T.C.

AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ

ENDÜSTRİYEL GIDA MAKİNELERİNE YÖNELİK HAVA SOĞUTMALI CHİLLER SİSTEM TASARIMI VE ENERJİ ANALİZİ

Timurcan KARAMAHMUTOĞLU

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OCAK 2026

ANTALYA

T.C.

AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ

ENDÜSTRİYEL GIDA MAKİNELERİNE YÖNELİK HAVA SOĞUTMALI CHİLLER SİSTEM TASARIMI VE ENERJİ ANALİZİ

Timurcan KARAMAHMUTOĞLU

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OCAK 2026

ANTALYA

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENDÜSTRİYEL GIDA MAKİNELERİNE YÖNELİK HAVA SOĞUTMALI CHİLLER SİSTEM TASARIMI VE ENERJİ ANALİZİ

Timurcan KARAMAHMUTOĞLU

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

OCAK 2026

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENDÜSTRİYEL GIDA MAKİNELERİNE YÖNELİK HAVA SOĞUTMALI CHİLLER SİSTEM TASARIMI VE ENERJİ ANALİZİ

Timurcan KARAMAHMUTOĞLU

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bu tez 30/01/2026 tarihinde jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇOŞGUN (Danışman)

Prof. Dr. Afşin GÜNGÖR

Doç. Dr. Tansel KOYUN

ÖZET

ENDÜSTRİYEL GIDA MAKİNELERİNE YÖNELİK HAVA SOĞUTMALI CHİLLER SİSTEM TASARIMI VE ENERJİ ANALİZİ

Timurcan KARAMAHMUTOĞLU

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi. Ahmet ÇOŞGUN

OCAK 2026; 44 sayfa

Küresel ısınma ve artan dünya nüfusu ile birlikte su kaynaklarının korunması ve enerji verimliliği, mühendislik çalışmalarının en öncelikli konuları haline gelmiştir. Özellikle gıda endüstrisinde kullanılan dondurma yapıcılar ve pastörizasyon makineleri gibi yüksek ısı yüküne sahip cihazların soğutulmasında şebeke suyunun kullanılması, ciddi boyutlarda su israfına ve kontrolsüz enerji tüketimine neden olmaktadır. Bu yüksek lisans tez çalışması; endüstriyel gıda makinelerinin soğutma ihtiyacını karşılamak, su tüketimini minimize etmek ve enerji verimliliğini artırmak amacıyla kapalı çevrim çalışan hava soğutmalı bir chiller sisteminin tasarımını, sayısal analizini ve deneysel doğrulamasını konu almaktadır.

Çalışma kapsamında öncelikle, dondurma ve pastörizasyon süreçlerinin gerektirdiği soğutma yükleri termodinamik yasalar çerçevesinde hesaplanmış ve sistem kapasitesi yaklaşık 14 kW olarak belirlenmiştir. Sistem tasarımında; gıda endüstrisindeki yaygın kullanımı ve termodinamik kararlılığı nedeniyle R404A soğutucu akışkanı tercih edilmiş, buna uygun olarak scroll tipi kompresör, hava soğutmalı kondenser ve daldırma tipi (immersion) bakır borulu evaporatör seçimleri gerçekleştirilmiştir. Tasarımın merkezine enerji verimliliği ve su tasarrufu konularak, sistemin değişken yük koşullarında kararlı bir su sıcaklığı sağlaması hedeflenmiştir.

Tezin literatüre en özgün katkılarından biri, su tankı içerisindeki akış karakteristiklerinin ve sıcaklık dağılımının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yöntemleriyle incelenmesidir. Daldırma tip evaporatörlü tanklarda oluşabilecek ısıl katmanlaşma (stratification) problemini analiz etmek ve sıcaklık kontrol sensörünün (PT100) en doğru konumunu belirlemek amacıyla ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak detaylı simülasyonlar yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, tank içerisinde belirgin bir sıcaklık gradyanı oluştuğu, suyun üst yüzeyi ile tabanı arasında sıcaklık farklarının bulunduğu ve en homojen karışımın tankın orta kesitlerinde gerçekleştiği tespit edilmiştir. Bu veriler ışığında sensör konumu optimize edilerek sistemin kontrol hassasiyeti artırılmıştır.

Teorik hesaplamalar ve sayısal analizlerin ardından sistemin prototipi imal edilerek tüm mekanik ve elektriksel entegrasyonu sağlanmıştır. Geliştirilen prototip, gerçek çalışma koşullarını simüle etmek amacıyla 9 litrelik profesyonel bir dondurma makinesi (Pro 9) ile entegre edilerek performans testlerine tabi tutulmuştur. Test sürecinde, su tankının farklı noktalarına, evaporatör giriş-çıkışlarına ve kondenser

hatlarına yerleştirilen hassas sıcaklık sensörleri ile anlık veriler kaydedilmiştir. Deneysel sonuçlar, chiller sisteminin suyu hedeflenen set değeri olan 10°C sıcaklığına başarıyla düşürdüğünü ve proses makinesinin soğutma yükünü tam kapasiteyle karşıladığını göstermiştir. Ayrıca, CFD analizinde gözlemlenen tank içi sıcaklık katmanlaşması olduğu, taban ile üst yüzey arasındaki 3°C fark oluştuğu ve bu verilerin, deneysel bulgularda öngörülen CFD sıcaklık profilleriyle büyük ölçüde örtüştüğü belirlenmiştir.

Ayrıca, gözlemlenen tank içi sıcaklık katmanlaşmasına istinaden üstüne delik açılmış evaporatör çerçevesi ile modellenen bir CFD analizi gerçekleştirilmiş olup, geliştirilen evaporatör tasarımı sayesinde, su tankı içerisindeki sıcaklığın gözle görülür seviyede homojenleştiği ve ölçüm noktası ile tank çıkış suyu sıcaklığı arasındaki fark 1°C altına azaltılmıştır.

Sonuç olarak bu tez çalışması; teorik tasarım, sayısal analiz ve deneysel doğrulama süreçlerini bütünleşik bir yaklaşımla ele alarak, gıda endüstrisine yönelik su tasarruflu ve yüksek verimli bir soğutma sistemi çözümü sunmaktadır. Elde edilen bulgular, daldırma tip evaporatörlü sistemlerde CFD destekli tasarımın önemini kanıtlamakta ve gelecekte yapılacak benzer çalışmalara, özellikle sensör konumlandırma ve tank içi akış optimizasyonu konularında önemli bir referans oluşturmaktadır. Mevcut çalışmada kullanılan R404A soğutucu akışkan yerine, çevresel etkileri daha düşük olan doğal soğutucu akışkan olan Gelecek çalışmalar için, sistemin R290 gibi doğal soğutucu akışkanlarla çalışabilecek şekilde optimize edilmesi önerilmiştir.

ANAHTAR KELİMELER: CFD Analizi, Daldırma Tip Evaporatör, Endüstriyel Soğutma, Hava Soğutmalı Chiller, Isıl Katmanlaşma

JÜRİ: Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇOŞGUN

Prof. Dr. Afşin GÜNGÖR

Doç. Dr. Tansel KOYUN

ABSTRACT

SYSTEM DESIGN AND ENERGY ANALYSIS OF AIR-COOLED CHILLER FOR INDUSTRIAL FOOD MACHINES

Timurcan KARAMAHMUTOĞLU

MSc Thesis in Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Ahmet ÇOŞGUN

JANUARY 2026; 44 pages

With global warming and the increasing world population, the conservation of water resources and energy efficiency have become paramount priorities in engineering studies. In the food industry specifically, the use of mains water to cool equipment with high heat loads, such as ice cream makers and pasteurization machines, causes significant water waste and uncontrolled energy consumption. This master's thesis focuses on the design, numerical analysis, and experimental verification of a closed-loop air-cooled chiller system aimed at meeting the cooling needs of industrial food machinery, minimizing water consumption, and increasing energy efficiency.

Within the scope of the study, the cooling loads required by ice cream and pasteurization processes were first calculated within the framework of thermodynamic laws, and the system capacity was determined to be approximately 14 kW. In the system design, R404A refrigerant was selected due to its widespread use in the food industry and its thermodynamic stability; accordingly, a scroll-type compressor, an air-cooled condenser, and an immersion-type copper tube evaporator were selected. By placing energy efficiency and water conservation at the core of the design, the objective was to ensure a stable water temperature under variable load conditions.

One of the most original contributions of this thesis to the literature is the investigation of flow characteristics and temperature distribution within the water tank using Computational Fluid Dynamics (CFD) methods. Detailed simulations were conducted using ANSYS Fluent software to analyze the thermal stratification problem that may occur in tanks with immersion-type evaporators and to determine the optimal location for the temperature control sensor (PT100). The analysis revealed a distinct temperature gradient within the tank, with temperature differences between the top surface and the bottom, and determined that the most homogeneous mixture occurred in the middle sections of the tank. Considering these data, the sensor position was optimized, thereby increasing the control precision of the system.

Following the theoretical calculations and numerical analyses, a prototype of the system was manufactured, and all mechanical and electrical integration was completed. To simulate real operating conditions, the developed prototype was integrated with a 9-liter professional ice cream machine (Pro 9) and subjected to performance tests. During the testing process, instantaneous data were recorded using precision temperature sensors placed at various points in the water tank, at the evaporator inlet/outlets, and on the

condenser lines. Experimental results demonstrated that the chiller system successfully reduced the water temperature to the targeted setpoint of 10°C and fully met the cooling load of the process machine. Furthermore, the thermal stratification observed in the CFD analysis was confirmed, with a recorded 3°C difference between the bottom and top surfaces; these experimental findings largely aligned with the predicted CFD temperature profiles.

Additionally, based on the observed in-tank thermal stratification, a secondary CFD analysis was conducted modeling an evaporator frame with added perforations. Thanks to this improved evaporator design, the temperature within the water tank became visibly more homogeneous, and the difference between the measurement point and the tank outlet water temperature was reduced to below 1°C.

In conclusion, this thesis presents a water-saving and highly efficient cooling system solution for the food industry by handling theoretical design, numerical analysis, and experimental verification processes through an integrated approach. The findings prove the importance of CFD-supported design in immersion-type evaporator systems and constitute a significant reference for future studies, particularly regarding sensor positioning and in-tank flow optimization. For future work, it is recommended to optimize the system to operate with natural refrigerants such as R290, which have lower environmental impacts than the R404A refrigerant used in the current study.

KEYWORDS: Air-Cooled Chiller, CFD Analysis, Industrial Cooling, Immersion Type Evaporator, Thermal Stratification

COMMITTEE: Asst. Prof. Dr. Ahmet ÇOŞGUN

Prof. Dr. Afşin GÜNGÖR

Assoc. Prof. Dr. Tansel KOYUN

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması, Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda gerçekleştirdiğim yüksek lisans eğitimimin ve endüstriyel soğutma sistemleri üzerine yürüttüğüm araştırmaların bir sonucudur.

Tez konusunun belirlenmesinden çalışmanın sonuçlandırılmasına kadar geçen tüm süreçte, engin bilgisi ve tecrübesiyle beni yönlendiren, karşılaştığım bilimsel problemlerde yol gösterici yaklaşımıyla ufkumu açan ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇOŞGUN'a en derin şükranlarımı sunarım.

Bu çalışmanın teorik bir tasarımdan fiziksel bir ürüne dönüşmesini sağlayan, imalat ve test süreçlerinde tüm fabrika imkânlarını seferber eden Kristal Endüstriyel ailesine teşekkür ederim. Özellikle projenin hayata geçirilmesi sırasındaki teknik destekleri, sağladıkları Ar-Ge ortamı ve değerli fikir paylaşımları için Kristal Endüstriyel Ar-Ge ekibine ve tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca akademik gelişimimde katkıları bulunan bölüm hocalarıma ve çalışma süresince manevi desteklerini hissettiğim dostlarıma teşekkür ederim.

Son olarak, hayatım boyunca aldığım tüm kararlarda yanımda olan, eğitim hayatım süresince maddi ve manevi fedakârlıklarını esirgemeyen, sabır ve sevgileriyle bugünlere gelmemdeki en büyük güç kaynağım olan değerli aileme; annem Nazmiye, babam Cem ve kardeşim Naz'a sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Antalya, Ocak 2026

Timurcan KARAMAHMUTOĞLU

İÇİNDEKİLER

ÖZET i
ABSTRACT iii
ÖNSÖZ v
SİMGELER VE KISALTMALAR ix
ŞEKİLLER DİZİNİ x
ÇİZELGELER DİZİNİ xii
1. GİRİŞ 1
2. KAYNAK TARAMASI 3
2.1. Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği ve Optimizasyon Stratejileri 3
2.2. Hava Soğutmalı Chiller Sistemleri ve Performans Analizi 3
2.3. Sistem Bileşenlerinin Seçimi ve Termodinamik Tasarım 4
2.4. Su Tanklarında Isıl Katmanlaşma ve CFD Analizleri 5
2.5. Genel Değerlendirme 5
3. MATERYAL VE METOT 6
3.1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi 6
3.2. Soğutma Yükü Hesabı ve Chiller Tasarım Verileri 9
3.3. Chiller Sistem Bileşenlerinin Seçimi 10
3.3.1. Soğutucu Akışkan 11
3.3.2. Kompresör 11
3.3.3. Evaporatör 13
3.3.4. Genleşme Valfi 14
3.3.5. Kondenser 15
3.3.6. Su Tankı 16
3.3.7. Sürkülasyon Pompası 17
3.4. Sistemin Montajı ve Operasyonel Kontrol 17
3.5. Chiller Su Tankı Sıcaklık Dağılımı ve Sıcaklık Sensörünün Konumunun CFD Analizi ile Belirlenmesi 20
3.5.1. Geometrinin Hazırlanması 20
3.5.2. Mesh (Ağ) Yapısı Oluşturma 23
3.5.3. Sınır Koşulları ve Simülasyon Parametreleri 25
3.5.4. Çözüm Parametreleri: 25

3.6. Hava Soğutmalı Chillerin Dondurma Yapıcı Makine ile Testi 27
4. BULGULAR VE TARTIŞMA 32
4.1. Sayısal Analiz (CFD) Bulguları 32
4.1.1. Sıcaklık Dağılımı ve Isıl Katmanlaşma 32
4.2. Testte Elde Edilen Bulgular 34
4.2.1. Sistem Basınç Değerleri 36
5. SONUÇLAR 38
5.1. Su Tankı İçi Sıcaklık Katmanlaşması Durumu ve Çözüm Önerileri 38
5.2. Endüstriyel Soğutma Makinelerinde Kullanılan Gaz Seçimi 41
6. KAYNAKLAR 42
ÖZGEÇMİŞ .....

AKADEMİK BEYAN

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum "ENDÜSTRİYEL GIDA MAKİNELERİNE YÖNELİK HAVA SOĞUTMALI CHİLLER SİSTEM TASARIMI VE ENERJİ ANALİZİ" adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

30/01/2026

Timurcan KARAMAHMUTOĞLU

İmzası

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

°C	:Santigrat Derece
$\dot{Q}_{ref}$	:Soğutma Kapasitesi
$\dot{Q}_{kond}$	:Kondenzasyonda Atılan Isı
$\dot{Q}_{pompa}$	:Pompa Basma Debisi
$\dot{W}_{komp}$	:Kompresör Gücü
T_{evap}	:Evaporasyon Sıcaklığı
T_{kond}	:Kondenzasyon Sıcaklığı
ΔT_{lm}	:Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
f_{sub}	:Aşırı Soğuma Düzeltme Faktörü
f_b	:Dağılım Düzeltme Faktörü
T_{hava}	:Ortam Sıcaklığı
h_{buhar}	:Buhar Fazındaki Akışkan Entalpisi
$h_{sıvı}$	:Sıvı Fazındaki Akışkan Entalpisi

Kısaltmalar

dak	:Dakika
kg	:Kilogram
L	: Litre
h	:Saat
s	:Saniye
m	:Kütle
$\dot{m}$	:Kütlesel Debi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi Çalışma Şeması 6

Şekil 3.2. İş Gücü Tahrikli Konvansiyonel Chiller T-S Diyagramı 7

Şekil 3.3. Kondenserin Solidworks'teki Görünümü 15

Şekil 3.4. Su Tankının ve Daldırma Tip Evaporatörün Solidworks Programındaki İzometrik Görüntüsü 16

Şekil 3.5. Solidworks Programında Üç Boyutlu Modellenen Chiller Makinesinin Genel Tasarımı 18

Şekil 3.6. Chiller Su Tankı Sızdırmazlık Kontrolü (Kristal Endüstriyel, 2025) 18

Şekil 3.7. Chillerin Alt Grup Montajının Yapılması (Kristal Endüstriyel, 2025) 19

Şekil 3.8. Chiller Montajının Bitmiş Hali (Kristal Endüstriyel, 2025) 19

Şekil 3.9. Hava Soğutmalı Chiller 80L Su Tankı ve İçindeki Daldırma Tip Evaporatör ile Beraber Akış Hacmi 20

Şekil 3.10. Hava Soğutmalı Chiller 80L Su Tankı Giriş ve Çıkış ile Daldırma Tipi Evaparatör Gaz Giriş ve Çıkış (Mavi Giriş, Kırmızı Çıkış) 22

Şekil 3.11. Ansys Fluent Meshing Programında Oluşturulan Ağ Yapısının Ortogonal Kalite Yüzdelik Dağılımı 24

Şekil 3.12. Modelin Mesh (Ağ Yapısı) Görselleri 25

Şekil 3.13. Ansys Fluent Rezidüel Değerlerin Zaman Adımlarına Göre Değişimi 26

Şekil 3.14. Sistemin Soğutma ve Tesisat Şeması 27

Şekil 3.15. Makine Testi Sırasında Sıcaklık Ölçümlerini Kaydetmek İçin Kullanılan Cihaz (Kristal Endüstriyel, 2025) 28

Şekil 3.16. Chiller Testi İçin Sıcaklık Sensörlerinin Yerleştirilmesi (Kristal Endüstriyel, 2025) 28

Şekil 3.17. Chiller Testi İçin Su Tankındaki Sensörlerin Konumu 30

Şekil 3.18. Chiller Testi Sırasında Soğuk Suyun Beslediği Dondurma Yapıcı Proses Makinesi (Kristal Endüstriyel, 2025) 30

Şekil 3.19. Chiller Testi İçin Gelato Malzemesinin Mikserde Hazırlanma Aşaması (Kristal Endüstriyel, 2025) 31

Şekil 4.1. Ansys Fluent Programında Elde Edilmiş Tank İçi Su Sıcaklık Gradyanı 32

Şekil 4.2. Ansys Fluent Programında Elde Edilmiş Tank İçi Su Sıcaklık Gradyanı Kesiti 33

Şekil 4.3. Soğutma Çevrimi Sensörleri Sıcaklık (°C) – Zaman Grafiği 34

Şekil 4.4. Su Tankı Sensörleri Sıcaklık (°C) – Zaman Grafiği 35

Şekil 4.5. Chiller Manometre Basınç (Bar (g)) – Zaman Grafiği 37

Şekil 5.1. Orijinal Evaporatör Geometrisinde Su Tankı İçi Su Akış Hız Çizgileri 39

Şekil 5.2. Ansys SpaceClaim Programında Hazırlanan Chiller Daldırma Tip Evaporatör Çerçevesi **a)** Orijinal Çerçeve **b)** Revize Çerçeve 40

Şekil 5.3. Ansys Fluent Post Process Programında Hazırlanan Chiller Su Tankı Sıcaklık Gradyanı **a)** Orijinal Çerçeveli Analiz **b)** Revize Çerçeveli Analiz 40

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. 8 L/dak su debisi için soğutma kapasiteleri ($Q^{\cdot}=m^{\cdot}$ Cp ΔT) 10

Çizelge 3.2. Danfoss Coolselector2 Programından Alınan Danfoss MLZ045 6hp Kompresörün Çeşitli Evaporasyon ve Kondenzasyon Sıcaklıklarındaki Soğutma Performansı 11

Çizelge 3.3. Danfoss Coolselector2 Programından Alınan Danfoss MLZ045 6hp Kompresörün Sistemdeki Termodinamik Özellikleri 12

Çizelge 3.4. Danfoss Coolselector2 Programından Alınan Danfoss TE2 Termostatik Genleşme Valfi Orifis-Soğutma Kapasitesi Kapasite Verileri..... 15

Çizelge 3.5. Kullanılan Pompa Basma Yüksekliği - Debi Verileri 17

Çizelge 3.6. Su Tankına Ait Spaceclaim Programında Tanımlanan Gövdeler..... 21

Çizelge 3.7. Su Tankına Ait Spaceclaim Programında Tanımlanan Yüzey Tipleri 21

Çizelge 3.8. Ansys Fluent Meshing ile Oluşturulan Ağ Yapısına Ait Toplam Cells (Hücreler), Faces (Yüzeyler) ve Nodes (Düğüm Noktaları) Sayıları..... 23

Çizelge 3.9. Ansys Fluent Çözümleme Modeli 26

Çizelge 3.10. Chiller Test Sırasında Ölçüm Kaydı Alan Sıcaklık Sensörlerinin Konumları..... 29

1. GİRİŞ

Su, günümüzde küresel ısınmanın etkileriyle birlikte hassasiyetle takibi yapılması gereken stratejik bir doğal kaynak haline gelmiştir. Dünya nüfusunun artması ile öngörülemeyen su tüketimi ve temiz su kayıpları her geçen yıl artmakla birlikte, geleceğin en büyük tehditlerinden birini oluşturmaktadır (TÜİK, 2023). Gıda endüstrisinde atık su miktarları, giderek artan nüfus ve seri üretim gıda ihtiyaçları doğrultusunda hızla artmaktadır. Endüstride su tüketimi, sadece kirli veya israf su anlamında değil, aynı zamanda sıcaklığı ile oynanmış atık su olarak da doğaya ve ekosisteme zarar vermektedir. Özellikle çeşitli enerji santrallerinin ve endüstriyel makinelerin soğutulması için kullanılan hatlardaki su tüketimi; deniz, göl ve dere gibi ekosistemi yoğun bölgelere zarar verdiği gerekçesiyle uluslararası komisyonlarca çeşitli kısıtlamalara tabi tutulmuştur.

Tüm bu gelişmeler neticesinde endüstriyel alanlarda kapalı su çevrimlerinin önemi artmış ve çeşitli sektörler için farklı kapasite ve özelliklerde su soğutucu üniteler (chiller) kullanılmaya başlanmıştır. Soğutma sistemlerinin temel çalışma prensibi, termodinamiğin ikinci yasasına dayanmakta olup, ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama transfer edilmesi esasına dayanır. Endüstriyel uygulamalarda en yaygın kullanılan yöntem, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Bu çevrim temel olarak dört ana bileşenden oluşur: kompresör, kondenser (yoğuşturucu), genleşme valfi ve evaporatör (buharlaştırıcı). Çevrimde dolaşan soğutucu akışkan, evaporatörde ortamdan ısı çekerek buharlaşır ve kompresör tarafından yüksek basınca sıkıştırılır. Ardından kondenserde sahip olduğu ısıyı dış ortama (havaya veya suya) atarak yoğuşur ve genleşme valfi vasıtasıyla basıncı düşürülerek tekrar evaporatöre gönderilir. Bu döngü sayesinde hedef ortamda istenilen soğutma etkisi sürekli olarak sağlanır.

Endüstriyel su soğutma üniteleri, kondenserin soğutulma yöntemine göre "hava soğutmalı" ve "su soğutmalı" olmak üzere iki ana kategoride sınıflandırılmaktadır. Su soğutmalı chiller cihazları, kondenser ısısını atmak için soğutma kulesi gibi ek bir su kaynağına ve pompa sistemine ihtiyaç duyar. Bu durum, su tüketimi ve bakım maliyetleri gibi dezavantajları beraberinde getirir. Buna karşın, bu tez çalışmasının odak noktası olan hava soğutmalı chiller sistemleri, kondenser üzerindeki ısıyı fanlar yardımıyla doğrudan atmosfere atar. Su tüketimini tamamen ortadan kaldıran bu sistemler, kompakt yapıları ve düşük bakım gereksinimleri nedeniyle özellikle su kaynaklarının kısıtlı olduğu bölgelerde ve hijyenin kritik olduğu gıda tesislerinde giderek daha fazla tercih edilmektedir.

Gıda endüstrisinde soğutma işlemi, sadece bir iklimlendirme faaliyeti değil, aynı zamanda ürün kalitesini ve gıda güvenliğini doğrudan etkileyen kritik bir proses parametresidir. Özellikle süt ve süt ürünlerinin işlenmesinde uygulanan pastörizasyon işleminden sonra, ürün sıcaklığının hızla +4°C seviyelerine düşürülmesi (şok soğutma), zararlı mikroorganizma üremesini engellemek için zorunludur. Dondurma üretiminde ise karışımının kristalleşme yapısının doğru oluşması ve kıvamın tutturulması, hassas sıcaklık kontrolüne bağlıdır. Bu süreçlerde yaşanacak sıcaklık dalgalanmaları veya yetersiz soğutma, ürünün bozulmasına yol açabilmektedir. Bu nedenle, bu makineleri besleyen chiller ünitesinin, değişken yük koşullarında dahi kararlı bir su sıcaklığı sağlaması hayati önem taşımaktadır.

Bu tez çalışmasında odaklanılan Pro 9 dondurma makinesi çalışma süreçleri boyunca yüksek ısı yükü üretmekte ve bu yükün su aracılığıyla atılmasını gerektirmektedir. Bu makinelerden dönen su sıcaklığı yaklaşık 35 °C seviyelerine ulaşmakta olup, sistemin stabil şekilde çalışabilmesi için suyun 20 °C sıcaklığına düşürülerek yeniden makineye verilmesi gerekmektedir. Fakat 10-15 °C su girişi, kondenzasyon (yoğuşma) sıcaklığını düşürmede rol oynamakta ve dolayısı ile kompresör verimini arttırıp dondurma yapma sürelerinde kısaltma sağlamaktadır. Mevcut durumda şebeke suyu kullanılarak yapılan soğutma işlemi büyük bir su israfına neden olmaktadır. Dondurma makinesinin yaklaşık 8L/dakika su tükettiği dikkate alındığında, bu debiyi besleyebilecek kapasitede, kapalı çevrim çalışan hava soğutmalı bir chiller tasarımı hem ekonomik hem de çevresel açıdan bir zorunluluktur.

Tez kapsamında öncelikle teorik tasarım gerçekleştirilmiş; suyun belirlenen sıcaklık aralığında soğutulması için gerekli ısı yükü $Q = \dot{m}c_p\Delta T$ bağıntısı ile hesaplanmış ve sistem kapasitesi belirlenmiştir. Ardından R404A soğutucu akışkanı kullanılarak termodinamik analiz yapılmış; yüksek Performans Katsayısı (COP) hedeflenerek kompresör, genleşme valfi, evaporatör ve kondenser bileşenleri seçilmiştir. Günümüzde artan enerji maliyetleri göz önüne alınarak, sistemin enerji verimliliği tasarımın merkezine konulmuştur.

Bu çalışmanın literatüre en önemli katkılarından biri, su tankı içerisindeki sıcaklık dağılımının ve akış karakteristiğinin incelenmesidir. Daldırma tip evaporatörlü tanklarda sıcaklık homojenliği sağlanmadığında, makineye dönen su sıcaklığı ile prob ölçümleri arasında farklar oluşabilmektedir. Bu durum chiller sisteminin verimsiz çalışmasına yol açar. Bu problemi aşmak ve sıcaklık probunun en doğru konumunu belirlemek amacıyla ANSYS Fluent yazılımı ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri yapılmıştır. Analizlerde tank içerisindeki ölü bölgeler, sıcaklık gradyanları ve doğal taşınım akımları modellenmiştir.

Teorik tasarım ve sayısal analizlerin ardından sistemin prototipi imal edilmiş; su tankı, evaporatör, kompresör hattı ve kondenser entegrasyonu sağlanarak sistem sahada kurulmuştur. Tank içerisinde çeşitli konumlara yerleştirilen sensörlerle su sıcaklığı zaman bağımlı olarak kaydedilmiş ve CFD sonuçları ile deneysel veriler karşılaştırılarak modelin doğruluğu test edilmiştir.

Bu yüksek lisans çalışmasının temel amacı; 9 litrelik bir dondurma yapıcı makinenin kondenzasyon suyunu besleyebilecek kapasitede hava soğutmalı bir chiller sistemi tasarlamak, teorik hesaplamalarla sistem bileşenlerini seçmek, su tankı içerisindeki sıcaklık ve akış davranışını CFD analizleriyle gözlemlemek ve deneysel ölçümlerle bu analizleri doğrulayarak enerji verimliliği yüksek bir sistem ortaya koymaktır. Elde edilen sonuçlar, endüstriyel gıda makineleri için su tasarrufu sağlayan verimli soğutma sistemlerinin geliştirilmesine katkı sağlamayı hedeflemektedir.

2. KAYNAK TARAMASI

Endüstriyel üretim süreçlerinde, özellikle gıda güvenliğinin ve ürün kalitesinin kritik olduğu sektörlerde, soğutma sistemlerinin tasarımı ve enerji verimliliği mühendislik literatüründe geniş yer tutmaktadır. Bu bölümde, tez konusunu oluşturan hava soğutmalı chiller sistemleri, termodinamik analiz yöntemleri, sistem bileşenlerinin optimizasyonu ve su tanklarında görülen ısıl davranışların hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ile incelenmesine dair literatürdeki temel çalışmalar detaylı olarak ele alınmıştır.

2.1. Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği ve Optimizasyon Stratejileri

Merkezi ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) sistemleri ile endüstriyel proses soğutma uygulamaları, dünya genelindeki enerji tüketiminin önemli bir payını oluşturmaktadır. Bu nedenle, araştırmacılar sistem verimliliğini artırmak için farklı kontrol stratejileri ve optimizasyon algoritmaları üzerine yoğunlaşmışlardır.

Cai vd. (2004), soğutma kuleleri ve chiller bileşenleri arasındaki karmaşık etkileşimleri modelleyerek kapsamlı bir optimizasyon çalışması yürütmüşlerdir. Çalışmalarında, sadece termodinamik verimliliği değil, aynı zamanda mekanik sınırlamaları, dış hava koşullarındaki değişimleri ve anlık soğutma yükü taleplerini de içeren bütünleşik bir model geliştirmişlerdir. Bu model, sistemin kısmi yüklerdeki davranışını analiz ederek toplam işletme maliyetlerini minimize edecek stratejiler sunmaktadır. Benzer bir yaklaşımla Chan (2008), geleneksel sabit debili sistemlerin verimsizliğine dikkat çekerek, değişken debili kondenser suyu ve optimize edilmiş fan–pompa kontrolü üzerine odaklanmıştır. Araştırmacı, geliştirdiği kontrol algoritması sayesinde, sabit hızlı fan ve pompalarla çalışan eşdeğer sistemlere kıyasla yıllık elektrik tüketiminde %5,3, genel işletme maliyetlerinde ise %4,9 oranında azalma elde edildiğini rapor etmiştir. Bu çalışma, özellikle değişken yük talebinin olduğu gıda proseslerinde, pompa ve fan devirlerinin kontrolünün önemini ortaya koymaktadır.

Endüstriyel soğutma sistemlerinde kompresörden sonra en büyük enerji tüketim kalemlerinden biri olan pompa enerjisi üzerine çalışan Bozer (2017), pompa-tesisat karakteristiğinin enerji verimliliği üzerindeki etkisini incelemiştir. Yıl boyunca tam yükte çalışmayan soğutma sistemlerinde, evaporatör pompalarındaki gereksiz enerji sarfiyatının önüne geçilmesi gerektiğini vurgulamış ve paralel çalışan pompaların frekans sürücüsü (VFD) ile eş zamanlı kontrol edilmesinin, sistemin hidrolik dengesini koruyarak en düşük enerji tüketimini sağladığını belirtmiştir.

2.2. Hava Soğutmalı Chiller Sistemleri ve Performans Analizi

Bu tez çalışmasının odak noktası olan hava soğutmalı chiller sistemleri, su kaynaklarının korunması ve kurulum kolaylığı açısından tercih edilmekle birlikte, performansları dış ortam şartlarına sıkı sıkıya bağlıdır.

Chen vd. (2018), hava soğutmalı soğutma sistemlerinde kondenser sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışma sonuçları, artan dış hava sıcaklığının kondenser basıncını ve sıcaklığını yükselttiğini, bu

durumun ise kompresörün sıkıştırma oranını artırarak güç tüketimini yükselttiğini ve dolayısıyla Performans Katsayısı (COP) değerini düşürdüğünü göstermiştir. Araştırmacılar, bu negatif etkiyi minimize etmek için kondenser fan hızlarının dış sıcaklığa göre optimize edilmesi gerektiğini savunmuşlardır. Jiang vd. (2016) ise kondenser çıkış sıcaklığının termodinamik denge koşulları ile ilişkili olduğunu vurgulamışlardır. Özellikle değişken yük koşullarında, kondenserde aşırı soğutma (subcooling) miktarının kontrol edilmesinin, sistemin kararlı çalışması ve genleşme valfinin verimliliği üzerinde kritik bir rol oynadığını belirtmişlerdir.

Kompresör teknolojisindeki gelişmeler de chiller performansını doğrudan etkilemektedir. Facão ve Oliveira (2004), hava soğutmalı chillerlerde değişken devirli kompresör kullanımının termodinamik analizini yapmışlardır. Analizler, kompresör devrinin soğutma yüküne göre ayarlanmasının, özellikle kısmi yüklerde sistemin ekserji verimliliğini önemli ölçüde artırdığını ortaya koymuştur. Yu ve Chan (2007), hava soğutmalı santrifüj chillerlerin kısmi yük performanslarını inceleyerek, kondenser fanlarının kontrol stratejilerinin enerji tüketimi üzerindeki etkisini irdelemişlerdir. Çalışma, fan gücü ile kompresör gücü arasındaki dengenin (trade-off) iyi ayarlanması gerektiğini, aksi takdirde fanlarda tasarruf edilirken kompresörde daha fazla enerji harcanabileceğini göstermiştir.

2.3. Sistem Bileşenlerinin Seçimi ve Termodinamik Tasarım

Soğutma sistemlerinin verimliliği ve tasarımı, doğru kapasite hesabı ve bu kapasiteye uygun bileşenlerin seçimine dayanır. Cengel ve Boles (2015), termodinamik yasaların soğutma çevrimlerine uygulanması konusundaki temel referans kaynağında, soğutma yükü hesaplamalarının ve entropi analizi gibi teorik yaklaşımların sistem tasarımındaki hayati rolünü vurgulamışlardır. Özellikle gıda mühendisliği uygulamalarında, ürünün özgül ısısı ve soğuma süresi gibi parametrelerin doğru belirlenmesi, Dincer (2003) tarafından detaylandırılmıştır. Dincer, gıda ürünlerinin soğutulması, dondurulması ve saklanması süreçlerinde sıcaklık kontrolünün ürün kalitesi ve raf ömrü üzerindeki doğrudan etkisini inceleyerek, soğutma sistemlerinin hızlı tepki verme kabiliyetinin önemini vurgulamıştır. Endüstriyel standartlar açısından ASHRAE (2018) el kitabı, soğutma yükü hesaplamalarında kabul görmüş yöntemleri belirleyerek, gıda prosesleri gibi kritik uygulamalarda kapasite tayininin hassasiyetine ve güvenlik katsayılarının kullanımına dikkat çekmektedir.

Bileşen bazında yapılan çalışmalarda, Arya ve Chavda (2014), 5 ton kapasiteli bir su soğutmalı chiller üzerinde plakalı ve kabuk-borulu (shell-and-tube) evaporatörlerin performansını karşılaştırmışlardır. Sonuçlar, plakalı ısı eşanjörlerinin daha yüksek ısı transfer katsayısına sahip olduğunu, daha kompakt bir yapı sunduğunu ve soğutucu akışkan şarj miktarını azalttığını göstermiştir. Kompresör tarafında ise Wang vd. (2020), farklı kompresör teknolojilerini kıyaslamış ve manyetik yataklı santrifüj kompresörlerin sürtünme kayıplarının azlığı nedeniyle yüksek verimlilik sunduğunu belirtmiştir. Buna ek olarak Zhang vd. (2022), vidalı kompresörlerde buhar enjeksiyonu (vapor injection) yönteminin soğutma kapasitesini %11, COP değerini ise %8 oranında artırdığını tespit ederek, zorlu çalışma koşulları için bu teknolojiyi önermiştir.

2.4. Su Tanklarında Isıl Katmanlaşma ve CFD Analizleri

Bu tez çalışmasının özgün değerini oluşturan "daldırma tip evaporatörlü su tanklarında sıcaklık dağılımı" konusu, literatürde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yöntemleriyle incelenen karmaşık bir akışkanlar mekaniği problemidir. Tank içerisindeki suyun homojen karışmaması durumu, literatürde "ısıl katmanlaşma" (thermal stratification) olarak adlandırılmakta ve sistem kontrolünde ciddi hatalara yol açabilmektedir.

Zurigat ve Ghajar (2002), depolama tanklarında ısıl katmanlaşmayı etkileyen faktörleri inceledikleri kapsamlı derleme çalışmalarında, tankın giriş-çıkış yapısının, boy/çap oranının ve akış debisinin karışım üzerindeki etkisini ortaya koymuşlardır. Araştırmacılar, soğuk ve sıcak suyun yoğunluk farkından dolayı tank içerisinde ölü bölgeler oluşabileceğini belirtmişlerdir. Fan ve Furbo (2012) ile Moncho-Esteve vd. (2011), su tankları içerisindeki sıcaklık katmanlaşmasını CFD ile modelleyerek, sayısal analiz sonuçlarının deneysel verilerle yüksek uyumluluk gösterdiğini kanıtlamışlardır. Bu çalışmalar, sensör konumlandırması yapılmadan önce CFD analizi yapmanın gerekliliğini doğrulamaktadır.

Özellikle daldırma tip ısı değiştiricilerin (serpantinlerin) tank içi akışkan dinamiğine etkisi üzerine yapılan çalışmalarda, Ghorbani vd. (2021), helisel serpantinli tanklarda ANSYS Fluent yazılımı kullanarak yaptıkları analizde, boru etrafındaki doğal taşınım akımlarını modellemişlerdir. Çalışma, CFD sonuçlarının tank içi sıcaklık dağılımını belirlemede güvenilir bir yöntem olduğunu ve deneysel ölçümlerle örtüştüğünü göstermiştir. Benzer şekilde Bai vd. (2011), daldırma tip kondenserlerin yarattığı kaldırma kuvveti kaynaklı akımları inceleyerek, boru geometrisinin ve yerleşiminin sıcaklık katmanlaşmasını kırmadaki rolünü vurgulamışlardır.

Soğutulmuş su tanklarına (chilled water storage) odaklanan Selamat vd. (2019) ve Yaïci vd. (2013), tank içinde oluşan termoklin (sıcaklık geçiş) bölgelerini ve giriş difüzörlerinin etkisini analiz etmişlerdir. Bu çalışmalar, hatalı konumlandırılan sıcaklık sensörlerinin, suyun gerçek ortalama sıcaklığını yansıtmadığını, bunun da kompresörün sık sık devreye girip çıkmasına ve enerji verimliliğinin düşmesine neden olduğunu rapor etmişlerdir.

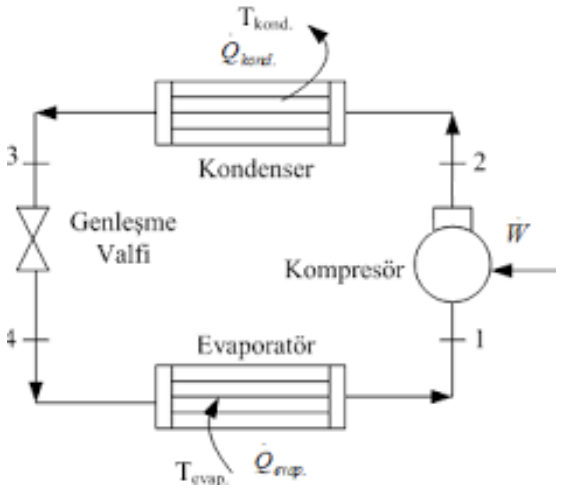
2.5. Genel Değerlendirme

Mevcut literatür incelendiğinde, chiller bileşenlerinin (kompresör, kondenser, evaporatör) tekil optimizasyonu ve büyük ölçekli su tanklarının CFD analizleri üzerine çok sayıda çalışma bulunduğu görülmektedir. Ancak, gıda endüstrisindeki dondurma ve pastörizasyon makinelerine özel olarak tasarlanmış, daldırma tip evaporatör içeren kompakt bir sistemin hem deneysel olarak üretildiği hem de tank içi sensör konumunun CFD analiziyle optimize edildiği bütünleşik çalışmaların sayısı sınırlıdır. Çoğu çalışma ya sadece teorik simülasyonda kalmakta ya da sadece deneysel veriye dayanmaktadır. Bu tez çalışması, teorik tasarım, sayısal analiz (CFD) ve deneysel doğrulamayı bir arada sunarak, literatürdeki bu boşluğu doldurmayı ve endüstriyel uygulamalar için doğrulanmış bir tasarım metodolojisi sunmayı hedeflemektedir.

3. MATERYAL VE METOT

Endüstriyel gıda makinelerine yönelik tasarlanan hava soğutmalı chiller sisteminin donanım bileşenleri, imalat süreci, kullanılan ölçüm cihazları ve uygulanan analiz yöntemleri (teorik, sayısal ve deneysel) detaylandırılmıştır.

3.1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

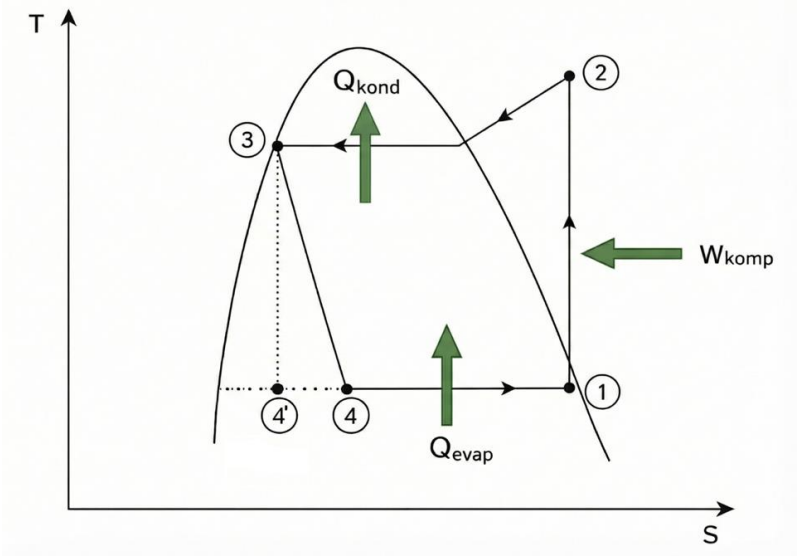


Şekil 3.1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi Çalışma Şeması

Hava soğutmalı chiller sisteminde kullanılan bileşenlere geçmeden önce, sistemin temelini oluşturan buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin çalışma prensibinin açıklanması gerekmektedir. Soğutma çevriminin temel mekanizmasının anlaşılması, sistem tasarımında doğru ve verimli mühendislik çözümlerinin geliştirilmesi açısından kritik öneme sahiptir.

Soğutma çevriminin temel prensiplerinin anlaşılabilmesi, sistem tasarımında daha doğru ve verimli çözümler üretilmesini sağlamaktadır. Bu amaçla, Şekil 3.1'de klasik bir chiller sistemine ait çevrim şeması gösterilmektedir. Çevrimde yer alan tüm temel bileşenler aynı numaralarla, akış yönüne göre belirtilmiştir. Çevrimin 1-2 hattında kompresör aracılığıyla sisteme iş girişi yapılmakta ve soğutucu akışkan izentropik bir şekilde sıkıştırılarak basınçlandırılmakta ve dolayısı ile sıcaklığı artırılmaktadır. Ardından, 2 numaralı bileşen olan kondenserde çevreye ısı transferi gerçekleşmekte ve ortama ısı atarak akışkanın sıcaklığında bir azalma gözlenmektedir. Bu işlemin verimini arttırmak maksadıyla kondenserde fan kullanılmaktadır. 2-3 hattında, akışkan enerjisini kaybetmeye başlamakta ve faz değişimi başlamaktadır. Burada akışkan gazdan sıvı forumuna geçer. Endüstriyel sistemlerde genleşme valfine sıvının gittiğine emin olunması adına likit tankı denilen ara birim kullanılır. Bu birimde tankın altında kalan sıvı formda akışkan sisteme çekilerek devam edilir. 3-4 hattında, genleşme vanasında basınç düşüşü gerçekleşmekte, bu da akışkanın sıcaklığının düşmesine sebep olmaktadır. Son olarak, evaporatör (4-1 hattı) üzerinden çevreden sisteme ısı transferi sağlanmakta, böylece çevrim tamamlanmaktadır. Bu esnada en önemli husus, akışkanın yeteri kadar ısı alarak

tamamen doymuş buhara ulaşması istenir. Superheat (kızdırma, ekstra ısı) kavramı burada devreye girer. Bu kavram, akışkanın doymuş buhar formuna ulaştıktan sonra kaç derece daha ısındığı ile ilgilidir. Bu çevrim, endüstriyel chiller sistemlerinin çalışma prensibini oluşturmaktadır.



Şekil 3.2. İş Gücü Tahrikli Konvansiyonel Chiller T-S Diyagramı

Chiller sistemleri, temel çevrim prensibi açısından benzerlik göstermelerine rağmen, kondenser tasarımına bağlı olarak iki farklı yapıda sınıflandırılmaktadır. Bunlar, hava soğutmalı ve su soğutmalı kondenser sistemleridir. Su soğutmalı chillerlerde, kondenser kısmı ilave bir soğuk su kaynağı kullanılarak soğutulmaktadır. Bu amaçla genellikle soğutma kuleleri tercih edilmekle birlikte, farklı doğal su kaynakları da (deniz, dere vb.) sisteme entegre edilebilmektedir. Bu tip kondenserlerde, yaygın olarak plaka tipi veya boru demeti (shell & tube) tipi ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Hava soğutmalı chillerlerde ise, kondenser kısmında hava soğutmalı kondenserler tercih edilmekte ve burada soğutucu akışkanın enerjisi doğrudan atmosfere aktarılmaktadır. Bu sistemlerde, kondenser fanları yardımıyla ısı transfer süreci hızlandırılmakta ve sistemin toplam verimliliği artırılmaktadır. Şekil 3.2'de, söz konusu çevrimin termodinamik davranışı T-s diyagramı üzerinde gösterilmiştir.

Bu bölümde açıklanan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, çalışmanın ilerleyen bölümlerinde gerçekleştirilen termodinamik hesaplar, evaporatör tasarımı ve CFD analizleri için teorik temel oluşturmaktadır.

3.1.1. Hava Soğutmalı Chiller Soğutma Çevrimi

Soğutma sistemlerinin temel prensibi, termodinamiğin ikinci yasasına dayanır. Bu yasa, ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama transfer edilmesi esasına dayanır. Endüstriyel soğutma sistemlerinde, bu prensip, buhar

sıkıştırmalı soğutma çevrimi ile uygulanır. Bu çevrim, dört ana bileşenden oluşur: kompresör, kondenser (yoğuşturucu), genleşme valfi ve evaporatör (buharlaştırıcı).

3.1.2. Evaporasyon Sıcaklığı ve Superheat (Aşırı Isıtma) Kavramları

Evaporatörde soğutucu akışkan çalıştığı ortamdan ısı çeker ve buharlaşarak gaz haline gelir. Bu süreç, çalıştığı ortamın sıcaklığını düşürür ve soğutma etkisi sağlar. Evaporasyon sıcaklığı, soğutucu akışkanın buharlaşmaya başladığı ve sıcaklığının sabit olduğu sıcaklıktır. Bu sıcaklık, kullanılan soğutucu akışkanın tipine ve sistemin çalışma koşullarına bağlı olarak değişir. Kompresöre geri dönmeden önce akışkanın tamamen buhar fazında olması istenir.

Evaporatörde, soğutucu akışkanın tamamı buharlaştıktan sonra, genellikle bir miktar superheat (fazla ısınmış gaz) oluşur. Superheat, soğutucu akışkanın, buharlaşma sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklığa çıkmasıdır. Superheat, genellikle evaporatörden çıkan gazın ısıl enerjisinin artmasına neden olur ve sistemin verimliliğini etkiler. Ancak, çok fazla superheat, sistemde aşırı enerji tüketimi ve kompresörün aşırı çalışmasına ve hatta aşırı ısınmasına yol açabilir, bu nedenle doğru kontrol edilmesi gerekmektedir.

Tasarım için belirlenen parametreler:

Evaporasyon Sıcaklığı T_{evap}: 0°C

3.1.3. Kondenzasyon Sıcaklığı

Kondenzasyon sıcaklığı ise, kompresörden çıkan sıcak gazın, kondenserde ısı kaybederek sıvıya dönüştüğü sıcaklıktır. Bu sıcaklık, ortam koşullarına ve soğutucu akışkanın özelliklerine bağlı olarak değişir. Kondenserin işlevi, bu gazın çevreye ısı vererek yoğuşmasını sağlamaktır. Bu süreç, ısı değiştirici yüzey alanına, ortam sıcaklığına ve kullanılan fanların hızına bağlıdır. Kondenserin etkinliği, sistemin verimliliğini doğrudan etkiler; dış ortamın sıcaklığının artması, kondenserin sıcaklığını artırarak COP (performans katsayısı) değerini düşürür.

Tasarım için belirlenen parametreler:

Ortam sıcaklığı T_{hava}: 35°C

Kondenzasyon Sıcaklığı T_{kond}: 45°C

3.1.4. Chiller Sisteminin Çalışma Prensibi

Çevrimde 1-2. hattı (kompresör) takip eden soğutucu akışkan, gaz halinde sıkıştırılarak yüksek basınca çıkarılır. Sıkıştırma işlemi sırasında sıcaklık da artar. Kompresörün amacı, soğutucu akışkanın entalpisi (iç enerji) arttırarak sıcaklık ve basınç yükseltmektir. Ardından bu yüksek basınçlı ve sıcak gaz, 2-3. hattı takip ederek kondenserde soğutulur. Kondenserde soğutucu akışkan, çevreye ısı transferi yaparak sıvıya dönüşür.

Genleşme valfi (3. hat) vasıtasıyla, sıvılaştırılmış gazın basıncı düşürülür ve bu sıvı, düşük basınca sahip olan evaporatöre (4. hat) gönderilir. Burada, ortamdan ısı çekilir ve soğutucu akışkan buharlaşır. Soğutma çevrimi böylece tamamlanmış olur.

3.1.5. Hava Soğutmalı Chillerlerde Kondenser ve Evaporatör Tasarımı

Hava soğutmalı chillerde kondenser; bakır borular içerisinden geçen R404A soğutucu akışkanının ısısını fanlar yardımıyla atmosfere atarak yoğuşmasını sağlayan ısı değiştirici elemandır. Kondenserin tasarımında, çevre sıcaklığı, kullanılan soğutucu akışkanın türü, fan hızı ve ısı değiştirici yüzey alanı gibi parametreler önemli rol oynar. Yüksek sıcaklık farkı, kondenserde daha fazla ısı kaybı sağlar ancak çok fazla ısı kaybı da sistem verimliliğini olumsuz etkiler. Bu nedenle kondenser tasarımı, dış ortam koşullarına uygun olarak dikkatlice yapılmalıdır.

Evaporatör tasarımı ise, soğutulacak ortamın homojen bir şekilde soğutulması için kritik öneme sahiptir. Bu noktada, su tankındaki sıcaklık homojenliği sağlanmadığında, tank içerisindeki sıcaklık ölçümleri yanıltıcı olabilir ve sistemin verimsiz çalışmasına yol açabilir. Bu nedenle, su tankı içerisindeki sıcaklık dağılımı ve ölçüm noktalarının doğru bir şekilde yerleştirilmesi gerekmektedir.

3.2. Soğutma Yükü Hesabı ve Chiller Tasarım Verileri

Bu çalışmada, soğutma sisteminin temel amacı, proses tankına dönen sıcak suyun, belirlenen çıkış sıcaklığına düşürülerek yeniden kullanılabilir hale getirilmesidir. Sistem tasarımında, dondurma makinesinde şebeke suyu 19 derece iken su tankına dönen suyun sıcaklığı 35 °C olarak ölçülmüştür. Daha güvenli bir soğutma kapasitesi alanında kalmak için çıkış ile giriş arası sıcaklık farkı 25 °C olarak kabul edilmiştir.

Suyun sistem içindeki debisi 480 Litre/saat olup, bu değer yaklaşık 8 Litre/dakika hacimsel debiye karşılık gelmektedir.

Teorem 3.1.

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m} . c_p . \Delta T \qquad (3.1)$$

Chiller sisteminin kapasite gereksinimlerinin belirlenebilmesi için soğutma yükü, duyulur ısı hesabına dayalı olarak hesaplanmıştır. Bu bağıntı, Termodinamiğin I. Yasası (enerjinin korunumu) esas alınarak türetilmiştir. Enerji korunumu prensibine göre, bir akışkanın sıcaklığında ΔT kadar değişim meydana gelmesi için gerekli enerji miktarı, akışkanın kütlesi ve özgül ısı kapasitesi ile doğru orantılıdır. Bu nedenle, sabit basınç altında duyulur ısı transferi hesaplarında Teorem 3.1. eşitliği temel yöntem olarak kullanılmaktadır.

Teorem 3.1.

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m} . c_p . \Delta T \quad (3.1)$$

Burada; $\dot{Q}_{ref}$ soğutma yükünü (kW), $\dot{m}$ Kütlesel debiyi (kg/s), c_p özgül ısı kapasitesini (kJ/kg·K) ve ΔT sıcaklık farkını (K veya °C) temsil etmektedir.

- $\dot{m}_{su}$ = Suyun Kütlesel Debisi = 480L/saat = 8L/dak = 0,133 kg/s
- Cp_{su} = Suyun özgül ısısı ≈ 4.186 kJ/kg.K
- ΔT_{su} = Suyun Sıcaklık farkı = (35 °C – 10 °C = 25 °C)

$$\dot{Q}_{ref} = 0{,}133 \; x \; 4{,}186 \; x \; 25 = 13{,}95 \; kW$$

Bu durumda sistemin hedeflediği soğutma yükü yaklaşık 14 kW olarak hesaplanmıştır. Bu değer, chiller sisteminde kullanılacak bileşenlerin seçimi için temel parametre olarak kullanılmıştır.

Çizelge 3.1. 8 L/dak su debisi için soğutma kapasiteleri ($\dot{Q}=\dot{m}.Cp.\Delta T$)

ΔT (°C)	**Gerekli soğutma gücü $\dot{Q}_{ref}$ (kW)**
5	2,79
10	5,58
15	8,37
20	11,16
25	13,95
30	16,74

Bu değerler yalnızca suyun duyulur ısısı için ideal değerler olup, tank ve boru ısı kazançları ve karışım verimsizlikleri dâhil edildiğinde tasarımda daha yüksek kapasite seçmek gerekir. Bu sebeple %10 emniyet katsayısı, seçilen sıcaklık aralığındaki soğutma kapasitene eklenecektir.

3.3. Chiller Sistem Bileşenlerinin Seçimi

Yapılan soğutma yükü hesaplamaları ve tasarım parametreleri sonucunda sistemin ihtiyacı 13,95 kW olarak belirlenmiş ve %10 emniyet katsayısı dikkate alınarak yaklaşık 14 kW kapasiteli bir chiller sistemi tasarlanmıştır. Bu kapsamda, sistem bileşenlerinin seçimi aşağıdaki teknik kriterlere göre yapılmıştır:

3.3.1. Soğutucu Akışkan

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R404A tercih edilmiştir. R404A, orta ve düşük sıcaklık uygulamalarında yaygın olarak kullanılmakta olup, özellikle gıda endüstrisinde yüksek güvenilirlik ve iyi termodinamik performans sağlamaktadır. Yapılan karşılaştırmalarda, benzer çalışma koşullarında R404A'nın diğer alternatiflere kıyasla daha stabil evaporasyon basıncı ve daha yüksek soğutma kapasitesi sunduğu belirlenmiştir. Bu nedenle, chiller sisteminde R404A kullanımı uygun bulunmuştur.

Tasarım için R404A soğutucu gazı özellikleri:

$$h_{sıvı} = 200 \text{ kJ/kg } (0°C\text{'deki})$$

$$h_{buhar} = 368 \text{ kJ/kg } (5°C\text{'deki})$$

$$\dot{m}_{ref} = 496 \text{kg/h} = 0{,}138 \text{kg/s}$$

3.3.2. Kompresör

Sistemde scroll tipi kompresör seçilmiştir. Bu seçim aşamasında çizelge 3.1'deki sisteme ait kondenzasyon ve evaporasyon sıcaklıklarındaki kompresör soğutma kapasitesi değeri esas alınmıştır. Bu kompresör, R404A ile uyumlu çalışmakta olup yaklaşık 6 HP motor gücüne sahiptir. Belirlenen kondenzasyon ve evaporasyon değerlerinde sisteme seçilen 14kW soğutma yükünü karşılayabilecek kapasitede olması sebebi ile tercih edilmiştir. Gereken Kompresör Danfoss firmasından tedarik edilmiştir.

Çizelge 3.2. Danfoss Coolselector2 Programından Alınan Danfoss MLZ045 6hp Kompresörün Çeşitli Evaporasyon ve Kondenzasyon Sıcaklıklarındaki Soğutma Performansı

Danfoss MLZ045T4B R404A - Soğutma Kapasiteleri (kW)									
Tc \ Te çiğ	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
15	6,687	8,268	10,18	12,45	15,12	18,23	-	-	-
20	6,223	7,758	9,598	11,78	14,35	17,34	20,78	-	-
25	5,737	7,216	8,981	11,07	13,53	16,38	19,68	23,44	-
30	5,232	6,647	8,328	10,31	12,65	15,36	18,5	22,1	26,18
35	4,711	6,052	7,639	9,514	11,72	14,29	17,26	20,69	24,58

Çizgelge 3.2'nin Devamı

Danfoss MLZ045T4B R404A - Soğutma Kapasiteleri (kW) (Devam)									
40	-	5,434	6,92	8,673	10,73	13,15	15,95	19,19	22,9
45	-	4,798	6,172	7,795	9,708	11,96	14,58	17,63	21,14
50	-	-	5,4	6,883	8,638	10,71	13,15	16	19,3
55	-	-	4,606	5,941	7,529	9,418	11,66	14,3	17,39
60	-	-	-	4,973	6,385	8,081	10,11	12,54	15,43

MLZ045 kompresörü çizelge 3.2'de görüldüğü gibi, 45 °C kondenzasyon, 0°C evaporasyon sıcaklığı için 14,58kW soğutma kapasitesi vermektedir. Dolayısı ile bu kompresör seçilmiştir.

Çizelge 3.3. Danfoss Coolselector2 Programından Alınan Danfoss MLZ045 6hp Kompresörün Sistemdeki Termodinamik Özellikleri

Nokta	Açıklama	Sıcaklık [°C]	Basınç (a) [bar]	Yoğunluk [kg/m^3]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/(kg·K)]
1	Kompresör emiş	0	5,14	25,28	367,6	1,626
2	Kompresör basması	67	21,44	100,1	410,3	1,667
2s	Kondenzasyon çiy noktası	47	21,44	124,8	381,5	1,58
3s	Kondenzasyon kaynama noktası	47	21,44	924,3	271,4	1,236
3a	Kondenser çıkış	45	21,44	937,5	268	1,225
3	İlave aşırı soğutma (subcooling) dahildir	45	21,44	937,5	268	1,225
4	Genleşme valfinden sonra	-5	5,14	57,14	268	1,254
4s	Evaporasyon kaynama noktası	-6	5,14	1172	192,4	9,721
1s	Evaporasyon çiy noktası	-5	5,14	26,05	362,8	1,608
1a	Evaporatör çıkış	0	5,14	25,28	367,6	1,626

3.3.3. Evaporatör

Su tankı içerisine yerleştirilmiş daldırma tipi (immersion) 7 çevrimli, 1/2 inch bakır borulu evaporatör kullanılmıştır. Standart boru malzemesi UNS C12200 kullanılmaktadır. Evaporatör tasarımında genel ısı transfer katsayısı, literatürde dalma tipi bakır borulu evaporatörler için önerilen konservatif değerler doğrultusunda 339 W/m²K olarak alınmıştır. Sayısal analiz sonuçları, akış düzeninin iyileştirilmesiyle etkin ısı transfer katsayısının bu değerin üzerine çıktığını göstermektedir.

Isı İletim Katsayısı k: 339 W/m·K (20°C)

3.3.3.1.Evaporatör Yüzey Alanının Belirlenmesi

Evaporatör yüzey alanı, tank içerisinden çekilmesi gereken soğutma yüküne ve ısı transfer katsayısına bağlı olarak belirlenmiştir. Temel yaklaşım şu eşitliğe dayanır:

$\dot{m}_{ref}$ = 496kg/h = 0,138 kg/s

$\Delta h_{evap} = h_{buhar} - h_{sıvı} = 368 - 200 = 168$ kJ/kg

$$\dot{Q}_{ref} = U \times A \times \Delta Tlm \quad (3.2)$$

Burada;

$\dot{Q}_{ref}$: evaporatöre aktarılması gereken ısı yükü = 14 kW

U: genel ısı transfer katsayısı = 339 W/m²·K

ΔT_{lm}: logaritmik ortalama sıcaklık farkı (K)

Hesaplanan soğutma yükü 14 kW'tır. Daldırma tip bakır borulu evaporatör için U ≈ 339 W/m²K kabul edilmiştir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.3)$$

$$\Delta T_1 = T_{su,giriş} - T_{evap} = 25$$

$$\Delta T_2 = T_{su,cıkış} - T_{evap} = 10$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{25 - 10}{\ln\left(\frac{25}{10}\right)} = \frac{15}{\ln(2,5)} = 16,37\ °C$$

Bu değerler kullanıldığında:

$$A = \frac{\dot{Q}_{ref}}{U \times \Delta T_{lm}} = \frac{14000}{339 \times 16{,}37} = 2{,}52 m^2 \quad (3.4)$$

olarak bulunmuştur. Bu boyutlandırma hem gerekli soğutma yükünün karşılanmasını hem de evaporatörün tank içerisine sığdırılabilmesini sağlamaktadır. Gereken evaporatör, evaporatör üretici firma ile veriler paylaşılarak daldırma tipinde özel tasarım olarak tedarik edilmiştir.

3.3.4. Genleşme Valfi

Soğutucu akışkanın evaporatöre doğru miktarda ve kontrol altında iletilebilmesi için termostatik genleşme valfi kullanılmıştır. Valf, no:6 orifis ile seçilmiş olup, 14 kW soğutma kapasitesini karşılayabilecek kızdırma (superheat) değerinin dengeli şekilde kontrol edilmesine olanak tanımaktadır. Bu sayede evaporatörün kuru çalışma riski önlenmiş ve sistemin kararlı çalışması sağlanmıştır.

Termostatik Genleşme Valfi Seçimi:

Soğutucu gaz = R404A

Q_{ref} = 14 kW

T_{kond} (kondenzasyon sıcaklığı) = 45 °C

T_{evap} (evaporasyon sıcaklığı) = 0 °C

f_{sub} (aşırı soğuma (subcooling) düzeltme faktörü) = 0,98

f_p (dağılım düzeltme faktörü) = 0,96

$$\dot{Q} = \frac{Q_R}{f_{sub} \times f_p} = \frac{14}{0{,}98 \times 0{,}96} = 13{,}17\ \text{kW}$$

Seçim: orifis no 6 (15,5 kW > 13,17 kW)

Tanktaki su sıcaklığının fazla düşük olduğu durumlarda soğutucu akışkanın yeterince ısı emip buharlaşamadan direkt sıvı olarak kompresöre dönmesini önlemek için diyaframın kısılma potansiyeli bulunması, dolayısı ile termal genleşme valf orifisinin %100 kapasitesine yakın seçilmemesine dikkat edilmiştir.

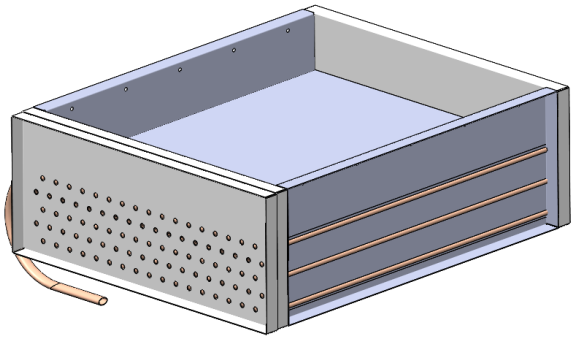
Çizelge 3.4. Danfoss Coolselector2 Programından Alınan Danfoss TE2 Termostatik Genleşme Valfi Orifis-Soğutma Kapasitesi Kapasite Verileri

Danfoss TE2 Termostatik Genleşme Valfi	
Orifice no.	**R404A / R507 (kW)**
0X	0,64
0	1,3
1	2,6
2	3,7
3	6,3
4	9,9
5	13
6	15,5

Bu sebeple seçilen orifis no 5 değil no 6'dır ve sürekli %100 kapasitede çalışmayacaktır.

3.3.5. Kondenser

Sistemde hava soğutmalı kondenser tercih edilmiştir. Dış ortam sıcaklığı 35 °C olarak kabul edilmiş, kondenser çıkış sıcaklığı (kondenzasyon sıcaklığı) ise 45 °C hedeflenmiştir. Kondenser kapasitesi seçimi yapılırken, sisteme giren ana yüklerin toplamı olan kompresör motor gücü (sisteme iş girişi) ile soğutma kapasitesinin toplamı (sisteme ısı girişi) esas alınarak belirlenmiştir. Fan, kondenser tedarikçisinden dahili olarak gelmiştir. 500mm çapında olan bu fan, kondenserin soğutma kapasitesine dahildir.



Şekil 3.3. Kondenserin Solidworks'teki Görünümü

Kondenser Soğutma Kapasitesi, $\dot{Q}_{kond}$ = Kompresör Gücü + Sistemin Soğutma Kapasitesi

$$\dot{Q}_{kond} = W_{komp} + \dot{Q}_{ref} \quad (3.3)$$

Böylece, kompresörden çıkan soğutucu akışkanın yeterli sürede yoğuşması sağlanmış ve enerji kayıpları en aza indirilmiştir.

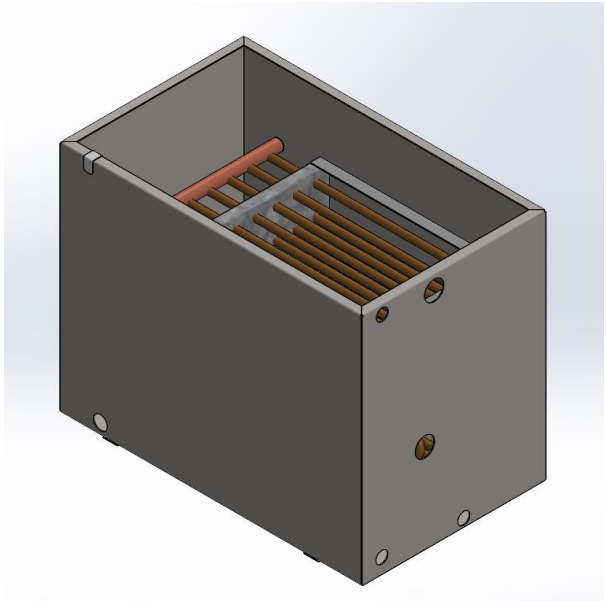
$$\dot{Q}_{kond} = 19 \text{ kW}$$

Seçilen kondenser dT=15°C (Kondanasyon Sıcaklığı – Ortam Sıcaklığı) için 19kW soğutma kapasiteli tedarik edilmiştir.

3.3.6. Su Tankı

Su tankı kapasitesi seçilirken dondurma makinelerinin ortalama 10 ila 15 dakika arasında çalışması sebebi ile su debisinin 10 dakikalık hacim miktarı esas alınarak hesaplanmıştır. 8L/dakika olan su debisi için su tankı hacmi 80 Litre olarak tasarlanmıştır. Bu hacim miktarı, tasarımda su tankının içerisindeki evaporatörün kapladığı hacimden bağımsız olarak sağlanmıştır.

Su tankına 1 inç ölçüsünde giriş ve çıkış için maşon ve nipeller kaynatılmıştır. Su yüksekliğini belirtir şeffaf boru dikey olarak tank suyunun üst hizasını kapsayacak şekilde yerleştirilmesi için alt ve üst sınırlara delik eklenmiştir. Tank, AISI304 malzemeden ve parçalardan imal edilmiş olup 60,3x36,8x46,7cm ölçülerindedir.



Şekil 3.4. Su Tankının ve Daldırma Tip Evaporatörün Solidworks Programındaki İzometrik Görüntüsü

3.3.7. Sürkülasyon Pompası

Su tankından proses makinesine suyu kapalı bir çevrimde iletecek olan birim sirkülasyon pompasıdır. Proses makinesi ile Chiller arası uzaklık 20 metre (gidiş ve dönüş) ve eşit seviyede varsayılmıştır.

$$\dot{Q}_{pompa} = 8\frac{\text{L}}{\text{dak}} \times 60\frac{\text{dak}}{\text{h}} = 480\ \text{L/h} = 0{,}48\ \text{m}^3/\text{h}$$

Sistemin güvenli çalışması ve olası kirlilik/tıkanıklık durumlarında kapasite düşüşünü tolere edebilmesi adına, tasarım debisi %20 emniyet katsayısı ile yaklaşık 0,6 m^3/h olarak hedeflenmiştir.

Proses makinesinde (Pro 9 Gelato Makinesi) su regülatör valfi mevcuttur. Bu valf sayesinde yüksek basınçlarda suyu kısarak talep edilen basınçta suyu sistemine almaya olanak sağlamaktadır. Dolayısı ile daha güçlü bir pompa kullanımı, birden fazla makine entegre etme potansiyeli barındırması açısından tehlike arz etmemektedir.

Bu bağlamda kullanılan pompa basma yüksekliği – debi verileri çizelge 3.5'te verilmiştir.

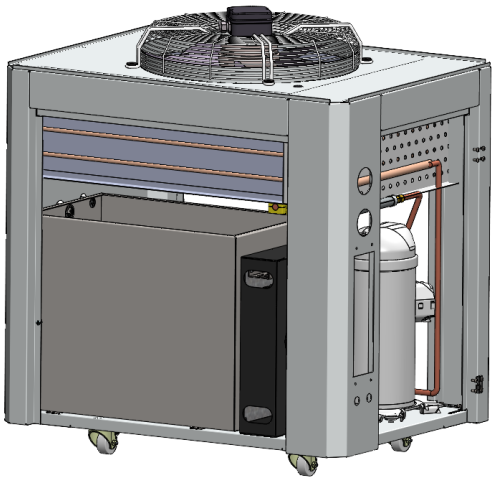
Çizelge 3.5. Kullanılan Pompa Basma Yüksekliği - Debi Verileri

Debi (m^3/h)	Debi (L/dak)	Basma Yüksekliği (mSS)
0,0	0,0	52,0
0,5	8,33	50,5
1,0	16,67	48,0
1,2	25,00	46,5
1,5	33,33	43,5
1,8	41,67	39,0
2,0	50,00	34,0
2,2	58,33	28,0
2,4	66,67	21,0
2,6	75,00	12,0

3.4. Sistemin Montajı ve Operasyonel Kontrol

Tasarım, Solidworks programı aracılığı ile içindeki bileşenleri ve su tankı kapasitesini barındırabilecek bir gövdede toplanmıştır. Tasarımı bitmiş model Şekil 3.5'te verilmiştir.

Dış saclar galvanizden tasarlanıp imal edilmiştir. Paslanmaya karşı direnç kazandırılması için RAL9002 renkli elektrostatik boyaya sokulmuştur.



Şekil 3.5. Solidworks Programında Üç Boyutlu Modellenen Chiller Makinesinin Genel Tasarımı

Belirlenen kapasitelere ait bileşenler kontrollerden sonra montaj hattında montajlanmıştır.



Şekil 3.6. Chiller Su Tankı Sızdırmazlık Kontrolü (Kristal Endüstriyel, 2025)

Chiller su tankının sızdırmazlık kontrolleri yapılmıştır. Pompa montajı sonrasında pompanın gövdesinde bulunan hava tıpası açılıp pompanın havası alınmıştır. Bu işlem pompa montajlarında ilk proses öncesi yapılması gereken bir prosedürdür. Soğutma tesisatı ve gaz hattı kaynakları bittiğinde, sistem 30 bar basınçta 1 gün bekletilerek kaçak kontrolü yapılmıştır.



Şekil 3.7. Chillerin Alt Grup Montajının Yapılması (Kristal Endüstriyel, 2025)

Tasarımı tamamlanan chillerin montajı fabrika üretim hattında gerçekleştirilerek tüm mekanik ve elektriksel bileşenlerin sisteme entegrasyonu sağlanmıştır. Bu süreçte sistemin elektriksel haberleşme şeması ve bileşenlerinde Kristal Endüstriyel firmasının Ar-Ge biriminden yardım alınmıştır. İmalat sürecinin ardından, soğutucu akışkan devresinin basınç ve sızdırmazlık testleri ile elektriksel güvenlik kontrolleri tamamlanarak şekil 3.8'deki gibi prototip, performans testlerine hazır hale getirilmiştir.



Şekil 3.8. Chiller Montajının Bitmiş Hali (Kristal Endüstriyel, 2025)

Chiller çalışma prosedürü, sıcaklık seti ayarlanması ve tank içi suyu bu değere soğutması şeklindedir. Set sıcaklığına (T_{set}) gelince chiller soğutma çevrimi durur. Tekrar açılması için set sıcaklığının altına düşmesi gerekmektedir. Tekrar sıcaklık yükselirken soğutmanın açılması için ise sıcaklık koşulu olarak set sıcaklığı T_{set}+1°C olarak belirlenmiştir.

Proses pompası, proses makinesinin (Gelato yapıcı vb.) soğutması çalışır durumda olduğu sürece aktif olacak şekilde şartlanmıştır.

3.5. Chiller Su Tankı Sıcaklık Dağılımı ve Sıcaklık Sensörünün Konumunun CFD Analizi ile Belirlenmesi

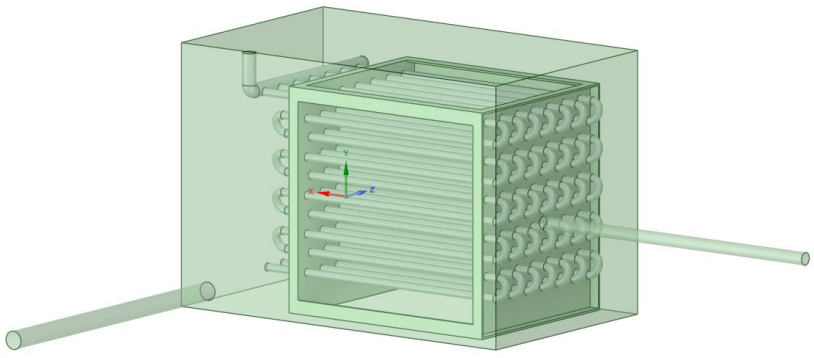
CFD (Computational Fluid Dynamics) analizi için Ansys Fluent 2022 R2 programından faydalanılmıştır.

3.5.1. Geometrinin Hazırlanması

CFD analizi gerçekleştirilecek su tankı ve evaporatörün üç boyutlu tasarımları Solidworks programında modellenip montajlanmıştır.

Kullanılacak olan R404a gazı, genleşme valfinden geçtikten sonra bakır borulu 7 girişten dalma tip evaparatöre girerek tek hattan çıkmaktadır. 8L/dakika debili su ise tanka pompa yardımı ile sürekli olarak emilip, tabandaki çıkıştan su geri kazanılmaktadır.

Ansys Spaceclaim tasarım programı yardımı ile Solidworks programında modellenmiş bu geometri uygun formatta aktarılarak akış hacmi çıkartılmıştır. Akış hacmi; içerisinden katı formdaki parçalar çıkartıldığında kalan suyun hacmidir. Şekil 3.9.'de akış hacmi görülmektedir.



Şekil 3.9. Hava Soğutmalı Chiller 80L Su Tankı ve İçindeki Daldırma Tip Evaporatör ile Beraber Akış Hacmi

Spaceclaim programında geometri hazırlığı aşamasında iken Fluent CFD analizinde tanımlanmış olması gereken gövdeler ve yüzeyler de sınır koşullarının tanımlanması için belirlenmiştir. Toplamda 4 farklı gövde mevcuttur. Bunların ikisi akışkan, ikisi katı gövdedir.

Çizelge 3.6. Su Tankına Ait Spaceclaim Programında Tanımlanan Gövdeler

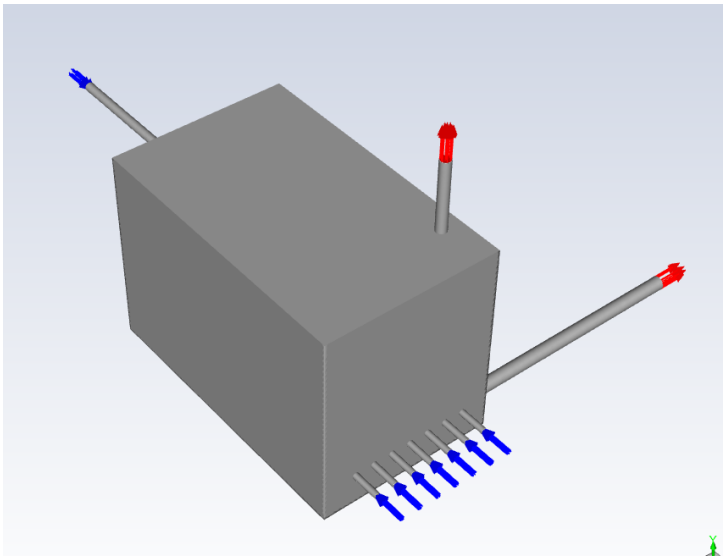
Gövde Adı	Gövde Türü	Açıklama	Minimum Ortogonal Kalite
sld-frame	Katı	Tank çerçevesi ve evaporatör destek çerçevesi katı bir yapı olarak AISI304 paslanmaz çelik olarak modellenmiştir.	0,09910
fl-gas	Akışkan	R404a gazı akışkan bölgesi, bakır boru iç akışkanı için kullanılan hacim.	0,20237
sld-pipe	Katı	Bakır boru serpantin yapısı, bakırdan katı bir yapı olarak tanımlanmıştır.	0,20876
fl-water	Akışkan	Su akışkanı bölgesi, akışkan su olarak modellenen hacim.	0,14825

Çizelge 3.7. Su Tankına Ait Spaceclaim Programında Tanımlanan Yüzey Tipleri

Bölüm Adı	Bölüm Türü	Açıklama
fl-water-inlet	Giriş Yüzeyi	Su girişi için tanımlanan yüzey.
fl-water-pipewalls	Yüzey	Su borusu duvarları, suyun geçtiği boru yüzeyini tanımlar.
fl-water-outlet	Çıkış Yüzeyi	Su çıkışı için tanımlanan yüzey.
fl-water-outerwalls	Yüzey	Su borusunun dış duvarlarını tanımlar.
fl-water-top	Yüzey	Su tankının üst yüzeyi.
sld-pipe-walls	Yüzey	Boru duvarları, katı boru yüzeyini tanımlar.
fl-gas-inlet 1	Giriş Yüzeyi	Gaz girişinin ilk tanımlanan yüzeyi.
fl-gas-inlet 2	Giriş Yüzeyi	Gaz girişinin ikinci tanımlanan yüzeyi.

Çizelge 3.7'nin Devamı

Bölüm Adı	Bölüm Türü	Açıklama
fl-gas-inlet 3	Giriş Yüzeyi	Gaz girişinin üçüncü tanımlanan yüzeyi.
fl-gas-inlet 4	Giriş Yüzeyi	Gaz girişinin dördüncü tanımlanan yüzeyi.
fl-gas-inlet 5	Giriş Yüzeyi	Gaz girişinin beşinci tanımlanan yüzeyi.
fl-gas-inlet 6	Giriş Yüzeyi	Gaz girişinin altıncı tanımlanan yüzeyi.
fl-gas-inlet 7	Giriş Yüzeyi	Gaz girişinin yedinci tanımlanan yüzeyi.
fl-gas-outlet	Çıkış Yüzeyi	Gaz çıkışı için tanımlanan yüzey.
fl-gas-walls	Yüzey	Gaz borusunun duvarlarını tanımlar.
sld-frame-walls	Yüzey	Çerçeve duvarlarını tanımlar, genellikle cihazın dış yapısı.



Şekil 3.10. Hava Soğutmalı Chiller 80L Su Tankı Giriş ve Çıkış ile Daldırma Tipi Evaparatör Gaz Giriş ve Çıkış (Mavi Giriş, Kırmızı Çıkış)

Ansys Fluent çözümlemesinde kullanılmak üzere tasarlanan akış hacmi SpaceClaim uygulamasında hazırlanmıştır.

Gerçekleştirilen simülasyonlar, ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Modelleme sürecinde, Spaceclaim uygulaması ile sistem bileşenlerinin 3D modelleri oluşturulmuş ve simülasyon alanı detaylandırılmıştır. CFD (Hesaplamalı Akışkanlar

Dinamiği) analizi için uygun mesh (ağ) yapıları oluşturulmuş ve her bir bileşenin geometrisi doğru bir şekilde modellenmiştir.

Gaz ile soğutma suyu akışkan model olarak tanımlanmıştır. Bakır borular, tank sacları ve evaparatör gövde sacları katı model olarak tanımlanmıştır.

3.5.2. Mesh (Ağ) Yapısı Oluşturma

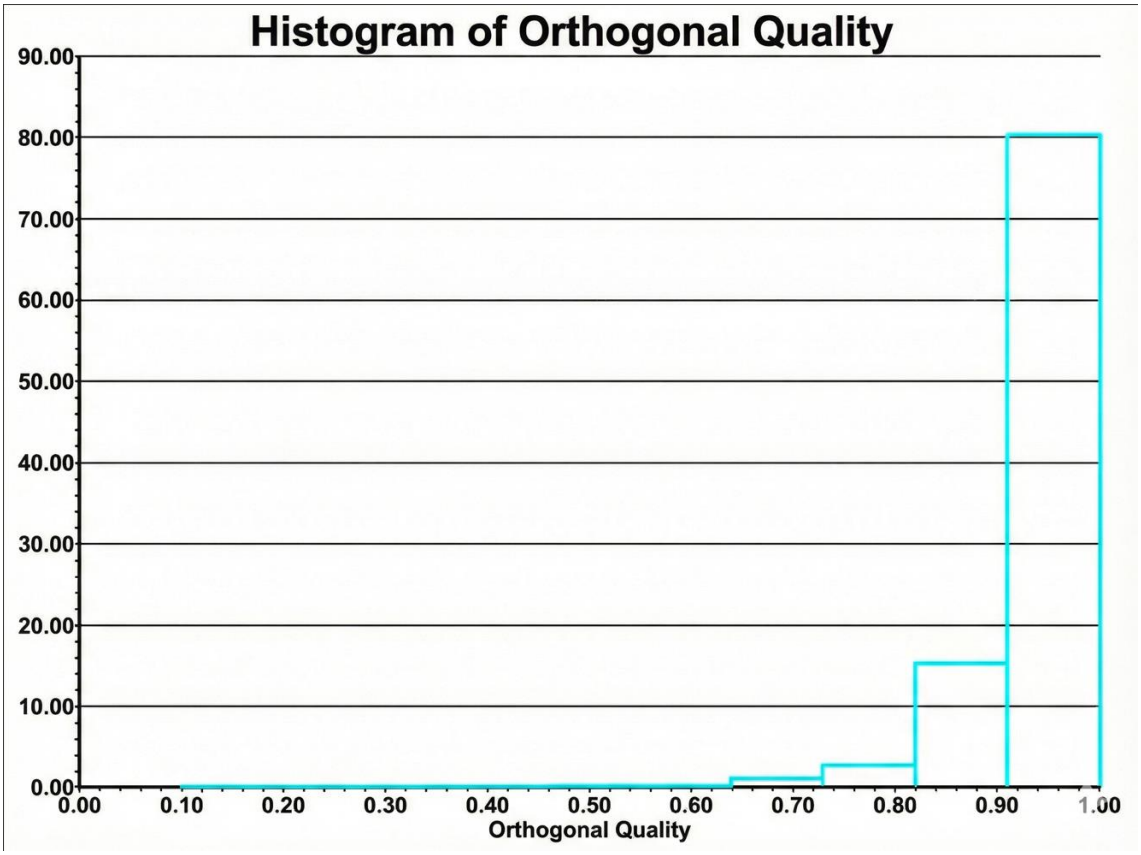
Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) analizlerinde, problemin fiziksel gerçekliğe uygun olarak modellenebilmesi için çözüm akış hacminin sonlu sayıda elemana ayrılması (diskretizasyon) gerekmektedir. Su tankı içerisindeki karmaşık daldırma tip evaporatör geometrisi ve akış yapısı dikkate alınarak, ANSYS Fluent 22.2 yazılımının gelişmiş ağ oluşturma modülleri kullanılmıştır.

Analiz hacminin sonlu elemanlara ayrılmasında, çözüm hassasiyetini artırmak ve hesaplama maliyetini optimize etmek amacıyla çok yüzlü (polihedral) mesh tercih edilmiştir. Bunun en önemli sebebi, hücre boyutlarının doğruluk açısından küçük olması sebebi ile hesaplama maliyetini azaltmaktır. Özellikle ısı transferinin yoğun olduğu evaporatör boru yüzeylerinde ve tank duvarlarında, ısıl sınır tabaka (thermal boundary layer) gelişimini doğru yakalayabilmek amacıyla sıkılaştırılmış ağ yapısı ve enflasyon (inflation) katmanları uygulanmıştır.

Oluşturulan ağ yapısının istatistiksel verileri ve çözüm ağının kalitesi, sayısal analizin yakınsama (convergence) başarısını ve sonuçların doğruluğunu doğrudan etkilemektedir. Analiz edilen nihai modelin ağ istatistikleri Çizelge 3.6 ve kalitesi Şekil 3.11'de sunulmuştur.

Çizelge 3.8. Ansys Fluent Meshing ile Oluşturulan Ağ Yapısına Ait Toplam Cells (Hücreler), Faces (Yüzeyler) ve Nodes (Düğüm Noktaları) Sayıları

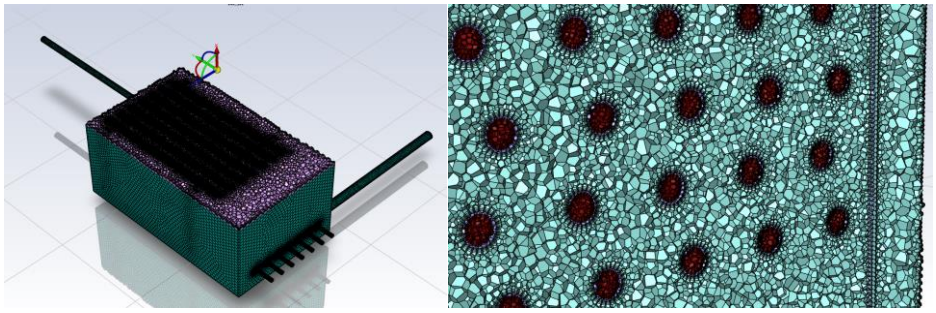
Toplam Hücre (Cell) Sayısı	Toplam Yüzey (Face) Sayısı	Toplam Düğüm (Node) Sayısı
7.654.196	41.451.756	29.797.037



Şekil 3.11. Ansys Fluent Meshing Programında Oluşturulan Ağ Yapısının Ortogonal Kalite Yüzdelik Dağılımı

Hücresel ağ kalitesinin değerlendirilmesinde temel kriter olarak Ortogonal Kalite (Orthogonal Quality) ve En-Boy Oranı (Aspect Ratio) dikkate alınmıştır. ANSYS Fluent literatürüne göre, ortogonal kalitenin 0,1 değerinin üzerinde olması, çözümün ıraksamaması (divergence) ve kararlı bir iterasyon süreci için kabul edilebilir asgari sınırdır.

Minimum ortogonal kalitenin 0,1 seviyesinde olması, tank içerisindeki serpantinlerin karmaşık eğrisel yapısına rağmen ağ kalitesinin literatürde kabul gören standartlar (Kalite>0,1) içerisinde olduğunu ve çözüm için elverişli olduğunu göstermektedir. Ayrıca yüksek hücre sayısı (7,6 milyon), tank içerisindeki sıcaklık gradyanlarının ve doğal taşınım akımlarının detaylı bir şekilde çözümlenebilmesi için yeterli çözünürlüğün sağlandığını ortaya koymaktadır.



Şekil 3.12. Modelin Mesh (Ağ Yapısı) Görselleri

Şekil 3.12, meshleme sürecini ve mesh yapılarını göstermektedir. Polihedral mesh tercih edilmiştir. Bunun en önemli sebebi, hücre boyutlarının doğruluk açısından küçük olması sebebi ile hesaplama maliyetini azaltmaktır. Bu yöntem, özellikle karmaşık geometri ve sınır koşulları olan problemlerde ağın kalitesini daha çok hücre sayılı geometrilerde arttırmayı amaçlarken hesaplama maliyetini de düşürür. Böylece türbülans modelinin dengesini sağlarken, hesaplama süresinin kısalmasını da desteklemiştir.

Evaporatör boruları, ısı transferi ve sınır tabaka etkilerini hassas bir şekilde modellemek için daha ince mesh elemanlarıyla meshlenmesi için stair step (merdiven basamağı) metodu kullanılmıştır. Özellikle boruların iç kısmında bulunan soğutucu akışkan bölgesi, sıcaklık-basınç değişimlerini ve yüzey hızlarına göre ısı transferini daha hassas bir şekilde yakalayabilmek için daha küçük hücre boyutlarıyla meshlenmesi için yapılmıştır.

3.5.3. Sınır Koşulları ve Simülasyon Parametreleri

Simülasyonun gerçekleştirilebilmesi için belirlenen sınır koşulları aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

i) **Sıvı Su (fl-water)**

Su giriş debisi 0,133 kg/s, giriş sıcaklığı 35°C olarak belirlenmiştir. Suyun çıkış noktası için 15°C hedef sıcaklık belirlenmiştir. Bu koşullar, soğutma yükünün doğru şekilde hesaplanmasını ve sistemin sağlıklı bir şekilde çalışmasını sağlar.

ii) **Soğutucu Akışkan (R404A Gazı)**

Gazın giriş sıcaklığı 0°C ve 370 kPa basınç değeri ile belirlenmiştir. Her bir gaz giriş noktası (fl-gas-inlet) için uygun hız profilleri ve sıcaklıklar tanımlanmış olup, bu parametreler sayesinde gazın yoğuşma ve buharlaşma süreçlerinin doğru simülasyonu yapılmıştır.

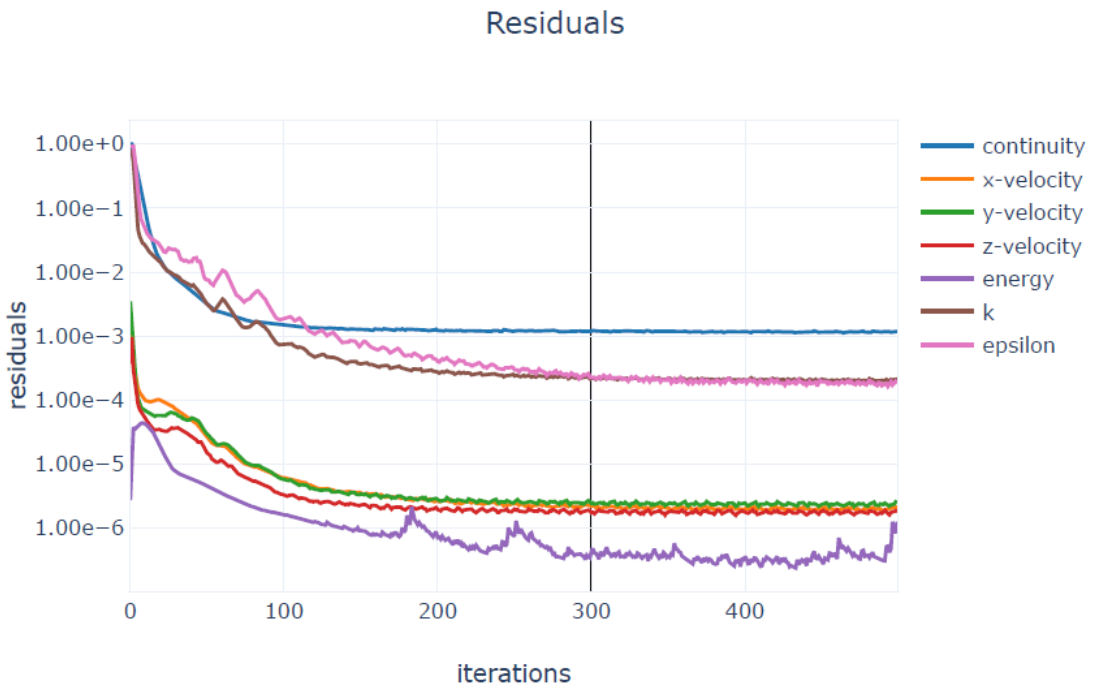
3.5.4. Çözüm Parametreleri:

Simülasyon çözümü için kullanılan fiziksel model, gerçekçi (realizable) k-epsilon türbülans modeli ile gerçekleştirilmiş olup, akışkanların ısı transferi, hız, basınç gibi parametrelerin doğru bir şekilde modellemesi sağlanmıştır. Ayrıca, Enhanced Wall

Treatment kullanılarak duvar etkileri ve ısı transferi optimize edilmiştir. Bu ayarlar, çözümün doğruluğunu yüksek tutmakta ve daha hızlı yakınsamasına olanak sağlamaktadır.

Çizelge 3.9. Ansys Fluent Çözümleme Modeli

Model	Ayarlar
Ortam	3D
Zaman	Durağan (Steady)
Viscous	Gerçekçi k-epsilon türbülans modeli
Wall Treatment	Gelişmiş Duvar Tedavisi
Isı Transferi	Etkin
Zaman Adımı	20



Şekil 3.13. Ansys Fluent Rezidüel Değerlerin Zaman Adımlarına Göre Değişimi

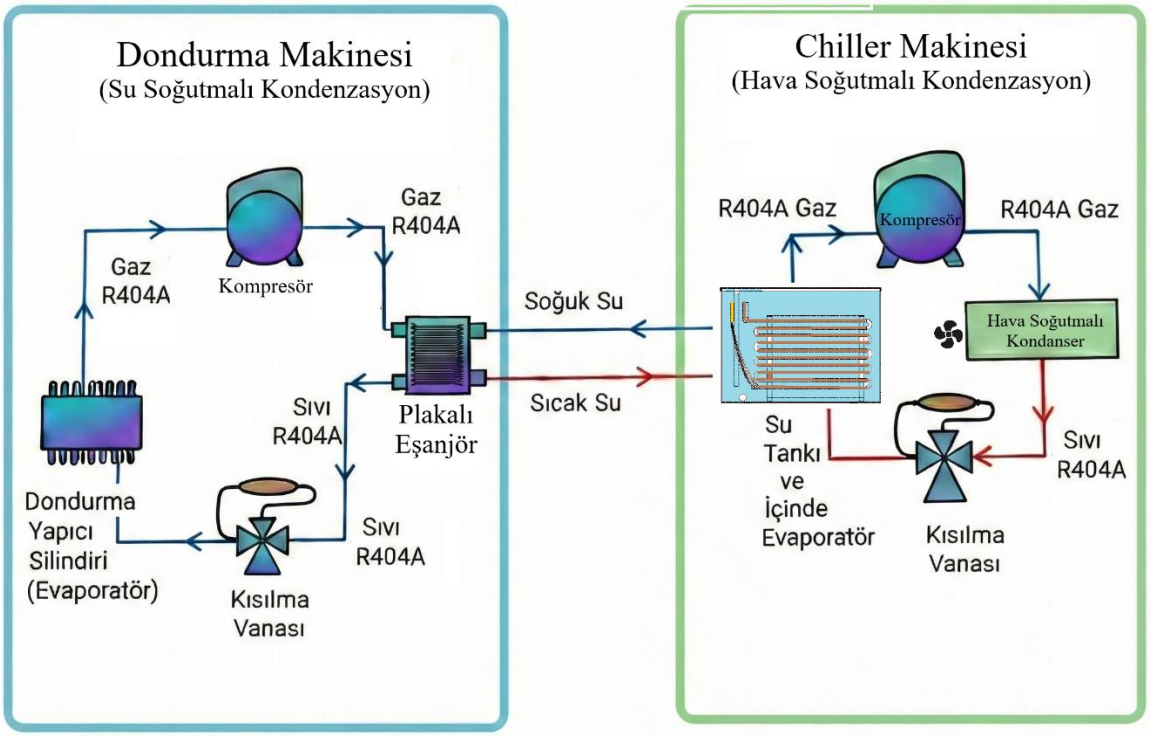
Şekil 3.13, CFD simülasyonunun iterasyonlar (zaman adımları) boyunca nasıl konverje (yakınsama) olduğunu gösterir. Yatay eksende iterasyon sayısı, dikey eksende

ise rezidüel değerler yer almaktadır. Çözümün doğruluğu, rezidüel değerlerin sıfıra yakın olması ile değerlendirilir. Şekilde görülen farklı renkli çizgiler, sırasıyla süreklilik, hız bileşenleri (x, y, z), enerji (ısı transferi aktif edildiği için), k ve epsilon değerlerini temsil etmektedir. Enerji eğrisi için yakınsama kabulü 1e-6, k-epsilon ve x-y-z hızları ve diğerleri için ise 1e-3 olarak belirlenmiştir. Tüm bu parametrelerin iterasyonlar boyunca giderek azalan rezidüel değerler, modelin doğru ve kararlı bir şekilde çözülmekte olduğunu gösterir.

300. iterasyonda bu koşullara ait yakınsama gerçekleşmiştir. Bu yakınsama, simülasyonun doğruluğunu ve sonuçların güvenilirliğini arttırmaktadır.

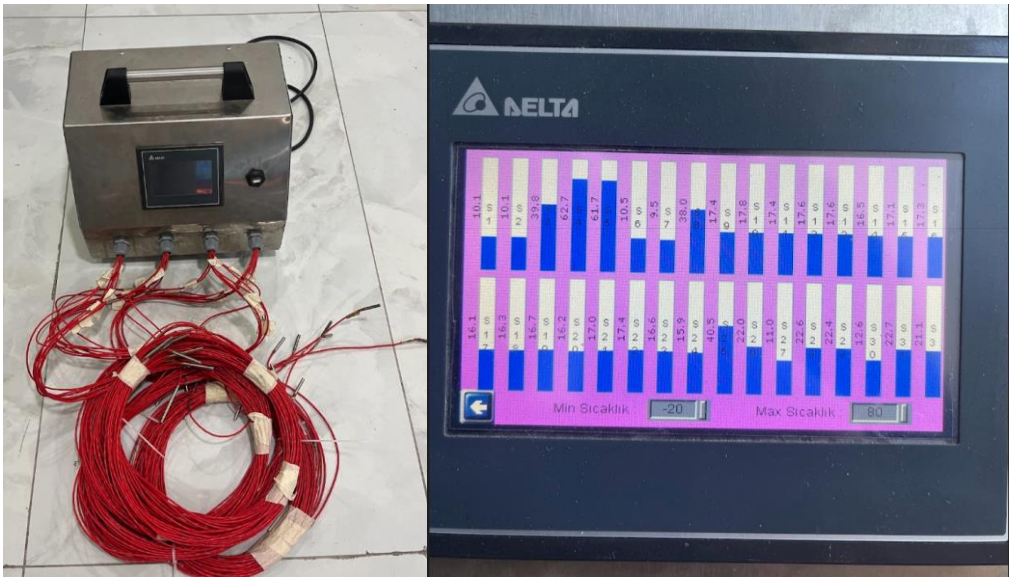
3.6. Hava Soğutmalı Chillerin Dondurma Yapıcı Makine ile Testi

İmalatı yapılan chiller, açık havada 15°C sıcaklıkta test edilmiştir. 9 litrelik gelato (sert dondurma) yapıcı makinesine su hatları bağlandıktan sonra (bkz. şekil 3.14) dondurma karışımı hazırlanmıştır. Chiller set sıcaklığı 10°C olarak ayarlanmıştır. Ortam sıcaklığı sebebi ile başlangıçta 9°C sıcaklığında su sıcaklığına sahiptir.



Şekil 3.14. Sistemin Soğutma ve Tesisat Şeması

Test için su tankı ve çeşitli gaz hattı konumlarından alınacak sıcaklık ölçümleri Şekil 3.15'te görseli verilen cihaz ile yapılmıştır. Bu cihazda 32 adet pt100 sıcaklık ölçer sensör (probe) mevcuttur. Kayıt başlatıldığı süre itibari ile seçilen saniye aralıkları ile tüm sensörlerindeki sıcaklık değerlerini o saat, dakika, süre için kaydeder. Daha sonra kayıt bitirilip tüm verileri depolama alanına alınabilmektedir



Şekil 3.15. Makine Testi Sırasında Sıcaklık Ölçümlerini Kaydetmek İçin Kullanılan Cihaz (Kristal Endüstriyel, 2025)

Yapılmış olan testte veri yazma aralığı 10 saniye seçilmiştir ve test süreci boyunca kayıt almıştır. Şekil 3.15'te ilk teste ait sıcaklık – zaman grafiği görülmektedir.

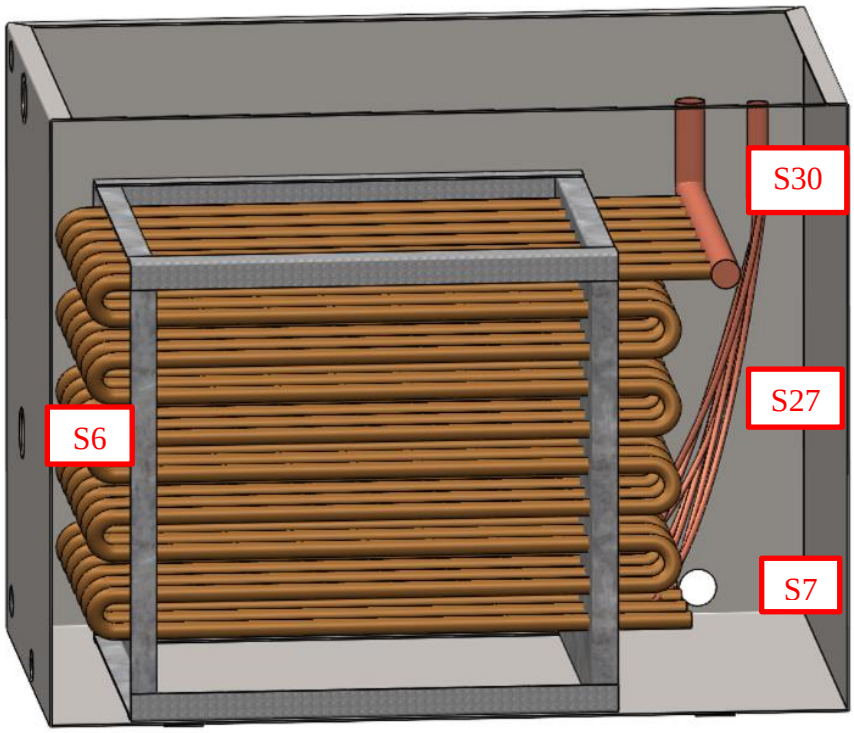


Şekil 3.16. Chiller Testi İçin Sıcaklık Sensörlerinin Yerleştirilmesi (Kristal Endüstriyel, 2025)

Sıcaklık değerlerini kaydetmek amacı ile kullanılan cihaza bağlı 11 adet PT100 sensörü Çizelge 3.10'teki konumlara bağlanmıştır. Bağlantıda üzerleri kauçuklu yalıtım bantları ile sarılarak hava teması engellenmiştir.

Çizelge 3.10. Chiller Test Sırasında Ölçüm Kaydı Alan Sıcaklık Sensörlerinin Konumları

Sensör Kodu	Ölçüm Noktası	Açıklama
S1	Evaporatör dönüş hattı	Evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığını ölçmek amacıyla yerleştirilmiştir.
S2	Evaporatör giriş hattı	Genleşme elemanından sonra evaporatöre giren akışkanın sıcaklığını ölçmektedir.
S3	Kondenser dönüş hattı	Kondenser çıkışında, alt boru hattı üzerindeki soğutucu akışkan sıcaklığını ölçmektedir.
S4	Kompresör basma hattı	Kompresörden çıkan yüksek sıcaklık ve basınçtaki akışkanın sıcaklık takibi için kullanılmıştır.
S5	Kondenser giriş hattı	Kompresörden çıkan akışkanın kondenser girişindeki sıcaklığını ölçmektedir.
S8	Kompresör dönüş (emme) hattı	Evaporatörden kompresöre dönen akışkanın sıcaklığını ölçerek superheat hesabında kullanılmıştır.
S6	Su tankı – sıcak su girişi (orta seviye)	Dondurma makinesinden tanka dönen sıcak suyun giriş sıcaklığını ölçmektedir.
S7	Su tankı – pompa emme hattı	Chiller pompası emme hattındaki su sıcaklığını ölçmek amacıyla yerleştirilmiştir.
S27	Su tankı – arka bölge (orta-alt seviye)	Tank içerisindeki sıcaklık dağılımını izlemek amacıyla arka bölgede konumlandırılmıştır.
S30	Su tankı – ön bölge (orta-üst seviye)	Tank içi ısıl tabakalaşmayı gözlemlemek için ön bölgede yer almaktadır.
S25	Fan emiş bölgesi	Kondenser fanının attığı hava sıcaklığını ölçerek dış ortam etkisini değerlendirmek için kullanılmıştır.



Şekil 3.17. Chiller Testi İçin Su Tankındaki Sensörlerin Konumu

Çizelge 3.5'te verilen sıcaklık sensörlerinin tanımlamalarına ek olarak şekil 3.17'de su tankındaki sensörlerin konumları görülmektedir.



Şekil 3.18. Chiller Testi Sırasında Soğuk Suyun Beslediği Dondurma Yapıcı Proses Makinesi (Kristal Endüstriyel, 2025)

Chiller, soğuttuğu suyu beslemek üzere Kristal Endüstriye tarafından sağlanan Pro 9 isimli 9 litrelik gelato yapıcı makineden yararlanılmıştır. Pro 9 isimli gelato yapıcı makinenin 4,75 kW soğutma kapasitesi, 2,57 kW kompresör gücü bulunmakta, dolayısı ile toplamda 7,33 kW atılacak ısı kapasitesi bulunmaktadır. (Denklem 3.3)

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{W}_{komp} + \dot{Q}_{ref} \quad (3.3)$$

Chiller'in pompa yardımı ile bastığı soğuk su, bu makinenin ısı değiştirici eşanjör ünitesine girerek dondurma makinesinin kompresöründen çıkmış sıcak gazı yoğuşyurmak için ısısını alıp, tekrardan chiller tankına ısınmış bir halde dönmektedir. Dondurma işlemi, ürün sıcaklığı 8,5 °C ulaşana kadar devam etmektedir. Sıcaklık değerine gelince uyarı sesi gelip, ürün çıkartılmaktadır.



Şekil 3.19. Chiller Testi İçin Gelato Malzemesinin Mikserde Hazırlanma Aşaması (Kristal Endüstriyel, 2025)

Test için iki adet gelato malzemesi hazırlanmıştır. Her kova 9 litrelik dondurma karışımı barındırmak üzere iki kova hazırlanmıştır. İlk dondurma işlemi bitip boşaltıldıktan sonra duraksamadan ikinci kova dökülerek ikinci dondurma yapma işlemine geçilmiştir ve bu sırada chillere bağlı sıcaklık kayıtları alınmaya devam edilmiştir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

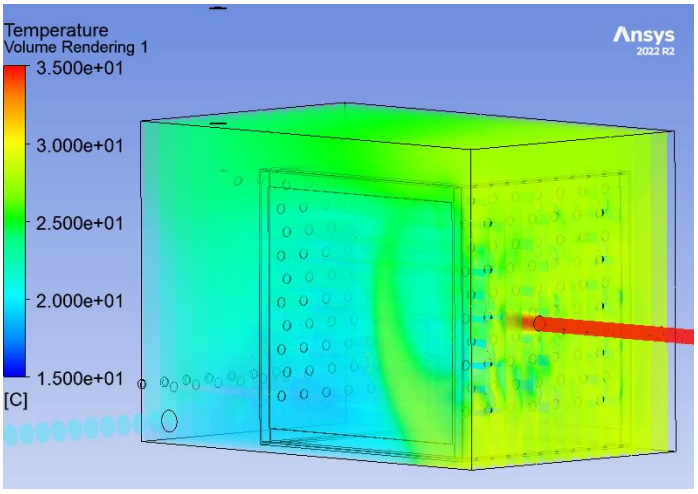
Endüstriyel gıda makinelerine yönelik tasarlanan hava soğutmalı chiller sisteminin performansını değerlendirmek amacıyla yürütülen sayısal analizler (CFD) ve prototip üzerinde gerçekleştirilen deneysel testlerden elde edilen veriler sunulmuştur. Çalışma kapsamında öncelikle tank içi akış ve sıcaklık dağılımı sanal ortamda simüle edilerek tasarım doğrulanmış, ardından imal edilen prototip fabrika ortamında test edilerek gerçek performans verileri kayıt altına alınıp değerlendirilmiştir.

4.1. Sayısal Analiz (CFD) Bulguları

Daldırma tip evaporatörlü su tanklarında, soğutma performansını doğrudan etkileyen en kritik faktörler; suyun tank içindeki sirkülasyonu ve sıcaklık katmanlaşmasıdır (stratification). Bu etkileri incelemek ve sistem kontrolünde kullanılacak sıcaklık sensörünün en uygun konumunu belirlemek amacıyla ANSYS Fluent 22.2 yazılımı kullanılarak steady state (denge hali) analizler gerçekleştirilmiştir.

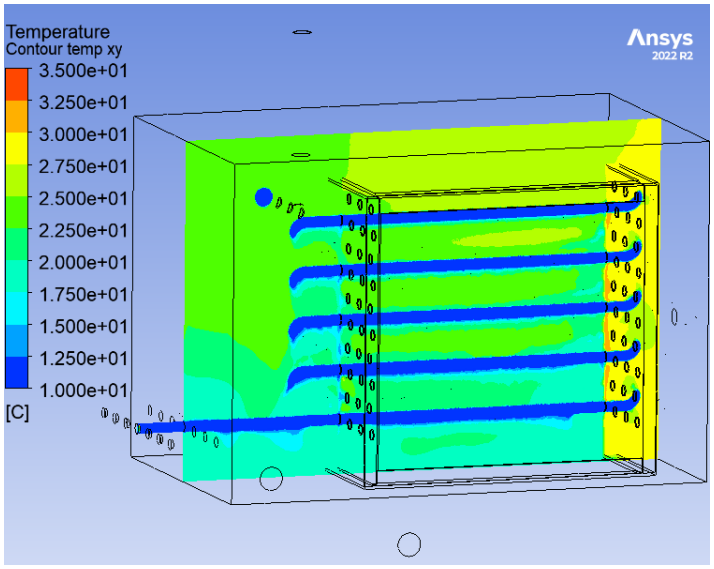
4.1.1. Sıcaklık Dağılımı ve Isıl Katmanlaşma

Endüstriyel chiller sistemlerinde, suyun tank içinde homojen bir şekilde soğutulması, sistemin verimli çalışabilmesi için kritik öneme sahiptir. Su sıcaklığındaki homojenlik, doğru sıcaklık ölçümünün yapılabilmesi ve sistemin etkin şekilde kontrol edilmesi açısından oldukça önemlidir. Bu bağlamda, su tankındaki sıcaklık gradyanının analizi, ölçüm noktalarının doğru bir şekilde konumlandırılması için gereklidir.



Şekil 4.1. Ansys Fluent Programında Elde Edilmiş Tank İçi Su Sıcaklık Gradyanı

Analiz sonucunda elde edilen sıcaklık konturları incelendiğinde, tank içerisinde belirgin bir sıcaklık gradyanı oluştuğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.2. Ansys Fluent Programında Elde Edilmiş Tank İçi Su Sıcaklık Gradyanı Kesiti

Şekil 4.1 ve 4.2, su tankında yapılan CFD analizleri ile elde edilen sıcaklık dağılımını göstermektedir. Bu analizler, tank içindeki sıcaklık profillerinin farklı konumlarda nasıl değiştiğini ve sıcaklık gradyanlarını nasıl optimize edilebileceğini ortaya koymaktadır. Analiz, su tankında sıcaklık farklılıklarının minimize edilmesi için en uygun ölçüm noktalarını belirlemek amacıyla yapılmıştır.

Şekil 4.1, su tankındaki sıcaklık gradyanını göstermektedir. Görüldüğü üzere, tankın üst kısmında su sıcaklığı daha yüksektir ve tankın alt kısımlarına doğru sıcaklık düşüşü gözlemlenmektedir. Bu fark toplamda 1,5 °C kadar çıkmaktadır. Bu sıcaklık gradyanı, tank içinde sıcaklık katmanlaşmasının (stratification) etkilerini göstermektedir.

Şekil 4.2, aynı tankın orta kesitinden alınan sıcaklık verisi sunulmaktadır. Sıcaklık dağılımı kesitinde görüldüğü üzere, tankın üst bölgelerinde ise su sıcaklığının tabana göre nispeten daha yüksek kaldığı tespit edilmiştir. Bunun en önemli sebeplerinden biri, genleşme valfinden çıkan soğuk akışkanın evaporatöre tabandan girmesi öngörülmektedir. Ancak, tasarlanan serpantin geometrisinin (zikzak yapı) yarattığı türbülans etkisi sayesinde, tankın orta kesiminde (h/2 seviyesinde) sıcaklık farklarının azaldığı ve homojen bir karışım bölgesinin oluştuğu belirlenmiştir. Bu bulgu, kontrol sensörünün tankın orta seviyesine yerleştirilmesinin, sistemin ortalama sıcaklığını en doğru şekilde temsil edeceğini doğrulamaktadır.

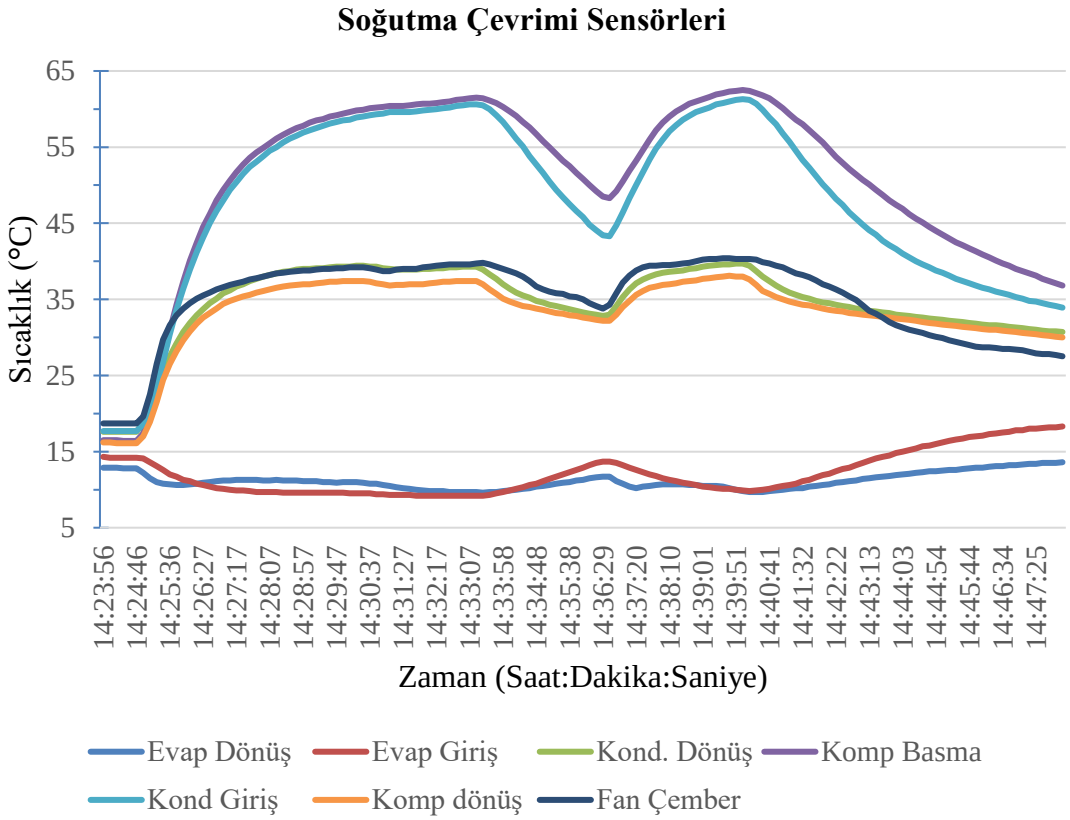
Bu sonuçlara dayanarak, PT100 sıcaklık sensörünün en doğru ölçümü yapabilmesi için, su tankı içinde sıcaklığın daha homojen olduğu bölgelere yerleştirilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Genellikle, tankın orta bölgeleri ve suyun en homojen şekilde karıştığı alanlar en uygun sensör yerleştirme yerleri olarak öne çıkmaktadır. Tank içindeki sıcaklık farklarının minimize edilmesi, sistemin daha doğru çalışmasını ve istenilen su sıcaklık değerlerinin daha hızlı bir şekilde sağlanmasını sağlayacaktır.

Bu CFD analizi, su tankındaki sıcaklık dağılımını optimize etmek için PT100 probunun konumunu belirlemede önemli bir araç olarak kullanılmıştır. Bu sayede, sistemin performansı daha doğru bir şekilde izlenebilir ve enerji verimliliği artırılabilir.

4.2. Testte Elde Edilen Bulgular

Sayısal analizlerle tasarımı doğrulanan hava soğutmalı chiller ünitesinin prototipi imal edilmiş ve fabrikada açık hava ortamında performans testlerine tabi tutulmuştur. Testler sırasında ortam sıcaklığı 20°C olarak ölçülmüştür.

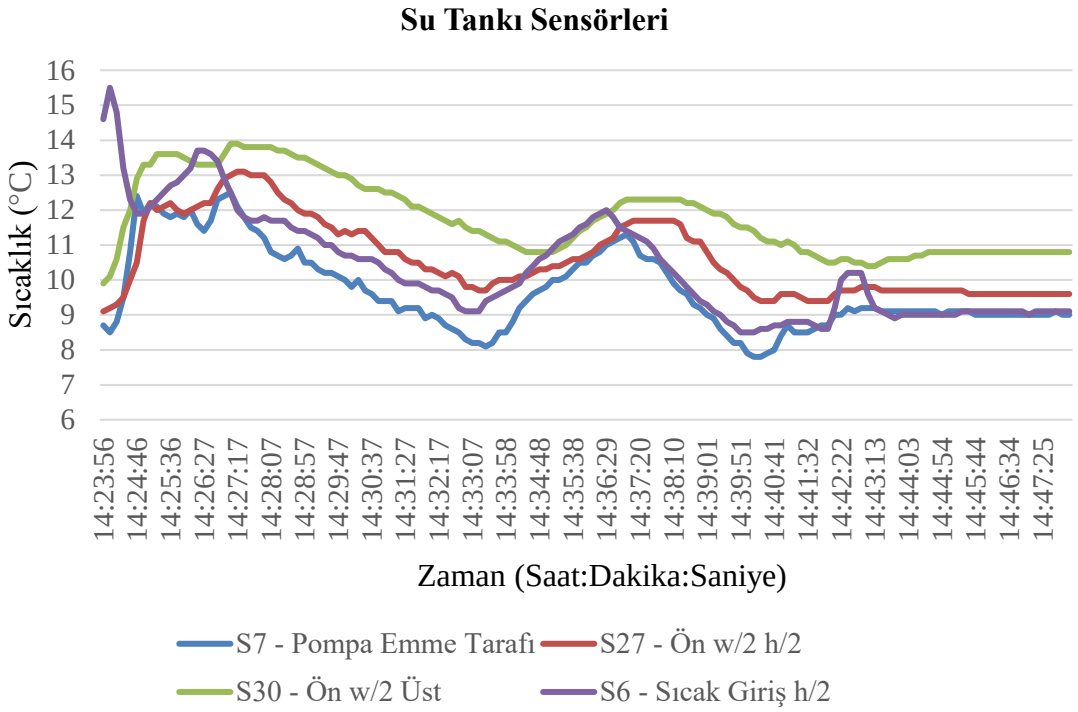
Test, 14:24 ile 14:42 arası sürmüştür. Dondurma set sıcaklığı 8,5°C ulaştığında soğutma kapanmış, dolayısı ile chiller pompası da durmuştur.



Şekil 4.3. Soğutma Çevrimi Sensörleri Sıcaklık (°C) – Zaman Grafiği

Bütün sensörlerin konumları ve amaçları çizelge 3.5'te verilmiştir. Şekil 4.3'te görüldüğü üzere soğutma çevrimi kısa süre içinde başlamış, 14:35'te ısınan su tankı tekrardan 10°C setine geri gelmiş ve soğutmayı durdurmuş, ardından tekrardan ısınıp soğutma açmıştır. 14:42'de dondurma yapıcı durduğunda ise sistem sette ve sıcaklıklar dengeye gelmeye başlamaktadır.

Soğutmanın proses süresi boyunca kapanıp açılması, soğutma kapasitesinin yeterliliğini ve proses makinesini rahatlıkla besleyebildiğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.4. Su Tankı Sensörleri Sıcaklık (°C) – Zaman Grafiği

Şekil 4.3'te görüldüğü gibi pompa 14:43'te durarak tank içi su giriş çıkışını kesmiştir. Su tankı içindeki sıcaklık 10°C altında olduğu için soğutma bu anda durmuş vaziyettedir.

w/2: Tank genişliğinin yarısı

h/2: Tank yüksekliğinin yarısı

Şekil 4.4'te görüldüğü üzere, tankın üst kısmındaki su sıcaklığı (S30), orta kısımdan (S27) yaklaşık 1.5°C daha yüksektir. Bu durum, CFD analizlerinde öngörülen ısıl katmanlaşmayı (stratification) deneysel olarak doğrulamaktadır. Eğrilerin aşağı yönlü olduğu zaman diliminde soğutma çevriminin aktif, yani su tankının soğutulduğu ve chillerin set sıcaklığının üstünde olduğu görülmektedir. Sıcaklıkların yükseldiği 14:33 anında ise chiller tank sıcaklığı, set sıcaklığı olan 10°C altında olduğu ve soğutmanın kapanması sebebi ile tank içi sıcaklığın arttığı gözlemlenmektedir. 14:36'da ise tank içi sıcaklıklar 11°C geçmesi ile beraber (bkz. S27), tekrardan soğutma açılmış ve sıcaklıklar chiller set değerine çekilmeye başlanmıştır.

Bu süreçte tank içinde S27 sensörü, chiller sıcaklık seti olan 10°C'a en yakın konumdadır. Pompanın emdiği su sıcaklığı (S7) ise sürekli olarak ortalamanın altında kalmıştır. S27 ile S7 arasında soğutma esnasında ortalama 1°C fark bulunmaktadır. Bu gözlem, tanktaki su katmanlaşmasının soğutma süreci boyunca da kaldığını göstermesinin yanı sıra CFD analizinde bulunan (Şekil 4.1) sonuçları doğrular niteliktedir.

Tank içi soğutma durduğunda pompa da durduğundan, durağan tanktaki su sıcaklığı katmanlaşması, analizlerden elde edilen sonuçlar neticesinde beklendiği gibi üst taraftan (S30) alt tarafa (S7) doğru soğuyarak katmanlaşmıştır.

4.2.1. Sistem Basınç Değerleri

Test süresince kompresörün çektiği akım ve sistem basınçları manometre ile takip edilmiştir. Önemli husus, ölçümler manometre yani gösterge "bar (g)" basıncıdır. Basınç ölçümleri, referans alınan noktaya bağlı olarak gösterge basıncı ve mutlak basınç olmak üzere iki şekilde ifade edilmektedir. Gösterge basıncı, basıncın atmosfer basıncına göre ölçülen değerini temsil ederken, mutlak basınç ise tam vakum referans alınarak tanımlanan gerçek basınç değeridir.

Soğutma çevrimlerinde entalpi, özgül hacim ve doymuşluk özellikleri mutlak "bar (a)" basınca bağlı olduğundan, tüm termodinamik analizler mutlak basınç esas alınarak gerçekleştirilmiştir.

Bu iki basınç türü arasındaki ilişki aşağıdaki eşitlik ile ifade edilmektedir:

$$P_a = P_g + P_{atm} \tag{4.1}$$

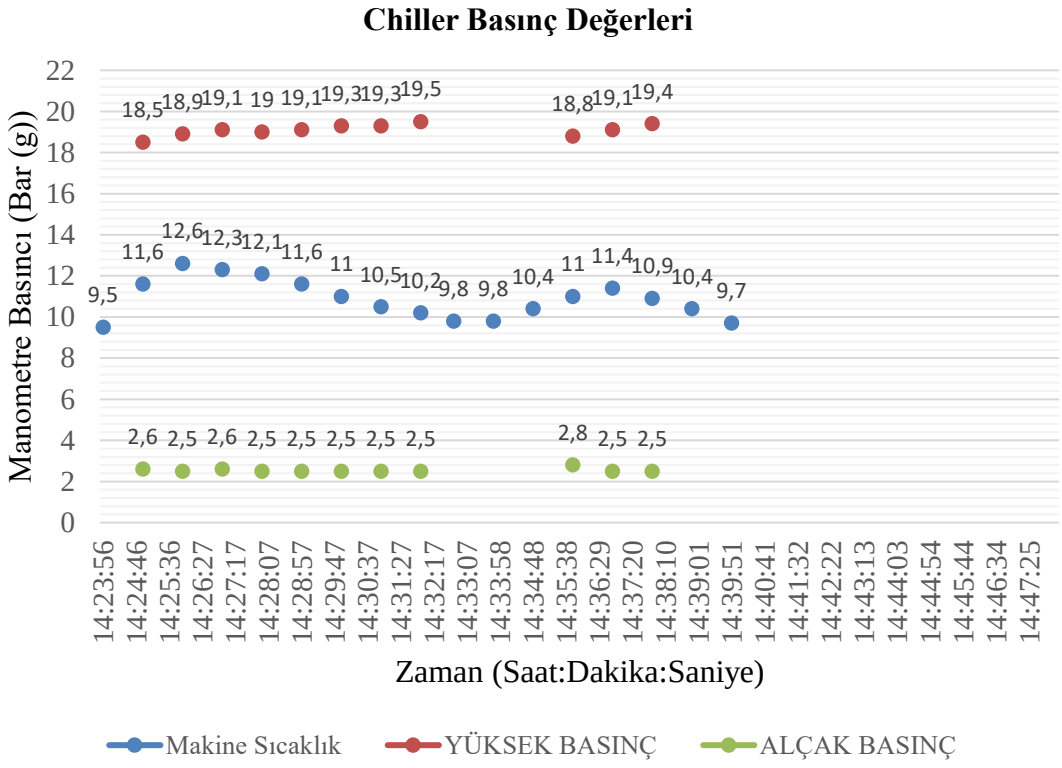
Burada;

P_a: Mutlak basınç bar(a)

P_g: Gösterge (manometrik) basıncı bar(g)

P_{atm}: Atmosfer basıncı (yaklaşık 1,013 bar)

Şekil 4.5'teki basınç değerleri manometrik basınç değerleridir.



Şekil 4.5. Chiller Manometre Basınç (Bar (g)) – Zaman Grafiği

Dondurma prosesi boyunca dakikada bir veri kaydedilmiştir.

Emme Basıncı (Düşük Basınç Hattı): Sistem çalışmaya başlangıç anında 4,5 bar seviyelerinde olan emme basıncı, su soğudukça kademeli olarak düşmüş ve rejim halinde 2,6 – 2,8 bar(g) aralığına oturmuştur. Bu değer, R404A gazı için hedeflenen evaporasyon sıcaklığına (yaklaşık 0°C) karşılık gelmektedir.

Basma Basıncı (Yüksek Basınç Hattı): Kondenser fanlarının devreye girmesiyle birlikte basma basıncı 19 bar(g) civarında stabil kalmıştır. Bu durum, hava soğutmalı kondenserin ısıyı verimli bir şekilde atabildiğini ve proses boyunca basıncın sabit kalabildiğini göstermektedir.

Elde edilen deneysel sonuçlar, teorik hesaplamalarda öngörülen 14 kW soğutma yükü kapasitesinin sistem tarafından karşılanabildiğini ve dondurma veya pastörizasyon makinelerinin anlık pik yüklerini absorbe edebilecek ısıl yeterliliğe sahip olduğunu göstermiştir.

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, gıda endüstrisinde yaygın olarak kullanılan dondurma, pastörizasyon, krema su ile kondanse olan makinelerin soğutma suyu ihtiyacını karşılamak amacıyla, su tasarrufu odaklı bir hava soğutmalı chiller sistemi tasarlanmış, sistem tasarım aşamasında teorik soğutma hesapları kullanılarak belirlenmiş ve evaporatör yüzey alanı ile geometrik özellikler bu yükü karşılayacak şekilde tasarlanmıştır. Sayısal yöntemlerle (CFD) analizi yapılmış ve prototip üretimi gerçekleştirilerek performansı deneysel olarak doğrulanmıştır.

Deneysel çalışmalar kapsamında, geliştirilen ve orijinal evaporatör tasarımları için su tankı içerisindeki sıcaklık dağılımları ölçülmüş, tank giriş-çıkış sıcaklıkları ile ölçüm noktalarındaki sıcaklık farkları detaylı olarak incelenmiştir. Elde edilen deneysel veriler, sistemin hedeflenen soğutma yükünü karşıladığını ve tasarım aşamasında yapılan ısı transfer hesapları ile uyumlu sonuçlar verdiğini göstermiştir. Özellikle, suyun hedeflenen sıcaklık aralığına girip çıkma (sete gelme) durumu, kapasitenin bağlı olan proses makinesini karşılayabildiğini göstermektedir.

Sayısal analizler (CFD) ile elde edilen sonuçlar, deneysel ölçümler ile karşılaştırılmıştır. CFD analizlerinde, su tankı içerisindeki hız ve sıcaklık alanları incelenmiş, evaporatör çevresindeki akış yapıları ve sıcaklık gradyanları detaylı olarak analiz edilmiştir. Deneysel olarak ölçülen tank içi sıcaklık farkları olan taban ile üst yüzey arası 3°C fark değerleri, sayısal analizlerde elde edilen sıcaklık dağılımları ile uyumlu olması, tasarımının yalnızca sayısal veya teorik ortamda değil, gerçek çalışma koşullarında da etkili olduğunu ortaya koymuştur.

Özellikle, tank içerisindeki sıcaklık dağılımı, sıcak noktaların konumu ve ölçüm noktasındaki sıcaklık değerleri, sayısal analiz sonuçları ile örtüşmektedir. Bu durum, oluşturulan sayısal modelin fiziksel sistemi doğru bir şekilde temsil ettiğini ve yapılan CFD analizlerinin tasarım doğrulama aracı olarak güvenle kullanılabileceğini göstermektedir.

Sonuç olarak, bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen teorik soğutma hesapları, sayısal analizler ve deneysel testler birbirini doğrulamakta olup, talep edilen proses makinesi olan gelato yapıcının soğutma yükünü karşılayabildiği göstermiştir. Bu bütüncül yaklaşım, gıda endüstrisinde chiller sistemlerinin tasarımında hesaplama, simülasyon ve deneyin birlikte ele alınmasının önemini ortaya koymaktadır.

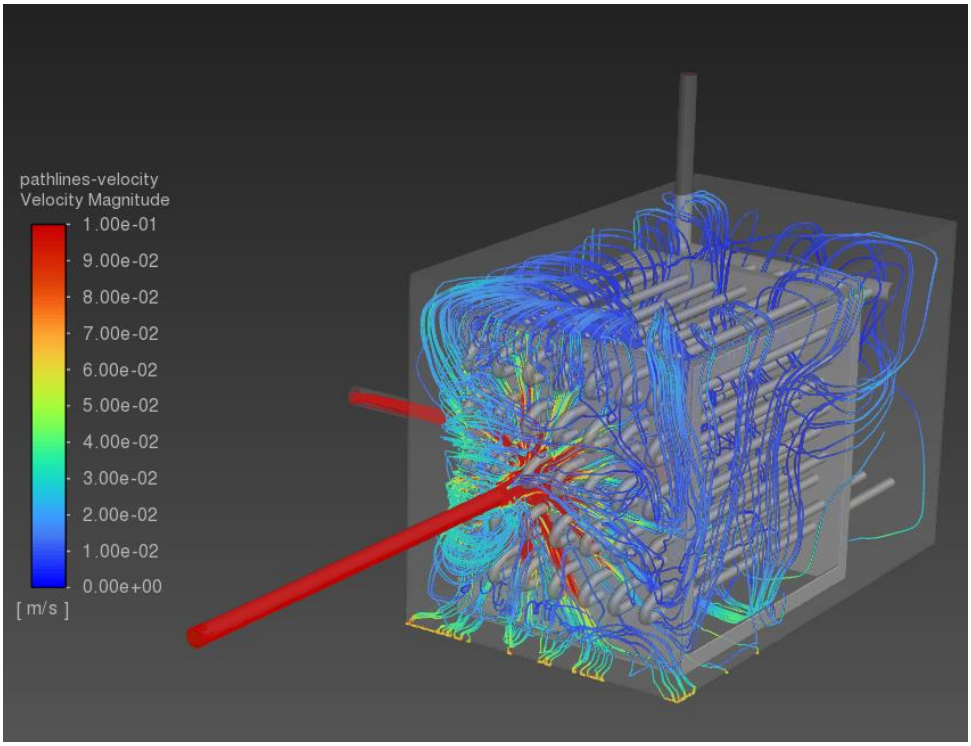
5.1. Su Tankı İçi Sıcaklık Katmanlaşması Durumu ve Çözüm Önerileri

Analizlerde elde edilen sıcaklık katmanlaşması, suyun proses edileceği makine için tehdit oluşturabilmektedir. Chillerin ölçüm sensörünün ölçtüğü sıcaklık, bastığı sıcaklıktan daha soğuk olması durumunda proses makinesinde yüksek basınçlar ve kompresör yüksek basınç hatalarına kadar problemlere yol açabilme potansiyeli oluşturmaktadır. Bu sebeple su tankı içi sıcaklıkların giderilmesi önem arz etmektedir.

Su tankı içinde daldırma tip evaporatör yerine shell tube evaporatör ile soğutulmuş su basılan sistemlerde hem ekstra sirkülasyon pompasının olmasının verdiği tank içi su

sirkülasyonu, hem de gerektiği durumlarda tank içi karıştırıcı yerleştirilebilmesi için su tankının içinin boş olması ekstra avantaj sağlamaktadır.

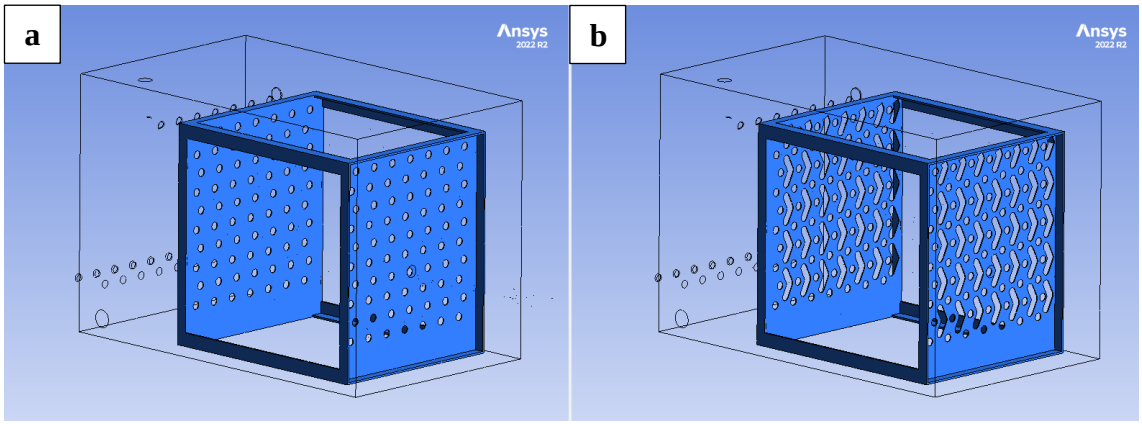
Ancak bu tezde çalışılan bir su tankı sistemi gibi su tankının içinde bulunan daldırma evaporatör sistemlerinde ekstra sirkülasyon pompasına ihtiyaç duyulmaması maliyet açısından avantaj olsa da su tankı içinde şekil 4.1'deki gibi bir sıcaklık katmanlaşmasına sebebiyet vermektedir.



Şekil 5.1. Orijinal Evaporatör Geometrisinde Su Tankı İçi Su Akış Hız Çizgileri

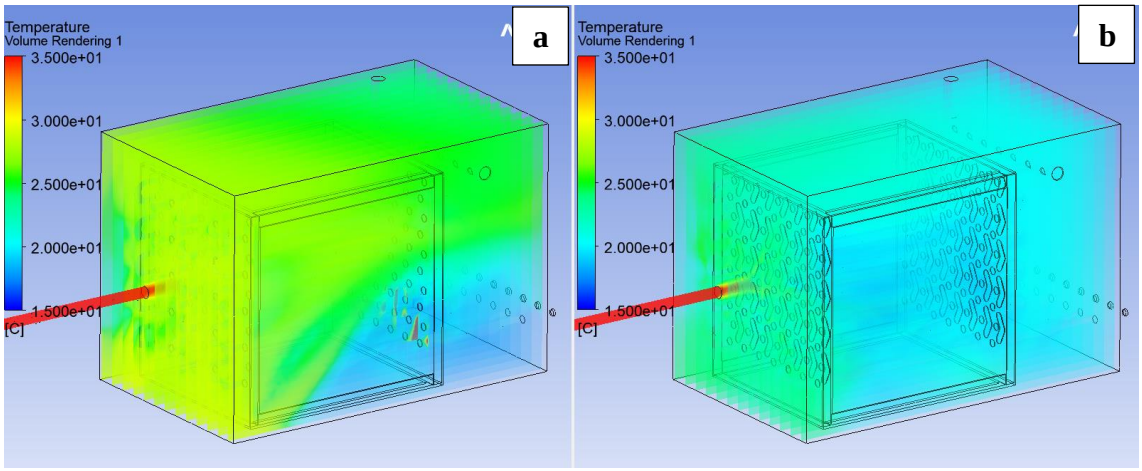
Şekil 5.1'de görüldüğü üzere tasarlanan sistemde kullanılmış olan orijinal çerçeveli daldırma tip evaporatörlü su tankı içi hız çizgilerinde, hızların tank içi genelinde oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bu durum, tank içi sıcaklık katmanlaşmasında önemli bir rol oynamaktadır.

Bu durumun potansiyel çözümü için ikinci bir CFD analizi yapılmıştır. Yapılan ikinci CFD analizinde evaporatör çerçevesinde şekil 5.2b'deki gibi bir geometri modellenmiştir. Burada evaporatör çerçevesinde boşluklar açılarak tanka giren sıcak suyun daha homojen bir şekilde iç hacme dağılması ve suyun girer girmez kapalı bir yüzeyle karşılaşmayıp tankı içi hızların artması hedeflenmiştir.



Şekil 5.2. Ansys SpaceClaim Programında Hazırlanan Chiller Daldırma Tip Evaporatör Çerçevesi **a)** Orijinal Çerçeve **b)** Revize Çerçeve

Bu geometrinin analizinde mesh metrikleri ve sınır koşulları ilk analiz ile aynı şekilde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.3. Ansys Fluent Post Process Programında Hazırlanan Chiller Su Tankı Sıcaklık Gradyanı **a)** Orijinal Çerçeveli Analiz **b)** Revize Çerçeveli Analiz

Şekil 5.3b'de görüldüğü gibi çerçeveye açılan ek boşluklar sayesinde tanka giren su direkt olarak düz kapalı bir çerçeve yüzeyi ile karşılaşmayıp eklenen boşluklardan geçerek daha homojen bir ısı transferi ile daha hızlı bir tank içi sirkülasyon elde edilmesi başarılmıştır.

Eklenen bu boşluklar ile yapılan analizden elde edilen sonuçlar, evaporatör tedarikçilerine gönderilerek benzer uygulamalarda uygun çerçeveli evaporatörler tedarik edilip daha homojen tank içi sıcaklıklar elde edilebilmesi ve ilerleyen çalışmalarda bu konu irdelenirken araştırmacılara ışık tutmaktadır.

5.2. Endüstriyel Soğutma Makinelerinde Kullanılan Gaz Seçimi

Bu çalışma kapsamında, endüstriyel soğutma sistemlerinde su tüketimini azaltmaya yönelik hava soğutmalı bir tasarım gerçekleştirilmiş ve sistemde soğutucu akışkan olarak, gıda endüstrisinde yaygın kullanımı ve termodinamik kararlılığı nedeniyle R404A tercih edilmiştir. Ancak, günümüz çevre politikaları ve F-Gaz yönetmelikleri, Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) yüksek olan sentetik soğutucu akışkanların kullanımını kademeli olarak sınırlandırmaktadır. R404A, 3922 gibi yüksek bir GWP değerine sahip olup, çevresel sürdürülebilirlik açısından uzun vadede dezavantaj oluşturmaktadır.

Gelecek çalışmalarda, bu tasarımın çevresel etkisini daha da minimize etmek amacıyla, R404A yerine doğal soğutucu akışkan olan R290 (Propan) kullanımının araştırılması önerilmektedir. R290, ihmal edilebilir düzeydeki GWP değeri (~3) ve sıfır Ozon Delme Potansiyeli (ODP) ile ekolojik açıdan üstün bir alternatiftir. Ayrıca R290, R404A'ya kıyasla daha yüksek gizli ısı kapasitesine ve daha düşük viskoziteye sahip olduğundan, sistemin enerji verimliliğini (COP) artırma potansiyeli taşımaktadır.

Bununla birlikte, R290 akışkanının A3 yanıcılık sınıfında olması nedeniyle, yapılacak gelecek tasarımlarda elektriksel bileşenlerin (kompresör, fan motorları vb.) ex-proof (patlamaya karşı korumalı) standartlara uygun seçilmesi ve sistemin şarj miktarının güvenlik limitleri dahilinde optimize edilmesi gerekmektedir. Bu dönüşüm, tasarlanan su tasarruflu chiller sistemini tam anlamıyla "yeşil teknoloji" sınıfına taşıyacak ve karbon ayak izini önemli ölçüde düşürecektir.

Bu tür çalışmalar, daha çevreci, enerji verimli ve sürdürülebilir endüstriyel chiller sistemlerinin geliştirilmesine katkı sağlayacaktır.

6. KAYNAKLAR

Arya, D. and Chavda, V. 2014. Comparative performance analysis of plate and shell-and-tube evaporators in a 5-ton water-cooled chiller system. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 4(7): 52-57.

ASHRAE. 2018. *ASHRAE Handbook: Refrigeration*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.

Bai, Y., Cicciotti, M. and Cecelja, F. 2011. CFD solution and experimental testing of buoyancy-driven convection caused by condensers immersed in a water tank. *Chemical Engineering Science*, 66(17): 3930-3937.

Bozer, Z. 2017. Endüstriyel soğutma sistemlerinde pompa-tesisat karakteristiğine bağlı enerji verimliliği analizi. *Uluslararası Enerji ve Uygulamaları Dergisi*, 2(3): 114-121.

Cai, W., Li, S., Xie, L. and Wang, Q. 2004. Model-based optimization for condenser water loop in large-scale HVAC systems. *Energy Conversion and Management*, 45(18-19): 2931-2947.

Cengel, Y.A. and Boles, M.A. 2015. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill Education, New York, 1024 p.

Chan, K.T. 2008. Energy performance of HVAC systems with variable condenser water flow and optimized fan–pump control. *Energy and Buildings*, 40(8): 1460-1468.

Chen, X., Zhao, Y. and Wang, Z. 2018. Investigation of condenser temperature and performance in air-cooled refrigeration systems. *Energy and Buildings*, 157: 316-327.

Choudhari, C.S. and Sapali, S.N. 2017. Performance investigation of natural refrigerant R290 as a substitute to R22 in refrigeration systems. *Energy Procedia*, 109: 346-352.

Dincer, I. 2003. *Refrigeration Systems and Applications*. John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, 600 p.

Facão, J. and Oliveira, A.C. 2004. Analysis of an air-cooled chiller with a variable speed compressor. *Applied Thermal Engineering*, 24(14-15): 2049-2059.

Fan, J. and Furbo, S. 2012. CFD simulation of thermal stratification in a solar hot water storage tank. *Solar Energy*, 86(6): 1639-1650.

Febiadisti, V., Suryaman, N. N., Santosa, A., Saepudin, A. ve Setiawan, A. 2025. The Use of R290 As a Replacement For R404A in Block Ice Machines. R.E.M. (Rekayasa Energi Manufaktur) Jurnal, 10(2): 105-114.

Ghorbani, Z., Zolfaghari, S.A. and Ajabshirchi, Y. 2021. Numerical analysis of the heat pump water heater with immersed helically coiled tubes. *Journal of Energy Storage*, 34: 102184.

Goud, B.S., Narasimha, M. and Reddy, K.V.K. 2015. CFD analysis of finned tube evaporators with different fin geometries and refrigerants. *International Journal of Scientific Engineering and Technology Research*, 4(21): 4153-4161.

Jiang, X., Li, S. and Zhang, H. 2016. Effects of condenser temperature on performance of air-cooled refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering*, 104: 66-74.

Krisital Endüstriyel, 2025. Krisital Endüstriyel Mutfak Çamaşırhane Makine Pazarlama San.Tic.A.Ş , Soğuk Oda Bölümü, Arge Departmanı, Organize Sanayi Bölgesi 1.kısım 2.cadde No:16 Döşemealtı Antalya

Koşan, M. 2023. Investigation of using low GWP Alternatives to replace R404A in the refrigeration system. International Journal of Energy Studies, 8(3): 453-464.

Moncho-Esteve, I.J., Gasque, M., González-Altozano, P. and Palau-Salvador, G. 2011. CFD analysis of the thermal stratification in a hot water storage tank. *Energy Conversion and Management*, 52(2): 1490-1496.

Özkol, N. 2016. Uygulamalı Soğutma Tekniği. MMO/115/9, 978-605-01-0822-4

Saraç, T. ve Ünaldı, M. 2024. R290 Refrigerant Performance in a Commercial Refrigerator. Çukurova University Journal of the Faculty of Engineering, 39(1): 157-166.

Selamat, N., Abdullah, M. and Yusof, M. 2019. CFD investigation of stratification and diffuser effects in chilled water storage tanks. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 56(1): 1-12.

Sztekler, K., Kalawa, W. and Mika, Ł. 2021. Numerical and experimental investigation of adsorption chiller components using CFD simulation. *Energies*, 14(6): 1573.

Wang, J., Liu, Y., Chen, Y. and Xu, X. 2020. Performance comparison of different chiller types under varying load conditions in metro station HVAC systems. *Applied Thermal Engineering*, 176: 115385.

Yaïci, W., Ghorab, M. and Entchev, E. 2013. 3D CFD study of the effect of inlet devices on the stratification in a solar hot water storage tank. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 44: 9-16.

Yu, F.W. and Chan, K.T. 2007. Part load efficiency of air-cooled centrifugal chillers. *Energy and Buildings*, 39(8): 959-967.

Zhang, L., Yu, X., Sun, P. and Li, H. 2022. Performance enhancement of medium-capacity screw chillers using two-stage compression with vapor injection. *Applied*

Sciences, 12(3): 1314.

Zurigat, Y.H. and Ghajar, A.J. 2002. Heat transfer and stratification in sensible heat storage systems. *Applied Energy*, 73(3-4): 261-276.

ÖZGEÇMİŞ



Timurcan KARAMAHMUTOĞLU

timurkmo@hotmail.com

ÖĞRENİM BİLGİLERİ

Yüksek Lisans 2022-2025	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya
Lisans 2017-2022	Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Antalya

MESLEKİ VE İDARİ GÖREVLER

Araştırma ve Geliştirme Uzmanı 2022-2026	Kristal Endüstriyel Mutfak Çamaşırhane Makine Pazarlama San. Ve Tic. A.Ş. Döşemealtı, OSB 1. Kısım, No:16, Antalya

ESERLER

Uluslararası hakemli dergilerde yayımlanan makaleler

1- Karamahmutoğlu, T., (2021). BICYCLE DISC BRAKE ROTOR TOPOLOGICAL OPTIMIZATION. Internatıonal Congress On Life, Health, And Social Sciences in 21st Century

2- Pala, B., Karamahmutoğlu, T., & Yüce, R. (2025). ENDÜSTRİYEL FIRINLARDA CFD ANALİZLERİ İLE HAVA PERDESİ TASARIMI. Akdeniz Mühendislik Dergisi, 3(2), 172-183.