

Ev Tipi Buzdolabı Kondenserinin Kabindibi Performansının Sayısal Ara tırılması

Haluk Yılmaz

**YÜKSEK L SANS TEZ**

Makine Mühendisli i Anabilim Dalı

Ekim 2012

Numerical Investigation Of The Performance Of Condenser In Domestic Refrigerator

Haluk Yılmaz

**MASTER OF SCIENCE THESIS**

Department of Mechanical Engineering

October 2012

Ev Tipi Buzdolabı Kondenserinin Kabindibi Performansının Sayısal Ara tırılması

Haluk Yılmaz

Eski ehir Osmangazi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeli i Uyarınca  
Makine Mühendisli i Anabilim Dalı  
Enerji - Termodinamik Bilim Dalında  
YÜKSEK L SANS TEZ  
Olarak Hazırlanmı tır

Danı man: Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

Ekim 2012

## ONAY

Makine Mühendisli i Anabilim Dalı Yüksek Lisans ö rencisi Haluk Yılmaz'ın YÜKSEK L SANS tezi olarak hazırladı ı “Ev Tipi Buzdolabı Kondenserinin Kabindibi Performansının Sayısal Ara tırılması” ba lıklı bu çalı ma, jürimizce lisansüstü yönetmeli in ilgili maddeleri uyarınca de erlendirilerek kabul edilmi tir.

**Danı man** : Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

**kinci Danı man** : -

**Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:**

**Üye** : Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

**Üye** : Prof. Dr. Ö. Mete KOÇKAR

**Üye** : Prof. Dr. Haydar ARAS

**Üye** : Doç. Dr. Necati MAH R

**Üye** : Yrd. Doç. Dr. Hasan YAMIK

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmı tır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

## ÖZET

Bu tez çalışmasında, ticari bir ev tipi buzdolabı kondenserinin, ısıl performansı incelenmiştir. Çalışmanın temel amacı, buzdolabı kondenserinin, kullanıcı ortlarındaki performansının, sayısal modelleme ile gerçekleştirilmesidir. Sayısal çalışmada, hesaplamalı akı kanlar dinamiği (HAD) bilgisayar programı olan ANSYS 14 kullanılmıştır. Paket program yardımıyla, temel akı ve enerji denklemleri sürekli rejimde, 3 boyutlu ve türbülanslı olarak çözülmüştür. Modelde dairesel akı incelenmiş ve türbülans modeli olarak  $k-\nu$  seçilmiştir.

HAD modellemesi iki kademede çalışılmıştır. Öncelikli olarak fan hareketi ile kondenser üzerine gönderilecek döner akı profili bulunmuştur. Bu bulgu, gerçekleştirme için kritik bir dendir ta imaktadır. Her iki kademede de akı kan olarak hava kullanılırken, modellemede kullanılan sınır koşullu denerleri, üretici firmada yapılan deneysel veriler ile elde edilmiştir. Modellemenin her iki kademesinde de, fan koruması olarak görev yapan ve kondenser bölgesini kapatan, koruma kapak ısı hesaba katılmıştır. HAD modellemesinin ikinci kademesinde, kondensere havaya olan ısı transferi üzerinde durulmuştur. Bu kademede, yine kompresör de modele dahil edilip, kullanıcı ortlarının simüle edilmesine çalışılmıştır. Sayısal modelleme çalışmasında, toplam ısı transferi, sıcaklık da ılımları, hız ve basınç da ılımları ve akım çizgileri detaylı olarak incelenmiştir. Lave olarak kondenserdeki ısı transferi için teorik hesaplama yapılmış ve sayısal model sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, HAD çalışmasının, gerçek kullanıcı ortlarındaki kondenser performansını simüle etmesi sağlanabilmektedir. Gerçekleştirilen sayısal modelleme ile tropikal iklim ortları için kondenser alanında, kondenser üzerinden 190,9388 (W) ısının havaya transfer edildiği görülmüştür. Teorik hesaplama sonucu olarak da so utma çevriminin toplam ısı kazancı 198,318 (W) olarak hesaplanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Ev tipi buzdolabı, Kondenser, Hesaplamalı akı kanlar dinamiği (HAD), So utma

## SUMMARY

In this study, the thermal performance of a condenser of commercial household refrigerator was investigated. One of the main objectives of the study is to analyze the performance of the condenser via numerical solution under the operating conditions in service. ANSYS14 a finite element package program of computational fluid mechanics (CFD) was used for the numerical analysis. The fundamental fluid and energy equations were solved at the steady state, three-dimensional and turbulence conditions with the help of finite element package program. External flow was taken into consideration for the system with the  $k - \nu$  turbulence model. The CFD model was designed to comprise of in two stages. Rotational flow gradient directed to the condenser by the fan motion was determined at the beginning. This evaluation is a critical process in terms of the comparison with the experimental results. While air was used as the working fluid for both stages, boundary conditions in the numerical solution were obtained from the experiments conducted in the manufacturer factory. A protective lid covering the condenser surface and operating as a fan protector was taken into consideration for both stages of the numerical solution. Heat transfer from the condenser to air was examined in the second stage of the (CFD) solution. In this stage, the compressor was included in the model in order to get accurate simulation of the operation conditions in real life situation. In the numerical analysis, total amount of heat transfer, temperature, pressure and velocity gradients and streamlines were studied in detail. In addition the theoretical calculation was compared with the results obtained from the numerical solutions. As a result of the numerical studies, an operational simulation of the condenser performance in service conditions was made possible. Moreover, 190,9388 (W) heat transfer into the air from the condenser was seen in the condenser area via numerical model under tropical climate conditions. As a result of the theoretical calculation, it is found that the gain of refrigeration cycle is 198,318 (W).

**Keywords:** Household refrigerator, Condenser, Computational fluid dynamics (CFD), Cooling

## TE EKKÜR

Bu çalı mada, konunun seçiminden tamamlanmasına kadar her a amada, bilgi, dü ünçe ve yakın ilgileriyle beni yönlendiren ve bana yardımcı olan de erli hocam Sayın Prof. Dr. L. Berrin ERBAY'a te ekkürlerimi sunarım.

Bu çalı mayı 00865-STZ.2011-1 numaralı SANTEZ projesi kapsamında destekleyen Bilim, Teknoloji ve Sanayi Bakanlı ı ve Arçelik A. . yetkililerine te ekkürlerimi sunarım.

Arçelik A. ., Ar-Ge Yöneticisi Sayın Yüksel AT LLA, So utma Sistem Tasarımı Takım Lideri Sayın Veysi ERCAN, So utma Sistem Tasarımı Ar-Ge Mühendisleri çok de erli arkada larım, Tu ba SARIÇAY, Mert TOSUN ve yardımlarını eksik etmeyen de erli hocam Sayın Ö retim Görevlisi Dr. Nihal U URLUB LEK, sevgili arkada larım Bahadır DO AN ve Serhan AKYÜZ'e te ekkürlerimi sunarım.

Ayrıca deste ini ve bilgilerini eksik etmeyen de erli abim Turgay ERCAN ve manevi destekleri ile yanımda olan aileme te ekkür ederim.

Ekim 2012

Haluk YILMAZ

## Ç İ NDEK İLER D İ Z İ N

### Sayfa No

<b>ÖZET</b> .....	<b>v</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>vi</b>
<b>TE EK KÜR</b> .....	<b>vii</b>
<b>EK LLER L STES</b> .....	<b>xi</b>
<b>TABLolar L STES</b> .....	<b>xiv</b>
<b>S MGELER L STES</b> .....	<b>xv</b>
<b>1. G R</b> .....	<b>1</b>
<b>2. EV T P BUZDOLABI KONDENSERLER N N ISIL PERFORMANSININ NCELEMES</b> .....	<b>4</b>
2.1 Literatür Ara tırması .....	4
2.2 So utmanın Tarihi.....	7
2.3 So utma Çevrimi.....	9
2.3.1 Mekanik so utma çevrimi .....	9
2.3.2 Buzdolabı so utma sistemi.....	12
<b>3. SO UTMA S STEM ELEMANLARI</b> .....	<b>14</b>
3.1 Kompresör .....	15
3.1.1 Pozitif sıkı tırmalı kompresörler .....	17
3.1.1.1 Pistonlu kompresörler .....	17
3.1.1.2 Döner (scroll) tip kompresörler .....	17
3.1.1.3 Helisel tip (vidalı) kompresörler .....	18
3.1.2 Santrifüj kompresörler.....	19
3.2 Evaporatör .....	19
3.2.1 Hava so utucu evaporatörler.....	20
3.2.2 Sıvı so utucu evaporatörler.....	20
3.2.3 Katı so utucu evaporatörler .....	21
3.3 Kondenserler .....	21



## Ç NDEK LER D Z N (devam)

3.3.1 Su so utmalı kondenserler .....	22
3.3.2 Evaporatif kondenserler .....	23
3.3.3 Hava so utmalı kondenserler .....	24
3.3.3.1 Hava so utmalı kondenserlerin çe itleri .....	26
3.3.3.1.1 Statik hava so utmalı kondenserler ve özellikleri.....	27
3.3.3.1.2 Dinamik hava so utmalı kondenserler ve özellikleri .....	28
3.3.3.2 Ev tipi so utucularda kullanılan hava so utmalı kondenserler.....	30
3.3.3.2.1 Boru-tel tipi statik kondenserler .....	31
3.3.3.2.2 Boru-plaka tipi statik kondenserler .....	32
3.3.3.2.3 Boru-kanatçık tipi statik kondenserler .....	33
3.3.3.2.4 Boru-tel tipi dinamik kondenserler.....	33
3.3.3.3 Hava so utmalı kondenserlerin avantajları ve uygulama alanları.....	34
3.3.3.4 Kondenser kapasitesine ortam sıcaklı ının ve basıncının etkisi .....	35
3.4 Genle me Valfleri .....	36
3.4.1 Otomatik genle me valfleri .....	37
3.4.2 Termostatik genle me valfleri .....	37
3.5 Kılcal (Kapileri) Boru .....	38
3.6 So utucu Akı kanlar .....	40
3.7 Termostat.....	41
3.8 Kurutucu ve Süzgeç .....	42
<b>4. METARYAL VE YÖNTEM .....</b>	<b>43</b>
4.1 HAD Süreci .....	43
4.2 Akı ve Isı Transferi için Korunum Denklemleri .....	44
4.3 Türbülans Modellemesi.....	45
4.3.1 Ortalaması alınımı Navier-Stokes denklemleri.....	46
4.3.2 Eddy viskozite modeli .....	47
4.3.3 Reynolds gerilme modelleri .....	47
4.3.4 Standart k- türbülans modeli.....	48
4.3.5 Realizable k- (RKE) modeli.....	49
4.3.6 yile tirilmi duvar yakla ımı (enhanced wall treatment option (GUI)).....	50
4.4 Çözücü Seçenekleri .....	50
4.4.1 Ayrılmalı çözüm yöntemi ( segregated solver ) .....	50

## Ç NDEK LER D Z N (devam)

4.5 Çözüm Metodu .....	51
4.5.1 Çözücü algoritma .....	51
4.5.2 Enterpolasyon yönteminin belirlenmesi .....	52
4.5.3 Sayısal denklem çözüm yaklaşımları .....	54
4.6 Çözücü İlk Değerinin Atanması .....	54
<b>5. BUZDOLABI KABINDIĞININ MODELLENMESİ .....</b>	<b>55</b>
5.1 Problemin Tanımı .....	55
5.2 Geometri ve Sınır Değerleri .....	56
5.2.1 Kabindibi giri geometrisi ve uygulanan sınır değerleri .....	56
5.2.2 Kabindibi çıkı geometrisi ve uygulanan sınır değerleri .....	57
5.3 A Yapısı .....	60
5.3.1 Kabindibi giri hacmine uygulanan a yapısı .....	60
5.3.2 Kabindibi çıkı hacmine uygulanan a yapısı .....	62
<b>6. SAYISAL DOĞRULAMA ÇALIŞMASI .....</b>	<b>64</b>
<b>7. BULGULAR VE TARTIŞMA .....</b>	<b>67</b>
7.1 Kondenser Analizi .....	73
<b>8. SONUÇLAR .....</b>	<b>85</b>
<b>KAYNAKLAR .....</b>	<b>87</b>

**EK-1** Soğutucu Akıkan R-600 Basınç – Entalpi Diyagramı

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 2.1 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi.....	10
Şekil 2.2. İdeal ve gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin P-h diyagramları .....	11
Şekil 2.3 Buzdolabı soğutma çevrimi şematik gösterimi.....	13
Şekil 2.4 Buzdolabı soğutma çevrimi .....	13
Şekil 3.1 Mekanik soğutma sistemi elemanları .....	14
Şekil 3.2 Pistonlu kompresörler .....	17
Şekil 3.3 Döner (Scroll) Tip Kompresör.....	18
Şekil 3.4 Helisel Tip Kompresörler ve çalışma prensibi .....	18
Şekil 3.5 Santrifüj Kompresör .....	19
Şekil 3.6 Hava soğutucu evaporatör .....	20
Şekil 3.7 Sıvı soğutucu evaporatör .....	21
Şekil 3.8 Su soğutmalı kondenser uygulamaları .....	22
Şekil 3.9 Evaporatif kondenser çalışma prensibi .....	23
Şekil 3.10 Evaporatif kondenser .....	24
Şekil 3.11 Hava soğutmalı kondenserler.....	25
Şekil 3.12 Kondenserdeki ısı transferinin şematik gösterimi .....	25
Şekil 3.13 Ev tipi buzdolabı uygulamalarında kullanılan statik tip dikey ve sarmal hava soğutmalı kondenser .....	27
Şekil 3.14 Dinamik tip hava soğutmalı kondenser .....	28
Şekil 3.15 Kompresör ile birlikte gruplanmış fanlı hava soğutmalı dinamik kondenser .....	29
Şekil 3.16 Büyük ısı yüklerini karşılamak üzere üretilmiş hava soğutmalı kondenser uygulamaları .....	30
Şekil 3.17 Boru-tel tipi statik kondenser.....	31
Şekil 3.18 Boru-plaka tipi statik kondenser uygulamaları.....	32
Şekil 3.19 Boru-kanatçık tipi statik kondenser ve absorpsiyonlu soğutma çevrimi .....	33
Şekil 3.20 Farklı şekillerde boru-tel tipi dinamik kondenserler.....	34

## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil 3.21 Farklı yönde akışkan hareketi sağlayan hava soğutmalı kondenser uygulamaları.....	35
Şekil 3.22 Otomobil kondenseri, davlumbaz ve fan grubu.....	35
Şekil 3.23 Yeterli hava debisini sağlamak amacıyla tertiplenmiş kondenser uygulaması.....	36
Şekil 3.24 Farklı tipte genleşme valfleri .....	37
Şekil 3.25 Otomatik genleşme valfi.....	37
Şekil 3.26 Termostatik genleşme valfi.....	38
Şekil 3.27 Kılcal boru .....	39
Şekil 3.28 Emiş hattı ve kılcal boru .....	40
Şekil 3.29 Kurutucu ve süzgeç.....	42
Şekil 4.1 Problem çözümünde incelenen yol haritası .....	44
Şekil 4.2 Türbülanslı akış hareketi.....	46
Şekil 4.3 Fluent çözücü seçenekleri.....	51
Şekil 4.4 Hücre ve düğüm noktası .....	53
Şekil 5.1 Referans ürünün kabindibi sayısal modeli.....	55
Şekil 5.2 İki parçalı sayısal model (a. Kabindibi giriş hacmi, b. Kabindibi çıkış hacmi) .....	56
Şekil 5.3 Fan hareketinin incelenmesi için hazırlanan modele ait sınır şartları.....	57
Şekil 5.4 Kondenser ısı transferinin incelenmesi için hazırlanan modele ait şartları ....	58
Şekil 5.5 İdeal buhar sıkıştırımlı çevrim, p- h ve t- s diyagramlarında gösterimi.....	59
Şekil 5.6 Kabindibi giriş ağ yapısı .....	60
Şekil 5.7 Kabindibi çıkış hacminde ağ yapısı .....	62
Şekil 5.8 Geometrilerin ortak kullanılan giriş-çıkış kesitleri.....	63
Şekil 6.1. İki bölmeli buzdolabı sistemi.....	64
Şekil 6.2 Soğutucu akışkana geçen toplam ısı .....	66
Şekil 7.1 (a. Yoğunlaştırılmış) Kabindibi giriş hacminde oluşan akım çizgileri (b. Seyreltilmiş ve detay) Kabindibi giriş hacminde oluşan akım çizgileri.....	67
Şekil 7.2 Kabindibi giriş hacminde hız vektörleri (a. yoğunlaştırılmış, b. seyreltilmiş, c. çıkış kesiti detay, d. giriş kesiti detay) .....	69
Şekil 7.3 Fan kesitinde basınç profili ve kabindibi giriş hacmi çıkışında vektörel hava hareketi.....	71

## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil 7.4	Fan üzerinden alınan (a)ön ve (b) arka, kesitte basınç dağılımı .....	72
Şekil 7.5	Kabindibi çıkış hacminde oluşan akım çizgileri (a. yoğunlaştırılmış, b. seyreltilmiş ve detay, c. seyreltilmiş arkadan görünüş).....	73
Şekil 7.6	Kabindibi çıkış hacminde hız vektörleri (a. yoğunlaştırılmış, b. kondenser detay, c. çıkış kesiti) .....	75
Şekil 7.7	(a,b) Çıkış hacminde sıcaklık dağılımları ve giriş kesitindeki vektörel hız dağılımı .....	77
Şekil 7.8	(a,b) Kondenser üzerinden alınan kesitlerdeki sıcaklık dağılımları.....	79
Şekil 7.9	(a,b) Kabindibi giriş hacminden alınan kesitlerdeki (a) hız ve (b) basınç dağılımları .....	80
Şekil 7.10	Kabindibi giriş hacminden alınan kesitlerdeki ortalama hız ve basınç dağılımları.....	81
Şekil 7.11	(a,b,c) Kabindibi çıkış hacminden alınan kesitlerdeki (a) basınç, (b) hız, ve (c) sıcaklık dağılımları .....	82
Şekil 7.12	(a,b) Kabindibi çıkış hacminden alınan kesitlerdeki ortalama (a) hız, (a) basınç ve (b) sıcaklık dağılımları.....	83

**TABLolar DİZİNİ****Sayfa**

<b>Tablo 4.1</b> Havanın Termofiziksel Özellikleri.....	45
<b>Tablo 4.2</b> Standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli sabitleri.....	49
<b>Tablo 5.1</b> 22 parçaya bölünmüş kondenser yüzey sıcaklıkları .....	59
<b>Tablo 5.2</b> Kabindibi giriş hacminde oluşturulan farklı ağ yapıları.....	61
<b>Tablo 6.1</b> Kompresör giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan termofiziksel özellikleri .....	65

## SİMGELER DİZİNİ

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$COP$	Performans katsayısı
$C_p$	Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi
$C_{1\varepsilon}$	Standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli sabiti
$C_{2\varepsilon}$	Standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli sabiti
$C_\mu$	Standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli sabiti
$F$	Kaldırma kuvveti (N)
$L_t$	Türbülans uzunluk ölçüsü (m)
$P$	Basınç (Pa)
$P_k$	Türbülans üretimi
$P^*$	Tahmini basınç değeri (Pa)
$P_{bas}$	Basma hattı basıncı (Pa)
$P_{em}$	Emiş hattı basıncı (Pa)
$\dot{Q}$	Kütleli debi ( $m^3/s$ )
$\dot{Q}_{akış}$	Akışkana geçen ısı miktarı (W)
$\dot{Q}_{dondurucu}$	Dondurucu bölmeden çekilen ısı (W)
$\dot{Q}_{tazegıda}$	Taze gıda bölmesinden çekilen ısı (W)
$\dot{Q}_{soğutucu}$	Soğutucudan çekilen ısı (W)
$\dot{Q}_{kond}$	Kondenserden atılan ısı (W)
$\dot{Q}_{evap}$	Evaporatörden çekilen ısı (W)
$R$	Artık değer
$Re$	Reynolds sayısı
$R_s$	Sıkıştırma oranı

### SİMGELER DİZİNİ (devam)

$S_\phi$	$\phi$ özelliğinin kaynağı
$T$	Sıcaklık (K)
$T_f$	Film sıcaklığı (K)
$\bar{U}$	Ortalama hız (m/s)
$\dot{W}_{komp}$	Kompresör işi (W)
$V_{sil}$	Kompresör silindir hacmi (m <sup>3</sup> )
$f$	Frekans (Hz)
$h$	Entalpi (kJ/kg)
$h_{evap,cık}$	Evaporatör çıkışındaki entalpi (kJ/kg)
$h_{evap,gir}$	Evaporatör girişindeki entalpi (kJ/kg)
$h_{komp,cık}$	Kompresör çıkışındaki entalpi (kJ/kg)
$h_{komp,gir}$	Kompresör girişindeki entalpi (kJ/kg)
$k$	Türbülans kinetik enerjisi, Isı iletim katsayısı (J, W/mK)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
$\dot{m}_{ger}$	Gerçek kütleli debi (kg/s)
$\dot{m}_{teo}$	Teorik kütleli debi (kg/s)
$s$	Entropi (kJ/kgK)
$t$	Zaman (s)
$u$	Havanın x yönündeki hız bileşeni
$u^*$	Tahmini x yönündeki hız bileşeni
$\bar{u}_i$	Ortalama hız x bileşeni
$u'_i$	Ortalama hızdan sapmanın x bileşeni
$\bar{u}_j$	Ortalama hız y bileşeni
$u'_j$	Ortalama hızdan sapmanın y bileşeni
$w$	Havanın z yönündeki hız bileşeni
$w^*$	Tahmini z yönündeki hız bileşeni
x, y, z	Kartezyen koordinat sistemi
$v$	Havanın y yönündeki hız bileşeni



## SİMGELER DİZİNİ (devam)

$v^*$	Tahmini y yönündeki hız bileşeni
$\nu$	Kinematik viskozite ( $m^2/s$ )
$\Delta t$	Zaman farkı (s)
$\rho$	Yoğunluk ( $kg/m^3$ )
$\rho_{komp,gir}$	Kompresör girişindeki yoğunluk ( $kg/m^3$ )
$\eta$	Mekanik verim
$\eta_v$	Hacimsel verim
$\varepsilon$	Türbülans kinetik enerjisi yayılımı
$\mu$	Dinamik Viskozite (Pa.s)
$\mu_{eff}$	Efektif viskozite (Pa.s)
$\mu_t$	Türbülans viskozitesi (Pa.s)
$\delta_{ij}$	Kroneker delta sensörü
$\Phi$	Viskoz kayıp fonksiyonu
$\phi$	Hücre değeri
$\phi_f$	Hücre yüzey değeri
$\nabla$	Laplasyen operatörü
$\Gamma_\phi$	Difüzyon katsayısı
$\sigma_k$	Standart $k - \varepsilon$ model sabiti
$\sigma_\varepsilon$	Standart $k - \varepsilon$ model sabiti
$\tau_{ij}$	Viskoz gerilme tensörü

## 1.G R

Kaynakların verimli ve akılcı kullanımının, bazı bilim dallarına konu olduğu günümüzde, sanayinin, ulaştırmanın ve toplumsal yaşamımızın vazgeçilmez gücü olan enerjinin önemi, her geçen gün artmaktadır. Enerji verimi amacıyla hazırlanan bu yüksek lisans çalışmasında, ev tipi ticari bir marka buzdolabı kondenserinin ısı-hidrolik performansı incelenmiştir.

Kondenserler enerji sektöründe çok yaygın olarak kullanılan ısı deşiricilerindedir. Isı deşiricilerinde ısı transferinin artırılması, enerji tasarrufu ve enerjinin verimli ve etkin kullanımını anlamına gelmektedir. [1]

Evde tüketilen enerjinin önemli bir bölümü, ısınma, aydınlatma ve günlük faaliyetler için gerekli olan elektrikli cihazların çalıştırılması amacıyla kullanılmaktadır. İklimlendirme makinelerinden en yaygın kullanıma sahip olan buzdolapları, soğutucu makinelerin evlerde kullanılan tipidir ve evde harcanan toplam enerjinin %15 buzdolabı tarafından tüketilmektedir. [1]

Buzdolaplarında kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde düşük sıcaklıktaki ortamdan ısı çekilir. Bu çevrimi sağlayan mekanik soğutma sisteminde dört ana bileşen vardır; kompresör, kondenser, genleşme vanası (ya da kılcal boru) ve evaporatör. Çevrimde kullanılan soğutucu akışkan, çevrim boyunca hal değişimiyle düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı alıp yüksek sıcaklıktaki ortama aktarır ve böylece bulunduğu ortamın soğutulmasını sağlar. Bu işlemler soğutucu akışkanlar yardımıyla ve dışarıdan enerji harcanarak yapılır.

Sistem elemanlarının her biri için ayrı ayrı performans değerlendirilmesi yapılabilir. Ancak kondenser, dış ortam sıcaklıklarından en çok etkilenen sistem elemanı olup, sistem performansı için büyük önem taşımaktadır. Buzdolabı ortamından çekilen ısı ve kompresördeki sıkıştırma süreci sonucu oluşan ısının, kondensere atıldığı düşünüldüğünde çevrim performansına kondenser etkisi anlaşılmaktadır.

Kondenserin soğutma performansına olan direkt etkisi şu şekilde de özetlenebilir. Kondenser üzerinden atılan ısı miktarının artması beraberinde soğutucu akışkanındaki akış hızını da arttıracaktır. Evaporasyon sıcaklığı düşecek, evaporatöre giren akışkan kuruluk derecesi sıfıra yaklaşarak, daha verimli soğutma sağlanacaktır. Ayrıca evaporatör giriş

kompresör giri i entalpi farkı artaca ından daha dü ük kondansasyon basıncında dolabı so utmak mümkün olacaktır. Bu durumda kompresörün, so utucu akı kanı, kondansasyon basıncına çıkarmak için kullandı ı elektrik enerjisi azalarak, daha dü ük enerji tüketimi yakalanması mümkün olacaktır.

So utma sisteminde, kondenser ısıl-hidrolik performansının incelenmesi, daha önce literatürde çalı ılmı tır. Bu çalı malardan farklı olarak, yalnızca kondenser de il, buzdolabı kabindibi bölgesi tamamen modellenmi tir. Fan hareketi sonucu olu turulan döner akı lı hava ile kondenser so utulmu ve kabindibi koruma kapa ı ihmal edilmemi tir. Buzdolabı so utma çevriminin, kondenser performansına en çok ihtiyaç duydu u tropikal iklim ku a ı modellemede dikkate alınırken, deneysel verilerden elde edilen bulgular, model hazırlanması sırasında entegre edilmi tir. Bu çalı malar a a ıdaki bölümler halinde ele alınmı tır;

1. Mevcut bir ticari marka ev tipi buzdolabına ait, boru-tel tipi dinamik kondenser fanı modellenmi tir.
2. Dönme hareketi, fan kanatlarının tasarımı neticesinde pozitif ve negatif basınç alanları olu turmu tur. Böylece akı kana hareket kazandırarak, kondensere hava üflemetedir.
3. Fan, kabindibi koruma kapa ından emdi i havayı, 90° çevirerek, kondenser üzerine yönlendirmektedir. Aynı zamanda yönlenen hava döner akı profilindedir. Bu profil, çalı manın bir sonraki bölümüne aktarılmı tır.
4. Kabindibi kondenser ve kompresör bölgesi, deneysel veriler dikkate alınarak modellenmi tir.
5. Kondenser üzerine, daha önce elde edilen akı profili üflenmi ve kondenserin ısıl-hidrolik performansı incelenmi tir.
6. Akı profili sonucu, kondenser hacminin orta bölgesinde meydana gelen ısı transferinin dü ük oldu u görülmü tür.
7. kinci bölümde hazırlanan modele ait çıkı kesitinde, kabindibini terk eden akı kanın sıcaklı ı incelenmi tir. Özellikle kompresör arkasında kalan bölge ve kondenser üst bölgesinde akı kan sıcaklı ı daha yüksek çıkmaktadır.
8. Kompresör üzerinden geçen akı kanın, kompresöre so utma etkisi yaptı ı anla ılmı tır.
9. Kondenserden, 43°C ortamda, %100 çalı ma artlarında, akı kana olan ısı transferi, HAD sonucuna göre, 190,9388(W) olarak hesaplanmı tır.

10. Referans alınan ev tipi buzdolabının, HAD hesaplaması yapılan iklim artlarında, ısı kazancı ve kompresörün so utucu akı kana kazandırdı ı ısı miktarı analitik olarak hesaplanmı tır.
11. Sayısal çözümlleme ile analitik hesaplama kar ıla tırılmı ve sonuçların tutarlı oldu u görülmü tür. Bu durum daha sonraki çalı malar için alt yapı olu turmu tur. Böylelikle alternatif kondenser tasarımı çalı malarının, bu sayısal model kullanılarak sürdürülebilece i öngörölmü tür. Ayrıca mevcut kondenser için ucuzlatma yapılabilece i önerisi getirilmı tır.

1. bölümde çalı ma hakkında genel bilgi verilmi tır. 2. bölümde, literatürdeki konu ile ilgili kaynaklar taranmı ve buzdolabı so utma sistemi incelenmi tır. 3. bölümde so utma sistemi elemanları üzerinde durulmu tur. 4. Bölümde çalı manın HAD süreci ve seçenekleri de erlendirilirken, 5. bölümde buzdolabı kabindibinin modellenmesi anlatılmı tır. 6. bölümde kondenser ısı transferi teorik olarak incelenmi tır. 7. bölümde sayısal analiz sonucu de erlendirilmı tır ve 8. bölümde bulunan sonuçlar irdelenmi tır.

## 2. EV TİPİ BUZDOLAPLI KONDENSERLERİN İSİL PERFORMANSININ İNCELENMESİ

Bu bölümde, ev tipi buzdolaplarında kullanılan kondenser çalımları için literatür incelenmiştir. Ayrıca, buzdolaplı soğutma çevrimi açıklanmıştır.

### 2.1 Literatür Araştırması

Joaquim M. Gonçalves ve arkadaşları (2007) yılında yaptıkları çalışmada, evlerde kullanılan buhar soğutmalı soğutma sistemlerinin sürekli rejim şartlarında simülasyonunu yapmak için yarı ampirik bir model oluşturmuştur. Yaptıkları sayısal çözümlerinde, elde ettikleri sonuçları deneysel sonuçlarla kıyaslamaları ve hata oranını  $\pm 10\%$  bandında tespit etmişlerdir. Bunun yanında sıcaklık ve basınç ölçümünü, çevrim üzerinde sistem performansına etki etmeden 7 farklı noktadan alarak 160 adet deneysel veri elde etmişler ve buldukları modelin diğer soğutma sistemlerine de uygun olduğunu öne sürmüşlerdir. [2]

Chi-Chuan Wang ve arkadaşları (2010) yılında, ısı deşiricilerindeki boru çaplarını, kanat kalınlıklarını ve kanatlardaki tabaka sayısını 1 ile 16 arasında deşirerek ısı transfer katsayısı ve akış tipini inceleyerek bir çalışmaya ortaya koymuşlardır. Elde ettikleri sonuçlarda tabaka sayısının artması 1 ve 2 tabaka sayısı için çok fazla etkili olmasa da, yüksek tabaka sayılarında ısı transferinde %85 oranında düşüş meydana getirdiği görülmüştür. Kanat kalınlıklarının artması ise daha iyi sonuç ortaya çıkarmış, sürtünme ve ısı transfer performansını iyi yönde etkilemiştir. [3]

G. Lozza ve U. Merlo (2000) yılında yaptıkları bir çalışmada, hava soğutmalı kondenserlerde ve sıvı soğutucularda farklı kanat yüzey morfolojileri kullanarak ısı transfer performansını incelemiştir. Bu çalışmaları 16 farklı kanat geometrisi modelleyip deneysel olarak ısı transferini incelemiştir. Elde ettikleri sonuçlarda hem ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşünü hesaba katarak hava soğutmalı kondenserler için optimum kanat geometrisi panjurlu kanat olduğunu öne sürmüşlerdir. [4]

B. Youn ve N. H. Kim (2005) yılında yaptıkları bir çalışmada, farklı kanat geometrileri için (sinüzoidal ve zikzak) ısı deşiricilerinde ısı transfer ve sürtünme katsayısını deneysel olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, kanat kalınlıkları 1,5 ve 2mm, kanatlar arasındaki boşlukları 1,3 ve 1,5mm olacak şekilde dizaynı yapılarak sütun sayıları 1-

3 arası olan 29 farklı model kullanılmı lardır. Elde ettikleri sonuçlarda ise, sinüzoidal kanat geometrisine sahip ısı de i tircilerinin ısı transfer ve sürtünme katsayılarının di erine oranla daha yüksek çıktı ı görülmü tür. Sinüzoidal geometride sütün sayısının ısı transferi üzerindeki etkisinin önemsenmeyecek kadar dü ük düzeyde oldu u, tam geli mi akı bölgesinde daha performanslı ısı transferinin elde edildi i ve kanatlar arası mesafenin ısı transferi üzerinde çok fazla etkili olmadı ı sonucuna varılmı tır. [5]

P.K. Bansal ve T.C. Chin (2001) yılında ortaya koydu u çalı malarında, evlerde kullanılan buhar sıkı tırmalı so utuculardaki kondenser üzerindeki ısı transferini, basınç dü ü ünü ve so utma kapasitesini farklı çalı ma artlarında deneysel ve sonlu elemanlar yöntemiyle sayısal olarak modelleyerek incelemi ler ve elde ettikleri sonuçları kıyaslamı lardır. Elde ettikleri sonuçlarda, sayısal de erler ile deneysel sonuçlar arasında %10 civarında bir uyumsuzluk ortaya çıktı nı gözlemleni lerdir. Bu durumun sebebini ise sayısal çalı mada kullanılan modelde kondenserden so utma bölümüne do ru olan ısı infiltrasyonunun modellenmedi inden ve homojen varsayımlardan meydana geldi ini öne sürmü lerdir. [6]

Tae-Hee Lee ve arkada ları (1999) yılında yaptı ı deneysel çalı malarında, dinamik boru-tel tipi tek tabakalı ısı de i tircilerinde ısı transfer katsayısının sayısal de erlerde kar ıla tırmasını yaparak analitik bir ba ıntı elde etmeye çalı mı lardır. Elde ettikleri deneysel veriler ile Zhukauskas korelasyonunu hesaplamı lardır. Buldu u de erler ile sayısal olarak hesaplanan sonuçların kıyaslanması yapılmı tır. Elde ettikleri sonuçlarda, güncel sayısal de erler ile yapılan performans testleri arasındaki ortalama uyumsuzluk %24,7 iken bu çalı madaki verilerden elde edilen do rulama faktörü kullanılarak Zhukauskas modeli ile %3,7 olarak elde edilmi tir. [7]

Y. Chokeman ve S. Wongwises (2004) yılındaki çalı malarında, ısı de i tirci üzerindeki kanat geometrisinin ısı transfer katsayısı ve sürtünme üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla rüzgar tüneline hava ve sıcak su kullanarak deneysel bir çalı ma ortaya koymu lardır. Yaptıkları çalı mada zikzak yüzeylere sahip bakır ve alüminyum kanatlar kullanarak, kö elerdeki geometrik ekillerinde sürtünme üzerindeki etkisini incelemi lerdir. Sonuç olarak zikzak yüzeylere sahip kanatların ısı transfer katsayısı üzerinde önemli bir etkisinin oldu unu, kanatların kö e geometrilerinin ise sürtünme üzerinde dikkate de er bir etki göstermedi i sonucuna varmı lardır. [8]

R. Bassiouny (2008) yılındaki çalı masında, ev tipi buzdolaplarında kullanılan yo u turucular ile duvar arasındaki mesafenin ortama verilen ısı miktarı üzerindeki etkilerini sayısal olarak ve sonlu elemanlar yöntemiyle analiz ederek incelemi tir. Elde etti i sonuçlarda yo u turucu ile duvar arasındaki mesafenin 200mm'den daha fazla olması gerekti ini öne sürmü tür. Bunun yanında yo u turucu ile duvar arasındaki bo lu un az miktarda bile olsa azalması ve oda sıcaklı ındaki küçük miktardaki artı ın, dı ortama atılan ısı miktarını önemli ölçüde azaltarak sistemin so utma performansını önemli ölçüde azalttı ını tespit etmi tir. [9]

C. Melo ve arkadaş ları (2007) yılında yaptıkları bir çalı mada, statik boru-tel tipi kondenserlerde dı yüzey ile ortamdaki hava arasındaki do al ta nım ısı transfer katsayısını hesaplamak için boyutsuz bir korelasyon katsayısı elde etmeye çalı mı lardır. Deneysel alı malar kondenserlerin yüzeylerinin ortamdaki dı yüzeylere göre hareketine imkan sa layacak ekilde tasarlanan kontrollü bir odada yapılmı tir. Boru çapları 4,8 den 6,2mm'ye, sütün sayısı 13'ten 25'e ve 10 ile 90 arasında tel çifti kullanılmak suretiyle 24 farklı kondenser tipi üzerinde 72 adet deney yapılmı lardır. Deneyler, kondenser ile ortamdaki hava arasındaki ortalama sıcaklık farkını 3,6 ile 36,1°C arasında alarak gerçekleştirilmi , ve elde edilen sonuçlarda ısı transferi verilerinin %90'ını tahmin eden ve maksimum %10 hata ile çalı an bir boyutsuz korelasyon elde edilmi tir. [10]

A. Ameen ve arkadaş ları (2005) yılında yaptıkları bir çalı mada, statik boru-tel tipi kondenser kullanılan yeniden uyarlanarak iyile tirilmi ev tipi buzdolaplarındaki so utma performansını deneysel ve sayısal olarak incelemi lerdir. Deneyler R-134a tipi so utma sıvısı kullanılarak kontrollü bir iklimlendirme odasında farklı sıcaklık artlarında ve debilerde yapılarak so utucu akı kanın faz de i tirdi i noktalar tespit edilmeye çalı lmı tir. Dolayısıyla kondenserlerin farklı çalı ma artlarında boru uzunluklarının yeterli olup olmadı ı incelenmi tir. Deneysel ve sayısal bulgular kıyaslandı ında ise, hem faz de i tirme noktaları hem de sıcaklık da ılımı, en fazla  $\pm\%10$  mertebesinde bir uyumsuzluk ortaya çıkmı tir. [11]

Ev tipi buzdolaplarında kullanılan boru-plaka tipi statik kondenserlerde bir matematiksel model, J.K. Gupta ve M. Ram Gopal tarafından 2006 yılında önerilmi tir. Bu modelde sıcak duvar kondenserdeki boru belirli sayıda elemanları bölünmü ve her elemanın üzerinde alüminyum bant ve ince metal levha olacak ekilde modellenmi tir. Öne sürülen modelde, iç kısımdaki ısı transfer katsayısındaki ve basınç dü ü lerindeki de i im sıcaklık, akı kanın fazı, akı tipi ve boruların dizilimine ba lı olarak hesaplanmı tir. Bunun yanı sıra ortam sıcaklı ındaki de i imin do al ta nım katsayısındaki etkileri de ihmal edilmemi tir.

Sonuç olarak oluşturulan matematiksel modelin, sıcak duvar kondenserlerde büyük bir doğrulukta kullanılabilir olduğu ve mükemmel bir uyum gösterdiği öne sürülmüştür. [12]

Çoklu sarmal (dinamik boru-tel tipi / coil) kondenserlerde, ısı transfer yüzey alanını yükseltmeden, ısı transfer performansını artırmak için, sarmal kondenserlerin farklı dizilimleri incelenmiştir. Kondenserlerin açılma diziliminin değerlendirilerek T. S. Lee ve arkadaşları tarafından (2009) yapılan sayısal bir çalışmada, hava akımını %7,85 ve ısı transfer katsayısında ise %5,29 oranında bir artış elde etmeyi başarmışlardır. [13]

## 2.2 Soğutmanın Tarihi

Bir maddenin veya bir ortamın sıcaklığını, onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısısının alınması işlemi “soğutma” olarak isimlendirilir. En basit ve eski soğutma tekniği, soğuk bölgelerde iklim şartlarının meydana getirdiği buzları muhafaza edip, sıcak veya ısıtılması istenen yerlere koyarak soğutma sağlanmasıdır. Kışın meydana gelen kar ve buz korunarak, sıcak dönemlerde soğutma amaçları için kullanılması usulünün, M.Ö. 1000 yıllarından beri uygulanmakta olduğu bilinmektedir. Bu uygulama, günümüzde bazı yörelerde halen geçerli ve kullanılan bir soğutma tekniğidir.

İnsanlık tarihi boyunca soğukun, buzun ve karın, önemli etkileri biliniyordu. İnsanların yaşamalarını devam ettirmek ve içeceklerini soğutmak için bu doğal soğutma imkanlarını kullanmasına ait bilgilere, Çin tarihinin başlarından önce rastlanmaktadır. Çinliler donmuş göllerin buzlarını kırarak yazın kullanmak üzere, geniş kuyulara atıp sıkı tırmıklar ya da saman veya kurutulmuş ot yığınları içinde saklamışlardır. Romalılar ve Yunanlılar, büyük küpleri su doldurarak toprağa gömmüşler, gece soğuyan toprak yüzeyi küpleri soğutmuş, gündüzleri ise, soğuyan küplerden soğuk su ihtiyaçlarını karşılamışlardır. İlk Mısırlılar, buharla manın soğutmada etkisinin olabileceğini keşfetmişler ve rüzgârlı havalarda, içeceklerini, saklama kaplarının üzerini ıslatarak dışarıda bekletmişlerdir. Ayrıca Mısırlılar, geceleri açık gökyüzünü görecektarızda yerleştirilen toprak kap içindeki sıvıların soğuduğunu tespit etmişlerdir. Bu soğutma tekniği, gökyüzünün karanlıktaki sıcaklığını mutlak sıfır (-273°C) seviyesinde olmasından ve ışıma (radyasyon) yolu ile ısının gökyüzüne iletilmesinden yararlanılarak gerçekleştirilmektedir.

Ticari maksatla ilk büyük buz satışı, 1806 yılında Frederic Tudor tarafından Antil Adaları'na 130 tonluk bir buz kütesinin götürülmesi ile başlamıştır. Daha sonra Tudor



depolamanın önemini anlamı ve çözüm arayarak buz ticaretine devam etmi tir. 1850 yıllarında senede 150.000 tona ula an bir buz ticareti hacmi geli tirmi tir. 1864 de ise buz sattı ı ülkeler arasında Antiller, ran, Hindistan, Güney Amerika ülkeleri bulunuyor ve gemilerinin u radı ı limanlarının sayısı 53'ü buluyordu.

Buz ile so utma eklinden 1880'lere kadar geni ölçüde yararlanılmı tir. 1775 yılında Glasgow Üniversitesi profesörü Willam Cullen eline eter sürdü ünde elinin serinledi ini görerek çalı malara ba lamı ve ilk mekanik so utmanın temelini atmı tir. Willam Cullen bu tesadüfe dayanarak 1775 yılında bu so utma prensibine dayanarak buz yapma makinası üretmi tir. Cullen ile birlikte birçok bilim adamı da bu prensip ile buz makinaları yapmı ancak, ürünlerinin pahalı ve büyük olu u buz makinalarının sanayiye girememesine sebep olmu tur. Mekanik so utma ile ilgili bilinen ilk patent 1790 yılında ngiliz Thomas Harris ile John Long'a aittir. 1810 yılında J. Leslie suyun buharla masını sülfürik asit anhidriti kullanarak kolayla tırmı tir. 1834 yılında da Jacob Perkins eter ile çalı an pistonlu bir so utma makinesinin patentini alırken bu makine, bir emme basma tulumbaya benzemektedir. Perkins Londra'da pratik buz yapma makinası geli tirmi tir. Otuz yıl bu prensiple çalı an buz makinaları kullanıma sunulmu tur. Bir tıp doktoru olan John Gorrie (1803–1855) ilk defa, ticari amaç ile çalı an pistonlu bir so utma makinesi yapmı tir (1844-Apalachicola, Florida, ABD).

Uygulama alanında ilk defa 1860 yılında Dr. James Harrison (Avustralya) içecek üretim i lemi sırasında ürünü so utmak amacıyla mekanik so utma sistemini kullanmı tir. Sistemde so utucu akı kan olarak sülfürik eter kullanılmı tir. 1861'de Dr. Alexander Kirk ısınn kömürden elde edildi i ilk absorbsiyonlu so utma cihazını üretmi tir. 1886 yılında Windhusen karbondioksit gazı ile çalı an sistem geli tirmi ve -80 °C'ye kadar so utma elde etmi tir. Tüm bu çalı malar sonucunda, tahtadan buzdolapları yapılarak evlerde buzla gıdaların saklanması sa lanmı tir. Mekanik so utma vasıtasıyla buz üretiminin ticari alana girmesi ise 1890 yıllarına kadar bekleme tir. Klima sahasında büyük çapta ilk uygulama, 1904 yılında New York Ticaret Borsasına bir makine konularak gerçekleştirilmi tir. Konutlarda kullanılması amacıyla buzdolabı yapımı 1910 yılında görüldü. J. M. Larsen 1913'de elle çalı an bir buzdolabı yapmı tir. Otomatik olarak çalı an buzdolapları (termostatlı) 1918'de Kelvinator Company tarafından imal edilmeye ba lanmı tir.. Absorbsiyon prensibiyle çalı an otomatik buzdolabı ise (Electrolux) 1927 yılında Amerika'da satı a çıkmı tir. [14]

## 2.3 So utma Çevrimi

Maddelerin faz de i tirmesi prensibine dayanarak so utma sa lanabilir. Bu yöntem ile kaynama sıcaklı ı dü ük olan akı kan, dü ük basınçta buharla tırılır ve buhar tekrar sıvı hale getirilerek çevrim tamamlanır.

Buharın emilmesi usulüne göre so utma yöntemleri kendi içinde üçe farklı eklede ele alınır. Bunlar;

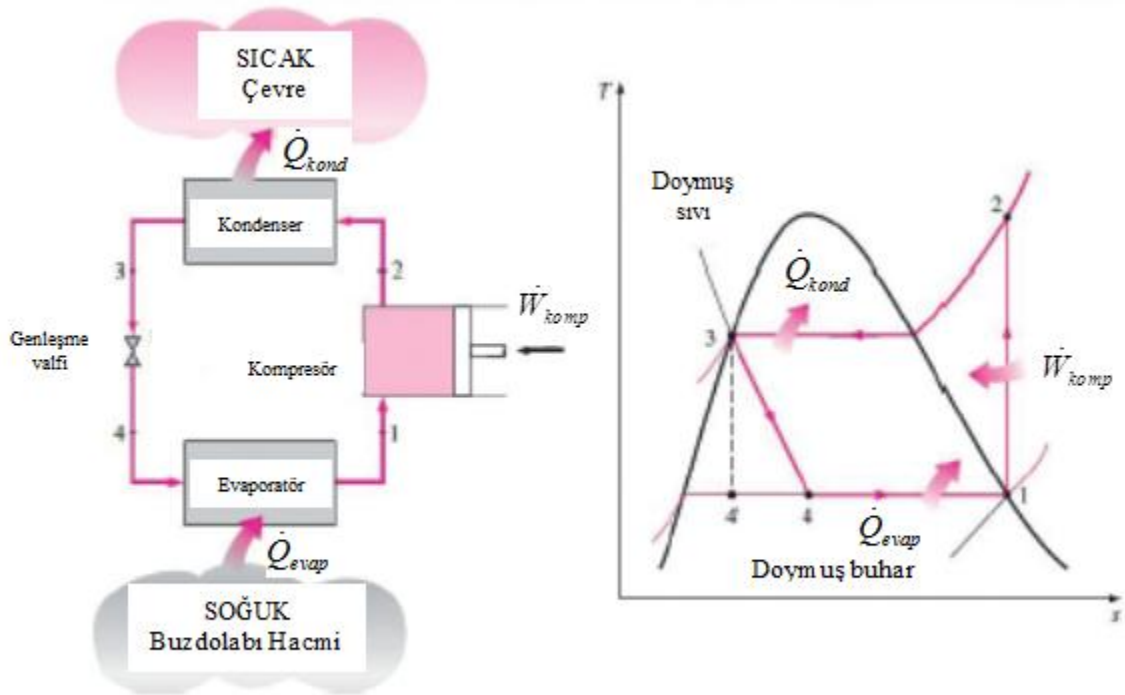
- Absorbsiyonlu so utma,
- Adsorbsiyonlu so utma,
- Kompresyonlu (buhar sıkı tırmalı-mekanik) so utma ekinde sıralanabilir. [15]

Çalı mada incelenen yo u turucu, buhar sıkı tırmalı çevrimin bir parçası olup, mekanik so utma çevrimi üzerinde durulmu tur.

### 2.3.1 Mekanik so utma çevrimi

Isıtma, so utma, iklimlendirme gibi i lemlerde kullanılan tüm cihazlar so utma çevrimi esasına göre çalı maktadır. Sistem, çevrimi olu turacak temel olarak kompresör, ısı de i tircisi olan buharla tırıcı ve yo u turucu, genle me valfi (ya da kılcal boru) ve so utucu akı kandan olu ur. Çevrimin tüm süreçleri basınç-entalpi (P-h) diyagramı üzerinde gösterilebilir ( ekil 2.1). So utma çevriminde, kompresör, so utucu akı kanı buharla tırıcı çıkı ndan alıp daha yüksek sıcaklık ve basınçtaki 2 noktasına getirmektedir. deal çevrimde bu i lemin izentropik olarak gerçekleştirilmesini kabul edilir.

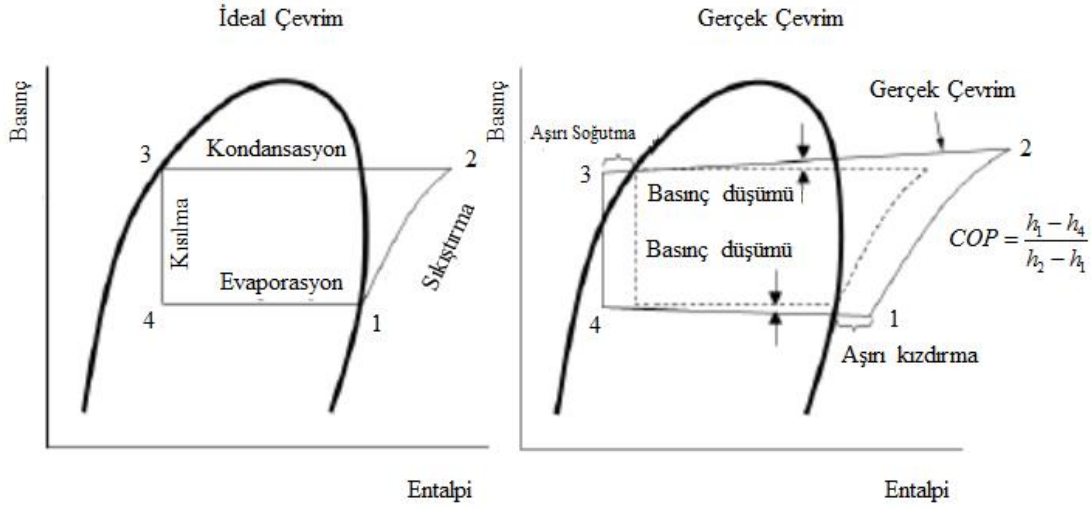
2 noktasında so utucu akı kan kızgın buhar bölgesinde bulunur. Kızgın buhar fazında yüksek basınçlı so utucu akı kan, yo u turucuya girer ve akı kan so uyarak yo u ma sıcaklı ına gelir. Ardından faz de i imi gerçekleştirir. Bu iki fazlı bölgede so utucu akı kan, ısısının büyük bir bölümünü kaybederek, sistemin kazandı ı ısının dı arıya atılmasını sa lar. Buradan kılcal boruya giren so utucu akı kan buharla tırıcı basıncına kısılarak sıcaklı ı dü er.



**ekil 2.1** deal buhar sıkı tırmalı so utma çevrimi [17]

deal çevrimde, kılcal borudaki i lemin, sabit entalpide gerçekleştiği kabul edilir. Kılcal borudan buharla tırcıya ıslak buhar bölgesinde giren akı kan burada buharla arak ortamdan ısı çeker ve ortamın so utulmasını sa lar. Buharla tırcıdan kompresöre doymu buhar olarak gelen so utucu akı kan, tekrar kompresöre girerek çevrime devam eder.

Gerçek çevrim, ideal çevrimden farklıdır. ( ekil 2.2). Burada sıkı tırma i lemi izentropik olmazken, kompresörden so utucu akı kana ısı geçi i meydana gelir. Bu nedenle 1-2 noktaları arasında kalan e ri, kompresörün izentropik verimine ba lı olarak sa tarafa do ru kayar. Kısılma i lemi de sabit entalpi altında gerçekleşir. Ayrıca, kompresöre sıvı so utucu akı kan gitmesi, kompresörde hasara neden olaca ında, akı kan kompresör giri ine doymu buhar olarak de il, kızgın buhar fazında gönderilir. Sistem güvenli i için so utucu akı kan buharla tırcıdan 3-5 °C kızdırma derecesiyle ayrılırken bir miktar verim dü er. Kondenserde ise so utucu akı kan sıvı doyma sıcaklı ından, daha fazla so utularak, a ırı so uma bölgesine girer. Bu durum, so utucu akı kanın buharla tırcıya daha dü ük kuruluk derecesinde girmesini ve so utma etkisinin artmasını sa lar. [16]



**ekil 2.2.** ideal ve gerçek buhar sıkı tırmalı so utma çevriminin P-h diyagramları [16]

Bu sistemdeki buharla tırcının çevreden çekti i ısı;

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.1)$$

eklinde hesaplanabilir. Burada  $\dot{m}$  (kg/s) akı kan kütleli debisi ve  $h$  (kJ/kg) entalpidir.

Yo u turucudan (kondenser) dı arıya atılan ısı;

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

eklinde, teorik olarak hesaplanır.

Kompresörün çekti i elektrik enerjisi;

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) / \gamma \quad (2.3)$$

formülü ile hesaplanır. Buradaki  $\gamma$  kompresör verimini ifade eder.

Yo u turucu (kondenser) veya buharla tırcıdaki (evaporatör) ısı transferinin, kompresöre verilen mekanik i e oranına etkinlik katsayısı (COP) adı verilir.

$$COP_{evap} = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_{komp} \quad (2.4)$$

$$COP_{kond} = \dot{Q}_{kond} / \dot{W}_{komp} \quad (2.5)$$

eklinde ifade edilir.

Buharla tıricı etkinlik katsayısı so utma sistemlerinde, yo u turucu etkinlik katsayısı ise ısıtma sistemlerinde (ısı pompalarında) birer performans göstergesidir.

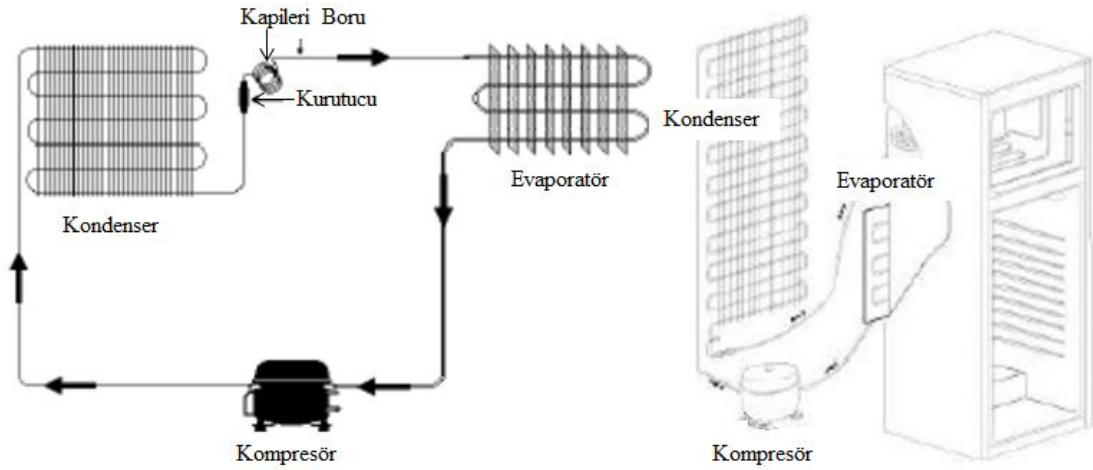
### 2.3.2 Buzdolabı so utma sistemi

Buzdolaplarında so utma, buhar sıkı tırmalı so utma çevrimi ile gerçekleştirilir. Buharla tıricıda, so utucu kabininden çekilen ısı, gıda saklama bölgelerinin dü ük sıcaklıkta kalmasını sa lar. Yo u turucuda ise bu alınan ısının dı ortama atılması ve kısılma i lemi öncesi so utucu akı kanın sıvı faza geçirilmesi sa lanır. Böylelikle hedeflenen kabin içi so utma i lemi gerçekleştirilmi olur. Buzdolabı so utma çevrimi, ideal so utma çevriminden bazı farklılıklar gösterir. So utucu akı kan genle me vanası yerine kılcal boru vasıtasıyla buharla tıricı basıncına getirilir. Ayrıca buharla tıricı dönü ü sonrasında, kılcal boruyla e merkezli veya yanal, emi hattı bulunur ve ısı de i tirici olarak adlandırılır. Bu ısı de i tirici, evaporatöre giden akı kanın so umasına yardımcı olurken, kompresöre giden akı kanın ısı kazanarak kızgın buhar fazına geçmesine yardımcı olur. [16]

Çevrim so utucu akı kanın kompresöre giri iyle ba lar. Alçak basınçtan yüksek basınca sıkı tırılan so utucu akı kan, artan iç enerjisi, basıncı ve sıcaklı ı ile yo u ma basıncında kondensere girer.

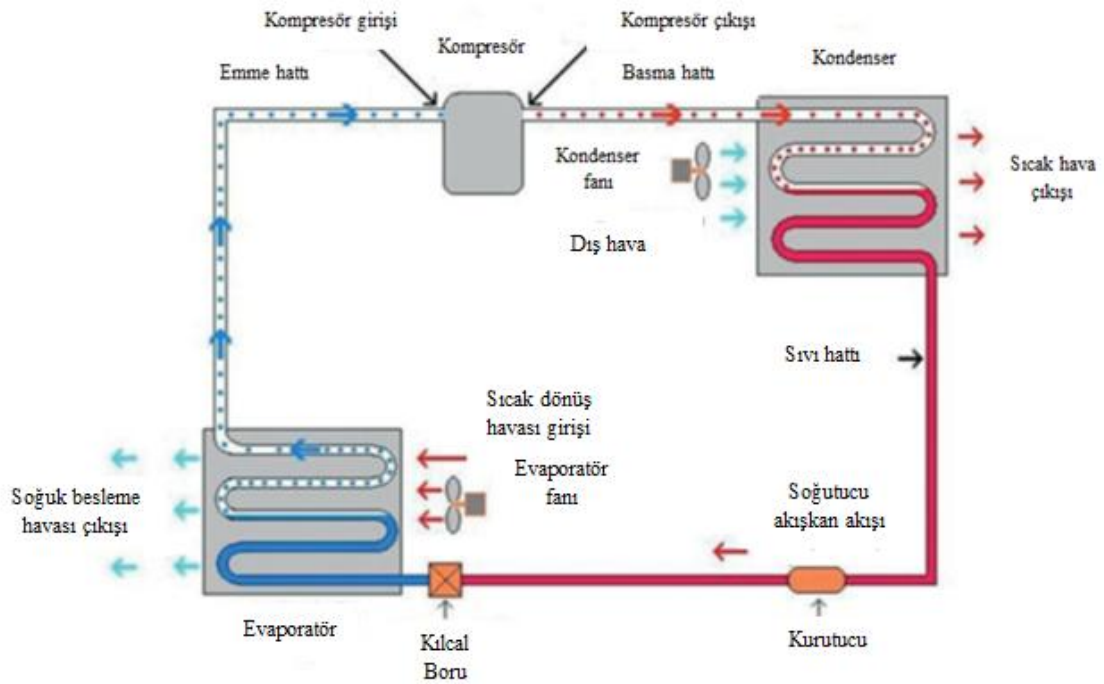
Kompresörden kondensere aktarılan so utucu akı kan sıcaklı ı, ortam sıcaklı ından fazla oldu u için, kondenserden ortama ısı transferi ba lar ve so utucu akı kan kızgın buhar fazından sıvı a ırı so umu faza dönü ür. Sıvıla an akı kan kurutucudan (filtre) geçer. Burada sistemde tıkanmaya sebep olabilecek yabancı maddeler ve akı kandaki nem sistemden uzakla tırır.

So utucu akı kan kurutucudan sonra kılcal boruya ilerler ve burada yüksek kondenser basıncından, alçak evaporatör basıncına kısılır. Basıncı dü en so utucu akı kan evaporatörde dü ük sıcaklıkta genileyerek buharla ır ve ev tipi so utucu içerisinden ısı çeker. Akı kanın tamamı dönü hattında buharla arak kompresöre döner ve böylece buzdolabı so utma çevrimi tamamlanmı olur. Buzdolabında gerçekleştirilen so utma çevrimi ekil 2.3’de verilmi tir.



ekil 2.3 Buzdolabı so utma çevrimi ematik gösterimi [16]

Çalı mada yukarıda gösterilen ematik resimden ( ekil 2.3) farklı olarak, statik boru-tel tip kondenser yerine, dinamik (fan ilaveli) boru-tel tip kondenser içeren ekil 2.4'deki buzdolabı so utma sistemi incelenmi tir. Kondenser boru ve telleri çeliktan üretilmi tir. Ayrıca incelenen ev tipi buzdolabında derin dondurucuda bulunan evaporatör yine fan takviyeli alüminyum boru alüminyum kanat yapısındadır.

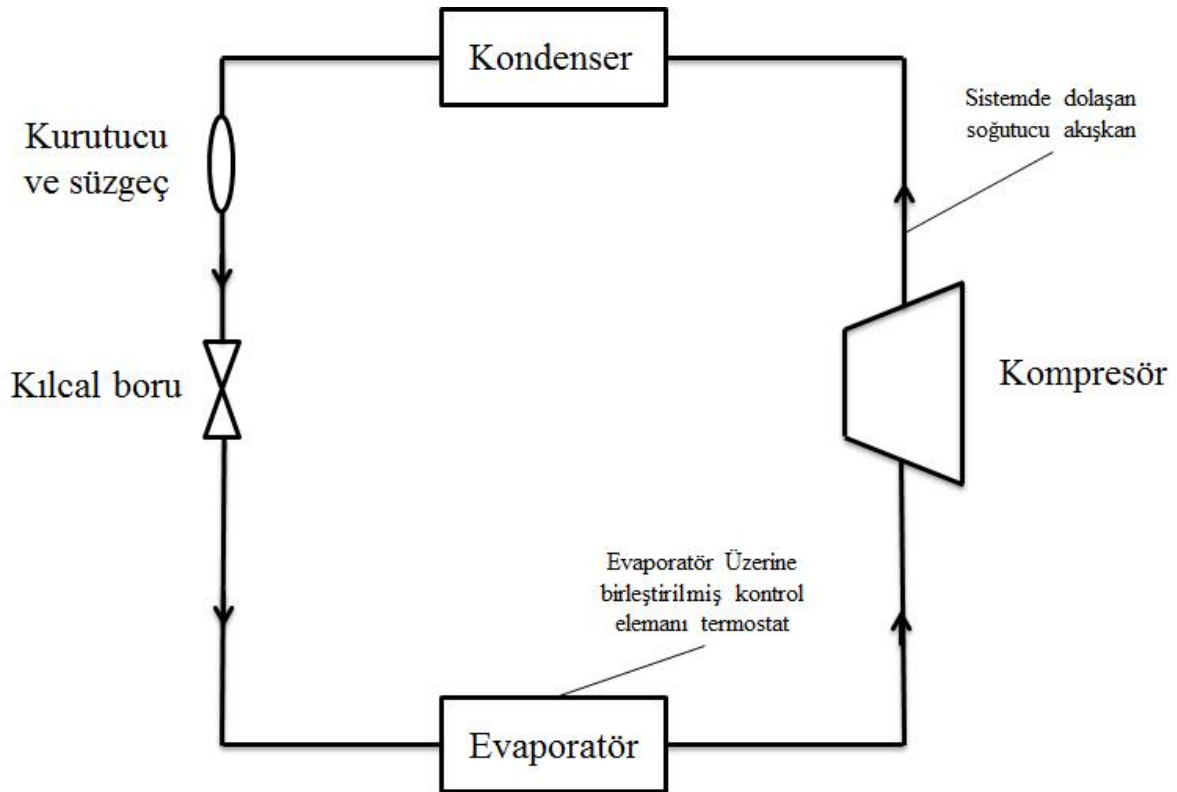


ekil 2.4 Buzdolabı so utma çevrimi [17]

### 3. SO UTMA S STEM ELEMANLARI

Mekanik so utma çevrimini olu turan elemanlar ( ekil 3.1) u şekilde sıralanabilir;

- evrimde so utucu akı kanı dola tıran ve kondenser basıncına çıkararak, kompresör,
- So utucu akı kanın çevrim sürecinde aldı ı ısıyı dı arıya atmasına izin veren ve kısılma i lemi öncesinde so utucu akı kanı sıvı faza geçiren, kondenser,
- So utucu akı kanın evaporatör basıncına d rlmesini sa layan, kılcal boru / genle me valfi,
- So utucu içerisindeki d k sıcaklıktaki ortamdan ısı çekilmesine olanak sa layan evaporatör,
- evrim boyunca so utucu akı kana karı abilecek, nem, kir, tozun filtre edilerek tutuldu u kurutucu ve süzgeç,
- So utucunun dilenen sıcaklık aralı ında kalmasını sa layan ve kompresöre dur / kalk emrini gönderen termostat,
- So utucu içerisinden ısıyı alarak, dı ortama ta ıyan so utucu akı kanıdır.



ekil 3.1 Mekanik so utma sistemi elemanları

### 3.1 Kompresör

Kompresör, evaporatörden çıkan doymu buharı, sıkı tırarak kızgın buhar haline dönü türür. Kompresörün sistemdeki görevi, buhar haldeki so utucu akı kanın basıncını, kondenserdeki yo u ma basıncına çıkarmaktır. Ayrıca evaporatördeki ısı yüklü so utucu akı kanı buradan uzakla tırmak ve böylece arkadan gelen, henüz ısı yüklenmemi akı kana yer sa layarak akı ın süreklili ini temin etmektir. So utma çevriminde kullanılan kompresörler yapısına göre, pozitif sıkı tırmalı kompresörler ve santrifüj kompresörler olmak üzere iki ba lık altında incelenebilir. [17]

Buzdolaplarının, kapasitesi ve kullanım özelliklerine göre sanayi tipi ve ev tipi uygulamalarını görmek mümkündür. Çalı maya konu olan ürün, dü ük kapasiteli, taze gıda saklanması amaçlı ev tipi bir buzdolabıdır. Bu tip buzdolaplarında hermetik pistonlu kompresörler nispeten dü ük ses seviyeleri ve dü ük maliyetleri nedeniyle, yaygın olarak kullanılmaktadır.

Pistonlu kompresörlerde, gerçekleşen termodinamik çevrim 4 zaman ile ifade edilir;

**Sıkı tırma** - Emi hattından silindir içine çekilen dü ük basınçlı akı kan, pistonlar aracılı ı ile egzoz manifoldunun basıncına e itlenir ve egzoz valfi açılıncaya kadar sıkı tırma i lemi devam eder.

**Egzoz** - Egzoz valfi açılmasıyla sıkı tırma i lemi biten gaz silindir hacminden çıkar. Silindir iç hacmi ve egzoz manifoldu basınçları e itlenince valf kapanır ve egzoz i lemi tamamlanır.

**Geri genle me** - Silindir içinde ölü hacimde kalan ve egzoz edilemeyen akı kan, egzoz valfi kapandıktan sonra emi valfi açılana kadar geni ler.

**Emme** - Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya ilerler ve silindir hacmi artar. Bu durumda artık emi manifoldundaki basınç, silindir içindeki basınçtan daha yüksek mertebededir ve valf açılarak silindir hacmi içerisine emi hattından akı kan emilir. Piston alt ölü noktaya geldi inde gaz ile dolan silindirin basıncı, emi manifoldu basıncına e itlenir ve valf kapanarak emi i lemi sonlanır.

deal so utma çevrimi için performans katsayısı  $COP$ , so utulmak istenen ortamdan çekilen ısıнын, kompresörün çevrimi döndürmek için harcadı ı güce oranıdır. [16]



$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ger} (h_{evap,chk} - h_{evap,gir}) \quad (3.2)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{ger} (h_{komp,chk} - h_{komp,gir}) \quad (3.3)$$

Burada  $\dot{Q}_{evap}$ , buharla tırcının ısı kapasitesi,  $\dot{W}_{komp}$ , kompresörün yaptığı iş ve  $h$  entalpiyi göstermektedir. Kompresörün basabileceği maksimum debi, soğutucu akışkanın, kompresör girişiindeki sıcaklık ve basıncıyla ilgilidir.

$$\dot{m}_{teo} = \dot{m}_{komp,gir} V_{sil} f \quad (3.4)$$

$\dot{m}_{teo}$  kompresörün çıkışındaki termodinamik özelliklerden hesaplanabilen teorik debi,  $\dot{m}_{komp,gir}$  kompresör girişiindeki soğutucu akışkanın yoğunluğu,  $V_{sil}$  strok hacmi,  $f$  kompresör çalıştırma frekansını ifade eder.

Bir debimetre ile ölçüldüğü takdirde akışkan debisi  $\dot{m}_{ger}$ , kompresörlerde gerçek debi ile teorik (ideal) debi  $\dot{m}_{teo}$ , arasındaki debi farklılığı, hacimsel verimlilik  $y_v$  ile açıklanır. Kompresörlerdeki termodinamik kayıplar nedeniyle, gerçek soğutucu akışkan debisi teorik debiden düşük çıkmaktadır.

$$y_v = \frac{\dot{m}_{ger}}{\dot{m}_{teo}} \quad (3.5)$$

Hacimsel verim, aynı zamanda sıkıştırma oranı ile yakından ilgilidir. Genel olarak sıkıştırma oranı arttıkça kompresörün hacimsel verimi azalmaktadır.

$$R_s = \frac{P_{bas}}{P_{em}} \quad (3.6)$$

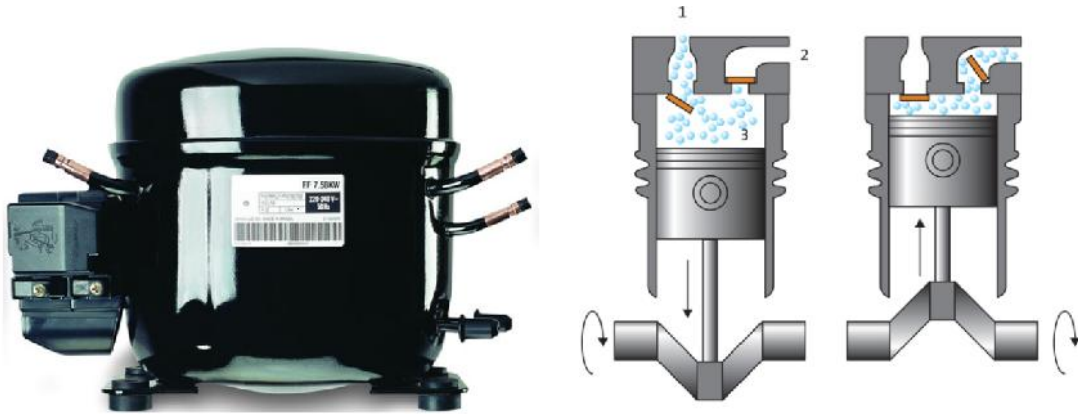
### 3.1.1 Pozitif sıkı tırmalı kompresörler

Pozitif sıkı tırmalı kompresörler kendi arasında pistonlu, döner ve helisel tip olmak üzere üç kısımda incelenir. [17]

#### 3.1.1.1 Pistonlu kompresörler

Bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan bir pistonla sıkı tırma işlemi yapan bu tip kompresörlerde, tahrik motorunun dönme hareketi, bir krank-biyel sistemiyle doğrusal harekete çevrilerek sıkı tırma sağlanır. ( ekil 3.2).

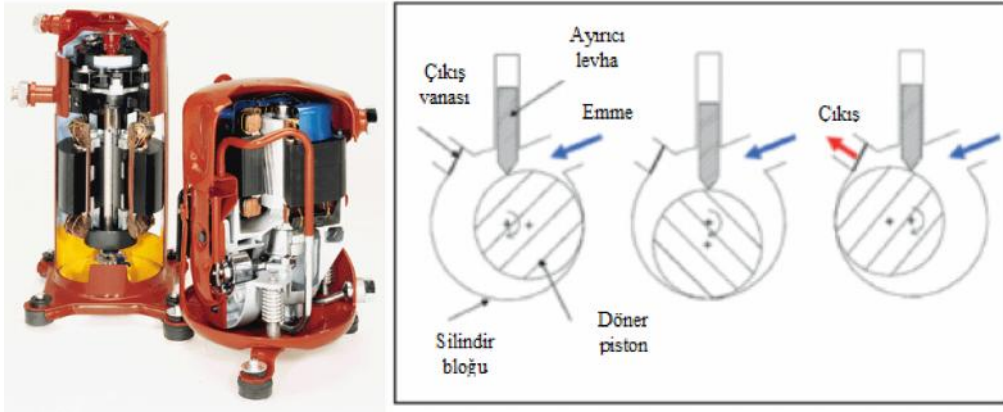
Pistonlu soğutma kompresörleri genellikle tek etkili, yüksek devirli ve çok silindirli makineler olup, açık tip (kayı - kasa veya kavramalı) veya hermetik tip (hava sızdırmaz) kompresör şeklinde üretilmektedir. [17]



ekil 3.2 Pistonlu kompresörler [38]

#### 3.1.1.2 Döner (scroll) tip kompresörler

Döner tip kompresörler ( ekil 3.3), geliştirilerek son yıllarda geniş ölçüde kullanılmaya başlanan, dönel, pozitif sıkı tırmalı kompresörlerdir. Birisi sabit diğeri yuvarlak eklende dönen ve dar tolerans aralıklarıyla çalışan iki spiral elemandan oluşurlar. Ağırlıklı olarak sıvı oranlarına daha dayanıklı ve yüksek verime sahip olmalarının yanında, ses-titre im seviyelerinin düşük olması bu kompresörlerin avantajlarıdır. [17]

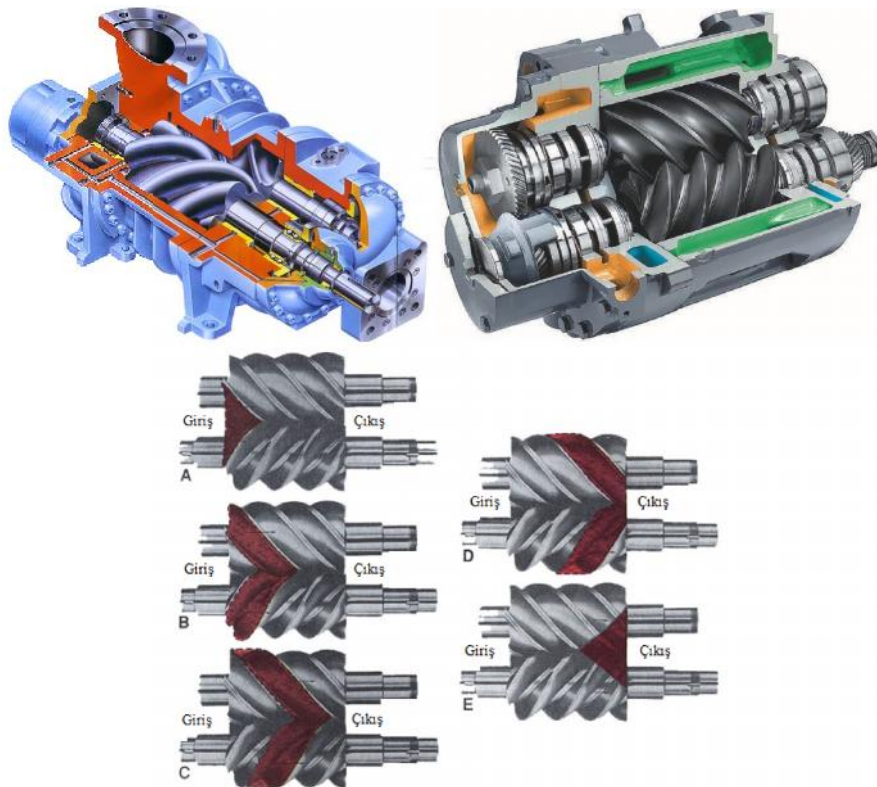


ekil 3.3 Döner (scroll) tip kompresör [16]

### 3.1.1.3 Helisel tip (vidalı) kompresörler

Vidalı kompresörler ( ekil3.4), piston yerine birbirine geçmi rotor çiftinin kullanıldığı pozitif yer de i tirmeli kompresörlerdir.

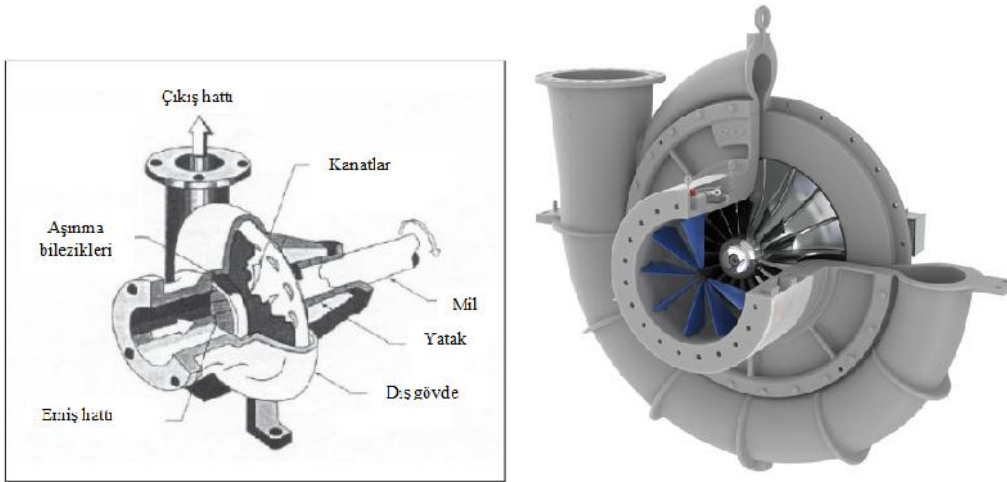
Rotorlar, bir mil üzerindeki helisel loblardan oluşmaktadır. Rotorlardan biri erkek rotor olarak adlandırılır ve heliseleri, dolgun yuvarlak loblardan meydana gelir. Diğer rotor ise dişli rotor olarak adlandırılır ve erkek rotorun loblarına karşılık gelen yivler açılmıştır. [17]



ekil 3.4 Helisel tip kompresörler ve çalışma prensibi [35]

### 3.1.2 Santrifüj kompresörler

Buhar sıkı tırma çevrimiyle so utma i lemi yapan santrifüj kompresörlerin ( ekil 3.5), di er kompresörlerden farkı, pozitif sıkı tırma i lemi yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanarak akı anın sıkı tırılmasıdır. Santrifüj kompresörlerle özgül hacmi yüksek olan akı kanların kolayca hareket ettirilmesi mümkün oldu undan, kapasiteli so utma i lemlerinde tercih edilmektedirler. [17]



**ekil 3.5** Santrifüj kompresör [17]

### 3.2 Evaporatör

Bir so utma sisteminde evaporatör, sıvı so utkanın buharla tı ı ve bu sırada so utulan ortamdan ısıyı alan sistem elemanıdır [14]. Evaporatör tasarımında dikkat edilmesi gereken hususlar a a ıdaki gibidir;

- So utucu akı kanın iyi ve çabuk buharla masını sa lamalı,
- So utulan bölgedeki maddenin ısını, iyi bir ısı geçi i sa layarak, yüksek verimle almalı,
- So utucu akı kan giri ve çıkı ındaki basınç farkının en az seviyede kalmasını temin etmelidir. [17]

Bu üç durumu ayrı ayrı ele aldı ımızda, her bir ko ulun en iyi oldu u noktaların aynı anda tasarıma yansıtılması mümkün de ildir. Bu nedenle optimum tasarım ile evaporatör dizayn edilir. Evaporatörler uygulama özelliklerine göre, hava so utucu, sıvı so utucu ve katı so utucu olmak üzere üçe ayrılır.

### 3.2.1 Hava so utucu evaporatörler

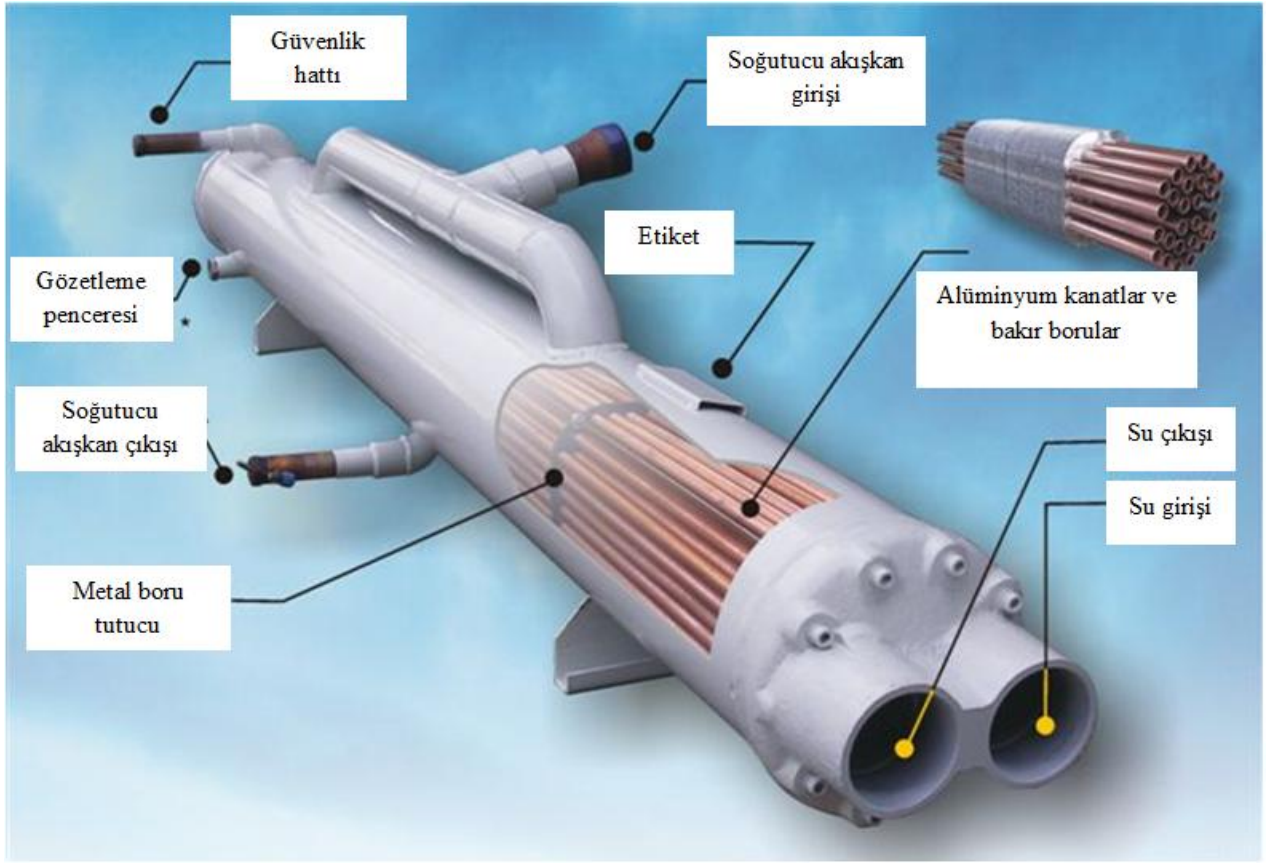
Bu tip evaporatörlerde içerisinden ısı çekilen ortamdaki akı kan havadır. Hava so utucu evaporatörlerde, havanın ısı geçirme katsayısı dü ük oldu undan, hava geçi yüzeylerini arttırmak amacı ile kanatlar kullanılmaktadır. ( ekil 3.6). Ayrıca hava geçi hızlarını arttırmak için fanlardan faydalanılır. Ev tipi so utucularda hava so utucu evaporatörler kullanılmaktadır.



ekil 3.6 Hava so utucu evaporatör [37]

### 3.2.2 Sıvı so utucu evaporatörler

Bu evaporatörlerde ( ekil 3.7) hava yerine herhangi bir sıvı so utulmaktadır. So utucu akı kanın ve sıvının dola ımına ve tasarıma ba lı olarak birçok tipte sıvı so utucu evaporatör bulunmaktadır. Bu evaporatörlerin ısı geçirgenlik de erleri oldukça yüksektir ve fan ilavesi yapılmı hava so utmalı evaporatörlere göre aynı yüzeyden daha yüksek so utma ısıyı çekerler. Bu evaporatör tipi, su, süt, kimyasal sıvılar ve salamuralar gibi maddeleri so utmak amacıyla yaygın olarak kullanılmaktadır. [17]



ekil 3.7 Sıvı so utucu evaporatör

### 3.2.3 Katı so utucu evaporatörler

Bu evaporatörlerde hava veya sıvı yerine herhangi bir katının so utulması için kullanılırlar. Buz, buz paten sahası, metaller ve benzeri maddeleri so utulmasında tercih edilirler.

### 3.3 Kondenserler

Kompresördeki sıkı tırma i lemi sonrasında so utucu akı kanın sıcaklığı ve basıncı yükselir. Ayrıca so utulan bölgeden ısı çekilerek, so utucu akı kana ısı transferi gerçekleşir. So utucu akı kan bu kazandı ı ısıyı, gaz fazından sıvı fazına geçerek, yo u ma ısısı olarak kondenserde dı ortama atar. Böylelikle so utucu akı kan sıvı halde kısılacak duruma gelir.

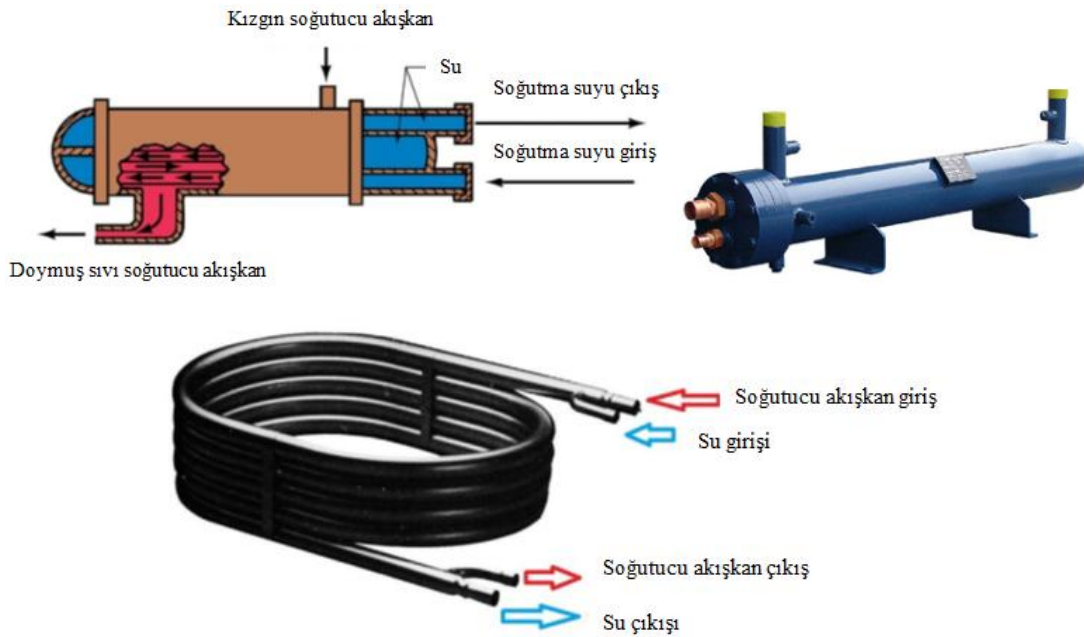
Mekanik so utma sistemlerinde kullanılan 3 de i ik tip kondenser mevcuttur. So utucu akı kanın so utulmasını sağlayan ve kondenserin dı ından geçen akı kanın tipine göre sınıflandırılırlar;

- 1) Su so utmalı kondenserler,
- 2) Evaporatif kondenserler,
- 3) Hava so utmalı kondenserler. [18]

### 3.3.1 Su so utmalı kondenserler

So utma çevriminde so utucu akı kanın su ile so utularak yo u masının sa landı ı kondenser türü, su so utmalı kondenser olarak isimlendirilir ( ekil 3.8). Bu kondenserler, o unlukla temiz suyun bol oldu u, ucuz ve d k sıcaklıklarda bulunabildi i yerlerde kurulu ve i letme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kullanılmaktadır. Genellikle büyük kapasitedeki so utma sistemlerinde tercih edilmektedirler.

Su so utmalı kondenserlerin tasarımı ve uygulamasında boru malzemesinin ısıl geçirgenli i, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldı ında kanat verimi su devresinin basınç kaybı, so utucu akı kanın a ırı so utulmasının seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulmalıdır. [14]

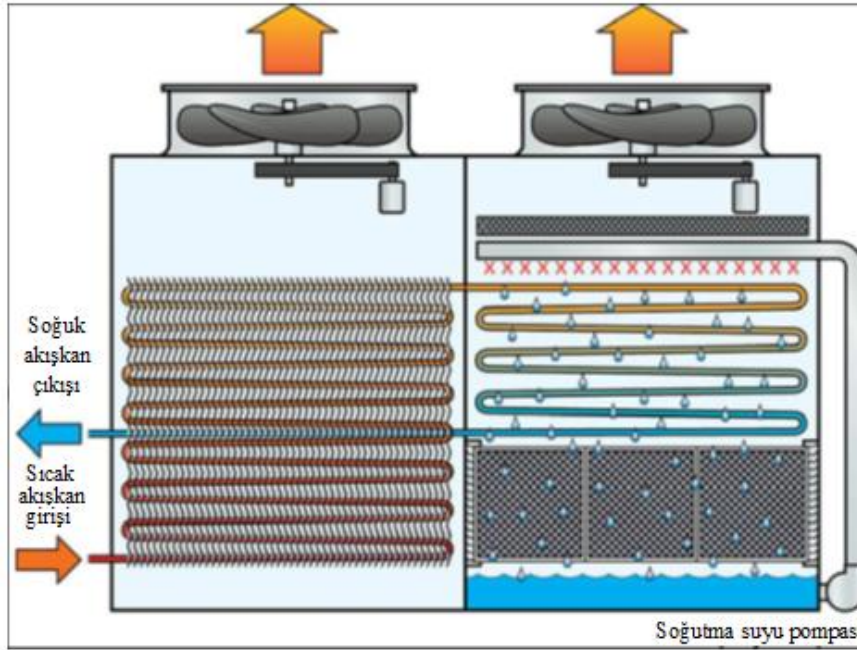


ekil 3.8 Su so utmalı kondenser uygulamaları [19]

Kondenserin su devresi basınç kaybı, kondenser borularındaki su geçi hızına, su debisine, boru çapına, boru boyuna, kondenserde suyun gidi - dn sayısına, suyun sıcaklı ına göre de i mektedir. Bu sistemlerde, ideal çalı ma artları içerisinde kondensere gönderilen su sıcaklı ı 3-6° C artarak çıkmaktadır.

### 3.3.2 Evaporatif kondenserler

Soğutma çevriminde soğutucu akışkan buharının, su ile havanın birlikte kullanılarak soğutulup yoğunlaşmasının sağlandığı kondenserler, evaporatif kondenser olarak isimlendirilir. Çevre sıcaklığının yüksek olduğu, hava soğutmalı kondenselerle yeterli yoğunlaşma sıcaklığı elde edilemeyen bölgelerde bu tip kondenselerin kullanımına başvurulabilir (ekil 3.9 ve ekil 3.10).



ekil 3.9 Evaporatif kondenser çalışma prensibi [19]

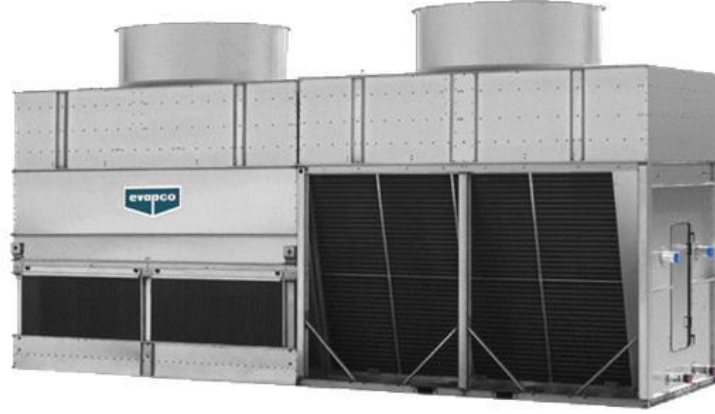
Evaporatif kondenselerde ısı, serpantinden, suyun buharlaşması yoluyla uzaklaştırılır. Çalışma sırasında su, kondenserin alt seviyesinde bulunan su toplama haznesinden devamlı olarak, bir pompa ile alınıp, soğutma serpantininin üst tarafında bulunan memelerden püskürtülmektedir. Bu suyun yaklaşık % 3-5 kadarlık bir kısmı buharlaşarak havaya karıştıktan sonra, su haznesine valf aracılığıyla su ilavesi yapılmaktadır. Suyun püskürtülmesiyle eş zamanlı olarak, hava fan yardımıyla evaporatöre aşağıdan girer ve yukarı doğru serpantinden geçerek sistemden uzaklaştırılır.

Bu tip kondenselerin bazı avantajları bulunmaktadır. Açık havada ve kapalı yerlerde kullanılabilen evaporatif kondenseler, bir soğutma kulesi ile takviye edilmiş su soğutmalı kondensere göre daha az yer kaplamakta ve daha az su tüketmektedir.

Evaporatif kondenser üç kısımdan oluşmaktadır;



- a) So utma serpantini,
- b) Su sirkülasyon ve püskürtme sistemi,
- c) Hava sirkülasyon sistemi. [14]



**ekil 3.10** Evaporatif kondenser [19]

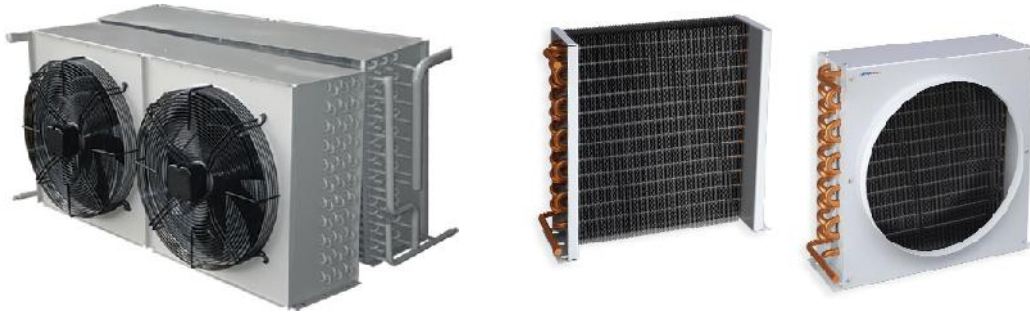
### 3.3.3 Hava so utmalı kondenserler

So utma çevriminde, so utucu akı kan buharının hava ile so utularak, yo u masının sa landı ı kondenser tipi, hava so utmalı kondenser olarak isimlendirilir. So utucu akı kan, evaporatör ve kompresörden aldı ı ısıyı, yüksek basınç ve sıcaklıkta kondenser yüzeyinden havaya atar ( ekil 3.11). Hava so utmalı kondenserler 1-5 HP kapasiteye kadar kullanılmaktadır. Bu kondenserlerin avantajları;

- Basit olu ları,
- Kurulu ve i letme masraflarının dü ük olması,
- Bakım ve tamirlerinin kolay yapılabilmesi,
- Her türlü so utma sistemine uyabilecek karakterde olmaları,

eklinde sıralanabilir.

Genellikle ev tipi ve ticari so utucular, so uk odalar, pencere tipi klima cihazları ba lıca uygulama sahalarıdır.

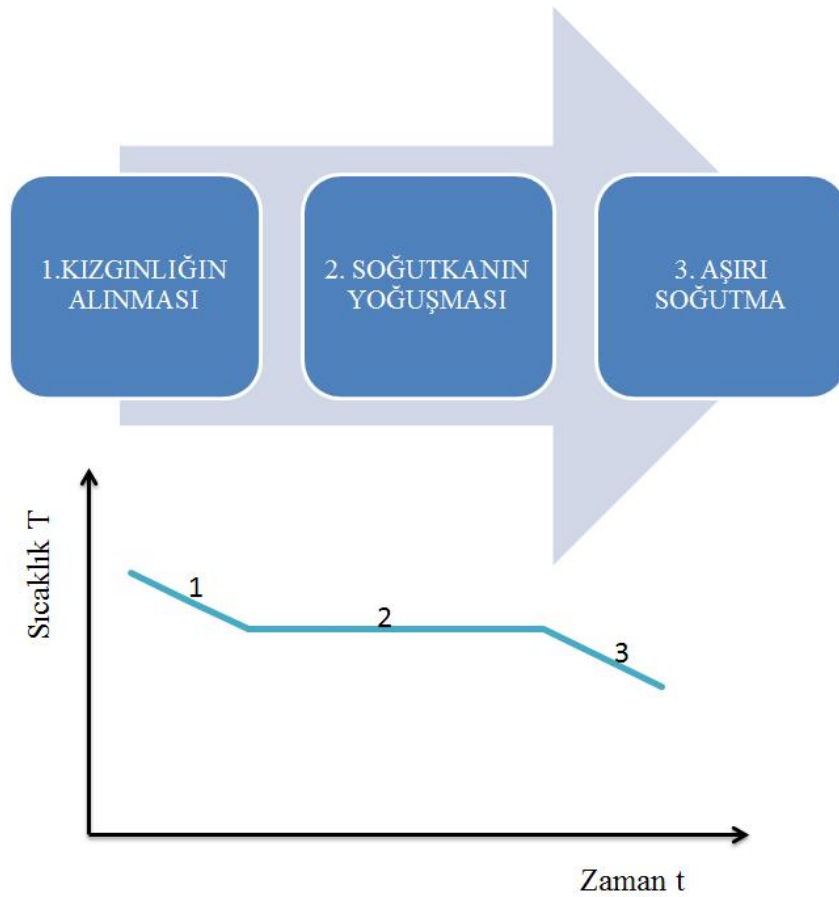


**ekil 3.11** Hava so utmalı kondenserler

Hava so utmalı kondenserlerde de ısı transferi 3 safhada olu ur, bunlar;

- a) Kızgınlı ın alınması,
- b) So utkanın yo unlaşması,
- c) A ırı so utma.

ekil 3.12’de kondenserde meydana gelen ısı transferi görölmektedir.



**ekil 3.12** Kondenserdeki ısı transferinin ematik gösterimi

Hava so utmalı kondenserler, freon türevi so utucu akı kanlar için genellikle bakır boru-alüminyum kanat, bakır boru-bakır kanat ve çelik boru-çelik kanat yapısında imal edilirler. Son yıllarda ise alüminyum boru-alüminyum kanat imalatlarına da uygulamada görmek mümkündür.

Hava so utmalı kondenserlerde, so utucu buharının yo u ma sıcaklı ı, hava giri sıcaklı mın 10 – 20 °C üzerindedir. Kondenser alanının yakla ık % 85'inde yo u ma gerçekleşirken, % 5'lik bir alanda kızgınlı ın alınması ve % 10'luk bir alanda ise a ırı so utma i lemi gerçekleşmektedir. Bu üç de i ik ısı transferi ekline ba lı olarak kondenserdeki ısı transfer katsayıları ve sıcaklık aralıkları bölgesel olarak farklılık gösterecektir. [18]

Kondenserde yo u manın sa lıklı bir ekilde gerçekleşebilmesi için kondenserden beklenen özellikler u ekilde sıralanabilir;

- Kondenserin yapısında yer alan malzemelerin (boru, kanatçık veya tellerin) ısı iletkenli i yüksek metallere seçilmi olması,
- Kondenserin çalı ma ko ulları ve koroziyon ortam artları da dikkate alınarak, buna göre malzeme seçimi yapılması, ya da koruma altına alınması (boya vb.)
- Birim hacimde, fazla miktarda ısı transferi sa lamalıdır. [20]

### 3.3.3.1 Hava so utmalı kondenserlerin çe itleri

Hava so utmalı kondenserler, uygulama biçimine göre;

- Statik kondenserler,
- Dinamik kondenserler,

olmak üzere iki ba lık altında incelenir.

Statik hava so utmalı kondenserler özellikle sessiz olmaları sebebiyle ev tipi buzdolaplarında; dinamik (fanlı) tip, hava so utmalı kondenserler ise daha çok ticari amaca yönelik vitrin tipi, pastane ve arküteri dolapları vb. so utucularda kullanılmaktadırlar. Ayrıca dinamik tip kondenserlerin so utulması için ilave bir fan motoru gerektirmesi maliyet açısından, dezavantaj olu turur. Ancak dinamik tip kondenser uygulamalarının bazılarında (ticari so utucular, so uk odalar vb.) hava sirkülasyon fanı açık tip kompresörün motor kasna ına ba lanır ve ayrı bir tahrik motoruna da ihtiyaç duyulmamaktadır.

### 3.3.3.1.1 Statik hava so utmalı kondenserler ve özellikleri

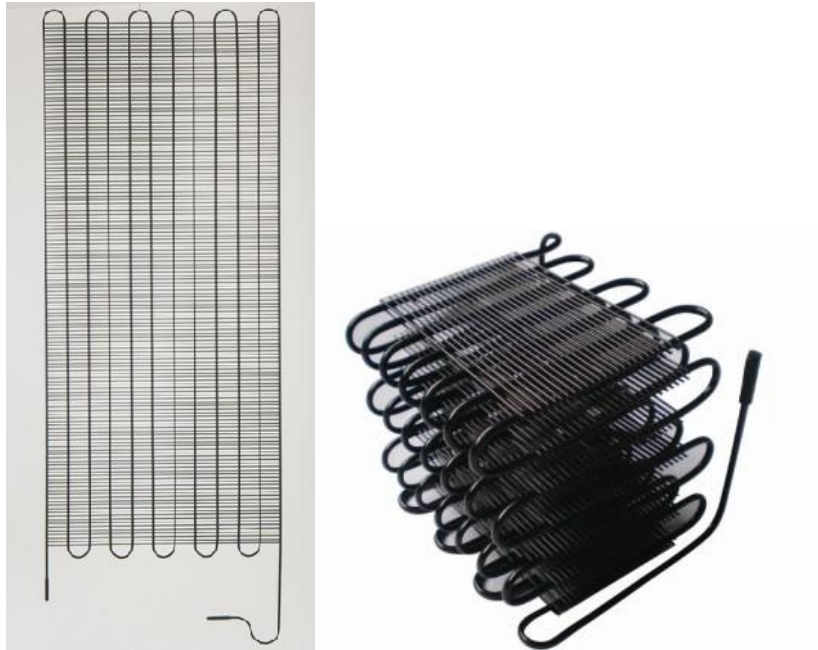
Statik hava so utmalı kondenserlerde hava, kondenserin üstünde do al ta nım yoluyla hareket etmektedir. Hava, sıcak kondenser yüzeyi ile temas eder ve ısınarak yo unlu u dü en hava yükselir. Bu yükselme sırasında, kondenser üzerinde do al bir hava dola ımı meydana gelir ve kondenser ısısı uzakla tırılır.

Statik hava so utmalı kondenserler üç farklı ekilde uygulamada görölmektedir. Bunlar;

- Boru-kanatçık tipi statik kondenser,
- Boru-tel tipi statik kondenser,
- Boru-plaka tip statik kondenser,

olarak sıralanabilir.

Statik hava so utmalı kondenserlerin kısıtlı uygulama olana ı bulunmaktadır. Hava çok yava hareket etti inden, kondenserden ısıyı çok hızlı bir ekilde atamaz. Bu yüzden geni ısı transfer yüzeyine ihtiyaç duyarlar. En yaygın kullanılan yerlerden biri ev tipi buzdolaplarıdır (3.13). Bu kondenser tipi ucuz, imalatı kolay ve çok az bakım gerektirmektedir.



**ekil 3.13** Ev tipi buzdolabı uygulamalarında kullanılan statik tip dikey ve sarmal hava so utmalı kondenser

### 3.3.3.1.2 Dinamik hava so utmalı kondenserler ve özellikleri

Hava akımını artırmak için fan eklenen bu tip kondenserlerde, ısı transfer yüzeyindeki hava hareketi artırılarak kondenser kapasitesi yükseltilebilir. Dinamik tip kondenserler genellikle kanatlı-borulu ya da telli-borulu olarak üretilirler. Bu tip kondenserlerin kullanıldığı so utma sistemlerinin bazılarında, termostatik olarak fan devrinin ayarlanabilmesi olanağı bulunmaktadır. Statik hava so utmalı kondenserlerden farklı olarak, dinamik hava so utmalı tip kondenserler ( ekil 3.14), daha büyük so utma yükleri için elverişlidir. Kullanımlarını kısıtlayıcı bazı dezavantajları bulunmaktadır. Bunların başlıcalarında;

- Maliyetinin yüksek olması,
- Gürültülü çalışmaları,

gelmektedir.

Bu tip kondenser uygulamalarında fanın seçimi, hava direnci, ses düzeyi, yer gereksinmesi vb. gibi tasarım şartları ile yakından ilgilidir.

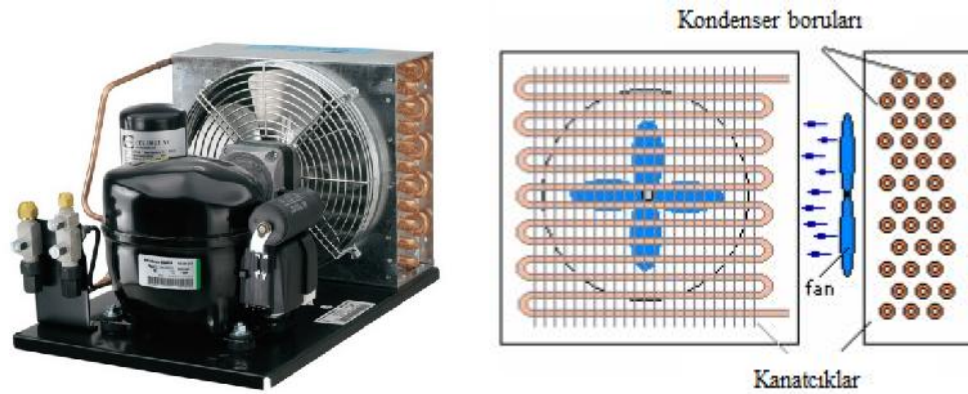
Son yıllarda ev tipi so utucularda da boru-teli tip dinamik tip kondenserler kullanılmaktadır. Uygulamada, en sık rastlanan ve daha çok ticari uygulamalara yönelik, gücü 5 HP' ye kadar olan bütün so utma devrelerinde tercih edilerek kullanılan kondenserlerdir. Vitrin tipi so utucular, i e tipi so utucular, erbetlikler ile pencere ve split tip klimalar en çok kullanılan uygulamalarıdır.



**ekil 3.14** Dinamik tip hava so utmalı kondenser

Dinamik hava so utmalı kondenserler, so utucu akı kanlar için genellikle bakır boru-alüminyum kanat düzeninde, bazen de bakır boru-bakır kanat, bakır veya çelik boru-çelik kanat düzeninde üretilirler. Alüminyum ala mı boru ve kanat imatları da uygulamada görülmektedir.

ekil 3.15'te ticari tip (vitrin tipi, market tipi, erbetlik, sebil vb.) uygulamalarda sıklıkla görülen, fanlı tip kondenserin kompresör ile gruplandırılması yapı gösterilmektedir. Çe itli güçlerde ve farklı uygulamalarda kullanılmak üzere hazırlanan paket tipi bu gruplar, uygulamada sıklıkla tercih edilmektedir.



**ekil 3.15** Kompresör ile birlikte gruplanmış fanlı hava so utmalı dinamik kondenser [20]

Büyük kapasiteli so utma sistemlerinde ısı yükünün sistemden uzakla tırılabilmesi için fazla miktarda hava hareketine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu hava hareketini sağlayacak fan devirleri 900 ile 1500 dev/d arasında değişimlik gösterir. Kondenser fanları genellikle eksenel tip olup sessizlik istenen yerlerde radyal tip fan tercih edilir.

Serpantinden geçen hava hareketi, ya kayı tahrikli santrifüj bir fan ya da doğrudan tahrikli pervane tip bir fanla oluşturulur. Düşük devirli geniş kanatçıklı pervaneler, istenen hacimdeki havayı, aşırı gürültü yapmaksızın serpantinün üstüne doğru hareket ettirebilir. Hava so utmalı kondenserler, kompresörlerle birlikte gruplandırılabilir gibi kompresörden ayrı, uzak bir mesafede tertiplenmiş (split kondenserler) olarak da kullanılabilirler ( ekil 3.16).

Genelde boruların durumu, kanat aralıkları, derinlik gibi tasarım özellikleri, hava debisi ihtiyacını, hava direncini ve dolayısıyla fan büyüklüğü, fan motor gücünü ve hatta grubun ses seviyesi ve maliyetleri etkilemektedir. Uygulamada binanın yanına veya terasına monte edilebilen fanlı, kanatçık-boru tipinde, hava so utmalı kondenserler de

görülebilmektedir. Böyle açık hava yerle imlerinde so utucu olarak havanın, yeterli miktarda sa lanması mümkün olacaktır ve böylece bina içinde arzu edilmeyen sıcaklıklar önlenmi olacaktır.



**ekil 3.16** Büyük ısı yüklerini kar ılamak üzere üretilmi hava so utmalı kondenser uygulamaları

Hava so utmalı kondenserler kullanıldıkları devrenin özelli ine ve ısı yüküne ba lı olarak (özel durumlar hariç) standart ölçülerde üretilirler. Kondenserlerden beklenen, geli ebilecek a ır ortam artlarında da performans verebilmeleridir. Bu nedenle kondenser seçimi yapılırken sistemde kullanılacak so utucu akı kanın türü ve a ır yük ko ulları da dikkate alınmalıdır.

### 3.3.3.2 Ev tipi so utucularda kullanılan hava so utmalı kondenserler

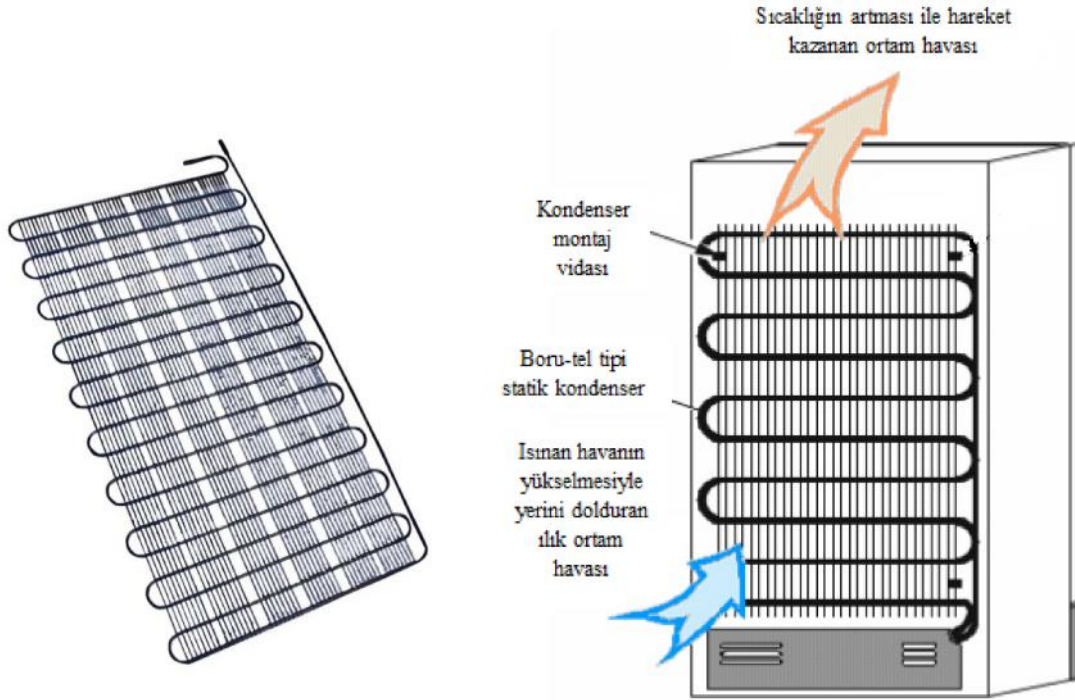
Ev tipi so utucularda (buzdolapları ve derin dondurucularda) en sık görülen kondenser uygulamaları a a ıdaki gibi sıralanabilir;

- Boru-tel tipi statik kondenserler,
- Boru-plaka tipi statik kondenserler,
- Boru-kanat tipi statik kondenserler,
- Boru-tel tipi dinamik kondenserler,

bunlardan en yaygın olarak kullanılanı, boru-tel tipi statik ve boru-tel tipi dinamik kondenserlerdir. [20]

### 3.3.3.2.1 Boru-tel tipi statik kondenserler

Genellikle çelik veya içine ve dışına bakır kaplanmış demir borulardan üretilen kondenserler teknik itibarıyla dikey veya yatay tipte kullanılmaktadır.



**ekil 3.17** Boru-tel tipi statik kondenser [20]

Kondenser imalatında, borular, uygun boyda kesilip U ekinde büküldükten sonra bir kalıba konumlandırılır. Her iki tarafına, ısı transfer yüzeyini artırmak amacıyla teller dizilerek yine aynı kalıp içinde punto kaynak makinesi ile soğutucu boru ile teller birbirine kaynatılır.

Tellerin görevi ısı transfer yüzeyini arttırmasıdır. Azot gazı ile basınç kontrolünden geçen kondenser, korozyona karşı daha dirençli olması için boyanmaktadır. Son işlem olarak azot gazı doldurularak her iki ucundan hava sızdırmaz şekilde tapan kondenser, kullanıma hazır hale gelir.

ekil 3.17’de ev tipi soğutucularda (buzdolabı, derin dondurucu vb.) kullanılan telli-borulu tip statik kondenser ve örnek mekanik buzdolabı görülmektedir.

Ev tipi soğutucularda kullanılan boru-tel tipi statik kondenser üzerindeki hava akımı beraberinde toz vb. kirleticilere de hareket kazandırmaktadır. Zamanla kondenserin tel ve



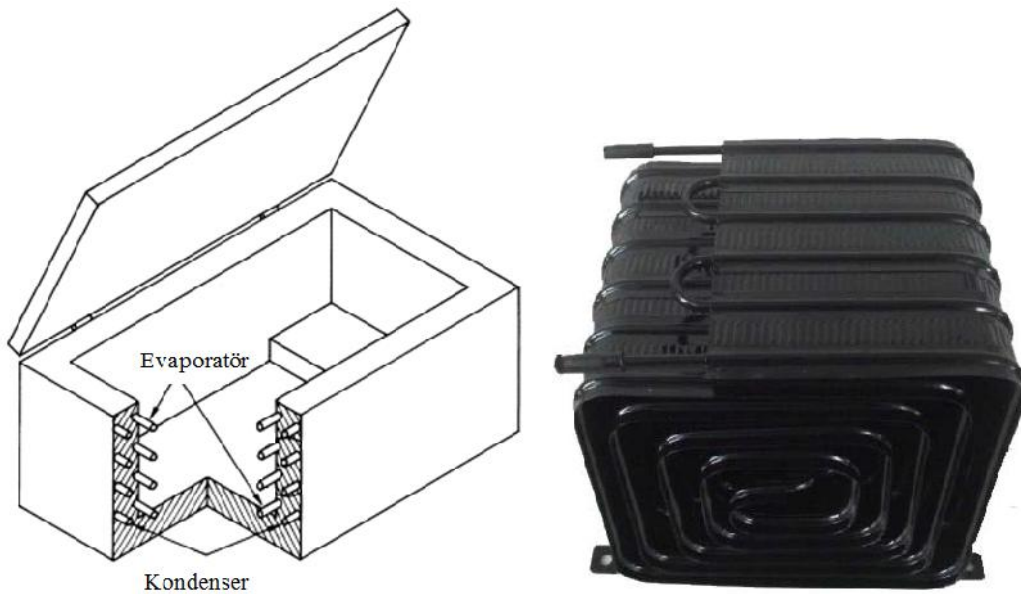
boru yüzeylerinde biriken kirler ısı transferini önemli ölçüde düşürür. Bu durum kompresörün aşırı ısı yüküne maruz kalmasına, verim kaybı ve aynı zamanda fazla enerji tüketimine neden olmaktadır. Bunun önüne geçmek için kondenserin nadiren de olsa temizlenmesi gerekir.

Bazı derin donduruculu çift kapılı buzdolaplarında, iki kapı arasındaki yüzeyde yoğun buğu önlemek için elektrikli rezistans (ısıtıcı) yerine kondenser ısısından yararlanılması tercih edilir. Bu tip uygulamalarda kondenser borusu bu bölgeden geçirilir. [20]

Bu uygulama ile sistem verimi arttırılacağı gibi elektrikli ısıtıcıya gerek kalmaması, ürünün toplam elektrik enerjisi tüketimini önemli ölçüde azaltacaktır.

### 3.3.3.2 Boru-plaka tipi statik kondenserler

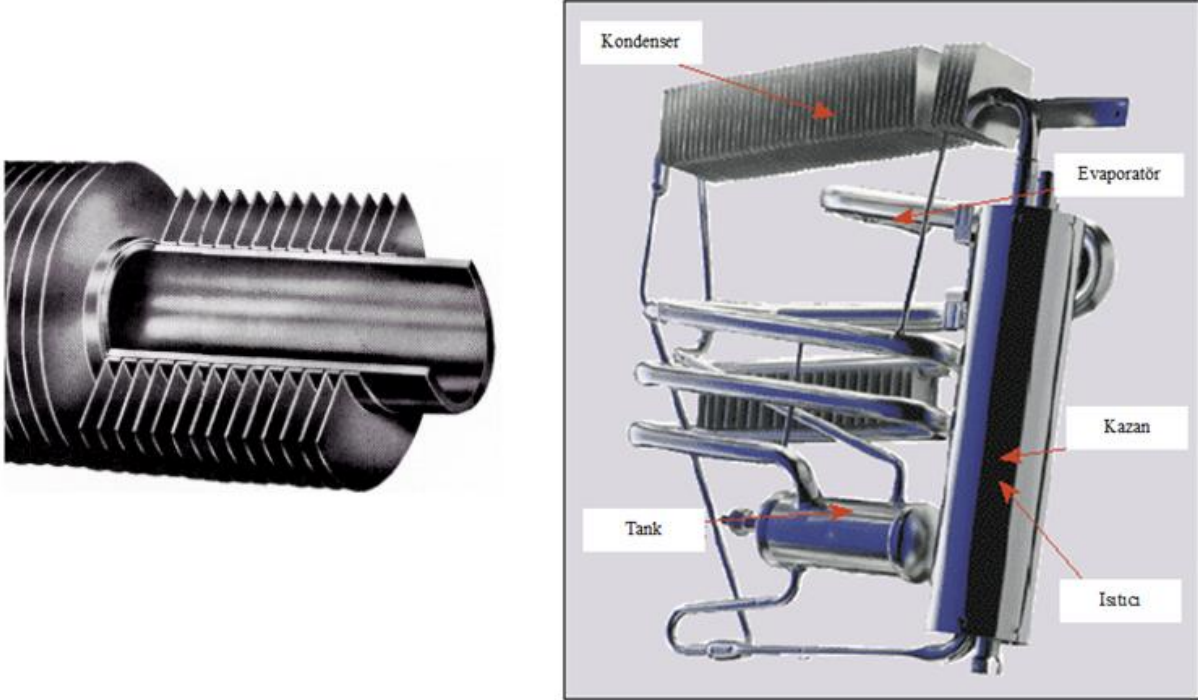
Kondenser boruları, geniş ısı transferi yüzeyine sahip ince saç plaka üzerine yapılarak bu tip kondenserler üretilmektedir. Yaygın olarak sandık tipi derin dondurucularda kullanılmaktadırlar (ekil 3.18). Bu tip kondenserler bazen dolabın gövde arka veya yan yüzeyine ve yalıtım örtüsü dışında yerleştirilmektedirler. Bazı soğutucularda ise kondenser, gövdeyle birlikte mono blok (birleşik) halde sisteme dahil edilmiştir. Ancak bu tarz uygulamalardaki, kondenser arızaları sonucu gövdenin de deprem görmesi gerekmektedir. Konstrüksiyon yapıları itibarıyla, ısı transfer yüzeyleri daha azdır ve bu nedenle çok verimli değildirler. Boru-plaka tip kondensere, geniş yüzey alanı gerektiren uygulamalarda sık karşılaşılmaz. [20]



**ekil 3.18** Boru-plaka tipi statik kondenser uygulamaları [21]

### 3.3.3.2.3 Boru-kanatçık tipi statik kondenserler

Isı transfer yüzeyi ince saç kanatçıklar eklenerek artırılmış ve kanatçıkların içinden so utucu borularının geçirilmesiyle elde edilen kondenser uygulamasıdır. Kanatçık ve borular akı kanın cinsine göre genellikle bakır veya çelikten üretilmektedir.



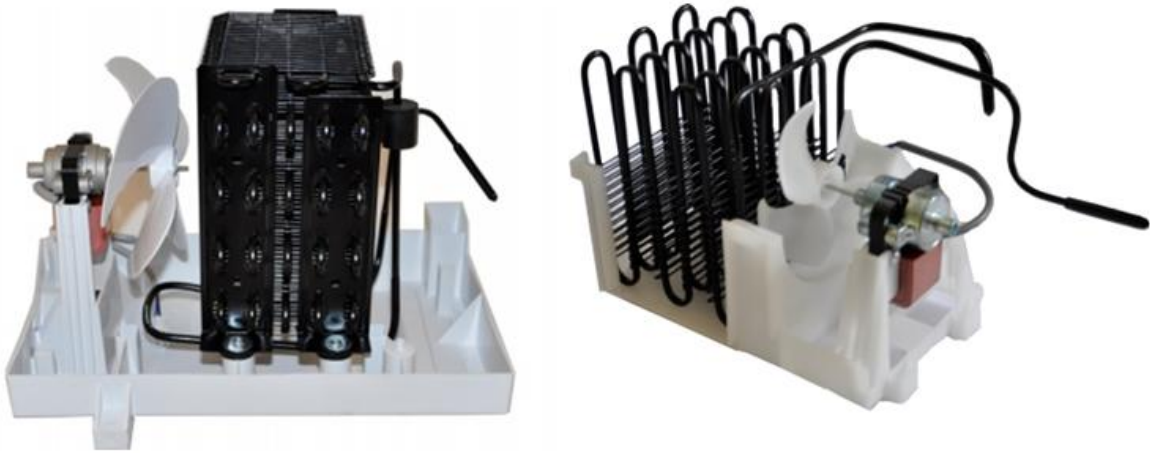
**ekil 3.19** Boru-kanatçık tipi statik kondenser ve absorpsiyonlu so utma çevrimi [20]

Boru kanatçık tipi hava so utmalı kondenserler, halokarbon (freon türevi) so utucu akı kanlar için genellikle, bakır boru ve bakır kanat, bakır veya çelik boru ve çelik kanat ve bazen de bakır boru ve alüminyum kanat düzeninde uygulamada görülürler. Boru-kanatçık tip statik kondenserleri, özel uygulamalar dı ında görmek çok mümkün de ildir. Özellikle sessiz çalı ması sebebiyle, halen otel odaları için tercih edilen ve so utucu olarak amonya ın kullanıldı ı küçük hacimli, absorpsiyonlu so utucularda boru-kanatçık tipi statik kondenserler kullanılır [20] ( ekil3.19).

### 3.3.3.2.4 Boru-tel tipi dinamik kondenserler

Son yıllarda ev tipi buzdolaplarında kullanımı yaygınla an bu kondenser çe idinde, ısı transfer yüzey alanı statik kondensere küçük olmasına kar ılıklı, fan yardımıyla zorlanmı ta nım ile ısı transferi sa lanmaktadır. Bu durum evaporatör ve kompresörden akı kana

geçen ısının daha küçük boyutlardaki kondenslerden atılabilmesine olanak sağlamaktadır. Uygulamada daha çok çelik boru ve çelik tellerden imal edilir ( ekil 3.20). Dezavantajları sesli olmaları ve ilave olarak fan motoru ve fan maliyetinin yanı sıra güvenlik için önüne koruma kapağı gelmesi zorunludur. Ancak ev tipi buzdolabı arkasında kondenser görüntüsünün ortadan kalkması ve statik kondenserlerdeki temizleme zorunluluğunun, bu tip kondenselerde olmaması kullanıcı tarafından olumlu olarak karılanmaktadır. Fan devrinin ayarlanabildiği tür ev uygulamalarında ise gerekli durumlarda daha fazla ısı transferi sağlanarak ürün performansı artırılabilir.



**ekil 3.20** Farklı şekillerde boru-tel tipi dinamik kondenseler [34]

### 3.3.3.3 Hava soğutmalı kondenselerin avantajları ve uygulama alanları

Genellikle gücü 1 HP' ye kadar olan soğutma devrelerinin hemen hemen hepsinde, 5 HP' ye kadar olan kompresör ve kompresör grupları ile donatılmış soğutma devrelerinin büyük çoğunluğunda hava soğutmalı kondenseler kullanılmaktadır.

Her türlü soğutma uygulamasına uyarlanabilecek yapıdadırlar. Ev tipi ve ticari soğutucular, soğuk odalar, pencere tipi klima cihazları, vb. benimsenmiş uygulama alanlarıdır.

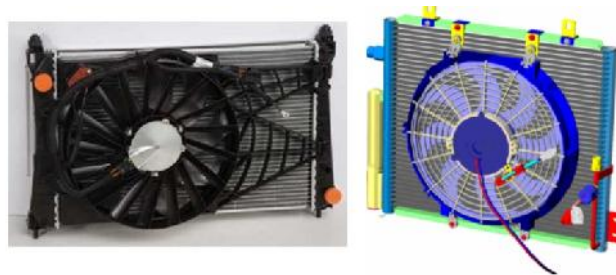


**ekil 3.21** Farklı yönde akı kan hareketi sa layan hava so utmalı kondenser uygulamaları

Kondenserden hava geçi i dü ey ve yatay yönde olacak tarzda düzenlenebilir. Di er taraftan, fan, havayı emici veya itici etkiyle hareketlendirecek ekilde konumlandırılabilir. ( ekil 3.21)

So utma çevriminin verimli olabilmesi, birim zamanda kondenser üzerinden transfer edilen ısı miktarı ile ilgilidir. Bu yüzden özellikle frigorifik araç ve araç klimalarında kondenserin hem malzeme hem de konstrüksiyonu büyük önem ta ırmaktadır.

ekil 3.22’de otomobil klimalarında kullanılan kondenser, kondenser fanı ve davlumbazı gösterilmektedir. Böyle bir uygulamada davlumbaz, dinamik hava hareketini kondenser üzerinde yo unla tırarak, küçük hacimlerde olu an büyük ısı yüklerin kar ılanmasına olumlu yönde etki eder.

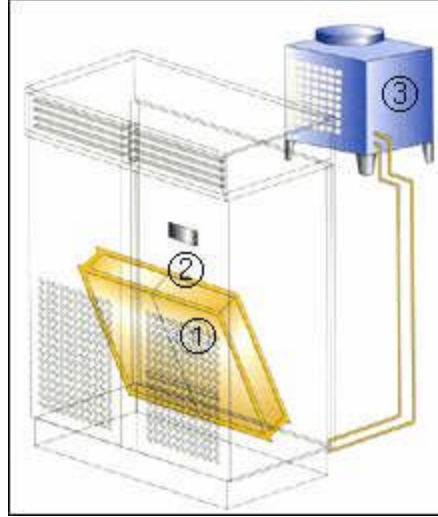


**ekil 3.22** Otomobil kondenseri, davlumbaz ve fan grubu [20]

### 3.3.3.4 Kondenser kapasitesine ortam sıcaklı ının ve basıncının etkisi

Bir so utma sisteminin bekleneni verebilmesi, büyük ölçüde yo u ma basıncının ve sıcaklı ının belirli sınırlar arasında tutulmasıyla mümkün olmaktadır. Bu ise kondenserin

çalı ma rejimi ile yakından ilgilidir. A ırı yo u ma ve sıcaklı ın dü ürülmesi, kondenserin yeterli so utma alanına sahip olmasıyla ( ekil 3.23) alakalı oldu u kadar, hava devresinde yeterli debi ve sıcaklıkta havanın bulunmasıyla da ili kilidir.



**ekil 3.23** Yeterli hava debisini sa lamak amacıyla tertiplenmi kondenser uygulaması [20]

Kondenserde so utucu akı kanın yo unla tırılması için kullanılan havanın sıcaklı ının dü ük, kondenser üzerinden akan miktarının fazla ve akma hızının yüksek olması, so utma verimini arttıracaktır.

### 3.4 Genle me Valfleri

deal so utma çevriminde, kompresör giri inde doymu buhar, kompresör çıkışında kızgın buhar halinde olan so utucu akı kan, kondenserde yo u arak sıvı fazına geçer. Sıvı so utucu akı kanın çevrim ba langıcındaki ıslak buhar haline gelebilmesi için evaporatörde buharla ma basıncına dü ürülmesi gerekmektedir. Kondenser çıkışındaki sıvı so utucu akı kanı evaporatörde buharla ma basıncına dü ürerek akı kanın buharla masını sa layan elemanlar, direkt genle meli sistemlerde, genle me valfi olarak isimlendirilir ( ekil 3.24). Sistemde, sıvı kontrol elemanından beklenti, evaporatörde buharla an so utucu akı kan buharı kadar sıvı so utucu akı kanı, evaporatöre göndermektir. [15]

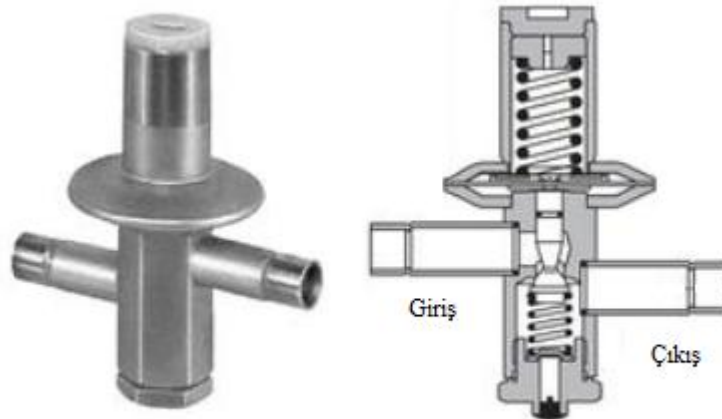
Genel olarak otomatik ve termostatik olmak üzere iki tip genle me valfi kullanılır. Günümüzde ev tipi buzdolabı ve derin dondurucular gibi küçük so utma kapasitelerinde genle me valflerinin kullanımına çok sık rastlanmamaktadır. Genle me valfinin yerini bu uygulamalarda kılcal borular almı tır.



ekil 3.24 Farklı tipte genle me valfleri

### 3.4.1 Otomatik genle me valfleri

Otomatik genle me valfleri, ( ekil 3.25) sadece ayar edilen belirli bir buharla ma basıncını sabit tuttu undan büyük tesislerde tercih edilmezler. So utma yükünde meydana gelen ani de i iklikler, buharla tırıcıda sıcaklı ın ve basıncın çok hızlı yükselmesine sebep olmaktadır. Bu durumda genle me valfi kapanarak buharla tırıcıya gereken so utucu akı kanın gelmesini engeller. Bunu önlemek için, ayar vidası elle müdahale edilerek gev etilmeli ve üst yayın gerilimi azaltılmalıdır. [16]

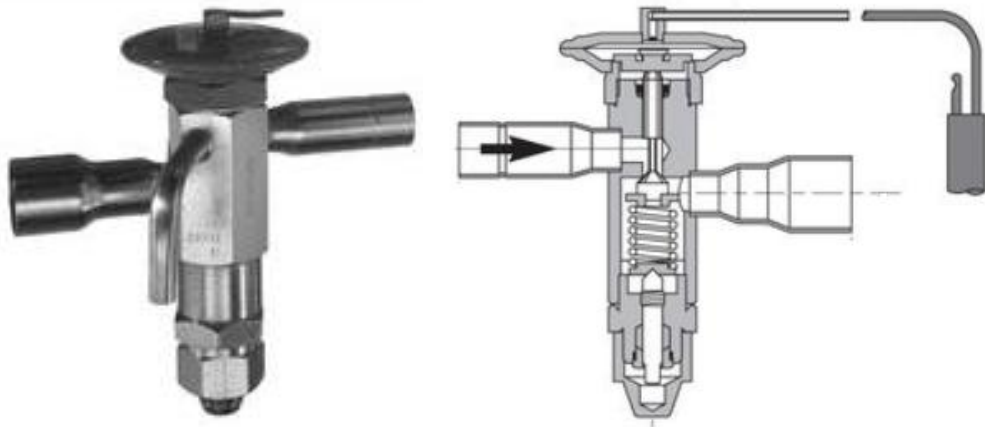


ekil 3.25 Otomatik genle me valfi [39]

### 3.4.2 Termostatik genle me valfleri

Bu valfler yapı bakımından otomatik genle me valflerine benzer, ancak termostatik genle me valflerinde, diyaframa, buharla tırıcı basıncından ba ka, sıcaklık hissedici sistemin

meydana getirdi i basınçta etki etmektedir. Termostatik genle me valfi ( ekil 3.26) ayar kabiliyeti bakımından otomatik genle me valfine göre daha kullanı lıdır. So utma yükündeki artı a göre so utucu akı kanın debisini devamlı olarak ayarlamak mümkündür. Ayrıca termostatik valf, kızma derecesine ayarlanarak, buharla tırıcı çıkışında so utucu akı kanın bir miktar kızdırılması sa lanabilmektedir. Çok dü ük kızma derecesinde, kompresör durdu u zaman genle me valfinin tam kapanamayabilir. Bu durumda sisteme genle me valfinden önce bir manyetik valf monte edilerek önlem alınmalıdır. Kompresörü tahrik eden elektrik motorunun akımı kesildi inde, manyetik valf de kapanacaktır. [15]



**ekil 3.26** Termostatik genle me valfi [39]

### 3.5 Kılcal (Kapileri) Boru

zentropik sıkı tırma i leminin ardından kondenserde sıvı hale gelen so utucu akı kanın, yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına, geçi ini (evaporatörde buharla an so utucu akı kan miktarı kadar) kontrol altına alan, so utma sistemin önemli elemanlarındanıdır. Kılcal boru sisteme, kondenserin çıkışı ile evaporatörün giri i arasına filtre kurutucu ile birlikte ba lanır. Ev tipi buzdolapları ve küçük tip iklimlendirme cihazlarının so utma devrelerinde genle me valfi yerine kullanılan yakla ık 0.6-1.2 mm iç çapında bakır boru ekinde tarif edilebilir ( ekil3.27). Çok küçük boru iç çapı nedeniyle sıvı so utucu akı kan, gaz halindeki so utucu akı kana göre daha kolay ve çabuk hareket etmektedir. So utma yüküne göre evaporatörde buharla an so utucu akı kan miktarı kadar sıvı so utucu akı kan geçi i kılcal boru ile gerçekleştirilir.

So utma yükü azaldı ı zaman evaporatöre ta ınan so utucu akı kan miktarının da azaltılması gerekmektedir. Aksi takdirde evaporatörde sıvı yı ılması olacak ve emme hattına

sıvı halde so utucu akı kan gidecektir. Bu durumda, evaporatörde buharla an akı kan miktarı azaldı ndan, kılcal boru çıkışında buharla ma meydana gelerek sıvı so utucu akı kanın geçi ine direnç olu turacaktır ve akı kontrollü olarak sa lanacaktır.

Kılcal borunun so utma devrelerinde kullanılmasının yarattı ı avantajlar u ekilde sıralanabilir;

- Basit fiziksel yapısından ötürü dü ük maliyetlidir,
- Hareketli parçası yoktur,
- Bakım ve onarıma ihtiyaç duymamaktadır.



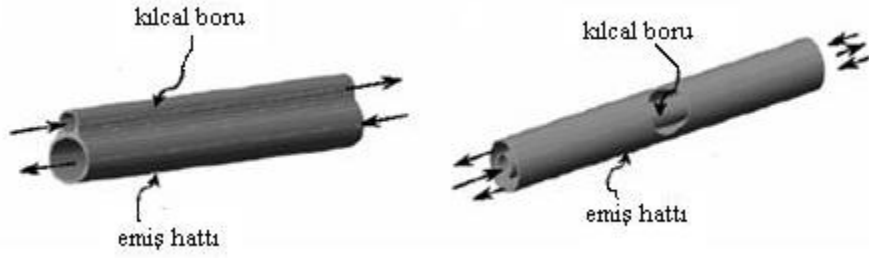
**ekil 3.27** Kılcal boru

Kompresör durdu u zaman alçak ve yüksek basınç devreleri arasında bir köprü vazifesi görerek yüksek basınç tarafındaki akı kanın alçak tarafına geçmesini sa lamaktadır. Bu suretle her iki devre basıncı birbirine e itlenir (dengeleme basıncı) ve kompresör tekrar kalkı yaparken büyük bir basınç yükü ile kar ıla mamı olur. Aksi takdirde kompresör kalkı yapamayacaktır.

Ev tipi buzdolaplarında kılcal boru, bir taraftan evaporasyonun dü ürülmesi ve di er taraftan kompresöre giden so utucu akı kanın kızgınlı ının artması için emi hattı içine konumlandırılmaktadır. ( ekil 3.28) Böylelikle so utma kapasitesi yükselir ve kompresöre sıvı olarak akı kan gitmesini önlemektedir. Isı de i imi ile so utma i leminin termodinamik verimi iyile ir, bunu so utucu akı kanın entalpisini buharla tırıcıya girmeden önce dü ürüp



kütle akım oranını arttırarak yapar. Bu işlem sonrasında kompresör gücünde bir miktar yükselme olur. [16]



ekil 3.28 Emiş hattı ve kılcal boru [16]

### 3.6 Soğutucu Akı Kanları

Soğutucu akı kanları, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimleri yardımıyla, bir ortamdan çektikleri ısıyı, diğer bir ortama atmak için kullanılırlar.

Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akı kanının ısı geçi özellikleri ile çok yakından ilişkilidir. Soğutucu akı kanlarından, ısı geçi kabiliyetleri ile doğrudan bağlantılı olmayan, birçok koşulu yerine getirmesi beklenir. Bunlar;

- Emniyetli ve güvenilir olmalı, nakli, depolanması, sisteme aktarılması sırasında tehlike oluşturmaması,
- Yalıtım ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuç verebilecek reaksiyonlara girmemesi,
- Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemesi,
- Sistemden kaçması halinde yiyecek malzemelerine ve çevredeki insanlara zarar verecek bir etki yapmaması,
- Havaya karıştırmada yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmaması, eklende sıralanabilir.

Bunun yanında sistemin verimli çalışması ile de doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle aşağıda sıralanan özelliklerde yine soğutucu akı kanlarından beklenir.

- Daha az enerji tüketimi ile daha çok soğutma elde edilebilmeli,
- Soğutucu akı kanının buharlaşma ısısı yüksek olmalı,
- Evaporatörde basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalı,

- Yo u ma basıncı dü ük olmalı,
- Viskozitesi dü ük, yüzey gerilimi az olmalıdır.

Ev tipi ve ticari so utucularda kullanımı sıkça görülen bazı so utucu akı kan tipleri;

- R717 Amonyak (NH<sub>3</sub>)
- FREON 22
- R-22
- R-134a
- R-404A
- R-407C
- R-600A

eklinde sıralanabilir. [15]

### 3.7 Termostat

So utulacak hacim, akı kan veya evaporatör gibi kısımların sıcaklıkların belirli de erler arasında kalmasını sa layan kumanda kontrol elemanlarıdır. [22]

Termik geni leme valfinde oldu u gibi termostatin hassas olan ucu so utma devresinin, sıcaklı ı kontrol edilecek kısmına ba lanır. Ayar edilen sıcaklı a göre elektrik devresini açıp kapatarak, kompresörü tahrik eden elektrik motorunu ya da manyetik valfini kumanda etmektedir. [17]

Termostat esas olarak hassas uç, kılcal boru ve körükten meydana gelmi tir. ç yapısında yine so utma sistemlerinde kullanılan gazlardan biri bulunmaktadır. (R12, R134a vb.) Ev tipi buzdolaplarında, içi gaz dolu kılcal boru ucundaki hassas uç, buharla tırcıya ba lanmı tır.

Buharla tırcıdaki sıcaklık dü tükçe kılcal boru içerisindeki so utucu akı kan hacmi küçülür ve körük daralarak konta ı açar. Böylece elektrik devresi açık hale gelir ve kompresör durur. Evaporatördeki sıcaklı ın yükselmesi ile sistem tam tersine çalı ır. Körük geni leyerek, kontak kapanır ve elektrik devresi tamamlanarak kompresör yeniden çalı ır. Bu ekilde so utma sıcaklı ı, termostatta ayarlanan de erde kalması sa lanır.

Günümüzde termostatların yerini kart kontrollü sensörler almaya başlamıştır. Bu ürünlerde sensörler yine buharlaştırıcı ve hava sıcaklığını ölçerek soğutma sıcaklığının istenilen sıcaklık arasında kalmasını sağlamaktadır.

### 3.8 Kurutucu ve Süzgeç

Soğutma sistemlerinde çevrimin kusursuz bir şekilde devam etmesi, sistemin iç temizliği ile yakından ilgilidir. Sistemin içinde sadece kuru ve temiz soğutucu akışkan ile kuru ve temiz yağ dolaşması gerekmektedir.

Akışkanın içine bazen sisteme doldurmadan önce ve bazen de sistemin diğer elemanlarından bir miktar nem karışabilmektedir. Bu nem kılcal borunun, evaporatöre girişinde donarak sistemi tıkayabilir ve çevrimin tamamlanamamasına neden olur.

Sistem içerisinde, imalat aşamasında, boru uçlarına takılan tapanın deformasyonu kaynaklı toz ya da parçacık karışabilir. Bu da yine kılcal boru iç çapı düştüğünde sistemi tıkanmasına neden olacaktır.

Kondenser çıkışına konulan kurutucu ve süzgecin (drayer ve süzgeç) görevi, nem ve asitleri emerek tutmak küçük katı maddeleri de (toz vs.) süzmektir. Kurutucu ve süzgeç üç kısımdan meydana gelir (ekil 3.29).

- Her iki ucunda kondenser ve kılcal boruların girebileceği delikler bulunan bakır gövde,
- Ufak katı maddeleri tutan, ince delikli süzgeç,
- 4–5 mm çapında soğutucu akışkan içinde bulunabilecek nem ve asitleri tutma özelliği bulunan nem emici kimyasal maddeler.



**ekil 3.29** Kurutucu ve süzgeç

## 4. METARYAL VE YÖNTEM

Momentum, ısı ve kütle transferi i lemlerini tanımlamak için kullanılan denklemler Navier-Stokes denklemleri olarak bilinmektedir. Bu kısmi diferansiyel denklemlerinin analitik olarak çözülmesi neredeyse mümkün de ildir. Ancak bu denklemler, günümüzde geli tirilen yazılımlar ve paket programlar yardımıyla sayısal olarak yapılabilmektedir.

HAD (Hesaplmalı Akı kanlar Dinami i) kodları içinde bu denklemlerin çözümüne farklı yöntemlerle ula ılabilir. ANSYS-FLUENT sonlu hacimler yöntemine göre çözüm üretir. Bu teknikte çözüm alanı, kontrol hacmi olarak adlandırılan küçük bölümlere ayrılır. Denklemler her bir kontrol hacmi için ayrıklı rılarak iteratif olarak çözülür. Sonuç olarak her kontrol hacmindeki de i kenler tüm akı alanı içinde ba tan sona tespit edilir. Böylece akı ın davranı ı tespit edilmi olur.

Hesaplmalı akı kanlar dinami i, akı , ısı transferi ve bunlarla ili kili di er fiziksel durumların bilgisayar tabanlı benzetim yöntemidir. Akı kanlar mekani i altında bilinen korunum denklemlerinin, bilgisayar yardımıyla sayısal olarak çözülmesini temel almaktadır. [23]

### 4.1 HAD Süreci

Bir problemin hesaplmalı akı kanlar dinami i yöntemiyle modellenmesinde, ilk a ama, çözüm hacminin bir bilgisayar destekli tasarım (CAD) programı ile çizilmesidir. Sonrasında olu turulan bu hacim, hesaplmalara uygun olarak sonlu hacimlere bölünür yani bir di er de i le çözüm a ı olu turulmalıdır. Ardından sınır ko ullarının eklenmesi ile çözüm a masına geçilerek, problem çözdürülür. Çözüm bitti inde, modellenen probleme ait sonuçlar, görsel ve sayısal olarak elde edilebilir. Elde edilen sonuçlar neticesinde geometri, çözüm a ı veya sınır ko ulları de i tirilerek, çözdürme i lemi yinelenabilir. Fluent programında bir problemin çözümü için gidilen yol haritası ekil 4.1'de gösterilmi tir. [23]



**ekil 4.1** Problem çözümünde incelenen yol haritası [23,24]

## 4.2 Akı ve Isı Transferi için Korunum Denklemleri

Çalı mada akı , kartezyen koordinatlarda incelenmi , üç boyutlu, sürekli ve tek fazlı kabul edilmi tir. Akı kan olarak kabul edilen havanın  $T_f$  sıcaklı ndaki (film sıcaklı ı) termofiziksel özellikleri Tablo 4.1'de verilmi tir. Kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri sırasıyla,

Sürekliplik diferansiyel denklemi;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Momentum diferansiyel denklemleri x, y ve z yönünde sırasıyla;

$$\dots \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + F_x \quad (4.2)$$

$$\dots \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \sim \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + F_y \quad (4.3)$$

$$\dots \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \sim \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + F_z \quad (4.4)$$

Enerji diferansiyel denklemi:

$$\dots C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \left( \frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} + v \frac{\partial P}{\partial y} + w \frac{\partial P}{\partial z} \right) + k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \sim W \quad (4.5)$$

eklindedir. [25]

**Tablo 4.1** Havanın Termofiziksel Özellikleri

$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kgK)	$k$ (W/mK)	(kg/ms)
1,081528	1007,96	0,028076	183,094 x10 <sup>-5</sup>

### 4.3 Türbülans Modellemesi

Problem Fluent programında çözülmü ve Realizable k- (RKE) türbülans modeli kullanılmı tır. Bununla birlikte iyile tirilmi duvar yakla ımı (Enhanced Wall Treatment Option) seçene i kullanılmı tır. Ayrıca çözücü seçenekleri u ekilde seçilmi tir.

- Ayrılmı çözümler yöntemi ( segregated solver )
- SIMPLE algoritması
- İkinci dereceden enterpolasyon (second order upwind)
- Hücre temelli en küçük karelere ayırma yöntemi (least squares cell based)
- Hibrit ilk de er (hybrid initialization) ataması
- Çoklu basamak hassasiyeti

Ayrıca yakınsama kriteri 10<sup>-5</sup> civarında tutulmu tur.

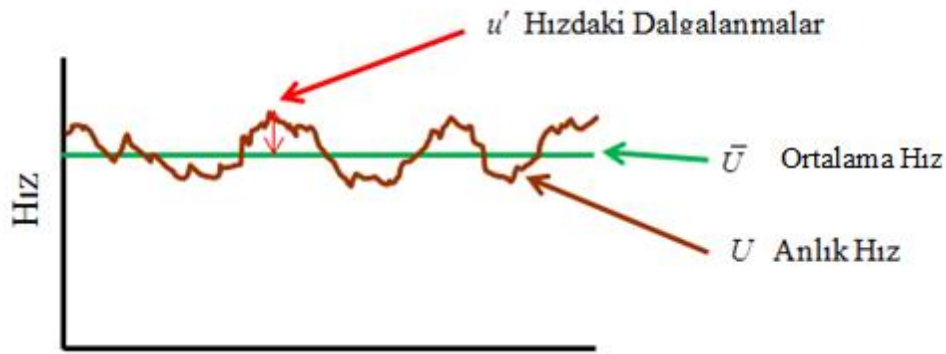
### 4.3.1 Ortalaması alınmış Navier-Stokes denklemleri

Mühendislik hesaplamalarında, türbülanslı akı lar için genellikle Reynolds ortalaması alınmış Navier –Stokes denklemleri kullanılmaktadır. Denklemler, akı davranışı ve türbülans dalgalanmalarının zaman ortalamasını dikkate alarak çözülür.

Burada ortalaması alınan bileşenler  $u$  şeklinde yazılır;

$$\bar{u}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u_i dt \quad (4.6)$$

Anlık değerler, zaman ortalaması alınmış değerlerin toplamı ve dalgalanma bileşenleri olarak tanımlanır. Örnek olarak şekil 4.2 incelenirse;



ekil 4.2 Türbülanslı akı hareketi

Herhangi bir andaki hız;

$$U = \bar{U} + u' \quad (4.7)$$

olarak tanımlanır ve zaman ortalaması alınan hızdaki dalgalanmalar;

$$\bar{u}' = 0 \quad (4.8)$$

olmalıdır. [24,26]

Ortalama Navier-Stokes denklemleri kullanılarak, Reynolds ortalaması alınmış Navier-Stokes (RANS) denklemleri elde edilir.

$$\frac{\partial \dots}{\partial t} + \frac{\partial (\dots \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial (\dots \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\dots \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} u_{ij} \frac{\partial \bar{u}_m}{\partial x_m} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\dots \overline{u'_i u'_j}) \quad (4.10)$$

RANS modelleri iki ana kategoride incelenebilir. ki model arasındaki fark Reynolds gerilme tensöründen  $(-\dots \overline{u'_i u'_j})$  kaynaklanmaktadır.[24]

### 4.3.2 Eddy viskozite modeli

Reynolds gerilmeleri, ortalama hız da ılımına ve türbülans viskozitesine ba lı olarak hesaplanır. Burada  $\sim_t$  Eddy viskozitesi ya da türbülans viskozitesi olarak adlandırılır.

$$-\dots \overline{u'_i u'_j} = \sim_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} u_{ij} \left( \dots k + \sim_t \frac{\partial \bar{u}_m}{\partial x_m} \right) \quad (4.11)$$

Eddy viskozitesi akı kan nitele i ta ımaz, türbülanslı akı karakteridir. Laminer viskozitesi sabit izotermal akı n aksine akı boyunca de i iklik gösterir. Hesaplamalı akı kanlar dinami inde türbülanslı akı modellemesi için Eddy viskozite modellemesi en yaygın kullanıma sahip olan yöntemdir.

Eddy viskozitesi yönteminin bilinen bazı kısıtlamaları vardır. Bunlar;

- Akı n izotropik oldu u kabul edilir ama yine de Reynolds gerilmelerinin yüksek oranda anizotropik oldu u akı bölgeleri vardır. (yüksek kıvrımlı akı çizgisine sahip akı lar, çarpı malar ve döner akı lar gibi)
- Eddy viskozite modeli, Reynolds gerilmelerinin akı taki dönme oranına göre de i imini dikkate almaz.
- Kabul edilen Reynolds gerilme tensörü, her ortalama hız aralı ında do ru sonuç vermeyebilir. [23]

### 4.3.3 Reynolds gerilme modelleri

Bu yöntem Reynolds gerilme terimleri için hareket denklemleri türetmeye olanak sa lar. Bu yöntemde çözülmesi gereken denklem sayısı arttı ı için, model daha karma ık hale gelir. Bununla birlikte, modele ilave edilen denklemler kritik bölgelerdeki belirsizli i



azaltarak Reynolds gerilmelerinin (farklı yönlerdeki hız bilemlerinin vs) daha doğru çözümlmesine yardımcı olur. [24]

#### 4.3.4 Standart k- $\nu$ türbülans modeli

Hızdaki dalgalanmaların varyansına türbülans kinetik enerjisi denir ve  $k$  ile gösterilir.

$$k = \sqrt{u'^2 + v'^2 + w'^2} \quad (4.12)$$

Türbülans kinetik enerjisi içeren yeni momentum denklemi aşağıdaki gibi düzenlenir;

$$\frac{\partial(\dots k)}{\partial t} + \frac{\partial(\dots \bar{u}_i k)}{\partial x_i} = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \dots \nu + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \dots + \frac{\nu_t}{k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.13)$$

Türbülans kinetik enerjisi  $k$ , ortalama akı  $\bar{u}_i$  takisi, türbülans dalgalanmalarından transfer edilen kinetik enerjidir.

Türbülans kinetik enerjisinin yayılma oranı  $\nu$ , iç enerji dahilinde bulunan kinetik enerjinin yayılımı olarak tanımlanır.

$k$ , ortalama akı dalgalanmalarının varlığı nedeniyle ortaya çıkar ve viskoz etkiler tarafından yayılır. Üretim ve yayılma arasındaki dengesizlik, türbülans kinetik enerjisinin artmasına ya da azalmasına neden olacaktır.

Denklemdaki  $\nu$  türbülans kinetik enerji yayılım oranı,  $k$  türbülans kinetik enerjisi ve  $L_t$  türbülans uzunluk ölçüsü ile ifade edilebilir.

$$\nu \cong \frac{k^{3/2}}{L_t} \quad (4.14)$$

Bu durumda momentum denklemi;

$$\frac{\partial(\dots \nu)}{\partial t} + \frac{\partial(\dots \bar{u}_i \nu)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \dots + \frac{\nu_t}{\nu} \right) \frac{\partial \nu}{\partial x_j} \right] + C_{1\nu} P_k \frac{\nu}{k} - C_{2\nu} \dots \frac{\nu^2}{k} \quad (4.15)$$

Burada  $\mu_t$  türbülans viskozitesidir. Standart k- $\nu$  modeli türbülans viskozitesini türbülans kinetik enerjisi ve türbülans yayılım oranı ile ilişkilendirir.

$$\tilde{\nu}_{eff} = \tilde{\nu} + \tilde{\nu}_t \quad (4.16)$$

Türbülans kinetik enerji denklemi ile birlikte, Eddy viskozitesi a a ıdaki gibi yazılabilir;

$$\tilde{\nu}_t = \dots C_\nu L_t \sqrt{k} = \dots C_\nu \frac{k^2}{\nu} \quad (4.17)$$

$P_k$  viskoz kuvvetlerden dolayı oluşacak türbülans üretimini temsil eder ve  $u$  ekilde ifade edilir.

$$P_k = \tilde{\nu}_t \left( \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \left( 3 \tilde{\nu}_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} + \dots k \right) \quad (4.18)$$

Burada  $C_{\nu 1}$ ,  $C_{\nu 2}$  model sabitleridir ve a a ıda Tablo 4.2' de verilmiştir.

**Tablo 4.2** Standart k-v türbülans modeli sabitleri [24]

Standart k-v Sabitleri	Değeri
$C_\nu$	0,09
$C_{\nu 1}$	1,44
$C_{\nu 2}$	1,92

#### 4.3.5 Realizable k- (RKE) modeli

Standart k-v denkeleminde farklı olarak, türbülans kinetik enerjisi yayılım oranı  $\nu$  denklemi ortalama vortisite dalgalanmalarının karesinden türetilmiştir. Çeşitli gerçekleştirebilirlik durumları Reynolds gerilmeleri için yürütülür. Bu modelde, hem düzlemsel hem de dairesel püskürtmelerde yayılma oranını tam olarak çözebilir.

Ayrıca standard k-v modeli ile karşılaştırıldığında, dönen akı lar, güçlü basınç gradyeni farklılıkları içeren sınır koşulları, ayrılma ve resirkülasyon içeren akı lar da çok daha iyi sonuç vermektedir. [24]

#### 4.3.6 Birleştirilmiş duvar yaklaşımı (enhanced wall treatment option (GUI))

- İki tabakalı bölgesel model ve birleştirilmiş duvar kurallarını kombine ederek çözüm yapar.
- Kompleks duvarlar üzerinde akımlar için uygundur.
- Genellikle viskoz alt tabakayı çözebilmek için duvar kenarlarında ince ağ yapısı gerektirir. [24]

#### 4.4 Çözücü Seçenekleri

Fluent'te iki tip çözücü seçeneği bulunmaktadır;

- Basınç Tabanlı
- Yoğunluk Tabanlı

Basınç tabanlı çözücüler, momentum ve basıncı, birincil denklemler olarak alırlar. Basınç-hız çifti algoritmaları, süreklilik denkleminin yeniden düzenlenmesi ile türetilir. Bu çözücü seçeneğinde iki seçenek kullanımı mümkündür (Şekil 4.3). Bunlar;

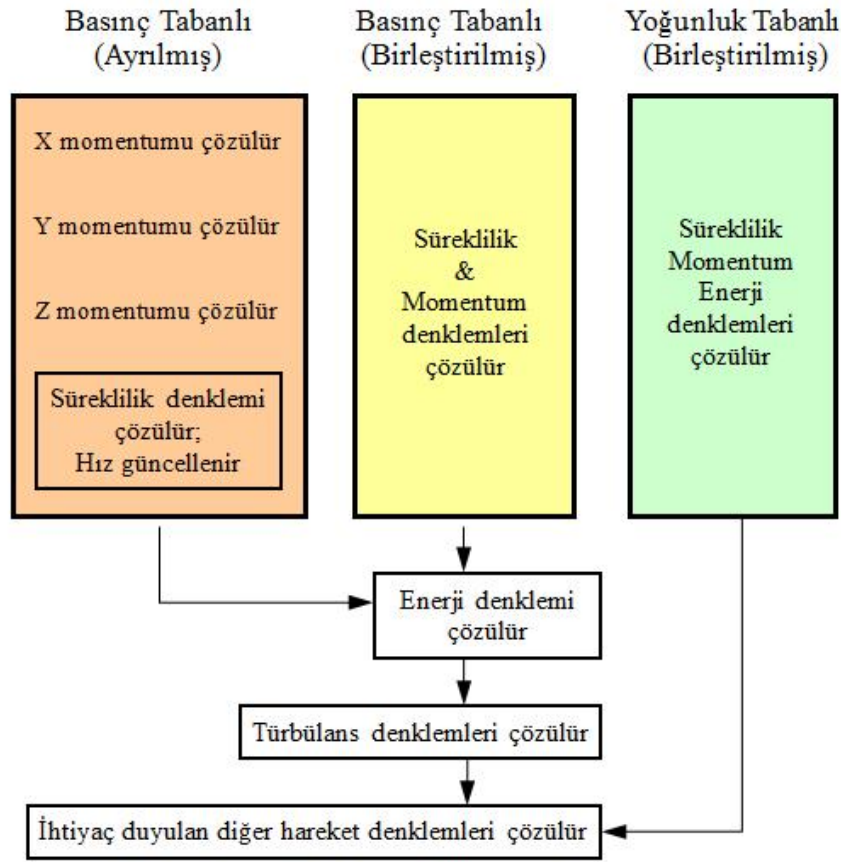
- Ayrılmış (segregated) çözücü,
- Birleştirilmiş (coupled) çözücüdür.

##### 4.4.1 Ayrılmış çözüm yöntemi (segregated solver)

Bu yöntem, süreklilik, enerji ve momentum denklemlerini, yakınsama gerçeği için zamana kadar ayrı olarak çözmektedir. Daha çok sıkı tırlamaz akımların bulunduğu ortamlarda etkili sonuçlar verir. Akımların fiziksel özellikleri, bir önceki iterasyondan elde edilen sıcaklık dağılımları yardımıyla yeniden hesaplanarak süreç devam eder. Eğer hesaba yeni başlanıyorsa ise akımların giriş sıcaklığındaki fiziksel özellikleri hesaplanır. x, y, z yönlerindeki  $u$ ,  $v$ ,  $w$  hız değerlerine ait momentum denklemleri, o anki basınç ve yüzey akısı yardımıyla çözülmektedir.

Hesaplamalarda bulunan hız değerleri, süreklilik denklemini sağlamıyorsa, süreklilik ve lineer edilmiş momentum denklemleri yardımıyla, basınç düzeltmesi denklemi türetilir. Bu denklem hız-basınç dağılımları için gerekli düzeltmeyi elde edebilmek ve kütleli debi, süreklilik denklemini sağlaması için çözülecektir. [27]

Ayrılmı çözücü, sırası ile basınç düzeltmesi ve momentum çözümlenmeleri yaparken, birleştirilm çözücü basınç ve momentum denklemlerini e zamanlı olarak çözer.



ekil 4.3 Fluent çözücü seçenekleri [24]

Basınç tabanlı çözücüler;

- Düşük hızda sıkı tırlamaz akı tan, yüksek hızda sıkı tırlabilir akı profiline kadar, geniş akı rejimleri aralığında çözümlenebilir,
- Daha düşük hafıza gerektirir,
- Çözdürme sürecinde esnekliğe izin verir. [24]

## 4.5 Çözüm Metodu

### 4.5.1 Çözücü algoritması

Basınç tabanlı çözücüler, basınç – hız çiftini, süreklilik ve momentum denklemlerinin kombinasyonu şeklinde, basınç denklemi oluşturularak, nümerik algoritma yardımıyla çözer. Bu durumda 5 farklı algoritma seçeneği karşımıza çıkacaktır.

**SIMPLE** - Fluen'te seçili olarak kararlaştırılan bu algoritma oldukça güvenilir sonuçlar verir.

**SIMPLEC** - Basit problemlerin çözülmesinde (laminer akı, fiziksel hareket bulunmayan problemler) daha kolay yakınsama sağlar.

**PISO** - Ortalama çarpıklıktan daha fazla hücre içeren yapılarında ya da süreksiz akı problemleri için tercih edilir.

**FSM** - PISO ile benzer özellik gösterir ve süreksiz akı problemleri için önerilir.

**Coupled** - Ayrık (segregated) çözücü ayarlarında, basınç tabanlı çözücüler için aktif durumda değildir. [24]

Problemde basınç-hız çifti için SIMPLE algoritması kullanılmıdır. Momentum, süreklilik ve diğer skalerlere ait denklemlerin çözüm algoritması aynıdır;

- Tahmini basınç değerleri  $P^*$  atanır.
- Tahmini basınçtan tahmini hız  $u^*, v^*, w^*$  değerleri hesaplanır.
- Bulunan bu hız denklemleri ile süreklilik denklemindeki basınç düzeltme değerleri tespit edilir.
- Düzeltme değerleri ile gerçek basınç değeri bulunur.
- Gerçek  $u, v, w$  hız değerleri hesaplanır.
- Akının türbülanslı olması durumunda  $u, v, w$  hız değerleri yardımıyla türbülans denklemleri çözülür.
- Sıcaklık değerleri de yukarıda anlatılan yöntemle sırayla hesaplanır.
- Akı kan özellikleri bulunan sıcaklık değeri ile revize edilir.
- R artık değeri hesaplanır. Kullanıcının ayarlayabildiği R değerine göre kararlaştırılır. Bulunan değer, ayarlanan değerden büyük ise iterasyon tekrarlanır. Aksi halde iterasyon sonuçlandırılır. Bir sonraki iterasyon yapılırken en son bulunan basınç değeri, başlangıç basıncı olarak kabul edilir ve işlemler yinelenir. [27]

#### 4.5.2 Enterpolasyon yönteminin belirlenmesi

Fluent programında çözücü değeri kenleri, kontrol hacmindeki hücre merkezlerinde depolanır. Çözümlemede kullanılan hareket denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho w dV + \int_A \rho w V \cdot dA = \int_A \Gamma_w \nabla w \cdot dA + \int_V S_w dV \quad (4.19)$$

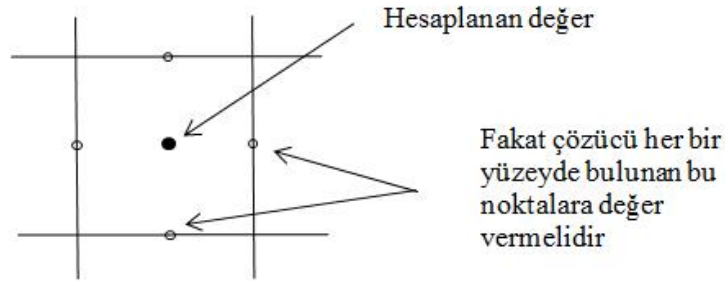
Hücre yüzeyindeki değerler, lineer yeniden yapılandırma yaklaşımı yöntemi kullanılarak çözülür. Yüzey değerleri  $w_f$  Taylor serisi yardımıyla;

$$w_f = w + \nabla w \Delta S \quad (4.20)$$

$$\nabla w = \frac{1}{V} \sum_f^{N_{faces}} w_f A \quad (4.21)$$

çözülür. Burada  $\Delta S$ , bir önceki hücre merkezi ile bundan bir sonraki hücre yüzey merkezi arasındaki yer de i im vektörü,  $\nabla w$  ise ikisi arasındaki  $w$ ' nin de i im miktarıdır.

Hücre merkezindeki hesaplanan değerlerin, ara değerler ile hücre yüzeylerine ( ekil 4.4) yansıtılabilmesi için farklı çözüm metodu seçenekleri mevcuttur.



ekil 4.4 Hücre ve düüm noktası [24]

**Birinci dereceden interpolasyon** – Yakınsaması en kolay yöntemdir ancak sadece birinci dereceden doğruluk verir.

**Güç yasası** – Düşük Re sayılarında birinci dereceden interpolasyon'dan daha doğru sonuçlar verir.

**İkinci dereceden interpolasyon** – İkinci dereceden doğruluk için daha geniş bir tablonu kullanır. Temel olarak trigonal ya da tetragonal yapıları ve akışın düüm noktaları ile hizalı olmadığı durumlarda kullanılırken, denklemlerin yakınsaması zaman alabilir.

**MUSCL** – Bölgesel olarak yapılanmamış alanlarda üçüncü dereceden ayrıştırma yapar. İkinci akışlarda, girdaplarda daha doğru sonuçlar verir.

**QUICK** – Daha çok dörtgen/altıgen yapılarında kullanılır. Üniform yapılarında üçüncü derecede doğruluk verir. [24]

### 4.5.3 Sayısal denklem çözüm yaklaşımları

**Hücre Tabanlı Green-Gauss Yöntemi** – en az kullanılan hesaplama yaklaşımıdır. Çözüm yanlı da ılma verebilir.

**Düüm Noktası Temelli Green-Gauss Yöntemi** – Daha do ru ve yo un hesaplamalı yaklaşımdır. Da ılmadaki hataları minimize eder. Yapılanmamı a yapıları için tavsiye edilir.

**Hücre Temelli En Küçük Karelere Ayırma Yöntemi** – Düüm noktası esaslı e ilim ile (Green-Gauss Node-Based )benzer sonuçlar verirken hesaplama yo unlu u daha azdır. Fluent’te seçilmi olarak kar ımıza çıkar.

### 4.6 Çözücü İlk De erinin Atanması

Çözücü iteratif metod ile çalı ır. Bu nedenle ilk iterasyon öncesinde her bir hücrenin belirlenmi bir de eri olması gerekmektedir. Bu de erler ‘Initialization’ olarak isimlendirilen seçenek ile sa lanır. Bu atanan de erlerin çözüme olan do rulu u ne kadar gerçekçi ise yakınsama da bir o kadar kolay ve mümkün olacaktır. Bu durumda kullanılabilir bazı özel önermeler bulunmaktadır. Örne in;

- Bazı hücrelerin i aretlenerek özel de erler atanması,
- Jetler için yüksek hız tanımlanması,
- Yanma problemleri için yüksek sıcaklık verilmesi.

Bununla birlikte “hibrit ilk de er atanması (hybrid initialization)” seçene i de kullanılabilir. Bu seçenek ‘iyile tirilmi duvar yaklaşımı (Enhanced Wall Treatment Option)’ ile aktif hale gelecektir. Bu de er tanımlaması ile;

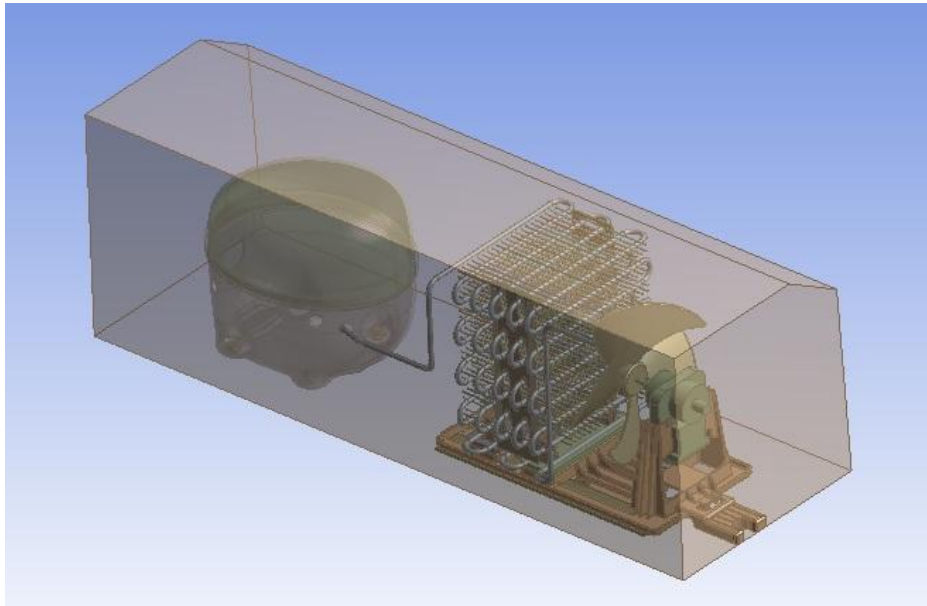
- Akı alanında daha hızlı yaklaşımın elde edilmesini sa lar.
- Hız ve basınç alanlarının hesaplanması için Laplace denklemleri çözülür.
- Di er bütün de i kenler, sıcaklık, türbülans vb. ortalama de erler esas alınarak otomatik olarak tanımlanır.

Yakınsama oranı, ba langıç noktasının ba arısı ile orantılıdır ve çözümlenme zamanının direkt olarak etkiler. [24]

## 5. BUZDOLABI KABINDI B N N MODELLENMES

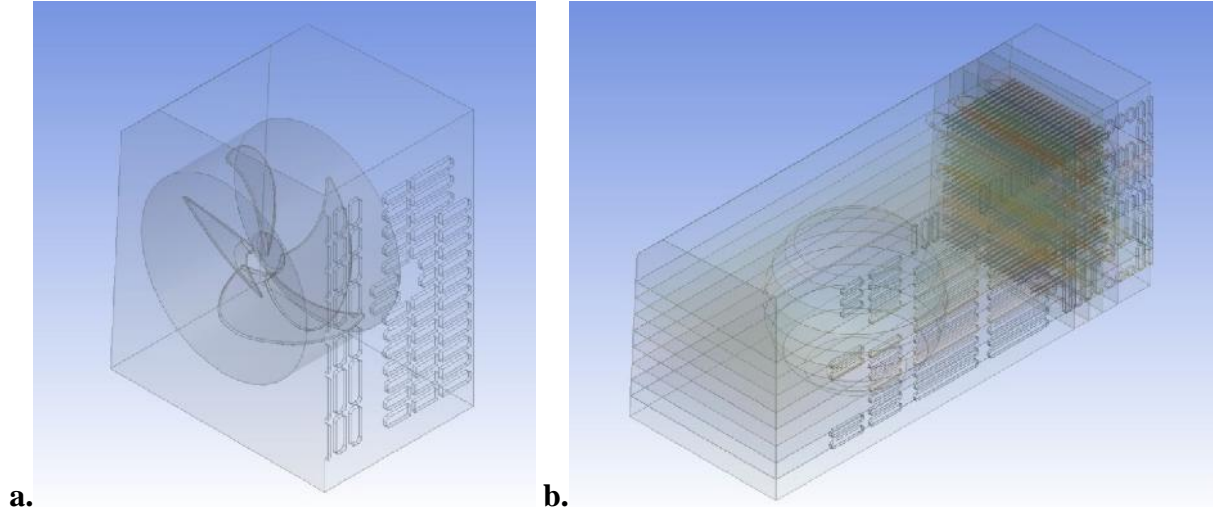
### 5.1 Problemin Tanımı

Çalışmada ticari bir marka ev tipi buzdolabının, kabindibi performansı sayısal modelleme ( ekil 5.1) ile incelenmiş ve kondenserdeki ısı geçişini hesaplanmıştır. Çalışmanın amacı, sayısal model ile hesaplanan ısı transferinin gerçekçi veriler ile tutarlılığının sağlanmasıdır. Bu amaçla problem iki amaçlı olarak incelenmiştir ( ekil 5.2). İlk amaçta, kondenser üzerinden geçirilen havanın sağlandı ı fan modellenip, firma tarafından verilen parametreler dikkate alınarak sayısal model oluşturulmuştur. Burada hedef kondenser üzerine üflenen havanın lineer değil, fanın çıkan dönel hava ile daha gerçekçi olarak ısı transferini incelemektir. İkinci amaçta ise nihai üründen alınan yaklaşık deneysel değerler ile sayısal modelleme yapılarak kondenserdeki ısı transferi hesaplanmıştır. Bu modellemeler yapılırken tropikal iklim koşulları için üretilen ürünün, kondenser performansına en fazla ihtiyaç duyduğu 43°C ortam sıcaklığı dikkate alınmış ve ürünün durmadan %100 çalışması kabul edilmiştir.



**ekil 5.1** Referans ürünün kabindibi sayısal modeli





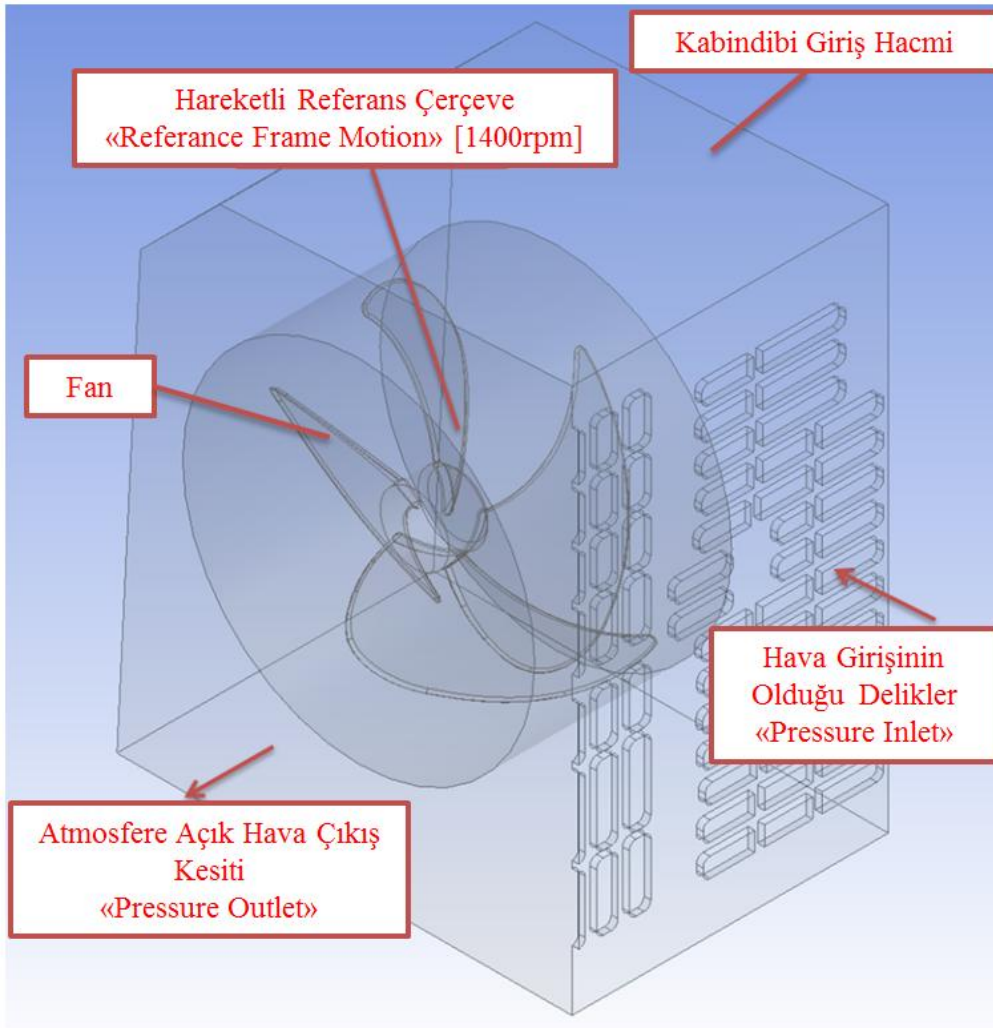
**ekil 5.2** ki parçalı sayısal model (**a.** Kabindibi giri hacmi, **b.** Kabindibi çıkı hacmi)

Korunum denklemlerinin sayısal çözümü için sonlu hacimler metodu kullanılmı tır. Bu amaçla Ansys Fluent programı seçilmi tir. SIMPLE algoritması tercih edilirken ikinci dereceden ayırıkla tırma ve çoklu basamak hassasiyeti ile yapılan çözümlerde yakınsamalar  $10^{-5}$  civarında tutulmu tur.

## 5.2 Geometri ve Sınır artları

### 5.2.1 Kabindibi giri geometrisi ve uygulanan sınır artları

Bu çalı mada ele alınan geometri ve terminolojisi ekil 5.3'te verilmi tir. Firmadan alınan yakla ık bilgiler ile modelleme yapılmı ve sınır artları tanımlanmı tır. Fanın gerçekte yakla ık olarak aynı devirde dönü yaptı ı sürekli rejim durumunda, daha önce ölçülmü olan hava debisinin bulunması amaçlanmı tır. Hava fan tarafından emilecek ve nihai ürün arkasında bulunan koruma kapa ı üzerindeki deliklerden geçerek, kondenser üzerine üflenecektir. Bu bölümde kondenser ve ısı transferi denklemleri ele alınmamı olup, bir sonraki a amada kullanılmak üzere pratikteki dönel hareketli hava debisinin simülasyonu hedeflenmi tir.



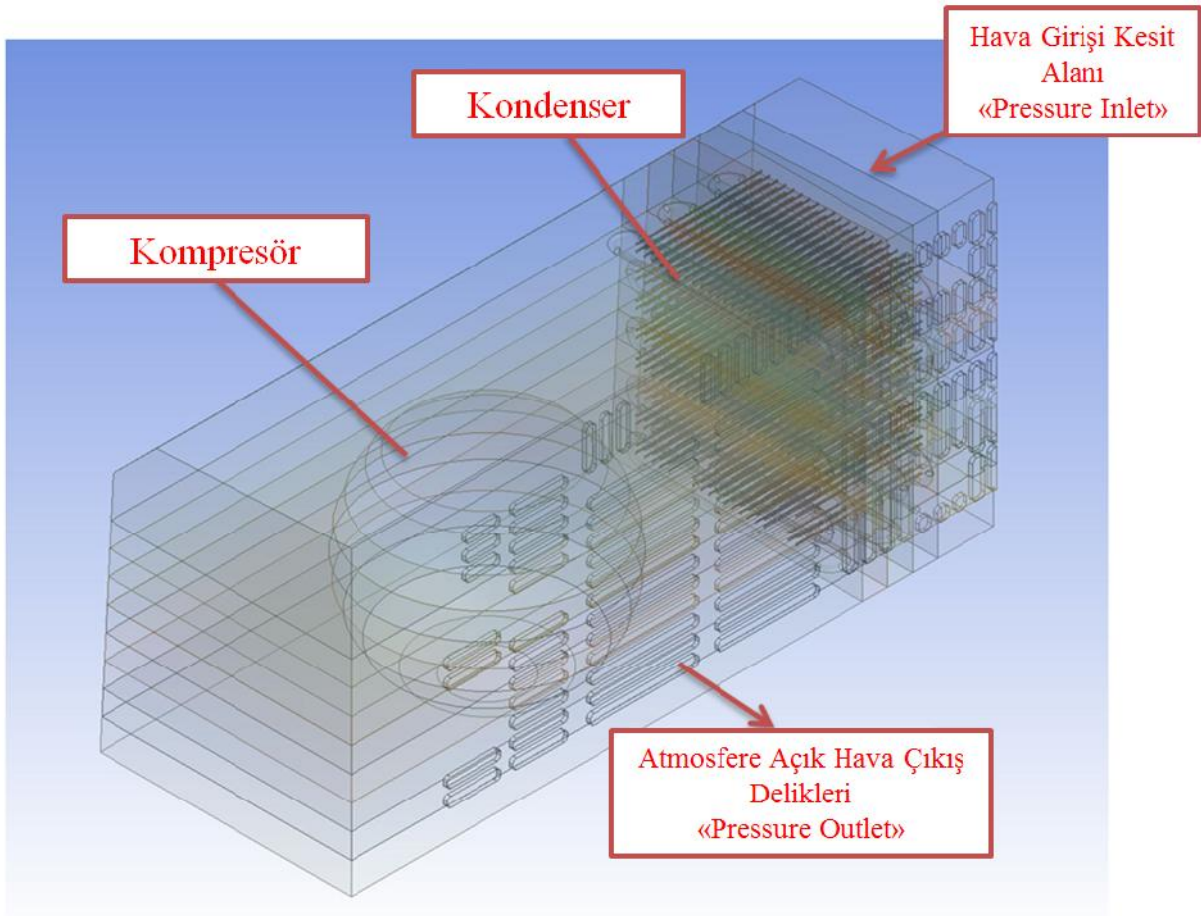
**ekil 5.3** Fan hareketinin incelenmesi için hazırlanan modele ait sınır şartları

Hava için herhangi bir giriş sıcaklığı ve hızı verilmezken, havanın, fan tarafından oluşturulan basınç farkı ile hareketi sağlanmıştır. Giriş ve çıkış bölgeleri atmosfere açıktır. Dakikada 1400 devir ile dönme hareketini simüle eden referans çerçeve kullanılarak fan devir hareketi yakalanmıştır. Ayrıca yüzeylerde kaymama sınır koşulu vardır.

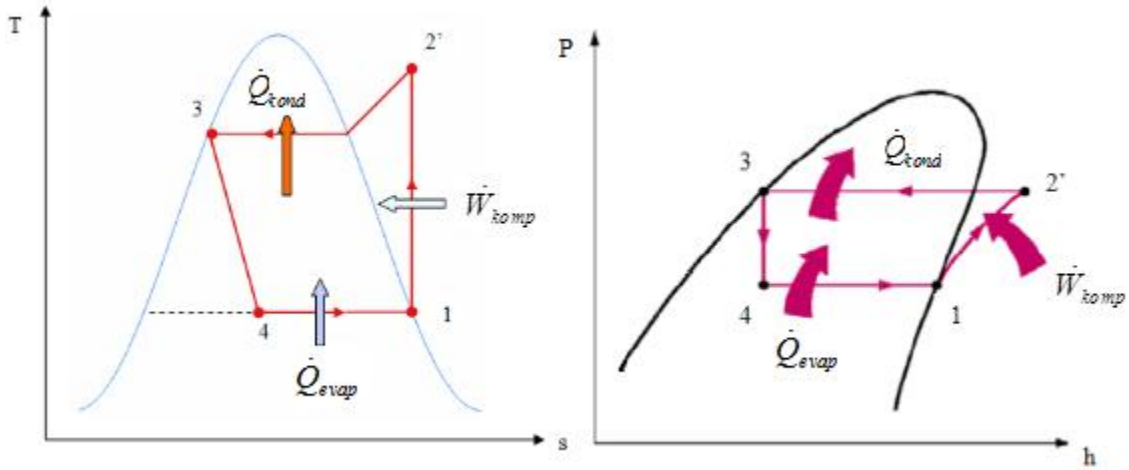
### 5.2.2 Kabindibi çıkış geometrisi ve uygulanan sınır şartları

Çalışmanın bu kısmında ele alınan geometri ve terminolojisi ekil 5.4'te verilmiştir. Problem tanımında belirtilen şartlarda yapılan deneysel çalışmanın sonucu elde edilen, kompresör kabuk sıcaklığı 360 (K) olarak alınmıştır. Ürünün arkasında bulunan koruma kapakındaki delikler çıkış olarak tanımlanıp atmosfere açıktır. Kondensere giren akışkanın, kızgın buhar fazından yoğunlaşma süreci boyunca ( ekil 5.5'de 2-3 noktaları arası) kondenserde meydana gelen farklı sıcaklıklar deneysel olarak ölçülmüştür ve Tablo 5.1'deki

gibidir. Bu ölçümler kondenser 22 farklı bölgeye bölünerek yapılmıştır. Yapılan deneysel ölçümler ürünün %100 çalınması sonrası (sürekli rejim hali) meydana gelen düşük sıcaklıktaki evaporasyonun kondenser sıcaklığını da bir miktar düşürdüğünü göstermekte olup analizde kondenser yüzey sıcaklıkları tanımlanırken sürekli rejim hali için deneysel veriler kullanılmıştır. Problemin birinci kısmında elde edilen çıkış kesiti basıncı, çalınmanın bu bölümünde giriş kesitinde tanımlanarak dönel akış hareketi kondenser üzerine yönlendirilmiştir. Girişteki hava lineer değil kesitteki basınç farkları neticesinde oluşan dönel hareket şeklinde olup 316(K) sıcaklığındadır.



**ekil 5.4** Kondenser ısı transferinin incelenmesi için hazırlanan modele ait sınır şartları



**ekil 5.5** deal buhar sıkı tırmalı çevrim, T-s ve P-h diyagramlarında gösterimi [16]

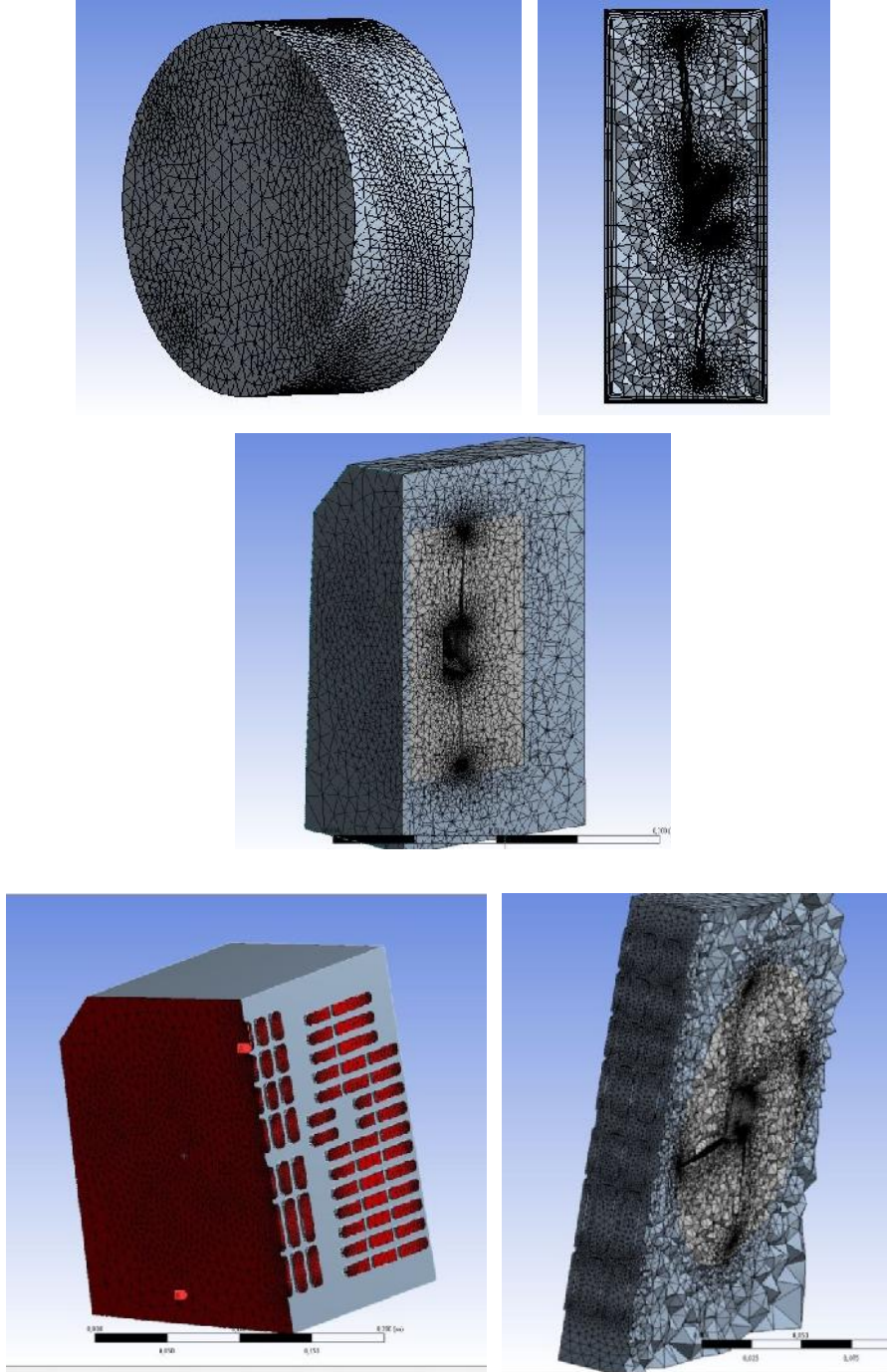
**Tablo 5.1** Parçalara göre kondenser yüzey sıcaklıkları

Kondenser Parça No	Yüzey Sıcaklı ı (K)	Kondenser Parça No	Yüzey Sıcaklı ı (K)
1	343	12	331,2
2	340	13	330,8
3	338	14	330,3
4	336,3	15	330,2
5	335,1	16	329,8
6	335	17	329,5
7	334,2	18	329,2
8	333,5	19	328,9
9	332,8	20	328,6
10	332,2	21	328,3
11	331,7	22	328

### 5.3 A Yapısı

#### 5.3.1 Kabindibi giri hacmine uygulanan a yapısı

Sayısal çalımanın do rulu unun ilk artı a yapısından ba ımsız çözümün elde edilmesidir. ekil 5.6'da kabindibinin bölünmü birinci kısmına uygulanan a yapısı görülmektedir. Sayısal çözüm için tetragonal hücre yapısı kullanılmı tır.



ekil 5.6 Kabindibi giri a yapısı

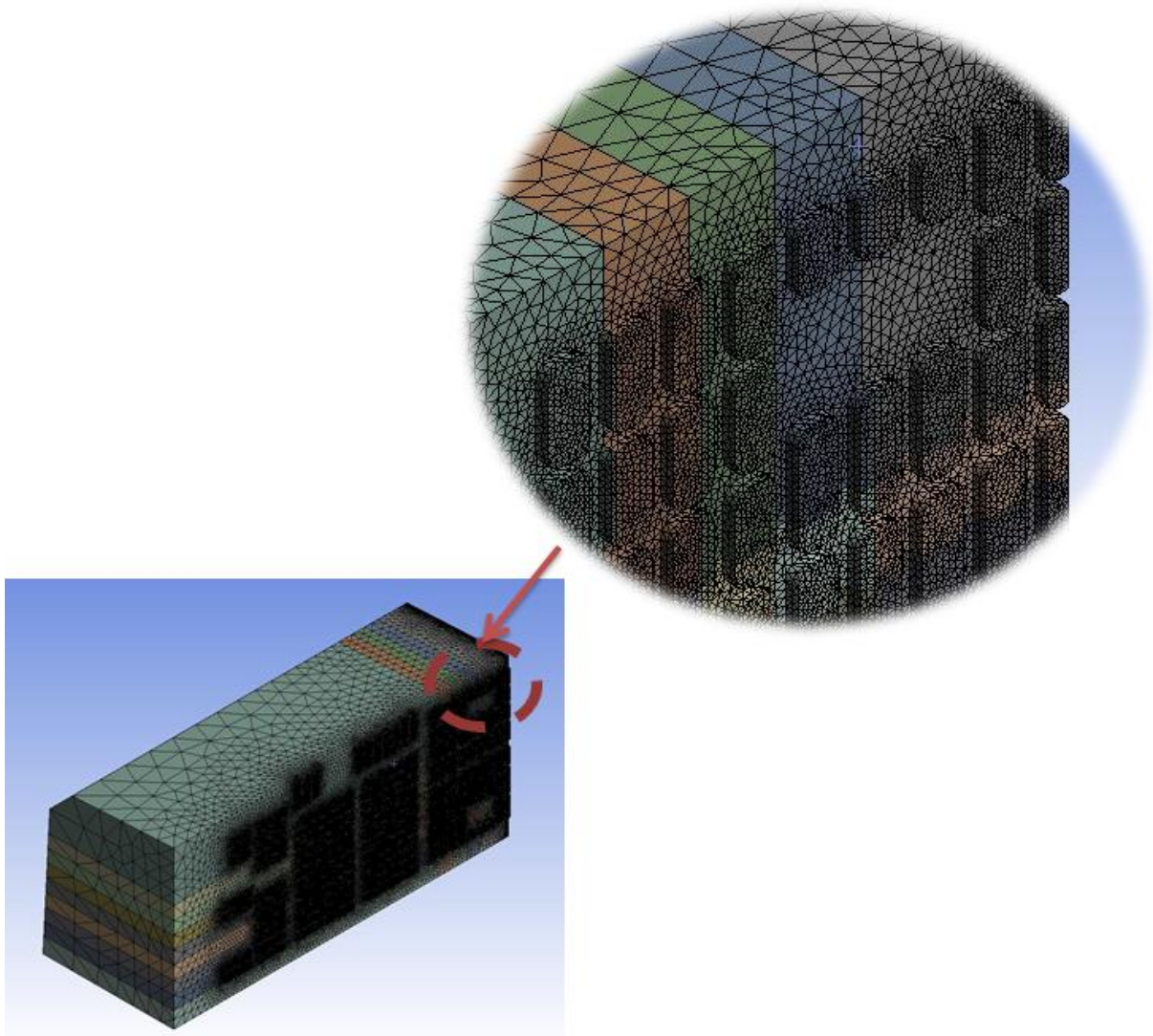
A yapısından ba ımsız çözüm elde edilinceye kadar Tablo 5.2’de verilen farklı sayıda ve hassasiyette dü ü m noktası ile çözümlenmeler yapılmı tır. Geometride, fan tasarımı ba ta olmak üzere çok sayıda e imli kenar olması nedeniyle tetragonal a yapısı kullanılırken, “curvature” özelli i aktif halde a yapısı olu turulmu tur. Bölgesel hassasiyetleri arttırmak amacıyla, giri , çıkı ve fan yüzeyleri üzerine ince a tabakası olu turulmu , referans çerçeve hacminde de yine ince a yapısı kullanılmı tır. Bu a yapısı kalitesiyle elde edilen çözümlenelerde, hedeflenen, çıkı kesitindeki hacimsel hava debisinin Tablo 5.2’de görülen 7. denemede yeterli do rulu a eri ti i görülmü tür. Bir önceki çözümlenmedeki sonuç ile %2 nin altında fark çıkı ve elde edilen bulgunun firma tarafından verilen deneysel ölçüm sonuçları ile tutarlı oldu u görülmü tür.

**Tablo 5.2** Kabindibi giri hacminde olu turulan farklı a yapıları

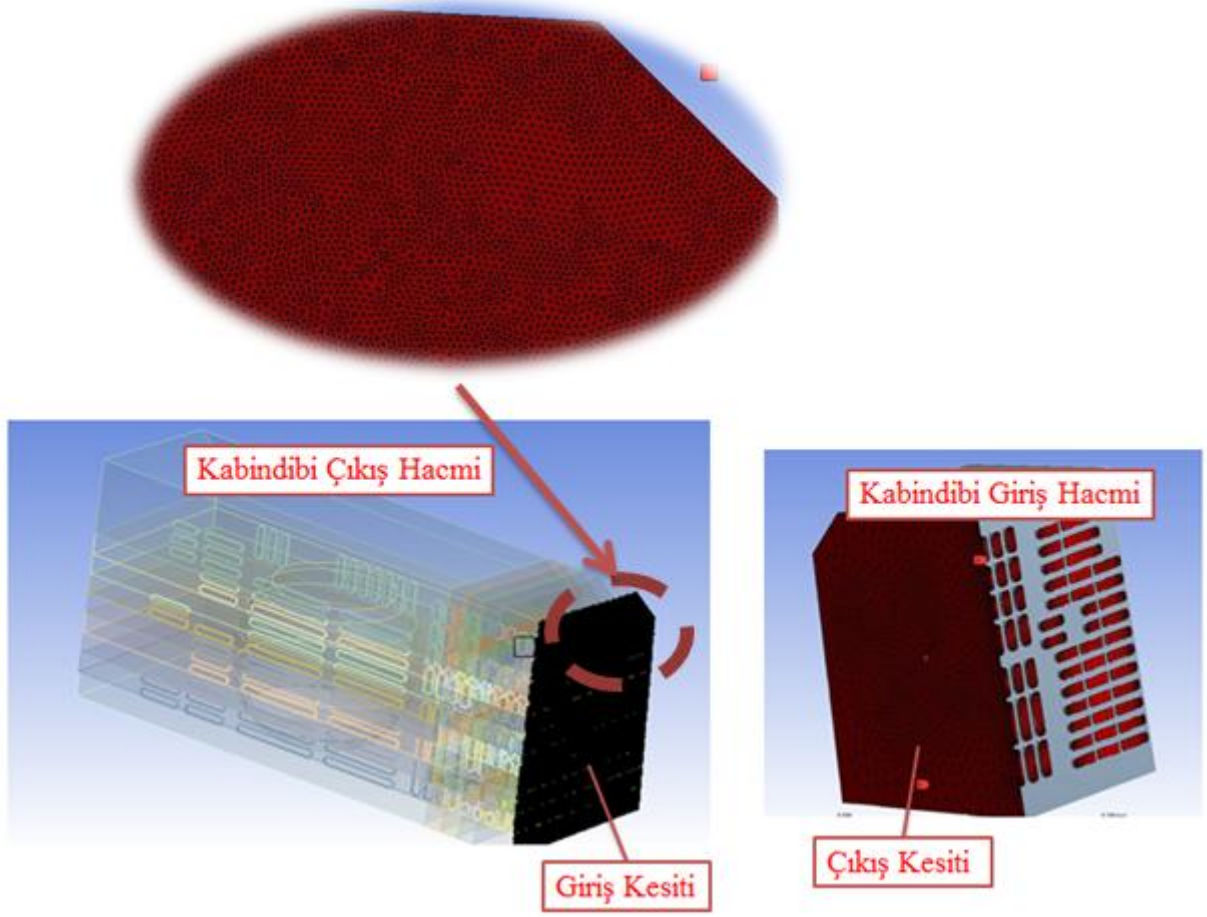
Çalı ma No	Dü ü m Nokta Sayısı	Çarpıklık (Skewness)	Ortogonal Kalite (Orthogonal Quality)	Çıkı taki Hacimsel Debi (l/s)	Yakınsama	Hacimsel Debiler Arası Fark
1	377799	0,8478	0,1989	18,5	$2,5 \times 10^{-4}$	-
2	401201	0,8498	0,1951	17,4	$4,5 \times 10^{-4}$	%6,32
3	445394	0,9006	0,1788	18,8	$9 \times 10^{-5}$	%8,04
4	475234	0,8836	0,1804	19,6	$9 \times 10^{-5}$	%4,25
5	565931	0,849	0,178	22,4	$9 \times 10^{-5}$	%14,28
6	618860	0,883	0,206	21,55	$9 \times 10^{-5}$	%3,94
7	658945	0,87	0,1994	21,8	$9 \times 10^{-5}$	%1,16

### 5.3.2 Kabindibi ıkı hacmine uygulanan a yapısı

Geometride, kondenser ve kompresör yüzeyleri gibi yine problemin birinci kısmındaki benzer eimli yüzeylerin çoklu u nedeniyle tetragonal a yapısı tercih edilirken “curvature” özelli i kullanılarak a yapısı olu turulmu tur ( ekil 5.7). Böylece eimli yüzeylerdeki çözümlerinin do rulu u için daha sık dm noktası sa lanmı tur. Ayrıca, problemin birinci kısmından elde edilecek olan bulgunun (ıkı kesitindeki basınç), problemin ikinci kısmına aktarılacak olması nedeniyle, giri kesitine, bir önceki hacmin çıkı kesitinde uygulanan ince a yapısı yinelenmi tir ( ekil 5.8). A yapısında ilave olarak, çıkı kesitine ve ısı transferinin olaca ı kondenser yüzeylerine daha hassas a yapısı olu turulmu tur.



ekil 5.7 Kabindibi ıkı hacminde a yapısı



ekil 5.8 Geometrilerin ortak kullanılan giri -çıkı kesitleri



## 6. SAYISAL DO RULAMA ÇALI MASI

Projede uygulanan sayısal modelin do rulu unu göstermek amacıyla sayısal çözümlerden elde edilen sonuçlar, nihai ürünün deney artlarındaki ısı kazancı ve kompresör i i hesaba katılarak kar ıla tırılmı tır.

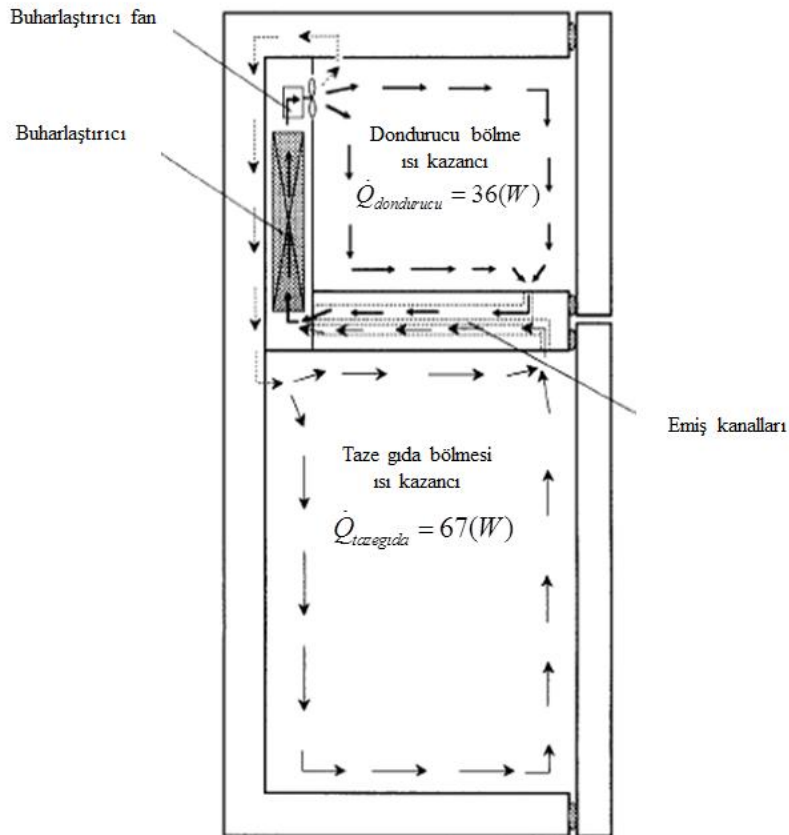
ekil 6.1’de ematik olarak gösterilen ürünün toplam ısı kazancı ticari firmadan destek alınarak kullanılan irket içi program yardımıyla hesaplanmı ve a a ıdaki bulgulara ula ılmı tır.

Bu hesaplamalar yapılırken ürünün, sürekli rejim halinde iken mü teri ihtiyaç standartlarınının daha altındaki bölme sıcaklıklarına sahip olaca ı da dikkate alınmı tır.

Tropikal iklim artları dikkate alınarak yapılan hesaplama sonuçlarına göre;

Dondurucu bölme ısı kazancı: 36(W)

Taze gıda bölme ısı kazancı: 67(W) dır.



ekil 6.1 ki bölmeli buzdolabı sisteminde ısı kazancılar [28]

Akı kanı sıkı tırarak çevrimi sa layan kompresörün yaptı ı i in hesaplanması için, ticari firmada yapılan 43°C’de %100 çalı an ürün için deney verisi sonuçları kullanılmı tır.

Kompresör çıkı ındaki ( ekil 5.5’de 2 numaralı nokta) sıcaklık ve basınç de erleri ile deneysel verilerden elde edilen kompresör giri indeki ( ekil 5.5’de 1 numaralı nokta) sıcaklık ve basınç de erleri kullanılmı tır. Ayrıca ilgili kompresöre ait teknik bilgiler firma tarafından sa lanmı tır.

Bu de erler yakla ık birer ölçüm sonucu olarak kullanılırken, kesin verilerin hakkı firma tarafından saklı tutulmaktadır.

Alınan verilerden yararlanılarak, kompresörün çalı ma aralı nda, so utucu akı kan termofiziksel özellikleri “EK-1 So utucu Akı kan R-600 Basınç – Entalpi Diyagramı” kullanılarak hesaplanmı tır. (Tablo 6.1)

**Tablo 6.1** Kompresör giri ve çıkı ındaki so utucu akı kan termofiziksel özellikleri

	Sıcaklık (K)	Basınç (Mpa)	Yo unluk (kg/m <sup>3</sup> )	Entalpi (kJ/kg)
<b>Giri</b>	310	0,05	1.15	736.7
<b>Çıkı</b>	400	0,8	14.8	887.4

Kompresör Frekans  $f = 50(Hz)$

Kompresör Strok Hacmi  $V = 11,5(cm^3)$

Kompresör hacimsel debisi;

$$\dot{Q} = fV \quad (6.1)$$

$$\dot{Q} = 50(Hz)11,5(cm^3) = 550(cm^3 / s) = 550 \times 10^{-6}(m^3 / s) \quad (6.2)$$

Kompresörün çevrimde dola tırdı ı so utucu akı kanın kütleli debisinin hesaplanması için, kompresörün emi yaptı ı sırada strok hacmini tamamen dolduran akı kan durumunun termofiziksel özellikleri dikkate alınmı ve iki tarafı açık bir sistem olarak dü ünölüp, kütle korunumu yasası dikkate alınmı tır. Kompresör pistonunun alt ölü noktaya

indi i andaki strok hacmi bilinmedi inden kompresör giri indeki kütle sel debinin hesaplanması yoluna gidilmi tir.

$$\dot{m} = \dots_{komp,gir} \dot{Q} \quad (6.3)$$

$$\dot{m} = 1,15(kg / m^3)550 \times 10^{-6}(m^3 / s) = 632,5 \times 10^{-6}(kg / s) \quad (6.4)$$

Kompresör i i;

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (6.5)$$

$$\dot{W}_{komp} = 632,5 \times 10^{-6}(kg / s)[887,4(kj / kg) - 736,7(kj / kg)] \quad (6.6)$$

$$\dot{W}_{komp} = 0,095318(kW) = 95,318(W) \quad (6.7)$$

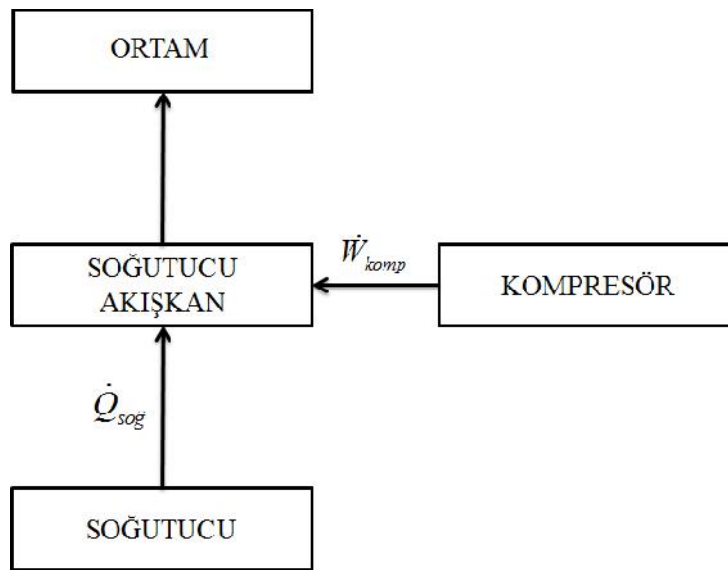
olarak hesaplanmı tır.

Sonuç olarak akı kana geçen ısı ( ekil8.2);

$$\dot{Q}_{akt} = \dot{Q}_{so} + \dot{W}_{komp} = \dot{Q}_{dondurucu} + \dot{Q}_{tazegıda} + \dot{W}_{komp} \quad (6.8)$$

$$\dot{Q}_{akt} = 36(W) + 67(W) + 95,318(W) = 198,318(W) \quad (6.9)$$

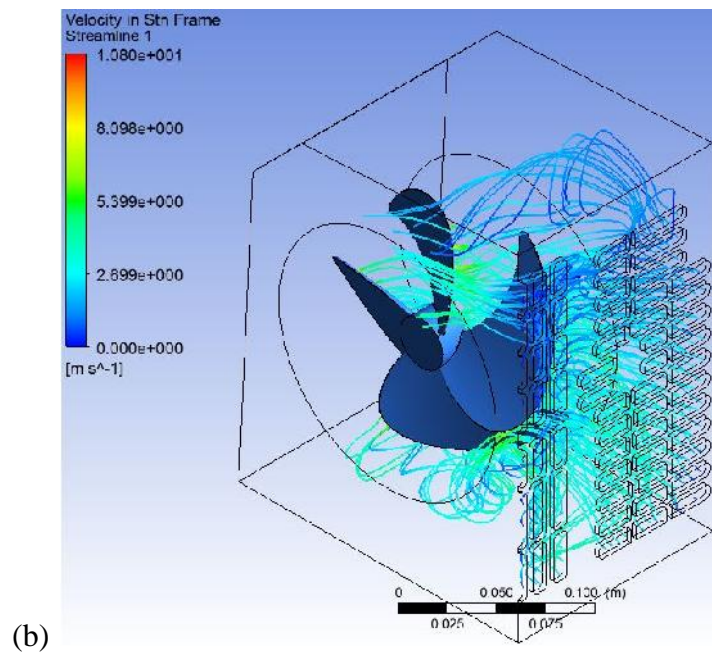
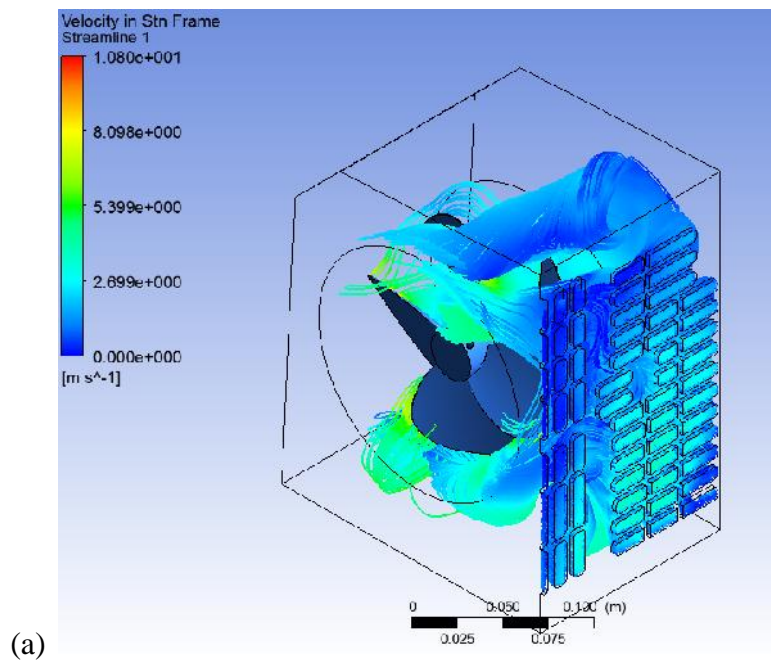
eklinde hesaplanır. [29]

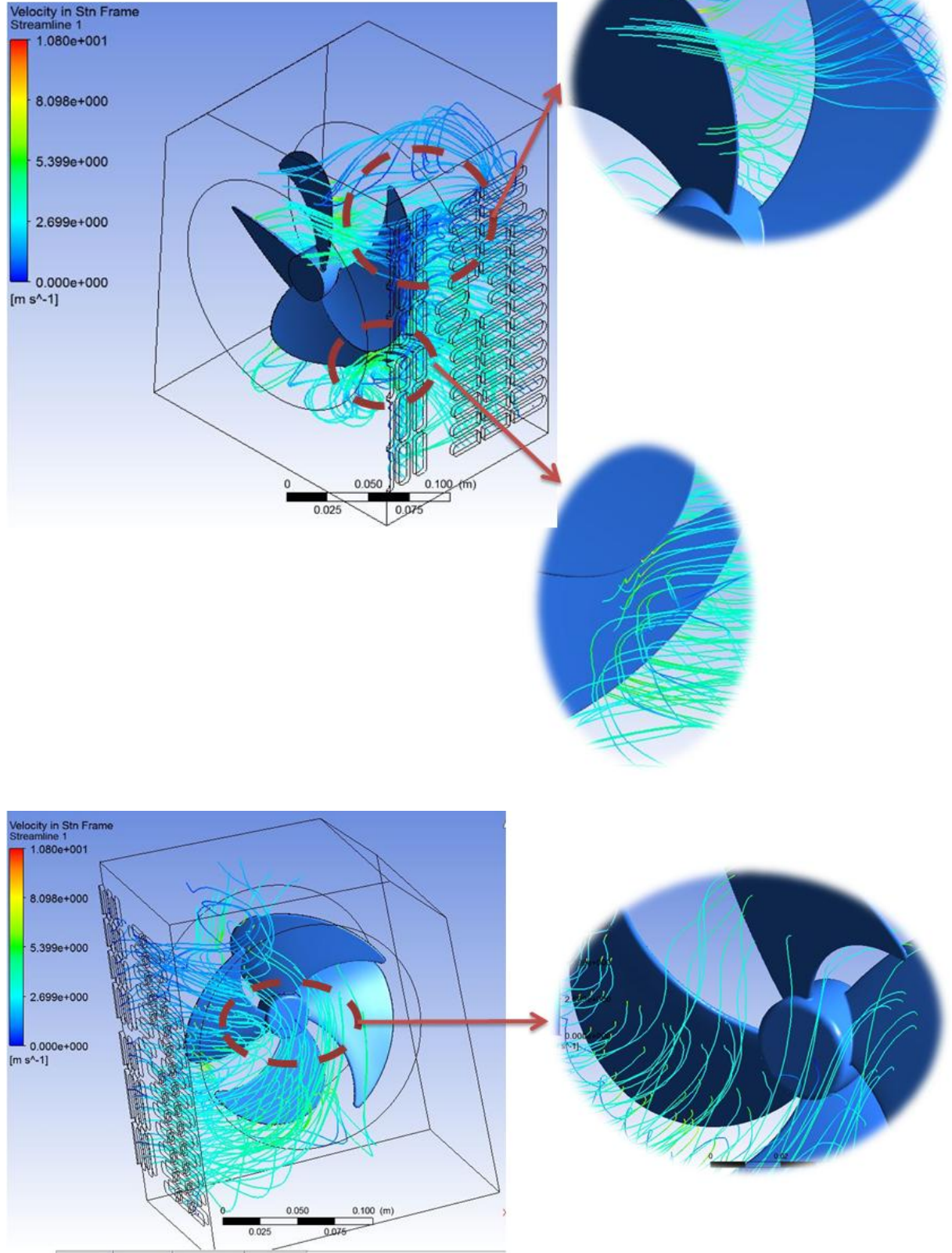


ekil 6.2 So utucu akı kana geçen toplam ısı [30]

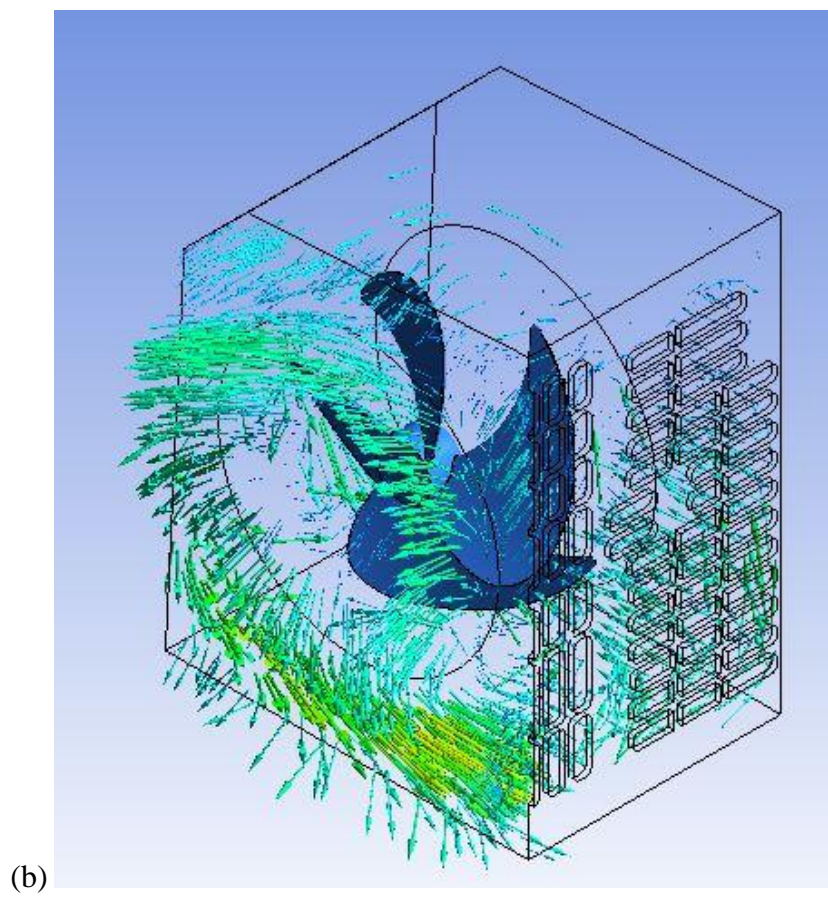
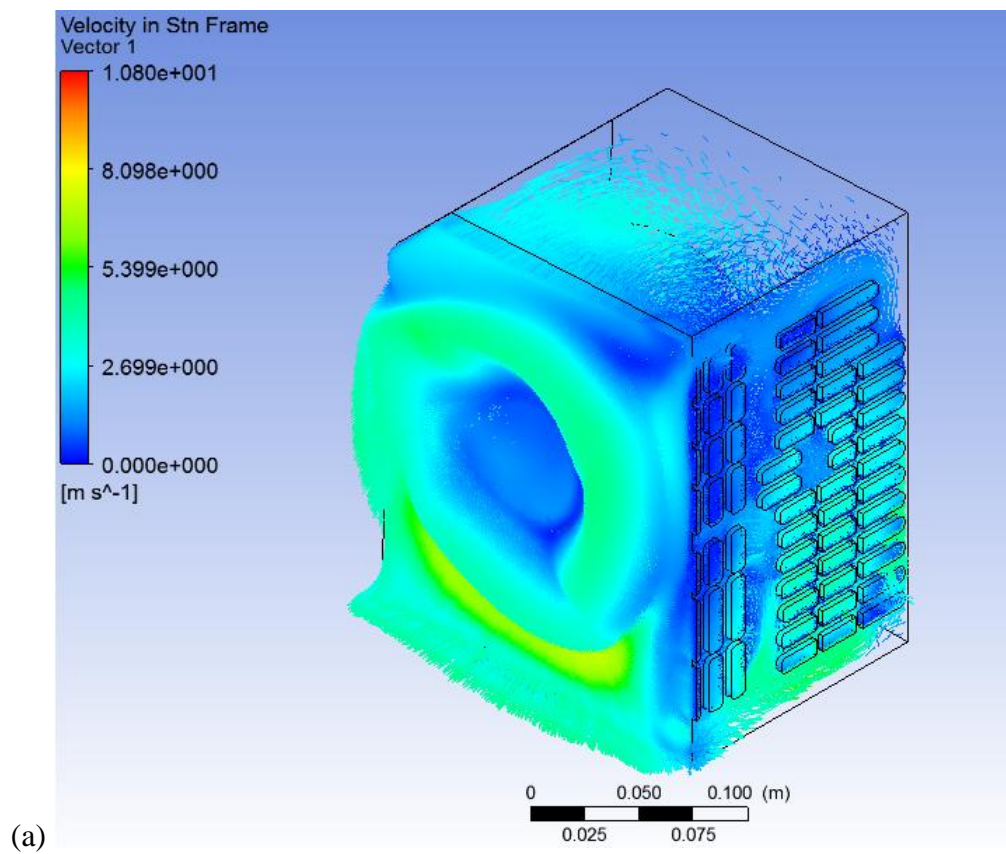
## 7. BULGULAR VE TARTI MA

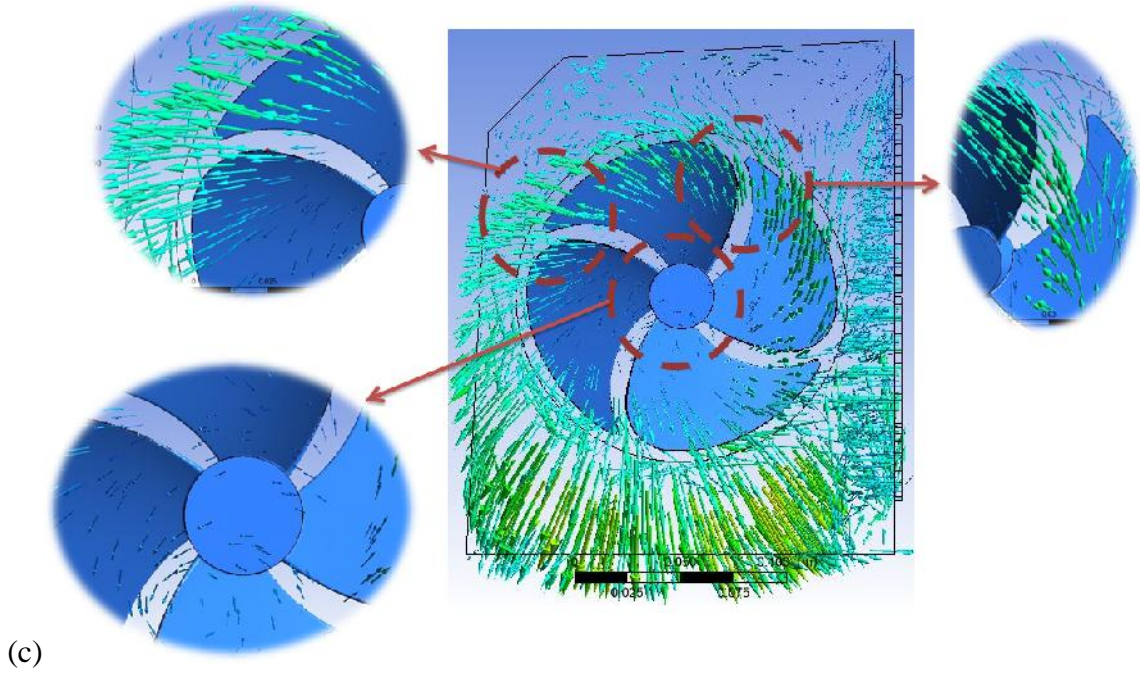
Bu alı mada ev tipi bir buzdolabının kabindibi performansı incelenmi tir. So utma çevriminde akı kana geçen ısının dı ortama atılmasını sa layan kondenser performansının hesaplamalı akı kanlar dinami i (HAD) ile gerçeklenmesine çalı ılımlı tır. Çalı ma sırasında ısı de i tiricisi üzerine lineer akı halinde hava ynlendirilmezken, açılı kanatlara sahip fanın dn ü, kabindibinde basınç farkı yaratarak, dı ortamdaki havayı, koruma kapa ındaki delikler içerisinden geçirip kondenser üzerine hareket etmesini sa lamaktadır. Bu sırada fanın yarattı ı basınç farkı akı kana dönel hareket kazandırmaktadır.



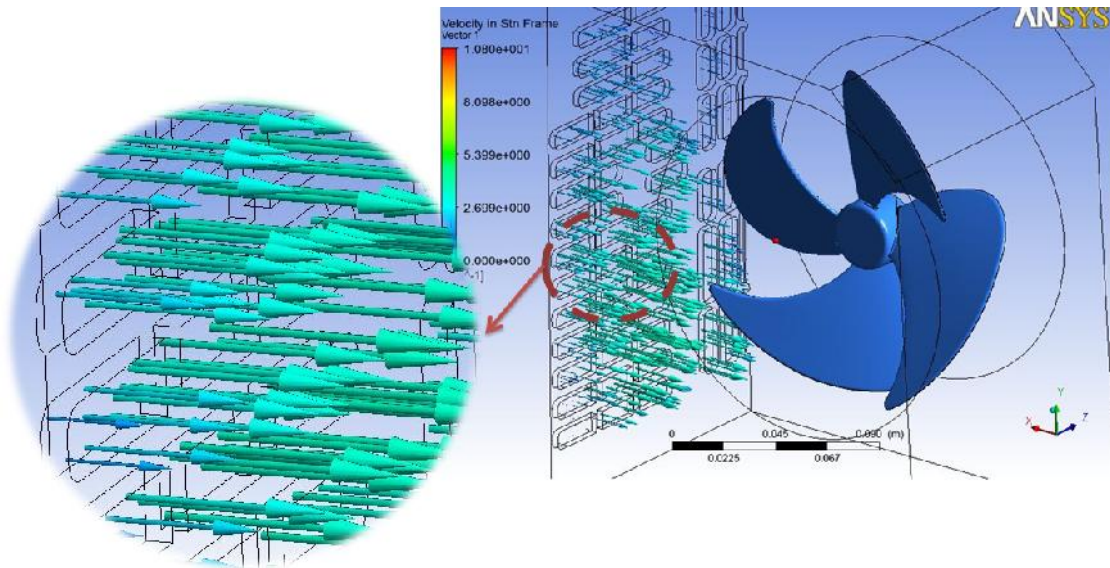


**ekil 7.1 (a. Yo unla tırlımı ) Kabindibi giri hacminde olu an akım çizgileri (b. Seyreltilmi ve detay) Kabindibi giri hacminde olu an akım çizgileri**





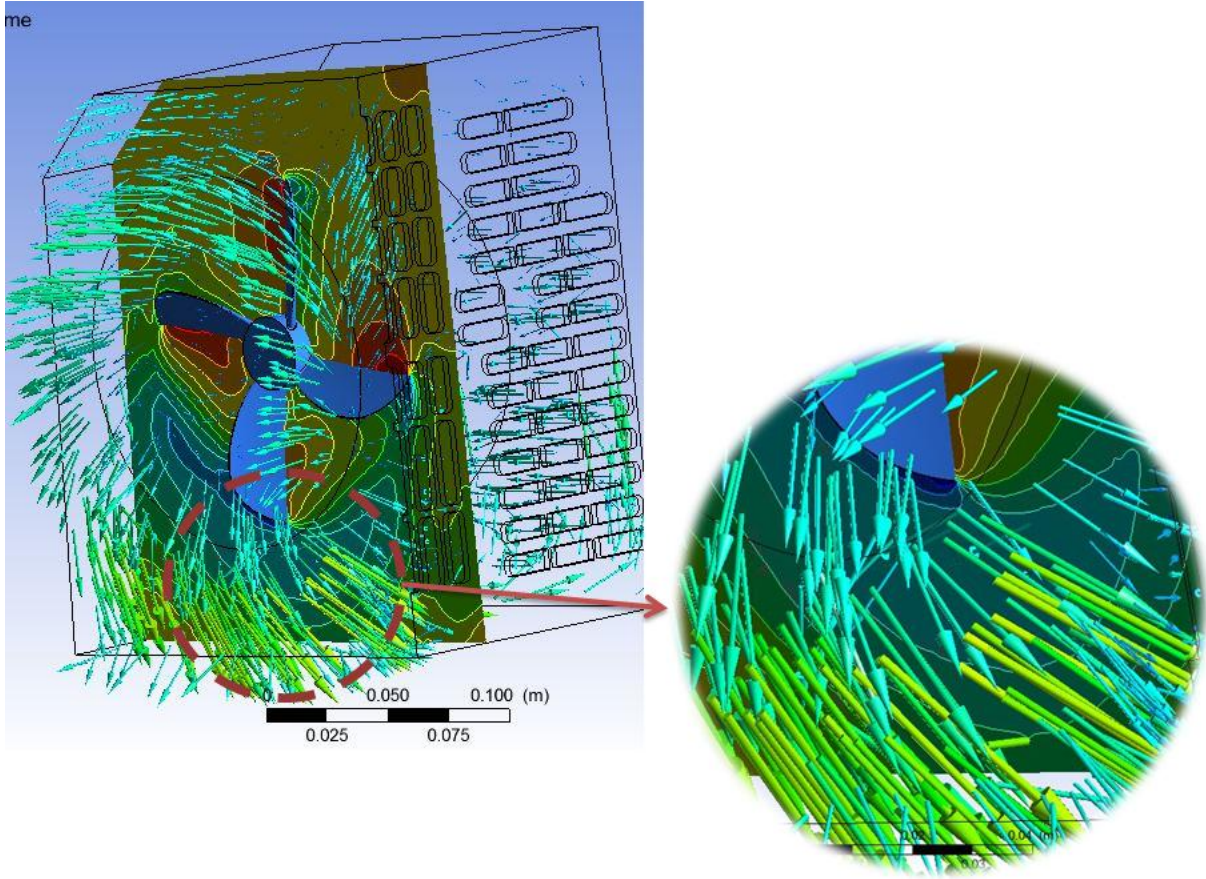
(c)



(d)

**ekil 7.2** Kabindibi giri hacminde hız vektörleri (a. yo unla tırlımı , b. seyreltilmi , c. çıkı kesiti detay, d. giri kesiti detay)

ekil 7.1, ekil 7.2 ve ekil 7.3'deki akı kana ait hız vektörleri ve akım çizgileri incelendi inde, havanın atmosfer basıncından daha düük olan kabindibine, koruma kapa ındaki deliklerden geçerek girdi i ve buradan da çıkı kesitine do ru dönel hareket yaparak ilerledi i görülmektedir. Fanın orta bölgesinde (kanatların birle im kısmı) hava hareketi oldukça az iken, fan kanatlarının uç noktalarına do ru ilerledikçe akı kan hızı artmaktadır. Bunun nedeni, fan kanatlarının yüksek miktarda basınç farkı olu turmasıdır. Buna kar ın, fan orta bölgesindeki düz dairesel bölgenin (hub) basınç farkı yaratmamasıdır.

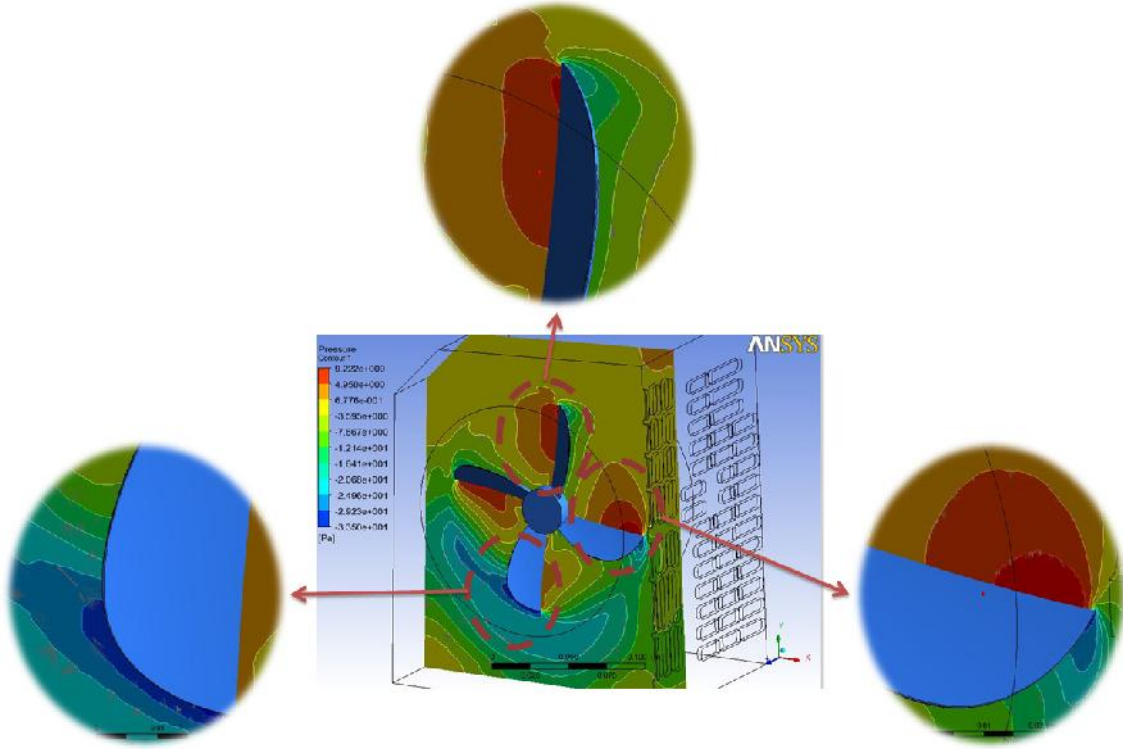


**ekil 7.3** Fan kesitinde basınç profili ve kabindibi giri hacmi çıkı ında vektörel hava hareketi

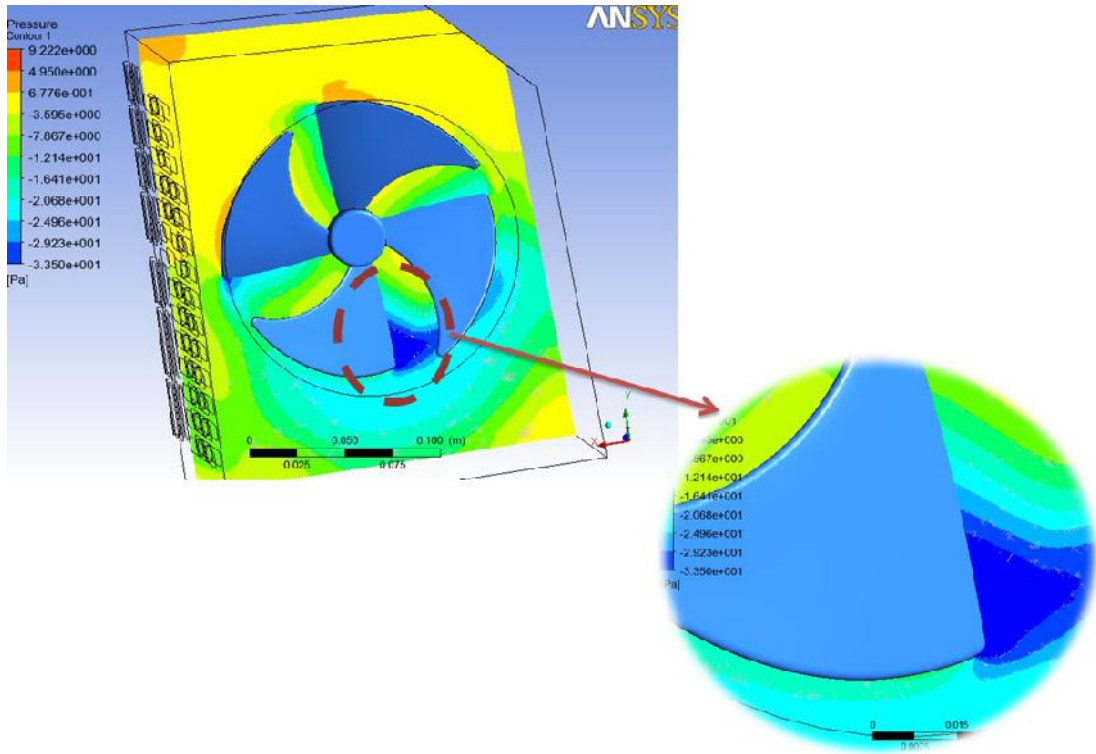
ekil 7.4'de, fan kesitinden alınan basınç profili ve kabindibi giri hacmi çıkı ındaki vektörel hız da ılımı birlikte gösterilmektedir. ekil incelendi inde fan konumunun altında olu an negatif basınç alanının hava akı ına etki etti i görülmektedir. Akı kan detay görüntünün alındı ı bölgede negatif basınç alanına do ru yönlenecek ters yönlü akı olu maktadır.



(a)



(b)

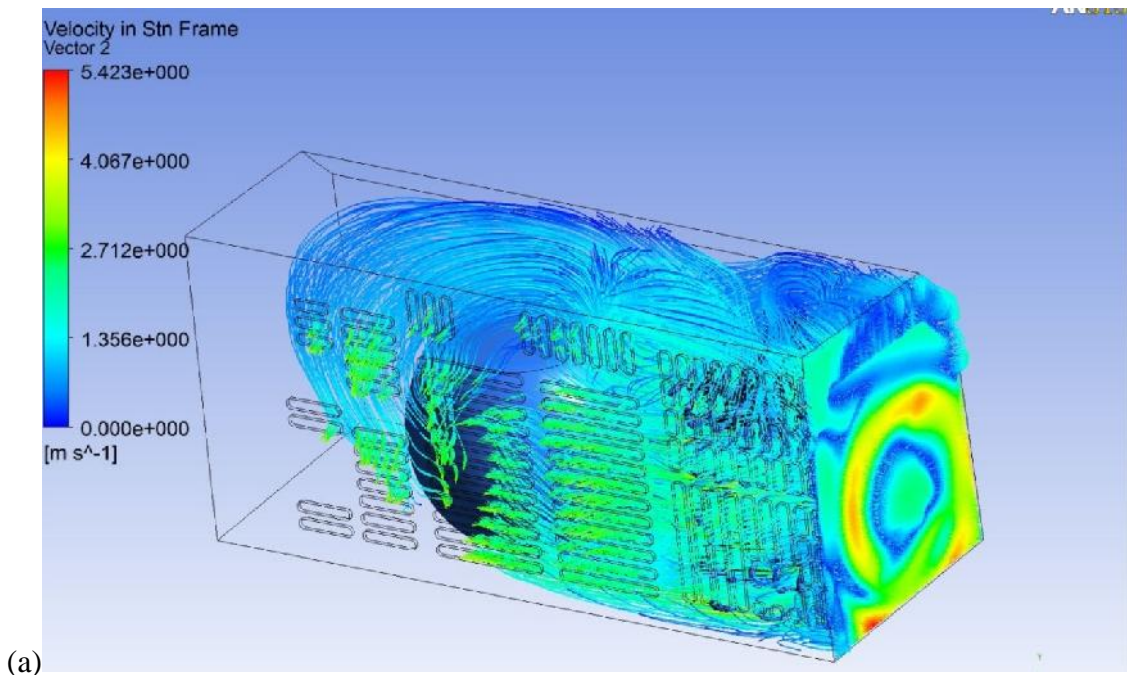


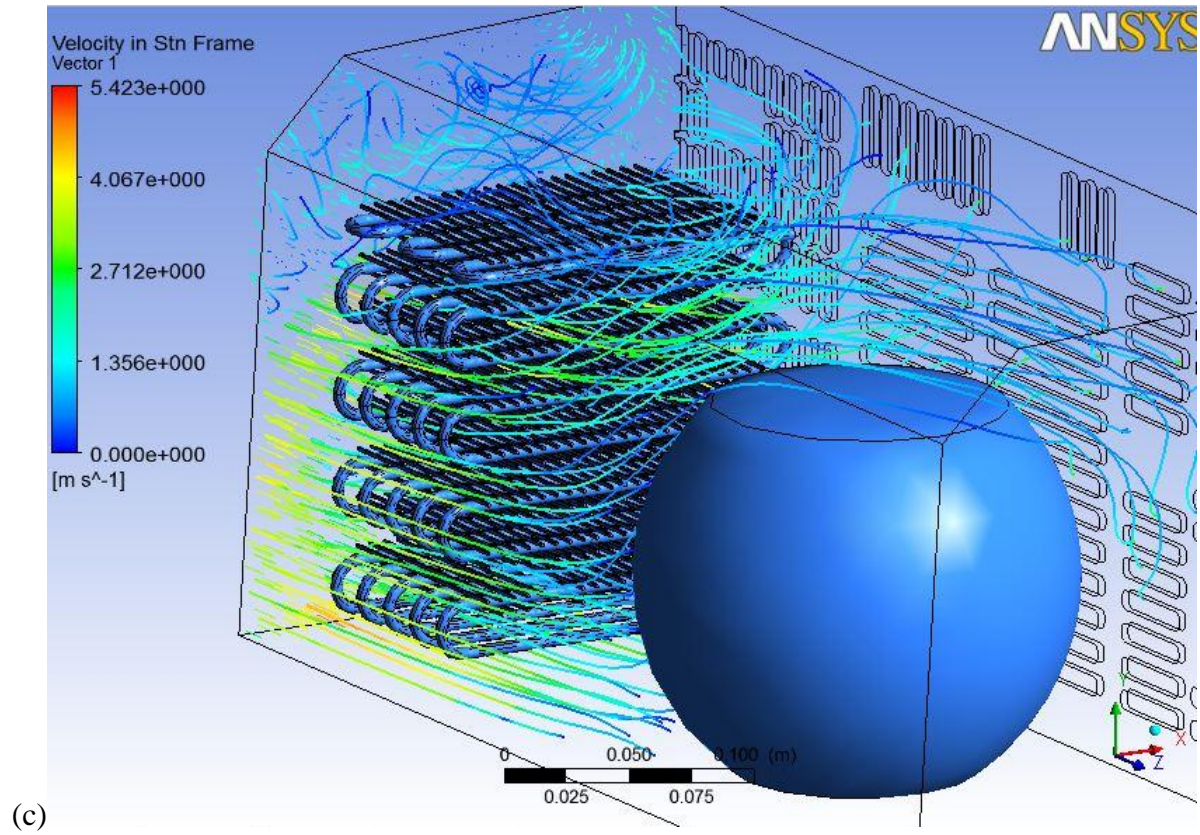
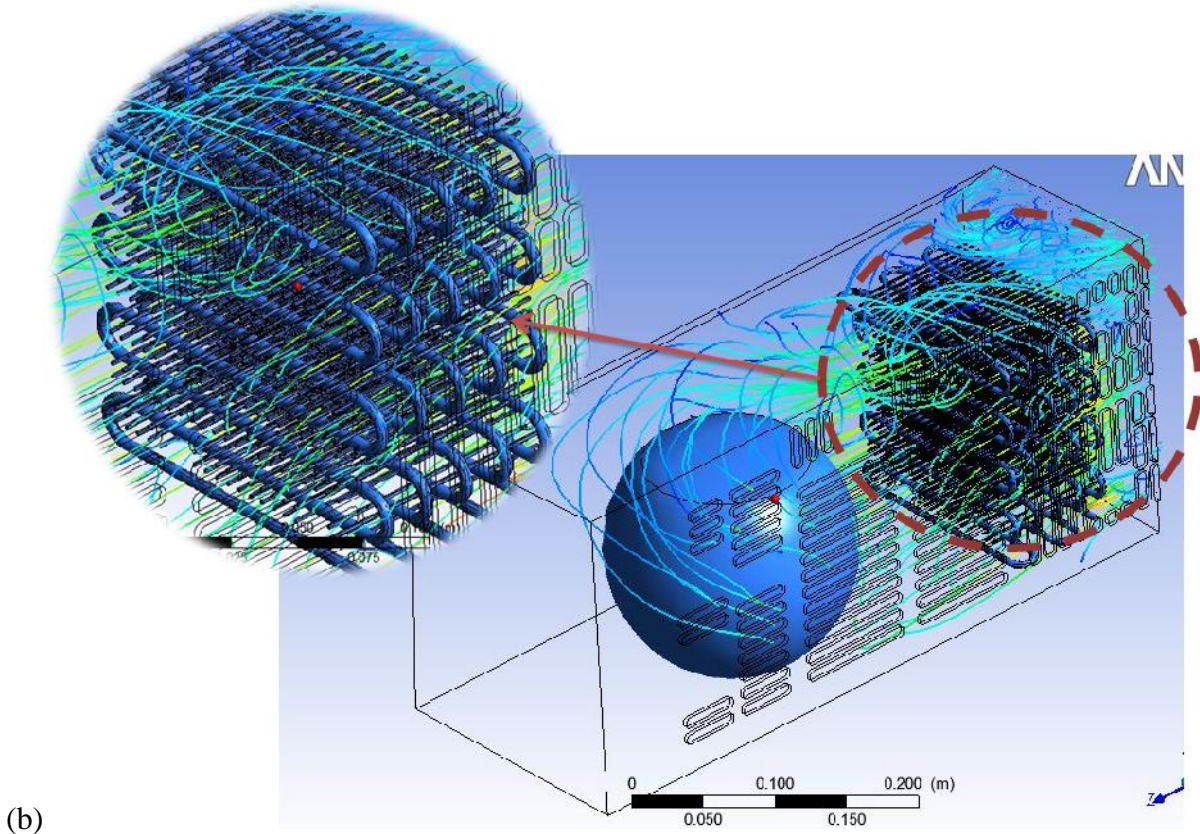
ekil 7.4 Fan üzerinden alınan (a) ön ve (b) arka, kesitte basınç dağılımı

ekil 7.4 incelendi inde hava akı nı meydana getiren negatif ve pozitif basınç alanları görülmektedir. Fan kanatlarının çıkı kesitine yakın bölgeleri (kanatların ön yüzeyleri) pozitif basınç alanı yaratıp, üflemeye çalı rken, basıncın daha yüksek oldu u bölgelerde akı kan hızının daha yüksek oldu u görülmü tür. Fan kanatlarının arkasında kalan kısımlarında ise negatif basınç bölgeleri olu arak atmosfere açılan deliklerden emi yapmaktadır.

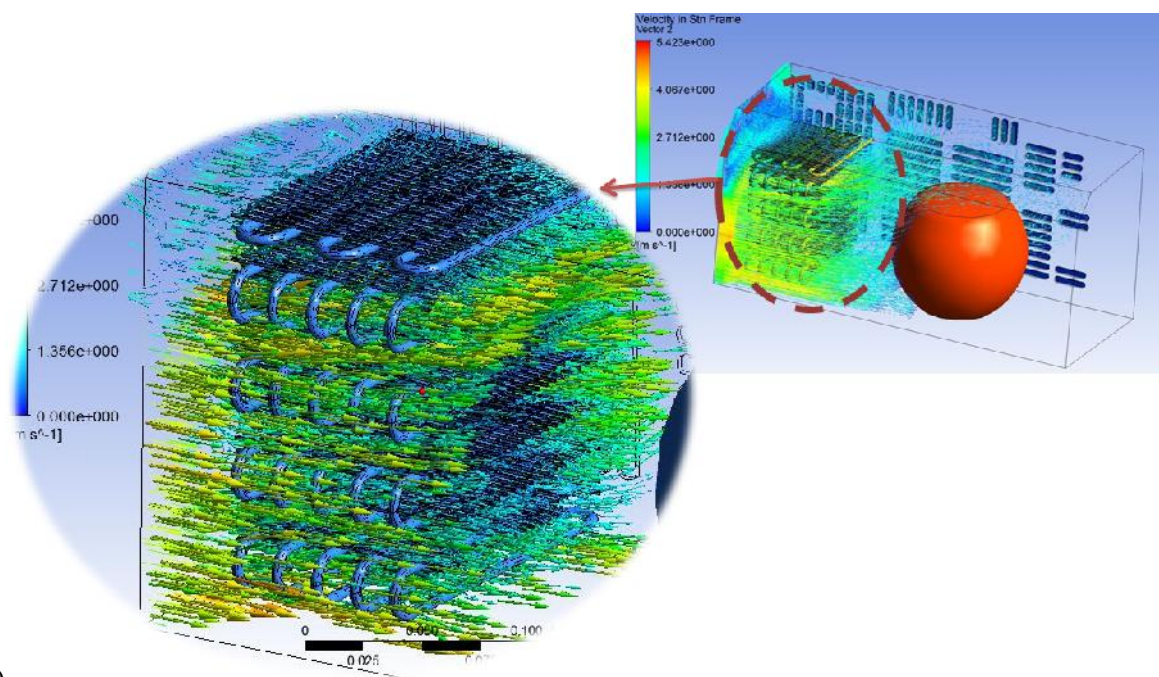
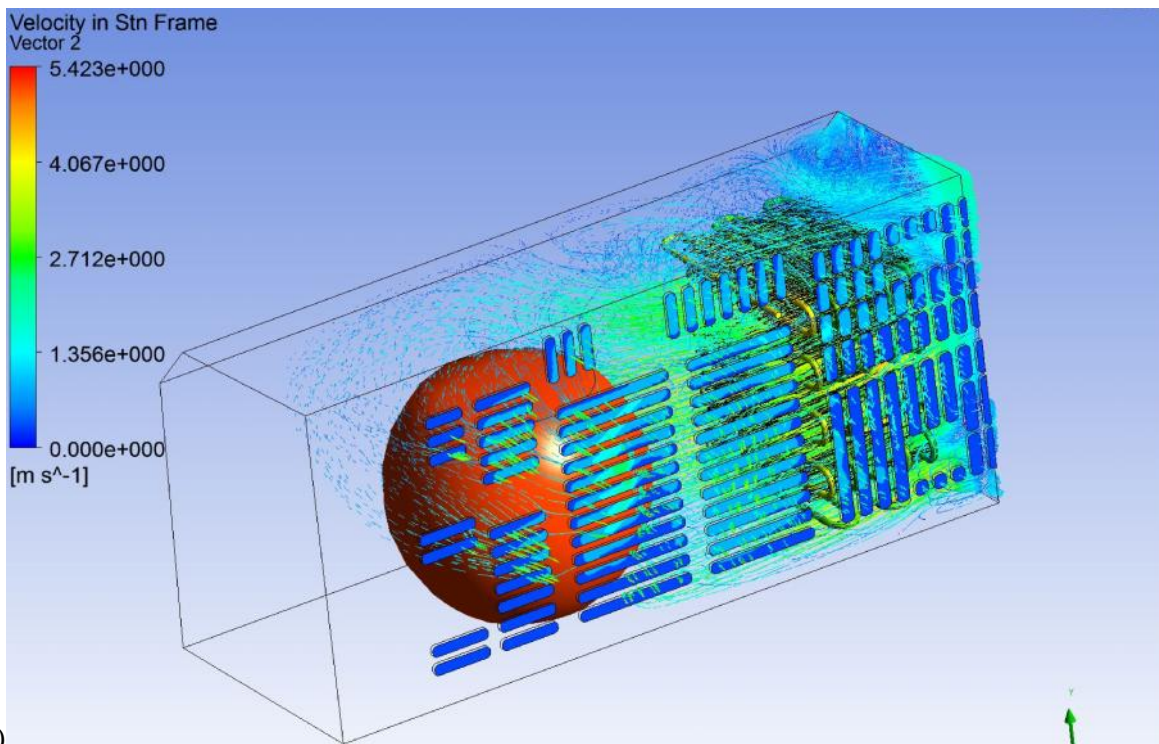
## 7.1 Kondenser Analizi

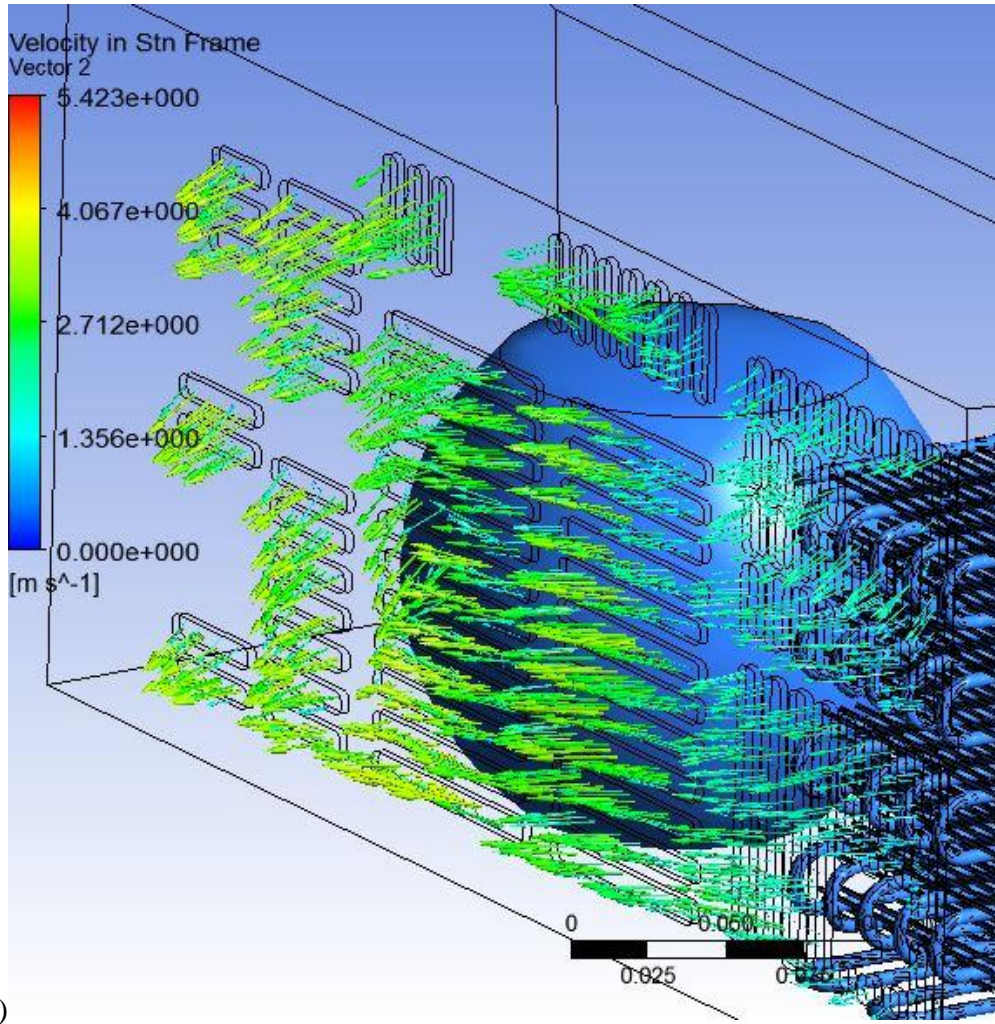
Çalı manın ikinci kısmında daha önce elde edilen basınç da ılımı giri sınır artı olarak kabindibi çıkı hacmine (problemin 2. kısmı), giri kesiti olarak aktarılarak kondenserdeki ısı transferi incelenmi tir. ekil 7.5 ve ekil 7.6'daki akım çizgileri ve hız vektörleri incelendi inde, dönel hareketle kondenser üzerinden geçen havanın giri kesitindeki basınçtan daha dü ük olan atmosfer basıncındaki çıkı kesitine ilerledi i görülmektedir. Bu hareket sırasında kompresör üzerinden de geçerek kompresör so umasına da fayda sa lamaktadır. Akı kan kondenser bölgesinden geçerken kesit daralması sonucu hızlanarak hareket ederken, kabindibine giren akı kanın büyük bir kısmının henüz kompresör bölgesine ula amadan kabindibinden dı arıya çıktı ı görülmektedir. Pozitif basınç bölgesinde ilerleyen akı kan ( ekil 7.12), kıyaslandı nda daha dü ük basınç bölgesi olan dı ortama çıkmaya yönelmi tir. Ayrıca kondenserden ısı kazanarak, iç enerjisi artan ve yo unlu u azalan hava, kar ıla tı ı ilk delikten dı arıya çıkma e ilimindedir. Bu durum, akı kanın kendisinden daha sıcak bazı yüzeylerden ısı transferi yapmadan ortamdan uzakla masına sebep oldu undan ısı transferi için dezavantaj olu turmaktadır.



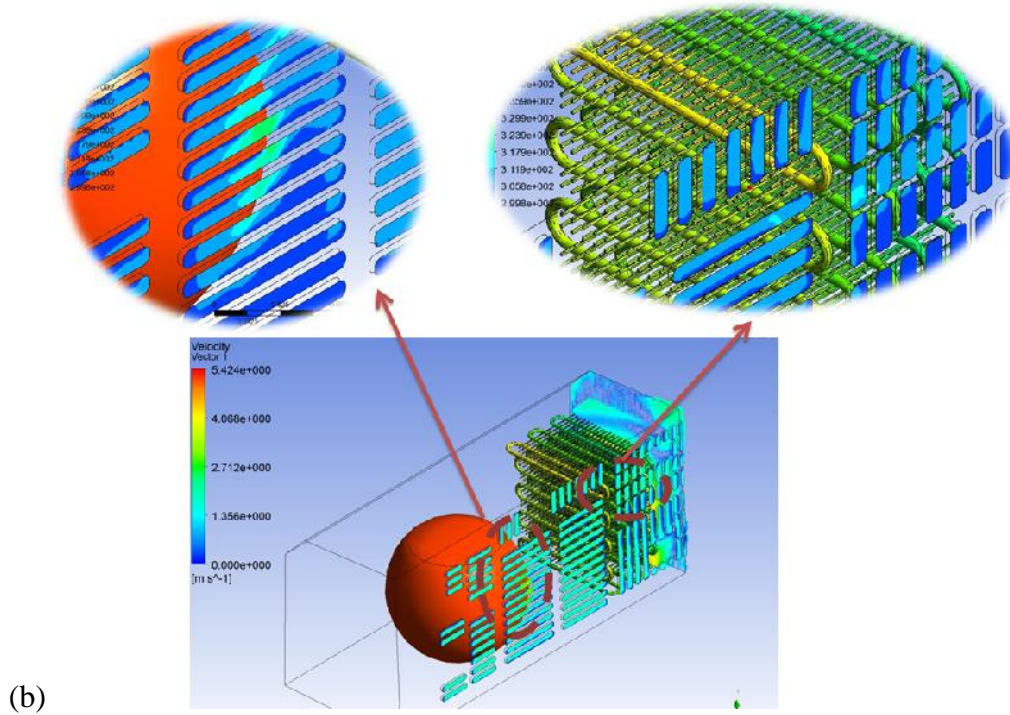
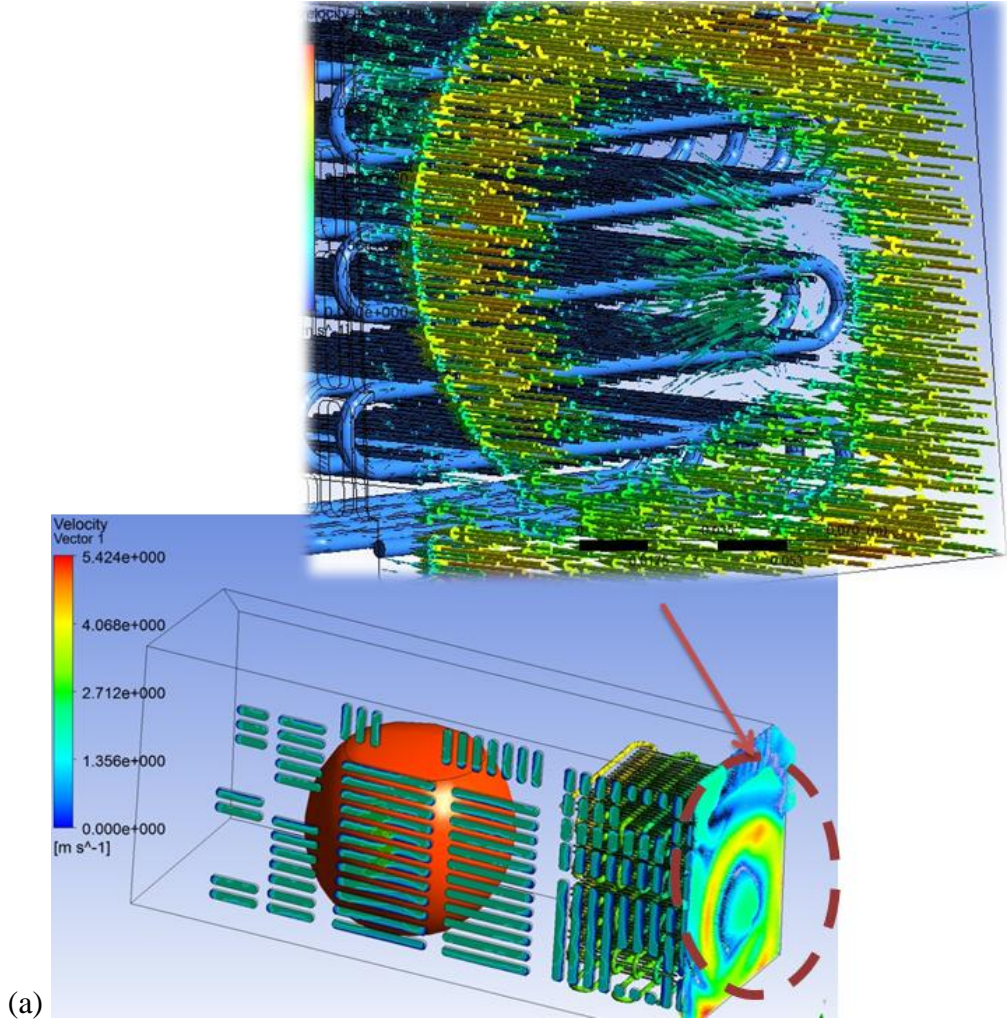


**ekil 7.5** Kabindibi çıkı hacminde olu an akım çizgileri (a. yo unla tırlımı , b. seyreltilmi ve detay, c. seyreltilmi arkadan görünü )





**ekil 7.6** Kabindibi çıkı hacminde hız vektörleri (a. yo unla tırılmı , b. kondenser detay, c. çıkı kesiti)

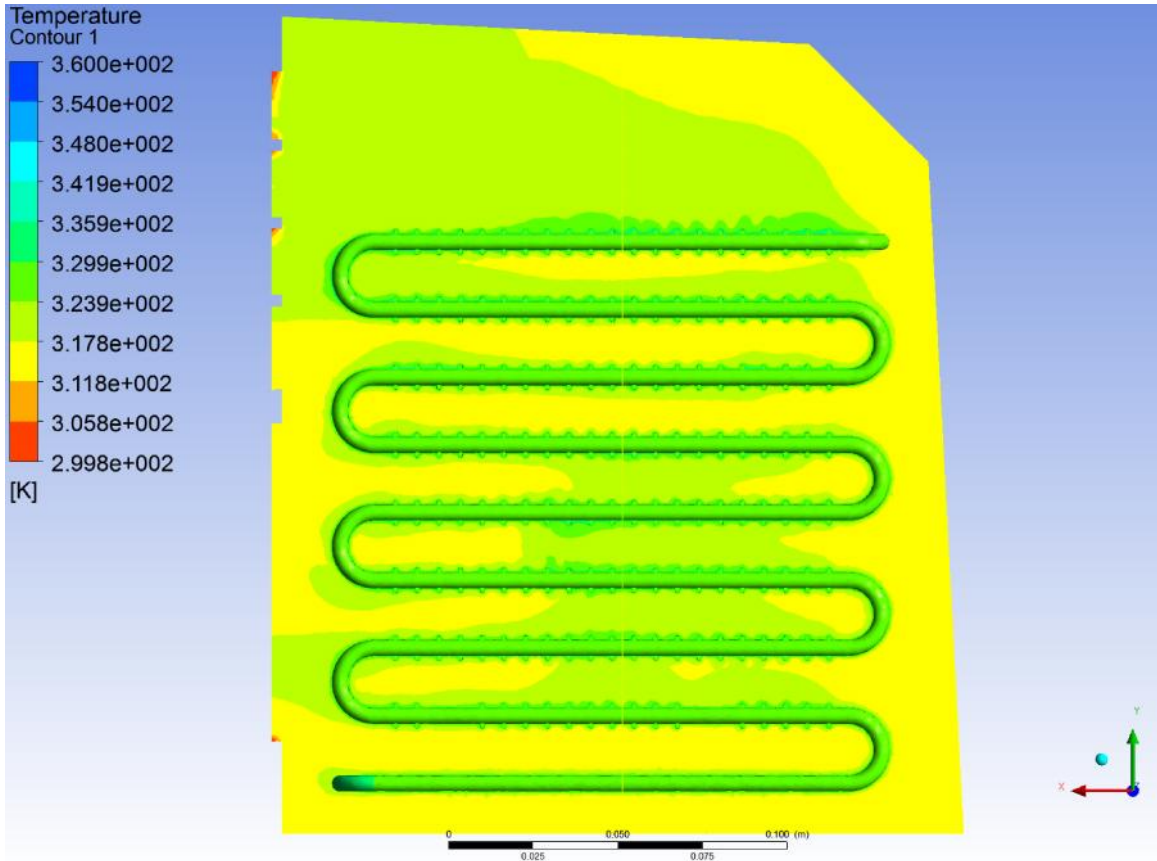


ekil 7.7 (a,b) Çıkış hacminde sıcaklık dağılımları ve giriş kesitindeki vektörel hız dağılımı

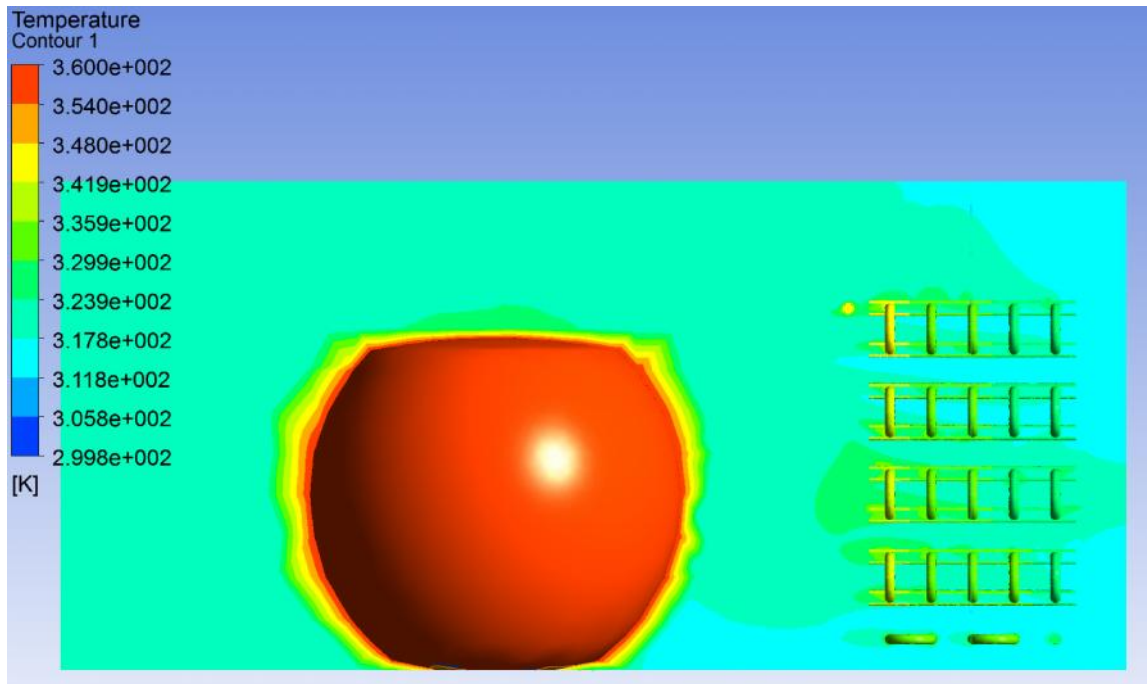
Kabindibi ıkı kesitindeki sıcaklık da ılımlı incelendi inde ( ekil 7.7), özellikle kompresör arkasında kalan bölgeden çıkan akı kanın daha yüksek sıcaklıkta kabindibini terk etti i grlmektedir. Bu durum, kabindibini bu bölgeden terk eden akı kanın, hem kondenser yüzeyinden hem de kompresör yüzeyinden ısı almasından ve kompresörün, ürün kabindibi koruma kapa ına çok yakın olması sonucu o bölgenin sıcaklı ının artmasında pozitif yönde etki etmesinden kaynaklanmaktadır.

Kondenser yüzeyinden ısı alarak ilerleyen ve böylece kondenserin so utulmasını sa layan akı kanın bir kısmı, kondenser yüzeyinden daha yüksek sıcaklıktaki kompresör yüzeyi ile de ısı transferi yapmakta ve kompresörün so utulmasına da katkı sa lamaktadır. Yo unlu u azalan ve i enerjisi artan akı kan, akı yolundaki kompresör ile kar ıla tı ında, en kısa yoldan kabindibini terk etmektedir.

ekil 7.8'de kondenser üzerinden alınan kesitlerdeki akı kan sıcaklıkları incelendi inde, kondenser orta bölümlerinden geçen havanın daha yüksek sıcaklıkta oldu u ve sıcaklı ı daha fazla havanın yükselme e iliminde oldu u gözlemlenmiştir. Bu durum kondenser üzerinden geçen akı kanın bu bölgelerde, fan tasarımı nedeniyle di er bölgelere oranla daha yava hareket etmesinden kaynaklanmaktadır. Akı kan bu bölgede daha yava hareket etmekte olup kondenser yüzeyinden daha fazla süre ısı kazancına maruz kalmaktadır. Ancak bu durum neticesinde, azalan akı kan - kondenser yüzeyi sıcaklık farkı ve bu bölgedeki d ük hava hızı nedeniyle, akı kan hızı ile do ru orantılı olan ısı ta nım katsayısı bu bölgelerde d ktr. Sonuç olarak, kondenserdeki ısı transferinin d ük miktardaki bir kısmının kondenserin orta bölgesinde meydana geldi i grlmektedir.



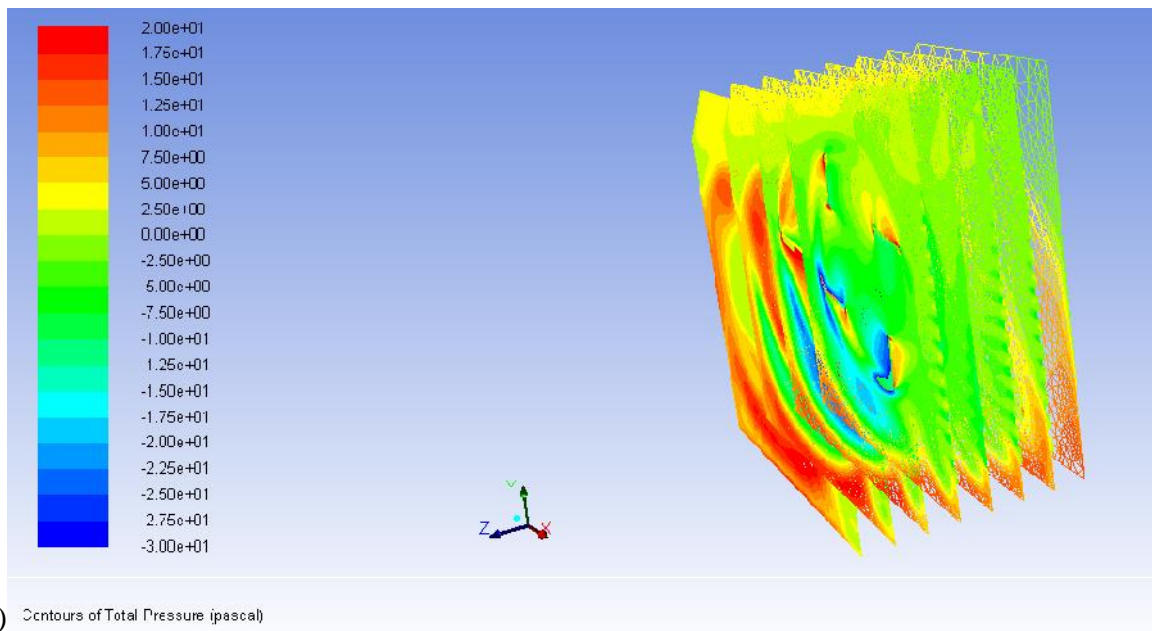
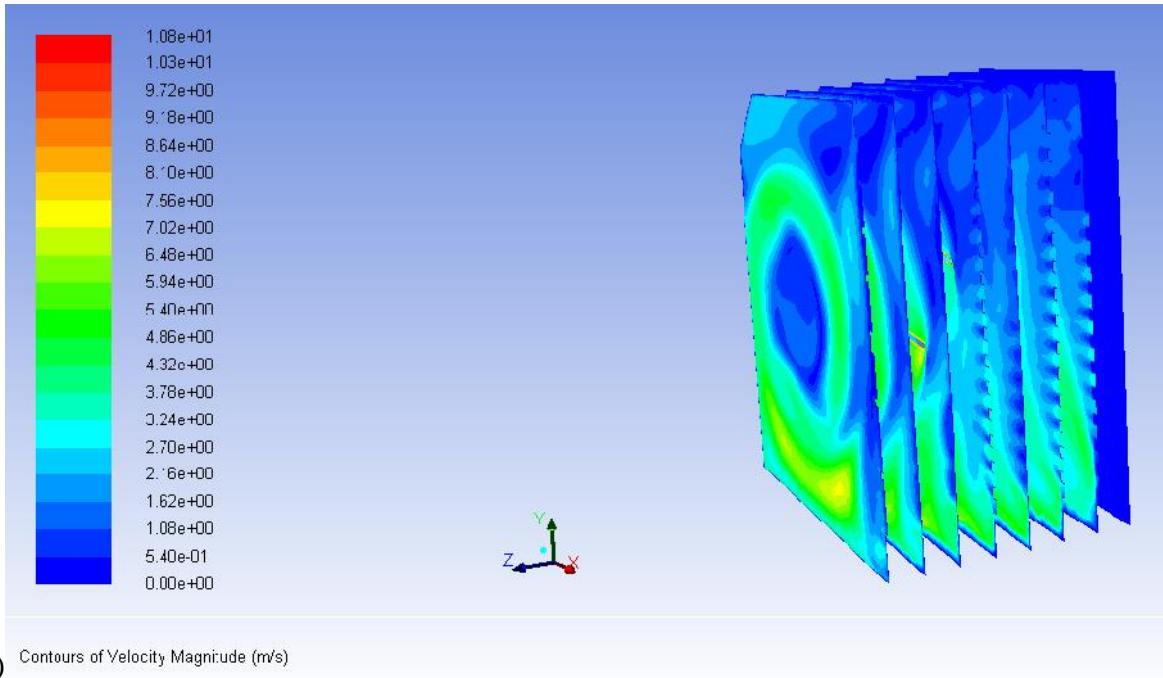
(a)



(b)

ekil 7.8 (a,b) Kondenser üzerinden alınan kesitlerdeki sıcaklık dağılımları

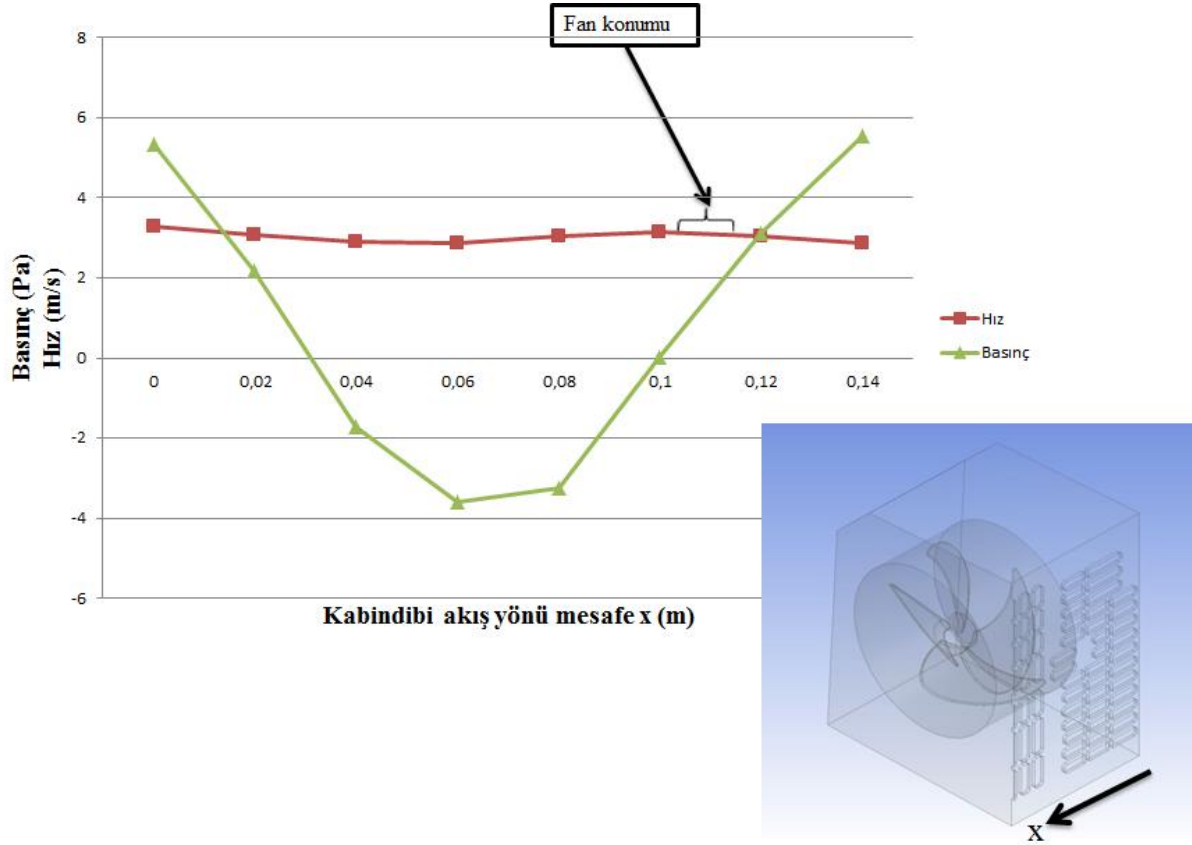




**ekil 7.9** Kabindibi giri hacminden alınan kesitlerdeki (a) hız ve (b) basınç dağılımları

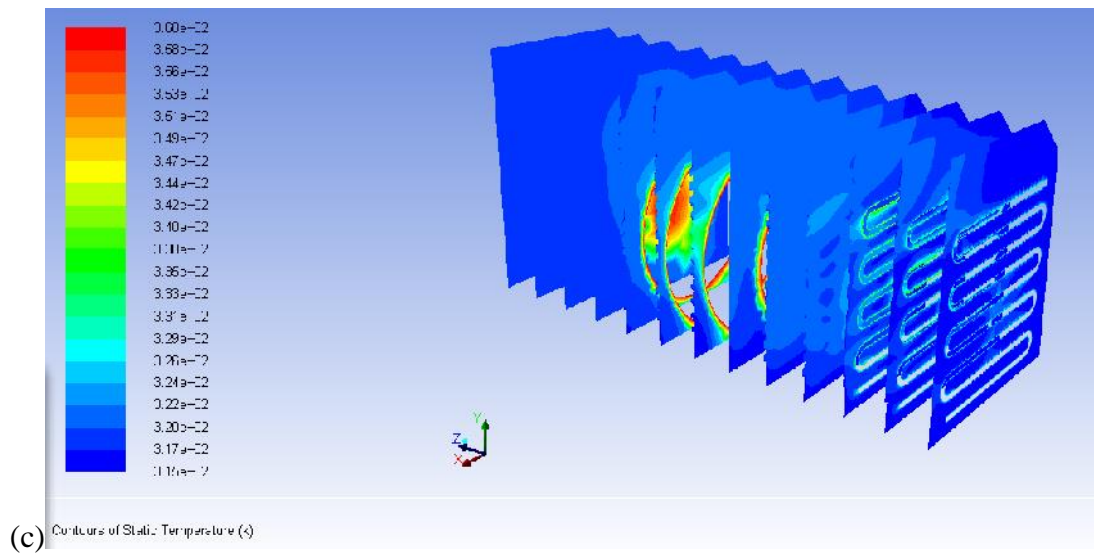
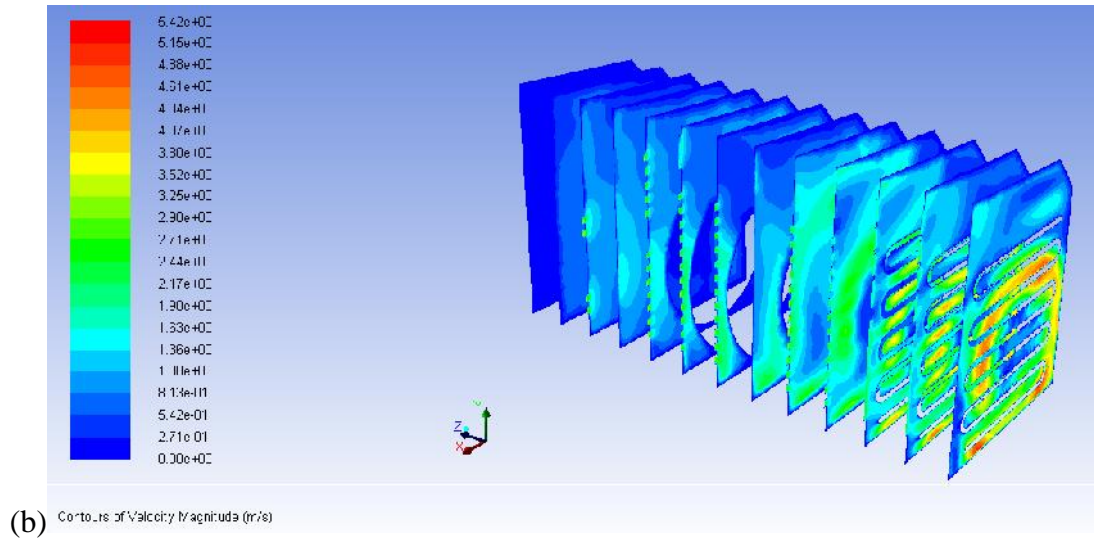
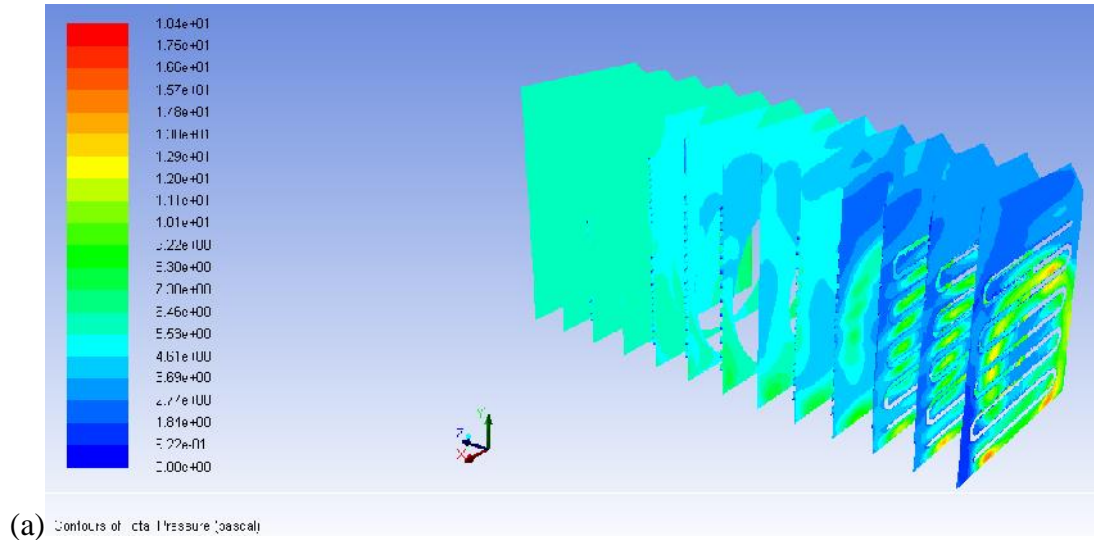
Çalışma sonunda, kabindibi giri hacmindeki hız ve basınç dağılımları, ekil 7.9'da görülen kesitler alınarak incelenmiştir. Kesitler incelendiğinde basınç farklarının, akışkan hızı ile doğru orantılı olarak arttığını görülmektedir. Fan kanatlarının arkasında oluşan negatif basınç alanına gelen akışkan, yüksek radyal hızdaki fan kanatlarının itme etkisiyle momentum kazanır ve hızı yükselmiştir. Sonuçta hızı yükselerek ilerleyen akışkan yüksek basınç bölgesi oluşturmuştur. Dolayısıyla basınç farkının yüksek olduğu bölgelerde akışkan hızı da

yüksektir. Bu duruma paralel olarak, fan kanatlarının tasarımı sonucunda, akı kan, kanatlara kar ılık gelen kısımlarda yakla ık 5 (m/s) hızla hareket etmektedir. Basıncın 20 (Pa)'a kadar geldi i ve bölgesel basınç farklılıkların en yüksek seviyeye ula tı ı noktalarda akı kan hızının 7 (m/s)'ye kadar çıkmı tır.



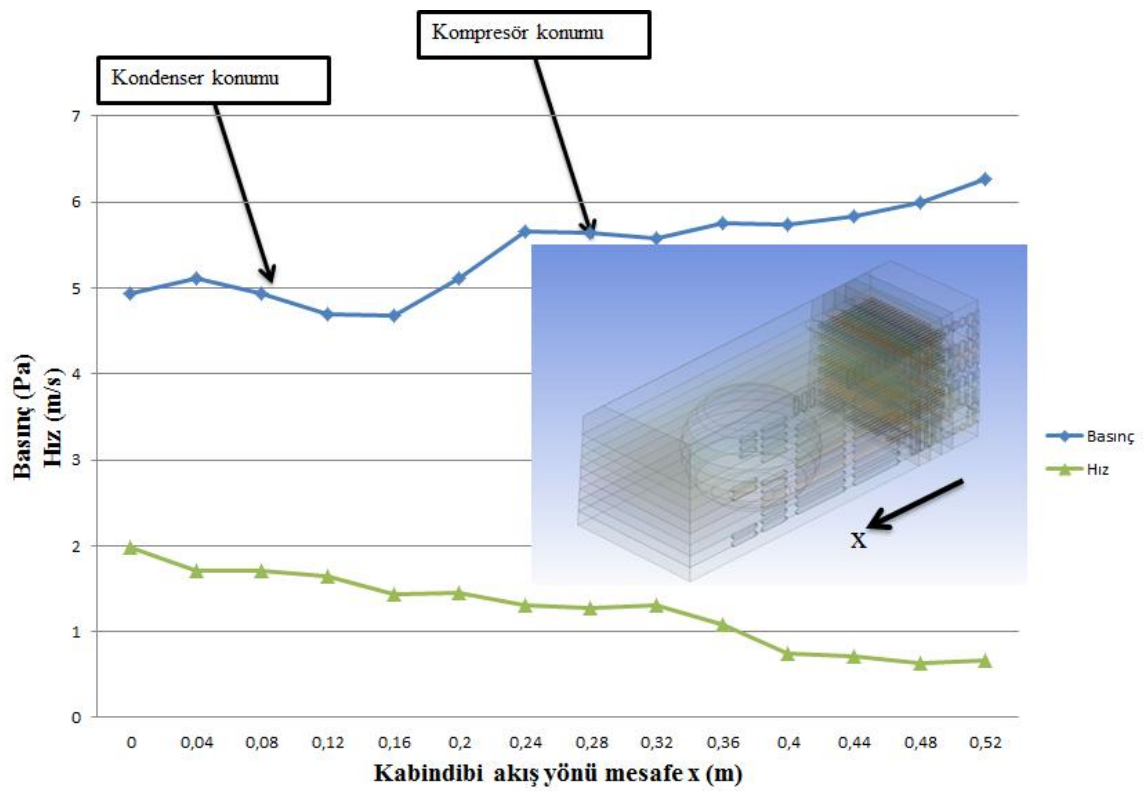
**ekil 7.10** Kabindibi giri hacminden alınan kesitlerdeki ortalama hız ve basınç dağılımları

ekil 7.9'da görülen ve x yönünde alınan kesitlerdeki ortalama akı kan hızı ve ortalama basınçlar ekil 7.10'da incelenmiştir. Kabindibi giri hacmi boyunca ortalama akı kan hızı çok fazla değildir. Basınç yol haritası incelendi inde ise fan konumunun yarattığı basınç farkı net olarak görülmektedir. Fan öncesinde negatif basınç alanları oluşurken, aksenal yönde akı kan hareketi yönünde basınç alanları pozitif değerler almaktadır.

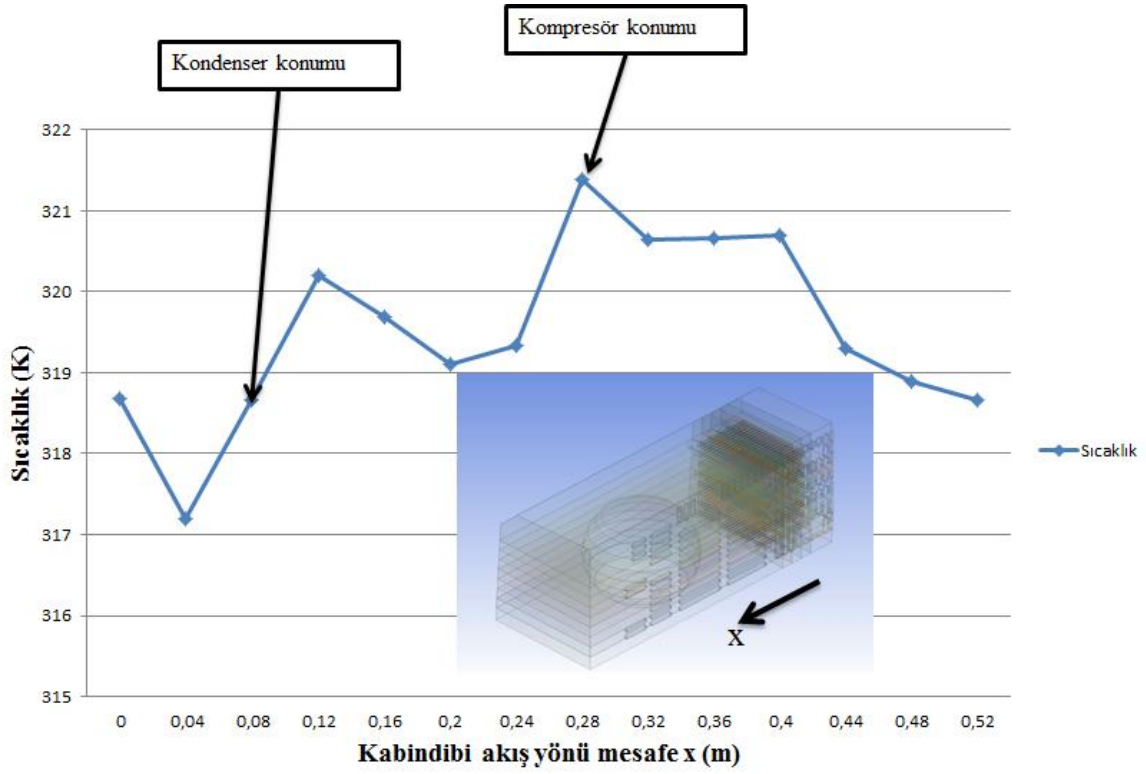


ekil 7.11 Kabindibi çıkı hacminden alınan kesitlerdeki (a) basınç, (b) hız, ve (c) sıcaklık dağılımları

Kabindibi çıkı hacminde yine belirli aralıklarla kesitler alınarak inceleme yapılmı tır. Kesitler üzerinde basınç, sıcaklık ve hız da ılımları ekil 7.11’de görölmektedir. Akı kan fan tasarımına ve olu turdu u basınç farkına ba lı olarak hareket etmektedir. Akı kan, kondenser üzerinde kalan bölgedeki basıncın dü ük olması nedeniyle, oldukça yava hareket eder ve bazı bölgelerde geriye dönerek ters yönde hareket etmektedir. Bu durumun yanı sıra kondenser seviyesinde kalan akı kan, fan kanatları hizasında olu an basınç profiline ba lı olarak yüksek hızda ilerlemektedir. Ayrıca daralan kesitlerde kütle korunumuna ba lı olarak hızı daha da artmaktadır. Akı kanın sıcaklı ı kondenser ve özellikle de kompresör yüzeyine yakın bölgelerde 360 (K)’e kadar ula maktadır.



(a)



(b)

**ekil 7.12** (a,b) Kabindibi çıkı hacminden alınan kesitlerdeki ortalama (a) hız, (a) basınç ve (b) sıcaklık da ılımları

ekil 7.12'de, kabindibi çıkı hacminde ekil 7.11'de görülen ve x yönünde alınan kesitlerdeki ortalama hız, basınç ve sıcaklık de erleri görülmektedir. Akı kan aksel yönde ilerlerken, bir kısmı da koruma kapa ından dı arıya çıkmaktadır. Ayrıca fandan uzakla tıkça azalan momentum neticesinde, ortalama hava hızının giderek dü mektedir. Akı kan hızı ile ters orantılı olarak, ortalama hız azaldıkça, ortalama basınç artmaktadır. Yine grafikler incelendi inde akı kan ortalama sıcaklı ının kondenser ve kompresör bölgelerinde en yüksek de erlere ula maktadır.

## 8. SONUÇLAR

Bu çalışmada, tel-boru türden dinamik hava soğutmalı bir buzdolabı kondenserinde, akışkanlık ve ısı-hidrolik performans incelenmiştir. Kabindibinin tamamı dikkate alınmış, deneysel veriler ile hazırlanan model gerçekçi yaklaşımlar ile oluşturulmuştur. Kondenser üzerine üflenen hava fanın yarattığı basınç farkı ile oluşan döner akışkanlıktır. Öncelikli amacın, ticari marka bir buzdolabının simülasyonu yapılarak gerçek ile uyumunu sağlanması olan HAD çalışması elde edilen bulgularla birlikte özetlenebilir;

1. CFD sonucu kondenserden atılan ısı 190,9388(W) olarak bulunmuştur. Teorik hesaplamalar ile elde edilen 198,318 (W) ve HAD sonucunun tutarlı olduğu görülmüştür, gerçekle benzetim sağlanmıştır. Bu sonuç arasındaki %3.86'lük fark;

- R-600 gazı için termofiziksel özellik diyagramı okunurken olabilecek histerezis,
- Kondenser yapısında bulunan ve simülasyonda ihmal edilen, küçük bağlantı borularında meydana gelen ısı transferi,
- Son amaçta yapılan analizde, kullanılan bilgisayar donanımının yetersiz kalması nedeniyle amaç yapı kalitesinin daha da fazla ileri götürülememesi,

gibi nedenlerden kaynaklanmaktadır. Bununla birlikte analizde kütle ve enerji korunumu incelendiğinde;

- Toplam ısı transferinde: 0.0244 (W)
- Toplam akışkan kütle transferinde:  $3.47 \times 10^{-7}$  (kg/s)

kayıp vardır. Bu farklar, enerji ve kütle korunumunun sağlanmasını ve analizin oldukça doğru sonuçlar verdiğini göstermektedir.

2. Kabindibi koruma kapasında bulunan deliklerin, hava akışkanlığında önemli bir etkisinin olduğu ve güvenlik sınırları dahilinde, deliklerin büyütülmesinin ısı transferine önemli etkisi olduğu görülmüştür.
3. Kondenser ısı transferini etkileyen en kuvvetli parametrenin, fan devirleri (devir, konum vs.) olduğu tespit edilmiştir.
4. Kompresör yüzeylerinden akışkana geçen ısı miktarı ise 72.58(W) olarak hesaplanmıştır. Bu durum kompresörün sadece yağ ile soğutulmadığını, bu tip fan

ilaveli kondenserlerde, kompresörün aynı zamanda zorlanmı ta nım ile de so udu u anla ılmaktadır.

5. Fan konumu ve tasarımından dolayı, dura an akı kan olu an kondenser orta bölgesinde, kalan tel sayısı ve maliyet azaltılmasına gidilebilir.
6. Kabindibi koruma kapa ında, kondenser hizasına gelen delikler kapatılarak, akı kanın kabindibinden daha geç çıkması sa lanabilir ve ısı transferinde iyile me sa lanabilir.

Bu çalı ma sonunda, kondenser ısı- hidrolık performanslarının sayısal çözümleri üzerinde daha detaylı durularak, farklı fan kanat açısı, fan çapı, fan devri, kanat tasarımı, kanat aralı ı-sıklı ı, fan-kondenser arası mesafe ve koruma kapa ı delik profiline de göz önüne alınması gerekti i bir sonraki çalı mada bu konular üzerinde durulması gerekti i anla ılmı tır. Kondenser performanslarının birden fazla de i kene ba lı olması nedeniyle çalı maların deneysel olarak da yürütülmesi gerekmektedir. Bu parametreler incelenirken güvenlik, donanım yeterlili i ve özellikle de fan kaynaklı ses etkisi dikkate alınmalıdır.

**KAYNAKLAR**

- [1] Çorak, A., 2010, Kanatçıklı ısı de i tiricilerinin ısı performanslarının sayısal olarak incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bil. Ens.
- [2] Gonçalves, J. M., Melo, C. and Hermes, C. J. L., 2008, A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, 29, 1622–1630.
- [3] Wang, C. C., Liaw, J. S. and Yang, B.C., 2011, Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers – data with larger diameter tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 1024–1029.
- [4] Lozza, G. and Merlo, U., 2001, An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fine-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 24, 409-416.
- [5] Youn, B. and Kim, N. H., 2007, An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having sinusoidal wave fins, *Heat Mass Transfer*, 43, 1249–1262.
- [6] Bansal, P. K. and Chin, T.C., 2002, Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, 22, 1601–1617.
- [7] Lee, T. H., Yun, J. Y., Lee, J.S., Park, J. J. and Lee, K. S., 2001, Determination of airside heat transfer coefficient on wire-on-tube type heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 1767-1776.
- [8] Chokeman, Y. and Wongwises, S., 2005, Effect of fin pattern on the air-side performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers, *Heat Mass Transfer*, 41, 642–650.
- [9] Bassiouny, R., 2009, Evaluating the effect of the space surrounding the condenser of a household refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, 32, 1645-1656.
- [10] Melo, C. and Hermes C. J. L., 2009, A heat transfer correlation for natural draft wire-and-tube condensers, *International Journal of Refrigeration*, 32, 546-555.
- [11] Ameen, A., Mollik, S.A., Mahmud, K., Quadir, G. A. and Seetharamu, K.N., 2006, Numerical analysis and experimental investigation into the performance of a wire-on-



- tube condenser of a retrofitted refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, 29, 495–504.
- [12] Gupta, J. K. and Gopal, M. R., 2008, Modeling of hot-wall condensers for domestic refrigerators, *International Journal of Refrigeration*, 31, 979-988.
- [13] Lee, T. S., Wu, W. C., Chuah, Y. K. and Wang, S. K., 2010, An improvement of airflow and heat transfer performance of multi-coil condensers by different coil configurations, *International Journal of Refrigeration*, 33, 1370-1376.
- [14] Kara, A., 2008, Evaporatif kondenser tasarımı, imalatı ve deneysel olarak incelenmesi, Bilim Uzmanlı 1 Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bil. Ens.
- [15] Yakın, M., 2007, Buhar sıkı tırmalı so utma çevriminde ejektör kullanımının performans etkisi, Bilim Uzmanlı 1 Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bil. Ens.
- [16] Ünver, E., 2011, So utma sistemi kılcal boru emi hattı ısı de i tircisinin sayısal ve deneysel modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, T Ü. Fen Bil. Ens.
- [17] Bulut, S. ve Ünveren, M., 2011, So utma çevrimi, HSK Ar-ge, Teknik Bülten no: 9.
- [18] Ceran, L., 2009, Evaporatör ve kondenserlerde içten yivli boru kullanılmasının avantajları ve dezavantajlarının incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bil. Ens.
- [19] Bulut, H., 2010, Buhar sıkı tırmalı so utma sistemi elemanları, So utma ve Klima Tekni i Notları.
- [20] MEB, 2008, Kondenserlerin bakım ve montajı, Mesleki e itim ve ö retim sisteminin güçlendirilmesi projesi (MEGEP).
- [21] Luca Antonio Tagliafico L. A., Scarpa, F. and Tagliafico, G., 2012, A compact dynamic model for household vapor compression refrigerated systems, *Applied Thermal Engineering*, 35, 1-8.
- [22] Erdoğan, E., 2007, Farklı fin aralıklarına sahip kondenserlerin performansa etkisi ve optimum fin aralı ı tespiti, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bil. Ens.

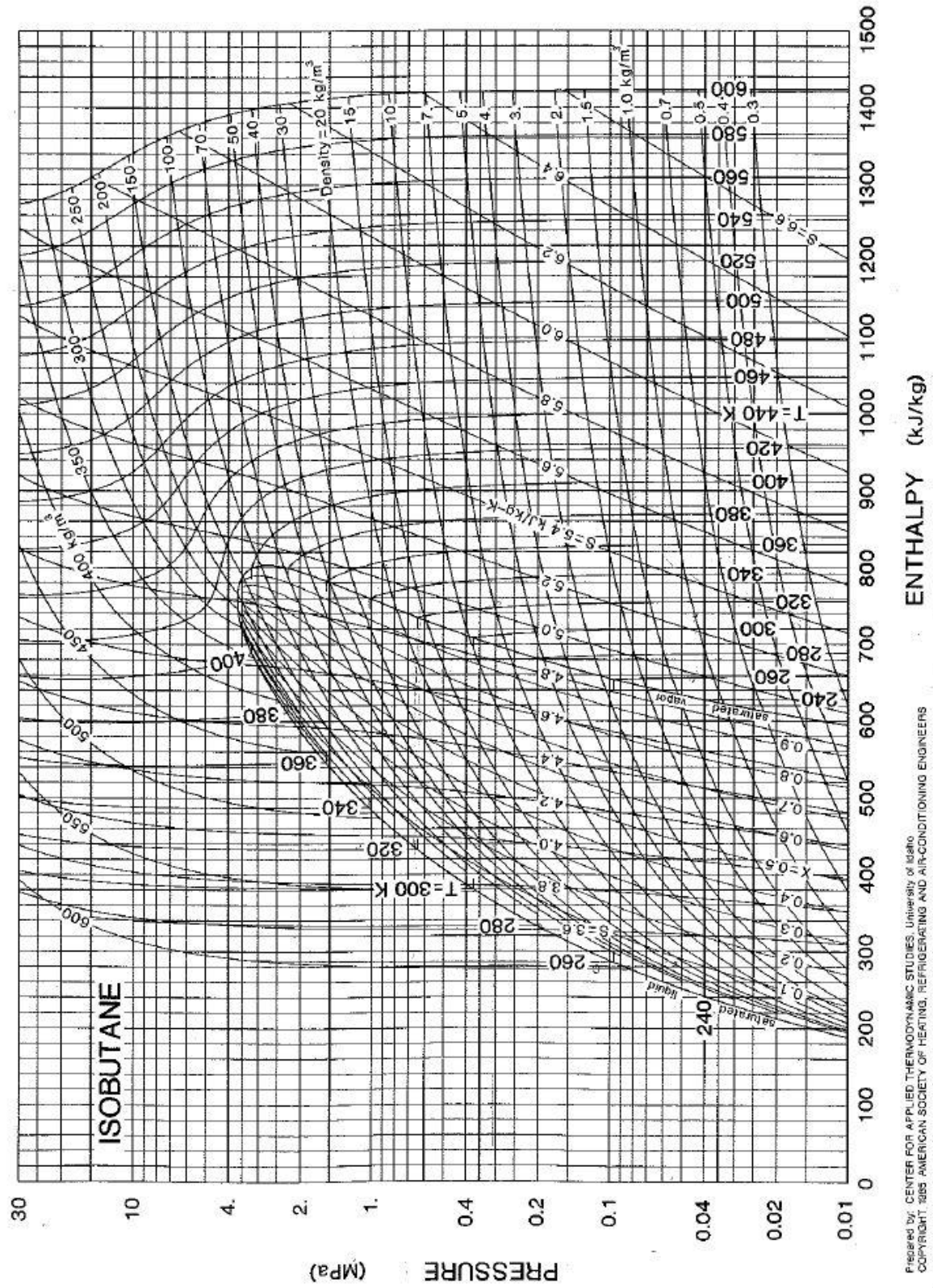
- [23] Er an, H. A., 2012, Dı turbülansın akı ve ısı transferi karakteristikleri üzerine etkilerinin sayısal olarak ara tırılması, Yüksek Lisans Tezi, Uluda Üniversitesi Fen Bil. Ens.
- [24] Ansys Fluent modelling guide, 2010, ANSYS Inc.
- [25] White, F. M., 2004, Akı kanlar mekani i, (Çev. K. Kırkköprü ve E. Ayder), Literatür Yayınları, 1034s.
- [26] Lienhard, J.H., 1981, A heat transfer textbook, Prentice-Hall, New Jersey, 516 p.
- [27] Atayılmaz, . Ö., 2007, So utucularda kondenser performansının iyile tirilmesi, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen. Bil. Ens.
- [28] Sarıçay, T., 2006, Bir buzdolabı buharla tırıcısının ısı- hidrolik performansının sayısal incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Eski ehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bil. Ens.
- [30] Mooney, D. A., 1953, Mechanical engineering thermodynamics, Prentice-Hall, 540 p.
- [29] Moran, M. J. and Shapiro, H. N., 2004, Fundamentals of engineering thermodynamics, John Wiley and Sons, U.S.A., 874 p.
- [31] ASHREA Fundamentals Handbook, 1997, American society of heating, refrigerating and air conditioning engineers.

### **nternet Kaynakları**

- [33] <http://www.karalsogutma.com/sogutma-nedir.htm>
- [34] <http://www.matasan.com.tr/cart1.html>
- [35] <http://www.hcsteknik.com.tr/tr/s-s-s/helisel-vidali-kompresor.html>
- [36] <https://www1.ansys.com/customer/default.asp>
- [37] <http://smec.en.hisupplier.com/product-78480-No-Frost-Evaporator.html>
- [38] [http://cbs.grundfos.com/turkey/lexica/AC\\_Reciprocating\\_compressor.html](http://cbs.grundfos.com/turkey/lexica/AC_Reciprocating_compressor.html)

[39] [http://pdf.directindustry.com/pdf/parker-climate-systems-division/thermostatic-and-automatic-expansion-valves/60883-95996-\\_3.html](http://pdf.directindustry.com/pdf/parker-climate-systems-division/thermostatic-and-automatic-expansion-valves/60883-95996-_3.html)

**EK-1** So utucu Akı kan R-600 Basınç – Entalpi Diyagramı [31]



Prepared by: CENTER FOR APPLIED THERMODYNAMIC STUDIES, University of Isfahan  
 COPYRIGHT 1985 AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS