

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI FİN ARALIKLARINA SAHİP
KONDENSERLERİN PERFORMANSA ETKİSİ VE
OPTİMUM FİN ARALIĞI TESPİTİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Ender ERDOĞAN

**Enstitü Anabilim Dalı : Makina MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ**

Eylül 2007

**SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI FİN ARALIKLARINDA
KONDENSERLERİN PERFORMANSA ETKİSİ VE
OPTİMUM FİN ARALIĞI TESPİTİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh. Ender ERDOĞAN

Enstitü Anabilim Dalı : Makina MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : Enerji

Bu tez 12 / 09 /2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ

Jüri Başkanı

Prof. Dr. Mesut GÜR

Üye

**Yrd. Doç. Dr. Murat
KARABEKTAŞ**

Üye

TEŞEKKÜR

Çalıőmamda yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen Lab. Mühendisi
Sn. İ. Selçuk TANRIÖVEN'e , Sn. Tolga KULPU'ya değerli hocam Prof.
Dr.İsmail EKMEKÇI' ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ	x
ÖZET	xi
SUMMARY.....	xii

BÖLÜM 1

ISI GEÇİŞİ.....	1
1.1. Isı Geçiş İşlemleri.....	1
1.2. Daimi Rejimde Isı İletimi.....	3
1.3. Toplam Isı Geçiş Katsayısı.....	5
1.3.1. Yerel toplam ısı geçiş katsayısı-direnç yöntemi.....	6
1.3.2.Ortalama sıcaklık farkı.....	9
1.4. Geçici Rejimde Isı Geçişİ.....	14
1.4.1. Soğuma zamanının tespiti.....	14
1.4.2. Sonlu büyüklükteki cisimlerde sıcaklık dağılımı.....	16
1.4.3. Isı değıştiricilerinde geçici rejimde analiz.....	18
1.5. Isı Işınımı.....	18
1.5.1. Siyah cisimlerin ısı ışınımı.....	18
1.5.2. Gerçek cisimlerin ısı ışınımı.....	19
1.5.3. Şekil faktörü.....	23
1.5.4. Yutucu olmayan ortamlar ile ayrılmış yüzeyler arasındaki	24
ısı ışınımı hesapları	
1.5.5. Gaz ışınımı	29
1.6. Doğal Isı Taşınımı	31

1.7. Zorlanmış Isı Taşınımı.....	34
1.7.1. Zorlanmış ısı taşınımını artırma teknikleri.....	37
1.8. Kanatlı Yüzeyler.....	43
1.8.1. Kanat etkenliği.....	44
1.8.2. Isıl temas direnci	50
1.8.3. Kanatlı borularda ısı geçişi	51

BÖLÜM 2

ISI POMPALARI	54
2.1. Isı Pompası Elemanları.....	54
2.1.1. Kompresörler.....	54
2.1.1.1 Pistonlu kompresörler.....	54
2.1.1.2 Rotatif (Dönel) kompresörler.....	57
2.1.1.3 Türbo (Santrifüj) kompresörler.....	59
2.1.1.4 Hermetik kompresörler.....	59
2.1.1.4.1 Tam hermetik kompresörler.....	60
2.1.1.4.2 Yarı hermetik kompresörler.....	61
2.2. Isı Değiştiriciler.....	61
2.3. Basınç Ayarlayıcılar (Genişleme Valfleri, Kapiler Borular).....	63
2.3.1 El ayar valfi.....	64
2.3.2 Otomatik genişleme valfi.....	65
2.3.3 Termik genişleme valfi.....	65
2.3.4 Şamandıralı ayar valfi.....	69
2.3.5 Kapiler borular.....	69
2.4. Dört Yollu Vana.....	70
2.5. Kumanda Kontrol Cihazları ve Diğer Yardımcı Elemanlar.....	71
2.5.1 Termostat.....	71
2.5.2 Presostat.....	71
2.5.3 Manometre.....	71
2.5.4 Çek valf.....	71
2.5.5 Yağ ayırıcılar.....	71

2.5.6 Sıvı depoları.....	73
2.5.7 Filtre kurutucular.....	73
2.5.8 Gözetleme camı.....	73
BÖLÜM 3	
FARKLI FİN ARALIKLARINA SAHİP KONDENSERLİ SPLIT	74
KLİMALARIN PERFORMANS ANALİZLERİ	
3.1. Hava Entalpisi veya Psikometrik Test Metodu.....	74
3.2. Test Laboratuvarının Tanımı.....	74
3.2.1. Test odaları.....	74
3.2.2. Test odası ölçüm kapasiteleri.....	75
3.2.3 Test odası ölçüm programı.....	76
3.3. Test Cihazı ve Ölçüm Şartları.....	77
3.3.1. Test cihazı.....	77
3.3.2 Test Şartları.....	78
3.4. TSE 14511-2 Mekan Isıtma ve Soğutma İçin Elektrikle Tahrik Edilen Kompresör İle Çalışan İklimlendirme Cihazları Deney Şartları Standardı.	79
3.4.1. Standardın kapsamı.....	79
3.4.2. Test şartları.....	79
3.4.3. Değerlendirme şartları.....	80
3.4.4. Deney toleransları	80
3.4.4.1 İlk kez deneye tabi tutma.....	80
3.4.4.2. İkinci kez deneye tabi tutma.....	81
3.4. Test Sonuçları.....	75
BÖLÜM 4	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	90
5. KAYNAKLAR.....	91
6. ÖZGEÇMİŞ.....	92

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

- A = Isı transferi olan yüzeyin alanı
A_f = Akışa dik kesit alan
Bo = Kaynama sayısı
C = İletkenlik
c = Katsayı veya sabit
c_p = Sabit basınçta özgül ısı
c_v = Sabit hacimde özgül ısı
C₁ , C₂ = Planck kanunundaki katsayılar
D,d = Çap
e = Yayma Katsayısı
F = Şekil faktörü
Fo = Fourier sayısı
f = Tek fazlı akışalar için sürtünme katsayısı
G = Kütleli akı (irradiation)
g = Yerçekimi ivmesi
h = Isı taşınım katsayısı
j = Giden toplam ısı taşınım akısı
k=Isı taşınım katsayısı
l = Uzunluk
M = Kütle
m = Eksponiyel üst
N = Düşey doğrultudaki boru sayısı
n = Üstsel katsayı
NTU = Isı değiştiricinin geçiş birimi sayısı
p = Basınç
R = Isıl direnç
Re = Reynolds sayısı

Re_f = Reynolds film sayısı
 r = Yarıçap
 q = Isı akısı
 s = Kanatlar arası mesafe
 T = Mutlak sıcaklık
 U = Toplam ısı geçiş katsayısı
 V = Hız
 W_λ = Tek dalga boyundaki yayma gücü
 x,y,z = Koordinat eksenleri
 Y = Sıcaklık oranı
 Y_v = Buharın mol oranı
 Z = Akışkan kapasitelerinin oranı
 α = Isı yayılım katsayısı , yutma katsayısı , helisel kanatlarda spiral açısı
 β = Isıl genleşme katsayısı
 Δ = İki değer arası ark
 δ = Kanatlar arası mesafe , oran
 ε = Küresel yayma katsayısı , ısı değiştirici etkenliği
 λ = dalga boyu
 μ = Dinamik vizkozite
 ν = Kinematik vizkozite
 ρ = yoğunluk , yansımaya katsayısı
 σ = Stefan-Boltzmann katsayısı
 τ = Zaman , geçirme katsayısı
 Φ = kanat direnç sayısı
 ϕ = kanat etkenliği

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Yalıtılmış su borusundan ortama ısı geçişi.....	8
Şekil 1.2.	Sonsuz büyüklükte levha halinde,geçici rejimde sıcaklıklar.....	15
Şekil 1.3.	Çeşitli geometriler için şekil faktörü.....	25
Şekil 1.4.	Yatay boru içindeki akış halinde doğal , zorlanmış ve karma ısı taşınımı rejimleri	33
Şekil 1.5.	Düzlem levha üzerinde sınır tabaka oluşumu.....	34
Şekil 1.6 .	Boru veya kanal girişinde sınır tabaka oluşumu.....	35
Şekil 1.7.	Zorlanmış ısı taşınımı karakterize eden tipik boyutsuz sayılar	36
Şekil 1.8.	Boru içerisinde suyun türbülanslı olarak akması halinde ısı taşınımı	37
Şekil 1.9.	Boru iç tarafında ısı geçişini artırıcı bazı tipik elemanlar.....	39
Şekil 1.10.	Duman borulu kazanlarda kullanılan bazı türbülator örnekleri.....	41
Şekil 1.11.	Gaz akışta kullanılması halinde yüzeyi artıran konstrüksiyonlar...	41
Şekil 1.12.	Boru içindeki zorlanmış ısı taşınımı halinde, EHD yöntemi ile ısı geçişini artırmak gayesi ile yerleştirilen elektrodların çeşitli düzenlemeleri.	42
Şekil 1.13.	Sabit kalınlıktaki dairesel kanatların etkenlik değişimleri.....	46
Şekil 1.14.	Dairesel kanatlarda etkenlik.....	47
Şekil 1.15.	Kesiti değişken düz kanatlarda etkenlik.....	47
Şekil 1.16.	Çubuk tipi dört çeşit kanada ait etkenlik değişimleri.....	48

Şekil 1.17.	Dairesel kanatlar için max. direnci.....	48
Şekil 1.18.	Dilim yöntemi kullanılarak , dikdörtgen kanatlarda max. Kanat direnç sayısının bulunuşu	49
Şekil 1.19.	Dairesel ve dikdörtgen kanatlarda , kanat etkenliği ile direnç sayısının değişimi	50
Şekil 1.20.	Bir sıralı serpantinde , hava tarafındaki basınç düşümü ve ısıl direnç değişimleri	52
Şekil 2.1.	Pistonlu kompresörün çalışması.....	53
Şekil 2.2.	Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi.....	56
Şekil 2.3.	Tek paletli rotatif kompresör ve çalışma prensibi.....	57
Şekil 2.4.	Çok paletli dönel kompresör.....	58
Şekil 2.5.	Vida tipi kompresör.....	58
Şekil 2.6.	Tam kapalı hermetik bir kompresör.....	60
Şekil 2.7.	Hava kaynaklı evaporator.....	62
Şekil 2.8.	Boru demetli kondenser.....	64
Şekil 2.9.	El ayar valfi.....	65
Şekil 2.10.	Otomatik genişleme valfi.....	66
Şekil 2.11.	İç dengelemeli termik genişleme valfi.....	66
Şekil 2.12.	Valf iğnesini etkileyen kuvvetler.....	67
Şekil 2.13.	İç dengelemeli termik genişleme valfi.....	68
Şekil 2.14.	Dış dengelemeli termik genişleme valfi.....	68
Şekil 2.15.	Dört yollu vana.....	70
Şekil 2.16.	Isı pompasının ısıtma çevrimi.....	70
Şekil 2.17.	Çek valf.....	72
Şekil 3.1.	Test odası.....	75
Şekil 3.2.	Test odası.....	76
Şekil 3.3.	Test programı.....	76
Şekil 3.4.	Test cihazı.....	77
Şekil 3.5.	Test cihazı.....	78

TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.	Isı geçişinde kullanılan bazı boyutsuz sayılar.....	3
Tablo 2.	Daimi rejimde bazı ısı iletim problemlerinin çözümleri.....	5
Tablo 3.	Bazı yüzeylerin yayma ve yutma katsayıları.....	20
Tablo 4.	24 °C sıcaklıkta hava içindeki su buharının ve karbondioksit gazının Yayma katsayılarının bulunuşu	30
Tablo 5.	Isı Zorlanmış akışta ısı taşınımını artıran elemanlara ait bağıntılar.....	40
Tablo 6.	Test şartları.....	78
Tablo 7.	Havadan-havaya ısı pompaları ve iklimlendirme cihazları. Isıtma modu.....	78
Tablo 8.	Havadan-havaya ısı pompaları ve iklimlendirme cihazları. Soğutma modu.....	79
Tablo 9.	Standart soğutma şartları	82
Tablo 10.	İstanbul şartı.....	82
Tablo 11.	Erzurum şartı.....	83
Tablo 12.	Antalya şartı.....	83
Tablo 13.	Standart ısıtma şartı.....	84
Tablo 14.	Watt cinsinden test cihazı kapasiteleri.....	84
Tablo 15.	Test Cihazı iç unite hava debileri.....	85
Tablo 16.	Test Cihazı iç unite hava debileri.....	85
Tablo 17.	Test cihazı COP/EER değerleri.....	85
Tablo 18.	Test cihazı COP/EER değerleri.....	85
Tablo 19.	Test cihazı 1.5 mm standart soğutma teorik verim hesabı	86
Tablo 20.	Test cihazı 1.6 mm standart soğutma teorik verim hesabı.....	86
Tablo 21.	Test cihazı 1.8 mm standart soğutma teorik verim hesabı.....	87
Tablo 22.	Test cihazları standart soğutma teorik verimleri.....	87
Tablo 23.	Tablo 19 – İç ünite de 30 °C kuru termometre ve farklı nem değerleri,	88
Tablo 24.	Tablo 24 İç ünite de 30 °C kuru termometre ve farklı nem değerleri,	88

ÖZET

Anahtar kelimeler: Fin aralığı, kondenser, hava entalpisi, psikometrik test odası

İklimlendirme sistemlerinin ana bileşenlerinden olan kondenserlerin sistem performansına etkisi azımsanmayacak kadar büyüktür. Kondenser üzerinden geçebilen hava debisi, fin (kondanser kanadı) geometrisi, fin yüksekliği , zamana bağlı kirlenebilirlik ve özellikle heat pump sistemlerde kondenser üzerindeki yoğuşma sistem performansını etkileyen ana parametreler içerisinde yer alır.

Bu çalışmada aynı duvar tipi split klima cihazının iç ünitesi sabit bırakılarak dış ünitesine farklı fin aralıklarında kondenserler monte edilip değişik dış ortam şartları simule edilerek performansı ölçülmüştür.

THE EFFECT OF THE FIN HEIGHT TO THE UNIT PERMORMANCE

SUMMARY

Key Words: Fin height, Condenser, air enthalpy, Psychrometric test room.

The effect of condensers in the coolin systems are not underestimateble. Air quantity of passing air from the condenser, geometry of fins, height of fins, collecting of dust relatet to time and condensing of air moisture in indoor heating system (heat pump) are the main parameters that affecting unit performance

In this study there are some tests done while the indoor unit steady but the out door units condenser had changed and tested in all the simulated conditions and also noted the performances of units.

BÖLÜM 1. ISI GEÇİŞİ

Isı, sıcaklık farkının neden olduğu geçiş halindeki bir enerji şeklidir. Bu nedenle bu işlem, ısı geçişi olarak adlandırılır. Bir bölgeden diğer bir bölgeye ısı enerjisinin geçişi, iletim (kondüksiyon), taşınım (konveksiyon) ve ışınım (radyasyon) olmak üzere üç şekilde görülebilir. İletim ve taşınım ile ısı geçişinde, sıcaklık farkı, potansiyel farkı şeklinde göz önüne alınır. Birçok fiziksel işlemde, birbirine etki etmesi ve birbirlerine benzemesi nedeniyle ısı, kütle ve momentum geçişi çoğu zaman birlikte incelenir.

1.1. Isı Geçiş İşlemleri

Isı iletimi, atomik seviyedeki parçacık grupları veya parçacıklar arasındaki kinetik enerjinin sürekli geçişinin olduğu bir ısı geçiş mekanizmasıdır. Bu işlem gazlarda, moleküllerin elastik çarpması sonucunda olurken; sıvılarda ve elektriği iletmeyen katı cisimlerde, atomik kafesin boyuna titreşimi sonucunda olduğu kabul edilir. Aynen elektrik iletiminde olduğu gibi, metallerdeki ısı iletimi de serbest elektronların hareketi ile gerçekleşir. Termodinamiğin ikinci kanununun bir sonucu olarak, ısı geçişi, sıcaklığın azaldığı yönde gerçekleşir. Saydam olmayan katı cisimlerdeki ısı geçişinde, bir madde akışı olmadığından, İletim şeklinde görülür. Hareketli akışkanlarda ise; ısı iletimi, cidara yakın ve cidara paralel bir akışın olduğu ve eddy hareketlerinin olmadığı laminar bir bölge içinde gerçekleşir.

Taşınım ile ısı geçişi, iletimle ısı geçişine ilave olarak, eddy karışımı ve yayılımı ile enerji taşınımını da içerir. Bir boru içinde akan akışkanın hareketi göz önüne alındığında. Reynolds sayısı yeteri derecede büyük ise, burada üç farklı akış bölgesi görülür.

Cidara bitişik kısımda bulunan laminer alt tabaka bölgesinde ısı geçişi, iletim iledir.

Laminer alt tabakanın üzerindeki geçiş bölgesi tampon tabaka olarak adlandırılır ve bu bölgedeki ısı geçişinde hem iletim hem de eddy hareketleri önemlidir. Tampon tabaka ile borunun ekseni arasında, ısı geçişini kontrol eden, eddy hareketlerinin etkili olduğu türbülanslı bölge bulunur.

Birçok cihazda akışın esas kısmı türbülanslı bölgededir ve laminer kısım sadece cidara yakın küçük bir kısımdadır. Küçük çaplı, düşük hızlı akışlar veya yağ gibi viskozitesi büyük akışkanlar (Reynolds sayısının küçük olması) durumunda, geçiş veya eddy hareketlerinin olmadığı, laminer bir akış ile karşılaşılabilir.

Akışkan hareketli bir vantilatör veya bir pompa gibi bir dış kaynaktan sağlanıyor ise, katı bir cidar ile akışkan arasındaki ısı geçişi, zorlanmış ısı taşınımı adını alır. Eğer akışkan içindeki sıcaklık farklarının oluşturduğu yoğunluk değişimleri nedeniyle bir ısı geçişi varsa, bu olaya da serbest veya doğal ısı taşınımı adı verilir.

İletim ve taşınım ile ısı geçişlerinin her ikisinin de olabilmesi için bir maddeye gerek duyulurken, ısı geçişinin üçüncü şekli olan ışınımı ile ısı geçişinde arada bir maddeye gerek yoktur.

Bu tip ısı geçişinde, bir kaynaktaki iç enerjinin oluşturduğu elektromanyetik enerji, ulaştığı alıcıda tekrar iç enerjiye dönüşür. İletim ve taşınım ile ısı geçişine sıcaklık farkı birinci derecede etki ederken, ışınımı ile ısı geçişinde sıcaklığın artması ısı geçişim hızlı bir şekilde artırır. Temel prensiplerden hareket ederek ısı geçişindeki birçok bağıntı matematiksel olarak elde edilmesine rağmen, çoğu zaman deneysel bulgulardan elde edilmiş bağıntılar da kullanılır. Normal olarak bu bağıntılar boyutsuz sayılar cinsinden ifade edilir. Isı geçişi ile ilgili bazı boyutsuz sayılar. Tablo l'de verilmiştir.

1.2. Daimi Rejimde Isı İletimi

Daimi rejimde tek boynun ısı iletimi için Fourier denklemi

$$q = -kA(dt/dx) \quad (1)$$

Eşitliğini verir. Bu eşitlikte

q = geçen ısı miktarı, W

k = ısı iletim katsayısı, W/mK.

A = ısı geçişine dik alan, m^2

dt/dx = sıcaklık gradyanı. K/m; anlamlarındadır

Tablo 1 Isı geçişinde kullanılan boyutsuz sayılar

Boyutsuz sayı	Sembolu	Değeri	Uygulama yeri
Nusselt sayısı	Nu	hD/k veya hL/k	Doğal veya zorlanmış ısı taşınımı, kaynama veya yoğuşma
Reynolds sayısı	Re	GD/μ veya $\rho V L/\mu$	Zorlanmış taşınım
Prandtl sayısı	Pr	$\mu c_p / k$	Doğal veya zorlanmış ısı taşınımı, kaynama veya yoğuşma
Stanton sayısı	St	h / Gc_p	Zorlanmış taşınım
Grashof sayısı	Gr	$L^3 \rho^2 \beta g \Delta T / \mu^2$ veya $L^3 \rho^2 g \Delta T / T \mu^2$	Doğal taşınım (ideal gazlar)
Fourier sayısı	$ Fo$	$ \alpha t / L^2$	Geçici rejimde ısı iletimi
Peclet sayısı	$ Pe$	$ GDc_p / k$ veya $ Re \cdot Pr$	Zorlanmış taşınım (küçük Pr)
Graetz sayısı	$ Gz$	$ GD^2 c_p / kL$ veya $ Re \cdot Pr \cdot D / L$	Laminer taşınım

Not : Sembollerin listesi bu bölümün sonunda verilmiştir.

Denklem 1. x doğrultusundaki q ısı geçişinin dt/dx sıcaklık gradyanı ve akışa dik A alanı ile doğru orantılı olduğunu vermektedir. Bu denklemdeki k orantılı katsayısı, ısı iletim katsayısı olarak görülmekte, eksi işaret ise sıcaklığın azaldığı yönde ısı geçişinin pozitif olmasını gerçekleştirmek için konulmaktadır.

Sabit bir ısı geçişi yolu boyunca Denk 1'in integre edilmesi halinde

$$q = k(A_m/L_m)\Delta t = \Delta t/R \quad (2)$$

Elde edilebilir.

Bu bağıntıda

A_m = akışa dik ortalama ısı geçişi olan alan, m^2

L_m = ortalama ısı geçişi yolu. m.

Δt = toplam sıcaklık farkı, K

R = ısı direnci, K/W

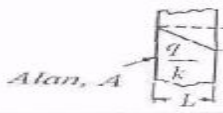
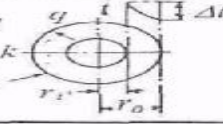
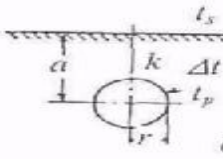
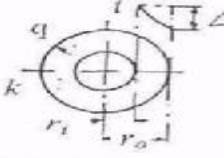
Anlamlandırılır.

Burada verilen R ısı direnci, L_m ortalama ısı geçişi yolu ile doğru orantılı, k ısı iletim katsayısı ve A_m akışa dik ısı geçişi olan alan ile ters orantılıdır.

Çok kullanılan bazı geometriler için ısı dirençlere ait birkaç Örnek Tablo 2'de görülmektedir. Isı iletimi problemleri için birçok matematiksel çözüm Carslaw ve Jaeger tarafından yapılmıştır. İlave olarak bu konuda grafik ve sayısal yöntem kullanılarak yapılan çözümler, Croft ve Liley, Adams ve Rogers ile Patangar'ın kaynaklarından bulunabilir.

Denk.(2), elektrik devrelerinde kullanılan ohm kanununun ısı geçişindeki andırımıdır. Bir ısı devreindeki ısı akımı (ısı geçişi), ısı potansiyel (sıcaklık farkı) ile doğru, ısı direnci ile ters orantılıdır. Isı-elektrik benzeşimi genelde, karmaşık ısı iletimi problemlerinin çözümünde sıkça kullanılır. Diğer taraftan ısı devre kavramı, iletim, taşımın ve ışınımı birlikte içeren olaylara da uygulanabilir.

Tablo 2 Daimi rejimde bazı ısı iletim problemlerinin çözümleri

Sistem	$q = \Delta t/R$ eşitliğinde R
Düzlem duvar veya kalınlığının içteki çapa oranının 0,1 değerinden küçük olduğu eğri levhalar	$R = \frac{L}{kA}$ 
Dairesel kesitli silindirlere çapsal ısı geçişi Uzun silindir, L	$R = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kL}$ 
Gömülü silindir	$R = \frac{\ln\left[\frac{a + \sqrt{a^2 - r^2}}{r}\right]}{2\pi kL}$ $R = \frac{\cosh^{-1}(a/r)}{2\pi kL} \quad (L \gg 2r)$ 
Boş kürede çapsal ısı geçişi	$R = \frac{(1/r_i - 1/r_o)}{4\pi k}$ 

$L, r, a =$ boyut, m
 $k =$ ısı iletim katsayısı, W/mK
 $h =$ ısı taşınım katsayısı, W/m^2K
 $A =$ alan, m^2

1.3. Toplam Isı Geçiş Katsayısı

Daimi rejimdeki birçok ısı geçişi problemi, birden fazla ısı geçişi cinsini içerebilir. Çeşitli ısı geçiş katsayıları kullanılarak bulunabilen toplam ısı geçiş katsayısı ve sisteme ait sınır sıcaklık değerleri kullanılarak, bu sistemdeki toplam ısı geçişi hesaplanabilir. Bu tip problemlerde, ısıl devre veya ısıl direnç kavramının kullanılması halinde, çözüme daha kolay ulaşılabilir.

1.3.1. Yerel toplam ısı geçiş katsayısı-direnç yöntemi

Bir akışkandan diğeri bir akışkana olan daimi ısı geçişinin; sıcak akışkandan katı cidara, katı cidar içinde ve cidardan soğuk akışkana olmak üzere üç adımda gerçekleştiği kabul edilsin.

İki akışkanın ortalama karışım sıcaklıkları farkı $(t_1 - t_2)$ değerine göre tanımlanmış, U toplam ısı geçiş

Katsayısı

$$q = UA(t_1 - t_2) \quad (3)$$

Eşitliği ile verilebilir. Burada A ısı geçişi olan alan anlamındadır. Denk.(3)'de keyfi bir A alanına göre U büyüklüğü tanımlanabildiğinden, U değeri verilirken daima tanımlandığı yüzey de belirtilmelidir.

Isı geçişinin olduğu yol üzerinde her bir kademedeki sıcaklık düşümleri

$$t_1 - t_{s2} = qR_1$$

$$t_{s1} - t_{s2} = qR_2$$

$$t_{s2} - t_2 = qR_3$$

Şekillerinde yazılabilir. Bu bağıntılarda, t_{s1} ve t_{s2} sırasıyla sıcak ve soğuk yüzeylerin cidar sıcaklıklarını, R_1 , R_2 ve R_3 ise ısı dirençleri göstermektedir. Her bir ısı dirençten aynı ısı miktarının geçmesi nedeniyle

$$(t_1 - t_2)/q = (1/UA) = R_1 + R_2 + R_3 \quad (4)$$

Eşitliği elde edilebilir.

Seri olarak n adet ısı dirençten oluşan bir devrede ısı,

$$R_0=R_1+R_2+R_3+\dots+R_n \quad (5)$$

Şeklinde tanımlanan toplam direnç üzerinden geçer. Benzer olarak, dirençlerin paralel olduğu bir devrede, direncin tersi olarak,

$$C = (1/R_0)=(1/R_1)+(1/R_2) + \dots + (1/R_n) \quad (6)$$

Şeklinde tanımlanan iletkenliklerin toplamı değeri kullanılır.

Taşınım ile ısı geçişinde ısı direnç

$$R_c=l/(hcA) \quad (7)$$

Olarak, hc ısı taşınım katsayısı ile A alanının çarpımının tersidir. Işınımdaki ısı direnç ise, taşımına benzer olarak

$$R_r=l/(hrA) \quad (8)$$

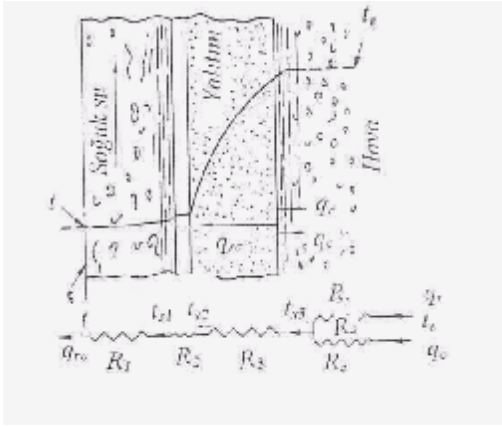
Şeklinde yazılabilir. Işınımla ısı geçiş katsayısını gösteren hr değerinin fiziksel bir anlamı olmamasına rağmen, hesaplarda çok yararlı bir büyüklüktür. Bu değer, sıcaklığın, ışınım özelliklerinin ve geometrik düzenlemenin (şekil faktörünün) bir fonksiyonudur. İç tarafında soğuk su, dış tarafında hava olan yalıtılmış bir borudaki ısı geçişinin direnç yöntemi ile incelenişi, Şek. I'de görülmektedir. Şekilde ayrıca sıcaklık gradyanları ve ısı dirençler de verilmiştir.

Bazı ısı geçiş problemlerinde olduğu gibi, bu örnekte de, havanın ışınımına karşı hassas olması nedeniyle, yalıtımın dış yüzeyinde hem taşınım hem de ışınım ile ısı geçişi vardır. Bu durumda hava tarafındaki ısı direnç, paralel bir devre ile belirlenir. Isı geçişi, boru cidarında ve yalıtım tabakasında iletim ile soğuk su tarafında ise taşınım ve ışınım ile geçer.

(Su görünen bölgede enerjiyi geçirmesine karşın, diğer sıvılarda olduğu gibi ısı ışınımı yapmadığı için bu kısımdaki ısı ışınımı önemsizdir).

Ayrıca bu örnekte boru cidal ile yalıtım arasındaki temas direnci de ihmal edilmiştir.

Belirli bir L boru boyu için geçen q_{rc} ısı, yalıtımın dış yüzeyindeki, ışıınım ve taşınım katsayıları yardımı ile hesaplanabilen, R_r ışıını ve R_c taşınım paralel dirençlerinden geçen q_r ve q_c ısılarının toplamından bulunur. Toplam ısı geçişi yalıtım kısmındaki R_3 , boru cidarındaki R_2 ve su tarafındaki R_1 direnci yardımı ile hesaplanabilir.



Şekil 1,1 Yalıtılmış su borusundan ortama ısı geçişi

Sistemde ısının atabilmesi için bu dirençleri yenebilecek bir sıcaklık (potansiyel) farkına ihtiyaç vardır. Sistemin toplam R_0 direnci,

$$R_0 = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 \quad (9)$$

Şeklinde bireysel dirençlerin toplamına eşittir. Burada son direnç değeri

$$(1/R_4) = (1/R_T) + (1/R_c) \quad (10)$$

Eşitliğinden bulunur.

Eğer sistemdeki bireysel dirençler belli ise bu eşitlikler yardımı ile toplam ısı direnç bulunabilir ve borunun L uzunluğu için geçen ısı miktarı

$$q_{rc}/L=(t_e-t)/R_o L \quad (11)$$

Şeklinde yazılabilir. Birim boru boyundan geçen ısı ise

$$q_{rc}/L=(t_e-t)/R_o L \quad (12)$$

Olarak verilebilir. Her bir bireysel direnç kısmındaki Δt sıcaklık farkları ise

$$\Delta t = R_n q_{rc} \quad (13)$$

Bağıntısı ile bulunabilir. Bu bağıntıda $n = 1, 2$ ve 3 alınacaktır.

1.3.2.Ortalama sıcaklık farkı

Genelde iki akışkanın aktığı bir ısı değiştirici içinde, Δt yerel sıcaklık farkı, yol boyunca değişir. Bu durumda ısı geçişi için

$$q=UA\Delta t_m \quad (14)$$

Eşitliği yazılabilir. Bu eşitlikte, U akışkanlar arasındaki toplam ısı geçiş katsayısını, A bu katsayıya göre tanımlanmış ısı geçişi olan alanı ve Δt_m uygun bir şekilde tanımlanabilecek ortalama sıcaklık farkını göstermektedir.

Paralel veya ters akımlı ısı değiştiricileri ile içindeki bir akışkan sıcaklığının sabit olduğu herhangi çeşit bir ısı değiştiricisi için ortalama sıcaklık farkı

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1 / \Delta t_2)} \quad (15)$$

Bağıntısı ile verilir. Bu bağıntıdaki Δt_1 ve Δt_2 değerleri, ısı değiştiricinin iki ucundaki akışkanların sıcaklıkları farkıdır. Genel olarak, Δt_m bağıntısının içinde logaritmik bir ifade olması nedeniyle, bu değer ortalama logaritmik sıcaklık farkı olarak adlandırılır.

Özel olarak $\Delta t_1 = \Delta t_2$ olması durumunda $\Delta t_m = \Delta t_1 = \Delta t_2$ değerini verir.

Gerçekte bu denklem ile verilen A_{tm} ortalama logaritmik sıcaklık farkı, ısı değiştiricisi boyunca toplam ısı geçiş katsayısı ile akışkanların özgül ısılarının sabit olması ve değiştiriciden ortama bir ısı kaybı olmaması kabulleri için doğrudur (pratik açıdan bu kabuller çoğu zaman geçerlidir). Isı değiştiricisi içinde, U toplam ısı geçiş katsayısının değişken olması durumu, Parker tarafından geniş olarak incelenmiştir.

Isı değiştiricisinde akışkanların giriş ve çıkışında sıcaklık farkları bilindiğinde, ısı geçişinin hesabında A_{tm} ve $\Delta t_m = \Delta t_1 = \Delta t_2$ bağıntıları çok uygundur. Bununla beraber, birçok durumda ısı değiştiricinin giriş ve çıkışındaki akışkan sıcaklıklarının farkları bulunamaz. Böyle durumlarda deneme-yanılma yönteminin külfetinden kurtulmak için, aşağıda açıklanan üç boyutsuz sayılı değişik bir yöntem (ϵ -NTU yöntemi) kullanılması uygun olur.

1. Isı Değiştiricisi Etkenliği, ϵ

$$C_h = C_{\min} \text{ olduğunda } e = \frac{t_{hi} - t_{ho}}{t_{hi} - t_{ci}} \quad (16)$$

$$C_c = C_{\min} \text{ olduğunda } e = \frac{t_{co} - t_{ci}}{t_{hi} - t_{ci}}$$

Olarak tanımlanır. Bu tanımda

$C_h = (m c_p)_h$ - sıcak akışkanın ısı kapasitesi, W/K.

$C_c = (m c_p)_c$ = soğuk akışkanın ısı kapasitesi, W/K

C_{\min} = iki kapasiteden küçük olan kapasite, W/K

t_h = sıcak akışkanın giriş veya çıkış sıcaklıkları, °C,

(i endisi giriş, o endisi çıkış)

t_c = soğuk akışkanın giriş veya çıkış sıcaklıkları, °C,

(i endisi giriş, o endisi çıkış) anlamlarındadır.

2. Isı Değiştiricinin Geçiş Birimi Sayısı (NTU)

$$NTU = AU_{ort} / C_{min} = (1/C_{min}) \int_A U(dA) \quad (17)$$

Şeklinde tanımlanmakta olup, U toplam ısı geçiş katsayısı A alanı için verilmektedir.

3. Akışkanların Isıl Kapasite Oranları, Z

$$Z = C_{min} / C_{max} \quad (18)$$

Şeklinde tanımlanmaktadır,

Verilen bir ısı değiştiricisinde, ısı geçişine ait ϵ etkinliği genel olarak, NTU geçiş birimi ve sayısı ve Z akışkanların ısıl kapasite oranlarının bir fonksiyonu olarak

$$\epsilon = f(NTU, Z \text{ akış düzenlemesi}) \quad (19)$$

Şeklinde verilir. Etkenlik değeri, ısı değiştiricisi içindeki sıcaklıklardan bağımsızdır. Z kapasite oranının sıfır olduğu herhangi bir ısı değiştiricisinde (Örnek olarak akışkanlardan birinin yoğuşma veya buharlaşması halinde), etkenlik

$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (20)$$

Bağıntısı ile verilir. Bu durumda ısı geçişi

$$q = C_h(t_{hi} - t_{ho}) = (C_c(t_{co} - t_{ci})) \quad (21)$$

Eşitliğinden bulunabilir.

Denk.(16) ve (21)'in birleştirilmesinden ısı değiştiricisindeki ısı geçişi, akışkanların giriş sıcaklıkları farkı cinsinden

$$q = \varepsilon C_{\min} (t_{hi} - t_{ci}) \quad (22)$$

Şeklinde verilebilir. Denk.(14) ile verilen ortalama sıcaklık farkı ise

$$\Delta_{tm} = (t_{hi} - t_{ci}) \varepsilon / NTU \quad (23)$$

Olarak yazılabilir.

Paralel akımlı ısı değiştiricilerindeki etkenlik için

$$e = \frac{1 - \exp(-NTU(1+Z))}{1+Z} \quad (24)$$

Z=1 durumunda paralel akımlı ısı değiştiricisi etkenliği için

$$e = \frac{1 - \exp(-2NTU)}{2} \quad (25)$$

Ters akımlı ısı değiştiricisindeki etkenlik için

$$e = \frac{1 - \exp(-NTU(1-Z))}{1 - Z \exp(-NTU(1-Z))} \quad (26)$$

Z=1 için ise

$$e = \frac{NTU}{1+NTU} \quad (27)$$

Bağıntıları yazılabilir.

Değişik ısı değiştiricisi düzenlemeleri için ϵ , NTU ve Z arasındaki bağıntılar, çeşitli araştırmacılar tarafından çıkarılmış olup, bu bağıntıların birçoğu kullanımı kolay olan grafikler şeklinde verilmiştir.

1.4.. Geçici Rejimde Isı Geçişi

Pratikteki birçok durumda geçici rejimde (zamana bağlı durumda), ısı geçişi ve sıcaklık dağılımlarının bilinmesi istenir. Örnek olarak; Bir soğuk hava deposunda soğutucu cihazın durma ve çalışma anlarında depo içindeki sıcaklık dağılımlarının; dış sıcaklık ve güneş ışınımının zamanla değişiminin, soğuk odanın ısı yüküne etkisinin ve duvar sıcaklıklarındaki değişimlerinin; Soğuk bir depo içine konulan bir malın donmasının; Bir soğutucu akışkan içine daldırılan bir cismin ani dondurulmasının; katı veya akışkanların aniden bir sıcaklıktan başka bir sıcaklığa getirildikleri zamanki ani ısınma veya soğumalarının, zamana bağlı incelenmeleri sayılabilir. Katılarda veya İçinde hareketin olmadığı akışkanlarda, zamana bağlı temel ısı iletim denklemi

$$\frac{\partial t}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (28)$$

Bağıntısı ile verilir. Bu bağıntıda, k ısı iletim katsayısı, ρ yoğunluk ve c_p özgül ısı olmak üzere, α ısı yayılım katsayısı, $k/\rho c_p$ oranı şeklinde tanımlanmıştır. Büyük ısı yayılım katsayısı (büyük ısı iletim katsayısı, küçük yoğunluk ve özgül ısıya sahip) olan cisimlerde ısı, küçük yayılım katsayısı olan cisimlere göre daha hızlı bir şekilde dağılır. Katı bir cisim veya sabit bir hacim içinde bulunan ve iyi bir şekilde karıştırılarak her noktasında aynı sıcaklık olan sıvı veya gaz akışkanlarda, zamana bağlı sıcaklık değişimi hesaplanırken, sistemin net ısı kazancı veya kaybı için

$$q_{net} = M c_v \frac{dt}{dt} \quad (29)$$

Eşitliği yazılabilir.

Bu eşitlikte M cismin kütlesini, c_v ise sabit hacimdeki özgül ısısını göstermektedir.

Ayrıca, cisme bir ısı girişi varsa, q_{net} pozitif, çıkışı var ise negatif değerler alır. Cisim ile ortam arasındaki ısı geçişi halinde, cisim sabit basınçta ise, c_v değeri yerine C_p kullanılması gerekir, fakat sıvı ve katılarda c_v ile c_p değerlerinin birbirine çok yakın olması yüzünden, hesaplarda c_p değerinin kullanılması fazla hataya neden olmaz. Cisimden olan veya cisme doğru olan q_{net} ısı geçişi, cisim ile ortam arasında, iletim, taşınım veya ışıınım yoluyla olabilir.

Denk.(28)'den hareket ederek, değişik geometri, başlangıç ve sınır şartları için bu olaylardaki sıcaklık dağılımları ve ısı geçişleri teorik olarak bulunabilir. Pratikte karşılaşılabilecek birçok örnek, Jakop [22], Schneider [23] ve Myers [24] tarafından çözülmüş olup, sonuçlar grafik şeklinde sunulmuştur. Bu örneklerin dışındaki durumlarda, birçok araştırmacının yaptığı gibi, sayısal yöntemleri kullanmak, çözüme ulaşmayı daha basitleştirmektedir [16, 18]. Denk.(28)'de ısı taşınımını sınır şartı gerektiği zaman, bu denklemlerde ve grafiklerde, çoğunlukla daimi rejimdeki bağıntılardan bulunan h ısı taşınım katsayısı kullanılır.

1.4.1. Soğuma zamanının tespiti

Sonsuz büyüklükteki bir levha, sonsuz uzunluktaki bir silindir veya bir küre gibi, çeşitli geometrilerdeki cisimlere ait soğuma zamanını, Şek. 2, 3 ve 4'de verilen Gurnie-Lurie diyagramlarından grafik yöntemle bulunabilir [25]. Bu diyagramlarda, başlangıçta cisim içindeki sıcaklık dağılımının düzgün olduğu, ısı geçişi esnasında cisimde bir faz değişiminin olmadığı, cismin aniden sabit sıcaklıktaki bir akışkan içine ve cisim ile akışkan arasındaki h sabit ısı taşınım katsayısının sabit olduğu kabul edilmektedir. Bu diyagramlar, içinde faz değişiminin olduğu cisimlerde, donma zamanının tespiti için kullanılamaz.

Şek. 2, 3 ve 4 kullanılarak, sonsuz bir levha, sonsuz silindir veya bir küre şeklindeki cisimlerin, geçici rejimde ısınması veya soğuması esnasında, bu cisimlerin içindeki herhangi bir noktadaki sıcaklıkların veya cisimlerin düzgün sıcaklıkta düşünülmesi halinde, bu cisimlerin ortalama sıcaklıklarının zamana bağlı

olarak bulunması mümkündür.

Faz değişimi olduğu durumlarda, soğuma esnasında cisimlerin donma zamanlarının tespiti, bu grafiklerle mümkün değildir.

Uç tarafları yalıtılmış sonlu boydaki bir silindir ile sonlu boydaki bir dikdörtgenler prizması, ısı transferi açısından bakıldığında, sonsuz uzunluktaki bir silindir veya sonsuz bir levha gibi kabul edilebilir. Böyle bir cisimde zamana bağlı bir ısı geçişi İncelenmek istensin. Bu cismin merkezinde ulaşılmak istenilen sıcaklık t_2 ise, bu sıcaklığa ulaşma zamanı aşağıdaki gibi bulunabilir.

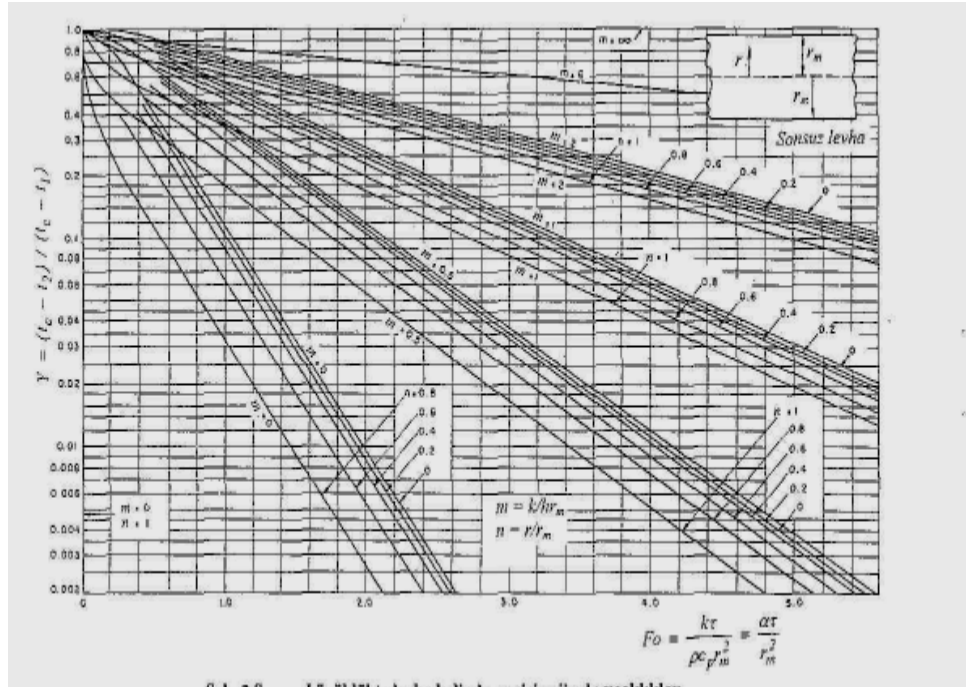
1. $(t_c - t_1)/(t_c - t_1)$ şeklinde tanımlanan sıcaklık oranı hesaplanır. Bu oranda

t_c = ortamın sıcaklığı, t_1 = cismin başlangıç sıcaklığı,

t_2 = cismin orta noktasının son sıcaklığı anlamlarındadır.

Dikkat edilirse. şek. 2, 3 ve 4'de verilen grafiklerde,

$(t_c - t_2)/(t_c - t_1)$ oranı, Y ile dūřey ekseninde gösterilmektedir.



şekil 1,2 Sonsuz büyüklükte levha halinde, geçici rejimde sıcaklıklar.

2. Şek. 1.2, 1,3 ve 1,4'de, n ile gösterilen r/r_m oranı hesaplanır.

Bu oranda

r = eksenden olan uzaklık

r_m = cismin yan kalınlığı anlamlarındadır.

3. Şek. 2, 3 ve 4'de m ile gösterilen k/hr_m direnç oranı hesaplanır. Bu oranda da

k = cismin ısı iletim katsayısı

h = ısı taşınım katsayısı

r_m = cismin yan kalınlığı anlamlarındadır.

4. Uygun geometriye göre, Şek. 2, 3 ve 4'den F_0 ile gösterilen $k\tau/\rho c_p r_m^2$ değeri bulunur.

Bu değerde

r = zaman

c_p = sabit basınçtaki özgül ısı

ρ = yoğunluk anlamlarındadır.

5. Bulunan $k\tau/\rho c_p r_m^2$ değerinden τ zamanı hesaplanır.

1.4.2. Sonlu büyüklükteki cisimlerde sıcaklık dağılımı

Sonlu büyüklükteki cisimler, sonsuz cisimlerin kesitirilmelerinden elde edilir.

Örnek olarak Şek. 5'de gösterildiği gibi, sonsuz büyüklükteki bir levha ile sonsuz uzunluktaki bir silindirin keşimesinden sonlu büyüklükteki bir silindir bulunabilir.

Bu silindirin yüksekliği sonsuz levhanın kalınlığı, çapı ise sonsuz silindirin çapı kadardır. Diğer örnekler olarak, aynı kalınlıktaki üç sonsuz levhanın keşitirilmesinden bir küp, farklı kalınlıktaki üç sonsuz levhanın keşitirilmesinden ise bir dikdörtgenler prizması elde edilebilir.

Sonlu cisimler İçindeki sıcaklıklar, keşitirilerek bu sonlu cismi oluşturan, sonsuz cisimlerdeki Y sıcaklık oranları çarpımlarından bulunabilir. Örnek olarak Şek. 5'de verilen sonlu boydaki silindirin sıcaklık oranı.

$$Y_{\text{sonlu silindir}} = Y_{\text{sonsuz silindir}} \cdot Y_{\text{sonsuz levha}} \quad (30)$$

şeklinde sonsuz levha ile sonsuz silindirin sıcaklık oranı çarpımından bulunur.

Burada

$Y_{\text{sonlu silindir}}$ = sonlu silindir için sıcaklık oranı

$Y_{\text{sonsuz silindir}}$ = sonsuz silindir için sıcaklık oranı

$Y_{\text{sonsuz levha}}$ = sonsuz levha için sıcaklık oranı

Anlamlandırılır. Benzer şekilde bir dikdörtgen prizması

İçin

$$(Y_{s1})_1 \cdot (Y_{s1})_2 \cdot (Y_{s1})_3 = Y_{dp} \quad (31)$$

Bağıntısı yazılabilir. Bu bağıntıda

Y_{s1} = sonsuz levha için sıcaklık oranı

$Y_{d.p.}$ = dikdörtgen prizma için sıcaklık oranı

1, 2, 3 endisleri ise üç ayrı sonsuz levhayı karakterize etmektedir.

1.4.3. Isı değiştiricilerinde geçici rejimde analiz

Isıtma ve iklimlendirme sistemlerinin dinamik davranışının incelenişinde, ısı değiştiriciler için geçici rejimdeki analizler gün geçtikçe önem kazanmaktadır. Isı değiştiricileri içinde ters veya paralel akımda geçici rejimdeki davranışlarının analizi için bir çok çalışma bulunmaktadır .

1.5. Isı Işınımı

Isı ışınımı, iletim ve taşımından farklı olarak iki değişik sıcaklık bölgesi arasında gerçekleşen, temel bir enerji geçişi mekanizmasıdır. Burada enerji taşınımı İki bölge arasındaki madde yardımı ile olmayıp, aksine iki bölge arasındaki bu maddenin varlığı, ışınım ile ısı geçişini güçleştirir. Işınım ile enerji geçiş işlemi, atomların ve moleküllerin enerji seviyelerindeki artma sonucunda ortaya çıkan elektromanyetik dalgalarla enerjinin taşınması ile gerçekleşir.

Bir cisimden çıkan ısı ışınımının miktarı ve karakteristikleri, yayıldığı cismin tabiatına, mikroskobik yapısına ve mutlak sıcaklığına bağlıdır.

Herne kadar yayılan ısı ışınımı çevreden bağımsız ise de, net enerji geçişi sıcaklıklar ile yüzeylerin uzaydaki durumlarına ve onları çeviren ortama bağlıdır.

1.5.1. Siyah cisimlerin ısı ışınımı

Daha önce de belirtildiği gibi, bir yüzeyden yayılan ısı enerjisi bu yüzeyin mutlak sıcaklığına bağlıdır. Siyah olarak tanımlanan cisimler, üzerine düşen bütün ışınımı yutan cisimlerdir. Siyah bir cismin birim yüzeyinden, yarı küre şeklindeki bir ortama birim zamanda yayılan W_b toplam ısı ışınımı, Stefan-Boltzman kanunu ile

$$W_b = \sigma T^4 \quad (32)$$

Şeklinde verilir. Bu eşitlikte $5,669710^{-8} \text{ W/m}^2$. K4 değerindeki σ sabiti, Stefan-Boltzman katsayısı olarak adlandırılır. Siyah bir cisimden onama yayılan ısı ışınımı, elektromanyetik dalga şeklinde her frekansta veya dalga boyundadır.

Planck, siyah bir cisimden yayılan ısı ışınımının dalga boyuna bağlı olarak

$$W_{b\lambda} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\exp(C_2 / \lambda T) - 1} \quad (33)$$

bir tayf dağılımı şeklinde olduğunu göstermiştir. Burada $W_{b\lambda}$ = siyah cismin A, dalga boyundaki ısı ışınımı yayma gücü, W / m^2

A = dalga boyu, m

T= sıcaklık, K

$C_2 = 3,742.10^{-16} \text{ Wm}^2$ Planck kanunu birinci sabiti

$C_2 = 0,002898 \text{ m K}$ Planck kanunu ikinci sabiti

Anlamlandırılır. Birim yüzeyden birim zamanda $d\lambda$

dalga boyundaki değişim aralığında, siyah cisimden $w_b d\lambda$ değerine eşittir. Stefan-

Boltzman denklemi

$$W_b = \sigma T^4 = \int_0^{\infty} W_{b\lambda} d\lambda \quad (34)$$

Şeklinde, Planck denkleminin entegrasyonundan elde edilebilir.

Diğer taraftan Wien

$$\lambda_{\max} = T = 2898 \mu\text{m.K} \quad (35)$$

Şeklinde, bir siyah cisimde maksimum ışınımın olduğu dalga boyu ile bu cismin sıcaklığının çarpımının sabit olduğunu ispat etmiştir.

Bu bağıntı yardımı ile yaklaşık olarak bir siyah cismin yaydığı ısı ışınımı tayfda analiz edilirse, yaydığı enerjinin %25 değerinin maksimum dalga boyundan daha küçük dalga boylarda, %75 enerji yayılmanın ise maksimum dalga boyundan daha büyük değerlerde olduğu söylenebilir.

1.5.2. Gerçek cisimlerin ısı ışınımı

Çeşitli nedenlerden ötürü, tabiattaki gerçek yüzeyler ve cisimlerin ısı ışınımında, Stefan-Boltzman ve Planck kanunundan farklılıklar görülür. Gerçek yüzeyler, siyah olmayan yüzeyler olup, siyah yüzeylere göre daha az ışınım yayıp, daha az ışınım yutarlar, T sıcaklığında siyah olmayan birim yüzeyin, birim zamanda yarım küre ortama yaydığı toplamı ısı ışınımı

$$W_{b=\varepsilon} = \varepsilon \sigma T^4 \quad (36)$$

Eşitliği ile verilir. Bu eşitlikteki ε , yarı küresel yayılan katsayısı olarak adlandırılır.

Tablo 3 Bazı yüzeylerin yayma ve yutma katsayıları

No	Yüzey	Toplam yayma katsayısı ^b		Güneş ışıması için yutma katsayısı
		10°C ila 40°C	500°C	
1	Büyük bir kutu, küre veya ocak üzerindeki küçük delik	0,97 - 0,99	0,97 - 0,99	0,97 - 0,99
2	Asfalt, karbon, mermer, boya, kağıt gibi siyah renkli metal olmayan cisimler	0,90 - 0,98	0,90 - 0,98	0,85 - 0,98
3	Kırmızı renkli tuğla, kiremit, beton ve taş, paslanmış çelik ve demir, koyu renkli (kırmızı, kahverengi, yeşil gibi) cisimler	0,85 - 0,95	0,75 - 0,90	0,65 - 0,80
4	Sarı ve sarımsı renkli tuğla, taş, ateş tuğlası	0,85 - 0,95	0,70 - 0,85	0,50 - 0,70
5	Beyaz veya açık krem renkli tuğla, kiremit, boya veya kağıt, plaster, badana	0,85 - 0,95	0,60 - 0,75	0,30 - 0,50
6	Pencere camı	0,90	-	c
7	Parlak alüminyum boya, yıldız veya bronz boya	0,40 - 0,60	-	0,30 - 0,50
8	Donuk renkli pirinç, bakır veya alüminyum; galvanize çelik, parlatılmış demir	0,20 - 0,30	0,30 - 0,50	0,40 - 0,65
9	Parlatılmış pirinç, bakır	0,02 - 0,05	0,05 - 0,15	0,30 - 0,50
10	Çok iyi parlatılmış alüminyum, kalay, nikel, krom	0,02 - 0,04	0,05 - 0,10	0,10 - 0,40
11	Seçici yüzeyler			
	Paslanmaz çelikteki yumağı	0,23 - 0,28	-	0,63 - 0,86
	Beyaz boyanmış yüzey	0,92	-	0,23 - 0,49
	NaClO ₂ ve NaOH ile işlenmiş bakır yüzey	0,13	-	0,87
	CuO kaplanmış bakır, nikel ve alüminyum levha	0,09 - 0,21	-	0,08 - 0,93

Cisimlerin yayma katsayıları, yüzeylerinin şartlarına ve sıcaklıklarına bağlıdır.

Siegel ve Howell den seçilmiş yayma katsayılarına ait bazı değerler Tablo 3'de verilmiştir.

Siyah olmayan cisimler için tek dalga boylu ısı ışımasını için

$$W_b = e_1 w_{bl} = e_1 \frac{C_1 I^{-5}}{\exp(C_2 / I t) - 1} \quad (37)$$

siyah cisimdekine benzer bağıntı yazılabilir.

Bu bağıntıda ε , λ tek dalga boyundaki yan küresel yayılım katsayısıdır. e ile ε_λ arasındaki bağıntı

$$W_b = sT^4 = \int_0^\infty W_{b\lambda} d\lambda = \int_0^\infty e_\lambda W_{b\lambda} d\lambda$$

Veya

$$e = \frac{1}{sT^4} \int_0^\infty e_\lambda W_{b\lambda} d\lambda \quad (38)$$

Eşitlikleri ile verilir.

ε_λ , λ dalga boyundan bağımsız ise. Denk. (38) $\varepsilon_\lambda = \varepsilon$ eşitliğini verir. Bu durumda göz önüne alınan cismin yüzeyi, gri yüzey olarak adlandırılır. Hesaplarda çoğu zaman gri yüzey yaklaşımı kullanılır.

Tayfin bazı bölgelerinde bazı yüzeyler, bu yaklaşımı sağlayabilmektedir. Bu basitleştirmenin yapılması istendiğinde, özellikle sıcaklığın yüksek olduğu durumlarda analiz dikkatli bir şekilde yapılmalıdır. Bazen ε_λ ile λ arasındaki ilişkiye ait bilginin bulunmadığı durumlarda da gri yüzey yaklaşımı yapılabilir.

Işınım enerjisinin bir cismin yüzeyi üzerine düşmesi halinde, bu enerjinin bir kısmı yutulur, bir kısmı yansıtılır, bir kısmı ise bu cisimden geçer. Termodinamiğin birinci kanununa göre;

$$\alpha + \tau + \rho = 1 \quad (39)$$

Yazılabilir.

Burada

α = yutulan ışıının enerjisinin gelen ışıının enerjisine oranı veya yutma katsayısı

τ = geçen ışıının enerjisinin gelen ışıının enerjisine oranı veya geçirme katsayısı

ρ = yansıyan enerjinin gelen ışıının enerjisine oranı veya yansımaya katsayısı anlamlarındadır.

Bir çok katı cisimde olduğu gibi, göz önüne alınan cisim kızıl ötesi bantta, saydam değil İse $\tau=0$, veya $\alpha+\rho=1$ eşitliği yazılabilir. Siyah cisimler için ise, $\alpha=1$, $\rho = \tau = 0$ yazılabilir. Platin siyahı ve altın siyahı, herhangi bir gerçek siyah yüzeyde olduğu gibi, kızıl ötesi bantta, ısı ışıınının % 98 değerini yutar. Siyah cisim ise büyük bir kap yüzeyindeki küçük bir delik ile temsil edilebilir. Bu durumda bu deliğe gelen ışıının, kap içinde defalarca yansımaya esnasında tamamen yutulacağından, bu delikten tekrar geri çıkamayacaktır.

Bazı mat siyah boyalarda da yayma katsayısı geniş bir aralıkta % 98 değerindedir. Bunlar, altın ve platin siyahından daha dayanıklı yüzeyler olup, ışıının ölçüm cihazlarında yayma ve yansıtma katsayılarının belirlenmesi için referans yüzey olarak kullanılır. Kirchhoff kanunu, herhangi bir saydam olmayan yüzeyin yayma ve yutulma katsayıları arasındaki ilişkiyi verir. Termodinamik bağıntılardan yararlanarak, dağıtıcı bir yüzeye veya, üzerine düşen ışıınının açığa bağlı olmadığı bir yüzeye sahip cisimlerde $\epsilon_\lambda=\alpha_\lambda$ eşitliği yazılabilir. Yüzeyin gri olması durumunda bu eşitlik $\epsilon=\lambda$ şekline dönüşür.

Doğada birçok yüzey gri değildir, bu nedenle Tablo 3'de verilen çoğu yüzeyin düşük sıcaklıklardaki yayma katsayısı, güneş ışıınını yutma katsayısından farklıdır. Bunun sebebi her iki durumdaki dalga boylarının farklı olması ve ϵ_λ yayma katsayısının dalga boyu ile değişmesidir.

Bir yüzey etrafındaki yan küresel bölgeye enerji dağılımı, çeşitli geometrik düzenlemelerde oldukça önemlidir. Lambert kanunu, bir yüzeyden yayılıp bu yüzey etrafındaki yarım küre Üzerine düşen ışınım enerjisinin, yüzeyin normali ile yüzey ile yarım küreyi birleştiren doğru arasındaki açının kosinüsü ile değiştiğini vermektedir. Bu ışınım yayılı (diffuse) ışınımdır. Lambert ışınım yayma gücü değişimi, bir yüzeyden, bu yüzeye dik yön dışında yayılan ışınımın, orijinal yüzey ile aynı yayına gücüne sahip eşdeğer alandan geldiği kabulü ile aynı anlama gelir. Eşdeğer alan, orijinal alanın ışınımı yönüne dik yüzey üzerindeki izdüşümünü olarak bulunur. Siyah yüzeyler, Lambert kanununa tam olarak uyarlar. Özellikle pürüzlü yüzeylere sahip metal olmayan yüzeylerdeki bir çok gerçek ışınım ve yansıma işlemlerinde bu kanun yaklaşık olarak kullanılır. Pratikteki çoğu ışınım analizi, gri yayılı (diffuse) ışınım ve yansıma dayandır.

Değişik geometrilerin yüzeyleri arasındaki ısı geçişinin bulunuşunda, ışınım karakteristiklerinde ve doğrultuda, aşağıdaki kabuller göz önüne alınır. (1) bütün yüzeyler gri veya siyah yüzeydir, (2) ışınım veya yansıma, yayılı (difüze) biçimdedir, (3) fiziksel özellikler yüzey boyunca aynıdır, (4) yutulma katsayısı, yayma katsayısına eşittir ve bunlar gelen ışınım kaynağının sıcaklığından bağımsızdır, (5) ışınım yapan ile alan yüzeyler arasında bulunan ortam, ışınımı yutmaz ve yansıtma özelliğindedir. Çözümlerin yaklaşık sonuç vermesine rağmen, bu kabuller problemleri büyük ölçüde basitleştirir.

1.5.3. Şekil faktörü

Birkaç yüzey arasında bulunan bir yüzeyden olan ışınım dağılımı, şekil faktörü adı verilen bir büyüklük ile belirlenir, i ve j olarak göz önüne alınan iki yüzeyden, i yüzeyinden j yüzeyine göre olan F_{ij} şekil faktörü, / yüzeyinden çıkan ışınımın, j yüzeyine düşen kısmı olarak tanımlanır. j yüzeyinden i yüzeyine olan şekil faktörü de aynı şekilde tanımlanır, sadece i ile j indislerinin yeri değişir. Genelde bu ikinci şekil faktörü, sayısal olarak birinci şekil faktörüne eşit değildir. A alam göstermek üzere iki şekil faktörü arasında $F_{ij}A_i = F_{ji}A_j$ ilişkisi vardır.

Dikkat edilirse içbükey yüzeyler kendilerini görebildiklerinden

$F_{ii}A_i = F_{ji}A_j$ olabilmekte ve n yüzeyinden meydana gelmiş kapalı bir şekil için

$$\sum_{j=1}^n F_{ij} = 1 \quad (40)$$

bağıntısı vardır.

İki yüzey arasındaki F_{12} şekil faktörü için ise

$$F_{12} = \frac{1}{A_1} \int_{A_1} \int_{A_2} \frac{\cos f_1 \cos f_2}{pr^2} dA_1 . dA_2 \quad (41)$$

eşitliği yazılabilmektedir. Bu eşitlikte, dA_1 ve dA_2 değerleri iki yüzeydeki elemanter alanları, r dA_1 ve dA_2 yüzeyleri arasındaki uzaklığı, f_1 ve f_2 ise dA_1 ve dA_2 yüzeylerinin normalleri ile bu yüzeyleri birleştiren r doğrusu arasındaki açıları göstermektedir. Çeşitli geometriler için bu eşitliğin çözümünde sayısal, grafik ve mekanik teknikler kullanılabilir, çok kullanılan bazı geometrilere ait şekil faktörleri Şek. 6'da verilmiştir.

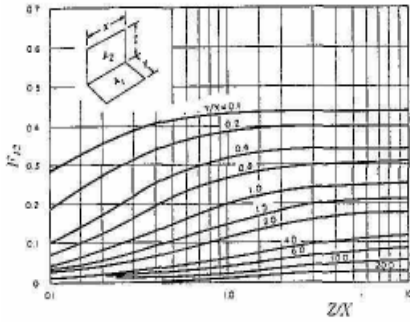
1.5.4. Yutucu olmayan ortamlar ile ayrılmış yüzeyler arasındaki ısı ışıınımı hesapları

Bir yüzeyden yayılan ısı ışıınım enerjisi, bu yüzeyi çevreleyen ortamdan bağımsızdır ve bu yüzeye düşen ışıınım enerjisinin yutulan ve yansıyan kısımları ise bu yüzeyin şartlarına bağlıdır. A_j yüzeyi üzerindeki birim alanda ışıınımla olan net ısı akısı q , veya q olsun. Bu net ısı akısı, yüzeyden yayılan ışıınımdan, ortamdaki bütün ışıınımların bu yüzey tarafından yutulan kısmının çıkarılması ile bulunabilir. Burada ortamdaki gelen ışıınımı içinde, yüzeyin kendisinden çıkıp, ortamda yansıyarak dönen ışıınım da olabilir. Bu nedenle net q ısı akısı tayin edilirken ortam da belirtilmelidir. ışıınım problemlerinin çözümü için değişik birkaç yöntem geliştirilmiştir, n adet saydam olmayan yüzeyin her birinden olan ısı ışıınımının değişimini hesaplayabilmek için iki terimin tanımına gerek vardır.

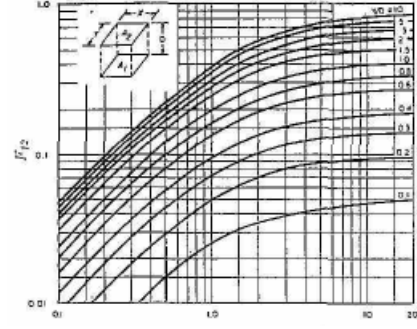
G = birim zamanda birim alana gelen net ısı ışınımı akısı (irradiation)

J = birim zamanda birim alandan giden toplam ısı ışınımı akısı (radiosity)

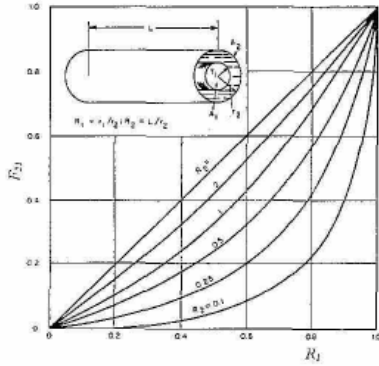
Giden toplam ısı ışınımı akısı, bu yüzeyden yayılan ve yansıyan ısı akılarının toplamından



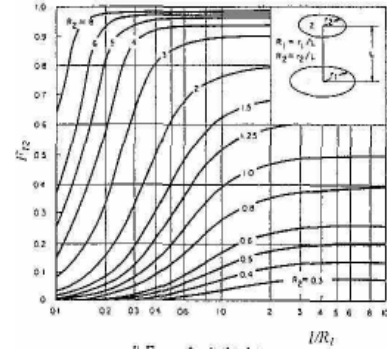
a) Bir kenarı ortak birbirine dik dikdört.



c) Sonlu büyüklükte paralel iki dikdört.



b) Aynı eksenli iki sonsuz silindir



d) Eş merkezli daire

Şekil 1.3 Çeşitli geometriler için şekil faktörü

$$J = eW_b + (1 - e) + rG \quad (42)$$

Şeklinde yazılabilir. Geçirme katsayısı sıfır olduğundan yansıma için katsayı;

$$r = 1 - a = 1 - e$$

Bulunur.

Bu durumda

$$J = eW_b + (1 - e)G \quad (43)$$

elde edilir. Bir yüzeyden kaybolan net enerji kaybı, giden (radiosty) ile gelen (irradiation) net ısı ışınımı arasındaki farktan bulunur.

$$q / A = J - G = eW_b + (1 - e)G - G \quad (44)$$

Denk.(43)'den çekilen G değeri bu denkleme taşınırsa

$$q = \frac{W_b - J}{(1 - e) / eA} \quad (45)$$

elde edilir.

Alanları A_1, A_2, \dots, A_n , yayma katsayıları $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ ve yansıma katsayıları ρ_1, ρ_2, ρ_3 lan eş sıcaklıktaki n adet kapalı yüzey göz önüne alınsın. i yüzeyinin gelen net ısı akısı (irradiation) değeri, bütün n yüzeylerinden gelen ısı ışınımının toplamından bulunur.

$$G_i A_i = \sum_{j=1}^n F_{ij} J_j A_j = \sum_{j=1}^n F_{ji} J_j A_j$$

Veya

$$G_i = \sum_{j=1}^n F_{ji} J_j$$

Yazılabilir.

Bu eşitliğin Denk, (44)'e taşınması ile

$$J_i = \varepsilon_i W_{bi} + (1 - \varepsilon_i) \sum_{j=1}^n F_{ij} J_j \quad i = 1, 2, \dots, n$$

(46)

$$\begin{aligned} J_1 &= \varepsilon_1 \sigma T_1^4 + (1 - \varepsilon_1) \sum_{j=1}^n F_{1j} J_j \\ J_2 &= \varepsilon_2 \sigma T_2^4 + (1 - \varepsilon_2) \sum_{j=1}^n F_{2j} J_j \\ &\dots \\ J_n &= \varepsilon_n \sigma T_n^4 + (1 - \varepsilon_n) \sum_{j=1}^n F_{nj} J_j \end{aligned}$$

Şeklinde verilebilen n adet denklem elde edilebilir.

Yüzey sayısı nispeten az ise, bilinmeyen J değerleri, Denk.(46)'nın elle yapılabilecek basit hesaplan ile çözülebilir. Fakat fazla ve karmaşık kapalı yüzeyler için J değerlerinin çözümü için bir bilgisayar gereklidir.

J değerleri bir kere bulunduktan sonra, Denk.45 kullanılarak, her bir yüzeyin net enerji kayıpları

$$q_i = \frac{W_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i A_i}$$

Eşitliklerinden bulunabilir.

Eğer yüzey siyah cisim ise Denk.(45) belirsizdir, bu durumda

$$q_i = \sum_{j=1}^n (J_i F_{ij} - J_j A_j F_{ji})$$

Veya $F_{ij} A_i = F_{ji} A_j$ olduğundan

$$q_i = \sum_{j=1}^n F_{ij} A_i (J_i - J_j) \quad (47)$$

Şeklinde yazılabilen ilave bir denklem kullanılmalıdır.

Bütün yayılı (diffuse) ışınım işlemleri, daha önce açıklanmış bulunan, yüzeyleri birbirleri ile uyumlu özelliklere sahip kapalı hacimleri içerir. Bu hacimlerdeki açık yüzeyler, yansımaya katsayısı sıfır olan bir A_e eşdeğer alan olarak göz önüne alınır. Bu açık yüzeyden içeri yayılı bir enerji girişi varsa, A_f için eşdeğer bir sıcaklık göz önüne alınır, aksi takdirde bu yüzeyin sıcaklığı sıfırdır. İstenirse bu açıklıktan olan q_2 ısı kaybı hesaplanabilir. Açıldık üzerinde bir pencere varsa, bu pencereye ait gerçek özellikler göz önüne alınmalıdır.

Bir yüzeyin ısı ışınımı dengesi, bu yüzeyden yayılan ve yutulan ışınımın eşitliği olarak alınır ve bu yüzeyden ısı çıkışı ve bu yüzeye ısı girişi yoktur. $q_{net} = 0$ olan

yayılmış yüzeyler, $e = 0$ şeklinde mükemmel yansımaya alınarak, Denk.(46)'daki gibi incelenebilir. Denk.(46)'nın giden ışınım (radiosity) için çözülmesinden, bu tip yüzeylerin denge sıcaklıkları,

$$T_k = (J_k / \sigma)^{0.25}$$

Eşitliğinden bulunabilir.

Şekil faktörlerinin ve ışınım özelliklerinin tanımlandığı gibi kullanılması, yüzeylerin yayılı (diffuse) ışınım olmasını kabul eder. Bu durum, kızıl ötesi bölgede birçok melal olmayan cisim için uygun iken, iyi bir şekilde parlatılmış metaller için uygun değildir. Yüzeylerin parçalara bölünmesi ve gelen ışınım açısı ile ışınım özelliklerinin değişiminin göz önüne alınması, daha hassas çözümler verebilir, fakat bu durumda yapılan işlem sayısı artar.

1.5.5. Gaz ışınımı

Oksijen, azot, hidrojen ve helyum gibi elementer gazlar, ısı ışınım için tam olarak saydamdırlar. Bu gazların yutma ve yayma bantları, esas olarak elektromanyetik dalga tayfının mor ötesi kısmına düşer. Buna karşılık birçok gaz karışımının yutma bandı ise, tayfin kızıl ötesi kısmı içine düşer. Karbon monoksit, karbon dioksit, su buharı, kükürt dioksit, amonyak, asit buharları ve organik buharları önemli derecede enerjiyi yayar ve yutabilirler.

Saydam olmayan cisimlerde ısı ışınımının değişimi, yüzeysel bir olay olarak göz önüne alınır. Bununla beraber, ısı enerjisi bütün malzemelerin yüzeyi içine nüfuz eder. Yutma katsayısı, enerjinin malzeme içinde eksponansiyel azalmasını karakterize eder. Genel olarak, metaller büyük yutma katsayısına sahiptir ve bunların yüzeylerinde ışınım enerjisi 100 nm değerinden daha az nüfuz eder. Metal olmayan cisimlerin yutma katsayıları ise daha küçüktür. Saydam olmayan cisimlerde ısı ışınımı yüzeysel bir olay olarak kabul edilebilir. Gazlar küçük yutma katsayılarına sahiptir, bu yüzden gaz içindeki ışınım yolunun uzunluğu çok önemlidir.

Beer kanunu, bir gaz içindeki ışınım enerjisinin azalmasının, gazın kısmi basıncı ile tabaka kalınlığının çarpımının ($p_g L$) bir fonksiyonu olduğunu vermektedir. Bu kanuna göre, kalınlığı L olan bir gaz kütesinin tek dalga boylu (monokromatik) yutma katsayısı

$$a_{gL} = 1 - e^{-a_g L} \text{ şeklinde verilir.}$$

Tablo 4 24°C sıcaklıkta hava içindeki su buharının ve CO2 gazının yayma katsayılarının bulunuşu.

Tabaka kalınlığı (m)	CO ₂ Hacimleri (%)		Bağıl Nem (%)			
	0,1	0,3	1,0	10	30	100
1	0,03	0,06	0,09	0,06	0,17	0,22
30	0,09	0,12	0,16	0,22	0,39	0,47
300	0,16	0,19	0,23	0,47	0,64	0,70

Kapalı bir hacim içinde bulunan gazın, bu kabın cidarlarına yaptığı ısı ışınımı yutulma işlemi, ayrı ayrı dalga boyu bantlarında olduğundan, siyah cismin sıcaklığına bağlı olarak gazı gecen ışınımı, bütün tayf için toplam şeklinde göz önüne alınmalıdır. α_λ tek dalga boylu yutma katsayısı, aynı zamanda gazın sıcaklığının ve kısmi basıncının as birer fonksiyonu olduğundan, gaz ışınımının daha ger.iş bir şekilde incelenmesi oldukça karmaşıktır.

24°C sıcaklıkta hava içindeki karbondioksit ve su buharının yayma katsayıları, bu gazların tabaka kalınlıklarının ve derişikliklerinin birer fonksiyonu olarak Tablo 4'de verilmiştir. Burada verilen değerler yarını küre şeklindeki bir gaz kütesinin, kürenin merkezinde bulunan bir elemanter alana yaptığı gaz ışınımıdır. Farklı geometriler için Siegel ve Henvell [33] ile Hottel ve Sarofirm [35]'in kaynaklarına başvurulabilir. Genel olarak, p_{gi} çarpımının küçük değerleri İçin, bir gaz kütesinin L eşdeğer tabaka kalınlığı veya yarım kürenin yarıçapı, bu gaz kütesinin hacminin dört katının, gaz kütesinin yüzeyine bölünmesinden bulunur. Boyutları 1x1x4 olan bir odanın hacmin eşdeğer tabaka kalınlığı, kısa kenarın 0,89 katıdır. Boyutları 1x2x6 olan bir odanın bütün duvarlarının ışınım yapması durumunda ise, bu hacmin eşdeğer tabaka kalınlığı, kısa kenarın 1,2 katıdır. Bu odanın 2x6 boyutundaki yüzeylerinin arasındaki ışınımda eşdeğer tabaka kalınlığı, bu odanın kısa kenarının I, IS katıdır. Burada verilen değerler, gazın kısmi basıncı ile eşdeğer tabaka kalınlığının sıfıra yaklaşması ($p_sL = 0$) durumunda doğrudur. p_gL değerinin artması halinde, verilen katsayıları küçültmek gerekir. Tavan yüksekliği yaklaşık 2,4 m olan ortalama büyüklükteki bir oda içinde 24°C sıcaklıkta, bağıl nemin % 10 ila 75 arasında olması durumunda, karbondioksit ışınımı için eşdeğer tabaka kalınlığı, tavan yüksekliğinin % 85 kadarı, yani 2,0 m değerindedir.

Bu odada su buharı için eşdeğer tabaka kalınlığı ise, tavan yüksekliğinin % 93 kadarı, yani 2,3 m. değerindedir. 4,8x14,4x2,4 m boyutlarındaki bir salonun su buharı ve karbon dioksit ışınımının yayma katsayısı için aşağıdaki tablodaki değerler kullanılabilir.

Bağıl nem (%)	ϵ_g
10	0,10
50	0,19
75	0,22

$$q = sA_w e_g (T_g^4 - T_w^4) \quad (49)$$

bağıntısı ile verilebilir.

Tablo 4 ile bu kısımda verilen örnekler, ısıtma ve iklimlendirmeye ait ısı geçişi problemlerinde, gaz ışınımının ne kadar önemli olduğunu göstermektedir. Buhar kazanlarının ve fırınların ocaklarında ise ısı geçişinin önemli bir kısmını gaz ışınımı şeklinde olup, buradaki incelemelere ilave başka etkenleri de göz önüne almak gerekir. Basıncın artması tayf aralıklarını genişletir ve farklı ışınım yapan bu aralıkların birbirine etkisi nedeniyle, bu aralıklara ait bireysel yayma katsayılarının basitçe toplanarak sistemin toplam yayma katsayısının bulunmasını güçleştirir. Siyah cisim şartlarından uzaklaşılması, yayma ve yutma katsayılarının ayrı ayrı hesabını gerektirir. Gaz ışınımına ait daha geniş bilgi için McAdams [25], Hottel ve Sarofirm [35]'in kitaplarına başvurulabilir.

1.6. Doğal Isı Taşınımı

Akışkan içindeki yoğunluk farkı ve yerçekimi ivmesi nedeniyle oluşan hareketler sonucundaki ısı geçişine doğal ısı taşınımı adı verilmektedir. Doğal ısı taşınımındaki ısı geçiş katsayıları, zorlanmış ısı geçişindeki değerlere göre çok daha küçüktür ve bu nedenle doğal ısı geçişinin etkili olduğu sistemlerde, toplam ısı kazancı veya kaybı hesaplanırken ışımla ısı geçişi ihmal edilemeyecek büyüklüklerde olabilir.

Oda sıcaklıklarında dahi, ışımla ısı geçişi, doğal ısı taşınımı ile aynı mertebelerde olduğundan, salonun duvar sıcaklıkları, konfor şartlarına önemli derecede etki edebilir. Çeşitli ısıtma ve soğutma cihazlarında doğal ısı taşınımına ait bazı karakteristik örnekler aşağıda verilmiştir. (1) Yüksek nemli soğuk hava depolarında tavan tipi yoğuşturucular kullanılıp, bunlar içine yerçekimi ivmesi ile çalışan (fansız) serpantinler yerleştirilir. (2) Küçük kapasiteli ev tipi buzdolaplarında yoğuşturucu ve buğulaştırıcıdaki, (3) döşeme tipi radyatör ve konvektörlerdeki, (4) iklimlendirmede soğutucu panellerindeki ısı geçişleri, doğal ısı taşınımı ile olmaktadır. Ayrıca kanal ve boruların bağlantı elemanları ile cihazların kasalarından olan ısı kazana ve kaybı doğal ısı taşınımını içermektedir.

Sıcak bir yüzey ile soğuk bir akışkan arasındaki doğal ısı taşınımı göz önüne alınsın. Yüzey ile temasta olan akışkan, iletim ile ısınıp, yoğunluğu azalacağından yukarı doğru hareket edecektir. Akışkanın viskozitesi bu harekete karşı bir direnç gösterir. Bu ısı geçişinde, (1) ısıl genleşmeler dolayısıyla olan yerçekimi kuvveti, (2) viskoz sürtünme kuvveti ve (3) ısıl yayılım, belli başlıca etkenlerdir. Diğer bir ifade ile, doğal ısı geçişine.

Sıcak yatay bir levhadan aşağı doğru (veya soğuk yatay bir levhadan yukarı doğru) doğal ısı taşınımı, pratikte karşılaşılan özel bir durumdur. Sıcak hava, soğuk havanın üstünde olduğundan, teorik olarak bu durumda hava içinde bir hareket olmayacaktır. Bununla beraber, levhanın kenarlarındaki sıcaklık farklarının etkisiyle, hava içinde bazı taşınım hareketleri görülür. Yaklaşık olarak bu durumdaki ısı taşınım katsayısı aynı şartlarda ısının yukarı geçmesi halindeki ısı taşınım katsayısının yansı kadardır.

Uygulamada havanın ısıyı taşıyıcı bir akıştan olarak kullanılması nedeniyle, Tablo 5'de havaya ait basitleştirilmiş bazı doğal ısı taşınım katsayıları için bağıntılar da verilmiştir. Doğal ısı taşınımı ile ilgili daha geniş bilgiler, ısı geçişine ait kaynaklardan alınabilir;

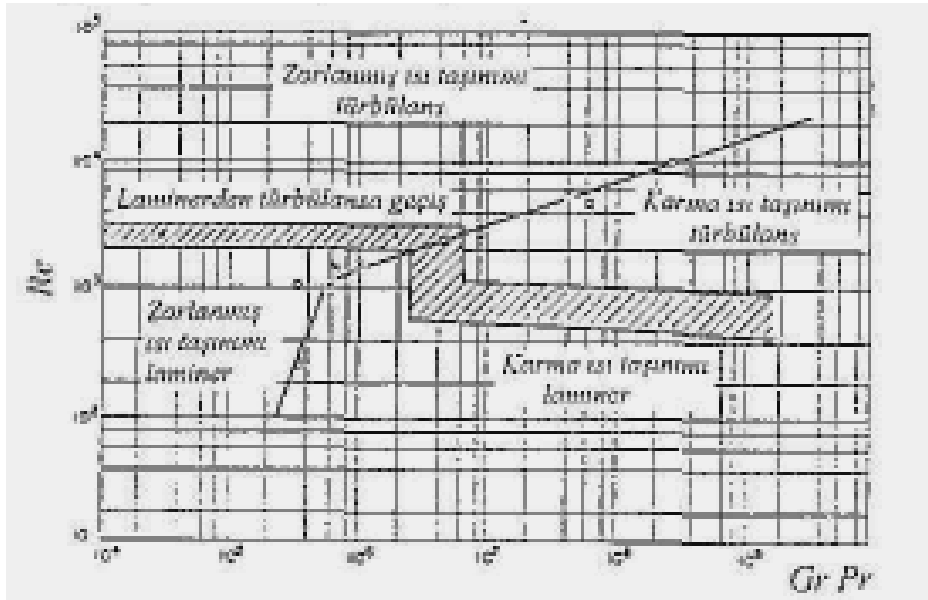
Doğal ısı taşınımına ait bağıntılar ile son zamanlarda yapılan deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçlarının karşılaştırılmasında, bazı farklılıklar görülmektedir.

Özellikle yalın düşey levhaya ait doğal ısı taşınım bağıntılarının, salon ve oda gibi kapalı lı hacimlerdeki düşey levhalara uygulanması halinde dikkatli olmak gerekir.

Bauman [36] ve Altmayer [37], salon içinde bulunan düşey levhaların, çeşitli sıcaklık cidar şartlarına göre doğal ısı taşınım katsayılarına ait bağıntıları vermişlerdir.

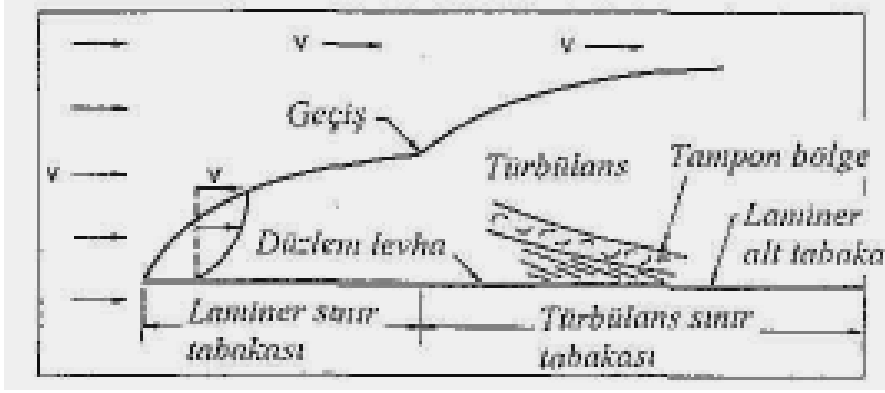
Akışkan hızının nispeten küçük olduğu zorlanmış ısı taşınımına, doğal ısı taşınımı da etki edebilmektedir. Zorlanmış ısı taşınımı (veya diğer bir söyleyişle Reynolds sayısı) arttıkça, ısı geçişi rejimi, zorlanmış ve doğal ısı taşınımı bir arada olduğu "karma ısı taşınımı" haline doğru döner. Karma ısı taşınımının olması hallerindeki ısı taşınım katsayıları, genelde sadece doğal veya sadece zorlanmış ısı taşınımına ait bağıntılardan bulunan değerlerden daha büyük değerler vermektedir. Böyle durumlarda olayı karakterize eden başka kaynaklara başvurmak gerekebilir.

Melals ve Eckert [39], düşey ve yatay borularda doğal, karma ve zorlanmış ısı taşınımına ait rejimleri özetlemişler ve bulara ait karakteristik denklemleri vermişlerdir. Yatay borularda bu rejimlerin yaklaşık sınırları Şek.4'de görülmektedir.



Şekil 1.4 Yatay boru içindeki akış halinde doğal, zorlanmış ve karma ısı taşınım rejimleri

Bu konulardaki diğer çalışmalar Grigull ve arkadaşları tarafından yapılmıştır [38], Karma ısı taşınımında ki ısı taşınım katsayısına, yerel koşullar da etki edebilmektedir, fakat ilgili referanslarda uygun rejimler ve yaklaşık ısı taşınım katsayıları kullanılarak bu etki göz önüne alınabilmektedir.



Şekil 1.5 Düzlem levha üzerinde sınır tabaka oluşumu

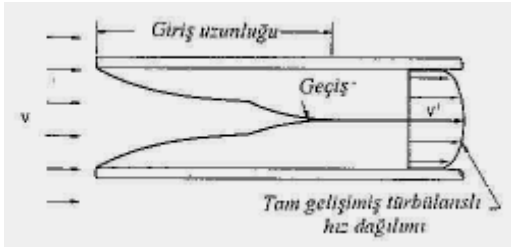
1.7. Zorlanmış Isı Taşınımı

Fanlı hava ısıtıcıları ve serinleticileri, zorlanmış hava (veya su) soğutmalı yoğuştrucu veya buharlaştırıcılar, sıvı hareketinin bir pompa ile sağlandığı ısı değiştiricileri, ısı geçişinin esas olarak zorlanmış taşınım ile olduğu cihazlara ait en önemli örneklerdir.

Şek.8'de görüldüğü gibi, bir akışkanın düzlem bir levha üzerinden akması durumunda, akışkan içinde levhaya bitişik kısımda sınır tabaka adı verilen bir bölge oluşur. Levhanın üzerinde akışkan hızı sıfır değerinde iken, sınır tabakanın bittiği yerde maksimum serbest akış hızına ulaşır.

Levha ile akışkan arasındaki sıcaklık değişiminin (ısı direncin) bu tabaka içinde yoğunlaşmış olması nedeniyle, sınır tabakanın oluşumu çok önemlidir. Sınır tabakanın kalın olması durumunda, ısı direnci artacaktır ve ısı taşınım katsayısı küçülecektir. Levhanın uç kısmında sınır tabaka kalınlığı teorik olarak sıfır ve ısı taşınım katsayısı sonsuz değerlerindedir. Levhanın ucundan itibaren sınır tabakanın belirli bir kısmı laminar olup, bu bölgeye laminar- zorlanmış taşınım adı verilir. Levha boyunca akış ilerledikçe, laminar sınır tabaka kalınlığı büyür ve kritik bir değere ulaşır. Daha sonra sınır tabaka içinde, levhaya bitişik laminar alt sınır tabakanın dışındaki bölgede, türbülanslı eddy hareketleri oluşur. Bu noktadan itibaren sınır tabaka, türbülanslı sınır tabaka adı alır ve akış türbülanslı zorlanmış taşınım şeklindedir. Laminer sınır tabakanın bittiği nokta ile türbülanslı sınır tabakanın oluştuğu kısım arasındaki kısma geçiş bölgesi adı verilir.

Türbülanslı eddy hareketlerinin esas akıştaki ısı taşınımına artırıcı bir yönde etki etmesi nedeniyle, geçiş bölgesinden itibaren ısı taşınım katsayısında hızlı bir artış başlar. Düzgün uçlu bir düzlemsel levha için, uçtan itibaren ölçülen uzaklığa göre tanımlanmış Reynolds sayısının yaklaşık 300000 ila 500000 değerlerinde, türbülanslı akış başlar. Küt uçlu levhalarda türbülanslı kıs, Reynolds sayısının çok daha küçük değerlerinde başlayabilir.

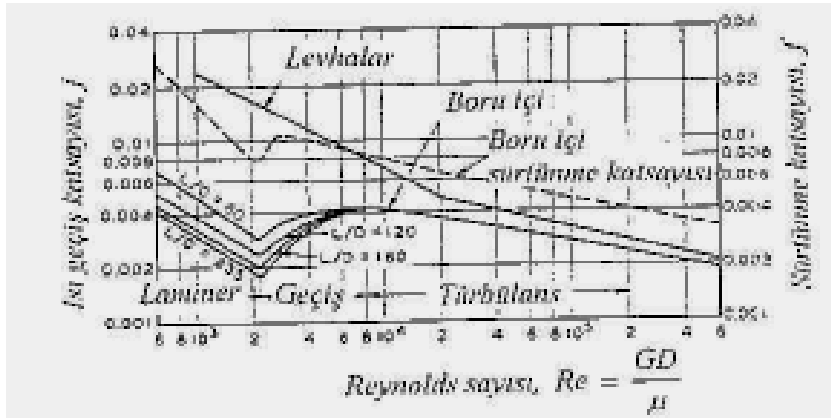


Şekil 1.6 Boru veya kanal girişinde sınır tabaka oluşumu

Uzun borular veya hidrolik çapı küçük kanallar içindeki akışlarda, hız yeleri derecede küçük ise laminer bölge, her bir cidardaki laminer sınır tabakaların birbiri ile karışmasına kadar devam eder. Bu karışımı noktasından sonra, hız dağılımı değişmez ve akış hiçbir zaman türbülansa gedmez. Bu duruma tam gelişmiş laminer akış adı verilir. Şek.6'da görüldüğü gibi, büyük çaplı borularda veya yüksek hızlı akışlarda, türbülansa geçiş meydana gelebilir. Bu duruma ise tam gelişmiş türbülanslı akış adı verilir. Bu nedenle, boru içindeki akışlarda kritik Reynolds sayısındaki karakteristik uzunluk, kanalın hidrolik çapı olarak göz önüne alınır. Düzgün borular için Reynolds sayısının 2100 değerinin altında akış laminer, 10000 değerinin üzerinde ise türbülanslıdır.

Bazı karakteristik zorlanmış ısı taşınımına ait bağıntılar Tablo 6'da verilmiştir.

Bu tabloda, Denk.(1) şeklinde boyutsuz biçimde verilen ve akış şartları ile akışkanın fiziksel özelliklerinden bulunan Reynolds ve Prandtl sayıları yardımı ile ısı geçişi hesaplanabilir. Bu denklem, aynı tabloda ısı geçiş katsayısı olarak j şeklinde Denk.(4) ile verilmiştir. Momentum ve ısı taşınımının birbirlerine olan bağılılığı nedeniyle, ısı geçiş katsayısı ile f sürtünme katsayısı birbirleriyle ilişkili olup, düz kanallarda türbülanslı akış halinde, ısı geçiş katsayısı yaklaşık $f/2$ değerine eşittir. Bu katsayılar Şek. 1.7'de verilmiştir.



Şekil 1.7 Zorlanmış ısı taşınımı karakterize eden tipik boyutsuz sayılar

Boyutsuz denklemlerde kullanılan D karakteristik uzunluğu, geometrik şekle göre borunun iç çapı, dış çapı veya levhanın uzunluğu olabilir. Diğer geometriler halinde karakteristik uzunluk için

$$D_h = 2r_h = 4 \frac{\text{Akışın kesit alanı}}{\text{Toplam ıslak ç çevre}}$$

şeklinde tanımlanan, hidrolik çap kullanılır. Paralel levhalar ve iç içe daireler arasındaki akışlar halinde bu değer, levhalar veya daireler arasındaki uzaklık olarak

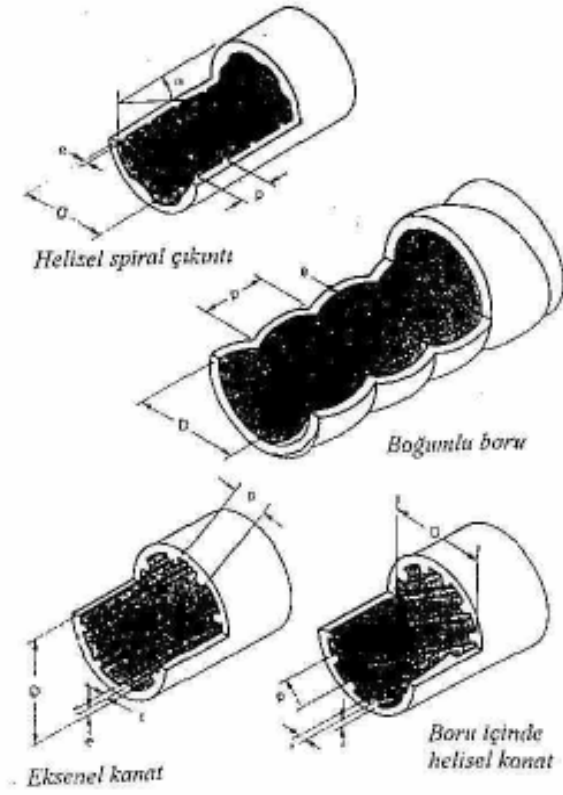
Denk.(8)'den (25)'e kadar olan bağıntılarda, pratikte çok kullanılan bazı akışkanların normal çalışma şartlarına ait basitleştirilmiş ısı taşınım katsayıları bağıntıları da verilmiştir

kanatlara ve pürüzlü yüzeylere ait örnekler görülmektedir.

Spiral çıkıntılı pürüzlü yüzeyler, sıvı dolu soğutucular (flooded chillers) gibi elemanlarda, boru içindeki su tarafındaki ısı taşınım katsayısının artırılması için sıkça kullanılır. Isı taşınım katsayısındaki aynı şekilde bir artırım, pürüzsüz yüzeyli boruların dış tarafından şekil verilerek, içinde de aynı biçimi veren spiral çıkıntılar veya boru içine yerleştirilen yay şeklindeki elemanlar ile de sağlanabilir. Boruların iç taraflarına yerleştirilen kanatlar, eksen boyunca veya spiral şekilde olabilir. Ekstrüzyon veya şekil verme yöntemi ile yapılabilen bu kanatlar, yüzey alanını önemli derecede artırır. Bu bölümün bundan sonraki kısmında incelenecek olan kanat etkenliği, bu tip kanatlarda çoğunlukla bire eşit olarak alınabilir. Isı geçişini artıran diğer elemanlardan bükülmüş şerit parçacıkları, orijinal olarak cihazların içine başlangıçla yerleştirilebildiği gibi, sonradan da ilave edilebilir.

Isı geçişini artırıcı elemanlar yüzünden ortaya çıkan sürtünme katsayısındaki büyüme, ısı değiştiricisinin boyunun kısaltılması veya akışkan debisinin azaltılması ile, ısı kaybında ve pompalama gücünde bir artmaya neden olmayabilir. Bu husus, özellikle ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme cihazlarındaki uygulamalar için, Nelson ve Bergês (1986), tarafından geniş olarak incelenmiştir. Bazı durumlarda, özellikle soğulma suyu sistemlerindeki kirlilik faktörü, U toplam ısı geçiş katsayısının önemli derecede azalmasına neden olabilir.

Son zamanlarda, soğutma kulesi sularındaki birikimler ve çok küçük parçacıkların birikiminin oluşturduğu kirlilikler üzerinde yapılan çalışmalara göre, genel olarak, ısı geçişi artırılmış kirli yüzeylerin performansı, kirlenmiş düz borulardan daha iyidir (Krmnsen ve Roy 1983, Somerscales 1991). Duman borulu kazanlarda, etkin ısı direncin neden olduğu türbülanslı ısı taşınım katsayısını artırmak için, borular içine türbülator adı verilen elemanlar yerleştirilir. Diğer taraftan, gaz sıcaklıklarının yüksek olması nedeniyle, ısınmış bu ilave elemanlardan, boru cidarlarına olan ısı ışıınımı, toplam ısı geçişinin %50 kadarıdır. (Dikkat edilirse, sıcaklık farkının azalması nedeniyle, toplam ısı geçişindeki (aşınımın etkisinin oranı azalırken, ışıınımın etkisinin oram artar).



Şekil 1.9 Boru iç tarafında ısı geçişini artırıcı bazı tipik elemanlar

Şek.1.9 da, pratikten seçilmiş dört çeşit turbülötör cinsi görülmektedir. Tablo 5'de ise bu elemanlara ait, sadece ısı taşınımı için dizayn bağıntıları verilmiştir. Beckerman ve Goldshmidt (1986), ısı taşınım ilavesine ait yöntemleri, Junkhanve ark. (1985, 1988) ise bu tip elemanlardaki sürtünme katsayısının bulunuşuna ait bağıntıları vermişlerdir.

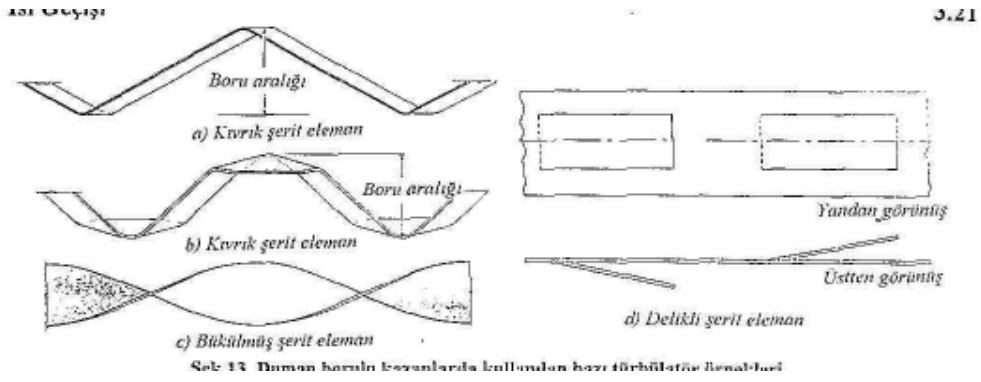
Egzoz havasından ısı geri kazanılmasında kullanılan, levha tipi kompakt ısı değiştiricilerindeki, kıvrık şerit kanatlar, kesintili kanatlara örneklerdir. Bunlara ait dizayn bağıntıları da Tablo 5'de verilmiştir.

Bu bağıntılar, esas olarak akışın laminar ve geçiş hallerine uygulanabildiği gibi, turbülanslı akış bölgeleri için de kullanılabilir. Genel olarak bu yüzeylerde hidrolik çap küçük olduğundan, Reynolds sayısı da küçük değerlerdedir. Dalgalı, pimli ve pancurlu yüzeyler gibi daha değişik geometrilere ait bağıntılar, ilgili kaynaklardan alınabilir. Akışkanın karıştirılması, ısı geçişi olan yüzeyin döndürölmesi ve elektrostatik bir alan kullanılması gibi, dışlan enerji vererek sağlanan, bir kaç çeşit aktif ısı geçişini artışına yol açabilir, zorlanmış ısı geçişinin önemli derecede büyümesine neden olabilmektedirler.

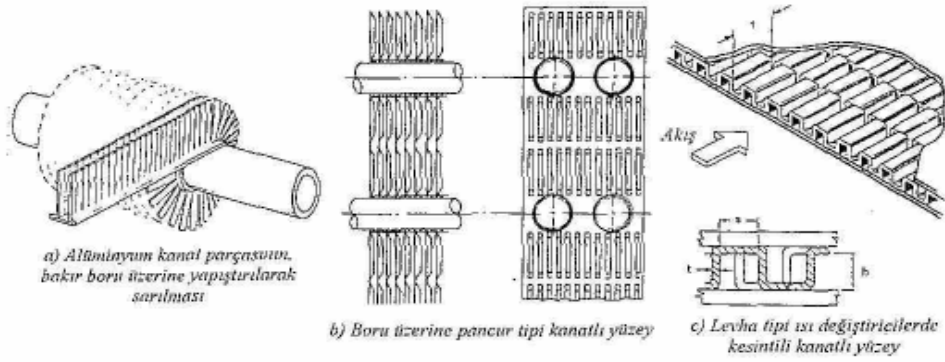
Tablo 5 Zorlanmış akışta ısı taşınımı bağıntıları

Açıklama	Bağıntı
I. Sıvıların boru içinde türbülanslı akışı (a) Spiral çukut ^a	$\frac{h_s}{h_f} = \left[1 + \left[2,64 \left(\frac{GD}{\mu} \right)^{0,896} \left(\frac{a}{d} \right)^{0,212} \left(\frac{p}{d} \right)^{-0,21} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{0,29} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{-0,024} \right]^2 \right]^{0,77}$ $\frac{f_s}{f_a} = \left\{ 1 + \left[29,1 \left(\frac{GD}{\mu} \right)^w \right] \left(\frac{a}{d} \right)^x \left(\frac{p}{d} \right)^y \left[\left(\frac{\alpha}{90} \right)^2 \left(1 + \frac{2,94}{a} \sin \beta \right)^{15/16} \right]^{16/15} \right\}$ <p>Bu bağıntılarda</p> $w = 0,67 - 0,06 (p/d) - 0,49 (a/90)$ $x = 0,37 - 0,157 (p/d)$ $y = -1,66e10^{-5} (GD/\mu) + 0,15 (p/d)$
(b) Kanallar ^b	$\frac{hD_k}{k} = 0,023 \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0,4} \left(\frac{GD_k}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{A_p}{A_k} \right)^{0,1} \left(\frac{A_l}{A} \right)^{0,3} (\sec \alpha)^3$ $f_k = 0,046 \left(\frac{GD_k}{\mu} \right)^{0,2} \left(\frac{A_p}{A_k} \right)^{0,5} (\sec \alpha)^{0,75}$
(c) Bükülmüş şerit elemanlar ^c	$\frac{hD_k}{k} = F \left[0,023 \left[1 + \left(\frac{\pi}{2y} \right)^2 \right]^{0,4} \left(\frac{GD_k}{\mu} \right)^{0,5} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0,4} + 0,193 \left[\left(\frac{GD_k}{4y} \right)^2 \frac{D_k}{D_p} \frac{A_p}{\rho} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right) \right]^{0,3} \right]$ $f_{k0} = 0,127 y^{-0,406} \left(\frac{GD_k}{\mu} \right)^{-0,2}$
(d) Duharlaşması (soğutucu) içine konulan bükülmüş şerit elemanlar ^c	$\frac{hD_k}{k} = 0,023 F \left[1 + \left(\frac{\pi}{2y} \right)^2 \right]^{0,4} \left(\frac{GD_k}{\mu} \right)^{0,5} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{0,4}$
II. Gazların boru içinde türbülanslı akışı (a), (b) Kıvrık şerit elemanlar ^d	$\frac{hD}{k} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{0,43} = 0,252 \left(\frac{GD}{\mu} \right)^{0,6}$ $\frac{hD}{k} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{0,43} = 0,208 \left(\frac{GD}{\mu} \right)^{0,62}$
(c) Bükülmüş şerit elemanlar ^e	$\frac{hD}{k} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{0,43} = 0,123 \left(\frac{GD}{\mu} \right)^{0,63}$
(d) Delikli şerit ^f	$\frac{hD}{k} \left(\frac{T_w}{T_b} \right)^{0,43} = 0,406 \left(\frac{GD}{\mu} \right)^{0,54}$
III. Levha tipi ısı değiştiricilerde kullanılan kıvrık şerit kanallar ^g	$\frac{h}{c_p G} = 0,652 \left(\frac{GD_k}{\mu} \right)^{-0,3405} a^{-0,1541} b^{0,1499} \gamma^{-0,0678} \left[1 + 5,269 \cdot 10^{-5} \left(\frac{GD_k}{\mu} \right)^{1,348} a^{0,304} b^{0,458} \gamma^{-1,033} \right]^{0,1}$ $f_k = 9,6243 \left(\frac{GD_k}{\mu} \right)^{-0,7222} a^{-0,1816} b^{0,3013} \gamma^{-0,2639} \left[1 + 7,669 \cdot 10^{-5} \left(\frac{GD_k}{\mu} \right)^{4,279} a^{0,3020} b^{0,5170} \gamma^{-0,236} \right]^{0,1}$ <p>Bu bağıntılarda, Re ve Gr sayıları, $D_k = 4ab / (2(a + b) + t)$ şeklindeki hidrolik çapı göre tanımlanmıştır.</p>

Kaynaklar : ^a Ravigurajan ve Bergles (1983), ^b Carnovos (1979), ^c Lapina ve Bergles (1969), ^d Junkhan (1983), ^e Manlik ve Bergles (1990).



Şekil 1.10 Duman borulu kazanlarda kullanılan bazı türbülator örnekleri

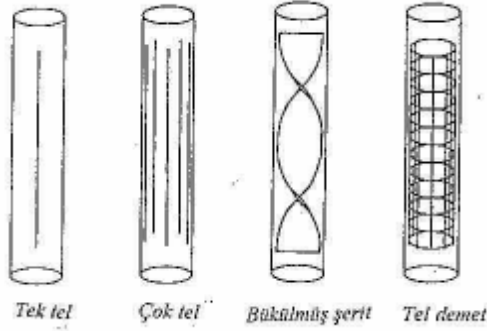


Şekil 1.11 Gaz akışta kullanılması halinde yüzeyi artıran konstrüksiyonlar

Mekanik dış yardımcı ısı geçişini artırıcı yöntemler, çoğunlukla pişirme, kurutma gibi işlemlerinde kullanılırken, elektrostatik yöntemler, henüz sadece prototip ısı değiştiricilerinde, bu yöntemin tanıtımı için kullanılmaktadırlar.

Isı geçişini artıran elektrostatik (veya elektro hidrodinamik, EHD) tekniklerde, akışkan elektriksel olarak indüklenerek, ısı geçişi olan yüzey yakınındaki ısıl sınır tabaka içindeki ikinci dereceden olan hareketlerin kararlılığı bozulur. Bunun sonucu olarak da cidardaki ısı taşınım katsayısı artar.

Isı geçişini artırmanın tabiatı ve büyüklüğü; (1) potansiyel alanı, polarite, elektronların geometrisi ve aralarındaki uzaklık gibi, elektriksel alanının özelliklerine; (2) kütleli debi, sıcaklık, yoğunluk, akışkanın elektriksel geçirgenliği gibi akışkanın özelliklerine; (3) ısı geçiş yüzeyinin, düz, pürüzlü veya kanatlı olması gibi özelliklerine, bağlıdır.



Şek.1.12 Boru içindeki zorlanmış ısı taşınımı halinde, EHD yöntemi ile ısı geçişini artırmak amacıyla yerleştirilen elektrotların çeşitli düzenlemeleri.

EHD yöntemi, genel olarak tel veya levha şeklindeki elektrotların, ısı geçici olan yüzey yakınına paralel olarak yerleştirilmesi ile gerçekleştirilir. Şek.1.12de boru içindeki zorlanmış ısı geçişini artırmak amacıyla konulan, dört tip elektrotların düzenlenişi görülmektedir. Uygulanan yüksek elektrik gerilimi, elektrotların yükler ve ısı geçişinin artırılmasını başlatan ve devam ettiren elektriksel kuvvetleri oluşturur.

Son yıllarda EHD tekniklerinin gelişimi ile ilgili birkaç önemli çalışma yapılmıştır. Isı geçişini artırmak amacıyla uygulanan, mekanik açıdan karmaşık dönme, akış içine akışkan zerk etme ve akışta titreşim sağlanması gibi yöntemlerin dizaynı ve İmalatı genel olarak çok karmaşıktır. Ayrıca bu sistemlerde, ilave sürtünme kuvvetlerini yenmek için, akışkanın pompalama gücünü de artırmak gerekir.

Buna karşılık, EHD tekniklerinde, sistemde çok yüksek bir elektrik gerilimi uygulanırsa bile, elektrik akımının veya daha küçük değerlerde olması nedeniyle, sistemde gerekli olan elektriksel güç oldukça küçüktür.

İlave olarak, EHD tekniklerinde gerekli olan transformatör ve basit şekilli tel veya levha elektrodun yatırım masrafı çok azdır.

Isı geçişini aktif olarak artıran birçok teknikte, ısı taşımın katsayının büyümesi, basınç kaybının da önemli derecede büyümesine neden olur.

Diğer tekniklerden farklı olarak, EHD tekniğinde, basınç düşümündeki artış, ısı taşımın katsayısındaki artıştan daha küçüktür. EHD teknikleri, hava, bazı endüstriyel yağlar ve birçok soğutucu akışkanlar gibi düşük elektrik iletkenliğine sahip akışkanlar için çok uygundur. Tablo 8'de, tek ve çift fazlı akışlarda ve özellikle ozon delmeyen soğutucu akışkanlar için EHD teknikleri için yapılmış bazı deneysel çalışmalara ait kaynaklar verilmiştir. EHD tekniklerinin uygulaması ve imkanlar! hakkında daha geniş bilgi için Ohadi (1991b)'nin makalesine başvurulabilir.

1.8. Kanatlı Yüzeyler

Isı geçişi yüzeylerine, kanatlar veya genişletilmiş yüzeyler İlave edilerek, bu yüzeylerden olan ısı geçişi miktarı artırılabilir. Belirli bir performans için, kanadı yüzeyler kullanılarak, daha düşük malzeme yatırım masrafları ile, daha kompakt ısı değiştiricilerinin elde edilmesi mümkündür. En uygun dizayn değerlerine ulaşabilmek için, genel olarak ısı değeritricilerdeki kanatlar, ısı taşımın katsayısının küçük olduğu tarafa (örnek olarak, hava-su serpantinlerinde hava tarafına) konulur. Genişletilmiş yüzeyler, çoğunlukla doğal ve zorlanmış serpantinlerde, kovan boru tipi buharlaştırıcı ve yoğuşturucularda uygulama alanı bulabilirken, kanatlar daha çok, yoğuşturucu borularında ve kuru genişlemeli buharlaştırıcılarda kullanılır.

1.8.1. Kanat etkenliği

Bir kanadın dip kısmından ucuna doğru ısı iletimi olduğundan, bu kanat malzemesinin ısı direnci nedeniyle, kanatta dibinden ucuna doğru bir sıcaklık değişimi görülür.

Kanat ile ortam arasındaki sıcaklık farkı, kanadın dip kısmında, uç kısmından daha fazladır. Bu nedenle, kanat uzunluğunu artırmak, ısı geçişinde orantılı olarak daha az bir ilave sağlar.

te ortam sıcaklığını, t_r kanat dip sıcaklığını, h kanat ile ortam arasındaki ısı taşınım katsayısını göstermek üzere, bu etki

$$f = \frac{\int h(t - t_e) dA}{\int h(t_r - t_e) dA} \quad (50)$$

şeklinde tanımlanan, kanat etkenliği ile göz önüne alınır. Bu tanım, kanattan olan gerçek ısı geçişinin, kanadın bütün sıcaklığının dip sıcaklığında olması durumundaki ısı geçişine oranıdır. Boyu uzun, kalınlığı küçük ve ısı iletim katsayısı kötü olan kanatların etkenliği küçüktür. Isı taşınım katsayısı arttıkça, ısı akısı büyüdüğünden, kanat etkenliği azalır.

Hava tarafındaki h ısı taşınım katsayısının küçük olduğu, hava soğutmalı yoğuşturucularda, buharlaştıricılarda doğal ısı taşınımında ve bakır veya alüminyum yerine ısı iletim katsayısı nispeten küçük, çelik gibi malzemelerin kullanılması durumunda, kanatlar oldukça büyük olabilir, ısı taşınım katsayısının büyük olduğu, yoğuşma ve kaynama olaylarında, optimum malzeme kullanımı açısından kanatlar çok küçük boyutlarda olabilir.

Borularda olduğu gibi, hem A , kanat alanına, hem de A_p kanatsız alana sahip, yüzeylerden olan ısı geçişi

$$q = (h_q A_q + fh_s A_s)(t_r - t_e) \quad (51)$$

şeklinde yazılabilir. Kanatlı ve kanatsız kısımlardaki ısı taşınım katsayılarının birbirine eşıt olduğu varsayılırsa, yüzey etkenliği olarak tanımlanırsa,

$$f_s = 1 - (A_s / A)(1 - f) \quad (52)$$

ısı geçişi

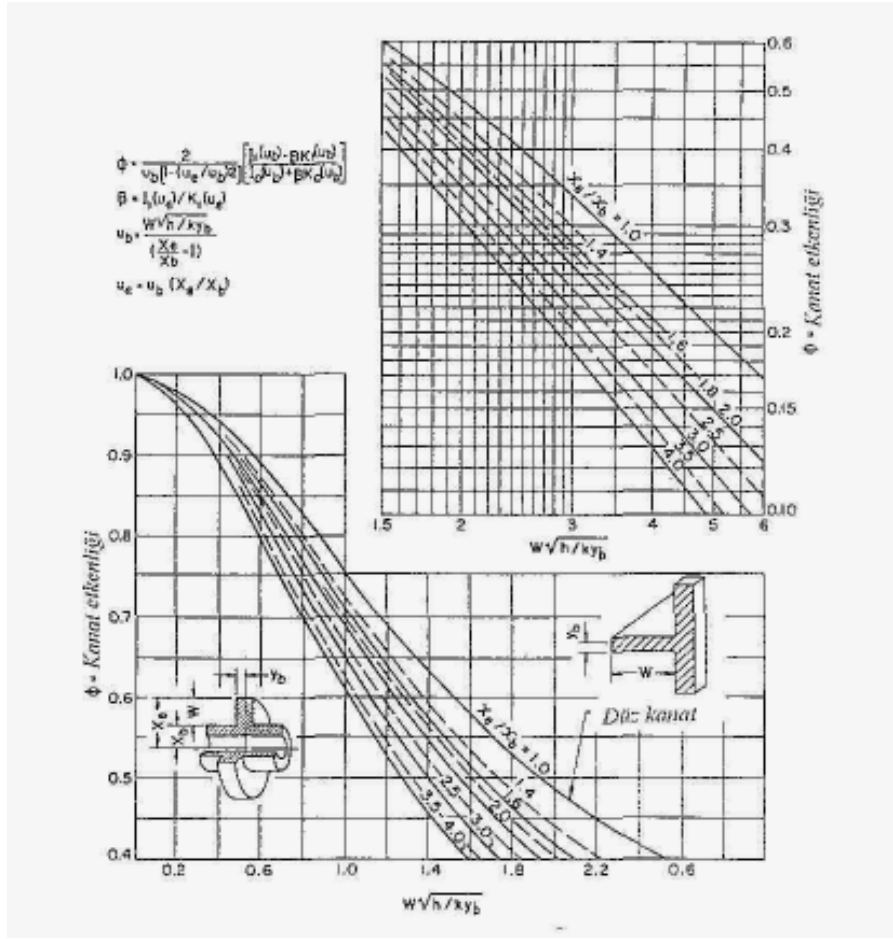
$$q = f_s h A (t_r - t_s) \quad (53)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemlerdeki, A alan, kanatlı ve kanatsız yüzeylerin toplam alanıdır. Çeşitli kanal tiplerine ait kanat etkenlikleri ve bunlardaki sıcaklık dağılımları, birçok ısı geçişi kitaplarında bulunabilir. şek.16dan 19'a kadar verilen eğrilerde ve bağıntılarda, dairesel, düz, ve çubuk şeklindeki kanatlara ait etkenlikler görölmektedir.

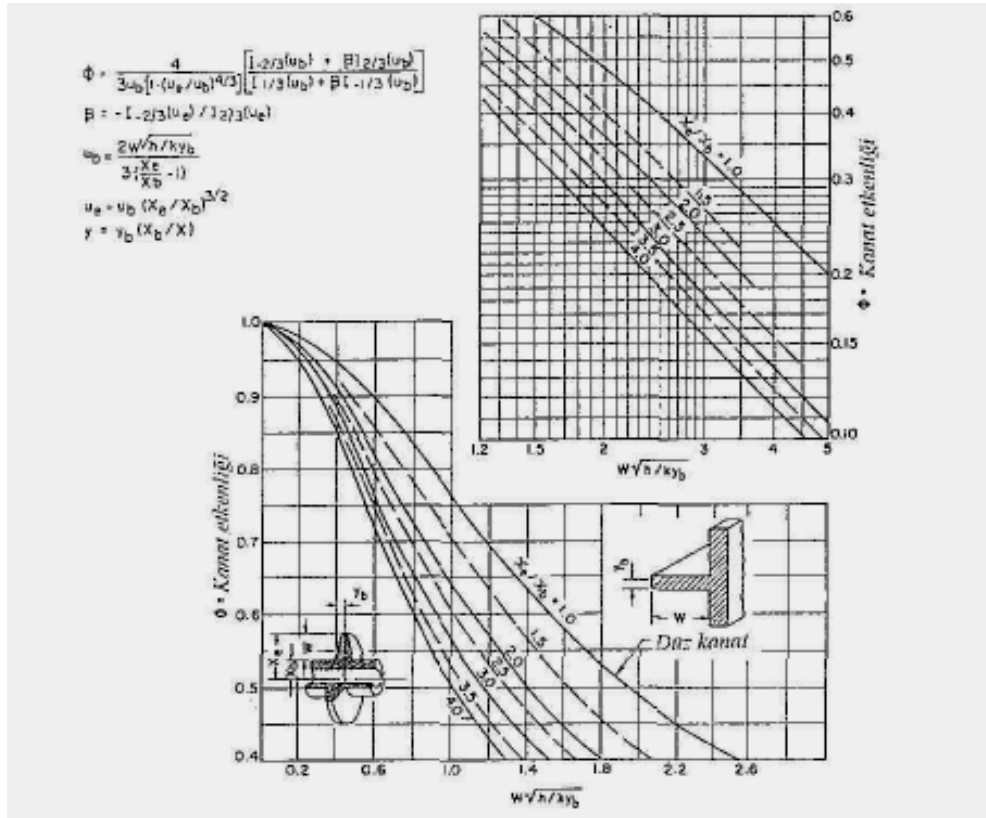
Sabit kalınlıktaki dikdörtgen kanallara ait etkenlik değerleri için, aynı kesitteki dairesel kanatlara ait olan değerler kullanılabilir. Daha hassas olarak, özellikle boyutlarının oranı büyük olan dikdörtgen kanatlara ait etkenlik değerleri, dairesel kanatların dairesel kısımlara bölünmesi ile elde edilebilir (Rich 1966). Diğer taraftan, Rich (1966)

$$R_f = (1/h)(1/f - 1) \quad (54)$$

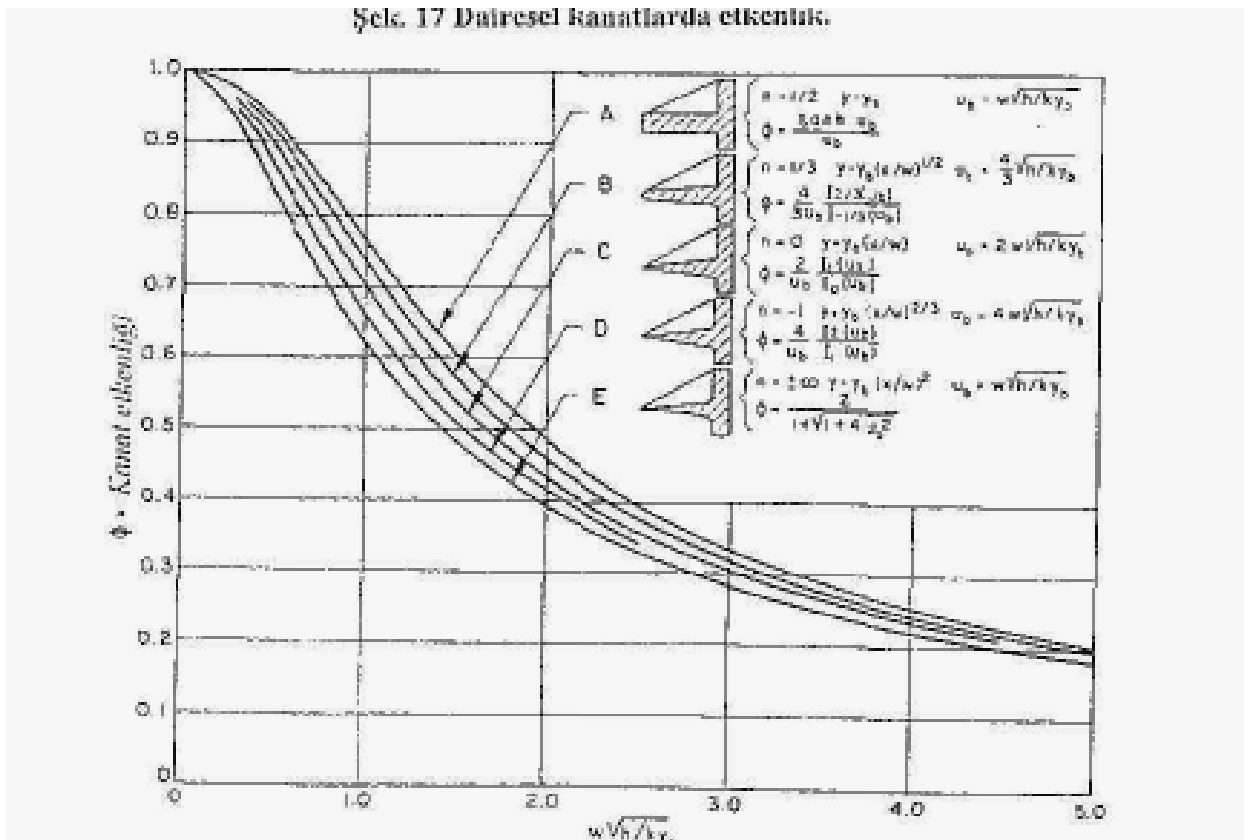
şeklinde, boyutsuz ısıl direnç tanımını



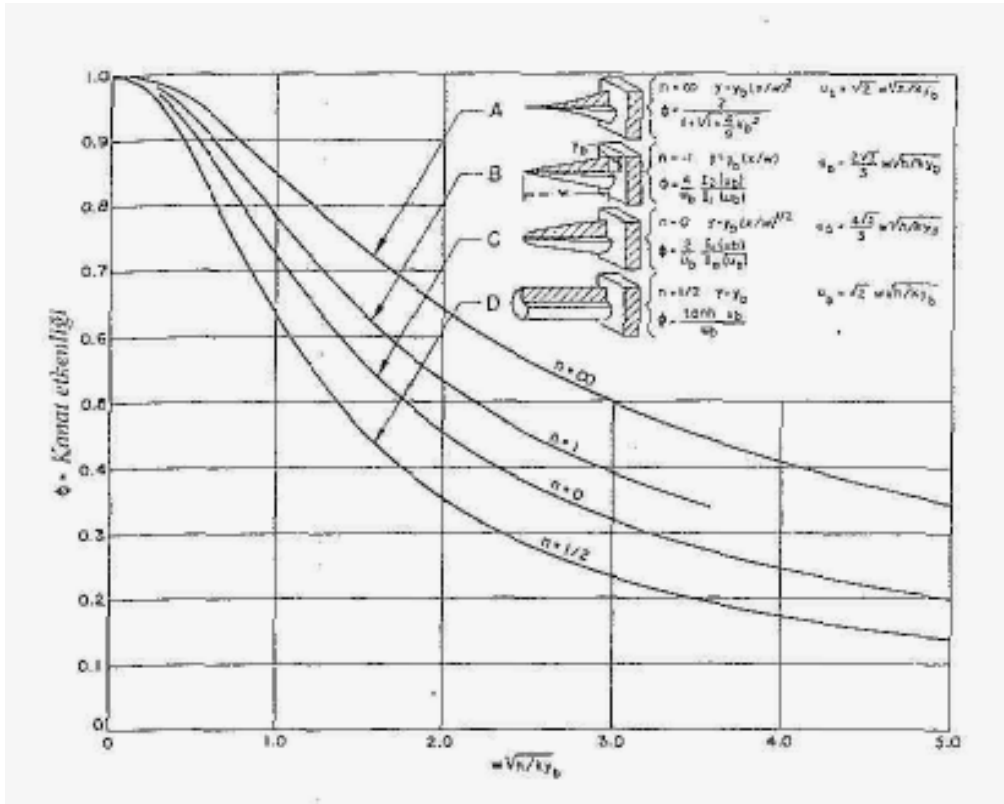
Şekil 1.13 Sabit kalınlıktaki dairesel kanatların etkenlik değışimleri



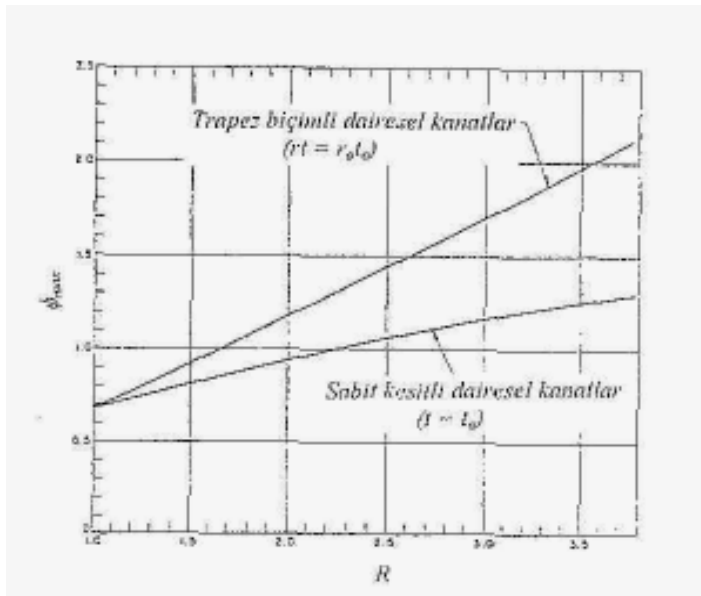
Şekil 1.14 Dairesel kanatlarda etkenlik



Şekil 1.15 Kesiti değişken düz kanatlarda etkenlik



Şekil 1.16 Çubuk tipi dört çeşit kanada ait etkinlik değişimleri



Şekil 1.17 Dairesel kanatlar için max. direnci

Kanat olmak üzere,

$$\Phi = R_f t_o k / l^2 \quad (54a)$$

yaparak, ve bu terimin Φ_{\max} maksimum değerlerini ifade ederek, çeşitli geometrilere ait bu sonuçları, cihaz tasarımcıları için geniş bir aralıkta özetlenmiş bir biçimde sunmuştur. Bu bağıntılarda

Φ = boyutsuz ısı direnci

ϕ = kanat etkinliği

t_o = kanadın dip kalınlığı

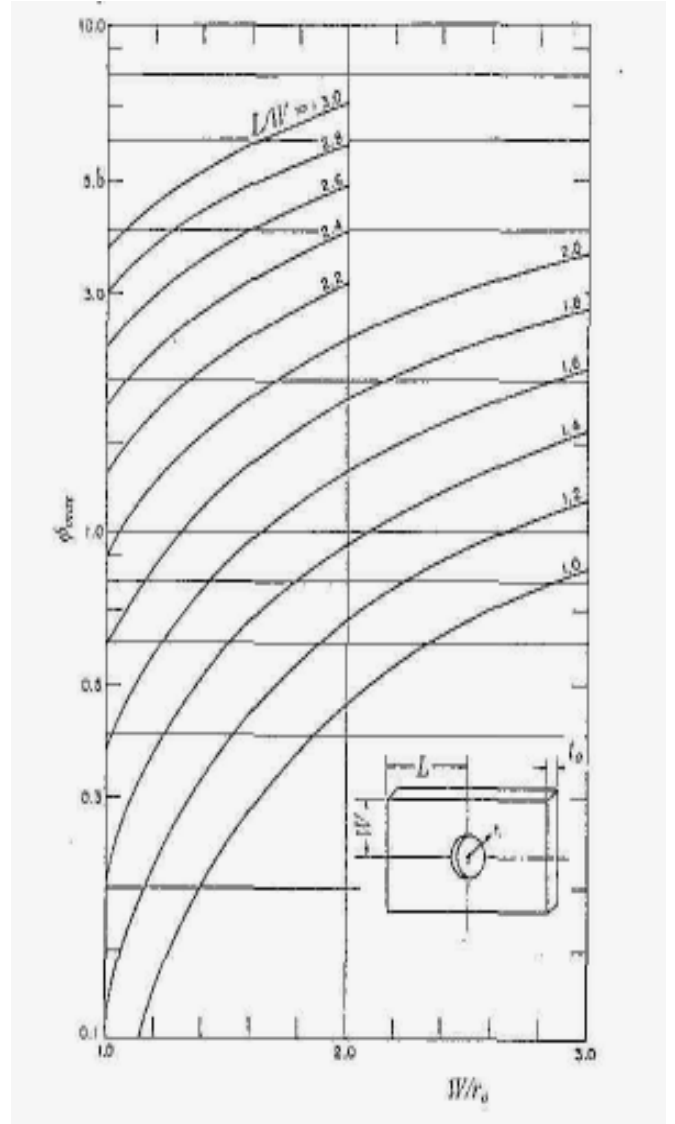
l = kanat boyu,

dairesel kanatlar için, $r_i - r_o$

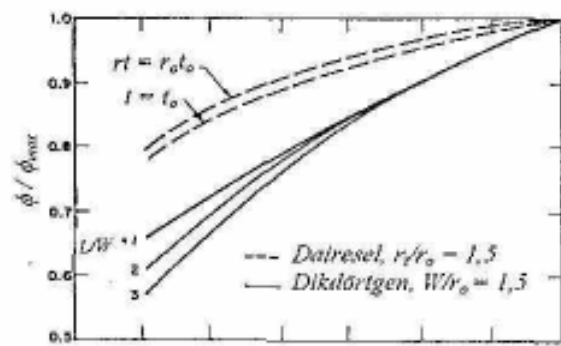
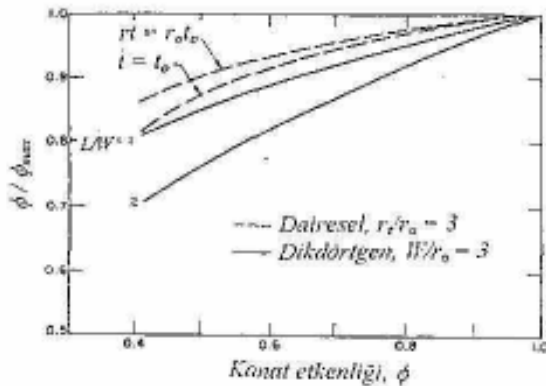
dikdörtgen kanatlar için, W

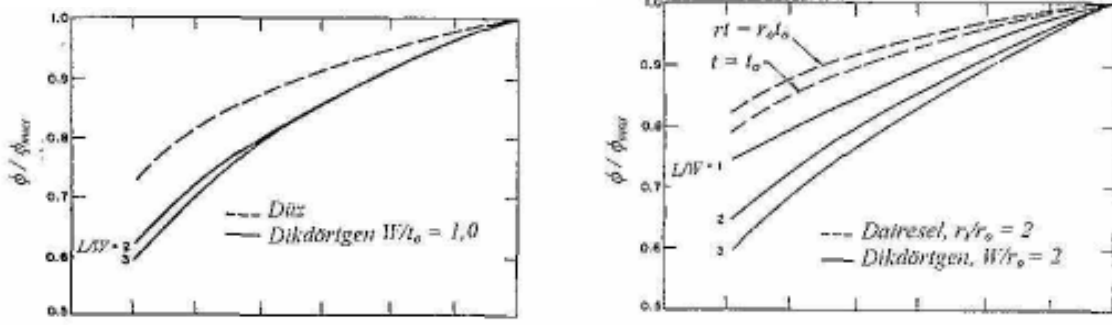
anlamlandırılır.

Şek.1.16'de sabit kesitli ve trapez kesitli dairesel kanatlarda, Φ_{\max} max değerinin, kanadın uç yarıçapının, dip yarıçapına oranı olan $R = r_i / r_o$ delerlerine göre değişimleri verilmiştir. Şek.1.21'de verilen dikdörtgen



Şekil 1.18 Dilim yöntemi kullanılarak, dikdörtgen kanatlarda max. Kanat direnci sayısının bulunması





Şekil 1.19 Dairesel ve dikdörtgen kanatlarda , kanat etkinliği ile direnç sayısının değişimi

kanatta dilimleme yöntemine göre Φ_{\max} değerlerinin bulunuşu görülmektedir. Şek.1.19'da ise dairesel ve dikdörtgen kanatların her ikisinde de Φ_{\max} değerlerinden Φ değerlerinin bulunuşuna ait eğriler verilmiştir.

$$0,5 \cdot \sqrt{(a/2)^2 + b^2} \text{ alınır}$$

Kanatlı yüzeyler için daha fazla bilgi, Kaynaklardaki ilgili literatürden alınabilir,

1.8.2. Isıl temas direnci

Esas yüzeyler üzerine kanatlar, ya sıvı dolu buharlaştırıcı ve su soğutmalı yoğuşturucu tiplerindeki kanatların yapılışında olduğu gibi ekstrüzyon yöntemi ile, ya da bazen farklı malzemeden de olmak üzere ayrı olarak yapılarak esas yüzey üzerine sarılarak ve yapıştırılarak elde edilebilir. Metalürjik yapıştırma işlemi, fırında veya sıvı metale daldırma, lehimleme yöntemleri yardımıyla yapılabilir. Kanatlar gövdeye metal olmayan epoksi reçinesi yardımı ile de yaptırılabilir. Borular etrafına spiral kanatlar, bir gerilme uygulanarak sarılma yöntemi ile, düz kanatlar ise boru içinden şişirme yöntemi uygulanarak, metalürjik olarak tespit edilir. İyi yapılan metalürjik tespit, gövde ile kanatlar arasında ısıl direnç ihmal edilebilir derecede olmasına rağmen, bu yöntem çoğu zaman ekonomik değildir. Uygulamaya, imalatçının gösterdiği titizliğe, kullanılan malzeme cinsine sıcaklığa bağlı olarak, metalürjik tespit, ısıl direnç göz önüne alınır veya alınmayabilir. Levha tipi kanatlı serpantinler üzerinde yapılan deneyler, kanatların birleşim yerlerindeki çatlaklar, performansı önemli derecede azaltmasına karşılık; sürekli birleşime sahip, uygun imal edilmiş kanatlı serpantinlerde, ısıl direnç ihmal edilebilir mertebededir (Dart 1959).

İki katı malzemenin ara yüzeyindeki ısıl direnç, yüzey özelliklerinin, bu katıların

karakteristiklerinin, temas basıncının ve varsa aradaki akışkan cinsinin fonksiyonudur. Kanat yoğunluğu, kanat kalınlığı ve boru çapının temas basıncı üzerine etkisi, Eckel (1977) tarafından modellenmiş olup, kuru ve yaş serpantinler için elde edilen bulguları karşılaştırmıştır. Shlkov (1964), pratik olarak elde edilen ısı direnç aralığının çok geniş olduğunu göstermiştir. Sonokama (1964) ise, temas basıncının, yüzey pürüzlülüğünün, boşluğun ve bu boşluklardaki gaz basıncının etkilerine ait bulguları sunmuştur. Lewis ve Sauer (1965), bir yapışkan yardımı ile kanalların tutturmasındaki ısı dirençleri incelemişler, Kaspereck (1964) ve Clausing (1964) ise vakum bir ortamda temas direncine ait değerleri vermişlerdir.

1.8.3. Kanatlı borularda ısı geçişi

Kanallı borulardaki ısı geçiş katsayıları, taşımına, ilettime, yoğuşmaya ve buharlaşmaya ait temel bağıntıları içerir. Kanatların geometrik olarak düzenleniş şekilleri, denklemlerdeki katsayıları ve üstel değerleri değiştirir. Genel olarak bu katsayıların hassas değerlerinin bulunabilmesi için deneysel bulgulara gerek duyulur. Yerçekimi ivmesi yardımı ile çalışan kanatlı serpantinlerde, farklı sıcaklıklar için düşey kanat yüzeyleri ve boru yüzeyleri şeklinde göz önüne alınarak, bunlara ait doğal ısı taşınım bağıntıları uygulanarak, bu serpantinlere ait doğal ısı geçiş katsayıları bulunabilir. Doğal ısı taşınım sıcaklığa bağlı olması ve kanadın farklı noktalarında değişik sıcaklıklar olması, bu yöntemin en güç tarafıdır.

En uygun, bir doğal ısı taşınımı için kanat etkenliği, %80 ve %90 gibi yüksek değerlerde olmalıdır.

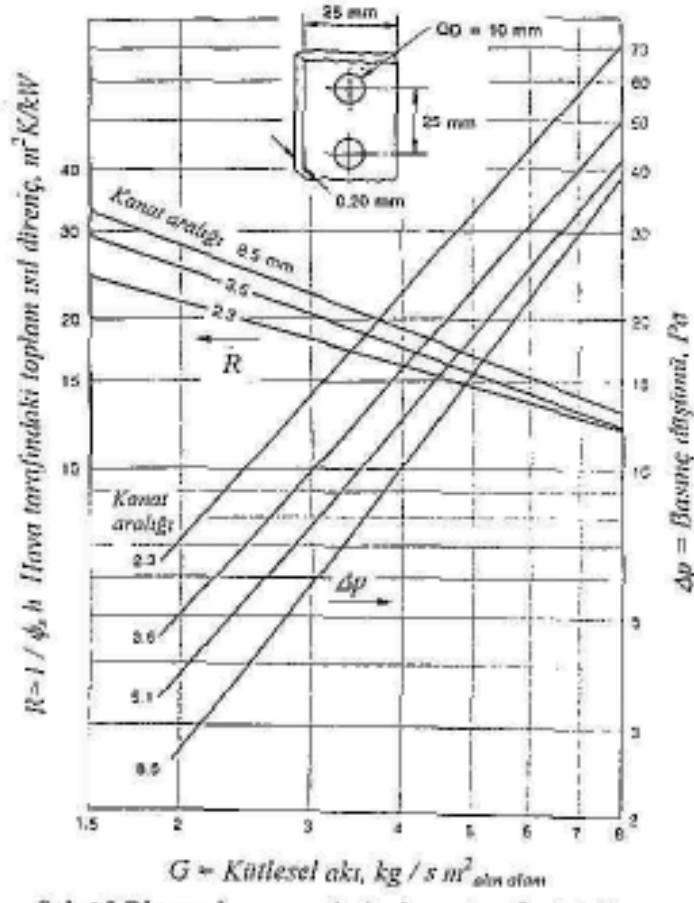
Küçük kanat etkenliği, kanat ucuna yakın kısımlarda sıcaklığı düşürür. Kanat ucu yakınlarında Ani sıcaklık farkında azalma, bu farka bağlı olan, h ısı taşınım katsayısının da azalmasına neden olur.

Kanatlar arasındaki mesafenin azalması durumunda, komşu kanatlardan olan taşınım hareketleri nedeniyle aralığa giren serbest akışa mani olması yüzünden, /; ısı taşınım katsayısında ilave bir azalma görülür. Pratik açıdan, iki kanat arasındaki mesafenin 50 ila 100 mm alınması uygundur. Genel olarak, sıcaklık farkının yüksek, akışa karşı fazla dirençlerin olmadığı durumlarda, büyük ısı taşınım katsayıları elde edilir.

Ethvards ve Chaddock (1963), karakteristik uzunluk olarak, 5 kanatlar

arasındaki mesafeyi kullanarak ve D_0 kanat çapı olmak üzere, boru üzerindeki kanalların çeşitli düzenlemeleri için, $Nu=f(Gr_1, Pr_1, \delta/D_0)$ şeklinde belirtilir

Kanatlı serpantinler, zorlanmış akışta birçok cihazda yaygın olarak kullanılır.



Şekil 1.20 Bir sıralı serpantinde , hava tarafındaki basınç düşümü ve ısı direnç değişimleri

Bunlarda en uygun performans değerleri için kanat etkinliği, yerçekimi ivmesi ile çalışan doğal serpantinlerdekenden daha küçüktür; çünkü zorlanmış akışta, cidar ile akışkan arasındaki sıcaklık farkı, ısı taşınım katsayısına fazla bağlı değildir. Yüzeylerin büyük değerlerinde (ekonomik olmayan durumlarda), büyük basınç düşmeleri vermeleri nedeniyle, kanat etkinliği küçük serpantin dizaynlarından da kaçınılması gerekir. Zorlanmış akışlı kanatlarda, kanat etkinliği için %7Q ila %90 değerleri sıkça kullanılır.

Isı geçişinde daha büyük yüzey elde etmek için, kanatlar arasındaki mesafe azaltıldıkça, aynı giriş hızı için, kanatlar arasındaki hız arttığından ve hidrolik çap

küçüldüğünden, genel olarak ısı taşınım katsayısı da artar. Şek.S'de gösterildiği gibi, kanatlar arasındaki mesafenin sınırı, bir kanat yüzeyinde oluşan sınır tabakanın, bitişik kanadın sınır tabakasının birbirine etkilenmesi ile belirlenir. Aksi takdirde, iki kanat arasında bu sınırdan daha küçük mesafelerde, ısı taşınım katsayısı azalacaktır ve kanat yüzey alanının artırılmasının üstünlüğü ortadan kalkacaktır.

Kanatlı serpantinlerde, zorlanmış akış halinde kanatlar arasındaki mesafenin seçimi, çoğunlukla ekonomik ve pratik nedenlere, kirliliğe, buz oluşumuna, yoğunlaşan suyun drenajına, fiyatına, ağırlığına ve hacmine bağlıdır. Buz oluşumu gibi, özel bir sınırlama yoksa, klasik serpantinler için kanatlar arasındaki mesafe, genel olarak 1,8 ila 4,2 mm arasında alınabilir.

Kanatlı serpantinlerde., verilen bir hava hızı ve yüzey için, genel olarak çoğunlukla türbüslü bir akış oluşturabilmek için birkaç yöntem kullanılır; (1) Çok sıralı serpantinlerde, boruların düz sıralanması yerine çapraz sıralanabilir; (2) Suni olarak boru ve çubuk ilave edilebilir; (3) Düz kanal yüzeyleri yerine dalgalı kanallar kullanılabilir; (4) Pancurlu veya kesikli kanatlar kullanılabilir.

BÖLÜM 2. ISI POMPALARI

2.1 Isı Pompası Elemanları

2.1.1. Kompresörler

Kompresörler evaporatörde bulunan alçak basınç ve buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta olan kondenser kısmına gönderen iş makinalarıdır.

Kompresörler başlıca dört ana grupta toplanabilir: .

- 1 - Pistonlu kompresörler
- 2 - Rotatif (dönel) kompresörler
- 3 - Turbo (santrifüj) kompresörler
- 4 - Hermetik kompresörler

Kompresörler genellikle elektrik motorları ile tahrik edilirler. Tahrik doğrudan doğruya veya gücün büyüklüğüne göre bir ya da daha fazla V kayışlı kayış kasnak mekanizması ile olmaktadır.

2.1.1.1 Pistonlu kompresörler

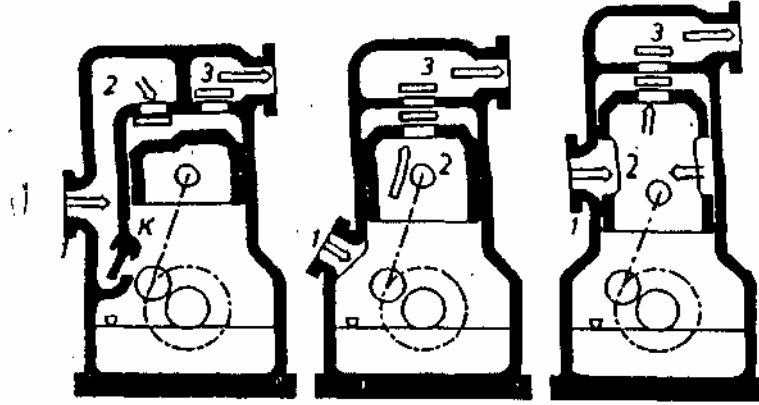
Bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan bir pistonla sıkıştırma işlemini yapan bu tip kompresörlerde tahrik motorunun dönme hareketi bir krank-biyel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Silindir durumuna göre yatık veya düşey olurlar.

Yatık tipler çok yer işgal ettikleri, montajı pahalı ve yağlaması zor olduğu için tercih edilmezler. Ayrıca bunların devir sayıları da düşüktür.

Düşey tip kompresörler yatık olanlara nazaran daha kullanışlıdır. Aynı soğutma gücü için daha az yer kaplarlar ve daha hafiftirler.

Pistonlu kompresörlerin uygulanma şartları, birim soğutucu akışkan soğutma kapasitesine isabet eden silindir hacmi gereksinimi az olan fakat emme;ve basma basınç farkı oldukça fazla olan soğutucu akışkanlar için uygun düşmektedir. Amonyak, F12, F22 ve F502 bu soğutucu akışkanların en başta gelenleridir.

Basma ve emme kısımlarındaki basınç oranı 5'in üstünde olduğu zaman kademeli pistonlu kompresörler yapılmaktadır. Bu kompresörler kademeli pistonlu veya çok silindirli olabilir. Silindirler sıra olduğu gibi V veya yıldız şeklinde de yerleştirilebilirler ve motorlardakine benzeyen biyel mekanizması kullanılır. Biyeler küçük kompresörlerde dövme çelik, büyük kompresörlerde ise dökme demirden yapılırlar.



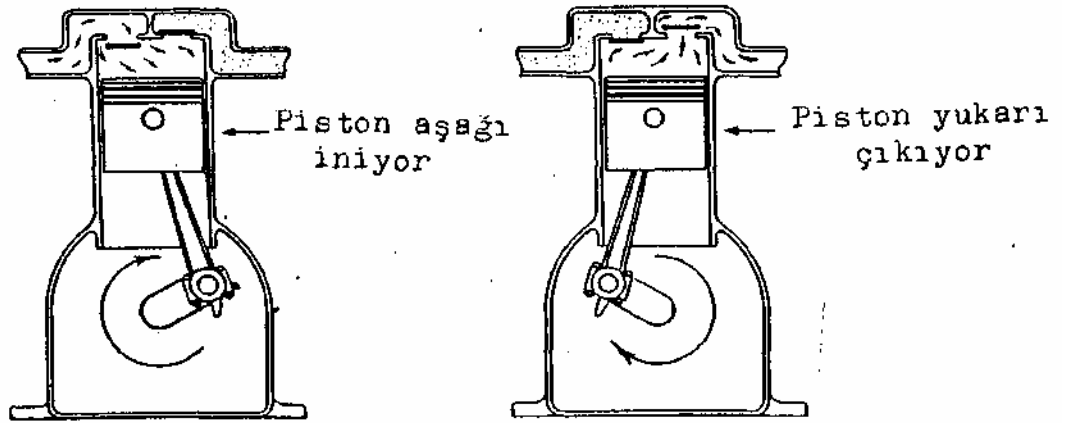
Şekil 2.1 Pistonlu kompresörün çalışması

Dikkat edilirse A tipinde emme supabından emilen buhar halindeki soğutucu akışkan silindir içinde bir dönme yapmakta ve tekrar basma supabından basınçla çıkmaktadır. Halbuki B ve C tiplerinde ise silindir içinde bir yönde akmaktadır. Bu sebeple pistonlu kompresörleri soğutucu akışkanın hareketine göre; 1 - Doğru akımlı 2 - Dönüşlü akımlı olmak üzere sınıflandırmak mümkündür.

Dönüşlü akım olan kompresörlerde, buhar ile silindir yüzeyleri arasındaki ısı geçişi

sebebiyle yüzey kayıpları aleyhte bir faktördür. Şekil 2.1 de A tipi dönüşlü, B ve C tipleri ise doğru akımlı kompresörleri göstermektedir.

B tipinde yağ soğutucu akışkan ile birlikte kompresörden çıkar ve yağ ayırıcı iyi değilse bütün devreyi kat-eder. A tipinde her iki supap da silindirin üst kısmındaki supap bloğuna konmuştur, emiş kısmındaki K borusu yoluyla yağ alt kısma akar. Bu tip genellikle yağ ile çabuk karışarak sürükleyen soğutucu akışkan kullanan tesislerde tercih edilir.



Şekil 2.2 Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi

Subablar genellikle krom-nikelli çelikten ve yuvaları ise normal basınçlar için kır dökme demir, yüksek basınçlar için su verilmiş çelikten yapılır.. Subablardaki hızlar soğutucu akışkanın cinsine göre belirli değerlerin üstüne çıkmamalıdır. Mesela amonyak kullanılan tesislerde emme subabındaki hız 20 m/s, basma subabındaki hız ise 25 m/s den yüksek olmamalıdır. Freon için emmede 12-27, basmada 12-20 m/s Şekil 22 de pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi görülmektedir.

Şekil 22'nin A kısmından görüldüğü gibi piston silindir içinde aşağıya doğru inerken silindirin içerisindeki basıncı emme hattındaki basıncın altına düşürür. Bu basınç farkı emme subabını açar ve soğutucu akışkan silindire girer. Bu arada basma hattındaki basınç silindir içindeki basınçtan büyük olduğu için basma subabını kapalı tutar.

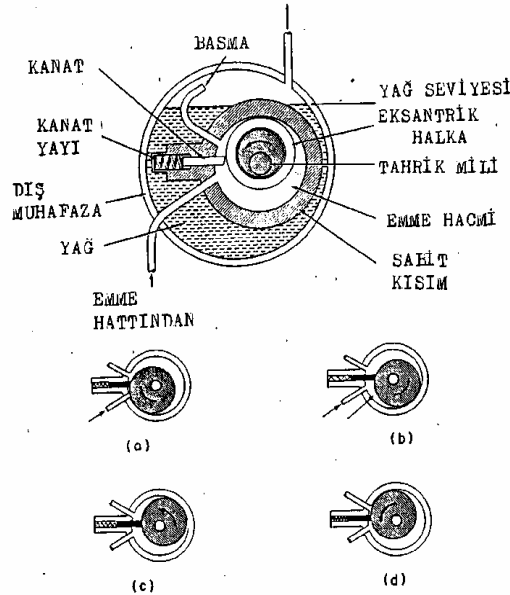
B kısmından görüleceği üzere piston yukarıya doğru çıkarken sıkıştırma işlemini gerçekleştirir. Bu sırada silindir içindeki soğutucu akışkan buharının basıncı büyük ölçüde artar. Silindir içindeki yüksek basınç bu kez emme subabını kapalı tutar.

Silindir içindeki basınç basma hattındaki basıncı aştığı zaman basma subabı açılır ve yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharı basma hattına geçer. Basma hattı da soğutucu akışkan buharını kondensere iletir. Böylece kompresör çevrimdeki görevini yapmış olmaktadır.

2.1.1.2 Rotatif (Dönel) kompresörler

Rotatif kompresörler, pistonlu kompresörlerin gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemini yaparken dönel hareketi kullanırlar. Bu dönel hareketten yararlanma şekline göre dişli tek veya çok paletli kompresörler söz konusudur. Rotatif kompresörlerde krank mili bulunmaz ve yüksek devir sayılarında kullanılabilirler. Sessiz çalışmalarına ve az yer işgal etmelerine rağmen imalattaki hassas işçilik ve yağlama zorluğu ile yüksek basınçlardaki kaçaqlar aleyhte faktörlerdir.

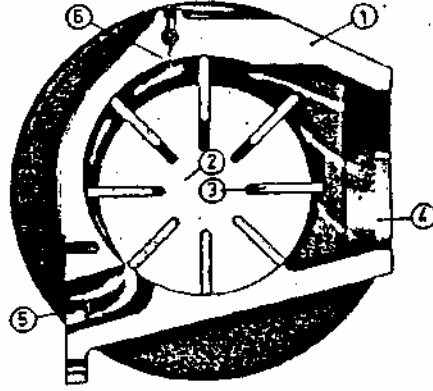
Daha ziyade küçük kapasiteli ve tam kapalı tip motor-kompresör dizaynına uygulanan tek paletli dönel kompresörlerde palet dış gövdeye yerleştirilmiştir ve dönel harekete katılmaz, sadece dönel rotorun eksantrik hareketini takip ederek doğrusal hareket yapar.



Şekil 2.3 Tek paletli rotatif kompresör ve çalışma prensibi

Çok paletli dönel kompresörler büyük kapasiteli kompresörlerdir. Bu dizayn şeklinde paletler de rotorla birlikte dönel harekete katılırlar.

Şekil 2.3 de çok paletli:dönel kompresör görülmektedir.



1-Gövde-Stator

4-Emiş Ağzı

2-Rotor-Dönel Kısım

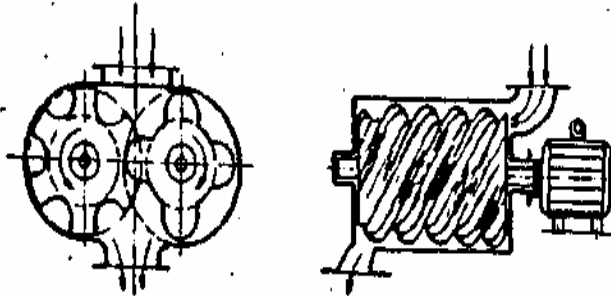
5-Çıkış-Basma Ağzı

3-Paletler

6-Püskürtme Yağlama

Şekil 2.4 Çok paletli dönel kompresör

Dişli (vida tipi) kompresörler F12, F22, F502 ve amonyak gibi çok kullanılan yüksek yoğunlaşma basınçlı soğutucu akışkanlara uygulanabilirler. Düzgün (kesintisiz) soğutucu akışkan gaz akışı sağlamaları, emme ve basma subablarının bulunmayışı (arıza kaynağının ve basınç kayıplarının ortadan kalkması) ve diğer tip kompresörlerden daha hafif ve küçük boyutta olmaları dişli kompresörlerin avantajlarını oluşturur. Şekil 2.5 de vida tipi kompresör görülmektedir.



Şekil 2.5 Vida tipi kompresör

2.1.1.3 Türbo (Santrifüj) kompresörler

Türbo kompresörlerin, pistonlu, dönel paletli veya vida tipi kompresörlerden farklı pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemini yapmasıdır. Krank milleri ile subabları bulunmayan 3000 d / d 'nın üzerindeki yüksek hızlarda çalışırlar.

Türbo kompresörlerde emme tarafı ile basma tarafı arasındaki basınç farkını sağlamak için önce emilen soğutucu akışkan buharına bir hız (kinetik enerji) verilir ve sonra bu hız basınca (potansiyel enerji) dönüştürülür. Bu dönüştürme işlemi sırasında kayıplar olur ve basma tarafı basıncı yükseldikçe bunlar daha da artar. Bu nedenle, türbo kompresörlerde basma basıncının (yoğuşma basıncının) mümkün olduğu kadar emişten az bir farkla oluşması istenir. Bu yüzden yoğuşma basıncı düşük olan soğutucu akışkanlar (F11 ve F113 gibi) türbo kompresörler için uygun olmaktadır.

Ayrıca büyük molekül ağırlığı olan F11, F21 ve F114 gibi soğutucu akışkanlar da türbo kompresörler için uygundur.

2.1.1.4 Hermetik kompresörler

Hermetik kompresörler soğutucu akışkan olarak freon serisi soğutucu akışkanları kullanırlar. Devir sayıları 3000 d/d ya kadar yükselmiş olup uzun ömürlüdürler.

Hermetik kompresörleri

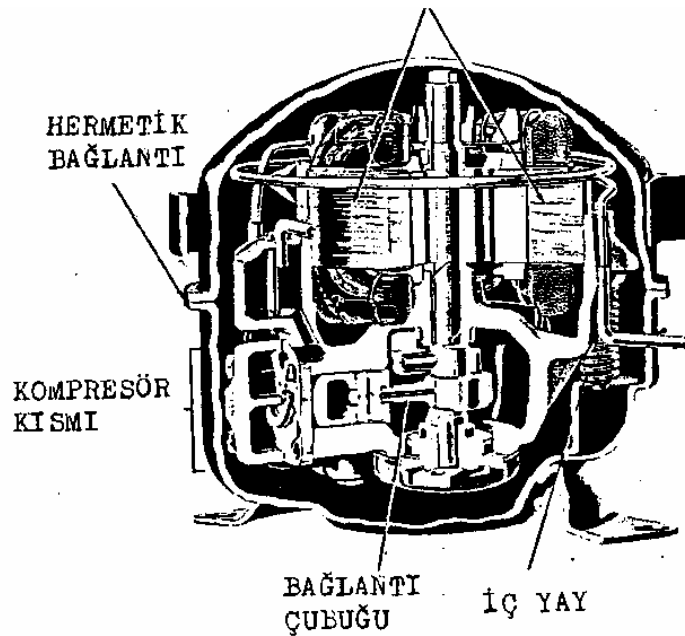
1 - Tam hermetik kompresörler

2 - Yarı hermetik kompresörler

olmak üzere iki gruba ayırmak mümkündür.

2.1.1.4.1 Tam hermetik kompresörler

Tam hermetik kompresörlerde silindir, biyel, tahrik için kullanılan elektrik motoru ile yağ kısmı tamamen kapalı ve sızdırmazlığı tam olan çelik kap içinde bulunurlar. Kayış kasnak mekanizması yoktur ve elektrik motorunun sargısı silikon lâk ile özel olarak yalıtılmıştır.



Şekil 2.6 Tam kapalı hermetik bir kompresör

Sızdırmaz kabın dip tarafında bulunan yağ hem yağlama hem de motoru soğutma vazifesini görür. Ayrıca evaporatörden emilen soğuk durumdaki soğutucu akışkan buharı motoru soğutur ve silindir içinde sıkıştırıldıktan sonra basma borusuyla kondensere iletilir.

Freon 12 kullanan tam hermetik kompresörlerde 0,52 ila 6,3 m³/h akışkan devreder. Küçük güçlü olanlar da kapiler boru, büyük güçlü olanlarda da genişleme valfi kullanılır.

Tam hermetik kompresörler kapalı kap şeklinde olduğundan dış zorlanmalara mukavimdir, soğutucu akışkan kayıpları az olur, gürültüsüz çalışır ve arıza halinde değiştirilmeleri kolaydır.

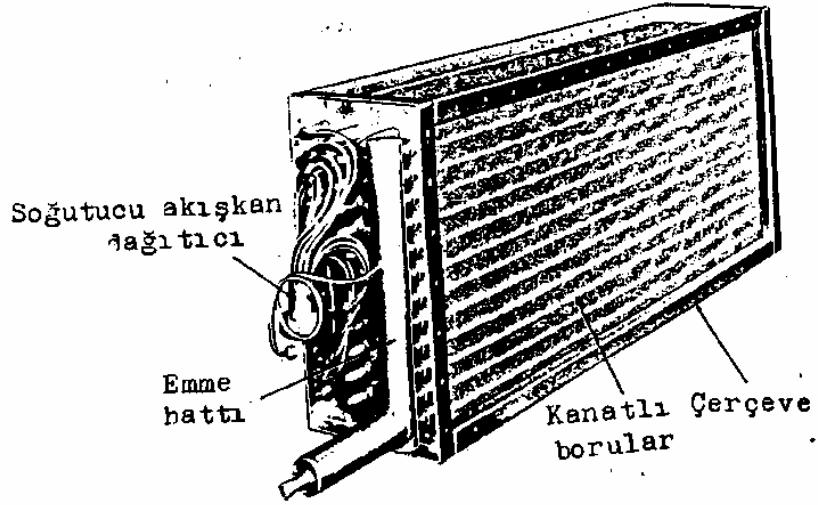
2.1.1.4.2 Yarı hermetik kompresörler

Tam hermetik kompresörlere nazaran daha büyük kapasitelerde tercih edilirler. Silindirlerin bulunduğu kısım ile tahrik için kullanılan elektrik motorunun bulunduğu kısım birbirlerine civatalar ile tespit edilerek bir bütün gövde görünümü gösterir. Hafif metalden döküm olarak yapılan her iki kısım arıza halinde birbirinden ayrılırlar.

2.2. Isı Değiştiriciler

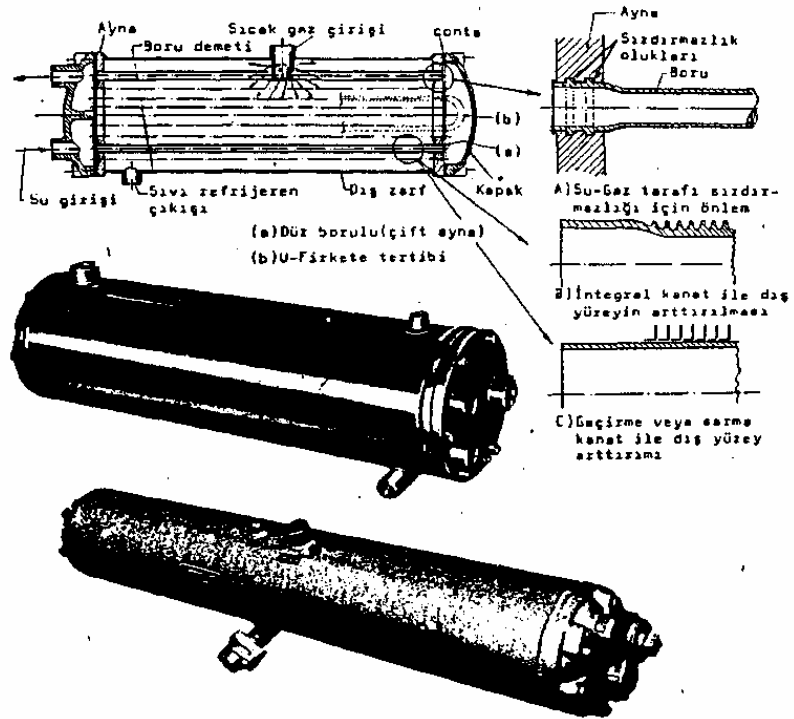
Isı pompalarının dizaynında ısı değiştiricilerinin seçimi büyük önem taşır. Genel olarak en çok kullanılan iki tip ısı değiştiricisi vardır. Bunlar kanatlı borulu ısı değiştiricileri ve boru demetli ısı değiştiricileridir. Hava soğutucu akışkan ısı transferi durumunda kanatlı borulu, sıvı-soğutucu akışkan ısı transferi durumunda ise boru demetli ısı değiştiricileri çok kullanılır.

Evaporatörler, genişleme valfinda yada kapiler boruda basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın çevreden ısı çekerek buharlaştığı kısımdır,. Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak muhtelif malzemeden yapılırlar. Genellikle bakır veya çelik boru kullanılır. Korozyona mukavemeti arttırmak için dış yüzeyler bakır boru halinde kalaylanır, çelik boru halinde galvanize edilir. Örnek olarak amonyaklı tesislerde çelik ve freon 12 li tesislerde de bakır veya alüminyum boru kullanılır. Isı çekilen akışkan olarak hava kullanılması durumunda düz veya kanatlı borular kullanılır. Düz borularda ısı geçiş yüzeyini arttırmak için kanatlar ilave edilmekle beraber, kanat boyutlarının verim yönünden kısıtlandığı ve direnç faktörünün de önemli rol oynadığı unutulmamalıdır. Şekil 2.7 de havadan ısı çeken bir evaporatör görülmektedir.



Şekil 2.7 Hava kaynaklı evaporatör

Kondenserler, kompresörden kızgın buhar olarak basılan soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı, yoğuştuğu ve aşırı soğutma halinde aşırı soğutulduğu ısı değiştiricileridir. Kondenserlerde evaporatörlerden alınan ısı ile kompresör yoluyla sisteme verilen ısı alınmaktadır. Şekil 2.8 de boru demetli kondenser görülmektedir.



Şekil 2.8 Boru demetli kondenser

Bir ısı pompası için ısı değiştiricilerinin boyutlandırılması çok önemlidir. Fakat ısı değiştiricilerinin dizaynı ve bunlardaki ısı transferi çok karışık olduğundan pratikte hassas hesapların yapılması imkansızdır. Kondenserdeki ısı transferi olayında soğutucu akışkan tarafı karmaşıktır çünkü soğutucu akışkan kızgın buhar, yoğuşma ve aşırı soğutulmuş sıvı hallerinde bulunmaktadır. Ayrıca hava soğutmalı kondenserde hava içindeki nemin de etkisi vardır. Hava kaynaklı evaporatörün soğutucu akışkan tarafında buharlaşma ve aşırı kızdırmaya ilaveten yağlama yağının evaporatör etkinliğini azaltması problemleri vardır. Bir miktar soğutucu akışkan daima yağlama yağında erir ve bu durumda buharlaşma işlemine değerlendirmek güçleşir çünkü verilmiş soğutucu akışkan diyagramları artık geçerli değildir. Ayrıca hava içindeki su buharının evaporatör yüzeyi üzerinde yoğuşması ve donması işlemleri normal olarak havadan ve su buharından olan duyulur ısı transferine eklenmektedir. Görüldüğü gibi evaporatörlerin hesabı çok karmaşık olup pratikte aşağıdaki basit ifadeden faydalanılabilir.

$$Q = K F \Delta T \quad (4.1)$$

Burada Q ısı miktarı, F etkin ısı transfer yüzeyi, DT ortalama efektif sıcaklık farkı ve K toplam ısı gečiř katsayısıdır.

Bu eşitlikten görüleceği üzere ısı gečiřini arttırılabilmek için ya sıcaklık farkı yada efektif ısı transfer yüzeyi arttırılmalıdır. Hava kaynaklı evaporatörlerde havayı fan kullanarak evaporatör yüzeyinden daha hızlı geçirmek suretiyle ısı gečiři arttırılabilir.

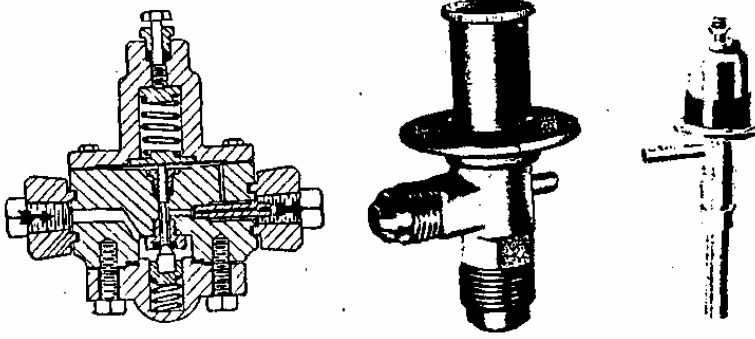
2.3 Basınç Ayarlayıcılar (Genişleme Valfleri, Kapiler Borular)

Genişleme valfleri, soğutucu akışkanın basıncını arz-u edilen evaporatör basıncına düşürmeye yarayan elemanlardır.

Basınç ayarlayıcı olarak kapiler borulardan faydalanılabildiği gibi evaporatör için lüzumlu soğutucu akışkan miktarını da ayarlayan el ayar valfi, otomatik genişleme valfi, termik genişleme valfi ile alçak ve yüksek basınç şamandıralı tipleri de mevcuttur.

2.3.1 El ayar valfi

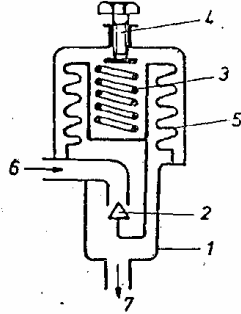
Takriben 10 devirde tamamen açılırlar ve en açık olduğu halde kesit alanı valf giriş kesitinin % 20-25 i kadardır. Valf ait olduğu evaporatörde lüzumlu soğutucu akışkan geçecek şekilde ayarlanmalıdır. Elle yapılan çıkış basıncı ayarını devamlı olarak muhafaza eder. Evaporasyon sıcaklığı, böylece basınç kontrolü suretiyle muhafaza edilmeye çalışılır. Evaporatör yüklerinin değişimlerine bağlı olarak değişen kızgınlık değerini belirli bir seviyede tutmak veya sıvının emişe yürümesini önlemek bu tip valflerle mümkün değildir. şekil 2.9 da el ayar valfi görölmektedir.



şekil 2.9 El ayar valfi

2.3.2 Otomatik genişleme valfi

Otomatik genişleme valfi Şekil 2.10 da şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.10 Otomatik genişleme valfi: 1 Gövde, 2 iğne, 3 yay ,4 ayar vidası, 5 bükümlü esnek boru, 6 akışkan girişi ,7 akışkan çıkışı

Evaporatördeki basınç değişimi 5 nolu bükümlü esnek boruya ..(veya bir membran olabilir) tesiri ile valfin 2 nolu iğnesinin oynamasını temin eder. İğnenin açılma miktarı ise esnek boruya temas eden 3 nolu yayın üstündeki 4 nolu ayar vidasının sıkıştırılması ile ayar edilir. Valfin giriş tarafında ayrıca bir filtre bulunur.

Otomatik genişleme valfi sadece ayar edilen belirli bir basıncı sabit tuttuğu için avantajlı değildir. Mesela evaporatörde alınan ısının küçük olması halinde buharlaşma sıcaklığı ile basıncı azaldığı için valf açık kalır ve kompresör tarafından yağ buhar emilir. Aksi halde ise kompresör oldukça sıcak çalışır.

Bu tip valfler daha ziyade kükürt dioksit, metil klorit ve freon 12'li tesislerde kullanılır.

2.3.3 Termik genişleme valfi

Termik genişleme valfleri evaporatöre sıvı soğutucu akışkan akışını kontrol ve ayar eden, evaporatörde buharlaşan miktar kadar sıvı soğutucu akışkanı hassas ölçüde tekrar evaporatöre sevk eden bir cihazdır.

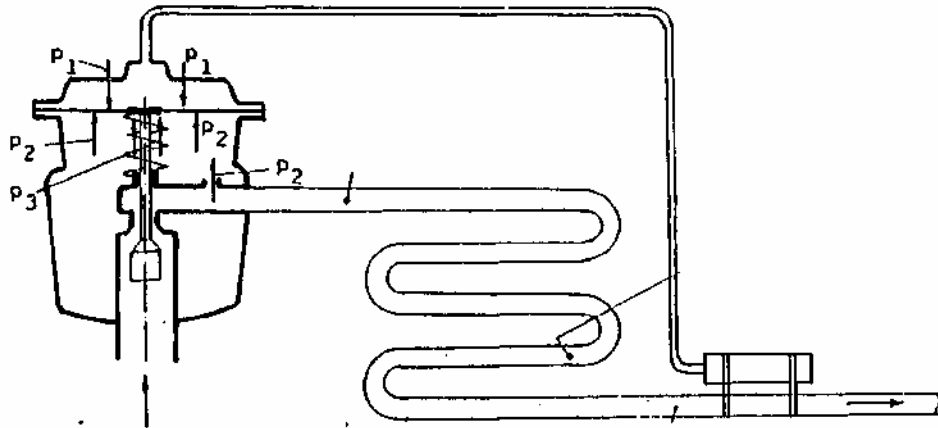
Sıcaklığa karşı hassas olan uç (kuyruk) evaporatörün sonuna iyice temas edecek şekilde tespit edilir. Böylece evaporatör ile uç arasında iyi bir ısı iletkenliği sağlanmış olur. Termik ucun içindeki basınç, ucun, dolayısıyla evaporatörün sıcaklığına bağlıdır.

Böylece evaporatöre gönderilecek sıvı soğutucu akışkan miktarı, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığının ölçülmesiyle saptanır. Evaporatör çıkışına tesbit edilen hassas uç bir kapiler boru yardımıyla diyaframın üst tarafına irtibatlandırılmıştır. Kapiler boru içinde genellikle soğutucu akışkan özelliğinde bir sıvı bulunur. Diyafram iğnenin hareketine tesir etmek suretiyle evaporatöre geçen sıvı soğutucu akışkan miktarını kontrol eder. Bu suretle evaporatöre sıvı soğutucu akışkanın ölçülü bir şekilde gönderilmesi ve dolayısıyla kompresöre sıvı soğutucu akışkan gelerek hasar yapmasının önlenmesi sağlanmış olur. Termik genişleme valfi soğutucu akışkanın evaporatörü terk ederken belirli ve emniyetli bir kızgınlık değerini muhafaza etmesini sağlar.

Bir termik genişleme valfinin ayar işlemini yapan mekanizmasını etkileyen üç basınç mevcuttur.

- 1- Hassas uç ve kapiler boru vasıtasıyla diyaframın üst tarafına iletilen P_1 basıncı
- 2- Evaporatördeki basınç P_2
- 3- Kızgınlık yayının eşdeğer basıncı P_3

Termik genişleme valfleri genel olarak iç ve dış dengelemeli olmak üzere iki değişik konstrüksiyona sahiptirler.

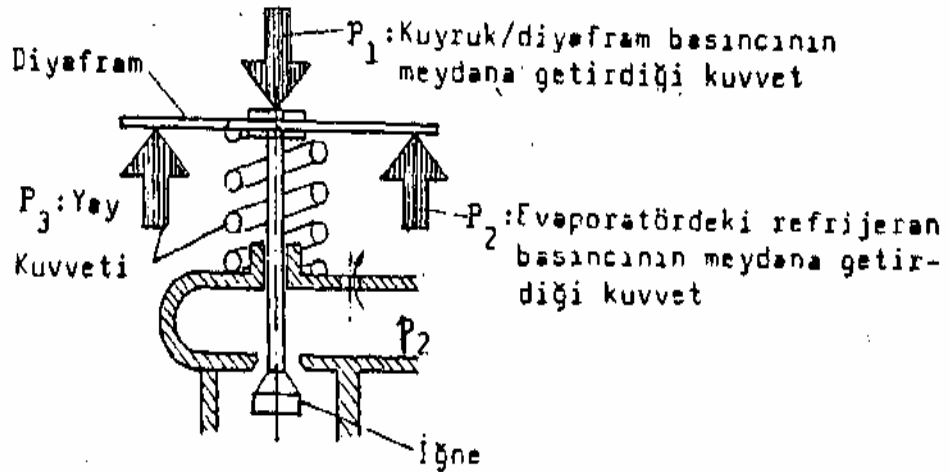


Şekil 2.11 İç dengelemeli termik genişleme valfi

Bu tip valflerin çalışması sırasında üç çalışma rejimi ortaya çıkabilir;

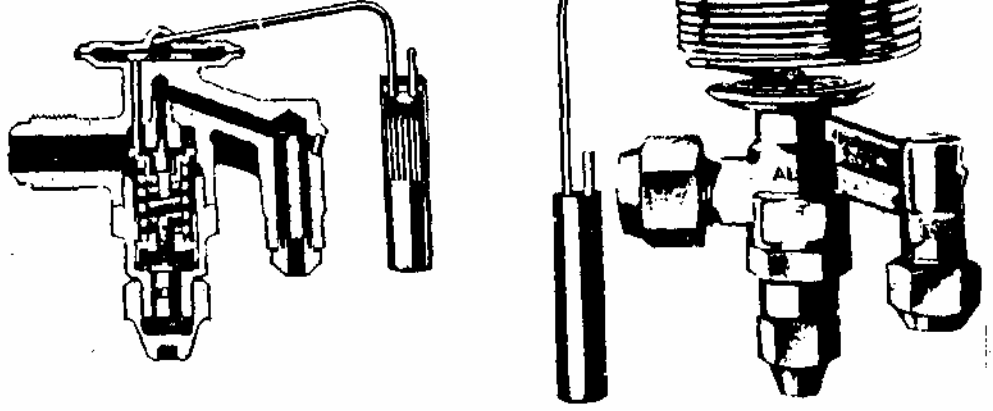
- a- Kuvvetlerin dengede olması
- b- Kızgınlık değerinde artma olması
- c- Kızgınlık değerinde azalma olması.

P_1 basıncı evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın doymuş buhar basıncı olup bu basınç valf iğnesini açmaya çalışmaktadır. Bu açıcı kuvvete karşı koyacak olan ve diyaframın alt tarafında bulunan, yani valf iğnesini kapatmaya çalışan iki ayrı kuvvet mevcuttur. Bunlar evaporatör basıncı P_2 ile kızgınlık ayar yayının meydana getirdiği P_3 basıncıdır. Şekil 2.12 de bu kuvvetler açık bir şekilde gösterilmiştir.



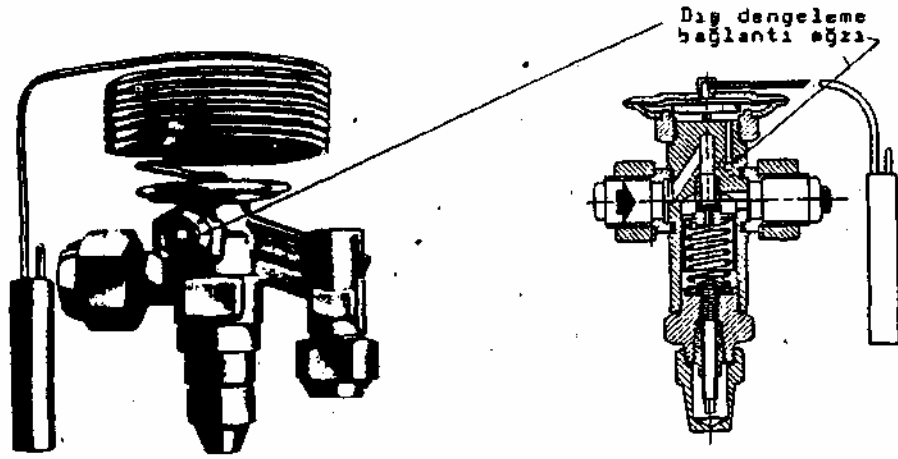
Şekil 2.12 Valf iğnesini etkileyen kuvvetler

Görüldüğü gibi $P_1 = P_2 + P_3$ olduğunda denge sağlanmıştır. Kızgınlık değerinde artma olması halinde, evaporatör çıkışındaki sıcaklığın yükselmesine bağlı olarak kuyruk sıcaklığı da yükselir ve bunun sonucu olarak diyaframa gelen basınç artar. Bu durumda $P_1 > P_2 + P_3$ olur ve P_1 kuvveti valf iğnesini açar. Kızgınlık değerinde azalma olması durumunda evaporatör sıcaklığının azalmasıyla kuyruk sıcaklığı da düşer ve diyaframın üst tarafına gelen basınç azalır. Bu suretle $P_1 < P_2 + P_3$ olur ve sonuçta valf iğnesi kapanmaya başlar.



Şekil 2.13 İç dengelemeli termik genişleme valfi

Eğer evaporatör giriş ve çıkışı arasındaki basınç kaybı çok fazla ise (evaporatör büyük boyutlu ise) dış dengelemeli termik genişleme valfi kullanılır. Bu durumda diyaframın alt kısmı evaporatörün çıkış kısmıyla irtibatlandırılır. Böylece diyaframın, hassas ucun bulunduğu kısımdaki doymuş buhar basıncını alması sağlanır. Bu şekilde evaporatör giriş basıncına göre verilen aşırı miktardaki kızdırma önlenmiş, valfin çok kısım çalışmasının ve evaporatör kapasitesinin düşmesinin önüne geçilmiş olur.



Şekil 2.14 Dış dengelemeli termik genişleme valfi

2.3.4 Şamandıralı ayar valfi

Alçak basınçlı ve yüksek basınçlı olmak üzere iki tipi mevcuttur. Şayet şamandıra kondenserdan gelen kısımda ise yüksek basınçlıdır, evaporatörde yani alçak basınç kısmında ise alçak basınçlıdır ve evaporatörde sıvı seviyesini sabit tutar.

2.3.5 Kapiler borular

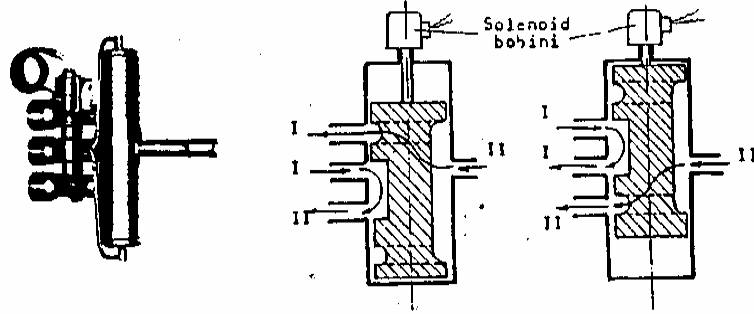
Soğutucu akışkanın basıncını evaporatör basıncına düşürmede kapiler (kılcal) borudan yararlanılabilir. Bunlar küçük kapasiteli sistemlerde sıvı haldeki soğutucu akışkanın yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına ölçülü şekilde geçişini kontrol etmede pratik ve ekonomik bir çözüm sağlarlar. Kılcal borunun çalışma prensibi, belirli bir basınç farkında kılcal borudan geçen sıvı debisinin buhar debisinden fazla olmasıdır. Normal çalışma durumunda, soğutucu akışkan kılcal borunun ilk bölümlerinde tamamen sıvıdır ve sonraki kısımlarda kısmen buhar fazına geçer.

Eğer sistemin debisi herhangi bir sebeple artarsa kondenser buharın tamamını yoğuşturamaz ve bir miktar buhar kılcal boruya girer. Bu durumda kılcal borunun yukarıda belirtilen özelliğinden dolayı direnç artar, geçiş zorlaşır. Böylece debi azalır ve normal çalışma durumuna gelir. Sistemin debisi azalırsa sıvı haldeki soğutucu akışkan kılcalın girişinde birikir ve aşırı soğutma miktarı artar. Bu durumda soğutucu akışkan kılcal borunun daha uzun bir boyunda sıvı fazda bulunur. Gene kılcal borunun özelliğinden debi artar ve normal çalışma durumuna gelir. Kılcal borunun, emiş ve basma tarafı basınçlarını Sistem durduktan kısa bir süre sonra dengelemesi özelliği, kompresör kalkışının yüksüz olmasını ve dolayısıyla alçak tork karakteristikli elektrik motoru kullanılabilmesini mümkün kılar ve bu ekonomik yönden önemlidir. Kapiler boruların mekanik hareketli kısımlarının bulunmaması arıza yapmamaları bakımından avantajdır. " Ancak soğutucu akışkan içinde bulunabilecek artıkların kılcal borunun dar kesitini tıkamaması için, kılcal borudan evvel kondenser çıkışına filtre kurutucusu konulur. Kılcal borunun diğer bir avantajı soğutucu akışkanın her iki tarafından geçebilmesidir.

Kılcal borular basit ve ucuzluklarına rağmen termik genişleme valfleri kadar geniş bir çalışma aralığına sahip değildir.

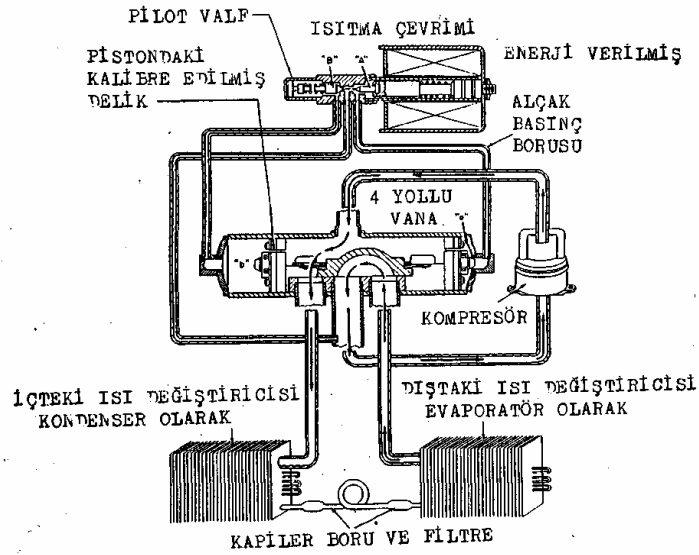
2.4 Dört Yollu Vana

Dört yollu vana akışı ters çevirme valfi olarak tanımlanır ve ısıtma-soğutma amaçlı ısı pompalarında kullanılır. Bu valflerde bir müşterek giriş ve üç çıkış bağlantısı vardır. Dört yollu vana ve çalışma şekli Şekil 2.15 de gösterilmiştir.



pilot kontrollü kapalı(enerji verilmemiş) açık(enerji verilmiş)

Şekil 2.15 Dört yollu vana



Şekil 2.16 Isı pompasının ısıtma çevrimi

Dört yollu vanada giriş ve çıkış ağzlarını iki ayrı durumda konumlandıran bir piston bulunur. Bu pistonun hareketi, dolayısıyla ısıtma çevriminden soğutma çevrimine geçiş veya tersi şu şekilde sağlanmaktadır. Piston soğutucu akışkanın basıncıyla hareket eder. Kompresörün basma hattı ana vananın girişine bağlıdır. Basınç vananın sürgüsünün iki pistonu arasında uygulanır.

Her pistonunda gazın geçişine izin veren küçük bir delik vardır. Soğutma durumunda sağ pistonun deliğinden geçen gazlar pilot vananın "A" sürgüsü tarafından durdurulur. Basınç bu pistonun arkasında (" a " ile gösterilen yerde) basma basıncına eşit oluncaya kadar artar. Sol pistonun deliğinden geçen gazlar pilot vana aracılığıyla emme hattına iletilirler. Böylece pistonun sağ tarafına basma "basıncı, sol tarafına emme basıncı etkimektedir. Bu basınç farkının etkisi altında piston sola hareket eder ve soğutma devresine karşılık gelen delikleri birbirine bağlar. Isıtma devresine geçmek için pilot vananın bobini uyarılır (enerji verilir) ve böylece vana sürgüsü sola çekilir. Bu defa sol pistonun deliğinden geçen gazlar pilot vananın "B" sürgüsü tarafından durdurulur. Olay tersine oluşur ve dört yollu vananın pistonu sağa hareket ederek ısıtma devresine karşılık gelen delikleri birbirine bağlar.

2.5 Kumanda Kontrol Cihazları Ve Diğer Yardımcı Elemanlar

Sistemi sıcaklık, basınç, geçen akışkan miktarı gibi yönlerden istenilen sınırlar arasında işletmeye sokan veya işletmeden çıkaran kumanda kontrol cihazları ile devrenin özellik ve işletme şartlarına göre aşağıda anlatılan eleman ve cihazlar kullanılmaktadır.

2.5.1 Termostat

Isıtılan veya soğutulan hacmin sıcaklıklarının belirli değerler arasında kalmasını temin gayesiyle kullanılan k-umanda kontrol cihazlarıdır,

Termik genişleme valfinde olduğu gibi, termostatın hassas olan ucu (kuyruk) sıcaklığı kontrol edilecek yere tesbit edilir. Ayar edilen sıcaklığa göre elektrik devresi (kontakt) açılıp kapanarak kompresörü tahrik eden elektrik motoruna kumanda edilir.

2.5.2 Presostat

Presostatlar, evaporatör basıncına göre devreye kumanda eden kontrol cihazlarıdır. Presostatlarda da termostatlarda olduğu gibi bir elektrik ikaz devresi (akımı) sözkonusudur.

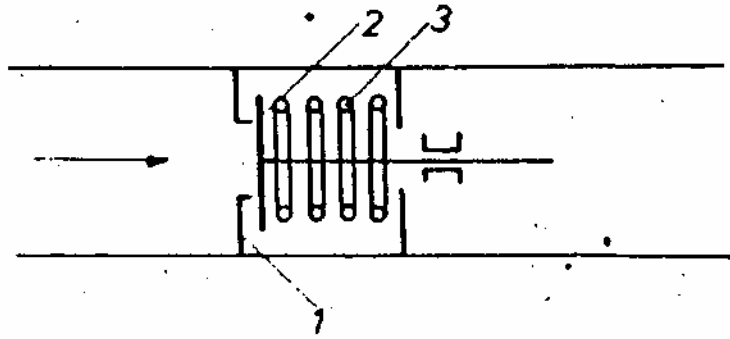
Presostatları yüksek basınç presostatı ve normal basınç presostatı olarak ikiye ayırmak mümkündür.

Normal basınç presostatı kompresörün emme kısmına monte edilir ve devreyi basınç düşüncü açar, basınç yükselince kapatır. Yüksek basınç presostatı ise kompresör ile kondenser arasına konur. Kondenserin basıncı yükselince elektrik devresi açılır (kontak atar) ve kompresör çalışmaz.

2.5.3 Manometre

Basınç ölçen bir cihazdır. Yüksek basınç ve alçak basınç (vakum) manometreleri olmak üzere iki cins manometre vardır. Alçak basınç manometresi atmosfer altı ve üstündeki basınçları (bileşik manometre), yüksek basınç manometresi ise yalnız atmosfer üstü basınçları gösterir.

2.5.4 Çek valf



Şekil 2.17 Çek valf : 1 Ventil kesiti , 2 Ventil , 3 Yay

Şekil 2.17 de görüldüğü gibi boru içinde akan akışkanların tek yönde akmalarını temin ederler. Akışkanın herhangi bir sebeple aksi yönde akması halinde 3 nolu yayın ucundaki 1 nolu ventil kesiti kapatarak akışı durdurur

2.5.5 Yağ ayırıcılar

Soğutucu akışkana kompresör çıkışında karışan yağ sistemi kirlettiği, kontrol ile ayar cihazlarını bozduğu ve kondenserle evaporatorde ısı geçişini güçleştirdiği için yağ ayırıcıların önemi büyüktür.

Yağ ayırıcılar, sürüklenen yağın kompresör çıkışında hemen ayrılması ve ayrılan yağın tekrar kompresörün yağ karterine dönmesi olmak üzere iki ödevi yerine getirirler.

Yağın sürüklenerek kondenser ile evaporatörün iç yüzeylerinde ince bir, tabaka meydana getirmeleri sonucunda ısı geçişi güçleştiğinden kondenser basıncı yükselir ve evaporatör basıncı düşer. Kondenser basıncının yükselmesi ile evaporatör basıncının düşmesi ise kompresör tahrik gücünün artmasına sebep olur.

2.5.6 Sıvı depoları

Sıvı fazdaki soğutucu akışkanın kendenserde toplanarak kondenserin işe yarar yüzeyini küçültmemeye ve onarımlar sırasında soğutucu akışkanın bir kaptan toplanması yönlerinden lüzumludur. Sıvı depolarının hacmi tesisteki bütün soğutucu akışkanı alacak şekilde olmalıdır.

2.5.7 Filtre kurutucular

Soğutucu akışkanın cinsine göre soğutucu akışkanın içine belirli bir miktardan fazla su karışmamalıdır. Soğutucu akışkanın içinde müsaade edilen miktardan fazla su bulunması halinde hassas ayar ve kontrol cihazlarının küçük kesitlerinde buz tutmalar! sebebiyle daralmalar olur ve devre ideal olarak çalışmaz. Bu sebeple devreye nem/su asla girmemeli, girerse de sistemden atılmalıdır. Sistemde kalan veya çalışma esnasında sonradan giren nem filtre-kurutucu diye tanınan elemanlarla tutulmaktadır. Kurutucular içinde silica gel gibi nem emici maddeler bulunur. Bir filtre kurutucudan su/nemi tutmak, asiti tutmak ve talaş, kaynak çapağı, tortu vs. gibi pislikleri tutmak görevleri beklenir. Filtre kurutucular basınç ayarlayıcılardan hemen önce konur.

2.5.8 Gözetleme camı

Sistemdeki sıvı soğutucu akışkanın akışını görmek ve soğutucu akışkan şarjı hakkında bilgi almak amacıyla sisteme gözetleme camı takılır. Gözetleme camı genellikle filtre-kurutucudan hemen sonra ve basınç ayarlayıcılardan önce konur.

BÖLÜM 3. FARKLI FİN ARALIKLARINA SAHİP KONDENSERLİ SPLIT KLİMALARIN PERFORMANS ANALİZLERİ

3.1. Hava Entalpisi veya Psikometrik Test Metodu

Bu metotta, kapasite test edilen cihazın (UUT) giriş ve çıkış hava entalpilerinin ve hava debilerinin sabit test ortamı şartlarında (kuru ve yaş termometre sıcaklıkları) tespit edilmesi esastır. Bahsi geçen hava entalpileri standart psikometrik diyagramda ünitenin giriş ve çıkış havasının yaş ve kuru termometre sıcaklıkları vasıtası ile bulunur. Bu test sadece iç ünite veya dış ünite yada iki üniteye birden uygulanabilir. Test sırasında ölçülen hava debisi AMCA 210-85/ ASHRAE 41.2-1987 nozullarda basınç düşümü standartlarına dayanılarak tespit edilir.

Test edilen cihazların belli bir süre kapasiteleri izlenir ve ölçüm sonuçları durağanlaşınca test kaydedilmeye başlanılır.

3.2. Test Laboratuvarının Tarifi

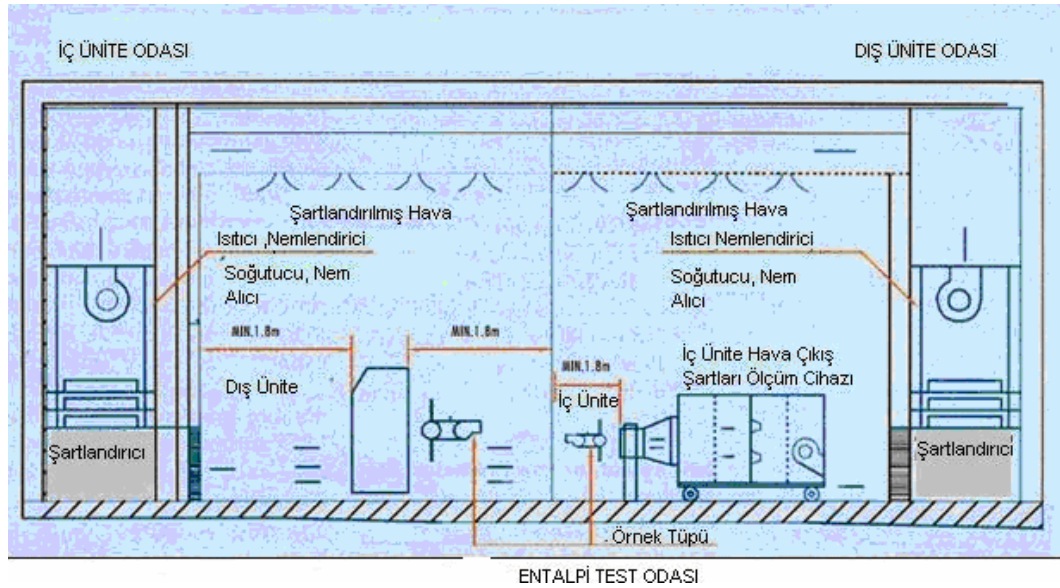
3.2.1. Test odaları

Şekil 3.1 de görüldüğü gibi testler iç ünite tarafı ve dış ünite tarafı olarak iki ayrı odada yapılmaktadır. Bu odaların sıcaklık ve nem değerleri hassas kuru ve yaş termometre sıcaklık algılayıcıları tarafından sürekli çok kısa aralıklarda kontrol edilerek sabit tutulmaktadır.

Test odalarında hassas kontrolü sağlamak için soğutma gruplarını destekleyen oda içi ısıtıcı bataryalar bulunmakta böylece ortam şartları sağlanırken istenilen oda sıcaklıklarının sağlanmasındaki tepki süresi düşürülmektedir. Oda içerisindeki hava sürekli şartlandırıcı üzerinde geçirilmekte ve şartlandırılmış hava oda tavanından tekrar homojen olarak oda atmosferini katılmaktadır.

Böylece hem oda içi sıcaklık farkları oluşmamakta hem de oda içi hava hızı değeri 2,5 m/s yi geçmemektedir. Oda duvarları sağlıklı test sonuçları elde edilebilmesi için ısı ve nem geçişini minimize edecek şekilde dizayn edilmiştir.

Test odası soğutma gruplarının kompresörleri ile nemlendirici ünitelerin buharlaştırıcıları ek ısı yükleri oluşturacağından oda dışarısında bulunmaktadır.



Şekil 3.1 Test odası

3.2.2. Test odası ölçüm kapasiteleri

İç ünite test odası sıcaklık kapasitesi 10 – 50 °C

İç ünite test odası nem kapasitesi 35 - %85

Dış ünite test odası sıcaklık kapasitesi -10 – 52 °C

Dış ünite test odası nem kapasitesi 35 - %90

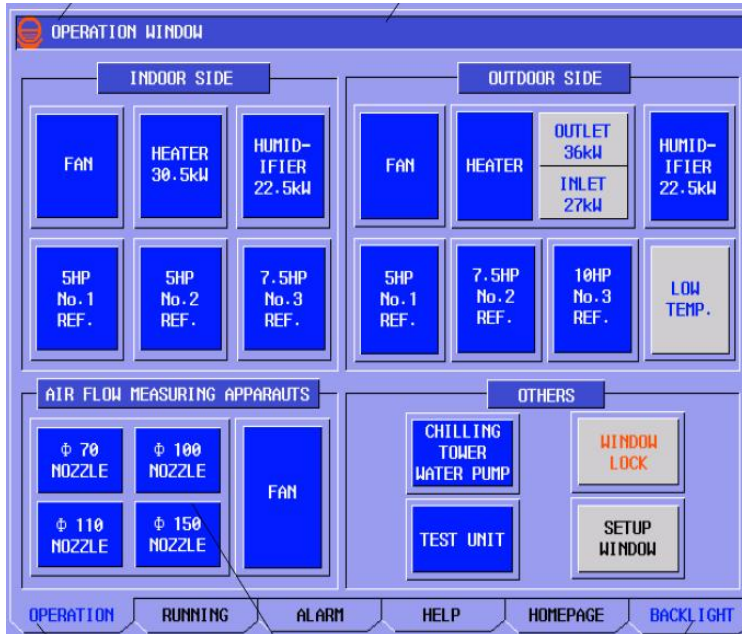
Max. Ölçülebilir cihaz kapasitesi 7,5 hp.

3.2.3 Test odası ölçüm programı

Test odası; cihazların montajı yapıldıktan sonra tüm işlemleri şekil 3.3 de bulunan uygulama ekranı vasıtası ile yapılarak test hazırlıkları tamamlanır, test bu program tarafınca otomatik olarak yapılır ve raporlanır.



Şekil 3.2 Test odası

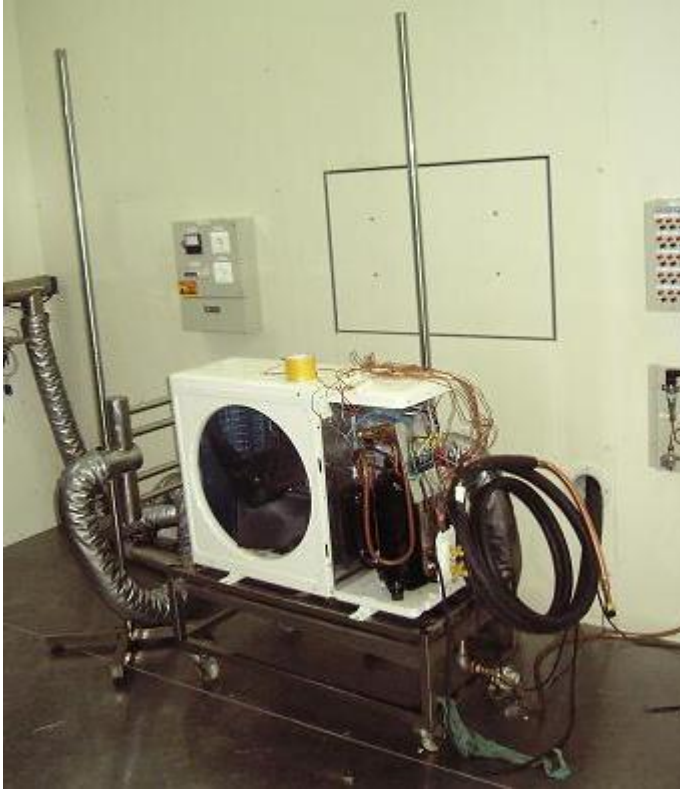


Şekil 3.3 Test programı

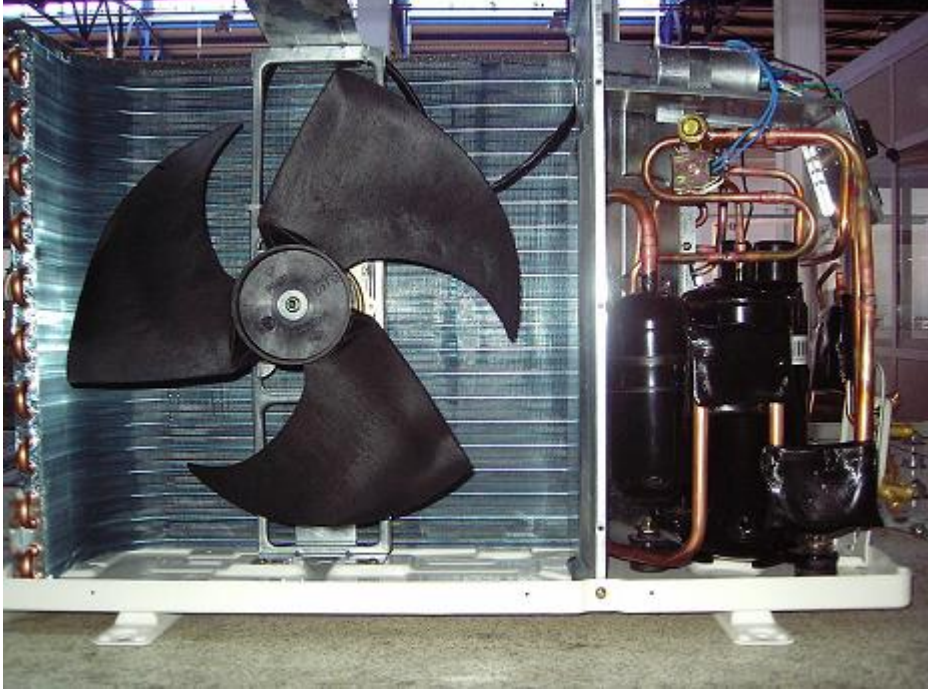
3.3. Test Cihazı ve Ölçüm Şartları

3.3.1. Test cihazı

Testlerde kullanılan cihaz 12000 btu. beyan değeri bulunan heat pump özellikli duvar tipi split klimadır. Tüm testlerde düzenek sabit bırakılmış sadece dış ünite üzerindeki mevcut kondenser demonte edilip yerine test sırası gelen kondenser monte edilmiştir. Şekil 4 de test cihazı görülebilmektedir.



Sekil 3.4 Test cihazı



Şekil 3.5 Test cihazı

3.3 Test Şartları

Her kondanseri tipi ile standart ısıtma, standart soğutma, İstanbul, Antalya ve Erzurum şartlarında test yapılmıştır. Bahsi geçen il şartları birbirinden çok farklı değerler göstermediği için illerin meteoroloji kayıtlarında geçen en ekstrem yaz koşullarında test edilmiştir. Bu şartlara ait kuru ve yaş termometre sıcaklıkları tablo 1 de gösterilmiştir.

Tablo 6. test şartları

	İç Üni. DB	İç Üni. WB	Dış Üni. DB	Dış Üni. WB
Standart Soğutma	27	19	35	24
Standart Isıtma	20	15	7	6
İstanbul Şartı	27	19	33	24
Erzurum Şartı	27	19	30	19
Antalya Şartı	27	19	40	26

3.4. TSE 14511-2 Mekan Isıtma ve Soğutma İçin Elektrikle Tahrik Edilen Kompresör İle Çalışan İklimlendirme Cihazları Deney Şartları Standardı.

3.4.1. Standardın kapsamı

Bu standard, mekan ısıtma ve/veya soğutma için kullanılan elektrikle tahrik edilen kompresörle çalışan; hava ve su soğutmalı iklimlendirme cihazlarının, sıvı soğutma paketlerinin, havadan-havaya, sudan-havaya, havadan-suya ve sudan-suya ısı pompalarının performansının değerlendirilmesine dair deney şartlarını

kapsar. Bu standard, aynı zamanda, çoklu split sistemlerin ısı geri kazanım çalışmasıyla ilgili deney şartlarını da belirtir.

diğer sıvılar için de kullanılabilir. Ayrıca bu standard, yoğuşmayı yoğuşturucu tarafında buharlaştıran havadan-havaya iklimlendirme cihazlarına uygulanır.

3.4.2. Test şartları

Tablo 7 Havadan-havaya ısı pompaları ve iklimlendirme cihazları. Isıtma modu.

		Dış ısı değiştirici		İç ısı değiştirici	
		Giriş kuru termometre sıcaklığı °C	Giriş yaş termometre sıcaklığı °C	Giriş kuru termometre sıcaklığı °C	Giriş yaş termometre sıcaklığı °C
Standart değerlendirme şartları	Dış hava/yeniden çevrime sokulan hava	7	6	20	Azami 15
	Egzoz havası/dış hava	20	12	20	12
Uygulama değerlendirme şartları	Dış hava/yeniden çevrime sokulan hava	20	12	7	6
	Dış hava/yeniden çevrime sokulan hava	2	1	20	Azami 15
	Dış hava/yeniden çevrime sokulan hava	-7	-8	20	Azami 15
	Dış hava/yeniden çevrime sokulan hava	-15	-	20	Azami 15
	Egzoz havası/dış hava	20	12	2	1
	Egzoz havası/dış hava	20	12	-7	-8

Tablo 8. Havadan-havaya ısı pompaları ve iklimlendirme cihazları. Soğutma modu.

		Dış ısı değişimi		İç ısı değişimi	
		Giriş kuru termometre sıcaklığı °C	Giriş yaş termometre sıcaklığı °C	Giriş kuru termometre sıcaklığı °C	Giriş yaş termometre sıcaklığı °C
Standart değerlendirme şartları	Konfor (dış hava/yaniden çevrime sokulan hava)	35	24 ^a	27	19
	Konfor (egzoz havası/yaniden çevrime sokulan hava)	27	19	27	19
	Konfor (egzoz havası/dış hava)	27	19	35	24
	Tek kanallı ^b	35	24	35	24
	Kontrol kabini Kapalı kontrollü	35 35	24 24	35 24	24 17
Uygulama değerlendirme şartları	Konfor (dış hava/yaniden çevrime sokulan hava)	27	19 ^a	21	15
	Tek kanallı ^b	27	19	27	19
	Konfor (dış hava/yaniden çevrime sokulan hava)	48	24 ^a	29	19
	Kontrol kabini	50	30	35	24
	Kapalı kontrollü	27	19	21	15

^a Yoğuşmayı buharlaştırmayan üniteler deneye tabi tutulurken, yaş termometre sıcaklığı şartı gerekli değildir.

^b Kalorimetre odası yöntemi kullanılırken, iç ve dış bölmeler arasındaki basınç dengesi, iç bölmeyle aynı değerlendirme şartı sıcaklığında hava verilerek sağlanmalıdır.

3.4.3. Değerlendirme şartları

Tablo 8 de belirtilen “konfor” değerlendirme şartları; soğutma kapasitesi, EER, yıllık enerji tüketimi ve tekli split ve paket hava soğutmalı iklimlendirme cihazlarının verim sınıfını belirlemek üzere kullanılmalıdır. Ters çevrimli üniteler için ısıtma kapasitesi ve verim sınıfı, ısı vermesine ve ısı almasına bağlı olarak, Tablo 7 de belirtilen standart değerlendirme şartlarından biri ile belirlenmelidir.

3.4.4. Deney toleransları

3.4.4.1 İlk kez deneye tabi tutma

Söz konusu standarda uygun olarak deneye tabi tutulmuş bir model numunesi, soğutma ve ısıtma modu için aşağıdaki kriterleri uygulanabildiği şekilde karşıladığında, performans esaslı veriler geçerli kabul edilmelidir.

Deneye tabi tutulmuş soğutma ve ısıtma kapasitesi $\geq 0,88$ x beyan edilen kapasite

Deneye tabi tutulmuş EER $\geq 0,85$ x beyan edilen EER

Deneye tabi tutulmuş COP $\geq 0,85$ x beyan edilen COP

3.4.4.2. İkinci kez deneye tabi tutma

İlk uygulamada yapılan kapasite ve/veya EER/COP'a ilişkin deney sonuçları, 3.4.4.1. de verilen şartlara uygun olmadığında, ikinci bir deney farklı bir cihaz üzerinde yapılmalıdır. İkinci deney, uygulanabilen soğutma ve ısıtma modu için aşağıdaki kriterleri karşılamalıdır.

Deneye tabi tutulmuş soğutma ve ısıtma kapasitesi $\geq 0,88$ x beyan edilen kapasite

Deneye tabi tutulmuş EER $\geq 0,85$ x beyan edilen EER

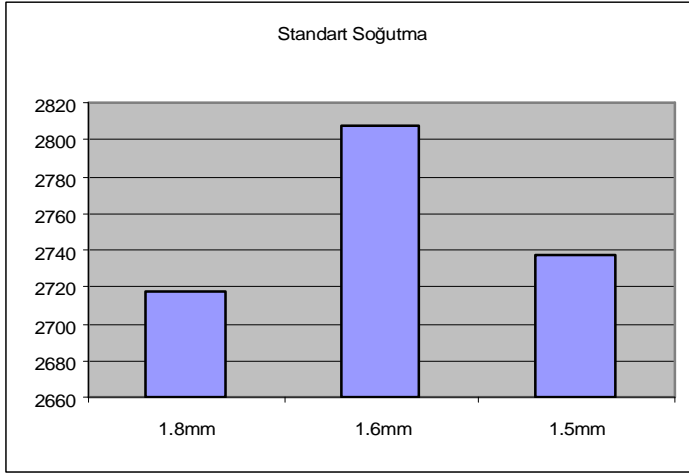
Deneye tabi tutulmuş COP $\geq 0,85$ x beyan edilen COP

3.4. Test Sonuçları

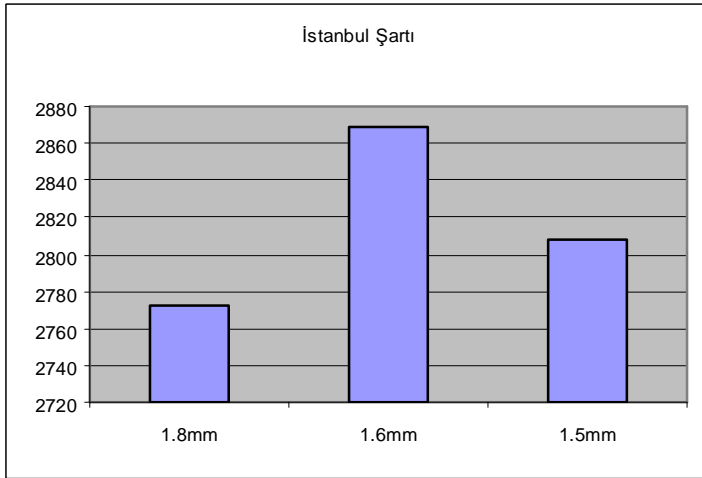
Tablo 45 de standart soğutma testi, tablo 46 İstanbul şartı, tablo 47 Erzurum şartı, tablo 48 Antalya şartı ve tablo 49 standart ısıtma şartı sırasında ölçülen watt cinsinden cihaz kapasitelerini göstermektedir. Tablo 44 de ise bu değerler toplu olarak yer almaktadır. Her ne kadar iç ünite test düzeneği her koşulda sabit kalsa da hava debileri testten teste ufak farklılıklar gösterebilmektedir bu değerlerde tablo 50 ve tablo 51 de gösterilmiştir.

Test edilen cihazın kondenser tiplerine göre verimliliği elde edilen soğutma yükünün harcanılan elektrik enerjisine oranından hesaplanılmaktadır. Bu veriler tablo 52 ve tablo 53 de belirtilmiştir.

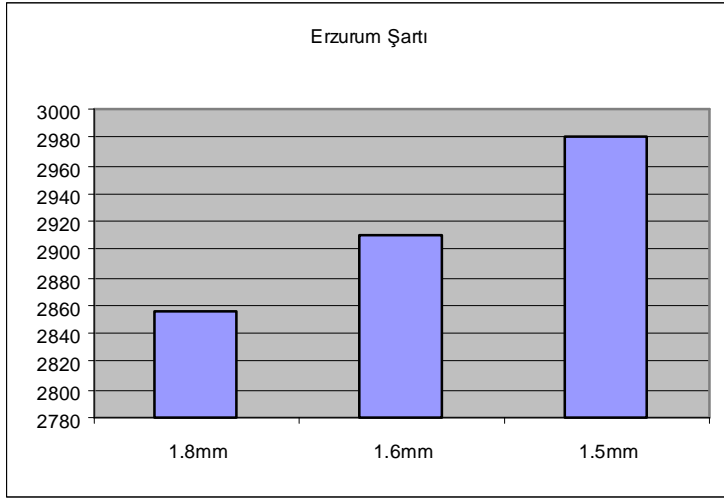
Tablo 9



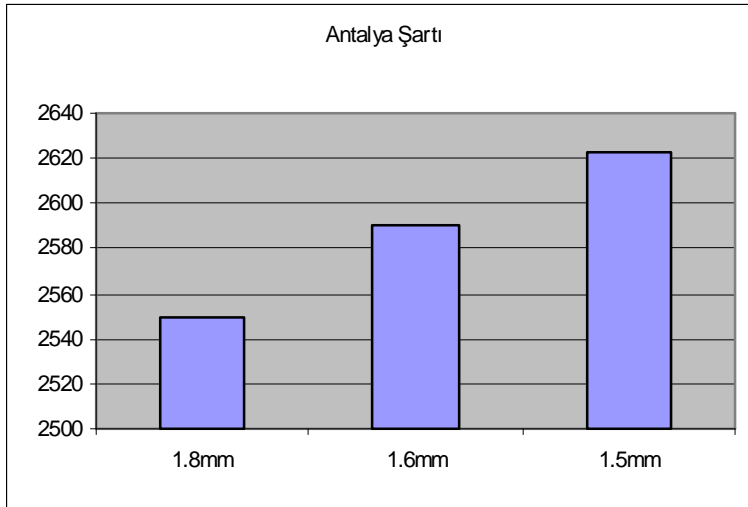
Tablo 10



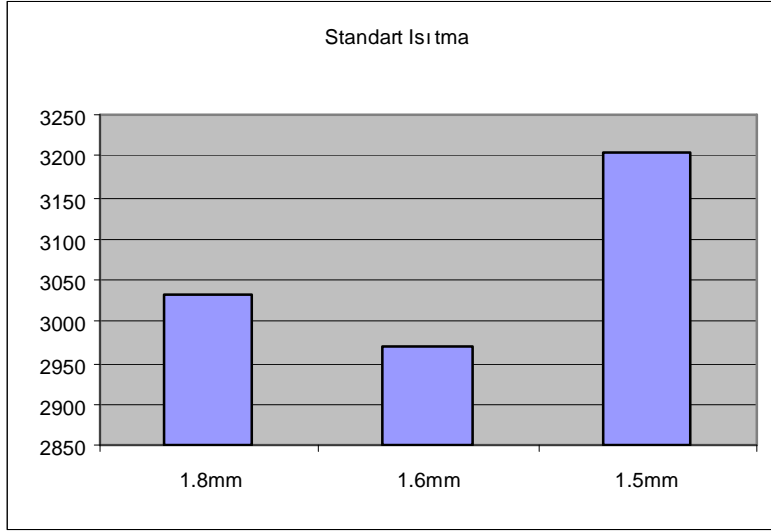
Tablo 11



Tablo 12



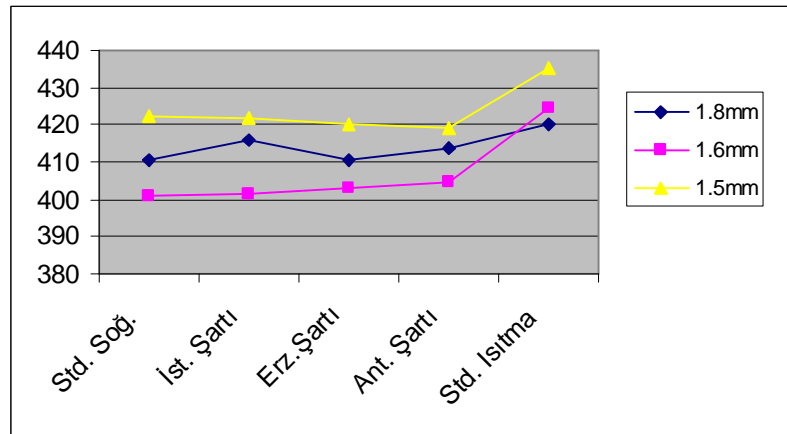
Tablo 13



Tablo 14 - Watt cinsinden test cihazı kapasiteleri

	Standart Soğutma	İstanbul Şartı	Erzurum Şartı	Antalya Şartı	Standart Isıtma
1.8mm	2717	2772	2856	2550	3033
1.6mm	2808	2868	2910	2590	2969
1.5mm	2737	2808	2981	2623	3204

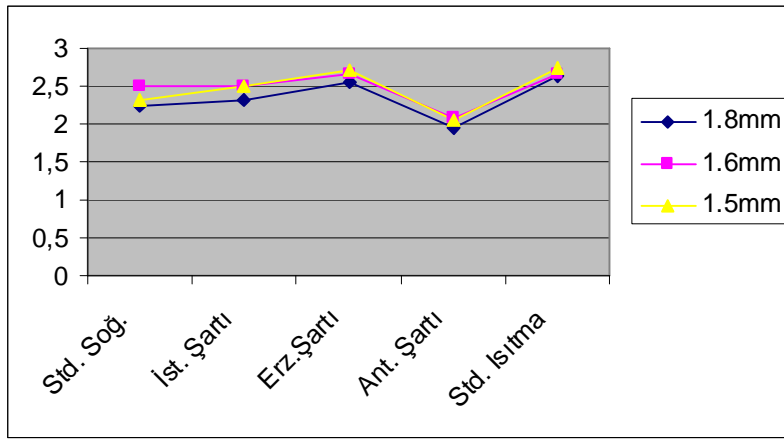
Tablo 15 - Test Cihazı iç unite hava debileri



Tablo 16 - Test Cihazı iç unite hava debileri

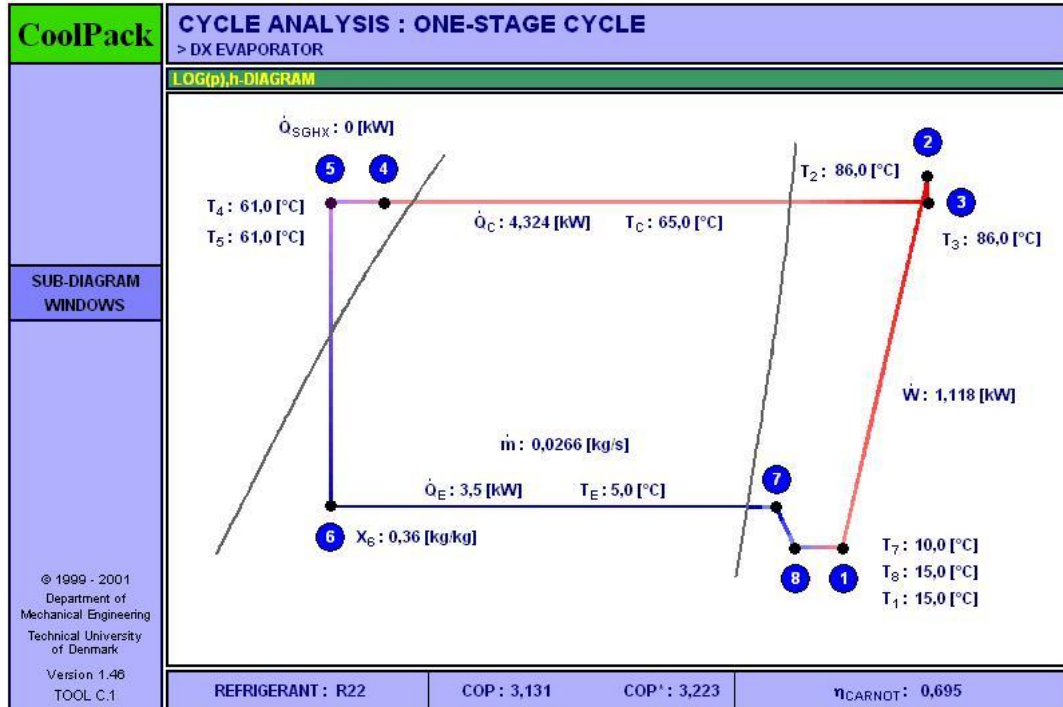
	Standart Soğutma	İstanbul Şartı	Erzurum Şartı	Antalya Şartı	Standart Isıtma
1.8mm	410,8	416	410,5	414	420
1.6mm	401	401,6	403,3	404,4	424,5
1.5mm	422,3	422	420	419	435

Tablo 17 - Test cihazı COP/EER değerleri

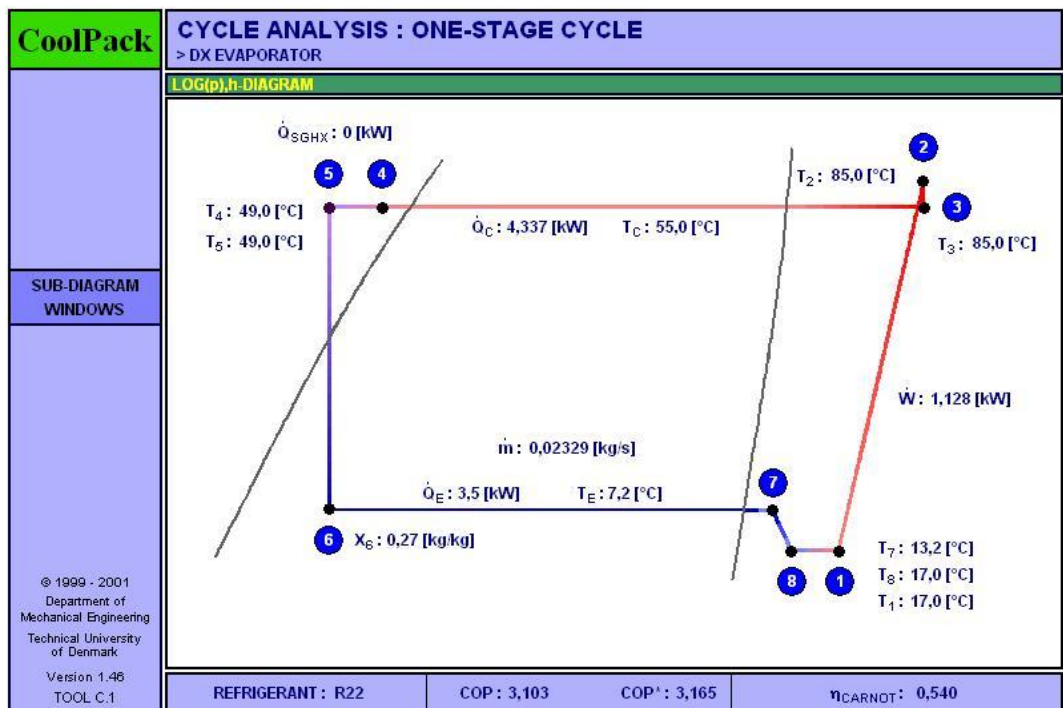


Tablo 18 - Test cihazı COP/EER değerleri

	Standart Soğutma	İstanbul Şartı	Erzurum Şartı	Antalya Şartı	Standart Isıtma
1.8mm	2,23	2,31	2,54	1,94	2,62
1.6mm	2,4	2,5	2,65	2,07	2,66
1.5mm	2,32	2,49	2,71	2,05	2,75

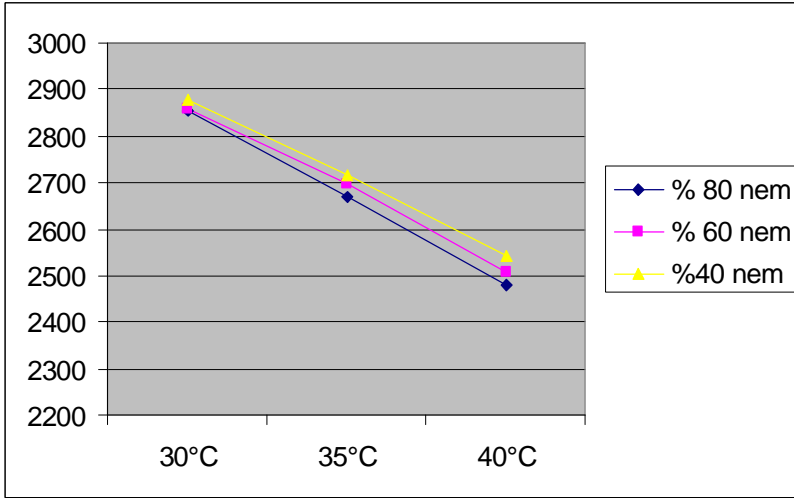
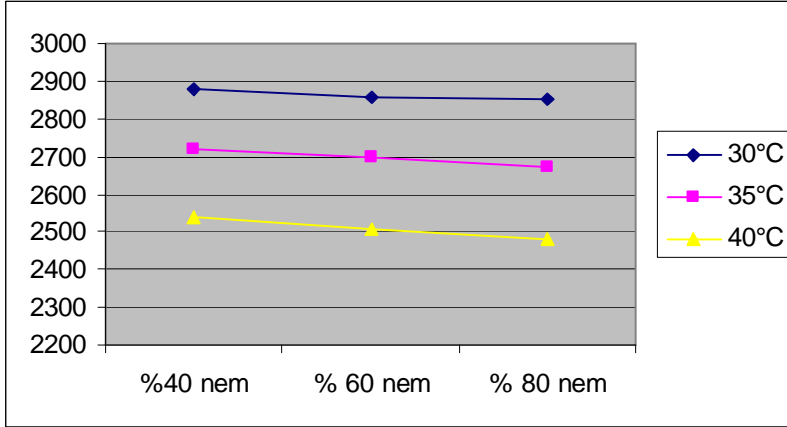


Tablo 19. Test cihazı 1.5 mm standart soğutma teorik verim hesabı



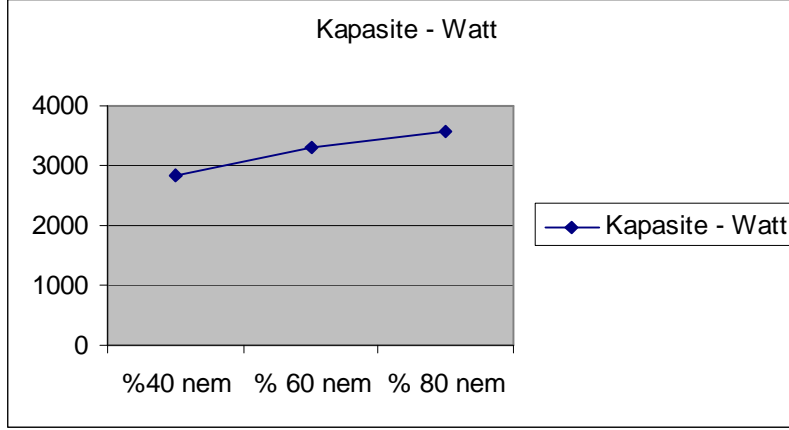
Tablo 20. Test cihazı 1.6 mm standart soğutma teorik verim hesabı

Tablo 23 – 1.5 mm. kanat aralığına sahip kondenserli cihazın farklı kuru termometre sıcaklıkları ve nem oranlarındaki kapasiteleri - watt



	%40 nem	% 60 nem	% 80 nem
30°C	2876	2857	2854
35°C	2717	2698	2669
40°C	2541	2508	2481

Tablo 24– İç ünite de 30 °C kuru termometre ve farklı nem değerleri, dış ünite de sabit soğutma testi değerleri altında test edilen ünitenin kapasiteleri- watt



Db	%40 nem	% 60 nem	% 80 nem
30°C	2828	3298	3583

BÖLÜM 4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Tüm test sonuçları incelendiği takdirde 1.5 mm fin aralığına sahip kondenserli test cihazının genel olarak diğer cihazlara göre daha iyi performans sergilemiş olduğu görülmektedir. Bu sebebi olarak kondanser yüzey alanı ile kondenser yüzeyi hava debisi oranının en yüksek olduğu test şartının bu kondanser üzerinde sağlandığı muhtemeldir. Kondenser üretiminde patlatmalı fin kanadına sahip ünitelerde kirlenme faktörü göz önüne alındığında bu fin aralığının altına düşmek üretim açısından uygun görülmemektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Ashrae Fundamentals 1993 “ heat transfer and fluid flow “
- [2] Alfa Laval’ AB, Isı El Kitabı, Çeviren: Gazimihal Y., Makina Mühendisleri Odası, Yayın No :74, 103-119.
- [3] Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, Genceli, O.F. İstanbul, 1-80
- [4] Heat Exchangers , Kakaç, S. CRC Pres
- [5] Heat exchanger design course, Kakaç, S. ,Presented at Faculty of Engineering, Kasetsart University, Bangkok-Thailand,
- [6] Capacity & Performance Testing of Packaged Air Conditioners, Ravindra. D, Ekim 1998
- [7] TS/EN 14511-3

ÖZGEÇMİŞ

Ender ERDOĞAN, 05.01.1981 de Erzurum' da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Sakarya'da tamamladı. 1999 yılında Sakarya Anadolu Lisesinden mezun oldu. 1999 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Makine bölümünü 2003 yılında bitirdi. 2003 – 2005 yılları arasında Askar Sanayi ve Tic. Ltd. Şti.nde mühendis olarak çalıştı. Şu anda Airfel A.Ş. split klima fabrikasında serpantin ve metal imalat şefi olarak görev yapmaktadır.