcal/saat}$$

olur. (392,615 kcal/saat)'lık soğutma kapasitesine en yakın soğutma kapasitesi (395 kcal/saat) olduğu için 3.2 Numaralı çizelgeden yararlanılarak buharlaştırıcı tipi (S 12-3950), vantilatör sayısı (2), vantilatör debisi ($2560 \text{ m}^3/\text{saat}$) ve güç gereksinimi de ($170 \cdot 10^{-3} \text{ kw}$) olarak belirlenir. Buna göre, soğuk deponun havası günde (2) kez değiştirileceği için vantilatörlerin toplam ($1/4$ saat) çalışmaları yeterli olur.

Tesisin soğutma kapasitesi (21986,464 kcal/saat)'tır. 3.3 Numaralı çizelgede, buna en yakın olan soğutma kapasitesi (20 000 kcal/saat) olduğu için kondansör tipi (WME 200) olarak

BUHARLAŞTIRICILAR İÇİN

3.2 Numaralı Çizelge

Buharlaştırıcı Tipi	Kapasite(kcal/saat)		Soğutma Yüzeyi m ²	Ventilatör Sayısı	Ventilatör	
	1 ^o C Sıcaklık Farkı İçin	1 ^o C Sıcaklık Farkı İçin			Debi (m ³ /saat)	Güç İhtiyacı (Watt.)
S 12 - 300	30	300	2,5	1	300	25
- 350	35	350	2,9	1	300	25
- 450	45	450	3,4	1	800	50
- 550	55	550	4,2	1	800	50
- 650	65	650	4,9	1	800	50
- 750	75	750	5,6	1	800	50
- 800	80	800	6,2	1	1280	85
- 850	85	850	6,6	1	1280	85
-1000	100	1000	7,8	1	1280	85
-1150	115	1150	8,8	1	1280	85
-1350	135	1350	10,2	1	1280	85
-1400	140	1400	10,9	1	1280	85
-1800	180	1800	13,6	1	2240	150
-2100	210	2100	16,3	2	2560	170
-2500	250	2500	19,1	2	2560	170
-2900	290	2900	22,3	2	2560	170
-3300	330	3300	25,5	2	2560	170
-3950	395	3950	30,2	2	2560	170
-4300	430	4300	32,9	2	2560	170
-4650	465	4650	35,6	2	4480	300
-5100	510	5100	39,2	2	4480	300
-5450	545	5450	42,1	2	4480	300
-5650	565	5650	43,4	2	6000	480
-6250	625	6250	48,1	2	6000	480
-6500	650	6500	50,5	2	6000	480
-7450	745	7450	57,4	2	8040	840

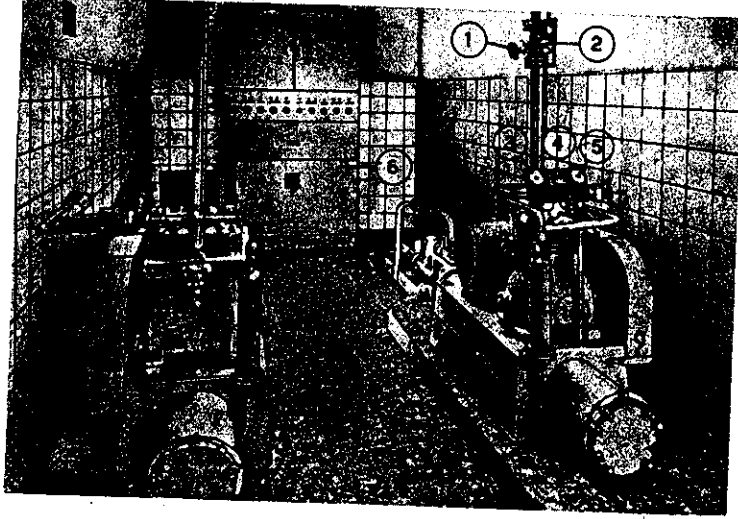
KONDANSÖRLER İÇİN

3.3 Numaralı Çizelge

Kandansör Tipi wme	Kapasite kcal/saat	Kullanılan Soğutma Suyu l/saat	Gaz hattı inç"	Sıvı hattı	Soğutma Suyu Hattı
15	1500	300	1/2"	3/8"	1/2"
20	2000	400	1/2"	3/8"	1/2"
25	2500	500	1/2"	3/8"	1/2"
33	3300	660	5/8"	3/8"	3/4"
45	4500	900	5/8"	3/8"	3/4"
55	5500	1100	5/8"	3/8"	3/4"
65	6500	1300	3/4"	3/8"	4/4"
80	8000	1600	3/4"	1/2"	1 "
100	10000	2000	1 "	1/2"	1 "
120	12000	2400	1 "	1/2"	1 "
160	16000	3200	1 "	1/2"	1 1/2"
200	20000	4000	5/4"	5/8"	1 1/2"
250	25000	5000	5/4"	5/8"	1 1/2"
300	30000	6000	5/4"	5/8"	1 1/2"

belirlenir. Bu kondansörde (4000 dm³/saat) soğutma suyu kullanmak gerekir. Ayrıca 3.3 Numaralı çizelgeden yararlanarak kondansörde gaz, sıvı ve soğutma suyu taşıyan boruların çapını da belirlemek mümkündür. Bu soğutma tesisinde soğutucu akışkan olarak Freon-12 ya da metilklörür (CH₂Cl) kullanılması uygun olur.

(Şekil-3.8)'de soğuk deponun makina dairesi ve (Şekil-3.9)'da da soğuk deponun içi görülmektedir.



Şekil-3.8 Soğuk Depo Makina Dairesi

- 1- Emme hattı Vanası
- 2- Sıvı hattı Vanası
- 3- Manometre
- 4- Yüksek ve Alçak basınç güvenlik supabları
- 5- Vakum Manometresi
- 6- Elektrik paneli
- 7- Emme hattı pompası su filtresi
- 8- Yağ göstergesi
- 9- Su soğutmalı kondansör
- 10- Gözetleme camlı kurutucu



Şekil-3.9 Soğuk Deponun iç görünüşü

3) HIZLI DONDURMA KAVRAMI VE HIZLI DONDURMA YÖNTEMLERİ

3.a) Tanım ve açıklamalar

Besin maddelerinin düşük sıcaklıkta hızlı dondurulmaları gerekir. Çünkü hızlı soğutmada küçük kristalli buz oluşur ve böylece besin maddelerinin dokusu korunmuş olur. Hızlı olmayan soğutmada, oluşan buz kristalleri çok iri olduğu için besin maddelerinin dokusunu korumak olanaksızdır.

Su, bilindiği gibi, bulunduğu sıcaklıktan (0°C) sıcaklığa gelinceye dek soğutulur ve sonra bu sıcaklıkta tamamen donar. Et ve balık gibi mesin maddelerinde bulunan suyun donması böyle olmaz. Bu besin maddelerinde bulunan suyun donması

kademeli olarak gerçekleşir. Örneğin etin içerdiği suyun (0 °C) sıcaklıkta (% 76)'sı, (-10 °C) sıcaklıkta (% 84)'ü, (-20 °C) sıcaklıkta (% 90)'ünü, (-30 °C) sıcaklıkta (% 92)'si ve balığın içerdiği suyun (-1,1 °C) sıcaklıkta (% 32)'si (-3,3 °C) sıcaklıkta (% 76)'sı, (-8 °C) sıcaklıkta da ancak (% 89)'u donar. Etin içerdiği suyun tamamen donması için sıcaklığın (-60 °C)'ye ve balığın içerdiği suyun tamamen donması için sıcaklığın (-25 °C)'ye düşürülmesi gerekir.

Dondurulan besin maddelerinin bozulmadan uzun süre kalabilmesi doğrudan doğruya başlangıçtaki donma hızına bağlıdır. Besin maddelerini olumsuz yönde etkileyen bakterilerin üremesi normal sıcaklıklarda artar. Buna düşük sıcaklıklarda engel olmak mümkündür ve (-40 °C) sıcaklıkta bu bakterilerin olumsuz etkileri ve üremesi tamamen önlenemez.

Besin maddelerinin korunabilirliğinin salt başlangıçtaki donma hızına bağlı olduğunu kabul etmek de bir yerde yanıltıcı olabilir. Besin maddelerinin korunabilirliğinde soğutma yöntemleri gibi belirleyici nitelikte bazı dış etkenleri de göz önünde bulundurmak gerekir. Besin maddelerinin hızlı dondurularak korunmasında kullanılan endüstriyel değeri yüksek yöntemleri şöyle sıralayabiliriz:

- 1°) Hava ile hızlı dondurma yöntemi
- 2°) Salamura ile hızlı dondurma yöntemi
- 3°) Değdirme ile hızlı dondurma yöntemi

Şimdi sırasıyla besin maddelerinin hızlı dondurularak korunmasında kullanılan bu yöntemleri inceleyelim.

3.b) HIZLI DONDURMA YÖNTEMLERİ

3.b.1) Hava ile hızlı dondurma yöntemi

Hava ile hızlı dondurma yönteminin esasını belirleyen donma sıcaklığına dek soğutulan havanın vantilatörlerin aracılığı ile bir tünelde, bant üzerinde bir uctan diğer uca belirli

bir hızla hareket eden besin maddeleri üzerine gönderilmesi oluşturur.

Banda verilecek hızın tünelin bir ucundan diğer ucuna gelinceye dek besin maddelerinin tamamen donmasını sağlayabilecek nicelikte olması gerekir. Bu yöntemle hacmi (200 m³) kadar olan soğutma tünellerinde (600 kg) ile (800 kg) arasında da balık ya da eti dondurmak mümkündür.

UYGULAMA

Bir soğutma tüneline, hava ile hızlı dondurma yönteminden yararlanılarak (saat) başına (300 kg) balık dondurulmaktadır. Balığın soğutma tüneline giriş sıcaklığı ($t_G = +5^\circ\text{C}$), donma sıcaklığı da ($t_D = -25^\circ\text{C}$)'dir. Balık için donma noktası ($t_{DN} = -4^\circ\text{C}$) olarak belirlenmiştir. Balığın donma öncesi özgül ısınma ısısı ($C_1 = 0,82 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$), donma sonrası özgül ısınma ısısı ($C_2 = 0,43 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$) ve (-4 °C) sıcaklıkta durum değiştirme ısısı da ($q_{DN} = 61 \text{ kcal/kg}$)'dir. Soğutma tekniğinde, durum değiştirme ısısına katılma ısısı da denir. Soğutma tüneline ortam sıcaklığı (-35 °C) ve buharlaştırıcı sıcaklığı da (-42 °C) olarak belirlenmiştir. Bu verilerden yararlanarak soğutma kapasitesi ile vantilatör kapasitesini ve buharlaştırıcıda soğutma yüzeyi alanını hesaplayalım.

a) Soğutma kapasitesi

Soğutma kapasitesini bulmak için donma noktasına kadar çekilen ısı miktarı ile donma ve donma noktasının altındaki soğutma süreçlerinde çekilen ısı miktarını hesaplamak gerekir. Donma noktasına kadar çekilen ısı miktarını (Q_1), donma sürecinde çekilen ısı miktarını (Q_D) ve donma noktasının altındaki soğutma sürecinde çekilen ısı miktarını da (Q_2) ile gösterecek olursak

$$Q_1 = G \cdot C_1 \cdot \Delta t$$

$$Q_D = G \cdot q_{DN}$$

ve

$$Q_2 = G \cdot C_2 \cdot \Delta t_2$$

eşitliklerini yazabiliriz. Bu eşitliklerde yer alan (G) (saat) başına dondurulan balık miktarını göstermektedir.

$$\Delta t_1 = t_G - t_{DN} = +5 - (-4) = 9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = 9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_{DN} - t_D = -4 - (-25) = 21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$G = 300 \text{ kg/saat}$$

$$C_1 = 0,82 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$$

$$C_2 = 0,43 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$$

ve

$$q_{DN} = 61 \text{ kcal/kg}$$

olarak verilmiştir. Buna göre,

$$Q_1 = G \cdot C_1 \cdot \Delta t_1 = 300 \cdot 0,82 \cdot 9 = 2214 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_1 = 2214 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_D = G \cdot q_{DN} = 300 \cdot 61 = 18300 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_D = 18300 \text{ kcal/saat}$$

ve

$$Q_2 = G \cdot C_2 \cdot \Delta t_2 = 300 \cdot 0,43 \cdot 21 = 2709 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_2 = 2709 \text{ kcal/saat}$$

olur. Bunların toplamı kuramsal soğutma kapasitesini verir. Kuramsal soğutma kapasitesini (Q_T) ile gösterecek olursak

$$Q_T = Q_1 + Q_D + Q_2$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$Q_1 = 2214 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_D = 18300 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_2 = 2709 \text{ kcal/saat}$$

olduğu için

$$Q_T = Q_1 + Q_D + Q_2 = 2214 + 18300 + 2709 = 23223 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_T = 23223 \text{ kcal/saat}$$

bulunur. Gerçek soğutma kapasitesi, vantilatörlerin çalışmasından ileri gelen ısınma ve ısı transferi nedeniyle kuramsal soğutma kapasitesinin (% 25)'i kadar kuramsal soğutma kapasitesinden daha büyük olur. Gerçek soğutma kapasitesini (Q_G) ile gösterelim. Yukarıda yapmış olduğumuz açıklama uyarınca

$$Q_G = Q_T + 0,25 \cdot Q_T = 1,25 Q_T$$

$$Q_G = 1,25 \cdot Q_T$$

eşitliğini yazabiliriz. Buradan

$$Q_G = 1,25 \cdot Q_T = 1,25 \cdot 23223 = 29028,75 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_G = 29028,75 \text{ kcal/saat}$$

b) Vantilatör kapasitesi

Vantilatör kapasitesinin bulunmasında uygulama değeri yüksek kuramsal olmayan sade bir yöntemden yararlanacağız. Yapılan deneysel araştırmalarla her (1 kcal/saat)'lık soğutma kapasitesi için (1,5 m³/saat)'lık toplam vantilatör kapasitesine

gereksinme olduğu gösterilmiştir. Toplam vantilatör kapasitesini (V_K) ile gösterelim. Soğutma kapasitesi (Q_G) ve eşdeğerlik katsayısı da (μ) olduğuna göre,

$$V_K = \mu \cdot Q_G$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$\mu = 1,5 \text{ m}^3/\text{kcal}$$

$$Q_G = 29028,75 \text{ kcal/saat}$$

olduğuna göre, toplam vantilatör kapasitesi

$$V_K = \mu \cdot Q_G = 1,5 \cdot 29028,75 = 43543,125 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$V_K = 43543,125 \text{ m}^3/\text{saat}$$

olur. Soğutmanın verimli olabilmesi için soğutma tüneline hava (5 m/sn)'lik hızla akmalıdır.

$$1 \text{ saat} = 3600 \text{ saniye}$$

$$5 \text{ m/sn} = 3600 \cdot 5 = 18000 \text{ m/saat}$$

olduğuna göre, bu akım hızının elde edilebilmesi için soğutma tüneline kesit alanının

$$\frac{43543,125}{18000} \approx 2,43 \text{ m}^2$$

olması gerekir. Bu, genişliği (3 m) ve yüksekliği de (0,81 m) olan bir dikdörtgenin alanına eşittir.

c) Buharlaştırıcıda soğutma yüzeyi alanı

Soğutma devresinde soğutucu akışkan olarak Freon-22 kullanıldığını varsayalım. Bu durumda soğutucu buz kaplar ve geçirgenlik katsayısı (7 kcal/m².saat.°C) ile (8 kcal/m².saat.°C)

arasında, fazla büyük sayılamıyacak bir değer alır. Ortam sıcaklığı ile buharlaştırıcı sıcaklığı arasındaki fark (7°C)'dir. Soğutma kapasitesi ($Q_G = 29028,75 \text{ kcal/saat}$) olduğuna göre, buharlaştırıcı da soğutma yüzeyi alanının maksimal değeri

$$S_{\max} = \frac{Q_G}{7.7} = \frac{29028,75}{49} = 592,42 \text{ m}^2$$

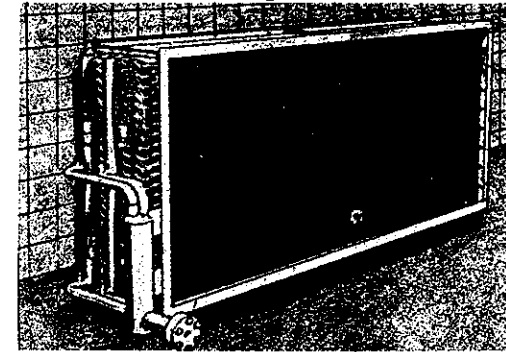
$$S_{\max} = 592,42 \text{ m}^2$$

ve minimal değeri de

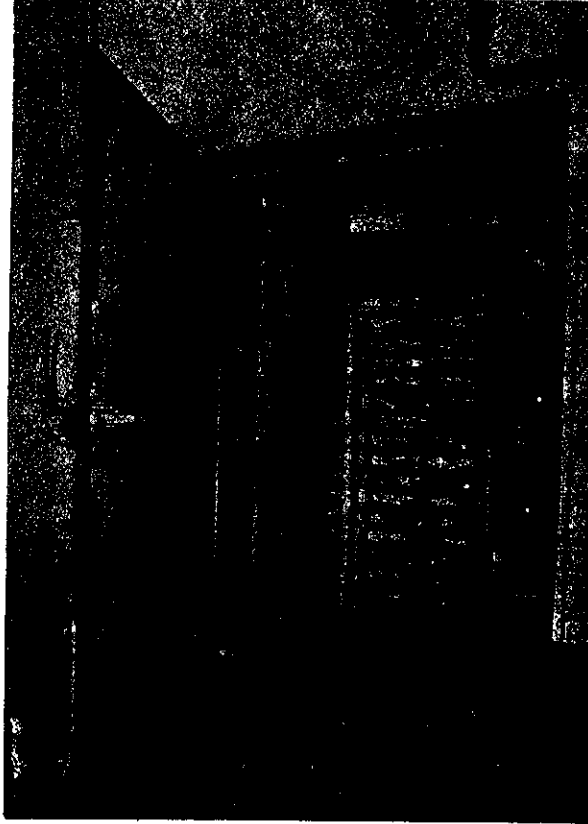
$$S_{\min} = \frac{Q_G}{7.8} = \frac{29028,75}{75} = 518,37 \text{ m}^2$$

$$S_{\min} = 518,17 \text{ m}^2$$

olur. (Şekil-3.10)'da hava ile hızlı dondurma yönteminde yararlanılan bir buharlaştırıcı görülmektedir. Soğutucu akışkan olarak kullanılan Freon-22, bu buharlaştırıcıda bir kollektörün aracılığı ile borulara dağıtılır. Soğutucu akışkanın kollektör aracılığı ile borulara dağıtılması soğutucu akışkanla birlikte sürüklenen yağın buharlaştırıcıya girmesine de engel olur. (Şekil-3.11)'de modern bir soğutma tüneli görülmektedir.



Şekil-3.10 Hava ile hızlı dondurma yönteminde yararlanılan buharlaştırıcı



Şekil-3.11 Modern soğutma tüneli

3.b.2) Salamura ile hızlı dondurma yöntemleri

3.b.2.a) OTESSEN Yöntemi

OTESSEN yönteminden genellikle, Batı Avrupa ülkelerinde balıkların saklanma ve korunmasında yararlanır. Bu yöntemde balıklar salamuranın içerisinde, salamura ile birlikte donma sıcaklığına dek soğutulurlar. Donma sıcaklığına dek soğutulan balıkların üzerinde çok ince bir buz tabakası oluşur. Otessen yöntemi ile büyük bir soğutma hızı sağlanabilir. Ancak bu koşullarda salamura ile elde edilebilecek en düşük sıcaklığın (-21 °C) olması ve salamura sıcaklığı yüksek olduğu

zaman balıkların tuzlanması Otessen yönteminin olumsuz yanlarını oluşturur.

3.b.2.b) ZAROTSCHENZEFF YÖNTEMİ

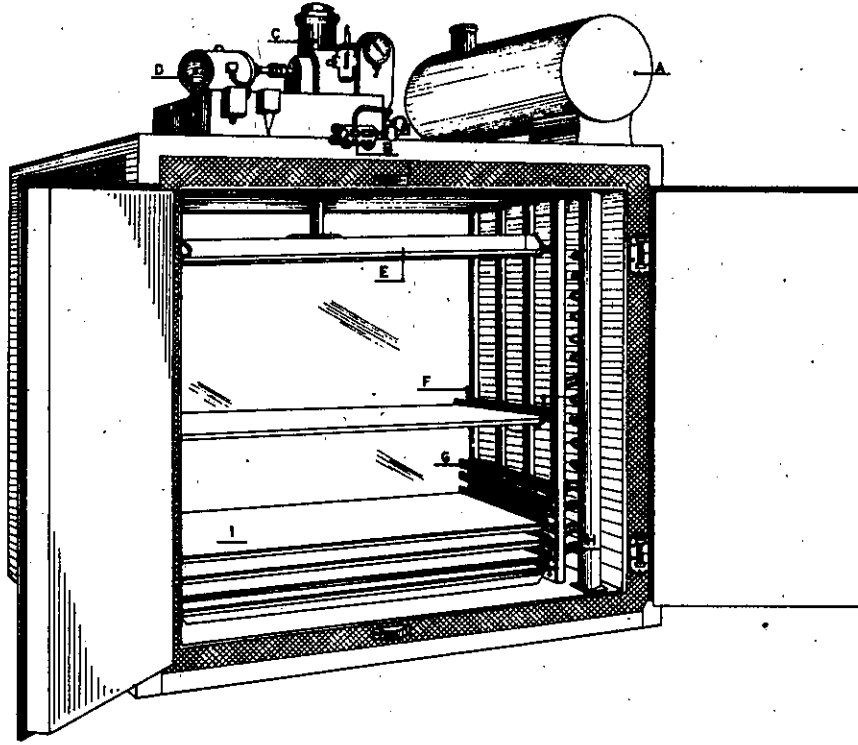
Zarotschenzeff yöntemine de balıkların saklanmasında ve korunmasında başvurulur. Bu yöntemde balıkların hızlı donması, fışkiyelerle üzerlerine salamura püskürtülerek gerçekleştirilir. Fışkiyelerin tıkanmaması için salamuranın filtrajı zorunludur. Zarotschenzeff yöntemine göre çalışan bir soğutma tesisinin işletmesi ve bakımı güçtür.

3.b.2.c) PETERSEN YÖNTEMİ

Petersen yöntemi, tüm besin maddelerinin hızlı dondurulmasında yararlanılabilen bir yöntemdir. Besin maddelerinin biçim ve niteliklerine göre yapılmış olan ince cidarlı kablolar besin maddeleriyle doldurulur ve sonra, buz jeneratörlerinde olduğu gibi, bu kablolar askıya alınarak salamuranın içerisine daldırılır. Salamura ile doğrudan temas etmedikleri için Petersen yöntemi ile hızlı dondurmada besin maddelerinin tuzlanarak bozulması söz konusu değildir.

3.b.3) Değdirme ile hızlı dondurma yöntemi

Değdirme ile hızlı dondurma yöntemi, içerisinde (- 35 °C) sıcaklıkta amonyak akımı bulunan plakaların iyi ambalajlanmış besin maddelerine temas ettirilerek bunları hızlı soğutması esasına dayanır. (Şekil-3.12)'de, değdirme ile hızlı dondurma yöntemine göre çalışan bir soğutma dolabı görülmektedir. Bu soğutma dolabında plakalar hareketlidir. İki plaka arasındaki uzaklık besin maddesi paketlerinin boyutlarına göre ayarlanır. Plakalar arasına yerleştirilecek paketlerin aynı büyüklükte olması gerekir. Farklı büyüklükte paketler plakaların oturmasına ve temasına engel olur. Soğutma dolabı ayrıca hidrolik sistemle kumanda edilen



Şekil-3.12 Değdirme ile hızlı soğutma yöntemine göre çalışan soğutma dolabı

- A. NH_3 besleme tankı
- B. 4 yollu 2 geçişli yön değiştirme valfi
- C. Hidrolik kaldırma düzeni
- D. Pompa ünitesi
- E. Baskı plakası
- F. Ayar civatası
- G. Baskı parçası
- H. Esnek hat
- I. Dondurucu plaka

bir sıkıştırma plakası ile donatılmıştır. Hidrolik sistemle kumanda edilen sıkıştırma plakasının işlevi, hemen belirtelim ki, soğutma plakalarına etkiyerek bu plakaların besin

maddesi paketlerine iyici temas etmesini sağlamaktır. En geçerli olan sıkıştırma besin maddesi paketleri ile soğutma plakaları arasında boşluk kalmasının önüne geçen sıkıştırma- dır. Ambalajlanmış ispanak, taze fasulye, bezelye gibi seb- zeler genellikle bu yöntemle soğutularak saklanır ve koru- nurlar.

3.c) Soğuk hücrelerde depolama

Soğutma tüneline hızlı dondurulan besin maddeleri daha sonra soğuk hücrelerde depolanarak saklanır. Besin mad- delerinin uzun süre korunabilirliği, bilindiği gibi, koruma sıcaklığına bağlıdır. Soğuk hücrelerde depolanarak saklanan besin maddelerinin kurummasına engel olmak için bağıl nemin (% 90) çevresinde tutulması zorunluluğu vardır. Koruma sı- caklığı ne kadar düşük olursa besin maddelerinin korunabil- me süresi de o kadar uzun olur. Ayrıca korunabilme süresinin uzaması işletme harcamalarının artmasına yol açar.

Yapılan deneysel araştırmalarla besin maddelerinin (- 20 °C) sıcaklıkta (4 ay), (- 24 °C) sıcaklıkta (6 ay) ve (- 28 °C) sıcaklıkta da (9 ay) bozulmadan saklanabileceği gösterilmiştir. Balıkhanelerde balıkların bozulmadan (6 ay) saklanabilmesi için (- 20 °C) sıcaklık ve (9 ay) saklanabil- mesi için de (- 24 °C) sıcaklık yeterlidir. Ancak balıkların, kütle kaybına engel olmak için selefona kâğıdına sarılarak de- polanmasında yarar vardır. Balıkların uzun süre saklanmak için depolanmasında kurumunun önüne geçmek de önemli bir so- rundur. Çünkü soğuk hücrelerde bağıl nemin (% 90) çevresinde tutulması kurumaya engel olunmasında yeterli değildir. Kuru- manın tamamen önüne geçmek için balıkları dondurulduktan son- ra (0 °C) sıcaklıkta suya daldırıp çıkararak üzerinde ince bir buz katmanının oluşmasını sağlamak gerekir.

Koyun ve siğir etinin (4 ay) korunabilme sıcaklığı (- 18 °C), (6 ay) korunabilme sıcaklığı da (- 20 °C)'dir

Soğuk hücrelerde saklanan koyun ve sığır eti ızgaralar üzerine istif edilir. Izgaralarda hava dolaşımı kendiliğinden gerçekleştiği için koyun ve sığır etini, mezbahalarda olduğu gibi, askıya almak da gerekmez. Aşağıda, Pohlmann adlı araştırmacı tarafından düzenlenen 3.4 Numaralı çizelgede (+ 5 °c) sıcaklıkta bulunan (1 kg) balığı (- 20 °c) sıcaklığa getirmek için çeşitli soğutma yöntemlerine göre çekilmesi gereken ısı miktarı görülmektedir.

3.4 Numaralı Çizelge

	Doğrudan Soğutma		Salamura ile dolaylı soğutma	
	Değdirme ile hızlı dondurma	Hava ile hızlı dondurma	Salamura buharlaştırıcı ile doğrudan temas eder	Salamura hava ile soğutulur
Buharlaştırma sıcaklığı	(-34°c)-(-36°c)	(-42°c)-(-45°c)	(-39°c)-(-41°c)	-42°c
Salamura	-	-	(-34°c)-(-36°c)	-37°c
Hava	-	(-32°c)-(-35°c)	-	-27°c
(+5°c) ve (-20°c) arasından çekilen ısı miktarı	75 kcal/kg	75 kcal/kg	75 kcal/kg	75 kcal/kg
Is transferi	3 kcal/kg	10 kcal/kg	3 kcal/kg	7 kcal/kg
Pompa ve vantilatör işi karşılığı	-	20 kcal/kg	5 kcal/kg	28 kcal/kg
Soğutma biçimi	3 kcal/kg	3 kcal/kg	3 kcal/kg	3 kcal/kg
Vagon ya da taşıyıcıların soğutulması	-	4 kcal/kg	-	-
Gecirgenlik	9 kcal/kg - 14 kcal/kg	8 kcal/kg	9 kcal/kg - 14 kcal/kg	7 kcal/kg

3.d) Dondurma ortamı

Dondurma ortamı için soğukluk gereksiniminin saptanması oldukça güçtür. Dondurma ortamı için soğukluk gereksinimi, bu ortama giren maddelerin türü ve transfer olan ısı miktarı göz önünde bulundurularak hesaplanır. Transfer olan ısı miktarının hesaplanmasında pek o kadar güçlüklerle karşılaşmaz. Ancak dondurma ortamına giren maddelerin dondurulacağı sıcaklık çok önemlidir. (- 15 °c) sıcaklıkta yavaş, (-20 °c) sıcaklıkta hızlı ve (- 30 °c) sıcaklıkta da (deep freeze) yani derin soğutma yapılır. Dondurma ortamında, söz konusu olan besin maddelerinin saklanması değil saklamak için dondurulmasıdır. Dondurma ortamında donan besin maddeleri, yukarıda da açıklamış olduğumuz gibi, dondurma hücrelerinde saklanır. Ancak mezbahalarda et kombinelerinde, sebze ve meyve hallerinde olduğu gibi bazı zorunlu durumlarda geçici olarak besin maddelerinin dondurma ortamında saklandığı da olur.

Dondurma ortamında besin maddelerinin donması için geçen süre işletme harcamalarına etkilidir. Sığır, dana ve koyun eti için yavaş donma (144 saat)'ta ve hızlı donma da (72 saat)'ta gerçekleşir. Donma tünellerinde, hızlı hava dolaşımı nedeniyle bu süreyi yavaş donmada (96 saat)'a, hızlı donmada (48) saata kadar düşürmek mümkündür. Donma tünellerinin boyutları gerektiğinden daha büyük tutulmalıdır. Ayrıca bu tünellere besin maddeleri hava akımına engel olmayacak biçimde yerleştirilmelidir.

Soğukluk gereksiniminin hesaplanmasında büyük kolaylıklar sağlayan çizelgelerden yararlanmak gerekir. Aşağıda bu amaçla düzenlenmiş olan 3.5 Numaralı çizelge ile 3.6 Numaralı çizelge görülmektedir.

3.5 Numaralı Çizelge

Besin Maddelerinin Türü	Üzgülü Isınma Isısı		Katılma Isısı Kcal/kg	Yavaş yanma Isısı Kcal/Ton (24 saatte)
	Donma önesi Kcal/kg.°C	Donma sonrası Kcal/kg.°C		
Çilek	-	-	71,6	825-935
Elma	0,92	-	67	165-230
Kuşkonmaz	0,93	0,44	75	-
Muz	0,92	-	60	825
Frenk üzümü	0,91	0,4-0,5	67-70	1100-1650
Bira	0,90	-	72	-
Çiçekler	0,93	-	-	440-495
Baklagiller	0-0,92	0,47	71	680
Tereyağı	0,55-0,60	0,34	47	-
Çikolata	0,76	-	20-30	-
Limon	0,92	-	66-71	110
Sanayi buzu	0,78	0,45	52	-
Üzüm	0,92	-	63	165-275
Yumurta	0,76	0,40	56	-
Bezelye	0,80	0,42	60	960
Kümes hayvanı	0,80	0,42	59	-
Peynir	0,44	0,29	26	-
Margarin	0,80	-	30	-
Süt	0,90	0,47	70	-
Kavun	0,92	-	71	-
Şeftali	0,92	-	70	385-490
Bitkisel yağ	0,35	-	-	-
Domuz yağı	0,54	0,31	29-35	-
Krem-Kaymak	0,65	0,36	47	-
Portakal	0,92	-	68	150
Tuzlu domuz eti	0,55	0,31	17	-
Domates	0,93	0,49	75	-
Soğan	0,91	-	64-71	165-275
Balıklar	0,82	0,43	61	-
Kızarmış balık	0,76	-	-	-
Kurutulmuş Balık	0,54	0,34	0,34	-
Balık yağı	0,68	0,38	50	-
Sığır eti yağlı	0,608	0,355	41	-
Sığır eti yağsız	0,776	0,42	56	-
Domuz eti	0,512	0,32	31-36,6	-
Dana eti	0,704	0,40	50	-
Koyun eti	0,60	0,35	40	-
Koyun eti yağsız	0,73	0,41	53	-

3.6 Numaralı Çizelge

Duvarın Niteliği	Duvar kalınlığı (cm)	Yalıtım maddesinin kalınlığı (cm)								
		6	8	10	12	14	16	18	20	24
		Isı geçirgenlik katsayısı (kcal/m ² .saat. °C)								
1/2 Tuğla	11	0,48	0,36	0,31	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14
1 Tuğla	22	0,46	0,36	0,30	0,25	0,22	0,20	0,17	0,16	0,13
1 1/2 Tuğla	33	0,43	0,33	0,29	0,25	0,21	0,18	0,17	0,15	0,13
2 Tuğla	44	0,41	0,32	0,27	0,24	0,21	0,18	0,17	0,15	0,13

UYGULAMA

Bir mezbanhanın donma odasında, günlük olarak, (1000 kg) dana eti (- 10 °C) sıcaklıkta saklanacaktır. Donma odasının yüksekliği (h = 4 m), taban alanı da (10 m . 10 m = 100 m²)'dir. Donma odası, sıcaklığı (+ 2 °C) olan soğuk depolarda çevrili olduğu için dana eti donma odasına (+ 2 °C)'ye dek yapılan bir ön soğutmadan sonra yerleştirilecektir. Donma odasının duvarları tek tuğladır. Çevre ile yüksek düzeyde ısı alış-verişine engel olmak için duvarların iç yüzü ile tavan ve zemin, kalınlığı (16 cm) olan yalıtım maddesi ile kaplanmıştır. Bu verilerden yararlanarak çevreden donma odasına transfer olan toplam ısı miktarı ile donma odasından çekilmesi gereken ısı miktarını ve kompresör kapasitesini hesaplayalım.

a) ÇEVREDEN DONMA ODASINA TRANSFER OLAN ISI MİKTARI İLE DONMA ODASINDAN ÇEKİLECEK ISI MİKTARININ HESABI

Ön, arka ve yan duvarlar tek tuğla duvarlardır. Zeminin de çift sıra tuğla döşenmiş olduğunu kabul edelim. Ön, arka ve yan duvarlarla tavan ve zemin, kalınlığı (16 cm) olan yalıtım maddesi örneğin poliüretanla kaplanmış olduğu için 3.6 Numaralı çizelgeden yararlanarak ısı geçirgenlik katsayısı (K = 0,20 kcal/m².saat. °C) olarak belirleyebiliriz. Ön, arka

ve yan duvarlardan transfer olan ısı miktarını (Q_1), ve zemin döşemesinden transfer olan ısı miktarını (Q_2) ve tavadan transfer olan ısı miktarını da (Q_3) ile gösterelim. Ön, arka ve yan duvarların iç yüzünün toplam alanı (S_1), zemin döşemesinin alanı (S_2), tavan iç yüzünün alanı (S_3), ön, arka ve yan duvarların iç ve dış yüzleri arasındaki sıcaklık farkı (Δt_1), zemin döşemesinin üst ve alt kısımları arasındaki sıcaklık farkı (Δt_2), tavanın üst ve alt kısımları arasındaki sıcaklık farkı da (Δt_3) olsun. Bu durumda

$$Q_1 = S_1 \cdot K \cdot \Delta t_1$$

$$Q_2 = S_2 \cdot K \cdot \Delta t_2$$

$$Q_3 = S_3 \cdot K \cdot \Delta t_3$$

eşitliklerini yazabiliriz.

$$S_1 = (10 + 10 + 10 + 10) \cdot 4 = 160 \text{ m}^2$$

$$S_1 = 160 \text{ m}^2$$

$$S_2 = 10 \cdot 10 = 100 \text{ m}^2$$

$$S_2 = 100 \text{ m}^2$$

$$S_3 = 10 \cdot 10 = 100 \text{ m}^2$$

$$S_3 = 100 \text{ m}^2$$

$$\Delta t_1 = (+ 2 \text{ }^\circ\text{C}) - (- 10 \text{ }^\circ\text{C}) = 12 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = 12 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = (0 \text{ }^\circ\text{C}) - (- 10 \text{ }^\circ\text{C}) = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_3 = (+ 25 \text{ }^\circ\text{C}) - (- 10 \text{ }^\circ\text{C}) = 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_3 = + 35 \text{ }^\circ\text{C}$$

olduğu için

$$Q_1 = S_1 \cdot K \cdot \Delta t_1 = 160 \cdot 0,20 \cdot 12 = 348 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_1 = 348 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_2 = S_2 \cdot K \cdot \Delta t_2 = 100 \cdot 0,20 \cdot 10 = 20 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_2 = 200 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_3 = S_3 \cdot K \cdot \Delta t_3 = 100 \cdot 0,20 \cdot 35 = 700 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_3 = 700 \text{ kcal/saat}$$

bulunur. Ön, arka ve yan duvarlarla zemin döşemesi ve tavadan donma odasına transfer olan toplam ısı miktarını (Q) ile gösterecek olursak

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

eşitliğini yazmak mümkün olur. Buradan

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 348 + 200 + 700 = 1248 \text{ kcal/saat}$$

$$Q = 1248 \text{ kcal/saat}$$

elde edilir.

Dondurma odasının havası yükleme yapılırken günde (1) kez yenilenir. Buna göre, yenilenen hava miktarı

$$V = \frac{10 \cdot 10 \cdot 4}{24} = 16,666 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$V = 16,666 \text{ m}^3/\text{saat}$$

olarak bulunur. Taze hava donma odasına (+ 2 °C) sıcaklıkta girer ve orada sıcaklığı (- 10 °C) oluncaya dek soğutulur. (+ 2 °C)'den (- 10 °C)'ye dek soğutulan havadan çekilmesi gereken ısı miktarı

$$Q_H = G \cdot C_V (T_2 - T_1)$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

ve

$$C_V = \frac{A R}{\gamma - 1}$$

$$G = \frac{P V}{R T_2}$$

olduğu için

$$Q_H = \frac{P V}{T_2} \cdot \frac{A}{\gamma - 1} (T_2 - T_1)$$

eşitliği elde edilir.

$$P = P_{atm} = 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$V = 16,666 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$A = \frac{1}{427} \text{ kcal/kgm}$$

$$\gamma = 1,41$$

$$t_1 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 - 10 = 263 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 263 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$t_2 = +2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 273 + t_2 = 273 + 2 = 275 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 275 \text{ }^\circ\text{K}$$

olarak verilmiştir. Bu nedenle

$$Q_H = \frac{P V}{T_2} \cdot \frac{A}{\gamma - 1} (T_2 - T_1) = \frac{10^4 \cdot 16,666}{275} \cdot \frac{1}{1,41 - 1} \cdot (275 - 263) = 41,54 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_H = 41,541 \text{ kcal/saat}$$

olur.

$$Q = 1248 \text{ kcal/saat}$$

ve

$$Q_H = 41,541 \text{ kcal/saat}$$

olduğu için çevreden donma odasına transfer olan toplam ısı miktarı

$$\Sigma Q = Q + Q_H = 1284 + 41,541 = 1325,541 \text{ kcal/saat}$$

$$\Sigma Q = 1325,541 \text{ kcal/saat}$$

olarak bulunur.

(+ 2 °C) sıcaklıkta havanın bağıl nemini (0,76) ve (- 10 °C) sıcaklıkta havanın bağıl nemini de (0,90) kabul edebiliriz. (+ 2 °C) sıcaklıkta (1 m³) havayı doyuran su buharının ağırlığı (5,580 . 10⁻³ kg) ve (- 10 °C) sıcaklıkta (1 m³) havayı doyuran su buharının ağırlığı da (2,303 . 10⁻³ kg)' dir. Bu durumda (+ 2 °C) sıcaklıkta bağıl nemi (0,76) olan havanın mutlak nemi

$$G_{m1} = 0,76 \cdot 5,580 \cdot 10^{-3} = 4,240 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

$$G_{m1} = 4,240 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

ve (- 10 °C) sıcaklıkta bağıl nemi (0,90) olan havanın mutlak nemi de

$$G_{m2} = 0,90 \cdot 2,303 \cdot 10^{-3} = 2,070 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

$$G_{m2} = 2,072 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

olur. (m³) hava başına, donma odasında yoğunlaşan ve daha sonra donan su buharının ağırlığını (ΔG) ile gösterecek olursak

$$\Delta G = G_{m1} - G_{m2}$$

eşitliğini yazabiliriz. Bu eşitlikten yararlanılarak

$$\Delta G = G_{m1} - G_{m2} = 4,240.10^{-3} - 2,072.10^{-3} = 2,168.10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta G = 2,168.10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

elde edilir. (+ 2 °C) sıcaklıktaki su buharının (- 10 °C) sıcaklıkta buz haline gelmesi için çekilmesi gereken ısı miktarı şöyle hesaplanır:

r - (+ 2 °C) sıcaklıkta su için durum değiştirme ısısı

$$r = 606,5 - 0,695 \cdot t_2 = 606,5 - 0,695 \cdot 2 = 605,11 \text{ kcal/kg}$$

$$r = 605,11 \text{ kcal/kg}$$

q₁ - suyu (+ 2 °C) sıcaklıktan (0 °C) sıcaklığa getirmek için çekilmesi gerekli ısı miktarı.

c₁ - suyun özgül ısınma ısısı

$$c_1 = 1 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$q_1 = C_1(t_2 - t_0) = 1 (2 - 0) = 2 \text{ kcal/kg}$$

$$q_1 = 2 \text{ kcal/kg}$$

q₀ - (0 °C) sıcaklıkta su için durum değiştirme ısısı

$$q_0 = 80 \text{ kcal/kg}$$

q₂ - buzun (0 °C) sıcaklıktan (- 10 °C) sıcaklığa getirilmesi için çekilmesi gerekli ısı miktarı

c₂ - buzun özgül ısınma ısısı

$$c_2 = 0,5 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$q_2 = c_2(t_0 - t_1) = 0,5 [0 + (- 10)] = 5 \text{ kcal/kg}$$

$$q_2 = 5 \text{ kcal/kg}$$

$$q = q_1 + q_0 + q_2 = 605,11 + 2 + 80 + 5 = 692,11 \text{ kcal/kg}$$

$$q = 692,11 \text{ kcal/kg}$$

Donma odasına giren havanın içerdiği su buharının yoğunlaşması, donması ve sonra (- 10 °C) sıcaklığa dek soğutulması için çekilmesi gerekli ısı miktarı

$$Q_B = V \cdot \Delta G \cdot q$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$V = 16,666 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$\Delta G = 2,168 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

ve

$$q = 692,11 \text{ kcal/kg}$$

olduğu için

$$Q_B = V \cdot \Delta G \cdot q = 16,666 \cdot 2,168 \cdot 10^{-3} \cdot 692,11 = 25,007 \text{ kcal/saa}$$

$$Q_B = 25,007 \text{ kcal/saat}$$

olarak bulunur.

Donma odasından çekilecek ısı miktarını bulmak için ayrıca günlük olarak donma odasında saklanan dana etinden çekilmesi gerekli ısı miktarını da hesaplamak gerekir. 3.5 Numaralı çizelgeden yararlanılarak dana etinin donma öncesi özgül ısınma ısısı (C_{D1} = 0,704 kcal/kg.°C), donma sonrası özgül ısınma ısısı (C_{D2} = 0,40 kcal/kg.°C) ve katılma ısısı da (q_k = 50 kcal/kg) olarak belirlenir. Donma öncesi çekilen ısı miktarını (Q_{D1}), donma sonrası çekilen ısı miktarını (Q_{D2}) ve katılma yani donma sürecinde çekilen ısı miktarını da (Q_{Dk}) ile gösterelim. Bu durumda

$$Q_{D1} = G_D \cdot C_{D1} (t_2 - t_0)$$

$$Q_{Dk} = G_D \cdot q_k$$

$$Q_{D2} = G_D \cdot C_{D2} (t_0 - t_1)$$

eşitliklerini yazabiliriz.

$$G_D = \frac{1000}{24} = 41,666 \text{ kg/saat}$$

olduğu için

$$Q_{D1} = G_D \cdot C_{D1} (t_2 - t_0) = 41,666 \cdot 0,704 \cdot (2 - 0) = 58,665 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_{D1} = 58,665 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_{Dk} = G_D \cdot q_k = 41,666 \cdot 50 = 2083,3 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_{Dk} = 2083,3 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_{D2} = G_D \cdot C_{D2} (t_0 - t_1) = 41,666 \cdot 0,4 \cdot [0 - (-10)] = 166,664 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_{D2} = 166,664 \text{ kcal/saat}$$

olur. (+ 2 °C) ve (- 10 °C) sıcaklık sınırları arasında dana etinden çekilmesi gerekli ısı miktarını (Q_D) ile gösterelim. Bu durumda

$$Q_D = Q_{D1} + Q_{Dk} + Q_{D2}$$

eşitliği yazılabilir.

$$Q_{D1} = 58,665 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_{Dk} = 2083,3 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_{D2} = 166,664 \text{ kcal/saat}$$

olduğu için

$$Q_D = Q_{D1} + Q_{Dk} + Q_{D2} = 58,665 + 2083,3 + 166,664 = 2308,629 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_D = 2308,629 \text{ kcal/saat}$$

bulunur.

Donma odasından çekilecek ısı miktarı, çevreden donma odasına transfer olan toplam ısı miktarına taze havanın içerdiği su buharının yoğunlaşması, donması, soğuması için çekilmesi gerekli ısı miktarı ile dana etinden çekilmesi gerekli ısı miktarı ilâve edilerek bulunur. Donma odasından çekilecek ısı miktarını (Q_T) ile gösterecek olursak

$$Q_T = Q_D + Q_B + \Sigma Q$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$Q_D = 2308,629 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_B = 25,007 \text{ kcal/saat}$$

$$\Sigma Q = 325,541 \text{ kcal/saat}$$

olarak bulunduğu için

$$Q_T = Q_D + Q_B + \Sigma Q = 2308,629 + 25,007 + 325,541 = 2659 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_T = 2659,171 \text{ kcal/saat}$$

olur.

b) KOMPRESÖR KAPASİTESİ

Mezbahada, soğutma tesisinde kompresörün günde (16) saat çalıştığını kabul edelim. Bu durumda kompresör kapasitesi

$$\frac{24}{16} \cdot Q_T = \frac{24}{16} \cdot 2659,171 = 3988,7563 \text{ kcal/saat}$$

olarak bulunur. Uygulamada bunu (4000 kcal/saat) almak gerekir.

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

- 1) Yapay buz yapımına hangi nedenlerle gereksinme duyulmuştur ?
- 2) Buz yapımında hangi soğutma yönteminden yararlanılır ?
- 3) Buz kalıplarının yapımında nelere dikkat edilir ve hangi gereçler kullanılır ?
- 4) Buz kalıptan nasıl çıkarılır ?
- 5) Buzun matlaşmasının önüne nasıl geçilir ?
- 6) Buz jeneratörlerinde hangi tip buharlatıcı kullanılır ?
- 7) Kristal buz nasıl elde edilir ?
- 8) Buz jeneratörlerinde ortalama donma süresi kaç saattir ?
- 9) Buz jeneratörlerinde salamura sıcaklığı hangi nedenlerle (- 8 °C)'nin altına düşürülmez ?
- 10) Bir soğutma tesisatının planlanmasına ve hesabına geçilmeden önce yapılması zorunlu işler nelerdir ?
- 11) Hızlı dondurmaya neden baş vurulur ?
- 12) Et ve balık gibi besinlerin içerdiği su nasıl donar ?
- 13) Besin maddelerinin bozulmasına neden olan bakterilerin üremesi nasıl önlenir ?
- 14) Besin maddelerinin hızlı dondurularak korunmasında hangi endüstriyel soğutma yöntemlerinden yararlanılır ?
- 15) Hangi amaçla besin maddeleri soğuk hücrelerde depolanır ?
- 16) Besin maddelerinin korunmasına engel olmak için bağıl nem derecesi ne kadar olmalıdır ?
- 17) Besin maddelerinin korunabilme süresi neye bağlıdır ?
- 18) Balıkların saklanmasında kütle kaybına engel olmak için hangi önlem alınır ?
- 19) Dondurma ortamı için soğukluk gereksinimi nasıl hesaplanır?

IV. B Ü L Ü M

K L İ M A

1) TEMEL KAVRAMLAR VE TANIMLAR

1.a) Giriş

1.b) Nemli hava

1.b.1) Mutlak nem

1.b.2) Bağıl nem

1.b.3) Çiğ noktası

1.b.4) Yaş termometre sıcaklığı

1.b.5) Bağıl nemin belirlenmesi

1.b.5.a) Psikrometrik çizelgelerden yararlanılarak bağıl nemin belirlenmesi

1.b.5.b) Higrometrelerden yararlanılarak bağıl nemin belirlenmesi

1.b.6) Nemli havanın entalpi

1.b.7) Nemli havanın entalpisinin grafik olarak gösterilmesi

1.b.7.a) Antalpi diyagramının oluşumu

1.b.7.b) Antalpi diyagramının kullanımı

2) BİR ELEMANTER KLİMA TESİSİNİN HESABI

2.a) Klima için hava hazırlanırken denetim altında bulunması gereken etkenler

2.a.1) Akım hızı

2.a.2) Sıcaklık ve bağıl nem derecesi

2.b) Klima cihazı

2.b.1) Kış işletmesi hesabı

2.b.2) Yaz işletmesi hesabı

KLİMA

1) Temel kavramlar ve tanımlar

1.a) Giriş

Latin kökenli bir sözcük olan klima, iklim anlamına gelir. İklim sözcüğünden bir ülkeyi etkisi altında bulunduran coğrafi ve atmosferik koşullar ya da sıcaklık, atmosferik basınç, rüzgâr ve fırtına gibi atmosferin durumunu ve belirli bir yerdeki değişimini karakterize eden meteorolojik olguların tümü anlaşılır.

İnsanın biyolojik yapısı yanında ruh ve beden sağlığı da meteorolojik olgulardan çok etkilenir. Çevremizi, çevremizde geçen doğa olaylarını algıladığımız duygularla ancak tanıyabilir, anlayabilir ve değerlendirebiliriz. Atmosferik ortamda dokunma duygusu ile algıladığımızın duyguların başında sıcaklık ve soğukluk duyguları gelir. Yerine göre, sıcaklık duygusunu algıladığımız zaman serinlemek ve soğukluk duygusunu algıladığımız zaman da ısınmak isteriz.

Rahat çalışabileceğimiz, rahat dinlenebileceğimiz ve rahat eğlenebileceğimiz bir ortamın oluşturulabilmesi için yapay yollarla ve teknolojik yöntemlerle atmosferik çevre koşullarının değiştirilmesi gerekir. Günümüzde, yaşamımızı rahat sürdürebileceğimiz bir ortamın oluşturulması için atmosferik çevre koşullarının değiştirilerek yerine göre sıcaklık yerine göre de soğukluk duygularına dönüştürülmesini sağlayan yapay yolların ve teknolojik yöntemlerin tümüne *KLİMA* denilmektedir.

Su, bilindiği gibi, atmosferik basınçta kolay buharlaşır. Yeryüzünün dörtte üçünün denizlerle örtülü olması ve suyun da atmosferik basınçta kolay buharlaşması yeryüzünü çevreleyen hava tabakasının devamlı olarak su buharı ile

beslenmesine neden olur. Yeryüzünün herhangi bir yerinde, atmosferin içerdiği su buharının miktarı bu yerin denizden uzaklığına, yüksekliğine ve sıcaklığına bağlıdır. Yeryüzünü çevreleyen hava tabakasının içerdiği su buharına *NEM* denir. Havanın içerdiği su buharı yani nem insan sağlığı için çok önemlidir. Sıcakta terleyen bir kişi, terin buharlaşmasıyla rahatlar. Eğer çevrenin havası su buharı ile doymuş hale gelmiş ise ter buharlaşmaz ve bunalıma yol açar. Hava su buharı yanında karbondioksit, kükürtdioksit, karbonmonoksit gibi gazlarla çeşitli nitelikte tozları da içerir. Bunun için tiyatro, sinema, konferans salonu gibi kültür ve eğlence merkezleri ile işyerlerinde teneffüs edilen havanın bu gibi sağlığa zararlı maddelerden temizlenmesi ve mensucat fabrikalarında olduğu gibi iplik imal edilirken pamuk liflerinin kopmaması için ortamın belirli bir nemlilikte tutulması gerekir. Kültür ve eğlence merkezleri ile işyerlerinde havanın temizlenmesi ve ortamın belirli bir nemlilikte tutulması ancak klima cihazlarından yararlanılarak gerçekleştirilebilir.

1.b) Nemli hava

Çevremizi saran atmosfer, salt oksijen ve azot karışımı olan havadan oluşmamıştır. Havanın içerisinde yüksek oranda su buharı da vardır. Havanın içerdiği su buharının miktarı çevre koşullarına ve meteorolojik olgulara bağlı olarak değişir. Havanın içerdiği su buharı, yukarıda da kısaca değinmiş olduğumuz gibi, insanın hem biyolojik yapısına ve hem de beden ve ruh sağlığına etkir. Örneğin deniz kıyısında, (30 °C) sıcaklıkta bunalan, nefes alıp-vermekte güçlük çeken ve hatta baygınlık geçiren bir kişi, (1500 m) yüksekte, bir yaylada yine (30 °C) sıcaklıkta bunalmaz, nefes alıp vermekte güçlük çekmez ve kendisini zinde hisseder. Sıcaklığın aynı olmasına karşın

sonucun farklı olmasının nedeni, deniz kıyısında havanın içerdiği su buharı miktarının yaylada havanın içerdiği su buharı miktarından farklı olmasıdır.

1.b.1) Mutlak nem

(1 m³) nemli havanın içerdiği su buharı miktarının kuru hava miktarına oranına mutlak nem denir. Buna göre, mutlak nemi (1 kg) kuru havanın içerdiği su buharı miktarı olarak da tanımlamak mümkündür. Mutlak nemi belirlemek için (1 m³) nemli hava, mem tutucu bir madde olan kalsiyumklorür (Ca Cl₂) üzerinden geçirilir. Kalsiyumklorür nemli havanın içerdiği su buharını tutar. Kalsiyumklorürün nemli hava geçirilmeden önceki ağırlığı ile nemli hava geçirildikten sonraki ağırlığı arasındaki fark, nemli havanın içerdiği su buharı miktarını yani mutlak nemi ifade eder. (1 m³) nemli havanın içerdiği su buharının ağırlığını (g_s), kuru havanın ağırlığını (g_h) ve mutlak nemi de (x) ile gösterecek olursak

$$x = \frac{g_s}{g_h}$$

eşitliğini yazabiliriz. Nemli hava, su buharı ile kuru hava karışımıdır. Nemli havayı oluşturan elemanlardan su buharının kısmi basıncı çok düşüktür. Bunun için yetkin gazlara uygulanabilen Genel Gaz Kanunu ve Dalton Kanunu nemli havaya, nemli havayı oluşturan su buharı ile kuru havaya uygulanabilir. (1 m³) nemli havayı oluşturan su buharının kısmi basıncını (P_s), kuru havanın kısmi basıncını (P_h) ile gösterelim. Nemli havanın mutlak sıcaklığı (T), basıncı (P), su buharının gaz sabiti (R_s) ve kuru havanın gaz sabiti de (R_h) olduğuna göre Dalton Kanunu uyarınca

$$P = P_s + P_h$$

eşitliğini, Genel Gaz Kanunu uyarınca da

$$P_s \cdot V = g_s \cdot R_s \cdot T$$

ve

$$P_h \cdot V = g_h \cdot R_h \cdot T$$

eşitliklerini yazabiliriz.

$$x = \frac{g_s}{g_h}$$

ve

$$V = 1 \text{ m}^3$$

olduğu için

$$x = \frac{P_s}{P_h} \cdot \frac{R_h}{R_s}$$

eşitliği elde edilir. Suyun molar ağırlığı (G_{ms} = 18.10⁻³ kg/mol) ve kuru havanın molar ağırlığı da (G_{mh} = 28,84 .10⁻³ kg/mol)'dur. Üniversal Gaz Sabiti (R_u = 0,848 kgm/mol.°K) olduğu için suyun gaz sabiti

$$R_s = \frac{R_u}{G_{ms}} = \frac{0,848 \text{ kgm/mol.}^\circ\text{K}}{18.10^{-3} \text{ kg/mol}} = 47,1 \text{ kgm/kg.}^\circ\text{K}$$

$$R_s = 47,1 \text{ kgm/kg.}^\circ\text{K}$$

ve kuru havanın gaz sabiti de

$$R_h = \frac{R_u}{G_{mh}} = \frac{0,848 \text{ kgm/mol.}^\circ\text{K}}{28,84.10^{-3} \text{ kg/mol}} = 29,4 \text{ kgm/kg.}^\circ\text{K}$$

$$R_h = 29,4 \text{ kgm/kg.}^\circ\text{K}$$

olur. (R_s) ve (R_h)'nin bulmuş olduğumuz değerlerini

$$x = \frac{P_s}{P_h} \cdot \frac{R_h}{R_s}$$

eşitliğinde yerlerine koyacak olursak

$$x = \frac{P_s}{P_h} \cdot \frac{R_h}{R_s} = \frac{29,4}{47,1} \cdot \frac{P_s}{P_h} = 0,6242 \cdot \frac{P_s}{P_h}$$

$$x = 0,6242 \cdot \frac{P_s}{P_h}$$

eşitliğini elde ederiz. Bu açıklama göstermektedir ki, mutlak nem, nemli havayı oluşturan elemanlardan su buharının kısmi basıncının kuru havanın kısmi basıncına oranının (0,6242) katına eşit olmaktadır.

1.b.2) Bağıl nem

(1 m³) nemli havanın içerdiği su buharı miktarının aynı sıcaklık ve aynı toplam basınçta içerebileceği maksimal su buharı miktarına oranına bağıl nem denir. Bağıl nem (ϕ), (1 m³) havanın içerdiği su buharının ağırlığını (g_s), aynı sıcaklık ve aynı toplam basınçta içerebileceği maksimal su buharı miktarını da (g_d) ile gösterecek olursak yukarıda yapmış olduğumuz tanım uyarınca

$$\phi = \frac{g_s}{g_d}$$

eşitliğini yazabiliriz. Diğer yandan (1 m³) nemli havanın içerebileceği maksimal su buharının kısmi basıncını (P_d) ile gösterelim. Bu durumda Genel Gaz Kanununa göre,

$$P_s \cdot V = g_s \cdot R_s \cdot T$$

ve

$$P_d \cdot V = g_d \cdot R_s \cdot T$$

eşitliklerini yazabiliriz. Bu eşitliklerle

$$\phi = \frac{g_s}{g_d}$$

eşitliğinin birleşimini yapacak olursak

$$\phi = \frac{P_s}{P_d}$$

eşitliğini elde ederiz.

$$x = 0,6242 \cdot \frac{P_s}{P_h}$$

olduğu için

$$\phi = \frac{x}{0,6242} \cdot \frac{P_h}{P_d}$$

olur.

1.b.3) Çiğ noktası

Sabit basınçta soğutulan nemli havanın içerdiği su buharının yoğunlaşmaya başladığı sıcaklığa çiğ noktası denir. Çiğ noktasını saptayabilmek için bu tanımdan da anlaşılacağı gibi su buharı ve kuru hava karışımının sabit basınçta soğutulması gerekir. Karışımın özgül hacmini (v), basıncını (P), gaz sabitini (R), karışımı oluşturan elemanlardan su buharının özgül hacmini (v_s), kısmi basıncını (P_s), gaz sabitini de (R_s) ile gösterecek olursak mutlak sıcaklık (T) olduğuna göre, Genel Gaz Kanunu uyarınca

$$P_s \cdot v_s = R_s \cdot T$$

ve

$$P \cdot v = R \cdot T$$

eşitliklerini yazabiliriz. Bu eşitliklerin birleşiminden

$$\frac{P_s}{P} = \frac{R_s}{R} \cdot \frac{v}{v_s}$$

eşitliği elde edilir. Diğer yandan

$$v_s = \frac{V}{g_s}$$

ve

$$v = \frac{V}{G}$$

olduğu için

$$\frac{P_s}{P} = \frac{R_s}{R} \cdot \frac{g_s}{G}$$

olur. Bu eşitlik açık olarak göstermektedir ki, karışımın basıncı ve ağırlık oranları değişmedikçe su buharının kısmi basıncı da değişmemektedir.

Termodinamikte doymuluk basıncı ile doymuluk sıcaklığı arasındaki ilişkiyi gösteren denklemlere Gerilme Denklemi adı verilir. Gerilme denklemi

$$t = f(P)$$

şeklinde ifade edilir. (oP) ve (ot) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sisteminde genel denklemi

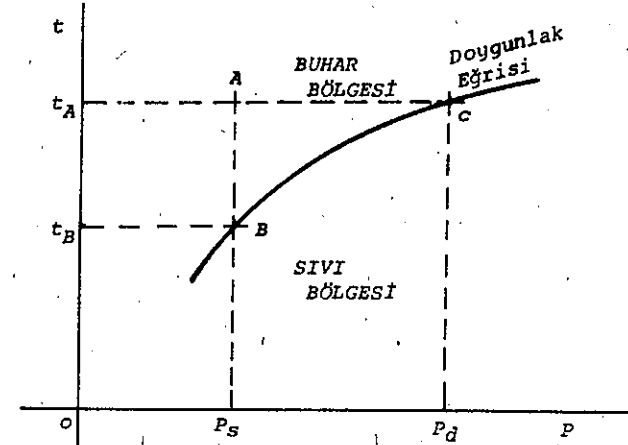
$$t = f(P)$$

olan eğriye doymuluk eğrisi denir. (Şekil-4.1)'de, (oP) ve (ot) eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sisteminde, genel denklemi

$$t = f(P)$$

olan doymuluk eğrisi görülmektedir. Bu eğrinin üstünde kalan bölge buhar bölgesi, altında kalan bölge de sıvı bölgesidir. Buhar bölgesi içinde herhangi bir nokta alalım ve bu noktayı da (A) ile gösterelim. (A) noktasından (oP) ve (ot) eksenlerine birer dikme indirelim. Doymuluk eğrisini, (A) noktasından (oP) eksenine indirilen dikme (B) noktasında ve (A) noktasından (ot) eksenine indirilen dikmenin uzantısı da (c) noktasında keser. Su buharı ve kuru

hava karışımı sabit basınçta soğutulursa sıcaklık azalır. Doymuluk eğrisi üzerinde bulunan (B) noktasına gelindiği zaman su buharı yoğunlaşmaya başlar. Su buharının yoğunlaşmaya başladığı (B) noktası çiy noktasıdır. (B) noktasının (oP) ekseninden uzaklığı çiy noktası sıcaklığını ve



t_A - karışım sıcaklığı

t_B - çiy noktası sıcaklığı

Şekil-4.1

(ot) ekseninden uzaklığı da çiy noktası sıcaklığını karşılayan doymuluk basıncını ifade eder. Çiy noktası sıcaklığını karşılayan doymuluk basıncı, su buharı ve kuru hava karışımında su buharının kısmi basıncıdır. Doymuluk eğrisi üzerinde bulunan (c) noktasının apsisi yani (ot) ekseninden uzaklığı su buharı ve kuru hava karışımının sıcaklığını karşılayan doymuluk basıncını gösterir. Bu doymuluk basıncı (1 m^3) nemli havanın yani su buharı ve kuru hava karışımının karışım sıcaklığında içerebileceği maksimal su buharının kısmi basıncıdır.

UYGULAMA

Deniz seviyesinde atmosferik basınçta ve (27 °C) sıcaklıkta nemli havanın hacimsel olarak (% 2,75) su buharı içerdiği saptanmıştır. Buna göre, su buharının kısmi basıncını, (1 kg) kuru havanın içerdiği su buharının ağırlığını yani mutlak nemi, bağıl nem derecesini ve çiy noktası sıcaklığını bulalım. Su buharının kısmi basıncını bulmak için Genel Gaz Kanunundan yararlanmak gerekir. Atmosferik basınçta ve (27 °C) sıcaklıkta, hacimsel olarak (% 2,75) su buharı içeren belirli bir miktar nemli hava alalım ve hacmini de (V) ile gösterelim. Nemli havanın içerdiği su buharının kısmi basıncı (P_s), gaz sabiti (R_s), ağırlığı (g_s) olsun. Mutlak sıcaklığı (T) ile gösterecek olursak Genel Gaz Kanunu uyarınca

$$P_s \cdot V = g_s \cdot R_s \cdot T$$

eşitliğini yazabiliriz. Nemli havanın içerdiği su buharının sabit sıcaklıkta basıncı toplam basınca yani karışımın basıncına eşit olduğu zaman hacmi (V_1) olsun. Bu durumda Genel Gaz Kanunu uyarınca

$$P \cdot V_1 = g_s \cdot R_s \cdot T$$

eşitliğini yazmak mümkün olur.

$$P_s \cdot V = g_s \cdot R_s \cdot T$$

$$P \cdot V_1 = g_s \cdot R_s \cdot T$$

eşitliklerinin birleşiminden

$$P_s \cdot V = P \cdot V_1$$

eşitliği elde edilir.

$$P = P_{atm} = 1,0336 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$V_1 = 0,0275 \cdot V$$

olduğu için

$$P_s = P \cdot \frac{V_1}{V} = 1,0336 \cdot 10^4 \cdot \frac{0,0275 \cdot V}{V} = 0,028424 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_s = 0,028424 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olur. Dalton Kanununa göre karışımın basıncı, karışımı oluşturan elemanların kısmi basınçlarının toplamına eşittir. Karışımı oluşturan elemanlardan kuru havanın kısmi basıncını (P_h) ile gösterelim. Bu durumda

$$P = P_h + P_s$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$P = 1,0336 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_s = 0,028424 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olduğu için

$$P_h = P - P_s = 1,0336 \cdot 10^4 - 0,028424 \cdot 10^4 = 1,005176 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_h = 1,005176 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

bulunur. (1 kg) kuru havanın içerdiği su buharı miktarı, bilindiği gibi, mutlak nemdir ve bu

$$x = 0,6242 \cdot \frac{P_s}{P_h}$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$P_s = 0,028424 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_h = 1,005176 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olduğu için

$$x = 0,6242 \cdot \frac{P_s}{P_h} = 0,6242 \cdot \frac{0,028424 \cdot 10^4}{1,005176 \cdot 10^4} = 0,01765$$

$$x = 17,65 \text{ g/kg}$$

olur. Su buharı için karışımın yani nemli havanın sıcaklığını karşılayan doyumluk basıncı

$$\lg p_d = 17,443 - \frac{2795}{T} - 3,869 \lg T$$

şeklindeki Joseph Bertrand formülünden yararlanılarak hesaplanır.

$$t = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T = 273 + t = 273 + 27 = 300 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T = 300 \text{ }^\circ\text{K}$$

olduğu için

$$\lg p_d = 17,443 - \frac{2795}{T} - 3,869 \lg T = 17,443 - \frac{2795}{300} - 0,869 \lg 300 = -1,457581$$

$$\lg p_d = -1,45781$$

olur. Buradan

$$p_d = 0,034867 \text{ kg/cm}^2$$

bulunur. Bağıl nem derecesi, bilindiği gibi,

$$\phi = \frac{P_s}{P_d}$$

eşitliği ile verilir.

$$P_s = 0,029424 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_d = 0,034867 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olduğu için

$$\phi = \frac{P_s}{P_d} = \frac{0,029424 \cdot 10^4}{0,034867 \cdot 10^4} = 0,843$$

$$\phi = 0,843$$

olur.

Aşağıda, 4.1 Numaralı çizelgede su buharı ve kuru hava karışımının sıcaklığı ile bu sıcaklığı karşılayan doyumluk basıncı arasındaki ilişki görülmektedir.

4.1 Numaralı Çizelge

Nemli Havanın Sıcaklığı (°C)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Su Buharının Doyumluk Basıncı (mm Hg)	4,6	9,2	17,5	31,6	55,3	92,5	148	236	356	525	760	1074	1485

1.b.4) Yaş termometre sıcaklığı

Belirli bir su kütesinin doyum olmayan hava tarafından etkilendiğini varsayalım. Suyun sıcaklığı doyum olmayan havanın sıcaklığından daha büyük olursa sudan havaya ısı akımı başlar ve su ağır ağır buharlaşarak sıcaklığı düşer. Suyun sıcaklığı havanın sıcaklığına eşit olunca sudan havaya ısı akımı son bulur. Ancak hava doyumlaşmadığı için buharlaşma devam eder. Buharlaşmanın devam etmesi suyun sıcaklığının havanın sıcaklığının altına düşmesine neden olur. Bu durumda havadan suya ters yönde bir ısı akımı başlar. Buharlaşan suyun kaybettiği ısı miktarı havadan suya iletilen ısı miktarından büyük olursa suyun sıcaklığı düşmeğe devam eder. Bir süre sonra böyle bir sıcaklığa gelinirki, artık buharlaşan suyun kaybettiği ısı miktarı havadan suya iletilen ısı miktarına eşit olur. İşte bu sıcaklığa Termodinamikte ve Klima Tekniğinde YAŞ TERMOMETRE SICAKLIĞI denir. Haznesine ıslak pamuk sarılan bir

termometrenin gösterdiği sıcaklık yaş termometre sıcaklığıdır. Üzerinden hava geçirilen su yaş termometre sıcaklığına kadar ancak soğutulabilir.

1.b.5) Bağıl nemin belirlenmesi

1.b.5.a) Psikrometrik çizelgelerden yararlanılarak bağıl nemin belirlenmesi

Kuru termometre sıcaklığı ile yaş termometre sıcaklığı arasındaki farklara göre düzenlenmiş olan psikrometrik çizelgelerden yararlanılarak bağıl nemi belirlemek mümkündür. Aşağıda 4.2 Numaralı çizelge ile 4.3 Numaralı çizelge psikrometrik farkla kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem arasındaki ilişki görülmektedir.

UYGULAMA

Havanın kuru termometre ile ölçülen sıcaklığı (2,8 °C) ve yaş termometre ile ölçülen sıcaklığı da (1,2 °C) olduğuna göre, psikrometrik çizelgelerden yararlanarak bağıl nemi bulalım.

Bunun için 4.2 Numaralı psikrometrik çizelgeden yararlanmak gerekir. Kuru termometre ile ölçülen sıcaklık (2,8 °C) ve yaş termometre ile ölçülen sıcaklık da (1,2 °C) olduğu için psikrometrik fark

$$2,8 - 1,2 = 1,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

olur. (2 °C) kuru termometre sıcaklığında (1,5 °C) psikrometrik fark için bağıl nem (0,76) ve (3 °C) kuru termometre sıcaklığında (1,5 °C) psikrometrik fark için bağıl nem (0,77) dir. Bu durumda (2,8 °C) kuru termometre sıcaklığı (1,5 °C) psikrometrik fark için bağıl nem

$$\phi_1 = 0,76 + 0,8 (0,77 - 0,76) = 0,768$$

$$\phi_1 = 0,768$$

4.2 Numaralı Çizelge

Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Psikrometrik Fark (°C)													
	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,6	7
Bağıl Nem Derecesi														
- 9	84	69	54	38		14								
- 8	85	70	56	40	27	19								
- 7	87	73	59	45	32	24								
- 6	87	74	61	49	36	28			5					
- 5	89	76	64	52	40	28			10					
- 4	89	77	65	54	44	32			15					
- 3	89	78	67	57	46	36	29		19					
- 2	90	79	69	59	49	40	30	23		5				
- 1	90	81	71	62	51	42	33	27		10				
0	91	81	72	63	54	46	37	31		14				
1	91	83	75	66	58	50	42	34	26	18			3	
2	92	84	76	68	60	52	45	37	30	22			8	
3	92	84	77	69	62	54	47	40	33	25			12	
4	92	85	78	70	63	56	49	42	36	29			16	
5	93	86	79	72	65	58	51	45	38	32	26	19		3
6	93	86	79	73	66	60	53	47	41	35	29	23		7
7	93	87	80	75	67	61	55	49	43	37	31	26	20	11
8	94	87	81	75	69	62	57	51	45	40	34	29	23	14
9	94	88	82	76	70	64	58	53	47	42	36	31	26	18
10	94	88	82	77	71	65	60	55	49	44	39	34	29	21
11	94	88	83	77	72	66	61	56	51	46	41	36	31	24
12	94	89	83	78	73	68	62	57	53	48	43	38	33	26
13	95	89	84	79	74	69	64	59	54	49	45	40	36	29
14	95	90	84	79	74	70	65	60	56	51	46	42	38	31
15	95	90	85	80	75	71	66	61	57	53	48	44	40	33
16	95	90	85	81	76	71	67	62	58	54	50	46	42	35
17	95	90	86	81	77	72	68	63	59	55	51	47	43	37
18	95	91	86	82	77	73	69	65	61	56	53	49	45	39
19	95	91	86	82	78	74	70	65	62	58	54	50	46	41
20	96	91	87	83	78	74	70	66	63	59	55	51	48	43
21	96	91	87	83	79	75	71	67	64	60	56	52	49	44
22	96	92	88	83	80	75	72	68	64	61	57	54	50	45
23	96	92	88	84	80	76	72	69	65	61	58	55	51	47
24	96	92	88	84	80	77	73	70	66	62	59	56	53	48
25	96	92	88	85	81	77	74	70	67	63	60	57	54	49
26	96	92	88	85	81	78	74	71	67	64	61	58	55	51
27	96	93	89	85	81	78	75	71	68	65	62	59	55	53
28	96	93	89	86	82	79	75	72	68	65	62	59	56	53
29	96	93	89	86	82	79	76	72	69	66	63	60	57	54
30	96	93	89	86	83	79	76	73	70	67	64	61	58	55

4.3 Numaralı Çizelge

Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Donma sıcaklığı altında psikrometrik fark (°C)																			
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,5	1,7	2	2,2	2,5	2,7	3	3,5
Bağıl Nem Derecesi																				
-20	100	93	86	79	71	64	57	50	42	34	27									
-19	100	94	87	80	75	68	60	53	46	40	34									
-18	100	95	89	82	76	70	64	56	50	46	38	26								
-17	100	95	90	84	78	72	66	60	54	48	44	33								
-16	100	95	90	84	79	74	69	63	58	54	48	37								
-15	100	96	91	85	81	76	70	66	61	56	52	43	28							
-14	100	95	92	87	82	78	73	69	64	56	52	42	28							
-13	100	96	92	88	84	79	75	70	67	62	59	50	39	29						
-12	100	96	92	89	84	81	76	73	68	65	62	54	42	34						
-11	100	97	93	89	86	82	78	76	71	67	64	57	47	39	29					
-10	100	97	94	90	87	84	80	77	74	69	67	60	50	43	33					
-9	100	97	94	91	87	84	82	79	75	72	69	62	54	47	38	32				
-8	100	97	95	92	88	85	83	80	76	73	70	65	56	51	40	36	27			
-7	100	98	95	92	89	87	84	81	78	76	73	67	59	54	45	41	32			
-6	100	97	95	92	90	87	85	81	79	76	74	69	61	56	49	43	36	31		
-5	100	98	96	94	91	89	86	83	81	78	76	72	64	59	52	47	40	35	28	
-4	100	98	96	94	91	89	86	84	82	80	77	73	65	61	54	50	44	38	32	
-3	100	98	96	94	92	89	87	84	82	80	78	74	67	63	57	52	46	42	36	
-2	100	98	96	94	92	90	88	85	83	81	79	75	69	65	59	55	49	45	40	30
-1	100	98	96	94	92	90	88	86	85	83	81	77	71	67	62	58	51	48	42	33
0	100	98	96	94	92	91	89	87	85	83	81	78	72	69	63	60	54	51	46	37

olur. Diğer yandan (2 °C) kuru termometre sıcaklığı (2 °C) psikrometrik fark için bağıl nem (0,68) ve (3 °C) kuru termometre sıcaklığı (2 °C) psikrometrik fark için bağıl nem (0,69)'dur. Buna göre, (2,8 °C) kuru termometre sıcaklığı (2 °C) psikrometrik fark için bağıl nem

$$\phi_2 = 0,68 + 0,8 (0,69 - 0,68) = 0,688$$

$$\phi_2 = 0,688$$

olarak bulunur. Havanın kuru ve yaş termometrelerle ölçülen sıcaklığına göre belirlenen psikrometrik fark (1,5 °C)'den büyük ve (2 °C)'den küçük olduğu için (2,8 °C) kuru termometre sıcaklığında bağıl nem de ($\phi_1 = 0,768$)'den küçük ve ($\phi_2 = 0,688$)'den büyük olur.

$$\phi_1 - \phi_2 = 0,768 - 0,688 = 0,08$$

$$2 - 1,5 = 0,5 \text{ °C}$$

olduğuna göre (1 °C) psikrometrik fark için bağıl nem değişimi

$$\frac{\phi_1 - \phi_2}{0,5} = \frac{0,08}{0,5} = 0,16$$

olur ve buradan

$$\phi = \phi_1 - 0,1 \cdot 0,16 = 0,768 - 0,016 = 0,752$$

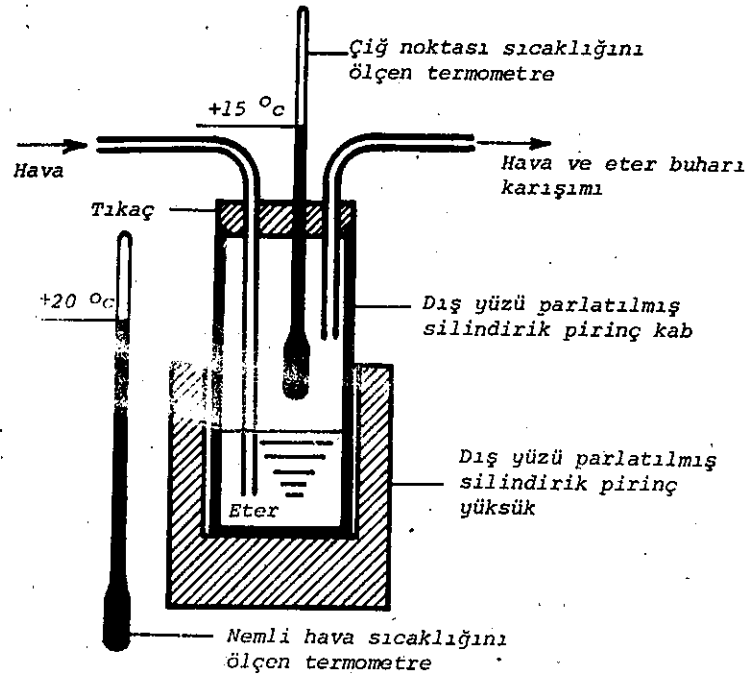
$$\phi = 0,752$$

elde edilir.

1.b.5.b) Higrometrelerden yararlanılarak bağıl nemin belirlenmesi

Bağıl nemin ölçümü yani higrometrik durumun belirlenmesi için higrometre adı verilen aletlerden yararlanır. Havanın içerdiği su buharının yani mutlak nemin ölçümünde

başvurulan en pratik yöntem, bilindiği gibi, hacmi bilinen bir miktar havayı nem tutucu nitelikte kimyasal maddeleri içeren (u) borularından geçirmek ve sonra bu kimyasal maddelerin kütle değişimini duyarlı tartı aletleriyle saptamaktır. Ancak günümüzde tartı yöntemi pratik olmasına karşın yalnızca bayağı higrometrelerin ayarlanmasında kullanılmaktadır. Uygulama alanında yoğunlaşmalı ya da kaydedici higrometrelerle karşılaşılar. Yoğunlaşmalı higrometrede nemli hava yavaş yavaş soğutulan parlak bir madensel yüzeyin üzerinden geçirilir ve buğulanmanın başladığı anda madensel yüzeyin sıcaklığı ölçülür. Bu sıcaklık çiy noktası sıcaklığıdır ve yavaş yavaş soğutulan parlak madensel yüzey üzerinden geçirilen (t) sıcaklığındaki havanın içerdiği su buharının kısmi basıncına eşit olan doymuluk basıncını karşılar. (Şekil-4.2)'de yoğunlaşmalı Alluard higrometresi görülmektedir. Yoğunlaşmalı Alluard higrometresi dış yüzü parlatılmış



Şekil-4.2 Yoğunlaşmalı Alluard Higrometresi

silindirik piring bir kab, bu kabın üzerine geçirilen yine dış yüzü parlatılmış silindirik piring bir yüksük, çiy noktası sıcaklığı ile nemli hava sıcaklığının ölçümünde kullanılan iki sıvı termometresi ve hava giriş borusu ile hava-eter buharı karışımı çıkış borusundan oluşmuştur. Dış yüzü parlatılmış silindirik kabın içerisinde sıcaklığı çiy noktası sıcaklığına dek düşürmeğe yarayan eter vardır. Eterin içerisinden hava geçirilir. Eter, içerisinden geçirilen havadan ısı alarak buharlaşır ve dış yüzü parlatılmış silindirik piring kabın sıcaklığının çiy noktası sıcaklığına düşmesini sağlar. Sıcaklığın çiy noktası sıcaklığına düşmesi, silindirik piring kabın parlatılmış dış yüzünde buğulanmanın başlaması ile anlaşılır. Dış yüzü parlatılmış silindirik piring yüksüğün işlevi, buğulanmanın başladığı anın, gözlemci tarafından yüzeyler arasında bir karşılaştırma yapılarak pek az hata ile saptanmasını mümkün kılmaktır. Yüksüğün eter aracılığı ile soğutulan silindirik piring kabtan çok iyi yalıtılması da gerekir. Çiy noktası sıcaklığı, dış yüzü parlatılmış silindirik kabın içerisine yerleştirilmiş olan sıvı termometresinin aracılığı ile belirlenir.

Bağırsaktan yapılmış çok ince tellerle saç telleri, bilindiği gibi, havanın içerdiği su buharından etkilenirler. Havadaki nem miktarı artınca bağırsaktan yapılmış ince tellerle saç tellerinin boyu uzar, buna karşın havadaki nem miktarı azalınca bu tellerin boyu kısalır. Kaydedici higrometreler, bağırsaktan yapılmış ince tellerle saç tellerinin bu özelliğinden yararlanılarak gerçekleştirilmiş olan higrometrelerdir. Bu higrometrelerde havanın içerdiği su buharı miktarına bağlı olarak bağırsaktan yapılmış ince tellerin ya da saç tellerinin boyunda meydana gelen değişiklik bir göstergenin aracılığı ile uzunluk ekseninde dönen bir silindirin üzerine sarılmış olan bölmeli bir kağıda geçirilir. Bölmeli kağıttan yararlanılarak gün boyunca havadaki nemin değişimi incelenir. Aşağıda 4.4 Numaralı çizelgede doymuk havanın sıcaklığı, özgül ağırlığı ve su tutumu arasındaki ilişki görülmektedir.

4.4 Numaralı Çizelge

Sıcaklık °C	Kuru Havanın Özgül Ağırlığı	Doğgun Havanın Su Tutumu		Sı- cak lık °C	Kuru Havanın Özgül Ağırlığı	Doğgun Havanın Su Tutumu	
	kg/m ³	g/m ³	g/kg		kg/m ³	g/m ³	g/kg
-20	1,3955	1,060	0,76	+10	1,2475	9,372	7,513
-18	1,3845	1,367	0,915	+12	1,2387	10,618	8,572
-16	1,3738	1,473	1,072	+14	1,2301	12,007	9,761
-14	1,3631	1,761	1,270	+16	1,2216	13,554	11,20
-12	1,3527	2,028	1,499	+18	1,2131	15,270	12,70
-10	1,3424	2,303	1,716	+20	1,2049	17,177	14,40
- 8	1,3323	2,680	2,012	+22	1,1967	19,286	16,30
- 6	1,3223	3,117	2,357	+24	1,1858	21,617	18,40
- 4	1,3124	3,623	2,761	+26	1,1807	24,168	20,70
- 2	1,3027	4,209	3,231	+28	1,1728	27,016	23,40
0	1,2932	4,876	3,770	+30	1,1650	30,130	26,30
+ 2	1,2838	5,580	4,387	+32	1,1574	33,548	29,50
+ 4	1,2748	6,370	4,983	+34	1,1497	37,288	33,10
+ 6	1,2654	7,259	5,737	+36	1,1424	41,393	37,0
+ 8	1,2564	8,257	6,572				

1. Uygulama

(20 °C) sıcaklıkta havanın bağıl nemi ($\phi = 0,60$) olarak belirlenmiştir. Sıcaklık (20 °C)'den (14 °C)'ye düşürüldüğü zaman havanın bağıl nemini ve çiğ noktası sıcaklığını hesaplayalım.

Bağıl nem, bilindiği gibi,

$$\phi = \frac{g_s}{g_d}$$

eşitliği ile ifade edilir. Burada (g_s), (1 m³) havanın içerdiği su buharının ağırlığını ve (g_d) de aynı sıcaklık ve aynı toplam basınçta içerebileceği maksimal su buharının ağırlığını yani doymuş havanın su tutumunu göstermektedir. 4.4 Numaralı çizelgeden (+ 20 °C) sıcaklıkta doymuş havanın su

tutumunu (17,177 g/m³) olarak belirleyebiliriz. (20 °C) sıcaklıkta havanın bağıl nemi ($\phi = 0,60$) olarak belirlenmiş olduğuna göre

$$0,60 = \frac{g_s}{17,177}$$

eşitliği yazılabilir ve buradan

$$g_s = 0,60 \cdot 17,177 = 10,3062 \text{ g/m}^3$$

$$g_s = 10,3062 \text{ g/m}^3$$

elde edilir. Yine 4.4 numaralı çizelgeden (15 °C) sıcaklıkta doymuş havanın su tutumunu (12,007 g/m³) olarak belirlemek mümkündür. (15 °C) sıcaklıkta havanın bağıl nemini (ϕ_1) ile gösterecek olursak doymuş havanın su tutumu (g_{d1}) olduğuna göre

$$\phi_1 = \frac{g_s}{g_{d1}}$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$g_s = 10,3062 \text{ g/m}^3$$

$$g_{d1} = 12,007 \text{ g/m}^3$$

olduğu için

$$\phi_1 = \frac{g_s}{g_{d1}} = \frac{10,3062}{12,007} = 0,858$$

$$\phi_1 = 0,858$$

olur. Nemli havanın yani kuru hava ve su buharı karışımının sıcaklığını karşılayan doymuşluk basıncını

$$\lg p_d = 17,443 - \frac{2795}{T} - 3,869 \cdot \lg T$$

şeklindeki Joseph Bertrand Formülünden yararlanarak hesaplayabiliriz.

$$t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T = 273 + t = 273 + 20 = 293 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$T = 293 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

olduğu için

$$\lg p_d = 17,443 - \frac{2795}{T} - 3,869 \cdot \lg T = 17,443 - \frac{2795}{293} - 3,869 \cdot \lg 293 = -1,64054$$

$$\lg p_d = -1,64054$$

olur. Buradan

$$p_d = 0,02288 \text{ kg/cm}^2$$

bulunur.

$$\phi = \frac{P_s}{p_d}$$

olarak verilmiştir.

$$\phi = 0,60$$

$$p_d = 0,02288 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olduğu için

$$P_s = \phi \cdot p_d = 0,60 \cdot 0,02288 \cdot 10^4 = 0,013728 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_s = 0,01372 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olarak elde edilir. (P_s), ($20 \text{ }^{\circ}\text{C}$) sıcaklıkta nemli havadaki su buharının kısmi basıncıdır. ($20 \text{ }^{\circ}\text{C}$) sıcaklıkta nemli havadaki su buharının kısmi basıncını karşılayan doymunluk sıcaklığı çiy noktası sıcaklığıdır.

$$P_s = 0,013728 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olduğu için 4.5 Numaralı çizelgeden yararlanılarak çiy noktası sıcaklığı ($11,36 \text{ }^{\circ}\text{C}$) bulunur.

Holborn, Nenning ve Baumann adlı araştırmacılar tarafından yapılmış deneysel araştırmaların sonuçlarına göre düzenlenmiş olan ve subuharının doymunluk sıcaklığı ile doymunluk basıncı arasındaki ilişkiyi gösteren çizelge

4.5 Numaralı Çizelge

Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)	Doymunluk Basıncı (kg/cm 2)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,0062	0,0067	0,0072	0,0077	0,0083	0,0089	0,0095	0,0102	0,0109	0,0117
10	0,0125	0,0134	0,0143	0,0153	0,0163	0,0174	0,0185	0,0197	0,0210	0,0224
20	0,0238	0,0253	0,0269	0,0286	0,0304	0,0322	0,0342	0,0363	0,0384	0,0407
30	0,0431	0,0456	0,0483	0,0511	0,0541	0,0572	0,0604	0,0638	0,0673	0,0711
40	0,0750	0,0791	0,0834	0,0878	0,0925	0,0974	0,1026	0,1079	0,1135	0,1194
50	0,1255	0,1318	0,1485	0,1455	0,1527	0,1602	0,1681	0,1762	0,1848	0,1936
60	0,2028	0,2124	0,2224	0,2328	0,2435	0,2547	0,2664	0,2785	0,2910	0,3040
70	0,3175	0,3315	0,3460	0,3611	0,3768	0,3929	0,4097	0,4269	0,4449	0,4635
80	0,4828	0,5027	0,5233	0,5445	0,5666	0,5894	0,6129	0,6371	0,6623	0,6881
90	0,7149	0,7425	0,7710	0,8004	0,8307	0,8620	0,8942	0,9274	0,9617	0,9970
100	1,0333	1,0707	1,1093	1,1490	1,1898	1,2320	1,2752	1,3196	1,3655	1,4124
110	1,4609	1,5107	1,5618	1,6144	1,6694	1,7239	1,7808	1,8392	1,8994	1,9611
120	2,0243	2,0892	2,1559	2,2243	2,2944	2,3664	2,4401	2,5021	2,5932	2,6727
130	2,7540	2,8374	2,9229	3,0102	3,0999	3,1917	3,2856	3,3818	3,4802	3,5810
140	3,6839	3,7894	3,8972	4,0078	4,1201	4,2356	4,3536	4,4742	4,5973	4,7233
150	4,8521	4,9934	5,1177	5,2548	5,395	5,538	5,685	5,833	5,985	6,141
160	6,299	6,461	6,627	6,795	6,967	7,142	7,320	7,502	7,639	7,874
170	8,072	8,268	8,469	8,673	8,882	9,094	9,311	9,531	9,755	9,984
180	10,216	10,453	10,695	10,940	11,190	11,444	11,704	11,967	12,235	12,509
190	12,786	13,069	13,356	13,648	13,944	14,247	14,555	14,866	15,184	15,508
200	15,836	16,170	16,510	16,855	17,205	17,561	17,923	18,291	18,664	19,044
210	19,429	19,820	20,213	20,621	21,031	21,446	21,869	22,298	22,733	23,175
220	23,623	24,078	24,540	25,008	25,483	25,965	26,454	26,951	27,454	27,965
230	28,483	29,008	29,541	30,080	30,628	31,183	31,746	32,316	32,895	33,481
240	34,076	34,673	35,239	35,907	36,535	37,172	37,816	38,467	39,128	39,797
250	40,476	41,162	41,859	42,565	43,279	44,001	44,734	45,476	46,227	46,987
260	47,758	48,537	49,326	50,125	50,934	51,752	52,581	53,419	54,267	55,126
270	55,995	56,874	57,764	58,665	59,576	60,497	61,430	62,374	63,329	64,295
280	65,274	66,263	67,263	68,276	69,299	70,336	71,386	72,449	73,522	74,608
290	75,705	76,815	77,94	79,08	80,23	81,39	82,57	83,76	84,96	86,18
300	87,41	88,65	89,90	91,17	92,45	93,745	95,055	96,38	97,715	99,06
310	100,42	101,80	103,19	104,60	106,02	107,46	108,91	110,37	111,85	113,35
320	114,86	116,39	117,94	119,50	121,07	122,66	124,27	125,90	127,55	129,21
330	130,89	132,58	138,28	136,01	137,75	139,51	141,30	143,10	144,91	146,74
340	148,60	150,46	152,34	154,25	156,17	158,12	160,09	162,07	164,07	166,09
350	168,12	170,17	172,25	174,34	176,46	178,60	180,75	182,94	185,15	187,39
360	189,63	191,91	194,21	196,54	198,91	201,32	203,74	206,20	208,68	211,19
370	213,73	216,30	218,89	221,54	224,24					

2. Uygulama

Sıvı termometresi ile ölçülen nemli hava sıcaklığı (30 °C)'dir. Yoğunlaşmalı Alluart Higrometresinde dış yüzü parlatılmış silindirik piring kabın buğulandığı sıcaklık (10 °C) olarak belirlendiğine göre, havanın bağıl nemini hesaplayalım. Havanın bağıl nemini hesaplamak için önce Joseph Bertrand Formülünden yararlanarak (30 °C) ve (10 °C) doygunluk sıcaklığını karşılayan doygunluk basınçlarını bulmak gerekir.

$$t_1 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 30 = 303 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 303 \text{ } ^\circ\text{K}$$

olduğu için

$$\lg p_1 = 17,443 - \frac{2795}{T_1} - 3,869 \lg T_1 = 17,443 - \frac{2795}{303} - 3,869 \cdot \lg 303$$

$$\lg p_1 = -1,382122$$

$$p_1 = 0,041483 \text{ kg/cm}^2$$

ve

$$t_2 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 273 + t_2 = 273 + 10 = 283 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 283 \text{ } ^\circ\text{K}$$

olduğu için

$$\lg p_2 = 17,443 - \frac{2795}{T_2} - 3,869 \cdot \lg T_2 = 17,443 - \frac{2795}{283} - 3,869 \cdot \lg 283$$

$$\lg p_2 = -1,91926$$

$$p_2 = 0,012043 \text{ kg/cm}^2$$

bulunur. Diğer yandan

$$\phi = \frac{P_s}{P_d}$$

olduğu ve

$$P_s = P_2 = 0,012043 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_d = P_1 = 0,041483 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olarak bulunduğu için

$$\phi = \frac{P_s}{P_d} = \frac{0,012043 \cdot 10^4}{0,041483 \cdot 10^4} = 0,2903$$

$$\phi = 0,2903$$

olur.

3. Uygulama

(20 °C) sıcaklıkta (1 kg) su buharının atmosferik basınçta kaç (m³) kuru havayı doymun hale getirebileceğini araştıralım. (1 m³) karışımda su buharının kısmi basıncını (P_s), ağırlığını (g_s) ve kuru havanın kısmi basıncını (P_h), ağırlığını da (g_h) ile gösterelim. Su buharının gaz sabiti (R_s) ve kuru havanın gaz sabiti de (R_h) olduğuna göre, Genel Gaz Kanunu uyarınca

$$P_s = g_s \cdot R_s \cdot T$$

ve

$$P_h = g_h \cdot R_h \cdot T$$

eşitliklerini yazabiliriz. Bu eşitliklerin birleşiminden

$$g_h = g_s \cdot \frac{P_h}{P_s} \cdot \frac{R_s}{R_h}$$

eşitliği elde edilir. 4.4 Numaralı çizelgeden yararlanarak (20 °C) sıcaklıktaki doymuş havanın su tutumunu (17,177 g/m³) olarak belirleyebiliriz.

$$P_s = 0,02288 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_h = P_{\text{atm}} - P_s = 10^4 - 0,02288 \cdot 10^4 = 0,97712 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_h = 0,97712 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$R_s = 47,1 \text{ kgm/kg. } ^\circ\text{K}$$

$$R_h = 29,4 \text{ kgm/kg. } ^\circ\text{K}$$

olduğu için

$$g_h = g_s \cdot \frac{P_h}{P_s} \cdot \frac{R_s}{R_h} = 17,177 \cdot \frac{0,9712 \cdot 10^4}{0,02288 \cdot 10^4} \cdot \frac{47,1}{29,4} = 1175,1727 \text{ g/m}^3$$

$$g_h = 1175,1727 \text{ g/m}^3$$

olur. Bu açıklama (1 m³) karışımın ağırlık olarak (17,177 g) su buharı ile (1175,1727 g) kuru havadan oluştuğunu göstermektedir. 4.4 Numaralı çizelgeden (20 °C) sıcaklıkta kuru havanın özgül ağırlığını (1,2049 kg/m³) olarak bulabiliriz. (20 °C) sıcaklıkta kuru havanın özgül hacmi (0,82994 m³/kg) olduğu için (1 m³) karışımı oluşturan (1175,1727 g) kuru havanın hacmi (0,97532 m³) olur. Açık olarak görülüyor ki, (17,177 g) su buharı (0,97532 m³) kuru havayı doyurmaktadır. (17,177 g) su buharı (0,97532 m³) kuru havayı doyurduğuna göre, (1 kg) su buharı

$$\frac{1000}{17,177} \cdot 0,97532 = 56,78057 \text{ m}^3$$

kuru havayı doymuş hale getirir.

4. Uygulama

(50 °C) sıcaklıkta ve (75 mm Hg) basınçta (10 dm³) su buharının sıcaklığı aynı kalmak koşulu ile basıncı (92,5 mm Hg)'ye yükseltiliyor ve hacmi de (5 dm³)'e düşürülüyor. Bu dönüşüm sürecinde yoğunlaşan su buharının ağırlığını hesaplayalım. Dönüşüm sürecinde yoğunlaşan su buharının ağırlığını, su buharını yetkin gaz kabul etmek koşulu ile Genel Gaz Kanunundan yararlanarak hesaplayabiliriz. Su buharının gaz sabitini (R_s), dönüşüm sürecinin başında ağırlığını (g₁) basıncını (P₁), hacmini (V₁), sıcaklığını (T₁) ve dönüşüm sürecinin sonunda da ağırlığını (g₂), basıncını (P₂), hacmini (V₂), sıcaklığını (T₂) ile gösterecek olursak Genel Gaz Kanunu uyarınca

$$P_1 V_1 = g_1 R_s T_1$$

ve

$$P_2 V_2 = g_2 R_s T_2$$

eşitliklerini yazabiliriz. Deniz seviyesinde atmosferik basınç (760 mm Hg) ya da (1,0336 · 10⁴ kg/m²)'dir. Buna göre,

$$P_1 = \frac{1,0336 \cdot 10^4}{760} \cdot 75 = 0,102 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_1 = 0,102 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

ve

$$P_2 = \frac{1,0336 \cdot 10^4}{760} \cdot 92,5 = 0,1258 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_2 = 0,1258 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olur. Diğer yandan

$$V_1 = 10 \text{ dm}^3 = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$V_2 = 5 \text{ dm}^3 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$t_1 = t_2 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_1 = T_2 = 273 + t_1 = 273 + 50 = 323 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_1 = T_2 = 323 \text{ } ^\circ\text{K}$$

olarak verilmiştir.

$$R_s = 47,1 \text{ kg m/kg.}^\circ\text{K}$$

olduğu için

$$P_1 V_1 = g_1 \cdot R_s \cdot T_1$$

$$P_2 V_2 = g_2 \cdot R_s \cdot T_2$$

eşitliklerinden yararlanılarak

$$g_1 = \frac{P_1 V_1}{R_s T_1} = \frac{0,102 \cdot 10^4 \cdot 10^{-2}}{47,1 \cdot 323} = 0,0006704 \text{ kg}$$

$$g_1 = 0,0006704 \text{ kg} = 0,6704 \text{ g}$$

ve

$$g_2 = \frac{P_2 V_2}{R_s T_2} = \frac{0,1258 \cdot 10^2 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{47,1 \cdot 323} = 0,0004134 \text{ kg}$$

$$g = 0,0004134 = 0,4134 \text{ g}$$

bulunur. Bu durumda, dönüşüm sürecinde yoğunlaşan buhar miktarı

$$g_1 - g_2 = 0,6704 - 0,4134 = 0,257 \text{ g}$$

$$g_1 - g_2 = 0,257 \text{ g}$$

olur.

5. Uygulama

Hacmi (2 dm³) olan bir kapalı kabta (30 °C) sıcaklıkta ve (760 mm Hg) basınçta kuru hava bulunmaktadır. Bu kabın

içersine (30 °C) sıcaklıkta (20 mg) su gönderiliyor ve bunun aynı sıcaklıkta tamamen buharlaşması sağlanıyor. Su buharının kısmi basıncını, bağıl nem derecesini ve su buharı - kuru hava karışımının ağırlığını hesaplayalım.

(30 °C) sıcaklıkta (20 mg) su buharının kısmi basıncını Genel Gaz Kanunundan yararlanarak bulabiliriz. Genel Gaz Kanunu uyarınca, su buharının kısmi basıncı (P_s) olduğuna göre,

$$P_s \cdot V = g_s \cdot R_s \cdot T$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$t = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T = 273 + t = 273 + 30 = 303 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T = 303 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$g_s = 20 \text{ mg} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ g} = 20 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$$

$$R_s = 47,1 \text{ kgm/kg.}^\circ\text{K}$$

$$V = 2 \text{ dm}^3 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

olarak verilmiştir. Bu durumda

$$P_s \cdot V = g_s \cdot R_s \cdot T$$

eşitliğinden yararlanılarak

$$P_s = g_s \cdot R_s \cdot \frac{T}{V} = 20 \cdot 10^{-6} \cdot 47,1 \cdot \frac{303}{2 \cdot 10^{-3}} = 0,01427 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_s = 0,01427 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

bulunur. Bağıl nem, bilindiği

$$\phi = \frac{P_s}{P_d}$$

eşitliği ile verilir. (30 °C) sıcaklıkta su buharının doymuluk basıncı

$$\lg p_d = 17,443 - \frac{2795}{T} - 3,869 \lg T$$

şeklindeki Joseph Bertrand Formülünden yararlanılarak hesaplanabilir.

$$T = 303 \text{ } ^\circ\text{K}$$

olduğu için

$$\lg p_d = 17,443 - \frac{2795}{303} - 3,869 \cdot \lg 303 = 17,443 - \frac{2795}{303} - 3,869 \lg 303$$

$$\lg p_d = -1,3821$$

$$p_d = 0,041485 \text{ kg/cm}^2$$

olur.

$$\phi = \frac{p_s}{p_d}$$

eşitliğinde (p_s) ve p_d 'nin bulmuş olduğumuz değerlerini yerlerine koyacak olursak

$$\phi = \frac{p_s}{p_d} = \frac{0,01427 \cdot 10^4}{0,041485 \cdot 10^4} = 0,343$$

$$\phi = 0,343$$

buluruz. Hacmi (2 dm³), sıcaklığı (30 °C) ve basıncı da (760 mm Hg) olan kuru havanın ağırlığını Genel Gaz Kanunu ile hesaplamak mümkündür. Kuru havanın ağırlığını (g_h) ve gaz sabitini de (R_h) ile gösterecek olursak Genel Gaz Kanunu uyarınca

$$P \cdot V = g_h \cdot R_h \cdot T$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$V = 2 \text{ dm}^3 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$P = 760 \text{ mm Hg} = 1,0336 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$T = 303 \text{ } ^\circ\text{K}$$

olarak verilmiştir. Havanın gaz sabiti ($R_h = 29,4 \text{ kgm/kg} \cdot ^\circ\text{K}$) olduğuna göre,

$$g_h = \frac{P \cdot V}{R_h \cdot T} = \frac{1,0336 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{29,4 \cdot 303} = 0,00232 \text{ kg}$$

$$g_h = 0,00232 \text{ kg}$$

bulunur. Su buharı - kuru hava karışımının ağırlığı su buharının ağırlığı ile kuru havanın ağırlığının toplamıdır. Buna göre, su buharı - kuru hava karışımının ağırlığı

$$g_h + g_s = 2320 \cdot 10^{-6} + 20 \cdot 10^{-6} = 2340 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$$

$$g_h + g_s = 2340 \cdot 10^{-6} \text{ kg} = 2,34 \text{ g}$$

olur.

1.b.6) Nemli havanın entalpisi (Su buharı-kuru hava karışımının sabit basınçtaki ısı tutumu)

Bir gaz karışımının entalpisi yani sabit basınçtaki ısı tutumu bu gaz karışımını oluşturan elemanların entalpilerinin toplamına eşittir. Gaz karışımının ağırlığını (G), gaz karışımını oluşturan elemanların ağırlığını da (G_1), (G_2), (G_3), ..., (G_n) ile göstereyim. Birim ağırlık için gaz karışımının entalpisi (h) ve gaz karışımını oluşturan elemanların entalpisi de (h_1), (h_2), (h_3), ..., (h_n) olursa yukarıda yapmış olduğumuz açıklama uyarınca

$$G \cdot h = G_1 \cdot h_1 + G_2 \cdot h_2 + G_3 \cdot h_3 + \dots + G_n \cdot h_n$$

eşitliğini yazabiliriz. Bu eşitliği (1 kg) kuru hava ve (x kg) su buharından oluşan bir su buharı - kuru hava karışımı için, (kq) başına su buharının entalpisi (h_s), kuru havanın entalpisi (h_h) ve su buharı - kuru hava karışımının entalpisi de (h) olduğuna göre

$$(1+x) \cdot h = h_h + x \cdot h_s$$

şeklinde yazabiliriz.

$$(1+x) \cdot h = h_h + x \cdot h_s$$

eşitliğini yararlanılabilir ve kullanılabilir bir duruma getirmek için havanın sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı ile su buharının sabit basınçtaki özgül ısınma ısısını hesaplamak gerekir. Havanın ve su buharının sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı

$$C_p - C_v = A R$$

ve

$$\frac{C_p}{C_v} = \gamma$$

eşitliklerinden yararlanılarak hesaplanır. Bu iki eşitliğin birleşiminden

$$C_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} A R$$

ve

$$C_v = \frac{A R}{\gamma-1}$$

eşitlikleri elde edilir. Hava, molekül yapısı (2) atomlu olan oksijen ve azot karışımıdır. Su buharının molekül yapısı (3) atomludur. Bu nedenle hava için ($\gamma = 1,41$) ve su buharı için ($\gamma = 1,33$) alınır. Havanın gaz sabiti ($R_h = 29,4 \text{ kgm/kg} \cdot ^\circ\text{K}$) ve su buharının gaz sabiti de ($R_s = 47,1 \text{ kgm/kg} \cdot ^\circ\text{K}$)'dir. Havanın sabit basınçtaki özgül

ısınma ısısını (C_{ph}) ve su buharının sabit basınçtaki özgül ısınma ısısını da (C_{ps}) ile gösterelim. (A) eşdeğerlik katsayısıdır ve değeri ($1/427 \text{ kcal/kgm/}^\circ\text{K}$)'dir. Bu durumda havanın sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı

$$C_{ph} = \frac{\gamma_h}{\gamma_h-1} \cdot A \cdot R_h = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot \frac{1}{427} \cdot 29,4 = 0,2367 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$C_{ph} = 0,2367 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{K} = 0,2367 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

ve su buharının sabit basınçtaki özgül ısınma ısısı da,

$$C_{ps} = \frac{\gamma_s}{\gamma_s-1} \cdot A \cdot R_s = \frac{1,33}{1,33-1} \cdot \frac{1}{427} \cdot 47,1 = 0,4445 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$C_{ps} = 0,4445 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{K} = 0,4445 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

olur.

$$h_s = r_0 + C_{ps} \cdot t = r_0 + 0,4445 \cdot t$$

ve

$$h_h = C_{ph} \cdot t = 0,2367 \cdot t$$

olduğu için

$$(1+x) \cdot h = h_h + x \cdot h_s$$

eşitliğinden yararlanarak

$$(1+x) \cdot h = 0,2367 \cdot t + x(r_0 + 0,4445 \cdot t)$$

eşitliğini yazabiliriz. Belirli bir sıcaklıkta ve belirli bir toplam basınçta (1 kg) kuru havayı doyuran su buharı miktarını (x_1) ile gösterelim. Bu durumda doygur karışımın entalpisi

$$(1+x) \cdot h = 0,2367 \cdot t + x(r_0 + 0,4445 \cdot t)$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur. Yukarıdaki eşitliklerde

yer alan (r_0), (1 kg) suyun (0 °C) sıcaklıkta buharlaşma ısısıdır ve değeri (597 kcal) olarak belirlenmiştir.

Sabit basınçta tutulan nemli havanın sıcaklığının (t_1)'den (t_2)'ye getirildiğini kabul edelim. Ağırlığı (1+x) olan nemli havanın (t_1) sıcaklığındaki entalpisi

$$(1+x) \cdot h_1 = 0,2367 t_1 + x(r_0 + 0,4445 \cdot t_1)$$

ve (t_2) sıcaklığındaki entalpisi de

$$(1+x) h_2 = 0,2367 \cdot t_2 + x(r_0 + 0,4445 \cdot t_2)$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Bu eşitliklerin birleşiminden

$$(1+x)(h_2 - h_1) = (t_2 - t_1)(0,2367 + x \cdot 0,4445)$$

eşitliği elde edilir. Sıcaklığı (t_1)'den (t_2)'ye getirilen nemli havanın ağırlığını (G), (t_1) ve (t_2) sıcaklıklarının sınırladıkları dönüşüm sürecinde çevreden alınan ya da çevreye verilen ısı miktarını da (Q) ile gösterecek olursak

$$Q_1^2 = \frac{G}{1+x} [(t_2 - t_1)(0,2367 + x \cdot 0,4445)]$$

eşitliğini yazabiliriz. (t_1) ve (t_2) sıcaklıklarının sınırladıkları dönüşüm sürecinde, ağırlığı (G) olan nemli havanın çevreden aldığı ya da çevreye verdiği ısı miktarı nemli hava için hazırlanmış diyagramlardan yararlanılarak da bulunabilir.

1. Uygulama

(750 mm Hg) basınç altında ve (50 °C) sıcaklıkta, bağıl nemi ($\phi = 0,50$) olan (1 kg) nemli havanın entalpisini hesaplayalım.

Nemli havanın entalpisi yani sabit basınçtaki ısı tutumu, bilindiği gibi,

$$(1+x) h = 0,2367 \cdot t + x (r_0 + 0,4445 \cdot t)$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Ancak daha önce (x)'i bulmak gerekir. Bağıl nem

$$\phi = \frac{P_s}{P_d}$$

eşitliği ile verilir. (P_s) nemli havanın içerdiği su buharının kısmi basıncı, (P_d) de (50 °C) sıcaklığı karşılayan doymunluk basıncıdır. Doymunluk basıncı,

$$\lg P_d = 17,443 - \frac{2795}{T} - 3,869 \lg T$$

şeklindeki Joseph Bertrand Formülünden yararlanılarak bulunur.

$$t = 50 \text{ °C}$$

$$T = 273 + t = 273 + 50 = 323 \text{ °K}$$

$$T = 323 \text{ °K}$$

olduğu için

$$\lg P_d = 17,443 - \frac{2795}{T} - 3,869 \cdot \lg T = 17,443 - \frac{2795}{323} - 3,869 \cdot \lg 323$$

$$\lg P_d = -0,9183$$

$$P_d = 0,12068 \text{ kg/cm}^2$$

olur.

$$\phi = \frac{P_s}{P_d}$$

eşitliğinde (ϕ) ve (P_d)'nin değerlerini yerlerine koyacak

olursak (P_S)'nin değerini

$$P_S = \phi \cdot P_S = 0,50 \cdot 0,12069 \cdot 10^4 = 0,060345 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_S = 0,060345 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olarak buluruz. Karışımın basıncısı (P) ile gösterelim.

$$P = 750 \text{ mm Hg}$$

olarak verildiği için

$$P = \frac{P_{\text{atm}}}{760} \cdot 750 = \frac{1,0336 \cdot 10^4}{760} \cdot 750 = 1,0199 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P = 1,0199 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olur. Bu durumda, karışımın içerdiği kuru havanın kısmi basıncı

$$P_h = P - P_S = 1,0199 \cdot 10^4 - 0,060345 \cdot 10^4 = 0,9595 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$P_h = 0,9595 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

bulunur. Karışımın hacmini bulmak için Genel Gaz Kanunu uyarınca

$$P_h \cdot V = R_h \cdot T$$

eşitliğini yazabiliriz.

$$R_h = 29,4 \text{ kgm/kg. } ^\circ\text{K}$$

$$T = 323 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$P_h = 0,9595 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olduğu için

$$V = \frac{R_h \cdot T}{P_h} = \frac{29,4 \cdot 323}{0,9595 \cdot 10^4} = 0,9897 \text{ m}^3$$

$$V = 0,9897 \text{ m}^3$$

olur. Karışımın içerdiği su buharının ağırlığı, Genel Gaz Kanununa göre yazabileceğimiz

$$P_S \cdot V = x \cdot R_S \cdot T$$

eşitliğinden yararlanılarak bulunur.

$$P_S = 0,060345 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$V = 0,9897 \text{ m}^3$$

$$R_S = 47,1 \text{ kgm/kg. } ^\circ\text{K}$$

olarak bulunmuş ve

$$T = 323 \text{ } ^\circ\text{K}$$

olarak verilmiştir. Bu durumda

$$x = \frac{P_S \cdot V}{R_S \cdot T} = \frac{0,060345 \cdot 10^4 \cdot 0,9897}{47,1 \cdot 323} = 0,03925 \text{ kg}$$

$$x = 0,03925 \text{ kg}$$

olarak elde edilir.

$$(1+x) h = 0,2367 \cdot t + x (r_0 + 0,4445 \cdot t)$$

eşitliğinde (x)'in, (t)'nin ve (r_0)'in değerlerini yerlerine koyalım.

$$r_0 = 597 \text{ kcal/kg}$$

$$t = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x = 0,03925$$

olduğu için

$$h = \frac{1}{1+0,03925} \cdot 0,2367 \cdot 50 + 0,03925(597 + 0,4445 \cdot 50) = 34,7746 \text{ kcal/kg}$$

$$h = 34,7746 \text{ kcal/kg}$$

2. Uygulama

Bağıl nemi ($\phi = 0,60$) olan ($t_1 = 40$ °C) sıcaklıktaki nemli hava (760 mm Hg) basınç altında ($t_2 = 90$ °C)'ye kadar ısıtılmaktadır. (1 kg) nemli havanın bu koşullarda ısıtılması için gerekli ısı miktarını hesaplayalım.

(40 °C) sıcaklığı karşılayan doymuluk basıncını

$$\lg p_d = 17,443 - \frac{2795}{T_1} - 3,869 \cdot \lg T_1$$

şeklindeki Joseph Bertrand Formülünden yararlanarak hesaplayabiliriz.

$$t_1 = 40 \text{ °C}$$

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 40 = 313 \text{ °K}$$

$$T_1 = 313 \text{ °K}$$

olarak verildiği için

$$\lg p_d = 17,443 - \frac{2795}{T_1} - 3,869 \cdot \lg T = 17,443 - \frac{2795}{313} - 3,869 \cdot \lg 313$$

$$\lg p_d = -1,14196$$

$$p_d = 0,072117 \text{ kg/m}^2$$

olur. Bağıl nem

$$\phi = \frac{p_s}{p_d}$$

eşitliği ile ifade edilir.

$$\phi = 0,60$$

olarak verildiği için

$$p_s = \phi \cdot p_d = 0,60 \cdot 0,072117 \cdot 10^4 = 0,04327 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$p_s = 0,04327 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

bulunur. Karışımı oluşturan su buharı ve kuru hava için Genel Gaz Kanunu uyarınca, (V) karışımın hacmi olduğuna göre,

$$p_s \cdot V = x \cdot R_s \cdot T_2$$

ve

$$p_h \cdot V = R_h \cdot T_2$$

eşitliklerini yazabiliriz. Bu eşitliklerin birleşiminden

$$x = \frac{p_s}{p_h} \cdot \frac{R_h}{R_s}$$

eşitliği elde edilir.

$$R_h = 29,4 \text{ kgm/kg. °K}$$

$$R_s = 47,1 \text{ kgm/kg. °K}$$

ve

$$p_h = p - p_s = 1,0336 \cdot 10^4 - 0,04327 \cdot 10^4 = 0,99033 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

$$p_h = 0,99033 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$$

olduğu için

$$x = \frac{p_s}{p_h} \cdot \frac{R_h}{R_s} = \frac{0,04327 \cdot 10^4}{0,99033 \cdot 10^4} \cdot \frac{29,4}{47,1} = 0,02727$$

$$x = 27,27 \text{ g/kg}$$

olur. (t_1) ve (t_2) sıcaklıklarının sınırladıkları ısıtma sürecinde (1 kg) nemli havaya verilmesi gereken ısı miktarı

$$q_1^2 = \frac{1}{1+x} \cdot [(t_2 - t_1) \cdot (0,2367 + x \cdot 0,4445)]$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır.

$$t_1 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

olarak verilmiştir.

$$x = 27,27 \text{ g/kg}$$

olarak bulunduğu için

$$q_1^2 = \frac{1}{1+0,02727} \cdot [(90-40)(0,2367+0,02727 \cdot 0,4445)] = 12,11 \text{ kcal/kg}$$

$$q_1^2 = 12,11 \text{ kcal/kg}$$

olur.

1.b.7) Nemli havanın entalpisinin grafik olarak gösterilmesi

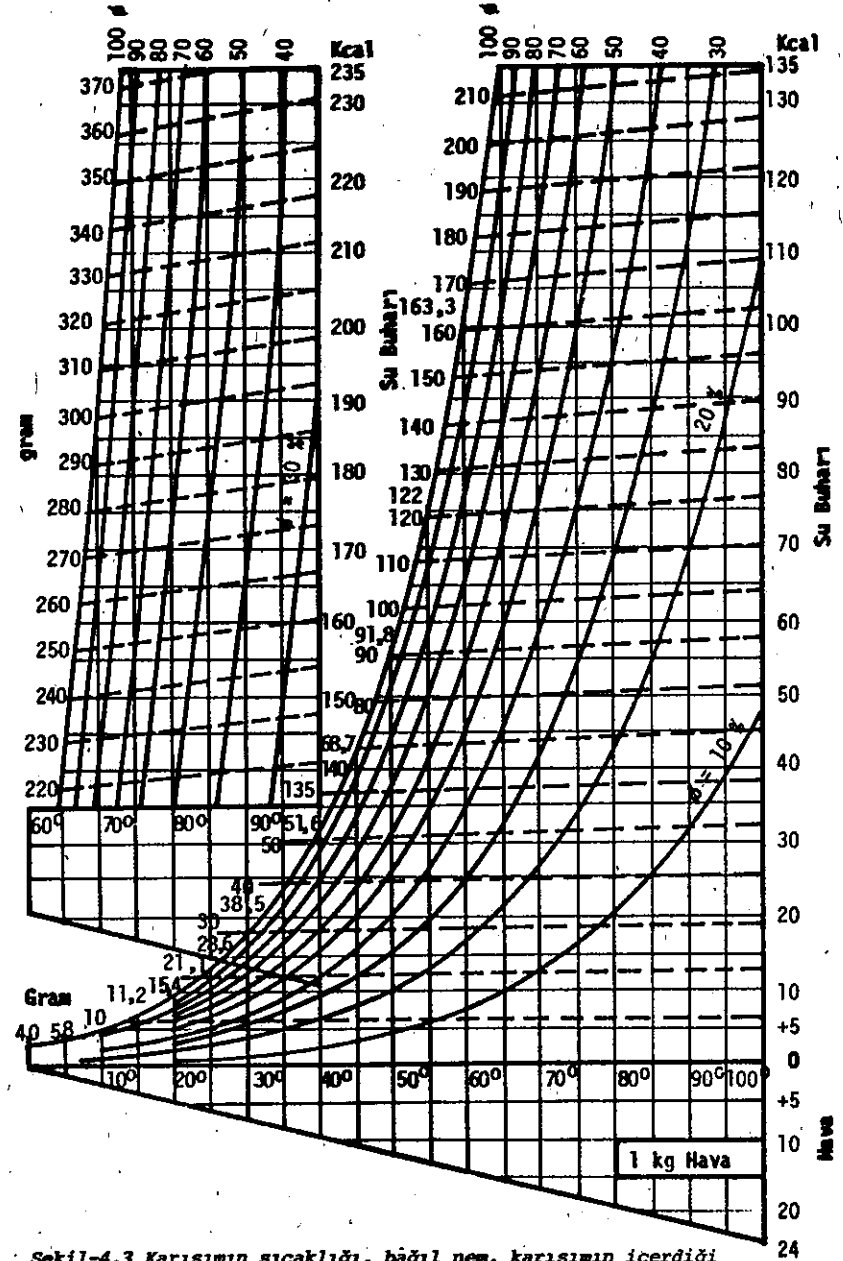
1.b.7.a) Entalpi diyagramının oluşumu

Yatay konumdaki sıcaklık ve düşey konumdaki entalpi eksenlerinin oluşturdukları dik açılı koordinatlar sisteminde nemli hava diyagramları bağıl nem eğrileri ile su buharının eşit ağırlık eğrilerinden oluşur. (Şekil-4.3)'de, böyle bir nemli hava diyagramı görülmektedir. Yatay konumdaki sıcaklık ekseninin altında kalan bölgeye kuru havanın entalpisini belirlemek için denklemi

$$h_h = C_{hp} \cdot t = 0,2367 \cdot t$$

olan doğru çizilir. Bu doğrunun üzerinde alınan bir noktanın ordinatı sıcaklığı bu noktanın apsisini karşılایan (1 kg) kuru havanın atmosferik basınçta entalpisini ifade eder.

(mm Hg) olarak toplam basınç karışımın yani nemli havanın bütün durumları için sabit kabul edilir. Diyagramın



Şekil-4.3 Karışımın sıcaklığı, bağıl nem, karışımın içerdiği kuru havanın entalpisini ve su buharının entalpisini ve ağırlığı arasındaki ilişkiyi gösteren diyagram

sol yanında en dışta bulunan eğri doygunluk eğrisi olarak adlandırılır. *Doygunluk eğrisinin ifade ettiği bağıl nem derecesi ($\phi = 1$)'dir. Bu eğrinin alt yanında sırası ile (0,90, 0,80, 0,70, 0,60,, 0,10)'luk bağıl nem derecesini gösteren bağıl nem eğrileri bulunur. Bağıl nem derecesi ($\phi = 0$) olursa bu bağıl nem derecesini ifade eden eğri sıcaklık eksenini ile çakışır. Bağıl nem derecesinin sıfır olduğu karışımda su buharı bulunmaz. Bu durumda karışıma kuru hava demek yerinde olur.*

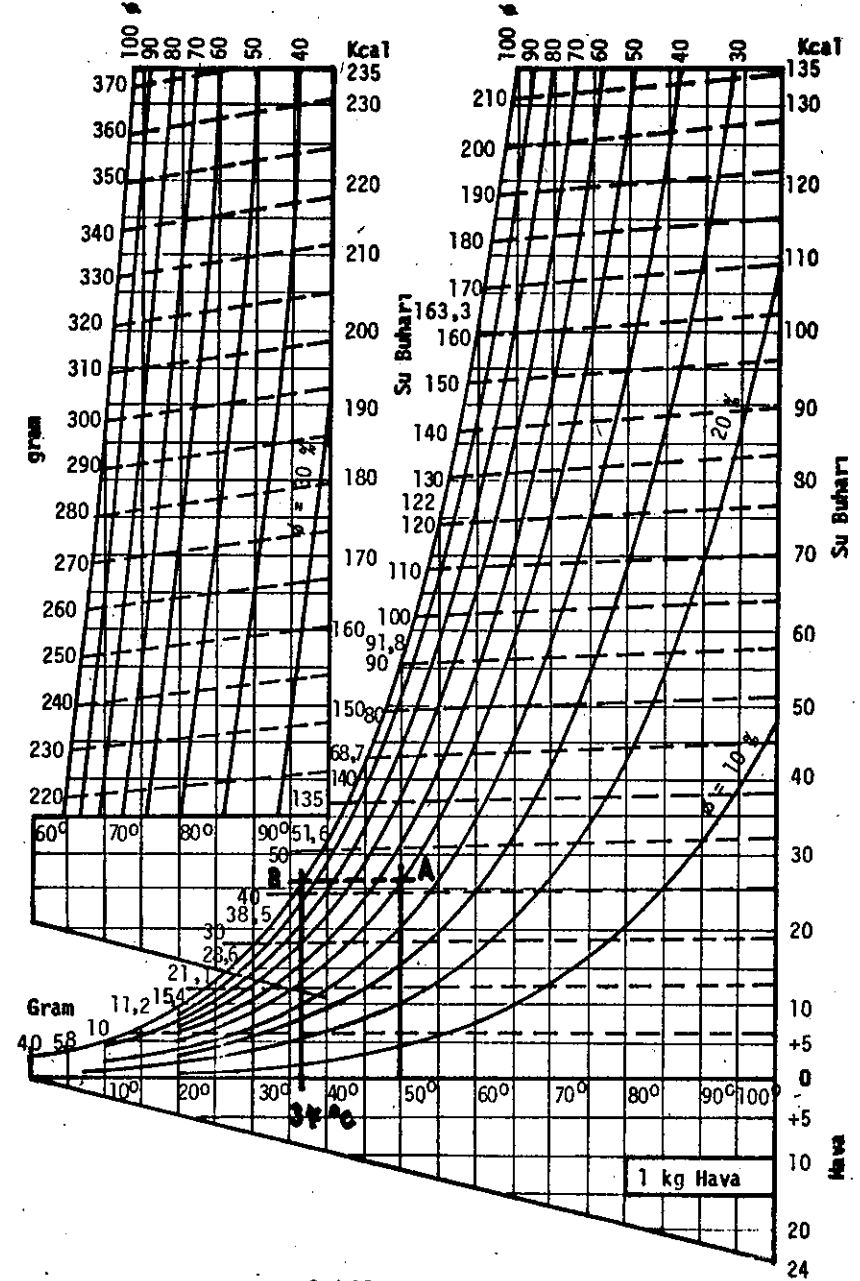
Diyagramın sıcaklık ekseninin üstünde kalan kesiminde alınan her nokta, bu noktanın koordinatlarını oluşturan sıcaklık ve karışımın içerdiği su buharının antalpisi ile bağıl nem derecesi tarafından tanımlanır. Karışımın toplam antalpisi, kuru havanın aynı sıcaklığı karşılayan antalpisi karışımın içerdiği su buharının antalpisine eklenerek bulunur. Karışımı oluşturan elemanlardan kuru havanın ağırlığı daima (1 kg) olarak alınır. Su buharının eşit ağırlık eğrileri diyagram üzerinde kesik çizgilerle gösterilmişlerdir. Gerçekte, dar bir alanda doğru çizgi kabul edilmesi gereken bu eğriler yukarıya çıkıldıkça sıcaklık eksenini ile daha büyük bir açı yaparlar.

1.b.7.b) Antalpi diyagramının kullanımı

Diyagram üzerinde alınan her nokta nemli havanın belirli bir durumunu gösterir. Bir noktayı sıcaklık ve antalpiden oluşan koordinatları ile bağıl nem eğrisi üzerindeki ve su buharı eşit ağırlık eğrileri arasındaki konumu karakterize eder.

1. Uygulama

Bağıl nem derecesi ($\phi_1 = 0,50$) olan ($t = 50$ °C) sıcaklıktaki nemli hava soğutulmaktadır. Nemli havanın içerdiği su buharının yoğuşmaya başladığı çiy noktası sıcaklığını saptayalım.



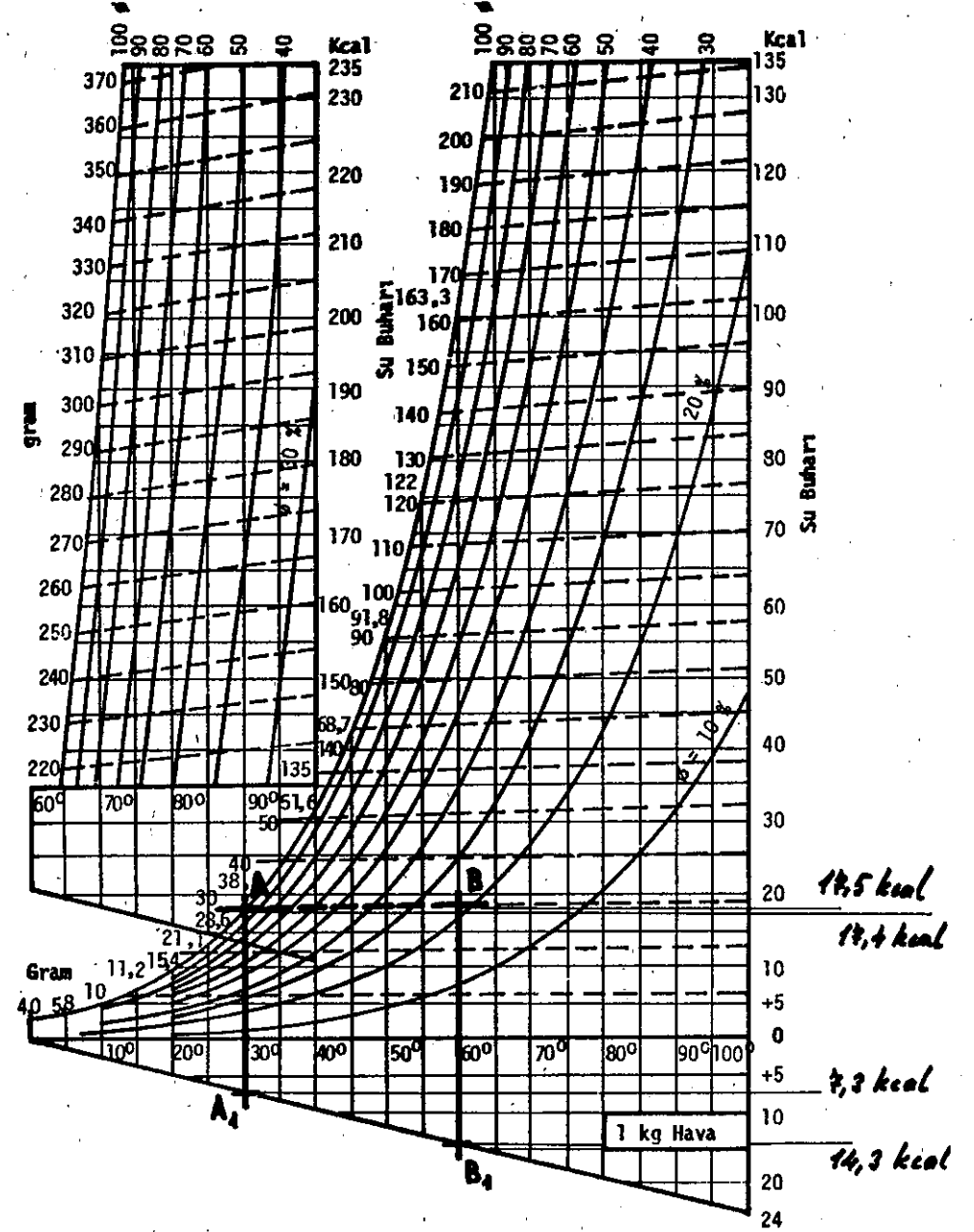
Şekil-4.4

Çiğ noktasında bilindiği gibi, nemli hava doygunlaşır ve bağıl nem derecesi ($\phi_1 = 1$) olur. Nemli havanın ağırlığı soğuma sürecinde sabit kalır. Nemli havanın soğuma sürecinin başındaki durumu, (şekil-4.4)'de görüldüğü gibi, sıcaklık ekseninde (50°C)'yi belirleyen noktadan çıkılan dikmenin ($\phi_1 = 0,50$) bağıl nem derecesine ait bağıl nem eğrisini kestiği (A) noktası ile tanımlanır. (A) noktasından bu noktaya en yakın su buharı eşit ağırlık çizgisine paralel bir doğru çizilir. Bu doğru doygunluk eğrisini (B) noktasında keser. (B) noktasının apsisi çiy noktası sıcaklığını ifade eder. Çiy noktası sıcaklığı, diyagram üzerinde görüldüğü gibi, (37°C)'dir.

2. Uygulama

Bağıl nem derecesi ($\phi_1 = 1$) olan doyurulmuş nemli hava, sıcaklığı ($t_1 = 30^\circ\text{C}$)'den ($t_2 = 60^\circ\text{C}$)'ye yükselinceye dek ısıtılmıştır. Nemli havanın ($t_2 = 60^\circ\text{C}$) sıcaklık-taki bağıl nem derecesini ve (1 kg) nemli havayı ısıtmak için gerekli ısı miktarını bulalım.

Bunun için önce (şekil-4.5)'de görüldüğü gibi, doygunluk eğrisi üzerinde apsisi ($t_1 = 30^\circ\text{C}$) olan (A) noktası alınır ve (A) noktasından bu noktaya en yakın su buharı eşit ağırlık çizgisine paralel bir çizgi çizilir. Sonra sıcaklık ekseninde ($t_2 = 60^\circ\text{C}$)'yi karşılayan noktadan çıkılan dikmenin bu çizgiyi kestiği (B) noktası bulunur. (B) noktasının ait olduğu bağıl nem eğrisi bağıl nem derecesini ifade eder. Bağıl nem derecesi yaklaşık olarak ($\phi_2 = 0,21$)'dir. (A) ve (B) noktalarının ordinatı (t_1) ve (t_2) sıcaklıklarında nemli havanın içerdiği su buharının antalpisini gösterir. (t_1) sıcaklığında nemli havanın içerdiği su buharının antalpi ($x \cdot h_g = 17,4 \text{ kcal}$) ve (t_2) sıcaklığında nemli havanın içerdiği su buharının antalpi de ($x \cdot h_{g2} = 17,5 \text{ kcal}$) olarak saptanır.



Şekil-4.5

Nemli havayı oluşturan elemanlardan kuru havanın antalpisini bulmak için sıcaklık ekseninde ($t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$) ve ($t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$)'yi karşılayan noktalardan çıkılan dikmelerin sıcaklık ekseninin altına sarkan uzantılarının denklemi

$$h_h = 0,2367 \cdot t$$

olan doğruyu kestiği noktaları belirlemek gerekir. Bu noktalardan birini (A_1) ve diğerini de (B_1) ile gösterelim. (A_1) noktasının ordinatı (t_1) sıcaklığında kuru havanın antalpisini ve (B_1) noktasının ordinatı da (t_2) sıcaklığında (1 kg) kuru havanın antalpisini ifade eder. (t_1) sıcaklığında (1 kg) kuru havanın antalpisi ($h_{h1} = 7,3 \text{ kcal}$) ve (t_2) sıcaklığında kuru havanın antalpisi de ($h_{h2} = 14,3 \text{ kcal}$) olarak saptanır. Diğer yandan

$$(1+x) \cdot h_1 = h_{h1} + x \cdot h_{s1}$$

ve

$$(1+x) \cdot h_2 = h_{h2} + x \cdot h_{s2}$$

olduğu için

$$(1+x)(h_2 - h_1) = (h_{h2} - h_{h1}) + (xh_{s2} - xh_{s1})$$

eşitliğini yazabiliriz.

Nemli havanın içerdiği su buharının ağırlığı yani mutlak nemi (Şekil-4.5)'de görülen diyagramdan yararlanılarak ($x = 0,029 \text{ kg}$) bulunur.

$$h_{h1} = 7,3 \text{ kcal}$$

$$h_{h2} = 14,3 \text{ kcal}$$

$$x \cdot h_{s1} = 17,4 \text{ kcal}$$

$$x \cdot h_{s2} = 17,5 \text{ kcal}$$

olarak saptandığı için

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{1+x} \cdot [(h_{h2} - h_{h1}) + (xh_{s2} - h_{s1})] = \frac{1}{1,029} [(14,3 - 7,3) + (17,5 - 17,4)]$$

$$h_2 - h_1 = 6,8999 \text{ kcal/kg}$$

olur.

3. Uygulama

Sıcaklığı ($t_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$) olan nemli havanın bağıl nem derecesi ($\phi_1 = 0,40$) olsun. Bu nemli havayı doyuran yani bağıl nem derecesini ($\phi_2 = 1$) yapan su miktarını belirleyelim.

Nemli havanın ilk durumunu, (şekil-4.6)'da da görüldüğü gibi, ($\phi_1 = 0,40$) bağıl nem derecesine ait bağıl nem eğrisi üzerinde apsisi ($t_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$) olan (A) noktası ifade eder. Nemli havanın durum değişikliğinde toplam ısı miktarı yani kuru havanın ısı tutumu ile su buharının ısı tutumunun toplamı sabit kalır. Bunun için (A) noktasından denklemi

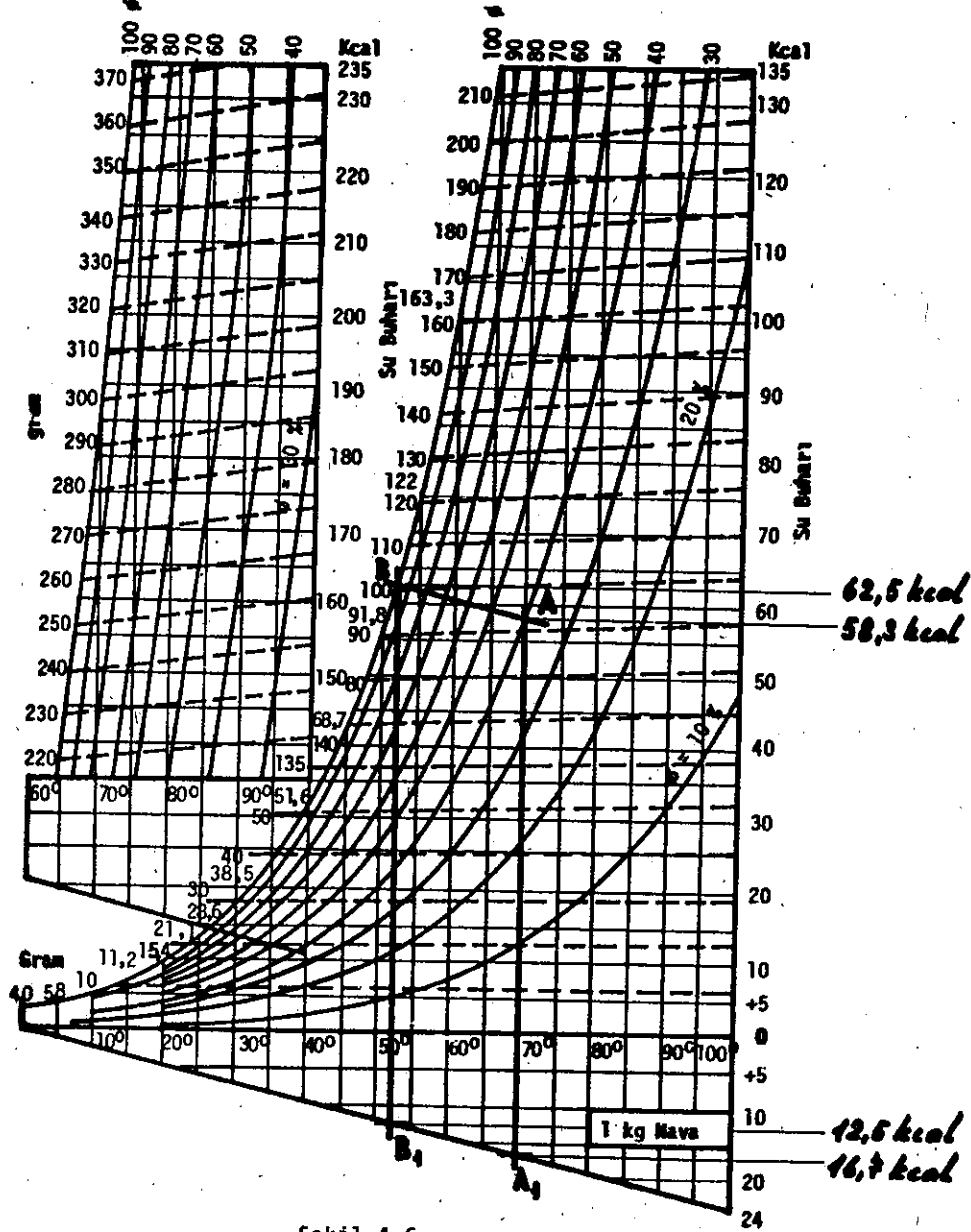
$$h_h = 0,2367 \cdot t$$

olan doğruya paralel bir doğru çizilir. Bu doğru doymunluk eğrisini (B) noktasında keser. (B) noktasının ordinatı kuru havayı doyuran su buharının antalpisini gösterir. Durumu (A) noktası ile belirlenen karışımda su buharının antalpisi ($x_A \cdot h_{sA} = 58,3 \text{ kcal}$) ve durumu (B) noktası ile belirlenen karışımda su buharının antalpisi de ($x_B \cdot h_{sB} = 62,5 \text{ kcal}$) olarak saptanır.

Denklemi

$$h_h = 0,2367 \cdot t$$

olan doğru üzerinde bulunan (A_1) ve (B_1) noktalarının ordinatları karışımı oluşturan elemanlardan kuru havanın antalpisini ifade eder. Buna göre, durumu (A) noktası ile gösterilen karışımda (1 kg) kuru havanın antalpisi ($h_{hA} = 16 \text{ kcal}$)



Şekil-4.6

ve durumu (B) noktası ile gösterilen karışımda (1 kg) kuru havanın entalpisi de ($h_{hB} = 12,5$ kcal) olarak saptanır.

Değişim sürecinde, nemli havayı oluşturan elemanlardan kuru havanın verdiği ısı miktarı

$$h_{hA} - h_{hB} = 16,7 - 12,5 = 4,2 \text{ kcal}$$

ve su buharının çektiği ısı miktarı da

$$x_B \cdot h_{sB} - x_A \cdot h_{sA} = 62,5 - 58,3 = 4,2 \text{ kcal}$$

olur. Bu, hemen belirtelim ki, değişim sürecinde, nemli havayı oluşturan elemanlardan kuru havanın verdiği ısı miktarının su buharının çektiği ısı miktarına eşit olduğunu da göstermektedir.

Diyagramdan yararlanılarak (A) noktasında nemli havanın içerdiği su buharının ağırlığı (0,093 kg) ve (B) noktasında nemli havanın içerdiği su buharının ağırlığı da (0,102 kg) bulunur. Buna göre, (A) noktasındaki nemli havayı doyumak için gerekli su miktarı

$$0,102 - 0,093 = 0,009$$

olur.

2) Bir Elemanter Klima Tesisinin Hesabı

2.a) Klima için hava hazırlanırken denetim altında bulundurulması gereken etkenler

Klima için hava hazırlanırken akım hızı, sıcaklık ve bağıl nem derecesi gibi etkenlerin denetim altında bulundurulması gerekir.

2.a.1) Akım hızı

Klima cihazında istenilen nitelikte hazırlanan hava, iklimlendirilmesi gereken yerlere ana boruların aracılığı

ile taşınır. Ana borularda havanın akım hızı yüksektir. Ancak iklimlendirilecek yerlere hava damper ve ızgaralardan geçirilerek (2 m/sn)'lik ya da (3 m/sn)'lik bir hızla üflenmelidir. Havanın iklimlendirilecek yerlere daha yüksek bir hızla üflenmesi insan sağlığına zararlı hava akımlarının oluşmasına neden olur.

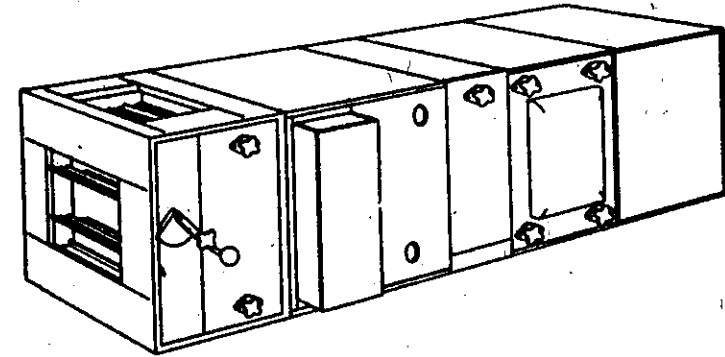
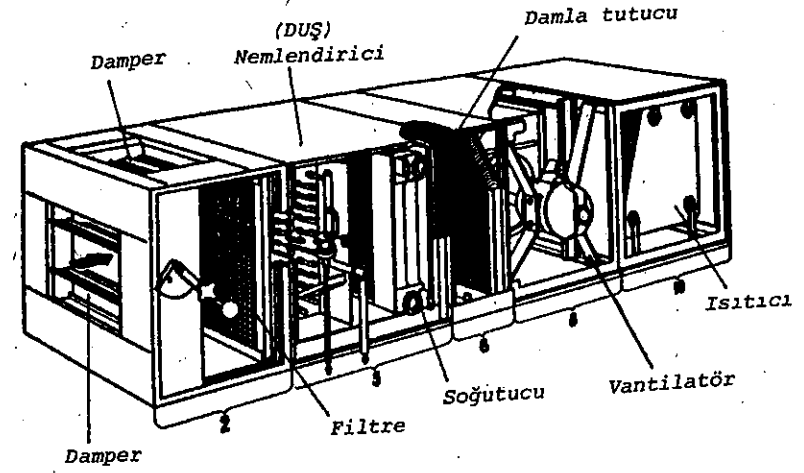
2.a.2) Sıcaklık ve bağıl nem derecesi

Klima cihazında hazırlanarak iklimlendirilecek yerlere gönderilen havanın yaz mevsiminde sıcaklığı minimal (19 °C), maksimal (24 °C) ve kış mevsiminde de sıcaklığı minimal (17 °C), maksimal (22 °C) olmalıdır. Yaz ve kış mevsimlerinde iklimlendirmede kullanılan havanın bağıl nem derecesi (0,30) ve (0,60) arasında değişir. Fakat en uygun bağıl nem derecesi (0,50) olan havadır.

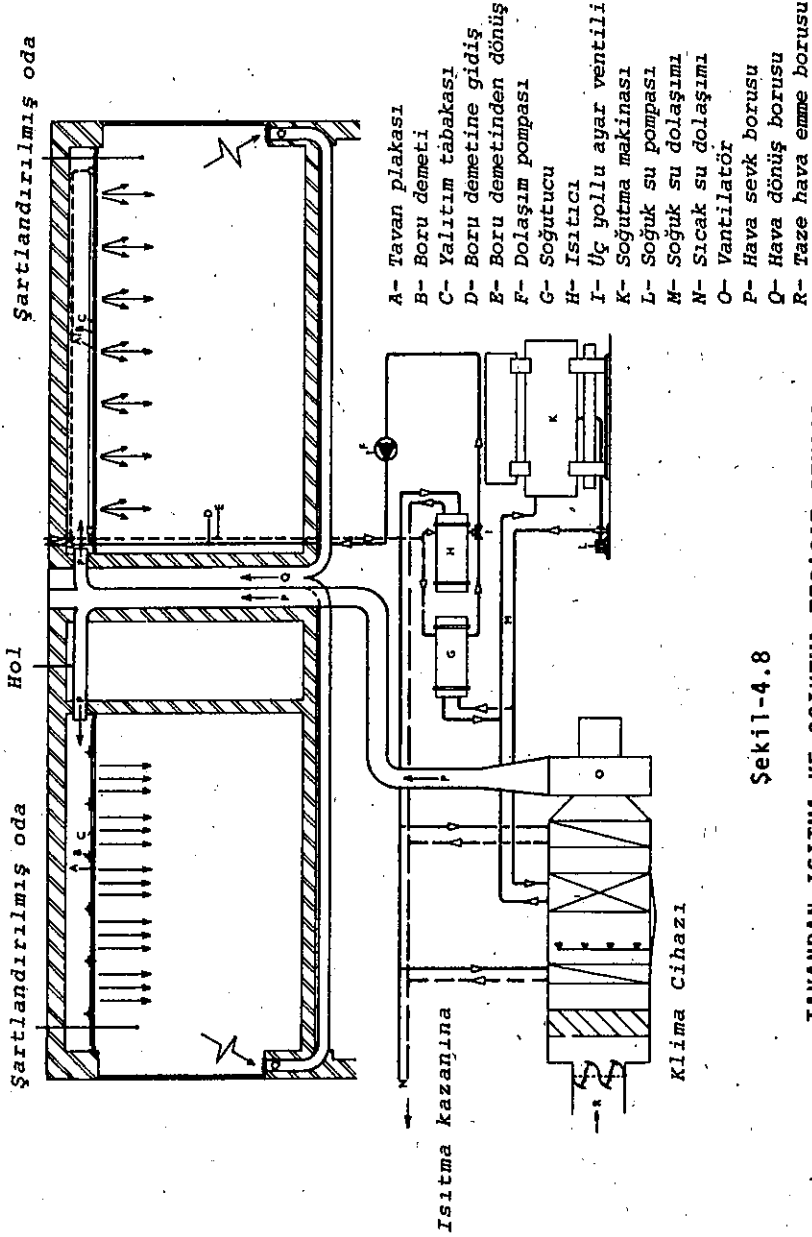
2.b) Klima cihazı

(Şekil-4.7)'de, yukarıda belirtilen nitelikte havayı hazırlayan elemanter bir klima cihazı görülmektedir. Bu klima cihazı damper, filtre, nemlendirici yani duş, soğutucu, damla tutucu, vantilatör ve ısıtıcı gibi organlardan oluşmuştur. Ayrıca klima cihazının girişine bir aspiratör de yerleştirilebilir. Duştan geçen hava beraberinde su tanecikleri sürükler. Havanın sürüklediği su taneciklerinin ayrışması için duş çıkışına nem tutucu maddelerden yapılmış ızgaralar yerleştirilir.

(Şekil-4.8)'de klima cihazı ile birlikte bir klima tesisatının şeması görülmektedir. Klima cihazında yaz ve kış koşullarında olmak üzere iki tür işletme söz konusudur. Havanın kış işletmesinde ısıtılması ve nemlendirilmesi, yaz işletmesinde de soğutulması ve kurutulması gerekir.



Şekil -4.7
Klima Cihazı



Şekil-4.8

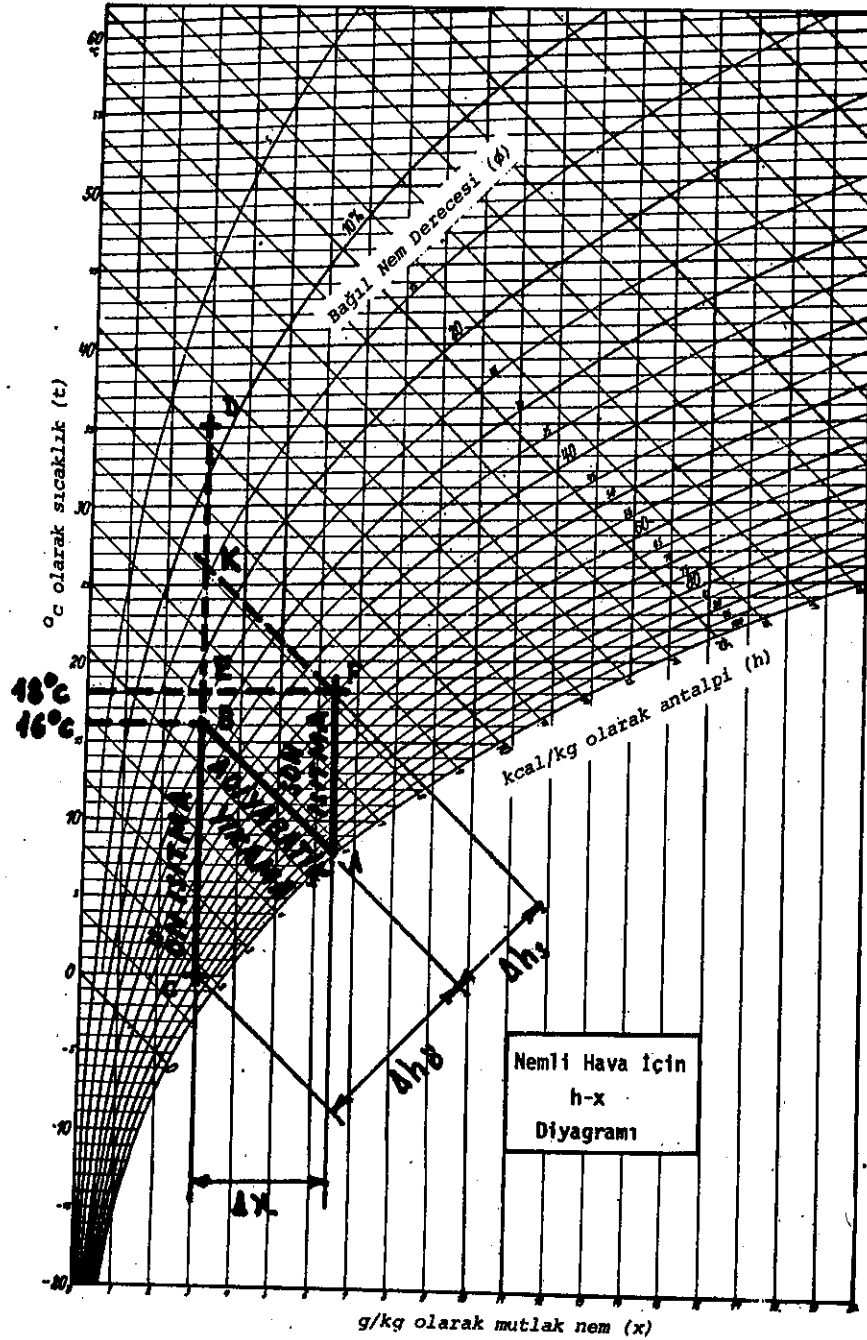
TAVANDAN ISITMA VE SOĞUTMA TESİSAT ŞEMASI

2.b.1) Kış işletmesi hesabı

Kış işletmesinde, yukarıda da değinmiş olduğumuz gibi, hava ısıtılır ve nemlendirilir. Kış işletmesinde ısıtma ve havalandırmanın nasıl yapıldığını somut bir örnekle açıklamaya çalışalım.

Klima cihazı tarafından emilen dış havanın sıcaklığı ($0\text{ }^{\circ}\text{C}$) ve bağıl nem derecesi de ($\phi = 0,80$) olsun. Emilen havanın örneğin ($18\text{ }^{\circ}\text{C}$) sıcaklıkta iklimlendirilecek yere gönderilmesi ve yeterince nem tutması yani su buharı içermesi zorunluluğu vardır. Sevk borularındaki transmisyon kayıplarını karşılamak için konfor tesislerinde, üfleme havası sıcaklığının ($35\text{ }^{\circ}\text{C}$) ve ($40\text{ }^{\circ}\text{C}$) arasında bulunması arzu edilir. Ne kadar yalıtılırsa yalıtılsın sevk borularında, iklimlendirilecek yerlere gönderilen havanın sıcaklığı ısı kayıpları nedeniyle düşer, fakat buna karşın mutlak nemi sabit kalır. Bu koşullarda gerçekleştirilmesi istenilen bir kış işletmesi hesabı için (şekil-4.9)'da görülen Mollier Diyagramından yararlanacağız. Klimacılıkta çok kullanılan bu diyagram, daha önce incelediğimiz diyagramla esasta aynı olmakla beraber düşey konumdaki sıcaklık ve yatay konumdaki su buharı tutumu eksenlerinden oluşan dik açılı koordinatlar sisteminde bağıl nem eğrileri ve eğik konumdaki entalpi çizgileri ile sıcaklık çizgilerinden oluşturulmuştur. Diyagram üzerinde alınan her nokta nemli havanın belirli bir durumunu karşılar. Diyagram üzerinde alınan bir noktayı su buharı tutumu ve sıcaklık koordinatları ile bağıl nem eğrisi üzerindeki ve entalpi doğruları arasındaki konumu karakterize eder.

Klima cihazı tarafından emilen nemli havanın sıcaklığı ($0\text{ }^{\circ}\text{C}$) ve bağıl nem derecesi de ($\phi_1 = 0,80$) olarak verilmiştir. Emilen havanın mutlak nemini yani su buharı tutumunu bulmak için sıcaklık ekseninde ($0\text{ }^{\circ}\text{C}$)'yi gösteren nokta belirlenir. Bu noktadan geçen eğik konumdaki sıcaklık doğrusunun ($\phi_1 = 0,80$) bağıl nem derecesine ait bağıl nem eğrisini kestiği (c) noktası bulunur. (c)



Şekil- 4.9

recesi ($\phi = 0,80$) olan havanın mutlak nemi görüldüğü gibi ($x_1 = 3 \text{ g/kg}$)'dir.

Emilen hava ($35 \text{ }^\circ\text{C}$)'ye kadar ısıtılacaktır. Isıtma sürecinde mutlak nem sabit kalır. Isıtma süreci sonunda bağıl nem derecesini belirlemek için nemli havanın durumunu karşılayan noktayı saptamak gerekir. Bu nokta sıcaklık ekseninde ($35 \text{ }^\circ\text{C}$)'yi gösteren noktadan geçen eğik konumdaki sıcaklık doğrusu ile (C) noktasından geçen düşey konumdaki doğrunun kesiştikleri (D) noktasıdır. (D) noktası ($\phi_D = 0,09$) bağıl nem derecesine ait bağıl nem eğrisi üzerinde bulunmaktadır. Bunun için durumu (D) noktası ile ifade edilen nemli havanın bağıl nem derecesi ($\phi_D = \%9$) olur. Klima cihazından çıkan havanın sıcaklığı iklimlendirilecek yere gelinceye dek ($18 \text{ }^\circ\text{C}$)'ye düşmektedir. ($18 \text{ }^\circ\text{C}$)'de, mutlak nemi ($x_1 = 3 \text{ g/kg}$) olan nemli havanın bağıl nem derecesini saptamak için sıcaklık ekseninde ($18 \text{ }^\circ\text{C}$)'yi gösteren noktadan geçen sıcaklık doğrusu ile (C) ve (D) noktalarını birleştiren doğrunun kesiştikleri (E) noktası bulunur. (E) noktasının üzerinde bulunduğu bağıl nem eğrisi ($\phi_E = 0,23$) bağıl nem derecesine aittir. Bu nedenle durumu (E) noktası ile ifade edilen yani mutlak nemi ($x_1 = 3 \text{ g/kg}$), sıcaklığı da ($18 \text{ }^\circ\text{C}$) olan nemli havanın bağıl nem derecesi ($\phi_E = 0,23$) olur. Oysaki bağıl nem derecesinin ($18 \text{ }^\circ\text{C}$) sıcaklıkta ($0,50$) olması istenilmektedir. Bağıl nem derecesinin ($0,50$) olması için mutlak nemin daha büyük bir değere sahip olması gerekir. Bağıl nem derecesinin ($0,50$) olmasını sağlayan mutlak nem (E) noktasından geçen sıcaklık doğrusu ve ($\phi_F = 0,50$) bağıl nem derecesine ait bağıl nem eğrisinin kesiştiği (F) noktasının apsisi ile ifade edilir. Buna göre, ($18 \text{ }^\circ\text{C}$) sıcaklıkta bağıl nem derecesinin ($0,50$) olmasını sağlayan mutlak nem ($x_2 = 6,5 \text{ g/kg}$) olur. Bu durumda mutlak nemi ($x_1 = 3 \text{ g/kg}$) olan nemli havaya

$$x_2 - x_1 = 6,5 - 3 = 3,5 \text{ g/kg}$$

$$x_2 - x_1 = 3,5 \text{ g/kg}$$

su buharı ilâve edilmesi gerekir. (1 kg) kuru hava ve (0,003 kg) su buharından oluşan nemli havanın (0 °C) sıcaklıktaki ısı tutumu yani entalpisi (1,791 kcal), (1 kg) kuru hava ve (0,0065 kg) su buharından oluşan nemli havanın entalpisi de (8,193 kcal)'dir. Buna göre (1 kg) kuru havayı (C) noktasının belirlediği koşullardan (F) noktasının belirlediği koşullara uyarlamak için verilmesi gereken ısı miktarı

$$8,193 - 1,791 = 6,402 \text{ kcal/kg}$$

olarak bulunur. Nemlendirme yani adiyabatik yıkama sürecinde çevre ile ısı alış-verişi yapılmaz. Nemlendirme sürecinde ısı alış-verişi yapılmadığı için (F) noktasından geçen entalpi çizgisinin (C) ve (D) noktalarından geçen çizgi ile kesiştiği (K) noktası bulunur. (K) ve (F) noktaları aynı entalpi çizgisi üzerinde bulunan noktalardır. Bu nedenle durumu (K) noktası ile ifade edilen nemli havanın ısı tutumu ile durumu (F) noktası ile ifade edilen nemli havanın ısı tutumu aynı değere sahip olur. (K) ve (F) noktalarında nemli havanın ısı tutumu aynı değere sahip olduğu için klima cihazına emilen (0 °C) sıcaklıkta bağıl nem derecesi (0,80) olan nemli havayı (D) noktası koşullarına değil (K) noktası koşullarına uyarlamak örneğin (35 °C)'ye kadar değil (26,8 °C)'ye kadar ısıtmak gerekir.

Mutlak nemi ($x_2 = 6,5 \text{ g/kg}$) olan nemli havanın çığ noktası sıcaklığını bulmak için (F) noktasından su buharı tutumu eksenine bir dikme indirilir. Bu dikmenin doaygunluk eğrisini yani ($\phi = 1$) bağıl nem derecesine ait bağıl nem eğrisini kestiği (A) noktası bulunur. (A) noktasından geçen sıcaklık doğrusunun gösterdiği sıcaklık çığ noktası sıcaklığını ifade eder. Çığ noktası sıcaklığı diyagramda da görüldüğü gibi, (8,4 °C)'dir. Diğer yandan (A) noktasından geçen entalpi çizgisi, (C) ve (D) noktalarını birleştiren doğruyu (B) noktasında keser. (A) ve (B) noktaları

aynı entalpi çizgisi üzerinde bulunan noktalardır. Bunun için durumu bu noktalarla tanımlanan nemli havanın entalpisi aynı değere sahip olur. (B) noktasından geçen sıcaklık çizgisi (16 °C)'yi göstermektedir. (C) noktasından (B) noktasına getirilen ve mutlak nemi ($x_1 = 3 \text{ g/kg}$) olan nemli havanın entalpi değişimi mutlak nemi ($x_2 = 6,5 \text{ g/kg}$) olan nemli havanın çığ noktası sıcaklığındaki entalpisine eşit olmaktadır. Eğer durumu (C) noktası ile tanımlanan nemli havayı (B) noktasına getirir ve (B) noktasına getirdikten sonra nemlendirerek (8,2 °C)'ye dek soğutacak olursak soğutma sürecinde çevre ile ısı alış-verişi yapmamak koşulu ile mutlak nemi ($x_1 = 6,5 \text{ g/kg}$) olan nemli hava elde ederiz. Bu tür mutlak nem ayarlama yöntemine klima tekniğinde ÇİĞ NOKTASI AYARLAMASI adı verilir.

Diyagram üzerinde durumu (C) noktası ile belirlenen hava ön ısıtma ile (B) noktasına getirilir ve adiyabatik yıkama ile nemlendirilerek soğutulur. Nemlendirilen hava son ısıtma ile iklimlendirilecek yere üflenebilecek bir duruma getirilir. Üflenecek havanın durumu diyagram üzerinde (F) noktası ile ifade edilir. (C) ve (D) noktaları arasındaki entalpi farkı ön ısıtma için gerekli ısı miktarını, (B) ve (F) noktaları arasındaki entalpi farkı da son ısıtma için gerekli ısı miktarını gösterir.

Bu durumda

$$h_C = 1,8 \text{ kcal/kg}$$

$$h_B = 5,7 \text{ kcal/kg}$$

$$h_F = 8,2 \text{ kcal/kg}$$

olduğu için

$$\Delta h_g = h_B - h_C = 5,7 - 1,8 = 3,9 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_g = 3,9 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_s = h_F - h_B = 8,2 - 5,7 = 2,5 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_s = 2,5 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_0 + \Delta h_s = h_F - h_C = 8,2 - 1,8 = 6,4 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_0 + \Delta h_s = 6,4 \text{ kcal/kg}$$

olur.

2.b.2) Yaz işletmesi hesabı

Yaz işletmesi hesabında kış işletmesi hesabından biraz daha değişik bir yol izlenir ve çevre havasının sıcaklığının en çok (7 °C) azaltılabileceği kabul edilerek hesaplar yapılır. Çünkü çevre havasının sıcaklığında klima cihazının aracılığı ile daha büyük bir değişikliğin meydana getirilmesi sağlığa zararlı hava akımlarının oluşumuna neden olur. Uygulamada iklimlendirilecek ortamın sıcaklığı ile klima cihazında hazırlanarak üflenen havanın sıcaklığı arasındaki farkın minimal (2 °C ya da 3 °C) olması arzu edilir. İklimlendirilecek ortamdan çekilmesi gerekli ısı miktarı, transmisyon ve güneş radyasyon ısıları ile canlıların yaydığı ısının toplamı olarak düşünülmelidir.

Uygulama

Ankara'da (1200) kişinin rahatça oturup film seyredebileceği bir sinema salonuna klima tesisatı yapılacaktır. Sinema salonunun saat başına ısı kaybı (16000 kcal), transmisyon ve güneş radyasyon ısıları kazancı da (12000 kcal) olarak tahmin edilmektedir. Sinema salonunda film seyreden her kişinin çevreye saat başına (100 kcal) ısı verebileceği düşünülmekte ve bu ısının (40 kcal)'lik bölümünün gizli ısı olduğu kabul edilmektedir. Sinema salonunda, yazın hava sıcaklığının (25 °C), bağıl nem derecesinin (0,50) ve kışın hava sıcaklığının (20 °C), bağıl nem derecesinin de (0,40) olması istenilmektedir. Dış hava koşulları yaz için (32 °C) kuru termometre sıcaklığı, (0,34) bağıl nem derecesi ve kış için (-12 °C) kuru termometre sıcaklığı, (0,85) bağıl nem derecesi olarak belirlenmiştir. Bu verilerden yararlanarak yaz ve kış işletmesi için sinema salonuna üflenecek hava miktarını, kış

işletmesinde saat başına (16000 kcal)'lik ısı kaybını karşılayan sıcaklık farkını, gizli ısıyı taşıyan su buharı miktarını ve buna bağlı olarak havanın yaz işletmesinde ne kadar kuru üfleneceğini yaz işletmesi için soğutma yükü ile kış işletmesi için ön ve son ısıtma yüklerini hesaplayalım.

a) Yaz ve kış işletmesi için sinema salonuna üflenecek hava miktarı

Q_{RT} - Radyasyon ve transmisyon ısıları yani duyulur ısı kazancı

Q_{RT} - 12000 kcal/saat

Q_i - Sinema salonunda oturan seyircilerin saat başına yaydıkları ısı miktarı

h - seyirci sayısı

q_i - Saat başına (1) kişinin yaydığı ısı miktarı

$h/$ = 1200

q_i = 60 kcal/saat

Q_i = $n \cdot q_i$ = 1200 . 60 = 72000 kcal/saat

Q_i = 72000 kcal/saat

Q_D - Sinema salonundan saat başına çekilmesi gereken ısı miktarı

$Q_D = Q_{RT} + Q_i = 12000 + 72000 = 84000 \text{ kcal/saat}$

$Q_D = 84000 \text{ kcal/saat}$

Yaz işletmesinde üflenen hava sıcaklığının ($t_H=17$ °C) olması gerekir. Çünkü üflenen havanın sıcaklığı ile sinema salonu havasının sıcaklığı arasında (8 °C)'lik bir farkın bulunması zorunluluğu vardır.

(Şekil-4.10)'da görülen diyagram üzerinde dış havanın, iç havanın yani sinema salonu havasının ve üflenen havanın durumunu belirleyen noktalar saptanır. Dış havanın durumunu belirleyen (D_{HY}) noktası ile üflenen havanın durumunu belirleyen (U_{HY}) noktası apsisi aynı noktalardır ve bu noktalar mutlak nem eksenine dik aynı doğru üzerinde bulunurlar. Sinema salonu havasının durumunu belirleyen (S_{HY}) noktası bir raslantı sonucu (D_{HY}) ve (U_{HY}) noktalarından geçen düşey doğru üzerinde bulunmaktadır. (S_{HY}) noktası (D_{HY}) ve (U_{HY}) noktalarını birleştiren doğru üzerinde bulunduğu için durumu bu nokta ile belirlenen sinema salonu havasının mutlak nemi dış havanın mutlak nemi ile üflenen havanın mutlak nemine eşit olur. Diyagramdan dış havanın mutlak nemi ($x = 10$ g/kg) bulunur. Yine diyagramdan (U_{HY}) noktasında nemli havanın entalpisini ($h_{U_{HY}} = 10,1$ kcal/kg) ve (S_{HY}) noktasında nemli havanın entalpisini de ($h_{S_{HY}} = 12$ kcal/kg) olarak bulmak mümkündür. Bu durumda (U_{HY}) ve (S_{HY}) noktalarının sınırladıkları aralıkta nemli havanın entalpi değişimi

$$\Delta h_1 = h_{S_{HY}} - h_{U_{HY}} = 12 - 10,1 = 1,9 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_1 = 1,9 \text{ kcal/kg}$$

olur.

G - saat başına üflenen havanın ağırlığı

$$G = \frac{Q_D}{\Delta h_1} = \frac{8400 \text{ kcal/saat}}{1,9 \text{ kcal/kg}} = 44210,526 \text{ kg/saat}$$

$$G = 44210,526 \text{ kg/saat}$$

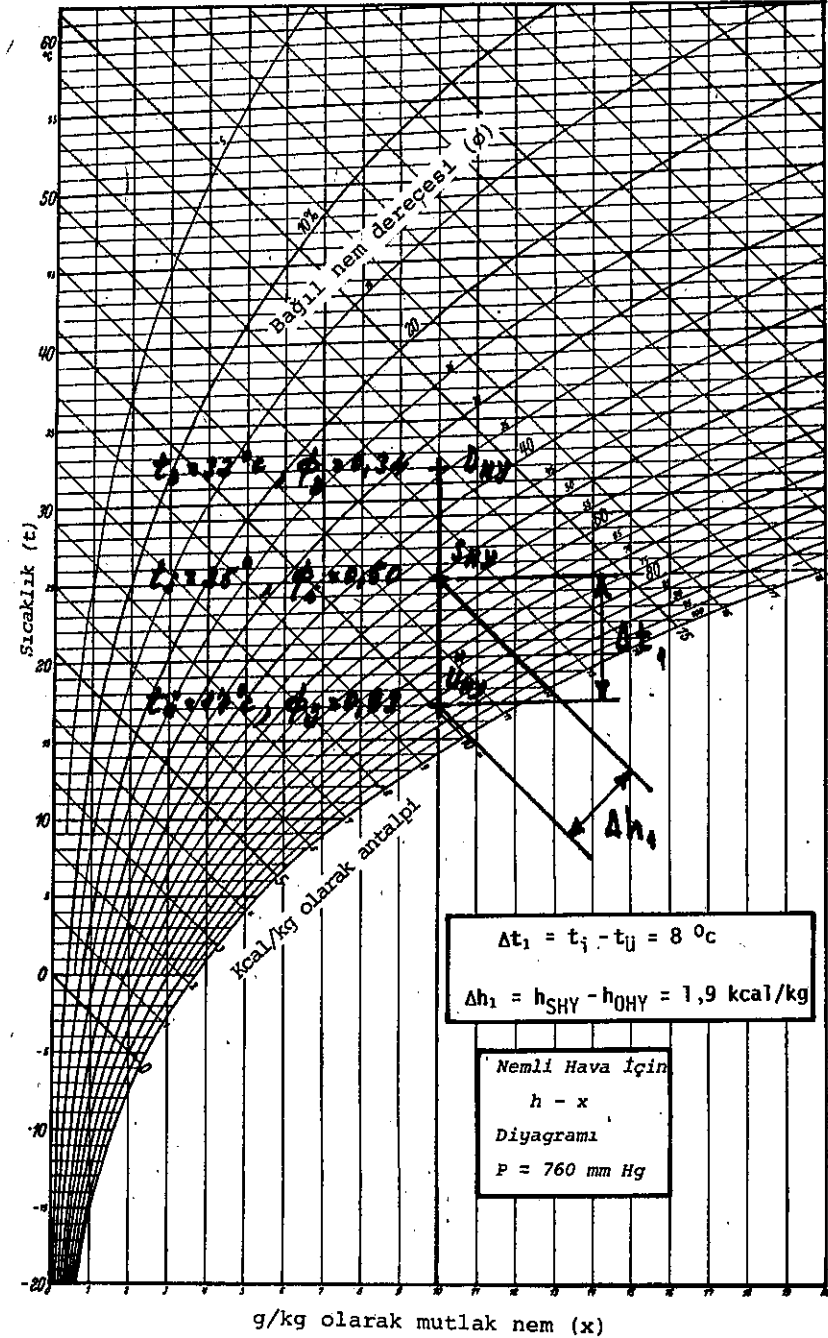
γ - üflenen havanın özgül ağırlığı

$$\gamma = 1,21 \text{ kg/m}^3$$

V - saat başına üflenen havanın hacmi

$$V = \frac{G}{\gamma} = \frac{44210,526 \text{ kg/saat}}{1,21 \text{ kg/m}^3} = 36537,624 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$V = 36537,624 \text{ m}^3/\text{saat}$$



Şekil - 4.10

Genellikle, saat başına yaz işletmesinde ne kadar hava üflenirse kış işletmesinde de o kadar hava üflenir.

b) Gizli ısıyı taşıyan su buharı miktarı ve havanın yaz işletmesinde ne kadar kuru üfleneceği

(17 °C) sıcaklıkta ve bunu karşılayan doygunluk basıncında buharlaşma ısısı

$$r = 606,5 - 0,695 t$$

şeklindeki Regnault Denkleminden yararlanılarak hesaplanır.

$$t = t_u = 17 \text{ °C}$$

$$r = 606,5 - 0,695 \cdot 17 = 594,695 \text{ kcal/kg}$$

$$r = 594,685 \text{ kcal/kg}$$

Sinema salonunda film seyreden her kişinin saat başına yaydığı ısının (40 kcal)'lik bölümü gizli ısı kabul edilmektedir.

$$Q_G - \text{toplam gizli ısı}$$

$$q_G - \text{kişi başına gizli ısı}$$

$$q_G = 40 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_G = n \cdot q_G = 1200 \cdot 40 = 48000 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_G = 48000 \text{ kcal/saat}$$

$$G_B - \text{gizli ısıyı taşıyan su buharı miktarı}$$

$$G_B = \frac{Q_G}{r} = \frac{48000 \text{ kcal/saat}}{594,685 \text{ kcal/kg}} = 80,715 \text{ kg/saat}$$

$$G_B = 80,715 \text{ kg/saat} = 80715 \text{ g/saat}$$

Havanın yaz işletmesine ne kadar kuru üfleneceğini belirleyebilmek için gizli ısıyı taşıyan su buharı miktarının (1 kg) kuru havaya düşen miktarını bulmak gerekir.

Δx - gizli ısıyı taşıyan su buharı miktarının (1 kg) kuru havaya düşen miktarı

$$\Delta x = \frac{G_B}{G} = \frac{80715 \text{ g/saat}}{44210,526 \text{ kg/saat}} = 1,825 \text{ g/kg}$$

$$\Delta x = 1,825 \text{ g/kg}$$

x_1 = üflenmesi gereken havanın mutlak nemi

$$x = 10 \text{ g/kg}$$

$$\Delta x = x - x_1$$

$$x_1 = x - \Delta x = 10 - 1,825 = 8,175 \text{ g/kg}$$

$$x_1 = 8,175 \text{ g/kg}$$

Bu açıklama üflenecek havanın mutlak neminin ($x_1 = 8,175 \text{ g/kg}$) olması gerektiğini göstermektedir. Bunun için havanın mutlak neminin ($\Delta x = 1,825 \text{ g/kg}$) kadar azaltılması zorunluluğu vardır.

c) Yaz işletmesi için soğutma yükü

V_a - sinema salonundan zorunlu olarak atılan yani saat başına değiştirilmesi gereken havanın hacmi

v_a - kişi başına değiştirilmesi gereken havanın hacmi

$$v_a = 20 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$V_a = n \cdot v_a = 1200 \cdot 20 = 24000 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$V_a = 24000 \text{ m}^3/\text{saat}$$

η - dış hava oranı

$$\eta = \frac{V_a}{V} = \frac{24000}{36537,624} = 0,6568$$

$$\eta = 0,6568$$

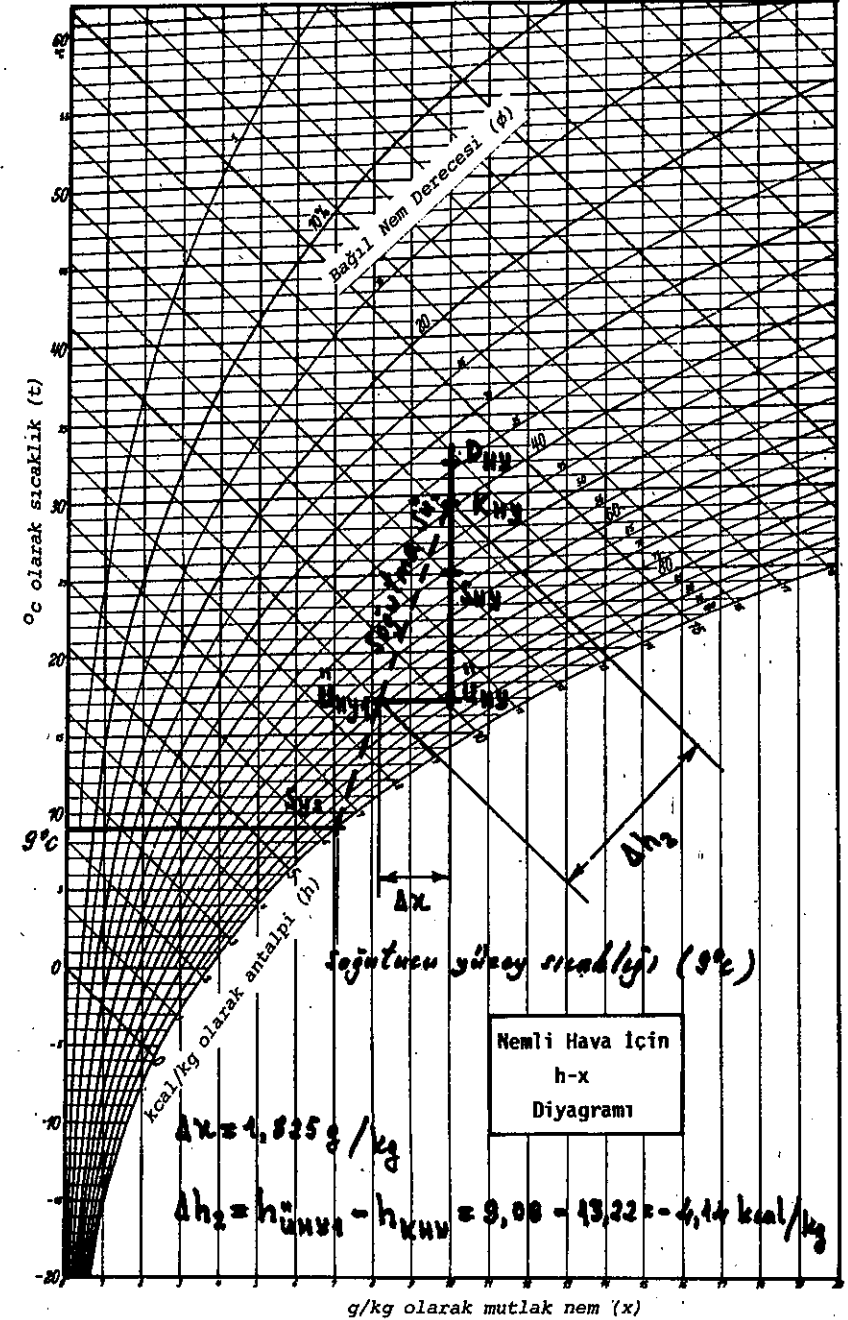
Dış hava oranı ($\eta = 0,6568$) olduğu için (D_{HY}) ve (S_{HY}) noktaları arasında entalpi farkının ($1 - \eta$) kadar daha az olması gerekir. (D_{HY}) ve (S_{HY}) noktalarını birleştiren doğru üzerinde bu entalpi farkını veren (K_{HY}) noktası bulunur. (K_{HY}) noktası diyagram üzerinde emilen havanın durumunu belirleyen noktadır. Havanın ($\Delta x = 1,825 \text{ g/kg}$) daha kuru üflenmesi gerekir. ($17 \text{ }^\circ\text{C}$) sıcaklıkta ($\Delta x = 1,825 \text{ g/kg}$) daha kuru üflenen havanın durumunu gösteren nokta (şekil-4.11)'de görülen diyagram üzerinde saptanır. Bu nokta (U_{HY1}) noktasıdır. (U_{HY}) ve (K_{HY}) noktalarını birleştiren doğru soğutma sürecini ifade eder. Bu doğrunun doygunluk eğrisini kestiği (S_{YS}) noktasından geçen sıcaklık doğrusu klima cihazında soğutucu yüzey sıcaklığını gösterir. Soğutucu yüzey sıcaklığı ($9 \text{ }^\circ\text{C}$)'dir. Gerçekte durumu (U_{HY1}) noktası ile belirlenen nemli havanın çiy noktası sıcaklığı ($12 \text{ }^\circ\text{C}$)'dir. Soğutma yüzeyi sıcaklığının bundan daha düşük alınmasının nedeni soğutma sürecindeki kayıplardır. (U_{HY1}) noktasında nemli havanın entalpisi

$$h_{U_{HY1}} = 9,08 \text{ kcal/kg}$$

ve (K_{HY}) noktasında nemli havanın entalpisi de

$$h_{K_{HY}} = 13,22 \text{ kcal/kg}$$

olduğu için soğutma sürecinde entalpi değişimi



Şekil-4.11

$$\Delta h_2 = h_{fHY_1} - h_{KH_Y} = 9,08 - 13,22 = -4,14 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_2 = -4,14 \text{ kcal/kg}$$

olur. Soğutma yükünü bulmak için entalpi değişimini üflenecek havanın ağırlığı ile çarpmak gerekir.

Q_{sy} - soğutma yükü

$G_{ü}$ - üflenecek havanın ağırlığı

$$G_{ü} = \eta \cdot G = 0,6568 \times 44210,526 = 29037,473 \text{ kg/saat}$$

$$G_{ü} = 29037,473 \text{ kg/saat}$$

$$Q_{sy} = G_{ü} \cdot \Delta h_2 = 29037,473 \cdot (-4,14) = -120215,13 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_{sy} = 120215,13 \text{ kcal/saat}$$

d) Kış işletmesinde ısı kaybını karşılayan sıcaklık farkı

Q_{1K} - kış işletmesinde saat başına ısı kaybı

$$Q_{1K} = 16000 \text{ kcal/saat}$$

Δt_K - kış işletmesinde ısı kaybını karşılayan sıcaklık farkı

(20 °C) sıcaklıkta bağıl nem derecesi ($\phi_D = 0,50$) olan havanın mutlak nemi ($x = 7,2 \text{ g/kg}$)'dir.

$$Q_{1K} = \frac{G}{1+x} \cdot \Delta t_K \cdot (0,2367 + x \cdot 0,4445)$$

olduğu için

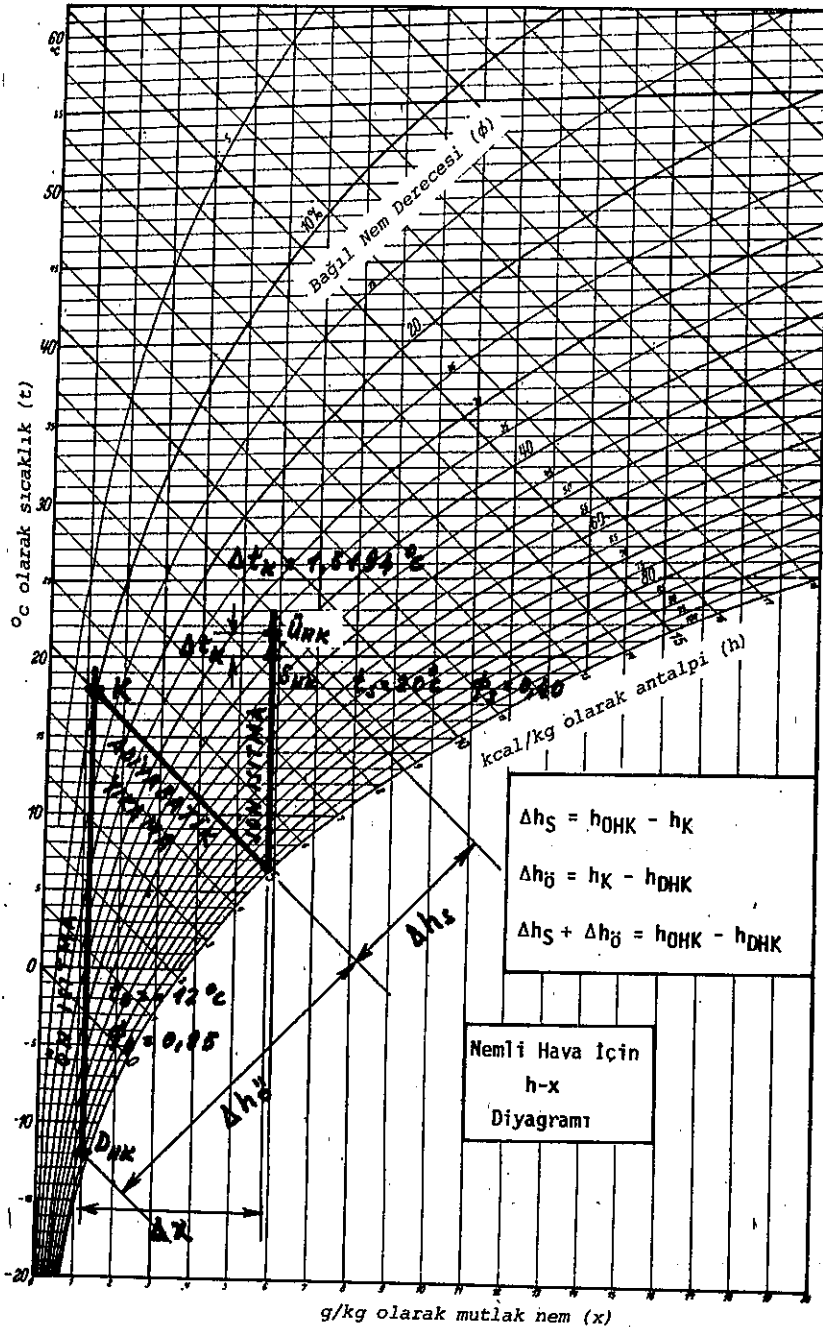
$$\Delta t_K = \frac{(1+x) \cdot Q_{1K}}{G \cdot (0,2367 + x \cdot 0,4445)} = \frac{(1+0,0072) \cdot 16000}{44210,526 (0,2367 + 0,0072 \cdot 0,4445)}$$

$$\Delta t_K = 4,5194 \text{ °C}$$

olur.

e) Kış işletmesinde ön ısıtma yükü ile son ısıtma yükü

Dış havanın sıcaklığı (-12 °C), bağıl nem derecesi (0,85) ve sinema salonu havasının sıcaklığı (20 °C) olarak verilmiştir. (Şekil-4.12)'de görülen diyagram üzerinde dış havanın durumunu belirleyen (D_{HK}) noktası ile salon havasının durumunu belirleyen (S_{HK}) noktaları saptanır. (D_{HK}) noktasında havanın mutlak nemi ($x_1 = 1,2 \text{ g/kg}$) ve (S_{HK}) noktasında havanın mutlak nemi de ($x_2 = 5,8 \text{ g/kg}$)'dir. Bunun için dış hava koşullarında emilen havanın nemlendirilerek ısıtılması gerekir. Dış hava koşullarında emilen hava önce mutlak nemi aynı kalmak koşulu ile ısıtılır. Buna ön ısıtma denir. Sonra adiyabatik yıkama ile nemlendirilir yani mutlak nemi arttırılır ve adiyabatik yıkama ile mutlak nemi arttırılan hava ısıtılarak salona gönderilecek bir duruma getirilir. Adiyabatik yıkama ile nemlendirilen havanın ısıtılarak salona gönderilecek duruma getirilmesine son ısıtma adı verilir. Ön ısıtma noktasını bulmak için (S_{HK}) noktasından indirilen dikmenin doymuluk eğrisini kestiği noktadan entalpi doğrusuna paralel bir doğru çizilir. Bu doğrunun (D_{HK}) noktasından geçen mutlak nem eksenine dik olan doğruyu kestiği nokta ön ısıtma noktasıdır. Ön ısıtma noktası diyagram üzerinde (K) ile gösterilmiştir. (16000 kcal/saat)'lik ısı kaybını karşılayan sıcaklık farkı bilindiği gibi, ($\Delta t_K = 1,5194 \text{ °C}$)'dir. Bunun için üflenecek havanın sıcaklığının salon sıcaklığından (Δt_K) kadar daha büyük olması gerekir. Diyagram üzerinde ordinatı (S_{HK}) noktasının ardından (Δt_K) kadar daha büyük olan (U_{HK}) noktası saptanır. Bu nokta salona üflenecek havanın durumunu belirler. Adiyabatik yıkama ile nemlendirilen havanın (U_{HK}) noktasına dek ısıtılması zorunluluğu vardır. (D_{HK}) ile (K) noktası arasındaki entalpi farkı ön ısıtma için gerekli ısı miktarını ve (K) noktası ile (U_{HK}) noktası arasındaki entalpi farkı da son ısıtma için gerekli ısı miktarını ifade eder.



Şekil-4.12

$$h_{UHK} = 8,7 \text{ kcal/kg}$$

$$h_K = 5 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{DHK} = -2,115 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_{\text{ö}} = h_K - h_{DHK} = 5 - (-2,115) = 7,115 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_{\text{ö}} = 7,115 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_s = h_{UHK} - h_K = 8,7 - 5 = 3,7 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_s = 3,7 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h = \Delta h_{\text{ö}} + \Delta h_s = 7,115 + 3,7 = 10,815 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h = 10,815 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{\text{ö}} - \text{Ön ısıtma yükü}$$

$$Q_{\text{ö}} = G \cdot \Delta h_{\text{ö}} = 44120,526 \cdot 7,115 = 313917,54 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_{\text{ö}} = 313917,54 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_s - \text{son ısıtma yükü}$$

$$Q_s = G \cdot \Delta h_s = 44120,526 \cdot 3,7 = 163245,94 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_s = 163245,94 \text{ kcal/saat}$$

$$\Sigma Q = Q_{\text{ö}} + Q_s = 313917,54 + 163245,94 = 477163,48 \text{ kcal/saat}$$

$$\Sigma Q = 477163,48 \text{ kcal/saat}$$

Bu hesaplar salonun tüm havası değiştirildiğine göre geçerlidir. Ancak ekonomik işletmelerde salonun tüm havası değiştirilmez. Yukarıda, yaz işletmesinde (24000 m³) havanın değiştirildiğini açıklamış ve dış hava oranını da ($\eta = 0,6558$) olarak belirlemiştik. Kış işletmesinde salonda kalan ve sonra bir aspiratör tarafından çekilerek klima cihazına getirilen hava atmosferden emilen taze hava ile bir karışım oluşturur. Bu karışımın hem sıcaklığı ve hem de

mutlak nemi atmosferden emilen havanın sıcaklığından ve mutlak neminden daha büyük olur. Karışımın bağıl nem derecesinin (0,70) olduğunu kabul edelim. Diyagram üzerinde karışımın durumunu tanımlayan noktayı bulmak için önce (şekil-4.3)'de görüldüğü gibi (D_{HK}) ve (K) noktalarını birleştiren doğru üzerinde (D_{HK}) noktasından $(1 - \eta) \cdot K D_{HK}$ kadar uzakta bulunan (K') noktası saptanır. (K') noktasından geçen sıcaklık doğrusunun (0,70) bağıl nem derecesine ait bağıl nem eğrisini kestiği (K_{HK}) noktası bulunur. Bu nokta karışımın diyagram üzerinde durumunu belirleyen noktadır. (K_{HK}) noktasında havanın mutlak nemi ($x' = 2,25$ g/kg)'dir. (K_{HK}) noktasından geçen mutlak nem eksenine dik olan doğru çiy noktasından geçen entalpi eğrisini (K_1) noktasında keser. Bu nokta ön ısıtma noktasıdır. Ön ısıtma noktasına değin ısıtılan hava adiyabatik yıkama ile nemlendirilir. Adiyabatik yıkama ile nemlendirilen hava daha sonra son ısıtma ile üflenecek duruma yani $Ü_{HK}$ noktasına getirilir. (K_{HK}) noktası ile (K_1) noktası arasındaki entalpi farkı ön ısıtma için gerekli olan ısı miktarını ve (K_1) noktası ile ($Ü_{HK}$) noktası arasındaki entalpi farkı da son ısıtma için gerekli olan ısı miktarını ifade eder.

$$h_{ÜHK} = 8,7 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{K_1} = 5 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{KHK} = 1 \text{ kcal/kg}$$

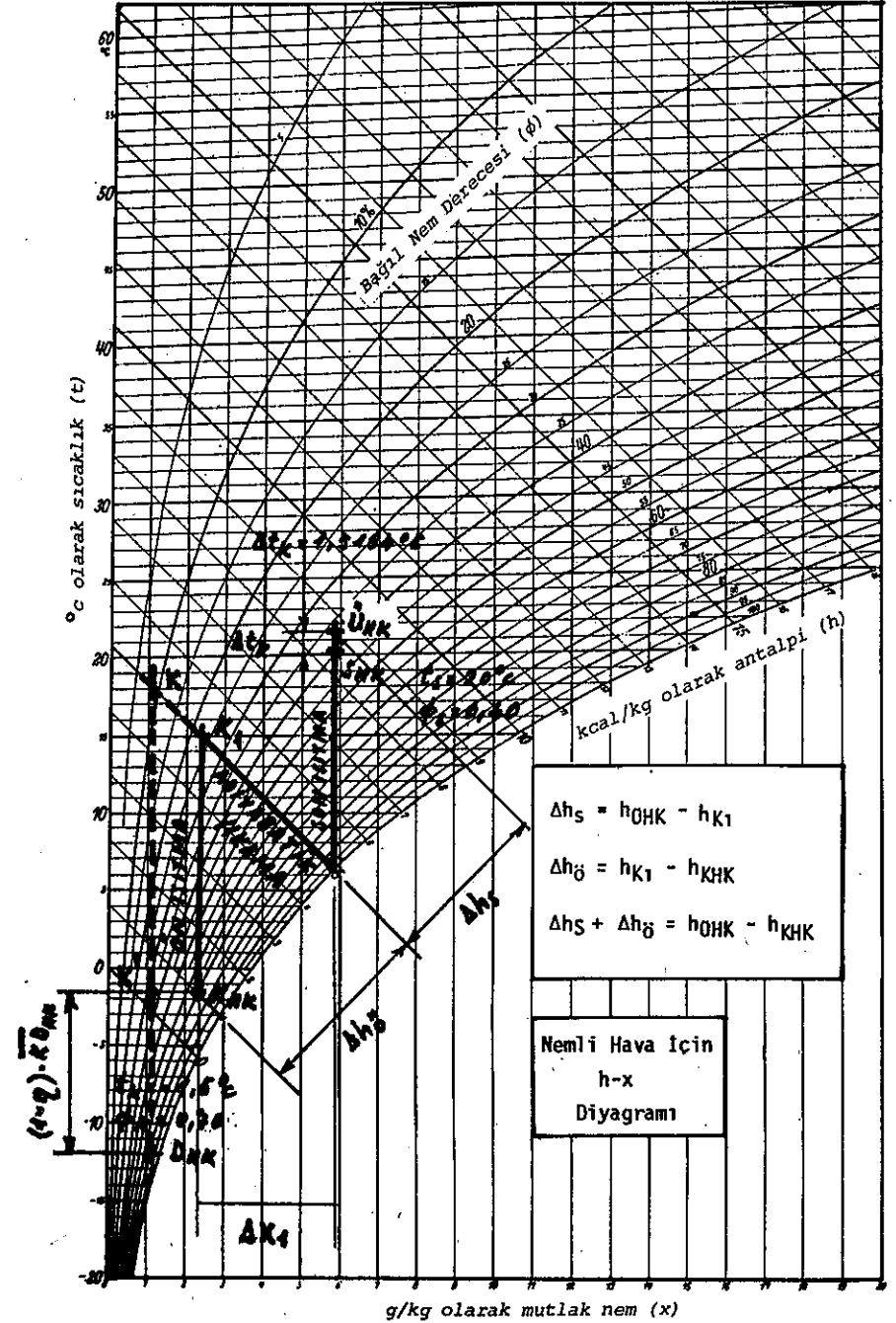
$$\Delta h_0 = h_{K_1} - h_{KHK} = 5 - 1 = 4 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_0 = 4 \text{ kcal/kg}$$

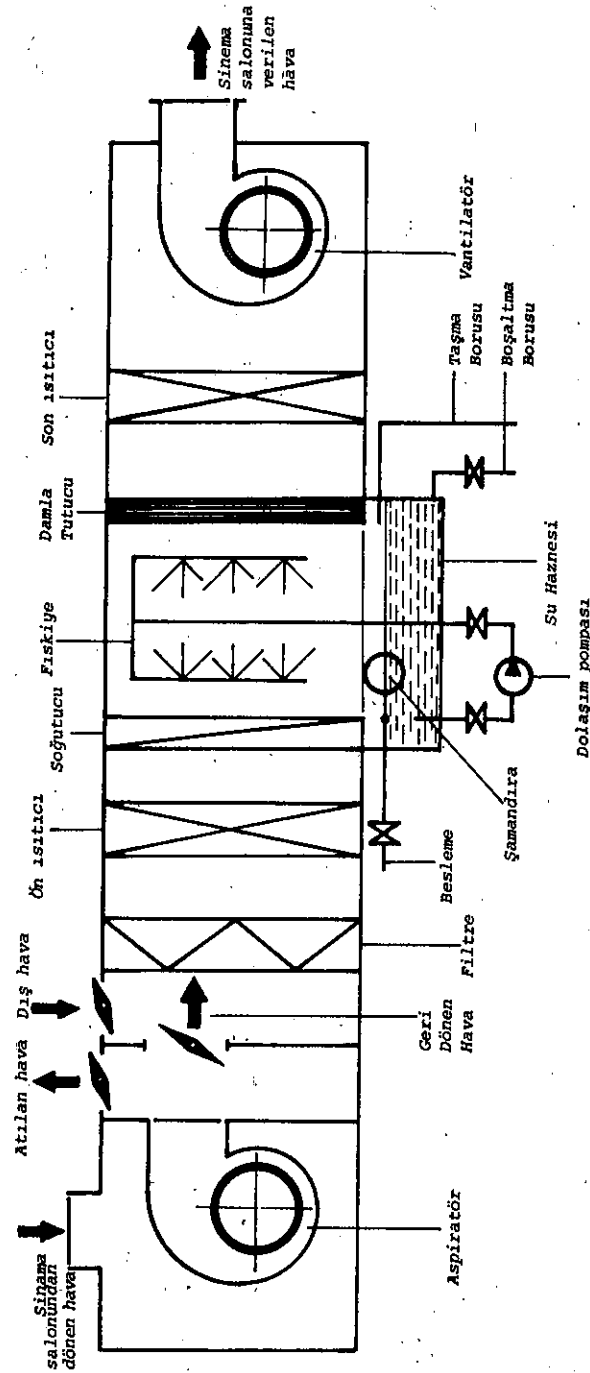
$$\Delta h_s = h_{ÜHK} - h_{K_1} = 8,7 - 5 = 3,7 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_s = 3,7 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h = \Delta h_0 + \Delta h_s = 4 + 3,7 = 7,7 \text{ kcal/kg}$$



Şekil-4.13



Şekil-4.14
Klima Cihazının Şeması

$$\Delta h = 7,7 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_G = G \cdot \Delta h_g = 44120,526 \cdot 4 = 176482,1 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_G = 176482,1 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_S = G \cdot \Delta h_s = 44120,526 \cdot 3,7 = 163245,94 \text{ kcal/saat}$$

$$Q_S = 163245,94 \text{ kcal/saat}$$

$$\Sigma Q_G = Q_G + Q_S = 176482,1 + 163245,94 = 339728,04 \text{ kcal/saat}$$

$$\Sigma Q_G = 339728,04 \text{ kcal/saat}$$

$$\Sigma Q - \Sigma Q_G = 477163,48 - 339728,04 = 137435,44 \text{ kcal/saat}$$

$$\Sigma Q - \Sigma Q_G = 137435,44 \text{ kcal/saat}$$

Açık olarak görülmektedir ki, tüm salon havasının boşaltılmadığı ekonomik işletmelerde saat başına (137435,44 kcal) ısı tasarruf edilmektedir, (şekil-4.14)'de bu örneğe uygun bir klima cihazının şeması görülmektedir.

KONTROL VE DEĞERLENDİRME SORULARI

- 1) Klima sözcüğü hangi anlama gelir ?
- 2) İklim sözcüğünden ne anlaşılmalıdır ?
- 3) Klima nedir ?
- 4) Atmosferin içerdiği su buharı miktarı hangi doğal etkenlere bağlıdır?
- 5) Nem nedir ?
- 6) Mutlak nem nedir ?
- 7) Bağıl nem nedir ?

- 8) Çiğ noktası nedir ?
- 9) Yaş termometre sıcaklığı nedir ?
- 10) Bağıl nem derecesi nasıl belirlenir ?
- 11) Higrometrenin işlevi nedir ?
- 12) Kaç türlü higrometre vardır ?
- 13) Nemli havanın antalpik diyagramı hangi eğrilerden oluşur ?
- 14) Antalpik diyagramda doygunluk eğrisi hangi bağıl nem derecesini ifade eder ?
- 15) Hangi bağıl nem derecesini gösteren eğri antalpik diyagramda sıcaklık eksenini ile çakışır ?
- 16) Klima için klima cihazında hava hazırlanırken hangi etkenler denetim altında bulundurulur ?
- 17) İklimlendirilecek yerlere klima cihazında hazırlanan hava hangi hızla üflenmelidir ?
- 18) Klima cihazında hazırlanmış olan havanın iklimlendirilecek yerlere yüksek hızla üflenmesinin sakıncaları nelerdir ?
- 19) Klima cihazında hazırlanarak iklimlendirilecek yerlere gönderilen havanın yaz ve kış mevsimlerinde minimal ve maksimal sıcaklığı ne kadar olmalıdır ?
- 20) Yaz ve kış mevsimlerinde, iklimlendirmede kullanılan havanın bağıl nem derecesi hangi sınırlar arasında değişmelidir ?
- 21) Yaz işletmesinde iklimlendirilecek ortamın sıcaklığı ile Klima cihazında hazırlanarak üflenen havanın sıcaklığı arasında ne kadar fark olması arzu edilir ?

YARDIMCI ÇİZELGELER

Doğunluk sınırında kuru karbondioksit buharının
adiyabatik sıkıştırması

Emme Sıcaklığı (°C)	Adiyabatik Sıkıştırma Sonundaki Basınç (kg/cm ²)									
	60		70		80		90		100	
	w	t	w	t	w	t	w	t	w	t
- 30	15,15	72	17,18	86,5	19	99	20,63	111	22,12	122
- 25	13,19	67	15,14	80,5	16,90	93	18,47	105	19,92	115,5
- 20	11,30	62	13,18	75	14,87	87,5	16,39	99	17,78	109
- 15	9,53	57	11,32	70	12,95	82	14,40	93	15,75	103
- 10	7,86	52	9,55	65	11,13	76,5	12,54	87	13,84	97,5
- 5	6,31	47	7,90	60	9,42	71	10,77	81	12,01	92
0	8,85	42	6,30	55	7,76	66	9,07	76	10,25	86,5

w - (1 kg) karbondioksitin (kgm) olarak sıkıştırma işi

t - (°C) olarak sıkıştırma sonu sıcaklığı

Soğutucu akışkan olarak amonyak kullanılan soğutma
makinalarında

Regülatör ventilden önceki sıcaklık (°C)	Buharlaştırıcının Sıcaklığı t ₀ (°C)									
	-5		-10		-15		-20		-25	
	Q ₁	Q ₂	Q ₁	Q ₂	Q ₁	Q ₂	Q ₁	Q ₂	Q ₁	Q ₂
Kondansör Basıncı (9 kg/cm ²)										
t ₀	6,473	1	5,277	1	3,432	1	3,779	1	3,276	1
10	6,118	0,95	4,898	0,93	4,041	0,91	3,386	0,90	2,884	0,88
15	5,997	0,93	4,800	0,91	3,960	0,89	3,318	0,88	2,826	0,86
20	5,875	0,91	4,702	0,89	3,879	0,88	3,249	0,86	2,767	0,85
Kondansör Basıncı (13 kg/cm ²)										
t ₀	4,400	1	3,791	1	3,305	1	2,909	1	2,586	1
10	4,159	0,95	3,522	0,93	3,013	0,91	2,607	0,90	2,277	0,88
15	4,077	0,93	3,452	0,91	2,953	0,89	2,554	0,88	2,231	0,86
20	3,994	0,91	3,381	0,89	2,893	0,88	2,501	0,86	2,185	0,85
25	3,910	0,89	3,310	0,87	2,831	0,86	2,448	0,84	2,188	0,83
30	3,825	0,87	3,238	0,85	2,769	0,84	2,394	0,82	2,090	0,81
Kondansör Basıncı (17 kg/cm ²)										
t ₀	3,522	1	3,101	1	2,755	1	2,459	1	2,215	1
10	3,329	0,95	2,878	0,93	2,512	0,91	2,203	0,90	1,951	0,88
15	3,263	0,93	2,821	0,91	2,462	0,89	2,159	0,88	1,911	0,86
20	3,197	0,91	2,764	0,89	2,411	0,88	2,114	0,86	1,872	1,85
25	3,130	0,89	2,705	0,87	2,360	0,86	2,069	0,84	1,831	0,83
30	3,062	0,87	2,646	0,85	2,308	0,84	2,023	0,82	1,791	0,81

Q₁ - (kcal/saat) olarak soğutma kapasitesi (saat başına soğutma kapasitesi)

Q₂ - (kcal/Beygirgücü) olarak soğutma kapasitesi (beygir başına soğutma kapasitesi)

Regülâtör ventilden önceki (°C)	Buharlaştırıcının Sıcaklığı t_0 (°C)									
	-5		-10		-15		-20		-25	
	Q_1	Q_2	Q_1	Q_2	Q_1	Q_2	Q_1	Q_2	Q_1	Q_2
Kondansör Basıncı (60 kg/cm ²)										
t_0	5,985	1	5,025	1	4,310	1	3,747	1	3,312	1
10	5,130	0,86	4,150	0,83	3,435	0,80	2,888	0,77	2,472	0,75
15	4,770	0,80	3,864	0,77	3,196	0,74	2,687	0,72	2,300	0,70
20	4,330	0,73	3,506	0,70	2,903	0,68	2,442	0,65	2,689	0,63
Kondansör Basıncı (80 kg/cm ²)										
t_0	4,032	1	3,566	1	3,178	1	2,857	1	2,588	1
10	3,503	0,87	2,986	0,84	2,570	0,81	2,235	0,79	1,965	0,76
15	3,289	0,82	2,806	0,79	2,416	0,76	2,101	0,74	1,864	0,72
20	3,072	0,76	2,621	0,74	2,258	0,71	1,963	0,69	1,725	0,67
25	2,790	0,69	2,398	0,68	2,066	0,65	1,796	0,63	1,578	0,61
30	2,397	0,60	2,066	0,58	1,779	0,56	1,548	0,55	1,358	0,59
Kondansör Basıncı (100 kg/cm ²)										
t_0	3,170	1	2,879	1	2,614	1	2,392	1	2,195	1
10	2,779	0,88	2,433	0,85	2,140	0,82	1,895	0,79	1,687	0,77
15	2,629	0,83	2,303	0,80	2,025	0,78	1,793	0,75	1,596	0,73
20	2,474	0,78	2,168	0,75	1,906	0,73	1,688	0,71	1,503	0,69
25	2,304	0,73	2,032	0,71	1,787	0,68	1,583	0,66	1,410	0,64
30	2,102	0,66	1,856	0,64	1,633	0,63	1,446	0,60	1,288	0,59

Q_1 - (kcal/saat) olarak soğutma kapasitesi (saat başına soğutma kapasitesi)

Q_2 - (kcal/Beygirgücü) olarak soğutma kapasitesi (beygir başına soğutma kapasitesi)

E. ALTEN KIRCH adlı araştırmacının deneylerine göre hazırlanmış olan doygun amonyak (NH₃) buharına ilişkin çizelge

Sıcaklık t (°C)	Mutlak Basıncı p (kg/cm ²)	Özgül Hacim		Özgül Ağırlık		Antalpi	
		stivinin v' (m ³ /kg)	buharın v'' (m ³ /kg)	stivinin γ' (kg/m ³)	buharın γ'' (kg/m ³)	stivinin h' (kcal/kg)	buharın h'' (kcal/kg)
- 50	0,417	0,001425	2,617	702	0,382	- 53,8	284,1
- 45	0,566	0,001437	2,002	696	0,500	- 48,5	286,1
- 40	0,732	0,001449	1,550	690	0,645	- 43,2	288,1
- 35	0,950	0,001462	1,215	684	0,823	- 37,9	290,0
- 30	1,219	0,001476	0,963	678	1,038	- 32,6	291,9
- 25	1,546	0,001490	0,771	671	1,297	- 27,3	293,7
- 20	1,940	0,001504	0,624	665	1,604	- 21,8	295,5
- 15	2,410	0,001519	0,509	659	1,966	- 16,4	297,1
- 10	2,966	0,001534	0,418	652	2,390	- 11,0	298,7
- 5	3,619	0,001550	0,347	645	2,883	- 5,5	300,1
0	4,379	0,001666	0,290	639	3,452	0	301,1
+ 5	5,259	0,001583	0,244	632	4,108	+ 5,5	302,8
+ 10	6,271	0,001601	0,206	625	4,859	+ 11,1	303,9
+ 15	7,427	0,001619	0,175	618	5,718	+ 16,7	305,0
+ 20	8,741	0,001639	0,149	610	6,694	+ 22,4	305,9
+ 25	10,225	0,001659	0,128	603	7,795	+ 28,1	306,8
+ 30	11,895	0,001680	0,111	595	9,034	+ 33,8	307,4
+ 35	13,765	0,001702	0,096	588	10,431	+ 39,7	308,0
+ 40	15,850	0,001726	0,083	580	12,005	+ 45,5	308,4
+ 45	18,165	0,001750	0,073	571	13,774	+ 51,4	308,6
+ 50	20,727	0,001777	0,064	563	15,756	+ 57,4	308,7

E. ALTEN KIRCH adlı araştırmacının deneylerine göre hazırlanmış olan doygun amonyak (NH₃) buharına ilişkin çizelge

Sıcaklık t (°C)	Buharın iç enerjisi u ^u (kcal/kg)		Buharlaşma Isısı				Antropi		$\frac{r}{T} = s''-s'$
	Toplam r = h''-h (kcal/kg)	İç ρ = v''-v' (kcal/kg)	Dış ψ = AP(v''-v') (kcal/kg)	Sıvının S' (kcal/°K.kg)	Buharın S'' (kcal/°K.kg)	Antropi			
						Sıvının S' (kcal/°K.kg)	Buharın S'' (kcal/°K.kg)		
- 50	258,6	337,9	312,4	25,5	25,5	- 0,217	1,208	1,515	
- 45	260,1	334,6	308,6	26,0	26,0	- 0,194	1,274	1,468	
- 40	261,5	331,3	304,8	26,5	26,5	- 0,171	1,251	1,422	
- 35	263,0	327,9	300,9	27,0	27,0	- 0,148	1,229	1,377	
- 30	264,4	324,5	297,1	27,4	27,4	- 0,126	1,209	1,335	
- 25	265,8	321,0	293,1	27,9	27,9	- 0,104	1,190	1,294	
- 20	267,1	317,3	289,0	28,3	28,3	- 0,083	1,171	1,254	
- 15	268,4	313,5	284,9	28,6	28,6	- 0,062	1,153	1,215	
- 10	269,6	309,7	280,7	29,0	29,0	- 0,041	1,136	1,177	
- 5	270,7	305,6	276,3	29,3	29,3	- 0,020	1,120	1,140	
0	271,8	301,5	272,0	29,5	29,5	0	1,104	1,104	
+ 5	272,8	297,3	267,5	29,8	29,8	+ 0,020	1,089	1,069	
+ 10	273,7	292,8	262,8	30,0	30,0	+ 0,040	1,074	1,034	
+ 15	274,5	288,3	258,1	30,2	30,2	+ 0,059	1,060	1,001	
+ 20	275,3	283,5	253,2	30,3	30,3	+ 0,079	1,046	0,967	
+ 25	276,0	278,7	248,3	30,4	30,4	+ 0,098	1,032	0,934	
+ 30	276,5	273,6	243,2	30,4	30,4	+ 0,117	1,019	0,902	
+ 35	277,0	268,3	237,9	30,4	30,4	+ 0,135	1,006	0,871	
+ 40	277,4	262,9	232,6	30,3	30,3	+ 0,154	- 0,993	0,839	
+ 45	277,7	257,2	227,1	30,1	30,1	+ 0,172	0,981	0,809	
+ 50	277,8	251,3	221,4	29,9	29,9	+ 0,190	0,968	0,778	

K. LANGEN adlı araştırmacı tarafından yapılan deneylere göre hazırlanmış olan doygun karbondioksit (CO₂) buharına ilişkin çizelge

Sıcaklık t (°C)	Mutlak Basıncı p (kg/cm ²)	Özgül Hacim		Buharın özgül ağırlığı γ ^u (kg/m ³)	İç Enerji		Antalpi	
		sıvının v' (m ³ /kg)	buharın v'' (m ³ /kg)		sıvının u' (kcal/kg)	buharın u'' (kcal/kg)	sıvının h' (kcal/kg)	buharın h'' (kcal/kg)
- 50	0,96	0,000866	0,05620	17,8	- 26,93	45,94	- 26,79	55,09
- 45	8,50	0,000880	0,04620	21,7	- 24,29	46,23	- 24,12	55,40
- 40	10,28	0,000895	0,03820	26,2	- 21,72	26,48	- 21,51	55,65
- 35	12,31	0,000912	0,03180	31,5	- 19,18	46,69	- 18,92	55,84
- 30	14,60	0,000930	0,02666	37,5	- 16,67	46,85	- 16,35	55,97
- 25	17,19	0,000950	0,02253	44,4	- 14,17	46,96	- 13,79	56,03
- 20	20,09	0,000919	0,01919	52,1	- 11,64	46,99	- 11,18	56,02
- 15	23,33	0,000997	0,01646	60,8	- 9,07	46,94	- 8,52	55,93
- 10	26,94	0,001024	0,01416	70,6	- 6,43	46,82	- 5,78	55,76
- 5	30,95	0,001054	0,01218	82,1	- 3,70	46,65	- 2,94	55,48
0	35,39	0,001088	0,01043	95,9	- 0,90	46,39	0	55,03
+ 5	40,29	0,001126	0,00886	112,9	+ 1,96	45,95	+ 3,02	54,30
+ 10	45,70	0,001170	0,00746	134,1	+ 4,94	45,26	+ 6,19	53,24
+ 15	51,63	0,001225	0,00624	160,3	+ 8,23	44,29	+ 9,71	51,83
+ 20	58,15	0,001300	0,00516	193,3	+ 11,95	42,89	+ 13,72	49,92
+ 25	65,29	0,001420	0,00418	239,3	+ 15,80	48,32	+ 17,97	46,71
+ 30	73,09	0,001675	0,00300	333,3	+ 22,34	35,41	+ 25,56	40,56
+ 31	74,73	0,001865	0,00255	392	+ 25,40	32,29	+ 28,66	30,75
+ 31,35	75,31	0,002160	0,00216	463	+ 28,44	28,44	+ 32,25	32,25

K. LANGEN adlı araştırmacı tarafından yapılan deneylere göre hazırlanmış olan doymuş karbondioksit (CO₂) buharına ilişkin çizelge

Sıcaklık t (°C)	Buharlaştırma Isısı			Antropi		$\frac{r}{T} = s'' - s'$
	toplam $r = h'' - h'$ (kcal/kg)	iç $\rho = u'' - u'$ (kcal/kg)	dış $\psi = AP(v'' - v')$ (kcal/kg)	Sıvının S' (kcal/°K.kg)	Buharın S'' (kcal/°K.kg)	
- 50	81,88	72,87	9,01	- 0,1057	0,2613	0,3670
- 45	79,52	70,52	9,00	- 0,0040	0,2546	0,3486
- 40	77,16	68,20	8,96	- 0,0828	0,2482	0,3310
- 35	74,76	65,87	8,89	- 0,0719	0,24,21	0,3140
- 30	72,32	63,52	8,80	- 0,0613	0,2362	0,2975
- 25	69,82	61,13	8,69	- 0,0509	0,2305	0,2814
- 20	67,20	58,63	8,57	- 0,0406	0,2249	0,2655
- 15	64,45	56,01	8,44	- 0,0304	0,2193	0,2497
- 10	61,54	53,25	8,29	- 0,0204	0,2136	0,2339
- 5	58,42	50,35	8,07	- 0,0102	0,2077	0,2179
0	55,03	47,29	7,74	0	0,2015	0,2015
+ 5	51,28	43,99	7,29	+ 0,0104	0,1948	0,1844
+ 10	47,05	40,32	6,73	+ 0,0212	0,1874	0,1662
+ 15	42,12	36,06	6,06	+ 0,0328	0,1790	0,1462
+ 20	36,20	30,94	5,26	+ 0,0457	0,1692	0,1235
+ 25	28,74	24,52	4,22	+ 0,0598	0,1562	0,0964
+ 30	15,34	13,07	2,27	+ 0,0830	0,1336	0,0506
+ 31	8,09	6,89	1,20	+ 0,0940	0,1206	0,2066
+ 31,35	0	0	0	+ 0,1058	0,1058	0

CALLEFET VE MATIAS ADLI ARASTIRICILARIN DENEYLERINE GÖRE HAZIRLANMIŞ OLAN DOYMUŞ KÜRTDİOKSİT (SO₂) BUHARINA İLİŞKİN ÇİZELGE

Sıcaklık t (°C)	Mutlak Basınc P (kg/cm ²)	Buharın Özgü Hacmi v'' (m ³ /kg)	Buharın Özgü Ağırlığı Y'' (kg/m ³)	ANTALPI		BUHARLAŞMA ISISI			ANTROPI		$r_{ss''} - s'$
				Sıvının h' (kcal/kg)	Buharın h'' (kcal/kg)	Toplam $r = h'' - h'$ (kcal/kg)	İç $\rho = u'' - u'$ (kcal/kg)	Dış $\psi = AP(v'' - v')$ (kcal/kg)	Sıvının s' (kcal/°K.kg)	Buharın s'' (kcal/°K.kg)	
- 30	0,39	0,822	1,217	- 9,05	88,72	97,77	90,27	7,50	- 0,0351	0,3672	0,4023
- 25	0,51	0,643	1,556	- 7,62	89,28	96,91	89,24	7,67	- 0,0293	0,3614	0,3907
- 20	0,65	0,513	1,950	- 6,15	89,77	95,92	88,12	7,80	- 0,0224	0,3557	0,3791
- 15	0,83	0,416	2,406	- 4,66	90,16	94,82	86,90	7,92	- 0,0176	0,3499	0,3675
- 10	1,04	0,330	3,024	- 3,14	90,46	93,60	85,57	8,03	- 0,0117	0,3442	0,3559
- 5	1,29	0,270	3,708	- 1,58	90,69	92,27	84,15	8,12	- 0,0059	0,3385	0,3443
0	1,58	0,223	4,490	0	90,82	90,82	82,62	8,20	0,0000	0,3327	0,3327
+ 5	1,93	0,184	5,443	+ 1,61	90,86	89,25	80,99	8,26	+ 0,0059	0,3269	0,3210
+ 10	2,34	0,152	6,592	+ 3,25	90,81	87,56	79,28	8,26	+ 0,0117	0,3212	0,3094
+ 15	2,81	0,127	7,893	+ 4,92	90,68	85,76	77,46	8,30	+ 0,0176	0,3154	0,2978
+ 20	3,35	0,107	9,372	+ 6,62	90,47	83,85	75,55	8,30	+ 0,0234	0,3096	0,2862
+ 25	3,96	0,090	11,148	+ 8,35	90,17	81,82	73,54	8,28	+ 0,0293	0,3039	0,2746
+ 30	4,67	0,076	13,210	+ 10,11	89,78	79,67	71,44	8,23	+ 0,0351	0,2981	0,2629
+ 35	5,46	0,065	15,456	+ 11,90	89,30	77,40	69,24	8,16	+ 0,0410	0,2923	0,2513
+ 40	6,35	0,055	18,282	+ 13,71	88,74	75,03	66,95	8,08	+ 0,0468	0,2865	0,2397
$c = 0,3194 + 0,00117t$ $s' = 0,00117$ $r = 0,3327 + 0,00234 t$ $v' = 0,0007$											

KAYNAKÇA

Türkçe Eserler

- 1) Termodinamik - Mümtaz Balsöz
- 2) Teknik Termodinamik Dersleri - A. Rasim Büyüktür
- 3) Fizik - Grimsehl/Tomaschek
- 4) Fizik - M.J. Lemoine/M.A. Blanc
- 5) Soğutma Makinaları - G. Vassogne

Fransızca Eserler

- 1) Thermodynamique - Jean Mercier
- 2) Mécanique Appliquée - Thermodynamique
R. Ouzianx - J. Perrier
- 3) Mécanique Appliquée - Dynamiques Des Machines
Alternatives Pompes et Compresseurs Volumétriques-
R. Duziaux
- 4) Hütte - Manuel de L'ingénieur - Tome I
- 5) Formulaire du Frigoriste
G. Götttsche et W. Pohlmann

Felemenkçe Eserler

- 1) Leidiche Onderwijs Instelling - L.O.I.
"Uzman olacak soğutma teknisyenlerine hitabeden
Leidiche Öğretim Kurumu özel soğutma programına
göre hazırlanmış,"
- 2) Instruction Manual for steamfitter Pipefitter
Apprentices
- 3) KLİMA
Warmte - Koel en Luchttechniek kurumunun özel
dokümanları
- 4) Wiessmann
Wiessmann Kurumunun özel dokümanları
- 5) TRANE
Trane Kurumunun özel dokümanları