

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
TERMODİNAMİK BİLİM DALI**

**TİCARİ BUZDOLAPLARINDA ENERJİ VERİMLİLİĞİ YÜKSEK
YENİ NESİL KONDENSER TASARIMININ SAYISAL
İNCELENMESİ**

Onur EVSEN

**Danışman
Doç. Dr. Fatih SELİMEFENDİGİL**



MANİSA-2019

TEZ ONAYI

Onur EVSEN tarafından hazırlanan "Ticari Buzdolaplarında Enerji Verimliliği Yüksek Yeni Nesil Kondenser Tasarımının Sayısal İncelenmesi"adlı tez çalışması 29/07/2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri önünde Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak başarı ile savunulmuştur.

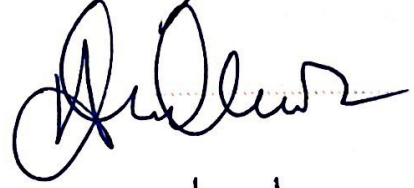
Danışman

Doç. Dr. Fatih SELİMEFENDİGİL
Manisa Celal Bayar Üniversitesi



Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet OKUR
Dokuz Eylül Üniversitesi



Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Mesut ABUŞKA
Manisa Celal Bayar Üniversitesi



TAAHHÜTNAME

Bu tezin Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Onur EVSEN



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	I
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	IV
ŞEKİLLER DİZİNİ	VI
TABLO DİZİNİ.....	VIII
TEŞEKKÜR	IX
ÖZET	X
ABSTRACT	XI
1. GİRİŞ	1
1.1. Çalışmanın Amacı	2
2. LİTERATÜR TARAMASI	4
2.1. Kondenser ve Evaporatör ile İlgili Çalışmalar	4
2.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Kullanılarak Yapılan Çalışmalar	5
2.3. Yapay Sinir Ağları Kullanılarak Yapılan Çalışmalar	6
3. SOĞUTMA VE SOĞUTMA ÇEVİRİMİ	9
3.1. Soğutmanın Tanımı ve Tarihçesi	9
3.2. Soğutma Çevrimi.....	10
3.2.1. Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevrimi	10
3.2.1.1. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevrimi	11
3.2.1.2. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevrimi	11
3.2.2. Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Sistemin Termodinamik Analizi	12
3.3. Buzdolabı Soğutma Prensibi	12
3.4. Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Elemanları	13
3.4.1. Kompresörler	14
3.4.1.1. Pistonlu Kompresörler	14
3.4.1.2. Scroll Kompresörler.....	15
3.4.1.3. Vidalı Kompresörler	15
3.4.1.4. Santrifüj Kompresörler	16
3.4.2. Evaporatörler	16
3.4.2.1. Hava Soğutucu Evaporatörler	17
3.4.2.2. Sıvı Soğutucu Evaporatörler	17
3.4.3. Kondenserler	18
3.4.3.1. Su Soğutmalı Kondenserler.....	18
3.4.3.2. Evaporatif Kondenserler	19
3.4.3.3. Hava Soğutmalı Kondenserler.....	20
3.4.3.3.1. Statik Hava Soğutmalı Kondenserler	22

3.4.3.3.2. Dinamik Hava Soğutmalı Kondenserler	22
3.4.3.4. Ev Tipi Hava Soğutmalı Kondenserler	23
3.4.3.4.1. Telli Borulu Statik Tip Kondenserler	24
3.4.3.4.2. Plaka Borulu Statik Tip Kondenserler	25
3.4.3.4.3. Kanatlı Borulu Statik Tip Kondenserler	25
3.4.3.4.4. Telli Borulu Dinamik Tip Kondenserler	26
3.4.4. Genleşme Valfleri	27
3.4.4.1. Otomatik Genleşme Valfleri	27
3.4.4.2. Termostatik Genleşme Valfleri	28
3.4.5. Kılcal Borular	29
3.4.6. Termostat	30
3.4.7. Drayer(Kurutucu Filtre).....	30
3.4.8. Soğutucu Akışkanlar	31
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	33
4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Kullanıldığı Alanlar	33
4.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Avantajları	33
4.3. Matematiksel Denklemler	34
4.4. Türbülans Modelleri	35
4.4.1. Standart k-ε Türbülans Modeli	35
4.4.2. RNG k-ε Türbülans Modeli	36
4.4.3. k- ω (SST) Türbülans Modeli	37
4.5. Çözüm Yöntemi	38
4.6. Basınç ve Hız İlişkisi	43
4.6.1. Simple Algoritmasının Tanıtımı	44
4.6.2. Simple Algoritmasının Çalışma Mantığı.....	46
4.7. Ayırıklaştırma Şemaları	47
4.7.1. Merkezi Fark Ayırıklaştırma Şeması	49
4.7.2. Upwind Ayırıklaştırma Şeması.....	50
4.7.3. QUICK Ayırıklaştırma Şeması	53
5. YAPAY SİNİR AĞLARI.....	56
5.1. Yapay Sinir Hücresinin Bölümleri	56
5.2. Aktivasyon Fonksiyonları.....	58
5.2.1. Logaritmik Sigmoid Aktivasyon Fonksiyonu	58
5.2.2. Lineer Aktivasyon Fonksiyonu.....	59
5.2.3. Tanjant Hiperbolik Aktivasyon Fonksiyonu	59
5.3. Yapay Sinir Ağlarının Yapısı.....	59
5.4. Yapay Sinir Ağlarının Çeşitleri.....	60

5.4.1. İleri Beslemeli Yapay Sinir Ağları.....	60
5.4.2. Geri Beslemeli Yapay Sinir Ağları	61
5.5. Levenberg-Marquardt Algoritması.....	62
5.6. Yapay Sinir Ağlarının Özellikleri	63
6. ELİPTİK KONDENSER İÇİN MODELLEME.....	64
6.1. Analizlerde Kullanılacak Geometrilerin Belirlenmesi	64
6.1.1. Dairesel Borulu Kondenserin Oluşturulması.....	64
6.1.2. Eliptik Borulu Kondenselerin Oluşturulması	65
6.1.2.1. Hava Akış Yönünde Yarıçapı Artan Eliptik Borulu Modeller	66
6.1.2.2. Hava Akış Yönünde Yarıçapı Azalan Eliptik Borulu Modeller.....	67
6.2. HAD Analiz Adımları.....	68
6.2.1. Geometri ve Mesh İşlemleri	69
6.2.2. Sınır Koşulları.....	70
6.2.3. Mesh Kalitesi ve Türbülans Modeli Seçimi	71
6.2.4. Sınır Koşullarının Girilmesi	72
6.2.5. Çözücü Algoritmalarının Seçimi	72
6.3. HAD Sonuçları ve Tartışma.....	73
6.4. Yapay Sinir Ağları.....	80
6.4.1. Ağ Girdi ve Çıktılarının Belirlenmesi.....	80
6.4.2. YSA Ağ Kalitesini Belirleyen Parametrelerin Seçimi	81
6.4.3. Ağ Performansını Belirleyen Faktörler ve Ağın Eğitilmesi	82
6.5. Yapay Sinir Ağları Sonuçları ve Tartışma.....	83
7. DENEYSEL ÇALIŞMA	92
7.1. Enerji Analizi	94
7.2. Termodinamik Analiz Sonuçları	95
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	98
9. KAYNAKLAR.....	100
ÖZGEÇMİŞ.....	103

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

\dot{Q}_{Evap}	Soğutma çevriminde buharlaştırıcı kapasitesi
\dot{Q}_{Kond}	Soğutma çevriminde yoğuşturucu kapasitesi
\dot{m}	Kütleli debi
\dot{W}_{Komp}	Soğutma çevriminde kompresörün harcadığı enerji
k	Türbülans kinetik enerjisi
ε	Kayıp oranı
μ_t	Türbülans viskozitesi
β	Genleşme katsayısı
ω	Türbülans yayma oranı
P_ω	Yayınım hızı
η	Kompresör verimi
ϕ	Genel bir değişken
S	Kaynak terimi
Γ	Genel difüzyon katsayısı
P_e	Peclet Sayısı
P^*	Tahmini basınç değeri
u^*, v^*	Tahmini hız bileşeni
P'	Düzeltilme basınç değeri
u', v'	Düzeltilme hız değerleri
u, v	Gerçek hız değerleri
P	Gerçek basınç değeri
F	Birim alana düşen kütleli akı
Pr	Prandtl Sayısı
C_1, m	Düzgün sıralı boru demetleri için deneysel katsayılar
Re	Reynolds sayısı
K	Kelvin cinsinden sıcaklık
T_{pipes}	Kondenser borularının yüzey sıcaklığı
U_o	Havanın kontrol hacmine giriş hızı
T_o	Havanın kontrol hacmine giriş sıcaklığı
J	Jakoben matrisi

f	Aktivasyon fonksiyonu
Σ	Transfer fonksiyonu
\mathcal{C}	Hücre çıktısı
W	Ağırlıklar matrisi
X	Girişler matrisi
b	Aktivasyon fonksiyonu eşik değeri
Pr_t	Türbülanslı Prandtl sayısı
$\nabla^2 E(x)$	Hessian matrisi
P	Gerçek basınç değeri

Kısaltmalar

MSE	Giriş ve çıkış değerleri arasındaki karesel hata farkı
HAD	Hesaplama akışkanlar dinamiği
YSA	Yapay sinir ağları
COP	Performans katsayısı
SST	Kayma gerilim taşınımı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Soğutma çevrimi ve elemanları	2
Şekil 3.1. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin şeması vs T-s diyagramı	11
Şekil 3.2. Gerçek ve ideal çevrim arasındaki sapmalar	12
Şekil 3.3. Buzdolabı soğutma çevrimi	14
Şekil 3.4. Pistonlu kompresörün yapısı	16
Şekil 3.5. Scroll kompresörlerin yapısı ve çalışma prensibi	16
Şekil 3.6. Vidalı kompresörün yapısı	17
Şekil 3.7. Santrifüj kompresörlerin yapısı	17
Şekil 3.8. Hava soğutmalı evaporatör	18
Şekil 3.9. Su soğutmalı evaporatör	19
Şekil 3.10. Su soğutmalı kondenserler	20
Şekil 3.11. Evaporatif kondenser çalışma prensibi	21
Şekil 3.12. Evaporatif kondenser	22
Şekil 3.13. Hava soğutmalı kondenserler	23
Şekil 3.14. Kanatlı borulu dinamik hava soğutmalı kondenser	24
Şekil 3.15. Kompresörle gruplandırılmış dinamik hava soğutmalı kondenser	25
Şekil 3.16. Telli borulu statik tip kondenserler	26
Şekil 3.17. Plaka borulu statik tip kondenserler	27
Şekil 3.18. Kanatlı borulu statik tip kondenserler	27
Şekil 3.19. Telli borulu dinamik tip kondenserler	28
Şekil 3.20. Genleşme valfleri	29
Şekil 3.21. Otomatik genleşme valfi	29
Şekil 3.22. Termostatik genleşme valfi	30
Şekil 3.23. Kılcal (kapiler) boru	31
Şekil 3.24. Termostat çeşitleri	32
Şekil 3.25. Drayer ve yapısı	33
Şekil 3.26. Soğutucu akışkan çeşitleri	34
Şekil 4.1. P noktası için işlem alanını belirten kontrol hacmi	41
Şekil 4.2. Simple algoritması çalışma sırası	49
Şekil 4.3. P noktasını çevreleyen kontrol hacmi	50
Şekil 4.4. Pozitif yön için kontrol hacmi üzerindeki hücre değerleri	53
Şekil 4.5. Negatif yön için kontrol hacmi üzerindeki hücre değerleri	54
Şekil 4.6. QUICK şemasında kullanılan quadratik eğrilerin gösterimi	56
Şekil 5.1. Gerçek bir sinir hücresinin bölümleri	60
Şekil 5.2. Yapay sinir hücresinin genel gösterimi	61
Şekil 5.3. Yapay sinir ağlarında kullanılan aktivasyon fonksiyonları	62
Şekil 5.4. Çok katmanlı bir yapay sinir ağının yapısı	64
Şekil 5.5. İleri beslemeli bir YSA modeli	65
Şekil 5.6. Geri beslemeli bir YSA modeli	65
Şekil 6.1. Dairesel borulu model için iki boyutlu kondenser modellemesi	69
Şekil 6.2. Buzdolabı kondenseri üzerindeki hava hareketi	70
Şekil 6.3. Hava akış yönünde yarıçapı artan eliptik modellerin boru kesitleri	71
Şekil 6.4. Hava akış yönünde yarıçapı azalan eliptik modellerin boru kesitleri	72
Şekil 6.5. Fluent programı için işlem sırası	73
Şekil 6.6. Mesh kalitesi ve ayarlarının gösterimi	73
Şekil 6.7. Dairesel borulu iki boyutlu kondenser için mesh görünümü	74
Şekil 6.8. Sınır koşullarının iki boyutlu model üzerinde gösterimi	75

Şekil 6.9. Enerji ve türbülans modelinin aktif hale getirilmesi	76
Şekil 6.10. 10°C'de tüm model ve hızlar için ısı transferi karşılaştırması	77
Şekil 6.11. 20°C'de tüm model ve hızlar için ısı transferi karşılaştırması	78
Şekil 6.12. 30°C'de tüm model ve hızlar için ısı transferi karşılaştırması	78
Şekil 6.13. 35°C'de tüm model ve hızlar için ısı transferi karşılaştırması	79
Şekil 6.14. 40°C'de tüm model ve hızlar için ısı transferi karşılaştırması	79
Şekil 6.15. Boru demetlerinin diziliş çeşitleri, (a) düzgün sıralı, (b) kaydırılmış dizim	80
Şekil 6.16. Dairesel borulu model için 30°C ve 0.9 m/s hava giriş değerlerinde sıcaklık dağılımı	82
Şekil 6.17. Eliptik 0.4r-2.5r modeli için 30°C ve 0.9 m/s hava giriş değerlerinde sıcaklık dağılımı	82
Şekil 6.18. Dairesel borulu model için 30°C ve 0.9 m/s hava giriş değerlerinde hız dağılımı	83
Şekil 6.19. Eliptik 0.4r-2.5r modeli için 30°C ve 0.9 m/s hava giriş değerlerinde hız dağılımı	84
Şekil 6.20. Yapay sinir ağını oluşturan parametrelerin gösterimi	85
Şekil 6.21. Oluşturulan yapay sinir ağının MATLAB gösterimi	85
Şekil 6.22. Oluşturulan yapay sinir ağının basit gösterimi	86
Şekil 6.23. Oluşturulan yapay sinir ağının eğitim parametreleri	86
Şekil 6.24. HAD ve YSA sonuçlarının toplam veri cinsinden karşılaştırılması	87
Şekil 6.25. 30°C ve tüm hızlar için dairesel modelin gerçek ve tahmini değerleri	88
Şekil 6.26. 30°C ve tüm hızlar için 0.4r-2.5r eliptik modelinin gerçek ve tahmini değerleri	88
Şekil 6.27. 30°C ve tüm hızlar için 2.5r-0.4r eliptik modelinin gerçek ve tahmini değerleri	89
Şekil 6.28. Eğitim, doğrulama, test ve tüm değerler için Regresyon değerleri	90
Şekil 6.29. En iyi doğrulama performansının gösterimi	90
Şekil 6.30. Dairesel borulu modelde, sabit bir ara hız değeri için gerçek ve tahmini değerlerin karşılaştırılması	93
Şekil 6.31. Eliptik 0.4r-2.5r modeli için, sabit bir ara hız değeri için gerçek ve tahmini değerlerin karşılaştırılması	93
Şekil 6.32. Eliptik 2.5r-0.4r modeli için, sabit bir ara hız değeri için gerçek ve tahmini değerlerin karşılaştırılması	94
Şekil 6.33. Tüm modeller için boru yarıçap oranlarının ısı transferine etkileri	95
Şekil 7.1. Test standında kullanılan dairesel kesitli kondenser sahip bir soğutucu ...	93
Şekil 7.2. R290 soğutucu akışkanı için p-h diyagramı	93
Şekil 7.3. R290 soğutucu akışkanı için T-s diyagramı	94
Şekil 7.4. Dairesel ve eliptik kondenser için COP değerlerinin karşılaştırılması	96
Şekil 7.5. Dairesel ve eliptik kondenser için COP değerlerindeki yüzdelik fark	97

TABLO DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 4.1. Farklı ayırıklaştırma metotlarına karşılık gelen fonksiyon değerleri	45
Tablo 4.2. Upwind şeması için komşu katsayıların gösterimi	55
Tablo 4.3. Pozitif ve negatif yön için komşu katsayı değerleri	55
Tablo 6.1. Hava akış yönünde yarıçapı artan eliptik modellerin ölçüleri	70
Tablo 6.2. Hava akış yönünde yarıçapı azalan eliptik modellerin ölçüleri	71
Tablo 6.3. Mesh kalitesinin sayısal olarak gösterimi	76
Tablo 6.4. Analizlerde test edilecek hız ve sıcaklıkların gösterimi	76
Tablo 6.5. Düzgün sıralı boru demeti üzerinde hava akışı için sabitlerin gösterimi ($N \geq 10$)	81
Tablo 6.6. Eğitim, doğrulama ve test için hata değerlerinin gösterimi	89
Tablo 6.7. YSA ve HAD sonuçlarının kapsamlı bir şekilde karşılaştırılması	91
Tablo 6.8. Analizlerde kullanılan boru modellerinin yarıçap oranları	94
Tablo 7.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde her bir komponent için enerji dengesi	95
Tablo 7.2. Farklı fan debilerinde eliptik kesitli kondenserde etkinlik katsayısındaki (COP) değişim	96

TEŞEKKÜR

Çalıőmamın her aşamasında bana destek olan, bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren danışman hocam Sayın Doç. Dr. Fatih SELİMEFENDİGİL'e, deneysel çalışma esnasında bana her türlü imkan ve desteği veren KLİMASAN A.Ő.'ye ve öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi olarak destekleyen ve hep yanımda olan aileme yürekten teşekkür ederim.

Onur EVSEN
Manisa, 2019



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Ticari Buzdolaplarında Enerji Verimliliği Yüksek Yeni Nesil Kondenser Tasarımının Sayısal İncelenmesi

ONUR EVSEN

Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Fatih SELİMEFENDİGİL

Yapılan bu tez çalışmasında, ev tipi buzdolaplarında kullanılan hava soğutmalı tel boru şeklindeki kondenserlerin tasarımı sayısal analiz ve yapay sinir ağları yöntemleriyle ele alınmıştır. Yenilikçi bir tasarım olarak dairesel kesitli kondenserler yerine, farklı çarpıklık oranına sahip eliptik kesitli kondenserler göz önüne alınmıştır. Çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak hava tarafındaki konveksiyon miktarı analiz edilmiştir. ANSYS Fluent paket programında yapılan analizlerde $k-\omega$ SST türbülans modeli kullanılmış ve bu türbülans modeli ile ilgili denklemler, Navier-Stokes denklemleriyle birlikte sonlu hacimler yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Farklı hava hızları ve hava giriş sıcaklıkları seçilmiş olup, kondenser yüzeyi sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Eliptik boru profilleri hava akış yönünde yarıçapı azalan ve hava akış yönünde yarıçapı artan olmak üzere iki gruptan oluşmaktadır. Elde edilen analiz sonuçlarına göre, hava akış yönünde yarıçapı artan model olan 0.4r-2.5r modeli ısı transferi bakımından diğer modellere kıyasla daha iyi sonuç vermektedir. Ayrıca hava akış yönünde yarıçapı artan eliptik kesitli modellerin büyük ve küçük yarıçaplarının oranı arttıkça, ısı transferinin arttığı gözlenmiştir. Akış yönünde yarıçapı artan modellerde ise yarıçaplar oranı küçüldükçe, ısı transfer oranı artmaktadır. Ayrıca MATLAB programı kullanılarak bir yapay sinir ağ sistemi oluşturulmuş, hava giriş sıcaklığı, hava hızı ve boru modeli olmak üzere 3 giriş parametresi ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları çıkış parametresi olacak şekilde tanımlanmıştır. Ağ yapısında ileri beslemeli ağ ve gizli katmanda 25 nöron kullanılmıştır. Aktivasyon fonksiyonu olarak ise hiperbolik tanjant ve doğrusal fonksiyon seçilmiş olup, eğitim fonksiyonu Levenberg-Marquardt algoritması seçilmiştir. Yapay sinir ağlarından elde edilen tahmini sonuçlar, hesaplamalı akışkanlar dinamiğinden elde edilen sonuçlarla farklı çalışma koşulları altında yakın değerler vermiştir. Bu tez kapsamında elde edilen sonuçlar yenilikçi soğutma sistemlerinin tasarımında, komponent bazlı iyileştirmenin esas alındığı soğutma sistemlerinin verimlerinin artırılmasında kullanılabilir.

Anahtar Kelimeler: (Konveksiyon, hesaplamalı akışkanlar dinamiği , yapay sinir ağları, eliptik boru , tel tipi kondenser, $k-\omega$ SST)

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

Numerical Investigation of High Energy Efficient New Generation Condenser Design in Commercial Refrigerators

ONUR EVSEN

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Fatih SELİMEFENDİGİL

In this study, design of air cooling wire and tube condensers which are used in household refrigerators was investigated by using numerical simulation and artificial neural network method. Condenser models with different elliptical cross sections and skewness ratios were taken into account as an innovative design instead of circular ones. Air side convection rate was analyzed with computational fluid dynamics method. $k-\omega$ SST turbulence model was used and related turbulence model equations were solved along with the Navier-Stokes equations by using ANSYS Fluent with finite volume method. Various air inlet temperature and air inlet velocity values were chosen while the condenser surface temperature is constant. Elliptical condenser profiles contain two different groups such as increasing radius through air flow direction model and decreasing radius through air flow direction one. It is shown that increasing radius through air flow direction model $0.4r-2.5r$ has the best heat transfer rate results compared the other models. Also heat transfer rate increases as the proportional radius values increase for the elliptical models that have increasing radius through air flow direction. Artificial neural network model was created using MATLAB and 3 input (air velocity, air temperature, model type) and 1 target (CFD results) parameters were used. A fast forward network type along with the 25 neurons for the hidden layer were used. Hyperbolic tangent and a linear function were used as activation functions where training algorithm is the Levenberg-Marquardt. It was observed that CFD and ANN results are similar under different working conditions. The results obtained from this research can be used in design of new innovative cooling systems or for efficiency improvement of cooling systems where component based enhancement is essential.

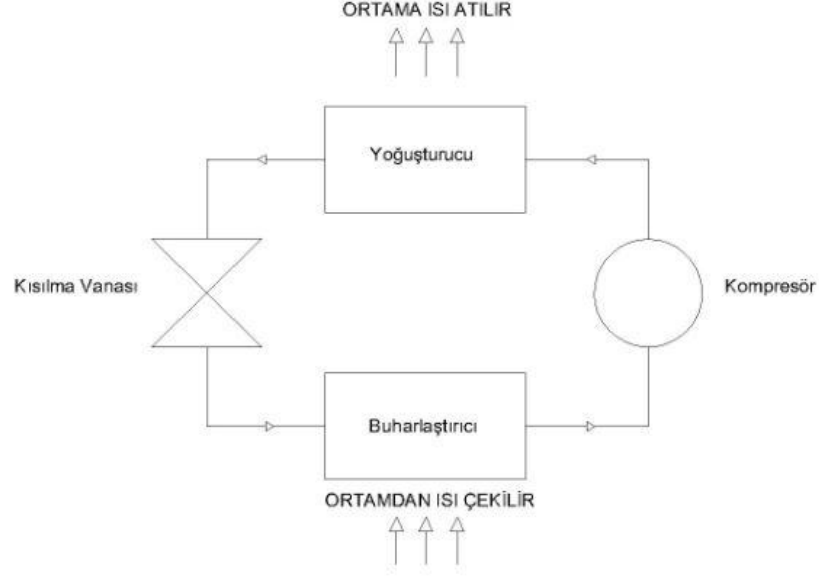
Keywords:(Convection, computational fluid dynamics, artificial neural network, elliptical tube banks, wire and tube condenser, $k-\omega$ SST model)

1. GİRİŞ

Enerjinin insan hayatındaki yerinin her geçen gün önemimin artmasıyla, bu alanda yapılan çalışmalar giderek artmaktadır. Her ne kadar günümüzde enerji her alanda zorunlu ve insanoğlunun en büyük ihtiyacı olsa da, enerji kaynakları günden güne hızla azalmaktadır.

Özellikle konut bazında düşünüldüğünde yapılan araştırmalar, evlerde harcanan günlük enerji miktarının, tüketilen bütün enerji miktarının önemli bir kısmını oluşturduğunu göstermiştir. Evlerdeki enerji sarfiyatını genel olarak ısıtma, soğutma, aydınlatma, temizlik vb. için kullanılan makine ve araçlar oluşturmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında ise evlerde elektrik tüketiminin önemli bir kısmını oluşturan soğutma makineleri olan buzdolapları incelenecektir [1].

Buzdolapları da diğer iklimlendirme makineleri ve ısı pompaları gibi bir soğutma çevrimiyle çalışmaktadır. Soğutma çevriminin genel amacı bir soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinden yararlanılarak, alçak ve yüksek basınç arasında dolaşımını yapıp, gaz ve sıvı fazları arasında geçiş esnasında ortamdan ısı çekip, ortama ısı vermesine dayanır. Buzdolaplarında kullanılan çevrim mekanik soğutma çevrimi veya buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi olarak adlandırılabilir. Çevrim 4 farklı ana elemandan oluşur. Bunlar kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve bir kısılma vanasıdır. Buharlaştırıcıdan alçak basınçta doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkanın, kompresörde sıkıştırılarak basıncı ve buna bağlı olarak sıcaklığı artırılır ve kızgın buhar olarak kompresörden çıkar ve kondensere gelerek burada faz değiştirir. Faz değişimi sırasında kondenser üzerinden dışarıya ısı atılır. Doymuş sıvı olarak kondenserden çıkan soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı evaporatör girişi için yüksek olduğundan bir kısılma vanası yardımı ile basıncı ve sıcaklığı düşürülerek tekrar evaporatör girişi için uyguna hale getirilir ve çevrim tamamlanmış olur. Aşağıdaki şekilde soğutma çevrimi ve elemanlarını basit bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Soğutma çevrimi ve elemanları

1.1. Çalışmanın Amacı

Bu tez çalışmasında, soğutma sistemlerinde kullanılan hava soğutmalı kondenser tasarımı ele alınacaktır. Ev tipi buzdolaplarında tel boru tipi kondenserler kullanılmaktadır. Genelde bu sistemlerde kullanılan kondenser boruları dairesel kesitlidir ve yapılacak olan bu çalışmada eliptik kesitli boruların kondenserlerde kullanılmasının ısı transferine etkileri sayısal akışkanlar dinamiği ve yapay sinir ağları modellenmesi kullanılarak gerçekleştirilecektir.

Dairesel borulu ve eliptik borulu modellerin iki boyutlu bir şekilde modellemeleri yapılacak ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak hava tarafındaki konveksiyon miktarı hesaplanacaktır. Literatürde soğutucular için pek çok ısı değiştiricisi tasarım çalışmaları yapılmıştır. Bu çalışmada bunlardan farklı olarak eliptik boru kesitlerinin dairesel kesite göre ısı transferi açısından daha verimli olduğu ortaya konulacaktır. Dairesel kesit yerine kullanılacak eliptik kesit sayesinde soğutma sisteminin performansının artırılması amaçlanmaktadır.

Ayrıca hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin yanı sıra, mühendislik alanında oldukça karşılaşılan yapay zeka uygulamalarından biri olan yapay sinir ağları kullanılarak elde edilen sonuçlar için bir model oluşturulup, ısı transferi için tahminler elde edilecektir. Yapay sinir ağları (YSA) kullanımıyla, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) çözümü esnasında uzun süren analizlerin, uygun bir

model yardımıyla, hızlı, hata oranı düşük ve isabetli sonuçlar elde edilmesi amaçlanmaktadır. Son olarak da Klimasan A.Ş.'nin de desteğiyle kanat-borulu bir kondenser için eliptik borulu bir prototip üretilecek ve referans dairesel kesitli modelle deneysel olarak COP analizi yapılarak karşılaştırılacaktır .

Bu çalışma 8 farklı bölümden oluşmaktadır. 1. bölümde tez çalışması ile ilgili genel bilgilere yer verilmiştir. 2. bölümde genel olarak buzdolapları ve ısı değiştiricileri ile ilgili hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve yapay sinir ağlarının kullanıldığı literatür çalışmalarından bahsedilmiştir. 3. bölümde ise soğutma, soğutma çevrimi ve çevrimi oluşturan elemanlar üzerinde durulmuştur. 4. bölümde hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodu, sonlu hacimler çözüm yöntemi, türbülans modelleri ve ayrıklaştırma şemalarından bahsedilmiştir. 5. bölümde yapay sinir ağları tanıtılmıştır. 6. bölümde tez çalışması anlatılmış, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve yapay sinir ağları sonuçları elde edilmiştir. 7. bölümde üretilen eliptik kesitli prototip deneysel olarak incelenmiş ve COP analizi yapılmıştır. 8. bölümde ise sonuçlar irdelenmiş ve gelecek çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

2. LİTERATÜR TARAMASI

2.1. Kondenser ve Evaporatör ile İlgili Çalışmalar

P.K. Bansal ve T.C. Chin, yaptıkları çalışmalarında R134a soğutucu akışkanlı bir buzdolabı kullanarak kondenserde gerçekleşen ısı transferini, basınç düşüşünü ve soğutma kapasitesini farklı çalışma koşullarında deneysel ve sonlu elemanlar yöntemiyle araştırmışlar ve elde ettikleri sonuçları karşılaştırarak sonuçlar arasında %10 oranında bir hata payı olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu uyuşmazlığın sebebinin, çalışmada modellemedikleri kondenserden soğutma bölümüne doğru olan ısı infiltrasyonu olduğunu belirtmişlerdir [2].

G. Lozza ve U. Merlo, yapmış oldukları bir çalışmada, hava soğutmalı kondenserlerde ve sıvı soğutucularda boru ve kanat geometrisi aynı olmak şartıyla farklı kanat yüzeyleri kullanarak ısı transfer performansını ve basınç kaybını incelemişlerdir. Düz, dalgalı, panjurlu ve winglet kanat kullanarak 15 farklı prototipten elde ettikleri sonuçlarda ısı transferi ve basınç kaybı bakımından en iyi değerleri panjurlu kanatın verdiğini belirtmişlerdir [3].

B.Youn ve N.H. Kim, yaptıkları bir çalışmada, sinüzoidal ve zikzak kanatlı ısı değiştiricilerinde, ısı transferi ve sürtünme katsayısını deneysel olarak araştırmışlardır. Kanat kalınlıkları 1,5 ve 2 mm, kanat arası boşlukları 1,3-1,7 mm olacak şekilde, boru sırası 1-3 arası olan 29 farklı model test edilmiştir. Elde edilen sonuçlarda aynı kanat kalınlıklarında sinüzoidal kanat geometrisinin, zikzak kanata kıyasla ısı transferi ve sürtünme katsayısı bakımından daha iyi sonuçlar verdiği ve boru sıra sayısı arttıkça, aradaki farkın da artacağı gözlemlenmiştir. Ayrıca zikzak kanat geometrisine kıyasla, sinüzoidal kanat geometrisinin tam gelişmiş akış bölgesinde ısı transferi performansının çok daha iyi olacağı belirtilmiştir [4].

R. Bassiouny, yapmış olduğu bir çalışmada, ev tipi buzdolaplarında kullanılan kondenserlerin etrafındaki boşluğun ısı transferi performansına etkilerini sayısal olarak ve HAD yöntemiyle araştırmıştır. Elde edilen sonuçlardan kondenser ile duvar arasındaki mesafenin 200 mm'den büyük olduğu durumlarda, kondenserin üzerinden akan havanın sıcaklığının düştüğü, bunun sonucunda kondenserden atılan ısı miktarının önemli ölçüde arttığı gözlemlenmiştir [5].

S. Singh ve ark. yaptıkları bir çalışmada farklı kanat tasarımlarına sahip kanatçık borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve basınç düşümünü hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanarak incelemiştir. Elde edilen sonuçlarda polinom ve sinüzoidal kanat tasarımına sahip ısı değiştiricilerinin, dikdörtgen kanat tasarımlı ısı değiştiricisine oranla termal performans ve ağırlık bakımından sırasıyla % 2 ve % 4 oranında daha iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir [6].

C. C. Wang ve ark. yaptıkları bir çalışmada dalgalı kanatçıklara sahip ısı değiştiricilerinde hava tarafı ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Kanatçık kalınlıklarını 1.64-3.75 mm, boru sıra sayısını 1-16 arasında ve son olarak boru çaplarını arttırarak toplamda 20 adet deney yapmışlardır. N=1 ve N=2 boru sıralarında ısı transferinde önemli bir değişiklik olmasa da boru sıra sayısı arttıkça toplam ısı transferinin %85 'e kadar azaldığı belirtilmiştir [7].

S. S. Vali ve ark. yapmış oldukları bir çalışmada tel-boru tipi bir buzdolabı kondenserinin kanatçık aralıklarını değiştirerek 5 farklı deney yapmışlardır. 2, 4, 6, 8 ve 10 mm kanatçık aralığında yapılan deneyler sonucunda, kanatçık aralığı arttıkça sistem performansının düştüğü ve maksimum performansın 2 mm aralıkta elde edildiği gözlenmiştir [8].

J. R. Barbosa ve R. A. Sigwalt, yapmış oldukları bir çalışmada spiral tel-boru tipli kondenserlerde hava tarafı ısı transferini ve basınç kaybını deneysel olarak incelemiştir. Boru sıra sayısı, radyal ve uzunlamasına olan boru aralıkları ve kanatçık aralıkları gibi parametreler değiştirilmiş ve kanatçık aralığının kondenser performansı için en önemli parametre olduğu ve basınç kaybının radyal borular arası mesafeden yüksek miktarda etkilendiği gözlenmiştir. Ayrıca Colburn j ve Darcy sürtünme faktörleri için deneysel bağıntılar önerilmiştir [9].

2.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Kullanılarak Yapılan Çalışmalar

Mallikarjun ve A. S. Malipatil, yaptıkları bir çalışmada hava soğutmalı bir klima kondenserinde ısı transferini arttırmak için kanatçık malzemesi, kalınlık ve soğutucu akışkan gibi parametreleri değiştirerek bir çok HAD analizi yapmıştır. Kanatçık malzemesi olarak Alüminyum alaşımı 1100, 6063 ve Magnezyum alaşımı, soğutucu akışkan olarak da HCFC ve R404 kullanmışlardır. En yüksek ısı transfer

oranını Alüminyum 1100 ve R404 soğutucu akışkanını kullanarak elde etmişlerdir [10].

H. Avcı ve ark. yapmış oldukları bir çalışmada statik tip bir buzdolabı için optimum tasarım parametrelerini HAD ve YSA yöntemlerini kullanarak araştırmışlardır. Buharlaştırıcı yüksekliği, buharlaştırıcı yüzeyi ve cam raf arasındaki mesafe, buharlaştırıcı sıcaklığı, fan çıkışındaki ortalama hava hızı ve fan kutusunun buzdolabı üstündeki yatay yerleşimi gibi parametreler optimize edilmiş, bunun sonucunda buzdolabı performansının %7.7 arttığı, enerji tüketiminin 17.52 kWh azaldığı gözlemlenmiştir [11].

K. B. Parikh ve T. M. Patel, yapmış oldukları bir çalışmada kanat-boru tipli bir evaporatörü HAD yöntemiyle inceleyip elde ettikleri sonuçları dışarıdan aldıkları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. ANSYS CFX kullanımıyla elde edilen analiz sonuçlarını, evaporatör çıkış sıcaklığı için deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlar ve % 3.7' lik bir hata oranı gözlemlenmiştir [12].

K. Tejashwi ve V. Saritha, yaptıkları bir çalışmada farklı kanat geometrilerine sahip bir evaporatörün performansını HAD yöntemiyle incelemişlerdir. Sürekli ve kesikli dikdörtgenel, sürekli ve kesikli dairesel ve konik kesite sahip modeller için R600A, R32 ve R410A gibi soğutucu akışkanlar kullanılarak bir çok HAD analizi yapılmış, bunun sonucunda kütle debisi, hız, ısı transfer miktarı, basınç gibi parametrelerin değerleri elde edilmiştir. Sürekli dikdörtgenel kanat ve R600A birlikte kullanıldığında ısı transfer miktarının en yüksek olduğu gözlemlenmiştir [13].

2.3. Yapay Sinir Ağları Kullanılarak Yapılan Çalışmalar

C. K. Tan ve ark. yapmış oldukları bir çalışmada kompakt kanat-borulu bir ısı değiştiricisinin termal performansını deneysel ve YSA yöntemiyle incelemişlerdir. Akış hızı, giriş sıcaklığı ve antifriz miktarı gibi parametrelerin değiştirilmesiyle yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar, YSA sonuçları ile karşılaştırılmış ve YSA'nın yüksek bir doğruluk oranına sahip olduğu gözlemlenmiştir [14].

H. M. Ertunc ve M. Hosoz, yaptıkları bir çalışmada bir evaporatif kondenserin performansını YSA kullanarak incelemişlerdir. Bir deney düzeneği

kurmuşlar ve farklı evaporatör koşullarında, su ve hava hızlarında deneyler yapmışlar ve elde edilen sonuçlarla YSA için algoritma oluşturmuşlardır. Kondenserden atılan ısı, akışkan kütle debisi, kompresör gücü, kompresöre gelen elektrik gücü ve COP gibi parametrelerin değerleri elde edilmiştir. YSA tahminleri, deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında %1.9 - 4.18 aralığında değişen MRE ve 0.933 - 1 aralığında değişen bağıntı katsayı değerleri elde edilmiştir [15].

Z. Tian ve ark. yaptıkları bir çalışmada paralel akışlı bir kondenserin termal performansını YSA yöntemi ile incelemiştirler. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanmışlar ve hava giriş sıcaklığı ve hızı, soğutucu akışkan giriş sıcaklığı, basıncı ve kütle debisi gibi parametreleri değiştirerek 14 farklı deney yapmışlardır. Elde edilen sonuçlarla kondenserin ısı transfer kapasitesi, akışkan çıkış sıcaklığı, hava ve akışkan tarafı basınç kaybını tahmin etmek için bir YSA sistemi kurmuşlardır. Tüm performans parametreleri için RMSE' nin 0.00149 - 0.00605 ve MRE' nin % 0.24143 - 1.31947 arasında olduğunu belirtmişlerdir [16].

S. Yılmaz ve K. Atik, yapmış oldukları bir çalışmada bir soğutma sisteminin performansını YSA kullanarak araştırmışlardır. Yapmış oldukları 10 deneyden 7'sini YSA'yı eğitmek için kullanmış ve diğer 3 deney sonuçlarıyla da test etmişlerdir. Soğutma gücü, ısıtma gücü, soğutma ve ısıtma COP olarak 4 çıkış parametresi seçmişlerdir. YSA tahminlerinin iyi sonuç verdiğini, ısıtma ve soğutma ekipmanlarında bu yöntemin uygun ağ yapısı ve eğitimle kullanılabileceğini belirtmişlerdir [17].

M. Hosoz ve H. M. Ertunc, yaptıkları bir başka çalışmada, HFC134a soğutucu akışkanlı bir otomobil klimasını YSA metoduyla incelemiştirler. Kompresör hızı, soğutma kapasitesi ve yoğunlaşma sıcaklığı gibi parametreler değiştirilerek deneyler yapılmış ve elde edilen sonuçlarla bir YSA modeli oluşturulmuştur. Kompresör gücü, kondenserden atılan ısı miktarı, akışkan kütle debisi, kompresör çıkış sıcaklığı ve COP gibi parametrelerin değerleri YSA ile elde edilmiştir. Bağıntı katsayılarının 0.968-0.999 ve MRE ' nin % 1.52 - 2.51 arasında değiştiği, ayrıca RMSE değerlerinin kıyasla birbirine çok yakın olduğu gözlenmiştir [18].

Y. Islamoğlu, yapmış olduğu bir çalışmada tel-boru tipli bir ısı değiştiricisinin ısı transfer miktarını YSA yöntemiyle incelemiştir. 12-5-1 konfigürasyonuna sahip

olan YSA modelinden elde edilen tahminlerin hata oranlarının, deneysel sonuçlara kıyasla % 0 - 8 arasında olduğu gözlenmiştir [19].

V. Baiju ve C. Muraleedharan, yaptıkları bir çalışmada bir güneş enerjisi absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansını YSA kullanarak incelemiştir. Farklı evaporatör koşullarında yapılan deneylerden elde edilen sonuçlarla YSA sistemi oluşturulmuş ve SCG, GGP ve LM algoritmaları kullanılarak, tahminler karşılaştırılmıştır. 14 nöronlu LM algoritmasının bu tür soğutma sistemleri için en uygun model olduğu sonucuna varılmıştır [20].

M. Hosoz ve ark. yapmış oldukları bir çalışmada soğutma kulelerinde YSA metodu ile performansı incelemiştirlerdir. Zıt akışlı bir soğutma kulesinde kuru termometre sıcaklığı, kuleye giren havanın bağıl nem miktarı, su ve havanın akış hızı gibi parametreler değiştirilerek 81 farklı deney yapılmıştır. Kulede gerçekleşen ısı aktarımı, buharlaşan su miktarı, dışarı giden suyun sıcaklığı, dışarı giden havanın kuru termometre sıcaklığı ve bağıl nem miktarı gibi performans parametreleri YSA ile tahmin edilmiştir [21].

3. SOĞUTMA VE SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

3.1. Soğutmanın Tanımı ve Tarihçesi

Soğutmanın tanımı, herhangi bir maddenin veya ortam sıcaklığının düşürülmesi amacıyla, ısının soğutulmak istenen yerden başka bir yere taşınması şeklinde yapılabilir. Soğutma işlemi ortam sıcaklığı ile 1° C arasında iklimlendirme amaçlı, 10° C ile -40° C arasında soğuk muhafaza için ticari amaçlı ve çeşitli sıcaklıklarda endüstriyel amaçlı kullanılmıştır. Soğutma işlemini tarihte ilk defa Çinliler kullanmıştır. Donmuş göllerdeki buzları kırmışlar ve onları yazın kullanmak amacıyla kuyulara atıp sıkıştırmışlardır. Mısırlılar, geceleri gökyüzünü açıkça görebilecek şekilde yerleştirilen toprak kap içindeki sıvıların soğuduğunu gözlemlemişlerdir. Bu soğutma şekli, gökyüzünün karanlıktaki sıcaklığının mutlak sıfır seviyesinde olmasından ve ışıma yoluyla sıcaklığın gökyüzüne iletilmesi esasına dayanmaktadır. Romalılar ve Yunanlılar ise toprağa su dolu küpler gömmüşlerdir. Gece olduğunda soğuyan toprak, gömülen küplerin içindeki suyu soğutmuş ve böylelikle insanların soğuk su ihtiyacı karşılanmıştır.

1775 yılında Glasgow üniversitesinde görevli olan Prof. William Cullen eline eter sürdüğünde elinin serinlediğini fark etmiş ve bununla ilgili olarak çalışmalara başlayarak bir tesadüf sayesinde emiş prensibine dayalı bir buz yapma makinesi yapmış ve aynı zamanda ilk mekanik soğutmanın temelini atmıştır. Bu olaydan sonra bir çok bilim adamı bu prensibe dayalı buz yapma makinesi yapsa da, pahalı olması ve çok yer kaplamasından dolayı sanayiye girmemiştir.

Amerikalı bir mühendis olan Jacop Perkins 1834 yılında Londra'da pratik bir buz yapma makinesi tasarlamıştır. 1885 yılında Fransız Ferdinand CARSE elektrik enerjisi olmayan yerlerde çalıştırmak amaçlı absorpsiyon sistemini bulmuştur. 1886 yılında WINDHUSEN karbondioksit gazı kullanan bir tesisat geliştirmiş ve -80° C 'ye ulaşmayı başarmıştır. Bunun sonucunda evlerde kullanılmak üzere tahtadan buzdolapları yapılmış ve gıdaların buz yardımıyla saklanması sağlanmıştır.

J. M. Larsen adındaki şirket 1910 yılında ilk küçük buzdolabını üretse de, otomatik olmadığı için pek talep görmemiştir. Kelvinatör şirketi 1913 yılında ilk otomatik buzdolabını piyasaya sürmüştür. 1930 yılında R12 gazı keşfedilmiş ve CFC soğutucuların temeli atılmıştır. 1935 yılında HCFC kökenli akışkanlar, R22 soğutucu

akışkanının bulunmasıyla geliştirilmiştir. R134A ve R123 soğutucu akışkanları 1989 yılında keşfedilerek, ozon tabakasına zararsız olan HFC kökenli soğutucu akışkanlar geliştirilmiştir. R502 ve R22 akışkanlarının yerine kullanılmak üzere ikili ve üçlü soğutucu akışkan karışımları 1990'lı yıllarda geliştirilmiştir [22].

3.2. Soğutma Çevrimi

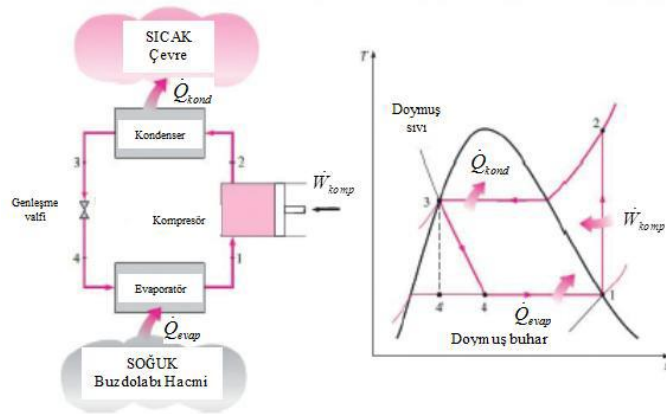
Bir akışkanın alçak basınçta buharlaştırılması ve sonrasında yüksek basınçta tekrar sıvı hale getirilmesi ve bu olay sırasında akışkanın faz değişiminden yararlanılarak soğutma yapılması işlemidir. Soğutma yöntemleri buharın emilmesi usulüne göre üç farklı şekilde incelenebilir. Bunlar;

- Absorbsiyonlu soğutma,
- Adsorbsiyonlu soğutma,
- Buhar sıkıştırmalı-mekanik soğutma şeklinde yazılabilir.

3.2.1. Buhar Sıkıştırmalı Mekanik Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırmalı çevrim soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir. Bu sistem 4 ana bileşenden oluşur. Bunlar;

- Kompresör
- Evaporatör
- Kondenser
- Genleşme valfi olarak adlandırılır [23].



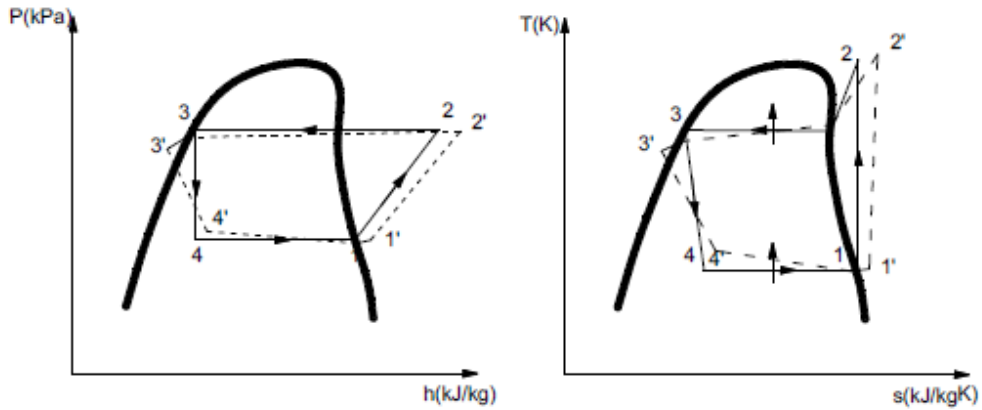
Şekil 3.1. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin şeması vs T-s diyagramı [24]

3.2.1.1. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevrimi

Çevrim ideal olarak ele alındığında sistemin T-s diyagramı ve düzeni Şekil 3.1'deki gibidir. Soğutucu akışkan, düşük sıcaklıkta ve basınçta kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer. Burada gaz fazındaki soğutucu akışkan izantropik olarak sıkıştırılarak sıcaklığı ve basıncı artırılır, bu işlem sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, çevre ortamın sıcaklığının üstüne çıkar. Sıcaklığı ve basıncı artırılan kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan kompresörden çıktıktan sonra 2 halinde kondensere girer ve burada faz değiştirerek dış ortama ısısını verir ve 3 halinde kondenserden doymuş sıvı olarak ayrılır. Kondenserden ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığından yüksektir. Doymuş sıvı olarak soğutucu akışkan genleşme valfinden geçirilerek sıcaklığı ve basıncı azaltılır. Burada artık soğutucu akışkanın sıcaklığı, çevre ortam sıcaklığından düşüktür. Soğutucu akışkan daha sonra evaporatöre 4 halinde, yani ıslak buhar bölgesinde olan bir doymuş sıvı-buhar karışımı olarak girer ve burada soğutulan ortamdaki ısıyı çekerek tamamıyla buharlaşır ve doymuş buhar olarak tekrar kompresöre girerek çevrimi tamamlar.

3.2.1.2. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden biraz daha farklıdır. Bu farklılıklar gerçek çevrimi oluşturan sistem bileşenlerinin tersinmezliklerinden, bir başka deyişle basınç kaybına neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişi nedeniyle oluşur. Gerçek ve ideal çevrim koşulları arasındaki sapmalar Şekil 3.2' de belirtilmiştir.



Şekil 3.2. Gerçek ve ideal çevrim arasındaki sapmalar [25]

Burada, 1-2 arasındaki sıkıştırma sabit entropide ve 3-4 arasındaki genişleme ise sabit entalpide gerçekleşmez.

3.2.2. Mekanik Buhar Sıkıştırma Sisteminin Termodinamik Analizi

- Bu sistemdeki Evaporatörün çevreden çektiği ısı ;

$$Q_{\text{Evap}} = m \cdot (h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

şeklinde hesaplanır ve burada m (kg/s) akışkan kütle debisi ve h (kJ / kg) entalpidir.

- Kondenserden dışarıya atılan ısı;

$$Q_{\text{Kond}} = m \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.2)$$

şeklinde hesaplanır.

- Kompresörün ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisi;

$$W_{\text{Komp}} = m (h_2 - h_1) / \eta \quad (3.3)$$

formülü ile hesaplanır. Buradaki η kompresör verimini ifade eder.

- Isı pompaları ve soğutma makinelerinin verimini belirleyen birimsiz katsayıya COP denir. Isı pompaları için COP;

$$\text{COP}_{\text{IP}} = Q_{\text{Kond}} / W_{\text{Komp}} \quad (3.4)$$

- Soğutma makineleri için COP;

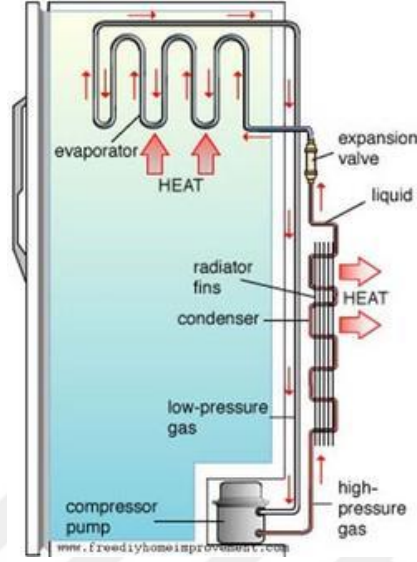
$$\text{COP}_{\text{SM}} = Q_{\text{Evap}} / W_{\text{Komp}} \quad \text{şeklinde hesaplanabilir.} \quad (3.5)$$

3.3. Buzdolabı Soğutma Prensipleri

Buzdolaplarında soğutma işlemi, buhar sıkıştırma çevrim yöntemiyle gerçekleşmektedir. Buharlaştırıcı kabin içindeki havanın ısısını çekerek içeride muhafaza edilen gıdaların soğutulmasını sağlar daha sonra ise çekilen bu ısı yoğunlaştırıcı üzerinden dışarıya atılır. Böylelikle soğutma işlemi gerçekleşmiş olur. Buzdolaplarında kısımla vanası yerine kılcal borular kullanılır. Ayrıca tel boruyla eş merkezli bir emiş hattı, buharlaştırıcıya giden akışkanın soğumasına yardımcı olurken, kompresöre giden akışkanın kızgın buhar fazına geçmesine yardımcı olur.

Soğutucu akışkan kompresörde sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artırılır ve yoğunlaşma basıncında yoğunlaştırıcıya girer, burada akışkan yoğunlaşarak çevre ortama ısısını verir ve faz değiştirir. Sıvı fazda olan ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan bir kurutucu filtreden geçerek üzerindeki tıkanma yaratabilecek yabancı maddelerden ve neminden kurtulur. Soğutucu akışkan daha sonra kılcal borularda kısılarak basıncı ve sıcaklığı buharlaştırıcı çalışma koşullarına düşürülür. Buharlaştırıcıda ise soğutucu

akışkan düşük sıcaklıkta buharlaşarak iç kabin ortamının ısınıncı çeker ve düşük sıcaklık ve basınçta kompresöre sıkıştırılmak üzere tekrar gelerek soğutma çevrimini tamamlar. Buzdolabı soğutma çevrimi Şekil 3.3' de verilmiştir [25].



Şekil 3.3. Buzdolabı soğutma çevrimi [26]

3.4. Mekanik Buhar Sıkıştırma Soğutma Sisteminin Elemanları

Bir soğutma sisteminin elemanlarını temel ve yardımcı elemanlar olmak üzere iki grupta toplayabiliriz.

Temel Elemanlar:

- Kompresör
- Kondenser
- Kısılma Vanası(Genişleme Vanası)
- Evaporatör olmak üzere 4 bileşenden oluşur.

Yardımcı Elemanlar:

- Ara soğutucular
- Isı değiştirgeci
- Evaporatör basınç regülatörü
- Yağ ayırıcılar
- Nem tutucular
- Termostat
- Magnetik valfler

- Presostat
- Çek valfler

3.4.1. Kompresörler

Gaz fazındaki soğutucu akışkanı sıkıştırarak, evaporatör basıncını, kondenserdeki yoğuşma basıncına çıkartır ve bu işlem sırasında dışarıdan ekstra bir enerji tüketir. İdeal bir kompresör için aşağıda verilen karakteristik özelliklere dikkat edilmelidir.

1. Düşük maliyet
2. Değişik çalışma koşullarında emniyet ve güvenilirliğin sağlanması
3. İlk kalkışta dönme momentinin en az seviyede olması
4. Verimlerin kısmi yüklerde düşmemesi
5. Daha az enerji harcayarak aynı miktarda birim soğutma değeri yakalayabilmesi
6. Uzun ömürlü ve arıza yapmadan çalışabilmesi
7. Gürültü ve titreşim seviyelerinin değişik yük ve şartlarda belirli bir seviyenin altında kalabilmesi

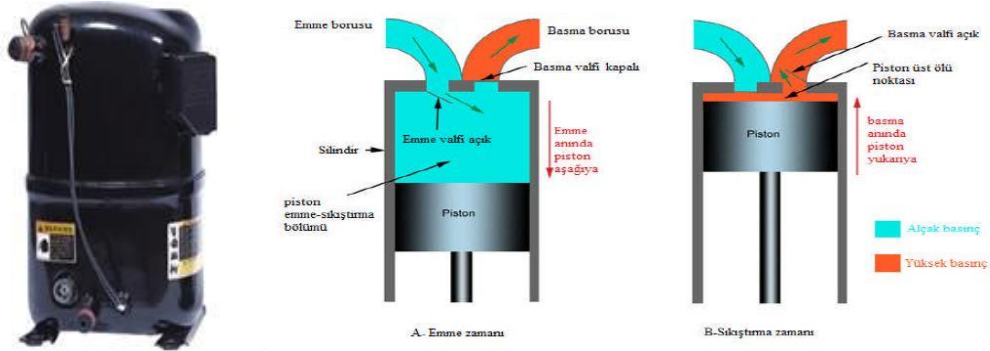
Bu karakteristiklerin hepsini bir arada bulunduran bir kompresör olamayacağından, kompresör seçerken bu özelliklerin en fazlasına sahip olan tercih edilmelidir. Ev tipi buzdolaplarında nispeten düşük gürültü ve maliyetinden dolayı hermetik pistonlu kompresörler tercih edilir. Kompresörler, soğutma tesisinin türüne ve büyüklüne göre 5 ana grupta incelenebilir. Bunlar;

- ❖ Vidalı Kompresör,
- ❖ Santrifüj(Turbo) Kompresör,
- ❖ Rotary Kompresör,
- ❖ Pistonlu Kompresör
- ❖ Scroll(Spiral) Kompresör olarak adlandırılır [27].

3.4.1.1. Pistonlu Kompresörler

Bu tip kompresörler bir silindir içerisine yerleştirilen bir pistonun, gidip gelme hareketi vasıtasıyla emilen gazı sıkıştırırlar. Tahrik motorunun yaptığı dönme hareketi, krank-biyel mekanizması sayesinde doğrusal harekete çevrilir ve bu sayede

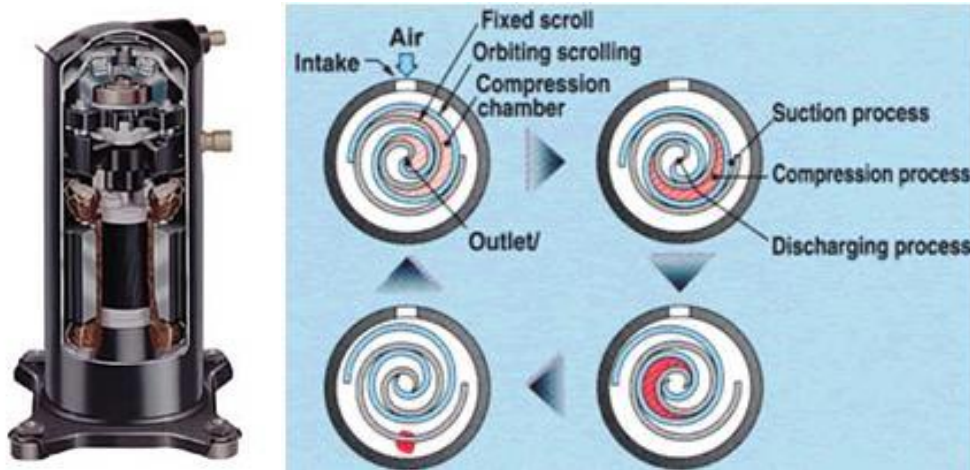
piston hareket ederek gazı sıkıştırır. Günümüzde kullanılan pistonlu kompresörler genellikle tek etkili, yüksek devirli ve çok sayıda silindirli makinalar olup, dizayn ve üretimi açık ve ya hermetik tip olarak yapılmaktadır.



Şekil 3.4. Pistonlu kompresörün yapısı [27]

3.4.1.2. Scroll Kompresörler

Bu kompresörlerin çalışma prensibi geleneksel pistonlu kompresörlerin çalışma prensibinden oldukça farklıdır. Scroll kompresörler, arşimet spirali olarak adlandırılan iç içe geçmiş iki eleman ile sıkıştırma yapan, yörüngesel hareketli pozitif yer değiştirme makineleridir. Bu kompresörler pahalıdır ve arıza durumunda onarımları mümkün değildir. Ancak yüksek verimde çalışıp, gürültüye neden olmaz ve çok yer kaplamazlar.

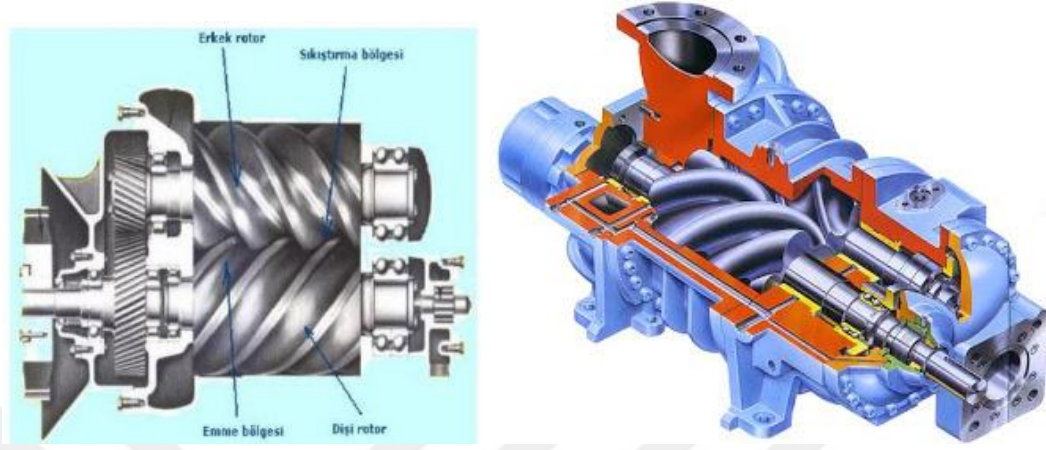


Şekil 3.5. Scroll kompresörlerin yapısı ve çalışma prensibi [28]

3.4.1.3. Vidalı Kompresörler

Bu tip kompresörlerde gazı sıkıştırmak için piston yerine birbirine geçmiş iki rotor çifti kullanılır. Bu çiftlerden biri erkek rotor, öteki ise dişi rotor olarak

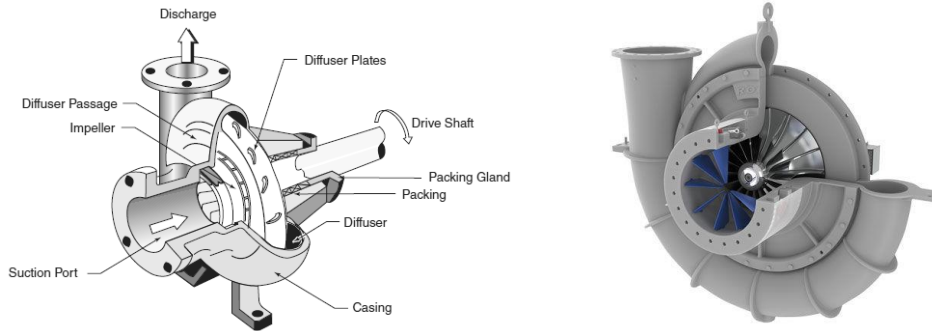
adlandırılır ve erkek rotordaki dolgun yuvarlak loblar, dişi rotordaki yivlere karşılık gelmektedir. Tamirleri ve bakımları oldukça kolaydır, uzun ömürlüdür. Karşılıklı dönen vida dişlileri arasında emilen gazın sıkıştırılması prensibine dayanır.



Şekil 3.6. Vidalı kompresörün yapısı [29]

3.4.1.4. Santrifüj Kompresörler

Pozitif sıkıştırma prensibine göre çalışan kompresörlerin aksine, bu tip kompresörler santrifüj kuvvetlerin yardımıyla gazın sıkıştırılmasını sağlar. Bu kompresörlerde giriş-çıkış arasındaki basınç farkı, rotor devri, rotor çapı ve ya kademe sayısı gibi parametrelerin değerlerinin artırılmasıyla yükseltilebilir. Genellikle yüksek kapasiteli soğutma işlemlerinde kullanılır.



Şekil 3.7. Santrifüj kompresörlerin yapısı [30]

3.4.2. Evaporatörler

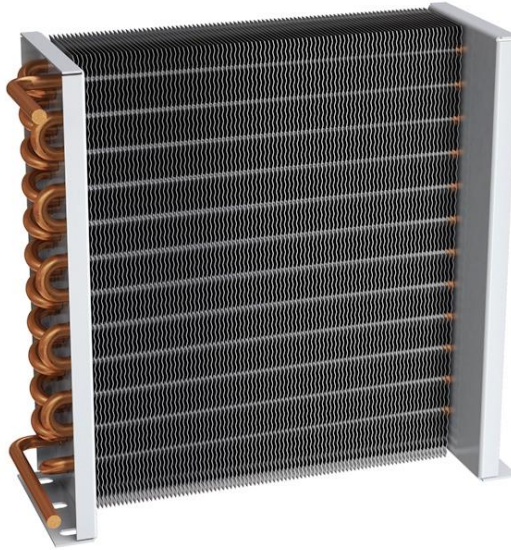
Kısılma vanasında basıncı ve sıcaklığı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın faz değiştirerek sıvı halden gaz haline geçtiği ve bu sırada çevre ortamdaki ısı çekildiği için aynı zamanda soğutma işlemini gerçekleştiren sistem elemanıdır. Bir evaporatör, soğutucu akışkanı iyi ve hızlı bir şekilde buharlaştıracak, soğutulacak

maddeden yüksek verimle ısı çekebilecek ve aynı zamanda akışkanın, giriş ve çıkıştaki basınç kayıplarının minimum olacak şekilde dizayn edilmelidir. Evaporatörler soğutulacak maddenin haline göre 3 farklı gruba ayrılır [24].

- Hava soğutucu evaporatörler
- Sıvı soğutucu evaporatörler
- Katı soğutucu evaporatörler

3.4.2.1. Hava Soğutucu Evaporatörler

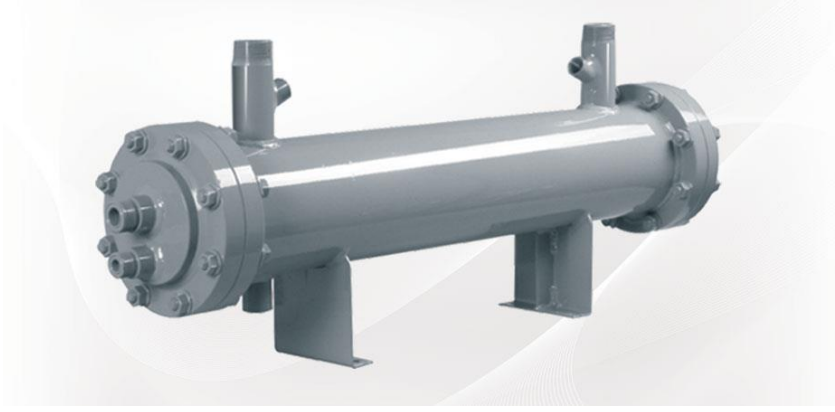
Hava soğutucu evaporatörlerde ısı transfer katsayısı düşük olduğu için, ısı transferini arttırmak amacıyla kanatçıklar kullanılır. Bu evaporatörler çevre havadaki ısıyı alarak, ortamı soğuturlar. Ayrıca ilave bir fan kullanımı ile ısı transfer oranı artırılabilir. Evlerde kullanılan soğutma sistemlerinde bu tip evaporatörler kullanılır.



Şekil 3.8. Hava soğutmalı evaporatör [31]

3.4.2.2. Sıvı Soğutucu Evaporatörler

Bu tip evaporatörler sıvı soğutulmasında kullanılır. Metal ve sıvı arası ısı geçişi, metal ve gaz arasındaki ısı geçişinden daha yüksek olduğu için bu tip kondenselerin verimleri oldukça yüksektir. Fan destekli hava soğutucu evaporatörlere kıyasla çok daha yüksek soğutma kapasitesine sahiptirler. Bu evaporatörler genellikle gıda sanayisinde salamura soğutmasında ve binaların genel soğutma sistemlerinde kullanılır.



Şekil 3.9. Su soğutmalı evaporatör [32]

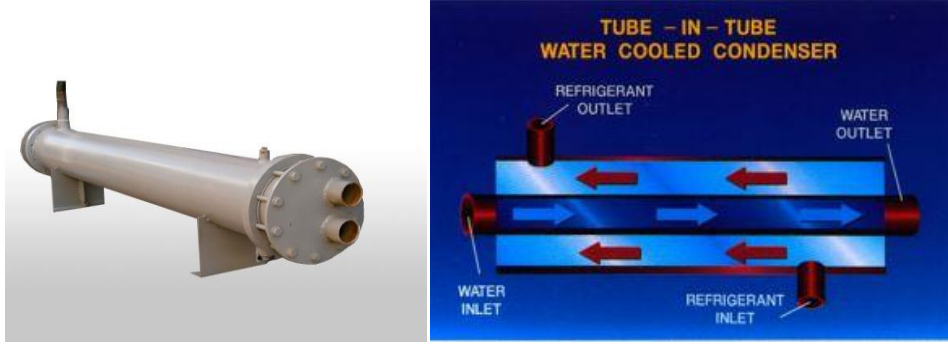
3.4.3. Kondenserler

Soğutma çevriminde, kompresörde sıkıştırılarak sıcaklığı ve basıncı artırılan gaz halindeki akışkan, kondenserde sıvı faza geçerek dış ortama ısısını verir ve böylelikle evaporatörde ortamı soğutmak için çekilen ısı ve kompresörde kazanılan ilave ısı, kondenser üzerinden sistemden dış ortama atılır ve böylelikle çevrim devam eder. Soğutma sistemlerinde 3 çeşit kondenser bulunur :

- Su soğutmalı kondenser,
- Hava soğutmalı kondenser,
- Evaporatif (Hava-Su) kondenser [33].

3.4.3.1. Su Soğutmalı Kondenserler

Genellikle bu tip kondenserler, büyük kapasite gerektiren soğutma sistemlerinde kullanılır ve düşük sıcaklıklardaki temiz suyun ucuz ve bol bulunduğu yerlerde kurulum ve işletme masrafları bakımından en ekonomik kondenser tercihidir. Bu tip kondenserlerin tasarımında malzemenin ısıl geçirgenliği, suyun kirlenme katsayısı, kanat verimi, su devresindeki basınç düşümü ve akışkanın aşırı soğuma seviyesi gibi parametreler çok önemlidir. Kondensere giren ve çıkan su sıcaklıkları arasındaki fark 3-6 °C olacak şekilde suyun debisi ayarlanır [34].



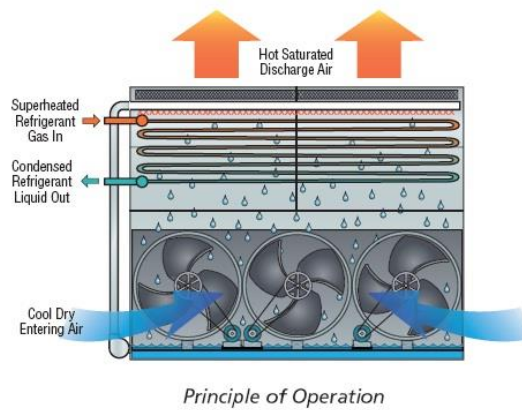
Şekil 3.10. Su soğutmalı kondenserler [35]

Su soğutmalı kondenserler 4 farklı tipte karşımıza çıkar. Bunlar;

- Dik tertipli boru-dış zarf tipi (Shell and Tube)
- Yatık tertipli boru-dış zarf tipi (Shell and Tube)
- İç içe boru tipi (Double pipe)
- Helisel serpantin-dış zarf tipi olarak sıralanabilir.

3.4.3.2. Evaporatif Kondenserler

Bu tip kondenserlerde yoğuşma, hava hareketi ve su spreyinin birlikte kullanılmasıyla sağlanır. Isı transfer serpantini üstüne sürekli su püskürtülerek kondenser yüzeyi ıslatılır. Buharlaştırıcı ve kompresörden sisteme alınan ısı, kondenser üzerinden suya, havaya ve ıslak serpantin yüzeyinde hava etkisiyle buharlaşmakta olan suya aktarılır.

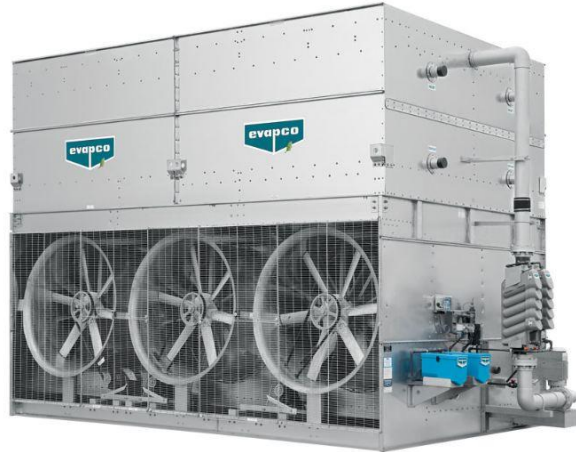


Şekil 3.11. Evaporatif kondenser çalışma prensibi [36]

Bu tip kondenserler hızlı kirlenir ve arızaya elverişli bir yapısı vardır, bakım ve servis güçlükleri de hesaba katıldığında günden güne kullanımları azalmaktadır. Evaporatif kondenserler üç kısımdan oluşmaktadır:

- Soğutma serpantini
- Su püskürtme ve dolaşım sistemi
- Hava sirkülasyon sistemi

Kondenserin alt kısmında bulunan bir su deposundan sürekli olarak, bir pompa yardımıyla su basılıp, nozzlelerden serpantin üstüne püskürtülerek, yüzey ıslatılır. Eş zamanlı olarak hava kondenser içine fan yardımıyla çekilir ve yukarı çıkarak, ıslak serpantin üstündeki suyun bir kısmını buharlaştırarak sistemi terk eder. Bu tip kondenserlerde boru yüzeylerinde iyi bir ıslaklık elde edildiğinde, ısı transferi önemli miktarda arttığından dolayı genellikle kanatsız düz borular kullanılmaktadır. Büyük kapasite gerektiren soğutma uygulamalarında ve genellikle bina dışına ya da çatıya yerleştirilirler [34].



Şekil 3.12. Evaporatif kondenser [37]

3.4.3.3. Hava Soğutmalı Kondenserler

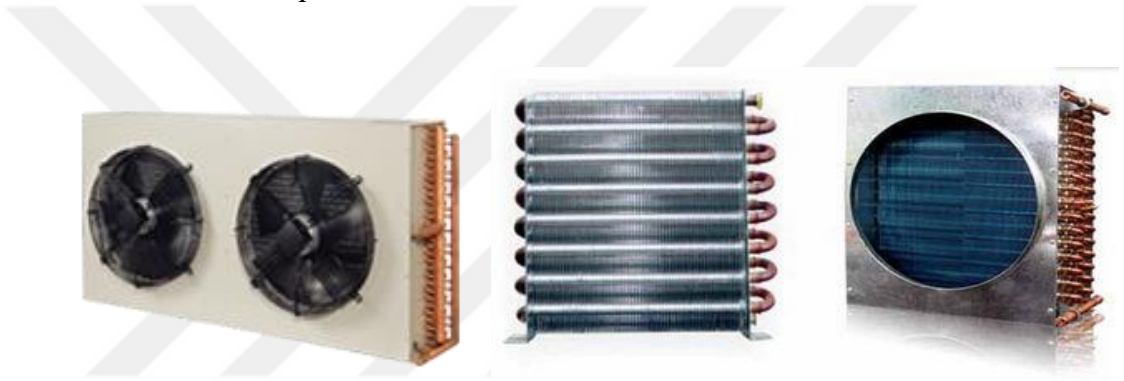
Hava soğutmalı kondenserlerde gaz fazındaki soğutucu akışkan hava ile soğutularak yoğuşturulur. Bu tip kondenserler basit olmaları, kurulum ve işletme masraflarının az olması, bakım ve tamirlerinin kolay olması ve soğutma sistemlerinin hemen hemen birçoğuna uygulanabilirliği sayesinde sıklıkla tercih edilir. Genellikle bu tip kondenserlerin kullanım alanları soğuk odalar, ev tipi ve ticari soğutucular ve pencere tipi klima cihazlarıdır. Hava soğutmalı kondenserlerde ısı transferi üç aşamada gerçekleşir:

- Soğutucu akışkandan kızgınlığın alınması,

- Yoğuşturma,
- Aşırı soğutma

Bir kondenserin görevi yoğuşmayı sağlayıp sistemde daha önceden kazanılan toplam ısıyı dışarı atmak olduğundan, bu yoğuşmanın sağlıklı bir şekilde gerçekleşmesi için kondenserin bazı teknik özellikleri bünyesinde taşıması gerekmektedir. Bu özellikler sıralanırsa,

- Boru, tel ve ya kanatçık malzemelerinin yüksek ısı iletkenliğine sahip olması
- Korozyona karşı dirençli olması
- Birim hacim ve zamanda daha yüksek ısı transferi gerçekleştirebilecek bir tasarıma sahip olması



Şekil 3.13. Hava soğutmalı kondenserler [38]

Genellikle bu tip kondenserler malzeme olarak farklı şekillerde dizayn edilebilir. Bakır boru-alüminyum kanat, bakır boru-bakır kanat şeklinde olabileceği gibi çelik boru-çelik kanat şeklinde olanları da mevcuttur. Yoğuşma esnasında kondenser alanının %85'i kullanılır, soğutucu akışkanın kızgınlığının alınması için ise %5'lik bir alan yeterliyken, aşırı soğutma için %10'luk bir alan kullanılır [33].

Hava soğutmalı kondenserler de kendi içlerinde ikiye ayrılır:

- Tabii çekişli (statik) kondenserler
- Cebri çekişli (dinamik) kondenserler

Bu iki tip kondenser grubundan statik olanları genellikle sessiz oldukları için evlerde bulunan buzdolaplarında kullanılır. Dinamik kondenserler ise fanlı olduklarından dolayı daha yüksek bir soğutma kapasitesine sahiptirler ve ticari

amaçlı olarak şarküteri muhafazasında, pastanelerde, pencere tipi klimalarda vb. soğutucularda kullanılır.

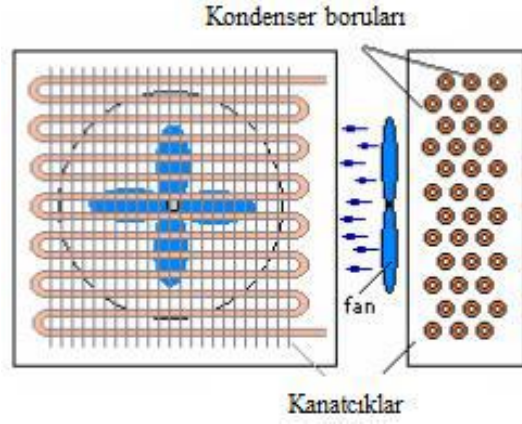
3.4.3.3.1. Statik Hava Soğutmalı Kondenserler

Bu tip kondenserlerde bir fan yardımı olmadığından hava hareketi yavaş olur ve bunu telafi etmek amacıyla ısı transferi yüzeyi kanatçık, boru vb. kullanılarak arttırılmıştır. Kondenser borularına temas eden hava, kondenserdeki ısıyı alarak yükselir, kondenser üzerinde oluşan doğal taşınım sayesinde, evaporatör ve kompresörde sisteme alınan ısı bu şekilde dışarı verilir. İmalatı basit ve pahalı olmayan bu tip kondenserler, yaygın bir şekilde ev tipi buzdolaplarında kullanılmaktadır. Statik hava soğutmalı kondenserler üç başlık altında toplanabilir;

- Telli-borulu tip kondenserler
- Plaka-borulu tip kondenserler
- Kanatlı-borulu tip kondenserler

3.4.3.3.2. Dinamik Hava Soğutmalı Kondenserler

Bu tip kondenserlerde bir fan yardımıyla hava hareketi arttırılmıştır ve böylelikle çok daha yüksek ısı transfer oranları elde edilmektedir. Soğutma yüküne göre, fan devir ayarı bir çok modelde ayarlanabilmektedir. Ticari amaçlı yüksek soğutma kapasitesi gerektiren yerlerde kullanılır. Fanın gürültülü çalışmasından dolayı ev tipi soğutucularda pek kullanılmazlar. Malzeme olarak ise genellikle bakır boru-alüminyum kanat ve ya bakır boru-bakır kanat, bazen de çelik kanatla birlikte çelik ve ya bakır boru kullanılarak üretilirler. Her ne kadar iyi bir ısı transfer performansı sunsalar da, yüksek maliyetleri ve çok gürültülü çalışmaları, bu tip kondenserlerin kullanımını kısıtlamaktadır [34].



Şekil 3.14. Kanatlı borulu dinamik hava soğutmalı kondenser [34]

Genellikle kondenserlerde aksiyal tip fan kullanılır, sessizliğin arandığı yerlerde ise radyal tip fan tercih edilir. Fanların seçiminde, gürültü düzeyi, hava direnci ve fanın kapladığı alan önemli rol oynar. Bu tip kondenserler, kompresörlerle birlikte gruplandırılabilceği gibi, kompresörden ayrı bir şekilde split olarak da görülmektedir.



Şekil 3.15. Kompresörle gruplandırılmış dinamik hava soğutmalı kondenser [39]

3.4.3.4. Ev Tipi Hava Soğutmalı Kondenserler

Evlerde kullanılan soğutma makinelerinde genel olarak 4 farklı kondenser uygulaması görülür. Bunlar:

- Telli borulu statik tip kondenserler
- Plaka borulu statik tip kondenserler
- Kanatlı borulu statik tip kondenserler

- Telli borulu dinamik tip kondenserlerdir.

Bu dört çeşit arasından evlerde kullanılan en yaygın tür ise telli borulu statik tip kondenserlerdir.

3.4.3.4.1. Telli Borulu Statik Tip Kondenserler

Bu tip kondenserler yatay veya dikey şekilde, içi ve dışı bakır kaplı demir borulardan imal edilir.



Şekil 3.16. Telli borulu statik tip kondenserler [40]

Uygun ölçülerde kesilen borular U şeklinde bükülür daha sonra bir kalıba yerleştirilerek ısı transfer yüzeyini arttırmak amaçlı her iki tarafına teller yerleştirilerek borulara kaynatılır. Azot gazı ile basınç testinden geçtikten sonra, korozyona karşı dirençli olması için boyanır. Daha sonra içine azot gazı basılarak her iki ucuna hava sızdırmaz tıpa takılır.

Uzun süreli kullanımlarda kondenser boruları yüzeyine sürekli temas eden hava, beraberinde getirdiği toz, pislik vb. maddelerle kondenserin tel ve boru yüzeylerinde kir birikmesine neden olur ve bu da ısı transfer performansının düşmesine sebep olur. Bu nedenle kondenserin her yıl bir kere bir fırça ile temizlenip daha sonra deterjanlı su ile yıkanması önerilir.

3.4.3.4.2. Plaka Borulu Statik Tip Kondenserler

Geniş bir yüzey alanına sahip, ince sac plaka üzerine boruların lehimlenmesiyle üretilen bu tip kondenserler genellikle sandık tipi derin dondurucularda kullanılır. Plaka borulu kondenserler dolabın arka veya yan iç yüzeyine yerleştirilebileceği gibi bazı durumlarda dolabın gövdesi ile birleşik durumdadır. Gövde ile kondenserin birleşik olduğu durumlarda kondenserde arızalanma yaşanırsa, gövdenin de değişmesi gerekebilir. Verimleri düşük olan bu kondenserler genellikle geniş yüzey alanı gerektiren durumlarda kullanılır [34].



Şekil 3.17. Plaka borulu statik tip kondenserler [41]

3.4.3.4.3. Kanatlı Borulu Statik Tip Kondenserler

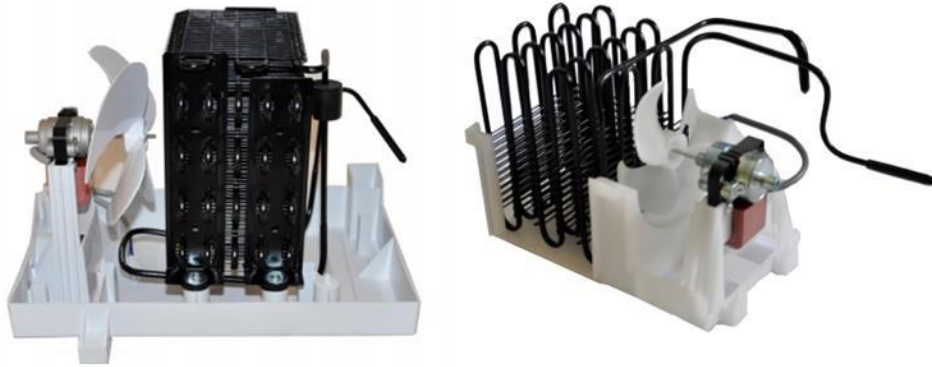
Bu tip kondenserlerde, yüzey alanını arttırmak amacıyla boruların etrafına ince saclardan yapılmış farklı geometrilerde kanatçıklar eklenir. Kanatçık ve borular malzemesi olarak çelik ve ya bakır tercih edilir. Bu tip kondenserler pek yaygın değildir. Sessiz çalışmaları nedeniyle otel odalarında kullanılır ve aynı zamanda amonyaklı absorpsiyonlu soğutucularda da bu tip kondenserlerin kullanımını görmek mümkündür.



Şekil 3.18. Kanatlı borulu statik tip kondenserler [42]

3.4.3.4.4. Telli Borulu Dinamik Tip Kondenserler

Bu tip kondenserler, statik telli borulu kondenserler gibi çok yer kaplamazlar, ısı transfer yüzey alanları daha küçüktür ama bir fan yardımıyla hava akışı artırılarak zorlanmış taşınım sayesinde ısı transferi gerçekleşir. Malzeme olarak bu tip kondenserlerde tel ve borular genellikle çelikten üretilir. Isı transferi bir fan yardımıyla yapıldığı için bu tip kondenserler gürültülü bir şekilde çalışırlar ve maliyeti statik tip kondensere göre daha yüksektir. Öte yandan statik kondenserlerdeki gibi bir kirlenme ve dolayısıyla temizleme söz konusu olmadığından bazı kullanıcılar tarafından tercih edilmektedir.



Şekil 3.19. Telli borulu dinamik tip kondenserler [43]

3.4.4. Genleşme Valfleri

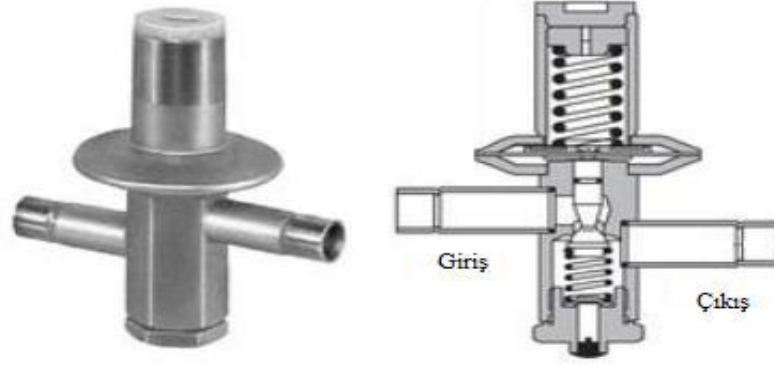
Kondenserden yüksek basınçta çıkan sıvı fazdaki soğutucu akışkanı, buharlaştırıcı giriş basıncına düşürmeye yarayan sistem elemanına genişleme valfi adı verilir. İdeal şartlarda bu genişleme işleminin sabit entalpide gerçekleştiği varsayılır. Küçük soğutma sistemlerinde genişleme valfinin yerini, kılcal borular almaktadır. Genel olarak otomatik ve termostatik adı verilen iki çeşit genişleme valfi bulunur ve bu tip valfler daha büyük soğutma kapasitesi gerektiren sistemlerde kullanılırlar. Genleşme valflerinin verimli bir şekilde çalışabilmesi için sistem yabancı maddelerden (kir,pislik vb.), aşırı nem ve korozyondan korunmalıdır [44].



Şekil 3.20. Genleşme valfleri [45]

3.4.4.1. Otomatik Genleşme Valfleri

Otomatik genişleme valferi genellikle orta büyüklükteki soğutma sistemlerinde ve soğutma yükünün sabit olduğu yerlerde kullanılırlar. Daha önceden ayarlanan belirli bir buharlaşma basıncını sabit tuttuğundan, ani yük değişimlerine cevap veremez ve buharlaştırıcının ihtiyaç duyduğu akışkanın gelmesini engeller. Bu yüzden büyük kapasiteli sistemlerde kullanılmazlar. Maliyetlerinin az olması, çalışmasının güvenilirliği, tamir ve kontrolünün kolay olması gibi avantajları sayesinde paket tipi klima cihazları, su ve meşrubat soğutucuları ve ısı pompalarında sıkça kullanılmaktadır [25].



Şekil 3.21. Otomatik genişleme valfi [46]

3.4.4.2. Termostatik Genleşme Valfleri

Bu tip genişleme valfleri, buharlaştırıcıda çevre ortamdan çekilen ısı ile soğutucu akışkanının tamamının buharlaşabileceği miktarının buharlaştırıcıya girmesine izin verir ve böylelikle kompresöre buharlaşmamış yani sıvı fazda bir akışkan gelmesinin önüne geçilmiş olur. Soğutucu akışkanın kızgınlık derecesine ve bu derecedeki değişimlerine göre çalışan valf, buharlaştırıcının bir kısmını da soğutucu akışkanı kızgınlıktırılmak için kullanır. Termostatik genişleme valfleri otomatik genişleme valflerine kıyasla daha kullanışlı ve hassastır. Emme basıncındaki artış ve azalışa göre bu tip valfler akışkan debisini ayarlayarak buharlaştırıcıya en uygun miktarın girmesini sağlamaktadır.

Geniş buharlaşma sıcaklık aralıklarına sahip olan -50°C ile $+10^{\circ}\text{C}$ florlu soğutucuların kullanıldığı derin dondurucular, soğutma dolapları ve iklimlendirme tesislerinde sıklıkla tercih edilmektedir [44].



Şekil 3.22. Termostatik genişleme valfi [47]

3.4.5. Kılcal Borular

Soğutucu akışkanın yüksek basınç hattından, alçak basınç hattına geçmesini sağlayan kondenser ile evaporatör arasına yerleştirilmiş iç çapı 0.76 ile 2.16 mm arasında değişen bir sistem elemanıdır. Kılcal borular, genişleme elemanları arasındaki en ucuz soğutucu kontrol elemanı olup kapiler boru olarak da adlandırılırlar. Bu tip sistem elemanları soğutma yükünün az çok sabit olduğu yerlerde, ev tipi buzdolapları, derin dondurucular, şerbetlikler ve küçük kapasiteli iklimlendirme cihazlarında genişleme valfi olarak kullanılır. Kılcal boru kullanımını çeşitli avantajlara sahiptir. Bunlar;

- Düşük maliyetli oluşu
- Hareketli parçası olmayışı
- Bakım ve onarım gerektirmeyişi
- Kolay imal edilebilirliği

Kompresör kapalıyken alçak ve yüksek basınç hatları arasında bir köprü görevi görerek basıncın her iki hat arasında eşitlenmesini sağlar ve sistemi termik olarak dengeler. Böylelikle kompresör bir sonraki kalkışında daha düşük kalkış torkuna ihtiyaç duyar [48].

Bir kılcal boruda gerçekleşecek olan basınç düşümü aşağıdaki özelliklere bağlıdır. Bunlar;

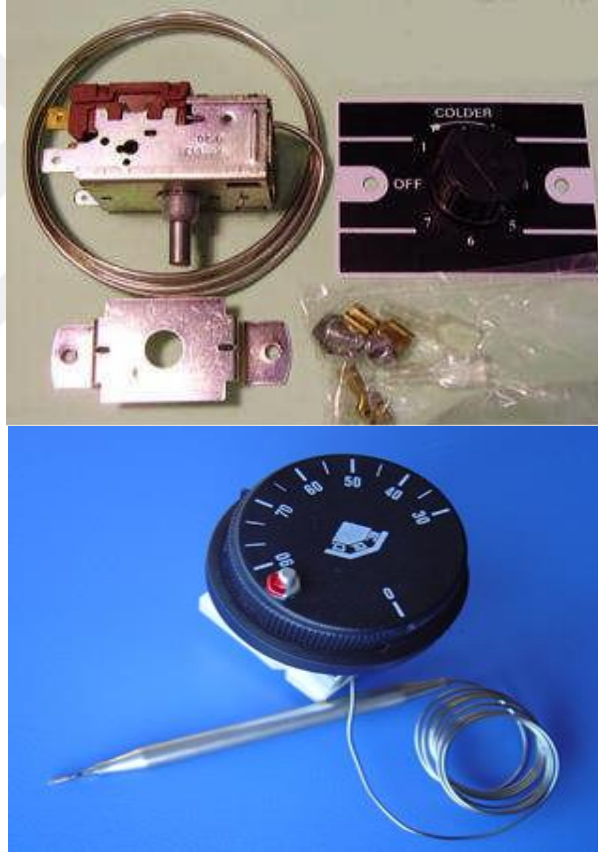
- Kılcal borunun boyu
- Kılcal borunun delik çapı
- Spir sayısı ve spir çapı
- Çalışma sıcaklığı



Şekil 3.23. Kılcal (kapiler) boru [49]

3.4.6. Termostat

Soğutma yapılacak herhangi bir ortamın sıcaklık değerlerini belirli alt ve üst sınırlar içerisinde tutmaya yarayan aletlerdir. Buzdolaplarında belirli bir sıcaklığa ayarlanan termostat, kabin içerisindeki hava ile aynı sıcaklığa ulaştığında kompresöre giden elektrik akımını keser, eğer hava daha yüksek bir sıcaklıkta ise kompresöre giden elektrik akımını kumanda ederek, sıcaklığın istenen düzeye ulaşmasını sağlar. Termostatlar genellikle içi gaz dolu bir kılcal borudan oluşur, kabin içerisindeki hava sıcaklığı arttıkça, termostat içerisindeki soğutucu akışkan genişerek kompresöre giden elektrik akımını kontrol eden hassas bir diyaframa doğru ilerler. Bunun sonucunda diyafram istenen sıcaklık değeri sağlanana kadar kompresörün çalışmasını sağlar [48].

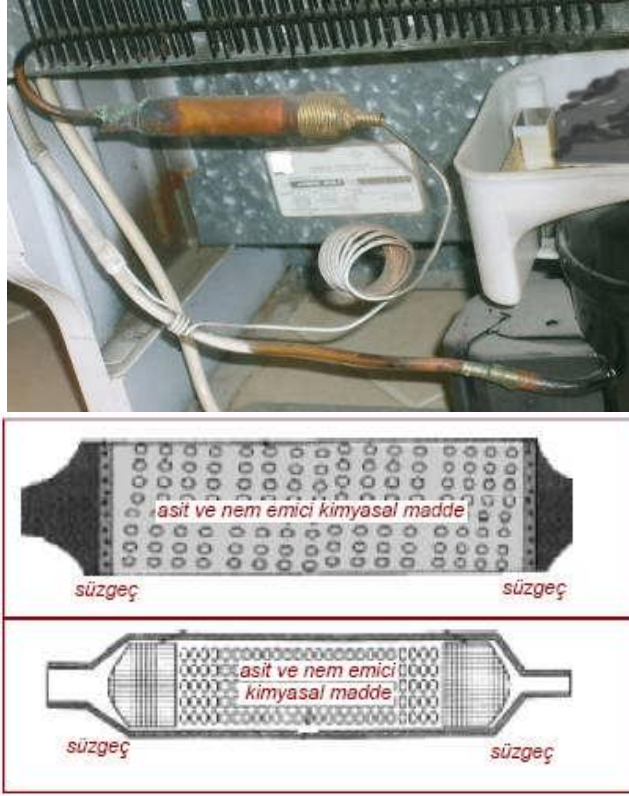


Şekil 3.24. Termostat çeşitleri [27]

3.4.7. Drayer(Kurutucu Filtre)

Bu sistem elemanları, evlerde kullanılan buzdolaplarında yoğuşturucu ve kılcal boru arasında bulunur. Kurutucu, iki ucu boruların girebileceği şekilde delinmiş bir gövde, nem emme özelliği olan kimyasal maddeler ve ince deliklere sahip bir süzgeçten oluşur. Yoğuşturucu basıncına dayanacak şekilde, bakır malzemeden

yapılırlar. Soğutucu akışkana sistem içinde dolaşırken diğer sistem elemanlarından bir miktar nem karışabilir. Kurutucunun başlıca görevleri sistem içinde evaporatör girişinde donarak tıkanmaya sebep olabilecek sisteme karışan nemi emmek ve sistemi yabancı maddelerden toz, kir, asit vb. arıtmaktır [48].



Şekil 3.25. Drayer ve yapısı [48]

3.4.8. Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar, diğer sistem elemanlarının da yardımıyla sürekli bir şekilde sıvı ve gaz halinde faz değiştirerek, bir ortamdan absorbe ettikleri ısıyı, başka bir ortama atarak soğutma çevriminin tamamlanmasını sağlarlar. Bu şekilde devamlı bir faz değişimi için bu tür akışkanların bir takım fiziksel ve kimyasal özellikler taşıması gerekmektedir. Bunların dışında soğutucu akışkanlarda bulunması gereken temel özellikler aşağıdaki gibidir;

- Yalıtkan özelliğe sahip olmalı,
- Düşük donma noktası sıcaklığına sahip olmalı,
- Düşük viskoziteye sahip olmalı
- Özgül hacmi küçük olmalı
- Ucuz, güvenilir ve ısı transfer oranı yüksek olmalı

- Paslanmaya sebebiyet vermemeli ve aktif kimyasal özelliğe sahip olmamalı
- Herhangi bir kaçak durumunda kolay tespit edilebilir olması açısından belirli bir koku ve renge sahip olması
- Yüksek evaporatör ve düşük kondenser basıncına sahip olmalı,
- Buharlaşma gizli ısıyı yüksek olmalı
- İnsan sağlığını tehdit etmemeli (yanıcılık,zehir vb.)

Bu özelliklerin hepsini sağlayan bir soğutucu akışkan neredeyse yoktur, bu yüzden kullanılacak yere göre bu özelliklerin en fazlasını bünyesinde barındıran soğutucu akışkan seçilmelidir [48].

Soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan refrijeran çeşitleri aşağıda verilmiştir. Bunlar:

- R-22
- R-134a
- R-717 (Amonyak)
- R-600A
- R-404A
- R-407C



Şekil 3.26. Soğutucu akışkan çeşitleri [50]

4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan karmaşık ve analitik yollarla çözülmesi zaman alan problemlerin çözümünde, ısı transferi, basınç düşümü ve akışkan hızı gibi parametrelerin hesaplanmasında büyük rol oynayan bir hesaplama yöntemidir. Burada ilgili modeller çeşitli çalışma koşulları altında bilgisayar yardımı ile simüle edilir ve yine sonuçlar istenen hallerde bilgisayar ara yüzünden görüntülenebilir. Mühendislik alanında, ürünlerin tasarım aşamasında ve performans optimizasyonu yapılırken sık bir şekilde kullanılmaktadır [51].

4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Kullanıldığı Alanlar

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, ısı transferi ve akışkanın dahil olduğu mühendisliğin hemen hemen her türlü alanında büyük kolaylık ve zaman tasarrufu sağladığından kullanılmaktadır. Başlıca kullanım alanları aşağıda gösterilmiştir.

- İklimlendirme
- Isıtma ve Soğutma
- Havalandırma
- Uzay ve Havacılık
- Biyomedikal
- Kimya Endüstrisi
- Otomotiv
- Savunma Sanayi

4.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Avantajları

- Zaman ve maliyet tasarrufu sağlar.
- Deneysel açıdan zor ve tehlikeli olan problemlerin çözümünde rahatlıkla kullanılabilir.
- Program ara yüzü rahat ve kullanışlı olduğundan çok hızlı bir şekilde düzenleme yapılabilir.
- Çözüm sağlandıktan sonra birden çok termal parametre için sonuç görüntülenebilir.

4.3. Matematiksel Denklemler

Akışkanlar dinamiğinde Navier-Stokes denklemleri olarak isimlendirilen, süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemlerinden oluşan ve uzayda herhangi bir akışkanın üç boyutlu hareketini belirten denklemleri incelersek;

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho v) = 0 \quad (4.1)$$

Momentum denklemleri:

x yönünde

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho uv) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} u) + S_{M_x} \quad (4.2)$$

y yönünde

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v v) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad} v) + S_{M_y} \quad (4.3)$$

z yönünde

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w v) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad} w) + S_{M_z} \quad (4.4)$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \text{div}(\rho i v) = -p \text{div} v + \text{div}(k \text{grad} T) + S_i + \Phi \quad (4.5)$$

olarak gösterilebilir [52].

4.4. Türbülans Modelleri

Mühendislik alanında, iki ve ya üç boyutlu akışlarda, Reynolds değerinin belli bir değeri geçmesiyle düzensiz ve rastgele hareketlerin olduğu türbülans meydana gelmektedir. Mühendislikte akışların bir çoğu türbülanslı yapıdadır ve bu akışlarda oluşan girdapların dönel hareketi sonucunda, akışkan partikülleri birbirlerine yaklaşmakta ve ısı ve kütle transferi laminar duruma göre daha yüksek oranlarda oluşmaktadır. Fakat türbülansın aşırı karmaşık olmasından dolayı, türbülansı ifade edecek transport terimlerini ve ilave gerilmeleri kolay bir şekilde formüle etmek oldukça zordur. Bu nedenle türbülans modelleme ile ilgili bir çok çalışma yapılmış ve bu ifadeleri hesaplayabilmek için birçok denklem sistemi geliştirilmiştir. Türbülans modellerinin bazıları aşağıda belirtilmiştir [53].

4.4.1. Standart k-ε Türbülans Modeli

Mühendislik alanında türbülanslı akışlarda, akış davranışı ve ısı transferi alanını hakkında bilgi elde etmek amacıyla kullanılan, k ve ε olmak üzere iki ayrı taşınım denkleminde oluşan basit bir türbülans modelidir. Burada k türbülans kinetik enerjisini, ε ise kayıp oranını belirtir. Aşağıda bu türbülans modeline ait denklemler belirtilmiştir [54].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.7)$$

Yukarıdaki denklemlerde görülen, ortalama hız gradyanları ve yoğunluk değişimlerine bağlı olan türbülans kinetik enerjisi üretimini gösteren ifadeler sırasıyla G_k ve G_b olup, aşağıda formülleri verilmiştir.

$$G_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (4.8)$$

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (4.9)$$

türbülans viskozitesini belirten μ_t ve termal genişleme katsayısının β formülleri aşağıda verilmiştir.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.10)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (4.11)$$

Aşağıda bu türbülans modeline ait deneysel çalışmalardan elde edilmiş katsayılar mevcuttur.

$$C_{1\varepsilon}=1.44 \quad ; \quad C_{2\varepsilon}=1.92 \quad ; \quad C_\mu=0.09 \quad ; \quad Pr_t=0.85 \quad ; \quad \sigma_k=1 \quad ; \quad \sigma_\varepsilon=1.3$$

4.4.2. RNG k-ε Türbülans Modeli

Bu türbülans modeli standart k-ε türbülans modelinin iyileştirilmiş hali olmakla beraber, dönen ve hızlı değişen akışlarda kullanılması durumunda daha iyi sonuçlar verir. Ayrıca Prandtl standart modelde sabit bir sayı iken, RNG modelinde analitik bir ifadedir. Reynolds değerinin düşük olduğu durumlarda etkili olan efektif viskozite için de analitik formüller içermektedir. Aşağıda bu modele ait denklemler verilmiştir [54].

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} (a_k \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} (a_\varepsilon \mu_{ef} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4.13)$$

$$Pr_t = \frac{1}{\alpha} \quad (4.14)$$

4.4.3. k- ω (SST) Türbülans Modeli

Bu türbülans modeli k-ω ve k-ε modellerinin güçlü yanlarının birleşiminden oluşmaktadır ve genellikle sınır tabaka üzerindeki akış için k-ε modellerinden çok daha iyi sonuçlar vermektedir. Bu yüzden yapılacak analizlerde k-ω SST (Shear Stress Transport) modeli kullanılacaktır. Bu SST türbülans modeli iki denklemden oluşur. Bu denklemlerden ilki türbülans kinetik enerjisini belirten k ($m^2 s^{-2}$) içindir ve aşağıdaki denklemde gösterilmiştir [55].

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.15)$$

İkinci denklem ise türbülans yayma oranı olarak adlandırılan ω (s^{-1}) içindir ve Denklem (4.16)'da belirtilmiştir.

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (4.16)$$

ν_T ($m^2 s^{-1}$) kinematik viskozite değeri ise aşağıda belirtildiği gibi Denklem (4.17) 'den elde edilebilir.

$$\nu_T = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)} \quad (4.17)$$

Bu türbülans modeline ait diğer terimlerin formülasyonu da aşağıdaki gibidir.

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (4.18)$$

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right) \quad (4.19)$$

$$F_1 = \tanh \left[\left[\min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right) \right]^4 \right] \quad (4.20)$$

4.5. Çözüm Yöntemi

Çözüm yapılırken denklemler sonlu hacimler yöntemi kullanılarak cebirsel hale getirilip çözülecektir. Bunun için problem alanı, ağ yapısına benzer şekilde bir çok elemana ayrılır ve ayrılan her bir eleman üzerinde diferansiyel denklemler integre edilerek cebirsel denklem dönüşümü yapılır. Genel taşınım denklemi aşağıda verilmiştir ve cebirsel dönüşüm bu denklem üzerinden yapılacaktır [56].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j\phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S \quad (4.21)$$

Yukarıdaki denklemde ϕ , genel bir değişkeni belirtirken, Γ genel difüzyon katsayısını, S ise kaynak terimini belirtmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho u\phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho v\phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) = S \quad (4.23)$$

Taşınım ve difüzyon sebebiyle oluşan akılar x ve y koordinatları için yazıldığında aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$J_x = \rho u\phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (4.24)$$

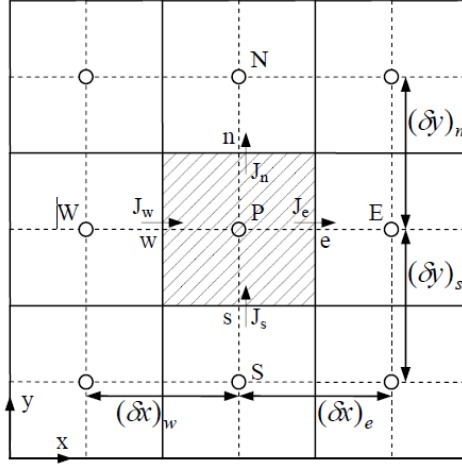
$$J_y = \rho v\phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad (4.25)$$

Yukarıda elde ettiğimiz akı denklemlerini, Denklem (4.23) 'de yerine koyarsak genel diferansiyel denklem aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} = S \quad (4.26)$$

Yukarıdaki denklem, Şekil 4.1 'de verilen taralı kontrol hacmi için integre edildiğinde;

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho\phi) + \frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} \right] dy dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \int_s^n [S] dy dx dt \quad (4.27)$$



Şekil 4.1. P noktası için işlem alanını belirten kontrol hacmi [56]

İntegrasyon sonrasında zamana bağlı implicit metodu uygulanırsa, aşağıda belirtilmiş denklem bulunmuş olur.

$$\frac{(\rho_p \phi_p - \rho_p^o \phi_p^o) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + J_e - J_w + J_n - J_s = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \quad (4.28)$$

Burada kaynak terimlerinin de lineer olma şartına uyması gerektiğinden, lineer bir şekilde yazılması gerekmektedir. Bu yüzden $S = S_c + S_p \phi_p$ şeklinde yazılmıştır.

Aşağıda verilen J_e , J_w , J_n ve J_s terimleri, kontrol hacminin doğu, batı, kuzey ve güney yüzlerindeki toplam taşınım-difüzyon akısını belirtirler.

$$J_e = \int_e J_x dy \quad (4.29)$$

$$J_w = \int_w J_x dy \quad (4.30)$$

$$J_n = \int_n J_y dx \quad (4.31)$$

$$J_s = \int_s J_y dx \quad (4.32)$$

Yukarıda yapılan işlemler süreklilik denklemi için de yapılacak olsun. Aşağıda sırasıyla süreklilik denklemi ve süreklilik denkleminin Şekil 4.1'deki taralı kontrol hacmi için integre edilmiş hali belirtilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \quad (4.33)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \right] dy dx dt \quad (4.34)$$

Yine implicit metodu uygulanırsa, süreklilik denklemi için aşağıdaki belirtilen denklem elde edilir.

$$\frac{(\rho_p - \rho_p^o) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (4.35)$$

Yukarıda görülen F_e , F_w , F_n ve F_s terimleri, kontrol hacminin doğu, batı, kuzey ve güney yüzlerindeki kütleli debileri belirtir, bu kütleli debilere ait formüller aşağıda gösterilmiştir.

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y \quad (4.36)$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y \quad (4.37)$$

$$F_n = (\rho v)_n \Delta x \quad (4.38)$$

$$F_s = (\rho v)_s \Delta x \quad (4.39)$$

Denklem (4.35)'ü ϕ_p ile çarpar ve sonra Denklem (4.28)'den çıkarır ve düzenlersek aşağıda verilen yeni denklemi elde etmiş oluruz.

$$\begin{aligned} & (\phi_p - \phi_p^o) \frac{\rho_p^o \Delta x \Delta y}{\Delta t} + (J_e - F_e \phi_p) - (J_w - F_w \phi_p) + (J_n - F_n \phi_p) \\ & - (J_s - F_s \phi_p) = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (4.40)$$

Yukarıdaki denklemin terimlerini ifade edecek olursak aşağıdaki şekilde yazabiliriz.

$$J_e - F_e \phi_p = a_E (\phi_P - \phi_E) \quad (4.41)$$

$$J_w - F_w \phi_p = a_W (\phi_W - \phi_P) \quad (4.42)$$

$$J_n - F_n \phi_p = a_N (\phi_P - \phi_N) \quad (4.43)$$

$$J_s - F_s \phi_p = a_S (\phi_S - \phi_P) \quad (4.44)$$

Yukarıda belirtilen eşitlikler, Denklem (4.40)'da yerine koyulup düzenlenirse aşağıdaki denklem bulunmuş olur.

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (4.45)$$

Yine yukarıdaki denklemde gösterilen katsayıların ifadeleri, aşağıda belirtildiği gibidir.

$$a_E = D_e A (|P_e|) + \|-F_e, 0\| \quad (4.46)$$

$$a_W = D_w A (|P_w|) + \|F_w, 0\| \quad (4.47)$$

$$a_N = D_n A(|P_n|) + \|-F_n, 0\| \quad (4.48)$$

$$a_S = D_s A(|P_s|) + \|F_s, 0\| \quad (4.49)$$

$$a_P^o = \frac{\rho_p^o \Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (4.50)$$

$$b = S_c \Delta x \Delta y + a_P^o \phi_P^o \quad (4.51)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_P^o - S_P \Delta x \Delta y \quad (4.52)$$

Yukarıda verilen formüllerin içindeki D ve P terimleri sırasıyla kontrol hacmini çevreleyen yüzeylerdeki difüzyon katsayısı ve Peclet sayısını belirtir. Difüzyon katsayısını tanımlamak gerekirse, kontrol hacmini çevreleyen doğu, batı, kuzey ve güney yüzleri için aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$D_e = \frac{\Gamma_e \Delta y}{(\delta x)_e} \quad (4.53)$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y}{(\delta x)_w} \quad (4.54)$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x}{(\delta y)_n} \quad (4.55)$$

$$D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x}{(\delta y)_s} \quad (4.56)$$

Peclet sayısı ise, daha önceki denklemlerde belirtilen F kütle debisinin, yukarıdaki denklemlerde belirtilen difüzyon katsayısına bölümüyle ifade edilebilir.

$$P_e = \frac{F_e}{D_e} \quad (4.57)$$

$$P_w = \frac{F_w}{D_w} \quad (4.58)$$

$$P_n = \frac{F_n}{D_n} \quad (4.59)$$

$$P_s = \frac{F_s}{D_s} \quad (4.60)$$

Peclet sayısına bağılı bir fonksiyon olan ve yukarıdaki denklemler içinde bulunan $A(|P|)$ değeri, farklı ayırıklaştırma metotları için değışiklik gösterir. Aşağıda verilen tabloda farklı metotlara karşılık gelen $A(|P|)$ değeri gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Farklı ayırıklaştırma metotlarına karşılık gelen fonksiyon değeri [56]

Ayırıklaştırma Metodu	Fonksiyon
Merkezi Farklar	$1 - 0,5 P $
Upwind Metodu	1
Hybrid Metodu	$\ 0, (1 - 0,5 P)\ $
Pover law Metodu	$\ 0, (1 - 0,1 P)^5\ $
Exponansiyel Metot	$ P / [\exp(P) - 1]$

4.6. Basınç ve Hız İlişkisi

Momentum denklemlerinde hızlar ve basıncı birbirine bağlamak için çeşitli algoritmalar geliştirilmiştir. Bunlardan bazıları SIMPLE, SIMPLEC, SIMPLER ve PISO algoritmalarıdır. Bu çalışmada SIMPLE algoritması kullanıldığından sadece bu algoritmadan bahsedilecektir.

4.6.1. Simple Algoritmasının Tanıtımı

Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations(SIMPLE) algoritması 1972 yılında Spalding ve Patankar tarafından ortaya koyulan ve bir çeşit deneme - yanılma yoluyla basınç hesaplamaları için yakınsama sağlamaya çalışan bir tahmin ve doğrulama prosedürüdür.

Algoritmada ilk önce bir P^* basınç değeri tahmin edilir ve bu değer için aşağıda verilen ayrıklaştırılmış momentum denklemleri çözülerek u^* ve v^* hız değerleri elde edilir [56].

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + A_e (P_P^* - P_E^*) \quad (4.61)$$

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + b + A_n (P_P^* - P_N^*) \quad (4.62)$$

Bu iki hız değerleri de tahmin edildikten sonra toplamda tahmin edilen bu üç değer için (P^*, u^*, v^*) bir düzeltme yapılması gerekir. Gerçek basınç değeri P olarak ifade edilirse, gerçek basınç (P) ve tahmin edilen basınç (P^*) arasındaki fark ise düzeltilmiş basınç değeri P' olarak adlandırılır. Diğer iki hız sonucu için aynı benzetimi yaparsak u ve v gerçek hızlar olup, u' ve v' düzeltilmiş hız değerleri olacaktır. Denklem şeklinde ifade edecek olursak,

$$P = P^* + P' \quad (4.63)$$

$$u = u^* + u' \quad (4.64)$$

$$v = v^* + v' \text{ gibi olacaktır.} \quad (4.65)$$

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + b + A_e (P_P - P_E) \quad (4.66)$$

$$a_n v_n = \sum a_{nb} v_{nb} + b + A_n (P_P - P_N) \quad (4.67)$$

Yukarıda verilen ayrıklaştırılmış denklemlerden gerçek basınç P ve (u,v) hız değerleri bulunabilir. Gerçek basınç değeri olan P'yi momentum denklemlerinde yerine koyduğumuzda gerçek hız değerleri olan (u,v) yi elde ederiz. Yukarıdaki denklemlere taraf tarafa çıkarma işlemi uygulanırsa elde edilen denklemler aşağıdaki gibi olur.

$$a_e u_e^i = A_e (P_P^i - P_E^i) \quad (4.68)$$

$$a_n v_n^i = A_n (P_P^i - P_N^i) \quad (4.69)$$

Bu denklemlerden hız düzeltme faktörleri olan u_e^i ve v_n^i yalnız bırakılır.

$$u_e^i = d_e (P_P^i - P_E^i) \quad (4.70)$$

$$v_n^i = d_n (P_P^i - P_N^i) \quad (4.71)$$

Yukarıdaki denklemlerden elde edilen düzeltme hız değerleri aşağıda verilen denklemlerde yerine koyularak, gerçek hız değerlerine ulaşılır.

$$a_{i,j} = \rho_{i,j} \frac{\Delta V}{\delta t} + D_n + D_s + D_e + D_w + \|F_n, 0\| + \|-F_s, 0\| + \|F_e, 0\| + \|-F_w, 0\| \quad (4.72)$$

$$a_{i,j+1} = D_n + \|-F_n, 0\| \quad (4.73)$$

ve elde edilen gerçek (u,v) hız değerleri aşağıdaki denklemlerden elde edilebilir.

$$u_e = u_e^* + d_e (P_P^i - P_E^i) \quad (4.74)$$

$$v_n = v_n^* + d_n (P_P^i - P_N^i) \quad (4.75)$$

Yukarıda belirtilmiş olan ve gerçek hız değerlerini belirten denklemler, Denklem (4.35)'de yerlerine konulursa, basınç için düzeltme denklemini bulmuş

oluruz. Aşağıda basınç düzeltme denklemi ve bu denkleme ait katsayılar belirtilmiştir.

$$a_p P'_p = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + b \quad (4.76)$$

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \quad (4.77)$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \quad (4.78)$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta x \quad (4.79)$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta x \quad (4.80)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S \quad (4.81)$$

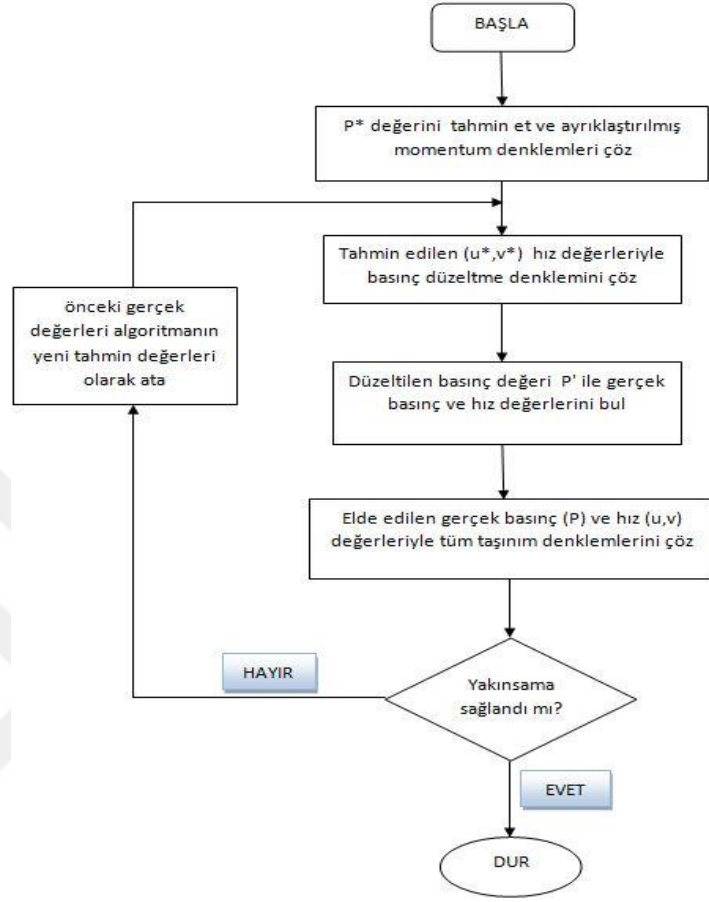
$$b = \frac{(\rho_p^o - \rho_p) \Delta x \Delta y}{\Delta t} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho u^*)_s - (\rho u^*)_n] \Delta x \quad (4.82)$$

Burada dikkat edilirse integre edilmiş süreklilik denklemi ve kaynak terimini belirten b aynıdır ve b=0 durumunda, süreklilik sağlanarak, gerçek hız ve basınç değerleri elde edilir. Simple algoritmasının çalışma mantığı ve işlem sırası aşağıda anlatılmıştır.

4.6.2. Simple Algoritmasının Çalışma Mantığı

Algoritmada ilk önce bir P* basınç değeri tahmin edilir ve tahmini basınç değerine göre ilgili denklemler çözülerek u* ve v* tahmini hız değerleri elde edilir. Bu aşamadan sonra ise basınç değerinde düzeltme yapılarak, Denklem (4.63)'deki eşitlik çözülerek gerçek basınç değeri elde edilir. Gerçek basınç değeri ilgili denklemlerde yerine konularak u ve v gerçek değerleri elde edilir ve bu değerler süreklilik denkleminde yerine konularak, denklemi sağlayıp sağlamadığına bakılır. Eğer denklem sağlanıyorsa bir yakınsama sağlanmış ve çözüme ulaşılmıştır, denklem sağlamıyorsa daha önceden bulunan P gerçek basınç değeri, algoritmada P* olarak atanır ve yeni atanan P* değerine göre, tahmini ve u* ve v* hızları yeniden

bulunarak, tüm işlemler süreklilik denkleminde bir sağlanma yakalanana kadar devam eder [56].



Şekil 4.2. Simple algoritması çalışma sırası

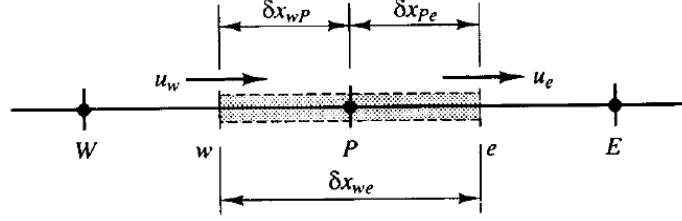
4.7. Ayrıklaştırma Şemaları

Momentum ve enerji denklemlerini ayrıklaştırmak için QUICK ayrıklaştırma şeması kullanılmıştır. Bunun dışında Merkezi Fark, UPWIND, Power Law ve hibrid şemaları da bulunmaktadır. Kaynaksız bir durum için tek boyutlu u hızına sahip olan akışta bir ϕ noktasının sürekli haldeki taşınım ve yayılımı aşağıdaki gibi ifade edilebilir [52].

$$\frac{d}{dx}(\rho u \phi) = \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) \quad (4.83)$$

aynı zamanda akışın da sürekliliği sağlaması gerekir.

$$\frac{d(\rho u)}{dx} = 0 \quad (4.84)$$



Şekil 4.3. P noktasını çevreleyen kontrol hacmi [52]

Yukarıdaki şekilde tek boyutlu bir kontrol hacmi için bir P noktası seçilmiş ve onun batı ve doğusundaki noktalar W ve E olarak belirtilmiştir. Yukarıdaki taşınım ve süreklilik denklemleri şekildeki kontrol hacmi için integre edilirse;

$$(\rho u A \phi)_e - (\rho u A \phi)_w = \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \quad (4.85)$$

$$(\rho u A)_e - (\rho u A)_w = 0 \quad \text{denklemleri elde edilir.} \quad (4.86)$$

Burada ayrıklaştırılmış denklemleri elde etmede kolaylık sağlaması açısından iki farklı değişken tanımlanır. Bunlar F (birim alana düşen taşınımına bağlı kütleli akı) ve D (hücre yüzeylerindeki yayılım iletkenliği) olarak tanımlanır.

$$F = \rho u \quad (4.87)$$

$$D = \frac{\Gamma}{\delta x} \quad (4.88)$$

Hücre yüzelerindeki F ve D değerleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$F_w = (\rho u)_w \quad (4.89)$$

$$F_e = (\rho u)_e \quad (4.90)$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} \quad (4.91)$$

$$D_e = \frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} \quad (4.92)$$

$A_w = A_e = A$ varsayılırsa ve yukarıdaki denklemler, merkezli fark metoduyla birlikte kullanılıp ayrıklaştırma yapıldığında, aşağıda verilen taşınım-yayılım ve süreklilik denklemleri elde edilir.

$$F_e \phi_e - F_w \phi_w = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \quad (4.93)$$

$$F_e - F_w = 0 \quad (4.94)$$

Yukarıda elde edilen transport denklemini çözebilmek için e ve w noktalarındaki ϕ değerlerinin bilinmesi gerekir.

4.7.1. Merkezi Fark Ayrıklaştırma Şeması

Hücre duvarı üzerinde seçilen bir ϕ noktasının değeri, o noktaya eşit uzaklıktaki batı ve doğu noktalarının aritmetik ortalamasının alınmasıyla elde edilir. Şekil 4.3'de verilen kontrol hacmi üstündeki e ve w noktalarının değerleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir [52].

$$\phi_e = (\phi_P + \phi_E) / 2 \quad (4.95)$$

$$\phi_w = (\phi_W + \phi_P) / 2 \quad (4.96)$$

Yukarıda elde edilen denklemleri, daha önceden belirtilmiş olan Denklem (4.93)'de yerine koyup, elde edilen yeni denklem düzenlenirse,

$$\left[\left(D_w + \frac{F_w}{2} \right) + \left(D_e - \frac{F_e}{2} \right) + (F_e - F_w) \right] \phi_P = \left(D_w + \frac{F_w}{2} \right) \phi_W + \left(D_e - \frac{F_e}{2} \right) \phi_E \quad (4.97)$$

sonucunu elde ederiz ve burada ϕ_w ve ϕ_e , a_w ve a_e olarak kabul edilirse, ayrıklaştırılmış taşınım denklemi için merkezi fark denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$a_P \phi_P = a_w \phi_w + a_e \phi_e \quad (4.98)$$

Genel ifade itibarıyla düşünüldüğünde bu ayrıklaştırma için katsayılar aşağıdaki gibidir:

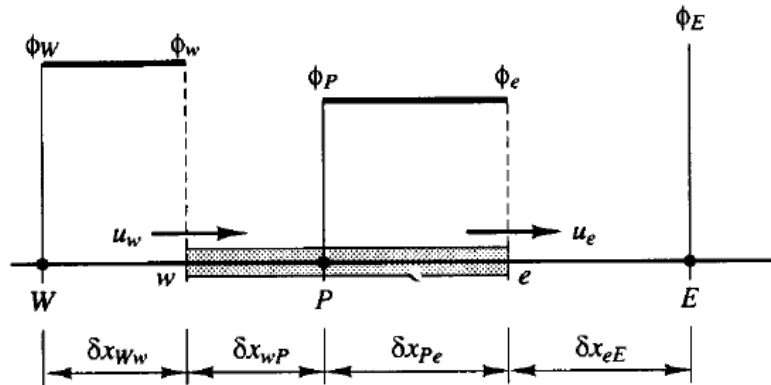
$$a_w = D_w + \frac{F_w}{2} \quad (4.99)$$

$$a_e = D_e - \frac{F_e}{2} \quad (4.100)$$

$$a_P = a_w + a_e + (F_e - F_w) \quad (4.101)$$

4.7.2. Upwind Ayrıklaştırma Şeması

Bu ayrıklaştırma şeması, hücre duvarı üzerinde bir işlem gerçekleştirdiğinde akış yönünü de hesaba katar. Hücre duvarındaki ϕ 'nin değeri akış yönüne zıt olacak şekilde bir önceki noktadaki değerine eşit alınır [52].



Şekil 4.4. Pozitif yön için kontrol hacmi üzerindeki hücre değerleri [52]

Batıdan doğuya olan akış pozitif yön kabul edilirse, yukarıdaki şekil incelendiğinde pozitif yön için ;

$$u_w > 0 (F_w > 0) \quad (4.102)$$

$$u_e > 0 (F_e > 0) \quad (4.103)$$

olacaktır ve şema seçilen ϕ değerlerini aşağıdaki gibi kabul edecektir.

$$\phi_w = \phi_W \quad (4.104)$$

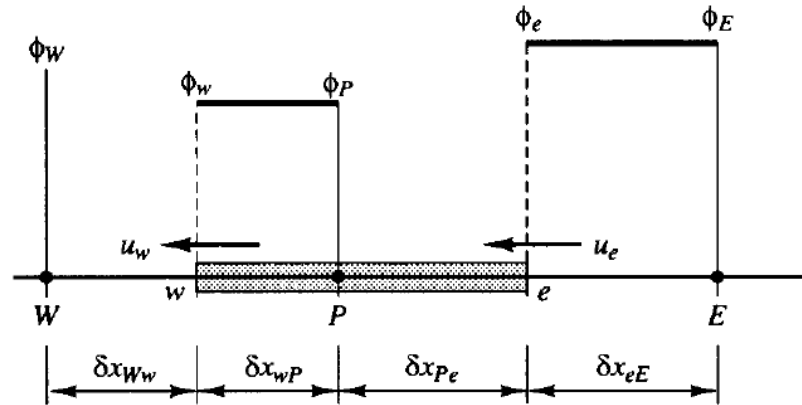
$$\phi_e = \phi_P \quad (4.105)$$

ve ayrıklaştırılmış denklem aşağıdaki gibi olacaktır.

$$F_e \phi_P - F_w \phi_W = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \quad (4.106)$$

ve yukarıdaki denklem düzenlendiğinde, aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$[(D_w + F_w) + D_e + (F_e - F_w)] \phi_P = (D_w + F_w) \phi_W + D_e \phi_E \quad (4.107)$$



Şekil 4.5. Negatif yön için kontrol hacmi üzerindeki hücre değerleri [52]

Doğudan batıya olan akış negatif yön kabul edilirse, yukarıdaki şekil incelendiğinde negatif yön için;

$$u_w < 0 (F_w < 0) \quad (4.108)$$

$$u_e < 0 (F_e < 0) \quad (4.109)$$

olacak ve bu sefer şema ϕ değerlerini aşağıdaki gibi kabul edecektir.

$$\phi_w = \phi_P \quad (4.110)$$

$$\phi_e = \phi_E \quad (4.111)$$

ve negatif yön için ayrılaştırılmış denklem aşağıdaki gibi olacaktır.

$$[D_w + (D_e - F_e) + (F_e - F_w)]\phi_P = D_w\phi_W + (D_e - F_e)\phi_E \quad (4.112)$$

Burada ϕ_w ve ϕ_e , a_w ve a_e olarak tanımlanırsa aşağıdaki genel denklem yazılabilir ve merkez katsayısı a_p şeklinde ifade edilir. Merkez katsayısının yanısıra komşu katsayılar da Tablo 4.2'deki gibidir.

$$a_p\phi_P = a_w\phi_W + a_e\phi_E \quad (4.113)$$

$$a_p = a_w + a_e + (F_e - F_w) \quad (4.114)$$

Tablo 4.2. Upwind şeması için komşu katsayıların gösterimi [52]

	a_w	a_e
$F_w > 0, F_e > 0$	$D_w + F_w$	D_e
$F_w < 0, F_e < 0$	D_w	$D_e - F_e$

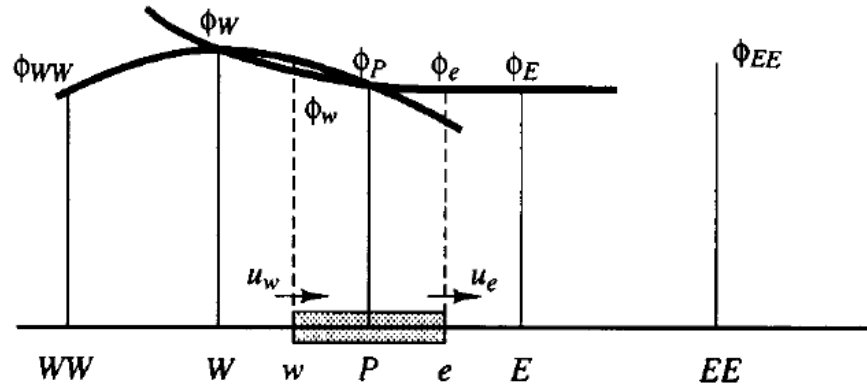
UPWIND ayrıklaştırma şemasında pozitif ve negatif yön olmak üzere iki türlü akışı da kapsayacak biçimde komşu katsayıları yazmak mümkündür ve aşağıda verilen tabloda katsayılar belirtilmiştir.

Tablo 4.3. Pozitif ve negatif yön için komşu katsayı değerleri [52]

a_w	a_w
$D_w + \max(F_w, 0)$	$D_e + \max(0, -F_e)$

4.7.3. QUICK Ayrıklaştırma Şeması

Bu ayrıklaştırma şemasında hücre duvarındaki ϕ değeri bir quadratik eğrinin 3 noktadan geçmesiyle hesaplanır. Bu quadratik eğri seçilen ϕ noktasının sağ ve sol yüzdeki komşu noktalarından ve akış yönüne zıt olan bir üçüncü noktadan geçer ve karakteristik özellikleri UPWIND şemasına benzemekte olup ve akış yönüne bağlıdır.



Şekil 4.6. QUICK şemasında kullanılan quadratik eğrilerin gösterimi [52]

Yukarıdaki verilen şekilde eğer $u_w > 0$ ve $u_e > 0$ ise, WW, W ve P noktalarından geçen bir quadratik eğri sayesinde ϕ_w değeri hesaplanabilir. Aynı şekilde başka bir quadratik eğri W, P ve E noktalarından geçerek ϕ_e değeri hesaplanabilir. Burada akış yönü batıdan doğuya olduğu için ϕ_w ve ϕ_e noktalarının her iki tarafındaki komşu noktaları ve akış yönüne zıt olan doğrultudaki komşu noktasından bir önceki noktada hesaba katılır.

Eğer akış doğudan batıya ise, $u_w < 0$ ve $u_e < 0$ durumu için, ϕ_w değeri W, P ve E noktalarından geçen bir quadratik eğri sayesinde ve ϕ_e ise P, E ve EE noktalarından geçen bir eğri sayesinde hesaplanabilir.

Eşit aralıklı bir hücre duvarında i ve $i-1$ komşu noktaları arasında seçilen bir ϕ noktası için, akışa zıt yöndeki komşu noktasından bir önceki nokta $i-2$ kabul edilirse, aşağıdaki gibi bir genel denklem elde türetilir.

$$\phi = \frac{6}{8}\phi_{i-1} + \frac{3}{8}\phi_i - \frac{1}{8}\phi_{i-2} \quad (4.115)$$

$u_w > 0$ durumu için için seçilen (w) noktasının komşu noktaları W ve P ve akış yönüne zıt olacak şekilde W 'den önceki nokta WW 'dir. O halde ϕ_w için genel denklem düzenlendiğinde aşağıdaki denklem elde edilir [52].

$$\phi_w = \frac{6}{8}\phi_W + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{WW} \quad (4.116)$$

$u_e > 0$ durumu için seçilen (e) noktasının komşu noktaları P ve E ve akış yönüne zıt olacak şekilde P 'den önceki nokta W 'dir. O halde ϕ_e için genel denklem düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\phi_e = \frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_E - \frac{1}{8}\phi_W \quad (4.117)$$

$F_w > 0$ ve $F_e > 0$ durumu için, yukarıda belirtilen denklemleri, merkezi fark metodu yardımıyla kullanırsak, Denklem (4.93)'deki transport denklemi aşağıdaki hali alır.

$$\left[D_w - \frac{3}{8}F_w + D_e + \frac{6}{8}F_e \right] \phi_P = \left[D_w + \frac{6}{8}F_w + \frac{1}{8}F_e \right] \phi_W + \left[D_e - \frac{3}{8}F_e \right] \phi_E - \frac{1}{8}F_w \phi_{WW} \quad (4.118)$$

Bu denklem ayrıklaştırma denklemleri için standart forma indirgenirse,

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + a_{WW} \phi_{WW} \quad (4.119)$$

şeklinde yazılabilir ve buradaki katsayılar;

$$a_W = D_w + \frac{6}{8}F_w + \frac{1}{8}F_e \quad (4.120)$$

$$a_E = D_e - \frac{3}{8}F_e \quad (4.121)$$

$$a_{WW} = -\frac{1}{8}F_w \quad (4.122)$$

$$a_P = a_W + a_E + a_{WW} + (F_e - F_w) \text{ gibi gösterilir.} \quad (4.123)$$

$F_w < 0$ ve $F_e < 0$ durumu içinse, formülasyon aşağıdaki gibi olacaktır.

$$\phi_w = \frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_W - \frac{1}{8}\phi_E \quad (4.124)$$

$$\phi_e = \frac{6}{8}\phi_E + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{EE} \quad (4.125)$$

Yine aynı şekilde merkezi fark metodu kullanılarak, yukarıdaki ifadeler Denklem (4.93)'de yerine yazılıp düzenlenirse aşağıda belirtilen katsayılar elde edilecektir.

$$a_W = D_w + \frac{3}{8}F_w \quad (4.126)$$

$$a_E = D_e - \frac{6}{8}F_e - \frac{1}{8}F_w \quad (4.127)$$

$$a_{EE} = \frac{1}{8}F_e \quad (4.128)$$

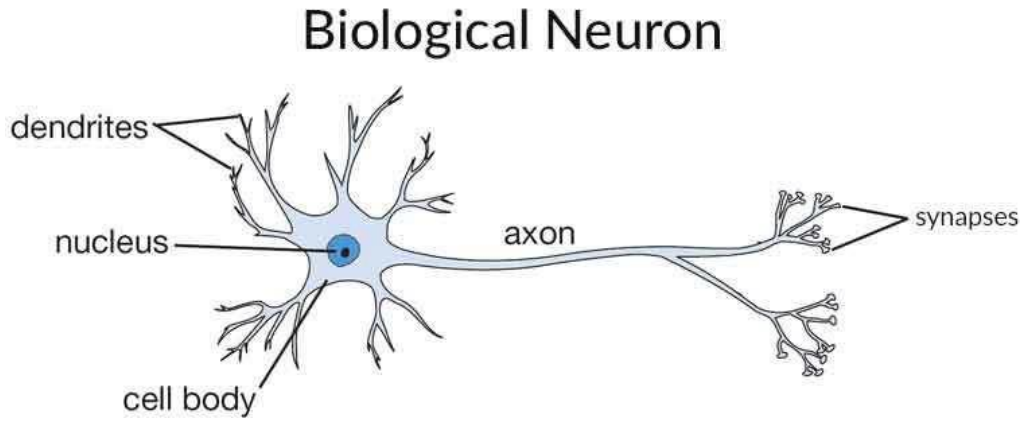
$$a_P = a_W + a_E + a_{EE} + (F_e - F_w) \quad (4.129)$$

Bir boyutlu negatif ve pozitif akış yönleri için tüm katsayılar birleştirilerek genel bir QUICK şeması formülü yazılırsa, aşağıdaki denklem elde edilir [52].

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + a_{WW} \phi_{WW} + a_{EE} \phi_{EE} \quad (4.130)$$

5. YAPAY SİNİR AĞLARI

İnsanoğlu tarih boyunca doğayı sorgulamış ve elde ettiği bilgiler ışığında bilim dallarının gelişmesini sağlamıştır. Her geçen gün bilimin gelişmesiyle, edinilen bilgilerin artması ve bunların karmaşıklaşması kaçınılmaz olmuş ve bu olay insanoğlunu elde edilen verilerin analizinde kullanılacak yeni sistemler geliştirmeye zorlamıştır. Bu sistemlerin en popülerleri pek çok alanda etkili sonuçlar veren yapay zeka uygulamalarıdır. Bu zeka uygulamalarından oldukça sık kullanılan yapay sinir ağları ise, karmaşık problemlerin çözümünde kullanılmak üzere, bir insan beyninin fonksiyonlarından esinlenerek geliştirilmiş bir modelleme aracıdır. Bu sistem, öğrenme, karar verme, akılda tutma, genelleme yapma gibi becerileri olan yapay sinir hücrelerinden oluşur. Bu hücreler YSA'nın temelini oluşturmakla beraber, biyolojik sinir hücreleri gibi işlev görmektedirler. Bir biyolojik sinir hücresine belli bir eşik değeri üzerinde gelen uyarılar dendrit üzerinden alınarak, sinapsa gelir, eşik düzeyi geçildiğinden sinir hücresi aktif hale gelerek, akson üzerinden bir tepki uyarıtısı yollar [53].



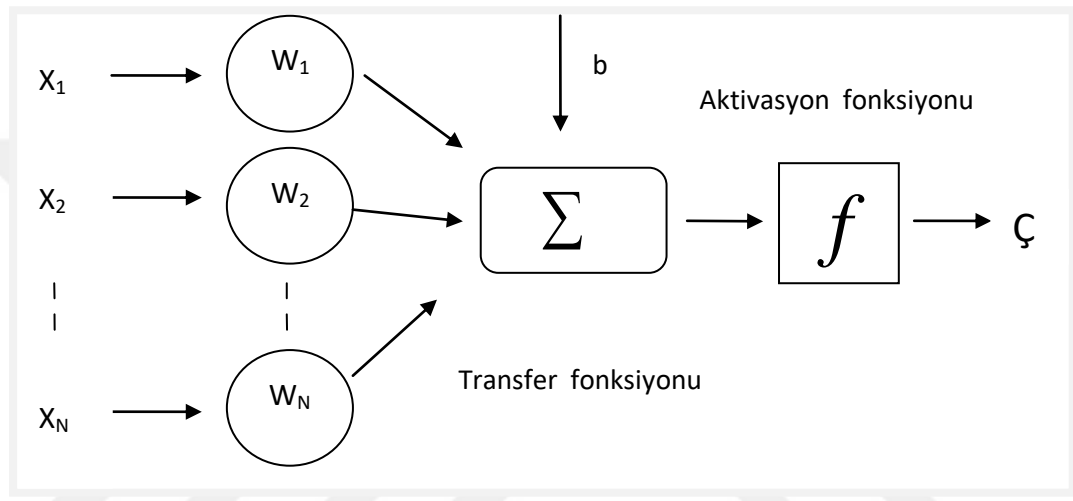
Şekil 5.1. Gerçek bir sinir hücresinin bölümleri [54]

5.1. Yapay Sinir Hücresinin Bölümleri

Bir yapay sinir hücresi genel anlamda 5 parametreden oluşur. Bunlar;

- Girdiler
- Ağırlıklar
- Transfer Fonksiyonu
- Aktivasyon Fonksiyonu
- Çıktılar

Yapay sinir hücresi, biyolojik bir nörona benzer şekilde bir veya daha fazla girdi alır. Bu girdiler sinapsa gelen uyarılara benzetilebilir ve ağırlıklar yardımıyla hücreye bağlanır. Burada ağırlıkların büyüklüğü önemlidir ve ağırlıklarla giriş çarpılarak, transfer fonksiyonunda hesaplanır ve net giriş elde edilir. Net giriş ise aktivasyon fonksiyonu tarafından hesaplanarak hücre çıktısını verir ve yine bu durum aktif olan bir biyolojik hücrenin aksonundan yaydığı uyarıya benzetilebilir. Ayrıca elde edilen hücre çıktısı başka bir hücrenin girdisi olarak kullanılabilir. Aşağıdaki şekilde yapay bir sinir hücresi gösterilmiştir [55].



Şekil 5.2. Yapay sinir hücresinin genel gösterimi

Yukarıdaki şekilde N miktar olmak üzere, X parametresi girişler matrisini ve W parametresi ise ağırlıklar matrisini temsil etmektedir, b ise aktivasyon fonksiyonunun eşik değerini simgeler.

$$X = X_1, X_2, \dots, X_n$$

$$W = W_1, W_2, \dots, W_n$$

gibi ifade edilir ve Σ transfer fonksiyonu ise aşağıdaki gibi formüle edilebilir.

$$NET = \sum_{i=1}^n (W_i X_i + b) \quad (5.1)$$

Burada transfer fonksiyonunda elde edilen veriler, f aktivasyon fonksiyonunda hesaplanacak olursa, hücre çıktısı elde edilir ve aşağıdaki gibi gösterilir.

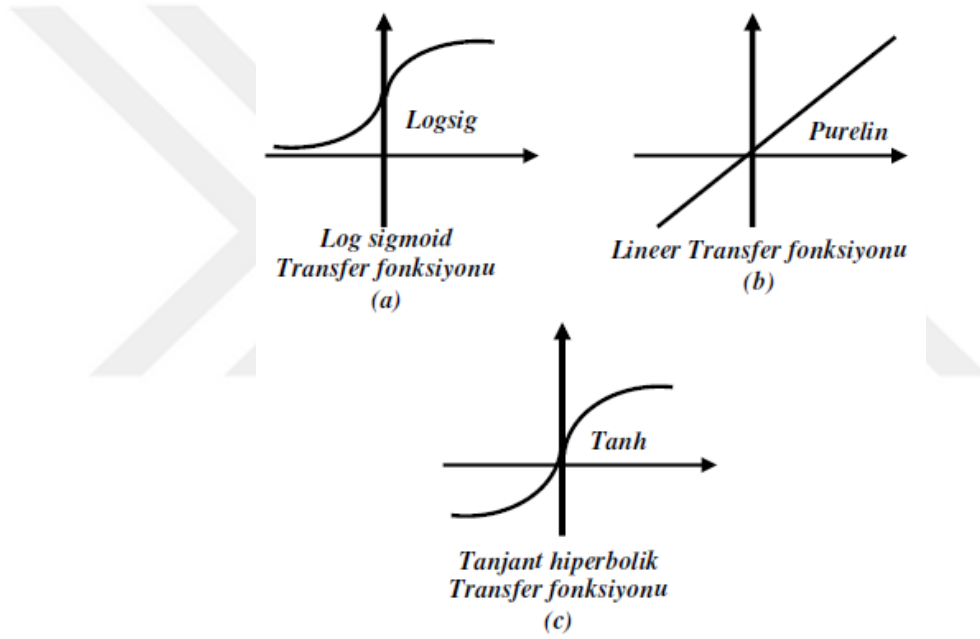
$$\zeta = f(\text{NET}) \text{ olduğundan,} \quad (5.2)$$

$$\zeta = f \left[\sum_{i=1}^n (W_i X_i + b) \right] \quad (5.3)$$

şeklinde ifade edilir.

5.2. Aktivasyon Fonksiyonları

Aktivasyon fonksiyonları çeşitlilik gösterir ve yapı itibariyle genel olarak doğrusal olmayan (nonlinear) fonksiyonlardan oluşur. Yaygın olarak kullanılan aktivasyon fonksiyonları aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 5.3. Yapay sinir ağlarında kullanılan aktivasyon fonksiyonları [56]

5.2.1. Logaritmik Sigmoid Aktivasyon Fonksiyonu

Logaritmik sigmoid aktivasyon fonksiyonu, her bir giriş değeri için 0 ile 1 arasında çıkış değerleri üreten, türev alınabilirliğinden dolayı yapay sinir ağlarında en yaygın olarak kullanılan nonlinear fonksiyondur. Matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\text{sigmoid}(x) = \frac{1}{1 + e^{-x}} \quad (5.4)$$

5.2.2. Linear Aktivasyon Fonksiyonu

Bu transfer fonksiyonundan elde edilen değerin, belirli bir katsayı ile çarpılması sonucu hücre çıktısının elde edildiği fonksiyondur.

$$f(x) = A.x \quad (5.5)$$

şeklinde gösterilir.

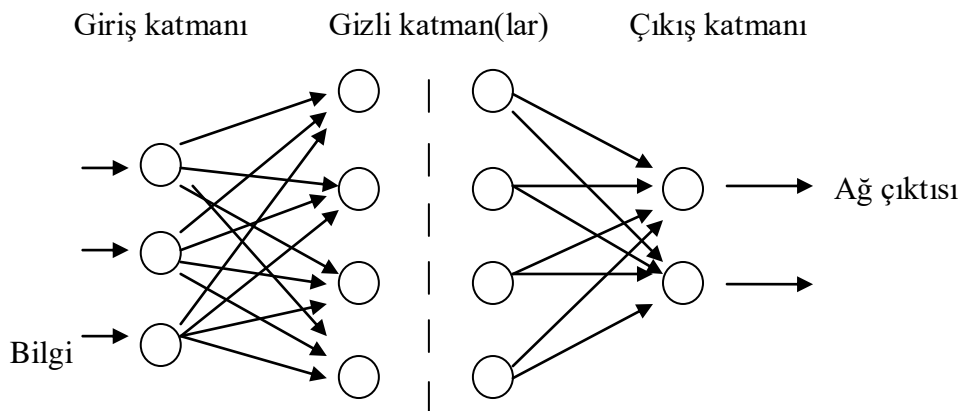
5.2.3. Tanjant Hiperbolik Aktivasyon Fonksiyonu

Bu aktivasyon fonksiyonu türevi alınabildiği ve nonlinear olduğu için sigmoid aktivasyon fonksiyonuna oldukça benzemektedir. Tek farkı çıkış değerlerinin -1 ile 1 arasında olmasıdır. Aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\tanh(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}} \quad (5.6)$$

5.3. Yapay Sinir Ağlarının Yapısı

Yapay sinir ağları, yapay nöronların birbirlerine bağlanmasıyla oluşan sistemler olmakla beraber genel anlamda bir giriş katmanı, bir veya daha fazla gizli katman ve bir çıkış katmanından oluşmaktadır. Gizli katmanların varlığı bu sistemlerin daha güvenilir ve isabetli sonuçlar vermesini sağlamaktadır. Aşağıdaki şekilde çok katmanlı bir yapay sinir ağının şekli verilmiştir. Aynı zamanda buna çok katmanlı perceptron da denmektedir.



Şekil 5.4. Çok katmanlı bir yapay sinir ağının yapısı

Giriş katmanı, yapay sinir ağına dış ortamdan gelen bilgilerin geldiği yerdir ve burada gelen bilgi sayısı kadar hücre vardır. Giriş katmanından çıkan bilgiler daha

sonra gizli katmana iletilir. Bazı ağlarda birden fazla gizli katman olabilir ve gizli katmandaki hücre sayısı, giriş katmanından alınan veri miktarından bağımsızdır. Birden fazla gizli katmanlı sistemlerde katmanlar arası hücre sayısı da farklı olabilmektedir. Bu katmanda hücre sayısının ve katman miktarının artması, yapılan işlem süresini uzatsa da, karmaşık problemlerin çözümünde başarılı sonuçlar vermektedir. Burada işlenen bilgiler son olarak çıkış katmanına gelir ve bu katmanda ağ çıktısı oluşturulur [57].

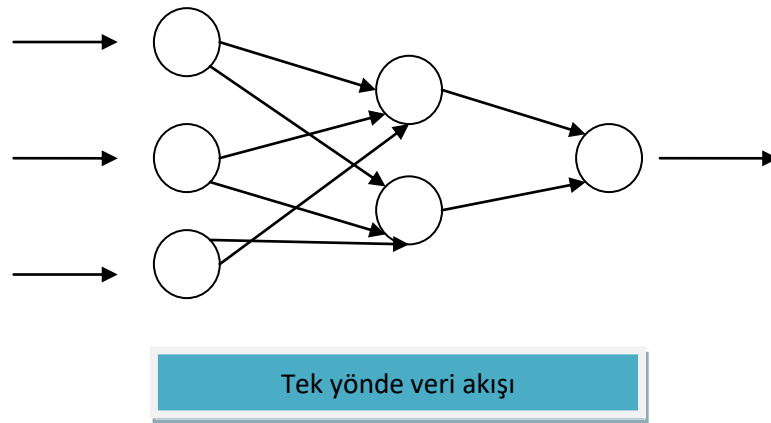
5.4. Yapay Sinir Ağlarının Çeşitleri

Yapay sinir ağları hücrelerin yapısına, öğrenme algoritması türüne ve öğrenme zamanına göre genel anlamda üç ana başlık altında toplanır. Yapısal olarak incelendiğinde ise, ağ hücrelerinin birbirine farklı şekilde bağlanmasından dolayı kendi içinde iki gruba ayrılır;

- İleri beslemeli yapay sinir ağları
- Geri beslemeli yapay sinir ağları

5.4.1. İleri Beslemeli Yapay Sinir Ağları

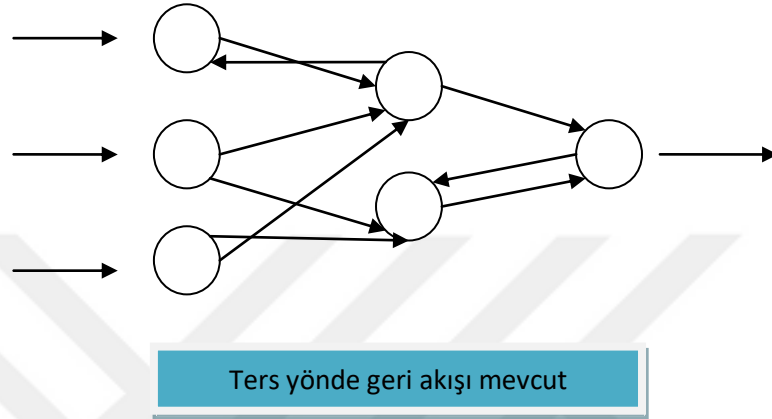
Burada YSA hücreleri katmanlara ayrılmış olup, hücreye gelen bilgiler giriş katmanından çıkış katmanına doğru tek bir yönde ilerler. Bu işlem sırasında herhangi bir döngüsel durum olmadığı için, hızlı bir şekilde hücre çıktısı elde edilir [55].



Şekil 5.5. İleri beslemeli bir YSA modeli

5.4.2. Geri Beslemeli Yapay Sinir Ağları

Hücreye gelen bilgiler, ileri beslemeli ağdan farklı olarak her iki yönde de ilerler. Burada en az bir hücre çıktısı aynı katman içindeki veya dışındaki başka bir hücreye girdi olarak dönebilir ve bu durum ağın daha etkili bir şekilde çalışmasını sağlar.



Şekil 5.6. Geri beslemeli bir YSA modeli

Bunların dışında yapay sinir ağları,

Öğrenme algoritmalarına göre ,

- Danışmanlı Öğrenme
- Danışmansız Öğrenme
- Destekleyici Öğrenme

Öğrenme zamanlarına göre ,

- Statik Zamanlı
- Dinamik Zamanlı

olarak farklı başlıklarda, farklı gruplara ayrılır [56].

Bu çalışmada yapay sinir ağlarını eğitmek için Levenberg - Marquardt algoritması kullanılmıştır ve yalnızca bu algorithmadan bahsedilecektir.

5.5. Levenberg-Marquardt Algoritması

Yapay sinir ağlarında, sistemi eğitmek için kullanılan en yaygın algoritmalarından biri olan L-M algoritması her iterasyon için hata yüzeyini parabolik bir yaklaşımla hesaplamaya çalışır ve çözüm parabolün minimumuna ulaşmasıyla elde edilir. Örnek olarak Newton metodu için, bir $E(x)$ fonksiyonu, x parametresi için minimize edilmek istenirse, sonuç aşağıdaki gibi olacaktır [58].

$$\Delta x = -\left[\nabla^2 E(x)\right]^{-1} \nabla E(x) \quad (5.7)$$

Yukarıda verilen denklemde $\nabla^2 E(x)$ ve $\nabla E(x)$ ifadeleri sırasıyla Hessian matrisi ve eğimi ifade etmektedir ve aynı zamanda Hessian matrisi, bir başka biçimde aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$H = J^T(x)J(x) \quad (5.8)$$

Burada ise J parametresi, Jakobien matrisini belirtir ve aynı zamanda hata fonksiyonunun birinci türevini de içerir. $E(x)$, kareler toplamı fonksiyonu varsayılırsa, Levenberg-Marquardt yardımıyla Gauss Newton metodu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$E(x) = \sum_{i=1}^N e_i^2(x) \quad (5.9)$$

$$\Delta x = \left[J^T(x)J(x) + \mu I\right]^{-1} J^T(x)e(x) \quad (5.10)$$

Burada $E(x)$ fonksiyonunun artış durumu için, momentumu simgeleyen M parametresi, B faktörü ile çarpılırken, $E(x)$ fonksiyonunun azalması durumunda ise B faktörüne bölünür. M parametresinin büyüklüğü algoritma için adım düşümünü gerçekleştirir. Küçük ise algoritma gauss-newton olur. Bu algoritma çok yüksek bellek gerektirir, buna karşın çok hızlı çalışarak çözüme erken ulaşır.

5.6. Yapay Sinir Ağlarının Özellikleri

- Yapay sinir hücrelerinin ve bu hücrelerin oluşturduğu sistemin doğrusal olmamasından dolayı, karmaşık problemlerin çözümünde etkili bir şekilde kullanılabilmesi
- Sistemin eğitildikten sonra, eğitim bilgilerinin dışında yeni durumlar için isabetli tahminler yapabilmesi
- Sistemin hiç bir matematiksel modele ihtiyaç duymaksızın, sadece giriş ve çıkış parametreleri arasındaki ilişkiyi kullanarak, daha sonraki tahminlerinde de bu giriş-çıkış ilişki patternine uyacak şekilde eğitilebilmesi
- Sistemin eğitim alanı dışındaki yeni durumlar için tekrar düzenlenebilir ve eğitilebilir olması
- Sistemin hatalara karşı toleranslı olması ve hızlı bir şekilde bozulmaması
- Sistemin eğitildikten sonra, yeni tahmin durumları için eksik veri girişi olsa dahi yine de çalışabilmesi
- Eğitilmiş bir sistemden elde edilen bilgiler ağdaki tüm mekanizmalar üzerine dağılmış durumda olduğundan, daha sonra bu mekanizmalarda oluşacak herhangi bir hatanın sistemin genel tahmin yeteneğini aşırı ölçüde etkilememesi

6. ELİPTİK KONDENSER İÇİN MODELLEME

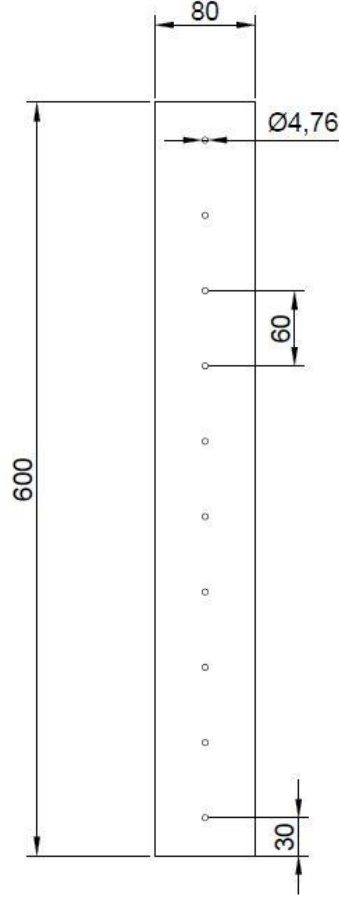
Yapılan bu çalışmada, ev tipi buzdolaplarında kullanılan dairesel kesitli kondenser yerine eliptik kesitli kondenser kullanılmıştır ve ısı transferi performansının artırılması hedeflenmektedir. Dairesel ve değişik eliptik kesitli boru demetleri kullanılarak iki boyutlu modellenmesi yapılmış, farklı hız ve sıcaklık çalışma koşulları altında hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak hava tarafındaki konveksiyon miktarı analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak ısı transferi bakımından en iyi performansı veren kondenser boru geometrisi aranmıştır. Ayrıca MATLAB programı yardımıyla yapay sinir ağları oluşturulmuş ve ağ tahmini değerleriyle, HAD analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

6.1. Analizlerde Kullanılacak Geometrilerin Belirlenmesi

Günümüzde ev tipi buzdolaplarında kullanılan tel tipi borulu kondenserlerde $r = 2.38$ mm yarıçaplı dairesel kesitli borular kullanılmaktadır. Bu çalışmada ise eliptik kesitli bir kondenserde oluşan ısı transferi miktarı HAD analiz yöntemiyle belirlenecektir ve dairesel kesitli standart modele göre ısı transferindeki artışlar ortaya çıkarılacaktır. Makul bir karşılaştırma olabilmesi için dairesel ve eliptik boru kesitli kondenserlerin ağırlıklarında yani toplam hacimlerinde bir artış olmamalıdır, yani her durumda kondenser hacimleri birbirine eşit olmalıdır. Bu durumda ise iki boyutlu modelleme yapılırken oluşturulan modellerin kesit alanları her durumda birbirine eşit tutulmuştur.

6.1.1. Dairesel Borulu Kondenserin Oluşturulması

Buzdolabı kondenseri, hesaplamada kolaylık sağlamak açısından (analiz sürelerini kısaltmak amacıyla) on boruya sahip bir kondenser olarak seçilmiştir. Ayrıca kondenser boruları, üzerinden geçen hava akışını modellemek için 600 mm x 80 mm'lik ölçülere sahip bir dikdörtgen kontrol hacmi içine yerleştirilmiştir. Aşağıda verilen Şekil 6.1'de dairesel borulu kondenserin kontrol hacmi içerisindeki iki boyutlu tasarımı ölçülü bir biçimde gösterilmiştir ve ölçüler milimetre cinsindedir. Analizlerde kullanılacak modeller Solidworks adlı programda düzlemsel (PLANE) olarak çizilmiştir.

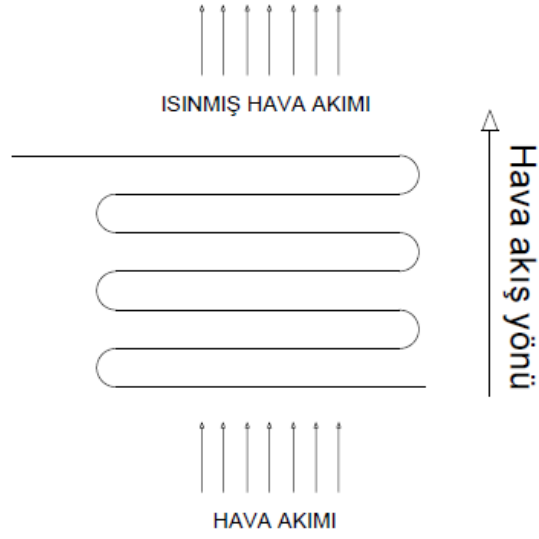


Şekil 6.1. Dairesel borulu model için iki boyutlu kondenser modellemesi

Solidworks'de çizimi yapılan modeller, ANSYS programının tanıyabileceği bir format olan Parasolid formatında kaydedilmiştir.

6.1.2. Eliptik Borulu Kondenserlerin Oluşturulması

Daha önceden de bahsedildiği gibi, eliptik borulu kondenserler ve yukarıda gösterilen şeklin toplam kesit alanı sağlıklı bir karşılaştırma için eşit tutulmuştur. Bu noktada dairesel model dışında altı farklı eliptik borulara sahip kondenser modeli oluşturulmuştur. Hava kondenserle teması sonucunda ısınarak yükseleceğinden yani koordinat düzlemi üzerinde düşünülürse hava akış yönü +y eksenine doğrultusunda olacaktır. Kolaylık sağlama açısından eliptik borulu modeller, hava akış yönünde (y eksenine) yarıçapı artan ve hava akış yönünde yarıçapı azalan olarak iki gruba ayrılmıştır. Aşağıda tel boru tipi bir kondenser için hava akış yönü belirtilmiştir.



Şekil 6.2. Buzdolabı kondenseri üzerindeki hava hareketi

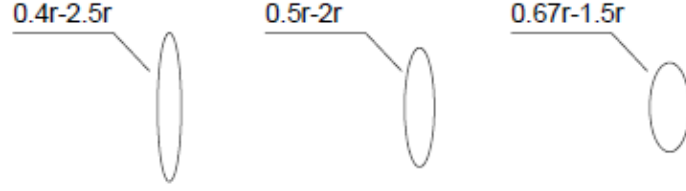
6.1.2.1. Hava Akış Yönünde Yarıçapı Artan Eliptik Borulu Modeller

Standart bir ev tipi buzdolabı kondenser borusu için $r = 2.38$ mm olacak şekilde eliptik modeller, eliptik kesit alan aynı olacak şekilde türetilmiştir. Aşağıda bu gruba ait üç farklı model için ölçüler ve sonrasında ise kontrol hacmi içindeki eliptik boru şekilleri temsili bir şekilde belirtilmiştir.

Tablo 6.1. Hava akış yönünde yarıçapı artan eliptik modellerin ölçüleri

	Büyük yarıçap- r_1 (mm)	Küçük yarıçap- r_2 (mm)
0.4r-2.5r	5.95	0.952
0.5r-2r	4.76	1.19
0.67r-1.5r	3.57	1.595

Hava akış yönünde yarıçapı artan eliptik boru profilleri



Şekil 6.3. Hava akış yönünde yarıçapı artan eliptik modellerin boru kesitleri

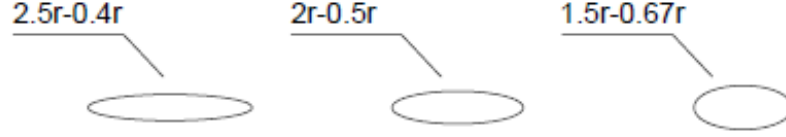
6.1.2.2. Hava Akış Yönünde Yarıçapı Azalan Eliptik Borulu Modeller

Bu kısımda hava akış yönünde (dikey) yarıçapı artan eliptik modeller için büyük ve küçük yarıçaplar yer değiştirilerek, yatay pozisyonda yarıçapı artan eliptik geometriler elde edilmiştir. Aşağıda benzer bir şekilde bu gruba ait üç farklı model için ölçüler ve sonrasında ise kontrol hacmi içindeki eliptik boru şekilleri temsili bir belirtilmiştir.

Tablo 6.2. Hava akış yönünde yarıçapı azalan eliptik modellerin ölçüleri

	Büyük yarıçap- r_1 (mm)	Küçük yarıçap- r_2 (mm)
2.5r-0.4r	5.95	0.952
2r-0.5r	4.76	1.19
1.5r-0.67r	3.57	1.595

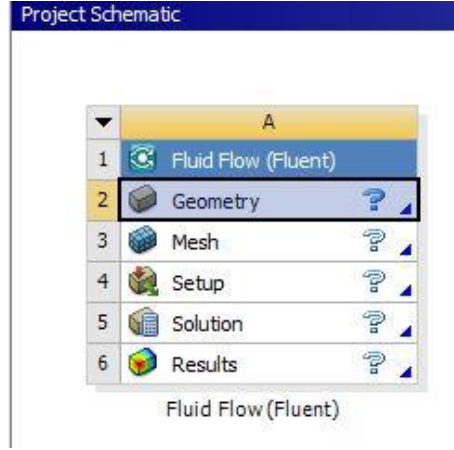
Hava akış yönünde yarıçapı azalan eliptik boru profilleri



Şekil 6.4. Hava akış yönünde yarıçapı azalan eliptik modellerin boru kesitleri

6.2. HAD Analiz Adımları

Boru demetindeki boru geometrileri belirlendikten sonra, Fluent programına aktarılıp burada analiz edilecektir. Fluent programı genel olarak analitik olarak çözülmesi karmaşık olan akış ve ısı transferi problemlerini çözmek için kullanılan sonlu hacimler metodunu kullanan bir mühendislik uygulamasıdır. İlgili bölümde sonlu hacimler metodu ayrıntılı bir şekilde ele alınmıştır. Burada kütle korunumu, momentum ve enerji denklemlerini oluşturan Navier-Stokes denklemleri, seçilen türbülans modeli denklemleriyle birlikte sonlu hacimler yöntemi kullanılarak çözülür. Burada amaç ele alınan sistemdeki (boru demeti üzerindeki akış) akışı incelemek ve ısı transferi miktarını hesaplamak olduğundan analizlerde kullanılmak üzere $k-\omega$ SST (Shear - Stress Transport) türbülans modeli seçilmiştir. Bu türbülans modeli ile ilgili gerekli bilgiler daha önceki bölümlerde verildiğinden burada bir kez daha açıklanmamıştır. Bu programda yapılan analiz öncesi hazırlık ve mesh işlemleri aşağıda kısa bir şekilde anlatılmıştır. Aşağıda verilen Şekil 6.5'de Fluent programının adımları gösterilmiştir.

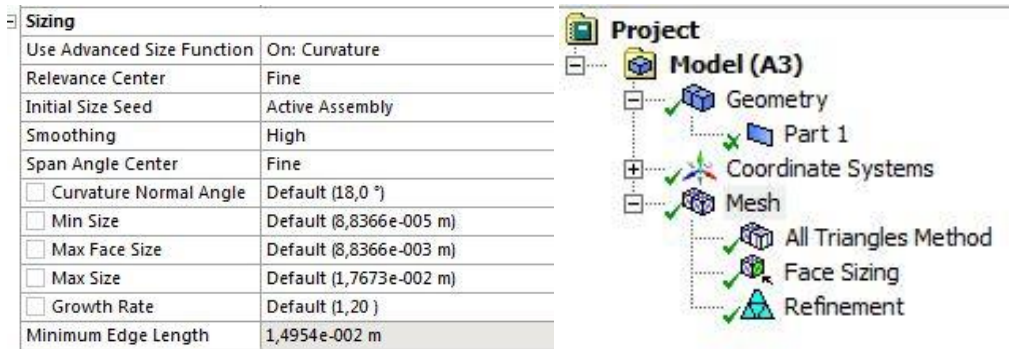


Şekil 6.5. Fluent programı için işlem sırası

6.2.1. Geometri ve Mesh İşlemleri

Yukarıda belirtilen şekilde her bir adımda analiz için farklı işlemler yapılır. Geometri bölümünde adından da anlaşılacağı üzere daha önceden Parasolid formatında kaydedilmiş analiz edilecek geometriler, Import Geometry sekmesi altından Fluent programı ara yüzüne aktırılır. Burada örnek olması açısından işlemler dairesel borulara sahip model üzerinden anlatılacaktır.

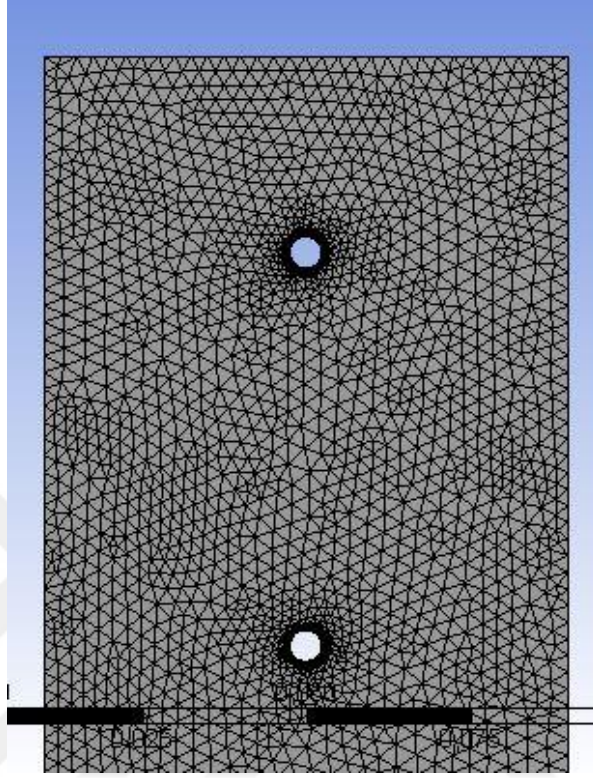
Bir sonraki aşama olan mesh aşamasında ise geometri seçilen boyutlandırma ve incelik özelliklerine göre farklı miktarda elemanlara bölünür. Sonlu hacimler yöntemi bu kısımda oluşturulan eleman ve nodlar üzerinden yürütülür. Aşağıda dairesel borulu modelin mesh özelliklerini belirten bir şekil verilmiş ve mesh özellikleri tüm modeller için aynı tutulmuştur.



Şekil 6.6. Mesh kalitesi ve ayarlarının gösterimi

Burada default olarak atılan bir mesh kalitesiz kalacağından Mesh/Insert sekmesi altından bazı eklemeler yapılmıştır. Üçgensel bir mesh metodu kullanılmış olup, mesh kalitesini arttırmak amacıyla iki boyutlu model yüzeyi seçilerek face

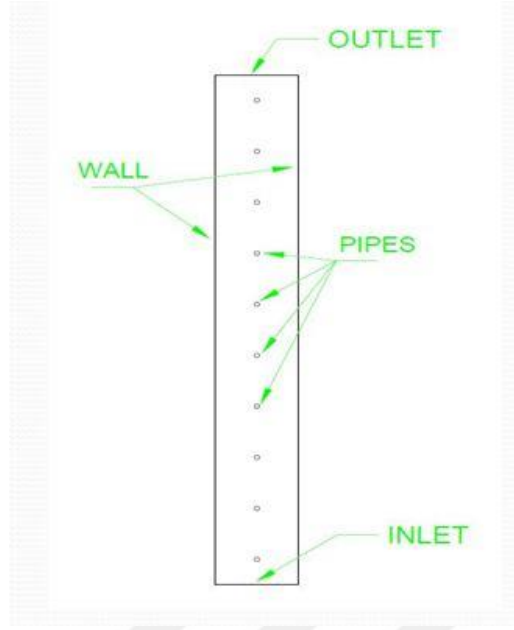
sizing atılmıştır, ayrıca boru delikleri çevresinde daha sık mesh elde etmek amacıyla refinement eklenmiştir. Aşağıda Şekil 6.7'de dairesel borulu modelin mesh atıldıktan sonraki görünümü verilmiştir.



Şekil 6.7. Dairesel borulu iki boyutlu kondenser için mesh görünümü

6.2.2. Sınır Koşulları

Mesh atıldıktan sonra ise, daha sonra Setup/Boundary Conditions sekmesi altında analize veri girmek amacıyla sınır şartları isimlendirilir. Burada sınır şartları havanın giriş ve çıkış yolunu belirten inlet ve outlet, kondenser borularını belirten pipes ve kontrol hacmini tamamıyla kapatmak amacıyla kalan kısımlar walls olarak isimlendirilerek oluşturulur. Aşağıda sınır şartlarını belirten bir şekil verilmiştir.



Şekil 6.8. Sınır koşullarının iki boyutlu model üzerinde gösterimi

Sınır şartlarından matematiksel olarak bahsetmek gerekirse;

- ✓ INLET kısmı için çevre hava sıcaklığı ve hava giriş hızı değiştirileceğinden, Bu kısım için $U=U_o$ ve $T=T_o$ denilebilir.
- ✓ OUTLET kısmı içinde, çıkış basıncı atmosfer basıncına eşit olacağından $P=P_{atm}$ ifadesi kullanılabilir.
- ✓ Walls yani duvar kısmında ise sıcaklık, her durumda çevre hava sıcaklığına yani giriş sıcaklığına eşit olacağından $T_{walls}=T_o$ olacaktır.
- ✓ Kondenser boruları ise kolaylık sağlaması açısından her durumda sabit $50^{\circ} C$ 'de tutulmuştur ve $T_{pipes}=323 K$ alınacaktır.

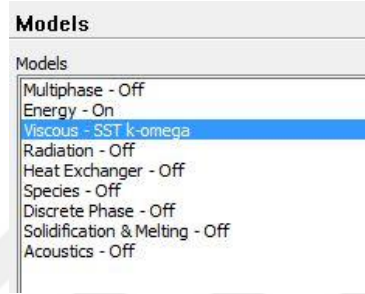
6.2.3. Mesh Kalitesi ve Türbülans Modeli Seçimi

Mesh işlemi bittikten sonra, bir sonraki kısım olan Setup kısmına gelinir. Burada analizler için çifte doğruluk (double precision) seçilir, bu işlem analiz süresini uzatsa da sonuçların hata payını azaltır. Ayrıca bu kısımda mesh kalitesi sayısal olarak kontrol edilebilir. Burada mesh kalitesine bakarken Orthogonal Quality 0.1'in üstünde ve Ortho Skew 0.95'in altında kalmasına dikkat edilmelidir. Aşağıda dairesel modele ait mesh kalitesini belirten değerler Tablo 6.3'de gösterilmiştir.

Tablo 6.3. Mesh kalitesinin sayısal olarak gösterimi

Orthogonal Quality	0.434	>0.1
Ortho Skew	0.3201	<0.95

Mesh kontrolünden sonra, Setup ekranı açıldığında Models kısmında Energy bölümü açık hale getirilir, bu sayede sıcaklık bölümleri aktif hale gelerek bu kısımlara değer atanabilir, ayrıca burada türbülans modeli olarak k- ω SST seçilerek ilgili türbülans denklemleri de aktif hale getirilir.



Şekil 6.9. Enerji ve türbülans modelinin aktif hale getirilmesi

6.2.4. Sınır Koşullarının Girilmesi

Burada Boundary Conditions sekmesi altında daha önceden Mesh bölümünde isimlendirilmesi yapılan sınır şartlarına istenen değerler girilir. Inlet, Outlet, Walls ve Pipes başlıkları içine ilgili değerler girilir. Analizde kullanılmak üzere 6 farklı hız ve 5 farklı sıcaklık seçilmiştir. Aşağıdaki tabloda analizlerde kullanılacak hız ve sıcaklık değerleri belirtilmiştir.

Tablo 6.4. Analizlerde test edilecek hız ve sıcaklıkların gösterimi

Hız (m/sn)	0,3	0,5	0,7	0,9	1,2	1,5
Sıcaklık(°C)	10	20	30	35	40	

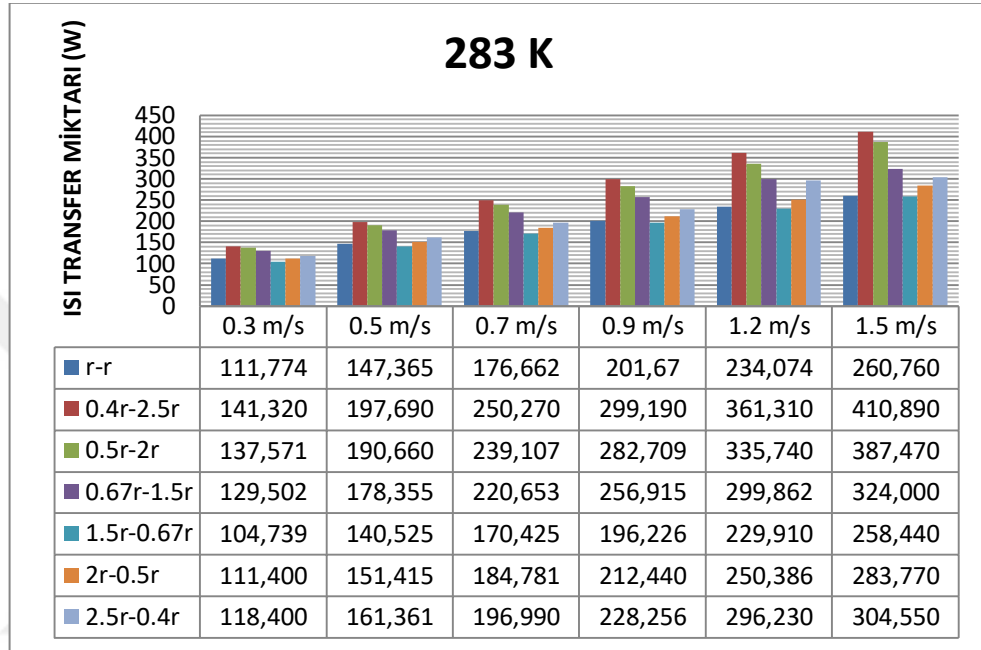
6.2.5. Çözücü Algoritmalarının Seçimi

Solution kısmında ise, hız-basınç bağıntısı için Simple algoritması ve Ayrıklaştırma işlemi için QUICK bağıntısı seçilmiştir. Simple algoritması ve QUICK ayrıklaştırma bağıntısından geçmiş bölümlerde bahsedildiği için burada bir daha bahsedilmemiştir. Bu kısımdan sonra ise Initialization sekmesi altından inlet için çözdür seçilir, iterasyon sayısı için keyfi bir değer girilerek analiz çözdürülür. Burada sayısal modelin basit olması amacıyla kondenser borularına kanatçık eklenmemiştir.

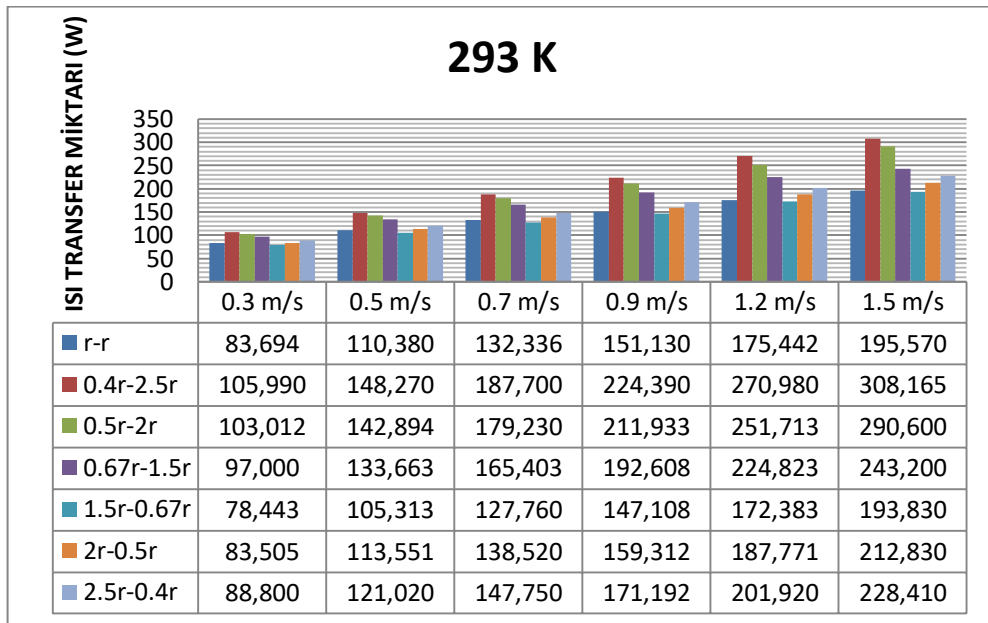
Çıplak borular için yapılan çalışmaların, en azından kanatçık eklendiğinde de benzer sonuçlar vereceği öngörülmüştür.

6.3. HAD Sonuçları ve Tartışma

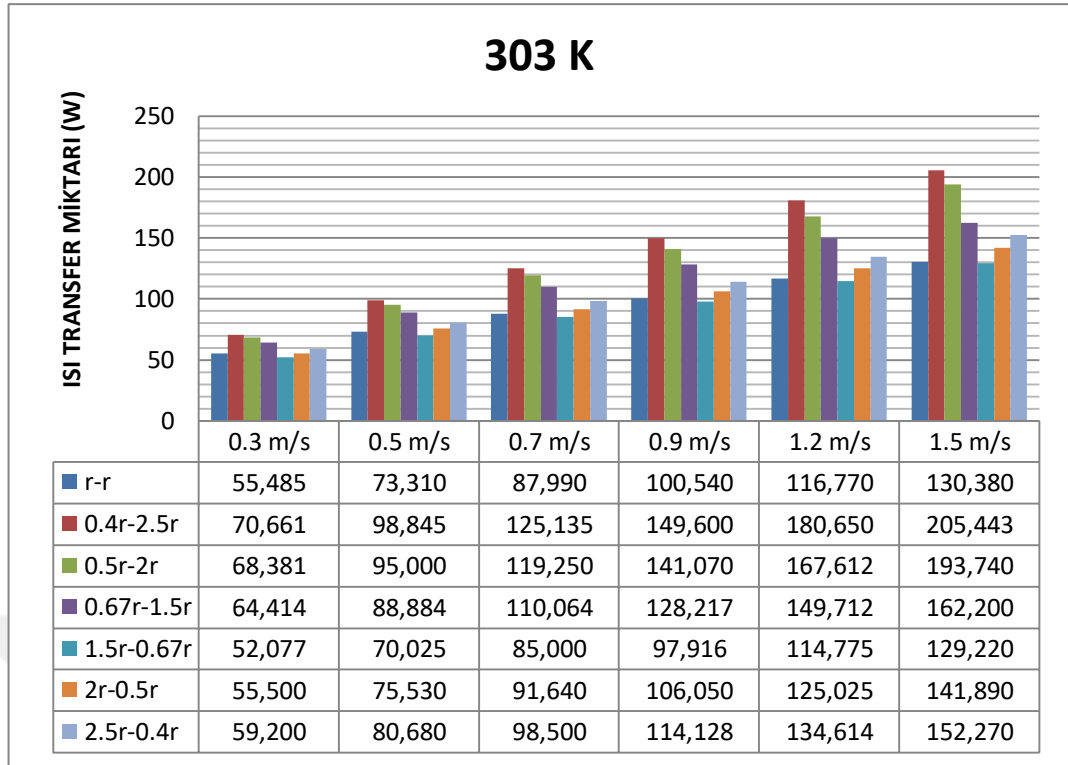
Elde edilen sonuçlar, her bir model için, sıcaklıklar sabit tutularak sayısal ve grafiksel olarak karşılaştırılmıştır. Aşağıda elde edilen sonuçlar verilmiştir.



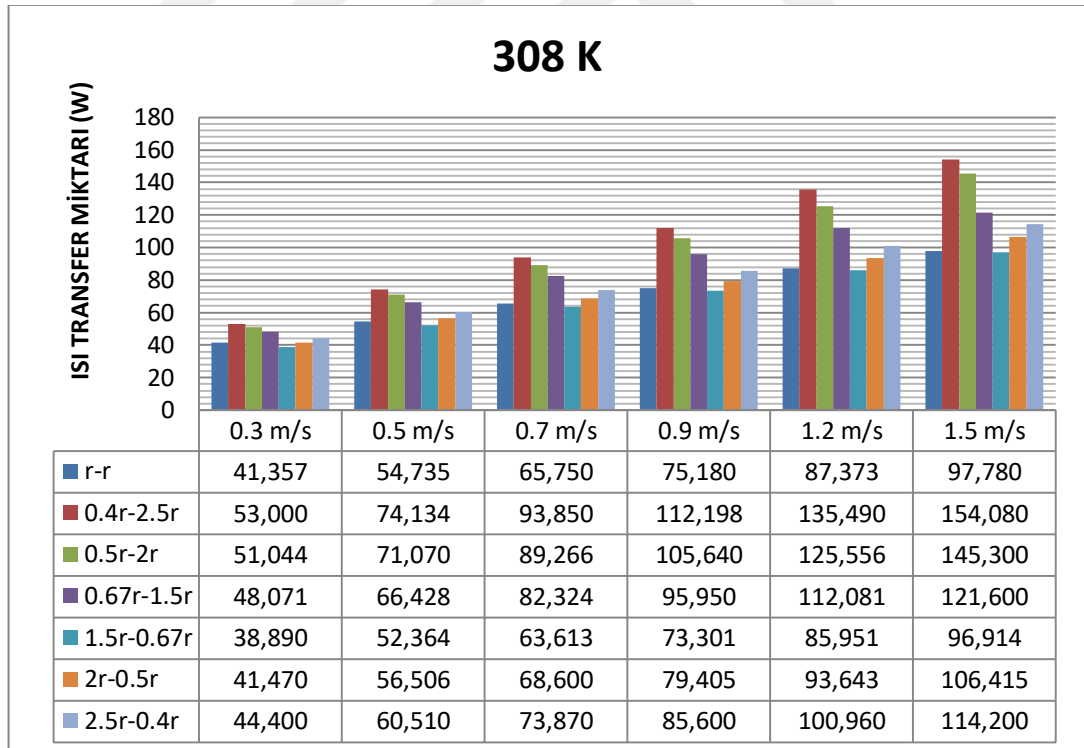
Şekil 6.10. 10°C'de tüm model ve hızlar için ısı transferi karşılaştırması



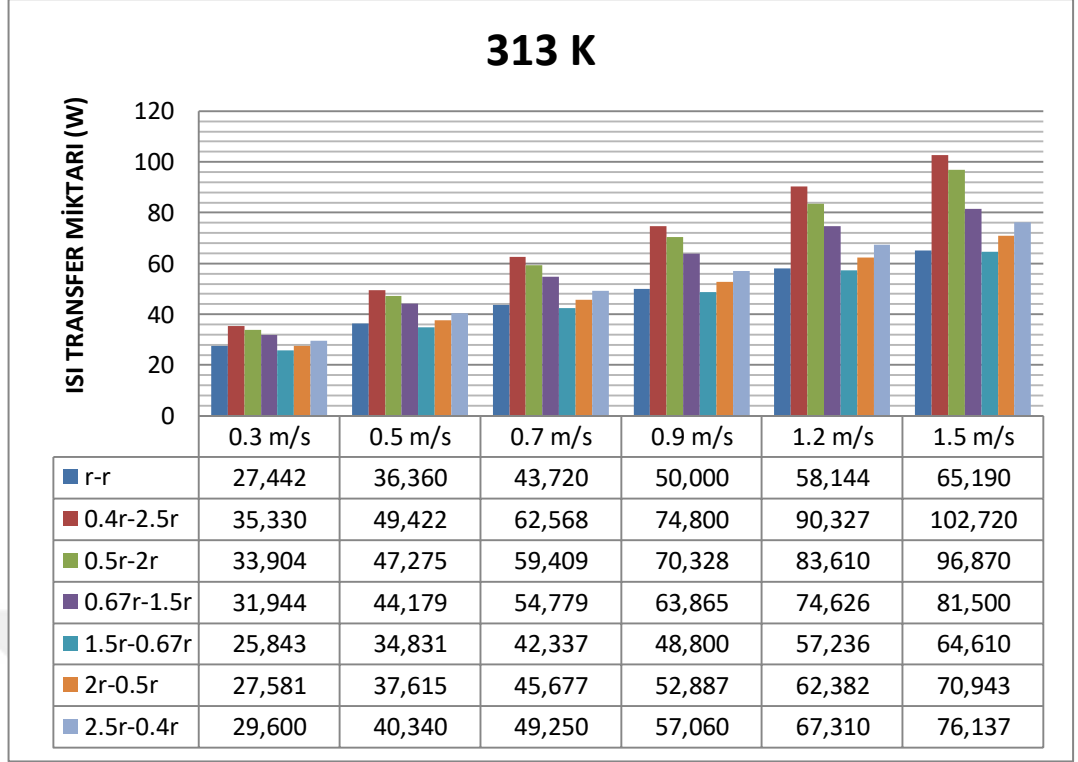
Şekil 6.11. 20°C'de tüm model ve hızlar için ısı transferi karşılaştırması



Şekil 6.12. 30°C'de tüm model ve hızlar için ısı transferi karşılaştırması



Şekil 6.13. 35°C'de tüm model ve hızlar için ısı transferi karşılaştırması



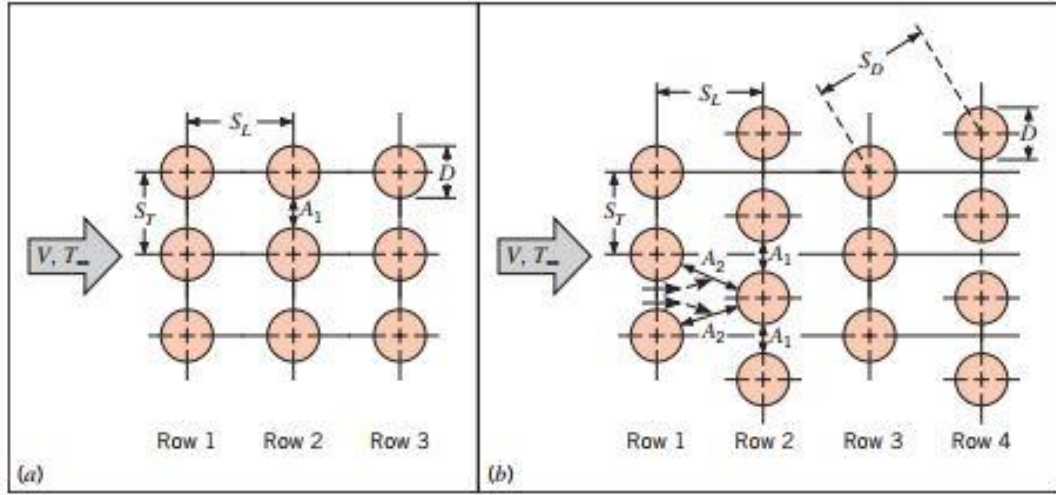
Şekil 6.14. 40°C'de tüm model ve hızlar için ısı transferi karşılaştırması

Beklenildiği üzere artan hava giriş hızlarında tüm modeller için kondenserlerden dışarı atılan ısı transfer miktarı artmıştır ve bu durum artan hava hızları için hava taşınım katsayısının artmasıyla açıklanabilir, diğer taraftan artan hava giriş sıcaklıklarında ise her durumda sabit tutulan kondenser yüzey sıcaklığı ve havanın giriş sıcaklığı arasındaki fark azaldığından ısı transferi giderek azalmıştır. Bir boru demeti üzerindeki konveksiyon ele alındığında, ısı taşınım katsayısı aşağıdaki denklemlerden bulunabilir [59].

$$N_L \geq 10 \quad , \quad 2000 < Re_{D,max} < 40000 \quad , \quad Pr=0.7 \text{ için ;}$$

$$\frac{h_m D}{k} = C_1 Re_{D,max}^m \quad (6.1)$$

$$Re_{D,max} = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (6.2)$$



Şekil 6.15. Boru demetlerinin diziliş çeşitleri, (a) düzgün sıralı , (b) kaydırılmış dizim [59]

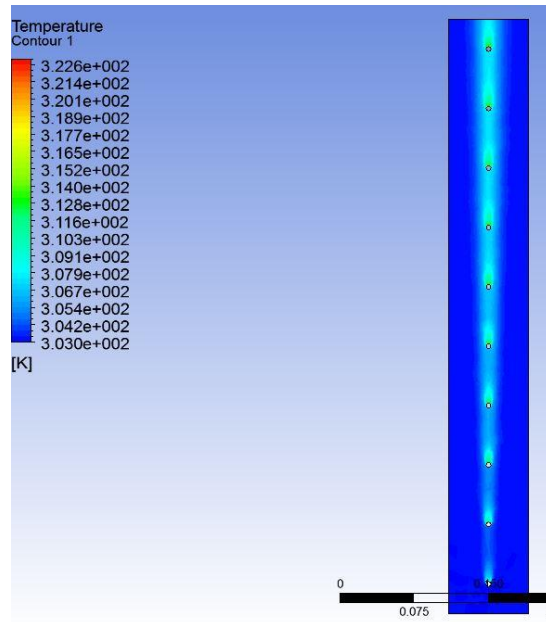
Denklem (6.1)'deki, C_1 ve m değerleri, düzgün sıralı bir dizilim için aşağıda verilen Tablo 6.5'den bulunabilir. Ayrıca S_T , S_D , D gibi parametreler yukarıda verilen Şekil 6.15'de gösterilmiştir. D boru çapını, S_T iki boru merkezi arasındaki dikey uzaklığı ve S_D kaydırılmış bir şekilde dizilmiş iki boru arasındaki hipotenüs uzaklığını belirtmektedir.

Tablo 6.5. Düzgün sıralı boru demeti üzerinde hava akışı için sabitlerin gösterimi ($N \geq 10$) [59]

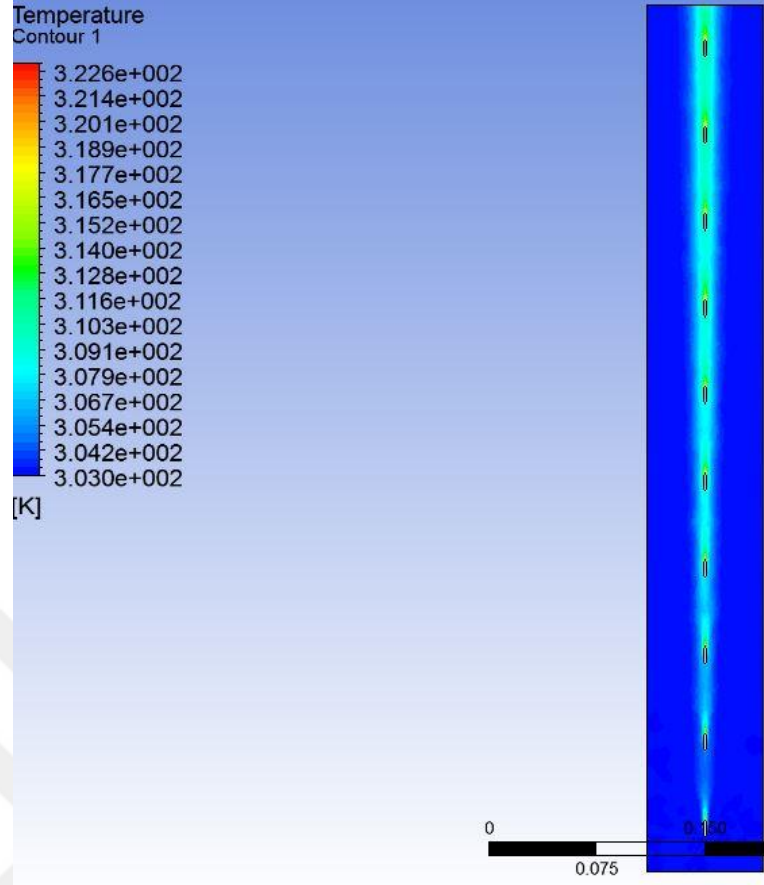
	S_T/D							
	1.25		1.5		2		3	
S_L/D	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608

Yukarıda verilen Şekil 6.10-14 arasındaki grafiklerden görülebileceği üzere, hava akış yönünde yarıçapı artan eliptik modellere ait olan $0.4r-2.5r$, $0.5r-2r$ ve $0.67r-1.5r$ örnekleri her durum için, hava akış yönünde yarıçapı azalan modeller olan $1.5r-0.67r$, $2r-0.5r$ ve $2.5r-0.4r$ daha iyi ısı transfer sonuçları vermiştir. Günümüzde ev tipi buzdolaplarında standart olarak kullanılan 4.76 mm boru çaplı dairesel modeller ise her durumda, hava akış yönünde yarıçapı artan modellerin gerisinde

kalmaktadır. Dairesel ve daralan yarıçaplı eliptik modeller karşılaştırıldığında, daireysel modelin çok yakın olmakla beraber $1.5r-0.67r$ olan modelden her durumda üstün sonuçlar verdiği gözlemlenmiş olup, $2r-1.5r$ modelinden ise sadece en düşük hız olan 0.3 m/sn 'de ve düşük sıcaklıklarda çok yakın olmaklar beraber daha iyi sonuçlar vermiştir. Yine daireysel model $2.5r-0.4r$ modelinden her durumda geri kalmıştır. Boru geometrisine göre en yüksek ısı transferini sağlayan model $0.4r-2.5r$ hava akış yönünde yarıçapı artan eliptik modelidir. Burada dikkat edilmesi gereken bir başka husus ise akış yönünde yarıçapı artan modellerin en kötü performanslı örneği bile, akış yönünde daralan yarıçaplı en iyi ısı transfer performansını veren örnekten daha iyi sonuçlar vermektedir. Bu bakımdan incelendiğinde bile iki farklı eliptik grup arasında ne kadar bariz bir ısı transfer miktarı farkı olduğu görülebilir. Ayrıca analiz sonuçları dikkatli incelenirse eliptik boru profillerinin dikey ve yatay yönde daraltıldığında, ısı transferi miktarlarının giderek arttığı görülmüştür. Nitekim $0.4r-2.5r$ modeli ve $2.5r-0.4r$ modeli en dar kesitli eliptik boru profilleridir ve kendi gruplarında en yüksek ısı transfer miktarlarını sağlamışlardır. Burada optimizasyon yapılırken performans kriteri olarak bir başka parametre ise borular üzerinde gerçekleşen basınç kayıplarıdır ve basınç kayıpları bu çalışmada incelenmemiştir. Aşağıdaki şekillerde optimum model olan $0.4r-2.5r$ ve standart daireysel model için 30°C ve 0.9 m/s hava giriş değerlerinde sıcaklık dağılım grafikleri verilmiştir.

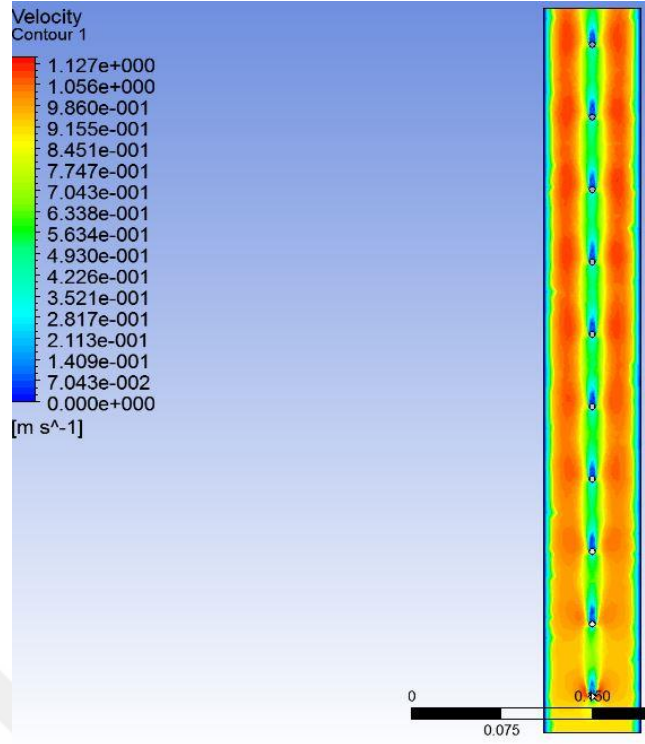


Şekil 6.16. Dairesel borulu model için 30°C ve 0.9 m/s hava giriş değerlerinde sıcaklık dağılımı

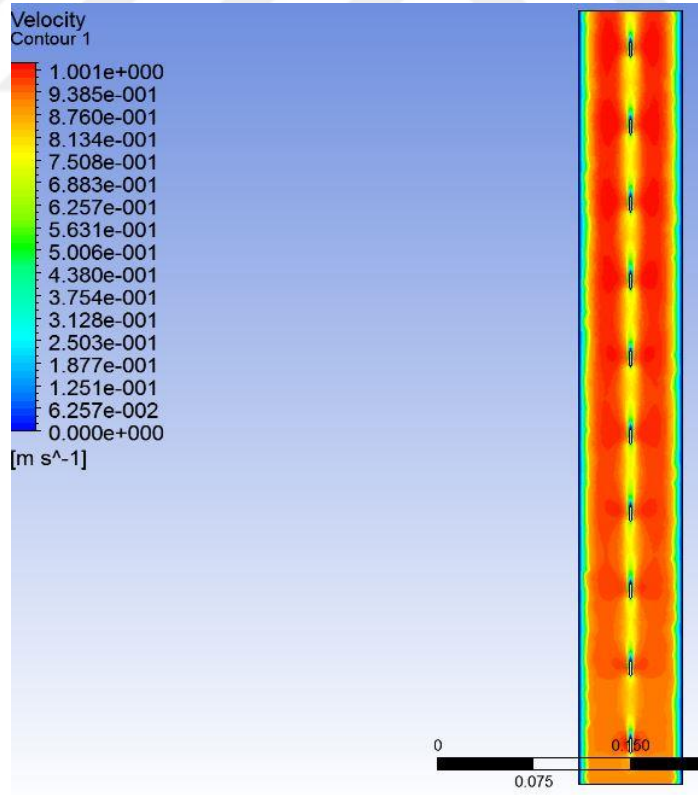


Şekil 6.17. Eliptik 0.4-2.5r modeli için 30°C ve 0.9 m/s hava giriş değerlerinde sıcaklık dağılımı

Yukarıdaki şekillerde sabit sıcaklıktaki boru yüzeyinde, doğal taşınımın etkisiyle oluşan sınır tabakanın girişten çıkışa kadar ki gelişiminin dairesel modele oranla optimum modelde daha iyi olduğu görülmektedir. Ayrıca ısı transfer miktarı optimum şekilde daha yüksek olduğundan havanın kontrol hacminden çıktığı son andaki sıcaklık optimum modelde daha yüksektir. Aşağıda yine aynı çalışma şartları altında bu iki kondenser modeli için hava hız grafiği verilmiştir.



Şekil 6.18. Dairesel borulu model için 30°C ve 0.9 m/s hava giriş değerlerinde hız dağılımı



Şekil 6.19. Eliptik 0.4-2.5r modeli için 30°C ve 0.9 m/s hava giriş değerlerinde hız dağılımı

Burada ise akış yönünde silindir ile duvar arasındaki alan eliptik kesitte daha fazla olmaktadır ve hız azalmaktadır. Dairesel borulu modelde, borular arasında vortexler ve düşük basınç bölgesi meydana gelmektedir ve etkili karışım optimum eliptik kesitte meydana gelmektedir.

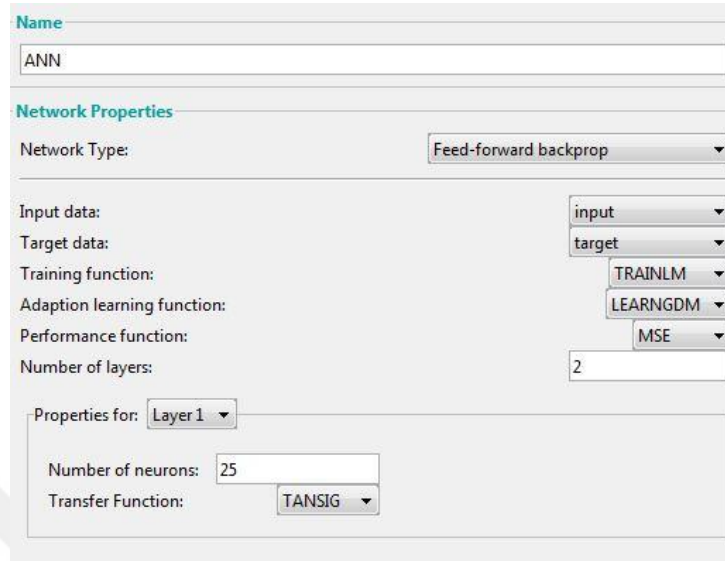
6.4. Yapay Sinir Ağları

Yapay sinir ağları, insan beynine benzer fonksiyonlar kullanarak karmaşık mühendislik problemleri için kısa sürede çözüm üretebilen mühendislik uygulamalarıdır. Öğrenme, akılda tutabilme, etkili bir şekilde tahmin edebilme gibi önemli özellikleri sayesinde mühendislik alanında yapılan çalışmalarda başarılı bir ağ sistemiyle zaman tasarrufu sağlayacağından oldukça fazla kullanılmaktadır. Bu bölümde HAD analiz sonuçları kullanılarak MATLAB programında bir yapay sinir ağı oluşturulmuş ve elde edilen sonuçlar HAD sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Yapay sinir ağlarıyla ilgili ayrıntılı bilgi daha önceki bölümde verildiğinden bu bölümde sadece MATLAB programında yapılan çalışma ve yapay sinir ağlarının oluşturulmasına değinilmiştir.

6.4.1. Ağ Girdi ve Çıktılarının Belirlenmesi

İlk aşama olarak HAD analiz sonuçları tüm model, sıcaklık ve hız değerleri için sınıflandırılarak bir EXCEL dosyasına kaydedilmiştir. Bu noktada model isimleri harf içerdiğinden MATLAB programının tanınması amacıyla tüm modeller 1-7 arasında rakamlarla isimlendirilmiştir. Input ve target değerleri EXCEL dosyasından, program ara yüzüne alınarak tanımlanmıştır. FLUENT programında yapılan analizlerde üç farklı parametre değiştirilerek, bu kombinasyonların tel tipi kondenselerdeki ısı transferine olan etkileri incelenmiştir, o halde giriş katmanında kullanılacak Input parametreleri hava giriş hızı, giriş sıcaklığı ve model numaraları dahil olmak üzere üç farklı değişken belirtecektir ve çıkış katmanında ise sadece elde edilen HAD ısı transferi analiz sonuçlarını belirten Target isimli tek bir parametreden oluşacaktır. Burada amaç programın Input ve Input parametrelerinin değişiminden etkilenen Target parametrelerinin değişim patterni baz alınarak bir eğri uydurmak (curve fitting) ve daha sonra bu uydurulan eğri üzerinden tahminler yürütmektir. Bu parametreler programa tanımlandıktan sonra kod satırından "nntool" komutu girilerek neural network data manager açılır ve buradan Input ve Target dataları seçilip Import

edilerek yeni bir ağ oluşturulur. Aşağıda oluşturulan ağın özelliklerini belirten bir şekil verilmiştir.

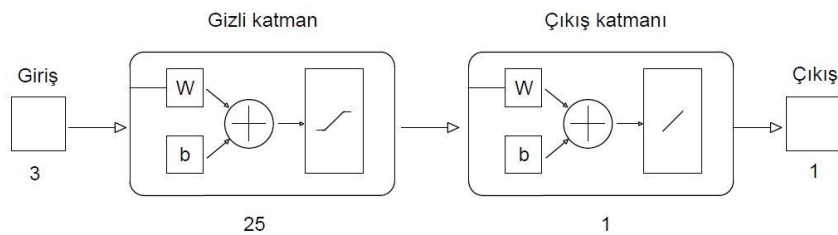


The screenshot shows the MATLAB Neural Network Designer interface. The network name is 'ANN'. The network type is 'Feed-forward backprop'. The input data is 'input' and the target data is 'target'. The training function is 'TRAINLM', the adaptation learning function is 'LEARNGDM', and the performance function is 'MSE'. The number of layers is 2. The properties for Layer 1 are shown, with 25 neurons and a TANSIG transfer function.

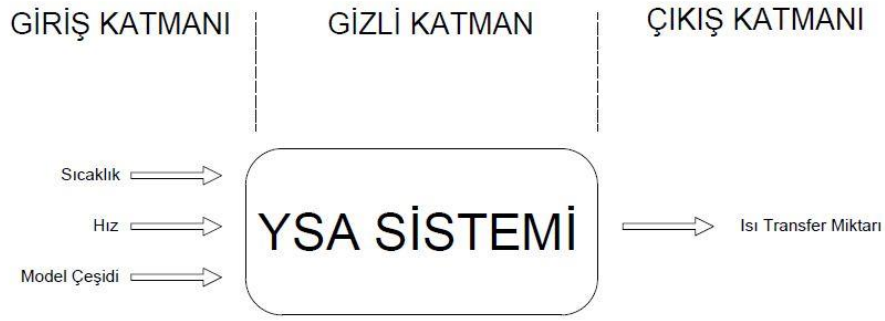
Şekil 6.20. Yapay sinir ağını oluşturan parametrelerin gösterimi

6.4.2. YSA Ağ Kalitesini Belirleyen Parametrelerin Seçimi

Yukarıdaki şekilde görüldüğü üzere çalışma ileri beslemeli bir ağ ile yürütülmüş, eğitim fonksiyonu olarak genellikle literatürde bu tip çalışmalarda sıkça kullanılan Levenberg-Marquardt geri yayılma algoritması kullanılmıştır. Genel olarak gizli katmandaki nöron sayısının artırılması, daha hassas ve doğru sonuçlar verse de, bazı durumlarda çok fazla nöron kullanılması durumunda hata oranları artabilmektedir, bu tür durumlarda ise bunun optimizasyonunun yapılması gereklidir. Çeşitli denemelerin ardından nöron sayısı 25 olarak belirlenmiştir. Ayrıca daha doğru sonuçlar elde etmek için hiperbolik tanjant(TANSIG) ve doğrusal aktivasyon (PURELIN) fonksiyonları bir arada kullanılmıştır. Aşağıda kullanılan ağ yapısının MATLAB versiyonu ve daha basitleştirilmiş bir yapısal versiyonu gösterilmiştir.



Şekil 6.21. Oluşturulan yapay sinir ağının MATLAB gösterimi



Şekil 6.22. Oluşturulan yapay sinir ağının basit gösterimi

6.4.3. Ağ Performansını Belirleyen Faktörler ve Ağın Eğitilmesi

Bu noktada eğitim, doğrulama ve test için yapay sinir ağlarının kendi belirlediği değer sırasıyla %70-15-15 olmaktadır. Bu değerler üzerinde oynayarak eğitim, doğrulama ve test kısmı için hata oranlarını iyileştirmek mümkün olabilmektedir, bu değerler değiştirilerek bir çok deneme yapılmış ve 70-15-15 değerlerinin bu sistem için en uygun değerler olduğuna kanaat getirilmiştir. Yapay sinir ağlarının performans kriteri olarak MSE (Mean Squared Error) parametresi seçilmiştir. MSE veya ortalama karesel hata, gerçek ve tahmini değerlerin arasındaki karesel farktır ve bu değer sıfıra ne kadar yakın olursa, oluşturulan yapay sinir ağının tahminleri o kadar başarılıdır, bir başka kriter olan R ise gerçek ve tahmini değerler arasındaki benzerlik korelasyonunu belirtir. R ve R^2 değeri bire ne kadar yakınsa, gerçek ve tahmini değerler birbirine o kadar benzemektedir ve bir başka deyişle sistem tahmin performansı o kadar yüksektir. Aşağıda sinir ağını eğitmek için kullanılan parametrelerin değerleri görülmektedir.

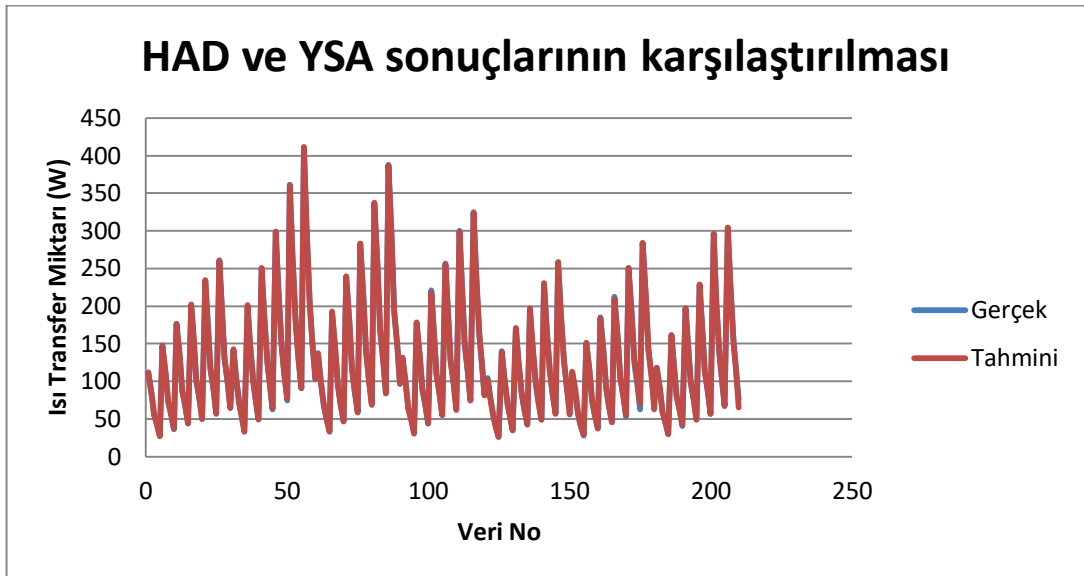
View Train Simulate Adapt Reinitialize Weights View/Edit Weights			
Training Info		Training Parameters	
showWindow	true	mu	0.001
showCommandLine	false	mu_dec	0.1
show	25	mu_inc	10
epochs	200	mu_max	1000000000
time	Inf		
goal	0		
min_grad	1e-07		
max_fail	6		

Şekil 6.23. Oluşturulan yapay sinir ağının eğitim parametreleri

Yukarıda verilen şekilde, Mu değerleri kullanılan eğitim algoritması olan Levenberg-Marquardt için, ağ tarafından belirlenmiş değerler olup, goal kısmı ortalama karesel hata (MSE) için belirlenen değerdir ve burada amaç mümkün olduğunca sifıra yaklaşmaktır. Epoch ise ağ için iterasyon sayısını belirtir ve her bir iterasyonda ağda kullanılan bias ve ağırlıklar kendini günceller. Çok yüksek epoch sayılarında oluşturulan yapay sinir ağının etkili bir şekilde öğrenme yerine overfitting (ezberleme) riski vardır. Ezberleyen bir ağ genellikle girilen data dışında bir değer tahmin edilmesi istendiğinde başarısız sonuçlar vermektedir. Bu nedenle epoch değeri burada 200 olarak denenmiş ve ağ eğitilerek YSA tahminleri elde edilmiştir.

6.5. Yapay Sinir Ağları Sonuçları ve Tartışma

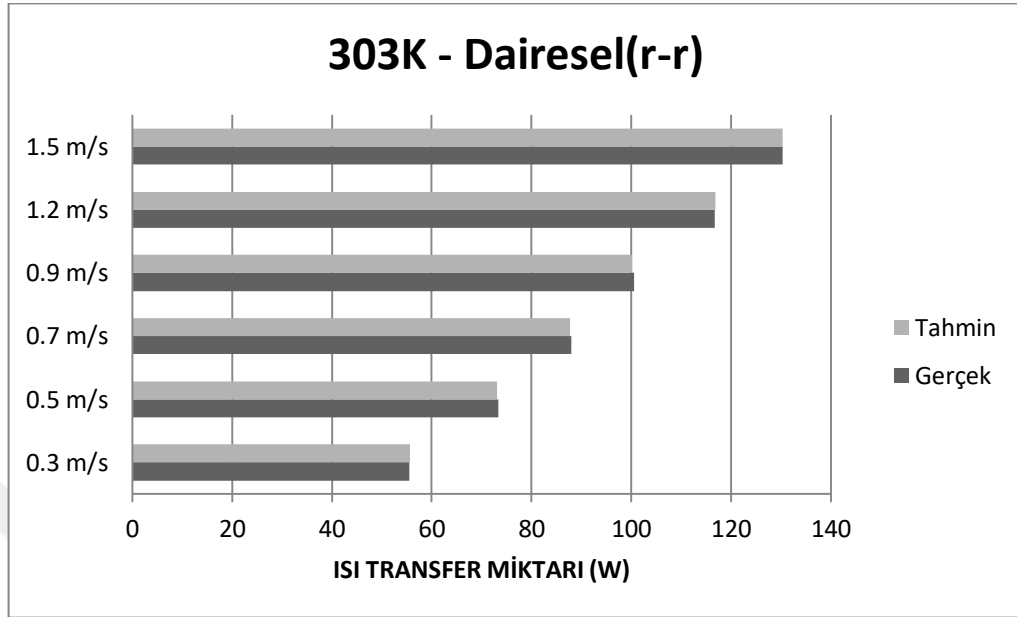
Burada elde edilen sonuçlar karşılaştırılırken hava hızı, sıcaklığı ve boru modeline göre bir sınıflandırılma yapılmadan her bir HAD sonucu ona karşılık gelen YSA sonucuyla direkt olarak karşılaştırılmıştır. Bu durumda ise 6 farklı hız, 5 farklı sıcaklık ve 7 farklı model için toplamda 210 veri elde edilmiş ve oluşturulan yapay sinir ağı 85 epochta yakınsamıştır. Aşağıdaki şekilde elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.



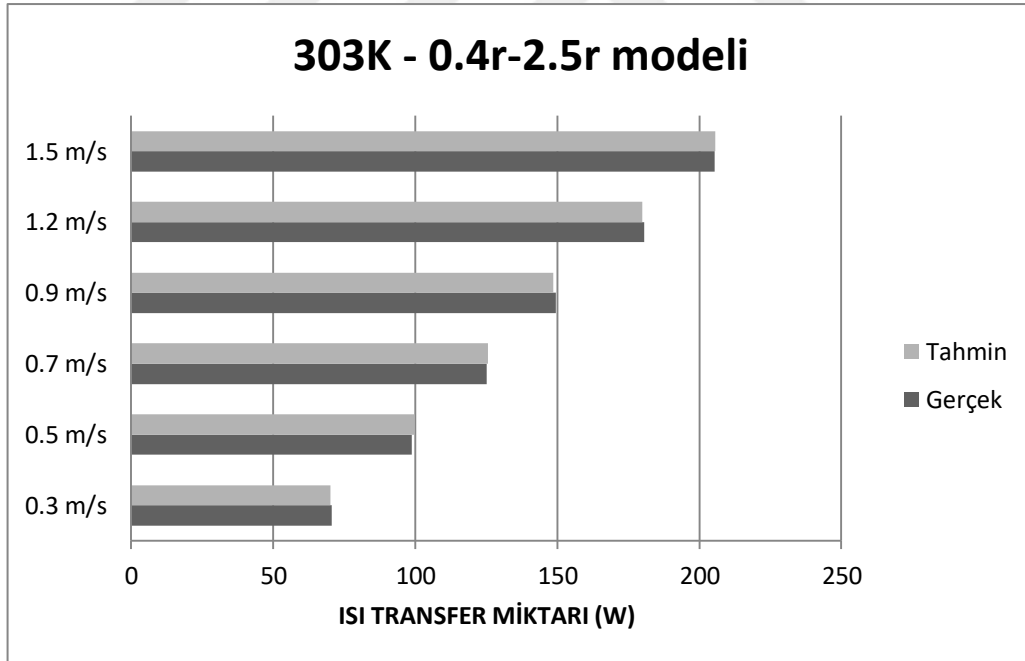
Şekil 6.24. HAD ve YSA sonuçlarının toplam veri cinsinden karşılaştırılması

Hata sonuçları çok yüksek olmadığından iki farklı grafik çoğu durumda üst üste çakışmıştır. Daha ayrıntılı bir karşılaştırma için ara sıcaklık değeri olan 30° C

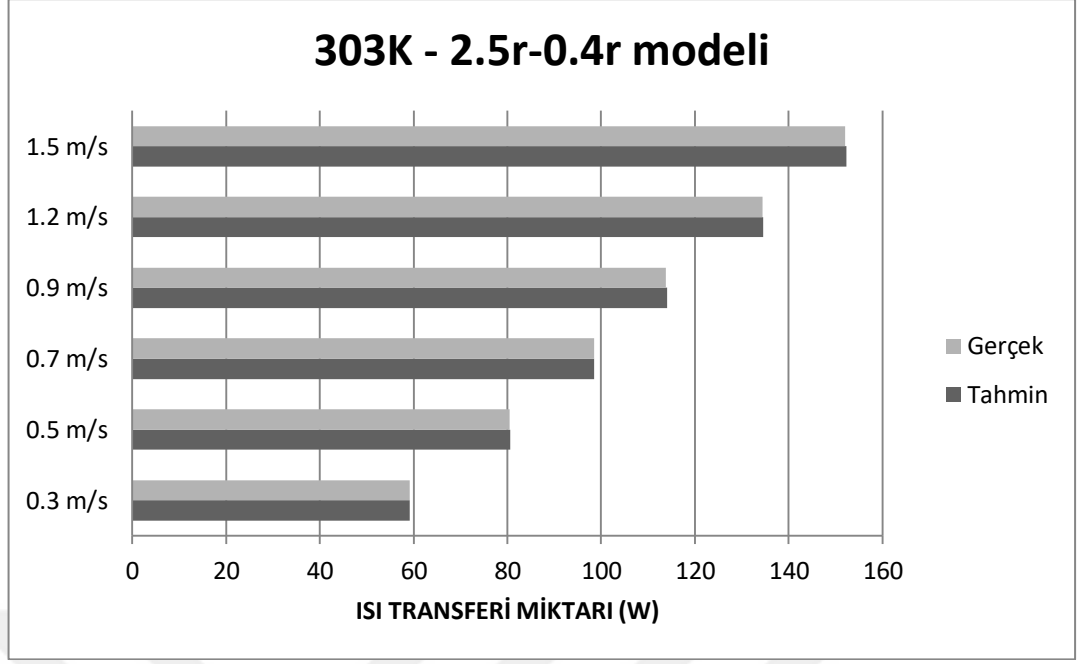
seçilerek, bu sıcaklık değeri için, dairesel ve iki farklı eliptik grubu için kendi aralarında en iyi sonuçları veren 0.4r-2.5r ve 2.5r-0.4r grafikleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.25. 30°C ve tüm hızlar için dairesel modelin gerçek ve tahmini değerleri



Şekil 6.26. 30°C ve tüm hızlar için 0.4r-2.5r eliptik modelinin gerçek ve tahmini değerleri



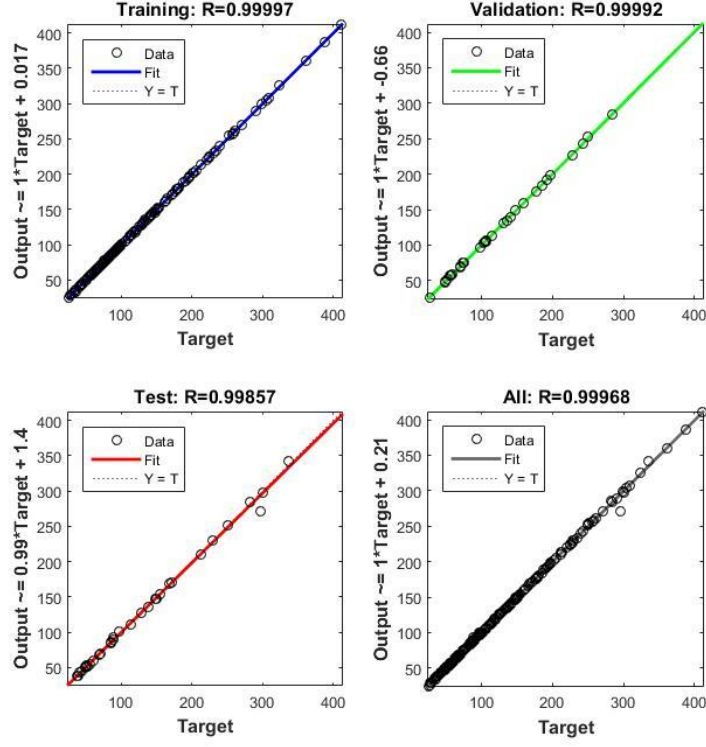
Şekil 6.27. 30°C ve tüm hızlar için 2.5r-0.4r eliptik modelinin gerçek ve tahmini değerleri

Oluşturulan bu sistem için daha önceden de belirtildiği üzere iki farklı performans kriteri vardır. Bunlardan birisi ortalama karesel hata (MSE) ve gerçek ve tahmini sonuçlar arasındaki benzerliği belirten R^2 parametreleridir. Aşağıda verilen tabloda oluşturulan ağ sistemi için eğitim, doğrulama ve test sırasında oluşan MSE ve R^2 değerleri verilmiştir.

Tablo 6.6. Eğitim, doğrulama ve test için hata değerlerinin gösterimi

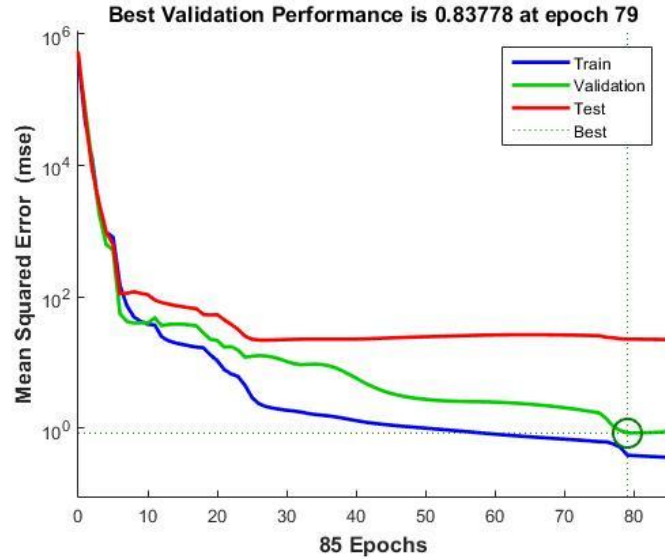
	Örnek Sayısı	MSE	R^2
Eğitim	146	$3.84830e^{-1}$	0.9998
Doğrulama	32	$8.37780e^{-1}$	0.9998
Test	32	$22.60376e^{-0}$	0.9970

Ayrıca MATLAB programında, tüm gerçek ve tahmini sonuçlar arasındaki Regresyon(R) = 0.9997 olarak bulunmuştur. Regresyon giriş ve çıkış değerleri arasındaki benzerlik oranını belirtir ve iyi bir ağda bu sonucun 1'e yakın olması beklenir. Aşağıda eğitim, doğrulama, test ve tüm durumlar için Regresyon grafikleri verilmiştir.



Şekil 6.28. Eğitim, doğrulama, test ve tüm değerler için Regresyon değerleri

En iyi doğrulama performansı ise 79. iterasyonda elde edilmiştir ve aşağıda grafiği verilmiştir.



Şekil 6.29. En iyi doğrulama performansının gösterimi

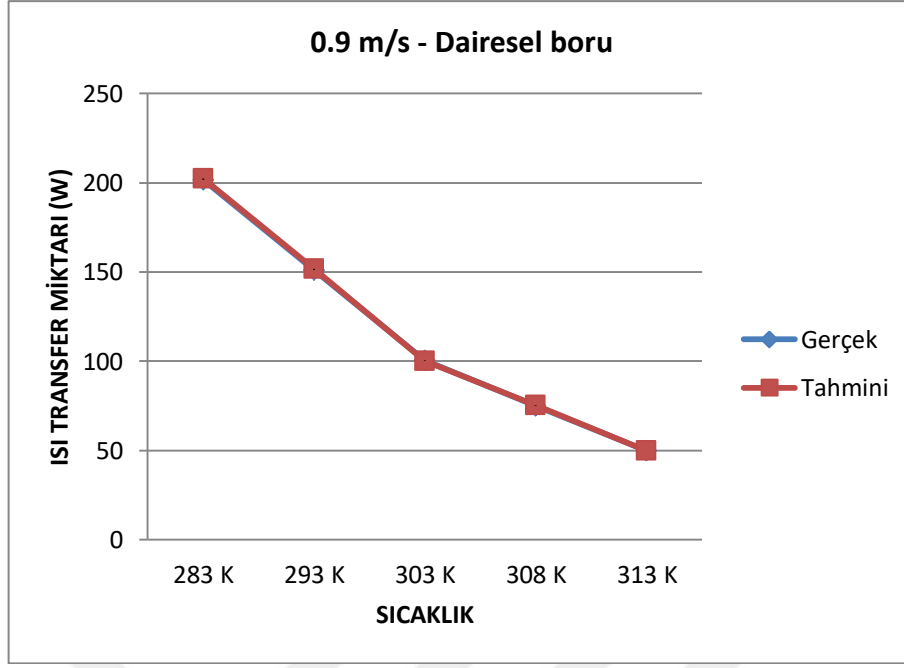
Aşağıda verilen tabloda tüm HAD sonuçları ve YSA tahminleri için ayrıntılı sayısal bir karşılaştırma yapılmıştır.

Tablo 6.7. YSA ve HAD sonuçlarının kapsamlı bir şekilde karşılaştırılması

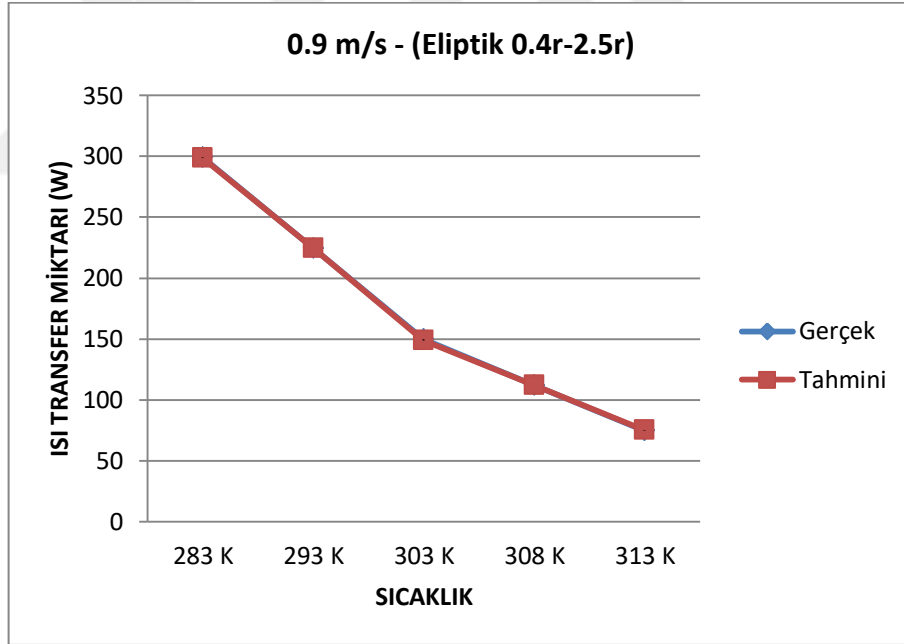
Veri	Gerçek	Tahmin	Veri	Gerçek	Tahmin	Veri	Gerçek	Tahmin
1	111,774	112,038	71	239,107	240,457	141	229,910	230,060
2	83,694	84,452	72	179,230	178,492	142	172,383	172,388
3	55,485	55,694	73	119,250	117,818	143	114,775	114,061
4	41,357	41,235	74	89,266	88,417	144	85,951	85,648
5	27,442	25,661	75	59,409	57,911	145	57,236	57,277
6	147,365	146,270	76	282,709	285,106	146	258,440	258,051
7	110,380	109,600	77	211,933	210,742	147	193,830	193,596
8	73,310	73,100	78	141,070	139,378	148	129,220	129,609
9	54,735	54,303	79	105,640	104,374	149	96,914	97,431
10	36,360	36,543	80	70,328	68,317	150	64,610	63,993
11	176,662	176,324	81	335,740	341,632	151	111,400	111,894
12	132,336	132,040	82	251,713	253,986	152	83,505	82,733
13	87,990	87,692	83	167,612	169,486	153	55,500	56,620
14	65,750	66,057	84	125,556	126,519	154	41,470	43,830
15	43,720	43,533	85	83,610	82,972	155	27,581	28,517
16	201,670	202,343	86	387,470	386,860	156	151,415	150,013
17	151,130	151,649	87	290,600	289,854	157	113,551	110,725
18	100,540	100,220	88	193,740	193,782	158	75,530	75,360
19	75,180	75,390	89	145,300	146,074	159	56,506	56,619
20	50,000	49,911	90	96,870	96,791	160	37,615	38,410
21	234,074	233,881	91	129,502	130,156	161	184,781	184,068
22	175,442	175,565	92	97,000	100,537	162	138,520	135,734
23	116,770	116,835	93	64,414	64,921	163	91,640	91,491
24	87,373	88,010	94	48,071	47,988	164	68,600	68,744
25	58,144	58,062	95	31,944	31,593	165	45,677	45,551
26	260,760	260,760	96	178,355	177,939	166	212,440	213,718
27	195,570	195,035	97	133,663	135,153	167	159,312	158,593
28	130,380	130,363	98	88,884	89,297	168	106,050	105,785
29	97,780	98,341	99	66,428	65,918	169	79,405	79,457
30	65,190	64,481	100	44,179	44,719	170	52,887	52,308
31	141,320	141,287	101	220,653	220,017	171	250,386	252,153
32	105,990	105,872	102	165,403	165,959	172	187,771	188,274
33	70,661	70,127	103	110,064	109,541	173	125,025	125,271
34	53,000	52,713	104	82,324	82,252	174	93,643	93,412
35	35,330	34,032	105	54,779	54,751	175	62,382	61,866
36	197,690	198,938	106	256,915	255,754	176	283,770	283,621
37	148,270	148,865	107	192,608	192,300	177	212,830	212,865
38	98,845	99,750	108	128,217	127,124	178	141,890	142,341
39	74,134	74,808	109	95,950	96,205	179	106,415	106,453
40	49,422	50,840	110	63,865	64,409	180	70,943	70,782
41	250,270	251,152	111	299,862	297,122	181	118,400	118,851
42	187,700	188,560	112	224,823	223,475	182	88,800	92,625

43	125,135	125,672	113	149,712	147,875	183	59,200	59,221
44	93,850	94,755	114	112,081	112,122	184	44,400	44,184
45	62,568	63,143	115	74,626	75,250	185	29,600	29,145
46	299,190	298,632	116	324,000	324,909	186	161,361	160,894
47	224,390	224,485	117	243,200	243,578	187	121,020	121,629
48	149,600	148,677	118	162,200	162,004	188	80,680	80,488
49	112,198	111,983	119	121,600	121,523	189	60,510	59,544
50	74,800	75,001	120	81,500	81,147	190	40,340	40,356
51	361,310	360,576	121	104,739	104,825	191	196,990	198,133
52	270,980	270,358	122	78,443	78,265	192	147,750	147,559
53	180,650	179,915	123	52,077	51,571	193	98,500	98,465
54	135,490	135,093	124	38,890	38,304	194	73,870	74,067
55	90,327	90,360	125	25,843	25,010	195	49,250	48,653
56	410,890	411,644	126	140,525	140,239	196	228,256	230,636
57	308,165	307,979	127	105,313	104,771	197	171,192	171,229
58	205,443	205,565	128	70,025	70,179	198	114,128	113,839
59	154,080	154,565	129	52,364	51,802	199	85,600	85,941
60	102,720	103,408	130	34,831	35,227	200	57,060	57,165
61	137,571	136,974	131	170,425	170,902	201	296,230	271,698
62	103,012	102,681	132	127,760	127,575	202	201,920	201,768
63	68,381	68,317	133	85,000	84,037	203	134,614	134,358
64	51,044	52,474	134	63,613	64,072	204	100,960	100,517
65	33,904	35,437	135	42,337	42,512	205	67,310	67,844
66	190,660	190,798	136	196,226	196,929	206	304,550	304,171
67	142,894	142,063	137	147,108	147,194	207	228,410	227,010
68	95,000	94,563	138	97,916	96,551	208	152,270	152,027
69	71,070	71,074	139	73,301	73,615	209	114,200	113,752
70	47,275	48,251	140	48,800	49,570	210	76,137	77,130

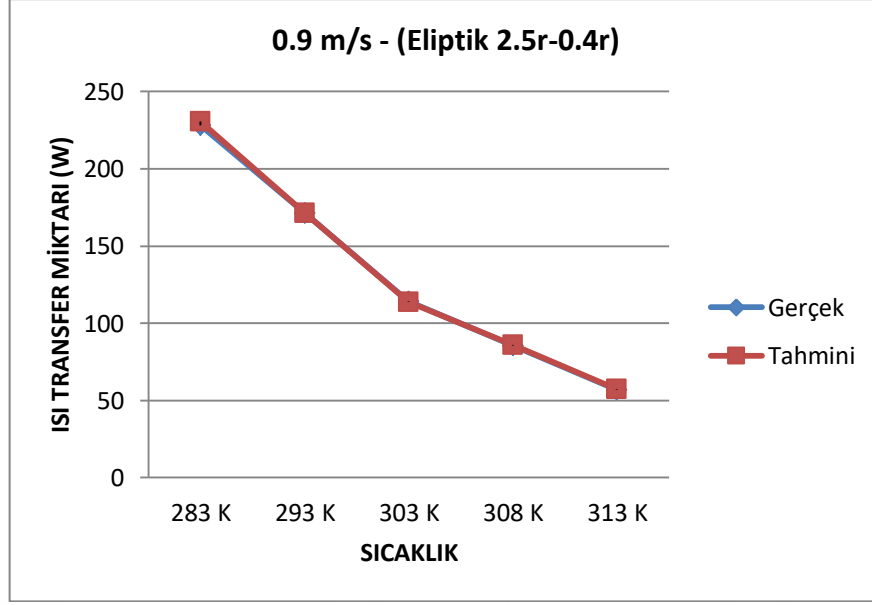
Sabit bir ara sıcaklıkta, hava hızı değişiminin ısı transferine olan etkisi, bölümün başında verilen grafikler ile gösterilmiştir. Şimdi ise sabit bir ara hava giriş hızı değeri için, tüm sıcaklık değerleri karşılaştırılırsa aşağıda verilen grafikler elde edilecektir. Karşılaştırmalar dairesel ve iki farklı eliptik grubu için en iyi sonuçları veren örnekler üzerinden yapılmıştır. Ayrıca elde edilen yapay sinir ağı sonuçları da yine grafiklerde belirtilmiştir.



Şekil 6.30. Dairesel borulu modelde, sabit bir ara hız değeri için gerçek ve tahmini değerlerin karşılaştırılması



Şekil 6.31. Eliptik 0.4r-2.5r modeli için, sabit bir ara hız değeri için gerçek ve tahmini değerlerin karşılaştırılması

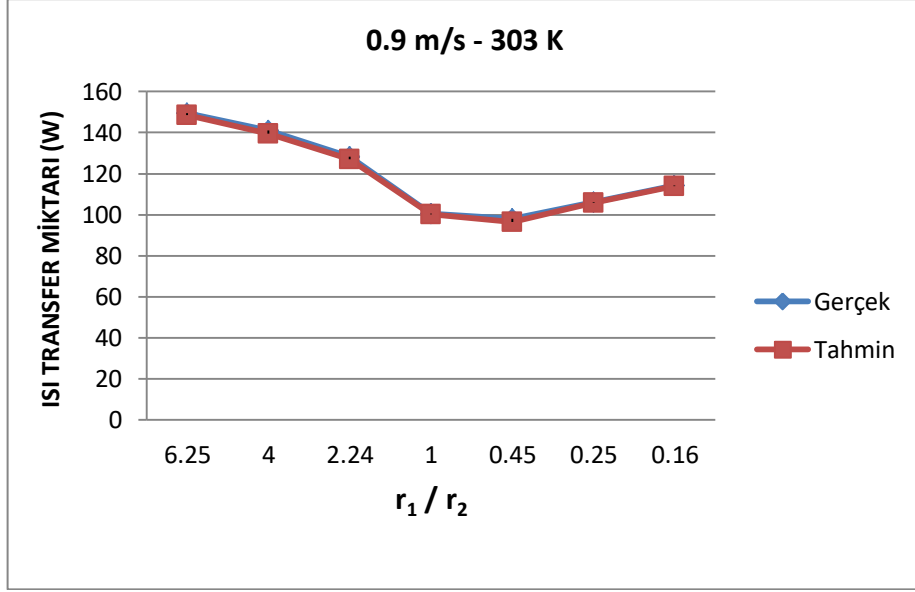


Şekil 6.32. Eliptik 2.5r-0.4r modeli için, sabit bir ara hız değeri için gerçek ve tahmini değerlerin karşılaştırılması

Yukarıdaki şekillerde değişen hava giriş sıcaklıklarının ısı transferine etkileri görülmektedir. Hava giriş sıcaklıklarının artması sonucunda ısı transferinin düştüğü görülmektedir. Yüzey sıcaklığının her durumda sabit olmasından dolayı, giriş sıcaklığının artmasıyla, aradaki fark giderek azaldığından bu beklenen bir sonuçtur. Aşağıdaki belirtilen Şekil 6.33'de ise sabit bir ara hız ve sıcaklık için eliptik yarıçapların oranına göre bir karşılaştırma yapılmıştır. Ayrıca analizlerde kullanılan kondenser boru yarıçaplarının oranı yine aşağıda verilen Tablo 6.8'de görülmektedir.

Tablo 6.8. Analizlerde kullanılan boru modellerinin yarıçap oranları

	Dairesel	Akış yönünde yarıçapı artan			Akış yönünde yarıçapı azalan		
Model	r-r	0.4r-2.5r	0.5r-2r	0.67r-1.5r	1.5r-0.67r	2r-0.5r	2.5r-0.4r
r_1/r_2	1	6.25	4	2.24	0.45	0.25	0.16



Şekil 6.33. Tüm modeller için boru yarıçap oranlarının ısı transferine etkileri

Şekil 6.33'de görüldüğü üzere eliptik yarıçap oranlarının sabit bir hız ve sıcaklık değeri için ısı transferine etkileri incelenmiştir. Akış yönünde yarıçapı artan eliptik modeller için yarıçap oranının artmasıyla, ısı transferi doğru orantılı olarak artmaktadır. Akış yönünde yarıçapı azalan modeller içinse, tam tersi bir durum söz konusu olmakta ve yarıçap oranlarının azalmasına bağlı olarak ısı transferi miktarı artmaktadır.

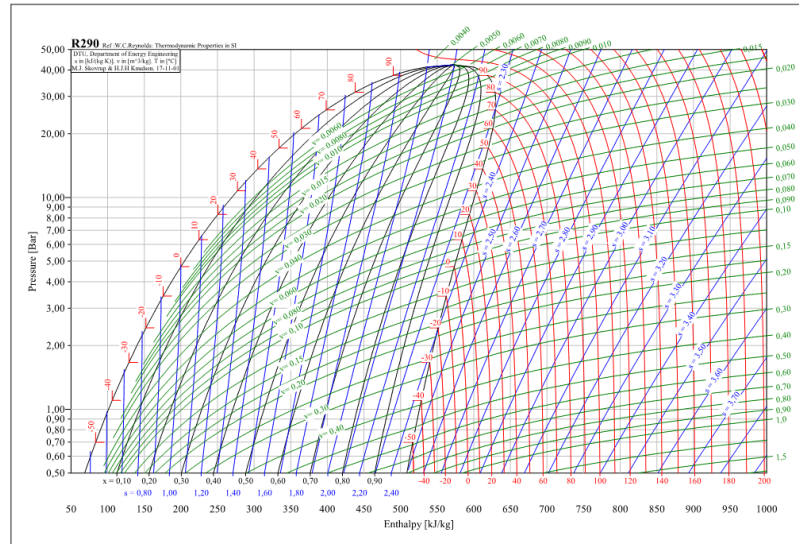
7. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu tez çalışmasında HAD kullanılarak elde edilen analiz sonuçlarının desteklenmesi açısından, Klimasan A.Ş.'nin de desteğiyle bir protip üretilip, deneysel verilerle HAD verilerinin uyuşup uyuşmadığı kontrol edilmiştir. 4.76 mm çapında çelik bir boru demetini eliptik olarak oluşturmak üretim tekniği açısından zor olduğu için, firmanın çalıştığı diğer boru üreticilerinin görüşleri ve yapılan piyasa araştırması sonucunda bakır malzeme kullanılarak akış yönüne dik doğrultuda 1.5'a-1 oranında eliptik boru kesitli kanat-borulu prototip kondenser üretilerek referans bakır malzemeli dairesel kesitli kondenserle ısı performans bakımından karşılaştırılmıştır.

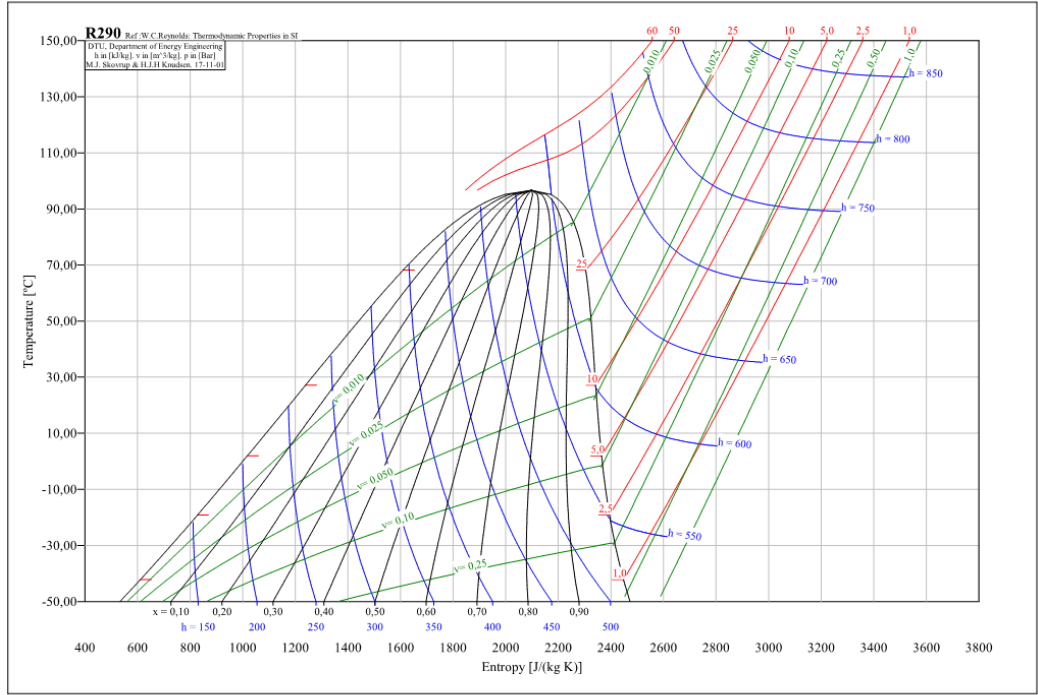
Soğutucu sistem için hem eliptik hem de dairesel kesitli kondenser durumu için termodinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Testler farklı ortam sıcaklığında ve fan hızının farklı kapasiteleri için hem dairesel kesitli hem de eliptik kesitli kondensere sahip soğutucu için yapılmıştır. Soğutucu sistem için yapılan testlerde her bir komponentin giriş ve çıkışında sıcaklık ve basınç değerleri ölçümleri alınmıştır. Şekil 7.1'de dairesel kesitli kondensere sahip bir soğutucu görülmektedir. Elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak her iki durumda farklı çalışma koşullarında (farklı ortam sıcaklığı, farklı kondenser fan kapasite miktarı) etkinlik katsayıları belirlenmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R290 gazı kullanılmıştır. Bu soğutucu akışkan için p-h ve T-s diyagramları Şekil 7.2 ve Şekil 7.3'de gösterilmiştir. Soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerinin belirlenmesinde CoolPack programı kullanılarak termodinamik analiz için gerekli olan tüm datalar bu programın veritabanından alınmıştır.



Şekil 7.1. Test standında kullanılan dairesel kesitli kondenser sahip bir soğutucu



Şekil 7.2. R290 soğutucu akışkanı için p-h diyagramı



Şekil 7.3. R290 soğutucu akışkanı için T-s diyagramı

7.1. Enerji Analizi

Sürekli akışlı açık bir sistemde, enerjinin korunumu aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{V_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) - \sum \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{V_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) \quad (7.1)$$

Deney sırasında, kinetik ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmiştir. Aynı zamanda bağlantı elemanlarındaki basınç kaybı da göz ardı edilmiştir. Aşağıda gösterilen Tablo 7.1’de bir soğutma çevrimi için bileşen bazında enerji dengesini belirten formüller verilmiştir.

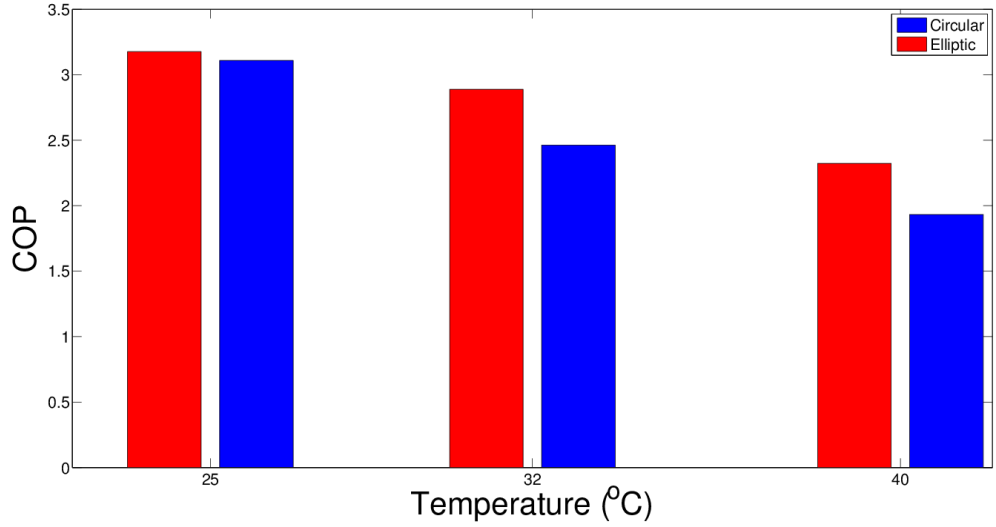
Tablo 7.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde her bir komponent için enerji dengesi

Komponent	Enerji Dengesi
Kompresör	$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1)$
Kondenser	$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3)$
Kısılma Vanası	$h_3 = h_4$
Evaporatör	$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_1 - h_4)$

7.2. Termodinamik Analiz Sonuçları

Termodinamik analizler hem dairesel hem de eliptik kesitli kondenserde 3 farklı ortam sıcaklığı için testlerden elde edilen basınç ve sıcaklık değerlerinin değerlendirilmesiyle Tablo 7.1’de verilen enerji denklemleri kullanılarak yapılmıştır. Şekil 7.4’de etkinlik katsayısı değerlerinin dairesel ve eliptik kondanserli soğutucular için karşılaştırması 3 farklı sıcaklık değeri için verilmiştir. Etkinlik katsayısı değerleri (COP) beklenildiği gibi her 2 durum için de ortam sıcaklığının artmasıyla azalmaktadır. Sıcaklığın 25°C den 40°C ye çıkarılması durumunda dairesel kesitli kondenser durumunda %37.94 azalma meydana gelmekte ama eliptik kesitli kondenser kullanıldığında azalma miktarı %27 olmaktadır. Tüm sıcaklık değerlerinde eliptik kesitli kondenserin etkinlik katsayısı dairesel kesitli kondensere göre daha fazla olmakta ve iki konfigürasyon arasındaki fark artan sıcaklık değerleriyle artış göstermektedir. Dairesel ve eliptik kondenser durumlarında etkinlik katsayıları arasında 25 °C de %2.15, 32 °C de %17.3 ve 40°C de %20.2’lik fark meydana gelmektedir. Analiz sonuçlarından da görüldü gibi eliptik kesitli bir kondenser kullanmak enerji verimliliği açısından çalışma şartına da bağlı olma üzere (ortam sıcaklığı) dairesel kesitli kondensere göre daha iyi sonuçlar vermektedir. Bir başka analiz de kondenser fanının farklı kapasite değerleri için eliptik kesitli kondenser kullanılması durumunda etkinlik katsayısındaki değişimi incelemek

amacıyla yapılmıştır ve çalışmanın sonuçları Tablo 7.2’de gösterilmektedir. % 15’lik fan debisi artışıyla birlikte etkinlik katsayısında %6.94’lük artış meydana gelirken, fan debisinin %15’lik bir düşümünde ise %15.97’lik bir azalma meydana gelmektedir.



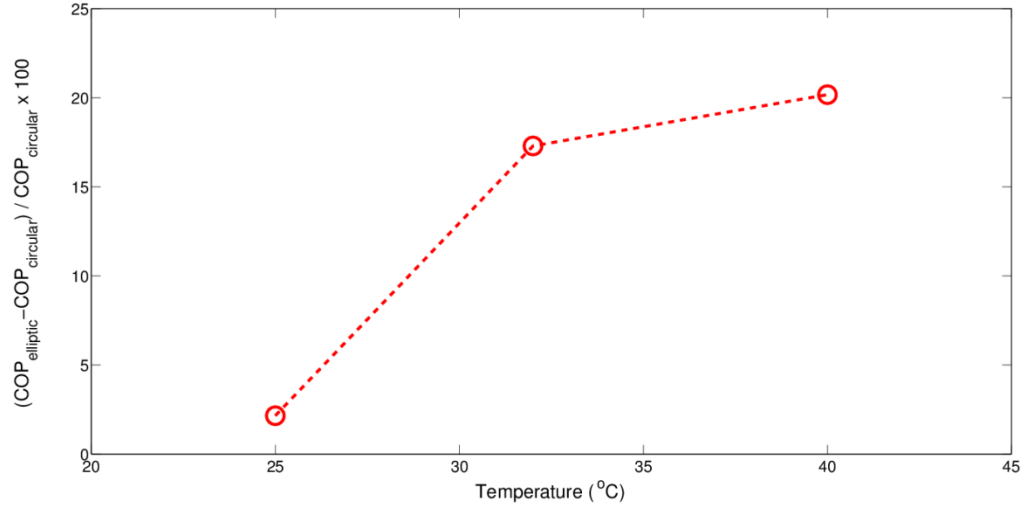
Şekil 7.4. Dairesel ve eliptik kesit için COP değerlerinin karşılaştırılması

Tablo 7.2. Farklı fan debilerinde eliptik kesitli kondenserde etkinlik katsayısındaki (COP) değişim

Elleptik Konfigürasyon	COP	Değişim
Referans (32°C de)	2.88	0 %
Kondenser fan debisi %15 fazla	3.08	6.94%
Kondenser fan debisi %15 az	2.42	-15.97%

Soğutucu sistem yapılan bu deneysel çalışmada eliptik ve dairesel kesitli kondenser durumlarında 3 farklı sıcaklık ve 2 farklı fan debisi kullanılarak deney gerçekleştirilmiştir. Eliptik kesitli kondenser kullanılması durumunda sistemin etkinlik katsayısında artış sağlanmıştır. Özellikle yüksek ortam sıcaklığında (40°C) %20 ye varan artışlar elde edilmiştir. Bu ise komponent bazlı yapılan bir iyileştirmenin (eliptik kesit) toplamda sistemin bütünü göz önüne alındığında enerji veriminin artışına önemli ölçüde katkı yaptığını göstermektedir. Aşağıda dairesel ve

eliptik kesitli kondenserler için yüzdelik COP değişimini gösteren bir Şekil verilmiştir.



Şekil 7.5. Dairesel ve eliptik kondenser için COP değerlerindeki yüzdelik fark

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Her geçen gün enerjinin insan hayatındaki öneminin artmasıyla, insanoğlu bu alanda bir çok çalışmalar yapmıştır. Günümüzde ev tipi buzdolaplarının performansını arttırmaya yönelik bir çok çalışma vardır. Genellikle bu çalışmalar buzdolaplarının elektrik tüketimini düşürmeye yönelik olan çalışmalardır ve bunun sonucu olarak A, A+, A++ ve A+++ şeklinde tanımlamalar ortaya çıkmıştır. Bu tez çalışmasında ise bir buzdolabının tel-boru tipi kondenserlerin dizaynı ele alınmıştır. Farklı eliptik boru tiplerine sahip kondenserlerle, günümüz ev tipi buzdolaplarında standart olarak kullanılan 4.76 mm çaplı dairesel borulara sahip tel tipi kondenserler, farklı çalışma koşulları altında meydana gelen konveksiyonla ısı transferi bakımından hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak karşılaştırılmıştır. Eliptik borular kendi içlerinde hava akış yönünde yarıçapı artan ve azalan olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Çalışmada kullanılan modellemeler iki boyutta hazırlanmış, 6 farklı hız (0.3 , 0.5 , 0.7 ,0.9 , 1.2 , 1.5 m/s) ve 5 farklı sıcaklık değeri için (10 , 20 , 30 , 35 , 40° C) için ANSYS Fluent programı kullanılarak test edilmiştir. Test sonuçları karşılaştırıldığında hava akış yönünde yarıçapı artan eliptik modellerin, dairesel ve hava akış yönünde yarıçapı azalan eliptik modellere göre çok daha üstün sonuçlar verdikleri gözlemlenmiştir. Bununla beraber en iyi ısı transfer oranını sağlayan eliptik boru modelinin 0.4r-2.5r adlı model olduğu görülmüş ve hava akış yönünde yarıçapı artan ve azalan eliptik modeller için, eliptik kesitin giderek daralmasıyla ısı transferi oranlarının arttığı görülmüştür. Ayrıca MATLAB programı yardımıyla bir yapay sinir ağı oluşturulmuş ve HAD sonuçlarıyla oluşturulan sinir ağından elde edilen tahminler karşılaştırılmıştır. Oluşturulan bu ağda giriş katmanında hava giriş hızı ve sıcaklığı ve farklı boru modellerini temsil eden 3 input parametresi, çıkış katmanında ise HAD sonuçlarını belirten tek bir target parametresi kullanılmıştır. Öğrenme algoritması olarak Levenberg- Marquardt geri yayılım algoritması seçilmiş olup, gizli katmanda 25 nöron kullanılmıştır. Aktivasyon fonksiyonu olarak tanjant hiperbolik ve doğrusal fonksiyon kullanılmıştır. Elde edilen tahminler ve HAD sonuçları arasında $R^2=0.9994$ ve eğitim, doğrulama ve test MSE değerleri sırasıyla $3.84830e^{-1}$, $8.37780e^{-1}$, $22.60376e^{-0}$ olarak bulunmuştur ve Klimasan A.Ş.'nin de katkılarıyla bakır malzemeden yapılmış kanat-borulu ve hava akış yönüne dik doğrultuda 1.5'a-1 oranında eliptik kesitli bir kondenser ile standart dairesel borulu bir kondenser için deneysel olarak COP çalışması yapılmış olup,

dairesel ve eliptik kondenser durumlarında etkinlik katsayıları arasında 25°C de %2.15, 32°C de %17.3 ve 40°C de %20.2'lik fark meydana geldiği gözlemlenmiştir. HAD sonuçlarıyla benzer bir şekilde eliptik kesitli kondenser kullanılması durumunda sistemin etkinlik katsayısında artış sağlanmıştır. Ayrıca % 15'lik fan debisi artışıyla birlikte etkinlik katsayısında %6.94'lük artış meydana gelirken, fan debisinin %15'lik bir düşümünde ise %15.97'lik bir azalma meydana geldiği görülmüştür.

Tez çalışmasında ortaya konulduğu gibi, dairesel kesit kullanılması yerine eliptik kesit kullanılması ısı transferini arttırmakta ve verimli bir sistem tasarımı olanaklı kılmaktadır. Çalışmada komponent bazlı bir iyileştirme tüm soğutucu sistem için performans artışına neden olacaktır. Ancak, kondenserde eliptik kesitli boruların kullanılması ekstra bir kalıp maliyeti getirecektir ve bu boruların büküm işlemi daha zor olacaktır. Genelde küçük çaplı borularda, eliptik kesitli bir boru demetinin oluşturulması maliyetli olacaktır. Ayrıca boruların üzerinde yer alan kanatçıklar eklendiğinde eliptik borulu kondenserin prototip üretimi daha da zorlaşacaktır. Bu çalışmada basınç kayıpları incelenmemiştir ve basınç kayıpları da ısı transferi oranı gibi bir başka performans kriteridir. İleriki çalışmalarda basınç kayıplarının incelenmesi ve modellere kanatçık eklenmesi, bu çalışmanın eksiklerini kapatacak ve eliptik tel boru tipi kondensere daha geniş bir bakış açısı getirecektir. Ayrıca yapılan bu HAD çalışmasının, daha geniş kapsamlı deneysel çalışmalarla desteklenmesi uygun olacaktır.

9. KAYNAKLAR

1. Aşureciler, Burak., Buzdolabı Buharlaştırıcısı Isı Geçiş Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens., Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 2006, 76 s. (Yüksek Lisans Tezi).
2. Bansal, P. K. and Chin, T.C., Design and modelling of hot-wall condensers in domestic refrigerators, *Applied Thermal Engineering*, 2002, 22, 1601–1617.
3. Lozza, G. and Merlo, U., An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24, 409-416.
4. Youn, B. and Kim, N. H., An experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having sinusoidal wave fins, *Heat Mass Transfer*, 2007, 43, 1249–1262.
5. Bassiouny, R., Evaluating the effect of the space surrounding the condenser of a household refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32, 1645-1656.
6. Singh, S., Sorensen, K. and Condra, T., Investigation of material efficient fin patterns for cost-effective operation of fin and tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 2017, 126, 903-914.
7. Wang, C. C., Liaw, J. S. and Yang, B.C., Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers – data with larger diameter tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54, 1024–1029.
8. Vali, S. S., Kumar M. L. S. D. and Reddy K. V. K., Experimental Analysis of the Effect of Varying the Condenser Fins Spacing on Vapor Compression Refrigeration System Performance, *International Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 4(2), 96-99.
9. Barbosa Jr, J. R. and Sigwalt R. A., Airside heat transter and pressure drop in spiral wire on tube condensers, *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35, 939-951.
10. Mallikarjun and Malipatil, A. S., CFD Analysis of Air Cooled Condenser by Using Copper Tubes and Aluminum Fins, *International Journal in Applied Science & Engineering Technology*, 2014, 2(10), 214-226.
11. Avcı, H., Kumlutaş, D., Özer, Ö. and Özşen, M., Optimisation of the design parameters of a domestic refrigerator using CFD and artificial neural networks, *International Journal of Refrigeration*, 2016, 67, 227-238.
12. Parikh, K. B. and Patel, T. M., Analysis and Validation of Fin Tube Evaporator, *International Journal of Application or Innovation in Engineering and Management*, 2013, 2(3), 430-443.
13. Tejashwi, K. and Saritha, V., CFD and Thermal Analysis of Fin Tube Evaporator, *International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research*, 2016, 3(10), 1136-1145.
14. Tan, C. K., Ward, J., Wilcox, S. J. and Payne, R., Artificial neural network modelling of thermal performance of a compact heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29, 3609-3617.
15. Ertunc, H. M. and Hosoz, M., Artificial neural network analysis of a refrigeration system with an evaporative condenser, *Applied Thermal Engineering*, 2004, 26, 627-635.
16. Tian, Z., Gu, B., Yang, L. and Liu, F., Performance prediction for a parallel flow condenser based on artificial neural network, *Applied Thermal Engineering*, 2014, 63, 459-467.

17. Yilmaz, S. and Atik, K., Modeling of a mechanical cooling system with variable cooling capacity by using artificial neural network, Applied Thermal Engineering, 2007, 27, 2308-2313.
18. Hosoz, M. and Ertunc, H. M., Artificial neural network analysis of an automobile air conditioning system, Energy Conversion and Management, 2006, 47, 1574-1587.
19. Islamoglu, Y., A new approach for the prediction of the heat transfer rate of the wire on tube type heat exchanger-use of an artificial neural network model, Applied Thermal Engineering, 2003, 23, 243-249.
20. Baiju, V. and Muraleedharan, C., Application of Neural Network for The Performance Prediction of Single Stage Solar Adsorption Refrigeration System, International Journal of Engineering, Research & Technology, 2013, 2(1), 1-21.
21. Hosoz, M., Ertunc, H. M. and Bulgurcu, H., Performance prediction of a cooling tower using artificial neural network, Energy Conversion and Management, 2007, 48, 1349-1359.
22. eracooling.com/wp-content/uploads/2014/10/Soğutmanın-Tanımı-Tarihçesi-ve-Su-Soğutma-Sistemleri.pdf
23. Çengel, Y. A., Boles, M. A., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik (T. Derbentli, Çev.). İstanbul, Literatür Yayıncılık, 1996.
24. Bulut, S. ve Ünveren, M., Soğutma çevrimi, HSK Ar-ge, 2011, Teknik Bülten no: 9.
25. Ünver, Esra., Soğutma sistemi kılcal boru emiş hattı ısı değiştiricisinin sayısal ve deneysel modellenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens., Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 2011, 83 s. (Yüksek Lisans Tezi).
26. <http://www.butterflyfields.com/resources/how-does-a-refrigerator-work/>
27. MEB, Soğutma Sistemi Elemanları, Elektrik-Elektronik Teknolojisi, Ankara, 2011.
28. <http://www.hitachi-ies.co.jp/english/products/air/scroll/features.htm>
29. <https://www.sonmezkompresor.com/vidali-kompresor-nedir/>
30. <https://me-mechanicalengineering.com/centrifugal-compressor/>
31. http://www.thermoway.com.tr/Kondenser-ve-Evaporator-Bataryalari_p_tr_38_.aspx
32. <http://www.yto.com.tr/tr/su-sogutmali-evaporatorler.html>
33. Ceran, Levent., Evaporatör ve kondenserlerde içten yivli boru kullanılmasının avantajları ve dezavantajlarının incelenmesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens., Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 2009, (Yüksek Lisans Tezi).
34. MEB, Kondenserlerin Bakım ve Montajı, Tesisat Teknolojisi ve İklimlendirme, Ankara, 2008.
35. <http://www.ref-wiki.com/tr/technical-information/161-refrigeration-/32534-three-types-of-water-cooled-condensers.html>
36. <https://agilityrefrigeration.weebly.com/information/evaporative-condenser>
37. <https://www.evapco.eu/news/evapco-proudly-introduces-new-eco-pmc-evaporative-condenser>
38. <http://www.sarbuz.com/1/3/48/kondenserler>
39. <https://www.cantas.com/urun/frigocraft-m005a01sf4125n6212gep5-knd-un/>
40. <http://www.kampus-hvac.com/sale-7920051-refrigeration-wire-tube-condenser.html>
41. <http://www.retekool.com/Tube-plate-condensor-pd545368.html>
42. <http://www.finnedtube.com/?lightbox=dataItem-itwpr77n>

43. Yılmaz, Haluk. Ev Tipi Buzdolabı Kondenserinin Kabindibi Performansının Sayısal Araştırılması, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens., Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Eskişehir, 2012, 90 s. (Yüksek Lisans Tezi).
44. MEB, Genleşme Elemanlarının Bakım ve Montajı, Tesisat Teknolojisi ve İklimlendirme, Ankara, 2007.
45. http://www.totem.com.tr/sectorler/sogutma_ve_iklimlendirme/hat_ekipmanlari/termostatik_genlesme_valfleri.html
46. MEB, Soğutma Sistemi Elemanları, Elektrik-Elektronik Teknolojisi, Ankara, 2007.
47. <http://erhandilaver.blogspot.com.tr/2015/09/buzdolab-teknolojisi-artk-yaygn-sekilde.html>
48. <https://gineersnow.com/industries/types-refrigerants-environmental-impact>
49. HSK Ar-Ge, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği., 2011, Teknik Bülten, 5: 1-6.
50. Versteeg, H. K., Malalasekera, W., An introduction to computational fluid dynamics-The finite volume method, Longman Group, Essex, England, 1995, 257.
51. Kılıç, Mustafa., Çarpmalı akışkan jetlerle kanal içine yerleştirilmiş elemanlardan olan konveksiyonla ısı transferinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens., Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara, 2013, 221 s. (Doktora Tezi).
52. Bayraktar, Seyfettin., Çapraz akıştaki türbülanslı jet akışlarının deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens., Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul, 2008, 193 s. (Doktora Tezi).
53. Demircan, Tolga., İçerisinde ısıtıcı bloklar bulunan bir kanalda,osilasyonlu akışın ve ısı transferinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens., Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara, 2012, 250 s. (Doktora Tezi).
54. Karaboga, D., Yapay Zeka Optimizasyon Algoritmaları, Atlas Yayın Dağıtım, İstanbul, Türkiye, 2004, 199 s.
55. <https://medium.com/@xenonstack/overview-of-artificial-neural-networks-and-its-applications-2525c1addff7>
56. Saraç, T., “Yapay Sinir Ağları”, Seminer Projesi, 2004
57. Mert, İlker., Isı Taşınım Problemlerinde Geometrinin Etkisi ve Yapay Zeka Uygulamaları, Mustafa Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Ens., Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Hatay, 2012, 62 s. (Yüksek Lisans Tezi).
58. Demuth, H., Beale, M. and Hagan, M. T., Neural Network Design, PWS Publishing Company, Boston, USA, 1995
59. Incropera, F. P., DeWitt D. P., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri (Taner Derbentli,Çev.), İstanbul, Literatür Yayıncılık, 2006, 960 s.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Onur EVSEN
Doğum Yeri ve Yılı : İzmir, 1990
Medeni Hali : Bekar
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : onur.evsen@cbu.edu.tr

Eğitim Durumu

Lise : Karşıyaka Lisesi, 2009
Lisans : Celal Bayar Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2015
Yüksek Lisans : Celal Bayar Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2019

Mesleki Deneyim

Atek Mühendislik 2016 (6 ay)
Tolkar Makine Sanayi 2019 (6 ay)